PROJETO DE GRADUAÇÃO

ESTUDO DE VIABILIDADE DOS SISTEMAS DE RENOVAÇÃO DE AR VARIÁVEL E RECUPERAÇÃO DE ENERGIA EM UNIDADES DE AR CONDICIONADO

Por,

Murilo Prudente Barbosa

Brasília, 03 de Dezembro de 2017

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

ESTUDO DE VIABILIDADE DOS SISTEMAS DE RENOVAÇÃO DE AR VARIÁVEL E RECUPERAÇÃO DE ENERGIA EM UNIDADES DE AR CONDICIONADO

Por,
Murilo Prudente Barbosa

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico

Banca Examinadora

Prof. João Manoel Dias Pimenta, UnB/ ENM (Orientador)	_____
Prof. Adolfo Bauchspiess, UnB/ ENE	_____
Profa.Cláudia Amorim, UnB/ FAU	_____
Eng. Matheus Valverde, Câmara dos Deputados	_____

Brasília, 03 de Dezembro de 2017

Agradecimentos

Primeiramente a Deus, pela tua infinita bondade e misericórdia, sem as quais eu não teria a possibilidade de chegar até esta fase da minha vida.

Aos meus pais José Anício Barbosa e Stael Prudente Barbosa pelo amor incondicional e por não medirem esforços em toda minha trajetória acadêmica.

Ao Prof. Dr. João Manoel Dias Pimenta pelo constante acompanhamento, disposição e incentivo para realização deste trabalho.

Ao Eng. Matheus Sodré Valverde, por todo o auxílio técnico e cuja dissertação de mestrado me norteou durante todos os cálculos e análises dispostos neste relatório.

Ao Departamento Técnico e Coordenação de Engenharia da Câmara dos Deputados, em especial ao Eng. Murilo Borges de Lélis, pelo apoio e disposição.

À equipe de manutenção predial da Câmara dos Deputados, em especial ao Sr. João pelo acompanhamento em todas as visitas técnicas.

Ao grupo de estudos ASHRAE Student Branch Brasília, sobretudo aos amigos Mateus Farias, Guilherme Cavalheiro, Thayná Castro, Larissa Albuquerque e Erika Cherubini, por todo acompanhamento, pelos ensinamentos e auxílio em todas as simulações computacionais.

À empresa GrupoOrion por todo apoio e investimento em minha educação e carreira profissional, em especial aos engenheiros e amigos Hugo Vilela, Roberpaulo Eller, Ronaldo Moscoso, Hugo Franco, Mariana Esteves e Fernando Luiz.

À minha namorada Melissa Ballier por todo amor dispensado, carinho e dedicação ao longo de toda a minha graduação.

E a todos os amigos da "diretoria", por todos os ensinamentos, companheirismo e por fazerem parte da minha formação.

Muito obrigado!

Murilo Prudente Barbosa

RESUMO

O objetivo deste estudo é apresentar uma metodologia para análise de eficiência energética de sistemas de ar condicionado operando com tecnologias de recuperação de energia (ERV) e vazão de ar externo variável (VCD), incluindo também uma estratégia de controle para maximizar os efeitos da recuperação de energia. A metodologia foi baseada em um modelo matemático implementado no software Engineering Equation Solver (F-CHART, 2013). Para tanto, o modelo considerou os efeitos climáticos do ar exterior na eficiência do equipamento, juntamente com os efeitos decorrentes da variação do fluxo de ar externo. Para avaliar a metodologia proposta, foi realizado um estudo de caso para analisar o potencial de economia usando recursos de ERV e VCD no sistema de condicionamento de ar do plenário Ulysses Guimarães. O estudo contou com criação de quatro cenários, nos quais as tecnologias foram avaliadas individualmente e de forma conjunta. Os resultados mostraram que a utilização das tecnologias avaliadas podem gerar economias nos custos operacionais em até 27,5%, quando combinadas, em sistemas de ar condicionado que atendem ambientes com perfil de ocupação variável e grandes variações climáticas.

Palavras-chave: *Recuperação de energia, Vazão de ar variável ERV, HRV, VCD, Câmara dos deputados, AVAC.*

ABSTRACT

The objective of this study is to present a methodology for analyzing the energy efficiency of air conditioning systems operating with energy recovery technologies (ERV) and variable outdoor air flow (DCV), also including an ideal control strategy to maximize the effects of energy recovery. The methodology was based on a mathematical model implemented on Engineering Equation Solver (F-CHART, 2013) software. Therefore, the model considered the climatic effects of outdoor air in equipment efficiency, together with the effects due to outdoor air flow variation. In order to evaluate the proposed methodology, a case study was conducted to analyze the economic potential using ERV and DCV resources attached to the air conditioning system of Plenário Ulysses Guimarães. The study proposed the creation of four scenarios, in which the technologies were evaluated individually and jointly The results showed that the use of the evaluted technologies can generate savings up to 27,5%, when combined, in the operational costs of air conditioning systems that serve environments with variable occupancy profile and with many climatic variations.

Keywords: *Energy recovery, Variable flow rate, ERV, HRV, DCV, Deputy's chamber, HVAC.*

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 1
1.1. O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA 1
1.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 3
1.3. OBJETIVOS 10
1.4. METODOLOGIA 11
1.5. ESTRUTURA DO RELATÓRIO 12

2 VENTILAÇÃO E QUALIDADE DO AR 13
2.1 QUALIDADE DO AR INTERIOR 13
2.1.1 Visão geral 13
2.1.2 Fatores de influência na QAI 15
2.2 VAZÃO DE AR EXTERIOR 16
2.2.1 Ventilação 16
2.2.2 Ventilação natural 16
2.2.3 Ventilação mecânica 17
2.2.4 Ventilação híbrida 18
2.2.5 Ventilação controlada por demanda (*demand-controlled ventilation)* 18
2.2.6 Normatização 20

3 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA 28
3.1 PROGRAMAS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA 28
3.1.1 Programa Nacional de Conservação de Energia e o PBE 29
3.1.2 Lei da eficiência energética 31
3.2 SISTEMAS E EQUIPAMENTOS RECUPERADORES DE ENERGIA 32
3.2.1 Aspectos gerais 32
3.2.2 Heat recovery ventilators – HRV’s 33
3.2.3 Energy recovery ventilators – ERV’s 36

3.2.4 Análise comparativa 41

4 MODELO MATEMÁTICO 42
4.1 DESCRIÇÃO 42
4.2 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA 43
4.2.1 Ambiente condicionado 43
4.2.2 Sistema de climatização 44
4.2.3 Dispositivo de controle de vazão de ar exterior 44
4.2.4 Dispositivo recuperador de energia (ERV) 45
4.3 RESULTADOS ESPERADOS 49

5 ESTUDO DE CASO 50
5.1 CÂMARA DOS DEPUTADOS 50
5.2 CARGA TÉRMICA DO LOCAL 51
5.2.1 Cidade de projeto 52
5.2.2 Estrutura física 54
5.2.3 Envoltória 55
5.2.4 Fontes internas de calor 56
5.2.5 Perfil de ocupação 57
5.2.6 Sistema de Ar Condicionado 58
5.2.7 Perfil de carga térmica 62

6 RESULTADOS 64
6.1 RESULTADOS PARA OS CENÁRIOS PROPOSTOS 64
6.1.1 Cenário 1: Solução convencional 64
6.1.2 Cenário 2: Solução com controle de vazão de ar exterior 67
6.1.3 Cenário 3: Solução com dispositivo de recuperação de energia 71
6.1.4 Cenário 4: Solução completa 74
6.1.5 Comparativo entre os cenários 78

6.2 ANÁLISE FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL 79
6.2.1 Confecção da malha 80
6.2.2 Condições de contorno do domínio 80
6.2.3 Considerações 82

7 ANÁLISE ECONÔMICA 83
7.1 IMPORTÂNCIA DA ANÁLISE ECONÔMICA 83
7.2 PARÂMETROS ECONÔMICOS AVALIADOS 83
7.2.1 Custo do Ciclo de Vida (LCC) 83
7.2.2 Período de Retorno (*Payback Period - PP*) 84
7.2.3 Taxa Interna de Retorno (TIR) 85
7.3 ANÁLISE ECONÔMICA DOS CENÁRIOS 86
7.3.1 Cenário 1: Solução convencional 86
7.3.2 Cenário 2: Solução com controle de vazão de ar exterior 87
7.3.3 Cenário 3: Solução com dispositivo de recuperação de energia 88
7.3.4 Cenário 4: Solução completa 90

8 CONCLUSÃO E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS 93
8.1 CONCLUSÕES 93
8.2 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS 95

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 96

ANEXOS 100
A.1. Especificações técnicas do dispositivo de recuperação de energia (ERV) 100

APÊNDICES 101
B.1 Formulação matemática (EES) 101
C.1 Relatório de cálculo de carga térmica 103
D.1 Termografia - Relação de Imagens Termográficas 108
D.2 Termografia – Especificações técnicas do aparelho utilizado 109

E.1 Análise de energia - Especificações técnicas do aparelho utilizado 111

E.2 Análise de energia – Resultado obtidos 113

F.1 Curvas de operação dos *fan coils* dispostos no Plenário Ulysses Guimarães 117

F.2 Curvas de operação dos *e ventiladores de vazão de ar de renovação* dispostos no Plenário Ulysses Guimarães 118

G.1 Referencial de custos de aquisição dos equipamentos 119

H.1 Planilha de análise econômica 120

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Estratégias para gestão da QAI (AIHA, 2009. Modificado).....15
Figura 2.2 - Modelo esquemático do processo de ventilação mecânica. (FERREIRA, 2006).17
Figura 2.3 - Funcionamento de um sistema com ventilação forçada. (FERREIRA, 2006) 17
Figura 2.4 - Unidade de tratamento de ar dotada de sistemas de filtragem, roda entálpica e controle de vazão de ar exterior. (SCHRADER, 2012).....18
Figura 2.5 - Arquitetura de um sistema VCD para zona única.....20
Figura 2.6 – Evolução história das modificações dos parâmetros de vazão de ar exterior segundo a ASHRAE. (KOHLOSS, 2003).....21
Figura 3.1 - Exemplo de etiqueta para edificações comerciais, de serviço e públicas. (PBE EDIFICA, 2017).....31
Figura 3.2 - Exemplo de etiqueta para edificações residenciais. (PBE EDIFICA, 2017).....31
Figura 3.3 - Modelo de um ventilador recuperador de calor – HRV. (KLENCK, 2000. Traduzido) 33
Figura 3.4 - Modelo esquemático de funcionamento de um dispositivo ERV. (BRY-AIR, 2017).....37
Figura 4.1 – Arranjo esquemático da solução proposta.....42
Figura 4.2 - Modelo esquemático do sistema adotado 44
Figura 4.3 – Funcionamento do dispositivo de controle vazão de ar exterior necessária (ASHRAE, 2010. Traduzida) 45
Figura 4.4 - Funcionamento do ERV em função dos parâmetros externos (LIU *et al., 2010).*46
Figura 4.5 - Gráfico de eficiência em função da vazão de ar de entrada do equipamento ERV LZ – H200GBA2 (LG, 2012).....46
Figura 4.6 - Obtenção das equações de eficiência do dispositivo ERV 47
Figura 5.1 - Localização geográfica do local de estudo (GOOGLE MAPS, 2017) 50
Figura 5.2 - Congresso Nacional (MENEZES, 2017).....51
Figura 5.3 – Valores instantâneos de temperatura apresentados pelo software TRACE 700 para a cidade de Brasília/DF.....53
Figura 5.4 - Vista isométrica em CAD do Plenário Ulysses Guimarães.....54
Figura 5.5 - Vista lateral em CAD do Plenário Ulysses Guimarães.....54
Figura 5.6 - Planta baixa do plenário Ulysses Guimarães (BRASIL, 2017).....55
Figura 5.7 - Foto termográfica do plenário destacando as temperaturas em diferentes superfícies.....56

Figura 5.8 - Foto termográfica destacando a temperatura de saída de ar em um difusor 56
Figura 5.9 – Gráfico do perfil ocupacional em função do número de horas 58
Figura 5.10 – Vistas lateral e superior da rede de dutos e difusores no interior do plenário (BRASIL, 2017) 61
Figura 5.11 - Perfil de carga térmica anual (kW x horas) 63
Figura 5.12 - Perfil de carga térmica para o dia de projeto (kW x horas) 63
Figura 6.1 – Modelo esquemático do cenário 1 65
Figura 6.2 - Perfil de carga térmica para o mês de projeto do cenário 1 (kW x horas) 66
Figura 6.3 – Carga térmica do ar de renovação para o cenário 1 (kW x horas) 66
Figura 6.4 – Consumo elétrico total mensal do sistema de ar condicionado para o cenário 1 obtido através do software TRACE 700 (kWh x mês) 67
Figura 6.5 – Configurações utilizadas para simulação do dispositivo de controle de vazão de ar exterior 68
Figura 6.6 – Modelo esquemático do cenário 2 68
Figura 6.7 - Perfil de carga térmica para o mês de projeto do cenário 2 (kW x horas) 69
Figura 6.8 – Carga térmica do ar de renovação para o cenário 2 (kW x horas) 70
Figura 6.9 – Consumo elétrico total mensal do sistema de ar condicionado para o cenário 2 obtido através do software TRACE 700 (kWh x mês) 70
Figura 6.10 – Configurações utilizadas para simulação do dispositivo de recuperação de energia 71
Figura 6.11 – Modelo esquemático do cenário 3 72
Figura 6.12 - Perfil de carga térmica para o mês de projeto do cenário 3 (kW x horas) 73
Figura 6.13 – Carga térmica do ar de renovação para o cenário 3 (kW x horas) 73
Figura 6.14 – Consumo elétrico mensal do sistema de ar condicionado para o cenário 3 obtido através do software TRACE 700 (kWh x mês) 74
Figura 6.15 – Modelo esquemático do cenário 4 75
Figura 6.16 - Perfil de carga térmica mensal para o cenário 4 (kW x horas) 76
Figura 6.17 – Carga térmica do ar de renovação para o cenário 4 (kW x horas) 77
Figura 6.18 – Consumo elétrico mensal do sistema de ar condicionado para o cenário 4 obtido através do software TRACE 700 (kWh x mês) 77
Figura 6.19 – Comparativo de carga térmica dos 4 Cenários para o dia típico de projeto 78
Figura 6.20 – Comparativo de carga térmica dos 4 Cenários para o mês típico de projeto 78
Figura 6.21 - Malha gerada do Plenário Ulysses Guimarães 80

Figura 6.22 - Distribuição do escoamento de ar (campo de velocidades) no interior do Plenário 81
Figura 6.23 - Diagrama de erros após 5000 iterações 81
Figura 7.1 - Período de payback calculado para o cenário 2 88
Figura 7.2 - Fluxo de caixa calculado para o cenário 2 88
Figura 7.3 - Período de payback calculado para o cenário 3 89
Figura 7.4 - Fluxo de caixa calculado para o cenário 3 90
Figura 7.5 - Período de payback calculado para o cenário 4 91
Figura 7.6 - Fluxo de caixa calculado para o cenário 4 92

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Potencial energético economizado utilizando a estratégia VCD. (EMMERICH & PERSILY, 2001. Traduzido) 19
Tabela 2.2 - Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação, segundo a NBR 16401-3 (ABNT, 2008) 25
Tabela 2.3 - Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação, segundo a NBR 16401-3 (ABNT, 2008) 26
Tabela 5.1 – Valores médios dos parâmetros apresentados pelo software TRACE 700 para a cidade de Brasília/DF 53
Tabela 5.2 – Perfil de ocupação semanal do plenário (%) 57
Tabela 5.3 – Resumo das características do fan coil do Plenário Ulysses Guimarães (BRASIL, 2017) 60
Tabela 5.4 – Resumo das características do ventilador de renovação do Plenário Ulysses Guimarães (BRASIL, 2017) 60
Tabela 5.5 – Resumo das características do ambiente de estudo (BRASIL, 2017) 62
Tabela 6.1 – Valores de vazão de ar necessária em função da ocupação obtidos para o cenário 1 65
Tabela 6.2 - Valores de carga térmica e vazão de ar necessária em função da ocupação obtidos para o cenário 2 69
Tabela 6.3 - Valores de carga térmica e parâmetros termoigrométricos obtidos para o cenário 3 72
Tabela 6.4 - Valores de carga térmica e vazão de ar necessária obtidos para o cenário 4 76
Tabela 7.1 - Parâmetros econômicos encontrados para o cenário 1 86
Tabela 7.2 - Parâmetros econômicos encontrados para o cenário 2 87
Tabela 7.3 - Parâmetros econômicos encontrados para o cenário 3 89
Tabela 7.4 - Parâmetros econômicos encontrados para o cenário 4 90

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área	[m^2]
A_z	Área útil ocupada no ambiente	[m^2]
$C_{máx}$	Maior valor entre C_{ps} e C_{pe}	[$kJ/kg*K$]
$C_{mín}$	Menor valor entre C_{ps} e C_{pe}	[$kJ/kg*K$]
C_p	Calor específico de ar seco à pressão constante	[$kJ/kg*K$]
$C_{p,e}$	Calor específico de ar úmido de exaustão à pressão constante	[$kJ/kg*K$]
C_{pw}	Calor específico de vapor d'água à pressão constante	[$kJ/kg*K$]
$C_{pw,e}$	Calor específico de vapor d'água de exaustão à pressão constante	[$kJ/kg*K$]
C_S	Concentração de CO_2 no ambiente interno	[ppm]
C_0	Concentração de CO_2 no ar exterior	[ppm]
w	Umidade absoluta	[kg/kg]
E_z	Eficiência de distribuição de ar na zona	[-]
F_p	Vazão volumétrica de ar externo por ocupante	[$m^3/h*pessoa$]
h	Entalpia	[kJ/kg]
h_{fg}	Entalpia de vaporização	[kJ/kg]
$\dot{m}_e$	Vazão mássica de ar seco de exaustão	[kg/s]
$\dot{m_{mín}}$	Menor valor entre $\dot{m}_e$ e $\dot{m}_s$	[kg/s]
$\dot{m}_s$	Vazão mássica de ar seco de admissão	[kg/s]
n	Número total de períodos avaliados	[-]
N	Taxa de geração de CO_2 por pessoa	[$ppm/hora*pessoa$]
$\dot{P}_e$	Potência de ventilação para o ar de exaustão	[W]
$\dot{P}_s$	Potência de ventilação para o ar de alimentação	[W]
P_z	Número de ocupantes da zona avaliada	[-]
Q_e	Vazão volumétrica do ar de exaustão	[m^3/s]
$\dot{q_L}$	Taxa de transferência de calor latente	[kW]
$q_{L,\dot{max}}$	Taxa máxima de transferência de calor latente	[kW]
$\dot{q_s}$	Taxa de transferência de calor sensível	[kW]
$q_{s,\dot{max}}$	Taxa máxima de transferência de calor sensível	[kW]
R_a	Vazão volumétrica de ar externo por unidade de área	[$m^3/h/m^2$]
R_p	Vazão volumétrica de ar externo por ocupante	[$m^3/h/pessoa$]

t	Temperatura	[$°C$]
t_1	Temperatura de bulbo seco no estágio 1	[$°C$]
t_2	Temperatura de bulbo seco no estágio 2	[$°C$]
t_3	Temperatura de bulbo seco no estágio 3	[$°C$]
t_4	Temperatura de bulbo seco no estágio 4	[$°C$]
t	Coeficiente global de transferência de calor	[kW/m^2*K]
V_{bz}	Vazão volumétrica de ar externo necessária na zona de respiração	[m^3/h]
V_{ef}	Vazão eficaz de ar externo	[m^3/h]
V_S	Vazão de ar externo na tomada de ar	[m^3/h]
V_Z	Vazão de ar externo a ser suprido na zona de ventilação	[m^3/h]
V_0	Vazão de ar externo por pessoa	[$m^3/h/pessoa$]
w	Umidade absoluta	[kg/kg]
w_1	Umidade absoluta no estágio 1	[kg/kg]
w_2	Umidade absoluta no estágio 2	[kg/kg]
w_3	Umidade absoluta no estágio 3	[kg/kg]
w_4	Umidade absoluta no estágio 4	[kg/kg]

Símbolos Gregos

Δp	Perda de carga da corrente de ar	[kPa]
Δp_e	Perda de carga da corrente de ar de exaustão	[kPa]
Δp_s	Perda de carga da corrente de ar de alimentação	[kPa]
ε_L	Eficiência latente	[-]
ε_s	Eficiência sensível	[-]
ε_t	Eficiência total	[-]
η_f	Eficiência do conjunto motor-ventilador	[-]
ρ_e	Massa específica do ar seco de exaustão	[kg/m^3]
ρ_e	Massa específica do ar seco de alimentação	[kg/m^3]

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo se presta a apresentar o tema foco deste trabalho: o estudo de um sistema de condicionamento de ar utilizando metodologias de recuperação de energia e vazão de ar exterior variável.

1.1. O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA

A criação de cenários alternativos e a definição de estratégias para maximização da eficiência energética e redução dos impactos ambientais é uma necessidade. Atualmente, existem duas grandes ameaças no panorama energético global. Por um lado, a necessidade de preços competitivos para a utilização da energia e, por outro, os impactos ambientais negativos como consequência da procura e do consumo energético crescente. Faz-se necessário, portanto, cada vez mais conter o crescimento da procura de energia fóssil e atenuar as emissões de poluentes para a atmosfera.

O campo dos estudos energéticos é amplamente difundido, cobrindo desde o uso dos recursos naturais até os aspectos relacionados ao desempenho das modernas tecnologias, permitindo uma abordagem que considere não apenas temas de caráter técnico, mas também sócio-econômico e ambiental , inclusive quanto à sua evolução histórica e suas perspectivas futuras. Somado a esse fato, tem-se o fomento das discussões acerca dos impactos ambientais causados pelo alto crescimento populacional. Dessa forma, diversas frentes de pesquisas, nas mais variadas áreas das ciências, têm sido conduzidas de modo a desenvolver tecnologias que aumentem a performance e eficiência energética entre diversos sistemas.

O aumento contínuo do consumo de energia nas últimas décadas, sentido sobretudo nos países mais desenvolvidos, resulta, essencialmente, do setor doméstico e comercial, sendo a climatização dos edifícios uma das aplicações que possui maior participação, no que diz respeito ao consumo de energia elétrica.

O gasto energético de um edifício comercial durante o seu tempo de vida operacional é substancialmente maior, se comparado aos custos da construção do mesmo. Com isso, inúmeros esforços têm sido empregados no sentido de atender aos requisitos mínimos e padrões de normas nacionais e internacionais que tratam de eficiência energética para reduzir custos de operação e manutenção nas edificações.

A Eletrobrás implementou o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – PROCEL que objetiva "promover a eficiência energética, contribuindo para a melhoria da qualidade de vida da população e eficiência dos bens e serviços, reduzindo os impactos ambientais" (ELETROBRAS/PROCEL, 2009) e que promove então diversos subprogramas de relevância no mercado brasileiro como o Procel Edifica e o Procel Selo, que classificam e etiquetam edificações e produtos, respectivamente.

Segundo dados da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL, 2012), a potência demandada por instalações de climatização é da ordem de 14.000 MW, representando 11,8% da capacidade instalada no país. Nas edificações comerciais, o sistema de condicionamento artificial é responsável por grande parte do consumo de energia, juntamente com a iluminação artificial. Em termos estatísticos, nessas edificações, 48% da energia é gasta com condicionamento artificial, 24% com iluminação, 15% com equipamentos de escritório e 13% são destinados para elevadores e bombas (ELETROBRAS, 2007).

No Brasil, o Plano Nacional de Energia (PNE 2030) definiu para 2030 uma meta de economia de 10% no consumo final de energia elétrica, a ser alcançada mediante o incremento da eficiência dos sistemas energéticos, e evidenciou a necessidade de elaborar um plano específico para atender esse desafio. Com esse propósito, o Ministério de Minas e Energia vem elaborando o Plano Nacional de Eficiência Energética (PNEf), que deverá nortear essas atividades e constituir um direcionamento fundamental para o desenvolvimento da eficiência energética no País. (VIANA, 2013)

Propostas de climatização tais como o uso de ventilação forçada, resfriamento evaporativo, sistema que dispõe de expansão indireta e técnicas de *Free Cooling* são algumas das tecnologias que estão sendo amplamente estudadas para otimizar a eficiência energética em edificações que dispõe de climatização artificial. Além deles, podemos elucidar os sistemas que operam em cargas térmicas parciais, ou seja, que são capazes de modular seu funcionamento de acordo com a necessidade de refrigeração local.

Ademais, meios que garantam a regeneração do calor que, inicialmente, seria rejeitado para ambiente externo aparecem nos sistemas atuais intitulados como recuperadores de energia. Esses equipamentos têm por objetivo realizar uma troca de calor, por meio de condução indireta, do ar frio que é retirado da sala com o ar quente obtido do ambiente externo. Dessa forma, o equipamento de climatização precisaria retirar uma menor quantidade de calor do ar da mistura, reduzindo o consumo de energia

Outro parâmetro importante quando se trata de ambientes climatizados é a Qualidade do Ar Interior (QAI). Norteador de muitos parâmetros num projeto de climatização, o assunto está presente em praticamente todos os sistemas que visem conforto térmico. Portanto, uma vez que ar ambiente interior de um edifício resulta da interação da sua localização, do clima, do sistema de climatização do edifício, das fontes de contaminação e do número de ocupantes do edifício, faz-se necessário o processo de renovação do ar interno.

Segundo Stoecker & Jones (1998), o corpo humano é um organismo com extraordinária capacidade de adaptação. Entretanto, as condições externas de temperatura e umidade podem variar entre limites que ultrapassar a capacidade de adaptação do corpo, exigindo um controle das condições internas de modo a propiciar um ambiente sadio e confortável.

Ademais, é sabido que pessoas passam, em média, 80% do seu tempo em ambientes internos, o que as levam a ficar expostas a maiores concentrações de poluentes, acarretando em possíveis doenças respiratórias. São inúmeras as estratégias que podem ser implementadas para a diminuição do risco de exposição a fatores poluentes, sendo fundamental o cuidado com a boa qualidade do ar interno, o controle da temperatura e da umidade.

Nesse sentido, uma vez que a introdução de ar externo no sistema acarreta um aumento de carga térmica devido aos parâmetros de temperatura de bulbo seco e umidade absoluta, estudos em relação às vazões necessárias de ar de renovação também são de fundamental importância quando se trata de aspectos de performance e custos energéticos dos sistemas. Tal situação privilegia a utilização de sistemas com renovação de ar variável. (VALVERDE, 2016)

Dessa forma, as análises das vazões ideais de renovação de ar, associadas aos sistemas ativos de controle, sensoriamento e com recuperação de energia em unidades de ar condicionado, têm grande potencial não só em termos econômicos, mas também em termos técnicos e ambientais.

1.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Eficiência energética e conservação de energia são temas que ganharam maior enfoque desde a primeira crise do petróleo nos anos 1970. Na última década, tem havido um crescimento acentuado no número de projetos e obras buscando certificações (LEED, Procel Edifica, AQUA, entre outros) que promovem a eficiência energética e conforto humano. Tais fatos

incentivam o uso de processos de recuperação de calor e renovação variável de ar em sistemas de climatização. (CORRÊA, 2009)

A ventilação de ar externo é um requisito obrigatório para se obter QAI. As normatizações nacionais vigentes definem um valor mínimo de vazão de ar exterior e de nível de filtragem com o objetivo de reduzir a concentração dos contaminantes/particulados no ar para níveis aceitáveis. Para tanto, os sistemas de ventilação utilizam de energia térmica para realizar o tratamento, distribuição, filtragem e resfriamento do ar exterior nos espaços condicionados. Ou seja, os requisitos de QAI estão inteiramente associados à eficiência energética em sistemas de AVAC (PEREZ-LOMBARD *et al*., 2011).

A qualidade do ar interior é relacionada, sobretudo, a parâmetros tais como a umidade e ventilação. O excesso de umidade em diversos materiais provoca o crescimento de microrganismos tais como fungos e bactérias, que são responsáveis pela disseminação para o ar interior, de esporos, células, fragmentos e compostos orgânicos voláteis (COV's). O excesso de umidade provoca também a degradação dos materiais, o que constitui outro fator de poluição do ar interior e tem sido considerada um dos principais fatores apontadores de doenças respiratórias. Além disso, uma ventilação deficiente provoca a Síndrome do Edifício Doente (SED) (PORTUGAL, 2009).

Como citado anteriormente, nota-se que quanto maior a taxa de renovação de ar, melhor será a qualidade do ar interior, porém maior também será o consumo de energia e os custos de operação dos sistemas de climatização. Nota-se também que as vazões de ar externo em ambientes como teatros, salas de cinema, auditórios e escritórios são dimensionadas geralmente com base na área do espaço condicionado e no número de ocupantes, incluindo as taxas mínimas de renovação de ar em situações de ocupação máxima do local. Por esse motivo, é desejável que os sistemas de AVAC sejam ajustáveis de modo que as taxas de ventilação possam ser reduzidas de modo a serem compatíveis com o índice de ocupação em tempo real, evitando a renovação de ar excessiva ou deficiente.

Roth *et al* (2003) relatam que os níveis reais de ocupação nos edifícios comerciais dos Estados Unidos são significativamente menores em relação aos níveis de ocupação para os quais os sistemas de condicionamento de ar são projetados. Sua experiência de campo indica que os níveis reais de ocupação são pelo menos de 25% a 30% mais baixos.

As primeiras aplicações de técnicas de controle de vazão de ar exterior datam da década de 1980. Sodergren (1982) publicou um estudo apresentando o termo *Demand Controlled Ventilation (DCV),* em português Ventilação Controlada por Demanda (VCD), cujo enfoque de aplicação estava em edifícios de escritórios e, ocasionalmente, em salas de conferência, auditórios e salas de aula.

Gabel *et al* (1986) realizaram um estudo de caso em pequeno banco em Pasco, Washington. Este estudo envolveu a medição do consumo de energia, níveis de contaminantes, incluindo dióxido de nitrogênio, formaldeído, monóxido de carbono e particulados. Foram realizadas diversas medições durante as estações de inverno, primavera e verão, com uma semana de operação normal seguida de uma semana utilizando a metodologia VCD para controle de CO_2. Os responsáveis pela implantação descobriram que com o *setpoint* do sistema de controle operando nas concentrações entre 1800 mg/m³ (100 ppm) e 2160 mg/m³ (1200 ppm), o sistema foi capaz de proporcionar ar fresco suficiente para ocupação diária média, que variava entre 10% a 15% da capacidade de ocupação máxima para a qual o sistema de climatização foi projetado.

Davidge (1991) apresentou um projeto demonstrativo em um edifício comercial com diversas salas de escritórios, em uma área de 30.000 m². Neste edifício, o sistema nunca reduzira a taxa de ventilação, pois as temperaturas externas no inverno nunca foram baixas o suficiente para sair do *free-cooling*. Durante o verão, uma equipe de manutenção realizava a abertura e fechamanto de dampers em horários pré-definidos para controlar a renovação de ar e a temperatura interna do local. Davidge também estudou uma sala de reuniões, onde a ventilação suplementar era controlada de forma alternativa por um interruptor de luz, um sensor de movimento e um sensor de CO_2. De acordo com as leituras dos sensores, um ventilador, próximo a uma tomada externa de ar ligava e desligava para realizar o controle de renovação de ar.

Fleury (1992) relatou o desempenho de um sistema de ventilação controlado por CO_2 em uma sala de conferências. Neste sistema, a velocidade do motor do ventilador foi ajustada de acordo com a concentração de CO_2. As concentrações de CO_2 medidas no espaço foram entre 630 mg / m³ (350 ppm) e 1530 mg / m³ (850 ppm), com um pico de 1980 mg / m³ (1100 ppm). Com base nos questionários realizado aos ocupantes após a instalação do sistema de controle, a qualidade do ar foi avaliada de bom para excelente.

Emmerich e Persily (1997) realizaram uma revisão da literatura sobre a VCD baseada em CO_2 para consolidar os resultados das pesquisas existentes e identificar futuras necessidades de pesquisa. Seus esforços consolidaram testes de campo e simulações sobre a aplicabilidade desta estratégia em escritórios, escolas, lojas de varejo, espaços públicos e instalações residenciais. Dessa forma, Emmerich e Persily (1997) concluíram que a metodologia VCD baseada nas concentrações de CO_2 é mais aplicável em situações com ocupação variável.

Posteriormente, uma revisão atualizada por Emmerich e Persily (2001) mostrou através de algoritmos de controle, sensores e simulações computacionais, que a metodologia VCD seria capaz de economizar entre 20% e 60% de demanda energética em escolas, auditórios, escritórios, teatros e salas de cinema.

De acordo com Murphy & Bradley (2002), a metodologia de cálculo prescritiva, utilizada pela maioria dos projetistas e engenheiros, levava em conta os parâmetros dimensionais do ambiente e, sobretudo, seu nível de ocupação. Ou seja, a ventilação é então estabelecida com base na quantidade máxima de ocupantes e não varia com conforme o perfil de utilização do local. O objetivo da estratégia VCD é otimizar o requisito de ventilação dos ocupantes com base na ocupação em tempo real. Esse objetivo pode ser alcançado através diferentes métodos.

Não obstante, é importante salientar que estas poupanças não podem vir à custa de um ambiente de trabalho insalubre, o que acarreta em mais custos no futuro. Segundo Murphy & Bradley (2002) existem três métodos principais para modular a taxa de renovação em um espaço, manter a QAI e ao mesmo tempo reduzir os custos de energia que são: traçar o perfil de ocupação do local, utilizar sensores de ocupação e/ou utilizar sensores de CO_2.

O primeiro e mais simples método consiste em implementar um cronograma de ocupação que é construído em função da densidade ocupacional em determinadas horas do dia. A partir dele, monta-se uma programação no sistema AVAC para variar a ventilação com base nos horários pré-determinados. Este método é mais aplicável quando a instalação possuí perfis de utilização e ocupação bem definidos, como por exemplo, escritórios, consultórios, etc.

Os sensores de ocupação, por sua vez, têm função de determinar a quantidade de ocupantes em um espaço e, a partir disso, retornar um status para o sistema de controle como “ocupado” ou “desocupado”. Os contadores geralmente são colocados em pontos de entrada e

de saída e proporcionam dados de ocupação em tempo real. Este método é geralmente utilizado em ambientes de grande porte tais como hipermercados e ginásios climatizados.

Por fim, os sensores de monitoramento de CO_2, cuja função é medir as taxas de concentração deste gás e compará-las com parâmetros definidos previamente. A *American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE) discorda do uso deste tipo de equipamento para determinar a QAI, uma vez que a produção de CO_2 não é um indicador para a concentração de compostos orgânicos voláteis (COVs) ou outros contaminantes internos resultantes da degradação de materiais de construção e mobília (ASHRAE, 2010b). Contudo, a ASHRAE afirma que se as taxas de CO_2 não ultrapassarem 700 ppm irá proporcionar um ambiente que satisfaça cerca de 80% dos ocupantes (ASHRAE, 2010d). A associação reitera que tais sensores podem ser utilizados conjuntamente aos sensores de ocupação em edifícios comerciais, laboratórios, salas de cinema, teatros, sala de reuniões, etc.

Mysen *et al* (2005), tiveram como objetivo reduzir o consumo de energia elétrica no sistema de ventilação de escolas de ensino fundamental na Noruega utilizando três estratégias: manter constante o volume de ventilação do ar, utilizar um sensor de CO_2 para controlar a demanda por ventilação e utilizar um sensor de presença com tecnologia infravermelha para também controlar a demanda por ventilação. Durante o trabalho foram inspecionadas 157 salas de aula em 81 escolas na Noruega, entre 05/03/2002 a 17/06/2002, com o objetivo de determinar o fator de ocupação das salas e seu horário de utilização. Através de uma simulação computacional, considerando períodos de 6, 10 e 24 horas por dia, foram obtidos os seguintes valores de economia de energia para a estratégia utilizando sensoriamento de CO_2: 50%, 60% e 74%. Para a estratégia utilizando sensores de ocupação as economias foram de: 27%, 49% e 68%

A Norma ASHRAE 62.1, *Ventilation for Acceptable indoor Air Quality*, traz em sua edição de 2007 uma discussão sobre a Ventilação Controlada por Demanda cujo enfoque está nas concentrações de dióxido de carbono (CO_2) como meio de reduzir o consumo de energia, mantendo a qualidade do ar interior (ASHRAE, 2007c). A atualização de 2010 inclui revisões mínimas e mantém a postura previamente afirmada sobre o VCD baseado em CO_2 como uma iniciativa de economia de energia.

O grupo espanhol Soler & Palau Ventilation Group (2010) confeccionou uma tabela contendo um estudo de caso em um edifício comercial em Portugal, que utiliza tanto sensores

de ocupação quanto sensores de CO_2 em seus ambientes para controlar a taxa de renovação de ar do sistema de climatização. Os resultados apontaram reduções de 48,3% no consumo energético diário e 853kg/ano de CO_2.

Na prática, a metodologia VCD tem potêncial para reduzir os custos anuais de energia de US$ 0,54 a US$ 10,75 por metro quadrado, com grandes variações de acordo com o tipo de edifício estudado. Segundo experiências de campo, em média, a utilização da metodologia VCD tem um período de retorno de investimento (*payback*) de dois a três anos, o que torna-se atraente para diversas aplicações. (ROTH *et al*, 2003)

Quanto aos parâmetros energéticos, o manual *Handbook Fundamentals* (ASHRAE, 1997) relata que as cargas térmicas de resfriamento ou aquecimento devido à ventilação de ar externo representam cerca de 20% a 40% da carga térmica total para edifícios comerciais. Portanto, juntamente à metodologia VCD, grande parte dessa energia requerida para condicionar o ar externo pode ser recuperada através da utilização de sistemas de recuperação de energia, aumentando ainda mais a eficiência energética dos sistemas de climatização.

As tecnologias de recuperação de energia são amplamente utilizadas como medida de eficiência energética, tanto na construção civil como na indústria. Dentre os principais processos de recuperação de energia em instalações de AVAC, pode-se destacar a recuperação térmica a partir do ar de exaustão.

Nela o ar externo adentra o edifício nas condições climáticas externas e é exaurido aproximadamente nas condições internas. Consequentemente, esse processo requer a adição ou extração de carga térmica de ventilação. A energia térmica do ar exaurido pode ser recuperada para pré-aquecer ou resfriar o ar externo de renovação, gerando reduções significativas na carga térmica. (PEREZ-LOMBARD *et al*, 2011).

Tais dispositivos são chamados de recuperadores de energia ar-ar (*air-to-air energy recovery equipment*) que podem ser divididos em dois grupos: i) sistemas de recuperação que transferem apenas calor sensível (*heat recovery ventilator – HRV*) e ii) sistemas de recuperação de calor e umidade que transferem tanto calor sensível quanto calor latente (*energy recovery ventilator – ERV*) (VALVERDE, 2016).

Geralmente os recuperadores de energia são dispostos em Unidades de Tratamento de Ar (UTA), do inglês *Air Handling Unit* (AHU). Esses dispositivos possuem um ventilador mecânico, elementos de aquecimento e arrefecimento, elementos de filtragem, atenuadores de

ruído e grelhas de admissão e saída e são usados para circulação de ar em toda a instalação atender aos requisitos de conforto e ventilação.

Dentre eles, destacam-se três sistemas principais suportados por uma UTA: de zona de ventilação única, de zona ventilação múltipla e sistemas de resfriamento dedicado de ar externo (*Dedicated Outdoor Air Systems - DOAS*). As zonas de ventilação são determinadas com base na categoria de ocupação, densidade de ocupação e eficiência de distribuição de ar (ASHRAE, 2010d).

Stiesch *et al* (1995) analisaram a performance de rodas entálpicas giratórias aplicadas a sistemas de climatização de edifícios comerciais. Foram medidas as economias no consumo de energia, tanto para aquecimento quanto para resfriamento, durante o período de 15 anos para trocadores entálpicos e de calor sensível apenas. As análises resultaram em economias na ordem de US$28.000 a US$38.000 para o trocador entálpico e de US$7.000 a US$24.000 para o trocador de calor sensível.

Simonson e Besant (1999a) apresentaram os grupos adimensionais fundamentais para os trocadores ar-ar tipo rodas entálpicas (*rotary wheels*) que transferem calor sensível e vapor de água. Esses grupos são derivados das equações governantes de transferência de calor e massa acopladas. Ao contrário das rodas de energia, que trocam apenas calor sensível, a eficiência das rodas entálpicas se dá em função das condições operacionais de temperatura e umidade, conforme verificado por diversos fabricantes e pesquisadores.

Nasif *et al* (2005) avaliaram experimentalmente o desempenho, em termos de eficiência sensível e latente, de um recuperador de energia ar-ar tipo Z que utiliza papel como superfície de transferência. Um modelo foi desenvolvido através de um *software* CFD (*Computational Fluid Dynamics*) a fim de analisar a distribuição de calor e umidade, e os resultados foram validados experimentalmente a partir de medições em uma plataforma experimental.

Abe *et al* (2006) apresentaram um modelo analítico para prever a eficiência de rodas de energia usando apenas as características medidas na mesma roda em condições estacionárias expostas a mudanças de temperatura e umidade. A comparação entre as eficiências latente e sensível previstas em relação aos testes experimentais se apresentaram dentro de certos limites de incerteza. As simulações numéricas também apresentaram resultados coerentes dentro de certos limites.

Nota-se, portanto, que a tendência futura é a de se utilizar de simulações numéricas e computacionais, associada aos dispositivos de recuperação energética e vazão variável de renovação ar em toda a cadeia dos sistemas de climatização. Além disso, percebe-se na literatura uma incerteza em relação ao tipo de metodologia e sensoriamento que melhor se aplicam nos contextos propostos. Ademais, diversos estudos relatam, de forma separada, as aplicações de somente uma das tecnologias empregada aos sistemas de AVAC (ou de recuperação de energia ou de ventilação controlada por demanda).

Além disso, percebe-se uma grande associação entre as normas relativas à qualidade do ar interior e as normas relativas ao uso de energia, uma vez que esses temas estão intimamente ligados. Esse fato se confirma a partir do momento em que as normativas internacionais requerem controles de vazão de ar exterior de acordo com a demanda, com o intuito de economizar energia. As normas brasileiras, por sua vez, contemplam apenas os requisitos de qualidade do ar e não apresentam exigências relativas ao controle e operação dos sistemas de ventilação.

Dessa forma, é esperado que a proposta do aprimoramento de um modelo que aborde a união dos dois sistemas possa prover maiores economias de custos nas fases de concepção, dimensionamento, operação e manutenção, além de melhorar a qualidade do ar interior, conforto térmico do ambiente e a performance energética do sistema de climatização.

1.3. OBJETIVOS

O presente trabalho objetiva analisar as técnicas de recuperação de energia e de vazão de ar exterior variável, promovendo um estudo que mostre a viabilidade dessas técnicas em um sistema de ar condicionado disposto no plenário Ulysses Guimarães da Câmara dos Deputados, localizada no Palácio do Congresso Nacional - Praça dos 3 Poderes, Brasília - DF.

Essa análise visa ponderar parâmetros energéticos, financeiros e de qualidade de ar no local. Ademais, objetiva descrever como os ambientes que possuem perfis de ocupação variável afetam o consumo energético de uma edificação, além de fornecer dados que viabilizem essas aplicações em possíveis *retrofits* em sistemas de climatização já existentes.

Além disso, o trabalho almeja aperfeiçoar um modelo matemático com o intuito de simular o desempenho desses dois sistemas, a fim de verificar a influência de parâmetros

climáticos, eficiências dos equipamentos, vazões de ar externo necessárias, perfis de ocupação dos ambientes condicionados e parâmetros de conforto interno.

1.4. METODOLOGIA

A metodologia utilizada constituirá, sobretudo, no aprimoramento de um modelo matemático desenvolvido por Valverde (2016) e implementado no *software* EES (F-CHART, 2013). Esse modelo deverá permitir a inserção de determinados parâmetros e simular o desempenho dos dispositivos de controle de vazão de ar exterior e recuperação de energia em diferentes cenários e taxas de ocupação.

O modelo proposto levará em consideração os efeitos climáticos do ar exterior na eficiência dos equipamentos, em conjunto aos efeitos advindos das variações de vazão de ar de renovação em função dos perfis de ocupação.

A modelagem será realizada com base em um ambiente pré-estabelecido. Esse ambiente será avaliado por meio de análises em quatro conjunturas diferentes: i) o primeiro cenário constitui um sistema sem nenhum cuidado com variação de vazões e recuperação de energia; ii) o segundo, utiliza o recurso da vazão de ar exterior variável, sem utilizar a técnica de recuperação de energia; iii) o terceiro, utiliza apenas o recurso da recuperação de energia com vazão fixa de ar exterior e, por último, iv) um caso utilizando vazão de ar exterior variável e recuperação de energia.

As quatro conjunturas serão contextualizadas e ilustradas através de um estudo de caso. Para este estudo, inicialmente será realizada modelagem 3D do ambiente em CAD, por intermédio dos *softwares* SketchUP Pro (TRIMBLE, 2016) e SolidWorks (DASSAULT SYSTEMES, 2015). Posteriormente, será feito um estudo de fluidodinâmica computacional (CFD) com o *software* Ansys Fluent (ANSYS, 2017) para realizar a predição dos campos de velocidade, pressão, temperatura e propriedades turbulentas do ar no ambiente simulado. Tal análise levará em conta princípios de conservação de massa, energia e quantidade de movimento, no domínio do espaço e do tempo.

Por fim, o *software* Trace 700 (TRANE, 2017) será utilizado para determinar a carga térmica do ambiente e quantificar parâmetros que sustentem análises críticas quanto aos resultados técnicos e econômicos encontrados.

1.5. ESTRUTURA DO RELATÓRIO

O capítulo 1 aborda uma perspectiva geral sobre o problema proposto e sua importância, apresentando uma revisão bibliográfica sobre eficiência energética, sistemas de recuperação de energia e de controle de vazão de ar exterior, sua utilização em sistemas AVAC, bem como os objetivos e metodologia utilizada.

O capítulo 2 contém uma revisão de conceitos teóricos referentes às técnicas de vazão de ventilação, vazão de ar exterior variável e requisitos de qualidade do ar interior dispostos em normativas nacionais e internacionais.

O capítulo 3 apresenta uma revisão de conceitos teóricos referentes à eficiência energética e às tecnologias de recuperação de energia. Além disso, aborda um panorama sobre certificações e programas de etiquetagem existentes.

O capítulo 4 apresenta a modelagem matemática detalhada, que também traz a metodologia de controle utilizada elucidando os parâmetros de entrada e saída do modelo simulado.

O capítulo 5 retrata o estudo de caso, as características e análises do ambiente e a aplicação do modelo para simular o desempenho do sistema de climatização.

No capítulo 6, são apresentados os resultados das simulações e as análises dos parâmetros de operação que influenciam os resultados das simulações.

No capítulo 7, são apresentadas as análises econômicas e os parâmetros econômicos calculados para cada cenário proposto, pautado em estudos de viabilidade, análises de *payback* e custos de ciclo de vida dos equipamentos.

As conclusões finais e propostas para trabalhos futuros estão dispostas no último capítulo.

2 VENTILAÇÃO E QUALIDADE DO AR

Esta parte apresenta a revisão dos conceitos teóricos referentes à técnica de vazão de ar exterior variável e sua relação com os parâmetros de qualidade do ar interior.

2.1 QUALIDADE DO AR INTERIOR

2.1.1 Visão geral

A qualidade do ar interior refere-se ao conteúdo aerossol e de gás, à temperatura e umidade do ar no interior de uma estrutura. No caso de uma edificação, a qualidade do ar é determinada por sua capacidade de manter a saúde e o bem-estar dos indivíduos que ocupam tal estrutura.

Diversas são as variáveis que podem comprometer a qualidade do ar interior dos ambientes. Para garantir que o ar esteja em condições desejáveis é preciso levar em conta fatores como um sistema de ar condicionado bem projetado, instalação compatível com o projeto, operação e manutenção eficientes e, sobretudo, o cumprimento normas estabelecidas por órgãos competentes.

É sabido que, além de desconforto térmico a má qualidade do ar interior pode causar distúrbios olfativos, dores de cabeça, alergias, gripe, e de forma mais extrema, doenças provocadas por contaminação através fungos, vírus e bactérias. Os fatores de maior impacto para garantir a qualidade do ar adequada a cada aplicação são a utilização de uma taxa de renovação correta para cada aplicação (diluição dos poluentes) e uma filtragem corretamente aplicada, tanto no que se refere aos tipos de filtros escolhidos, quanto ao número de trocas em cada ambiente. Além disso, são importantes, também, os controles de temperatura e umidade adequados para cada aplicação.

O Instituto Nacional de Segurança Ocupacional e Saúde dos Estados Unidos (NIOSHI) relata que uma ventilação pobre, aliada à falta de controle de umidade e temperatura são fatores que contribuem demasiadamente nos muitos casos de edifícios doentes, ou em inglês, *Sick Buildings*, que são chamados dessa forma, devido à péssima qualidade do ar interior em seus recintos.

Também foi criada a expressão "*Sick Building Syndrome*" (SBS), caracterizada por um estado doentio transitório dos usuários, já que os sintomas normalmente desaparecem quando as pessoas afetadas deixam o edifício.

Segundo Roberson (1995), alguns passos podem ser tomados para prevenir que a poluição interna do ar afete a saúde dos usuários. Tais passos diminuem o número de faltas, despesas com tratamento médico e promovem o aumento da produtividade humana. Eles fazem parte de um programa de monitoramento específico designado para inspecionar, analisar e avaliar o sistema de condicionamento de ar nos edifícios. Tal programa consiste em inspecionar o projeto e as práticas de operação dos sistemas de ventilação, controlar as taxas de admissão de ar externo, variando-as conforme a necessidade e examinar o estado de conservação dos sistemas AVAC. Uma segunda etapa consistiria na coleta e análise das concentrações de gases nocivos em pontos específicos do edifício. A última fase consiste no monitoramento contínuo do que ocorre no mesmo, através da instalação de sensores fixos de gases, de inspeções e vistorias em intervalos de tempo pré-determinados, a fim de elaborar relatórios com metodologias, conclusões e recomendações.

Possuir um edifício saudável significa ter uma boa qualidade do ar interior, através do uso de adequadas taxas de ventilação, de sistemas de automação predial e de um monitoramento contínuo das instalações. Todavia, as condições de conforto também devem ser levadas em consideração, já que calor ou frio excessivos, correntes de ar, umidade inadequada, vibrações, ruídos e luminosidade interagem entre si e colaboram para a insalubridade do local.

A *American Industrial Hygiene Association* (AIHA) montou um diagrama no qual destacam-se as técnicas de gestão e controle para melhorar a qualidade do ar interior, dentre as quais, na engenharia, destacam-se as metodologias de ventilação, diluição e exaustão.

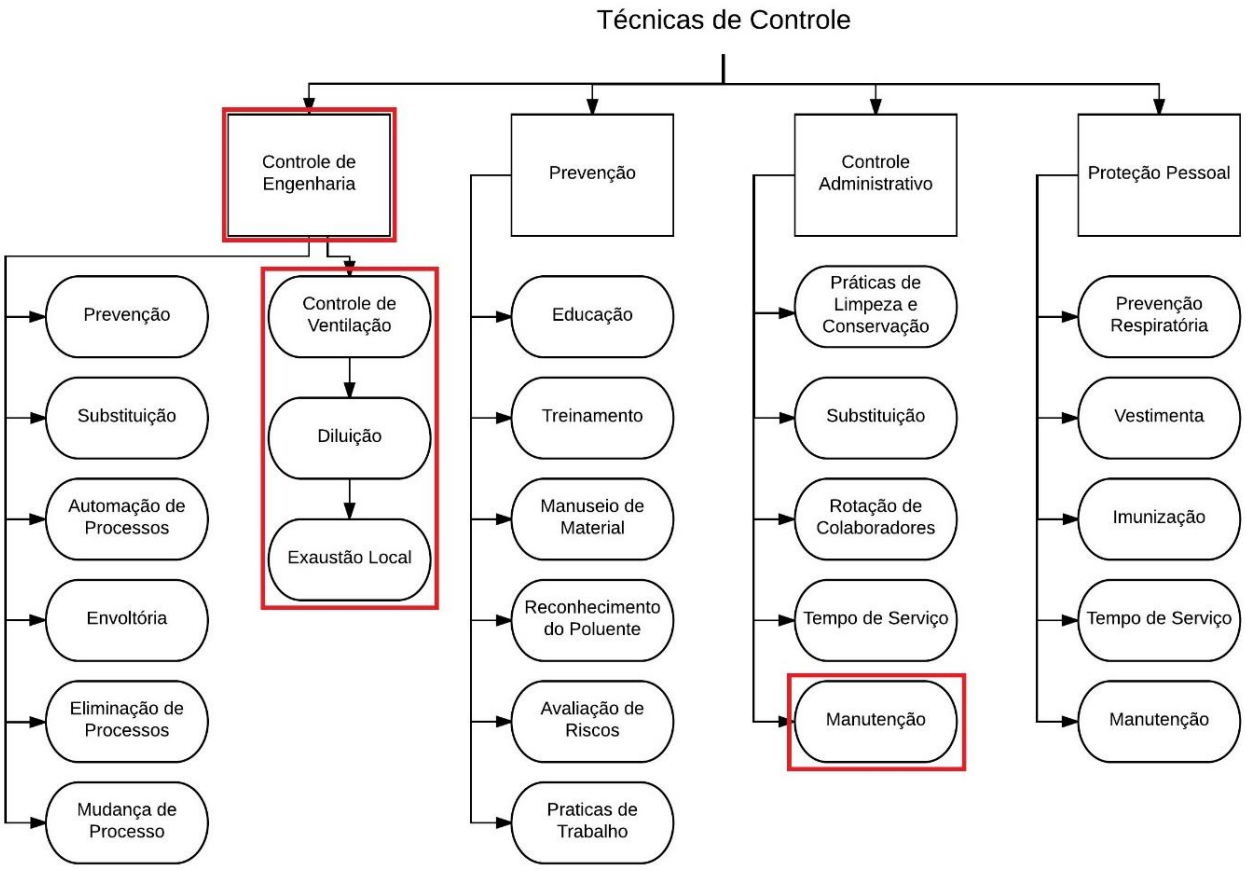


Figura 2.1 - Estratégias para gestão da QAI (AIHA, 2009. Modificado)

2.1.2 Fatores de influência na QAI

De uma forma geral, a qualidade do ar é produto da interação de um complexo conjunto de fatores dentre os quais destacam-se a magnitude das emissões, a topografia e as condições meteorológicas da região. Segundo Prado *et al* (1999) , os fatores que mais afetam a qualidade do ar interior são: i) ventilação de ar externo; ii) contaminantes químicos: monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2), óxido e dióxido de nitrogênio, dióxido de enxofre, amônia, formaldeído; iii) compostos voláteis: acetona, hidrocarbonetos alifáticos e aromáticos; iv) contaminantes biológicos: ácaros, fungos, bactérias e vírus; v) material particulado; vi) ocupantes do edifício, vii) outros contaminantes: asbesto e radônio.

2.2 VAZÃO DE AR EXTERIOR

2.2.1 Ventilação

Milhões de pessoas passam boa parte de suas vidas alocadas em edifícios com sistemas mecânicos de aquecimento, ventilação e ar condicionado. Esses sistemas são projetados para fornecer ar com temperatura e umidade adequadas, livre de concentrações perigosas de contaminantes e particulados. Para tanto, o procedimento de ventilação se faz necessário, atuando como um dos mais importantes na determinação de uma boa qualidade do ar interior. A ventilação consiste em uma combinação de processos que resultam não só no fornecimento de ar externo, mas também na diluição e posterior retirada de ar recirculado no interior de um edifício. A ventilação pode ser conseguida através de processos naturais, mecânicos ou híbridos.

2.2.2 Ventilação natural

De forma genérica, a ventilação natural é o deslocamento do ar através do edifício pelas suas aberturas, umas funcionando como entrada e outras como saídas (janelas, portas, etc.). Assim, as aberturas para ventilação são dimensionadas e posicionadas de modo a proporcionar um fluxo de ar adequado ao recinto. O fluxo de ar que entra e/ou que sai dos locais depende da diferença de pressão do ar entre os ambientes internos e externos, da resistência ao fluxo de ar oferecida pelas aberturas, das obstruções relativas à incidência do vento, diferenças de temperatura entre interior e exterior e da geometria do edifício (FROTA & SCHIFFLER, 2001). A estratégia de ventilação natural é, especialmente, adequada para edifícios de pequenas dimensões, normalmente habitações unifamiliares localizadas em climas moderados. Esse método surge, também, como um investimento de baixo custo, em termos de capital inicial, manutenção e operação, quando comparado com sistemas mecânicos, tendo ainda a vantagem de não necessitar de grandes espaços. A Figura 2.2 mostra como é realizado o processo de ventilação mecânica em um volume de controle.

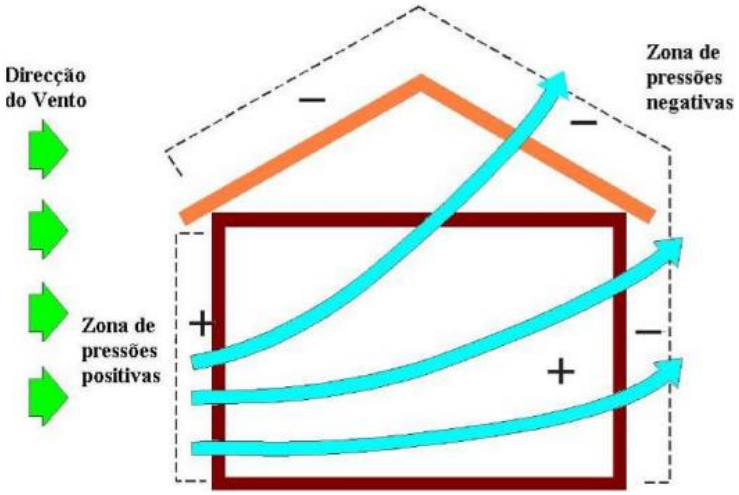


Figura 2.2 - Modelo esquemático do processo de ventilação mecânica. (FERREIRA, 2006)

2.2.3 Ventilação mecânica

A ventilação mecânica ou forçada é produzida a partir de equipamentos como exaustores e ventiladores. Esse tipo de solução é empregado em casos onde as condições naturais de ventilação não proporcionam adequada movimentação do ar. Esse sistema permite o tratamento do ar, realizando processos de filtragem e distribuição uniforme do mesmo nos ambientes onde se deseja. O controle do processo ocorre através do correto dimensionamento de dutos e ventiladores. A Figura 2.3 apresenta um esquema de um sistema de ventilação mecânica.

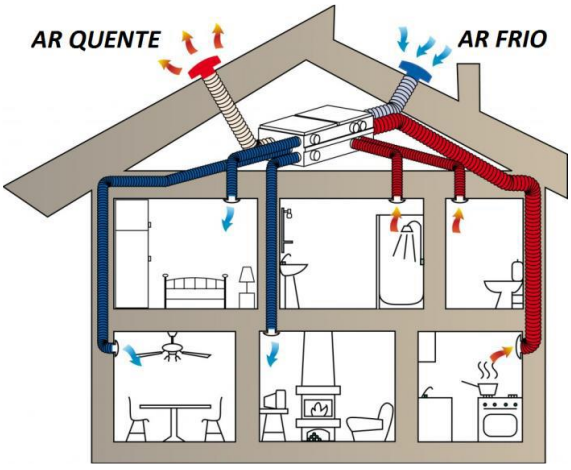


Figura 2.3 - Funcionamento de um sistema com ventilação forçada. (FERREIRA, 2006)

2.2.4 Ventilação híbrida

A ventilação híbrida pode ser então ser definida como uma estratégia que conjuga as ventilações natural e mecânica de modo a minimizar o consumo energético, mantendo a QAI e o conforto térmico dos ocupantes. Geralmente esse tipo de ventilação utiliza dispositivos *Air Handling Units* (AHU) que realizam processos de filtragem, controle de umidade e recuperação de energia.

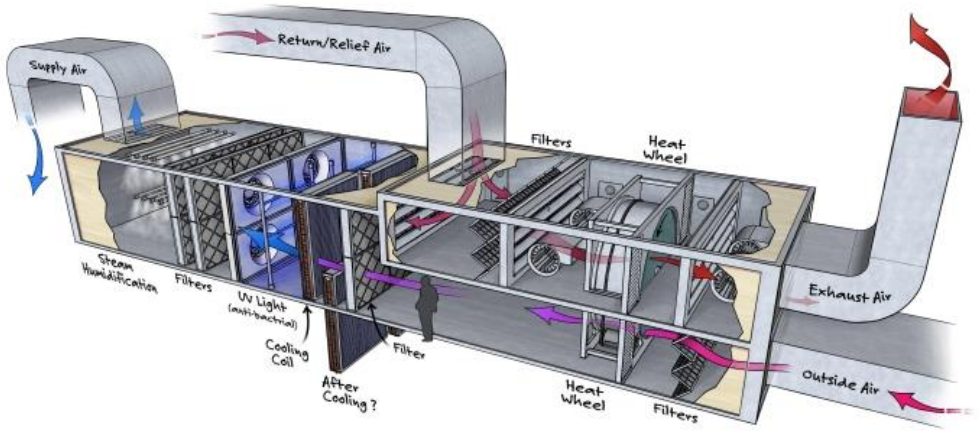


Figura 2.4 - Unidade de tratamento de ar dotada de sistemas de filtragem, roda entálpica e controle de vazão de ar exterior. (SCHRADER, 2012)

2.2.5 Ventilação controlada por demanda (*demand-controlled ventilation)*

O sistema de ventilação controlada por demanda pode ser definido como a ventilação que automaticamente é ajustada com base na ocupação do ambiente, oferecendo a possibilidade de reduzir a penalização energética da sobre-ventilação durante períodos de baixa ocupação, garantindo níveis adequados de enriquecimento do ar exterior. Esse tipo de ventilação pode ser do tipo híbrido ou mecânico dependendo da topologia e necessidades do edifício.

O sistema inclui hardware, software, e uma estratégia de controle, e é parte integrante do projeto de ventilação do edifício. O conceito da ventilação automática baseada na ocupação tem sido reconhecido como uma medida de eficiência energética por quase 30 anos.

A Tabela 2.1, elaborada por Emmerichp & Persily (2001) aponta o potencial energético economizado utilizando a estratégia VCD em diversos tipos de ambientes.

Tabela 2.1 - Potencial energético economizado utilizando a estratégia VCD. (EMMERICH & PERSILY, 2001. Traduzido)

Aplicação	Potencial Econômico
Escolas	20% a 40%
Restaurantes / Cantinas	20% a 50%
Bibliotecas	20% a 50%
Escritórios (40% de ocupação fixa)	20% a 30%
Escritórios (90% de ocupação fixa)	3% a 5%
Aeroportos (zonas de embarque e check-in)	20% a 60%
Ginásios	40% a 70%
Teatros / Cinemas	20% a 60%

Dentre os meios listados, o sistema de VCD baseado em sensores de CO_2 são os mais comumente utilizados em projetos. Won e Yang (2005) analisaram diversos sensores em sistemas de VCD e recomendaram os sensores de CO_2 com base em três critérios: desempenho, custo e qualidade do ar interior. As taxas de geração de CO_2 e outros gases por um indivíduo dependem primeiramente de sua massa corporal e do nível de atividade física realizada. Estudos experimentais mostraram que as duas taxas de emissão são proporcionais, assim, a concentração de CO_2 tem sido considerada um indicador confiável de concentração de gases oriundos da respiração humana. Emmerich e Persily (2001) concluíram que o sistema de VCD baseado em sensores de CO_2 tem maior probabilidade de ser eficaz para edifícios com as seguintes características: i) variações imprevisíveis de ocupação; ii) edificação onde o resfriamento ou aquecimento é requerido praticamente durante todo o ano; iii) pouca emissão de poluente por fontes não humanas.

A implementação da estratégia de VCD com base em sensores de CO_2 depende da estimativa da taxa de geração de CO_2 dos ocupantes e da diferença de concentração de CO_2 entre o ar interno e o ar externo. A partir daí, é possível determinar a taxa no qual a ventilação de ar é entregue ao espaço condicionado por pessoa.

Geralmente utiliza-se um valor constante para a taxa de geração de CO_2 por pessoa, a fim de simplificar o dimensionamento do sistema de VCD. Cabe ressaltar que essa simplificação introduz imprecisões, uma vez que essa taxa de geração varia de acordo com o

nível da atividade do ocupante, dieta, saúde, etc. A Figura 2.5 retrata um modelo esquemático de como é utilizado a estratégia VCD-CO_2 em ambientes de zona única.

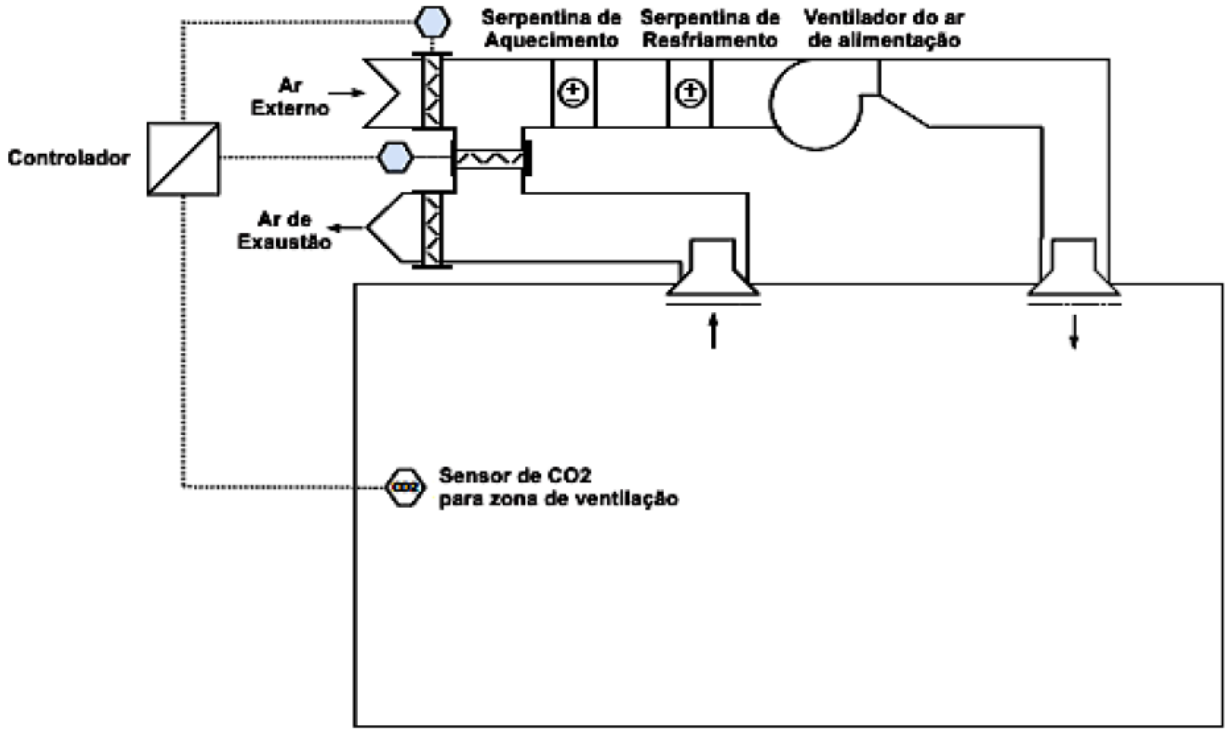


Figura 2.5 - Arquitetura de um sistema VCD para zona única.

2.2.6 Normatização

As taxas nas quais o ar externo é introduzido no ambiente interno são especificadas por algumas normas, nacionais e internacionais. Essas taxas são baseadas, sobretudo, na necessidade de controle dos odores e dos níveis de CO_2 e outros gases. O dióxido de carbono é um componente do ar externo, mas ele pode ser produzido internamente e seu excesso pode indicar uma ventilação inadequada. No começo do século, as normas de ventilação para edificações, conforme descreve *Environmental Protection Agency* (EPA), requeriam aproximadamente 25 m³/h de ar externo por ocupante (PRADO *et al*, 1999). Essa taxa era usada basicamente para diluir os poluentes e remover odores originários do metabolismo humano. Como resultado da crise do petróleo na década de 70, medidas nacionais de economia de energia impuseram uma redução nessas taxas para aproximadamente 8 m³/h para cada um dos usuários do edifício, segundo a ASHRAE (1989). A Figura 2.6 retrata um modelo cronológico de como foi a evolução dos requisitos mínimos de vazão de ar exterior.

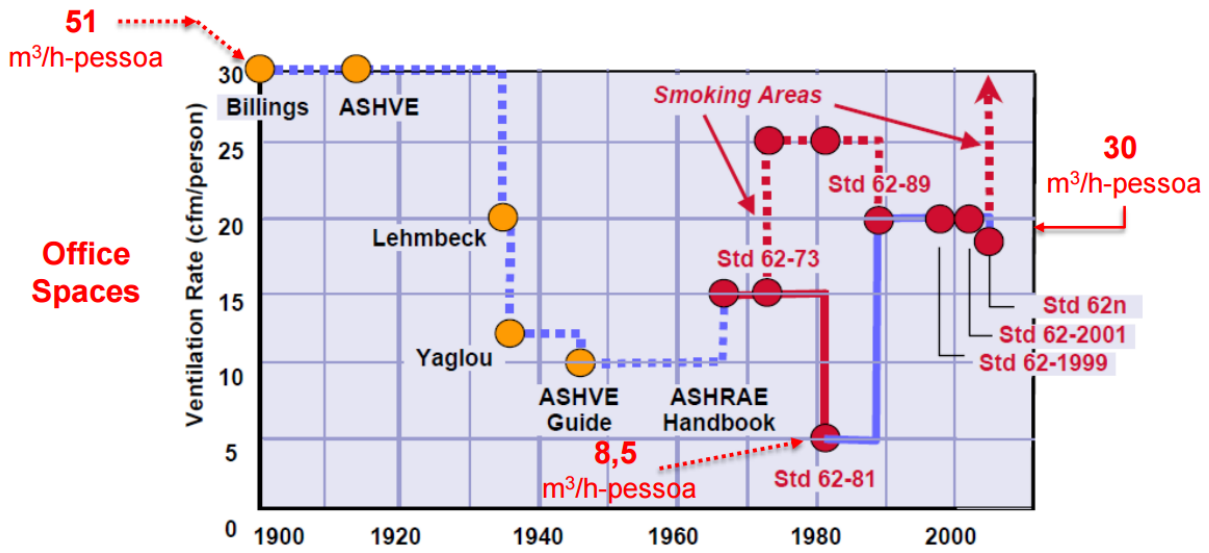


Figura 2.6 – Evolução história das modificações dos parâmetros de vazão de ar exterior segundo a ASHRAE. (KOHLOSS, 2003)

Em diversos casos, essas taxas reduzidas de fornecimento de ar foram inadequadas para manter a saúde e o conforto dos ocupantes. Assim, em uma tentativa de providenciar taxas de troca de ar mais adequadas e em concordância com a necessidade de economia de energia, a ASHRAE revisou os padrões de ventilação e concluiu que era possível, com a tecnologia da época, fornecer uma taxa de 25 m³/h por usuário, sem gastos adicionais de energia. (VALVERDE, 2016)

Com essa atualização das normas, as tendências atuais levam para uma relação da qualidade do ar interior com a economia de energia, prevendo a utilização de sistemas que controlem as vazões necessárias de acordo com a demanda (ASHRAE 62.1-2010 e 189.1, 2009). No Brasil, a Portaria 3.523 do Ministério da Saúde publicada em 1998 regula acerca da qualidade do ar interior, definindo rotinas de manutenção necessárias, vazões mínimas de ar externo, e etc. Após ela, a norma NBR 16401-3 (ABNT, 2008) traz inovações baseadas na norma americana mais atual que versa sobre os requisitos de ventilação para manutenção da qualidade do ar interior (ASHRAE 62.1- 2010).

2.2.6.1 Norma ASHRAE 62.1-2010

Essa norma dita que o sistema de ventilação da edificação deve seguir um de seus três procedimentos para atender aos requisitos de ventilação: i) procedimento da taxa de ventilação (*ventilation rate procedure – VRP*); ii) procedimento da qualidade do ar interior (*IAQ*

procedure); iii) procedimento de ventilação natural (*natural ventilation procedure*) (ZHANG, 2012).

Os procedimentos da taxa de ventilação e da qualidade do ar descrevem o método de projeto pelo qual as taxas de ar externo são determinadas baseadas no tipo de espaço, densidade de ocupação e área. Sua aplicação ratifica que os projetistas primeiramente identifiquem as fontes de poluentes, seus limites de concentração e seu período de exposição de cada contaminante relevante. O alvo percentual de ocupantes que devem estar satisfeitos com a qualidade do ar é estabelecido (geralmente 80% ou acima).

Um balanço de massa é então usado para determinar a mínima vazão de ar externo requerido para manter a concentração dos contaminantes dentro dos limites. Após a instalação do sistema e a ocupação do edifício, a norma exige uma avaliação subjetiva de satisfação pelos ocupantes à respeito da qualidade do ar interior. Se o percentual dos ocupantes satisfeitos for menor que o alvo estabelecido, as taxas mínimas de vazão de ar externo devem ser elevadas para outro nível, até que o percentual de ocupantes satisfeitos atinja o alvo (ZHANG, 2012).

O procedimento de ventilação natural consiste no uso de aberturas externas na envoltória do edifício para que seja realizada a troca através de gradientes de pressão e temperatura. Entretanto, para que a ventilação natural ocorra da forma mais efetiva possível o edifício deve possuir aberturas em pontos específicos, nos quais a poluição externa não seja capaz de afetar a saúde dos ocupantes. Tais aspectos são desenvolvidos ao nível do projeto arquitetônico da edificação.

Um conjunto de equações nesse procedimento determinam as taxas de ar externo para o sistema, o qual se destina para prover uma ventilação suficiente na zona de respiração a fim de diluir os contaminantes gerados pelos ocupantes e por outras fontes. As versões mais recentes desta norma prescrevem a combinação de duas taxas: a taxa de diluição em função da quantidade de pessoas e em função de uma unidade de área. Assim, a taxa de ventilação da zona de respiração é calculada através da Eq. (2.1).

$$V_Z = R_p \cdot P_z + R_a \cdot A_z \tag{2.1}$$

onde,

V_Z	Vazão volumétrica de ar externo baseada no número de ocupantes	[m^3/h]
R_p	Vazão volumétrica de ar externo por ocupante	[$m^3/h*pessoa$]
P_z	Número de ocupantes do ambiente	[-]

R_a Vazão volumétrica de ar externo por unidade de área [$m^3/h/pessoa$]

A_z Área do ambiente [m^2]

2.2.6.2 Norma ASHRAE 90.1-2010

Essa norma tem por finalidade apresentar os requisitos que garantam que os edifícios serão projetados para serem eficientes do ponto de vista energético em função dos requisitos mínimos de ventilação, apresentados na norma ASHRAE 62.1-2010.

Sua última atualização apresentou um grande salto na evolução do padrão utilizado. No que compete a climatização, manipuladores de água gelada e ventiladores de 5 cv ou superiores terão de possuir controle de velocidade através de inversores de frequência (VFDs) ou duas velocidades pré-estabelecidas, quando a demanda de ar climatizado for inferior a 50%.

Por fim, a norma exige a inserção de sistemas VCD para espaços amplos com mais de 500 pés quadrados (46, 45 m²) de área, e com uma ocupação de projeto maior que 40 pessoas por cada 1000 pés quadrados (92, 903 m²), e servidos por sistemas com um ou mais: i) um ciclo economizador; ii) controle de modulação automático de *dampers* de ar externo ou; iii) um projeto de vazão de ar externo maior que 3000 cfm (849, 504 m³/h).

A metodologia VCD demanda um novo conjunto de equações para determinar a taxa de ventilação da zona da respiração, com base nas concentrações de CO_2 por pessoa e a vazão necessária para diluição, de acordo com Eq. (2.2).

$$V_{Z,atual} = \left[\left(\frac{C_{S,atual} - C_{S,min}}{C_S - C_{s,mín}}\right) \cdot \left(V_Z - V_{Z,mín}\right) + V_{Z,mín}\right] \quad (2.2)$$

onde,

$V_{Z,atual}$ Vazão de ar eficaz em função do Nº de pessoas no instante atual [m^3/h]

C_S Concentração de CO_2 de projeto com base na ocupação de projeto [ppm]

$C_{S,atual}$ Concentração de CO_2 no recinto no instante de ocupação atual [ppm]

$C_{S,mín}$ Concentração de CO_2 no recinto sem ocupação [ppm]

V_Z Vazão volumétrica de ar externo com base na ocupação de projeto [m^3/h]

$V_{Z,mín}$ Vazão volumétrica de ar externo no recinto sem ocupação [m^3/h]

2.2.6.3 Norma ASHRAE 189.1-2009

Essa norma, descreve os requisitos de projeto para edifícios verdes, partir da criação de uma nova definição para ambientes densamente ocupados, informando que são aqueles ambientes com densidade maior ou igual a 25 pessoas a cada 100 m².

Ademais, essa norma exige que haja um sistema de VCD para esse tipo de ambiente, fazendo menção ao detalhamento dos tipos de sensores de CO_2.

2.2.6.4 ABNT NBR 16401-3/2008

A norma brasileira define os parâmetros básicos e requisitos mínimos para sistemas de ar condicionado, visando à qualidade aceitável de ar interior e conforto térmico, a partir das definições de vazões mínimas de ar exterior para ventilação, níveis mínimos de filtragem do ar e requisitos técnicos dos sistemas e componentes relativos à qualidade do ar.

A norma se aplica à sistemas centrais de qualquer capacidade e à sistemas unitários com mais de 34.000 BTU/h. A vazão de ar exterior requerida nessa norma é determinada da mesma maneira que a norma internacional ASHRAE 62.1. Da mesma forma que a norma internacional, o cálculo da vazão eficaz é constituído pela soma de duas partes, avaliadas separadamente: a vazão relacionada às pessoas e a vazão relacionada à área ocupada, segundo a Eq. (2.3).

$$V_{ef} = F_p \cdot P_z + F_a \cdot A_z \tag{2.3}$$

onde,

V_{ef}	Vazão eficaz de ar exterior	[L/s]
F_p	Vazão volumétrica de ar externo por ocupante	[$L/s*pessoa$]
P_z	Número máximo de ocupantes na zona de ventilação	[-]
F_a	Vazão por área útil ocupada	[$L/s*m^2$]
A_z	Área útil ocupada pelas pessoas	[m^2]

e os valores estipulados de F_p e F_a são expressos na Tabela 2.2. Na mesma tabela têm-se os valores típicos esperados da densidade de ocupação D, em pessoas por 100 m², que podem ser utilizados quando o número efetivo de pessoas no local não for conhecido.

Tabela 2.2 - Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação, segundo a NBR 16401-3 (ABNT, 2008)

Local	D pessoas/ 100 m²	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m² [a]
		F_p L/s*pess.	F_a L/s*m²	F_p L/s*pess.	F_a L/s*m²	F_p L/s*pess	F_a L/s*m²	
Edifícios públicos								
Aeroporto – saguão [c]	15	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5	--
Aeroporto – sala de embarque [c]	100	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5	--
Biblioteca	10	2,5	0,6	3,5	0,8	3,8	0,9	--
Museu, galeria de arte [d]	40	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5	--
Local de culto	120	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Legislativo – plenário	50	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--

Ademais, a norma também prescreve os valores de vazão eficaz mínima para diversos locais de aplicação, em ordem crescente de níveis (1, 2 e 3), cujo nível 3 é o nível mais conservador (maior valor de vazão eficaz mínima). A vazão a ser suprida na zona da ventilação é a vazão eficaz corrigida pela eficiência da distribuição de ar na zona, calculada por meio da Eq. (2.4).

$$V_z = \frac{V_{ef}}{E_z} \tag{2.4}$$

onde,

V_Z Vazão de ar externo a ser suprida na zona de ventilação [m^3/h]

E_Z Eficiência de distribuição de ar na zona [-]

e os valores do parâmetro de eficiência são expressos na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 - Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação, segundo a NBR 16401-3 (ABNT, 2008)

Configuração da distribuição de ar	E_z
Insuflação de ar frio pelo forro	1,0
Insuflação de ar quente pelo forro e retorno pelo piso	1,0
Insuflação o de ar quente pelo forro, 8°C ou mais acima da temperatura do espaço e retorno pelo forro	0,8
Insuflação de ar quente pelo forro a menos de 8°C acima da temperatura do espaço pelo forro, desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4 m do piso à velocidade de 0,8 m/s	1,0
Insuflação de ar frio pelo piso e retorno pelo forro, desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4 m ou mais do piso à velocidade de 0,8 m/s	1,0

A vazão a de ar exterior a ser suprida pelo sistema, considerando-se um sistema com zona de ventilação única pode ser calculada através da Eq. (2.5).

$$V_S = V_Z \tag{2.5}$$

onde,

V_S Vazão de ar externo na tomada de ar [L/s]

Ainda, o Anexo C da norma em questão, baseado também na norma ASHRAE 62.1, apresenta um informativo em relação ao nível de CO_2 como indicador de qualidade do ar, sendo considerado um indicador válido de poluição produzido pelas pessoas. A Eq. (2.6) determina a vazão de ar exterior necessária para manter a concentração volumétrica de CO_2 no recinto abaixo nível estipulado pela norma.

$$V_0 = \frac{N}{C_S - C_0} \tag{2.6}$$

onde,

V_0 Vazão de ar externo por pessoa [$m^3/h/pessoa$]

N Taxa de geração de CO_2 por pessoa [$ppm/h/pessoa$]

C_S	Concentração de CO_2 no recinto	[ppm]
C_0	Concentração de CO_2 no ar exterior	[ppm]

A concentração máxima de CO_2 de 1000 ppm no recinto é frequentemente citada como critério de qualidade de ar aceitável do ar interior. Porém, esse critério pressupõe as seguintes condições essenciais, que pode levar à interpretações distorcidas: a concentração no ar exterior é assumida arbitrariamente em 300 ppm (quando normalmente este valor oscila entre 400 e 600 ppm). Uma medição acima de 1000 ppm não indica que o critério não é satisfeito, desde que a medição não ultrapasse em mais de 700 ppm a concentração de ar exterior. (NBR 16401-3, 2008)

2.2.6.5 Portaria 3.523/1998 do Ministério da Saúde

A Portaria 3.523 é responsável por aprovar procedimentos que visem minimizar o risco potencial à saúde dos ocupantes. Além disso, a portaria define que todos os sistemas de climatização estejam em condições adequadas de limpeza, manutenção, operação e controle, exigindo a implantação de um Plano de Manutenção, Operação e Controle (PMOC) para sistemas com capacidade acima de 60.000 BTU/h.

Esse plano deve conter a identificação do estabelecimento que possui ambientes climatizados, a descrição das atividades que serão desenvolvidas, a periodicidade das mesmas, e as recomendações a serem adotadas em situações de falha de equipamentos e de emergência.

Por fim, a portaria traz uma tabela de classificação dos filtros de ar para utilização em ambientes climatizados, além de definir a taxa de renovação de ar externo em 27 m³/h por pessoa que ocupa o recinto condicionado.

3 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Este capítulo apresenta a revisão dos conceitos teóricos referentes às técnicas de recuperação de energia em sistemas AVAC e programas de certificação e etiquetagem em edificações.

3.1 PROGRAMAS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

O Brasil possui diversas instituições que tratam acerca do tema da eficiência energética, tais como o Ministério de Minas e Energia (MME), que realiza contabilidade relativa à oferta e ao consumo de energia no Brasil; a ELETROBRÁS, responsável pela execução do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL); a PETROBRÁS, responsável pela execução do Programa Nacional de Racionalização do Uso de Derivados de Petróleo e Gás Natural (Conpet); a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), responsável pela execução do Programa de Eficiência Energética das Concessionárias; o Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (Inmetro), responsável pela execução do Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE); e outras demais empresas, que possuem programas internos de conservação de energia. (VIANA *et al*, 2012)

Um dos primeiros instrumentos legais relacionados à eficiência energética que pode se destacar é o Decreto no 20.466, de 01/10/1931. Este documento instituiu o primeiro horário de verão no Brasil em todo o Território Nacional. Como outro instrumento legal tem-se o Decreto no 41.019, de 26/02/1957, que visava regulamentar os serviços de energia prestados pelas concessionárias estaduais.

Posteriormente, na década de 70 os regulamentos de eficiência energética em edifícios, também chamados de códigos de eficiência energética, atuava como uma ferramenta essencial com intuito de aprimorar a eficiência no uso da energia, reduzindo desperdícios nas edificações. Basicamente, eles visam definir requisitos mínimos para que os projetos de edificações novas, as construções e as modernizações de edifícios sejam eficientes na utilização da energia (PÉREZ-LOMBARD, 2011).

Atualmente, o Plano Nacional de Energia (PNE) definiu para 2030 uma meta de economia de 10% no consumo final de energia elétrica, a ser alcançada mediante o incremento

da eficiência dos sistemas energéticos, e elucidou a necessidade de elaborar um plano específico para atender esse desafio. Com esse propósito, o Ministério de Minas e Energia vem elaborando o Plano Nacional de Eficiência Energética (PNEf), que deverá nortear essas atividades e constituir um direcionamento fundamental para o desenvolvimento da eficiência energética no país. Outros instrumentos importantes são o Programa Brasileiro de Etiquetagem e o Selo PROCEL de Economia de Energia, que corresponde atualmente pela maioria dos resultados obtidos pelo Procel.

3.1.1 Programa Nacional de Conservação de Energia e o PBE

O Procel foi instituído em 30 de dezembro de 1985 pelos Ministérios de Minas e Energia e da Indústria e Comércio (MDIC), sendo gerenciado por uma Secretaria Executiva subordinada à Eletrobrás e se constituindo no programa mais abrangente e de maior continuidade na área de uso eficiente de energia elétrica no País. Sua atuação, investimentos e mesmo eficácia, no entanto, sofreram flutuações significativas ao longo do período, mas ainda permanece como um apoio institucional importante para alguns programas como o Programa Brasileiro de Etiquetagem, projetos na área de saneamento, edifícios públicos e informação para o público em geral.

Em 2010 foram investidos R$ 76,23 milhões sendo R$ 13,91 milhões da Eletrobrás, R$ 45,32 milhões provenientes da RGR e R$ 17,00 milhões decorrentes de despesas com instalações prediais, recursos humanos e demais insumos para a gestão do Programa. Em 2011 foram investidos R$ 95,56 milhões sendo R$ 68,46 milhões da RGR e o restante da Eletrobrás. (VIANA *et al*, 2012)

O Selo Procel foi concebido em 1993 e era conferido aos equipamentos tais como geladeiras e congeladores, lâmpadas fluorescentes compactas e reatores eletrônicos, coletores solares e tanques de armazenamento, motores elétricos trifásicos, aparelhos de ar condicionado e ventiladores de teto que possuíssem os melhores índices de eficiência energética de cada categoria de equipamento, de acordo com os resultados dos ensaios de avaliação da etiqueta do Programa Brasileiro de Etiquetagem - PBE. Hoje em dia tem-se as diversas ramificações, incluindo:

- Centro Brasileiro de Informação de Eficiência Energética – Procel Info;
- Eficiência Energética em Edificações – Procel Edifica;

• Eficiência Energética em Equipamentos – Procel Selo;

• Eficiência Energética Industrial – Procel Indústria;

• Eficiência Energética no Saneamento Ambiental – Procel Sanear;

• Eficiência Energética nos Prédios Públicos – Procel EPP;

• Eficiência Energética Municipal – Procel GEM;

• Informação e Cidadania – Procel Educação;

• Eficiência Energética na Iluminação Pública e Sinalização Semafórica – Procel Reluz.

O PBE é um programa de etiquetagem coordenado pelo Inmetro. Em 1984, o órgão iniciou com a sociedade uma discussão acerca da criação de programas de avaliação de conformidade com foco no desempenho, com a finalidade de contribuir para a racionalização do uso da energia no país através da prestação de informações sobre eficiência energética dos equipamentos disponíveis no mercado nacional. Fazem parte do PBE programas de Avaliação da Conformidade que utilizam a Etiqueta Nacional de Conservação da Energia para prestar informações sobre o desempenho dos produtos no que diz respeito à sua eficiência energética. Os maiores objetivos do programa são: i) Prover informações úteis que influenciem a decisão de compra dos consumidores, que podem levar em consideração outros atributos, além do preço, no momento da aquisição dos produtos; ii) Estimular a competitividade da indústria, através da indução do processo de melhoria contínua promovida pela escolha consciente dos consumidores. (ELETROBRÁS; PROCEL, 2007)

Atualmente, o PBE é composto por 38 Programas de Avaliação da Conformidade em diferentes fases de implementação, que contemplam desde a etiquetagem de produtos da linha como fogões, refrigeradores e condicionadores de ar, até demandas mais recentes na área de recursos renováveis (aquecimento solar, energia fotovoltaica) e outras mais complexas e com grande potencial de economia de energia para o país, como as edificações e veículos.

As etiquetas podem ser obtidas para edificações comerciais, de serviços e públicas (Figura 3.1) e edificações residenciais, sendo estas de 3 tipos: unidades habitacionais autônomas (casas ou apartamentos), edificações multifamiliares e áreas de uso comum (Figura 3.2).

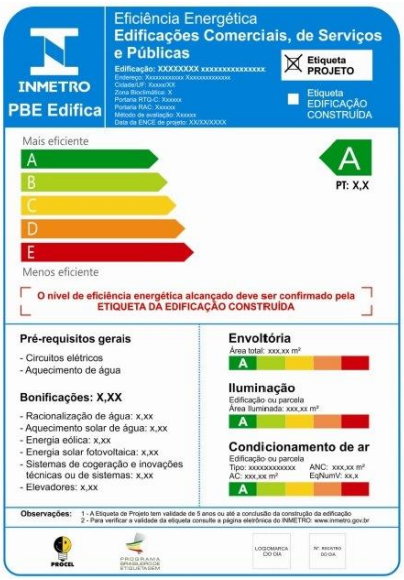


Figura 3.1 - Exemplo de etiqueta para edificações comerciais, de serviço e públicas. (PBE EDIFICA, 2017)

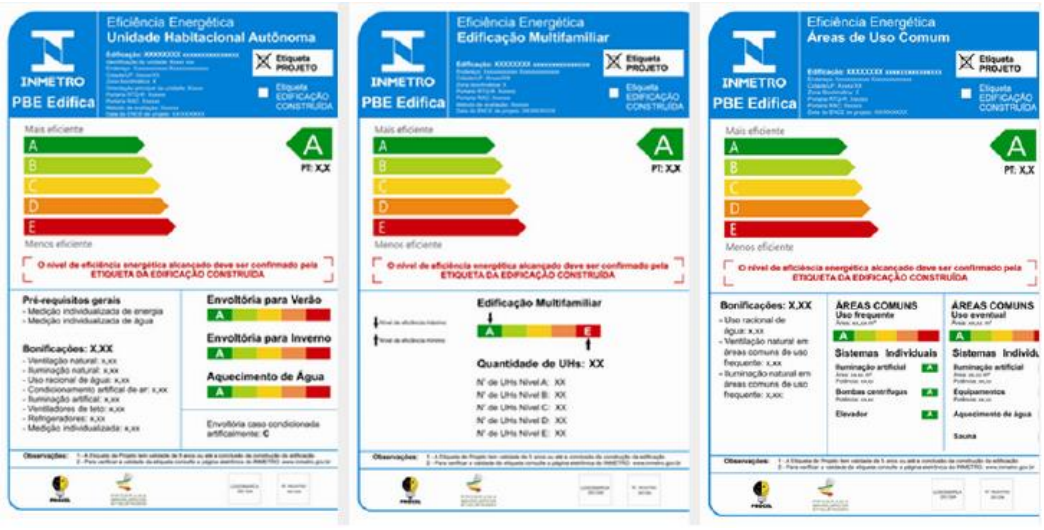


Figura 3.2 - Exemplo de etiqueta para edificações residenciais. (PBE EDIFICA, 2017)

3.1.2 Lei da eficiência energética

Outro marco importante para a eficiência energética no Brasil ocorreu com a sanção da Lei 10.295/2001, que dispõe sobre a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia. A lei determina, em seu artigo 2º os níveis máximos de consumo específico de energia, ou mínimos de eficiência energética, de máquinas e aparelhos fabricados e/ou comercializados no país.

O Decreto 4.059/2001 instituiu o Comitê gestor de Indicadores e de Níveis de Eficiência Energética – CGIEE, que possui dentre suas atribuições a elaboração das regulamentações específicas para cada tipo de aparelho consumidor de energia e o estabelecimento do Programa de Metas com indicação da evolução dos níveis a serem alcançados por cada equipamento regulamentado. (VIANA *et al*, 2012)

Os motores elétricos foram os primeiros equipamentos selecionados pelo CGIEE para ser objeto da regulamentação específica, em função de seu excessivo consumo de energia. De igual modo, o comitê elaborou regulamentação específica para lâmpadas fluorescentes compactas a fim de propiciar melhorias da qualidade geral dos produtos disponíveis, com a retirada do mercado de produtos de baixa qualidade. A consolidação da implementação da Lei Nacional de Eficiência Energética produzirá, como consequência, os seguintes fatos:

- Retirar do mercado, no médio e longo prazo, os equipamentos menos eficientes energeticamente;
- Obter economia de energia ao longo do tempo;
- Promover o desenvolvimento tecnológico, através da fabricação de equipamentos energeticamente mais eficientes;
- Promover o aumento da competitividade industrial do país;
- Reduzir os gastos dos consumidores;
- Contribuir para a redução dos impactos socioambientais através do uso de equipamentos que consomem menos energia.

3.2 SISTEMAS E EQUIPAMENTOS RECUPERADORES DE ENERGIA

3.2.1 Aspectos gerais

A Energia pode ser recuperada tanto na sua forma sensível quanto na forma latente ou, a partir, de uma combinação delas. Atualmente, as tecnologias de recuperação de energia são bem conhecidas e amplamente utilizadas como medida de eficiência energética, tanto nos ramos da construção civil como na indústria. Dentre os principais processos de recuperação de energia em instalações de AVAC, pode-se destacar a recuperação térmica a partir do ar de exaustão.

Tal processo consiste na recuperação de calor e/ou umidade entre duas correntes de ar a diferentes temperaturas e umidades, atuando diretamente na manutenção da Qualidade do Ar

Interior (QAI) e, ao mesmo tempo, na redução dos custos de operação e o consumo global de energia.

3.2.2 Heat recovery ventilators – HRV's

Como mencionado anteriormente, a recuperação de energia pode ser feita tanto na forma de calor sensível, quanto na forma de calor latente. Os trocadores de calor sensível ou ventiladores recuperadores de calor são chamados de *Heat Recovery Ventilators*, popularmente conhecidos pela sigla *HRVs.* Eles são compostos por:

- Dutos de admissão e exaustão;
- Ventiladores direcionadores do ar de entrada e de saída;
- Controles de temperatura e velocidade;
- Drenos removedores de líquido;
- Mecanismos de pré-aquecimento e prevenção de congelamento das partes internas do dispositivo (presente em algumas unidades);
- Núcleo quadrado de alumínio com elemento filtrante para troca de calor.

E sua operação consiste na troca de calor, cuja fonte é extraída, por exemplo, de correntes de ar de saída em secadores, fogões, fornos, câmaras de combustão, e dos gases de exaustão de turbinas a gás para pré-aquecer o ar de entrada. De igual modo, de acordo com a sazonalidade do local, seu modo de operação pode ser invertido para se coletar ar mais frio exterior para pré-resfriar o ar de entrada. A Figura 3.3 ilustra o funcionamento do dispositivo.

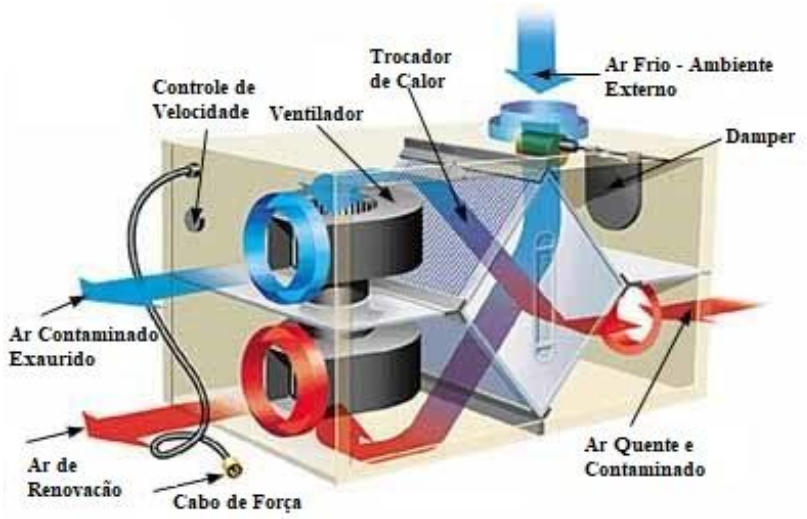


Figura 3.3 - Modelo de um ventilador recuperador de calor – HRV. (KLENCK, 2000. Traduzido)

3.2.2.1 Relações termodinâmicas para os ventiladores de recuperação de calor (HRVs)

As propriedades na saída das duas correntes de ar podem ser estimadas, conhecendo-se as taxas de vazão e a eficiência do recuperador de energia.

Segundo a norma ASHRAE *Standard* 84, a eficiência de um sistema é definida segunda a Eq. (3.1).

$$\varepsilon = \frac{Transferência\ atual\ de\ umidade\ ou\ energia}{Transferência\ máxima\ possível\ entre\ as\ correntes\ de\ ar} \tag{3.1}$$

A eficiência sensível de um dispositivo HRV é definida de acordo com a Eq. (3.2).

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{q}_s}{\dot{q}_{s,max}} = \frac{\dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot (T_1 - T_2)}{C_{mín} \cdot (T_1 - T_3)} = \frac{\dot{m}_e \cdot c_{pe} \cdot (T_4 - T_3)}{C_{mín} \cdot (T_1 - T_3)} \tag{3.2}$$

onde,

$\dot{q}_s$	Taxa de transferência de calor sensível	[kW]
$\dot{q}_{s,max}$	Máxima taxa de transferência de calor sensível	[kW]
ε_s	Eficiência sensível	[-]
T_1	Temperatura da corrente de ar no estágio 1	[°C]
T_2	Temperatura da corrente de ar no estágio 2	[°C]
T_3	Temperatura da corrente de ar no estágio 3	[°C]
T_4	Temperatura da corrente de ar no estágio 4	[°C]
$\dot{m}_s$	Vazão mássica do ar seco de alimentação	[kg/s]
$\dot{m}_e$	Vazão mássica do ar seco de exaustão	[kg/s]
$C_{mín}$	Menor valor entre c_{ps} e c_{pe}	[$kJ/kg*K$]
c_{ps}	Calor específico à pressão constante do ar de alimentação	[$kJ/kg*K$]
c_{pe}	Calor específico à pressão constante do ar de exaustão	[$kJ/kg*K$]

em que, $\dot{q}_s$ é dada pela Eq. (3.3).

$$\dot{q}_s = \varepsilon_s \cdot \dot{q}_{s,max} \tag{3.3}$$

Na qual a taxa de máxima de transferência de calor, $q_{s,\dot{max}}$ é fornecida segundo a Eq. (3.4).

$$q_{s,\dot{max}} = C_{mín} \cdot (T_1 - T_3) \tag{3.4}$$

Assumindo que não há condensação de vapor de água no HRV, a condição de saída do ar de alimentação é dada de acordo com a Eq. (3.5).

$$T_2 = T_1 - \frac{\varepsilon_s \cdot C_{mín}(T_1 - T_3)}{\dot{m}_s \cdot c_{ps}} \tag{3.5}$$

e a exaustão de ar é dada pela Eq. (3.6).

$$T_4 = T_3 - \frac{\varepsilon_s \cdot C_{mín}(T_1 - T_3)}{\dot{m}_e \cdot c_{pe}} \tag{3.6}$$

As Eqs. (3.2), (3.3), (3.4), (3.5) e (3.6) assumem condições de operação em regime permanente, ou seja, inexistência transferência de calor ou umidade entre o recuperador e a vizinhança, inexistência de vazamentos cruzados e inexistência de ganhos ou perdas de energia dos motores, ventiladores ou dispositivos anticongelamento. Além disso, condensação ou congelamento não ocorre ou é desprezível. Essas suposições são geralmente próximas da verdade para a maioria das aplicações comerciais de HRV. O dispositivo de HRV somente permite a transferência de energia em forma de calor sensível, associada a uma diferença de temperatura entre as correntes de ar ou entre uma corrente de ar e uma superfície sólida. (VALVERDE, 2016)

Essas equações também são aplicadas no inverno, caso não exista condensação no HRV. O calor sensível $\dot{q}_s$ transferido do HRV pode ser estimado seguindo as Eqs. (3.7), (3.8) e (3.9).

$$\dot{q}_s = \dot{m}_s \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) = Q_s \cdot \rho_s \cdot c_{ps} \cdot (T_2 - T_1) \tag{3.7}$$

$$\dot{q}_s = \dot{m}_e \cdot c_{pe}(T_4 - T_3) = Q_e \cdot \rho_e \cdot c_{pe} \cdot (T_4 - T_3) \tag{3.8}$$

$$\dot{q}_s = \varepsilon_s \cdot \dot{m_{mín}} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_3) \tag{3.9}$$

onde,

Q_s	Vazão volumétrica de ar de alimentação	[m^3/s]
Q_e	Vazão volumétrica de ar de exaustão	[m^3/s]
ρ_s	Massa específica do ar seco de alimentação	[kg/m^3]
ρ_e	Massa específica do ar seco de exaustão	[kg/m^3]
$\dot{m_{mín}}$	Menor valor entre $\dot{m}_e$ e $\dot{m}_s$	[kg/s]

3.2.3 Energy recovery ventilators – ERV's

Os dispositivos ERVs funcionam segundo o mesmo princípio dos HRVs, porém transferem tanto calor quanto umidade e são conhecidos como dispositivos de energia, dispositivos entálpicos ou ventiladores recuperadores de energia. Esses aparelhos são mais utilizados em locais onde as variações de umidade são mais abruptas, em função da sazonalidade ou em função do tipo de edificação, sendo mais comuns em escolas, escritórios com grande ocupação, etc.

Eles são compostos por:

- Dutos de admissão e exaustão;
- Ventiladores direcionadores do ar de entrada e de saída;
- Elementos filtrantes;
- Mecanismos de pré-aquecimento e prevenção de congelamento das partes internas do dispositivo (presente em algumas unidades);
- Núcleo de troca de calor (geralmente envolvendo um elemento desumificador).

A troca de calor latente pode ser positiva ou negativa e ocorre devido a uma diferença na pressão de vapor d'água entre as correntes de ar ou entre a corrente de ar e a superfície de troca de calor.

Os tipos de ERVs incluem os trocadores de calor de placas (*fixed plates*), rodas giratórias (*rotary wheels*), tubos de calor (*heat pipes*), trocadores de calor por meio de bombeamento de fluido em serpentina (*runaround loops*), termossifões (*thermosiphons*), e recuperadores de entalpia tipo torres gêmeas (*twin-tower enthalpy recovery loops*). O desempenho desses equipamentos é geralmente caracterizado pela eficiência, pela perda de carga, pelo bombeamento ou potência de ventilação, pelo fluxo cruzado (vazamento de ar de

uma corrente para outra) (VALVERDE, 2016). A Figura 3.4 ilustra o funcionamento de um dispositivo com trocador do tipo roda entálpica.

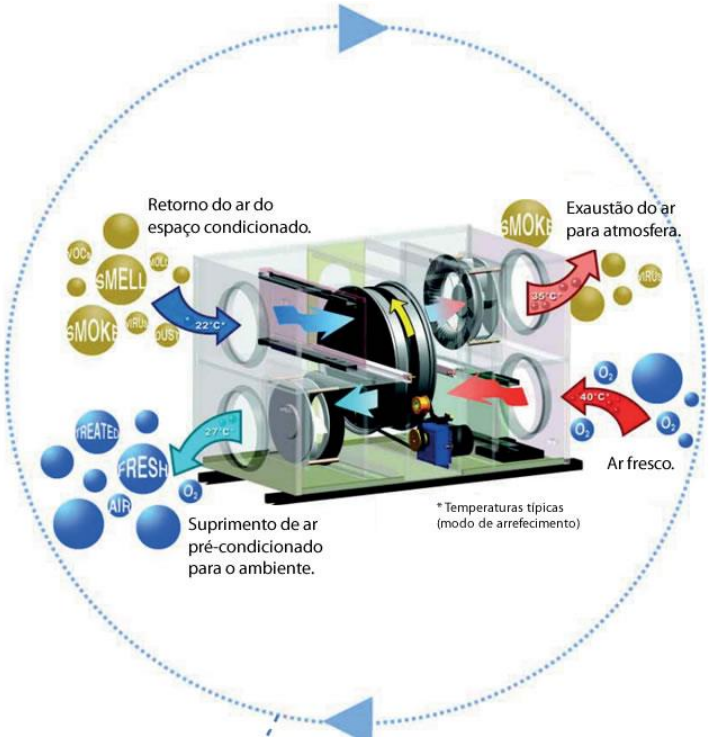


Figura 3.4 - Modelo esquemático de funcionamento de um dispositivo ERV. (BRY-AIR, 2017)

1.5.1.1. Relações termodinâmicas para os ventiladores de recuperação de energia (ERVs)

Da mesma forma que nos dispositivos HRV, a eficiência de um ERV se refere à razão entre a atual recuperação de energia e o máximo possível de energia que poderia ser recuperado teoricamente no dispositivo, dada pela Eq. 3.1. Sua eficiência sensível pode ser calculada, de igual modo, pela Eq. (3.2).

Já a eficiência latente é dada por:

$$\varepsilon_L = \frac{\dot{q_L}}{\dot{q_{L,max}}} = \frac{\dot{m_s} \cdot h_{fg} \cdot (w_1 - w_2)}{\dot{m_{mín}} \cdot h_{fg} \cdot (w_1 - w_3)} = \frac{\dot{m_e} \cdot h_{fg} \cdot (w_4 - w_3)}{\dot{m_{mín}} \cdot h_{fg} \cdot (w_1 - w_3)} \tag{3.10}$$

onde,

$\dot{q_L}$	Taxa de transferência de calor latente	$[kW]$
$\dot{q_{L,max}}$	Máxima taxa de transferência de calor latente	$[kW]$
ε_L	Eficiência latente	[-]

w_1	Umidade absoluta da corrente de ar no estágio 1	[kg/kg]
w_2	Umidade absoluta da corrente de ar no estágio 2	[k*g/kg*]
w_3	Umidade absoluta da corrente de ar no estágio 3	[k*g/kg*]
w_4	Umidade absoluta da corrente de ar no estágio 4	[k*g/kg*]
$\dot{m}_s$	Vazão mássica do ar seco de alimentação	[*kg/s*]
$\dot{m}_e$	Vazão mássica do ar seco de exaustão	[*kg/s*]
$m_{mín}$	Menor valor entre $\dot{m}_s$ e $\dot{m}_e$	[*kg/s*]
h_{fg}	Entalpia de vaporização	[*kJ/kg*]
c_{pe}	Calor específico à pressão constante do ar de exaustão	[*kJ/kg*K*]

em que, $\dot{q_L}$ é dada pela Eq. (3.11).

$$\dot{q_L} = \varepsilon_L \cdot \dot{q_{L,max}} \tag{3.11}$$

na qual a taxa de máxima de transferência de calor latente, $\dot{q_{L,max}}$ é fornecida pela Eq. (3.12).

$$\dot{q_{L,max}} = m_{mín} \cdot h_{fg} \cdot (w_1 - w_3) \tag{3.12}$$

Uma vez que a entalpia de vaporização da Eq. (3.10) pode ser removida do numerador e denominador, essa equação pode ser reescrita segundo a Eq. (3.13).

$$\varepsilon_m = \frac{\dot{m_w}}{\dot{m_{w,max}}} = \frac{\dot{m}_s \cdot (w_1 - w_2)}{\dot{m_{mín}} \cdot (w_1 - w_3)} = \frac{\dot{m}_e \cdot (w_4 - w_3)}{\dot{m_{mín}} \cdot (w_1 - w_3)} \tag{3.13}$$

onde, ε_m é a eficiência de umidade, numericamente igual à eficiência de calor latente ε_L, e $\dot{m_w}$ é a taxa atual de transferência de umidade, dada pela Eq. (3.14).

$$\dot{m_w} = \varepsilon_m \cdot \dot{m_{w,max}} \tag{3.14}$$

onde, $\dot{m_{w,max}}$ é máxima taxa de transferência de umidade, dada pela Eq. (3.15)

$$\dot{m_{w,máx}} = m_{mín} \cdot (w_1 - w_3) \tag{3.15}$$

assumindo que não há condensação de vapor de água no ERV, a umidade de saída do ar de alimentação pode ser calculada de acordo com a Eq. (3.16).

$$w_2 = w_1 - \frac{\varepsilon_L \cdot \dot{m_{mín}}(w_1 - w_3)}{\dot{m}_s} \tag{3.16}$$

e a umidade absoluta do ar de exaustão é dada pela Eq. (3.17).

$$w_4 = w_3 - \frac{\varepsilon_L \cdot \dot{m_{mín}}(w_1 - w_3)}{\dot{m}_e} \tag{3.17}$$

Por fim, a eficiência total de energia recuperada de um dispositivo ERV é calculada através da Eq. (3.18).

$$\varepsilon_t = \frac{\dot{q_t}}{\dot{q_{t,max}}} = \frac{\dot{m}_s \cdot (h_1 - h_2)}{\dot{m_{mín}} \cdot (h_1 - h_3)} = \frac{\dot{m}_e \cdot (h_4 - h_3)}{\dot{m_{mín}} \cdot (h_1 - h_3)} \tag{3.18}$$

onde,

h_1	Entalpia dos pontos das correntes de ar no estágio 1	[*kJ/kg*]
h_2	Entalpia dos pontos das correntes de ar no estágio 2	[*kJ/kg*]
h_3	Entalpia dos pontos das correntes de ar no estágio 3	[*kJ/kg*]
h_4	Entalpia dos pontos das correntes de ar no estágio 4	[*kJ/kg*]

em que, $\dot{q_t}$ é a atual taxa de transferência de energia, dada pela Eq. (3.19).

$$\dot{q_t} = \varepsilon_t \cdot \dot{q_{t,max}} \tag{3.19}$$

na qual a taxa de máxima de transferência de calor total, $\dot{q_{t,max}}$ é fornecida pela Eq. (3.20).

$$\dot{q_{t,max}} = m_{mín} \cdot (h_1 - h_3) \tag{3.20}$$

e a condição de entalpia na saída do ar de alimentação é calculada através da Eq. (3.21).

$$h_2 = h_1 - \frac{\varepsilon_t \cdot C_{mín}(h_1 - h_3)}{\dot{m}_s} \tag{3.21}$$

e a exaustão de ar é dada pela Eq. (3.22).

$$h_4 = h_3 - \frac{\varepsilon_t \cdot \dot{m_{mín}}(h_1 - h_3)}{\dot{m}_s} \tag{3.22}$$

Assumindo que o estado 1 da corrente é o de maior umidade, o calor latente recuperado pelo ERV pode ser estimado de acordo com as Eqs. (3.23), (3.24) e (3.25).

$$\dot{q_L} = \dot{m}_s \cdot h_{fg} \cdot (w_2 - w_1) = Q_s \cdot \rho_s \cdot h_{fg} \cdot (w_2 - w_1) \tag{3.23}$$

$$\dot{q_L} = \dot{m}_e \cdot h_{fg}(w_4 - T_3) = Q_e \cdot \rho_e \cdot h_{fg} \cdot (w_4 - w_3) \tag{3.24}$$

$$\dot{q_L} = \varepsilon_L \cdot \dot{m_{mín}} \cdot h_{fg} \cdot (w_1 - w_3) \tag{3.25}$$

Por fim, a energia total transferida entre as correntes é calculada pela Eq. (3.26).

$$\dot{q_t} = 60 \cdot \dot{m_{mín}} \cdot \varepsilon_t \cdot (h_1 - h_3) \tag{3.26}$$

A potência de ventilação $\dot{P_s}$ requerida para a corrente de alimentação pode ser estimada de acordo com as Eqs. (3.27) e (3.28).

$$\dot{P_s} = Q_s \cdot \frac{\Delta p_s}{\eta_f} \tag{3.27}$$

$$\dot{P_e} = Q_e \cdot \frac{\Delta p_e}{\eta_f} \tag{3.28}$$

onde,

$\dot{P_s}$	Potência de ventilação para o ar de alimentação	$[W]$
$\dot{P_e}$	Potência de ventilação para o ar de exaustão	$[W]$
Δp_s	Perda de carga da corrente na alimentação por fricção do fluido	$[Pa]$
Δp_e	Perda de carga da corrente na exaustão por fricção do fluido	$[Pa]$

Ademais, a potência elétrica necessária tanto para conjunto de ventiladores do dispositivo de recuperação de calor, quanto para o moto-ventilador dos *fan coils* pode ser determinada pela lei dos ventiladores. Considerando uma compressão adiabática e a 1ª. Lei da Termodinâmica aplicada a um volume de controle para o ventilador, tem-se a Eq. (3.29)

$$\dot{W}_{vent} = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}\int_1^2 vdP \tag{3.29}$$

onde,

$\dot{W}_{vent}$	Potência elétrica necessária	$[kW]$
$\dot{m}$	Vazão mássica de ar	$[kg/s]$
h_1	Entalpia do ar na entrada do ventilador	[kJ/kg]
h_2	Entalpia do ar na saída do ventilador	[kJ/kg]

3.2.4 Análise comparativa

Tanto os dispositivos HRVs quanto ERVs estão disponíveis para aplicações comerciais ou industriais, assim como para aplicações residenciais e comerciais de pequena escala.

As perdas de carga na corrente de ar de ambos os dispositivos ocorrem devido à fricção entre o fluido e a superfície sólida e também pela complexibilidade geométrica das passagens do escoamento em cada modelo. A potência de bombeamento ou ventilação é o produto da taxa de fluxo de volume de líquido e a perda de carga. Fatores econômicos tais como custo da energia recuperada e os custos de capital, incluindo o custo de potência de bombeamento, desempenham papel fundamental na determinação da viabilidade econômica para utilização de ERVs em uma dada aplicação.

4 MODELO MATEMÁTICO

Este capítulo apresenta a modelagem matemática detalhada e a metodologia de controle utilizada em função dos parâmetros de entrada e saída do modelo simulado.

4.1 DESCRIÇÃO

O sistema adotado para a avaliar as técnicas de recuperação de energia e vazão de ar exterior variável constitui-se basicamente de 04 (quatro) subsistemas, conforme mostrado na Figura 4.1: i) ambiente condicionado; ii) equipamento de climatização; iii) dispositivo controle de vazão de ar exterior; iv) dispositivo do recuperador de energia (ERV).

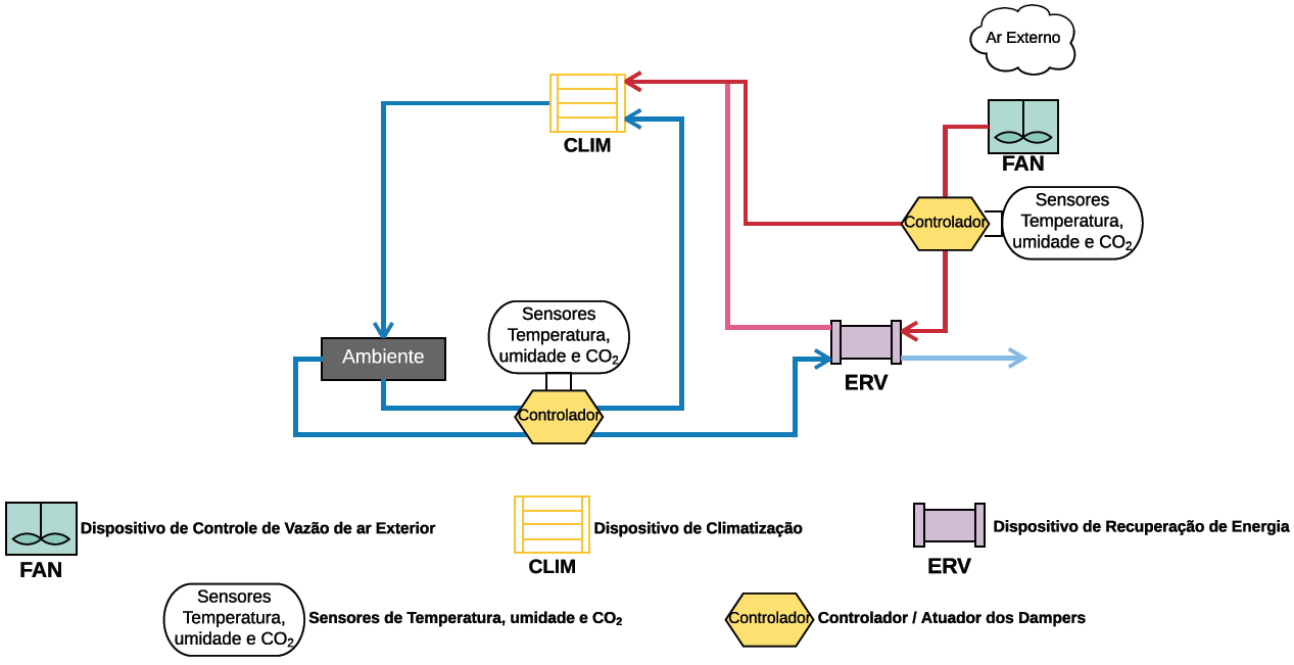


Figura 4.1 – Arranjo esquemático da solução proposta

O funcionamento deles é descrito da seguinte forma:

a) o ambiente condicionado consiste no espaço destinado à ocupação. Esse espaço será modelado a partir de um perfil de carga térmica definido, cujas cargas internas são oriundas de equipamentos eletrônicos, iluminação e um perfil de ocupação definidos.

b) o equipamento de climatização será responsável pelo atendimento da carga térmica do ambiente ocupado, e será definido a partir dos parâmetros de operação do local de estudo. As curvas de consumo elétrico dos componentes do sistema serão definidas a partir das especificações técnicas do fabricante, com o objetivo de simular o desempenho do sistema em diversas condições de operação.

c) o dispositivo de controle de vazão de ar exterior será responsável pelo controle da quantidade de ar externo de renovação que será inserido no ambiente. Esse controle será feito mediante medições reais das taxas de CO_2 baseadas no sensoriamento interno e externo, a fim de garantir que as vazões de ar externo satisfaçam os valores normativos.

d) o dispositivo recuperador de energia é acoplado ao equipamento de controle de vazão de ar exterior e será responsável pela redução da carga térmica do ar externo de renovação, quando possível, de acordo com a análise comparativa entre as cargas térmicas sensível e latente do ar externo e do ar interno. O funcionamento desse equipamento acontece mediante a transferência de calor entre o ar exterior que entra e o ar do ambiente interno que é exaurido.

4.2 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

4.2.1 Ambiente condicionado

O ambiente escolhido representa um ambiente de zona única, com regimes de utilização e perfil de carga térmica pré-definidos, sendo mantido por dois equipamentos condicionadores de ar que funcionam em regime de operação constante. Considerou-se a zona de ventilação equivalente à zona de controle térmico, para efeito do dimensionamento das vazões de ar externo. É importante salientar que o ambiente selecionado atende a norma ASHRAE 90.1-2010, que exige sistemas de DCV para ambientes com área superior a 46 m² e com ocupação populacional igual ou superior a 0,43 pessoas/metro quadrado.

Esse espaço será definido a partir de um perfil de carga térmica gerado para todas as horas do ano (8760 horas), que levará em conta os efeitos de transferência de calor da

envoltória, do perfil de ocupação, da infiltração, iluminação, equipamentos eletrônicos e demais fontes miscelâneas.

Para o levantamento do perfil de carga térmica foi utilizado o *software* TRACE 700 (TRANE, 2015), que atende às normativas 60.1, 60.2, 90.1 da ASHRAE e aos requisitos das certificações ISO e LEED em relação às metodologias de cálculo de carga térmica, e requisitos de eficiência energética.

4.2.2 Sistema de climatização

O sistema de climatização consiste em um sistema central de expansão indireta, com um equipamento resfriador de líquido (*chiller*), com condensação à água e dois climatizadores do tipo *fan coil*. O *chiller* é responsável por fornecer água gelada, por meio de um conjunto de bombas, para o *fan coil*, que por sua vez é responsável por manter as condições internas de acordo com os parâmetros de conforto estabelecidos. Para as simulações considerou-se apenas a parte terminal do circuito, ou seja, nos climatizadores *fan coil*, como mostrado na Figura 4.2

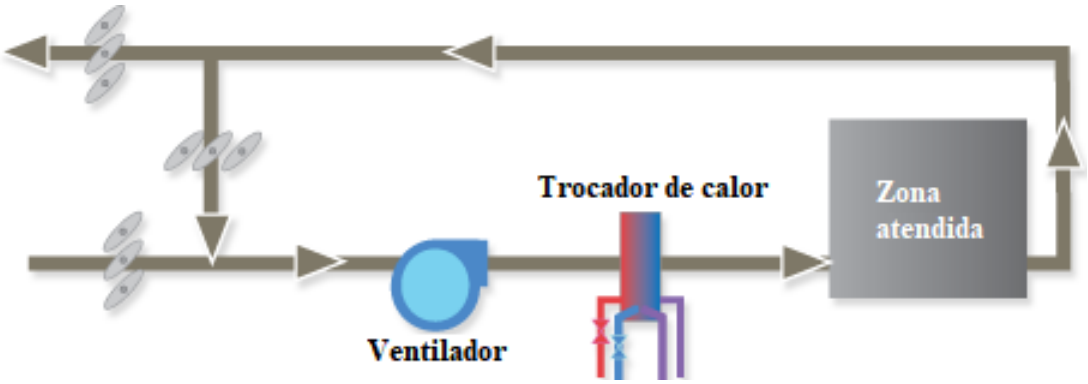


Figura 4.2 - Modelo esquemático do sistema adotado

4.2.3 Dispositivo de controle de vazão de ar exterior

O subsistema de controle de vazão de ar exterior por CO_2 é composto por sensores de CO_2, controlador, e inversores de frequência, capazes de modular a velocidade do ventilador que faz a admissão de ar exterior. O sistema funciona basicamente por meio da comparação

entre as concentrações de CO_2 dos ambientes interno e externo. A Figura 4.3 ilustra o modelo adotado.

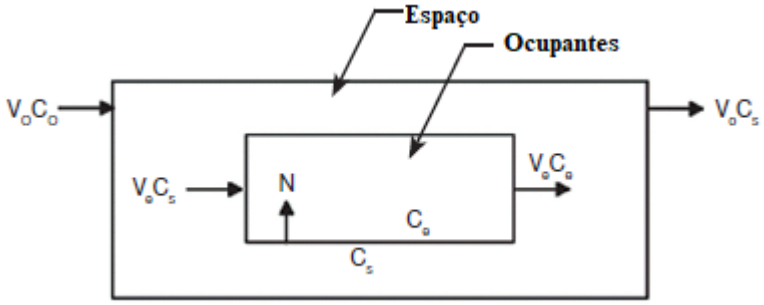


Figura 4.3 – Funcionamento do dispositivo de controle vazão de ar exterior necessária (ASHRAE, 2010. Traduzida)

Quando a concentração atual de CO_2 é igual à concentração máxima de projeto, a vazão de ar externo atual deve ser igual à vazão máxima de projeto atribuída pela norma NBR 16401-3 (ABNT, 2008). Quando a concentração atual de CO_2 do ambiente interno é igual à concentração mínima de CO_2, a vazão atual de ar externo deve ser proporcional à área da zona climatizada. Se a concentração atual de CO_2 no ambiente interno está entre os valores máximo e mínimo, o controlador deve ajustar a vazão de ar externo de forma proporcional.

A formulação matemática utilizada para prever a vazão de ar externo nas simulações baseia-se nos requisitos das normas técnicas NBR 16401-3 e ASHRAE 62.1. Como a programação de ocupação do ambiente é definida previamente, é possível estabelecer a vazão de ar externo necessária para cada hora de operação, uma vez que a vazão de ar externo requerida pelas normas é composta pela soma de uma parcela proporcional ao número de ocupantes e uma parcela referente a área de ocupação (valor fixo).

4.2.4 Dispositivo recuperador de energia (ERV)

O dispositivo recuperador de energia é composto pelo equipamento ERV (interligado ou não ao sistema de controle de vazão exterior), por um controlador e por sensores responsáveis pelas medições das condições do ar externo (temperatura e umidade). Como os esses dispositivos consomem energia, a unidade ERV deve ser programada apenas para trabalhar nas situações em que haja efetiva redução da carga térmica do ar externo que adentra

o ambiente e deve ser capaz de desligar-se caso o fator de ocupação do ambiente seja nulo. Seu funcionamento é ilustrado pela Figura 4.4.

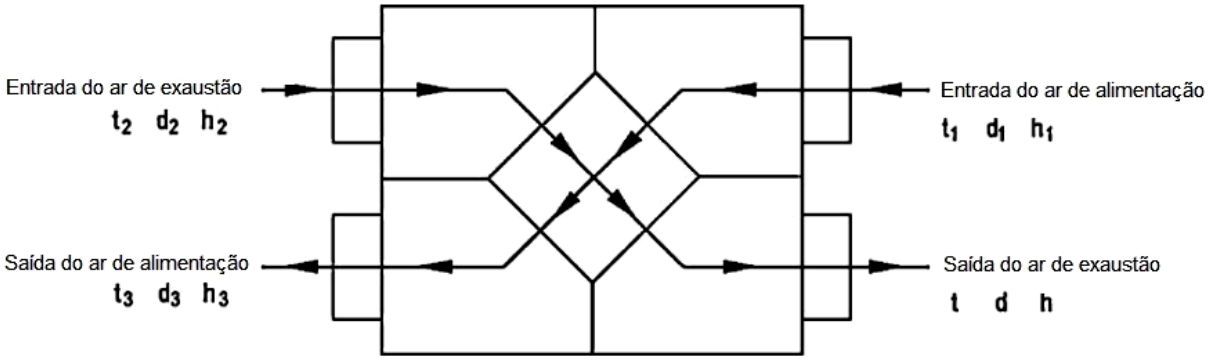


Figura 4.4 - Funcionamento do ERV em função dos parâmetros externos (LIU *et al., 2010)*

Particularmente, para a formulação matemática do ERV é necessário definir um parâmetro chamado de eficiência total ponderada que, segundo Liu *et al.* (2010), consiste na soma dos valores de eficiência sensível e latente, demonstradas anteriormente pelas Eqs. (3.2) e (3.10), ponderadas por coeficientes que exprimam as condições climáticas do ambiente externo.

Contudo, para uma melhor representação, pode-se obter estes valores a partir da regressão polinomial das curvas de eficiência sensível e latente em função da vazão de ar que atravessa a parte interna do recuperador de energia, como mostrado na Figura 4.6.

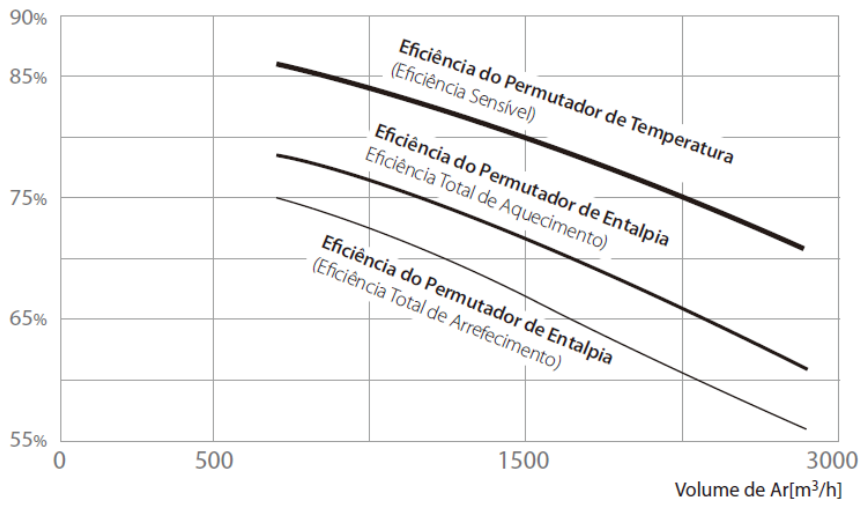


Figura 4.5 - Gráfico de eficiência em função da vazão de ar de entrada do equipamento ERV LZ – H200GBA2 (LG, 2012)

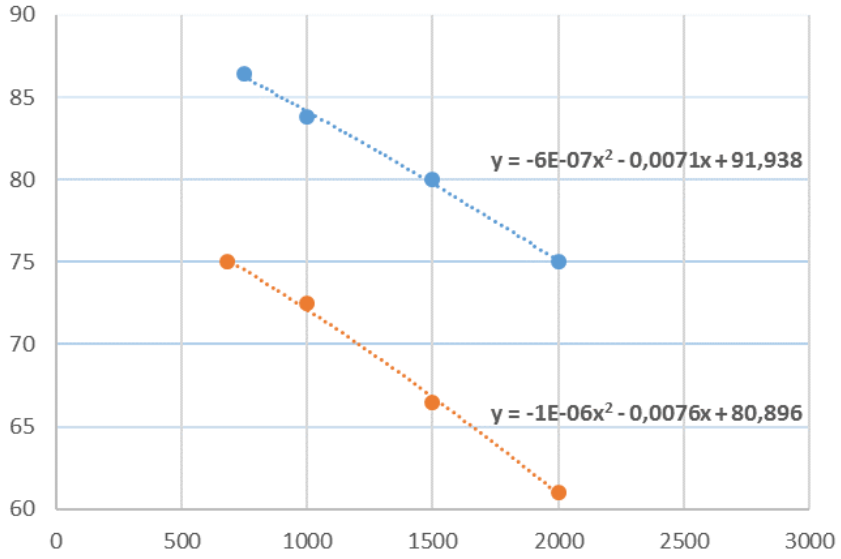


Figura 4.6 - Obtenção das equações de eficiência do dispositivo ERV

Assim, a partir da aplicação desses coeficientes de ponderação sobre as eficiências sensível e latente apresentadas pelos fabricantes, é possível calcular a eficiência total com base na Eq. (4.1),

$$\dot{\varepsilon}_t = C_s \cdot \dot{\varepsilon}_s + C_L \cdot \dot{\varepsilon}_L \tag{4.1}$$

onde,

$\dot{\varepsilon}_t$	Eficiência total ponderada	[-]
$\dot{\varepsilon}_s$	Eficiência sensível	[-]
$\dot{\varepsilon}_L$	Eficiência latente	[-]
C_s	Coeficiente de ponderação sensível	[-]
C_L	Coeficiente de ponderação latente	[-]

Na qual os coeficientes de ponderação podem ser calculados com base na Eq. (4.2)

$$C_s = \frac{A}{A+B};\ C_L = \frac{B}{A+B} \tag{4.2}$$

Obedecendo a relação da Eq. (4.3)

$$A = \frac{1{,}005}{w_1 - w_2}\,;\; B = \frac{2500}{T_1 - T_2} \tag{4.3}$$

onde,

T_1	Temperatura no estágio 1	[°C]
T_2	Temperatura no estágio 2	[°C]
w_1	Índice de umidade absoluta no estágio 1	[kg/kg]
w_2	Índice de umidade absoluta no estágio 2	[kg/kg]

Com essa formulação, é possível estimar a quantidade total de calor recuperado no ERV para as dadas condições dos ambientes interno e externo com base na Eq. (4.4).

$$\dot{Q_{ERV}} = \dot{\varepsilon_t} \cdot \dot{Q_{ERV,max}} \tag{4.4}$$

onde,

$\dot{Q_{ERV}}$	Quantidade de calor recuperado pelo dispositivo ERV	[kW]
$\dot{Q}_{\substack{ERV \\ max}}$	Quantidade máxima teórica de calor recuperado pelo dispositivo ERV	[kW]

De modo que $\dot{Q_{ERV,max}}$ pode ser calculado utilizando a Eq. (4.5).

$$\dot{Q_{ERV,max}} = \dot{Q}_{\substack{ERV,sen \\ max}} + \dot{Q}_{\substack{ERV,lat \\ max}} \tag{4.5}$$

onde,

$\dot{Q}_{\substack{ERV,lat \\ max}}$	Quantidade máxima teórica de calor sensível recuperado pelo dispositivo ERV	[kW]
$\dot{Q}_{\substack{ERV,sen \\ max}}$	Quantidade máxima teórica de calor latente recuperado pelo dispositivo ERV	[kW]

Em que as quantidades máximas de calor sensível e latente são dadas em função da vazão mássica de ar que atravessa o dispositivo ERV, calculadas através das Eqs. (4.6) e (4.7)

$$\dot{Q}_{\substack{ERV,sen \\ max}} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) \tag{4.6}$$

$$\dot{Q}_{\substack{ERV,lat \\ max}} = \dot{m} \cdot h_{fg} \cdot (w_1 - w_2) \tag{4.7}$$

4.3 RESULTADOS ESPERADOS

Toda formulação matemática dos subsistemas apresentados está descrita no apêndice A. Após as simulações, os seguintes parâmetros devem ser quantificados:

- Propriedades do ar externo (entalpia, temperatura e umidade);
- Potência elétrica consumida de todos os subsistemas (*chillers*, *fan coils* e dos dispositivos ERV e de controle da vazão de CO_2;
- Carga térmica do ambiente simulado;
- Quantidade de carga térmica retirada com o auxílio dos dispositivos de recuperação;
- Coeficientes de ponderação e eficiências sensível, latente e total do dispositivo ERV;
- Vazões mássicas e volumétricas de ar externo.

5 ESTUDO DE CASO

Este capítulo apresenta o estudo de caso e a aplicação do modelo matemático proposto para o Plenário Ulysses Guimarães, a fim de caracterizar o desempenho dos sistemas apresentados.

5.1 CÂMARA DOS DEPUTADOS

Reconhecido pela sua forma externa de cúpula invertida, a sede da Câmara dos Deputados impressiona por sua monumentalidade e traz conjunto arquitetônico diferenciado. O complexo arquitetônico principal compreende o conjunto de edifícios situados ao longo do Eixo Monumental e entorno: o Edifício Principal, Anexo I, Anexo II, Anexo III, Anexo IV e Complexo Avançado. O Plenário Ulysses Guimarães situa-se no edifício sede e está localizado no edifício do Congresso Nacional, que fica na Praça dos Três Poderes em Brasília – DF. A Figura 5.1 e a Figura 5.2 ilustram a localização geográfica e a fachada do local.

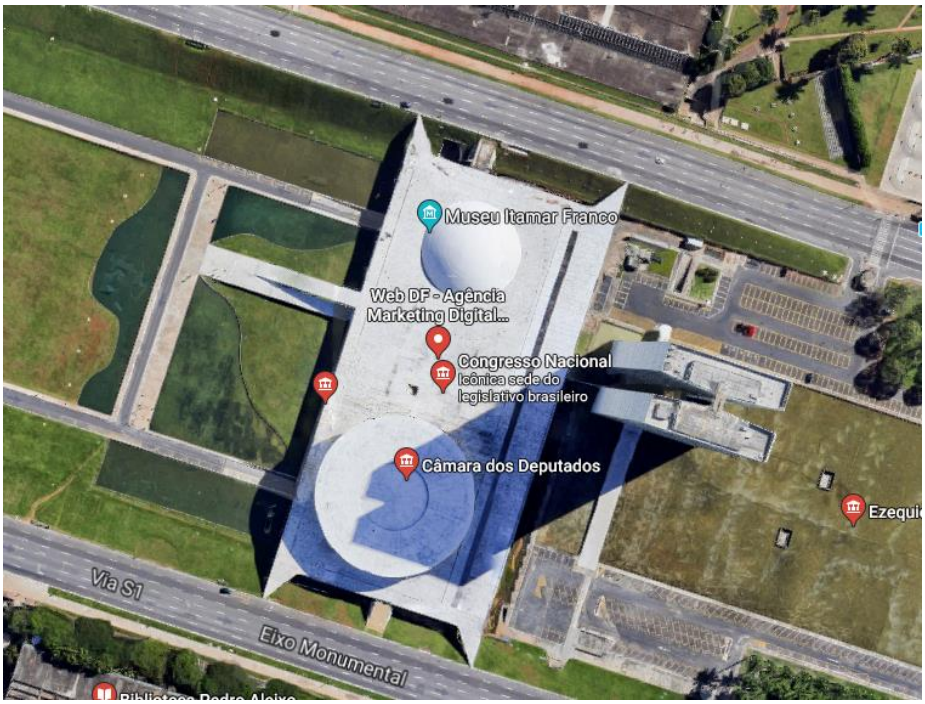


Figura 5.1 - Localização geográfica do local de estudo (GOOGLE MAPS, 2017)

Figura 5.2 - Congresso Nacional (MENEZES, 2017)

5.2 CARGA TÉRMICA DO LOCAL

A carga térmica consiste na energia retirada (ou fornecida) para o ar ambiente a fim de se manter as condições de temperatura constantes nas zonas de ocupação. Para o caso em estudo, essa análise norteará a obtenção de uma solução construtiva ótima que minimize a carga térmica e, por conseguinte, o consumo de energia dos cenários propostos.

A metodologia de cálculo segue o método da RTS (*Radiant Time Series Method*) recomendado pela ASHRAE. Neste método os ganhos de calor por condução são calculados com base em cada tipo de parede e cobertura, recorrendo a 24 fatores de resposta. A formulação dos fatores de resposta resulta numa solução transiente para o fluxo de calor por condução unidimensional, que para qualquer instante θ, o ganho de calor por condução da superfície é dado pela soma dos fatores de resposta multiplicados pela diferença de temperatura ao longo da superfície.

Os cálculos referentes às cargas internas, são efetuados separando as trocas por convecção, das trocas por radiação, dado que introduzem um atraso no tempo, devido às transferências através de outras superfícies (inércia térmica). Para tanto, o RTS converte a porção radiativa dos ganhos térmicos em carga térmica a partir do tratamento com fatores ponderativos, que calculam a carga térmica a ser introduzida no espaço com base no ganho térmico do instante analisado e nos anteriores.

Dessa forma, para que o software TRACE 700 seja capaz de fornecer valores precisos faz-se necessário caracterizar os seguintes elementos:

- Cidade de projeto;
- Estrutura física do ambiente (dimensões e parâmetros geométricos);
- Envoltória do local (tipo de paredes, piso, divisórias, etc);
- Fontes internas de calor (iluminação, número de ocupantes, equipamentos eletrônicos, etc);
- Perfil de ocupação e sazonalidade;
- Sistema de climatização.

Para efeitos de simulação, o ambiente é tratado como zona térmica única, atendido por um sistema individual de ar condicionado com controle único. Esse ambiente foi escolhido, sobretudo, por sua característica de ocupação, cujo perfil é bastante variável durante os dias da semana, de acordo com a programação de atividades estabelecidas. Ademais, o ambiente foi considerado sem janelas e sem contato com ambientes não climatizados, gerando assim cargas de transmissão por paredes e carga radiante de janelas reduzidas.

5.2.1 Cidade de projeto

Para caracterização da cidade de projeto, os dados de entrada foram baseados nas condições climáticas e termoigrométricas do local estipuladas segundo o anexo A da norma NBR 16401-1 (ABNT, 2008).

Estes parâmetros de entrada para o sistema são de suma importância, uma vez que influenciam o funcionamento dos dispositivos de controle de vazão de CO_2 e o ERV, na carga térmica do ar externo e no funcionamento do sistema de climatização. A Figura 5.3 apresenta o perfil de temperatura de bulbo seco para a cidade de Brasília/DF no ano de 2016.

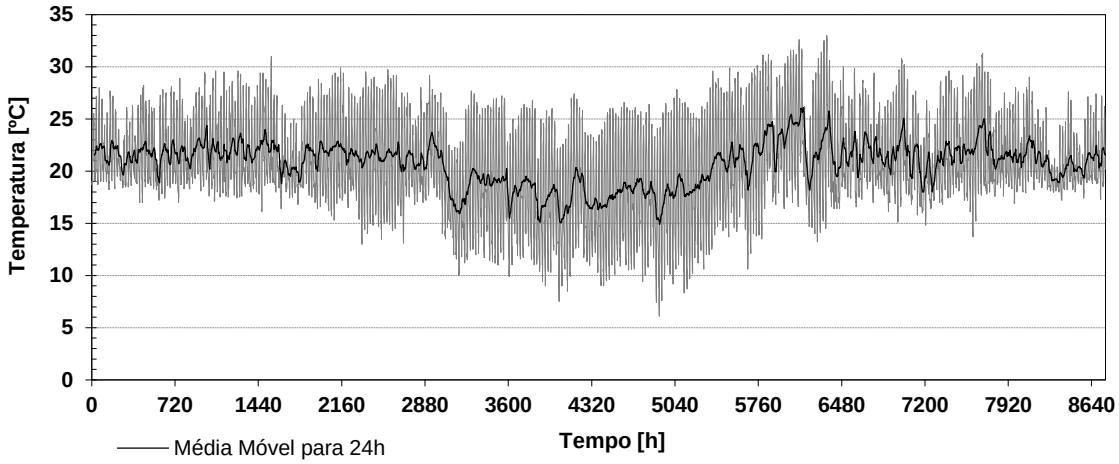


Figura 5.3 – Valores instantâneos de temperatura apresentados pelo software TRACE 700 para a cidade de Brasília/DF

A Tabela 5.1 apresenta os perfis mensais com valores médios de temperatura de bulbo seco, sua faixa de variação, umidade relativa e pressão barométrica para a cidade de Brasília/DF no ano de 2016.

Tabela 5.1 – Valores médios dos parâmetros apresentados pelo software TRACE 700 para a cidade de Brasília/DF

Mês	Temperatura Bulbo Seco (ºC)	Faixa de Variação (ºC)	Umidade Relativa Média (%)	Velocidade Média do Vento (m/s)	Pressão Barométrica (kPa)
Janeiro	27,7	8,8	72,6	2,7	88,61
Fevereiro	28,8	9,7	69,6	2,5	88,60
Março	27,0	8,3	78,3	2,2	88,55
Abril	27,9	9,3	69,2	2,3	88,78
Maio	27,1	9,7	69,4	2,4	88,60
Junho	26,0	10,6	64,7	2,8	88,96
Julho	26,7	11,0	47,4	2,5	88,84
Agosto	26,1	10,1	46,5	3,4	88,91
Setembro	28,7	10,2	47,9	2,8	88,47
Outubro	26,9	8,5	71,3	2,7	88,79
Novembro	26,5	7,4	79,1	2,6	88,47
Dezembro	26,9	7,4	76,8	3,2	88,64

5.2.2 Estrutura física

A cúpula é toda feita de concreto armado, formada por três cascas, anéis de compressão, lajes, tirantes e pilares em uma solução estrutural complexa e sem precedentes. Sua estrutura apresenta diâmetro externo de 29,87m e interno de 25,30m. Possui uma área total de 2.456,00m² dividido por quatro níveis sendo no primeiro e principal nível, o Plenário propriamente dito, com 691,00m² e altura de 11,40m, conforme mostra a Figura 5.4 e a Figura 5.5.

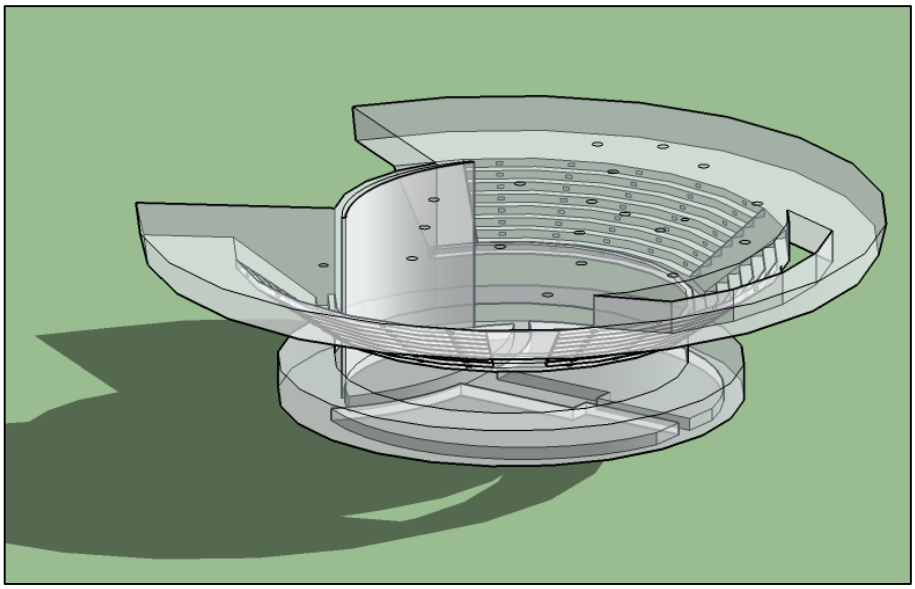


Figura 5.4 - Vista isométrica em CAD do Plenário Ulysses Guimarães

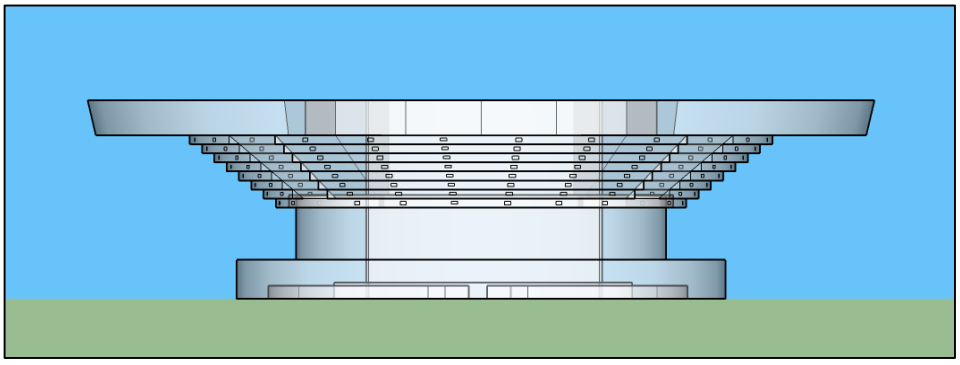


Figura 5.5 - Vista lateral em CAD do Plenário Ulysses Guimarães

No piso inferior, estão dispostas em arco, divididas em duas alas e separadas por um corredor central, 433 poltronas/bancadas destinadas aos parlamentares. Já a parte da galeria é

composta por 398 lugares para atender ao público. À frente do Plenário, em um plano elevado cerca de 1,50m do nível em que estão as poltronas, encontra-se a tribuna onde fica posicionada a mesa em que tomam assento os parlamentares que compõem a Mesa Diretora da Câmara, ou que dirigem as sessões, conforme mostra a Figura 5.6.

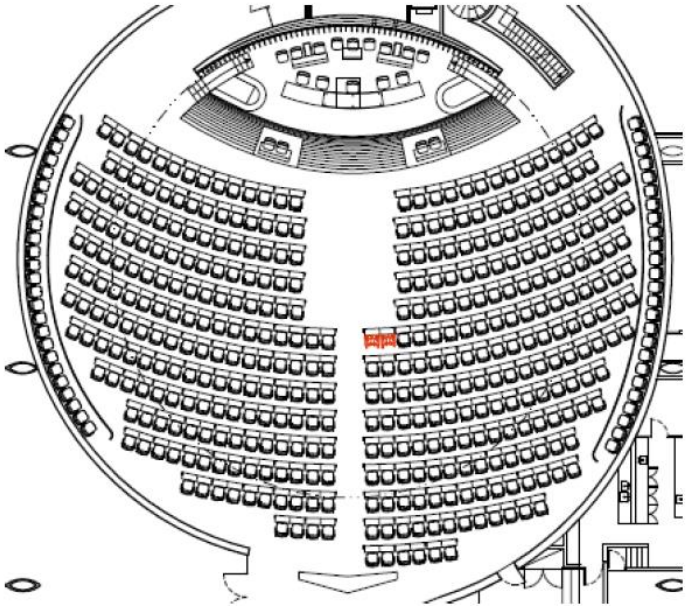


Figura 5.6 - Planta baixa do plenário Ulysses Guimarães (BRASIL, 2017)

5.2.3 Envoltória

Quanto aos acabamentos e revestimentos o Plenário tem o seu interior revestido com carpete na cor cinza claro. As poltronas dos parlamentares são revestidas em couro cinza escuro e as bancadas em ipê com acabamento em verniz brilhante. O forro apresenta arquitetura em colmeia de barras de alumínio, com malha de 7,5x7,5cm e 7,5cm de altura, pintura na cor branca e preso à laje a uma distância de 0,50m. A laje, acima do forro, recebe chapisco grosso e pintura de branca. Além disso, o Plenário recebe fechamento em vidros temperados de 10mm de cor fumê com altura total de 3,90m, sendo este painel envidraçado interrompido onde estão os dois painéis de votação, posicionados próximos ao painel artístico do fundo do Plenário.

5.2.4 Fontes internas de calor

Em relação a geração interna de calor as três parcelas seguintes devem ser consideradas: i) iluminação, ii) equipamentos e iii) quantidade de pessoas no ambiente (PIMENTA, 2009).

A quantidade de pessoas no ambiente assim como a atividade desenvolvida é de fundamental importância na avaliação do desempenho térmico da edificação. Os equipamentos e iluminação também liberam energia e impactam de forma significativa o cálculo de carga térmica do local. Para uma melhor caracterização desta parcela, foi realizada uma análise termográfica do ambiente, cujo relatório está disposto no Apêndice D. A análise teve como objetivo avaliar as temperaturas superficiais em diferentes posições do plenário. A Figura 5.7 e a Figura 5.8 ilustram tais parâmetros.

Figura 5.7 - Foto termográfica do plenário destacando as temperaturas em diferentes superfícies

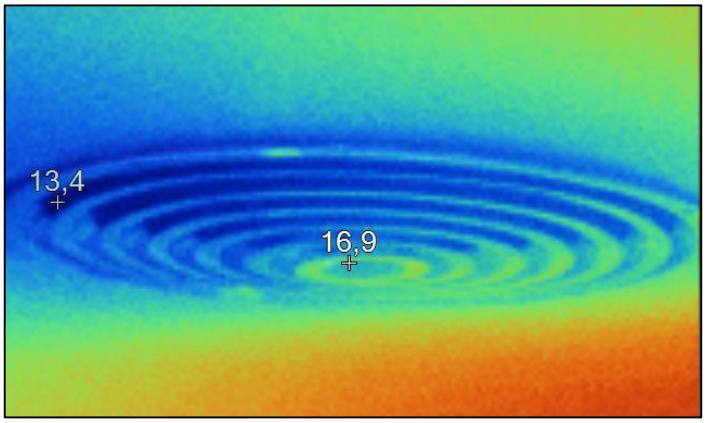


Figura 5.8 - Foto termográfica destacando a temperatura de saída de ar em um difusor

Nota-se, visualmente, na Figura 5.7, que existe uma grande fonte de calor proveniente dos monitores do *vídeo wall* no interior do plenário. Tal fato pode gerar assimetrias de radiação térmica, provocando o desconforto térmico nos indivíduos que, por ventura, podem estar localizado em pontos próximos às fontes de calor.

5.2.5 Perfil de ocupação

O perfil de carga térmica de um ambiente depende essencialmente do uso do local e de algumas características de projeto. Para tanto, foi considerado um regime de operação que fosse compatível com o espaço. Segundo a ASHRAE (2009), os ambientes designados como câmaras legislativas apresentam um perfil de ocupação extensamente variável. Para o caso, considerou-se a ocupação máxima como sendo de 475 pessoas com variações ao longo da semana. As características de ocupação estão dispostas na Tabela 5.2, que apresenta o perfil em função do número total de horas de uma semana (segunda à domingo, 168 horas).

Tabela 5.2 – Perfil de ocupação semanal do plenário (%)

Hora	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.	Dom.
08:00	30	25	25	25	30	0	0
09:00	20	25	50	50	25	0	0
10:00	25	50	50	100	25	0	0
11:00	25	50	50	100	25	0	0
12:00	5	5	0	5	5	0	0
13:00	5	5	5	5	5	0	0
14:00	10	25	25	25	5	0	0
15:00	20	75	75	25	5	0	0
16:00	20	100	100	25	5	0	0
17:00	20	100	100	25	5	0	0
18:00	20	100	100	25	5	0	0
19:00	5	100	100	5	5	0	0
20:00	5	100	100	5	5	0	0
21:00	5	25	50	5	5	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0	0

23:00	0	0	0	0	0	0	0
24:00	0	0	0	0	0	0	0

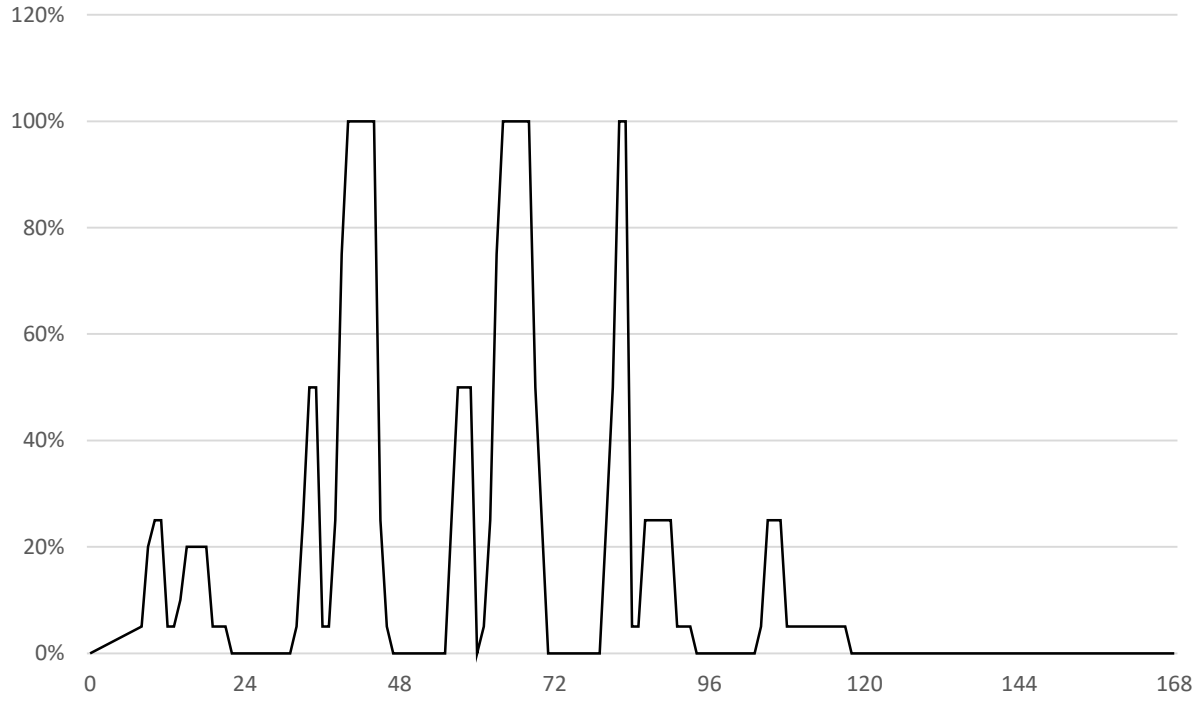


Figura 5.9 – Gráfico do perfil ocupacional em função do número de horas

5.2.6 Sistema de Ar Condicionado

Toda climatização é realizada através de uma central de água gelada (CAG), responsável por atender os edifícios Anexo I e Principal (onde se encontra o plenário) localizada no subsolo, entre o Edifício Principal e o espelho d'água ao lado do edifício Anexo I, e é composta pelos seguintes equipamentos:

a) 3 Unidades de Resfriamento de Líquido (URL) com capacidade de 250 TR cada;
b) 4 Torres de Resfriamento (TRA) com capacidade de 190 TR cada;
c) 4 Bombas de Água de Condensação (BAC);
d) 2 Bombas de Água Gelada Secundária Principal (BAG/SP) – para distribuição de água pelos condicionadores de ar do Edifício Principal;
e) 2 Bombas de Água Gelada Secundária Anexa (BAG/SA) – para distribuição de água pelos condicionadores de ar do edifício Anexo I;

f) 2 Tanques para Termo acumulação de Gelo (TG) com capacidade para 2450 TR.H cada que estão atualmente desativados;
g) 2 Anéis Hidráulicos de água gelada, sendo um “primário”, que interliga as BAG/P com os URL’s em três sub circuitos distintos para cada URL, e um “secundário”, composto pelas BAG/S;
h) 1 Anel Hidráulico para a água de condensação, interligando as URL’s com as TRA’s.

1.5.1.2. Dispositivos de climatização do plenário

Estão dispostos no plenário os seguintes equipamentos:

a) 2 condicionadores de ar tipo *fan coil* com capacidade de 30 TR cada e vazão de 20.400m³/h;
b) 1 ventilador para captação de ar externo de 5cv de potência e capacidade de vazão de 6150m³/h;
c) 27 difusores de ar do tipo circular de 50cm de diâmetro;

As especificações técnicas do equipamento condicionador tipo *fan coil* e do ventilador de renovação de ar que atendem ao ambiente de estudo estão localizados na Tabela 5.3 e Tabela 5.4.

Uma análise do quadro de energia responsável por atender o *fan coil* principal, o quadro de comando e o ventilador de renovação de ar foi realizada para determinação do comportamento das cargas e estimar o consumo elétrico dos equipamentos. Os resultados da análise estão dispostos no Apêndice E

Vale salientar que as especificações do consumo elétrico dos dispositivos foram determinadas a partir do encontro da curva de vazão do ventilador com a curva da potência demandada, a partir da utilização da lei dos ventiladores. Os gráficos que contém as curvas, dispostos no Apêndice F, foram elaborados a partir de catálogos de modelos comerciais semelhantes, uma vez que não foi possível encontrar tais especificações técnicas para os equipamentos que estão dispostos no Plenário Ulysses Guimarães.

Tabela 5.3 – Resumo das características do fan coil do Plenário Ulysses Guimarães (BRASIL, 2017)

Parâmetro	Valor
Tipo de Ventilador	Centrífugo
Fabricante	Tropical
Modelo	OSVT
Capacidade	30 TR
Vazão de Ar	20.400 m³/h
Pressão Estática	35 mmca
Potência Elétrica	10 cv
Rotação	1700 RPM

Tabela 5.4 – Resumo das características do ventilador de renovação do Plenário Ulysses Guimarães (BRASIL, 2017)

Parâmetro	Valor
Tipo de Ventilador	Centrífugo
Fabricante	-
Modelo	-
Pressão Estática	275
Vazão de Ar	6.150 m³/h
Potência Elétrica	5 cv
Rotação	1700 RPM

A Figura 5.10, mostra o posicionamento dos condicionadores e ilustra a disposição dos dutos de insuflamento e o posicionamento de cada difusor.

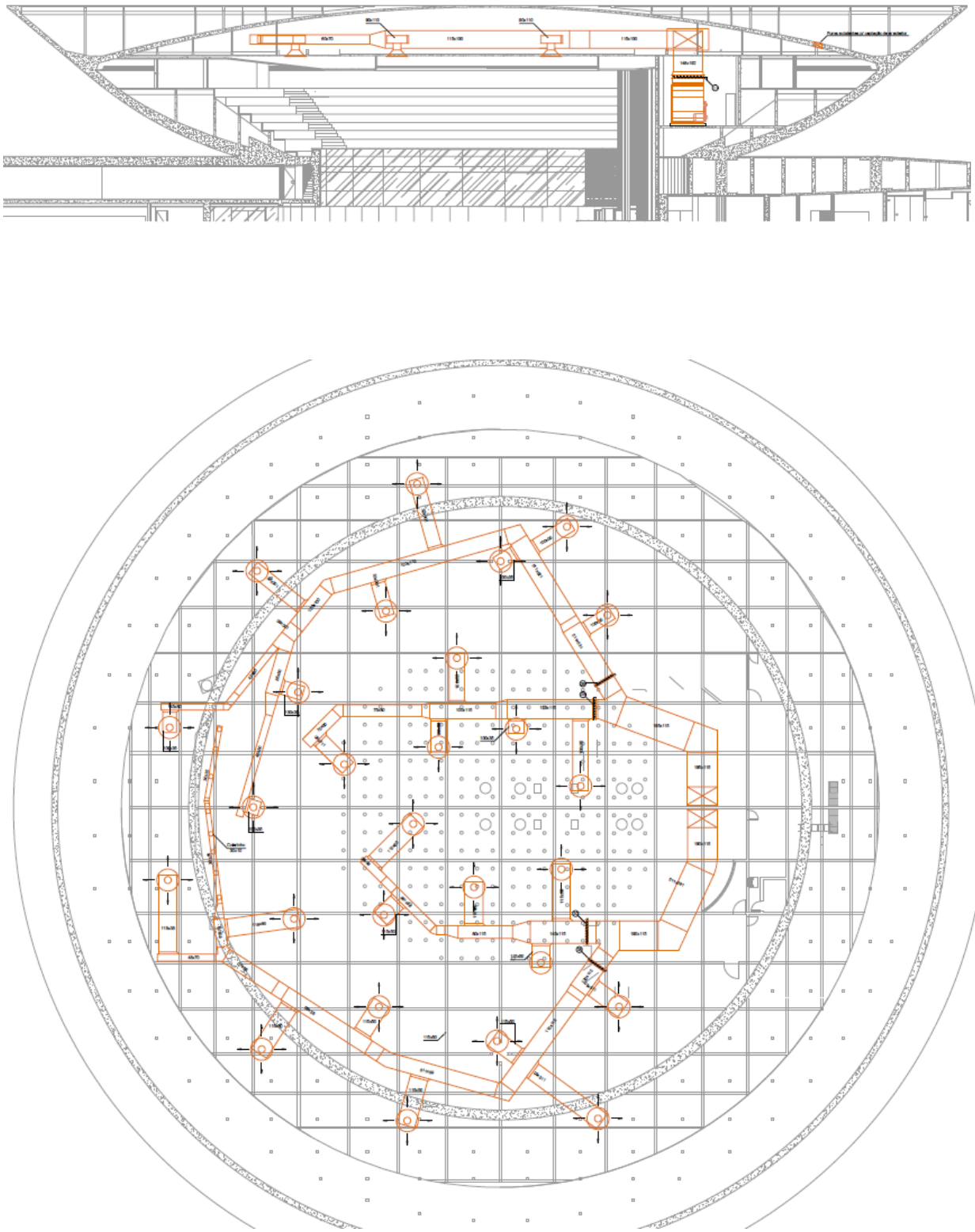


Figura 5.10 – Vistas lateral e superior da rede de dutos e difusores no interior do plenário (BRASIL, 2017)

5.2.7 Perfil de carga térmica

Para a determinação do perfil de carga térmica, definiu-se uma gama de parâmetros que foram aferidos em visitas ao local e estão apresentados na Tabela 5.5. Os resultados dos cálculos de carga térmica estão dispostos no Apêndice C. A Figura 5.11 apresenta o perfil de carga térmica do local em função da quantidade de horas no ano e a Figura 5.12, em função das horas em um dia típico de projeto. É valido salientar que a parcela de carga térmica devido ao ar de renovação foi calculada pela própria formulação matemática proposta, tendo em vista que o valor da carga depende do uso dos sistemas de recuperação de energia e de controle de vazão de ar externo. Alguns resultados estão descritos na

Tabela 5.5 – Resumo das características do ambiente de estudo (BRASIL, 2017)

Parâmetro	Valor
Área	691 m²
Pé direito	11,40 m
Ocupação máxima	475 pessoas
Temperatura de conforto térmico	23 ºC
Umidade relativa interna	50%
Carga de iluminação	32 W/m²
Carga de equipamentos eletrônicos	3250 W
Taxa de infiltração	10 L/s*m²
Percentual de ar exaurido e de renovação	30%

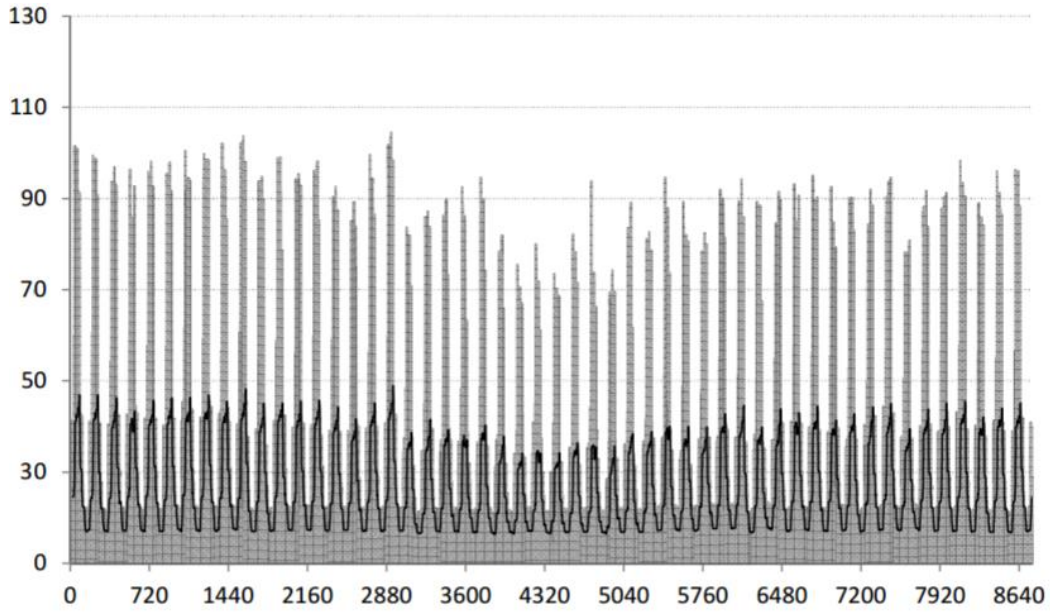


Figura 5.11 - Perfil de carga térmica anual (kW x horas)

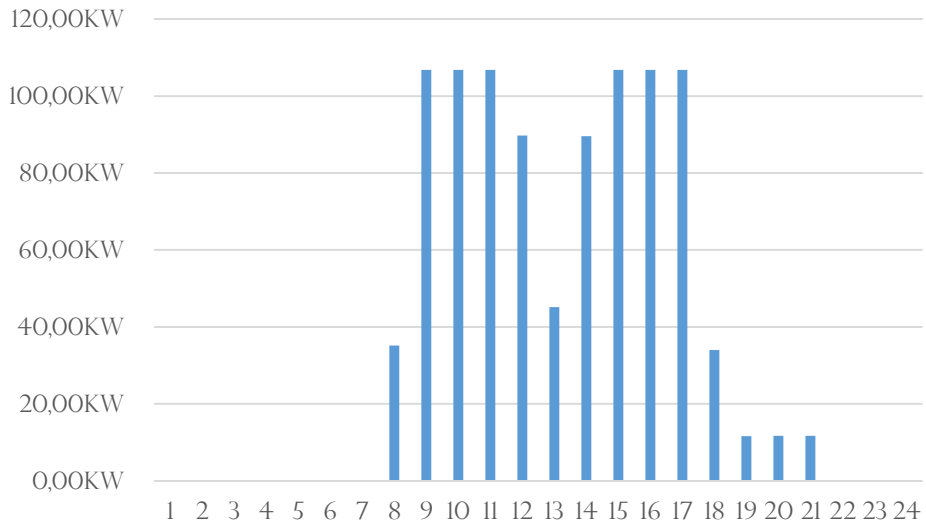


Figura 5.12 - Perfil de carga térmica para o dia de projeto (kW x horas)

6 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos através da formulação matemática apresentada no capítulo 4 deste relatório para o ambiente designado no estudo de caso.

6.1 RESULTADOS PARA OS CENÁRIOS PROPOSTOS

A divisão dos cenários foi feita com base na solução de projeto adotada para cada cenário, considerando o mesmo ambiente a ser condicionado com o mesmo perfil de ocupação proposto. Os resultados contemplam análises do mês de projeto escolhido (fevereiro, em função de ser o período que apresentou cargas térmicas mais altas), além de análises anuais.

6.1.1 Cenário 1: Solução convencional

O primeiro cenário consiste no retrato da situação na qual se encontra o sistema de climatização do plenário, ou seja, sem utilização dos recursos de recuperação de energia e vazão de ar exterior variável. Esse cenário será utilizado como base para comparação com os demais cenários, uma vez que, nele se encontram os valores de vazões de ar e carga térmica máximos. A vazão de ar de renovação é constante e igual à máxima vazão calculada de 5021 m³/h (considerando ocupação de 100% de pessoas em todos os momentos de utilização). A Figura 6.1 apresenta um modelo esquemático da solução. A Tabela 6.1, juntamente com a Figura 6.2 e a Figura 6.3, mostram os valores de carga térmica do ambiente ao longo do mês de projeto a carga térmica advinda da vazão de renovação de ar e a vazão volumétrica máxima de ar externo. Por fim, a Figura 6.4 mostra o consumo elétrico estimado para o sistema de climatização do plenário (constituído do climatizados do tipo *fan coil* e ventilador para renovação de ar)

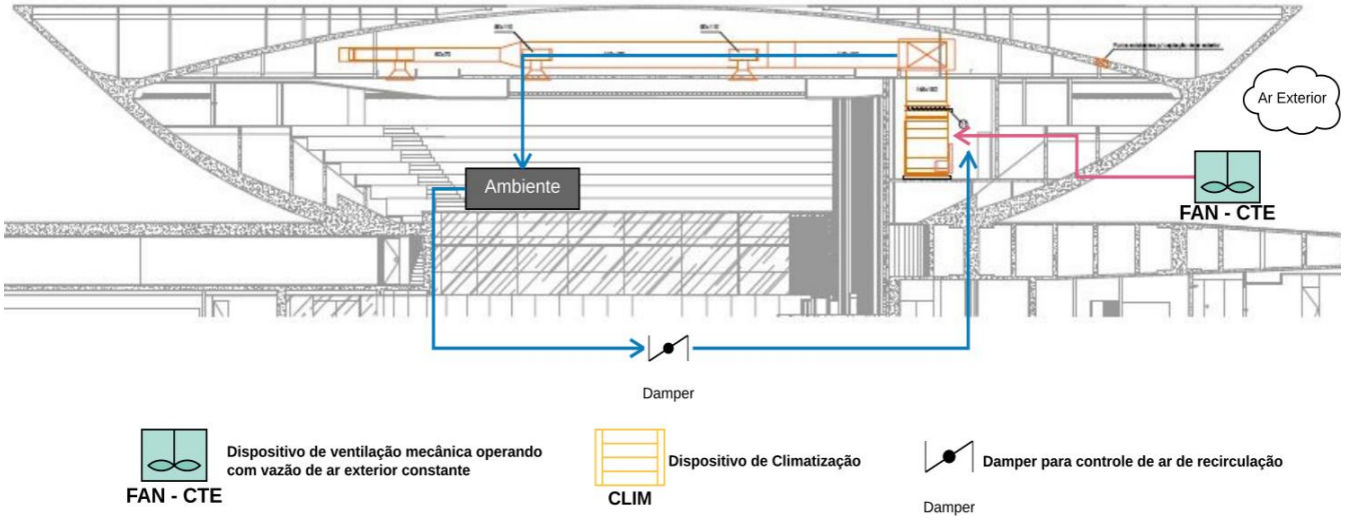


Figura 6.1 – Modelo esquemático do cenário 1

Tabela 6.1 – Valores de vazão de ar necessária em função da ocupação obtidos para o cenário 1

1..20	1 f_{ocup} [-]	2 P_z [-]	3 $V_{z,máx}$ [L/s] {[m3/h]}
Run 1	0.05	23.75	1395 {5021}
Run 2	0.1	47.5	1395 {5021}
Run 3	0.15	71.25	1395 {5021}
Run 4	0.2	95	1395 {5021}
Run 5	0.25	118.8	1395 {5021}
Run 6	0.3	142.5	1395 {5021}
Run 7	0.35	166.3	1395 {5021}
Run 8	0.4	190	1395 {5021}
Run 9	0.45	213.8	1395 {5021}
Run 10	0.5	237.5	1395 {5021}
Run 11	0.55	261.3	1395 {5021}
Run 12	0.6	285	1395 {5021}
Run 13	0.65	308.8	1395 {5021}
Run 14	0.7	332.5	1395 {5021}
Run 15	0.75	356.3	1395 {5021}
Run 16	0.8	380	1395 {5021}
Run 17	0.85	403.8	1395 {5021}
Run 18	0.9	427.5	1395 {5021}
Run 19	0.95	451.3	1395 {5021}
Run 20	1	475	1395 {5021}

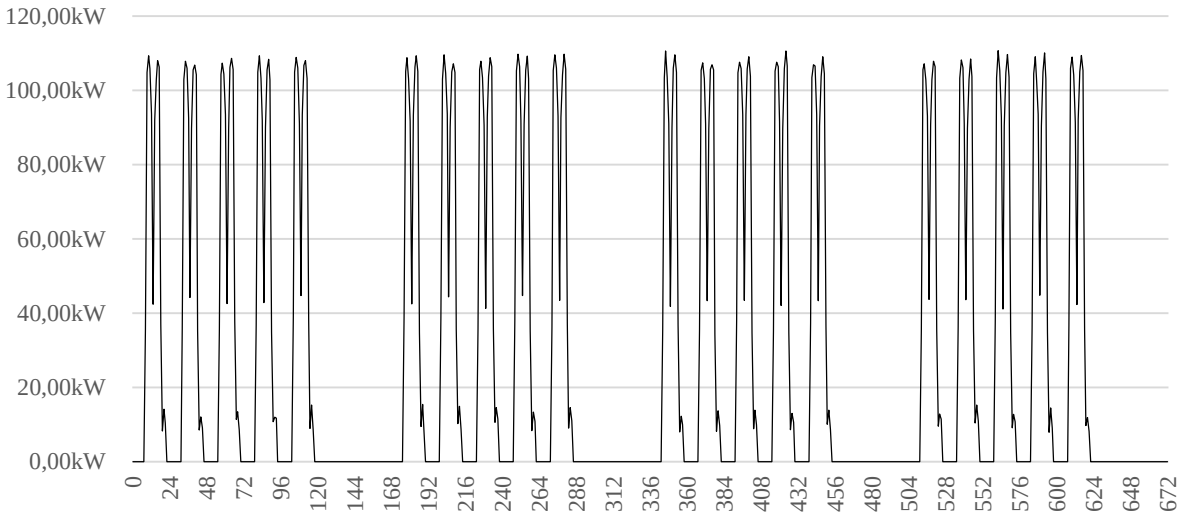


Figura 6.2 - Perfil de carga térmica para o mês de projeto do cenário 1 (kW x horas)

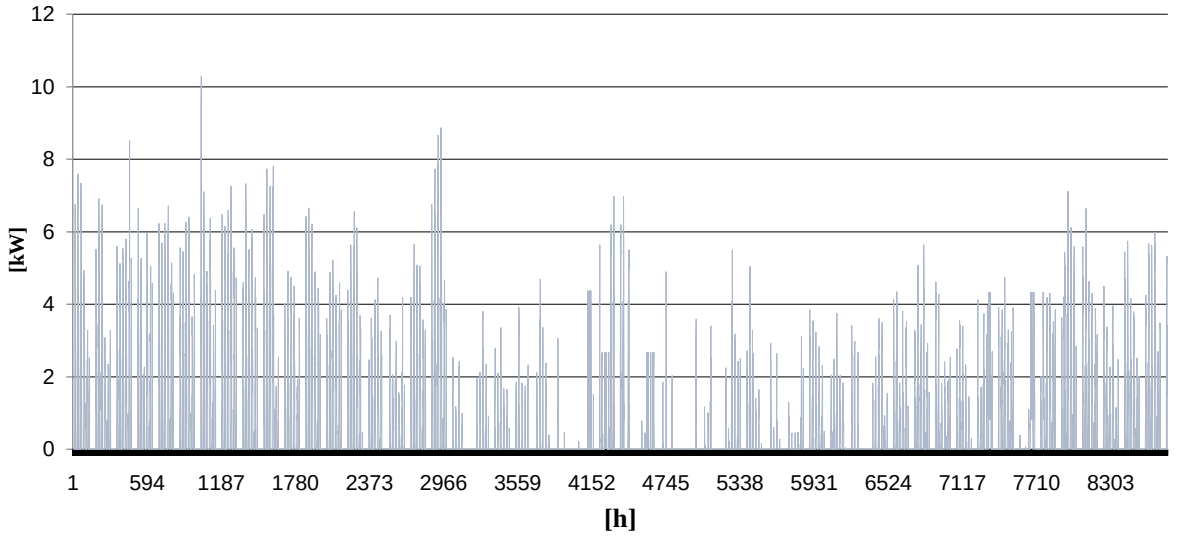


Figura 6.3 – Carga térmica do ar de renovação para o cenário 1 (kW x horas)

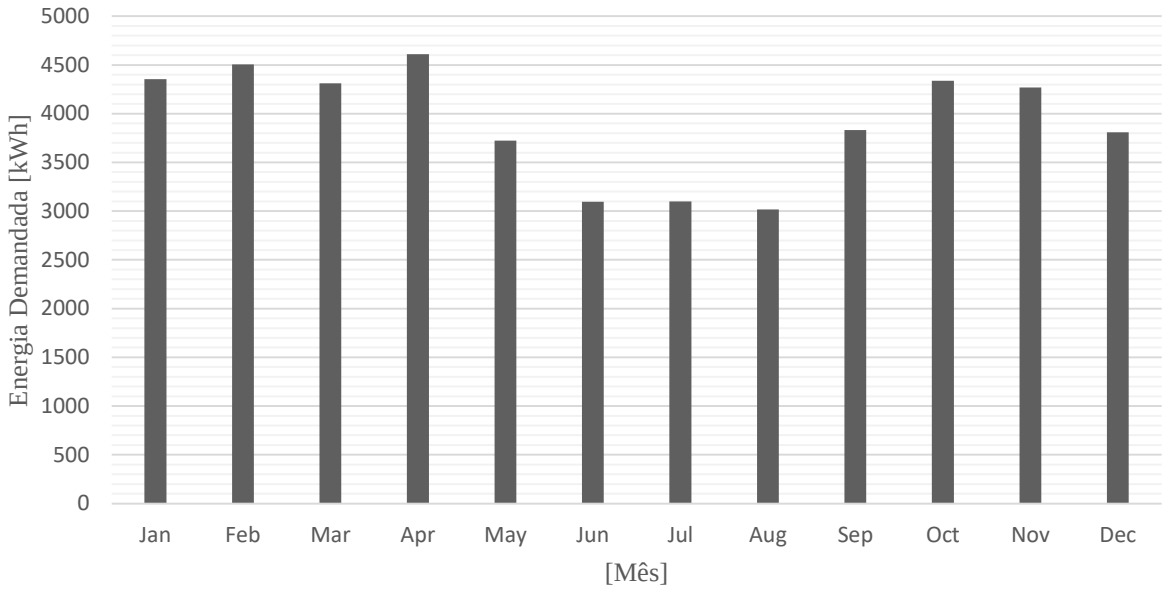


Figura 6.4 – Consumo elétrico total mensal do sistema de ar condicionado para o cenário 1 obtido através do software TRACE 700 (kWh x mês)

Ao integralizar anualmente a carga térmica do ar de renovação, relatou-se que o cenário 1 demandou de 5158,25 kW de capacidade de refrigeração.

6.1.2 Cenário 2: Solução com controle de vazão de ar exterior

O segundo cenário consiste na utilização do controle de vazão de ar exterior. Nesta conjuntura, a taxa de renovação de ar varia de acordo com o fator ocupacional. O controle de vazão é realizado por meio de dois controladores ligados a pressostatos, sensores de temperatura, umidade e CO_2 e inversores de frequência que atuam na regulagem da velocidade do ventilador de renovação de ar. A Figura 6.5 apresenta as configurações no software utilizadas para a simulação do cenário. A Figura 6.6 apresenta um modelo esquemático da solução e a Tabela 6.2, juntamente com a Figura 6.7, mostram os valores de carga térmica mensal do ambiente em função da ocupação. Os valores de carga térmica advinda da renovação de ar e a vazão volumétrica de ar externo são mostrados na Figura 6.8

Nota-se que não há alteração da carga térmica de pico (110,6 kW) para em regime máximo de ocupação, porém nota-se uma redução significativa dos valores médios, em função

do regime de ocupação bastante variável. Em termos percentuais, essas variações resultam em economias da ordem de 17% da capacidade de refrigeração para o sistema de climatização.

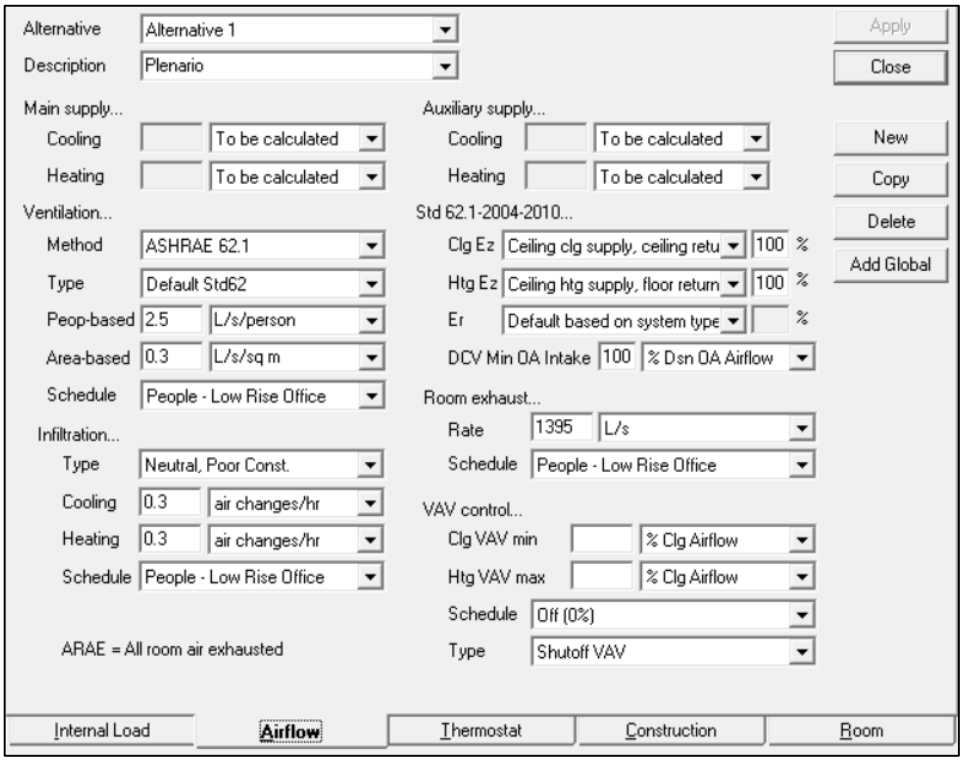


Figura 6.5 – Configurações utilizadas para simulação do dispositivo de controle de vazão de ar exterior

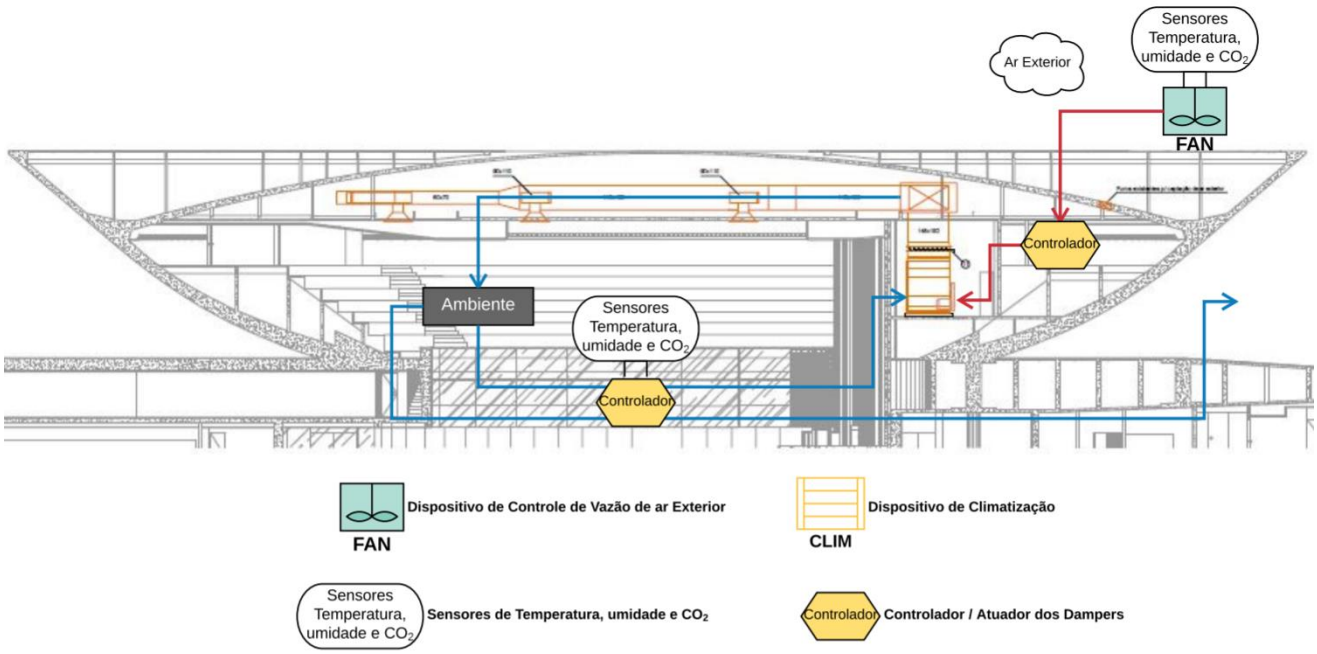


Figura 6.6 – Modelo esquemático do cenário 2

Tabela 6.2 - Valores de carga térmica e vazão de ar necessária em função da ocupação obtidos para o cenário 2

1..20	1 f_{ocup} [-]	2 P_z [-]	3 V_z [L/s]	4 $\dot{Q}_a$ [kW]
Run 1	0,05	23,75	266,7	2,045
Run 2	0,1	47,5	326,1	2,5
Run 3	0,15	71,25	385,4	2,955
Run 4	0,2	95	444,8	3,41
Run 5	0,25	118,8	504,2	3,865
Run 6	0,3	142,5	563,6	4,321
Run 7	0,35	166,3	622,9	4,776
Run 8	0,4	190	682,3	5,231
Run 9	0,45	213,8	741,7	5,686
Run 10	0,5	237,5	801,1	6,141
Run 11	0,55	261,3	860,4	6,597
Run 12	0,6	285	919,8	7,052
Run 13	0,65	308,8	979,2	7,507
Run 14	0,7	332,5	1039	7,962
Run 15	0,75	356,3	1098	8,417
Run 16	0,8	380	1157	8,873
Run 17	0,85	403,8	1217	9,328
Run 18	0,9	427,5	1276	9,783
Run 19	0,95	451,3	1335	10,24
Run 20	1	475	1395	10,69

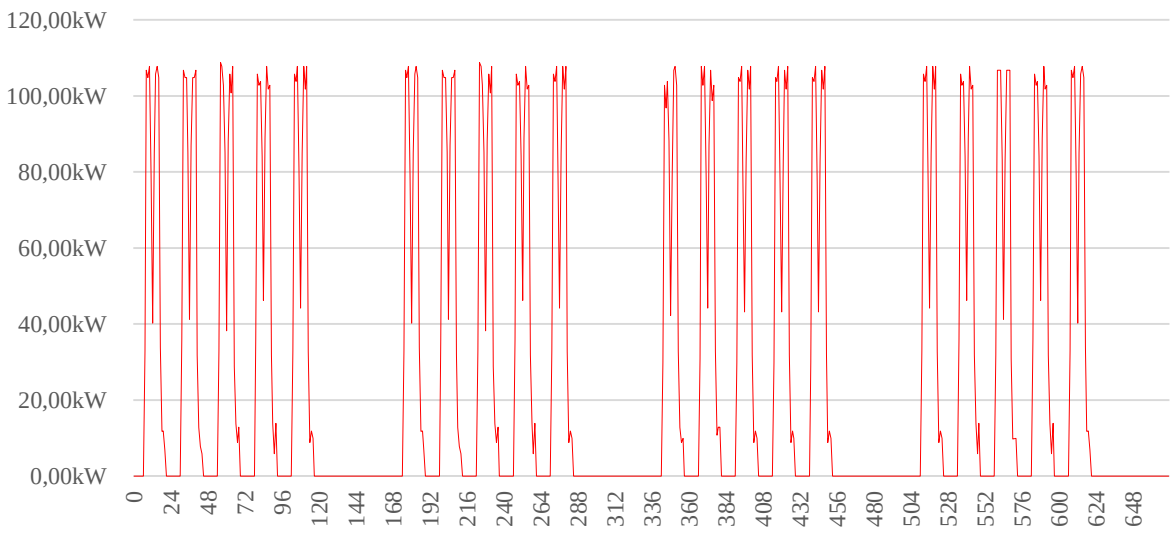


Figura 6.7 - Perfil de carga térmica para o mês de projeto do cenário 2 (kW x horas)

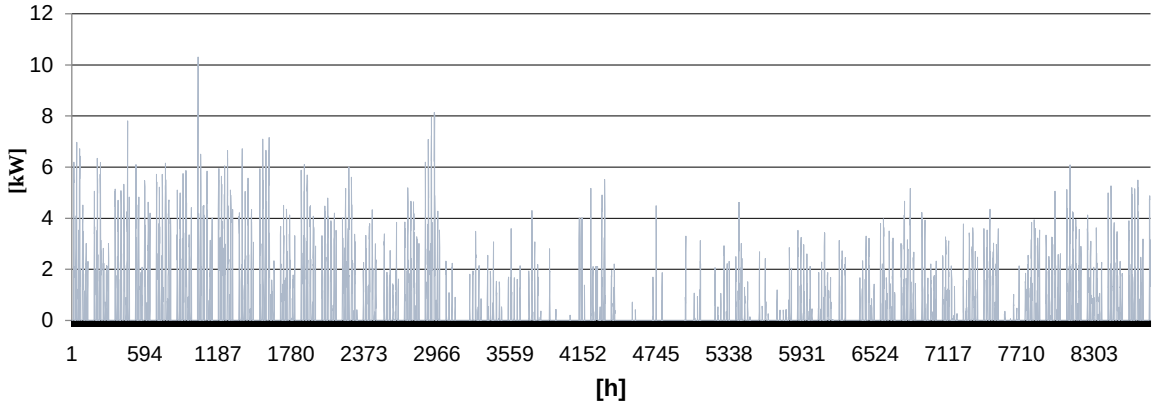


Figura 6.8 – Carga térmica do ar de renovação para o cenário 2 (kW x horas)

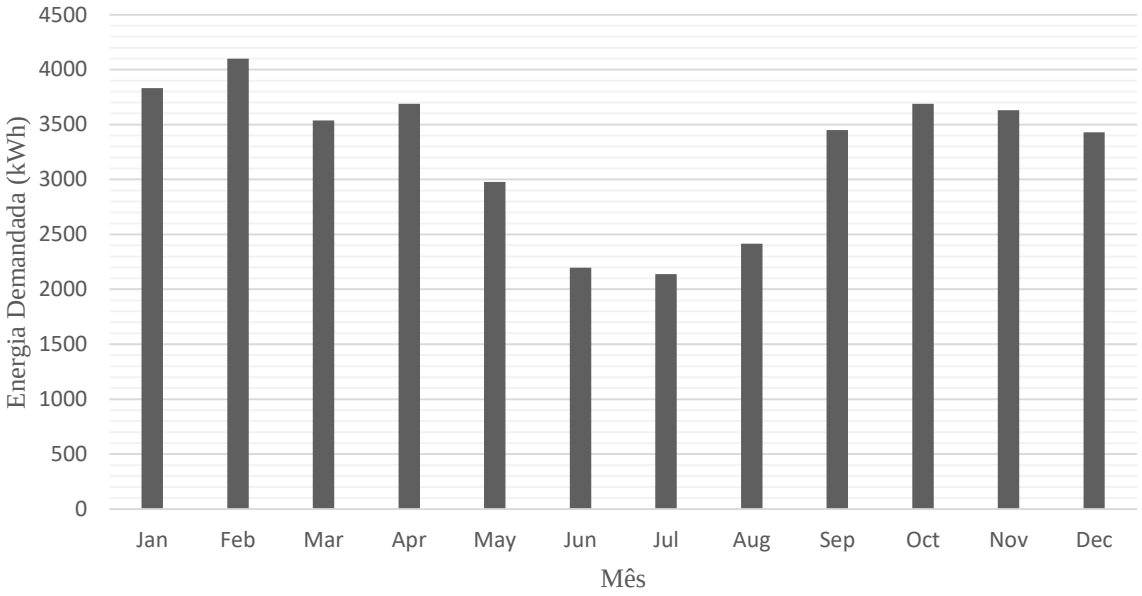


Figura 6.9 – Consumo elétrico total mensal do sistema de ar condicionado para o cenário 2 obtido através do software TRACE 700 (kWh x mês)

Com os resultados, notou-se que, individualmente, o cenário 2 tem potencial de redução entre 2% e 17% da carga térmica do ambiente. Além disso, suas variações são substancialmente menos sensíveis, uma vez que é mais dependente do perfil de ocupação em relação aos demais parâmetros entálpicos. Ao integralizar anualmente a carga térmica do ar de renovação, relatou-se que o cenário 2 demandou de 4433,52 kW de capacidade de refrigeração.

6.1.3 Cenário 3: Solução com dispositivo de recuperação de energia

O terceiro cenário consiste na utilização do dispositivo de recuperação de energia. Nesta conjuntura, o dispositivo ERV será responsável pela troca de calor entre o ar interior exaurido e o ar externo introduzido em regime de vazão constante. O dispositivo também atua utilizando um controlador ligado a sensores de temperatura, umidade. A Figura 6.10 apresenta as configurações no software utilizadas para a simulação do cenário. A Figura 6.11 apresenta um modelo esquemático da solução e a Tabela 6.3, juntamente com a Figura 6.12 mostram os valores de carga térmica do ambiente com o uso do dispositivo de recuperação de energia.

Os resultados apontaram uma redução de carga térmica de pico de 110,6 kW para 106,82kW. Neste caso a entalpia interna permaneceu constante e a externa variou de acordo com as variações de temperatura. Em termos médios, as mudanças correspondem em economias entre 4% até 19,5% de capacidade de refrigeração para o sistema de climatização.

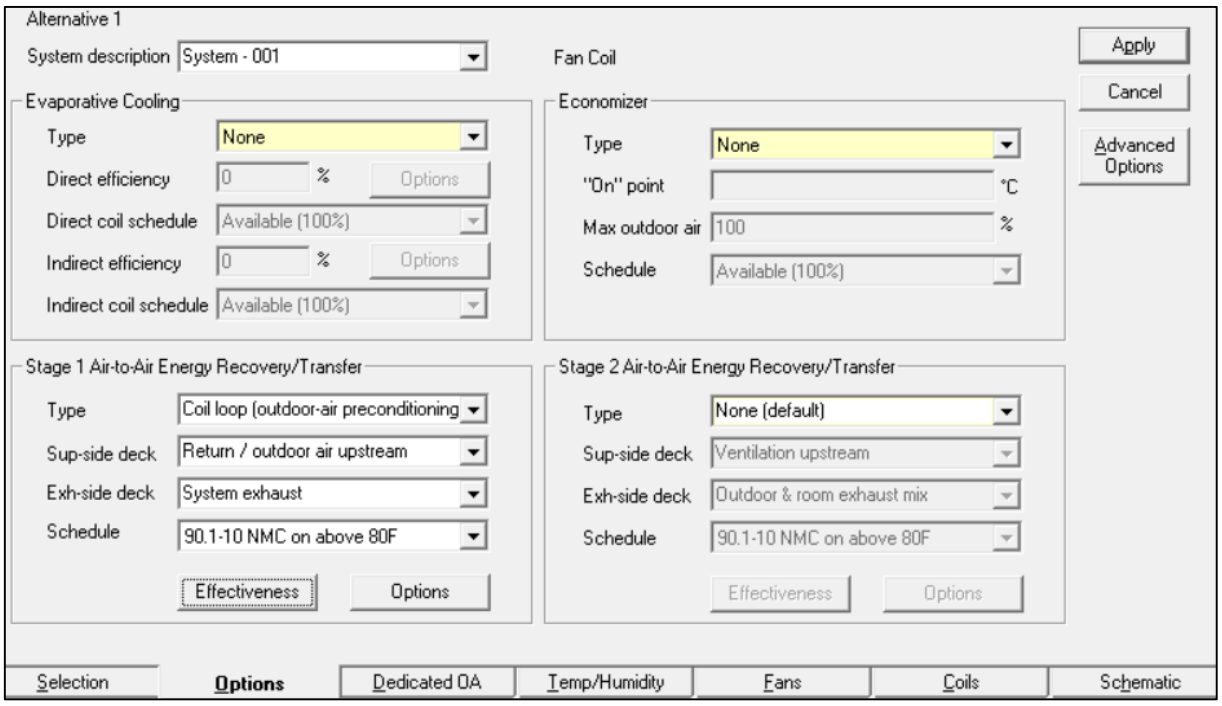


Figura 6.10 – Configurações utilizadas para simulação do dispositivo de recuperação de energia

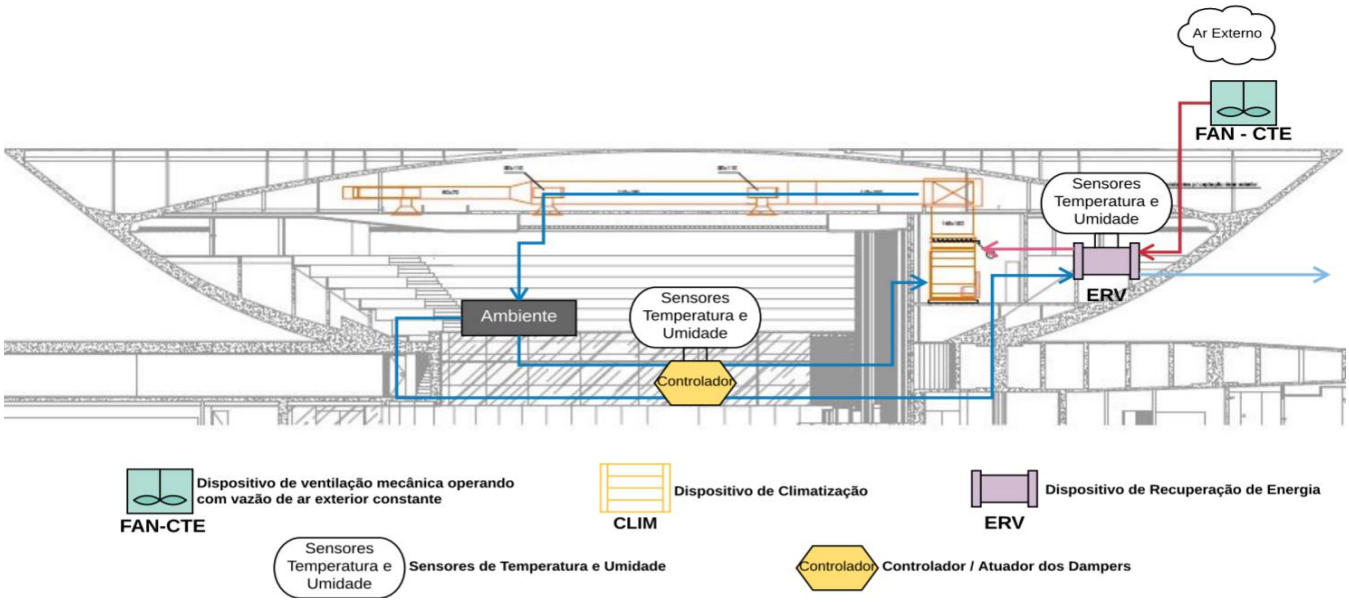


Figura 6.11 – Modelo esquemático do cenário 3

Tabela 6.3 - Valores de carga térmica e parâmetros termoigrométricos obtidos para o cenário 3

1..17	1 $T_{a,ext}$ [C]	2 $h_{a,ext}$ [kJ/kg]	3 $h_{a,indoor}$ [kJ/kg]	4 $V_{z,máx}$ [L/s]	5 $\dot{Q}_{ERV}$ [kW]
Run 1	24.09	53.49	47.33	1395	1.655
Run 2	25.47	57.47	47.33	1395	2.711
Run 3	25.78	58.4	47.33	1395	2.954
Run 4	26.51	60.61	47.33	1395	3.531
Run 5	27.51	63.74	47.33	1395	4.339
Run 6	29.64	70.82	47.33	1395	6.131
Run 7	30.18	72.71	47.33	1395	6.6
Run 8	31.1	76.02	47.33	1395	7.417
Run 9	30.51	73.88	47.33	1395	6.891
Run 10	29.6	70.68	47.33	1395	6.096
Run 11	28.73	67.73	47.33	1395	5.353
Run 12	26.82	61.57	47.33	1395	3.779
Run 13	25.18	56.62	47.33	1395	2.486
Run 14	24.28	54.02	47.33	1395	1.798
Run 15	23.84	52.78	47.33	1395	1.467
Run 16	22.89	50.18	47.33	1395	0.7633
Run 17	22.49	49.1	47.33	1395	0.4716

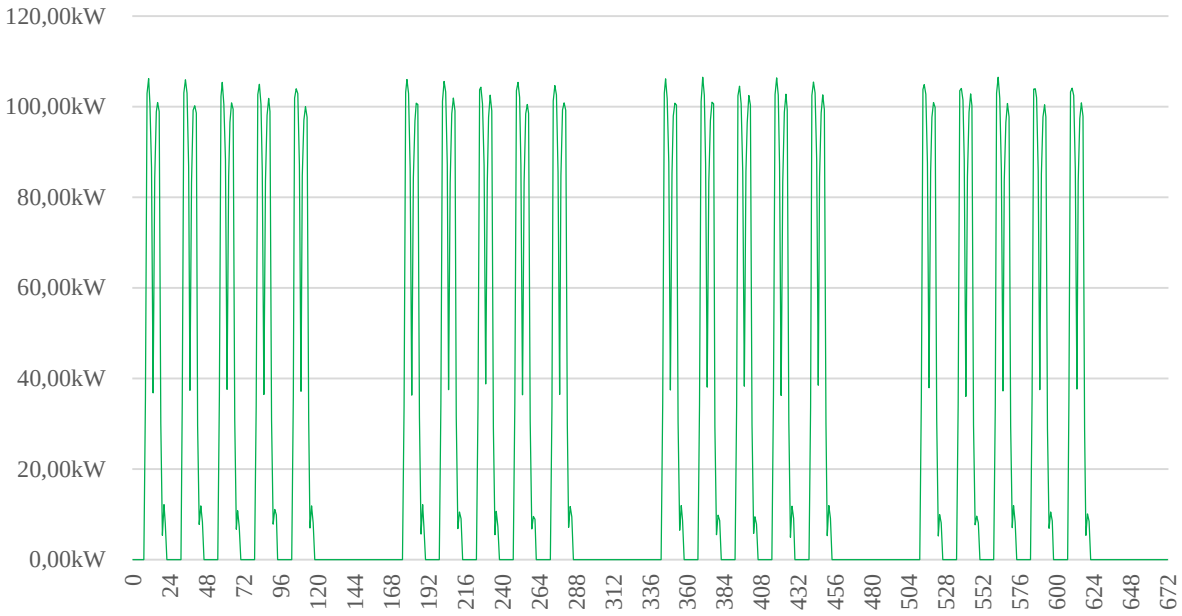


Figura 6.12 - Perfil de carga térmica para o mês de projeto do cenário 3 (kW x horas)

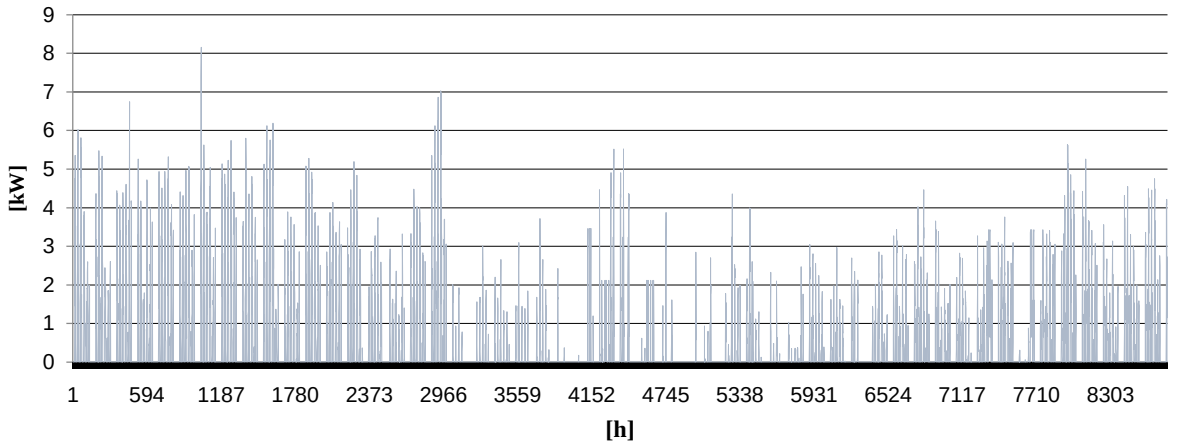


Figura 6.13 – Carga térmica do ar de renovação para o cenário 3 (kW x horas)

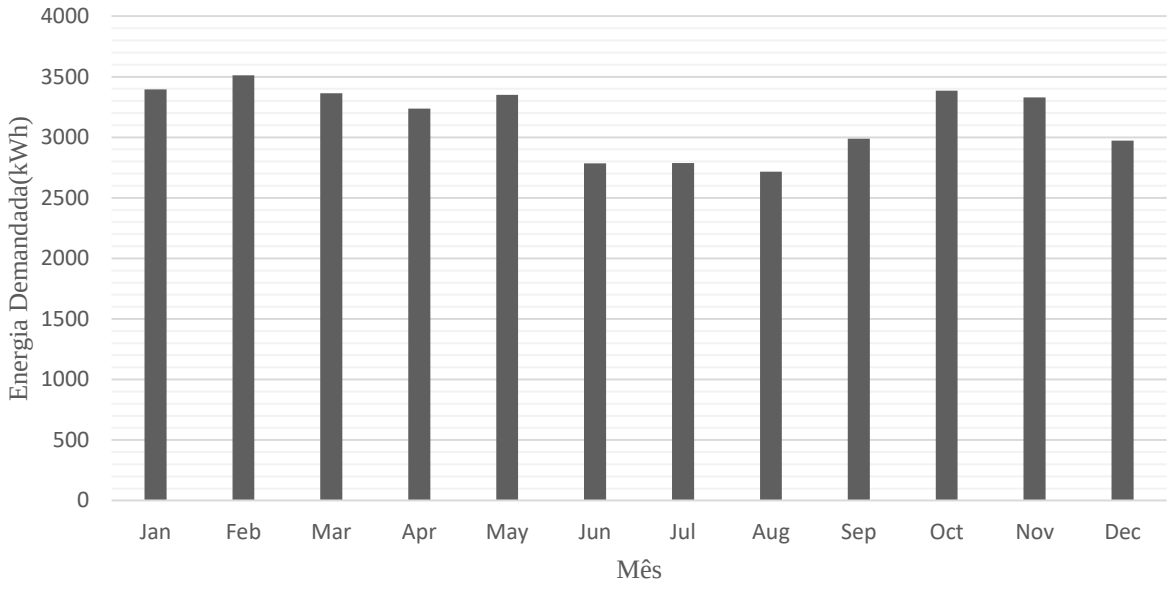


Figura 6.14 – Consumo elétrico mensal do sistema de ar condicionado para o cenário 3 obtido através do software TRACE 700 (kWh x mês)

O cenário 3 apresentou potenciais de resultados entre 4% e 19,5%, porém é importante salientar que o potencial de economia do dispositivo ERV está diretamente ligado às vazões de ar exterior. No cenário em questão, essas vazões permaneceram constantes durante todo período de análise e com variações somente nas temperaturas externas, e por consequência nas respectivas entalpias. Ao integralizar anualmente a carga térmica do ar de renovação, relatou-se que o cenário 3 demandou de 4086,02 kW de capacidade de refrigeração.

6.1.4 Cenário 4: Solução completa

O quarto cenário consiste na utilização tanto os recursos de recuperação de energia quanto o de controle de vazão de ar exterior. Nesta conjuntura, A vazão de ar externo é variável, de acordo com a ocupação, fornecendo os valores de vazão de ar necessários. Para esse controle de vazão, serão utilizados dois controladores ligados a pressostatos, sensores de temperatura, umidade e CO_2 e inversores de frequência. Para o controle do funcionamento do ERV será utilizada a metodologia descrita no Capítulo 4, a partir da utilização de sensores de temperatura e umidade e de um controlador. A Figura 6.15 apresenta um modelo esquemático da solução e a Tabela 6.4, juntamente com a Figura 6.16 mostram os valores de carga térmica do ambiente com o uso do dispositivo de recuperação de energia.

Nota-se, portanto, uma redução de carga térmica de pico de 110,6 kW para 96,74kW em regime máximo de ocupação. Em termos percentuais, as variações dos valores médios correspondem em economias entre 13% e 27,5% de capacidade de refrigeração para o sistema de climatização.

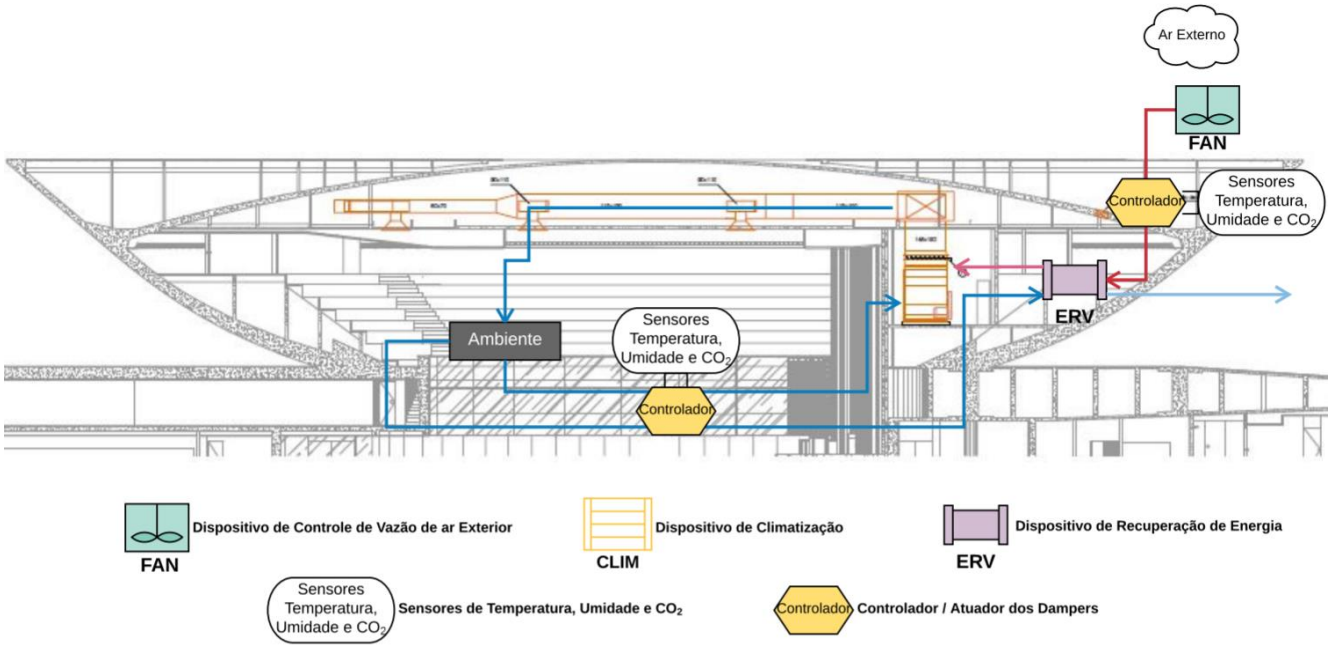


Figura 6.15 – Modelo esquemático do cenário 4

Tabela 6.4 - Valores de carga térmica e vazão de ar necessária obtidos para o cenário 4

1..20	1 f_{ocup} [-]	2 P_z [-]	3 V_z [L/s] {[m³/h]}	4 $\dot{Q}_a$ [kW]	5 $\dot{Q}_{ERV}$ [kW]
Run 1	0.05	23.75	266.7 {960}	1.526	1.204
Run 2	0.1	47.5	326.1 {1174}	1.866	1.464
Run 3	0.15	71.25	385.4 {1388}	2.205	1.721
Run 4	0.2	95	444.8 {1601}	2.545	1.974
Run 5	0.25	118.8	504.2 {1815}	2.885	2.225
Run 6	0.3	142.5	563.6 {2029}	3.225	2.472
Run 7	0.35	166.3	622.9 {2243}	3.564	2.716
Run 8	0.4	190	682.3 {2456}	3.904	2.956
Run 9	0.45	213.8	741.7 {2670}	4.244	3.193
Run 10	0.5	237.5	801.1 {2884}	4.583	3.427
Run 11	0.55	261.3	860.4 {3098}	4.923	3.657
Run 12	0.6	285	919.8 {3311}	5.263	3.883
Run 13	0.65	308.8	979.2 {3525}	5.603	4.106
Run 14	0.7	332.5	1039 {3739}	5.942	4.325
Run 15	0.75	356.3	1098 {3953}	6.282	4.54
Run 16	0.8	380	1157 {4166}	6.622	4.751
Run 17	0.85	403.8	1217 {4380}	6.962	4.959
Run 18	0.9	427.5	1276 {4594}	7.301	5.163
Run 19	0.95	451.3	1335 {4808}	7.641	5.362
Run 20	1	475	1395 {5021}	7.981	5.558

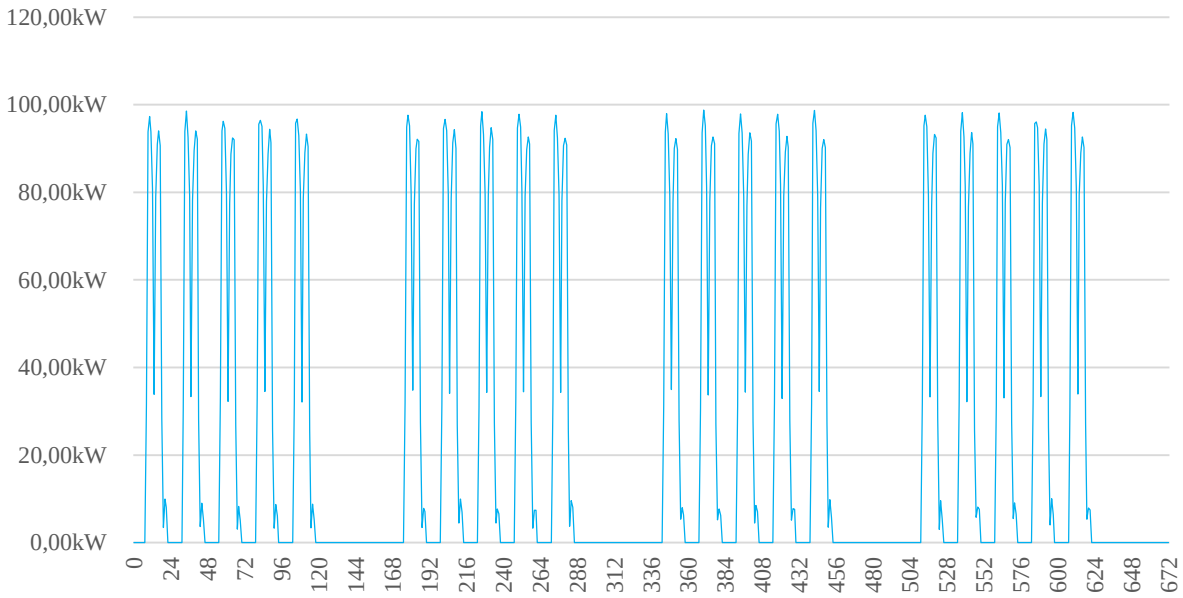


Figura 6.16 - Perfil de carga térmica mensal para o cenário 4 (kW x horas)

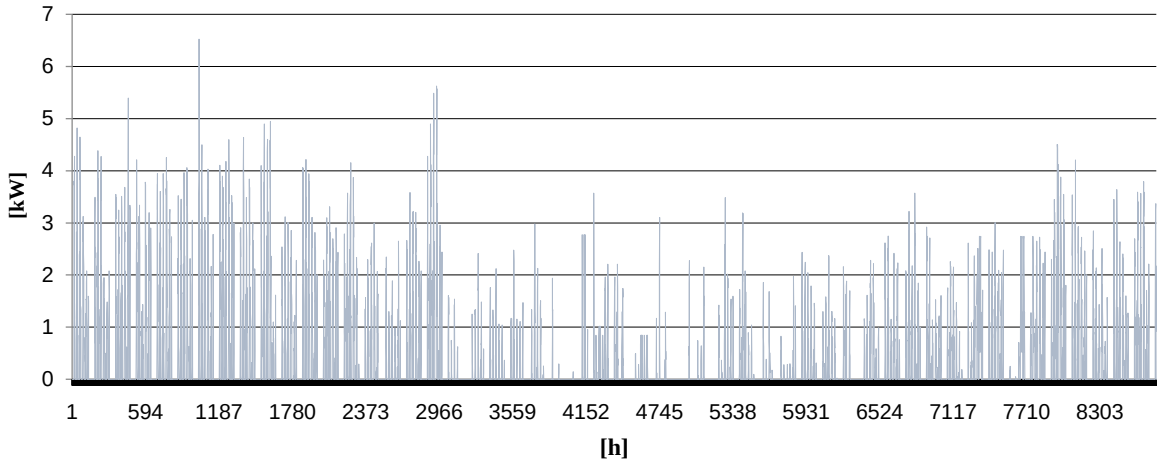


Figura 6.17 – Carga térmica do ar de renovação para o cenário 4 (kW x horas)

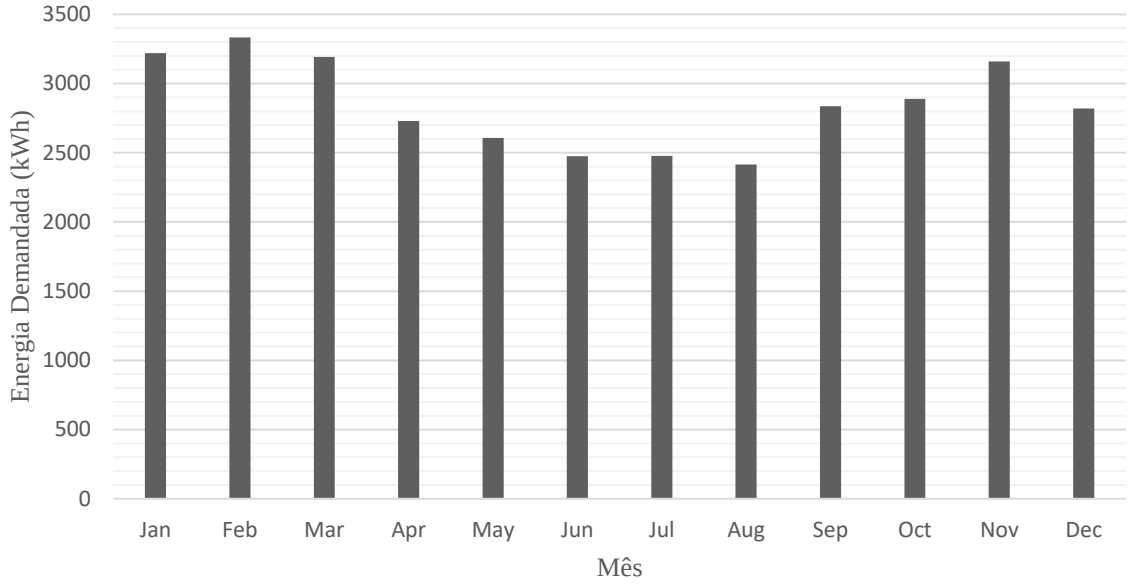


Figura 6.18 – Consumo elétrico mensal do sistema de ar condicionado para o cenário 4 obtido através do software TRACE 700 (kWh x mês)

No cenário 4, nota-se que os valores médios de energia recuperada no ERV são menores nesse cenário do que os valores apresentados no cenário 3, uma vez que as vazões médias são menores, já que há controle de vazão de ar exterior, reduzindo a vazão que perpassa no dispositivo recuperador de energia. Contudo, o uso do conjunto da solução apresenta reduções entre 13% e 27,5%. Ao integralizar anualmente a carga térmica do ar de renovação, relatou-se que o cenário 4 demandou de 3195,56 kW de capacidade de refrigeração.

6.1.5 Comparativo entre os cenários

A Figura 6.19 e Figura 6.22 apresenta os comparativos de carga térmica para o mês e para o dia de projeto.

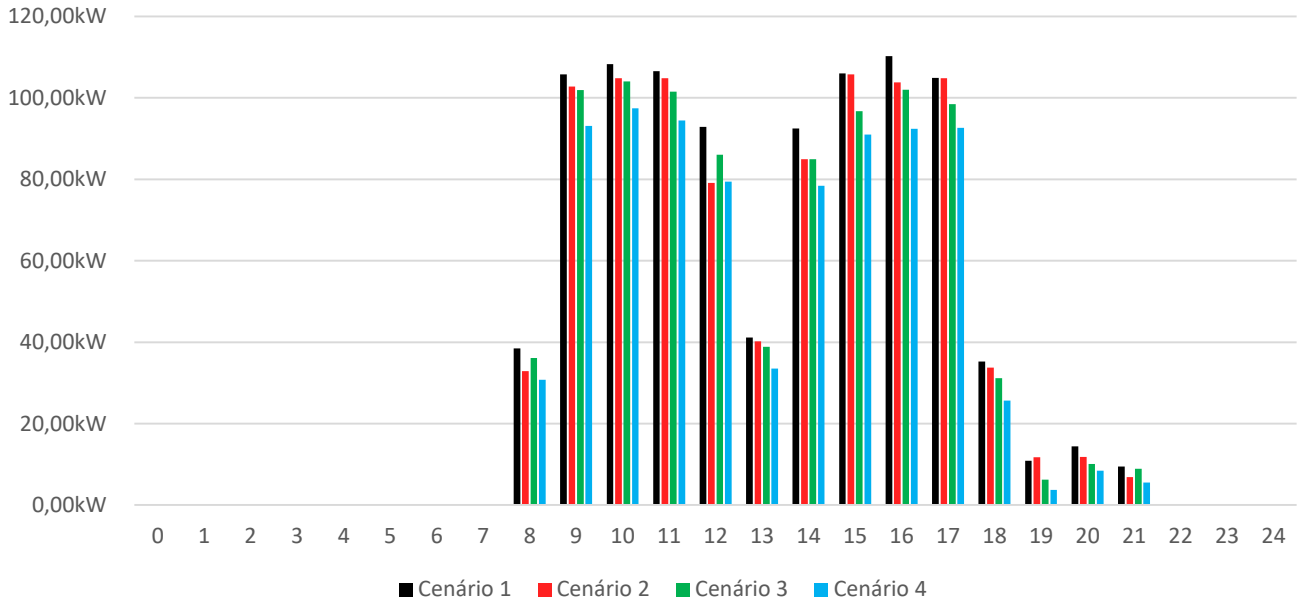


Figura 6.19 – Comparativo de carga térmica dos 4 Cenários para o dia típico de projeto

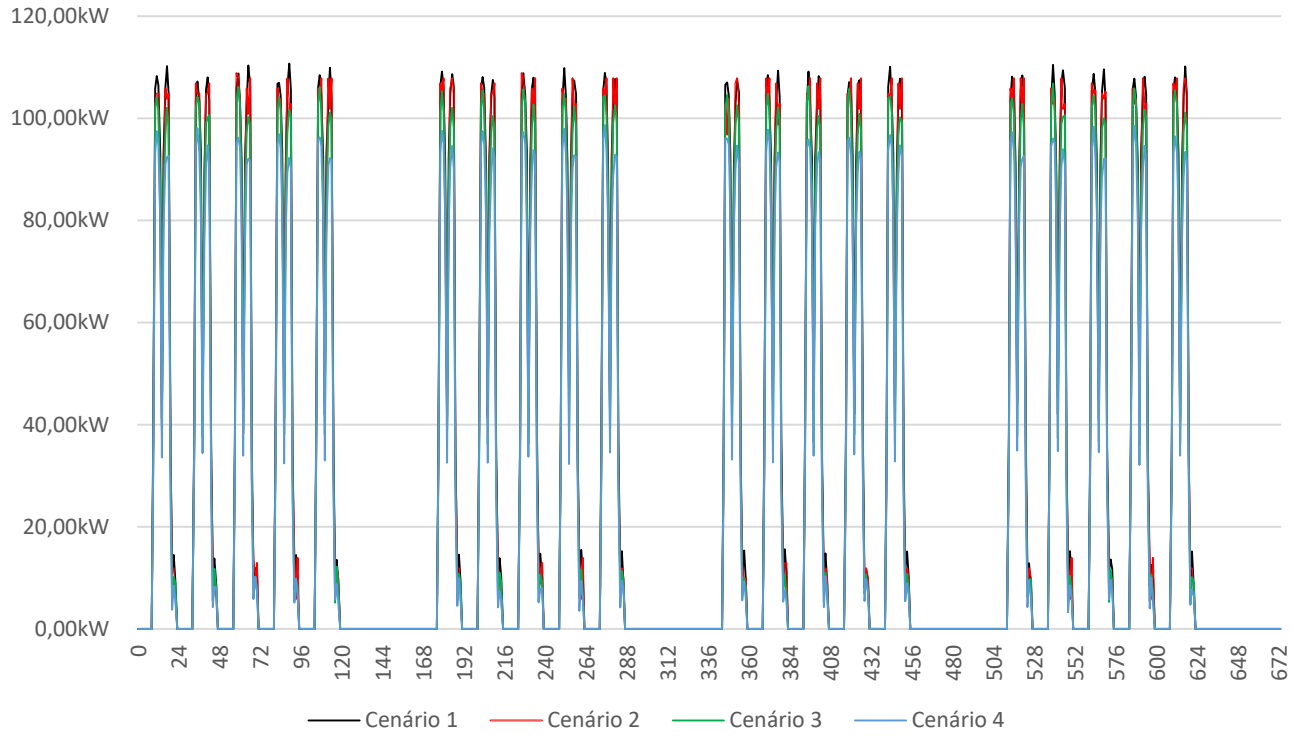


Figura 6.20 – Comparativo de carga térmica dos 4 Cenários para o mês típico de projeto

Pela análise dos gráficos também é possível notar que a recuperação de energia se dá apenas nos meses cujos valores da entalpia média do ar externo são maiores que o valor da entalpia do ar interno. No período de maio a agosto, que compreende o fim do outono e o inverno, a recuperação de energia apresenta valores bem menores, uma vez que a entalpia média do ar externo é menor que a do ar interno na maior parte do período compreendido, conforme demonstrado nos resultados obtidos.

6.2 ANÁLISE FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL

A fluidodinâmica computacional se baseia em equações de transporte solucionadas em todos os pontos de uma malha em duas ou três dimensões. Shen, Zhang e Bierg (2012) acrescentam que os programas de CFD simulam o fluido numericamente com base em equações fundamentais dos fluidos (equações de Navier Stokes que descrevem conservação de massa, momento e energia no escoamento) e podem prever as características pormenorizadas do ar no interior e no entorno da construção.

Para esta análise optou-se pela confecção dos modelos no SketchUP, exportando-os para o SolidWorks e, posteriormente, para o Ansys Fluent. Em seguida, foram definidos o regime da simulação, as equações a serem utilizadas para cálculo, as condições iniciais, as condições de contorno (*initial* e *boundary conditions*) e o modelo de turbulência (*turbulence model*). A simulação propriamente dita é calculada no *Fluent-Solver*, e os resultados são visualizados por meio de imagens tridimensionais do modelo, gráficos e/ou tabelas.

É valido salientar que o foco deste relatório é, sobretudo, nas análises de cargas térmicas em função do uso ou não dos dispositivos citados nos capítulos anteriores. Contudo, a análise via CFD tem o objetivo de caracterizar o local de estudo e apresentar os resultados dos campos de velocidade, pressão, temperatura e propriedades turbulentas do ar no interior do ambiente. Os resultados obtidos podem atuar subsidiando futuras decisões técnicas de projeto, além de ser uma importante ferramenta comparativa de parâmetros aferidos empiricamente.

6.2.1 Confecção da malha

O primeiro passo realizado para a criação do modelo foi a geração de pontos em todas as suas arestas. Isso foi uma descoberta ocorrida durante a pesquisa que evitou más-formações nas aberturas quando da confecção da malha. Utilizou-se a malha não estruturada tetraédrica em função de sua menor complexidade computacional e tempo de simulação, além do que se ajusta melhor a geometrias complexas. A qualidade da malha foi baseada no método "skewness", que se baseia na simetria geométrica do sólido. Com isso, gerou-se 64813 elementos e 15140 nós. As demais simplificações adotadas consistem nas cadeiras onde ficam os parlamentares, que foi representada de forma inteiriça para evitar erros de divergência. A Figura 6.21 ilustra a malha que foi gerada para as simulações.

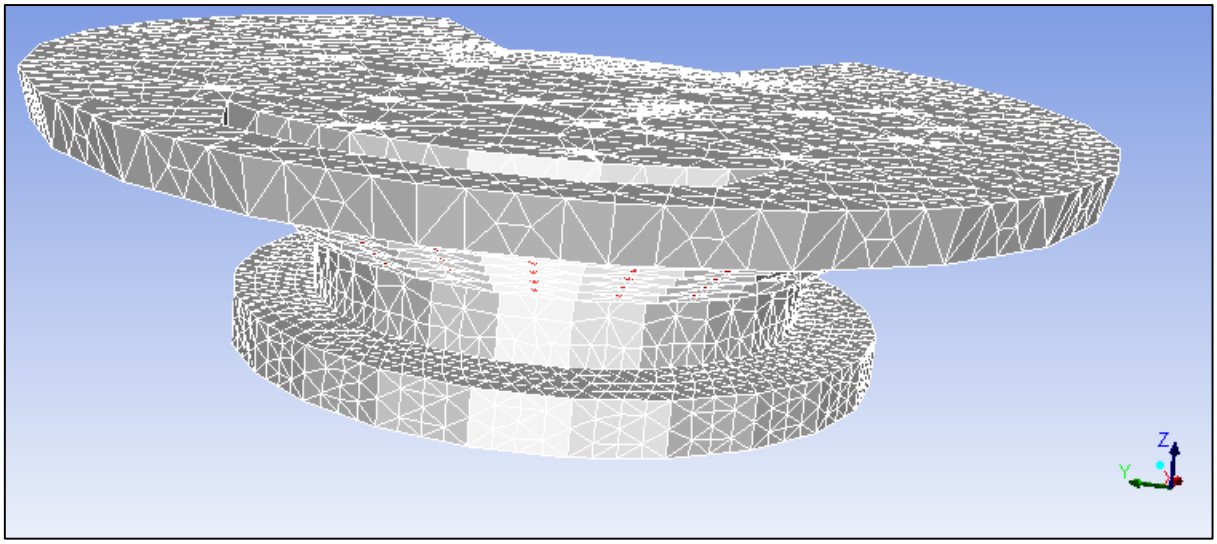


Figura 6.21 - Malha gerada do Plenário Ulysses Guimarães

6.2.2 Condições de contorno do domínio

Para o ar insuflado foi atribuída a vazão mássica de ar de 48,3 kg/s e temperaturas de 15°C na saída dos dutos e 24°C nas grelhas de retorno, resultando em velocidades de saída nos difusores que variam entre 1,364 m/s até 5,448 m/s, conforme mostra a Figura 6.22.

As demais premissas teóricas para a modelagem do fluido dentro do volume de controle foram:

- Fluído com transferência de energia;

- Modelo turbulento k-omega (2 eqn);
- Condição de pressão atmosférica para "*outlet's*";
- Regime permanente, subsônico e monofásico.

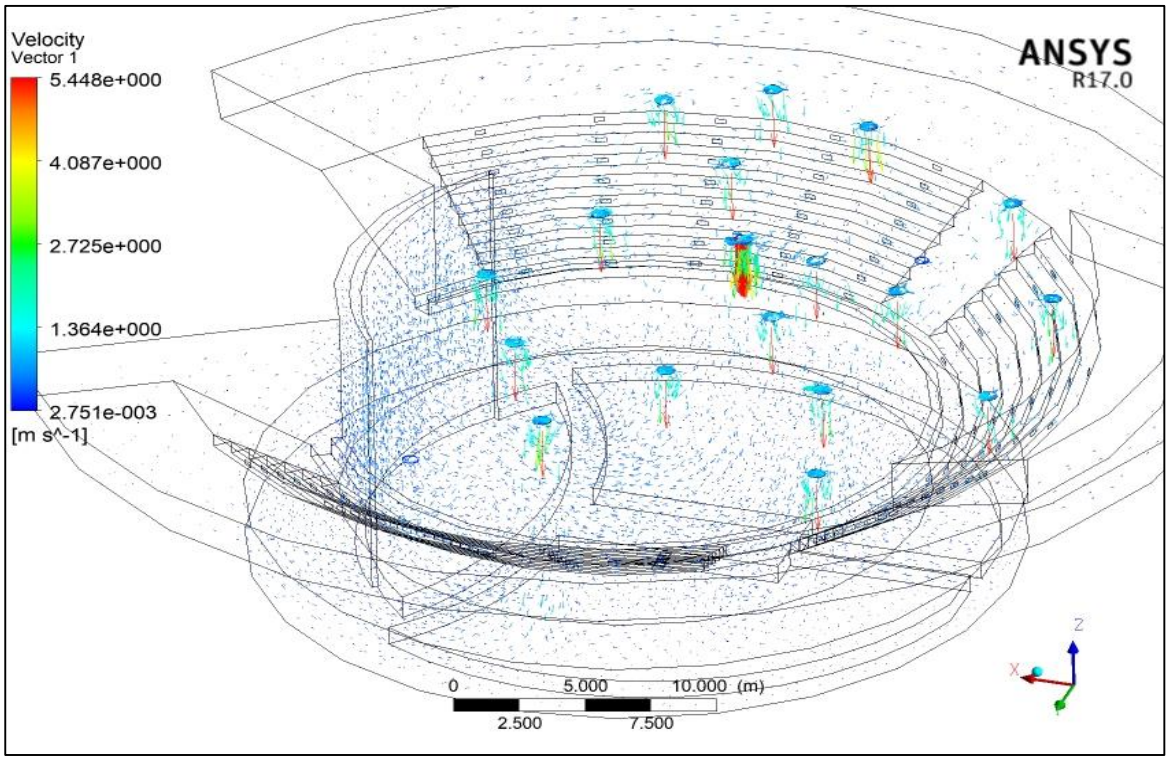


Figura 6.22 - Distribuição do escoamento de ar (campo de velocidades) no interior do Plenário

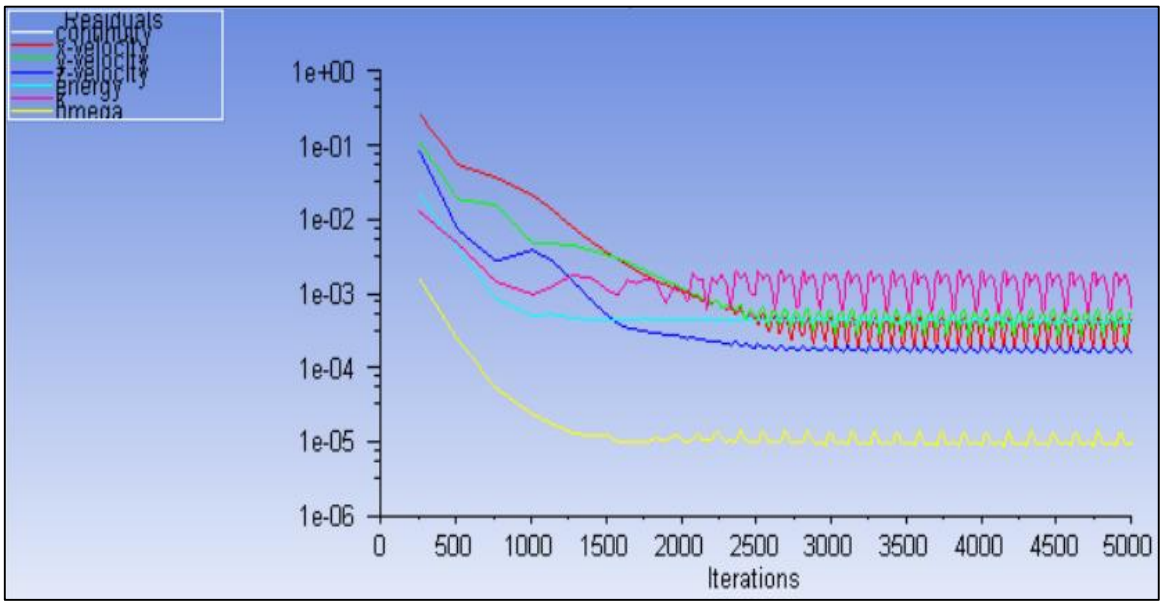


Figura 6.23 - Diagrama de erros após 5000 iterações

6.2.3 Considerações

Após as iterações realizadas, observou-se que os parâmetros simulados estão condizentes com a realidade do plenário, ao compará-los com medições realizadas *in loco* pela equipa de manutenção, resultando em erros da ordem de 10^{-4} para a parte de turbulência e 10^{-3} para a distribuição das velocidades.

7 ANÁLISE ECONÔMICA

Este capítulo apresenta os parâmetros de cálculo bem como os resultados da análise econômica apresentada em função dos 4 cenários para o ambiente designado no estudo de caso.

7.1 IMPORTÂNCIA DA ANÁLISE ECONÔMICA

A eficiência dos equipamentos de ar-condicionado (AC), baseados nos ciclos por compressão, pode ser expressa de formas diversas dependendo da fonte dos dados (internet, literatura especializada, catálogos de fabricantes e normas técnicas). Tais índices servem para orientar o projetista ou o consumidor quanto à forma econômica de seleção do equipamento.

Sistemas de recuperação de energia e de controle de vazão de ar de renovação são utilizados tanto em aplicações novas como em *retrofits* de instalações existentes. Tais sistemas devem ser concebidos visando o maior "custo-benefício" ou o menor custo de ciclo de vida (LCC), expresso em relação à vida de serviço ou anualmente e com aceitáveis períodos de retorno de investimento.

Para tanto, são avaliados os custos anuais de aquisição, operação e manutenção, de modo a compará-los entre os cenários propostos. Dessa forma, realizou-se uma análises econômicas dinâmica e estática para cada conjuntura com o intuito de justificar ou não o investimento nas diversas soluções propostas para o caso em estudo. As sugestões aqui apresentadas foram baseadas nos resultados obtidos no Cap.06, atrelando-se a indicadores econômicos, tais como valor presente líquido (VPL), taxa interna de retorno (TIR) e período de *payback (PP).*

7.2 PARÂMETROS ECONÔMICOS AVALIADOS

7.2.1 Custo do Ciclo de Vida (LCC)

Uma análise de Custo de Ciclo de Vida (CCV) é uma ferramenta de gestão que oferece uma ajuda às empresas para reduzir seu consumo energético e melhorar a eficiência dos seus

equipamentos. Em geral, o CCV de qualquer equipamento é o custo total durante toda a vida útil dele, incluindo a compra, instalação, manutenção, consumo de energia, etc. Assim, para determinar o Custo de Ciclo de Vida dos dispositivos de climatização do ambiente de estudo é preciso seguir uma metodologia que identifique e classifique todos os componentes que integram este custo total. Estes custos definem o chamado Custo de Ciclo de Vida e é definido como o somatório de cada um dos elementos apresentados na Eq 7.1.

$$CCV = C_{ii} + C_{in} + C_{op} + C_{man} + C_{amb} \tag{7.1}$$

onde,

C_{ii}	Custos do investimento inicial (equipamento)	[*R$*]
C_{in}	Custos de instalação	[*R$*]
C_{op}	Custos de operação	[*R$/Ano*]
C_{man}	Custos de manutenção	[*R$/Ano*]
C_{amb}	Custos ambientais	[*R$/Ano*]

7.2.2 Período de Retorno (*Payback Period - PP*)

Existem duas metodologias para cálculo de *payback*: o *payback* simples e o *payback* descontado. O *payback* simples, ou período de *payback*, é o método mais simples para se analisar a viabilidade de um investimento. É definido como o número de períodos (anos, meses, semanas etc.) para se recuperar o investimento inicial. Para se calcular o período de *payback* de um projeto basta somar os valores dos fluxos de caixa auferidos, período a período, até que essa soma se iguale ao valor do investimento inicial.

O *payback* descontado consiste em um método de engenharia econômica semelhante ao *payback* simples, mas com o adicional de usar uma taxa de desconto antes de se proceder à soma dos fluxos de caixa. Em geral esta taxa de desconto será a Taxa Mínima de Atratividade (TMA). Neste método, todos os fluxos de caixa futuro deverão ser descontados por esta taxa em relação ao período ao qual o fluxo está atrelado.

Diante disso, o período de retorno é melhor computado após a avaliação dos custos anuais. Tal índice, pode ser definido pela Eq. (7.2).

$$PP = \frac{Custo\ do\ capital\ e\ juros}{Custo\ operacional\ anual\ de\ energia\ economizada} \tag{7.2}$$

$$PP = \frac{Cs, inic - ITC}{C_e \cdot (1 - T_{inc})} \cdot CRF \cdot (i'', n) \tag{7.2}$$

onde,

$C_{s,inic}$	Custo inicial do sistema	[$R\$$]
ITC	Taxa de investimento para melhorias em eficiência energética	[-]
C_c	Custo da energia de operação anual	[$R\$$]
T_{inc}	Taxa de imposto de renda líquida/taxa marginal	[-]
CRF	Fator de recuperação de capital	[-]
i'	Taxa de desconto efetivo ajustado pela inflação da energia	[-]
n	Número de períodos avaliados	[-]

O fator inverso desse termo é normalmente chamado de retorno do investimento (return of investment - ROI). Sistemas de recuperação de energia bem dimensionados normalmente possuem um PP de menos de 5 anos, e, frequentemente, inferior a 3 anos. Retornos de menos de 1 ano não são incomuns em aplicações de conforto em climas quentes e úmidos, principalmente por conta da redução no dimensionamento dos equipamentos de resfriamento requeridos (VALVERDE, 2016).

7.2.3 Taxa Interna de Retorno (TIR)

A Taxa Interna de Retorno (TIR) é a taxa de retorno do empreendimento, considerando o valor do dinheiro no tempo. É a taxa de desconto que zera o valor presente líquido dos fluxos de caixa de um projeto, ou seja, faz com que todas as entradas igualem todas as saídas de caixa do empreendimento. Ao lado do VPL, também é um método de engenharia econômica muito utilizado.

A TIR possui como vantagens o fato de: considerar o valor do dinheiro no tempo; ser fácil de comparar investimentos e de levar em conta a escala e a vida dos projetos, devido ao seu caráter relativo (resultado expresso em percentual) e não absoluto, como o VPL. (SAMANEZ, 2009). A TIR é definida pela Eq. 7.3.

$$0 = -1 + \sum_{t=1}^{n} \frac{F \cdot C_t}{(1 + TIR)^t} \tag{7.3}$$

onde,

I	Investimento inicial necessário para implantação de *retrofit*	[*R$*]
FC_t	Saldo esperado antes da aplicação o *retrofit* e após a aplicação do *retrofit*	[-]
TIR	Taxa mínima interna de retorno	[-]
t	Vida útil esperada do sistema	[*anos*]
n	Horizonte de planejamento	[*anos*]

7.3 ANÁLISE ECONÔMICA DOS CENÁRIOS

7.3.1 Cenário 1: Solução convencional

O perfil referente ao consumo elétrico (Figura 6.4) se mantém constante ao longo do primeiro quadrimestre do ano, reduzindo seu consumo em função da diminuição da carga térmica nos meses mais frios no meio do ano. O perfil de ocupação é semanal e a vazão de ar externo é sempre constante e igual ao valor máximo. As pequenas diferenças são devido às particularidades dos dias semanais que compõem cada mês, gerando uma diferença na ocupação acumulada mensal. Os perfis apresentados pelo consumo dos equipamentos de ar condicionado e pelo consumo total acompanham o perfil de carga térmica anual.

Tabela 7.1 - Parâmetros econômicos encontrados para o cenário 1

Parâmetro	Valor
Custo de Aquisição + Instalação (R$)	-
Custo de Manutenção (R$/Ano)	23,089,33
Custo de Operação (R$/Ano)	9.912,42
Consumo Elétrico Anual do Cenário 1 (kWh)	46.966,02
Taxa de Reajuste Tarifário (%)	1,5
Economia Anual Estimada (kWh/Ano)	-
Economia Anual Estimada (R$/Ano)	-
Taxa Interna de Retorno (TIR)	-

Payback (Anos)	-
Ganho de Projeto em 15 anos (%)	-
Economia Gerada em 10 Anos (R$)	-

7.3.2 Cenário 2: Solução com controle de vazão de ar exterior

O perfil referente ao consumo elétrico (Figura 6.9) é notavelmente menor em relação ao cenário 01, porém segue o mesmo padrão de comportamento, onde nota-se uma redução do consumo em função da diminuição da carga térmica nos meses mais frios no meio do ano. O perfil de ocupação é semanal e a vazão de ar externo é variável, em função da necessidade de renovação de ar, de acordo com as diretrizes da ABNT NBR 16401-3. Nota-se também uma drástica redução no meio do ano, em função de considerações feitas na simulação, onde foi considerado recesso parlamentar nos meses de Junho e Julho. Na ocasião, considerou-se que 60% dos parlamentares no trabalhariam em expediente convencional. Todos os valores do fluxo de caixa ao longo dos 15 anos de análise estão dispostos no Apêndice H.

Tabela 7.2 - Parâmetros econômicos encontrados para o cenário 2

Parâmetro	Valor
Custo de Aquisição + Instalação (R$)	13.919,13
Custo de Manutenção (R$/Ano)	8.307,83
Custo de Operação (R$/Ano)	8.809,92
Custo Estimado do Consumo no 1º Ano (R$/kWh)	0,62
Consumo Elétrico Anual do Cenário 1 (kWh)	46.966,02
Consumo Elétrico Anual do Cenário 2 (kWh)	39.078,10
Taxa de Reajuste Tarifário (%)	1,5
Economia Anual Estimada (kWh/Ano)	7.887,92
Economia Anual Estimada (R$/Ano)	5.354,92
Taxa Interna de Retorno (TIR)	-9,66
Payback (Anos)	10
Ganho de Projeto em 15 anos (%)	203,57
Economia Gerada em 10 Anos (R$)	-449,51

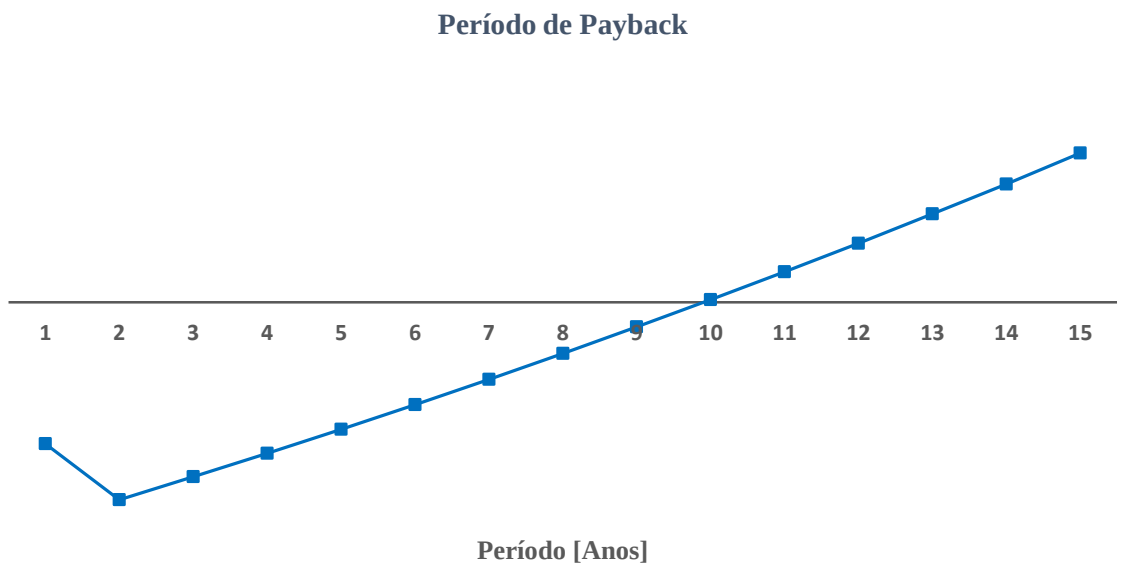


Figura 7.1 - Período de payback calculado para o cenário 2

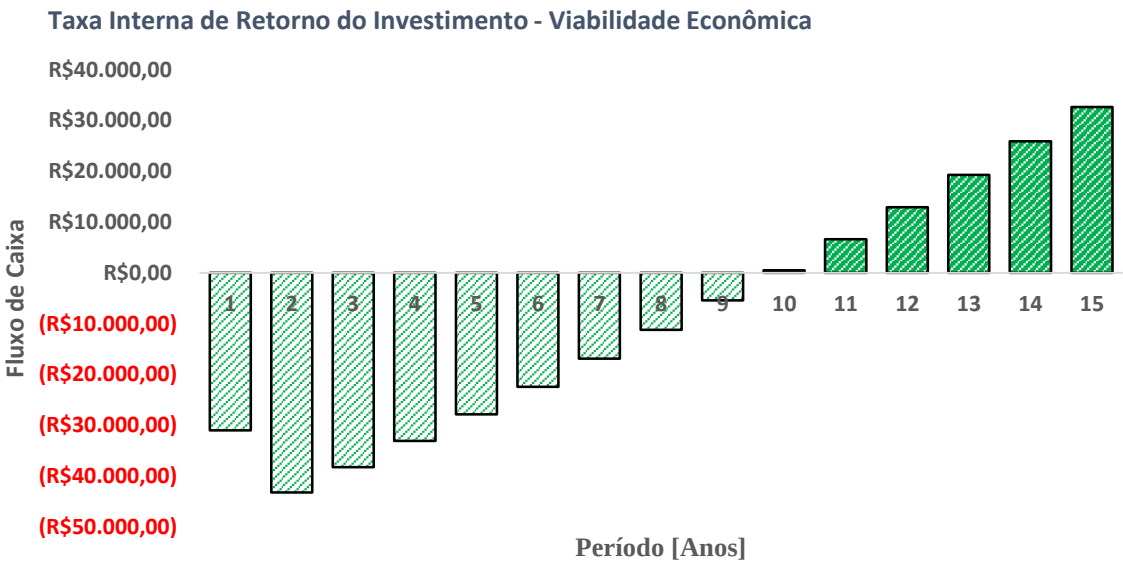


Figura 7.2 - Fluxo de caixa calculado para o cenário 2

7.3.3 Cenário 3: Solução com dispositivo de recuperação de energia

O perfil referente ao consumo (Figura 6.14) é ligeiramente menor em relação ao cenário 02, em função das diferenças termoigrométricas ao longo do ano, onde nota-se a redução do consumo em função da diminuição da carga térmica nos períodos nos quais existem maiores diferenças entálpicas entre ar externo e interno. O perfil de ocupação é semanal e a

vazão de ar externo é constante. Nota-se que não há recuperação de energia muito expressiva no período de maio a agosto, sobretudo nos períodos de fim de tarde. Todos os valores do fluxo de caixa ao longo dos 15 anos de análise estão dispostos no Apêndice H.

Tabela 7.3 - Parâmetros econômicos encontrados para o cenário 3

Parâmetro	Valor
Custo de Aquisição + Instalação (R$)	11.845,12
Custo de Manutenção (R$/Ano)	8.016,36
Custo de Operação (R$/Ano)	8.809,92
Custo Estimado do Consumo no 1º Ano (R$/kWh)	0,62
Consumo Elétrico Anual do Cenário 1 (kWh)	46.966,02
Consumo Elétrico Anual do Cenário 3 (kWh)	37.826,06
Taxa de Reajuste Tarifário (%)	1,5
Economia Anual Estimada (kWh/Ano)	9.139,96
Economia Anual Estimada (R$/Ano)	6.204,96
Taxa Interna de Retorno (TIR)	- 0,93
Payback (Anos)	8
Ganho de Projeto em 15 anos (%)	163,68
Economia Gerada em 10 Anos (R$)	9.779,61

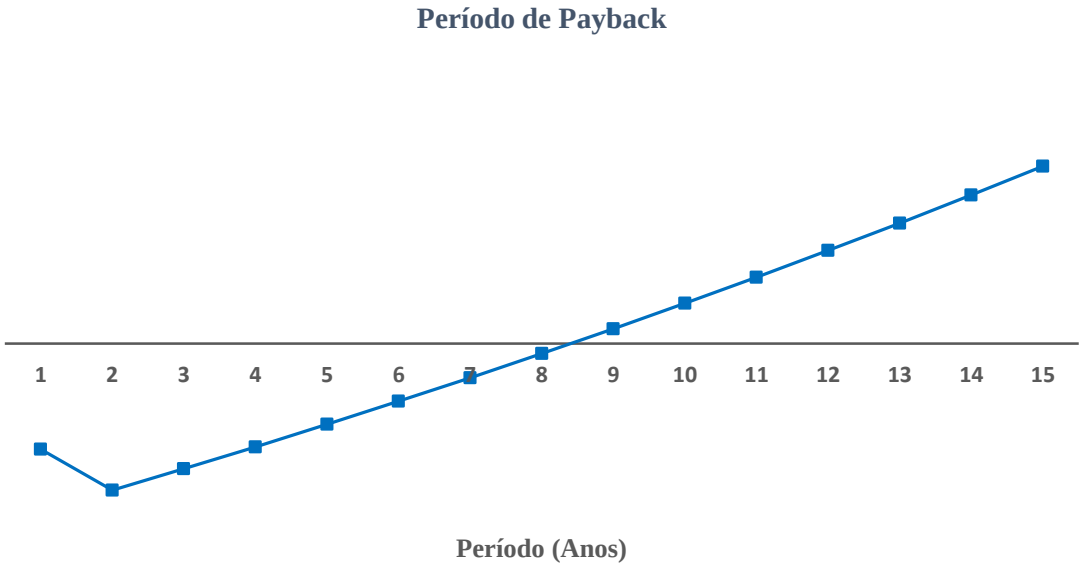


Figura 7.3 - Período de payback calculado para o cenário 3

Figura 7.4 - Fluxo de caixa calculado para o cenário 3

7.3.4 Cenário 4: Solução completa

O perfil referente ao consumo (Figura 6.18) é notavelmente menor em relação aos demais cenários. O perfil de ocupação é semanal e a vazão de ar externo é variável, seguindo os mesmos padrões do cenário 2 com o advento do dispositivo de recuperação de energia (cenário 3). Pela análise dos gráficos também é possível ver que a recuperação de energia é maior nos meses cujos valores da entalpia média do ar externo são maiores que o valor da entalpia do ar interno, ocorrendo nos meses de janeiro a abril e de setembro a dezembro.

No período de maio a agosto, a recuperação de energia apresenta valores bem menores, uma vez que a entalpia média do ar externo é menor que a do ar interno na maior parte do período compreendido. Todos os valores do fluxo de caixa ao longo dos 15 anos de análise estão dispostos no Apêndice H.

Tabela 7.4 - Parâmetros econômicos encontrados para o cenário 4

Parâmetro	Valor
Custo de Aquisição + Instalação (R$)	36.454,77
Custo de Manutenção (R$/Ano)	7.407,05
Custo de Operação (R$/Ano)	8.809,92

Custo Estimado do Consumo no 1º Ano (R$/kWh)	0,62
Consumo Elétrico Anual do Cenário 1 (kWh)	46.966,02
Consumo Elétrico Anual do Cenário 4 (kWh)	34.155,34
Taxa de Reajuste Tarifário (%)	1,5
Economia Anual Estimada (kWh/Ano)	12.810,68
Economia Anual Estimada (R$/Ano)	8.696,95
Taxa Interna de Retorno (TIR)	- 4,29
Payback (Anos)	9
Ganho de Projeto em 15 anos (%)	190,83
Economia Gerada em 10 Anos (R$)	8.588,62

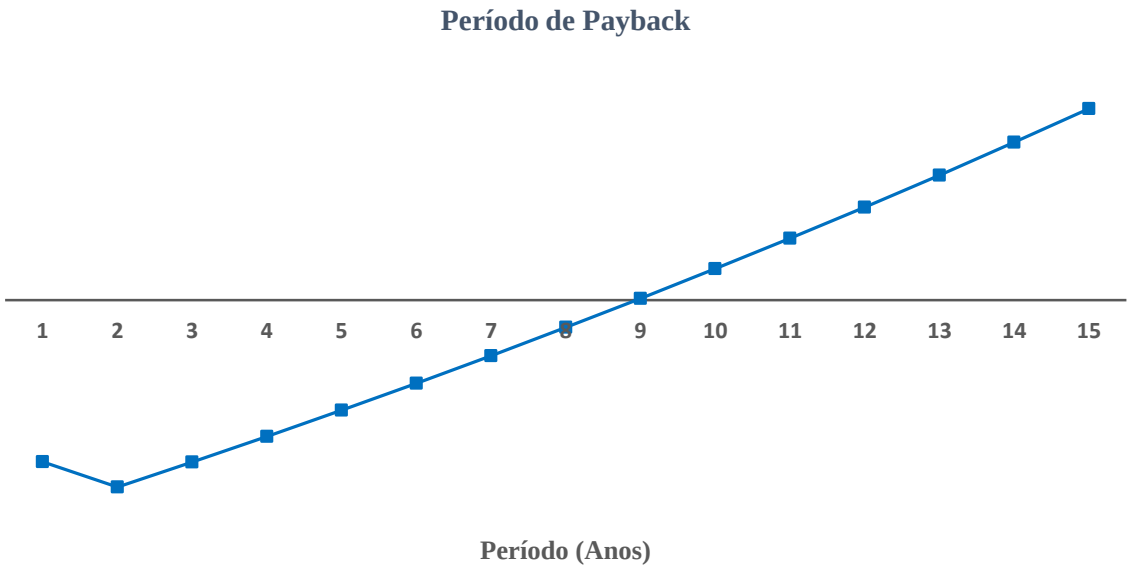


Figura 7.5 - Período de payback calculado para o cenário 4

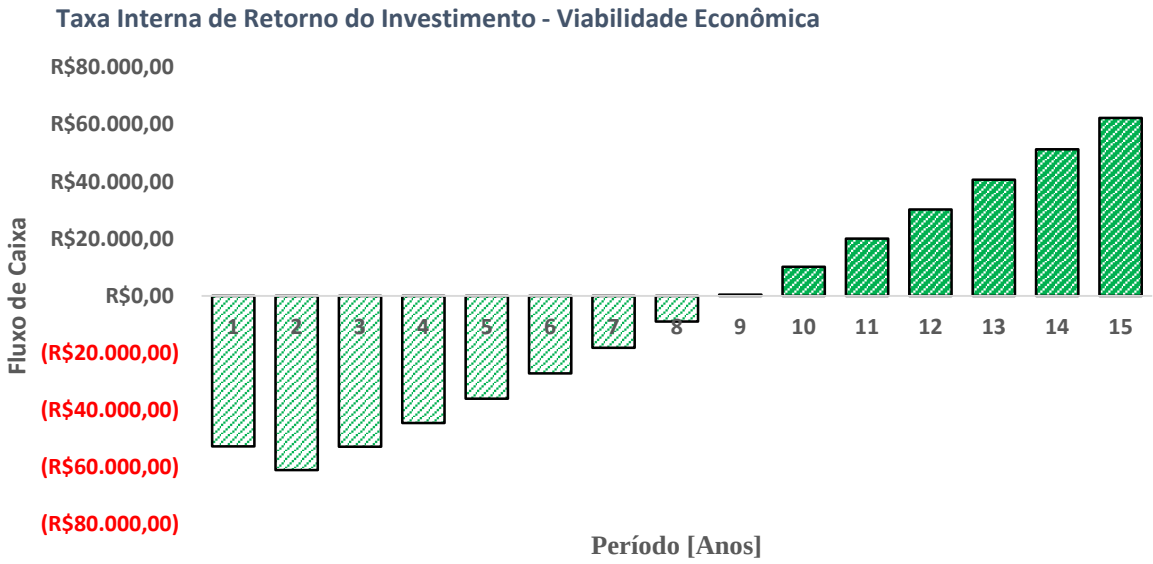


Figura 7.6 - Fluxo de caixa calculado para o cenário 4

Em termos econômicos, constatou-se que o cenário 3 possui um período de payback menor em relação ao cenário 4. Tal fato se dá por conta do alto valor de investimento inicial na compra dos equipamentos para cada cenário proposto. Contudo, nota-se no Apêndice H que ao longo de 15 anos, é visível que o fluxo de caixa do cenário com a solução completa é substancialmente maior. Os períodos de retorno de investimento encontrados se mostraram em consonância com os valores apresentados na literatura

8 CONCLUSÃO E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Este capítulo apresenta um panorama geral sobre o trabalho em função dos resultados obtidos, algumas sugestões para sua a continuação e as conclusões para subsidiar diretrizes futuras.

8.1 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo apresentar uma metodologia para a análise da eficiência energética de sistemas de ar condicionado operando com as tecnologias de recuperação de energia (ERV) e de vazão de ar exterior variável, além de esboçar uma estratégia de controle para maximizar os efeitos da recuperação de energia através de uma modelagem matemática capaz de simular o desempenho desses dispositivos em função das variações de parâmetros climáticos e perfis de ocupacionais.

A primeira parte do relatório consistiu em uma ampla revisão bibliográfica e conceitual, que traz um embasamento teórico dos dispositivos de vazão de ar exterior variável e recuperação de energia, definindo desde conceitos básicos de termodinâmica até o funcionamento de cada equipamento.

A metodologia apresentada contou com uma extensa formulação matemática apresentada na literatura, a partir das equações que regem as transferências de calor para os dispositivos recuperadores de energia e de dados das eficiências apresentados por um fabricante. Ademais, traz formulação matemática presente nas normativas nacionais e internacionais que regulamentam os parâmetros de carga térmica, projeto de instalações, conforto térmico e qualidade do ar interior. Com isso, foi possível analisar a viabilidade de aplicação dessas tecnologias em cada contexto proposto.

Com os resultados, notou-se que, individualmente, o cenário 2 tem potencial de redução menor em comparação ao cenário 3 (entre 2% e 17% da carga térmica do ambiente), além disso, suas variações são substancialmente menos sensíveis, por se tratar de uma estratégia muito mais dependente do perfil de ocupação em relação aos demais parâmetros entálpicos.

O cenário 3 apresentou potenciais de resultados maiores (entre 4% e 19,5%), porém é importante salientar que o potencial de economia do dispositivo ERV está diretamente ligado às vazões de ar exterior que perpassam no seu interior e seu estado termoigrométrico. No cenário em questão, essas vazões permaneceram constantes durante todo período de análise e com variações somente nas temperaturas externas, e por consequência nas respectivas entalpias.

No cenário 4, nota-se que os valores médios de energia recuperada no ERV são menores nesse cenário do que os valores apresentados no cenário 3, uma vez que as vazões médias são menores, já que há controle de vazão de ar exterior. Contudo, o uso do conjunto tem potencial de economia entre 13% e 27,5%.

Com relação à análise econômica constatou-se que o cenário 3 possui um período de *payback* menor em relação ao cenário 4. Tal fato se dá por conta do alto valor de investimento inicial na compra dos equipamentos para cada cenário proposto. Contudo, nota-se no Apêndice H que ao longo de 15 anos, é visível que o fluxo de caixa do cenário com a solução completa é substancialmente maior. Os períodos de retorno de investimento encontrados se mostraram em consonância com os valores apresentados na literatura.

Empiricamente, considerando a área total de 690,88 m² e a ocupação máxima de 475 pessoas, a vazão de ar externo requerida por norma é de 5.021 m³/h. Dessa forma, com a utilização de apenas 01 (um) dos ventiladores existentes (6114 m³/h), o nível de renovação de ar do Plenário Ullysses Guimarães é suprido e excede o valor exigido pela norma NBR 16401-3, constituindo um valor bem conservativo, o que aumenta o nível de qualidade do ar interno do ambiente, contudo contribuindo drasticamente para a carga térmica do ambiente, como relatado no cenário 2.

Concluiu-se também que os parâmetros climáticos afetam fortemente os resultados encontrados, sobretudo para o dispositivo ERV. Para a cidade de Brasília foi constatado que em certos meses do ano a entalpia do ar exterior é menor que a do ar interior, eximindo a necessidade de utilização do dispositivo de recuperação de energia.

Por fim, constatou-se que as duas estratégias apresentadas têm grande potencial econômico em sistemas de climatização que possuem características semelhantes às do ambiente analisado no estudo de caso.

8.2 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Para a continuidade dos estudos, sugere-se, sobretudo, aprimorar ainda mais a formulação matemática, de modo a buscar o menor erro em função das diversas variações paramétricas, com o intuito de aprimorar a acuracidade dos resultados e simular cenários com outras particularidades que não estão contempladas na formulação/simulação apresentadas neste relatório.

Em relação aos parâmetros de renovação de ar, sugere-se que seja realizado um estudo de análise de viabilidade da instalação de dispositivos, tais como filtros e purificadores capazes de minimizar as vazões necessárias de ar exterior e manter a qualidade do ar e conforto térmico.

Em relação ao sistema de condicionamento de ar do Plenário Ulysses Guimarães, sugere-se a realização de estudos que contemplem análise de viabilidade de *retrofit* de todo sistema, considerando efeitos de perda de carga em tubulações, eficiência dos chillers e fan coils e troca quadros de comando responsáveis pelo controle dos dispositivos que estão instalados *in loco*.

Ainda poderiam realizar estudos econômicos que contemplassem efeitos de depreciação de equipamentos, custos ambientais e viabilidade de soluções passivas de climatização.

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABE, O.O.; SIMONSON, C.J.; BESANT, R.W.; SHANG, W.; *Effectiveness of energy wheels from transient measurements*. Part I. Prediction of effectiveness and uncertainty, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 2006.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15220-1: Desempenho térmico de edificações, parte 1: Definições, símbolos e unidades. Rio de Janeiro, 2005a.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401-1: Instalações de ar condicionado – sistemas centrais e unitários, parte 1: projeto das instalações. Rio de Janeiro, 2008a.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401-2: Instalações de ar condicionado – sistemas centrais e unitários, parte 2: parâmetros de conforto térmico. Rio de Janeiro, 2008b.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401-3: Instalações de ar condicionado – sistemas centrais e unitários, parte 3: qualidade do ar interior. Rio de Janeiro, 2008c.

ANEEL, Atlas de Energia Elétrica do Brasil, Agência Nacional de Energia Elétrica, 2012.

ASHRAE Handbook Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and AirConditioning Engineers, Inc, 1997.

ASHRAE Standard 62.1-2010, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 2010.

ASHRAE Standard 90.1-2010, Energy Standard for Buildings except Low-Rise Residential Buildings, SI edition, American Society of Heating, Refrigerating and Air- Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 2010.

ASHRAE Standard 189.1-2009, Standard for the Design of High-Performance Green Buildings Except Low-Rise Residential Buildings, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 2009.

BRASIL. Congresso Nacional. Câmara dos Deputados. *Plantas Arquitetônicas do Plenário Ulysses Guimarães*. Coordenação de Projetos de Arquitetura, 2017.

CLARIDGE, D.E.; HARBERL, J.; LIU, M.; ATHAR, A. *Can you achieve 150% of predicted retrofit savings, in: Proceedings of the ACEEE 1994 Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*, American Council for an Energy Efficient Economy, Washington, DC, 1994.

CLIMATIZAÇÃO EFICIENTE: Plano de Dinamização e Disseminação de Boas Práticas de Eficiência Energética no Setor Empresarial. Disponível em: <http://www.enerdura.pt/images/stories/Documentos/Eficiencia_Energetica_Setor_Empresarial/Climatizacao_Eficiente_low.pdf. 2014> Acesso em: 28 março de 2017.

CORRÊA, Marcos. *Desumidificação em equipamentos dedicados para ar exterior*, 2016. Disponível em: <http://www.engenhariaearquitetura.com.br/noticias/1352/Desumidificacao-em-equipamentos-dedicados-para-ar-exterior.aspx>. Acesso em 01 março de 2017.

DAVIDGE, B. *Demand Controlled Ventilation Systems in Office Buildings*. Proceedings of the 12th AIVC Conference Air Movement & Ventilation Control within Buildings. Coventry, Great Britain. 1991.

ELETROBRAS; PROCEL. Centrais Elétricas Brasileiras S.A.; Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. Avaliação do mercado de eficiência energética no Brasil. Rio de Janeiro: Eletrobrás/Procel, p. 187, 2007.

ELETROBRAS/PROCEL, Orientações Gerais para Conservação de Energia. Rio de Janeiro, 2009.

EMMERICH, S. J., & PERSILY, A. K. *Literature Review on CO2-based Demand-Controlled Ventilation*. ASHRAE Transactions, 1997

EMMERICH, S. J., & PERSILY, A. K. *State-of-the-Art Review of CO2 Demand Controlled Ventilation Technology and Application.* Gaithersburg, MD: NISTIR 6729, National Institute of Standards and Technology, 2001

EPE - Empresa de Pesquisa Energética. *Relatório Síntese do ano base 2013: Balanço Energético Nacional*. Rio de janeiro, p. 54, 2014.

FERREIRA, P.A. *Sistemas de ventilação híbridos em edifícios: análise energética resultante da implementação de sistemas de ventilação inovativos*. Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas) — Universidade do Porto, Porto, 2006.

FLEURY, B. *Demand Controlled Ventilation: A Case Study*. Proceedings of the 13th AIVC Conference Ventilation for Energy Efficiency and Optimum Indoor Air Quality, 1992.

GABEL, S.D.; JANSSEN, J.E.; CHRISTOFELL S.E. *Carbon Dioxide-Based Ventilation Control System Demonstration*. U. S. Department of Energy, 1986.

GUERREIRO, M. *Síndroma dos Edifícios Doentes – Estudo da qualidade do ar interior e despiste da eventual existência de SED entre a população do edifício "E" de um estabelecimento de ensino superior.* Teses de Mestrado – Escola Superior de Saúde de Lisboa, 2012.

JUNIOR, U. M. F. et al. *Risco à saúde relacionado a ambiente climatizado por não utilizar filtro em fan coil*. Trabalho de conclusão de curso – Universidade Federal de Mato Grosso, 2006.

KLENCK, T. How it Works: Heat Recovery Ventilation. Disponível em: http://www.popularmechanics.com/home/interior-projects/how-to/a149/1275121/> Acesso em 13 de maio de 2017.

KOHLOSS, F. *History and Background of Ventilation Rates*. ASHRAE Seminar 4. Kansas City, 2003.

LG, ECO V Sistemas de Ventilação - Permutadores de calor de calor de alta eficiência. Catálogo online. Disponível em: <http://www.portalinovar.
com/media/manuals/support/2011/08/01/06_-_ECO_V_2011.pdf. > Acesso em 04 de junho de 2017.

LINS, J. N; CAIAFA, V. L. *Desenvolvimento de uma metodologia para aplicação de retrofit em sistema de água gelada*. Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade de Brasília, Brasília, 2016.

LIU, J.; LI, W.; LIU, J.; WANG, B. *Efficiency of energy recovery ventilator with various weathers and its energy saving performance in a residential apartment*, Energy and Buildings 42, 2010.

MURPHY, J., & BRADLEY, B. (2002). *A breath of fresh air? Using CO2 for Demand-Controlled Ventilation*. Trane: Engineers Newsletter, 2008. Disponível em: < https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/global/products-systems/education-training/industry-articles/HPAC%20Engineering%20(Sep%202008)%20-%20reprint%20of%20ADM-APN017-EN.pdf>. Acesso em: 10 abril de 2017

MYSEN, M.; BERNTSEN, S.; NAFSTAD, P.; SCHILD, P.G. *Occupancy density and benefits of demand-controlled ventilation on Norwegion primary schools*. Energy and Buildings, Norway, 2005.

NASIF, M.S.; MORRISON, G.L.; BEHNIA, M. *Heat and mass transfer in air to air enthalpy heat exchangers*. Proceedings of the 6th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, Matsushima, Japan, 2005.

PEREZ-LOMBARD, L.; ORTIZ, J.; CORONEL, J.F.; MAESTRE, I.R. *A review of HVAC systems requirements in building energy regulations, Energy and Buildings* 43, 2011.

PIMENTA, J. *Ar Condicionado: Cálculo de Carga Térmica. Notas de Aula.* Apresentação MS PowerPoint, 2009

PORTUGAL. *Qualidade do Ar em Espaços Interiores*; Agência Portuguesa do Ambiente – Ministério do Ambiente do Ordenamento do Território e do Desenvolvimento Regional, 2009. Disponível em: <http://www.enerdura.pt/images/stories/Documentos/Eficiencia_Energetica_Setor_Empresarial/Climatizacao_Eficiente_low.pdf. 2014>. Acesso em: 01 abril de 2017.

ROBERTSON, G. Sick Buildings – *Effects, causes, analysis and prevention. In: Council on Tall Buildings and Urban Habitat. Rehabilitation of Damaged Buildings*. Bethlehem, Le High University, 1995.

ROTH, K.W.; DIECKMANN, J.; BRODRICK, J. *Demand Control Ventilation.* American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Newsletter, 2003.

SAMANEZ, Carlos Patricio. Engenharia econômica. São Paulo. Pearson Prentice Hall. 2009.

SHEN, X.; ZHANG, G.; BIERG, B. *Comparison of Different Methods for Estimating Ventilation Rates Through Wind Driven Ventilated Buildings*. Energy and Buildings, v. 54, p. 297-306, 2012.

SIMONSON, C.J.; BESANT, R.W. *Energy wheels effectiveness: Part I – Development of dimensionless groups*. Int. J. Heat Mass Transfer 42: 2161-2170, 1999a.

SODERGREN, D. *A CO2-Controlled Ventilation System. Environment International*. Vol 8, 1982

STIESCH, G.; KLEIN, S.A.; MITCHELL, J.W. *Performance of rotary heat and mass exchangers*. HVAC&R, 1995.

STOECKER, W.; Jones, J.W. *Refrigeração e ar condicionado*; tradução: José M. Saiz Jabarco. et al.; São Paulo: McGraw Hill do Brasil, 1985.

VALVERDE, Matheus Sodré. *Modelagem e simulação do impacto da vazão de ar exterior variável e recuperação de energia sobre o desempenho de sistemas de ar condicionado*. Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas) — Universidade de Brasília, Brasília, 2016.

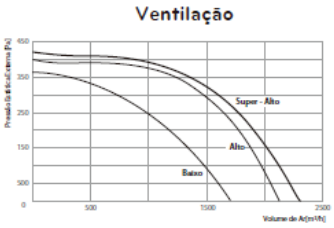
VIANA, Augusto; et al. *Eficiência Energética: Fundamentos e Aplicações*, 1ª Ed., Elektro, Campinas, p.12, 2012.

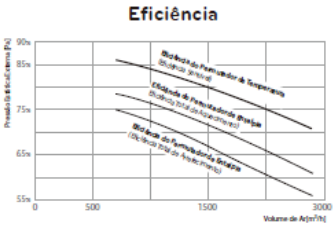
ZHANG, J.; LIU, G.; DASU, A. *Review of Literature on Terminal Box Control,Occupancy Sensing Technology and Multi-zone Demand Control Ventilation ()*. U.S. Department of Energy, 2012

ANEXOS

A.1. Especificações técnicas do dispositivo de recuperação de energia (ERV)

LZ-H200GBA2





Especificações

Item			Unit	LZ-H080GBA2	LZ-H100GBA2	LZ-H150GBA2	LZ-H200GBA2
Capacidade Nominal			m^3/h(LIS)	800(471)	1000(589)	1500(883)	2000(1177)
Alimentação Eléctrica			ø,V,Hz	1, 220-240, 50-60	1, 220-240, 50-60	1, 220-240, 50-60	1, 220-240, 50-60
Modo eco V	Intensidade Corrente		-	SUPER ALTO / ALTO / BAIXO	SUPER ALTO / ALTO / BAIXO	SUPER ALTO / ALTO / BAIXO	SUPER ALTO / ALTO / BAIXO
	Corrente	SA/A/B	A	2.77/2.16/1.44	3.41/2.91/1.76	5.6/5.4/2.9	6.8/5.9/3.6
	Potência de Entrada	SA/A/B	W	360/370/165	470/385/210	720/540/340	930/770/420
	Fluxo de Ar	SA/A/B	m^3/h	800/800/660	1000/1000/800	1500/1500/1200	2000/2000/1600
	Pressão Estática Disponível	SA/A/B	Pa	200/110/60	160/90/50	200/110/60	160/90/50
	Eficiência de Permuta Entálpica	SA/A/B	%	79/79/82	75/75/78	79/79/82	75/75/78
	Eficiência da Permuta Entálpica	Aquec. (SA/A/B)	%	70/70/75	66/66/71	70/70/75	66/66/71
		Arref. (SA/A/B)	%	65/65/70	61/61/66	65/65/70	61/61/66
	Nível de Ruído (Nível de som, 1,5 m)	SA/A/B	dBA	36/34/30	37/35/31	39/37/33	39/37/33
Modo Free-cooling	Nível		-	SUPER ALTO / ALTO / BAIXO	SUPER ALTO / ALTO / BAIXO	SUPER ALTO / ALTO / BAIXO	SUPER ALTO / ALTO / BAIXO
	Intensidade Corrente	SA/A/B	A	2.77/2.16/1.44	3.41/2.91/1.76	5.6/5.4/2.9	6.8/5.9/3.6
	Potência Absorvida	SA/A/B	W	360/370/165	470/385/210	720/540/340	930/770/420
	Fluxo de Ar	SA/A/B	m^3/h	800/800/660	1000/1000/800	1500/1500/1200	2000/2000/1600
	Pressão Estática Disponível	SA/A/B	Pa	200/110/60	160/90/50	200/110/60	160/90/50
	Eficiência de Permuta Térmica	SA/A/B	%	- / - / -			
	Eficiência da Permuta de Entálpica	Aquec. (SA/A/B)	%	- / - / -			
		Arref. (SA/A/B)	%	- / - / -			
	Nível de Ruído (Nível de som, 1,5 m)	SA/A/B	dBA	36/34/30	37/35/31		
Permutador de Calor		Tipo	-	Fluxos Cruzados			
Massa			kg	60		132	
Dimensões		LxAxP	mm	1062x365x1140(41.9x14.4x44.9)		1313x737x1140(51.7x29.0x44.9)	
Condutas		Qde.	nº	4		4+2	
		Dimensão (Ø)	mm	Ø250(Ø9.84)		Ø250(Ø9.84)+Ø350(Ø13.77)	
Ventilador de Insuflação de Ar		Qde.	nº	1		2	
		Tipo	-	Transmissão Directa			
Ventilador de Extracção de Ar		Qde.	nº	1		2	
		Tipo	-	Transmissão Directa			
Filtros		Qde.	nº	2		4	
		Tipo	-	Lavável			
		Dimensão(LxAxP)	mm	1056x10x212.5		1056x10x212.5	
Controlo remoto				PQRCVSL0 / PQRCVSL0QW			
Contacto Seco				PQDSB / PQDSB1			

Notas:
1. modo eco – modo de Ventilação com Recuperação de Calor Entálpica
2. Nível de Ruído:
   - As condições de funcionamento são considerados como sendo as padrão.
   - O som é medido 1,5 m abaixo do corpo central da unidade.
   - O nível de som pode variar consoante diversos factores tais como a construção (coeficiente de absorção acústica) da sala especifica na qual o equipamento é instalado.

APÊNDICES

B.1 Formulação matemática (EES)

"1) Formulação Matemática para Controle de CO2 - Estratégia VCD"

"Considerações:
- O índice de CO2 interno pode variar entre 400 e 1600ppm
- As vazões de ar de ventilação estipuladas independem da capacidade ou tipo de instalação (NBR 16401-3)"

"1.1 Vazão de Projeto em Função da Ocupação"
P_z_máx = 475 [-] "Número máximo de pessoas na zona de ventilação"
f_ocup = 1 [-] "Percentual da ocupação na zona de ventilação"
P_z = f_ocup*P_z_máx "Número de pessoas em função do percentual de ocupação"
F_p = 2.5 [L/s] "Vazão pela quantidade de pessoas (Tab 1 NBR 16401-3)"
A_z = 691 [m^2] "Área útil ocupada pelas pessoas"
F_a = 0.3 [L/s*m^2] "Vazão por área útil ocupada (Tab 1 NBR 16401-3)"

V_z = (P_z * F_p + A_z * F_a)

"1.2 Vazões Máximas e Mínimas de Projeto"
P_zmín = 0 [-] "Número mínimo de pessoas na zona de ventilação"

V_zmín = (P_zmín * F_p + A_z * F_a)
V_z_máx = (P_z_máx * F_p + A_z * F_a)
Dif_CO2_% = (1-(V_z/V_z_máx))*100 "Potencial de economia em %"

"1.3 Concentração de CO2 para a Vazão de Ar de Projeto"
N_dot = (k*met*P_z)/1000 "Taxa de geração de CO2 por pessoa"
k=8400 [ppm] "Índice de geração (geralmente 8400 ppm para met = 1)"
met = 1 [-] "Índice metabólico para atividade leve/sentado"
C_ext = 400 [ppm] "Concentração de CO2 no ar exterior"
V_0 = V_z/P_z
V_0 = N_dot / (C_int - C_ext)

"1.4 Carga Térmica Referente à Renovação de Ar"
rho_a = 1.2
[kg/m^3]
"Massa específica do ar"
V_zmcub=V_z*0.001 "Vazão convertida para metros cubicos por segundo"
V_zmcub_máx = V_z_máx*0.001 "Vazão máxima de ar convertida para metros cubicos por segundo"
m_dot_a = 1000*(V_zmcub/3600)/v_a_ext "Vazão mássica de ar em função da vazão volumétrica"
m_dot_a_máx = 1000*(V_zmcub_máx/3600)/v_a_ext "Vazão máxima mássica de ar em função da vazão volumétrica"

Q_dot_a = m_dot_a*(h_a_ext-h_a_indoor)
Q_dot_a_máx = m_dot_a_máx*(h_a_ext-h_a_indoor)

"2) Formulação Matemática para Controle do Dispositivo ERV"

"Considerações:"
"Dados Climáticos dos Ambientes Externo e Interno"
P_bsb = 89.21 [kPa] "Pressão atmosférica de Brasília - Tab A.5 NBR 16401-1"
T_a_ext = 31.1 [C] "Temperatura de bulbo seco externa - Tab A.5 NBR 16401-1"

Tbu_a_ext = 21.5 [C] "Temperatura de bulbo úmido - Tab A.5 NBR 16401-1"
UR_a_ext = 0.54 [-] "Umidade relativa do ar exterior - INMET 2017"
T_a_indoor = 22 [C] "Temperatura do ambiente interno - Média aferida"
UR_a_indoor = 0.53 [-] "Umidade relativa interna - Média aferida"

"2.1 Parâmetros de Entrada"
w_a_indoor = **humrat**(***AirH2O***, ***T***=T_a_indoor, ***R***=UR_a_indoor, ***P***=P_bsb) "Umidade absoluta do ar interno"
w_a_ext = **humrat**(***AirH2O***, ***T***=T_a_ext, ***R***=UR_a_ext, ***P***=P_bsb) "Umidade absoluta do ar externo"
v_a_indoor = **volume**(***AirH2O***, ***T***=T_a_indoor, ***w***=w_a_indoor, ***P***=P_bsb) "Volume específico do ar interno"
v_a_ext = **volume**(***AirH2O***, ***T***=T_a_ext, ***w***=w_a_ext, ***P***=P_bsb) "Volume específico do ar externo"
h_a_indoor = enthalpy (***AirH2O***, ***T***=T_a_indoor, ***w***=w_a_indoor,***P***=P_bsb) "Entalpia do ar interno"
h_a_ext = enthalpy (***AirH2O***, ***T***=T_a_ext, ***w***=w_a_ext,***P***=P_bsb) "Entalpia do ar interno"
h_fg = enthalpy (***Water***, ***P***=P_bsb,***x***=1)-**enthalpy**(***Water***,***P***=P_bsb,***x***=0) "Entalpia de vaporização"
cp_a = **cp**(***AirH2O***, ***T***=T_a_ext, ***w***=w_a_ext, ***P***=P_bsb) "Calor específico do ar"

"2.2 - Eficiências Locais - ERV"
Eta_sen = (0.0*(V_z^3)-6*(10^(-7))*(V_z^2)-0.0071*(V_z)+91.938)/100 [-] "Eficiência sensível do ERV - Eq. Resultante da curva de eficiência"
Eta_lat = (0.0*(V_z^3)-1*(10^(-6))*(V_z^2)-0.0076*(V_z)+80.896)/100 [-] "Eficiência latente do ERV - Eq. Resultante da curva de eficiência"
Eta_fm = 0.8 "Eficiência motor/ventilador - Dados do fabricante"

"2.2.1 - Eficiência Total e Coeficientes de Ponderação - ERV"
A = 1.005/((**max**(w_a_ext,w_a_indoor)-**min**(w_a_ext,w_a_indoor))+0.00001)
B = 2500/((**max**(T_a_ext,T_a_indoor)-**min**(T_a_ext,T_a_indoor))+0.00001)
C_s = A/(A+B) "Coef. de ponderação sensível"
C_L = B/(A+B) "Coef. de ponderação latente"

Eta_total = C_s*Eta_sen + C_L*Eta_lat "Eficiência média ponderada do ERV"

"2.3 - Recuperação Térmica - Teórica"
Q_dot_ERV_sen_max = (m_dot_a * cp_a * (T_a_ext-T_a_indoor)) "Capacidade de carga térmica máxima sensível retirada"
Q_dot_ERV_lat_max = (m_dot_a * h_fg * (w_a_ext-w_a_indoor)) "Capacidade de carga térmica máxima latente retirada"
Q_dot_ERV_max = (Q_dot_ERV_lat_max + Q_dot_ERV_sen_max) "Capacidade de carga térmica máxima retirada"

"2.3.1 - Recuperação Térmica - Real"
Q_dot_ERV_sen = Q_dot_ERV_sen_max * Eta_sen "Capacidade de carga térmica real sensível retirada"
Q_dot_ERV_lat = Q_dot_ERV_lat_max * Eta_lat "Capacidade de carga térmica real latente retirada"
Q_dot_ERV = Q_dot_ERV_max * Eta_total "Capacidade de carga térmica real retirada"

C.1 Relatório de cálculo de carga térmica

Plenario Ulysses Guimaraes

Location		
Building owner		
Program user		
Company		
Comments		
By	DEMO	
Dataset name	C:\USERS\STAEL\GOOGLE DRIVE\UNB 2017\PG1\PG 1\CARGA T_RMICA\CAMARA DEP 01.TRC	
Calculation time	03:45 PM on 06/18/2017	
TRACE® 700 version	6.3.3	
Location	Brasilia, Brazil	
Latitude	-15.8	deg
Longitude	47.9	deg
Time Zone	3	
Elevation	1,068	m
Barometric pressure	89.1	kPa
Air density	1.0685	kg/cu m
Air specific heat	1.0234	kJ/kg·°C
Density-specific heat product	1.0928	kJ/cu m·°C
Latent heat factor	2,674.2	kJ/cu m
Enthalpy factor	1,068	J·kg/cu m·kJ
Summer design dry bulb	28.9	°C
Summer design wet bulb	20.6	°C
Winter design dry bulb	10.9	°C
Summer clearness number	1.00	
Winter clearness number	1.00	
Summer ground reflectance	0.20	
Winter ground reflectance	0.20	
Carbon Dioxide Level	400	ppm
Design simulation period	January - December	
Cooling load methodology	RTS (ASHRAE Tables)	
Heating load methodology	UATD	

DEMO ONLY

TRANE

TRACE 700

System - 001 **Fan Coil**

COOLING COIL PEAK

Peaked at Time: Mo/Hr: 12 / 17
Outside Air: OADB/WB/HR: 26 / 21 / 15

	Space Sens. + Lat. kW	Plenum Sens. + Lat kW	Net Total kW	Percent Of Total (%)
Envelope Loads				
Skylite Solar	0.00	0.00	0.00	0.00
Skylite Cond	0.00	0.00	0.00	0.00
Roof Cond	0.00	7.63	7.63	7.14
Glass Solar	0.00	0.00	0.00	0.00
Glass/Door Cond	0.00	0.00	0.00	0.00
Wall Cond	6.99	0.61	7.60	7.12
Partition/Door	0.00		0.00	0.00
Floor	0.00		0.00	0.00
Adjacent Floor	0	0	0	0
Infiltration	17.79		17.79	16.66
Sub Total ==>	24.78	8.24	33.02	30.92
Internal Loads				
Lights	20.56	0.00	20.56	19.25
People	58.27	0.00	58.27	54.56
Misc	3.25	0.00	3.25	3.04
Sub Total ==>	82.08	0.00	82.08	76.85
Ceiling Load	2.73	-2.73	0.00	0.00
Ventilation Load	0.00	0.00	0.00	0.00
Adj Air Trans Hea	0		0	0
Dehumid. Ov Sizing			0	0
Ov/Undr Sizing	0.02		0.02	0.02
Exhaust Heat		-9.71	-9.71	-9.09
Sup. Fan Heat			0.79	0.74
Ret. Fan Heat		0.60	0.60	0.56
Duct Heat Pkup		0.00	0.00	0.00
Underflr Sup Ht Pkup			0	0
Supply Air Leakage		0	0	0
Grand Total ==>	109.61	-3.60	106.80	100.00

CLG SPACE PEAK

Mo/Hr: Sum of
OADB: Peaks

	Space Sensible kW	Percent Of Total (%)
Envelope Loads		
Skylite Solar	0.00	0.00
Skylite Cond	0.00	0.00
Roof Cond	0.00	0.00
Glass Solar	0.00	0.00
Glass/Door Cond	0.00	0.00
Wall Cond	6.80	9.51
Partition/Door	0.00	0.00
Floor	0	0.00
Adjacent Floor	0	0
Infiltration	5.65	7.90
Sub Total ==>	12.45	17.41
Internal Loads		
Lights	20.56	28.75
People	32.15	44.95
Misc	3.25	4.54
Sub Total ==>	55.96	78.24
Ceiling Load	3.09	4.32
Ventilation Load	0.00	0.00
Adj Air Trans Hea	0	0
Ov/Undr Sizing	0.02	0.03
Exhaust Heat		
OA Preheat Diff.		
RA Preheat Diff.		
Additional Reheat		
Underflr Sup Ht Pkup		
Supply Air Leakage		
Grand Total ==>	71.52	100.00

HEATING COIL PEAK

Mo/Hr: Heating Design
OADB: 11

	Space Peak Space Sens kW	Coil Peak Tot Sens kW	Percent Of Total (%)
Envelope Loads			
Skylite Solar	0.00	0.00	0.00
Skylite Cond	0.00	0.00	0.00
Roof Cond	0.00	-3.69	80.57
Glass Solar	0.00	0.00	0.00
Glass/Door Cond	0.00	0.00	0.00
Wall Cond	-4.97	-5.33	116.38
Partition/Door	0.00	0.00	0.00
Floor	0.00	0.00	0.00
Adjacent Floor	0	0	0
Infiltration	0.00	0.00	0.00
Sub Total ==>	-4.97	-9.02	196.94
Internal Loads			
Lights	0.00	0.00	0.00
People	0.00	0	0.00
Misc	0.00	0.00	0.00
Sub Total ==>	0.00	0.00	0.00
Ceiling Load	-3.62	0	0.00
Ventilation Load	0.00	0.00	0.00
Adj Air Trans Hea	0	0	0
Ov/Undr Sizing	0.00	0.00	0.00
Exhaust Heat		4.44	-96.94
OA Preheat Diff.		0.00	0.00
RA Preheat Diff.		0.00	0.00
Additional Reheat		0.00	0.00
Underflr Sup Ht Pkup		0	0.00
Supply Air Leakage		0	0.00
Grand Total ==>	-8.59	-4.58	100.00

TEMPERATURES

	Cooling	Heating
SADB	3.9	23.3
Ra Plenum	24.1	18.2
Return	24.2	18.2
Ret/OA	24.2	18.2
Fn MtrTD	0.0	0.0
Fn BldTD	0.0	0.0
Fn Frict	0.1	0.0

AIRFLOWS

	Cooling	Heating
Diffuser	3,632	3,632
Terminal	3,632	3,632
Main Fan	3,632	3,632
Sec Fan	0	0
Nom Vent	0	0
AHU Vent	0	0
Infil	859	0
MinStop/Rh	0	0
Return	5,027	5,027
Exhaust	1,395	1,395
Rm Exh	859	0
Auxiliary	0	0
Leakage Dwn	0	0
Leakage Ups	0	0

ENGINEERING CKS

	Cooling	Heating
% OA	0.0	0.0
Lps/m²	5.26	5.26
Lps/kW	34.00	
m²/kW	6.47	
W/m²	154.57	-29.16
No. People	475	

COOLING COIL SELECTION

	Total Capacity kW	Sens Cap. kW	Coil Airflow L/s	Enter DB °C	Enter WB °C	Enter HR g/kg	Leave DB °C	Leave WB °C	Leave HR g/kg
Main Clg	106.80	73.13	3,632	24.4	17.2	11.0	3.9	3.8	5.7
Aux Clg	0.00	0.00	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Opt Vent	0.00	0.00	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Total	106.80								

AREAS

	Gross Total m²	Glass m²	Glass (%)
Floor	691		
Part	0		
IntDoor	0		
ExFlr	0		
Roof	691	0	0
Wall	731	0	0
Ext Door	0	0	0

HEATING COIL SELECTION

	Capacity kW	Coil Airflow L/s	Ent °C	Lvg °C
Main Htg	-20.2	3,632	18.2	23.3
Aux Htg	0.0	0	0.0	0.0
Preheat	0.0	0	0.0	0.0
Humidif	0.0	0	0.0	0.0
Opt Vent	0.0	0	0.0	0.0
Total	-20.2			

Project Name: Plenario Ulysses Guimarães TRACE® 700 v6.3.3 calculated at 03:45 PM on 06/18/2017

Alternative 1

System Description: System - 001

System Type: Fan Coil
Number of Zones: 1
Number of Rooms: 1

Component	Sizing Method	Location	Quantity	
Cooling				
Main Clg Coil	Block	System	1	
Primary Clg Fan	Peak	System	1	
Heating				
Main Htg Coil	Peak	System	1	
Miscellaneous				
System Exhaust Fan	Vent+Inf-RmExh	System	1	
Return Fan	Return Airflow	System	1	
Room Exhaust Fan	RmExh Input	Room	1	Sizing not to exceed room ventilation plus infiltration airflow

Coil Location / Cooling Coil Selection

System	Zone	Room	Component	Time Of Peak Mo/Hr	Total Capacity kW	Total Capacity kW	Sensible Capacity kW	Airflow At Coil Peak L/s	Enter DB °C	Enter WB °C	Enter HR g/kg	Leave DB °C	Leave WB °C	Leave HR g/kg
System - 001			Main Clg Coil	12/17	106.8	106.8	73.1	3,632	24.4	17.2	11.0	3.9	3.8	5.7

Coil Location / Heating Coil Selection

System	Zone	Room	Component	Total Capacity kW	Airflow L/s	Entering Dry Bulb °C	Leaving Dry Bulb °C
System - 001			Main Htg Coil	-20.2	3,632	18.2	23.3

Component Location / Miscellaneous Component Selection

System	Zone	Room	Component	Design Airflow L/s	Design Airflow Ach/hr	Outside Air %	SADB Clg °C	SADB Htg °C	Clg VAV Minimum L/s	Htg VAV Maximum L/s
System - 001			System Exhaust Fan	2,253						
System - 001			Optional Vent Fan	1,395		100				
System - 001			Return Fan	5,886						
System - 001			Primary Fan	3,632		0.0	4.0			
		Plenario	Diffuser	3,632	1.3	0.0	4.0	23.0		
		Plenario	Room Exhaust Fan	859						

DEMO ONLY

Project Name: Plenario Ulysses Guimarães TRACE® 700 v6.3.3 calculated at 03:45 PM on 06/18/2017

January	Typical Weather (°C)		Design		Weekday		Saturday		Sunday		Monday	
Hour	OADB	OAWB	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)
1	19.6	17.1	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
2	19.3	16.9	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
3	18.7	16.6	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
4	18.4	16.4	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
5	18.3	16.4	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
6	18.5	16.6	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
7	19.6	17.5	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
8	21.1	17.9	0	35.8	0	35.1	0	0.0	0	0.0	0	35.0
9	22.5	18.3	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
10	23.8	18.4	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
11	24.5	18.6	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
12	25.3	18.5	0	91.7	0	89.8	0	0.0	0	0.0	0	90.3
13	25.6	18.6	0	46.8	0	45.1	0	0.0	0	0.0	0	45.4
14	26.2	18.4	0	92.4	0	89.6	0	0.0	0	0.0	0	90.3
15	25.7	18.2	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
16	25.8	18.3	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
17	25.2	18.0	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
18	24.3	17.8	0	36.8	0	34.0	0	0.0	0	0.0	0	34.4
19	22.8	17.8	0	12.9	0	11.6	0	0.0	0	0.0	0	11.7
20	21.9	17.8	0	13.1	0	11.7	0	0.0	0	0.0	0	11.8
21	21.5	17.8	0	13.2	0	11.7	0	0.0	0	0.0	0	11.8
22	20.9	17.6	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
23	20.4	17.5	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
24	19.9	17.2	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0

February	Typical Weather (°C)		Design		Weekday		Saturday		Sunday		Monday	
Hour	OADB	OAWB	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)
1	19.8	17.1	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
2	19.3	16.9	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
3	19.1	16.7	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
4	19.1	16.6	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
5	18.7	16.6	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
6	18.6	16.4	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
7	19.8	17.2	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
8	21.6	17.9	0	36.2	0	35.9	0	0.0	0	0.0	0	35.4
9	23.4	18.4	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
10	24.9	18.7	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
11	25.4	18.7	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
12	26.0	18.6	0	93.6	0	91.5	0	0.0	0	0.0	0	91.2
13	26.2	18.6	0	47.6	0	46.0	0	0.0	0	0.0	0	45.8
14	26.3	18.5	0	94.3	0	91.3	0	0.0	0	0.0	0	91.2
15	27.0	18.4	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
16	26.5	18.4	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
17	25.4	18.1	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
18	23.9	17.8	0	37.5	0	34.6	0	0.0	0	0.0	0	34.7
19	22.5	17.6	0	13.1	0	11.9	0	0.0	0	0.0	0	11.9
20	21.8	17.5	0	13.3	0	11.9	0	0.0	0	0.0	0	11.9
21	21.2	17.4	0	13.3	0	12.0	0	0.0	0	0.0	0	12.0
22	21.0	17.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
23	20.6	17.2	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
24	20.1	17.2	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0

March	Typical Weather (°C)		Design		Weekday		Saturday		Sunday		Monday	
Hour	OADB	OAWB	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)
1	18.9	17.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
2	18.8	17.2	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
3	18.4	17.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
4	18.3	17.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
5	18.1	16.8	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
6	18.1	16.9	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
7	18.7	17.4	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
8	20.4	18.1	0	34.2	0	35.0	0	0.0	0	0.0	0	34.0
9	21.9	18.5	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
10	22.9	18.9	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
11	24.2	19.1	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
12	24.4	19.0	0	89.5	0	89.7	0	0.0	0	0.0	0	88.1
13	24.4	18.9	0	45.1	0	44.8	0	0.0	0	0.0	0	44.1
14	24.6	18.7	0	90.6	0	89.4	0	0.0	0	0.0	0	88.1
15	24.7	18.9	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
16	23.6	18.6	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
17	23.2	18.5	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
18	22.3	18.3	0	35.8	0	33.6	0	0.0	0	0.0	0	33.3
19	21.2	18.0	0	12.3	0	11.4	0	0.0	0	0.0	0	11.3
20	20.6	17.9	0	12.4	0	11.5	0	0.0	0	0.0	0	11.4
21	20.3	17.8	0	12.5	0	11.5	0	0.0	0	0.0	0	11.4
22	19.9	17.7	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
23	19.6	17.6	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
24	19.2	17.5	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0

April	Typical Weather (°C)		Design		Weekday		Saturday		Sunday		Monday	
Hour	OADB	OAWB	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)
1	19.3	16.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
2	19.0	16.1	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
3	18.6	16.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
4	18.3	15.9	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
5	18.1	15.7	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
6	17.9	15.7	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
7	18.9	16.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
8	20.6	17.0	0	34.8	0	34.7	0	0.0	0	0.0	0	34.3
9	21.9	17.6	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
10	23.2	18.0	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
11	24.4	18.2	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
12	25.5	18.4	0	90.4	0	89.0	0	0.0	0	0.0	0	88.9
13	26.1	18.1	0	45.3	0	44.6	0	0.0	0	0.0	0	44.5
14	26.4	18.0	0	91.0	0	88.8	0	0.0	0	0.0	0	88.7
15	26.4	17.9	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
16	25.5	17.6	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
17	24.9	17.4	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
18	23.1	17.2	0	35.7	0	33.5	0	0.0	0	0.0	0	33.6
19	22.2	17.2	0	12.4	0	11.4	0	0.0	0	0.0	0	11.5
20	21.6	17.0	0	12.5	0	11.5	0	0.0	0	0.0	0	11.5
21	20.9	16.8	0	12.6	0	11.5	0	0.0	0	0.0	0	11.6
22	20.4	16.7	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
23	19.9	16.6	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
24	19.7	16.5	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0

DEMO ONLY

May	Typical Weather (°C)		Design		Weekday		Saturday		Sunday		Monday	
Hour	OADB	OAWB	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)
1	18.2	15.5	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
2	17.7	15.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
3	17.6	15.2	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
4	17.1	14.9	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
5	16.9	14.8	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
6	16.6	14.6	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
7	17.1	14.9	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
8	19.0	15.9	0	34.1	0	34.1	0	0.0	0	0.0	0	33.0
9	20.6	16.5	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
10	22.2	17.2	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
11	23.3	17.6	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
12	24.5	17.7	0	89.2	0	87.1	0	0.0	0	0.0	0	85.4
13	25.1	17.6	0	45.0	0	43.5	0	0.0	0	0.0	0	42.7
14	25.7	17.6	0	89.7	0	86.7	0	0.0	0	0.0	0	85.3
15	25.7	17.3	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.3
16	25.1	17.3	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.0
17	24.4	17.3	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	105.8
18	22.5	17.0	0	35.0	0	32.6	0	0.0	0	0.0	0	32.3
19	21.6	16.8	0	12.0	0	11.1	0	0.0	0	0.0	0	11.0
20	20.8	16.5	0	12.1	0	11.1	0	0.0	0	0.0	0	11.0
21	20.1	16.3	0	12.2	0	11.2	0	0.0	0	0.0	0	11.1
22	19.7	16.1	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
23	19.1	15.9	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
24	18.5	15.7	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0

June	Typical Weather (°C)		Design		Weekday		Saturday		Sunday		Monday	
Hour	OADB	OAWB	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)
1	16.8	13.5	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
2	16.2	13.2	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
3	15.9	13.1	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
4	15.5	12.9	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
5	15.2	12.8	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
6	14.8	12.7	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
7	14.9	12.8	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
8	17.4	14.1	0	32.6	0	32.3	0	0.0	0	0.0	0	31.6
9	18.8	14.7	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	104.6
10	20.5	15.4	0	106.8	0	105.7	0	0.0	0	0.0	0	103.7
11	22.0	15.9	0	106.5	0	104.7	0	0.0	0	0.0	0	103.0
12	23.3	15.8	0	85.1	0	83.2	0	0.0	0	0.0	0	81.9
13	24.1	15.9	0	42.8	0	41.5	0	0.0	0	0.0	0	40.9
14	24.6	15.7	0	85.5	0	82.9	0	0.0	0	0.0	0	81.8
15	24.9	15.6	0	106.8	0	103.3	0	0.0	0	0.0	0	102.0
16	24.6	15.5	0	106.8	0	102.9	0	0.0	0	0.0	0	101.8
17	23.8	15.2	0	106.8	0	102.7	0	0.0	0	0.0	0	101.7
18	21.9	14.9	0	33.0	0	31.3	0	0.0	0	0.0	0	31.0
19	20.6	14.7	0	11.3	0	10.6	0	0.0	0	0.0	0	10.5
20	19.8	14.4	0	11.4	0	10.7	0	0.0	0	0.0	0	10.6
21	18.7	14.0	0	11.5	0	10.7	0	0.0	0	0.0	0	10.6
22	18.6	13.9	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
23	17.9	13.7	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
24	17.3	13.6	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0

July	Typical Weather (°C)		Design		Weekday		Saturday		Sunday		Monday	
Hour	OADB	OAWB	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)
1	17.2	12.6	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
2	16.5	12.4	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
3	16.1	12.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
4	15.6	12.1	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
5	15.4	12.1	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
6	15.1	12.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
7	14.9	12.2	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
8	17.5	13.5	0	31.9	0	31.6	0	0.0	0	0.0	0	31.9
9	19.4	14.1	0	104.5	0	104.4	0	0.0	0	0.0	0	105.3
10	21.2	14.8	0	103.9	0	103.3	0	0.0	0	0.0	0	104.2
11	22.7	15.2	0	103.6	0	102.5	0	0.0	0	0.0	0	103.4
12	23.9	15.1	0	82.9	0	81.5	0	0.0	0	0.0	0	82.2
13	24.6	15.0	0	41.8	0	40.7	0	0.0	0	0.0	0	41.0
14	24.9	14.9	0	83.3	0	81.4	0	0.0	0	0.0	0	82.0
15	25.3	14.7	0	104.0	0	101.3	0	0.0	0	0.0	0	102.2
16	25.4	14.7	0	104.2	0	84.8	0	0.0	0	0.0	0	101.9
17	24.6	14.3	0	102.5	0	83.9	0	0.0	0	0.0	0	101.8
18	22.6	13.9	0	32.3	0	31.4	0	0.0	0	0.0	0	31.0
19	21.3	13.6	0	11.1	0	10.7	0	0.0	0	0.0	0	10.6
20	20.4	13.5	0	11.2	0	10.7	0	0.0	0	0.0	0	10.6
21	19.6	13.4	0	11.3	0	10.8	0	0.0	0	0.0	0	10.7
22	18.9	13.1	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
23	18.4	13.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
24	17.9	12.8	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0

August	Typical Weather (°C)		Design		Weekday		Saturday		Sunday		Monday	
Hour	OADB	OAWB	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)
1	17.3	12.5	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
2	16.7	12.2	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
3	16.5	12.2	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
4	15.9	12.1	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
5	15.4	12.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
6	15.1	11.8	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
7	15.2	12.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
8	16.8	12.9	0	32.2	0	31.6	0	0.0	0	0.0	0	31.5
9	18.4	13.6	0	105.0	0	104.3	0	0.0	0	0.0	0	104.0
10	20.2	14.3	0	104.4	0	103.2	0	0.0	0	0.0	0	103.0
11	21.8	14.4	0	104.1	0	102.4	0	0.0	0	0.0	0	102.2
12	22.9	14.5	0	83.3	0	81.4	0	0.0	0	0.0	0	81.3
13	24.0	14.5	0	42.1	0	40.6	0	0.0	0	0.0	0	40.6
14	24.4	14.5	0	83.7	0	81.1	0	0.0	0	0.0	0	81.1
15	24.9	14.5	0	104.5	0	101.0	0	0.0	0	0.0	0	101.0
16	24.9	14.4	0	104.7	0	95.9	0	0.0	0	0.0	0	100.7
17	24.0	14.2	0	105.0	0	81.6	0	0.0	0	0.0	0	91.1
18	22.3	13.7	0	32.7	0	31.1	0	0.0	0	0.0	0	30.9
19	21.0	13.4	0	11.3	0	10.6	0	0.0	0	0.0	0	10.5
20	20.1	13.2	0	11.4	0	10.6	0	0.0	0	0.0	0	10.6
21	19.4	13.1	0	11.5	0	10.7	0	0.0	0	0.0	0	10.6
22	18.7	12.9	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
23	18.1	12.8	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
24	17.6	12.5	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0

DEMO ONLY

September	Typical Weather (°C)		Design		Weekday		Saturday		Sunday		Monday	
Hour	ODB	OWB	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)
1	19.4	14.7	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
2	19.0	14.5	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
3	18.5	14.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
4	18.2	14.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
5	18.0	14.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
6	17.9	14.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
7	18.5	14.6	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
8	20.1	15.1	0	33.1	0	33.5	0	0.0	0	0.0	0	33.4
9	21.8	15.8	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
10	23.4	16.4	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
11	24.7	16.7	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
12	26.0	16.9	0	86.2	0	85.7	0	0.0	0	0.0	0	86.2
13	26.6	16.9	0	44.0	0	43.0	0	0.0	0	0.0	0	43.2
14	26.8	16.9	0	87.2	0	85.5	0	0.0	0	0.0	0	86.1
15	27.1	16.8	0	106.8	0	106.3	0	0.0	0	0.0	0	106.8
16	26.8	16.9	0	106.8	0	106.0	0	0.0	0	0.0	0	106.8
17	25.9	16.5	0	106.8	0	105.8	0	0.0	0	0.0	0	106.7
18	24.4	16.1	0	34.9	0	32.6	0	0.0	0	0.0	0	32.8
19	23.1	15.9	0	12.2	0	11.1	0	0.0	0	0.0	0	11.2
20	22.1	15.5	0	12.3	0	11.2	0	0.0	0	0.0	0	11.3
21	21.5	15.5	0	12.4	0	11.2	0	0.0	0	0.0	0	11.3
22	20.8	15.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
23	20.4	15.2	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
24	19.9	14.9	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0

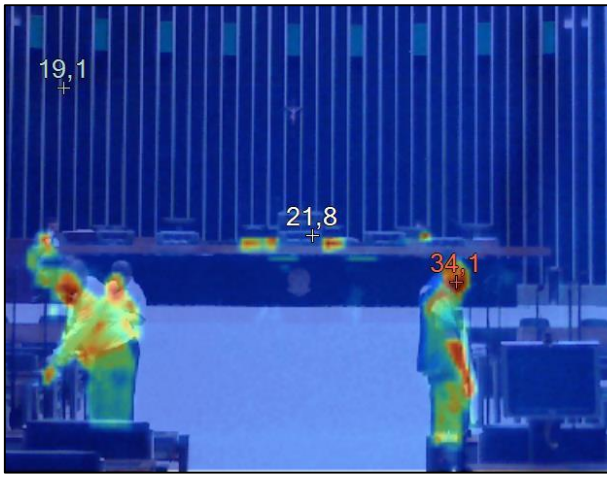
October	Typical Weather (°C)		Design		Weekday		Saturday		Sunday		Monday	
Hour	ODB	OWB	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)
1	19.1	16.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
2	18.6	15.8	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
3	18.4	15.8	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
4	18.2	15.8	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
5	18.0	15.7	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
6	17.9	15.7	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
7	19.0	16.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
8	20.0	16.8	0	34.4	0	34.5	0	0.0	0	0.0	0	33.7
9	21.4	17.4	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
10	22.7	17.6	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
11	23.8	17.7	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
12	24.4	17.7	0	90.1	0	88.6	0	0.0	0	0.0	0	87.3
13	24.8	17.6	0	45.9	0	44.3	0	0.0	0	0.0	0	43.7
14	25.0	17.6	0	91.1	0	88.3	0	0.0	0	0.0	0	87.2
15	25.0	17.6	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
16	24.7	17.7	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
17	23.8	17.5	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
18	22.5	17.2	0	36.4	0	33.3	0	0.0	0	0.0	0	33.1
19	21.6	17.1	0	12.7	0	11.3	0	0.0	0	0.0	0	11.2
20	20.9	16.8	0	12.8	0	11.4	0	0.0	0	0.0	0	11.3
21	20.3	16.6	0	12.9	0	11.4	0	0.0	0	0.0	0	11.3
22	19.8	16.5	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
23	19.5	16.2	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
24	19.3	16.1	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0

November	Typical Weather (°C)		Design		Weekday		Saturday		Sunday		Monday	
Hour	ODB	OWB	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)
1	18.9	17.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
2	18.7	17.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
3	18.7	17.2	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
4	18.6	17.2	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
5	18.5	17.2	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
6	18.6	17.1	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
7	19.5	17.7	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
8	20.8	18.2	0	35.2	0	35.1	0	0.0	0	0.0	0	34.0
9	22.2	18.5	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
10	23.1	18.8	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
11	23.5	19.0	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
12	24.1	19.3	0	92.3	0	90.0	0	0.0	0	0.0	0	88.0
13	24.3	19.2	0	47.2	0	45.0	0	0.0	0	0.0	0	44.1
14	23.8	18.7	0	93.5	0	89.8	0	0.0	0	0.0	0	88.1
15	23.7	18.9	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
16	23.2	18.6	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
17	22.9	18.3	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
18	21.9	18.2	0	37.5	0	33.8	0	0.0	0	0.0	0	33.4
19	21.1	18.2	0	13.1	0	11.5	0	0.0	0	0.0	0	11.3
20	20.5	18.1	0	13.3	0	11.5	0	0.0	0	0.0	0	11.4
21	20.1	18.0	0	13.3	0	11.5	0	0.0	0	0.0	0	11.4
22	19.5	17.8	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
23	19.1	17.5	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
24	19.1	17.5	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0

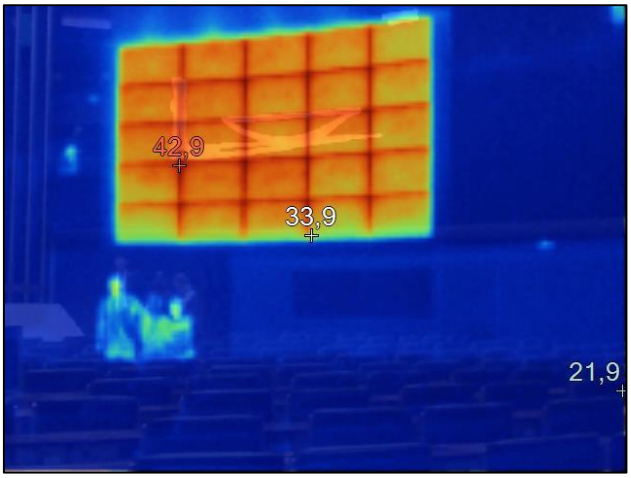
December	Typical Weather (°C)		Design		Weekday		Saturday		Sunday		Monday	
Hour	ODB	OWB	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)	Htg (kW)	Clg (kW)
1	19.5	17.5	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
2	19.3	17.4	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
3	19.1	17.4	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
4	18.8	17.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
5	18.8	17.1	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
6	18.9	17.3	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
7	19.7	17.4	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
8	20.9	17.8	0	35.8	0	35.4	0	0.0	0	0.0	0	34.5
9	22.0	18.3	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
10	23.2	18.7	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
11	23.9	18.9	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
12	24.4	18.9	0	93.1	0	90.7	0	0.0	0	0.0	0	89.3
13	24.9	19.0	0	47.6	0	45.4	0	0.0	0	0.0	0	44.8
14	25.0	18.8	0	94.0	0	90.4	0	0.0	0	0.0	0	89.3
15	25.0	19.0	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
16	24.4	18.8	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
17	23.3	18.5	0	106.8	0	106.8	0	0.0	0	0.0	0	106.8
18	22.2	18.2	0	37.7	0	34.1	0	0.0	0	0.0	0	33.8
19	21.0	18.2	0	13.2	0	11.6	0	0.0	0	0.0	0	11.5
20	21.0	18.1	0	13.3	0	11.6	0	0.0	0	0.0	0	11.5
21	20.8	18.1	0	13.4	0	11.6	0	0.0	0	0.0	0	11.6
22	20.4	18.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
23	20.2	18.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0
24	19.8	17.7	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0	0	0.0

DEMO ONLY

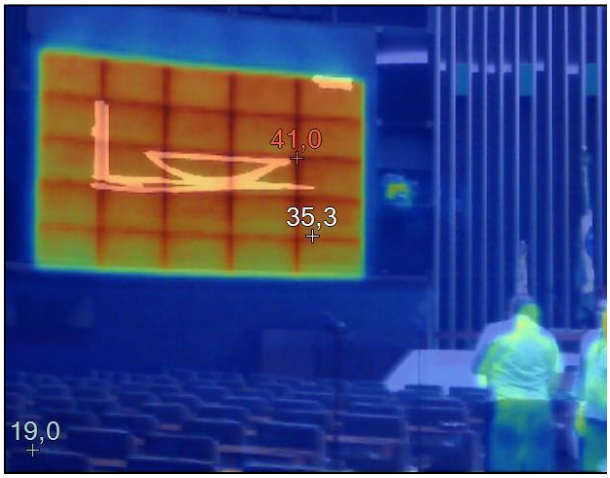
D.1 Termografia - Relação de Imagens Termográficas



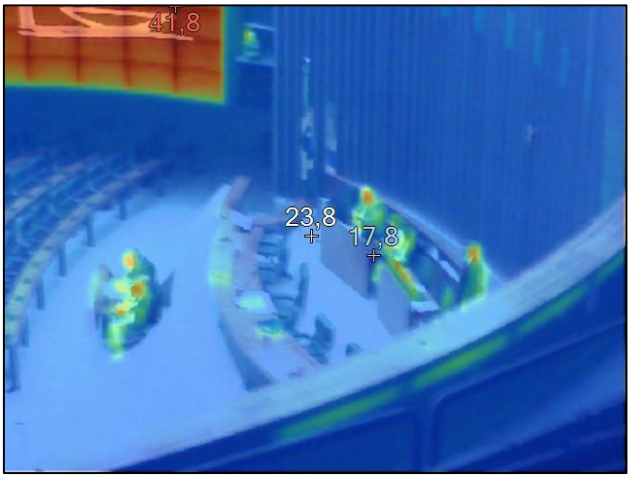
IR014120.IS2
22/05/2017 09:39:08



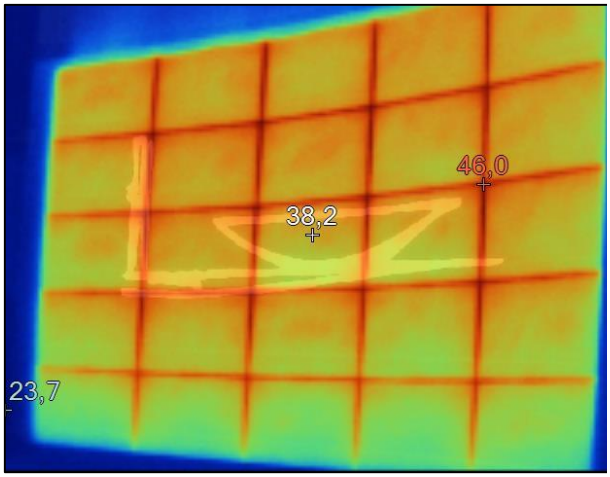
IR014123.IS2
22/05/2017 09:41:22



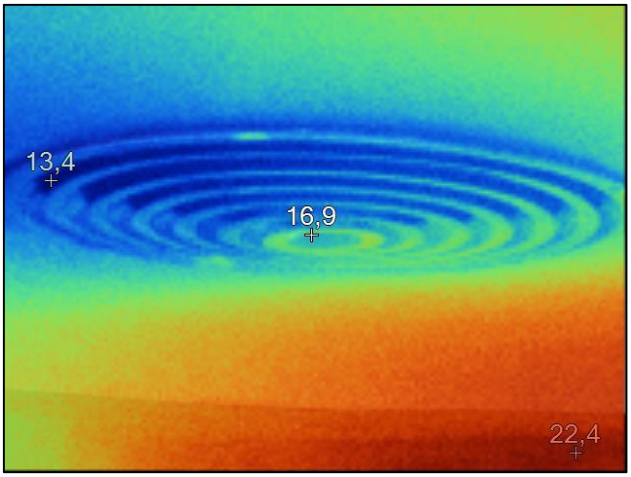
IR014121.IS2
22/05/2017 09:39:27



IR014136.IS2
22/05/2017 10:08:44



IR014130.IS2
22/05/2017 09:47:27



IR014134.IS2
22/05/2017 10:07:24

D.2 Termografia – Especificações técnicas do aparelho utilizado

	Fluke Ti25	Fluke Ti10
Desempenho de formação de imagem		
Especificações térmicas: Campo de visão (Field of View – FOV)	23° horizontal x 17° vertical	
Distância focal mínima	Lente térmica: 15 cm (aproximadamente 6 polegadas); lente de luz visível (visual): 46 cm (aproximadamente 18 pol.)	
Sensibilidade térmica (NETD)	≤ 0,1 °C em 30 °C (100 mK)	≤ 0,2 °C em 30 °C (200 mK)
Amplitude mínima (automática/manual)	5 °C/2,5 °C	10 °C/5 °C
Foco	Manual	
Tamanho do detector	160 x 120	
Visual: nos modos operacionais da câmera	Picture-in-Picture (mescla selecionada pelo usuário entre MAX, MID e MIN) e tela inteira em infravermelho (mescla selecionada pelo usuário entre MAX, MID e MIN)	Picture-in-Picture total e tela inteira em infravermelho
Câmera visual (de luz visível)	640 x 480 pixels, cores completas	
Medição de temperatura		
Faixa de temperatura	-20 °C a +350 °C (-4 °F a +662 °F), 2 faixas	-20 °C a +250 °C (-4 °F a +482 °F)
Exatidão	± 2 °C ou 2 % (valendo o valor mais alto)	± 5 °C ou 5 % (valendo o valor mais alto)
Modos de medição	Ponto central e marcadores de ponto quente e frio	Ponto central
Correção da emissividade na tela	Sim	Não
Apresentação da imagem		
Display digital	LCD VGA (640 x 480) horizontal, em cores; 9,1 cm (3,6 pol.) na diagonal	
Luz de fundo do LCD	Selecionável: intensidade máxima ou automática	
Paletas	Iron, Vermelho-Azul, Alto Contraste, Âmbar, Metal Aquecido, Cinza	Iron, Vermelho-Azul, Alto Contraste, Cinza
Armazenamento de imagens e dados		
Totalmente radiométrico	Sim	
Meio de armazenamento	Cartão SD de 2 GB com capacidade para até 3000 imagens de infravermelho em formato .bmp ou 1200 imagens IR-Fusion	
Formatos de arquivos compatíveis	Exportáveis como JPEG, BMP, GIF, PNG, TIFF, WMP EXIF e EMF	
Gravador de anotações em voz	Sim	Não
Software	Software SmartView incluído, para análise completa e relatórios	
Controles e ajustes		
Controles de configuração	Data/hora,°C/°F, idioma, emissividade, ponto quente e ponto frio na imagem	Date/hora,°C/°F, idioma
Seleção de idioma	Português, inglês, alemão, francês, espanhol, italiano, sueco, finlandês, russo, tcheco, polonês, turco, chinês simples, chinês tradicional, coreano e japonês	
Controles de imagem	Ajuste automático de escala com nivelamento e ajuste manual de escala	
Indicadores na tela	Estado da bateria, relógio de tempo real e temperatura do ponto central, indicação de faixa e amplitude e ajustes de alarme de limites máximo e mínimo	
Energia		
Tipo de bateria	Bateria interna recarregável (incluída)	
Duração da bateria em operação	3 a 4 horas de uso contínuo	
Carregamento da bateria	2 horas com carregador CA ou carregador CC especial para automóvel (carrega a bateria durante o uso)	
Operação em CA	Carregador/adaptador CA 110/230 V CA, 50/60 Hz	
Economia de energia	Modo de desligamento automático e modo de espera (especificado pelo usuário).	
Especificações ambientais e mecânicas		
Temperatura de operação	-10 °C a +50 °C (+14 °F a +122 °F)	
Temperatura de armazenagem	-20 °C a +50 °C (-4 °F a +122 °F)	
Umidade relativa	Operação e armazenamento, de 10 % a 90 % sem condensação.	
Resistente a água e pó	IP54	
Teste de queda de 2 metros (6,5 pés)	Sim	
Tampa da lente	Sim	
Peso (com bateria)	1,2 kg (2,6 lb)	
Dimensões do termovisor (AxLxP)	267 mm x 127 mm x 152 mm (10,5 pol. x 5,0 pol. x 6,0 pol.)	
Outro		
Garantia	2 anos	
EN 61010-1 2a. edição e EN 61326-1	Sim	

E.1 Análise de energia - Especificações técnicas do aparelho utilizado

CARACTERÍSTICAS

- Display: 1/4 VGA Colorido Tipo - Matriz de Pontos.
  Resolução - 320 x 240 pixels.
  Tamanho - 65mm x 85mm.
  Contraste variável.
  Iluminação de Fundo com desligamento automático/manual.
- Velocidade de Amostragem: 10,24KHz / 97µs.
- Número de Amostras: 170 por ciclo.
- Período de Integração: 1 a 10000 segundos.
- Aplicação: Sistema Monofásico e Trifásico (3 Fios o 4 Fios).
- Medidas: Tensão, Corrente, Potência Ativa, Aparente e Reativa,
  Energía ativa, Energía Reativa, Fator de Potência, Harmônicas 40,
  Flicker, Eventos Quedas / Sobretensão / Interrupção.
- Forma de Apresentação: Numérica, Forma de Onda,
  Espectro de Harmônicas, Potência, Diagrama de Vetores,
  Eventos (Dip y Swell), Flicker, Qualidade da Energía
  (Visualização rápida conforme norma EN 50160).
- Disturbios de Tensão (queda, sobretensão, interrupção flicker).
- Transformador de Corrente: Configuravel para garra normal ou flexivel.
- Transformador de Tensão: Configuração de 1:1 a 500:1.
- Data Hold.
- Memoria: 2MBytes : Autonomía de registro ex. Todos os parametros + 50 telas e eventos = (10 Dias com período de integração de 10 minutos).
- Interface RS-232/USB.
- Ambiente de Operação: 0 ~ 40°C , RH < 95% sem condensação.
- Ambiente de Armazenamento: -20 ~ 60°C , RH < 95%.
- Alimentação: Acumulador NiMH.
- Duração da Batería: >24 horas > 12 horas com iluminação.
- Fonte de Alimentação Externa: Adaptador AC/DC 15V / 0,8A.
- Grau de Poluição: 2.
- Segurança: EN61010-1 - CAT III 600V.
- Proteção da Caixa: IP-65 segundo EN60529 somente caixa com exclusão do compartimento de baterias.
- EMC: Este instrumento foi testado pela EN61326-1:1997 Classe A.
- Dimensões: 240(A) x 180(L) x 110(P)mm.
- Peso: 1.7kg (Com bateria)

TENSÃO (Escala Automática)

- Faixas: 57a 480 em Estrela e 100 a 830 em Delta
- Precisão: ± (0,2%+5Díg)
- Resolução: 0,1V
- Impedância de Entrada: >1MΩ(fase-neutro), >2MΩ (fase-fase)

DISTURBIOS DE TENSÃO (Dip e Swell)

- Faixas de ajuste de trigger: 0,1% a 20 %
- Precisão: ± (1%+10 Díg)
- Resolução: 0,1V
- Trigger = meio ciclo (referência a 50Hz): ± 10ms

CORRENTE (Sem Erro Transdutor Externo)

- Faixas: Lem Flex 15A / 150A / 3000A
- Precisão: ± (0,5%+10Díg)
- Resolução: 0,01A, 0,1A, 1A

POTÊNCIA ATIVA

- Faixas: 0 ~9,999kW, 99,99kW, 999,9kW, 2,490MW
- Precisão: ± (0,7%+15Díg)
- Resolução: 1W, 10 W, 100W, 1kW

POTÊNCIA REATIVA

- Faixas: 0 ~9,999kVAR, 99,99kVAR, 999,9kVAR, 2,490MVAR
- Precisão: ± (0,7%+15Díg)
- Resolução: 1VAR, 10VAR, 100VAR, 1kVAR

POTÊNCIA APARENTE

- Faixas: 0 ~ 9,999kVA, 99,99kVA, 999,9kVA, 2,490MVA
- Precisão: ± (0,7%+15D)
- Resolução: 1VA, 10VA, 100VA, 1kVA

ENERGIA ATIVA

- Faixas: 9,999kWh, 99,99kWh, 999,9kWh
- Resolução: 0,1Wh, 0,1kWh, 0,1MWh

ENERGIA REATIVA

- Faixas: 9,999VARh, 99,99kVARh, 999,9MVARh
- Resolução: 0,1VARh, 0,1kVARh, 0,1MVARh

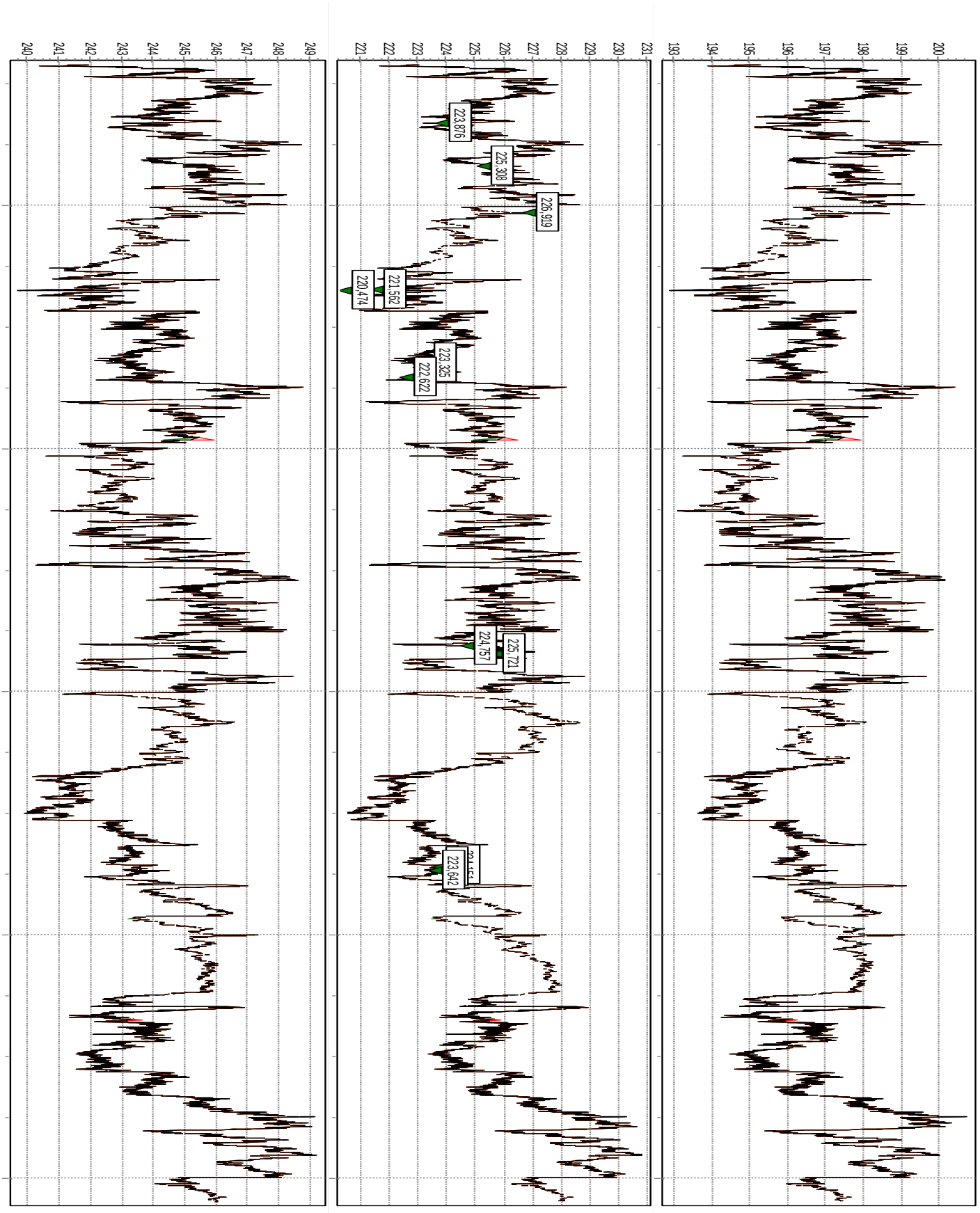
FLICKER

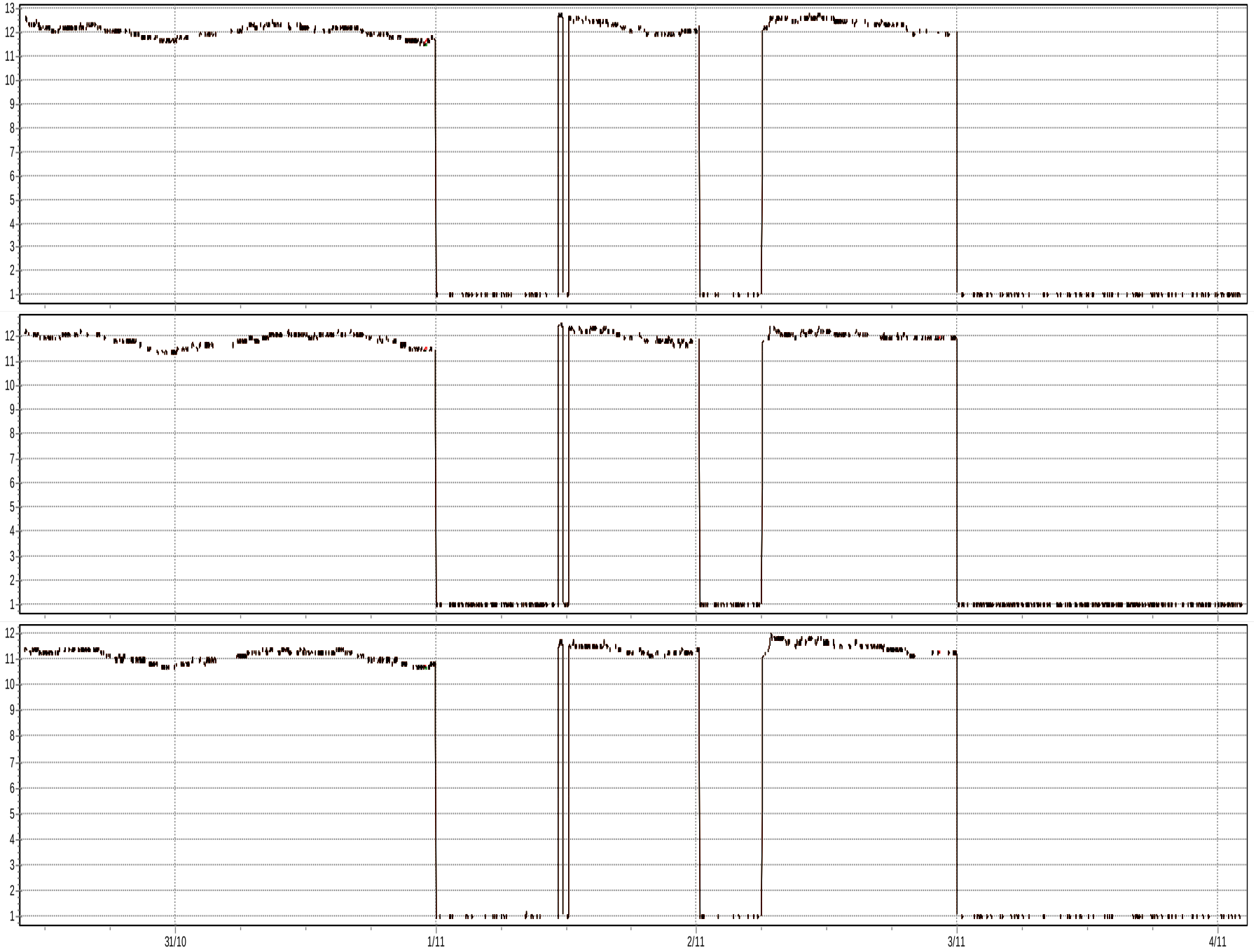
- Nivel de Flicker Pst segundo a norma IEC1000-4-15
- Nivel de Flicker instantâneo (FL)
- Nivel de Flicker de curta duração (Pst) valor medio 10 min
- Nivel de Flicker de longa duração (Plt) valor medio 2 h

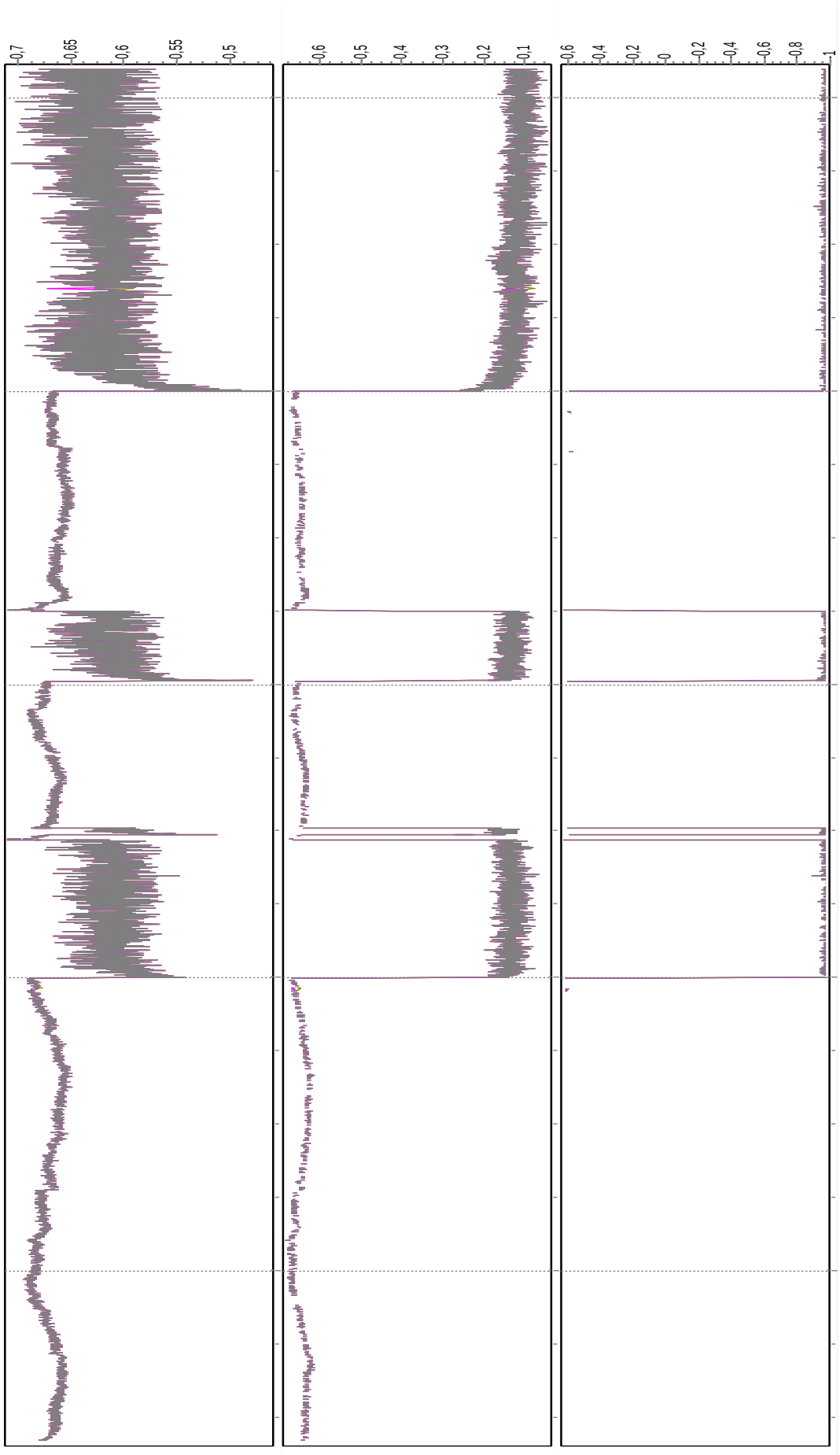
HARMÔNICAS

- Faixas: 1 ~ 40h < 50% do valor medido
- Precisão: Tensão para THD < 3% ± (0,15%) para THD > 3% ± (5%)
- Precisão: Corrente para THD < 10% ± (0,5%) para THD > 10% ± (5%)
- Resoluçaõ: 0,1V / 0,01A

E.2 Análise de energia – Resultado obtidos

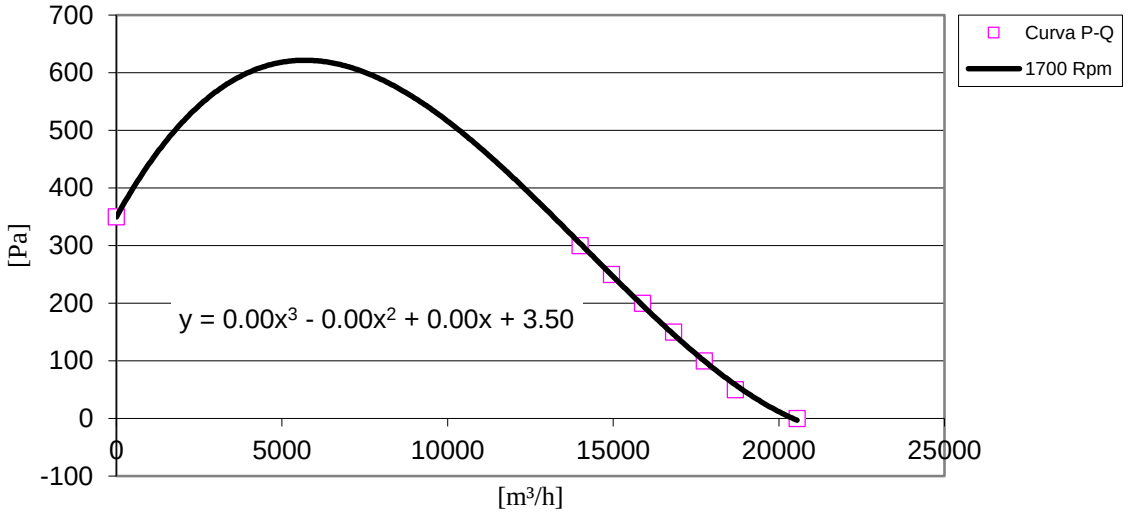


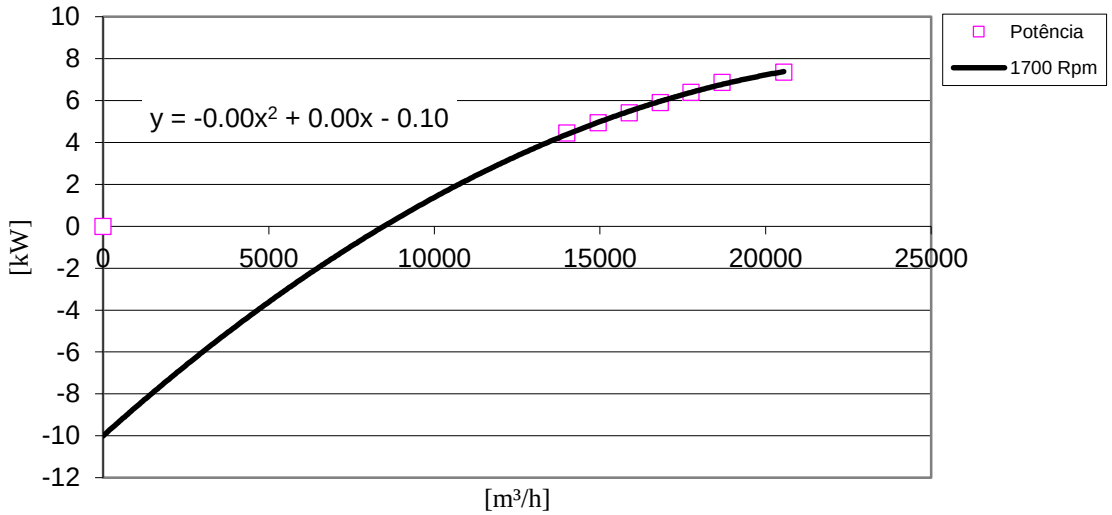

13
12
11
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1
12
11
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1
12
11
10
9
8
7
6
5
4
3
2
1
31/10
1/11
2/11
3/11
4/11


-0,7
-0,65
-0,6
-0,55
-0,5
-0,6
-0,5
-0,4
-0,3
-0,2
-0,1
-0,6
-0,4
-0,2
0
-0,2
-0,4
-0,6
-0,8
-1

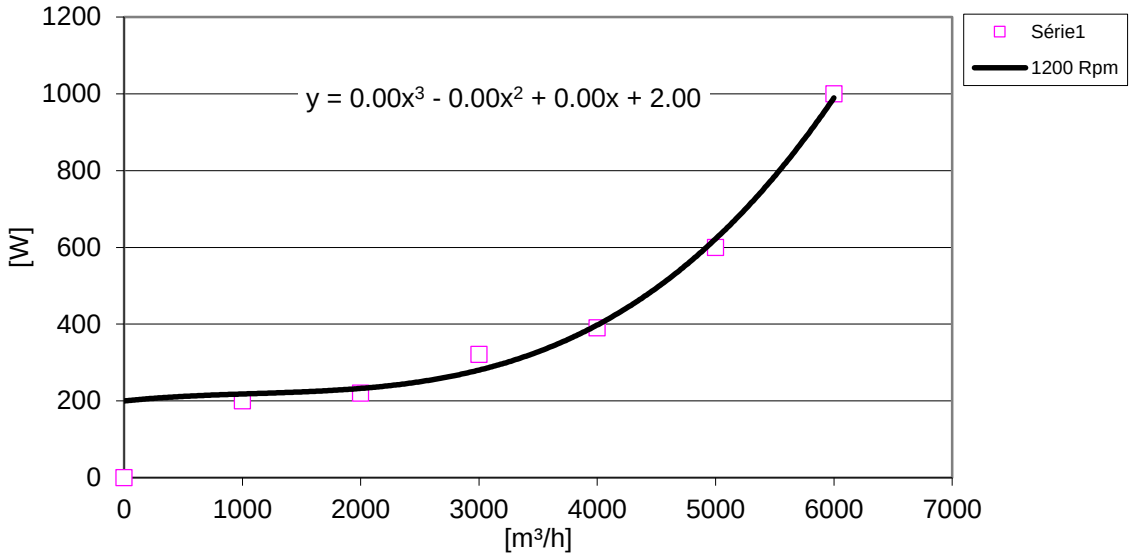
31/10
1/11
2/11
3/11
4/11

F.1 Curvas de operação dos *fan coils* dispostos no Plenário Ulysses Guimarães





F.2 Curvas de operação dos *e ventiladores de vazão de ar de renovação* dispostos no Plenário Ulysses Guimarães



G.1 Referencial de custos de aquisição dos equipamentos

Equipamentos	Valor	Referência
Ventilador de Renovação de Ar **Centrífugo, tipo sirocco, vazão 6500 m³/h**	R$ 6.803,72	HiperLink [1]
Automação Cenário 2 **1Controlador** **1 Inversor de Frequência (2,5 kW)** **2 Sensor de Pressão** **4 Sensor CO_2** **4 Dampers Automátizados**	R$ 7.115,40	HiperLink [2] HiperLink [3] HiperLink [4] HiperLink [5] HiperLink [6]
Automação Cenário 3 **1 Controlador** **2 Sensor de Temperatura** **2 Sensor de Umidade)**	R$ 2.223,89	HiperLink [6] HiperLink [7]
Automação Cenário 4 **1 Controlador** **1 Inversor de Frequência** **2 Sensor de Pressão** **2 Sensor de Temperatura** **1 Sensor de Umidade** **4 Sensor CO_2** **4 Dampers Automátizados**	R$ 12.914,41	HiperLink [1] HiperLink [2] HiperLink [3] HiperLink [4] HiperLink [5] HiperLink [6] HiperLink [7]
Equipamento Recuperador de Energia **3 LG ECO – LH-Z 200GBA2**	R$ 9.621,23	-

HiperLink [1] - https://www.novaexaustores.com.br/exaustores/caixa-de-ventilacao-cexaustor-centrifugo-siroco-dupla-mod-cvsd-377-arranjo-3

HiperLink [2] - https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-777958899-inversor-de-frequncia-3cv-220v-weg-cfw300-monotrifasico-_JM?source=gps

HiperLink [3] - http://webmercato.com.br/produto/atuador-para-damper-com-retorno-por-mola-onoff-220v-belimo-lf230-us/28067

HiperLink [4] - http://webmercato.com.br/produto/sensor-de-pressao-diferencial-para-ar-em-baixa-pressao-dwyer-ms-021/3183

HiperLink [5] - https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-888640107-sensor-mq-138-_JM?source=gps

HiperLink [6] - https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-935025852-controlador-carel-ir33z9hr20-115-230v-temperatura-_JM?source=gps

HiperLink [7] - https://www.submarino.com.br/produto/8191900/sensor-apc-temperatura-e-umidade?opn=XMLGOOGLE&loja=4677682000122&epar=bp_pl_00_go_g35198&WT.srch=1&gclid=EAIaIQobChMI-vvJpunT1wIVUIGRCh23-QyuEAkYDyABEgLGEPD_BwE

H.1 Planilha de análise econômica

Cenário 02

ANO	CONSUMO (KWH)		DIF. CONSUMO		TARIFA	ECONOMIA (R$)		ECONOMIA ACUMULADA	FLUXO DE CAIXA
	ATUAL	ÓTIMO	MÊS	ANO	(R$/KWH)	MÊS	ANO		
1	3.913,84	3.256,51	657,33	7.887,92	0,620	407,54	4.890,51	4.890,51	**-31.036,88**
2	3.913,84	3.256,51	657,33	7.887,92	0,632	415,69	4.988,32	9.878,83	**-43.264,12**
3	3.913,84	3.256,51	657,33	7.887,92	0,645	424,01	5.088,09	14.966,92	**-38.275,80**
4	3.913,84	3.256,51	657,33	7.887,92	0,658	432,49	5.189,85	20.156,77	**-33.187,71**
5	3.913,84	3.256,51	657,33	7.887,92	0,671	441,14	5.293,65	25.450,42	**-27.997,86**
6	3.913,84	3.256,51	657,33	7.887,92	0,685	449,96	5.399,52	30.849,94	**-22.704,21**
7	3.913,84	3.256,51	657,33	7.887,92	0,698	458,96	5.507,51	36.357,44	**-17.304,70**
8	3.913,84	3.256,51	657,33	7.887,92	0,712	468,14	5.617,66	41.975,10	**-11.797,19**
9	3.913,84	3.256,51	657,33	7.887,92	0,726	477,50	5.730,01	47.705,12	**-6.179,53**
10	3.913,84	3.256,51	657,33	7.887,92	0,741	487,05	5.844,61	53.549,73	**-449,51**
11	3.913,84	3.256,51	657,33	7.887,92	0,756	496,79	5.961,51	59.511,24	5.395,10
12	3.913,84	3.256,51	657,33	7.887,92	0,771	506,73	6.080,74	65.591,97	11.356,61
13	3.913,84	3.256,51	657,33	7.887,92	0,786	516,86	6.202,35	71.794,32	17.437,34
14	3.913,84	3.256,51	657,33	7.887,92	0,802	527,20	6.326,40	78.120,72	23.639,69
15	3.913,84	3.256,51	657,33	7.887,92	0,818	537,74	6.452,93	84.573,65	29.966,09

Cenário 03

ANO	CONSUMO (KWH)		DIF. CONSUMO		TARIFA	ECONOMIA (R$)		ECONOMIA ACUMULADA	FLUXO DE CAIXA
	ATUAL	ÓTIMO	MÊS	ANO	(R$/KWH)	MÊS	ANO		
1	3.913,84	3.152,17	761,66	9.139,96	0,620	472,23	5.666,78	5.666,78	**-28.671,40**
2	3.913,84	3.152,17	761,66	9.139,96	0,632	481,68	5.780,11	11.446,89	**-39.830,90**
3	3.913,84	3.152,17	761,66	9.139,96	0,645	491,31	5.895,71	17.342,60	**-34.050,79**
4	3.913,84	3.152,17	761,66	9.139,96	0,658	501,14	6.013,63	23.356,23	**-28.155,07**
5	3.913,84	3.152,17	761,66	9.139,96	0,671	511,16	6.133,90	29.490,13	**-22.141,45**
6	3.913,84	3.152,17	761,66	9.139,96	0,685	521,38	6.256,58	35.746,70	**-16.007,55**
7	3.913,84	3.152,17	761,66	9.139,96	0,698	531,81	6.381,71	42.128,41	**-9.750,97**
8	3.913,84	3.152,17	761,66	9.139,96	0,712	542,45	6.509,34	48.637,76	**-3.369,26**
9	3.913,84	3.152,17	761,66	9.139,96	0,726	553,29	6.639,53	55.277,29	3.140,08
10	3.913,84	3.152,17	761,66	9.139,96	0,741	564,36	6.772,32	62.049,61	9.779,61
11	3.913,84	3.152,17	761,66	9.139,96	0,756	575,65	6.907,77	68.957,37	16.551,93
12	3.913,84	3.152,17	761,66	9.139,96	0,771	587,16	7.045,92	76.003,30	23.459,70
13	3.913,84	3.152,17	761,66	9.139,96	0,786	598,90	7.186,84	83.190,14	30.505,62
14	3.913,84	3.152,17	761,66	9.139,96	0,802	610,88	7.330,58	90.520,72	37.692,47
15	3.913,84	3.152,17	761,66	9.139,96	0,818	623,10	7.477,19	97.997,91	45.023,04

Cenário 04

ANO	CONSUMO (KWH)		DIF. CONSUMO		TARIFA	ECONOMIA (R$)		ECONOMIA ACUMULADA	FLUXO DE CAIXA
	ATUAL	ÓTIMO	MÊS	ANO	(R$/KWH)	MÊS	ANO		
1	3.913,84	2.846,28	1.067,56	12.810,68	0,620	661,89	7.942,62	7.942,62	**-52.671,74**
2	3.913,84	2.846,28	1.067,56	12.810,68	0,632	675,12	8.101,47	16.044,10	**-60.946,08**
3	3.913,84	2.846,28	1.067,56	12.810,68	0,645	688,63	8.263,50	24.307,60	**-52.844,61**
4	3.913,84	2.846,28	1.067,56	12.810,68	0,658	702,40	8.428,77	32.736,37	**-44.581,10**
5	3.913,84	2.846,28	1.067,56	12.810,68	0,671	716,45	8.597,35	41.333,72	**-36.152,33**
6	3.913,84	2.846,28	1.067,56	12.810,68	0,685	730,77	8.769,30	50.103,02	**-27.554,98**
7	3.913,84	2.846,28	1.067,56	12.810,68	0,698	745,39	8.944,68	59.047,70	**-18.785,69**
8	3.913,84	2.846,28	1.067,56	12.810,68	0,712	760,30	9.123,58	68.171,28	**-9.841,00**
9	3.913,84	2.846,28	1.067,56	12.810,68	0,726	775,50	9.306,05	77.477,32	**-717,43**
10	3.913,84	2.846,28	1.067,56	12.810,68	0,741	791,01	9.492,17	86.969,49	8.588,62
11	3.913,84	2.846,28	1.067,56	12.810,68	0,756	806,83	9.682,01	96.651,50	18.080,79
12	3.913,84	2.846,28	1.067,56	12.810,68	0,771	822,97	9.875,65	106.527,15	27.762,80
13	3.913,84	2.846,28	1.067,56	12.810,68	0,786	839,43	10.073,16	116.600,32	37.638,45
14	3.913,84	2.846,28	1.067,56	12.810,68	0,802	856,22	10.274,63	126.874,95	47.711,61
15	3.913,84	2.846,28	1.067,56	12.810,68	0,818	873,34	10.480,12	137.355,07	57.986,24