

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA
CAMPUS ALEGRETE
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DE DESEMPENHO TERMOENERGÉTICO DA EDIFICAÇÃO
DO CENTRO DE EVENTOS DA COMUNIDADE EVANGÉLICA DE
AGUDO COM SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO SOFTWARE ENERGYPLUS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

GERMANO WENDT

**Alegrete, RS, Brasil
2022**

GERMANO WENDT

**ANÁLISE DE DESEMPENHO TERMOENERGÉTICO DA EDIFICAÇÃO
DO CENTRO DE EVENTOS DA COMUNIDADE EVANGÉLICA DE
AGUDO COM SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO SOFTWARE ENERGYPLUS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa (UNIPAMPA), como requisito parcial para obtenção do grau de **Bacharel em Engenharia Mecânica**.

Orientador: Prof. Dr. Adriano Carotenuto

Alegrete, RS, Brasil
2022

GERMANO WENDT

**ANÁLISE DE DESEMPENHO TERMOENERGÉTICO DA EDIFICAÇÃO
DO CENTRO DE EVENTOS DA COMUNIDADE EVANGÉLICA DE
AGUDO COM SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO SOFTWARE ENERGYPLUS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa (UNIPAMPA), como requisito parcial para obtenção do grau de **Bacharel em Engenharia Mecânica.**

Trabalho de conclusão de curso defendido e aprovado em: 11 de março de 2022.
Banca examinadora:

Prof. Dr. Adriano Roberto da Silva Carotenuto
Orientador
Curso de Engenharia Mecânica - UNIPAMPA

Prof. Dr. Gustavo Fuhr Santiago
Curso de Engenharia Mecânica - UNIPAMPA

Prof. Me. Maurício Paz França
Curso de Engenharia Mecânica - UNIPAMPA



Assinado eletronicamente por **MAURICIO PAZ FRANCA, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 22/03/2022, às 15:35, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.



Assinado eletronicamente por **ADRIANO ROBERTO DA SILVA CAROTENUTO, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 22/03/2022, às 16:07, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.



Assinado eletronicamente por **GUSTAVO FUHR SANTIAGO, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 22/03/2022, às 22:12, conforme horário oficial de Brasília, de acordo com as normativas legais aplicáveis.



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.unipampa.edu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0761585** e o código CRC **0C3B18CF**.

Dedico este trabalho aos meus pais e amigos, que estiveram sempre ao meu lado e me deram forças para seguir em frente.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Adriano Roberto da Silva Carotenuto pela orientação e motivação para a elaboração desta tese de conclusão de curso.

Aos professores e servidores da UNIPAMPA, minha gratidão pelos conhecimentos e experiências transmitidos durante a graduação.

Ao meu amigo Matheus Davi Thom, por anos de amizade e por estar sempre ao meu lado.

A todos os colegas de curso pelo convívio e pelos momentos de amizade.

A todas as pessoas que, direta ou indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho.

*And be a simple kind of man, be something
you love and understand.*

Lynyrd Skynyrd

RESUMO

ANÁLISE DE DESEMPENHO TERMOENERGÉTICO DA EDIFICAÇÃO DO CENTRO DE EVENTOS DA COMUNIDADE EVANGÉLICA DE AGUDO COM SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO SOFTWARE ENERGYPLUS

Autor: Germano Wendt

Orientador: Adriano Carotenuto

Local e data: Alegrete, 11 de março de 2022.

O presente trabalho tem por objetivo a análise do desempenho termoenergético da edificação referente ao centro de eventos da comunidade evangélica da cidade de Agudo, no estado do Rio Grande do Sul. O estudo teve como base o software Energyplus, na versão 9.4, utilizando-se de dados climáticos da cidade de Santa Maria, no estado do Rio Grande do Sul, e 14 dias de projeto para o dimensionamento dos sistemas de climatização e análise de parâmetros de conforto térmico. Foram elaborados dois modelos virtuais distintos entre si conforme adequações sugeridas, como instalação de forros com isolamento e substituição de sistemas de iluminação, com um total de 29 zonas térmicas e 5 delas climatizadas. Em um primeiro momento, foram realizadas simulações para a obtenção das demandas de potência de refrigeração e aquecimento, que então foram utilizadas como base para a seleção de equipamentos tipo Split e VRF. Observou-se que as potências selecionadas para o sistema Split apresentaram reduções de 19340 W (5,33%) em refrigeração e 21690 W (5,16%) em aquecimento, do modelo ideal em relação ao modelo atual, enquanto o sistema VRF apresentou reduções de 32600 W (8,78%) em refrigeração e 34000 W (8,34%) em aquecimento. Em sequência, a análise das condições internas permitiu a observação da redução da temperatura operativa da zona térmica do salão principal em 2,5 °C com a implementação do forro e isolamento, conformando-se aos limites definidos por ASHRAE e satisfazendo a temperatura de *setpoint* durante todo o período de ocupação. A umidade relativa do ar mostrou-se acima dos parâmetros ideais em ambos modelos e sistemas de condicionadores de ar, o que indica a necessidade de um sistema adjacente para o tratamento do ar interno (desumidificação). Por fim, através de comparações entre os consumos de energia elétrica, constatou-se que o sistema Split acarretaria em um consumo anual 27,57% maior em relação ao sistema VRF, enquanto o sistema de iluminação tipo LED reduziria em 50,53% o consumo em relação ao sistema tipo fluorescente.

Palavras-chave: Energyplus, Desempenho termoenergético, Conforto térmico, HVAC.

ABSTRACT

ANALYSIS OF THE THERMOENERGETIC PERFORMANCE OF THE EVENTS CENTER BUILDING OF THE EVANGELICAL COMMUNITY IN AGUDO WITH SIMULATION THROUGH THE ENERGYPLUS SOFTWARE

Author: Germano Wendt
Advisor: Adriano Carotenuto
Date: Alegrete, March 11, 2022.

The present work aims to analyze the thermoenergetic performance of the building referring to the event center of the evangelical community in the city of Agudo, in the state of Rio Grande do Sul. The study was based on the Energyplus software, version 9.4, using of climatic data from the city of Santa Maria, in the state of Rio Grande do Sul, and 14 days of project for the dimensioning of the climatization systems and analysis of parameters of thermal comfort. Two different virtual models were created according to suggested adjustments, such as installing insulated ceilings and replacing lighting systems, with a total of 29 thermal zones and 5 of them air-conditioned. At first, simulations were performed to obtain the cooling and heating power demands, which were then used as a basis for the selection of Split and VRF type equipment. It was observed that the powers selected for the Split system showed reductions of 19340 W (5.33%) in cooling and 21690 W (5.16%) in heating, from the ideal model in relation to the current model, while the VRF system showed reductions of 32600 W (8.78%) in cooling and 34000 W (8.34%) in heating. Subsequently, the analysis of the internal conditions allowed the observation of the reduction in the operating temperature of the thermal zone of the main hall by 2.5 °C with the implementation of the lining and insulation, complying with the limits defined by ASHRAE and satisfying the setpoint temperature throughout the occupancy period. The relative humidity of the air was above the ideal parameters in both models and systems of air conditioners, which indicates the need for an adjacent system for the treatment of indoor air (dehumidification). Finally, through comparisons between electricity consumption, it was found that the Split system would result in an annual consumption 27.57% higher in relation to the VRF system, while the LED lighting system would reduce by 50.53% the consumption compared to the fluorescent type system.

Keywords: Energyplus, Thermoenergetic performance, Thermal confort, HVAC.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Zonas de conforto térmico para verão e inverno.....	21
Figura 2 – Cargas térmicas.	23
Figura 3 – Balanço de energia em superfícies externas.	28
Figura 4 – Balanço de energia em superfícies internas.	29
Figura 5 – Fluxograma de metodologia.....	32
Figura 6 – Panorâmica frontal do prédio.	33
Figura 7 – Salão principal.....	34
Figura 8 – Cozinha 1 (A) e Cozinha 2 (B).	34
Figura 9 – Vista aérea do local.	35
Figura 10 – Zonas térmicas – Térreo.....	37
Figura 11 – Zonas térmicas – 2º andar.	38
Figura 12 – Comparação modelo X edificação – Fachada frontal esquerda.	38
Figura 13 – Comparação modelo X edificação – Fachada frontal direita.....	39
Figura 14 – Modelos de forros e isolamento.	39
Figura 15 – Redução de potências - Modelo ideal em relação ao atual – Autosize.	54
Figura 16 – Demandas de potência de refrigeração – Valores percentuais - Modelo atual.	55
Figura 17 – Demandas de potência de refrigeração – Valores percentuais - Modelo ideal.	55
Figura 18 – Temperatura média do ar – Salão principal – Modelo atual.	60
Figura 19 – Temperatura média do ar – Salão principal – Modelo ideal.	60
Figura 20 – Temperatura operativa do ar – Salão principal – Modelo atual.	61
Figura 21 – Temperatura operativa do ar – Salão principal – Modelo ideal.	61
Figura 22 – Umidade relativa do ar – Salão principal – Modelo atual.....	62
Figura 23 – Umidade relativa do ar – Salão principal – Modelo ideal.....	63
Figura 24 – Consumo de energia elétrica – Sistema Split.....	64
Figura 25 – Consumo de energia elétrica – Sistema Split – Detalhado.	65
Figura 26 – Consumo de energia elétrica – Sistema VRF.....	65
Figura 27 – Consumo de energia elétrica – Sistema VRF – Detalhado.	66
Figura 28 – Comparação de consumo de energia elétrica – Split x VRF.....	67
Figura A.1 – Potência atual x ideal (ILAS e autosize).	74
Figura C.1 – Somatório de potências de refrigeração – VRF – Modelo atual.	78
Figura C.2 – Somatório de potências de refrigeração – VRF – Modelo ideal.	79
Figura D.1 – Temperatura média do ar – Salão principal – Modelo atual sem climatização...	82
Figura D.2 – Temperatura operativa do ar – Salão principal – Modelo atual sem climatização.	82

Figura D.3 – Umidade relativa do ar – Salão principal – Modelo atual sem climatização.	82
Figura E.1 – Planta baixa térreo.	83
Figura E.2 – Planta baixa 2º andar.	84

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Localização geográfica.	35
Tabela 2 – Zonas térmicas.	36
Tabela 3 – Propriedades térmicas e físicas dos elementos construtivos.....	40
Tabela 4 – Propriedades físicas e ópticas do vidro utilizado.....	42
Tabela 5 – Propriedades físicas e ópticas das cortinas utilizadas.....	43
Tabela 6 – Potência dos equipamentos elétricos.	44
Tabela 7 – Potência dos equipamentos a gás e combustão.....	45
Tabela 8 – Sistemas de iluminação atuais.	46
Tabela 9 – Sistemas de iluminação ideais.	46
Tabela 10 – Calor dissipado conforme o nível de atividade.....	47
Tabela 11 – Zona térmica e ocupação.	48
Tabela 12 – Dias de projeto de verão para temperatura de bulbo seco.	49
Tabela 13 – Dias de projeto de verão para temperatura de bulbo úmido.	49
Tabela 14 – Dias de projeto de verão para conteúdo de umidade do ar.	50
Tabela 15 – Dias de projeto de inverno.	50
Tabela 16 – Potências de climatização em <i>autosize</i> (modelo atual).....	52
Tabela 17 – Potências de climatização em <i>autosize</i> (modelo ideal).....	53
Tabela 18 – Equipamento Split (modelo atual).	56
Tabela 19 – Equipamento Split (modelo ideal).	57
Tabela 20 – Equipamento VRF (modelo atual).....	58
Tabela 21 – Equipamento VRF (modelo ideal).....	58
Tabela A.1 – Potências ideais de climatização (Modelo atual).	73
Tabela A.2 – Potências ideais de climatização (Modelo ideal).	73
Tabela B.1 – Split – Atual – Unidades internas	75
Tabela B.2 – Split – Atual – Unidades externas.....	75
Tabela B.3 – Split – Ideal – Unidades internas	76
Tabela B.4 – Split – Ideal – Unidades externas.....	77
Tabela C.1 – VRF – Atual – Unidades internas	79
Tabela C.2 – VRF – Atual – Unidades externas.....	80
Tabela C.3 – VRF – Ideal – Unidades internas	80
Tabela C.4 – VRF – Ideal – Unidades externas.	81

LISTA DE SIGLAS

ASHRAE - Associação Americana dos Engenheiros de Refrigeração, Ar Condicionado e Aquecimento.

CAD – *Computer Aided Design* (Desenho Auxiliado por Computador).

CTF – *Conduction Transfer Function* (Função de Transferência por Condução).

DOE – *United States Department of Energy* (Departamento de Energia dos Estados Unidos).

MME – Ministério de Minas e Energia do Brasil.

INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia.

LABEE - Laboratório de Eficiência Energética em Edificações.

LED - *Light Emitting Diode* (Diodo Emissor de Luz).

PROCEL - Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica.

UFRGS - Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

VRF – *Variable Refrigerant Flow* (Fluxo de Refrigerante Variável).

LISTA DE SIMBOLOS

A_i	Área de superfície i da zona térmica	[m ²]
c	Calor específico do material	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
C_p	Calor específico do ar	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
C_T	Multiplicador do calor específico C_p	[-]
C_z	Capacitância térmica do ar da zona	[J.K ⁻¹]
e	Espessura do material	[mm]
$F_{céu}$	Fator de panorama da superfície para a temperatura do céu	[-]
F_{ar}	Fator de panorama da superfície para a temperatura do ar	[-]
F_{solo}	Fator de panorama da superfície para a temperatura de superfície do solo	[-]
h_i	Coefficiente de transferência de calor por convecção da superfície i da zona térmica	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
\dot{m}_i	Vazão mássica de ar da zona térmica i	[kg.s ⁻¹]
\dot{m}_{inf}	Vazão mássica de ar da zona i	[kg.s ⁻¹]
\dot{m}_{sis}	Vazão mássica proveniente do sistema de ar condicionado que entra na zona	[kg.s ⁻¹]
q''_{asol}	Fluxo de calor de radiação solar direta e difusa (onda curta)	[W.m ⁻²]
q''_{conv}	Fluxo de calor por convecção no ar da zona térmica	[W.m ⁻²]
$q''_{conv,ext}$	Fluxo de calor de convecção com o ar externo	[W.m ⁻²]
q''_{ki}	Fluxo de calor por condução na face interna da superfície	[W.m ⁻²]
q''_{ko}	Fluxo de calor por condução na face externa da superfície	[W.m ⁻²]
q''_{OC}	Fluxo de calor de radiação de onda curta proveniente da iluminação	[W.m ⁻²]
q''_{ROL}	Fluxo de calor de radiação de onda longa trocado com o meio e superfícies no entorno	[W.m ⁻²]
q''_{ROLE}	Fluxo de calor de radiação de onda longa proveniente dos equipamentos presentes na zona térmica	[W.m ⁻²]
q''_{ROLS}	Fluxo de calor de radiação de onda longa entre as superfícies da zona térmica	[W.m ⁻²]
q''_{sol}	Fluxo de calor de radiação solar absorvida na superfície	[W.m ⁻²]
\dot{Q}_{sis}	Potência fornecida pelo sistema de ar condicionado	[W]

R_{fs}	Refletância solar externa na direção normal de incidência na superfície do vidro	[-]
R_{bs}	Refletância solar interna na direção normal de incidência na superfície do vidro	[-]
R_{fv}	Refletância visível externa na direção normal de incidência na superfície do vidro	[-]
R_{bv}	Refletância visível interna na direção normal de incidência na superfície do vidro	[-]
T	Temperatura da superfície	[°C]
T_{ar}	Temperatura do ar	[K]
$T_{céu}$	Temperatura do céu	[K]
T_i	Temperatura da face interna da superfície do elemento construtivo	[°C]
$T_{i,t-j\delta}$	Temperatura da face interna da superfície no passo de tempo anterior	[°C]
T_o	Temperatura da face externa da superfície do elemento construtivo	[°C]
$T_{o,t-j\delta}$	Temperatura da face externa da superfície no passo de tempo anterior	[°C]
T_{si}	Temperatura da superfície i da zona térmica	[°C]
T_{solo}	Temperatura da superfície do solo	[K]
T_{sup}	Temperatura do ar insuflado pelo sistema de ar condicionado	[°C]
$T_{superfície}$	Temperatura da superfície externa	[K]
T_z	Temperatura média da zona térmica em questão	[°C]
T_{zi}	Temperatura média do ar da zona térmica i ou zona adjacente	[°C]
T_{∞}	Temperatura ambiente do ar externo	[°C]
X	Coeficiente de resposta externo da CTF	[-]
Y_j	Coeficiente de resposta cruzado da CTF	[-]
Z	Coeficiente de resposta interno da CTF	[-]

Símbolos gregos

α_s	Absortividade da radiação solar integrado em todo o espectro do comprimento de onda (ultravioleta, visível e infravermelho)	[-]
α_t	Absortividade da radiação térmica de onda longa na temperatura da superfície em 300 K	[-]
α_V	Absortividade da radiação solar integrado no espectro do comprimento onda visível	[-]
ε	Emissividade de onda longa da superfície	[-]
ε_b	Emissividade hemisférica infravermelha da superfície externa do vidro	[-]
ε_f	Emissividade hemisférica infravermelha da superfície interna do vidro	[-]
λ	Condutividade térmica do material	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
ρ_{ar}	Densidade do ar da zona	[kg.m ⁻³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 56,704E - 9$)	[W.m ⁻² .K ⁻⁴]
τ_{ir}	Transmitância infravermelha na direção normal de incidência na superfície do vidro	[-]
τ_s	Transmitância solar na direção normal de incidência na superfície do vidro	[-]
τ_v	Transmitância visível na direção normal de incidência na superfície do vidro	[-]
Φ_j	Coefficiente do fluxo de calor da CFT	[-]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	19
1.1. Definição do problema.....	19
1.2. Objetivos	20
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
2.1. Conforto térmico.....	20
2.2. Eficiência energética	22
2.3. Cargas térmicas	22
2.4. Trabalhos relacionados	23
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	24
3.1. Balanço de energia da zona térmica.....	25
3.2. Transferência de calor por condução através de paredes.....	26
3.3. Balanço de energia em superfícies externas	27
3.4. Balanço de energia em superfícies internas	29
4. METODOLOGIA	30
4.1. Análise física.....	30
4.2. Análise virtual.....	30
4.2.1. Google Sketchup Make 2017	30
4.2.2. Energyplus v.9.4	31
4.2.3. AutoCAD 2021.....	31
4.2.4. Euclid 0.9.4.3.....	31
4.3. Considerações de projeto	31
4.4. Fluxograma de metodologia	32
5. APRESENTAÇÃO DA EDIFICAÇÃO	33
5.1. Representação física	33
5.2. Zoneamento térmico	35
5.3. Hipóteses de invólucro.....	39
5.4. Propriedades dos elementos construtivos	40
5.5. Cargas internas.....	44
5.5.1. Equipamentos elétricos.....	44
5.5.2. Equipamentos a gás/combustão.....	45
5.5.3. Sistemas de iluminação	46
5.5.4. Pessoas.....	47
5.6. Cargas externas	48
5.6.1. Arquivo climático	48

5.6.2.	Condições externas de verão	49
5.6.3.	Condições externas de inverno	50
5.6.4.	Infiltrações	51
5.6.5.	Renovação de ar.....	51
5.7.	Schedules	51
6.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	52
6.1.	Potências de refrigeração e aquecimento via Autosize.....	52
6.2.	Potências de refrigeração e aquecimento para máquinas reais	56
6.2.1.	Sistema Split.....	56
6.2.2.	Sistema VRF.....	58
6.3.	Condições internas	59
6.4.	Consumo de energia elétrica.....	64
7.	CONCLUSÃO	67
8.	REFERÊNCIAS	69
9.	APÊNDICES	73

1. INTRODUÇÃO

A preocupação com eficiência energética no Brasil teve um crescimento após a crise do petróleo que ocorreu em 1973, porém ações só foram tomadas no ano de 1981 com o programa Conserve, desenvolvido pelo MME (Ministério de Minas e Energia do Brasil). Já em 1984, o Programa Brasileiro de Etiquetagem, criado pelo governo federal e coordenado pelo INMETRO, visava informar os consumidores sobre a eficiência dos equipamentos e que passou a incluir edificações no ano de 2009. Em 2010 foi criado o PROCEL (Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica), este administrado pela Eletrobras, com objetivo de difundir sistemas de iluminação e equipamentos elétricos e eletrônicos eficientes.

Um grande fator do consumo de energia encontra-se nos sistemas de condicionamento de ar, os quais frequentemente são instalados sem um dimensionamento correto de cargas térmicas, mostrando-se um campo merecedor de análises mais aprofundadas e enaltecimento da necessidade da aplicação de métodos termoenergéticos mais eficientes.

Este estudo de caso tem como propósito a avaliação do desempenho térmico e energético do centro de eventos da comunidade evangélica da cidade de Agudo, Rio Grande do Sul. O local atualmente não conta com nenhum tipo de sistema de climatização, acarretando em um desconforto dos ocupantes com as altas temperaturas que se manifestam no ambiente. Com a correta avaliação, dimensionamento e aplicação dos elementos presentes nesta composição, busca-se resolução deste e demais problemas expostos em sequência, fazendo da localidade o primeiro centro de eventos com ambiente social totalmente climatizado da cidade.

1.1. Definição do problema

O centro de eventos da comunidade evangélica, também conhecido como salão redondo, foi inaugurado no ano de 1976 e é sede de diversas solenidades da cidade de Agudo - RS. Sua construção se deu a partir de métodos construtivos deste período, constituindo-se de paredes de alvenaria e telhado em zinco sem qualquer tipo de isolamento, o que acarreta em um deficiente conforto térmico.

Dessa forma, elencam-se alguns fatores para a realização deste estudo de caso:

- Ausência de um sistema de climatização: que pode ser considerado indispensável para a dimensão da edificação, equipamentos presentes e capacidade demográfica em seu ambiente interno;

- Escassez de isolamento térmico do teto: sem presença de forro e material isolante na região do salão principal, o que causa o aquecimento do ambiente e elevadas temperaturas operativas.
- Sistemas de iluminação ineficientes: sua substituição resultará em uma redução no consumo de energia.
- Elevadas cargas térmicas: nas cozinhas em decorrência de churrasqueiras e demais equipamentos; e nas áreas sociais, devido à quantidade de pessoas e atividades.

1.2. Objetivos

Com as condições previamente citadas, este estudo de caso tem como principais objetivos:

- Realizar a avaliação da edificação nos quesitos de eficiência térmica, condições internas e de consumo de energia elétrica;
- Sugerir melhorias construtivas para um melhor isolamento térmico da edificação;
- Sugerir a substituição do sistema de iluminação por luzes do tipo LED;
- Sugerir a instalação de coifas para a redução de cargas latentes e convectivas nas cozinhas.
- Comparar as potências de climatização, condições internas e consumo de energia elétrica antes e depois da aplicação hipotética das propostas presentes neste trabalho;
- Indicar sistemas de renovação de ar e de climatização que atendam à demanda prevista e propiciem conforto térmico aos ocupantes.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A formulação desta seção pode ser dada através das definições de conforto térmico, eficiência energética e cargas térmicas valendo-se também de trabalhos relacionados ao tema.

2.1. Conforto térmico

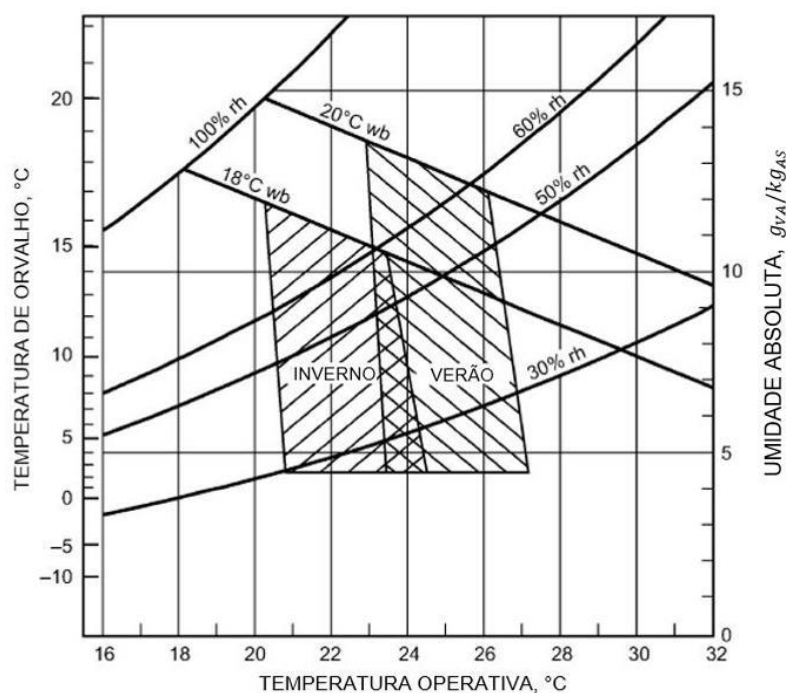
Segundo Duarte (2016), conforto térmico é relacionado com a satisfação do ser humano com o ambiente no qual está presente. Deste modo, sua subdivisão ocorre através de fatores físicos, como a troca de calor do corpo com o meio; fatores fisiológicos, baseados na resposta da contínua exposição a uma condição térmica específica; e fatores psicológicos, que relacionam a percepção e resposta a estímulos sensoriais. Estudos da área visam analisar e

estabelecer condições necessárias para a avaliação e concepção de um ambiente termicamente adequado às atividades humanas, além de determinar métodos e princípios para a análise térmica de um ambiente.

Conforto térmico é definido por ASHRAE (2004) como a condição mental que expressa satisfação com o ambiente térmico externo e é determinada por avaliação subjetiva, onde seus padrões são especificados através da combinação de fatores do ambiente interno e fatores pessoais, assegurando condições aceitáveis para os ocupantes do espaço, em sua maioria.

Os dados disponíveis sobre conforto térmico pertencem majoritariamente a atividades sedentárias ou quase sedentárias (adequadas para escritórios e afins), porém é aceitável sua aplicação em ambientes de atividades moderadamente elevadas (ASHRAE, 2010). Dessa forma, definem-se intervalos aceitáveis de temperatura e umidade exercendo tais atividades e relacionando roupas características de inverno e verão, expressos na figura 1.

Figura 1 – Zonas de conforto térmico para verão e inverno.



Fonte: Adaptado de ASHRAE (2005).

Para a avaliação do conforto térmico de um ambiente climatizado, são considerados critérios como a temperatura média do ar, umidade relativa, temperatura média radiante e temperatura operativa. A temperatura média radiante é estabelecida como a temperatura de um espaço imaginário no qual o ocupante troca a mesma quantidade de calor radiante que no espaço real não uniforme. Por outro lado, a temperatura operativa é definida pela média entre a temperatura média do ar e temperatura média radiante ponderada pelos respectivos coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação.

De modo geral, utiliza-se a temperatura média do ar de 24,5°C, temperatura operativa entre 23,5 °C e 27,5 °C e umidade relativa entre 65% e 35% no verão, enquanto para o inverno a temperatura média do ar deve ser de 22°C, temperatura operativa entre 20,5° C e 24,5 °C e umidade relativa entre 60% e 30% (ASHRAE, 2005).

2.2. Eficiência energética

Segundo Carlo (2008), o consumo de energia é função de variáveis que utilizam diretamente a energia (iluminação artificial, equipamentos e condicionamento de ar) e variáveis que influenciam estes sistemas (fatores construtivos). As normas de eficiência energética de edificações não-residenciais podem ser abordadas de forma prescritiva, na qual se estabelecem limites e indicações de soluções envolvendo propriedades físicas dos componentes do envoltório, ou podem ser abordadas por desempenho, onde o foco são as perdas de calor e consumo de energia, com a aplicação de métodos de cálculo ou simulações.

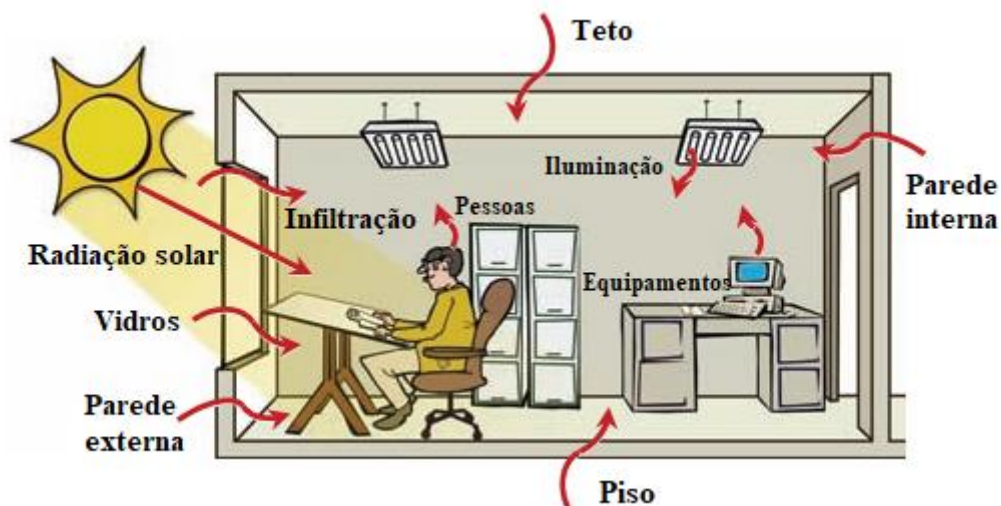
A eficiência energética é então resumida aos fatores de invólucro, equipamentos elétricos, sistemas de iluminação e sistemas de ar condicionado, sendo alvo de avaliações para reduzir o consumo de energia elétrica mantendo seu conforto térmico.

2.3. Cargas térmicas

Segundo Creder (2004), carga térmica é a quantidade de calor sensível e latente que deve ser retirada (no verão, para refrigeração) ou inserida (no inverno, para aquecimento) no recinto a fim de proporcionar as condições de conforto desejadas. O detalhamento de cargas internas na simulação acarretará na maior precisão no dimensionamento e escolha do sistema de condicionadores de ar.

As cargas podem ser divididas em externas, como incidente de irradiação sobre superfícies, condução de calor por paredes, piso, teto, aberturas e infiltrações; e internas, como calor emitido pela iluminação, equipamentos e pessoas, como mostra a figura 2 a seguir.

Figura 2 – Cargas térmicas.



Fonte: Adaptado de TRANE (2011).

2.4. Trabalhos relacionados

Pereira (2005) executou um estudo da influência de parâmetros físicos, como localização e orientação geográfica, tipos de vidro e área envidraçada em edificações comerciais, a fim de obter os consumos elétricos anuais gerados pelo sistema de condicionamento de ar, da iluminação e total. Foi apontado que a orientação e o tipo de vidro geram grande influência neste quesito, com diferença na temperatura de face envidraçada e viabilizando-se economicamente a utilização de películas.

Carotenuto (2009) efetuou a análise do desempenho termoenergético do prédio do Instituto de Química da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (Porto Alegre-RS), classificado como prédio histórico de elevada inércia térmica e parte do projeto de recuperação do patrimônio histórico e cultural da UFRGS, verificando-se que as potências de refrigeração máximas obtidas são inferiores às potências das unidades internas no emprego do sistema VRF, bem como a manutenção da temperatura do ponto de ajuste do termostato durante o período de funcionamento do equipamento.

Da Silva (2017) realizou simulações envolvendo as edificações do Parque Científico e Tecnológico do Pampa (Alegrete-RS) com a aplicação de 4 diferentes películas em superfícies envidraçadas, substituição do sistema de iluminação fluorescente por LED e dimensionamento de condicionadores de ar tipo Split. Os resultados indicaram uma redução da potência de

refrigeração de 22,3% com a instalação de películas cinza escuro e 4,4% com a iluminação tipo LED, além da redução do consumo de energia elétrica em 14,3% ao ano. Quanto aos condicionadores de ar, foi observada uma redução de 23,3% no consumo de energia elétrica em comparação com o sistema já instalado.

Taube (2017) realizou a análise termoenergética do prédio do Núcleo de Tecnologia de Informação e Comunicação da Universidade Federal do Pampa (Alegrete-RS) e constatou que, embora a média de potência de refrigeração estivesse 21% acima da ideal, a temperatura operativa estava acima das delimitações definidas pela ASHRAE devido à temperatura média radiante das superfícies presentes nas zonas, sendo apontada como principal causa a ausência de cortinas.

Campani (2018) analisou o desempenho termoenergético do prédio administrativo da Universidade Federal do Pampa (Alegrete-RS) e constatou que havia um superdimensionamento de 42% na potência de refrigeração e 41% na potência de aquecimento. A recomendação dada pela substituição do sistema de ar condicionado tipo Split por um sistema VRF apresentou uma redução no consumo de energia elétrica em 55,2%, que representa 18,6% do total da edificação.

Pereira (2019) realizou uma pesquisa com o propósito de comparar estratégias de ventilação natural unilateral e cruzada, utilizando-se de levantamentos em edifícios de escritórios que atuam com sistemas híbridos de ventilação. Seus resultados indicaram que a área efetiva da abertura da esquadria, o percentual de área envidraçada e a orientação são os principais fatores que determinam o desempenho deste sistema.

Arantes (2019) analisou a influência de fachadas adaptáveis às condições de contorno ambiental. Este sistema não é diretamente relacionado com condicionadores de ar, caracterizando-se um elemento alusivo para implementação conjunta. O estudo deu-se por simulações de adaptação sazonal de vidros e elementos opacos, percentual de abertura e sistemas de ventilação, onde os resultados apontam que há redução no período de desconforto térmico, independente do sistema de ventilação em uso.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção será apresentado o equacionamento utilizado seguindo o manual de referência de engenharia do software Energyplus (2016).

3.1. Balanço de energia da zona térmica

Com sua representação dada através de uma equação diferencial ordinária, o balanço de energia na zona térmica baseia-se em um volume de controle com temperatura uniforme em toda sua extensão, porém variante no tempo. Esta expressão de balanço é dada pela equação 1.

$$C_z \frac{dT_z}{dt} = \sum_{i=1}^{N_{sl}} \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^{N_{superficies}} h_i A_i (T_{si} - T_z) + \sum_{i=1}^{N_{zonas}} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z) + \dot{m}_{inf} C_p (T_{\infty} - T_z) + \dot{Q}_{sis} \quad (1)$$

Onde:

$C_z \frac{dT_z}{dt}$ é a taxa de energia armazenada no ar da zona [W];

$\sum_{i=1}^{N_{sl}} \dot{Q}_i$ é o somatório das cargas internas convectivas [W];

$\sum_{i=1}^{N_{superficies}} h_i A_i (T_{si} - T_z)$ é o somatório das transferências de calor convectivas através da superfície da zona [W];

$\sum_{i=1}^{N_{zonas}} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z)$ é o somatório das transferências de calor através da mistura de ar entre zonas [W];

$\dot{m}_{inf} C_p (T_{\infty} - T_z)$ é a transferência de calor através de infiltração de ar externo [W];

\dot{Q}_{sis} é potência fornecida pelo sistema de ar condicionado [W];

C_z é a capacitância térmica do ar da zona [J.K⁻¹];

T_z é a temperatura média da zona térmica em questão [°C];

h_i é o coeficiente de transferência de calor por convecção da superfície i da zona térmica [W.m⁻².K⁻¹];

A_i é a área de superfície i da zona térmica [m²];

T_{si} é a temperatura da superfície i da zona térmica [°C];

\dot{m}_i é a vazão mássica de ar da zona térmica i [kg.s⁻¹];

C_p é o calor específico do ar [J.kg⁻¹.K⁻¹];

T_{zi} é a temperatura média do ar da zona térmica i ou zona adjacente [°C];

\dot{m}_{inf} é a vazão mássica de ar da zona i [kg.s⁻¹];

T_{∞} é a temperatura ambiente do ar externo [°C].

A capacitância térmica do ar da zona é obtida através da equação 2.

$$C_z = \rho_{ar} C_p C_T \quad (2)$$

Onde:

C_z é a capacitância térmica do ar da zona [$J.K^{-1}$];

ρ_{ar} é a densidade do ar da zona [$kg.m^{-3}$];

C_p é o calor específico do ar [$J.kg^{-1}.K^{-1}$];

C_T é o multiplicador do calor específico C_p .

O multiplicador C_T tem seu valor inicial definido como 1 e pode ter seu valor elevado para aumentar a estabilidade e diminuir os desvios da temperatura do ar da zona térmica ou para ajustar a capacitância adicional não especificada na zona.

A potência fornecida pelo sistema de ar condicionado expressa através da equação 3.

$$\dot{Q}_{sis} = \dot{m}_{sis} C_p (T_{sup} - T_z) \quad (3)$$

Onde:

\dot{Q}_{sis} é potência fornecida pelo sistema de ar condicionado [W];

\dot{m}_{sis} é a vazão mássica proveniente do sistema de ar condicionado que entra na zona [$kg.s^{-1}$];

C_p é o calor específico do ar [$J.kg^{-1}.K^{-1}$];

T_{sup} é a temperatura do ar insuflado pelo sistema de ar condicionado [$^{\circ}C$];

T_z é a temperatura média da zona térmica em questão [$^{\circ}C$].

3.2. Transferência de calor por condução através de paredes

O software Energyplus utiliza um algoritmo no qual o comportamento transiente dos elementos construtivos é tratado com a aproximação das CTFs (funções de transferência por condução) por séries temporais onde o fluxo de calor é relacionado com uma série infinita de históricos de temperaturas em ambos os lados da superfície. Esta transferência de calor pode ser expressa pela equação 4.

$$q''_{ko}(t) = \sum_{j=0}^{\infty} X_j T_{o,t-j\delta} - \sum_{j=0}^{\infty} Y_j T_{i,t-j\delta} \quad (4)$$

Onde:

$q''_{ko}(t)$ é o fluxo de calor por condução na face externa da superfície [$W.m^{-2}$];

X é o coeficiente de resposta externo da CTF;

Y_j é o coeficiente de resposta cruzado da CTF;

T é a temperatura da superfície [$^{\circ}C$];

Os subscritos i , o e t representam os elementos construtivos internos, elementos construtivos externos e o passo de tempo, respectivamente.

As equações de fluxos interno e externo são dadas pelas equações 5 e 6, respectivamente.

$$q''_{ki}(t) = -Z_o T_{i,t} - \sum_{j=1}^{nz} Z_j T_{i,t-j\delta} + Y_o T_{o,t} + \sum_{j=1}^{nz} Y_j T_{o,t-j\delta} + \sum_{j=1}^{nq} \Phi_j q''_{ki,t-j\delta} \quad (5)$$

$$q''_{ko}(t) = -Y_o T_{i,t} - \sum_{j=1}^{nz} Y_j T_{i,t-j\delta} + X_o T_{o,t} + \sum_{j=1}^{nz} X_j T_{o,t-j\delta} + \sum_{j=1}^{nq} \Phi_j q''_{ko,t-j\delta} \quad (6)$$

Onde:

$q''_{ki}(t)$ é o fluxo de calor por condução na face interna da superfície [W.m^{-2}];

$q''_{ko}(t)$ é o fluxo de calor por condução na face externa da superfície [W.m^{-2}];

X_j é o coeficiente de resposta externo da CTF;

Y_j é o coeficiente de resposta cruzado da CTF;

Z_j é o coeficiente de resposta interno da CTF;

T_i é a temperatura da face interna da superfície do elemento construtivo [$^{\circ}\text{C}$];

T_o é a temperatura da face externa da superfície do elemento construtivo [$^{\circ}\text{C}$];

$T_{i,t-j\delta}$ é a temperatura da face interna da superfície no passo de tempo anterior [$^{\circ}\text{C}$];

$T_{o,t-j\delta}$ é a temperatura da face externa da superfície no passo de tempo anterior [$^{\circ}\text{C}$];

Φ_j é o coeficiente do fluxo de calor da CFT.

3.3. Balanço de energia em superfícies externas

O balanço de energia nas superfícies externas indica que o somatório dos fluxos de calor na superfície externa deve ser igual a zero, como indica a equação 7, onde todos os termos são positivos exceto o termo de condução, uma vez que a convenção indica como negativos os fluxos que estão direcionados para o exterior da superfície.

$$q''_{asol} + q''_{ROL} + q''_{conv,ext} - q''_{ko} = 0 \quad (7)$$

Onde:

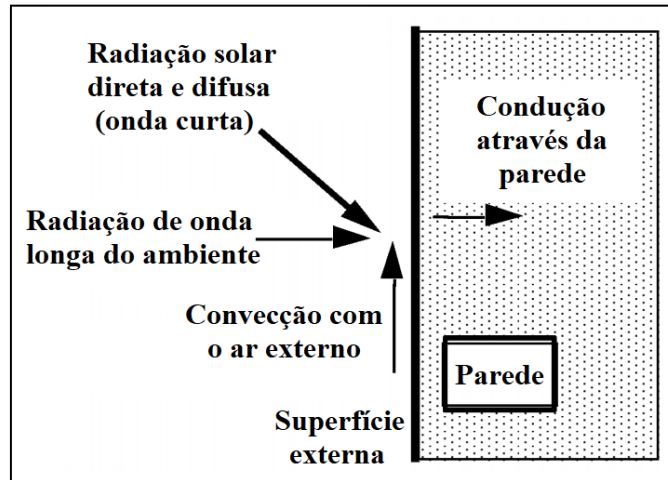
q''_{asol} é o fluxo de calor de radiação solar direta e difusa (onda curta) [W.m^{-2}];

q''_{ROL} é o fluxo de calor de radiação de onda longa trocado com o meio e superfícies no entorno [W.m^{-2}];

$q''_{conv,ext}$ é o fluxo de calor de convecção com o ar externo [W.m^{-2}];

q''_{ko} é o fluxo de calor de condução que adentra a superfície [W.m^{-2}].

Figura 3 – Balanço de energia em superfícies externas.



Fonte: Adaptado de Energyplus (2016).

O fluxo de calor de radiação solar direta e difusa é influenciado pela localização, ângulo de inclinação e de incidência da superfície, clima, materiais construtivos, etc.

O fluxo de calor de radiação de onda longa é calculado através de fatores de absortividade, temperatura da superfície, relações de temperatura e aspectos do céu e do solo. Para o cálculo de cargas térmicas em edificações, é aceitável utilizar-se de suposições para evitar a complexidade destes fatores, dentre elas lista-se:

- Cada superfície emite ou reflete difusamente e é cinza e opaca;
- Cada superfície possui temperatura uniforme;
- O fluxo de energia que se retira é uniformemente distribuído através da superfície;
- O meio no interior do invólucro não é participante.

Assim, obtém-se a equação 8 que define o fluxo de calor de radiação solar de onda longa com os fluxos do solo, céu e ar.

$$q''_{ROL} = \varepsilon\sigma F_{solo}(T_{solo}^4 - T_{superfície}^4) + \varepsilon\sigma F_{céu}(T_{céu}^4 - T_{superfície}^4) + \varepsilon\sigma F_{ar}(T_{ar}^4 - T_{superfície}^4) \quad (8)$$

Onde:

q''_{ROL} é o fluxo de calor de radiação de onda longa trocado com o meio e superfícies no entorno [$W.m^{-2}$];

ε é a emissividade de onda longa da superfície;

σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 56,704E - 9$) [$W.m^{-2}.K^{-4}$];

F_{solo} é o fator de panorama (forma) da superfície para a temperatura de superfície do solo;

$F_{céu}$ é o fator de panorama (forma) da superfície para a temperatura do céu;

F_{ar} é o fator de panorama (forma) da superfície para a temperatura do ar;

$T_{superfície}$ é a temperatura da superfície externa [K];

T_{solo} é a temperatura da superfície do solo [K];

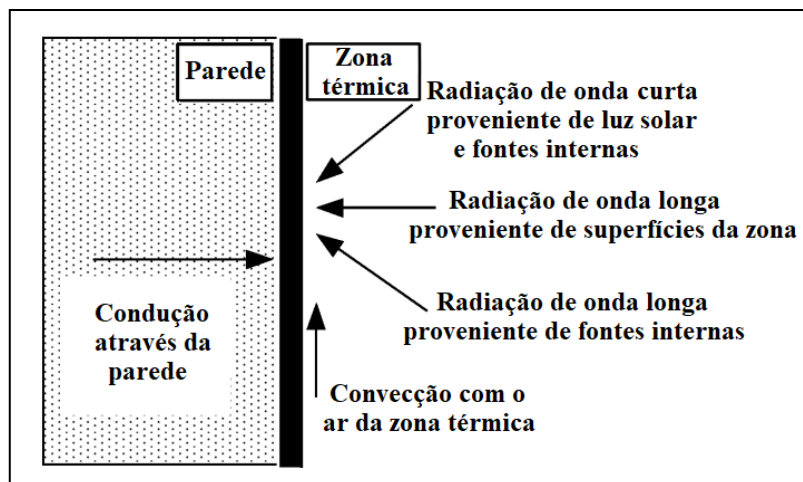
$T_{céu}$ é a temperatura do céu [K];

T_{ar} é a temperatura do ar [K].

3.4. Balanço de energia em superfícies internas

O balanço de energia em superfícies internas engloba os componentes de condução através dos elementos construtivos, convecção do ar, absorção e reflexão de radiação de onda curta e troca de calor radiante de onda longa. A radiação de onda curta incidente provém de janelas e iluminação interna, enquanto a radiação de onda longa provém das superfícies da zona, equipamentos e ocupantes. A equação 9 expressa este balanço de energia.

Figura 4 – Balanço de energia em superfícies internas.



Fonte: Adaptado de Energyplus (2016).

$$q''_{ROLS} + q''_{OC} + q''_{ROLE} + q''_{ki} + q''_{sol} + q''_{conv} = 0$$

Onde:

(9)

q''_{ROLS} é o fluxo de calor de radiação de onda longa entre as superfícies da zona térmica [W.m⁻²];

q''_{OC} é o fluxo de calor de radiação de onda curta proveniente da iluminação [W.m⁻²];

q''_{ROLE} é o fluxo de calor de radiação de onda longa proveniente dos equipamentos presentes na zona térmica [W.m⁻²];

q''_{ki} é o fluxo de calor por condução através da superfície [W.m⁻²];

q''_{sol} é o fluxo de calor de radiação solar absorvida na superfície [W.m⁻²];

q''_{conv} é o fluxo de calor por convecção no ar da zona térmica [W.m⁻²].

4. METODOLOGIA

A formulação do presente trabalho pode ser facilmente dividida em análise física, virtual e considerações de projeto, sendo explanadas nos seguintes subitens.

4.1. Análise física

O ponto de partida deu-se a partir de uma reunião com a atual diretoria da comunidade evangélica, onde foram discutidos os objetivos e meios de uma análise termoenergética do local em pauta e a aplicação de melhorias respectivas. Em sequência, ocorreu a visita da edificação para a obtenção de dados de localização geográfica, irradiação solar, materiais e métodos de construção, ambientes a serem climatizados e equipamentos internamente presentes. Com a reunião destas informações, dá-se início à fase virtual do estudo.

4.2. Análise virtual

Nesta segunda fase, foi realizada a modelagem tridimensional com o auxílio dos softwares Google Sketchup Make 2017, Energyplus v.9.4, AutoCAD 2021 e o plugin Euclid 0.9.4.3. A modelagem inicia-se com a divisão do prédio em zonas térmicas, com as devidas áreas em que se pretende realizar a climatização, áreas sem climatização, superfícies irradiadas e sombreamentos, juntamente com a definição de cargas internas (referentes à ocupação demográfica e equipamentos elétricos) e cargas externas (arquivo climático, dias de projeto, infiltração e renovação de ar). É realizada a primeira simulação para obter-se a base para o dimensionamento do isolamento térmico, aparelhos condicionadores de ar, sistema de renovação de ar, substituição de sistemas de iluminação para modelos mais eficientes e coifas.

O modelo é, então, redimensionado para atender todos os requisitos e possibilita suas comparações nos parâmetros de melhorias construtivas, obtenção do conforto térmico e redução de custos em energia elétrica com cargas elevadas por sistemas ineficientes.

4.2.1. Google Sketchup Make 2017

O Google Sketchup é um software dedicado à criação de modelos 3D, desenvolvido originalmente pela empresa *At Last Software*, esta adquirida pela Google no ano de 2006 e sua utilização é gratuita.

4.2.2. Energyplus v.9.4

O Energyplus é um programa computacional distribuído pelo DOE (Departamento de energia dos Estados Unidos), desenvolvido para simulação de cargas térmicas e análise energética de edificações. A simulação através deste software possibilita a análise da edificação completa, como também o estudo detalhado de variados tópicos, incluindo iluminação, qualidade do ar interno, ventilação e conforto térmico.

Os dados de entrada são compostos das características construtivas das superfícies, condições climáticas, posicionamento geográfico, cargas internas, renovações e infiltrações. A simulação é realizada sob o algoritmo CTF (Função de Transferência por Condução), baseada no calor sensível e desconsiderando-se a difusão de umidade nos elementos construtivos.

4.2.3. AutoCAD 2021

O AutoCAD é um software da classe CAD (*Computer Aided Design* ou Desenho Auxiliado por Computador), o qual foi criado e disponibilizado pela empresa Autodesk e sua utilização foi essencial para a elaboração das plantas baixas da edificação em modelo 2D. Foi empregada a versão 2021 para estudantes.

4.2.4. Euclid 0.9.4.3.

O plugin Euclid realiza a interface entre os softwares citados anteriormente, possibilitando a utilização das ferramentas de modelagem do Google Sketchup na criação de zonas térmicas e superfícies necessárias para as simulações via Energyplus.

4.3. Considerações de projeto

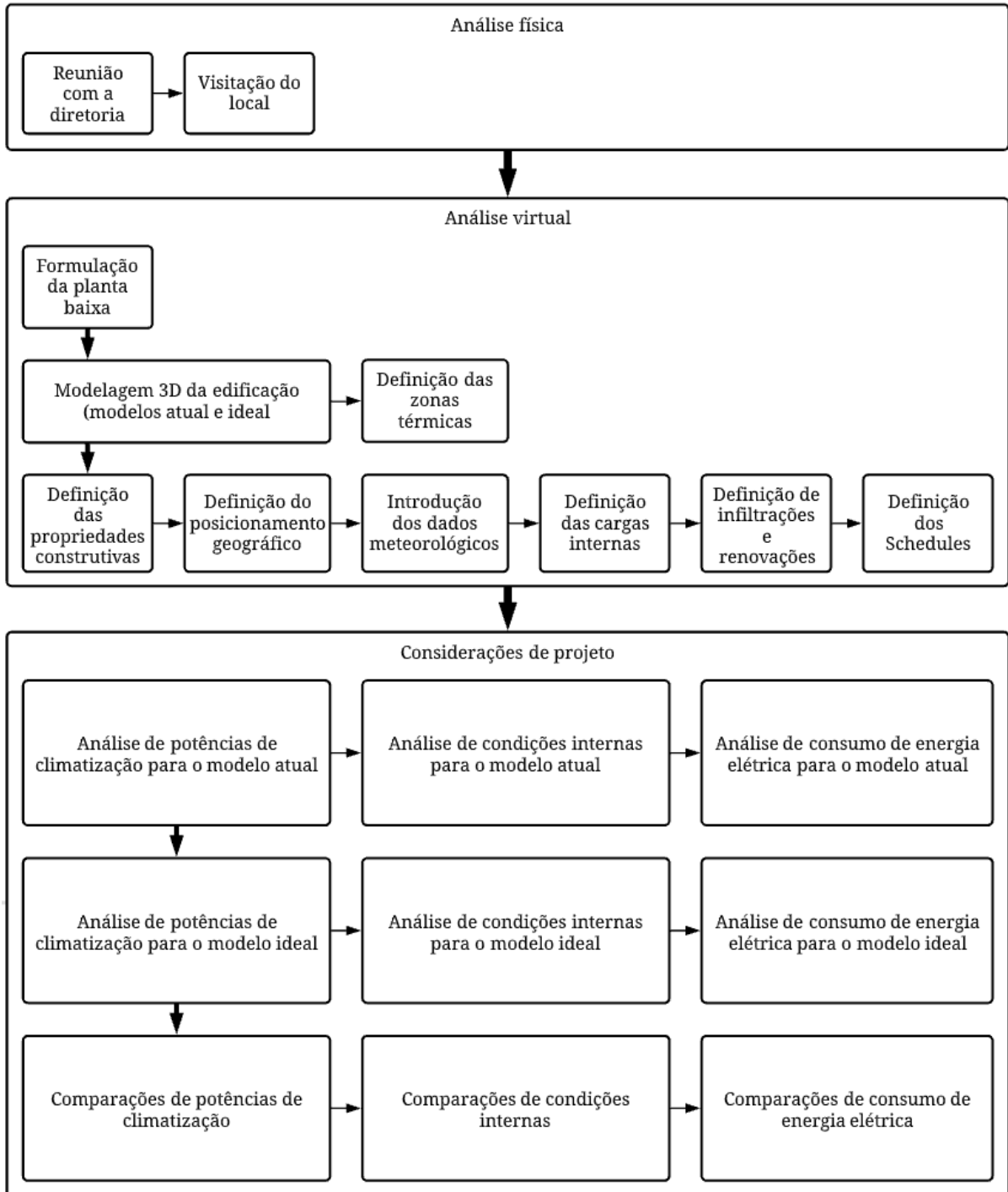
Como etapa final, as considerações finais de projeto iniciam-se com a formulação de hipóteses para a adoção de novas características de invólucro e cargas térmicas, considerando-se sua possibilidade de aplicação e eficiência para o caso proposto. Estas hipóteses são melhor especificadas no item 5.3.

A partir de então, são realizadas simulações e análises entre o perfil que representa a edificação atualmente e o perfil que representa a edificação pós adequações, dessa forma permitindo-se as comparações entre os modelos (propriedades construtivas), demandas de potência de climatização, condições internas e consumo de energia elétrica.

4.4. Fluxograma de metodologia

A figura 5 em sequência exemplifica de maneira gráfica a metodologia utilizada na elaboração deste estudo.

Figura 5 – Fluxograma de metodologia.



Fonte: Autor.

5. APRESENTAÇÃO DA EDIFICAÇÃO

Nesta seção serão apresentadas as representações físicas da edificação, zoneamento térmico, propriedades dos elementos construtivos, cargas internas e externas.

5.1. Representação física

O centro de eventos localiza-se na Rua Germano Hentschke, bairro Centro, na cidade de Agudo, estado do Rio Grande do Sul. A figura 6 ilustra a concepção geral do prédio, as figuras 7 e 8 alguns dos ambientes internos e a figura 9 seu posicionamento geográfico.

Figura 6 – Panorâmica frontal do prédio.



Fonte: Autor.

Figura 7 – Salão principal.



Fonte: Autor.

Figura 8 – Cozinha 1 (A) e Cozinha 2 (B).



Fonte: Autor.

Figura 9 – Vista aérea do local.



Fonte: Adaptado de Google Earth (2020).

A tabela 1 a seguir contém as informações quanto ao posicionamento geográfico do local.

Tabela 1 – Localização geográfica.

Centro de eventos da comunidade evangélica – Agudo – RS	
Latitude	29°38'29,7"S
Longitude	53°14'26,0"W
Elevação	75 metros

Fonte: Adaptado de Google Earth (2020).

O prédio é composto por um andar térreo de 1.106,83 m² que abriga o salão principal, 2 banheiros principais, 1 banheiro externo, copa, 2 cozinhas, buffet, despensa e 5 depósitos; e por um 2º andar que compreende um apartamento de 2 dormitórios, sala, banheiro, área de serviço e despensa, que compreende 80,93 m².

O pé direito do salão principal possui a altura de 5 metros, enquanto o buffet, cozinhas, 3 depósitos e despensa possuem a altura de 3,8 metros. A área da copa, banheiros principais, banheiro externo, 2 depósitos e a totalidade do apartamento possuem pé direito de 2,8 metros.

5.2. Zoneamento térmico

O software Energyplus utilizado nas simulações define cada zona térmica como um volume de ar e temperatura uniformes, delimitada pelo invólucro de superfícies de troca de

calor, como paredes, pisos, tetos, portas e janelas. O caso em estudo possui um total de 29 zonas térmicas, as quais compreendem um total de 310 superfícies (paredes, tetos e pisos) para o caso atual e 311 para o caso ideal, enquanto ambos possuem 97 subsuperfícies (janelas e portas).

A tabela 2 em sequência elenca as zonas térmicas presentes e as figuras 10 e 11 ilustram suas localizações no prédio.

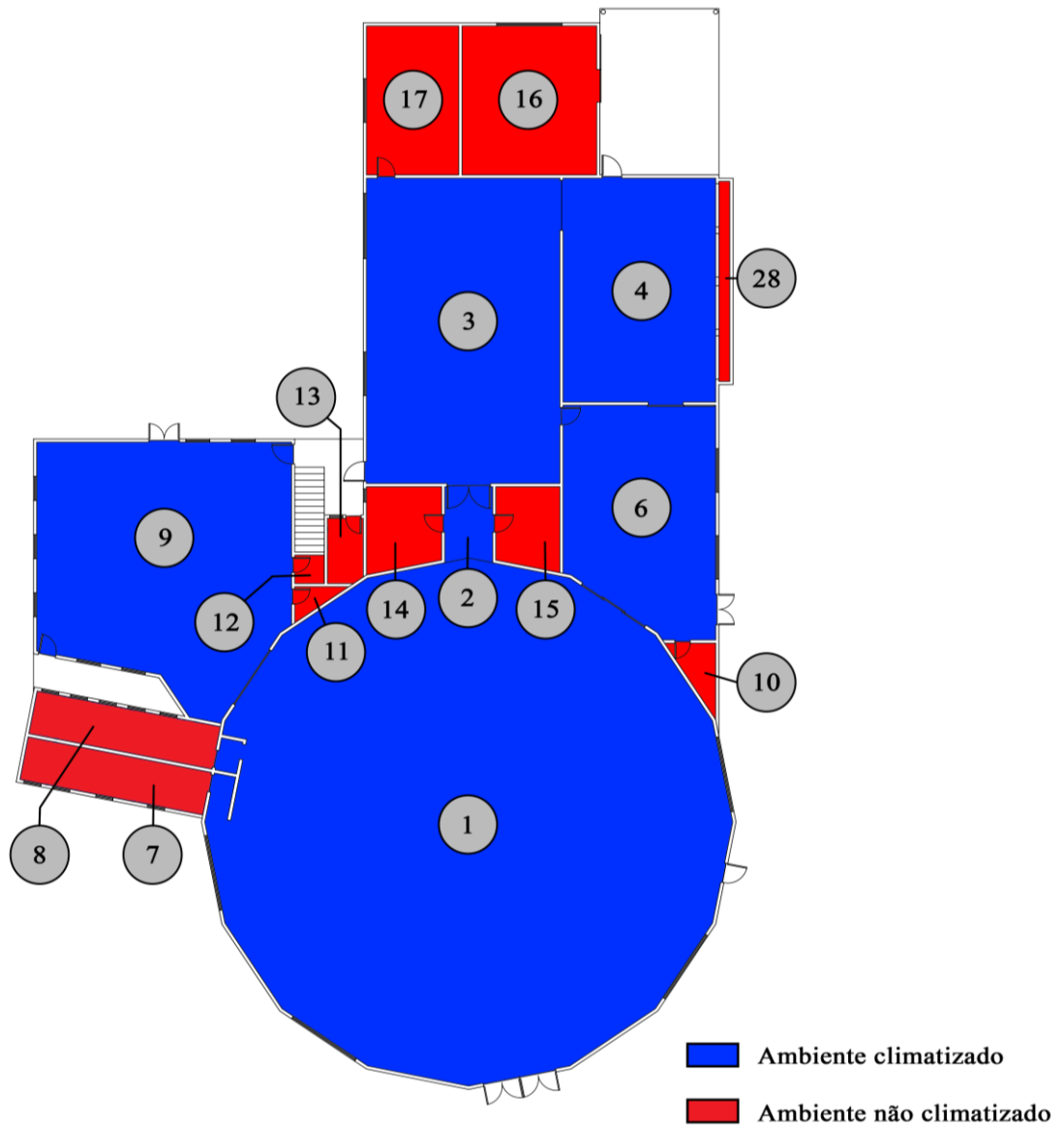
Tabela 2 – Zonas térmicas.

Zona térmica	Nome	Climatização
1	Salão principal	Ambiente climatizado
2	Circulação	Ambiente climatizado
3	Cozinha 1	Ambiente climatizado
4	Cozinha 2	Ambiente climatizado
5	Circulação 2	Ambiente não climatizado
6	Buffet	Ambiente climatizado
7	Banheiro Masculino	Ambiente não climatizado
8	Banheiro Feminino	Ambiente não climatizado
9	Copa	Ambiente climatizado
10	Depósito 1	Ambiente não climatizado
11	Depósito 2	Ambiente não climatizado
12	Depósito 3	Ambiente não climatizado
13	Banheiro Exterior	Ambiente não climatizado
14	Depósito 4	Ambiente não climatizado
15	Depósito 5	Ambiente não climatizado
16	Cozinha 3	Ambiente não climatizado
17	Despensa	Ambiente não climatizado
18	Telhado Banheiros	Ambiente não climatizado
19	Telhado Salão Principal	Ambiente não climatizado
20	Área de Serviço Apartamento	Ambiente não climatizado
21	Sala Apartamento	Ambiente não climatizado
22	Banheiro Apartamento	Ambiente não climatizado
23	Dormitório 1 Apartamento	Ambiente não climatizado
24	Dormitório 2 Apartamento	Ambiente não climatizado
25	Despensa Apartamento	Ambiente não climatizado
26	Telhado Apartamento	Ambiente não climatizado

27	Telhado Cozinhas	Ambiente não climatizado
28	Churrasqueiras	Ambiente não climatizado
29	Telhado Despensa	Ambiente não climatizado

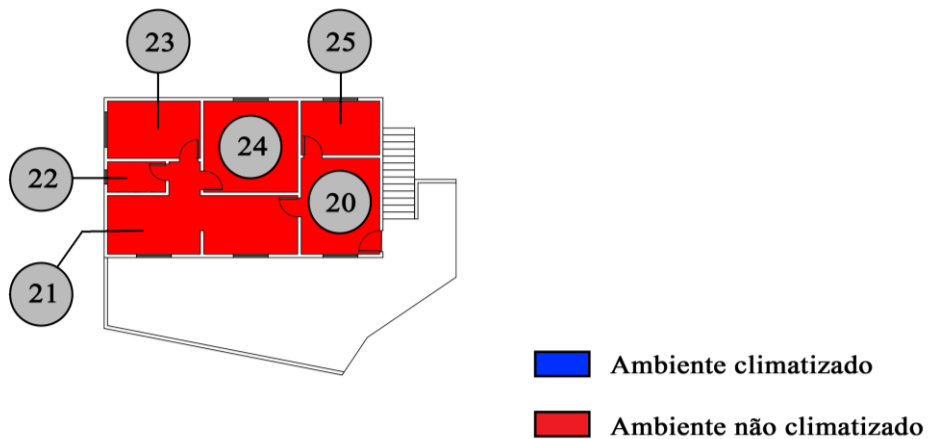
Fonte: Autor.

Figura 10 – Zonas térmicas – Térreo.



Fonte: Autor.

Figura 11 – Zonas térmicas – 2º andar.



Fonte: Autor.

Observa-se que as zonas 5, 18, 19, 26, 27 e 29 não estão apontadas nas figuras pois tratam-se de volumes de forros e telhados.

As figuras 12 e 13 tem a proposta de comparação da edificação real e do modelo construído em software.

Figura 12 – Comparação modelo X edificação – Fachada frontal esquerda.



Fonte: Autor.

Figura 13 – Comparação modelo X edificação – Fachada frontal direita

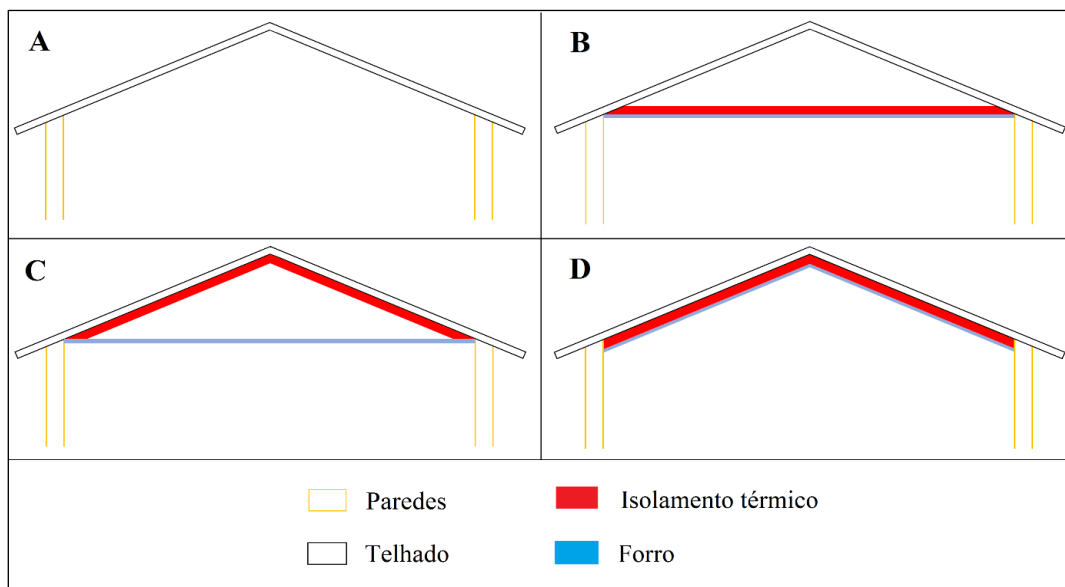


Fonte: Autor.

5.3. Hipóteses de invólucro

Foram elaborados 4 modelos virtuais de características de invólucro distintas, onde o modelo A compreende o estado atual da edificação e os modelos B, C e D caracterizam instalações de forros e isolamentos. A figura 14 a seguir ilustra os métodos construtivos pressupostos.

Figura 14 – Modelos de forros e isolamento.



Fonte: Autor.

- A. Modelo atual, sem forro e isolamento térmico.
- B. Modelo com forro e isolamento térmico dispostos horizontalmente.
- C. Modelo com forro disposto horizontalmente e com isolamento diretamente sob o telhado.
- D. Modelo com forro e isolamento dispostos diretamente sob o telhado.

Após simulações envolvendo tais padrões, foi selecionado o modelo B, visto sua melhor eficiência e facilidade de instalação no caso em questão. O modelo A, denominado “atual”, possui fidelidade às características de invólucro e cargas térmicas atuais, enquanto o modelo B, denominado “ideal”, foi adequado para oferecer a melhor eficiência térmica e energética, obedecendo suas limitações. As alterações são elencadas por:

- Instalações de forro PVC na zona térmica do salão principal e uma camada isolante de lã de rocha sobre o mesmo em todas as zonas climatizadas.
- Substituição dos sistemas de iluminação do tipo fluorescente por tipo LED.
- Instalação de exaustor sobre o fogão localizado na cozinha 1, dessa forma as parcelas de carga térmica convectiva e latente não afetam a potência necessária do sistema de climatização.

5.4. Propriedades dos elementos construtivos

Compreende-se por elementos construtivos paredes, portas, pisos, forros e telhados, onde suas propriedades térmicas e físicas foram baseadas na NBR 15220-2 (2003), Lamberts et al. (2010) e arquivos do Energyplus (2016). Observa-se que algumas propriedades foram alteradas para melhor adequação ao projeto, a exemplo da absorvidade dos tijolos cerâmicos, que se encontram tabelados com sua cor natural, porém os mesmos encontram-se pintados na cor branca na edificação, de forma a melhor atender a situação.

Tais propriedades podem ser encontradas na tabela 3 a seguir.

Tabela 3 – Propriedades térmicas e físicas dos elementos construtivos

Material	Propriedades						
	e [mm]	λ [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	ρ [kg.m ⁻³]	c [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	α_t	α_s	α_v
Tijolo maciço 53x90x240 mm	90	0,90	1600	920	0,95	0,30	0,30

Tijolo 6 furos vertical 140x90x240 mm	90	0,90	1500	920	0,93	0,30	0,30
Tijolo 6 furos horizontal 90x140x240 mm	140	0,90	1500	920	0,93	0,30	0,30
Tijolo laje 70x200x250 mm	70	0,90	1500	920	0,93	0,30	0,30
Argamassa (parede dupla)	10	1,15	2000	1000	0,90	0,50	0,50
Argamassa de assentamento	5	1,15	2000	1000	0,90	0,50	0,50
Argamassa de contrapiso	30	1,15	2000	1000	0,90	0,50	0,50
Concreto laje	40	1,75	2200	1000	0,90	0,50	0,50
Azulejo cerâmico branco	5	1,05	2000	920	0,90	0,20	0,20
Azulejo cerâmico bege	5	1,05	2000	920	0,90	0,30	0,30
Azulejo cerâmico cinza claro	5	1,05	2000	920	0,90	0,70	0,70
Reboco	15	1,15	2000	1000	0,90	0,20	0,20
Piso parquet	18	0,29	800	1340	0,90	0,65	0,65
Madeira densa	35	0,29	800	1340	0,90	0,65	0,65
Madeira compensada	35	0,12	350	2300	0,92	0,60	0,60
Telha de zinco	0,43	112	7100	380	0,91	0,25	0,25
Telha de fibrocimento	8	0,95	1900	840	0,90	0,70	0,70
Forro PVC	10	0,003	60	460	0,90	0,20	0,20
Lã de rocha	50	0,0045	32	750	0,90	0,50	0,50
Aço	1,2	55	7800	460	0,90	0,60	0,60

Fonte: Adaptado de NBR 15220-2 (2003), Lamberts et. al (2010) e Energyplus (2016).

Onde:

e é a espessura do material [mm];

λ é a condutividade térmica do material [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$];

ρ é a densidade de massa aparente do material [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$];

c é o calor específico do material [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$];

α_t é absortividade da radiação térmica de onda longa na temperatura da superfície em 300 K [adimensional];

α_s é a absortividade da radiação solar integrado em todo o espectro do comprimento de onda (ultravioleta, visível e infravermelho) [adimensional]; e

α_v é a absortividade da radiação solar integrado no espectro do comprimento onda visível [adimensional].

As propriedades físicas e ópticas do vidro utilizado nas janelas da edificação estão elencados na tabela 4.

Tabela 4 – Propriedades físicas e ópticas do vidro utilizado

Propriedades / Tipo de vidro	Vidro simples
e [mm]	4
τ_s	0,804
R_{fs}	0,073
R_{bs}	0,073
τ_v	0,89
R_{fv}	0,081
R_{bv}	0,081
τ_{ir}	0
ϵ_f	0,84
ϵ_b	0,84
k [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]	0,9

Fonte: ABNT (2003) e Energyplus (2016).

Onde:

e é a espessura do material [mm];

τ_s é a transmitância solar na direção normal de incidência na superfície do vidro [adimensional];

R_{fs} é a refletância solar externa na direção normal de incidência na superfície do vidro [adimensional];

R_{bs} é a refletância solar interna na direção normal de incidência na superfície do vidro [adimensional];

τ_v é a transmitância visível na direção normal de incidência na superfície do vidro [adimensional];

R_{rv} é a refletância visível externa na direção normal de incidência na superfície do vidro [adimensional];

R_{bv} é a refletância visível interna na direção normal de incidência na superfície do vidro [adimensional];

τ_{ir} é a transmitância infravermelha na direção normal de incidência na superfície do vidro [adimensional];

ε_f é a emissividade hemisférica infravermelha da superfície interna do vidro [adimensional];

ε_b é a emissividade hemisférica infravermelha da superfície externa do vidro [adimensional]; e

k é a condutividade térmica do material [$W.m^{-1}.K^{-1}$].

A edificação possui cortinas sobre as janelas, as quais foram consideradas fechadas durante as simulações. As propriedades físicas e ópticas são elencadas na tabela 5 a seguir.

Tabela 5 – Propriedades físicas e ópticas das cortinas utilizadas

Propriedades / Tipos de cortina	Darkening OPAC 101101 (blackout)	Internal PANAMA 2115 101101 (translúcida)
Tonalidade	Branca	Branca
e [mm]	0,30	0,6
τ_s	0	0,216
R_s	0,56	0,672
τ_{sv}	0	0,216
R_{sv}	0,56	0,672
ε	0,9	0,9
τ_{ir}	0	0,086
L_{cv} [m]	0,1	0,1
k [$W.m^{-1}.K^{-1}$]	0,1	0,1

Fonte: Helioscreen (2021).

Onde:

e é a espessura do material [mm];

τ_s é a transmitância solar do material [adimensional];

R_s é a refletância solar do material [adimensional];

τ_{sv} é a transmitância solar visível do material [adimensional];

R_{sv} é a refletância solar visível do material [adimensional];

ε é a emissividade hemisférica infravermelha do material [adimensional];

τ_{ir} é a transmitância infravermelha do material [adimensional];

L_{cv} é a distância entre o vidro e a cortina [m]; e

k é a condutividade térmica do material [$W.m^{-1}.K^{-1}$].

5.5. Cargas internas

São compreendidas como cargas internas os equipamentos, sistemas de iluminação e pessoas presentes nas zonas térmicas e que realizam dissipação de calor, sendo assim um fator determinante para o correto dimensionamento de um sistema de ar condicionado.

5.5.1. Equipamentos elétricos

No software Energyplus, o calor que contribui na carga térmica de cada zona é dividido em 4 frações, sendo estas latente, radiante, convectiva e de perdas, onde cada equipamento possui parcelas características. A tabela 6, a seguir, elenca a potência elétrica e quantidade de aparelhos presentes em suas respectivas zonas térmicas.

Tabela 6 – Potência dos equipamentos elétricos.

Zona térmica	Equipamento	Quantidade	Potência individual [W]				
			Nominal	Radiante	Convectiva	Latente	Total
01 – Salão principal	Equipamento de sonorização	1	2000	500	1100	0	1600
	Torneira elétrica	1	5500	10	100	440	550
03- Cozinha 1	Geladeira industrial	1	1407	88	264	0	352
	Torneira elétrica	1	5500	10	100	440	550
04- Cozinha 2	Freezer horizontal	2	791	147	175	0	322

06- Buffet	Buffet térnico	1	2000	115	235	950	1300
09-Copa	Freezer horizontal	6	791	363	427	0	791

Fonte: Adaptado de ASHRAE (2009) e ABNT (2008).

Estes equipamentos seguem padrões de uso individuais, adaptados em potência e horário de utilização que melhor se adequam ao caso em questão.

5.5.2. Equipamentos a gás/combustão

O calor proveniente de equipamentos a gás e combustão é fracionado em latente, radiante, convectivo e de perdas do mesmo modo que os equipamentos elétricos, bem como possuem parcelas específicas para os mesmos. A tabela 7, a seguir, elenca a potência e quantidade de equipamentos presentes em suas respectivas zonas térmicas.

Tabela 7 – Potência dos equipamentos a gás e combustão

Zona térmica	Equipamento	Quantidade	Potência individual [W]				
			Nominal	Radiante	Convectiva	Latente	Total
03 – Cozinha 1	Fogão a gás 6 bocas	1	15005	9730	4074	3896	15005
04- Cozinha 2	Assador rotativo	1	11107	1319	2725	0	4044
	Churrasqueira*	5	6680	3340	3340	0	6680

Fonte: Adaptado de ASHRAE (2009), ABNT (2008) e SOUSA, NUNES, SANTOS (2007)*.

Estes equipamentos seguem padrões de utilização referentes ao preparo do almoço, partindo das 10:00 horas às 12:00 e suas potências foram adaptadas para melhor adequação ao caso em questão.

Conforme ASHRAE (2009), equipamentos sob coifas instaladas adequadamente dissipam ao ambiente apenas cargas radiantes, enquanto as parcelas convectivas e latentes sofrem exaustão. Assim, para o caso otimizado, os valores radiantes serão mantidos enquanto convectivos e latentes serão considerados nulos.

5.5.3. Sistemas de iluminação

Quanto à energia dissipada pela iluminação, sua divisão é dada em 4 frações, sendo estas calor radiante, visível, de ar de retorno e convectivo. Os sistemas de iluminação presentes atualmente na edificação são compostos de luminárias suspensas, de luz direta e lâmpadas fluorescentes compactas e tubulares, como ilustra a tabela 8 a seguir.

Tabela 8 – Sistemas de iluminação atuais.

Zona térmica	Iluminação	Quantidade	Potência [W]	Potência total [W]
01-Salão principal	Lâmpada fluorescente tubular (suporte simples) T8	18	32	576
03-Cozinha 1	Lâmpada fluorescente compacta	6	85	510
04-Cozinha 2	Lâmpada fluorescente compacta	4	85	340
	Lâmpada fluorescente compacta	4	23	92
06-Buffer	Lâmpada fluorescente compacta	4	23	92
07-Banheiro masculino	Lâmpada fluorescente compacta	5	23	115
08-Banheiro feminino	Lâmpada fluorescente compacta	6	23	138
09-Copa	Lâmpada fluorescente tubular (suporte simples) T8	9	32	288

Fonte: Autor.

Segundo Energyplus (2020), este sistema de iluminação possui uma fração radiante de 32%, fração visível de 23%, fração convectiva de 45% e fração de ar de retorno de 0%.

Para o modelo ideal, serão indicadas lâmpadas tipo LED, de semelhante intensidade luminosa em relação ao padrão anterior e suas características são elencadas na tabela 9 a seguir.

Tabela 9 – Sistemas de iluminação ideais.

Zona térmica	Iluminação	Quantidade	Potência [W]	Potência total [W]
01-Salão principal	Lâmpada LED tubular (suporte simples) T8	18	18	324
03-Cozinha 1	Lâmpada LED compacta	6	35	210
04-Cozinha 2	Lâmpada LED compacta	4	35	140

	Lâmpada LED compacta	4	12	48
06-Buffer	Lâmpada LED compacta	4	12	48
07-Banheiro masculino	Lâmpada LED compacta	5	12	60
08-Banheiro feminino	Lâmpada LED compacta	6	12	72
09-Copa	Lâmpada LED tubular (suporte simples) T8	9	18	162

Fonte: Autor.

Este sistema de iluminação possui as mesmas frações radiante, visível, convectiva e de ar de retorno do sistema atual.

5.5.4. Pessoas

As cargas internas referentes à ocupação da edificação são divididas em calor sensível e latente, as quais são baseadas conforme as atividades desenvolvidas pelos ocupantes e a velocidade do ar ambiente. A tabela 10 a seguir relaciona o nível de atividade e o calor total por pessoa.

Tabela 10 – Calor dissipado conforme o nível de atividade.

Nível de atividade		Caminhando, parado em pé	Dançando moderadamente	Trabalho leve em bancada
Calor total	Homem adulto	160	265	235
[W]	Valor ajustado	145	250	220
Calor sensível [W]		80	90	80
Calor latente [W]		80	160	140
% radiante do calor sensível	Baixa velocidade do ar	58	49	46
	Alta velocidade do ar	38	35	35

Fonte: ABNT (2008).

O valor ajustado refere-se ao valor médio entre homens, mulheres e crianças, visto que o calor liberado por uma mulher adulta é aproximadamente 85% do calor liberado por um homem adulto, bem como o calor liberado por uma criança é de aproximadamente 75% em relação ao um homem adulto.

Ao que diz respeito à ocupação de cada zona térmica, a NBR 16401 (ABNT, 2008) define que espaços referentes a restaurantes/salões de refeições admitem um número máximo de 70 pessoas a cada 100 m², já para bares, salões de coquetel e danceterias o número de pessoas é de 70 para cada 100 m². Assim, elencou-se a tabela 11 em sequência para a relação de zona térmica, definição de ambiente adotada e ocupação.

Tabela 11 – Zona térmica e ocupação.

Zona térmica	Definição	Número de pessoas
01 - Salão principal	Danceteria	457
02 – Circulação	.*	0
03 – Cozinha 1	.**	10
04 – Cozinha 2	.**	10
06 – Buffet	***	30
09 - Copa	Bar	129

*: A zona térmica refere-se à uma área de circulação, não contabilizando presença de pessoas no local.

** : Para as zonas térmicas referentes às cozinhas 1 e 2, levou-se em conta o número de funcionários presentes nos ambientes.

***: Para a zona térmica referente ao buffet, foi contabilizado de forma empírica a capacidade do local.

Fonte: Autor.

5.6. Cargas externas

As cargas podem ser classificadas em irradiação sobre superfícies, condução de calor por paredes internas, piso e superfícies não ensolaradas devido às diferenças de temperaturas internas e externas, bem como as infiltrações e renovações de ar.

5.6.1. Arquivo climático

O arquivo climático é composto de medições de dados meteorológicos horários por um período de tempo de 10 anos ou mais, em uma mesma localidade ou estação, obtendo-se valores de temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido, temperatura de ponto de orvalho, umidade, direção e velocidade do vento. Posteriormente, dá-se um tratamento estatístico dos

dados e consideram-se os doze meses que melhor representam o clima local para a criação do arquivo.

O arquivo climático utilizado foi da cidade de Santa Maria – RS, visto a ausência de dados da cidade de Agudo – RS, disponibilizado no site do Laboratório de Eficiência Energética em Edificações (LABEE) (2016) com aferições no período de 1998 a 2015. As cidades estão distanciadas em 54 km e localizadas em uma mesma região climática, não gerando significativas influências nas simulações. Os dias de projeto estatísticos para verão e inverno foram determinados conforme as diretrizes de ASHRAE (2009) e disponibilizadas por ASHRAE (2017).

5.6.2. Condições externas de verão

Para as condições dos dias de projeto de verão, tomam-se os dados de temperatura de bulbo seco e bulbo úmido, bem como de umidade. A ocorrência destas condições é definida cumulativamente em 0,4% do total de 8760 horas anuais, acarretando em um possível não atendimento da demanda durante um período de 35 horas no ano.

Foram determinados os dias 21 de dezembro, 21 de janeiro, 21 de fevereiro e 21 de março como os 4 dias de projeto referentes à refrigeração, onde suas propriedades específicas são expressas nas tabelas 12, 13 e 14 a seguir.

Tabela 12 – Dias de projeto de verão para temperatura de bulbo seco.

Data	T_{bs} [°C]	MT_{bu} [°C]	ΔT_{bs} [°C]	V_{med} [m/s]	Dir_{vento} [°]
21/12	37,9	23,1	11,1	3,1	320
21/01	37,2	24,1	10,3	2,9	320
21/02	38	24,8	9,6	2,8	320
21/03	37,3	23,8	10,4	2,5	320

Fonte: Adaptado de ASHRAE (2017).

Tabela 13 – Dias de projeto de verão para temperatura de bulbo úmido.

Data	T_{bu} [°C]	MT_{bs} [°C]	ΔT_{bs} [°C]	V_{med} [m/s]	Dir_{vento} [°]
21/12	26,7	32,7	5,3	3,1	320
21/01	28,2	34,1	7,2	2,9	320
21/02	28,1	32	3,6	2,8	320
21/03	28,2	32	5,1	2,5	320

Fonte: Adaptado de ASHRAE (2017).

Tabela 14 – Dias de projeto de verão para conteúdo de umidade do ar.

Data	w [g_w/kg_a]	MT_{bs} [°C]	T_{orvalho} [°C]	ΔT_{bs} [°C]	V_{med} [m/s]	Dir_{vento} [°]
21/12	21,5	29,8	26	3,0	3,1	320
21/01	21,5	29,8	26	2,9	2,9	320
21/02	21,5	29,8	26	1,4	2,8	320
21/03	21,5	29,8	26	2,9	2,5	320

Fonte: Adaptado de ASHRAE (2017).

Onde:

T_{bs} é a temperatura de bulbo seco [°C];

T_{bu} é a temperatura de bulbo úmido [°C];

MT_{bs} é a média coincidente de temperatura de bulbo seco [°C];

V_{med} é a velocidade média do vento [m/s];

Dir_{vento} é a direção do vento em relação ao norte em sentido horário [°];

w é o conteúdo de umidade do ar em gramas de vapor d'água em um quilograma de ar seco [g_w/kg_a]; e

T_{orvalho} é a temperatura do ponto de orvalho [°C].

5.6.3. Condições externas de inverno

Para as condições dos dias de projeto de inverno, tomam-se os dados de temperatura de bulbo seco e bulbo úmido, bem como de umidade, semelhante à metodologia adotada para condições de verão, porém a ocorrência destas condições é definida cumulativamente em 99,6% do total de 8760 horas anuais.

Foram determinados os dias 21 de junho e 21 de julho, com o céu completamente nublado, como os 2 dias de projeto referentes ao aquecimento. As simulações tiveram base relacionando as temperaturas de ponto de orvalho e de bulbo úmido, respectivamente, para os meses de junho e julho. Suas propriedades específicas são expressas na tabela 15 a seguir.

Tabela 15 – Dias de projeto de inverno.

Data	T_{bs} [°C]	T_{bu} [°C]	ΔT_{bs} [°C]	UR [%]	V_{med} [m/s]	Dir_{vento} [°]
21/06	6,5	3,7	0	63%	6,71	0
21/07	2,3	2,3	0	100%	0,9	20

Fonte: ASHRAE (2017).

5.6.4. Infiltrações

O termo infiltração, segundo ASHRAE (2009), denomina o fluxo do ar externo para o ambiente interno através de frestas e passagens não intencionais presentes na edificação, bem como através da abertura e fechamento de portas. O fluxo contrário, este do interior para o exterior, é denominado exfiltração.

Segundo estudos de ASHRAE (2005), edificações consideradas novas nos Estados Unidos possuem infiltrações correspondentes a 0,5 trocas de ar por hora, enquanto edificações mais antigas possuem 0,9 trocas de ar por hora (valores obtidos através de medianas de histogramas levantados em pesquisa). Devido diferenças construtivas e de ocupação, foi definido o valor de 1,5 trocas de ar por hora para a edificação em estudo durante períodos em que o sistema de climatização não estiver em funcionamento. Quando em funcionamento, as infiltrações são consideradas nulas em razão da pressão positiva em seu interior devido aos condicionadores e sistema de renovação de ar.

5.6.5. Renovação de ar

Segunda ANVISA (2003) na Resolução nº 9 de 16 de janeiro de 2003, a taxa de renovação de ar mínima adequada para ambientes climatizados é de 27 m³/h.pessoa, a fim de não exceder concentração de CO₂ permitida. Assim, os ambientes climatizados contarão com sistemas de insuflamento de ar externo individuais e as cargas térmicas correspondentes levadas em consideração na determinação da potência dos equipamentos.

5.7. Schedules

O software EnergyPlus conta com um sistema de schedules, que delimita horários de funcionamento de sistemas de iluminação, climatização, renovação de ar, infiltrações, equipamentos internos e quantidade de pessoas. Os schedules foram elaborados buscando a melhor descrição de ocupação do local e o caso de maior demanda, visto sua variabilidade nas condições reais.

A situação admitida caracteriza-se pela ocupação todo sábado, das 8:00 às 18:00 horas, enquanto os demais dias permanecem em ociosidade. Os sistemas de climatização, iluminação e de renovação de ar permanecem ligados durante este período e os demais equipamentos obedecem a horários individuais. Os funcionários nas cozinhas foram caracterizados com atividades de trabalho leve em bancada para a dissipação de calor durante o preparo do almoço

e limpeza após o mesmo; enquanto as pessoas no salão foram caracterizadas com atividades de circulação e paradas em pé das 9:00 às 15:00 horas e de atividades de dança moderada para o restante do período.

Notam-se que os valores de dissipação de calor durante a refeição, onde as pessoas estão sentadas, foram mantidos semelhantes àquela enquanto encontravam-se em pé. Este fato se dá devido às pessoas estarem em posse de pratos individuais de comida, que também dissipam calor, onde sua somatória obtém valores aproximados aos adotados anteriormente e dispensando a correção.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste item serão apresentados os resultados obtidos, suas análises e comparações, partindo-se do cálculo via software, cargas ideais, simulações com máquinas reais, condições internas e consumo de energia elétrica.

6.1. Potências de refrigeração e aquecimento via Autosize

Para o dimensionamento do sistema de ar condicionado, utiliza-se a propriedade *autosize* do software Energyplus que implica curvas de desempenho para os equipamentos de climatização; desta forma, são obtidos os dados referentes às demandas de potência de refrigeração, de aquecimento e vazões de ar, bem como data e horário de pico. As tabelas 16 e 17 a seguir representam os resultados para os modelos atual e ideal.

Tabela 16 – Potências de climatização em *autosize* (modelo atual).

HVAC	ZONA	POTÊNCIA [W]	VAZÃO [kg/s]	DIA DE PROJETO	DATA/HORA DE PICO
Refrigeração	01 - Salão principal	230665,0	10,95	TBU 1	21/01 - 15:00
Refrigeração	03 - Cozinha 1	18852,6	1,05	TBU 2	21/02 - 11:00
Refrigeração	04 - Cozinha 2	38794,3	3,18	TBU 3	21/03 - 10:00
Refrigeração	06 - Buffet	15003,7	0,72	TBU 2	21/02 - 11:00
Refrigeração	09 - Copa	53900,2	2,79	TBU 1	21/01 - 15:00
Aquecimento	01 - Salão principal	61306,2	10,95	INVERNO TBU	21/07 - 8:00

Aquecimento	03 - Cozinha 1	3920,2	1,05	INVERNO TBU	21/07 - 8:00
Aquecimento	04 - Cozinha 2	4080,9	3,18	INVERNO TBU	21/07 - 8:00
Aquecimento	06 - Buffet	3764,35	0,72	INVERNO TBU	21/07 - 11:00
Aquecimento	09 - Copa	14309,4	2,79	INVERNO TBU	21/07 - 8:00

Fonte: Autor (2022).

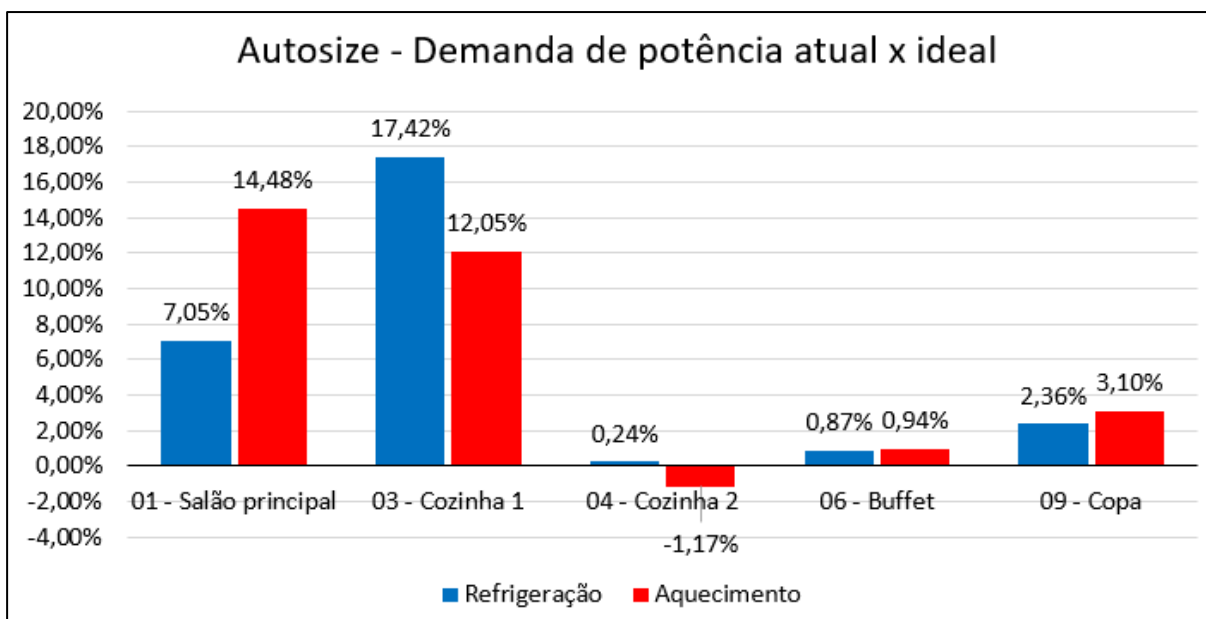
Tabela 17 – Potências de climatização em *autosize* (modelo ideal)

HVAC	ZONA	POTÊNCIA [W]	VAZÃO [kg/s]	DIA DE PROJETO	DATA/HORA DE PICO
Refrigeração	01 - Salão principal	214403,0	9,48	TBU 1	21/01 - 15:00
Refrigeração	03 - Cozinha 1	15567,7	0,91	TBU 2	21/02 - 8:00
Refrigeração	04 - Cozinha 2	38701,7	3,16	TBU 3	21/03 - 10:00
Refrigeração	06 - Buffet	14873,4	0,72	TBU 2	21/02 - 11:00
Refrigeração	09 - Copa	52628,8	2,69	TBU 1	21/01 - 15:00
Aquecimento	01 - Salão principal	52427,1	9,48	INVERNO TBU	21/07 - 8:00
Aquecimento	03 - Cozinha 1	3447,7	0,91	INVERNO TBU	21/07 - 8:00
Aquecimento	04 - Cozinha 2	4128,7	3,16	INVERNO TBU	21/07 - 8:00
Aquecimento	06 - Buffet	3729,0	0,72	INVERNO TBU	21/07 - 11:00
Aquecimento	09 - Copa	13866,5	2,69	INVERNO TBU	21/07 - 8:00

Fonte: Autor (2022).

Baseando-se nestes dados, foi elaborado o gráfico de barras ilustrado na figura 15 que retrata as diferenças percentuais de demanda de potência entre os modelos.

Figura 15 – Redução de potências - Modelo ideal em relação ao atual – Autosize.



Fonte: Autor.

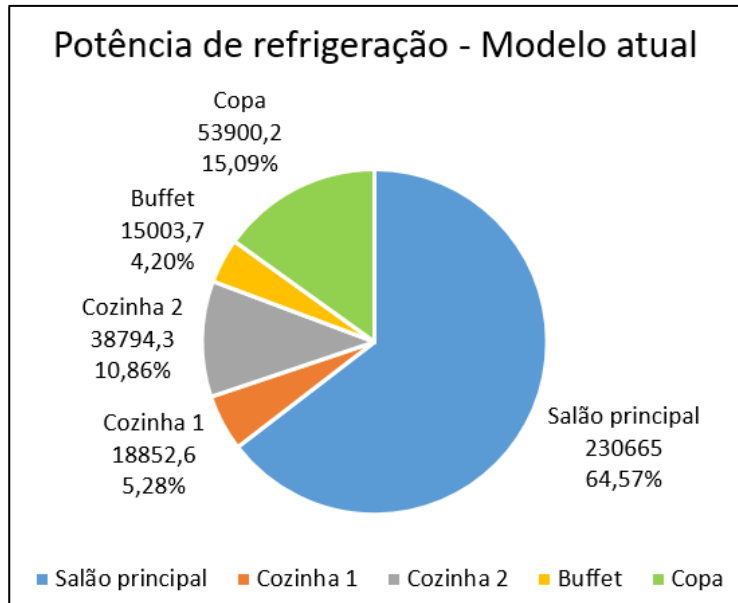
Referindo-se às potências de refrigeração, constataram-se maiores reduções nas zonas térmicas referentes ao salão principal (7,05 %), para a zona da cozinha 1 (17,42 %) e para a zona da copa (2,36%). Quanto às potências de aquecimento, a zona térmica referente ao salão principal apresentou uma redução de 14,48%, seguida de 12,05% para a cozinha 1 e 3,10% para a copa. A zona térmica referente à cozinha 2 apresentou uma demanda de potência de aquecimento maior para o modelo ideal em relação ao atual (1,17%). De modo geral, houve uma redução de 5,89% na demanda total de refrigeração e de 11,19% na de aquecimento.

Uma observação deve ser feita em relação às demandas na zona da copa, que embora não tenha sofrido nenhuma adequação de invólucro ou cargas térmicas, indicou valores de potência inferiores. Este fato se dá devido à troca de ar com a zona do salão principal - esta caracterizada por uma grande adequação construtiva e que se encontram anexas via uma abertura tipo arco (vão).

Os horários de pico são caracterizados devido às particularidades de cada zona térmica. Para aqueles dados às 8:00 horas, a causa se dá pelas infiltrações durante os períodos em que não ocorre a climatização do local, enquanto aqueles, dados entre 10:00 e 11:00 horas, são causados pelo uso de equipamentos para o preparo do almoço e aqueles, dados às 15:00, são efeito da troca de atividades no interior da zona (caminhando/parado em pé para dançando moderadamente).

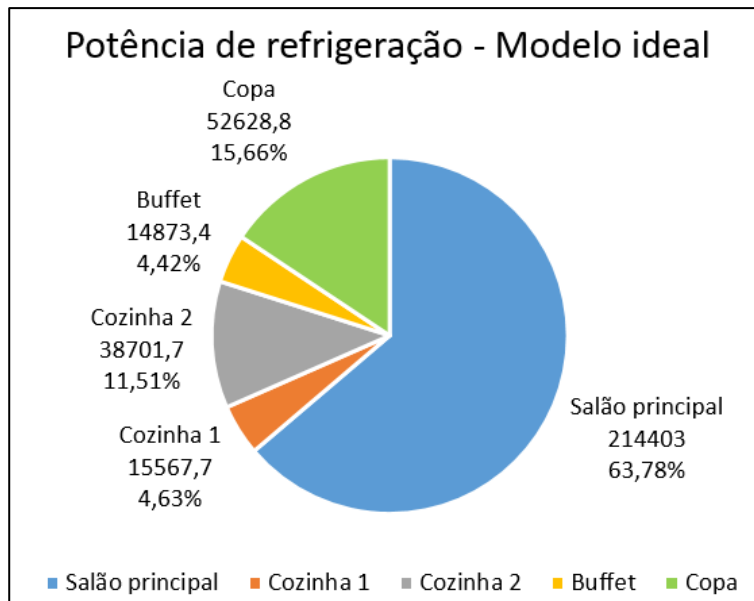
As figuras 16 e 17, a seguir, ilustram os valores percentuais de demanda de potência de refrigeração de cada zona térmica em relação à demanda total de refrigeração da edificação.

Figura 16 – Demandas de potência de refrigeração – Valores percentuais - Modelo atual.



Fonte: Autor (2022).

Figura 17 – Demandas de potência de refrigeração – Valores percentuais - Modelo ideal.



Fonte: Autor (2022).

Verifica-se que as zonas térmicas da copa, buffet e cozinha 2, embora indiquem valores de demanda menores, apresentaram valores percentuais maiores no modelo ideal em relação à demanda total da edificação quando comparado ao modelo atual. Em questão de grandezas, a zona térmica de maior demanda de potência de refrigeração descreve o salão principal, seguida da copa, cozinha 2, cozinha 1 e buffet para ambos os casos.

Para fins de comparação, foram realizadas simulações utilizando a propriedade chamada *Ideal Loads Air System (ILAS)*, a qual realiza o cálculo de carga térmica sem os efeitos das curvas de desempenho das máquinas de ar condicionado. Assim, as tabelas A.1 e A.2 no

Apêndice A, especificam os valores de demanda de potência ideais para os modelos atual e ideal, respectivamente. A figura A.1, também presente no Apêndice A, ilustra graficamente as diferenças percentuais de potência entre os modelos para cada zona térmica da edificação, bem como a comparação *Ideal Loads Air System* x *autosize*.

6.2. Potências de refrigeração e aquecimento para máquinas reais

Para a simulação com equipamentos reais, foram selecionados equipamentos a partir do catálogo da empresa Midea que atendessem as cargas obtidas na configuração *autosize*. Foram inseridas no software as informações referentes à vazão de ar através do evaporador, potência nominal de refrigeração e aquecimento e seus devidos coeficientes de desempenho.

6.2.1. Sistema Split

Em um primeiro momento, foi realizado o levantamento de equipamentos tipo Split conforme a solicitação da diretoria da Comunidade Evangélica como o sistema em vista. A tabela 18, a seguir, elenca a zona térmica, o número de unidades, capacidade de arrefecimento, aquecimento e vazões para o modelo atual da edificação.

Tabela 18 – Equipamento Split (modelo atual).

Zona térmica	Quantidade - gênero	Capacidade de arrefecimento individual [W]	Capacidade de aquecimento individual [W]	Vazão individual [m ³ /h]
01 – Salão principal	8 - Cassete	15240	18170	2000
	6 - Piso/teto	15830	18170	2200
	1 - Piso/teto	14070	16120	2100
03 – Cozinha 1	1 - Piso/teto	14070	16120	2100
	1 – Piso/teto	5280	5570	958
04 – Cozinha 2	2 – Piso/teto	15830	18170	2200
	1 – Piso/teto	10550	11720	1955
06 – Buffet	1 – Piso/teto	15830	18170	2200
09 - Copa	3 – Piso/teto	15830	18170	2200
	1 – Piso/teto	7030	7620	1192

Fonte: Autor (2022).

As potências de arrefecimento por zona térmica resultantes foram de 230970 W para o salão principal, 19350 W para a cozinha 1, 42210 W para a cozinha 2, 15830 W para o buffet e 54520 W para a copa, com somatório total de 362880 W. Os gêneros das unidades internas (piso/teto ou cassete) foram selecionados para promover a melhor distribuição do ar e da temperatura no interior dos volumes.

A tabela 19 a seguir elenca a zona térmica, o número de unidades, capacidade de arrefecimento, aquecimento e vazões para o modelo ideal da edificação.

Tabela 19 – Equipamento Split (modelo ideal).

Zona térmica	Quantidade - gênero	Capacidade de arrefecimento individual [W]	Capacidade de aquecimento individual [W]	Vazão individual [m³/h]
01 – Salão principal	8 - Cassete	15240	18170	2000
	6 - Piso/teto	15830	18170	2200
03 – Cozinha 1	1 - Piso/teto	15830	18170	2200
04 – Cozinha 2	2 – Piso/teto	15830	18170	2200
	1 – Piso/teto	10550	11720	1955
06 – Buffet	1 – Piso/teto	15830	18170	2200
09 - Copa	3 – Piso/teto	15830	18170	2200
	1 – Piso/teto	5280	5570	958

Fonte: Autor (2022).

As potências de arrefecimento por zona térmica resultante foram de 216900 W para o salão principal, 15830 W para a cozinha 1, 42210 W para a cozinha 2, 15830 W para o buffet e 52770 W para a copa, com somatório total de 343540 W. As tabelas B.1, B2, B.3 e B4 presentes no Apêndice B possuem a melhor caracterização dos equipamentos citados em ambos os modelos.

Foram constatadas reduções de 6,09 % para o salão principal, 18,19 % para a cozinha 1, 3,21% para a copa e nenhuma alteração para a cozinha 2 e buffet, no que diz respeito às potências de climatização dos equipamentos. No total, houve uma redução de 5,33% na potência de arrefecimento e 5,16% na potência de aquecimento no modelo ideal em relação ao modelo atual.

6.2.2. Sistema VRF

Foi realizado o levantamento de equipamentos tipo VRF como opção secundária, visto seu melhor desempenho energético a partir da modulação de seu funcionamento. A tabela 20, a seguir, elenca a zona térmica, o número de unidades, capacidade de arrefecimento, aquecimento e vazões para o modelo atual da edificação.

Tabela 20 – Equipamento VRF (modelo atual).

Zona térmica	Quantidade - gênero	Capacidade de arrefecimento individual [W]	Capacidade de aquecimento individual [W]	Unidade externa	Vazão individual [m³/h]
01 – Salão principal	8 - Cassete	14000	16000	Unidade 1	1800
	9 - Piso/teto	14000	15000	Unidade 1	1890
03 – Cozinha 1	1 - Piso/teto	8000	9000	Unidade 2	1280
	1 – Piso/teto	11200	12500	Unidade 2	1890
04 – Cozinha 2	3 – Piso/teto	14000	15000	Unidade 2	1890
06 – Buffet	2 – Piso/teto	8000	9000	Unidade 2	1280
09 - Copa	4 – Piso/teto	14000	15000	Unidade 2	1890

Fonte: Autor (2022).

O sistema de climatização para o modelo atual utilizando VRF utiliza 8 unidades internas tipo cassete e 20 tipo piso/teto, totalizando 28 unidades internas, 371,2 kW de potência de arrefecimento e 407,5 kW de potência de aquecimento. Externamente, o sistema conta com uma unidade de 86 CV (capacidade de aquecimento e arrefecimento de 241,5 kW) denominada “Unidade 1” e uma unidade de 40 CV (capacidade de aquecimento e arrefecimento de 112 kW) denominada “Unidade 2”.

A tabela 21 a seguir elenca a zona térmica, o número de unidades, capacidade de arrefecimento, aquecimento e vazões para o modelo ideal da edificação.

Tabela 21 – Equipamento VRF (modelo ideal).

Zona térmica	Quantidade - gênero	Capacidade de arrefecimento individual [W]	Capacidade de aquecimento individual [W]	Unidade externa	Vazão individual [m³/h]
	8 - Cassete	14000	16000	Unidade 1	1800

01 – Salão principal	7 - Piso/teto	14000	15000	Unidade 1	1890
	1 – Piso/teto	4500	5000	Unidade 1	800
03 – Cozinha 1	1 - Piso/teto	4500	5000	Unidade 2	800
	1 – Piso/teto	11200	12500	Unidade 2	1890
04 – Cozinha 2	2 – Piso/teto	14000	15000	Unidade 2	1890
	1 – Piso/teto	11200	12500	Unidade 2	1890
06 – Buffet	2 – Piso/teto	8000	9000	Unidade 2	1280
09 - Copa	3 – Piso/teto	14000	15000	Unidade 2	1890
	1 – Piso/teto	11200	12500	Unidade 2	1890

Fonte: Autor (2022).

O sistema de climatização para o modelo ideal carece de 8 unidades internas tipo cassete e 19 tipo piso/teto, totalizando 27 unidades internas, 338,6 kW de potência de arrefecimento e 373,5 kW de potência de aquecimento. Externamente, o sistema conta com uma unidade de 78 CV (capacidade de aquecimento e arrefecimento de 218,5 kW) denominada “Unidade 1” e uma unidade de 36 CV (capacidade de aquecimento e arrefecimento de 101,5 kW) denominada “Unidade 2”. As figuras C.1 e C.2 no apêndice C ilustram graficamente as demandas de potências de refrigeração individuais e o somatório das mesmas para o valor máximo de potência para a seleção das unidades externas.

Houve uma diminuição no número de unidades internas (1), na potência de arrefecimento (8,78%), de aquecimento (8,34%) e da potência das unidades externas (9,48%). As tabelas C.1, C.2, C.3 e C.4 presentes no Apêndice C possuem a melhor caracterização dos equipamentos citados em ambos os modelos.

Em relação ao sistema Split, pode-se afirmar que houve uma maior redução de grandezas referentes às potências de climatização, porém a correta seleção do conjunto de equipamentos deve basear-se também na viabilidade econômica (o consumo de energia elétrica é apresentado no item 6.4).

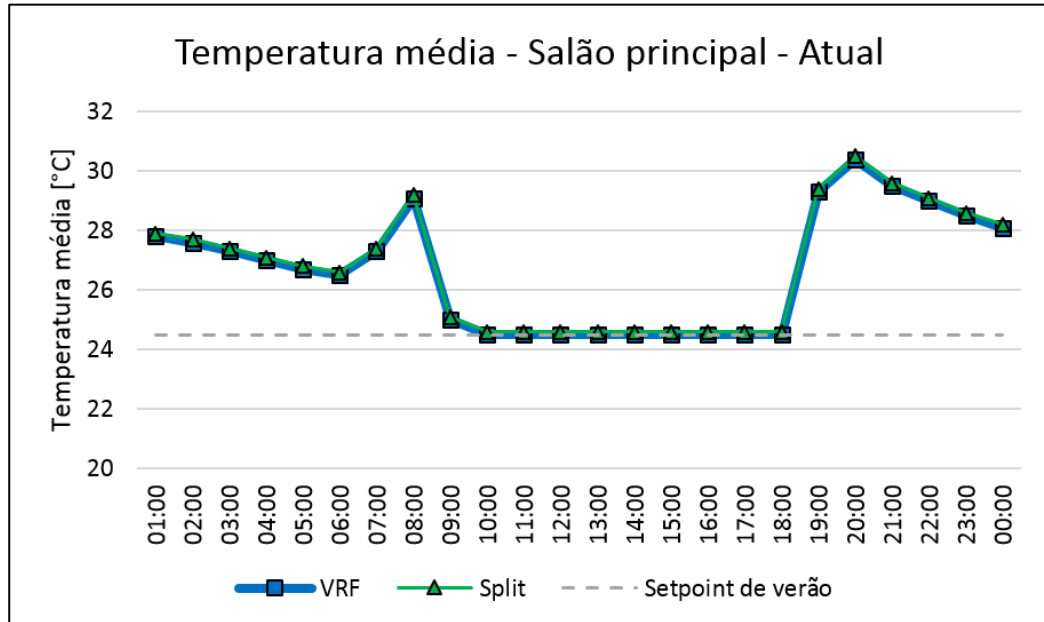
6.3. Condições internas

Para a verificação do conforto térmico nos ambientes, realizou-se a análise da temperatura média, temperatura operativa e umidade relativa do ar da zona térmica do salão principal, a qual apresenta maior representatividade para a edificação devido à grande presença

de pessoas. O dia de projeto adotado foi TBU 1, este de maior exigência dos equipamentos de climatização.

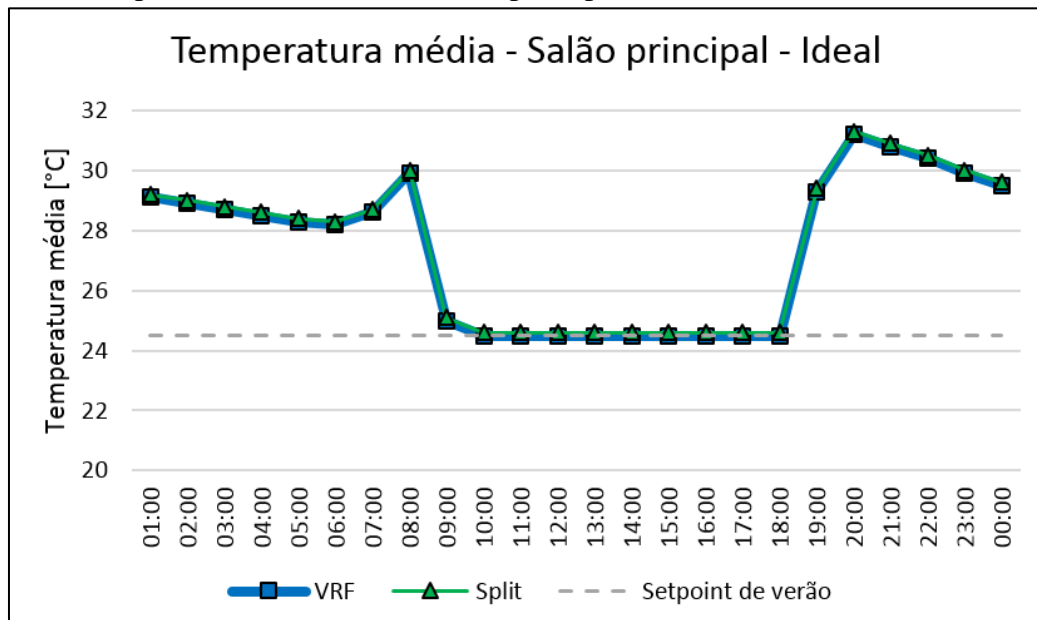
As figuras 18 e 19 a seguir ilustram a temperatura média do ar utilizando os sistemas VRF e Split para os modelos atual e ideal.

Figura 18 – Temperatura média do ar – Salão principal – Modelo atual.



Fonte: Autor.

Figura 19 – Temperatura média do ar – Salão principal – Modelo ideal.

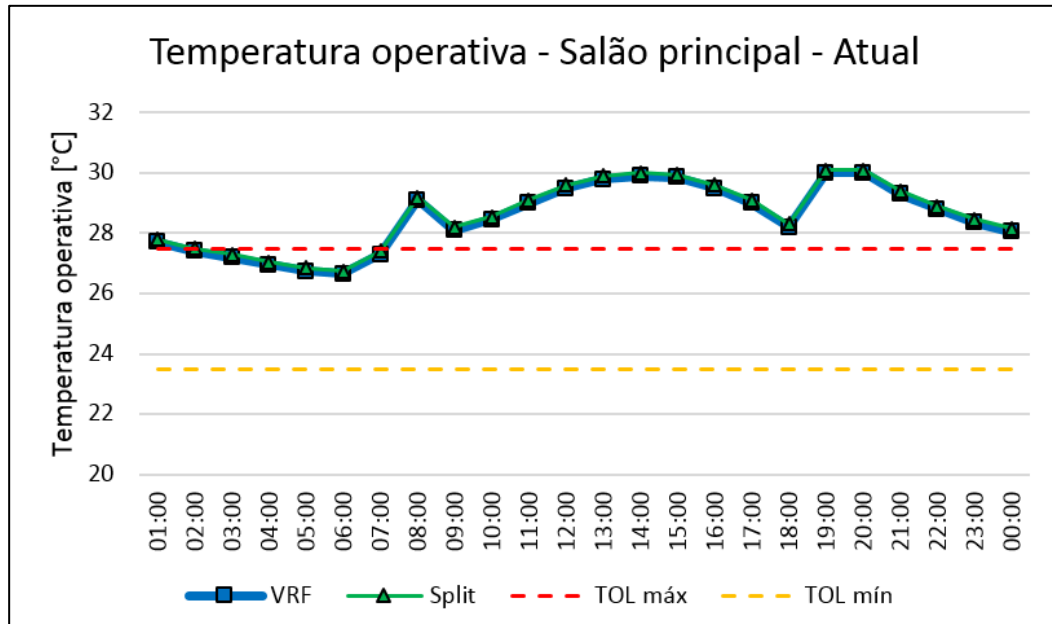


Fonte: Autor.

Observa-se que a temperatura média do ar do ambiente se manteve em 24,5 °C (*set point* para o verão) durante todo o período de ocupação para os sistemas VRF e Split em ambos modelos.

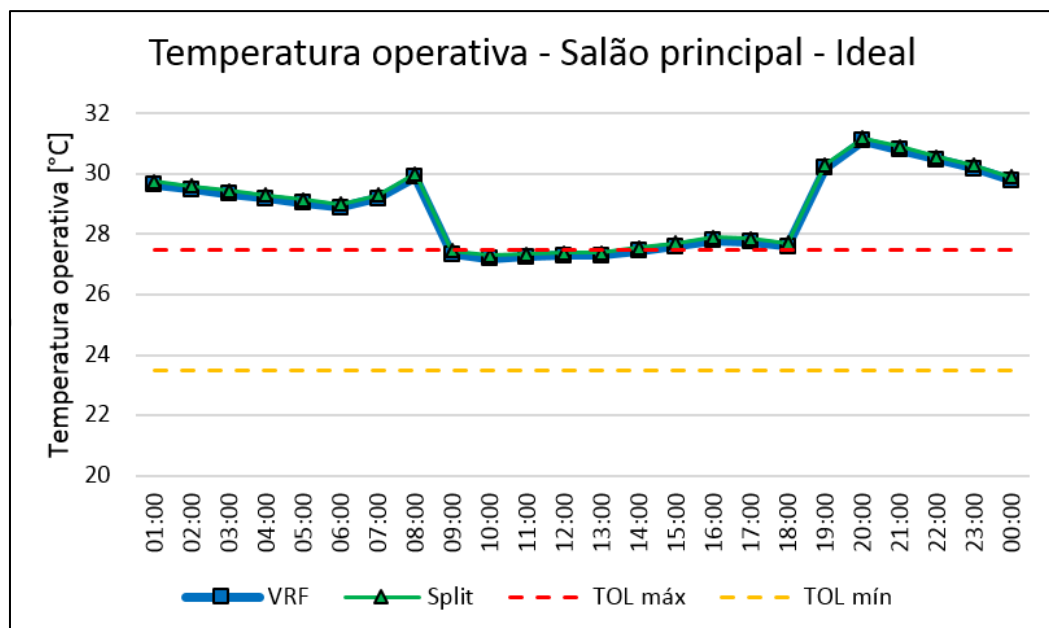
A temperatura operativa do ar para os sistemas e modelos citados encontram-se nas figuras 20 e 21 a seguir.

Figura 20 – Temperatura operativa do ar – Salão principal – Modelo atual.



Fonte: Autor.

Figura 21 – Temperatura operativa do ar – Salão principal – Modelo ideal.



Fonte: Autor.

As linhas tracejadas indicam a temperatura operativa limite superior e temperatura operativa limite inferior equivalentes a 27,5 °C e 23,5°C, respectivamente, conforme indica a figura 1 para condições de conforto térmico para o verão.

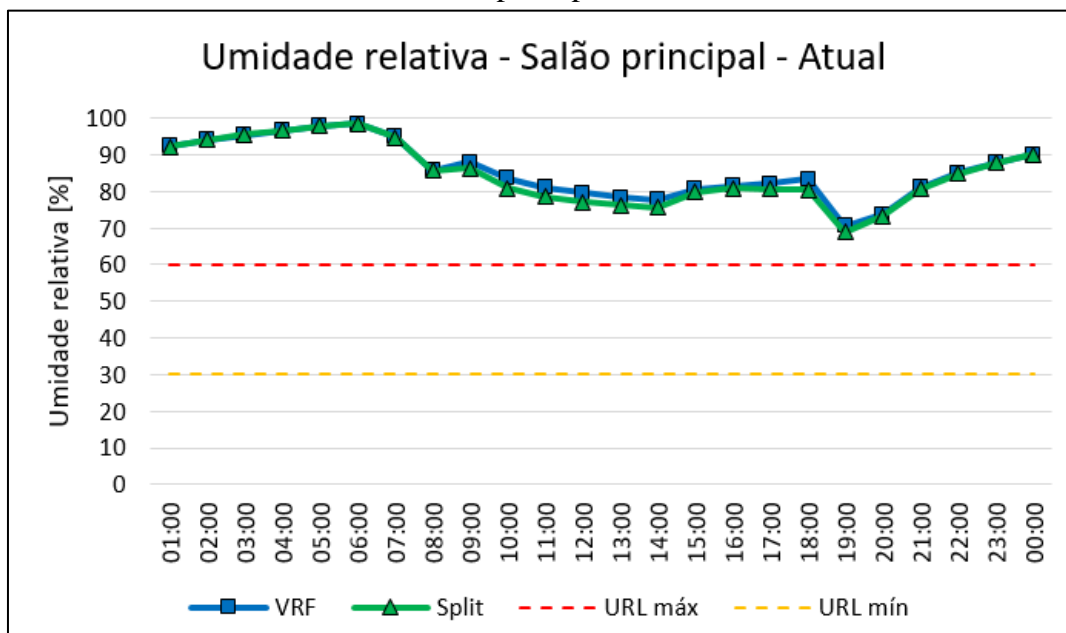
Visto que as cargas internas, condições climáticas e de ocupação do ambiente mantiveram-se iguais para ambos os modelos, a redução da temperatura operativa durante o

período em que há climatização indica a eficiência das adequações realizadas e apresenta diferenças de até 2,5 °C. No período das 15:00 às 18:00, a temperatura ultrapassa o valor limite de 27,5 °C em 0,35 °C, porém uma possível solução seria a redução da temperatura do termostato, o que reduziria também a temperatura operativa do ar da zona térmica ao custo de um aumento do consumo.

Observa-se que as temperaturas médias e operativas do ar apresentam valores superiores no modelo ideal em relação ao modelo atual durante os períodos ociosos. Este fato se dá devido à elevação da inércia térmica da edificação em razão das adequações, bem como menores infiltrações devido à redução do volume total do ambiente após a instalação do forro e mantendo-se 1,5 trocas de ar por hora durante o período em que não há climatização.

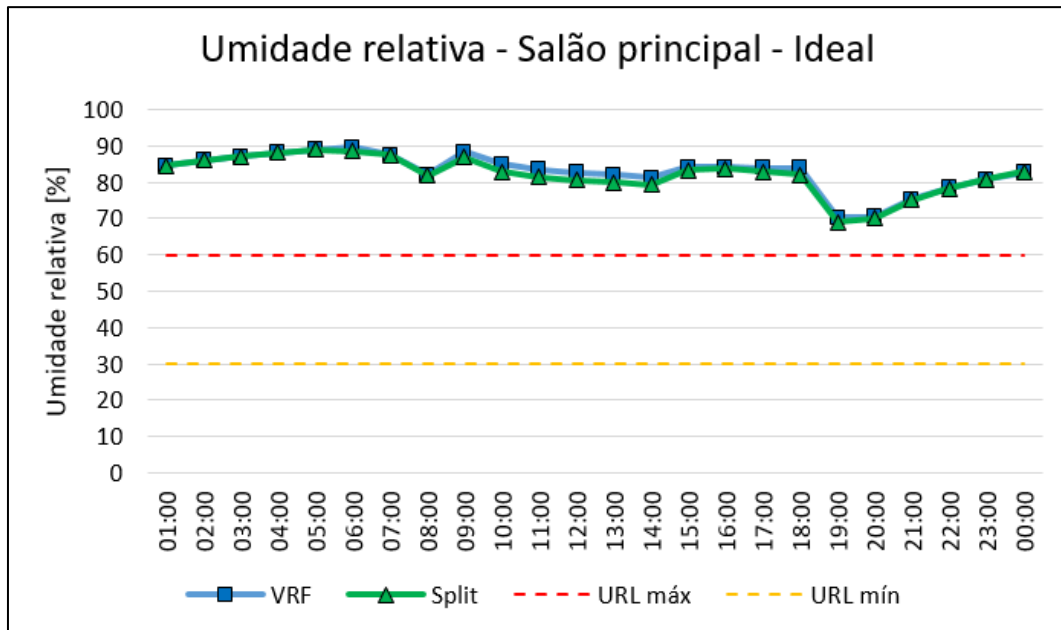
As figuras 22 e 23 a seguir ilustram a umidade relativa do ar para os modelos e sistemas citados.

Figura 22 – Umidade relativa do ar – Salão principal – Modelo atual.



Fonte: Autor.

Figura 23 – Umidade relativa do ar – Salão principal – Modelo ideal.



Fonte: Autor.

As linhas tracejadas indicam a umidade relativa limite superior e umidade relativa limite inferior equivalentes a 60% e 30%, respectivamente, conforme indica a figura 1 para condições de conforto térmico para o verão.

Os valores de umidade relativa do ar elevados são devidos as infiltrações nos ambientes durante os períodos em que não ocorre a climatização; pela renovação do ar que, para o dia em análise, encontra-se com umidade relativa externa de aproximadamente 63% (valor já acima do limite superior), bem como a grande carga latente interna. Desta forma, torna-se necessária a instalação de um equipamento adjacente para a desumidificação e tratamento do ar interno, que pode ser dado via sistema de condensação (o ar é insuflado através de um elemento que reduz a temperatura abaixo do ponto de orvalho), sistema dessecante (utiliza material higroscópico), etc.

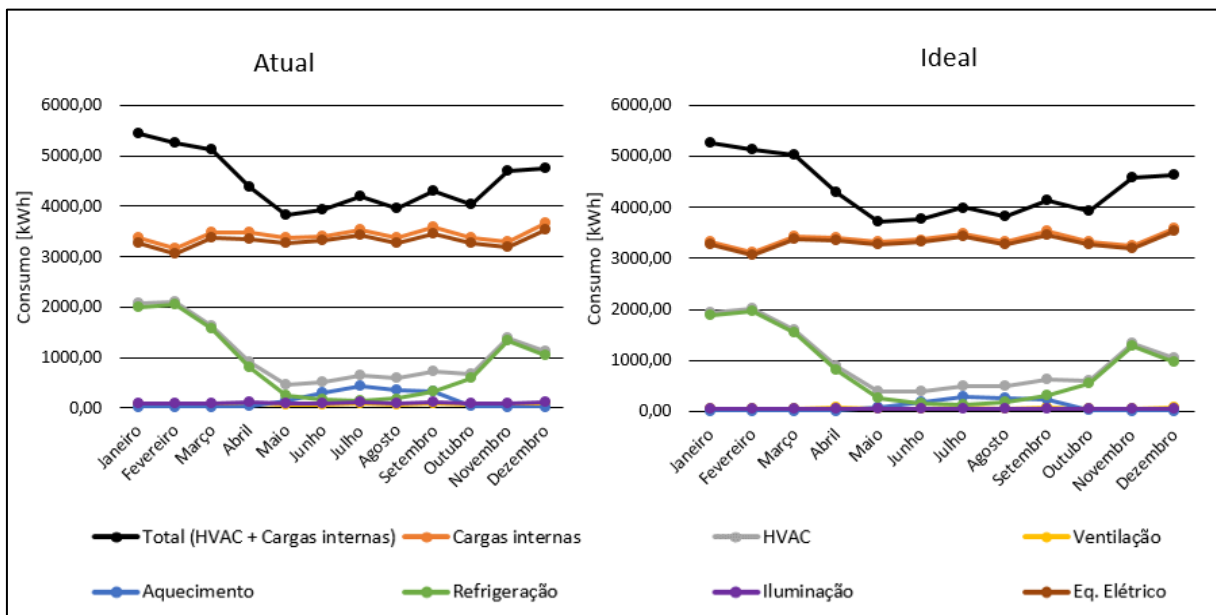
Outro aspecto a ser destacado é a temperatura média do volume compreendido entre o telhado e o forro do salão principal, o qual atinge 50,03 °C durante o dia de projeto TBS 12 (21 de dezembro). As figuras D.1, D.2 e D.3 no Apêndice D ilustram as temperaturas média, operativa e a umidade relativa do ar para o modelo atual com os equipamentos de ar condicionado e renovação desligados. Percebe-se que estas condições encontram-se muito acima daquelas definidas por ASHRAE na figura 1, indicando um grande desconforto térmico e são semelhantes às constatadas atualmente no local, o que reforça a necessidade de um sistema de climatização.

6.4. Consumo de energia elétrica

Como ressaltado anteriormente, um fator decisivo para a seleção do sistema ideal para a edificação baseia-se no consumo de energia elétrica em conjunto com o custo de implementação dos equipamentos. Para o presente caso, foi realizado o levantamento do consumo de energia elétrica mensal no decorrer de um ano para os diferentes sistemas e modelos.

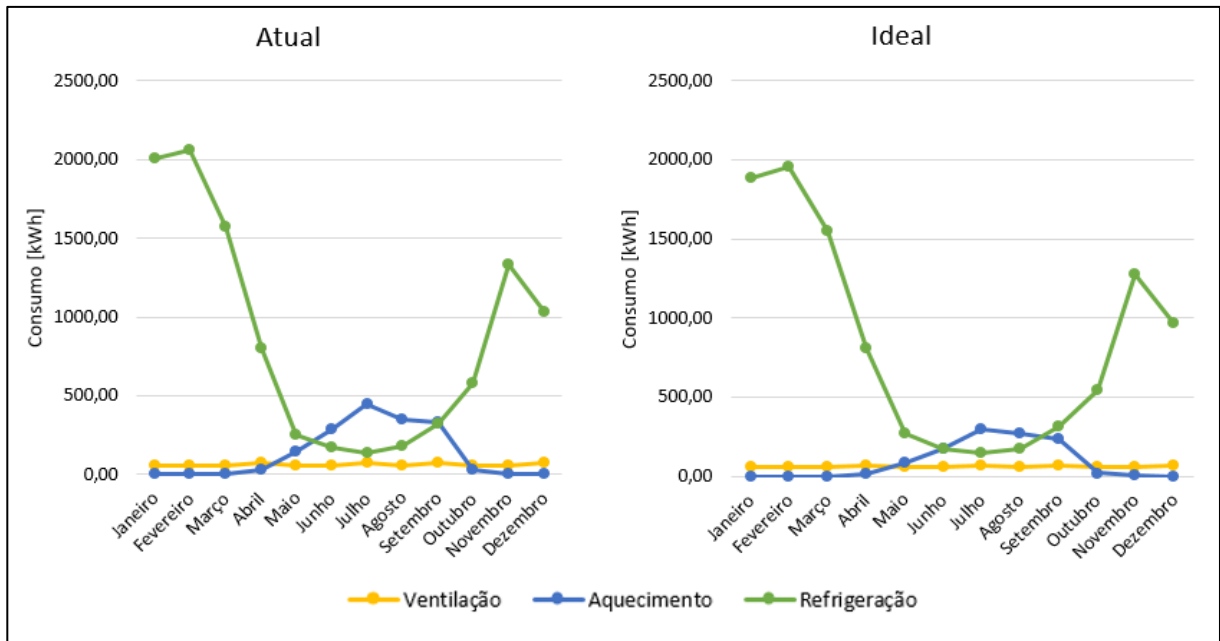
O consumo de energia elétrica para o sistema Split para os modelos atual e ideal está ilustrado na figura 24 em sequência, com maiores detalhes do sistema de ar condicionado na figura 25.

Figura 24 – Consumo de energia elétrica – Sistema Split.



Fonte: Autor.

Figura 25 – Consumo de energia elétrica – Sistema Split – Detalhado.

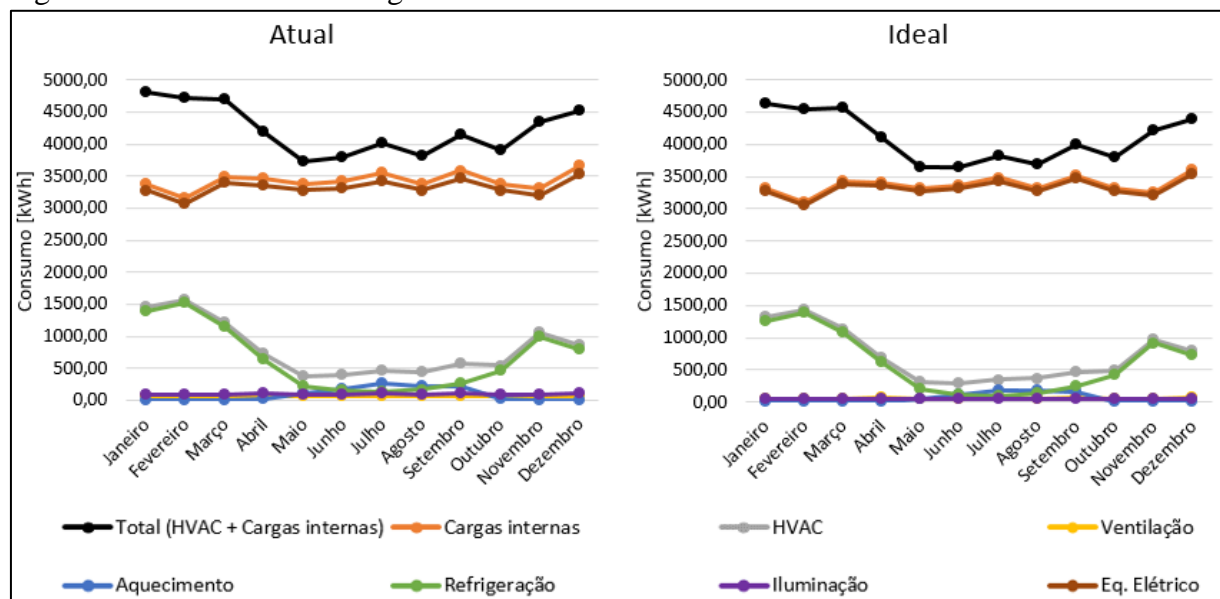


Fonte: Autor.

O consumo anual aferido para o modelo atual é equivalente a 53945,04 kW.h, enquanto o aferido no modelo ideal é de 52337,61 kW.h, que corresponde a uma redução de 2,98% em relação ao modelo atual. Uma comparação apenas do consumo anual do sistema de ar condicionado revela uma redução de 3,79% em refrigeração e 33,03% em aquecimento, com total (HVAC) de 7,66% ao ano. Nota-se o pico de consumo para o mês de janeiro em ambos modelos, (5435,56 kW.h para o atual e 5265,99 kW.h para o ideal).

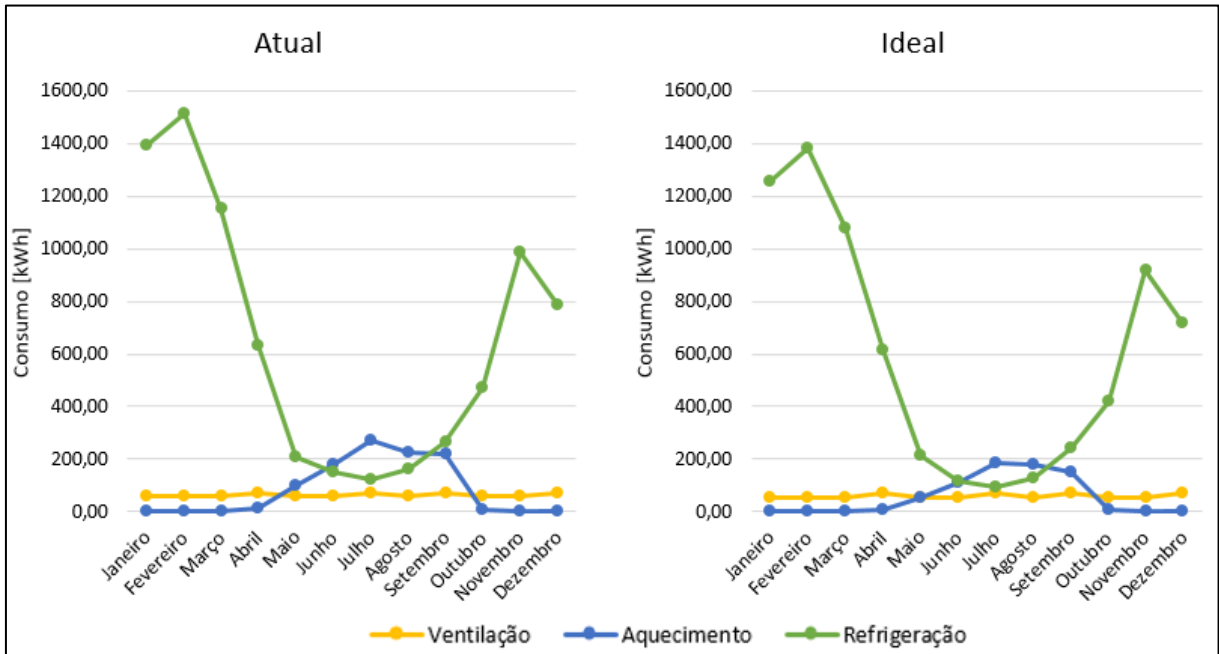
Para o sistema VRF, as figuras 26 e 27, a seguir, ilustram o consumo de energia para os modelos em questão.

Figura 26 – Consumo de energia elétrica – Sistema VRF.



Fonte: Autor

Figura 27 – Consumo de energia elétrica – Sistema VRF – Detalhado.

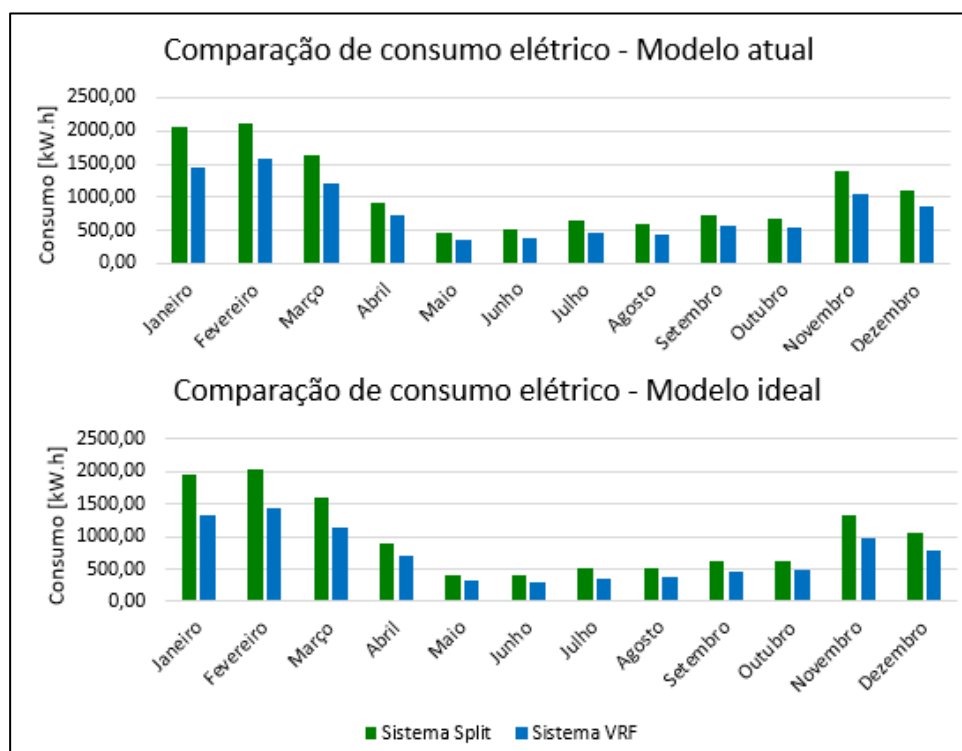


Fonte: Autor.

O consumo anual aferido para o modelo atual é equivalente a 50696,97 kW.h, enquanto o aferido no modelo ideal é de 49062,34 kW.h, que corresponde a uma redução de 3,22%. Porém, devido às elevadas cargas internas (equipamento elétrico) que permanecem constantes para ambos, uma comparação apenas do consumo anual do sistema de ar condicionado revela uma redução de 8,40% em refrigeração e 32,00% em aquecimento, com total (HVAC) de 10,53% ao ano. Nota-se o pico de consumo para o mês de janeiro em ambos modelos, (4819,71 kW.h para o atual e 4635,15 kW.h para o ideal).

A partir destes dados elaborou-se o gráfico comparativo ilustrado na figura 28 a seguir.

Figura 28 – Comparação de consumo de energia elétrica – Split x VRF.



Fonte: Autor.

Torna-se possível afirmar que o consumo de energia anual do sistema VRF é menor que o do sistema Split em 25,25% para o modelo atual e 27,57% para o modelo ideal, onde os meses de janeiro e julho apresentaram os picos de variação correspondentes a 32,45% (arrefecimento) e 32,48% (aquecimento) para o modelo ideal. Este fato é devido ao modo de funcionamento do sistema VRF, o qual nivela sua capacidade de funcionamento conforme a demanda das zonas térmicas, reduzindo os períodos de operação e picos de partida dos compressores.

Quanto aos sistemas de iluminação, o consumo anual de energia elétrica do sistema de tipo fluorescente foi equivalente à 1230,37 kW.h enquanto o sistema de tipo LED foi equivalente à 608,61 kW.h, que acarreta em uma redução de 50,53%.

7. CONCLUSÃO

A presente composição constitui a análise termoenergética do centro de eventos da comunidade evangélica de Agudo utilizando-se de simulações realizadas através do software Energyplus para o correto dimensionamento do sistema de climatização e atendimento aos parâmetros necessários ao conforto térmico dos ocupantes. O desenvolvimento deu-se pela elaboração de modelos distintos para a análise de potências de climatização, condições internas e consumo de energia elétrica da edificação.

Foi possível verificar que a instalação do forro e isolamento no salão principal garantiram um declínio de 7,05% na demanda de potência de refrigeração e 14,48% na de aquecimento, enquanto a aplicação de uma coifa sobre o fogão industrial na cozinha 1 (em conjunto do isolamento sobre o forro) reduziram a demanda de potência de refrigeração do ambiente em 17,42%. De forma geral, as alterações sugeridas reduziram a demanda de potência em 5,33% para refrigeração e 5,16% para aquecimento para o sistema Split, enquanto os valores para o sistema VRF seriam de 8,78% para refrigeração e 8,34% para aquecimento em toda a edificação, quando comparados os modelos ideais em relação aos atuais.

A partir da análise das condições internas do salão principal, este considerado o ambiente de maior relevância no projeto devido sua maior quantidade de pessoas e modificações construtivas mais impactantes, foi constatado que, embora a temperatura média definida pelo *set point* se mantivesse constante, a forma atual da edificação seria incapaz de oferecer conforto térmico devido a elevada temperatura operativa do ar em função do telhado de zinco exposto e sobre constante irradiação solar. Com a presença de forro e camada isolante (dados por PVC e lã de rocha) houve um declínio de 2,5°C na temperatura operativa do ar, dada em prol do atendimento dos limites definidos por ASHRAE (2005) durante os períodos de ocupação.

Em relação à umidade relativa do ar, verifica-se que não ocorre o atendimento dos parâmetros de conforto em ambos sistemas e modelos, fato que se deve à grande carga latente dissipada por consequência das atividades desenvolvidas no recinto, agravado com o insuflamento de ar externo já em condições acima dos limites impostos e infiltrações. Para a solução deste problema, sugere-se a instalação de equipamentos para o tratamento do ar interno através de sua desumidificação.

Por fim, sob a caracterização de um desempenho energético superior em função de seu modo de funcionamento, o sistema VRF indicado evidenciou uma redução de 27,57% no consumo anual de energia elétrica quando comparado ao sistema Split no modelo de edificação idealizado, porém com custos de aquisição e instalação possivelmente mais elevados. O sistema de iluminação tipo LED apresentou redução de 50,53% no consumo quando em substituição ao tipo fluorescente que se encontra atualmente em uso no local.

Portanto, é possível compreender o potencial que este tipo de ferramenta possui e sua necessidade para a análise e correto dimensionamento de sistemas de ar condicionado, evitando-se assim o consumo excessivo de energia e garantindo as condições de conforto ideais. Em sugestão para trabalhos futuros, a análise da viabilização financeira é de suma importância

para a seleção dentre os sistemas, uma vez que pode ser realizada a comparação de custos de aquisição, instalação e manutenção em razão do consumo ao longo do tempo.

8. REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE VIGILÂNCIA SANITÁRIA - ANVISA. **Resolução n° 09, de 16 de janeiro de 2003**. Disponível em: <http://antigo.anvisa.gov.br/documents/10181/2718376/RE_09_2003_.pdf/8ccafc91-1437-4695-8e3a-2a97deca4e10> Acesso em: 19 de novembro de 2021.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-1**: Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários, parte 1: Projetos das instalações. Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-2**: Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários, parte 2: Parâmetros de conforto térmico. Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-3**: Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários, parte 3: Qualidade do ar interior. Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Projeto 02:135.07-001**: Desempenho térmico de edificações, parte 1: Definições, símbolos e unidades. Rio de Janeiro, 2003.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Projeto 02:135.07-001/2**: Desempenho térmico de edificações, parte 2: métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações. Rio de Janeiro, 2003.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Projeto 02:135.07-001/3**: Desempenho térmico de edificações, parte 3: Zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social. Rio de Janeiro, 2003.

ARANTES, Beatriz. **Fachadas Sazonalmente Adaptáveis: Potencial de Melhoria de Desempenho Termo-energético de Edifícios Residenciais**. Dissertação de Doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo, Universidade Estadual de Campinas, 2019.

ASHRAE. **Climatic Design Conditions, 2017**. Disponível em: <<http://ashrae-meteo.info/v2.0/>>. Acesso em: 22 de outubro de 2021.

ASHRAE 55-2004. **Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy**. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2004.

ASHRAE. **Fundamentals Handbook**. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, 2005.

ASHRAE. **Fundamentals Handbook**. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, 2009.

ASHRAE 55-2010. **Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy**. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2010.

CAMPANI, Pedro B. **Análise do Desempenho Termoenergético do Prédio Administrativo da Universidade Federal do Pampa, Campus Alegrete**. Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Pampa. Alegrete, 2018.

CARLO, Joyce C. **Desenvolvimento de Metodologia de Avaliação de Eficiência Energética do Envoltório de edificações Não-residenciais**. Dissertação de Doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2008.

CAROTENUTO, Adriano. R. **Análise do Desempenho Termoenergético de um Prédio Histórico de Elevada Inércia Térmica**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2009.

CREDER, Hélio. **Instalações de Ar Condicionado, 6ª Edição**. Editora LTC, Rio de Janeiro, 2004. 88 p.

ENERGYPLUS. **Input Output Reference**. U.S Department of Energy. Washington, D.C.,2020.

DA SILVA, Sérgio A. F. **Análise do Desempenho Termoenergético das Edificações do Parque Científico e Tecnológico do Pampa (PAMPATEC) Através de Simulação com Software Energyplus**. Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Pampa. Alegrete, 2017.

Diretoria da Igreja Evangélica de Confissão Luterana do Brasil em Agudo.

DUARTE, Vanessa C. P. **Desempenho térmico de edificações**. Laboratório de eficiência energética em edificações, Universidade Federal de Santa Catarina, 2016.

ENERGYPLUS. **Engineering Reference**. U.S Department of Energy. Washington, D.C., 2016.

HELIOSCREEN. **Catálogo técnico de cortinas**. Lokeren, Bélgica, 2018. Disponível em: <<https://www.helioscreen.com/en/collection/fabrics-finder/>>. Acesso em: 20 de outubro de 2021.

MIDEA. **Catálogo de produtos 21/22**. 2022.

LABEEE. **Arquivos climáticos**. 2016. Disponível em: <<https://labeee.ufsc.br/downloads/arquivos-climaticos/inmet2016>>. Acesso: 22 de outubro de 2021.

LAMBERTS, Roberto, et.al. **Catálogo de propriedades térmicas de paredes e coberturas**. Laboratório de Eficiência Energética em Edificações, Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.

PEREIRA, Fábbyo L. **Determinação Computacional da Influência de Parâmetros Físicos no Comportamento Termoenergético de Uma Edificação**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2005.

PEREIRA, Fernanda A. **Influência da estratégia de ventilação natural no desempenho termoenergético de edifícios de escritórios de modo misto.** Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo, Universidade Estadual de Campinas. Campinas, 2019.

SOUSA, Nelson M. S.; NUNES, Manuel; SANTOS, Carlos M. A. **Thermal performance in a conventional fireplace and in na instes appliance.** 9th Conference on Energy for a Clean Environment (CLEANAIR). Póvoa de Varzim, 2007.

TAUBE, Gabriel E. **Análise do Desempenho Termoenergético do Prédio NTIC da Universidade Federal do Pampa Campus Alegrete.** Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Pampa. Alegrete, 2017.

TRANE. **Cooling and Heating Load Estimation.** 2011. Disponível em: <<http://www.tgaoptimierung.de/kaeltetechnik/wp-content/uploads/sites/2/2015/07/Cooling-and-Heating-Load-Estimation.pdf>>. Acesso em: 25 de outubro de 2020. 9 p.

9. APÊNDICES

A – Potências de arrefecimento e aquecimento – *Ideal Loads Air System*.

Tabela A.1 – Potências ideais de climatização (Modelo atual).

	ZONA	POTÊNCIA [W]	VAZÃO [kg/s]	DIA DE PROJETO	DATA/HORA DE PICO
Refrigeração	01 - Salão principal	229998,0	8,42	STM TBU 1	21/01 - 15:00
Refrigeração	03 - Cozinha 1	18710,0	0,93	STM TBU 2	21/02 - 11:00
Refrigeração	04 - Cozinha 2	35439,4	2,20	STM TBU 3	21/02 - 10:00
Refrigeração	06 - Buffet	15636,4	0,60	STM TBU 1	21/01 - 11:00
Refrigeração	09 - Copa	54076,2	2,11	STM TBU 1	21/01 - 15:00
Aquecimento	01 - Salão principal	148298,0	8,42	STM INVERNO TBU	21/07 - 8:00
Aquecimento	03 - Cozinha 1	7391,9	0,93	STM INVERNO TBU	21/07 - 8:00
Aquecimento	04 - Cozinha 2	4834,6	2,20	STM INVERNO TBU	21/07 - 8:00
Aquecimento	06 - Buffet	9377,0	0,60	STM INVERNO TBU	21/07 - 11:00
Aquecimento	09 - Copa	33053,1	2,11	STM INVERNO TBU	21/07 - 8:00

Fonte: Autor (2022).

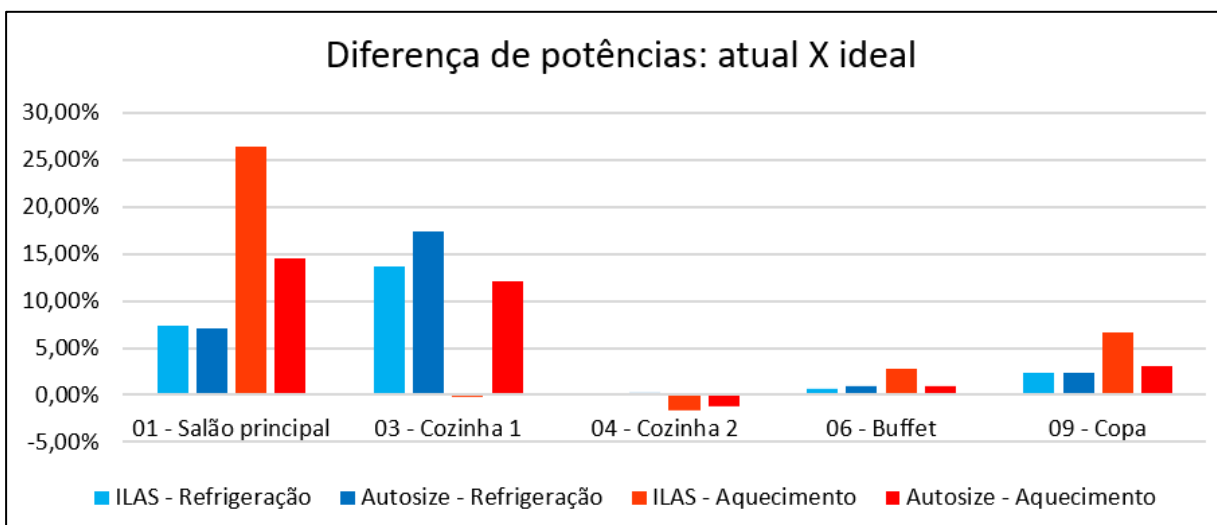
Tabela A.2 – Potências ideais de climatização (Modelo ideal).

HVAC	ZONA	POTÊNCIA [W]	VAZÃO [kg/s]	DIA DE PROJETO	DATA/HORA DE PICO
Refrigeração	01 - Salão principal	213090,0	7,23	STM TBU 1	21/01 - 15:00
Refrigeração	03 - Cozinha 1	16158,1	0,76	STM TBU 2	21/02 - 8:00
Refrigeração	04 - Cozinha 2	35394,8	2,19	STM TBU 3	21/03 - 10:00
Refrigeração	06 - Buffet	15535,7	0,59	STM TBU 1	21/01 - 11:00
Refrigeração	09 - Copa	52758,1	2,03	STM TBU 1	21/01 - 15:00
Aquecimento	01 - Salão principal	109124,0	7,23	STM INVERNO TBU	21/07 - 8:00
Aquecimento	03 - Cozinha 1	7408,7	0,76	STM INVERNO TBU	21/07 - 8:00

Aquecimento	04 - Cozinha 2	4912,2	2,19	STM INVERNO TBU	21/07 - 8:00
Aquecimento	06 - Buffet	9118,9	0,59	STM INVERNO TBU	21/07 - 11:00
Aquecimento	09 - Copa	30848,6	2,03	STM INVERNO TBU	21/07 - 8:00

Fonte: Autor (2022).

Figura A.1 – Potência atual x ideal (ILAS e autosize).



Fonte: Autor.

B – Equipamentos Split

Tabela B.1 – Split – Atual – Unidades internas

Zona térmica	Quantidade / Modelo	Cap. de arref./ Cap. de aquec. [W/W]	Pot. Elét. arref./ Pot. elét. aquec. [W/W]	Vazão [m³/h]
01 – Salão principal	8 / MCD1-55HRFNX- QRDOW (GA)	15240 / 18170	5000 / 5550	2000
	6 / MUE-55HRFNX- QRDOW (GA)	15830 / 18170	5650 / 6050	2200
	1 / MUE-48HRFNX- QRDOW (GA)	14070 / 16120	5000 / 5100	2100
03 – Cozinha 1	1 / MUE-48HRFNX- QRDOW (GA)	14070 / 16120	5000 / 5100	2100
	1 / MUE-18HRFNX- QRDOW (GA)	5280 / 5570	1450 / 1500	958
04 – Cozinha 2	2 / MUE-55HRFNX- QRDOW (GA)	15830 / 18700	5650 / 6050	2200
	1 / MUE-36HRFNX- QRDOW (GA)	10550 / 11720	4000 / 3350	1955
06 - Buffet	1 / MUE-55HRFNX- QRDOW (GA)	15830 / 18170	5650 / 6050	2200
09 - Copa	3 / MUE-55HRFNX- QRDOW (GA)	15830 / 18170	5650 / 6050	2200
	1 / MUE-24HRFNX- QRDOW (GA)	7030 / 7620	5000 / 5100	1192

Fonte: Adaptado de MIDEA (2022).

Tabela B.2 – Split – Atual – Unidades externas.

Zona térmica	Quantidade / Modelo	EER	COP
	8 / MOE30U-55HFN8-RRDOW (GA)	3,03	3,03

01 – Salão principal	6 / MOE30U-55HFN8-RRDOW (GA)	3,03	3,03
	1 / MOE30U-48HFN8-RRDOW (GA)	3,03	3,03
03 –	1 / MOE30U-48HFN8-RRDOW (GA)	3,03	3,03
Cozinha 1	1 / MOX330U-18HFN8-QRDOW (GA)	3,03	3,03
04 –	2 / MOE30U-55HFN8-RRDOW (GA)	3,03	3,03
Cozinha 2	1 / MOD30U-36HFN8-RRDOW (GA)	3,03	3,03
06 - Buffet	1 / MOE30U-55HFN8-RRDOW (GA)	3,03	3,03
09 - Copa	3 / MOE30U-55HFN8-RRDOW (GA)	3,03	3,03
	1 / MOX430U-24HFN8-QRDOW (GA)	3,03	3,03

Fonte: Adaptado de MIDEA (2022).

Tabela B.3 – Split – Ideal – Unidades internas

Zona térmica	Quantidade / Modelo	Cap. de arref./ Cap. de aquec. [W/W]	Pot. Elét. arref./ Pot. elé. aquec. [W/W]	Vazão [m³/h]
01 – Salão principal	8 / MCD1-55HRFNX-QRDOW (GA)	15240 / 18170	5000 / 5550	2000
	6 / MUE-55HRFNX-QRDOW (GA)	15830 / 18170	5650 / 6050	2200
03 – Cozinha 1	1 / MUE-55HRFNX-QRDOW (GA)	15830 / 18170	5650 / 6050	2200
04 – Cozinha 2	2 / MUE-55HRFNX-QRDOW (GA)	15830 / 18700	5650 / 6050	2200
06 - Buffet	1 / MUE-36HRFNX-QRDOW (GA)	10550 / 11720	4000 / 3350	1955
09 - Copa	3 / MUE-55HRFNX-QRDOW (GA)	15830 / 18170	5650 / 6050	2200
	1 / MUE-18HRFNX-QRDOW (GA)	5280 / 5570	1450 / 1500	958

Fonte: Adaptado de MIDEA (2022).

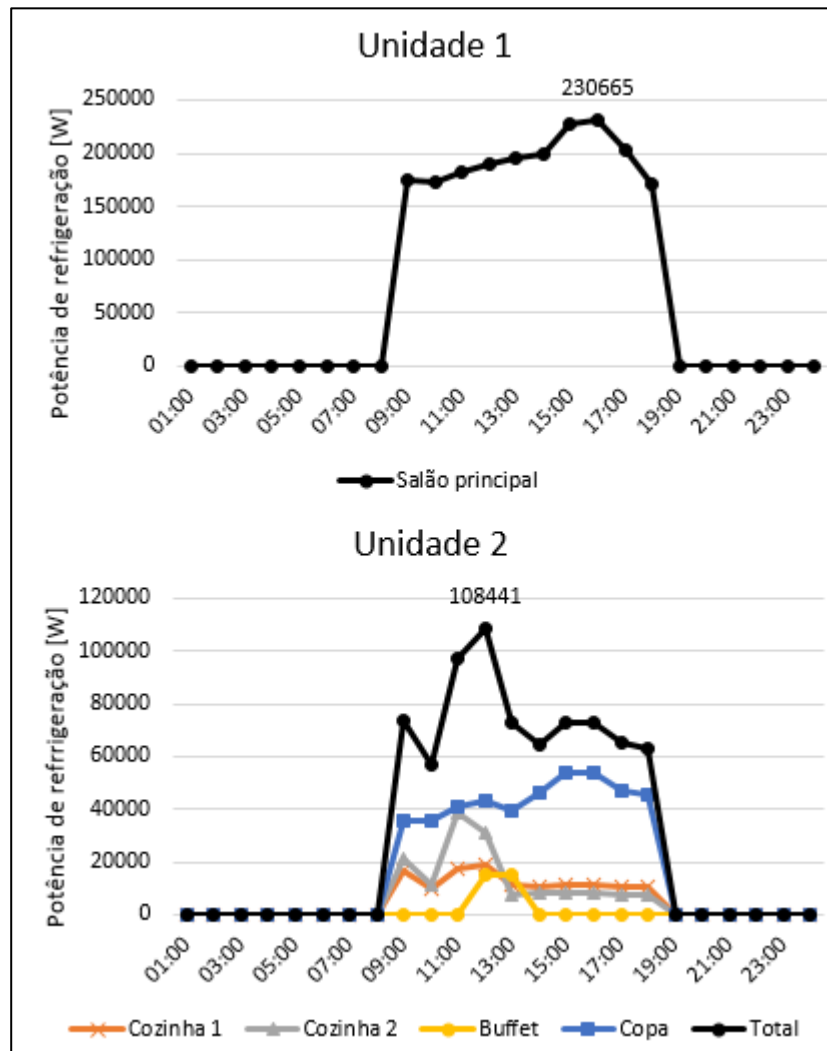
Tabela B.4 – Split – Ideal – Unidades externas.

Zona térmica	Quantidade / Modelo	EER	COP
01 – Salão	8 / MOE30U-55HFN8-RRDOW (GA)	3,03	3,03
principal	6 / MOE30U-55HFN8-RRDOW (GA)	3,03	3,03
03 – Cozinha 1	1 / MOE30U-55HFN8-RRDOW (GA)	3,03	3,03
04 – Cozinha 2	2 / MOE30U-55HFN8-RRDOW (GA)	3,03	3,03
	1 / MOD30U-36HFN8-RRDOW (GA)	3,03	3,03
06 - Buffet	1 / MOE30U-55HFN8-RRDOW (GA)	3,03	3,03
09 - Copa	3 / MOE30U-55HFN8-RRDOW (GA)	3,03	3,03
	1 / MOX330U-18HFN8-QRDOW (GA)	3,03	3,03

Fonte: Adaptado de MIDEA (2022).

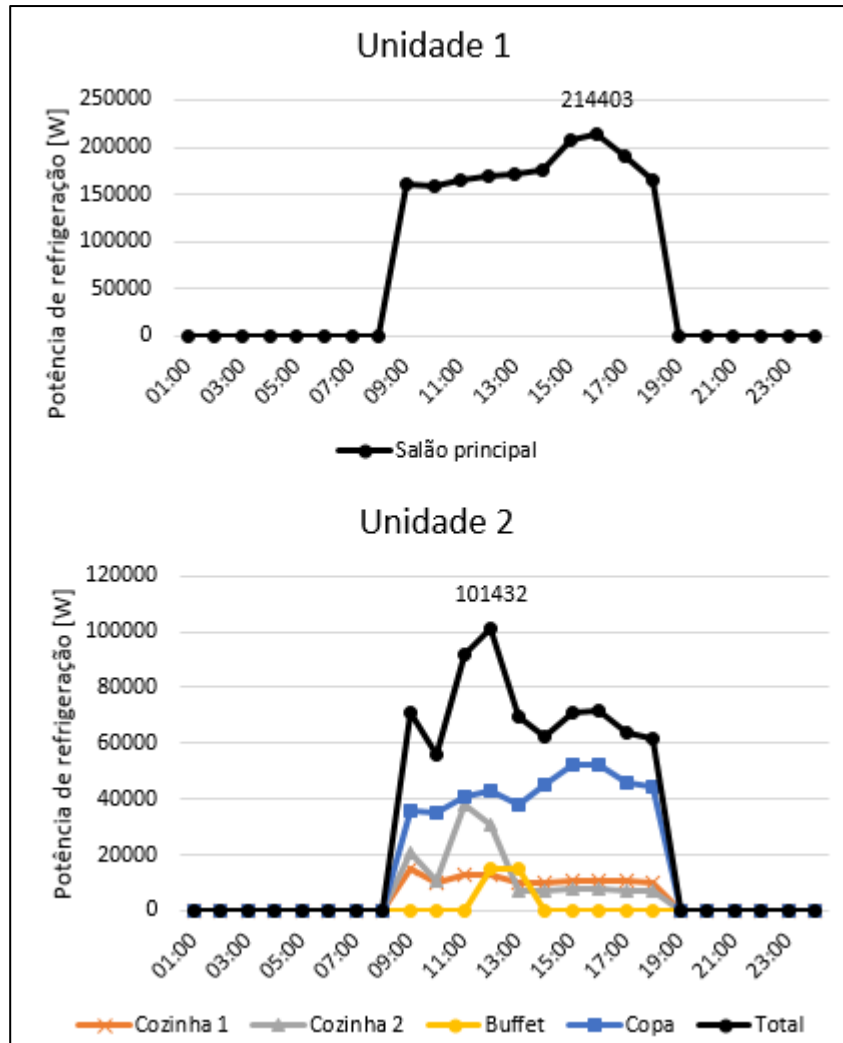
C – Equipamentos VRF

Figura C.1 – Somatório de potências de refrigeração – VRF – Modelo atual.



Fonte: Autor.

Figura C.2 – Somatório de potências de refrigeração – VRF – Modelo ideal.



Fonte: Autor.

Tabela C.1 – VRF – Atual – Unidades internas

Zona térmica	Quantidade / Modelo	Cap. de arref./ Cap. de aquec. [W/W]	Pot. Elét. arref./ Pot. elét. aquec. [W/W]	Vazão [m ³ /h]
01 – Salão principal	8 / MI2-140Q4DN1	14000 / 16000	94 / 94	1800
	9 / MI2-140DLDN1	14000 / 15000	180 / 180	1890
03 – Cozinha 1	1 / MI2-80DLDN1	8000 / 9000	130 / 130	1280
	1 / MI2-112DLDN1	11200 / 12500	180 / 180	1890
04 – Cozinha 2	3 / MI2-140DLDN1	14000 / 15000	180 / 180	1890

06 - Buffet	2 / MI2-80DLDN1	8000 / 9000	180 / 180	1280
09 - Copa	4 / MI2-140DLDN1	14000 / 15000	180 / 180	1890

Fonte: Adaptado de MIDEA (2022).

Tabela C.2 – VRF – Atual – Unidades externas.

Zona térmica	Quantidade / Modelo	Cap. de arref. e aquec. [W]	Pot. Elét. arref./ Pot. elé. aquec. [W/W]	EER / COP
01 – Salão principal	1 / MV6-2415WV2GN1-E	241500	76100 / 65000	3,17 / 3,63
03 – Cozinha 1				
04 – Cozinha 2	1 / MV6-1120WV2GN1-E	112000	32900 / 27700	3,41 / 4,04
06 - Buffet				
09 - Copa				

Fonte: Adaptado de MIDEA (2022).

Tabela C.3 – VRF – Ideal – Unidades internas

Zona térmica	Quantidade / Modelo	Cap. de arref./ Cap. de aquec. [W/W]	Pot. Elét. arref./ Pot. elé. aquec. [W/W]	Vazão [m³/h]
01 – Salão principal	8 / MI2-140Q4DN1	14000 / 16000	94 / 94	1800
	7 / MI2-140DLDN1	14000 / 15000	180 / 180	1890
	1 / MI2-45DLDN1	4500 / 5000	115 / 115	800
03 – Cozinha 1	1 / MI2-45DLDN1	4500 / 5000	115 / 115	800
	1 / MI2-112DLDN1	11200 / 12500	180 / 180	1890
04 – Cozinha 2	2 / MI2-140DLDN1	14000 / 15000	180 / 180	1890
	1 / MI2-112DLDN1	11200 / 12500	180 / 180	1890
06 - Buffet	2 / MI2-80DLDN1	8000 / 9000	180 / 180	1280

09 - Copa	3 / MI2-140DLDN1	14000 / 15000	180 / 180	1890
	1 / MI2-112DLDN1	11200 / 12500	115 / 115	800

Fonte: Adaptado de MIDEA (2022).

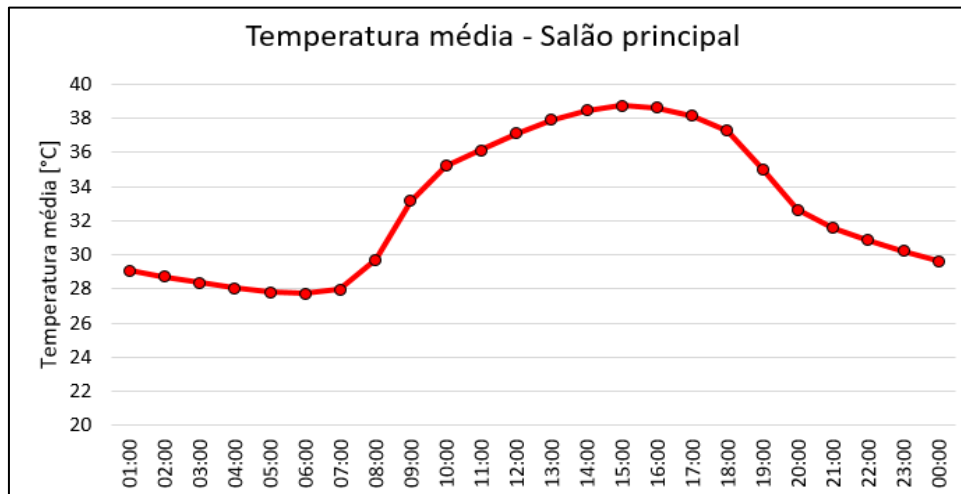
Tabela C.4 – VRF – Ideal – Unidades externas.

Zona térmica	Quantidade / Modelo	Cap. de arref. e aquec. [W]	Pot. Elét. arref./ Pot. elét. aquec. [W/W]	EER / COP
01 – Salão principal	1 / MV6- 2185WV2GN1-E	218500	67500 / 56130	3,24 / 3,89
03 – Cozinha 1				
04 – Cozinha 2	1 / MV6- 1015WV2GN1-E	101500	28200 / 23500	3,59 / 4,32
06 - Buffet				
09 - Copa				

Fonte: Adaptado de MIDEA (2022).

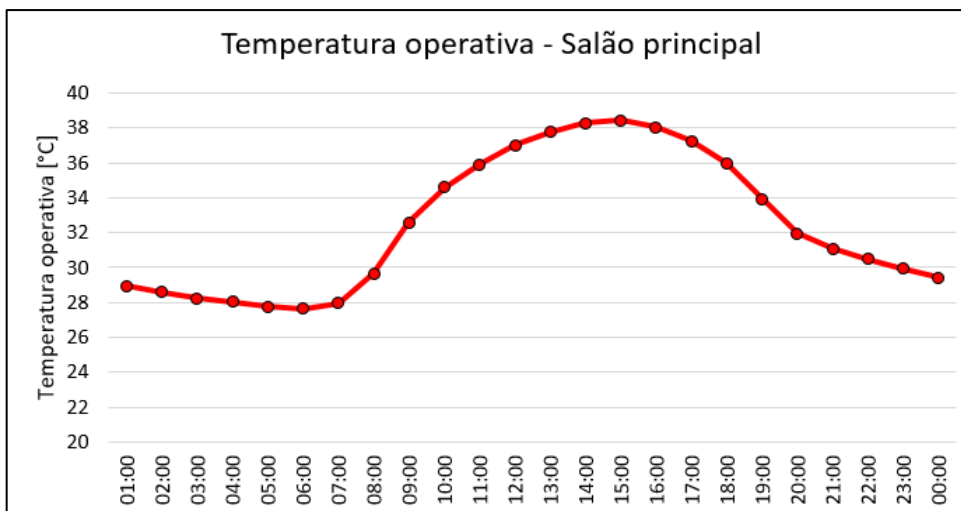
D – Condições internas sem climatização.

Figura D.1 – Temperatura média do ar – Salão principal – Modelo atual sem climatização.



Fonte: Autor.

Figura D.2 – Temperatura operativa do ar – Salão principal – Modelo atual sem climatização.



Fonte: Autor.

Figura D.3 – Umidade relativa do ar – Salão principal – Modelo atual sem climatização.



Fonte: Autor.

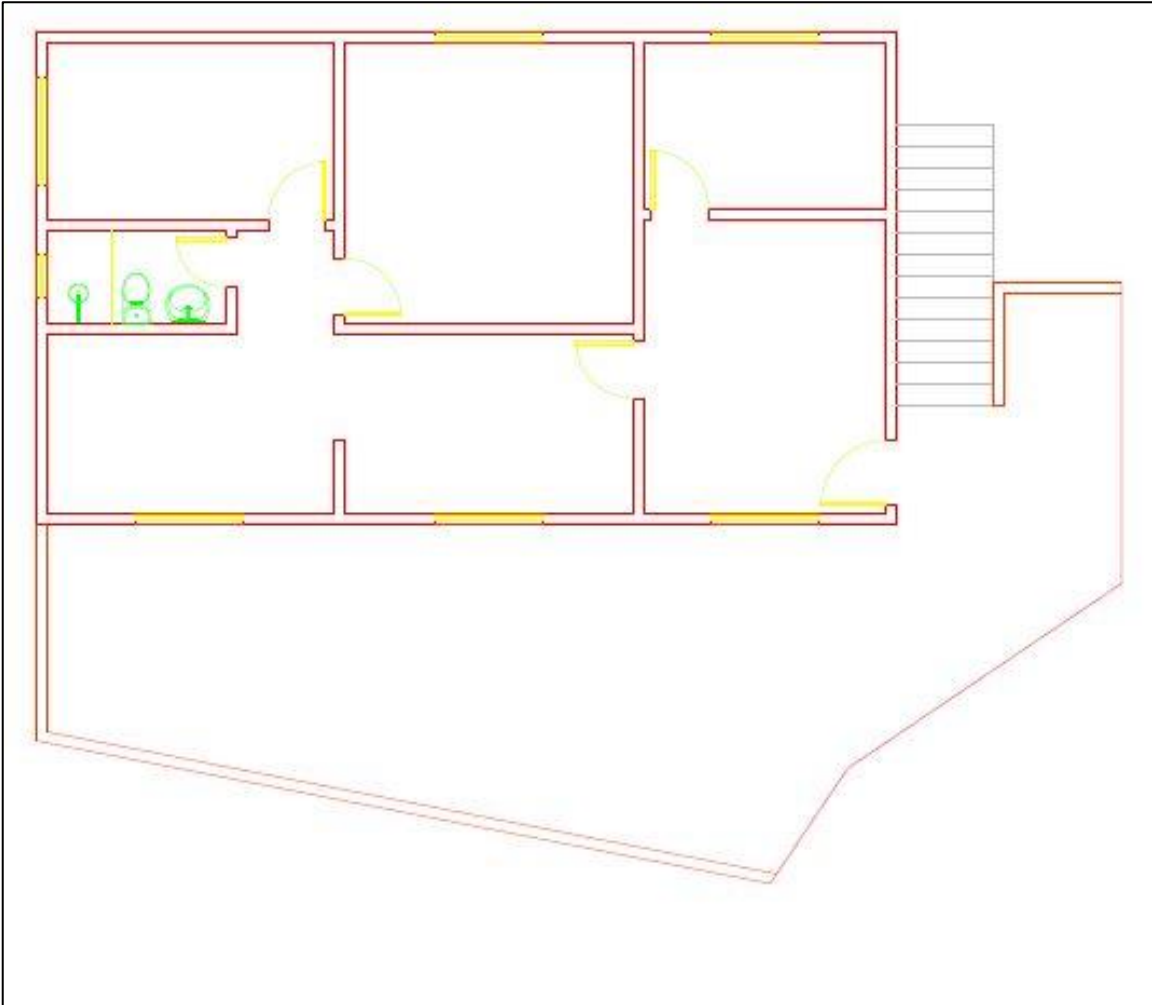
E – Plantas baixas

Figura E.1 – Planta baixa térreo.



Fonte: Autor.

Figura E.2 – Planta baixa 2º andar.



Fonte: Autor.