



INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO PIAUÍ
CAMPUS TERESINA CENTRAL
CURSO ENGENHARIA MECÂNICA

DELANY RAMOS DE SOUSA

ANÁLISE DO CONFORTO TÉRMICO DA SALA A1-14 DO PRÉDIO A
DO IFPI, CAMPUS TERESINA CENTRAL

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica
do Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia do Piauí, em cumprimento às
exigências legais como requisito parcial à
obtenção do título de Engenheira Mecânica pelo
IFPI.

DELANY RAMOS DE SOUSA

**ANÁLISE DO CONFORTO TÉRMICO DA SALA A1-14 DO PRÉDIO A
DO IFPI, CAMPUS TERESINA CENTRAL**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica
do Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia do Piauí, em cumprimento às
exigências legais como requisito parcial à
obtenção do título de Engenheira Mecânica pelo
IFPI.

TERESINA

2023

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD

Sousa, Delany Ramos de

S725a Análise do conforto térmico da sala A1-14 do prédio do IFPI, Campus
Teresina Central / Delany Ramos de Sousa. - 2023.
66 f.: il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica)
- Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí, Campus
Teresina Central, 2023.

Orientador : Prof Me. Edilson Rocha de Sousa.

1. Carga térmica. 2. Condicionamento de ar. 3. Eficiência energética.

I. Título.

CDD - 620

Elaborado por Tanize Maria Sales CRB 3/1024

DELANY RAMOS DE SOUSA

**ANÁLISE DO CONFORTO TÉRMICO DA SALA A1-14 DO PRÉDIO A
DO IFPI, CAMPUS TERESINA CENTRAL**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso Engenharia Mecânica do
Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia do Piauí, em cumprimento às
exigências legais como requisito parcial à
obtenção do título de Engenheira Mecânica pelo
IFPI.

Trabalho de Conclusão de Curso, aprovado (a) em 31 / 05 / 2023 pela seguinte
Banca Examinadora:

Msc. Em Engenharia de Produção Edilson Rocha de Sousa – Orientador
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí

Dr. Edilson Marinho da Silva Junior - Coorientador
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Norte

Vilson Ribamar Rego
Examinador

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí

Jose Matias Ferreira Filho
Examinador

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus Pai, Filho e Espírito Santo por me sustentar até aqui. Ter mil motivos para desistir, não significa desistir, mas tentar apesar dos obstáculos!

Agradeço ao meu esposo Rômulo Tavares, por ter sido o meu maior incentivador, pela paciência e por não me deixar desistir. Ao meu filho, minha benção que foi a maior superação e troféu para chegar até aqui, Anthony Levi!

Gratidão a minha mãe, ao meu pai (in memorian) e às minhas irmãs: Lourdes, Valmir, Danúbia, Danielle e Andressa, vocês são a minha base, amo vocês!

Aos amigos e companheiros da Engenharia Mecânica que levarei sempre no coração.

À equipe Napne, às intérpretes e amigas maravilhosas que sempre me apoiaram!

Aos mestres da Engenharia, em especial, ao Edilson Sousa e Edivaldo Feitosa pela parceria e disposição em ajudar e ensinar. Ao coordenador do curso Janiel Fontenele. Ao amigo da engenharia, mestre e incentivador Edilson Marinho por todo apoio sempre e estar disposto a ajudar, por todo altruísmo.

À equipe da engenharia do Ifpi, em especial ao Luan, por ser tão atencioso e por seu trabalho magnífico!

Gratidão à família Ebenézer!

Enfim, a todos que acreditaram em mim e torceram para eu chegar até aqui! Muito obrigada!

Resumo

O cálculo de carga térmica, seguindo as diretrizes de normas técnicas, é de vital importância para o projeto de condicionamento de ar. Pensando nisso, a estimativa de carga térmica em prédios industriais, empresariais, comerciais ou escolares, vem como ferramenta essencial para se obter tanto um bom conforto térmico dos ocupantes, quanto uma otimização na eficiência energética. Assim, este trabalho, com o auxílio das normas NRB 16401/2008 e NBR 5858, visa a elaboração do cálculo de cargas térmicas em instalações do prédio A, especificamente na sala A1-14, localizada no IFPI campus Teresina Central. Foram verificadas as seguintes observações: o tipo de atividades exercidas na sala, a quantidade de pessoas que ocupam tais ambientes, quais equipamentos utilizados por elas, alguns dados sobre as estruturas das salas, tais como tipo de alvenaria, o dimensionamento (área e perímetro) de paredes, portas, janelas. No caso das janelas também foi verificado qual o tipo de proteção, para que com base na NBR 16401/2008 possamos fazer uma verificação da carga térmica instalada, a fim de comparar as cargas térmicas teóricas com as especificações dos dispositivos de climatização instalados nas salas do edifício e assim sugerir os equipamentos ideais e apropriados para melhor eficiência energética.

Palavras-chave: carga térmica; condicionamento de ar; eficiência energética.

Abstract

O The thermal load calculation, following the guidelines of technical standards, is of vital importance for the air conditioning project. With that in mind, estimating the thermal load in industrial, business, commercial or school buildings is an essential tool to obtain both good thermal comfort for the occupants and optimization of energy efficiency. Thus, this work, with the aid of the NRB 16401/2008 and NBR 5858 standards, aims at the elaboration of the calculation of thermal loads in installations of building A, specifically in room A1-14, located in the IFPI campus Teresina Central. The following observations were verified: the type of activities carried out in the room, the number of people who occupy such environments, what equipment they use, some data on the structures of the rooms, such as the type of masonry, the sizing (area and perimeter) of walls, doors, windows. In the case of windows, the type of protection was also verified, so that based on NBR 16401/2008 we can verify the installed thermal load, in order to compare the theoretical thermal loads with the specifications of the air conditioning devices installed in the rooms of the building and thus suggest the ideal and appropriate equipment for better energy efficiency.

Keywords: thermal load; a conditioning; energy efficiency.

Lista de figuras

Figura 1 Diagrama P-V do ciclo de Carnot	14
Figura 2 Ciclo de compressão de vapor	15
Figura 3 Sistema de climatização de zona simples	16
Figura 4 Circuito de refrigeração de um aparelho de ar condicionado de janela	16
Figura 5 Sistema de condicionamento de ar com condensação remoto	17
Figura 6 Bancada didática de condicionador tipo split	17
Figura 7 Esquema de um sistema fan-coil/chiller	18
Figura 8 Trocas térmicas do homem com o seu meio	19
Figura 9 Modos de transferência de calor	20
Figura 10 Associação da transferência de calor por condução à difusão de energia	20
Figura 11 Ilustração das trocas por convecção sobre uma superfície	21
Figura 12 Trocas de calor entre duas superfícies por radiação	21
Figura 13 Ciclo ideal por refrigeração à vapor	22
Figura 14 Transferência de calor numa parede em uma direção	23
Figura 15 Entrada do Prédio A	36
Figura 16 Imagem Via Satélite do Prédio do IFPI	37
Figura 17 Sala A1-14	38
Figura 18 Croqui da Sala A1-14	38
Figura 19 Modelo de janelas	39
Figura 20 Modelo de paredes externas	42
Figura 21 Porta da Sala A1-14	42
Figura 22 Dimensão da sala A1-14	43
Figura 23 Modelo de telhado	45

Tabela 1 Coeficiente de película de uma parede plana	24
Tabela 2 Condições severas de ensaio para Refrigeração	34
Tabela 3 Calor através da irradiação em janelas	40
Tabela 4 Áreas das paredes, porta, janelas e teto	43
Tabela 5 Índice de temperatura para a cidade de Teresina	44
Tabela 6 Calor transferido através de paredes opacas	44
Tabela 7 Calor transferido através do telhado	45
Tabela 9 Calor por iluminação	47
Tabela 10 Calor por infiltração	48
Tabela 11 Calor por ventilação com vazão mínima aceitável	49
Tabela 12 Tabela em watts com vazão mínima necessária	49
Tabela 13 Carga Térmica Total em Watts e BTU	49
Tabela 14 Contribuição de cada fonte de calor na carga térmica total	49
Tabela 15 Cálculo de carga térmica pela norma 5858	50
Tabela 16 Comparação das Cargas Térmicas da sala A1-14	51

Lista de abreviaturas e siglas

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

ANVISA – Agência Nacional de Vigilância Sanitária

BTU – *British Thermal Unit*

IFPI – Instituto Federal do Piauí

INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia

NBR – Norma Brasileira

TBS – Temperatura de bulbo seco

TBU – Temperatura de bulbo úmido

UR – Umidade relativa

CO₂ - Gás carbônico

OMS- Organização Mundial da Saúde

Q_s - Calor Sensível

Q_l - Calor Latente

F_s- Fator de calor sensível

F_l - Fator de calor latente

Q_L Calor Latente

V_{ef}- Vazão eficaz

F_p- Vazão por pessoa

F_a- Vazão por área útil

P_z - Número máximo de pessoas na zona de ventilação

A_z - Área útil ocupada pelas pessoas

V_z- Vazão de ar exterior

E_z- Eficiência da distribuição de ar na zona

Sumário

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	OBJETIVO GERAL	12
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	12
2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	13
2.1	PRINCÍPIOS DE REFRIGERAÇÃO	13
2.1.1	Aplicação	13
2.1.2	Sistemas de Refrigeração	15
2.1.3	Sistemas de Climatização	15
2.1.4	Condicionador de Ar de Janela	16
2.1.5	Condicionador Tipo Self-contained	17
2.1.6	Sistema tipo split	17
2.1.7	Sistema tipo Fan-coil/chiller	18
2.2	CONFORTO TÉRMICO	18
2.3	TRANSFERÊNCIA DE CALOR	19
2.3.1	Condução	20
2.3.2	Convecção	20
2.3.3	Radiação	21
2.4	CONDICIONADOR DE AR	22
2.4.1	Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor	22
2.5	RESISTÊNCIA TÉRMICA DAS PAREDES	23
2.5.1	Coefficiente global de transmissão de calor (U)	24
2.5.2	Transmissão de calor por condução (Qc)	25
2.5.3	Processo de condicionamento de ar	25
2.5.4	Condicionamento de Ar	26
2.6	RESOLUÇÃO DA ANVISA 176/00	26
2.7	CARGA TÉRMICA ABNT 16401/2008	27
2.7.1	Aplicação	27
2.7.2	Cálculo de Carga Térmica	27

2.7.3	Condições de conforto	29
2.7.4	Qualidade do ar interior	31
2.7.5	Qualidade do Ar em ambientes climatizados artificialmente	32
2.8	NBR 5858	33
2.8.1	Definições	34
2.8.2	Cálculo simplificado de Carga Térmica	34
3	METODOLOGIA	36
3.1	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	39
3.1.1	Carga térmica de insolação em janelas	39
3.1.2	Carga térmica de condução em paredes	41
3.2	CARGA TÉRMICA NO TELHADO	45
3.3	CALOR POR OCUPAÇÃO	45
3.4	CALOR POR ILUMINAÇÃO	46
3.5	CALOR POR EQUIPAMENTOS	47
3.6	CALOR POR RENOVAÇÃO DE AR	47
3.7	CARGA TÉRMICA TOTAL	49
3.8	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA PELA ABNT 5858: 1983	50
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	51
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	52
6	REFERÊNCIAS	53
	ANEXO A – TABELAS USADAS PARA O CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA	54
	APÊNDICE B – PLANTA BAIXA DO ANEXO COM A SALA A1-14	63



1 Introdução

Sabemos que o homem tem uma melhor condição de vida e saúde quando seu organismo funciona sem ser condicionado a um ambiente de estresse ou fadiga, com uma boa qualidade do ar. O tempo que as pessoas passam em um ambiente fechado é contínuo, por isso, é importante avaliar a qualidade desse ambiente de tal forma que ele favoreça condições térmicas plausíveis ao conforto térmico, independente das condições externas. Para que esse conforto seja ideal, é necessário a instalação de equipamentos adequados e o cálculo de carga térmica do ambiente a ser analisado e climatizado.

“conforto térmico é o estado mental que expressa a satisfação do homem com o ambiente que o circula” ASHRAE.

O conforto térmico analisa e estabelece condições para avaliar o ambiente, as pessoas e as atividades nele realizadas, Gomes (2003). Em pesquisa recente da Organização Pan-Americana da saúde revelou-se que quase toda a população do mundo (99%) respira ar que excede os limites de qualidade recomendados pela Organização Mundial da Saúde (OMS-2022). Especificando ainda mais os problemas relacionados a condições de ar em ambientes fechados, um fator importante a considerar é a síndrome do edifício doente, que segundo a OMS são doenças causadas pela poluição do ar e partículas químicas em prédios fechados, o que agrava ainda mais em tempos de pandemia com a COVID-19.

Uma consideração a fazer é o desperdício de energia gerado por um sistema hiper dimensionado, que terá que manter por mais tempo sua unidade de refrigeração ligada até atingir a temperatura ideal. Dependendo do subdimensionamento a máquina ficará o tempo todo acionada, acarretando um alto consumo de energia elétrica, além de requerer mais manutenção e reduzir sua vida útil (SILVA; SILVA, 2007).

Com base nisso foi elaborado uma pesquisa nas instalações do IFPI, onde foi verificado qual o tipo de atividade exercida em cada sala, a quantidade de pessoas que ocupam tais ambientes, quais equipamentos utilizados por elas e também alguns dados sobre as estruturas das salas, tais como tipo de alvenaria, o dimensionamento (área e perímetro) de paredes, portas e janelas e no caso das janelas também foi verificado qual o tipo de proteção, para que com base na NBR 16401/2008 possamos fazer uma verificação da carga térmica instalada. Foram feitos e comparados os cálculos de Cargas Térmicas das Normas NBR 5858 e NBR 16401-1/2008.

A NBR 16401-1/2008 é dividida em três partes e ao longo deste trabalho iremos nos aprofundar um pouco melhor nelas. Também serão discutidos a eficiência energética e a transferência de calor.



1.1 Objetivo geral

Elaborar, com o auxílio da norma vigente para cálculo de cargas térmicas NBR 16401/2008, o cálculo de cargas térmicas das instalações da sala de aula A1-14, localizada no prédio A do campus Teresina Central e averiguar se estão dentro dos padrões da norma, sugerindo mudanças necessárias.

1.2 Objetivos específicos

Efetuar o cálculo da carga térmica com base na norma vigente para o cálculo de carga térmica NBR 16401 e posteriormente fazer um comparativo com a norma antiga NBR 5858, por fim, fazer um arranjo físico dos equipamentos instalados, caso houver, e especificar um novo equipamento, se necessário, para que possa atender às especificações exigidas pela norma.



2 Fundamentos teóricos

2.1 Princípios de Refrigeração

2.1.1 Aplicação

Creder (2004), afirma sobre o conceito de refrigeração como um sistema que mantém a temperatura mais baixa que a da vizinhança, o calor penetra no recinto, por diferença de temperatura, e uma determinada quantidade de calor deve ser retirada do sistema para a manutenção da temperatura ideal. Condicionar o ar em um ambiente fechado significa submetê-lo a certas condições, independente das características exteriores, que sejam compatíveis com a instalação. Esse condicionamento do ar se dá para o conforto, melhoria de desempenho e durabilidade dos equipamentos.

Silva Jesué (2004), diz que refrigeração é o nome dado ao processo de remoção do calor de um determinado meio e a manutenção desta condição por meios mecânicos ou naturais, como a conservação de alimentos e a climatização. A refrigeração e o ar-condicionado baseiam-se na utilização direta de componentes que funcionam a partir de princípios físicos no comportamento térmico das substâncias e fenômenos da transferência de calor.

Bergman e Lavine (2008), usam uma definição simples, mas geral, sobre a transferência de calor como a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura no espaço. Sempre que houver diferenças de temperatura em um meio ou entre meios, haverá transferência de calor. Nessa Transferência de calor, a energia total de um sistema é conservada, através da primeira lei da termodinâmica, sendo que a única forma que essa quantidade de energia em um sistema pode mudar, é se a energia cruzar sua fronteira.

Na Primeira Lei da Termodinâmica, quando uma energia é transferida ou transformada em qualquer outra forma, a energia total final é igual a energia inicial, precisa-se conhecer a energia adicionada ao sistema que será igual a diferença entre a energia final e a energia original do sistema. O fluxo natural da energia é do maior potencial para o menor, sendo os refrigeradores os responsáveis para que um sistema permita transferir calor de um ambiente de menor temperatura para um meio de maior temperatura.

De acordo com os estudos de Mário José (2005), a Segunda Lei da Termodinâmica foi introduzida por Clausius e por Kelvin a partir das ideias de Carnot e se refere à operação de máquinas térmicas e a processos cíclicos. Kelvin diz que é impossível construir uma máquina térmica que converta todo o calor recebido em trabalho, Clausius afirma que é impossível construir um aparelho refrigerador sem o consumo de trabalho, tendo como único resultado a transferência de calor de um corpo mais frio para um mais quente.

A segunda lei da termodinâmica se constitui em três partes, a primeira nas definições de temperatura e entropia, a segunda no princípio da máxima entropia, sendo que as duas

partes referem-se somente a estados de equilíbrio e são representadas pelo princípio de Carnot e pelo princípio de Clausius-Gibbs. A terceira parte da Lei da Termodinâmica trata da evolução dos sistemas termodinâmicos e do crescimento da entropia em processos irreversíveis e espontâneos.

Para Boles e Çengel (2006), os refrigeradores, como as máquinas térmicas, são cíclicos e o fluido de trabalho no ciclo de refrigeração é chamado de refrigerante. Os refrigeradores, cujos espaços a se refrigerar são salas ou edifícios, são chamados de aparelhos de condicionamento de ar, popularmente chamados de aparelhos de ar condicionado. Para eles, é impossível para qualquer dispositivo que opera em um ciclo receber calor de um único reservatório e produzir uma quantidade líquida de trabalho.

A Segunda lei da Termodinâmica é usada para definir os limites teóricos para desempenho de sistemas como refrigeradores e máquinas térmicas. O conceito de reversibilidade, onde um processo pode ser revertido sem deixar qualquer vestígio no ambiente, restaurando o sistema ao seu estado inicial, permite comparar o desempenho de diferentes dispositivos destinados à mesma tarefa com base em suas eficiências. Quanto melhor o projeto, menores serão as irreversibilidades e mais alta será a eficiência, como os processos precisam ser reversíveis e o ciclo da máquina térmica de Carnot é um ciclo totalmente reversível e o mais conhecido em máquinas térmicas, pode ser usado para sistemas de refrigeração, se invertido o sentido.

O Ciclo de Carnot é composto por quatro processos reversíveis e pode ser executado por um sistema aberto com escoamento em regime permanente ou por um sistema fechado.

- Expansão isotérmica reversível (processo 1-2, $T_Q = \text{constante}$);
- Expansão adiabática reversível (processos 2-3, a temperatura cai de T_Q para T_F);
- Compressão isotérmica reversível (processo 3-4, $T_F = \text{constante}$);
- Compressão adiabática reversível (processo 4-1, a temperatura se eleva de T_F para T_Q).

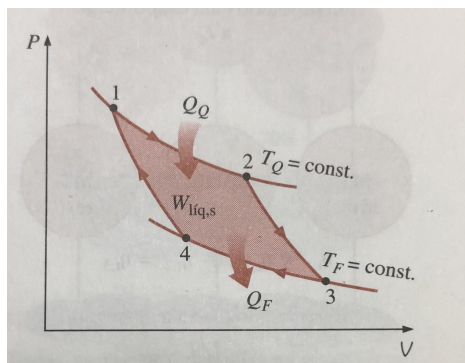


Figura 1- Diagrama P-V ciclo de Carnot

Fonte: adaptado de Çengel Yunus (2006)

2.1.2 Sistemas de Refrigeração

Silva (2004), fala que a área da refrigeração passou a ocupar os mais diversos campos devido seu crescimento e suas aplicações se classificam nas seguintes categorias: domésticas, comerciais, industriais, para transporte e para condicionamento de ar. Os principais sistemas de refrigeração são: Sistema de Compressão de Vapor, Sistema de Refrigeração por Absorção e Refrigeração Termoelétrica.

Para entender a lógica de funcionamento desses principais Sistemas, pode-se estudar o funcionamento de um refrigerador doméstico ou Sistema de Compressão de Vapor.

O Sistema de Compressão de Vapor funciona a partir dos conceitos de calor e trabalho, usando um fluido refrigerante. O fluido refrigerante retira calor de um meio, circulando dentro de um circuito fechado, enquanto se vaporiza a uma baixa pressão. Ele retira energia do meio interno refrigerado, entrando no evaporador a baixa pressão, na forma de mistura de líquido mais vapor. O vapor é comprimido e bombeado ao entrar no compressor, tornando-se vapor superaquecido e indo em direção para o condensador que tem a função de liberar a energia e a resultante do trabalho de compressão para o meio exterior. O fluido passa do estado de superaquecido para líquido (condensação), ao liberar energia, e entra no dispositivo de expansão, local onde tem sua pressão reduzida para reingressar no evaporador e repetir novamente o ciclo.

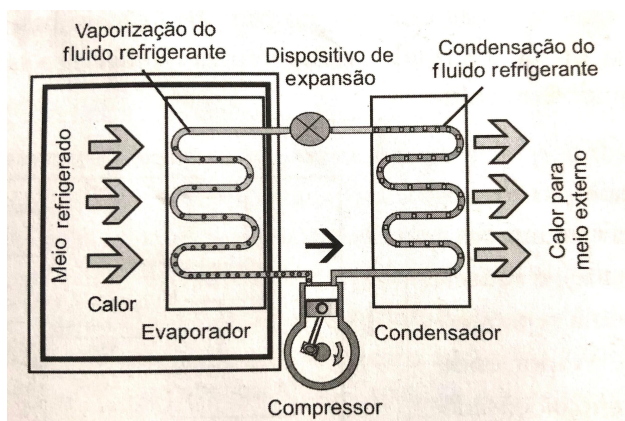


Figura 2- Ciclo de compressão de vapor

Fonte: adaptado do Silva, Jesué Graciliano (2004)

2.1.3 Sistemas de Climatização

Para Silva (2004), climatizar o ambiente é tratar o ar em recintos fechados, controlando a temperatura, umidade, pureza para que o ambiente se torne mais confortável. Para isso, o ar é colocado em ambiente fechado com movimento contínuo, passando por dispositivos capazes de controlar temperatura e umidade.

Existem diversos sistemas de distribuição de ar, como o sistema de distribuição de zonas múltiplas, condicionamento de diversas salas com controles individuais e o sistema de distribuição de zona única atendendo a apenas um recinto como uma sala de aula, por

exemplo.

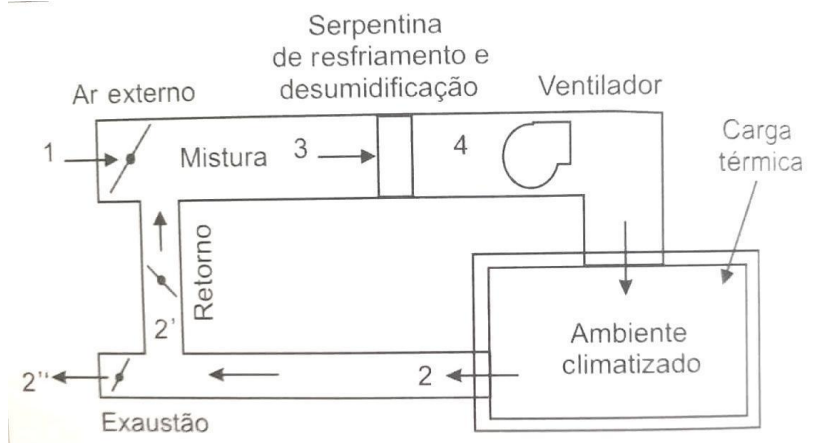


Figura 3- Sistema de climatização de zona simples

Fonte: adaptado do Silva, Jesué Graciliano (2004)

Os diversos tipos de sistemas e aplicações que são: sistema de expansão direta com condensação de ar acoplado, sistema de expansão direta com condensação a ar remota, sistema de expansão direta com condensação a água, sistema de expansão indireta com condensação de ar acoplado, sistema de expansão indireta com condensação a ar remota, sistema de expansão indireta com condensação a água.

E os principais sistemas no mercado de refrigeração e condicionamento de ar, trataremos a seguir.

2.1.4 Condicionador de Ar de janela

São instalados em janelas ou em paredes com altura de 1,60 m, capacidade de resfriamento na variação de 0,5 a 3,0 TR e resfriados a ar.

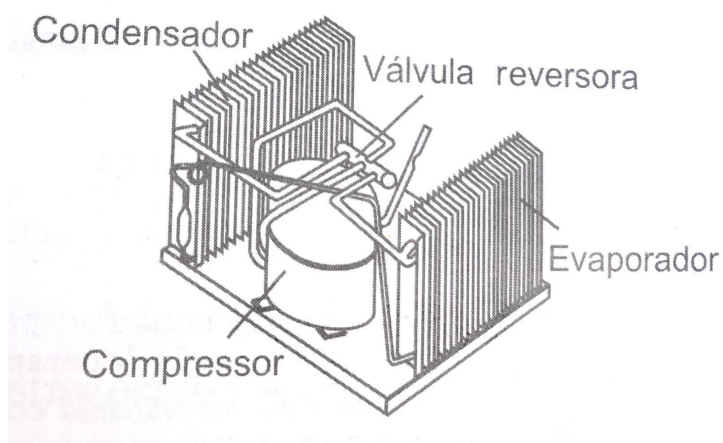


Figura 4- Circuito de refrigeração de um aparelho de ar condicionado de janela

Fonte: adaptado do Silva, Jesué Graciliano (2004)

Esse sistema possui um ciclo reverso, o condensador opera como evaporador no inverno e como bomba de calor para o aquecimento.

2.1.5 Condicionador Tipo Self-contained

Esses condicionadores são para uso doméstico ou comerciais com condensação a ar ou água. Atendem a lojas, restaurantes, centros de computação, edifícios industriais, bancos, grandes residências.

Na condensação a ar acoplado, utiliza ventilador centrífugo para movimentação do ar nas aletas do condensador e retira calor do fluido refrigerante. Na condensação a ar remoto, a unidade evaporadora é instalada próximo ou no próprio local e o condensador na área externa, como demonstrado na figura.

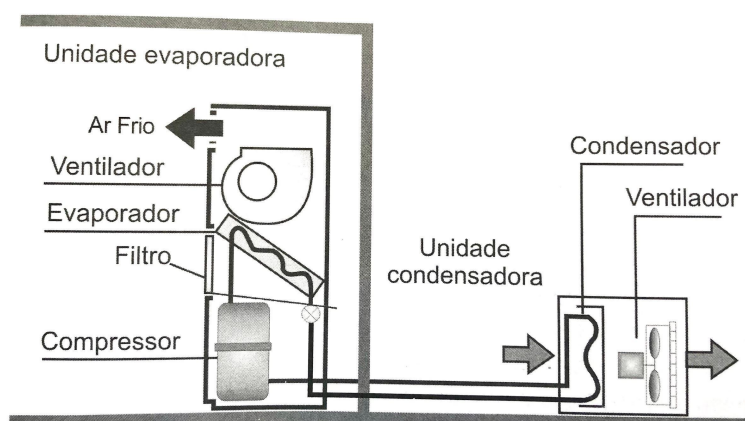


Figura 5- Sistema de condicionamento de ar com condensação remoto

Fonte: adaptado do Silva, Jesué Graciliano (2004)

Esse condicionador de ar com condensação a água para funcionar, precisa de uma torre para resfriamento da água.

2.1.6 Sistemas tipo Splits

Os splits funcionam com baixo ruído e são totalmente adaptáveis ao ambiente, já que o compressor fica na parte externa junto ao condensador. Pode ser colocado no piso, no teto ou embutido no forro.

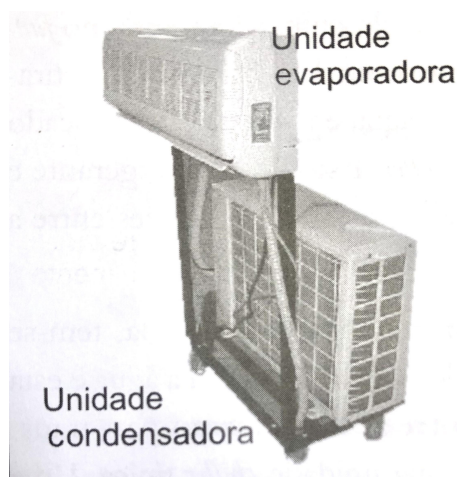


Figura 6- Bancada didática de condicionador tipo split

Fonte: adaptado do Silva, Jesué Graciliano (2004)

Na parte externa, o evaporador é conectado por tubulações de cobre aos sistemas de compressão e condensação.

2.1.7 Sistemas tipo Fan-coil/chiller

É um sistema de expansão indireta com condensação a água ou a ar. O ambiente climatizado troca calor com um equipamento composto por uma serpentina e um ventilador.

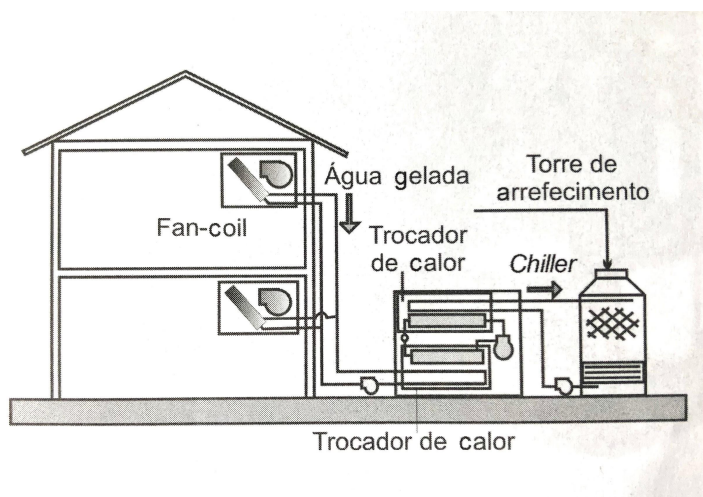


Figura 7- Esquema de um sistema fan-coil/chiller

Fonte: adaptado do Silva, Jesué Graciliano (2004)

Pela serpentina tem-se água fria circulando que entra no fan-coil a um diferencial de temperatura descrito de acordo com cada projeto. O calor retirado é trocado com o fluido refrigerante no evaporador de chiller.

2.2 Conforto Térmico

Segundo Ashrae (1997), o conforto térmico reflete a satisfação com o ambiente térmico que envolve uma pessoa e depende de aspectos biológicos, físicos e emocionais de cada indivíduo. O conforto térmico determina as condições ambientais de modo que atenda o maior número de pessoas ao mesmo tempo.

As trocas de calor do corpo humano com o meio exterior funcionam da seguinte forma: o calor gerado pelo metabolismo é liberado para o meio externo a fim de manter a temperatura corporal interna constante, já que esse corpo perde calor em forma de suor, respiração, radiação e convecção.

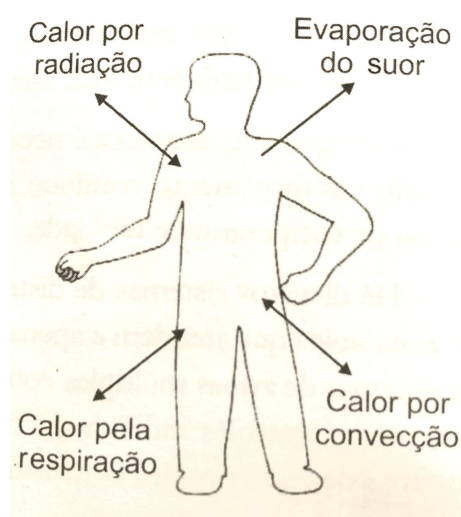


Figura 8- Trocas térmicas do homem com o seu meio

Fonte: adaptado do Çengel, Yunus A. (2006)

Fanger (1970), diz que as variáveis individuais e ambientais são fatores que afetam a sensação de conforto térmico, sendo as principais variáveis individuais relacionadas ao tipo de atividade e o vestuário. Já as ambientais relacionam-se a temperatura de bulbo seco do ar, temperatura média, velocidade relativa do ar e umidade relativa do ar.

Silva (2004), afirma que a transferência de calor pelo corpo afeta a sensação de conforto do indivíduo e pode ser realizada de quatro maneiras diferentes que são : evaporação, radiação, convecção e condução. Perdas de calor por evaporação ocorrem pela exalação de vapor d'água dos pulmões, pela perspiração insensível e pelo suor. A perspiração é uma consequência da filtração dos líquidos do corpo pela pele que formam gotas na superfície epidérmica. A perda de calor por radiação dar-se-á se a temperatura média da superfície for maior do que a das superfícies vizinhas, o valor médio é influenciado pelo tipo de roupa usada e pela superfície exposta do corpo. Por convecção, o corpo perde calor se a sua temperatura média superficial excede a temperatura de bulbo seco e por condução, pura e simples, usualmente é desprezada, já que a área do corpo em contato com alguma superfície é muito pequena e ocorre em espaços de tempo muito curtos.

2.3 Transferência de Calor

Lavine (2008) define transferência de calor como a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura no espaço, quando há diferença de temperaturas em um meio ou entre meios. Os processos de transferência de calor por modos são: condução, gradiente de temperatura em meio estacionário, sendo um sólido ou fluido que ocorrerá através do meio; a convecção é a transferência de calor que ocorrerá entre uma superfície e um fluido a diferentes temperaturas; radiação, na ausência de um meio, há transferência de calor líquida.

A seguir, na imagem, os três tipos de trocas de calor possíveis.

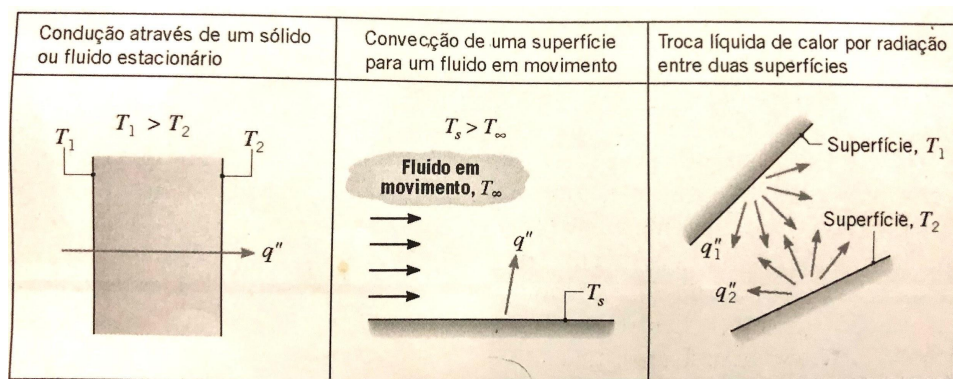


Figura 9- Modos de transferência de calor

Fonte: adaptado de Incropera, Dewitt, Bergman, Lavine. (2008)

2.3.1 Condução

É a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas. Considerando um gás, sem movimento global ou macroscópico, ele pode ocupar o espaço entre duas superfícies a diferentes temperaturas e associando a temperatura em qualquer ponto à energia das moléculas do gás nas proximidades do ponto, essa energia faz parte do movimento aleatório de translação e os movimentos internos de rotação e vibração das moléculas.

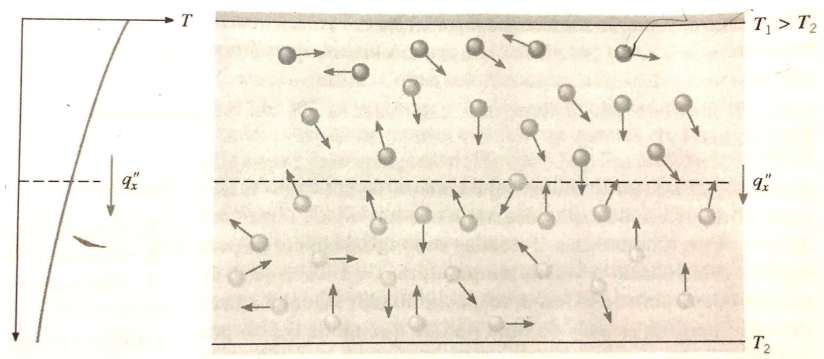


Figura 10- Associação da transferência de calor por condução à difusão de energia

Fonte: adaptado de Incropera, Dewitt, Bergman, Lavine (2008)

2.3.2 Convecção

Na convecção, além da transferência devido ao movimento molecular de energia (difusão), a energia também é transferida através do movimento global ou macroscópico do fluido. Esse movimento global do fluido, é quando as moléculas mantêm seus movimentos aleatórios e a transferência de calor é devido a superposição do transporte de energia por esse movimento aleatório. É o contato entre o fluido em movimento e uma superfície, a diferentes temperaturas.

Silva (2004), a convecção ocorre em fluidos (líquidos e gases) e na superposição de dois mecanismos distintos: difusão de energia entre as moléculas e a movimentação destas

moléculas. Nesses fluidos, as moléculas podem mudar livremente de lugar no espaço e recebem energia térmica por difusão, ocorre o choque entre as moléculas mais superficiais em ambientes sólidos e as moléculas dos fluidos coladas às placas.

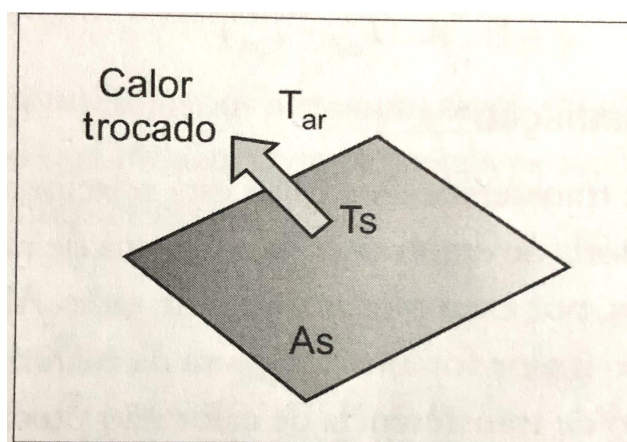


Figura 11- Ilustração das trocas por convecção sobre uma superfície
 Fonte: adaptado de Silva, Jesué (2004)

2.3.3 Radiação

Está relacionado com a propriedade que tem toda matéria de emitir energia na forma de radiação (ondas eletromagnéticas). A energia é maior quanto maior for a temperatura da matéria e não precisa de um meio material para se realizar, como a energia do sol, por exemplo. No espaço entre o sol e a terra, não existe matéria (vácuo).

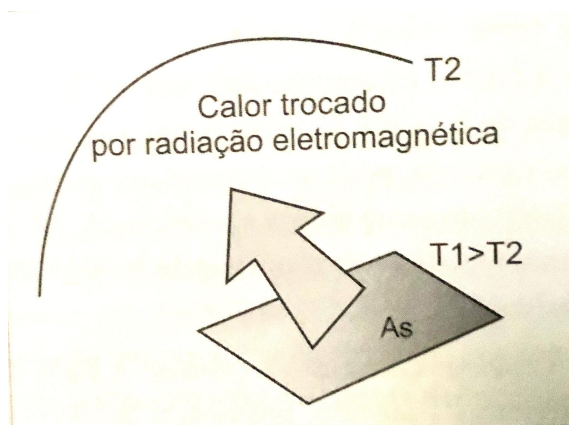


Figura 12- Trocas de calor entre duas superfícies por radiação
 Fonte: adaptado de Silva, Jesué (2004)

Esta transferência de energia (calor) se dá por meio de ondas eletromagnéticas (radiação).

2.4 Condicionador de Ar

2.4.1 Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

Na 7ª edição do livro de termodinâmica Yunus Çengel (2013) é mostrado o diagrama T-s e o esquema de funcionamento em um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor e as seguintes características:

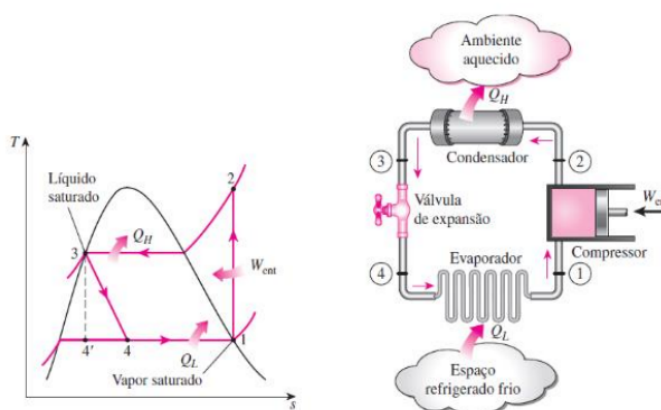


Figura 13 - Ciclo ideal por refrigeração à vapor
Fonte: adaptado de Çengel (2013)

1-2 Compressão isentrópica

2-3 Retirada de calor do ambiente com pressão constante

3-4 Expansão na válvula capilar

4-1 Evaporação a pressão constante

No ciclo ideal o fluido entra no compressor em forma de vapor saturado em 1, com a pressão e temperatura mais alta, logo após, entra no condensador 2 na forma de vapor superaquecido dissipando calor ambiente, seguindo para uma válvula de expansão em 3 como líquido saturado à alta pressão, fazendo com que o volume do líquido aumente, baixando sua pressão. Segue para o evaporador em 4 como vapor saturado, onde retira calor para o ambiente e recomeça todo o ciclo.

No diagrama também é possível ver o estágio 4', esse tipo de esquema sugere uma substituição da válvula de expansão por uma turbina isentrópica, o que implicaria em uma melhora na refrigeração do ciclo. Vale salientar que, por se tratar de um ciclo ideal, não é considerada nenhuma perda de fluido ou entrada de líquido dentro do compressor.

2.5 Resistência térmica das paredes

Na condução de calor permanente através das paredes de uma casa num dia de inverno, o calor é continuamente perdido para o exterior através da parede. O calor através da parede é transferido no sentido normal à sua superfície e não ocorre essa transferência em outras direções.

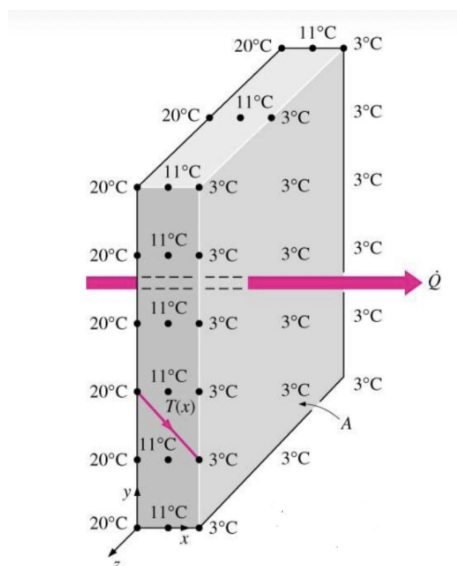


Figura 14- Transferência de calor numa parede em uma direção

Fonte: adaptado de Monteiro (2003)

Há ainda o encontro de paredes planas que são várias camadas de superfícies diferentes, o conceito de resistência térmica pode ainda ser utilizado para determinar a taxa de calor permanente através das paredes compostas.

Assim, podemos definir resistência térmica das paredes como sendo a razão do comprimento de uma parede por sua área, multiplicada por um coeficiente de condutividade k .

$$R_T = \frac{L}{A \cdot k}$$

R_T = resistência térmica

L = comprimento da parede

A = área da parede

k = coeficiente de condutividade.

Numa parede plana existe um fator que também será importante para o cálculo, são os fluidos presentes em cada extremidade da parede, o chamado coeficiente de película (h) que pode ser, por exemplo, o fluido de ar escoando por cada lado da parede. Para melhor determinar o coeficiente de película para refrigeração segundo a norma, segue a tabela abaixo:

TABELA 1 COEFICIENTE DE PELÍCULA DE UMA PAREDE PLANA

Estado do Ar	Kcal/ h.m ² .°C
Ar parado	8,1
Ar em movimento (3,3 m/s)	19,5
Ar em movimento (6,7 m/s)	34,07

Assim para nosso cálculo usaremos a seguinte equação

$$R_T = \frac{1}{h_e} + \frac{L}{A.k} + \frac{1}{h_i}$$

Onde h_e e h_i são os coeficientes de película em cada lado, externo e interno Respectivamente. Por convenção será adotado ar em movimento até 3,3 m/s para área externa e para o lado interno.

2.5.1 Coeficiente global de transmissão de calor (U)

Para os cálculos de carga térmica de ar-condicionado, normalmente usa-se o coeficiente global de transmissão de calor, uma variável mais fácil de ser obtida medindo-se apenas a temperatura dos dois lados das superfícies e que muitas vezes é até mesmo informada em manuais como anexo 4 da resolução N° 50/13 do INMETRO do ano de 2013, que nos dá essa informação para paredes e tetos mais variados.

O coeficiente global de transferência de calor está relacionado de forma inversa à resistência.

$$U = \frac{1}{R_T}$$

Assim podemos reescrever o coeficiente global de transmissão de calor como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{L}{A.k} + \frac{1}{h_2}}$$

Da mesma forma podemos escrever a equação para múltiplas paredes:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{L_1}{A.k} + \frac{L_2}{A.k} + \frac{L_n}{A.k} + \frac{1}{h_2}}$$



2.5.2 Transmissão de calor por condução (Q_c)

É a quantidade de calor que é transmitido através das superfícies, devido a uma diferença de temperatura. Esse calor pode ser calculado conforme a equação abaixo.

$$Q_c = A \cdot U \cdot (\Delta T)$$

Onde:

Q_c = Transmissão de calor por condução

A = Área da superfície em m^2

U = Coeficiente global por transmissão de calor

ΔT = Diferença de temperatura ($T_{ext} - T_{sala}$)

2.5.3 Processo de condicionamento de ar

Um sistema de condicionamento de ar pode ser caracterizado por dois tipos, expansão direta e indireta. Em cada um, serão usados equipamentos distintos, porém para nosso estudo, nos aprofundaremos em sistemas de expansão direta, o que caracteriza os equipamentos instalados no prédio em questão.

Os equipamentos de expansão direta apresentam um fluido que ao evaporar dentro de uma serpentina (geralmente de cobre) acaba resfriando o ar em contato com ela. Tendo como principais equipamentos utilizados ar-condicionado tipo janela e o Split.

Em um sistema básico de refrigeração é possível encontrar 6 componentes principais: condensador, evaporador, compressor, válvula de expansão, tubulação e fluido refrigerante. Obviamente existem outros componentes em um condicionador de ar, porém os mencionados anteriormente se caracterizam por serem os mais importantes do sistema.

Inicialmente o fluido refrigerante é sugado pelo compressor na forma de vapor do evaporador, comprime fazendo com que sua pressão aumenta junto com a temperatura passando o fluido agora na forma gasosa para o condensador por meio de uma linha de descarga, ao chegar no condensador é comum existir outro componente no circuito (geralmente um ventilador) para que por meio de uma troca de calor forçada junto com o condensador o fluido possa resfriar mais rapidamente voltando para o estado líquido, logo em seguida o fluido segue pela linha de líquido até o dispositivo de expansão. é importante frisar que do momento em que o fluido sai do compressor até a entrada na válvula de expansão esse fluido está à alta pressão. Agora ao chegar no dispositivo de expansão, o fluido que está sub

resfriado no estado líquido expande baixando sua pressão e aumentando o volume seguindo pela linha de expansão até a entrada do evaporador, no evaporador o fluido que inicialmente está no estado de líquido começa a evaporar a medida que troca calor com o ambiente, fazendo com que a temperatura a sua volta baixe, ao sair do evaporador o fluido segue pela linha de sucção até a entrada do compressor onde é sugado iniciando todo circuito novamente.

2.5.4 Condicionamento de Ar

A princípio é importante definir-se condicionamento de ar como: processo que tem como objetivo controlar simultaneamente umidade, temperatura, movimentação, renovação e qualidade do ar simultaneamente, podendo em alguns casos até mesmo controlar a pressão interna do ambiente.

Também é importante deixar claros alguns conceitos que segundo a norma NBR 16401/2008 são definidos como:

Climatização, tem como objetivo tratar o ar deixando em temperaturas geralmente acima dos 20°C a fim de melhorar o conforto térmico do ambiente, controlar a pureza do ar através de filtragem, sua umidade assim como a pressão

2.6 Resolução da ANVISA 176/00

A Resolução da ANVISA 176/00 de 10 de outubro de 2000, foi elaborada por Grupo Técnico Assessor sobre padrões Referenciais de Qualidade do Ar Interior em ambientes climatizados artificialmente e foi constituída pela ANVISA, Agência Nacional de Vigilância Sanitária, e instituída por membros de diversas instituições.

As metas da norma estabelecem critérios para informar a população sobre a qualidade do ar interior em ambientes climatizados artificialmente públicos ou privados e aparelhar as equipes profissionais no sentido de planejar, elaborar, analisar e executar projetos físicos, inspecionando a qualidade de ar interior desses ambientes climatizados.

São adotadas as seguintes definições: aerodispersóides, com um sistema disperso em um meio gasoso; ambiente aceitável e livre de contaminantes; ambientes climatizados através de equipamentos; ambiente de uso público e coletivo para uso de muitas pessoas; ar condicionado, controlando a temperatura, umidade, velocidade; Padrão Referencial de Qualidade do Ar Interior para determinar a necessidade da busca das fontes poluentes ou intervenções ambientais.; Qualidade do Ar Interior com ou sem climatização artificial; Valor Máximo Recomendado que separa os riscos de agressão à saúde humana.

Sua aplicação para a taxa de renovação do ar mínima adequada será de 17 m³/hora/pessoa, sendo uma orientação técnica como valor máximo recomendado. Não se faz necessário em pequenos sistemas isolados cujo conforto não ultrapasse 10 kW.

2.7 Carga térmica ABNT NBR 16401/2008

Esta norma é dividida em 3 partes, a primeira parte trata sobre projetos de instalação, a segunda refere-se a parâmetros de conforto térmico e por fim, a terceira fala da qualidade do ar interior.

Sua aplicação não se faz necessária em pequenos sistemas isolados cujo conforto não ultrapasse 10 kW.

2.7.1 Aplicação

À NBR 16401/2008 aplicam-se os seguintes termos:

- Condicionamento de ar;
- Sistema de ar-condicionado central;
- Sistema de ar condicionado unitário;
- Unidade de tratamento de ar;
- Condicionador autônomo;
- Unidade condensadora;
- Fração autônoma de uma edificação;
- Zona térmica;
- Fator de calor sensível;
- Calor sensível;
- Calor latente;
- Ar-padrão.

A Norma prevê a elaboração do projeto, que deve ocorrer em etapas sucessivas, garantindo o atendimento às exigências de desempenho e qualidades definidas pelo contratante.

2.7.2 Cálculo de carga térmica

Com base na norma 16401-1/2008, para a abrangência do cálculo da carga térmica devem ser identificadas as zonas térmicas. Devem ser calculadas as cargas térmicas de resfriamento e desumidificação de cada recinto e zona, de cada unidade de tratamento de ar e condicionador autônomo e do sistema central das unidades de tratamento de ar.

As cargas devem ser calculadas em quantas horas do dia de projeto forem necessárias para determinar a carga máxima da zona e o tratamento de ar e do conjunto do sistema. Em um ambiente fechado, se faz necessário o conhecimento de alguns aspectos físicos e geográficos em que ele está localizado para que possa ser feito de maneira correta tanto para o conforto térmico, como para uma melhor eficiência energética, uma vez que mal dimensionado, o equipamento pode gerar tanto um desconforto às pessoas que ocupam o ambiente quanto um grande desperdício de energia elétrica ou até mesmo os dois.

Para a carga térmica interna dos recintos, o calor colaborado pela envoltória, é a diferença de temperatura externa e interna, somada a radiação solar incidente, direta e difusa. A seguir, alguns aspectos importantes para cada parte do ambiente conforme descrito abaixo:

- Paredes e coberturas opacas externas: Tipo de materiais, massa por metro quadrado, capacidade térmica, coeficientes de transmissão de calor e cor da superfície externa.
- Janelas e claraboias translúcidas para vãos externos: tipo de material, propriedades óticas e absorção de calor, coeficiente de transmissão de calor, coeficiente de ganho solar, proteção solar interna, se existe alguma estrutura com prédios, árvores ou qualquer tipo de anteparo que possa projetar sombra para o local.
- Divisórias com ambientes não condicionados em paredes, tetos e pisos: tipo, material, temperaturas dos ambientes vizinhos (se climatizado ou não) e o coeficiente de transmissão de calor das estruturas.

É de extrema importância que na hora do cálculo da carga térmica dos ambientes, sejam conhecidas suas dimensões, por isso, o ideal é que na hora de projetar o engenheiro tenha de posse a o croqui do ambiente.

No cálculo de carga térmica também existem outras fontes de calor que de acordo com a ABNT NBR 16401/2008 são as fontes de calor internas, que devem ser avaliadas separadamente as frações sensíveis e latentes, considerando a defasagem no tempo, a seguir, alguns fatores:

- Pessoas: O número máximo de pessoas em cada recinto deve ser estipulado pelo contratante do projeto, sem essa informação, a quantidade máxima de pessoas deve ser aplicada a densidade de ocupação tabelada, além de ser considerado o regime e horários de ocupação. esse número de pessoas adotado, será somente se o número de ocupação contínua for de 90 minutos ou superior a isso. No caso de ocupação intermitente, deve-se adotar uma taxa média de ocupação.

Devem ser adotados os valores de calor sensível e calor latente dissipado por influência de pessoas, conforme estipulado na tabela C-1, extraída da NBR 16401-1/2008 presente no anexo A desta dissertação. Como em um ambiente pode haver uma mistura de homens e mulheres, a norma prevê que nesta situação seja utilizado o valor M/F* (valores



referentes a homens e mulheres misturados) que sugere um valor misto para o calor total.

- Iluminação: O tipo e a potência das luminárias devem ser adquiridos do projeto de iluminação como também a sua quantidade. Deve-se considerar a montagem das luminárias no ambiente, sendo suspensas ou embutidas, e a possibilidade de parte do calor por exemplo, em forro falso, servindo de plenum de retorno.
- Equipamentos de escritório: o calor dos equipamentos deve ser considerado de acordo com informações fornecidas pelos fabricantes e dos equipamentos, caso isso não seja possível, deve-se anotar os valores de referências presentes na tabela. Também é necessário a consideração de operação dos equipamentos no modo de espera ou intermitente e o fator de simultaneidade. No final deste trabalho, em forma de anexo, estão as tabelas C-3 e C-4 da NBR 16401-1/2008, que se referem às taxas típicas de equipamentos de escritório.
- Motores elétricos: A dissipação de calor do equipamento deve ser estabelecida conforme informada pelo fabricante e na quantidade desses equipamentos, na falta dessas informações devem ser adotados valores típicos de eficiência e dissipação de calor para motores operando em plena carga.
- Outras fontes de calor e umidade: outros equipamentos comerciais de cozinha, lanchonete, médicos ou de laboratórios, devem ser feitos por levantamento de descrições ou informações do fabricante. Na ausência desses valores, devem ser extraídas da referida norma, em forma de anexo, apresentado na tabela C-8 da NBR 16401-1, ao final do trabalho e que se referem às taxas típicas de equipamentos de escritório.
- Infiltrações: As infiltrações são pequenas brechas não intencionais que podem haver em portas, janelas e outros dispositivos que possam gerar infiltração para dentro do ambiente e são normalmente provocadas por ventos ou diferença de pressão devido ao efeito de chaminés, podendo implicar taxa adicional de ar exterior, conseqüentemente, modificar a carga térmica.

Todos os fatores que influenciam o cálculo da carga térmica são descritos em tabelas, anexas à norma, porém no caso dos motores, o calor sensível deve ser considerado do seu rendimento. Para o cálculo de carga térmica de um ambiente, deve-se somar todos os fatores que dissipam o calor, a fim de encontrar um equipamento que melhor atenda à demanda do local.

2.7.3 Condições de conforto

A norma 16401-2/2008, especifica a sensação de conforto térmico, que devido às variações individuais, fisiológicas e psicológicas de cada indivíduo, não é possível

proporcionar 100% de conforto para as pessoas. Essa parte da norma delimita também os parâmetros do ambiente interno e o conforto térmico para os ocupantes.

Dentre os fatores que afetam o conforto térmico estão a temperatura radiante, a velocidade do ar e a umidade relativa do ar. Além disso, dentre outros componentes estão a resistência de calor entre o corpo humano e o ambiente térmico, o tipo de roupa e as atividades metabólicas do organismo, que transformam energia química em calor e trabalho mecânico.

Os parâmetros de conforto para o verão, as roupas típicas com temperatura operativa e umidade relativa dentro da zona delimitada são: 22,5°C a 25,5°C com umidade relativa de 65%; 23° C à 26°C com umidade relativa de 35%. A velocidade média do ar não direcional na zona de ocupação não deve ultrapassar 0,20m/s para distribuição de ar convencional com 30% a 50% de turbulência e 0,25m/s para distribuição de ar por sistemas de fluxo de deslocamento, com grau de turbulência inferior a 10%.

Para o inverno, os parâmetros de conforto com as roupas típicas e a temperatura operativa com umidade relativa dentro da zona delimitada por: 21 °C à 23,5°C com umidade relativa de 60%; 21,5° C à 24°C com umidade de 30%. A velocidade média do ar não direcional na zona de ocupação não deve ultrapassar 0,15m/s para distribuição de ar convencional com grau de turbulência de 30% a 50% e 0,25m/s para distribuição de ar por sistemas de fluxo de deslocamento com grau de turbulência inferior a 10%.

Em condições normais o corpo humano tem uma temperatura média de 37 °C estando em repouso, o calor dissipado e cedido ao ambiente é de aproximadamente 75 W, podendo variar de acordo com o tipo de atividade desenvolvida por ele. Segundo a norma, para que uma pessoa possa estar em conforto térmico a temperatura ideal para o ambiente é de 25°C.

Existem três importantes variáveis que devem ser levadas em conta para se obter um bom conforto térmico que são:

Variáveis Humanas: metabolismo (idade, sexo, raça, hábitos alimentares e tipo de atividade exercida).

Variáveis climáticas: TBS, TBU, UR, velocidade do ar, localização geográfica (latitude e longitude) e radiação solar em determinados horários (normalmente nos horários do dia com maior incidência de radiação).

Variáveis ambientais: orientação do ambiente segundo a rosa dos ventos, tipo de construção (área, material utilizado em paredes e cobertura), tipos de janelas (área e proteção), quais os equipamentos utilizados no ambiente, tipo de iluminação, entre outros.



2.7.4 Qualidade do ar interior

Os segmentos dessa parte da norma, NBR 16401-3/2008, definem que para o ar interior de qualidade aceitável, o mesmo não contenha poluentes em concentração prejudicial à saúde e seja aprovado por mais de 80% dos ocupantes do espaço. Também que possua vazão eficaz de ar exterior com espaço ventilado, zona de respiração localizada entre 0,8 m a 1,8 m do piso e distante de 0,6 m das paredes.

A zona de ventilação terá que ser um espaço com a mesma densidade de ocupação, mesma eficiência de distribuição de ar e mesma vazão de ar insuflado por metro quadrado. Além do ar insuflado, ar exterior e ar de retorno, precisa que o ar recirculado seja reprocessado, o ar de exaustão rejeitado ao exterior e obra de escape impulsionado ao exterior por diferença de pressão.

Com base nos parâmetros básicos e os requisitos mínimos para sistema de ar-condicionado, o controle e a qualidade do ar interior por meio de renovação para o ar exterior e pela filtragem do ar insuflado, são essenciais para que essa renovação reduza a concentração do ambiente de poluentes gasosos.

A norma ainda fala sobre a qualidade do ar exterior, que se deve respeitar as distâncias mínimas de poluição e a necessidade de ser o mais afastado possível desses potenciais poluentes. Quando a única fonte de captação está em locais poluentes como centros urbanos, terminais aeroportuários e rodoviários, indústrias químicas e petroquímicas, a instalação de dispositivos específicos para retirar esses poluentes deve ser avaliada e decidida pelo projetista e contratante.

A vazão do ar interior que é prevista nesta norma é determinada como metodologia adotada pela ANSI/ASHRAE, porém para o presente trabalho adota a resolução N° 09 de 16 de janeiro 2003 em seu anexo intitulado como “*Orientação técnica elaborada por grupo técnico assessor sobre padrões referenciais de qualidade do ar interior em ambientes climatizados artificialmente de uso público e coletivo*”, com base no item 3.4 da presente resolução que trata:

“A Taxa de Renovação do Ar adequada de ambientes climatizados será, no mínimo, de 27 m³/hora/pessoa, exceto no caso específico de ambientes com alta rotatividade de pessoas. Nestes casos a Taxa de Renovação do Ar mínima será de 17 m³/hora/pessoa, não sendo admitido em qualquer situação que os ambientes possuam uma concentração de CO₂, maior ou igual a estabelecida em IV-2.1, desta Orientação Técnica”.



2.7.5 Qualidade do Ar em ambientes climatizados artificialmente

Esses ambientes são espaços físicos com dimensões e instalações próprias, onde a qualidade do ar interior é concedida através dos ar condicionados, que são os responsáveis para manter esses ambientes artificialmente climatizados, controlando a temperatura, umidade, velocidade do ar, partículas e teor de dióxido de carbono (CO₂).

Muitas doenças podem ocorrer ou serem agravadas nesses ambientes artificialmente climatizados, seja devido a temperatura e umidade ou presença de agentes químicos e biológicos. Casos mais comuns como alergias e problemas respiratórios são frequentes devido à presença de fungos, bactérias, vírus, ácaros e outros. A Síndrome do Edifício Doente, segundo a Organização Mundial da Saúde (OMS) 1982, é um conjunto de sintomas como dor de cabeça, fadiga, irritação de nariz e garganta dentre outros, que acometiam os trabalhadores.

Atualmente o coronavírus, que se iniciou em Wuhan/China em dezembro de 2019 e se disseminou por todo o mundo, tem sido o principal responsável desde resfriados comuns até adoecimentos graves, levando até a morte. O princípio de transmissão é de pessoa para pessoa através das vias respiratórias através de espirros, tosse e falas. Nos ambientes artificialmente climatizados, as possibilidades de transmissão do vírus, principalmente de aerossóis, é muito maior, inclusive quando a renovação do ar interior não é adequada.

Segundo a ANVISA para se ter um ambiente com qualidade diária aceitável é preciso que ele esteja livre de contaminantes e que pelo menos 80% de seus ocupantes não apresentem nenhum tipo de desconforto térmico.

A portaria de N° 3.523 de 28 de agosto de 1998 estabelece que todos os ambientes com sistema de climatização coletiva devem estar com adequadas condições de limpeza, manutenção, operação e controle seguindo as exigências:

Limpeza com produtos biodegradáveis de todos os componentes de ar-condicionado, a fim de evitar a propagação de agentes nocivos, tais como fungos, vírus e bactérias.

Examinar periodicamente os filtros e mantê-los em condições de operação, sempre substituindo quando necessário. Garantir a captação de ar externo livre de agentes poluentes externos, além de assegurar a renovação do ar no interior dos ambientes climatizados e que seja de no mínimo 27m³/hora/pessoa.

São requisitos que se fazem importantes devido ao fato de ainda estarmos enfrentando uma pandemia, principalmente o de renovação do ar interno do ambiente.



2.8 NBR 5858

2.8.1 Definições

A Norma 5858 de junho de 1983, trata das condições exigidas para padrões mínimos de qualidade do ar, capacidade e desempenho do condicionador de ar doméstico. Aplica-se a aparelhos com condicionador esfriado a ar em tensão monofásica em propriedades públicas ou privadas para a obtenção do conforto térmico.

Tem-se as seguintes definições da norma:

- Condicionador de ar doméstico: Proporcionar conforto térmico ao ambiente fechado e deve ser instalado em uma janela, parede ou em um console. Pode ser do tipo A, B e AB, onde o que os diferencia são as condições climáticas.
- Capacidade total da refrigeração: retirar calor sensível e latente de um ambiente fechado, expresso em Kw/J.
- Capacidade de desumidificação: retirar umidade do ar, expressa em dm³/h.
- Capacidade de aquecimento: condicionador de ar fornece calor em um ambiente fechado.
- Ar recirculado: ar aspirado e devolvido ao ambiente pelo condicionador de ar.
- Ar de renovação: ar externo introduzido pelo condicionador de ar ao ambiente fechado e expresso em m³/h.
- Ar de exaustão: ar removido para o exterior através do condicionador de ar.
- Ar padrão: ar com massa específica igual a 0,00012 g/cm³.
- Temperatura de bulbo seco: quando o elemento sensível do termômetro está em contato direto com o meio.
- Temperatura de bulbo úmido: elemento sensível do termômetro coberto por uma mecha embebida em água destilada.

Os condicionadores domésticos devem ter suporte de fixação para instalação e ser projetados para tensões nominais de 110V, 115V, 127V, 220V ou 230V. Devem operar em 50Hz ou 60Hz, estar protegidos contra superaquecimento com ciclo reverso ou de resistência elétrica.

A parte submetida ao sistema de refrigeração contém dois lados, onde o dimensiona satisfaz a duas condições: o lado de alta pressão onde o sistema deve apresentar coeficiente de segurança não menor que cinco, tendo por base ensaio nas condições severas e o lado de baixa pressão, com o coeficiente de segurança não menor que 5, sob a pressão do vapor saturado.

A capacidade de refrigeração de um condicionador de ar não deve ser inferior a 92%. O ventilador de recirculação deve ser operado em velocidade máxima e a quantidade de ar renovado precisa estar dentro do padrão.

No que se refere às características elétricas, a corrente e a tensão elétrica não devem exceder 10% do valor estipulado em amperes e o valor mínimo de potência deve ser de 85 %. A corrente de partida não deve exceder a cinco vezes a corrente nominal para refrigeração.

Nos requisitos para o ensaio, o condicionador deve operar sem danos devido ao superaquecimento nos seus componentes. Acionando o botão de ligar e desligar, o compressor deve partir dentro de cinco minutos e os motores devem operar continuamente nas duas primeiras horas de ensaio, sem danos. Os ensaios são conduzidos nas condições da tabela:

TABELA 2 - CONDIÇÕES SEVERAS DE ENSAIO PARA REFRIGERAÇÃO

	Temperaturas	Tipo	
		A	B
Ambiente interno	bulbo seco	27°C	29°C
	bulbo úmido	19°C	19°C
Ambiente externo	bulbo seco	35°C	46°C
	bulbo úmido	24°C	24°C

Para a inspeção e a aprovação condicional do produto, o condicionador de ar doméstico deve ser submetido aos seguintes ensaios padrão: determinação da capacidade de refrigeração; determinação da capacidade de aquecimento; determinação da quantidade de ar recirculado; determinação da quantidade de ar de renovação e/ou exaustão; determinação das especificações elétricas; determinação do fator de potência; corrente de partida; rigidez dielétrica; condições severas; congelamento.

Os ensaios devem ser executados em 60Hz e/ou 50 Hz nas tensões normais.

2.8.2 Cálculo simplificado de Carga Térmica

O formulário está no Anexo A ao final e é usado para estimar a carga térmica de conforto nas instalações de condicionadores de ar que não requeiram condições específicas de temperatura e umidade.

1) Janelas: Insolação

Determinar e somar as áreas das janelas de cada parede e depois multiplicar a área pelo fator correspondente;

2) Janelas: Transmissão



Somar as áreas de todas as janelas e multiplicar pelo fator correspondente;

3) Paredes

Determinar a área das paredes externas, considerando as portas como parte das paredes e as janelas não. A parede sul deve ser considerada em separado e as paredes por construções adjacentes, devem ser consideradas como exposição sul;

4) Teto

Determinar a área e multiplicar pelo fator correspondente, de acordo com cada tipo de construção.

5) Piso

Área do piso multiplicada pelo fator correspondente, piso diretamente sobre o solo não deve ser considerado.

6) Pessoas

Número de pessoas pelo valor correspondente.

7) Iluminação e aparelhos elétricos

Determinar a potência das lâmpadas (watts) e dos aparelhos elétricos do ambiente.

8) Portas ou vão

Determinar a área das portas ou vãos e multiplicar pelo fator correspondente. Quando a largura for superior a 1,5 m, o ambiente não condicionado deve ser considerado no cálculo de carga térmica.

9) Carga Térmica Total

Multiplicar o valor total pelo coeficiente de correção obtido no Anexo B, escolher um ou mais condicionadores de ar com a capacidade das especificações.



3 METODOLOGIA

O Instituto Federal do Piauí, campus Teresina Central, fica localizado na Rua Quintino Bocaiúva, S/N - Centro (Norte), como mostrado na figura, tendo os ensinos: médio integrado, técnico e superior. É composto pelos prédios A, B e C, sendo o prédio C o mais antigo. Este trabalho usará como base para os cálculos a sala de aula A1-14, que está localizada no primeiro andar no prédio A, do IFPI campus Teresina Central.

A imagem abaixo mostra a entrada do prédio.



FIGURA 15- Entrada do Prédio A

Inicialmente foi feita uma revisão bibliográfica sobre refrigeração, transferência de calor, ar condicionado, assim como normas que baseiam projetos de ar condicionado e conforto térmico, para corroborar com o trabalho de carga térmica.

Na primeira etapa, foi necessário fazer um estudo do local, obter a planta do mesmo, através da Coordenação de Engenharia e Manutenção da Instituição, e colher informações vitais para o cálculo de carga térmica como: taxa de ocupação, qual o tipo de atividade a ser desenvolvida no local, quantidade de pessoas que irão ocupar o espaço, quantidade de iluminação, tipo e potências das luminárias e se existe algum tipo de iluminação artificial, fontes de calor.

Com a planta foi possível obter também informações como: comprimento, altura e pé direito, material e tipo de janela com suas respectivas áreas, portas e esquadrias, área e tipo de proteção, área da sala, materiais usados na construção do prédio; dimensão e materiais de telhado e demais parâmetros necessários ao cálculo.

A orientação como pontos de coordenadas e direção, foram de extrema importância para averiguar a existência de construções que possam gerar algum tipo de sombra.

Abaixo, uma imagem via satélite do campus, onde é possível evidenciar a localização exata da sala A1-14 (ponto verde), no canto superior esquerdo vê-se uma rosa dos ventos.



FIGURA 16- Imagem Via Satélite do Prédio do IFPI

Para as condições interiores foi usado o que recomenda a NBR 16401-2 para que haja conforto, definindo a temperatura operativa interna de 24 °C e umidade relativa do ar 60%.

Para a temperatura externa, foram usados como referência, sobre o balanço em Teresina-Pi, os dados da Seção de Previsão e Análise do Tempo- SEPPE, localizado em Recife-PE e fornecidos pelo Instituto Nacional de Meteorologia- INMET. No balanço do mês de outubro de 2022, a maior temperatura máxima foi de 38,9 no dia 31/10 e a umidade relativa do ar, observou-se que o mês teve apenas 7 dias com valores acima de 30%, o menor valor foi de 20% no dia 06/10.

Com os dados colhidos e com o auxílio de uma planilha desenvolvida no programa Excel, foi feito o cálculo da carga térmica separadamente para calor por insolação em janelas, carga térmica de condução em paredes, carga térmica no telhado, calor por ocupação, calor por iluminação artificial, calor gerado por equipamentos e o calor gerado pela renovação de ar. Será usada como exemplo a sala de aula A1-14.



FIGURA 17- Sala A1-14

A sala de aula A1-14 tem as dimensões de 8,61 metros de comprimento e 5,57 metros de largura e 2,9 metros para o pé direito, totalizando uma área de 47,8 metros quadrados. Em sua vizinhança temos a esquerda a sala A1-15 que é um ambiente climatizado, a sua direita a sala A1-13 que também é um ambiente climatizado, à frente o ambiente de circulação não climatizado e atrás na parte externa da sala, também não climatizado. As paredes e teto são pintados com tonalidades claras. Abaixo podemos ver o croqui da sala com suas respectivas dimensões:

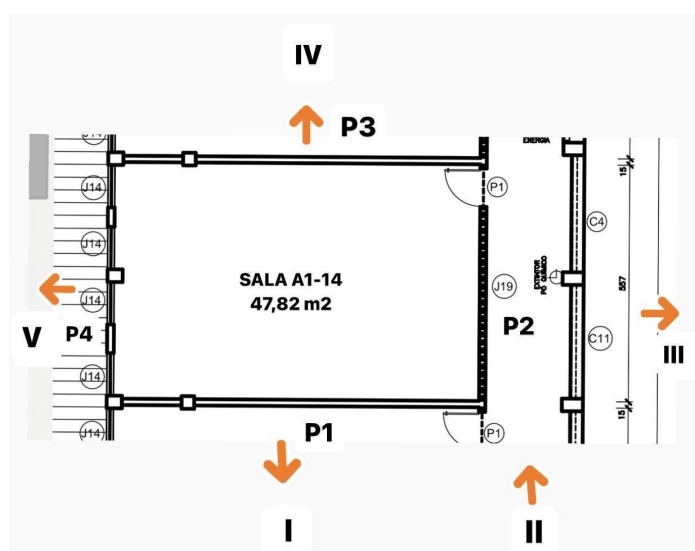


Figura 18- Croqui da Sala A1-14

- I- Sala A1 -15**
- II- Corredor de circulação**
- III- Ambiente externo do laboratório**
- IV- Sala de aula A1-13**
- V- Ambiente externo do laboratório**
- J14- Janelas basculantes**
- J19- Janelão de vidro**
- C11 e C4- Cobogós**
- P1- Parede 1- leste**
- P2- Parede 2-norte**
- P3- Parede 3- oeste**
- P4- Parede 4- sul**



3.1 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

3.1.1 Carga térmica de insolação em janelas

Segundo Creder (2004), o calor vindo do sol na forma de irradiação em superfícies transparentes é o causador da maior parte da carga térmica. Neste cálculo, é fundamental conhecer a latitude do local, inclinação dos raios solares que no caso em questão, é para a cidade de Teresina-Pi. Temos que a cidade de Teresina, onde fica localizado o Ifpi, se encontra sob a latitude $5,05^{\circ}42'58''$ Sul e para realizar os cálculos, usa-se os dados mostrados na tabela A1 do anexo A, por ser a mais próxima.

É importante realizar os cálculos na incidência máxima do sol. As janelas da parede voltadas para o Sul sofrem a maior influência solar, já o janelão na parede norte fica em uma área sombreada de corredor. Deve-se considerar os maiores valores encontrados na tabela como garantia da pior situação de insolação nessa parede.

Direção Sul: 402 W/m², encontrados em 22 de dezembro às 11h e 13h.

O valor é multiplicado por 0,85986 para ser transformado em Kcal/h m² e será:

Direção Sul: 345,67 kcal/h m².

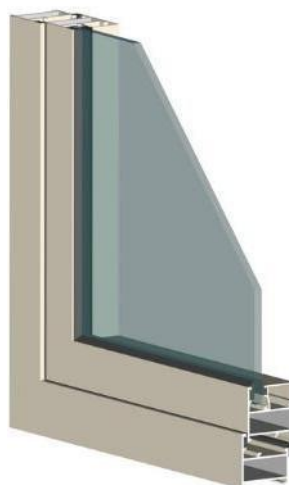


FIGURA 19- Modelo de janelas

As quatro janelas de código J14 estão voltadas para o sul, suas características estão no anexo A-2, com proteção interna e dimensões de 0,03 metros de espessura, 1,00 metro de largura, 1,50 metros de altura, distantes 1,45 metros do chão. A área total é de 6 m².

As janelas com características de vidro e esquadrias de metal, segundo Carrier Air Conditioning Company (1980), precisam ter o valor da tabela ainda multiplicado pelo fator 1,17, que é o caso das janelas em questão.

Depois de escolher o fator de direção, multiplica-o pelo fator de sombra e esquadria, que deve ser multiplicado pela área das janelas e somados, a fim de determinar a carga térmica

por insolação.

$$Q = 6 \, m^2 * 345,67 \, kcal/h \, m^2 * 1,17$$

$$Q = 2426,60 \, kcal/h$$

$$Q = 2822,14 \, W$$

Há também um janelão de vidro, de código J19, voltado para o corredor norte, sem incidência solar, com dimensões de 0,03 m de espessura, 5,60 metros de largura e 0,60 metros de altura, distante 2,30 metros do chão. A área total é de 3,36 m².

Direção Norte: 68 W/m², encontrados em 22 de dezembro às 12h.

O valor é multiplicado por 0,85986 para ser transformado em Kcal/h m² e será:

Direção Norte: 58,47 kcal/h m².

Como as janelas J19 são de vidro simples, não têm incidência solar diretamente sobre elas e nem possui dispositivos de sombra, utilizamos o coeficiente de 1,0 conforme a Tabela A3 do Anexo A. Deste modo temos:

$$Q = 3,36 \, m^2 * 58,47 \, kcal/h \, m^2 * 1,0$$

$$Q = 196,46 \, kcal/h$$

$$Q = 228,48 \, W$$

A tabela 1 mostra a área das janelas na direção Sul e Norte e o calor transferido por insolação.

TABELA 3- CALOR ATRAVÉS DE IRRADIAÇÃO EM JANELAS

SALA A1-14	JANELAS (m ²)				CALOR (kcal/h m ²)					CALOR (W)
	Sul	Norte	Leste	Oeste	Sul	Norte	Leste	Oeste	TOTAL	
J 14	6,0	0	0	0	2426,60	0	0	0	2426,60	2822,14
J 19	0	3,36	0	0	0	196,46	0	0	196,46	228,48

Fonte: Autor

$$Q_{insolação} = 3050,62 \, W$$



3.1.2 Carga térmica de condução em paredes

Creder (2004) mostra o calor transferido por superfícies opacas voltadas para o sol, Tabela A4 no Anexo A, com um acréscimo ao diferencial de temperatura baseado na cor da superfície e orientação em relação ao sol. Usaremos as equações (1) e (2) para serem usadas na equação de transferência de calor por condução, que resulta no calor transferido por condução e irradiação.

$$q = AU (T_e - T_i) \quad (1)$$

$$q = AU (T_e - T_i + \Delta T_i) \quad (2)$$

Em que:

q = Carga térmica ($\text{W/m}^2\text{°C}$);

A = Área (m^2);

U = Coeficiente global de transmissão de calor ($\text{W/m}^2 \text{°C}$);

T_e = Temperatura externa (°C);

T_i = Temperatura Interna (°C);

ΔT_i = Diferencial de temperatura (°C);

Nas paredes, a transferência de calor se dá por condução com uma diferença de temperatura de $13,9 \text{ °C}$ ($37,9 \text{ °C}$ exterior e 24 °C no interior). As paredes que estão voltadas para o sol devem receber um acréscimo ao diferencial de temperatura, por causa da cor (branca) e revestimento, da seguinte forma:

Direção Sul: 0 °C ;

Direção Leste e Oeste: $5,5 \text{ °C}$;

Direção Norte: $2,7 \text{ °C}$;

Telhado: $8,3 \text{ °C}$

No caso da parede da sala A1-14, o acréscimo usado é para a região sul de 0 °C , sem acréscimo.

As paredes da Sala A1-14 possuem pé direito de 2,9 metros, com uma parede voltada para o Sul e três paredes voltadas para outras salas ou corredor.

O anexo V da resolução N° 50/13 do INMETRO do ano de 2013, Anexo A-5, mostra os valores utilizados como parâmetro do coeficiente global de transmissão de calor para paredes e teto. Para portas e janelas o cálculo foi feito com o auxílio da equação.

Para as paredes externas temos $U = 1,85 \text{ [} \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \text{]}$ em uma parede de bloco cerâmico com

revestimento de argamassa, e pintura clara como mostrado na figura abaixo.

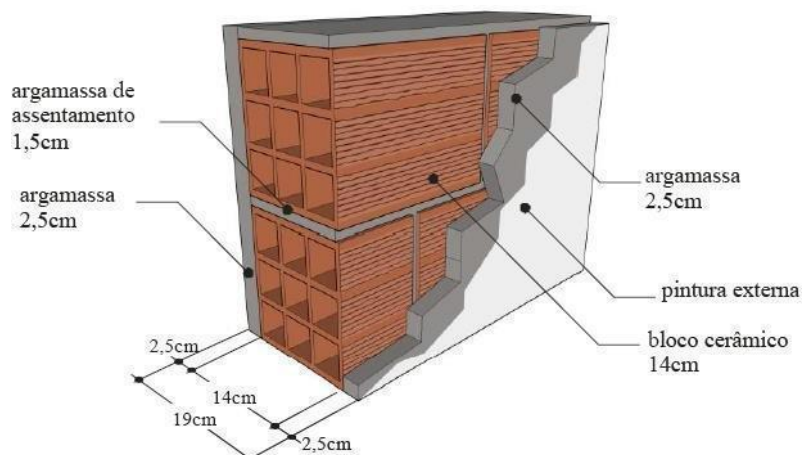


FIGURA- 20 Modelo de paredes externas

Para as paredes internas temos também $U = 1,85 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$, pois as paredes são de bloco cerâmico, revestimento de argamassa e pintura clara, sendo as mesmas características das paredes externas.

A porta da sala é de madeira com espessura de 0,03 metros, com 2,10 metros de altura e 0,90 metros de largura, voltada para o corredor que não é climatizado, e seu coeficiente global de condutividade térmica é igual a $U = 2,0 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$.



FIGURA 21- Porta da da sala A1-14
Fonte: autor

Abaixo, a imagem da sala A1-14 com suas respectivas medições para o cálculo de área:

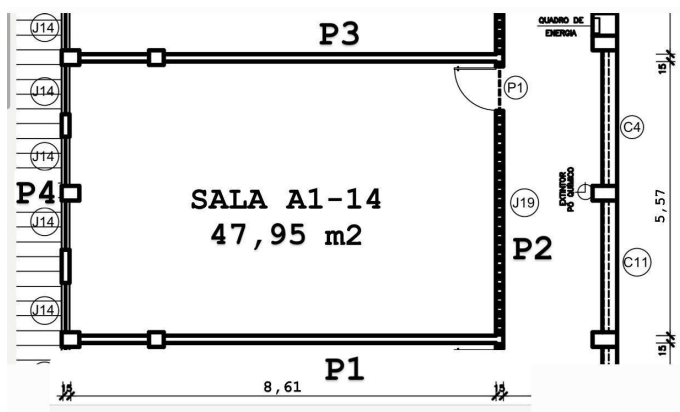


FIGURA 22-Dimensões da Sala A1-14

A tabela seguinte mostra a área, coeficiente global e diferença de temperatura das paredes e porta.

TABELA 4- ÁREAS DAS PAREDES, PORTA, JANELAS E TETO

Superfície	Área (m²)	$\Delta T (T_{ext} - T_{int})$	U (W.m². °C)	Q (W)
Parede 1 (leste)	24,96	9,9	1,85	457,14
Parede 2 (norte)	10,9	10,9	1,85	219,79
Parede 3 (oeste)	24,96	9,9	1,85	457,14
Parede 4 (sul)	10,15	13,9	1,85	261,00
Porta	1,89	10,9	2,0	41,20

Em Teresina, encontramos uma temperatura que pode variar ao longo do ano de 24,7°C à 37,9° C, conforme a tabela que foi extraída da NBR 16401/2008, por isso, foi adotada a temperatura mais crítica no mês de outubro, para que pudesse ser encontrada uma condição que não houvesse nenhum tipo de prejuízo ao longo do ano, já para a temperatura interna o valor adotado é o valor ideal de conforto humano que é de 24°C.

Para a parede 4/sul, por estar em área aberta e de frente para o sol em sua maior parte, a temperatura externa a considerar é 37,9°C de Bulbo seco da tabela de temperaturas para a cidade de Teresina, extraída da Norma 16401-1/2008 e a interna será a temperatura ideal de 24°C.

Para a parede 2/norte, a temperatura externa a considerar será de 3°C de diferença da temperatura máxima de bulbo seco, visto que o corredor tem pouca ventilação através dos Cobogós, e a interna será a temperatura ideal de 24°C.

Para as paredes 1/leste e 3/oeste, as temperaturas externas a considerar serão as das salas A1-15 e A1-13 que só estão climatizadas durante as aulas em algumas partes do dia.

Para essas paredes e suas temperaturas externas, o valor a considerar será de 4°C de diferença da temperatura máxima de bulbo seco e a interna será a temperatura ideal de 24°C.

Sendo assim, temos uma variação de temperatura de 13,9°C para troca de calor com a parede externa não sombreada, 10,9°C para troca de calor com a parede externa sombreada e 9,9°C para troca de calor com as paredes internas, uma vez que não é possível ter certeza se o ambiente vizinho estará sempre climatizado.

TABELA 5- ÍNDICE DE TEMPERATURAS PARA CIDADE DE TERESINA

PI	Teresina		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s		
			5,05S	42,82W	69m	100,50	83/01		32,6	39,5	1,4	19,2	2,0		
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação					Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação		
Out	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Mar	99,6%	TBS	TPO	w	TBSc	
ΔTmd	1%	37,2	24,6	26,9	32,7	25,1	20,4	28,8		99%	21,8	15,2	10,9	33,2	
12,2	2%	36,8	24,6	26,4	32,5	24,9	20,2	28,6			22,3	16,3	11,7	32,5	

Conhecidos os coeficientes globais de Transmissão de calor, área de transferência de calor e seu diferencial de temperatura, é possível encontrar o calor transferido.

TABELA 6- CALOR TRANSFERIDO ATRAVÉS DE PAREDES OPACAS

SALA	PAREDE VOLTADA PARA O SOL (W)	DEMAIS PAREDES (W)	CALOR TOTAL (W)
A1-14	261	1175,17	1436,27

Com isso concluímos que toda a carga térmica por condução de paredes será de:

$$Q_{\text{condução}} = 1436,27 \text{ W}$$



3.2 Carga Térmica no telhado

A sala A1-14 está localizada no 1º andar, logo o seu teto é de laje maciça, câmara de ar >5 cm, telhamento de fibrocimento, pintura com tonalidade clara e coeficiente global, $U = 2,06 [W/m^2K]$, conforme anexo A6. Recebe calor por irradiação, portanto, recebendo um acréscimo de $8,3^\circ C$, totalizando um diferencial de temperatura de $22,2^\circ C$.

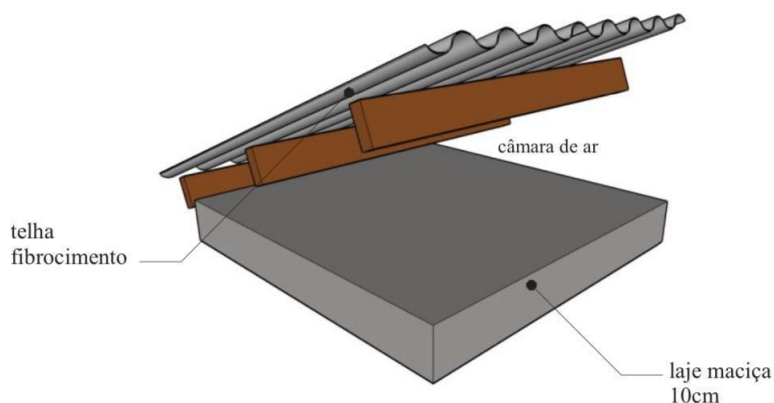


FIGURA 23 - Modelo de telhado

Assim, o calor recebido pela sala através do telhado, conforme equação 2, será de:

TABELA 7- CALOR TRANSFERIDO ATRAVÉS DO TELHADO

SALA	ÁREA INTERNA [M2]	CALOR [W]
A1-14	47,95	2192,85

Com isso concluímos que a carga térmica por condução do telhado será de:

$$Q_{telhado} = 2192,85 W$$

3.3 Calor por ocupação

Todo ser humano gera calor sensível e calor latente através do mecanismo termostático que atua sobre o metabolismo, Para os valores de ocupação por pessoas, foi estimada a quantidade de pessoas na sala, considerando-se 40 pessoas sentadas. Segundo a NBR 16401-1, as atividades escolhidas e mais propícias foram, nível sentado em trabalho leve e para o trabalho parado, em pé em trabalho moderado. Os valores ajustados de calor foram de 115 W e 130 W por pessoa, conforme tabela A7 em anexo e equações a seguir:

Para calor sensível:

$$Q_s = N. F_s. 0,86 \text{ (kcal/h)}$$

Para calor Latente:

$$Ql = N \cdot Fl \cdot 0,86 \text{ (kcal/h)}$$

Onde:

Qs: Calor Sensível liberado pelas pessoas em kcal/h

Ql: Calor Latente liberado pelas pessoas em kcal/h

N: Número de pessoas no local

Fs: Fator de calor sensível liberado por pessoa W / pessoa

Fl: Fator de calor latente liberado por pessoa W / pessoa

Desta forma, utilizando a tabela A7 do Anexo A, selecionamos o item Sentado, trabalho leve / Escritórios, hotéis e devemos ajustar o fator, obtendo $F = 130/115 = 1,13$.

O calor sensível liberado será:

$$Qs = 40 \cdot 70 \cdot 1,13 \cdot 0,86$$

$$Qs = 2721,04 \text{ kcal/h}$$

O calor latente liberado será:

$$Ql = 40 \cdot 45 \cdot 1,13 \cdot 0,86$$

$$Ql = 1749,24 \text{ kcal/h}$$

TABELA 8- CALOR TRANSFERIDO POR OCUPAÇÃO

SALA	TAXA DE OCUPAÇÃO	CALOR (SENSÍVEL + LATENTE)
	Nº PESSOAS	
A1-14	40	5198,94 W

3.4 Calor por Iluminação

Calor por iluminação artificial é o calor fornecido pelas lâmpadas para o interior do ambiente, por isso podemos estabelecer que a potência da lâmpada será a mesma do calor. Para lâmpadas fluorescentes, equivale à potência da lâmpada acrescida de 20 %, correspondente à carga devido ao reator.

Assim para o cálculo do calor por iluminação utilizamos a seguinte equação:

$$Q_L = N \cdot W \cdot 0,86$$



Onde:

Q_L = Calor de iluminação Kcal/m²

N = Número de lâmpadas

W = Potência das lâmpadas

0,86 = fator de conversão para Kcal/m²

O laboratório em questão tem 6 luminárias de led, cada uma com duas lâmpadas de 18 W, como as lâmpadas são de led, não precisa do acréscimo de 20%, sendo assim o calor gerado por iluminação será:

TABELA 9- CALOR POR ILUMINAÇÃO

SALA	NÚMERO DE LÂMPADAS	POTÊNCIA DAS LÂMPADAS [W]	CALOR [W]
A1-14	12	18	216

3.5 Calor por equipamentos

Para fazer o cálculo de calor por equipamentos a principal referência será o uso das tabelas presentes na NBR 16401 de forma resumida em uma única tabela abaixo com todos os equipamentos presentes na sala, pois as informações referentes a potência dos equipamentos podem variar muito de acordo com cada fabricante. A sala A1-14 no momento não possui nenhum equipamento fixo, os professores levam o data show da sala de assistência de alunos quando usam em suas aulas.

3.6 Calor por Renovação de Ar

3.6.1 Calor por Infiltração

Considera-se que as portas apresentam frestas na parte inferior, superior e dos lados, já as janelas não apresentam frestas por apresentarem vedação. A infiltração depende da abertura das portas e velocidade do vento na parte exterior da sala.

Pelo fato de não haver precisão nos cálculos de infiltração de ar, foram usadas as tabelas em anexo ao final do trabalho A8, que foram extraídas da NBR 6401. As tabelas determinam os valores médios para a infiltração de ar, m³/h.pessoa em que a pessoa passa por uma porta giratória ou vai e vem ou uma porta constantemente aberta. Determinam ainda a infiltração do ar através de frestas em m³/h.metro de frestas em portas e janelas com seu valor de ajuste.

Foi utilizado o fator 6,5 considerado para porta bem ajustada. Para fazer o cálculo de calor por infiltração, calcula-se o perímetro da porta e logo em seguida os valores por calor sensível e latente usando as equações 1 e 2 já citadas anteriormente.

TABELA 10- CALOR POR INFILTRAÇÃO

GANHO DEVIDO A INFILTRAÇÃO - CALOR SENSÍVEL E LATENTE					
	Perímetro(m)	Calor sensível (Kcal/h)	(W)	Calor latente (Kcal/h)	(W)
Ar pelas portas	39	79,1	92	300,1	349
	Total Carga				441

3.6.2 Calor por Ventilação

O ar que é perdido por frestas e aberturas deve ser repostado por ventilação para manter a qualidade do ar aceitável. O ar pode se tornar prejudicial, já que no meio onde há pessoas, o nível de CO₂ através da respiração se torna alto.

O cálculo de ventilação para uma vazão mínima de ar aceitável, tem seus valores de vazão por pessoa e por área, extraídos da NBR 16401-3/2008, que também fornece as seguintes equações para os cálculos:

$$V_{ef} = P_z F_p + A_z F_a \quad (3)$$

$$V_z = V_{ef} / E_z \quad (4)$$

Em que:

V_{ef} = Vazão eficaz de ar exterior (L/s);

F_p = Vazão por pessoa (L/s x pessoa);

F_a = Vazão por área útil ocupada (L/s m²);

P_z = Número máximo de pessoas na zona de ventilação;

A_z = Área útil ocupada pelas pessoas, expressa em metros quadrados (m²);

V_z = Vazão de ar exterior a ser suprida na zona de ventilação (L/s);

E_z = Eficiência da distribuição de ar na zona;

Foram escolhidos valores de vazão de nível 1, como garantia do nível mínimo de vazão com valores aceitáveis para sala de aula, anexo A9. Através das configurações de distribuição de ar, é necessário saber a eficiência de distribuição de ar nas zonas de ventilação, Anexo A10, também extraído da NBR 16401-3/2008

Com a vazão de renovação, encontra-se a carga térmica devido a ventilação através das equações 1 e 2, conforme tabela abaixo:

TABELA 11- CALOR POR VENTILAÇÃO COM VAZÃO MÍNIMA ACEITÁVEL

SALA	Fp	Fa	Vef (L/s)	Vz (L/s)	Calor Sensível (Kcal/h)	Calor Latente (Kcal/h)	Calor total (W)
A1-14	5	0,6	232,73	116,36	1350,60	2719,25	4733,24

Para a carga devido a renovação de ar, toma-se o maior valor dentre o calor de infiltração e ventilação. Na análise em questão, o calor vindo por renovação de ar será o calor por ventilação.

TABELA 12- TABELA EM WATTS COM VAZÃO MÍNIMA NECESSÁRIA

Sala	Infiltração (W)	Ventilação (W)	Renovação de ar (W)
A1-14	441	4733,24	4733,24

3.7 Carga Térmica Total

Após o cálculo de carga de cada fonte, os valores em Watts estão descritos na tabela. Segundo a NBR 16401/2008, cargas térmicas são expressas em Watts, tabela 13. Para comparar com a carga já instalada, os valores foram convertidos em BTU/h.

TABELA 13- CARGA TÉRMICA TOTAL EM WATTS E BTU

Sala	Janelas	Paredes	Telhado	Ocupação	Iluminação	Renovação de ar	Total (W)	Total (BTU/h)
A1-14	3050,62	1436,27	2192,85	5198,94	216	4733,24	16.827,92	57.419,25

Contribuição de cada fonte de calor na Carga Térmica Total

TABELA 14- CONTRIBUIÇÃO DE CADA FONTE DE CALOR NA CARGA TÉRMICA TOTAL

Sala	Janelas	Paredes	Telhado	Ocupação	Iluminação	Renovação de Ar
A1-14	18,12%	8,53%	13,0%	30,89%	1,2%	28,12%

3.8 Cálculo da carga térmica pela ABNT 5858:1983

Para o cálculo simplificado de Carga Térmica, foi feita uma planilha com os dados da sala estudada com modelo do formulário do anexo da NBR 5858, onde obteve-se o valor da carga térmica. Para o ambiente, a carga térmica deve ser multiplicada pelo fator geográfico 0,95, referente à região nordeste. O resultado final em Kj/h, foi multiplicado por 0,948 para a unidade ser transformada em BTU (CHEN; THOMPSON, 1989, JOHNSON, 2012).

Para entender os cálculos, usou-se a sala A1-14, conforme quadro.

TABELA 15- CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA PELA NORMA 5858

Calor recebido de:	Unidades			Fatores			Unid. xFator
I - Janelas c/ insolação	Larg.	Alt.	Total	Sem Proteção	Proteção Interna	Proteção Externa	(kJ/h)
1.1 – Sul	4,0	1,50	6,0	1.000	480	290	6000
II - Janelas Transmissão	Larg.	Alt.	Total				
2.1 - Vidro comum	5,60	0,60	3,36	210			705,60
III – Paredes	Larg.	Alt.	Total	Construção Leve		Construção Pesada	
3.2. Externas outras orientações	5,57	2,9	10,15	84		50	507,50
3.3. Interna / ambientes não condicionados	11,14	2,9	22,94	33			757,02
IV – Teto	Compr.	Larg.	Total				
4.5 - Sob telhado sem isolação	8,61	5,57	47,95	160			7672
V – Piso	Compr.	Larg.	Total				
Piso não colocado sobre o solo	0	0	0	52			0
VI – Pessoas							
Em Atividade Normal	41			630			25830
VII - Iluminação e aparelhos							
Lâmpadas (Fluorescentes)	216		W	2			432
Subtotal							41904,12
Fator geográfico / Região Nordeste = 0,95							39808,91
Carga Térmica Total BTU/h							37738,85

A orientação da janela da sala B14 é sul, com área total de 6,0 m², não possui proteção interna e/ou externa, então seu fator de multiplicação é 1000, ficando um total de 6000 Kj/h. Para a parede em suas características externas outras orientações, considerou-se o fator 50, referente à construção pesada, que segundo a NBR 5858 (ABNT, 1983), é a parede com espessura superior a 15cm. Não há portas ou vãos continuamente abertos.

O valor de 41904 Kj/h foi multiplicado por 0,95, referente à região nordeste onde obteve-se o valor de 39808,91. Este resultado foi multiplicado por 0,948 para a unidade em BTU, totalizando 37738,85 (CHEN; THOMPSON, 1989, JOHNSON, 2012).



4 Resultados e discussões

Como observado nos cálculos de carga térmica da NBR 16401/2008, na tabela 13 se vê a ocupação como a responsável pela maior parte da carga térmica, o alto valor se dá porque as salas de aula possuem as maiores taxas de ocupação de pessoas. O segundo fator é a renovação de ar ficando em torno de 28%, no caso em questão, a renovação de ar forçada deve complementar a natural, já que o calor por ventilação é maior que o de infiltração. A Carga Térmica de insolação em janelas, como afirma Creder (2004), apresenta uma boa contribuição na carga térmica total, mais de 10%.

A carga térmica por iluminação é pouco relevante, somente 1,2%. As paredes também se mantêm numa porcentagem pequena, apesar de serem constituídas pelos mesmos materiais, visto que a maioria das paredes estão em áreas sombreadas. O telhado contribui em 13% na carga térmica total, possuindo uma câmara de ar maior que 5,0 cm.

Com base em tudo que foi mostrado anteriormente, a tabela abaixo mostra todas as cargas térmicas necessárias para a sala A1-14, nela é possível ver que é apresentado a título de comparação a carga térmica feita pela NBR 5858, que era a antiga norma que regulamentava o cálculo de carga térmica, a carga térmica obtida com a NBR 16401 com e sem renovação de ar. Vale salientar que todos os valores descritos estão em BTU/h para melhor entendimento de qual equipamento específico para o local.

Conforme o que foi obtido nos cálculos para a sala, a tabela abaixo apresenta os valores calculados com as referidas normas e faz uma estimativa de qual equipamento deverá ser instalado caso o campus vier a optar por um sistema de renovação de ar.

TABELA 16- COMPARAÇÃO DAS CARGAS TÉRMICAS DA SALA A1-14

	UNIDADE	NRB 5858 (Btu/h)	NBR 16401 (Btu/h)	Equipamentos instalados na sala A1-14 (Btu/h)
	SALA A1-14	37738,85	57419,25	42000,00

Os equipamentos de condicionamento de ar atualmente presentes na sala A1-14 são duas unidades de 21000 BTUs. Conclui-se que a NBR 5858, por já estar em desuso, não contemplou a carga instalada, com um valor bem inferior. Para a norma 16401/2008, as máquinas instaladas são insuficientes, além de não possuírem valores de referências gerais. A norma 16401 que veio como substituta da 5858, trás uma abordagem mais específica de valores de referência e tem como parâmetro importante o cálculo da renovação de ar e constata-se que não atendem às normas NBR 5858 e nem NBR 16401, ao qual a sala teve seu dimensionamento baseado nestas normas.



5 Considerações Finais

O objetivo principal deste trabalho foi calcular a carga térmica da Sala A1-14 de acordo com a planta baixa, apresentando todas as etapas dos cálculos, comparando com a antiga norma NBR 5858 e com a capacidade atual instalada dos aparelhos de ar condicionado, pela norma 16401/2008.

Constatou-se que as máquinas de ar condicionado instaladas não atendem a carga térmica necessária, principalmente quando a sala está com a ocupação máxima e no período mais crítico de sol, visto que o maior responsável pela carga térmica do ambiente é a ocupação. A Renovação de ar vem logo em seguida, com uma taxa maior que a mínima necessária para renovar o ar, como recomenda a NBR 16401-3.

Como propôs Creder (2004), a carga térmica referente às janelas foi significativa, atingindo um valor superior a 10%.

Sugere-se a instalação de no mínimo dois equipamentos de 30000 BTU's para suprir a necessidade da sala em condições máximas de carga térmica e renovação. Outra sugestão seria a instalação de um isolante térmico nas paredes da sala, como barreira para o fluxo de calor.

A realização do trabalho foi importante para colocar em prática conhecimentos estudados ao longo da graduação, definir uma área de atuação tão importante e compatível com o clima da cidade de Teresina e sugestões de projetos futuros para a melhoria da carga térmica da Instituição, especificamente no Prédio A, colaborando com a eficiência energética e projetos futuros de instalação de placas solares.

Como sugestão de futuros trabalhos, seria para um estudo minucioso da carga térmica do prédio durante todo o ano. Fazer os cálculos não somente com o uso das tabelas, mas também com valores in loco. Projetar a carga para estimar a instalação de placas solares para uma melhor economia, eficiência e colaboração com o meio ambiente.



6 Referências

- MFANGER, P. O. Thermal comfort: analysis and applications in environmental engineering. Copenhagen: Danish Technical Press, 1970. 248 p.
- MORAN M. J., SHAPIRO H. N., Boettner D. D. e Bailey M. B. (2014). Princípios de termodinâmica para Engenharia, LTC Editora: 7ª edição, Rio de Janeiro.
- ÇENGEL, Yunus A. e BOLES M. A. (2013). Termodinâmica, Editora McGraw: 7ª edição
- INCROPERA F. P. e DeWITT D. P. (2014). Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa, LTC Editora: 6ª edição, Rio de Janeiro.
- CREDER Hélio. (2004). Instalações de Ar-condicionado, LTC Editora: 6ª edição
- MILLER, Rex; MILLER, Mark R. Refrigeração e ar condicionado. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- SILVA Jesué. (2004). Introdução à Tecnologia da Refrigeração e da Climatização, ARTLIBER Editora: 1ª edição
- ABNT NBR 16401 - Instalações de ar-condicionado (2008). Sistemas centrais e unitários. Parte 1 Projetos de Instalação. Rio de Janeiro: ABNT 2008
- ABNT NBR 16401 - Instalações de ar-condicionado (2008). Sistemas centrais e unitários. Parte 2: Parâmetros de conforto térmico. Rio de Janeiro: ABNT 2008
- ABNT NBR 16401 - Instalações de ar-condicionado (2008). Sistemas centrais e unitários. Parte 3 Qualidade do ar Interior. Rio de Janeiro: ABNT 2008
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. ABNT. ABNT NBR 5858: Condicionador de ar doméstico. Rio de Janeiro: ABNT, 1983.
- INSTITUTO FEDERAL DO PIAUÍ. Ifpi Planta Baixa. Teresina, 2014. Planta baixa.
- ANVISA. Agência nacional de vigilância sanitária. Disponível em: <
<http://portal.anvisa.gov.br/wps/portal/anvisa/anvisa/agencia>>. Acesso em: 12 Jun. 2011c

ANEXO A- TABELAS USADAS PARA O CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Tabela A1 - Fatores totais de radiação solar incidente (W)

	06h	07h	08h	09h	10h	11h	12h	13h	14h	15h	16h	17h	18h	dezembro 22
S	26	222	321	365	386	402	400	402	386	365	321	222	26	
SE	57	480	664	691	598	476	303	129	60	55	48	33	5	
E	57	476	647	626	495	311	68	65	60	55	48	33	5	
NE	25	207	278	239	137	65	68	65	60	55	48	33	5	
N	5	33	48	55	60	65	68	65	60	55	48	33	5	
NW	5	33	48	55	60	65	68	65	137	239	278	207	25	
W	5	33	48	55	60	65	68	311	495	626	647	476	57	
SW	5	33	48	55	60	129	303	476	598	691	664	480	57	
H	13	203	462	704	902	1018	1072	1018	902	704	462	203	13	

	06h	07h	08h	09h	10h	11h	12h	13h	14h	15h	16h	17h	18h	março 22 / setembro 22
S	0	30	48	55	63	68	65	68	63	55	48	30	0	
SE	16	344	498	473	365	205	65	68	63	55	48	30	0	
E	22	481	710	690	548	328	65	68	63	55	48	30	0	
NE	16	355	535	534	447	298	123	68	63	55	48	30	0	
N	0	38	73	99	121	134	130	134	121	99	73	38	0	
NW	0	30	48	55	63	68	123	298	447	534	535	355	16	
W	0	30	48	55	63	68	65	328	548	690	710	481	22	
SW	0	30	48	55	63	68	65	205	365	473	498	344	16	
H	0	180	477	747	960	1100	1139	1100	960	747	477	180	0	

	06h	07h	08h	09h	10h	11h	12h	13h	14h	15h	16h	17h	18h	junho 21
S	—	28	45	53	58	63	63	63	58	53	45	28	—	
SE	—	166	230	178	63	63	63	63	58	53	45	28	—	
E	—	380	608	605	713	288	63	63	58	53	45	28	—	
NE	—	404	657	708	651	533	380	214	58	53	45	28	—	
N	—	196	347	428	474	502	511	502	474	428	347	196	—	
NW	—	28	45	53	58	214	380	533	651	708	657	404	—	
W	—	28	45	53	58	63	63	288	713	605	608	380	—	
SW	—	28	45	53	58	63	63	63	63	178	230	166	—	
H	—	200	406	642	834	957	991	957	834	642	406	200	—	

Fonte: Manual de Conforto Térmico; Frota, Schiffer (1987)

Tabela A2- Acréscimo ao Diferencial de Temperatura

ITEM	DESCRIMINAÇÃO	TAMANHO
JANELAS		
J1	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	1.00x0.50/2.35
J2	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	1.80x1.80/1.00
J3	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	2.40x1.80/1.00
J4	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	1.35x1.20/1.75
J5	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	1.00x1.20/1.75
J6	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	1.40x1.80/1.00
J7	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	2.50x1.80/1.00
J8	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	0.50x1.00/1.40
J9	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	0.70x1.80/1.00
J10	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	1.10x1.80/1.00
J11	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	0.60x0.30/2.20
J12	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	1.15x1.50/1.45
J13	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	2.25x1.50/1.45
J14	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	1.00x1.50/1.45
J15	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	0.70x1.50/1.45
J16	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	2.95x1.50/1.45
J17	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	0.80x0.90/2.40
J18	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	5.85x0.60/2.30
J19	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	5.60x0.60/2.30
J20	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	6.40x0.60/2.30
J21	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	6.20x0.60/2.30
J22	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	4.80x0.60/2.30
J23	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	3.30x0.60/2.30
J24	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	2.30x0.60/2.30
J25	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	3.00x0.60/2.30
J26	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	7.80x0.60/2.30
J27	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	7.35x0.60/2.30
J28	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	7.59x0.60/2.30
J29	ESQUADRIA DE ALUMÍNIO E VIDRO	5.08x0.60/2.30
ABERTURA		
AB1	ABERTURA	2.90x0.60/2.30
AB2	ABERTURA	3.05x0.60/2.30
VIDRO		
V1	VIDRO	1.50x1.00/1.00
PORTAS		
P1	ESQUADRIA EM MADEIRA	0.90x2.10
P2	ESQUADRIA EM MADEIRA	0.80x2.10
P3	ESQUADRIA EM MADEIRA	0.60x2.10
P4	ESQUADRIA EM MADEIRA	1.0x2.10
P5	ESQUADRIA EM MADEIRA	0.70x2.10
BASCULANTES		
B1	ESQUADRIA EM FERRO E VIDRO	2.20x0.60/2.30
B2	ESQUADRIA EM FERRO E VIDRO	2.00x0.60/2.30
COBOGÓS		
C1	ELEMENTO VAZADO EM CONCRETO	2.15x1.20/1.75
C2	ELEMENTO VAZADO EM CONCRETO	2.30x1.20/1.75
C3	ELEMENTO VAZADO EM CONCRETO	1.80x1.20/1.75
C4	ELEMENTO VAZADO EM CONCRETO	2.70x1.20/1.75
C5	ELEMENTO VAZADO EM CONCRETO	1.90x1.20/1.75
C6	ELEMENTO VAZADO EM CONCRETO	2.28x1.20/1.75
C7	ELEMENTO VAZADO EM CONCRETO	2.00x1.20/1.75
C8	ELEMENTO VAZADO EM CONCRETO	1.70x1.20/1.75
C9	ELEMENTO VAZADO EM CONCRETO	3.15x1.20/1.75
C10	ELEMENTO VAZADO EM CONCRETO	2.95x1.20/1.75
C11	ELEMENTO VAZADO EM CONCRETO	2.65x1.20/1.75

Fonte: Instituto Federal do Piauí

A3- Coeficientes globais de insolação por sombra ou cortina em janelas

Tipo de vidro	Sem persiana ou cortina	Persianas venezianas interiores ou cortinas de tela			Persianas venezianas exteriores		Persiana exterior		Cortina exterior de tela	
		Cor clara	Cor média	Cor escura	Cor clara	Exterior claro interior escuro	Cor média	Cor escura	Cor clara	Cor média ou escura
Vidro simples	1,0	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25

Fonte: Creder 2004

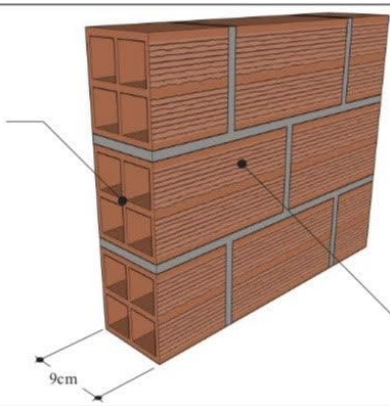
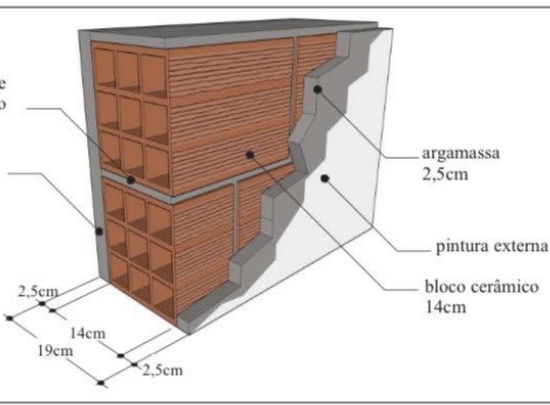
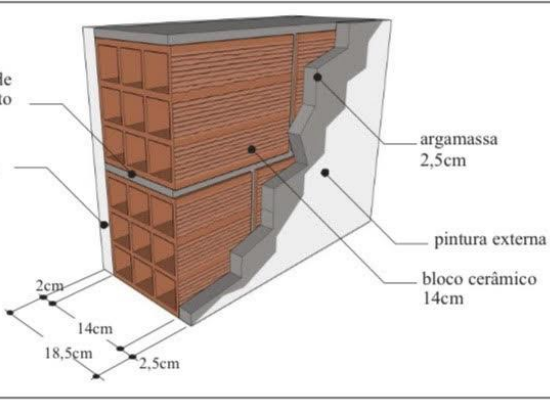
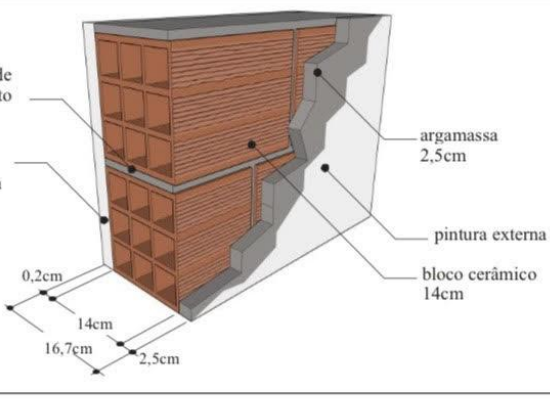
Tabela A4- Acréscimo ao Diferencial de Temperatura

Superfície	Cor escura	Cor média	Cor clara
Telhado	25 °C	16,6 °C	8,3 °C
Parede Leste ou Oeste	16,6°C	11,1°C	5,5°C
Parede Norte	8,3°C	5,5°C	2,7°C
Parede Sul	0	0	0

Fonte: Creder 2004

Tabela A5- Propriedades Térmicas de Paredes

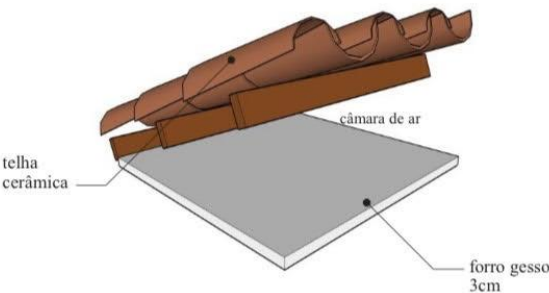
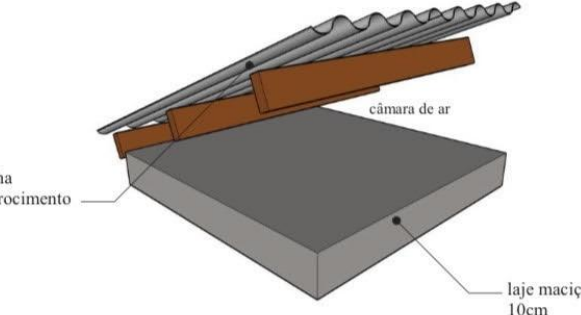
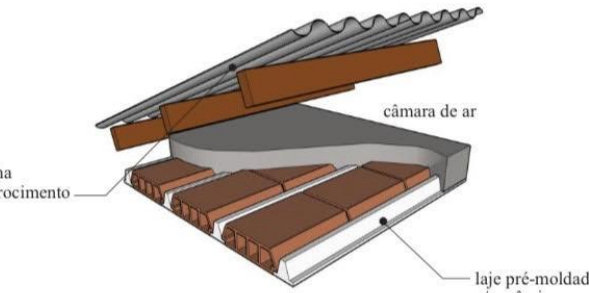
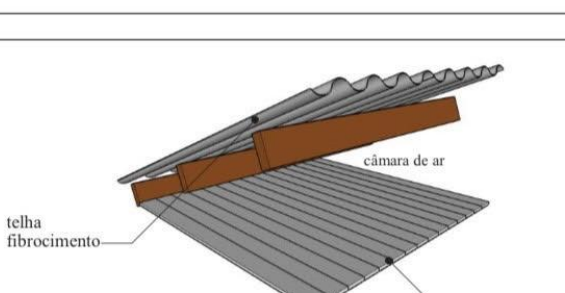
ANEXO DA PORTARIA INMETRO Nº 50/ 2013

 argamassa de assentamento 1,5cm bloco cerâmico 9cm 9cm	Descrição: 13 Sem revestimento interno Bloco cerâmico (9,0 x 9,0 x 24,0 cm) Sem revestimento externo <table border="1"> <thead> <tr> <th>U [W/(m²K)]</th><th>C_T [kJ/m²K]</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>2,99</td><td>42</td></tr> </tbody> </table>	U [W/(m²K)]	C _T [kJ/m²K]	2,99	42
U [W/(m²K)]	C _T [kJ/m²K]				
2,99	42				
 argamassa de assentamento 1,5cm argamassa 2,5cm argamassa 2,5cm pintura externa bloco cerâmico 14cm 2,5cm 14cm 19cm 2,5cm	Descrição: 14 Argamassa interna (2,5cm) Bloco cerâmico (14,0 x 19,0 x 29,0cm) Argamassa externa (2,5cm) Pintura externa (α) <table border="1"> <thead> <tr> <th>U [W/(m²K)]</th><th>C_T [kJ/m²K]</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1,85</td><td>161</td></tr> </tbody> </table>	U [W/(m²K)]	C _T [kJ/m²K]	1,85	161
U [W/(m²K)]	C _T [kJ/m²K]				
1,85	161				
 argamassa de assentamento 1,5cm gesso 2cm argamassa 2,5cm pintura externa bloco cerâmico 14cm 2cm 14cm 18,5cm 2,5cm	Descrição: 15 Gesso interno (placa 2,0cm) Bloco cerâmico (14,0 x 19,0 x 29,0cm) Argamassa externa (2,5cm) Pintura externa (α) <table border="1"> <thead> <tr> <th>U [W/(m²K)]</th><th>C_T [kJ/m²K]</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1,74</td><td>125</td></tr> </tbody> </table>	U [W/(m²K)]	C _T [kJ/m²K]	1,74	125
U [W/(m²K)]	C _T [kJ/m²K]				
1,74	125				
 argamassa de assentamento 1,5cm gesso 0,2cm argamassa 2,5cm pintura externa bloco cerâmico 14cm 0,2cm 14cm 16,7cm 2,5cm	Descrição: 16 Gesso interno (0,2cm) Bloco cerâmico (14,0 x 19,0 x 29,0cm) Argamassa externa (2,5cm) Pintura externa (α) <table border="1"> <thead> <tr> <th>U [W/(m²K)]</th><th>C_T [kJ/m²K]</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1,85</td><td>105</td></tr> </tbody> </table>	U [W/(m²K)]	C _T [kJ/m²K]	1,85	105
U [W/(m²K)]	C _T [kJ/m²K]				
1,85	105				

Fonte: Anexo da portaria Inmetro nº 50/2013

Tabela A6- Propriedades Térmicas do Teto

ANEXO DA PORTARIA INMETRO Nº 50/ 2013

 telha cerâmica câmara de ar forro gesso 3cm	Descrição: 8 Forro gesso (3,0cm) Câmara de ar (> 5,0 cm) Telha cerâmica (1cm) <table border="1"> <thead> <tr> <th>U</th><th>C_T</th></tr> <tr> <th>[W/(m²K)]</th><th>[kJ/m²K]</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1,94</td><td>37</td></tr> </tbody> </table>	U	C _T	[W/(m²K)]	[kJ/m²K]	1,94	37
U	C _T						
[W/(m²K)]	[kJ/m²K]						
1,94	37						
 telha fibrocimento câmara de ar laje maciça 10cm	Descrição: 9 Laje maciça (10,0cm) Câmara de ar (> 5,0 cm) Telha fibrocimento <table border="1"> <thead> <tr> <th>U</th><th>C_T</th></tr> <tr> <th>[W/(m²K)]</th><th>[kJ/m²K]</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>2,06</td><td>233</td></tr> </tbody> </table>	U	C _T	[W/(m²K)]	[kJ/m²K]	2,06	233
U	C _T						
[W/(m²K)]	[kJ/m²K]						
2,06	233						
 telha fibrocimento câmara de ar laje pré-moldada c/ cerâmica 12cm	Descrição: 10 Laje pré-moldada 12cm (concreto 4cm + lajota cerâmica 7cm + argamassa 1cm) Câmara de ar (> 5,0 cm) Telha fibrocimento 0,8cm <table border="1"> <thead> <tr> <th>U</th><th>C_T</th></tr> <tr> <th>[W/(m²K)]</th><th>[kJ/m²K]</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1,79</td><td>180</td></tr> </tbody> </table>	U	C _T	[W/(m²K)]	[kJ/m²K]	1,79	180
U	C _T						
[W/(m²K)]	[kJ/m²K]						
1,79	180						
 telha fibrocimento câmara de ar forro PVC 1cm	Descrição: 11 Forro PVC (1,0cm) Câmara de ar (> 5,0 cm) Telha fibrocimento <table border="1"> <thead> <tr> <th>U</th><th>C_T</th></tr> <tr> <th>[W/(m²K)]</th><th>[kJ/m²K]</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1,76</td><td>16</td></tr> </tbody> </table>	U	C _T	[W/(m²K)]	[kJ/m²K]	1,76	16
U	C _T						
[W/(m²K)]	[kJ/m²K]						
1,76	16						

Fonte: Anexo da portaria Inmetro nº 50/2013

Tabela A7- Taxas Típicas de Calor Liberado por pessoas

Nível de atividade	Local	Calor total (W)		Calor Sensível (W)	Calor latente (W)	% Radiante do calor sensível	
		Homem adulto	Ajustado M/F ^a			Baixa velocidade do ar	Alta velocidade do ar
Sentado no teatro	Teatro matinê	115	95	65	30		
Sentado no teatro, noite	Teatro noite	115	105	70	35	60	27
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 departamentos	160	130	75	55	58	38
Caminhando, parado em pé	Farmácia, agência bancária	160	145	75	70		
Trabalho sedentário	Restaurante ^b	145	160	80	80		
Trabalho leve em bancada	Fábrica	235	220	80	140		
Dançando moderadamente	Salão de baile	265	250	90	160	49	35
Caminhando 4,8 km/h; trabalho leve em máquina operatriz	Fábrica	295	295	110	185		
Jogando boliche ^c	Boliche	440	425	170	255		
Trabalho pesado	Fábrica	440	425	170	255	54	19
Trabalho pesado em máquina operatriz; carregando carga	Fábrica	470	470	185	285		
Praticando esportes	Ginásio, academia	585	525	210	315		

Fonte: NBR 16401-1/2008

Tabela A8- Infiltração de Ar

A) Pelas frestas		
Tipo de abertura	Observação	m³/h por metro de fresta ^(A)
Janelas		
- comum		3,0
- basculante		3,0
- guilhotina com caixilho de madeira	Mal ajustada	6,5
	Bem ajustada	2,0
- guilhotina com caixilho metálico	Sem vedação	4,5
	Com vedação	1,8
Portas	Mal ajustada	13,0
	Bem ajustada	6,5
B) Pelas portas		
Local	m³/h por pessoa	
	Porta giratória (1,80 m)	Porta de vai-e-vem (0,90 m)
Bancos	11	14
Barbearias	7	9
Drogarias e Farmácias	10	12
Escritórios de corretagem	9	9
Escritórios privados	-	4
Escritórios em geral	-	7
Lojas em geral	12	14
Restaurantes	3	4
Lanchonetes	7	9
C) Pelas portas abertas		
Porta até 90 cm	- 1 350m³/h	
Porta de 90 cm até 180 cm	- 2 000 m³/h	

Fonte: NBR 6401

Tabela A9- Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação

Local	D pessoas/ 100 m ²	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m ² a
		F _p L/s*pess.	F _a L/s*m ²	F _p L/s*pess.	F _a L/s*m ²	F _p L/s*pess.	F _a L/s*m ²	
Edifícios públicos								
Aeroporto – saguão ^c	15	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5	--
Aeroporto – sala de embarque ^c	100	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5	--
Biblioteca	10	2,5	0,6	3,5	0,8	3,8	0,9	--
Museu, galeria de arte ^d	40	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5	--
Local de culto	120	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Legislativo – plenário	50	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Teatro, cinema, auditório – lobby	150	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Teatro, cinema, auditório e platéia	150	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Teatro, cinema, auditório – palco	70	5	0,3	6,3	0,4	7,5	0,5	--
Tribunal – sala de audiências	70	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Esportes								
Boliche – área do público	40	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Ginásio coberto (área do público)	150	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Ginásio coberto (quadra)	--	--	0,3	--	0,4	--	0,5	--
Piscina coberta ^e	--	--	2,4	--	3,0	--	3,6	2,5
"Fitness center" – aeróbica	40	10	0,3	12,5	0,4	15,0	0,5	--
"Fitness center" – aparelhos	10	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Estabelecimentos de ensino								
Sala de aula	35	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Laboratório de informática	25	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Laboratório de ciências	25	5	0,9	6,3	1,1	7,5	1,4	5,0
Hotéis								
Apartamento de hóspedes	.	5,5	--	6,9	--	10,3	--	--
Banheiro privativo	--	--	--	--	--	--	--	2,5/unid.
Lobby, sala de estar	30	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Sala de convenções	120	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Dormitório coletivo	20	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Restaurantes, bares, diversão								
Restaurante – salão de refeições	70	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--
Bar, salão de coquetel	100	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--
Cafeteria, lanchonete, refeitório	100	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--
Salão de jogos	120	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--
Discoteca, danceteria	100	10,0	0,3	12,5	0,4	15,0	0,5	--
Jogos eletrônicos	20	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--

Fonte: NBR 16401-1/2008

Tabela A10- Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação

Configuração da distribuição de ar	E_z
Insuflação de ar frio pelo forro	1,0
Insuflação de ar quente pelo forro e retorno pelo piso	1,0
Insuflação de ar quente pelo forro, 8°C ou mais acima da temperatura do espaço e retorno pelo forro	0,8
Insuflação de ar quente pelo forro a menos de 8°C acima da temperatura do espaço pelo forro, desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4 m do piso à velocidade de 0,8 m/s	1,0
Insuflação de ar frio pelo piso e retorno pelo forro, desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4 m ou mais do piso à velocidade de 0,8 m/s	1,0
Insuflação de ar frio pelo piso, com fluxo de deslocamento a baixa velocidade e estratificação térmica, e retorno pelo forro	1,2
Insuflação de ar quente pelo piso e retorno pelo piso	1,0
Insuflação de ar quente pelo piso e retorno pelo forro	0,7
Ar de reposição suprido do lado oposto à exaustão ou ao retorno	0,8
Ar de reposição suprido à proximidade da exaustão ou do retorno	0,5

Fonte: NBR 16401-1/2008

ANEXO B - PLANTA BAIXA DO ANEXO COM A SALA A1-14

