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

Erika Castanho Magalhães de Morais

Simulação Computacional do Desempenho Energético de Soluções Alternativas de AVAC para uma Agência Bancária

Rio de Janeiro
2019

Erika Castanho Magalhães de Morais

Simulação Computacional do Desempenho Energético de Soluções Alternativas de AVAC para uma Agência Bancária

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

2019

CATALOGAÇÃO NA FONTE

UERJ / REDE SIRIUS / BIBLIOTECA CTC/B

M827 Morais, Erika Castanho Magalhães de.
Simulação computacional do desempenho energético de soluções alternativas de AVAC para uma agência bancária / Erika Castanho Magalhães de Morais. – 2019.
84f. + 1 CD-ROM.

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

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Simulação (Computadores) - Teses. 3. Energia elétrica - Consumo - Teses. 4. Ar condicionado - Teses. 5. T Edifícios comerciais - Teses. I. Costa Filho, Manoel Antônio da Fonseca. II. Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Faculdade de Engenharia. III. Título.

CDU 536.5:519.6

Bibliotecária: Júlia Vieira – CRB7/6022

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

Assinatura

Data

Erika Castanho Magalhães de Morais

Simulação Computacional do Desempenho Energético de Soluções Alternativas de AVAC para uma Agência Bancária

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:

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. Daduí Cordeiro Guerrieri

Coordenação de Engenharia Mecânica/CEFET/RJ – Campus Itaguaí

_____

Prof. Dr. Marco Antonio Haikal Leite

Petróleo Brasileiro S.A. - PETROBRAS

Rio de Janeiro

2019

DEDICATÓRIA

A minha estrelinha Zilda e a minha família maravilhosa em especial a minha mãe, meu marido e minha filha.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Prof. Dr. Manoel Antônio da Fonseca Costa Filho pela excelente orientação, por incentivar meu crescimento acadêmico, sempre com muita dedicação e atenção.

A minha mãe, Jupira, pelo investimento na minha educação, por toda dedicação, amor e por ajudar a cuidar da minha princesa permitindo que eu possa me dedicar ao trabalho.

Ao meu marido, Marcos, por cuidar de mim e do nosso lar, por incentivar meu crescimento e evolução, por caminhar ao meu lado sempre.

A minha filha, Isabela, pelos carinhos e cartinhas, pela paciência, amor e compreensão e pela motivação em me tornar cada vez mais um ser humano melhor.

Ao meu irmão preferido pelas palavras certas nos momentos difíceis, ao meu pai, Eurico, e ao meu enteado, Marcos Maurício.

Aos membros da banca de qualificação e de defesa pelas valiosas contribuições, Prof Dr Daniel José Nahid Mansur Chalhub, Prof. Dr. Gustavo Rabello Dos Anjos, Prof. Dr. Marco Antonio Haikal Leite e Prof. Dr. Daduí Cordeiro Guerrieri.

Aos professores do programa de mestrado por todos os ensinamentos e dedicação e a Renata da secretaria do PPG-EM.

Aos meus amigos de mestrado pelo apoio e ajuda nos momentos difíceis, em especial aos amigos Valmir, Thamires, Caio e Raama.

A Caixa Econômica Federal pela oportunidade de evolução profissional, em especial aos amigos Bruno Junqueira, Paulo Fontes, Ricardo Valpassos e Janice Santos.

Ao Professor Gilberto Moraes e Dra. Regina Ferreira pelo apoio e incentivo.

Aos Engenheiros Felipe Alfaia e Runio Almeida pelo apoio.

A Carrier pela disponibilização gratuita do software à UERJ, em especial ao Engenheiro David Rodrigues.

A UERJ que proporcionou a realização de muitos sonhos.

RESUMO

MORAIS, Erika Castanho Magalhães de. *Simulação computacional do desempenho energético de soluções alternativas de AVAC para uma agência bancária*. 2019. 84f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2019.

O consumo de energia de edifícios comerciais e residenciais corresponde a 50,8% do consumo de energia elétrica no Brasil, e os sistemas de ar condicionado podem corresponder a mais de 50% em relação ao total consumido nesses edifícios. Considerando a relevância do tema para a sustentabilidade, esta pesquisa tem como objetivo avaliar o desempenho energético do sistema de ar-condicionado de uma agência bancária localizada na zona norte da cidade do Rio de Janeiro, utilizando o programa *Hourly Analysis Program* (HAP), versão 5.11. Foi realizada simulação do sistema de climatização existente na edificação conforme dados obtidos em levantamento de campo. A partir desta análise, foram simulados 6 cenários adicionais considerando instalação de sistemas de climatização de expansão direta e indireta nesta edificação. Foram analisados os parâmetros de carga térmica, consumo elétrico anual e mensal e custo com energia elétrica para os diferentes cenários, permitindo avaliar o potencial de redução de consumo de energia pela adoção de sistemas com maior coeficiente de performance, sistemas com vazão de ar, água ou fluido refrigerante variável e dispositivos de recuperação de energia. A proposta com maior potencial de redução do consumo energético foi obtida com a utilização do sistema de Vazão de Refrigerante Variável, apresentando uma redução de 45,35% no consumo associado ao sistema AVAC e de 24,39% no consumo energético total da edificação quando comparado ao sistema existente.

Palavras-chave: Eficiência Energética; Hourly Analysis Program; Agência Bancária; AVAC; Edificações; Ar Condicionado.

ABSTRACT

MORAIS, Erika Castanho Magalhães de. *Computational simulation of energy performance of HVAC alternative solutions for a bank branch*. 2019. 84f. Dissertation (Master in Mechanical Engineering) - Faculty of Engineering, Rio de Janeiro State University, Rio de Janeiro, 2019.

The energy consumption of commercial and residential buildings corresponds to 50.8% of the electric energy consumption in Brazil, and air conditioning systems can correspond to more than 50% in relation to the total consumed in these buildings. Considering the relevance of the theme for sustainability, this research aims to evaluate the energy performance of the air conditioning system of a bank branch located in the north zone of the city of Rio de Janeiro, using the Hourly Analysis Program (HAP), version 5.11. A simulation of the current air conditioning system was carried out according to data obtained through field survey. From this analysis, 6 additional scenarios were simulated considering the installation of air conditioning systems of direct and indirect expansion in this building. The parameters of thermal load, annual and monthly electric consumption and cost with electric energy for the different scenarios were analyzed, allowing evaluating the potential of reduction of energy consumption by the adoption of systems with higher coefficient of performance; air, water or refrigerant variable flow systems and energy recovery devices. The proposal with the greatest potential to reduce energy consumption was obtained using the Variable Refrigerant Flow system, presenting a 45.35% reduction in consumption associated with the HVAC system and a 24.39% reduction in the total energy consumption of the building when compared to the current system.

Keywords: Energy Efficiency; Hourly Analysis Program; Bank Branch; HVAC; Building; Air Conditioning

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Distribuição do consumo de energia elétrica em edifícios no Brasil.....17
Figura 2 – Distribuição do consumo de energia elétrica em edificações na região sudeste.....17
Figura 3 – Distribuição do consumo de energia elétrica no setor bancário 17
Figura 1.1 – Ilustração de uma roda entalpica. 31
Figura 1.2 – Configuração sistema VAC 32
Figura 1.3 – Configuração sistema VAV 33
Figura 1.4 – Arranjo sistemas com DOAS 36
Figura 2.1 – Dados climáticos do Rio de Janeiro. Fonte: ASHRAE (2017). 60
Figura 3.1 – Consumo energia detalhado AVAC simulação 1.....64
Figura 3.2 – Consumo energia detalhado edificação simulação 1 64
Figura 3.3 – Consumo energia comparativo simulação 1 64
Figura 3.4 – Consumo energia detalhado AVAC simulação 2.....65
Figura 3.5 – Consumo energia detalhado edificação simulação 2 65
Figura 3.6 – Consumo energia comparativo simulação 2 66
Figura 3.7 – Consumo energia detalhado AVAC simulação 3.....67
Figura 3.8 – Consumo energia detalhado edificação simulação 3. 67
Figura 3.9 – Consumo energia comparativo simulação 3 67
Figura 3.10 – Consumo energia detalhado AVAC simulação 4.....68
Figura 3.11 – Consumo energia detalhado edificação simulação 4. 69
Figura 3.12 – Consumo energia comparativo simulação 4.....69
Figura 3.13 – Consumo energia detalhado AVAC simulação 5.....70
Figura 3.14 – Consumo energia detalhado edificação simulação 5 70
Figura 3.15 – Consumo energia comparativo simulação 5 71
Figura 4.16 – Consumo energia detalhado AVAC simulação 6.....72
Figura 3.17 – Consumo energia detalhado edificação simulação 6 72
Figura 3.18 – Consumo energia comparativo simulação 6 72
Figura 3.19 – Consumo energia detalhado AVAC simulação 7.....73
Figura 3.20 – Consumo energia detalhado edificação simulação 7 73
Figura 3.21 – Consumo energia comparativo simulação 7.....74
Figura 3.22 – Consumo anual energia elétrica AVAC 75

Figura 3.23 – Consumo anual detalhado energia elétrica AVAC 76
Figura 3.24 – Consumo mensal energia elétrica AVAC 76
Figura 3.25 – Consumo mensal energia elétrica devido ao resfriamento.....76
Figura 3.26 – Comparação consumo simulação x real. 77

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição setorial do consumo de eletricidade. 16
Tabela 2 – Tipos de equipamentos agências bancárias. 18
Tabela 2.1 – Equipamentos existentes. 42
Tabela 2.2 – Fator horário de variação diária de temperatura 45
Tabela 2.3 – Dados de entrada parede externa. 55
Tabela 2.4 – Dados de entrada vidro janelas e portas. 55
Tabela 2.5 – Dados de entrada cobertura.....55
Tabela 2.6 – Dados de entrada divisórias. 56
Tabela 2.7 – Equipamentos.....59
Tabela 2.8 – Vazões de ar externo. 60
Tabela 2.9 – Resumo das simulações propostas 61
Tabela 2.10 – Horas de operação do sistema.....61
Tabela 3.1 – Custo anual energia elétrica. 75
Tabela 3.2 – Comparação consumo simulação x real.....77

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AHRI	Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute
ANVISA	Agência Nacional de Vigilância Sanitária
AQUA	Alta Qualidade Ambiental do Empreendimento
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
BEN	Balanço Energético Nacional
BREEAM	Building Research Establishment Environmental Assessment Method
CAG	Central de Água Gelada
DCV	Demanded Controlled Ventilation
DGNB	Deutsche Gesellschaft für Nachhaltiges Bauen
DOAS	Dedicated Outdoor Air System
ENCE	Etiqueta Nacional de Conservação da Energia
EPW	Energy Plus Weather File
ERV	Energy Recovery Ventilator
GBC	Green Building Council
HAP	Hourly Analysis Program
HQE	Haute Qualité Environnementale
HRV	Heat Recovery Ventilator
IWEC	International Weather for Energy Calculation
LEED	Leadership in Energy and Environmental Design
MPOG	Ministério de Planejamento Orçamento e Gestão
PBE	Programa Brasileiro de Etiquetagem
PMOC	Plano de Manutenção Operação e Controle
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
RTQ-C	Regulamento Técnico da Qualidade - Edifícios Comerciais
RTS	Radiant Time Series Method
TFM	Transfer Function Method
TMY	Typical Meteorological Year

VAC	Volume de Ar Constante
VAV	Volume de Ar Variável
VRF	Fluxo de Refrigerante Variável

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área, em m².
BF	Fator de by-pass, adimensional.
COP	Coeficiente de performance, adimensional.
CR	Combination Ratio, adimensional
c_p	Calor específico, kJ/kg. °C.
EER	Razão de eficiência energética, adimensional.
F_{area}	Fator de vazão volumétrica por área, em L/s.m².
F_h	Fator de temperatura horário, adimensional
F_p	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_{so}	Fração da área da janela que é protegida da luz solar direta
F_{CS}	Fator de Calor Sensível, adimensional.
h	Entalpia específica, kJ/kg.
h_e	coeficiente de transferência de calor por convecção externo
H_G	Ganho de calor sensível e latente por pessoa, em W/pessoa
I	Intensidade do raio solar, em W/m².
IPLV	Valor de carga parcial integrado, adimensional.
L	Longitude, em graus.
m	Vazão mássica, em kg/s.
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	Pressão, em Pa.
$\dot{q}$	Fluxo de calor, W/m².
Q	Quantidade de calor, em kW.
SC	Coeficiente de sombreamento.
SHG	Coeficiente de ganho de calor total pela janela
T	Temperatura, em °C ou K.
T_{BS}	Temperatura de Bulbo Seco, em °C.

T_{BU}	Temperatura de Bulbo Úmido, em °C
T_{PO}	Temperatura de Orvalho, em °C
T_{SA}	Tempo solar aparente, em hora.
U	Coeficiente global de transferência de calor, em W/ (m². °C).
U_R	Umidade Relativa, em %.
V	Velocidade, em m/s.
v	Vazão volumétrica, em m³/s ou L/s.
W	Potência do trabalho líquido, em kW.
η	Eficiência.
ρ	Massa específica, kg/m³.
ω	Umidade absoluta, em g(vapor d^' água)/(kg_ar).

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO **166**
1. SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR **25**
1.1 ÍNDICES DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA **25**
1.2 CARGA TÉRMICA **27**
1.3 SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO **28**
1.4 SISTEMAS DE RECUPERAÇÃO DE ENERGIA **29**
1.5 VAZÃO DE AR INSUFLAMENTO **32**
1.6 VARIADOR DE FREQUÊNCIA **33**
1.7 VENTILAÇÃO CONTROLADA SOB DEMANDA **34**
1.8 SISTEMA DEDICADO DE CONDICIONAMENTO DE AR EXTERNO **35**
1.9 INFLUÊNCIA DE ALTERAÇÕES DE PARÂMETROS OPERACIONAIS **37**
1.10 NORMAS E LEGISLAÇÃO PARA EDIFICAÇÕES **37**
2 METODOLOGIA **41**
2.1 OBJETO DE ESTUDO **41**
2.2 O PROGRAMA DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL **42**
2.2.1 O Programa HAP 42
2.2.2 Modelo matemático do HAP 44
2.3 DADOS DE ENTRADA DO HAP **54**
2.3.1 Coeficientes de transferência de calor 54
2.3.2 Programação horária dos ambientes e sistemas 56
2.3.3 Tarifas energia elétrica 58
2.3.4 Dados de ocupação 58
2.3.5 Dados de iluminação 58
2.3.6 Dados de dissipação térmica dos equipamentos 58
2.3.7 Dados de ar de renovação 59
2.3.8 Dados climáticos 60
2.3.9 Horas de operação 61
2.4 SIMULAÇÕES **61**
3 RESULTADOS **63**
3.1 SIMULAÇÃO 1 ..... **63**

3.2 SIMULAÇÃO 2 ..... **65**
3.3 SIMULAÇÃO 3 ..... **66**
3.4 SIMULAÇÃO 4 ..... **68**
3.5 SIMULAÇÃO 5 ..... **69**
3.6 SIMULAÇÃO 6 ..... **71**
3.7 SIMULAÇÃO 7 ..... **72**
3.8 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS NAS SIMULAÇÕES **74**
4 CONCLUSÃO **78**
REFERÊNCIAS **80**
APÊNDICE A – Dados de entrada das simulações programa HAP **85**
APÊNDICE B- Resultados das simulações programa HAP **375**
APÊNDICE C – Resultados programa de seleção VRF **1366**
APÊNDICE D – Fluxogramas e plantas **1377**

INTRODUÇÃO

De acordo com o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL, 2019), cerca de 70% do consumo de energia elétrica em edificações comerciais e residenciais, públicas e de serviço se deve ao uso dos sistemas de iluminação e climatização, sendo que sistemas de ar condicionado podem corresponder a mais de 50% em relação ao total consumido. Por essa razão, projetos de eficiência energética têm como medidas iniciais substituição de equipamentos ineficientes e mudança de hábitos de seus usuários.

O potencial de economia de energia dos edifícios públicos é significativo, uma vez que os novos padrões de construção de acordo com o estabelecido pelo Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE), geram até 50% de economia quando aplicado em novos edifícios e de até 30% quando aplicado em grandes reformas. (Procel, 2019)

O relatório do Balanço Energético Nacional (EPE, 2018) apresenta o consumo elétrico de 2008 a 2017, onde é possível observar um aumento correspondente a 22,83% em relação ao consumo total de energia elétrica no País. Os setores residencial, comercial e público, que compõem o setor de edificações, no ano de 2008 respondiam por 45 % do consumo de energia elétrica no Brasil havendo incremento do seu percentual de participação ao longo da última década e atualmente respondem por 50,8% do consumo total.

Tabela 0 - Composição Setorial do Consumo de Eletricidade Brasil (EPE, 2018).

Setores	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017
Consumo Final (10^3 tep)	36829	36638	39964	41363	42861	44373	45782	45096	44820	45238
Setor Energético	4,3	4,3	5,8	5	5,3	5,8	5,9	6,1	5,7	5,6
Residencial	22,3	23,6	23,1	23,3	23,6	24,2	24,8	25	25,5	25,5
Comercial	14,6	15,5	15	15,4	16	16,4	17	17,4	17,1	17,1
Público	8,1	8,3	8	7,9	8	8	8	8,3	8,3	8,2
Agopecuário	4,3	4,2	4,1	4,5	4,7	4,6	5	5,1	5,4	5,5
Transportes	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Industrial	46,1	43,8	43,8	43,5	42,1	40,7	38,9	37,7	37,6	37,7
Total	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

As figuras 1 e 2 apresentam a distribuição do consumo energético em edificações a nível nacional e regional. No Brasil, o consumo de energia por sistemas de climatização corresponde em torno de 40,3% do total de energia do edifício e na Região Sudeste o consumo de energia por sistemas de climatização corresponde em torno 36,7% (Procel, 2008).

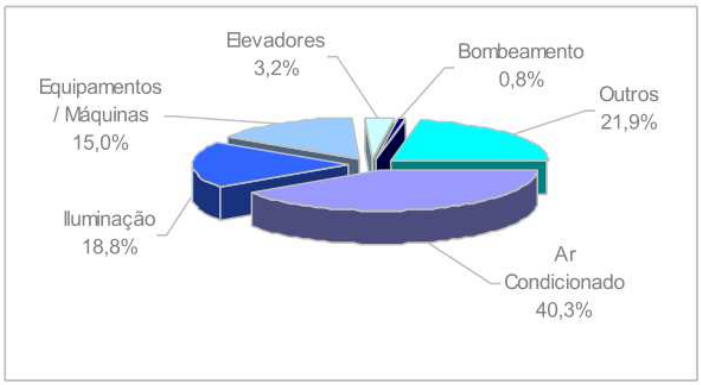


Figura 1– Distribuição do Consumo de energia elétrica em edifícios no Brasil (Procel, 2008)

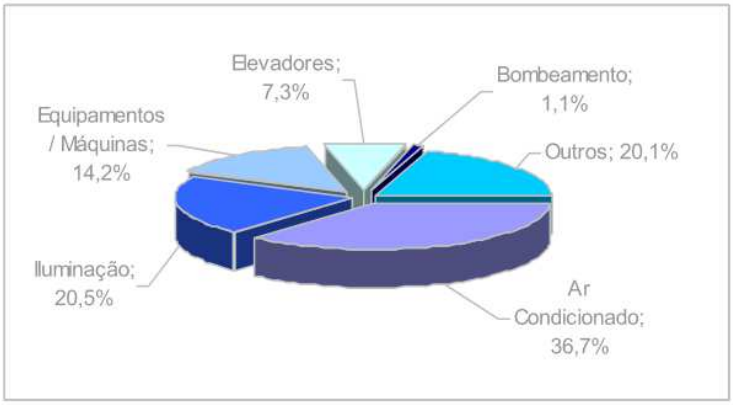


Figura 2 – Distribuição do consumo de energia elétrica em edifícios na região sudeste (Procel, 2008).

A pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso (Procel, 2008), tabela 2, mostra que a maior parte das instalações bancárias utilizava sistemas do tipo parede ou split ambiente e que sistemas de climatização em edificações destinadas a atividades bancárias representavam 41% do consumo total, conforme apresentado na figura 3.

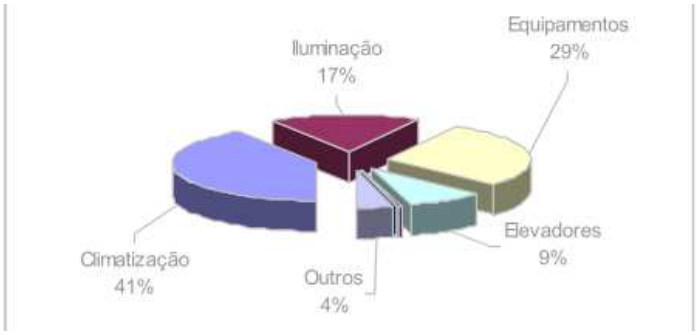
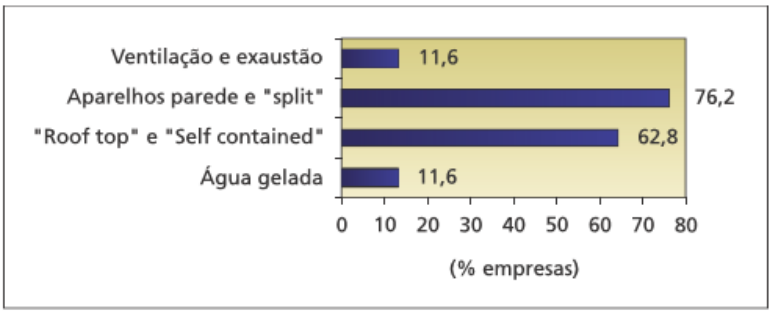


Figura 3 – Distribuição do consumo de energia elétrica no setor bancário (Procel, 2008)

Tabela 2 – Tipos de equipamentos de climatização utilizados em agências bancárias na região sudeste (Procel, 2008)



No mundo há várias ações voltadas para construção de edificações sustentáveis promovidas por entidades governamentais e não governamentais. Dentre as ações internacionais de certificação de edificações temos o selo AQUA (Alta Qualidade Ambiental do Empreendimento) desenvolvido a partir da certificação francesa *Démarche HQE (Haute Qualité Environnementale)* e aplicado no Brasil pela Fundação Vanzolini, a certificação *DGNB* (*Deutsche Gesellschaft für Nachhaltiges Bauen*) criado na Alemanha pela *German Sustainable Building System*, a certificação *BREEAM* (*Building Research Establishment Environmental Assessment Method*) criada no Reino Unido pela *Building Research Establishment* e as certificações mais difundidas nos Estados Unidos: *Energy Star* e *LEED* (*Leadership in Energy and Environmental Design),* tendo este último grande aderência no Brasil. De acordo com *GBC* (*Green Building Council*) Brasil, o país ocupava o quarto lugar mundial em números de projetos *LEED*, com 461 projetos certificados até o ano de 2017.

Dentre as ações governamentais no Brasil destacamos a Legislação para construções verdes – Qualiverde, desenvolvida pela Prefeitura do Rio de Janeiro em 2012, estabelecida pelo decreto 35745, com projeto de lei Nº 1415/2012 para concessão benefícios fiscais e edilícios destinados a edificações que atendam aos critérios estabelecidos, o selo Casa Azul, uma classificação socioambiental dos projetos habitacionais financiados pela Caixa Econômica Federal criado em 2009, o Programa Nacional de Eficiência Energética em Edificações (Procel Edifica) desenvolvido pelo Ministério de Minas e Energia e das Cidades e a instrução Normativa SLTI n.º 2/2014 do Ministério de Planejamento, Orçamento e Gestão (MPOG) que tornou obrigatório o desenvolvimento de projetos visando à obtenção da Etiqueta Nacional de Conservação da Energia (ENCE) Geral classe “A”, para novas construções e grandes reformas em edifícios da Administração Pública Federal direta, autárquica e fundacional.

A metodologia de avaliação da conformidade para concessão do Selo Procel baseia-se no Regulamento Técnico da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética em Edifícios

Comerciais, de Serviços e Públicos (RTQ-C) do Programa Brasileiro de Etiquetagem de Edificações (PBE Edifica), onde são avaliados três sistemas: envoltória, iluminação e condicionamento de ar sendo que a etiqueta pode ser concedida de forma parcial, desde que sempre contemple a avaliação da envoltória. O Selo Procel Edificações assim como a Etiqueta PBE Edifica é concedido em dois momentos: na fase de projeto e após a construção do edifício. Um projeto pode ser avaliado pelo método prescritivo ou pelo método da simulação, enquanto o edifício construído deve ser avaliado através de inspeção local.

A construção de edifícios sustentáveis traz benefícios nos âmbitos econômico, ambiental e social reduzindo custos operacionais da edificação, agregando valor ao ativo para venda ou aluguel, diminuindo o impacto ambiental proveniente da construção e operação, e contribuindo positivamente para imagem das empresas perante a sociedade o que impacta no aumento dos níveis de receita dos usuários do edifício.

O custo de construção de um edifício verde é, em média, 1% a 7% superior ao de um edifício tradicional comparável. Ao compensar essa diferença, o retorno sobre o investimento é 9,9% maior para novas construções e 19,2% para construções existentes. A redução de despesas de condomínio pode ser de até 10% durante toda a vida útil de um prédio (50 a 60 anos) calculado com base na economia de energia, água e custos operacionais, como manutenção e renovação. (GBC, 2016).

Considerando as ações de caráter governamental e voluntário voltadas para sustentabilidade em edificações, o desempenho energético dos sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (AVAC) é determinante para efeitos de certificação da Edificação. A demanda energética pelos sistemas de AVAC é crescente seja pela nova tendência construtiva das edificações residenciais e comerciais, seja pelas alterações climáticas ou pela expansão dos centros urbanos, sendo assim ações no sentido de melhoria no desempenho destes sistemas são necessárias na etapa de projeto e durante a vida útil do sistema com implementação de medidas operacionais adequadas, execução de um plano de manutenção efetivo e acompanhamento do desempenho energético real do sistema.

A melhoria da eficiência de equipamentos e sistemas, bem como outras ações para reduzir a emissão de gases de efeito estufa deve ser considerada pelos profissionais de engenharia, seja com a melhoria no projeto de trocadores de calor, utilização de fluidos refrigerantes mais sustentáveis, investimento em automação e controle e no desenvolvimento de projetos alinhados com as metas de eficiência energética.

O projeto de um sistema eficiente de ar condicionado é influenciado por vários parâmetros, como materiais de construção utilizados, condições climáticas locais, orientação solar, tipo de ocupação, tipo de sistema de ar condicionado, coeficiente de desempenho dos equipamentos, exigência de qualidade do ar, horas de operação e condições internas a serem

atingidas. A redução do consumo e o retorno financeiro do investimento em ações de eficiência energética para sistemas de climatização variam com o tipo de aplicação. No caso de agências bancárias, onde há uma alta taxa de ocupação, o custo de AVAC representa uma parte significativa do custo operacional do edifício e a aplicação de estratégias de eficiência energética nestes sistemas costuma apresentar resultados significativos no curto prazo.

Na literatura são encontrados estudos com objetivo de diagnóstico energético de edificações e proposição de alternativas para melhoria do desempenho energético com foco em sistemas de AVAC, sendo assim, serão apresentados alguns trabalhos relacionados ao tema e os resultados obtidos.

Souza (2009) fez uma comparação, em termos de eficiência energética, considerando a utilização de sistema de água gelada e de sistema de fluxo de refrigerante variável (VRF), em uma edificação histórica localizada em Porto Alegre. O sistema VRF apresentou redução de 22,4% no consumo de energia em relação ao sistema de água gelada. A simulação foi realizada utilizando o software Energy Plus.

Baggio (2011) realizou análise energética para substituição de sistema de climatização de água gelada com condensação a água por sistema VRF com condensação a ar utilizando o programa Energy Plus. A redução do consumo de energia com a opção pelo sistema VRF foi de 25% quando comparada com o sistema anterior e de 10% em relação ao consumo total da edificação.

Lucca (2012) realizou estudo para uma edificação comercial em Porto Alegre comparando sistema de água gelada e sistema VRF, ambos com condensação a ar utilizando o Energy Plus. A redução do consumo de energia utilizando sistema VRF foi de 33,8%.

Azevedo (2013) analisou o consumo energético de diferentes arranjos de sistemas de climatização. Foram realizadas simulações considerando o sistema convencional com chiller de condensação a ar e variações com emprego de desvio do ar de retorno e de diferentes tipos de sistemas de ar externo dedicado, em inglês *Dedicated Outdoor Air System* (DOAS) integrados a dispositivos de recuperação de calor e desumidificação, tais como rodas entálpicas e dessecantes. As simulações foram realizadas com implementação de códigos em linguagem FORTRAN e por softwares de fabricantes certificados pelo *Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute* (AHRI) como o TRACE 700, desenvolvido pela Trane, ECOFRESH™ e DSelect, sendo os dois últimos para as rodas entálpicas. O estudo de caso foi realizado considerando a aplicação para cidade de Manaus apresentando redução do consumo energético anual em aproximadamente 20% com utilização do DOAS. O sistema que apresentou menor consumo energético foi o que utilizava DOAS com dispositivo de recuperação de calor (roda entálpica), seguido pelo sistema que utilizava DOAS com roda entálpica e dessecante ativa integrada e dedicada à desumidificação do ar externo.

Duarte (2014) realizou comparação do desempenho energético de sistemas de climatização de água gelada com unidades de tratamento de ar VAV utilizando chillers padrão e com variador de frequência e sistema VRF com *Combination Ratio* (CR) maior que 1 e menor que 1, todos com condensação a água, para uma edificação comercial em Florianópolis, considerando dois padrões de uso de uma mesma edificação, com utilização do programa Energy Plus. O sistema de climatização VRF com CR maior que 1 apresentou o menor consumo de energia elétrica, 6,6%, e 7,6%, em relação ao VRF com CR menor que 1, 11,7% e 12,5% em relação ao sistema VAV com chillers utilizando variadores de frequência e 17,8%e 19,2% em relação ao sistema VAV com chillers padrão.

Estudos que efetuam a análise de energia em sistemas de ar condicionado através do Hourly Analysis Program, (HAP) são pouco frequentes na literatura dentre os quais podemos destacar os trabalhos desenvolvidos por Pinto (2013), Valverde (2016) e Carmo (2017).

Pinto (2013) realizou simulação computacional de um sistema de ar condicionado de água gelada com unidades de tratamento de ar de fluxo de ar constante e variável, usando os programas Energy Plus e HAP para uma cafeteria, onde foram analisadas diferenças no método de caracterização do Edifício. No HAP são inseridos dados das zonas a climatizar e no Energy Plus é inserido o projeto 3D da edificação de forma que algumas diferenças nos resultados das simulações foram encontradas, entretanto para dimensionamento e seleção das unidades de tratamento de ar estas diferenças não apresentaram relevância. Para o sistema com vazão de ar constante as necessidades de refrigeração nas simulações realizadas foram muito próximas, entretanto para o sistema de aquecimento o Energy Plus apresentou maior consumo de energia. Para o sistema com vazão variável as necessidades de refrigeração apresentaram maior diferença se comparada com a situação anterior, mas os resultados ainda foram próximos, entretanto as necessidades de aquecimento apresentaram-se menores no Energy Plus. Algumas diferenças foram observadas nos resultados, entretanto isto não alterou o dimensionamento dos equipamentos e a categorização do edifício.

Valverde (2016) realizou análise de eficiência energética em sistema de água gelada com recuperador de energia e vazão de ar exterior variável operando em diferentes cidades no Brasil. A simulação foi realizada utilizando o software HAP. Os fatores climáticos foram determinantes para o incremento da eficiência energética utilizando recuperadores de energia. A diminuição do consumo energético para o mesmo sistema na cidade de Manaus foi maior se comparado aos resultados para cidade de Brasília. A utilização de recuperadores reduziu o consumo de energia de 12% a 30% na cidade de Brasília e de 18% a 37% na cidade de Manaus.

Carmo (2017) realizou análise de desempenho energético aplicada ao sistema de climatização de laboratórios químicos localizados na cidade do Rio de Janeiro comparando

onze cenários de melhorias com uso de diversas configurações de sistemas de AVAC com utilização de recuperador de energia, vigas refrigeradas e sistemas com fluxo de ar variável (VAV). Neste tipo de aplicação, as vazões de renovação são extremamente elevadas e podem até exigir 100% de ar exterior. A simulação do sistema existente demonstrou que a demanda atual não estava sendo atendida e ainda que atendesse a instalação só alcançaria uma eficiência 45%. O consumo de AVAC correspondeu a 70% do total de energia elétrica desta edificação mesmo com aplicação de sistemas mais eficientes, deste percentual 17,3% correspondente ao consumo dos resfriadores de líquido e 16,5% correspondente aos ventiladores de exaustão. Foi obtida economia no consumo de energia elétrica de 35% em relação ao *baseline* da LEED, na simulação com utilização de vigas frias e roda entálpica. O sistema simulado com utilização de recuperadores de calor sensível e latente demonstrou eficiência de 73% enquanto o que utilizou recuperador apenas de calor de sensível demonstrou eficiência de 60%. As simulações foram realizadas com o programa HAP.

Dentre os trabalhos relacionados a eficiência energética em edificações bancárias destacamos:

Spyropoulos e Balaras (2010) realizaram uma análise de desempenho de edifícios destinados a atividades bancárias na Grécia, localizadas em diferentes zonas climáticas, através de dados obtidos em auditorias de energia. O consumo total anual médio de energia elétrica encontrado foi de 345 kWh /m², sendo o consumo médio de AVAC correspondente a 48% do consumo total de energia nestas edificações. Foram propostas algumas medidas de conservação de energia para iluminação e sistemas AVAC. Na área de AVAC, foram propostas duas medidas: alteração do *set point* e instalação de vidros duplos. Na auditoria realizada, os valores de *set point* encontrados foram de 22 °C a 27 °C no inverno e 22 °C a 26 °C no verão, sendo assim com o simples ajuste do *set point* de acordo com os valores estipulados pela legislação local para edificações públicas (20 °C no inverno e 26 °C no verão), seria possível reduzir o consumo de energia do sistema de AVAC em média 45%, o que representaria uma redução da energia consumida total em torno de 18%. Com a instalação de vidros duplos seria possível reduzir o consumo total de energia em até 16%.

Pedreira (2010) realizou estudo com objetivo principal de delimitar critérios para escolha de imóveis destinados a instalação de Agências Bancárias no Distrito Federal analisando a envoltória de dez Edificações utilizando Diagrama morfológico e método prescritivo do RTQ-C (INMETRO 2009), tendo analisado os níveis de iluminação simulados no software Relux.

Borgstein e Lamberts (2014) propuseram metodologia para desenvolvimento de análise comparativa (*Benchmarking*) do desempenho energético em Edificações no Brasil, selecionando como caso de estudo edificações bancárias, onde foi realizado tratamento estatístico do conjunto de dados para caracterização do tipo de edificação e transporte destes

dados parametrizados para o programa de simulação computacional EnergyPlus. A simulação utilizou arquivos de ano meteorológico típico (TMY) para cada zona climática onde foi proposto fator de correção considerando as oito zonas bioclimáticas existentes no Brasil de acordo com a NBR-15220, sendo definidas 41 variáveis para definição do desempenho energético da agência bancária. O modelo simulado foi uma edificação autônoma não permitindo avaliar a influência de edificações adjacentes como sombreamento, compartilhamento de fachadas ou construções acima da agência. Foram avaliadas 1890 edificações bancárias em 57 municípios. O consumo de energia médio encontrado foi de 202 kWh/m^2/ano. A energia para iluminação e equipamentos foram idênticas em todas as zonas bioclimáticas, entretanto a variação de energia proveniente de ventilação e ar condicionado foi significativa.

Wong et al. (2019) realizou a coleta e análise de conjunto de dados de 72 agências bancárias localizadas em Curitiba apresentando proposta de categorização das agências bancárias em quatro tipos de acordo com parâmetros: forma, tamanho, disposição geográfica e idade de construção. A porcentagem de aberturas e a densidade de ocupantes foram os parâmetros determinantes para definição do nível de consumo energético em relação às agências bancárias no Brasil. Este estudo forneceu parâmetros tais como áreas, número de empregados, idade das edificações, orientações de fachada e de intensidade de uso de energia, sendo o valor médio de 134,52 kWh/m^2.

A revisão bibliográfica demonstrou que a maior parte dos estudos comparativos se destinam a análise de um sistema existente ou comparar os sistemas do tipo VRF e a CAG tradicional, sendo encontrados poucos estudos que abordem sistemas mais complexos ou a análise de várias propostas de melhoria e que estudos de eficiência energética voltados à análise de edificações bancárias, principalmente em relação a sistemas de AVAC, são pouco frequentes assim como estudos utilizando outros softwares de simulação energética como o *Hourly Analysis Program* (HAP), ficando a maior parte das análises restritas a utilização do programa Energy Plus.

O objetivo deste trabalho é a análise de desempenho energético de uma agência bancária localizada na zona norte da cidade do Rio de Janeiro utilizando simulação computacional através do *software Hourly Analysis Program* (HAP), versão 5.11, comparando vários arranjos do sistema de AVAC em relação ao desempenho energético, identificando as oportunidades de redução do consumo energético e viabilizando a identificação dos arranjos mais eficientes.

Os objetivos específicos são:

- Avaliar o sistema de climatização existente;
- Propor alternativas de arranjos dos sistemas de AVAC;

- Determinar a vazão de ar externo adequada;
- Avaliar o consumo energético anual dos sistemas de climatização existente e alternativos;
- Avaliar o consumo de refrigeração, ventilação e bombeamento dos sistemas existente e alternativos;
- Comparar os cenários simulados

O presente trabalho está dividido em 3 capítulos. O capítulo 1 apresenta alguns conceitos, definições e informações relacionadas a tipos de sistemas de AVAC, conceitos relacionados ao ganho de calor e cálculo da carga térmica, alternativas técnicas para redução do consumo e normas e recomendações para edificações.

No capítulo 2 é descrita a metodologia adotada para desenvolvimento do trabalho, apresentado o objeto de estudo e o programa de simulação computacional utilizado, descrevendo os métodos de cálculo utilizados pelo programa e sua conformidade com as normas vigentes. Os dados de entrada utilizados no programa também são apresentados neste capítulo com as considerações realizadas para cada simulação realizada.

No capítulo 3 são apresentados os resultados obtidos nas simulações e são realizadas algumas comparações entre os sistemas considerados e resultados obtidos.

O capítulo 4 é destinado à conclusão do trabalho, sendo realizada uma breve análise dos principais resultados obtidos e comparação com outros trabalhos realizados.

1. SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR

A Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar-condicionado - *ASHRAE* (*American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers*) define o termo “ar condicionado” como “o processo de tratamento de ar para atender os requisitos de um espaço condicionado por meio do controle de umidade, temperatura, limpeza e distribuição do ar”. Também da *ASHRAE*, o termo “ar condicionado para conforto” se refere ao “processo de tratamento de ar para controlar sua temperatura, umidade relativa, limpeza e distribuição para atender os requisitos de conforto dos ocupantes de um espaço condicionado”. (MMA, 2017)

O condicionamento de ar objetiva controlar simultaneamente a temperatura, a umidade, a renovação do ar, a movimentação e a qualidade do ar de um ambiente. Em certas aplicações controla também o nível de pressão interna do ambiente em relação aos ambientes vizinhos. (ABNT, 2008)

Este capítulo apresenta alguns conceitos, definições e melhores práticas relacionadas a sistemas de AVAC e apresenta algumas alternativas técnicas disponíveis no mercado.

1.1. ÍNDICES DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Os índices utilizados para mensurar a eficiência energética de sistemas de climatização relacionam a energia elétrica necessária ao funcionamento do sistema com a capacidade de resfriamento do mesmo. Destacamos abaixo os índices mais utilizados.

- **Coeficiente de Performance (COP)**

O COP relaciona a capacidade de remoção de calor de um equipamento (potência útil ou Efeito Frigorífico) à energia elétrica consumida. Ele é adimensional e quanto maior o COP, melhor o rendimento do equipamento.

$$COP = \frac{\text{Efeito frigorífico}}{\text{consumo energia elétrica}} \qquad \text{(eq 1)}$$

O COP é um parâmetro importante na análise dos sistemas, seu valor para o ciclo real é sempre menor que para o ciclo teórico considerando as mesmas condições de operação.

- **Relação de Eficiência Energética (EER)**

Este indicador é dado pelo efeito frigorífico produzido e o consumo de energia elétrica, sendo dado pela expressão:

$$EER = \frac{\text{Efeito frigorífico produzido}}{\text{Consumo energia elétrica}} = \frac{btu/h}{W} \quad \text{(eq 2)}$$

- **KW/TR (EER)**

Este indicador é composto pela relação do consumo de energia elétrica, com o efeito frigorífico em TR (Tonelada de Refrigeração), sendo dado pela expressão:

$$EER = \frac{consumo\ energia\ elétrica}{\text{Efeito frigorífico produzido}} = \frac{KW}{TR} \quad \text{(eq 3)}$$

Existe uma correlação entre o indicador de eficiência EER e a eficiência expressa em kW/TR, conforme mostrado nas expressões (4) e (5):

$$COP = \frac{3{,}53}{\text{KW/TR}} \quad \text{(eq 4)}$$

$$\frac{KW}{TR} = \frac{12}{\text{EER}} \quad \text{(eq 5)}$$

- **Valor de Carga Parcial Integrado (*Integrated Part Load Value*), IPLV.**

Este indicador é utilizado para aferir a eficiência de sistemas de refrigeração reais e expressa eficiência em carga parcial. Utiliza o conceito de que a carga térmica varia ao longo da operação, portanto os equipamentos não operam sempre na sua capacidade máxima. O padrão é que operem quase sempre em cargas parciais.

Este índice resulta da média ponderada da eficiência energética do equipamento a 100%, 75%, 50 % e 25% da capacidade total.

O Valor de Carga Parcial Integrado é calculado da seguinte maneira:

$$IPLV = \frac{1}{\frac{0{,}01}{A} + \frac{0{,}42}{B} + \frac{0{,}45}{C} + \frac{0{,}12}{D}} \quad \text{(eq 6)}$$

Onde:

A, B, C e D correspondem respectivamente ao KW/TR operando a 100%, 75%, 50% e 25% da carga.

1.2. CARGA TÉRMICA

Carga Térmica pode ser definida, em sistemas destinados ao arrefecimento, como a quantidade de calor a ser removida. Para o cálculo da carga térmica do ambiente, são consideradas as parcelas abaixo:

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_{envoltoria} + \dot{Q}_{pessoas} + \dot{Q}_{iluminação} + \dot{Q}_{equipamento} + \dot{Q}_{infiltração} \quad \text{(eq 7)}$$

Onde:

$\dot{Q}_a$ é o calor total interno a ser removido do ambiente, em quilowatts;

$\dot{Q}_{envoltoria}$ 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;

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

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

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

A carga térmica da serpentina é calculada separadamente porque não contribui no cálculo da vazão de ar a ser insuflado. A carga térmica de serpentina engloba cargas adicionais a carga térmica do ambiente:

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_a + \dot{Q}_{ar\ externo} + Q_{reator} + \dot{Q}_{outros} \quad \text{(eq 8)}$$

Onde:

$\dot{Q}_s$ é o calor total a ser removido pela serpentina, em quilowatts;

$\dot{Q}_a$ é o calor total interno do ambiente, em quilowatts;

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

$\dot{Q}_{outros}$ é o calor proveniente de diversas fontes como conjunto moto-ventilador, eventual exfiltração de ar na rede de dutos, eventual ganho de calor pelo entreforro dentre outros. Geralmente aplicado em termos percentuais.

A vazão de ar necessária a extração de calor do ambiente é definida a partir do valor da carga térmica e calculada através da seguinte equação:

$$\dot{V}_{insuflamento} = \left[\frac{\dot{Q}_a}{\rho_{ar} \times (h_{ambiente} - h_{insuflação})}\right] \quad \text{(eq 9)}$$

Onde:

$\dot{V}_{insuflamento}$ 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 ar do ambiente resfriado, em kJ/kg.

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

1.3. SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO

Os sistemas de AVAC podem ser categorizados em dois tipos: sistemas de expansão direta e sistemas de expansão indireta.

Nos sistemas de expansão direta o fluido refrigerante realiza troca de calor diretamente com o ar a ser climatizado. São exemplos deste tipo de sistema equipamentos do tipo *split* ambiente, *rooftop*, *self-contained, splits* e VRF.

Splits são equipamentos “divididos” sendo composto por uma ou mais unidades internas com serpentina evaporadora e dispositivo de expansão e uma ou mais unidades externas com serpentinas de condensação e compressor. *Splits* de alta capacidade, acima de 10 kW, possuem menor custo de instalação e manutenção para edificações de pequeno e médio porte e não necessitam de dispositivos complexos de controle ou sistema de automação, entretanto não permitem controle de temperatura por zona, possuem aplicação limitada a condições de conforto e limitações em relação a distância das linhas e desnível das unidades interna e externa.

Equipamentos de Vazão de Refrigerante Variável (VRV) ou em inglês *Variable Refrigerant Flow* (VRF), são definidos pela NBR 16401 como “sistemas centrais em que o conjunto das unidades de tratamento de ar de expansão direta, geralmente instaladas dentro do ambiente a que servem (designadas unidades internas), cada uma operada e controlada independentemente das demais, é suprido em fluido refrigerante líquido em vazão variável (VRV) por uma unidade condensadora central, instalada externamente (designada unidade externa)”. Os sistemas VRF permitem controle de temperatura, apresentam baixos consumos em cargas parciais proporcionado pela variação da velocidade do compressor e permitem o

aproveitamento do fator de demanda e diversidade de carga no dimensionamento do sistema, entretanto possuem custo de instalação e manutenção mais elevado uma vez que demanda conhecimento especializado. Possui limitações em relação às condições psicrométricas, sendo aplicável para condições de conforto e em relação a distância e desnível das linhas.

Nos sistemas de expansão indireta, é utilizado um fluido intermediário, geralmente água. Neste tipo de sistema, o fluido refrigerante realiza troca de calor com a água e esta por sua vez realiza troca de calor com o ar a ser climatizado. Estes tipos de sistema utilizam unidades resfriadoras de líquido, conhecidas como *chillers* e unidades de tratamento de ar compostas por ventilador e serpentina, conhecidas como *fancoil*. Os *chillers* podem utilizar a tecnologia tradicional de compressão de vapor, de absorção ou de adsorção.

Sistemas de água gelada têm grande flexibilidade de aplicação podendo ser empregados em processos industriais, laboratórios, hospitais e em diversos processos psicrométricos, abrangendo aplicações além do conforto humano. A central de água gelada pode ser instalada a longas distâncias das unidades de tratamento de ar permitindo instalação distrital e acoplada a sistemas de cogeração. Outra vantagem é o aproveitamento do fator de demanda e diversidade de carga no dimensionamento da capacidade da Central de Água Gelada (CAG).

A rejeição de calor no condensador pode ser realizada através de troca de calor com o ar ou com a água. Na primeira, ventiladores viabilizam rejeição do calor na serpentina do condensador e na segunda a rejeição de calor é realizada pela torre de arrefecimento. Os equipamentos que utilizam condensação a água apresentam melhores índices de eficiência energética, entretanto devido às perdas por evaporação e arraste normais da operação do equipamento e outras provenientes de desconformidades operacionais, geram um elevado consumo de água. Considerando a escassez de recursos hídricos e a tendência de aumento do custo da água, a utilização deste tipo de sistema deve ser avaliada pelo projetista com cautela, considerando as condições tarifárias do fornecimento de água, as condições climáticas locais e as condições operacionais e construtivas da Edificação.

1.4. SISTEMAS DE RECUPERAÇÃO DE ENERGIA

Sistemas de recuperação de energia são empregados para recuperar energia do ar a ser exaurido. O ar externo entra no edifício nas condições climáticas externas e é exaurido aproximadamente nas condições internas. A energia térmica do ar exaurido pode ser recuperada para pré-aquecer ou resfriar o ar externo de renovação, reduzindo o desperdício energético. Os equipamentos que realizam esse processo são chamados de recuperadores

de energia ar-ar (*air-to-air energy recovery equipment*). Esses recuperadores de energia entre fluxos de ar podem ser divididos em dois grupos:

- Sistemas de recuperação que transferem apenas calor sensível (*Heat Recovery Ventilator* – HRV)
- Sistemas de recuperação de calor e umidade que transferem tanto calor sensível quanto calor latente (*Energy Recovery Ventilator* – ERV).

- **Recuperadores de Calor Sensível (HVR)**

Ventiladores de recuperação de calor realizam troca de calor sensível. Dentre os tipos de trocadores HRV utilizados citamos os trocadores de placas fixas (*fixed plates*), rodas trocadoras de calor sensível (*sensible heat exchange wheels*) e tubos de calor (*heat pipes*).

É vantajosa a aplicação deste tipo de dispositivo em locais onde a umidade do ar externo é baixa e o ambiente a ser condicionado tem alta carga latente. A aplicação de um recuperador de energia (ERV) neste tipo de situação poderia recuperar calor sensível com aumento de carga latente para o espaço condicionado. Assim, a opção pelo HRV ou ERV deve ser analisada pelo projetista considerando os aspectos climáticos da região onde a Edificação está inserida.

- **Recuperadores de Energia (ERV)**

Ventiladores de recuperação de energia, em inglês *Energy Recovery Ventilators* (ERV) realizam troca de calor sensível e latente. O ERV pode ter como objetivo o pré-aquecimento ou pré-resfriamento da ventilação de ar externo com desumidificação. Os tipos de ERVs incluem os trocadores de calor de placas com membranas absorventes e rodas giratórias (*rotary wheels*).

A eficiência destes dispositivos é dada pela razão entre a real recuperação de energia e o máximo possível de energia que poderia ser recuperado teoricamente no dispositivo. Dentre os fatores que influenciam o desempenho deste equipamento citamos a perda de carga, a potência necessária a ventilação e em alguns casos a potência necessária a operação do motor.

Carmo (2017) define roda entálpica ("*enthalpy wheel*") como 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 recebe. A roda entálpica, ilustrada na figura 1.1, realiza um pré-condicionamento do ar externo aproveitando o ar condicionado exaurido com menor temperatura e umidade que é conduzido até a roda entálpica e resfria as aletas de alumínio, retirando umidade da sílica. A

roda gira acionada por um motor elétrico e este ar exaurido entra em contato com o ar externo, quente e úmido, que está sendo inserido no sistema.

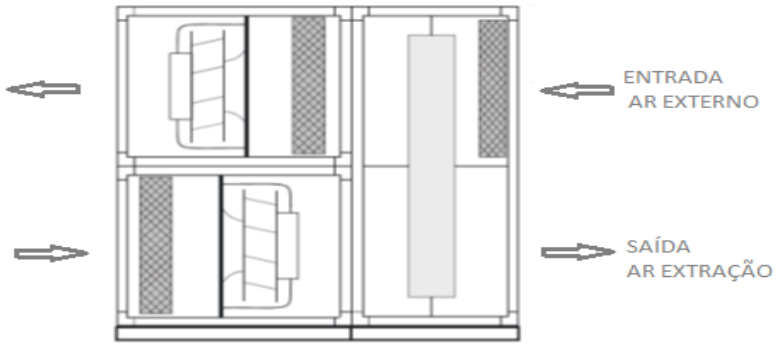


Figura 1.1 – Ilustração de uma roda entálpica.

De acordo com Antonellis et al. (2014), citado por Carmo (2017), as equações que governam o balanço termodinâmico de uma roda entálpica são:

$$\dot{Q}_{S,ins} = \dot{m}_{ins} \times cp_{ins} \times (T_{ins,e} - T_{ins,s}) \quad \text{(eq. 10)}$$

$$\dot{Q}_{S,ex} = \dot{m}_{ex} \times cp_{ex} \times (T_{ex,s} - T_{ex,e}) \quad \text{(eq. 11)}$$

$$\dot{Q}_{L,ins} = \dot{m}_{ins} \times h_{L,ins} \times (\omega_{ins,e} - \omega_{ins,s}) \quad \text{(eq. 12)}$$

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

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.

cp_{ins} e cp_{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.

1.5. VAZÕES DE AR INSUFLAMENTO

Em relação ao processo de ventilação para extração do calor, podemos classificar os sistemas de água gelada em dois tipos: Volume de Ar Constante (VAC) e Volume de Ar Variável (VAV).

Na figura 1.2 é apresentado um sistema VAC, onde a vazão de ar é mantida constante e a temperatura de insuflamento varia de acordo com a carga térmica da zona, ou seja, o termostato instalado no retorno ou no ambiente modula a válvula de duas ou três vias ajustando o fluxo de água gelada que passa pela serpentina à demanda do sistema.

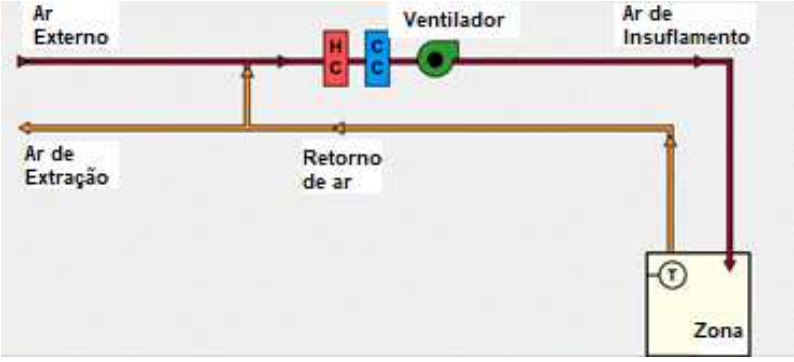


Figura 1.2 – Configuração sistema VAC
(Carrier, 2019)

Na figura 1.3 é apresentado um sistema VAV, onde a temperatura de insuflamento é mantida constante e a vazão de insuflamento varia de acordo com a carga térmica, ou seja, cada local ou cada zona, integrando locais com características idênticas de variação de carga térmica, dispõe de um termostato de ambiente eletrônico ou de um controlador com sensor de temperatura de ambiente que abre ou limita as caixas VAV em função da variação de temperatura no ambiente respeitando os limites mínimos e máximos impostos ao sistema. O sensor de temperatura instalado no insuflamento modula a válvula de duas ou três vias ajustando o fluxo de água gelada.

O método VAV visa adequação da vazão de ar para manutenção da temperatura e ventilação necessárias ao ambiente.

No caso de uma única zona, o termostato de ambiente eletrônico ou o controlador com sensor de temperatura ambiente envia a informação da temperatura do local para um variador de frequência, que por sua vez regula as vazões de ar do ventilador da unidade de tratamento de ar.

Para o controle de múltiplas zonas são utilizadas caixas VAVs, que regulam a vazão de ar em função da temperatura de cada local. Quando a temperatura da zona diminui, as caixas VAVs tendem a fechar-se, aumentando o valor da pressão estática no duto de insuflamento. O transdutor de pressão localizado na proximidade dos difusores, detecta este aumento, enviando essa informação ao variador de frequência da unidade de tratamento de ar, que por sua vez diminui a velocidade de rotação do ventilador. Quando a temperatura da zona aumenta, as caixas VAVs tendem a abrir, aumentando a vazão de ar insuflado, o que diminui por sua vez a pressão estática no duto de insuflamento. O variador de frequência do ventilador da unidade de tratamento de ar aumenta então a velocidade do ventilador. O intuito deste sistema de controle é manter a pressão estática no duto de insuflamento no valor pré-estabelecido (*set point*).

As principais vantagens dos sistemas VAVs são relacionadas ao controle individualizado de temperatura por zona, a maior flexibilidade a variações de carga térmica e a redução do consumo de energia dos ventiladores. Entretanto este tipo de sistema apresenta maiores custos de implantação e operação e necessita de controle digital com automação e de maiores cuidados em relação a limpeza e higienização uma vez que a diminuição de velocidade do ar nos dutos favorece o acúmulo de aerodispersóides.

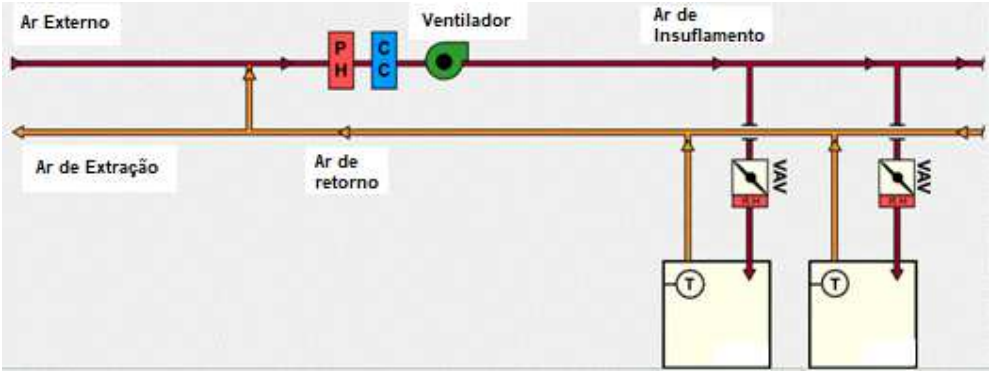


Figura 1.3 – Configuração sistema VAV

(Carrier, 2019)

1.6. VARIADOR DE FREQUÊNCIA

Existem várias possibilidades de aplicação de inversores em sistemas de ar condicionado central, dependendo do seu porte e finalidade de utilização, podendo ser

utilizados em torres de resfriamento, *fancoils, chillers*, equipamentos de expansão direta e bombas de água gelada. Considerando que para maior parte das aplicações o sistema não trabalha em plena carga na maior parte do tempo, a utilização de um dispositivo que permita a modulação da operação e consequentemente a redução do consumo da energia elétrica torna-se um elemento fundamental para alcançar a eficiência energética.

A aplicação da variação da rotação em motores ou moto-compressores apresenta grande economia considerando que a potência cai com o cubo da rotação segundo as leis de afinidade entre ventiladores.

Na distribuição de água gelada em sistemas de expansão indireta, podem ser utilizados no circuito primário e secundário de forma a manter a pressão da linha constante variando a rotação da bomba. Na ocasião em que ocorre o fechamento da válvula de duas vias, aumentando a pressão, o sensor verifica esta variação e envia sinal para o variador de frequência que reduz a rotação do motor, reduzindo o consumo de energia.

Nas torres de resfriamento, são utilizados para variar rotação dos ventiladores de acordo com a temperatura desejada da água de retorno. Com a utilização de inversores o circuito é simplificado não necessitando de válvulas de *by-pass* ou sistemas de partida como chaves compensadoras ou estrela triângulo. Os inversores economizam energia em até 30% dependendo do ciclo e das condições climáticas e proporcionam um menor custo de instalação.

A utilização em *fancoils* tem por finalidade suprir o ambiente com o fluxo de ar frio necessário, através da variação de velocidade dos ventiladores. O controle local de temperatura pode ser feito através da variação de rotação do ventilador, através do fechamento da válvula de fornecimento de água gelada ao *fancoil* ou das duas formas, dependendo da instalação.

Em sistemas de expansão direta podem ser aplicados no controle de condensação, variando a velocidade do ventilador de acordo com as condições operacionais e na variação de rotação dos compressores para sistemas *split system* e VRF ajustando a rotação do compressor à demanda de carga térmica do sistema.

1.7. VENTILAÇÃO CONTROLADA SOB DEMANDA

A ventilação controlada sob demanda (DCV) é um método de controle que modula a vazão de ar externo a ser insuflado no ambiente de acordo a concentração de CO_2 na zona de respiração. Esta alteração da concentração de dióxido de carbono ocorre com a variação

do número de ocupantes em uma ou mais zonas individuais no sistema e da eficiência do sistema de ventilação.

Quando um espaço está ocupado o sensor detecta aumento dos níveis de CO_2, que devem ser corrigidos por insuflação de ar novo, sendo assim o variador de velocidade instalado na unidade de tratamento de ar regula essa vazão de ar insuflado em função dos níveis obtidos. Por sua vez quando os ocupantes abandonam esse local, o sensor detecta uma diminuição dos níveis de CO_2, diminuindo por sua vez a velocidade do ventilador.

Em sistema de zona única a vazão de ar externo pode ser modulada através do controle direto do damper de ar externo que realizará a abertura ou fechamento do dispositivo de acordo com a demanda.

Em sistemas que atendem zonas múltiplas, cada zona no sistema requer uma fração diferente de ar externo, mas o ar primário entrega a mesma fração de ar externo para todas as zonas. Para assegurar uma ventilação adequada que satisfaça aos requisitos de ventilação, a zona crítica deve ser devidamente ventilada, enquanto todas as demais serão super-ventiladas, e o ar externo não utilizado nas zonas não críticas é considerado no ar recirculado. Os sensores de CO_2 devem ser instalados na zona ocupada de forma a refletir a situação local. Deve-se manter uma vazão de ar mínima de forma a manter o nível de pressurização da Edificação adequado, considerando os dispositivos de exaustão em cozinhas, sanitários, dentre outros ambientes.

1.8. SISTEMA DEDICADO DE CONDICIONAMENTO DE AR EXTERNO

De acordo com Brasil (2016), A AHRI define Sistema de Ar Dedicado, *Dedicated Outdoor Air System* – DOAS, como produto que, através de condensação a ar, condensação a água ou dos denominados "*water sources*", desumidifica 100% do ar externo para o ponto de orvalho e inclui reaquecimento que é capaz de aumentar a temperatura de bulbo seco do ar para a condição projetada para o ambiente. Este ar externo condicionado é então insuflado direta ou indiretamente no espaço condicionado. Ele pode pré-condicionar o ar externo através de "rodas térmicas", trocadores de calor ou outros aparatos de transferência de massa e/ou calor.

O DOAS é um condicionador de ar dedicado ao resfriamento e desumidificação do ar externo e não realiza controle de temperatura e umidade dos ambientes, sendo este papel desempenhado pelas unidades terminais. O DOAS extrai calor sensível e latente proveniente do ar de renovação e as unidades terminais combatem a carga proveniente de fontes internas de calor que tipicamente são predominantemente sensíveis. Em instalações típicas de

conforto a maior parcela da carga latente é proveniente do ar de renovação, sendo a parcela proveniente de pessoas, infiltrações e equipamentos bem inferiores.

De acordo com Brasil (2016), em sistemas DOAS o ar é tipicamente insuflado na condição neutra, temperatura entre 20º e 24ºC e umidade relativa em torno de 60%.

Azevedo (2013) afirma que os sistemas de ar externo dedicado podem ser classificados de acordo com mecanismo de distribuição do ar (direto ou indireto) e pela temperatura do ar insuflado no recinto (neutra ou fria).

Em relação ao mecanismo de distribuição do ar, na figura 1.1 são apresentados dois arranjos para sistemas de climatização que utilizam DOAS: Em série e em paralelo. Na instalação em série o DOAS fornece ar externo pré-condicionado às unidades terminais que fazem o condicionamento de ar controlando as condições de temperatura e umidade da zona. Na instalação em paralelo o ar externo é insuflado diretamente nos ambientes.

O tipo de arranjo a ser adotado depende das características de operação do equipamento e da edificação. De acordo com Brasil (2016) o arranjo em paralelo é vantajoso em edifícios que mantêm o sistema de climatização ligado durante períodos sem ocupação, uma vez que apenas o DOAS precisa operar nestes horários podendo desligar as unidades terminais, além da maior facilidade de balanceamento do ar externo. A vantagem para os arranjos em série é que não é necessária a instalação de rede de dutos e difusores adicionais e a garantia do insuflamento da quantidade correta de ar externo insuflado na zona.

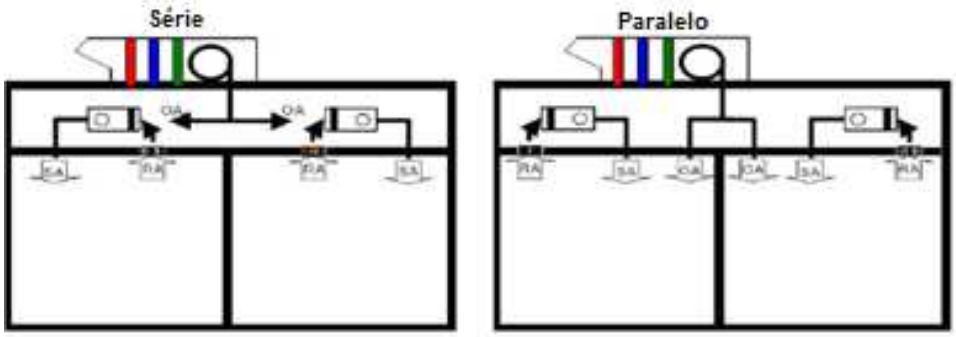


Figura 1.4 – Arranjo sistemas com DOAS

Fonte: Brasil (2016)

Em aplicações com condicionadores de pequena capacidade que utilizam serpentinas de poucas filas (3 ou 4 filas), onde não é possível desumidificar o ar e que possuem ventiladores com pressão estática disponível incompatível com a instalação de filtros de ar que atendam aos requisitos da ABNT NBR 16401, o uso de DOAS se torna necessário para manutenção dos requisitos de conforto e qualidade do ar. Os exemplos típicos dos sistemas

que necessitam obrigatoriamente de DOAS são as unidades evaporadoras de sistemas *splits* e de sistemas VRF e os condicionadores de ar com água gelada do tipo *fancoil* ambiente e cassetes hidrônicos. (MMA,2017)

1.9. INFLUÊNCIA DE ALTERAÇÕES DE PARÂMETROS OPERACIONAIS

O custo operacional de um sistema de ar condicionado de um Edifício é elevado e ações de eficiência energética passam prioritariamente pela adoção de novos hábitos de operação e de uso.

Dentre as medidas operacionais que podem gerar melhorias está a limpeza de serpentinas, troca de filtros dentro do período adequado, testes para verificação do balanceamento de ar evitando assim sobrecarga sobre o sistema, desligamento do sistema pelo menos 15 minutos antes do final do expediente, desligamento do sistema em horários desocupados e alteração do *set point* do ar condicionado.

É possível redução na ordem 15% nos gastos com energia implementando algumas mudanças na operação dos sistemas, sendo que uma mudança no *set point* do ar condicionado, por exemplo, pode reduzir o consumo em 8% (Souza, 2016).

Uma medida simples que pode ser aplicada em sistemas existentes é a instalação de termostatos com programação horário-semanal para garantir o cumprimento do horário de operação do sistema.

1.10. NORMAS E LEGISLAÇÃO PARA CLIMATIZAÇÃO DE EDIFICAÇÕES

A adequada renovação do ar, considerando nível de filtragem, vazão e ponto de captação do ar externo, em conjunto com a implementação de ações de manutenção com limpeza e higienização dos equipamentos, dispositivos de distribuição de ar e dos ambientes são necessárias à manutenção da qualidade do ar interior evitando o surgimento de mal-estar e doenças aos ocupantes do edifício.

No Brasil a Resolução n° 09 (ANVISA, 2003) determina os parâmetros de qualidade do ar mínimos além da vazão mínima do ar de renovação. Esta mesma resolução determina que a análise da qualidade do ar deve ser realizada semestralmente estabelecendo a metodologia a ser adotada assim como os parâmetros referenciais e estabelece um conjunto de ações a serem incluídas no PMOC (Plano de Operação, Manutenção e Controle).

A vazão mínima de ar exterior necessária para manter a qualidade do ar interior pode ser calculada também pelas diretrizes descritas nas normas NBR 16401 (ABNT, 2008) e

ASHRAE 62.1 (2016), entretanto a vazão a ser utilizada no projeto não deverá ser inferior a determinada pela Resolução n° 09 (ANVISA, 2003).

As normas supracitadas utilizam a seguinte metodologia de cálculo:

$$\dot{V}_{\text{ar externo}} = (A_{\text{ambiente}} \times F_{\text{area}} + N_{\text{Pessoas}} \times F_{\text{Pessoas}}) \times 3{,}6 \qquad \text{(eq. 14)}$$

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:

$$\dot{V}_{\text{ar externo}} = N_{\text{Pessoas}} \times F_{\text{Pessoas}} \qquad \text{(eq. 15)}$$

onde:

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

N_{Pessoas}: número de pessoas no ambiente.

F_{Pessoas}: fator por pessoas definido pela resolução, em m³/h. pessoas.

Para aplicação em ambientes com alta rotatividade de pessoas devem ser utilizado o fator de 17 m³/h. pessoas, enquanto nas demais aplicações o fator utilizado é de 27 m³/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:

$$\dot{V}_{\text{n° de trocas mínimo}} = N_{\text{trocas}} \times \text{Vol.} \qquad \text{(eq. 16)}$$

onde:

$\dot{V}_{n° \text{ de trocas mínimo}}$ 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.

Os fatores de controle da qualidade do ar tratados pela Resolução n° 09 (ANVISA, 2003) são:

- Contaminantes químicos – Concentração de dióxido de carbono menor ou igual a 1000 ppm. (indicador para renovação de ar);
- Contaminantes particulados - Menor ou igual a 80 micrograma por metro cúbico de aerodispersóides totais do ar (indicador para grau de pureza do ar e limpeza do ambiente).
- Contaminação microbiológica – Relação entre a quantidade de fungos do ar interno e ar externo não poderá ser superior a 1,5 e quantidade de fungos não poderá ser superior a 750 ufc/m^3.

A norma brasileira NBR-16401, parte 2, especifica parâmetros de conforto térmico interno para instalações de ar condicionado sendo baseada na ASHRAE Handbook Fundamentals 2005 – Capitulo 8.

A ASHRAE apresenta a seguinte definição de Conforto Térmico: “É um estado de espirito que expressa satisfação com ambiente térmico”. Já a ISO 7730 define “É aquela condição mental que expressa satisfação com o ambiente térmico”.

O corpo humano realiza troca de calor com o ambiente por radiação devido a diferenças de temperatura em relação às superfícies ao seu redor, por convecção relacionada à temperatura e velocidade do ar, por condução pela diferença de temperatura com as superfícies em contato e por evaporação que está relacionada à atividade física, umidade relativa e velocidade do ar.

Dentre as causas mais comuns que ocasionam desconforto em ambientes climatizados podemos destacar a assimetria de temperatura radiante nos vidros, correntes de ar com velocidades muito elevadas e estratificação vertical da temperatura do ar.

Por se tratar de uma condição subjetiva que depende de condições fisiológicas e psicológicas das pessoas não é possível determinar condições que possam proporcionar conforto a 100% dos ocupantes. Sendo assim, os parâmetros da norma definem o ambiente térmico em que 80% das pessoas ou mais de um grupo homogêneo em termos de atividade

física e tipo de roupa usada é suscetível de expressar satisfação em relação ao conforto térmico.

As condições de verão estabelecidas pela NBR-16401 considerando a roupa típica com 0,5 clo são: temperatura operativa de 22,5 °C a 25,5 °C com umidade relativa de 65% e de 23 °C a 26 °C com umidade relativa de 35% e velocidade do ar limitada na zona de ocupação a 0,20 m/s para sistemas com distribuição de ar convencional. As condições de inverno estabelecidas pela norma considerando a roupa típica com 0,9 clo são: temperatura operativa de 21 °C a 23,5°C com umidade relativa de 60% e de 21,5 °C a 24 °C com umidade relativa de 30% e velocidade do ar limitada na zona de ocupação a 0,15 m/s para sistemas com distribuição de ar convencional.

A ANVISA também estabelece parâmetros de conforto para ambientes climatizados, sendo a faixa recomendável nas condições internas para verão, de 23°C a 26°C de Temperaturas de Bulbo Seco, sendo admitida uma faixa máxima de operação de 26,5°C a 27°C, com exceção das áreas de acesso onde o limite é de 28°C, com faixa de umidade relativa de 40% a 65%, sendo admitido o valor máximo de operação de 65%, com exceção das áreas de acesso que poderão operar até 70%. Para condições internas de inverno, a faixa recomendável de operação deverá variar de 20°C a 22°C e umidade relativa de 35% a 65%. A velocidade do ar, no nível de 1,5m do piso deverá ser inferior a 0,25 m/s.

A Norma Regulamentadora do Ministério do Trabalho, NR-17 que trata de economia, recomenda condições de conforto a serem aplicadas em locais de trabalho onde são executadas atividades que exijam solicitação intelectual e atenção constante, onde os níveis de ruído devem estar acordo com o estabelecido na NBR 10152, o índice de temperatura efetiva entre 20°C e 23°C, a velocidade do ar não superior a 0,75m/s e a umidade relativa do ar não inferior a 40%.

A ANVISA, NR-17 e NBR-16401 adotam parâmetros diferentes para temperatura, no caso das temperaturas operativa e efetiva os valores não são obtidos por medição direta como no caso da ANVISA que estabelece temperatura de bulbo seco. A temperatura efetiva é obtida associando valores de temperatura de bulbo seco, umidade relativa e velocidade do ar e a temperatura operativa com os valores de temperatura de bulbo seco, velocidade relativa do ar e da temperatura radiante média.

A escolha da faixa de operação do sistema deve ser realizada considerando o tipo de aplicação do sistema de forma a atender as legislações vigentes.

2 METODOLOGIA

Neste capítulo serão apresentados o objeto de estudo e os métodos empregados para a elaboração do trabalho proposto.

Inicialmente é apresentada a instalação a ser analisada, a ferramenta de cálculo e de análise de eficiência energética e as configurações alternativas para o sistema de AVAC da edificação que serão analisadas para alcance de melhores resultados de eficiência energética.

2.1 OBJETO DE ESTUDO

O objeto de estudo será uma edificação comercial destinada a atividades bancárias localizada na zona norte da cidade do Rio de Janeiro. A Edificação possui 5 pavimentos, área total de 2.169,31 m^2, sendo condicionada a área de 1.848 m^2, possui subsolo, um mezanino e três pavimentos, sendo que o pavimento térreo possui dois níveis distintos.

Os ambientes a serem climatizados estão divididos em: autoatendimento, corredor de abastecimento, salão térreo, salão nível 1, sala apoio nível 1, tesouraria, arquivo nível 1, mezanino, automação, arquivo, copa, sala multiuso, salão 1 pavimento, apoio ao atendimento, sala de Treinamento, foyer, telefonista e salão 2º pavimento.

O sistema de ar condicionado existente utiliza dois tipos de sistema, sendo o térreo, mezanino e 1º pavimento climatizados por sistema de expansão indireta e o último pavimento por sistemas de expansão direta. O subsolo não é condicionado e não possui ocupação.

O sistema de expansão indireta é composto por dois *chillers* de condensação a ar com compressor do tipo parafuso, com capacidade de 55,39 TRs cada, duas bombas de água gelada de 15 CV, sendo uma delas reserva, e 11 unidades de tratamento de ar de vazão constante, sendo quatro unidades de 5 TRs, quatro unidades de 7,5 TRs e três unidade de 10 TRs.

O sistema de expansão direta é composto por *splits* de alta capacidade, que somam 50 TRs, sendo um equipamento de 5 TRs e três de 15 TRs.

Tabela 2.1 – Equipamentos existentes

Equipamentos (TR)		Carga Térmica Calculada	
		kW	TR
FC 01	10,0	59,4	16,9
FC 02	5,0	30,3	8,6
FC 03	5,0		
FC 04	5,0	30,1	8,6
FC 05	5,0		
FC 06	7,5	48,4	13,8
FC 07	7,5		
FC 08	10,0	49,0	13,9
FC 09	10,0		
FC 10	7,5	21,7	6,2
FC 11	7,5	10,8	3,1
SPL01	15,0	34,3	9,8
SPL 02	5,0	10,7	3,0
SPL 03	15,0	77,8	22,1
SPL 04	15,0		
	130,0	372,5	**105,9**

2.2 O PROGRAMA DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

De acordo com a NBR- 16401 parte 1, as cargas térmicas devem ser calculadas em quantas horas do dia de projeto forem necessárias para determinar a carga máxima de cada zona e as cargas máximas simultâneas de cada unidade de tratamento de ar e do conjunto do sistema, bem como as épocas de suas respectivas ocorrências, devendo ser considerado ainda o efeito dinâmico da massa da edificação sobre a carga térmica.

Sendo assim, exceto para sistemas muito simples, é inviável a realização do cálculo da carga térmica sem ferramenta computacional. O programa a ser utilizado deve estar baseado no método da ASHRAE *Transfer Function Method* (TFM) ou preferencialmente o *Radiant Time Series Method* (RTS).

2.2.1 O Programa HAP

O Programa HAP é amplamente utilizado por profissionais da área de engenharia, sendo uma ferramenta que permite análise energética de edifícios existentes, dimensionamento de sistemas de climatização considerando diversos arranjos e a análise energética de Edificações.

De acordo com Pinto (2013) o *Energy Plus* apresenta maior quantidade de *outputs* e maior versatilidade permitindo representar na simulação maior quantidade de informações,

uma vez que o projeto 3 D da edificação é inserido, entanto sua interface com usuário é mais complexa, sendo mais suscetível a erros difíceis de identificar e corrigir. O HAP realiza a simulação de cada zona individualmente, sendo assim, a medida que vão surgindo evoluções no projeto cada espaço pode ser atualizado e simulado novamente sem necessidade de simular todo o edifício, tornando mais curto o tempo de simulação.

A ASHRAE Standard 140 especifica procedimentos para avaliação da capacidade técnica e faixas de aplicabilidade dos softwares que calculam o desempenho térmico de edifícios e seus sistemas de AVAC. A norma define uma série de casos para realização de testes específicos. Para cada caso estabelecido pela norma executa-se uma simulação usando o programa de desempenho energético que está sendo avaliado.

A Norma fornece, para cada caso, resultados de testes gerados por vários softwares de "referência". Softwares BLAST, Energy Plus, DOE2.E1, DOE2.2, ESP-r, TRNSYS e Tase são considerados pelos autores da Norma para representar o estado da arte.

A edição de 2011 da Norma 140 contém testes para cálculos de carga do envelope de construção (Seção 5.2), Equipamentos de refrigeração de expansão direta (seções 5.3A e 5.3B) e equipamentos para aquecimento (Seção 5.4).

De acordo com a Carrier (2019) o HAP foi testado para 5 casos na seção 5.2 apresentando resultados em conformidade. Para os outros casos ele não foi testado porque os *inputs* estão fora dos intervalos estabelecidos ou exigem controle de recursos não modelados no programa. Para a seção 5.3 A o HAP foi testado em 14 casos apresentando resultados em conformidade.

O programa HAP utiliza o método da ASHRAE TFM, sendo assim ele está em conformidade com a NBR-16401. Entretanto há necessidade de avaliação dos valores dos coeficientes de transmissão de calor empregados que devem estar em conformidade com a NBR-15220 que trata de desempenho térmico de edificações.

O HAP foi desenvolvido por uma reconhecida empresa do ramo de AVAC e se destaca pela boa interface com o usuário, pela grande utilização e aceitação no mercado para as estimativas de carga térmica, dimensionamento de equipamentos e estimativa de custos de operação em edificações, sendo assim, foi o programa escolhido para o desenvolvimento deste trabalho. Para esta pesquisa foi utilizada a versão 5.11 desta ferramenta computacional.

Dentre as funcionalidades do software destacam-se:

- Calcula o fluxo de aquecimento para todos os elementos da sala, tais como paredes, janelas, telhados, claraboias, portas, iluminação, pessoas, equipamentos elétricos, infiltração, pisos e partições considerando a hora do dia e a época do ano.

- Dimensiona os sistemas de climatização, com cálculo das cargas de refrigeração e de aquecimento para espaços, zonas e serpentinas do sistema AVAC.
- Determina as taxas de fluxo de ar necessárias para espaços, zonas e sistema.
- Calcula vazão de ar externo de acordo com ASHRAE 62.1 ou com as especificações do usuário.
- Dimensiona os ventiladores de circulação de ar e resfriadores de líquido.
- Simula a operação dos sistemas de aquecimento e ar condicionado no edifício para cada uma das 8.760 horas em um ano.
- Simula a operação dos sistemas não AVAC, como iluminação e equipamentos, para cada uma das 8.760 horas em um ano.
- Determina o consumo energético anual da edificação e o custo de tarifas para utilidades;
- Gera relatórios com resumo do dimensionamento do sistema de ar; resumo do dimensionamento da zona; resumo do dimensionamento da ventilação; resumo das cargas do projeto; perfis de carga por hora; sistema psicrométrico; resumo do dimensionamento da planta; perfil de carga do chiller e relatório de análise energética.

2.2.2 Modelo matemático do HAP

Os principais aspectos do modelo matemático utilizado pelo HAP são apresentados abaixo. Os dados foram obtidos no manual do programa HAP5.11.

2.2.2.1 Cálculo dos dados climáticos

Os dados meteorológicos de projeto são usados para realizar estimativas de carga de projeto de resfriamento e aquecimento visando o dimensionamento do sistema e seleção de equipamentos. A determinação das cargas máximas de resfriamento de um edifício é realizada considerando um dia de projeto para cada mês, onde o perfil horário de temperatura e umidade representam condições mais quentes que o normal e perfis de radiação solar de céu claro representam condições de insolação máxima para cada mês.

Com base nos parâmetros de projeto para a cidade selecionada, a HAP constrói perfis horários de fluxo solar e ganho de calor solar para todos os meses usando procedimentos da ASHRAE. Cada perfil representa as condições solares do céu claro. Perfis solares são usados para cálculos de carga de parede, teto e janela.

Para a composição dos dias de projeto, o cálculo da temperatura de bulbo seco (TBS), temperatura de bulbo úmido coincidente ($\mathrm{TBU_C}$), fluxo solar e ganhos de calor pelo ambiente

externo, o programa utiliza a metodologia produzida pela ASHRAE (2013). O cálculo do TBS horário ($\mathrm{TBS_h}$) é expresso por:

Tabela 2.2 – Fator horário de variação diária de temperatura.
Fonte: ASHRAE (1997), apud Carrier (2017).

Time	Fh	Time	Fh	Time	Fh	Time	Fh
0030	0.82	0630	0.98	1230	0.23	1830	0.21
0130	0.87	0730	0.93	1330	0.11	1930	0.34
0230	0.92	0830	0.84	1430	0.03	2030	0.47
0330	0.96	0930	0.71	1530	0.00	2130	0.58
0430	0.99	1030	0.56	1630	0.03	2230	0.68
0530	1.00	1130	0.39	1730	0.10	2330	0.76

$$\mathrm{TBS_h} = \mathrm{TBS_{referência}} - \Delta\mathrm{T_{TBS}} \times \mathrm{F_h} \qquad \text{(eq. 20)}$$

onde:

$\mathrm{TBS_h}$ é o TBS para projeto de resfriamento do mês de referência, em °C.

$\Delta\mathrm{T_{TBS}}$ é a amplitude diária da temperatura bulbo seco.

$\mathrm{F_h}$ é o fator de temperatura horário, o qual é determinado pela tabela 2.2.

Analogamente a temperatura de bulbo úmido coincidente ($\mathrm{TBU_c}$) é definida por:

$$\mathrm{TBU_c} = \mathrm{TBU_{c,ref}} - \Delta\mathrm{T_{TBU_c}} \times \mathrm{F_h} \qquad \text{(eq. 21)}$$

onde:

$\mathrm{TBU_{c,ref}}$ é a temperatura de bulbo úmido coincidente de referência para a cidade do projeto da $\mathrm{TBS_{ref}}$, em °C.

$\Delta\mathrm{T_{TBU_c}}$ é a amplitude diária da temperatura bulbo úmido coincidente.

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.

O TSA está relacionado com o movimento solar e não com o horário do relógio. O Sol atinge seu ponto mais alto no céu, posição zênite, ao meio-dia de acordo com TSA e o resto do dia é medido referente a este ponto, uma vez que a Terra gira 15 graus cada hora.

Para calcular os fluxos solares e os ganhos de calor solar para um edifício, a posição do Sol no céu deve ser determinada usando o TSA, pois a hora do relógio pode divergir em relação ao horário solar aparente.

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

$$\mathrm{TSA} = \mathrm{HL} + \frac{\mathrm{E}}{60} + \frac{\mathrm{L_{local}} - \mathrm{L_{meridiano}}}{15} \qquad \text{(eq. 17)}$$

$$\mathrm{E} = 2{,}2918 \times [0{,}0075 + 0{,}1868\cos(\mathrm{B}) - 3{,}2077\mathrm{sen}(\mathrm{B}) - 1{,}4615\mathrm{COS}(2\mathrm{B}) - 4{,}089\,\mathrm{sen}(2\mathrm{B}) \qquad \text{(eq. 18)}$$

$$\mathrm{B} = \frac{[360 \times (\mathrm{N_{dia}} - 1)]}{365} \qquad \text{(eq.19)}$$

Onde:

TSA: Tempo solar aparente;

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

$\mathrm{L_{meridiano}}$: Longitude do meridiano de referência do fuso horário em graus.

$\mathrm{L_{local}}$ = 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.

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

Para a simulação das cargas do edifício e da operação de equipamentos AVAC ao longo do ano, assim como do consumo e custo de energia, o HAP utiliza como referência arquivos do tipo Ano Meteorológico Típico (“Typical Meteorological Year” - TMY), sendo aceito os formatos EnergyPlus EPW, o ASHRAE IWEC, o ASHRAE IWEC2, o USA TMY2 e o USA TMY3, os quais são criados a partir de um banco de dados extenso de medições climáticas.

Este banco de dados climáticos é formado por medições diretas das variáveis meteorológicas ao longo de no mínimo oito anos, após o tratamento estatístico. As estações meteorológicas usadas são normalmente aquelas dos aeroportos.

As cargas térmicas são calculadas para 8.760 horas do ano, usando dados climáticos, as programações de operação e o método de carga da função de transferência ASHRAE.

Os dados meteorológicos reais são usados para avaliar como os sistemas AVAC do edifício reagem às seqüências reais do clima ao longo de um ano. Isso é necessário para gerar estimativas precisas de custos operacionais. Os horários de operação definem como os ganhos de calor variam em diferentes dias da semana. O método de carga Função de Transferência fornece estimativas precisas de cargas de construção, considerando a natureza transitória dos processos de transferência de calor no edifício.

2.2.2.2 Cálculo da carga térmica

O HAP calcula o ganho de calor através das janelas, portas, paredes, pisos e telhados, através da equação a seguir:

$$\dot{Q} = U \times A \times \Delta T \qquad \text{(eq. 32)}$$

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 entre os meios em interação, em °C.

Para a cobertura e para as paredes que possuem 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:

$$T_{as} = TBS_{ae} + \propto . \frac{I_T}{h_e} - \varepsilon . \frac{U}{h_e} \qquad \text{(eq. 33)}$$

onde:

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

$\propto$ é fator de absorção à radiação solar da superfície.

I_T é a intensidade total do fluxo solar, em W/m².

h_e é o coeficiente de transferência de calor por convecção externo, o valor de referência é de 17 W/m².K.

U é o coeficiente global de transferência de calor, em W/ (m². °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/m². O valor de referência é 0 para superfícies verticais e 20 para superfícies horizontais.

A radiação solar que atinge a superfície externa da parede ou teto e a diferença de temperatura entre o ar interno e o externo são responsáveis por esta transferência de calor.

O ganho de calor calculado conforme acima, é usado com os coeficientes apropriados na equação da função de transferência para calcular a carga de transmissão dos componentes. A diferença entre o ganho de calor e a carga é devida ao componente radiante do ganho de calor que é absorvido pela massa do edifício e, posteriormente, convectado para

o ar ambiente para se tornar uma carga. Estes cálculos são feitos hora a hora, para as 8.700 horas do ano.

No caso das janelas e superfícies envidraçadas, há também o ganho de calor devido a irradiação solar através da seguinte equação:

$$\mathrm{TSHG} = [\mathrm{TSHGF_b}(1 - \mathrm{F_{so}}) + \mathrm{TSHGF_d}](SC)(A) \quad \text{(eq. 34)}$$

$$\mathrm{ASHG} = [\mathrm{ASHGF_b}(1 - \mathrm{F_{so}}) + \mathrm{ASHGF_d}]\, Ni\, (SC)(A) \quad \text{(eq. 35)}$$

$$\mathrm{SHG} = \mathrm{TSHG} + \mathrm{ASHG} \quad \text{(eq. 36)}$$

onde:

$TSHG$ é o componente de ganho de calor solar transmitido, em W.

$\mathrm{TSHGF_b}$ é o componente de ganho de calor solar transmitido devido a radiação direta, em W.

$\mathrm{TSHGF_d}$ é o componente de ganho de calor solar transmitido devido a radiação difusa, em W.

A é a área da janela em m².

SC coeficiente de sombreamento

ASHG é a ganho total de calor pela janela, em W.

$\mathrm{ASHGF_b}$ é a ganho de calor por radiação direta na janela, em W.

$\mathrm{ASHGF_d}$ é a ganho de calor por radiação difusa na janela, em W.

NI é a fração da radiação solar absorvida pelo vidro de referência.

$\mathrm{F_{so}}$ é a fração da área da janela protegida da luz solar direta.

SHG é a ganho total de calor pela janela, em W.

A parcela de ganho de calor proveniente das pessoas ($\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{pess}}$) que ocupam a edificação é calculada da seguinte maneira pelo programa:

$$\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{pess}} = \mathrm{HG} \times \mathrm{N_{Pessoas}} \times \mathrm{F_p}/100 \quad \text{(eq. 37)}$$

onde:

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

$\mathrm{N_{Pessoas}}$ é a ocupação máxima.

$\mathrm{F_p}$ é a programação de ocupação da edificação, em percentual.

A carga resultante do ganho de calor sensível devido a ocupação deve ter os componentes convectivos e radiativos separados. Usando as recomendações da ASHRAE, o programa assume um valor médio de 30% de convecção. A fração convectiva de 30% do ganho de calor se torna uma carga imediatamente.

A carga térmica devido a infiltração e ao ar externo de renovação do ar é composta por parcelas latentes ($\dot{Q}_{L,ae}$) e sensíveis ($\dot{Q}_{s,ae}$), sendo essas parcelas calculadas pelas seguintes equações:

$$\dot{Q}_{s,ae} = \rho_{ae} \times c_{p,ae} \times \dot{V}_{ae} \times (T_{ae} - T_{ac}) \quad \text{(eq. 38)}$$

$$\dot{Q}_{L,ae} = \rho_{ae} \times h_{va} \times \dot{V}_{ae} \times (\omega_{ae} - \omega_{ac}) \quad \text{(eq. 39)}$$

onde:

ρ_{ae} é a massa específica do ar, em kg/m³.

$\dot{V}_{ae}$ é a vazão volumétrica de ar, em m³/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 kJ/kg. °C.

T_{ae} é a temperatura do ar externo, em °C.

ω_{ae} é a umidade absoluta do ar externo, em $kg_{água}/kg_{ar}$.

T_{ac} é a temperatura do ambiente condicionado, em °C.

ω_{ac} é a umidade absoluta do ambiente condicionado, em $kg_{água}/kg_{ar}$.

Este ar introduzido no sistema afeta imediatamente as cargas do edifício não sendo necessário aplicar procedimentos de função de transferência para determinar estas parcelas da carga térmica.

2.2.2.3 Cálculo da vazão de insuflação de ar condicionado dos ambientes

O HAP possui três opções de dados de entrada: temperatura de insuflação, vazão mínima de ar a ser insuflado e vazão mínima de ar por metro quadrado a ser insuflado.

A equação 41 é usada 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.

Quando o dado de entrada é a temperatura, a equação 40 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:

$$\dot{V}_{ins,perd} = \dot{V}_{min,ins} \times \left(1 - \frac{F_{perda}}{100}\right) \quad \text{(eq. 40)}$$

$$\dot{V}_{ins} = \left[\frac{Q_{carga\ térmica\ do\ ambiente}}{Q_{carga\ térmica\ do\ sistema}}\right] \times \dot{V}_{ins,perd} \quad \text{(eq. 41)}$$

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 40 e 41 associada à equação 42

$$\dot{V}_{min,ins} = \dot{V}_{min,ins\ area} \times A_{ambiente} \quad \text{(eq. 42)}$$

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.

2.2.2.4 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 *fancoils*. Para todos esses sistemas o dimensionamento da serpentina é dado pelo somatório das equações a seguir.

$$\dot{Q}_{s,serp} = \rho_{ar}/\rho_{ref,ar} \times c_{p,ar} \times \dot{V}_{ins} \times \left(T_{e,serp} - T_{s,serp}\right) \quad \text{(eq. 43)}$$

$$\dot{Q}_{L,serp} = \rho_{ar}/\rho_{ref,ar} \times h_{va} \times \dot{V}_{ins} \times \left(\omega_{e,serp} - \omega_{s,serp}\right) \quad \text{(eq. 44)}$$

Ressalta-se que as serpentinas de aquecimento só utilizam a equação 43, 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:

$$\omega_{s,serp} = BF \times \left(\omega_{e,serp} - \omega_{TPO}\right) + \omega_{cond} \quad \text{(eq. 45)}$$

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

$$BF = \frac{T_{s,serp} - TPO}{T_{e,serp} - TPO} \quad \text{(eq. 46)}$$

2.2.2.5 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:

$$\dot{Q}_{motor} = (1 - \eta_{motor}) \times \text{Potência em kW} \quad \text{(eq. 47)}$$

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

$$\dot{W}_{motor} = \frac{\dot{V}_{ins} \times \Delta P}{36700 \times \eta} \quad \text{(eq. 48)}$$

onde:

ΔP é pressão estática total do ventilador em Pascal.

η é a eficiência do ventilador.

2.2.2.6 Cálculo do 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:

$$\dot{Q}_{S,recup} = \rho_{ar} \times c_{p,ar} \times \dot{V}_{exp} \times (T_{exp} - T_{ae}) \quad \text{(eq. 49)}$$

$$\dot{Q}_{L,recup} = \rho_{ar} \times h_{va} \times \dot{V}_{exp} \times (\omega_{exp} - \omega_{ae}) \quad \text{(eq. 50)}$$

onde:

$\dot{V}_{exp}$ é a vazão de ar de expurgo, 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 $kg_{água}/kg_{ar}$.

2.2.2.7 Vazão de água

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

$$\dot{V}_{água} = \frac{\dot{Q}_{pico\ de\ carga\ térmica}}{\rho_{água} \times c_{p,água} \times \Delta T_{água}} \quad \text{(eq. 51)}$$

onde:

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

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

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

2.2.2.8 Princípios do método da função de transferência

O HAP utiliza o método da função de transferência, em inglês *Transfer Function Method* (TFM), da ASHRAE, para cálculos de projeto de resfriamento e para cálculos de carga de simulação de energia, sendo aceito pela norma NBR-16401 parte 1.

O Manual do usuário, disponível no campo de ajuda do programa, apresenta o método de cálculo e suas premissas.

São considerados na estimativa de cargas da edificação os mecanismos de transferência de calor por condução, convecção e radiação, a variação no tempo das contribuições de calor pelas diversas fontes e a inter-relação destes processos de transferência de calor.

O TFM é originado a partir do método mais rigoroso denominado Método de Equilíbrio de Calor, em inglês *Heat Balance*, usando hipóteses simplificadoras para redução dos tempos de cálculo sendo capaz de fornecer estimativas de carga térmica da edificação com precisão satisfatória.

O Método da Função de Transferência é baseado no “Princípio do fator de resposta". Este princípio estabelece que, para uma sala específica, os padrões de resposta térmica (isto é, como um ganho de calor é convertido em carga térmica durante um período de tempo) para cada tipo específico de ganho de calor serão sempre os mesmos. Os tamanhos das cargas serão diferentes, mas o padrão de conversão de ganho de calor para carga será o mesmo.

O princípio do fator de resposta baseia-se, por sua vez, em três princípios adicionais:

1. O Princípio da Superposição: A carga total da sala é igual à soma das cargas calculadas separadamente para cada componente de ganho de calor.

2. O Princípio da Linearidade: A magnitude da resposta térmica a um ganho de calor varia linearmente com o tamanho do ganho de calor.

3. O Princípio da Invariabilidade: Dois ganhos de calor de igual tamanho ocorrendo em momentos diferentes produzirão a mesma resposta térmica em uma sala.

Para cada componente, tais como iluminação, paredes, entre outros, a carga é definida como uma função do ganho de calor e do tempo. Essa relação é usada para calcular rapidamente cargas para cada hora. A relação matemática é expressa no que é chamado de Equação da Função de Transferência de Sala, tem formato semelhante:

$$Q_o = v_o q_o + v_1 q_1 + v_2 q_2 - w_1 Q_1 - w_2 Q_2 \qquad \text{(eq. 52)}$$

Onde,

Q é a carga. Sendo os subscritos pontos específicos no tempo. Subscrito 0 é a hora atual, 1 é a hora anterior e 2 são duas horas anteriores.

q é o ganho de calor.

v_o, v_1, v_2, w_1 e w_2 são coeficientes da função de transferência. Os valores desses coeficientes variam para cada tipo de ganho de calor e espaço devido aos diferentes processos de transferência de calor envolvidos na conversão de cada tipo de ganho de calor em uma carga. A ASHRAE publicou tabelas desses coeficientes para diferentes componentes de ganho de calor, tipos de quartos e pesos de construção.

No cálculo de cargas de transmissão dos componentes da envoltória é considerado o atraso entre o tempo que o ganho de calor ocorre na superfície exterior de uma parede ou telhado e o tempo que o ganho de calor atinge a superfície interior da parede ou do telhado. No cálculo destas cargas é considerada a transferência transitória de calor através da parede ou teto para determinar o ganho de calor através de uma parede ou telhado, bem como a conversão do ganho de calor em uma carga.

Os ganhos de calor por radiação provenientes de fontes, tais como sol, iluminação ou pessoas, levam tempo para se tornarem uma carga a ser resfriada. O calor radiante primeiro aquece a envoltória do edifício para depois ser conduzido a superfície interna do edifício e ser liberado ao longo do tempo para o ar através da convecção.

O método da função de transferência também fornece procedimentos para calcular a "taxa de extração de calor" do equipamento, isto é, como o equipamento AVAC remove o calor das zonas do edifício. Na prática, as temperaturas da sala variam dentro da faixa de estrangulamento do termostato, entre os pontos de ajuste de aquecimento e resfriamento e quando os pontos de ajuste são configurados ou ajustados durante os períodos não ocupados. A flutuação da temperatura ambiente tem uma influência significativa no resfriamento ou aquecimento fornecido pelo equipamento. Essas considerações também são essenciais para o cálculo das cargas de *pull-down* e de *warm-up*, isto é, cargas resultantes da alteração de pontos de ajuste de termostato de períodos não ocupados para ocupados.

Os procedimentos de extração de calor estão envolvidos no processo de análise do sistema da seguinte forma:

Etapa 1. As cargas de zona são calculadas usando os princípios de ganho de calor e de transferência de espaço assumindo que o equipamento AVAC opera 24 horas por dia e mantém uma temperatura de zona fixa. Os resultados desse cálculo são relatados como componentes de carga sensíveis à zona nos relatórios do programa. Cargas sensíveis à zona também são usadas para determinar as taxas de fluxo de ar da zona e do sistema.

Etapa 2. A operação do sistema de tratamento de ar é então simulada usando os dados de carga da zona e os procedimentos de extração de calor para determinar como o equipamento e os termostatos respondem às cargas e extraem ou adicionam calor às zonas. A temperatura da zona varia dentro da faixa de estrangulamento do termostato durante a operação, ou dentro da zona morta entre os pontos de ajuste de resfriamento e aquecimento. Esses procedimentos de simulação são utilizados para determinar a extração total de calor do sistema e as cargas resultantes da serpentina.

As cargas resultantes dos cálculos realizados pelo HAP utilizando o método TFM são específicas e personalizadas para cada edificação e são influenciadas por condições meteorológicas locais, aspectos construtivos do edifício, parâmetros de controle e horários de operação.

2.3 DADOS DE ENTRADA DO HAP

Foram realizadas entrevistas com os usuários e vistoria no local com finalidade de coletar dados e verificar a compatibilidade com o projeto disponibilizado.

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.

2.3.1 Coeficientes de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor, U é necessário para o cálculo do ganho de calor através da envoltória e entre os ambientes adjacentes. As propriedades térmicas dos materiais que compõem a envoltória da edificação foram obtidas na NBR 15220 (ABNT, 2005).

Tabela 2.3 – Dados entrada parede externa

PAREDE EXTERNA

Detalhes da Parede

Absortividade **0,500**
Coeficiente Global de transmissão de calor ..... **2,380** W/(m²·K)

Camadas	Espessura mm	Densidade kg/m³	Calor Específico kJ / (kg K)	Resistência (m²·K) /W	Peso kg/m²
Resistência superfície interna	0,000	0,0	0,00	0,13000	0,0
Tijolo	100,000	1600,0	0,92	0,25020	160,0
Resistência superfície externa	0,000	0,0	0,00	0,04000	0,0
Total	**100,000**	**-**		**0,42020**	**160,0**

Tabela 2.4 – Dados entrada vidro janelas e portas

VIDRO

Altura ..... **2,80** m
Largura ..... **3,00** m
Coeficiente Global de transmissão de calor ..... **3,339** W/(m²·K)
Coeficiente de sombra´..... **0,811**

Tabela 2.5 – Dados entrada Cobertura

LAJE DA COBERTURA

Cor superfície externa ..... **Clara**
Absortividade **0,450**
Coeficiente global de transmissão de calor ..... **1,851** W/(m²·K)

Detalhes da cobertura

Camadas	Espessura mm	Densidade kg/m³	Calor Específico kJ / (kg K)	Resistência (m²·K) /W	Peso kg/m²
Resistência superfície interna	0,000	0,0	0,00	0,17000	0,0
concreto 10 cm	130,000	2300,0	1,00	0,08570	299,0
manta asfáltica	10,000	1000,0	1,46	0,04300	10,0
Ar	400,000	0,0	0,00	0,17000	0,0
telha fibrocimento	20,000	1800,0	0,84	0,03160	36,0
Resistência superfície externa	0,000	0,0	0,00	0,04000	0,0
Total	**560,000**	**-**		**0,54030**	**345,0**

Tabela 2.6 – Dados entrada divisórias

DIVISÓRIAS

Cor superfície externa ..... **Clara**

Absortividade **0,450**

Coeficiente global de transmissão de calor ..... **2,381** W/(m²·K)

Detalhes da divisória

Camadas	Espessura mm	Densidade kg/m³	Calor Específico kJ / (kg K)	Resistência (m²·K) /W	Peso kg/m²
Resistência superfície interna	0,000	0,0	0,00	0,13000	0,0
Compensado naval	35,000	592,7	1,17	0,25	20,7
Resistência superfície externa	0,000	0,0	0,00	0,04000	0,0
Total	**35,000**	**-**		**0,4200**	**20,7**

2.3.2 Programação horária dos ambientes e sistemas

Os dados de programação horária de equipamentos, iluminação, ocupação e do termostato foram obtidos a partir do normativo estabelecido pela empresa. Estes são descritos e apresentados a seguir.

2.3.2.1 Programação de ocupação

- Segunda-feira a sexta-feira:
  - 20:00 às 08:00: sem ocupação.
  - 08:00 às 9:00: 3% da ocupação.
  - 09:00 às 10:00: 20% da ocupação.
  - 10:00 às 17:00: 100% da ocupação.
  - 17:00 às 18:00: 40% da ocupação.
  - 18:00 às 19:00: 20% da ocupação.
  - 19:00 às 20:00: 5% da ocupação.
- Domingo, sábado e feriados: sem ocupação.

2.3.2.2 Programação da iluminação

Ambientes Técnicos

- Segunda-feira a sexta-feira:
  - 19:00 às 08:00: 40% da iluminação ligada.

    - 08:00 às 19:00: 100% da iluminação ligada.
- Domingo, sábado e feriados: 40% da iluminação ligada.

Autoatendimento

- Todos os dias
    - 00:00 às 08:00: iluminação ligada.
    - 08:00 às 22:00: 100% da iluminação desligada.
    - 22:00 às 0:00: 10% da iluminação ligada.

Demais ambientes

- Segunda-feira a sexta-feira:
    - 20:00 às 08:00: desligado
    - 08:00 às 20:00: 100% da iluminação ligada.
- Domingo, sábado e feriados: desligado

2.3.2.3 Programação dos equipamentos

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

- Segunda-feira a sexta-feira:
    - 20:00 às 09:00: 10% dos equipamentos ligados
    - 9:00 às 10:00: 30% dos equipamentos ligados.
    - 10:00 às 18:00: 100% há equipamentos ligados.
    - 18:00 às 19:00: 60% dos equipamentos ligados.
    - 19:00 às 20:00: 20% dos equipamentos ligados.
- Domingo, sábado e feriados: 10% dos equipamentos ligados.

2.3.2.4 Termostato dos condicionadores de ar

Para os ambientes de atendimento e apoio ao atendimento foi determinado que:

- Segunda-feira a sexta-feira operam das 08:00 às 18:00 horas.
- Domingo, sábado e feriados: não operam.

Para os ambientes técnicos, tais como corredor de abastecimento, sala site dentre outros afins, foi considerado que o ar condicionado opera 100% das horas do ano. Para atendimento destes ambientes nos horários de desligamento do sistema central são usados *splits* de baixa capacidade.

2.3.3 Tarifas energia elétrica

Por se tratar de agência instalada em baixa tensão, apresenta um custo de energia mais elevado quando comparado a edificações ligadas em média e alta tensão. Foi considerado o valor de R$ 1,00, sendo a média aproximada do valor pago pelo kW/h a concessionária de energia no ano de 2018.

2.3.4 Dados de ocupação

Foram adotados os valores de referência da NBR 16401 para definição da dissipação de calor sensível e latente pelos ocupantes, considerando o nível de atividade e a finalidade da edificação. Nos ambientes de uso interno foi realizado levantamento no local para determinação do número de ocupantes e para os ambientes de atendimento ao público foi considerada a densidade de ocupação da norma NBR 16401, devido ser um ambiente de alta rotatividade e difícil previsibilidade de ocupação.

2.3.5 Dados de iluminação

Durante o cálculo foi considerado que a dissipação do reator das luminárias é 8% da dissipação de iluminação. Foi utilizada a taxa de iluminação estabelecida pela NBR-16401 considerando a aplicação de lâmpadas fluorescentes.

2.3.6 Dados de dissipação térmica dos equipamentos

Para os equipamentos foram utilizados valores de dissipação de calor constantes na norma NBR-16401. Foi realizado levantamento no local para determinação da quantidade de equipamentos a serem considerados em cada ambiente.

Tabela 2.7 – Lista de equipamentos

Lista de Equipamentos							
Zona	Ambiente	Tipo Equipamento	QTD	Potência unitário (W)	Total (W)	CS Total ambiente	CL Total ambiente
1	Autoatendimento	monitores	11	55	605	605	
2	Corredor Abastecimento	caixas eletrônicos	11	640	7040		
3	Salão Térreo	monitores	4	70	280	1500	
		computadores	4	65	260		
		impressoras	2	400	800		
		TV LCD	2	80	160		
4	Salão Nivel 1	monitores	12	70	840	3060	
		computadores	12	65	780		
		impressoras	3	400	1200		
		TV LCD	3	80	240		
5	Sala apoio nivel 1	monitores	2	70	140	355	
		computadores	2	65	130		
		impressoras	1	85	85		
6	Tesouraria	monitores	2	70	140	355	
		computadores	2	65	130		
		impressoras	1	85	85		
7	Arquivo nivel 1					0	
8	Mezanino	monitores	6	70	420	1690	
		computadores	6	65	390		
		impressoras	2	400	800		
		TV LCD	1	80	80		
9	Automação	monitores	2	70	140	4000	
		computadores	2	65	130		
		nobreak					
		servidores					
10	Arquivo	monitores	1	70	70	135	
		computadores	1	65	65		
11	Copa	microondas	1	600	600	2010	
		refrigerador	1	310	310		
		cafeteira	1	1100	1100		560
12	Sala Multiuso	monitores	8	70	560	1080	
		computadores	8	65	520		
13	Salão 1 pavimento	monitores	8	70	560	1960	
		computadores	8	65	520		
		impressoras	2	400	800		
		TV LCD	1	80	80		
14	Apoio ao atendimento	monitores	8	70	560	1080	
		computadores	8	65	520		
15	Sala de treinamento	monitores	58	70	4060	3915	
		computadores	58	65	3770		
16	Foyer	microondas	1	600	600	2010	
		refrigerador	1	310	310		
		cafeteira	1	1100	1100		560
17	Telefonista					0	
18	Salão 2 pavimento	monitores	13	70	910	3035	
		computadores	13	65	845		
		impressoras	3	400	1200		
		TV LCD	1	80	80		

2.3.7 Dados de ar de renovação

A vazão de ar exterior foi determinada pelo maior valor obtido considerando a taxa de renovação estabelecida pela ANVISA e o cálculo em conformidade com a NBR 16401 (nível 1). O cálculo do ar externo é realizado conforme descrito no item 3.10.

Tabela 2.8 – Vazões de ar externo

Ambiente		Área	Pessoas	ANVISA (l/s)		NBR-16401 Nível 1 (mínimo)					Vazão adotada
		m^2		l/s pessoa	l/s	F_P (l/s p)	F_A (l/s m^2)	V_{eficaz} (l/s)	E_z	V_{zona} (l/s)	(l/s)
1	autoatendimento	178	73	4,8	350,4	3,8	0,3	330,8	1	330,8	350,4
2	corredor	25	2	4,8	9,6	2,5	0,3	12,5	1	12,5	12,5
3	salão térreo	178	73	4,8	350,4	3,8	0,3	330,8	1	330,8	350,4
4	salão nível 1	251	102,9	4,8	493,92	3,8	0,3	466,32	1	466,32	493,92
5	sala apoio nível 1	9	2	7,5	15	2,5	0,3	7,7	1	7,7	15
6	tesouraria	29	2	7,5	15	2,5	0,3	13,7	1	13,7	15
7	arquivo nível 1	11	1	7,5	7,5	2,5	0,3	5,8	1	5,8	7,5
8	mezanino	166	68	4,8	326,4	3,8	0,3	308,2	1	308,2	326,4
9	automação	27	1	7,5	7,5	2,5	0,3	10,6	1	10,6	10,6
10	arquivo 1 andar	50	1	7,5	7,5	2,5	0,3	17,5	1	17,5	17,5
11	copa	33	14	7,5	105	3,8	0,9	82,9	1	82,9	105
12	sala multiuso	23	8	7,5	60	2,5	0,3	26,9	1	26,9	60
13	salão 1 pav	275	112,7	4,8	540,96	3,8	0,3	510,76	1	510,76	540,96
14	apoio ao atendimento	100	8	7,5	60	2,5	0,3	50	1	50	60
15	treinamento	94	58	7,5	435	5	0,6	346,4	1	346,4	435
16	foyer 2 pav	35	14,3	7,5	107,25	2,5	0,3	46,25	1	46,25	107,25
17	telefonista	8	1	7,5	7,5	2,5	0,3	4,9	1	4,9	7,5
18	salão 2 pav	356	146	4,8	700,8	3,8	0,3	661,6	1	661,6	700,8

2.3.8 Dados climáticos

Para o dimensionamento da carga térmica e para a simulação energética da edificação foi utilizado o Banco de Dados de Arquivos Climáticos da ASHRAE (2017), com a inclusão de dados climáticos disponíveis na NBR-16401 para o Aeroporto de Galeão na cidade do Rio de Janeiro.

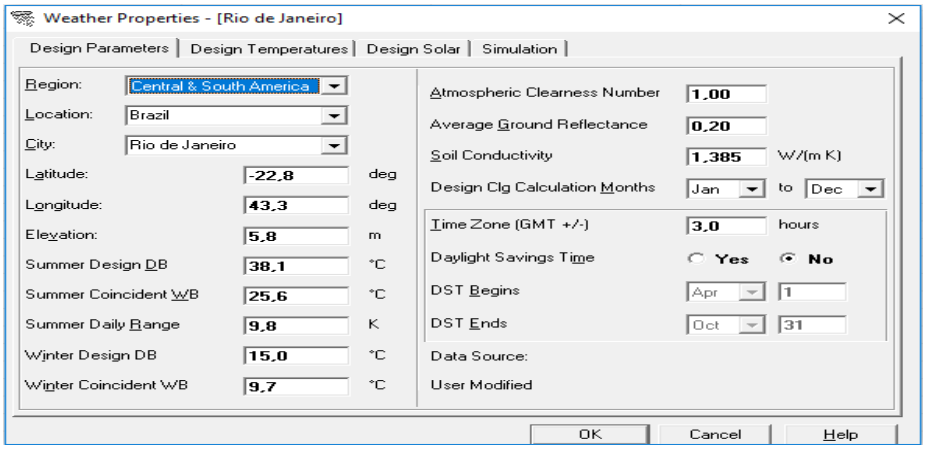


Figura 2.1 – Dados climáticos do Rio de Janeiro.

Fonte: ASHRAE (2017).

2.3.9 Horas de operação

Na tabela 2.9 são apresentadas as horas de operação consideradas para as simulações. Este parâmetro é importante uma vez que influencia diretamente no consumo mensal, devendo ser considerado na avaliação do comportamento dos sistemas prediais, sendo aplicado o fator kWh mês / número de horas de operação.

Tabela 2.9 – Horas de operação do sistema AVAC

Mês	Horas operação
janeiro	230
fevereiro	200
março	220
abril	210
maio	230
junho	210
julho	220
agosto	230
setembro	200
outubro	230
novembro	220
dezembro	210

2.4 SIMULAÇÕES

A avaliação de eficiência energética será feita por meio da análise comparativa de 7 simulações de configurações alternativas para o sistema de AVAC da edificação.

Tabela 2.10 – Resumo das simulações propostas

	1	2	3	4	5	6	7
Sistema existente	x						
Chiller condensação a ar		x	x	x			
VRF						x	x
Split de alta capacidade					x		
VAV			x	x			
Recuperador de energia				x			
DOAS							x

Os seguintes parâmetros serão avaliados nas simulações:

- Perfil de carga térmica anual.

- Pico de carga térmica.
- Consumo elétrico detalhado do sistema de AVAC
- Consumo elétrico anual da edificação.
- Consumo mensal detalhado do sistema de AVAC
- Consumo mensal detalhado da edificação

Os dados de eficiência energética, capacidade dos equipamentos e consumo de ventiladores foram retirados dos catálogos dos fabricantes. São apresentadas abaixo as considerações realizadas em cada simulação:

Simulação 1 - A simulação foi realizada considerando o sistema de climatização existente na edificação. Os dados de consumo das bombas e ventiladores foram obtidos através de levantamento no local e verificação dos dados de placa dos equipamentos. O EER considerado foi de 2,9 kW/kW para a unidade resfriadora de líquido e de 2,86 kW/kW para os *splits* de alta capacidade.

Simulação 2 - Esta simulação foi realizada considerando a instalação de resfriadores de líquido de condensação a ar do tipo modular inverter com classificação de eficiência de 3,10 kW/kW e UTA de vazão constante. Foi considerada a utilização de circuito primário de água gelada de vazão constante.

Simulação 3 - Foram mantidos os equipamentos utilizados na simulação 2, sendo alterada a forma de distribuição do ar, com instalação de caixas de volume de ar variável (VAV) e utilização de variador de frequência no ventilador da UTA. Foi considerada a utilização de circuito primário de água gelada de vazão variável.

Simulação 4 - Esta simulação foi realizada considerando a mesma configuração do sistema 3 com acréscimo de um recuperador de energia do tipo ERV.

Simulação 5 - Esta simulação foi realizada considerando utilização de equipamentos *split* de alta capacidade do tipo *inverter* com classificação de eficiência de 3,22 kW/kW.

Simulação 6 - Foi considerada utilização de sistema do tipo VRF, composta por unidades condensadoras a ar e evaporadoras do tipo *hiwall*, piso teto e cassete e renovação de ar através de caixa ventiladora com filtragem G4.

Simulação 7 - Esta simulação foi realizada considerando sistema do tipo VRF com acréscimo de um dispositivo de tratamento de ar externo dedicado (DOAS).

3 RESULTADOS

3.1 SIMULAÇÃO 1

A Figura 3.1 apresenta o detalhamento do consumo energético onde é possível verificar que o sistema AVAC responde por 53,8% do consumo de eletricidade total da edificação, sendo o consumo anual nas áreas climatizadas de 152,69 kWh/m$^{2.}$ As cargas descritas na figura como “outros” são referentes aos ambientes não condicionados.

O custo detalhado de energia elétrica de cada sistema que compõe a edificação é apresentado na Figura 3.2, onde verificamos que o consumo de iluminação e equipamentos em áreas condicionadas e elevadores, iluminação e ventilação em áreas não condicionadas, apresentam pequena variação devido ao número de horas de operação. Em relação aos sistemas AVAC, há grande variação ao longo do ano, com destaque para o custo de resfriamento. Os sistemas de ventilação e distribuição de água gelada têm vazão constante, sendo assim o custo referente a estes itens também apresenta pequena variação devido ao número de horas de operação.

Considerando as horas de operação da tabela 2.9 e aplicando o fator kW mês/ número de horas de operação, o consumo ao longo do ano referente ao resfriamento sofre uma variação de 90,83% devido às variações climáticas. Os demais componentes sofrem alterações desprezíveis. A variação anual do consumo total de AVAC é de 55,08% sendo fevereiro o mês de maior consumo e junho o de menor consumo.

Na Figura 3.3 é apresentada comparação do custo total de energia entre o sistema AVAC e os demais sistemas.

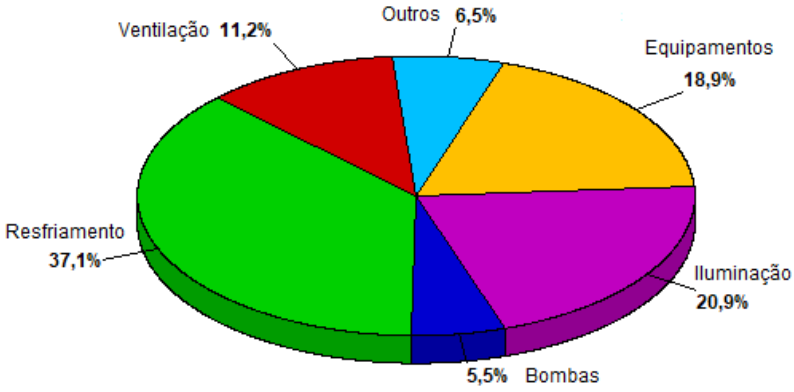


Figura 3.1 – Consumo energia detalhado edificação atual

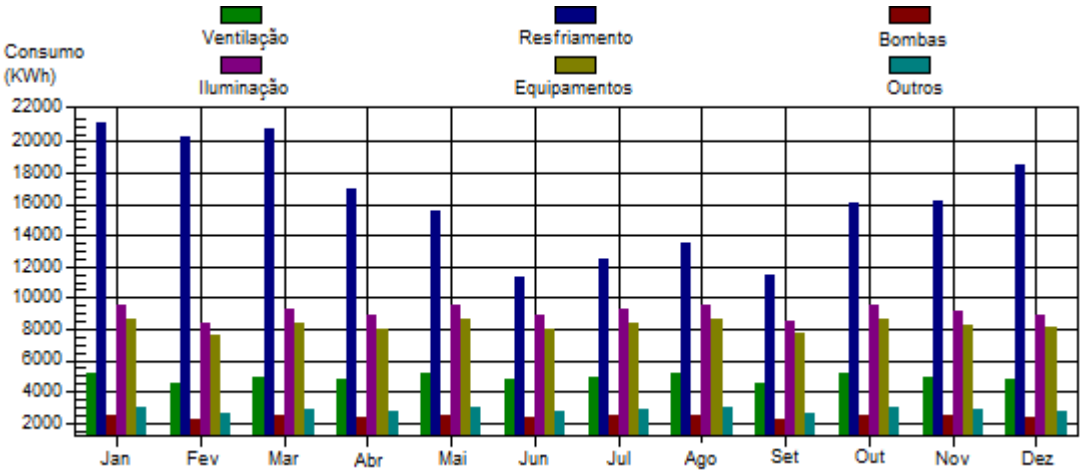


Figura 3.2 – Consumo detalhado energia elétrica edificação atual

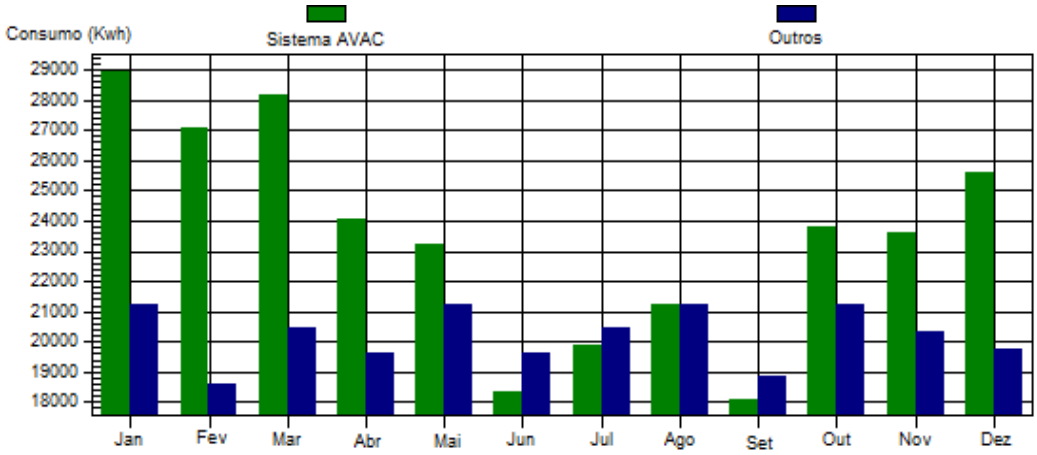


Figura 3.3 – Consumo energia elétrica comparativo edificação atual

3.2 SIMULAÇÃO 2

A Figura 3.4 apresenta o detalhamento do consumo energético onde é possível verificar que o sistema de AVAC responde por 49,2% do consumo de eletricidade total da edificação, sendo o consumo anual nas áreas climatizadas de 127,32 kWh/m^2.

A Figura 3.5 apresenta o custo detalhado de energia elétrica onde verificamos o mesmo comportamento descrito para o sistema atual, conforme descrito acima.

Considerando as horas de operação da tabela 2.9 aplicado o fator kWh mês/ número de horas de operação, o consumo ao longo do ano referente ao resfriamento sofre uma variação de 100,38% devido às variações climáticas. Os demais componentes sofrem alterações desprezíveis. A variação anual do consumo total de AVAC é de 50,03% sendo fevereiro o mês de maior consumo e junho o de menor consumo.

Na Figura 3.6 é apresentada comparação do custo total de energia entre o sistema AVAC e os demais sistemas.

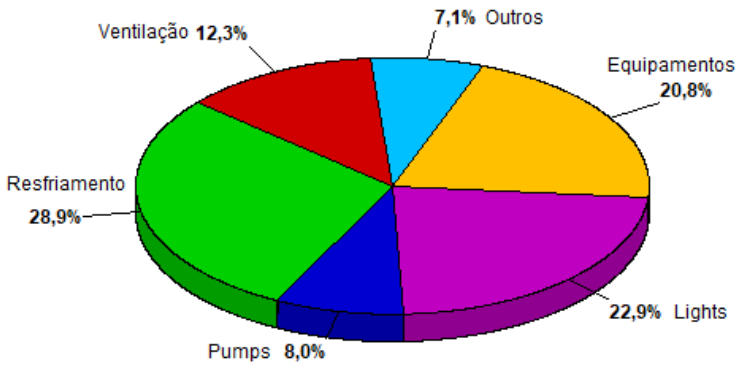


Figura 3.4 – Consumo energia detalhado simulação 2

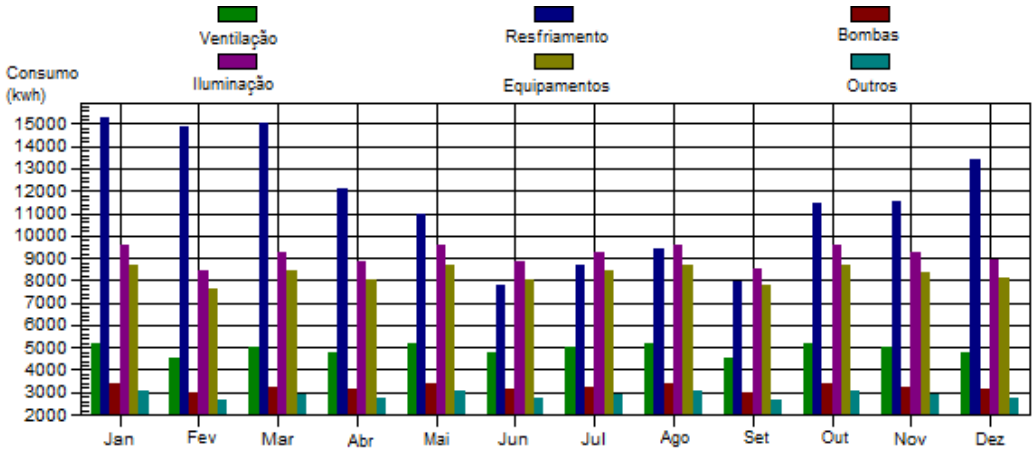


Figura 3.5 – Consumo detalhado energia elétrica simulação 2

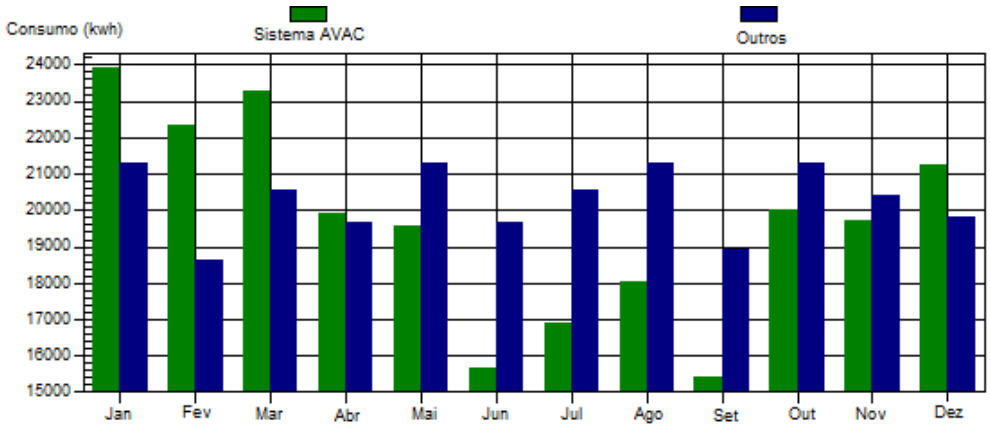


Figura 3.6 – Consumo energia elétrica comparativo simulação 2

3.3 SIMULAÇÃO 3

A Figura 3.7 apresenta o detalhamento do consumo energético onde é possível verificar que o sistema de AVAC responde por 44,3% do consumo de eletricidade total da edificação, sendo o consumo anual nas áreas climatizadas de 104,60 kWh/m^2.

O custo detalhado de energia elétrica de cada sistema que compõe a edificação é apresentado na Figura 3.8, onde verificamos que o consumo de iluminação e equipamentos, em áreas condicionadas e elevadores, iluminação e ventilação em áreas não condicionadas, apresentam pequena variação devido ao número de horas de operação. Considerando a aplicação de sistema com unidades de tratamento de ar de vazão variável e circuito de água gelada com anel primário variável, os custos de resfriamento, ventilação e bombeamento apresentam grande variação ao longo do ano.

Considerando as horas de operação da tabela 2.9 aplicado o fator kW mês/ número de horas de operação, o consumo ao longo do ano referente ao resfriamento sofre uma variação de 96,70% devido às variações climáticas e referente aos custos de bombeamento e ventilação de respectivamente 125,99% e 31,1%. A variação anual do consumo total de AVAC é de 85,07% sendo fevereiro o mês de maior consumo e junho o de menor consumo.

Na Figura 3.9 é apresentada comparação do custo total de energia entre o sistema AVAC e os demais sistemas.

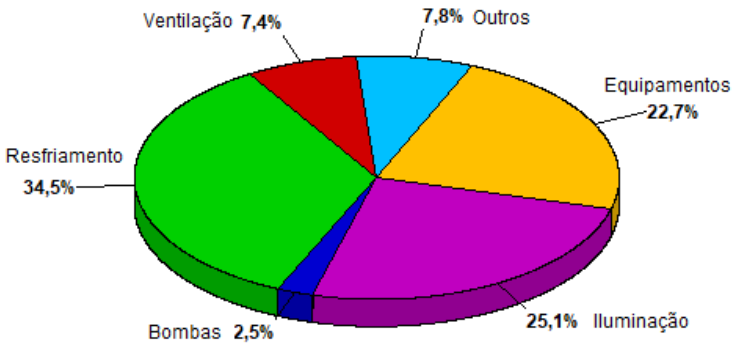


Figura 3.7 – Consumo energia detalhado simulação 3

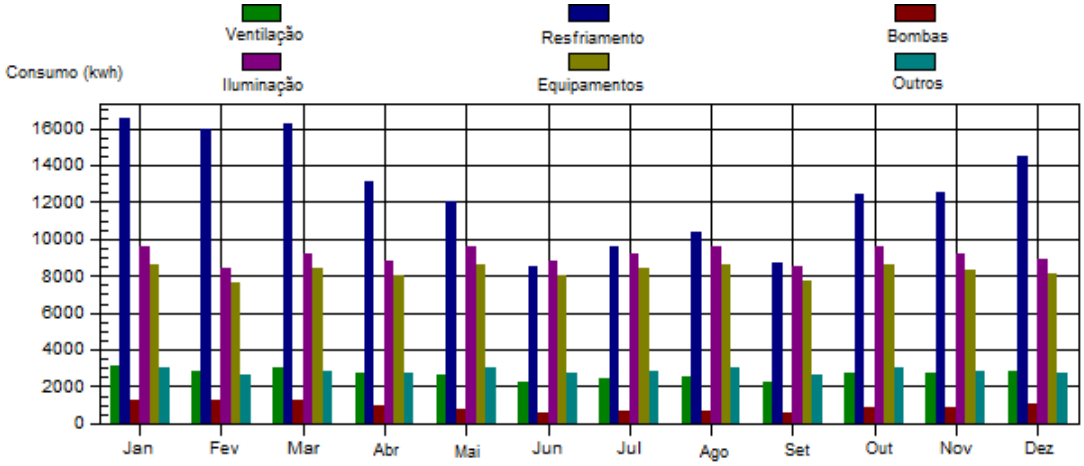


Figura 3.8 – Consumo detalhado energia elétrica simulação 3

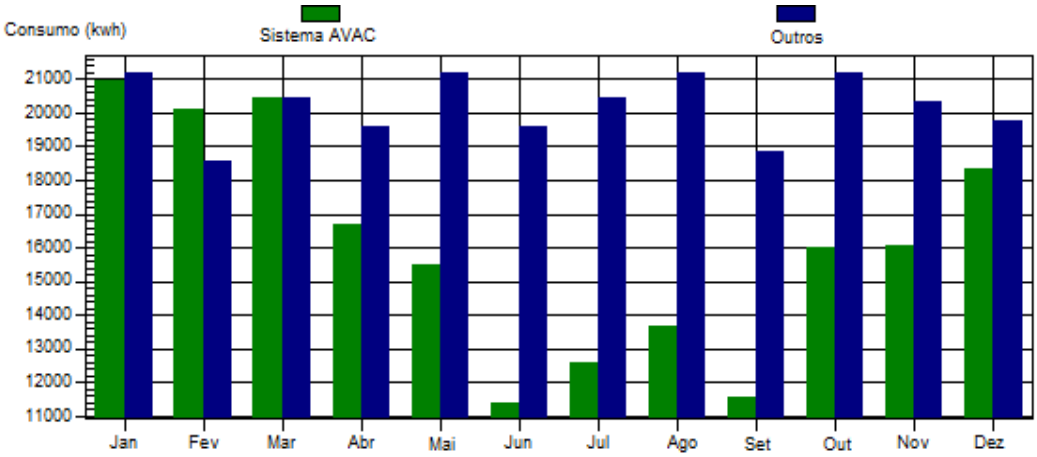


Figura 3.9 – Consumo energia elétrica comparativo simulação 3

3.4 SIMULAÇÃO 4

A Figura 3.10 apresenta o detalhamento do consumo energético onde é possível verificar que o sistema de AVAC responde por 41,9% do consumo de eletricidade total da edificação, sendo o consumo anual nas áreas climatizadas de 94,57 kWh/m^2.

O custo detalhado de energia elétrica de cada sistema que compõe a edificação é apresentado na Figura 4.11, onde verificamos o mesmo comportamento descrito para o sistema 3.

Considerando as horas de operação da Figura 3.9 aplicado o fator kWh mês / número de horas de operação, o consumo ao longo do ano referente ao resfriamento sofre uma variação de 55,04%. A redução desta variação em relação ao sistema 3 ocorre devido a diminuição do impacto das condições externas no sistema proporcionado pelo pré-condicionamento do ar externo utilizando recuperador de energia. A variação do custo referente ao bombeamento e ventilação é de 41,72% e 29,16%. A variação anual do consumo total de AVAC é de 48,45% sendo fevereiro o mês de maior consumo e junho o de menor consumo.

Na Figura 3.12 é apresentada comparação do custo total de energia entre o sistema AVAC e os demais sistemas.

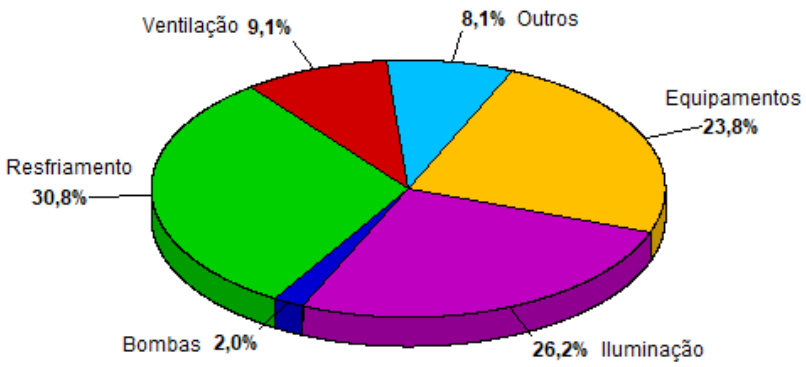


Figura 3.10 – Consumo energia detalhado simulação 4

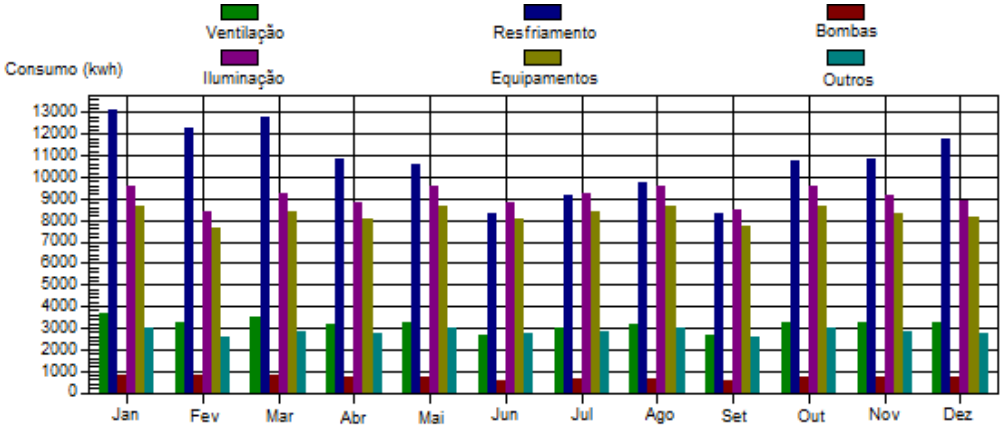


Figura 3.11 – Consumo detalhado energia elétrica simulação 4

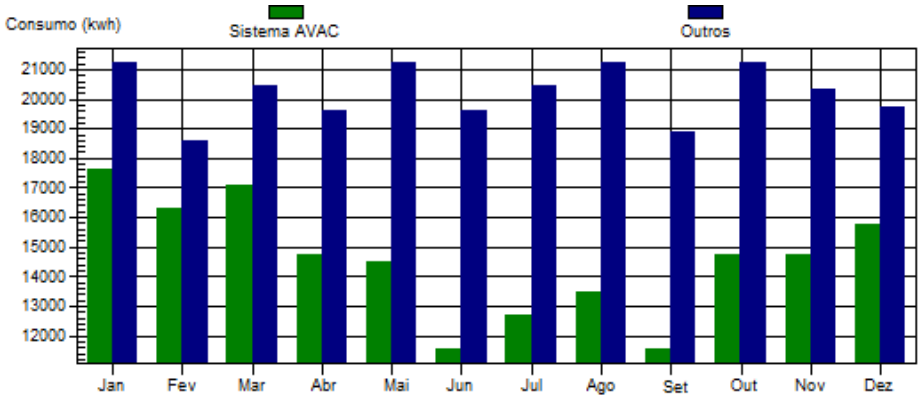


Figura 3.12 – Consumo energia elétrica comparativo simulação 4

3.5 SIMULAÇÃO 5

A Figura 3.13 apresenta o detalhamento do consumo energético onde é possível verificar que o sistema de AVAC responde por 44,1% do consumo de eletricidade total da edificação, sendo o consumo anual nas áreas climatizadas de 103,69 kWh/m^2.

O custo detalhado de energia elétrica de cada sistema que compõe a edificação é apresentado na Figura 3.14, onde verificamos que o consumo de iluminação e equipamentos em áreas condicionadas e elevadores, iluminação e ventilação em áreas não condicionadas apresentam pequena variação devido ao número de horas de operação. Em relação aos sistemas AVAC, há grande variação ao longo do ano, com destaque para o custo de resfriamento.

Considerando as horas de operação da tabela 2.9 aplicado o fator kWh mês / número de horas de operação, o consumo ao longo do ano referente ao resfriamento sofre uma

variação de 106,13% devido às variações climáticas. Os demais componentes sofrem alterações desprezíveis. A variação anual do consumo total de AVAC é de 63,59% sendo fevereiro o mês de maior consumo e junho o de menor consumo.

Na Figura 3.15 é apresentada comparação do custo total de energia entre o sistema AVAC e os demais sistemas.

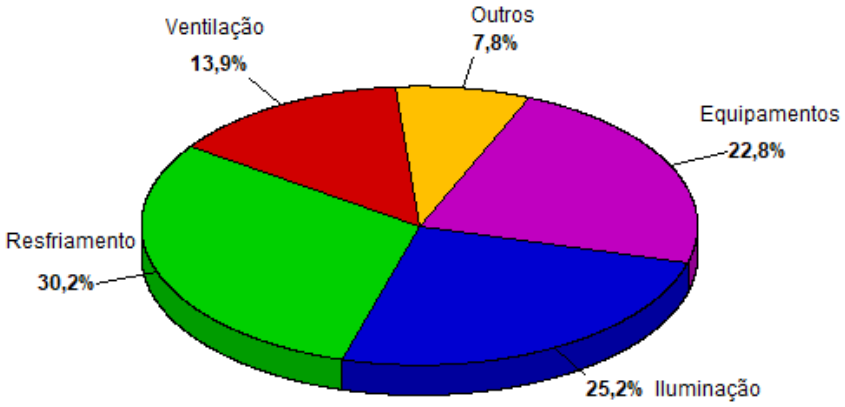


Figura 3.13 – Consumo energia detalhado simulação 5

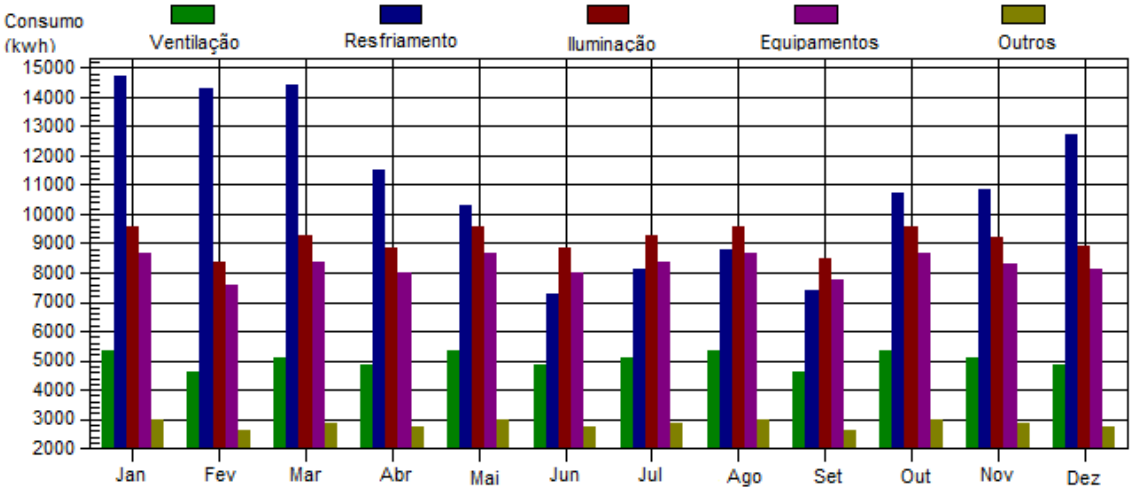


Figura 3.14 – Consumo detalhado energia elétrica simulação 5

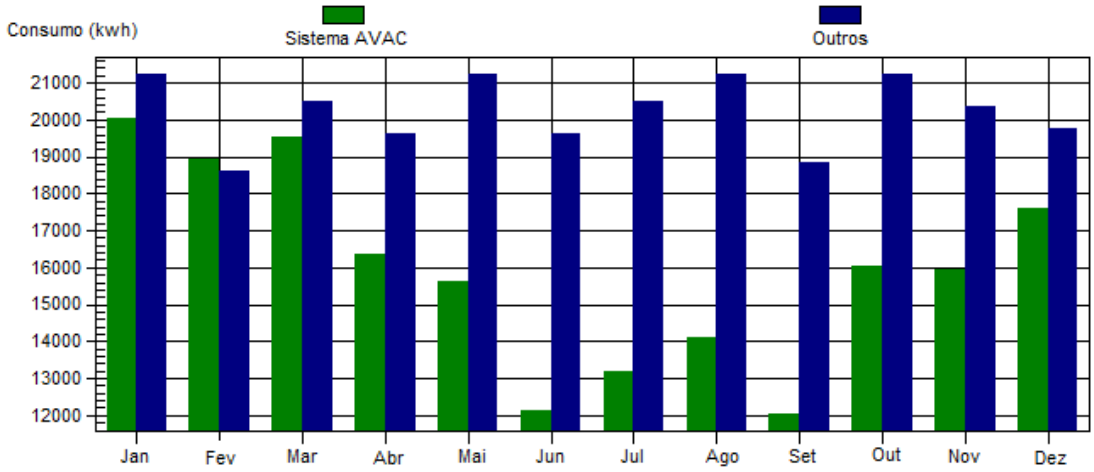


Figura 3.15 – Consumo energia elétrica comparativo simulação 5

3.6 SIMULAÇÃO 6

A Figura 4.16 apresenta o detalhamento do consumo energético onde é possível verificar que o sistema de AVAC responde por 38,9% do consumo de eletricidade total da edificação, sendo o consumo anual nas áreas climatizadas de 83,44 kWh/m^2.

O custo detalhado de energia elétrica de cada sistema que compõe a edificação é apresentado na Figura 3.17, onde verificamos que o consumo de iluminação e equipamentos em áreas condicionadas e elevadores, iluminação e ventilação em áreas não condicionadas apresentam pequena variação devido ao número de horas de operação. Em relação aos sistemas AVAC, há grande variação ao longo do ano, com destaque para o custo de resfriamento.

Considerando as horas de operação da Figura 3.9 aplicado o fator kWh mês / número de horas de operação, o consumo ao longo do ano referente de resfriamento sofre uma variação de 141,91% devido as variações climáticas. Os demais componentes sofrem alterações desprezíveis. A variação anual do consumo total de AVAC é de 111,42% sendo fevereiro o mês de maior consumo e junho o de menor consumo.

Na Figura 3.18 é apresentada comparação do custo total de energia entre o sistema AVAC e os demais sistemas.

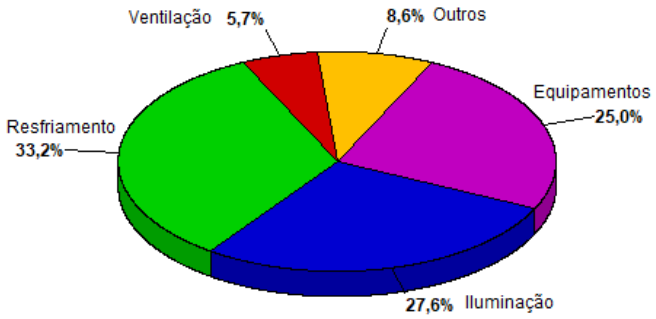


Figura 4.16 – Consumo energia detalhado simulação 6

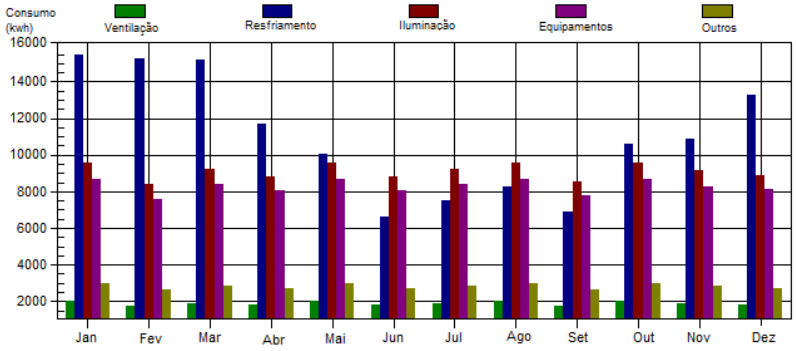


Figura 3.17 – Consumo detalhado energia elétrica simulação 6

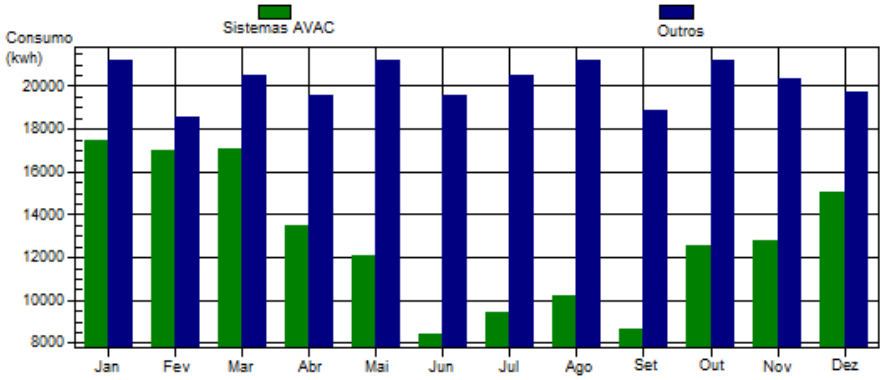


Figura 3.18 – Consumo energia elétrica comparativo simulação 6

3.7 SIMULAÇÃO 7

A Figura 3.19 apresenta o detalhamento do consumo energético onde é possível verificar que o sistema de AVAC responde por 39% do consumo de eletricidade total da edificação, sendo o consumo anual nas áreas climatizadas de 83,83 kWh/m^2.

O custo detalhado de energia elétrica de cada sistema que compõe a edificação é apresentado na Figura 3.20, o mesmo comportamento descrito para o sistema 5.

Considerando as horas de operação da Figura 3.9 aplicado o fator kWh mês / número de horas de operação, o consumo ao longo do ano referente ao resfriamento sofre uma variação de 117,06% devido às variações climáticas. O demais componentes sofrem alterações desprezíveis. A variação anual do consumo total de AVAC é de 86,27% sendo fevereiro o mês de maior consumo e junho o de menor consumo.

Na Figura 3.21 é apresentada comparação do custo total de energia entre o sistema AVAC e os demais sistemas.

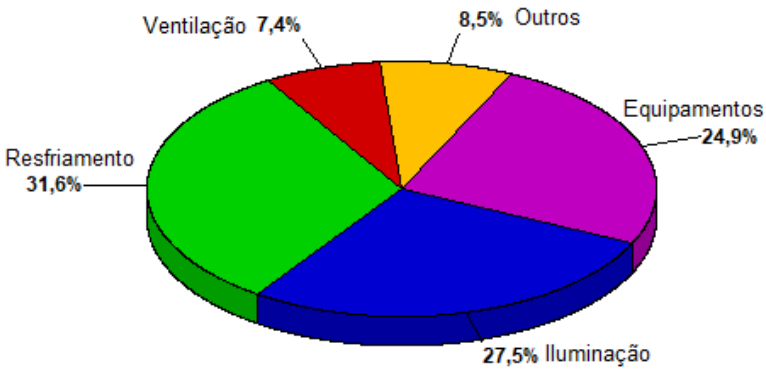


Figura 3.19 – Consumo energia detalhado simulação 7

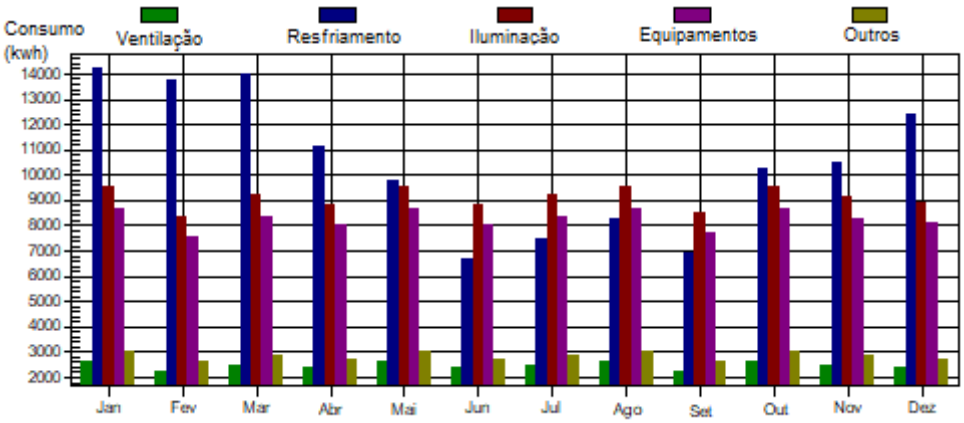


Figura 3.20 – Consumo detalhado energia elétrica simulação 7

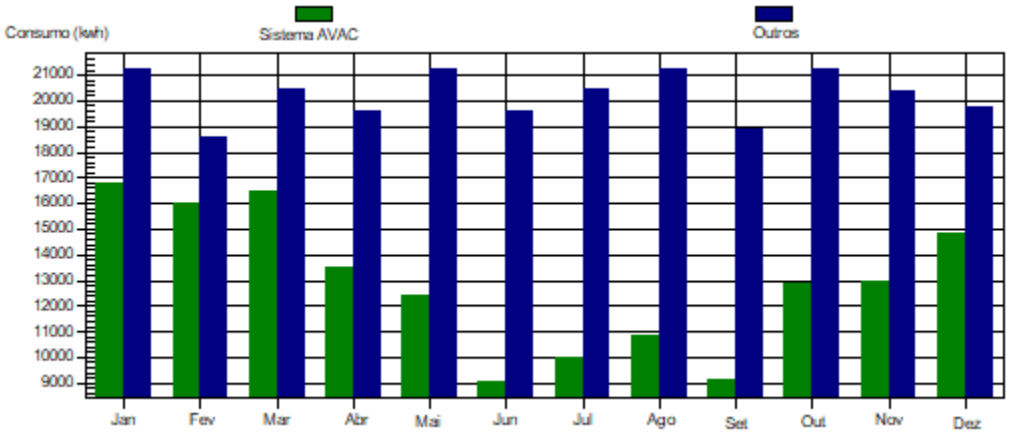


Figura 3.21 – Consumo energia elétrica comparativo simulação 7

3.8 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS NAS SIMULAÇÕES

A tabela 3.1 apresenta o custo anual detalhado referente ao consumo de energia elétrica R$/ano para resfriamento, ventilação e bombeamento e as figuras 5.22 e 5.23 mostram o consumo anual de energia para a operação dos sistemas AVAC, de forma global e detalhada respectivamente.

A observação das tabelas e figuras acima citadas permite a avaliação do consumo energético dos sistemas de AVAC simulados sob a perspectiva anual. É possível verificar que a simulação 6 é a mais favorável do ponto de vista do desempenho energético, apresentando redução no consumo de 34,46% quando comparado à simulação 2 e de 45,35% quando comparado à instalação atual. A análise da Figura 3.23 evidencia que a redução da energia pela utilização deste sistema é justificada também pela ausência dos custos associados a bombeamento e pela redução do custo de ventilação, em virtude da utilização de evaporadoras tipo ambiente.

O custo associado aos ventiladores também é significativo em todos os sistemas simulados, representando de 14,63% a 31,59% do custo total do sistema AVAC, sendo assim a variação da velocidade nos ventiladores proporciona oportunidade de redução de consumo de energia.

A comparação entre as simulações 2 e 3 evidencia o potencial de economia de energia pela utilização de variadores de frequência nos ventiladores e nas bombas de água gelada (BAG). A utilização do VAV nas UTAS representou uma redução de 45,5% no consumo anual referente a este item, entretanto aumentou em 8,99% o custo de resfriamento. Ainda assim, além da vantagem do controle individual por zona este tipo de sistema reduziu em 16,6% o consumo total do sistema AVAC.

A Figura 3.24 apresenta o comportamento do consumo de energia do sistema AVAC ao longo do ano para os 7 cenários simulados, onde verificamos que as simulações 6 e 7 apresentam menor consumo energético ao longo do ano em relação aos outros sistemas, sendo que no verão o consumo dos sistemas 4, 5 e 7 ficam muito próximos.

A Figura 3.25 mostra o consumo de energia mensal associado ao resfriamento, onde o sistema de água gelada com VAV e ERV apresentou menor consumo nos meses de novembro a abril. Nos demais meses os sistemas VRF apresentaram menor consumo.

Tabela 3.1 – Custo anual energia elétrica

Simulação	Ventiladores	Resfriamento	Bombas	Custo Total AVAC
1	R$ 58.881,00	R$ 194.595,00	R$ 28.710,00	R$ 282.186,00
2	R$ 58.881,00	R$ 138.037,00	R$ 38.367,00	R$ 235.285,00
3	R$ 32.092,00	R$ 150.451,00	R$ 10.771,00	R$ 193.314,00
4	R$ 38.063,00	R$ 128.442,00	R$ 8.275,00	R$ 174.780,00
5	R$ 60.499,00	R$ 131.006,00		R$ 191.505,00
6	R$ 22.561,00	R$ 131.647,00		R$ 154.208,00
7	R$ 29.488,00	R$ 125.430,00		R$ 154.918,00

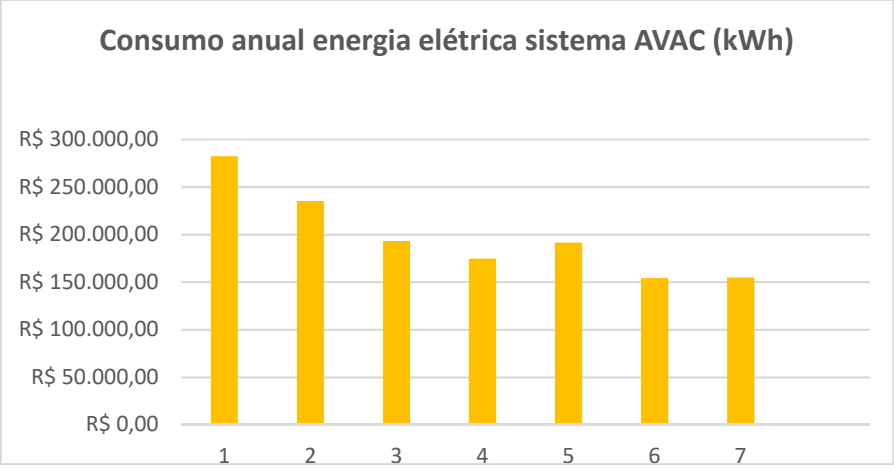


Figura 3.22 – Consumo anual energia elétrica AVAC

,

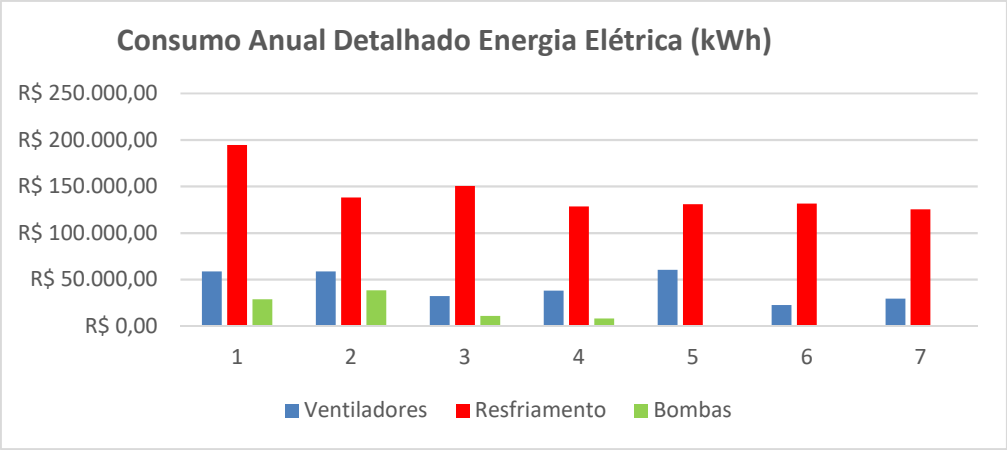


Figura 3.23 – Consumo anual detalhado de energia elétrica do AVAC

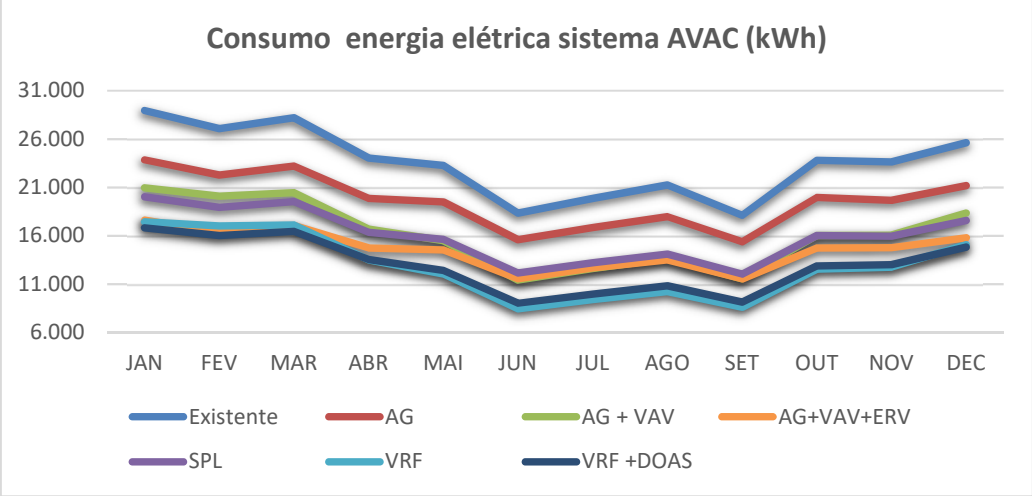


Figura 3.24 – Consumo mensal de energia elétrica do AVAC

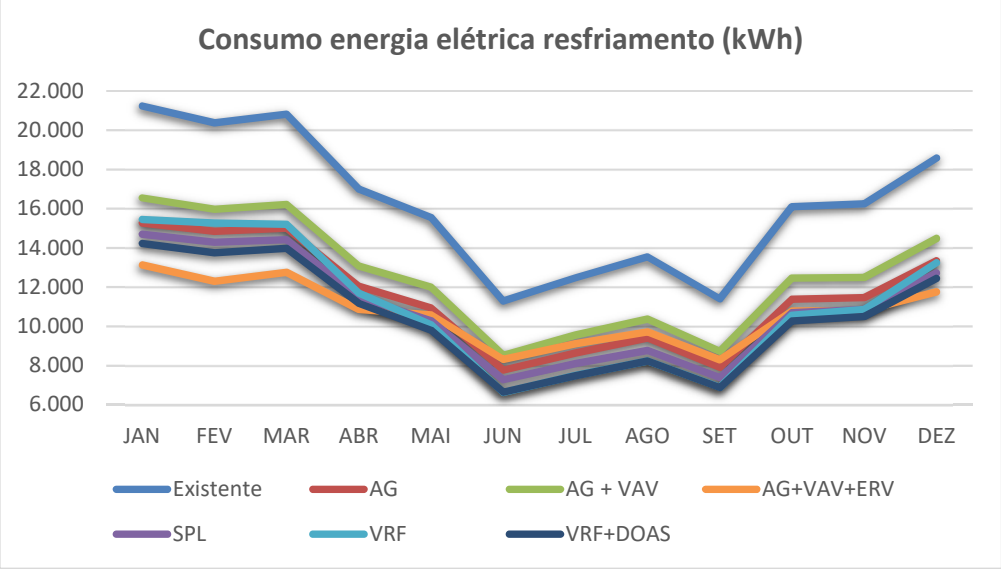


Figura 3.25 – Consumo mensal de energia elétrica devido ao resfriamento

Os resultados da simulação 1 foram comparados com consumo real da edificação no período de janeiro de 2018 a março de 2019, com exceção dos meses de abril e julho, através de contas da concessionária de energia elétrica disponíveis.

As diferenças apresentadas na Figura 3.26 estão dentro do esperado, visto que na situação real além das variações climáticas e de ocupação, parâmetros operacionais e de manutenção afetam de forma significativa os valores efetivamente consumidos. No mês de fevereiro de 2019, por exemplo, ocorreu interdição do elevador e inoperância de alguns equipamentos de climatização, contribuindo para acentuada redução do consumo ao passo que a elevação do consumo em relação ao simulado pode ser justificada pelo ajuste do *set point* para temperatura inferior a projetada ou pela alteração da programação horária dos equipamentos de climatização realizada pelo usuário ou por problemas de manutenção, como por exemplo, serpentinas com alto grau de sujidade e filtros obliterados, elevando a corrente elétrica demandada pelo equipamento.

Tabela 3.2 – Comparação consumo simulação e real

	TOTAL SIMULADO kWh	TOTAL REAL kWh	DIFERENÇA
jan/18	50.179	52850	5,05%
fev/18	45.682	49250	7,24%
mar/18	48.684	58520	16,81%
mai/18	44.482	51240	13,19%
jun/18	37.946	49850	23,88%
ago/18	42.475	46040	7,74%
set/18	36.984	37880	2,37%
out/18	45.037	39800	-13,16%
nov/18	43.972	36640	-20,01%
dez/18	45.368	40260	-12,69%
jan/19	50.179	50080	-0,20%
fev/19	45.682	36100	-26,54%
mar/19	48.684	45460	-7,09%

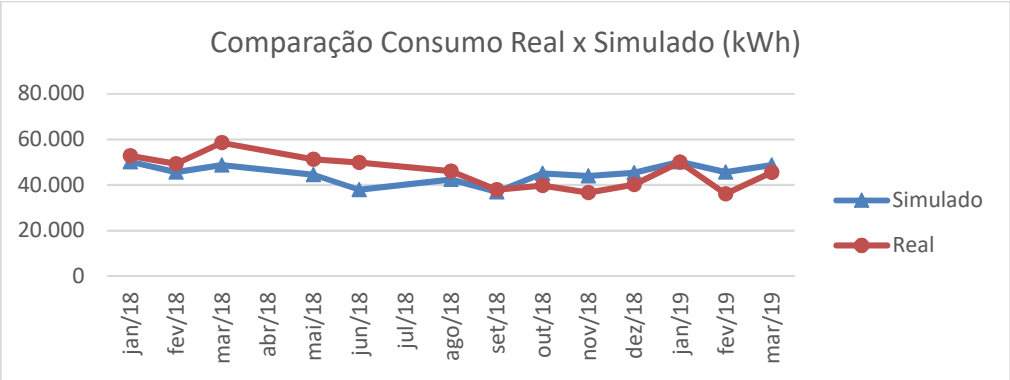


Figura 3.26 – Comparação de consumo de eletricidade simulação x real

4 CONCLUSÃO

As simulações foram concluídas apresentando resultados satisfatórios e permitindo a comparação de diferentes configurações de sistemas de climatização. Foram analisados dados de consumo de energia elétrica anual e mensal do sistema de AVAC e seus componentes e da edificação.

A simulação 1 foi realizada para diagnóstico energético da Edificação onde foi identificado potencial para redução do consumo, uma vez que todos os cenários simulados se apresentaram mais vantajosos quando comparados a este sistema, com reduções entre 16,62% e 45,35% em relação ao consumo de AVAC.

A simulação 6 foi a mais favorável do ponto de vista do desempenho energético, apresentando consumo 34,46% menor se comparado a simulação 2 e 45,35% menor se comparado ao sistema 1 (atual). Este resultado está em consonância com outros trabalhos que comparam sistemas do tipo VRF e sistemas de expansão indireta dentre os quais citamos Souza (2010) onde o sistema VRF apresentou um consumo de energia inferior ao sistema de água gelada, cerca de 22,4%, Baggio (2011) onde a substituição do sistema antigo (água gelada) pelo sistema novo do tipo VRF reduziu o consumo de energia em torno de 25% e Lucca (2012) que apresentou comparação onde o sistema VRF apresentou um consumo de energia 33,8% menor.

Considerando as simulações 2 e 5, referentes a sistemas com menor complexidade em relação a automação e controle, a simulação com *split* de alta capacidade apresentou redução de consumo energético total do sistema de AVAC de 18,61% em relação a simulação 2 e de 32,14% em relação a simulação 1, sendo mais favorável em relação ao consumo de energia quando comparado com sistemas de água gelada com UTA de vazão constante.

Entre os cenários que consideram sistemas de maior complexidade e com requisitos de controle e automação sofisticados, como nas simulações 3, 4, 6 e 7, o sistema VRF apresentou melhor desempenho energético. As simulações 6 e 7 se mostraram muito próximas em relação ao consumo energético resultando em uma diferença anual de 0,46%, de forma que a função do DOAS nesta situação é a melhoria das condições de conforto do ambiente pelo tratamento separado das cargas provenientes do ar externo e das cargas internas. O resultado é compatível com trabalho de Azevedo (2013) onde a aplicação do DOAS apenas com serpentina de resfriamento não resultou em diferenças significativas no consumo energético.

A utilização de recuperador de energia do tipo ERV utilizando roda entálpica, reduziu em 14,63% o custo de resfriamento o que correspondeu a 9,59% de redução no consumo total de energia de AVAC.

Borgstein e Lamberts (2014) propuseram metodologia para análise comparativa em agências bancárias, sendo encontrado o valor de 202 kWh/m^2/ano referente ao consumo médio de energia no Brasil e para o Rio de Janeiro o valor de 215,89 kWh/m^2/ano. O consumo energético total da agência na situação atual é de 242 kWh/m^2/ano, estando acima da média estabelecidas pela análise comparativa. O potencial de redução de consumo total de energia na edificação pela instalação de um novo sistema de AVAC é de 8,94% a 24,39%, onde passaríamos a ter um consumo entre 220 KWh/m^2/ano a 183 KWh/m^2/ano. Além da substituição do sistema de AVAC atual por sistemas mais sofisticados tais como VRF ou VAV com recuperador de energia podem ser incorporadas outras melhorias tais como substituição do sistema de iluminação e tratamento da envoltória.

Considerando que o sistema AVAC representa entre 38,9% e 53,8% do custo energético total do edifício, é possível obter uma economia de 8,94% a 17,28% em relação ao consumo total do prédio com a adoção dos sistemas 2 e 5 e uma economia de 16,93% a 24,39% em relação ao consumo total do prédio com a adoção de sistemas de Volume Variável de Ar ou Fluxo Variável de Refrigerante.

O consumo energético do sistema de AVAC é um parâmetro fundamental na determinação do tipo de sistema a ser instalado, entretanto outros fatores operacionais, contextuais, técnicos e econômicos precisam ser considerados na determinação do sistema a ser instalado. A substituição do sistema de AVAC atual por sistemas com melhor desempenho energético aliada a substituição do sistema de iluminação por outro mais eficiente e ao tratamento da envoltória com emprego de materiais que diminuam o ganho de calor permite otimizar ainda mais o desempenho energético desta edificação, enquadrando-a inclusive dentro dos parâmetros necessários a certificação.

REFERÊNCIAS

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.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. Standard 90.1: Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings. Atlanta, 2007.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. Standard 90.1: Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings. Atlanta, 2013a.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. Standard 55: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. Atlanta, 2013b.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. Fundamentals 2013. Atlanta, 2013c.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. Standard 62.1: Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. Atlanta, 2016.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING, AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. ASHRAE IWEC2 Weather Files for International Locativos. Disponível em: <http://ashrae.whiteboxtechnologies.com/home>. Acessado em 30 de abril de 2019.

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.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NOMAS TÉCNICAS - ABNT. NBR 15220: Desempenho térmico das edificações. Rio de Janeiro, 2005.
ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NOMAS TÉCNICAS - ABNT. NBR 16401: Instalações de ar condicionado – sistemas centrais e unitários. Rio de Janeiro, 2008.

AZEVEDO, J.A.L. **Sistemas dedicados ao tratamento do ar de renovação no condicionamento de ar Janeiro**. 2013. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, RJ, 2013.

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, RS, 2011.

BRASIL, C.R. **Projeto Demonstrativo para o Gerenciamento Integrado no Setor de Chillers**. Disponível em: <http://www.protocolodemontreal.org.br/site/images /phb/projeto_gerenciamento_chillers/seminarios/1290.pdf>, Acesso em: 30 abr. 2019.

BRASIL. Lei n° 10.295 - Dispõe sobre a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia e dá outras providências. Brasília: Presidência da República, 2001.

BUILDING RESEARCH ESTABLISHMENT ENVIRONMENTAL ASSESSMENT METHOD – BREEAM. **Página institucional.** Disponível em: <https://www.breeam.com/>, Acesso em: 30 abr. 2019.

CAIXA ECONÔMICA FEDERAL, Selo Casa Azul. **Página institucional.** Disponível em:<http://www.caixa.gov.br/sustentabilidade/produtos-servicos/selo-casa-azul/pa ginas/default.aspx>, Acesso em: 20 de abr. 2019.

CARMO, F.A. **Simulação Computacional do Desempenho Energético da Edificação Laboratorial, Radial 8, do CENPES/PETROBRAS**. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade do Estado do Rio de Janeiro, RJ, 2017.

CARRIER CORPORATION. **Página institucional.** Disponível em: <https://carrierdobrasil.com.br/software/hourly-analysis-program>. Acesso em: 30 abr. 2019.

CARRIER CORPORATION. **Página institucional.** Disponível em: <https:// www. carrier.com/commercial/en/us/software/hvac-system-design/hourly-analysis-program/>. Acesso em: 30 de abr. 2019.

DEUTSCHE GESELLSCHAFT FÜR NACHHALTIGES BAUEN – DNGB. **Página institucional.** Disponível em: <https://www.dgnb-system.de/en/ >. Acesso em: 30 de abr. 2019.

DUARTE, V. C. P. **Comparação de desempenho energético de sistemas de climatização para uma edificação em Florianópolis**. 2014. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Universidade Federal de Santa Catarina, SC ,2014.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA – EPE: Relatório final Balanço Energético Nacional 2018 – Ano Base 2017. Brasil, 2017.

ENERGY STAR. **Página institucional.** Disponível em: <https://www.energystar .gov/buildings>. Acesso em: 30 abr. 2019.

FUNDAÇÃO VANZOLINI, Certificação AQUA. **Página institucional.** Disponível em: <https://vanzolini.org.br/aqua/ certificacao -aqua-hqe/>. Acesso em: 20 abr. 2019.

LAMBERTS, R.; BORGSTEIN, E.H, Developing energy consumption benchmarks for buildings: Bank branches in Brazil, **Energy and Buildings**, 2014.

LEADERSHIP IN ENERGY AND ENVIRONMENTAL DESIGN - LEED. **Página institucional.** Disponível em: <https://www.ugreen.com.br/leed/>. Acesso em: 30 abr. 2019.

LUCCA, T. M. **Comparação entre Sistemas de Ar Condicionado com Fluxo de Refrigerante Variável e Água Gelada**. 2012. Monografia (Bacharelado em

Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, RS, 2012.

MARTINEZ, M. F. B. **Avaliação Energética Visando Certificação de Prédio Verde**. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, RS, 2009.

Ministério de Planejamento Orçamento e Gestão – MPOG, Instrução Normativa SLTI n.º 2/2014.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE – MMA, Guia prático sobre sistemas de água gelada,2017.

MINISTÉRIO DO TRABALHO – MTB, Norma Regulamentadora 17 - Ergonomia, 2007.

PEDREIRA, J. C. S. **Eficiência energética e conforto ambiental na escolha de edificações para agências do Banco do Brasil**. 2010. Dissertação (Mestrado em Arquitetura e Urbanismo) - Escola de Engenharia, Universidade de Brasília, DF, 2010.

PINTO, I. A. F. **Projeto de AVAC e Classificação Energética de uma cafetaria**. 2013. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Portugal, 2013.

PREFEITURA DA CIDADE DO RIO DE JANEIRO, Qualificação Qualiverde. **Página institucional.** Disponível em: <http://www.rio.rj.gov.br/web/smu/exibeconteudo?id=4368435 >. Acesso em: 30 abr. 2019.

PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA – PROCEL. **Página institucional.** Disponível em: http://www.procelinfo.com.br /main .asp?TeamID=%7B82BBD82C-FB89-48CA-98A9620D5F9DBD04%7D; http://www .procelinfo.com.br/main.asp?View={8E03DCDE-FAE6-470C-90CB-922E4DD0542C } ; <http://www.procelinfo.com.br /main.asp?View=%7B89E211C6-61C2-499A-A791-DACD33A348F3%7D>. Acesso em: 1 mar. 2019.

PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA - PROCEL: Manual do Regulamento Técnico da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética em Edifícios Comerciais, de Serviços e Públicos (RTQ-C).

PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA - PROCEL: Relatório Brasil completo pesquisa de equipamentos e hábitos de uso – Ano base 2005. Brasil, 2008.

SOUZA, W. B. **Comparação entre dois sistemas de ar condicionado para um prédio histórico**. 2010. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, RS, 2010.

SPYROPOULOS, G.N, BALARAS, C.A. Energy consumption and the potential of energy savings in Hellenic office buildings used as bank branches—A case study, **Energy and Buildings,** 2011.

VALVERDE, M. S. **Modelagem e simulação do impacto da vazão de ar exterior variável e recuperação de energia sobre o desempenho de sistemas de ar condicionado**. 2016. Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas) – Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, DF, 2016.

WONG, I. L., KRUGUER, E., LOPER, A.C.M, MORI, F.K. Environmentally-certified space and retail revenues: A study of U.S. bank branch, **Journal of Cleaner Production**, 2019.