

FUNDAÇÃO OSWALDO ARANHA
CENTRO UNIVERSITÁRIO DE VOLTA REDONDA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Por:

Marina Mariana de Souza Magiole

Pedro Henrique Ferreira Braga

Ronaldo da Silva Duarte

**PROJETO DE EXAUSTÃO E CLIMATIZAÇÃO PARA O
ESTABELECIMENTO SUJIRU SUSHI DELIVERY**

Volta Redonda-RJ

2018

FUNDAÇÃO OSWALDO ARANHA
CENTRO UNIVERSITÁRIO DE VOLTA REDONDA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO DE EXAUSTÃO E CLIMATIZAÇÃO PARA O
ESTABELECIMENTO SUJIRU SUSHI DELIVERY**

Trabalho de Conclusão de
Curso apresentado ao Curso de
Engenharia Mecânica do Centro
Universitário de Volta Redonda -
UniFOA, como requisito parcial para
obtenção de título de bacharel em
Engenharia Mecânica.

Alunos:

Marina Mariana de Souza Magiole

Pedro Henrique Ferreira Braga

Ronaldo da Silva Duarte

Orientadores:

Alexandre Alvarenga Palmeira

Alexandre Fernandes Habibe

Volta Redonda – RJ

2018

FOLHA DE APROVAÇÃO

Alunos:

Marina Mariana de Souza Magiole

Pedro Henrique Ferreira Braga

Ronaldo da Silva Duarte

PROJETO DE EXAUSTÃO E CLIMATIZAÇÃO PARA O ESTABELECIMENTO SUJIRU SUSHI DELIVERY

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à banca examinadora como requisito parcial para obtenção do Bacharelado em Engenharia Mecânica no Centro Universitário de Volta Redonda – UniFOA, defendido e aprovado em _____ de _____ de 2018 pela banca examinadora constituída por:

Prof. Doutor Alexandre Alvarenga Palmeira

Orientador

Prof. Doutor Alexandre Fernandes Habibe

Orientador

Prof. Esp. Antônio Pádua Sobreira Leal

AGRADECIMENTO

Agradecemos à Deus, que nos fortaleceu e nos uniu ainda mais nos momentos em que acreditamos não ser mais possível. Agradecemos ao Prof. Jayme Monteiro Cardoso pela orientação e apoio na realização dos estudos desse trabalho. Ao Prof. Dr. Alexandre Fernandes Habibe, pelo suporte no pouco tempo que nos coube, pelas suas correções e incentivos. Ao querido Prof. Dr. Alexandre Alvarenga Palmeira pelo grande profissional que é, pela paciência e disponibilidade conosco. Agradecemos também a todos os professores da UniFOA que, com profissionalismo e esforço, nos proporcionaram uma educação e conhecimentos essenciais. A nossos pais e familiares que sempre nos apoiaram em nossa caminhada sem medir esforços. Aos amigos e colegas, pelo apoio de todos os dias. A todos que direta ou indiretamente fizeram parte da nossa formação, o nosso muito obrigado.

RESUMO

Através deste trabalho foi possível conhecer a importância da ventilação em ambientes. Um ambiente saudável é aquele que traz conforto e salubridade às pessoas que o frequentam. No estabelecimento Sujiru *Sushi Delivery* foi visto que, os banheiros e salão não possuem renovação de ar, e foi identificado a necessidade de um sistema de climatização para o salão e um sistema de exaustão para cada banheiro. No salão, faz-se a necessidade da instalação de dois ares condicionados que, juntos, supram a carga térmica encontrada no dimensionamento, melhorando assim as condições do ar. Para os banheiros, um sistema de exaustão é essencial pois, não havendo a renovação do ar o sistema vai eliminar a insalubridade, deixando o ambiente adequado às normas vigentes. O estabelecimento precisa de um dimensionamento que atenda a necessidade de forma viável, em todos os aspectos (estrutural, econômico e de projeto).

Palavras-chave: Ventilação; Local; Diluidora; Exaustão; Insuflamento; Renovação.

ABSTRACT

Through this work it was possible to know the importance of ventilation in ambient. A healthy ambient is one that brings comfort and wholesomeness to the people who attend it. In the establishment *Sujiru Sushi Delivery* was seen that, the bathrooms and salon do not have air renovation, and was identified the need for a climate control system for the salon and an exhaust system for each bathroom. In the room, it is necessary to install two air conditioners that, together, supply the thermal load found in the design, thus improving the air conditions. For bathrooms, an exhaust system is essential because, without renewing the air, the system will eliminate unhealthiness, leaving the ambient adequate to current standards. The establishment needs a dimensioning that meets the need in a viable way, in all aspects (structural, economic and design).

Keywords: Ventilation; Local; Dilution; Exhaustion; Insufflamiento; Renovation.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	16
1.1. Generalidades	16
1.2. Objetivo	17
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1. Generalidades	18
2.2. Ventilação Industrial	18
2.3. Ventilação Natural	19
2.4. Ventilação Geral	23
2.5. Ventilação Exaustora Local	26
2.6. Conforto Térmico	27
2.7. Ventilação Diluidora Para Redução de Calor Sensível	30
2.8. Psicrometria	40
3. METODOLOGIA	42
4. ESTUDO DE CASO	45
4.1. Localização e Análise Geográfica	45
4.2. Abordagem e Análise do Problema	48
4.3. Levantamento de Dados	50
4.3.1. Tipo de Parede e Acabamento	53
4.3.2. Tipos de Janelas	54
4.3.3. Dimensões das Áreas	55
4.3.4. Quantitativo	55
5. CÁLCULOS DE TELHA SEM ISOLAMENTO	57
6. CÁLCULOS DE TELHA COM ISOLAMENTO	77
7. AVALIAÇÃO ECONÔMICA DO PROJETO	82
8. CONCLUSÃO	86
9. REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	88

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Renovações de ar recomendadas	28
Tabela 2 – Renovações de ar recomendadas	29
Tabela 3 – Padrões de ventilação geral, segundo <i>Handbook of Air Conditioning</i> .	29
Tabela 4 – Condições ambientais de conforto.	31
Tabela 5 – Calor por pessoa (Btu/h).....	32
Tabela 6 – Calor por pessoa – Sensível e Latente.	33
Tabela 7 – Fatores para multiplicar a área da superfície (A).....	34
Tabela 8 – Fatores para multiplicar a área da superfície (B).....	35
Tabela 9 – Valores de dissipação de lâmpadas.....	36
Tabela 10 – Operação contínua – Motores elétricos – Carga térmica	37
Tabela 11 – Operação contínua – Motores elétricos – Carga térmica	38
Tabela 12 – Carga térmica em alguns equipamentos	39
Tabela 13 – Fluxograma	42
Tabela 14 – Trocas de ar/hora para ambientes	51
Tabela 15 – Carga térmica devido a equipamentos	68
Tabela 16 – Cargas térmicas coletadas nos cálculos.....	72
Tabela 17 – Materiais de isolamento	76
Tabela 18 – Cargas térmicas coletadas nos cálculos.....	79
Tabela 19 – Custo de instalação	84

Tabela 20 – Custo de instalação	84
---------------------------------------	----

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ventilação Natural.....	19
Figura 2 – Fatores influenciadores no fluxo de ar em edificações	20
Figura 3 – Ação do vento na ventilação de edificações.....	21
Figura 4 – Movimentação do ar pelo efeito chaminé	22
Figura 5 – Correção para o caso de entradas/saídas de ar	22
Figura 6 – Correção dos efeitos combinados do vento e diferença de temperatura	23
Figura 7 – Ação do vento e diferença de temperatura.....	23
Figura 8 – Insuflamento, exaustão e sistema misto	24
Figura 9 – Insuflação mecânica e exaustão natural.....	25
Figura 10 - Insuflação mecânica e exaustão natural	25
Figura 11 – Sistema de ventilação exaustora local.....	26
Figura 12 – Zonas de bem-estar para temperatura versus velocidade do ar	27
Figura 13 – Carta psicrométrica.....	40
Figura 14 – Frente da loja – Localização	45
Figura 15 – Temperatura máxima local	46
Figura 16 – Temperatura horária média	47
Figura 17 – Sujiru <i>Sushi Delivery</i>	48
Figura 18 – Sujiru <i>Sushi Delivery</i>	48

Figura 19 – Salão	49
Figura 20 – Salão	49
Figura 21 – Salão	50
Figura 22 – Banheiros	50
Figura 23 – Tipo de telhado utilizado.....	52
Figura 24 – Tipos de telhado	52
Figura 25 – Formato do telhado do projeto	52
Figura 26 – Telha de aço galvanizada.....	53
Figura 27 – Exaustor escolhido para os banheiros.....	58
Figura 28 – Esquema de ventilação	73
Figura 29 – Esquema de ventilação	80
Figura 30 – Ar condicionado escolhido.....	82
Figura 31 – Ar condicionado escolhido.....	83
Figura 32 – Gasto mensal baseado na utilização média – Light.....	85

LISTA DE ANEXOS

ANEXO 1 – Tabela de potência	90
ANEXO 2 – Tabela Elgin.....	91
ANEXO 3 – Carta psicrométrica.....	92
ANEXO 4 – Tabela Construclima.....	93
ANEXO 5 – Fotos do estabelecimento Sujiru <i>Sushi Delivery</i>.....	94
ANEXO 6 – ABNT - Desempenho térmico de edificações	96

LISTA DE SIMBOLOS

Q	Vazão em m^3/h
n	Numero de Renovações de ar
V	Volume
h	Condutância superficial em $kcal/h.m^2.°C$
A	Área
k	Condutividade térmica por unidade de comprimento em $kcal/h.m^2.°C$
U	Coefficiente global de transmissão de calor em $kcal/h.m^2.°C$
Δt	Diferença de temperatura
$\Delta t'$	Diferencial de temperatura usado nos projetos - baseado na diferença de $9,4°C$ entre a temperatura externa e o recinto condicionado.
q	Taxa de fluxo de calor transmitida em $kcal/h$
UR	Umidade relativa
SO	Sudoeste
SE	Sudeste
NE	Nordeste
NO	Noroeste
P	Potência
w	Watts

<i>kw</i>	Kilowatts
<i>qs</i>	Taxa de fluxo de calor sensível em <i>kcal/h</i>
<i>ql</i>	Taxa de fluxo de calor latente em <i>kcal/h</i>
<i>Qins</i>	Vazão de insuflamento em <i>m³/h</i>
<i>te</i>	Temperatura externa
<i>ti</i>	Temperatura Interna
γ	Peso específico do ar em <i>kg/m³</i>
<i>Ue</i>	Umidade específica do ar em <i>kg/kg</i>
<i>RCS</i>	Razão de calor sensível
<i>Tins</i>	Temperatura de isuflamento
<i>Text</i>	Temperatura externa
<i>Tret</i>	Temperatura de retorno
<i>Tmist</i>	Temperatura de mistura
<i>Ti</i>	Temperatura interna
<i>Qret</i>	Vazão de retorno
<i>Qarext</i>	Vazão de ar externo
<i>Tarext</i>	Temperatura externa
<i>hmist</i>	Entalpia de mistura
<i>hret</i>	Entalpia de retorno
<i>harext</i>	Entalpia do ar externo
<i>hins</i>	Entalpia de insuflamento

C Capacidade do ar condicionado

TR Toneladas de Refrigeração

1. INTRODUÇÃO

1.1. Generalidades

Ventilação industrial é um campo muito importante para o cotidiano de nossas vidas e muitas das vezes não percebemos sua aplicação em nossas vidas. Ela se aplica aos projetos urbanos de condomínios e residências, nos veículos de transporte público e particulares que possuam sistema de ar condicionado na obtenção de conformo térmico.

Não se pode deixar de mencionar os ambientes comerciais, industriais, hospitais, laboratórios e outros ambientes os quais são obrigados a ter renovação de ar devido a contaminações provenientes de doenças, ou vapores de processos industriais e gases. O não controle desses poluentes poderá gerar uma larga escalada de doenças graves como problemas respiratórios, hipertensão arterial, doenças do fígado, doenças dos olhos e irritações das mucosas, doenças do sistema nervoso entre outras doenças.

A ventilação pode se dividir em dois grupos: 1 - Sistemas de ventilação geral que se divide em subgrupos, como sistema de ventilação natural (não possui equipamentos mecânicos auxiliando a ventilação do ambiente, se realiza por meio da ação dos ventos nas entrada de ar por exemplo portas, janelas lanternins entre outros tipos de entrada de ar), sistema de ventilação geral diluidora (quando temos auxílio de componentes mecânicos (ventiladores) para ventilar o local desejado, podendo ser de insuflação ou exaustão), sistemas misto (tem a combinação de sistema de insuflação e exaustão juntos). 2 - Sistema de ventilação local exaustora (são montados equipamentos de captação junto a origem da fonte poluidora para retirada de todo ar contaminado e realizar o seu devido tratamento sem que haja uma agressão ao meio ambiente).

O restaurante de comida japonesa Sujiru *Sushi Delivery* localizado na rua Major Ferraz nº 245 Cep 27135-480, bairro Centro da Cidade de Barra do Piráí no estado do Rio de Janeiro tem uma área de aproximadamente de 60 m² e necessita de um sistema de climatização e exaustão para se adequar as exigências e normas para restaurantes e possui uma previsão de ampliação de atendimento no local e simultaneamente com *delivery*. Podemos destacar que o ambiente possui um desconforto térmico devido à falta de renovação de ar e sua carga térmica a processamento dos alimentos e das pessoas que trabalham no local.

1.2. Objetivo

O projeto tem como objetivo solucionar o problema de acúmulo de carga térmica existente nos ambientes do restaurante Sujiru *Sushi Delivery*, tendo um agravante de que os ambientes (salão e banheiros) não possuem renovação de ar, afim de adequar às normas e padrões exigidos e ganhar conforto térmico para funcionários e clientes.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Generalidades

A ventilação tem como objetivo a movimentação do ar para uma renovação em um ambiente, que pode ser mecânica ou natural. Ela controla a distribuição do ar, a umidade e eliminar a poluição do ambiente, segundo Macintyre (1990).

Para deixar um ambiente salubre é preciso identificar técnicas de entrada ou retirada de corrente de ar de um ambiente sem com que haja grandes perdas de energia. Com um estudo e entendimentos dessas técnicas, é capaz de fazer um controle de contaminante e deixar um ambiente agradável.

2.2. Ventilação Industrial

Para se entender melhor os tipos de ventilação industrial, precisa-se saber qual o objetivo se deseja alcançar no projeto. São esses objetivos:

- I. Ventilação para se manter um conforto térmico: onde se aquece o ambiente em dias frios, e refrigera em dias quentes, mantendo assim um ambiente confortável às pessoas.
- II. Ventilação para se manter a saúde e segurança das pessoas: regula-se as concentrações de elementos no ar para que seja aceitável e ao faça mal à saúde.
- III. Ventilação para fins de trabalho (conservação de alimentos, equipamentos, entre outros): deixa o ambiente em temperatura favorável para motores não terem problemas de superaquecimento, para que alimentos não estraguem, entre outros.

2.3. Ventilação Natural

Podemos controlar a ventilação natural através de entradas e saídas de ar, pré-determinadas através de estudos. Por ser um método de baixo custo, é bem comum encontrarmos este tipo de ventilação, pois não utiliza energia para seu funcionamento. Porém, encontramos certa dificuldade por depender de forças naturais para seu funcionamento.

Através de ventilação natural, o ar que entra ou sai de um edifício depende de muitos fatores, como a movimentação do ar através da ação do vento, da diferença de temperatura e até mesmo pela ação combinada, segundo Macintyre, (1990), e visto na Figura 2.

Pode conter saídas de ar onde encontra-se pressão mais baixa utilizando lanternin, como na Figura 1.

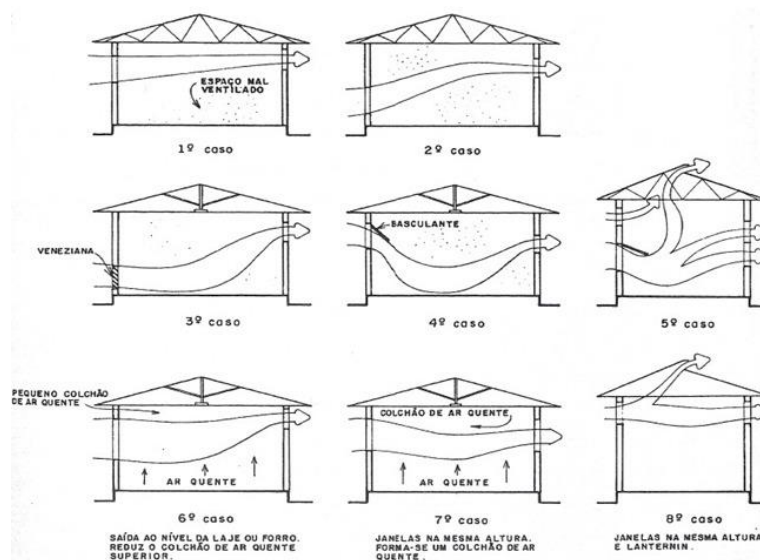


Figura 1: Ventilação natural

Fonte: Macintyre, 1990

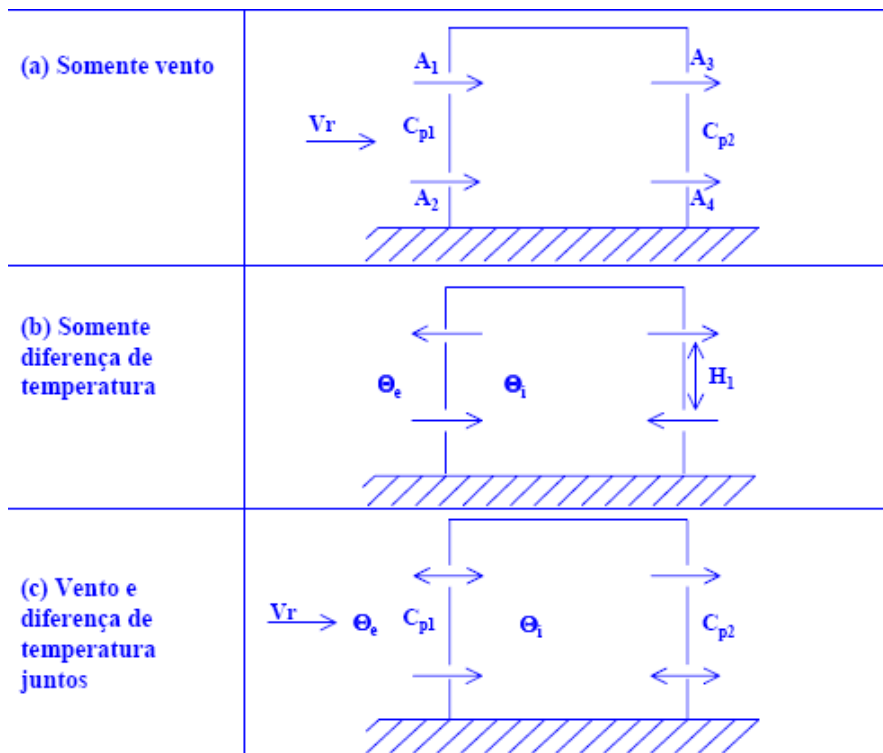


Figura 2: Fatores influenciadores no fluxo de ar em uma edificação (a) Somente vento; (b)

Somente diferença de temperatura; (c) Vento e diferença de temperatura juntos

Fonte: pcc261.pcc.usp.br, acesso em 04.10.2018

Como há uma grande variedade em relação ao vento, é necessário adotar 50% da velocidade média sazonal dos ventos para uma base de cálculo. Pode-se determinar a vazão Q_v de ar que entra em um recinto através de aberturas de área total A quando a velocidade do vento for igual a v . Para o cálculo de Q_v , Macintyre (1990) usa a Equação 1:

$$Q_v = \phi \cdot A \cdot v \quad (1)$$

Q_v é dado em cfm

Área é dada em pé²

A velocidade do vento é dada em pés/min

O fator ϕ é adimensional e considerado entre 0,5 e 0,6 se os ventos forem perpendiculares às aberturas e 0,25 e 0,35 se os ventos forem diagonais às aberturas.

Na Figura 3 segue uma exemplificação da movimentação de ar simples ação do vento.

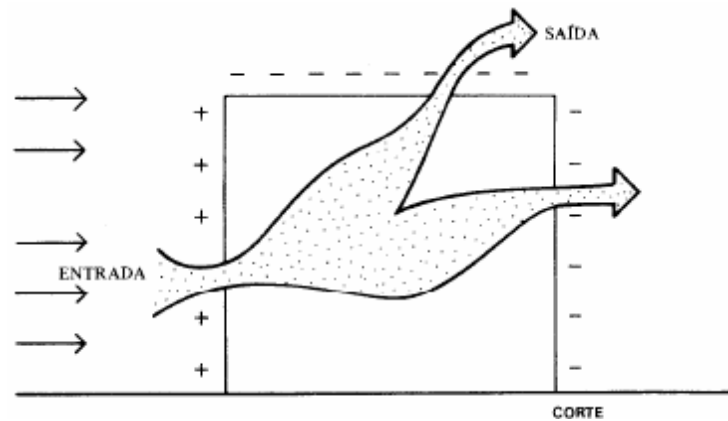


Figura 3: Ação do vento na ventilação de edificações

Fonte: Macintyre, 1990

Visto pela diferença de temperatura, o ar com densidade menor, sobe e sai pelas aberturas instaladas na parte superior. Chamamos esse fenômeno de efeito chaminé, em que sua vazão se dá pela Equação 2:

$$Q_t = 9,4 \cdot A \cdot H_1 \cdot (\theta_i - \theta_e) \quad (2)$$

Onde:

Q_t - Vazão de ar devido à diferença de temperatura (cfm);

A - Área livre das saídas de ar (pé²);

H_1 - Diferença de altura entre as aberturas de entrada e de saída (pé);

9,4 – Constante de proporcionalidade, incluindo o valor correspondente a 65% para levar em conta a efetividade das aberturas. Deve-se reduzir este valor para 50% (a constante passa a ser 7,2) se as condições de escoamento entre a entrada e a saída não forem favoráveis.

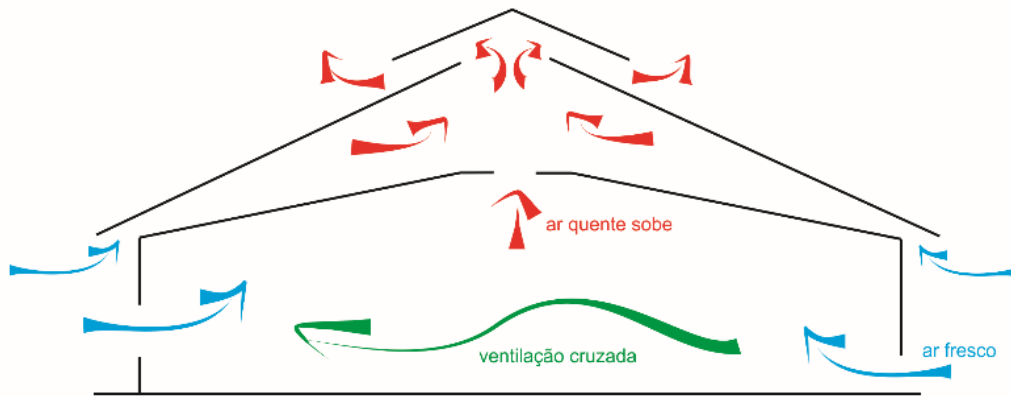


Figura 4: Movimentação do ar pelo efeito chaminé

Fonte: arkideias.com, acesso em 04.10.2018

Quando se encontra uma diferença entre a entrada e saída de ar de um projeto, como a Figura 4, é preciso fazer uma correção no cálculo utilizando o gráfico que vimos em sala de aula, e que se encontra no livro Macintyre (1990). Ver Figura 5.

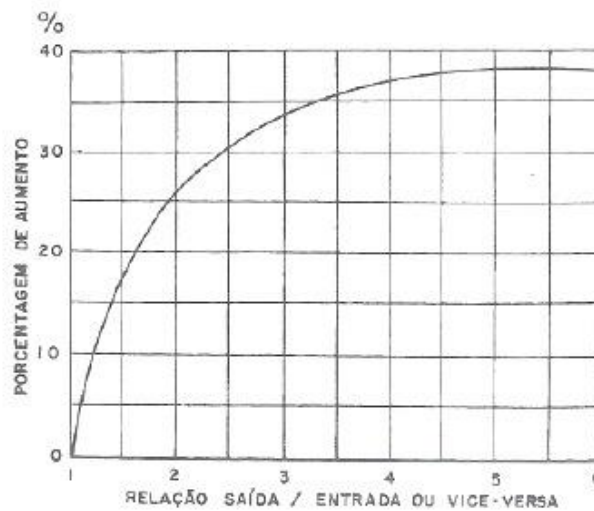


Figura 5: Correção para o caso de entradas/saídas

Fonte: Macintyre, 1990

Já, quando encontramos o efeito chaminé, precisamos corrigir o cálculo através da Figura 6, onde também vimos o gráfico em sala de aula, e que se encontra no Macintyre, (1990).

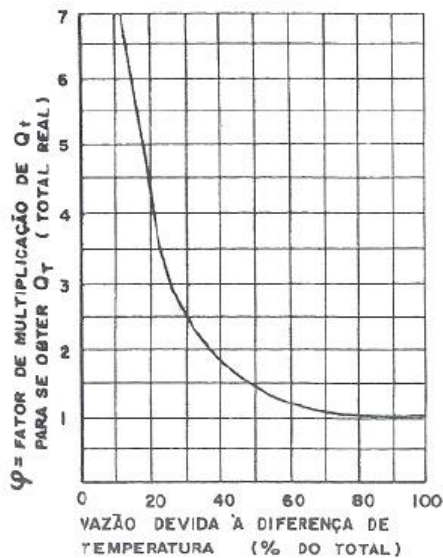


Figura 6: Correção dos efeitos combinados do vento e diferença de temperatura

Fonte: Macintyre, 1990

Antes da realização do projeto é preciso fazer um estudo e não deixar faltar nenhuma informação. Caso não se adeque à ventilação natural, é preciso adquirir um sistema de ventilação “forçada”, ou bem dizendo mecânica. Vejamos um exemplo da movimentação do ar na Figura 7.

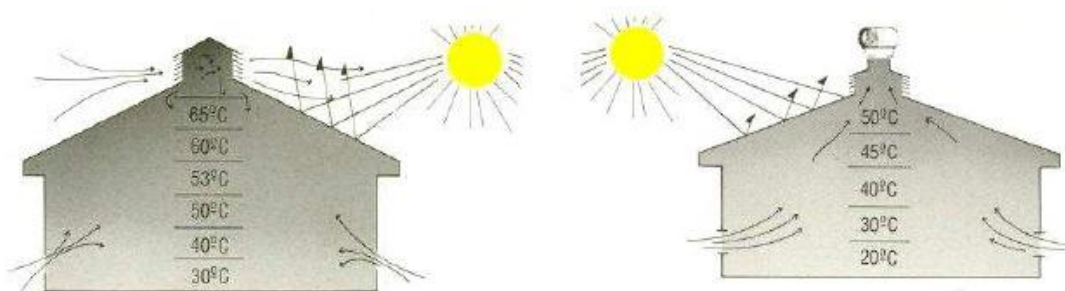


Figura 7: Ação do vento e diferença de temperatura

Fonte: Bortolaia, 2012

2.4. Ventilação Geral

Podemos dizer que ventilação geral é a combinação de exaustão mecânica e ventilação natural, proporcionando um ambiente confortável com uma temperatura considerável. Para que isso ocorra utiliza-se exaustores (tira, extrai ar do ambiente – pressão negativa) e insufladores (coloca, insere ar em um ambiente – pressão positiva), fazendo com que mude a pressão, a qual podemos considerar esta pequena mudança desprezível.

De acordo com Macintyre (1990), os métodos para a ventilação geral podem ser por insuflação natural combinada com exaustão mecânica, insuflação mecânica combinada com exaustão natural e insuflação mecânica combinada com exaustão mecânica. Podemos observar através da Figura 8.

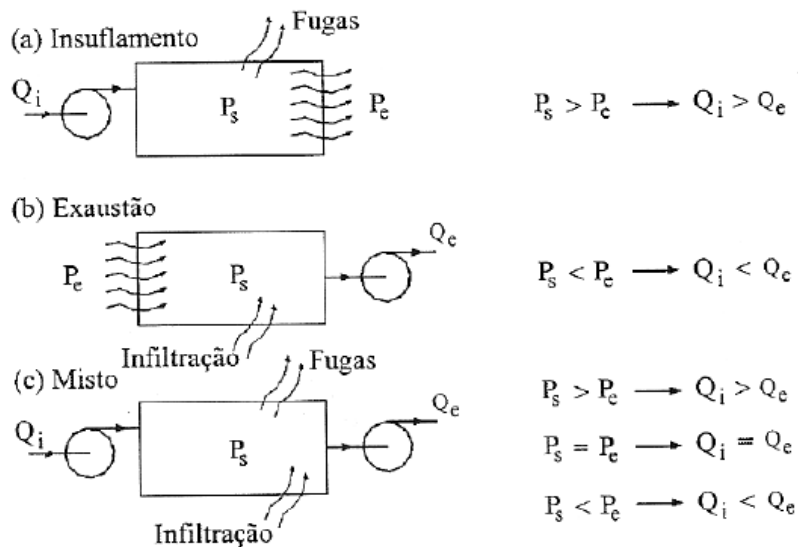


Figura 8: (a) Insuflamento; (b) Exaustão; (c) Misto

Fonte: Bortolaia, 2012

Através da insuflação mecânica, temos no interior de um ambiente, uma pressão maior que na parte externa. Que é basicamente ventiladores que inserem

ar no ambiente, proporcionando um maior controle de poluentes, em relação à ventilação natural. Podemos entender através da Figura 9.

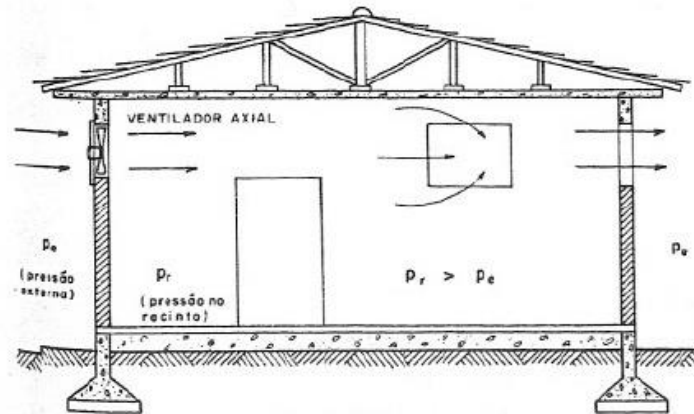


Figura 9: Insuflação mecânica e exaustão natural

Fonte: Macintyre, 1990

Mesmo sendo uma forma mais econômica, não temos um bom controle de qualidade no ambiente.

Se a exaustão for axial, o exaustor ficará do lado oposto ao de entrada de ar e em um nível extremamente alto. Caso isso não possa ocorrer, devido à estrutura, deverá conter um sistema de dutos no projeto. A Figura 10 pode nos mostrar como ocorre.

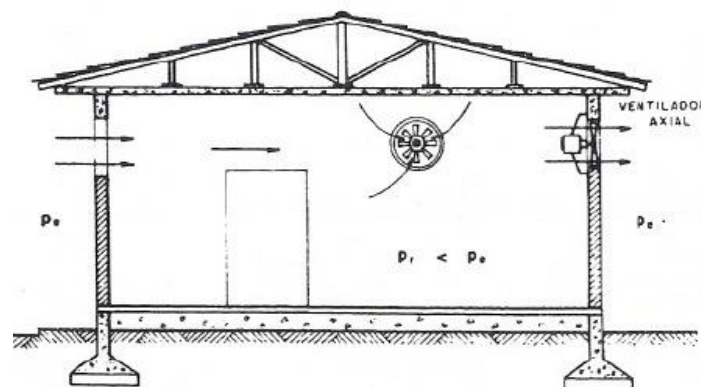


Figura 10: Insuflação natural e exaustão mecânica

Fonte: Macintyre, 1990

Temos também insuflamento combinado com exaustão, que é um tipo de ventilação mecânica onde podemos obter maior qualidade do ar, devido à captação não poluída. Porém, seu projeto é geralmente feito quando não se tem escolha de um dos métodos separadamente.

2.5. Ventilação Exaustora Local

Muitos locais lançam produtos tóxicos, que ameaçam a saúde das pessoas e o meio ambiente, na forma de poeira, gases, vapor, entre outros. E tudo isso pode ser minimizado com um bom projeto e com a implementação de um sistema de controle ambiental.

O sistema de ventilação local exaustora vem se mostrando segura, e por isso vem sendo implantada com frequência. Ela capta os agentes poluentes na fonte, impedindo que o trabalhador os respire. É o sistema mais completo e utilizado, e é composto por captadores (abertura de sucção), dutos, filtros, ventilador, coletor (responsáveis pelo controle da contaminação do ar e evitam a reintrodução do ar poluente no ambiente) e chaminé. Todos os itens acima citados devem estar funcionando corretamente e em perfeito estado para que haja um ambiente salubre e seguro. Figura 11.

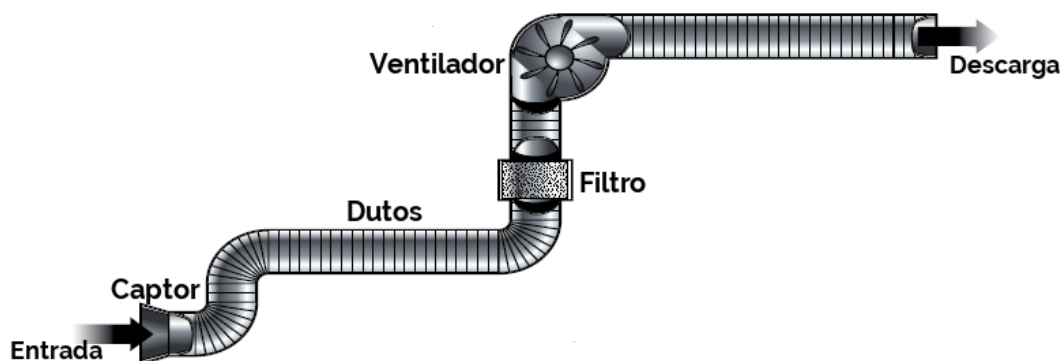


Figura 11: Sistema de ventilação exaustora local

Fonte: https://www.saudeesegurancaotrabalho.org/ventilacao_industrial

2.6. Conforto Térmico

Conforto térmico é o que todos procuram para se sentir bem na maioria dos lugares. Pode estar ligado ao ponto de vista ambiental ou individual, humano. Conforto térmico é o estado de equilíbrio do corpo humano, onde ele é capaz de se sentir à vontade em determinado ambiente, sem que a temperatura do ambiente o incomode.

Precisamos encontrar uma zona de conforto para que um ambiente se torne agradável, e o movimento do ar é muito importante para se conseguir esse equilíbrio, pois seus efeitos são capazes de aumentar ou diminuir a temperatura necessária (seja ela para fins de conforto ou de necessidade de manter máquinas e equipamentos funcionando com eficiência).

No livro Macintyre (1990), contém um gráfico que representa e explica o funcionamento desse sistema de conforto térmico, através da relação velocidade do ar versus temperatura do ar local. Na Figura 13, este recurso oferecido no livro.

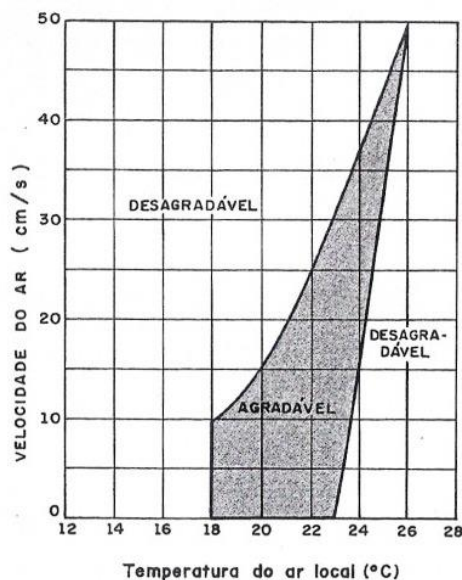


Figura 12: Zonas de bem-estar para temperatura versus velocidade do ar

Fonte: Macintyre, 1990

A figura 12 mostra a zona de bem-estar vendo a sua velocidade e a temperatura local do ar.

Se o ar estiver com alta umidade, não será possível obter a evaporação nas condições requeridas. Somente com a extração da umidade pode-se obter um conforto no ambiente.

A ventilação em ambientes normais com poucas pessoas precisa proporcionar conforto térmico, além de ambiente salubre. Para que isto ocorra, podemos empregar alguns valores na hora do dimensionamento, como nas Tabelas 1, 2 e 3.

Tabela 1 – Renovações de ar recomendadas

Recinto a ser ventilado	Duração em minutos de cada renovação de ar	Renovação de ar por hora
Auditórios	6-3	10-20
Salas de conferências	2,4-1,7	25-35
Restaurantes	10-3	6-20
Escritórios	10-3	6-20
Oficinas	7,5-5	8-12
Cozinhas	3-2	20-30
Fundições	12-3	5-20
Casas de caldeira	3-2	20-30
Sanitários	7,5-3	8-20

Fonte: Macintyre, 1990

Tabela 2 – Renovações de ar recomendadas

Recinto a ser ventilado	Renovações de ph	CFM p/pessoa
Escritórios	6-20	10
Salas de conferências	25-30	40
Pequenas Oficinas	8-12	
Salas de depósito	2-15	
Cozinhas	10-30	
Garagens	6-30	
Equipamentos mecânicos	8-12	
Fundições	5-20	
Pinturas e polimentos	18-22	
Restaurantes	6-20	
Sanitários	8-20	

Fonte: Macintyre, 1990.

Tabela 3 – Padrões de ventilação geral, segundo Handbook of Air Conditioning

Utilização	Fumo	Vazão por pessoa				CFM por pé ² de piso
		Recomendado		Mínimo		
		CFM	m ³ /h	CFM	m ³ /h	
Salas de diretoria	Excessivo	50	85	30	51	-
Salas de reuniões	Excessivo	50	85	30	51	1,25
Escrit. Públicos	Algum	15	25,5	10	17	-
Escrit. Privativos	Nenhum	25	12,5	15	25,5	0,25
Escrit. Privativos	Considerável	30	51	25	42,5	0,25
Corredores	-	-	-	-	-	0,25
Restaurante	Considerável	15	25,5	12	20,4	-
Cozinha de restau.	-	-	-	-	-	4,0
Laboratórios	Algum	20	34	15	25,5	-
Garagens	-	-	-	-	-	1,0
Fábricas	Nenhum	10	17	7,5	13	0,10
Sanitários	-	-	-	-	-	2,0

Fonte: Macintyre, 1990.

2.7. Ventilação Diluidora Para Reduzir a Taxa de Calor Sensível

Vários fatores influenciam na temperatura do ambiente devido ao fenômeno da troca de calor. Os mais importantes para este projeto serão abordados agora, para que o projeto saia de forma correta e não haja problemas inesperados.

Certas considerações precisam ser levadas em conta, como por exemplo, carga térmica devido às pessoas, considerando o calor sensível, e o latente em relação ao suor liberado por elas. Dentre outras considerações, segundo Macintyre, 1990, listadas a seguir:

- I. O calor sensível devido à irradiação solar sobre os vidros e paredes externas e coberturas;
- II. O calor sensível devido à condução pelas paredes, pisos, tetos, vidros, etc.;
- III. Os calores sensível e latente decorrentes da infiltração do ar exterior pelas portas e janelas;
- IV. O calor sensível correspondente à carga de energia elétrica dissipada no recinto nos aparelhos de iluminação e acessórios. Assim, no caso de iluminação fluorescente, deve ser computado o calor produzido pelos reatores;
- V. Calor sensível devido a motores elétricos;
- VI. Calor sensível devido a outros equipamentos eventualmente existentes no recinto.

Para que se tenha condições de conforto, é preciso analisar o local, a temperatura de bulbo seco recomendável e a temperatura máxima, em graus, como na tabela 4.

Tabela 4 – Condições ambientais de conforto

LOCAL	RECOMENDÁV EL	MÁXIMA
	Temp. bulbo seco °C	Temp. bulbo seco °C
Escritórios	23 a 25	26,5
Auditórios	24 a 26	27
Restaurantes	24 a 26	27

Macintyre, 1990.

Segundo Macintyre, 1990, podemos considerar o calor liberado por uma pessoa sendo: em movimento lento ou sentada 100 kcal/h (400 Btu/h), e para pessoas trabalhando 166 kcal/h (660 Btu/h). E a taxa de ocupação do recinto por pessoa pode ser separada para: salas de escritório, contabilidade, etc. sendo 6 metros quadrados por pessoa; auditórios, salas de conferência sendo 1,5 metros quadrados por pessoa; restaurantes (que é o caso deste) sendo 2 metros quadrados por pessoa, como pode ser observado na tabela 5 a seguir.

Tabela 5: Calor por pessoa (Btu/h).

Atividade	Aplicação típica	Temperatura do bulbo seco da sala (°C)										Taxa metabólica (adultos homens) Btu/h
		27,7°		26,7°		25,5°		23,9°		21,1°		
		C _s Btu/h	C _l	C _s	C _l	C _s	C _l	C _s	C _l	C _s	C _l	
Sentado, em repouso	Salas de aula e conferência	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90	390
Sentado, trabalho leve	Escola secundária	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125	450
Emp. de escritórios	Escritório	180	270	200	250	215	235	245	205	285	165	475
Trabalho leve, bancada	Fábricas (trabalhos leves)	190	560	220	530	245	505	295	455	365	385	800
Andando, 3 milhas/h	Fábricas (trabalhos pesados)	270	730	200	700	330	670	380	620	460	540	1000
Trabalho muito pesado	Fábricas	450	1000	465	985	485	965	525	925	605	845	1500

Macintyre, 1990.

Para pessoas em movimento lento ou sentadas em torno de 100 kcal/h e para pessoas em trabalho 166 kcal/h. Calor por pessoa em relação ao seu metabolismo, calor sensível e latente, em algumas temperaturas de bulbo seco da sala, como mostra a tabela 6.

Tabela 6: Calor por pessoa – Sensível e latente.

Local	Metabolismo S + L (kcal/h)	Temperatura do bulbo seco da sala (°C)									
		28°		27°		26°		24°		21°	
		S	L	S	L	S	L	S	L	S	L
Escritórios	113	45	68	50	63	54	59	61	52	71	42
Restaurantes	139	48	91	55	84	61	78	71	68	81	58
Fábrica (trabalho leve)	189	48	141	55	134	62	127	74	115	92	97
Fábrica (trabalho pesado)	252	68	184	76	176	83	169	96	156	116	136
Auditórios	113	45	68	50	66	54	59	61	52	71	42

S = calor sensível

L = calor latente

(kcal/h)

Macintyre, 1990.

Com relação à diferença de temperatura e à penetração de ar externo para dentro do ambiente, podemos calcular através das fórmulas a seguir, retirada do livro Macintyre, 1990, utilizando e observando a tabela 7.

$$C_p = k \cdot S (t_e - t_i)$$

$$C_p = A \cdot S$$

Tabela 7: Fatores para multiplicar a área da superfície (A)

Temperatura de bulbo seco, externa	90°F (32°C)	95°F (35°C)
Janelas na sombra	12	17
Paredes, alvenaria pesada	3	5
Paredes, alvenaria média	4	5
Paredes	2	3
Paredes, com revestimento médio	4	5
Divisórias, revestimento simples	7	10
Divisórias, revestimento duplo	4	5
Divisórias de vidro	14	17
Tijolo de vidro	5	8
Piso	3	4
Teto sob recinto não ventilado	12	13
Teto sob recinto ventilado	9	11
Teto sob telhado	14	16
Teto sob piso ocupado	3	5

Macintyre, 1990.

A carga térmica devido à insolação também é outro fator importante e que pode acarretar cargas térmicas altas. Para calcular também iremos multiplicar a área pelos valores correspondentes na tabela 8 a seguir ($C_p = B \cdot S$).

Tabela 8: Fatores para multiplicar a área da superfície (B)

Janela voltada para	SE	E	NE	N	NW	W	SW
Vidro simples e duplo, sem proteção	110	180	160	105	160	180	110
Veneziana com toldo	30	50	45	30	45	50	30
Cortina colorida ou veneziana interna	65	110	95	60	95	110	65
Tijolo de vidro sem proteção	44	72	64	42	64	72	44

Macintyre, 1990.

Porém, quando se procede a projetos com ar condicionado, utilizaremos no lugar dos fatores da tabela 7, utiliza-se a fórmula $C = k \times S \times \text{Dif. De temperatura}$.

A carga térmica dissipada por lâmpadas e equipamentos é um fator que também interfere nos cálculos para um bom dimensionamento. O cálculo é feito através da potência dissipada por unidade de área de piso do salão do restaurante, em função da iluminação que o local precisa. Para este caso, utiliza-se a tabela 9 a seguir, retirada do livro Macintyre, 1990.

Tabela 9: Valores de dissipação de lâmpadas.

Local	Tipos de iluminação	Nível de iluminação (lux)	Potência dissipada (W/m ²)
Escritórios	Fluorescente	1000	40
Restaurantes	Fluorescente	150	15
	Incandescente	150	25
Auditórios:			
a) Tribuna	Incandescente	1000	50
b) Plateia	Incandescente	500	30
c) Sala de espera	Incandescente	150	20
Salas de reuniões:			
a) Plateia	Incandescente	150	20
b) Tablado	Incandescente	500	30

Macintyre, 1990.

O calor obtido através da dissipação de calor de lâmpadas e reatores é totalizado através da multiplicação da potência total em watts vezes 0,875 (para incandescente), ou 0,875 x 1,26 (para fluorescente).

Equipamentos e motores em funcionamento transmitem carga térmica que interferem na temperatura do ambiente. E para se ter esse número, podemos tomar como base de cálculo as figuras a seguir, e que serão demonstrados nos cálculos deste projeto (tabelas 10, 11 e 12).

Tabela 10: Operação contínua – Motores elétricos – Carga térmica

Potência (hp)	Rendimento do motor a plena carga η (%)	Localização do equipamento com relação ao ambiente		
		Motor e máquina dentro	Motor fora e máquina dentro	Motor dentro e máquina fora
		$\frac{hp \times 254.500}{\eta}$	hp x 2.545	$\frac{hp \times 2.545 (100 - \% \eta)}{\% \eta}$
Btu/h (1 Btu/h = 0,252 kcal/h)				
0,05	40	320	130	190
0,08	49	430	210	220
0,12	55	580	320	260
0,16	60	710	430	280
0,25	64	1000	640	360
0,33	66	1290	850	440
0,5	70	1820	1280	540
0,75	72	2680	1930	750
1	79	3220	2540	680
1,5	80	4770	3820	950
2	80	6380	5100	1280
3	81	9450	7650	1800
5	82	15600	12800	2800
7,5	85	22500	19100	3400
10	85	30000	25500	4500
15	86	44500	38200	6300
20	87	58500	51000	7500

25	88	72400	63600	8800
30	89	85800	76400	9400
40	89	115000	102000	13000
50	89	143000	127000	16000
60	89	172000	153000	19000
75	90	212000	191000	21000
100	90	284000	255000	29000
125	90	354000	318000	36000
150	91	420000	382000	38000
200	91	560000	510000	50000
250	91	700000	636000	64000

Macintyre, 1990.

Tabela 11: Operação contínua – Motores elétricos – Carga térmica

Potência nominal	Rendimento aproximado (%)	Kcal/h por cv
Até 1/4 cv	60	1050
1/2 a 1 cv	70	900
1 1/2 a 5 cv	80	800
7 1/2 a 20 cv	85	750
Acima de 20 cv	88	725

Macintyre, 1990.

Tabela 12: Carga térmica em alguns equipamentos

Equipamentos diversos	Carga térmica (kcal/h)		
	Sensível	Latente	Total
<i>Equipamentos elétricos</i>			
Aparelhos elétricos, por kW	860	0	860
Forno elétrico – Serviço de cozinha, por kW	690	170	860
Torradeiras e aparelhos de grelhar, por kW	770	90	860
Mesa quente, por kW	690	170	860
Cafeteiras, por litro	100	50	150
<i>Equipamentos a gás</i>			
GLP 50% butano + 50% propano por m ³ /h	5540	770	6240
GLP (50/50%) por kg	9800	1200	11000
Bico de Bunsen – tamanho grande	835	215	1050
Fogão a gás – serviço de restaurante por m ² de sup. de mesa	10500	10500	21000
<i>Banho-maria</i>			
Por m ² de superfície superior	2130	1120	3250
Cafeteira, por litro	150	50	200
<i>Equipamentos a vapor</i>			
Banho-maria por m ² de boca	1125	2625	3750
<i>Alimentos</i>			
Por pessoa (restaurantes)	7	7	14

Macintyre, 1990.

2.8. Psicrometria

A psicrometria é o estudo do ar e suas características e propriedades. Essas grandezas servem para nos orientar em um dimensionamento, para que o ambiente seja saudável e atenda às necessidades das pessoas que o frequentam.

A carta nos auxilia na marcação de pontos fundamentais para a determinação de cálculos de projeto, figura 21.

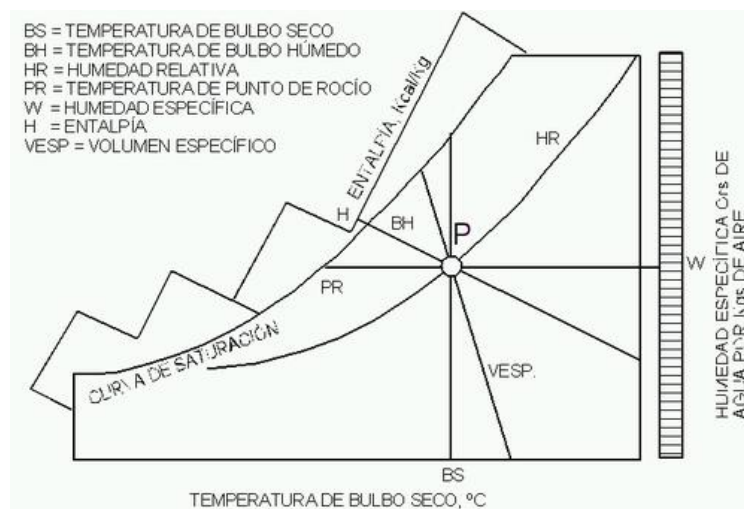


Figura 13: Carta Psicrométrica

Fonte: <https://es.wikipedia.org/wiki/Psicrometrica>

Através da figura 13 podemos ver a umidade relativa, umidade específica, escala de relação entre calor sensível e calor latente, bulbo seco, bulbo úmido, entalpia. Podemos obter um controle sobre umidificação e desumidificação, e aquecimento e resfriamento do ar.

Após os cálculos de carga térmica encontraremos a RCS (Razão de Calor Sensível), e através dela (na carta), o projetista irá escolher a temperatura de insuflamento, de acordo com o percentual de umidade relativa especificada.

Insuflamento nada mais é do que o ar “tratado” que entra no ambiente, o que queremos colocar para melhorar a temperatura interna.

3. METODOLOGIA

A metodologia adotada se resume basicamente na tabela 13:

Tabela 13: Fluxograma metodologia

	1º passo: Cálculo do volume do Ambiente
	$V = l \times l \times h \quad V = m^3$
	2º passo: Determinação do número de renovações de Ar
Sistema de exaustão	<ul style="list-style-type: none">• <i>Tabela 6.2 de renovações de ar</i> recomendadas - ventilação industrial e controle da poluição - 2ª edição- Archibald Joseph Macintyre, pág. 81, tabela 6,2- renovações de ar recomendadas• <i>n = 6 a 20 renovações</i>• Número de renovações escolhido $n = 10$ renovações
	3º passo: Cálculo de vazão de exaustão para o ambiente
	$Q = V \times n \quad Q = \frac{m^3}{h}$
	1º passo: Cálculo do coeficiente de transmissão de calor das paredes
	$U = 1/h_1 + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + h_2$
	2º passo: Cálculo do coeficiente de transmissão de calor do teto
	$U = 1/h_1 + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + h_2$
	3º passo: Cálculo de carga térmica nas paredes
	$q = A \times U \times (\Delta t + \Delta t')$
Sistema de climatização	4º passo: Cálculo de carga térmica no teto
	$q = A \times U \times (\Delta t + \Delta t')$
	5º passo: Cálculo de carga térmica devido as janelas e porta de vidros
	$q = A \times U$
	6º passo: Cálculo de carga térmica devido as janelas e porta de madeira
	$q = A \times U \times \Delta t$

7º passo: Cálculo de carga térmica devido as lâmpadas

$$q = P \times 860$$

8º passo: Cálculo de carga térmica devido aos equipamentos

$$q = P \times 860$$

9º passo: Cálculo de carga térmica devido a pessoas

$$\text{Calor sensível } q_s = n^\circ \text{ pessoas} \times 66 / \text{Calor latente } q_l = n^\circ \text{ pessoas} \times 34$$

10º passo: Cálculo de carga térmica devido aos Infiltração:

$$\text{calor sensível } q_s = 0,29 \times Q_{ins} \times (t_e - t_i) / \text{Calor latente } q_l = 583 \times \gamma \times Q_{ins} \times (U_{e2} - U_{e1})$$

11 passo: Cálculo de carga térmica devido a Ventilação:

$$\text{calor sensível } q_s = 0,29 \times Q_{ins} \times (t_e - t_i) / \text{Calor latente } q_l = 583 \times \gamma \times Q_{ins} \times (U_{e2} - U_{e1})$$

12º passo: Somatório das cargas térmicas

13º passo: Cálculo do RCS razão do calor sensível

$$\text{RCS} = (q_s \text{ TOTAL}) / (q \text{ TOTAL})$$

14º passo: Calculo de vazão de insuflamento do condicionado

$$Q_{ins} = (q_s \text{ TOTAL}) / (0,29 (T_i - T_{ins}))$$

15º passo: Calculo de temperatura de mistura

$$T_{mist} = \left(\frac{Q_{ret}}{Q_{ins}} \times T_{ret} \right) + \left(\frac{Q_{arext}}{Q_{ins}} \times T_{arext} \right)$$

16º passo: Cálculo da entalpia de mistura

$$h_{mist} = (Q_{ret}/Q_{ins} \times h_{ret}) + (Q_{arext}/Q_{ins} \times h_{arext})$$

17º passo: Cálculo da capacidade do condicionador

$$C = \gamma AR \times Q_{ins} \times (h_{mist} - h_{ins})$$

Fonte: Os autores, 2018

- **Análise Inicial**

As análises empregadas neste trabalho foram levantadas no mês de agosto, com término em novembro de 2018 de um *delivery* de comida japonesa R F Elias Restaurante ME – Sujiru *Sushi Delivery*, localizado na cidade de Barra do Piraí, interior do estado do Rio de Janeiro.

- **Levantamento de Dados**

Em visitas, foram recolhidos todos os dados necessários para o projeto, que serão listados neste tópico.

- **Modelo Matemático**

Serão calculadas as cargas térmicas existentes no local, afim de resolver o problema encontrado.

- **Análise do Dimensionamento**

Após o dimensionamento serão analisados equipamentos e será montada uma análise para que o proprietário faça sua escolha.

- **Análise técnica e financeira**

Serão apresentados fatos e valores para que o proprietário faça sua melhor escolha.

4. ESTUDO DE CASO

4.1. Localização e Análise geográfica



Figura 14: Frente da loja localizada nas coordenadas 22° 28' 09" S / 43° 49' 16" W

Fonte: earth.google.com/web em 07/08/2018

O restaurante Sujiru *Sushi* fica localizado em Barra do Piraí – RJ, na rua Major Ferraz, número 245, no centro, CEP 27135-480. Encontra-se numa bifurcação de fácil acesso e possui aproximadamente 60 metros quadrados, divididos em: salão com *sushibar* incluso, cozinha e dois banheiros.

O mesmo não é arejado, pois possui somente uma porta de entrada e saída de ar, que foi o principal problema encontrado. Os banheiros são separados do salão por uma divisória de alvenaria e não possuem janelas.

Partindo para uma análise das características específicas da cidade aonde está instalado o restaurante, para se definir os parâmetros para análise da geografia local, os dados de temperatura máxima e umidade relativa do ar foram extraídos do site Weather Spark cujo relatórios e gráficos mostram as condições

meteorológicas características de Barra do Piraí, com base em uma análise estatística de relatórios horários históricos e reconstruções de modelo de 1º de janeiro de 1980 a 31 de dezembro de 2016.

- **Temperatura**

A estação quente permanece por 2,5 meses, de 26 de dezembro a 10 de março, com temperatura máxima média diária acima de 31 °C. O dia mais quente do ano é 13 de fevereiro, cuja temperatura máxima média é de 32 °C e a mínima média é de 20 °C.

A estação fresca permanece por 3,0 meses, de 10 de maio a 10 de agosto, com temperatura máxima diária em média abaixo de 27 °C. O dia mais frio do ano é 21 de julho, com média de 13 °C para a temperatura mínima e 26 °C para a máxima, como mostra a figura 15:

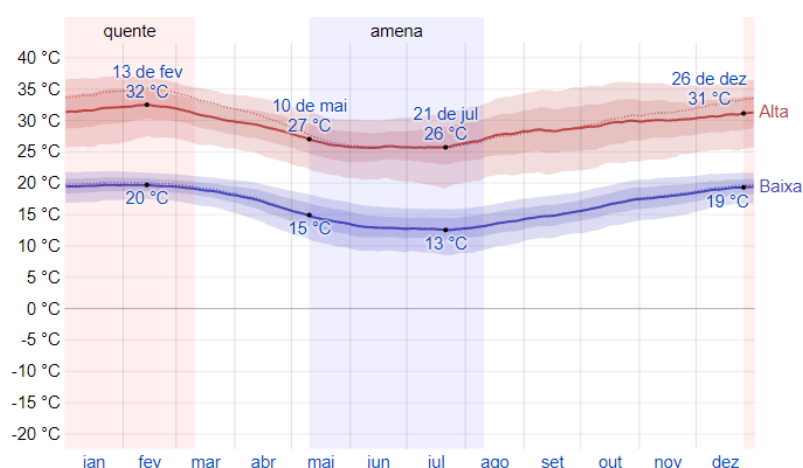


Figura 15: Temperatura máxima (linha vermelha) e mínima (linha azul) médias, com faixas do 25º ao 75º e do 10º ao 90º percentil. As linhas finas pontilhadas são as temperaturas médias percebidas correspondentes.

Fonte: <https://pt.weatherspark.com/y/30579/Clima-caracter%C3%ADstico-em-Barra-do-Pira%C3%AD-Brasil-durante-o-ano>

A figura 16 mostra uma caracterização compacta das temperaturas médias horárias para o ano inteiro. O eixo horizontal indica o dia do ano e o eixo vertical indica a hora do dia. A cor é a temperatura média para aquele horário naquele dia.

- **Umidade**

Baseamos o nível de conforto de umidade no ponto de orvalho, pois ele determina se a transpiração vai evaporar da pele e, conseqüentemente, esfriar o corpo. Pontos de orvalho mais baixos provocam uma sensação de mais secura. Pontos de orvalho mais altos provocam uma sensação de maior umidade. Diferente da temperatura, que em geral varia significativamente do dia para a noite, o ponto de orvalho tende a mudar mais lentamente. Assim, enquanto a temperatura pode cair à noite, um dia abafado normalmente é seguido por uma noite abafada.

Barra do Piraí tem variação sazonal extrema na sensação de umidade. O período mais abafado do ano dura 7,3 meses, de 6 de outubro a 16 de maio, no qual o nível de conforto é abafado, opressivo ou extremamente úmido pelo menos em 24% do tempo. O dia mais abafado do ano é 2 de março, com condições abafadas durante 84% do tempo. O dia menos abafado do ano é 21 de julho, com condições abafadas durante 4% do tempo. Como pode ser observado na figura 16.

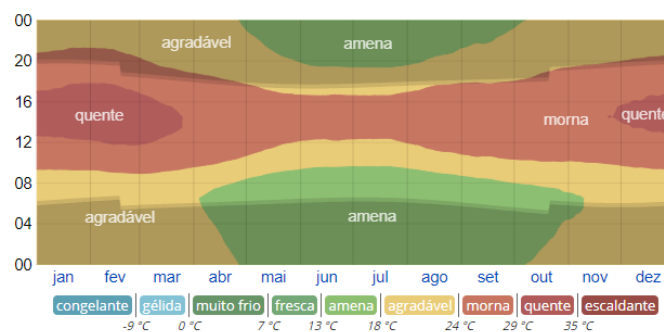


Figura 16: Temperatura horária média

Fonte: <https://pt.weatherspark.com>

4.2. Abordagem e Análise do Problema

Em uma visita técnica realizada no restaurante para análise do layout e análise das condições para especificar a vazão de ar desejada para o sistema, foi visto que o restaurante é dividido por três ambientes como pode ser observado na planta.

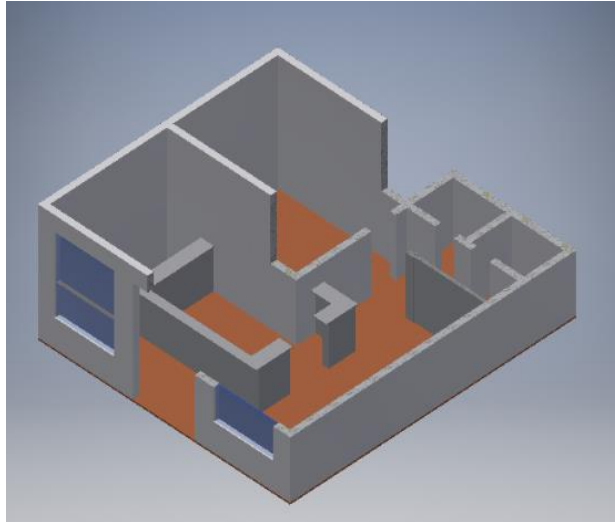


Figura 17: Sujiru Sushi

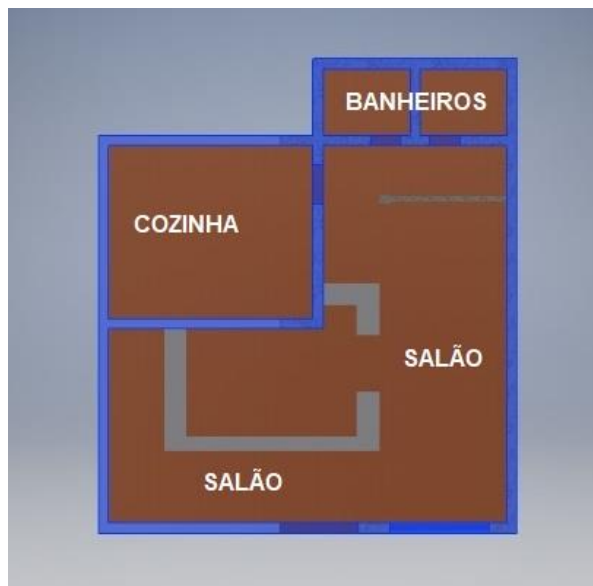


Figura 18: Sujiru Sushi

A cozinha industrial já está com a exaustão dimensionada. Portanto, o foco será salão e banheiros. O salão de atendimento para os clientes possui o acúmulo de carga térmica devido à manipulação de alimentos no balcão do *sushibar*, e carga térmica devido às pessoas e equipamentos. Nos banheiros há emissão de odores e microrganismos para os ambientes adjacentes e não possui renovação de ar.

A situação da ventilação na área do restaurante é evidentemente ineficaz, inicialmente identificada pela falta de aberturas no ambiente. Há uma única entrada de ar identificada na edificação, que nada mais é do que a porta, e não existem saídas de ar devidamente projetadas. Os problemas podem ser identificados nas figuras 19 a 22 do local.



Figura 19: Salão



Figura 20: Salão



Figura 21: Salão



Figura 22: Banheiros

4.3. Levantamento de Dados

A Associação Brasileira de Normas Técnicas propõe um número mínimo de trocas de ar para ambientes. O salão principal tem um volume total de ar de 114,46 m³. Considerando 12 trocas de ar/hora seria necessária uma vazão de ar de 1373,52m³/hora. E única área de entrada de ar no ambiente em estudo trata-se da

porta de entrada com dimensões de 2 metros x 2,90 metros, totalizando portando uma área de 5,8 m².

A não existência de ventilação natural tem como principal consequência, neste caso específico, o fato de propiciar o aquecimento interno da edificação. A ação dos raios solares que incidem diretamente na cobertura e nas fachadas, e por sua vez são irradiados para o interior da edificação, fazendo com que a temperatura seja sempre mais elevada, principalmente a parte que sofre a insolação sobre as paredes e cobertura do ambiente. Por isso, para o dimensionamento, utiliza-se a tabela 14.

Tabela 14: Trocas de ar/hora para ambientes

Ambientes	Nº Trocas	Ambientes	Nº Trocas
Auditório	6	Escritório	10
Padaria	20 a 30	Cabine de pintura	60
Boliche	12	Sala de diversões	10
Sala de clube	12	Funilaria	12
Igreja	6	Estaleiros	6
Restaurante	12	Loja	10
Fábrica	10	Sanitário	12 a 20
Fundições	20	Túnel	6
Garagens	12	Assembleia	15
Cozinha de restaurante	20 a 30	Sala de caldeira	20
Lavanderia	20	Fábrica de papel	30
Oficina	11	Armazém	5 a 10
Depósito	3 a 10		

Fonte: Associação Brasileira de Normas Técnicas, NBR 6401/ABNT

Nas figuras 23 a 26 mostram formatos e materiais encontrados no Sujiru *Sushi Delivery*.

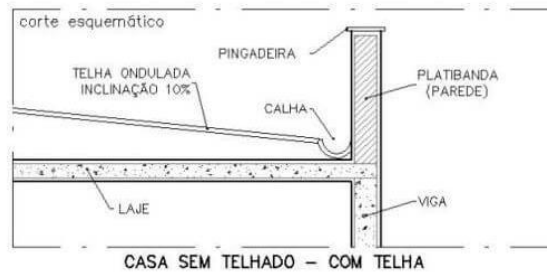


Figura 23: Tipo de telhado utilizado

Fonte: <http://entendaantes.com.br/modelos-de-telhado-e-tipos-de-telhas/>

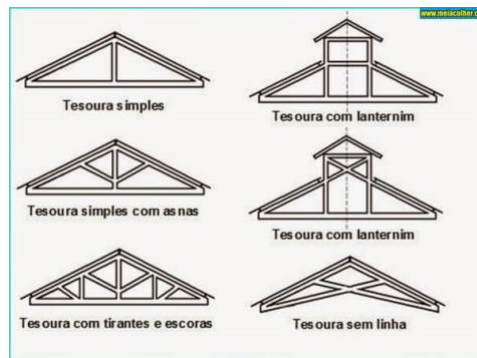


Figura 24: Tipos de telhados

Fonte: <http://entendaantes.com.br/modelos-de-telhado-e-tipos-de-telhas/>

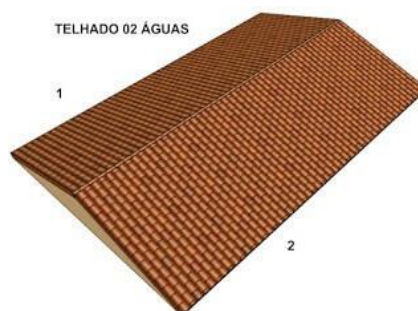


Figura 25: Formato do telhado do projeto

Fonte: <http://entendaantes.com.br/modelos-de-telhado-e-tipos-de-telhas/>

Telha de metálica de aço galvanizado com espessura de 0,50mm

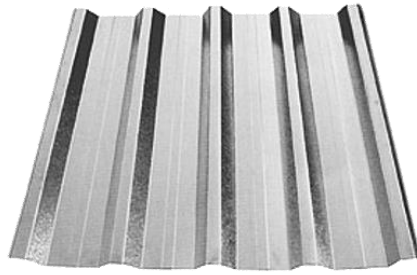


Figura 26: Telha de aço galvanizado

Fonte: <http://www.mctelhados.com.br/tipotelha>

4.3.1. Tipos de paredes e acabamentos

- **Cozinha industrial - Já dimensionada, porém, constam as informações.**

Tipo de parede: tijolo furado - meia vez (20 x 20 x 10 cm)

Acabamento externo: emboço 2 cm

Acabamento interno: cerâmica cor branca com espessura de 8 mm

Cor da parede externa: preta e vermelha

- **Salão**

Tipo de parede: tijolo furado - meia vez (20 x 20 x 10 cm)

Acabamento externo: emboço de 2 cm

Acabamento interno: cerâmica cor preta - laranja na parede adjacente à Cozinha industrial - espessura de 8 mm

Cor da parede externa: preta e vermelha

- **Banheiros**

Tipo de parede: tijolo furado meia vez (20 x 20 x 10 cm)

Acabamento externo: emboço de 2 cm

Acabamento interno: cerâmica cor preta no banheiro masculino e laranja no

Banheiro feminino - espessura 8 mm

Cor da parede: preto e vermelha

4.3.2. Tipos de janelas e portas

- **Cozinha industrial**

Tipo de Porta: madeira tipo Pinho

Quantidade: 01

Dimensional: 0,80 x 2,10 m

Observação: para área interna o salão

Quantidade: 01

Dimensão: 0,65 x 0,77

- **Salão**

Tipo de Porta: vai e vem

Quantidade: 01 porta

Dimensional: 1,95 x 2,90 m

Tipo de Janela: não possui, somente vidro fechado no lugar da janela.

Quantidade: 02

Dimensão: 1,95 x 2,70 m

- **Banheiros**

Tipo de Porta: madeira de pinho

Quantidade: 02 portas

Dimensão: 0,58 x 2,70 m

Tipo de Janela: não possui janelas.

- **Teto**

Todos os ambientes com teto de gesso de espessura de 5mm.

4.3.3. Dimensões das áreas

- **Cozinha industrial**

Área: 15,20m²

Altura do pé direito: 2,57m

- **Salão**

Área: 41,26m²

Altura do pé direito: 3,32m

- **2 Banheiros:**

Área: 2,23m² cada

Altura do pé direito: 3,32m

4.3.4. Quantitativo

- **Funcionários**

Cozinha industrial: 04 entregadores (motoboy) e 02 funcionários no preparo dos alimentos (não utilizaremos).

Salão: 03 *sushimans*, 01 atendentes e 01 garçons.

Clientes: 24 clientes

- **Quantidade de lâmpadas por ambiente**

Cozinha industrial: 04 lâmpadas de 40W com 01 reator cada par.

Salão: 22 lâmpadas de 40W.

Banheiros: 02 lâmpadas Led de 40 W uma lâmpada em cada banheiro.

- **Equipamentos**

Cozinha industrial: Não iremos utilizar para fins de projeto.

02 Refrigeradores - freezer 519L

01 Fogões industrial de 4 bocas. (q = 5000 kcal/h)

01 Micro-ondas

01 Liquidificadores

- **Salão**

02 Refrigeradores (expositor) - potência 395kw consumo de 8,25kw

01 Computadores

01 Tv de 50 polegadas

01 Sistemas de som

01 Aparelhos de mídia *blu ray*

01 Aparelhos de ar condicionado

01 Vitrine refrigerada (330kw)

5. CÁLCULOS

- Cálculo de exaustão para os banheiros

Calculo de vazão para os banheiros

$$Q = V \times n \quad (1)$$

onde o "V" é referente ao volume do ambiente e "n" número de renovações de ar.

Os valores de "n" para cada tipo de ambiente foram retirados do livro "ventilação industrial e controle da poluição - 2ª edição- Archibald Joseph Macintyre, pág. 81, tabela 6,2- renovações de ar recomendadas.

$$V = 1,70 \times 1,30 \times 3,32 = 7,33m^3$$

$$Q = 7,33 \times 10 = 73,30m^3/h \text{ por banheiro}$$

Escolha do modelo e custo de instalação, mostrado na figura 27:

Exaustor para Banheiro e ambientes, modelo SICFLUX MEGAKIT 10.

Modelo: Exaustor Sicflux Megakit 10

Vazão m³/h: 95

Pressão (mmca): 5

Ruído dB(A): 40

Potência consumida em WATTS: 22W(110V) / 18W(220V)



Figura 27: Exaustor escolhido para os banheiros

Fonte: <https://produto.mercadolivre.com.br>

Custo: 75 reais + 150 mão de obra de instalação. Total: 225 reais para cada banheiro.

- Cálculo de carga térmica do teto

Área do teto: 39,89 m²

Velocidade do vento na parte externa: entre 6,0 km/h e 8,2 km/h informação extraída dos dados do site wheaterspark.com

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{19,5} = 0,0512 \quad (2) \text{ referente ao ar externo}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1 \times (0,005)}{39} = 0,000129 \quad (3) \text{ referente ao telhado de aço galvanizado}$$

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{7,15} = 0,133 \quad (4) \text{ referente ao ar entre telhado e gesso}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1 \times (0,010)}{0,35} = 0,0285 \quad (5) \text{ referente ao gesso}$$

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{7,15} = 0,133$$

(6) *referente ao ar interno*

$$U = \frac{1}{0,0512+0,000129+0,133+0,0285+0,133} \quad (7)$$

$$U = \frac{1}{0,3458} = 2,89 \text{ kcal/h.m}^2.\text{°C}$$

- Cálculo de carga térmica das paredes externas (salão)

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{19,5} = 0,0512 \quad (8) \text{ *referente ao ar externo*}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{2,39} = 0,418 \quad (9) \text{ *referente ao emboço*}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1 \times (0,01)}{0,62} = 0,0161 \quad (10) \text{ *referente ao tijolo*}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1 \times (0,003)}{0,75} = 0,0004 \quad (11) \text{ *referente a argamasa*}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1 \times (0,005)}{0,40} = 0,00125 \quad (12) \text{ *referente a cerâmica*}$$

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{7,15} = 0,133 \quad (13) \text{ *referente ao ar interno*}$$

$$U = \frac{1}{0,0512+0,418+0,0161+0,0004+0,00125+0,133} \quad (14)$$

$$U = \frac{1}{0,71517} = 1,61 \text{ kcal/h.m}^2.\text{°C}$$

- Cálculo de carga térmica das paredes internas (salão)

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{7,15} = 0,133 \quad (15) \text{ referente ao ar interno}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{2,39} = 0,418 \quad (16) \text{ referente ao emboço}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1x(0,01)}{0,62} = 0,0161 \quad (17) \text{ referente ao tijolo}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1x(0,003)}{0,75} = 0,0004 \quad (18) \text{ referente a argamasa}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1x(0,005)}{0,40} = 0,00125 \quad (19) \text{ referente ao cerâmica}$$

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{7,15} = 0,133 \quad (20) \text{ referente ao ar interno}$$

$$U = \frac{1}{0,133+0,418+0,0161+0,0004+0,00125+0,133} \quad (21)$$

$$U = \frac{1}{0,71517} = 1,42 \text{ kcal/h.m}^2.\text{°C}$$

Os valores de "h" para ar externo e interno foram retirados do livro "instalações de ar condicionado - 6ª edição- Hélio Creder, pág. 89, capítulo 3 cálculo de carga térmica.

Os valores de "k" para o tijolo e emboço foram retirados do livro "instalações de ar condicionado - 6ª edição- Hélio Creder, pág. 90, tabela 3.1- coeficiente de transmissão de calor dos materiais de construção - capítulo 3 cálculo de carga térmica.

Os valores de "k" verificar **ANEXO 4** contruclima - Coeficientes de Condutibilidade Térmica.

- Cálculo de carga térmica do telhado

Área teto => 39,89 m²

$$\Delta t' = 9,4^{\circ}C \quad \Delta t = (32 - 24) = 8^{\circ}C \quad U = 2,89 \text{ kcal/h.m}^2.^{\circ}C$$

$$q = A \times U \times (\Delta t + \Delta t'),$$

onde o coeficiente $\Delta t'$ é referente a tabela 3.2, pg91 diferencial de temperatura (22)

$$q_1 = 39,89 \times 2,89 \times (8 + 9,4)$$

$$\mathbf{q_1 = 2063,38 \text{ kcal/h}}$$

- Cálculo de carga térmica das paredes

Definição da nomenclatura das paredes:

- Parede SO - ambiente adjacente a parte externa - 32°C - UR 70%
- Parede SE - ambiente adjacente ao vizinho - 32°C - UR 70%
- Parede NE1 - ambiente adjacente ao banheiro - 26°C - UR 60%
- Parede NE2 - ambiente adjacente a cozinha - 26°C - UR 70%
- Parede NO1 - ambiente adjacente a parte externa - 32°C - UR 70%
- Parede NO2 - ambiente adjacente a parte externa - 26°C - UR60%

Diferenciais de temperatura usados no projeto, em relação ao ambiente adjacente extraídos do livro "instalações de ar condicionado" - 6ª edição- Hélio Creder, pág. 91, tabela 3.2- diferencial de temperatura usados nos projetos - DT - baseado na Diferença de 9,4 graus Celsius entre a temperatura externa e o recinto condicionado - capítulo 3 cálculo de carga térmica.

- Paredes externas $\Delta t' = 9,4^{\circ}C$
- Paredes adjacentes a cozinha $\Delta t' = 13,8^{\circ}C$
- Paredes divisórias $\Delta t' = 5,5^{\circ}C$

1. Parede SO

Área total = área da parede - área das janelas - área da porta

$$\Delta t' = 9,4^{\circ}C \quad \Delta t = (32 - 24) = 8^{\circ}C \quad U = 1,61 \text{ kcal/h.m}^2.^{\circ}C$$

$$\text{Área parede} \Rightarrow 3,32 \times 7,58 = 25,16 \text{ m}^2$$

$$\text{Área janela} \Rightarrow 1,93 \times 2,13 = 4,11 \text{ m}^2 \times 2 \text{ janelas} = 8,22 \text{ m}^2$$

$$\text{Área porta} \Rightarrow 1,95 \times 2,90 = 5,65 \text{ m}^2$$

$$\text{Área total} \Rightarrow 25,16 - (8,22 + 5,65) = 11,29 \text{ m}^2$$

$$q = A \times U \times (\Delta t + \Delta t'),$$

onde o coeficiente $\Delta t'$ é referente a tabela 3.2, pg91 diferencial de temperatura

(23)

$$q_2 = 11,29 \times 1,61 \times (8 + 9,4)$$

$$\mathbf{q_2 = 316,27 \text{ kcal/h}}$$

2. Parede NO1

Área total = área da parede

$$\Delta t' = 9,4^{\circ}\text{C} \quad \Delta t = (32 - 24) = 8^{\circ}\text{C} \quad U = 1,61 \text{ kcal/h.m}^2.\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Área parede} \Rightarrow 3,32 \times 3,83 = 12,71 \text{ m}^2$$

$$q = A \times U \times (\Delta t + \Delta t'),$$

onde o coeficiente $\Delta t'$ é referente a tabela 3.2, pg91 diferencial de temperatura(24)

$$q_3 = 12,7 \times 1,61 \times (8 + 9,4)$$

$$\mathbf{q_3 = 356,05 \text{ kcal/h}}$$

3. Parede SE

Área total = área da parede

$$\Delta t' = 5,5^{\circ}\text{C} \quad \Delta t = (32 - 24) = 8^{\circ}\text{C} \quad U = 1,42 \text{ kcal/h.m}^2.\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Área parede} \Rightarrow 3,32 \times 7,45 = 24,73 \text{ m}^2$$

$$q = A \times U \times (\Delta t + \Delta t'),$$

onde o coeficiente $\Delta t'$ é referente a tabela 3.2, pg91 diferencial de temperatura(25)

$$q_4 = 24,73 \times 1,42 \times (8 + 5,5)$$

$$\mathbf{q_4 = 474,07 \text{ kcal/h}}$$

4. Parede NE1

Área total = área da parede - área das portas

$$\Delta t' = 5,5^{\circ}C \quad \Delta t = (26 - 24) = 2^{\circ}C \quad U = 1,42 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^{\circ}C$$

$$\text{Área parede} \Rightarrow 3,32 \times 3,38 = 11,22 \text{ m}^2$$

$$\text{Área porta} \Rightarrow 0,58 \times 2,70 \times 2 \text{ portas} = 3,13 \text{ m}^2$$

$$\text{Área total} \Rightarrow 11,22 - 3,13 = 8,08 \text{ m}^2$$

$$q = A \times U \times (\Delta t + \Delta t'),$$

onde o coeficiente $\Delta t'$ é referente a tabela 3.2, pg91 diferencial de temperatura(26)

$$q_5 = 8,08 \times 1,42 \times (2 + 5,5)$$

$$\mathbf{q_5 = 86,05 \text{ kcal/h}}$$

5. Parede NE2

Área total = área da parede - área da porta

$$\Delta t' = 13,8^{\circ}C \quad \Delta t = (26 - 24) = 2^{\circ}C \quad U = 1,42 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^{\circ}C$$

$$\text{Área parede} \Rightarrow 2,67 \times 3,62 = 9,30 \text{ m}^2$$

$$\text{Área porta} \Rightarrow 0,80 \times 2,70 = 1,68 \text{ m}^2$$

$$\text{Área total} \Rightarrow 9,30 - 1,68 = 7,62 \text{ m}^2$$

$$q = A \times U \times (\Delta t + \Delta t'),$$

onde o coeficiente $\Delta t'$ é referente a tabela 3.2, pg91 diferencial de temperatura(27)

$$q_6 = 7,62 \times 1,42 \times (2 + 13,8)$$

$$q_6 = 170,96 \text{ kcal/h}$$

6. Parede NO2

Área total = área da parede - área da janela

$$\Delta t' = 13,8^\circ C \quad \Delta t = (26 - 24) = 2^\circ C \quad U = 1,42 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ C$$

$$\text{Área parede} \Rightarrow 2,67 \times 4,20 = 10,79 \text{ m}^2$$

$$\text{Área porta} \Rightarrow 0,85 \times 0,77 = 0,5 \text{ m}^2$$

$$\text{Área total} \Rightarrow 10,79 - 0,5 = 10,29 \text{ m}^2$$

$$q = A \times U \times (\Delta t + \Delta t'),$$

onde o coeficiente $\Delta t'$ é referente a tabela 3.2, pg91 diferencial de temperatura(28)

$$q_7 = 10,29 \times 1,42 \times (2 + 13,8) \Rightarrow q_7 = 230,86 \text{ kcal/h}$$

- Cargas térmicas devido às janelas e portas

Áreas

- Portas de vidro $\Rightarrow 1,95 \times 2,9 = 5,65 \text{ m}^2$
- Janelas de vidro (vitrides) $\Rightarrow (1,93 \times 2,13) \times 2 = 8,22 \text{ m}^2$
- Área total $\Rightarrow 8,22 + 5,65 = 13,87 \text{ m}^2$

Considerando o horário de funcionamento do estabelecimento das 10 horas da manhã até as 22 horas e usando os dados segundo coeficiente U da tabela do

livro "instalações de ar condicionado - 6ª edição- Hélio Creder, - capítulo 3 cálculo de carga térmica 3.5, página 94, coeficientes de transmissão do calor solar através de vidros (fator solar). Cálculo do coeficiente global:

$$U = \frac{138+38+38+65+160+279+334+383+228}{9} \quad (29)$$

$$U = 173,66 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$q = A \times U,$$

onde apenas 20% do valor da insolação pois as janelas e a porta possuem toldos (30).

Segundo orientação do livro "instalações de ar condicionado"- 6ª edição- Hélio Creder, pág. 96, - coeficiente de redução.

$$q_8 = 13,87 \times 173,66 \times 0,20$$

$$\mathbf{q_8 = 481,73 \text{ kcal/h}}$$

- Carga térmica das portas internas (madeira)

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{7,15} = 0,133 \quad (31) \text{ referente ao ar interno}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1 \times (0,032)}{0,73} = 0,1849 \quad (32) \text{ referente a madeira}$$

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{7,15} = 0,133 \quad (33) \text{ referente ao ar interno}$$

$$U = \frac{1}{0,133+0,1849+0,133} \quad (34)$$

$$U = \frac{1}{0,451} = \mathbf{2,21 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$q = A \times U \times \Delta t, (35)$$

$$q_9 = 4,81 \times 2,21 \times 2$$

$$q_9 = 21,26 \text{ kcal/h}$$

Os valores de "h" para ar interno e "k" para madeira foram retirados do livro "instalações de ar condicionado - 6ª edição- Hélio Creder, pág. 89, capítulo 3 cálculo de carga térmica.

- Carga térmica devido às lâmpadas

$$24 \text{ lâmpadas de LED } 15\text{w} \quad P = 24 \times 15 = 360\text{w} = 0,36\text{kw}$$

q = potencia em kw x 860 , relação extraída do livro "instalações de ar condicionado - 6ª edição- Hélio Creder, pg 101, capítulo 3 - cálculo de carga térmica.

$$q_{10} = 0,36 \times 860 = 309,60 \text{ kcal/h} \quad (36)$$

Tabela 15: Carga térmica devido a equipamentos

Quantidade	Equipamento	Potência total (w)
02	Refrigerador vertical	820
02	Computadores	300
05	Máquina de cartão	50
01	Modem	19
02	Telefone	60
01	Televisão	200
01	Vitrine refrigerada	330
01	Impressora	90
01	Aparelho de som	150
	Total	2019

Fonte: 6ª edição- Hélio Creder, pg 101, capítulo 3 - cálculo de carga térmica

$$q_{11} = 2,02 \times 860 = 1720 \text{ kcal/h}$$

q = potencia em kw x 860 ,relação extraída do livro "instalações de ar condicionado - 6ª edição- Hélio Creder, pg 101, capítulo 3 - cálculo de carga térmica.

- Carga térmica devido as pessoas

Número de pessoas 16, sendo 4 funcionários e considerando a capacidade máxima de 12 clientes, considerando atividade moderada a uma temperatura de 24°C.

Segundo a tabela 3.8 do livro "instalações de ar condicionado - 6ª edição- Hélio Creder, pg 100, capítulo 3 - cálculo de carga térmica.

Temos que o calor sensível por pessoa seria de 66 kcal/h e o calor latente de 34 kcal/h.

$$\text{Calor sensível} \Rightarrow q_{s12} = 16 \times 66 = 1056 \text{ kcal/h} \quad (37)$$

$$\text{Calor sensível} \Rightarrow q_{l13} = 16 \times 34 = 544 \text{ kcal/h} \quad (38)$$

- Infiltração

- Porta de entrada

Vazão de insuflamento calculada conforme a tabela 3.14, pg 107, do livro "instalações de ar condicionado - 6ª edição- Hélio Creder, capítulo 3 - cálculo de carga térmica.

$$Q_{ins} = [(1,95 \times 3) + (2,9 \times 2) \times 13 = 151,45 \text{ m}^3/\text{h}$$

Calor sensível na infiltração:

$$q_s = 0,29 \times Q_{ins} \times (t_e - t_i) \quad (39)$$

$$q_{s14} = 0,29 \times 151,45 \times (32 - 24) = 351,36 \text{ kcal/h}$$

Calor latente na infiltração:

Sendo:

$$q_l = 583 \times \gamma \times Q_{ins} \times (U_{e2} - U_{e1}) \quad (40)$$

$$\text{onde } o \ U_{e32^\circ} = 0,0212 \text{ e } \ U_{e24^\circ} = 0,0094$$

dados extraídos da carta psicrométrica

$$q_{l15} = 583 \times 1,2 \times 315,36 \times (0,0212 - 0,0094) \Rightarrow q_{l15} = 1250,26 \text{ kcal/h}$$

- Porta interna

Vazão de insuflamento calculada conforme a tabela 3.14, pg 107, do livro "instalações de ar condicionado" - 6ª edição- Hélio Creder, capítulo 3 - cálculo de carga térmica.

$$Q_{ins} = [(2,7 \times 2) + (0,58 \times 2) + (2,1 \times 3) + (0,8 \times 2)] \times 13 = 187,98 \text{ m}^3/\text{h}$$

Calor sensível na infiltração:

$$q_s = 0,29 \times Q_{ins} \times (t_e - t_i) \quad (41)$$

$$q_{s16} = 0,29 \times 187,98 \times (26 - 24) = 109,02 \text{ kcal/h}$$

Calor latente na infiltração:

Sendo:

$$q_l = 583 \times \gamma \times Q_{ins} \times (U_{e2} - U_{e1}) \quad (42)$$

$$\text{onde } U_{e26^\circ} = 0,0124 \text{ e } U_{e24^\circ} = 0,0094$$

dados extraídos da carta psicométrica

$$q_l = 583 \times 1,2 \times 187,98 \times (0,0124 - 0,0094) \Rightarrow q_{l17} = 394,53 \text{ kcal/h}$$

- Ventilação

Seguindo as orientações conforme a tabela 3.15, pg 108, do livro "instalações de ar condicionado" - 6ª edição- Hélio Creder, capítulo 3 - cálculo de carga térmica. Ar exterior para ventilação.

A vazão de insuflamento caracteriza-se por:

$$Q_{ins} = (n^\circ \text{ de pessoas}) \times 35 \quad (43)$$

$$Q_{ins} = 16 \times 35 = 560 \text{ m}^3/\text{h}$$

Calor sensível na ventilação:

$$q_s = 0,29 \times Q_{ins} \times (t_e - t_i) \quad (44)$$

$$q_{s18} = 0,29 \times 560 \times (32 - 24) = 1299,20 \text{ kcal/h}$$

Calor latente na ventilação:

Sendo:

$$q_l = 583 \times \gamma \times Q_{ins} \times (U_{e2} - U_{e1}) \quad (45)$$

onde o $U_{e32^\circ} = 0,0212$ e U_{e24°

$= 0,0094$ – dados extraídos da carta psicométrica

$$q_{l19} = 583 \times 1,2 \times 560 \times (0,0212 - 0,0094) \Rightarrow q_{l19} = 4466,24 \text{ kcal/h}$$

- Vazão perdida para áreas internas

Calor sensível na perda internas:

$$q_s = 0,29 \times Q_{ins} \times (t_e - t_i) \quad (46)$$

$$q_{s20} = 0,29 \times 560 \times (26 - 24) = 324 \text{ kcal/h}$$

Calor latente na perda áreas internas:

Sendo:

$$q_l = 583 \times \gamma \times Q_{ins} \times (U_{e2} - U_{e1}) \quad (47)$$

onde o $U_{e26^\circ} = 0,00124$ e $U_{e24^\circ} = 0,0094$

dados extraídos da carta psicométrica

$$q_{l21} = 583 \times 1,2 \times 187,98 \times (0,0124 - 0,0094) \Rightarrow q_{l21} = 1175,32 \text{ kcal/h}$$

CARGAS TÉRMICAS COLETADAS

Tabela 16: Cargas térmicas coletadas nos cálculos

Carga Térmica	Calor Sensível (qs)	Calor Latente (ql)
q1	2068,38	-
q2	316,27	-
q3	356,05	-
q4	474,07	-
q5	86,05	-
q6	170,96	-
q7	230,86	-
q8	481,73	-
q9	21,26	-
q10	309,60	-
q11	1720	-
q12	1056	-
q13	-	544
q14	351,36	-
q15	-	1250,26
q16	109,02	-
q17	-	394,43
q18	1299,20	-
q19	-	4466,14
q20	324	-
q21	-	1175,32
q TOTAL	9374,84 kcal/h	7830,25 kcal/h
q TOTAL +10%	10312,32 kcal/h	8613,27 kcal/h
Q TOTAL (qs+ql)	18925,59 kcal/h	

Fonte: Os autores, 2018.

- Cálculo de razão de calor sensível (RCS)

$$RCS = \frac{q_s \text{ TOTAL}}{q \text{ TOTAL}} \Rightarrow RCS = \frac{10312,32}{18925,59} = 0,54 \quad (48)$$

- Vazão de ar insuflado

$$T_{ins} = 15^{\circ}\text{C} \quad UR = 90\%$$

$$Q_{ins} = \frac{q_s \text{ TOTAL}}{0,29 (T_i - T_{ins})} \Rightarrow RCS = \frac{10312,32}{0,29 (24 - 15)} = 3951 \text{ m}^3/\text{h} \quad (49)$$

Esquema ventilação do local, como na figura 28:

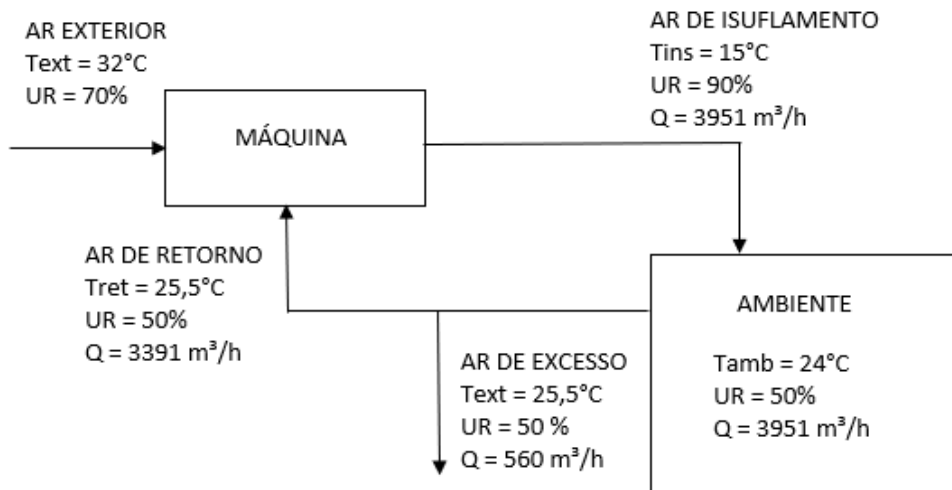


Figura 28: Esquema de ventilação

Fonte: Os autores, 2018.

- Temperatura de mistura

$$T_{mist} = \left(\frac{Q_{ret}}{Q_{ins}} \times T_{ret} \right) + \left(\frac{Q_{arext}}{Q_{ins}} \times T_{arext} \right) \quad (50)$$

$$T_{mist} = \left(\frac{3391}{3951} \times 25,5 \right) + \left(\frac{560}{3951} \times 32 \right) = 26,4^{\circ}C$$

- Entalpia de mistura

$$h_{mist} = \left(\frac{Q_{ret}}{Q_{ins}} \times h_{ret} \right) + \left(\frac{Q_{arext}}{Q_{ins}} \times h_{arext} \right) \quad (51)$$

$$h_{mist} = \left(\frac{3391}{3951} \times 51 \right) + \left(\frac{560}{3951} \times 87 \right) = 56,1 \text{ kJ/kg}$$

- Cálculo da capacidade do condicionador de ar

$$C = \gamma_{AR} \times Q_{ins} \times (h_{mist} - h_{ins}) \quad (52)$$

$$C = 1,2 \times 3951 \times (56,1 - 39,5) = 80600,4 \text{ kJ/h}$$

Transformando para Btu/h

$$C = \frac{80600,4}{1,0554} = 76369,50 \text{ Btu/h}$$

Transformando para kcal/h

$$C = 76369,50 \times 0,252 = 19245,11 \text{ kcal/h}$$

Transformando para TR (toneladas de refrigeração)

$$C = \frac{19245,11}{3,024} = 6,3 TR$$

- Cálculo de carga térmica do teto com isolamento térmico (opcional)

Área do teto: 39,89 m²

Velocidade do vento na parte externa: entre 6,0 km/h e 8,2 km/h informação extraída dos dados do site wheaterspark.com

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{19,5} = 0,0512 \quad (53) \text{ referente ao ar externo}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1 \times (0,03)}{0,031} = 0,967 \quad (54) \text{ referente ao telhado com isolamento térmico}$$

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{7,15} = 0,133 \quad (55) \text{ referente ao ar entre telhado e gesso}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1 \times (0,010)}{0,35} = 0,0285 \quad (56) \text{ referente ao gesso}$$

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{7,15} = 0,133 \quad (57) \text{ referente ao ar interno}$$

$$U = \frac{1}{0,0512 + 0,967 + 0,133 + 0,0285 + 0,133} \quad (58)$$

$$U = \frac{1}{1,312} = 0,76 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}$$

Os valores de "h" para ar externo e interno foram retirados do livro "instalações de ar condicionado" - 6ª edição- Hélio Creder, pág. 89, capítulo 3

cálculo de carga térmica. Os valores de "k" para o gesso foram retirados do livro "instalações de ar condicionado - 6ª edição- Hélio Creder, pág. 90, tabela 3.1- coeficiente de transmissão de calor dos materiais de construção - capítulo 3 cálculo de carga térmica. Os valores de "k" para o isolamento térmico lã de rocha FDR-32 de 30mm foram retirados da tabela 17.

Tabela 17: Materiais de isolamento

Material	K (Kcal/m.mh.°C)	Densidade (KG/M ²)	Espessura (mm)
LÃ DE ROCHA FDR-32	0,031	32	30
LÃ DE ROCHA FDR-32	0,031	32	50
LÃ DE ROCHA FDR-32	0,031	13/16	100
POLIESTIRENO F1	0,028	13/16	30
POLIESTIRENO F1	0,028	13/16	40
POLIESTIRENO F1	0,028	20/25	50
POLIESTIRENO F3	0,026	20/25	30
POLIESTIRENO F3	0,026	36/40	40
POLIURETANO	0,016	36/40	30
POLIURETANO	0,016	36/40	40
POLIURETANO	0,016	36/40	50
POLIURETANO	0,016	36/40	100

Fonte: site metálica.com.br

6. CÁLCULOS DE TELHA COM ISOLAMENTO (OPCIONAL)

- Cálculo de carga térmica do teto com isolamento térmico (opcional)

Área do teto: 39,89 m²

Velocidade do vento na parte externa: entre 6,0 km/h e 8,2 km/h informação extraída dos dados do site wheaterspark.com

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{19,5} = 0,0512 \quad (59) \text{ referente ao ar externo}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1 \times (0,03)}{0,031} = 0,967 \quad (60) \text{ referente ao telhado com isolamento térmico}$$

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{7,15} = 0,133 \quad (61) \text{ referente ao ar entre telhado e gesso}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1 \times (0,010)}{0,35} = 0,0285 \quad (62) \text{ referente ao gesso}$$

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{7,15} = 0,133 \quad (63) \text{ referente ao ar interno}$$

$$U = \frac{1}{0,0512 + 0,967 + 0,133 + 0,0285 + 0,133} \quad (64)$$

$$U = \frac{1}{1,312} = 0,76 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Os valores de "h" para ar externo e interno foram retirados do livro "instalações de ar condicionado - 6ª edição- Hélio Creder, pág. 89, capítulo 3 cálculo de carga térmica.

Os valores de "k" para o gesso foram retirados do livro "instalações de ar condicionado - 6ª edição- Hélio Creder, pág. 90, tabela 3.1- coeficiente de transmissão de calor dos materiais de construção - capítulo 3 cálculo de carga térmica. Os valores de "k" para o isolamento térmico lã de rocha FDR-32 de 30mm foram retirados da tabela 17.

- Cálculo de carga térmica do telhado com isolamento térmico

Área teto => 39,89 m²

$$\Delta t' = 9,4^{\circ}\text{C} \quad \Delta t = (32 - 24) = 8^{\circ}\text{C} \quad U = 2,89 \text{ kcal/h.m}^2.^{\circ}\text{C}$$

$$q = A \times U \times (\Delta t + \Delta t'),$$

onde o coeficiente $\Delta t'$ é referente a tabela 3.2, pg91 diferencial de temperatura

(65)

$$q_1 = 39,89 \times 0,76 \times (8 + 9,4) \quad \mathbf{q_1 = 527,50 \text{ kcal/h}}$$

Com todos os dados e cargas de calor coletadas, conseguimos montar a tabela 18.

Tabela 18: Cargas térmicas coletadas nos cálculos

Carga Térmica	Calor Sensível (qs)	Calor Latente (ql)
q1	527,50	-
q2	316,27	-
q3	356,05	-
q4	474,07	-
q5	86,05	-
q6	170,96	-
q7	230,86	-
q8	481,73	-
q9	21,26	-
q10	309,60	-
q11	1720	-
q12	1056	-
q13	-	544
q14	351,36	-
q15	-	1250,26
q16	109,02	-
q17	-	394,43
q18	1299,20	-
q19	-	4466,14
q20	324	-
q21	-	1175,32
q TOTAL	7833,96 kcal/h	7830,25 kcal/h
q TOTAL +10%	8617,35 kcal/h	8613,27 kcal/h
Q TOTAL (qs+ql)	17230,62 kcal/h	

Fonte: Os autores, 2018.

- Cálculo de razão de calor sensível (RCS)

$$RCS = \frac{q_s \text{ TOTAL}}{q \text{ TOTAL}} \Rightarrow RCS = \frac{8617,35}{17230,62} = 0,50 \quad (66)$$

- Vazão de ar insuflado

$$T_{ins} = 15^{\circ}\text{C} \quad UR = 90\%$$

$$Q_{ins} = \frac{q_s \text{ TOTAL}}{0,29 (T_i - T_{ins})} \Rightarrow RCS = \frac{8617,35}{0,29 (24 - 15)} = 3301,66 \text{ m}^3/\text{h} \quad (64)$$

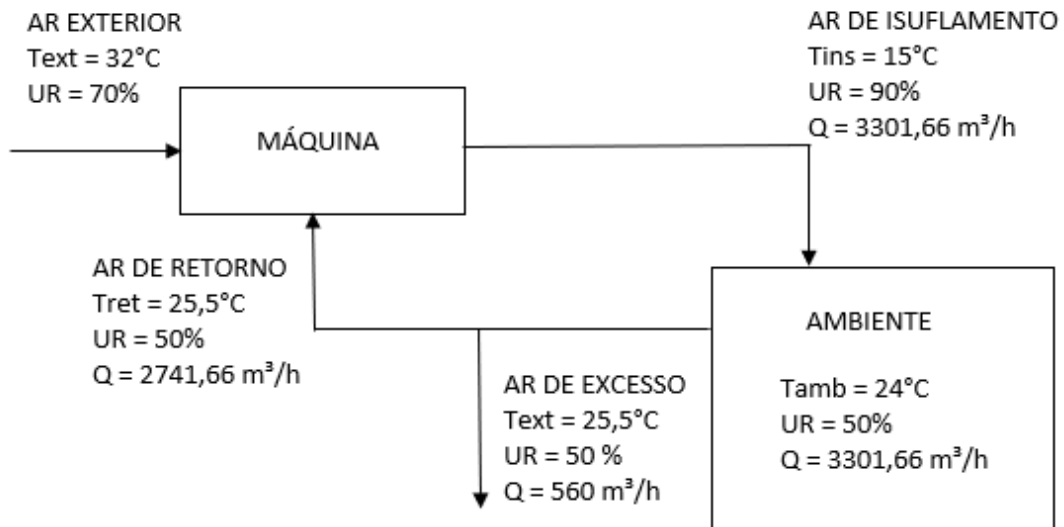


Figura 29: Esquema de ventilação

Fonte: Os autores, 2018.

- Temperatura de mistura

$$T_{mist} = \left(\frac{Q_{ret}}{Q_{ins}} \times T_{ret} \right) + \left(\frac{Q_{arext}}{Q_{ins}} \times T_{arext} \right) \quad (65)$$

$$T_{mist} = \left(\frac{2741,66}{3301,66} \times 25,5 \right) + \left(\frac{560}{3301,66} \times 32 \right) = 26,6^\circ C$$

- Entalpia de mistura

$$h_{mist} = \left(\frac{Q_{ret}}{Q_{ins}} \times h_{ret} \right) + \left(\frac{Q_{arext}}{Q_{ins}} \times h_{arext} \right) \quad (66)$$

$$h_{mist} = \left(\frac{2741,66}{3301,66} \times 51 \right) + \left(\frac{560}{3301,66} \times 87 \right) = 57,1 \text{ kJ/kg}$$

- Cálculo da capacidade do condicionador de ar

$$C = \gamma_{AR} \times Q_{ins} \times (h_{mist} - h_{ins}) \quad (67)$$

$$C = 1,2 \times 3301,66 \times (56,1 - 39,5) = 69754,9 \text{ kJ/h}$$

Transformando para Btu/h

$$C = \frac{69754,9}{1,0554} = 66093,32 \text{ Btu/h}$$

Transformando para kcal/h => $C = 66093,32 \times 0,252 = 16655,52 \text{ kcal/h}$

Transformando para TR (toneladas de refrigeração)

$$C = \frac{16655,52}{3,024} = 5,5 \text{ TR}$$

7. AVALIAÇÃO ECONÔMICA DO PROJETO

- Escolha do aparelho ideal

Tendo em vista a capacidade de btus já calculada, analisamos as especificações técnicas dos aparelhos, e comparamos com as condições de utilização no ambiente.

Devido a vazão de isuflamento calculada ser maior que a vazão dos aparelhos do mercado, com capacidade de 80000BTUs e 60000BTUs, que em tese atenderiam a demanda de carga térmica, optou-se pela utilização de duas máquinas, o que além de possibilitar a utilização individual durante os dias com temperaturas mais amenas, gerando um consumo menor de energia, também atende à demanda de vazão necessária dimensionada no projeto. Portanto, os aparelhos escolhidos para a análise são mostrados nas figuras 30 e 31.



Figura 30: Ar Condicionado Piso Teto Atualle Eco Elgin 48.000 BTU/h Frio 220V instalando 2 aparelhos considerando a condição telhado atual

Fonte: casabahia.com.br



Figura 31: Ar Condicionado Piso Teto Atualle Eco Elgin 36.000 BTU/h Frio 220V instalando 2 aparelhos considerando a instalação do telhado com isolamento térmico.

Fonte: casabahia.com.br

Comparando os dois resultados obtidos com os cálculos de carga térmica realizados, na condição atual do telhado, e a outra com a troca por telhas com isolamento térmico, conseguimos analisar os gastos e assim indicar qual tem maior viabilidade econômica, mostrado na tabela 19.

- Custo para instalação do telhado com isolamento térmico

Tabela 19: Custo de instalação

Quantidade	Custo (R\$)	Custo Total (R\$)
Mão de obra (pedreiro)	150 (dia)	750
Mão de obra (ajudante)	80 (dia)	400
Telhas termo acústicas 60m²	75 (m ²)	4500
Acessórios (parafusos, buchas, etc.)	70	70
	total	5820

Fonte: Os autores, 2018.

- Consumo do ar condicionado

Tabela 20: Custo de instalação

Aparelho	Custo de aquisição(R\$)	de Consumo kw/h	Gasto mensal(R\$)
02 -Ar condicionados Elgin 36000 btus	9940	6516	1191,95
02 -Ar condicionados Elgin 48000 btus	12520	9018	1511,23
Diferença	3080		419,28

Fonte: Os autores, 2018.

Nota: Gasto mensal baseado na utilização média de 6 horas diárias durante 30 dias no mês. Calculado conforme figura 32 obtida da light, a seguir:

TARIFAS DE BAIXA TENSÃO - R\$/kWh - Novembro/2018							
Classe de consumo	Tarifa com PIS/COFINS e ICMS					Tarifa homologada pela ANEEL sem incidência de ICMS/PIS/COFINS	Tarifa com PIS/COFINS isenta de ICMS
	Faixa consumo						
	até 50 kWh	de 51 até 300 kWh	até 300 kWh	de 301 até 450 kWh	acima de 450 kWh		
	Residencial (isento de ICMS)	Residencial (ICMS de 18%)	Demais Classes (ICMS de 20%)	Todas as Classes (ICMS de 31%)	Todas as Classes (ICMS de 32%)		
Residencial	0,61364	0,75955	-	0,91703	0,93190	0,57498	0,61364
Tarifa Social							
- até 30 kWh	0,19859	0,24581	-	0,29678	0,30159	0,18608	0,19859
- 31 até 50 kWh	0,34044	0,42139	-	0,50877	0,51701	0,31900	0,34044
- 51 até 100 kWh	-		-				
- 101 até 220 kWh	-	0,63209	-	0,76315	0,77552	0,47849	0,51067
- acima de 220 kWh	-	0,70232	-	0,84794	0,86169	0,53166	0,56741
Não residencial	-	-	0,78016	0,91703	0,93190	0,57498	0,61364
Rural	-	-	0,54612	0,64193	0,65233	0,40249	0,42955
Iluminação Pública							
- Rede de Distribuição	-	-	0,42909	0,50437	0,51254	0,31624	0,33750
- Bulbo da Lâmpada	-	-	0,46811	0,56024	0,55916	0,34500	0,36820

Figura 32: Gasto mensal baseado na utilização média de 6 horas diárias durante 30 dias no mês

Fonte: <http://www.light.com.br/para-residencias/SitePages/default.aspx>

- Cálculo de viabilidade da instalação do telhado com isolamento

$$\frac{\text{custo da instalação} - \text{dif. da aquisição do ar}}{\text{diferença consumo mensal}} = \text{retorno de investimento}$$

$$\frac{5820 - 3080}{419,28} = 6,53 \cong 7 \text{ meses}$$

8. CONCLUSÃO

Este projeto delimitou-se para um sistema de renovação de ar através de climatização e exaustão de acordo com as normas vigentes para restaurantes a partir dos dados coletados no estabelecimento *Sujiru Sushi Delivery*, e observada as variáveis de estrutura para o dimensionamento. Com o objetivo de conseguir um ambiente adequado e salubre, saudável para todos que o frequentem.

No estabelecimento *Sujiru Sushi Delivery* foi visto que, os banheiros e salão não possuem renovação de ar, e foi identificado a necessidade de um sistema de climatização para o salão e um sistema de exaustão para cada banheiro. No salão, faz-se a necessidade da instalação de dois ares condicionados que, juntos, supram a carga térmica encontrada no dimensionamento, melhorando assim as condições do ar, com o objetivo de manter o ambiente em torno de 24°C e 50% de umidade relativa. Para os banheiros, um sistema de exaustão é essencial pois, não havendo a renovação do ar o sistema vai eliminar odores e bactérias, eliminar a insalubridade.

A instalação da telha com isolamento tem maior viabilidade econômica pois possui um menor consumo mensal de energia elétrica e menor custo de aquisição dos aparelhos de climatização. Comparando os custos para aquisição dos aparelhos de climatização com o consumo mensal de energia elétrica nas condições atuais do telhado, como resultado, demonstrado no cálculo de viabilidade de instalação do telhado com isolamento, que o valor investido na instalação será pago em aproximadamente 7 meses. Portanto com o resultado da análise, foi indicado ao proprietário do restaurante que, mesmo tendo um investimento maior num primeiro momento, na troca do telhado, a médio e longo prazo o retorno financeiro devido a um consumo menor de energia por equipamentos de menor capacidade, tornam o investimento em um telhado com proteção térmica extremamente viável, atingindo a todos os objetivos propostos no projeto.

É de grande importância o papel do engenheiro mecânico neste ramo da engenharia que tão pouco se valoriza, a ventilação. O engenheiro mecânico está apto a realizar um bom dimensionamento de ambientes, trazendo salubridade e conforto a todos. Além de equipamentos, este profissional também lida com vidas, saúde, bem-estar e conforto. Que sejam valorizados e respeitados em todos os ramos de sua profissão.

9. REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR 15220-2: *Desempenho Térmico de Edificações, Parte 2: Métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações*. Rio de Janeiro, 2005.

MACINTYRE, 1990. *Ventilação e Controle de Poluição*

CREDER, H. (2004). *Instalações de Ar Condicionado - 6ª edição*. Rio de Janeiro: Editora LTC

ABCQ, Associação Brasileira de Controle da Qualidade. *Indicadores, Objetivos e Metas para Qualidade*. Disponível em: < <http://www.abcq.org.br>

PORTAL EDUCACAO - *História dos restaurantes*. Disponível em: <http://www.portaleducacao.com.br>

ROSSI, Carlos Alberto V.; SLONGO, Luiz Antonio. *Pesquisa de satisfação de clientes; o Estado-da-Arte e proposição de um método brasileiro*.

<http://www.pcc261.pcc.usp.br>, acesso em 04.10.2018

<http://www.arkideias.com>, acesso em 04.10.2018

https://www.saudeesegurancaotrabalho.org/ventilacao_industrial, acesso em 08.10.2018

<https://es.wikipedia.org/wiki/Psicrometrica>, acesso em 08.10.2018

<http://www.earth.google.com/web>, acesso em 07/08/2018

<https://pt.weatherspark.com/y/30579/Clima-caracter%C3%ADstico-em-Barra-do-Pira%C3%AD-Brasil-durante-o-ano>, acesso em 12.10.2018

<https://pt.weatherspark.com/y/30579/Clima-caracter%C3%ADstico-em-Barra-do-Pira%C3%AD-Brasil-durante-o-ano>, acesso em 12.10.2018

<http://entendaantes.com.br/modelos-de-telhado-e-tipos-de-telhas/> - Acesso em 07.10.2018

<http://www.mctelhados.com.br/tipotelha> - acesso em 09.10.2018

<https://produto.mercadolivre.com.br> - acesso em 02.11.2018

met%C3%A1lica.com.br – acesso em 02.11.2018

casasbahia.com.br - acesso em 02.11.2018

<http://www.light.com.br/para-residencias/SitePages/default.aspx> - acesso em 02.11.2018

ANEXO 1 – Tabela de potência

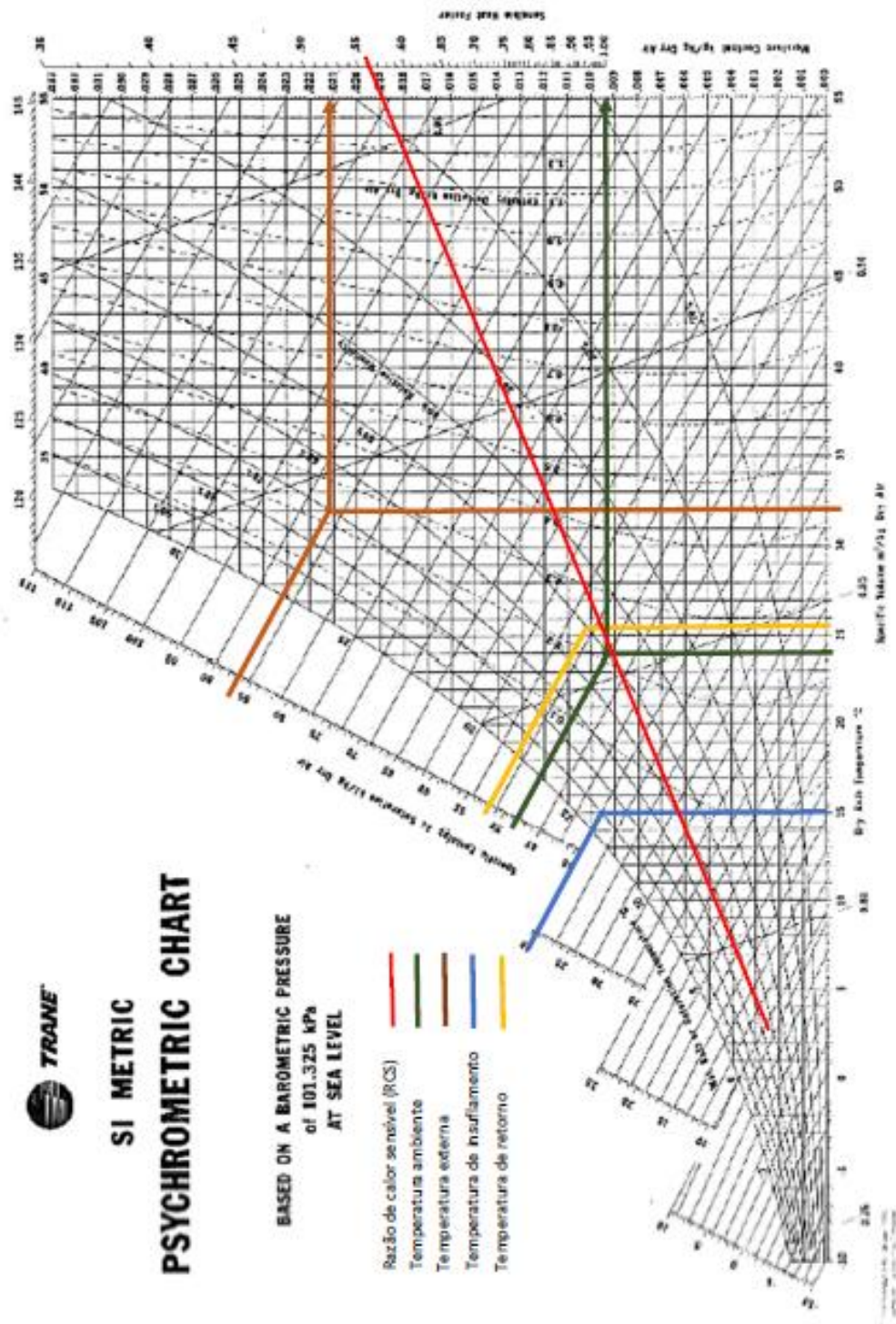
TABELA DE POTÊNCIA	
Descrição dos Aparelhos	Potência (W)
Ar Condicionado (7.000 BTU/h):	900
Ar Condicionado (10.000 BTU/h):	1.400
Ar Condicionado (12.000 BTU/h):	1.600
Ar Condicionado (18.000 BTU/h):	2.600
Ar Condicionado (21.000 BTU/h):	2.800
Ar Condicionado (30.000 BTU/h):	3.600
Balcão Frigorífico:	150
Batedeira:	100 à 300
Bebedouro:	160
Cafeteira Elétrica:	725
Chuveiro Elétrico:	3.800
Conjunto de Som:	95
Enceradeira:	330
Ferro Elétrico:	1.000
Forno Microondas:	1.320
Freezer:	200
Frigo-Bar:	65
Fritador::	1.600
Geladeira:	260
Grill:	1.000
Lâmpada 40 W:	40
Lâmpada 60 W:	60
Lâmpada 100 W:	100
Liquidificador:	290
Máquina de Costura (Doméstica):	86
Máquina de Lavar Roupa:	450
Máquina de Lavar Louça:	1.700
Pipoqueira:	1.000
Sauna:	5.000
Secador de Roupa:	890
Secador de Cabelos (Doméstico):	500 a 1.200
Sorveteira:	15
Televisor:	75 a 300

Torradeira:	500 a 1.200
Ventilador:	60 a 100
Vídeo Cassete:	35

ANEXO 2 – Tabela Elgin

Características Técnicas	Unidade Interna sem Display	PTF3003IC	PTQ5002IC	PTF5002IC	PTQ3503IC	PTF4003IC	PTF4003IC	PTQ4003IC	PTQ4003IC	PTF5002IC	PTF4003IC	PTQ5002IC	PTQ4003IC	PTF4003IC	PTF4003IC
	Unidade Interna com Display	PTF3003ID	PTQ5002ID	PTF5002ID	PTQ3503ID	PTF4003ID	PTF4003ID	PTQ4003ID	PTQ4003ID	PTF5002ID	PTF4003ID	PTQ5002ID	PTQ4003ID	PTF4003ID	PTF4003ID
	Unidade Universal	OUFC1003CA	OUQC3003CA	OUFC3003CA	OUQC3003CA	OUFC4003CA	OUFC4003CA	OUQC4003CA	OUQC4003CA	OUFC5003CA	OUFC5003CA	OUQC5003CA	OUQC5003CA	OUFC5003CA	OUFC5003CA
Capacidade	sem refrigeração/ Aquecimento (BTU/h)	50000	30000	35000	35000	48000	48000	48000	48000	60000	60000	60000	60000	80000	80000
	refrigeração/ Aquecimento (kW)	8790	8790	10548	10548	14064	14064	14064	14064	17583	17583	17583	17583	23444	23444
Ventilação		-	Frio	Quente e Frio	Frio	Quente e Frio	Frio	Frio	Quente e Frio	Quente e Frio	Frio	Frio	Quente e Frio	Quente e Frio	Frio
Alimentação elétrica (V - Fase - Hz)		-	220 - 1 - 60	220 - 1 - 60	220 - 1 - 60	220 - 1 - 60	220 - 1 - 60	220 - 1 - 60	220 - 1 - 60	220 - 1 - 60	220 - 1 - 60	220 - 1 - 60	220 - 1 - 60	220 - 1 - 60	220 - 1 - 60
Corrente Máxima (A)		-	15,9 A	15,7 A	18,7 A	17,8 A	16 A	8,5 A	17,2 A	8,5 A	20,7 A	11,0 A	20,5 A	11,0 A	23,2 A
Defasagem (A)		-	30 A	30 A	25 A	25 A	30 A	15 A	25 A	15 A	25 A	15 A	25 A	15 A	32 A
Consumo (W/h)		-	2709	2668	3258	3143	4209	4547	4837	4547	5866	5566	5805	5636	6756
Classificação do ENEC180		-	C	C	A	A	B	B	C	B	C	B	B	B	-
Compressor	Tipo	Rotativo	Rotativo	Rotativo	Rotativo	Rotativo	Rotativo	Rotativo	Rotativo	Rotativo	Rotativo	Rotativo	Rotativo	Rotativo	Scroll
Controle remoto sem fio		-	sim	sim	sim	sim	sim	sim	sim	sim	sim	sim	sim	sim	sim
Velocidade de ventilação		-	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Vazão de ar (m³/h)	Alta	1032	1000	1600	1600	2000	2000	2000	2000	2300	2300	2500	2500	2500	2300
Nível de ruído (dBa)	Unidade Interna - Alta	54	54	54	54	54	54	56	56	59	59	59	59	59	59
Tipo de refrigerante		-	R-410	R-410	R-410	R-410	R-410	R-410	R-410	R-410	R-410	R-410	R-410	R-410	R-410
Dispositivo de segurança	Tipo	Capilar	Capilar	Piston	Piston	Piston	Piston	Piston	Piston	Piston	Piston	Piston	Piston	Piston	Piston
Auto restart		-	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim
Diâmetro dos tubos	Linha de líquido	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"
	Linha de sucção	5/8" até 10m	5/8" até 10m	3/4" até 20m	3/4" até 20m	3/4" até 10m	3/4" até 10m	3/4" até 10m	3/4" até 10m	3/4" até 10m	3/4" até 10m	3/4" até 10m	3/4" até 10m	3/4" até 10m	3/4" até 10m
		3/4" até 20m	3/4" até 20m	7/8" até 30m	7/8" até 30m	7/8" até 30m	7/8" até 30m	7/8" até 30m	7/8" até 30m	7/8" até 30m	7/8" até 15m	7/8" até 15m	7/8" até 15m	7/8" até 15m	7/8" até 15m
	7/8" até 30m	7/8" até 30m	-	-	-	-	-	-	-	1" até 20m	1" até 20m	1" até 20m	1" até 20m	1" até 20m	
										1-1/8" até 30m	1-1/8" até 30m	1-1/8" até 30m	1-1/8" até 30m	1-1/8" até 30m	
Comprimento dos tubos	Máximo (m)	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	
	Mínimo (m)	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	
	Máximo (m)	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	
Densidade entre as unidades (m)		15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
Dimensão dos produtos sem a unidade - Anel	Unidade Interna (mm)	675x905x345	675x905x345	675x1280x345	675x1280x345	675x1280x345	675x1280x345	675x1280x345	675x1280x345	675x1280x345	675x1280x345	675x1280x345	675x1280x345	675x1280x345	675x1280x345
	Unidade Externa (mm)	835x905x330	835x905x330	754x869x325	754x869x325	1163x869x325	1163x869x325	1163x869x325	1163x869x325	1163x869x325	1163x869x325	1163x869x325	1163x869x325	1163x869x325	1163x869x325
Peso líquido/bruto	Unidade Interna (kg)	40/45	40/45	40/45	40/45	40/47	40/47	42/47	42/47	45/49	45/49	45/49	45/49	45/49	
	Unidade Externa (kg)	65/67	66/68	68,5/70,5	75,5/75,5	95,7/98,7	95,7/98,7	98/101	98/101	98/101	98/101	98/101	98/101	98/101	

ANEXO 3 – Carta psicrométrica



ANEXO 4 – Tabela Construclima

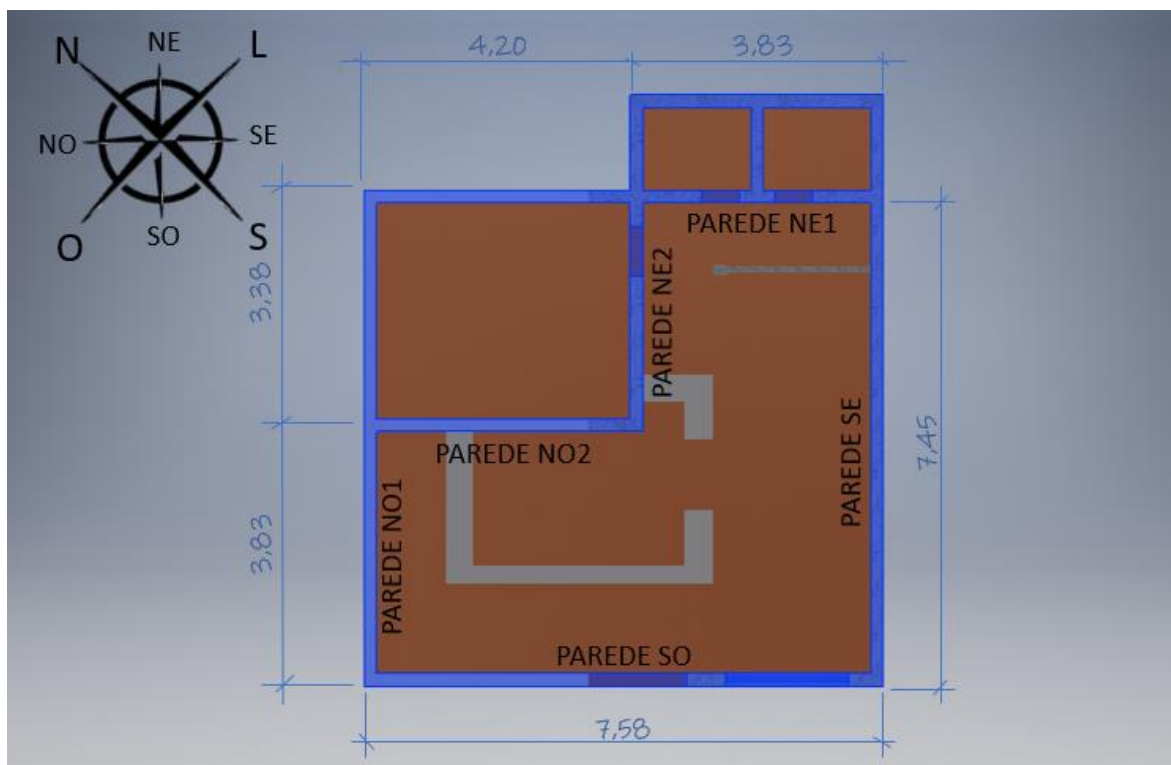


Coefficientes de Condutibilidade Térmica

Material	K (Kcal / h * m² °C)
Água (Parada)	0,50
Algodão	0,047
Alumínio	175
Amianto	0,17
Argamassa	0,75
Argila	0,80
Asfalto	0,60
Aço	39
Bidim (op40)	0,024
Bloco de Vidro	0,39
Borracha	0,15
Bronze	55
Cerâmica	0,40
Chumbo	30
Cimento Amianto	0,13
Cinasita	0,40
Cobre	332
Concreto	1,30
Concreto Armado	1,30
Concreto Celular (d = 400 kg/m³)	0,30
Feltro	0,036
Ferro	40
Fibra de Vidro	0,20
Fibro Cimento	0,40
Gelo	0,80
Gesso	0,40
Isopor	0,025
Lã	0,033
Lã de Rocha	0,035
Lã de Vidro (densidade 20 Kg/m³)	0,030
Madeira (Peroba)	0,20
Madeira (Pinho)	0,14
Mármore	2,50
Ouro	267
Papel	0,042
Papelão	0,089
Poliuretano	0,02
Telha de Barro	1,14
Tijolo Furado	0,35

Tijolo Maciço	0,70
Vidro Comum	0,65
Zinco	96

ANEXO 5 – Fotos do estabelecimento Sujiru *Sushi delivery*





ANEXO 6 – ABNT Desempenho térmico de edificações



**ABNT – Associação
Brasileira de
Normas Técnicas**

Sede:
Rio de Janeiro
Av. Treze de Maio, 13 28º andar
CEP 20003-900 – Caixa Postal 1680
Rio de Janeiro – RJ
Tel.: PABX (21) 3974-2300
Fax: (21) 2240-8249/2220-6436
Endereço eletrônico:
www.abnt.org.br

Copyright © 2003,
ABNT–Associação Brasileira
de Normas Técnicas
Printed in Brazil/
Impresso no Brasil
Todos os direitos reservados

SET 2003

Projeto 02:135.07-001/2

Desempenho térmico de edificações Parte 2: Métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações

Origem: Projeto 02:135.07-001/2:2003

ABNT/CB-02 - Comitê Brasileiro de Construção Civil

CE-02:135.07 - Comissão de Estudo de Desempenho Térmico de Edificações

Thermal performance in buildings - Calculation methods of thermal transmittance, thermal capacity, thermal delay and solar heat factor of elements and components of buildings.

Descriptors: Thermal performance. Buildings.

Palavras-chave: Desempenho térmico. Edificações.

21 páginas

SUMÁRIO

Prefácio

1 Objetivo

2 Referências normativas

3 Definições, símbolos e subscritos

4 Fórmulas básicas

5 Resistência térmica de um componente

6 Capacidade térmica de um componente

7 Atraso térmico de um componente

8 Fator de calor solar

ANEXOS

A Resistências térmicas superficiais

B Resistência térmica de câmaras de ar não ventiladas, absorvância e emissividade de superfícies e cores, e propriedades térmicas de materiais

C Exemplos de cálculo

Prefácio

A ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas - é o Fórum Nacional de Normalização. As Normas Brasileiras, cujo conteúdo é de responsabilidade dos Comitês Brasileiros (ABNT/CB) e dos Organismos de Normalização Setorial (ABNT/ONS), são elaboradas por Comissões de Estudo (CE), formadas por representantes dos setores envolvidos, delas fazendo parte: produtores, consumidores e neutros (universidades, laboratórios e outros).

Os Projetos de Norma Brasileira, elaborados no âmbito dos ABNT/CB e ABNT/ONS, circulam para Consulta Pública entre os associados da ABNT e demais interessados.

Esta norma, sob o título geral "Desempenho térmico de edificações", tem previsão de conter as seguintes partes:

Parte 1: Definições, símbolos e unidades;

Parte 2: Métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações;

Parte 3: Zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social;

Parte 4: Medição da resistência térmica e da condutividade térmica pelo princípio da placa quente protegida;

Parte 5: Medição da resistência térmica e da condutividade térmica pelo método fluximétrico.

Esta norma contém o anexo A, de caráter normativo, e os anexos B e C, de caráter informativo.

1 Objetivo

Esta parte da NBR estabelece procedimentos para o cálculo das propriedades térmicas - resistência, transmitância e capacidade térmica, atraso térmico e fator de calor solar - de elementos e componentes de edificações.

Notas:

- 1 O anexo A apresenta as resistências térmicas superficiais a serem consideradas na aplicação desta Norma.
 2 O anexo B apresenta a resistência térmica de câmaras de ar não ventiladas, a absorvância e a emissividade de superfícies e cores e as propriedades térmicas (condutividade térmica, calor específico e densidade de massa aparente) de materiais.
 3 O anexo C apresenta exemplos de cálculo das grandezas tratadas nesta Norma. No anexo D do projeto 02:135.07-001/3 apresentam-se a transmitância térmica, a capacidade térmica e o atraso térmico de vários exemplos de paredes e coberturas.

2 Referências normativas

As normas relacionadas a seguir contêm disposições que, ao serem citadas neste texto, constituem prescrições para esta parte da NBR. As edições indicadas estavam em vigor no momento desta publicação. Como toda norma está sujeita a revisão, recomenda-se àqueles que realizam acordos com base nesta que verifiquem a conveniência de se usarem as edições mais recentes das normas citadas a seguir. A ABNT possui a informação das normas em vigor em um dado momento.

Projeto 02:135.07-001/1:2003 - Desempenho térmico de edificações - Parte 1: Definições, símbolos e unidades.

Projeto 02:135.07-001/3:2003 - Desempenho térmico de edificações - Parte 3: Procedimentos para avaliação de habitações de interesse social.

ISO 6946:1996: Building components and building elements - Thermal resistance and thermal transmittance - Calculation methods.

3 Definições, símbolos e subscritos

Para os efeitos desta parte da NBR, aplicam-se as definições, símbolos e abreviaturas do projeto 02:135.07-001/1 e os seguintes símbolos, unidades, subscritos e definições:

3.1 Símbolos

Símbolo	Variável	Unidade
A	Área	m ²
R	Resistência térmica de um componente	(m ² .K)/W
U	Transmitância térmica de um componente	W/(m ² .K)
C _T	Capacidade térmica de um componente	kJ/(m ² .K)
φ	Atraso térmico de um componente	horas
FS _o	Fator solar de elementos opacos	-
FS _t	Fator solar de elementos transparentes ou translúcidos	-
CS	Coefficiente de sombreamento	-
c	Calor específico	kJ/(kg.K)
e	Espessura de uma camada	m
λ	Condutividade térmica do material	W/(m.K)
ρ	Densidade de massa aparente do material	kg/m ³
ε	Emissividade hemisférica total	-

3.2 Subscritos

Subscrito	Descrição
ar	Referente a uma câmara de ar
n	Número total de seções ou camadas (a, b, c, ..., n-1, n.) de um elemento ou componente
s	Superfície
e	Exterior da edificação
i	Interior da edificação
t	Total, superfície a superfície
T	Total, ambiente a ambiente

3.3 Definição de seções e camadas

Denomina-se seção à uma parte de um componente tomada em toda a sua espessura (de uma face à outra) e que contenha apenas resistências térmicas em série.

Denomina-se camada à uma parte de um componente tomada paralelamente às suas faces e com espessura constante.

Nota: Desta forma, conforme 5.2.1, a figura 1 possui quatro seções (S_a, S_b, S_c e S_d). A seção S_a é composta por uma única camada, a seção S_b é composta por duas camadas, a seção S_c também é composta por uma única camada (diferente daquela da seção S_a) e a seção S_d é composta por duas camadas.

4 Fórmulas básicas**4.1 Resistência térmica****4.1.1 Camadas homogêneas**

Valores da resistência térmica, R, obtidos através de medições baseadas em ensaios normalizados, devem ser usados sempre que possível. Na ausência de valores medidos, conforme ISO 6946, recomenda-se que a resistência térmica, R, de uma camada homogênea de material sólido seja determinada pela expressão 1.

$$R = e/\lambda \quad \dots 1)$$

Os valores recomendados de condutividade térmica de alguns materiais de uso corrente são encontrados na tabela B.3.

4.1.2 Câmara de ar

A resistência térmica de câmaras de ar (R_{ar}) não ventiladas pode ser obtida na tabela B.1.

Para tijolos ou outros elementos com câmaras de ar circulares, deve-se transformar a área da circunferência em uma área equivalente a um quadrado com centros coincidentes.

Para coberturas, independentemente do número de águas, a altura equivalente da câmara de ar para cálculo é determinada dividindo-se por dois a altura da cumeeira.

4.1.3 Superfícies

A resistência superficial externa (R_{se}) e a superficial interna (R_{si}) são obtidas na tabela A.1.

4.2 Transmitância térmica

A transmitância térmica de componentes, de ambiente a ambiente, é o inverso da resistência térmica total, conforme expressão 2.

$$U = 1/R_T \quad \dots 2)$$

4.3 Capacidade térmica de componentes

A capacidade térmica de componentes pode ser determinada pela expressão 3.

$$C_T = \sum_{i=1}^n \lambda_i \cdot R_i \cdot c_i \cdot \rho_i = \sum_{i=1}^n e_i \cdot c_i \cdot \rho_i \quad \dots 3)$$

Onde:

λ_i é a condutividade térmica do material da camada i^a ;

R_i é a resistência térmica da camada i^a ;

e_i é a espessura da camada i^a ;

c_i é o calor específico do material da camada i^a ;

ρ_i é a densidade de massa aparente do material da camada i^a .

5 Resistência térmica de um componente

5.1 Componentes com camadas homogêneas

A resistência térmica total de um componente plano constituído de camadas homogêneas perpendiculares ao fluxo de calor é determinada pelas expressões 4 e 5.

5.1.1 Superfície a superfície (R_t)

A resistência térmica de superfície a superfície de um componente plano constituído de camadas homogêneas, perpendiculares ao fluxo de calor, é determinada pela expressão 4.

$$R_t = R_{t1} + R_{t2} + \dots + R_{tn} + R_{ar1} + R_{ar2} + \dots + R_{arn} \quad \dots 4)$$

Onde:

$R_{t1}, R_{t2}, \dots, R_{tn}$ são as resistências térmicas das n camadas homogêneas, determinadas pela expressão 1;

$R_{ar1}, R_{ar2}, \dots, R_{arn}$ são as resistências térmicas das n câmaras de ar, obtidas da tabela B.1.

5.1.2 Ambiente a ambiente (R_T)

A resistência térmica de ambiente a ambiente é dada pela expressão 5.

$$R_T = R_{se} + R_t + R_{si} \quad \dots 5)$$

Onde:

R_t é a resistência térmica de superfície a superfície, determinada pela expressão 4;

R_{se} e R_{si} são as resistências superficiais externa e interna, respectivamente, obtidas da tabela A.1.

5.2 Componentes com camadas homogêneas e não homogêneas

A resistência térmica total de um componente plano constituído de camadas homogêneas e não homogêneas, perpendiculares ao fluxo de calor, é determinada pelas expressões 6 e 7.

Nota: O procedimento de cálculo da resistência térmica de componentes apresentado nesta parte da NBR é diferente daquele apresentado pela ISO 6946, sendo que o apresentado nesta parte da NBR é mais rápido e simples e os resultados são equivalentes.

5.2.1 Superfície a superfície (R_t)

A resistência térmica de superfície a superfície de um componente plano constituído de camadas homogêneas e não homogêneas (ver figura 1), perpendiculares ao fluxo de calor, é determinada pela expressão 6.

$$R_t = \frac{A_a + A_b + \dots + A_n}{\frac{A_a}{R_a} + \frac{A_b}{R_b} + \dots + \frac{A_n}{R_n}} \quad \dots 6)$$

Onde:

R_a, R_b, \dots, R_n são as resistências térmicas de superfície à superfície para cada seção (a, b, ..., n), determinadas pela expressão 4;

A_a, A_b, \dots, A_n são as áreas de cada seção.

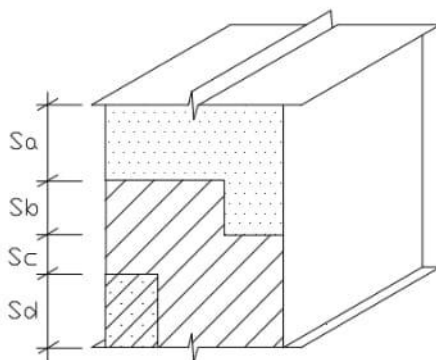


Figura 1 - Seções de um componente com camadas homogêneas e não homogêneas

5.2.2 Ambiente a ambiente (R_T)

A resistência térmica de ambiente a ambiente é dada pela expressão 7.

$$R_T = R_{se} + R_t + R_{si} \quad \dots 7)$$

Onde:

R_t é a resistência térmica de superfície a superfície, determinada pela expressão 6;

R_{se} e R_{si} são as resistências superficiais externa e interna, respectivamente, obtidas da tabela A.1.

5.3 Componentes com câmara de ar ventilada

5.3.1 Condições de ventilação para as câmaras de ar

São considerados dois tipos de ventilação para as câmaras de ar - pouco ou muito ventiladas - segundo sua posição. As relações são dadas na tabela 1.

Tabela 1 - Condições de ventilação para câmaras de ar

Posição da câmara de ar	Câmara de ar	
	Pouco ventilada	Muito ventilada
Vertical (paredes)	$S/L < 500$	$S/L \geq 500$
Horizontal (coberturas)	$S/A < 30$	$S/A \geq 30$

Onde:

S é a área total de abertura de ventilação, em cm^2 ;

L é o comprimento da parede, em m;

A é a área da cobertura.

5.3.2 Em condições de verão (ganho de calor)

A resistência térmica da câmara de ar ventilada deve ser igual a da câmara de ar não ventilada e obtida da tabela B.1.

5.3.3 Em condições de inverno (perda de calor)

Distinguem-se dois casos:

- câmara pouco ventilada: a resistência térmica da câmara será igual à da câmara não ventilada e obtida da tabela B.1; e
- câmara muito ventilada: a camada externa à câmara não será considerada e a resistência térmica total (ambiente a ambiente) deve ser calculada pela expressão 8.

$$R_T = 2.R_{si} + R_t \quad \dots 8)$$

Onde:

R_t é a resistência térmica da camada interna do componente construtivo. No caso de coberturas, é a resistência térmica do componente localizado entre a câmara de ar e o ambiente interno – forro;

R_{si} é a resistência superficial interna obtida da tabela A.1 do anexo A.

Nota: No caso de coberturas, a câmara de ar existente entre o telhado e o forro pode ser chamada de ático.

5.3.4 Considerações quanto à ventilação de áticos

A ventilação do ático em regiões quentes é desejável e recomendável. Isto aumenta a resistência térmica da câmara de ar e, conseqüentemente, reduz a transmitância térmica e os ganhos de calor.

Porém, alerta-se que em regiões com estação fria (inverno) a ventilação do ático provoca perdas de calor pela cobertura, o que não é desejável.

6 Capacidade térmica de um componente

6.1 Componentes com camadas homogêneas

A capacidade térmica de um componente plano constituído de camadas homogêneas perpendiculares ao fluxo de calor é determinada pela expressão 3, conforme 4.3.

6.2 Componentes com camadas homogêneas e não homogêneas

A capacidade térmica de um componente plano constituído de camadas homogêneas e não homogêneas (ver figura 1), perpendiculares ao fluxo de calor, é determinada pela expressão 9.

$$C_T = \frac{A_a + A_b + \dots + A_n}{\frac{A_a}{C_{Ta}} + \frac{A_b}{C_{Tb}} + \dots + \frac{A_n}{C_{Tn}}} \quad \dots 9)$$

Onde:

$C_{Ta}, C_{Tb}, \dots, C_{Tn}$ são as capacidades térmicas do componente para cada seção (a, b, ..., n), determinadas pela expressão 3;

A_a, A_b, \dots, A_n são as áreas de cada seção.

6.3 Componentes com câmaras de ar

Como o ar apresenta uma densidade de massa aparente muito baixa ($\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$), a sua capacidade térmica, em componentes com câmaras de ar, pode ser desprezada.

7 Atraso térmico de um componente

7.1 Caso de elemento homogêneo

Em uma placa homogênea (constituída por um único material), com espessura "e" e submetida a um regime térmico variável e senoidal com período de 24 horas, o atraso térmico pode ser estimado pela expressão 10 ou pela 11.

$$\varphi = 1,382 \cdot e \cdot \sqrt{\frac{\rho \cdot c}{3,6 \cdot \lambda}} \quad \dots 10)$$

$$\varphi = 0,7284 \cdot \sqrt{R_t \cdot C_T} \quad \dots 11)$$

Onde:

φ é o atraso térmico;

e é a espessura da placa;

λ é a condutividade térmica do material;

ρ é a densidade de massa aparente do material;

c é o calor específico do material;

R_t é a resistência térmica de superfície a superfície do componente;

C_T é a capacidade térmica do componente.

7.2 Caso de elemento heterogêneo

No caso de um componente formado por diferentes materiais superpostos em "n" camadas paralelas às faces (perpendiculares ao fluxo de calor), o atraso térmico varia conforme a ordem das camadas.

Para calor específico quando em (kJ/(Kg.K)), o atraso térmico é determinado através da expressão 12.

$$\varphi = 1,382 \cdot R_t \cdot \sqrt{B_1 + B_2} \quad \dots 12)$$

Onde:

R_t é a resistência térmica de superfície a superfície do componente;

B_1 é dado pela expressão 13;

B_2 é dado pela expressão 14.

$$B_1 = 0,226 \cdot \frac{B_0}{R_t} \quad \dots 13)$$

Onde:

B_0 é dado pela expressão 15.

$$B_2 = 0,205 \left(\frac{(\lambda \cdot \rho \cdot c)_{ext}}{R_t} \right) \left(R_{ext} - \frac{R_t - R_{ext}}{10} \right) \quad \dots 14)$$

$$B_0 = C_T - C_{T_{ext}} \quad \dots 15)$$

Onde:

C_T é a capacidade térmica total do componente;

$C_{T_{ext}}$ é a capacidade térmica da camada externa do componente.

Notas:

1 Nas equações acima, o índice "ext" se refere à última camada do componente, junto à face externa.

2 Considerar B_2 nulo caso seja negativo.

8 Fator de ganho de calor solar de elementos opacos

O fator de ganho de calor solar de elementos opacos (ou apenas fator solar de elementos opacos) é dado pela expressão 16.

$$FS_0 = 100 \cdot U \cdot \alpha \cdot R_{se} \quad \dots 16)$$

Onde:

FS_0 é o fator solar de elementos opacos em percentagem;

U é a transmitância térmica do componente;

α é a absorptância à radiação solar – função da cor, dada pela tabela B.2;

R_{se} é a resistência superficial externa, dada pela tabela A.1.

Como R_{se} é admitido constante e igual a 0,04, a expressão 16 pode ser reescrita na forma da expressão 17.

$$FS_0 = 4 \cdot U \cdot \alpha \quad \dots 17)$$

Quando deve-se respeitar um limite de fator solar para uma determinada região, pode-se determinar o máximo valor de α em função do fator solar e da transmitância térmica, conforme mostra a expressão 18.

$$\alpha \leq FS_0 / (4 \cdot U) \quad \dots 18)$$

A tabela B.2 apresenta a absorptância (α) e a emissividade (ϵ) de algumas superfícies e cores.

9 Fator de ganho de calor solar de elementos transparentes ou translúcidos

O fator de ganho de calor solar de elementos transparentes ou translúcidos (ou apenas fator solar de elementos transparentes ou translúcidos) é dado pela expressão 19.

$$FS_1 = U \cdot \alpha \cdot R_{se} + \tau \quad \dots 19)$$

Onde:

FS_1 é o fator solar de elementos transparentes ou translúcidos;

U é a transmitância térmica do componente;

α é a absorptância à radiação solar – função da cor, dada pela tabela B.2;

R_{se} é a resistência superficial externa, dada pela tabela A.1;

τ é a transmitância à radiação solar.

//ANEXO

Anexo A (normativo)**Resistências térmicas superficiais**

A resistência térmica superficial varia de acordo com vários fatores, tais como: emissividade, velocidade do ar sobre a superfície e temperaturas da superfície, do ar e superfícies próximas.

A tabela A.1 apresenta valores médios recomendados.

Tabela A.1 - Resistência térmica superficial interna e externa.

R_{si} ($m^2.K$)/W			R_{se} ($m^2.K$)/W		
Direção do fluxo de calor			Direção do fluxo de calor		
Horizontal	Ascendente	Descendente	Horizontal	Ascendente	Descendente
\Rightarrow	$\overline{\uparrow}$	$\underline{\downarrow}$	\Rightarrow	$\overline{\uparrow}$	$\underline{\downarrow}$
0,13	0,10	0,17	0,04	0,04	0,04

Anexo B (informativo)

Resistência térmica de câmaras de ar não ventiladas, absorvância e emissividade de superfícies e cores e propriedades térmicas de materiais

B.1 Resistência térmica de câmaras de ar não ventiladas

Os valores da resistência térmica de câmaras de ar não ventiladas apresentados na tabela B.1 são válidos para uma temperatura média da camada entre 0°C e 20°C e com uma diferença de temperatura entre as superfícies limitantes menor do que 15°C.

Tabela B.1 - Resistência térmica de câmaras de ar não ventiladas, com largura muito maior que a espessura.

Natureza da superfície da câmara de ar	Espessura "e" da câmara de ar cm	Resistência térmica R_{ar} $m^2.K/W$		
		Direção do fluxo de calor		
		Horizontal ⇔	Ascendente ↑	Descendente ↓
Superfície de alta emissividade $\epsilon > 0,8$	$1,0 \leq e \leq 2,0$	0,14	0,13	0,15
	$2,0 < e \leq 5,0$	0,16	0,14	0,18
	$e > 5,0$	0,17	0,14	0,21
Superfície de baixa emissividade $\epsilon < 0,2$	$1,0 \leq e \leq 2,0$	0,29	0,23	0,29
	$2,0 < e \leq 5,0$	0,37	0,25	0,43
	$e > 5,0$	0,34	0,27	0,61

Notas:
 1 ϵ é a emissividade hemisférica total.
 2 Os valores para câmaras de ar com uma superfície refletora só podem ser usados se a emissividade da superfície for controlada e previsto que a superfície continue limpa, sem pó, gordura ou água de condensação.
 3 Para coberturas, recomenda-se a colocação da superfície refletora paralelamente ao plano das telhas (exemplo C.6 do anexo C); desta forma, garante-se que pelo menos uma das superfícies - a inferior - continuará limpa, sem poeira.
 4 Caso, no processo de cálculo, existam câmaras de ar com espessura inferior a 1,0 cm, pode-se utilizar o valor mínimo fornecido por esta tabela.

Tabela B.2 - Absorvância (α) para radiação solar (ondas curtas) e emissividade (ϵ) para radiações a temperaturas comuns (ondas longas)

Tipo de superfície	α	ϵ	
Chapa de alumínio (nova e brilhante)	0,05	0,05	
Chapa de alumínio (oxidada)	0,15	0,12	
Chapa de aço galvanizada (nova e brilhante)	0,25	0,25	
Calação nova	0,12 / 0,15	0,90	
Concreto aparente	0,65 / 0,80	0,85 / 0,95	
Telha de barro	0,75 / 0,80	0,85 / 0,95	
Tijolo aparente	0,65 / 0,80	0,85 / 0,95	
Reboco claro	0,30 / 0,50	0,85 / 0,95	
Revestimento asfáltico	0,85 / 0,98	0,90 / 0,98	
Vidro incolor	0,06 / 0,25	0,84	
Vidro colorido	0,40 / 0,80	0,84	
Vidro metalizado	0,35 / 0,80	0,15 / 0,84	
Pintura:	Branca	0,20	0,90
	Amarela	0,30	0,90
	Verde clara	0,40	0,90
	"Alumínio"	0,40	0,50
	Verde escura	0,70	0,90
	Vermelha	0,74	0,90
	Preta	0,97	0,90

B.2 Propriedades térmicas de materiais

A tabela B.3, de caráter não restritivo, apresenta a condutividade térmica (λ) e o calor específico (c) para diversos materiais de construção em função de sua densidade de massa aparente (ρ). Estes valores são apenas indicativos, devendo-se utilizar, sempre que possível, valores medidos em laboratório.

Tabela B.3 - Densidade de massa aparente (ρ), condutividade térmica (λ) e calor específico (c) de materiais

Material	ρ (kg/m ³)	λ (W/(m.K))	c (kJ/(kg.K))
Argamassas			
argamassa comum	1800-2100	1,15	1,00
argamassa de gesso (ou cal e gesso)	1200	0,70	0,84
argamassa celular	600-1000	0,40	1,00
Cerâmica			
tijolos e telhas de barro	1000-1300	0,70	0,92
	1300-1600	0,90	0,92
	1600-1800	1,00	0,92
	1800-2000	1,05	0,92
Fibro-cimento			
placas de fibro-cimento	1800-2200	0,95	0,84
	1400-1800	0,65	0,84
Concreto (com agregados de pedra)			
concreto normal	2200-2400	1,75	1,00
concreto cavernoso	1700-2100	1,40	1,00
Concreto com pozolana ou escória expandida com estrutura cavernosa (ρ dos inertes -750 kg/m³)			
com finos	1400-1600	0,52	1,00
	1200-1400	0,44	1,00
sem finos	1000-1200	0,35	1,00
Concreto com argila expandida			
dosagem de cimento > 300 kg/m ³ , ρ dos inertes > 350 kg/m ³	1600-1800	1,05	1,00
	1400-1600	0,85	1,00
	1200-1400	0,70	1,00
	1000-1200	0,46	1,00
dosagem de cimento < 250 kg/m ³ , ρ dos inertes < 350 kg/m ³	800-1000	0,33	1,00
	600-800	0,25	1,00
	< 600	0,20	1,00
concreto de vermiculite (3 a 6 mm) ou perlite expandida fabricado em obra	600-800	0,31	1,00
	400-600	0,24	1,00
dosagem (cimento/areia) 1:3	700-800	0,29	1,00
dosagem (cimento/areia) 1:6	600-700	0,24	1,00
	500-600	0,20	1,00
concreto celular autoclavado	400-500	0,17	1,00
Gesso			
projetado ou de densidade massa aparente elevada	1100-1300	0,50	0,84
placa de gesso; gesso cartonado	750-1000	0,35	0,84
com agregado leve (vermiculita ou perlita expandida)			
dosagem gesso:agregado = 1:1	700-900	0,30	0,84
dosagem gesso:agregado = 1:2	500-700	0,25	0,84
Granulados			
brita ou seixo	1000-1500	0,70	0,80
argila expandida	< 400	0,16	
areia seca	1500	0,30	2,09
areia (10% de umidade)	1500	0,93	
areia (20% de umidade)	1500	1,33	
areia saturada	2500	1,88	
terra argilosa seca	1700	0,52	0,84

Tabela B.3 (continuação) - Densidade de massa aparente (ρ), condutividade térmica (λ) e calor específico (c) de materiais

Material	ρ (kg/m ³)	λ (W/(m.K))	c (kJ/(kg.K))
Impermeabilizantes			
membranas betuminosas	1000-1100	0,23	1,46
asfalto	1600	0,43	0,92
asfalto	2300	1,15	0,92
betume asfáltico	1000	0,17	1,46
Isolantes térmicos			
lã de rocha	20-200	0,045	0,75
lã de vidro	10-100	0,045	0,70
poliestireno expandido moldado	15-35	0,040	1,42
poliestireno estrudado	25-40	0,035	1,42
espuma rígida de poliuretano	30-40	0,030	1,67
Madeiras e derivados			
madeiras com densidade de massa aparente elevada	800-1000	0,29	1,34
carvalho, freijó, pinho, cedro, pinus	600-750	0,23	1,34
	450-600	0,15	1,34
	300-450	0,12	1,34
aglomerado de fibras de madeira (denso)	850-1000	0,20	2,30
aglomerado de fibras de madeira (leve)	200-250	0,058	2,30
aglomerado de partículas de madeira	650-750	0,17	2,30
	550-650	0,14	
placas prensadas	450-550	0,12	2,30
	350-450	0,10	2,30
placas extrudadas	550-650	0,16	2,30
compensado	450-550	0,15	2,30
	350-450	0,12	2,30
aparas de madeira aglomerada com cimento em fábrica	450-550	0,15	2,30
	350-450	0,12	2,30
	250-350	0,10	2,30
palha (capim Santa Fé)	200	0,12	
Metais			
aço, ferro fundido	7800	55	0,46
alumínio	2700	230	0,88
cobre	8900	380	0,38
zinco	7100	112	0,38
Pedras (incluindo junta de assentamento)			
granito, gneisse	2300-2900	3,00	0,84
ardósia, xisto	2000-2800	2,20	0,84
basalto	2700-3000	1,60	0,84
calcários/mármore	> 2600	2,90	0,84
outras	2300-2600	2,40	0,84
	1900-2300	1,40	0,84
	1500-1900	1,00	0,84
	< 1500	0,85	0,84
Plásticos			
borrachas sintéticas, poliamidas, poliésteres, polietilenos	900-1700	0,40	
polimetacrílicos de metila (acrílicos) policloreto de vinila (PVC)	1200-1400	0,20	
Vidro			
vidro comum	2500	1,00	0,84

Anexo C (informativo)
Exemplos de cálculo

C.1 Exemplo 1: Parede de tijolos maciços rebocados em ambas as faces (ver figura C.1)

Dados:

Dimensões do tijolo = 5 cm x 9 cm x 19 cm

$\rho_{\text{cerâmica}} = 1600 \text{ kg/m}^3$

$\lambda_{\text{cerâmica}} = 0,90 \text{ W/(m.K)}$ (ver tabela B.3)

$C_{\text{cerâmica}} = 0,92 \text{ kJ/(kg.K)}$ (ver tabela B.3)

$\rho_{\text{argamassa}} = \rho_{\text{reboco}} = 2000 \text{ kg/m}^3$

$\lambda_{\text{argamassa}} = \lambda_{\text{reboco}} = 1,15 \text{ W/(m.K)}$ (ver tabela B.3)

$C_{\text{argamassa}} = C_{\text{reboco}} = 1,00 \text{ kJ/(kg.K)}$ (ver tabela B.3)

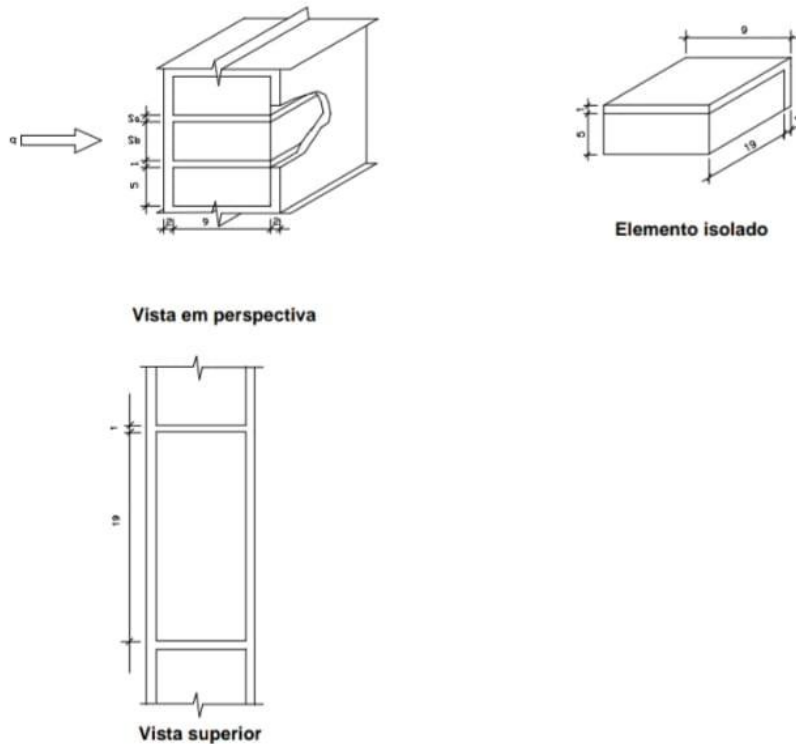


Figura C.1 - Parede de tijolos maciços rebocados em ambas as faces

a) resistência térmica da parede:

Seção A (reboco + argamassa + reboco):

$$A_a = 0,01 \times 0,19 + 0,01 \times 0,06 = 0,0025 \text{ m}^2$$

$$R_a = \frac{e_{\text{reboco}}}{\lambda_{\text{reboco}}} + \frac{e_{\text{argamassa}}}{\lambda_{\text{argamassa}}} + \frac{e_{\text{reboco}}}{\lambda_{\text{reboco}}} = \frac{0,02}{1,15} + \frac{0,09}{1,15} + \frac{0,02}{1,15} = \frac{0,13}{1,15} = 0,1130 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

Seção B (reboco + tijolo + reboco):

$$A_b = 0,05 \times 0,19 = 0,0095 \text{ m}^2$$

$$R_b = \frac{e_{\text{reboco}}}{\lambda_{\text{reboco}}} + \frac{e_{\text{cerâmica}}}{\lambda_{\text{cerâmica}}} + \frac{e_{\text{reboco}}}{\lambda_{\text{reboco}}} = \frac{0,02}{1,15} + \frac{0,09}{0,90} + \frac{0,02}{1,15} = 0,1348 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

Portanto, a resistência térmica da parede será:

$$R_t = \frac{A_a + A_b}{\frac{A_a}{R_a} + \frac{A_b}{R_b}} = \frac{0,0025 + 0,0095}{\frac{0,0025}{0,1130} + \frac{0,0095}{0,1348}} = \frac{0,0120}{0,0926} = 0,1296 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

b) resistência térmica total:

$$R_T = R_{si} + R_i + R_{se} = 0,13 + 0,1296 + 0,04 = 0,2996 \text{ (m}^2\cdot\text{K)/W}$$

c) transmitância térmica:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{0,2996} = 3,34 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$$

d) capacidade térmica da parede:

Seção A (reboco+argamassa+reboco):

$$A_a = 0,01 \times 0,19 + 0,01 \times 0,06 = 0,0025 \text{ m}^2$$

$$C_{Ta} = \sum_{i=1}^3 e_i \cdot c_i \cdot \rho_i = (e \cdot c \cdot \rho)_{\text{reboco}} + (e \cdot c \cdot \rho)_{\text{argamassa}} + (e \cdot c \cdot \rho)_{\text{reboco}}$$

Como $\rho_{\text{reboco}} = \rho_{\text{argamassa}} = 2000 \text{ kg/m}^3$ e $C_{\text{reboco}} = C_{\text{argamassa}} = 1,00 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$, tem-se:

$$C_{Ta} = 0,13 \times 1,00 \times 2000 = 260 \text{ kJ/(m}^2\cdot\text{K)}$$

Seção B (reboco + tijolo + reboco):

$$A_b = 0,05 \times 0,19 = 0,0095 \text{ m}^2$$

$$C_{Tb} = \sum_{i=1}^3 e_i \cdot c_i \cdot \rho_i = (e \cdot c \cdot \rho)_{\text{reboco}} + (e \cdot c \cdot \rho)_{\text{cerâmica}} + (e \cdot c \cdot \rho)_{\text{reboco}}$$

$$C_{Tb} = 0,02 \times 1,00 \times 2000 + 0,09 \times 0,92 \times 1600 + 0,02 \times 1,00 \times 2000 = 212 \text{ kJ/(m}^2\cdot\text{K)}$$

Portanto, a capacidade térmica da parede será:

$$C_T = \frac{A_a + A_b}{\frac{A_a}{C_{Ta}} + \frac{A_b}{C_{Tb}}} = 220 \text{ kJ/(m}^2\cdot\text{K)}$$

e) atraso térmico:

$$R_i = 0,1296 \text{ (m}^2\cdot\text{K)/W}$$

$$B_0 = C_T - C_{Tref} = 220 - 0,02 \cdot 1,00 \cdot 2000 = 180$$

$$B_1 = 0,226 \cdot \frac{B_0}{R_i} = 0,226 \cdot \frac{180}{0,1296} = 313,9$$

$$B_2 = 0,205 \cdot \left(\frac{(\lambda \cdot \rho \cdot c)_{\text{ext}}}{R_i} \right) \left(R_{\text{ext}} - \frac{R_i - R_{\text{ext}}}{10} \right)$$

$$B_2 = 0,205 \cdot \left(\frac{(1,15 \cdot 2000 \cdot 1,00)_{\text{ext}}}{0,1296} \right) \left(0,02 - \frac{0,1296 - (0,02/1,15)}{10} \right) = 22,4$$

$$\varphi = 1,382 \cdot R_i \cdot \sqrt{B_1 + B_2} = 1,382 \cdot 0,1296 \cdot \sqrt{313,9 + 22,4} = 3,3 \text{ horas}$$

f) fator solar:

$$FS_0 = 100 \cdot U \cdot \alpha \cdot R_{se} = 100 \cdot U \cdot \alpha \cdot 0,04 = 4 \cdot U \cdot \alpha$$

Utilizando cor externa branca ($\alpha = 0,3$), tem-se:

$$FS_0 = 4 \cdot 3,34 \cdot 0,3 = 4,0\%$$

Pode-se verificar, também, a absorptância máxima permitida em função do limite máximo permitido de fator solar para a zona bioclimática onde será executada a parede. Por exemplo, se para uma determinada região $FS_0 < 5,5\%$, teremos:

$$\alpha \leq FS_0 / (4 \cdot U) \leq 5,5 / (100 \cdot 3,34) \leq 0,4$$

C.2 Exemplo 2: Parede com blocos de concreto colados, sem reboco (ver figura C.2)

Dados:

Dimensões do bloco = 39 cm x 19 cm x 9 cm

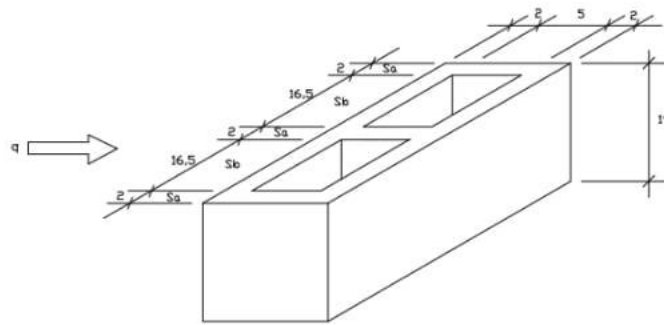
$$\rho_{\text{concreto}} = 2400 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda_{\text{concreto}} = 1,75 \text{ W/(m}\cdot\text{K)} \text{ (ver tabela B.3)}$$

$$C_{\text{concreto}} = 1,00 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \text{ (ver tabela B.3)}$$

Nota: despreza-se a cola.

Para a câmara de ar, $R_{ar} = 0,16 \text{ (m}^2\cdot\text{K)/W}$ (ver tabela B.1, superfície de alta emissividade, espessura da câmara de ar = 5,0 cm, fluxo horizontal).



Vista em perspectiva

Figura C.2 - Parede com blocos de concreto colados, sem reboco

a) resistência térmica da parede:

Seção A (concreto):

$$A_a = 0,02 \times 0,19 = 0,0038 \text{ m}^2$$

$$R_a = \frac{e_{\text{concreto}}}{\lambda_{\text{concreto}}} = \frac{0,09}{1,75} = 0,0514 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

Seção B (concreto + câmara de ar + concreto):

$$A_b = 0,165 \times 0,19 = 0,03135 \text{ m}^2$$

$$R_b = \frac{e_{\text{concreto}}}{\lambda_{\text{concreto}}} + R_{\text{ar}} + \frac{e_{\text{concreto}}}{\lambda_{\text{concreto}}} = \frac{0,02}{1,75} + 0,16 + \frac{0,02}{1,75} = 0,1829 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

Portanto, a resistência da parede será:

$$R_t = \frac{3 \times A_a + 2 \times A_b}{\frac{3 \times A_a}{R_a} + \frac{2 \times A_b}{R_b}} = \frac{3 \times 0,0038 + 2 \times 0,03135}{\frac{3 \times 0,0038}{0,0514} + \frac{2 \times 0,03135}{0,1829}} = \frac{0,0741}{0,5646} = 0,1312 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

b) resistência térmica total:

$$R_T = R_{si} + R_t + R_{se} = 0,13 + 0,1312 + 0,04 = 0,3012 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

c) transmitância térmica:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{0,3012} = 3,32 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

d) capacidade térmica da parede:

Seção A (concreto):

$$A_a = 0,02 \times 0,19 = 0,0038 \text{ m}^2$$

$$C_{Ta} = (e.c.p)_{\text{concreto}} = 0,09 \times 1,00 \times 2400 = 216 \text{ kJ/(m}^2\text{.K)}$$

Seção B (concreto + câmara de ar + concreto):

$$A_b = 0,165 \times 0,19 = 0,03135 \text{ m}^2$$

$$C_{Tb} = \sum_{i=1}^3 e_i.c_i.p_i = (e.c.p)_{\text{concreto}} + (e.c.p)_{\text{ar}} + (e.c.p)_{\text{concreto}}$$

Desprezando a capacidade térmica da câmara de ar, tem-se:

$$C_{Tb} = 0,02 \times 1,00 \times 2400 + 0 + 0,02 \times 1,00 \times 2400 = 96 \text{ kJ/(m}^2\text{.K)}$$

Portanto, a capacidade térmica da parede será:

$$C_T = \frac{3 \times A_a + 2 \times A_b}{\frac{3 \times A_a}{C_{Ta}} + \frac{2 \times A_b}{C_{Tb}}} = 105 \text{ kJ/(m}^2\text{.K)}$$

e) atraso térmico:

$$R_t = 0,1312 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

$$B_0 = C_T - C_{\text{ext}} = 105 - 0,02 \times 1,00 \times 2400 = 57$$

$$B_1 = 0,226 \cdot \frac{B_0}{R_t} = 0,226 \cdot \frac{57}{0,1312} = 98,2$$

$$B_2 = 0,205 \cdot \left(\frac{(\lambda.p.c)_{\text{ext}}}{R_t} \right) \left(R_{\text{ext}} - \frac{R_t - R_{\text{ext}}}{10} \right)$$

$$B_2 = 0,205 \left(\frac{(1,75 \cdot 2400 \cdot 1,00)_{\text{ext}}}{0,1312} \right) \left(\frac{0,02}{1,75} - \frac{0,1312 - (0,02/1,75)}{10} \right) = -3,6$$

B_2 é desconsiderado, pois resultou em valor negativo.

$$\varphi = 1,382 \cdot R_{t1} \cdot \sqrt{B_1 + B_2} = 1,382 \cdot 0,1312 \cdot \sqrt{98,2} = 1,8 \text{ horas}$$

f) fator solar:

$$FS_o = 4 \cdot U \cdot \alpha$$

Utilizando cor externa branca ($\alpha = 0,3$), tem-se:

$$FS_o = 4 \cdot 3,32 \cdot 0,3 = 4,0\%$$

Com $\alpha = 0,5$, tem-se:

$$FS_o = 4 \cdot 3,32 \cdot 0,5 = 6,6\%$$

C.3 Exemplo 3: Parede de tijolos cerâmicos de seis furos rebocados em ambas as faces (ver figura C.3)

Dados:

Dimensões do tijolo = 32 cm x 16 cm x 10 cm

$$\rho_{\text{cerâmica}} = 1600 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda_{\text{cerâmica}} = 0,90 \text{ W/(m.K)} \text{ (ver tabela B.3)}$$

$$c_{\text{cerâmica}} = 0,92 \text{ kJ/(kg.K)} \text{ (ver tabela B.3)}$$

$$\rho_{\text{argamassa}} = \rho_{\text{reboco}} = 2000 \text{ kg/m}^3$$

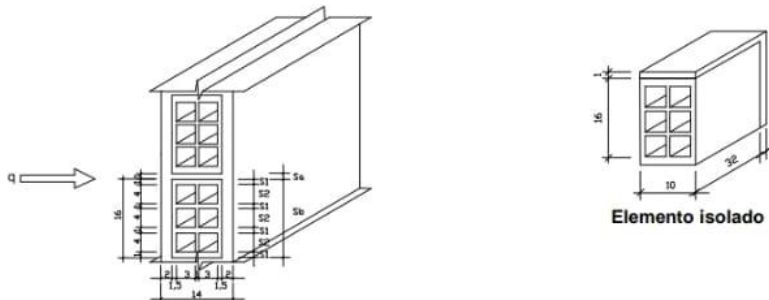
$$\lambda_{\text{argamassa}} = \lambda_{\text{reboco}} = 1,15 \text{ W/(m.K)} \text{ (ver tabela B.3)}$$

$$c_{\text{argamassa}} = c_{\text{reboco}} = 1,00 \text{ kJ/(kg.K)} \text{ (ver tabela B.3)}$$

Para a câmara de ar, $R_{\text{ar}} = 0,16 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)/W}$ (tabela B.1, superfície de alta emissividade, espessura da câmara de ar = 3,0 cm, fluxo horizontal).

Este exemplo é resolvido de duas formas, seguindo o mesmo procedimento apresentado por esta parte da NBR. Na primeira forma, a resistência térmica do tijolo é calculada isoladamente e, em seguida, calcula-se a resistência térmica da parede. Na segunda forma, a resistência térmica da parede é calculada considerando-se a argamassa e o tijolo ao mesmo tempo.

Primeira forma (ver figura C.3):



Vista em perspectiva
Figura C.3 - Parede de tijolos cerâmicos de seis furos rebocados em ambas as faces

a) resistência térmica do tijolo (R_{tijolo}):

Seção 1 (tijolo):

$$A_1 = 0,01 \times 0,32 = 0,0032 \text{ m}^2$$

$$R_1 = \frac{e_{\text{cerâmica}}}{\lambda_{\text{cerâmica}}} = \frac{0,10}{0,90} = 0,1111 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)/W}$$

Seção 2 (tijolo + câmara de ar + tijolo + câmara de ar + tijolo):

$$A_2 = 0,04 \times 0,32 = 0,0128 \text{ m}^2$$

$$R_2 = \frac{e_{\text{cerâmica}}}{\lambda_{\text{cerâmica}}} + R_{\text{ar}} + \frac{e_{\text{cerâmica}}}{\lambda_{\text{cerâmica}}} + R_{\text{ar}} + \frac{e_{\text{cerâmica}}}{\lambda_{\text{cerâmica}}}$$

$$R_2 = \frac{0,015}{0,90} + 0,16 + \frac{0,01}{0,90} + 0,16 + \frac{0,015}{0,90} = 0,3644 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)/W}$$

Portanto, a resistência do tijolo será:

$$R_{\text{tijolo}} = \frac{4xA_1 + 3xA_2}{\frac{4xA_1}{R_1} + \frac{3xA_2}{R_2}} = \frac{4 \times 0,0032 + 3 \times 0,0128}{\frac{4 \times 0,0032}{0,1111} + \frac{3 \times 0,0128}{0,3644}} = \frac{0,0512}{0,2206} = 0,2321 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

b) resistência térmica da parede (R_i):

Seção A (reboco + argamassa + reboco):
 $A_a = 0,01 \times 0,32 + 0,01 \times 0,17 = 0,0049 \text{ m}^2$

$$R_a = \frac{e_{\text{reboco}}}{\lambda_{\text{reboco}}} + \frac{e_{\text{argamassa}}}{\lambda_{\text{argamassa}}} + \frac{e_{\text{reboco}}}{\lambda_{\text{reboco}}} = \frac{0,02}{1,15} + \frac{0,10}{1,15} + \frac{0,02}{1,15} = \frac{0,14}{1,15} = 0,1217 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

Seção B (reboco + tijolo + reboco):

$A_b = 0,16 \times 0,32 = 0,0512 \text{ m}^2$

$$R_b = \frac{e_{\text{reboco}}}{\lambda_{\text{reboco}}} + R_{\text{tijolo}} + \frac{e_{\text{reboco}}}{\lambda_{\text{reboco}}} = \frac{0,02}{1,15} + 0,2321 + \frac{0,02}{1,15} = 0,2669 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

Portanto, a resistência da parede será:

$$R_t = \frac{A_a + A_b}{\frac{A_a}{R_a} + \frac{A_b}{R_b}} = \frac{0,0049 + 0,0512}{\frac{0,0049}{0,1217} + \frac{0,0512}{0,2669}} = \frac{0,0561}{0,2321} = 0,2417 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

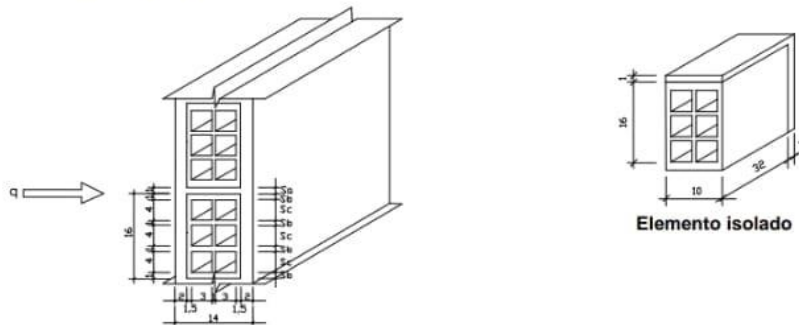
c) resistência térmica total:

$R_T = R_{si} + R_t + R_{se} = 0,13 + 0,2417 + 0,04 = 0,4117 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$

d) transmitância térmica:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{0,4117} = 2,43 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

Segunda forma (ver figura C.4):



Vista em perspectiva
Figura C.4- Parede de tijolos cerâmicos de seis furos rebocados em ambas as faces

a) resistência térmica da parede:

Seção A (reboco + argamassa + reboco):
 $A_a = 0,01 \times 0,32 + 0,01 \times 0,17 = 0,0049 \text{ m}^2$

$$R_a = \frac{e_{\text{reboco}}}{\lambda_{\text{reboco}}} + \frac{e_{\text{argamassa}}}{\lambda_{\text{argamassa}}} + \frac{e_{\text{reboco}}}{\lambda_{\text{reboco}}} = \frac{0,02}{1,15} + \frac{0,10}{1,15} + \frac{0,02}{1,15} = \frac{0,14}{1,15} = 0,1217 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

Seção B (reboco + tijolo + reboco):

$A_b = 0,01 \times 0,32 = 0,0032 \text{ m}^2$

$$R_b = \frac{e_{\text{reboco}}}{\lambda_{\text{reboco}}} + \frac{e_{\text{cerâmica}}}{\lambda_{\text{cerâmica}}} + \frac{e_{\text{reboco}}}{\lambda_{\text{reboco}}} = \frac{0,02}{1,15} + \frac{0,10}{0,90} + \frac{0,02}{1,15} = 0,1459 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

Seção C (reboco + tijolo + câmara de ar + tijolo + câmara de ar + tijolo + reboco):

$A_c = 0,04 \times 0,32 = 0,0128 \text{ m}^2$

$$R_c = \frac{e_{\text{reboco}}}{\lambda_{\text{reboco}}} + \frac{e_{\text{cerâmica}}}{\lambda_{\text{cerâmica}}} + R_{\text{ar}} + \frac{e_{\text{cerâmica}}}{\lambda_{\text{cerâmica}}} + R_{\text{ar}} + \frac{e_{\text{cerâmica}}}{\lambda_{\text{cerâmica}}} + \frac{e_{\text{reboco}}}{\lambda_{\text{reboco}}}$$

$$R_c = \frac{0,02}{1,15} + \frac{0,015}{0,90} + 0,16 + \frac{0,01}{0,90} + 0,16 + \frac{0,015}{0,90} + \frac{0,02}{1,15} = 0,3992 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

Portanto, a resistência da parede será:

$$R_t = \frac{A_a + 4x A_b + 3x A_c}{\frac{A_a}{R_a} + \frac{4x A_b}{R_b} + \frac{3x A_c}{R_c}} = \frac{0,0049 + 4x0,0032 + 3x0,0128}{\frac{0,0049}{0,1217} + \frac{4x0,0032}{0,1459} + \frac{3x0,0128}{0,3992}} = \frac{0,0561}{0,2242} = 0,2502 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

b) resistência térmica total:

$$R_T = R_{si} + R_t + R_{se} = 0,13 + 0,2502 + 0,04 = 0,4202 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

c) transmitância térmica:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{0,4202} = 2,38 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

Notas:

1 A transmitância térmica calculada pelas duas diferentes formas no exemplo 3 mostra uma pequena diferença (2%) entre os valores, indicando que a forma como o problema pode ser resolvido não é única e que os resultados serão equivalentes.

2 Esta diferença se deve ao fato de estar se admitindo regime estacionário e unidimensional de transmissão de calor.

3 Pode-se dar preferência ao primeiro processo, quando diferentes paredes forem construídas com o mesmo tijolo e ocorrer variação nas espessuras das argamassas de assentamento e de reboco.

d) capacidade térmica da parede:

Seção A (reboco + argamassa + reboco):

$$A_a = 0,01 \times 0,32 + 0,01 \times 0,17 = 0,0049 \text{ m}^2$$

$$C_{Ta} = \sum_{i=1}^3 e_i \cdot c_i \cdot \rho_i = (e.c.\rho)_{reboco} + (e.c.\rho)_{argamassa} + (e.c.\rho)_{reboco}$$

Como $\rho_{reboco} = \rho_{argamassa} = 2000 \text{ kg/m}^3$ e $c_{reboco} = c_{argamassa} = 1,00 \text{ kJ/(kg.K)}$, tem-se:

$$C_{Ta} = 0,14 \times 1,00 \times 2000 = 280 \text{ kJ/(m}^2\text{.K)}$$

Seção B (reboco + tijolo + reboco):

$$A_b = 0,01 \times 0,32 = 0,0032 \text{ m}^2$$

$$C_{Tb} = \sum_{i=1}^3 e_i \cdot c_i \cdot \rho_i = (e.c.\rho)_{reboco} + (e.c.\rho)_{cerâmica} + (e.c.\rho)_{reboco}$$

$$C_{Tb} = 0,02 \times 1,00 \times 2000 + 0,10 \times 0,92 \times 1600 + 0,02 \times 1,00 \times 2000 = 227 \text{ kJ/(m}^2\text{.K)}$$

Seção C (reboco + tijolo + câmara de ar + tijolo + câmara de ar + tijolo + reboco):

$$A_c = 0,04 \times 0,32 = 0,0128 \text{ m}^2$$

$$C_{Tc} = \sum_{i=1}^7 e_i \cdot c_i \cdot \rho_i$$

$$C_{Tc} = (e.c.\rho)_{reboco} + (e.c.\rho)_{cerâmica} + (e.c.\rho)_{ar} + (e.c.\rho)_{cerâmica} + (e.c.\rho)_{ar} + (e.c.\rho)_{cerâmica} + (e.c.\rho)_{reboco}$$

$$C_{Tc} = 0,04 \times 1,00 \times 2000 + 0,04 \times 0,92 \times 1600 = 139 \text{ kJ/(m}^2\text{.K)}$$

Portanto, a capacidade térmica da parede será:

$$C_T = \frac{A_a + 4x A_b + 3x A_c}{\frac{A_a}{C_{Ta}} + \frac{4x A_b}{C_{Tb}} + \frac{3x A_c}{C_{Tc}}} = 160 \text{ kJ/(m}^2\text{.K)}$$

e) atraso térmico:

$$R_t = 0,2502 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

$$B_0 = C_T - C_{T_{ext}} = 160 - 0,02 \cdot 1,00 \cdot 2000 = 120$$

$$B_1 = 0,226 \cdot \frac{B_0}{R_t} = 0,226 \cdot \frac{120}{0,2502} = 108,4$$

$$B_2 = 0,205 \cdot \left(\frac{(\lambda \cdot \rho \cdot c)_{ext}}{R_t} \right) \left(R_{ext} - \frac{R_t - R_{ext}}{10} \right)$$

$$B_2 = 0,205 \cdot \left(\frac{(1,15 \cdot 2000 \cdot 1,00)_{ext}}{0,2502} \right) \left(\frac{0,02}{1,15} - \frac{0,2502 - \left(\frac{0,02}{1,15} \right)}{10} \right) = -11,1$$

B_2 é desprezado pois resultou em valor negativo.

$$\varphi = 1,382 \cdot R_t \cdot \sqrt{B_1 + B_2} = 1,382 \cdot 0,2502 \cdot \sqrt{108,4} = 3,6 \text{ horas}$$

f) fator solar:

$$FS_0 = 4 \cdot U \cdot \alpha$$

Utilizando cor externa branca ($\alpha = 0,3$), tem-se:

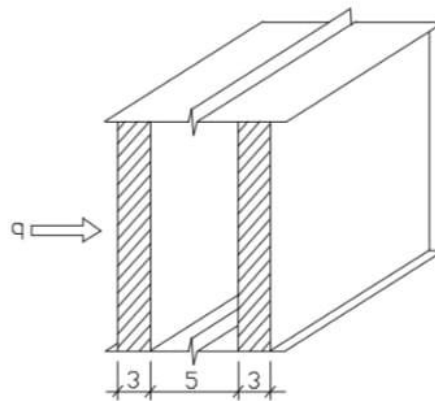
$FS_0 = 4.2,38.0,3 = 2,9\%$
 Com $\alpha = 0,5$, tem-se:
 $FS_0 = 4.2,38.0,5 = 4,8\%$

C.4 Exemplo 4: Parede dupla com placas de concreto e câmara de ar não ventilada (ver figura C.5)

Dados:

$\rho_{\text{concreto}} = 2400 \text{ kg/m}^3$
 $\lambda_{\text{concreto}} = 1,75 \text{ W/(m.K)}$ (ver tabela B.3)
 $C_{\text{concreto}} = 1,00 \text{ kJ/(kg.K)}$ (ver tabela B.3)

Para a câmara de ar, $R_{\text{ar}} = 0,16 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$ (tabela B.1, superfície de alta emissividade, espessura da câmara de ar = 5,0 cm, fluxo horizontal).



Vista em perspectiva

Figura C.5 - Parede dupla com placas de concreto e câmara de ar não ventilada

a) resistência térmica da parede:

$$R_t = \frac{e_{\text{concreto}}}{\lambda_{\text{concreto}}} + R_{\text{ar}} + \frac{e_{\text{concreto}}}{\lambda_{\text{concreto}}} = \frac{0,03}{1,75} + 0,16 + \frac{0,03}{1,75} = 0,1943 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

b) resistência térmica total:

$$R_T = R_{\text{si}} + R_t + R_{\text{se}} = 0,13 + 0,1943 + 0,04 = 0,3643 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

c) transmitância térmica:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{0,3643} = 2,74 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

d) capacidade térmica da parede:

$$C_T = \sum_{i=1}^3 e_i \cdot c_i \cdot \rho_i = (e \cdot c \cdot \rho)_{\text{concreto}} + (e \cdot c \cdot \rho)_{\text{ar}} + (e \cdot c \cdot \rho)_{\text{concreto}}$$

$$C_T = 0,03 \times 1,00 \times 2400 + 0 + 0,03 \times 1,00 \times 2400 = 144 \text{ kJ/(m}^2\text{.K)}$$

e) atraso térmico:

$$R_t = 0,1943 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

$$B_0 = C_T \cdot C_{\text{Text}} = 144 - 0,03 \cdot 1,00 \cdot 2400 = 72$$

$$B_1 = 0,226 \cdot \frac{B_0}{R_t} = 0,226 \cdot \frac{72}{0,1943} = 83,7$$

$$B_2 = 0,205 \cdot \left(\frac{(\lambda \cdot \rho \cdot c)_{\text{ext}}}{R_t} \right) \left(R_{\text{ext}} - \frac{R_t - R_{\text{ext}}}{10} \right)$$

$$B_2 = 0,205 \cdot \left(\frac{(1,75 \cdot 2400 \cdot 1,00)_{\text{ext}}}{0,1943} \right) \left(\frac{0,03}{1,75} - \frac{0,1943 - \left(\frac{0,03}{1,75} \right)}{10} \right) = -2,5$$

B_2 é desconsiderado, pois resultou em valor negativo.

$$\varphi = 1,382 \cdot R_1 \cdot \sqrt{B_1 + B_2} = 1,382 \cdot 0,1943 \cdot \sqrt{83,7} = 2,5 \text{ horas}$$

f) fator solar:

$$FS_o = 4 \cdot U \cdot \alpha$$

Utilizando cor externa branca ($\alpha = 0,3$), tem-se:

$$FS_o = 4 \cdot 2,74 \cdot 0,3 = 3,3\%$$

Com $\alpha = 0,5$, tem-se:

$$FS_o = 4 \cdot 2,74 \cdot 0,5 = 5,5\%$$

C.5 Exemplo 5: Telhado inclinado de chapas de fibro-cimento com forro de pinus e câmara de ar ventilada (ver figura C.6)

Dados:

comprimento do telhado = 7 m

abertura de ventilação de 5 cm por 7 m em cada beiral

Fibro-cimento:

$$\rho_{\text{fibro-cimento}} = 1700 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda_{\text{fibro-cimento}} = 0,65 \text{ W/(m.K)} \text{ (ver tabela B.3)}$$

$$C_{\text{fibro-cimento}} = 0,84 \text{ kJ/(kg.K)} \text{ (ver tabela B.3)}$$

Pinus:

$$\rho_{\text{pinus}} = 500 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda_{\text{pinus}} = 0,15 \text{ W/(m.K)} \text{ (ver tabela B.3)}$$

$$C_{\text{pinus}} = 1,34 \text{ kJ/(kg.K)} \text{ (ver tabela B.3)}$$

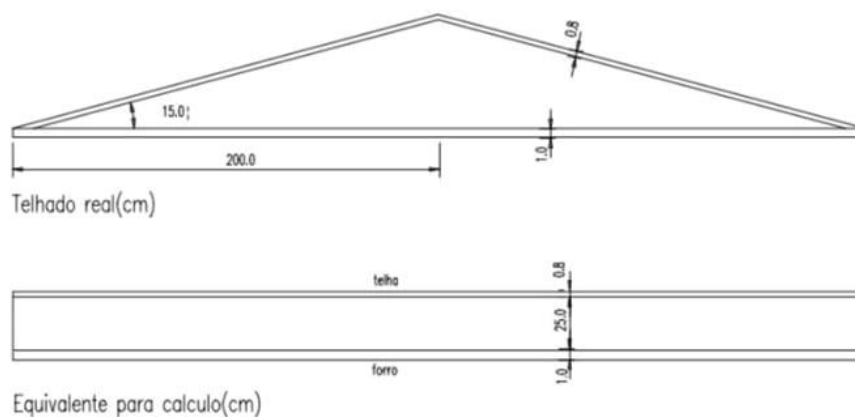


Figura C.6 - Telhado inclinado de chapas de fibro-cimento com forro de pinus e câmara de ar ventilada

Verificação das condições de ventilação da câmara de ar:

$$S = 2 (700 \times 5) = 7000 \text{ cm}^2$$

$$A = 4 \times 7 = 28 \text{ m}^2$$

$$\frac{S}{A} = \frac{7000}{28} = 250 \text{ cm}^2/\text{m}^2$$

$S/A \gg 30$ logo, a câmara é muito ventilada (ver 5.3.1 - tabela 1).

a) no verão (ver 5.3.2):

Para a câmara de ar, $R_{ar} = 0,21 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$ (tabela B.1, superfície de alta emissividade, espessura da câmara de ar = 25,0 cm > 5,0 cm, direção do fluxo descendente).

Resistência térmica:

$$R_t = \frac{e_{\text{fibro-cimento}}}{\lambda_{\text{fibro-cimento}}} + R_{ar} + \frac{e_{\text{pinus}}}{\lambda_{\text{pinus}}} = \frac{0,008}{0,65} + 0,21 + \frac{0,01}{0,15} = 0,2890 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

Resistência térmica total:

$$R_T = R_{si} + R_t + R_{se} = 0,17 + 0,2890 + 0,04 = 0,4990 \text{ (m}^2\text{.K)/W}$$

Transmitância térmica:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{0,4990} = 2,00 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

b) no inverno (ver 5.3.3):

Resistência térmica total:

$$R_T = 2 \cdot R_{si} + R_{pinus} = 2 \cdot 0,10 + \frac{e_{pinus}}{\lambda_{pinus}} = 0,20 + \frac{0,01}{0,15} = 0,2667 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)/W}$$

Transmitância térmica:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{0,2667} = 3,75 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

c) capacidade térmica da cobertura:

$$C_T = \sum_{i=1}^3 e_i \cdot c_i \cdot \rho_i = (e \cdot c \cdot \rho)_{\text{fibro-cimento}} + (e \cdot c \cdot \rho)_{\text{ar}} + (e \cdot c \cdot \rho)_{\text{pinus}}$$

$$C_T = 0,008 \times 0,84 \times 1700 + 0 + 0,01 \times 1,34 \times 500 = 18 \text{ kJ/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

d) atraso térmico para o verão:

$$R_t = 0,2890 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)/W}$$

$$B_0 = C_T \cdot R_{T\text{ext}} = 18 - 0,008 \cdot 0,84 \cdot 1700 = 6,6$$

$$B_1 = 0,226 \cdot \frac{B_0}{R_t} = 0,226 \cdot \frac{6,6}{0,2890} = 5,1$$

$$B_2 = 0,205 \cdot \left(\frac{(\lambda \cdot \rho \cdot c)_{\text{ext}}}{R_t} \right) \left(R_{\text{ext}} - \frac{R_t - R_{\text{ext}}}{10} \right)$$

$$B_2 = 0,205 \cdot \left(\frac{(0,65 \cdot 1700 \cdot 0,84)_{\text{ext}}}{0,2890} \right) \left(\frac{0,008}{0,65} - \frac{0,2890 - (0,008/0,65)}{10} \right) = -10,1$$

B_2 é desconsiderado, pois resultou em valor negativo.

$$\varphi = 1,382 \cdot R_t \cdot \sqrt{B_1 + B_2} = 1,382 \cdot 0,2890 \cdot \sqrt{5,1} = 0,9 \text{ horas}$$

e) fator de calor solar para o verão:

$$FS_o = 4 \cdot U \cdot \alpha$$

Utilizando cor externa branca ($\alpha = 0,3$), tem-se:

$$FS_o = 4 \cdot 2,00 \cdot 0,3 = 2,4\%$$

Com $\alpha = 0,5$, tem-se:

$$FS_o = 4 \cdot 2,00 \cdot 0,5 = 4,0\%$$

Notas:

1 O atraso térmico e o fator solar são determinados apenas para o verão em virtude de ser a condição predominante no Brasil.

2 A transmitância térmica é determinada também para o inverno apenas para efeito didático.

3 As duas notas anteriores também se aplicam ao exemplo seguinte (C.6).

C.6 Exemplo 6: Telhado inclinado de chapas de fibro-cimento com forro de pinus, lâminas de alumínio polido e câmara de ar ventilada (ver figura C.7)

Dados:

comprimento do telhado = 7 m

abertura de ventilação de 5 cm por 7 m em cada beiral

Fibro-cimento:

$$\rho_{\text{fibro-cimento}} = 1700 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda_{\text{fibro-cimento}} = 0,65 \text{ W/(m.K)} \text{ (ver tabela B.3)}$$

$$C_{\text{fibro-cimento}} = 0,84 \text{ kJ/(kg.K)} \text{ (ver tabela B.3)}$$

Pinus:

$$\rho_{\text{pinus}} = 500 \text{ kg/m}^3$$

$$\lambda_{\text{pinus}} = 0,15 \text{ W/(m.K)} \text{ (ver tabela B.3)}$$

$$C_{\text{pinus}} = 1,34 \text{ kJ/(kg.K)} \text{ (ver tabela B.3)}$$

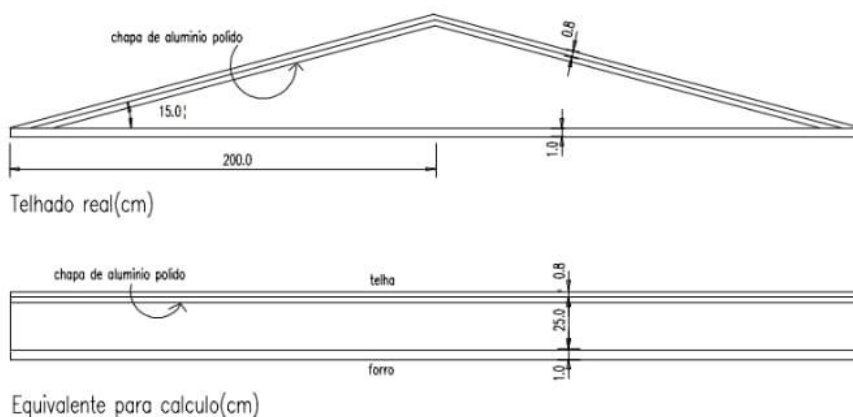


Figura C.7 - Telhado inclinado de chapas de fibro-cimento com forro de pinus, lâminas de alumínio polido e câmara de ar ventilada

Verificação das condições de ventilação da câmara de ar:

$$S = 2 (700 \times 5) = 7000 \text{ cm}^2$$

$$A = 4 \times 7 = 28 \text{ m}^2$$

$$\frac{S}{A} = \frac{7000}{28} = 250 \text{ cm}^2/\text{m}^2$$

$S/A \gg 30$ logo, a câmara é muito ventilada (ver 5.3.1 - tabela 1).

a) no verão (ver 5.3.2):

Para a câmara da ar, $R_{ar} = 0,61 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)/W}$ (tabela B.1, superfície de baixa emissividade, espessura da câmara de ar = 25,0 cm > 5,0 cm, direção do fluxo descendente).

Resistência térmica:

$$R_t = \frac{e_{\text{fibro-cimento}}}{\rho_{\text{fibro-cimento}}} + R_{ar} + \frac{e_{\text{pinus}}}{\rho_{\text{pinus}}} = \frac{0,008}{0,65} + 0,61 + \frac{0,01}{0,15} = 0,6890 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)/W}$$

Resistência térmica total:

$$R_T = R_{si} + R_t + R_{se} = 0,17 + 0,6890 + 0,04 = 0,8990 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)/W}$$

Transmitância térmica:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{0,8990} = 1,11 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

b) no inverno (ver 5.3.3):

Resistência térmica total:

$$R_T = 2 \cdot R_{si} + R_{pinus} = 2 \cdot 0,10 + \frac{e_{\text{pinus}}}{\rho_{\text{pinus}}} = 0,20 + \frac{0,01}{0,15} = 0,2667 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)/W}$$

Transmitância térmica:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{0,2667} = 3,75 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

c) capacidade térmica da cobertura:

$$C_T = \sum_{i=1}^3 e_i \cdot c_i \cdot \rho_i = (e \cdot c \cdot \rho)_{\text{fibro-cimento}} + (e \cdot c \cdot \rho)_{\text{ar}} + (e \cdot c \cdot \rho)_{\text{pinus}}$$

$$C_T = 0,008 \times 0,84 \times 1700 + 0 + 0,01 \times 1,34 \times 500 = 18 \text{ kJ/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

d) atraso térmico para o verão:

$$R_t = 0,6890 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)/W}$$

$$B_0 = C_T - C_{\text{Text}} = 18 - 0,008 \cdot 0,84 \cdot 1700 = 6,6$$

$$B_1 = 0,226 \cdot \frac{B_0}{R_t} = 0,226 \cdot \frac{6,6}{0,6890} = 2,2$$

$$B_2 = 0,205 \cdot \left(\frac{(\lambda \cdot \rho \cdot c)_{\text{ext}}}{R_t} \right) \left(R_{\text{ext}} - \frac{R_t - R_{\text{ext}}}{10} \right)$$

$$B_2 = 0,205 \left(\frac{(0,65 \cdot 1700 \cdot 0,84)_{\text{ext}}}{0,6890} \right) \left(\frac{0,008}{0,65} - \frac{0,6890 - (0,008 / 0,65)}{10} \right) = -15,3$$

B_2 é desconsiderado, pois resultou em valor negativo.

$$\varphi = 1,382 \cdot R_1 \cdot \sqrt{B_1 + B_2} = 1,382 \cdot 0,6890 \cdot \sqrt{2,2} = 5,5 \text{ horas}$$

e) fator solar para o verão:

$$FS_o = 4 \cdot U \cdot \alpha$$

Utilizando cor externa branca ($\alpha = 0,3$), tem-se:

$$FS_o = 4 \cdot 1,11 \cdot 0,3 = 1,3\%$$

Com $\alpha = 0,5$, tem-se:

$$FS_o = 4 \cdot 1,11 \cdot 0,5 = 2,2\%$$

Com $\alpha = 0,8$, tem-se:

$$FS_o = 4 \cdot 1,11 \cdot 0,8 = 3,6\%$$