



Universidade do Estado do Rio de Janeiro
Centro de Tecnologia e Ciências
Faculdade de Engenharia

Felipe Alfaia do Carmo

**Simulação Computacional do Desempenho Energético da
Edificação Laboratorial, Radial 8, do CENPES/PETROBRAS**

Rio de Janeiro

2017

Felipe Alfaia do Carmo

**Simulação Computacional do Desempenho Energético da Edificação
Laboratorial, Radial 8, do CENPES/PETROBRAS**

Dissertação apresentada, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Área de concentração: Fenômenos de Transporte.

Orientador: Prof. Dr. Manoel Antônio da Fonseca Costa Filho

Rio de Janeiro

2017

CATALOGAÇÃO NA FONTE
UERJ / REDE SIRIUS / BIBLIOTECA CTC/B

C287 Carmo, Felipe Alfaia do.
Simulação computacional do desempenho energético da
edificação laboratorial, Radial 8, do CENPES/PETROBRÁS /
Felipe Alfaia do Carmo. – 2017.
146f.

Orientador: Manoel Antônio da Fonseca Costa Filho.
Dissertação (Mestrado) – Universidade do Estado do Rio de
Janeiro, Faculdade de Engenharia.

1. Engenharia Mecânica - Teses. 2. Energia elétrica -
Consumo - Teses. 3. Laboratórios - Teses. 4. Métodos de
simulação - Teses. I. Costa Filho, Manoel Antônio da Fonseca.
III. Universidade do Estado do Rio de Janeiro. IV. Título.

CDU 620.91

Autorizo, apenas para fins acadêmicos e científicos, a reprodução total ou parcial
desta tese, desde que citada a fonte.

Assinatura

Data

Felipe Alfaia do Carmo

**Simulação Computacional do Desempenho Energético da Edificação
Laboratorial, Radial 8, do CENPES/PETROBRAS**

Dissertação apresentada, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade do Estado do Rio de Janeiro. Área de concentração: Fenômenos de Transporte.

Aprovado em: 23 de junho de 2017.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Manoel Antônio da Fonseca Costa Filho (Orientador)
Faculdade de Engenharia – UERJ

Prof. Dr. Daniel José Nahid Mansur Chalhub
Faculdade de Engenharia – UERJ

Prof. Dr. Norberto Mangiavacchi
Faculdade de Engenharia – UERJ

Prof. Dr. Nísio de Carvalho Lobo Brum
Programa de Engenharia Mecânica - COPPE - UFRJ

Prof^a. Dr^a. Joyce Correna Carlo
Departamento de Arquitetura e Urbanismo - UFV

Eng. Dr. Marco Antonio Haikal Leite
Petróleo Brasileiro S.A. - PETROBRAS

Rio de Janeiro

2017

DEDICATÓRIA

A Deus, por permitir mais essa vitória. Ao meu Avô, Raimundo, e minha Avó, Ana, onde quer que eles estejam, sempre estarão comigo. E a minha família, pela paciência e carinho nestes anos de dedicação e dificuldade.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Maria Goreti e Raimundo Rubens, que sonharam comigo a realização desta obra. E não pouparam esforços para que eu pudesse alcançar meus sonhos, mesmo que isso me levasse para longe das fronteiras do nosso estado natal e conseqüentemente para distante deles.

A minha esposa, Isabele, por todo carinho e amor. E principalmente por todo zelo dedicado a mim. Por todas as palavras e gestos de incentivo e força que me motivaram e me direcionaram para a conclusão desta pesquisa.

Ao meu filho Guilherme por ser sempre sinônimo de carinho em minha vida. E a minha avó Benedita e aos meus irmãos, Klerysson, Rubens e Glawber, por todo carinho e afeto direcionado a mim.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Manoel Antônio da Fonseca Costa Filho por toda a ajuda e demonstração de força de vontade, pela excelente orientação, apontando os melhores caminhos, dando estímulos para o desenvolvimento deste trabalho e pela amizade demonstrada nesses anos.

Aos professores, pelos ensinamentos, dentro e fora da sala de aula, durante a época da graduação e agora do mestrado. Em especial ao Prof. Dr. Manoel Fernandes Martins Nogueira da UFPA por dividir comigo seu conhecimento e orientação.

Aos meus amigos de trabalho pela paciência com os meus estudos e pelas trocas de conhecimento. Em especial destaco Felipe Marques, Yuri Ferreira, Marco Vitorino, William Ribeiro, Luiz Paulo Caldeira e Izaria Macedo.

A PETROBRAS – Petróleo Brasileiro S.A – por permitir o desenvolvimento desta pesquisa. Em especial ao engenheiro Walter Tonon.

A Intertechne, na figura da engenheira Lucia Helena, por entender meus momentos de ausência no trabalho, para que eu concluísse esta pesquisa.

Aos meus colegas de mestrado, pelo companheirismo e pelo inegável apoio quando necessário, em especial o meu amigo Marcelo Monteiro e Thamires Bernardes.

A UERJ, porque sem ela não poderia ter realizado este sonho de conquista.

A Carrier, na figura do engenheiro Cristiano Brasil, por ceder gratuitamente uma licença do programa HAP para a UERJ e assim possibilitar o desenvolvimento desta pesquisa.

A todos aqueles, que embora não citados nominalmente, contribuíram direta e indiretamente para a execução deste trabalho.

Afirmo muitas vezes que, se você medir aquilo de que está falando e expressar em números, você conhece alguma coisa sobre o assunto; mas, quando você não o pode exprimir em número, seu conhecimento é pobre e insatisfatório.

William Thompson (Lord Kelvin)

RESUMO

CARMO, Felipe Alfaia do. *Simulação computacional do desempenho energético da edificação laboratorial, Radial 8, do CENPES/PETROBRAS*. 2017. 146f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2017.

Atualmente, 50,8% do consumo elétrico nacional referem-se ao setor de edificações. Dentre os diversos tipos de edificações existentes, os laboratórios caracterizam-se pelo uso intenso de energia e por apresentarem oportunidades significativas de melhora de eficiência energética. Informativos do setor de laboratórios demonstram que uma única capela pode consumir a energia elétrica equivalente a três ou quatro casas familiares, demonstrando os altos gastos com eletricidade deste tipo de edificação. Portanto, análises e iniciativas que visem à redução do consumo elétrico em laboratórios são extremamente relevantes para esse nicho e conseqüentemente para o Balanço energético nacional, uma vez que este tipo de construção encontra-se presente nos diversos setores da sociedade. Deste modo, esta pesquisa visa avaliar o desempenho energético de um Laboratório Químico existente na cidade do Rio de Janeiro utilizando o programa Hourly Analysis Program (HAP), versão 4.91. Para tal, foi simulado o sistema atual, conforme dados obtidos em levantamento de campo. Este sistema apresentou uma eficiência de 45%. A partir desta análise foram simulados dez cenários de melhorias para o sistema AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado) da edificação, uma vez que estes equipamentos representam em média 70% do consumo total do prédio. A partir dos dados obtidos nas simulações foram avaliados parâmetros de carga térmica, consumo elétrico, custo com energia elétrica, eficiência energética e índices internacionais de avaliação de edificações laboratoriais (definidos pelo programa Laboratories for the 21st Century - LABs21), para determinar a melhor solução. A proposta mais eficiente obteve uma eficiência de 73% e utilizava sistemas de recuperação de calor sensível e latente e vigas frias ativas. A proposta mais eficiente também foi avaliada com base nos parâmetros ideais de dimensionamento estipulados pelo LABs21 e pela certificação internacional de eficiência energética em edificações, a LEED, onde apresentou 35% de economia de energia em comparação com o modelo base da metodologia.

Palavras-chave: Laboratório; Eficiência Energética; Hourly Analysis Program; AVAC; LABs21; LEED.

ABSTRACT

CARMO, Felipe Alfaia do. *Computational simulation of the energy performance of Laboratory Radial 8 of CENPES-PETROBRAS*. 2017. 146f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2017.

Currently, 50.8% of national electricity consumption refers to the building sector. Among the various types of existing buildings, the laboratories are characterized by the intense use of energy and by presenting significant opportunities to improve energy efficiency. Technical reports from laboratory sector demonstrate that a single fume hood can consume electric power equivalent to three or four family houses, showing the high electricity expenditures of this building. Therefore, analyzes and initiatives aimed at reducing electrical consumption in laboratories become extremely relevant to this niche and consequently to the National Energy Balance, since this type of construction is present in the various sectors of society. So, this research aims to evaluate the energy performance of an existing Chemical Laboratory in the city of Rio de Janeiro using Hourly Analysis Program (HAP), version 4.91. So, the current system will be simulated according to data obtained in field survey. This simulation showed an efficiency of 45%. From this analysis, ten scenarios of improvements to the HVAC system (Heating, Ventilation and Air Conditioning) of the building were simulated, since these equipments represent on average 70% of the total consumption of the building. From the data obtained in the simulations, parameters of thermal load, electric consumption, cost with energy, energy efficiency and international labor assessment indices (defined by the Laboratories for the 21st Century program - LABs21) were evaluated to determine the best solution. The most efficient proposal achieved an efficiency of 73% and utilized sensitive and latent heat recovery systems and active chilled beams. The best solution will also be evaluated based on the ideal sizing parameters stipulated by the LABs21 and the international certification of energy efficiency in buildings, LEED, where it presented a 35% energy saving compared to the base model of this methodology.

Keywords: Laboratory; Energy Efficiency; Hourly Analysis Program; HVAC; LABs21; LEED.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Diagrama T-s do ciclo de real de refrigeração.....	33
Figura 3.2 - Diagrama esquemático de um sistema de expansão indireta.	36
Figura 3.3 – Ilustração de uma roda entálpica.	39
Figura 3.4 – Princípio de funcionamento de um tubo de calor.....	41
Figura 3.5 – Diagrama P-h de um ciclo de refrigeração.	42
Figura 3.6 – Exemplo de deslocamento de carga para um tanque de água gelada em uma planta de 2000 TR.	44
Figura 3.7 – Tipos de restrições para a pressurização.....	51
Figura 3.8 – Fluxo de ar em laboratórios de volume constante.....	54
Figura 3.9 – Fluxo de ar em laboratórios de volume variável.	55
Figura 4.1 – Visão superior das Radiais do CENPES.	64
Figura 4.2 – Esquemático das Radiais do CENPES, em destaque a Radial 8, objeto de estudo deste trabalho.	64
Figura 4.3 – “Layout” dos ambientes da Radial 8.....	66
Figura 4.4 – Divisão dos sistemas de ar condicionado da Radial 8.....	68
Figura 4.5 – Divisão dos sistemas de exaustão centrais da Radial 8.....	70
Figura 4.5 – Princípio de operação de uma viga fria ativa. Fonte: Carrier (2015).....	82
Figura 4.6 – Esquema da Simulação A.....	103
Figura 4.7 – Esquema da Simulação B.....	103
Figura 4.8 – Esquema da Simulação C.....	104
Figura 4.9 – Esquema da Simulação D.....	104
Figura 4.10 – Esquema da Simulação E.....	105
Figura 4.11 – Esquema da Simulação F.....	105
Figura 4.12 – Esquema da Simulação G.....	106
Figura 4.13 – Esquema da Simulação H.....	106
Figura 4.14 – Esquema da Simulação I.....	107
Figura 4.15 – Esquema da Simulação J.....	108
Figura 4.16 – Esquema da Simulação K.....	108
Figura 5.1 – Gráfico da vazão de ar insulado: Ar condicionado Existente X Simulação A..	111
Figura 5.2 – Gráfico da Carga Térmica: Ar condicionado Existente X Simulação A.	112
Figura 5.3 – Gráfico da Vazão de água gelada: Ar condicionado Existente X Simulação A.	113
Figura 5.4 – Quantidade de equipamentos por simulação.	114
Figura 5.5 – Gráfico do perfil de carga térmica anual a ser combatida no resfriador de líquido: simulação A, B, C, D, E e F.....	115

Figura 5.6 – Gráfico do perfil de carga térmica anual a ser combatida no resfriador de líquido: simulação A, G, H, I, J e K.....	115
Figura 5.7 – Gráfico do pico de carga térmica anual a ser combatida pelo resfriador de líquido.....	116
Figura 5.8 – Gráfico do pico de vazão de água gelada e de condensação.	116
Figura 5.9 – Gráfico do consumo anual de energia elétrica.	117
Figura 5.10 – Gráfico do consumo anual de energia elétrica detalhada.....	118
Figura 5.11 – Gráfico da composição percentual do consumo elétrico da Radial 8.....	119
Figura 5.12 – Gráfico do custo anual associado à energia elétrica da Radial 8.....	120
Figura 5.13 – Gráfico do custo anual detalhado associado à energia elétrica da Radial 8.	120
Figura 5.14 – Gráfico da composição percentual do custo do consumo elétrico da Radial 8.	121
Figura 5.15 – Gráfico do perfil de carga térmica anual a ser combatida pelo resfriador de líquido: Simulações A, J e L.....	123
Figura 5.16 – Gráfico do pico de carga térmica a ser combatido pelo resfriador de líquido: Simulações A, J e L.	124
Figura 5.17 – Gráfico do pico de vazão de água gelada e de condensação: Simulações A, J e L.	124
Figura 5.18 – Gráfico do consumo anual de energia elétrica nas Simulações A, J e L.....	125
Figura 5.19 – Gráfico do consumo anual de energia elétrica do Sistema de AVAC e dos demais consumidores nas Simulações A, J e L.	125
Figura 5.20 – Gráfico dos custos com o consumo anual de energia elétrica nas Simulações A, J e L.	126
Figura 5.21 – Gráfico do custo com o consumo anual de energia elétrica do Sistema de AVAC e dos demais consumidores nas Simulações A, J e L.....	126
Figura 5.22 – Gráfico do pico de carga térmica do “Baseline”.....	127
Figura 5.23 – Gráfico do consumo total de energia elétrica do “Baseline”.....	128
Figura 5.24 – Gráfico do custo do consumo total de energia elétrica do “Baseline”.	129
Figura 5.25 – Gráfico da relação percentual do custo do consumo de energia elétrica entre o AVAC, iluminação e equipamentos na Simulação A, Simulação J e o “Baseline”.	130

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Composição Setorial do Consumo de Eletricidade (BRASIL, 2016).	21
Tabela 3.1 – Critérios para recirculação de ar em laboratórios	49
Tabela 3.2 – Velocidades mínimas em dutos de exaustão em Laboratórios.	56
Tabela 3.3 – Critérios de Eficiência em laboratórios.	62
Tabela 4.1 – Equipamentos de expansão direta existentes.	67
Tabela 4.2 - Dados coletados durante o levantamento de campo da Radial 8.	71
Tabela 4.3 – Fator de temperatura horário para o TBS. Fonte: ASHRAE (1997).	75
Tabela 4.4 – Parede externa de alvenaria de 200 mm.....	84
Tabela 4.5 – Parede externa do tipo “pele de vidro”	85
Tabela 4.6 – Divisória interna de 50 mm de espessura.....	85
Tabela 4.7 – Parede interna de alvenaria de 150 mm.....	86
Tabela 4.8 – Piso da Radial 8.	86
Tabela 4.9 – Cobertura: áreas com telha.	87
Tabela 4.10 – Cobertura: áreas com calha.	87
Tabela 4.11 – Cobertura: área do passadiço do pavimento técnico	88
Tabela 4.12 – Composição da janela.....	88
Tabela 4.13 – Composição da porta exterior presente na circulação 2	89
Tabela 4.14 – Geometria do dispositivo de sombreamento nas áreas com telha.....	89
Tabela 4.15 – Geometria do dispositivo de sombreamento nas áreas com calha.	89
Tabela 4.16 – Dados de ocupação da Radial 8.....	93
Tabela 4.17 – Dados de potência de iluminação da Radial 8.....	94
Tabela 4.18 – Dados de dissipação térmica dos equipamentos da Radial 8.....	95
Tabela 4.19 – Dados do ar Externo da Radial 8.....	96
Tabela 4.20 – Dados de referência da Radial 8.	97
Tabela 4.21 – Dados tarifários para tensão entre 30 a 44kVA.	98
Tabela 4.22 – Dados climáticos do Rio de Janeiro. Fonte: ASHRAE (2017).	99
Tabela 4.23 – Resumo das simulações propostas.....	101
Tabela 4.24 - Temperatura de pico das salas adjacentes.	110
Tabela 5.1 – Déficit ou superávit entre existente e a simulação A.....	113
Tabela 5.2 – Índices de Edificação para as Simulações da Radial 8.....	122
Tabela 5.3 – Índices de Ventilação para as Simulações.	122
Tabela 5.4 – Eficiência da Radial 8 em cada simulação.	123
Tabela 5.5 – Consumo elétrico do “Baseline”.	128
Tabela 5.6 – Consumo elétrico do “Baseline”.	129
Tabela 5.7 – Índices de eficiência do LABs21 aplicados ao modelo LEED	130

Tabela 5.8 – Consumo elétrico do “Baseline”	131
Tabela 5.9 – Resumo do pico de carga térmica calculado para a validação	132

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ACGIH	Association Advancing Occupational and Environmental Health
ANSI/AIHA	American National Standards Institute /
ANVISA	Agência Nacional de Vigilância Sanitária
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
BESTest	Building Energy Simulation Test
CENPES	Centro de Pesquisas Leopoldo Américo Miguez de Mello
CMA	Casa de Máquinas de Ar Condicionado
CME	Casa de Máquinas de Exaustão
DOE	Department of Energy
EPA	Environmental Protection Agency
EPC	Equipamento de Proteção Coletiva
EPW	EnergyPlus Weather File
HAP	Hourly Analysis Program
I2SL	International Institute for Sustainable Laboratories
IEA	International Energy Agency
IWEC	International Weather for Energy Calculation
LABs21	Laboratories for the 21st Century
LEED	Leadership in Energy and Environmental Design
MDP	Método por Duas Posições
NAS	National Academy of Sciences
NFPA	National Fire Protection Association
OSHA	Occupational Safety and Health Administration
PETROBRAS	Petróleo Brasileiro S.A.
PG&E	Pacific Gas and Electric Company
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
SEFA	Scientific Equipment and Furniture Association
TE	Tarifa de Energia
TMY	Typical Meteorological Year
TUSD	Tarifa de Uso do Sistema de Distribuição
VAC	Volume de Ar Constante
VAV	Volume de Ar Variável
VFA	Viga Fria Ativa

VRF

Fluxo de Refrigerante Variável

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área, em m ² .
A _s	Irradiação solar aparente na ausência de massa de ar, em W/m ² .
ACN	Coeficiente de clareza da atmosfera.
B	Coeficiente de extinção atmosférica
BF	Fator de “by-pass”, adimensional.
C	Fator de difusão do céu.
COP	Coeficiente de performance, adimensional.
c _p	Calor específico, kJ/kg.°C.
D	Fator horário de verão, em hora.
DPT	Queda de pressão total do sistema, em kPa.
DTP	Intensidade da carga de projeto dos equipamentos, em kW/m ² .
DTR	Intensidade da carga real dos equipamentos, em kW/m ² .
E	“Equação do tempo”, em hora.
E _{dir}	Radiação direta
E _{dif}	Radiação difusa
EDA	Eficiência geral da distribuição de ar, W.s/L.
EER	Razão de eficiência energética da edificação, adimensional.
EPDC	Número de equipamentos de proteção coletiva.
F _{area}	Fator de vazão volumétrica por área, em L/s.m ² .
f _e	Frequência do motor elétrico, em Hz.
F _h	Fator de temperatura horário, adimensional.
F _o	Programação de ocupação da edificação, em %.
F _{perda}	Fator de perda de calor nos dutos, em %.
F _{Pessoas}	Fator de vazão volumétrica por pessoas, em L/s.pessoas.
F _s	Fração da área da janela que é protegida da luz solar direta
FCS	Fator de Calor Sensível, adimensional.
FDT	Fator de carga de equipamentos, adimensional.
FUR	Fator de uso de aquecimento, adimensional.
GEPC	Gestão de abertura das capelas, adimensional.
h	Entalpia específica, kJ/kg.
HG	Ganho de calor sensível e latente por pessoa, em W/pessoa
HL	Hora local, em hora.
I	Intensidade do raio solar, em W/m ² .
i _e	Corrente elétrica, em A.

IAC	Coeficiente de atenuação solar interior direto ou difuso da janela
ICE	Intensidade do custo de energia, $\$/m^2$.
IEE	Intensidade do consumo anual de equipamentos, em kWh/m ² .
IFE	Intensidade do uso da fonte de energia, em kWh/m ² .
IPD	Intensidade do pico de demanda, kWh/m ² .
IPLV	Valor de carga parcial integrado, adimensional.
IUE	Intensidade do uso de energia, em kWh/m ² .
k_e	Constante do variador de frequência, em V/Hz.
L	Longitude, em graus.
\dot{m}	Vazão mássica, em kg/s.
m^a	Exponentes de massa do ar da radiação direta ou difusa
N	Índice de pressurização que varia entre 1 e 2, adimensional.
N_{dia}	Dia do ano.
N_i	Fração de radiação solar que é absorvida
N_{Pessoas}	Número de pessoas.
N_{trocas}	Número de trocas de ar por hora.
P_e	Potência elétrica, em W.
P	Pressão, em Pa.
pg	Grau de refletividade do solo
\dot{q}	Fluxo de calor, W/m ² .
\dot{Q}	Quantidade de calor, em kW.
$R_{\text{indução}}$	Razão de indução, adimensional.
SC	Coeficiente de sombreamento.
SHGC	Coeficiente de ganho de calor solar direto ou difuso da janela
T	Temperatura, em °C ou K.
TBS	Temperatura de Bulbo Seco, em °C.
TBU	Temperatura de Bulbo Úmido, em °C.
TPO	Temperatura de orvalho, em °C.
TSA	Tempo solar aparente, em hora.
TSP	“Setpoint” de Temperatura, em °C.
TSR	Taxa mínima de abatimento do sistema de resfriamento, adimensional.
TVA	Taxa de ventilação mínima por área, L/s.m ² .
TVV	Taxa de ventilação mínima pelo volume, 1/h.
U	Coeficiente global de transferência de calor, em W/(m ² .°C).
U_e	Tensão do motor elétrico, em V.
UR	Umidade Relativa, em %.
USP	“Setpoint” de umidade relativa, em %.

V	Velocidade, em m/s.
\dot{V}	Vazão volumétrica, em m ³ /s ou L/s.
Vol.	Volume, em m ³ .
W	Potência do trabalho líquido, em kW.
Y	Razão entre o fluxo difusivo da superfície vertical e horizontal.
β	Ângulo da altitude solar, em graus.
ϵ	Ângulo de inclinação para a superfície do edifício, em graus.
η	Eficiência.
ρ	Massa específica, kg/m ³ .
ω	Umidade absoluta, em g _{vapor d'água} /kg _{ar} .
τ	Profundidades ópticas das radiações direta e difusa

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	21
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	25
2.1.	OBJETIVO DA PESQUISA	31
2.1.1.	Objetivo Específico	31
3.	MODELO MECÂNICO	32
3.1.	SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR	32
3.1.1.	Parâmetros de eficiência no sistema de ar condicionado	32
3.1.2.	Carga Térmica	34
3.1.3.	Sistemas de AVAC.....	34
3.1.4.	Eficiência energética	36
3.2.	NORMAS E RECOMENDAÇÕES PARA LABORATÓRIOS	46
3.2.1.	Sistemas de exaustão localizados	46
3.2.2.	Recirculação de ar	48
3.2.3.	Pressurização	49
3.2.4.	Renovação de ar.....	51
3.2.5.	Ar Condicionado.....	54
3.2.6.	Distribuição de ar	55
3.3.	EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM LABORATÓRIO – LABs21	56
3.3.1.	Edificação	57
3.3.2.	Ventilação requerida	58
3.3.3.	Eficiência na distribuição de ar.....	60
3.3.4.	Temperatura e umidade relativa.....	60
3.3.5.	Eficiência dos Sistemas de resfriamento e aquecimento.....	60
3.3.6.	Carga de equipamento (Dissipação térmica).....	61
3.3.7.	Métricas de referências estipuladas	62
3.3.8.	Razão de Eficiência energética da Edificação.....	62
4.	METODOLOGIA	63
4.1.	LABORATÓRIO DE ESTUDO	63
4.2.	LEVANTAMENTO DE DADOS	71
4.3.	O PROGRAMA DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL	72
4.3.1.	O Programa HAP	72
4.3.2.	Modelo matemático do HAP	73
4.4.	DADOS DE ENTRADA DO HAP	84
4.4.1.	Dados de envoltória	84
4.4.2.	Programação horária dos ambientes e sistemas.....	90

4.4.3.	Dados de Ocupação	93
4.4.4.	Dados de iluminação.....	94
4.4.5.	Dados de dissipação térmica dos equipamentos.....	95
4.4.6.	Dados de ar externo.....	96
4.4.7.	Parâmetros de referência.....	97
4.4.8.	Dados da tarifa de energia elétrica.....	98
4.4.9.	Dados climáticos.....	98
4.4.10.	Dados dos Condicionadores de ar, exaustores e roda entálpica	99
4.4.11.	Dados do Resfriador de Líquido.....	100
4.4.12.	Dados da Torre de Resfriamento	100
4.5.	SIMULAÇÕES.....	101
4.5.1.	Parâmetros avaliados entre as onze simulações.....	102
4.5.2.	Simulação A.....	102
4.5.3.	Simulação B.....	103
4.5.4.	Simulação C.....	103
4.5.5.	Simulação D.....	104
4.5.6.	Simulação E.....	104
4.5.7.	Simulação F	105
4.5.8.	Simulação G	105
4.5.9.	Simulação H.....	106
4.5.10.	Simulação I	107
4.5.11.	Simulação J	107
4.5.12.	Simulação K.....	108
4.6.	AVALIAÇÃO DA EDIFICAÇÃO MELHORADA APLICANDO AS MÉTRICAS DE DIMENSIONAMENTO (SIMULAÇÃO L)	108
4.7.	COMPARAÇÃO DA EDIFICAÇÃO COM MELHORIAS COM O MODELO BASE PROPOSTO PELO LEED	109
4.8.	VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA	109
5.	RESULTADOS	111
5.1.	ANÁLISE DAS SIMULAÇÕES.....	111
5.1.1.	Análise da Simulação A em relação aos equipamentos existentes	111
5.1.2.	Análise da Quantidade de Equipamentos	114
5.1.3.	Análise da Carga Térmica das Simulações.....	114
5.1.4.	Análise do Consumo de Energia Elétrica das Simulações	117
5.1.5.	Análise do Custo de Operação das Simulações.....	119
5.1.6.	Análise das Simulações Propostas a partir das Métricas do LABs21	121
5.1.7.	Análise da Eficiência das Simulações Propostas	122
5.2.	AVALIAÇÃO DA EDIFICAÇÃO USANDO AS MÉTRICAS DA PG&E.....	123

5.3.	AVALIAÇÃO SEGUNDO A METODOLOGIA LEED	127
5.3.1.	Análise do Pico de Carga Térmica	127
5.3.2.	Análise do Consumo Elétrico	128
5.3.3.	Análise do Custo do Consumo Elétrico	129
5.3.4.	Análise pelos índices de eficiência do LABs21 aplicados ao modelo LEED	130
5.3.5.	Análise da energia economizada pela metodologia LEED	131
5.4.	VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA	132
6.	CONCLUSÃO	133
	REFERÊNCIAS	137

1. INTRODUÇÃO

O Balanço Energético Nacional (BEN) de 2016, apresentado na Tabela 1, destaca que o Setor Industrial reduziu paulatinamente o seu consumo elétrico desde 2006, ano inaugural da medição.

Em contrapartida, o Setor de Edificações, o qual engloba os setores Residencial, Público e Comercial, demonstrou que, ano após ano, houve um aumento do seu dispêndio com eletricidade. Sendo que em 2016, este setor representou cerca de 50,8% da utilização da eletricidade nacional.

O alto consumo do Setor de Edificações advém dos conceitos construtivos de décadas passadas, os quais levavam mais em conta as características estéticas das edificações do que seu consumo, uma vez que o custo do combustível era acessível.

Tabela 1.1 - Composição Setorial do Consumo de Eletricidade (BRASIL, 2016).

Setores	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Consumo Final	33.536	33.443	36.829	36.638	39.964	41.363	42.861	44.373	45.782	44.946
Setor Energético	3,7%	4,2%	4,3%	4,3%	5,8%	5,0%	5,3%	5,8%	5,9%	6,1%
Residencial	22,0%	22,1%	22,3%	23,6%	23,1%	23,3%	23,6%	24,2%	24,8%	25,1%
Comercial	14,2%	14,2%	14,6%	15,5%	15,0%	15,4%	16,0%	16,4%	17,0%	17,5%
Público	8,5%	8,2%	8,1%	8,3%	8,0%	7,9%	8,0%	8,0%	8,0%	8,2%
Agropecuário	4,2%	4,3%	4,3%	4,2%	4,1%	4,5%	4,7%	4,6%	5,0%	5,1%
Transportes	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%
Industrial	47,0%	46,7%	46,1%	43,8%	43,8%	43,5%	42,1%	40,7%	38,9%	37,6%
Total	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%	100%

A AIE (2006), no relatório “Perspectivas sobre tecnologia energética”, apresenta possíveis cenários e estratégias para redução do consumo de energia global até o ano de 2050. Este informe indicou que as melhorias na eficiência energética dos edifícios representarão uma economia de maior nível com menor custo dentre os cenários analisados.

Segundo Roméro e Reis (2012), o potencial de economia de energia em edificações é expressivo, podendo chegar até a 30% em construções existentes e a 50% em novas.

Dentro desta perspectiva nasce o conceito de edificações energeticamente eficientes ou sustentáveis. Inatomi (2008) define estes edifícios como os que, em se mantendo o conforto ambiental e a qualidade do ar, consomem menos energia elétrica, mitigando impactos ambientais e socioeconômicos.

Ferrer e Garrido (2013) entendem que a eficiência energética em edificações passa pela adequação do edifício ao entorno para reduzir sua demanda energética diminuindo, assim, as emissões de CO₂ e outros agentes de poluição.

Os benefícios deste tipo de empreendimento são inúmeros e podem ser divididos em termos ambientais, econômicos e sociais. Em termos econômicos as edificações energeticamente eficientes são extremamente atrativas, pois a sua característica conceitual faz com que os investidores, inquilinos e construtores se esforcem para reduzir os custos operacionais e o risco regulatório. Com isso agrega-se valor ao bem e conseqüentemente há apreciação da propriedade para revenda ou arrendamento e o prolongamento da vida útil da edificação.

O custo de construção de um edifício sustentável é em média 1% a 7% maior do que um edifício tradicional. Compensando essa diferença, o retorno do investimento é 9,9% maior para uma construção nova e 19,2% para edifícios existentes. Do mesmo modo, o investimento deste tipo de construção pode reduzir as despesas de condomínio em até 10% ao longo de toda a vida útil de um prédio de 50 a 60 anos, calculado com base em economias de energia, água e custos operacionais, como manutenção e renovação (E&Y, 2016).

Segundo o informativo da Dodge Data & Analytics (2015) os empreendimentos sustentáveis demonstraram, em média, cerca de 24% das construções nos 69 países pesquisados. Este tipo de iniciativa tende a crescer cada vez mais no mundo, o mesmo estudo aponta que 37% dos países analisados estimam que em 2018 cerca de 60% de suas construções serão sustentáveis.

De acordo com a Dodge Data & Analytics (2015), no Brasil, o mercado da construção sustentável irá crescer, até 2018 cerca de 6 vezes. A E&Y (2016) estima que cerca de 9% do PIB de construção nacional advém das construções sustentáveis e alerta que esta contribuição só aumentará significativamente a partir de políticas públicas específicas para o setor, uma vez que 19% do PIB brasileiro são decorrentes da iniciativa pública.

Romero e Reis (2012) ressaltam que “o estabelecimento de políticas energéticas adequadas é parte integrante das principais soluções energéticas preconizadas para a construção de um modelo de desenvolvimento para a humanidade. Tais políticas, mesmo quando apresentam caráter global e abrangente, devem considerar características específicas do país, da região ou do setor focado”. Portanto, políticas energéticas visam o desenvolvimento do setor e do país, principalmente, em longo prazo.

Em um contexto global, as políticas energéticas são compostas por ações governamentais e ações de caráter espontâneo, como organizações não governamentais e políticas de certificação ambiental em edificações.

Dentre as diretrizes governamentais brasileiras, o Procel é o que mais tem destaque, pois possui uma maior visibilidade no dia a dia da população. Esta política energética foi concebida em 1985 pelo Ministério de Minas e Energia.

De acordo com Roméro e Reis (2012) as diversas ações não governamentais existem no mundo tem por meta melhorar o desempenho dos edifícios e conceder a eles um selo ou certificado, a fim de agregar valor e atestar sua participação no referido processo.

Entre estas políticas voluntárias existentes, a certificação norte-americana LEED (*Leadership in Energy and Environmental Design*) é a mais difundida. Este processo consiste em sete blocos de assuntos divididos em 54 créditos com 110 pontos admissíveis. Para um edifício obter esta certificação é necessário que ele atenda aos requisitos obrigatórios e a uma pontuação mínima de 40 créditos.

Para alcançar essa pontuação é necessário que a melhoria de consumo de energia proposta seja mais eficiente que uma edificação de referência em no mínimo 10% para edificações novas e 5% para reformas.

No LEED, as características do edifício de referência devem ser baseadas nas normas da associação norte-americana ASHRAE (2013a, 2013b, 2016). Também é importante ressaltar que a comprovação desta análise deve ser feita por programas computacionais, os quais devem fornecer os resultados das 8760 horas do ano.

Portanto, de maneira geral, a comprovação da eficiência energética de edificações passa por atender os requisitos descritos por alguma dessas certificações. E para alcançar este objetivo é necessária a melhora da eficiência do sistema de ar condicionado da edificação, uma vez que este corresponde a 48% do consumo elétrico do prédio (LAMBERTS; DUTRA; PEREIRA, 1997).

Porém, o aperfeiçoamento da eficiência deste tipo de sistema tem como base a análise de muitas variáveis, as quais se destacam: arquitetura, materiais de construção, clima, tipo de ocupação, tipo de sistema de ar condicionado e, principalmente, o tipo de ambiente a ser climatizado.

Logo, edificações onde o sistema de condicionamento de ar representa uma parcela expressiva do custo do empreendimento, como "Data Centers", Shoppings, Laboratórios e Hospitais, a aplicação de estratégias de eficiência energética apresentaram resultados significativos e em curto prazo.

E dentre este tipos de construções os laboratórios caracterizam-se pelo uso intenso de energia e por apresentarem oportunidades significativas de melhora de eficiência energética, apesar de constituírem uma parte relativamente pequena do consumo total de energia no setor de edificações, porém (MATHEW et al. 2004)

Este uso intenso de energia advém de uma miríade de requisitos de saúde e segurança que afetam significativamente o seu uso de energia, adicionando complexidade à sua avaliação.

Dentre os diversos tipos de laboratórios existentes, os laboratórios químicos destacam-se por serem utilizados em larga escala. Este tipo de construção é usado para análise e experimentação de uma grande variedade de produtos químicos. Também possuem como característica a utilização de equipamentos específicos, como capelas e exaustão localizadas para proteção coletiva dos usuários.

Estes laboratórios, devidos aos seus equipamentos específicos, apresentam um consumo energético elevado. De acordo com Hilliard (2017), o consumo de uma única capela equivale ao de três ou quatro casas familiares.

Portanto, análises e iniciativas que visem à redução do consumo elétrico em laboratórios são extremamente relevantes para esse nicho e conseqüentemente para o Balanço energético nacional, uma vez que este tipo de construção encontra-se presente nos diversos setores da sociedade, como indústrias, universidades, escolas, clínicas e centros de pesquisas.

Devido à complexidade de variáveis que norteiam a escolha do sistema de ar condicionado deste tipo de Edificação, esta pesquisa propõe-se a avaliar e determinar quais tipos de arranjos de equipamentos e método de controle são os mais adequados para que um laboratório existente na cidade do Rio de Janeiro opere com menor consumo elétrico possível.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Estudos sobre a eficiência energética do sistema de ar condicionado em laboratórios são bastante raros, isto ocorre devido à dificuldade de elaboração de uma análise contínua neste tipo de ambiente. Este fato advém de fatores como a grande variedade de processos laboratoriais, a diversidade de normas internacionais e a mudança constante dos usuários do local de estudo.

Dentre os trabalhos nesta área destaca-se o “Laboratories for the 21st Century: Best Practice Guide” ou LABs21, o qual é uma iniciativa de colaboração americana que envolve laboratórios públicos e privados. O desenvolvimento inicial foi patrocinado pela EPA (Agência de Proteção Ambiental dos EUA) e pelo DOE (Departamento de Energia dos EUA). É também copatrocinado pelo I2SL (Instituto Internacional de Laboratórios Sustentáveis). Há ainda a participação do Lawrence Berkeley National, gerido pela Universidade de Califórnia, e do National Renewable Engineering Laboratory. Devido a sua importância o LABs21 será detalhado no item 3.3.

Os demais estudos sobre o tema presentes na literatura são desenvolvidos por empresas especializadas em construção e manutenção deste tipo de edificação, neste contexto cita-se a pesquisa intitulada “High Performance Laboratories” desenvolvida pela Pacific Gas and Electric Company (PG&E) em 2011. O trabalho apresenta parâmetros de eficiência energética e boas práticas para laboratórios.

Também se destaca o estudo intitulado “Laboratory Design Handbook” desenvolvido pela TSI Incorporated (2014). Esta publicação apresenta de maneira sucinta as boas práticas para laboratórios por meio das normas que as estabelecem. Neste contexto, há a investigação feita pela Phoenix Controls Corporation (2006) que proporciona um resumo das melhores técnicas de dimensionamento de capelas, da vazão de insuflação, do sistema de exaustão, da automação e da operação para laboratórios listando as normas que as instituem.

Aircuity Inc (2012) apresenta uma atualização de todas as normas internacionais que norteiam a operação e construção de laboratórios

A Siemens (2013) apresenta em sua pesquisa um resumo das melhores práticas para a construção e operação de capelas, controle de laboratórios biológicos, dimensionamento das vazões de renovação de ar e determinação do sistema de exaustão.

Entre essas pesquisas do LABs21 ressalta-se a desenvolvida por Frenze et al. (2005a) que teve por objetivo elaborar estratégia para a redução do uso de sistemas de resfriamento em laboratórios.

O estudo apresenta que sistemas de AVAC que são projetados sem levar em consideração a variação da carga térmica dissipada pelos equipamentos nos diversos

ambientes de laboratórios podem aumentar significativamente as cargas de resfriamento e reaquecimento simultâneas, particularmente em sistemas que utilizam reaquecimento por zona para controle de temperatura. Também demonstra a dificuldade de adquirir esses dados e propõe metodologias para este levantamento.

A pesquisa conclui que duas estratégias podem minimizar o uso de reaquecimento. A primeira seria aferir com exatidão as cargas térmicas dissipadas durante a fase de projeto. Normalmente os projetos de AVAC assumem que as cargas térmicas dissipadas são uniformes em todos os ambientes do laboratório e não levam em conta as variações que, inevitavelmente, ocorrem.

A outra estratégia seria considerar arranjos de AVAC alternativos que possam minimizar o uso de reaquecimento. Estas disposições geralmente envolvem a separação entre o sistema para combate da carga térmica e o sistema de ventilação, como, por exemplo, “dual-duct” com terminal com reaquecimento, serpentinas de resfriamento e reaquecimento por zona, ventilação com “fan-coils” locais e ventilação com resfriamento por teto ou viga fria

Ela também apresenta uma estimativa de custo para cada tipo de arranjo de AVAC alternativo. Por custo de instalação a utilização de “fan-coils” dedicados apresentou-se como o mais econômico, enquanto que as vigas frias ativas mostrou-se o mais oneroso. Porém, os autores afirmam que esse parâmetro não conclui qual o melhor sistema, que esta análise depende do tipo de laboratório.

Geet et al. (2003) aborda sistema de recuperação de energia em laboratórios. Relata que esses tipos de sistemas podem ser empregados como equipamentos de pré-tratamento de ar. Neste trabalho são avaliadas a eficiência de recuperadores de calor entre rodas entálpicas, rodas entálpicas com VAV, rodas dissecantes e trocador de calor do tipo tubo calor. Na pesquisa os equipamentos listados são testados em 4 cidades do E.U.A, e concluiu-se que em termos de calor recuperado e de economia que o sistema de rodas entálpicas com VAV é o mais eficiente.

Tratando dos parâmetros que norteiam o dimensionamento do sistema de AVAC de um laboratório destaca-se a pesquisa de Frenze et al. (2005b) que estabelece as seguintes estratégias para determinar a dissipação térmica dos equipamentos:

- Medir as cargas dos equipamentos em um laboratório semelhante.
- Utilizar uma análise probabilística através da derivação das cargas de projeto com base no provável pico simultâneo do uso dos equipamentos.
- Prever flexibilidade de uso e aumento da carga, principalmente nos sistemas de distribuição.
- Comparar as cargas de projeto com as cargas máximas mais prováveis

- Utilizar uma configuração de equipamentos para alta eficiência em cargas parciais.
- Negociar os riscos entre o cliente e o projetista.
- Incluir eficiência energética no processo de aquisição.

Sobre o dimensionamento do sistema de AVAC destaca-se a pesquisa de Mathew (2007) que, como dito no item 2.3, fornece orientação sobre como especificar e calcular métricas de eficiência energética e “benchmarks” para laboratórios. A pesquisa também apresenta parâmetros para o dimensionamento das utilidades de um laboratório como:

- Carga de equipamentos: 5,0 kW / 93 m² ou 0,053 kW/m².
- Taxa mínima de renovação: 18,3 (m³/h)/m² ou 5,08 L/s.m².

Cita-se o trabalho de Barbosa (2011) que realizou pesquisa para o desenvolvimento de projetos de AVAC em laboratórios de biossegurança. Neste trabalho avaliou-se a determinação da taxa de ar exterior através dos requisitos de pressurização, ventilação diluidora de poluentes aéreos e vazão de extração demandada por equipamentos de proteção. A partir de suas análises, Barbosa (2011) concluiu em resumo que:

- A eficiência do método de ventilação por diluição de poluentes é limitada para proteção dos ocupantes do laboratório;
- Que quanto maior o volume de ar externo maior deverá ser a complexidade dos controles de temperatura e umidade;
- O desacoplamento do tratamento do ar exterior em uma unidade dedicada reduz o consumo do sistema;
- A utilização de recuperadores de calor aumenta a eficiência energética do sistema;
- A utilização de sistemas segregados simplifica o controle e permite a redução do consumo energético.

Em relação à qualidade do ar interior em laboratórios, menciona-se a pesquisa de Franklin (2006) que aborda esta problemática em laboratórios patológicos. A pesquisa teve como enfoque a análise dos fatores que podem gerar contaminação dentro do ambiente laboratorial. Sua análise constatou várias irregularidades no laboratório que poderiam gerar doenças e salientou a necessidade de investimentos com filtragem e controle de contaminantes. Alertou também a falta de legislação específica para o tipo de laboratório em estudo, e que a referência mais próxima foi a Resolução n° 9 (ANVISA, 2003).

Sobre conforto térmico em ambientes controlados, cita-se o trabalho de Melhado (2003) que estudou este parâmetro em salas de cirurgia. Nesta pesquisa foi avaliada a carga térmica e o consumo de energia de uma sala de cirurgia se ela fosse construída em Belém e em Recife.

Sobre a avaliação do sistema de condicionamento de ar para edificações em geral destacam-se as pesquisas a seguir.

Inatomi (2008) analisou a eficiência energética do sistema de condicionamento de ar com distribuição pelo piso e utilizando ciclos economizadores em edifícios de escritórios. A pesquisa também avaliou a influência do ar exterior no consumo de energia do sistema de AVAC. Em resumo a análise mostrou que a utilização de ciclos economizadores em sistema de insuflação pelo piso pode reduzir em 34,5% o consumo de energia do ar condicionado.

Lucca (2012) faz uma comparação, em termos de eficiência, do sistema de água gelada e o sistema de fluxo de refrigerante variável (VRF) para uma edificação comercial em Porto Alegre. O estudo conclui que o sistema VRF possui um custo de implantação um pouco mais elevado que os sistemas de água gelada, porém eram os mais indicados em termos de eficiência, para o caso em questão, pois apresentaram um consumo de energia 33,8% menor.

Outra pesquisa que aborda a mesma comparação é a de Souza (2009), porém neste caso é feita a avaliação em uma edificação histórica. Apesar de a edificação possuir um uso diferente, o sistema VRF também apresentou um consumo de energia inferior ao sistema de água gelada, cerca de 22,4% menor.

Baggio (2011) também aborda este assunto. Porém, apresenta um caso real onde a edificação em estudo teve uma substituição de tecnologia, onde o sistema antigo (água gelada) foi substituído pelo sistema novo do tipo VRF. O estudo tem como enfoque saber a quantificação da redução do consumo de energia a partir dessa mudança de equipamentos. Ele conclui que esta redução foi em torno de 25% quando comparada com o sistema anterior.

Nesta mesma linha de raciocínio cita-se o trabalho de Rosa (2015), que faz este mesmo comparativo em um teatro. Nesta análise concluiu-se que um "Split system" de alta capacidade apresentou uma economia de 39% no consumo de energia quando comparado com um sistema de água gelada.

Em termos de pesquisa de eficiência energética em edificações, destaca-se o trabalho de Shi, Yu e Yao (2017) que aplica um algoritmo que controla o sistema de AVAC para o ponto de maior eficiência a partir dos dados de ocupação real do prédio.

Com relação à modelagem de sistemas de AVAC destaca-se que o trabalho de Trcka e Hensen (2010) que apresenta o estado da arte sobre o tema. De maneira complementar

ressalta-se a pesquisa de Orosa e Oliveira (2011) que apresentam um levantamento dos programas computacionais mais utilizados para a simulação e sistemas de AVAC.

Em termos de modelagem da eficiência de uma edificação cita-se os trabalhos de Carotenuto (2009), Konigomi (2011), Pietzsch (2012), Royapoor et al. (2015), Knijnik (2011), Müller (2013), Martinez (2009), Karashima (2006) e Henninger et al. (2004) que tratam de metodologias e análise de edificações utilizando o programa de simulação denominado *Energyplus* como ferramenta de cálculo e avaliação.

Menciona-se, também, o trabalho realizado por Popovici (2017) que realiza uma simulação de um sistema de AVAC em um Teatro utilizando um modelo 2D no programa computacional ANSYS-Fluent.

Destaca-se a pesquisa de Grings (2003) que avalia experimentalmente e por meio de análise computacional o comportamento da carga térmica de um ambiente condicionado e não condicionado utilizando dados climáticos coletados pelo pesquisador.

Cita-se, ainda, o trabalho de Verhelst J. et al. (2017) que trata de uma revisão do estado da arte sobre a modelagem de comissionamento de sistemas de AVAC para edifícios de escritório.

Em relação aos sistemas de recuperação de calor destaca-se a pesquisa de Vakiloroyaya et al. (2014) que em sua pesquisa relata os diversos tipos de sistemas que são utilizados para economizar energia, como rodas entálpicas, trocadores de placa e trocadores de calor do tipo tubo de calor.

A respeito do uso de rodas entálpicas menciona-se o trabalho de Antonellis et al. (2014), que trata de uma análise experimental de uma roda entálpica. Também cita-se os trabalhos de Ruan et al. (2012) e Tu et al. (2013) que analisam estes equipamentos por meio de modelagem matemática. Por último, faz-se referência ao trabalho de Jeong e Mumma (2005) que avaliam o desempenho de uma roda entálpica utilizando peneira molecular e sílica em gel para a transferência de massa.

Sobre a utilização de trocadores de calor sensível destaca-se o trabalho de Ramadan et al. (2015) que faz uma análise paramétrica do uso de recuperadores de calor ar-água em sistemas de AVAC.

Também cita-se os trabalhos de Abdel-Salam et al. (2014) e Ge et al. (2013) que estudam o uso de trocadores de membrana líquido-ar em sistemas de AVAC, avaliando impactos no consumo de energia e benefícios econômicos e ambientais.

Em relação à utilização de trocadores de placa ar-ar, destaca-se o trabalho de Wetter (1999) e Dvořák e Vít (2017) que tratam da modelagem matemática e computacional deste tipo de equipamento para sistemas de AVAC.

A respeito da utilização de trocadores de calor do tipo tubo de calor cita-se o trabalho de Naghavi et al. (2015) e Shabgard et al. (2015) que apresentam um levantamento do

estado da arte sobre a aplicação, análise e construção deste equipamento. Também menciona-se os trabalhos de Monirimanesh et al. (2016), Wang et al. (2015), Yau (2007) e Jadhav e Lele (2015) que em sua pesquisa avaliam de maneira prática e teórica a quantidade de calor recuperado pelo equipamento.

A respeito de novas tecnologias de recuperação de calor para sistemas de AVAC destaca-se o trabalho de Promoppatuma (2017) que utiliza trocadores de calor do tipo casco tubo integrados com tubos preenchidos com material de troca de fase (“Phase Change Material – PCM”) para avaliar, computacional e experimentalmente, a energia economizada ao cruzar o fluxo de ar exaurido e de ar captado em uma edificação.

Também, se menciona, o trabalho de Ramadan et al. (2017) que propõe um sistema híbrido de aproveitamento de energia, o qual consiste na utilização de geradores termoelétricos por meio do gradiente temperatura produzido entre o ar de arrefecimento do condensador do sistema de AVAC e o ar exaurido de um ambiente condicionado.

Com relação à distribuição de ar por meio de vigas frias ativas menciona-se os trabalhos de Ahmed et al. (2015), Guan e Wen (2016), Chen et al. (2014) e Filipsson et al. (2016) que avaliam o desempenho destes dispositivos nos ambientes em termos de razão de indução, controle de temperatura e modulação do ar de insuflação. E destaca-se a pesquisa de Rumsey et al. (2009) que avalia a aplicabilidade deste dispositivo em laboratórios.

2.1. OBJETIVO DA PESQUISA

A revisão bibliográfica demonstrou que a maioria dos estudos vinculados à eficiência energética em edificações estão relacionados a edifícios de escritórios, sendo que quase que inexistente trabalhos que abordem outros tipos de empreendimentos.

Também foi possível avaliar que quase todas as análises de eficiência em edificações utilizam o programa EnergyPlus, fazendo com que a análise e a informação das demais ferramentas computacionais da área seja extremamente limitada.

Sobre o sistema de condicionamento de ar, as pesquisas, em geral, limitam-se a análise de um sistema existente ou a comparação entre duas tecnologias difundidas, como no VRF e a CAG tradicional. Havendo, assim, pouquíssimos estudos que abordem arranjos mais complexos ou a análise de várias propostas de melhoria.

Esta pesquisa visa avaliar o desempenho energético de um Laboratório Químico existente na cidade do Rio de Janeiro utilizando o programa *Hourly Analysis Program* (HAP).

Para tal serão construídos onze cenários possíveis de melhoria do desempenho sistema de ar condicionado. Estas simulações serão avaliadas e comparadas a fim de se determinar a mais eficiente.

2.1.1. Objetivo Específico

Os objetivos específicos são:

- Avaliar o sistema de aquecimento, ventilação mecânica e ar condicionado (AVAC) existente;
- Determinar a vazão de ar externo adequada para o funcionamento do laboratório;
- Avaliar o consumo de energia do laboratório;
- Identificar a efetividade da utilização de ciclos economizadores;
- Avaliar a utilização do HAP no cálculo de consumo energético anual;
- Avaliar as simulações de acordo com as métricas internacionais de eficiência energética para laboratórios.
- Comparar o modelo mais eficiente com uma edificação de referência elaborada por parâmetros da certificação não governamental LEED.

3. MODELO MECÂNICO

Este capítulo visa apresentar os conceitos principais que norteiam o sistema de AVAC. Bem como as melhores práticas para garantir que o AVAC seja dimensionado de maneira eficiente. E posteriormente são apresentados os principais conceitos para a construção e dimensionamento do AVAC em laboratórios. Por fim, serão apresentados o estado da arte em eficiência energética em edificações.

3.1. SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR

Este tópico visa mostrar os conceitos gerais que norteiam o sistema de ar condicionado e as melhores práticas da área no que tange a eficiência energética.

3.1.1. Parâmetros de eficiência no sistema de ar condicionado

Os refrigeradores tem seu desempenho avaliado em termos do coeficiente de performance (COP), o qual é expresso por:

$$\text{COP} = \frac{\text{Energia retirada}}{\text{Entrada cedida}} \quad (\text{eq. 01})$$

Em um Ciclo de Refrigeração Ideal ou Ciclo de Carnot Reverso, o COP pode ser expresso por:

$$\text{COP} = \frac{T_f}{T_q - T_f} = \frac{1}{T_q/T_f - 1} \quad (\text{eq. 02})$$

onde:

T_q : é a temperatura do ambiente externo, em Kelvin.

T_f : é a temperatura do ambiente a ser resfriado, em Kelvin.

Porém, o ciclo de Carnot não pode ser efetivamente realizado na prática, principalmente porque no processo de compressão seria necessário um equipamento que conseguisse lidar com as fases líquido e vapor.

Entretanto, em um processo real há outros fatores que interferem no alcance deste máximo desempenho, como por exemplo, a dificuldade no controle do estado físico do

líquido refrigerante, perdas de carga por atrito, perdas de energia por dissipação de calor, etc. Neste contexto pode-se definir o ciclo real de refrigeração de acordo com o apresentado na Figura 3.1.

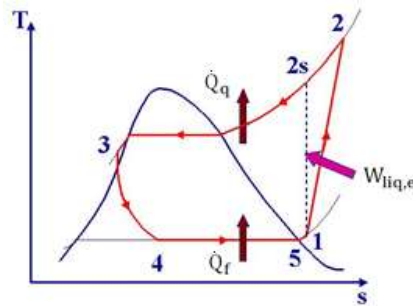


Figura 3.1 – Diagrama T-s do ciclo de real de refrigeração.

Fonte: França (2017).

Em um ciclo real, o COP pode ser expresso por:

$$\text{COP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{eq. 03})$$

onde:

h refere-se a entalpia do fluido refrigerante no ponto de referência, em kJ/kg.

Outro fator utilizado para aferir a eficiência de sistemas de refrigeração reais é o valor de carga parcial integrado (*Integrated Part Load Value*), o qual é usualmente representado pela sigla IPLV.

Este índice expressa eficiência em carga parcial. e utiliza o conceito de que a carga térmica varia ao longo da operação, portanto os equipamentos não operam sempre a 100% da capacidade. O padrão é que operem quase sempre em cargas parciais. Estes índices resultam da média ponderada da eficiência energética do equipamento a 100%, 75%, 50 % e 25% da capacidade total. O IPLV. é calculado da seguinte maneira:

$$\text{IPLV} = 0,01 \times A + 0,42 \times B + 0,45 \times C + 0,12 \times D \quad (\text{eq. 04})$$

onde:

A é o COP do equipamento de refrigeração operando com 100% da carga.

B é o COP do equipamento de refrigeração operando com 75% da carga.

C é o COP do equipamento de refrigeração operando com 50% da carga.

D é o COP do equipamento de refrigeração operando com 25% da carga.

3.1.2. Carga Térmica

O dimensionamento de um sistema de ar condicionado tem como principal parâmetro a definição da quantidade de calor que deve ser retirada do ambiente a ser resfriado, o qual foi anteriormente definido por \dot{Q}_f . Esta é comumente denominada de carga térmica e pode ser determinada como sendo o somatório das quantidades de calor presentes em um ambiente. Portanto, ele pode ser descrito como:

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_{\text{envoltoria}} + \dot{Q}_{\text{pessoas}} + \dot{Q}_{\text{iluminação}} + \dot{Q}_{\text{equipamento}} + \dot{Q}_{\text{ar externo}} + \dot{Q}_{\text{infiltração}} \quad (\text{eq. 05})$$

onde:

$\dot{Q}_{\text{carga térmica}}$ é o calor total interno do ambiente, em quilowatts;

$\dot{Q}_{\text{envoltoria}}$ é o calor proveniente da transmissão de calor pelas paredes, tetos, pisos e janelas, em quilowatts;

\dot{Q}_{pessoas} é o calor proveniente das pessoas presentes no local, este calor advém do tipo de atividade exercida no local, em quilowatts;

$\dot{Q}_{\text{iluminação}}$ é o calor proveniente da iluminação, em quilowatts;

$\dot{Q}_{\text{equipamento}}$ é o calor dissipado pelos equipamentos presentes no ambiente, em quilowatts;

$\dot{Q}_{\text{ar externo}}$ é o calor que advém do ar externo requerido, em quilowatts;

$\dot{Q}_{\text{infiltração}}$ é o calor proveniente do ar que infiltra no ambiente, em quilowatts;

A partir do valor da carga térmica é possível definir a vazão de ar necessária para o seu “combate” por meio da seguinte equação:

$$\dot{V}_{\text{carga térmica}} = \left[\frac{\dot{Q}_{\text{carga térmica}}}{\rho_{\text{ar}} \times (h_{\text{ambiente}} - h_{\text{insuflação}})} \right] \quad (\text{eq. 06})$$

onde:

$\dot{V}_{\text{carga térmica}}$ é a vazão de ar para o combate de carga térmica, em m³/s.

ρ_{ar} é a massa específica do ar na temperatura de insuflação, em kg/m³.

h_{ambiente} é a entalpia específica do ambiente resfriado, em kJ/kg.

$h_{\text{insuflação}}$ é a entalpia do ar condicionado insuflado, em kJ/kg.

3.1.3. Sistemas de AVAC

Os sistemas de AVAC podem ser divididos em expansão direta e expansão indireta. O sistema de expansão direta é um ciclo fechado no qual o fluido refrigerante é o responsável pela retirada de calor do ambiente a ser refrigerado.

Por sua vez, o sistema de expansão indireta é aquele onde um meio é responsável por transferir o calor do ambiente a ser refrigerado para o fluido refrigerante. Os sistemas mais comuns utilizam água como fluido comunicante.

No geral, os sistemas de expansão direta são utilizados para soluções de pequeno e médio porte. Os equipamentos mais utilizados nos sistemas de expansão direta são:

- “Split System” do tipo “hi-wall”, “piso teto” e “cassete”.
- “Self Contained” com condensador remoto ou não.
- Sistemas VRF (Fluxo de Refrigerante Variável).

Já os sistemas de expansão indireta são geralmente utilizados para soluções de médio e grande porte. Estes são formados por um conjunto de equipamentos, os quais são:

- Resfriadores de líquido, os quais são responsáveis pelo combate da carga térmica, uma vez que são estes que contêm o líquido refrigerante. Este equipamento pode ter sua condensação feita por ar ou por água.
- As torres de resfriamento são equipamentos responsáveis por fornecer água para o resfriamento do condensador dos resfriadores de líquido.
- Condicionadores de ar (unidades terminais) são equipamentos responsáveis pela “condução” da carga térmica do ambiente até os resfriadores de líquido. Estes equipamentos são constituídos, principalmente, por elementos filtrantes, serpentinas e ventiladores. Dentre os diversos tipos de tecnologias presentes no mercado destacam-se os “fan-coil”, os quais são dispositivos customizáveis.
- Bombas de água gelada são responsáveis por bombear a água gelada dos resfriadores de líquido até os equipamentos terminais.
- Bombas de água de condensação são responsáveis por bombear a água para os condensadores dos resfriadores.

A Figura 3.2 apresenta um esquemático de um sistema de expansão indireta tradicional.

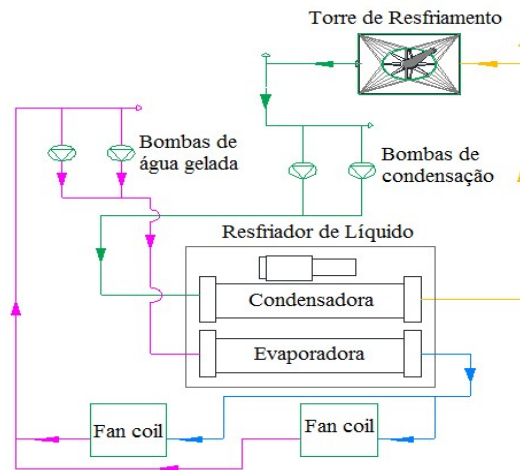


Figura 3.2 - Diagrama esquemático de um sistema de expansão indireta.

3.1.4. Eficiência energética

Não há uma regra específica que garanta a melhora da eficiência de um sistema de AVAC, uma vez que cada sistema possui sua particularidade. Logo, para uma mesma edificação pode haver mais de uma solução.

Portanto, é de fundamental importância à definição de índices, como COP e IPLV, para ajudar nas decisões e na aferição das melhoras.

3.1.4.1. Melhorias a partir da temperatura de evaporação e de condensação

Apesar de retratar o Ciclo de Carnot, a equação 02: $COP = \frac{T_f}{T_q - T_f}$, pode ser utilizada para analisar o comportamento do sistema de refrigeração. Portanto é possível concluir que:

- Se houver um aumento da T_f , há consequentemente um aumento do COP.
- Se houver uma redução da T_q , há, também, um aumento do COP.

Em sistemas de expansão direta, a melhora do COP pode ser obtida por meio de variação destes parâmetros, ou também, pela escolha do fluido refrigerante.

Porém, em sistemas de AVAC esta manobra praticamente limita-se a redução ou não de T_f , uma vez que T_q é função da temperatura do ar exterior. Algumas soluções, visando essa melhoria em função de T_q , usam sistemas de aspersão de água para reduzir essa temperatura. Contudo, esta solução apesar de prover uma melhora no COP aumenta o consumo de água.

É importante ressaltar que em sistemas de expansão indireta o aumento do T_f só é possível quando o dispositivo de resfriamento não é o responsável pela desumidificação do ar.

3.1.4.2. Melhorias a partir da potência de compressão

Ao analisar a Equação 01 conclui-se que a redução da potência de compressão favorece o aumento da eficiência.

A seguir são listadas algumas soluções que visam redução da potência de compressão em um sistema de refrigeração.

- Utilização de sistemas de compressão mais eficientes. A busca por tecnologias mais modernas, em geral, garante uma melhor razão entre a potência de compressão e o consumo elétrico.
- Utilização de compressores em série. O trabalho de compressão é função da pressão e do deslocamento volumétrico, ao utilizar sistemas de compressão em séries é possível reduzir a pressão e o deslocamento volumétrico em cada estágio, com isso obtêm-se uma redução do consumo elétrico em comparação a um único estágio de compressão.
- Utilização de resfriadores de líquido em série, onde os evaporadores sejam instalados em série e os condensadores em paralelo.
- Nesta configuração, todo o fluxo água gelada passa através de cada máquina. Este método é eficaz para sistemas projetados com uma alta variação de temperatura no evaporador.
- Neste tipo de sistema, o equipamento líder, devido à segregação da carga térmica, possui uma temperatura de evaporação maior. A partir deste aumento, ocorre uma redução do “lift” (trabalho de compressão) do compressor do resfriador de líquido e conseqüentemente uma melhora do COP.
- Utilização de resfriadores de líquido em série, onde os evaporadores e os condensadores sejam instalados em série.
- Nesta configuração, todo o fluxo de água gelada e de condensação passa através de cada máquina. Este método, também, é eficaz para sistemas projetados com uma alta variação de temperatura no evaporador.
- Neste tipo de sistema, o equipamento líder tem a possibilidade de operar com um aumento da temperatura de evaporação e uma sutil redução da temperatura

de condensação. A partir destas melhoras, ocorre uma redução do “lift” do compressor do resfriador de líquido e conseqüentemente uma melhora do COP.

- A redução do “lift” neste método é superior à redução que ocorre com o método que utiliza somente os evaporadores em série.

Segundo a EDR (2009), em seu “Chilled water plant design guide”, os métodos que utilizam resfriadores em série, permitem que estes sistemas, durante os períodos fora do pico de carga térmica, desliguem a máquina retardadora (segunda em série), com isso a máquina líder (primeira em série) continuará a fornecer água gelada na temperatura correta.

3.1.4.3. Sistemas de recuperação de energia

Outra maneira de melhorar a eficiência do sistema é a utilização de equipamentos que permitam a recuperação de calor e, conseqüentemente, reduzam o desperdício de energia. Os sistemas de recuperação de energia mais comumente utilizados em Sistemas de AVAC são:

- Rodas Entálpicas.
- Trocadores de calor do tipo Tubo de Calor.
- Dessuperaquecedores.
- Subresfriadores.

a) Roda entálpica

A roda entálpica (“enthalpy wheel”) é um trocador de calor ar-ar que utiliza um dispositivo circular aletado em alumínio revestido de sílica, polímero ou peneira molecular para trocar calor e umidade entre dois meios, um que cede calor e umidade e outro que os recebem.

Este equipamento tem por finalidade aproveitar a energia do ar climatizado, que por algum motivo do processo deva ser exaurido do ambiente, para realizar um pré-tratamento do ar externo.

Em resumo, o ar condicionado exfiltrado, o qual é seco e frio, é conduzido até a roda entálpica e resfria as aletas de alumínio e seca a sílica. A seção da roda que se tornou fria e seca é girada, com auxílio de um conjunto de transmissão (motor elétrico, polia e correia), e entra em contato com a tomada de ar externo, quente e úmido.

Portanto, a roda entálpica serve como um pré-tratamento do ar externo aproveitando o ar exaurido dos ambientes condicionados sem a utilização de um sistema de compressão. A figura abaixo apresenta uma ilustração deste tipo de equipamento.

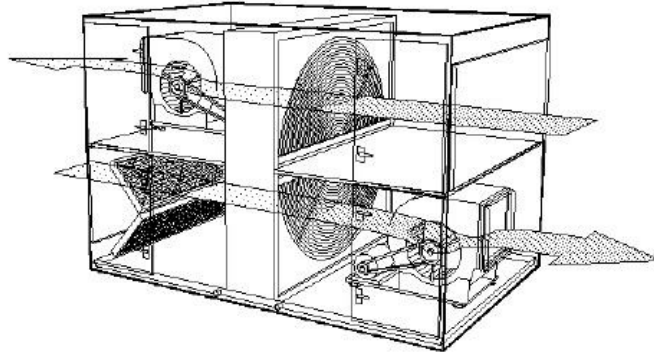


Figura 3.3 – Ilustração de uma roda entálpica.
Fonte: site da ESC - Energy Solution Center (2017).

De acordo com Antonellis et al. (2014), as equações que governam o balanço termodinâmico de uma roda entálpica são:

$$\dot{Q}_{S,ins} = \dot{m}_{ins} \times c_{p,ins} \times (T_{ins,e} - T_{ins,s}) \quad (\text{eq. 07})$$

$$\dot{Q}_{S,ex} = \dot{m}_{ex} \times c_{p,ex} \times (T_{ex,s} - T_{ex,e}) \quad (\text{eq. 08})$$

$$\dot{Q}_{L,ins} = \dot{m}_{ins} \times h_{L,ins} \times (\omega_{ins,e} - \omega_{ins,s}) \quad (\text{eq. 09})$$

$$\dot{Q}_{L,ex} = \dot{m}_{ex} \times h_{L,ex} \times (\omega_{ex,s} - \omega_{ex,e}) \quad (\text{eq. 10})$$

onde:

$\dot{Q}_{S,ins}$ e $\dot{Q}_{S,ex}$ é a quantidade de calor sensível retirado na seção de insuflação e na de exaustão, em kW.

$\dot{Q}_{L,ins}$ e $\dot{Q}_{L,ex}$ é a quantidade de calor latente retirado na seção de insuflação e na de exaustão, em kW.

\dot{m}_{ins} e \dot{m}_{ex} é a vazão mássica na seção de insuflação e na de exaustão, em kg/s.

$c_{p,ins}$ e $c_{p,ex}$ é o calor específico do ar na seção de insuflação e na de exaustão, em kJ/kg.°C.

$T_{ins,e}$ e $T_{ex,e}$ é a temperatura do ar na entrada da seção de insuflação e na de exaustão, em °C.

$T_{ins,s}$ e $T_{ex,s}$ é a temperatura do ar na saída da seção de insuflação e na de exaustão, em °C.

$\omega_{ins,e}$ e $\omega_{ex,e}$ é a umidade absoluta do ar na entrada da seção de insuflação e na de exaustão, em kg de vapor d'água por kg de ar.

$\omega_{ins,s}$ e $\omega_{ex,e}$ é a umidade absoluta do ar na saída da seção de insuflação e na de exaustão, em kg de vapor d'água por kg de ar.

$h_{L,ins}$ e $h_{L,ex}$ é a entalpia de vaporização da água na seção de insuflação e na de exaustão, em kJ/kg.

Antonellis et al. (2014), também define que a eficiência de uma roda entálpica pode ser definida por:

$$\eta_s = \frac{\frac{\dot{Q}_{S,ins} + \dot{Q}_{S,ex}}{2}}{\dot{Q}_{S,m\acute{a}x}} = \frac{[\dot{m}_{ins} \times c_{p,ins} \times (T_{ins,e} - T_{ins,s}) + \dot{m}_{ex} \times c_{p,ex} \times (T_{ex,s} - T_{ex,e})]}{2 \times (\dot{m} \times c_p)_{m\acute{in}imo} \times (T_{ins,e} - T_{ex,e})} \quad (\text{eq. 11})$$

$$\eta_L = \frac{\frac{\dot{Q}_{L,ins} + \dot{Q}_{L,ex}}{2}}{\dot{Q}_{L,m\acute{a}x}} = \frac{[\dot{m}_{ins} \times h_{L,ins} \times (\omega_{ins,e} - \omega_{ins,s}) + \dot{m}_{ex} \times h_{L,ex} \times (\omega_{ex,s} - \omega_{ex,e})]}{2 \times (\dot{m} \times h_L)_{m\acute{in}imo} \times (\omega_{ins,e} - \omega_{ex,e})} \quad (\text{eq. 12})$$

onde:

η_s é a eficiente na troca sensível do equipamento.

η_L é a eficiente na troca latente do equipamento.

b) Trocadores de calor do tipo tubo de calor

Assim como a roda entálpica, o trocador de calor do tipo tubo de calor (“heat pipe heat exchangers” – HPHX) destina-se a um pré-tratamento do ar externo aproveitando o ar exaurido dos ambientes condicionados sem a utilização de um sistema de compressão e sem um sistema de transmissão. Entretanto, os HPHX só possibilitam o combate de calor sensível, pois não transferem umidade.

Este equipamento caracteriza-se por ser um tubo com as extremidades seladas e com uma fina camada de material poroso aderido em sua parede interna. O tubo deve ser evacuado e preenchido com um o fluido de trabalho. A Figura 3.4 apresenta o princípio de funcionamento de um tubo de calor.

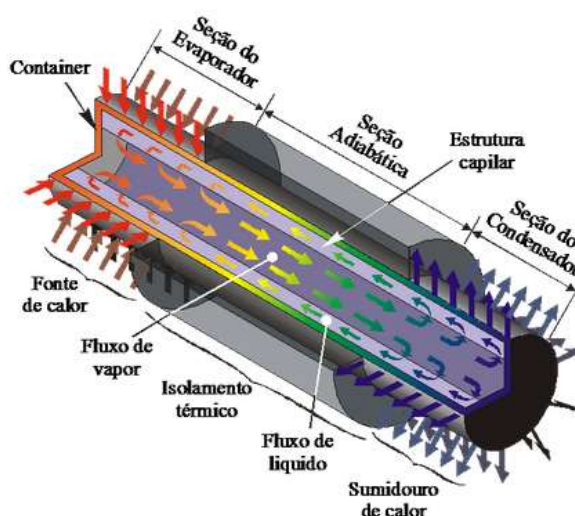


Figura 3.4 – Princípio de funcionamento de um tubo de calor.

Fonte: site da QPonto Thermal Solutions (2017).

Segundo a QPonto (2017): “um tubo de calor possui três regiões principais: um evaporador, um condensador e uma região adiabática. O calor é aplicado no evaporador, onde o fluido contido na estrutura porosa é aquecido até vaporizar. O calor provoca o aumento da pressão do vapor no evaporador e o vapor escoar em direção à outra extremidade do tubo, o condensador. Nesta região, o vapor condensa, liberando calor e o líquido condensado é absorvido pela estrutura porosa. As forças capilares existentes na estrutura porosa “bombeiam” o líquido ali presente de volta ao evaporador, fechando o ciclo. Entre o condensador e o evaporador pode existir uma região onde não ocorrem trocas de calor, chamada de região adiabática”.

Como o fluido de trabalho de um tubo de calor opera na região de saturação, ou seja, em temperatura constante, ele consegue transferir altas taxas de calor em diferenciais pequenos de temperatura entre as extremidades quente e fria.

Segundo Yau (2006), em sua pesquisa, relata que as equações que regem o fluxo de calor de um HPHX são:

$$\dot{Q}_{ins} = \dot{m}_{ins} \times (h_{ins,e} - h_{ins,s}) \quad (\text{eq. 13})$$

$$\dot{Q}_{ex} = \dot{m}_{ex} \times (h_{ex,s} - h_{ex,e}) \quad (\text{eq. 14})$$

$$FCS = \frac{\dot{m}_{ins} \times c_{p_{ins}} \times (T_{ins,e} - T_{ins,s})}{\dot{m}_{ins} \times (h_{ins,e} - h_{ins,s})} \quad (\text{eq. 15})$$

onde:

\dot{Q}_{ins} e \dot{Q}_{ex} é a quantidade de calor total na seção de insuflação e na de exaustão, em kW.

FCS é o fator de calor sensível, a qual demonstra o percentual de calor sensível dentro do calor total.

De acordo com Jadhav e Lele (2015), a eficiência de um trocador de calor do tipo tubo de calor, por este envolver somente recuperação de calor sensível, é definida como:

$$\eta = \frac{T_{ins,e} - T_{ins,s}}{T_{ins,e} - T_{ex,e}} \quad (\text{eq. 16})$$

c) Dessuperaquecedores

O dessuperaquecedor é um trocador de calor instalado em série e a montante do condensador dos resfriadores de líquido. O objetivo desse arranjo é aproveitar o calor sensível proveniente da perda de calor que o fluido refrigerante sofre ao sair da região de vapor superaquecido para a região de saturação.

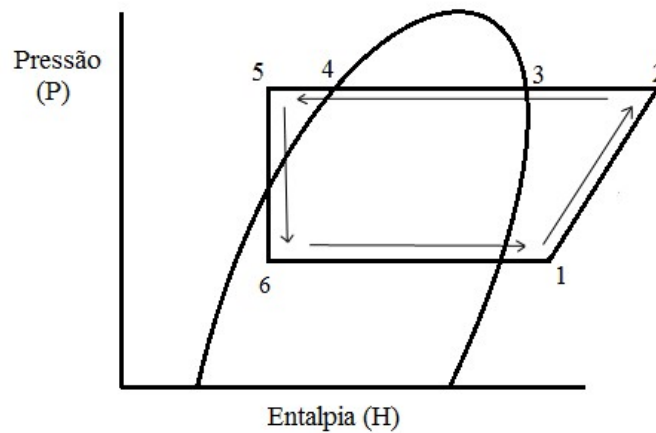


Figura 3.5 – Diagrama P-h de um ciclo de refrigeração.

A quantidade de calor que um dessuperaquecedor pode aproveitar é estimada pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{desuper} = \dot{m} \times (h_2 - h_3) \quad (\text{eq. 17})$$

Este tipo de sistema é utilizado, principalmente, para fornecimento de água quente em edificações, porém como a carga térmica não é constante, a produção de água quente por este equipamento também não será. Logo, é necessária a utilização de um equipamento reserva para garantir a vazão de água quente do sistema.

d) Subresfriadores

O subresfriador é um trocador de calor instalado em série e a jusante do condensador dos resfriadores de líquido. O objetivo desse arranjo é aproveitar o calor sensível proveniente da perda de calor que o fluido refrigerante sofre ao sair da região de saturação para a região de subresfriamento.

A quantidade de calor que um subresfriador pode aproveitar é estimada pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{\text{subres}} = \dot{m} \times (h_4 - h_5) \quad (\text{eq. 18})$$

Em comparação com o desuperaquecedores, o calor disponível, para um sistema de subresfriamento é inferior, como é possível avaliar pela figura 2.5. Este equipamento, assim como os desuperaquecedores, necessita de um equipamento reserva, pois sua transferência de calor é intermitente.

3.1.4.4. Sistemas de economia de energia elétrica

Neste tópico serão apresentadas algumas tecnologias que visam à redução do consumo de energia elétrica e/ou custos de instalação.

a) Tanque de termoacumulação

O tanque de termoacumulação é um tanque que acumula água gelada para a utilização desta nos horários em que a energia elétrica possui os maiores custos, o denominado horário de ponta.

O conceito básico é produzir água gelada a mais do que o necessário nos horários em que o custo da energia elétrica é inferior (fora de ponta) e acumular o excedente de água gelada em um tanque. Quando o horário de pico ocorrer, o resfriador de líquido será desligado e a água gelada do ar condicionado será provida pelo tanque.

A Figura 3.6 apresenta um exemplo de estimativa de carga para um tanque de água gelada.

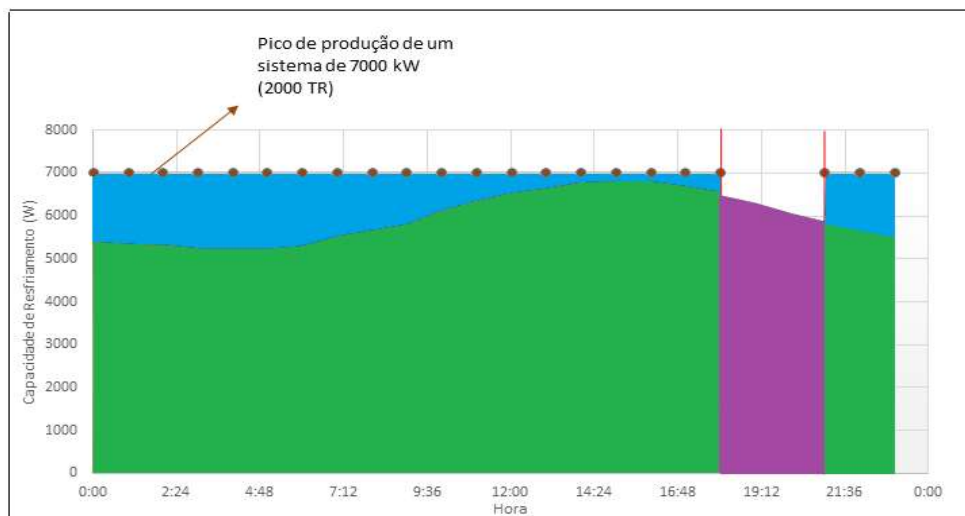


Figura 3.6 – Exemplo de deslocamento de carga para um tanque de água gelada em uma planta de 2000 TR.

A Figura 3.6 apresenta três regiões distintas, as quais são:

- Demanda de carga térmica do sistema no horário de fora de ponta, área destacada em verde.
- Demanda de carga térmica do sistema no horário de ponta, área destacada em roxo.
- Demanda de carga térmica destinada ao tanque, área destacada em azul.

Para o dimensionamento correto do tanque, o sistema de resfriamento de líquido deve prover água gelada suficiente para que as áreas em azul e roxo tenham o mesmo tamanho. O volume do tanque de água gelada deve ser tal que comporte a quantidade de água gelada necessária para atender a demanda do horário de ponta.

b) Aumento do diferencial de temperatura do evaporador do resfriador de líquido

Ao analisarmos a aplicabilidade da equação $Q = \dot{m} \times c_p \times \Delta T$ em um resfriador de líquido, e especificamente no evaporador, é possível perceber que para uma mesma quantidade de calor, ao aumentarmos a variação de temperatura ocorre automaticamente a redução da vazão de água gelada.

Com a diminuição de vazão de água conseqüentemente têm-se a redução do consumo do sistema de bombeamento, do tamanho das bombas selecionadas e da bitola das tubulações e do quantitativo de isolamento térmico dos tubos. Logo, esta manobra permite economia nos custos de operação e instalação do sistema.

c) Utilização de variadores de frequência

Como um sistema não trabalha em plena carga em cem por cento do tempo, a utilização de um dispositivo que permita a modulação da operação e conseqüentemente a redução do consumo da energia elétrica torna-se um elemento fundamental para alcançar a eficiência energética.

Em termos dos equipamentos elétricos, é possível algum ajuste de rotação no motor de indução pela redução da tensão no estator com um conseqüente aumento no escorregamento (Schneider Eletric, 2003).

Baseando-se nesses conceitos, houve a necessidade do desenvolvimento de equipamentos que permitam o ajuste da velocidade do motor de indução, como é o caso dos variadores de frequência.

Segundo Ferreira et al. (2007), o variador de frequência fornece, a partir de uma rede de corrente alternada em frequência fixa, uma tensão alternada de valor eficaz e de frequência variáveis, sendo que esses dois parâmetros possuem uma relação fixa, de acordo com a expressão a seguir:

$$k_e = U_e / f_e \quad (\text{eq. 19})$$

onde:

U_e é a Tensão eficaz aplicada ao motor, em Volts.

f_e é a frequência da tensão aplicada, em Hertz.

k_e é o valor pré-definido pelo inversor.

Logo, para uma frequência menor do que a nominal, a tensão eficaz terá também um valor menor que a tensão nominal do motor. E conseqüentemente haverá uma redução do consumo elétrico, uma vez que:

$$P_e = i_e \times U_e \quad (\text{eq. 20})$$

onde:

i_e é a corrente elétrica, em Ampere.

P_e é a do motor em W.

Ou seja, quanto menor a tensão, menor será o consumo elétrico do motor.

3.2. NORMAS E RECOMENDAÇÕES PARA LABORATÓRIOS

Este tópico visa mostrar os métodos, padrões e regulamentos nacionais e internacionais que orientam as melhores práticas no dimensionamento e operação de laboratórios.

3.2.1. Sistemas de exaustão localizados

Como dito anteriormente a quantificação do volume de ar exaurido pelos equipamentos de proteção coletiva – E.P.C. – (capelas, captores, coifas, etc.) são de fundamental importância para o dimensionamento da vazão de ar insuflado pelo sistema de AVAC.

Segundo Hilliard (2017), o ar exaurido por uma capela representa três a quatro vezes a energia de uma típica casa estadunidense, e com isso estima-se um custo aproximado de 4,2 bilhões de dólares ao ano para os Estados Unidos.

Portanto, o correto dimensionamento da vazão de exaustão dos E.P.C. é de fundamental importância para a manutenção dos conceitos de eficiência energética de um laboratório.

De acordo com a NFPA 45 (2004), os exaustores localizados devem ser capazes de conter os contaminantes presentes nos ambientes e exauri-los para fora do laboratório. E devem ser adequados à contenção de possíveis riscos e a proteger os usuários durante toda a manipulação de produtos químicos.

Para determinar a vazão total dos sistemas de exaustão que atendem um laboratório é necessário definir a simultaneidade de uso deles e esta informação deve ser determinada pelo usuário.

A partir desta definição, de quantos sistemas operam simultaneamente e quantos ficam desligados ou fechados, pode-se determinar a vazão destes equipamentos pelas seguintes formulas:

$$\dot{V}_{\text{exaustão máxima}} = v_{\text{face}} \times A_{\text{face máxima}} \quad (\text{eq. 21})$$

$$\dot{V}_{\text{exaustão mínima}} = v_{\text{face}} \times A_{\text{face mínima}} \quad (\text{eq. 22})$$

onde:

$\dot{V}_{\text{exaustão máxima}}$ vazão de exaustão máxima do E.P.C. em m³/s.

$\dot{V}_{\text{exaustão mínima}}$ vazão de exaustão mínima do E.P.C. em m³/s.

$A_{\text{face máxima}}$: área da face máxima. É a abertura máxima de operação do E.P.C. em m².

$A_{\text{face mínima}}$: área da face mínima. É a abertura mínima de operação do E.P.C. em m².

v_{face} : velocidade de face. É a velocidade do ar que passa na A_{face} em m/s.

A partir dos valores das exaustões individuais é possível definir a exaustão total do laboratório, a qual será definida por:

$$\dot{V}_{\text{exaustão do laboratório}} = \sum \dot{V}_{\text{sistemas de exaustão operantes}} + \sum \dot{V}_{\text{sistemas de exaustão desligados}} \quad (\text{eq. 23})$$

onde:

$\dot{V}_{\text{exaustão do laboratório}}$: vazão de exaustão máxima do laboratório em m³/s.

A área de face de uma capela é definida pelo usuário e pelo processo a que ela está condicionada. Para a velocidade de face, recomenda-se a utilização dos valores recomendados pelas normas internacionais de operação em laboratórios. Estas recomendações são apresentadas a seguir.

A NAS (1995) alerta que o fluxo de ar nas exaustões laboratoriais não pode ser excessivamente turbulento e deve possuir uma velocidade de face adequada. Indica que em sistemas de exaustão típicos a velocidade de face esteja entre 0,4 e 0,5 m/s. E que, em casos onde há a presença de substâncias tóxicas, recomenda-se velocidades de face entre 0,5 e 0,6 m/s. E adverte que velocidades superiores a 0,6 m/s podem gerar turbulência na periferia da área de captação de ar e reduzir a eficiência de captura do sistema de exaustão.

A OSHA (2001) recomenda velocidades de face entre 0,20 e 0,51 m/s, onde as menores velocidades são recomendadas para capelas que estão instaladas longe de portas e em ambientes com velocidade do ar inferior a 0,2 m/s.

A ANSI/AIHA, em sua norma Z9.5 (2003), e a NFPA, em sua norma 45 (2004), dizem que os exaustores locais devem manter a velocidade de face média entre 0,41 e 0,61 m/s. A Z9.5 também afirma que as medições de velocidade de face não podem ultrapassar para mais ou para menos 20% desta velocidade média.

SEFA (1996) assegura que velocidades entre 0,64 m/s e 0,38 m/s são aceitáveis para atender condições de captura. E que a velocidade ideal é 0,51 m/s.

Portanto, ao analisar as recomendações descritas acima é possível chegar à conclusão de que a velocidade de face de 0,5 m/s atende a maioria dos processos possíveis em um laboratório.

ACGIH (2001) alerta que a vazão de ar que adentra no equipamento cria correntes turbulentas ao redor do objeto manipulado e propicia o arrasto de contaminantes para longe

das zonas de trabalho e de respiração. Porém, maiores velocidades de face acarretam em maiores turbulências o que não propicia maior proteção ao usuário, além de ser um desperdício de energia.

Sobre os tipos de sistema de exaustão laboratoriais, a McIntosh et al. (2015), assegura que este pode ser centralizado ao invés de ser constituído por diversos sistemas individuais. Este conceito garante a possibilidade de redução de custos com manutenção, instalação de dutos e de interferências na cobertura e possibilita a utilização de sistemas de recuperação de calor, de centralização das descargas de ar e de equipamentos reservas.

McIntosh et al. (2015) informa que a exaustão centralizada pode ser classificada em: sistema de pressão dependente e sistema de pressão independente. O primeiro opera com vazão constante e com dispositivos de regulagem de pressão diferencial em cada captação. Neste sistema se um exaustor é adicionado todo o sistema deverá ser reequilibrado e as velocidades dos captos reajustadas.

Já o segundo pode ser usado com volume constante, volume variável e com um misto dos dois. Este tipo de sistema incorpora os reguladores de pressão diferencial dos dispositivos. O sistema possui duas vantagens em relação ao anterior: flexibilidade na adição de novos dispositivos de captação e controle de volume variável.

3.2.2. Recirculação de ar

A ventilação em laboratórios deve garantir que o ar seja continuamente substituído, impedindo, assim, o aumento das concentrações no ambiente de substâncias tóxicas durante o dia de trabalho (OSHA, 2001).

De acordo com o McIntosh et al. (2015), laboratórios que operam com produtos químicos e gases comprimidos devem possuir sistemas sem recirculação ou com 100% de ar exterior e operar em pressão negativa em relação aos demais ambientes da edificação, a menos que o laboratório também seja uma sala limpa.

Estes requisitos fazem com que o AVAC necessite de uma grande quantidade de resfriamento para controle de temperatura, aquecimento e controle de umidade. Assim, faz-se necessário um controle preciso a fim de melhorar a eficiência do sistema como um todo. Essas características estão presentes tanto em sistemas de volume constante como em sistemas de volume variável.

Entretanto, a ACGIH (2001) alerta que se a vazão de ar a ser renovada no laboratório for muito elevada o custo de energia pode ser muito alto e recomenda como medida a recirculação do ar laboratorial após a limpeza do ar exaurido pelos sistemas de exaustão. Porém, faz a ressalva que a utilização ou não desta alternativa depende do grau de perigo à saúde associado ao contaminante exaurido, bem como fatores econômicos e de segurança.

A norma NFPA 45 (2004) relata que se o sistema de ar condicionado for individual, ou seja, dedicado por ambiente, é possível operar com recirculação de ar, porém é necessário que a vazão de ar externo supra a demanda das capelas, coifas e demais equipamentos presentes no laboratório.

De acordo com a ANSI/AIHA (2003) a utilização de recirculação em laboratórios pode ser feita se os seguintes critérios forem atendidos:

Tabela 3.1 – Critérios para recirculação de ar em laboratórios

Critério	Características
Critério A	Não há a manipulação de materiais extremamente perigosos ou potencialmente fatais.
	Concentração de contaminantes no ar gerados pelo maior acidente possível tem que ser menor do que os limites de exposição em curto prazo. O sistema de exaustão deverá possuir peças dedicadas, ter energização de emergência e outras características de confiabilidade.
Critério B	O ar recirculado é tratado para reduzir as concentrações de contaminantes.
	A recirculação do ar é monitorada continuamente em termos das concentrações de contaminantes ou deverá possuir um dispositivo secundário para limpeza do ar, como um filtro de alta eficiência.
	A limpeza do ar e a monitorização do equipamento deve ser mantida e calibrada por meio de um programa de manutenção preventiva.
	Deverá ser previsto um desvio para o ar de recirculação.

3.2.3. Pressurização

Segundo a OSHA (2001), o fluxo de ar no laboratório deve ser dos ambientes administrativos para os ambientes laboratoriais e depois para fora da edificação.

NAS (1995) conclui que a pressão em laboratórios deve ser ligeiramente negativa em relação aos ambientes adjacentes. De acordo com McIntosh et al. (2015), as exceções são ambientes estéreis e salas limpas. Esta ressalva dar-se ao fato de que as salas limpas necessitam operar em pressão positiva, a fim de evitar a entrada de particulados e/ou contaminantes em seus processos.

De acordo com a NFPA 45 (2004), outra exceção à regra de pressão negativa dar-se-á momentaneamente quando o sistema laboratorial sofre influência de variações ocasionadas pela abertura de portas, capelas e exaustores.

A ANSI/AIHA (2003) relata que o ar pode deixar de fluir de ambientes adjacentes para os laboratórios se:

- No laboratório não são manipulados materiais extremamente perigosos e potencialmente fatais;
- A concentração de contaminantes no ar gerados pelo maior acidente possível tem que ser mais baixa do que os limites de exposição em curto prazo.

Apesar do diferencial de pressão ser o que induz o ar fluir de uma sala a outra, ele não pode ser o único parâmetro de projeto. É importante manter uma velocidade de fluxo de ar entre 0,25 m/s e 0,51 m/s através de quaisquer aberturas. Porém, aberturas de portas ou de equipamentos de exaustão podem facilmente desbalancear o sistema. Logo, a necessidade de controles de ação rápida faz-se primordial em laboratórios.

A vazão mínima para a pressurização de um ambiente pode ser calculada pelo método definido na norma brasileira NBR 14880 (ABNT, 2002), o qual é:

$$\dot{V}_{\text{pressurização}} = 0,827 \times A_{\text{fresta}} \times P^{\frac{1}{N}} \quad (\text{eq. 24})$$

onde:

$\dot{V}_{\text{pressurização}}$: vazão de pressurização do ambiente em m³/h.

A_{fresta} : área da fresta das portas e janelas em m².

P: diferencial de pressão em Pascal.

N: é um índice estabelecido pelo método que varia entre 1 e 2.

Segundo a norma NBR 14880 (ABNT, 2002), no caso de frestas grandes, tais como os espaços em torno de portas, ou de aberturas grandes, o valor de N pode ser 2. Enquanto que em trajetórias de escape de ar em vãos estreitos formados pelas frestas em torno de janelas, o valor de N mais apropriado é 1,6.

Na trajetória do ar de pressurização, podem existir elementos de restrição posicionados em paralelo ou em série, como apresentado na Figura 2.9, ou ainda uma combinação destes.

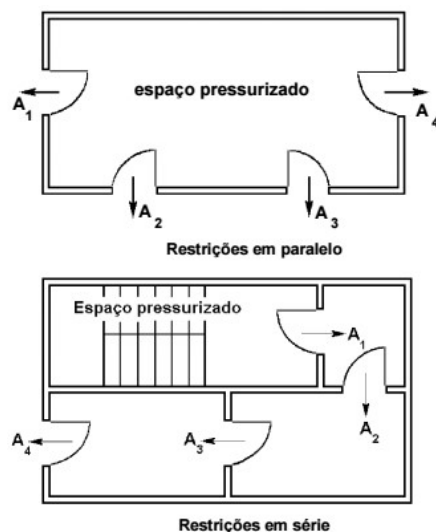


Figura 3.7 – Tipos de restrições para a pressurização.

Fonte: NBR 14880 (ABNT, 2002).

No caso de restrições em paralelo, como as portas da escada de segurança, a área total de escape é determinada pela simples soma de todas as áreas de escape envolvidas, ou seja:

$$A_{\text{total}} = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + \dots \quad (\text{eq. 25})$$

Porém caso as portas estejam em série, como a porta da escada de segurança e a porta da antecâmara não ventilada, a ela associada, deverá ser utilizada a equação a seguir.

$$\frac{1}{(A_{\text{total}})^2} = \frac{1}{A_1^2} + \frac{1}{A_2^2} + \frac{1}{A_3^2} + \frac{1}{A_4^2} + \dots \quad (\text{eq. 26})$$

O escape total efetivo de uma combinação de restrições em série e em paralelo pode ser obtido combinando em sucessão grupos simples de escape de ar isolados.

O diferencial de pressão adotado entre os ambientes deve ser determinado pelo usuário dos laboratórios a fim de manter o fluxo de ar descrito acima. É importante ressaltar que quanto maior o diferencial de pressão escolhido maior será a vazão de ar de infiltração e/ou exfiltração e que isto deverá ser levado em conta no balanceamento do sistema.

3.2.4. Renovação de ar

A renovação de ar ou vazão de ar exterior é necessária para a manutenção da qualidade do ar interior. Esta qualidade pode ser definida como o conjunto de características

do ar que afeta a saúde e o bem estar dos ocupantes do recinto. A baixa qualidade do ar produz efeitos adversos para a saúde, que podem variar de um simples desconforto até a ocorrência de morte (ECCOSYSTEMS, 2016).

De acordo com McIntosh et al. (2015) e a NIH (1999), o fluxo de ar para um laboratório é direcionado pelos seguintes critérios:

- A quantidade total de gases de escape exauridos pelos sistemas de exaustão;
- Resfriamento necessário para compensar os ganhos de calor internos (carga térmica);
- Requisitos mínimos de renovação de ar para retirada de odores e fumaças provenientes dos processos laboratoriais.

Pode-se, também, acrescentar os critérios de:

- Manutenção da qualidade do ar interior
- Vazões necessárias para assegurar a pressurização.

Portanto, o ar de renovação de um laboratório é o maior valor entre os cinco critérios acima descritos.

A vazão mínima de ar exterior necessária para manter a qualidade do ar interior pode ser calculada pelas diretrizes descritas nas normas NBR 16401 (ABNT, 2008) e ASHRAE 62.1 (2016) e pela Resolução nº 09 (ANVISA, 2003).

As normas supracitadas utilizam a seguinte metodologia de cálculo:

$$\dot{V}_{\text{ar externo}} = (A_{\text{ambiente}} \times F_{\text{area}} + N_{\text{Pessoas}} \times F_{\text{Pessoas}}) \times 3,6 \quad (\text{eq. 27})$$

onde:

$\dot{V}_{\text{ar externo}}$: vazão de ar externo em m³/h.

A_{ambiente} : área do ambiente em m².

F_{area} : fator de área definido pela norma, em L/s.m². Este fator varia de acordo com a atividade do ambiente.

N_{Pessoas} : número de pessoas no ambiente.

F_{Pessoas} : fator por pessoas definido pela norma, em L/s.pessoas. Este fator varia de acordo com a atividade do ambiente.

Entretanto a resolução define a vazão de ar externo por:

$$\dot{V}_{\text{ar externo}} = N_{\text{Pessoas}} \times F_{\text{Pessoas}} \quad (\text{eq. 28})$$

onde:

$\dot{V}_{\text{ar externo}}$: vazão de ar externo em m^3/h .

N_{Pessoas} : número de pessoas no ambiente.

F_{Pessoas} : fator por pessoas definido pela resolução, em $\text{m}^3/\text{h.pessoas}$. Onde ambientes com alta densidade de pessoas deve ser utilizado o fator de $17 \text{ m}^3/\text{h.pessoas}$, enquanto que ambientes com baixa densidade o fator utilizado é de $27 \text{ m}^3/\text{h.pessoas}$.

O número de renovações mínimo tem por finalidade garantir condições mínimas de qualidade do ar no ambiente, ou seja, assegurar concentrações mínimas de substâncias que possam causar danos à saúde dos usuários. Esta vazão será definida por:

$$\dot{V}_{\text{n}^\circ \text{ de trocas mínimo}} = N_{\text{trocas}} \times \text{Vol.} \quad (\text{eq. 29})$$

onde:

$\dot{V}_{\text{n}^\circ \text{ de trocas mínimo}}$ é a vazão de ar mínima decorrente do número de trocas estipulado, em metros cúbicos por segundo;

N_{trocas} é o número de trocas mínimo por hora para o referido ambiente

Vol. é o volume do ambiente em metros cúbicos.

Segundo a NAS (1995) o número de trocas adequado para um laboratório e seu sistema de exaustão deve variar entre 4 a 12 trocas de ar por hora.

ASHRAE (2001) também recomenda que as taxas mínimas de renovação de ar estejam entre 6 a 10 trocas por hora. Enquanto que a NIH (1999) limita-se a determinar 6 renovações por hora como a taxa mínima para ambientes laboratoriais.

Porém a NFPA (2004) estabelece que a mínima vazão de ar para laboratórios não ocupados deve estar na faixa de 4 renovações de ar por hora. E que, em laboratórios ocupados, esta taxa de ser de 8 renovações por hora.

Entretanto, a ACGIH (2001), relata que critérios de ventilação por parâmetros como “renovações de ar por hora” ou “renovações de ar por minuto” é uma base fraca para ambientes com controle ambiental, de calor e de odores. Segundo a associação, a ventilação necessária depende da taxa de geração de toxicidade e do contaminante, não do tamanho da sala na qual ela ocorre.

Já a ANVISA (2003) estabelece que os valores máximos para contaminação química são:

- Menor igual a 1000 ppm de dióxido de carbono (indicador para renovação de ar);

- Menor igual a 80 micrograma por metro cúbico de aerodispersóides totais do ar (indicador para grau de pureza do ar e limpeza do ambiente).
- Resfriamento necessário para compensar os ganhos de calor internos (carga térmica);

3.2.5. Ar Condicionado

De acordo com a TSI Incorporated (2014) existem três maneiras de projetar o sistema de ar condicionado de um laboratório, estes são:

- Método por Volume de Ar Constante (VAC).
- Método por Duas Posições (MDP).
- Método por Volume de Ar Variável (VAV).

O método de VAC (Figura 2.8) é o primeiro método utilizado em laboratórios. Nele o volume de ar fornecido e exaurido do laboratório não se altera. Logo, ocupação, dia do ano e horários não têm impactos neste sistema de climatização.



Figura 3.8 – Fluxo de ar em laboratórios de volume constante.

Já o MDP visa à redução do fluxo de ar quando o laboratório está desocupado, pois os usuários não estão presentes. Ou seja, este método entende que quando o laboratório estiver desocupado haverá uma redução da carga térmica e das operações realizadas, assim o volume de ar requerido diminuiria.

A terminologia “duas posições” é pelo fato do sistema estar preparado para operar de duas maneiras distintas a partir da ocupação ou não do laboratório.

O método VAV (Figura 3.9) visa reduzir os volumes de fornecimento de ar para os mínimos necessários para manter a temperatura, ventilação e velocidades de faces seguras para os equipamentos.

Nestes laboratórios, quando as aberturas dos equipamentos com exaustão são reduzidas os controles dos exaustores reduzem o volume de ar exaurido a fim de manter a

velocidade de face constante. Enquanto isso, o controle do sistema de condicionamento de ar responde reduzindo a vazão de ar insuflado para manter o equilíbrio do sistema. Da mesma forma, o controle da exaustão aumenta o volume de ar exaurido quando há o aumento do fornecimento de ar.

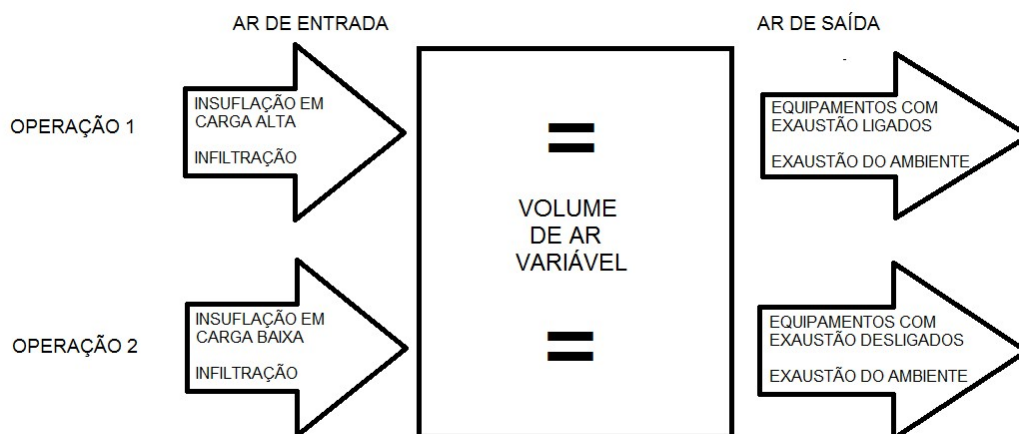


Figura 3.9 – Fluxo de ar em laboratórios de volume variável.

3.2.6. Distribuição de ar

Segundo McIntosh et al. (2015), Caplan e Knutson entre 1977 e 1978 realizaram testes para determinar a interação entre a movimentação de ar nos ambientes e a velocidade de captura de contaminantes. Os testes mostraram que o fluxo de ar no ambiente possui a mesma importância, para o laboratório, que a velocidade de face dos exaustores locais.

McIntosh et al. (2015), também alerta que velocidades do ar no ambiente, para não gerar distúrbios, não podem ser maiores que metade da velocidade de face dos exaustores. É que preferencialmente esta velocidade deverá ser um quinto da velocidade de face.

NAS (1995) afirma que se as velocidades de corrente de ar nos laboratórios forem superiores a velocidade de face das exaustões entre 30% e 50%, isto acarretará na redução da eficiência de captação.

De acordo com a NFPA (2004) os dispositivos de difusão de ar devem ser escolhidos de modo a evitar correntes de ar que afetem negativamente o desempenho dos sistemas de exaustão. Ressalta que difusores de ar devem estar distantes dos pontos de exaustão. E recomenda que a velocidade do ar nos ambientes deva ser pelo menos 30% menor que a velocidade de captação de exaustores.

Sobre a velocidade nos dutos de exaustão a NFPA (2004) recomenda que esta seja alta o suficiente para minimizar a deposição de sólidos e líquidos condensáveis no sistema de exaustão durante a operação do laboratório.

Já a ACGIH (2001) norteia o assunto com as recomendações apresentadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Velocidades mínimas em dutos de exaustão em Laboratórios.

Condição	Exemplos	Velocidade de Face de Dutos
Vapores, gases e fumaças	Todos os vapores, gases e fumaças	Qualquer velocidade desejada (velocidade usual de 5 m/s a 10 m/s)
Fumos	Fumos proveniente de soldagem	12,7 m/s
Poeira leve e fina	Fibra de algodão, farinha de madeira, pó de lito	12,7 a 15,2 m/s
Poeira seca e pó	Poeira fina de borracha, Pó de madeira, fiapos de juta, poeira de algodão, pó de sabão, aparas de couro	15,2 a 20,3 m/s

Em termos da descarga dos sistemas de exaustão, a NFPA 45 (2004) ressalta que o expurgo deve ser descartado acima da edificação com altura e velocidade suficientes para prevenir a reentrada de elementos químicos e prevenir a exposição de pessoas.

A norma recomenda que as descargas fiquem ao menos a 3 metros de altura do ponto mais alto da edificação. Também alerta que os elementos de dispersão dos efluentes devem ser os mais eficientes possíveis.

3.3. EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM LABORATÓRIO – LABs21

O “Laboratories for the 21st Century: Best Practice Guide” ou LABs21 é a principal iniciativa de pesquisa sobre sustentabilidade e eficiência energética de laboratórios. Este programa executou diversos cursos e eventos sobre o tema. E realizou exercícios de elaboração de parâmetros de avaliação (“benchmark”) e, em geral, encoraja o desenvolvimento de laboratórios sustentáveis, de alto desempenho e de baixo consumo de energia que visam: minimizar os impactos ambientais globais, garantir a segurança dos usuários, otimizar a eficiência energética e estabelecer metas, acompanhar o desempenho e compartilhar resultados para melhoria contínua.

O LABs21 fornece às diversas partes interessadas (engenheiros, projetistas, gerentes, proprietários, etc.) recursos e soluções inovadoras para projetar, construir e manter instalações de laboratórios sustentáveis.

Um dos recursos são os guias de melhores práticas (“best practice guides”) que fornecem informações sobre a concepção, construção e operação de tecnologias específicas que contribuem para a eficiência energética e sustentabilidade em laboratórios. Os guias incluem informações reais dessas tecnologias em várias instalações de laboratório, destacando metas de desempenho quantificáveis e possíveis métodos para alcançá-las.

Estes guias foram desenvolvidos por meio de diversas pesquisas, como as realizadas por Mathew (2007) e Geet et al. (2003) descritas no item 2.3.

A partir dos guias acima mencionados e da pesquisa de Mathew (2007), em seu guia de melhores práticas “Metrics and Benchmarks for Energy Efficiency in Laboratories”, o qual fornece orientação sobre como especificar e calcular métricas de eficiência energética e “benchmarks” para laboratórios, é possível estabelecer as melhores condutas na construção, operação e manutenção de um laboratório.

É importante ressaltar que o uso de métricas e de “benchmarks” para estabelecer metas, referências, monitorar o cumprimento do objetivo e verificar o desempenho é o dispositivo mais eficaz para otimizar o projeto de um laboratório.

A probabilidade de um laboratório novo ou existente aumentar a eficiência energética é dramaticamente melhorada se as métricas, benchmarks, metas e classificações forem estabelecidas e continuamente referenciadas ao longo do processo de projeto, construção e operação.

Neste contexto a empresa PG&E emitiu diretrizes de projeto com objetivo de fornecer orientação aos seus clientes para atingir níveis mais elevados de eficiência energética do que as práticas padrão descritas nos documentos de linha de base dos laboratórios PG&E. O conteúdo das diretrizes de projeto baseia-se fortemente nas recomendações do LABs21. Estes indicadores serão apresentados a seguir.

3.3.1. Edificação

Estes indicadores referem-se ao desempenho de todo o edifício. São, normalmente, empregados índices Energia, Potência e Custo por área ou, comparados a uma linha de base de referência, por exemplo, o modelo energético definido no apêndice G da ASHRAE 90.1 (2013). Os parâmetros estipulados são:

3.3.1.1. Intensidade do uso de energia (IUE): este indicador representa o total de energia anual por área. A qual é definida por:

$$IUE = \frac{\text{Uso anual de energia em kWh}}{\text{Área em m}^2} \quad (\text{eq. 30})$$

3.3.1.2. Intensidade do uso da fonte de energia (IFE): este indicador representa o total de energia anual por área e por fonte de energia. A qual é definida por:

$$IFE = \frac{\text{Fonte anual de energia em kWh}}{\text{Área em m}^2} \quad (\text{eq. 31})$$

3.3.1.3. Intensidade do custo de energia (ICE): este indicador representa soma de todos os custos de energia utilizados por área. O custo de energia é uma função do uso de energia, custo unitário de energia, encargos de demanda e outros encargos de serviços que podem não estar diretamente relacionados ao uso de energia. A qual é definida por:

$$ICE = \frac{\text{Custo anual de energia em \$}}{\text{Área em m}^2} \quad (\text{eq. 32})$$

Ressalta-se que o valor de referência estipulado pela PG&E para o ICE não pode ser utilizado como “benchmark”, pois os custos com o uso da energia possuem diversas variáveis, que vão desde tarifas locais, gastos com distribuição e eventuais taxas de desconto por incentivos governamentais. Logo, torna-se impraticável a comparação entre laboratórios que estão submetidos a tarifas distintas.

3.3.1.4. Intensidade do pico de demanda (IPD): este indicador é o pico de demanda de potência elétrica da edificação por área. A qual é definida por:

$$IPD = \frac{\text{Pico de demanda em kWh}}{\text{Área em m}^2} \quad (\text{eq. 33})$$

3.3.2. Ventilação requerida

O uso energético devido às taxas de ventilação (ar exterior) é responsável por boa parte do consumo do sistema de AVAC dos laboratórios.

As taxas de ventilação precisam assegurar valores mínimos para garantir segurança dos processos e usuários. Quanto menor o valor, melhor será o resultado final, desde que

atenda ao critério de segurança, principalmente, associado à contenção e remoção dos contaminantes. Os parâmetros estipulados são:

3.3.2.1. Taxa de ventilação mínima pelo volume (TVV) é definida por:

$$TVV = \frac{\text{Insuflação em L/s} \times 3,6}{\text{Volume em m}^3} \quad (\text{eq. 34})$$

3.3.2.2. Taxa de ventilação mínima por área (TVA) é definida por:

$$TVA = \frac{\text{Insuflação em L/s}}{\text{Área em m}^2} \quad (\text{eq. 35})$$

3.3.2.3. Número de equipamentos de proteção coletiva no laboratório

As capelas e coifas são potencialmente as que demandam maior taxa de ventilação e, conseqüentemente, de energia. Há necessidade de que haja planejamento e consciência para evitar especificar capelas e coifas além dos requisitos de projeto.

Além disso, sempre que possível, as capelas e coifas devem ser substituídas por alternativas que requerem menor quantidade de vazão de ar, tais como, braços extratores e armários de armazenamento de produtos químicos.

A orientação do documento da PG&E é que valores acima de 3,0 capelas / 1000 ft² (3 capelas / 93 m²) podem apresentar excelentes oportunidades para otimizar o número de capelas do laboratório. Este parâmetro pode ser calculado por:

$$EPCD = \frac{\text{Número de EPCs}}{93 \text{ m}^2} \quad (\text{eq. 36})$$

3.3.2.4. Gestão de abertura das capelas

Após o processo de otimização da quantidade de capelas, a próxima oportunidade é reduzir a quantidade de vazão requerida instantaneamente.

$$GEPC = \frac{\text{Vazão de ar máxima dos EPCs em L/s}}{\text{Vazão de ar mínima dos EPCs em L/s}} \quad (\text{eq. 37})$$

3.3.3. Eficiência na distribuição de ar

Este indicador aborda as perdas de carga dos componentes e eficiências dos motores e ventiladores dos sistemas de distribuição de ar (insuflação e exaustão). Estes dois itens podem ser influenciados / definidos pelos projetistas dos sistemas de AVAC, com exceção de restrições de espaços e áreas livres para equipamentos e redes de dutos.

3.3.3.1. Queda de pressão total do sistema (DPT) é definida por:

$$\text{DPT (kPa)} = \text{Pressão de Insuflação (kPa)} + \text{Pressão de Exaustão (kPa)} \quad (\text{eq. 38})$$

3.3.3.2. Eficiência geral da distribuição de ar (EDA) é definida por:

$$\text{EDA} = \frac{\text{Potência do ventilador de insuflação (W)} + \text{Potência do ventilador de exaustão (W)}}{\text{Vazão do ventilador de insuflação (L/s)} + \text{Vazão do ventilador de exaustão (L/s)}} \quad (\text{eq. 39})$$

3.3.4. Temperatura e umidade relativa

Estes indicadores abordam os intervalos aceitáveis para os “setpoints” definidos de temperatura e umidade relativa.

3.3.4.1. Condição interna – “setpoint” de Temperatura (TSP) é definida por:

$$\text{TSP (}^{\circ}\text{C)} = \text{"SetPoint" de Resfriamento (}^{\circ}\text{C)} - \text{"SetPoint" de Aquecimento (}^{\circ}\text{C)} \quad (\text{eq. 40})$$

3.3.4.2. Condição interna – “setpoint” de umidade relativa (USP) é definida por:

$$\text{USP (\%)} = \text{Umidade Relativa máxima (\%)} - \text{Umidade Relativa Mínima (\%)} \quad (\text{eq. 41})$$

3.3.5. Eficiência dos Sistemas de resfriamento e aquecimento

Estes indicadores abordam a eficiência dos sistemas de aquecimento e resfriamento que assistem ao laboratório.

3.3.5.1. Fator de uso de aquecimento

Este indicador aborda o fator de uso de um sistema de aquecimento de um laboratório.

$$FUR = \frac{\text{Carga de aquecimento anual utilizada (kW)}}{\text{Carga de aquecimento anual nominal (kW)}} \quad (\text{eq. 42})$$

3.3.5.2. Taxa mínima de abatimento do sistema de resfriamento

Este indicador aborda o fator de uso de um sistema de resfriamento de um laboratório.

$$TSR = \frac{\text{Carga de resfriamento mínima (kW)}}{\text{Carga de resfriamento de projeto (kW)}} \quad (\text{eq. 43})$$

3.3.6. Carga de equipamento (Dissipação térmica)

Os indicadores a seguir surgiram das evidências de que ocorrem grandes diferenças nas taxas de dissipação térmica utilizadas para dimensionamento dos sistemas de AVAC (teórica) e das medições em campo (real).

É frequente superestimar as cargas de equipamentos devido ao uso de dados de placas ou medições equivocadas ou dados de projetos anteriores ou considerações conservativas do fator de simultaneidade.

Tudo isso resulta em superdimensionar o sistema de AVAC e elevar os custos de implantação e operação.

3.3.6.1. Intensidade da carga de projeto dos equipamentos

$$DTP = \frac{\text{Pico de carga de equipamentos projetada (kW)}}{\text{Área do laboratório (m}^2\text{)} \times 93} \quad (\text{eq. 44})$$

3.3.6.2. Intensidade da carga real dos equipamentos

$$DTR = \frac{\text{Pico de carga de equipamentos real (kW)}}{\text{Área do laboratório (m}^2\text{)} \times 93} \quad (\text{eq. 45})$$

3.3.6.3. Fator de carga de equipamentos

$$FDT = \frac{\text{Pico de Carga de equipamentos projetada (kW)}}{\text{Pico de carga de equipamentos real (kW)}} \quad (\text{eq. 46})$$

3.3.6.4. Intensidade do consumo anual de equipamentos

$$IEE = \frac{\text{Consumo de energia anual dos equipamentos (kWh)}}{\text{Área total da edificação (m}^2\text{)}} \quad (\text{eq. 47})$$

3.3.7. Métricas de referências estipuladas

A seguir são apresentadas as métricas de referência determinadas pela PG&E a partir dos indicadores supracitados:

Tabela 3.3 – Critérios de Eficiência em laboratórios.

Índice	Padrão	Bom	Ótimo
IUE	1736 kWh/m ²	1263 kWh/m ²	789 kWh/m ²
IFE	2841 kWh/m ²	2210 kWh/m ²	1894 kWh/m ²
ICE	86 \$/m ²	65 \$/m ²	43 \$/m ²
IPD	129 W/m ²	108 W/m ²	86 W/m ²
TVV	12 renov./h	6 renov./h	4 renov./h
TVA	10 L/s.m ²	5 L/s.m ²	3 L/s.m ²
EPCD	1 unid/93 m ²	0,6 unid/93 m ²	0,2 unid/93 m ²
GEPC	2	1,5	1
DPT	2 kPa	1 kPa	0,5 kPa
EDA	3,2 W.s/L	2,1 W.s/L	1,3 W.s/L
TSP	-16,7°C	-15°C	-12,2°
USP	10%	30%	50%
FUR	0,25	0,1	< 0,1
TSR	0,15	0,05	< 0,05
DTP	107,6 kW/m ²	53,8 kW/m ²	32,2 kW/m ²
DTR	86,1 kW/m ²	43,1 kW/m ²	< 21,5 kW/m ²
FDT	3	2	< 2,0
IEE	215,2 kWh/m ²	107,6 kWh/m ²	64,5 kWh/m ²

3.3.8. Razão de Eficiência energética da Edificação

Baseado nos indicadores do LABs21, Mathew et al. (2004) conclui que os valores apresentados pelo programa representam valores ideais do uso de energia e que baseado neles é possível avaliar a eficiência da edificação através da seguinte correlação.

$$EER = \frac{\text{Métrica de uso de energia da edificação}}{\text{Uso atual da energia da edificação}} \quad (\text{eq. 48})$$

O EER será um valor entre 0 e 1, e quanto maior o seu valor, mais eficiente o edifício será.

4. METODOLOGIA

Neste capítulo serão apresentados todos os métodos empregados para a elaboração e avaliação do trabalho proposto.

Será primeiramente apresentado o laboratório enfoque deste estudo. Posteriormente os procedimentos que serão utilizados para alcançar as soluções desejadas, onde será abordada a metodologia de levantamento de campo, a ferramenta de cálculo e de análise de eficiência energética.

4.1. LABORATÓRIO DE ESTUDO

O laboratório de estudo será a Radial 8 do Centro de Pesquisas e Desenvolvimento Leopoldo Américo Miguez de Mello – CENPES – pertencente a brasileira Petróleo Brasileiro S.A. – PETROBRAS.

Segundo a PETROBRAS (2016) em 1967, foi divulgada a definição do Centro de Pesquisas e Desenvolvimento da Petrobras (CENPES).

Em 1968, a PETROBRAS faz um convênio com a Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ. Este contrato estabeleceu que a universidade faria uma cessão de uma área dentro da Cidade Universitária para a construção do centro de pesquisa.

O centro de pesquisa foi construído na Ilha do Fundão, a qual é situada na cidade do Rio de Janeiro às margens da baía da Guanabara.

Em seu nascimento o CENPES absorveu alguns setores da empresa, os quais foram: o Centro de Aperfeiçoamento de Pessoal (Cenap), os setores de Pesquisas de Refinação e Petroquímica e de Intercâmbio e Documentação.

O CENPES tem por objetivo ser o responsável por promover todas as pesquisas científicas e tecnológicas da PETROBRAS, recolhendo e sistematizando sua documentação, além de coordenar trabalhos relativos a estudos de patentes (PETROBRAS, 2016).

Dentre as diversas edificações existentes que compõem o CENPES, estão as denominadas “Radiais”. As radiais são um conjunto de sete edificações compostas por laboratórios e ambientes administrativos em arquitetura retangular e elevadas a mais de 3 metros de altura.

Estes prédios são ligados por uma edificação, denominada coroa central, e por um corredor interno, ambos em formato circular, conforme apresentado na Figura 4.1. As sete radiais são numeradas do número 2 ao número 8, conforme Figura 4.2.

O presente estudo está direcionado a avaliação da Radial 8.

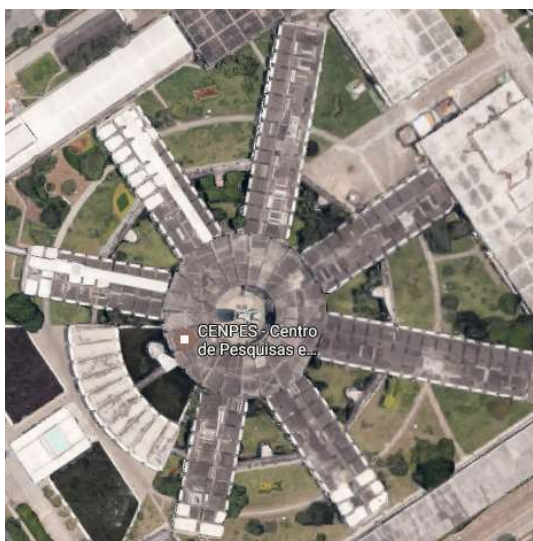


Figura 4.1 – Visão superior das Radiais do CENPES.

Fonte: Google Earth, acessado dia 17/04/2017.

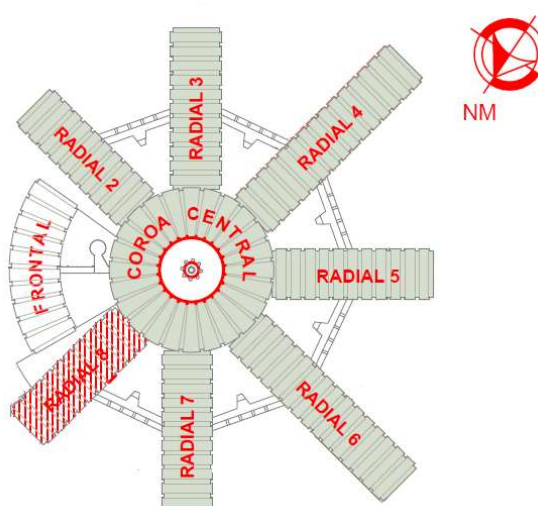


Figura 4.2 – Esquemático das Radiais do CENPES, em destaque a Radial 8, objeto de estudo deste trabalho.

A Radial 8 é uma edificação composta por dois pavimentos, o Técnico e 1º Pavimento. O 1º Pavimento é composto pelos seguintes ambientes:

- Laboratório 801;
- Laboratório 803;
- Laboratório 805;
- Laboratório 807;
- Laboratório 809A;

- Laboratório 809B;
- Laboratório 810;
- Laboratório 812;
- Laboratório 814;
- Laboratório 816;
- Laboratório 818;
- Sala de Técnicos 851;
- Sala de Técnicos 852;
- Sala de Técnicos 853;
- Sala de Técnicos 854;
- Sala de Técnicos 855;
- Laboratório 856;
- Laboratório 857;
- Sala de Técnicos 862;
- Sala 863 - Copa;
- Sala de Técnicos 864;
- Sala de Técnicos 865;
- Sala de Técnicos 866;
- Laboratório 867;
- Sala de Técnicos 868;
- Subestação SE-08;
- Sala de Telecomunicações (TCOM);
- Sanitário Masculino;
- Sanitário Feminino;
- Circulação 1;
- Circulação 2;
- Casa de Máquinas de Ar condicionado 01 (CMA-01).

O Pavimento Técnico é composto pelos seguintes ambientes:

- Casa de Máquinas de Ar condicionado 02 (CMA-02);
- Casa de Máquinas de Exaustão 01 (CME-01);
- Casa de Máquinas de Exaustão 02 (CME-02);
- Sala de Transformadores.

A Figura 4.3, a seguir, apresenta o “layout” da Radial 8.

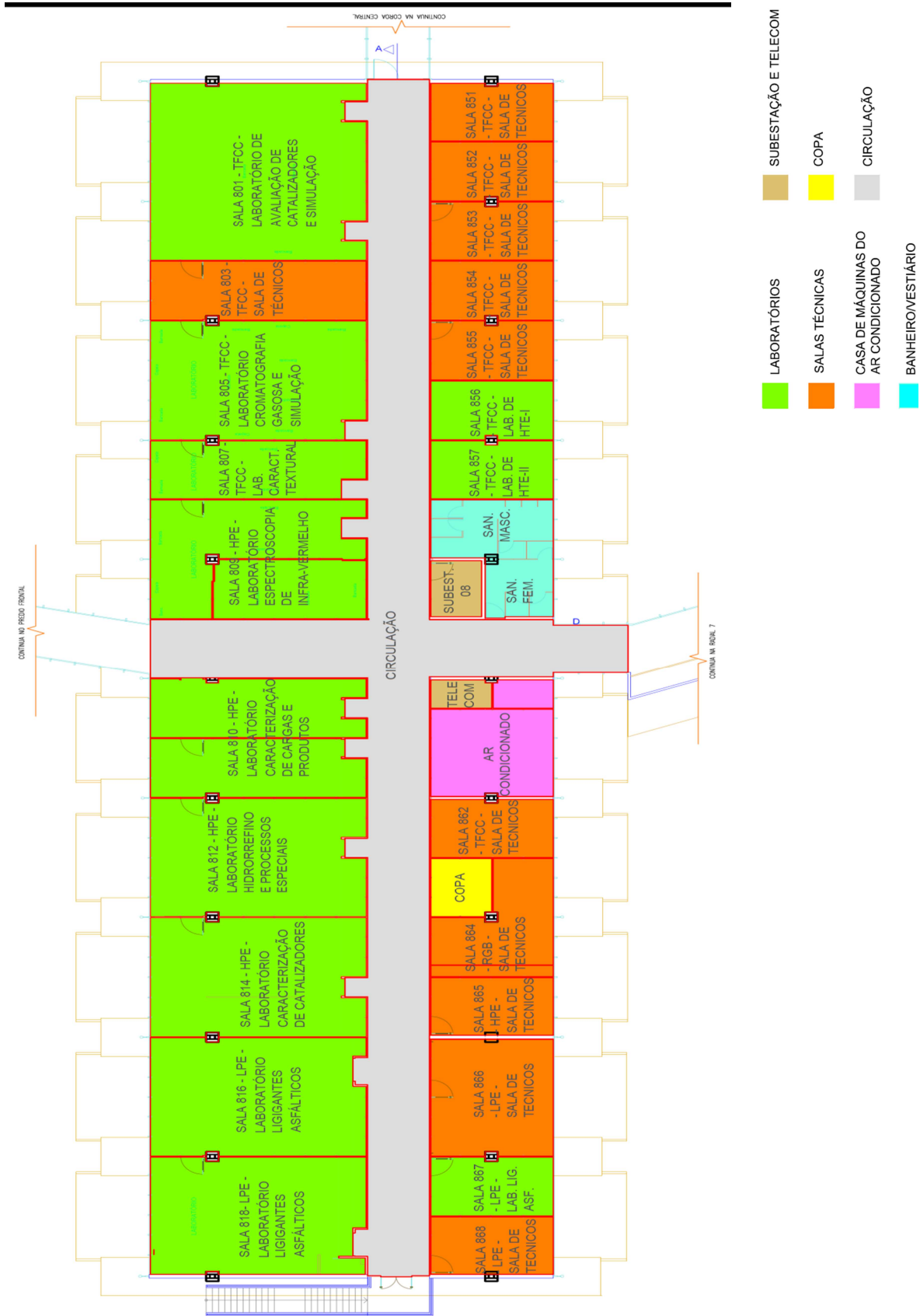


Figura 4.3 – “Layout” dos ambientes da Radial 8.

O sistema de ar condicionado existente da Radial 8 é composto por dois condicionadores de ar centrais, onde um está localizado no 1º Pavimento e outro no

Pavimento Técnico. Os condicionadores atendem os ambientes laboratoriais e administrativos que compõem a Radial 8, além de promover a reposição do ar.

Além dos sistemas centrais, alguns laboratórios são atendidos por condicionadores de ar do tipo expansão direta, operando em paralelo aos condicionadores de ar centrais. Estes equipamentos são apresentados na Tabela 4.1.

O condicionador de situado no 1º Pavimento (CMA-01) é composto por:

- Um ventilador centrífugo de dupla aspiração com 1000 mm de diâmetro, vazão nominal de 920 L/s (33.300 m³/h) e motor elétrico de 5,51 kW (7,5 cv).
- Uma serpentina de resfriamento de 511,7 kW de capacidade térmica e vazão nominal de água gelada de 20,2 L/s (72,7 m³/h).
- Um painel de pré-filtros com elementos filtrantes de classe G3 e um painel de filtros com elementos filtrantes de classe M5.
- Redes de dutos de insuflação isolados termicamente. Este sistema não contém rede de dutos de retorno de ar.

O condicionador de ar situado no Pavimento Técnico (CMA-02) é composto por:

- Um ventilador centrífugo de dupla aspiração com 700 mm de diâmetro, vazão nominal de 5315 L/s (19.130 m³/h) e motor elétrico de 4,41 kW (6,0 cv).
- Uma serpentina de resfriamento de 294,2 kW de capacidade térmica e vazão nominal de água gelada de 12,7 L/s (45,6 m³/h).
- Um painel de pré-filtros com elementos filtrantes de classe G3 e um painel de filtros com elementos filtrantes de classe M5.
- Redes de dutos de insuflação e retorno de ar isolados termicamente.

Tabela 4.1 – Equipamentos de expansão direta existentes.

Ambiente	Quantidade	Tipo de Equipamento	Capacidade Térmica
Laboratório 801	2	Split System	58000 Btu/h
Laboratório 801	1	Split System	58000 Btu/h
Laboratório 803	1	Split System	36000 Btu/h
Laboratório 805	1	Split System	58000 Btu/h
Laboratório 807	1	Split System	36000 Btu/h
Laboratório 809A	1	MultiSplit	40000 Btu/h
Laboratório 809B	1	MultiSplit	40000 Btu/h
Laboratório 810	1	Split System	36000 Btu/h
Laboratório 814	2	MultiSplit	40000 Btu/h
Laboratório 816	1	Split System	58000 Btu/h
Laboratório 818	1	Split System	58000 Btu/h

A Figura 4.4 apresenta a divisão do sistema de ar condicionado existente da Radial 8.



Figura 4.4 – Divisão dos sistemas de ar condicionado da Radial 8.

Os sistemas existentes de exaustão mecânica das capelas, coifas e braços extratores dos laboratórios da Radial 8 são compostos por:

- Dois sistemas centrais de exaustão mecânica coletiva;
- Dois sistemas individuais de exaustão mecânica, interligados com dois lavadores de gases;
- Doze sistemas de exaustão mecânica dedicados, operando de forma independente dos demais sistemas.
- Um sistema de exaustão que atende aos sanitários.

Durante o levantamento de dados não foram encontradas placas de dados na maioria dos equipamentos. Os equipamentos que tiveram seus dados de operação encontrados são:

- EXT-VEEX.02 / 02R (exaustão central da CME-02 que atendem as Salas 816 e 818): vazão de operação de 3769 L/s (13.570 m³/h), potência elétrica nominal de 2,2 kW (3 cv), pressão estática de 200 Pa e diâmetro de 700 mm.
- EXT-0218-008 (sistema de exaustão do lavador de gases LV-0218-001 da Sala 809, Capela 809): vazão nominal de 833 L/s (3.000 m³/h), pressão estática de 600 Pa, potência elétrica nominal de 1,1 kW (1,5 cv) e diâmetro de 250 mm.
- EXT-0218-002 (sistema dedicado da Sala 812, Capela 02): vazão nominal de 833 L/s (3.000 m³/h), pressão estática de 300 Pa, potência elétrica nominal de 0,73 kW (1 cv) e diâmetro de 250 mm.
- EXT-0218-003 (sistema dedicado da Sala 812, Capela 4): vazão nominal de 833 L/s (3.000 m³/h), pressão estática de 300 Pa, potência elétrica nominal de 0,73 kW (1 cv) e diâmetro de 250 mm.

O sistema de exaustão central situado na CME-01 assiste aos Laboratórios 801, 805, 809A, 809B, 810, 812 e 814. O ventilador possui um motor com 7,35 kW (10 cv) de potência elétrica nominal e diâmetro de 1000 mm.

A Figura 4.5 apresenta a divisão do sistema de exaustão central existente da Radial 8.

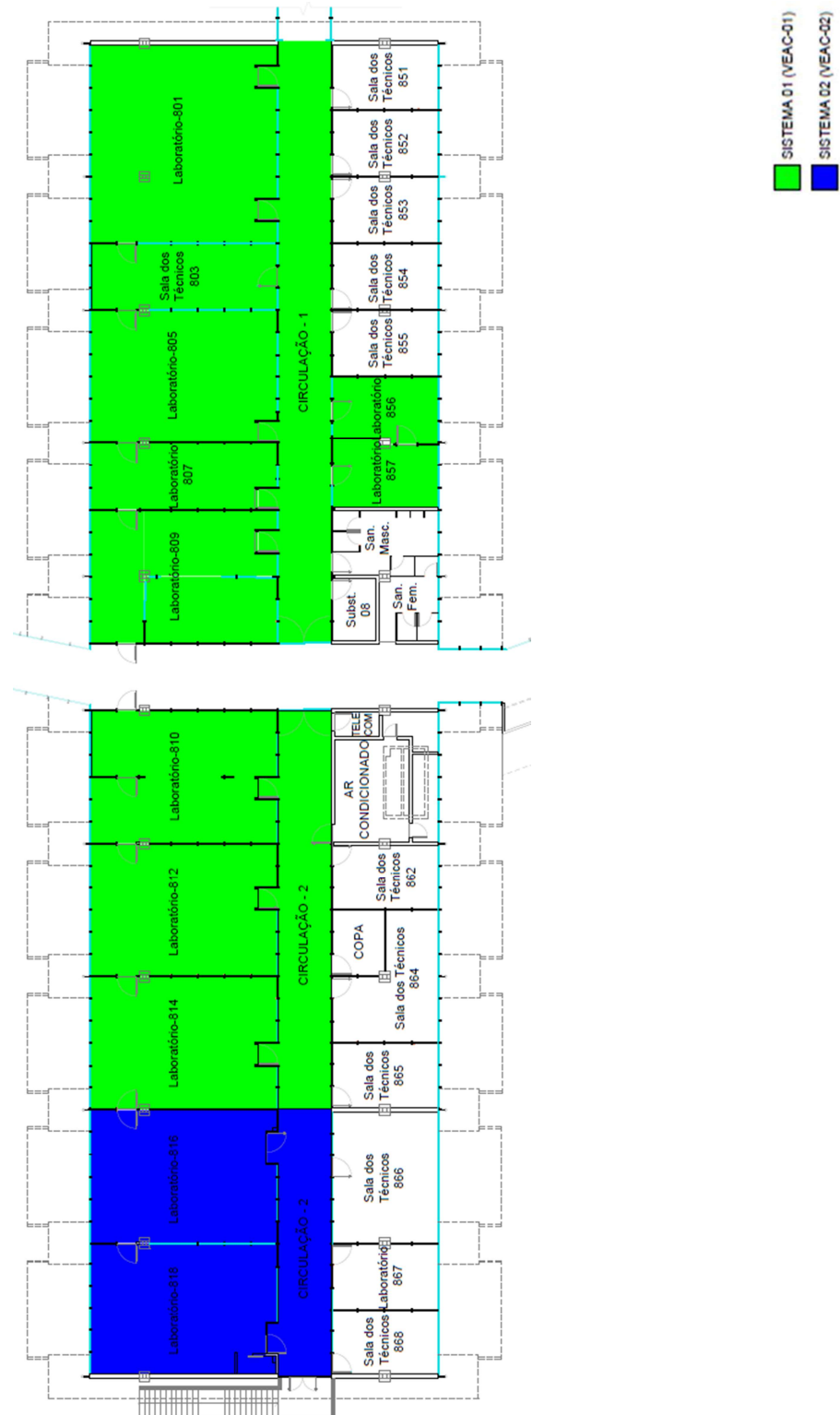


Figura 4.5 – Divisão dos sistemas de exaustão centrais da Radial 8.

4.2. LEVANTAMENTO DE DADOS

Uma etapa crítica desta pesquisa consiste no levantamento de campo dos dados operacionais dos ambientes que compõem a Radial 8.

Nesta fase foram empregadas entrevistas junto aos usuários com o objetivo de coletar estes dados. As informações foram divididas em dois blocos, Ambiente e EPCs.

O Bloco Ambiente visa levantar os dados necessários para o cálculo da carga térmica interna do ambiente, bem como definir a programação ideal de operação dos laboratórios e das salas técnicas.

O Bloco EPCs tem por fim adquirir as premissas necessárias para dimensionar a vazão de exaustão ideal para operação de cada laboratório. A Tabela 4.2 lista os dados coletados durante a visita técnica da Radial 8.

Tabela 4.2 - Dados coletados durante o levantamento de campo da Radial 8.

Bloco	Dados levantados na entrevista
Ambiente	Se o laboratório é uma área classificada
	Quantidade de pessoas e programação de ocupação.
	Tipo de atividade e vestimenta do local.
	Temperatura e umidade de “set-point”.
	Pressão em relação aos ambientes adjacentes
	Quantidade e dissipação das luminárias
	Quantidade, programação de operação e dissipação dos equipamentos elétricos.
	Medir a área de fresta das portas e janelas a fim de definir as vazões necessárias para pressurização
Equipamentos de proteção coletiva (EPCs)	Tipos de EPCs presentes no local
	Simultaneidade de operação dos EPCs
	Velocidade de face desejada para o processo
	Abertura de operação dos EPCs.
	Fresta mínima dos EPCs quando estes não estão sendo operados.

4.3. O PROGRAMA DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Uma maneira prática de avaliar a eficiência energética de uma edificação é por meio de uma simulação computacional. Segundo Inatomi (2008), as simulações computacionais têm sido de grande valia para a análise de edificações, porque uma vez que a capacidade de processamento evolui ela permite que várias variáveis sejam trabalhadas em conjunto e em curto prazo.

A seguir serão apresentadas as principais características dessa ferramenta e como ela será empregada nesta pesquisa.

4.3.1. O Programa HAP

Como dito anteriormente, o trabalho de Orosa e Oliveira (2011) apresenta um levantamento dos programas computacionais mais utilizados para a simulação e sistemas de AVAC.

Dentre os programas apresentados nesta pesquisa destaca-se o Hourly Analysis Program (HAP), de elaboração da Carrier Corporation no ano de 1987. Por ser um “software” desenvolvido por uma das principais empresas do ramo de AVAC, o HAP vem sendo utilizado em larga escala pelo mercado para as estimativas de carga térmica, dimensionamento de equipamentos e estimativa de custos de operação em edificações.

Por todos esses motivos o HAP foi o programa escolhido para o cálculo e avaliação da eficiência energética do sistema de AVAC da Radial 8. Para esta pesquisa foi utilizada a versão 4.91 desta ferramenta computacional.

Dentre as principais informações elaboradas por essa ferramenta destacam-se as seguintes:

- Calcula as cargas de refrigeração e de aquecimento para espaços, zonas e serpentinas do sistema AVAC.
- Informa todas as temperaturas que compõem a psicrométrica do processo.
- Determina as taxas de fluxo de ar necessárias para espaços, zonas e sistema.
- Dimensiona as serpentinas de refrigeração e aquecimento.
- Dimensiona os ventiladores de circulação de ar.
- Dimensiona os resfriadores de líquido e caldeiras.

O segundo emprego do HAP visa simular o uso de energia e os seus custos no empreendimento. Segundo a Carrier (2015), os dados elaborados podem ser utilizados para

pleito de uma certificação LEED. Dentre as informações elaboradas por essa função, destacam-se as seguintes:

- Simula a operação dos sistemas de aquecimento e ar condicionado no edifício para cada uma das 8.760 horas de um ano.
- Simula a operação dos equipamentos da planta de AVAC para cada uma das 8.760 horas de um ano.
- Simula a operação dos sistemas não ligados ao AVAC, como iluminação e equipamentos, para cada uma das 8.760 horas de um ano.
- Utiliza os dados das 8.760 horas dos sistemas de AVAC, dos sistemas não ligados ao AVAC e as taxas monetárias reais para determinar os consumos e custos de energia da edificação.

A validação da confiabilidade do HAP foi feita utilizando o teste *Building Energy Simulation Test* (BESTest) da *International Energy Agency*. O BESTest é dirigido pela Agência Internacional de Energia para Avaliação e Desenvolvimento de Modelo (*Model Evaluation and Improvement International Energy Agency – IEA*) e tem como meta a implementação de metodologias para a validação de programas de simulação.

4.3.2. Modelo matemático do HAP

A seguir serão apresentados os modelos matemáticos utilizados pelo HAP para o dimensionamento do sistema de AVAC. Os dados apresentados foram obtidos no manual do HAP 4.91, Carrier (2015), o qual basea-se na ASHRAE (2013c).

4.3.2.1. Cálculo dos dados climáticos

Para determinar as cargas térmicas máximas para uma edificação, são elaborados, para cada mês, um dia projeto, o qual é constituído pelas temperaturas mensais mais quentes e suas respectivas umidades e ganhos de calor solar.

Uma das considerações básicas para todos esses cálculos é a convenção usada para medir o tempo. O HAP utiliza o conceito de tempo solar aparente (TSA) para o cálculo do fluxo solar e de ganho de calor em relação ao ambiente externo.

Este parâmetro está relacionado com o movimento do Sol através do céu. Meio-dia de acordo com TSA é quando o Sol atinge seu ponto mais alto no céu ou zênite. O TSA para o

resto do dia é medido com respeito a este "meio-dia solar", uma vez que a Terra gira 15 graus cada hora.

Ou seja, às 13 horas do TSA é quando a Terra girou 15 graus após a posição zênite do Sol. Para calcular os fluxos solares e os ganhos de calor solar para um edifício, a posição do Sol no céu deve ser determinada usando este parâmetro, pois a hora tradicional do relógio não se correlaciona necessariamente à posição do sol.

Carrier (2015) exemplifica o caso de Boston e Detroit, duas cidades localizadas no Fuso Horário Oriental da América do Norte, mas separadas por várias centenas de quilômetros e 12 graus de longitude. Quando relógios em Boston leem meio-dia, relógios em Detroit irão ler o mesmo. Entretanto, quando o sol está em seu zênite sobre Boston, não está ainda em seu zênite sobre Detroit. Para tal, a Terra levará 48 minutos para girar 12 graus necessários para que o sol alcance o zênite sobre Detroit. Consequentemente, a radiação solar que atinge edifícios na mesma hora local em Boston e em Detroit será diferente, o que justifica o uso do TSA para o cálculo de carga térmica.

O tempo solar aparente é calculado a partir da hora local usando as seguintes equações:

$$TSA = HL + \frac{E}{60} + \frac{L_{local} - L_{meridiano}}{15} \quad (\text{eq. 49})$$

$$E = 2,2918 \times [0,0075 + 0,1868 \cos(B) - 3,2077 \sin(B) - 1,4615 \cos(2B) - 4,089 \sin(2B)] \quad (\text{eq. 50})$$

$$B = \frac{[360 \times (N_{dia} - 1)]}{365} \quad (\text{eq. 51})$$

Onde:

TSA: Tempo solar aparente;

HL: Hora local, que é a hora do relógio;

$L_{meridiano}$: Longitude do meridiano de referencia do fuso horário em graus.

L_{local} = Longitude para o local em estudo em graus.

E = "Equação do Tempo" fator que explica a diferença entre hora local e TSA devido aos efeitos orbitais da Terra, horas.

N_{dia} = Dia do ano. Por exemplo: 1 = 1 de janeiro; 152 = 1º de junho, etc.

Para a composição dos dias de projeto, o cálculo da temperatura de bulbo seco (TBS), temperatura de bulbo úmido coincidente (TBU_C), fluxo solar e ganhos de calor pelo ambiente externo, o programa utiliza a metodologia produzida pela ASHRAE (2013). O cálculo do TBS horário (TBS_h) é expresso por:

$$TBS_h = TBS_{\text{refer\^encia}} - \Delta T_{TBS} \times F_h \quad (\text{eq. 52})$$

onde:

TBS_m é o TBS para projeto de resfriamento do mês de refer\^encia, em °C.

ΔT_{TBS} é a faixa di\^aria da temperatura bulbo seco.

F_h é o fator de temperatura hor\^ario, o qual é determinado pela tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Fator de temperatura hor\^ario para o TBS. Fonte: ASHRAE (1997).

Hora	Fh	Hora	Fh	Hora	Fh	Hora	Fh
00:30	0,82	06:30	0,98	12:30	0,23	18:30	0,21
01:30	0,87	07:30	0,93	13:30	0,11	19:30	0,34
02:30	0,92	08:30	0,84	14:30	0,03	20:30	0,47
03:30	0,96	09:30	0,71	15:30	0,00	21:30	0,58
04:30	0,99	10:30	0,56	16:30	0,03	22:30	0,68
05:30	1,00	11:30	0,39	17:30	0,10	23:30	0,76

Analogamente a temperatura de bulbo úmido coincidente (TBU_c) é definida por:

$$TBU_c = TBU_{c,\text{ref}} - \Delta T_{TBU_c} \times F_h \quad (\text{eq. 53})$$

onde:

$TBU_{c,\text{ref}}$ é o temperatura de bulbo úmido coincidente de refer\^encia para a cidade do projeto da TBS_{ref} , em °C.

ΔT_{TBU_c} é a faixa di\^aria da temperatura bulbo úmido coincidente.

A radiação solar é definida pela combinação de dois componentes o direto e o difuso, os quais são definidos por:

$$E_{\text{dir}} = E_o \exp[-\tau_{\text{dir}} \times m^{\text{adir}}] \quad (\text{eq. 54})$$

$$E_{\text{dif}} = E_o \exp[-\tau_{\text{dif}} \times m^{\text{adif}}] \quad (\text{eq. 55})$$

onde:

E_{dir} é a radiação direta;

E_{dif} é a radiação difusa;

E_o é a radiação solar extraterrestre, definida na equação 56;

τ_{dir} e τ_{dif} são as profundidades ópticas das radiações direta e difusa respectivamente; m^{adir} e m^{adif} são os expoentes de massa de ar das radiações direta e difusa respectivamente definidos nas equações 57 e 58.

$$E_o = E_{sc} \left\{ 1 + 0,033 \cos \left[360^\circ \times \frac{n-3}{365} \right] \right\} \quad (\text{eq. 56})$$

$$adir = 1,454 - 0,406\tau_{dir} - 0,268\tau_{dif} + 0,021\tau_{dir}\tau_{dif} \quad (\text{eq. 57})$$

$$adif = 0,507 - 0,205\tau_{dir} - 0,080\tau_{dif} + 0,190\tau_{dir}\tau_{dif} \quad (\text{eq. 58})$$

O fluxo solar se divide em dois tipos de ganhos de calor por radiação, a difusa ($\dot{q}_{rad,dif}$) e a refletiva ($\dot{q}_{rad,ref}$). O programa calcula a radiação difusa a partir do posicionamento da geometria. Para superfícies horizontais a radiação é definida por:

$$\dot{q}_{rad,dif,hor} = E_{dif} \times Y \quad (\text{eq. 59})$$

onde:

Y é a razão entre o fluxo difuso da superfície vertical e a horizontal. Y é o maior valor entre a constante 0,45 e o valor obtido na equação 60.

$$Y = 0,55 + 0,437 \times \cos\theta + 0,313 \times \cos 2\theta \quad (\text{eq. 60})$$

Para superfícies não horizontais a radiação é definida por:

$$\dot{q}_{rad,dif,não\ hor} = E_{dif} \times (Y \sin\Sigma + \cos\Sigma), \text{ para } \Sigma \leq 90^\circ \quad (\text{eq. 61})$$

$$\dot{q}_{rad,dif,não\ hor} = E_{dif} \times Y \sin\Sigma, \text{ para } \Sigma > 90^\circ \quad (\text{eq. 62})$$

onde:

Σ é ângulo de inclinação para a superfície do edifício, em graus.

A radiação refletiva ($\dot{q}_{rad,ref}$) é definida por:

$$\dot{q}_{rad,ref} = (E_{dir} \times \sin\beta + E_{dif}) \times pg \times \frac{1-\cos\Sigma}{2} \quad (\text{eq. 63})$$

onde:

pg é grau de refletividade do solo.

β é ângulo de altitude solar.

Para a simulação do uso e custo da energia da edificação, o HAP utiliza como referência para a simulação energética da edificação arquivos EPW (“EnergyPlus Weather Files”). Estes arquivos são do tipo Ano Meteorológico Típico (“Typical Meteorological Year” - TMY), os quais são criados a partir de um banco de dados extenso de medições climáticas. Este arquivo é gerado, a fim de apresentar a gama de fenômenos meteorológicos, enquanto continua a manter as médias anuais consistentes com as médias de longo prazo.

De acordo com Carlo (2005), o ano de referência definido por TMY é formado por meses que não possuem extremos de temperatura, mas representam o comportamento típico do clima no local do edifício.

O banco de dados destes arquivos é o disponibilizado no sítio do Departamento de Energia dos Estados Unidos.

Porém, o dimensionamento do sistema de ar condicionado é definido a partir de dados climáticos fornecidos pela NBR 16401 (ABNT, 2008) uma vez que o arquivo EPW não computa os dados extremos de temperatura. Os dados climáticos da referida norma advém de um banco de dados formado por medições diretas de temperatura ao longo de no mínimo oito anos, após o tratamento estatístico.

4.3.2.2. Cálculo da carga térmica

Conforme apresentado no item 3.1.2 a carga térmica pode ser definida como sendo o somatório das quantidades de calor presentes em um ambiente. O HAP avalia individualmente cada fator que compõe esta equação.

Para a carga da envoltória, o HAP calcula as transferências de calor das janelas, portas, paredes, pisos e telhados através da equação a seguir:

$$\dot{Q} = U \times A \times \Delta T \quad (\text{eq. 64})$$

onde:

\dot{Q} é a quantidade de calor transferido na superfície, em W.

U é o coeficiente global de transferência de calor, em W/(m².°C).

ΔT é a variação de temperatura presente durante a interação, em °C.

Estes cálculos são feitos hora a hora, para as 8700 horas do ano. Cada elemento que compõe a envoltória possuirá uma variação de temperatura (ΔT) específica, a qual será determinada pelas condições de contorno do sistema em estudo.

Para as paredes e para a cobertura, que são elementos que têm contato com o meio externo, o HAP realiza uma correção de temperatura do ar exterior. Essa temperatura corrigida é denominada temperatura do ar solar (T_{as}) e é definida por:

$$T_{as} = TBS_{ae} + \alpha \times \frac{I_T}{h_e} - \varepsilon \times \frac{U}{h_e} \quad (\text{eq. 65})$$

onde:

TBS_{ae} é a temperatura de bulbo seco do ar exterior em °C.

α é fator de absorção à radiação solar da superfície.

I_T é a intensidade total do fluxo solar, em W/m^2 .

h_e é o coeficiente de transferência de calor por convecção externo, o valor de referência é de $17 W/m^2.K$.

U é o coeficiente global de transferência de calor, em $W/(m^2.°C)$.

ΔT é a diferença entre radiação de onda longa incidente na superfície exterior e radiação de corpo negro na temperatura TBS_{ae} , em W/m^2 . O valor de referência é 0 para superfícies verticais e 20 para superfícies horizontais.

Porém, as janelas possuem, também, o ganho de calor devido a irradiação solar, o HAP calcula o ganho de calor pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_j = \dot{Q}_{jan,dir} + \dot{Q}_{jan,dif} \quad (\text{eq. 66})$$

onde:

\dot{Q}_{jan} é a ganho total de calor pela janela, em W.

$\dot{Q}_{jan,dir}$ é a ganho total de calor por radiação direta na janela, em W.

$\dot{Q}_{jan,dif}$ é a ganho total de calor por radiação difusa na janela, em W.

Sendo que estes componentes são descritos como:

$$\dot{Q}_{jan,dir} = A \times \dot{q}_{rad,dir} \times SHGC_{dir} \times IAC_{dir} \quad (\text{eq. 67})$$

$$\dot{Q}_{jan,dif} = A \times (\dot{q}_{rad,dir} + \dot{q}_{rad,dif}) \times SHGC_{dif} \times IAC_{dif} \quad (\text{eq. 68})$$

onde:

A é a área da janela em metros quadrados.

SHGC é o coeficiente de ganho de calor solar direto ou difuso da janela.

IAC é o coeficiente de atenuação solar interior direto ou difuso da janela.

A parcela da carga térmica proveniente das pessoas (\dot{Q}_{pess}) que ocupam a edificação é calculada da seguinte maneira pelo programa:

$$\dot{Q}_{\text{pess}} = HG \times N_{\text{Pessoas}} \times F_o / 100 \quad (\text{eq. 69})$$

onde:

HG é o ganho de calor sensível e latente por pessoa, em W/pessoa.

N_{Pessoas} é a ocupação.

F_o é a programação de ocupação da edificação, em percentual.

A parcela da carga térmica proveniente da infiltração e do ar externo possuem parcelas latentes ($\dot{Q}_{L,ae}$) e sensíveis ($\dot{Q}_{s,ae}$), essas parcelas são calculadas pelas seguintes equações:

$$\dot{Q}_{s,ae} = \rho_{ae} \times c_{p,ae} \times \dot{V}_{ae} \times (T_{ae} - T_{ac}) \quad (\text{eq. 70})$$

$$\dot{Q}_{L,ae} = \rho_{ae} \times h_{va} \times \dot{V}_{ae} \times (\omega_{ae} - \omega_{ac}) \quad (\text{eq. 71})$$

onde:

ρ_{ae} é a massa específica do ar, em kg/m^3 .

\dot{V}_{ae} é a vazão volumétrica de ar, em m^3/s .

h_{va} é a entalpia de vaporização da água presente no ar, em kJ/kg .

$c_{p,ae}$ é o calor específico do ar, em $\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$.

T_{ae} é a temperatura do ar externo, em $^\circ\text{C}$.

ω_{ae} é a umidade absoluta do ar externo, em $\text{kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar}}$.

T_{ac} é a temperatura do ambiente condicionado, em $^\circ\text{C}$.

ω_{ac} é a umidade absoluta do ambiente condicionado, em $\text{kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar}}$.

4.3.2.3. Cálculo da vazão de insuflação de ar condicionado dos ambientes

O HAP utiliza a equação 06 para determinar a vazão de ar (\dot{V}_{ins}) dos ambientes condicionados. Porém, ele faz ligeiras adaptações à fórmula dependendo do dado de entrada do usuário. O programa permite três opções de dados de entrada, os quais são: temperatura de insuflação, vazão mínima de ar a ser insuflado e vazão mínima de ar por metro quadrado a ser insuflado.

Quando o dado de entrada é a temperatura, a equação 06 é utilizada para o cálculo da vazão de ar. Se o dado de entrada for vazão mínima de ar ($\dot{V}_{min,ins}$) a ser insuflado no ambiente, o HAP, faz a seguinte análise:

$$\dot{V}_{ins,perd} = \dot{V}_{min,ins} \times \left(1 - \frac{F_{perda}}{100}\right) \quad (\text{eq. 72})$$

$$\dot{V}_{ins} = \left[\frac{Q_{carga\ térmica\ do\ ambiente}}{Q_{carga\ térmica\ do\ sistema}} \right] \times \dot{V}_{ins,perd} \quad (\text{eq. 73})$$

onde:

$\dot{V}_{ins,perd}$ é a vazão ar necessária para vencer as perdas de calor nos dutos.

F_{perda} fator de perdas de calor dos dutos, em percentual.

Quando o dado de entrada é a vazão mínima de ar por metro quadrado ($\dot{V}_{min,ins\ area}$) a ser insuflado no ambiente, o HAP, também utiliza as equações 72 e 73, mas primeiramente realiza a seguinte avaliação:

$$\dot{V}_{min,ins} = \dot{V}_{min,ins\ area} \times A_{ambiente} \quad (\text{eq. 74})$$

A vazão total do sistema de condicionamento de ar será o somatório da vazão de ar dos ambientes na condição de pico de carga térmica. O pico é definido pelo maior valor obtido pelo somatório das cargas térmicas horárias dos ambientes.

4.3.2.4. Dimensionamento de serpentinas de resfriamento e aquecimento

O HAP pode calcular quatro tipos de sistemas de resfriamento: unidades pré-resfriamento, centrais de resfriamento, unidade resfriamento em sistemas terminais de indução e unidade resfriamento em sistemas terminais, como "fan coils". Para todos esses sistemas o dimensionamento da serpentina é dado pelo somatório das equações a seguir.

$$\dot{Q}_{s,serp} = \rho_{ar}/\rho_{ref,ar} \times c_{p,ar} \times \dot{V}_{ins} \times (T_{e,serp} - T_{s,serp}) \quad (\text{eq. 75})$$

$$\dot{Q}_{L,serp} = \rho_{ar}/\rho_{ref,ar} \times h_{va} \times \dot{V}_{ins} \times (\omega_{e,serp} - \omega_{s,serp}) \quad (\text{eq. 76})$$

Ressalta-se que as serpentinas de aquecimento só utilizam a equação 75, por só possuírem interação sensível.

Na metodologia apresentada a umidade absoluta na saída da serpentina é definida de acordo com o fator de “by-pass” (BF) da serpentina pela seguinte equação:

$$\omega_{s,serp} = BF \times (\omega_{e,serp} - \omega_{TPO}) + \omega_{cond} \quad (\text{eq. 77})$$

Sendo que ω_{cond} é a umidade absoluta na temperatura de ponto de orvalho (TPO). O BF pode ser definido como sendo:

$$BF = \frac{T_{s,serp} - TP}{T_{e,serp} - TP} \quad (\text{eq. 78})$$

4.3.2.5. Cálculo do ganho de calor do ventilador

O ganho de calor do ar de insuflação ao passar pelo motor do ventilador (\dot{Q}_{motor}) também é computado na estimativa de carga térmica. Para tal, é utilizada a seguinte metodologia:

$$\dot{Q}_{motor} = (1 - \eta_{motor}) \times \text{Potência em kW} \quad (\text{eq. 79})$$

Sendo que a potência elétrica (\dot{W}_{motor}) é estimada por:

$$\dot{W}_{motor} = \frac{\dot{V}_{ins} \times \Delta P}{36700 \times \eta} \quad (\text{eq. 80})$$

onde:

ΔP é pressão estática total do ventilador em Pascal.

η é a eficiência do ventilador.

4.3.2.6. Recuperador de Calor

O ganho de calor do ar latente ($\dot{Q}_{L,recup}$) e sensível ($\dot{Q}_{S,recup}$) recuperado pelo equipamento é determinado por:

$$\dot{Q}_{S,recup} = \rho_{ar} \times c_{p,ar} \times \dot{V}_{exp} \times (T_{exp} - T_{ae}) \quad (\text{eq. 81})$$

$$\dot{Q}_{L,recup} = \rho_{ar} \times h_{va} \times \dot{V}_{exp} \times (\omega_{exp} - \omega_{ae}) \quad (\text{eq. 82})$$

onde:

\dot{V}_{exp} é a vazão de ar expurgado, em m³/s.

T_{exp} é a temperatura do ar expurgado, em °C.

ω_{exp} é a umidade absoluta do ar expurgado, em kg_{água}/kg_{ar}.

T_{ae} é a temperatura do ar externo que entra no equipamento, em °C.

ω_{ae} é a umidade absoluta do ar externo que entra no equipamento, em kg_{água}/kg_{ar}.

4.3.2.7. Dimensionamento das vigas frias ativas

Uma viga fria ativa (VFA) é um dispositivo de resfriamento sensível, no qual ar externo condicionado flui através de bocais para produzir jatos de alta velocidade de ar. Os jatos de ar criam uma região de pressão negativa em relação à pressão do ambiente. Esta depressão faz com que o ar do ambiente seja induzido para dentro do equipamento e, assim, passe por uma serpentina de resfriamento.

Este ar induzido é então misturado com ar externo em uma câmara de mistura e essa mistura é distribuída no ambiente através de uma grelha para proporcionar condicionamento. A figura 4.5 apresenta o funcionamento deste equipamento.

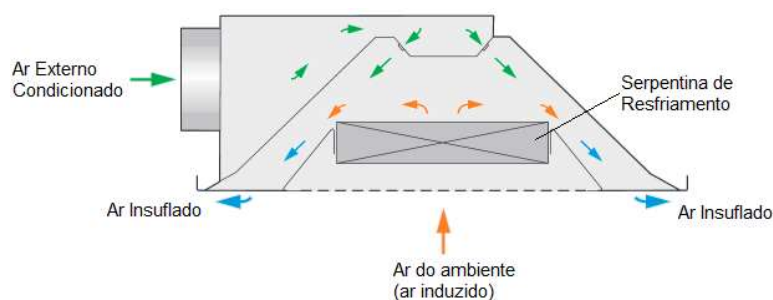


Figura 4.6 – Princípio de operação de uma viga fria ativa. Fonte: Carrier (2015).

TROX (2014) faz duas recomendações para o dimensionamento destes dispositivos. A primeira é que a temperatura da água que passa pela VFA seja 2°C acima da temperatura do ponto de orvalho, para que não ocorra condensação no ambiente. A outra indicação é que a proporção entre a vazão do ar externo condicionado e do ar insuflado ($R_{indução}$) seja de 1 para 3. Esta última baseia-se nas limitações construtivas do equipamento.

O HAP em seu cálculo, primeiramente avalia se a vazão de ar externo indicada (dado de “input”) com a razão de indução estipulada é capaz de combater a carga térmica. Para tal, o programa faz a análise em função da equação 71.

A partir do resultado da equação 71, o programa calcula o ar externo condicionado ideal a partir da seguinte equação:

$$\dot{V}_{\text{ae cond}} = \frac{\dot{V}_{\text{ins}}}{R_{\text{indução}}} \quad (\text{eq. 83})$$

Este valor é comparado com o dado de “input” e é adotado o maior valor entre eles.

Com base nessa equação é possível determinar a vazão de ar induzido na VFA, a qual será:

$$\dot{V}_{\text{induzido}} = \dot{V}_{\text{ins}} - \dot{V}_{\text{ae cond}} \quad (\text{eq. 84})$$

A serpentina da VFA é dimensionada conforme estabelecido pelo item 4.3.2.4, porém a temperatura de saída do dispositivo ($T_{\text{VFA,s}}$) é determinada por:

$$T_{\text{VFA,s}} = \frac{(\dot{V}_{\text{ins}} \times T_{\text{ambiente}} - \dot{V}_{\text{ae cond}} \times T_{\text{ar cond}})}{\dot{V}_{\text{induzido}}} \quad (\text{eq. 85})$$

4.3.2.8. Vazão de água

A vazão de água destinada ($\dot{V}_{\text{água}}$) aos dispositivos é determinada pela equação abaixo:

$$\dot{V}_{\text{água}} = \frac{\dot{Q}_{\text{pico de carga térmica}}}{\rho_{\text{água}} \times c_{p,\text{água}} \times \Delta T_{\text{água}}} \quad (\text{eq. 86})$$

onde:

$\rho_{\text{água}}$ é a massa específica da água em kg/m³.

$c_{p,\text{água}}$ é o calor específico da água em kJ/kg.°C.

$\Delta T_{\text{água}}$ é a variação de temperatura da água em °C.

4.4. DADOS DE ENTRADA DO HAP

O HAP pode requerer diversos dados de entrada, este quantitativo irá variar com o sistema escolhido para simulação. A seguir são apresentados os dados de entrada utilizados.

4.4.1. Dados de envoltória

Os dados de envoltória são necessários para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, U. Para tal, é necessário elaborar a composição das paredes, telhados, pisos, portas e janelas. As propriedades térmicas dos materiais que compõem a envoltória da Radial 8 foram obtidas na NBR 15220 (ABNT, 2005).

4.4.1.1. Paredes Internas e Externas

As tabelas 4.4 a 4.7 apresentam a composição das paredes internas e externas da Radial 8. Estas imagens foram retiradas do programa HAP.

Tabela 4.4 – Parede externa de alvenaria de 200 mm

Parede Externa do tipo Alvenaria de 200 mm					
Detalhes da parede					
Cor da Superfície Externa	Média				
Absorvidade	0,675				
Coeficiente global U	3,051 W/m².K				
Detalhes das camadas da parede					
Camadas	Espessura	Massa Específica	Calor Específico	Coeficiente R	Peso Específico
	mm	kg/m³	kJ/(kg.K)	(m².K)/W	kg/m²
Resistência da superfície interna	0,000	0,0	0,00	0,13000	0,0
Argamassa	25,000	2100,0	1,00	0,02170	52,5
Concreto	200,000	2400,0	1,00	0,11430	480,0
Argamassa	25,000	2100,0	1,00	0,02170	52,5
Resistência da superfície externa	0,000	0,0	0,00	0,04000	0,0
Totais	250,000	-		0,32770	585,0

Tabela 4.5 – Parede externa do tipo “pele de vidro”

Parede Externa do tipo Pele de vidro					
Detalhes da parede					
Cor da Superfície Externa	Média				
Absorvidade	0,675				
Coeficiente global U	1,448 W/m².K				
Detalhes das camadas da parede					
Camadas	Espessura	Massa Específica	Calor Específico	Coeficiente R	Peso Específico
	mm	kg/m ³	kJ/(kg.K)	(m ² .K)/W	kg/m ²
Resistência da superfície interna	0,000	0,0	0,00	0,13000	0,0
Gesso	15,000	1300,0	0,84	0,03000	19,5
Vidro Incolor	4,000	2500,0	0,84	0,17540	10,0
Espaço de ar	2,000	0,0	1,00	0,14000	0
Vidro Incolor	4,000	2500,0	0,84	0,17540	10,0
Resistência da superfície externa	0,000	0,0	0,00	0,04000	0,0
Totais	25,000	-		0,69080	39,5

Tabela 4.6 – Divisória interna de 50 mm de espessura

Parede Interna do tipo Divisório de 50 mm					
Detalhes da parede					
Cor da Superfície Externa	Clara				
Absorvidade	0,450				
Coeficiente global U	0,918 W/m².K				
Detalhes das camadas da parede					
Camadas	Espessura	Massa Específica	Calor Específico	Coeficiente R	Peso Específico
	mm	kg/m ³	kJ/(kg.K)	(m ² .K)/W	kg/m ²
Resistência da superfície interna	0,000	0,0	0,00	0,13000	0,0
Argamassa	20,000	250,0	2,30	0,34480	5,0
Concreto	10,000	0,0	0,00	0,14000	0,0
Argamassa	20,000	250,0	2,30	0,34480	5,0
Resistência da superfície externa	0,000	0,0	0,00	0,13000	0,0
Totais	50,000	-		1,08960	10,0

Tabela 4.7 – Parede interna de alvenaria de 150 mm

Parede Interna do tipo Alvenaria de 150 mm					
Detalhes da parede					
Cor da Superfície Externa	Média				
Absorvidade	0,675				
Coefficiente global U	3,343 W/m ² .K				
Detalhes das camadas da parede					
Camadas	Espessura mm	Massa Específica kg/m ³	Calor Específico kJ/(kg.K)	Coefficiente R (m ² .K)/W	Peso Específico kg/m ²
Resistência da superfície interna	0,000	0,0	0,00	0,13000	0,0
Argamassa	25,000	2100,0	1,00	0,02170	52,5
Concreto	150,000	2400,0	1,00	0,08570	360,0
Argamassa	25,000	2100,0	1,00	0,02170	52,5
Resistência da superfície externa	0,000	0,0	0,00	0,13000	0,0
Totais	200,000	-	-	0,38910	465,0

4.4.1.2. Piso

A tabela 4.8 apresenta a composição do piso da Radial 8. Esta imagem foi retirada do programa HAP.

Tabela 4.8 – Piso da Radial 8.

Piso elevado					
Detalhes da parede					
Cor da Superfície Externa	Média				
Absorvidade	0,675				
Coefficiente global U	2,713 W/m ² .K				
Detalhes das camadas da parede					
Camadas	Espessura mm	Massa Específica kg/m ³	Calor Específico kJ/(kg.K)	Coefficiente R (m ² .K)/W	Peso Específico kg/m ²
Resistência da superfície interna	0,000	0,0	0,00	0,10000	0,0
Piso	50,000	1300,0	0,92	0,07140	65,0
Concreto	100,000	1800,0	1,00	0,05710	180,0
Resistência da superfície externa	0,000	0,0	0,00	0,14000	0,0
Totais	150,000	-	-	0,36850	245,0

4.4.1.3. Coberturas

As tabelas 4.9 a 4.11 apresentam a composição das coberturas da Radial 8. Estas imagens foram retiradas do programa HAP.

Tabela 4.9 – Cobertura: áreas com telha.

Cobertura com Telha					
Detalhes da parede					
Cor da Superfície Externa	Média				
Absorvidade	0,675				
Coefficiente global U	1,188 W/m ² .K				
Detalhes das camadas da parede					
Camadas	Espessura	Massa Específica	Calor Específico	Coefficiente R	Peso Específico
	mm	kg/m ³	kJ/(kg.K)	(m ² .K)/W	kg/m ²
Resistência da superfície interna	0,000	0,0	0,00	0,17000	0,0
Forro Modular	30,000	2200,0	0,84	0,03160	66
Espaço de ar	1335,000	0,0	0,00	0,21000	0,0
Concreto	200,000	1800,0	1,00	0,11430	360
Espaço de ar	830,000	0,0	0,00	0,21000	0
Concreto	100,000	1800,0	1,00	0,05710	180
Telha de Fibro cimento	8,000	2200,0	0,95	0,00840	17,6
Resistência da superfície externa	0,000	0,0	0,00	0,04000	0,0
Totais	2503,000	-		0,84140	623,6

Tabela 4.10 – Cobertura: áreas com calha.

Cobertura com Calha					
Detalhes da parede					
Cor da Superfície Externa	Média				
Absorvidade	0,675				
Coefficiente global U	1,767 W/m ² .K				
Detalhes das camadas da parede					
Camadas	Espessura	Massa Específica	Calor Específico	Coefficiente R	Peso Específico
	mm	kg/m ³	kJ/(kg.K)	(m ² .K)/W	kg/m ²
Resistência da superfície interna	0,000	0,0	0,00	0,17000	0,0
Forro Modular	30,000	2200,0	0,84	0,03160	66
Espaço de ar	1335,000	0,0	0,00	0,21000	0,0
Concreto	200,000	1800,0	1,00	0,11430	360
Resistência da superfície externa	0,000	0,0	0,00	0,04000	0,0
Totais	1565,000	-		0,56590	426,0

Tabela 4.11 – Cobertura: área do passadiço do pavimento técnico

Cobertura com passarela					
Detalhes da parede					
Cor da Superfície Externa	Média				
Absorvidade	0,675				
Coefficiente global U	0,922 W/m ² .K				
Detalhes das camadas da parede					
Camadas	Espessura mm	Massa Específica kg/m ³	Calor Específico kJ/(kg.K)	Coefficiente R (m ² .K)/W	Peso Específico kg/m ²
Resistência da superfície interna	0,000	0,0	0,00	0,17000	0,0
Forro Modular	30,000	2200,0	0,84	0,03160	66
Espaço de ar	1375,000	0,0	0,00	0,22736	0,0
Concreto	200,000	1800,0	1,00	0,11430	360
Espaço de ar	830,000	0,0	0,00	0,21000	0
Concreto	100,000	1800,0	1,00	0,05710	180
Espaço de ar	900,000	0,0	0,00	0,21000	0
Concreto	60,000	1800,0	1,00	0,03430	108
Resistência da superfície externa	0,000	0,0	0,00	0,04000	0,0
Totais	3495,000	-		1,08466	714,0

4.4.1.4. Janelas

A edificação Radial 8 tem suas fachadas revestidas por janelas do tipo “pele de vidro”. O vidro utilizado é comercialmente denominado “Veneglass”. Este vidro é duplo com micropersiana metálica interna e a espessura do conjunto é de 10 mm.

A tabela 4.12 apresenta a composição desta janela. Esta imagem foi retirada do programa HAP.

Tabela 4.12 – Composição da janela

Janela tipo Veneglass	
Detalhes da janela	
Altura	1,7 m
Largura	1,7 m
Tipo de armação	Alumínio com divisórias térmicas
Sombreamento interno	Cortina de rolo - Escura - Opaca
Coefficiente global U	4,623 W/m ² .K
Coefficiente de sombreamento	0,705
Detalhes do vidro na porta	
Tipo de lacuna	Espaço de ar de 13 mm

4.4.1.5. Porta exterior

A tabela 4.13 apresenta a composição da porta exterior da Radial 8. Esta imagem foi retirada do programa HAP.

Tabela 4.13 – Composição da porta exterior presente na circulação 2

Porta externa		
Detalhes da porta		
Área	2,6	m ²
Coefficiente global U	2,163	W/(m ² .K)
Detalhes do vidro		
Área	0,6	m ²
Coefficiente global U	5,7	W/(m ² .K)
Coefficiente de sombreamento	0,44	

4.4.1.6. Dispositivos de sombreamento

A seguir serão apresentadas as projeções do telhado e da calha que funcionam como dispositivos de sombreamento na fachada e assim diminuem a incidência dos raios solares na edificação.

As tabelas 4.14 e 4.15 apresentam a composição dos dispositivos de sombreamento da Radial 8. Estas imagens foram retiradas do programa HAP.

Tabela 4.14 – Geometria do dispositivo de sombreamento nas áreas com telha

Sombreamento da Telha	
Projeção da superfície	2,8 m
Altura sobre a janela	2,8 m
Distância a direita da janela	0,0 m
Distância a esquerda da janela	0,0 m

Tabela 4.15 – Geometria do dispositivo de sombreamento nas áreas com calha.

Sombreamento da calha	
Projeção da superfície	1,8 m
Altura sobre a janela	2,0 m
Distância a direita da janela	0,0 m
Distância a esquerda da janela	0,0 m

4.4.2. Programação horária dos ambientes e sistemas

Os dados de programação horária da ocupação, equipamentos, iluminação e do termostato foram compostos a partir dos dados das entrevistas de campo. Estes são descritos e apresentados a seguir.

4.4.2.1. Programação de ocupação

A mesma programação de ocupação foi utilizada para os laboratórios e para as salas administrativas, a qual foi:

- Segunda-feira a sexta-feira:
 - Das 20:00 às 05:00: sem ocupação.
 - As 06:00: 60% da ocupação.
 - Das 07:00 às 10:00: 100% da ocupação.
 - As 11:00: 80% da ocupação.
 - As 12:00: 50% da ocupação.
 - As 13:00: 80% da ocupação.
 - Das 14:00 às 17:00: 100% da ocupação.
 - As 18:00: 60% da ocupação.
 - As 19:00: 40% da ocupação.
- Domingo, sábado e feriados: sem ocupação.

Para a circulação foi considerado que:

- Segunda-feira a sexta-feira:
 - Das 20:00 às 05:00: sem ocupação.
 - As 06:00 às 19:00: 100% da ocupação.
- Domingo, sábado e feriados: sem ocupação.

Não foi considerada ocupação para os ambientes Subestação SE-08 e TCOM.

4.4.2.2. Programação da iluminação

Para os ambientes administrativos e para os laboratórios foi determinado que:

- Segunda-feira a sexta-feira:
 - Das 20:00 às 05:00: sem iluminação ligada.
 - As 06:00: 60% da iluminação ligada.
 - Das 07:00 às 17:00: 100% da iluminação ligada.
 - As 18:00: 60% da iluminação ligada.
 - As 19:00: 40% da iluminação ligada.
- Domingo, sábado e feriados: sem iluminação ligada.

As iluminações das Circulações foram consideradas ligadas 100% das horas. E que a iluminação dos ambientes Subestação SE-08 e TCOM têm suas luminárias normalmente desligadas.

4.4.2.3. Programação dos equipamentos

Para os equipamentos dos ambientes administrativos e para as circulações foi considerada a seguinte programação:

- Segunda-feira a sexta-feira:
 - Das 20:00 às 05:00: não há equipamentos ligados.
 - As 06:00: 60% dos equipamentos ligados.
 - Das 07:00 às 17:00: 100% dos equipamentos ligados.
 - As 18:00: 60% dos equipamentos ligados.
 - As 19:00: 40% dos equipamentos ligados.
- Domingo, sábado e feriados: não há equipamentos ligados.

Para os equipamentos dos laboratórios foi considerada a seguinte programação:

- Segunda-feira a sexta-feira:
 - Das 20:00 às 05:00: 20% dos equipamentos ligados.
 - As 06:00: 60% dos equipamentos ligados.
 - Das 07:00 às 17:00: 100% dos equipamentos ligados.
 - As 18:00: 60% dos equipamentos ligados.
 - As 19:00: 40% dos equipamentos ligados.
- Domingo, sábado e feriados: 20% dos equipamentos ligados.

Para os ambientes Subestação SE-08 e TCOM foi considerado que 100% dos equipamentos ficam ligados 100% das horas do ano.

4.4.2.4. Termostato dos condicionadores de ar

Para os ambientes administrativos e para os laboratórios foi determinado que:

- Segunda-feira a sexta-feira operam das 05:00 às 20:00 horas.
- Domingo, sábado e feriados: não operam.

Para os ambientes laboratoriais, TCOM e Subestação SE-08 foi considerado que o ar condicionado opera 100% das horas do ano.

4.4.2.5. Programação das tarifas de energia elétrica

Para este parâmetro foi considerado o regime de ponta e fora de ponta estipulado pela concessionária de energia Light S.A.

O horário de ponta é composto por um período de três horas consecutivas que é adotado entre as 18:00 horas e às 21:00 horas, com exceção aos sábados, domingos e feriados. Enquanto que o horário fora de ponta é composto por um período de 21 horas diárias complementares ao horário de ponta.

Para a programação o HAP foi utilizada a seguinte distribuição:

- Segunda-feira a sexta-feira: horário de ponta das 18:00 às 21:00 horas.
- Horas complementares, domingo, sábado e feriados: não possuem horário de ponta.

4.4.3. Dados de Ocupação

A tabela 4.16 apresenta dados reais de ocupação obtidos durante o levantamento de campo. Para a dissipação das pessoas foram utilizados os dados de calor sensível e latente descritos na NBR 16401, os quais levam em consideram a atividade fim do ambiente.

Tabela 4.16 – Dados de ocupação da Radial 8.

AMBIENTE	OCUPAÇÃO	CALOR SENSÍVEL POR PESSOA	CALOR LATENTE POR PESSOA
Laboratório 801	3 Pessoas	80 W/pessoa	140 W/pessoa
Laboratório 803	6 Pessoas	80 W/pessoa	140 W/pessoa
Laboratório 805	3 Pessoas	80 W/pessoa	140 W/pessoa
Laboratório 807	1 Pessoa	80 W/pessoa	140 W/pessoa
Laboratório 809A	1 Pessoa	80 W/pessoa	140 W/pessoa
Laboratório 809B	1 Pessoa	80 W/pessoa	140 W/pessoa
Laboratório 810	1 Pessoa	80 W/pessoa	140 W/pessoa
Laboratório 812	1 Pessoa	80 W/pessoa	140 W/pessoa
Laboratório 814	1 Pessoa	80 W/pessoa	140 W/pessoa
Laboratório 816	3 Pessoas	80 W/pessoa	140 W/pessoa
Laboratório 818	3 Pessoas	80 W/pessoa	140 W/pessoa
Sala 851	2 Pessoas	75 W/pessoa	55 W/pessoa
Sala 852	2 Pessoas	75 W/pessoa	55 W/pessoa
Sala 853	2 Pessoas	75 W/pessoa	55 W/pessoa
Sala 854	2 Pessoas	75 W/pessoa	55 W/pessoa
Sala 855	2 Pessoas	75 W/pessoa	55 W/pessoa
Laboratório 856	1 Pessoa	80 W/pessoa	140 W/pessoa
Laboratório 857	1 Pessoa	80 W/pessoa	140 W/pessoa
Sala 862	2 Pessoas	75 W/pessoa	55 W/pessoa
Sala 863 - Copa	3 Pessoas	75 W/pessoa	55 W/pessoa
Sala 864	2 Pessoas	75 W/pessoa	55 W/pessoa
Sala 865	2 Pessoas	75 W/pessoa	55 W/pessoa
Sala 866	2 Pessoas	75 W/pessoa	55 W/pessoa
Laboratório 867	2 Pessoas	80 W/pessoa	140 W/pessoa
Sala 868	2 Pessoas	75 W/pessoa	55 W/pessoa
Subestação SE-08	Sem ocupação	-	-
TCOM	Sem ocupação	-	-
Circulação 1	1 Pessoa	75 W/pessoa	70 W/pessoa
Circulação 2	1 Pessoa	75 W/pessoa	70 W/pessoa

4.4.4. Dados de iluminação

A tabela 4.17 apresenta dados reais de iluminação obtidos durante o levantamento de campo.

Tabela 4.17 – Dados de potência de iluminação da Radial 8.

AMBIENTE	Nº DE LUMINÁRIAS	Nº DE LÂMPADAS	POTÊNCIA POR LÂMPADA	POTÊNCIA TOTAL DAS LAMPADAS
Laboratório 801	29	58	40 W	2320 W
Laboratório 803	12	24	40 W	960 W
Laboratório 805	15	30	40 W	1200 W
Laboratório 807	11	22	40 W	880 W
Laboratório 809A	11	22	40 W	880 W
Laboratório 809B	6	12	40 W	480 W
Laboratório 810	22	44	40 W	1760 W
Laboratório 812	18	36	40 W	1440 W
Laboratório 814	18	36	40 W	1440 W
Laboratório 816	17	34	40 W	1360 W
Laboratório 818	14	28	40 W	1120 W
Sala 851	4	8	40 W	320 W
Sala 852	4	8	40 W	320 W
Sala 853	4	8	40 W	320 W
Sala 854	4	8	40 W	320 W
Sala 855	4	8	40 W	320 W
Laboratório 856	5	10	40 W	400 W
Laboratório 857	4	8	40 W	320 W
Sala 862	4	8	40 W	320 W
Sala 863 - Copa	2	4	40 W	160 W
Sala 864	6	12	40 W	480 W
Sala 865	3	6	40 W	240 W
Sala 866	8	16	40 W	640 W
Laboratório 867	4	8	40 W	320 W
Sala 868	4	8	40 W	320 W
Subestação SE-08	4	8	40 W	320 W
TCOM	4	8	40 W	320 W
Circulação 1	11	22	40 W	880 W
Circulação 2	11	22	40 W	880 W

Durante o cálculo foi considerado que a dissipação do reator das luminárias é 10% da dissipação de iluminação.

4.4.5. Dados de dissipação térmica dos equipamentos

A tabela 4.18 apresenta dados de dissipação de equipamentos obtidos durante o levantamento de campo. Estes dados foram fornecidos pelos usuários.

Tabela 4.18 – Dados de dissipação térmica dos equipamentos da Radial 8.

Ambiente	Dissipação Térmica dos Equipamentos
Laboratório 801	8558 W
Laboratório 803	905 W
Laboratório 805	5786 W
Laboratório 807	2926 W
Laboratório 809A	3619 W
Laboratório 809B	2079 W
Laboratório 810	5775 W
Laboratório 812	5775 W
Laboratório 814	5775 W
Laboratório 816	5731 W
Laboratório 818	5676 W
Sala 851	220 W
Sala 852	220 W
Sala 853	220 W
Sala 854	220 W
Sala 855	220 W
Laboratório 856	920 W
Laboratório 857	1639 W
Sala 862	220 W
Sala 863 - Copa	825 W
Sala 864	1171 W
Sala 865	220 W
Sala 866	1240 W
Laboratório 867	1453 W
Sala 868	220 W
Subestação SE-08	1360 W
TCOM	375 W
Circulação 1	700 W
Circulação 2	550 W

4.4.6. Dados de ar externo

A vazão de ar exterior é determinada pelo comparativo entre o valor obtido pelo número mínimo de trocas de ar, pressurização, normatização da ANVISA, prescrição da NBR 16401 e vazão de ar necessária para suprir a demanda de exaustão dos equipamentos. O cálculo do ar externo é apresentado no Anexo A. Os dados calculados e os valores utilizados são apresentados na tabela 4.19.

Tabela 4.19 – Dados do ar Externo da Radial 8.

Ambiente	Vazão pelo nº de trocas mínima (L/s)	Vazão pela ANVISA (L/s)	Vazão pela NBR 16401 (L/s)	Vazão para à pressurização (L/s)	Vazão de exaustão (L/s)	Vazão adotada (L/s)
Laboratório 801	472,2	23,6	131,9	0,0	1219,4	1219,4
Laboratório 803	0,0	45,8	36,1	68,1	0,0	68,1
Laboratório 805	319,4	23,6	97,2	0,0	662,5	662,5
Laboratório 807	162,5	8,3	45,8	0,0	419,4	419,4
Laboratório 809A	200,0	8,3	54,2	0,0	581,9	581,9
Laboratório 809B	115,3	8,3	34,7	0,0	79,2	115,3
Laboratório 810	319,4	8,3	81,9	0,0	1255,6	1255,6
Laboratório 812	319,4	8,3	81,9	0,0	2973,6	2973,6
Laboratório 814	319,4	8,3	81,9	0,0	158,3	319,4
Laboratório 816	316,7	23,6	95,8	0,0	1200,0	1200,0
Laboratório 818	313,9	23,6	95,8	0,0	2177,8	2177,8
Sala 851	0,0	15,3	15,3	66,7	0,0	66,7
Sala 852	0,0	15,3	15,3	66,7	0,0	66,7
Sala 853	0,0	15,3	15,3	66,7	0,0	66,7
Sala 854	0,0	15,3	15,3	66,7	0,0	66,7
Sala 855	0,0	15,3	15,3	66,7	0,0	66,7
Laboratório 856	90,3	8,3	29,2	0,0	20,8	90,3
Laboratório 857	91,7	8,3	29,2	0,0	370,8	370,8
Sala 862	0,0	15,3	15,3	138,9	0,0	138,9
Sala 863 - Copa	86,1	0,0	4,2	0,0	98,6	98,6
Sala 864	0,0	15,3	19,4	109,7	0,0	109,7
Sala 865	0,0	15,3	15,3	109,7	0,0	109,7
Sala 866	0,0	15,3	23,6	59,7	0,0	59,7
Laboratório 867	93,1	15,3	37,5	0,0	0,0	93,1
Sala 868	0,0	15,3	15,3	59,7	0,0	59,7
Subestação SE-08	0,0	0,0	4,2	66,7	0,0	66,7
TCOM	0,0	0,0	1,4	59,7	0,0	59,7
Circulação 1	0,0	0,0	38,9	440,3	0,0	440,3
Circulação 2	0,0	0,0	41,7	379,2	0,0	379,2
Sanit. Feminino	105,6	0,0	5,6	0,0	119,4	119,4
Sanit. Masculino	159,7	0,0	8,3	0,0	236,1	236,1

4.4.7. Parâmetros de referência

Os dados de referência dos ambientes foram determinados pelos usuários e são apresentados na tabela 4.20.

Tabela 4.20 – Dados de referência da Radial 8.

Ambiente	Temperatura do Ambiente	Umidade Relativa	Condição
Laboratório 801	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Laboratório 803	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Laboratório 805	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Laboratório 807	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Laboratório 809A	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Laboratório 809B	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Laboratório 810	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Laboratório 812	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Laboratório 814	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Laboratório 816	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Laboratório 818	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Sala 851	21,5 °C	50 a 60% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Sala 852	21,5 °C	50 a 60% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Sala 853	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Sala 854	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Sala 855	21,5 °C	50 a 60% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Laboratório 856	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Laboratório 857	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Sala 862	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Sala 863 - Copa	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Sala 864	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Sala 865	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Sala 866	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Laboratório 867	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Sala 868	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Subestação SE-08	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
TCOM	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Circulação 1	21,5 °C	35 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico
Circulação 2	21,5 °C	36 a 65% (Mínimo/Máximo)	Conforto Térmico

4.4.8. Dados da tarifa de energia elétrica

A Light S.A, em seu sítio, apresenta os índices tarifários da energia elétrica no estado do Rio de Janeiro. As tarifas de energia são compostas a partir da tarifa da energia (TE), tarifa do uso do sistema de distribuição (TUSD) e os encargos.

Para a simulação da Radial 8 foram considerados os dados do nível de tensão A3a, que fica entre 30 a 44 kVA. As informações obtidas junto a Light S.A. (2017) são apresentadas na tabela 4.21, ressalta-se que os valores não possuem a incidência de impostos.

Tabela 4.21 – Dados tarifários para tensão entre 30 a 44kVA.

TARIFAS DE ALTA TENSÃO / MÉDIA TENSÃO						
Nível de Tensão	Demanda R\$/kW					
	Ponta			Fora Ponta		
	TUSD+TE	TUSD	TE	TUSD+TE	TUSD	TE
A3a (30 a 44 kV)	29,68	29,68	0	15,76	15,76	0
Nível de Tensão	Consumo R\$/MWh					
	Ponta			Fora Ponta		
	TUSD+TE	TUSD	TE	TUSD+TE	TUSD	TE
A3a (30 a 44 kV)	431,98	71,38	360,6	298	71,38	226,62
Nível de Tensão	Demanda de Ultrapassagem R\$/kW					
	Ponta			Fora Ponta		
	TUSD+TE	TUSD	TE	TUSD+TE	TUSD	TE
A3a (30 a 44 kV)	59,36	59,36	0	31,52	31,52	0

Segundo Light S.A. (2017), cerca de 32% do custo final da energia elétrica vem de encargos. Para a simulação este valor foi utilizado como parâmetro.

4.4.9. Dados climáticos

Para o dimensionamento da carga térmica e para a simulação energética da edificação foram utilizados os dados do Banco de Dados de Arquivos Climáticos (“Climate Data Center”) da ASHRAE (2017).

Os arquivos climáticos deste banco de dados foram desenvolvidos pela ASHRAE em parceria com a White Box Technologies. Esses arquivos são derivados de relatórios climáticos de estações meteorológicas ao redor do mundo que contêm informações horárias de velocidade e direção do vento, cobertura do céu, visibilidade, altura de teto do céu,

temperatura de bulbo seco, temperatura de ponto de orvalho, pressão atmosférica, precipitação líquida.

Os arquivos produzidos pela ASHRAE possuem pelo menos 12 anos de registro e no máximo 25 anos. A extensão disponibilizada é IVEC (“International Weather for Energy Calculation”).

A seguir são apresentados os dados para elaboração da carga térmica informados pelo ASHRAE (2017) em seu arquivo IVEC. Os dados para a simulação são apresentados no Anexo B.

Tabela 4.22 – Dados climáticos do Rio de Janeiro. Fonte: ASHRAE (2017).

Região	América do Sul
Localização	Brasil
Cidade	Rio de Janeiro
Latitude	-22,8 Grau
Longitude	-43,3 Grau
Elevação	5,8 m
Bulbo seco de verão	38,9 °C
Bulbo úmido coincidente de verão	26,1 °C
Faixa de verão	10,7 °C
Bulbo seco de inverno	15,0 °C
Bulbo úmido de inverno	9,7 °C
Número de clareza atmosférica	1,00
Refletância média do solo	0,20
Zona horária	3,0 horas
Tempo de luz salva	Nenhuma

4.4.10. Dados dos Condicionadores de ar, exaustores e roda entálpica

Na modelagem dos condicionadores de ar, foram considerados equipamentos do tipo “fan coil”. Este equipamento é semelhante ao evaporador convencional, porém, ao invés de utilizar gás refrigerante, usa água com temperatura controlada para climatizar.

Este equipamento é, portanto, uma caixa com uma serpentina, por onde circula a água gelada, e um ventilador para o direcionamento do ar. Normalmente, o “fan coil” utiliza sistema de filtragem para a limpeza do ar.

Para os ventiladores e exaustores foram considerados ventiladores centrífugos de rotor de pás curvadas para trás.

As rodas entálpicas consideradas foram de acordo com a descrição feita no item 3.1.4.3. Foram consideradas duas rodas entálpicas, uma para o sistema CMA-01 e outra para o sistema CMA-02.

Além dos parâmetros que norteiam as características dos ambientes, as seguintes considerações foram feitas:

- Temperatura de insuflação do ar condicionado de 13°C.
- Como o fator de “by-pass” não pode ser medido durante a visita de campo, foi adotado um fator de 0,1.
- Os ventiladores dos “fan coils” e exaustores com uma eficiência de 60%.
- As rodas entálpicas com uma eficiência de 60%.
- Nas vigas frias foi considerada uma razão de 3 para 1 entre ar insuflado e o ar externo pré-condicionado.

4.4.11. Dados do Resfriador de Líquido

Como os resfriadores de líquido existentes no CENPES não atendem somente à Radial 8, não é possível utilizar todos os dados reais dos equipamentos.

Para simular o resfriador de líquido para a Radial 8 foi feita a seleção do mesmo equipamento existente junto com o fabricante, no caso a Carrier.

O equipamento existente é um resfriador de líquido do tipo centrífugo com variador de frequência e que opera com variação de temperatura de 5,5°C no evaporador e no condensador.

A partir desses dados foi selecionado pela Carrier um resfriador de líquido com consumo elétrico de $0,180 \text{ kW}_{\text{elétrico}}/\text{kW}_{\text{térmico}}$.

Este resfriador de líquido foi utilizado em todas as simulações, tanto na simulação de referência como nas propostas, a fim de que a análise das melhorias tenha foco nos condicionadores e nos possíveis sistemas de recuperação de calor.

A seleção do resfriador de líquido é apresentada no Anexo C.

4.4.12. Dados da Torre de Resfriamento

As torres de resfriamento existentes foram projetadas para a temperatura de bulbo úmido de 25,6°C, variação de temperatura de 5,0°C e “approach” de 4,4°C. Elas possuem um consumo estimado de $0,014 \text{ kW}_{\text{elétrico}}/\text{kW}_{\text{térmico}}$.

Estas informações foram obtidas pelo junto ao setor de engenharia da Petrobras e são apresentadas no Anexo C. Na simulação esses valores foram adotados.

Esta torre de resfriamento foi utilizada em todas as simulações, tanto na simulação de referência como nas propostas, a fim de que a análise das melhorias tenha foco nos condicionadores e nos possíveis sistemas de recuperação de calor.

4.5. SIMULAÇÕES

A avaliação da eficiência energética da Radial 8 será feita por meio da análise comparativa de 11 (onze) simulações que propõem melhorias para a edificação. As simulações são divididas em três blocos, o primeiro bloco é composto pela Simulação A, por esta ser a simulação de referência do trabalho.

O segundo bloco é composto pelas simulações elencadas de B a F, estas análises possuem como conceito principal minimizar interferências nos ambientes laboratoriais e no sistema de condicionamento existente.

O último bloco é composto pelas simulações especificadas de G a K que compõem propostas de melhorias que acarretariam em maiores interferência nos sistemas existentes.

A Tabela 4.23 apresenta um resumo das simulações propostas.

Tabela 4.23 – Resumo das simulações propostas

Simulações	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
Condicionador de ar existentes	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Condicionador de ar novos dedicados por laboratório							X	X			
Condicionador de ar novos dedicados ao administrativo			X	X	X	X	X	X	X	X	X
Condicionador de ar novos dedicados para as salas técnicas			X	X	X	X	X	X	X	X	X
Roda Entálpica (trocaador de calor latente e sensível)		X		X	X			X		X	
Trocador de calor do tipo tubo de calor (trocaador de calor sensível)											X
Difusão de ar com difusores e grelhas convencionais	X	X	X	X			X	X			
Difusão de ar com caixa VAV					X	X					
Difusão de ar com viga fria ativa e difusores convencionais									X	X	X
Exaustão de ar existente (sistemas centrais e individuais)	X		X				X		X		
Exaustão de ar central		X		X	X	X		X		X	X
Banheiros e copa com exaustão e arrefecidos pela infiltração de ar do corredor climatizado							X	X	X	X	X

4.5.1. Parâmetros avaliados entre as onze simulações

Os seguintes parâmetros serão avaliados entre as onze simulações supracitadas:

- Perfil de carga térmica anual.
- Pico de carga térmica.
- Vazão de água gelada.
- Vazão de água de condensação.
- Consumo elétrico anual da edificação.
- Custo anual com consumo elétrico da edificação.
- Índices de eficiência da Edificação determinados pela PG&E.
- Índices de eficiência da Ventilação determinados pela PG&E.
- Eficiência da edificação (EER).

Ressalta-se que os demais índices descritos pela PG&E não foram calculados, pois não são aplicáveis ao modelo, como os índices referentes a aquecimento, ou não são relacionados ao AVAC, como, por exemplo, os indicadores relacionados à dissipação ou consumo elétrico dos equipamentos laboratoriais.

4.5.2. Simulação A

Nesta simulação foram mantidos os conceitos atuais da instalação existente e incorporadas as informações obtidas nas entrevistas. Como não há informações suficientes para simular o sistema atual, esta análise visa representar a capacidade que o sistema de AVAC precisa possuir para atender às condições levantadas nas entrevistas e à carga térmica da Radial 8.

O objetivo é avaliar se seria possível, com os equipamentos e sistemas de distribuição existentes, atender às demandas dos usuários e medições feitas. Como conceito serão mantidos os conceitos dos sistemas apresentados no item 4.1.

A análise dos resultados obtidos neste cálculo permite identificar os pontos críticos do sistema cuja tratativa propiciaria redução da Carga Térmica e melhorias das condições de operação, tornando viável a adequação dos sistemas às normas técnicas com o máximo aproveitamento dos sistemas existentes.

A Figura 4.6 apresenta o esquema da Simulação A.

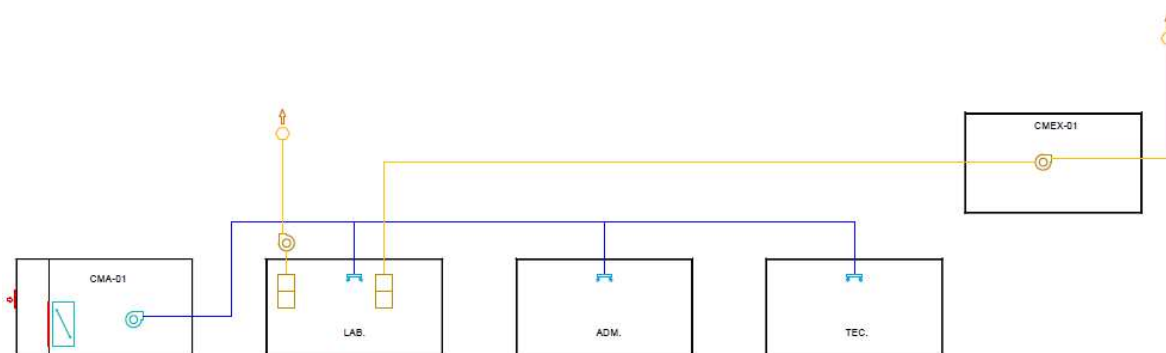


Figura 4.7 – Esquema da Simulação A.

4.5.3. Simulação B

Neste diagnóstico as premissas da “Simulação A” continuam válidas, porém é adicionado o conceito de exaustão centralizada em um recuperador de calor sensível e latente. Com a finalidade de avaliar o aumento da eficiência a partir da adição deste equipamento.

A Figura 4.7 apresenta o esquema da Simulação B.

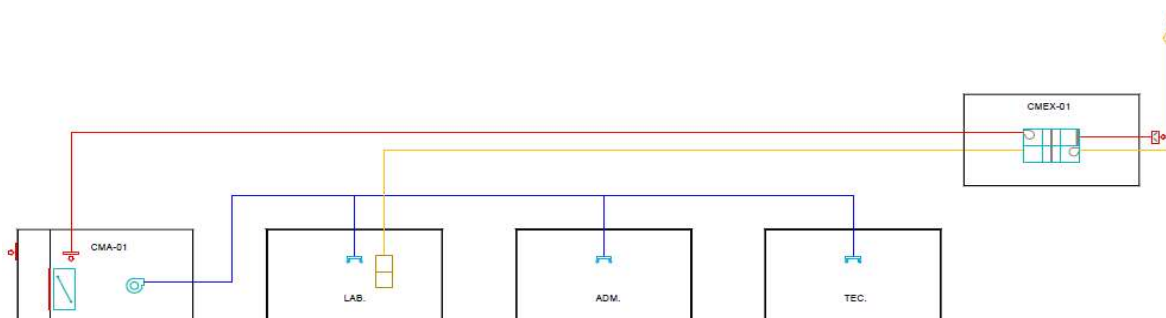


Figura 4.8 – Esquema da Simulação B.

4.5.4. Simulação C

Nesta simulação as premissas da “Simulação A” continuam válidas, porém é aplicado o conceito de separação das zonas térmicas. Ou seja, nessa análise são criadas três zonas térmicas: Laboratório, Técnicas e Administrativa.

Para fim de análise, a “Simulação C” tem por objetivo avaliar se seria possível, com os equipamentos e sistemas de distribuição existentes, atender às demandas dos usuários e medições feitas, apenas para as áreas de Laboratório.

Logo, os demais sistemas, necessariamente precisariam de novos condicionadores de ar. A Figura 4.8 apresenta o esquema da Simulação C.

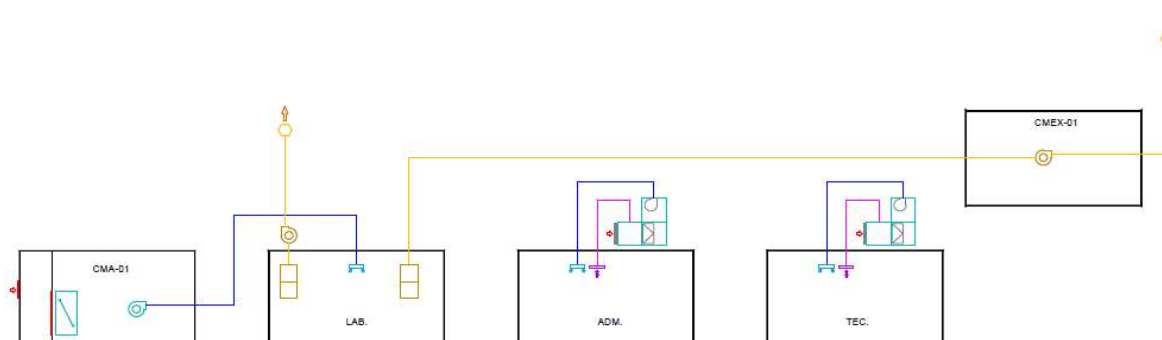


Figura 4.9 – Esquema da Simulação C.

4.5.5. Simulação D

Nesta simulação as premissas da “Simulação C” continuam válidas, porém é adicionado o conceito de exaustão centralizada em um recuperador de calor sensível e latente nos sistemas que atendem aos laboratórios. Com a finalidade de avaliar o aumento da eficiência a partir da adição deste equipamento. A Figura 4.9 apresenta o esquema da Simulação D.

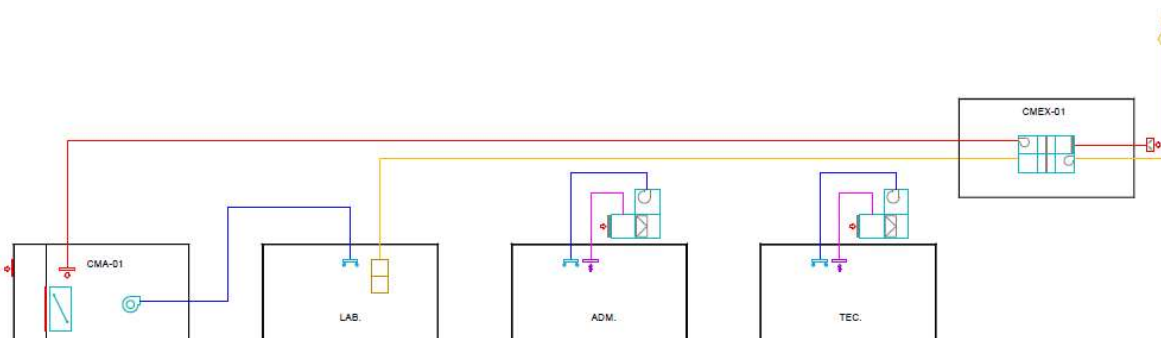


Figura 4.10 – Esquema da Simulação D.

4.5.6. Simulação E

Nesta análise as premissas da “Simulação D” continuam válidas, porém é considerado que a distribuição do ar condicionado é feita por meio de caixas de volume de ar variável (VAV), com a finalidade de avaliar o aumento da eficiência a partir da adição deste equipamento.

A Figura 4.10 apresenta o esquema da Simulação E.

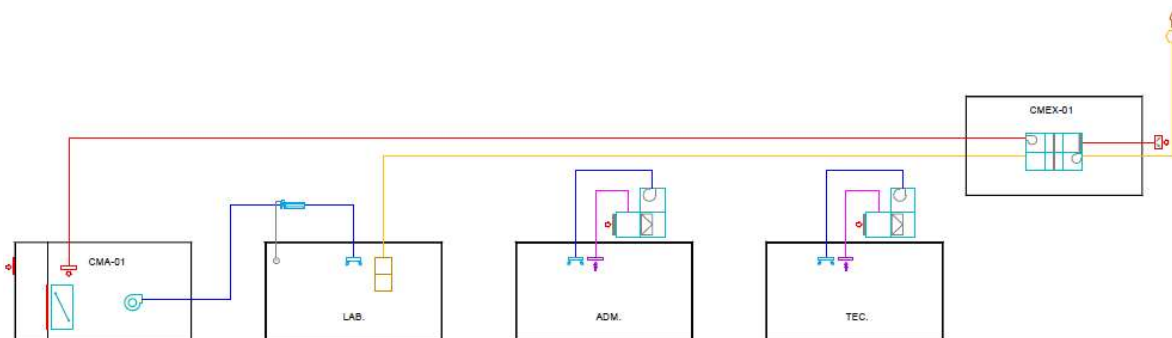


Figura 4.11 – Esquema da Simulação E.

4.5.7. Simulação F

Nesta análise as premissas da “Simulação E” continuam válidas, porém os recuperadores de calor são retirados, mas a exaustão centralizada é mantida. A finalidade é aferir se somente a melhoria no sistema de distribuição propicia um ganho significativo de eficiência. A Figura 4.11 apresenta o esquema da Simulação F.

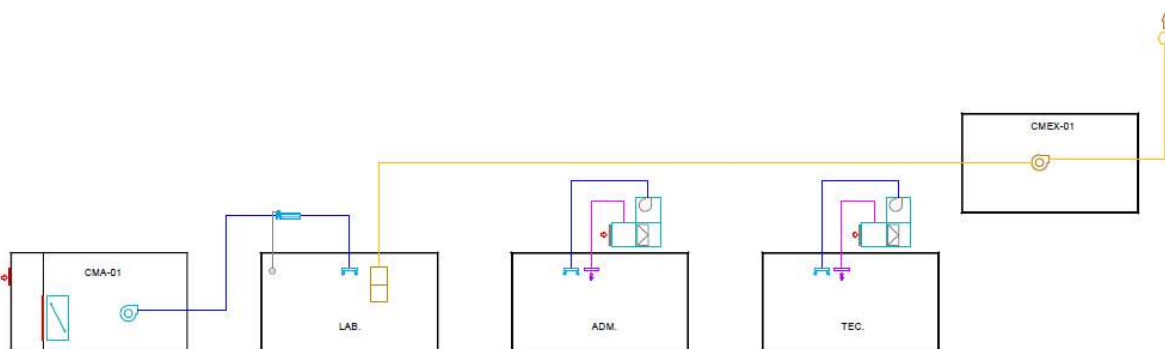


Figura 4.12 – Esquema da Simulação F.

4.5.8. Simulação G

Nesta análise são propostos os seguintes conceitos:

- Aplicado o conceito de separação das zonas térmicas.
- Aplicado o conceito de condicionadores novos para os ambientes administrativos e técnicos.
- Utilizado o conceito de condicionadores de ar dedicados por laboratório.

- Utilizado os condicionadores de ar centrais existentes como condicionadores de pré-tratamento do ar externo.
- Corrigidas as vazões de ar externo para as recomendações normativas.
- Mantidos os exaustores atuais.
- Mudada a variação de temperatura do evaporador do resfriador de líquido para 8°C.
- Banheiros e copa com exaustão mecânica são arrefecidos pela infiltração de ar do corredor climatizado

A Figura 4.12 apresenta o esquema da Simulação G.

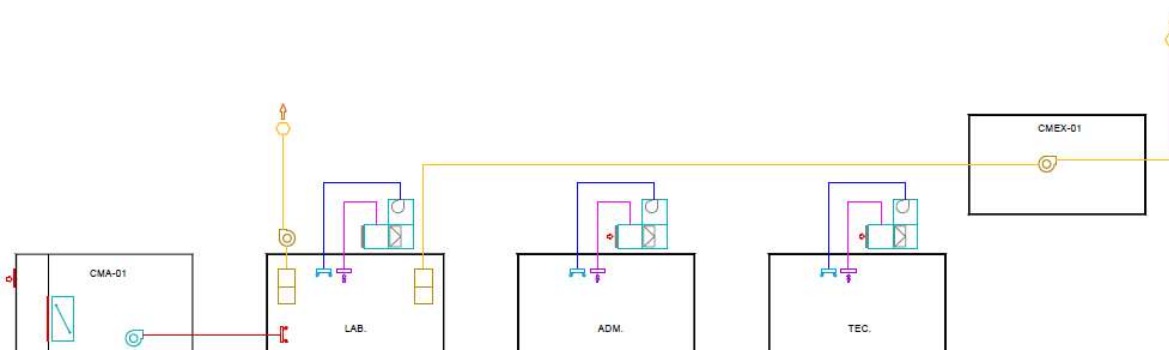


Figura 4.13 – Esquema da Simulação G.

4.5.9. Simulação H

Nesta simulação as premissas da “Simulação G” continuam válidas, porém é adicionado o conceito de exaustão centralizada em um recuperador de calor sensível e latente nos sistemas que atendem aos laboratórios. Com a finalidade de avaliar o aumento da eficiência a partir da adição deste equipamento.

A Figura 4.13 apresenta o esquema da Simulação H.

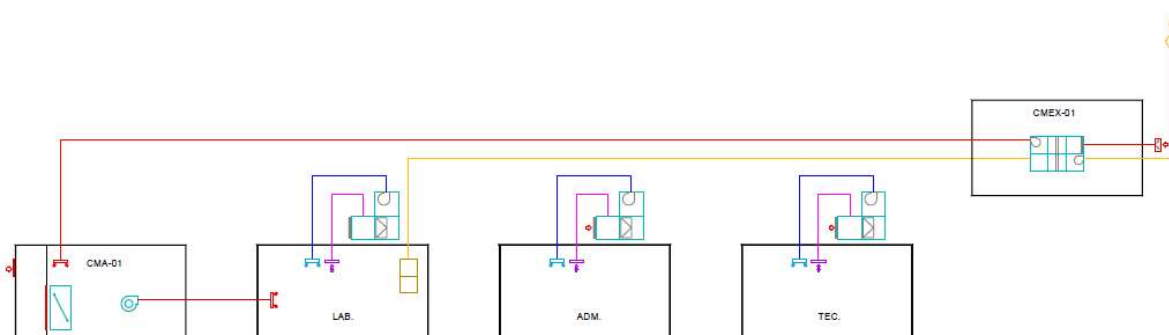


Figura 4.14 – Esquema da Simulação H.

4.5.10. Simulação I

Nesta análise são propostos os seguintes conceitos:

- Aplicado o conceito de separação das zonas térmicas.
- Aplicado o conceito de condicionadores novos para os ambientes administrativos e técnicos.
- Utilizados os condicionadores de ar centrais existentes para condicionamento do ar de insuflação.
- Corrigidas as vazões de ar externo para as recomendações normativas.
- Utilizado o conceito de vigas frias ativas como sistema de distribuição de ar nos laboratórios e circulações.
- Mantidos os exaustores atuais.
- Mudada a variação de temperatura da evaporado do resfriador de líquido para 8°C.
- Banheiros e copa com exaustão mecânica são arrefecidos pela infiltração de ar do corredor climatizado

A Figura 4.14 apresenta o esquema da Simulação I.

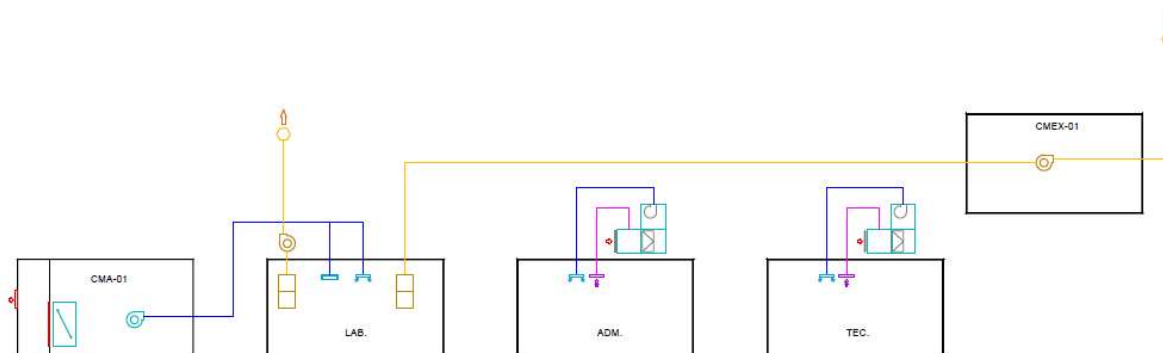


Figura 4.15 – Esquema da Simulação I.

4.5.11. Simulação J

Nesta simulação as premissas da “Simulação I” continuam válidas, porém é adicionado o conceito de exaustão centralizada em um recuperador de calor sensível e latente nos sistemas que atendem aos laboratórios. Com a finalidade de avaliar o aumento da eficiência a partir da adição deste equipamento.

A Figura 4.15 apresenta o esquema da Simulação J.

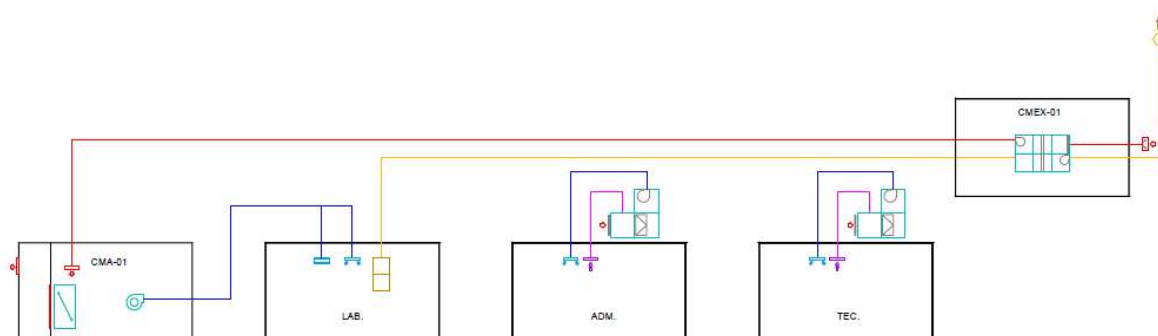


Figura 4.16 – Esquema da Simulação J.

4.5.12. Simulação K

Nesta simulação as premissas da “Simulação J” continuam válidas, porém será utilizado um recuperador de calor sensível nos sistemas que atendem aos laboratórios. Com a finalidade de avaliar o comportamento da eficiência a partir da mudança do tipo de recuperador de calor. A Figura 4.16 apresenta o esquema da Simulação K.

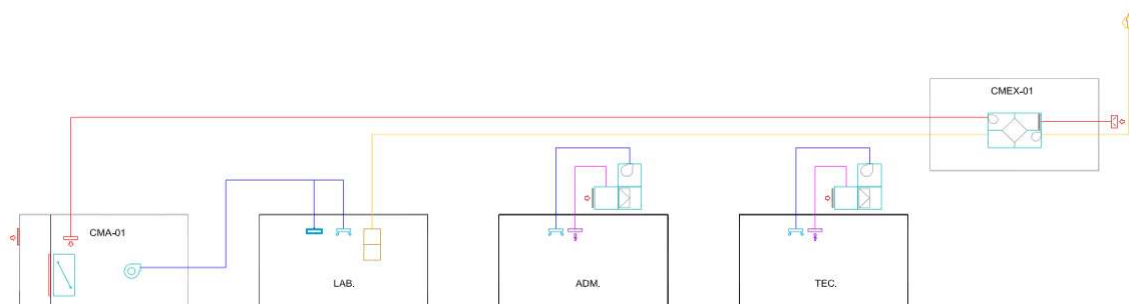


Figura 4.17 – Esquema da Simulação K.

4.6. AVALIAÇÃO DA EDIFICAÇÃO MELHORADA APLICANDO AS MÉTRICAS DE DIMENSIONAMENTO (SIMULAÇÃO L)

Nesta avaliação a Simulação A e a modelagem com melhor resultado energético serão comparadas com uma simulação que retrata o modelo proposto mais eficiente (maior valor de EER) associado às métricas de nível BOM (GOOD) da empresa PG&E (2011) e com a taxa de iluminação recomendada pela ASHRAE (2007). Estas premissas são:

- Carga de equipamentos: 5,0 kW para cada 93 m² ou 0,053 kW/m².
- Taxa mínima de renovação: 18,3 (m³/h) por metro quadrado ou 5,08 L/s. por metro quadrado.

- Iluminação: 19,4 W por metro quadrado.
- Utilizar sistemas de exaustão central.

A partir dessa análise, busca-se determinar a influência que o bom dimensionamento das cargas internas da edificação laboratorial terá sobre a eficiência do sistema de AVAC.

4.7. COMPARAÇÃO DA EDIFICAÇÃO COM MELHORIAS COM O MODELO BASE PROPOSTO PELO LEED

Esta análise tem por fim avaliar a simulação que apresenta o melhor resultado energético através da metodologia LEED. Para tal foi elaborado um modelo base (“baseline”) para realizar a análise energética comparativa proposta pelo método.

O “baseline” foi modelado a partir das indicações da norma ASHRAE 90.1 (2007), a qual recomenda que, para a área da Radial 8, seja simulado um sistema ar condicionado de expansão direta do tipo “rooftop” com controle por volume de ar constante.

O modelo base também utilizou valores de potência elétrica recomendados pela norma ASHRAE 90.1 (2007) para os ventiladores de exaustão e dos condicionadores de ar.

4.8. VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA

Grings (2003) faz uma comparação entre resultados computacionais e experimentais do comportamento térmico de um ambiente condicionado e não condicionado. O trabalho utilizou para o cálculo dados climáticos reais que foram coletados durante um período de 10 dias em 2002.

Por se tratar de uma pesquisa que compara dados experimentais com dados reais apresenta-se como um excelente parâmetro para aferição de uma metodologia computacional. Portanto, esta simulação será utilizada para a validação da metodologia de simulação desta pesquisa.

Para tal, será realizado o cálculo de carga térmica, utilizando o HAP 4.91, do ambiente simulado por Grings (2003) em sua pesquisa. A simulação de validação fará as seguintes considerações:

- Temperatura de “set point” de 26,6°C que é a temperatura média da sala medida na pesquisa.
- Temperatura de insuflação de 14,3°C que é a temperatura média medida, pela pesquisa, na saída do condicionador de ar.

- Foi adotada a condição de máxima temperatura de bulbo seco e sua temperatura de bulbo úmido correspondente. Portanto, foi utilizado o TBS de 34,0°C e o TBU de 25,6°C.
- Foram utilizados os dados de latitude, longitude, zona horária e altitude determinados pelo trabalho.
- Foi utilizado o valor de vazão de ar infiltrado correspondente ao máximo TBS. Portanto, a vazão de 29,9 L/s foi adotada.
- Características térmicas das envoltórias (paredes, janelas, piso e teto), descritas na pesquisa, foram mantidas.
- Dissipação da iluminação e equipamentos foram mantidos nos valores estipulados na pesquisa.
- Para a dissipação de pessoas foi adotada 75 W/pessoa de calor sensível e 55 W/pessoa por latente conforme descrito na ASHRAE (2001) para trabalho em escritório conforme recomendado pelo trabalho.
- Coeficiente de convecção de 0,948 W/m².°C para forro e piso e de 3,076 W/m².°C para superfícies verticais conforme dito pela pesquisa.

As temperaturas de pico dos ambientes adjacentes foram utilizadas para o cálculo de validação e estas foram determinadas a partir dos gráficos apresentados por Grings (2003). Os valores utilizados são aproximados e são apresentados na Tabela 4.24.

Tabela 4.24 - Temperatura de pico das salas adjacentes.

Salas	Pico de Temperatura
Sala Teste	29,4 °C
Sala à esquerda	29,4 °C
Sala à direita	29,6 °C
Sala acima	28,7 °C
Sala abaixo	29,8 °C

Conclui-se, portanto, que esta metodologia será considerada como válida se o valor obtido no cálculo de carga térmica estiver dentro da margem de incerteza estipulada na pesquisa de Grings (2003).

A faixa de incerteza definida foi de 10% em relação à carga térmica medida no estudo. Portanto, o pico de carga térmica calculado será aceitável se estiver entre 2,25 kW e 2,75 kW.

5. RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados todos os resultados obtidos a partir das metodologias apresentadas. Os dados que serão analisados nesta seção são:

- Quantidade de equipamentos estimados
- Pico de carga térmica
- Perfil da carga térmica anual
- Vazão de água gelada e de condensação
- Demanda de energia elétrica
- Custo de operação
- Índices do LABs21
- Eficiência da edificação

Também será apresentada a validação da metodologia conforme descrito no item 4.8.

5.1. ANÁLISE DAS SIMULAÇÕES

5.1.1. Análise da Simulação A em relação aos equipamentos existentes

A Figura 5.1 apresenta a relação entre a vazão de ar nominal dos condicionadores de ar existentes em relação à Simulação A, a qual representa como o sistema deveria se comportar com as premissas originais de projeto e com a operação atual dos laboratórios.

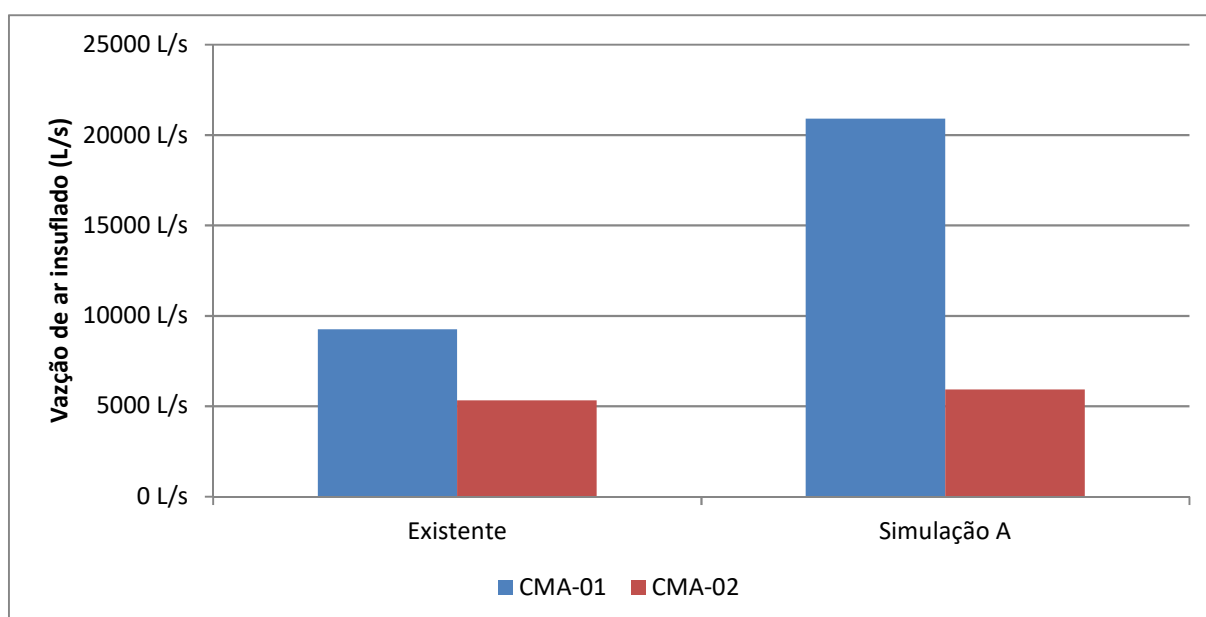


Figura 5.1 – Gráfico da vazão de ar insuflado: Ar condicionado Existente X Simulação A.

A Figura 5.1 demonstrou que os ambientes assistidos pelo sistema do condicionador de ar da CMA-01 necessitam de uma quantidade de ar muito superior ao fornecido pelo equipamento existente.

De maneira análoga os ambientes CMA-02, também, apresentaram uma necessidade maior de vazão de ar condicionado, porém a discrepância com o equipamento existente foi inferior a encontrada no CMA-01.

A Figura 5.2 apresenta o comparativo das cargas térmicas (tamanho das serpentinas) entre os condicionadores de ar existentes em relação à Simulação A.

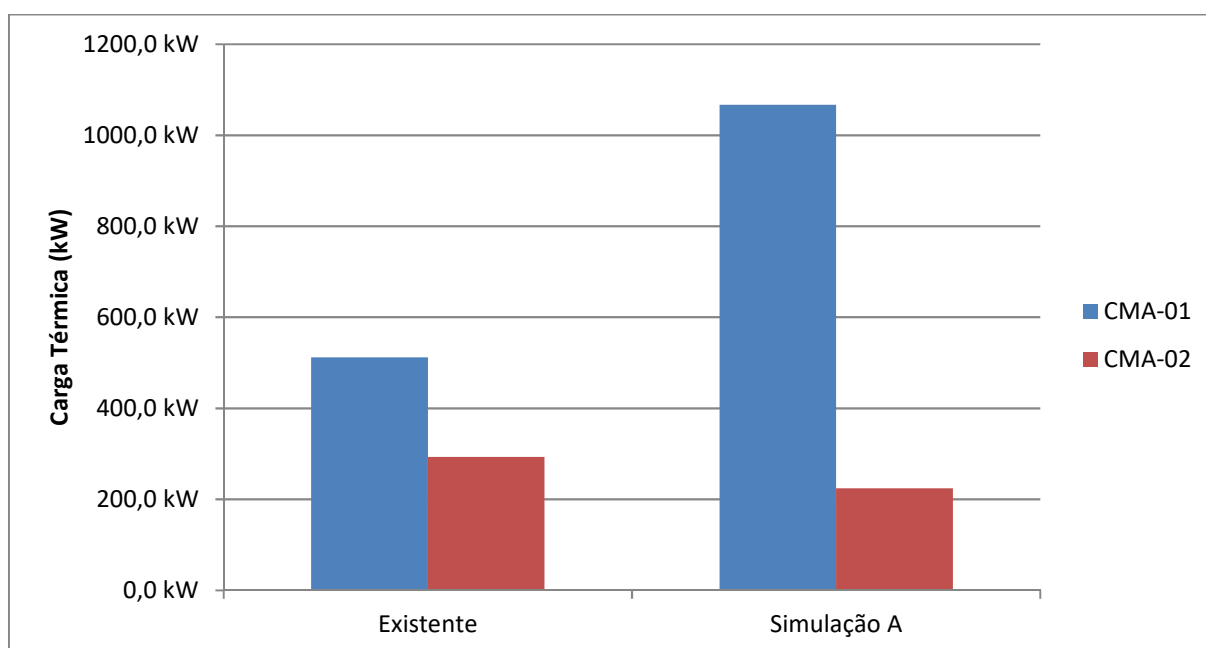


Figura 5.2 – Gráfico da Carga Térmica: Ar condicionado Existente X Simulação A.

Em termos de capacidade térmica dos equipamentos existentes a Figura 5.2 apresenta uma discrepância grande entre o sistema CMA-01 instalado em relação a necessidade dos ambientes assistidos.

Entretanto, o equipamento do sistema CMA-02 apresentou uma capacidade térmica maior do que a requerida pelos ambientes assistidos. Demonstrando assim um bom dimensionamento neste requisito.

A Figura 5.3 apresenta o comparativo das vazões de água gelada entre os condicionadores de ar existentes em relação à Simulação A.

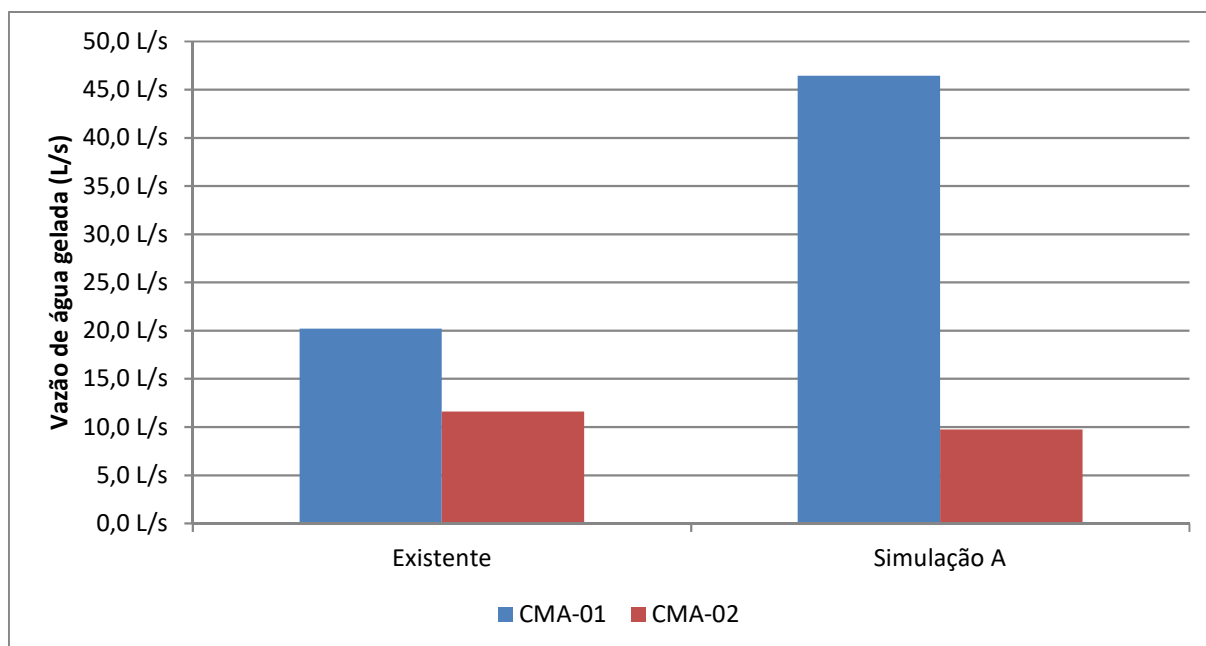


Figura 5.3 – Gráfico da Vazão de água gelada: Ar condicionado Existente X Simulação A.

A Figura 5.3 demonstra que a vazão de água gelada segue o perfil da capacidade térmica. Apresentando um déficit no sistema da CMA-01 e um bom dimensionamento no CMA-02.

Em resumo, a Simulação A demonstra que o sistema CMA-01 existente não atende em nenhum dos três parâmetros operacionais apresentados acima. Porém, os dados obtidos da CMA-02 demonstram que o sistema atual atende aos parâmetros relacionados à serpentina de resfriamento (vazão de água e capacidade térmica). No entanto, a vazão de ar insuflado existente não atende à necessidade atual.

A Tabela 5.1 apresenta o déficit ou superávit entre os equipamentos existentes e os dados obtidos pela Simulação A.

Tabela 5.1 – Déficit ou superávit entre existente e a simulação A.

	CMA-01	CMA-02
Vazão de Ar Insuflado	-126%	-11,5%
Vazão de Água Gelada	-108%	23,7%
Capacidade Térmica	-130%	16,2%

5.1.2. Análise da Quantidade de Equipamentos

A Figura 5.4 apresenta a estimativa da quantidade de equipamentos em cada simulação. Para esta estimativa foi mantido o conceito existente, onde há redundâncias nas exaustões centralizadas, bombas, resfriadores de líquido e torres de resfriamento.

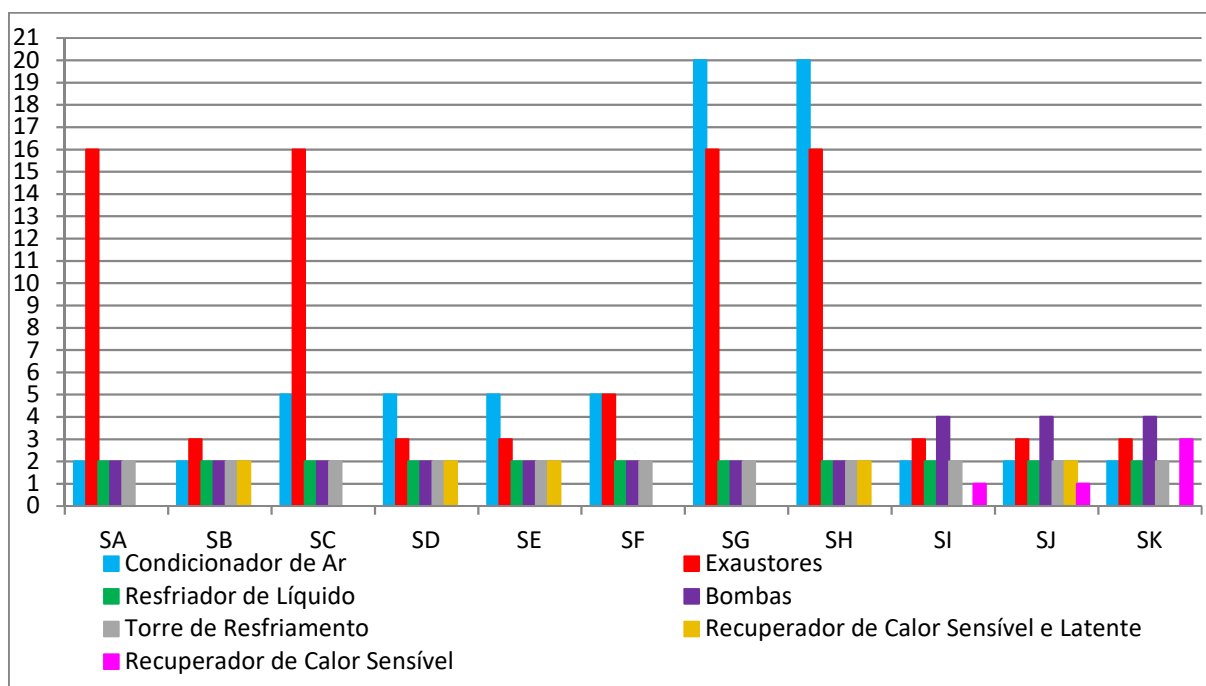


Figura 5.4 – Quantidade de equipamentos por simulação.

5.1.3. Análise da Carga Térmica das Simulações

A seguir serão apresentados os dados de carga térmica obtidos nas simulações de melhorias propostas.

5.1.3.1. Perfil de carga térmica anual

Os perfis apresentados a seguir nas Figuras 5.5 e 5.6 tem como base os dias típicos de projeto elaborados pelo programa HAP. Ressalta-se que os dias de projetos são compostos pelas cargas máximas de cada hora do mês. E apesar de serem compostos por máximas, representam perfeitamente o comportamento do sistema de AVAC ao longo do ano.

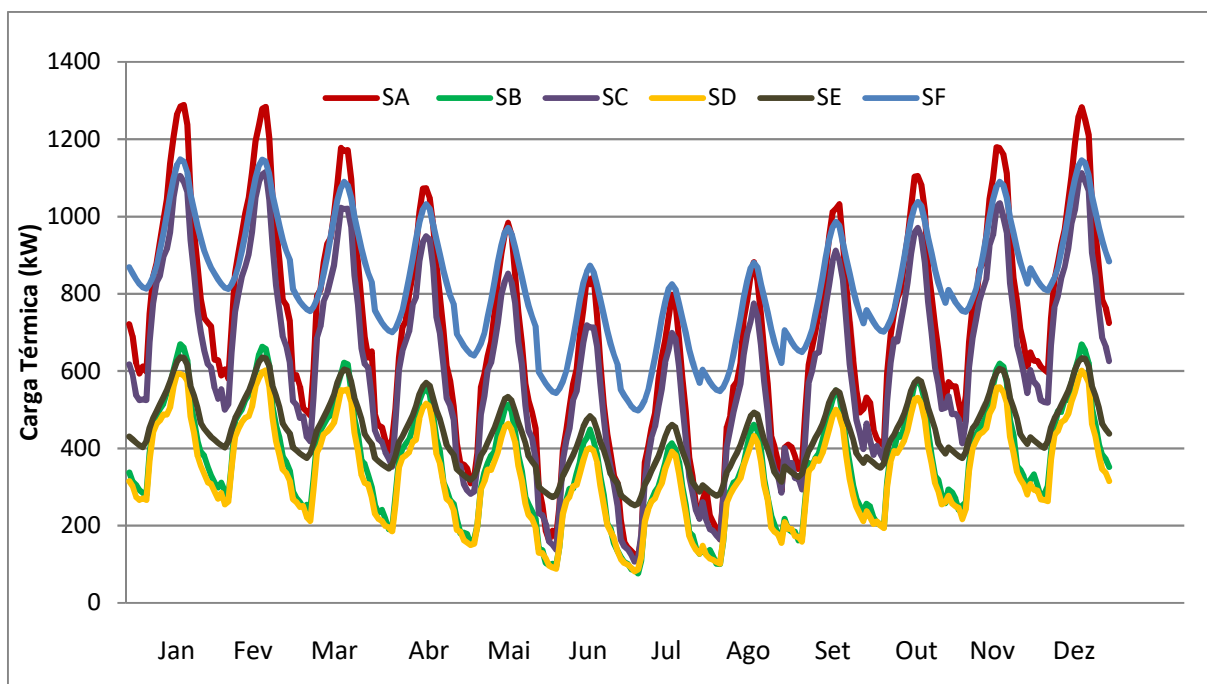


Figura 5.5 – Gráfico do perfil de carga térmica anual a ser combatida no resfriador de líquido: simulação A, B, C, D, E e F.

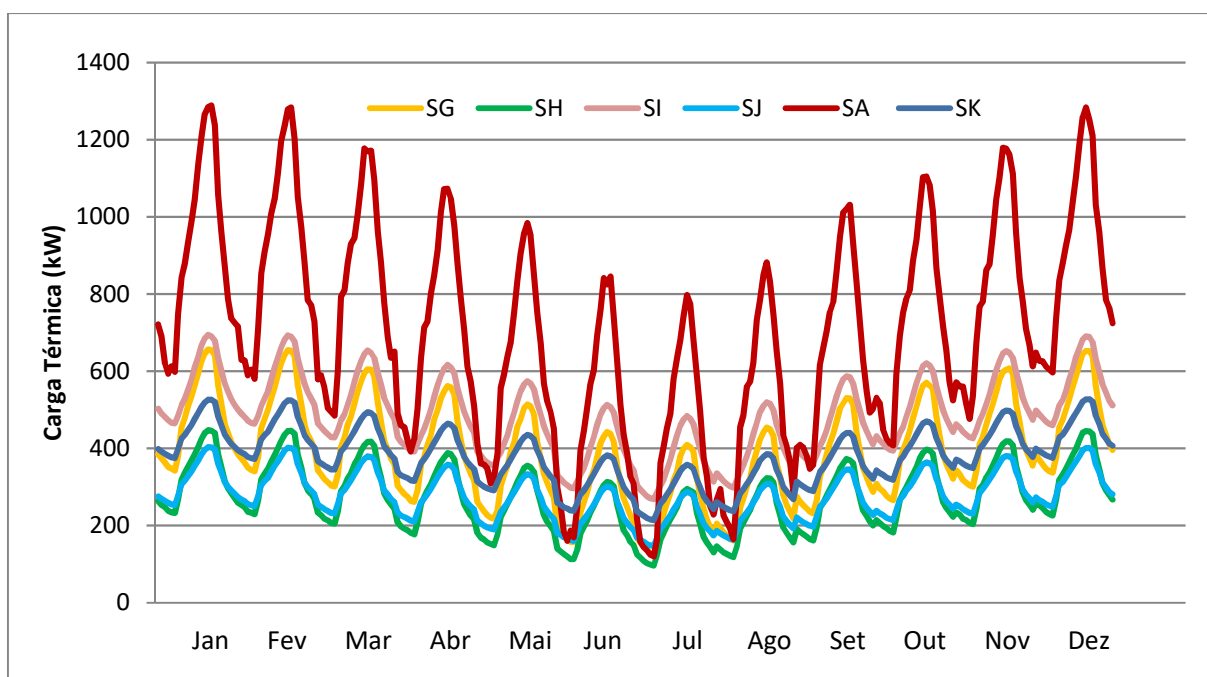


Figura 5.6 – Gráfico do perfil de carga térmica anual a ser combatida no resfriador de líquido: simulação A, G, H, I, J e K.

A Figura 5.5 apresenta que dentre as simulações comparadas, a Simulação D apresentou o melhor resultado. Enquanto que na Figura 5.6 demonstra que a Simulação J é que apresenta a menor carga térmica entre todos os sistemas.

5.1.3.2. Pico de carga térmica

A Figura 5.7 apresenta os dados de pico de carga térmica obtidos nas simulações com as melhorias propostas. A Figura 5.8 apresenta os picos de vazões de água gelada e de condensação requeridas.

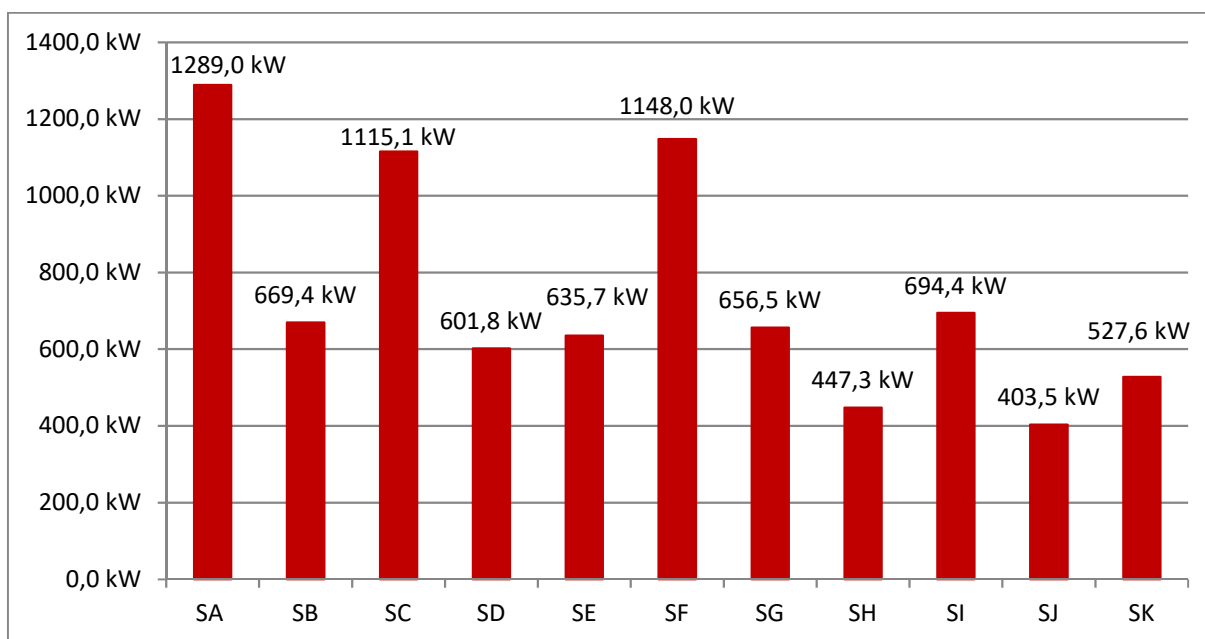


Figura 5.7 – Gráfico do pico de carga térmica anual a ser combatida pelo resfriador de líquido.

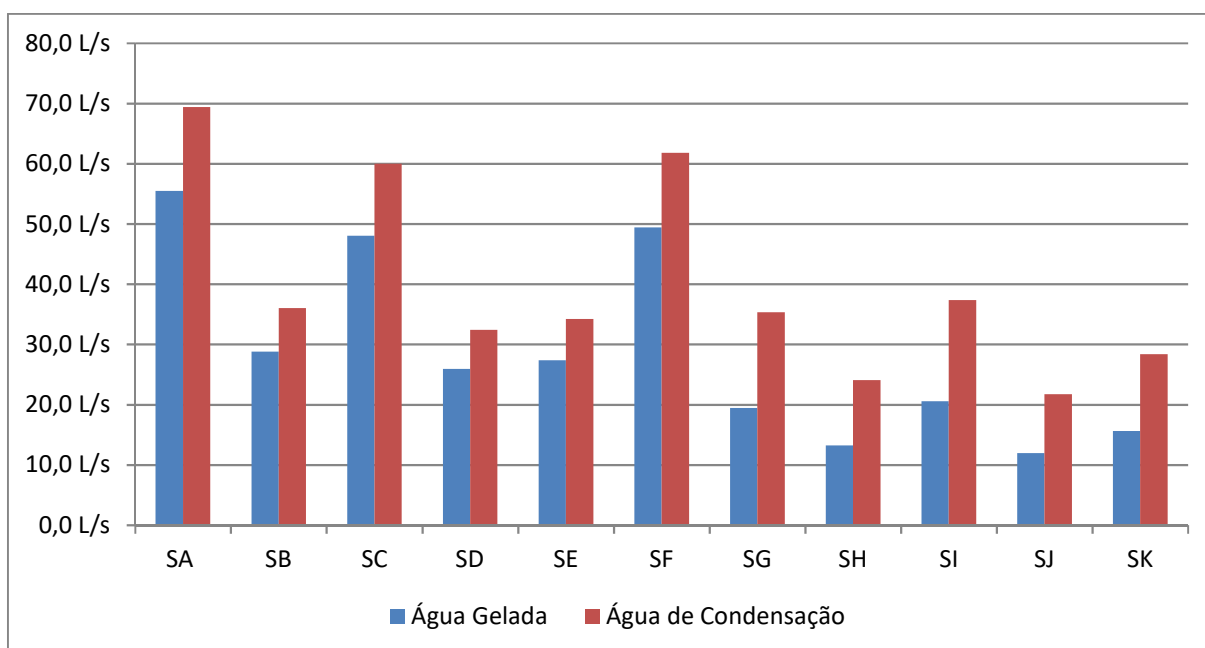


Figura 5.8 – Gráfico do pico de vazão de água gelada e de condensação.

A Figura 5.7 e a Figura 5.8 demonstram que a Simulação J apresentou os menores valores em termos de pico de carga térmica e consequentemente de vazão de água gelada e de condensação.

5.1.4. Análise do Consumo de Energia Elétrica das Simulações

A seguir serão apresentados os dados de consumo elétrico obtidos nas simulações das melhorias propostas. Ressalta-se que os dados obtidos são elaborados pelo programa HAP com base no arquivo climático utilizado e nas características dos equipamentos.

5.1.4.1. Consumo anual de energia elétrica

A Figura 5.9 apresenta o consumo anual de energia elétrica das simulações propostas.

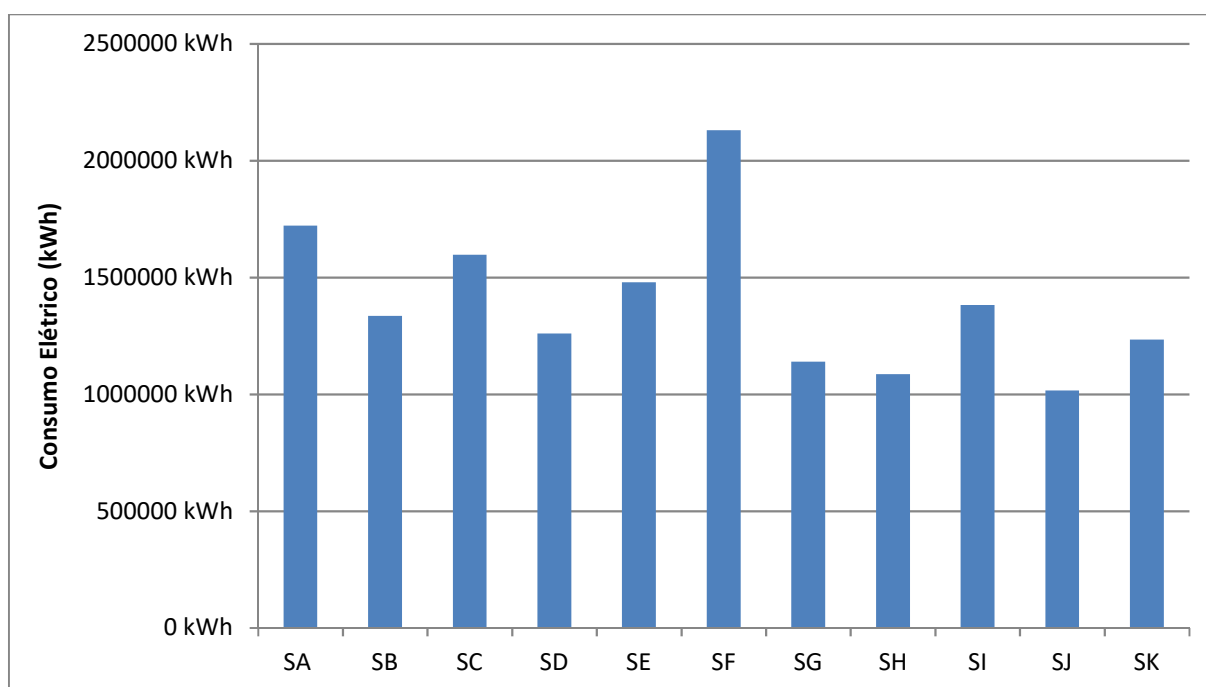


Figura 5.9 – Gráfico do consumo anual de energia elétrica.

Analogamente as figuras 5.7 e 5.8, a Figura 5.9 demonstra que a Simulação J apresentou os menores valores de consumo elétrico. E a Simulação F apresentou o maior consumo dentre todos os sistemas.

5.1.4.2. Consumo anual detalhado de energia elétrica

A Figura 5.10 apresenta o consumo anual detalhado de energia elétrica das simulações propostas, onde é apresentado o custo por conjunto de equipamentos de AVAC, iluminação e equipamentos laboratoriais e de escritório.

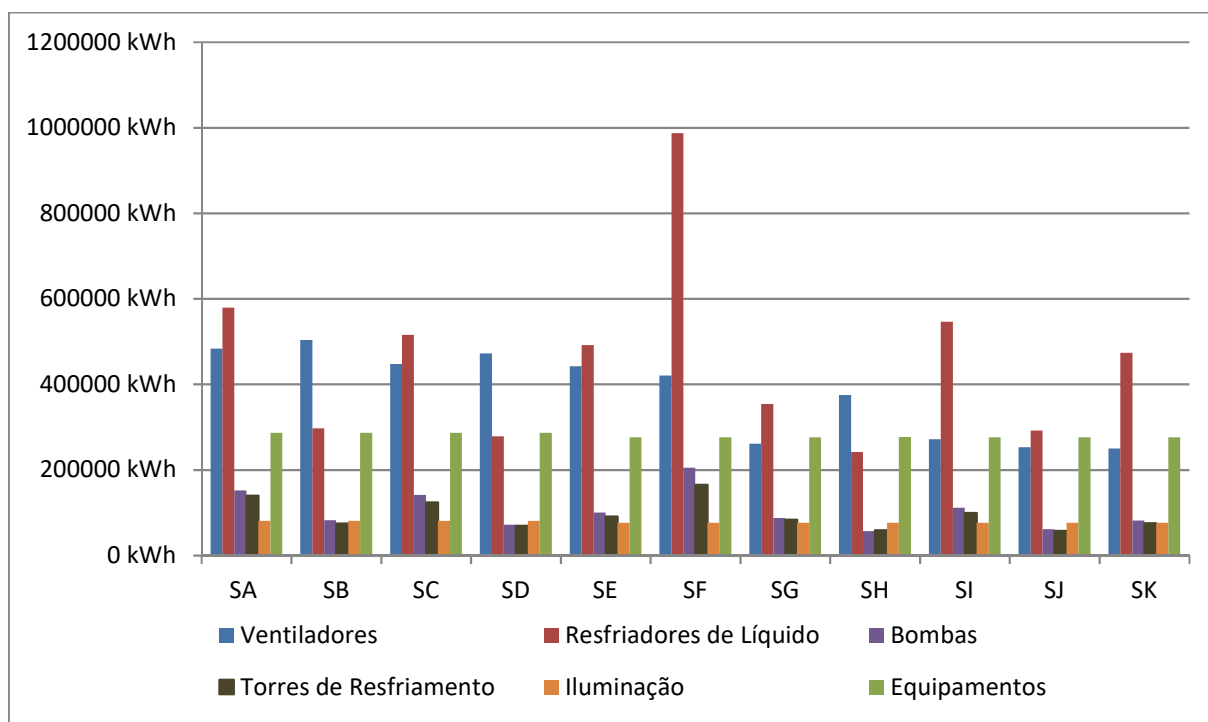


Figura 5.10 – Gráfico do consumo anual de energia elétrica detalhada.

A Figura 5.10 demonstra o mesmo perfil apresentado na Figura 5.9. Na Simulação J, a qual possui o menor consumo, o resfriador de líquido apresentou-se como o maior consumidor.

De forma semelhante a Simulação J apresentou um alto consumo no resfriador de líquido fazendo com que esta simulação apresentasse o maior consumo elétrico.

Destaca-se, também, a Simulação H onde o consumo dos ventiladores dos condicionadores de ar superou o do resfriador de líquido.

A Figura 5.11 apresenta a relação percentual do consumo elétrico do ar condicionado e dos demais sistemas que compõem a Radial 8.

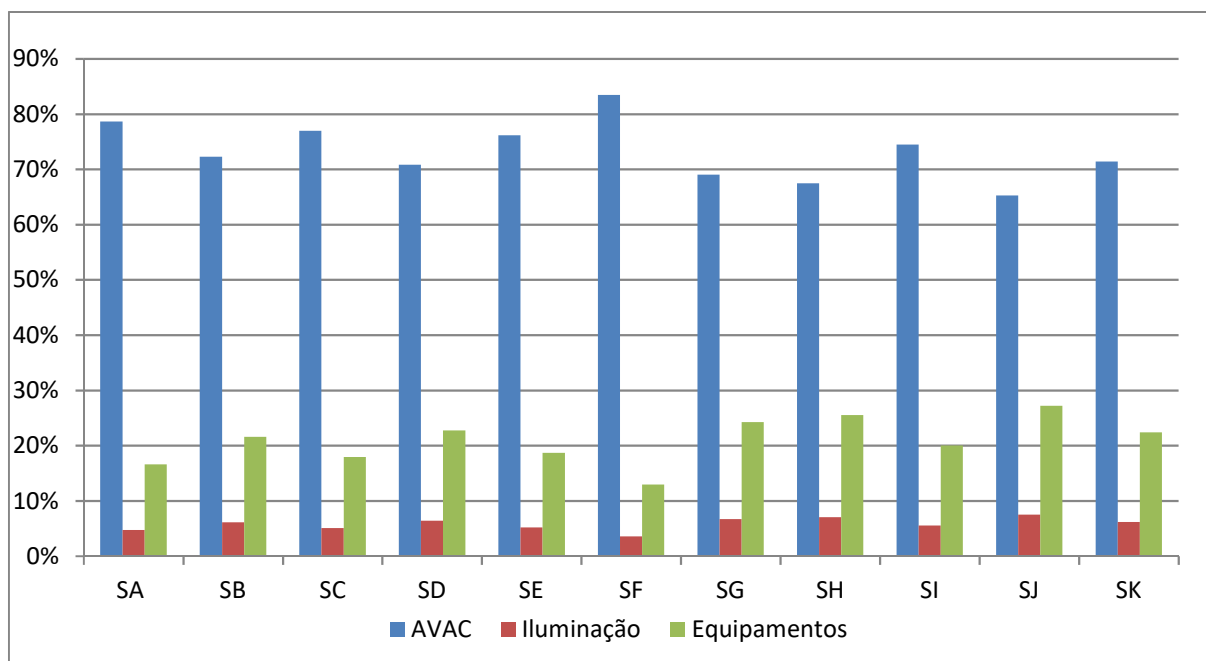


Figura 5.11 – Gráfico da composição percentual do consumo elétrico da Radial 8.

A partir dos dados acima é possível verificar que o AVAC representa entre 65% a 79% do consumo elétrico da edificação.

5.1.5. Análise do Custo de Operação das Simulações

A seguir serão apresentados os dados dos custos associados ao consumo elétrico obtidos nas simulações das melhorias propostas. Ressalta-se que os dados obtidos são elaborados pelo programa HAP com base no arquivo climático utilizado e nas tarifas obtidas.

5.1.5.1. Custo anual com energia elétrica

A Figura 5.12 apresenta o custo anual do consumo de energia elétrica das simulações propostas. Este gráfico segue o perfil apresentado pela Figura 5.9, logo a Simulação J apresenta o menor custo com energia elétrica e a Simulação F demonstra o maior custo de energia associado.

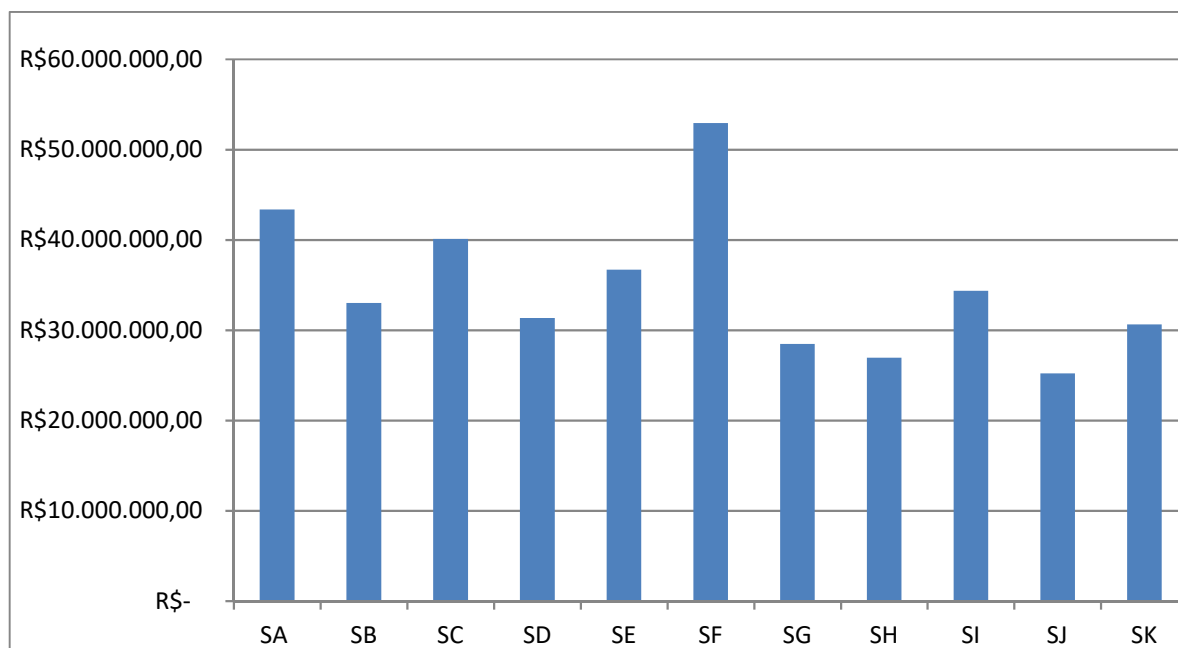


Figura 5.12 – Gráfico do custo anual associado à energia elétrica da Radial 8.

5.1.5.2. Custo anual detalhado com energia elétrica

A Figura 5.13 apresenta o custo detalhado do consumo anual de energia elétrica das simulações propostas, onde é apresentado o custo por conjunto de equipamentos de AVAC, iluminação e equipamentos laboratoriais e de escritório.

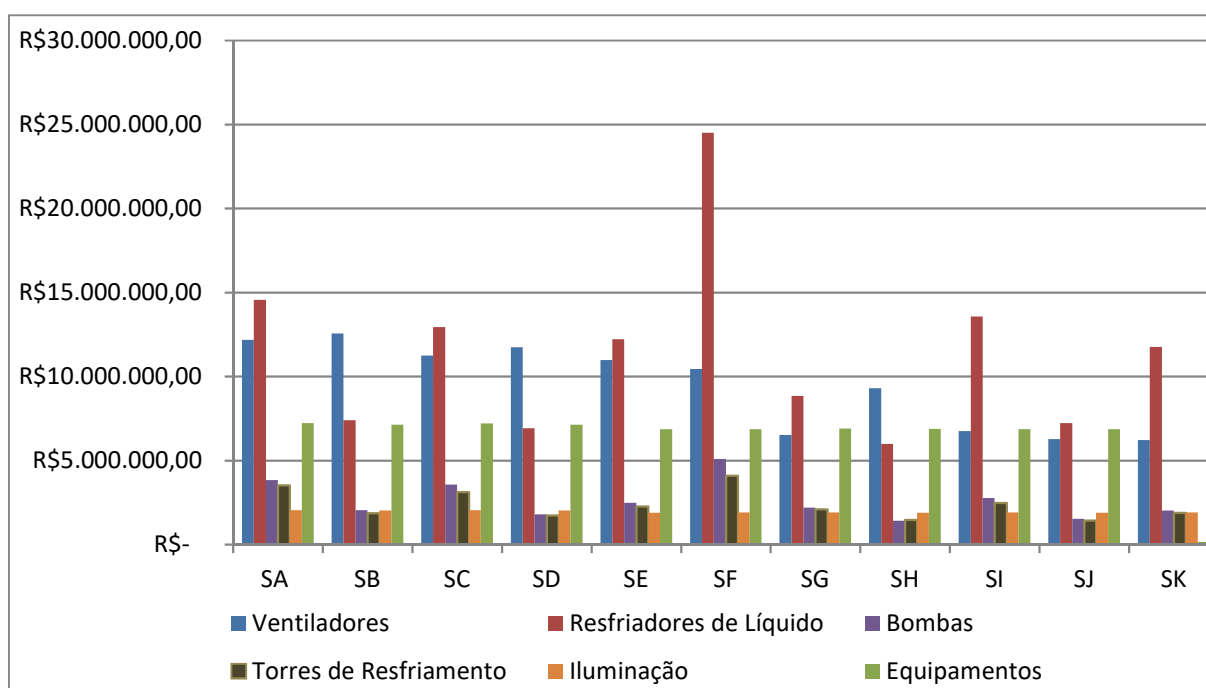


Figura 5.13 – Gráfico do custo anual detalhado associado à energia elétrica da Radial 8.

A Figura 5.13 apresenta o mesmo perfil da Figura 5.10, logo a Simulação J e a Simulação F demonstram que os resfriadores de líquido são os equipamentos que possuem os maiores custos com energia elétrica.

A Figura 5.14 apresenta a relação percentual do custo do consumo elétrico do ar condicionado e dos demais sistemas que compõem a Radial 8.

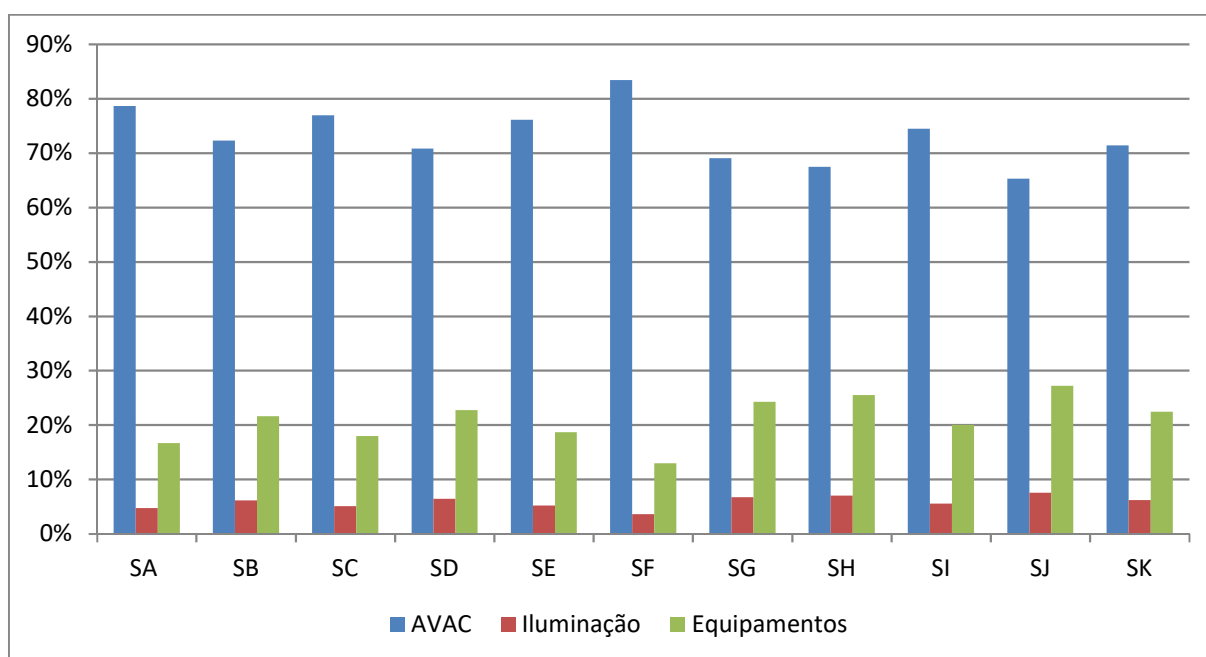


Figura 5.14 – Gráfico da composição percentual do custo do consumo elétrico da Radial 8.

A partir dos dados acima é possível verificar que o AVAC representa entre 65% a 79% do custo do consumo elétrico da edificação.

5.1.6. Análise das Simulações Propostas a partir das Métricas do LABs21

A seguir serão apresentados os índices de eficiência estipulados pela pesquisa LABs21. Como dito anteriormente, serão avaliados os índices referentes as características da Edificação, da Ventilação e será realizado o cálculo da Eficiência do sistema em cada Simulação.

5.1.6.1. Análise da Edificação

A Tabela 5.2 apresenta os índices do LABs21 de avaliação da edificação para cada simulação realizada.

Tabela 5.2 – Índices de Edificação para as Simulações da Radial 8

Simulação	IUE	IFE	ICE	IPD
A	1768 kWh/m ²	6316 kWh/m ²	44519 \$/m ²	384 W/m ²
B	1361 kWh/m ²	4863 kWh/m ²	33905 \$/m ²	247 W/m ²
C	1639 kWh/m ²	5855 kWh/m ²	41177 \$/m ²	340 W/m ²
D	1294 kWh/m ²	4621 kWh/m ²	32188 \$/m ²	229 W/m ²
E	1571 kWh/m ²	5609 kWh/m ²	38987 \$/m ²	260 W/m ²
F	2261 kWh/m ²	8074 kWh/m ²	56160 \$/m ²	398 W/m ²
G	1210 kWh/m ²	4321 kWh/m ²	30224 \$/m ²	229 W/m ²
H	1152 kWh/m ²	4114 kWh/m ²	28600 \$/m ²	195 W/m ²
I	1467 kWh/m ²	5239 kWh/m ²	36400 \$/m ²	255 W/m ²
J	1079 kWh/m ²	3854 kWh/m ²	26768 \$/m ²	179 W/m ²
K	1309 kWh/m ²	4677 kWh/m ²	32524 \$/m ²	222 W/m ²

A Tabela 5.2 demonstra que a Simulação J apresentou os menores valores em todos os quatro índices analisados.

5.1.6.2. Análise da Ventilação

A Tabela 5.3 apresenta os índices do LABs21 de avaliação da ventilação para cada simulação realizada.

Tabela 5.3 – Índices de Ventilação para as Simulações.

Simulações	TVV	TVA	EPCD	GEPC
A / B	37 rev/h	99 m/h	10 capelas/93 m ²	2,0
C / D	36 rev/h	98 m/h	10 capelas/93 m ²	2,0
E / F	35 rev/h	94 m/h	10 capelas/93 m ²	2,0
G / H	26 rev/h	69 m/h	10 capelas/93 m ²	1,6
I / J / K	20 rev/h	55 m/h	10 capelas/93 m ²	1,6

A Tabela 5.3 demonstra que as Simulações I, J e K apresentaram os menores valores em todos os quatro índices analisados.

5.1.7. Análise da Eficiência das Simulações Propostas

A partir da Equação 48 foi calculada a eficiência da edificação. Para tal foi utilizado como métrica de uso de energia o valor ótimo do índice IUE (789 kW/m²).

Na Tabela 5.4 são apresentadas as eficiências da Radial 8 em cada uma das simulações propostas.

Tabela 5.4 – Eficiência da Radial 8 em cada simulação.

Simulação	EER	Simulação	EER
A	45%	G	65%
B	58%	H	68%
C	48%	I	54%
D	61%	J	73%
E	50%	K	60%
F	35%	-	-

A Tabela 5.4 demonstra que a Simulação J apresentou o maior valor de eficiência entre as simulações analisadas.

5.2. AVALIAÇÃO DA EDIFICAÇÃO USANDO AS MÉTRICAS DA PG&E

A Simulação L foi realizada com as premissas da Simulação J (maior valor de EER) acrescida das métricas da PG&E. A seguir são apresentados os valores obtidos dessa análise em comparação com as simulações A e J.

Na Figura 5.15 é apresentado o perfil anual da carga térmica da Simulação L.

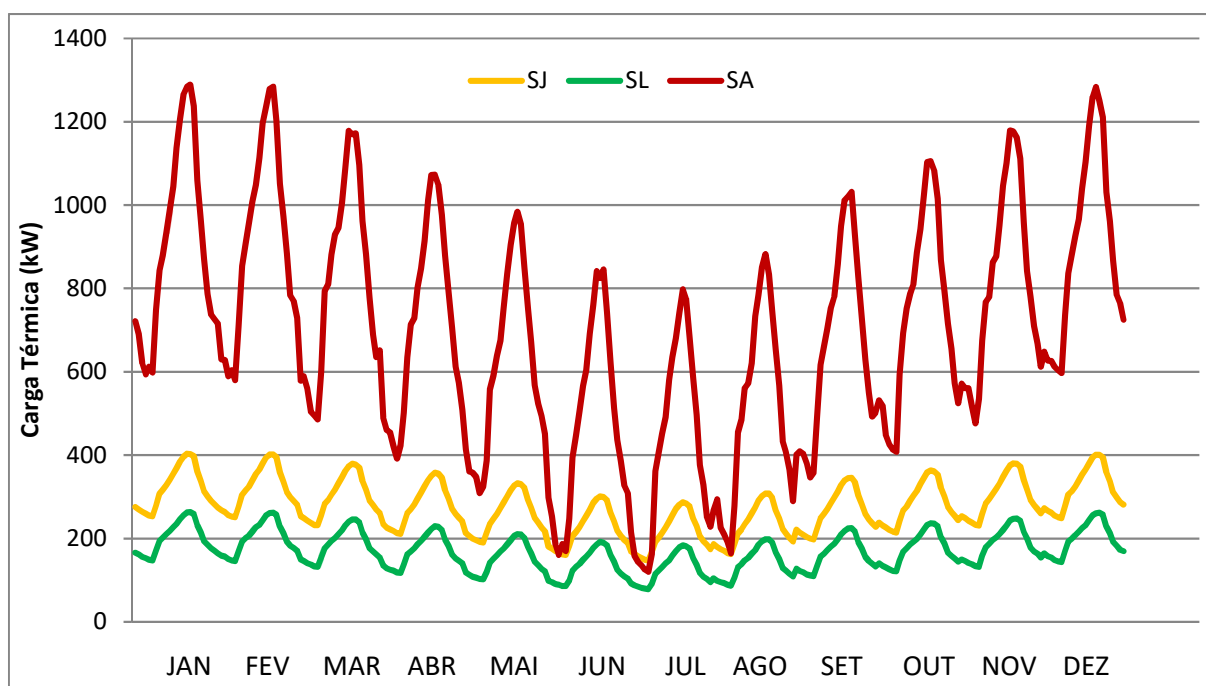


Figura 5.15 – Gráfico do perfil de carga térmica anual a ser combatida pelo resfriador de líquido: Simulações A, J e L.

A Figura 5.15 demonstrou que se a edificação fosse projetada conforme as diretrizes do LABs21 o perfil de carga térmica da Radial 8 seria inferior ao encontrado na Simulação J, sendo que esta foi a menor dentre as demais simulações.

O pico de carga térmica ficou em 263,5 kW, enquanto que a Simulação J é de 403,5 kW. As Figuras 5.16 e 5.17 apresentam as comparações entre os picos das análises citadas.

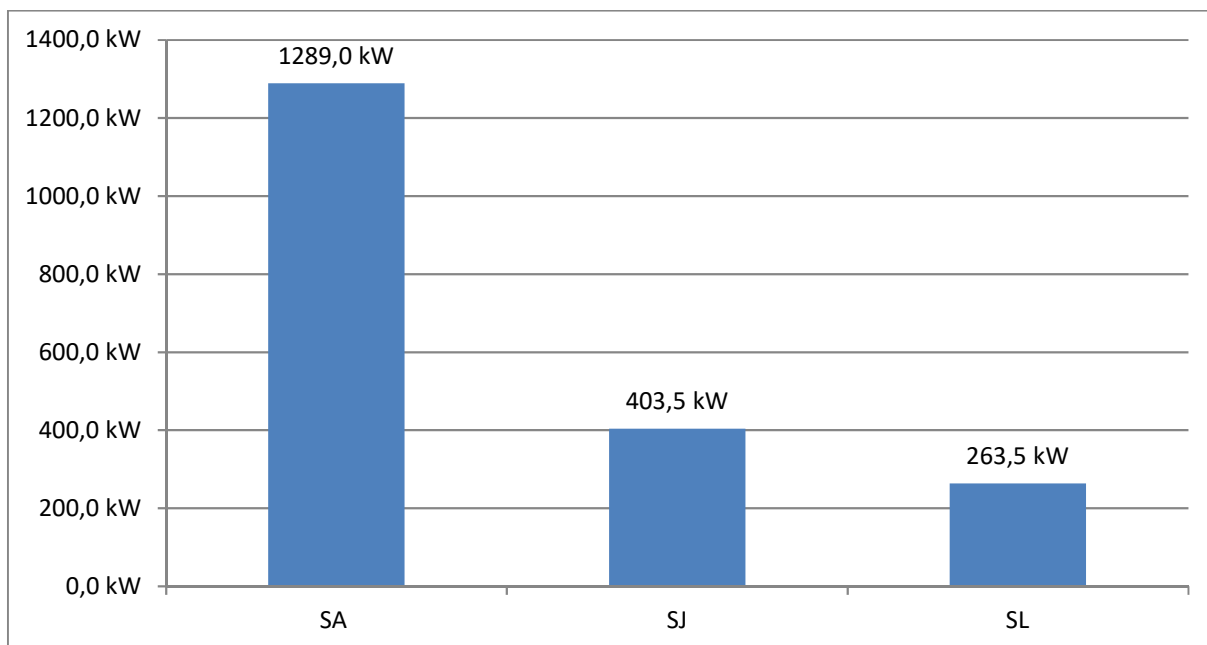


Figura 5.16 – Gráfico do pico de carga térmica a ser combatido pelo resfriador de líquido: Simulações A, J e L.

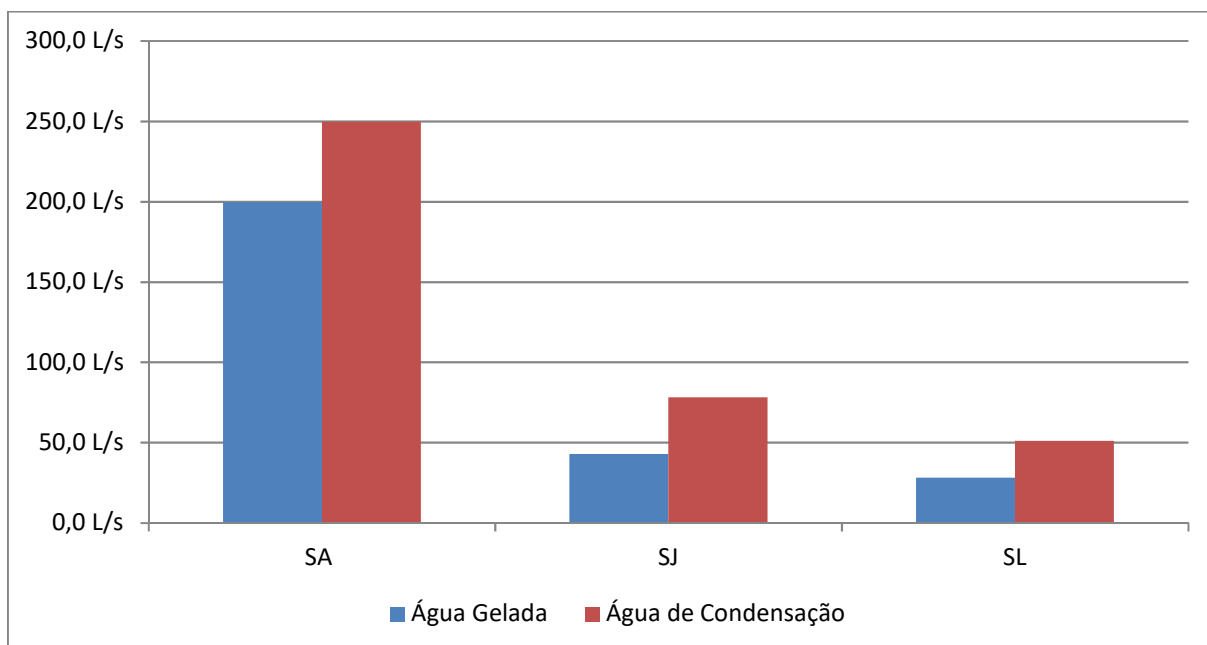


Figura 5.17 – Gráfico do pico de vazão de água gelada e de condensação: Simulações A, J e L.

A Figura 5.16 demonstra que a Simulação L reduz em 34,7% a carga térmica da Simulação J e em 79,55% a Simulação A.

As Figuras 5.18 e 5.19 apresentam as comparações entre os consumos anuais de energia elétrica das análises citadas. São apresentados valores totais e detalhados.

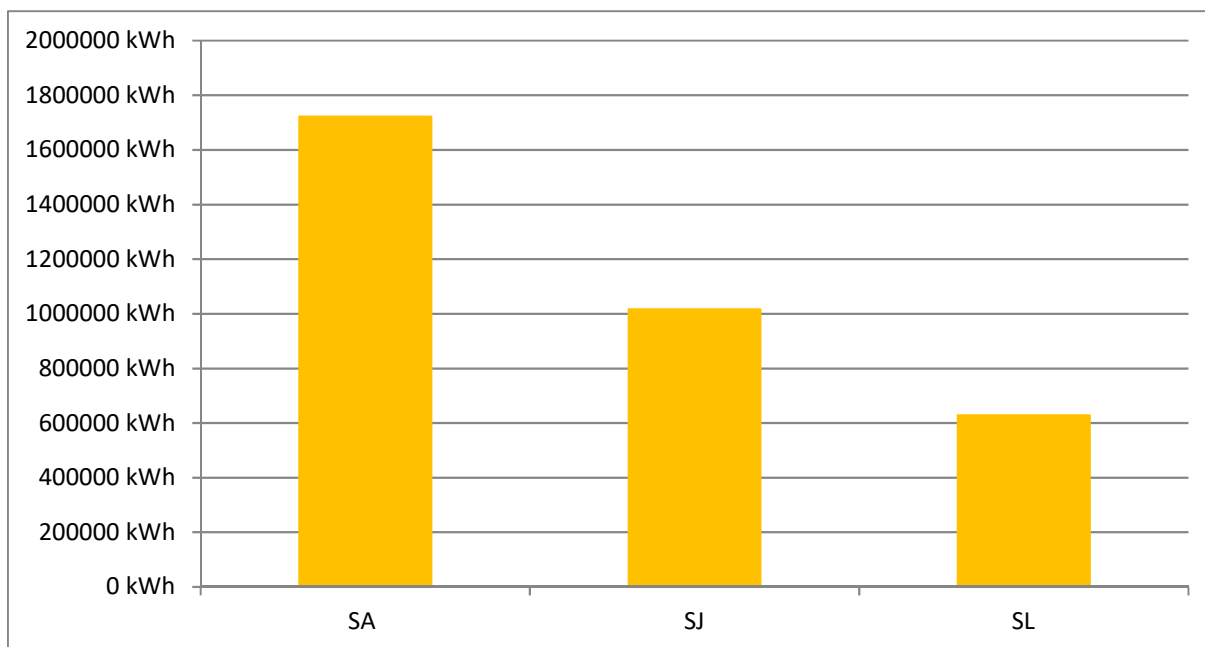


Figura 5.18 – Gráfico do consumo anual de energia elétrica nas Simulações A, J e L.

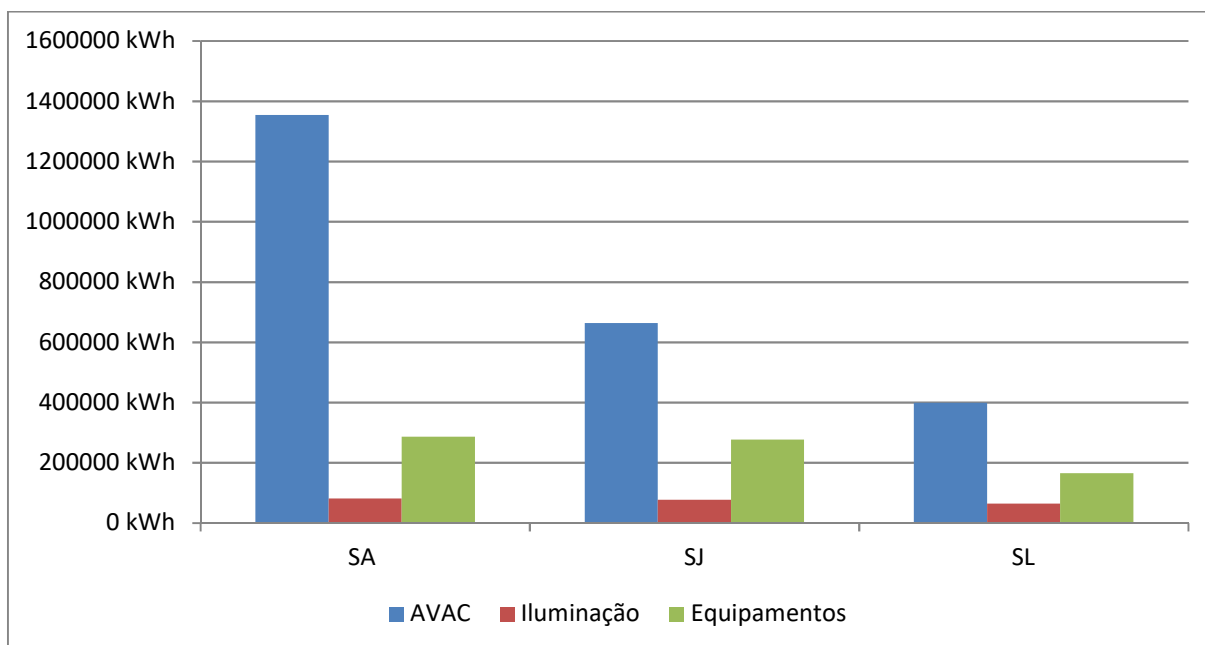


Figura 5.19 – Gráfico do consumo anual de energia elétrica do Sistema de AVAC e dos demais consumidores nas Simulações A, J e L.

As Figuras demonstram que a Simulação L reduz em 38,2% o consumo de energia elétrica da Simulação J e em 63,5% a Simulação A.

As Figuras 5.20 e 5.21 apresentam as comparações entre os custos dos consumos com energia elétrica das análises citadas. São apresentados valores totais e detalhados.

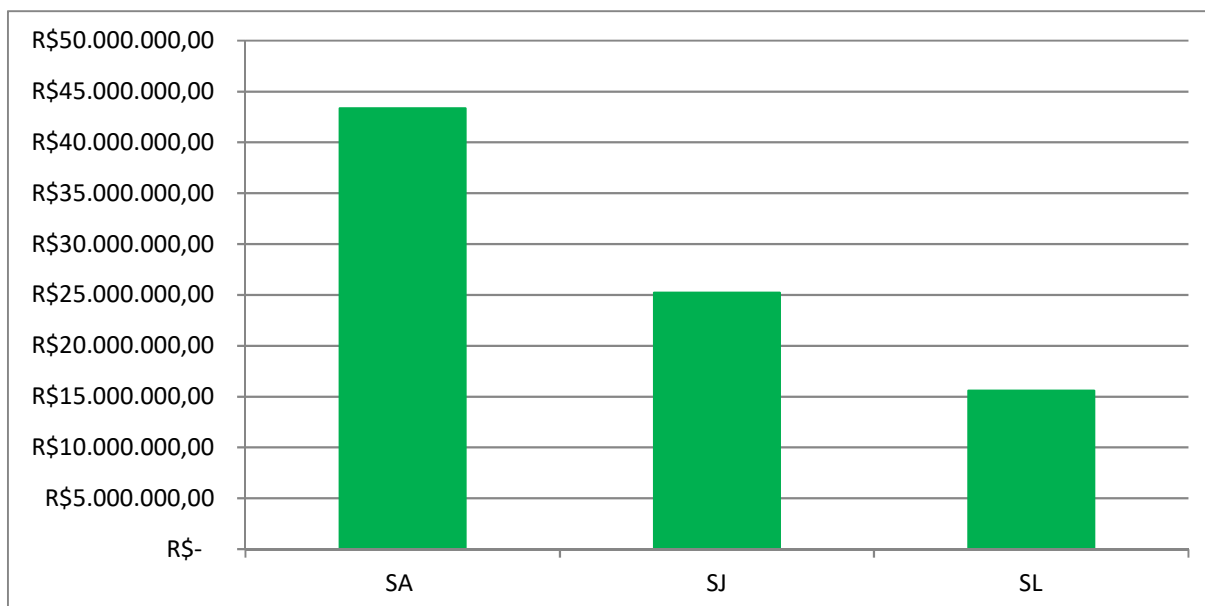


Figura 5.20 – Gráfico dos custos com o consumo anual de energia elétrica nas Simulações A, J e L.

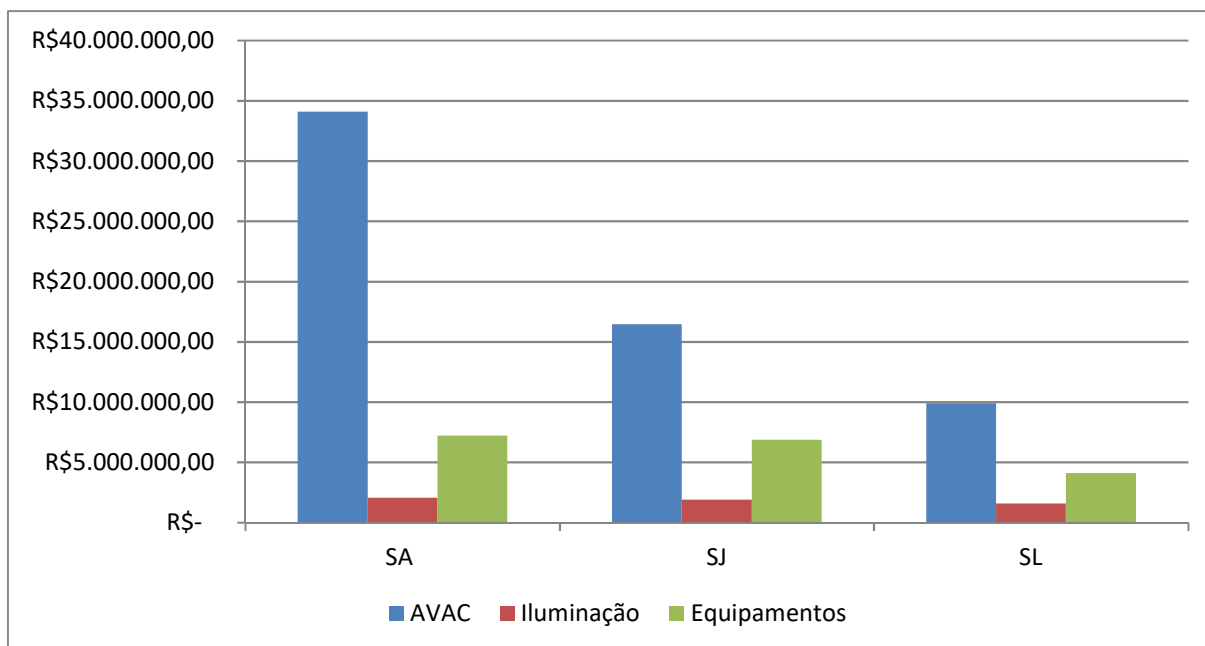


Figura 5.21 – Gráfico do custo com o consumo anual de energia elétrica do Sistema de AVAC e dos demais consumidores nas Simulações A, J e L.

As Figuras demonstram que a Simulação L reduz em 38,2% o custo com o consumo de energia elétrica da Simulação J e em 64,0% a Simulação A. Em termos de EER a Simulação L melhora a Simulação J em 45%.

5.3. AVALIAÇÃO SEGUNDO A METODOLOGIA LEED

A seguir serão apresentados os dados da “Simulação J”, se esta fosse avaliada segundo a metodologia LEED. Também serão apresentados dados da carga térmica, consumo elétrico e custos de operação do Modelo Base elaborado para o método.

5.3.1. Análise do Pico de Carga Térmica

A seguir é exibido, na Figura 5.22, o dado de pico de carga térmica obtido no “baseline” da metodologia LEED. Este dado é comparado com as simulações A e J.

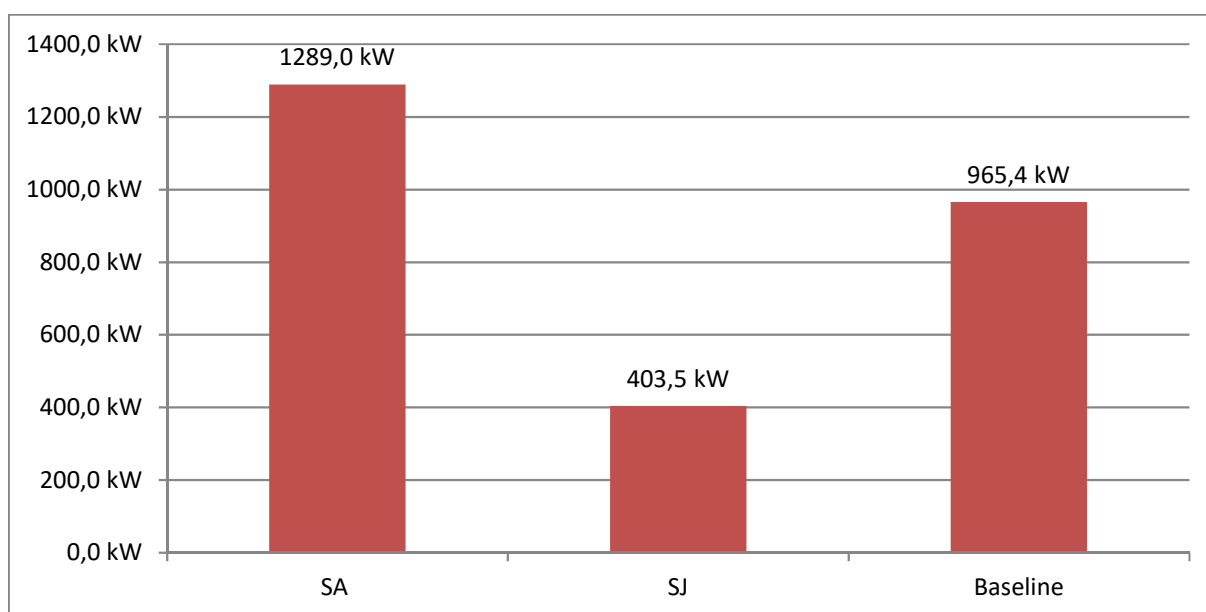


Figura 5.22 – Gráfico do pico de carga térmica do “Baseline”.

A Figura 5.22 demonstra que o “Baseline” estipulado para a edificação possui uma carga térmica inferior a Simulação de referência (Simulação A), demonstrando que as diretrizes da ASHRAE são eficazes. Mesmo assim, a Simulação J alcançou valor de pico de carga térmica 41,7% menor.

5.3.2. Análise do Consumo Elétrico

A Tabela 5.7 apresenta a composição do consumo elétrico no “baseline” da metodologia LEED. Este dado é comparado com as simulações A e J.

Tabela 5.5 – Consumo elétrico do “Baseline”.

Composição	SA	SJ	Baseline LEED
Ventiladores	483041 kWh	252871 kWh	249722 kWh
Resfriamento	579500 kWh	291488 kWh	473754 kWh
Bombas	152041 kWh	61473 kWh	0 kWh
Torres de Resfriamento	140127 kWh	57905 kWh	0 kWh
Iluminação	81138 kWh	76429 kWh	76429 kWh
Equipamentos	286383 kWh	276450 kWh	276450 kWh
Total	1722230 kWh	1016616 kWh	1076355 kWh

A Figura 5.23 apresenta o consumo elétrico do “baseline” em comparação com as simulações A e J.

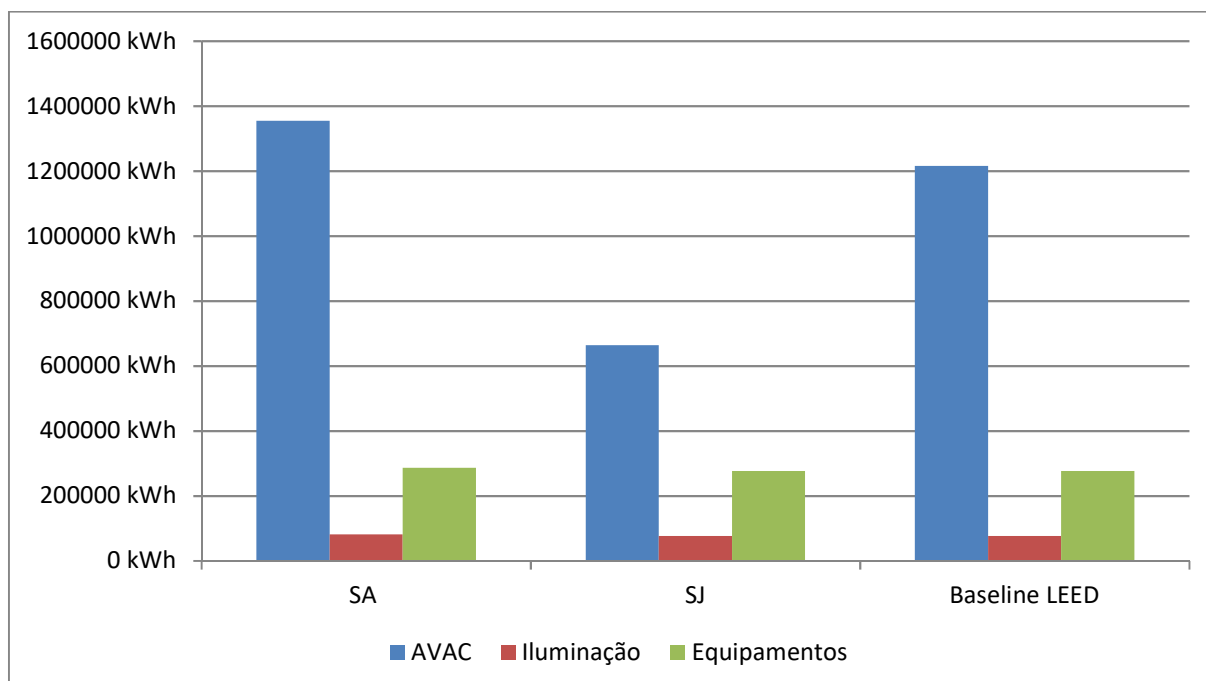


Figura 5.23 – Gráfico do consumo total de energia elétrica do “Baseline”.

A Tabela 5.5 e a Figura 5.23 seguem o perfil da Figura 5.22 onde o “Baseline” apresentou um consumo inferior a Simulação A. Porém, a Simulação J demonstrou um consumo inferior a ambos.

5.3.3. Análise do Custo do Consumo Elétrico

A Tabela 5.8 apresenta a composição dos custos associados ao consumo elétrico no “baseline” da metodologia LEED. Este dado é comparado com as simulações A e J.

Tabela 5.6 – Consumo elétrico do “Baseline”.

Composição	SA	SJ	Baseline LEED
Ventiladores	R\$ 12.173.157,00	R\$ 6.273.178,00	R\$ 16.297.410,00
Resfriamento	R\$ 14.566.270,00	R\$ 7.231.641,00	R\$ 14.061.970,00
Bombas	R\$ 3.827.477,00	R\$ 1.525.023,00	R\$ -
Torres de Resfriamento	R\$ 3.528.251,00	R\$ 1.436.512,00	R\$ -
Iluminação e Equipamentos	R\$ 9.261.585,00	R\$ 8.754.099,00	R\$ 8.819.519,00
Total	R\$ 43.356.740,00	R\$ 25.220.453,00	R\$ 39.178.899,00

A Figura 5.24 apresenta o custo com o consumo elétrico do “baseline” em comparação com as simulações A e J.

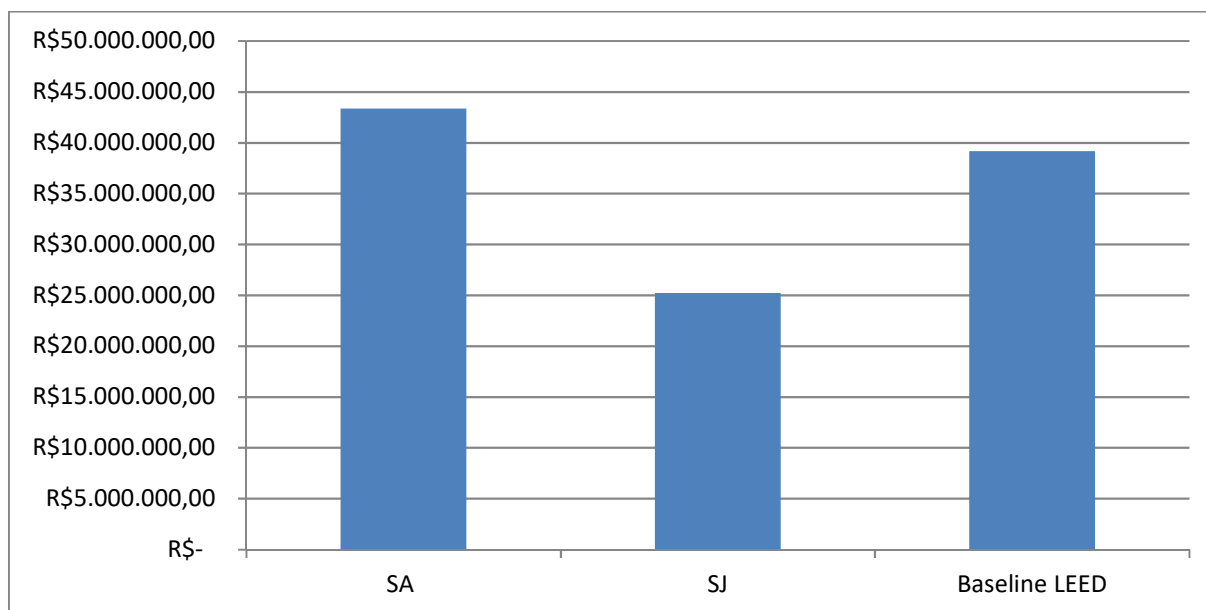


Figura 5.24 – Gráfico do custo do consumo total de energia elétrica do “Baseline”.

A Tabela 5.6 e a Figura 5.24 seguem o perfil do consumo elétrico onde o “Baseline” apresentou um consumo inferior a Simulação A. Porém, a Simulação J demonstrou um consumo inferior a ambos.

A Figura 5.25 apresenta a relação percentual do custo do consumo elétrico do ar condicionado da Simulação J em relação ao “baseline”.

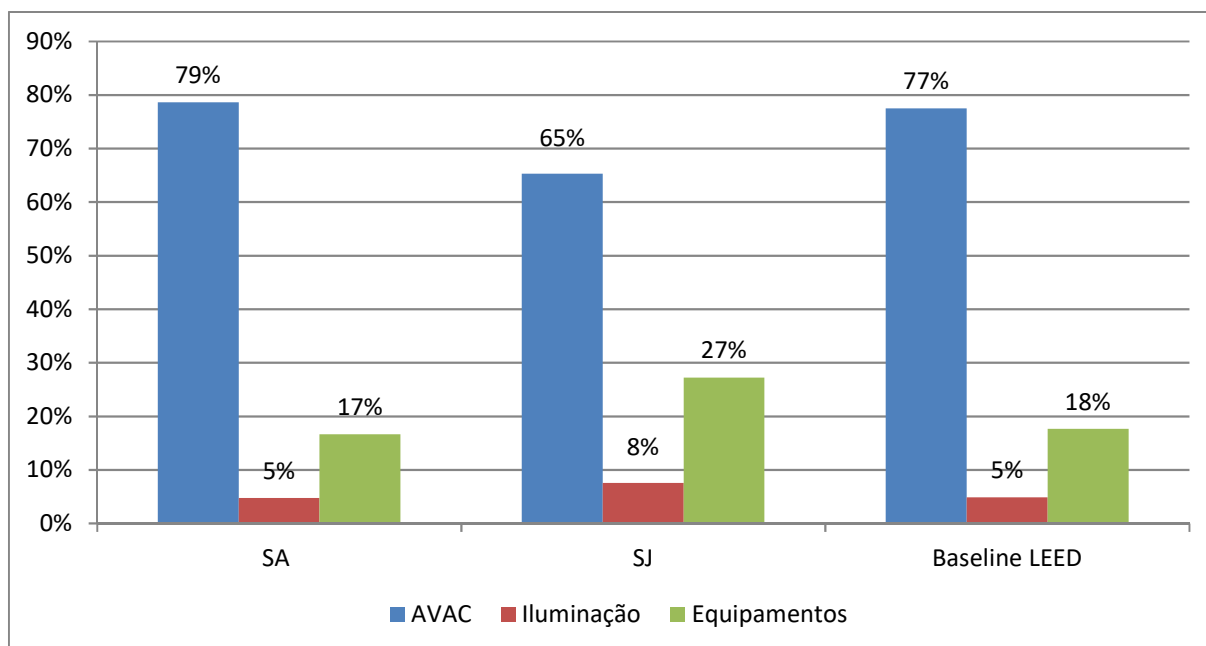


Figura 5.25 – Gráfico da relação percentual do custo do consumo de energia elétrica entre o AVAC, iluminação e equipamentos na Simulação A, Simulação J e o “Baseline”.

A Figura 5.25 ratifica os dados apresentados pelas Figuras anteriores onde o Simulação J demonstra valores inferiores aos da Simulação A e do “Baseline”.

5.3.4. Análise pelos índices de eficiência do LABs21 aplicados ao modelo LEED

A Tabela 5.7 apresenta um comparativo dos índices IUE, IFE, ICE, IPD e EER entre a Simulação A, Simulação J e o “Baseline”.

Tabela 5.7 – Índices de eficiência do LABs21 aplicados ao modelo LEED

Simulação	IUE	IFE	ICE	IPD	EER
A	1768 kW/m ²	6316 kW/m ²	44519 \$/m ²	384 W/m ²	45%
J	1079 kW/m ²	3854 kW/m ²	26768 \$/m ²	179 W/m ²	73%
Baseline	1666 kW/m ²	5949 kW/m ²	41605 \$/m ²	303 W/m ²	47%

Em todos os índices analisados a Simulação J demonstrou melhores resultados que a Simulação A e o “Baseline”.

5.3.5. Análise da energia economizada pela metodologia LEED

A Tabela 5.8 apresenta o método comparativo proposto pelo LEED que avalia a quantidade de energia salva ao comparar um modelo base, “baseline”, com o modelo proposto, que no caso é a Simulação J.

Tabela 5.8 – Consumo elétrico do “Baseline”.

Uso Fim da Energia Elétrica	Unidades	Baseline	Simulação J	Porcentual de Energia Economizada
Iluminação	Energia kWh	76.433	76.433	0%
	Demanda kWh	20,6	20,6	0%
Resfriamento	Energia kWh	563.709	291.500	48%
	Demanda kWh	205	77	62%
Bomba	Energia kWh	0	55.172	n/a
	Demanda kWh	0	14	n/a
Torre de Resfriamento	Energia kWh	0	57.908	n/a
	Demanda kWh	0	7	n/a
Bombas de água gelada e de condensação	Energia kWh	652.114	252.882	61%
	Demanda kWh	74,4	28,9	61%
Equipamentos	Energia kWh	276.475	276.475	0%
	Demanda kWh	65,5	65,5	0%
Bomba do trocador	Energia kWh	0	6.303	n/a
	Demanda kWh	0	1,5	n/a
Totais	Uso de Energia Total (MJ)	5.647.199	3.659.871	35,0%
	Energia Processada Anualmente (MJ)	995.269	1.017.958	-2,0%

A Tabela 5.8 demonstra que ao comparar o “Baseline” com a Simulação J pode-se alcançar uma economia de energia de 35%.

5.4. VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA

A tabela 5.9 apresenta o resultado do pico de carga térmica calculado para o ambiente simulado por Grings (2003).

Tabela 5.9 – Resumo do pico de carga térmica calculado para a validação

Parâmetros	Valores	Parâmetros	Valores
Capacidade Total	2,4 kW	Horário e mês de pico	17:00 de Jan
Capacidade Sensível	2,3 kW	Ar Externo: TBS/TBU	33,1 / 24,2 °C
Vazão de insuflação	169 L/s	Entrada na serp.: TBS/TBU	27,3 / 19,2 °C
Fator de calor sensível	0,977	Saída na serp.: TBS/TBU	16,0 / 15,2 °C
m²/kW	22,0	Ponto de orvalho	14,7 °C
W/m²	45,5	Umidade Relativa	47%
Fator de "by-pass"	0,100	Temperatura de insuflação	14,3 °C

Como demonstrado na Tabela 5.9, foi calculado, com o HAP, um pico de carga térmica de 2,4 kW. Portanto, o cálculo é válido, uma vez que fica dentro da margem de incerteza de 2,25 kW a 2,75 kW estipulada por Grings (2003). Os demais dados da validação são apresentados no Anexo E.

6. CONCLUSÃO

O trabalho atingiu os objetivos propostos de comparar diversas propostas de melhorias para o sistema de ar condicionado da edificação Radial 8 e determinar qual delas apresenta a melhor eficiência energética.

O estudo demonstrou que o sistema de condicionamento de ar existente, principalmente o CMA-01, não atende às necessidades atuais dos usuários. Este descasamento entre equipamento e demanda é decorrente da falta de sinergia entre os usuários e o setor de engenharia, pois o primeiro, por possuir autonomia, adicionou, ano após ano, diversos equipamentos, capelas e coifas sem levar em conta o impacto na carga térmica e na demanda de ar climatizado.

Porém, ressalta-se que mesmo que o sistema existente atendesse à demanda requerida atual, ele só alcançaria uma eficiência de 45%, conforme apresentado pela Simulação A. Este valor deve-se ao fato da edificação ser da década de setenta e ainda utilizar conceitos que não levam em conta a eficiência energética.

A pesquisa evidenciou que no laboratório Radial 8, mesmo aplicando sistemas de condicionamento de ar eficientes, o AVAC correspondeu a cerca de 70% do consumo de energia elétrica da edificação. E que dentro desse percentual 17,3% correspondem aos resfriadores de líquido e 16,5% aos ventiladores de exaustão e dos condicionadores de ar. Tornando-se evidente a importância do investimento em soluções que garantam o baixo consumo de eletricidade.

Sobre as cargas de equipamentos e de iluminação, representaram, em média, cerca de 21% e 5,9% do consumo elétrico da Radial 8. Sendo que nas simulações onde foram implantados equipamentos de recuperação de calor esta contribuição alcançou, em média, 23,4% para os equipamentos e 6,5% para a iluminação.

As simulações deixaram evidente a influência da vazão de ar externo na eficiência e consumo elétrico da edificação. Uma vez que este parâmetro influencia na quantidade de calor sensível e latente a ser combatido pelo sistema de condicionamento, bem como a potência dos exaustores e ventiladores associados a ela. A Simulação I representa bem esta influência ao melhorar a eficiência para 54%.

A utilização de sistemas VAV para edificações laboratoriais pode ser eficaz se o dimensionamento do controle da vazão de ar insuflado, de ar exaurido e da temperatura nos ambientes laboratoriais for feito de maneira correta. Porém, o HAP não apresentou uma metodologia de cálculo eficaz para esta modelagem, uma vez que não permite a modelagem do sistema de exaustão. Com isto as Simulações E e F obtiveram eficiências

abaixo da expectativa e próximas ao caso de referência, cerca de 50% e 35% respectivamente.

No caso da Simulação F, houve um aumento do consumo elétrico nos resfriadores de líquido em comparação a Simulação A. Isto ocorreu porque o controle da VAV por temperatura estipulado faz com que o resfriador de líquido opere com baixos valores de COP nos meses mais frios do ano, aumentando assim o consumo anual total do sistema.

Geet et al. (2003) recomenda a utilização de recuperadores de calor em laboratórios como medida de aperfeiçoamento de desempenho. As simulações B, D, E, J e K realizadas demonstraram que a utilização de recuperadores de calor foram eficazes na Radial 8.

Para a Radial 8 foi possível evidenciar que recuperadores de calor sensível e latente obtiveram um desempenho superior ao recuperador de calor sensível. Este fato fica visível ao compararmos as simulações J e K. Pois a primeira, que utiliza recuperador de calor latente e sensível, apresentou uma eficiência de 73%, enquanto que a segunda apresentou 60%.

Apesar do ótimo desempenho dos recuperadores de calor, não é possível afirmar que eles são a melhor estratégia para todos os tipos de laboratórios. Porque este tipo de tecnologia depende, principalmente, das características climáticas da região. Por isso que para a Radial 8 tornou-se uma estratégia atrativa, uma vez que o clima da cidade do Rio de Janeiro é quente e úmido.

A partir desta pesquisa pode-se acrescentar o uso de condicionadores de ar dedicados para o tratamento do ar exterior como uma medida eficaz para o laboratório da Radial 8 quando associados aos condicionadores de ar dedicados aos ambientes, conforme apresentado nas Simulações G e H.

Este bom desempenho dá-se ao fato de que tal arranjo centraliza o combate do calor latente do ar externo a um equipamento dedicado, deixando o combate do calor interno dos ambientes, e conseqüentemente o controle de temperatura dos mesmos, para os condicionadores de ar dedicados de pequeno porte.

Frenze et al. (2005a) recomenda para a redução do uso de reaquecimento a utilização de vigas frias ativas ou condicionadores de ar dedicados, porém não conclui qual desses é o mais eficiente. As Simulações G, H, I, J e K confirmam o estudo mencionado, pois, apesar da Simulação J ser a mais eficiente, não é possível afirmar que as vigas frias são mais eficazes uma vez que o desempenho das simulações G e H foram superiores as simulações I e K.

O presente estudo também corroborou a pesquisa de Rumsey et al. (2009) ao evidenciar a eficácia de vigas frias ativas no laboratório da Radial 8. As Simulações I, J e K, que utilizaram este tipo de sistema de distribuição de ar, apresentaram melhora na eficiência

da edificação. Sendo que a simulação J apresentou a melhor eficiência, cerca de 73%, dentre todas as simulações.

Sobre as recomendações de dimensionamento descritas no LABs21, a Simulação L demonstrou que a correta distribuição das cargas internas na edificação tem grande influência em sua eficiência e conseqüentemente no seu consumo elétrico. Pois, ao compararmos esta com a simulação J é possível perceber uma redução de 35% no consumo elétrico da edificação.

Porém, é importante ressaltar que as métricas sugeridas pelo LABs21, apesar de resultarem em valores econômicos de energia elétrica, podem não atender a demanda do empreendimento, principalmente em relação ao mobiliário de equipamentos e capelas. Portanto, estes valores devem nortear o projeto, mas não devem ser o objetivo final, para que os custos iniciais do projeto não o tornem inviável.

Na comparação da Simulação J com o “baseline”, proposto pelo LEED, obteve-se 35% de energia elétrica economizada. Segundo os critérios do LEED isso garantiria 14 pontos em um total de 19 possíveis no Crédito 1, que trata na otimização da performance da eficiência energética. Esta pontuação evidencia que as propostas de melhorias para a Radial 8 realmente alcançaram níveis satisfatórios de eficiência. Ressalta-se que se os critérios de avaliação recomendados pelo LABs21 fossem adotados na avaliação do LEED a pontuação obtida seria maior.

O HAP demonstrou ser uma ferramenta computacional eficaz no campo das simulações térmicas de edificações, principalmente no que tange o sistema de ar condicionado, pois apresentou resultados satisfatórios e coerentes, os quais foram corroborados ao serem validados com outras pesquisas.

Entretanto, o programa demonstrou limitações com a interface de outras disciplinas, mesmo aquelas vinculadas com o AVAC, como por exemplo, o sistema de exaustão. Com isso não foi possível fazer de maneira correta o controle dos sistemas que utilizaram caixa VAV.

Outro ponto a ser melhorado no HAP é o fato de que na análise energética da edificação há somente a avaliação dos ambientes condicionados. Logo, ambientes com ventilação natural ou que são arrefecidos por infiltração de ar não são contemplados na análise, mesmo estes ambientes possuindo equipamentos ou utilizando iluminação artificial.

Devido a este fato houve uma diferença na carga de iluminação e equipamentos entre as simulações, uma vez que a partir da Simulação G foi considerado que os banheiros e copa iriam operar em depressão e seriam arrefecidos pelo ar proveniente dos corredores.

Portanto, comparado com outros programas disponíveis no mercado o HAP, possui a seu favor a sua grande complexidade de sistemas de condicionamento de ar. Porém, necessita melhorar na análise da automação e dos ambientes não condicionados.

A despeito de trabalhos futuros, sugere-se as seguintes pesquisas:

- Aplicar as avaliações propostas para uma edificação laboratorial nova.
- Aplicar o nível de tensão A4 para o cálculo do custo de energia elétrica.
- Avaliar os sistemas propostos em termos de despesa de implantação a fim de encontrar a solução com melhor custo de instalação e operação.
- Comparar os resultados simulados pelo HAP com outros programas de simulação energética, como o EnergyPlus, uma vez que este não obteve resultados satisfatórios em sistemas que necessitavam de um detalhamento maior no controle, como o VAV.
- Avaliar como arranjos e tipos diferentes de resfriadores de líquido e torres de resfriamento influenciariam na eficiência da edificação.
- Avaliar a representatividade do consumo elétrico dos laboratórios no Brasil.
- Avaliar o comportamento dos recuperadores de calor em laboratórios nos diversos climas do Brasil.
- Aumentar a discussão no âmbito nacional sobre a eficiência energética em laboratórios.
- Elaborar normas e/ou diretrizes nacionais que norteiem a construção e a análise de laboratórios eficientes.
- Comparar dados experimentais e simulações computacionais em laboratórios.
- Avaliar as propostas do LABs21 para adequar o LEED às características dos laboratórios.
- Avaliar a relevância dos índices propostos pela PG&E para avaliação de laboratórios e propor parâmetros complementares.

REFERÊNCIAS

- [1] ABDEL-SALAM, M. R. H., FAUCHOUX, M., GE, G., BESANT, R. W., SIMONSON, C. J. Expected energy and economic benefits, and environmental impacts for liquid-to-air membrane energy exchangers (LAMEEs) in HVAC systems: A review. *Applied Energy*, v. 127, p. 202–218. 2014.
- [2] AGÊNCIA NACIONAL DE VIGILÂNCIA SANITÁRIA – ANVISA. Resolução 9: Referenciais de Qualidade do Ar Interior em Ambientes Climatizados Artificialmente de Uso Público e Coletivo. Brasil, 2003.
- [3] AGENCIA INTERNACIONAL DE ENERGIA – AIE. Perspectivas sobre tecnologia energética. 1ª ed. EUA, 2006. Informativo Técnico
- [4] AHMED, K., KURNITSKI, J., SORMUNEN, P. Demand controlled ventilation indoor climate and energy performance in a high performance building with air flow rate controlled chilled beams. *Energy and Building*, v. 109, p. 115-126, 2015.
- [5] AIRCUITY. Laboratory Ventilation ACH Rates Standards and Guidelines. 1ª Edition. USA: AIRCUITY – Safe, Smart & Efficient Airside Solutions, 2012.
- [6] AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS - ACGIH. Industrial Ventilation: A Manual of Recommended Practice. 24th Edition. USA, 2001. Technical report.
- [7] AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE – ANSI. Z9.5: American National Standards for Laboratory Ventilation. EUA, 2003.
- [8] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. Standard 90.1: Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings. Atlanta, 2007.
- [9] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. Standard 90.1: Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings. Atlanta, 2013a.

- [10] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. Standard 55: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. Atlanta, 2013b.
- [11] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. Fundamentals 2013. Atlanta, 2013c.
- [12] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. Standard 62.1: Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. Atlanta, 2016.
- [13] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. ASHRAE IWEC2 Weather Files for International Locations. Disponível em: <<http://ashrae.whiteboxtechnologies.com/home>>. Acessado em 13 de fevereiro de 2017.
- [14] ANTONELLIS, S., INTINI, M., JOPPOLO, C. M., PEDRANZINI, F. Experimental analysis and practical effectiveness correlations of enthalpy wheels. Energy and Buildings, v. 84, p. 316-323, 2014.
- [15] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NOMAS TÉCNICAS - ABNT. NBR 14880: Saídas de emergência em edifícios – Escadas de segurança – Controle de fumaça por pressurização. Rio de Janeiro, 2002.
- [16] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NOMAS TÉCNICAS - ABNT. NBR 15220: Desempenho térmico das edificações. Rio de Janeiro, 2005.
- [17] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NOMAS TÉCNICAS - ABNT. NBR 16401: Instalações de ar condicionado – sistemas centrais e unitários. Rio de Janeiro, 2008.
- [18] BAGGIO, P. Simulação Computacional para Comparação de Sistemas de Ar Condicionado. 2011. 26f. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

- [19] BARBOSA, B. P. P. Sistemas de Ventilação e Ar-condicionado para Laboratórios de Pesquisa com Biossegurança. 2011. 187 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2011.
- [20] BRASIL. Lei nº 10.295 - Dispõe sobre a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia e dá outras providências. Brasília: Presidência da República, 2001.
- [21] BRASIL. Balanço Energético Nacional. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2016. 296 p. Relatório técnico.
- [22] CAROTENUTO, A. R. S. Análise do Desempenho Termoenergético de um Prédio Histórico de Elevada Inércia Térmica. 2009. 251f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.
- [23] CHEN, C., CAI, W., WANG, Y., LIN, C. Performance comparison of heat exchangers with different circuitry arrangements for active chilled beam applications. *Energy and Building*, v. 79, p. 164-172, 2014.
- [24] DODGE DATA & ANALYTICS. World Green Building Trends 2016. 1st Edition. USA, 2015. Technical report.
- [25] DVOŘÁKA, V., VÍTA, T. Evaluation of CAE methods used for plate heat exchanger design. *Energy Procedia*, v. 111, p. 141–150, 2017.
- [26] ECCOSYSTEMS. Análise da qualidade do ar interior – QAI. Disponível em: <<http://www.eccosystems.com.br>>. Acessado em 06 de julho de 2016.
- [27] E&Y. Sustainable Buildings in Brazil. 1st Edition. Brazil, 2016. Technical report.
- [28] ENERGY DESIGN RESOURCES - EDR. Chilled Water Plant Design Guide. 1ª Edition. USA: Energy Design Resources, 2009.
- [29] ENERGY SOLUTIONS CENTER - ESC. Air to Air Heat Exchangers. Disponível em: <http://naturalgasefficiency.org/for-industrial-facilities/products/air_to_air_heatexchangers/>. Acessado em 13 de março de 2017.

- [30] FERREIRA, R. A., SILVA, S. F. P., DELAIBA, A. C., BISPO D. Metodologia para utilização de inversores de frequência em sistemas de bombeamento sob o enfoque da eficiência energética. Uberlândia, 26 a 28 de set. 2007. V Conferência de Estudos em Engenharia Elétrica. Minas Gerais: Universidade Federal de Uberlândia, 2007, 4 p.
- [31] FERRER, J. A., GARRIDO, A. Programa de Capacitação em Energia Renováveis: Eficiência Energética em Edifícios. 1ª Edição. Viena: Observatório de Energias Renováveis para a América Latina e o Caribe – ONUDI, 2013
- [32] FILIPSSON, P., TRÜSCHEL, A., GRÄSLUND, J., DALENBÄCK, J. Induction ratio of active chilled beams – Measurement methods and influencing parameters. *Energy and Building*, v. 129, p. 445-151, 2016.
- [33] FRANKLIN, S. L. A Qualidade do Ar em um Laboratório Climatizado de Anatomia Patológica – Avaliação dos agentes biológicos. 2006. 207f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Ambiental) - Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2006.
- [34] FRANÇA, F. Controle Térmico de Ambientes. Disponível em: <www.fem.unicamp.br/~em672/Ciclo_Refrigeracao_Refrigerantes.doc>. Acessado em 20 de junho de 2017.
- [35] FRENZE, D., MATHEW, P., MOREHEAD, M., SARTOR, D., STARR, W. Minimizing reheat energy use in laboratories. Aug. 2005a. *Laboratories for the 21st Century: Best Practice Guide*. USA: Lawrence Berkeley National Laboratory, 2005a, 8p.
- [36] FRENZE, D., MATHEW, P., MOREHEAD, M., SARTOR, D., STARR, W. Right-sizing laboratory equipment loads. Aug. 2005b. *Laboratories for the 21st Century: Best Practice Guide*. USA: Lawrence Berkeley National Laboratory, 2005b, 8p.
- [37] GE, G., ABDEL-SALAM, M. R. H., BESANT, R. W., SIMONSON, C. J. Research and applications of liquid-to-air membrane energy exchangers in building HVAC systems at University of Saskatchewan: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 26, p. 464–479, 2013.

- [38] GEET, O. V., REILLY, S., LINTNER, W., WIRDZEK, P. Energy recovery for ventilation air in laboratories. Oct. 2003. Laboratories for the 21st Century: Best Practice Guide. USA: Lawrence Berkeley National Laboratory, 2003, 8p.
- [39] GRINGS, E. T. O. Comparação entre resultados computacionais e experimentais do comportamento térmico de um ambiente. 2003. 166f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2003.
- [40] GUAN, Z., WEN, C. Geometric optimization on active chilled beam terminal unit to achieve high entrainment efficiency. Applied Thermal Engineering, v. 98, p. 816-826, 2016.
- [41] HENNINGER, R. H., WITTE, M. J., CRAWLEY, D. B. Analytical and comparative testing of EnergyPlus using IEA HVAC BESTest E100–E200 test suite. Energy and Building, v. 36, p. 855-863, 2004.
- [42] HILLIARD, S. Fume hood energy usage and incentivization. Disponível em: <https://www.sustainability.caltech.edu/documents/37-silas_hilliard_paper.pdf>. Acessado em 20 de março de 2017.
- [43] INATOMI, T. A. H. Análise da eficiência energética do sistema de condicionamento de ar com distribuição pelo piso em ambiente de escritório, na cidade de São Paulo, utilizando o modelo computacional EnergyPlus. 2008. 99 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.
- [44] JADHAV, T. S., LELE, M. M. Theoretical energy saving analysis of air conditioning system using heat pipe heat exchanger for Indian climatic zones. Engineering Science and Technology, v. 18, p. 669–673, 2015.
- [45] JEONG, J., MUMMA, S. Practical thermal performance correlations for molecular sieve and silica gel loaded enthalpy wheels. Applied Thermal Engineering, v. 25, p. 719–740, 2005.
- [46] KARASHIMA, T. M. Avaliação de Diferentes Ferramentas para o Cálculo de Carga Térmica e sua Aplicação na Análise Energética de Edifícios. 2006. 82f. Monografia

- (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, 2006.
- [47] KNIJNIK, D. C. Aplicação da Norma ASHRAE 90.1 e da Certificação LEED em Edificação Comercial. 2011. 25f. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.
- [48] KONIGAMI, T. R. M. T. Eficiência Energética em Edificações Comerciais, de Serviços e Públicas. 2011. 185f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Escola Politécnica, Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2011.
- [49] LAMBERTS, R.; DUTRA, L.; PEREIRA, F. O. R. Eficiência energética na arquitetura. 3ª Edição. São Paulo: Ministério de Minas e Energia, 2014.
- [50] LIGHT S.A. Composição da Tarifa. Disponível em: <<http://www.light.com.br/para-residencias/Sua-Conta/composicao-da-tarifa.aspx>>. Acessado em 30 de março de 2017.
- [51] LUCCA, T. M. Comparação entre Sistemas de Ar Condicionado com Fluxo de Refrigerante Variável e Água Gelada. 2012. 28f. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.
- [52] MARTINEZ, M. F. B. Avaliação Energética Visando Certificação de Prédio Verde. 2009. 251f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.
- [53] MATHEW, P. Metrics and Benchmarks for energy efficiency in Laboratories. Oct. 2007. Laboratories for the 21st Century: Best Practice Guide. USA: Lawrence Berkeley National Laboratory, 2007, 11p.
- [54] MATHEW, P., SARTOR, D., GEET, O., REILLY, S. Rating energy efficiency and sustainability in laboratories: Results and lessons from the LABs21 program. USA, 2004. Technical report.

- [55] MCINTOSH, I. B. D.; DORGAN, C. B.; DORGAN, C. E. *Laboratory Design Guide: Planning and Operation of Laboratory AVAC Systems*. 2nd Edition. Atlanta: ASHRAE Inc., 2015.
- [56] MELHADO, M. A.. *Estudo do Conforto Térmico, do Consumo Energético e da Qualidade do Ar Interior em Salas Cirúrgicas, Através da Simulação Computacional e Análise de Layout*. 2003. 149f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2003.
- [57] MONIRIMANESH, N., NOWEE, S. M., KHAYYAMI, S., ABRISHAMCHI, I. Performance enhancement of an experimental air conditioning system by using TiO₂/methanol nanofluid in heat pipe heat exchangers. *Heat Mass Transfer*, v. 52, p. 1025–1035, 2016.
- [58] MÜLLER, R. W. *Estudo da Eficiência Energética e Conforto Térmico de um Prédio Universitário Via Simulação com o ENERGYPLUS*. 2013. 29f. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.
- [59] NAGHAVI, M. S., ONG, K.S., MEHRALI M., BADRUDDIN, I. A., METSELAAR, H. S. C. A state-of-the-art review on hybrid heat pipe latent heat storage systems. *Energy Conversion and Management*, v. 105, p. 1178–1204, 2015.
- [60] NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES – NAS. *Prudent Practices for Handling Hazardous Chemicals in Laboratories*. USA: National Academy Press, 1995.
- [61] NATIONAL FIRE PROTECTION ASSOCIATION – NFPA. *NFPA 45: Standard on Fire Protection for Laboratories Using Chemicals*. USA, 2004.
- [62] NATIONAL INSTITUTES OF HEALTH - NIH. *Research Laboratory Design Policy and Guidelines*. USA, 1999.
- [63] OCCUPATIONAL SAFETY AND HEALTH ADMINISTRATION – OSHA. *29 CFR: PART 1910.1450 - Occupational Safety and Health Administration*. USA, 2001.

- [64] OROSA, J. A., OLIVEIRA, A. C. Software tools for HVAC research. *Advances in Engineering Software*, v. 42, p. 846–851, 2011.
- [65] PACIFIC GAS AND ELECTRIC COMPANY – PG&E. High performance laboratories. 1st Edition. USA: Pacific Gas and Electric Company – PG&E, 2011.
- [66] PETRÓLEO BRASILEIRO S.A. - PETROBRAS. Criação do CENPES. Disponível em: <<http://memoria.petrobras.com.br/curiosidades/voce-sabia/criacao-do-cenpes>>. Acessado em 06 de julho de 2016.
- [67] PHOENIX CONTROLS CORPORATION. Laboratory standards and guidelines. 1st Edition. USA: Phoenix Controls Corporation, 2006.
- [68] PIETZSCH, D. A. Dimensionamento de um sistema ar condicionado e análise energética para um prédio. 2012. 28f. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.
- [69] PROMOPPATUM, P., YAO, S., HULTZ, T. AGEE, D. Experimental and numerical investigation of the cross-flow PCM heat exchanger for the energy saving of building HVAC. *Energy and Buildings*, v. 138, p. 468–478, 2017.
- [70] POPOVICI, C. G. HVAC system functionality simulation using ANSYS-Fluent. *Energy Procedia*, v. 112, p. 360–365, 2017.
- [71] RAMADAN, M., ALI S., BAZZI, H., KHALED M. New hybrid system combining TEG, Condenser hot air and exhaust airflow of all-air HVAC Systems. *Case Studies in Thermal Engineering*, In Press, Accepted Manuscript, 25 May 2017.
- [72] ROMERO, M. A., REIS, L. B. Eficiência energética em edifícios. 1ª Edição. São Paulo: Editora Manole, 2012.
- [73] ROSA, F. A. Estudo Comparativo entre Sistemas de Climatização em um Teatro Através de Simulação Computacional. 2015. 22f. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

- [74] ROYAPOOR, M; ROSKILLY, T. Building model calibration using energy and environmental data. *Energy and Buildings*, v. 94, p. 109-120, 2015.
- [75] RUAN, W., QU M., HORTON, T. Modeling analysis of an enthalpy recovery wheel with purge air. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 55, p. 4665–4672, 2012.
- [76] RUMSEY, P., BULGER, N., WENISCH, J., DISNEY, T. Chilled beams in laboratories: key strategies to ensure effective design, construction, and operation. Jun. 2009. *Laboratories for the 21st Century: Best Practice Guide*. USA: Lawrence Berkeley National Laboratory, 2009, 15p.
- [77] SCIENTIFIC EQUIPMENT & FURNITURE ASSOCIATION - SEFA. SEFA 1.2: *Laboratory Fume Hoods: Recommended Practices*. USA, 1996.
- [78] SCHNEIDER ELECTRIC. *Workshop de instalações elétricas de baixa tensão: Eficiência energética e acionamento de motores*. 1ª Edição. Brasil: Schneider Electric, 2003.
- [79] SHABGARD, H., ALLEN, M. J., SHARIFI, N., BENN, S. P., FAGHIRI, A., BERGMAN, T. L. Heat pipe heat exchangers and heat sinks: Opportunities, challenges, applications, analysis, and state of the art. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 89, p. 138–158, 2015.
- [80] SHI, J., YU, N., YAO, W. Energy efficient building HVAC control algorithm with real-time occupancy prediction. *Energy Procedia*, v. 111, p. 267–276, 2017.
- [81] SIEMENS INDUSTRY. *Laboratory ventilation codes and standards*. 1st Edition. USA: Siemens Industry Inc., 2013.
- [82] SOUZA, L. C. *Avaliação termo-energética de um edifício segundo critérios de prédios verdes*. 2009. 33f. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.
- [83] TRČKA, M., HENSEN, J. L. M. Overview of HVAC system simulation. *Automation in Construction*, v. 19, p. 93–99, 2010.

- [84] TROX TECHNIK. Units for suspended ceilings. German, 2014. Technical catalog.
- [85] TSI INCORPORATED. Laboratory Design Handbook. 1st Edition. USA: TSI Incorporated, 2014.
- [86] TU, R., LIU, X., JIANG, Y. Performance comparison between enthalpy recovery wheels and dehumidification wheels. *International Journal of Refrigeration*, v. 36, p. 2308–2322, 2013.
- [87] VAKILOROAYA, V., SAMALI, B., FAKHAR, A., PISHGHADAM, H. A review of different strategies for HVAC energy saving. *Energy Conversion and Management*, v. 77, p. 738–754, 2014.
- [88] VERHELST, J., VAN HAM, G., SAELENS, D., HELSEN, L. Model selection for continuous commissioning of HVAC-systems in office buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 76, p. 673-686, 2017.
- [89] WANG, Z., ZHANG, X., LI, Z., LUO, M. Analysis on energy efficiency of an integrated heat pipe system in data centers. *Applied Thermal Engineering*, v. 90, p. 937-944, 2015.
- [90] WETER, M. Simulation Model Air-to-Air Plate Heat Exchanger. USA, 1999. Technical report.
- [91] YAU, Y. H. Application of a heat pipe heat exchanger to dehumidification enhancement in a HVAC system for tropical climates - a baseline performance characteristics study. *International Journal of Thermal Sciences*, v. 46, p. 164-171, 2007.