



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ  
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO DO NOVO AUDITÓRIO DA UFPA  
CAMPUS DE TUCURUÍ COM BASE NO MÉTODO DE CÁLCULO DE  
CARGA TÉRMICA RESIDENCIAL**

**WELINGTON LOPES DE FRANÇA**

**Tucuruí – PA  
2022**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ  
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO DO NOVO AUDITÓRIO DA UFPA  
CAMPUS DE TUCURUÍ COM BASE NO MÉTODO DE CÁLCULO DE  
CARGA TÉRMICA RESIDENCIAL**

**WELINGTON LOPES DE FRANÇA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus de  
Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do  
título de Bacharel em Engenharia Mecânica

**Orientador: Prof. Me. Maciel da Costa Furtado**

**Tucuruí – PA  
2022**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD  
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará  
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

---

F814p França, Welington Lopes.  
PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO DO NOVO AUDITÓRIO  
DA UFPA CAMPUS DE TUCURUI COM BASE NO MÉTODO  
DE CALCULO DE CARGA TÉRMICA RESIDENCIAL /  
Welington Lopes França. — 2022.  
74 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Me. Maciel da Costa Furtado  
Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade  
Federal do Pará, Campus Universitário de Tucuruí, Faculdade de  
Engenharia Mecânica, Tucuruí, 2022.

1. carga térmica. 2. campus Tucuruí. 3. 16655-3. 4.  
climatização. I. Título.

CDD 621.5

---



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ  
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO DO NOVO AUDITÓRIO DA UFPA  
CAMPUS DE TUCURUÍ COM BASE NO MÉTODO DE CÁLCULO DE  
CARGA TÉRMICA RESIDENCIAL**

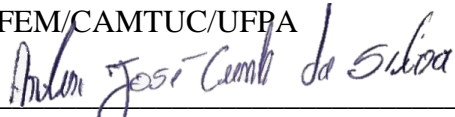
WELINGTON LOPES DE FRANÇA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus de  
Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do  
título de Bacharel em Engenharia Mecânica

**BANCA EXAMINADORA**



Orientador: Prof. Me. Maciel da Costa Furtado  
FEM/CAMTUC/UFPA



Membro Externo (Coorientador): Eng. Instr. Artur José Cunha da Silva  
SENAI



Membro Interno: Prof. Me. Jessé Luís Padilha  
FEM/CAMTUC/UFPA

**Conceito: Excelente**

**Tucuruí, 04 de fevereiro de 2022.**

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meus pais, Antonia Lopes de França e Edilberto Monteiro de França por não medirem esforços para que eu continuasse motivado a aprender e a ser uma pessoa melhor, ainda por me apoiarem e me ajudarem nas decisões mais difíceis.

A minha avó Enedina Monteiro de França que me ajudou e me deu apoio quando decidi buscar uma graduação.

Aos meus irmãos Edilberto Monteiro de França Junior e Rodrigo Lopes de França, a minha namorada Cintia Kateuscia Luna da Silva e aos demais familiares que me acompanharam nessa caminhada e acreditaram na minha capacidade de cumprir essa difícil jornada.

A universidade Federal do Pará, campus de Tucuruí, por proporcionar um ambiente acolhedor com experiências únicas, além de todo apoio que presta aos estudantes que com dificuldade conseguem ingressar no ensino superior.

Aos professores pela paciência e pelo compromisso em repassar o conhecimento, por compartilharem as experiências e darem apoio nos projetos desenvolvidos na universidade.

Aos meus colegas de sala, em especial meus amigos Alexsandro Rickelme, Victor Santos, Rafael Almeida, Rodrigo Martins e Luiz Fernando os quais tive o prazer em dividir esses anos em sala de aula, por todo apoio e por tornarem a graduação um fardo menos pesado.

# **PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO DO NOVO AUDITÓRIO DA UFPA CAMPUS DE TUCURUÍ COM BASE NO MÉTODO DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA RESIDENCIAL**

## **RESUMO**

*Um bom projeto de climatização tem sua importância devido a constante crescente na demanda energética tanto nacional como internacional, além disso, estudos apontam que o conforto térmico está diretamente ligado a produtividade do indivíduo, seja ele no ambiente de trabalho ou em atividades cotidianas. Dessa maneira o objetivo principal foi dimensionar as parcelas de carga térmica do novo auditório da Universidade Federal do Pará, campus de Tucuruí, que será o local dos mais diversos eventos na universidade, com uma área de aproximadamente 198 m<sup>2</sup> e capacidade para 180 pessoas. A fim de abrigar os ocupantes confortáveis termicamente, foi analisado utilizando da metodologia CLTD (Diferença de temperatura da carga de resfriamento) empregada pela ABNT NBR 16655-3:2019 as parcelas de carga térmica referente a insolação nas paredes e janelas, além das cargas referente as pessoas, equipamentos e devido a infiltração de ar. Diante dos resultados encontrados foi apresentado a demanda térmica total de 200 kBtu/h no qual quase 50% desse valor representa a carga devido à presença das pessoas, seguido pela carga térmica devido a infiltração que acontece nas frestas das portas e janelas que representa 24% do total. Em virtude de tais valores, foram selecionados para atender o local cinco aparelhos de ar-condicionado sendo três com capacidade de 36000 Btu e dois com capacidade de 47000 Btu/h, sendo ainda três deles do modelo high wall inverter e dois do modelo piso teto também inverter.*

**Palavras-chave:** Ar-condicionado, Carga térmica, Projeto de climatização, ABNT NBR16655-3:2019.

## **CLIMATE PROJECT FOR THE NEW AUDITORIUM OF UFPA CAMPUS OF TUCURUÍ BASED BY RESIDENCIAL THERMAL LOAD METHOD**

### **ABSTRACT**

*A good air conditioning project is important due to the constant increase of energy demand, be them nationally and internationally, in addition, studies show that thermal comfort is directly connected to the individual's productivity, whether in the work place or in daily activities. So, the main objective was analyzed the thermal load parcels of the new auditorium of the Federal University of Pará, campus of Tucuruí, that will be the site of the most diverse events at the university, with a space of approximately 198 m<sup>2</sup> and capacity for 180 people. In order to accommodate the occupants thermally comfortable, it was analyzed using the CLTD (Cooling Load Temperature Differences) methodology introduced by ABNT NBR 16655-3: 2019 as thermal load portions referring to insolation on the walls and windows, in addition to the loads related to people, equipment and due to air infiltration. Based on the results found, the total thermal demand of 200 kBTu/h where almost 50% of this value represents the load due to the presence of people, followed by the thermal load due to infiltration on the cracks of the doors and window which represents 24% of the total. In accordance these values, were selected to supply the thermal loads five air-conditioners were selected three with capacity of 36000 Btu/h and two with capacity of 47000 Ktu/h, three of them of the high wall inverter model and two of the “piso-teto” model, also inverter.*

**Keywords:** *Air conditioning, Thermal load, Climatization project, ABNT NBR16655-3:2019.*

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

<b>Figura 1. Condução de calor através de uma parede plana de espessura <math>\Delta x</math> e área A. ...</b>	<b>18</b>
<b>Figura 2. Analogia entre Fluxo de Corrente elétrica (b) e Fluxo de calor (a).....</b>	<b>20</b>
<b>Figura 3. Resistência térmica em paredes com multicamadas.....</b>	<b>21</b>
<b>Figura 4. Distribuição da radiação solar em um vidro claro de 6mm de espessura. ....</b>	<b>25</b>
<b>Figura 5. Efeito da reflexão do vidro e da cortina na redução de carga térmica. ....</b>	<b>27</b>
<b>Figura 6. Níveis de abertura das fibras e efeito das cores na reflexão das cortinas. ....</b>	<b>28</b>
<b>Figura 7. Infiltração de ar através das aberturas.....</b>	<b>30</b>
<b>Figura 8. Representação do blower-door test. ....</b>	<b>31</b>
<b>Figura 9. Eficiência energética em lâmpadas.....</b>	<b>34</b>
<b>Figura 10. Selo Procel e Conpet de eficiência energética. ....</b>	<b>35</b>
<b>Figura 11. Temperatura ideal para conforto térmico em diferentes condições de vestimenta.....</b>	<b>37</b>
<b>Figura 12. Principais formas de troca de calor entre o homem e o ambiente.....</b>	<b>38</b>
<b>Figura 13. Prédio do novo Campus da UFPA em Tucuruí.....</b>	<b>41</b>
<b>Figura 14. Vista Panorâmica UFPA Campus Tucuruí. ....</b>	<b>42</b>
<b>Figura 15. Novo auditório em fase de acabamento.....</b>	<b>42</b>
<b>Figura 16. Inclinação do Bloco B em relação aos pontos cardeais.....</b>	<b>43</b>
<b>Figura 17. Medidas das paredes do auditório em metros.....</b>	<b>44</b>
<b>Figura 18. Janelas da Parede Norte do Auditório.....</b>	<b>45</b>
<b>Figura 19. Considerações feitas ao espaço do auditório (Medidas em metro).....</b>	<b>46</b>
<b>Figura 20. Disposição das vigas do auditório .....</b>	<b>56</b>
<b>Figura 21. Posição da eletrocalha no auditório.....</b>	<b>57</b>
<b>Figura 22. Ar condicionados modelo Piso teto (a) e modelo High Wall (b) .....</b>	<b>57</b>
<b>Figura 23. Proposta de disposição dos equipamentos de ar-condicionado no auditório. ....</b>	<b>58</b>
<b>Figura 24. Comparativo entre as rotações de um aparelho inverter e um aparelho convencional.....</b>	<b>59</b>
<b>Figura 25. Distribuição da carga térmica TOTAL.....</b>	<b>62</b>
<b>Figura 26. Distribuição percentual da carga térmica TOTAL. ....</b>	<b>63</b>

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1. Condições de temperatura e umidade do ar externo para o verão .....</b>	<b>17</b>
<b>Tabela 2. Condições de temperatura e umidade interna de referência para o verão .....</b>	<b>18</b>
<b>Tabela 3. Valores de CLTD para diferentes cidades, corrigido às 16h .....</b>	<b>23</b>
<b>Tabela 4. Resistividade térmica para os componentes mais usados na construção .....</b>	<b>24</b>
<b>Tabela 5. Valores de SHGF para o mês de janeiro em diferentes cidades brasileiras .....</b>	<b>26</b>
<b>Tabela 6. Coeficiente de sombreamento para diferentes janelas .....</b>	<b>28</b>
<b>Tabela 7. Fator de carga de resfriamento às 16h .....</b>	<b>29</b>
<b>Tabela 8. Carga térmica em função da Iluminação .....</b>	<b>34</b>
<b>Tabela 9. Carga térmica em função do equipamento .....</b>	<b>36</b>
<b>Tabela 10. Carga térmica em função das pessoas.....</b>	<b>38</b>
<b>Tabela 11. Paredes com seus respectivos valores de Área e CLTD .....</b>	<b>47</b>
<b>Tabela 12. Resistência térmica das estruturas do Auditório .....</b>	<b>48</b>
<b>Tabela 13. Transferência de calor através das superfícies do auditório .....</b>	<b>49</b>
<b>Tabela 14. Carga térmica devido a insolação nas janelas do auditório.....</b>	<b>50</b>
<b>Tabela 15. Vazão Mássica e Volumétrica .....</b>	<b>50</b>
<b>Tabela 16. Carga térmica devido Infiltração .....</b>	<b>51</b>
<b>Tabela 17. Carga devido as pessoas no auditório .....</b>	<b>51</b>
<b>Tabela 18. Carga térmica devido os equipamentos e iluminação no auditório .....</b>	<b>52</b>
<b>Tabela 19. Carga térmica TOTAL.....</b>	<b>53</b>
<b>Tabela 20. Limites de ruído para ambientes Internos .....</b>	<b>55</b>
<b>Tabela 21. Limites de ruído para ambientes externos em dB(A).....</b>	<b>55</b>
<b>Tabela 22 Modelos de ar condicionado high wall apresentados pela procel.....</b>	<b>60</b>
<b>Tabela 23. Modelos de ar condicionado piso teto apresentados pela procel .....</b>	<b>60</b>
<b>Tabela 24. Estimativa do consumo mensal dos equipamentos .....</b>	<b>61</b>

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado)
BTU	British Thermal Unit (Unidade térmica Britânica)
CLF	Cooling Load Factor (fator de carga de resfriamento)
CLTD	Cooling Load Temperature Differences (Diferença de temperatura da carga de resfriamento)
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
ICMS	Imposto sobre a Circulação de Mercadorias e Serviços
IEA	International Energy Agency (Agencia Internacional de Energia)
INMET	Instituto Nacional de Metrologia
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
NBR	Norma Brasileira
NR	Norma Regulamentadora
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
PVC	polyvinyl chloride (cloreto de polivinilo)
RST	Radiant Time Series Method (Método das séries temporais radiantes)
SC	Shading Coefficient (Coeficiente de Sombreamento)
SHGC	Solar Heat Gain Coeficiente (Coeficiente de ganho de calor solar)
SHGF	Solar Heating Gain factor (Fator de ganho de calor por insolação)
TFM	Transfer Function Method (Método de Função de Transferência)
TR	Tonelada de Refrigeração
UFPA	Universidade Federal do Pará
VRF	Variable Refrigerant Flow (Fluxo de refrigerante variável)

## LISTA DE SIMBOLOS

$A$	Área da superfície	$(m^2)$
$A_j$	Área da janela	$(m^2)$
$A_{local}$	Área do auditório	$(m^2)$
$k$	Condutividade térmica	$(W/m^2 \cdot ^\circ C)$
$T_1$	Temperatura da Superfície 1	$(^\circ C)$
$T_2$	Temperatura da Superfície 2	$(^\circ C)$
$T_{\infty 1}$	Temperatura do Ambiente 1	$(^\circ C)$
$T_{\infty 2}$	Temperatura do Ambiente 2	$(^\circ C)$
$dT/dx$	Gradiente de temperatura	$(^\circ C/m)$
$\Delta T$	Diferença de temperatura do ar Externo e Interno	$(^\circ C)$
$Q_{cond}$	Carga de Condução	$(W)$
$Q_{conv}$	Carga de Convecção	$(W)$
$\Delta x$	Espessura da parede/placa	$(m)$
$h$	Coefficiente de Convecção	$(W/m^2 \cdot ^\circ C)$
$R_{parede}$	Resistencia de Condução	$(^\circ C /W)$
$R_{parede 1}$	Resistencia de Condução da Superfície 1	$(^\circ C /W)$
$R_{parede 2}$	Resistencia de Condução da Superfície 2	$(^\circ C /W)$
$R_{conv}$	Resistencia de Convecção	$(^\circ C /W)$
$R_{conv 1}$	Resistencia de Convecção da Superfície 1	$(^\circ C /W)$
$R_{conv 2}$	Resistencia de Convecção da Superfície 2	$(^\circ C /W)$
$R_T$	Resistencia Total	$(^\circ C /W)$
$R_G$	Resistencia Global	$(m^2 \cdot ^\circ C/W)$
$U$	Coefficiente Global de Transferência de Calor	$(W/m^2 \cdot ^\circ C)$
$CLTD$	Diferença de temperatura Tabelada	$(^\circ C)$
$CLF$	Fator de carga de resfriamento	Adimensional
$Q_{parede}$	Carga térmica Total através da parede	$(W)$
$Q_{ins}$	Carga térmica de Insolação nas Janelas	$(W)$
$Q_p$	Calor total de uma pessoa	$(W)$
$Q_{pessoas}$	Carga térmica total devido as pessoas	$(W)$
$Q_{equip}$	Carga térmica total do equipamento	$(W)$

$Ql_{inf}$	Carga térmica latente do ar infiltrado	(W)
$Qt_{inf}$	Carga térmica Total de ar infiltrado	(W)
$Qs_{inf}$	Carga térmica Sensível do ar infiltrado	(W)
$P_{equip}$	Potência instalada do equipamento	(W)
$SC$	Fator de Sombreamento	Adimensional
$SHGF$	Fator de ganho de calor por Insolação	(W/m <sup>2</sup> )
$n$	Número de pessoas no ambiente	Adimensional
$m_{ar}$	Vazão mássica de ar externo	(kg/s)
$h_v$	Calor latente de vaporização da água	(kJ/kg)
$W_{ext}$	Umidade absoluta do ar externo	(kg/kg)
$W_{int}$	Umidade absoluta do ar interno	(kg/kg)
$h_{ext}$	Entalpia do ar externo	(kJ/kg)
$h_{int}$	Entalpia do ar interno	(kJ/kg)
$\rho_{ae}$	Massa específica do ar externo	(kg/m <sup>3</sup> )
$q_{ae}$	Vazão em Litros de ar externo	(L/s)
$q_{inf}$	Vazão volumétrica de ar externo	(L /s · m <sup>2</sup> )

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>13</b>
1.1	OBJETIVOS .....	14
1.1.1	Objetivo Geral .....	14
1.1.2	Objetivos Específicos .....	15
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>16</b>
2.1	TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR SUPERFÍCIES OPACAS .....	18
2.2	TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR SUPERFÍCIES TRANSLUCIDAS .....	25
2.3	TRANSFERÊNCIA DE CALOR DEVIDO INFILTRAÇÃO DE AR .....	29
2.4	TRANSFERÊNCIA DE CALOR DEVIDO A ILUMINAÇÃO E EQUIPAMENTOS.	33
2.5	TRANSFERÊNCIA DE CALOR DEVIDO AS PESSOAS.....	36
<b>3</b>	<b>ESTUDO DE CASO</b> .....	<b>40</b>
3.1	ARRANJO FÍSICO E LOCALIZAÇÃO.....	41
3.2	DADOS DA CONSTRUÇÃO .....	42
3.3	PARÂMETROS DE PROJETO .....	45
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	<b>47</b>
4.1	CARGAS TÉRMICAS .....	47
4.1.1	Transmissão por paredes e janelas .....	47
4.1.2	Carga térmica devido a insolação.....	49
4.1.3	Carga térmica por renovação e infiltração.....	50
4.1.4	Carga térmica por pessoas .....	51
4.1.5	Carga térmica por equipamentos e iluminação .....	51
4.2	CARGA TÉRMICA TOTAL.....	52
4.3	SELEÇÃO DO EQUIPAMENTO .....	54
<b>5</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	<b>62</b>
5.1	SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS .....	64
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>66</b>
	<b>ANEXO A – Planta layout do novo CAMTUC</b> .....	<b>69</b>
	<b>ANEXO B – Projeto elétrico das lâmpadas e tomadas.</b> .....	<b>70</b>
	<b>ANEXO C – Ar condicionados planejados para o auditório</b> .....	<b>71</b>
	<b>ANEXO D – Informações térmicas do ar condicionado <i>high wall</i> selecionado.</b> .....	<b>72</b>
	<b>ANEXO E - Informações térmicas do ar condicionado piso teto selecionado.</b> .....	<b>73</b>

## 1 INTRODUÇÃO

De acordo com IEA (2018), o uso de ar condicionados e ventiladores elétricos para se manter o ambiente termicamente confortável já é responsável por cerca de um quinto da energia usada em edifícios ao redor do mundo, ou 10% de todo o consumo global de energia. No entanto, é fato que na medida que a renda e os padrões de vida melhoram em países emergentes, tem-se um crescimento significativo na demanda por esses equipamentos em regiões mais quentes.

A Empresa de Pesquisa Energética (EPE), vinculada ao ministério de minas e energia, apresentou em dezembro de 2018 um relatório que mostra um aumento de 9% ao ano entre os anos de 2005 e 2017 da presença de equipamentos de ar condicionado nas residências, representando em um aumento de 7% para 14% de participação na conta de energia elétrica dos brasileiros (BRASIL, 2018), levando o governo e as instituições públicas a buscarem mecanismos para o desenvolvimento de equipamentos e construções mais eficientes.

Em vista das perspectivas no aumento da demanda energética, compreende-se a necessidade de um projeto de refrigeração bem elaborado com informações de carga térmica bem detalhadas a fim de escolher o equipamento mais adequando ao ambiente que atenda os parâmetros de conforto térmico estabelecidos pela NBR 16401-2 (2008).

Creder (2004), diz que a carga térmica é a quantidade de calor sensível e latente que deve ser retirada ou colocada em um recinto para se proporcionar as condições de conforto térmico. É a base para um projeto de climatização uma vez que influencia diretamente na escolha dos dutos, ventiladores, difusores e demais equipamentos. Dessa forma pode-se dizer que a carga térmica deve representar com precisão as condições do ambiente uma vez que influenciará nos custos de investimento e de consumo.

De acordo com a NBR 16401-1 (2008), o dimensionamento da carga térmica depende de fatores como: Número de pessoas, iluminação, equipamentos de escritório, orientação da construção, motores e infiltrações de ar.

Quanto ao conforto térmico a ASHRAE (2017) o define como a condição mental que expressa satisfação térmica com o ambiente, no entanto, tal condição muda de pessoa para pessoa, se fazendo impossível satisfazer termicamente todas as pessoas em um ambiente. Tal definição nos leva a crer que não podemos considerar os indivíduos como meros receptores passivos, mas sim como agentes ativos que interagem de acordo com seus mecanismos de termorregulação corporal.

Em vista disso, observa-se a necessidade de se fazer um projeto para o condicionamento do ar, onde a NBR 16401-1 (2008) define condicionamento de ar como sendo o processo que controla simultaneamente a temperatura, a umidade, a movimentação a renovação e a qualidade do ar. A própria norma diz ainda que tais parâmetros devem ser ajustados de forma a produzir a sensação de conforto térmico em pelo menos 80% dos ocupantes do local.

Referente a avaliação da sensação de conforto, Costa (2021) apresenta os parâmetros dados pela NBR 16401-2 (2008) que faz uma previsão quantitativa do número de pessoas insatisfeitas termicamente a partir de um gráfico que relaciona o voto médio estimado dos ocupantes e o percentual previsto de insatisfação.

Para o auditório em fase de acabamento no Bloco B do novo campus da Universidade Federal do Pará (UFPA), localizado na Estrada do Aeroporto km 04 em Tucuruí – PA, tem-se uma área de aproximadamente  $198 m^2$  que acomodará um total de 180 pessoas, em vista da importância que tal local terá e dos conceitos apresentados, tem-se a necessidade de uma avaliação da carga térmica para a seleção adequada dos equipamentos, na intenção de se alcançar o conforto térmico na maioria dos ocupantes e conseguir uma economia nos custos de investimento e operação.

Para tal avaliação será usado como fundamento o método proposto pela parte 3 da norma ABNT NBR16655 que tem por título “Instalação de sistemas residenciais de ar condicionado – Split e compacto Parte 3: Método de cálculo de carga térmica residencial”.

Por fim será apresentado os valores de cada componente que compõem a carga térmica total, será feita uma avaliação das maiores e menores cargas e se as mesmas estão de acordo com o esperado, além disso será feita a seleção dos equipamentos para atender a demanda do local e avaliar os parâmetros que poderiam ou podem ser alterados a fim de minimizar a carga térmica do auditório.

## 1.1 OBJETIVOS

### 1.1.1 Objetivo Geral

Apresentar um projeto de climatização com base nas normas NBR 16655-3:2019 e NBR 16401-1:2008 para o novo auditório da UFPA campus de Tucuruí.

### **1.1.2 Objetivos Específicos**

- Realizar o cálculo de carga térmica no novo auditório da UFPA de Tucuruí utilizando da metodologia apresentada pela NBR 16655-3:2019;
- Calcular as parcelas de carga térmica referente a insolação nas paredes e janelas, devido a Infiltração de ar e devido a presença de pessoas e equipamentos;
- Fazer a seleção dos equipamentos conforme NBR 16401-1:2008 para suprir a demanda térmica do local quando o mesmo estiver em extrema condição de insolação e ocupação.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para o desenvolvimento dos cálculos de carga térmica foi utilizado o modelo proposto pela norma ABNT NBR 16655-3 que teve sua última atualização em julho de 2019 e se estabeleceu devido ao crescimento na quantidade de equipamentos de ar condicionados residenciais instalados sem o devido embasamento técnico, o que trouxe como consequência o aumento do consumo de energia e dos riscos de sobrecarga nos sistemas de geração e distribuição.

A NBR 16655-3 (2019) cita como referências indispensáveis a NBR 16401-2 que trata dos parâmetros do ambiente interno para promover a sensação de conforto. Além disso, NBR 16401-2 (2008) esclarece sobre importantes fatores que afetam a sensação de conforto, como a velocidade do ar, nível de atividade e vestimentas do ocupante, dentre outros.

NBR 16655-3 (2019) faz referência ainda a NBR 16401-1 que trata do projeto das instalações de sistemas de Ar Condicionado e estabelece os parâmetros básicos e requisitos mínimos para os devidos projetos. Dentre os requisitos, a NBR 16401-1 (2008) dita que as cargas térmicas devem ser calculadas em quantas horas do dia forem necessárias para se obter um valor máximo, além disso, recomenda a utilização de programas de computador para o cálculo de ambientes mais complexos, sendo que o mesmo deve seguir um dos métodos apresentados pela *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE) (Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado), denominados de *Transfer Function Method* (TFM) (Método de Função de Transferência) e *Radiant Time Series Method* (RTS) (Método das séries temporais radiantes).

Para sistemas com uma ou poucas zonas térmicas, a NBR 16401-1 (2008) diz ser admissível a adoção do método *Cooling load temperature differences/Cooling load fator* (CLTD/CLF) (Diferença de temperatura da carga de resfriamento/fator de carga de resfriamento).

A NBR 16655-3 (2019) utiliza do método CLTD para os cálculos de carga térmica, no entanto tal metodologia é apresentada de forma detalhada por ASHRAE (1997), com tabelas de valores de CLTD para os mais diversos horário e meses do ano, assim como tabelas com valores de *SHGF* (*Solar Heating Gain Factor*) (Fator de ganho de calor por insolação) para diferentes condições de construção.

Já a NBR 16655-3 (2019) resume boa parte das informações de forma a considerar as condições mais críticas, com isso, os valores de CLTD dados pela norma são corrigidos para o

horário de 16h e os valores de *SHGF* (*Solar Heating Gain Factor*) (Fator de ganho de calor por insolação) para o mês de janeiro.

De acordo com NBR 16655-3 (2019), para o desenvolvimento do cálculo a partir do método CLTD é imprescindível o conhecimento de algumas variáveis do projeto, tais como:

- Dimensões da construção;
- Dimensões das portas e Janelas;
- Temperatura e umidade relativa média do ar Externo e Interno;
- Orientação da construção (Norte, Sul, Leste, Oeste);
- Materiais que compõem cada elemento da construção;
- Quantitativo máximo de pessoas;
- Equipamentos e aparelhos presentes no local.

Quanto as condições de temperatura externa do ar, a NBR 16655-3 (2019) apresenta a Tabela 1 com valores médios de temperatura para o verão de sete cidades brasileiras, além disso, traz a Tabela 2 de condições ideais de temperatura interna para o verão. Ambas as tabelas apresentam valores importantes de altitude, umidade absoluta, volume específico e Entalpia.

**Tabela 1. Condições de temperatura e umidade do ar externo para o verão**

Cidade	Altitude (m)	Temperatura máxima de bulbo seco (°C)	Temperatura de bulbo úmido coincidente (°C)	Umidade absoluta ( $kg_{vap}/kg_{ar\ seco}$ )	Volume específico ( $m^3/kg$ )	Entalpia ( $kJ/kg$ )
Belém	16	33,2	25,9	0,0182	0,895	79,89
Brasília	1060	32,2	17,1	0,0082	0,995	53,35
Porto Alegre	3	34,7	24,6	0,0186	0,898	82,43
Recife	10	34	27,1	0,0199	0,899	85,2
Rio de Janeiro	3	34,1	25,2	0,0166	0,894	76,72
São Paulo	802	32,1	20,4	0,0117	0,97	62,29
Teresina	67	38,2	23,5	0,0123	0,907	69,95
Referência 1	20	35	25	0,0160	0,901	76,13
Referência 2	750	35	25	0,0178	0,982	80,78

Fonte: NBR 16655-3 (2019)

**Tabela 2. Condições de temperatura e umidade interna de referência para o verão**

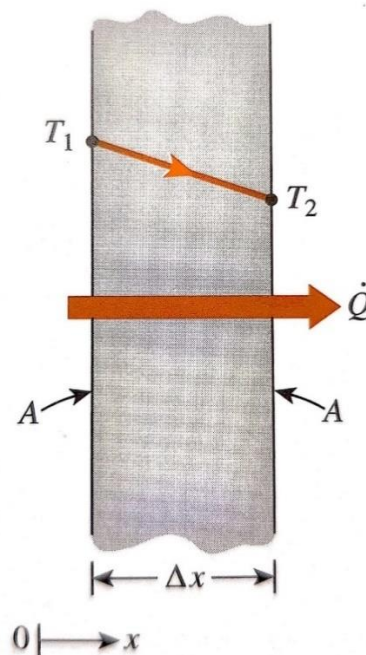
Ar interno	Altitude (m)	Temperatura de bulbo seco (°C)	Umidade relativa (%)	Pressão atmosférica (kPa)	Umidade Absoluta ( $kg_{vap}/kg_{ar\ seco}$ )	Volume específico ( $m^3/kg$ )	Entalpia (kJ/kg)
Condição 1	50	24	50	100,73	0,0094	0,86	47,92
Condição 2	50	26	50	100,73	0,0106	0,867	53,03
Condição 3	500	24	50	95,46	0,0099	0,908	49,25
Condição 4	500	26	50	95,46	0,0112	0,916	54,54
Condição 5	750	24	50	92,63	0,0102	0,936	50,03
Condição 6	750	26	50	92,63	0,0115	0,944	55,43
Condição 7	1000	24	50	89,87	0,0105	0,965	50,84
Condição 8	1000	26	50	89,87	0,0119	0,974	56,34

Fonte: NBR 16655-3 (2019)

## 2.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR SUPERFÍCIES OPACAS

A transferência de calor por superfícies opacas é uma parcela da carga térmica referente a transmissão através das paredes, janelas e telhado. Çengel & Ghajar (2011) expressam que: “a taxa de condução de calor através de uma camada plana é proporcional a diferença de temperatura através da camada e a área de transferência de calor, mas inversamente proporcional a espessura da camada”, tal formulação é apresentada pelo Matemático e Físico Joseph Fourier e é denominada Lei de Fourier da condução térmica.

**Figura 1. Condução de calor através de uma parede plana de espessura  $\Delta x$  e área  $A$ .**



Fonte: Çengel & Ghajar (2011)

Tal equação é ainda acrescida da Constante de proporcionalidade  $k$  que é referente a condutividade térmica do material, dessa forma, tem-se a seguinte equação:

$$Q_{cond} = kA * \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \quad (2.1)$$

Onde podemos reduzir a forma diferencial, obtendo:

$$Q_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.2)$$

Onde:

- $Q_{cond}$  - Carga de Condução ( $W$ )
- $k$  - Condutividade térmica ( $W/m \cdot K$ )
- $A$  - Área da superfície ( $m^2$ )
- $T_1$  - Temperatura da superfície 1 ( $K$ )
- $T_2$  - Temperatura da superfície 2 ( $K$ )
- $dT/dx$  - Gradiente de temperatura ( $K/m$ )
- $\Delta x$  - Espessura da parede/placa ( $m$ )

Çengel & Ghajar (2011) apresentam ainda o conceito de resistência térmica como sendo “a resistência térmica da parede contra a condução de calor, ou simplesmente resistência de condução da parede”, onde a mesma é descrita como:

$$R_{parede} = \frac{\Delta x}{kA} \quad (2.3)$$

Substituindo a equação 3 na equação 1, temos ainda:

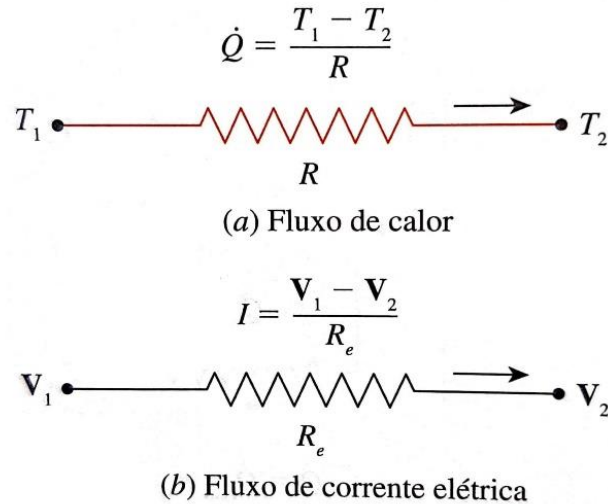
$$Q_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_{parede}} \quad (2.4)$$

Onde:

- $R_{parede}$  - Resistencia de condução ( $K/W$ )
- $\Delta x$  - Espessura da parede/placa ( $m$ )

Çengel & Ghajar (2011) faz ainda uma analogia a lei de Ohm, onde a diferença de potencial elétrico se assemelha a diferença de temperatura, a corrente se assemelha ao fluxo de calor e a resistência elétrica se assemelha a resistência térmica.

**Figura 2. Analogia entre Fluxo de Corrente elétrica (b) e Fluxo de calor (a).**



Fonte: Çengel & Ghajar (2011)

Para a transferência de calor por convecção, Çengel & Ghajar (2011) apresentam a lei de Newton do resfriamento, onde:

$$Q_{conv} = hA(T_{\infty 1} - T_{\infty 2}) \quad (2.5)$$

E assim como na condução, a convecção tem sua resistência térmica, o qual Çengel & Ghajar (2011) descrevem como “Resistencia térmica da superfície de convecção, ou simplesmente, a resistência a convecção da superfície”:

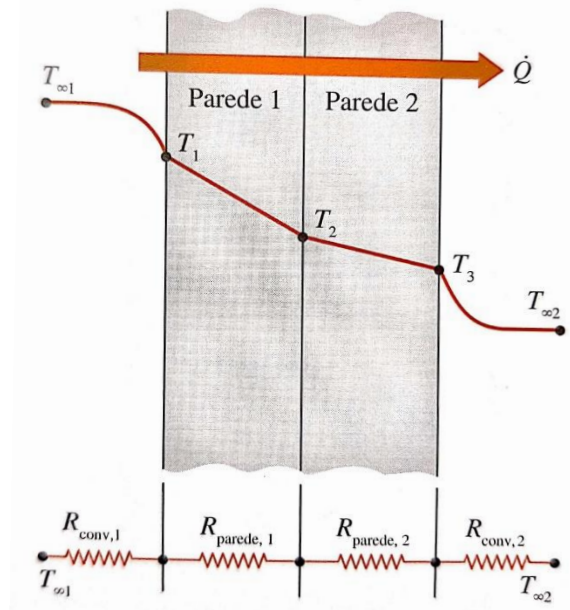
$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (2.6)$$

Onde:

- $Q_{conv}$  - Carga de Convecção (W)
- $h$  - Coeficiente de Convecção ( $W/m^2 \cdot K$ )
- $T_{\infty 1}$  - Temperatura do ambiente 1 (K)
- $T_{\infty 2}$  - Temperatura do ambiente 2 (K)
- $A$  - Área da superfície ( $m^2$ )
- $R_{conv}$  - Resistencia de convecção (K/W)

Ainda seguindo a analogia dos circuitos elétricos, Çengel & Ghajar (2011) concluem que: “A taxa de transferência de calor permanente entre duas superfícies é igual a diferença de temperatura, dividida pela resistência total entre as duas superfícies”. Onde a resistência total da parede pode ser entendida como um circuito em série onde as resistências são somadas para se obter a resistência total.

**Figura 3. Resistência térmica em paredes com multicamadas.**



Fonte: Çengel & Ghajar (2011)

$$R_{total} = R_{conv\ 1} + R_{parede\ 1} + R_{parede\ 2} + R_{conv\ 2} \quad (2.7)$$

$$Q_{parede} = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_T} \quad (2.8)$$

Onde:

- $R_T$  - Resistencia Total (K/W)
- $R_{conv\ 1}$  - Resistencia de convecção da Parede 1 (K/W)
- $R_{parede\ 1}$  - Resistencia de condução da Parede 1 (K/W)
- $R_{parede\ 2}$  - Resistencia de condução da Parede 2 (K/W)
- $R_{conv\ 2}$  - Resistencia de convecção da Parede 2 (K/W)
- $Q_{parede}$  - Carga térmica Total através da parede (W)

Çengel & Ghajar (2011) dizem ainda ser conveniente expressar a transferência de calor a partir da seguinte equação:

$$Q_{parede} = UA\Delta T \quad (2.9)$$

Onde  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor e pode ser encontrado pela seguinte equação:

$$UA = \frac{1}{R_T} \quad (2.10)$$

De forma a simplificar, Çengel & Ghajar (2011) descrevem a taxa de transferência de calor para qualquer seção de parede ou teto como:

$$Q_{parede} = UA(T_{\infty 1} - T_{\infty 2}) = \frac{A(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{R_G} \quad (2.11)$$

Onde:

- $\Delta T$  - Diferença de temperatura do ar Externo e Interno ( $K$ )
- $T_{\infty 1}$  - Temperatura Interna do ar ( $K$ )
- $T_{\infty 2}$  - Temperatura Externa do ar ( $K$ )
- $A$  - Área da superfície ( $m^2$ )
- $U$  - Coeficiente Global de Transferência de Calor ( $W/m^2 \cdot K$ )
- $R_G$  - Resistencia Global ( $m^2 \cdot K/W$ )

Onde o inverso do coeficiente global de calor ( $U$ ), nos dá a resistência global unitária, ( $R_G$ ) ou ainda chamada de Resistividade térmica, expressa em ( $m^2 \cdot K/W$ ). Diferente da resistência total, a resistividade expressa a resistência de uma superfície em função da sua área, deixando-a como Incógnita. Dessa forma a expressamos pela seguinte equação:

$$U = 1/R_G \quad (2.12)$$

Semelhante a equação 2.11, a NBR 16655-3 (2019) apresenta a seguinte equação para a transferência de calor através de superfícies:

$$Q_{parede} = \frac{A * CLTD}{R_G} \quad (2.13)$$

Onde:

- $Q_{parede}$  - Carga térmica Total através da parede ( $W$ )

- CLTD* - Diferença de temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )  
*R<sub>G</sub>* - Resistência Global ( $\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{W}$ )  
*A* - Área da superfície ( $\text{m}^2$ )

A diferença de temperatura da eq. 2.11 é substituída pelo *CLTD* na Equação 2.13 que de acordo com NBR 16655-3 (2019) “é a diferença de temperatura usada no cálculo de transferência de calor por superfícies opacas, que leva em consideração a resistência térmica a transmissão de calor, sua inércia térmica, o efeito do sol e a diferença de temperatura interna e externa”. ASHRAE (1997) diz ainda que, embora variações na cor da parede externa tenha algum efeito nos cálculos de carga térmica, os mesmos podem ser desconsiderados devido seu baixo impacto.

NBR 16655-3 (2019) apresenta uma Tabela com diversos valores de *CLTD* de acordo com algumas capitais e com a orientação das superfícies, os valores são corrigidos para o horário de 16 h por ser o horário de insolação crítica e são dados em Graus Celsius ( $^{\circ}\text{C}$ ). Além disso, a norma usa a temperatura de bulbo seco interna de  $24^{\circ}\text{C}$  como referência.

**Tabela 3. Valores de CLTD para diferentes cidades, corrigido às 16h**

Condição	Valor de Referência ( $^{\circ}\text{C}$ )	Cidades				
		Belém, PA ( $^{\circ}\text{C}$ )	Brasília, DF ( $^{\circ}\text{C}$ )	Porto Alegre, RS ( $^{\circ}\text{C}$ )	Rio de Janeiro, RJ ( $^{\circ}\text{C}$ )	São Paulo, SP ( $^{\circ}\text{C}$ )
Norte	10	11,1	15,2	11,85	11,2	9,95
Nordeste	15	16,1	20,2	16,85	16,2	14,95
Leste	19	20,1	24,2	20,85	20,2	18,95
Sudeste	20	21,1	25,2	21,85	21,2	19,95
Sul	18	19,1	23,2	19,85	19,2	17,95
Sudoeste	18	19,1	23,2	19,85	19,2	17,95
Oeste	15	16,1	20,2	16,85	16,2	14,95
Noroeste	11	12,1	16,2	12,85	12,2	10,95
Horizontal	24	25,1	29,2	25,85	25,2	23,95
Vidro	8	9,1	13,2	9,85	9,2	7,95

Fonte: NBR 16655-3 (2019)

NBR 16655-3 (2019) manifesta ainda que para o valor de *CLTD* deve ser corrigido de acordo com a temperatura interna e externa, uma vez que os valores Tabelados consideram o valor de  $24^{\circ}\text{C}$  para a temperatura de bulbo seco do ar interno. Em vista disso NBR 16655-3 (2019) apresenta a seguinte equação para correção do *CLTD* quando a temperatura interna for diferente de  $24^{\circ}\text{C}$ :

$$CLTD_r = CLTD + (25 - TBS_{int}) + (TBS_{ext} - 29) \quad (2.14)$$

No qual:

$CLTD_r$  - CLTD Corrigido de acordo com a temperatura interna e externa ( $^{\circ}C$ )

$CLTD$  - Diferença de temperatura Tabelada ( $^{\circ}C$ )

$TBS_{int}$  - Temperatura de bulbo seco interna ( $^{\circ}C$ )

$TBS_{ext}$  - Temperatura de bulbo seco externa ( $^{\circ}C$ )

Já para ambientes internos que fazem fronteira com o ambiente analisado e não são condicionados, NBR 16655-3 (2019) descreve que deve ser feito a correção de acordo com a diferença de temperatura dos ambientes condicionados e não condicionados (sendo a temperatura do ambiente não condicionado igual a temperatura externa), somado mais  $3^{\circ}C$ , resultando na seguinte equação para correção do CLTD:

$$CLTD_r = T_1 - T_2 + 3^{\circ}C \quad (2.15)$$

Onde:

$CLTD_r$  - CLTD Corrigido de acordo com a temperatura interna e externa ( $^{\circ}C$ )

$T_1$  - Temperatura da Superfície 1 ( $^{\circ}C$ )

$T_2$  - Temperatura da superfície 2 ( $^{\circ}C$ )

Além dos valores de CLTD, NBR 16655-3 (2019) apresenta os valores de resistividade térmica ( $R$ ) em ( $m^2 \cdot ^{\circ}C/W$ ) para alguns dos materiais mais utilizados nas construções. Çengel & Ghajar (2011) apresentam também uma Tabela com os valores de resistência para os componentes mais usados em edifícios e ambas as referências apresentam valores muito semelhantes.

**Tabela 4. Resistividade térmica para os componentes mais usados na construção**

Elemento construtivo	Espessura ( $m$ )	Coefficiente de condutibilidade $k$ ( $W/m \cdot ^{\circ}C$ )	Resistividade térmica $R$ ( $m^2 \cdot ^{\circ}C/W$ )
Filme de ar externo	-	0	0,044
Reboque + pintura	0,025	0,73	0,034
Bloco de concreto	0,2	1,04	0,192
Concreto laje maciça e contrapiso	0,15	1,9	0,079
Drywall de Gesso	0,07	0,46	0,152
Vidro simples	0,006	0,76	0,008
Espaço de ar	-	0	0,16
Isolamento 25mm de Lã de vidro	0,025	0,032	0,781
Filme de ar interno	-	0	0,121

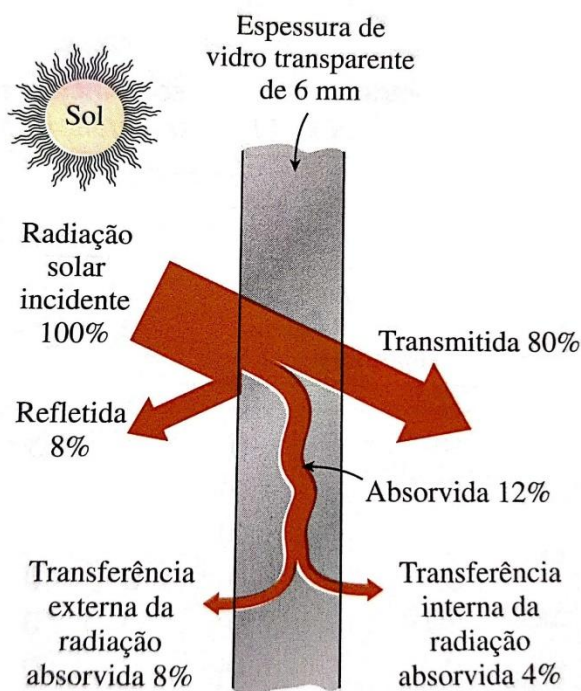
Fonte: Adaptado de NBR 16655-3 (2019)

Uma importante consideração apontada pela NBR 16655-3 (2019), diz referente a paredes que fazem fronteira com ambientes condicionados, podendo as mesmas serem desconsideradas, tendo em vista que não haverá troca de calor entre os ambientes devido ambas estarem com pouca ou nenhuma diferença de temperatura.

## 2.2 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR SUPERFÍCIES TRANSLUCIDAS

A transferência de calor por superfícies translúcidas compreende a carga térmica do sol que atravessa as janelas de uma construção. De acordo com Çengel & Ghajar (2011) cerca de 8% para vidro claro não revestido é refletida de volta para o exterior, outra parte (5% a 50%, dependendo da composição e espessura) é absorvida dentro do vidro e o restante é transmitido para espaços internos.

**Figura 4. Distribuição da radiação solar em um vidro claro de 6mm de espessura.**



Fonte: Çengel & Ghajar (2011)

De acordo com Creder (2004), embora se conheça com certa precisão a quantidade de calor por radiação e convecção oriundos do sol, a parcela que penetra nos recintos não é bem conhecida, no entanto, existentes tabelas com valores experimentais que são apresentadas tanto por Creder (2004) como por ASHRAE (1997) e dão valores satisfatórios para os cálculos da carga térmica que atravessam as janelas. Çengel & Ghajar (2011) chamam a fração de radiação solar incidente nas janelas de *Solar heat gain coeficiente* – *SHGC* (Coeficiente de ganho de

calor solar), enquanto que NBR 16655-3 (2019) a denomina de *Solar Heating gain fator – SHGF*.

Em decorrência do movimento aparente do sol, onde o mesmo nasce no Leste e se põe ao Oeste, tem-se a variação da incidência solar de acordo com o horário do dia. Çengel & Ghajar (2011) apresentam uma Tabela com diversos valores de SHGC de acordo com os horários para alguns meses do ano, de forma análoga NBR 16655-3 (2019) apresenta de forma resumida os valores de SHGF para o mês de janeiro em cinco cidades brasileiras de acordo com a direção da superfície, embora a mesma não especificar os horários de seus valores.

**Tabela 5. Valores de SHGF para o mês de janeiro em diferentes cidades brasileiras**

Cidade	Belém, PA ( $W/m^2$ )	Brasília, DF ( $W/m^2$ )	Porto Alegre, RS ( $W/m^2$ )	Rio de Janeiro, RJ ( $W/m^2$ )	São Paulo, SP ( $W/m^2$ )
Mês	Janeiro	Janeiro	Janeiro	Janeiro	Janeiro
Norte	363	135	204	142	142
Nordeste	634	363	458	555	555
Leste	615	666	678	672	672
Sudeste	243	582	532	407	407
Sul	120	163	128	145	145
Sudoeste	243	582	532	407	407
Oeste	615	666	678	672	672
Noroeste	634	363	458	555	555
Horizontal	820	876	866	877	877

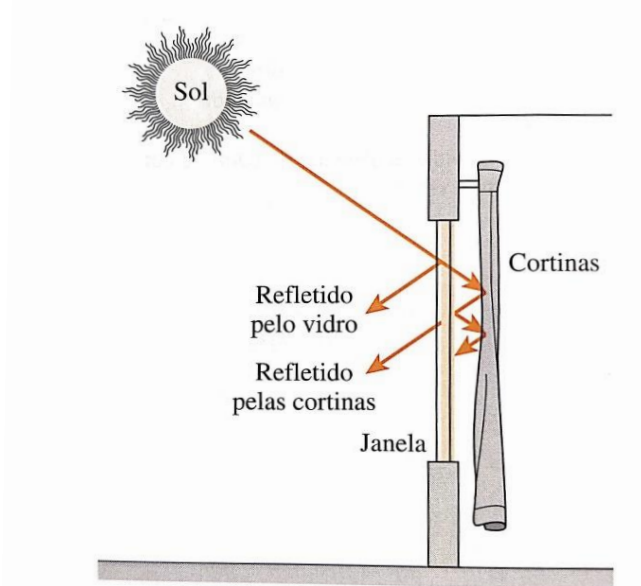
Fonte: Adaptado de NBR 16655-3 (2019)

Apesar da grande quantidade de energia térmica que adentra as construções através das janelas, é comum a utilização de dispositivos de sombreamento para redução da incidência do sol. Çengel & Ghajar (2011) classificam os dispositivos de sombreamento como internos e externos, sendo os dispositivos de sombreamento interno dispositivos que impedem a entrada de luz no ambiente e que são instalados na parte de dentro do recinto, dentre eles podemos citar as cortinas, persianas, etc. Já os dispositivos de sombreamento externo evitam a incidência direta da luz do sol no recinto e são instalados na parte de fora das janelas, onde se pode citar os toldos, telas de proteção ou ainda pergolados.

Çengel & Ghajar (2011) alegam ainda que dispositivos de sombreamento externo são mais eficazes contra o ganho de calor solar, já que interceptam os raios solares antes que eles atinjam os vidros e conseqüentemente adentrem a construção. De acordo com Çengel & Ghajar (2011) “O ganho de calor solar através de uma janela pode ser reduzido em até 80% por meio do sombreamento externo”.

No entanto, é fato perceber a vasta utilização de dispositivos de sombreamento interno por fornecer maior privacidade e um melhor efeito estético. Çengel & Ghajar (2011) dizem que: “os dispositivos de sombreamento interno reduzem o ganho de calor solar refletindo a radiação solar de volta através do vidro antes que possa ser absorvida e convertida em calor dentro do edifício”.

**Figura 5. Efeito da reflexão do vidro e da cortina na redução de carga térmica.**

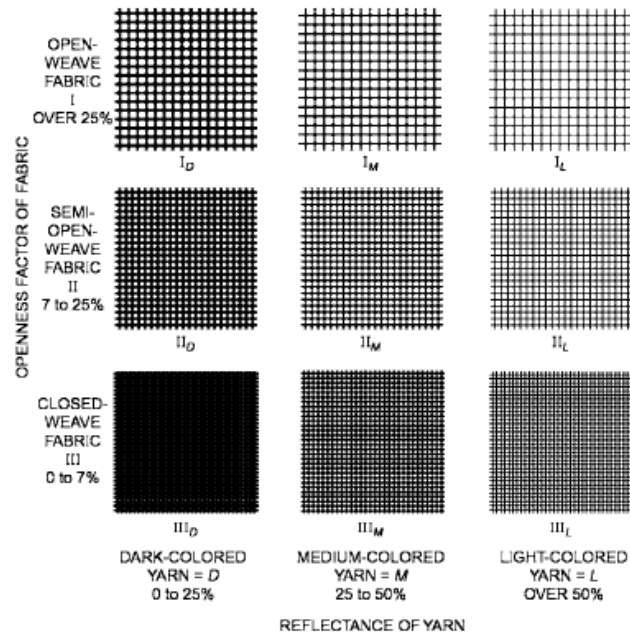


Fonte: Çengel & Ghajar (2011)

Çengel & Ghajar (2011) dizem ainda que as cortinas podem reduzir entre 5% a 20% da carga térmica de um edifício, de acordo com o tipo da cortina e com os hábitos dos usuários.

ASHRAE (2013) mostra alguns fatores que influenciam na reflexão de uma cortina, dê seu tecido (Se tem mais espaços abertos entre as fibras menor a reflexão), a cor (Cortinas de cor clara refletem melhor) e ainda se a mesma é posta ondulada ou lisa (Cortina posta de forma lisa/plana reflete melhor).

Figura 6. Níveis de abertura das fibras e efeito das cores na reflexão das cortinas.



Fonte: ASHRAE (2013)

Com base nas características que definem se uma cortina é mais ou menos reflexiva, Çengel & Ghajar (2011) apresentam o *Shading coefficient* – *SC* (coeficiente de sombreamento), onde segundo os autores o valor adimensional varia de 0 a 1, no qual 1 representa uma janela com a passagem livre dos raios solares e 0 representa uma janela totalmente fechada onde a transferência de calor ocorreria apenas por condução. NBR 16655-3 (2019) resume os valores de *SC* em apenas três categorias de janelas de forma a simplificar os cálculos, os valores são apresentados na Tabela seguinte.

Tabela 6. Coeficiente de sombreamento para diferentes janelas

Tipo de vidro		
Simplex	Simplex+Cortina	Reflexivo+Cortina
0,87	0,55	0,3

Fonte: NBR 16655-3 (2019)

Além do coeficiente de sombreamento, NBR 16655-3 (2019) apresenta o *Cooling Load Factor* – *CLF* (Fator de carga de resfriamento). A própria NBR 16655-3 (2019) o descreve como sendo o fator que corrige os valores de carga térmica em função do efeito de retardamento da incidência do calor da radiação emitida por equipamentos, iluminação, pessoas, devido a sua temperatura de superfície e da radiação solar.

**Tabela 7. Fator de carga de resfriamento às 16h**

Orientação geográfica	Fator de carga de resfriamento em função do horário
Norte	0,75
Nordeste	0,20
Leste	0,17
Sudeste	0,22
Sul	0,35
Sudoeste	0,81
Oeste	0,82
Noroeste	0,73
Horizontal	0,58

Fonte: NBR 16655-3 (2019)

Dessa forma NBR 16655-3 (2019), nos dá a seguinte equação para o ganho de calor através dos vidros e janelas:

$$Q_{ins} = A_j \cdot SC \cdot SHGF \cdot CLF \quad (2.16)$$

No qual:

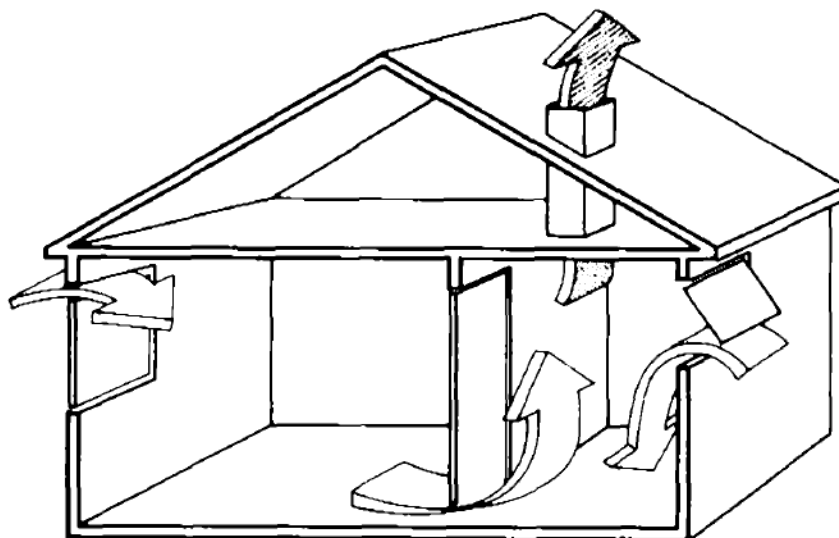
- $Q_{ins}$  - Carga térmica de Insolação nas Janelas ( $W$ )
- $A_j$  - Área da janela ( $m^2$ )
- $SC$  - Fator de Sombreamento (Dado pela Tabela 6)
- $SHGF$  - Fator de ganho de calor por Insolação (Dado pela Tabela 5) ( $W/m^2$ )
- $CLF$  - Fator de carga de Resfriamento em função do horário (Dado pela Tabela 7)

### 2.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR DEVIDO INFILTRAÇÃO DE AR

Em construções é comum que exista vazamentos de ar, tanto de dentro para fora como de fora para dentro. Tais vazamentos ocorrem nos pequenos espaços que existem entre as portas, janela e cobertura, o qual é denominado de fresta. O tipo de vazamento indesejado de ar que ocorre de fora para dentro da construção é denominado de infiltração de ar e contribui com o aumento da carga térmica do espaço.

De acordo com ASHRAE (2013) a infiltração em portas e janelas representa de 6% a 22% da infiltração total, 18% a 50% normalmente ocorre através de paredes, 3% a 30% através do teto e 3% a 28% através dos sistemas de arrefecimento ou refrigeração forçada do ar.

**Figura 7. Infiltração de ar através das aberturas.**



Fonte: IEA (1986)

NBR 16655-3 (2019) define a carga de infiltração como a parcela não controlada do ar externo que adentra a construção, já Creder (2004) define a infiltração de ar como sendo a penetração do ar exterior no recinto através das frestas nas portas, janelas ou outras aberturas.

Gomes (2019) reconhece que durante as estações quentes, vazamentos de ar de um espaço exterior para um espaço arrefecido, pode contribuir para o ganho de calor sensível e latente do espaço.

ASHRAE (2013) expressa ainda que a infiltração depende de alguns fatores, tais como:

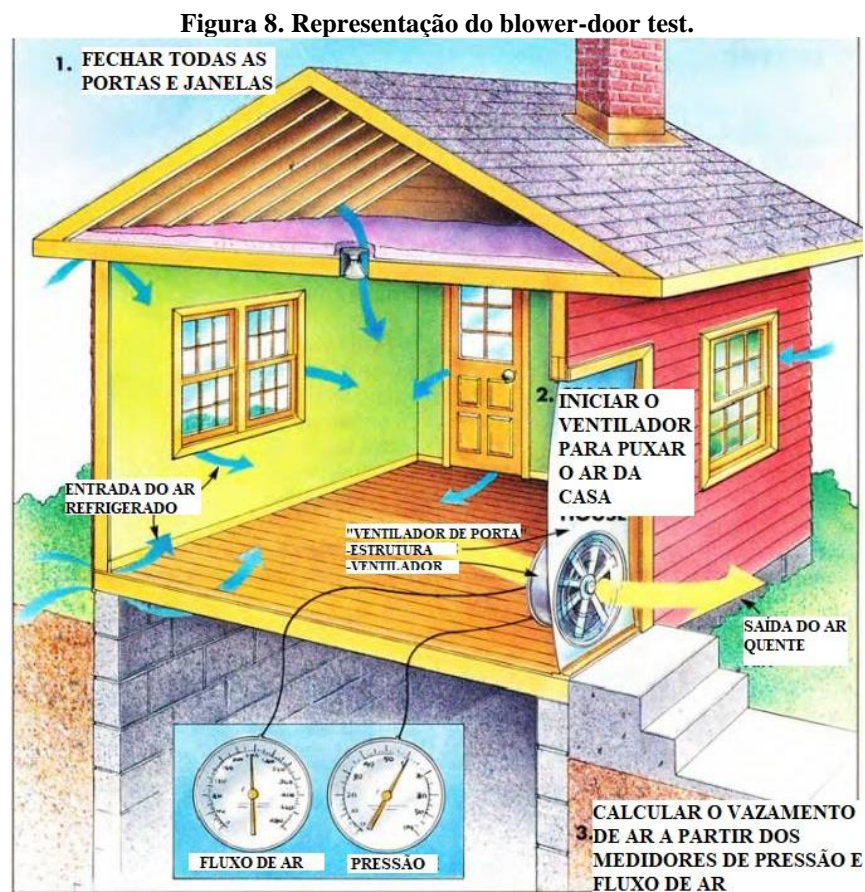
- Direção e magnitude dos ventos;
- Diferença de temperaturas;
- Tipo de construção e qualidade;
- Frequência do uso de portas e janelas.

Creder (2004) afirma que as cargas térmicas de infiltração não podem ser calculadas com uma boa precisão e dentro desse contexto Gomes (2019) cita de forma breve três métodos mais comuns para a determinação das cargas de infiltração:

- Método da troca de ar: É o mais simples e menos preciso dos métodos e tem por finalidade uma estimativa da carga térmicas a partir do número de trocas de ar do recinto no período de uma hora. Creder (2009) apresenta uma tabela com valores de trocas de ar por hora de acordo com a quantidade de janelas do local.

- Método das frestas: Método que utiliza de valores experimentais de infiltração de ar estimados em laboratório. Tais valores são tabelados e dão a quantidade de ar média que atravessa as rachaduras e frestas de portas e janelas quando a velocidade do vento exterior for constante. Creder (2004) apresenta uma tabela com valores de infiltração dados em  $m^3/h$  Por metro de Fresta para alguns tipos de portas e janelas.
- Método da área de vazamento: O método da área de vazamento exige um cálculo detalhado e considera o chamado “efeito chaminé” onde ocorre o processo natural de convecção do ar devido a diferença de temperatura.

ASHRAE (2013) mostra que a infiltração de ar de um edifício pode ser mensurada a partir de um teste conhecido como *Blower-door test* (Teste do ventilador de porta) que consiste em utilizar um aparelho para despressurizar um ambiente e observar o comportamento de pressão do mesmo.



Fonte: Adaptado de bestlife52

ASHRAE (2013) apresenta ainda seus valores padrões de volume de ar infiltrado por metro quadrado, considerando construções que não sejam edifícios residenciais baixos, os valores apresentados são:

- $0,3 \text{ L / s} \cdot \text{m}^2$  - Para parede de cortina e fenestração de fachada;
- $1,0 \text{ L / s} \cdot \text{m}^2$  - Fenestração para a maioria dos locais;
- $5,0 \text{ L / s} \cdot \text{m}^2$  - Para portas de entrada giratórias;
- $2,0 \text{ L / s} \cdot \text{m}^2$  - Para portas opacas não giratórias;
- $1,5 \text{ L / s} \cdot \text{m}^2$  - Para unidades claraboias.

NBR 16655-3 (2019) utiliza de uma variação do método de troca de ar, onde a carga térmica latente e total do ar do ar externo que infiltra a edificação pode ser calculada a partir das seguintes expressões respectivamente:

$$Ql_{inf} = m_{ar} \cdot h_v \cdot (W_{ext} - W_{int}) \quad (2.17)$$

$$Qt_{inf} = m_{ar} \cdot (h_{ext} - h_{int}) \quad (2.18)$$

No qual:

$Ql_{inf}$  - Carga térmica latente do ar infiltrado ( $W$ )

$Qt_{inf}$  - Carga térmica Total de ar infiltrado ( $W$ )

$m_{ar}$  - Vazão mássica de ar externo ( $kg/s$ )

$h_v$  - Calor latente de vaporização da água ( $kJ/kg$ )

$W_{ext}$  - Umidade absoluta do ar externo ( $kg/kg$ )

$W_{int}$  - Umidade absoluta do ar interno ( $kg/kg$ )

$h_{ext}$  - Entalpia do ar externo ( $kJ/kg$ )

$h_{int}$  - Entalpia do ar interno ( $kJ/kg$ )

As vazões volumétrica e mássica de ar infiltrado pode ser calculada pelas seguintes expressões, respectivamente:

$$q_{ae} = q_{inf} \cdot A_{local} \quad (2.19)$$

$$m_{ar} = \frac{q_{ae}}{3600} \cdot \rho_{ae} \quad (2.20)$$

Onde:

- $m_{ar}$  - Vazão mássica de ar externo ( $kg/s$ )  
 $\rho_{ae}$  - Massa específica do ar externo ( $kg/m^3$ )  
 $q_{ae}$  - Vazão em Litros de ar externo ( $L/s$ )  
 $q_{inf}$  - Vazão volumétrica de ar externo ( $L/m^2 \cdot s$ )  
 $A_{local}$  - Área do auditório ( $m^2$ )

Como o calor total é a soma do calor sensível e do calor latente, tem-se a seguinte expressão para carga térmica sensível:

$$Q_{s_{inf}} = Q_{t_{inf}} - Q_{l_{inf}} \quad (2.21)$$

NBR 16655-3 (2019) recomenda a utilização do valor mínimo de vazão infiltrada de  $1 L/s \cdot m^2$  que representa  $3,6 m^3/h \cdot m^2$  para cada ambiente residencial, além disso, pode-se perceber que tal valor está dentro dos valores utilizados como padrão por ASHRAE (2013).

Apesar da recomendação, a NBR 16655-3 (2019) em seu exemplo de cálculo utiliza o dobro de tal valor, ou seja,  $7,2 m^3/h \cdot m^2$  por considerar o espaço de análise bastante amplo.

#### 2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR DEVIDO A ILUMINAÇÃO E EQUIPAMENTOS

De acordo com ASHRAE (2013) a carga térmica devido aos equipamentos pode contribuir com grande parte da carga térmica de uma construção, principalmente se levar em consideração locais com alta densidade de equipamentos eletrônicos como *call-centers* ou grandes escritórios.

Frota e Schiffer (2001) dizem que a conversão de energia elétrica em luz gera calor sensível e este é dissipado por radiação através da luz emitida, por condução através dos materiais adjacentes e pela convecção com o ar. Além disso, Frota e Schiffer (2001) expressam que as lâmpadas incandescentes convertem 10% da sua potência em luz, sendo os outros 90% transformados em calor, já nas lâmpadas fluorescentes, 25% da potência é dissipado em forma de luz, os demais são dissipados ao ambiente.

No entanto, Frota e Schiffer (2001) expressam ainda que devido a luz se transformar em calor após ser absorvida pelos materiais, em geral, adota-se para lâmpadas incandescentes a potência instalada da lâmpada como sendo a carga térmica, já para lâmpadas fluorescentes adota-se 25% a mais devido os reatores.

Tal fato nos aponta quanto a importância da utilização de lâmpadas mais eficientes, que trarão maior economia tanto para geração de luz quanto para climatização do ambiente.

**Figura 9. Eficiência energética em lâmpadas.**



Fonte: Almeida (2017)

NBR 16655-3 (2019) apresenta valores de densidade de potência de iluminação de acordo com a utilidade dos recintos, no entanto, o mesmo recomenda a utilização da potência da lâmpada instalada caso se tenha conhecimento da potência da mesma.

**Tabela 8. Carga térmica em função da Iluminação**

Cargas internas	Potência por $m^2$	Fator de carga de resfriamento CLF
Iluminação	$W/m^2$	Adimensional
Escritório	12	1
Sala de jantar	23	1
Quartos de dormir	10	1

Fonte: ANBT (2019)

Quanto a motores e equipamentos Frota e Schiffer (2001) descrevem que o calor dissipado por esses equipamentos varia em função das suas características e utilização, em geral motores de baixa potência tem um menor rendimento, dissipando mais calor para o ambiente.

No âmbito da eficiência energética Altoé et al. (2017) descreve sobre o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – PROCEL criado pelo Ministério de Minas e Energia em 1985, que tem por finalidade classificar os equipamentos de A a G (ou A a C de acordo com a categoria) onde A representa um equipamento com eficiência bem acima da média e G um equipamento de baixa eficiência. A fim de complementar o Procel, o governo federal criou em 1991 o selo Conpet que tem por finalidade classificar os equipamentos e produtos que utilizam de petróleo, gás ou qualquer recurso natural não renovável.

Figura 10. Selo Procel e Conpet de eficiência energética.



Fonte: <http://www.inmetro.gov.br>

Frota e Schiffer (2001) descrevem que para equipamentos em geral é utilizado um valor de 60% de sua potência nominal como carga térmica, com exceção dos equipamentos que tem a função de aquecer, como secadores, ferros elétricos, etc. Frota e Schiffer (2001) apresenta uma Tabela com diversas potências elétricas para os mais diversos equipamentos, no entanto deixa claro que a utilização da mesma deve ser feita apenas em caso de desconhecimento da potência dos equipamentos instalados.

NBR 16655-3 (2019) também apresenta a Tabela 9 com a potência dissipada por alguns equipamentos, porém de forma muito resumida e apresenta a seguinte equação para o cálculo da carga térmica dos mesmos:

$$Q_{equip} = P_{equip} * CLF \quad (2.22)$$

Onde:

- $Q_{equip}$  - Carga térmica total do equipamento ( $W$ )
- $P_{equip}$  - Potência instalada do equipamento ( $W$ )
- $CLF$  - Fator de carga de resfriamento (Dado na Tabela 9)

**Tabela 9. Carga térmica em função do equipamento**

Equipamentos	Potência Por equipamento (W)	Fator de carga de resfriamento - CLF	Carga Térmica (W)
Televisão 40 polegadas	250	0,8	200
Computador <i>Desktop</i>	135	0,8	108

Fonte: Adaptado de NBR 16655-3 (2019)

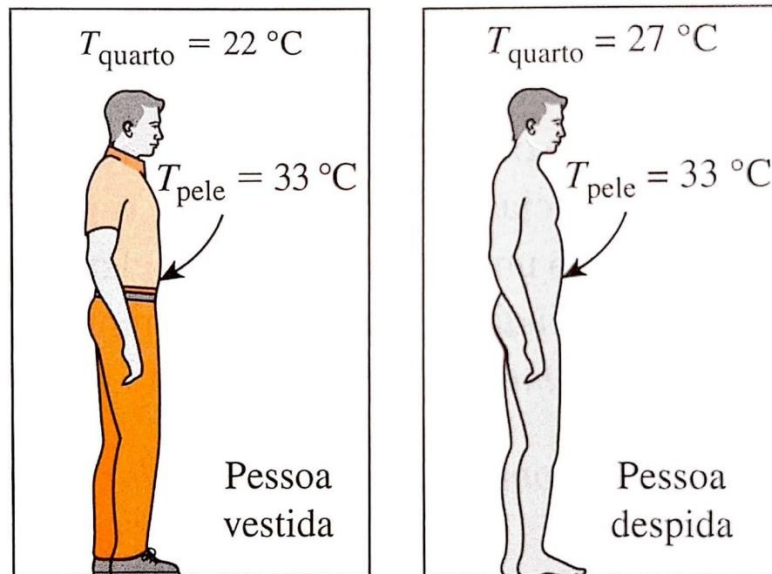
Segundo NBR 16655-3 (2019) o valor de CLF pode ainda ser alterado de acordo com a utilização do equipamento. Para locais específicos e outros equipamentos menos comuns NBR 16655-3 (2019) recomenda a utilização das Tabelas apresentadas por ASHRAE (2013), no qual tem-se diversas Tabelas com valores de potência para equipamentos hospitalares, laboratoriais, de escritório, equipamentos de cozinha e outros.

## 2.5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR DEVIDO AS PESSOAS

Segundo Frota e Schiffer (2001) o corpo humano pode ser, de grosso modo, comparado a uma máquina térmica que produz calor segundo sua atividade. Ainda de acordo com Frota e Schiffer (2001) se as trocas de calor entre o humano e o ambiente ocorrerem sem esforço tem-se a sensação de conforto térmico no indivíduo, caso tenha-se a sensação de frio ou calor, tem-se um esforço adicional para a manutenção da temperatura corporal que representa uma sobrecarga no indivíduo gerando perda de rendimento no trabalho, por exemplo.

Çengel & Ghajar (2011) apontam para os efeitos das vestimentas na sensação de conforto térmico. Os autores apresentam a Figura 11 que mostra duas pessoas em estado de conforto térmico, uma pessoa devidamente vestida e uma pessoa despida de vestimentas, ambas com as mesmas temperaturas corporais. A partir disso, é mostrado que a pessoa vestida precisa de uma temperatura ambiente menor para se alcançar o conforto térmico, enquanto que a pessoa despida precisa de uma temperatura maior para alcançar a mesma sensação de conforto.

**Figura 11. Temperatura ideal para conforto térmico em diferentes condições de vestimenta.**



Fonte: Çengel & Ghajar (2011)

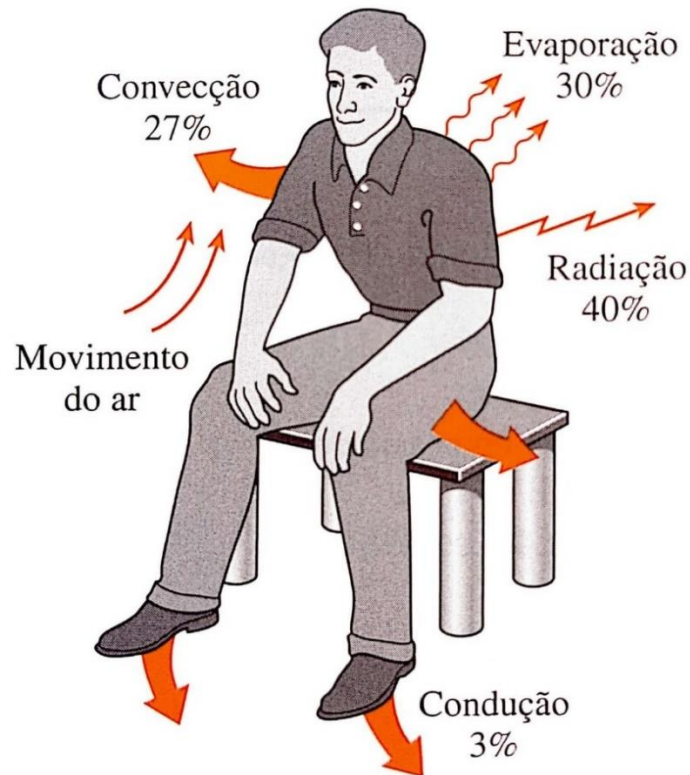
Para a resistência térmica de calças, camisas de manga longa, blusas de manga longa e camisetas considera-se o valor de resistência térmica de  $0,155 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$  o qual Çengel & Ghajar (2011) dizem ser equivalente a 1 clo. Para o vestiário de verão com camisas leves de manga curta, tem-se o valor de 0,5 clo.

Frota e Schiffer (2001) mostram que a máquina humana tem um rendimento muito baixo, onde apenas 20% da energia gerada pelo metabolismo é transformada em trabalho, sendo os 80% restante transformados em calor para a preservação da temperatura corporal.

Para a manutenção da temperatura corporal tem-se os mecanismos de termorregulação o qual administram a resposta corporal às variações de temperatura que se está exposto. Perrotta (2011) apresenta as principais formas pelo qual o corpo humana cede calor ao ambiente classificando-as em perdas através da pele e através da respiração, sendo elas:

- Através da pele: Perda sensível de calor (convecção e radiação), Perda latente de calor (evaporação do suor e por dissipação da umidade de pele)
- Através da respiração: Perda sensível de calor (convecção), Perda latente de calor (evaporação).

Figura 12. Principais formas de troca de calor entre o homem e o ambiente.



Fonte: Çengel & Ghajar (2011)

Um importante fator a se considerar é o nível de atividade o qual se está desenvolvendo. De acordo com ASHRAE (2013) a taxa de trabalho realizado durante as atividades rotineiras deve ser conhecida, pois a potência metabólica aumenta na proporção da intensidade do exercício. Costa (2021) descreve a taxa metabólica como “met”, sendo 1 met equivalente a  $58,2 \text{ W/m}^2$  e representa a produção de calor de uma pessoa que está em plena condição de conforto térmico, descansada e sentada. A Tabela 10 apresenta a quantidade de calor que é dissipada por uma pessoa em diferentes atividades.

Tabela 10. Carga térmica em função das pessoas

Atividade	Calor Total (W)	Calor Sensível (W)	Calor Latente (W)
Durante o Sono	80	40	40
Sentado em atividade leve	115	63	52
Em pé em repouso	120	63	57
Em pé em atividade leve	145	65	80
Andando	220	75	145
Nadando	580	-	-
Subindo escadas	1280	-	-

Fonte: Adaptado de Frota e Schiffer (2001)

NBR 16655-3 (2019) diferente de Frota e Schiffer (2001) apresenta o valor de 150 W para a carga total de uma pessoa sentada em trabalho leve, sendo 75 W referente a carga latente e 75 W referente a carga sensível, além um valor de 375 W para uma pessoa dançando, onde 120 W desse valor é devido a carga sensível. Além disso, NBR 16655-3 (2019) apresenta a seguinte equação para o cálculo de carga térmica devido as pessoas:

$$Q_{pessoas} = n \cdot Q_p \cdot CLF \quad (2.23)$$

Onde:

- $Q_{pessoas}$  - Carga térmica total devido as pessoas (W)
- $n$  - Número de pessoas no ambiente
- $Q_p$  - Calor total de uma pessoa (W)
- $CLF$  - Fator de carga de resfriamento

### 3 ESTUDO DE CASO

Para elaboração dos cálculos de carga térmica e seleção dos equipamentos foi considerado o espaço do auditório, sem dividi-lo em zonas e considerando que sua temperatura não sofre grandes variações no interior do espaço. Outra importante consideração feita é que as paredes são homogêneas (mesmos coeficientes de transmissão de calor, mesmos materiais e cor) em quase todo o cômodo, com exceção de paredes construídas em *Drywall* (Placas de sulfato de cálcio hidratado (gesso) pressionadas em revestimentos de papel cartão duplex). Além disso os vidros de todas as janelas são iguais e todas apresentam as mesmas medidas.

NBR 16401-1 (2008) repassa alguns critérios para o projeto dos sistemas de ar condicionado, dentre os principais, a norma recomenda a não utilização de fatores de segurança com intuito de compensar eventuais incertezas, como por exemplo, porcentagens sobre a carga térmica ou a consideração de equipamentos pouco utilizados no espaço. De acordo com a norma, tal medida é tomada para evitar o superdimensionamento do sistema de refrigeração. A norma recomenda ainda a coleta de informações sobre as condições reais das instalações, a fim de apurar se o espaço tem condições de receber os equipamentos necessários. Em vista disso, foi feita uma visita ao local e feito o levantamento das condições internas e externas como: as condições do forro, as condições de sombreamento, a passagem da fiação elétrica, o posicionamento das vigas e colunas e do material das paredes.

NBR 16401-1 (2008) diz ainda que o projetista do sistema de ar condicionado deve apresentar uma análise comparativa dos sistemas viáveis a partir do estudo da carga térmica, além disso, deve esclarecer quanto ao consumo elétrico dos equipamentos. Ainda assim, a norma recomenda a utilização de um programa de computador baseado no método TFM ou preferivelmente o método das séries temporais radiantes (RST), descritos por ASHRAE (1997) e ASHRAE (2005) respectivamente.

Apesar disso, NBR 16401-1 (2008) diz ser admissível a adoção do método CLTD/CLF para sistemas com poucas zonas ou uma única zona, o qual se aplica o espaço analisado neste trabalho e é utilizado pela NBR 16655-3 (2019).

Foi levado em conta o modelo de cálculo usando o método apresentado pela NBR 16655-3 (2019) denominada de “NBR 16655-3 - Instalação de sistemas residenciais de ar condicionado — Split e compacto Parte 3: Método de cálculo da carga térmica residencial”, onde foi usado planilhas de Excel para automatizar os cálculos e facilitar possíveis modificações ou comparações no decorrer do projeto.

Foi utilizado ainda o software AutoCad para auxiliar na elaboração das vistas e alguns desenhos demonstrativos que iram facilitar o entendimento das condições do espaço.

### 3.1 ARRANJO FÍSICO E LOCALIZAÇÃO

O novo campus universitário da UFPA em Tucuruí, de acordo com o plano de desenvolvimento do campus 2017 - 2020, visa a ampliação de seu espaço físico em aproximadamente 2700 m<sup>2</sup> aumentando o número de ambientes acrescentando em mais 104 salas.

**Figura 13. Prédio do novo Campus da UFPA em Tucuruí.**



Fonte: Autoria própria

Até então a obra está em andamento e fica localizada na estrada do aeroporto km 4, na cidade de Tucuruí-PA. De acordo com a UFPA (2017), tal obra será a nova Cidade Universitária do Campus Universitário de Tucuruí e será inicialmente composta por dois blocos de quatro pavimentos que iram comportar as salas de aula, salas administrativas, biblioteca, auditório e lanchonetes. Para a finalização do projeto a universidade espera o apoio dos órgãos públicos para auxiliar nas questões de transporte público e ainda na disponibilidade de água, tendo em vista que é um local um pouco afastado.

**Figura 14. Vista Panorâmica UFFA Campus Tucuruí.**



Fonte: Google Earth (2020)

### 3.2 DADOS DA CONSTRUÇÃO

Quanto ao auditório o mesmo tem uma área construída de aproximadamente  $198\text{ m}^2$  e terá capacidade de 180 pessoas. Será um espaço utilizado para grandes eventos e palestras devendo acomodar todos os alunos ou grande maioria de forma confortável, fisicamente e termicamente, a fim de garantir a qualidade do ensino.

**Figura 15. Novo auditório em fase de acabamento.**

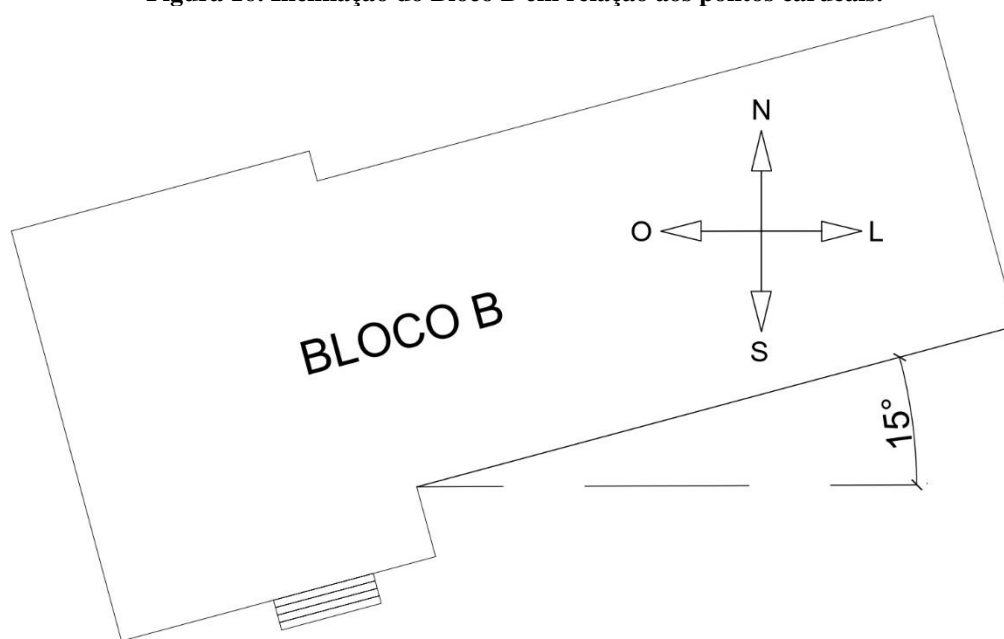


Fonte: Autoria própria

Como é possível observar na Figura 14, percebe-se que o prédio não se encontra alinhado com os pontos cardeais Norte, Sul, Leste e Oeste. A partir do projeto disponibilizado pelo engenheiro responsável, disponível no ANEXO A desse trabalho, pôde-se descobrir a inclinação da construção a partir das ferramentas de dimensionamento no software AutoCad.

Tal inclinação é importante devido ter influência direta na insolação das paredes e janelas do auditório.

**Figura 16. Inclinação do Bloco B em relação aos pontos cardeais.**

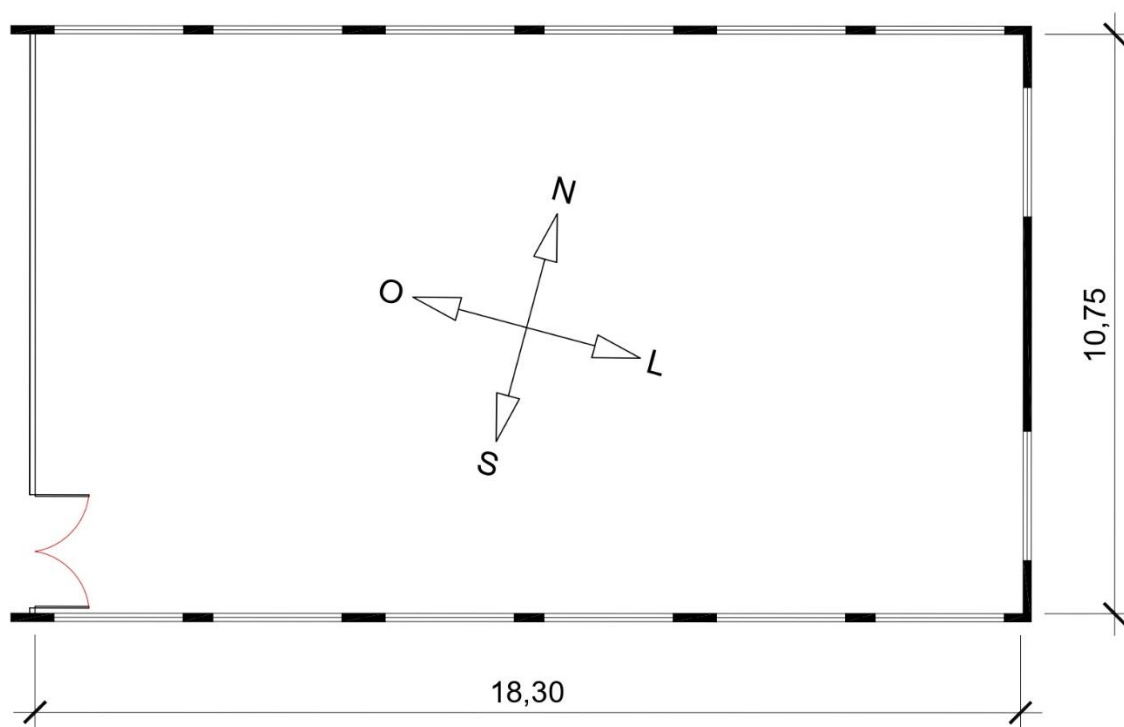


Fonte: Autoria própria

Em visita observou-se que as paredes são compostas por uma camada de tinta, tanto externamente como internamente, além de uma camada de reboco, um tijolo e outra camada de reboco. As paredes direcionadas ao Sul, Leste e ao Norte seguem essa configuração, no entanto, observou-se que a parede Oeste não seguia as mesmas características. De acordo com o engenheiro responsável a parede nada mais é que um *Drywall* com isolamento interno de lã de vidro. A parede de *drywall*, de acordo com o próprio engenheiro responsável, não apresenta grandes diferenças de custo de fabricação quando comparado a uma parede convencional, no entanto trás vantagem devido a fácil montagem e desmontagem se for necessário e as vantagens de isolamento acústico e térmico.

Quanto as medidas do local, tais como, as dimensões de largura e comprimento utilizou-se das medidas contidas no projeto, as medidas das janelas e da porta foram feitas no local a fim de comparar com as medidas do projeto.

Figura 17. Medidas das paredes do auditório em metros.



Fonte: Autoria própria

Para as janelas encontrou-se a medida de  $0,78 \times 2,40 \text{ m}$  em todas, sendo seis janelas na parede Norte, seis na parede Sul e mais duas na parede Leste. Quanto a porta, foi verificado uma medida de  $2,10 \times 1,90 \text{ m}$ , tendo uma pequena variação nas medidas de projeto onde a porta é 100 mm menor larga.

Todas as janelas presentes no auditório são do tipo *Maxiar* ou *Maxim ar* em alumínio para evitar a corrosão, esse modelo de janela garante uma boa ventilação do ambiente e uma boa luminosidade, no entanto desfavorece o sistema de ar-condicionado devido permitir a infiltração de ar aumentando a carga térmica, como mostrado no Tópico 2.3.

**Figura 18. Janelas da Parede Norte do Auditório.**



Fonte: Autoria própria

A partir da Figura 15 e 18 pode-se perceber que a estrutura do forro está montada um pouco abaixo da laje superior, representando um espaço de ar de aproximadamente 300 mm. A altura mensurada do forro está conforme descrita em projeto, sendo 3 m de altura do piso ao forro. Além disso, o forro será um forro convencional de *polyvinyl chloride* (PVC) (cloreto de polivinilo) e a laje feita de concreto, com uma camada de contrapiso e piso cerâmico.

### 3.3 PARÂMETROS DE PROJETO

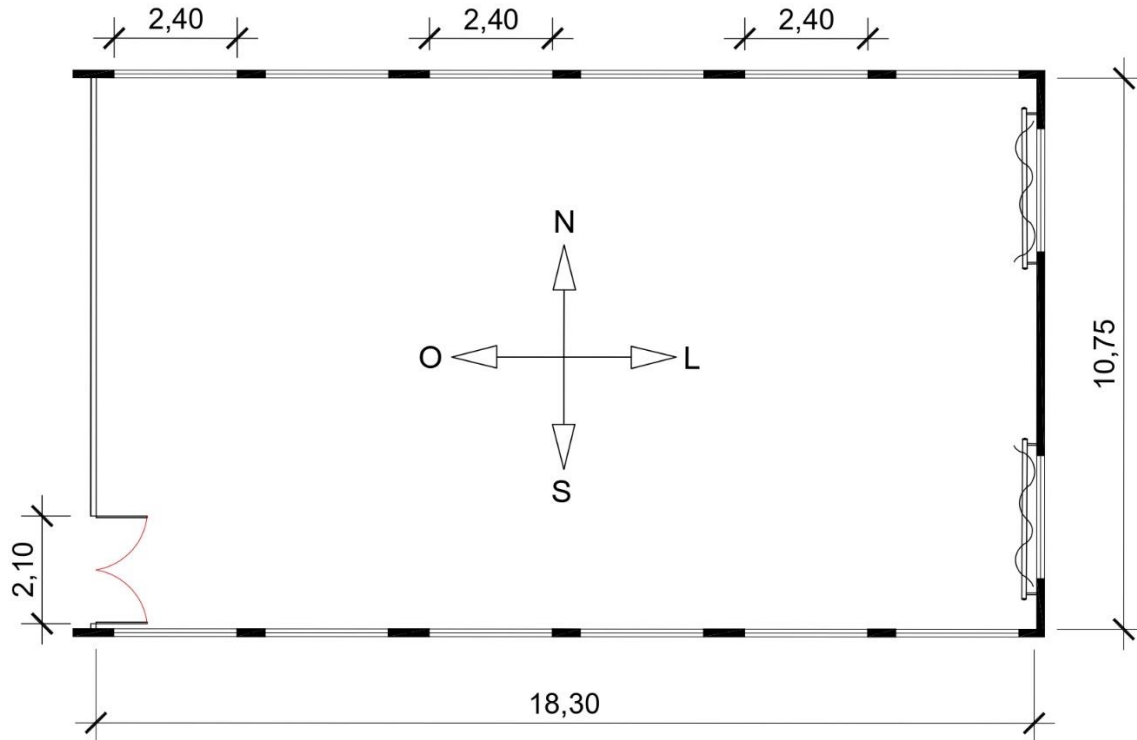
Para os cálculos de carga térmica, será considerado primeiramente que a construção está alinhada com os pontos cardeais Norte, Sul, Leste e Oeste. Devido a inclinação ser de apenas 15°, admite-se que é um valor pequeno e o mesmo não trará grandes variações nos cálculos, além disso, NBR 16655-3 (2019) não apresenta nenhum método para correção dos valores dados de acordo com o ângulo da construção, dessa forma podemos representar a construção conforme a Figura 19.

As medidas da porta e das janelas seguem o que foi descrito no Tópico 3.3 e também são representados na Figura 19, sendo as medidas representadas em metros. Quanto as condições externas, não se tem nenhum método de sombreamento externo das janelas, portanto, será considerado cortinas nas janelas Leste, levando em conta que será um espaço onde haverá apresentações com projetores de imagens e a luz dificultaria a visão dos espectadores.

Além disso, a porta presente na Parede Oeste é de vidro, portanto a mesma será considerada como uma janela. Outro ponto a se considerar é que devido a porta está dentro do

prédio será considerada que a mesma está sobre condição de sombreamento sem incidência de insolação.

**Figura 19. Considerações feitas ao espaço do auditório (Medidas em metro).**



Fonte: Autoria própria

Continuando com as considerações internas e externas, tem-se as condições de temperatura externa apresentadas pela NBR 16655-3 (2019) descritas na Tabela 1, que descreve as condições de temperatura e umidade para o ar externo no verão. Dentre as condições apresentadas a que mais se aproxima do nosso contexto é a condição da Capital Belém.

Quanto as condições internas, a Tabela 2 apresenta alguns valores de referência no qual foi usado a Condição 1 apresentada na Tabela 2 com temperatura de 24 °C, umidade relativa de 50% e considera uma altitude de 50 m.

Uma outra importante consideração feita foi quanto as construções adjacentes. NBR 16401-1 (2008) apesar de não recomendar a utilização de fatores de segurança, exige que as condições mais extremas do ambiente sejam consideradas e em vista disso, foi considerado para o trabalho que nenhuma das salas que fazem fronteira com o auditório encontram-se climatizadas.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 CARGAS TÉRMICAS

#### 4.1.1 Transmissão por paredes e janelas

De princípio, levando em conta as considerações apresentadas no Tópico 3.2 e as medidas e orientações retratadas na Figura 19, pode-se estimar a carga térmica devido a insolação nas paredes e janelas a partir das equações apresentadas por Çengel & Ghajar (2011) e NBR 16655-3 (2019) no Tópico 2.1.

A partir dos dados da Figura 19 e da Tabela 3 que apresenta os valores de CLTD, pode-se montar uma Tabela com o valor correspondente de área de paredes e de janelas de acordo com as orientações apresentadas também na Figura 19 e com os valores de CLTD para a região de Belém apresentado na Tabela 3. Os valores são apresentados na Tabela 11.

Como a parede e Oeste e o Telhado (Laje) do auditório fazem fronteira com ambientes internos não condicionados do prédio, é necessário a utilização da Equação 2.15 para a correção do valor de CLTD nessas fronteiras. Como se tem a temperatura externa de 33,2 °C e a temperatura interna de 24 °C, tal diferença somada a 3 °C tem-se o valor de 12,2 °C para o CLTD dessas áreas.

**Tabela 11. Paredes com seus respectivos valores de Área e CLTD**

Paredes		
Orientação	Área (m <sup>2</sup> )	CLTD (°C)
Paredes Norte (N)	43,70	11,1
Janelas Norte (N)	11,23	11,1
Paredes Leste (L)	28,51	20,1
Janelas Leste (L)	3,74	20,1
Paredes Sul (S)	43,67	19,1
Janelas Sul (S)	11,23	19,1
Paredes Oeste (O)	28,26	12,2
Janelas Oeste (O)	3,99	12,2
Laje/Teto	196,73	12,2

Fonte: Autoria própria

Além dos valores das áreas e do CLTD, tem-se os valores de resistividade de cada estrutura, sendo assim, foi utilizado os valores apresentados pela Tabela 4 para formulação das resistências globais de cada parede.

A Tabela 4 não apresenta valores de resistência para forro PVC, no entanto NBR 15220-2 (2005) apresenta alguns valores de condutividade térmica para componentes de edificações, onde apresenta o valor de condutividade térmicas para placas de gesso e gesso cartonado (*drywall*) de  $0,35 W/m \cdot K$  e para materiais acrílicos e PVC o valor de  $0,20 W/m \cdot K$ . No entanto, será considerado o valor de resistividade do *drywall* para o forro do local.

NBR 15220-2 (2005) apresentar os mais diversos valores de condutividade térmica para inúmeros matérias utilizados nas edificações, no entanto os valores diferem dos valores apresentados por NBR 16655-3 (2019) mostrados na Tabela 4.

Devido a existência de um espaço de ar entre o forro e a laje, foi considerado ainda o valor de resistência térmica para espaço de ar apresentado na Tabela 4 com o valor de  $0,16 m^2 \cdot ^\circ C/W$ , a NBR 16655-3 (2019) não especifica a dimensão do mesmo. Além disso, NBR 16655-3 (2019) também não apresenta valores de resistência para as lajotas de cerâmica, no qual foi considerado apenas a laje o contrapiso e o reboque com uma camada de pintura.

A Tabela 12 apresenta a resistividade térmica para todas as paredes de concreto e de gesso, além da resistividade para o teto e para as janelas de vidro.

**Tabela 12. Resistência térmica das estruturas do Auditório**

Resistencia Térmica			
Orientação	Estrutura	Resistividade ( $m^2 \cdot ^\circ C/W$ )	Resistividade Total ( $m^2 \cdot ^\circ C/W$ )
Parede Norte, Sul e Leste	Filme de ar externo	0,044	0,425
	Reboque e Pintura (25mm)	0,034	
	Bloco de Concreto (200mm)	0,192	
	Reboque e Pintura (25mm)	0,034	
	Filme de Ar interno	0,121	
Parede Oeste	Filme de ar externo	0,044	1,098
	Drywall de gesso (70mm)	0,152	
	Lã de Vidro (20mm)	0,781	
	Filme de Ar interno	0,121	
Janelas	Filme de ar externo	0,044	0,173
	Vidro (6mm)	0,008	
	Filme de Ar interno	0,121	
Laje/Teto	Filme de Ar externo	0,044	0,590
	Laje e Contrapiso (150mm)	0,079	
	Reboque e Pintura (25mm)	0,034	
	Espaço de ar	0,16	
	Drywall de gesso (70mm)	0,152	
	Filme de ar interno	0,121	

Fonte: Autoria própria

Com os valores das áreas de cada parede, os valores de CLTD e as devidas resistências térmicas, podemos estimar a carga térmica a partir da Equação 2.13 dada pela NBR 16655-3 (2019). Os valores de carga térmica de cada parede e janela é apresentado na Tabela 13.

**Tabela 13. Transferência de calor através das superfícies do auditório**

Transferência de Calor Através de Superfícies				
Orientação	Resistividade Térmica ( $m^2 \cdot ^\circ C/W$ )	Area ( $m^2$ )	CLTD ( $^\circ C$ )	Transmissão de calor (W)
Parede Norte (N)	0,425	43,67	11,1	1.140,51
Janela Norte (N)	0,173	11,23	11,1	720,67
Parede Leste (L)	0,425	28,51	20,1	1.348,17
Janela Leste (L)	0,173	3,74	20,1	435,00
Parede Sul (S)	0,425	43,67	19,1	1.962,49
Janela Sul (S)	0,173	11,23	19,1	1.240,06
Paredes Oeste (O)	1,079	28,26	12,2	314,29
Janela Oeste (O)	0,173	3,99	12,2	281,38
Laje/Teto	0,590	196,73	12,2	4067,87
<b>Total</b>				<b>11.510,42</b>

Fonte: Autoria própria

#### 4.1.2 Carga térmica devido a insolação

A carga térmica referente a insolação que adentra as janelas pode ser calculada através da Equação 2.16 demonstrada no Tópico 2.2. Para o desenvolvimento do cálculo foi coletado todas as informações de área de cada parede de acordo com suas orientações apresentadas na Figura 19.

O valor de SHGF também varia com a orientação das paredes, seus valores foram retirados da Tabela 5 conforme as orientações das janelas. Além disso, tem-se o coeficiente de sombreamento SC que varia de acordo com o tipo de vidro e sombreamento. Conforme descrito no Tópico 3.3, será considerado todas as janelas com vidro comum sem cortinas com exceção das janelas Leste que apresentam cortinas como meio de sombreamento interno.

Na equação 2.16 tem-se ainda a utilização do fator de sombreamento CLF que varia de acordo com a orientação e é apresentado pela Tabela 7. A Tabela 14 apresenta a carga térmica devido a insolação nas janelas do auditório para cada orientação e a carga total que atravessa as janelas do local.

**Tabela 14. Carga térmica devido a insolação nas janelas do auditório**

Carga térmica devido a Insolação					
Orientação	Area ( $m^2$ )	CLF	SHGF ( $W/m^2$ )	SC	Transmissão de calor ( $W$ )
Janela Norte (N)	11,23	0,75	363	0,87	2.660,38
Janela Leste (L)	3,74	0,17	615	0,55	215,29
Janela Sul (S)	11,23	0,35	120	0,87	410,42
Janela Oeste (O)	3,99	0,82	615	0,55	1.106,69
<b>Total</b>					<b>4.392,78</b>

Fonte: Autoria própria

### 4.1.3 Carga térmica por renovação e infiltração

A partir dos dados apresentados para o número de janelas, área do auditório, dimensões das janelas e suas respectivas localizações, pode-se calcular a carga térmica decorrente ao ar que adentra a construções através das frestas das portas, janelas e demais entradas ou saídas.

Para o cálculo de vazão, NBR 16655-3 (2019) faz a utilização de área da construção multiplicado pelo valor de renovação de ar. Em seu exemplo a norma utiliza do valor de renovação de ar de  $7,2 (m^3/h \cdot m^2)$  por se tratar de um espaço amplo, dessa forma, o mesmo valor será levado em consideração para o Auditório.

A partir da Equação 2.20 pode-se ainda obter a vazão mássica utilizando do volume específico do ar externo de Belém apresentado na Tabela 1.

**Tabela 15. Vazão Mássica e Volumétrica**

Comprimento do Auditório (m)	Largura do Auditório (m)	Area ( $m^2$ )	Renovação de Ar ( $m^3/h \cdot m^2$ )	Vazão Volumétrica ( $m^3/h$ )	Vazão Mássica ( $kg/s$ )
18,30	10,75	196,72	7,2	1416,42	0,4896

Fonte: Autoria própria

A partir dos dados apresentados nas Tabelas 1 e 2 das condições internas e externas, da metodologia apresentada por NBR 16655-3 (2019) no Tópico 2.3 e da Figura 19, pode-se montar a Tabela 16 com os dados de entrada solicitados pelas Equações 2.17, 2.18 e 2.21 e as respectivas cargas térmicas: Total, Latente e Sensível.

**Tabela 16. Carga térmica devido Infiltração**

Calor	Vazão Mássica (kg/s)	Variação de entalpia (kJ/kg)	Variação de Umidade Absoluta (kg/kg)	Carga Térmica (W)
Calor Latente	0,4396	-	0,0088	9.675,27
Calor Sensível	0,4396	-	-	4.370,24
<b>Calor Total</b>	<b>0,4396</b>	<b>31,95</b>	<b>-</b>	<b>14.045,51</b>

Fonte: Autoria própria

#### 4.1.4 Carga térmica por pessoas

Uma das grandes parcelas da carga térmica do auditório é referente a presença de pessoas, mesmo que estejam em atividade leve, tem-se uma quantidade grande de pessoas no espaço. A partir das informações apresentadas no tópico 2.5 e da Equação 2.23 pode-se determinar de forma direta a carga devido as pessoas.

O valor de CLF que é descrito de forma mais detalhada no Tópico 2.2, é definido por NBR 16655-3 (2019) como sendo 1, sendo assim, não se faz necessário sua utilização nos cálculos. A carga térmica transmitida pelas pessoas pode então ser apresentado da seguinte forma:

**Tabela 17. Carga devido as pessoas no auditório**

Carga térmica devido as pessoas				
Pessoas	Quantidade	Sensível por pessoa (W)	Latente por Pessoa (W)	Calor Total (W)
Sentadas em trabalho Leve	1	75	75	150
<b>Sentadas em trabalho Leve</b>	<b>180</b>	<b>13.500</b>	<b>13.500</b>	<b>27.000</b>

Fonte: Autoria Própria

#### 4.1.5 Carga térmica por equipamentos e iluminação

Uma outra parcela da carga térmica do auditório é referente aos equipamentos e a iluminação do local. De acordo com o ANEXO B que apresenta o circuito elétrico simples da estrutura do auditório, pode-se perceber que se tem um total de 40 lâmpadas de 32 W.

Seguindo as recomendações da NBR 16655-3 (2019) onde se considera o caso mais crítico, o ideal seria considerar todas as lâmpadas ligadas, no entanto, vale lembrar que a presença de luz dificulta a visibilidade da utilização do aparelho projetor, além disso, NBR 16655-3 (2019) permite calcular a carga térmica de acordo com a utilização a partir do valor de CLF.

Além das lâmpadas é importante considerar a presença de outros equipamentos, tendo em vista que se trata de um ambiente para apresentações, portanto será levado em conta a presença de quatro computadores e de dois aparelhos de televisões, que farão o papel do aparelho projetor que não é apresentado nas tabelas de NBR 16655-3 (2019), os valores de potência de cada equipamento são dados pela Tabela 9.

Devido NBR 16655-3 (2019) apresentar todos os cálculos de carga térmica para o horário crítico de 16 h, é importante levar em conta a utilização dos equipamentos para este horário. NBR 16655-3 (2019) diz ainda que se pode alterar o valor de CLF de acordo com a utilização dos equipamentos nesse horário, dessa forma será considerado um fator de uso de 0,5 para as lâmpadas, devido ao espaço ser bem iluminado, o fator de 1,0 para os aparelhos de TV que representam o aparelho projetor e um valor de 0,8 para os computadores.

A partir da Equação 2.22 pode-se determinar a carga térmica dos aparelhos citados, vale lembrar que a carga térmica de um equipamento ou lâmpada pode ser multiplicado pela sua quantidade para determinar a carga térmica total do mesmo. A Tabela 18 mostra a carga térmica devido os equipamentos e iluminação no auditório.

**Tabela 18. Carga térmica devido os equipamentos e iluminação no auditório**

Carga térmica dos equipamentos					
Equipamento	Quantidade	Pot. Unitária (W)	Pot. Total Instalada (W)	Fator de Uso	Carga Térmica (W)
Lâmpadas	40	32	1.280	0,5	640
Computadores	4	135	540	0,8	432
Televisão	2	250	500	1	500
<b>Total</b>					<b>1.572</b>

Fonte: Autoria própria

## 4.2 CARGA TÉRMICA TOTAL

A carga térmica total do auditório é representada pelo somatório de todas as cargas térmicas totais que foram encontradas no Tópico 4.1, a mesma pode ser determinada pela equação 4.1.

$$Q_T = Q_{parede} + Q_{ins} + Q_p + Q_{equip} + Q_{inf} \quad (4.1)$$

No qual:

$Q_T$  - Carga térmica total do local (W)

- $Q_{parede}$  - Carga térmica através das paredes e janelas (W)  
 $Q_{ins}$  - Carga térmica devido a insolação (W)  
 $Q_p$  - Carga térmica devido as pessoas (W)  
 $Q_{equip}$  - Carga térmica devido os equipamentos (W)  
 $Q_{inf}$  - Carga térmica de Infiltração (W)

NBR 16401-1 (2008) exige que as cargas térmicas sejam expressas em watt (W), no entanto, é comum a representação da carga térmica em *British Thermal Unit* (BTU) (Unidade térmica Britânica), ou ainda para grandes cargas térmicas utiliza-se a unidade de Tonelada de Refrigeração (TR), a qual podem se relacionar a partir dos seguintes fatores de conversão:

$$1 \text{ W} = 3,41 \text{ BTU/h} \quad (4.2)$$

$$1 \text{ TR} = 12.000 \text{ BTU/h} \quad (4.3)$$

A partir das Equações 4.2 e 4.3, a carga térmica do auditório pode ser detalhada da seguinte forma:

**Tabela 19. Carga térmica TOTAL**

Tipo de Transferência	W	kBtu/h	TR
Transmissão através das paredes e janelas	11.510,42	39,28	3,27
Carga Térmica dos equipamentos	1.572,00	5,36	0,45
Carga Térmica devido as pessoas	27.000,00	92,14	7,68
Carga Térmica de Infiltração	7.022,75	47,93	4,00
Carga térmica devido a Insolação	4.392,78	14,99	1,25
<b>Carga Térmica Total</b>	<b>51.498,00</b>	<b>199,7</b>	<b>16,64</b>

Fonte: Autoria própria

Percebe-se através dos valores que existe uma certa disparidade entre as cargas térmicas, como por exemplo a carga térmica devido as pessoas, que representa mais que o dobro da carga térmica devido a insolação nas paredes. Apenas a título de informação, se o número de pessoas fosse reduzido pela metade (um número de 90 pessoas) o valor de carga térmica total teria uma redução de pouco mais de 23%, se fazendo necessário um equipamento de menor capacidade para suprir a demanda térmica do local.

### 4.3 SELEÇÃO DO EQUIPAMENTO

NBR 16401-1 (2008) apresenta alguns critérios para a seleção do melhor equipamento de refrigeração, um importante critério de projeto citado pela norma é quanto a divisão do equipamento de refrigeração em unidades menores para grandes variações de carga térmica. NBR 16401-1 (2008) expressa que a divisão do equipamento é importante pois contribui para as eventuais paradas de manutenção, já que a parada de um dos equipamentos de ar condicionado não acarreta na paralisação total do sistema de refrigeração do espaço.

NBR 16401-1 (2008) recomenda ainda a utilização de equipamentos que favoreçam a conservação de energia, tais como:

- Equipamentos com alta eficiência, tanto em plena carga como em carga reduzida;
- Equipamentos com dispositivos de controle e gerenciamento que regulem a capacidade do sistema em função da carga efetivamente presente;
- Equipamentos com recuperação de calor rejeitado no ar de exaustão ou nos condensadores;
- Equipamentos com aproveitamento das condições externas favoráveis;
- Equipamentos com termoacumulação, que reduz o consumo de energia elétrica;
- Equipamentos com aproveitamento de energia solar.

A fim de auxiliar na busca por equipamentos mais eficientes, o selo Procel coordenado pelo Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (INMETRO) em parceria com a Centrais Elétricas Brasileiras S.A – Eletrobras, apresenta uma base de dados de aparelhos de ar condicionado registrados, testados e classificados de A a F.

As regras de classificação passaram por reforma no ano de 2020, aumentando o valor de eficiência necessário para obter classificação “A”, pois de acordo com os coordenadores do Programa a maioria do mercado já está situada na classificação “A”. A base de dados apresenta por Procel (2021) em forma de catálogo destaca os fornecedores e modelos com suas respectivas capacidades, eficiência energética e consumo de energia em kWh/mês.

Um critério importante apresentado pela NBR 16401-1 (2008) que deve ser levado em consideração é quanto ao nível de ruído emitido pelos equipamentos. Tendo em vista que o espaço se trata de um auditório onde tem-se em geral grandes períodos de exposição, em função disso, NBR 16401-1 (2008) classifica o ruído em três categorias: Ruído nos ambientes internos, ruído transmitido à vizinhança e ruído na sala de máquinas. O ruído interno, segundo NBR 16401-1 (2008), deve obedecer aos níveis de ruído máximo apresentados pela ABNT NBR 10152, porém para ambientes mais específicos onde tem-se um projeto acústico detalhado, o

nível de ruído deve ser definido pelo projetista. Quanto ao nível de ruído na vizinhança NBR 16401-1 (2008) estipula que o mesmo não deve ultrapassar os valores apresentados pela NBR 10151. A Tabela 20 e 21 apresentam os limites de ruídos para ambientes internos e externos de acordo com as normas NBR 10152 e NBR 10151, respectivamente.

**Tabela 20. Limites de ruído para ambientes Internos**

Locais	dB (A)
Bibliotecas	35-45
Salas de aula e Laboratórios	40-50
Salas de Conferencias ou uso múltiplo	35-45
Salas de reunião	30-40
Circulação	45-55
Restaurantes e sala de estar	40-50

Fonte: Adaptado de ABNT (1987)

**Tabela 21. Limites de ruído para ambientes externos em dB(A)**

Tipos de áreas	Diurno	Noturno
Áreas de sítios e fazendas	40	35
Áreas estritamente residenciais urbanas ou de hospitais ou de escolas	50	45
Área mista, predominantemente residencial	55	50
Área mista, com vocação comercial e administrativa	60	55
Área mista, com vocação recreacional	65	55
Área predominantemente industrial	70	60

Fonte: ABNT (2000)

As instalações elétricas do auditório já previam a instalação de quatro aparelhos de ar condicionado modelo *high wall* ou *Hi wall* (“parede alta”), conforme observado no projeto cedido e apresentado no ANEXO C, porém, conforme apresentado em projeto seriam quatro aparelhos com capacidade de 36000 Btu/h, resultando em um total de 144 kBtu/h. Contudo, como observado nos valores apresentados no Tópico 4.2, tem-se uma demandar de aproximadamente 200 kBtu/h para o auditório em capacidade total e em horário de pico de insolação, fazendo do valor apresentado em projeto insuficiente para atender a demanda do local.

Em vista de tamanha demanda térmica, seria conveniente a escolha de um equipamento de refrigeração de capacidade maior, como um aparelho *Self Contained* (“Independente”) por exemplo, ou ainda um aparelho *Variable Refrigerant Flow* (VRF) (Fluxo de refrigerante variável), ambos acompanhados de um projeto detalhado de tubulação e outra análise das cargas térmicas, para que o mesmo viesse atender não somente o auditório, mas também outras salas do pavimento. No entanto tem-se alguns contratempos com relação a construção do auditório, onde em visita foi descartado a utilização de dutos de refrigeração devido as vigas do prédio já

estarem na altura do forro, não sobrando espaço para uma possível tubulação de ar e se fazendo impossível a passagem dos dutos através do auditório de forma interna.

A passagem dos dutos pela parte externa do prédio com entrada pelas laterais se mostra também uma solução inviável, aja vista que as vigas e colunas laterais do prédio não podem ser quebradas ou perfuradas para passagem dutos, uma vez que isso poderia prejudicar a estrutura do prédio, além de ser uma opção que visivelmente não ficaria estética. A Figura 20 mostra a disposição das vigas no espaço do auditório.

**Figura 20. Disposição das vigas do auditório**



Fonte: Autoria própria

Além disso, pode-se observar que no projeto apresentado no ANEXO C a eletrocalha responsável pela passagem dos cabos elétricos dos ar condicionado e demais periféricos elétricos, passa próximo a parede Sul, diferente da real situação do espaço onde se pôde observar que a eletrocalha estaria passando encostada na parede, como mostrado na Figura 21, dificultando a instalação de qualquer aparelho de ar condicionado na mesma.

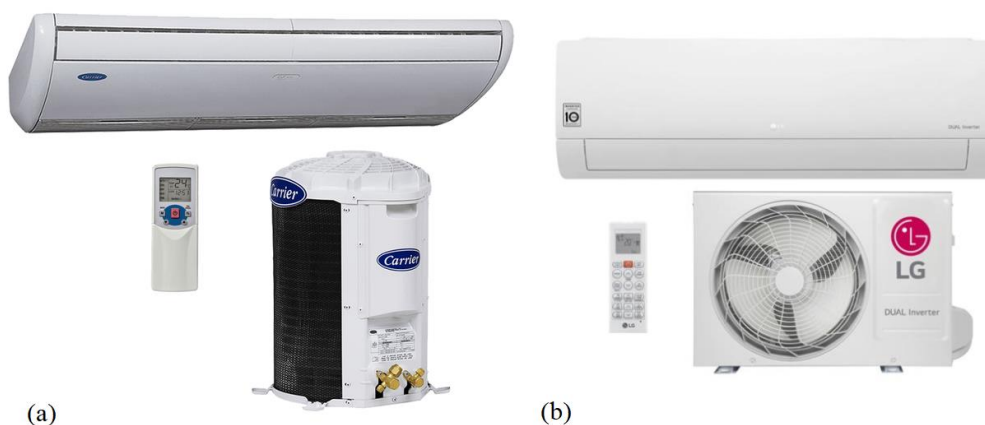
**Figura 21. Posição da eletrocalha no auditório.**



Fonte: Autoria própria

O espaço resultante entre a eletrocalha e o forro, de acordo com o projeto cedido, é um espaço de aproximadamente 20 cm o que limita a escolha do equipamento, tendo em vista que a altura do aparelho de ar condicionado não poderia ultrapassar tal medida. Além disso, seria improvável a instalação de um aparelho tipo *high wall* devido o pouco espaço restante.

**Figura 22. Ar condicionados modelo Piso teto (a) e modelo *High Wall* (b)**



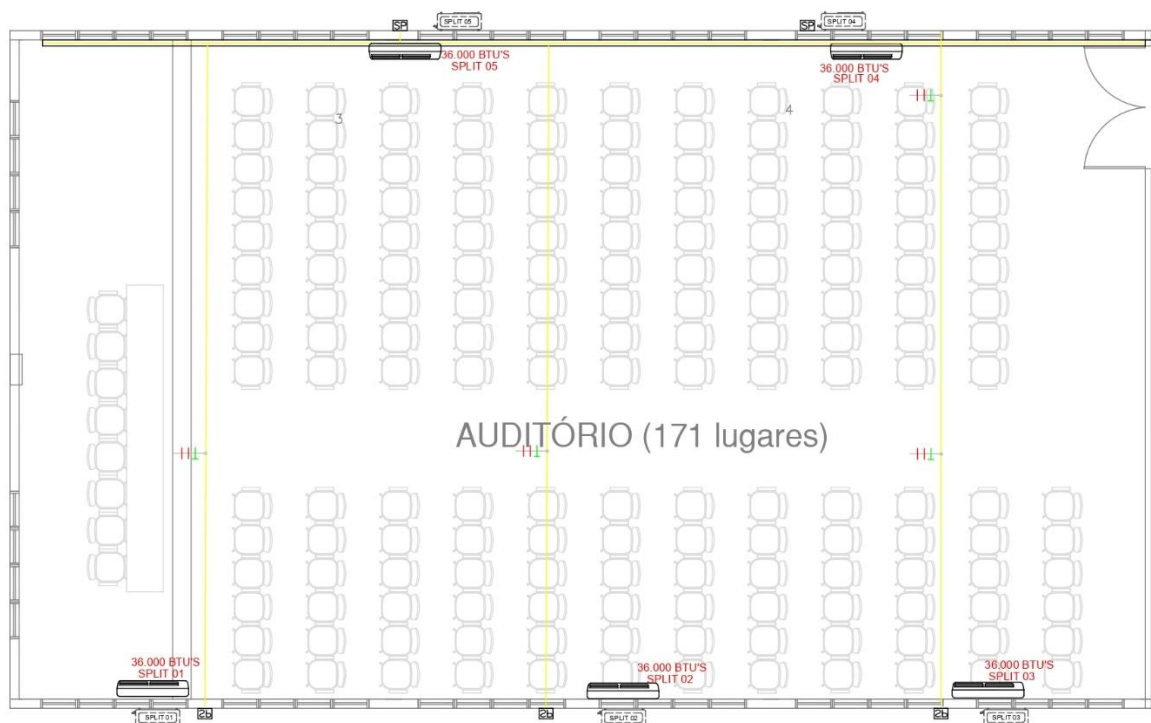
Fonte: (a)[carrierdobrasil.com.br/blog/produtos/piso-teto-space](http://carrierdobrasil.com.br/blog/produtos/piso-teto-space); (b)[www.lg.com/br/ar-condicionado-residencial-inverter](http://www.lg.com/br/ar-condicionado-residencial-inverter)

Um aparelho do modelo Piso teto respeitando o espaço de 20 cm para sua instalação seria o recomendado para a parede Sul. Para a parede Norte, devido a mesma não apresentar tantas limitações, tem-se a liberdade em instalar aparelhos de ar condicionados modelo *high Wall*. A Figura 22 mostra de forma ilustrativa os modelos escolhidos para o espaço.

Inúmeras combinações de aparelhos poderiam ser utilizadas respeitando a carga térmica de 200 kBtu/h. No entanto uma opção viável seria a instalação de dois equipamentos com capacidade de 47 kBtu/h e três equipamentos com capacidade de 36 kBtu/h resultando em cinco equipamentos que somará um total de 202 kBtu/h.

O aparelho modelo *high wall* seria devidamente instalado na parede Norte, devido não se ter a interferência da eletrocalha. Além disso, deveria ser feito uma outra divisão dos pontos de energia para melhor distribuição dos aparelhos, de forma que todos fiquem defasados, conforme é apresentado na Figura 23.

**Figura 23. Proposta de disposição dos equipamentos de ar-condicionado no auditório.**

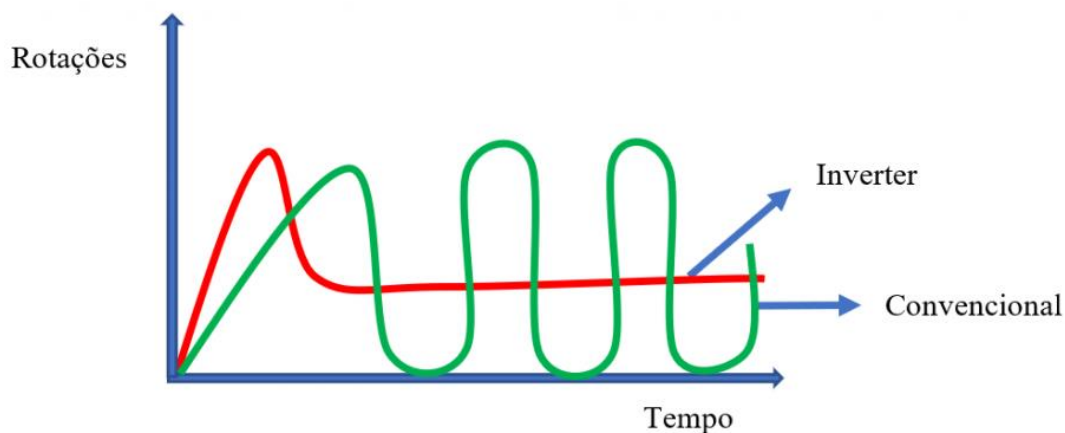


Fonte: Autoria própria

De acordo com a *International Energy Initiative* (Iniciativa Internacional de Energia) IEI (2018) os ar condicionados modelo piso teto são modelos mais indicados para ambientes de médio e grande porte, e a principal diferença entre os modelos *high wall* e o modelo piso teto é quanto o alcance, uma vez que os aparelhos do modelo piso teto apresenta uma maior vazão de ar na unidade evaporadora, permitindo uma maior distância entre os equipamentos. Contudo, a IEI (2018) argumenta ainda que devido o modelo piso teto ser mais robusto, tem-se um maior consumo de energia quando comparado ao modelo *high wall*. Além disso IEI (2018) atenta para o nível de ruído dos equipamentos piso teto, onde tanto a unidade evaporadora quanto a condensadora apresentam maior nível de ruído quando comparado ao modelo *high wall*.

IEI (2019) fala ainda um pouco sobre a tecnologia inverter, que tem por finalidade principal a redução do consumo elétrico desses equipamentos. Tal economia se dá pelo fato de os equipamentos inverter variarem a rotação do motor conforme a necessidade, diferente dos equipamentos de ar convencionais onde o motor desliga e liga para manter uma faixa de temperatura de conforto.

**Figura 24. Comparativo entre as rotações de um aparelho inverter e um aparelho convencional.**



Fonte: IEI (2019)

Ainda segundo IEI (2019), os aparelhos inverter costumam ser equipamento mais caros que os convencionais, porém pode trazer um retorno quando observado em longo prazo, devido seu menor consumo que reflete na conta de energia. IEI (2019) diz ainda que de acordo com os fabricantes, tal economia pode girar entre 30% a 60%.

Para a escolha do melhor equipamento para o espaço do auditório, foi levado em consideração antes de tudo, as limitações do auditório, em seguida foi analisado os modelos propostos pela Procel onde foi observado principalmente os níveis de consumo e a eficiência.

Uma outra observação que foi levada em consideração foi quanto a disponibilidade do equipamento para compra, uma vez que alguns equipamentos podem sair de linha, dificultando encontrar o mesmo.

Para equipamentos de 36 kBtu/h e 47 kBtu/h, Procel (2021) em seu catálogo apresenta alguns modelos de aparelhos com capacidade próxima que poderiam atender a demanda do auditório, dentre os modelos mais adequados, pode-se listar os modelos apresentados nas Tabelas 22 e 23. Todos os modelos apresentados são 220 V Monofásico.

**Tabela 22 Modelos de ar condicionado high wall apresentados pela procel**

High wall						
Marca	Rotação	Modelo Unid. Int.	Versão	Btu/h	Eficiência (W/W)	Consumo (kWh/mês)
TRANE	Fixa	4MCW0536H1000AA	FRIO	35000	3,37	60,8
TRANE	Fixa	4MWW1536A100BAA	REVERSO	38000	3,42	68,4
TRANE	Variável	4MYW1624B1000AA	FRIO	36000	3,65	60,7
TRANE	Variável	4MYW1624B1000AA	FRIO	36000	3,65	60,7
TRANE	Variável	4MXW1636B1000AA	REVERSO	36000	3,54	62,6
LG	Variável	S4NW36R43FA	REVERSO	32000	3,24	60,8

Fonte: Adaptado de Procel (2021)

**Tabela 23. Modelos de ar condicionado piso teto apresentados pela procel**

Piso teto						
Marca	Rotação	Modelo Unid. Int.	Versão	Btu/h	Eficiência (W/W)	Consumo (kWh/mês)
LG	Variável	AVNW48GM2P0	REVERSO	47000	3,24	89,3
TRANE	Variável	4MXX6548G1000AA	REVERSO	47000	3,47	77,8

Fonte: Adaptado de Procel (2021)

Devido a configuração do espaço o ideal seria que todos os equipamentos fossem do modelo *hi-wall*, por apresentarem menos ruído e em geral menor tamanho, no entanto conforme apresentado, a parede Oeste tem uma certa limitação do espaço devido a eletrocalha, portanto para esta parede será escolhido dois equipamentos modelo piso teto.

Para a parede Norte será selecionado três aparelhos do tipo *high wall* devido as características já citadas. Para o aparelho do tipo *high wall*, alguns dos modelos apresentados pela Tabela 22 são difíceis de se encontrar em estoque, porém um modelo que se mostrou em destaque foi o modelo S4NW36R43FA da marca LG, conforme a Tabela 22 o modelo tem uma potência nominal de 32 kBtu/h, porém de acordo com os dados cedidos pelo fabricante o aparelho em capacidade máxima pode alcançar a capacidade de 38 kBtu/h. O aparelho LG se mostrou ainda bastante tecnológico com conectividade *wi-fi* e controle através do celular, sendo também bastante silencioso podendo o nível de ruído da unidade interna variar de 34 dB a 52 dB. Os demais dados do equipamento são apresentados no ANEXO D desse trabalho.

Quanto ao aparelho piso teto para a parede Sul, a Tabela 23 apresenta alguns poucos modelos dados pela Procel (2021) que atendem a demanda do projeto. Da mesma forma que o aparelho *high wall*, alguns modelos são difíceis de se encontrar no mercado. Contudo o aparelho da marca Trane e modelo 4MXX6548G1000AA se destacou devido seu baixo consumo dentre os demais da sua categoria, sua disponibilidade no mercado e sua alta eficiência. Seus detalhes técnicos são apresentados no ANEXO E desse trabalho.

Os modelos selecionados apresentam uma certa diferença de preço devido suas capacidades de refrigeração, sendo o modelo *high wall* e o modelo Piso teto encontrados na faixa dos R\$ 8.000,00 (oito mil reais) a R\$ 10.000,00 (dez mil reais) respectivamente. os custos com manutenção e instalação não foram levados em consideração. Além disso ambos são modelos inverter com eficiência acima da média dos aparelhos convencionais e Classificação A da Procel.

Fazendo uma estimativa de utilização para os aparelhos selecionados, pode-se prever o consumo mensal dos mesmos. O valor de consumo dado pelas Tabelas 22 e 23 em kWh/mês leva em conta o funcionamento do aparelho em apenas 1 h ao dia, dessa forma podemos multiplicar esse valor por oito para obter o consumo mensal do aparelho em funcionamento por 8 h ao dia.

Além disso, a concessionária de energia, responsável pela distribuição de energia no município, disponibiliza os valores de tarifa cobrados em R\$/kWh. De acordo com a Equatorial energia (2021) o valor de tarifa para os setores comercial, indústria e para o setor público é de 0,76597 R\$/kWh.

A Tabela 24 mostra a estimativa do consumo mensal dos equipamentos com base nas horas de operação por dia e o valor de tarifa cobrado pela concessionária de energia.

**Tabela 24. Estimativa do consumo mensal dos equipamentos**

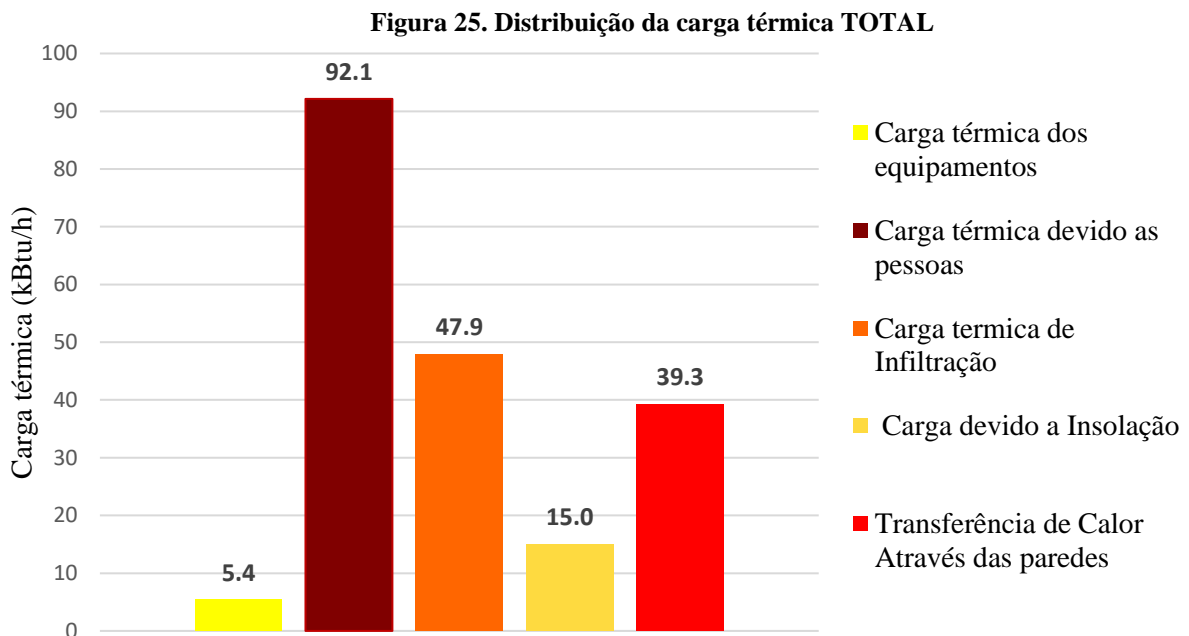
CONSUMO MENSAL					
Marca	Quantidade	Consumo (kWh/mês)	h/dia	R\$/kWh	Total (R\$)
LG	3	60,8	8	0,76597	1.117,70
TRANE	2	77,8	8	0,76597	953,48
<b>TOTAL</b>					<b>2.071,18</b>

Fonte: Autoria própria

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A partir da carga térmica total apresentada de forma detalhada na Tabela 19, podemos observar com maior clareza a divisão das componentes da carga a partir da Figura 25.

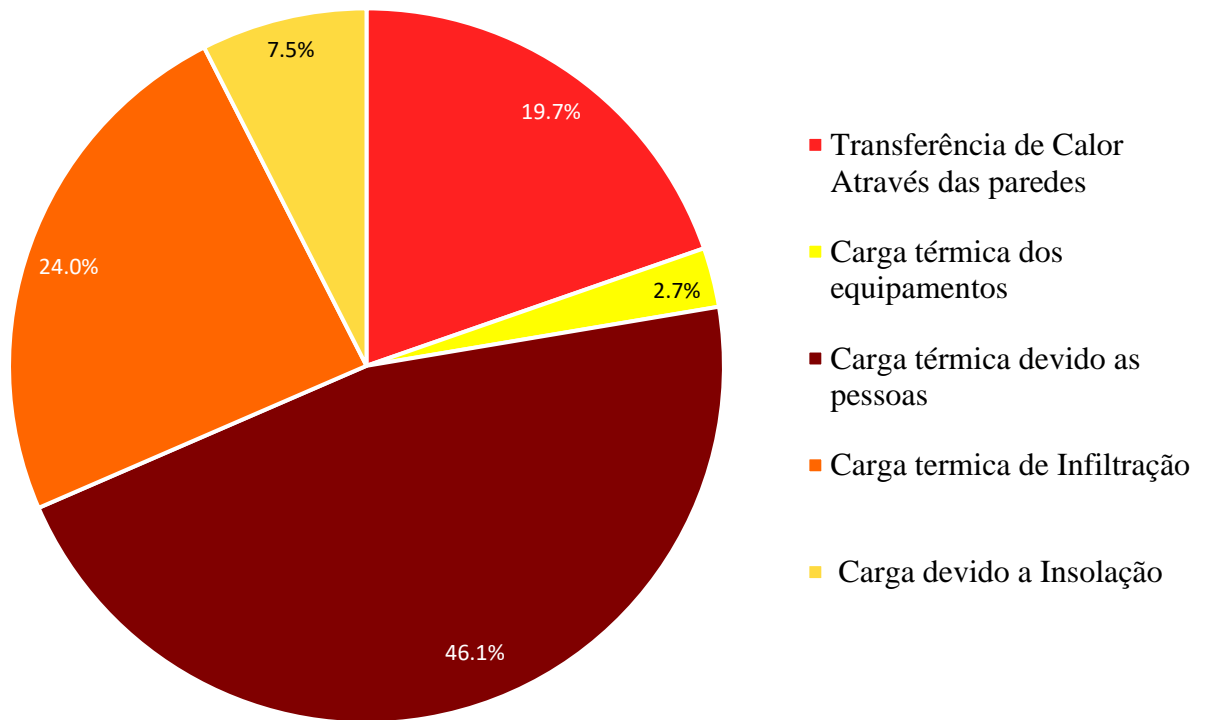
Por se tratar de um espaço com alta densidade de pessoas, sendo aproximadamente 0,91 pessoas por metro quadrado, era esperado que a carga térmica devido as pessoas se mostrassem mais elevada que as demais. Por outro lado, a carga térmica devido os equipamentos se mostrou bastante baixa, mesmo levando em conta um grande número de lâmpadas, no entanto a iluminação devido as janelas reduz a utilização das mesmas no período de pico de insolação.



Fonte: Autoria própria

A Figura 26 mostra a distribuição do percentual da carga térmica total, onde pode-se entender melhor como está distribuído o perfil da carga térmica total por área. Na Figura 26 é possível analisar com clareza a contribuição percentual de cada parcela da carga térmica.

**Figura 26. Distribuição percentual da carga térmica TOTAL.**



Fonte: Autoria própria

De acordo com ASHRAE (2018) em geral o valor da carga devido a infiltração de ar representa entre 20% a 50% da carga térmica total, dessa forma, o valor encontrado se encontra dentro da porcentagem esperada, no entanto acredita-se que o valor encontrado de 24,0% tenha sofrido distorção devido à grande participação da carga devido as pessoas.

Pode-se ainda perceber que mesmo devido ao grande número de lâmpadas, a troca das mesmas por lâmpadas de led por exemplo não provocariam grandes diferenças na carga térmica total devido a carga térmica dos equipamentos e iluminação representarem apenas 2,7%.

Quanto aos equipamentos, a quantidade de aparelhos de ar condicionado proposta pelo projetista foi considerada insuficiente para atender a demanda do local, sendo recomendado a instalação de um equipamento a mais, somando assim, um total de cinco aparelhos, sendo três aparelhos modelo *High wall* de 36000 Btu/h para a parede Norte, por serem modelos em geral mais silenciosos. E dois modelos piso teto de 47000 Btu/h para a parede Sul devido as limitações já discutidas.

Os resultados encontrados mostram que a carga térmica referente a presença de pessoas se mostrou como sendo a maior carga térmica do espaço, seguido da carga térmica referente a infiltração calor que acontece através das frestas de portas e janelas e da carga térmica devido

a insolação nas paredes. Além disso, pode-se tomar conhecimento dos pontos que podem ser trabalhados para redução da carga térmica. Como o número de pessoas é um requisito de projeto e não pode ser mudado, as cargas térmicas devido a insolação nas paredes, devido a infiltração e devido a insolação nas janelas podem ser mais facilmente manipuladas. Uma alternativa para isso é a adoção de sistemas de sombreamento externo, evitando a incidência do sol diretamente nas paredes e nas janelas do Auditório, como um sistema de arborização por exemplo, que proporcionaria além da melhora no conforto térmico, uma harmonização do local e redução dos ruídos.

Uma outra opção seria a adoção dos métodos de sombreamento interno, com a utilização de mais cortinas ou ainda de película nos vidros das janelas. Outros métodos poderiam ser utilizados, no entanto deveriam ser aplicados na fase de construção do edifício, na escolha de materiais com maior resistividade térmica ou ainda fazendo modificações nas janelas, reduzindo sua quantidade ou as dimensões.

Quanto aos equipamentos de condicionamento de ar, pode-se concluir com base no estudo feito que não teve uma verificação prévia das cargas térmicas do local para a escolha dos equipamentos. Além disso, as modificações que ocorreram nas instalações elétricas no decorrer do projeto poderão dificultar a instalação dos mesmos. No entanto, chegou-se à conclusão que a instalação de cinco aparelhos de ar-condicionado, sendo três de 36000 Btu/h e dois de 47000 Btu/h será o suficiente para atender a demanda térmica do local, além de que em condições menos extremas pode-se facilmente manter o funcionamento de apenas 3 ou 4 aparelhos conforme a necessidade e a sensação de calor dos ocupantes.

## 5.1 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

- Como sugestão para trabalhos futuros, sugere-se um estudo mais aprofundado das reais condições climáticas do espaço, talvez utilizando dos dados do INMET (Instituto Nacional de Meteorologia), tendo em vista que os valores apresentados por NBR 16655-3 (2019) representam as condições climáticas médias das capitais e o espaço onde se localiza o prédio é afastado da ilha de calor formada no centro urbano.
- Tem-se ainda inúmeras salas e acomodações nos prédios A e B da universidade que devem ser avaliados termicamente para receber o equipamento de ar-condicionado mais adequado, de forma que venha oferecer o devido conforto térmico com maior economia.

- Avaliação do espaço considerando as mais diversas situações, como por exemplo a adoção de sistemas de sombreamento externo, salas que fazem fronteira com o auditório climatizadas, carga térmica com 25%, 50% e 75% da capacidade do auditório e etc.
- Avaliação da carga térmica do mesmo espaço utilizando de outros métodos de cálculo, ou ainda com a utilização de programas de computadores a fim de se comparar com os resultados apresentados.

## REFERÊNCIAS

- ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. **ABNT NBR 10151-1:2000: Acústica – Avaliação do ruído em áreas habitadas, visando o conforto da comunidade - Procedimento**. Rio de Janeiro, RJ: ABNT. 2000.
- ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. **ABNT NBR 10152-1:1987: Nível de Ruído para conforto acústico**. Rio de Janeiro, RJ: ABNT. 1987.
- ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. **ABNT NBR 15220-2:2005: 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 (Errata 1)**. Rio de Janeiro, RJ: ABNT. 2008.
- ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. **ABNT NBR 16401-1:2008: Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários. Parte 1: Projetos das instalações**. Rio de Janeiro, RJ: ABNT. 2008. 66 p.
- ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. **ABNT NBR 16655-3:2019: Instalação de sistemas residenciais de ar-condicionado - Split e compacto. Parte 3: Método de cálculo da carga térmica residencial**. Rio de Janeiro, RJ: ABNT. 2019. 30 p.
- ALMEIDA, T. **Qual dessas Lâmpadas tem maior eficiência energética?**. Rio de Janeiro, RJ. 10 de nov. 2017. Disponível em: <<https://www.futura.org.br/qual-dessas-lampadas-tem-maior-eficiencia-energetica/>>. Acesso em 12 de nov. 2021
- Altoé, L., Costa, J. M., Oliveira Filho, D., Martinez, F. J. R., Ferrarez, A. H., & Viana, L. de A. **Políticas públicas de incentivo à eficiência energética**. Revista de Estudos Avançados da USP, v. 31, n. 89, p. 285-297, 2017
- Ar condicionado residencial modelo high wall**. Disponível em <<https://www.lg.com/br/ar-condicionado-residencial-inverter>>, Acesso em 24 de jan. de 2022.
- Ar condicionado modelo piso teto**. Disponível em <<https://carrierdobrasil.com.br/blog/produtos/piso-teto-space/>>, Acesso em 24 de jan. de 2022.
- ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **Handbook**. Atlanta, GA: ASHRAE, 1997.
- ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **Handbook - Fundamentals**. Atlanta, GA: ASHRAE, 2005.
- ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **Handbook - Fundamentals**. Atlanta, GA: ASHRAE, 2013.
- ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **ANSI/ASHRAE Standard 55-2017: Thermal environmental conditions for human occupancy**. Atlanta: ASHRAE. 2017.

BESTLIFE52. **What is the blower door test?**. Abr. 2021. Disponível em: <<https://bestlife52.com/home/blower-door-test/>>. Acesso em 14 de dez. 2021.

BRASIL. Ministério da Economia. **Inmetro - Selos Procel de Energia**. 09 de abr. de 2019. Disponível em: <<https://www.gov.br/inmetro/pt-br/centrais-de-conteudo/noticias/selo-procel-de-energia>>. Acesso em: 10 de dez. 2021.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. **Procel - Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica**. Fev. de 2021. Disponível em: <<https://www.gov.br/mme/pt-br/assuntos/secretarias/spe/procel-programa-nacional-de-conservacao-de-energia-eletrica-1>>. Acesso em 16 de nov. de 2021.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. **Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética**. Dez. de 2018. Disponível em: <[https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-341/NT%20EPE%20030\\_2018\\_18Dez2018.pdf](https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-341/NT%20EPE%20030_2018_18Dez2018.pdf)>. Acesso em 14 de out. de 2021.

COSTA, Thiago Barroso. **AVALIAÇÃO DO CONFORTO TÉRMICO DE UM ESCRITÓRIO LOCALIZADO NO MUNICÍPIO DE TUCURUÍ/PA COM BASE NA NORMA ABNT NBR 16401-2**. Orientador(a): Prof. Artur José Cunha da Silva. 2021. TCC (Graduação) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Pará. Tucuruí, 2021.

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4<sup>o</sup> Edição, AMGH, 2012.

CREDER, Hélio. **Instalações de Ar condicionado**. 6. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2004.

Equatorial Energia. **Valor de tarifas e serviços**. 07 de ago. 2021. Disponível em: <<https://pa.equatorialenergia.com.br/informacoes-gerais/valor-de-tarifas-e-servicos/#demais-classes>>. Acesso em 12 de dez. 2021.

GOMES, Stéphanie Murta. **ESTUDO DA CARGA TÉRMICA E RESET SETPOINT DA TEMPERATURA DE ÁGUA GELADA DO SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR EM EDIFICAÇÃO PÚBLICA BASEADO NOS PARÂMETROS EXTERNOS**. Orientador: Dr. Augusto César de Mendonça Brasil. 2019. 65 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia de Energia, Universidade de Brasília, Brasília, 2019.

Google Maps. **Tucuruí-PA**. 2021. Disponível em <<https://www.google.com/maps/place/Tucuru%C3%AD,+PA/@-3.7922669,-49.7044641,195m/data=!3m1!1e3!4m5!3m4!1s0x92bf8d242666bae1:0xfb06ca21d63469a1!8m2!3d-3.766817!4d-49.6703074>> Acesso em 10 de dez. 2021.

IEA, International Energy Agency -. **Air conditioning use emerges as one of the key drivers of global electricity-demand growth**. 2018. Disponível em: <https://www.iea.org/news/air-conditioning-use-emerges-as-one-of-the-key-drivers-of-global-electricity-demand-growth>. Acesso em: 26 out. 2021

IEI Brasil, International Energy Initiative Brasil. **COMO FUNCIONA O AR-CONDICIONADO INVERTER?**. 12 de fev. 2019. Disponível em < <https://iei-brasil.org/2019/02/12/iei-explica-inverter/>>. Acesso em 11 de dez. 2021.

IEI Brasil, International Energy Initiative Brasil. **QUAIS OS TIPOS DE ARES-CONDICIONADOS SPLIT?**. 29 de mai. 2018. Disponível em <<https://iei-brasil.org/2018/05/29/tipos-split/>>. Acesso em 11 de dez. 2021.

PERROTTA, Antonio N. **Conforto térmico em edificações sustentáveis: Estudo de caso do prédio central e laboratórios de ampliação do Centro de Pesquisa Leopoldo Américo Miguez de Mello**. Orientador: Elaine Garrido Vazquez. 2011. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Urbana, Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2011.

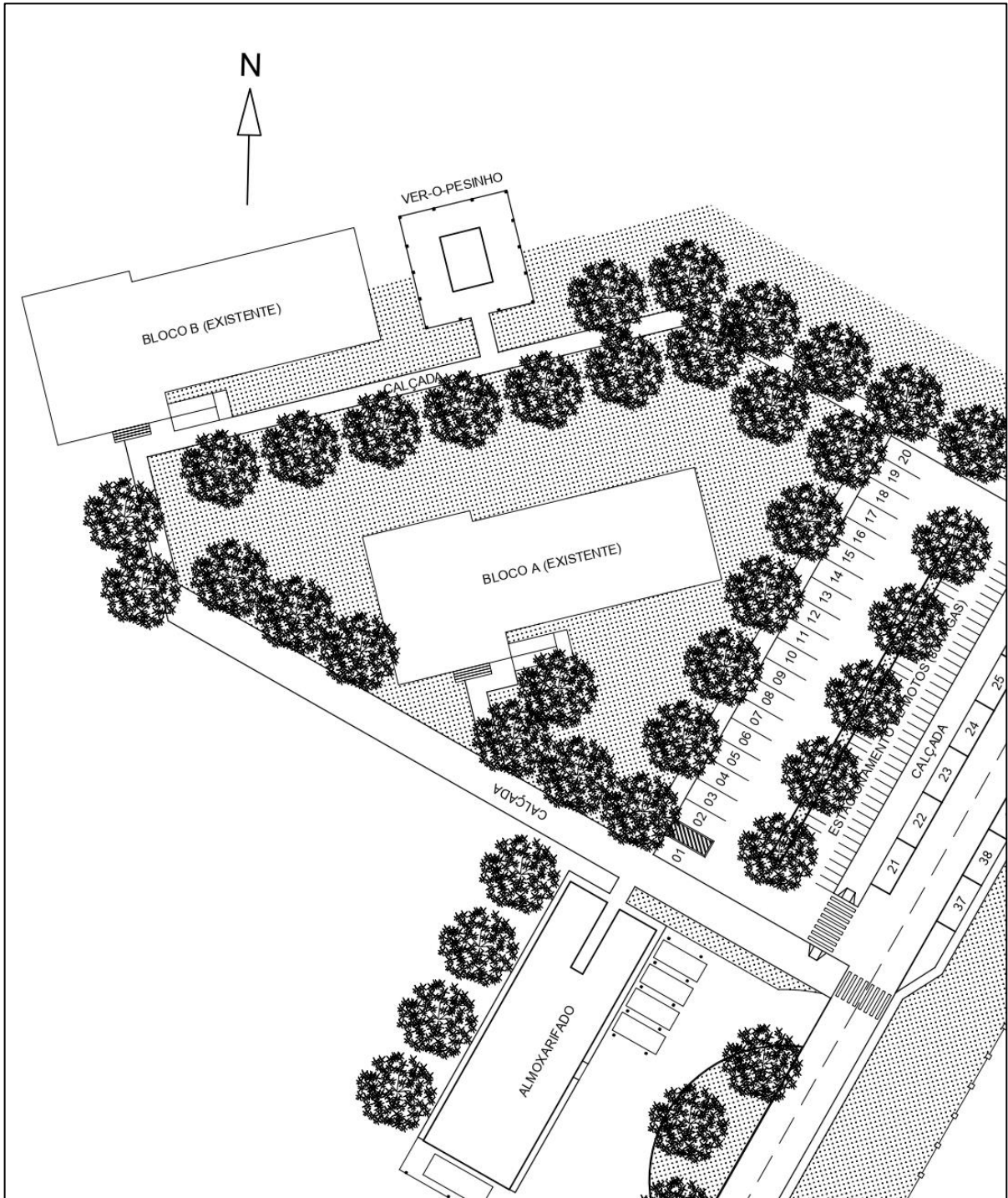
PROCEL, INFO. Centro Brasileiro de informação de eficiência energética. **Atualização do PBE aumenta níveis de eficiência energética de aparelhos de ar-condicionado**. 02 de jul. de 2020. Disponível em: < <http://www.procelinfo.com.br/main.asp?TeamID={BB9B0696-0F34-45ED-A692-96A7EDA32D06}>>. Acesso em 05 de nov. de 2021.

PROCEL, INFO. Centro Brasileiro de informação de eficiência energética. **EQUIPAMENTOS COM SELO PROCEL**. 09 de ago. 2021. Disponível em: <<http://www.procelinfo.com.br/main.asp?View={B70B5A3C-19EF-499D-B7BC-D6FF3BABE5FA}>>. Acesso em 14 de out. de 2021.

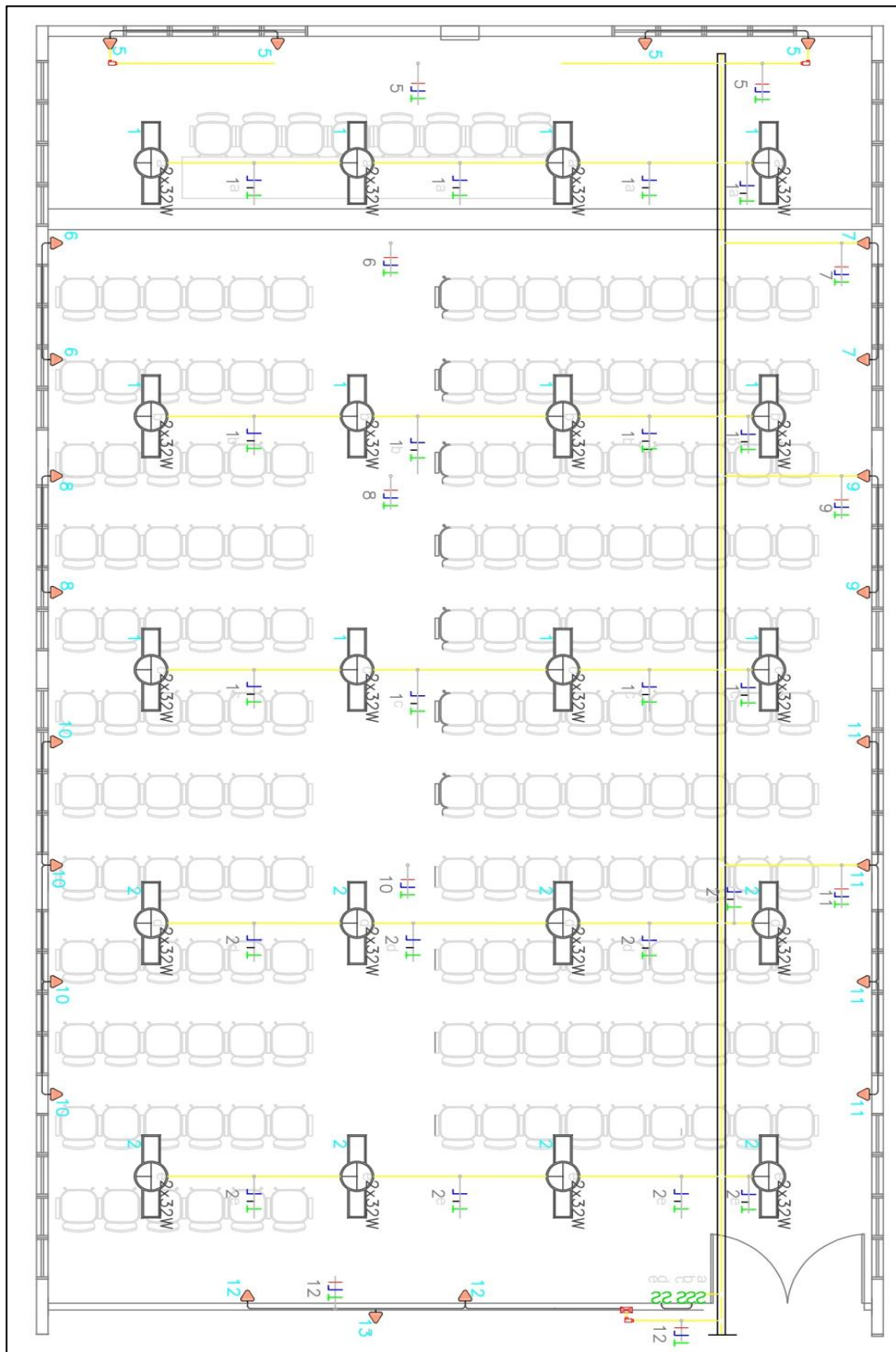
PROCEL, INFO. Centro Brasileiro de informação de eficiência energética. **Selo Procel de Economia de Energia**. Disponível em:<<http://www.procelinfo.com.br/main.asp?Team=%7B505FF883%2DA273%2D4C47%2DA14E%2D0055586F97FC%7D>>. Acesso em 16 de nov. de 2021.

UFPA, Universidade Federal do Pará. **Plano de Desenvolvimento do Campus Universitário de Tucuruí – CAMTUC 2017 – 2020**. Belém, PA. 2017. Disponível em: <<https://www.camtuc.ufpa.br/index.php/2015-01-15-17-35-03>>. Acesso em 29 de nov. 2021.

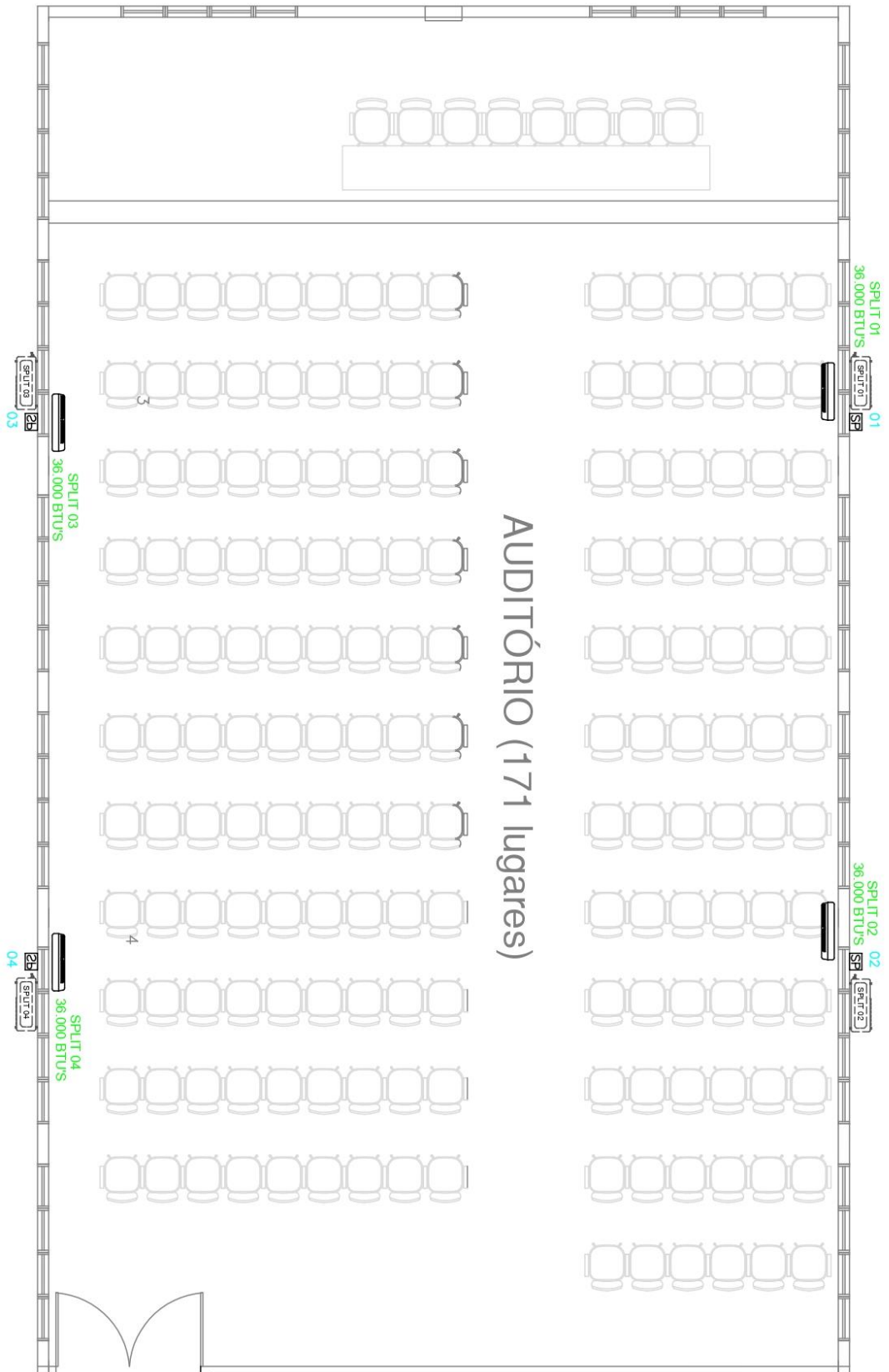
ANEXO A – Planta layout do novo CAMTUC.



## ANEXO B – Projeto elétrico das lâmpadas e tomadas.



**ANEXO C – Ar condicionados planejados para o auditório.**



ANEXO D – Informações térmicas do ar condicionado *high wall* selecionado.

<b>Capacidade (BTU/H)</b>	36.000 BTU/h
<b>Tipo</b>	Aquecimento e Refrigeração
<b>Marca</b>	LG
<b>Estilo</b>	Split Hi-Wall Inverter
<b>Ciclo</b>	Quente e Frio
<b>Alimentação</b>	220V
<b>Fase</b>	Monofásico
<b>Eficiência Energética</b>	Classificação A
<b>Consumo Aproximado de Energia (kWh/Mês)</b>	60.8 - Com base nos resultados do ciclo normalizado pelo Inmetro, de 1 hora por dia por mês.
<b>Tecnologia</b>	Inverter
<b>Gás Refrigerante</b>	R-410A
<b>Compatível com o Kit Wi-Fi</b>	Sim
<b>Função Wi-Fi</b>	Sim
<b>Comando de voz com Google Assistente e Alexa</b>	Sim
<b>Corrente (A)</b>	12.3
<b>Modelo</b>	S4-W36R43FA
<b>Modelo Evaporadora</b>	S4NW36R43FA
<b>Modelo Condensadora</b>	S4UW36R43FA
<b>Peso Líquido Evaporadora (kg)</b>	18,5
<b>Peso Líquido Condensadora (Kg)</b>	67,1
<b>Dimensões Evaporadora (LxAxP) mm</b>	1200 x 360 x 265
<b>Dimensões Condensadora (LxAxP) mm</b>	950 x 832 x 330
<b>Serpentina</b>	Cobre
<b>Compressor</b>	Dual Inverter
<b>Conexão da Tubulação Líquido (Pol)</b>	3/8
<b>Conexão da Tubulação Sucção (Pol)</b>	5/8
<b>Comprimento Máximo da Tubulação (m)</b>	30
<b>Desnível (m)</b>	25

**ANEXO E - Informações térmicas do ar condicionado piso teto selecionado.**

<b>Modelo</b>	<b>Evaporadora</b>	<b>4MXX6548G1000AA</b>
	<b>Condensadora</b>	<b>4TXK6548G1000AA</b>
Capacidade Resfriamento	BTU/h	19.200 ~ 47.000 ~ 50.500
Potência Elétrica Resfriamento	W	4.211
EER	W/W	3,27
SEER	BTU/W.h	20
Classificação Inmetro	-	Procel A
Capacidade Aquecimento	BTU/h	19.000 ~ 48.500 ~ 51.300
Potência Elétrica Aquecimento	W	4.440
Alimentação Elétrica	V/Hz/f	220/60/1
Evaporadora	Vazão de ar (alta/média/baixa)	m <sup>3</sup> /h
	Nível de ruído (alta/média/baixa)	dB(A)
	Dimensões - Corpo (L x P x A)	mm
	Peso líquido - Corpo	kg
Condensadora	Nível de ruído	dB(A)
	Dimensões (L x P x A)	mm
	Peso líquido	kg
	Carga de refrigerante	kg
Tubulação	Linha de líquido & linha de gás	pol
	Comprim. Máximo tubulação	m
	Desnível máximo	m