

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO IMPACTO DA VAZÃO
DE AR EXTERIOR VARIÁVEL E RECUPERAÇÃO DE
ENERGIA SOBRE O DESEMPENHO DE SISTEMAS DE AR
CONDICIONADO**

MATHEUS SODRÉ VALVERDE

ORIENTADOR: MÁRIO BENJAMIM B. DE SIQUEIRA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS

BRASÍLIA/DF – ABRIL/2016

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO IMPACTO DA VAZÃO DE AR
EXTERIOR VARIÁVEL E RECUPERAÇÃO DE ENERGIA SOBRE O
DESEMPENHO DE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO**

MATHEUS SODRÉ VALVERDE

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA
DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
MESTRE EM CIÊNCIAS MECÂNICAS**

APROVADA POR:

Prof. Mário Benjamim B. de Siqueira, Dr. (ENM-UnB)
(Orientador)

Prof. Armando de A. Caldeira Pires, Dr. (ENM-UnB)
(Examinador Interno)

Prof. João Manoel Dias Pimenta, Dr.
(Examinador Externo)

FICHA CATALOGRÁFICA

SODRE VALVERDE, MATHEUS

Modelagem e simulação do impacto da vazão de ar exterior variável e recuperação de energia sobre o desempenho de sistemas de ar condicionado.

xvii, 258p, 210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Engenharia Mecânica, 2013).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

1.ERV

2.Vazão de ar externo variável

3. Recuperador de energia

4.Ar condicionado

5. DCV

6.Eficiência Energética

I. ENM/FT/UnB

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

VALVERDE, M.S. (2016). Modelagem e simulação do impacto da vazão de ar exterior variável e recuperação de energia sobre o desempenho de sistemas de ar condicionado.

Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM 239/2016, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 267p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Matheus Sodré Valverde.

TÍTULO: Modelagem e simulação do impacto da vazão de ar exterior variável e recuperação de energia sobre o desempenho de sistemas de ar condicionado.

GRAU: Mestre

ANO: 2016

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

Matheus Sodré Valverde
SQN 215 BLOCO A PTO 507
BRASÍLIA/DF – CEP 70874-010
e-mail: theuvalverde@gmail.com

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais, Carlos e Marguita, que sempre estiveram ao meu lado e nunca pouparam esforços para educar seus filhos, permitindo-me chegar até aqui.

Matheus Sodré Valverde

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por ter me dado o dom da vida, por ter colocado pessoas maravilhosas ao meu redor e também por ter me colocado em lugares que jamais sonhei estar, mesmo não sendo merecedor.

Ao professor Pimenta, por nunca ter desistido de mim e por ter me incentivado a realizar este trabalho. Também agradeço pela sua dedicação como profissional e como professor. Ao professor Mario, por toda a colaboração e atenção despendida para este trabalho.

Aos meus pais e minha irmã por tudo que são e representam na minha vida.

Aos amigos Gabriel Galvão, Rodrigo Neiva, Elson Cumaru, Tiago Tolentino, Vander Ribeiro, Rafael Gontijo e Renato Muniz por terem colaborado de alguma forma para este trabalho.

Aos demais amigos por fazerem a vida ser mais alegre, amigos da UnB (Inmensos), os Brothers, amigos da banda (Outono09), amigos do trabalho e todos os outros.

Em especial, a minha namorada Mariana, que sempre me apoiou nesta e em outras empreitadas. Ela foi a única que acompanhou passo a passo os dilemas vividos e o progresso dessa jornada, e tenho certeza que até aprendeu um pouco de engenharia depois disso, hahaha.

Matheus Sodré Valverde

"Vamos viver nossos sonhos, temos tão pouco tempo..."

Chorão, CBJr.

RESUMO

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO IMPACTO DA VAZÃO DE AR EXTERIOR VARIÁVEL E RECUPERAÇÃO DE ENERGIA SOBRE O DESEMPENHO DE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

Este trabalho tem por finalidade apresentar uma metodologia que possibilite analisar os efeitos anuais das técnicas da recuperação de energia e da vazão de ar exterior variável em um sistema de ar condicionado operando em cidades do Brasil. Essa análise busca mensurar os efeitos de eficiência energética e financeiros em edifícios comerciais, com o intuito de fornecer dados que viabilizem essas aplicações em sistemas de AVAC e que subsidiem decisões técnicas de projeto a partir de análises de retorno de investimento, evitando o superdimensionamento dos sistemas de ar condicionado, conferindo redução de custos de aquisição, instalação, manutenção e operação.

O modelo proposto foi aplicado em um ambiente definido, com perfil de carga, parâmetros de conforto de ar interno e sistema de condicionamento de ar definidos. Esse ambiente foi avaliado por meio de análise econômica em quatro cenários 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 recuperação de energia; iii) o terceiro utiliza apenas o recurso da recuperação de energia com vazão fixa de ar exterior; iv) por último, um caso utilizando vazão de ar exterior variável e recuperação de energia.

Os resultados mostraram que a utilização das tecnologias avaliadas geram grandes economias no custo operacional de sistemas de ar condicionado que atendem ambientes com perfil de ocupação bastante variável. Os valores encontrados variam de 12% a 30% de economia de energia anual para a cidade de Brasília e de 18% a 37% de economia para a cidade de Manaus, de acordo com o cenário utilizado. Especificamente em relação ao equipamento de ERV, como seus efeitos são principalmente influenciados pelo clima da cidade de projeto e pelas vazões de ar, a sua utilização tem grande potencial para ser aplicada em diversos tipos de ambientes e em diversas cidades do Brasil.

ABSTRACT

MODELING AND SIMULATION OF DEMAND CONTROLLED VENTILATION (DCV) AND ENERGY RECOVERY (ERV) IMPACT ON AIR CONDITIONING SYSTEMS PERFORMANCE

This work aims to present a methodology that allows to analyze the effects of annual energy recovery techniques (ERV) and the variable flow of outside air (DCV) in an air conditioning system operating in Brazilian cities. This analysis seeks to measure the effects of financial and energy efficiency in commercial buildings, in order to provide data that enable these applications in HVAC systems and support technical design decisions based on analysis of return on investment, avoiding oversizing air conditioning systems, providing reduced costs of purchase, installation, maintenance and operation .

The model was implemented in a defined environment with thermal load profile, parameters of internal air comfort and air-conditioning system defined. This environment was assessed by means of economic analysis under four different scenarios: i) the first scenario is a system without any care with varying air flow rates and energy recovery; ii) the second uses the feature of variable flow of outside air, without using energy recovery; iii) the third feature only uses energy recovery with fixed flow of outside air; iv) Finally, a case using variable flow of outside air and energy recovery.

The results showed that the use of the technologies evaluated generate large savings in operating cost of air conditioning systems serving environments with highly variable occupancy profile. The values obtained range from 12% to 30 % annual energy savings for the city of Brasilia and from 18% to 37 % savings to the city of Manaus, according to the scenario used. Specifically in relation to the ERV equipment, as its effects are mainly influenced by the climate of the city and the design air flow, its use has great potential to be applied in various types of environments and in different cities of Brazil.

SUMÁRIO

1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 - O PROBLEMA EM ESTUDO E SUA IMPORTÂNCIA	1
1.2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
1.3 - OBJETIVOS	13
1.4 - METODOLOGIA.....	13
1.5 - ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	14
2 - REVISÃO DE CONCEITOS FUNDAMENTAIS	16
2.1 - REGULAMENTOS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM EDIFÍCIOS	16
2.1.1 - Visão geral.....	16
2.1.2 - Histórico	17
2.1.3 - Abordagens dos regulamentos.....	19
2.2 - PROGRAMAS DE CERTIFICAÇÕES DE EDIFICAÇÕES.....	21
2.2.1 - LEED.....	21
2.2.1.1 - Visão geral e histórico.....	21
2.2.1.2 - Pontuação LEED para sistemas	23
3 - RECUPERAÇÃO DE ENERGIA.....	26
3.1 - SISTEMAS E EQUIPAMENTOS DE RECUPERAÇÃO DE ENERGIA.....	26
3.1.1 - Visão geral.....	26
3.1.2 - Aplicações	27
3.1.3 - Relações termodinâmicas	28
3.1.3.1 - Relações termodinâmicas para o ventilador de recuperação de calor	29
3.1.3.2 - Relações termodinâmicas para o ventilador de recuperação de energia	31
4 - VENTILAÇÃO DE AR EXTERIOR.....	36
4.1 - VAZÕES DE AR EXTERIOR.....	36
4.1.1 - Introdução.....	36
4.2.3 - Ventilação controlada por demanda (DCV).....	37
4.2.3.1 - Ventilação controlada por demanda de CO2.....	38
4.2.3.2 - DCV baseado em CO2 para sistemas de zona única.....	39
4.2.3.3 - Estratégida de controle proporcional de CO2	40
4.2.3.4 - Estratégida de controle por set point de CO2.....	42
4.2.3.5 - Economias relativas ao DCV	43

4.2.3.6 - Limitações relativas ao DCV	44
5 - DESENVOLVIMENTO DO MODELO MATEMÁTICO	45
5.1 - ESQUEMA DO SISTEMA ADOTADO	45
5.2 - FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO SUBSISTEMA DO AMBIENTE CONDICIONADO	46
5.3 - FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO SUBSISTEMA DO EQUIPAMENTO DE AR CONDICIONADO	47
5.4 - FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO SUBSISTEMA DE CONTROLE DE VAZÃO DE AR EXTERIOR POR CO ₂	48
5.5 - FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO SUBSISTEMA DO RECUPERADOR DE ENERGIA	49
5.5.1 - Eficiências do ERV - Influência das vazões de ar	50
5.5.2 - Eficiências do ERV - Influência das condições de ar externo	50
5.5.3 - Potência elétrica consumida pelo ERV	54
5.6 - FLUXOGRAMA DE FUNCIONAMENTO DA FORMULAÇÃO MATEMÁTICA NA SIMULAÇÃO	54
5.7 - METODOLOGIA DE CONTROLE ADOTADA PARA O SISTEMA	57
6 - ESTUDO DE CASO E APRESENTAÇÃO DE CENÁRIOS	58
6.1 - ESTUDO DE CASO PROPOSTO	58
6.1.1 - Cidade de projeto	59
6.1.2 - Perfil de carga térmica	60
6.1.3 - Perfil de ocupação original	62
6.1.4 - Sistema de ar condicionado	63
6.1.4.1 - Sistema de ar condicionado padrão - 43 kW (12 TR)	64
6.1.4.2 - Sistema de ar condicionado para uso com ERV - 35 kW (10 TR)	67
6.1.5 - Sistema do recuperador de energia e controle de vazão por CO ₂	71
6.2 - APRESENTAÇÃO DE CENÁRIOS	74
6.2.1 - Cenário 1: Solução convencional	74
6.2.2 - Cenário 2: Solução com vazão de ar exterior variável	75
6.2.3 - Cenário 3: Solução com recuperação de energia	76
6.2.4 - Cenário 4: Solução completa	77
6.2.5 - Estimativas dos custos para cada cenário	78
6.2.5.1 - Custos iniciais	78
6.2.5.2 - Custos operacionais - operação e manutenção	81

6.2.5.3 - Custos operacionais - custos dos insumos energéticos	82
6.2.5.4 - Custos totais dos cenários e retorno do investimento.....	82
7 - RESULTADOS E DISCUSSÃO	84
7.1 - INTRODUÇÃO.....	84
7.2 - RESULTADOS DOS CENÁRIOS COM OCUPAÇÃO ORIGINAL.....	84
7.2.1 - Cenário 1: Solução convencional (CO ₂ =0;ERV=0)	85
7.2.2 - Cenário 2: Solução com vazão de ar exterior variável (CO ₂ =1;ERV=0)	88
7.2.3 - Cenário 3: Solução com recuperação de energia (CO ₂ =0;ERV=1).....	91
7.2.4 - Cenário 4: Solução completa (CO ₂ =1;ERV=1).....	96
7.2.5 - Comparação entre cenários	100
7.3 - RESULTADOS DOS CENÁRIOS COM DIVERSAS OCUPAÇÕES E HORAS DE OPERAÇÃO.....	105
7.3.1 - Análise comparativa dos cenários e influência da variação da ocupação	106
7.4 - RESULTADOS DOS CENÁRIOS COM OCUPAÇÃO ORIGINAL EM OUTRA CIDADE DE PROJETO	111
7.4.1 - Cidade de projeto - Manaus.....	111
7.4.2 - Perfil de carga térmica.....	112
7.4.3 - Sistema de ar condicionado	114
7.4.3.1 - Sistema de ar condicionado padrão - 55 kW (15 TR)	114
7.4.4 - Cenário 1: Solução convencional (CO ₂ =0;ERV=0)	117
7.4.5 - Cenário 2: Solução com vazão de ar exterior variável (CO ₂ =1;ERV=0)	121
7.4.6 - Cenário 3: Solução com recuperação de energia (CO ₂ =0;ERV=1).....	124
7.4.7 - Cenário 4: Solução completa (CO ₂ =1;ERV=1).....	128
7.4.8 - Comparação entre cenários	133
7.5 - ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO CLIMA DA CIDADE DE PROJETO	137
7.5.1 - Análise dos coeficientes de calor sensível e latente	139
7.5.2 - Análise das quantidades de calor sensível e latente recuperadas	142
7.6 - AVALIAÇÃO DA METODOLOGIA PROPOSTA.....	144
8 - CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS.....	147
8.1 - CONCLUSÕES	147
8.2 - PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	149
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS..	152
APÊNDICES	158
A - SISTEMAS E EQUIPAMENTOS DE RECUPERAÇÃO DE ENERGIA	159

A.1 - Idealizações para os Recuperadores de Energia Ar-Ar	159
A.2 - Arranjos de fluxo de ar	159
A.2.1 - Eficiência	161
A.2.2 - Taxa de transferência de energia (NTU)	161
A.3 - Considerações técnicas adicionais	163
A.3.1 - Vazamentos de ar	163
A.3.2 - Perda de carga.....	164
A.3.3 - Manutenção	165
A.3.4 - Filtragem.....	165
A.3.5 - Controles.....	166
A.3.6 - Incrustação	166
A.3.7 - Corrosão	166
A.3.8 - Condensação e congelamento.....	167
A.4 - Avaliações de desempenho.....	167
A.5 - Tipos e aplicações de recuperadores de energia ar-ar	168
A.5.1 - Recuperadores de energia de placas fixas	168
A.5.2 - Recuperadores rotativos - rodas giratórias entálpicas	172
A.5.3 - Recuperadores de calor por meio de bombeamento de fluido em serpentinas multipasses.....	177
A.5.4 - Recuperadores de calor de tubos quentes	179
A.5.5 - Recuperadores de calor do tipo termossifão.....	182
A.5.6 - Recuperadores de calor tipo torres gêmeas	184
A.6 - Comparação entre os sistemas de recuperação de energia ar-ar.....	186
A.6.1 - Caracterização da eficiência do sistema de HRV ou ERV	189
A.6.2 - Seleção de um HRV ou ERV	192
A.7 - Considerações econômicas	192
A.7.1 - Custo do sistema instalado	194
A.7.2 - Custo do ciclo de vida (LCC).....	194
A.7.3 - Custo de energia	195
A.7.4 - Grau de energia de exaustão	195
A.7.5 - Ambiente de operação	195
B - QUALIDADE DO AR INTERIOR	196
B.1 - Introdução	196
B.2 - Fatores que afetam a QAI	198

B.3 - Normas.....	198
B.3.1 - Norma ASHRAE 62.1-2010.....	199
B.3.2 - Norma ASHRAE 90.1-2010.....	202
B.3.3 - Norma ASHRAE 189.1-2009.....	203
B.3.4 - Norma ABNT NBR 16401-3/2008.....	203
B.3.5 - Portaria 3.523/1998 do Ministério da Saúde	205
B.3.6 - Comparação das normas	206
C - FORMULAÇÃO MATEMÁTICA INSERIDA NO EES.....	208
D - RELATÓRIO DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DO ESTUDO DE CASO	222
E - RELATÓRIO DE SELEÇÃO DO CHILLER DE 12 TR E DEMAIS DADOS.....	242
F - RELATÓRIO DE SELEÇÃO DO FAN COIL DE 12 TR E DEMAIS DADOS..	244
G - RELATÓRIO DE SELEÇÃO DO CHILLER DE 10 TR E DEMAIS DADOS	246
H - RELATÓRIO DE SELEÇÃO DO FAN COIL DE 10 TR E DEMAIS DADOS.....	249
I - DADOS DO RECUPERADOR DE ENERGIA DO CATÁLOGO DA LG.....	251
J - PLANILHAS E CATÁLOGOS PARA LEVANTAMENTO DE CUSTOS	253
L - TABELAS COM DIVERSOS PERFIS DE OCUPAÇÃO (CAP. 7).....	259

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Pontuação LEED para sistemas com recuperação de calor e vazão de ar exterior variável).....	24
Tabela 3.1 – Aplicações típicas para recuperadores de energia ar-ar - modificada (ASHRAE,2012).....	28
Tabela 6.1 – Principais características do ambiente escolhido.....	59
Tabela 6.2 – Perfil de ocupação original (%) semanal do auditório em estudo.....	62
Tabela 6.3 – Principais características do <i>Chiller</i> de 12 TR (CARRIER 2013, modificado).....	64
Tabela 6.4 – Tabela de potência consumida para diversas cargas de operação e temperaturas do ar externo do <i>Chiller</i> 12 TR (CARRIER 2013, modificado).....	65
Tabela 6.5 – Principais características do <i>fan coil</i> 12 TR (CARRIER 2013, modificado).....	67
Tabela 6.6 – Principais características do <i>Chiller</i> de 10 TR (CARRIER 2013, modificado).....	68
Tabela 6.7 – Tabela de potência consumida para diversas cargas de operação e temperaturas do ar externo do <i>Chiller</i> 10 TR (CARRIER 2013, modificado).....	68
Tabela 6.8 – Principais características do <i>fan coil</i> de 10 TR (CARRIER 2013, modificado).....	70
Tabela 6.9 – Principais características do ERV (LG 2011, modificado).....	71
Tabela 6.10 – Taxas de renovação de ar para o nível 1 de um edifício de escritórios (ABNT NBR 16401-3, 2008).....	73
Tabela 6.11 – Taxa de renovação de ar externo requerida pela norma de acordo com a ocupação proposta (valores em m ³ /h).....	73
Tabela 6.12 – Apresentação dos cenários.....	74
Tabela 6.13 – Custos iniciais dos cenários (aquisição, transporte e instalação).....	78
Tabela 6.14 – Referências para estimativa dos custos iniciais.....	79
Tabela 6.15 – Custos operacionais de alguns contratos de manutenção e operação (Pesquisa realizada em abril/2012).....	81
Tabela 6.16 – Custos iniciais dos cenários.....	82
Tabela 6.17 – Custos operacionais dos cenários.....	83
Tabela 6.18 – Retorno do investimento de cada cenário.....	83

Tabela 7.1 – Valores absolutos e relativos do perfil de ocupação do ambiente condicionado.....	84
Tabela 7.2 – Valores integralizados anuais para o cenário 1.....	86
Tabela 7.3 – Valores integralizados anuais para o cenário 2.....	90
Tabela 7.4 – Valores integralizados anuais para o cenário 3.....	94
Tabela 7.5 – Valores integralizados anuais para o cenário 4.....	98
Tabela 7.6 – Comparação dos custos energéticos para os quatro cenários.....	102
Tabela 7.7 – Custos iniciais dos cenários.....	104
Tabela 7.8 – Custos operacionais dos cenários.....	104
Tabela 7.9 – Retorno do investimento de cada cenário.....	104
Tabela 7.10 – Perfis de ocupação e horas de operação dos sistemas.....	106
Tabela 7.11 – Retorno do investimento para os diversos perfis de ocupação no cenário 2 ..	107
Tabela 7.12 – Retorno do investimento para os diversos perfis de ocupação no cenário 2 ..	107
Tabela 7.13 – Retorno do investimento para os diversos perfis de ocupação no cenário 3 ..	108
Tabela 7.14 – Retorno do investimento para os diversos perfis de ocupação no cenário 3 ..	109
Tabela 7.15 – Retorno do investimento para os diversos perfis de ocupação no cenário 4 ..	110
Tabela 7.16 – Retorno do investimento para os diversos perfis de ocupação no cenário 4 ..	110
Tabela 7.17 – Principais características do <i>Chiller</i> de 15 TR (CARRIER 2013, modificado).....	114
Tabela 7.18 – Tabela de potência consumida para diversas cargas de operação e temperaturas do ar externo do <i>Chiller</i> 15 TR (CARRIER 2013, modificado).....	115
Tabela 7.19 – Principais características do <i>fan coil</i> de 15 TR (CARRIER 2013, modificado).....	116
Tabela 7.20 – Valores integralizados anuais para o cenário 1.....	119
Tabela 7.21 – Valores integralizados anuais para o cenário 2.....	122
Tabela 7.22 – Valores integralizados anuais para o cenário 3.....	126
Tabela 7.23 – Valores integralizados anuais para o cenário 4.....	131
Tabela 7.24 – Comparação dos custos energéticos para os quatro cenários.....	135

Tabela 7.25 – Custos iniciais dos cenários.....	136
Tabela 7.26 – Custos operacionais dos cenários.....	136
Tabela 7.27 – Retorno do investimento de cada cenário.....	137
Tabela A.1 – Comparação entre os dispositivos de recuperação de energia ar-ar (ASHRAE 2012, modificado).....	187
Tabela B.1 – Vazões mínimas de ar externo para edifício de escritórios com ocupação de 10m ² /pessoa (Perez-Lombard et al 2011, modificado).....	206
Tabela L.1 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 33 horas de operação.....	259
Tabela L.2 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 43 horas de operação.....	259
Tabela L.3 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 57 horas de operação.....	260
Tabela L.4 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 65 horas de operação.....	260
Tabela L.5 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 80 horas de operação.....	261
Tabela L.6 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 18 horas de operação.....	261
Tabela L.7 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 36 horas de operação.....	262
Tabela L.8 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 72 horas de operação.....	262
Tabela L.9 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 42 horas de operação.....	263
Tabela L.10 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 56 horas de operação.....	264
Tabela L.11 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 73 horas de operação.....	264
Tabela L.12 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 84 horas de operação.....	265
Tabela L.13 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 68 horas de operação.....	265
Tabela L.14 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 80 horas de operação.....	266
Tabela L.15 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 90 horas de operação.....	266
Tabela L.16 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 90 horas de operação.....	267

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Elementos básicos em regulamentos de energia de edificações.....	20
Figura 3.1 – Convenção numérica para os estágios das correntes de ar de alimentação e exaustão (ASHRAE 2012, modificado).....	29
Figura 4.1 – Esquema de controle do sistema de DCV baseado em sensores de CO2 para zonas únicas (Zhang 2012, modificado).....	39
Figura 4.2 – Estratégia de controle proporcional para DCV baseado em CO2 pela ASHRAE 62.1 (Murphy 2008, modificada).....	42
Figura 4.3 – Estratégia de controle por simples <i>set point</i> para DCV baseado em CO2 pela ASHRAE 62.1 (Murphy 2008, modificado).....	43
Figura 5.1 – Esquema do sistema adotado para desenvolvimento do modelo.....	45
Figura 5.2 – Esquema detalhado do sistema adotado (detalhamento da Figura 5.1).....	48
Figura 5.3 – Gráfico de Eficiência x Vazão de ar para o equipamento ERV modelo ECO-V LZ-H150GBA2 (LG, 2012).....	50
Figura 5.4 – Esquema das correntes de ar de alimentação e exaustão no ERV (LIU et al 2010, modificado).....	51
Figura 5.5 – Fluxograma de funcionamento da simulação.....	55
Figura 5.6 – Fluxograma da metodologia de controle adotada.....	57
Figura 6.1 – Objeto do estudo de caso: Auditório de um edifício de escritórios.....	58
Figura 6.2 – Temperatura de bulbo seco e umidade relativa para a cidade de Brasília/DF no ano de 2012 (INMET, 2012).....	60
Figura 6.3 – Perfil de carga térmica anual.....	61
Figura 6.4 – Perfil de carga térmica para o dia de projeto.....	61
Figura 6.5 – Perfil de carga térmica para o dia de projeto com o uso do recurso de ERV.....	62
Figura 6.6 – Perfil de ocupação original (%) semanal do auditório em estudo.....	63
Figura 6.7 – Gráfico de “Potência consumida x Carga de operação” para diversas temperaturas do ar externo – <i>Chiller</i> 12 TR (CARRIER 2013, modificado).....	65
Figura 6.8 – Gráfico de “COP x Carga de operação” para diversas temperaturas do ar externo – <i>Chiller</i> 12 TR (CARRIER 2013, modificado).....	66
Figura 6.9 – Gráfico de “Potência elétrica consumida x Vazão de ar” para o equipamento <i>fan coil</i> VORTEX 12 TR (CARRIER 2013, modificado).....	67

Figura 6.10 – Gráfico de “Potência consumida x Carga de operação” para diversas temperaturas do ar externo – <i>Chiller</i> 10 TR (CARRIER 2013, modificado).....	69
Figura 6.11 – Gráfico de “COP x Carga de operação” para diversas temperaturas do ar externo – <i>Chiller</i> 10 TR (CARRIER 2013, modificado).....	69
Figura 6.12 – Gráfico de “Potência elétrica consumida x Vazão de ar” para o equipamento <i>fan coil</i> VORTEX 10 TR (CARRIER 2013, modificado).....	70
Figura 6.13 – Gráfico de "Eficiência x Vazão de ar" para o equipamento ERV modelo ECO-V LZ-H150GBA2 (LG 2011, modificado).....	71
Figura 6.14 – Especificações técnicas do ERV (LG, 2011).....	71
Figura 6.15 – Perfil Gráfico de “Potência elétrica consumida x Vazão de ar” para o equipamento ERV modelo ECO-V LZ-H150GBA2 (LG 2011, modificado).....	71
Figura 6.16 – Solução de projeto para o cenário 1.....	75
Figura 6.17 – Solução de projeto para o cenário 2.....	76
Figura 6.18 – Solução de projeto para o cenário 3.....	77
Figura 6.19 – Solução de projeto para o cenário 4	78
Figura 7.1 – Carga térmica do ar de renovação para o cenário 1 ao longo do ano.....	85
Figura 7.2 – Entalpia do ar externo e interno para o cenário 1 ao longo do ano.....	86
Figura 7.3 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores de renovação para o cenário 1	87
Figura 7.4 – Consumo elétrico mensal do <i>fan coil</i> para o cenário 1	87
Figura 7.5 – Consumo elétrico mensal <i>chiller</i> para o cenário 1	88
Figura 7.6 – Consumo elétrico mensal total do cenário 1.....	88
Figura 7.7 – Carga térmica do ar de renovação para o cenário 2 ao longo do ano.....	89
Figura 7.8 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores de renovação para o cenário 2.....	90
Figura 7.9 – Consumo elétrico mensal do <i>fan coil</i> para o cenário 2.....	90
Figura 7.10 – Consumo elétrico mensal do <i>chiller</i> para o cenário 2.....	91
Figura 7.11 – Consumo elétrico mensal total do cenário 2.....	91
Figura 7.12 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores de renovação para o cenário 3.....	92
Figura 7.13 – Entalpia do ar externo e interno para o cenário 3 ao longo do ano.....	92

Figura 7.14 – Energia recuperada no ERV ao longo do ano no cenário 3.....	93
Figura 7.15 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores de renovação para o cenário 3.....	94
Figura 7.16 – Consumo elétrico mensal do <i>fan coil</i> para o cenário 3.....	95
Figura 7.17 – Consumo elétrico mensal <i>chiller</i> para o cenário 3.....	95
Figura 7.18 – Consumo elétrico mensal total do cenário 3	96
Figura 7.19 – Carga térmica do ar de renovação para o cenário 4 ao longo do ano.....	96
Figura 7.20 – Entalpia do ar externo e interno para o cenário 4 ao longo do ano.....	97
Figura 7.21 – Energia recuperada no ERV ao longo do ano no cenário 4.....	97
Figura 7.22 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores de renovação para o cenário 4	99
Figura 7.23 – Consumo elétrico mensal do <i>fan coil</i> para o cenário 4.....	99
Figura 7.24 – Consumo elétrico mensal <i>chiller</i> para o cenário 4.....	100
Figura 7.25 – Consumo elétrico mensal total do cenário 4.....	100
Figura 7.26 – Comparação entre as cargas térmicas do ar de renovação para os quatro cenários ao longo do ano.....	101
Figura 7.27 – Comparação entre as cargas térmicas do ar de renovação para os quatro cenários integralizadas ao longo do ano.....	101
Figura 7.28 – Comparação dos custos energéticos para os quatro cenários.....	103
Figura 7.29 – Retorno do investimento para diversos perfis de ocupação no cenário 2.....	108
Figura 7.30 – Retorno do investimento para diversos perfis de ocupação no cenário 3	109
Figura 7.31 – Retorno do investimento para diversos perfis de ocupação no cenário 4	110
Figura 7.32 – Temperatura de bulbo seco e umidade relativa para a cidade de Manaus/AM no ano de 2012 (INMET, 2012)	112
Figura 7.33 – Perfil de carga térmica anual.....	113
Figura 7.34 – Perfil de carga térmica anual com o uso do recurso de ERV.....	113
Figura 7.35 – Gráfico de “Potência consumida x Carga de operação” para diversas temperaturas do ar externo – <i>Chiller</i> 15 TR (CARRIER 2013, modificado).....	115

Figura 7.36 – Gráfico de “COP x Carga de operação” para diversas temperaturas do ar externo – <i>Chiller</i> 15 TR (CARRIER 2013, modificado).....	116
Figura 7.37 – Gráfico de “Potência elétrica consumida x Vazão de ar” para o equipamento <i>fan coil</i> VORTEX 15 TR (CARRIER 2013, modificado).....	117
Figura 7.38 – Carga térmica do ar de renovação para o cenário 1 ao longo do ano.....	118
Figura 7.39 – Entalpia do ar externo e interno para o cenário 1 ao longo do ano.....	118
Figura 7.40 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores de renovação para o cenário 1	119
Figura 7.41 – Consumo elétrico mensal do <i>fan coil</i> para o cenário 1.....	120
Figura 7.42 – Consumo elétrico mensal <i>chiller</i> para o cenário 1.....	120
Figura 7.43 – Consumo elétrico mensal total do cenário 1.....	121
Figura 7.44 – Carga térmica do ar de renovação para o cenário 2 ao longo do ano.....	122
Figura 7.45 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores de renovação para o cenário 2.....	123
Figura 7.46 – Consumo elétrico mensal do <i>fan coil</i> para o cenário 2.....	123
Figura 7.47 – Consumo elétrico mensal <i>chiller</i> para o cenário 2.....	124
Figura 7.48 – Consumo elétrico mensal total do cenário 2.....	124
Figura 7.49 – Carga térmica do ar de renovação para o cenário 3 ao longo do ano.....	125
Figura 7.50 – Entalpia do ar externo e interno para o cenário 3 ao longo do ano.....	125
Figura 7.51 – Energia recuperada no ERV ao longo do ano no cenário 3.....	126
Figura 7.52 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores de renovação para o cenário 3.....	127
Figura 7.53 – Consumo elétrico mensal do <i>fan coil</i> para o cenário 3.....	127
Figura 7.54 – Consumo elétrico mensal <i>chiller</i> para o cenário 3.....	128
Figura 7.55 – Consumo elétrico mensal total do cenário 3.....	128
Figura 7.56 – Carga térmica do ar de renovação para o cenário 4 ao longo do ano.....	129
Figura 7.57 – Entalpia do ar externo e interno para o cenário 4 ao longo do ano.....	129
Figura 7.58 – Energia recuperada no ERV ao longo do ano no cenário 4.....	130
Figura 7.59 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores de renovação para o cenário 4.....	131

Figura 7.60 – Consumo elétrico mensal do <i>fan coil</i> para o cenário 4.....	132
Figura 7.61 – Consumo elétrico mensal <i>chiller</i> para o cenário 4.....	132
Figura 7.62 – Consumo elétrico mensal total do cenário 4.....	133
Figura 7.63 – Comparação entre as cargas térmicas do ar de renovação para os quatro cenários ao longo do ano.....	134
Figura 7.64 – Comparação entre as cargas térmicas do ar de renovação integralizadas ao longo do ano para os quatro cenários.....	134
Figura 7.65 – Comparação dos custos energéticos para os quatro cenários.....	135
Figura 7.66 – Energia total recuperada pelo ERV na cidade de Brasília/DF, no cenário 4 ..	138
Figura 7.67 – Energia total recuperada pelo ERV na cidade de Manaus/AM, no cenário 4.	139
Figura 7.68 – Coeficientes de ponderação de calor sensível e latente para Brasília	140
Figura 7.69 – Coeficientes de ponderação de calor sensível e latente para Manaus	141
Figura 7.70 – Eficiência total do ERV para a cidade de Brasília/DF	141
Figura 7.71 – Eficiência total do ERV para a cidade de Manaus/AM	142
Figura 7.72 – Energia sensível recuperada no ERV para a cidade de Brasília/DF	143
Figura 7.73 – Energia latente recuperada no ERV para a cidade de Brasília/DF.....	143
Figura 7.74 – Energia sensível recuperada no ERV para a cidade de Manaus/AM.....	144
Figura 7.75 – Energia latente recuperada no ERV para a cidade de Manaus/AM	144
Figura A.1 – Tipos de arranjos de fluxo de ar para recuperadores de energia (ASHRAE 2012, modificado).....	161
Figura A.2 – Vazamento de ar de fluxo cruzado em ERVs (ASHRAE 2012, modificado)..	164
Figura A.3 – Recuperador de energia de placas fixas e fluxo (ASHRAE 2012, modificado)	170
Figura A.4 – Recuperador de energia de placas fixas e fluxo cruzado (Green Angel Energy 2013, modificado).....	170
Figura A.5 – Variação na perda de carga e na eficiência com a vazão para recuperadores de placas (ASHRAE 2012, modificado)	171
Figura A.6 – Típica estratificação de temperatura nas saídas de um ERV de fluxo cruzado (ASHRAE 2012, modificado)	172
Figura A.7 – Recuperador de energia rotativo (ASHRAE 2012, modificado).....	173

Figura A.8 – Eficiências latente e sensível x Rotação da roda (ASHRAE 2012, modificado).....	175
Figura A.9 – Eficiências latente e sensível x <i>by-pass</i> de ar (ASHRAE 2012, modificado)..	176
Figura A.10 – Eficiência de um recuperador de calor contracorrente (ASHRAE 2012, modificado).....	177
Figura A.11 – Recuperador de energia por meio de serpentina (ASHRAE 2012, modificado).....	178
Figura A.12 – Capacidade de recuperação de energia x Temperatura do ar externo para um recuperador de serpentina (ASHRAE 2012, modificado).....	179
Figura A.13 – Arranjo de tubos quentes (ASHRAE 2012, modificado).....	180
Figura A.14 – Operação de tubos quentes (ASHRAE 2012, modificado).....	180
Figura A.15 – Processos de transferência de calor sensível no verão e inverno (MUNTERS 2012, modificado).....	181
Figura A.16 – Termossifão tipo tubo selado (ASHRAE 2012, modificado).....	182
Figura A.17 – Termossifão tipo serpentina (ASHRAE 2012, modificado).....	183
Figura A.18 – Termossifão tipo serpentina com 8 passes, 2mm de espaço entre aletas, carga estática de 80% (ASHRAE 2012, modificado).....	184
Figura A.19 – Sistema de torres gêmeas realizando um resfriamento evaporativo indireto do ar: (a) Esquema e (b) Instalação em um edifício (ASHRAE 2012, modificado)	186

LISTA DE SÍMBOLOS, NOMENCLATURAS E ABREVIACÕES

Símbolos Latinos

A	Área de troca de calor	$[m^2]$
A_z	Área útil ocupada pelas pessoas do ambiente	$[-]$
C_e	Custo da energia para operar o sistema por um período de um ano	$[-]$
C_{max}	Maior valor entre $c_{ps} \cdot \dot{m}_s$ e $c_{pe} \cdot \dot{m}_e$	
C_{min}	Menor valor entre $c_{ps} \cdot \dot{m}_s$ e $c_{pe} \cdot \dot{m}_e$	
$c_{p,d}$	Calor específico à pressão constante do ar seco	$[kJ/kg.K]$
c_{pe}	Calor específico à pressão constante do ar de exaustão úmido	$[kJ/kg.K]$
$c_{p,m}$	Calor específico à pressão constante do vapor de água	$[kJ/kg.K]$
c_{ps}	Calor específico à pressão constante do ar de alimentação úmido	$[kJ/kg.K]$
CRF	Fator de recuperação de capital	
C_s	Concentração de CO ₂ no recinto	$[ppm]$
$C_{s,init}$	Custo inicial do sistema	$[-]$
C_0	Concentração de CO ₂ no ar exterior	$[ppm]$
d	Umidade absoluta	$[kg/kg \text{ de ar seco}]$
E_z	Eficiência de distribuição de ar na zona	$[-]$
F_p	Vazão volumétrica de ar externo por ocupante	$[m^3/h/pessoa]$
h	Entalpia dos pontos das correntes de ar	$[kJ/kg]$
h_{fg}	Entalpia de vaporização	$[kJ/kg]$
h_1	Entalpia no estado 1 (entrada do ar de alimentação)	$[kJ/kg]$
ITC	Taxa de investimento para melhorias em eficiência energética	
i''	Taxa de desconto efetivo ajustado pela inflação da energia	

\dot{m}_e	Vazão mássica do ar seco de exaustão	[kg/s]
\dot{m}_{\min}	Menor valor entre \dot{m}_s e \dot{m}_e	[kg/s]
\dot{m}_s	Vazão mássica do ar seco de alimentação	[kg/s]
n	Número total de períodos avaliados	
N	Taxa de geração de CO2 por pessoa	[ppm/hora/pessoa]
P_{blower}	Potência de ventilação para o recuperador	[W]
P_{comp}	Potência de entrada direta para o recuperador	[W]
\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 do ambiente	[-]
Q_{blower}	Perda de carga da corrente de ar de alimentação ou exaustão	[L/s]
Q_e	Vazão volumétrica de ar de exaustão	[m ³ /s]
\dot{q}_L	Taxa de transferência de calor latente	[kW]
$\dot{q}_{L,\max}$	Máxima taxa de transferência de calor latente	[kW]
\dot{q}_s	Taxa de transferência de calor sensível	[kW]
Q_s	Vazão volumétrica de ar de alimentação	[m ³ /s]
$\dot{q}_{s,\max}$	Máxima taxa 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 do ar úmido	[°C]
$T_{\text{inc}} =$	Taxa de imposto de renda líquida aonde as taxas são baseadas no último dólar ganho (taxa marginal)	
t_1	Temperatura de bulbo seco no estágio 1 (entrada do ar de alimentação)	[°C]

t_2	Temperatura de bulbo seco no estágio 2 (saída do ar de alimentação)	[°C]
t_3	Temperatura de bulbo seco no estágio 3 (entrada do ar de exaustão)	[°C]
t_4	Temperatura de bulbo seco no estágio 4 (saída do ar de exaustão)	[°C]
U	Coeficiente global de transferência de calor, relacionado às taxas de vazão e dimensões do escoamento do fluido no recuperador	[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 suprida na zona de ventilação	[m ³ /h]
V_0	Vazão de ar externo por pessoa	[m ³ /h/pessoa]
w	Umidade absoluta nas correntes de ar	[kg/kg]
w_1	Umidade no estado 1 (entrada do ar de alimentação)	[kg/kg]

Símbolos Gregos

Δp	Perda de carga da corrente de ar de alimentação ou exaustão	[kPa]
Δp_e	Perda de carga da corrente de ar de exaustão causada pela fricção do fluido	[Pa]
Δp_s	Perda de carga da corrente de ar de alimentação causada pela fricção do fluido	[Pa]
ε_L	Eficiência latente	[-]
ε_s	Eficiência sensível	[-]
ε_t	Eficiência total	[-]

η_f	Eficiência global do ventilador e do motor ou o produto dessas duas eficiências	[-]
ρ_s	Massa específica do ar seco de alimentação	[kg/m ³]
ρ_e	Massa específica do ar seco de alimentação	[kg/m ³]

Grupos Adimensionais

Biot Número de Biot

Subscritos

1	Entrada do ar externo de alimentação
2	Saída do ar externo de alimentação
3	Entrada do ar de exaustão
4	Saída do ar de exaustão
blow	ventilador
max	máximo
min	mínimo

Sobrescritos

- Variação temporal
- Valor médio

Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AC	<i>Alternating Current</i> (Corrente Alternada)
AIV	<i>Air Handler Vortex</i>
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ANVISA	Agência Nacional de Vigilância Sanitária
ASHRAE	<i>American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers</i> (Sociedade Americana dos Engenheiros de Refrigeração e Ar Condicionado)
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
CABO	<i>Council of America Building Officials</i>
CEF	<i>Combined Efficiency</i> (Eficiência Combinada)
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CGIEE	Comitê Gestor de Indicadores e Níveis de Eficiência Energética
CO ₂	Dióxido de Carbono
COP	Coefficiente de Performance
DC	<i>Direct Current</i> (Corrente Contínua)
DCV	<i>Demand-Controlled Ventilation</i> (Ventilação por Controle de Demanda)
DOE	<i>Department of Energy</i> (Departamento de Energia)
EER	<i>Energy Efficiency Ratio</i> (Taxa de Eficiência Energética)
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
EPA	<i>Environmental Protection Agency</i>
ERV	<i>Energy Recovery Ventilator</i> (Ventilador de recuperação de energia)

EUA	Estados Unidos da América
GT MME	Grupo Técnico para Eficientização de Energia nas Edificações
HAP	<i>Hourly Analysis Program</i>
HRV	<i>Heat Recovery Ventilator</i> (Ventilador de recuperação de calor)
IAQ	<i>Interior Air Quality</i> (Qualidade do Ar Interior)
ICC	<i>Internation Code Council</i>
IECC	<i>International Energy Conservation Code</i>
INMET	Instituto Nacional de Meteorologia
LCCA	<i>Life Cycle Cost Analysis</i> (Análise do custo do ciclo de vida)
LEED	<i>Leadership in Energy and Environmental Desing</i>
MEC	<i>Model Energy Code</i> (Código de Modelo de Energia)
NBR	Norma Brasileira
NTU	<i>Number of Transfer Unit</i> (Número de unidades de transferência)
PID	<i>Proportional-Integral-Derivative</i>
PMOC	Plano de Manutenção, Operação e Controle
PP	<i>Payback Period</i> (Período de Retorno)
PPM	Partes por Milhão
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
QAI	Qualidade do Ar Interior
RER	<i>Recovery Efficiency Ratio</i> (Taxa de Eficiência de Recuperação)
ROI	<i>Return of Investment</i> (Retorno do Investimento)
SBS	<i>Sick Building Syndrome</i> (Síndrome do Edifício Doente)
USGBC	<i>United States Green Building Council</i>

VAV	<i>Variable Air Volume</i> (Volume de Ar Variável)
VFD	<i>Variable-Frequency Drive</i> (Inversor de Frequência)
VRP	<i>Ventilation Rate Procedure</i> (Procedimento de Taxa de Ventilação)

1 - INTRODUÇÃO

1.1 – O PROBLEMA EM ESTUDO E SUA IMPORTÂNCIA

No cenário atual, a necessidade de conservação de energia tem recebido maior atenção no campo das pesquisas científicas e tecnológicas. Soma-se a esse fato o aumento das discussões acerca dos impactos ambientais causados pelo crescimento desenfreado das populações. Assim, diversas pesquisas, nas mais variadas áreas das ciências, têm sido desenvolvidas com o intuito de buscar tecnologias que aumentem a eficiência dos sistemas atuais e diminuam os impactos ambientais causados.

Uma das principais preocupações do país é a questão energética, pois o crescimento industrial e demográfico tem exigido cada vez mais dos recursos de energia. Nesse sentido, o Brasil vem fazendo constantemente programas de racionalização para diminuir a demanda. De acordo com dados da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL, 2012), a potência demandada por instalações de ar condicionado e refrigeração é da ordem de 14.000 MW, representando 11,8% da capacidade instalada no país. Dessa forma, soluções mais eficientes também são necessárias nos diversos sistemas de engenharia, de maneira a manter as mesmas funções exigidas com a utilização de menos recursos que os sistemas tradicionais.

Esse é caso em sistemas de Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado (AVAC), que são sistemas requeridos para prover conforto térmico e qualidade do ar interno em edifícios ou escritórios, com razoáveis custos de instalação, manutenção e operação.

É notório o desenvolvimento de equipamentos e meios para diminuir e evitar maiores danos ao ambiente em sistemas AVAC. Exemplos disso são as substituições de fluidos refrigerantes por outros mais ecológicos, como os hidrocarbonetos, soluções alternativas para a climatização, como o resfriamento evaporativo, o aumento da eficiência de trocadores de calor, bombas e compressores, demandando, assim, uma menor quantidade de energia. No entanto, tais equipamentos devem ser alocados em uma concepção de projeto que também prime por requisitos de eficiência.

Assim, os projetos de climatização atuais devem levar em conta diversos critérios que visam à eficiência e redução do impacto ambiental. Dentre eles, podem ser citados os critérios de operação do sistema em cargas térmicas parciais, o que requer sistemas capazes de modular seu funcionamento de maneira eficiente. Sistemas que não operam em cargas

parciais geram um alto consumo energético, já que estará sempre atuando em carga máxima, mesmo que o ambiente não demande tal carga térmica.

Além da preocupação com a operação em cargas parciais, outro requisito importante é a utilização de meios que garantam a regeneração do calor que, inicialmente, seria rejeitado para o meio. Nesse quesito, aparecem, nos sistemas atuais, os recuperadores de energia alocados entre o ar de exaustão e a tomada de ar externo. 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.

Outra característica importante de sistemas AVAC é a qualidade do ar interno. Apesar de não ser recente, com a normatização de parâmetros de conforto e qualidade do ar por órgãos brasileiros e internacionais, o assunto tem entrado cada vez mais em pauta, estando presente em praticamente todos os projetos que visem conforto térmico. Além disso, análises da qualidade do ar têm sido realizadas em edifícios, de forma a verificar se os parâmetros estão de acordo com as normas, além de ser uma espécie de auditoria da manutenção e operação do sistema de AVAC local.

Nesse sentido, tendo em vista 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 aspectos de eficiência energética. Tal situação privilegia a utilização de sistemas com renovação de ar variável.

Assim, o uso de sistemas tradicionais de AVAC que requerem altas taxas de renovação de ar irá demandar também uma maior potência de ventilação para atender às demandas do edifício. Nesse sentido, serão necessários maiores climatizadores de ar, com maiores serpentinas e ventiladores. Esse conjunto de fatores acarreta um sistema superdimensionado e que não prima pelos requisitos de conservação de energia. Portanto, estudos direcionados para as análises das vazões ideais de renovação de ar, associadas ainda com recuperação de energia, têm grande potencial para a economia de custos significativos nas fases de concepção, dimensionamento do sistema, operação e manutenção.

1.2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O setor da construção civil no Brasil consome, ainda hoje, aproximadamente um terço da energia primária utilizada na maioria dos países em desenvolvimento, envolvendo, além da emissão de toneladas de dióxido de carbono e esgotamento das fontes de energia, um custo da ordem de milhões (Colmenar-Santos *et al.*, 2013).

Esse fato tem tornado prioritárias estratégias de eficiência e economia energética nas políticas do setor na maioria dos países (Perez-Lombard *et al.*, 2008). Além disso, esse esforço oferece grande potencial de redução do consumo de energia primária e da emissão de dióxido de carbono a partir da redução de demandas de aquecimento, do aumento da eficiência nas cadeias de abastecimento energético e do aumento do uso de recursos renováveis para materiais e combustíveis.

Diversas estratégias podem ser utilizadas para a consumação desse potencial incluindo requisitos de eficiência energética em normas aplicadas à construção civil, como a especificação, por exemplo, de exigências mínimas de eficiência energética para os edifícios (European Commission, Action Plan for Energy Efficiency, 2006).

O consumo de energia de um escritório ou edifício comercial durante o seu tempo de vida operacional é significativamente maior que a energia incorporada nos materiais e na construção (Claridge *et al.*, 1994). Dessa forma, cada vez mais esforços têm sido empregados no sentido de conferir ao edifício e às suas instalações um nível maior de eficiência, atendendo aos requisitos e padrões de normas nacionais e internacionais definidos por leis, normas, códigos, estratégias, políticas ou sistemas de certificação.

Dentre as diversas instalações existentes, os sistemas de AVAC são os maiores consumidores de energia das edificações não residenciais, respondendo por cerca de 10-20% do consumo final de energia em países desenvolvidos (Perez-Lombard *et al.*, 2008).

Perez-Lombard *et al.* (2011) analisaram o desenvolvimento dos códigos de eficiência energética de sistemas de AVAC para edificações em relação ao seu escopo e conformidade. Foram analisados doze dos principais códigos de eficiência energética de edifícios espalhados pelo mundo, cobrindo mais de trinta nações em quatro continentes distintos. Também foram classificadas seis categorias de prescrições normativas que serviriam como base para uma seleção eficiente dos diversos componentes de sistemas de AVAC: a) eficiência mínima de equipamentos; b) sistemas de distribuição de fluidos; c) sistemas de controle; d) ventilação de ar externo; e) recuperação de energia e f) ciclo economizador.

A ventilação de ar externo é um requisito obrigatório para a obtenção de uma aceitável Qualidade do Ar Interior (QAI). As normas geralmente definem um valor mínimo de vazão de ar exterior e de nível de filtragem com vistas à redução da concentração dos contaminantes do ar a níveis aceitáveis. Os sistemas de ventilação geralmente usam energia térmica para tratamento do ar exterior e energia elétrica para filtragem e distribuição do ar nos espaços condicionados, conseqüentemente, os requisitos de QAI estão diretamente associados à eficiência energética em sistemas de AVAC (Perez-Lombard *et al.*, 2011).

Dessa forma, quanto maior a taxa de renovação de ar, maior o consumo de energia e os custos de operação dos sistemas de climatização. Assim, tendo em vista que as vazões de ar externo são dimensionadas geralmente com base na área do espaço condicionado e no número de ocupantes, as taxas mínimas são estimadas considerando-se o número máximo de ocupantes. Por esse motivo, é recomendável que os sistemas de AVAC sejam ajustáveis de modo que as taxas de ventilação possam ser reduzidas de acordo com a demanda, evitando uma ventilação em excesso (PEREZ-LOMBARD *et al.*, 2011).

Em termos gerais, as cargas térmicas de resfriamento ou aquecimento da ventilação de ar externo constituem de 20% a 40% da carga térmica total para edifícios comerciais (ASHRAE, 1997). Felizmente, uma grande fração dessa energia requerida para condicionar o ar externo pode ser recuperada se os ventiladores de recuperação de energia são utilizados (*energy recovery ventilators* - ERV) (Dorer and Breer, 1998).

As tecnologias de recuperação de energia, outra categoria de prescrição normativa abordada, são bem conhecidas e 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. Conseqüentemente, 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 uma redução na carga térmica devido à ventilação (Perez-Lombard *et al.*, 2011).

Os equipamentos que realizam esse processo são chamados de recuperadores de energia ar-ar (*air-to-air energy recovery equipment*). Esses recuperadores de energia entre fluxos de ar podem ser divididos em dois grupos: 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*).

No passado, as pesquisas tiveram como foco apenas a recuperação de calor sensível, sendo desprezado o tratamento da umidade do ar da ventilação externa. Esses sistemas utilizam normalmente trocadores de calor tradicionais, como os trocadores de placas fixas (*fixed plates*), rodas trocadoras de calor sensível (*sensible heat exchange wheels*), tubos de calor (*heat pipes*) e trocadores de calor por meio de bombeamento de fluido em serpentina (*run-around loop heat exchangers*), os quais possuem fácil implementação.

Dhital *et al* (1995) investigaram os efeitos dos sistemas de trocadores de calor por meio de bombeamento de fluido em serpentina (*run-around heat exchangers*) no consumo de energia e na análise de custo do ciclo de vida energético (*life cycle cost analysis - LCCA*) de um edifício de escritórios típico. As simulações foram feitas em quatro cidades americanas e os resultados apresentaram economias anuais de energia de até 4,8%, associados à redução de até 8% na capacidade dos *chillers*.

Johnson *et al* (1995) dimensionaram e simularam um sistema de bombeamento de fluido em serpentina (*multiple-coil run-around system*) em um amplo conjunto (*range*) de condições de operação, desde climas frios até climas quentes com altas cargas térmicas de resfriamento. Foi realizada uma simulação anual com base em informações horárias de temperatura e umidade, em que foi possível determinar os custos operacionais anuais e as economias devidas ao uso do sistema. Para o edifício típico analisado, o período de retorno do investimento dos sistemas de recuperação de energia aplicados foi menor que 3,4 anos.

Manz *et al* (2000) investigaram uma unidade de ventilação com recuperação de calor em uma sala única, a partir de análises numéricas e experimentais, em relação aos requisitos de eficiência na ventilação, conforto térmico, recuperação de calor, consumo de energia elétrica e parâmetros acústicos. Usando essas unidades de ventilação, ficou demonstrado que a sala foi ventilada com eficiência (eficiência de troca de ar igual a 0,6) em um ótimo nível de conforto térmico, apresentando ainda razoável economia de energia devido à recuperação de calor utilizada.

Nos últimos anos, tem crescido a atenção dispensada à recuperação de energia, também chamada de recuperação entálpica, na qual tanto o calor sensível quanto o calor latente são recuperados. A técnica de recuperação de entalpia se baseia principalmente nos processos de sorção alternada (absorção e adsorção) e regeneração, a partir da utilização de materiais dessecantes, quer sob a forma de leitos cíclicos fechados (*cycling packed beds*)

(San, 1993) ou rodas giratórias (rodas entálpicas) (*rotary wheels or rotary enthalpy wheels*).

Klein *et al* (1990) desenvolveram um modelo computacional de um trocador ar-ar entálpico com um dessecante sólido. Foram estabelecidas correlações para as quais a eficiência entálpica do trocador seria máxima e definida como função apenas do número unitário de trocas (*number of transfer unit – NTU*). As correlações apresentadas se mostraram eficazes para determinadas condições de operação em que existe troca entálpica.

Stiesch *et al* (1995) estudaram recuperadores de energia do tipo rodas entálpicas giratórias aplicadas em edifícios, com o objetivo de analisar sua eficiência anual. Foram analisados edifícios de escritórios em três cidades americanas, com taxa de ventilação de acordo com a norma da ASHRAE à época (20 cfm/pessoa). Foram medidas as economias no consumo de energia, tanto para aquecimento quanto para resfriamento, durante 15 anos para trocadores de entalpia e trocadores de calor sensível apenas. As economias acumuladas foram da ordem de \$28.000 a \$38.000 para o trocador entálpico e de \$7.000 a \$24.000 para o trocador de calor sensível.

Simonson e Besant (1998) apresentaram e validaram experimentalmente um modelo numérico para a análise de rodas entálpicas com transferência de calor, umidade, condensação e congelamento. A presença de condensado e gelo aumenta com a umidade em certos níveis de umidade relativa do ar, se acumulando permanentemente na roda entálpica. Foram estudadas as sensibilidades aos processos de condensação e congelamento em rodas entálpicas com dois tipos de materiais dessecantes: i) dessecante com um tipo de sorção isotérmica (ex: peneira molecular) e ii) dessecante com sorção isotérmica linear (ex: sílica gel). Os resultados da simulação mostraram que o dessecante com curva de sorção linear é mais favorável para a recuperação de energia, pois tem melhores características de eficiência e menores quantidades de condensação/congelamento em condições de operação extremas.

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. Simonson e Besant (1999b) conferiram o significado físico para esses grupos

adimensionais e os utilizaram para desenvolver correlações de eficiência para as rodas de energia. As correlações de eficiência apresentadas permitem ao projetista prever as eficiências de calor sensível, latente e total das rodas de energia quando as condições de operação são conhecidas. Os resultados mostraram que a sua eficiência total pode ser maior que 70%.

Além das rodas entálpicas, existe outro tipo de tecnologia de recuperação entálpica baseada em placas de membrana (*membrane plates*), que são uma variação da tecnologia de recuperação de calor sensível do tipo placas fixas (*fixed plates*). Membranas têm sido bastante utilizadas nos processos de separação umidade/ar em processos industriais ao longo dos anos (Pan *et al.*, 1978; Asaeda e Du, 1986; Wang *et al.*, 1992; Cha *et al.*, 1996).

Entretanto, embora os produtos que utilizam membranas hidrofílicas para recuperação de entalpia estejam disponíveis no mercado, sua eficiência na recuperação de energia de ventilação não foi amplamente documentada até o início do século XXI como foram os produtos do tipo roda entálpica. O sistema de membrana se baseia na utilização de novas membranas hidrofílicas, permitindo que o calor e umidade sejam transferidos simultaneamente, ao contrário do trocador tradicional de placas fixas, que troca apenas calor sensível. Ele é fácil de construir e instalar e requer pouca manutenção.

Zhang e Jiang (1999) analisaram numericamente os processos simultâneos de transferência de calor e massa por meio de uma membrana hidrofílica como uma descoberta fortuita por meio do desenvolvimento de uma bomba de umidade. Posteriormente, Zhang e Niu (2002) analisaram os mecanismos de transferência de calor e massa que ocorrem em rodas dessecantes baseadas em um modelo bidimensional, em que foram discutidos os efeitos da espessura da parede sobre as velocidades de rotação ideais para aplicações de desumidificação e recuperação entálpica. A partir de simulações numéricas, foram calculadas as velocidades ideais com vistas à recuperação de calor sensível, de calor latente e de desumidificação do ar.

Zhang *et al* (2000) investigaram as características das transferências de calor e massa de uma membrana permeável à água, com o intuito de criar uma referência visando a seleção de uma membrana apropriada para ventiladores de recuperação de energia (ERV). Os cálculos resultantes desse trabalho foram validados experimentalmente. Zhang e Niu (2001) compararam a economia de energia entre um ventilador de recuperação de energia (ERV) e um ventilador de recuperação de energia sensível apenas (HRV) no clima quente e úmido da cidade de Hong Kong. Os resultados da simulação sugeriram que quanto mais úmido o clima, melhores são os resultados do ERV em relação ao HRV.

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.

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 no software CFD (*computational fluid dynamics*) foi desenvolvido nesse estudo a fim de analisar a distribuição de calor e umidade, e os resultados foram validados experimentalmente a partir de medições em uma plataforma experimental.

Sphaier e Worek (2006) fizeram uma comparação entre as formulações matemáticas que descrevem o fenômeno de transporte que ocorre dentro das rodas entálpicas, incluindo efeitos da transferência de calor axial, da difusão de massa, e, ainda, uma versão simplificada, sem considerar esses efeitos. Os resultados mostraram que a razão de aspecto do substrato dessecante juntamente com o número de Biot são parâmetros relevantes para determinar se a difusão axial deve ser incluída na análise.

Li *et al* (2005) propuseram um novo tipo de unidade de ar externo, composto basicamente por um líquido dessecante recuperador de entalpia e de um ciclo de refrigeração de pequena capacidade. Testes experimentais dessa unidade instalada em um hospital apresentaram uma taxa de eficiência energética (*energy efficiency ratio* - EER) variando entre 6.3-7.3 no verão e entre 4.7-5.0 no inverno. O equipamento se mostrou confiável na eliminação de superfícies molhadas em sistemas de ar condicionado, proporcionando melhores qualidades no ar interior.

Yin (2006) propôs um novo tipo de recuperador de energia de placas fixas, utilizando membranas separadas de gás de nanocompósitos, cujos valores de eficiência entálpica alcançaram 75%, além de uma drástica redução na resistência do ar devido ao cancelamento da estrutura de papel corrugado.

Zhou *et al* (2007) simularam um sistema de ERV em dois locais da China com diferentes condições climáticas utilizando o software *EnergyPlus*, a partir um modelo de simulação dinâmica das condições operacionais. Foi determinada uma nova variável, definida como a razão entre a recuperação de energia e a entrada total de energia no sistema de ar condicionado. Os resultados das simulações mostraram que a média sazonal

dessa variável possui uma relação linear com os valores de temperatura interna do ambiente condicionado. Ainda, eles reportaram que a aplicação do ERV reduziu mais o consumo de energia durante o inverno em Shangai do que em Pequim, e, durante o verão, a utilização do ERV em Pequim não era econômica quando a temperatura interna do ambiente fosse maior que 24° C.

Fauchoux *et al* (2007) apresentaram os impactos indesejáveis de um ERV (roda entálpica) funcionando sem controle de operação em cargas de resfriamento em climas frios e amenos (Vancouver e Saskatoon, no Canadá). Os resultados apontaram que a energia para resfriamento poderia ser reduzida utilizando-se uma estratégia de controle baseada na temperatura interna do ambiente. Ainda, verificaram que a utilização do ERV nessas cidades conferiu melhorias na qualidade do ar interior e na redução da umidade relativa.

Mumma (2001) utilizou uma estratégia de controle para rodas entálpicas empregadas em sistemas dedicados de ar externo. A estratégia implementada não permitiu que o ERV operasse quando a entalpia do ar externo fosse menor que a entalpia do ar interno enquanto a umidade do ar externo fosse maior que a umidade necessária para o suprimento de ar no ambiente condicionado.

Os estudos mais recentes têm mostrado influência das condições de temperatura e umidade do ar externo no desempenho dos ERV. Esse fato gera a necessidade da avaliação do desempenho desses equipamentos em diversos locais, com condições climáticas distintas, e em diferentes estações do ano, para que sejam disponibilizados dados técnicos suficientes que embasem decisões de projetos que utilizem esses equipamentos. Com essas análises aplicadas para cada local e estação do ano, é possível, ainda, definir uma melhor estratégia de operação para cada equipamento, no sentido de maximizar seu desempenho ao longo do ano.

Yanming *et al* (2009) estudaram a aplicabilidade de sistemas ERV na China. Por causa das diferenças dos climas locais entre as regiões sul e norte do país, as frações de calor sensível e latente por unidade de vazão de ar externo são diferentes entre as regiões, assim como a eficiência global dos recuperadores de energia. Foi avaliada a composição anual do consumo de ar externo por unidade de vazão a partir dos dados climáticos de oito cidades analisadas. A análise verificou a aplicabilidade dos sistemas de ERV na China em diferentes condições de operação, de forma a atender às prescrições normativas de eficiência energética em edifícios comerciais chineses.

Os resultados mostraram que a eficiência do recuperador de energia é significativamente maior que a eficiência do recuperador de calor sensível apenas, nas aplicações em sistemas de ventilação controlada em edifícios com pequena emissão de umidade ao longo do ano. Por esse fator, os preços dos ERV são maiores que dos HRV. Ainda, a relação entre os consumos de energia sensível e latente são o fator chave para a utilização de um ERV ou de um HRV, uma vez que esses consumos dependem do clima, das condições de projeto do ar interno e das aproximações utilizadas para caracterização do ar externo. Dessa forma, foi mostrado que, para climas quentes e úmidos, a utilização do ERV é melhor que a do HRV. As análises apresentadas consideraram valores fixos para as eficiências globais dos recuperadores de energia e não foram abordadas questões relativas à vazão de ar variável e nem às perdas de carga inerentes aos equipamentos.

Rasouli *et al* (2010) estudaram a aplicabilidade e a definição de uma estratégia de controle ideal para recuperadores de energia em diferentes condições climáticas. Os impactos da utilização do ERV no consumo anual de energia para resfriamento e aquecimento foram investigados por meio de um modelo de um edifício comercial de dez pavimentos em quatro cidades americanas. Os resultados mostraram que a recuperação de calor e umidade pode levar a significativas reduções anuais no consumo de energia para aquecimento, registrando acima de 40% de economia.

Além disso, um ERV operando sob uma estratégia ótima de controle foi capaz de economizar acima de 20% no consumo anual de energia para cargas de resfriamento, dependendo da localização e da eficiência do recuperador. Foi mostrado também que um ERV sem controle de operação pode aumentar o consumo de energia para cargas de resfriamento durante o verão. Nesse sentido, uma estratégia de controle ótimo foi proposta, sendo comparada com o controle baseado na temperatura apenas. Esse controle depende do fator H, que relaciona as eficiências de calor sensível e latente do equipamento. Assim, dependendo da taxa de eficiência latente, a operação do ERV em estações com cargas de resfriamento estaria limitada a condições específicas do ar exterior, dentro de certos limites apresentados.

Por exemplo, o controle ótimo de um ERV que possui valores iguais para as eficiências sensível e latente ocorre quando o ar exterior possui maior entalpia ou maior temperatura que o ar interior. Os resultados da simulação, de acordo com as formulações teóricas, indicaram que um ERV pode operar em uma gama mais ampla para condições externas frias e úmidas quando o equipamento possui uma eficiência latente maior que a sensível. As análises apresentadas consideraram valores fixos (padrões da norma) para as

eficiências globais dos recuperadores de energia e, em relação à vazão de ar exterior variável, foram levantados três níveis de variação de vazão apenas. Não foram abordadas questões relativas à perda de carga nos equipamentos.

Liu *et al* (2010) analisaram a eficiência de ERVs em diversas condições climáticas e seu desempenho na economia de energia em apartamentos residenciais. Atualmente, ERVs têm sido usados frequentemente em edifícios comerciais, industriais e residenciais na China. Baseando-se nas relações entre as eficiências de calor sensível, latente, e eficiência total, foram analisadas as equações com coeficientes ponderados que descrevem o desempenho do ERV em diferentes zonas climáticas no país. De acordo com as informações climáticas, a eficiência total do recuperador depende principalmente da eficiência de calor sensível no inverno e da eficiência de calor latente no verão.

Assim, os desempenhos na economia de energia foram estudados em cinco condições climáticas distintas, também em função da eficiência total ou entálpica, da potência de ventilação consumida e de certas variações na vazão de ar exterior. Os resultados mostraram que, em condições de inverno e verão, o coeficiente ponderado de eficiência de calor sensível diminui com a diminuição da temperatura externa, enquanto o coeficiente de eficiência de calor latente aumenta, porém, essa tendência é mais suave no inverno. As potências de ventilação e também os percentuais de energia economizada aumentam com o aumento das taxas de ventilação de ar externo também.

Kim *et al* (2012) determinaram programações de operação de um HRV visando a maximização da economia de energia em grandes edifícios residenciais. Os resultados medidos mostraram que o consumo de energia de cada edifício foi reduzido quando o HRV foi operado de acordo com as taxas de ventilação recomendadas e em certas faixas de temperatura de conforto. As simulações apresentaram uma contribuição anual na economia de energia de 9,45% para cargas de aquecimento e 8,8% para cargas de resfriamento, quando o HRV operou de forma intermitente. Uma verificação importante foi a de que o HRV é mais significativo para recuperação de energia quando são grandes as diferenças de temperatura entre o ar de exaustão do ambiente interno e o ar exterior.

Por fim, o estudo sugeriu que a influência do HRV na melhoria da qualidade do ar interior (QAI) deve ser examinada em conjunto com a economia de energia provida pelo equipamento, uma vez que a aplicação dele no estudo em questão melhorou as condições do ar interno, já que as taxas de ventilação recomendadas foram mantidas em todo o período de análise.

Yaici *et al* (2013) analisaram numericamente a recuperação de energia em ERVs e HRVs de membranas utilizando o software CFD. O modelo proposto incluiu os mecanismos de transferência de calor e massa para escoamentos laminares a fim de investigar o desempenho térmico desses sistemas. Foram analisados equipamentos com fluxos paralelos em mesmo sentido e em contra corrente nas estações de verão e inverno no Canadá. Os resultados numéricos confirmaram a superioridade na eficiência do recuperador de fluxo em contra corrente.

Foi apresentada, ainda, uma redução na eficiência dos recuperadores com o aumento na velocidade do ar externo de suprimento ou no ar interior de exaustão. A eficiência do ERV no verão foi maior em comparação com o inverno, sob as condições climáticas do Canadá. A estação do ano também mostrou efeito significativo no desempenho do HRV e na potência de ventilação consumida, cujo valor foi aproximadamente 18% maior no verão em relação ao inverno. Os resultados da análise do ERV mostraram que a temperatura e a umidade relativa do ar exterior não tem efeito significativo na eficiência de calor sensível do recuperador, ao contrário da eficiência de calor latente, que aumenta com o aumento da umidade relativa tanto no verão quanto no inverno.

Existem diversos outros trabalhos que abordam a utilização de sistemas de ERV em aplicações de AVAC, porém, eles não se diferem muito do que foi aqui apresentado. Em conclusão, o atual estágio do conhecimento de aplicações de recuperadores de energia, juntamente com vazões variáveis de ar externo, suscita a possibilidade de se analisar os efeitos de economia de energia e de recursos financeiros do uso dessas técnicas em sistemas de AVAC operando em condições climáticas do Brasil, uma vez que não existem dados disponíveis na literatura nesse sentido, levando-se em conta ainda os efeitos dessas técnicas na qualidade do ar interior dos ambientes, em confronto com as exigências das normas brasileiras.

Além disso, percebe-se na literatura uma lacuna em relação a abordagens mais apropriadas para as estimativas das eficiências de calor sensível, latente e total dos recuperadores. A maioria dos estudos utilizam valores de eficiências de normas, ou valores fixos que não consideram sua variação com outros parâmetros, ou ainda consideram sua variação apenas com a vazão ou com os efeitos de temperatura e umidade do ar externo de forma separada. Nesse sentido, a proposição de um modelo que inclua os diversos efeitos agindo de forma conjunta traria melhorias significativas nas estimativas de economia de energia e de retorno de investimento.

1.3 – OBJETIVOS

O presente trabalho objetiva elaborar uma metodologia para análise dos efeitos anuais das técnicas de recuperação de energia e de vazão de ar exterior variável em um sistema de ar condicionado. Essa análise busca mensurar os efeitos de eficiência energética, financeiros e de qualidade de ar interior em edifícios comerciais, com o intuito de fornecer dados que viabilizem essas aplicações em sistemas de AVAC e que subsidiem decisões técnicas de projetos, a partir de análises de retorno de investimento, evitando o superdimensionamento dos sistemas de ar condicionado e conferindo redução de custos de aquisição, instalação, manutenção e operação.

Também, será proposta uma formulação para a simulação do desempenho de um recuperador de energia que será aplicado em um sistema de AVAC, operando com vazão de ar variável, a partir do qual será possível 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.

Por fim, será proposto um estudo de caso para que o modelo seja aplicado, com o intuito de se realizar a análise para um auditório de um edifício de escritórios nas cidades de Brasília/DF e Manaus/AM, avaliando o retorno do investimento dessas tecnologias e como as condições climáticas e os perfis de ocupação influenciam nas análises.

1.4 – METODOLOGIA

A metodologia utilizada será baseada, primeiramente, na elaboração de um modelo matemático que será implementado no software EES (*Engineering Equation Solver*). Esse modelo deverá permitir a inserção de dados de certos parâmetros de entrada que permitam a análise de recuperadores de energia disponíveis no mercado. O modelo também deverá levar em consideração os efeitos climáticos do ar exterior na eficiência dos equipamentos, em conjunto com os efeitos devidos às variações de vazão de ar externo. Essas vazões de ar externo serão determinadas de acordo com as normas técnicas brasileiras, com base nos perfis de ocupação dos ambientes condicionados.

O modelo proposto será aplicado em um ambiente pré-estabelecido, com perfil de carga, parâmetros de conforto de ar interno e sistema de condicionamento de ar definidos. Esse ambiente será avaliado por meio de análise econômica em quatro cenários 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 recuperação de energia; iii) o terceiro, utiliza apenas o recurso da recuperação de energia com vazão fixa de ar exterior e, por último, o iv), um caso utilizando vazão de ar exterior variável e recuperação de energia.

As análises realizadas abordarão os efeitos anuais de economia de energia para os quatro cenários. A partir desses dados, será possível calcular o retorno de investimento em cada um deles, levando em consideração os custos de aquisição, manutenção, instalação e operação dos sistemas.

Por fim, serão realizadas análises críticas quanto à variação dos parâmetros que possam influenciar nos resultados encontrados, como a taxa de ocupação do ambiente, a partir da simulação de vários perfis de ocupação, e as variações nas condições do ar externo, a partir da utilização de duas cidades de projeto com climas diferentes (Brasília e Manaus).

1.5 – ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O capítulo 1 traz uma visão geral sobre o problema proposto e sua importância, apresentando uma revisão bibliográfica sobre eficiência energética, sistemas de recuperação de energia e sua utilização em sistemas AVAC, bem como os objetivos e metodologia utilizados.

O capítulo 2 contém uma revisão de conceitos teóricos referentes aos requisitos de eficiência energética dispostos em normas internacionais e às certificações e programas de etiquetagem existentes.

O capítulo 3 apresenta uma revisão de conceitos teóricos referentes às tecnologias de recuperação de energia.

O capítulo 4 faz uma revisão de conceitos teóricos relativos à Qualidade do Ar Interior, dispendo sobre a evolução do tema ao longo dos anos e apresentando uma análise das normas atuais vigentes na legislação brasileira.

A modelagem matemática é detalhada no capítulo 5, que também traz a metodologia de controle utilizada com todos os parâmetros de entrada do modelo simulado.

A partir dessa modelagem matemática pertinente, define-se um estudo de caso e passa-se à aplicação do modelo para simular o desempenho do sistema de ar condicionado nos quatro cenários propostos. Trata-se do capítulo 6.

No capítulo 7, são apresentados os resultados das simulações e as análises econômicas e energéticas propostas, bem como uma análise dos parâmetros de operação que influenciam os resultados das simulações.

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

2 - REVISÃO DE CONCEITOS FUNDAMENTAIS

Este capítulo faz uma breve revisão de conceitos fundamentais sobre os regulamentos de eficiência energética e programas de certificações em edificações. Os conceitos fundamentais relativos à recuperação de energia e vazão de ar exterior variável serão apresentados nos Capítulos 3 e 4, respectivamente, devido à especificidade de cada tema.

2.1 - REGULAMENTOS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM EDIFÍCIOS

2.1.1 - Visão geral

Os regulamentos de eficiência energética em edifícios, também chamados de códigos de eficiência energética, emergiram nos anos 1970 como uma ferramenta essencial para melhorar 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).

A promoção da eficiência energética é um dos principais objetivos das políticas de energia, uma vez que contribui para a melhoria na gestão dos recursos, reduzindo o consumo de energia e o impacto ambiental do projeto.

Atualmente, a maioria das nações desenvolvidas incluem uma seção de eficiência energética em suas políticas de planejamento energético, normalmente implementadas por meio de uma variedade de leis, códigos, estratégias, regulamentos e processos de certificação. Esses processos abrangem qualquer procedimento, permitindo uma determinação de qualidade comparativa em termos de consumo de energia em edifícios novos ou existentes. Portanto, a certificação energética de edifícios está diretamente ligada aos sistemas de tarifas de energia, programas de aferição e rotulagem energética de edificações.

De acordo com os dados levantados anteriormente, referentes ao consumo de energia de sistemas de AVAC, a definição de requisitos mínimos de eficiência energética é fator chave para o sucesso dos códigos de energia na promoção da eficiência energética. Entretanto, uma análise crítica nos requisitos em sistemas de AVAC em diversos regulamentos de energia evidenciam marcantes diferenças, qualitativas e quantitativas

(Pérez-Lombard, 2011). Isso pode ser consequência da falta de homogeneidade nas terminologias, da complexidade técnica inerente aos múltiplos sistemas de AVAC e do grande impacto do clima e das técnicas construtivas nas tecnologias de AVAC.

2.1.2 - Histórico

Depois de algumas tentativas anteriores isoladas, os códigos de eficiência energética em edificações se constituíram nos anos 1970, após a crise do petróleo. A ameaça de esgotamento das fontes convencionais de energia e o aumento nos preços fizeram os governos se conscientizarem da necessidade de se economizar energia, estabelecendo, como consequência, organizações públicas (agências de energia) para abordar especificamente as questões energéticas.

Assim, os regulamentos de energia começaram a se desenvolver no setor da construção. Na Europa, os primeiros regulamentos que abordavam princípios de transferência de calor na construção civil foram publicados no fim dos anos 1970. A partir daí, foram criados regulamentos para instalações térmicas em edificações, para projeto, instalação e manutenção de sistemas AVAC, sistemas hidrossanitários e de água quente.

Os primeiros regulamentos consideraram de forma separada a envoltória do edifício e a envoltória das instalações de serviço. Nos anos 1980, mudanças foram introduzidas em alguns regulamentos com o intuito de abordar o efeito da radiação solar. No início dos anos 1990, novas propostas de integração mostraram novas abordagens para o edifício como um todo, transferindo, portanto, o conceito de eficiência energética para o setor da construção civil.

A fim de reduzir a emissão de dióxido de carbono a partir da implementação dos requisitos de eficiência energética, os primeiros métodos para cálculo do consumo de energia e para os programas de certificação de energia foram desenvolvidos em conformidade com norma 93/76 do Conselho Diretor Europeu (*Council Directive 93/76*, 1993). Desde então, o quadro técnico e legal da energia em edificações tem passado por uma transformação completa para incorporar os novos requisitos estabelecidos na norma 2002/91 (*Directive 2002/91*, 2002) sobre desempenho energético, certificação energética e inspeções em sistemas de AVAC.

O quadro regulatório é notavelmente diferente nos Estados Unidos. A *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE), fundada em 1894, é uma associação internacional que em 1975 implantou a sua primeira norma de

eficiência energética para projetos e construções de novas edificações, a ASHRAE *Standard 90*.

Em 1989, a ASHRAE implantou a *Standard 90.1*, considerando a envoltória da edificação, sistemas de condicionamento de ar, iluminação artificial e aquecimento de água, e incluindo, ainda, motores e equipamentos (Knijnik, 2011). O escopo da primeira regulamentação sobre eficiência energética em edificações (ASHRAE 90, 1975) demonstra claramente que o foco inicial estava principalmente em assuntos de conservação de energia.

Nos anos 1980, duas significantes mudanças tomaram lugar: a separação entre edificações residenciais e comerciais (CABO, 1993) e o duplo caminho de desempenhos prescritivos para o cumprimento das regulamentações (*California Code of Regulations*, 1978). Em 1992, a partir da aprovação do Ato de Política Energética (*Energy Policy Act*, 1992), o governo federal exigiu a intervenção ativa do Departamento de Energia (*Department of Energy - DOE*) no desenvolvimento dos códigos de energia para as edificações.

A norma 90.1-1989 da ASHRAE para edifícios comerciais e o Código de Modelo energético (MEC 1992) do Conselho Oficial de Edifícios da América (*Council of America Building Officials – CABO*) para edifícios residenciais foram propostos como base para as determinações de economia de energia estabelecidas pelo DOE. Na última década, o Código Internacional de Conservação de Energia (*International Energy Conservation Code – IECC*) desenvolvido pelo Conselho Internacional de Códigos (*International Code Council – ICC*) se tornou o código modelo para aplicação pela comunidade, para edifícios comerciais e residenciais.

Os últimos passos para o desenvolvimento de padrões de eficiência energética nos Estados Unidos para edifícios comerciais se basearam nos programas de certificações, também referenciados como programas de edifícios verdes (*green building programmes*). Nessa linha, a ASHRAE desenvolveu a norma 189.1-2009, uma norma de alto desempenho para edifícios verdes com o objetivo de fornecer requisitos mínimos para reduzir os impactos globais das edificações na saúde humana e no meio ambiente por meio do uso eficiente da energia, água e outros recursos naturais. Vale ressaltar que a cooperação efetiva entre as entidades profissionais, agências de energia, organizações normativas e associações de fabricantes tem contribuído significativamente para a adoção, implementação e aplicação dos regulamentos de energia naquele país.

Já no Brasil, antes da década de 80, havia pouco interesse e incentivo à adoção de medidas para reduzir o consumo de energia elétrica ou aumentar a eficiência de sua utilização, pois a estrutura do segmento elétrico brasileiro apresentava forte participação governamental e tarifas reduzidas em relação ao mercado internacional. Porém, com o crescimento do tema pelo mundo, principalmente nos países desenvolvidos, seria inevitável a construção de políticas públicas visando à racionalização do uso da energia e dos recursos naturais também no Brasil.

Em 1985 foi criado o PROCEL - Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica, pelos Ministérios de Minas e Energia e de Indústria e Comércio. O objetivo do programa era promover a racionalização da produção e do consumo de energia elétrica, a fim de eliminar os desperdícios e reduzir os custos e os investimentos setoriais (Knijnik, 2011). Em 1993, o PROCEL elaborou o Selo Procel de Economia de Energia, que é concedido anualmente aos equipamentos elétricos que apresentam os melhores índices de eficiência energética dentro de suas categorias (PROCEL, 2009).

Depois da crise do setor elétrico, em 2001, o Brasil começou a estabelecer ações para estimular o uso eficiente da energia elétrica. O primeiro passo foi a elaboração da Lei N° 10.295/2001, que estabeleceu a criação de mecanismos que resultassem em edificações mais energeticamente eficientes. Essa lei foi regulamentada pelo Decreto N° 4.049, que obrigava os fabricantes e importadores de máquinas e aparelhos elétricos a adotar níveis máximos de consumo de energia e níveis mínimos de eficiência energética. O decreto também instituiu competências ao Comitê Gestor de Indicadores e Níveis de Eficiência Energética - CGIEE e determinou a constituição do Grupo Técnico para a Eficientização de Energia nas Edificações - GT MME (Knijnik, 2011).

2.1.3 – Abordagem dos regulamentos

O desempenho energético de um edifício depende de vários fatores que se inter-relacionam, os quais variam desde as estratégias de manutenção adotadas pela administração, as condições locais do clima, as características arquitetônicas da edificação, os sistemas de instalações e equipamentos utilizados, até os fatores humanos e culturais que interferem nas condições de seu uso. Nesses termos, a tomada de decisão no momento do projeto do edifício é crucial, exigindo que o arquiteto e os outros profissionais envolvidos na concepção e execução da obra trabalhem em sincronia. Tais medidas são

consideradas estruturais, tendo em vista sua influência no produto final e seu poder de permanência no tempo, haja vista o alto custo de reformas posteriores (Veloso, 2004).

Esses estudos preliminares e anteprojetos podem ser responsáveis por 50% do potencial de economia de energia. Um dos estágios mais importantes da elaboração de uma edificação é a escolha dos materiais que irão compor sua envoltória, pois caracteriza as necessidades energéticas necessárias para proporcionar o mínimo de conforto nos ambientes internos. Caso as características da envoltória da edificação não sejam pensadas de forma adequada, serão realizadas trocas térmicas significativas com o exterior, fazendo com que seja necessário o uso de mais energia para equilibrar a temperatura interior (Knijnik, 2011). A busca pelo equilíbrio térmico, assim como por corretos níveis de iluminação, é de fundamental importância para o bem-estar dos usuários das edificações (Fernandes, 2001).

O escopo de aplicação dos regulamentos de eficiência energética pode ser analisado em termos do tipo, do tamanho e das instalações das edificações. Em relação ao tipo, existem regulamentos que separam as edificações em residenciais e comerciais. Grandes edifícios residenciais algumas vezes podem ser cobertos pelos regulamentos para edifícios comerciais, caso o regulamento residencial seja restrito a edifícios pequenos. Além disso, alguns países impõem requerimentos específicos para alguns tipos de edificações comerciais, como hospitais, laboratórios, etc. O tamanho das edificações pode ser definido por número de pavimentos, área condicionada, por contrato de demanda elétrica ou por capacidade térmica instalada.

Em relação às instalações, os regulamentos de energia geralmente abordam os principais serviços consumidores de energia em edificações: sistemas de AVAC, iluminação, sistemas de aquecimento em geral e equipamentos. Ainda, esses regulamentos devem considerar a qualidade da envoltória, uma vez que essa tem grande impacto nos sistemas de AVAC e na energia utilizada para iluminação. Como resultado, os regulamentos de energia se organizam em cinco sessões (Figura 2.1):

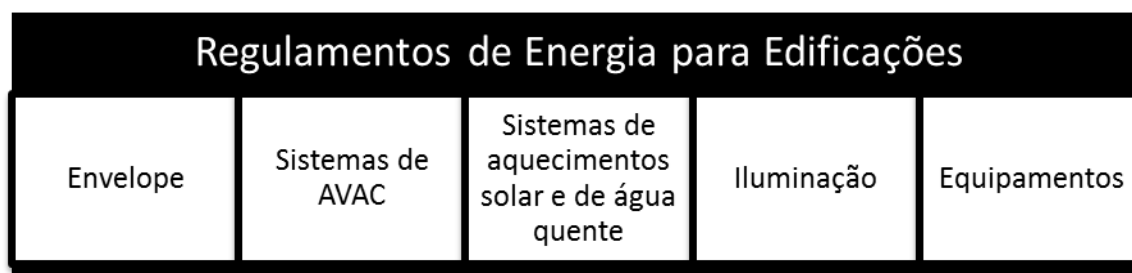


Figura 2.1 - Elementos básicos em regulamentos de energia de edificações

Mais especificamente, os requisitos para sistemas de AVAC são classificados em seis categorias de prescrições normativas: i) eficiência mínima de equipamentos; ii) sistemas de distribuição de fluidos; iii) sistemas de controle; iv) ventilação de ar externo; v) recuperação de energia e vi) ciclo economizador. Assim, verifica-se a preocupação dos regulamentos de energia em tratar de requisitos que envolvam o estudo de sistemas com ventilação de ar externo variável e recuperação de energia, itens importantes que conferem mais eficiência energética aos sistemas.

2.2 – PROGRAMAS DE CERTIFICAÇÃO DE EDIFICAÇÕES

2.2.1 – LEED

2.2.1.1 – Visão geral e histórico

Em 1996 foram iniciados nos Estados Unidos os trabalhos para a criação do *Leadership in Energy and Environmental Design - LEED™*, com o objetivo de facilitar a transferência de conceitos de construção ambientalmente responsáveis para os profissionais da indústria de construção americana, proporcionando reconhecimento junto ao mercado pelos esforços despendidos para essa finalidade. O protocolo LEED™ avalia de forma multidisciplinar o desempenho ambiental do edifício ao longo de todo o seu ciclo de vida.

O critério mínimo de nivelamento exigido para a avaliação de uma edificação pelo LEED é o cumprimento de uma série de pré-requisitos. Uma vez satisfeitos esses pré-requisitos, passa-se à etapa de classificação de desempenho, em que a atribuição de créditos indica o grau de conformidade do atendimento aos itens avaliados (Knijnik, 2011).

Com uma estrutura simples, o LEED constitui um meio termo entre critérios puramente prescritivos e especificações de desempenho e toma por referência princípios ambientais e de uso de energia consolidados em normas e recomendações de organismos com credibilidade reconhecida, como é o caso da ASHRAE, da *American Society for Testing and Materials – ASTM*, da *U.S. Environmental Protection Agency - EPA* e do *U.S. Department of Energy - DOE*. Essas práticas conhecidas e sedimentadas são então balanceadas com princípios emergentes, de forma a estimular a adoção de tecnologias e conceitos inovadores (Silva *et al*, 2003). A certificação LEED atualmente é utilizada em 143 países, incluindo o Brasil.

A certificação de Edifícios Verdes é realizada por entidades não governamentais como a USGBC (*United States Green Building Council*). No Brasil, recentemente, foi criado o “Green Building Council Brasil” (www.gbcbrasil.org.br), entidade que será responsável pela adaptação dos critérios do LEED para as condições e realidades brasileiras.

Para obter a certificação LEED de uma edificação, primeiramente, o projeto deve ser registrado junto ao USGBC para indicar se atenderá a todos os pré-requisitos exigidos para atingir uma determinada pontuação. A certificação só será efetivada após a construção do prédio e a confirmação de que os pré-requisitos foram atendidos. Essa certificação possui sete dimensões a serem avaliadas nas edificações, todas possuindo pré-requisitos (práticas obrigatórias) e créditos, recomendações que quando atendidas garantem pontos à edificação. De acordo com o número de pontos obtidos por uma determinada edificação (de 40 a 110 pontos), ela poderá ser certificada em uma das seguintes classificações: Platinum (platina), Gold (ouro) ou Silver (prata).

Atualmente, existem no Brasil mais de 700 empreendimentos registrados para a obtenção da certificação LEED, deixando o país em 4º lugar no ranking mundial dos países mais sustentáveis. As pontuações do LEED são divididas nas seguintes dimensões avaliadas:

- 1) *Sustainable Sites* – Espaço sustentável;
- 2) *Water Efficiency* – Eficiência do uso da água;
- 3) *Energy & Atmosphere* – Eficiência energética e os cuidados com as emissões para a atmosfera;
- 4) *Materials & Resources* – Otimização dos materiais e recursos naturais a serem utilizados na construção e operação da edificação;
- 5) *Indoor Environmental Quality* – Qualidade dos ambientes internos da edificação;
- 6) *Innovation & Design Process* – Inovações empregadas no projeto da edificação;
- 7) *Regional Priority Credits* - Créditos de prioridade regional, que levam em consideração as diferenças sociais, ambientais e culturais existentes em cada local.

As pontuações e pré-requisitos de uma certificação LEED dependem, ainda, do tipo de empreendimento, conforme lista a seguir:

- 1) *New Construction & Major Renovation* (Novas construções e Grandes reformas) - A certificação é realizada considerando o terreno e a edificação como um todo, destinado a edificações que serão construídas ou passarão por grandes reformas. Geralmente são prédios de utilização de uma única empresa ou entidade, tais como corporações, universidades, escolas, hospitais, etc;
- 2) *Existing Buildings - Operation and Maintenance* (Edifícios existentes - Operação e Manutenção) - A certificação é realizada com base no desempenho de operação e manutenção, visando aumentar sua eficiência em edificações existentes;
- 3) *Commercial Interiors* (Interiores de edificações comerciais) - É a certificação que reconhece escritórios de alto desempenho, que, por possuírem ambientes internos mais saudáveis, auxiliam na produtividade de seus ocupantes;
- 4) *Core and Shell* (Envoltória e Estrutura Principal) – A certificação é realizada para o terreno e para as áreas comuns da edificação, onde o empreendedor não tem responsabilidade sobre o projeto das áreas internas de cada unidade. Geralmente são prédios de uso coletivo para venda ou locação posterior das áreas internas;
- 5) *Retail* (Lojas de Varejo) – Reconhece as diferentes características de uma loja de varejo. Tem duas modalidades: i) para novas construções ou grandes reformas; ii) para interiores comerciais (loja dentro de um edifício);
- 6) *Neighborhood Development* (Desenvolvimento de Bairros) – A certificação é realizada para a parte urbanística de um condomínio, de um bairro ou de uma quadra residencial ou comercial, integrando princípios de crescimento planejado e inteligente;
- 7) *Schools* (Escolas) - Cria ambientes escolares mais saudáveis e confortáveis e possibilita a criação de práticas de educação ambiental dentro do ambiente escolar;
- 8) *Healthcare* (Hospitais) - É a certificação que engloba todas as necessidades de um hospital.

2.2.1.2 – Pontuação LEED para sistemas com vazão de ar externo variável e recuperação de energia.

A especificação e utilização de sistemas recuperadores de energia e com vazão de ar exterior variável podem contribuir de forma significativa para a obtenção de créditos LEED em projetos de Novas Construções, Edifícios Existentes, Interiores de Edificações Comerciais e outros. Esses sistemas podem contribuir em até três categorias: i) Qualidade dos ambientes internos da edificação (*Indoor Environmental Quality*); ii) Energia e

Atmosfera (*Energy & Atmosphere*) e iii) Inovações empregadas em projeto (*Innovation Priority Credits*). Essas categorias e seus requisitos estão mais bem detalhados na Tabela 2.1:

Tabela 2.1 – Pontuação LEED para sistemas com recuperação de calor e vazão de ar exterior variável

Categoria LEED	Descrição	Requisito	Créditos possíveis
Energia & Atmosfera EA Crédito 1	Otimização do desempenho energético	A ventilação de edifícios energeticamente eficientes pode ser responsável por 50% ou mais dos custos totais estimados de energia. ERV e vazão de ar variável podem economizar de 50% a 70% da carga total de ventilação.	7 – 12 pontos (Novas Construções) 10 – 14 (Edifícios Existentes)
Qualidade do Ambiente Interno EQ Crédito 1	Monitoramento da ventilação de ar externo	O uso de controle/monitoramento por concentração de CO2 permite uma taxa de ventilação de ar externo que cumpra os requisitos de Qualidade do Ar Interior.	1 ponto
Qualidade do Ambiente Interno EQ Crédito 2	Aumento da ventilação de ar externo	Métodos que fornecem, com fácil aplicação e eficiência, uma taxa de ventilação superior a 30% das prescrições da norma ASHRAE 62.1	1 ponto
Qualidade do Ambiente Interno EQ Crédito 3.1,5	Construção de um plano de gerenciamento da Qualidade do ar Interior; Controle químico de fontes poluentes	Utilização de filtros de ar com alto desempenho (MERV 8 a 13) para manutenção de um ambiente interno limpo com a utilização de ventilação mecânica.	1 ponto (IEQ 3.1) 1 ponto (IEQ 5)
Qualidade do Ambiente Interno EQ Crédito 7.1	Projeto de conforto térmico	A utilização de equipamentos de ERV mantém os requisitos de conforto térmico na maioria das condições climáticas, sem a utilização adicional de serpentinas de	1 ponto

		umidificação ou desumidificação.	
Inovações e Processos ID Crédito 1	Inovação em projeto	Projetos criativos de instalações	1 – 5 pontos
Inovações e Processos ID Crédito 2.1	Profissional com acreditação LEED	Suporte de profissional com acreditação LEED nas fases de projeto dos sistemas de ventilação.	1 ponto

3 - RECUPERAÇÃO DE ENERGIA

3.1 – SISTEMAS E EQUIPAMENTOS DE RECUPERAÇÃO DE ENERGIA (ASHRAE, 2012)

3.1.1 – Visão geral

Recuperação de energia ar-ar é o processo de recuperação de calor e/ou umidade entre duas correntes de ar a diferentes temperaturas e umidades. Esse processo é importante na manutenção da Qualidade do Ar Interior (QAI) e, ao mesmo tempo, reduz os custos de operação e o consumo global de energia.

Energia pode ser recuperada tanto na sua forma sensível (temperatura apenas) quanto na forma latente (umidade) ou, ainda, em uma combinação de ambas a partir de fontes múltiplas. Energia sensível pode ser 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. As unidades utilizadas para esse propósito são chamadas de equipamentos trocadores de calor sensível ou ventiladores recuperadores de calor (*Heat Recovery Ventilators - HRVs*).

Dispositivos que transferem tanto calor quanto umidade são conhecidos como dispositivos de energia ou entálpicos ou ventiladores recuperadores de energia (*Energy Recovery Ventilators – ERVs*). HRVs e ERVs estão disponíveis para aplicações comerciais ou industriais, assim como para aplicações residenciais e comerciais de pequena escala.

O ar condicionado utiliza muita energia para desumidificar correntes de ar úmidas. A umidade excessiva no ar de uma edificação pode resultar em mofo, alergias e crescimento de bactérias, entretanto, os equipamentos ERVs podem aumentar a desumidificação em sistemas unitários de ar condicionado. Introduzir ar externo é o primeiro meio de diluir os contaminantes do ar interior a fim de atingir uma QAI aceitável, dessa forma, ERVs podem prover grandes quantidades de ar exterior com uma ótima relação custo-benefício para atingir os requisitos mínimos de ventilação estabelecidos em normas (Nos EUA, as normas ASHRAE *Standards* 62.1 e 62.2 de 2010; no Brasil a norma ABNT NBR 16401-3 de 2008).

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) e pelo controle de congelamento, usado para prevenir o congelamento do trocador de calor. A eficiência de recuperação, razão entre a saída do equipamento e a sua entrada, também é frequentemente considerada. Em ERVs, o termo “eficiência” se refere à razão entre a atual recuperação de energia e o máximo possível de energia que poderia ser recuperado teoricamente no dispositivo.

A perda de carga na corrente de ar ocorre devido à fricção entre o fluido e a superfície sólida e também pela complexidade geométrica das passagens do escoamento. 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 e manutenção, incluindo o custo de potência de bombeamento, desempenham papel fundamental na determinação da viabilidade econômica para utilização de ERVs em uma dada aplicação.

3.1.2 – Aplicações

Sistemas de recuperação de energia ar-ar podem ser categorizados de acordo com suas aplicações em: (1) processo para processo, (2) processo para conforto e (3) conforto para conforto. Nas aplicações processo para processo, o calor é capturado da corrente de exaustão do processo e transferido para a corrente de entrada. Os dispositivos que realizam essa recuperação transferem apenas calor sensível, uma vez que a transferência de umidade é normalmente prejudicial ao processo.

Nas aplicações processo para conforto, o calor desperdiçado é recuperado dos processos de exaustão para aquecer as edificações durante o inverno. Nesses casos, uma vez que o calor é recuperado apenas no inverno e a recuperação é modulada durante condições climáticas moderadas, as aplicações de processo para conforto economizam menos energia anualmente do que as aplicações processo para processo. Os equipamentos dessas aplicações geralmente recuperam apenas calor sensível e não transferem umidade entre as correntes de ar.

Em aplicações conforto para conforto, o equipamento recuperador de energia diminui a entalpia do ar de entrada no edifício durante o verão e aumenta a entalpia durante o inverno, a partir da transferência de energia entre a corrente de ventilação de ar externo e

a corrente do ar de exaustão do ambiente interno. Esses dispositivos podem ser recuperadores de calor sensível apenas ou de calor sensível e umidade. A Tabela 3.1 apresenta as aplicações típicas para cada tipo de categoria.

Quando a umidade do ar externo é baixa e o espaço condicionado tem uma apreciável carga latente, um dispositivo de ERV pode recuperar calor sensível enquanto aumenta suavemente a carga latente do espaço condicionado, uma vez que o vapor de água é transferido dentro do ERV para o ar externo que entra na edificação. Assim, é importante determinar quando a dada aplicação requer um dispositivo de HRV ou um de ERV.

HRVs são desejáveis quando a umidade do ar externo é baixa e a carga latente do edifício é alta durante a maior parte do ano, e, ainda em aplicações em piscinas, exaustões químicas, cabines de pinturas e resfriadores evaporativos indiretos. ERVs são desejáveis para aplicações em escolas, escritórios, residências e outras aplicações que requeiram um pré-aquecimento ou um pré-resfriamento econômico da ventilação de ar externo.

Tabela 3.1 – Aplicações típicas para recuperadores de energia ar-ar (ASHRAE, 2012, modificado)

Método	Aplicação
Processo para Processo e Processo para Conforto	Secadores
	Fornos
	Queimadores
	Incineradores
	Exaustão de câmaras de pintura Exaustão de câmaras de soldagem
Conforto para Conforto	Piscinas
	Vestiários
	Residências
	Salas de operação
	Ventilação animal
	Ventilação vegetal Exaustão de fumaça

3.1.3 – Relações termodinâmicas

A segunda lei da termodinâmica preceitua que a direção da transferência de calor sempre se dá da região de maior temperatura para a de menor temperatura. Essa lei pode ser estendida para dizer que a transferência de massa sempre ocorre da região de maior pressão de vapor para a região de menor pressão de vapor. O ERV facilita essa transferência através de uma parede de separação (mostrada por uma fina linha horizontal

na Figura 3.1) feita de um material que conduz calor e é permeável ao vapor de água. A umidade é transferida quando existe uma diferença na pressão de vapor entre as duas correntes de ar.

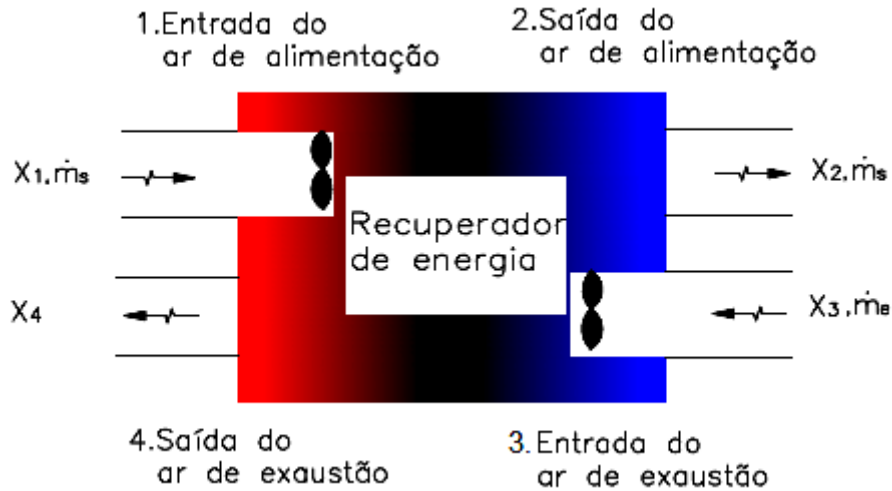


Figura 3.1 – Convenção numérica para os estágios das correntes de ar de alimentação e exaustão (ASHRAE, 2012, modificado)

Em um dia típico de verão, o ar externo de alimentação a uma dada temperatura, umidade ou entalpia x_I e vazão mássica m_S entra no ERV, enquanto o ar de exaustão do espaço condicionado entra no equipamento nas condições x_3 e m_E . Uma vez que as condições em x_3 são mais baixas que as condições em x_I , a transferência de calor e massa da corrente de alimentação para a de exaustão acontece devido à diferença de temperatura e pressão de vapor de água por meio da parede separadora. Conseqüentemente, as propriedades na saída do ar de alimentação diminuem, enquanto aquelas do ar de exaustão aumentam. 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.

A norma ASHRAE *Standard* 84 define eficiência como:

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

3.1.3.1 – Relações termodinâmicas para o Ventilador de Recuperação de Calor (HRV)

Na Figura 3.1, a eficiência sensível ε_s de um HRV é dada pela equação:

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{q}_s}{\dot{q}_{s,\max}} = \frac{\dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot (t_2 - t_1)}{C_{\min} \cdot (t_3 - t_1)} = \frac{\dot{m}_s \cdot c_{pe} \cdot (t_2 - t_1)}{C_{\min} \cdot (t_3 - t_1)} \quad (3.2)$$

Onde \dot{q}_s é a atual taxa de transferência de calor sensível, dada por:

$$\dot{q}_s = \varepsilon_s \cdot \dot{q}_{s,\max} \quad (3.3)$$

Onde $\dot{q}_{s,\max}$ é máxima taxa de transferência de calor sensível, dada por:

$$\dot{q}_{s,\max} = C_{\min} \cdot (t_3 - t_1) \quad (3.4)$$

- \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 de bulbo seco no estágio 1 [°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_{\min} = Menor valor entre $c_{ps} \cdot \dot{m}_s$ e $c_{pe} \cdot \dot{m}_e$;
 c_{ps} = Calor específico à pressão constante do ar de alimentação úmido [kJ/kg.K];
 c_{pe} = Calor específico à pressão constante do ar de exaustão úmido [kJ/kg.K].

Assumindo que não há condensação de vapor de água no HRV, a condição de saída do ar de alimentação é:

$$t_2 = t_1 - \varepsilon_s \cdot \frac{C_{\min}}{\dot{m}_s \cdot c_{ps}} \cdot (t_1 - t_3) \quad (3.5)$$

A condição do ar de saída de exaustão é:

$$t_4 = t_3 - \varepsilon_s \cdot \frac{C_{\min}}{\dot{m}_e \cdot c_{pe}} \cdot (t_1 - t_3) \quad (3.6)$$

As Equações (3.2), (3.3), (3.4), (3.5) e (3.6) assumem condições de operação em regime permanente: inexistência de transferência de calor ou umidade entre o recuperador e a

vizinhança; inexistem vazamentos cruzados e inexistem 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 grande 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. 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:

$$\dot{q}_s = \dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot (t_2 - t_1) = Q_s \cdot \rho_s \cdot c_{ps} \cdot (t_2 - t_1) \quad (3.7)$$

$$\dot{q}_s = \dot{m}_e \cdot c_{pe} (t_4 - t_3) = Q_e \cdot \rho_e \cdot c_{pe} \cdot (t_4 - t_3) \quad (3.8)$$

$$\dot{q}_s = \varepsilon_s \cdot m_{\min} \cdot c_p \cdot (t_1 - t_3) \quad (3.9)$$

- $Q_s =$ Vazão volumétrica de ar de alimentação [m^3/s];
 $Q_e =$ Vazão volumétrica de ar de exaustão [m^3/s];
 $\rho_s =$ Massa específica do ar seco de alimentação [kg/m^3];
 $\rho_e =$ Massa específica do ar seco de exaustão [kg/m^3];
 $t_1, t_2, t_3, t_4 =$ Temperaturas de entrada e saída das correntes [$^{\circ}C$];
 $\dot{m}_{\min} =$ Menor valor entre \dot{m}_s e \dot{m}_e ;

Uma vez que c_{ps} e c_{pe} são aproximadamente iguais, eles podem ser omitidos das equações apresentadas.

HRVs podem ser utilizados praticamente em qualquer situação, especialmente para aplicações em piscinas e câmaras de pintura. As Equações (3.1) a (3.9) se aplicam tanto a HRVs quanto a ERVs.

3.1.3.2 – Relações termodinâmicas para o Ventilador de Recuperação de Energia (ERV)

Os equipamentos ERV permitem tanto a transferência de calor sensível quanto de calor latente, ocorrendo essa última devido a uma diferença na pressão de vapor entre as

correntes de ar ou entre a corrente de ar e a superfície sólida. ERVs estão disponíveis nos tipos de rodas giratórias dessecantes (rodas entálpicas) e também como no formato de placas (membranas) fixas. Uma vez que outros gases também podem passar por meio da membrana no recuperador tipo placas fixas, é assumido nas equações seguintes que apenas o vapor de água é transportado através da membrana.

A partir da Figura 3.1, assumindo que não há condensação no ERV, a eficiência latente ε_L é dada por:

$$\varepsilon_L = \frac{\dot{q}_L}{\dot{q}_{L,\max}} = \frac{\dot{m}_s \cdot h_{fg} \cdot (w_1 - w_2)}{\dot{m}_{\min} \cdot h_{fg} \cdot (w_1 - w_3)} = \frac{\dot{m}_e \cdot h_{fg} \cdot (w_4 - w_3)}{\dot{m}_{\min} \cdot h_{fg} \cdot (w_1 - w_3)} \quad (3.10)$$

Onde \dot{q}_L é a atual taxa de transferência de calor latente dada por:

$$\dot{q}_L = \varepsilon_L \cdot \dot{q}_{L,\max} \quad (3.11)$$

Onde $\dot{q}_{L,\max}$ é máxima taxa de transferência de calor latente dada por:

$$\dot{q}_{L,\max} = \dot{m}_{\min} \cdot h_{fg} \cdot (w_1 - w_3) \quad (3.12)$$

- \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 [-];
- \dot{m}_s = Vazão mássica do ar seco de alimentação [kg/s];
- \dot{m}_e = Vazão mássica do ar seco de exaustão [kg/s];
- \dot{m}_{\min} = Menor valor entre \dot{m}_s e \dot{m}_e ;
- h_{fg} = Entalpia de vaporização [kJ/kg];
- w = Umidade absoluta nas correntes de ar [kg/kg];

Uma vez que a entalpia de vaporização da Equação (3.10) pode ser removida do numerador e denominador, essa equação pode ser reescrita como:

$$\varepsilon_m = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{w,\max}} = \frac{\dot{m}_s \cdot (w_1 - w_2)}{\dot{m}_{\min} \cdot (w_1 - w_3)} = \frac{\dot{m}_e \cdot (w_4 - w_3)}{\dot{m}_{\min} \cdot (w_1 - w_3)} \quad (3.13)$$

Onde ε_m é 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 por:

$$\dot{m}_w = \varepsilon_m \cdot \dot{m}_{w,\max} \quad (3.14)$$

Onde $\dot{m}_{w,\max}$ é máxima taxa de transferência de umidade, dada por:

$$\dot{m}_{w,\max} = \dot{m}_{\min} \cdot (w_1 - w_3) \quad (3.15)$$

Assumindo que não há condensação de água no ERV, a umidade na saída da corrente de alimentação é:

$$w_2 = w_1 - \varepsilon_L \cdot \frac{\dot{m}_{\min}}{\dot{m}_s} \cdot (w_1 - w_3) \quad (3.16)$$

A umidade do ar de saída na exaustão é:

$$w_4 = w_3 - \varepsilon_L \cdot \frac{\dot{m}_{\min}}{\dot{m}_s} \cdot (w_1 - w_3) \quad (3.17)$$

A eficiência total ε_t de energia recuperada de um ERV é dada por:

$$\varepsilon_t = \frac{\dot{q}_t}{\dot{q}_{t,\max}} = \frac{\dot{m}_s \cdot (h_2 - h_1)}{\dot{m}_{\min} \cdot (h_3 - h_1)} = \frac{\dot{m}_e \cdot (h_3 - h_4)}{\dot{m}_{\min} \cdot (h_3 - h_1)} \quad (3.18)$$

Onde \dot{q}_t é a taxa atual de transferência de energia, dada por:

$$\dot{q}_t = \varepsilon_t \cdot \dot{q}_{t,\max} \quad (3.19)$$

Onde $\dot{q}_{t,max}$ é máxima taxa de transferência de energia, dada por:

$$\dot{q}_{t,max} = \dot{m}_{min} \cdot (h_1 - h_3) \quad (3.20)$$

- $\varepsilon_t =$ Eficiência total [-];
 $\dot{m}_s =$ Vazão mássica do ar seco de alimentação [kg/s];
 $\dot{m}_e =$ Vazão mássica do ar seco de exaustão [kg/s];
 $\dot{m}_{min} =$ Menor valor entre \dot{m}_s e \dot{m}_e ;
 $h =$ Entalpia dos pontos das correntes de ar [kJ/kg];

A condição do ar de saída da corrente de alimentação é:

$$h_2 = h_1 - \varepsilon_t \frac{\dot{m}_{min}}{\dot{m}_s} \cdot (h_1 - h_3) \quad (3.21)$$

A condição do ar de saída na exaustão é:

$$h_4 = h_3 - \varepsilon_t \cdot \frac{\dot{m}_{min}}{\dot{m}_s} \cdot (h_1 - h_3) \quad (3.22)$$

Assumindo que o estado 1 da corrente é o de maior umidade, o calor latente recuperado \dot{q}_L pelo ERV pode ser estimado por:

$$\dot{q}_L = \dot{m}_s \cdot h_{fg} \cdot (w_1 - w_2) = Q_s \cdot \rho_s \cdot h_{fg} \cdot (w_1 - w_2) \quad (3.23)$$

$$\dot{q}_L = \dot{m}_e \cdot h_{fg} \cdot (w_4 - w_3) = Q_e \cdot \rho_e \cdot h_{fg} \cdot (w_4 - w_3) \quad (3.24)$$

$$\dot{q}_L = \varepsilon_L \cdot \dot{m}_{min} \cdot h_{fg} \cdot (w_1 - w_3) \quad (3.25)$$

A energia total transferida entre as correntes é dada por:

$$\dot{q}_t = 60 \cdot \varepsilon_t \cdot \dot{m}_{\min} \cdot (h_{1s} - h_{3e}) \quad (3.26)$$

ERVs podem ser usados onde existe a oportunidade para transferir calor e massa (vapor de água), em áreas úmidas, escolas, escritórios com grande ocupação, etc. A transferência de calor latente pode ser positiva ou negativa dependendo da direção de decréscimo do vapor de água. Dependendo das condições, a corrente de alimentação escoando pelo ERV pode ganhar energia em forma de calor ($+\dot{q}_s$) da corrente adjacente, mas perder energia latente ($-\dot{q}_L$) se ela transferir vapor de água para a corrente adjacente. Os ganhos de calor e energia latente podem estar na mesma direção ou em direções opostas. O ganho total de energia é a soma algébrica entre \dot{q}_s e \dot{q}_L .

A potência de ventilação \dot{P}_s requerida para a corrente de alimentação pode ser estimada por:

$$\dot{P}_s = Q_s \cdot \Delta p_s / \eta_f \quad (3.27)$$

$$\dot{P}_e = Q_e \cdot \Delta p_e / \eta_f \quad (3.28)$$

- $\dot{P}_s =$ Potência de ventilação para o ar de alimentação [W];
- $\dot{P}_e =$ Potência de ventilação para o ar de exaustão [W];
- $\Delta p_s =$ Perda de carga da corrente de ar de alimentação causada pela fricção do fluido [Pa];
- $\Delta p_e =$ Perda de carga da corrente de ar de exaustão causada pela fricção do fluido [Pa];
- $\eta_f =$ Eficiência global do ventilador e do motor ou o produto dessas duas eficiências [-];

Demais informações relativas aos equipamentos de recuperação de energia encontram-se no Apêndice A.

4 – VENTILAÇÃO DE AR EXTERIOR

4.1 – VAZÕES DE AR EXTERIOR

4.1.1 - Introdução

Milhões de pessoas trabalham em edifícios com sistemas mecânicos de aquecimento, ventilação e ar condicionado (AVAC). Esses sistemas são projetados para fornecer ar com temperatura e umidade adequadas, livre de concentrações perigosas de poluentes do ar, sendo que o processo mais complexo envolvido na ventilação é o mais importante na determinação de uma boa qualidade do ar interno. A ventilação é uma combinação de processos que resultam não só no fornecimento de ar externo, mas também na retirada do ar de circulação de dentro de um edifício. Esses processos envolvem normalmente a entrada de ar externo, condicionamento e mistura do ar por todas as partes do edifício e a exaustão de alguma parcela do ar interno (Prado *et al.*, 1999).

A qualidade do ar interno pode ficar prejudicada quando uma ou mais partes desse processo forem inadequadas. Por exemplo, o dióxido de carbono pode se acumular em algumas partes do edifício, caso quantidades insuficientes de ar forem introduzidas e misturadas dentro do mesmo. O CO₂ é apenas um de muitos poluentes gasosos que, isoladamente ou em combinação entre si, podem provocar efeitos adversos à saúde, como dor de cabeça, mal estar, tontura e até problemas de pele, conforme EPA (1991).

O controle dos poluentes é a maneira mais efetiva de manter o ar interno limpo. Entretanto, o controle de todas as fontes, ou pelo menos a mitigação de suas emissões, nem sempre é possível ou praticável. A ventilação, natural ou mecânica, é a segunda maneira mais efetiva de proporcionar condições aceitáveis de ar interno. O Instituto Nacional de Segurança Ocupacional e Saúde relata que uma ventilação pobre e inadequada é um fator que contribui de maneira importante em muitos casos de edifícios doentes (Prado *et al.*, 1999).

As taxas nas quais o ar externo é introduzido no ambiente interno são especificadas por algumas normas, nacionais e internacionais. Essas taxas são baseadas na necessidade de controle dos odores e dos níveis de CO₂. O dióxido de carbono é um componente do ar externo, mas ele pode ser produzido internamente e seu excesso, sua acumulação interna, pode indicar uma ventilação inadequada. No começo do século, as normas de ventilação

para edificações, conforme descreve 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).

Em muitos casos, essas taxas reduzidas de fornecimento de ar foram inadequadas para manter a saúde e o conforto dos ocupantes. Como já colocado acima, uma ventilação inadequada é uma das causas da síndrome dos edifícios doentes. 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. Dependendo das atividades desenvolvidas no local, uma taxa de 100 m³/h pode ser necessária (Prado *et al.*, 1999).

Ao longo dos anos essas normas foram sendo atualizadas, e 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, chamados de sistemas DCV (*demand controlled ventilation*) (ASHRAE 62.1-2010 e 189.1-2009). No Brasil, a Portaria 3.523 do Ministério da Saúde publicada em 1998 regula sobre a qualidade do ar interior, definindo rotinas de manutenção necessárias, vazões de ar externo, e etc. Após ela, a norma ABNT NBR 16401-3 de 2008 é a mais recente sobre o tema, e 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).

Um breve histórico relativo à qualidade do ar interior e às normas pertinentes é apresentado no Apêndice B.

4.1.2 – Ventilação controlada por demanda (*Demand-controlled ventilation – DCV*)

Sistemas de ventilação são projetados para prover um nível mínimo de ar externo baseado na ocupação de projeto dos espaços atendidos. O sistema DCV pode ser definido como a ventilação que automaticamente é ajustada com base na ocupação do ambiente. Ainda, o DCV reduz a vazão de entrada de ar externo abaixo dos valores de projeto quando a ocupação atual do ambiente está abaixo da ocupação de projeto. 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. Os métodos mais comuns utilizados para estimar a população da zona incluem programações horárias de utilização, sensores de ocupação, e sensores de CO₂ (Zhang, 2012).

4.1.2.1 – Ventilação controlada por demanda CO₂

Além da contagem populacional, sensores de CO₂, cronômetros, programas de ocupação horária e sensores de ocupação também são listados como meios aceitáveis para definir a ocupação instantânea de acordo com as normas da ASHRAE. Desses meios listados, o sistema de DCV baseado em sensores de CO₂ são os mais comumente utilizados em projetos (Zhang, 2012). Won e Yang (2005) analisaram diversos sensores em sistemas de DCV e recomendaram os sensores de CO₂ com base em três critérios: desempenho, custo e qualidade do ar interior. As pessoas consomem oxigênio e geram CO₂ e outros gases odoríferos. As taxas de geração de CO₂ 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 CO₂ tem sido considerada um indicador confiável de concentração de gases oriundos da respiração humana. Emmerich e Persily (2001) concluíram que o sistema de DCV baseado em sensores de CO₂ tem maior probabilidade de ser eficaz para edifícios com as seguintes características: i) variações imprevisíveis de ocupação; ii) edificação aonde o resfriamento ou aquecimento é requerido praticamente durante todo o ano; iii) pouca emissão de poluente por fontes não humanas.

A partir da Equação (B.7), a implementação do DCV com base em sensores de CO₂ depende da estimativa da taxa de geração de CO₂ dos ocupantes, da medição da diferença de concentração de CO₂ entre o ar interno e o ar externo, e, a partir desses dados, determinar a taxa no qual a ventilação de ar é entregue ao espaço condicionado por pessoa. Na maioria dos locais, a concentração externa do CO₂ pode variar em mais de 100 ppm do valor nominal. Por conta disso e ao invés de se instalar um sensor externo de CO₂, a maioria dos projetistas usam ou uma leitura da medida de concentração de CO₂ no ar externo ou um valor conservador de um histórico de medidas. Isso simplifica o controle, diminui o custo de instalação, e geralmente aumenta a precisão, pois evita as imprecisões devidas às medições do sensor externo (Zhang, 2012).

Também, geralmente utiliza-se um valor constante para a taxa de geração de CO₂ por pessoa, a fim de simplificar o dimensionamento do sistema de DCV. Cabe ressaltar que essa simplificação introduz imprecisões, uma vez que essa taxa de geração varia com o nível da atividade do ocupante, dieta, saúde, etc (Zhang, 2012).

4.1.2.2 – DCV baseado em CO₂ para sistemas de zona única

Sistemas de DCV têm sido utilizados em zonas únicas por diversos anos. O primeiro método utilizado usa a concentração de CO₂ medida na zona para controlar a vazão do ar externo de entrada. As estratégias de controle são desenvolvidas para usos práticos, e elas podem atender ou não às normas de ventilação de maneira contínua (Zhang, 2012). A Fig. 4.1 ilustra o esquema de controle do sistema de DCV baseado em sensores de CO₂ para zonas únicas.

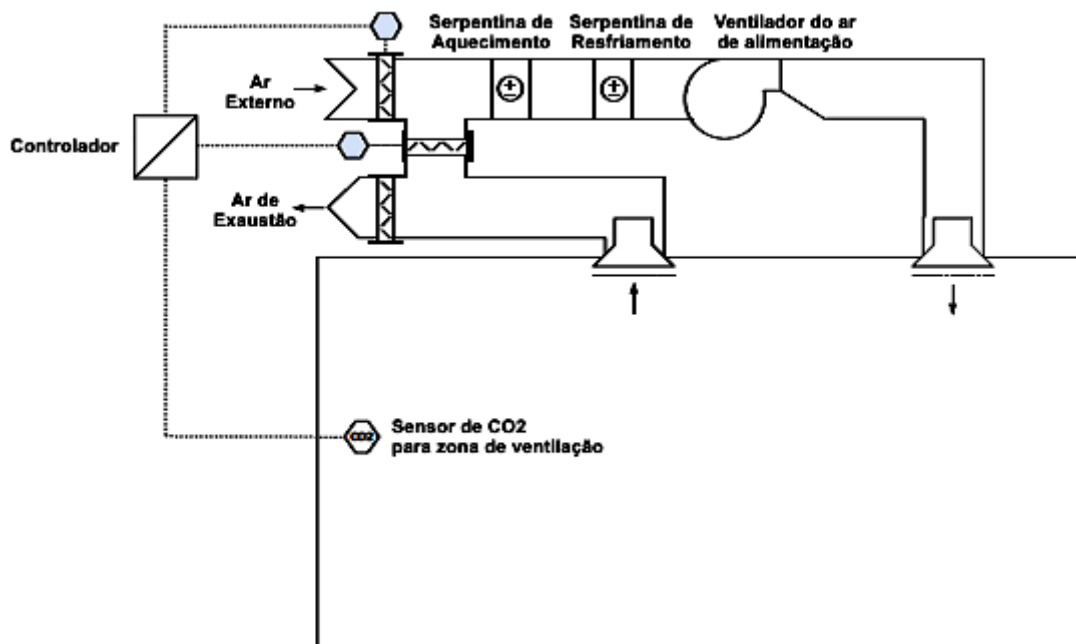


Figura 4.1 – Esquema de controle do sistema de DCV baseado em sensores de CO₂ para zonas únicas (Zhang 2012, modificado)

O sistema funciona basicamente por meio da medição da concentração de CO₂ no ambiente interno. O controlador faz a comparação do nível medido no ambiente interno e compara com o nível de concentração do ambiente externo, atuando assim no *damper* de ar externo. As estratégias de controle incluem o simples controle de *set point* de CO₂ para atuação do *damper* de ar externo entre as posições totalmente aberto e totalmente fechado, o controle proporcional no qual o *damper* é aberto proporcionalmente à concentração de

CO2 medida, e o controle proporcional, integral e derivativo (PID), que considera a taxa de variação na concentração de CO2 (Zhang, 2012).

4.1.2.3 – Estratégia de controle proporcional de CO2

Murphy (2008) propõe uma situação detalhada para exemplificar melhor essa forma de controle. Consideremos uma sala de leitura com ocupação máxima de projeto de 65 pessoas e área de 1.000 pés quadrados. A norma ASHRAE 62.1 requer 7,5 cfm de ar externo por pessoa mais 0,06 cfm de ar externo para cada pé quadrado de área. Assim, para uma ocupação de 65 pessoas, o valor total de ar externo requerido é de 550 cfm e para o ambiente desocupado é de 60 cfm. O apêndice A da norma menciona os seguintes passos:

Passo 1: Calcular a vazão de ar externo para a população de projeto da zona pelas Equações (B.4) e (B.5).

$$V_z = (F_p \cdot P_z + F_a \cdot A_z) / E_z = [(7,5 \cdot 65) + (0,06 \cdot 1000)] \div 1 = 550 \text{ cfm}$$

Passo 2: Calcular a vazão de ar externo quando a zona está desocupada pelas Equações (B.4) e (B.5).

$$V_{z,\min} = [(7,5 \cdot 0) + (0,06 \cdot 1000)] \div 1 = 60 \text{ cfm}$$

Passo 3: Calcular o alvo da concentração de CO2 para a vazão de projeto de ar externo pela Equação (B.7).

$$C_s = C_o + [N / (V_o)] = 350 \text{ ppm} + [0,0105 \div (550 \text{ cfm} \div 65 \text{ pessoas})] = 1600 \text{ ppm}$$

Passo 4: Definir o alvo de concentração de CO2 para a vazão mínima de ar externo igual à concentração de CO2 do ar externo.

$$C_{s,\min} = 350 \text{ ppm}$$

Quando a concentração atual de CO₂ é igual à concentração de projeto (1600 ppm no caso em questão), a vazão de ar externo atual deve ser igual à vazão de projeto (550 cfm). Quando a concentração atual de CO₂ do ambiente interno é igual à concentração mínima de CO₂ (350 ppm), a vazão atual de ar externo deve ser igual à vazão mínima de ar externo (60 cfm). Quando a concentração atual de CO₂ no ambiente interno está entre o mínimo e o valor de projeto, o controlador deve ajustar a vazão de ar externo proporcionalmente entre seus valores mínimos e de projeto:

$$V_{z,atual} = \left[\left(C_{s,atual} - C_{s,min} \right) \div \left(C_s - C_{s,min} \right) \right] \cdot \left(V_z - V_{z,min} \right) + V_{z,min} \quad (4.1)$$

Como a Figura 4.2 mostra, a estratégia de controle proporcional produz uma vazão de ar exterior que equivale ou excede os requisitos das normas (ASHRAE 62.1 e ABNT 6401-3). Essa estratégia é fácil de ser implementada, mas permite uma ventilação excessiva para ocupações parciais do ambiente. Um *damper* modulado de ar externo, bem como um controlador com dois limites de concentração de CO₂ e dois limites para o *damper* correspondentes às vazões de entrada de ar são requeridos. Também, pode-se notar que a vazão de ar externo e a concentração de CO₂ são proporcionais (ou lineares) entre si, mas nenhum dos dois é proporcional em relação à população que ocupa a zona. O controlador ajusta os valores da vazão de ar externo proporcionalmente à faixa percentual do sinal de CO₂, mas quando o controlador altera a vazão de ar externo, a concentração interna de CO₂ também varia. O controlador, assim, deve ajustar os valores de vazão em pequenos incrementos até que o nível de CO₂ interno alcance um valor estável. Quando plotado em relação à população da zona, os resultados desses controles são curvas tanto para a vazão de ar externo quanto para a concentração interna de CO₂.

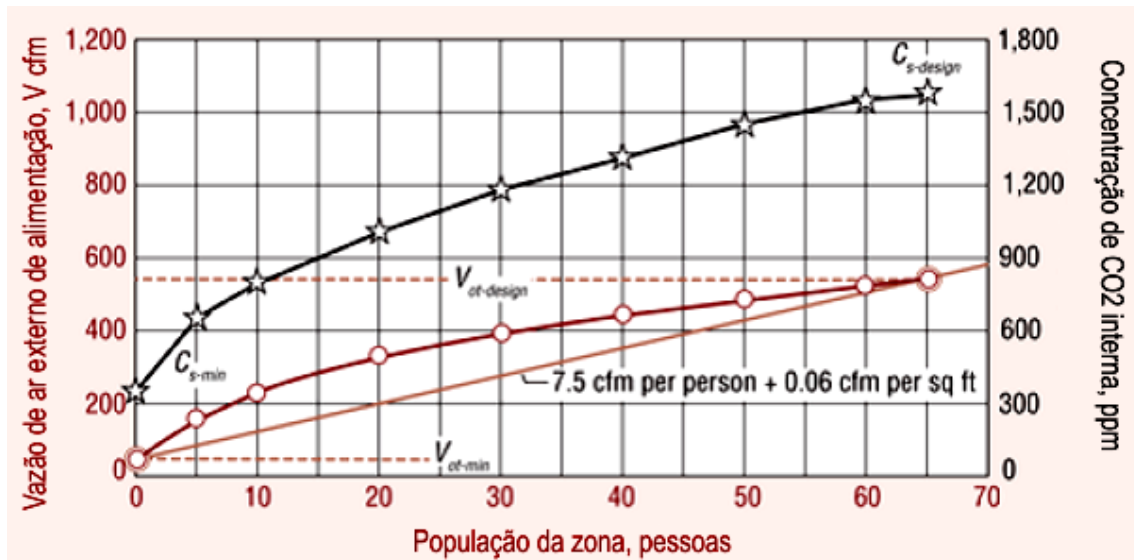


Figura 4.2 – Estratégia de controle proporcional para DCV baseado em CO2 pela ASHRAE 62.1 (Murphy 2008, modificada)

4.1.3.4 – Estratégia de controle por *set point* de CO2

A estratégia de controle por simples *set point* pode, em alguns casos, evitar a ventilação excessiva para algumas categorias de ocupação (Murphy, 2008):

Passo 1: Selecionar um valor razoável (diferente de zero) para representar a ocupação mínima, e calcular a vazão de ar externo requerida para essa população pelas Equações (B.4) e (B.5).

$$P_{z,min} = 25 \text{ pessoas}$$

$$V_{z,min} = [(7,5 \cdot 25) + (0,06 \cdot 1000)] \div 1 = 250 \text{ cfm}$$

Passo 2: Calcular o alvo de concentração de CO2 para a vazão mínima de ar externo pela Equação (B.7).

$$C_{s,min} = C_0 + [N / (V_0)] = 350 \text{ ppm} + [0,0105 \div (250 \text{ cfm} \div 25 \text{ pessoas})] = 1400 \text{ ppm}$$

A vazão de entrada é ajustada de maneira a manter a concentração interna de CO2 em seu valor mínimo (1400 ppm). Se o *damper* de ar externo alcança sua vazão mínima (250 cfm), e a população da zona cai, o *damper* vai manter o valor mínimo de vazão de ar

externo. Isso vai ventilar a zona em excesso, causando uma redução na concentração de CO₂ do ambiente interno. Reciprocamente, enquanto a população da zona vai chegando ao seu valor de projeto, a zona também receberá ventilação em excesso.

Conforme mostra a Figura 4.3, a abordagem de controle por *set point* resulta em uma vazão de ar externo que equivale ou excede as vazões requeridas pela norma ASHRAE 62.1. Essa abordagem é fácil de ser implementada e, dependendo das características da zona, pode resultar em excessos menores de vazão em uma ocupação proporcional do que o método de controle proporcional. Assim como no método proporcional, esse método também quer o *dampers* de modulação de ar externo, entretanto, o controlador necessita de apenas um valor de *set point* para o *dampers* e um valor de *set point* para a concentração de CO₂.

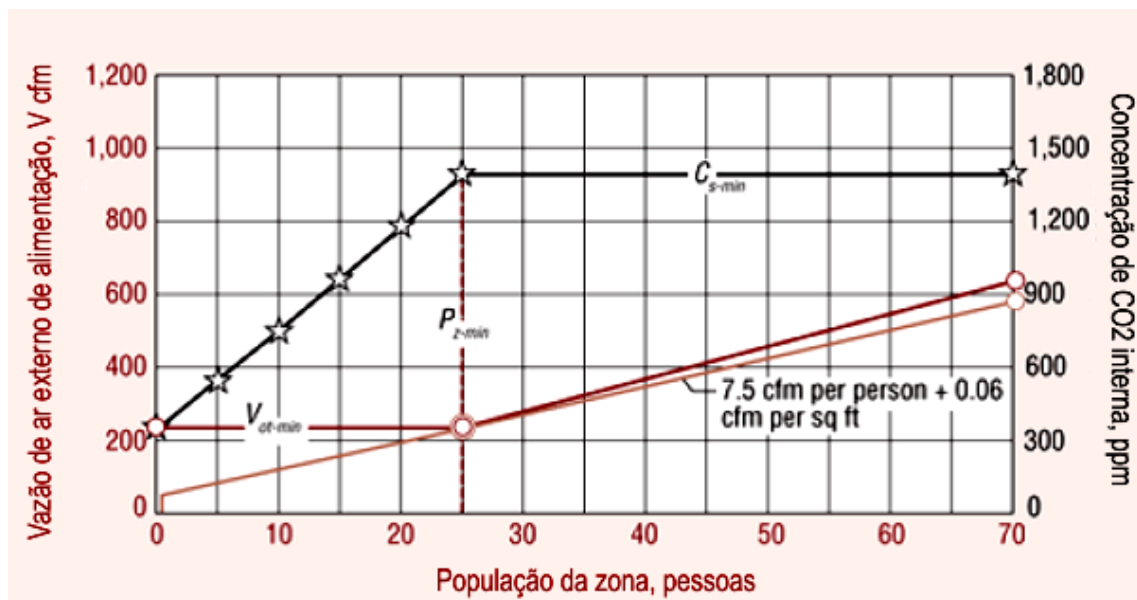


Figura 4.3 – Estratégia de controle por simples *set point* para DCV baseado em CO₂ pela ASHRAE 62.1 (Murphy 2008, modificado)

4.2.3.5 – Economias relativas ao DCV

Muitos edifícios atualmente utilizam sistemas de DCV, e uma ampla gama de resultados tem sido relatada. Mansson (1994) e Meier (1998) estimaram as economias no custo de energia pelos sistemas de DCV para vários tipos de edifícios e espaços. Os resultados mostraram economias de 20% a 30% para escritórios de espaços abertos com ocupação média de 40%, 20% a 50% para restaurantes e salas de leitura, e acima de 60% para salas de montagem, teatros, cinemas, salas de espera, áreas de *check-in* em aeroportos,

e *halls* de entrada. Sand (2004) relatou a partir de uma revisão bibliográfica economias de \$0,05 por pé quadrado até mais de \$1 por pé quadrado a partir do uso de sistemas de DCV.

4.2.3.6 – Limitações relativas ao DCV

Apesar de sistemas de DCV baseados em CO₂ serem aceitos como uma solução energeticamente eficiente de projeto, questionamentos têm sido levantados a respeito da manutenção, frequência de calibração, efeitos da temperatura, e localização apropriada dos sensores. A confiabilidade dos sensores é frequentemente identificada como um potencial problema. Se apenas um dos sensores estiver descalibrado, de forma que a concentração de CO₂ medida seja maior que o valor real, o sistema vai prover uma quantidade excessiva de ar externo para corrigir a medição incorreta da concentração na zona atendida (Zhang, 2012).

Ainda, os sistemas de DCV não controlam os contaminantes provenientes de fontes que não sejam os ocupantes. Também não controlam o excesso de ventilação caso o ambiente atendido possua uma ocupação menor que a ocupação de projeto. Algumas orientações específicas para sistemas de zona única são disponíveis na literatura, porém, um guia de aplicação consistente e confiável para sistemas de DCV em sistemas multi-zona não se encontra disponível na literatura (Zhang, 2012).

5 – DESENVOLVIMENTO DO MODELO MATEMÁTICO

5.1 – ESQUEMA DO SISTEMA ADOTADO

Para que seja possível analisar os efeitos anuais das técnicas de recuperação de energia e de vazão de ar exterior variável operando em um sistema de ar condicionado, é necessário definir o sistema que será adotado, a partir do qual será possível levantar a formulação matemática pertinente. O sistema adotado constitui-se basicamente de 04 (quatro) subsistemas, conforme mostra a Figura 5.1: i) subsistema do ambiente condicionado; ii) subsistema do equipamento de ar condicionado; iii) subsistema do controle de vazão de ar exterior por CO₂; iv) subsistema do recuperador de energia (ERV).

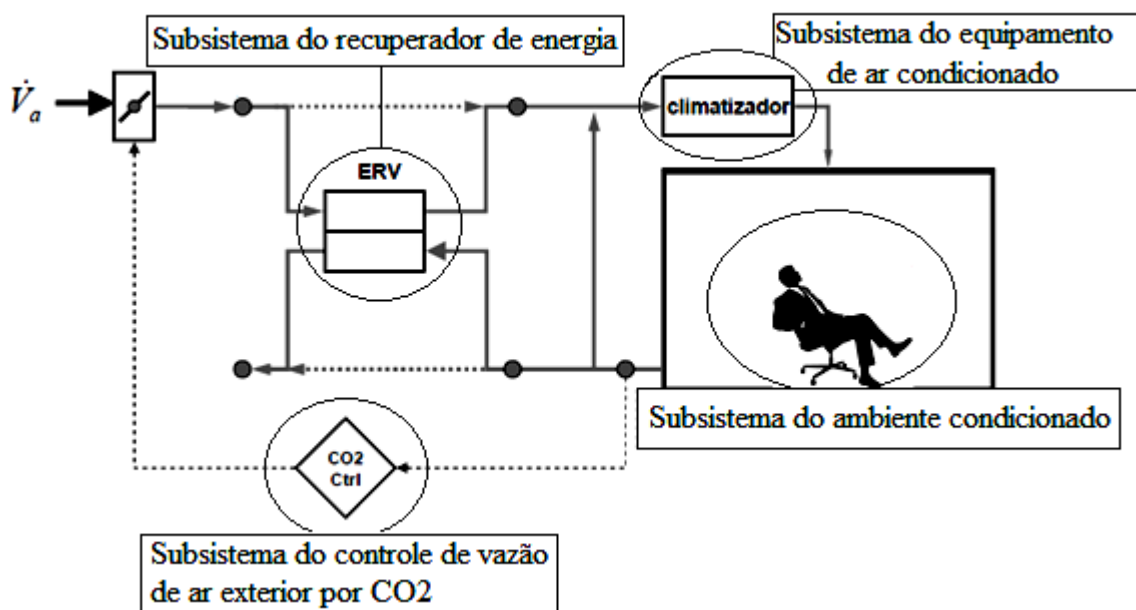


Figura 5.1 – Esquema do sistema adotado para desenvolvimento do modelo

O funcionamento simplificado do esquema pode ser resumido da seguinte forma:

- o subsistema do ambiente condicionado representa o espaço destinado à ocupação, que receberá o equipamento de ar condicionado. Esse espaço será definido a partir de um perfil de carga térmica, cujas cargas de geração interna foram definidas a partir de um perfil de ocupação populacional.
- o subsistema do equipamento de ar condicionado será responsável pelo atendimento da carga térmica do ambiente, e será definido a partir das curvas de consumo

elétrico dos componentes do sistema, com o objetivo de simular o desempenho do sistema em diversas condições de operação.

- c) o subsistema do controle de vazão de ar exterior por CO₂ 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 CO₂ geradas no ambiente, com o intuito de estimar a população real presente, a fim de garantir que as vazões de ar externo satisfaçam os valores normativos.
- d) o subsistema do recuperador de energia 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 externo que entra e o ar do ambiente interno que é exaurido.

A operação dos subsistemas apresentados está totalmente interligada, variando com diversos parâmetros, como variações na carga térmica, ocupação, temperatura e umidade do ambiente externo, etc. Dessa forma, para que os resultados das simulações apresentem valores coerentes, é necessário caracterizar cada um desses subsistemas e as influências que esses exercem entre si.

5.2 – FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO SUBSISTEMA DO AMBIENTE CONDICIONADO

O ambiente escolhido representa um ambiente de zona térmica única, com um único regime de utilização e perfil de carga térmica, sendo mantido por um único equipamento condicionador de ar e com controle único para todo o ambiente. Ainda, considerou-se a zona de ventilação equivalente à zona de controle térmico, para efeito do dimensionamento das vazões de ar externo. O tipo de ambiente escolhido também foi delimitado entre auditórios, salas de leitura, salas de convenção, dentro outros, que são ambientes que possuem regimes de ocupação bem variável, com o intuito de dar mais opções para as análises das simulações, e também para atender 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 a sua carga devida à envoltória, para a cidade definida, a carga devida à geração interna com base na programação de ocupação

populacional definida, cargas de infiltração e demais também definidas. A carga térmica devido à renovação de ar externo, por sua vez, será calculada pela própria formulação da simulação, uma vez que essa carga varia de acordo com a vazão real de ar externo e com a utilização ou não do equipamento recuperador de energia. Para o levantamento do perfil de carga térmica foi utilizado o *software* HAP (*Hourly Analysis Program*) do fabricante CARRIER, que atende as normas da ASHRAE em relação às metodologias de cálculo de carga térmica.

5.3 – FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO SUBSISTEMA DO EQUIPAMENTO DE AR CONDICIONADO

O subsistema do equipamento de ar condicionado adotado consiste em um sistema central de expansão indireta, com um equipamento resfriador de líquido (*chiller*), com condensação à ar, que opera segundo um ciclo de compressão a vapor, e um climatizador do tipo *fan coil* como unidade terminal. O *chiller* é responsável por fornecer água gelada, por meio de uma bomba, para o climatizador *fan coil*, que por sua vez é responsável por manter as condições internas de acordo com os parâmetros de conforto estabelecidos.

Para que o sistema de ar condicionado seja bem caracterizado é necessário definir a curva de potência consumida pelo *chiller* (compressor e ventilador do sistema de condensação), para dadas temperaturas ambientes, cargas parciais de operação e taxa de vazão de água no evaporador da unidade por capacidade de refrigeração fornecida. Além disso, é necessário levantar a curva de potência do conjunto motor-ventilador do climatizador tipo *fan coil* em função da vazão, já que o sistema foi dimensionado para operar em cargas parciais (utilização de inversores de frequência para controle do *chiller* e do *fan coil*). Esses dados foram levantados a partir dos catálogos dos fabricantes dos equipamentos.

Assim, a partir dos dados de temperatura externa e de carga de operação (razão entre a carga térmica atual e a carga térmica máxima de projeto) e com as curvas de potência do *chiller* é possível verificar o consumo para cada hora de operação. Já para o climatizador, é necessário determinar os pontos de operação do sistema (encontro da curva da instalação com a curva do ventilador). Com os pontos de operação traçados na curva de vazão do ventilador é possível obter a potência elétrica consumida em cada ponto.

Ainda, com os dados de consumo elétrico do sistema e da carga térmica instantânea torna-se possível determinar o COP (coeficiente de desempenho) do sistema para cada hora de operação.

5.4 – FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO SUBSISTEMA DE CONTROLE DE VAZÃO DE AR EXTERIOR POR CO₂

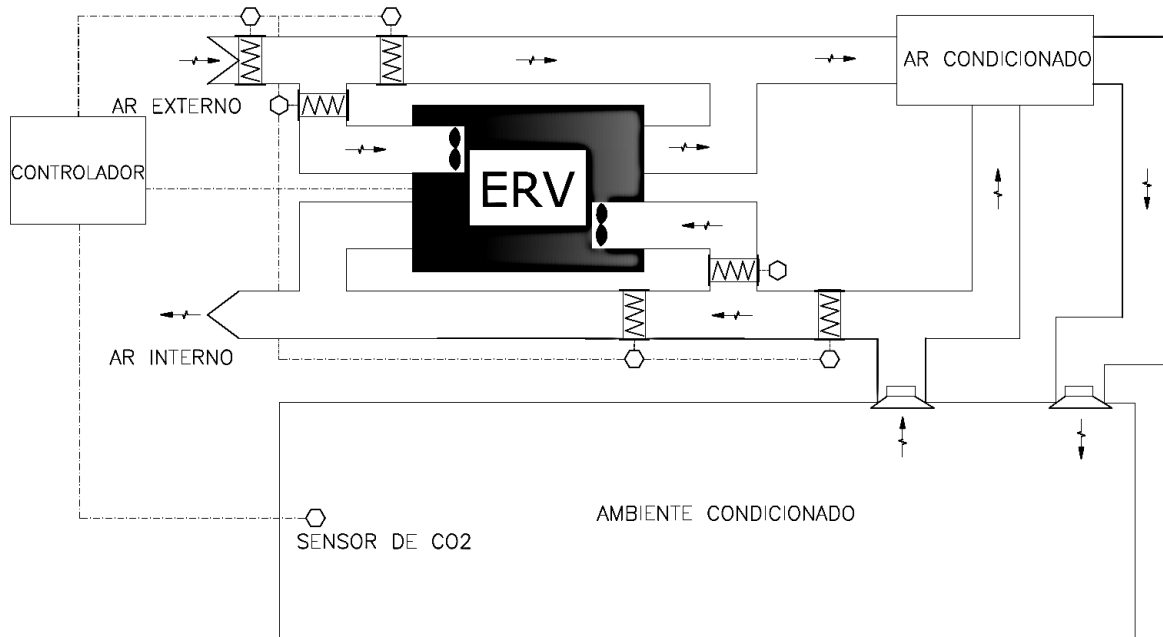


Figura 5.2 – Esquema detalhado do sistema adotado (detalhamento da Figura 5.1)

O subsistema de controle de vazão de ar exterior por CO₂ é composto por sensores de CO₂, sensores de pressão, controlador, e dispositivos de regulagem motorizados (*dampers*), conforme mostra a Figura 5.2. O sistema funciona basicamente por meio da medição da concentração de CO₂ no ambiente interno. O controlador faz a comparação do nível medido no ambiente interno e compara com o nível de concentração do ambiente externo, atuando assim no *dampers* de ar externo.

A estratégia de controle adotada é uma estratégia de controle proporcional, uma vez que ela produz uma vazão de ar exterior que equivale ou excede os requisitos das normas (ASHRAE 62.1 e ABNT 6401-3). Quando a concentração atual de CO₂ é igual à concentração máxima de projeto, a vazão de ar externo atual deve ser igual à vazão máxima de projeto. Quando a concentração atual de CO₂ do ambiente interno é igual à concentração mínima de CO₂, a vazão atual de ar externo deve ser igual à vazão mínima de ar externo. Quando a concentração atual de CO₂ no ambiente interno está entre o

mínimo e o valor de projeto, o controlador deve ajustar a vazão de ar externo proporcionalmente entre seus valores mínimos e máximos de projeto.

Os ventiladores das correntes de ar de ar externo e de exaustão do ar interno podem ficar alocados ou não no próprio equipamento de recuperação de energia. No caso em questão, os ventiladores estão alocados dentro do equipamento. De acordo com a posição do *damper* e do nível de pressão na rede de dutos, os sensores de pressão enviam o sinal para o controlador regular a rotação dos motores dos ventiladores e conseqüentemente a vazão de ar das correntes.

A formulação matemática utilizada para prever a vazão de ar externo nas simulações baseia-se nos requisitos das normas técnicas (ABNT 16401-3 e ASHRAE 62.1), especificadas no Capítulo 4. 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). Ainda, foi definido um parâmetro chamado de "fator de ocupação", que é um valor percentual da taxa de ocupação real em relação à ocupação máxima de projeto.

5.5 – FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO SUBSISTEMA DO RECUPERADOR DE ENERGIA

O subsistema do recuperador de energia é composto pelo equipamento ERV (recuperador de energia ar-ar), de um controlador e sensores de temperatura e umidade para as medições das condições do ar externo. O controlador é responsável por regular a operação do equipamento a partir das medições instantâneas das condições de temperatura e umidade do ar externo, permitindo seu funcionamento apenas em situações que haja efetiva redução da carga térmica do ar externo que adentra o ambiente. Também, é responsável por operar o equipamento de acordo com o nível de vazão requerido pelo sistema de controle de CO₂, bem como desligar o equipamento caso o fator de ocupação do ambiente seja zero.

Para que o equipamento ERV seja bem definido é necessário definir as eficiências sensível, latente e total do equipamento, bem como os fenômenos que modificam essas eficiências, como as variações de vazão de ar que atravessam o equipamento e as variações nas temperatura e umidade do ar externo. Além disso, é necessário computar a potência

elétrica consumida pelo equipamento para operar e movimentar as correntes de ar de alimentação e de exaustão entre o ambiente interno e externo.

5.5.1 - Eficiências do ERV - Influência das vazões de ar

Conforme mostrado no Capítulo 3, as eficiências dos equipamentos ERV são fortemente influenciadas pela vazão das correntes de ar pelo equipamento. Esses dados são geralmente disponibilizados pelos fabricantes, de forma a possibilitar o dimensionamento e a análise do equipamento ideal para cada situação. A Figura 5.3 apresenta as relações das eficiências em função da vazão de ar de um dado equipamento.

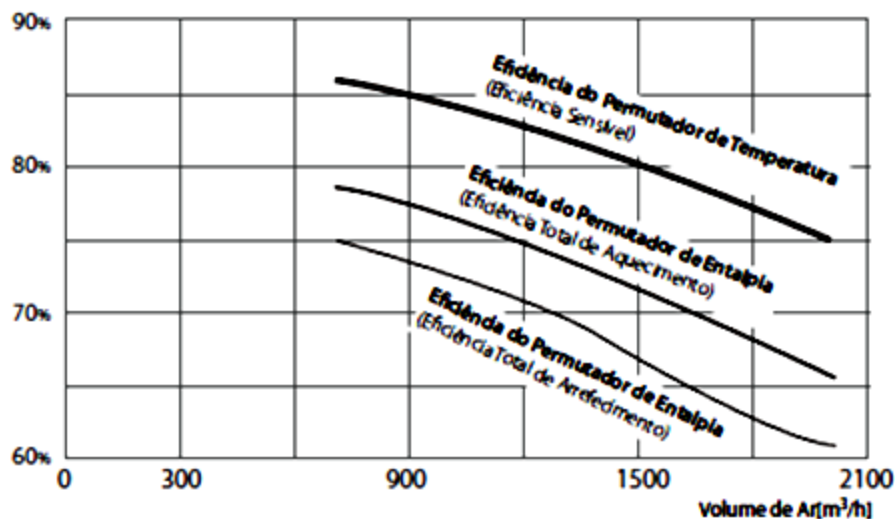


Figura 5.3 – Gráfico de Eficiência x Vazão de ar para o equipamento ERV modelo ECO-V LZ-H150GBA2 (LG, 2012)

Dessa forma, para determinação das eficiências sensível e latente do equipamento ERV, serão inseridas as equações das curvas de "eficiência x vazão". Como a vazão é um parâmetro de entrada, já que é definida em função do número de ocupantes, as eficiências reais podem ser definidas para cada instante.

5.5.2 - Eficiências do ERV - Influência das condições do ar externo

A eficiência total (ou entálpica) do equipamento ERV é influenciada tanto pela quantidade de calor sensível trocado como pela quantidade de calor latente. Dessa forma, para uma correta definição da eficiência total de um equipamento, o ideal seria considerar

um valor de "eficiência total ponderado", que seria uma soma dos valores de eficiência sensível e latente ponderados por coeficientes que expressem as condições climáticas (temperatura e umidade do ar externo) (LIU *et al.*, 2010).

Dessa forma, com o intuito de levar em consideração as influências do ambiente externo na eficiência total do ERV, foi utilizada a formulação apresentada por LIU *et al* (2010).

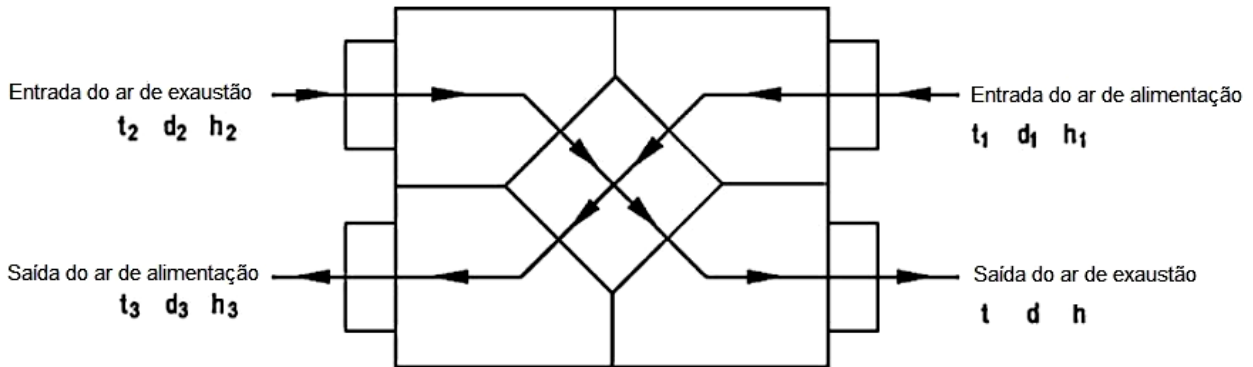


Figura 5.4 – Esquema das correntes de ar de alimentação e exaustão no ERV (LIU *et al.*, 2010, modificado).

As Equações (3.2), (3.10) e (3.18) apresentam as formulações para os três tipos de eficiência (sensível, latente e total), e são todas baseadas na razão entre a taxa de energia recuperada e a diferença de energia entre o ar externo de alimentação e o ar de exaustão, conforme mostrado nas Equações (5.1), (5.2) e (5.3).

$$\epsilon_s = \frac{\dot{q}_s}{C_{\min} \cdot (t_1 - t_2)} \quad (5.1)$$

$$\epsilon_L = \frac{\dot{q}_L}{\dot{m}_{\min} \cdot h_{fg} \cdot (d_1 - d_2)} \quad (5.2)$$

$$\epsilon_t = \frac{\dot{q}_t}{\dot{m}_{\min} \cdot (h_1 - h_2)} \quad (5.3)$$

$\dot{q}_s =$ Taxa de transferência de calor sensível [kW];

$\epsilon_s =$ Eficiência sensível [-];

$t_1 =$ Temperatura de bulbo seco no estágio 1, Figura 5.4 [°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];
$C_{\min} =$	Menor valor entre $c_{ps} \cdot \dot{m}_s$ e $c_{pe} \cdot \dot{m}_e$;
$c_{ps} =$	Calor específico à pressão constante do ar de alimentação úmido [kJ/kg.K];
$c_{pe} =$	Calor específico à pressão constante do ar de exaustão úmido [kJ/kg.K].
$\dot{q}_L =$	Taxa de transferência de calor latente [kW];
$\varepsilon_L =$	Eficiência latente [-];
$\dot{m}_{\min} =$	Menor valor entre \dot{m}_s e \dot{m}_e ;
$h_{fg} =$	Entalpia de vaporização [kJ/kg];
$d =$	Índices de umidade nos locais indicados na Figura 5.4 [kg/kg];
$\varepsilon_t =$	Eficiência total [-];
$h =$	Entalpia nos locais indicados na Figura 5.4 [kJ/kg];

A Equação (5.4) apresenta a formulação para cálculo da entalpia do ar úmido:

$$h = c_{p,d} + (2500 + c_{p,m} \cdot t) \cdot d \quad (5.4)$$

$c_{p,d} =$	1,005 - Calor específico à pressão constante do ar seco [kJ/kg.K];
$c_{p,m} =$	1,84 - Calor específico à pressão constante do vapor de água [kJ/kg.K].
$t =$	Temperatura do ar úmido [°C];
$d =$	Umidade absoluta [kg/kg de ar seco];

Conforme as equações mostradas acima, pode-se notar uma certa relação entre os três tipos de eficiência do ERV. Supondo que o ERV seja usado no verão, com os parâmetros definidos conforme a Figura 5.4, e os valores de C_{\min} e \dot{m}_{\min} referentes à vazão do ar externo de alimentação, as Equações (5.1), (5.2) e (5.3) podem ser transformadas nas equações a seguir, considerando que as vazões sejam balanceadas, podendo ser retiradas dos numerados e denominadores das relações:

$$\varepsilon_s = \left(\frac{t_1 - t_3}{t_1 - t_2} \right) \quad (5.5)$$

$$\varepsilon_L = \left(\frac{d_1 - d_3}{d_1 - d_2} \right) \quad (5.6)$$

$$\varepsilon_t = \left(\frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_2} \right) \quad (5.7)$$

Na Equação (5.4), $c_{p,m}$ é muito menor que 2500, então ele pode ser omitido com um erro inferior a 5%.

$$h = c_{p,d} \cdot t + 2500 \cdot d \quad (5.8)$$

Combinando as Equações (5.7) e (5.8):

$$\varepsilon_t = \left(\frac{1,005 \cdot (t_1 - t_3) + 2500 \cdot (d_1 - d_2)}{1,005 \cdot (t_1 - t_2) + 2500 \cdot (d_1 - d_2)} \right) \quad (5.9)$$

Dividindo por $(t_1 - t_2) \cdot (d_1 - d_2)$ no numerador e no denominador:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{(1,005 \div (d_1 - d_2)) \cdot \varepsilon_s + (2500 \div (t_1 - t_2)) \cdot \varepsilon_L}{(1,005 \div (d_1 - d_2)) + (2500 \div (t_1 - t_2))} \right) = \frac{A \cdot \varepsilon_s + B \cdot \varepsilon_L}{A + B} \quad (5.10)$$

Onde:

$$A = \frac{1,005}{d_1 - d_2} \quad ; \quad B = \frac{2500}{t_1 - t_2} \quad (5.11)$$

Assim, é possível definir os coeficientes de ponderação:

$$C_s = \frac{A}{A + B} \quad ; \quad C_L = \frac{B}{A + B} \quad (5.12)$$

Após, é possível deduzir a eficiência total ponderada:

$$\varepsilon_t = C_s \cdot \varepsilon_s + C_L \cdot \varepsilon_L \quad (5.13)$$

A equação acima indica claramente a relação entre os três tipos de eficiência, onde a eficiência entálpica é igual à soma ponderada das eficiências sensível e latente. A situação de cálculo acima é para o verão. Para as condições de inverno, as equações de cálculo dos parâmetros A e B devem ser negativas. Dessa forma, para um cálculo anual, as equações devem ser:

$$A = \frac{1,005}{\max(d_1, d_2) - \min(d_1, d_2)} \quad ; \quad B = \frac{2500}{\max(t_1, t_2) - \min(t_1, t_2)} \quad (5.14)$$

A partir das equações acima é possível concluir que os coeficientes A e B são fortemente afetados pelos parâmetros de entrada do ar externo e do ar de exaustão (temperatura e umidade), mas independentes do ERV em termos de suas eficiências de transferência de calor e umidade. Baseado nos valores dos coeficientes A e B pode-se concluir qual tipo de eficiência domina a eficiência entálpica. Por exemplo, em situações com grande diferença de temperatura entre os ambientes interno e externo e pequena diferença nas umidades, a eficiência sensível domina a eficiência total, e a eficiência latente tem pequena influência.

Assim, a partir da aplicação desses coeficientes de ponderação sobre as eficiências sensível e latente apresentadas pelos fabricantes, é possível estimar a quantidade total de calor recuperado no ERV para as dadas condições dos ambientes interno e externo.

5.5.3 - Potência elétrica consumida pelo ERV

Para estimativa da potência elétrica consumida pelos ventiladores do equipamento foi utilizado o mesmo procedimento utilizado para determinação do consumo do climatizador tipo *fan coil*, relatado no item 5.3, a partir das curvas de vazão dos ventiladores apresentadas no catálogo do fabricante.

5.6 – FLUXOGRAMA DE FUNCIONAMENTO DA FORMULAÇÃO MATEMÁTICA NA SIMULAÇÃO

A partir da caracterização completa para o sistema adotado, pode-se levantar o fluxograma de funcionamento da simulação, apontando os dados de entrada necessários de

cada subsistema, as equações, e os dados de saída, que por sua vez permitirão a realização das análises propostas (Figura 5.5). Esse fluxograma será implementado no *software EES (Engineering Equation Solver)*, tendo em vista a necessidade de cálculos a partir das tabelas termodinâmicas contidas no programa. Assim, o programa será responsável por realizar as simulações das formulações matemáticas propostas juntamente com a metodologia de controle adotada, a ser explicada no subitem 5.7 desse capítulo.

Os parâmetros de entrada variáveis (temperatura e umidade do ar externo, fator de ocupação e carga térmica ambiente) serão inseridos para cada hora do ano (8760 horas). Os demais parâmetros de entrada serão fixados. Dessa forma, os resultados das simulações (dados de saídas) apresentarão os valores reais para cada hora do ano, permitindo assim as análises anuais das quantidades de energia recuperadas no ERV, da carga térmica anual devido ao ar de renovação, e de análises de retorno de investimento para cada situação simulada.

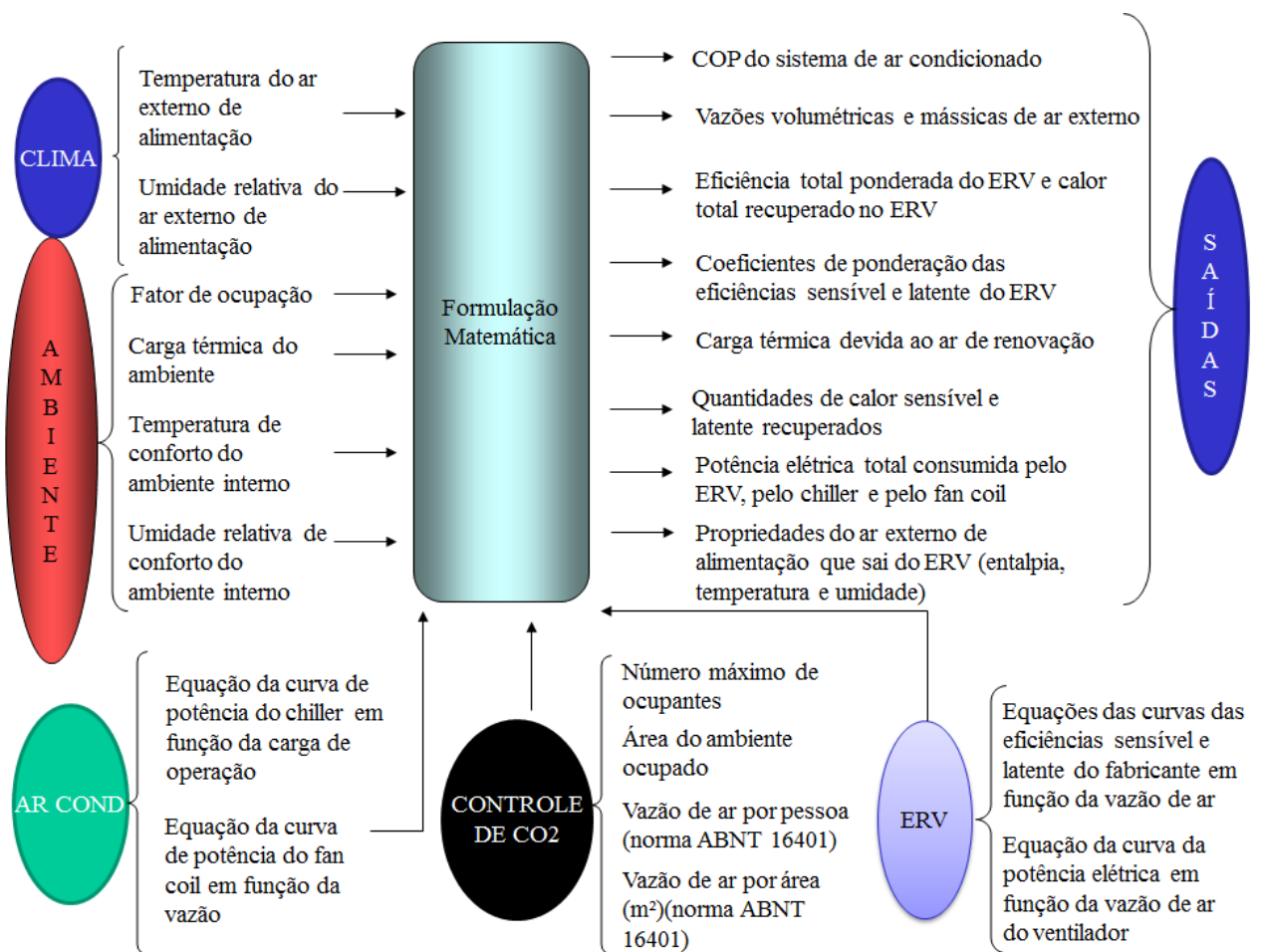


Figura 5.5 – Fluxograma de funcionamento da simulação

5.7 – METODOLOGIA DE CONTROLE ADOTADA PARA O SISTEMA

Conforme apontado na revisão bibliográfica no Capítulo 1, a metodologia de controle é fundamental para uma correta aplicação do ERV, visando potencializar o seus efeitos e evitar o seu funcionamento em situações desnecessárias. Por exemplo, o controle ótimo de um ERV que possui valores iguais para as eficiências sensível e latente é quando o ar exterior possui maior entalpia ou maior temperatura que o ar interior. Entretanto, os valores das eficiências sensível e latente dificilmente são iguais, e ainda, conforme apontado anteriormente, as condições climáticas influenciam nessas eficiências. Ainda, a transferência de calor latente pode ser positiva ou negativa dependendo da direção de decrescimento do vapor de água. Dependendo das condições externas e internas, a corrente de alimentação escoando pelo ERV pode ganhar energia em forma de calor ($+\dot{q}_s$) da corrente adjacente, mas perder energia latente ($-\dot{q}_L$) se ela transferir vapor de água para a corrente adjacente. Os ganhos de calor e energia latente podem estar na mesma direção ou em direções opostas. O ganho total de energia é a soma algébrica entre \dot{q}_s e \dot{q}_L .

Nesse sentido, uma estratégia de controle ótimo foi proposta, visando desacoplar as cargas latente e sensível, analisar a magnitude de cada, e permitir o funcionamento do ERV apenas em situações quando o saldo de transferência de calor da corrente de alimentação de ar externo para a corrente de exaustão for positivo, ou seja, sempre quando houver redução da carga térmica do ar externo de renovação. Quando não houver redução na carga térmica do ar de renovação, as correntes de ar circularão pelos *dampers* de *by-pass* mostrados na Figura 5.2, impedindo que essas correntes passem pelo equipamento de ERV. Ainda, o controle será capaz de desligar o ERV quando o ambiente estiver desocupado. A Figura 5.6 resume a metodologia de controle utilizada.

Mais detalhes sobre a formulação matemática proposta, as equações utilizadas e a metodologia de controle são apresentados no Apêndice C. Esse apêndice contém toda a formulação matemática inserida no *software* EES que foi utilizada para as simulações.

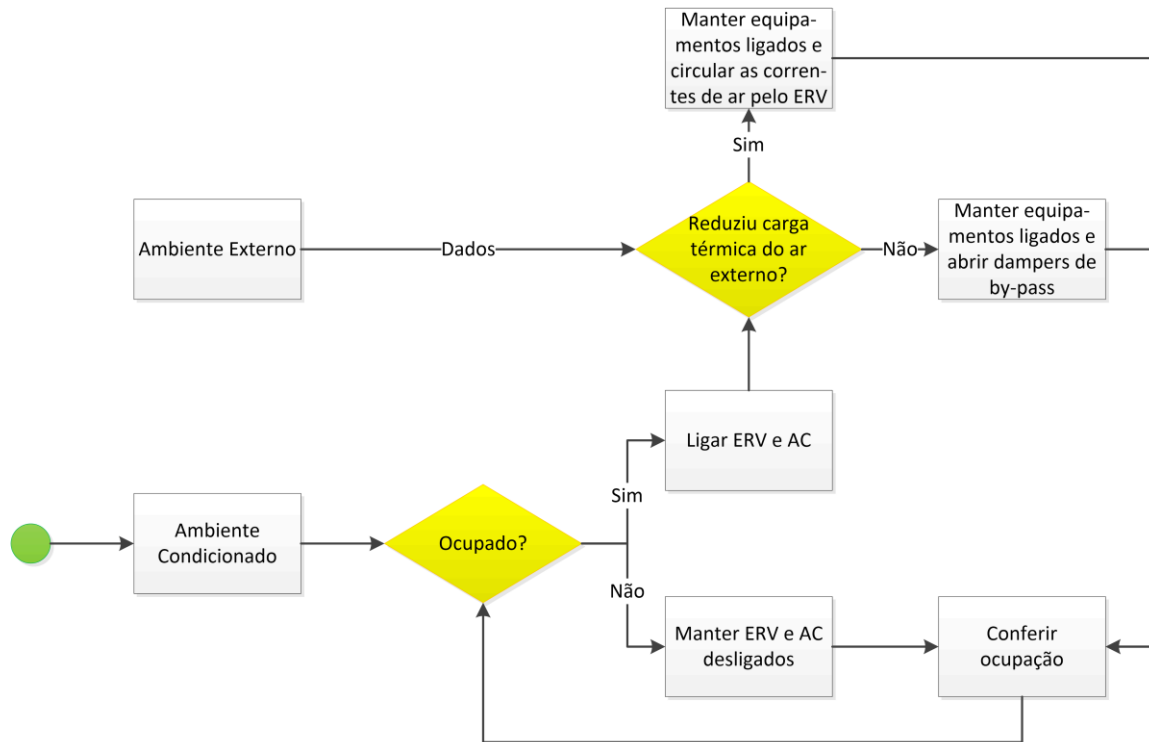


Figura 5.6 – Fluxograma da metodologia de controle adotada

6 – ESTUDO DE CASO E APRESENTAÇÃO DE CENÁRIOS

6.1 – ESTUDO DE CASO PROPOSTO

Nesta etapa do trabalho objetiva-se aplicar a metodologia proposta para avaliação de um ambiente condicionado, com ocupação variável, operando com recuperação de energia e vazão de ar exterior variável. Para tal, conforme estabelecida na formulação do capítulo anterior, foi escolhido um auditório que faça parte de uma edificação de escritórios. Esse auditório trata-se de um ambiente de zona térmica única, atendido por um sistema individual de ar condicionado e com controle único (Figura 6.1). Esse ambiente foi escolhido principalmente por sua característica de ocupação, que é bem variável durante os dias da semana, podendo variar de zero a 100% de ocupação em um único dia, de acordo com a programação de atividades estabelecida. Tal característica favorece o estudo de caso, no qual é possível se obter resultados claros para avaliação da metodologia proposta.

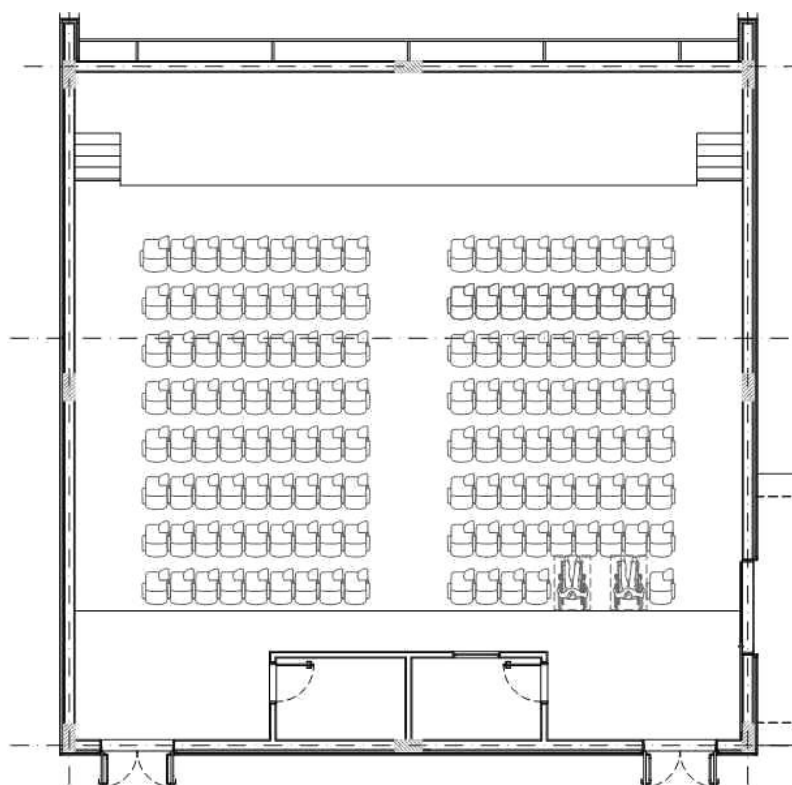


Figura 6.1 – Objeto do estudo de caso: Auditório de um edifício de escritórios

As principais características do ambiente que foram levadas em consideração para sua caracterização bem como para o cálculo de carga térmica são descritas na Tabela 6.1.

O ambiente foi considerado sem janelas e sem contato com ambientes não climatizados, não gerando assim cargas de transmissão por paredes e carga radiante de janelas.

Tabela 6.1 – Principais características do ambiente escolhido

Parâmetro	Valor
Área	196 m ²
Pé direito	5 m
Ocupação máxima	142 pessoas
Cidade de projeto	Brasília/DF
Temperatura interna de conforto	23° C
Umidade relativa interna de projeto	50%
Carga de iluminação	32 W/m ²
Carga de equipamentos elétricos	3000 W
Taxa de infiltração	10 L/s.m ²
Carga de ocupação	130 W/pessoa
Carga de ventilação do ar externo	Conforme perfil de ocupação e tipo de solução adotada*

(*a carga térmica devida ao ar externo varia se a solução adotada utiliza ou não o ERV e utiliza ou não o sistema de vazão de ar externo variável por controle de CO₂)

6.1.1 – Cidade de projeto

Conforme mostrado na formulação apresentada no Capítulo 5, as temperaturas e umidades relativas da cidade de projeto são parâmetros de entrada para o sistema, uma vez que influenciam o funcionamento do ERV, carga térmica do ar externo e o funcionamento do ciclo de compressão a vapor do equipamento de ar condicionado. A Figura 6.2 apresenta o perfil de temperatura de bulbo seco e de umidade relativa para a cidade de Brasília/DF no ano de 2012 (INMET, 2012), os valores dos parâmetros internos de conforto definidos (temperatura e umidade do ambiente condicionado, definidos na Tabela 6.1) e também os valores médios diários da temperatura e umidade do ar ambiente.

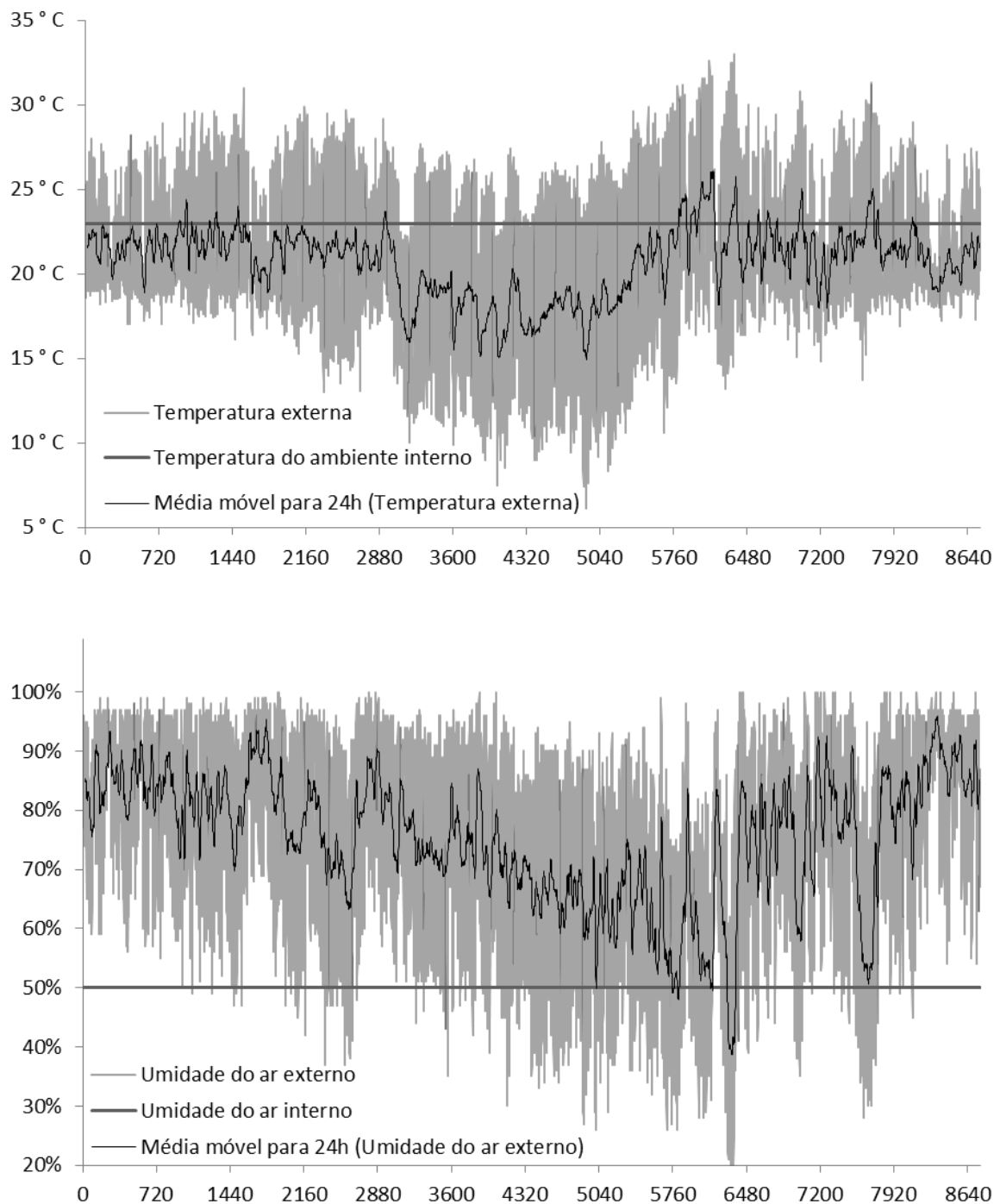


Figura 6.2 – Temperatura de bulbo seco e umidade relativa para a cidade de Brasília/DF x horas do ano (INMET, 2012)

6.1.2 – Perfil de carga térmica

O perfil de carga térmica foi levantado de acordo com as informações apresentadas na Tabela 6.1, juntamente com o perfil de ocupação apresentado no item 6.1.3. Para o levantamento do perfil de carga foi utilizado o *software* HAP do fabricante CARRIER. Os resultados dos cálculos de carga térmica são apresentados no Apêndice D. O componente

de carga térmica devido ao ar de renovação foi calculado pela própria formulação da metodologia proposta, uma vez que o valor da carga depende do uso ou não dos sistemas de recuperação de energia e de controle de vazão de ar externo por CO2.

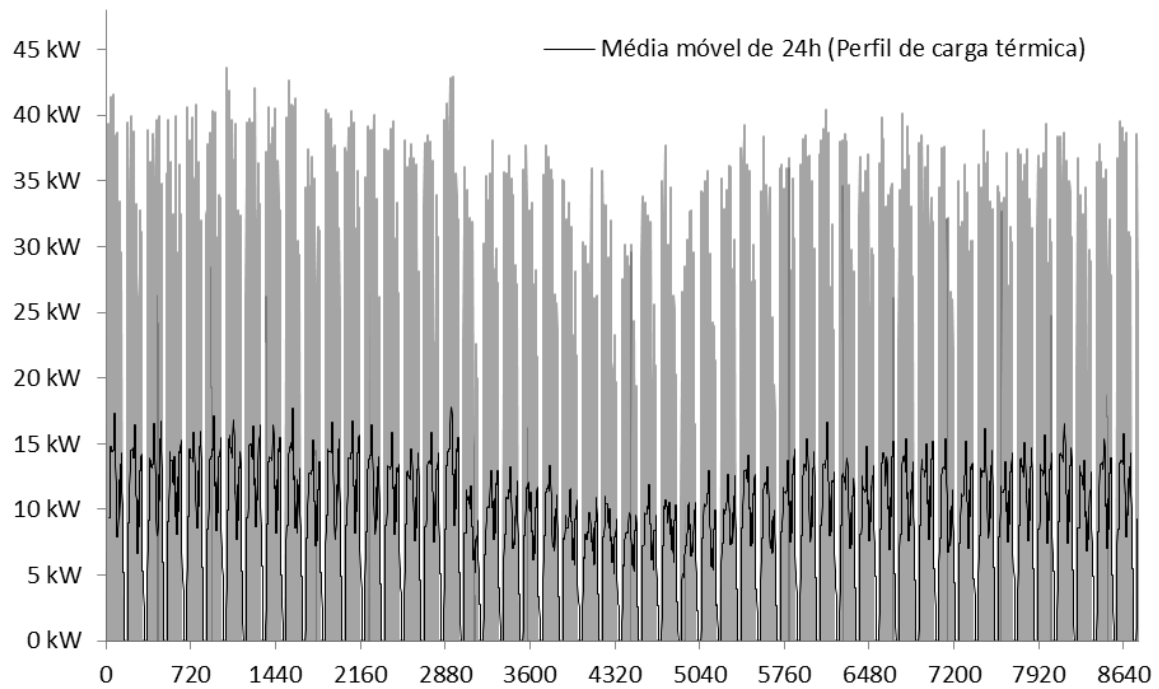


Figura 6.3 – Perfil de carga térmica anual (kW) x horas do ano

A Figura 6.3 apresenta o perfil de carga anual máximo (sem considerar a utilização do ERV e do controle de vazão de ar externo) para o perfil de ocupação original.

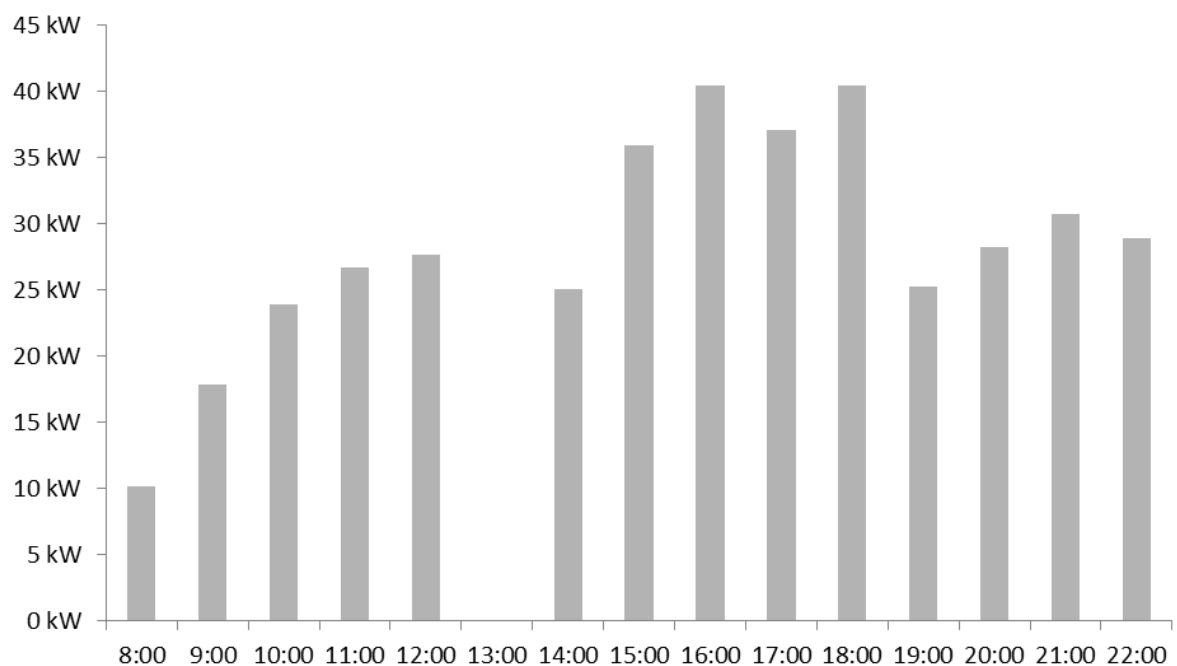


Figura 6.4 – Perfil de carga térmica para o dia de projeto (kW) x horas do dia

A Figura 6.4 apresenta o perfil máximo para o dia de projeto. A Figura 6.5 apresenta o perfil máximo para o dia de projeto calculado com a utilização do ERV, uma vez que a utilização desse recurso diminui a carga térmica de pico.

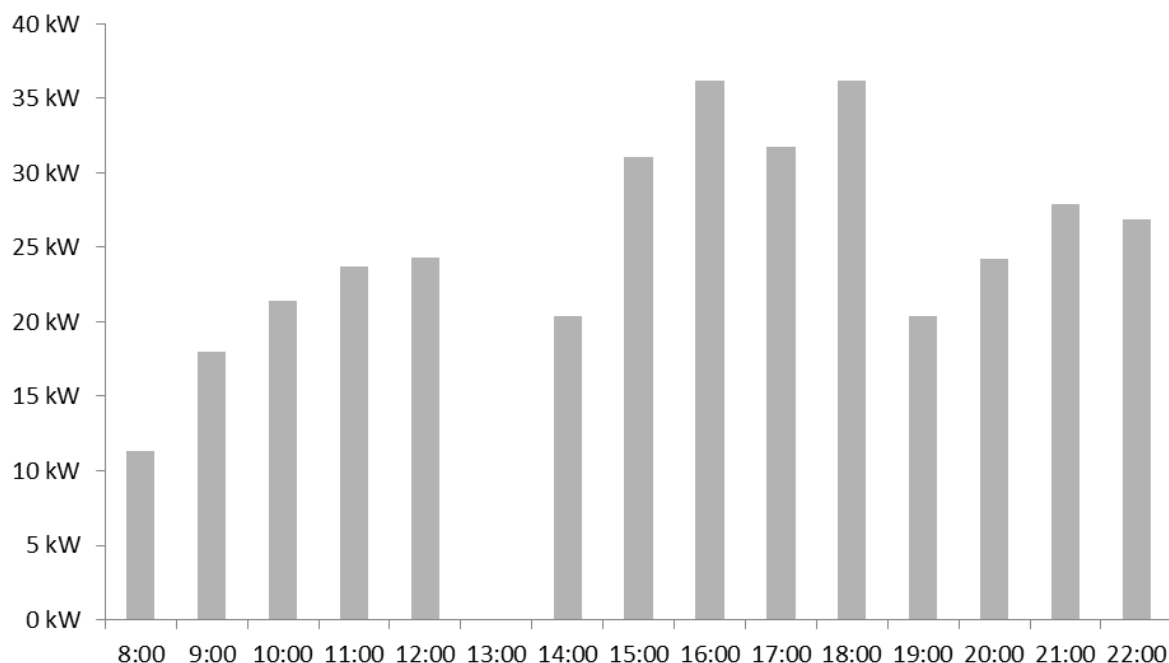


Figura 6.5 – Perfil de carga térmica para o dia de projeto com o uso do recurso de ERV (kW) x horas do dia

6.1.3 – Perfil de ocupação original

Por se tratar de um tipo de ambiente com ocupação bastante sazonal, foi considerado um regime de operação do auditório condizente com essa realidade. A Tabela 6.2 apresenta um perfil semanal de uso com os horários e os respectivos percentuais relativos à ocupação máxima (142 pessoas). A Figura 6.6 apresenta o perfil em função do número total de horas de uma semana (segunda à domingo, 168 horas).

Tabela 6.2 – Perfil de ocupação original (%) semanal do auditório em estudo

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sab.
08:00	0	25	25	0	25	25
09:00	0	50	50	0	25	50
10:00	0	50	50	0	25	75
11:00	0	50	50	0	25	75
12:00	0	50	50	0	25	50
13:00	0	0	0	0	0	0

14:00	25	25	25	25	0	0
15:00	75	75	75	75	25	0
16:00	100	100	100	100	25	0
17:00	75	75	75	75	50	0
18:00	100	100	100	100	50	0
19:00	25	25	25	25	50	0
20:00	50	50	50	0	75	0
21:00	0	0	75	0	100	0
22:00	0	0	75	0	100	0

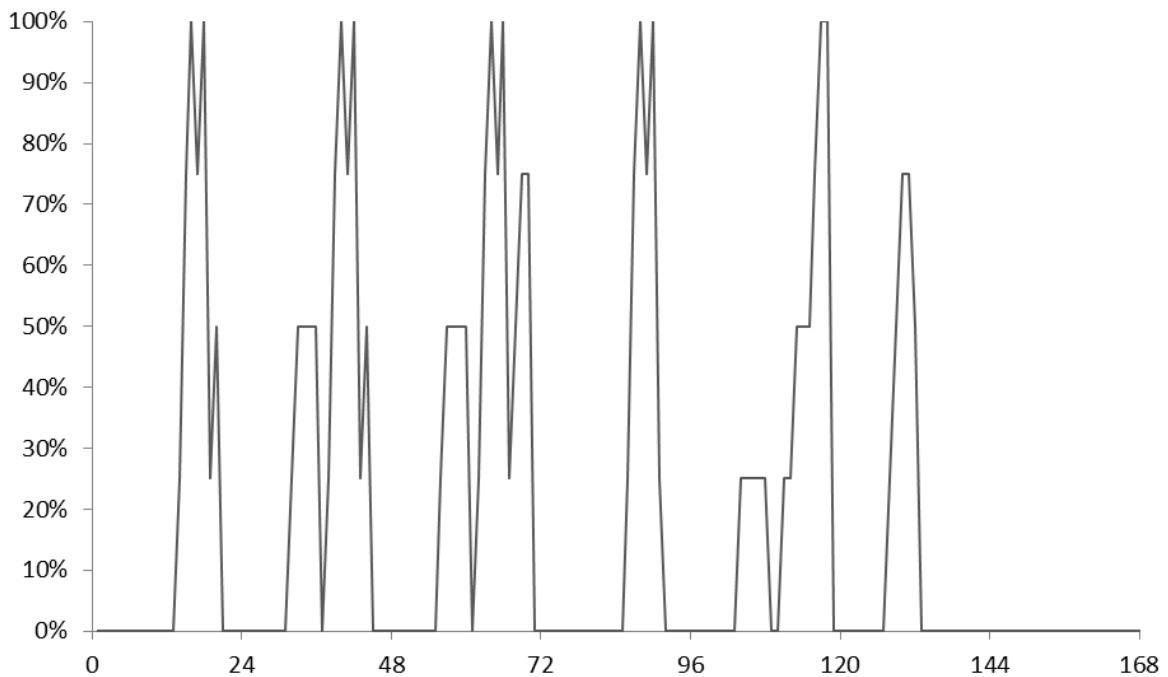


Figura 6.6 – Perfil de ocupação original (%) semanal do auditório em estudo x horas da semana

6.1.4 – Sistema de ar condicionado

O sistema de ar condicionado projetado para atendimento do ambiente em questão é do tipo expansão indireta, com uma unidade resfriadora de líquido com condensação a ar e unidade climatizadora do tipo *fan coil*. Conforme apresentado no Capítulo 5, a formulação matemática para o sistema de ar condicionado requer a caracterização do sistema que realiza o ciclo de compressão a vapor, para que seja possível o cálculo da energia utilizada

no sistema, bem como a definição do coeficiente de desempenho (COP) do sistema para cada hora de operação.

Além disso, serão levantados os dados do *fan coil*, para que seja possível a estimativa do consumo elétrico desses equipamentos. O *fan coil* operará com inversor de frequência para controle de rotação do motor, fornecendo a vazão de ar necessária para atendimento da carga térmica real. A bomba de água gelada operará com vazão variável, com válvula de 2 vias no condicionador de ar. O próprio fabricante do *chiller* especificado também disponibiliza o kit hidráulico (bomba de água gelada e válvulas) para esses equipamentos. Assim, as potências consumidas nas operações da bomba e do ventilador do sistema de condensação do *chiller* já estão computadas nas curvas de potência apresentadas, uma vez que o fabricante disponibiliza esses dados.

Ainda, como o sistema de ar condicionado será dimensionado conforme o perfil de carga térmica levantado, dois tipos de sistemas foram previstos, uma vez que a utilização do equipamento ERV reduz a carga térmica máxima de pico, possibilitando o dimensionamento de sistemas menores.

6.1.4.1 – Sistema de ar condicionado padrão – 43 kW (12 TR)

A Tabela 6.3 apresenta os dados de seleção do equipamento resfriador de líquido (*chiller*) selecionado para atendimento do ambiente em estudo. Demais dados de seleção encontram-se no Apêndice E. A seleção foi feita pelo *software* HAP do fabricante CARRIER, cujos dados de potência elétrica consumida e de desempenho são apresentados na Tabela 6.4, Figura 6.7 e Figura 6.8.

Tabela 6.3 – Principais características do *Chiller* de 12 TR (CARRIER 2013, modificado)

Parâmetro	Valor
Chiller	Resfriador de líquido com condensação a ar
Fabricante	CARRIER
Modelo	30RA012
Capacidade máxima	12 TR
Potência elétrica máxima consumida	16,4 kW
Compressor	Scroll
Temperatura de saída de água gelada	6,7 °C

Temperatura externa do ar	35° C
Taxa de vazão no evaporador	0,043 L/(s-kW)
Carga mínima	20%

Tabela 6.4 – Tabela de potência consumida para diversas cargas de operação e temperaturas do ar externo do *Chiller 12 TR* (CARRIER 2013, modificado)

T (°C)	P (kW)	100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%	30%	20%
46,1	22,2	22,2	19,5	16,7	14,1	12,1	10,1	8,0	6,0	4,2
35,0	16,4	16,4	14,4	12,4	10,5	9,0	7,5	6,0	4,5	3,1
29,4	13,4	13,4	11,8	10,2	8,6	7,4	6,2	4,9	3,7	2,6
23,9	12,3	12,3	10,8	9,4	8,0	6,8	5,7	4,6	3,4	2,4
-17,8	11,4	11,4	9,9	8,5	7,1	5,9	4,8	3,7	2,6	1,5

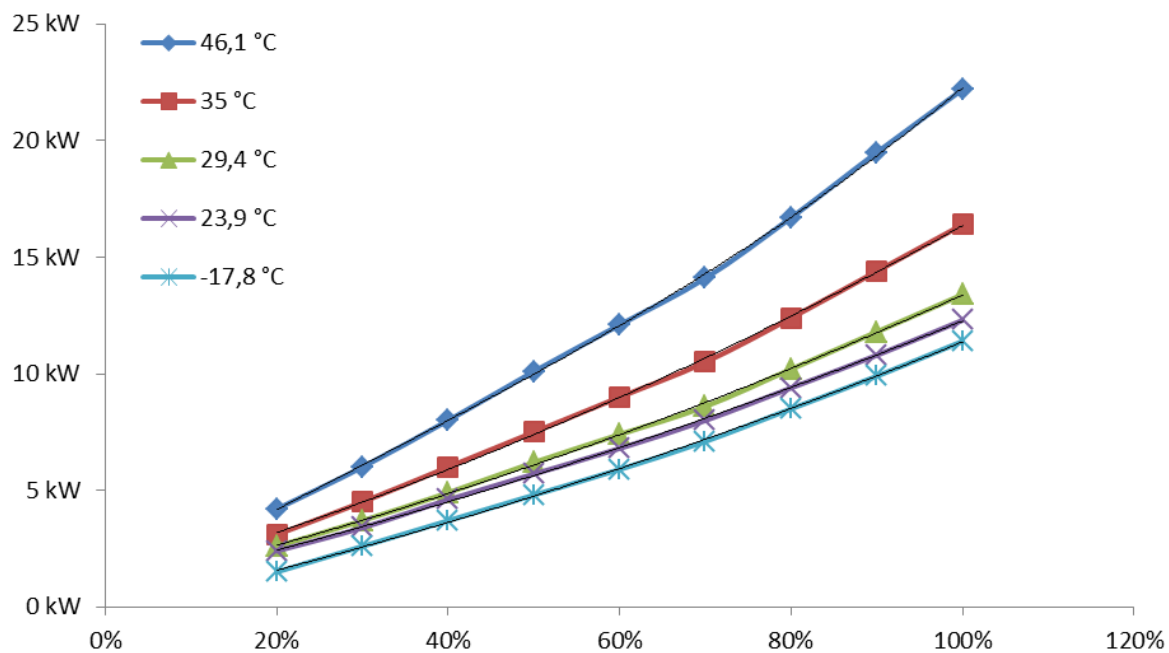


Figura 6.7 – Gráfico de “Potência consumida (kW) x carga de operação” para diversas temperaturas do ar externo – *Chiller 12 TR* (CARRIER 2013, modificado)

As Equações das curvas da Figura 6.7 são definidas abaixo, e serão utilizadas na simulação para definir o consumo em cada hora de operação do *chiller*.

$$y = 7,0707x^3 - 5,5087x^2 + 20,456x + 0,2452 ; \text{ para temp. de } 46,1^\circ\text{C} \quad (6.1)$$

$$y = 4,88x^2 + 10,593x + 0,8729; \text{ para temp. de } 35^\circ\text{C} \quad (6.2)$$

$$y = 3,9069x^2 + 8,7284x + 0,7405 ; \text{ para temp. de } 29,4^\circ\text{C} \quad (6.3)$$

$$y = 3,2576x^2 + 8,3742x + 0,63 ; \text{ para temp. de } 23,9^\circ\text{C} \quad (6.4)$$

$$y = 3,3333x^2 + 8,2333x - 0,2067 ; \text{ para temp. de } -17,8^\circ\text{C} \quad (6.5)$$

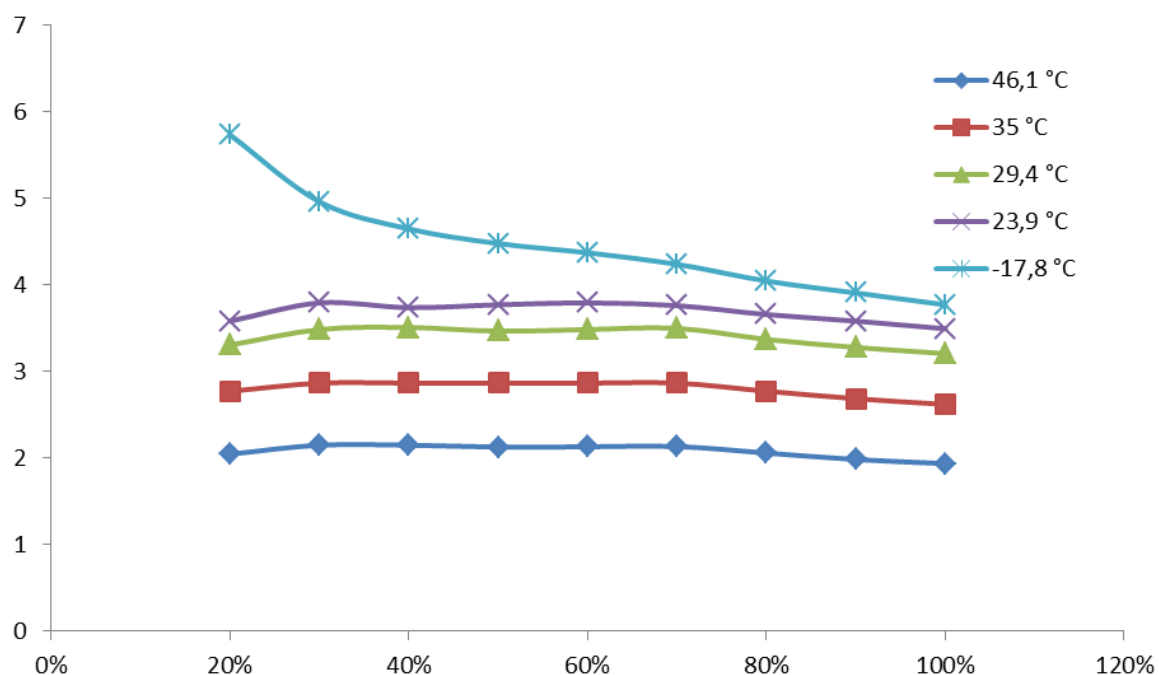


Figura 6.8 – Gráfico de “COP x carga de operação” para diversas temperaturas do ar externo – *Chiller 12 TR (CARRIER 2013, modificado)*

A Tabela 6.5 apresenta os dados de seleção do equipamento condicionador tipo *fan coil* selecionado para atendimento do ambiente em estudo. Demais dados de seleção encontram-se no Apêndice F. A seleção foi feita pelo *software AIV (Air Handler Vortex)* do fabricante CARRIER, cujos dados de potência elétrica consumida são apresentados na Figura 6.9. Os dados de potência elétrica do *fan coil* foram determinados a partir do encontro da curva de vazão do ventilador com a curva da instalação, apresentada no Apêndice F, a partir da utilização da lei dos ventiladores. Para cada valor horário da carga térmica real, o ventilador do *fan coil* fornece a vazão necessária, a partir da variação de rotação do ventilador com o uso de um inversor de frequência, variando conseqüentemente a vazão de ar fornecida pelo equipamento e seu consumo elétrico para cada hora de operação.

Tabela 6.5 – Principais características do *fan coil* 12 TR (CARRIER 2013, modificado)

Parâmetro	Valor
Fabricante	CARRIER
Modelo	VORTEX 39V12
Capacidade máxima	12 TR
Potência elétrica consumida (cap. máxima)	2,17 kW
Ventilador	Sirocco 18/18
Vazão de ar	10.320 m ³ /h
Rotação	825 RPM
Vazão de água	7,27 m ³ /h
Temperatura de entrada de água	8 °C

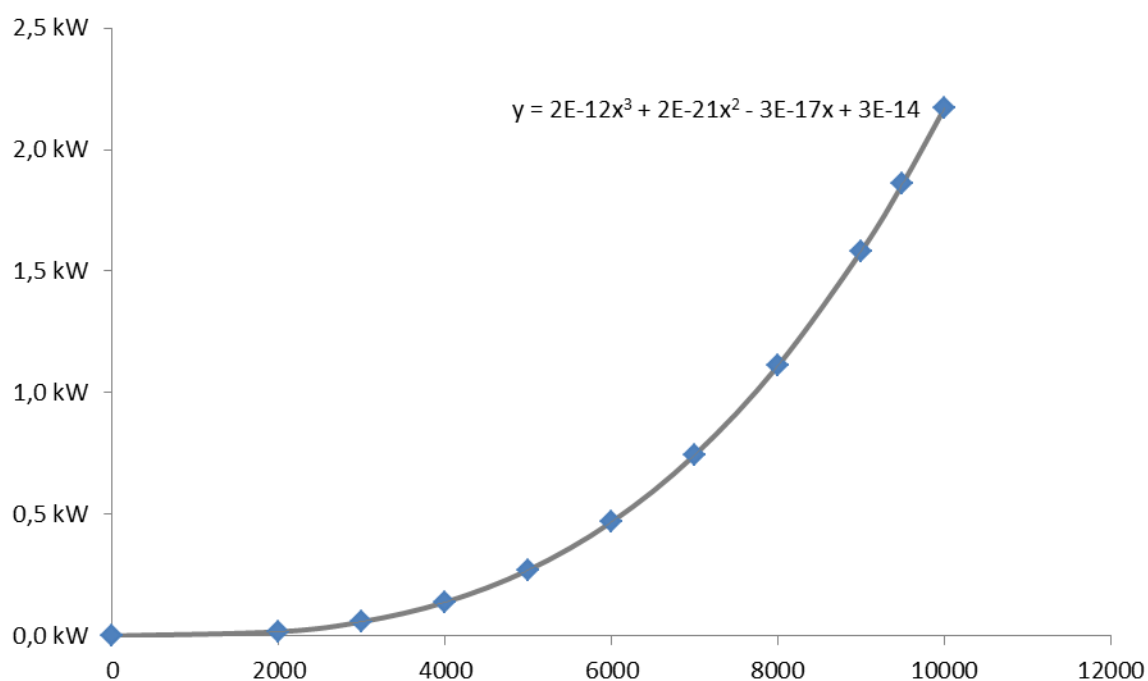


Figura 6.9 – Gráfico de “Potência elétrica consumida (kW) x Vazão de ar (m³/h)” para o equipamento *fan coil* VORTEX 12 TR (CARRIER 2013, modificado)

6.1.4.2 – Sistema de ar condicionado para uso com o ERV – 35 kW (10 TR)

A Tabela 6.6 apresenta os dados de seleção do equipamento resfriador de líquido (*chiller*) selecionado para atendimento do ambiente em estudo operando em conjunto com o ERV. Demais dados de seleção encontram-se no Apêndice G. A seleção foi feita pelo

software HAP do fabricante CARRIER, cujos dados de potência elétrica consumida e de desempenho são apresentados na Tabela 6.7, Figura 6.10 e Figura 6.11.

Tabela 6.6 – Principais características do *Chiller* de 10 TR (CARRIER 2013, modificado)

Parâmetro	Valor
Chiller	Resfriador de líquido com condensação a ar
Fabricante	CARRIER
Modelo	30AJ010
Capacidade máxima	10 TR
Potência elétrica máxima consumida	11,5 kW
Compressor	Scroll
Temperatura de saída de água gelada	6,7 °C
Temperatura externa do ar	35° C
Taxa de vazão no evaporador	0,043 L/(s-kW)
Carga mínima	20%

Tabela 6.7 – Tabela de potência consumida para diversas cargas de operação e temperaturas do ar externo do *Chiller* 10 TR (CARRIER 2013, modificado)

T (°C)	P (kW)	100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%	30%	20%
46,1	15,6	15,6	13,7	11,7	9,9	8,5	7,0	5,6	4,2	2,9
35,0	11,5	11,5	10,1	8,7	7,4	6,3	5,2	4,2	3,2	2,2
29,4	9,4	9,4	8,2	7,1	6,0	5,2	4,3	3,5	2,6	1,8
23,9	8,6	8,6	7,6	6,6	5,6	4,8	4,0	3,2	2,4	1,7
-17,8	8,0	8,0	7,0	5,9	5,0	4,2	3,4	2,6	1,8	1,1

As Equações das curvas da Figura 6.10 são definidas abaixo, e serão utilizadas na simulação para definir o consumo em cada hora de operação do *chiller*.

$$y = 5,1515x^2 + 9,5515x + 0,86 ; \text{ para temp. de } 46,1^\circ\text{C} \quad (6.6)$$

$$y = 3,6039x^2 + 7,1923x + 0,6805; \text{ para temp. de } 35^\circ\text{C} \quad (6.7)$$

$$y = 2,7381x^2 + 6,0643x + 0,5376 ; \text{ para temp. de } 29,4^\circ\text{C} \quad (6.8)$$

$$y = 2,2511x^2 + 5,8987x + 0,4448 ; \text{ para temp. de } 23,9^\circ\text{C} \quad (6.9)$$

$$y = 2,3377x^2 + 5,7615x - 0,121 ; \text{ para temp. de } -17,8^\circ\text{C} \quad (6.10)$$

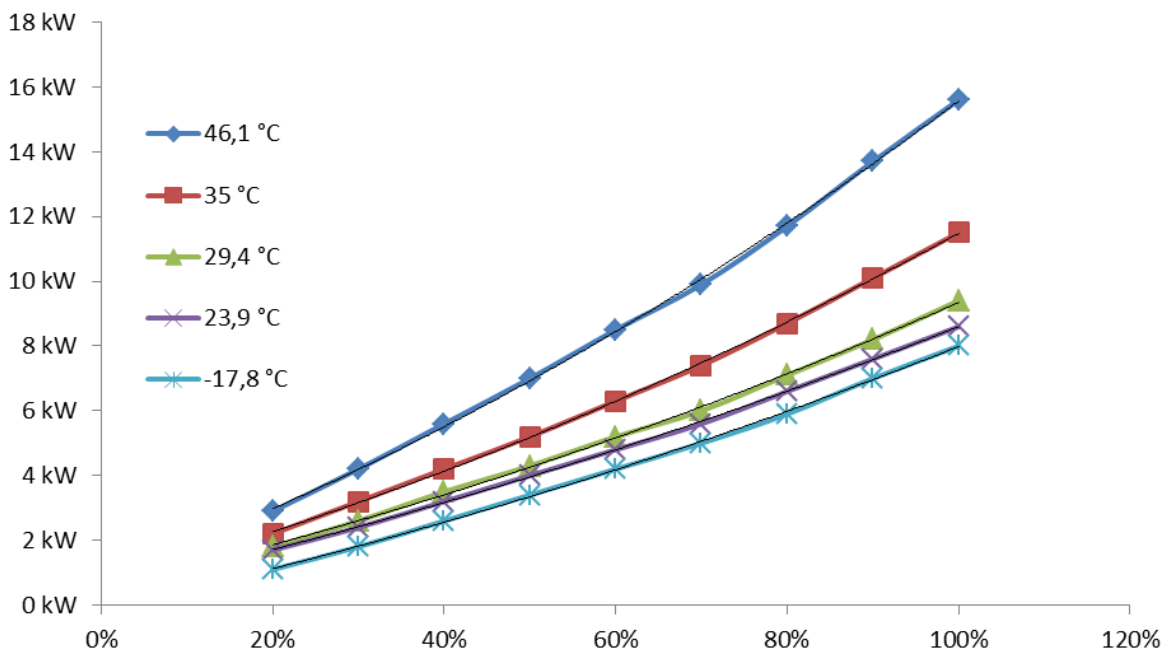


Figura 6.10 – Gráfico de “Potência consumida (kW) x carga de operação” para diversas temperaturas do ar externo – Chiller 10 TR (CARRIER 2013, modificado)

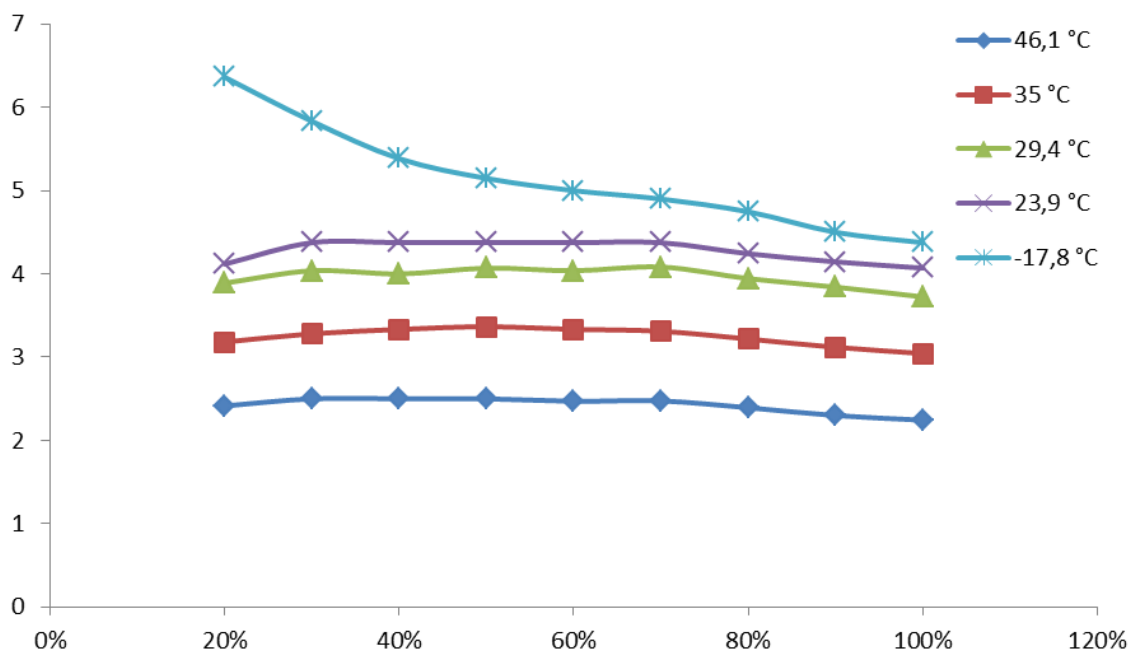


Figura 6.11 – Gráfico de “COP x Carga de operação” para diversas temperaturas do ar externo – Chiller 10 TR (CARRIER 2013, modificado)

A Tabela 6.8 apresenta os dados de seleção do equipamento condicionador tipo *fan coil* selecionado para atendimento do ambiente em estudo operando em conjunto com o ERV. Demais dados de seleção encontram-se no Apêndice H. A seleção foi feita pelo *software AIV (Air Handler Vortex)* do fabricante CARRIER, cujos dados de potência elétrica consumida em função da vazão de ar são apresentados na Figura 6.12.

Tabela 6.8 – Principais características do *fan coil* de 10 TR (CARRIER 2013, modificado)

Parâmetro	Valor
Fabricante	CARRIER
Modelo	VORTEX 39V10
Capacidade máxima	10 TR
Potência elétrica máxima consumida	2,12 kW
Ventilador	Sirocco 15/15
Vazão de ar	8150 m ³ /h
Rotação	922 RPM
Vazão de água	7,75 m ³ /h
Temperatura de entrada de água	8 °C

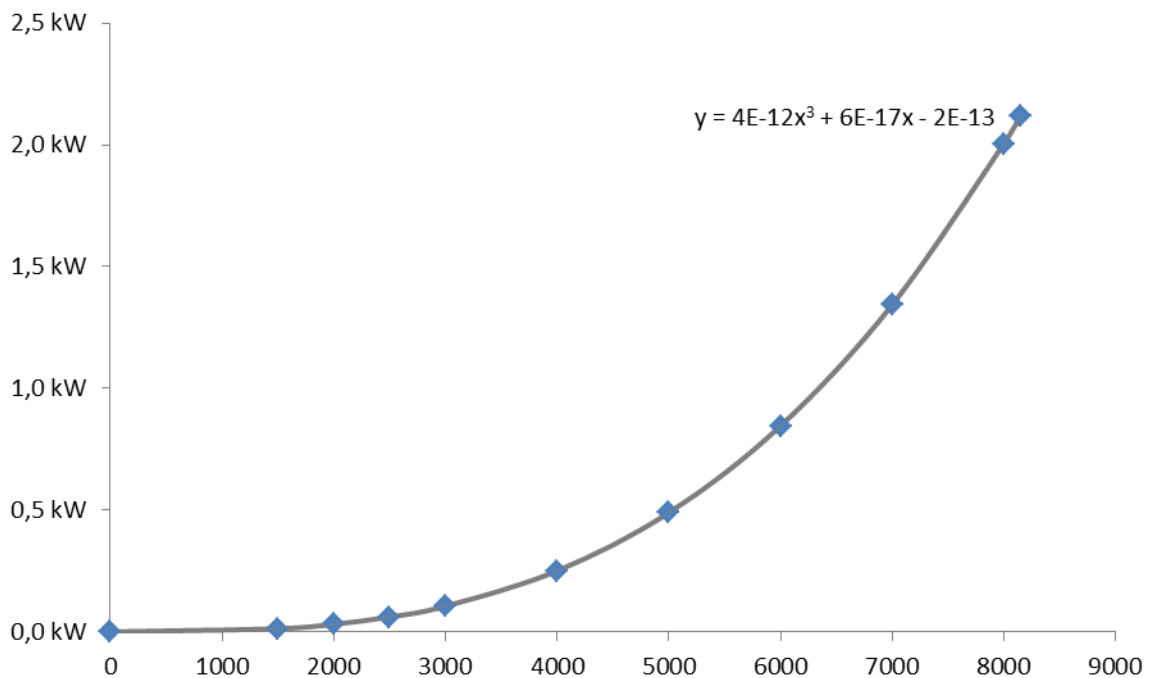


Figura 6.12 – Gráfico de “Potência elétrica consumida (kW) x Vazão de ar (m³/h)” para o equipamento *fan coil* VORTEX 10 TR (CARRIER 2013, modificado)

6.1.5 – Sistema do recuperador de energia e controle de vazão por CO2

Para caracterização do sistema de recuperação de energia é necessário definir o equipamento que será utilizado, juntamente com suas curvas de desempenho, e dados de consumo elétrico (Tabela 6.9, Figura 6.13 e Figura 6.14). Demais dados de catálogo do equipamento encontram-se no Apêndice I.

Tabela 6.9 – Principais características do ERV (LG 2011, modificado)

Parâmetro	Valor
Tipo de ERV	Trocador de placas fixas, configuração contracorrente, com ventiladores inclusos.
Fabricante	LG
Modelo	ECO - V / LZ-H150GBA2
Capacidade nominal	1.500 m ³ /h

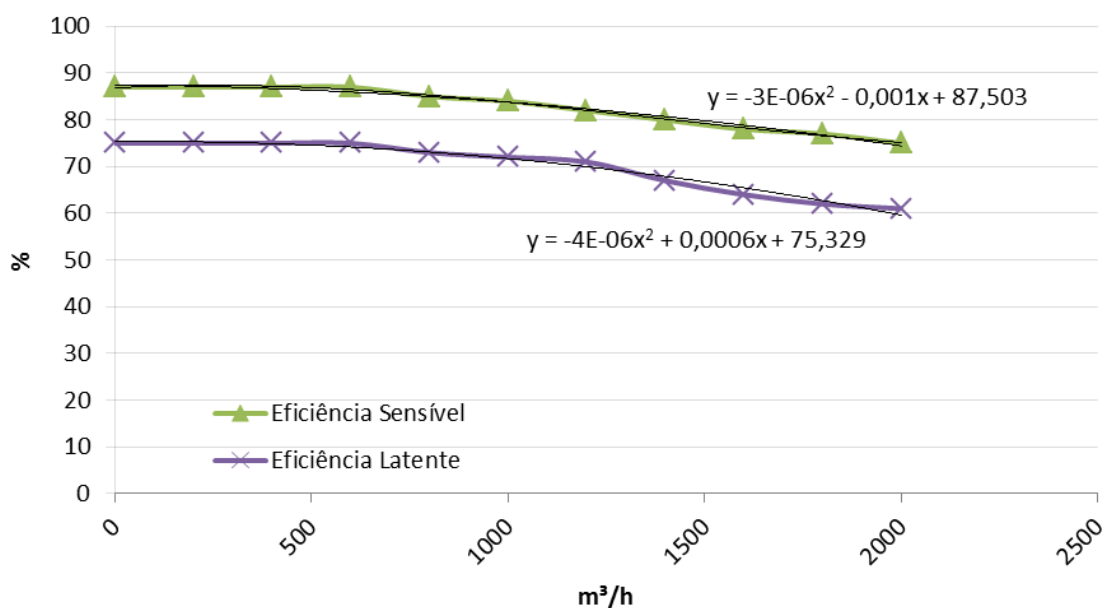


Figura 6.13 – Gráfico de "Eficiência (%) x Vazão de ar (m³/h)" para o equipamento ERV modelo ECO-V LZ-H150GBA2 (LG 2011, modificado)

Item		Unit	LZ-H150GBA2	
Capacidade Nominal		m ³ /h(LIS)	1500(883)	
Alimentação Eléctrica		ø,V,Hz	1, 220-240, 50-60	
Modo eco V	Intensidade Corrente	-	SUPER ALTO / ALTO / BAIXO	
	Corrente	SA/A/B	A	5.6/5.4/2.9
	Potência de Entrada	SA/A/B	W	720/540/340
	Fluxo de Ar	SA/A/B	m ³ /h	1500/1500/1200
	Pressão Estática Disponível	SA/A/B	Pa	200/110/60
	Eficiência de Permuta Entálpica	SA/A/B	%	79/79/82
	Eficiência da Permuta Entálpica	Aquec. (SA/A/B)	%	70/70/75
		Arref. (SA/A/B)	%	65/65/70
Nível de Ruído (Nível de som, 1,5 m)	SA/A/B	dBA	39/37/33	
Modo Free-cooling	Nível	-	SUPER ALTO / ALTO / BAIXO	
	Intensidade Corrente	SA/A/B	A	5.6/5.4/2.9
	Potência Absorvida	SA/A/B	W	720/540/340
	Fluxo de Ar	SA/A/B	m ³ /h	1500/1500/1200
	Pressão Estática Disponível	SA/A/B	Pa	200/110/60
	Eficiência de Permuta Térmica	SA/A/B	%	- / - / -
	Eficiência da Permuta de Entálpica	Aquec. (SA/A/B)	%	- / - / -
		Arref. (SA/A/B)	%	- / - / -

Figura 6.14 – Especificações técnicas do ERV (LG, 2011)

Pela lei dos ventiladores e de acordo com a curva dos ventiladores do ERV, é possível determinar a curva de potência elétrica consumida em função da vazão, seguindo o mesmo procedimento utilizado para determinação das curvas dos ventiladores dos *fan coils* (Figura 6.15).

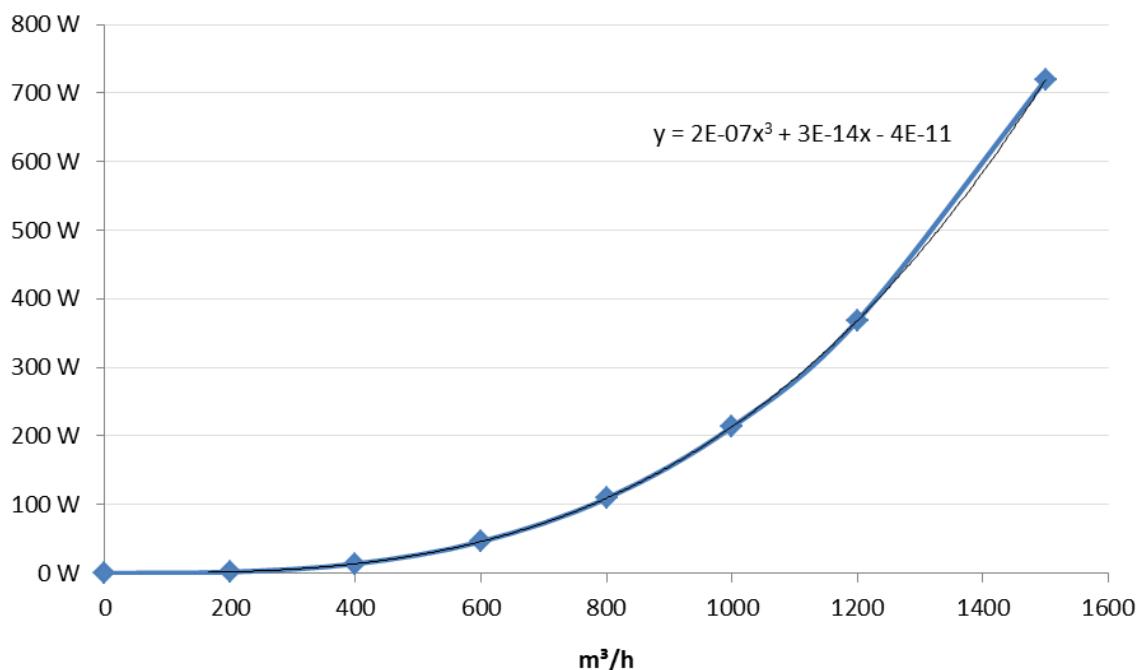


Figura 6.15 – Gráfico de “Potência elétrica consumida (W) x vazão de ar (m³/h) para o equipamento ERV modelo ECO-V LZ-H150GBA2 (LG 2011, modificado)

Para caracterização do sistema de controle de vazão de ar exterior por CO₂ é necessário definir as taxas de renovação de ar por pessoa e por área, conforme a norma ABNT NBR 16401-3. A partir dessas taxas é possível calcular o valor exato da vazão requerida de ar externo para cada hora do dia, de acordo com o perfil de ocupação original apresentado anteriormente. A Tabela 6.10 apresenta os valores das taxas de renovação de ar da norma e a Tabela 6.11 apresenta os valores de vazão de ar externo requeridos para cada hora do dia, de acordo com o perfil de ocupação, considerando que a taxa de renovação é zero quando o ambiente está desocupado, conforme a metodologia de controle proposta no Capítulo 5.

Tabela 6.10 – Taxas de renovação de ar para o nível 1 de um edifício de escritórios (ABNT NBR 16401-3, 2008)

Taxa de ar externo	Vazão
Taxa de ar externo por pessoa	9,0 m ³ /h
Taxa de ar externo por área	1,08 m ³ /h*m ²

Tabela 6.11 – Taxa de renovação de ar externo requerida pela norma de acordo com a ocupação proposta (valores em m³/h).

Horário	Seg	Ter	Qua	Qui	Sex	Sab
8:00	0	531	531	0	531	531
9:00	0	851	851	0	531	851
10:00	0	851	851	0	531	1170
11:00	0	851	851	0	531	1170
12:00	0	851	851	0	531	851
13:00	0	0	0	0	0	0
14:00	531	531	531	531	0	0
15:00	1170	1170	1170	1170	531	0
16:00	1490	1490	1490	1490	531	0
17:00	1170	1170	1170	1170	851	0
18:00	1490	1490	1490	1490	851	0
19:00	531	531	531	531	851	0
20:00	851	851	851	0	1170	0
21:00	0	0	1170	0	1490	0
22:00	0	0	1170	0	1490	0

6.2 – APRESENTAÇÃO DE CENÁRIOS

A partir da definição da formulação matemática, da metodologia de controle e da caracterização de todos os componentes do estudo de caso proposto, torna-se necessário levantar os cenários que serão propostos, de maneira que os cenários sejam avaliados segundo a metodologia desenvolvida, e os resultados sejam analisados comparativamente. 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. Assim, os 4 (quatro) cenários ou configurações de uso são apresentados na Tabela 6.12, onde "ERV" significa o recurso de recuperação de energia e "CO2" significa o recurso de controle de vazão de ar externo. Quando o valor "zero" é atribuído, quer dizer que o cenário não utiliza o recurso, e quando o valor unitário é atribuído, o recurso é empregado.

Tabela 6.12 – Apresentação dos cenários

Cenário	ERV	CO2
1	0	0
2	0	1
3	1	0
4	1	1

6.2.1 – Cenário 1: Solução convencional

O primeiro cenário levantado consiste em uma solução convencional de projeto, 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, notadamente, apesar de seu custo inicial de aquisição e instalação ser menor, seu custo operacional é maior, se tornando mais custoso ao longo dos anos.

A solução desse cenário considera a utilização do sistema de ar condicionado padrão de 12 TR e a utilização de dois ventiladores para introdução do ar externo no ambiente e retirada da parte do ar de retorno, conforme mostra a Figura 6.16. Os ventiladores utilizados possuem as mesmas curvas de operação dos ventiladores que serão utilizados nos outros cenários. A vazão de ar externo é constante e igual à máxima vazão calculada de 1490 m³/h (considerando ocupação de 100% de pessoas em todos os momentos de utilização).

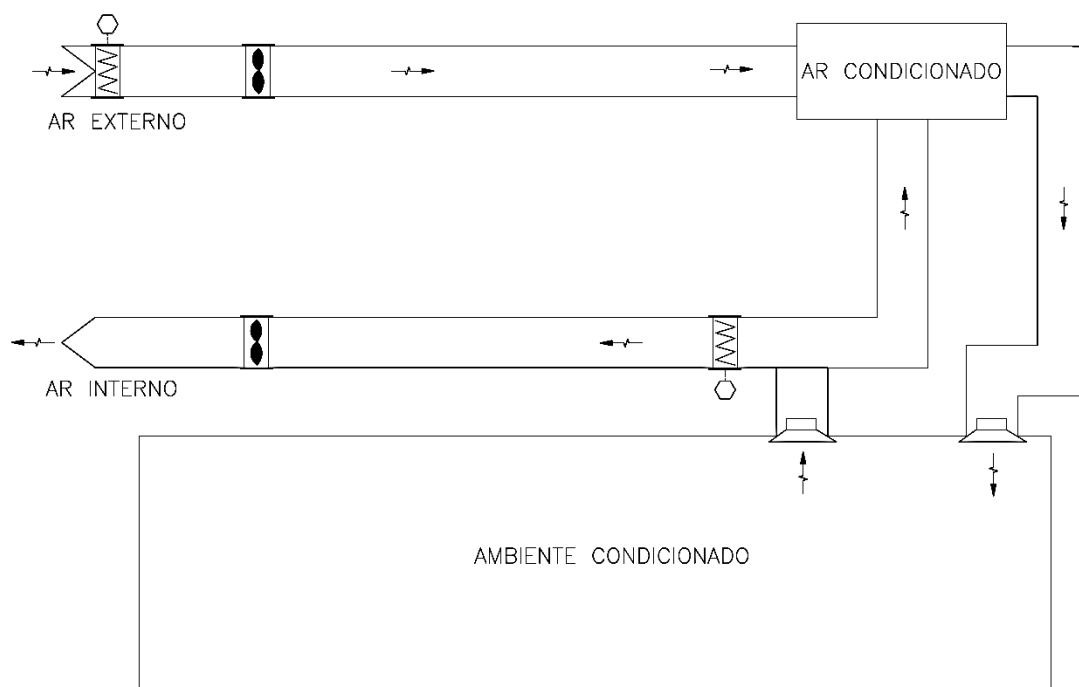


Figura 6.16 – Solução de projeto para o cenário 1

6.2.2 – Cenário 2: Solução com vazão de ar exterior variável

O segundo cenário levantado consiste em uma solução de projeto utilizando apenas o recurso da vazão de ar exterior variável.

A solução desse cenário considera a utilização do sistema de ar condicionado padrão de 12 TR e a utilização de dois ventiladores para introdução do ar externo no ambiente e retirada da parte do ar de retorno, conforme mostra a Figura 6.17. Os ventiladores utilizados possuem as mesmas curvas de operação dos ventiladores que serão utilizados nos outros cenários. A vazão de ar externo é variável, de acordo com a ocupação, fornecendo os valores de vazão levantados na Tabela 6.11. Para esse controle de vazão, será utilizado um sensor de CO₂ no ambiente condicionado, um controlador, sensores de pressão, inversor de frequência e dispositivos de regulação de vazão (*dampers*).

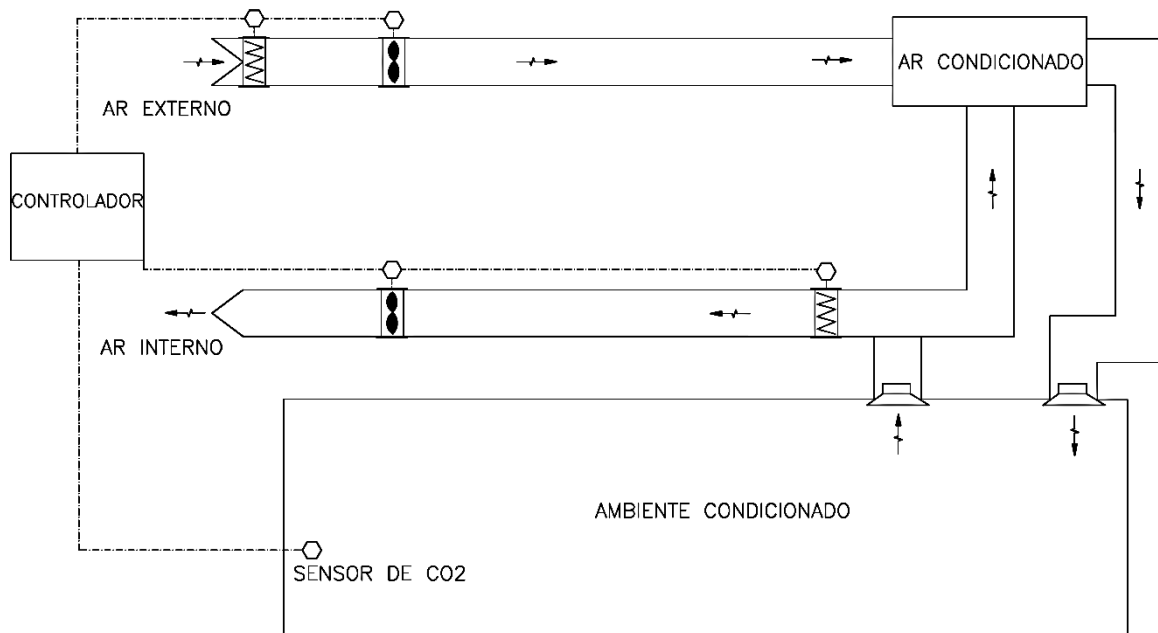


Figura 6.17 – Solução de projeto para o cenário 2

6.2.3 – Cenário 3: Solução com recuperação de energia

O terceiro cenário levantado consiste em uma solução de projeto utilizando apenas o recurso da recuperação de energia.

A solução desse cenário considera a utilização do sistema de ar condicionado de 10 TR e a utilização do equipamento ERV que será responsável pela introdução do ar externo no ambiente e retirada da parte do ar de retorno, conforme mostra a Figura 6.18. Os ventiladores do ERV utilizado possuem as mesmas curvas de operação dos ventiladores que serão utilizados nos outros cenários. A vazão de ar externo é constante e igual à máxima vazão calculada de 1490 m³/h (considerando ocupação de 100% de pessoas em todos os momentos de utilização). Para o controle do funcionamento do ERV será utilizada a metodologia descrita no Capítulo 5, a partir da utilização de sensores de temperatura e umidade e de um controlador.

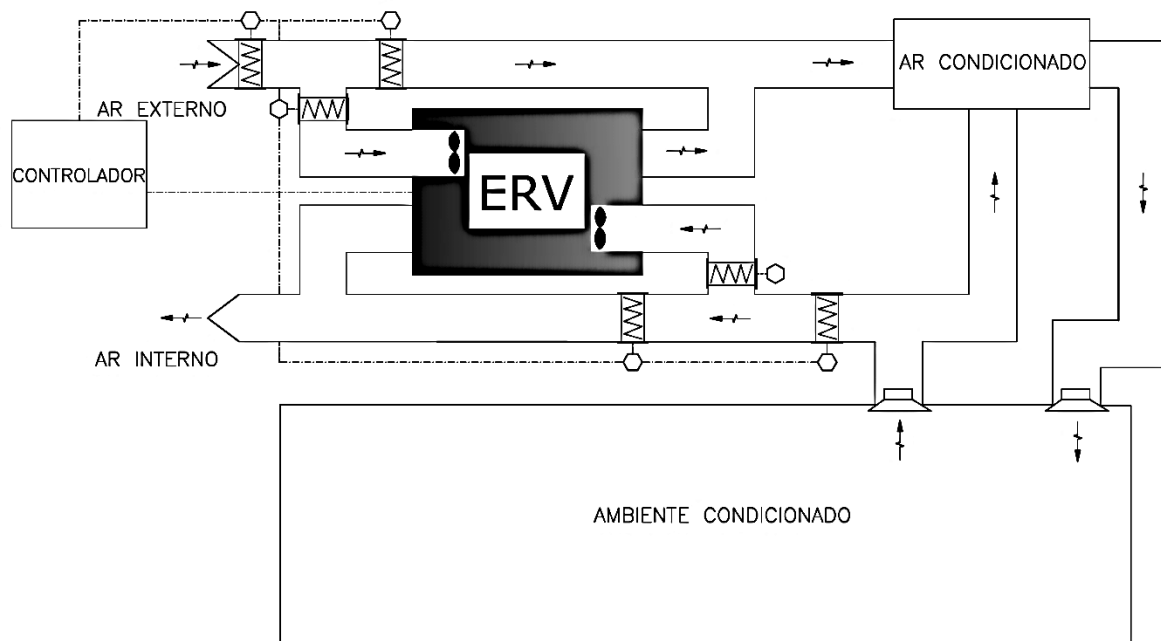


Figura 6.18 – Solução de projeto para o cenário 3

6.2.4 – Cenário 4: Solução completa

O quarto cenário levantado consiste em uma solução de projeto utilizando os recursos da recuperação de energia e da vazão variável de ar exterior.

A solução desse cenário considera a utilização do sistema de ar condicionado de 10 TR e a utilização do equipamento ERV que será responsável pela introdução do ar externo no ambiente e retirada da parte do ar de retorno, conforme mostra a Figura 6.19. Os ventiladores do ERV utilizado possuem as mesmas curvas de operação dos ventiladores que serão utilizados nos outros cenários. A vazão de ar externo é variável, de acordo com a ocupação, fornecendo os valores de vazão levantados na Tabela 6.11. Para esse controle de vazão, será utilizado um sensor de CO₂ no ambiente condicionado, um controlador, sensores de pressão, inversor de frequência e dispositivos de regulagem de vazão (*dampers*). Para o controle do funcionamento do ERV será utilizada a metodologia descrita no Capítulo 5, a partir da utilização de sensores de temperatura e umidade e de um controlador.

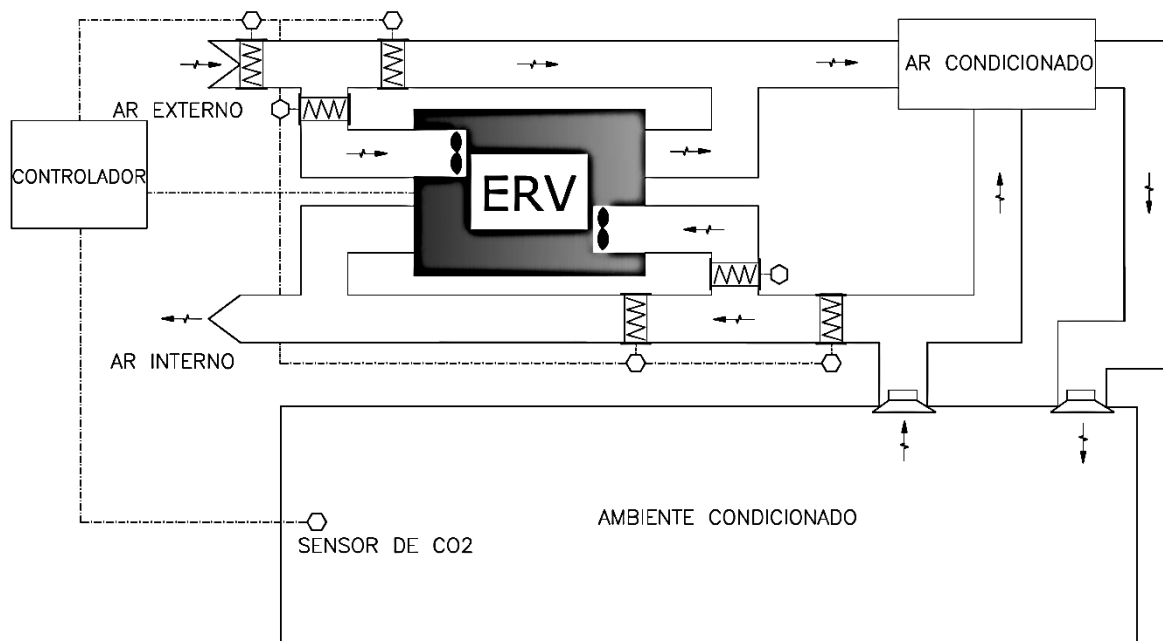


Figura 6.19 – Solução de projeto para o cenário 4

6.2.5 – Estimativas dos custos para cada cenário

Para que seja possível a análise de retorno de investimento de cada cenário proposto é necessário estimar os custos totais de cada instalação. Os custos compõem-se basicamente dos custos iniciais (aquisição, transporte e instalação) e custos operacionais (operação, manutenção e custo do insumo energético). Os custos médios foram levantados com base em estimativas de fabricantes, instaladores e pesquisas de mercado.

6.2.5.1 – Custos iniciais

Para os custos iniciais foram levantados os custos mais relevantes das instalações de cada cenário, referentes principalmente aos equipamentos, uma vez que os demais custos de materiais de consumo, rede de dutos, registros, difusores, quadro elétrico, e demais infraestruturas necessárias são praticamente os mesmos para todos os cenários.

As Tabelas 6.13 e 6.14 apresentam os custos iniciais dos sistemas dos cenários e as fontes de referência para as estimativas. Mais detalhes da Tabela 6.14 encontram-se no Apêndice H.

Tabela 6.13 – Custos iniciais dos cenários (aquisição, transporte e instalação)

Sistema/Equipamento	Detalhamento	Custo
---------------------	--------------	-------

(1) Sistema de ar condicionado (todos os cenários)	Sistema de expansão indireta, com central de água gelada, bombas e climatizadores tipo <i>fan coil</i> . Incluindo a instalação dos demais equipamentos de controle, alimentação elétrica e distribuição de ar.	R\$ 5.000,00/TR instalado
(2) Equipamento ERV (cenários 3 e 4)	Equipamento recuperador de energia de placas fixas, com ventiladores inclusos - referência LG ECO - V / LZ-H150GBA2 – 1.500 m³/h	R\$ 12.000,00
(3) Ventiladores - renovação de ar (cenários 1 e 2)	Ventilador centrífugo, tipo sirocco, vazão 1.500 m³/h, pressão estática 45 mmCA	R\$ 1.800,00/unidade
(4) Sistema de controle de vazão por CO2 (cenários 2 e 4)	Sensores de CO2 e infraestrutura	R\$ 2.400,00/zona
(5) Automação – Cenário 2	Controlador, 02 (dois) inversores de frequência, 02 (dois) sensores de pressão, 02 (dois) dispositivos de regulação de vazão motorizados.	R\$ 7.299,88
(6) Automação – Cenário 3	Controlador, 01 (um) sensor de temperatura e 01 (um) de umidade, 06 (seis) dispositivos de regulação de vazão motorizados.	R\$ 7.138,47
(7) Automação – Cenário 4	Controlador, 02 (dois) inversores de frequência, 02 (dois) sensores de pressão, 01 (um) sensor de temperatura e 01 (um) sensor de umidade, 06 (seis) dispositivos de regulação de vazão motorizados.	R\$ 10.204,07

Tabela 6.14 – Referências para estimativa dos custos iniciais

	Referência	Custo
(1)	“ http://www.consultoriaeanalise.com/2009/03/sistema-de-ar-condicionado-vrv.html ” “ http://www.arcondicionado.refrigeracao.net/ar-condicionado-com-sistema-vrf-estao-aumentando-participacao-no-mercado/#more-122 ”	R\$ 5.000,00/TR instalado
(2)	(LG, 2013) - Apêndice J	R\$ 12.000,00

(3)	“ http://www.novaexaustores.com.br/ecommerce_site/produto_2104_5763_Exaustor-Centrifugo-Siroco-Monofasico-Mod-EC1-MN- “	R\$ 1.800,00/un.
(4)	U.S Department of Energy “ http://www1.eere.energy.gov/femp/pdfs/fta_co2.pdf ” pág 2.	R\$ 2.400,00/zona
(5)	1) Controlador – Ref: Carel PCO-5 – Planilha TCU (Apêndice J) 2) Inversor de frequência – 3 CV “ http://loja.tray.com.br/loja/produto-261635-8614-inversor_de_frequencia_3cv_220v_cfw100100s2024psz_weg ” 3) Sensor de pressão “ http://www.webmercato.com.br/ecommerce_site/produto_3160_6377_Sensor-de-pressao-diferencial-para-ar-0-3-WC-616K-02 ” 4) Damper motorizado “ http://www.webmercato.com.br/ecommerce_site/categoria_1782_6377_Atuadores-para-damper ”	1) R\$ 3.393,00 2) R\$ 1.245,74 3) R\$ 287,06 4) R\$ 420,64
(6)	1) Controlador – Ref: Carel PCO-5 – Planilha TCU (Apêndice J) 2) Sensor de temperatura – Planilha TCU (Apêndice J) 3) Sensor de umidade – Planilha TCU (Apêndice J) 4) Damper motorizado “ http://www.webmercato.com.br/ecommerce_site/categoria_1782_6377_Atuadores-para-damper ”	1) R\$ 3.393,00 2) R\$ 441,14 3) R\$ 780,49 4) R\$ 420,64
(7)	1) Controlador – Ref: Carel PCO-5 – Planilha TCU (Apêndice J) 2) Inversor de frequência – 3 CV “ http://loja.tray.com.br/loja/produto-261635-8614-inversor_de_frequencia_3cv_220v_cfw100100s2024psz_weg ” 3) Sensor de pressão “ http://www.webmercato.com.br/ecommerce_site/produto_3160_6377_Sensor-de-pressao-diferencial-para-ar-0-3-WC-616K-02 ” 4) Sensor de temperatura – Planilha TCU (Apêndice J) 5) Sensor de umidade – Planilha TCU (Apêndice J) 6) Damper motorizado “ http://www.webmercato.com.br/ecommerce_site/categoria_1782_6377_Atuadores-para-damper ”	1) R\$ 3.393,00 2) R\$ 1.245,74 3) R\$ 287,06 4) R\$ 441,14 5) R\$ 780,49 6) R\$ 420,64

6.2.5.2 – Custos operacionais – operação e manutenção

Para a estimativa dos custos operacionais (operação e manutenção) dos sistemas, foram levantados os custos médios de operação e manutenção de alguns contratos que prestam esses serviços em sistemas de ar condicionado. A Tabela 6.15 apresenta um resumo da pesquisa realizada. A pesquisa de preços completa se encontra no Apêndice J. Cabe ressaltar que todas as instalações levantadas na pesquisa possuem centrais de água gelada, e equipamentos similares aos projetos para cada cenário. Assim, para a estimativa dos custos de manutenção de cada cenário será utilizado o valor médio do custo mensal por tonelada de refrigeração encontrado na pesquisa.

Ainda, a manutenção do equipamento ERV selecionado é bastante similar à manutenção de ventiladores, já que é composto basicamente por dois ventiladores, filtros e a membrana fixa que permite a troca de calor. Dessa forma, a utilização desse equipamento não acarreta custos muito maiores de manutenção e operação aos sistemas.

Tabela 6.15 – Custos operacionais de alguns contratos de manutenção e operação
(Pesquisa realizada em abril/2012)

Instituição	Senado Federal	Câmara dos Deputados	Procuradoria- Geral da República	Supremo Tribunal Federal
Empresa contratada	ENTHERM	TECTENGE	ALMEIDA FRANÇA	ALMEIDA FRANÇA
Preço mensal (R\$)	299.166,02	212.073,48	72.890,00	65.800,33
Potência instalada (TR)	5000	3180	1150	1200
Custo mensal por TR (R\$/TR)	59,83	66,69	63,38	54,83
Custo médio mensal por TR (R\$/TR)		61,18		
Custo médio anual por TR (R\$/TR)		734,16		

6.2.5.3 – Custos operacionais – custos dos insumos energéticos

Para a estimativa dos custos dos insumos energéticos (no caso em questão, energia elétrica) é necessário estimar o consumo de cada equipamento da instalação em cada hora de operação ao longo do ano. Esses dados de consumo elétrico (kWh) foram levantados a partir da simulação realizada no EES, uma vez que as curvas de potência consumida dos componentes foram inseridas na formulação matemática, fornecendo os valores consumidos para cada hora de operação, de acordo com a demanda térmica nessa dada hora.

Ainda, para que seja possível levantar a economia de energia provida pelo equipamento ERV, é necessário levantar o COP (coeficiente de desempenho) do sistema de ar condicionado para cada hora, e, a partir da redução da carga térmica do ar de renovação, calcular quanto essa redução de carga térmica representa em energia elétrica economizada.

Nesse sentido, a partir dos levantamentos dos consumos dos equipamentos de cada instalação será possível comparar os cenários levantados. Foi definido um valor fixo de R\$ 0,30 por cada kWh consumido (RESOLUÇÃO ANEEL N° 1.606/2013, Classe B3).

6.2.5.4 – Custos totais dos cenários e retorno do investimento

As Tabelas 6.16 e 6.17 apresentam os custos totais e parte dos custos operacionais para os cenários apresentados. Conforme mencionado anteriormente, os custos de consumo elétrico serão definidos a partir das simulações realizadas para cada cenário, e, a partir desses dados, poderá ser realizada a análise comparativa entre eles, abordando a diferença dos custos totais entre os cenários, a economia de energia e retorno do investimento de cada cenário, conforme apresentado na Tabela 6.18

Tabela 6.16 – Custos iniciais dos cenários

Cenário	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
	(ERV=0;CO2=0)	(ERV=0;CO2=1)	(ERV=1;CO2=0)	(ERV=1;CO2=1)
CUSTOS INICIAIS				
Sistema de de 10 TR	-	-	R\$ 50.000,00	R\$ 50.000,00

Sistema de de 12 TR	R\$60.000,00	R\$ 60.000,00	-	-
Equipamento ERV	-	-	R\$ 12.000,00	R\$ 12.000,00
Ventiladores de ar	R\$ 3.600,00	R\$ 3.600,00	-	-
Controle de vazão	-	R\$ 2.400,00	-	R\$ 2.400,00
Automação	-	R\$ 7.299,88	R\$ 7.138,47	R\$ 10.204,07
TOTAL	R\$ 63.600,00	R\$ 73.299,88	R\$ 69.138,47	R\$ 74.604,07

Tabela 6.17 – Custos operacionais dos cenários

Cenário	Cenário 1 (ERV=0;CO2=0)	Cenário 2 (ERV=0;CO2=1)	Cenário 3 (ERV=1;CO2=0)	Cenário 4 (ERV=1;CO2=1)
CUSTOS OPERACIONAIS				
Operação e manutenção	R\$ 8.809,92	R\$ 8.809,92	R\$ 7.341,60	R\$ 7.341,60
Energia consumida	-	-	-	-
TOTAL				

Tabela 6.18 – Retorno do investimento de cada cenário

Cenário	Cenário 1 (ERV=0;CO2=0)	Cenário 2 (ERV=0;CO2=1)	Cenário 3 (ERV=1;CO2=0)	Cenário 4 (ERV=1;CO2=1)
RETORNO DO INVESTIMENTO				
Custos totais	-	-	-	-
Diferença custos totais	-	-	-	-
Economia de energia	-	-	-	-
Retorno do investimento	-	-	-	-

7 – RESULTADOS E DISCUSSÃO

7.1 – INTRODUÇÃO

Esse capítulo apresentará os resultados obtidos a partir da metodologia apresentada e do estudo de caso proposto. Os resultados dos cenários propostos serão comparados com o cenário 1 (solução convencional) para que seja avaliado o retorno do investimento de cada cenário. Ainda, serão apresentados os resultados considerando variações de ocupação e horas de operação para cada cenário, com o objetivo de verificar quais condições de projeto (ocupação e horas de operação) permitem a utilização dos cenários apresentados.

Por último, serão apresentados os resultados obtidos dos mesmos cenários com o perfil de ocupação original em outra cidade de projeto, com o objetivo de analisar a influência do clima nos resultados.

7.2 – RESULTADOS DOS CENÁRIOS COM OCUPAÇÃO ORIGINAL

O perfil original de ocupação foi apresentado na Tabela 6.2. A partir dele, foi determinado o número de ocupantes em cada dia da semana e o número total de ocupantes ao longo de uma semana. A Tabela 7.1 apresenta os valores absolutos e percentuais do perfil de ocupação original por dia e o valor acumulado em uma semana, além do tempo de operação semanal do sistema de ar condicionado (juntamente com os ventiladores de renovação de ar ou o recuperador de energia, de acordo com o cenário):

Tabela 7.1 – Valores absolutos e relativos do perfil de ocupação do ambiente condicionado

Dia da semana	Ocupação máxima	Ocupação absoluta	Ocupação relativa
Segunda	2130	639	30%
Terça	2130	958,5	45%
Quarta	2130	1171,5	55%
Quinta	2130	568	26,67%
Sexta	2130	852	40%
Sábado	2130	390,5	18,33%
Domingo	2130	0	0%

Ocupação relativa semanal acumulada	35,83%
Tempo de operação semanal do sistema	57 horas

7.2.1 – Cenário 1: Solução convencional (CO₂=0;ERV=0)

A Figura 7.1 apresenta o perfil de carga térmica devido ao ar externo de renovação para o cenário em questão ao longo do ano. A Figura 7.2 apresenta os valores de entalpia do ar exterior e do ar interno, mostrando claramente a possibilidade de utilização de um equipamento de recuperação de energia em grande parte do ano. Pela análise dos gráficos, também é possível observar que a carga térmica e a entalpia média do ar externo são maiores nos meses de janeiro a abril (hora zero à hora 2880), correspondendo à estação do verão e parte do outono, e menores no fim do outono (maio), passando pelo inverno (junho a setembro), seguindo até o início da primavera (fim de setembro), a partir da qual a entalpia média volta a subir (hora 2880 à hora 6480):

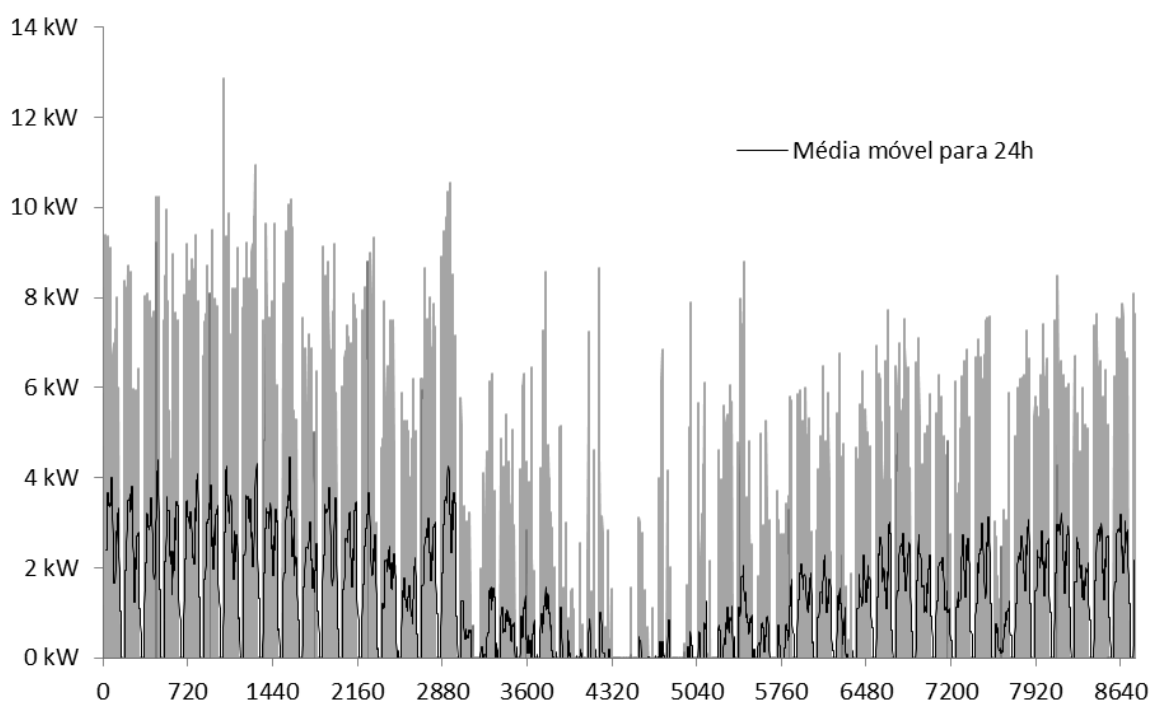


Figura 7.1 – Carga térmica do ar de renovação (kW) x horas do ano (cenário 1)

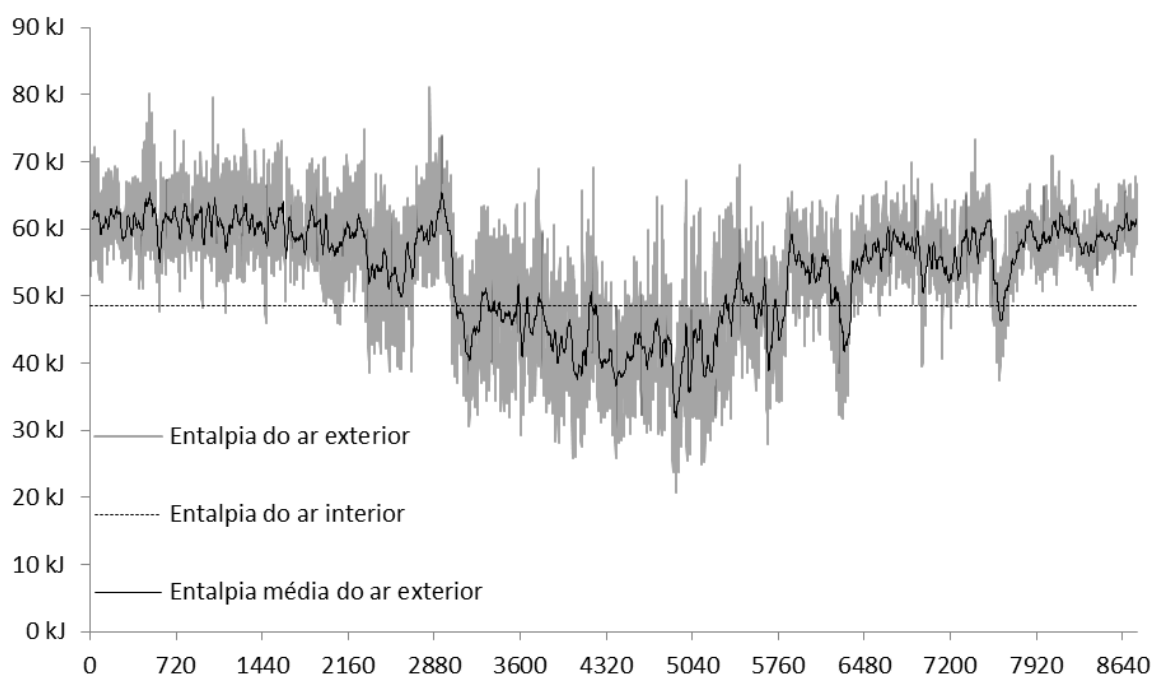


Figura 7.2 – Entalpia do ar externo e interno (kJ/kg) x horas do ano (cenário 1)

A Tabela 7.2 traz os valores integralizados hora a hora ao longo do ano da carga térmica do ar externo de renovação e do consumo de energia elétrica dos ventiladores de renovação de ar, do *fan coil*, do *chiller* e o consumo elétrico total do cenário. As Figuras 7.3, 7.4, 7.5 e 7.6 apresentam esses consumos elétricos em cada mês do ano. O perfil referente ao consumo dos ventiladores (Figura 7.3) é praticamente constante ao longo dos meses, uma vez que o perfil de ocupação é semanal e a vazão de ar externo é sempre constante e igual ao valor máximo. As pequenas diferenças encontradas se devem às diferenças dos dias da semana que compõem cada mês, gerando uma pequena diferença na ocupação acumulada mensal.

Os perfis apresentados pelo consumo elétrico dos equipamentos de ar condicionado e pelo consumo elétrico total acompanham o perfil de carga térmica anual (cf. Figura 6.3):

Tabela 7.2 – Valores integralizados anuais para o cenário 1

Carga térmica do ar externo	Consumo elétrico dos ventiladores	Consumo elétrico do <i>fan coil</i>	Consumo elétrico do <i>chiller</i>
12.928,00 kWh	3.624,00 kWh	2.386,00 kWh	19.569,00 kWh
Consumo elétrico total		25.580,00 kWh	

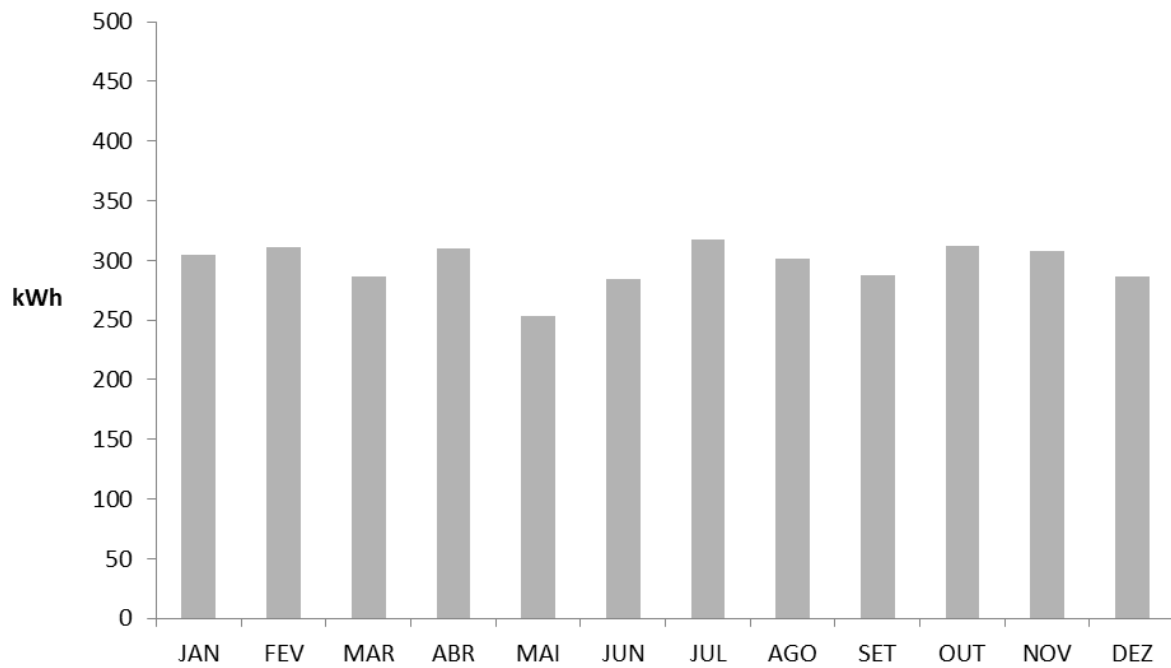


Figura 7.3 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores (kWh) x meses do ano (cenário 1)

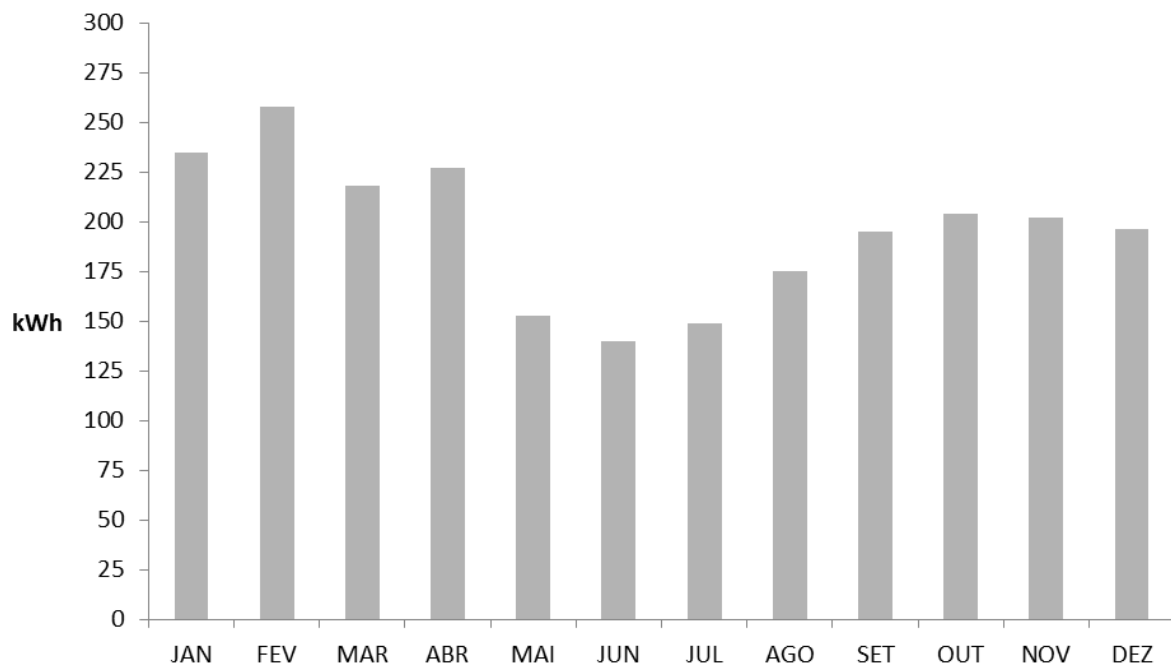


Figura 7.4 – Consumo elétrico mensal do *fan coil* (kWh) x meses do ano (cenário 1)

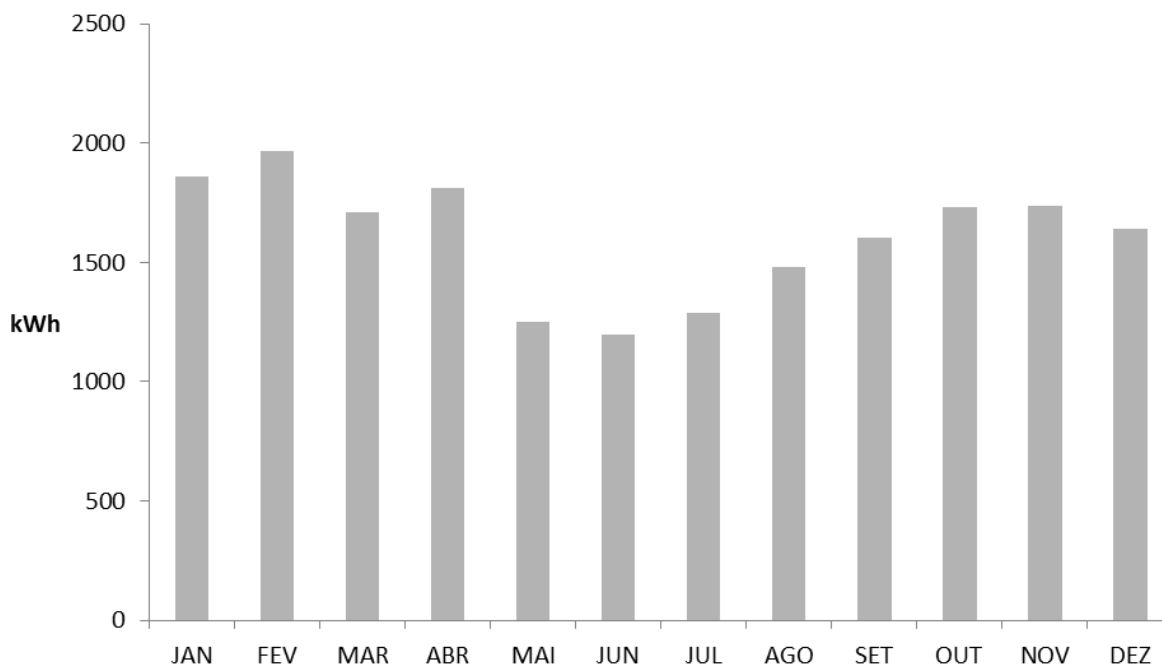


Figura 7.5 – Consumo elétrico mensal do *chiller* (kWh) x meses do ano (cenário 1)

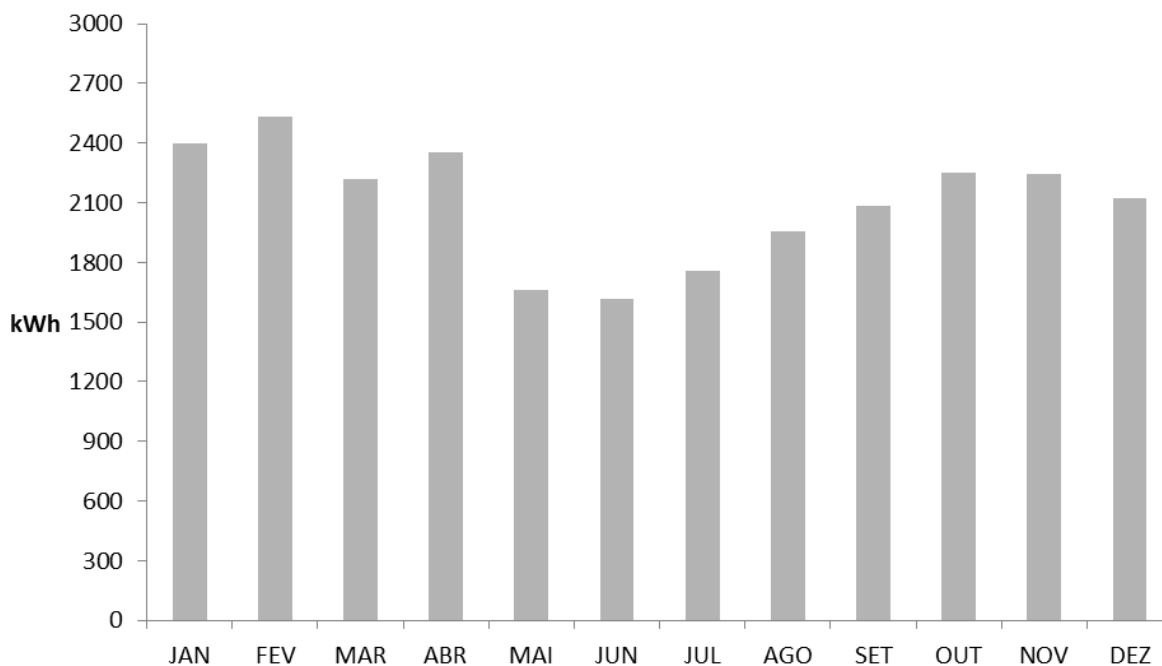


Figura 7.6 – Consumo elétrico mensal total do cenário 1 (kWh) x meses do ano

7.2.2 – Cenário 2: Solução com vazão de ar exterior variável (CO₂=1;ERV=0)

A Figura 7.7 apresenta o perfil de carga térmica devido ao ar externo de renovação para o cenário em questão ao longo do ano. Claramente é possível observar pelos valores médios diários que a carga térmica de renovação é menor que a carga apresentada no

cenário 1 (Figura 7.1), devido ao recurso da vazão de ar exterior variável, conforme mostrado na Tabela 7.3:

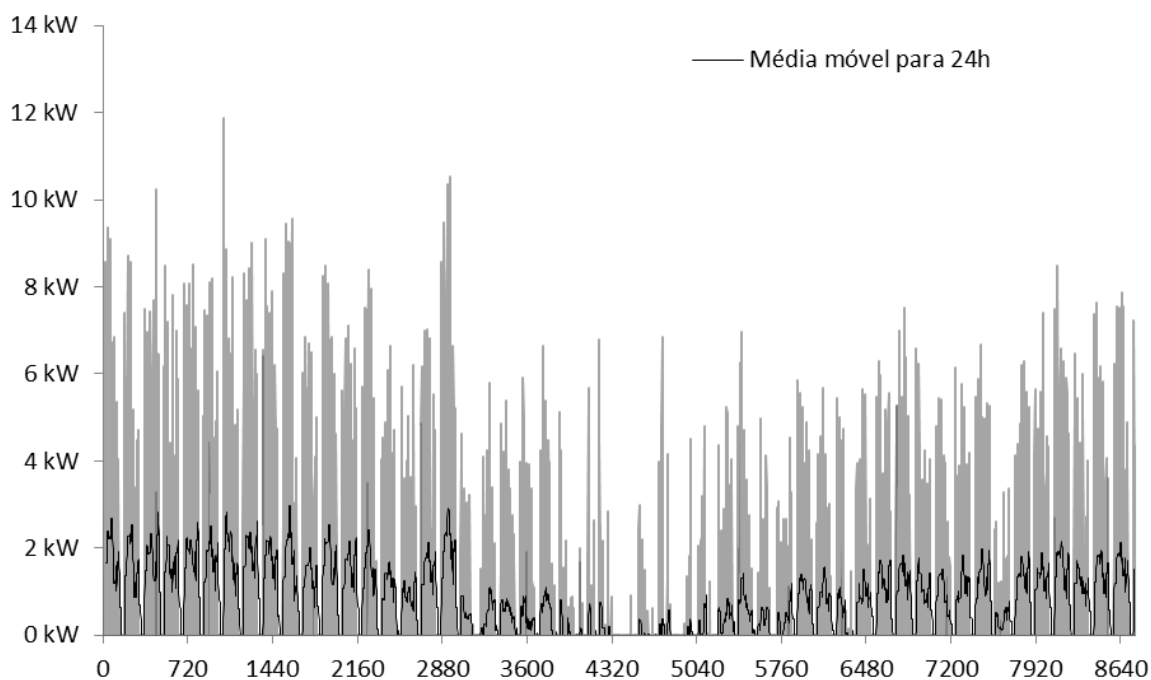


Figura 7.7 – Carga térmica do ar de renovação (kW) x horas do ano (cenário 2)

A Tabela 7.3, a seguir, apresenta os valores integralizados ao longo do ano da carga térmica do ar externo de renovação e do consumo de energia elétrica dos ventiladores de renovação de ar, do *fan coil*, do *chiller* e o consumo elétrico total do cenário. As Figuras 7.8, 7.9, 7.10 e 7.11 apresentam esses consumos elétricos em cada mês do ano. O perfil referente ao consumo dos ventiladores (Figura 7.8) é praticamente constante ao longo dos meses, uma vez que o perfil de ocupação é semanal, porém, a vazão é variável de acordo com a ocupação, apresentando, assim, valores de consumo elétrico bem abaixo dos apresentados no cenário 1 (Figura 7.3).

Os perfis apresentados pelo consumo dos equipamentos de ar-condicionado e pelo consumo total acompanham o perfil de carga térmica anual (cf. Figura 6.3). O consumo elétrico total desse cenário também é menor que o do cenário 1, conforme mostra a Tabela 7.3:

Tabela 7.3 – Valores integralizados anuais para o cenário 2

Carga térmica do ar externo	Consumo elétrico dos ventiladores	Consumo elétrico do <i>fan coil</i>	Consumo elétrico do <i>chiller</i>
8.213,00 kWh	1.625,00 kWh	2.210,00 kWh	18.598,00 kWh
Consumo elétrico total		22.435,00 kWh	

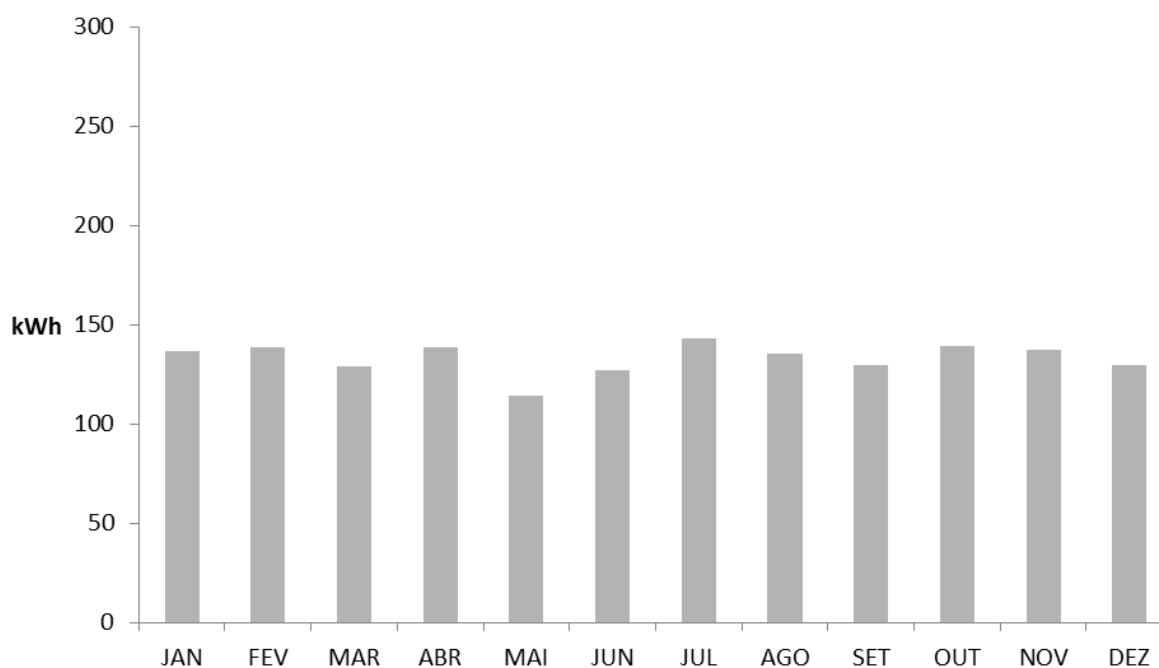


Figura 7.8 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores (kWh) x meses do ano (cenário 2)

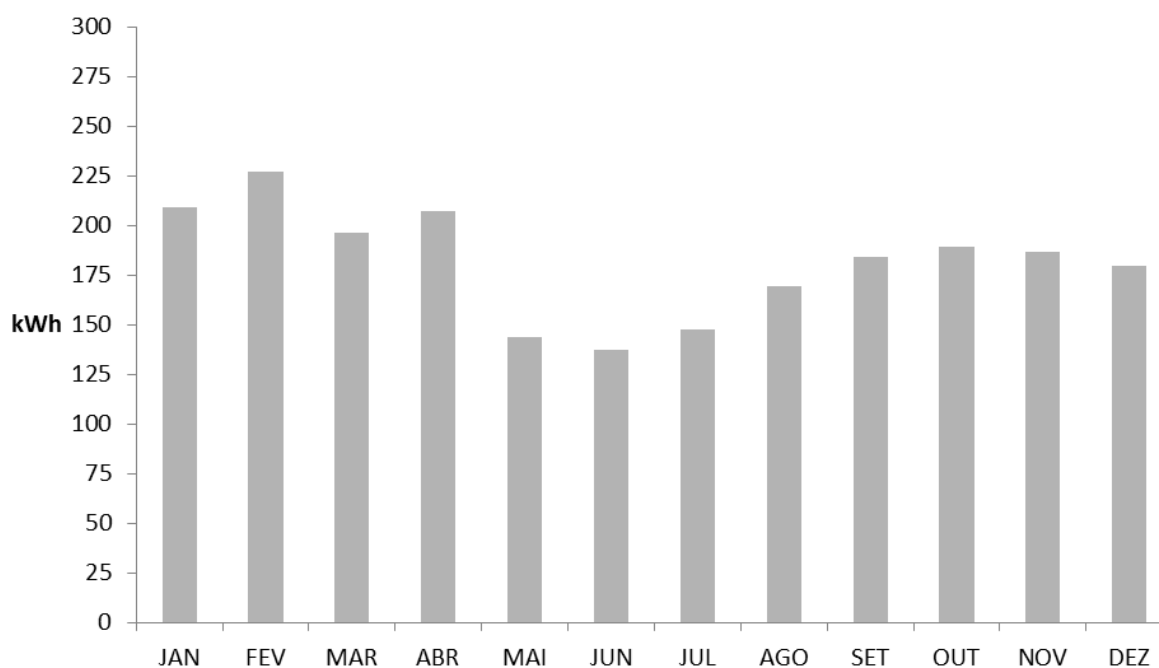


Figura 7.9 – Consumo elétrico mensal do *fan coil* (kWh) x meses do ano (cenário 2)

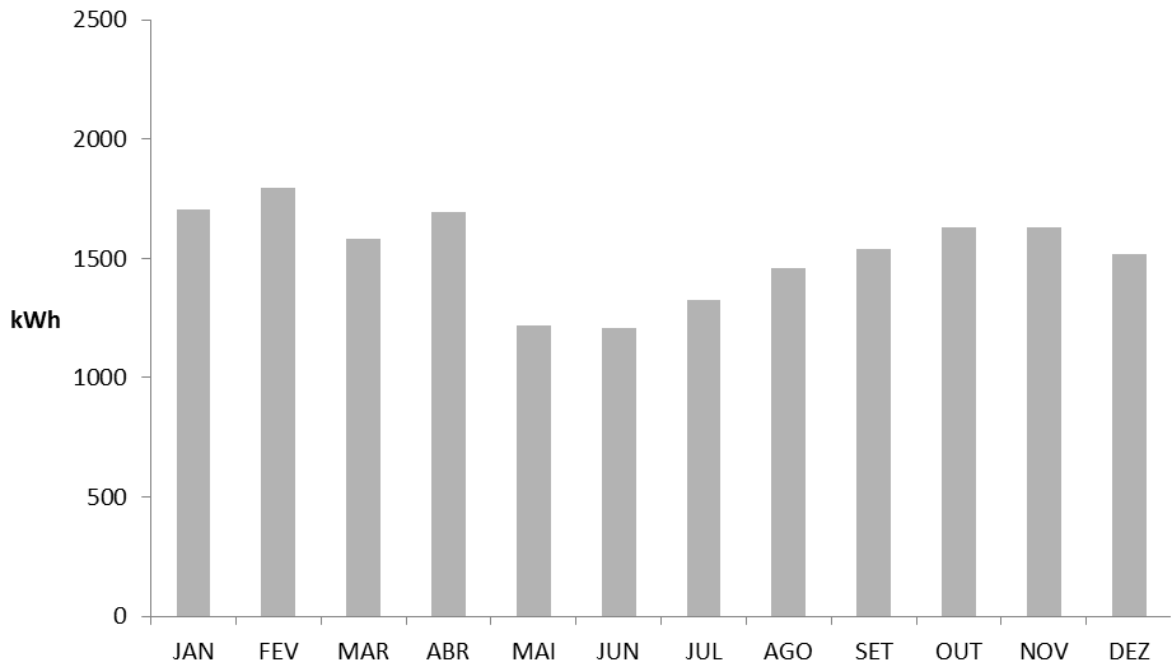


Figura 7.10 – Consumo elétrico mensal do *chiller* (kWh) x meses do ano (cenário 2)

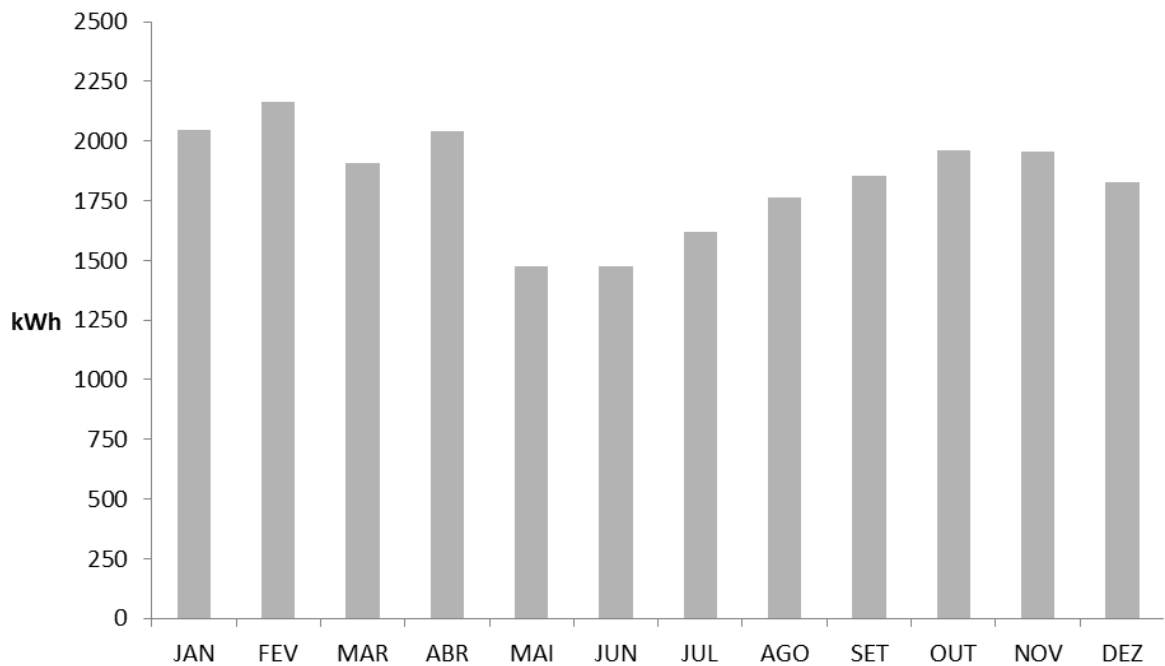


Figura 7.11 – Consumo elétrico mensal total (kWh) x meses do ano (cenário 2)

7.2.3 – Cenário 3: Solução com recuperação de energia (CO₂=0;ERV=1)

A Figura 7.12 apresenta o perfil de carga térmica devido ao ar externo de renovação para o cenário em questão ao longo do ano, que apresenta valores médios menores que os apresentados nos cenários 1 e 2. A Figura 7.13, por sua vez, apresenta os valores de

entalpia do ar exterior, do ar interno e do ar na saída do ERV, mostrando claramente a redução da entalpia do ar externo que sai do ERV e adentra o ambiente condicionado, reduzindo a carga térmica do ar de renovação em grande parte do ano:

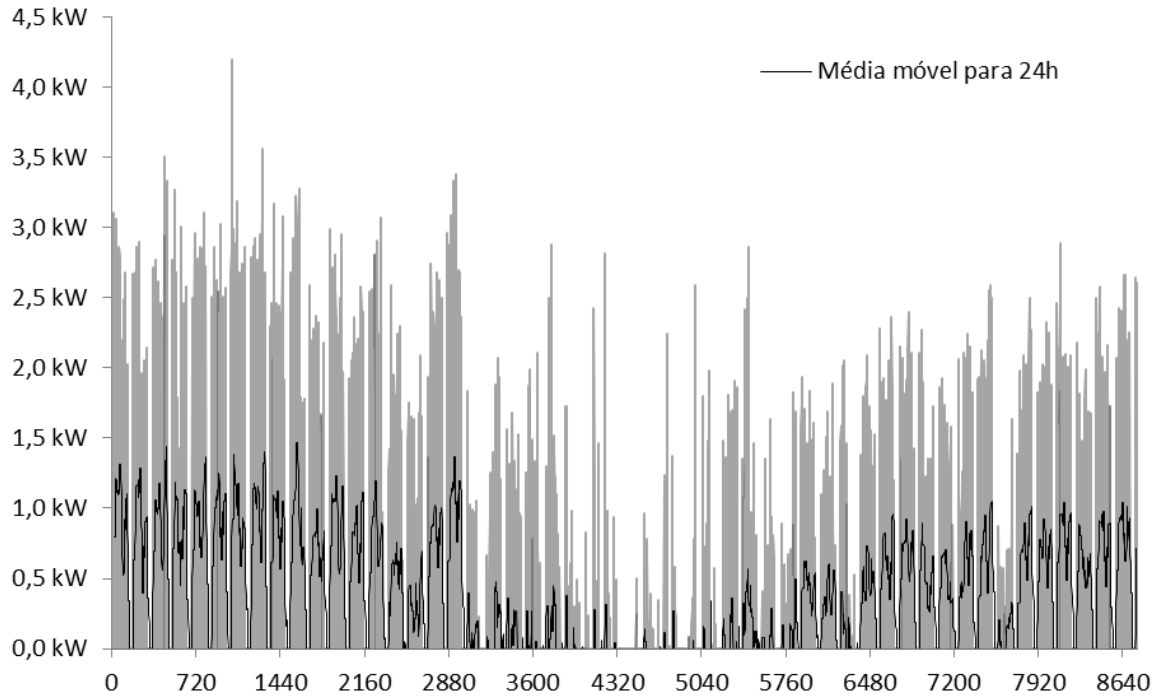


Figura 7.12 – Carga térmica do ar de renovação (kW) x horas do ano (cenário 3)

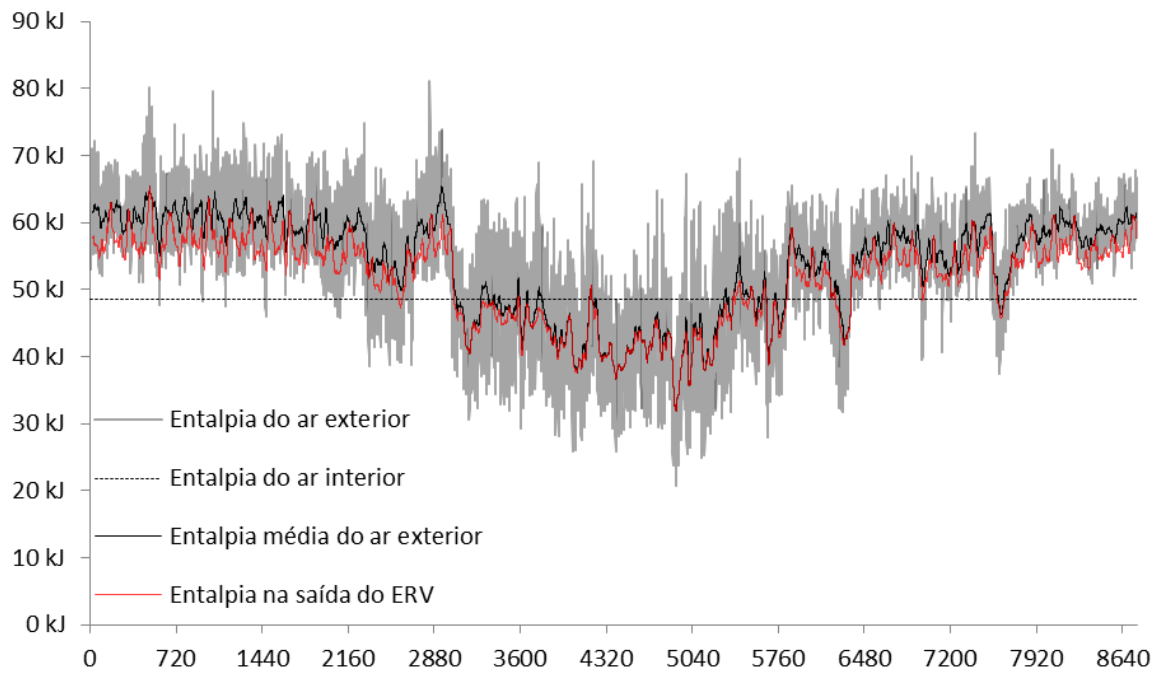


Figura 7.13 – Entalpia do ar externo e interno (kJ/kg) x horas do ano (cenário 3)

Pela análise dos gráficos também é possível observar 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, ocorrendo nos meses de janeiro a abril e de setembro a dezembro. 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 mostra a Figura 7.14:

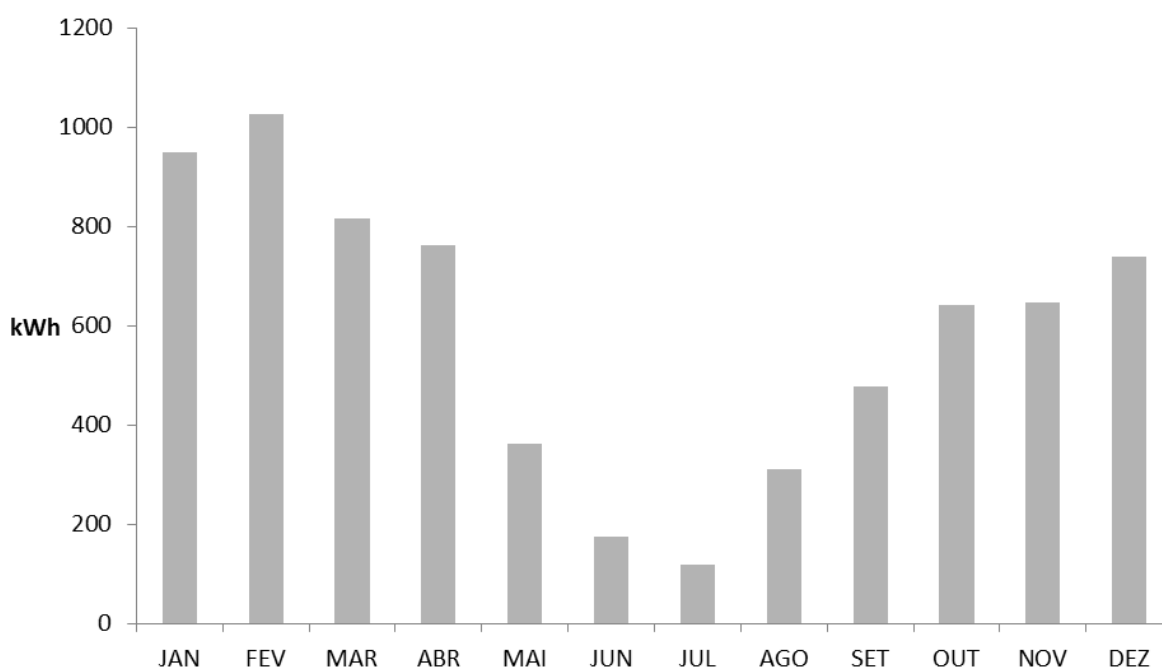


Figura 7.14 – Energia recuperada no VER (kWh) x horas do ano (cenário 3)

A Tabela 7.4, a seguir, apresenta os valores integralizados ao longo do ano da carga térmica do ar externo de renovação e do consumo de energia elétrica dos ventiladores de renovação de ar, do *fan coil*, do *chiller* e o consumo elétrico total do cenário. As Figuras 7.15, 7.16, 7.17 e 7.18 apresentam esses consumos elétricos em cada mês do ano. O perfil referente ao consumo dos ventiladores (Figura 7.15) é praticamente constante ao longo dos meses, uma vez que 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 diferenças dos dias da semana que compõem cada mês, gerando uma pequena diferença na ocupação acumulada mensal. O valor total do consumo elétrico dos ventiladores é igual ao consumo apresentado no cenário 1, uma vez que ambos os cenários não possuem controle de vazão do ar exterior.

Os perfis apresentados pelo consumo dos equipamentos de ar-condicionado e pelo consumo total acompanham o perfil de carga térmica anual (cf. Figura 6.3). O consumo elétrico total desse cenário também é menor que os consumos dos cenários 1 e 2, conforme mostra a Tabela 7.4. Esse se fato se dá pela maior redução da carga térmica do ar de renovação, o que, conseqüentemente, reduziu o consumo dos equipamentos do sistema de ar condicionado:

Tabela 7.4 – Valores integralizados anuais para o cenário 3

Carga térmica do ar externo	Consumo elétrico dos ventiladores	Consumo elétrico do fan coil	Consumo elétrico do chiller
5.102,00 kWh	3.624,00 kWh	1.773,00 kWh	15.034,00 kWh
Consumo elétrico total		20.432,00 kWh	

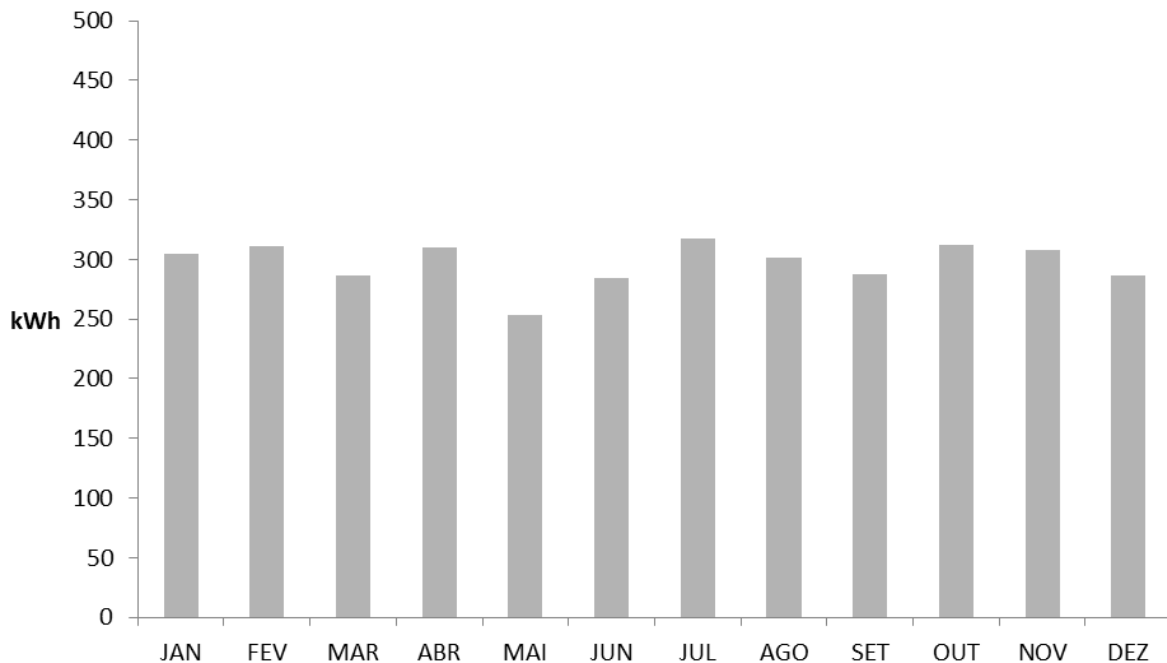


Figura 7.15 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores (kWh) x horas do ano para o cenário 3

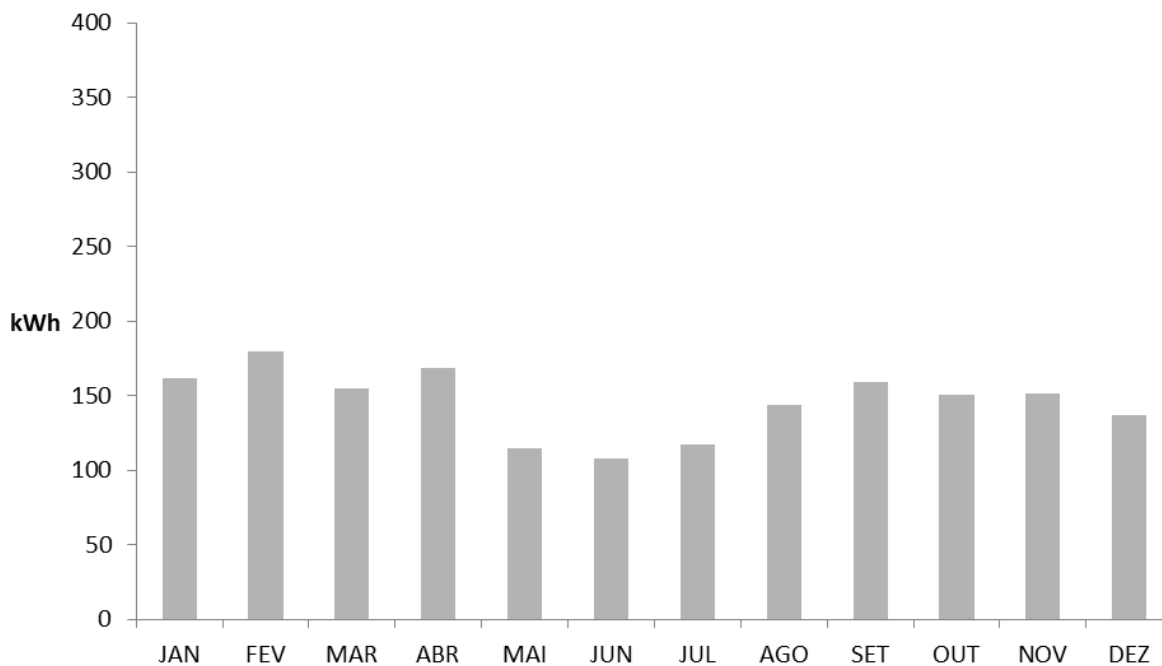


Figura 7.16 – Consumo elétrico mensal do *fan coil* (kWh) x horas do ano (cenário 3)

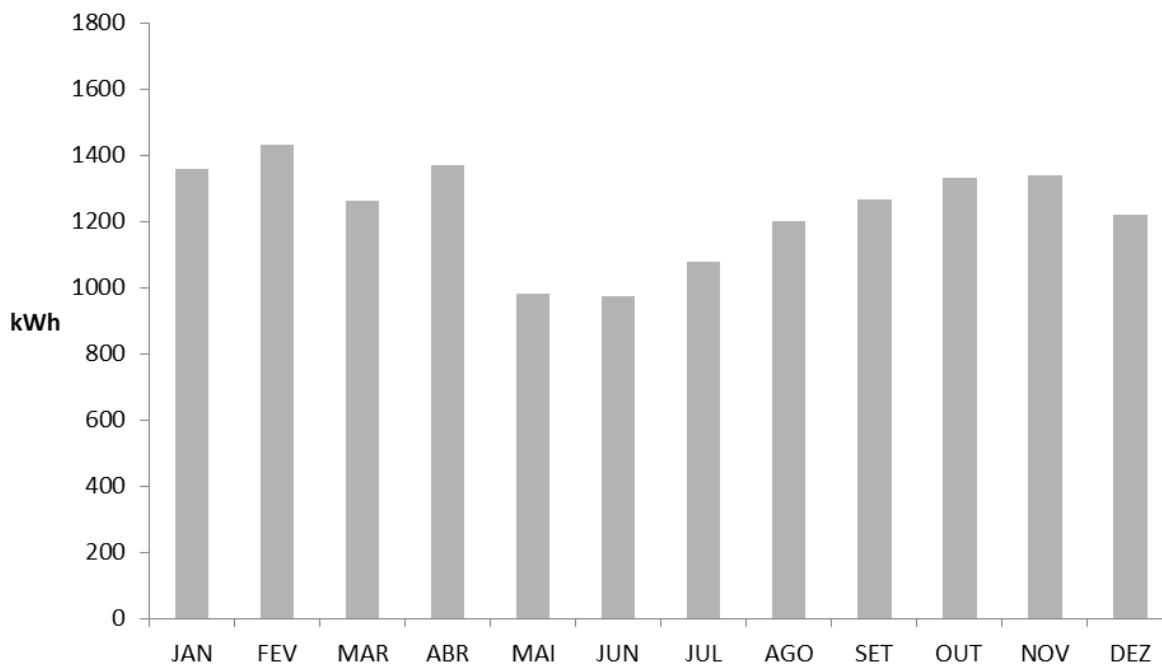


Figura 7.17 – Consumo elétrico mensal do *chiller* (kWh) x meses do ano (cenário 3)

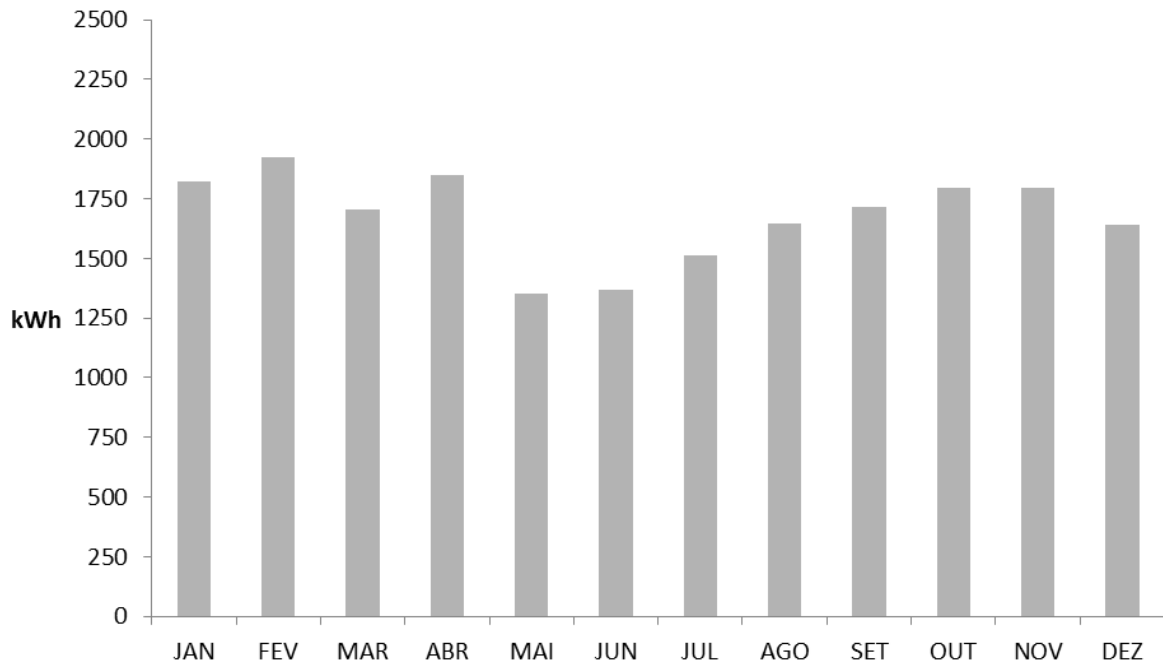


Figura 7.18 – Consumo elétrico mensal total do cenário 3 (kWh) x meses do ano

7.2.4 – Cenário 4: Solução completa (CO2=1;ERV=1)

A Figura 7.19 apresenta o perfil de carga térmica devido ao ar externo de renovação para o cenário em questão ao longo do ano, que apresenta valores médios menores que os apresentados nos cenários 1,2 e 3:

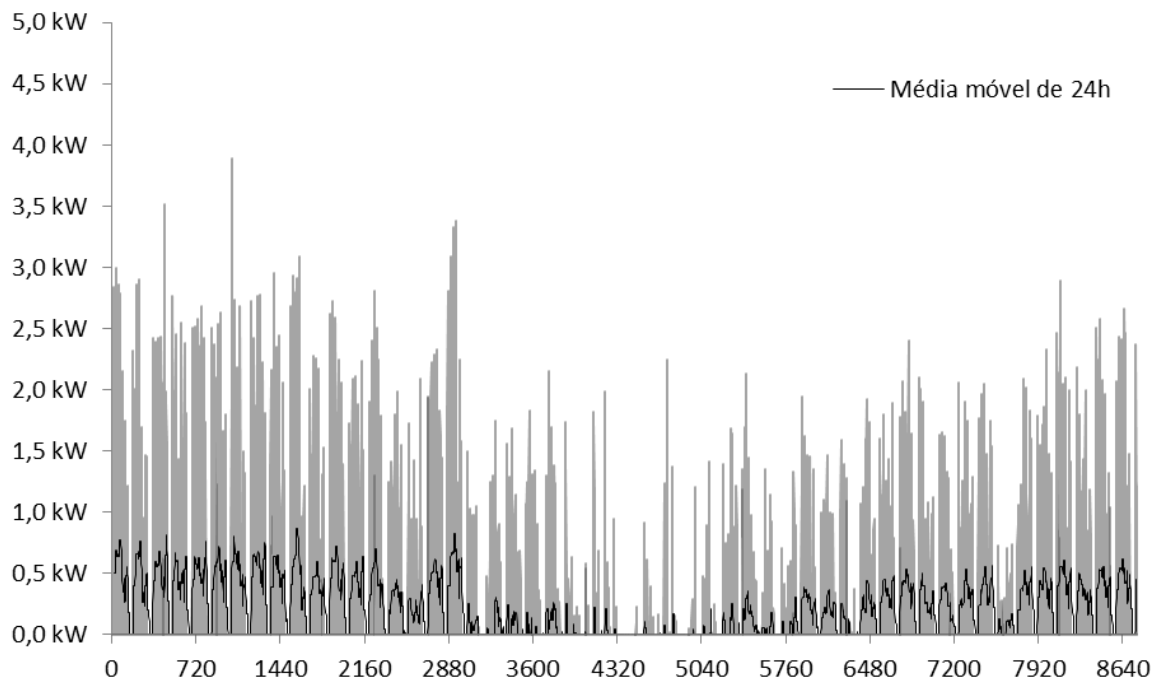


Figura 7.19 – Carga térmica do ar de renovação (kW) x horas do ano (cenário 4)

A Figura 7.20 apresenta os valores de entalpia do ar exterior, do ar interno e do ar na saída do ERV, mostrando claramente a redução da entalpia do ar externo que adentra o ambiente condicionado, reduzindo a carga térmica do ar de renovação em grande parte do ano:

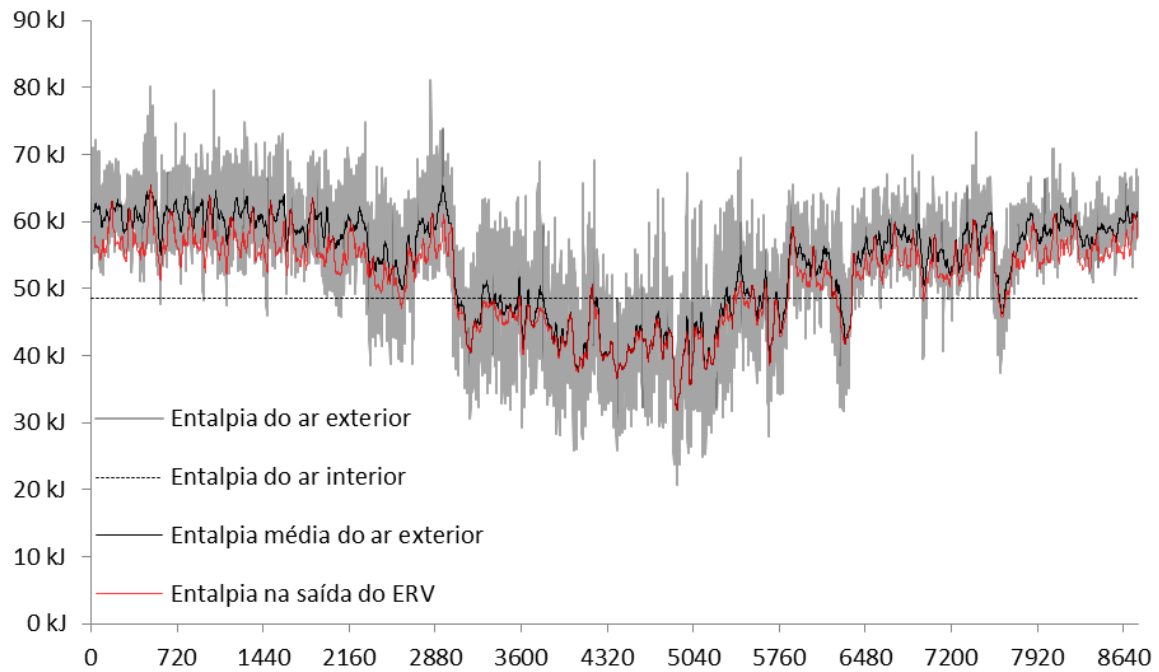


Figura 7.20 – Entalpia do ar externo e interno (kJ/kg) x horas do ano (cenário 4)

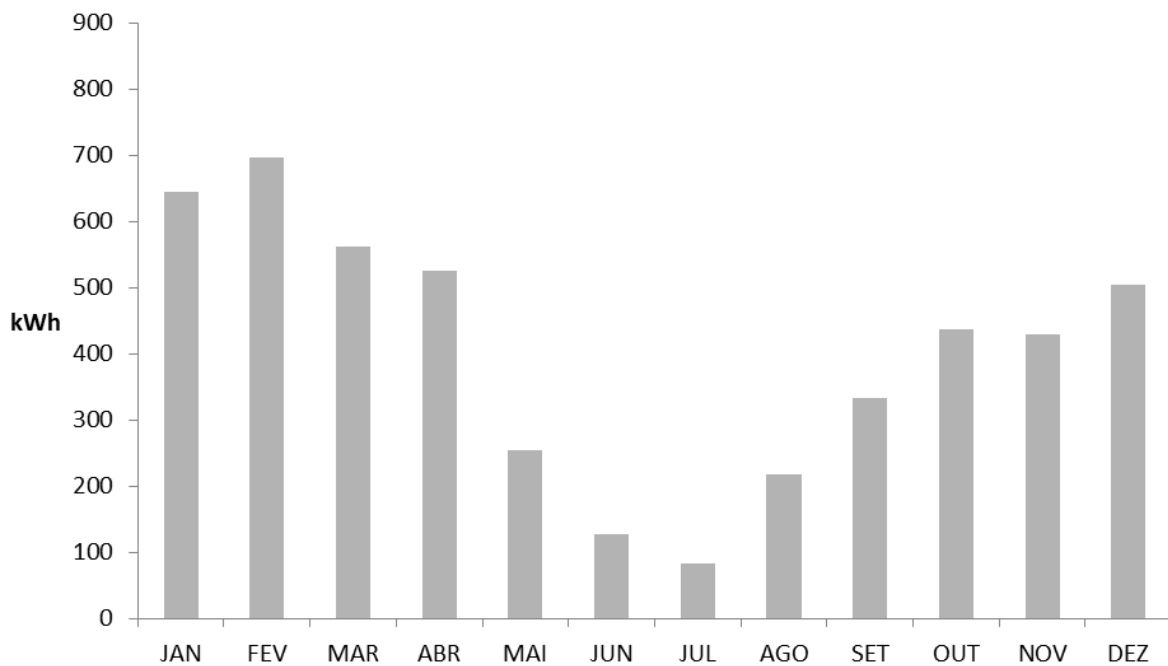


Figura 7.21 – Energia recuperada no ERV (kWh) x meses do ano (cenário 4)

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, ocorrendo nos meses de janeiro a abril e de setembro a dezembro. 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 na Figura 7.21. A partir dessa figura também é possível verificar que os valores médios de energia recuperada no ERV são menores nesse cenário que os valores apresentados no cenário 3 (cf. Figura 7.14), uma vez que as vazões médias são menores, já que há controle de vazão de ar exterior.

A Tabela 7.5, abaixo, apresenta os valores integralizados ao longo do ano da carga térmica do ar externo de renovação e do consumo de energia elétrica dos ventiladores de renovação de ar, do *fan coil*, do *chiller* e o consumo elétrico total do cenário. As Figuras 7.22, 7.23, 7.24 e 7.25 apresentam esses consumos elétricos em cada mês do ano. O perfil referente ao consumo dos ventiladores (Figura 7.22) é praticamente constante ao longo dos meses, uma vez que 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 diferenças dos dias da semana que compõem cada mês, gerando uma pequena diferença na ocupação acumulada mensal. O valor total do consumo elétrico dos ventiladores é igual ao consumo apresentado no cenário 2, uma vez que ambos os cenários possuem controle de vazão do ar exterior.

Os perfis apresentados pelo consumo dos equipamentos de ar-condicionado e pelo consumo total acompanham o perfil de carga térmica anual (cf. Figura 6.3). O consumo elétrico total desse cenário também é menor que os consumos dos cenários 1, 2 e 3, conforme mostra a Tabela 7.5, abaixo. Esse fato se dá pela maior redução da carga térmica do ar de renovação, devido aos recursos da recuperação de energia e controle de vazão do ar exterior, o que, conseqüentemente, reduziu o consumo dos equipamentos do sistema de ar condicionado:

Tabela 7.5 – Valores integralizados anuais para o cenário 4

Carga térmica do ar externo	Consumo elétrico dos ventiladores	Consumo elétrico do <i>fan coil</i>	Consumo elétrico do <i>chiller</i>
2.852,00 kWh	1.625,00 kWh	1.695,00 kWh	14.778,00 kWh

Consumo elétrico total

18.100,00 kWh

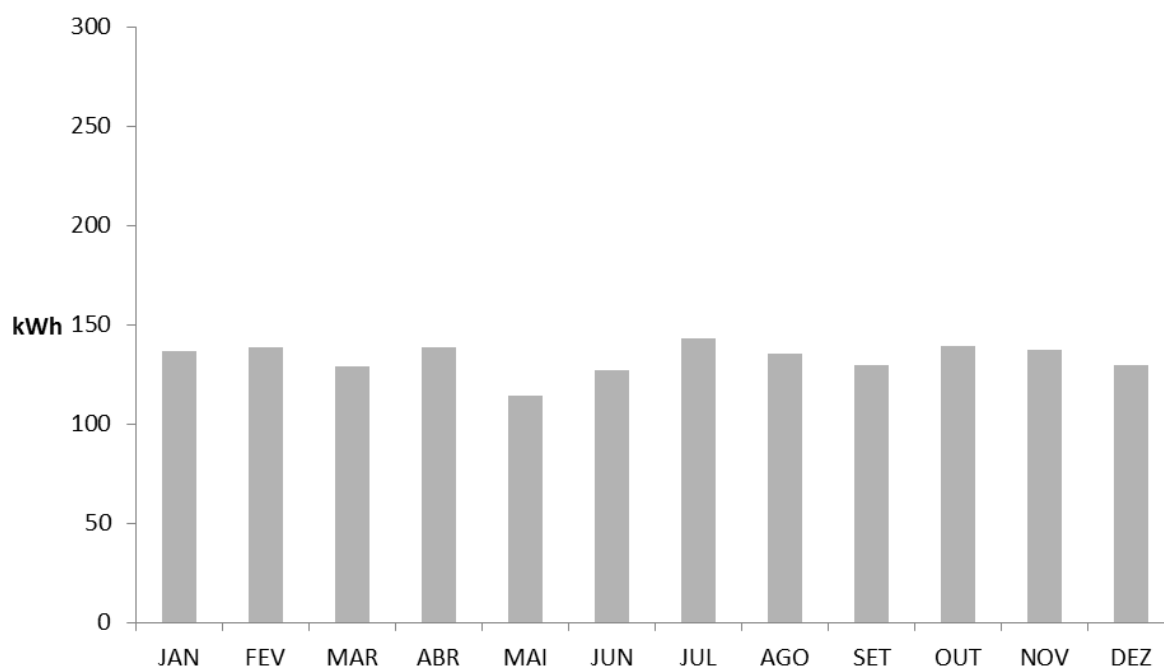


Figura 7.22 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores (kWh) x meses do ano (cenário 4)

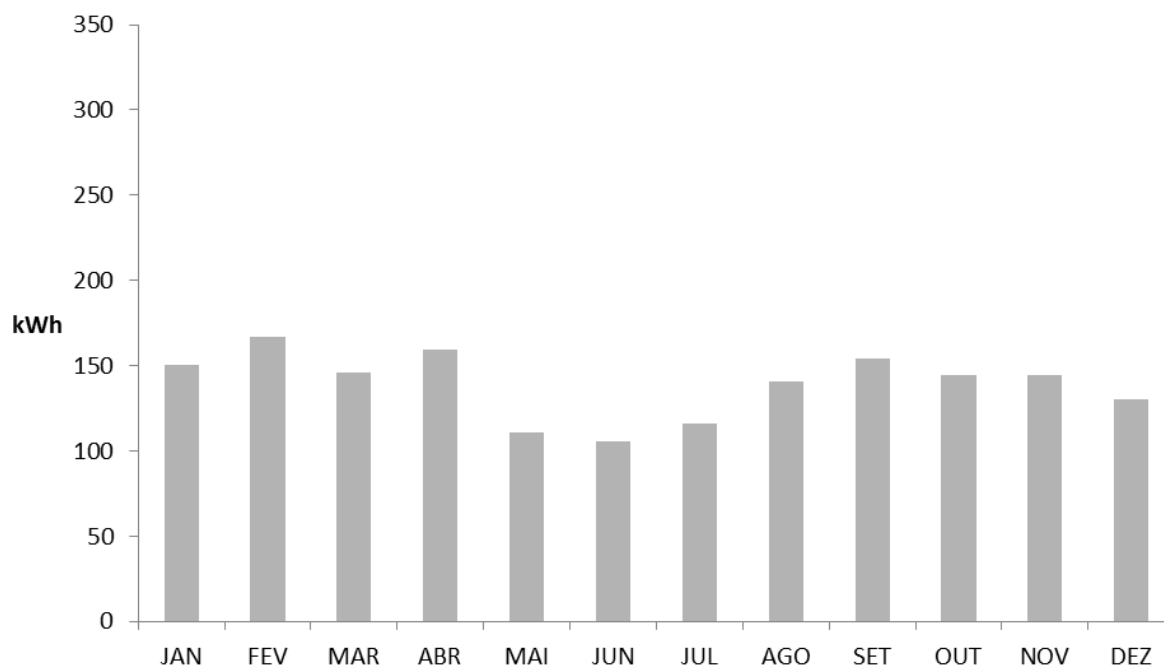


Figura 7.23 – Consumo elétrico mensal do *fan coil* (kWh) x meses do ano (cenário 4)

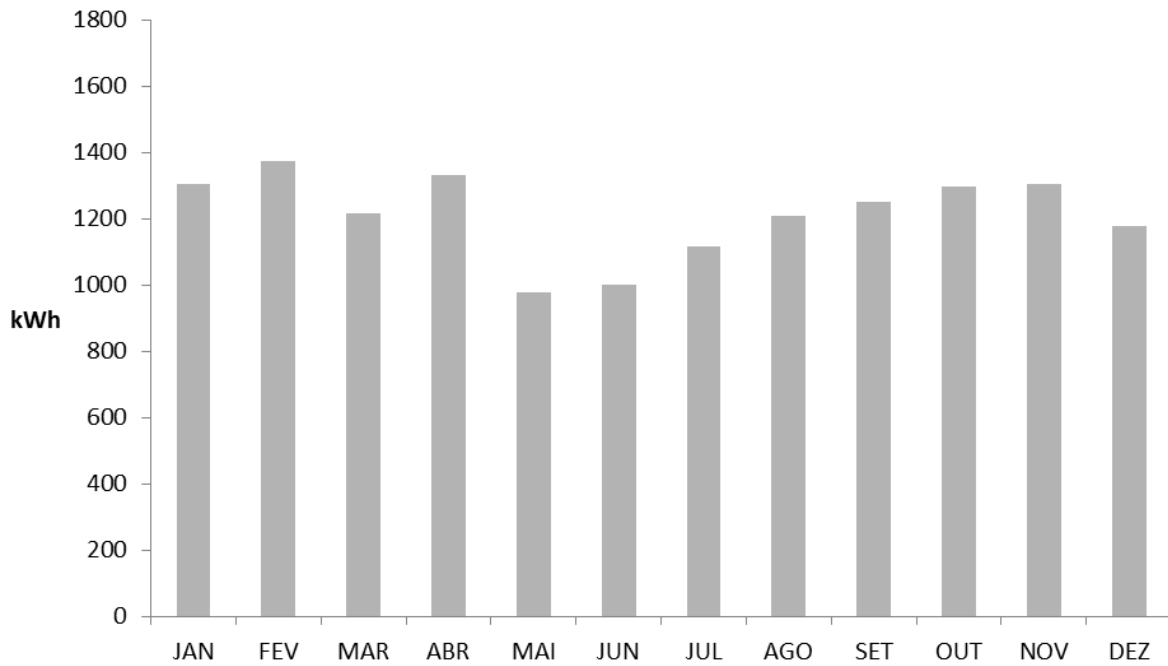


Figura 7.24 – Consumo elétrico mensal do *chiller* (kWh) x meses do ano (cenário 4)

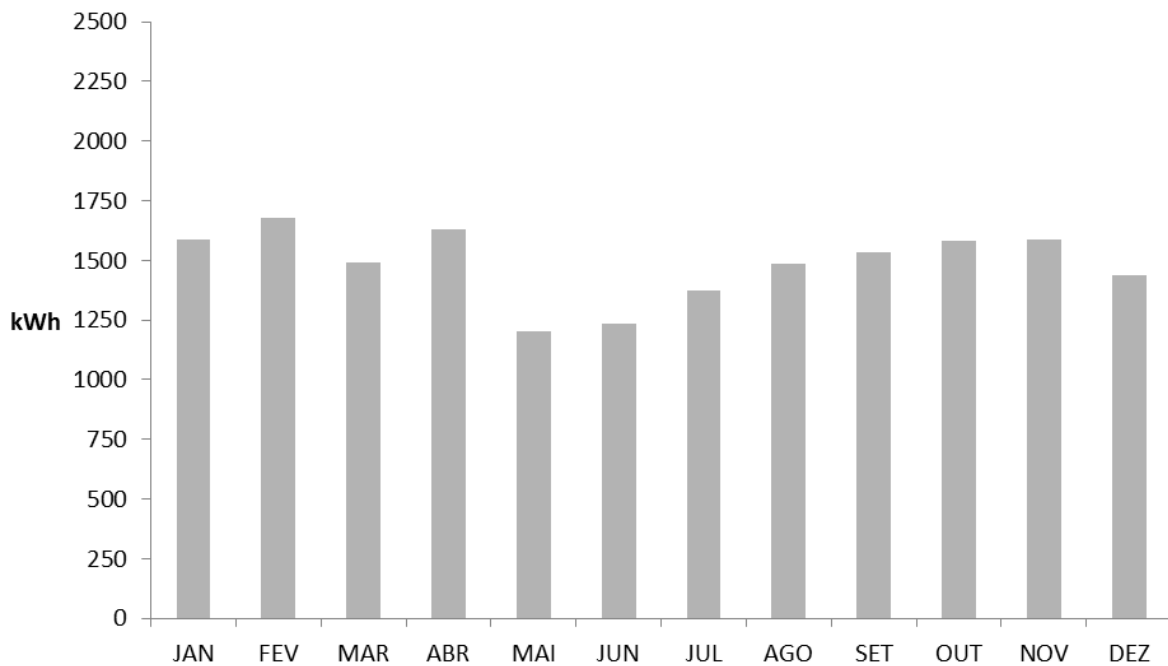


Figura 7.25 – Consumo elétrico mensal total (kWh) x meses do ano (cenário 4)

7.2.5 – Comparação entre os cenários

A partir dos resultados apresentados é possível realizar uma análise comparativa com o objetivo de verificar a economia de energia proporcionada pelos recursos

apresentados em cada cenário, relacionando essa economia aos custos iniciais e operacionais com o intuito de avaliar o retorno do investimento de cada cenário.

A Figura 7.26 apresenta os valores médios da carga térmica do ar de renovação para os quatro cenários apresentados. A Figura 7.27 apresenta os valores da carga térmica do ar de renovação integralizados hora a hora ao longo do ano para cada cenário:

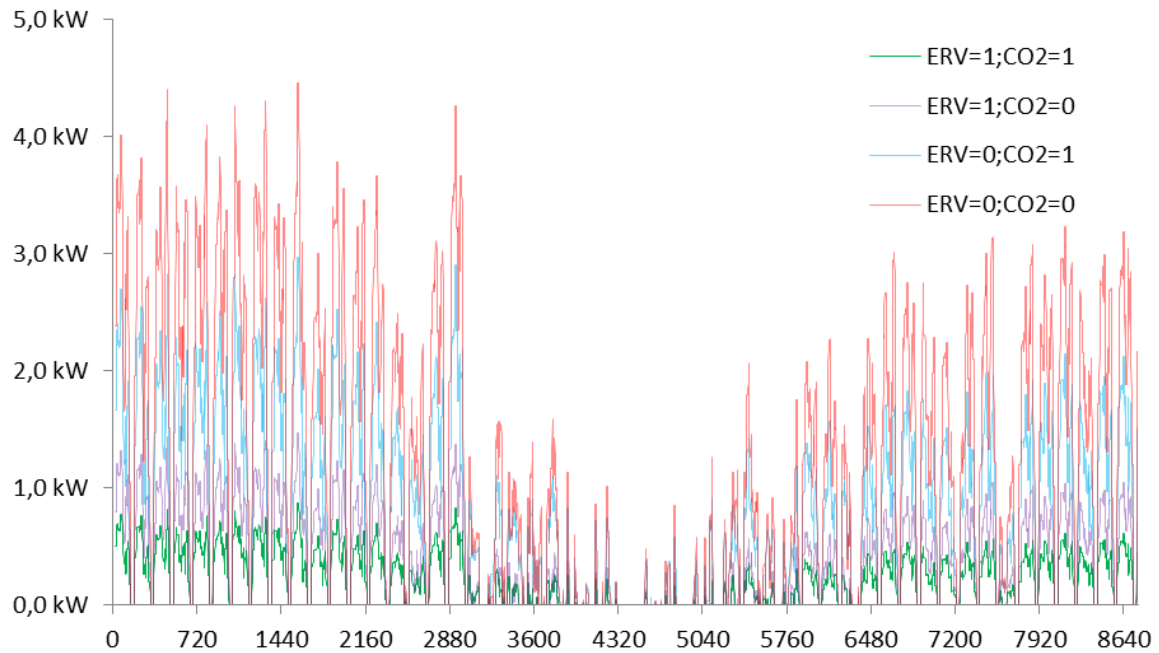


Figura 7.26 – Perfil de carga térmica do ar de renovação (kW) x horas do ano x cenário

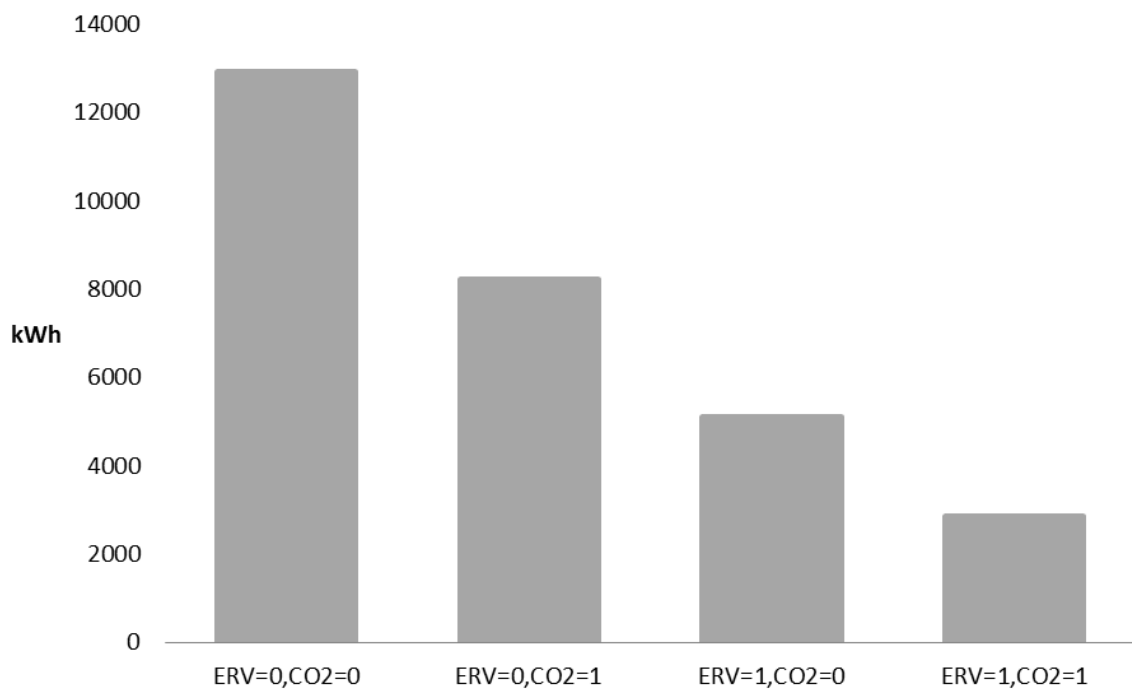


Figura 7.27 – Carga térmica do ar de renovação (kWh) x cenário

A Tabela 7.6, abaixo, é uma tabela comparativa entre os valores apresentados de consumo de energia para cada cenário que apresenta os valores integralizados hora a hora da energia total consumida em cada caso, a diferença da energia total dos cenários 2,3 e 4 em relação ao cenário 1, o custo dessa energia total por ano, as economias absoluta e relativa dos cenários 2, 3 e 4 em relação ao cenário 1 e o custo total de cada cenário integralizado ao longo de 5 (cinco) anos de operação. É possível verificar que a solução mais econômica é a proposta no cenário 4, que implica em uma economia anual de 29,24% no consumo de energia elétrica, conforme apresentado também na Figura 7.28:

Tabela 7.6 – Comparação dos custos energéticos para os quatro cenários

	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
E (kWh)	25.580,00	22.435,00	20.432,00	18.100,00
DE (kWh)	-	3.145,00	5.148,00	7.479,00
R\$/ano	R\$ 7.674,00	R\$ 6.731,00	R\$ 6.130,00	R\$ 5.430,00
Economia (R\$)	-	R\$ 944,00	R\$ 1.544,00	R\$ 2.244,00
Economia (%)	-	12,3%	20,13%	29,24%
Anos				
1	R\$ 7.674,08	R\$ 6.730,51	R\$ 6.129,65	R\$ 5.430,08
2	R\$ 15.348,16	R\$ 13.461,02	R\$ 12.259,30	R\$ 10.860,17
3	R\$ 23.022,23	R\$ 20.191,54	R\$ 18.388,95	R\$ 16.290,25
4	R\$ 30.696,31	R\$ 26.922,05	R\$ 24.518,60	R\$ 21.720,34
5	R\$ 38.370,39	R\$ 33.652,56	R\$ 30.648,25	R\$ 27.150,42

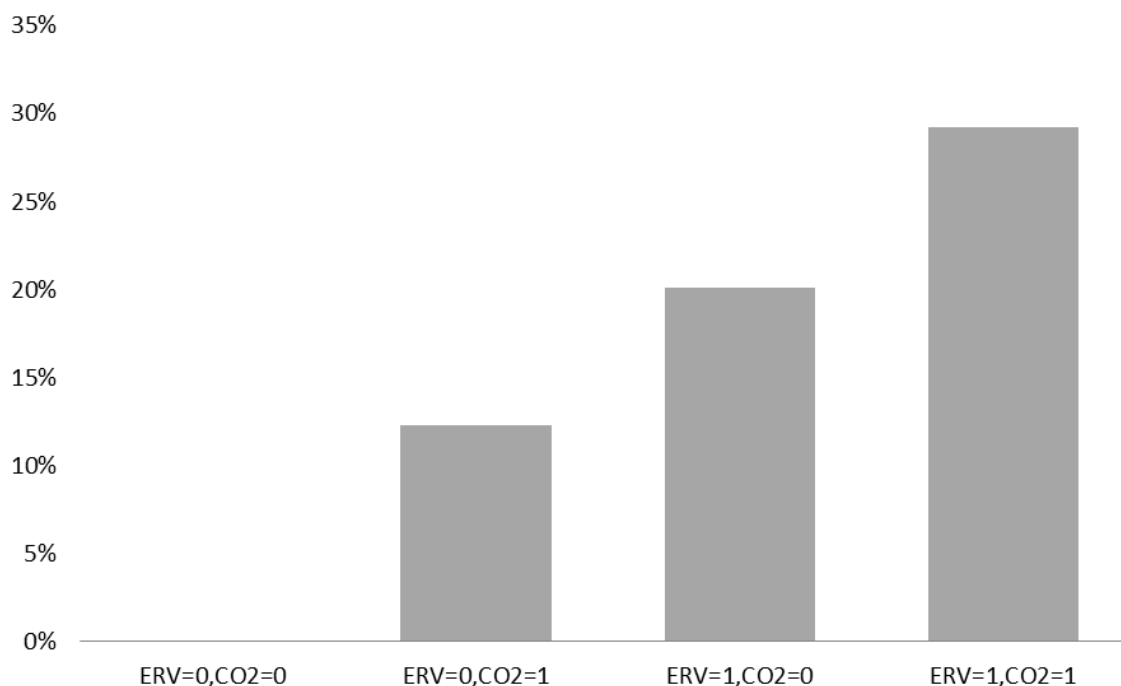


Figura 7.28 – Energia elétrica economizada anualmente (%) x cenário

Assim, como mostrado na Figura 7.28, é possível verificar que o recurso da recuperação de energia fornece uma economia de energia maior que o recurso do controle de vazão de ar exterior para o perfil de ocupação proposto no estudo de caso. O principal motivo para isso é que o recurso do ERV proporciona uma maior redução da carga térmica do ar de renovação, e, como permite o dimensionamento de sistemas de ar condicionado com menos potência, o consumo também é menor, já que a carga térmica total é menor que em sistemas que operam sem esse recurso.

A partir dos dados dos custos operacionais com energia elétrica, é possível verificar o retorno do investimento de cada solução, conforme apresentado nas Tabelas 7.7, 7.8 e 7.9. Pelos valores encontrados para o retorno do investimento no estudo de caso em questão, verifica-se que o cenário com o menor retorno de investimento é o 3. Esse fato deve-se principalmente ao fato de os custos iniciais desse cenário serem mais próximos dos custos do cenário 1, reduzindo, assim, o tempo de retorno do investimento do cenário 3. Por sua vez, o cenário 4 é o que gera uma maior economia anual na operação, fornecendo uma economia maior que a do cenário 3 quando se leva em conta o valor acumulado ao longo de 10 anos, por exemplo.

Verificou-se também que um aumento de 10% no custo da energia elétrica (kWh) gera uma redução no período de retorno do investimento de 10% para o cenário 2, 14,6% para o cenário 3 e 12% para o cenário 4.

Tabela 7.7 – Custos iniciais dos cenários

Cenário	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
	(ERV=0;CO2=0)	(ERV=0;CO2=1)	(ERV=1;CO2=0)	(ERV=1;CO2=1)
CUSTOS INICIAIS				
Sistema de 10 TR	-	-	R\$ 50.000,00	R\$ 50.000,00
Sistema de 12 TR	R\$60.000,00	R\$ 60.000,00	-	-
Equipamento ERV	-	-	R\$ 12.000,00	R\$ 12.000,00
Ventiladores de ar	R\$ 3.600,00	R\$ 3.600,00	-	-
Controle de vazão	-	R\$ 2.400,00	-	R\$ 2.400,00
Automação	-	R\$ 7.299,88	R\$ 7.138,47	R\$ 10.204,07
TOTAL	R\$ 63.600,00	R\$ 73.299,88	R\$ 69.138,47	R\$ 74.604,07

Tabela 7.8 – Custos operacionais dos cenários

Cenário	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
	(ERV=0;CO2=0)	(ERV=0;CO2=1)	(ERV=1;CO2=0)	(ERV=1;CO2=1)
CUSTOS OPERACIONAIS				
Operação e manutenção	R\$ 8.809,92	R\$ 8.809,92	R\$ 7.341,60	R\$ 7.341,60
Energia consumida	R\$ 7.674,08	R\$ 6.730,51	R\$ 6.129,65	R\$ 5.430,08
TOTAL	R\$ 16.484,00	R\$ 15.540,43	R\$ 13.471,25	R\$ 12.771,68

Tabela 7.9 – Retorno do investimento de cada cenário

Cenário	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
	(ERV=0;CO2=0)	(ERV=0;CO2=1)	(ERV=1;CO2=0)	(ERV=1;CO2=1)
RETORNO DO INVESTIMENTO				
Custos totais	R\$ 80.084,00	R\$ 88.840,31	R\$ 82.609,72	R\$ 87.375,75
Diferença	R\$ 0,00	R\$ 8.756,31	R\$ 2.525,72	R\$ 7.291,76

custos totais				
Economia de energia	R\$ 0,00	R\$ 943,57	R\$ 1544,43	R\$ 2.243,99
Retorno do investimento	-	9,28 anos	1,64 anos	3,25 anos
Economia em 10 anos		R\$ -264,22	R\$ 11.374,12	R\$ 12.904,19

7.3 – RESULTADOS DOS CENÁRIOS COM DIVERSAS OCUPAÇÕES E HORAS DE OPERAÇÃO

O perfil de ocupação é um parâmetro que influencia os resultados das simulações e, conseqüentemente, a análise do retorno do investimento dos cenários apresentados. Alterações no fator de ocupação do ambiente modificam o valor da carga térmica, o valor da vazão necessária de ar exterior para atender os valores normativos, bem como o número de horas de operação do sistema, considerando que o sistema não opera quando não há ocupação de pessoas no ambiente.

A princípio, quanto maior a vazão de ar externo e maior o número de horas de operação do sistema, mais energia pode ser recuperada no ERV. Por outro lado, quanto maior a vazão de ar externo, maior também é carga térmica inserida no ambiente condicionado e maior o consumo elétrico dos ventiladores de renovação. Quanto maior as horas de operação do sistema também maior é o consumo elétrico dos equipamentos do sistema de ar condicionado. Os custos de manutenção dos equipamentos foram considerados constantes, independentemente da quantidade de horas de operação.

Ainda, considerando um perfil de ocupação que nunca apresente a ocupação máxima do ambiente condicionado, esse fator irá beneficiar o recurso do controle de vazão de ar exterior, uma vez que a carga térmica devido ao ar de renovação será menor do que o sistema que trabalha com vazão constante.

Dessa forma, considerando que essas variáveis se relacionam intimamente com o perfil de ocupação e com as horas de operação do sistema, pela importância da análise também desses efeitos, verifica-se a complexidade requerida em sua avaliação.

Para que toda essa análise seja possível, foram definidas algumas ocupações relativas semanais acumuladas. A Tabela 7.10 apresenta esses perfis de ocupação e as

horas de operação consideradas para cada perfil. As horas de operação foram estimadas em no máximo 90 horas na semana, considerando o intervalo de funcionamento do ambiente condicionado de 8h00 da manhã às 23h00 da noite (15 horas por dia, de segunda a sábado).

Necessariamente, com o aumento do percentual de ocupação semanal, as horas mínimas de operação aumentam, já que o ambiente estará ocupado por mais horas durante a semana. O perfil de ocupação relativo semanal acumulado foi definido com base na ocupação máxima absoluta (2130 pessoas por dia, 6 dias por semana, resultando num total máximo semanal de 12780 pessoas). As tabelas com as composições dos perfis de ocupação encontram-se no Apêndice L.

Tabela 7.10 – Perfis de ocupação e horas de operação dos sistemas

Perfil de ocupação original – 35,83%	Variação de ocupação 1 – 20%	Variação de ocupação 2 – 46,67%	Variação de ocupação 3 – 75,56%	Variação de ocupação 4 – 100%
33 horas	18 horas	42 horas	68 horas	90 horas
43 horas	36 horas	56 horas	80 horas	-
57 horas	72 horas	73 horas	90 horas	-
65 horas	-	84 horas	-	-
80 horas	-	-	-	-

7.3.1 – Análise comparativa dos cenários e influência da variação da ocupação e das horas de operação

Os perfis de ocupação apresentados nas Tabelas L.1 a L.16 foram inseridos na simulação e os resultados dos cenários 2, 3 e 4 são apresentados a seguir nas Tabelas 7.11 a 7.16, respectivamente.

As Tabelas 7.11 e 7.12 apresentam os resultados do cenário 2. Percebe-se que não há valor para o retorno do investimento para todos os perfis de ocupação operando com seu menor número de horas de operação, uma vez que esses perfis consideram 100% da ocupação em todas as horas de operação, não permitindo, assim, o uso do recurso do controle de vazão de ar exterior.

A Figura 7.29 mostra que quanto maior o número de horas de operação, menor o retorno do investimento para um mesmo perfil de ocupação. Esse padrão se mantém para

os outros cenários, já que quanto maior o número de horas de operação, mais os recursos da recuperação de energia e do controle de vazão de ar exterior têm seus efeitos majorados, economizando mais energia em relação ao cenário 1, o que, por sua vez, reduz mais seus custos operacionais e, conseqüentemente, reduz o retorno do investimento do cenário.

Tabela 7.11 – Retorno do investimento para os diversos perfis de ocupação no cenário 2

Perfil de ocupação original 35,83%	Retorno do investimento	Variação de ocupação 1 20%	Retorno do investimento	Variação de ocupação 2 46,67%	Retorno do investimento
33 horas	-	18 horas	-	42 horas	-
43 horas	13,53 anos	36 horas	10,04 anos	56 horas	10,34 anos
57 horas	9,28 anos	72 horas	4,14 anos	73 horas	7,35 anos
65 horas	5,58 anos	-	-	84 horas	4,36 anos
80 horas	4,11 anos	-	-	-	-

Entretanto, para esse cenário, verifica-se que quanto maior o percentual de ocupação do perfil avaliado, maiores são os prazos de retorno do investimento, uma vez que o recurso da vazão de ar variável torna-se pouco eficaz. Esse fato ocorre porque os valores de vazão se aproximam mais do valor da vazão para a ocupação máxima, aumentando a carga térmica do ar de renovação e o consumo elétrico dos ventiladores de renovação.

Por esse motivo, para o perfil de ocupação 4 (75,56%), os prazos de retorno do investimento são bastante elevados, praticamente inviabilizando a utilização dessa solução nessa situação.

Tabela 7.12 – Retorno do investimento para os diversos perfis de ocupação no cenário 2

Variação de ocupação 3 75,56%	Retorno do investimento	Variação de ocupação 4 100%	Retorno do investimento
68 horas	-	90 horas	-
80 horas	11,41 anos	-	-
90 horas	7,45 anos	-	-
-	-	-	-

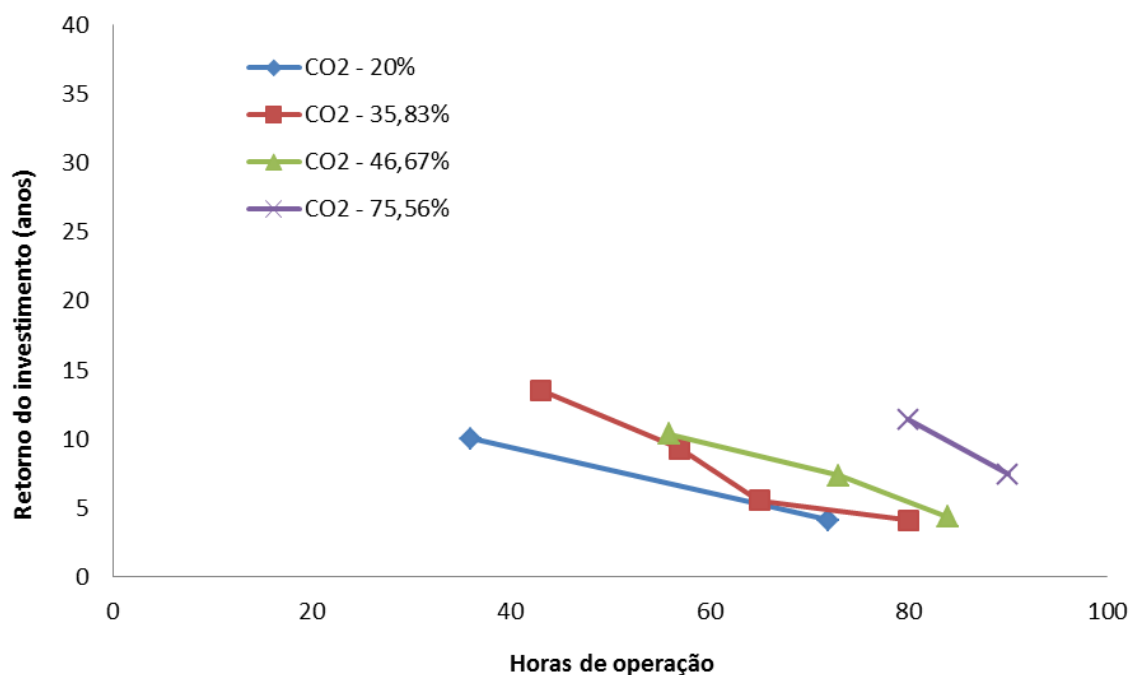


Figura 7.29 – Retorno do investimento (anos) x tempo de operação (horas) no cenário 2

As Tabelas 7.13 e 7.14, abaixo, apresentam os resultados do cenário 3. Para esse cenário, verifica-se que quanto maior o percentual de ocupação do perfil avaliado, menores são os prazos de retorno do investimento, uma vez que, com o aumento da ocupação, os valores necessários de vazão de ar externo são maiores, ocorrendo maior recuperação de energia no ERV. Assim, com maior recuperação de energia, a carga térmica do ar externo de renovação é menor, requisitando menos energia dos equipamentos de ar-condicionado.

A Figura 7.30 mostra a curva de tendência do retorno do investimento em função do número de horas de operação para cada perfil de ocupação proposto:

Tabela 7.13 – Retorno do investimento para os diversos perfis de ocupação no cenário 3

Perfil de ocupação original	Retorno do investimento	Variação de ocupação 1	Retorno do investimento	Variação de ocupação 2	Retorno do investimento
35,83%		20%		46,67%	
33 horas	2,98 anos	18 horas	6,07 anos	42 horas	2,18 anos
43 horas	2,01 anos	36 horas	2,64 anos	56 horas	1,36 anos
57 horas	1,63 anos	72 horas	1,15 anos	73 horas	1,11 anos
65 horas	1,17 anos	-	-	84 horas	0,76 anos
80 horas	0,86 anos	-	-	-	-

Tabela 7.14 – Retorno do investimento para os diversos perfis de ocupação no cenário 3

Varição de ocupação 3 75,56%	Retorno do investimento	Varição de ocupação 4 100%	Retorno do investimento
68 horas	1,03 anos	90 horas	0,52 anos
80 horas	0,74 anos	-	-
90 horas	0,6 anos	-	-

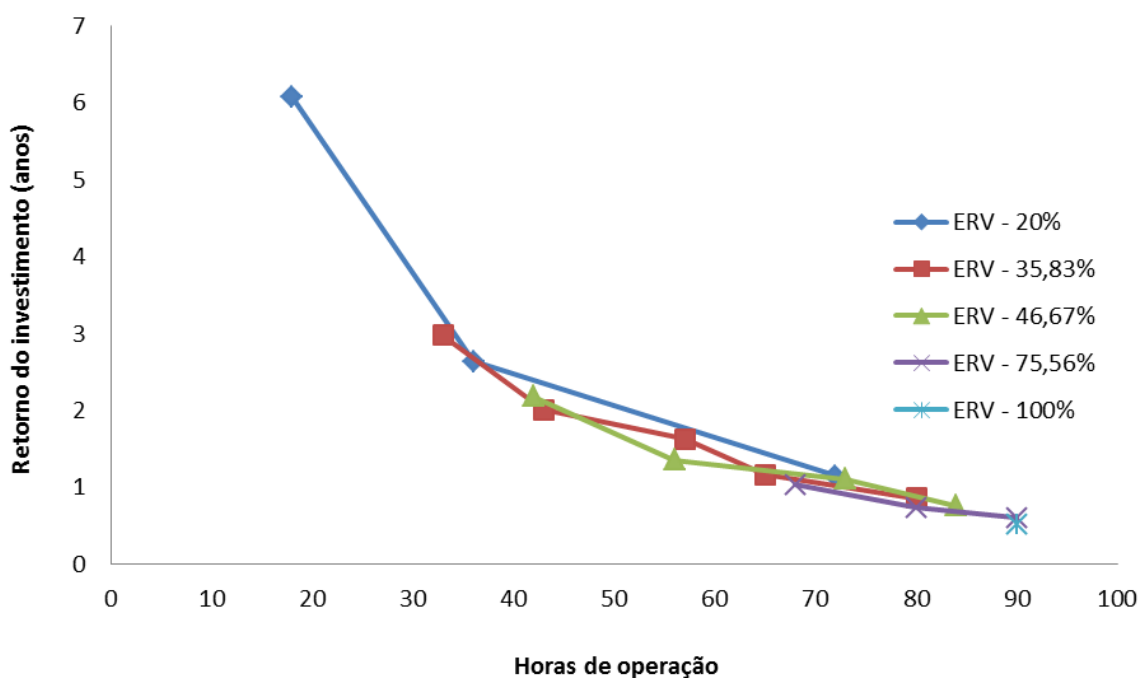


Figura 7.30 – Retorno do investimento (anos) x tempo de operação (horas) no cenário 3

As Tabelas 7.15 e 7.16, a seguir, apresentam os resultados do cenário 4. Como esse cenário leva em conta os recursos de controle de vazão de ar exterior e de recuperação de energia, e como o efeito do aumento do percentual de ocupação tem efeitos contrários nos dois recursos (em um aumenta o prazo de retorno do investimento e no outro, o reduz), os resultados desse cenário apresentam os efeitos ponderados dos dois recursos.

Assim, o perfil de ocupação que apresenta os menores prazos de retorno de investimento para uma maior faixa de horas de ocupação é o perfil de ocupação original (35,83%). A Figura 7.31 mostra a curva de tendência do retorno do investimento em função do número de horas de operação para cada perfil de ocupação proposto:

Tabela 7.15 – Retorno do investimento para os diversos perfis de ocupação no cenário 4

Perfil de ocupação original 35,83%	Retorno do investimento	Varição de ocupação 1 20%	Retorno do investimento	Varição de ocupação 2 46,67%	Retorno do investimento
33 horas	8,33 anos	18 horas	15,58 anos	42 horas	6,45 anos
43 horas	4,09 anos	36 horas	4,46 anos	56 horas	2,97 anos
57 horas	3,25 anos	72 horas	2,01 anos	73 horas	2,39 anos
65 horas	2,22 anos	-	-	84 horas	1,60 anos
80 horas	1,68 anos	-	-	-	-

Tabela 7.16 – Retorno do investimento para os diversos perfis de ocupação no cenário 4

Varição de ocupação 3 75,56%	Retorno do investimento	Varição de ocupação 4 100%	Retorno do investimento
68 horas	3,75 anos	90 horas	2,57 anos
80 horas	2,20 anos	-	-
90 horas	1,77 anos	-	-

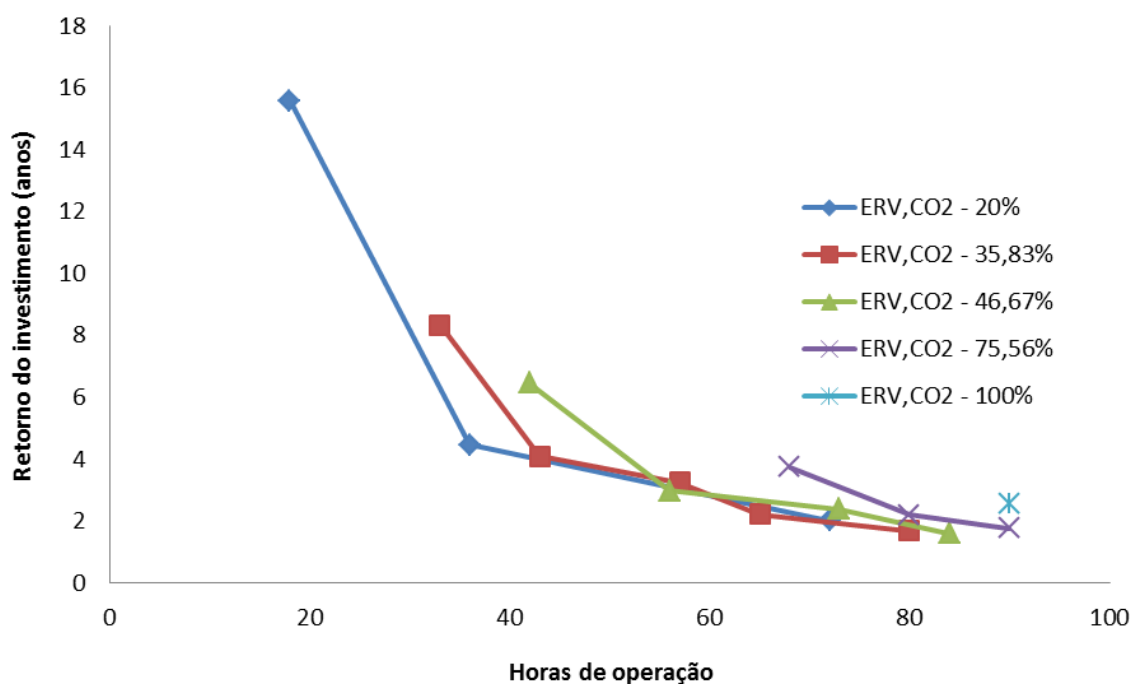


Figura 7.31 – Retorno do investimento (anos) x tempo de operação (horas) no cenário 4

7.4 – RESULTADOS DOS CENÁRIOS COM OCUPAÇÃO ORIGINAL EM OUTRA CIDADE DE PROJETO

As condições climáticas da cidade de projeto também influenciam os resultados das simulações e, conseqüentemente, a análise do retorno do investimento dos cenários apresentados. As variações climáticas alteram o valor da carga térmica devida ao ar externo, bem como o funcionamento do ERV, que opera a partir da comparação dos dados de temperatura e umidade do ar externo com os dados do ar interno.

Ainda, conforme o modelo proposto para o ERV, os parâmetros de temperatura e umidade impactam nas eficiências sensível e latente, respectivamente, afetando a eficiência total do equipamento e, por conseguinte, a quantidade de energia recuperada. Dessa forma, essas variações também modificam o período de retorno do investimento de cada cenário.

Assim, foi escolhida uma cidade de projeto com clima diferente do clima de Brasília, com o objetivo de se avaliar os efeitos climáticos nos cenários propostos.

7.4.1 – Cidade de projeto - Manaus

Conforme mostrado na formulação apresentada no Capítulo 4, as temperaturas e umidades relativas da cidade de projeto são parâmetros de entrada para o sistema, uma vez que influenciam o funcionamento do ERV, carga térmica do ar externo e o funcionamento do ciclo de compressão a vapor do equipamento de ar-condicionado. A Figura 7.32 apresenta o perfil de temperatura de bulbo seco e de umidade relativa para a cidade de Manaus/AM no ano de 2012:

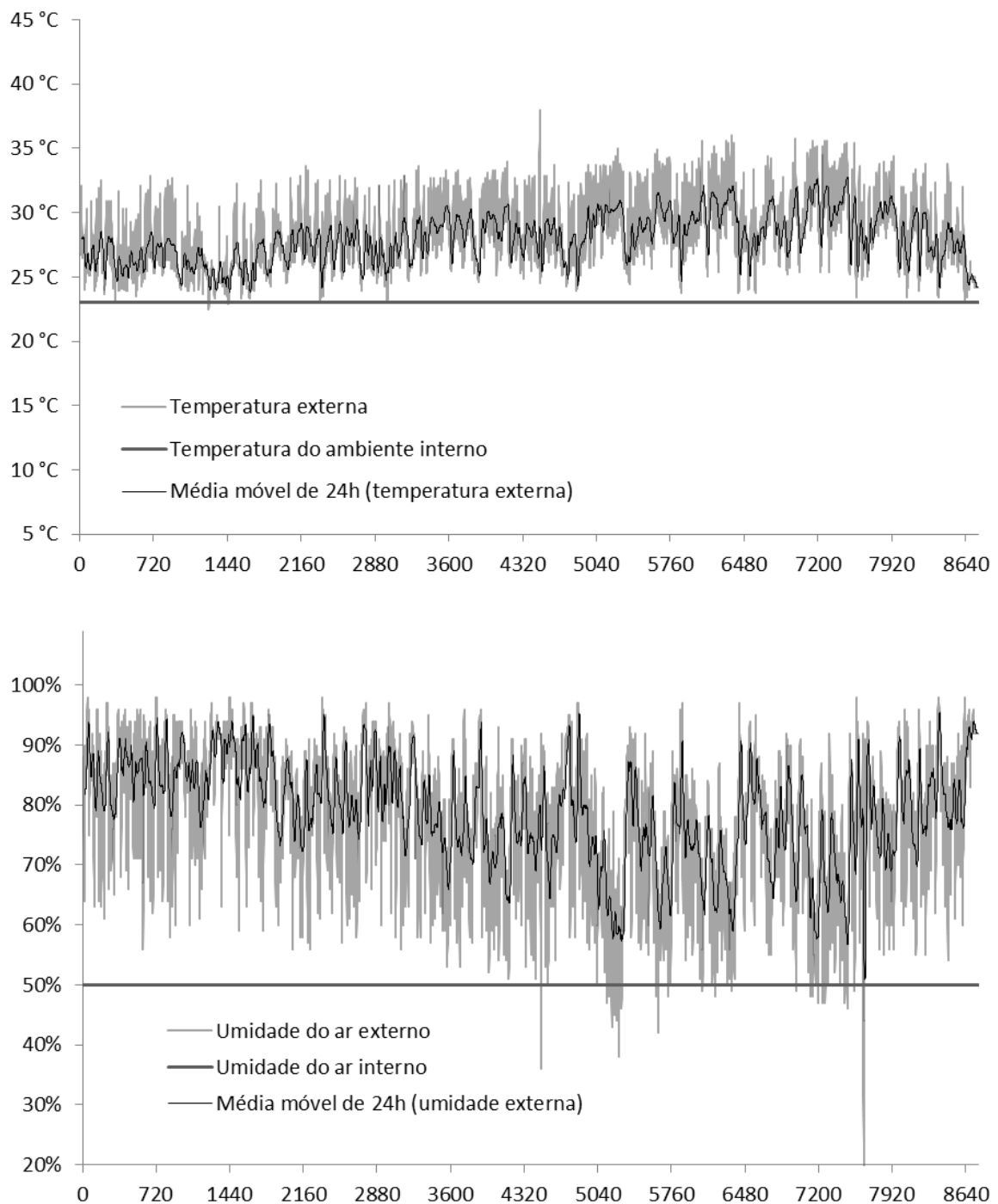


Figura 7.32 – Temperatura de bulbo seco e umidade relativa para a cidade de Manaus/AM no ano de 2012 (INMET, 2012)

7.4.2 – Perfil de carga térmica

O perfil de carga térmica foi levantado de acordo com as informações apresentadas na Tabela 6.1, juntamente com o perfil de ocupação apresentado no item 6.1.3. Para o levantamento do perfil de carga foi utilizado o *software* HAP do fabricante CARRIER. O componente de carga térmica devido ao ar de renovação foi calculado pela própria

formulação da metodologia proposta, uma vez que o valor da carga depende do uso ou não dos sistemas de recuperação de energia e de controle de vazão de ar externo por CO₂.

A Figura 7.33 apresenta o perfil de carga anual máximo (sem considerar a utilização do ERV e do controle de vazão de ar externo) para o perfil de ocupação original. A Figura 7.34 apresenta o perfil calculado com a utilização do ERV, uma vez que a utilização desse recurso diminui a carga térmica total:

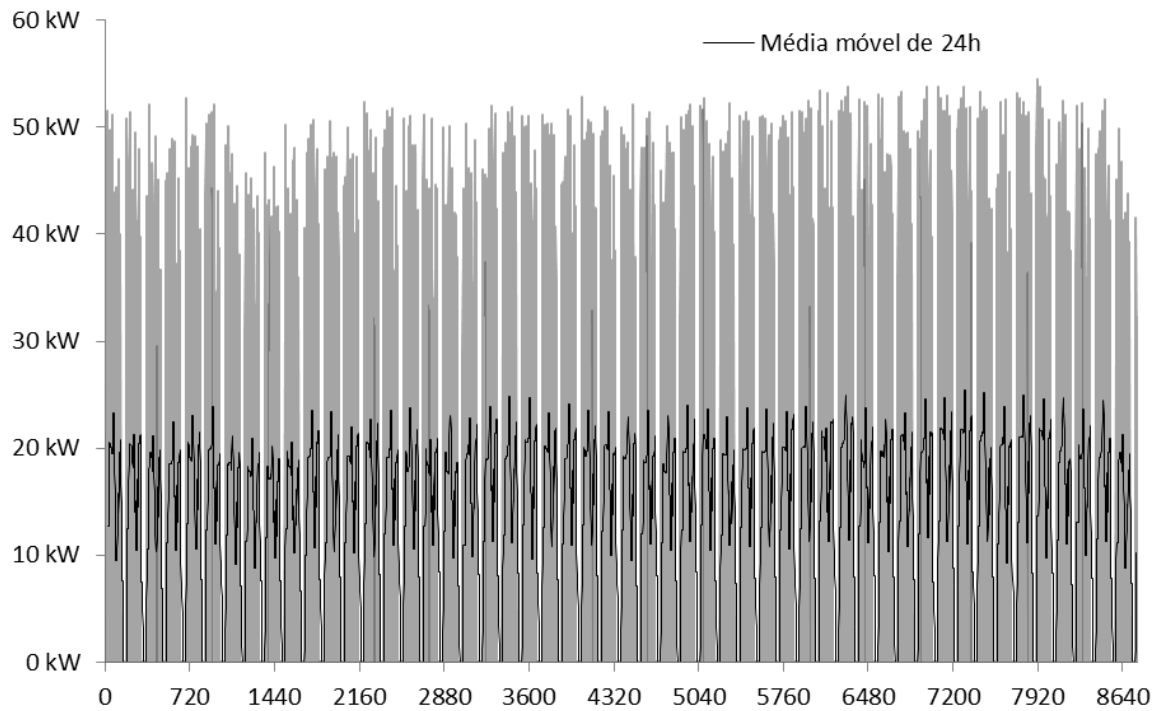


Figura 7.33 – Perfil de carga térmica anual (kW) x horas do ano

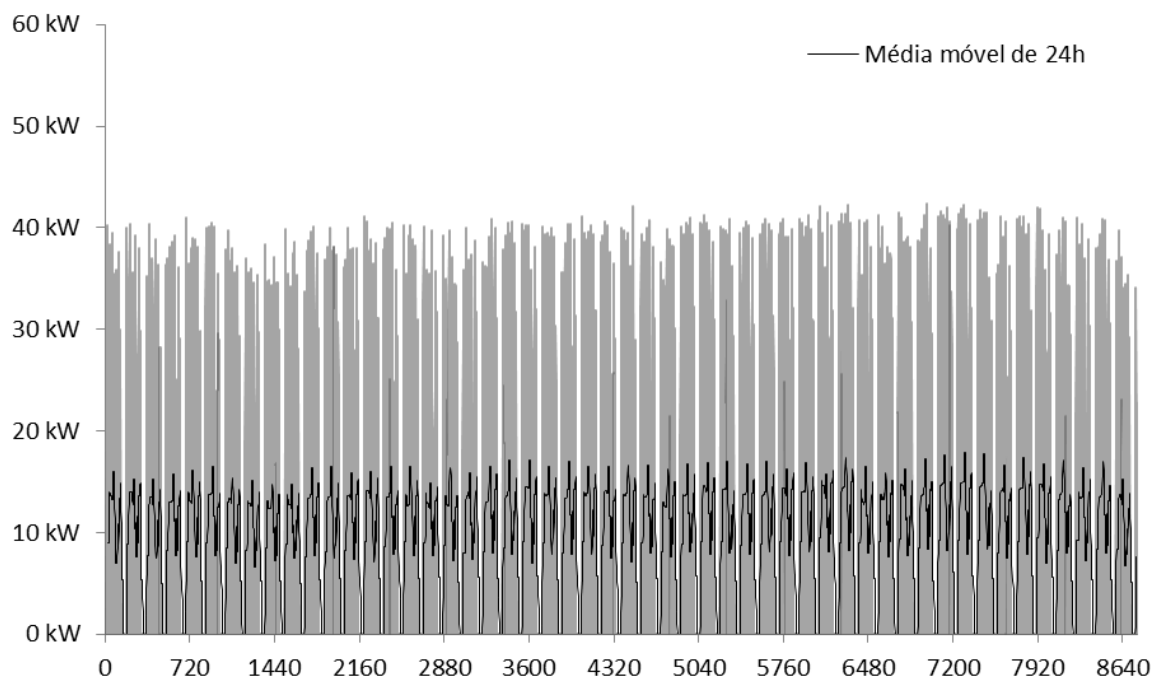


Figura 7.34 – Perfil de carga térmica anual (kW) x horas do ano com o uso de ERV.

7.4.3 – Sistema de ar condicionado

O sistema de ar condicionado projetado para atendimento do ambiente em questão possui a mesma concepção do sistema projetado para cidade de Brasília, com diferenças apenas nas potências dos equipamentos, já que a carga térmica do mesmo ambiente e com o mesmo perfil de ocupação na cidade de Manaus é maior.

Ainda, como o sistema de ar condicionado será dimensionado conforme o perfil de carga levantado, dois tipos de sistemas foram previstos, um para um carga de 12 TR e outra para uma carga de 15 TR, uma vez que a utilização do equipamento ERV reduz a carga térmica máxima de pico, possibilitando o dimensionamento de sistemas menores.

7.4.3.1 – Sistema de ar condicionado padrão – 55 kW (15 TR)

A Tabela 7.17 apresenta os dados de seleção do equipamento resfriador de líquido (*chiller*) selecionado para atendimento do ambiente em estudo. A seleção foi feita pelo *software* HAP do fabricante CARRIER, cujos dados de potência elétrica consumida e de desempenho são apresentados na Tabela 7.18, Figura 7.35 e Figura 7.36:

Tabela 7.17 – Principais características do *Chiller* de 15 TR (CARRIER, 2013, modificado)

Parâmetro	Valor
<i>Chiller</i>	Resfriador de líquido com condensação a ar
Fabricante	CARRIER
Modelo	30RA018
Capacidade máxima	15 TR
Potência elétrica máxima consumida	22,4 kW
Compressor	Scroll
Temperatura de saída de água gelada	6,7 °C
Temperatura externa do ar	35° C
Taxa de vazão no evaporador	0,043 L/(s-kW)
Carga mínima	20%

Tabela 7.18 – Tabela de potência consumida para diversas cargas de operação e temperaturas do ar externo do *Chiller* 15 TR (CARRIER, 2013, modificado)

T (°C)	P (kW)	100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%	30%	20%
46,1	30,4	30,4	26,6	22,9	19,3	16,5	13,7	10,9	8,2	5,7
35,0	22,4	22,4	19,7	17	14,3	12,3	10,2	8,2	6,1	4,3
29,4	18,2	18,2	16,1	13,9	11,8	10,1	8,4	6,7	5,1	3,5
23,9	16,8	16,8	14,8	12,8	10,9	9,3	7,8	6,2	4,7	3,3
-17,8	15,6	15,6	13,6	11,6	9,6	8,1	6,6	5	3,5	2

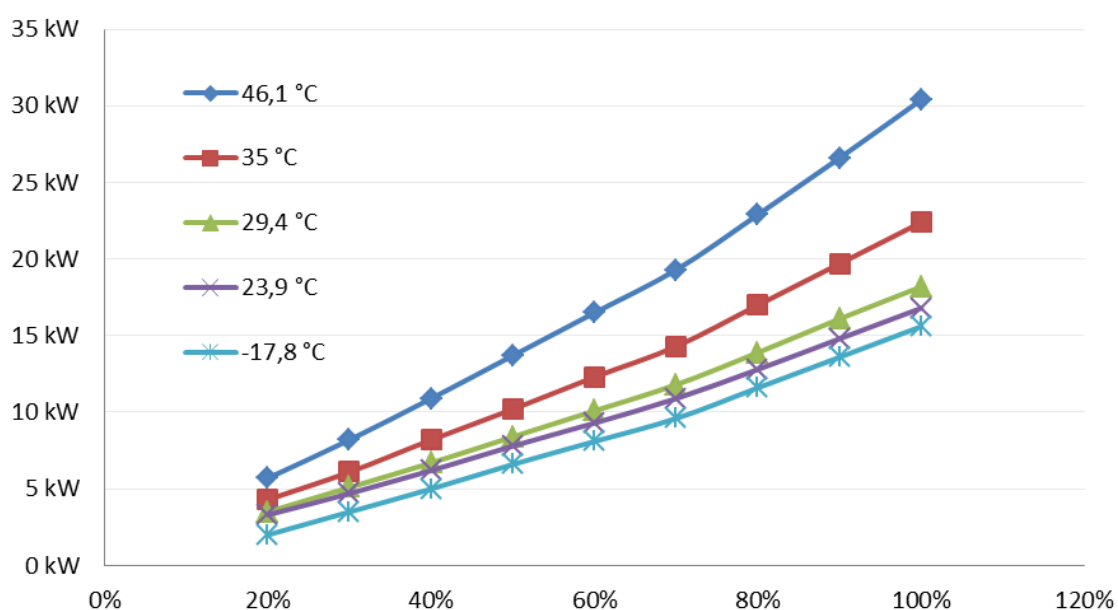


Figura 7.35 – Gráfico de “Potência consumida (kW) x Carga de operação (%)” para diversas temperaturas do ar externo – *Chiller* 15 TR (CARRIER, 2013, modificado)

As Equações das curvas da Figura 7.35 são definidas abaixo, e serão utilizadas na simulação para definir o consumo em cada hora de operação do *chiller*.

$$y = 8,9226x^3 - 5,9957x^2 + 27,106x + 0,4302 ; \text{ para temp. de } 46,1^\circ\text{C} \quad (7.1)$$

$$y = 6,9372x^2 + 14,159x + 1,2671; \text{ para temp. de } 35^\circ\text{C} \quad (7.2)$$

$$y = 4,9567x^2 + 12,319x + 0,9162 ; \text{ para temp. de } 29,4^\circ\text{C} \quad (7.3)$$

$$y = 4,697x^2 + 11,13x + 0,94 ; \text{ para temp. de } 23,9^\circ\text{C} \quad (7.4)$$

$$y = 4,5779x^2 + 11,323x - 0,3471 ; \text{ para temp. de } -17,8^\circ\text{C} \quad (7.5)$$

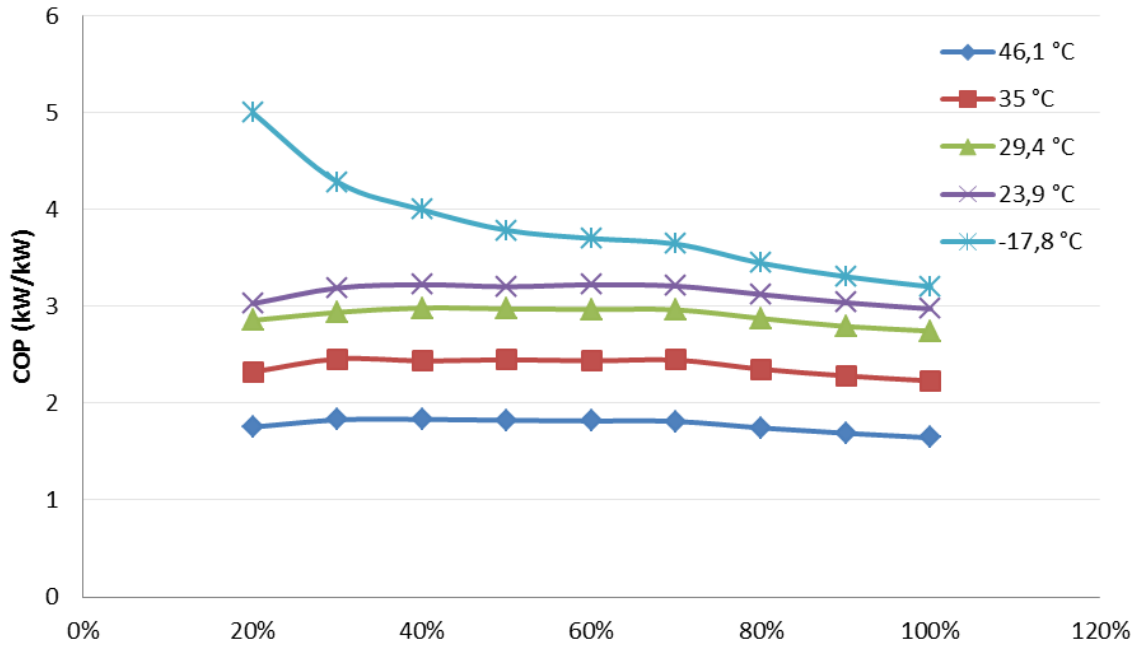


Figura 7.36 – Gráfico de “COP (kW/kW) x carga de operação (%)” para diversas temperaturas do ar externo – *Chiller 15 TR* (CARRIER, 2013, modificado)

A Tabela 7.19, a seguir, apresenta os dados de seleção do equipamento condicionador tipo *fan coil* selecionado para atendimento do ambiente em estudo. A seleção foi feita pelo *software AIV (Air Handler Vortex)* do fabricante CARRIER, cujos dados de potência elétrica consumida são apresentados na Figura 7.37:

Tabela 7.19 – Principais características do *fan coil* de 15 TR (CARRIER, 2013, modificado)

Parâmetro	Valor
Fan coil	Condicionador de ar
Fabricante	CARRIER
Modelo	VORTEX 39V15
Capacidade máxima	15 TR
Potência elétrica consumida (cap. máxima)	2,17 kW
Ventilador	Sirocco 18/18
Vazão de ar	10.320 m ³ /h

Rotação	825 RPM
Vazão de água	7,27 m³/h
Temperatura de entrada de água	8 °C

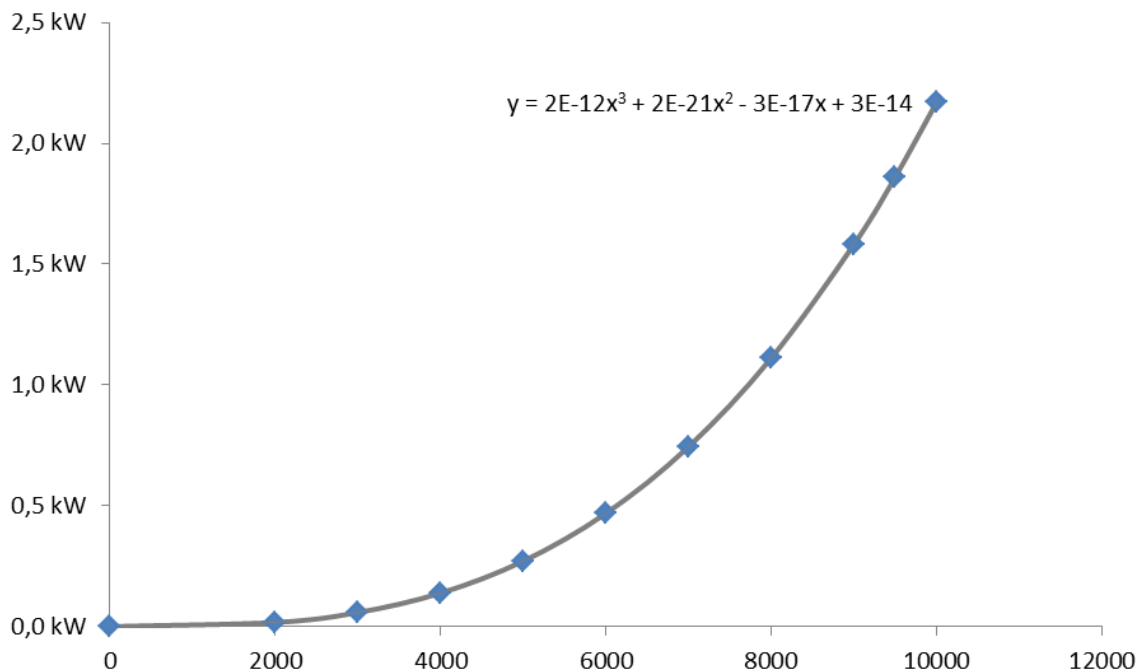


Figura 7.37 – Gráfico de “Potência elétrica consumida (kW) x vazão de ar (m³/h)” para o equipamento *fan coil* VORTEX 15 TR (CARRIER, 2013, modificado)

7.4.3.2 – Sistema de ar condicionado para uso com o ERV – 43 kW (12 TR)

O sistema de ar condicionado de 12 TR utilizado é o mesmo apresentado no Capítulo 6, item 6.1.4.1.

7.4.4 – Cenário 1: Solução convencional (CO2=0;ERV=0)

A Figura 7.38, abaixo, apresenta o perfil de carga térmica devido ao ar externo de renovação para o cenário em questão ao longo do ano. A Figura 7.39 apresenta os valores de entalpia do ar exterior e do ar interno, mostrando claramente a possibilidade de utilização de um equipamento de recuperação de energia durante todo o ano. Pela análise dos gráficos, também é possível perceber que a carga térmica média e a entalpia média do ar externo são praticamente constantes ao longo de todo o ano:

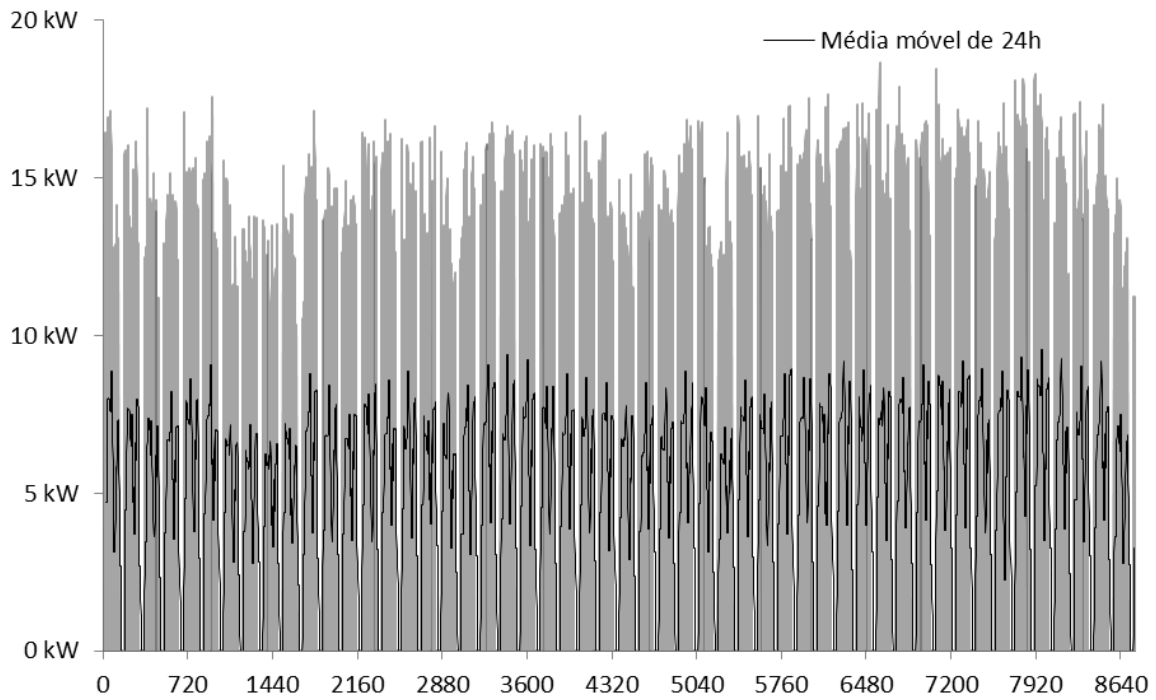


Figura 7.38 – Carga térmica do ar de renovação (kW) x horas do ano (cenário 1)



Figura 7.39 – Entalpia do ar externo e interno (kJ/kg) x horas do ano (cenário 1)

A Tabela 7.20, a seguir, apresenta os valores integralizados hora a hora ao longo do ano da carga térmica do ar externo de renovação, do consumo de energia elétrica dos ventiladores de renovação de ar, do *fan coil*, do *chiller* e o consumo elétrico total do cenário. As Figuras 7.40, 7.41, 7.42 e 7.43 apresentam esses consumos elétricos em cada

mês do ano. O perfil referente ao consumo dos ventiladores (Figura 7.40) é praticamente constante ao longo dos meses, uma vez que 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 diferenças dos dias da semana que compõem cada mês, gerando uma pequena 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 (Figura 7.33):

Tabela 7.20 – Valores integralizados anuais para o cenário 1

Carga térmica do ar externo	Consumo elétrico dos ventiladores	Consumo elétrico do fan coil	Consumo elétrico do chiller
42.519,06 kWh	3.624,00 kWh	3.267,79 kWh	33.752,30 kWh
Consumo elétrico total		40.644,71 kWh	

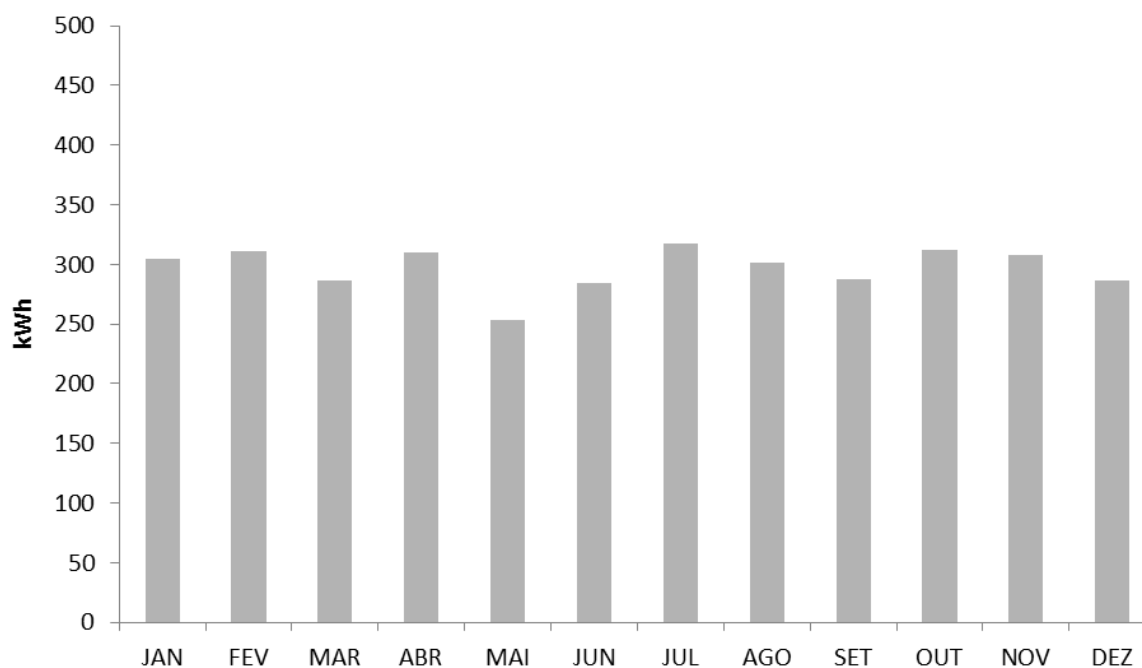


Figura 7.40 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores (kWh) x meses do ano (cenário 1)

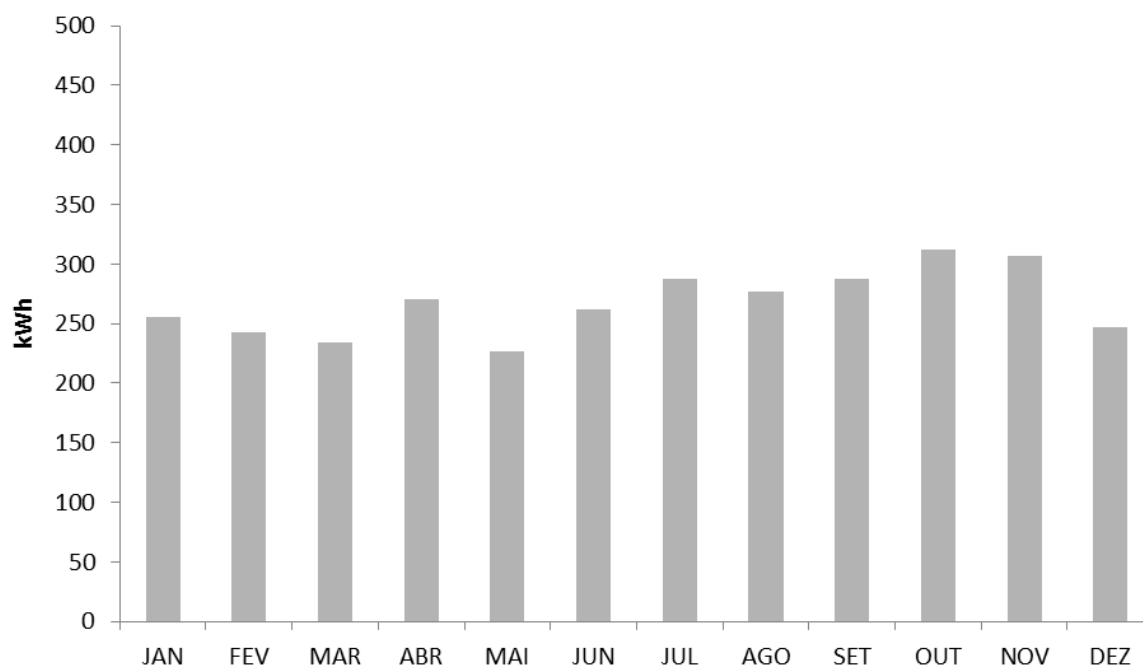


Figura 7.41 – Consumo elétrico mensal do *fan coil* (kWh) x meses do ano (cenário 1)

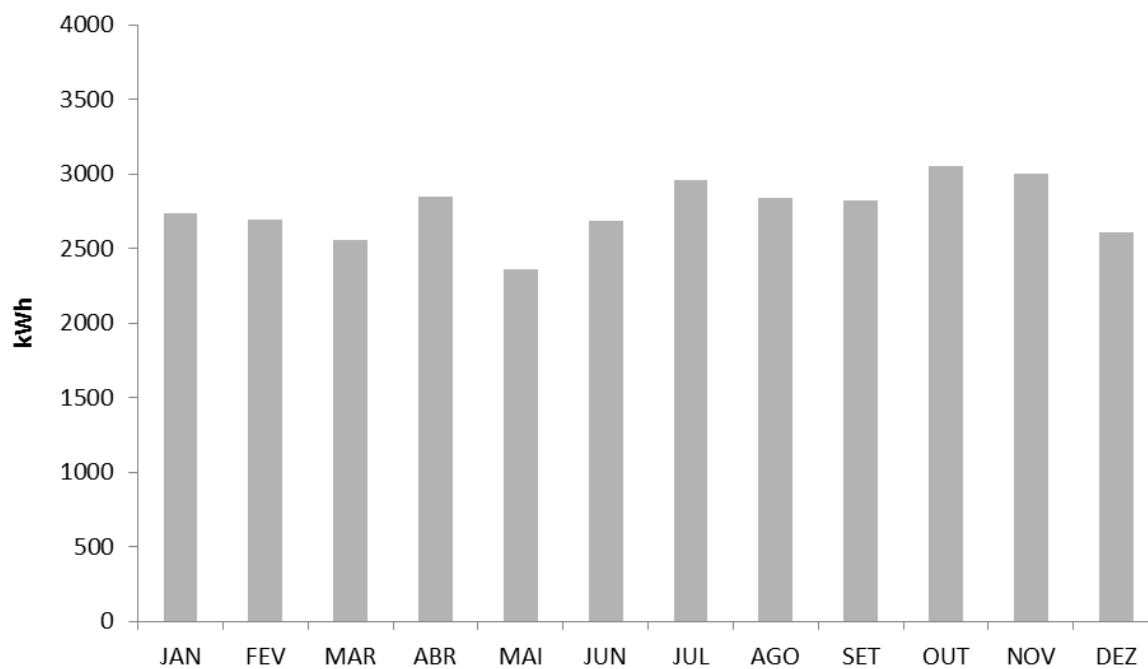


Figura 7.42 – Consumo elétrico mensal do *chiller* (kWh) x meses do ano (cenário 1)

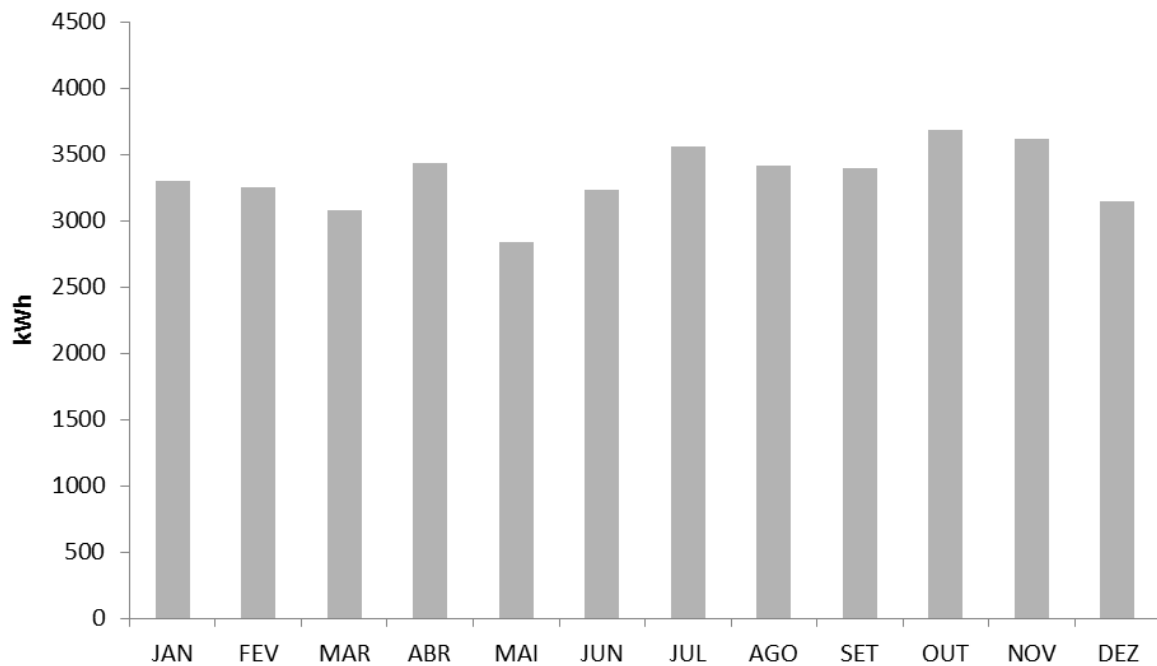


Figura 7.43 – Consumo elétrico mensal total (kWh) x meses do ano (cenário 1)

7.4.5 – Cenário 2: Solução com vazão de ar exterior variável (CO₂=1;ERV=0)

A Figura 7.44, abaixo, apresenta o perfil de carga térmica devido ao ar externo de renovação para o cenário 2 ao longo do ano. Claramente é possível observar pelos valores médios diários que a carga térmica de renovação é menor que a carga apresentada no cenário 1 (Figura 7.38), devido ao recurso da vazão de ar exterior variável, conforme mostrado na Tabela 7.21, a seguir:

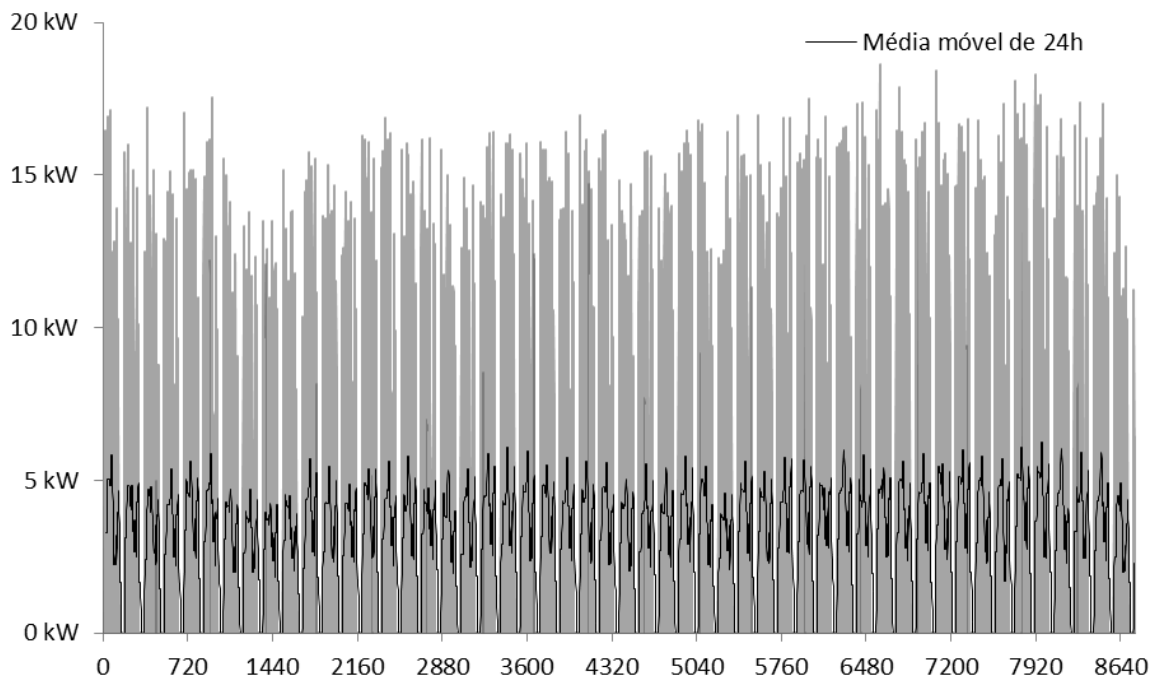


Figura 7.44 – Carga térmica do ar de renovação (kW) x horas do ano (cenário 2)

A Tabela 7.21, abaixo, apresenta os valores integralizados ao longo do ano da carga térmica do ar externo de renovação, do consumo de energia elétrica dos ventiladores de renovação de ar, do *fan coil*, do *chiller* e o consumo elétrico total do cenário. As Figuras 7.45, 7.46, 7.47 e 7.48 apresentam esses consumos elétricos em cada mês do ano. O perfil referente ao consumo dos ventiladores (Figura 7.45) é praticamente constante ao longo dos meses, uma vez que o perfil de ocupação é semanal, porém, a vazão é variável de acordo com a ocupação, apresentando, assim, valores de consumo elétrico bem abaixo dos apresentados para o cenário 1 (Figura 7.40):

Os perfis apresentados pelo consumo dos equipamentos de ar-condicionado e pelo consumo total acompanham o perfil de carga térmica anual (Figura 7.33, p. 171). O consumo elétrico total desse cenário também é menor que o do cenário 1, conforme mostra a Tabela a seguir:

Tabela 7.21 – Valores integralizados anuais para o cenário 2

Carga térmica do ar externo	Consumo elétrico dos ventiladores	Consumo elétrico do <i>fan coil</i>	Consumo elétrico do <i>chiller</i>
26.823,04 kWh	1.625,97 kWh	2.619,49 kWh	28.996,50 kWh
Consumo elétrico total		33.241,96 kWh	

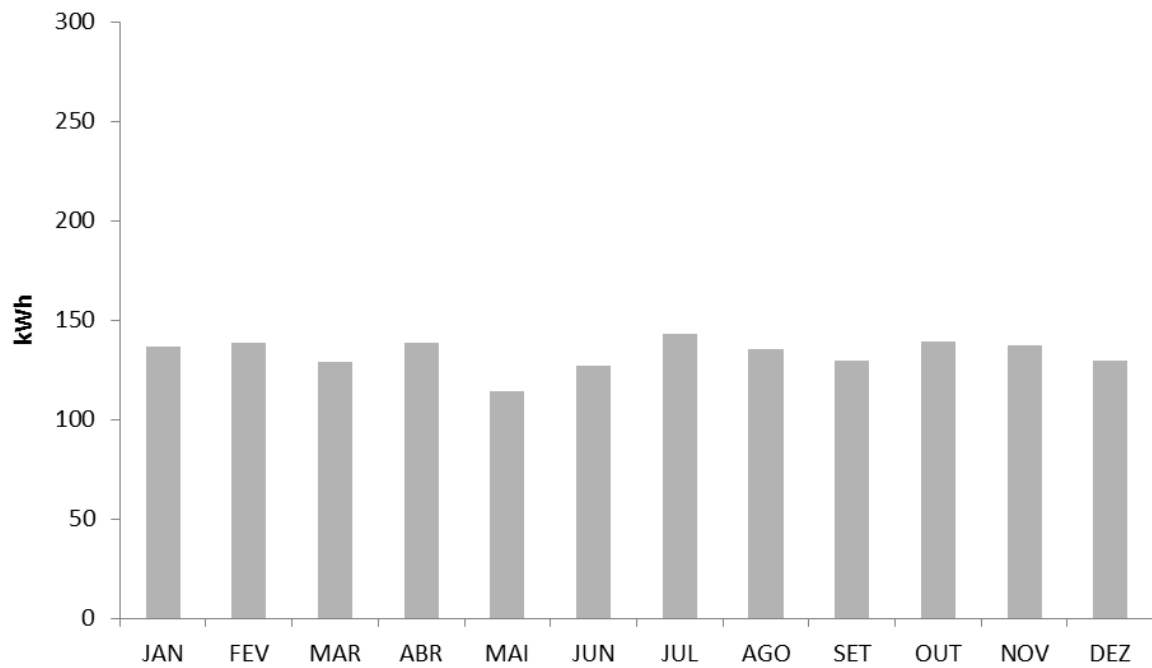


Figura 7.45 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores (kWh) x meses do ano (cenário 2)

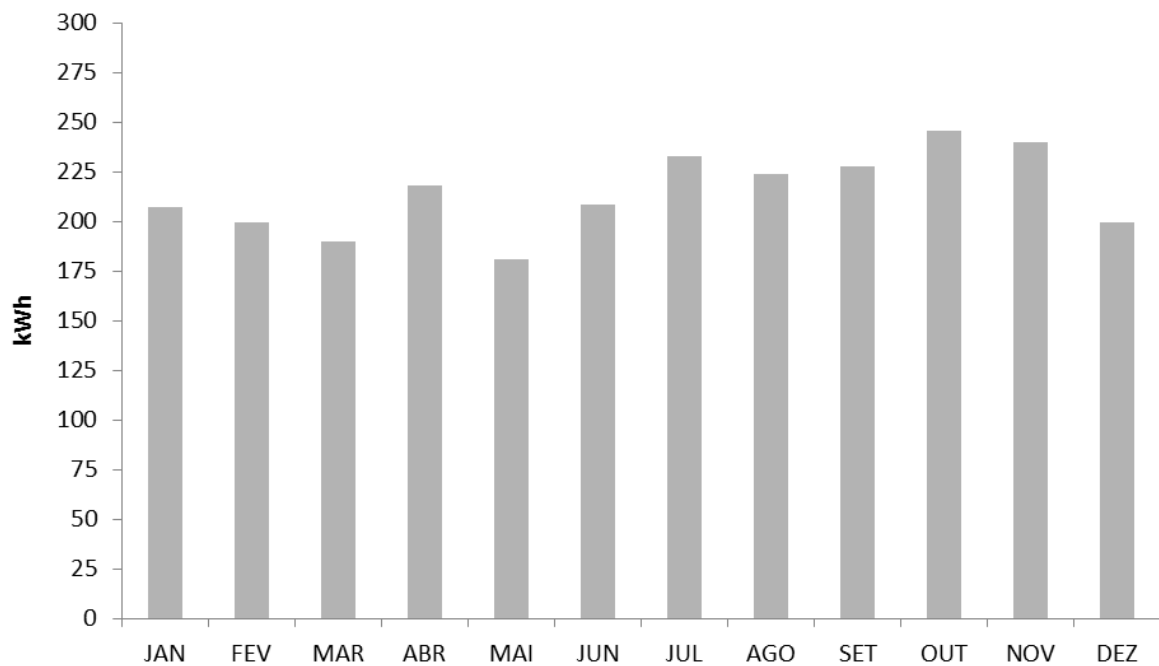


Figura 7.46 – Consumo elétrico mensal do *fan coil* (kWh) x meses do ano (cenário 2)

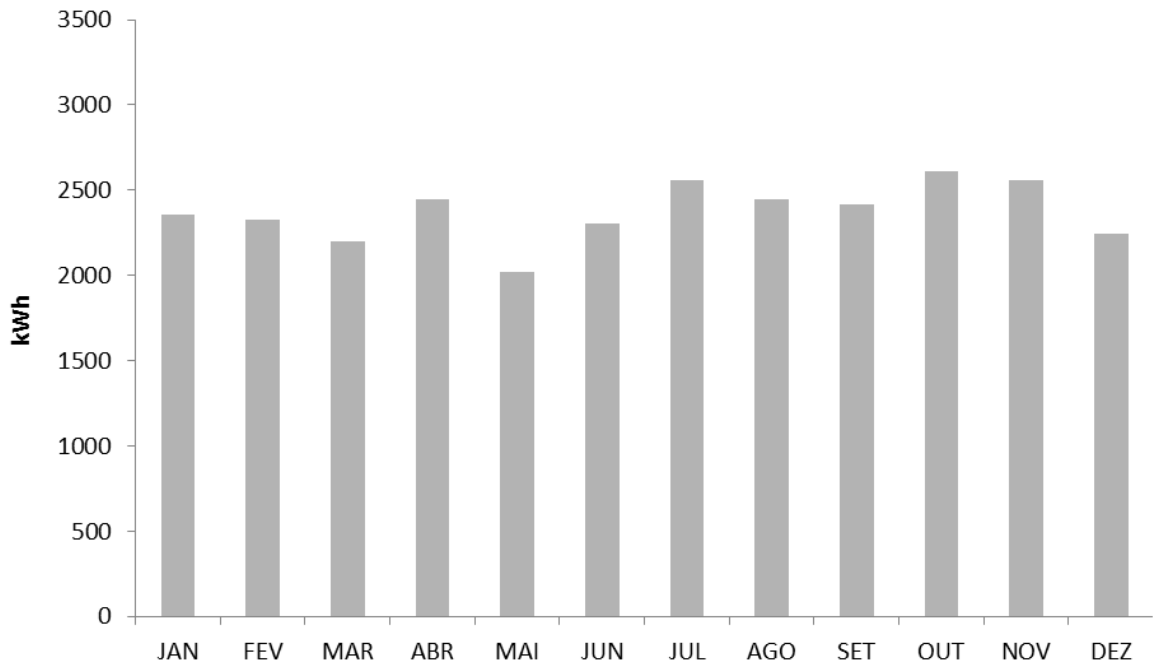


Figura 7.47 – Consumo elétrico mensal do *chiller* (kWh) x meses do ano (cenário 2)

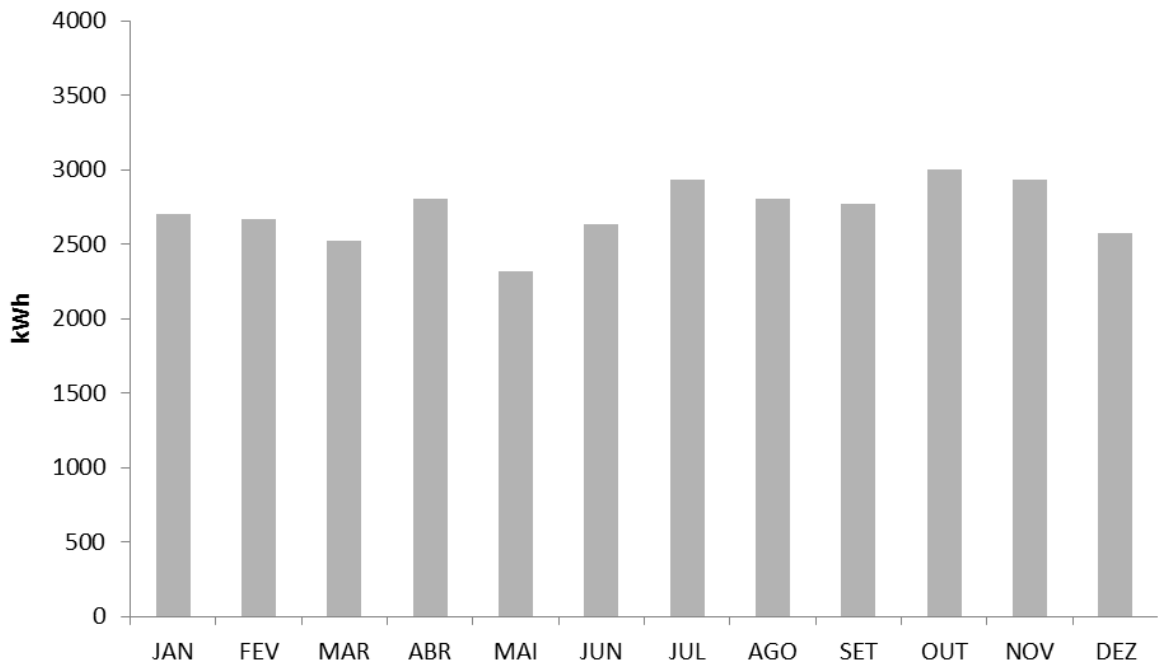


Figura 7.48 – Consumo elétrico mensal total (kWh) x meses do ano (cenário 2)

7.4.6 – Cenário 3: Solução com recuperação de energia (CO₂=0;ERV=1)

A Figura 7.49 apresenta o perfil de carga térmica devido ao ar externo de renovação para o cenário em questão ao longo do ano, que apresenta valores médios menores que os apresentados nos cenários 1 e 2. A Figura 7.50 apresenta os valores de entalpia do ar

exterior, do ar interno e do ar na saída do ERV, mostrando claramente a redução da entalpia do ar externo que sai do ERV, e adentra o ambiente condicionado durante o ano.

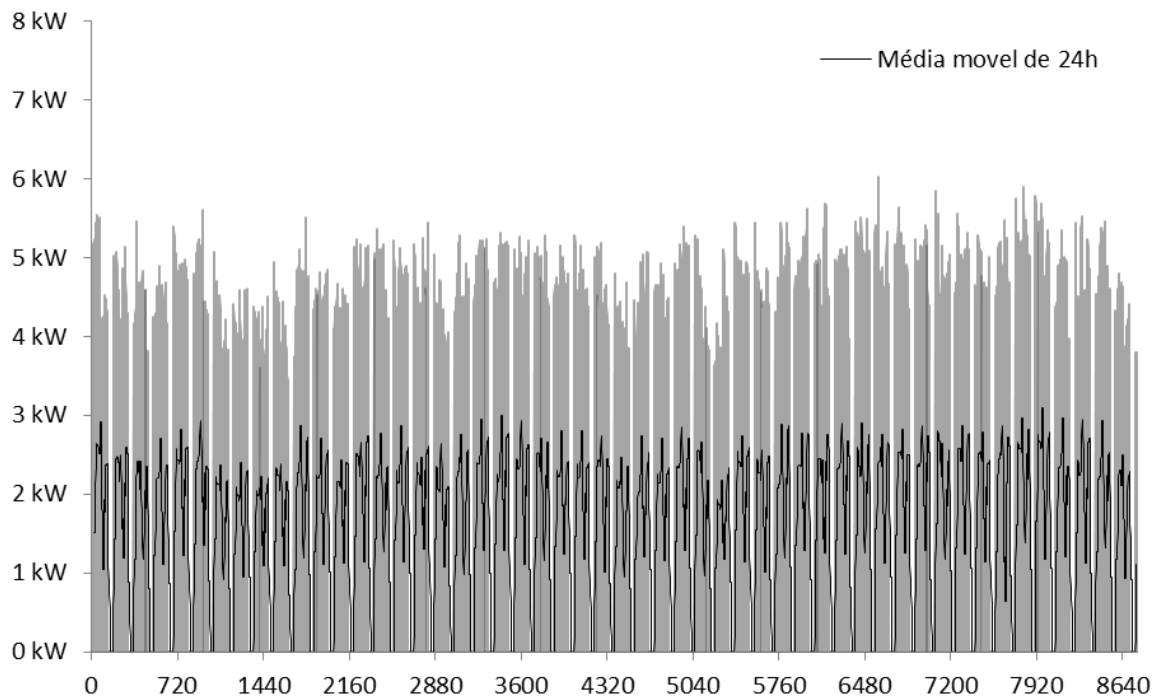


Figura 7.49 – Carga térmica do ar de renovação (kW) x horas do ano (cenário)

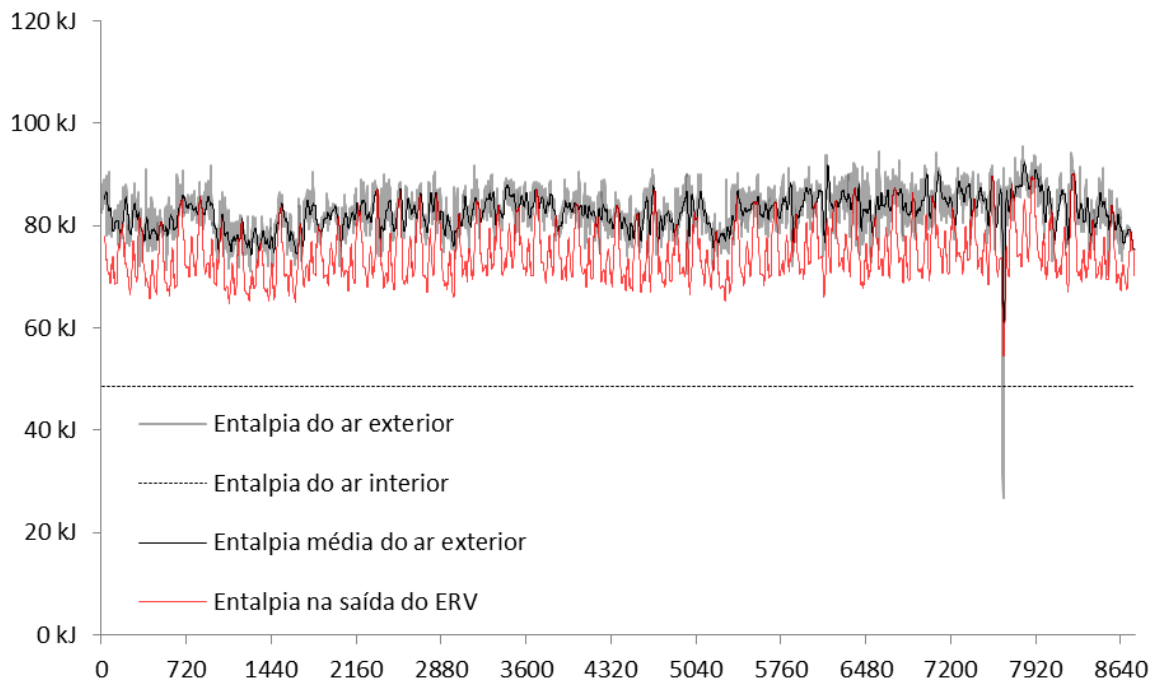


Figura 7.50 – Entalpia do ar externo e interno (kJ/kg) x horas do ano (cenário)

A Figura 7.51 apresenta os valores mensais integralizados hora a hora da recuperação de energia no ERV:

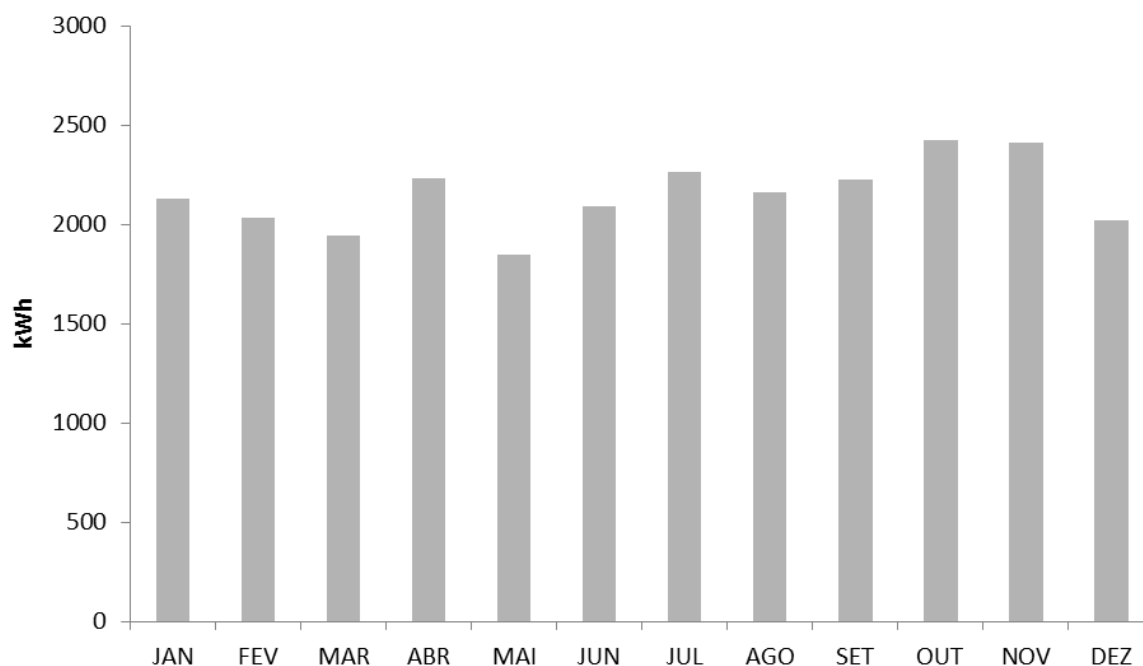


Figura 7.51 – Energia recuperada no VER (kWh) x meses do ano (cenário 3)

A Tabela 7.22, a seguir, apresenta os valores integralizados ao longo do ano da carga térmica do ar externo de renovação, do consumo de energia elétrica dos ventiladores de renovação de ar, do *fan coil*, do *chiller* e o consumo elétrico total do cenário. As Figuras 7.52, 7.53, 7.54 e 7.55 apresentam esses consumos elétricos em cada mês do ano. O perfil referente ao consumo dos ventiladores (Figura 7.52) é praticamente constante ao longo dos meses, uma vez que 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 diferenças dos dias da semana que compõem cada mês, gerando uma pequena diferença na ocupação acumulada mensal. O valor total do consumo elétrico dos ventiladores é igual ao consumo apresentado no cenário 1, uma vez que ambos os cenários não possuem controle de vazão do ar exterior.

O consumo elétrico total desse cenário também é menor que os consumos dos cenários 1 e 2, conforme mostra a Tabela 7.22, abaixo. Esse se fato se dá pela maior redução da carga térmica do ar de renovação, o que conseqüentemente reduziu o consumo dos equipamentos do sistema de ar condicionado:

Tabela 7.22 – Valores integralizados anuais para o cenário 3

Carga térmica do ar externo	Consumo elétrico dos ventiladores	Consumo elétrico do <i>fan coil</i>	Consumo elétrico do <i>chiller</i>
13.731,85 kWh	3.624,62 kWh	1.835,05 kWh	23.777,49 kWh
Consumo elétrico total		29.237,16 kWh	

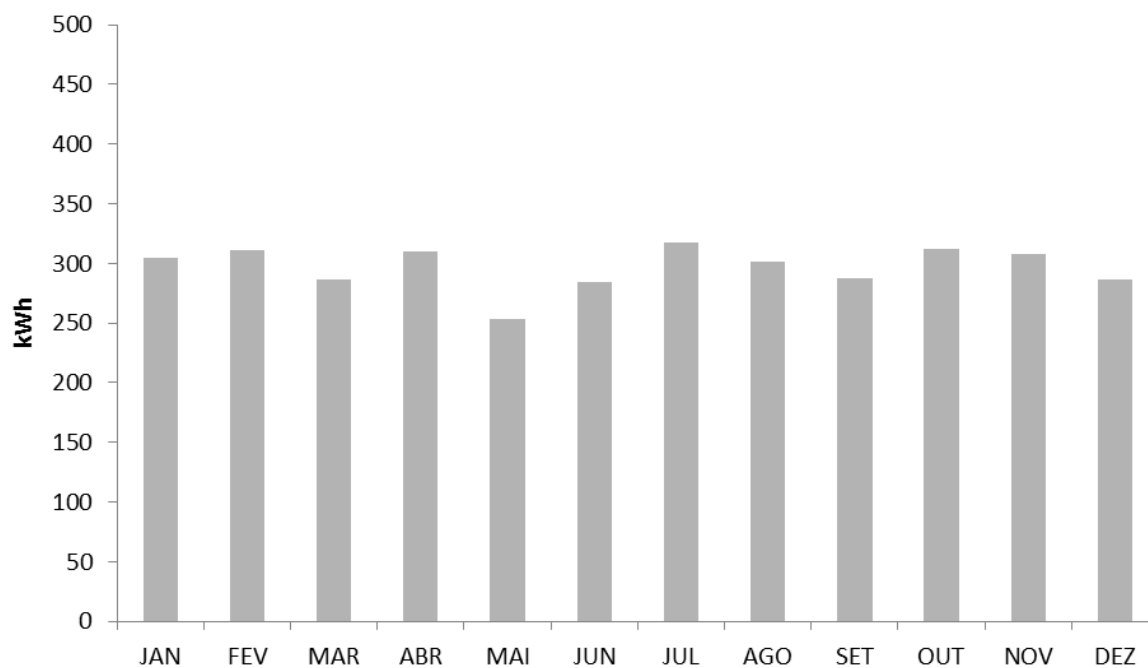


Figura 7.52 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores (kWh) x meses do ano (cenário 3)

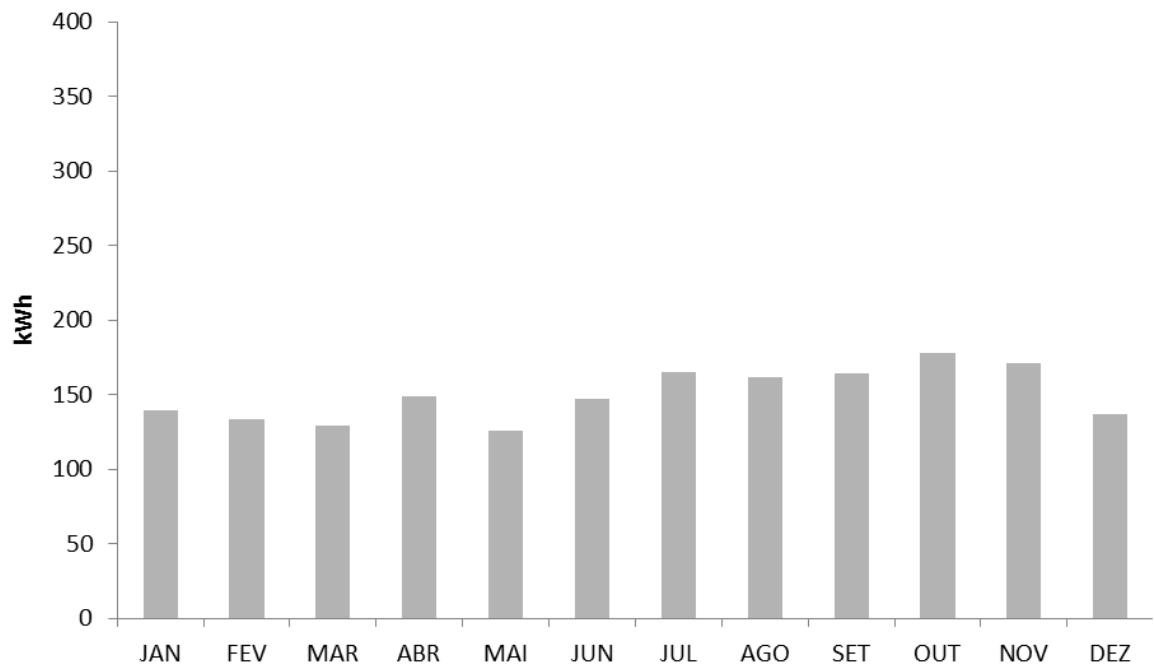


Figura 7.53 – Consumo elétrico mensal do *fan coil* (kWh) x meses do ano (cenário 3)

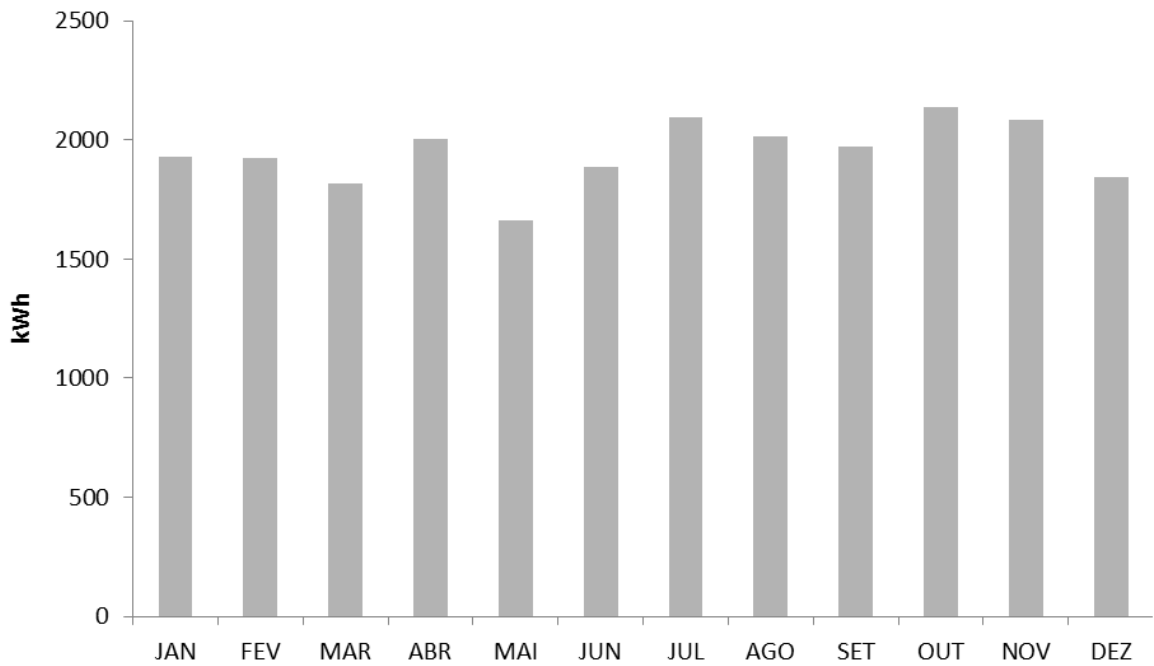


Figura 7.54 – Consumo elétrico mensal do *chiller* (kWh) x meses do ano (cenário 3)

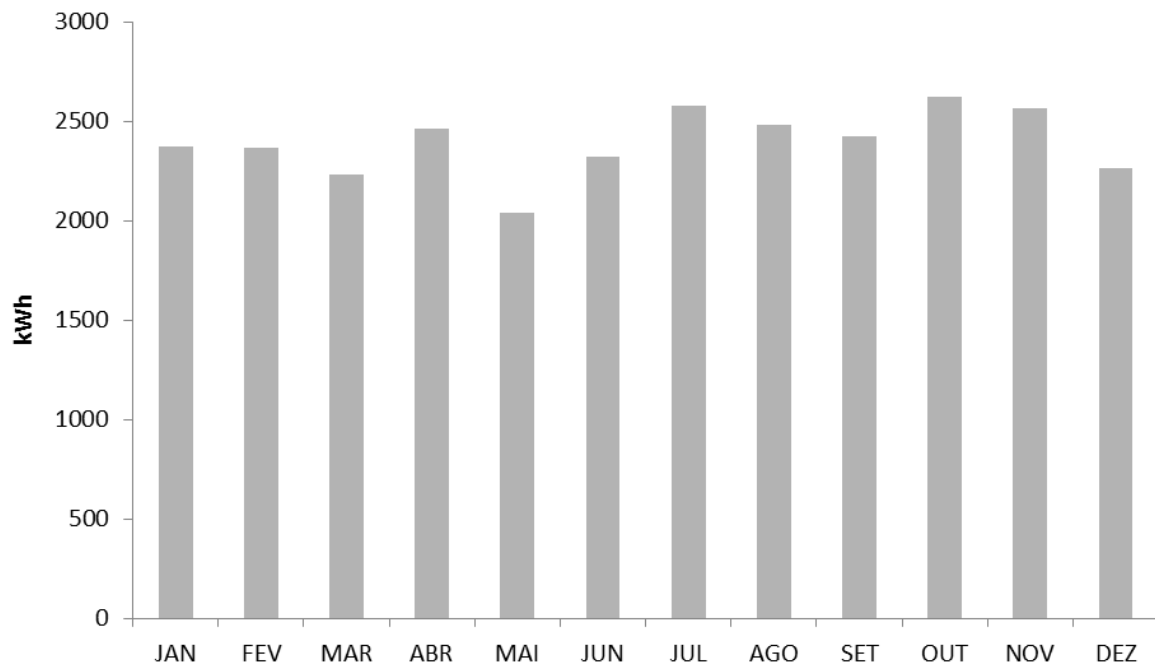


Figura 7.55 – Consumo elétrico mensal total (kWh) x meses do ano (cenário 3)

7.4.7 – Cenário 4: Solução completa (CO2=1;ERV=1)

A Figura 7.56, abaixo, apresenta o perfil de carga térmica devido ao ar externo de renovação para o cenário em questão ao longo do ano, que apresenta valores médios menores que os apresentados nos cenários 1,2 e 3:

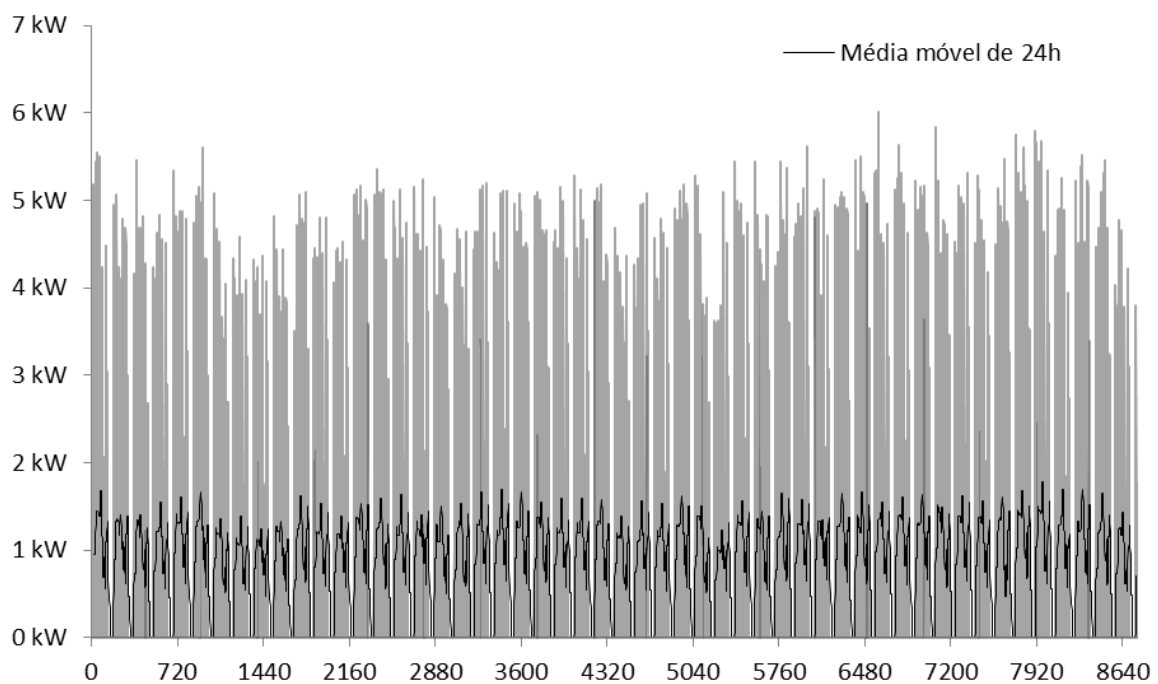


Figura 7.56 – Carga térmica do ar de renovação (kW) x horas do ano (cenário 4)

A Figura 7.57 apresenta os valores de entalpia do ar exterior, do ar interno e do ar na saída do ERV, mostrando claramente a redução da entalpia do ar externo que adentra o ambiente condicionado, reduzindo a carga térmica do ar de renovação durante todo o ano:

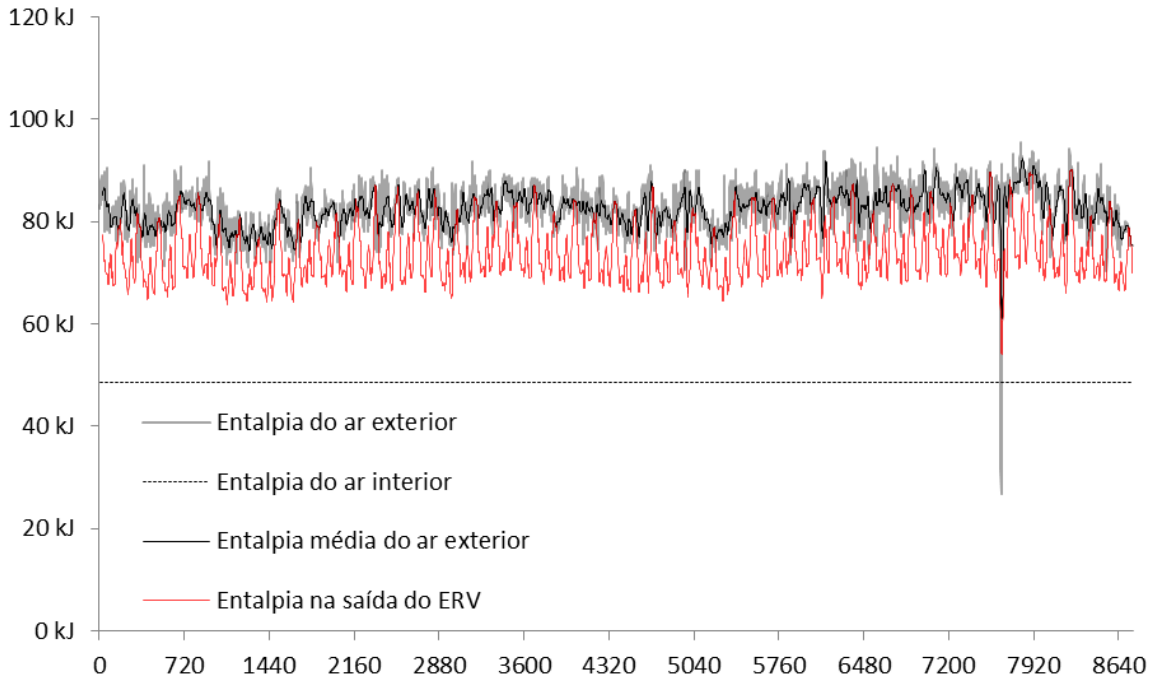


Figura 7.57 – Entalpia do ar externo e interno (kJ/kg) x horas do ano (cenário 4)

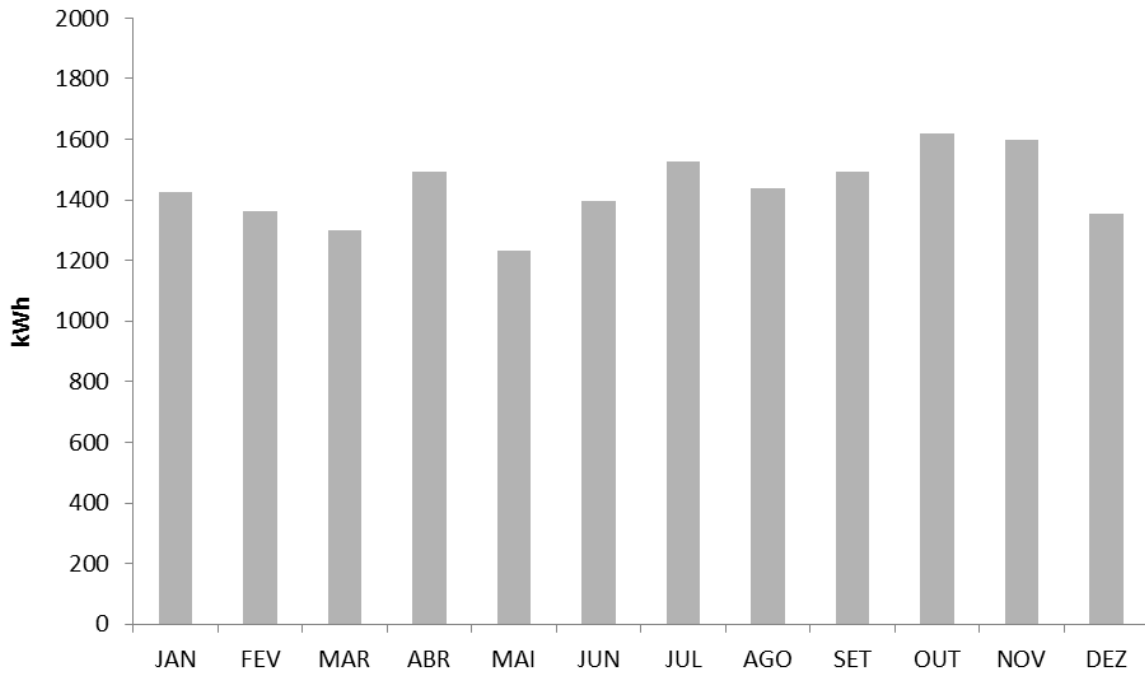


Figura 7.58 – Energia recuperada no ERV (kWh) x meses do ano (cenário 4)

Essa última figura mostra que os valores médios de energia recuperada no ERV são menores nesse cenário do que os valores apresentados no cenário 3 (Figura 7.51), uma vez que as vazões médias são menores, já que há controle de vazão de ar exterior.

A Tabela 7.23, abaixo, apresenta os valores integralizados ao longo do ano da carga térmica do ar externo de renovação, do consumo de energia elétrica dos ventiladores de renovação de ar, do *fan coil*, do *chiller* e o consumo elétrico total do cenário. As Figuras 7.59, 7.60, 7.62 e 7.63 apresentam esses consumos elétricos em cada mês do ano. O perfil referente ao consumo dos ventiladores (Figura 7.59) é praticamente constante ao longo dos meses, uma vez que 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 diferenças dos dias da semana que compõem cada mês, gerando uma pequena diferença na ocupação acumulada mensal. O valor total do consumo elétrico dos ventiladores é igual ao consumo apresentado no cenário 2, uma vez que ambos os cenários possuem controle de vazão do ar exterior.

O consumo elétrico total desse cenário é menor que os consumos dos cenários 1, 2 e 3, conforme mostra a Tabela (7.23), abaixo. Esse fato se dá pela maior redução da carga térmica do ar de renovação, devido aos recursos da recuperação de energia e controle de vazão do ar exterior, o que conseqüentemente reduziu o consumo dos equipamentos do sistema de ar condicionado:

Tabela 7.23 – Valores integralizados anuais para o cenário 4

Carga térmica do ar externo	Consumo elétrico dos ventiladores	Consumo elétrico do <i>fan coil</i>	Consumo elétrico do <i>chiller</i>
7.574,60 kWh	1.625,97 kWh	1.610,21 kWh	22.032,75 kWh
Consumo elétrico total		25.268,93 kWh	

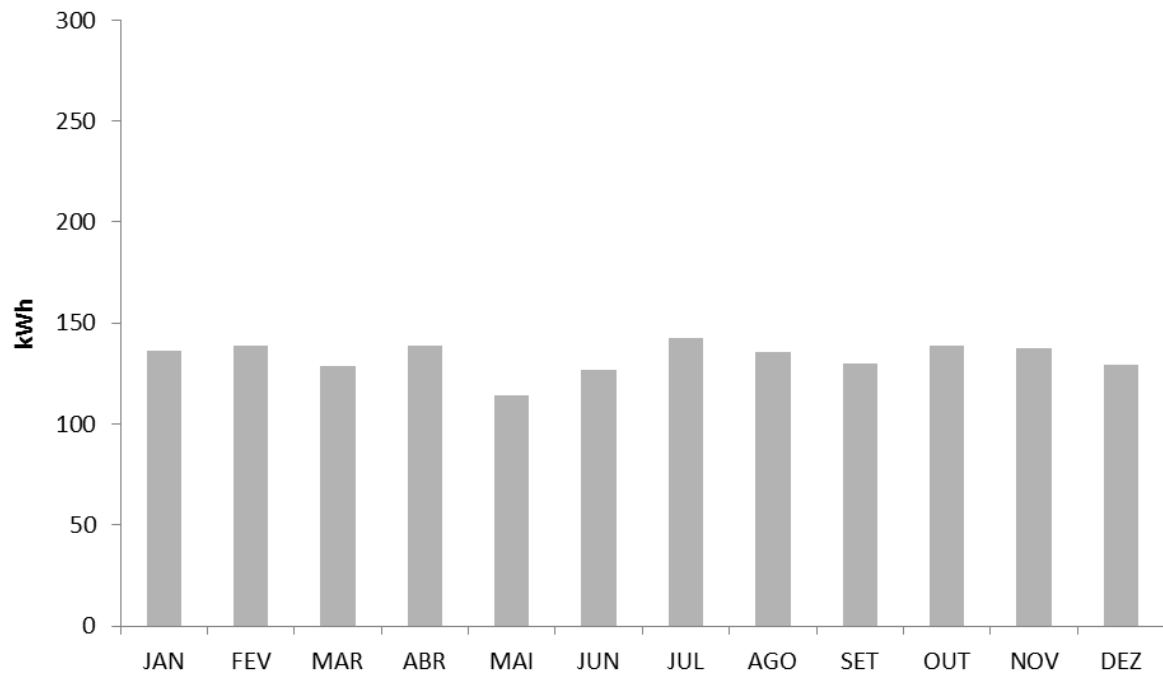


Figura 7.59 – Consumo elétrico mensal dos ventiladores (kWh) x meses do ano (cenário 4)

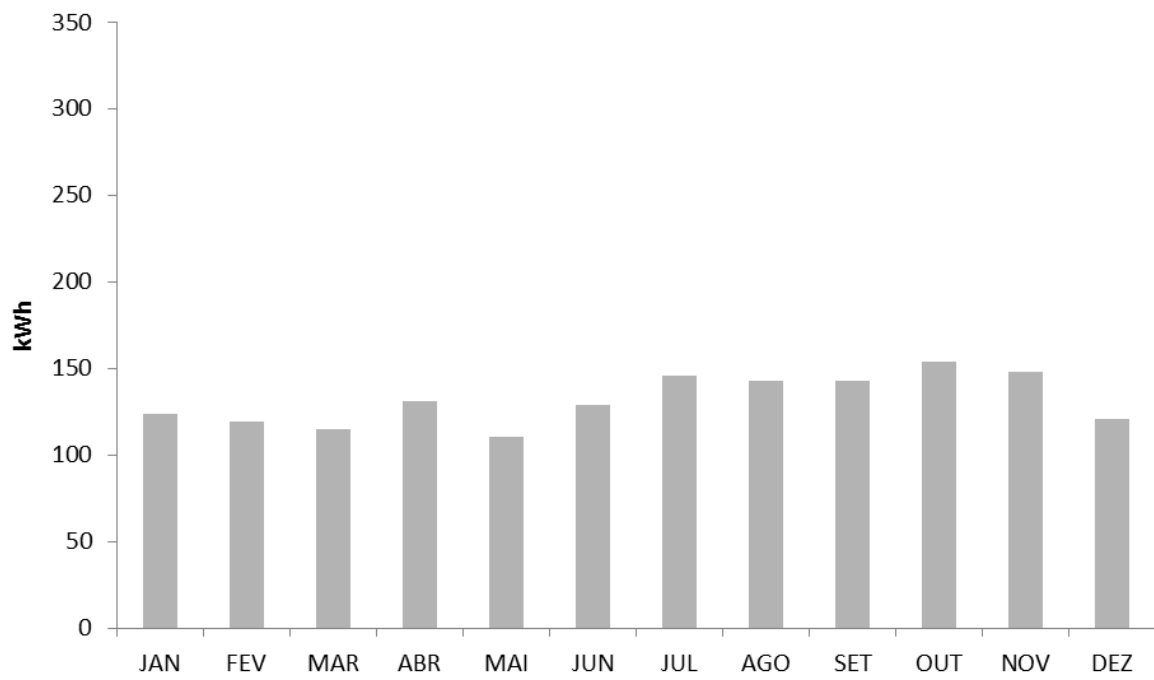


Figura 7.60 – Consumo elétrico mensal do *fan coil* (kWh) x meses do ano (cenário 4)

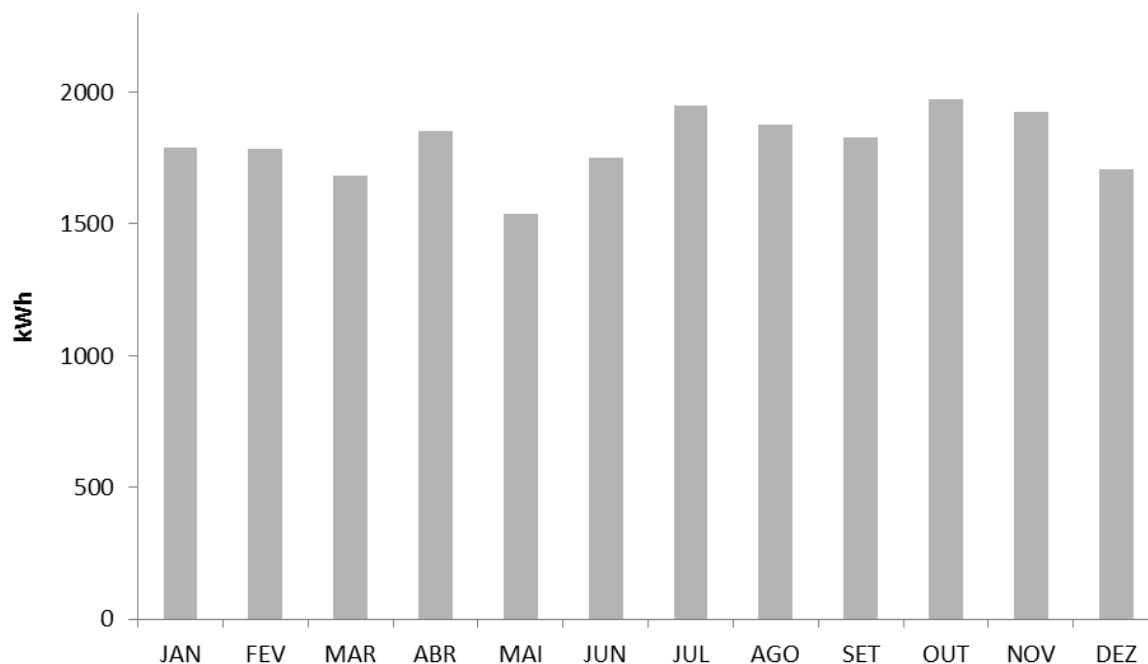


Figura 7.61 – Consumo elétrico mensal do *chiller* (kWh) x meses do ano (cenário 4)

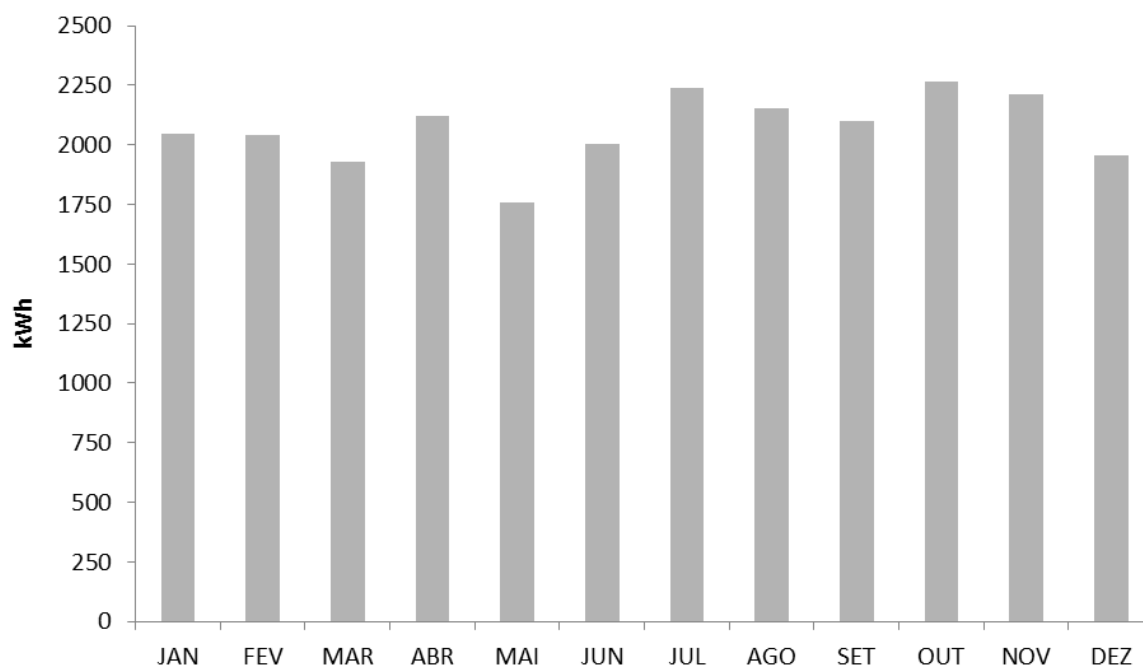


Figura 7.62 – Consumo elétrico mensal total (kWh) x meses do ano (cenário 4)

7.4.8 – Comparação entre os cenários

A partir dos resultados apresentados é possível realizar uma análise comparativa, com o objetivo de verificar a economia de energia proporcionada pelos recursos

apresentados em cada cenário, relacionando essa economia com os custos iniciais e operacionais com o intuito de avaliar o retorno do investimento de cada cenário.

A Figura 7.63, abaixo, apresenta os valores médios da carga térmica do ar de renovação para os quatro cenários propostos. A Figura 7.64 apresenta os valores da carga térmica do ar de renovação integralizados hora a hora ao longo do ano também para cada um deles:

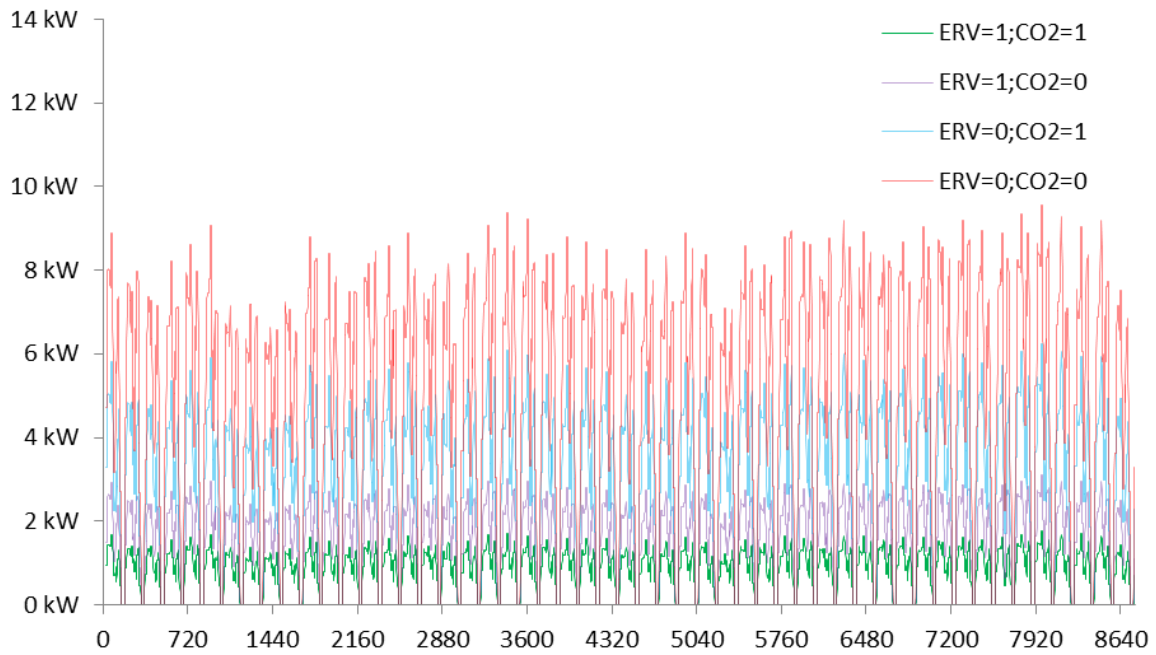


Figura 7.63 – Carga térmica do ar de renovação (kW) x horas do ano (para os 4 cenários)

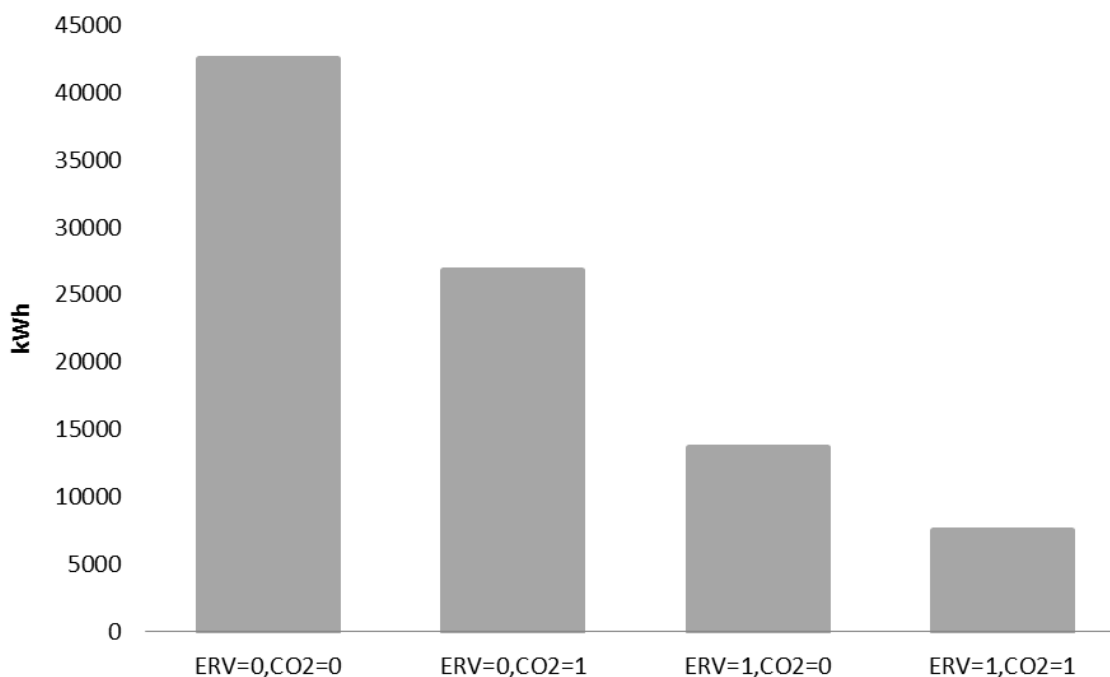


Figura 7.64 – Carga térmica do ar de renovação (kWh) x cenário

A Tabela 7.24 é uma tabela comparativa entre os valores de consumo de energia apresentados para cada cenário, mostrando os valores integralizados anualmente da energia total consumida em cada um, a diferença da energia total dos cenários 2,3 e 4 em relação ao cenário 1, o custo dessa energia total por ano, as economias absoluta e relativa dos cenários 2, 3 e 4 em relação ao cenário 1 e o custo total de cada cenário integralizado ao longo de cinco anos de operação. É possível verificar que a solução mais econômica é a proposta no cenário 4, que resulta em uma economia anual de 37,83% no consumo de energia elétrica, conforme apresentado também na Figura 7.65:

Tabela 7.24 – Comparação dos custos energéticos para os quatro cenários

	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3	Cenário 4
E (kWh)	40.645,00	33.242,00	29.237,00	25.269,00
DE (kWh)*	-	7.402,00	11.407,00	15.375,00
R\$/ano	R\$ 12.193,00	R\$ 9.973,00	R\$ 8.771,00	R\$ 7.581,00
Economia (R\$)	-	R\$ 2.221,00	R\$ 3.422,00	R\$ 4.613,00
Economia (%)	-	18,21%	28,07%	37,83%
Anos				
1	R\$ 12.193,41	R\$ 9.972,59	R\$ 8.771,15	R\$ 7.580,68

2	R\$ 24.386,83	R\$ 19.945,18	R\$ 17.542,30	R\$ 15.161,36
3	R\$ 36.580,24	R\$ 29.917,76	R\$ 26.313,44	R\$ 22.742,04
4	R\$ 48.773,65	R\$ 39.890,35	R\$ 35.084,59	R\$ 30.322,72
5	R\$ 60.967,06	R\$ 49.862,94	R\$ 43.855,74	R\$ 37.903,40

*diferença de consumo de energia elétrica entre o dado cenário e o cenário 1

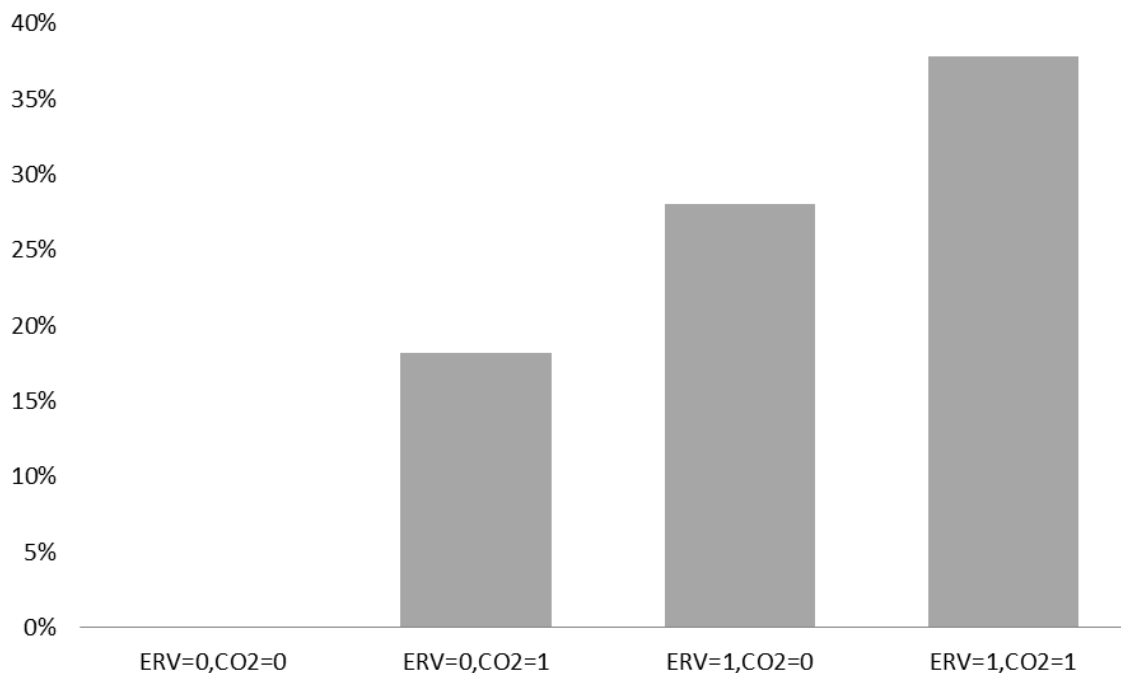


Figura 7.65 – Energia elétrica economizada anualmente (%) x cenário

Assim, como mostrado na Figura 7.65, é possível verificar que o recurso da recuperação de energia fornece uma economia de energia maior que o recurso do controle de vazão de ar exterior para o perfil de ocupação proposto no estudo de caso. Isso se deve principalmente ao fato de o recurso do ERV proporcionar uma maior redução da carga térmica do ar de renovação que o controle de vazão de ar exterior, e, como permite o dimensionamento de sistemas de ar condicionado com menos potência, o consumo também é menor, já que a carga térmica total é menor que em sistemas que operem sem esse recurso.

A partir dos dados dos custos operacionais com energia elétrica, é possível verificar o retorno do investimento de cada solução, como mostra as Tabelas 7.25, 7.26 e 7.27:

Tabela 7.25 – Custos iniciais dos cenários

Cenário	Cenário 1 (ERV=0;CO2=0)	Cenário 2 (ERV=0;CO2=1)	Cenário 3 (ERV=1;CO2=0)	Cenário 4 (ERV=1;CO2=1)
---------	----------------------------	----------------------------	----------------------------	----------------------------

CUSTOS INICIAIS				
Sistema de 12 TR	-	-	R\$ 60.000,00	R\$ 60.000,00
Sistema de 15 TR	R\$ 75.000,00	R\$ 75.000,00	-	-
Equipamento ERV	-	-	R\$ 12.000,00	R\$ 12.000,00
Ventiladores de ar	R\$ 3.600,00	R\$ 3.600,00	-	-
Controle de vazão	-	R\$ 2.400,00	-	R\$ 2.400,00
Automação	-	R\$ 7.299,88	R\$ 7.138,47	R\$ 10.204,07
TOTAL	R\$ 78.600,00	R\$ 88.299,88	R\$ 79.138,47	R\$ 84.604,07

Tabela 7.26 – Custos operacionais dos cenários

Cenário	Cenário 1 (ERV=0;CO2=0)	Cenário 2 (ERV=0;CO2=1)	Cenário 3 (ERV=1;CO2=0)	Cenário 4 (ERV=1;CO2=1)
CUSTOS OPERACIONAIS				
Operação e manutenção	R\$ 8.809,92	R\$ 8.809,92	R\$ 7.341,60	R\$ 7.341,60
Energia consumida	R\$ 12.193,41	R\$ 9.972,59	R\$ 8.771,15	R\$ 7.580,68
TOTAL	R\$ 21.003,33	R\$ 18.782,51	R\$ 16.112,75	R\$ 14.922,28

Tabela 7.27 – Retorno do investimento de cada cenário

Cenário	Cenário 1 (ERV=0;CO2=0)	Cenário 2 (ERV=0;CO2=1)	Cenário 3 (ERV=1;CO2=0)	Cenário 4 (ERV=1;CO2=1)
RETORNO DO INVESTIMENTO				
Custos totais	R\$ 99.603,33	R\$ 107.082,39	R\$ 95.251,22	R\$ 99.526,35
Diferença custos totais	R\$ 0,00	R\$ 7.479,06	- R\$ 4.352,12	- R\$ 76,98
Economia de	R\$ 0,00	R\$ 2.220,82	R\$ 3.422,27	R\$ 4.612,73

energia				
Retorno do investimento	-	3,36 anos	- 1,27 anos	-0,01 anos
Economia em 10 anos		R\$ 12.508,37	R\$ 35.152,50	R\$ 41.591,59

Pelos valores encontrados para o retorno do investimento para o estudo de caso em questão, verifica-se que os períodos de retorno de investimento dos cenários 3 e 4 são negativos, uma vez que os custos iniciais desses cenários são menores que os do cenário 1, já que aqueles cenários utilizam equipamentos de ar-condicionado com menores potências de refrigeração. O cenário 4 é o que gera a maior economia anual na operação, superando a economia gerada pelo cenário 3 quando se leva em conta o valor acumulado ao longo de 10 anos, por exemplo.

7.5 – ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO CLIMA DA CIDADE DE PROJETO

Uma análise comparativa entre os resultados apresentados para as duas cidades de projeto mostram como os efeitos do clima sobre a operação dos cenários propostos. O clima de Manaus, como mostrado anteriormente na Figura 7.32, apresenta praticamente durante o ano todo valores de temperatura e umidade superiores aos valores do ambiente condicionado. Esse fato proporciona valores bem superiores de carga térmica do ar de renovação que, conseqüentemente, majoram os efeitos de economia de energia dos recursos de recuperação de energia e vazão de ar exterior variável.

As Figuras 7.66 e 7.67, abaixo, apresentam o perfil de energia recuperada no ERV nas cidades de Brasília e Manaus, respectivamente. A cidade de Manaus apresenta valores de energia recuperada bem superiores aos de Brasília pelos seguintes fatos: i) a troca de calor sensível e calor latente ocorre na mesma direção ao longo de todo o ano; ii) o equipamento ERV opera durante o ano todo na cidade, em todas as estações, aumentando o número de horas de operação em relação à cidade de Brasília e iii) Manaus registra maiores taxas de transferência de calor sensível e latente devido a maiores diferenças de temperatura e umidade existentes entre o ar exterior e o ar do ambiente condicionado:

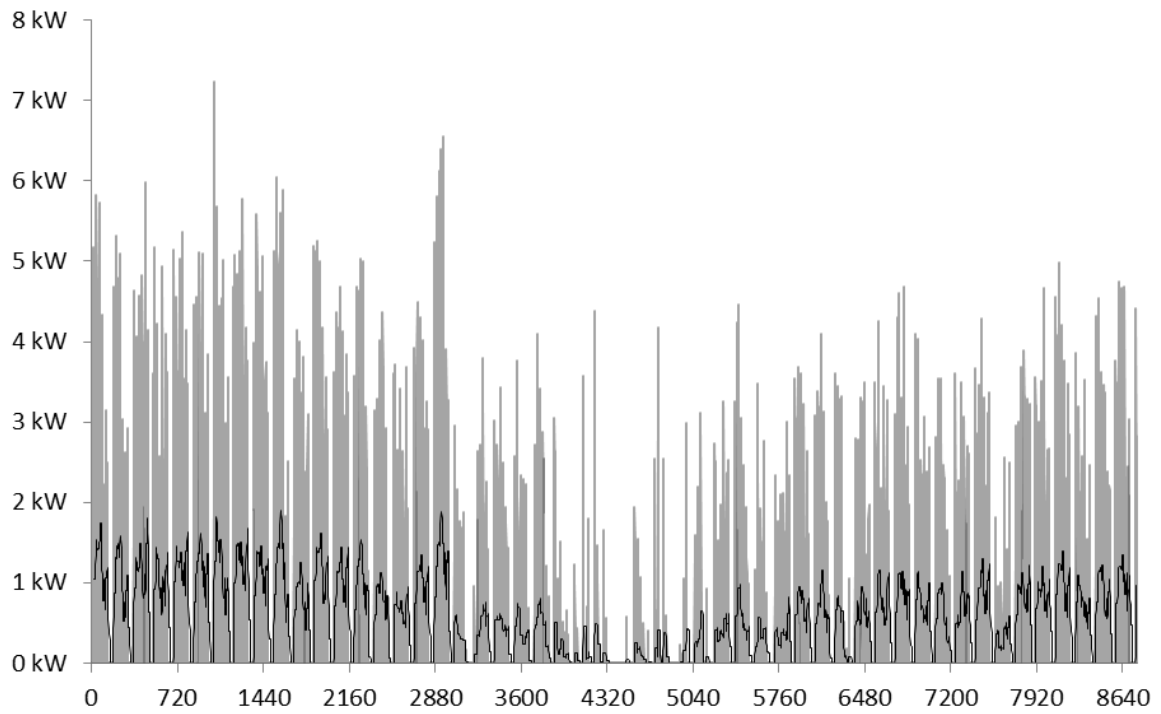


Figura 7.66 – Energia total recuperada pelo ERV (kW) x horas do ano (Brasília/DF, no cenário 4)

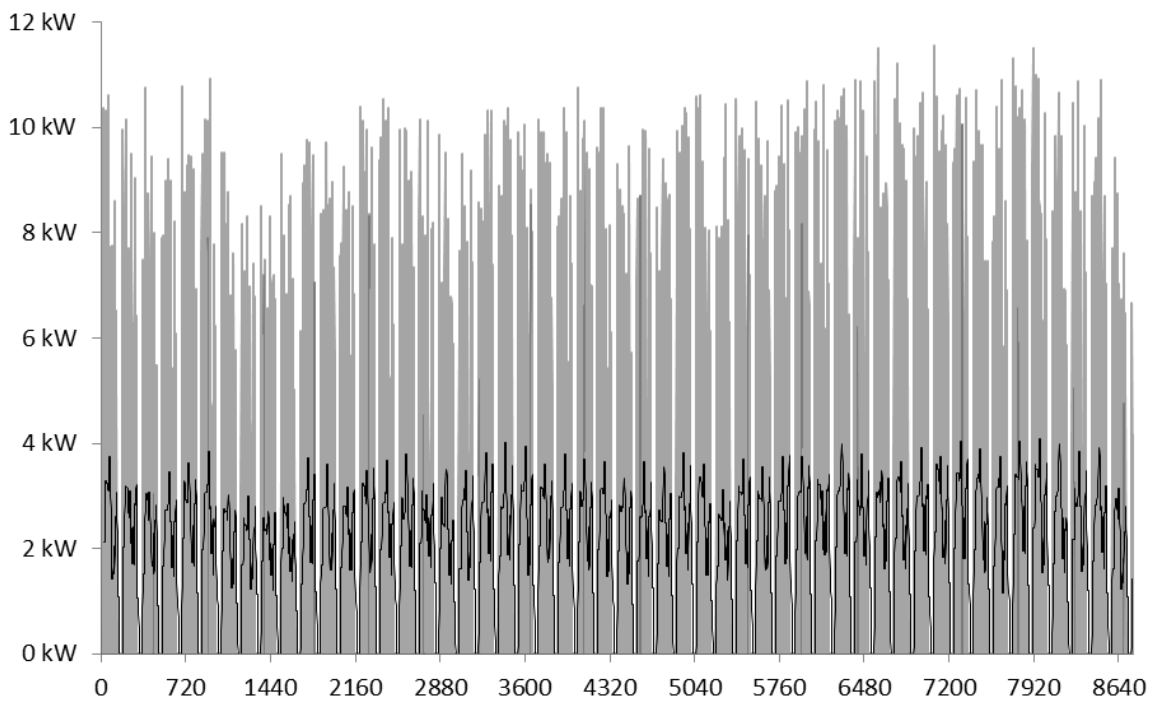


Figura 7.67 – Energia total recuperada pelo ERV (kW) x horas do ano (cidade de Manaus/AM, no cenário 4)

7.5.1 – Análise dos coeficientes de calor sensível e latente

De acordo com a formulação apresentada para avaliar o desempenho do equipamento ERV, a eficiência total de recuperação entálpica do equipamento varia em função dos coeficientes de ponderação das eficiências sensível e latente. Essas eficiências variam de acordo com as vazões de ar das correntes que atravessam o ERV, e a eficiência total leva em consideração essas variações, e ainda, as variações devidas à influência do clima da cidade de projeto.

Os coeficientes de ponderação sensível e latente são valores percentuais e apontam qual eficiência domina a eficiência total do equipamento. Quando a diferença de umidade relativa entre o ar externo e o ar interno é superior à diferença de temperatura entre esses mesmos ambientes, o coeficiente de eficiência entálpica é maior que o coeficiente sensível. Quando a diferença de temperatura é superior à diferença de umidade, o coeficiente de eficiência sensível é maior que o coeficiente latente.

As Figuras 7.68 e 7.69 abaixo apresentam as variações dos coeficientes de ponderação sensível e latente ao longo do ano para as cidades de Brasília e Manaus, respectivamente. Na cidade de Brasília, nos meses de outubro a abril, a eficiência de calor latente domina a eficiência total do equipamento. Nos equipamentos comerciais de ERV, os valores de eficiência latente são sempre menores que os valores de eficiência sensível (TIAX, 2013). Dessa forma, é possível verificar esse efeito na eficiência total nos meses de outubro a abril, uma vez que a eficiência latente é a dominante, tornando a eficiência total menor nesse período avaliado que nos outros meses do ano (Figura 7.70). Como o inverno na cidade de Brasília é bastante seco, o coeficiente sensível torna-se maior que o coeficiente latente.

Já na cidade de Manaus, como o clima é bastante úmido durante todo o ano, o coeficiente latente é que domina a eficiência total, conforme mostra a Figura 7.71, apresentando valores médios anuais menores que os valores da eficiência total para a cidade de Brasília:

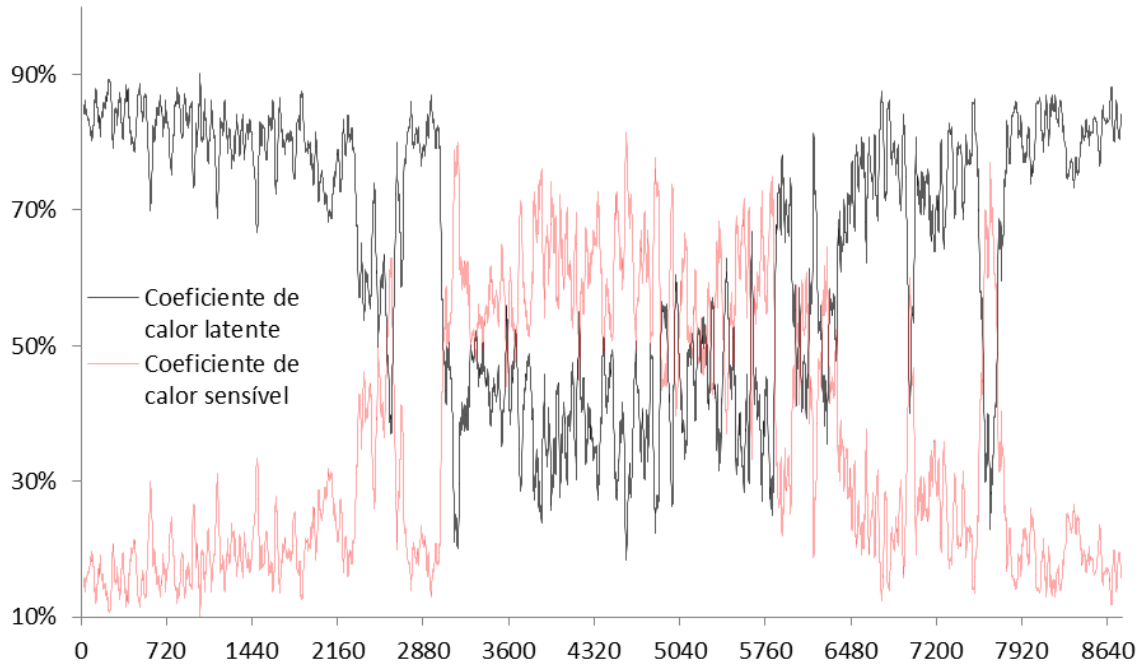


Figura 7.68 – Coeficientes de ponderação de calor sensível e latente (%) x horas do ano (Brasília/DF)

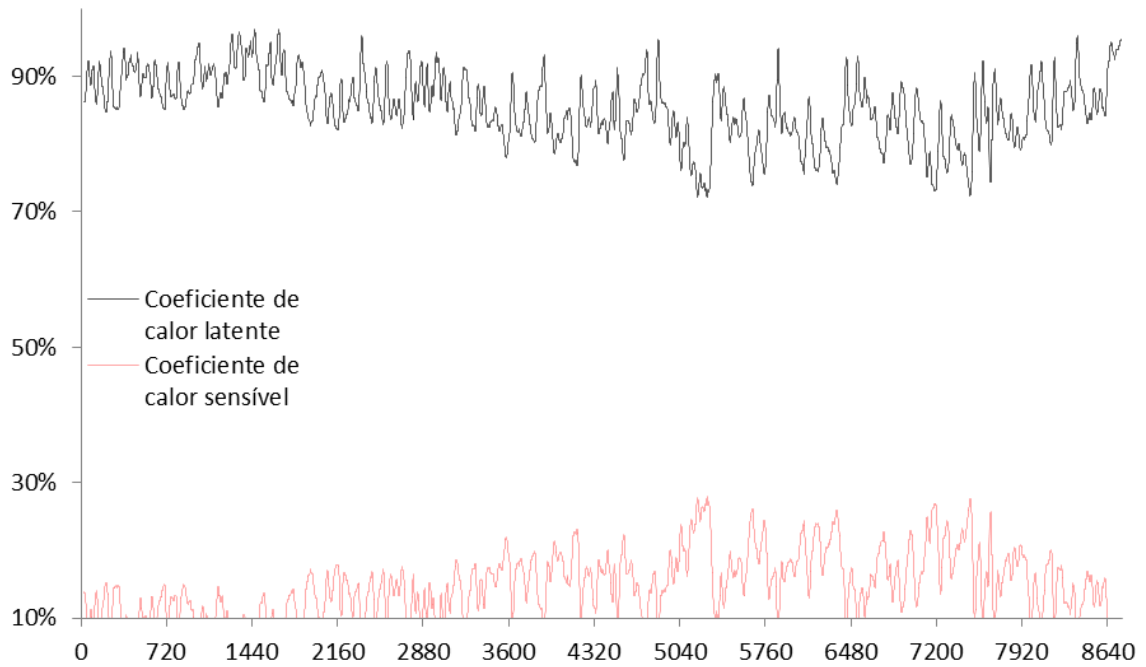


Figura 7.69 – Coeficientes de ponderação de calor sensível e latente (%) x horas do ano (Manaus/AM)

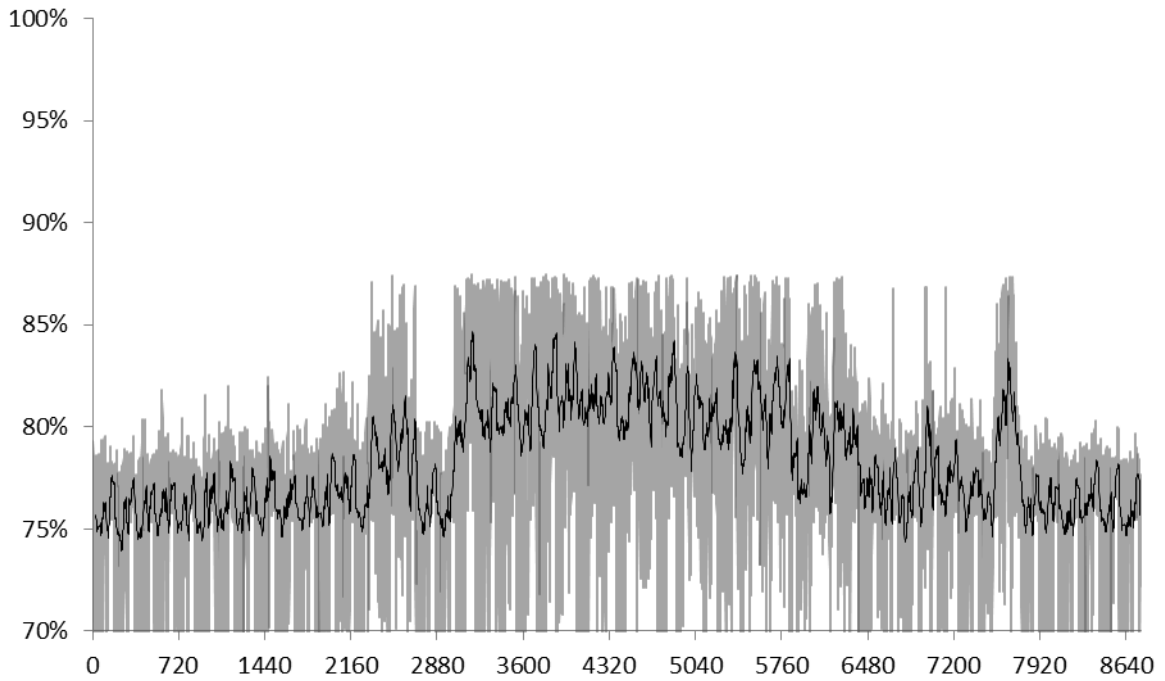


Figura 7.70 – Eficiência total do ERV (%) x horas do ano (Brasília/DF)

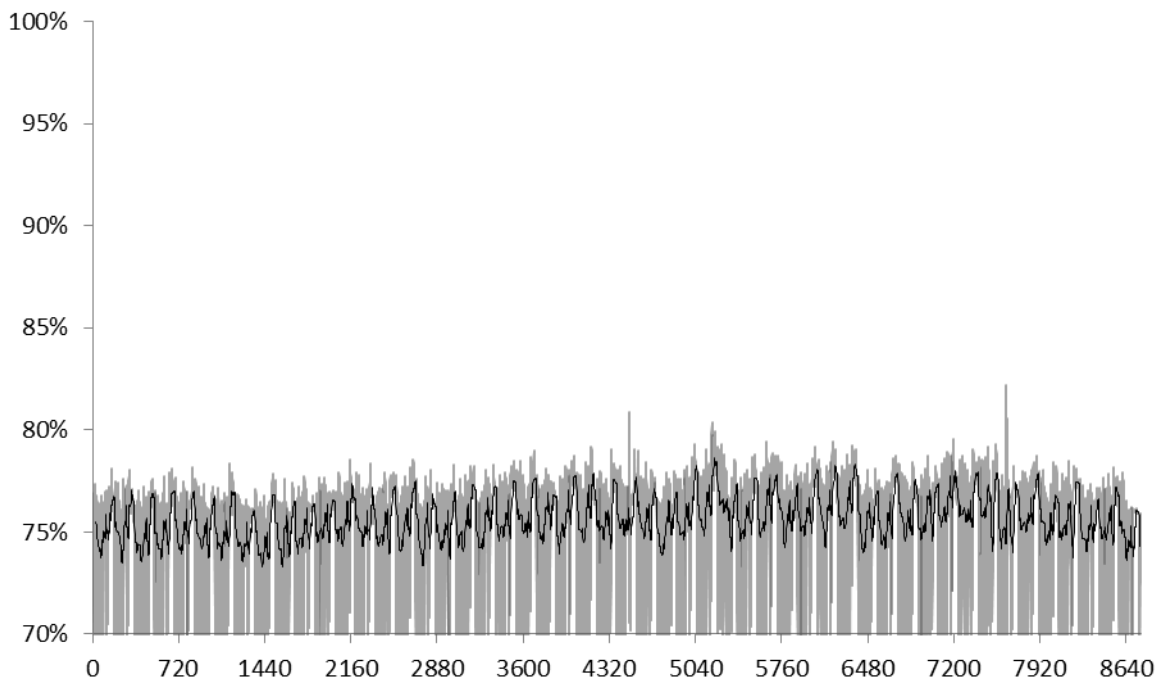


Figura 7.71 – Eficiência total do ERV (%) x horas do ano (Manaus/AM)

7.5.2 – Análise das quantidades de calor sensível e latente recuperadas

As Figuras 7.72, 7.73, 7.74 e 7.75 apresentam, respectivamente, as quantidades de calor sensível e latente recuperadas nos ERV nas cidades de Brasília e Manaus. A

quantidade de calor latente recuperado nas duas cidades é superior à quantidade de calor sensível, o que justifica a utilização de um equipamento de ERV ao invés de um equipamento HRV, que recupera calor sensível apenas.

Ainda, é importante frisar que a eficiência do equipamento de ERV é fundamental para que o recurso da recuperação de energia seja viável economicamente. Nos casos avaliados, quanto maior a eficiência latente do equipamento, mais energia era recuperada:

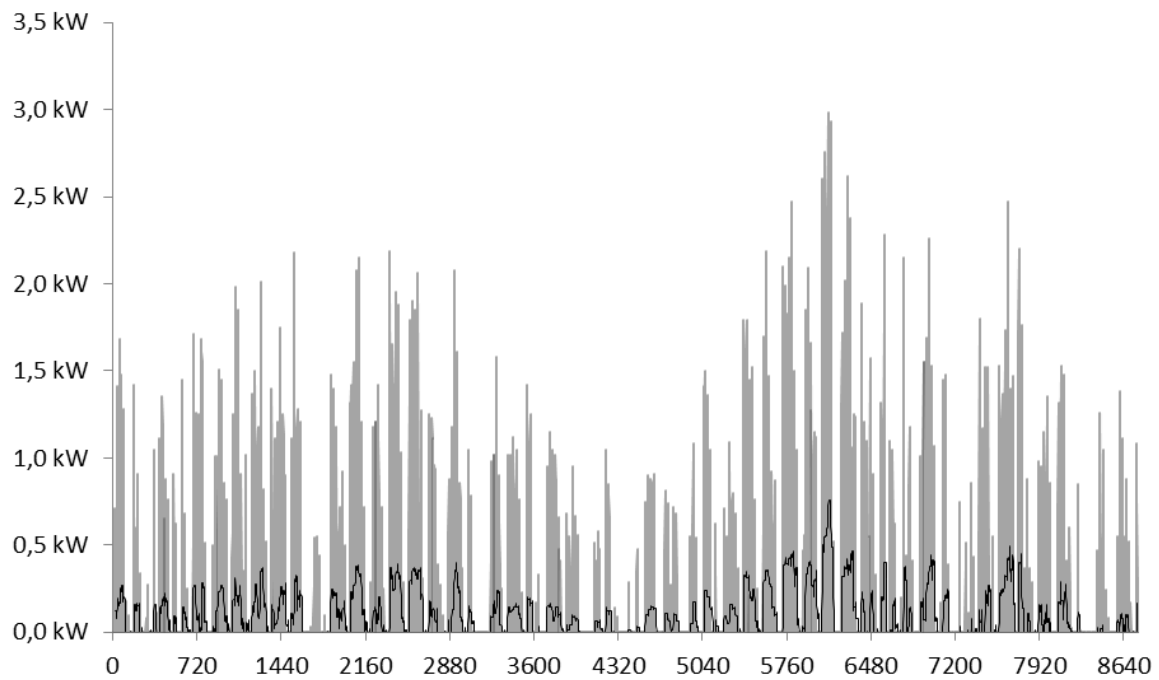


Figura 7.72 – Energia sensível recuperada no ERV (kW) x horas de operação (Brasília/DF)

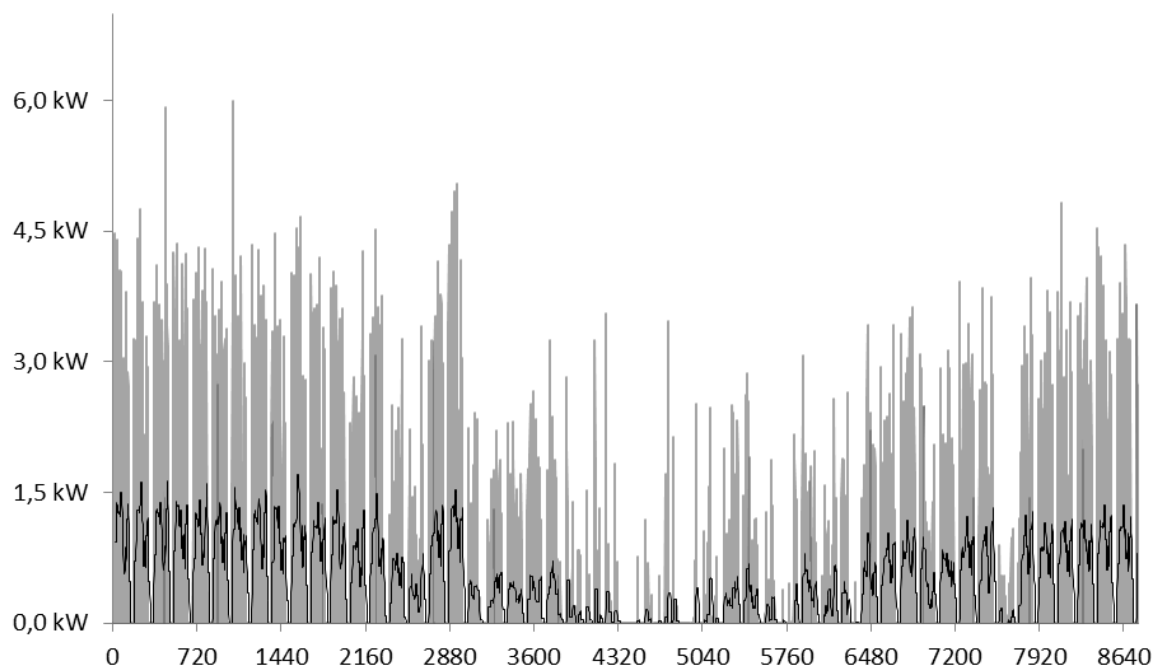


Figura 7.73 – Energia latente recuperada no ERV (kW) x horas do ano (Brasília/DF)

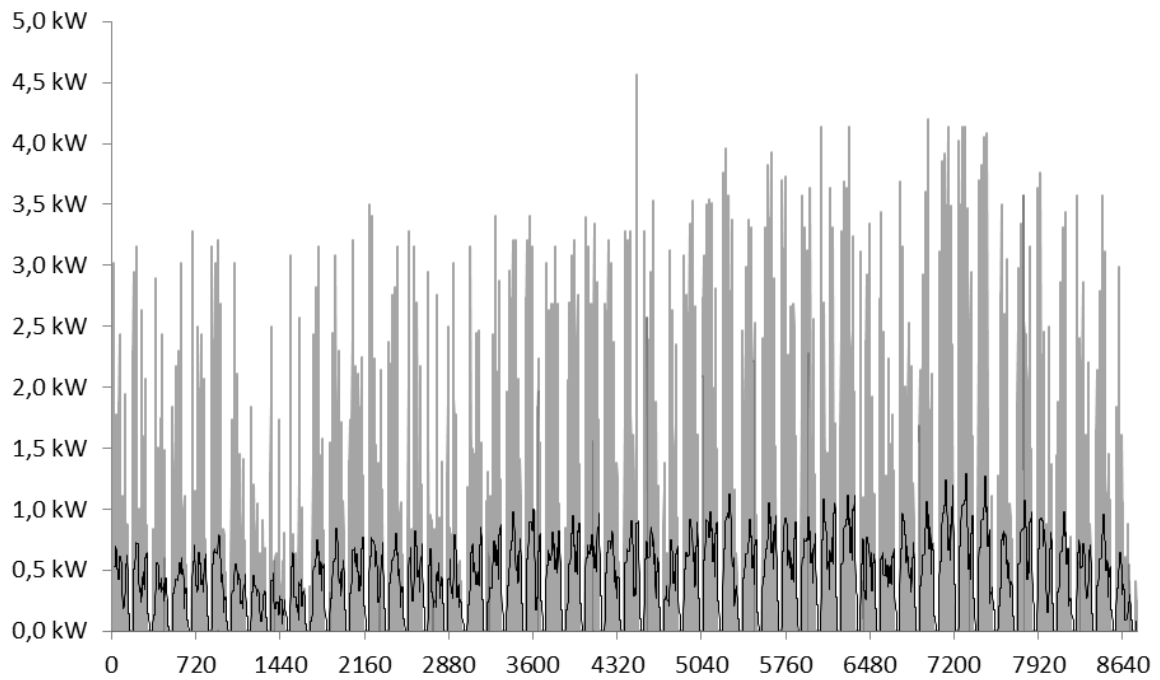


Figura 7.74 – Energia sensível recuperada no ERV (kW) x horas do ano (Manaus/AM)

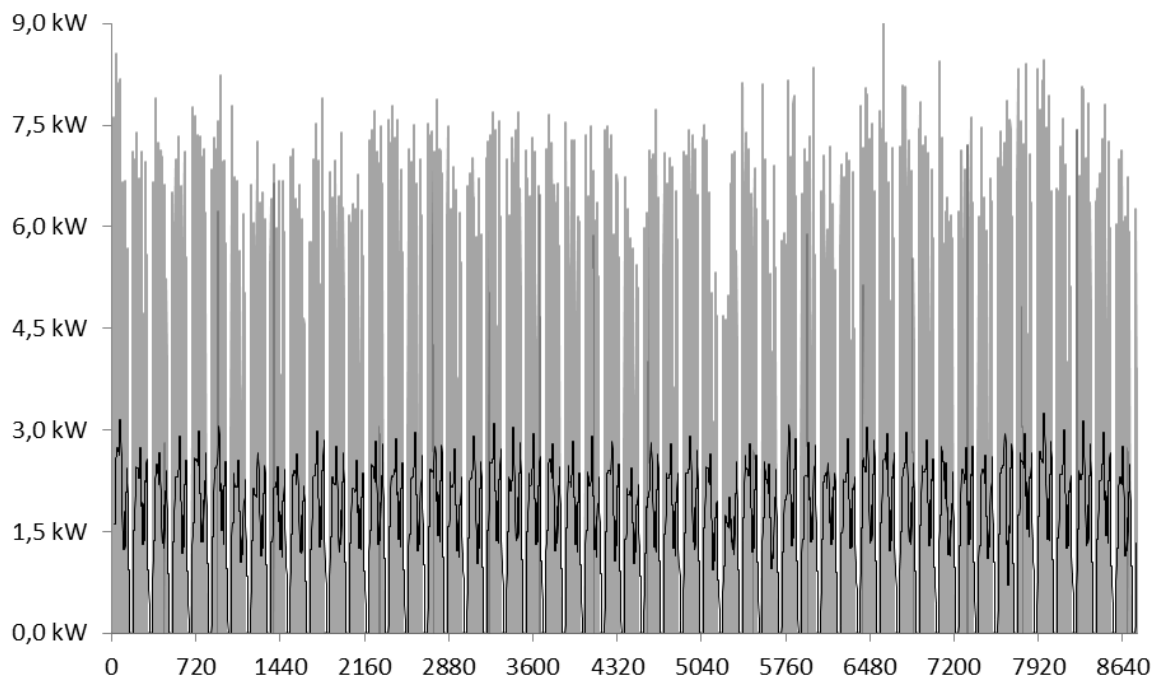


Figura 7.75 – Energia latente recuperada no ERV (kW) x horas do ano (Manaus/AM)

7.6 – AVALIAÇÃO DA METODOLOGIA PROPOSTA

Com a finalidade de se avaliar a metodologia proposta, foi realizado um estudo de caso em que analisou-se a viabilidade econômica da utilização dos recursos da

recuperação de energia e da vazão de ar exterior variável em um sistema de ar condicionado de um auditório localizado na cidade de Brasília/DF, e, posteriormente, no mesmo sistema na cidade de Manaus/AM.

Assim, gerou-se o perfil de carga térmica para esses ambientes, de acordo com os parâmetros climáticos de cada cidade e de acordo com os perfis ocupacionais propostos. Após a definição do perfil de carga térmica, foi definido o sistema de ar condicionado que melhor atenderia aos ambientes propostos e, com a utilização das curvas de consumo de cada equipamento do sistema, considerando, inclusive, a operação em cargas parciais, foi possível também estimar o consumo anual dos equipamentos do sistema. Com o levantamento dos custos iniciais e operacionais foi possível definir, finalmente, o período de retorno do investimento para cada cenário proposto.

A avaliação da metodologia no estudo de caso em questão demonstrou a clareza de seus resultados. Foi possível verificar a redução no perfil de carga térmica do ar de renovação ao longo do ano para cada cenário que utilizou algum dos recursos apresentados ou os dois em conjunto, conforme o esperado. Os períodos de retorno de investimento encontrados se mostraram totalmente em consonância com os valores apresentados na literatura.

Conforme apresentado no Capítulo 3, que trata da recuperação de energia, períodos de retorno de 3 anos são frequentemente encontrados com a utilização de equipamentos de ERV. Para a cidade de Brasília, com o perfil de ocupação original, foi encontrado um período de retorno de 3,25 anos para o cenário 4 (que utiliza tanto o recurso de recuperação de energia quanto o recurso de vazão de ar exterior variável). A literatura também menciona, conforme explicitado no Capítulo 2, que, para climas quentes e úmidos, o período de retorno de investimento frequentemente é inferior a um ano, o que também restou demonstrado nos resultados obtidos para o cenário 4 na cidade de Manaus.

Dentre as vantagens da metodologia proposta pode-se destacar a facilidade de inserção dos parâmetros de entrada e a centralização dos dados em apenas uma ferramenta (EES). Qualitativamente, os parâmetros de saída permitem que diversas avaliações sejam realizadas, verificando o consumo elétrico dos equipamentos, as reduções na carga térmica do ar de renovação, as eficiências e quantidades de energia recuperadas pelos ERVs, a análise da viabilidade de utilização de um ERV ou HRV, o coeficiente de performance do sistema de ar condicionado (COP), dentre outros. Todos esses dados auxiliam no dimensionamento dos equipamentos de condicionamento de ar, permitindo a seleção de equipamentos mais eficientes.

A abordagem para o sistema de ar condicionado da metodologia proposta considera um sistema central de expansão indireta. Caso outra solução fosse adotada, como um sistema do tipo VRF (*Variable Refrigerant Flow*), ou um sistema com uma unidade resfriadora de líquido com condensação à água, por exemplo, uma nova formulação deveria se proposta para caracterizar esse sistema.

8 – CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

8.1 – CONCLUSÕES

Este trabalho teve como objetivo principal a apresentação de 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 também uma estratégia de controle ideal para que fossem maximizados os efeitos da recuperação de energia, o trabalho também caracterizou o funcionamento do equipamento de ERV, mostrando seu desempenho diante das variações climáticas e de vazões de ar externo requeridas.

Essa metodologia foi desenvolvida com base em uma formulação matemática apresentada na literatura a partir das equações de governo que regem as transferências de calor para os ERVs e de dados das eficiências apresentados pelo fabricante, sempre objetivando maximizar os efeitos do recuperador. Chegou-se a uma ferramenta de baixo custo que pode ser utilizada por projetistas de sistemas de AVAC para que seja avaliada a viabilidade econômica da aplicação dessas tecnologias em questão.

Ainda, foram levantados parâmetros de referência para projetos, apontando quais cenários apresentariam os menores períodos de retorno de investimento a partir de diversos perfis de ocupação populacional e de diversas horas de operação do sistema, fornecendo, assim, dados palpáveis para uma avaliação de viabilidade econômica inicial no que tange à utilização ou não dos recursos apresentados.

A partir dos resultados foi possível verificar que o cenário 4, o qual utiliza os dois recursos, sempre apresenta as maiores economias anuais, conforme esperado também. Porém, pelo fato de o custo inicial desse cenário ser maior, o seu período de retorno se mostrou superior ao do cenário 3, que utiliza apenas o ERV. Entretanto, no longo prazo, o cenário 4 é o mais econômico, já que seu custo operacional é menor e, ao longo dos anos, o montante economizado se torna superior ao montante do cenário 3.

Outra análise que pode ser feita é que o cenário 3 sempre apresenta menores períodos de retorno do investimento que o cenário 2, o qual utiliza apenas vazão de ar exterior variável. Esse fato se dá basicamente pelo fato de o ERV reduzir mais a carga térmica anual devido ao ar externo do que o recurso da vazão de ar exterior variável, o que possibilita o dimensionamento de sistemas de ar condicionado com menores capacidades de refrigeração, reduzindo o consumo anual.

Por último, também foi possível observar que o cenário 3 sempre apresenta maiores valores de energia recuperada no ERV que o cenário 4, tendo em vista que as vazões são maiores no cenário 3, o que aumenta as taxas de transferência de calor entre as correntes de ar.

Posteriormente, foram realizadas simulações para verificar a sensibilidade das análises em relação às variações do perfil de ocupação do ambiente e em relação ao clima da cidade de projeto. Pelos resultados apresentados, foi possível verificar que quanto maior o número de horas de operação do sistema, mais os recursos de recuperação de energia e vazão de ar exterior variável possuem seus efeitos majorados, o que tende a reduzir o período de retorno do investimento.

Entretanto, quanto maior o perfil semanal de ocupação, menor é a economia de energia para o cenário 2 (utilização apenas de vazão de ar exterior variável), uma vez que os valores de vazão de ar externo tendem ao valor máximo para a ocupação máxima, o que prejudica a utilização desse recurso para esse tipo de perfil de ocupação.

Todavia, para o cenário 4, esse efeito tende a chegar em um ponto de equilíbrio, pois o aumento de vazão é bom para o equipamento de ERV, já que aumenta as taxas de troca de calor, porém é ruim para o recurso da vazão de ar exterior variável, conforme relatado anteriormente.

As análises de sensibilidade em relação ao clima mostraram como os resultados são fortemente afetados por esse parâmetro. Os resultados para a cidade de Brasília demonstraram que em certos meses do ano a entalpia do ar exterior é menor que a do ar interior, não havendo necessidade de utilização do recurso do ERV.

Já na cidade de Manaus, de acordo com os gráficos de temperatura e umidade, em praticamente todos os meses o equipamento de ERV operaria, já que as transferências de calor latente e sensível estão no mesmo sentido, da corrente do ar externo de alimentação para a corrente do ar interno de exaustão.

Como a carga devida ao ar exterior na cidade de Manaus é muito superior à carga da cidade de Brasília, os efeitos dos recursos de recuperação de energia e de vazão de ar exterior variável foram majorados, conforme apontam os resultados que mostram períodos de retorno de investimento calculados menores que um ano. Além disso, para a cidade de Manaus, não haveria a necessidade de se implementar um controle de operação para o ERV, já que ele opera durante todo o ano, minimizando ainda mais o custo inicial dos cenários 3 e 4.

Ainda em relação ao clima, os resultados indicaram que a energia latente recuperada é superior à energia sensível recuperada em ambas as cidades. Esse efeito ocorre porque a diferença entre a umidade relativa externa e interna é maior que a diferença entre a temperatura externa e interna, elevando, assim, a quantidade de calor latente trocado entre as correntes.

Esse fato também tende a reduzir a eficiência total do equipamento de ERV, uma vez que, conforme a formulação apresentada, o coeficiente de ponderação latente prevalece em relação ao coeficiente de ponderação sensível, e, como a eficiência latente é menor que a eficiência sensível para a grande maioria dos ERVs, o valor global da eficiência total tende a ser menor. A grande quantidade de energia latente recuperada justifica totalmente a utilização de um equipamento ERV e não de um HRV nas aplicações propostas, e também direciona a escolha desse equipamento no sentido de que sua eficiência latente seja a maior possível.

Por fim, pode-se concluir que a utilização das tecnologias avaliadas gera grandes economias no custo operacional de sistemas de ar condicionado que atendem ambientes com perfil de ocupação bastante variável. Os valores encontrados variaram de 12% a 30% de economia de energia anual para a cidade de Brasília e de 18% a 37% de economia para a cidade de Manaus, de acordo com o cenário utilizado.

Especificamente em relação ao equipamento de ERV, como seus efeitos são principalmente influenciados pelo clima da cidade de projeto e pelas vazões de ar, a sua utilização tem grande potencial de aplicação em diversos tipos de ambiente e em diversas cidades do Brasil. Esses equipamentos têm se tornado mais populares no Brasil e, com a redução do custo dessa tecnologia, sua aplicação se torna cada vez mais viável.

Ainda, conforme levantado na revisão bibliográfica, diversos países já possuem em suas normas de eficiência energética exigências relativas ao uso dessas tecnologias para diversas aplicações, visando a redução do consumo global de energia dos sistemas de ar condicionado. Assim, essa tendência também deveria pautar as próximas revisões das normas de eficiência energética do Brasil, bem como os requisitos dos programas nacionais de etiquetagem de edificações.

8.2 – PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

No que tange à continuação desta pesquisa, diversas são as sugestões para trabalhos futuros, sob vários aspectos. Primeiramente, cabe ressaltar que a formulação proposta para

a avaliação de desempenho do sistema de ar condicionado foi aqui baseada nas curvas de consumo apresentadas pelos fabricantes dos equipamentos, para o *chiller*, *fan coil*, ventiladores, etc. Entretanto, existem alguns *softwares* no mercado que realizam esse tipo de análise de desempenho energético de sistemas, gerando os custos anuais dos sistemas.

Sendo assim, essas informações poderiam servir como dados de entrada para a simulação de desempenho energético, utilizando-se, porém, o restante da formulação proposta para o sistema de recuperação de energia e de vazão de ar exterior variável.

Em relação às análises de retorno de investimento dos cenários, poderiam ser utilizadas metodologias de análise financeira como o LCC (custo do ciclo de vida), que leva em conta investimentos, taxas de juros, etc. Ainda, poderiam ser levantadas as tarifas contratadas para o custo do kWh para uma dada aplicação, de acordo com a demanda de potência da instalação, assim como as reduções de impacto ambiental provenientes dessas soluções, a partir de análises de créditos de carbono, redução de emissão de gases prejudiciais à camada de ozônio, etc.

Em relação ao ambiente de aplicação, poder-se-iam propor ainda análises climáticas de diversas cidades do Brasil juntamente com a possibilidade de utilização da recuperação de energia nessas cidades. Também, poderia ser proposta a avaliação de outros tipos de ambientes, como ambientes de escritório, restaurantes, hotéis, salas cirúrgicas e outras diversas aplicações, com o objetivo de verificar a viabilidade de utilização dos recursos aqui trabalhados nessas aplicações.

Ainda, poderiam ser realizadas análises de sensibilidade para outros perfis de ocupação do ambiente, contemplando a variação na eficiência de ventilação da zona de respiração, variação dos níveis (1,2 ou 3) de renovação de ar da norma ABNT 16401-3 e os demais parâmetros que afetam as vazões de ar externo, determinando qual seria seu impacto no período de retorno do investimento.

Além disso, sabe-se que, naturalmente, há uma degradação constante no desempenho dos equipamentos. Essa degradação poderia ser levada em consideração, já que ela tende a maximizar o custo operacional da instalação. Aumento na perda de carga, filtros sujos, incrustações, vazamentos de ar entre as correntes do ERV, desbalanceamentos entre as correntes de ar, corrosão e diversos outros parâmetros poderiam ser levados em consideração para aferir o real desempenho dos equipamentos de recuperação de energia e também dos equipamentos de ar-condicionado, trazendo dados mais reais para a verificação do custo benefício da instalação.

Por fim, uma análise experimental poderia ser utilizada para comparar os valores reais de economia de energia e de retorno de investimento com os valores calculados neste trabalho. A partir de sensores, transdutores e placas de aquisição de dados, os valores reais dos parâmetros poderiam ser medidos e calculados, verificando as reais economias de energia fornecidas por essas tecnologias. Outros parâmetros poderiam também ser elencados para corrigirem as eficiências reais dos equipamentos, fornecendo dados específicos para que uma dada instalação possa ser bem avaliada em relação ao custo benefício da utilização desses recursos.

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* 49, 2006.

ABNT NBR 16401 – Instalações de ar condicionado – sistemas centrais e unitários, partes 1, 2 e 3. 2008.

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

ANEEL, Resolução N° 1.606/2013. 2013.

ANVISA, Agência Nacional de Vigilância Sanitária. Resolução nº 09 de 16 de janeiro de 2003 – Padrões Referenciais de Qualidade do Ar Interior. 2003.

ASAEDA, M.; DU, L.D. Separation of alcohol/water gaseous mixtures by thin ceramic membrane. *J. Chemical Engng. Jpn.* 19: 72-77, 1986.

ASHRAE Handbook Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 1997.

ASHRAE Handbook Systems and Equipments, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 2012.

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.

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 62-1989. Ventilation for acceptable indoor air quality. Atlanta, GA, 1989.

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 90-1975, Energy Conservation in New Building Design, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA, 1975.

BESANT, R.W.; SIMONSON, C. Air-to-air exchangers. *ASHRAE Journal* 45(4):42-50. 2003.

CALIFORNIA CODE OF REGULATIONS, Title 24, Part 6, 1978, Energy Efficiency Standards for Residential and Non-residential Buildings, 1978.

CARRIER, HVAC Products and Services for commercial buildings applications. Catálogo online. Disponível em: http://www.commercial.carrier.com/commercial/hvac/homepage/1,3052,CLI1_DIV12_ETI372,00.html. Acesso em 26/04/2013. 2013.

CHA, J.S.; LI, R.; SIRKAR, K.K. Removal of water vapor and VOCs from nitrogen in a hydrophilic hollow fiber gel membrane permeator. *J. Membrane Sci.* 119: 139-153, 1996.

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.

COLMENAR-SANTOS, A.; DE LOBER, L.N.T.; BORGE-DIEZ, D.; CASTRO-GIL, M. Solutions to reduce energy consumption in the management of large building, *Energy and Buildings* 56, 2013.

COUNCIL DIRECTIVE 93/76/CEE of 13 September 1993 to Limit Carbon Dioxide Emissions by Improving Energy Efficiency, 1993.

COUNCIL OF AMERICAN BUILDING OFFICIALS (CABO), Model Energy Code, Falls Church, Virginia, 1983.

DHITAL, P.; BESANT, R.W.; SCHOENAU, G.J. Integrating run-around heat exchanger systems into the design of large office buildings, *ASHRAE Transactions* 101 (2), 1995

DIRECTIVE 2002/91/EC of the European Parliament and of the Council of 16 December 2002 on the Energy Performance Buildings, 2002.

DORER, V.; BREER, D. Residential mechanical ventilation systems: Performance criteria and evaluations, *Energy and Buildings* 27(3): 247-255, 1998.

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

ENERGY POLICY ACT of 1992, PublicLaw102-486, Title I-Energy Efficiency, Subtitle A-Building, Sec. 101. Building Energy Efficiency Standards, October 24, 1992.

EPA, Environmental Protection Agency. Indoor Air Facts nº 4 – Sick Building Syndrome. Disponível em: <http://www.epa.gov/iaq.pubs>. 1991.

EUROPEAN COMMISSION, ACTION PLAN FOR ENERGY EFFICIENCY: Realising the Potential, 2006, disponível em: <http://ec.europa.eu> (acessado em 10 de abril, 2013).

FAUCHOUX, M.T.; SIMONSON, C.J.; TORVI, D.A. The effect of energy recovery on perceived air quality, energy consumption, and the economics of an office building. *ASHRAE Transactions* 113, 2007.

FERNANDES, A.E.P. As Torres Envidraçadas e o Consumo Energético. II Encontro Nacional de Conforto no Ambiente Construído, 2, 2001.

GREEN ANGEL ENERGY, ERV's and HRV's: What's the difference? Disponível em: <http://greenangelenergy.ca/erv-hrv-difference/>. Acesso em 03/10/2013. 2013.

INMET, Instituto Nacional de Meteorologia - Banco de Dados Meteorológicos para Ensino e Pesquisa. Disponível em: <http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=bdmep/bdmep>. Acesso em: 26/04/2013. Dados de 2012.

JOHNSON, A.B., C.J. SIMONSON, and R.W. BESANT. Uncertainty analysis in the testing of air-to-air heat/energy exchangers installed in buildings. ASHRAE Transactions 104(1B):1639-1650. 1998.

JOHNSON, A.B.; BESANT, R.W.; SCHOENAU, G.J. Design of multi-coil run-around heat exchanger systems for ventilation air heating and cooling. ASHRAE Transactions 101(2): 967-978, 1995.

KIM, S.M.; LEEB, J.H.; KIM, S.; MOOND, H.J.; CHOE, J. Determining operation schedules of heat recovery ventilators for optimum energy savings in high-rise residential buildings. Energy and Buildings 46, 2012

KLEIN, H.; KLEIN, S.A.; MITCHELL, J.W. Analysis of regenerative enthalpy exchangers. Int. Heat Mass Trans. 33(4): 735-744, 1990.

KNIJNIK, D. C. Aplicação da norma ASHRAE 90.1 e da certificação LEED em edificação comercial, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2011.

LG, ECO V Sistemas de Ventilação - Permutadores de calor de alta eficiência. Catálogo online. Disponível em: http://www.portal-inovar.com/media/manuals/support/2011/08/01/06_-_ECO_V_2011.pdf. Acesso em 26/04/2013. 2011.

LI, Z.; LIU, X.; JIANG, Y.; CHEN, X. New type of fresh air processor with liquid desiccant total heat recovery. Energy and Buildings 37, 2005.

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.

MANSSON, L. "Demand Controlled Ventilation Systems in Non-industrial Buildings." In Proceedings of the European Conference on Energy Performance and Indoor Climate in Buildings, Vol. 3, pp. 895-900. November 24-26, 1994, Lyon, France. 1994.

MANZ, H.; HUBER, H.; SCHALIN, A.; WEBER, A.; FERRAZZINI, M.; STUDER, M. Performance of single room ventilation units with recuperative or regenerative heat recovery. Energy and Buildings 31(1): 37-47, 2000.

MINISTÉRIO DA SAÚDE, Portaria 3.523 – Plano de Operação, Manutenção e Controle (PMOC) para sistemas de ar condicionado. Publicada em 28/08/98. 1998.

MUMMA, S.A.; Dedicated outdoor air-dual wheel system control requirements, ASHRAE Transactions 107, 2001.

MUNTERS, Heat Pipe Heat Exchanger. Catálogo online. Disponível em: <http://www.munters.us/upload/Related%20product%20files/Heat%20Pipe%20Heat%20Exchanger.PDF>. Acesso em 03/10/2013. 2012.

MURPHY, J. "CO₂-Based Demand-Controlled Ventilation with ASHRAE Standard 62.1-2004." Trane Engineers Newsletter. 34-5:1-8, Trane, Lacrosse, WI. Disponível em: <http://www.trane.com/Commercial/DNA/View.aspx?i=673>. Acessado em: 26/04/2013. 2008.

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.

PAN, C.Y.; JENSEN, C.D.; BIELECH, C.; HABGOOD, H.W. Permeation of water vapor through cellulose triacetate membranes in hollow fiber form. J. Applied Polymer Sci. 22: 2307-2323, 1978.

PARKER, J. The toxic zone. Buildings Services the CIBSE journal, v.15, n.03, p. 24-26, 1993.

PEREZ-LOMBARD, L.; et al. A review on buildings energy consumption information, Energy and Buildings 40, 2008.

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.

PRADO, R.T.A; CARMO, A.T.; Qualidade do Ar Interno, Escola Politécnica da USP, São Paulo, 1999.

PROCEL, Etiquetagem de Eficiência Energética de Edificações. Ministério de Minas e Energia, 2009.

RASOULI, M.; SIMONSON, C.; BESANT, R. Applicability and optimum control strategy of energy recovery ventilators in different climatic conditions, Energy and Buildings 42, 2010.

RAW, G. Indoor air quality: Key sources of pollution. Buildings Services the CIBSE journal, v.19, n.05, p.27-28, 1997.

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.

- SAN, J.Y.; Heat and mass transfer in a two-dimension cross-flow regenerator with 2 solid conduction effect. *Int. J. Heat Mass Transfer* 36(3): 633-641, 1993.
- SAND, J.R. Demand-Controlled Ventilation Using CO₂ Sensors. Federal Energy Management Program, U.S. Department of Energy, Washington, DC. 2004.
- SILVA, V.G.; SILVA, M.G.; VANHAN, A. Avaliação de Edifícios no Brasil: da avaliação ambiental para avaliação de sustentabilidade. *Ambiente Construído*, Porto Alegre. V. 3, n.3, p. 7-18. 2003.
- SIMONSON, C.J., W. SHANG, and R.W. BESANT. Part-load performance of energy wheels: Part I - Speed control. *ASHRAE Transactions* 106(1): 286-300. 2000.
- SIMONSON, C.J.; BESANT, R.W. Energy wheels effectiveness: Part I – Development of dimensionless groups. *Int. J. Heat Mass Transfer* 42: 2161-2170, 1999a.
- SIMONSON, C.J.; BESANT, R.W. Energy wheels effectiveness: Part II – Correlations. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1999b.
- SIMONSON, C.J.; BESANT, R.W. Heat and moisture transfer in energy wheels during sorption, condensation, and frosting conditions. *ASME J. Heat Transfer* 120:699-708, 1998.
- SPHAIER, L.A.; WOREK, W.M. The effect of axial diffusion in desiccant and enthalpy wheels, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer* 49, 2006.
- STIESCH, G.; KLEIN, S.A.; MITCHELL, J.W. Performance of rotary heat and mass exchangers. *HVAC&R Research* 1(4): 308-324, 1995.
- TIAX LCC. Matching the Sensible Heat Ratio of Air Conditioning Equipment with the Building Load SHR. Disponível em: http://www.airxchange.com/Collateral/Documents/English-US/SHR_Report.pdf. Acessado em 27/04/2016. 2003.
- VELOSO, M.D.; ELADI, G.A. Uma avaliação da Eficiência Energética em Edificações Hoteleiras em Natal/RN. Disponível em: http://projedata.grupoprojetar.ufrn.br/dspace/bitstream/123456789/78/1/Nutau%2004_VELOSO%20e%20ELALI.pdf. Acessado em 26/04/2013. 2011.
- WANG, K.L.; MCCRAY, S.H.; NEWBOLD, D.D.; CUSSELER, E.L. Hollow fiber air drying. *J. Membrane Sci.* 72: 231-244, 1992.
- WON, D.; W. YANG. The State-of-the-Art in Sensor Technology for Demand-Controlled Ventilation. IRC-RR-243, National Research Council Canada, Ottawa, Canada. 2005.
- YAICI, W.; GHORAB, M.; ENTCHEV, E. Numerical analysis of heat and energy recovery ventilators performance based on CFD for detailed design, *Applied Thermal Engineering* 51, 2013.
- YANMING, K.; KE, Z. Applicability of air-to-air heat recovery ventilators in China, *Applied Thermal Engineering* 29, 2009.

YIN, P. Research on a new type of plat air-to-air energy recovery ventilator: product development and experiments, *HV&AC* 35, 2005.

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

ZHANG, L.Z.; JIANG, Y. Heat and mass transfer in a membrane-based energy recovery ventilator. *J. Membrane Sci.* 163: 29-38, 1999.

ZHANG, L.Z.; JIANG, Y.; ZHANG, Y.P. Membrane-based humidity pump: performance and limitations. *J. Membrane Sci.* 171: 207-216, 2000.

ZHANG, L.Z.; NIU, J.L. Effects of wall thickness on the heat and moisture transfers in desiccant wheels for air dehumidification and enthalpy recovery. *Int. Communications in Heat and Mass Transfer* 29 (2), 2002.

ZHANG, L.Z.; NIU, J.L. Membrane-based enthalpy exchanger: Material considerations and clarification of moisture resistance. *J. Membrane Sci.* 189 (2): 179-191, 2001.

ZHOU, Y.P.; WU, J.Y.; WANG, R.Z. Performance of energy recovery ventilator with various weathers and temperature set-points, *Energy and Buildings* 39, 2007.

APÊNDICES

APÊNDICE A - SISTEMAS E EQUIPAMENTOS DE RECUPERAÇÃO DE ENERGIA (ASHRAE, 2012) – CONTINUAÇÃO DO CAP. 3

A.1 – Idealizações para os Recuperadores de Energia Ar-Ar

Características de um recuperador de energia ar-ar ideal:

- 1) Permite a transferência de calor entre as correntes de ar na direção da diferença de temperatura;
- 2) Permite a transferência de umidade entre as correntes de ar na direção da diferença de pressão parcial de vapor;
- 3) Minimiza a transferência de ar entre as correntes de ar, a transferência de poluentes, outros gases, contaminantes biológicos e partículas;
- 4) Aperfeiçoa o desempenho na recuperação de energia para minimizar a perda de carga, enquanto fornece custos razoáveis, dimensões e peso adequados.

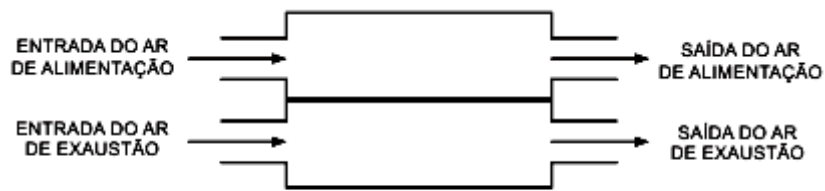
A transferência de calor é um importante veículo de recuperação de energia entre correntes de ar que carregam calor residual. Entretanto, o papel da transferência de umidade como um processo de recuperação de energia é menos conhecido e merece maior detalhamento.

Considere um recuperador de energia ar-ar operando em um clima quente e úmido em uma aplicação de ar condicionado para conforto. Se o recuperador troca calor, mas não umidade, ele resfria o ar externo de ventilação quando esse passa por meio do trocador para o espaço interno. O calor flui do ar externo que entra para o ar de exaustão (mais frio) que sai do ambiente interno condicionado.

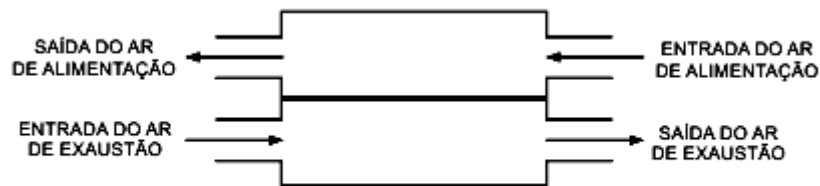
Essa operação faz muito pouco para mitigar a alta umidade carregada para dentro do ambiente interno pelo ar externo de ventilação, e pode causar um aumento na umidade relativa no espaço condicionado, resultando num aumento na carga de refrigeração para desumidificar o ar e deixá-lo em condições aceitáveis para o conforto interno. Por outro lado, se o recuperador de energia transfere tanto calor quanto umidade, a umidade do ar externo que entra é transferida para o ar menos úmido de exaustão. A redução na umidade do ar externo de ventilação requer menos energia para o condicionamento de conforto.

A.2 – Arranjos de fluxo de ar

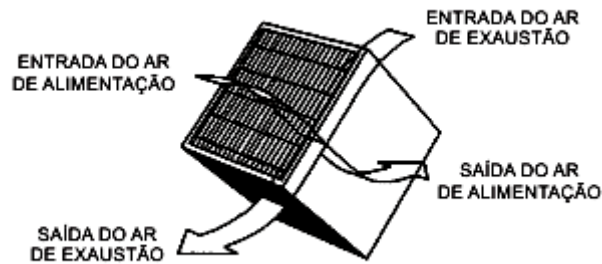
A eficiência na troca de calor do recuperador depende fortemente da direção e do padrão das correntes de ar de alimentação e exaustão. Recuperadores com fluxos paralelos (Figura A.1a), em que ambas as correntes de ar se movem sobre a superfície do trocador de calor na mesma direção, possuem uma eficiência teórica máxima de 50%. Recuperadores com fluxo contracorrente (Figura A.1b), nos quais as correntes se movem em direções opostas, podem ter uma eficiência teórica próxima de 100%, mas as unidades típicas possuem eficiência menor. A eficiência teórica para o recuperador de fluxo cruzado é um pouco menor do que a do contracorrente, e as unidades típicas possuem eficiências variando entre 50% e 70% (Figura A.1c), e entre 60% e 85% para trocadores com passes múltiplos (Figura A.1d):



A. TROCADOR DE CALOR DE FLUXOS PARALELOS



B. TROCADOR DE CALOR DE FLUXOS EM CONTRACORRENTE



C. TROCADOR DE CALOR DE FLUXOS CRUZADOS

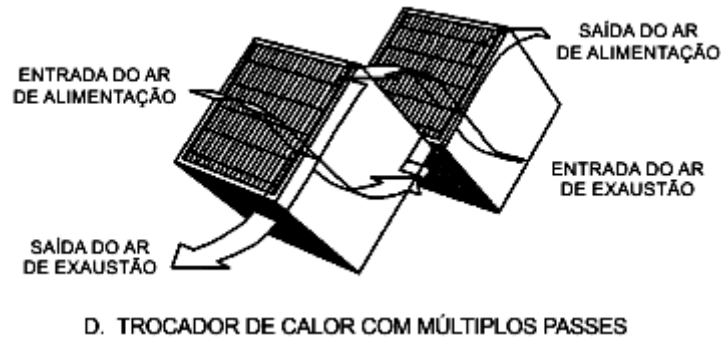


Figura A.1 – Tipos de arranjos de fluxo de ar para recuperadores de energia (ASHRAE, 2012, modificado)

A.2.1 – Eficiência

A eficiência dos recuperadores de calor ou de energia conforme definida na Equação (3.1) é usada para caracterizar cada tipo de transferência de energia nos trocadores ar-ar. Para uma dada combinação de propriedades de entrada e taxas de vazão, o conhecimento de cada tipo de eficiência permite ao projetista calcular as taxas de transferência de calor sensível, latente e total a partir das Equações (3.7), (3.25) e (3.26), respectivamente. Esses valores de eficiência podem ser determinados tanto a partir de dados de ensaios experimentais quanto a partir de correlações verificadas previamente na literatura.

Essas correlações também podem ser usadas para prever as taxas de transferência de energia e as propriedades do ar que sai do recuperador para condições de operações diferentes das utilizadas nos testes de certificação do equipamento. Prever a eficiência para condições de operação fora dos padrões das certificações é a forma mais comum de utilização das correlações em aplicações de sistemas de AVAC. Embora as correlações não sejam disponíveis para todos os tipos de recuperadores ar-ar em todas as condições de operação, elas estão disponíveis para os tipos mais comuns de recuperadores em condições de operação que não incluam condensação ou congelamento.

A.2.2 – Taxa de Transferência de Energia (*Number of Transfer Units - NTU*)

A taxa de transferência de energia depende das condições operacionais e de fatores intrínsecos às características do recuperador de energia, tais como geometria (fluxo paralelo/contracorrente/corrente cruzada, número de passes, aletas), condutividade térmica

das paredes de separação das correntes e permeabilidade da parede para os diversos gases. Como em um recuperador convencional, a energia transferida entre as correntes de ar é conduzida pelo fluxo cruzado da diferença entre as temperaturas de bulbo seco.

A energia também é transferida entre as correntes por transferência de massa, que pode incluir ar, gases e vapor de água. Em outro modo de transferência de energia, o vapor de água condensa em uma das duas correntes de ar no recuperador. Esse processo de condensação libera calor latente, que é transferido para a outra corrente como calor sensível. Esse processo de duas etapas é também chamado de transferência de calor latente.

A transferência de energia latente entre as correntes ocorre apenas quando umidade é transferida de uma corrente de ar para a outra sem que haja condensação. Uma vez que a umidade atravessa de um fluxo para o outro, ela pode permanecer no estado de vapor ou condensar na segunda corrente de ar, dependendo da temperatura dessa corrente.

Rodas giratórias e recuperadores de placas planas fixas permeáveis são bastante utilizados devido a sua capacidade de transferir umidade. Alguma transferência de massa entre as correntes de ar pode ocorrer por meio de vazamentos, mesmo de forma não intencional. Isso pode alterar a eficiência do recuperador, mas para a maioria das aplicações de AVAC com exaustão de ar do espaço interno, essas pequenas transferências para o ar de alimentação não são importantes. Entretanto, essas transferências podem e devem ser avaliadas durante o projeto, e, em muitos casos, podem ser controladas.

A transferência de calor difere em princípio da transferência de massa. A transferência de calor ocorre apenas quando existe uma diferença de temperatura. No caso das trocas entre as corrente de ar de alimentação e exaustão, o calor é transferido por condução e convecção apenas quando existe uma diferença de temperatura entre essas correntes. Dessa forma, os seguintes fatos sobre as eficiências de calor/massa dos recuperadores devem ser reconhecidas: i) a eficiência de transferência de umidade pode não ser igual à eficiência de transferência de calor; ii) a eficiência total de energia transferida pode não ser igual à eficiência de calor sensível ou de calor latente.

A transferência e a eficiência de energia líquida total necessitam de um exame cuidadoso quando a direção da transferência sensível, conduzida pela temperatura, é oposta à direção de transferência latente, conduzida pela umidade ou vapor de água. O desempenho de um ERV é expresso pela magnitude da potência de bombeamento e da recuperação de energia sensível, latente ou total. A energia recuperada é estimada a partir das taxas de temperatura ou umidade de saída, que estão diretamente associadas à eficiência do equipamento. A eficiência é uma função de dois parâmetros: o número de

unidades de transferência (*number of transfer units – NTU*) e a taxa de capacidade de fluxo térmico C_r :

$$NTU = UA / C_{\min} \quad (A.1)$$

$$C_r = C_{\min} / C_{\max} \quad (A.2)$$

- $U =$ Coeficiente global de transferência de calor, relacionado às taxas de vazão e dimensões das trajetórias do escoamento do fluido no recuperador
[kW/(m².K)];
- $A =$ Área de troca de calor [m²];
- $C_{\max} =$ Maior valor entre $c_{ps} \cdot \dot{m}_s$ e $c_{pe} \cdot \dot{m}_e$;

A.3 – Considerações técnicas adicionais

A taxa de eficiência de recuperação de energia por unidade é obtida sob condições balanceadas para os fluxos de ar (vazões iguais para o ar de alimentação e de exaustão). Entretanto, essas condições ideais nem sempre existem devido à pressão positiva da edificação, à presença de vazamentos, incrustações, condensação, congelamento, e diversos outros fatores descritos abaixo.

A.3.1 – Vazamentos de ar

Os vazamentos de ar se referem a qualquer ar que entra ou sai das correntes de alimentação ou exaustão. A inexistência de vazamentos de ar requer vazões mássicas iguais nas entradas e saídas das correntes de alimentação e exaustão. Um vazamento externo ocorre quando o ar ambiente das fronteiras do recuperador flui para dentro (ou escapa) de uma ou de ambas as correntes de ar.

Um vazamento interno ocorre quando aberturas ou passagens são abertas entre as correntes de ar. As causas para esses vazamentos são dadas quando o projeto do recuperador permite: i) movimento tangencial de ar na direção de rotação da roda e ii) movimento de ar através de vazios na barreira entre as correntes. Sob certas condições de pressão diferencial, o ar vaza para dentro e para fora de cada corrente de ar em quantidades próximas, dando a ilusão de que não existem vazamentos.

Os vazamentos variam conforme o tipo de recuperador e seu projeto, a diferença de pressão estática entre as correntes de ar e condições físicas. Eles raramente inexistem, uma vez que as pressões externas e internas são normalmente diferentes, causando o vazamento das regiões de alta pressão para as de baixa pressão. Vazamentos cruzados, contaminações cruzadas ou mistura entre as correntes de alimentação e exaustão podem ocorrer em recuperadores de energia ar-ar e podem ser um problema significativo se os gases de exaustão forem tóxicos ou odoríferos. Vazamentos de ar entre o ar de renovação e o ar de exaustão do ambiente condicionado podem ser classificados em dois mecanismos: fluxo cruzado e arraste.

Vazamentos de fluxo cruzado são causados principalmente pela diferença de pressão estática entre os estágios 2 e 3 e/ou entre os estágios 1 e 4, mostrados na Figura A.2. Outros fatores que podem ser levantados são a presença de geometrias irregulares e a distribuição local de velocidade das correntes. Essas causas ressaltam a importância da localização precisa dos ventiladores em que circulam as correntes.

O mecanismo de arraste, por sua vez, ocorre em unidades recuperadoras rotativas devido à rotação da roda de uma corrente de ar para a outra. O ar de exaustão preso em cavidades no meio da transferência de calor é transportado para a corrente de ar externo de alimentação pela roda.

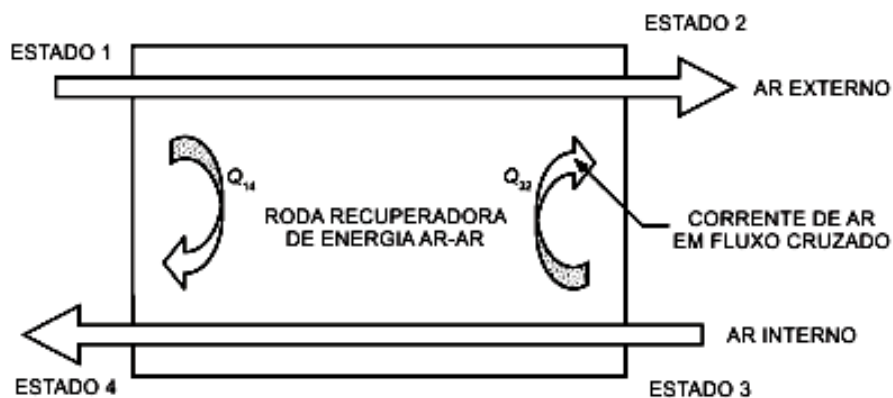


Figura A.2 – Vazamento de ar de fluxo cruzado em ERVs (ASHRAE, 2012, modificado)

A.3.2 – Perda de carga

A perda de carga de cada corrente de ar através do recuperador de energia depende de vários fatores, incluindo o projeto do equipamento, a taxa de vazão mássica, temperatura, umidade, e as conexões de ar de entrada e saída. Essa perda de carga deve ser vencida pelos ventiladores ou sopradores. Uma vez que a potência requerida para a circulação das correntes de ar através da unidade de recuperação é proporcional à perda de carga, essa perda deve ser conhecida. Ela pode ser utilizada em conjunto com a eficiência do ventilador para que seja caracterizada a energia usada pelo recuperador em termos de eficiência de uma dada aplicação.

A.3.3 – Manutenção

O método utilizado para limpar um recuperador de energia depende do meio de transferência ou mecanismo utilizado no equipamento e da natureza do material a ser removido. A acumulação de gordura dos gases de escape de cozinhas, por exemplo, muitas vezes é removido com um sistema de água de lavagem automática. Outros tipos de impurezas podem ser removidos por aspiração, soprando-se ar comprimido por meio dos orifícios, por limpeza a vapor, limpeza manual de pulverização, por imersão de unidades em água com sabão ou solventes, ou utilizando-se sopradores de fuligem. Os métodos de limpeza devem ser determinados durante o projeto, de modo que haja compatibilidade com o recuperador de calor a ser selecionado.

A limpeza também depende da qualidade do ar da corrente de exaustão. Sistemas AVAC residenciais e comerciais geralmente requerem limpezas eventuais, por outro lado, sistemas industriais já requerem uma periodicidade maior. Assim, os fornecedores dos equipamentos devem ser procurados a respeito de limpezas específicas e dos requisitos de manutenção dos sistemas que estão sendo considerados.

A.3.4 – Filtragem

Filtros são recomendados e devem ser alocados em ambas as correntes de ar visando reduzir a entrada de impurezas e as periodicidades de limpeza. Os filtros de exaustão são especialmente importantes caso os contaminantes sejam viscosos ou gordurosos, ou caso as partículas possam tapar as passagens de ar no recuperador. Filtros na corrente de alimentação evitam a entrada de insetos, folhas e outros materiais estranhos,

protegendo tanto o recuperador quanto o equipamento de ar condicionado. Neve ou geada podem bloquear o filtro de alimentação e causar sérios problemas.

A.3.5 – Controles

Os controles dos recuperadores podem incluir o controle de formação de gelo ou a regulação da quantidade de energia transferida entre as correntes de ar em dadas condições de operação. Por exemplo, sistemas de ventilação projetados para manter condições específicas para o ar interior em situações climáticas extremas podem requerer modulação na recuperação de energia para que seja atingida uma operação econômica, prevenindo o superaquecimento do ar externo de alimentação durante o inverno ou prevenindo o aumento excessivo de umidade no ar de alimentação. Métodos de modulação incluem a variação na rotação de rodas giratórias, ou pelo *by-pass* de parte de uma corrente de ar por fora do recuperador de energia por meio de *dampers*.

A.3.6 – Incrustação

A incrustação, uma acumulação de poeira ou condensado nas superfícies do recuperador de energia, reduz a eficiência do equipamento, uma vez que aumenta a resistência ao escoamento, interferindo no processo de transferência de massa e, geralmente, reduzindo os coeficientes de transferência de calor. O aumento da resistência ao escoamento aumenta a potência de ventilação requerida e pode reduzir a vazão de ar. O aumento na perda de carga do equipamento pode indicar a presença de incrustações, o que pode ser usado para estabelecer programas e periodicidades de limpeza. A redução na eficiência de transferência de massa (eficiência latente) indica incrustação da membrana permeável ou dos sítios de sorção dessecantes.

A.3.7 – Corrosão

Os processos de exaustão frequentemente contêm substâncias corrosivas. Se não são conhecidos quais são os materiais de construção mais resistentes à corrosão para uma dada aplicação, o projetista deve consultar a literatura disponível ou consultar os fornecedores dos equipamentos antes de selecionar os materiais. Deve haver um estudo dos

processos de corrosão caso o meio em que o equipamento seja inserido seja crítico, visando evitar danos nas instalações com pouco tempo de uso do sistema. Corrosões moderadas ocorrem com o tempo, criando rugosidade em superfícies metálicas e aumentando seu coeficiente de transferência de calor. Corrosões severas reduzem o coeficiente global de transferência de calor e podem causar vazamentos cruzados entre as correntes de ar devido a perfurações ou falha mecânica.

A.3.8 – Condensação e congelamento

Condensação, formação de gelo e/ou congelamento podem ocorrer nas superfícies dos recuperadores de energia. Ignorando os efeitos de entrada e saída, quatro distintos regimes de ar/umidade podem ocorrer enquanto a corrente de ar quente esfria entre suas condições de entrada e saída. Uma vez que a corrente de ar quente esfrie abaixo do seu ponto de orvalho, existe uma região de condensação, que molha a superfície do recuperador de energia. Se a superfície do recuperador cai abaixo da temperatura de congelamento, essa região de condensação o congela. Finalmente, se a temperatura da corrente de ar quente cai abaixo do ponto de orvalho e também abaixo da temperatura de congelamento, a sublimação causa uma espécie de geada no recuperador.

Os locais dessas regiões e as taxas de condensação e congelamento dependem da duração das condições de congelamento, das vazões de ar, temperaturas e umidades do ar de entrada no equipamento, da eficiência do recuperador, sua geometria, configuração e orientação, e dos coeficientes de troca de calor. De qualquer modo, os recuperadores de energia geralmente são projetados com um sistema de drenagem contínua de condensado, ficando os problemas de congelamento restritos aos ambientes com invernos bastante rigorosos.

A.4 – Avaliações de desempenho

Testes experimentais em laboratórios certificados e modelos computacionais fornecem os valores de desempenho para: i) transferência de calor; ii) transferência de umidade; iii) transferência de ar em fluxos cruzados; iv) vazão mássica média de exaustão e v) vazão mássica de alimentação que deixa o recuperador. As taxas de eficiência para transferência de calor e massa de vapor de água devem ser determinadas separadamente

em laboratórios cujos funcionários e instrumentos atendam as recomendações das normas *ASHRAE Standard 84* e *AHRI Standard 1061*.

A norma *ASHRAE Standard 84*: i) estabelece um método uniforme de testes para obtenção dos dados de desempenho; ii) especifica as informações requeridas, cálculos a serem utilizados e reporta os procedimentos para teste de cada uma dos sete fatores independentes de desempenho e seus limites de incerteza e iii) especifica os tipos de testes de equipamentos. Os fatores independentes de desempenho são as eficiências latente, sensível e total; as perdas de carga das correntes de alimentação e exaustão; a taxa de transferência de ar de exaustão, que caracteriza a fração de ar de exaustão transferido para o ar de alimentação e o fator de correção do ar externo, que é a razão entre as vazões de ar de alimentação na entrada e na saída do equipamento.

A norma *AHRI Standard 1061* é uma norma estabelecida pela indústria para teste de desempenho de recuperação de energia em equipamentos ERV. Essa norma, baseada na norma *ASHRAE 84*, estabelece definições, requisitos para marcações e dados de identificação, e condições de conformidade destinadas à indústria, incluindo fabricantes, engenheiros, instaladores, contratantes e usuários. Padrões de temperatura e umidade sob os quais os equipamentos devem ser testados são especificados para as estações de verão e inverno. Os valores de desempenho publicados devem ser reportados aos sete fatores de desempenho estipulados na norma *ASHRAE 84*.

A.5 – Tipos e aplicações de recuperadores de energia ar-ar

A.5.1 – Recuperador de energia de placas fixas (*Fixed-Plate Heat Exchangers*)

Recuperadores de placas estão disponíveis em várias configurações, materiais, tamanhos e padrões de escoamento. Muitos possuem módulos que podem ser arranjados para atender praticamente a qualquer vazão de ar, eficiência, e valores de perda de carga estabelecidos. As placas são construídas com espaçadores ou separadores (ovais, ondulados, etc) ou ainda com separadores externos (suportes, aparelhos, etc). As separações entre as correntes de ar são seladas por dobras, dobras múltiplas, cementação, solda ou qualquer combinação desses, dependendo da aplicação do fabricante. A facilidade para acesso e limpeza das superfícies depende da configuração e da instalação.

A resistência à transferência de calor através das placas é pequena quando comparada com a resistência da camada limite da corrente de ar em cada lado das placas. A eficiência da transferência de calor não é substancialmente afetada pelo coeficiente de transferência de calor das placas. O alumínio é o material mais popularmente utilizado na construção das placas em virtude de sua durabilidade e não inflamabilidade. Recuperadores com placas poliméricas podem aumentar a transferência de calor devido à turbulência gerada no canal do escoamento e são populares por sua resistência à corrosão e seu bom custo-benefício.

Ligas de aço são utilizadas para temperaturas acima de 200 °C e para aplicações especiais em que o custo não é o fator determinante. Os recuperadores de placa normalmente conduzem apenas calor sensível, entretanto, materiais permeáveis ao vapor de água, tais como papel tratado e membranas poliméricas microporosas, podem ser usados para transferir umidade, provendo, assim, um equipamento recuperador de energia (recuperador entálpico).

Muitos fabricantes oferecem recuperadores de placas modulares. Os módulos possuem alcance de capacidade de 0,01 a 5 m³/s e podem ser arranjados em configurações que excedem 50 m³/s. Os vários tamanhos e configurações disponíveis permitem seleções que se encaixem nos espaços e requisitos de desempenho estabelecidos.

O espaço das placas varia de 2,5 a 12,5 mm, dependendo do projeto e da aplicação. O calor é transferido diretamente da corrente de ar quente através das placas de separação para a corrente de ar frio. Normalmente, o projeto, a construção e as restrições de custo resultam em uma seleção de recuperadores de fluxo cruzado, porém, os padrões adicionais de fluxos contracorrente podem aumentar a eficiência na transferência de calor.

Os recuperadores de placas fixas podem atingir altas eficiências de calor sensível e de energia total, uma vez que eles possuem apenas uma área de superfície primária de separação para a transferência de calor entre as correntes. Portanto, esses equipamentos não são inibidos por uma resistência secundária adicional (como o bombeamento de líquido em sistemas com serpentinas, por exemplo), inerente a alguns tipos de recuperador. Em um arranjo de fluxo cruzado (Figuras A.3 e A.4), eles usualmente não possuem uma eficiência sensível maior que 75%, a menos que dois equipamentos sejam utilizados em série, como mostrado anteriormente na Figura A.1d.

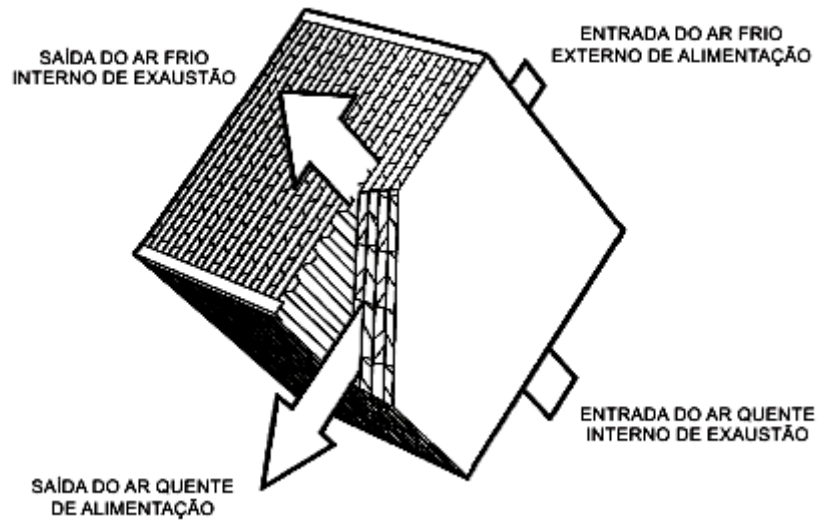


Figura A.3 – Recuperador de energia de placas fixas e fluxo cruzado (ASHRAE, 2012, modificado)

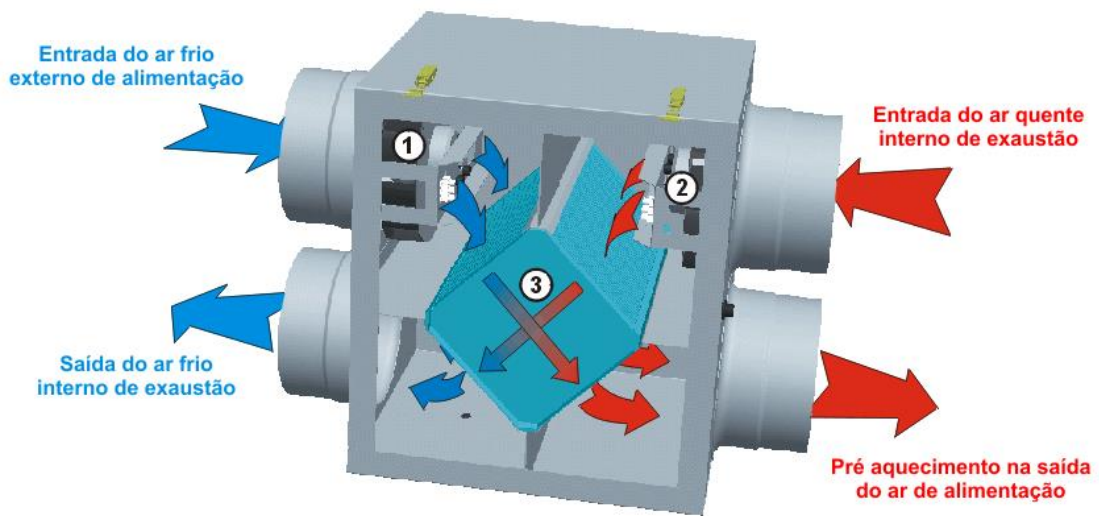


Figura A.4 – Recuperador de energia de placas fixas e fluxo cruzado (*GreenAngel Energy*, 2013, modificado)

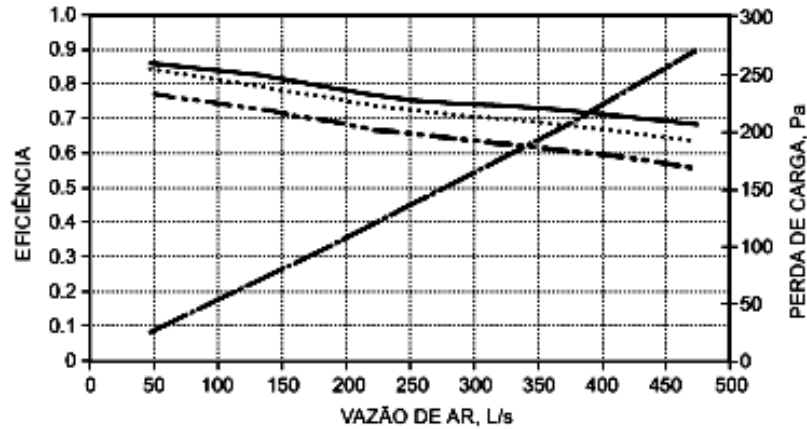


Figura A.5 – Variação na perda de carga e na eficiência com a vazão para recuperadores de placas (ASHRAE, 2012, modificado)

Uma vantagem do recuperador de placas fixas é que ele é um equipamento estático, com muito pouco ou nenhum vazamento de ar entre as correntes. Com o aumento da velocidade, a diferença de pressão entre as duas correntes aumenta (Fig. A.5). Grandes diferenças de pressão podem deformar as placas de separação e, caso seja excessiva, pode causar danos permanentes no recuperador, reduzindo significativamente a vazão no lado de baixa pressão, assim como a eficiência, e causando excessivo vazamento de ar.

Contudo, esse não é um problema comum, uma vez que o diferencial de pressão na maioria das aplicações é menor que 1 kPa. Em aplicações que exijam altas velocidades de ar, altas pressões estáticas ou ambas, trocadores de placas construídos para essas condições estão disponíveis e devem ser selecionados.

A maioria dos recuperadores de calor sensível possuem drenos para condensação, a fim de remover o condensado e também o resto de água dos sistemas de lavagem. O calor recuperado de uma corrente de ar de exaustão com alta umidade é mais bem recuperado por um HRV do que por um ERV, caso a transferência de umidade não seja desejada.

Os equipamentos de placas fixas podem ser feitos de membranas microporosas permeáveis, projetadas para maximizar a transferência de umidade e energia entre as correntes de ar, enquanto minimizam a transferência de ar (vazamentos). Os tipos mais adequados de membranas para essas tecnologias emergentes incluem celulose, polímeros e outros materiais sintéticos tais como eletrólitos hidrofílicos. Esses eletrólitos são feitos a partir de técnicas químicas de sulfonação e contêm íons carregados que atraem as moléculas polares de água. A adsorção e dessorção de água ocorrem no estado de vapor.

As correntes de ar que saem do recuperador com arranjo de fluxo cruzado apresentam uma estratificação na temperatura quando há diferença de temperatura entre as duas correntes (Fig. A.6):

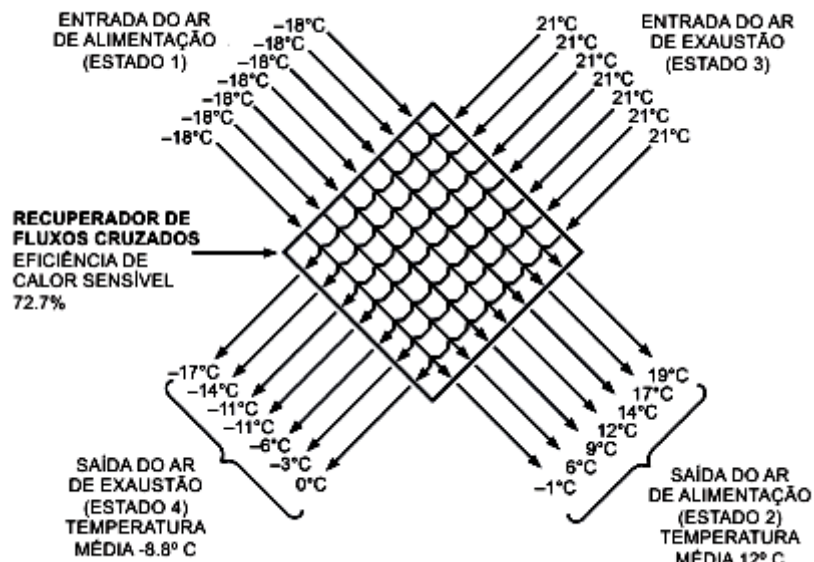


Figura A.6 – Típica estratificação de temperatura nas saídas de um ERV de fluxo cruzado - modificada (ASHRAE, 2012)

A.5.2 – Recuperadores rotativos – Rodas giratórias entálpicas (*Rotary enthalpy wheel*)

Os recuperadores de energia rotativos ou rodas entálpicas possuem um cilindro rotativo preenchido com um meio permeável ao ar, com uma grande área superficial interna. As correntes adjacentes de ar de alimentação e exaustão escoam, cada uma, em metade da área do recuperador, em um padrão contracorrente (Figura A.7). O meio de transferência de calor pode ser selecionado para recuperar apenas calor sensível ou calor sensível e latente.

O calor sensível é transferido à medida que o meio de transferência armazena o calor da corrente quente e o entrega para a corrente fria. O calor latente é transferido quando o meio adsorve vapor de água da corrente mais úmida e o desorve na corrente de menor umidade, sendo conduzido em cada caso pela diferença de pressão de vapor de água

entre a corrente de ar e o meio de transferência de energia. Assim, a corrente de ar úmida é ressecada enquanto a corrente de ar seca é umidificada.

Em uma transferência total de energia, o calor sensível e o latente são transferidos simultaneamente. As rodas giratórias que transferem apenas calor sensível podem também transferir água por meio de um mecanismo de condensação e evaporação conduzido pelo ponto de orvalho e pela pressão de vapor, nesse caso, a eficiência varia fortemente com as condições de operação. Compactos, os recuperadores rotativos possuem uma configuração contracorrente e normalmente utilizam passagens para o escoamento de pequeno diâmetro, podendo atingir altas eficiências de transferência de energia.

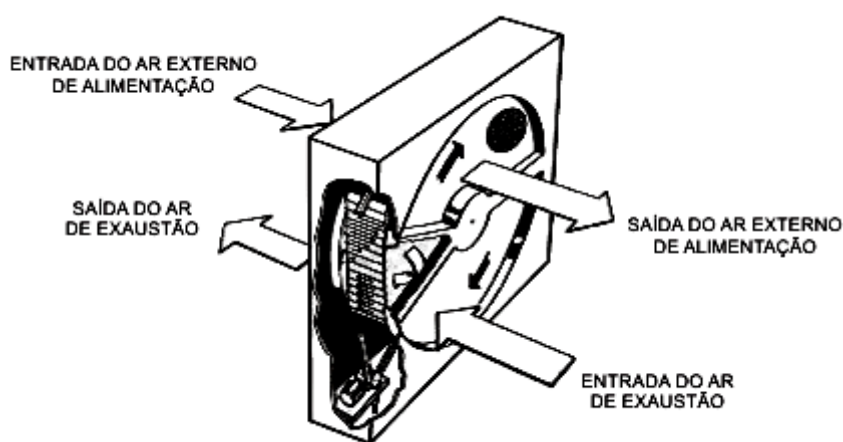


Figura A.7 – Recuperador de energia rotativo (ASHRAE, 2012, modificado)

Os contaminantes do ar, ponto de orvalho, temperatura do ar de exaustão e as propriedades do ar de alimentação influenciam a escolha dos materiais para o invólucro e a estrutura do rotor e o meio de transferência de energia para esses equipamentos. Alumínio, aço e polímeros são os materiais usuais para estruturas, invólucros e rotores para sistemas normais de ventilação para aplicações de conforto. O meio de transferência de energia é fabricado geralmente a partir de metais, minerais ou materiais sintéticos, e permitem escoamentos aleatórios ou direcionados através de suas estruturas.

Os meios de transferência para escoamentos aleatórios são feitos por arames tricotados dentro de um pano ou malha corrugada, sendo dispostos em camadas de acordo com a configuração desejada. Malhas de alumínio são embaladas em formato de torta nos segmentos da roda entálpica e malhas de aço inoxidável e monel são utilizadas para aplicações em altas temperaturas e em ambientes corrosivos. Esses meios devem ser usados apenas com correntes de ar limpas e filtradas, uma vez que eles tamponam

facilmente. Ainda, esses meios para fluxos aleatórios requerem áreas de face maiores que os meios para fluxos orientados para uma dada condição de vazão e perda de carga.

Os meios de transferência para os equipamentos com escoamento direcionado estão disponíveis em diversas geometrias de configuração. Os meios mais comuns consistem de pequenas passagens (1,5 a 2 mm) de ar paralelas à direção do escoamento. Essas passagens são muito similares em seu desempenho, independentemente de suas formas (triangulares, hexagonais, placas paralelas ou outras). Folhas de alumínio, papel, plástico e outros materiais sintéticos são utilizados para serviços em médias e baixas temperaturas. Aços inoxidáveis e cerâmicos são utilizados para serviços em altas temperaturas e em atmosferas corrosivas.

As áreas superficiais dos meios expostos ao escoamento variam de 300 a mais de 4000 m²/m³, dependendo do tipo de meio e das configurações físicas. O meio ainda pode ser classificado de acordo com sua capacidade de recuperação de calor sensível ou de calor total. Os meios para recuperação de calor sensível são feitos de alumínio, cobre, aço inoxidável e monel, enquanto os destinados à recuperação de calor total podem ser de vários tipos de materiais e devem ser tratados com um material dessecante (zeólitos, peneiras moleculares, gel de sílica, alumina ativada, silicato de titânio, polímeros sintéticos, cloreto de lítio ou óxido de alumínio) para que possuam a característica de recuperação de umidade.

Vazamentos de ar entre os fluxos (misturas entre as correntes de alimentação e exaustão) podem ocorrer em recuperadores rotativos por meio de dois tipos de mecanismos: carregamento ou vazamento de selo. O vazamento entre fluxos pode ser reduzido a partir da introdução de sopradores, de modo que eles promovam o vazamento de ar da corrente de alimentação para a de exaustão. Um purgador também pode ser instalado no recuperador para reduzir o vazamento de ar entre os fluxos.

Em diversas aplicações, recircular parte do ar de insuflamento não é um problema, inclusive, é bastante usual, uma vez que essa operação geralmente economiza energia. Entretanto, aplicações críticas, tais como as de hospitais, laboratórios e salas limpas requerem controle restrito do mecanismo de vazamento de ar do tipo carregamento. Esse carregamento pode ser reduzido para menos de 0,1% do fluxo de ar de exaustão a partir da introdução de um purgador, mas não pode ser eliminado por completo.

O carregamento teórico de uma roda entálpica sem purgador é diretamente proporcional à velocidade da roda e ao volume de vazios do meio (75 a 95% de vazios, dependendo do tipo e configuração). Nesse sentido, o ventilador de exaustão, que é

geralmente localizado na saída do recuperador, deve ser dimensionado para incluir as vazões devidas a vazamentos e purgas de ar.

Dois métodos de **controle** são geralmente utilizados para regular a recuperação de energia da roda. No método de controle de *by-pass* do fluxo de alimentação ou exaustão, a quantidade de ar de alimentação que passa por meio da roda entálpica estabelece a temperatura do ar externo de alimentação. Um *damper* de *by-pass*, controlado por um sensor de temperatura na descarga do ar de alimentação do recuperador, regula a proporção de ar de alimentação que irá contornar a entrada do recuperador (*by-pass*).

O segundo método de controle regula a recuperação de energia por meio da variação de velocidade de rotação da roda. As unidades de velocidade variável mais frequentemente usadas são: (i) um retificador controlado de silício (SCR) com um motor DC (corrente contínua) de velocidade variável; (ii) um motor de velocidade constante AC (corrente alternada) com acoplamento em histerese e (iii) um inversor de frequência AC com um motor de indução AC.

A eficiência de desumidificação e de reaquecimento de uma roda entálpica pode variar de acordo com a velocidade da roda (Figura A.8), ou por meio do *by-pass* de ar por fora da roda entálpica (Figura A.9). A Figura A.8 é uma curva típica de capacidade pela variação de velocidade de rotação quando o ar externo está mais frio e mais seco do que o ar de exaustão. Quando as condições externas estão mais frias e mais úmidas, a capacidade pode aumentar em baixas rotações (Simonson *et al.*, 2000):

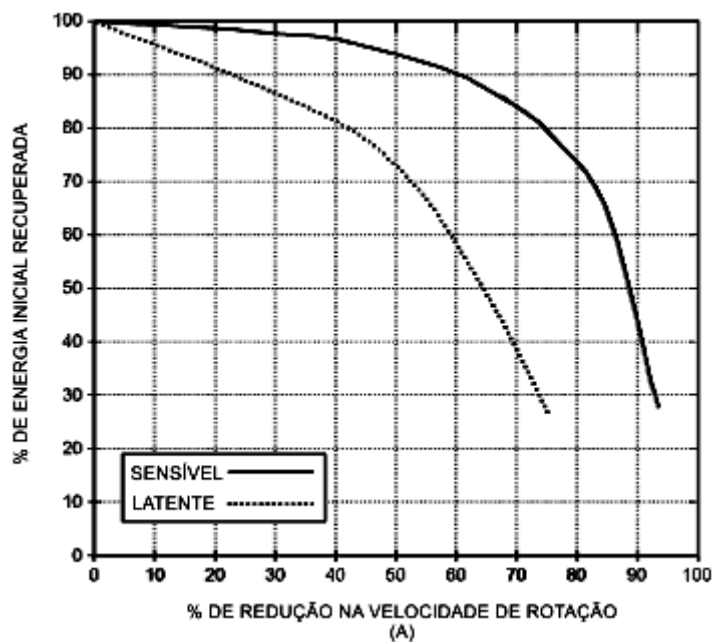


Figura A.8 – Eficiências latente e sensível x Rotação da roda (ASHRAE, 2012, modificado)

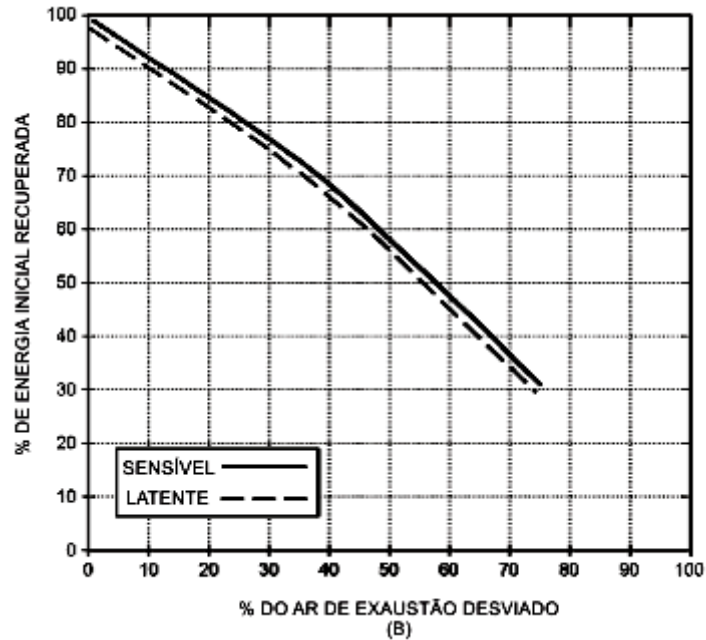


Figura A.9 – Eficiências latente e sensível x *by-pass* de ar (ASHRAE, 2012, modificado)

A Figura A.10 apresenta a eficiência de transferência de calor sensível apenas, com fluxos balanceados (vazões iguais para as correntes de alimentação e exaustão), relação de convecção-condução menor que quatro e sem vazamentos de um recuperador rotativo de calor em contracorrente versus o número de unidades de transferência (NTU). As rodas de energia ou rodas entálpicas são mais complexas que as rodas de calor, porém, pesquisas já caracterizaram seu comportamento a partir de testes de laboratório e operações em campo (Johnson *et al.*, 1998).

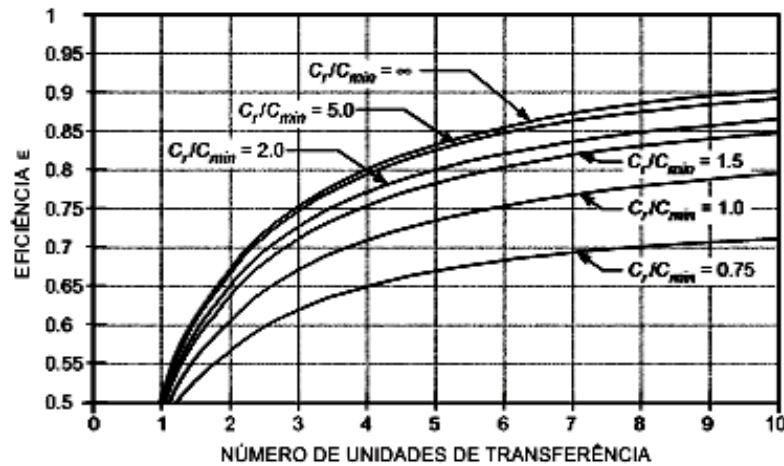


Figura A.10 – Eficiência de um recuperador de calor contracorrente (ASHRAE, 2012, modificado)

Um controle de zona morta, que para ou limita a operação do recuperador, pode ser necessário quando a recuperação não é desejável (quando a temperatura do ar externo é maior que a temperatura padrão para o ar de alimentação, mas é menor que a temperatura do ar de exaustão). Quando a temperatura do ar externo é maior que a do ar de exaustão, o equipamento opera em capacidade total para resfriar o ar de alimentação.

As rodas entálpicas requerem pequenas rotinas de manutenção e tendem a ser auto-limpantes, uma vez que a direção do escoamento de ar é invertida para cada rotação da roda. As seguintes rotinas de manutenção são indicadas para otimizar o desempenho do equipamento: i) limpar o meio de transferência quando fiapos, poeira, ou outros materiais estranhos penetrarem no equipamento, de acordo com as instruções do fabricante e ii) manter o motor de partida de acordo com as recomendações do fabricante, sendo que motores com controle de velocidade que possuem comutadores e escovas requerem inspeções e manutenções mais frequentes que motores de indução. Nesse caso, as escovas devem ser substituídas e os comutadores devem ser periodicamente virados e minados; iii) inspecionar regularmente as rodas para manter adequadas as tensões de correias ou correntes e iv) atentar às recomendações do fabricante para as peças de reposição e substituição.

A.5.3 – Recuperadores de calor por meio de bombeamento de fluido em serpentinas multipasses (*Coil Energy Recovery Loops*)

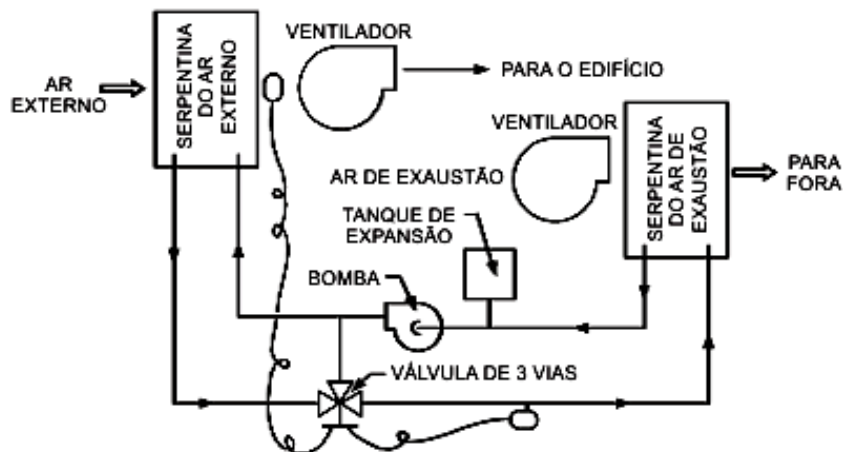


Figura A.11 – Recuperador de energia por meio de serpentina (ASHRAE, 2012, modificado)

Trata-se de um recuperador de energia típico por meio de serpentina que coloca uma superfície de troca estendida, por meio de serpentinas aletadas de água, nas correntes de ar de alimentação e exaustão. As serpentinas são conectadas por um laço fechado por tubos em contracorrente através dos quais circula um fluido intermediário para transferência de calor (tipicamente água ou alguma solução anti-congelante) por meio de bombeamento (Figura A.11).

Esse tipo de solução é utilizado principalmente em condições climáticas que requerem o aquecimento do ar exterior, uma vez que o fluido de transporte recebe calor na serpentina do ar de exaustão (temperatura do ar a 24° C, por exemplo) e cede calor na serpentina de alimentação (temperatura externa abaixo de 0° C). Para condições acima de 15° C de temperatura do ar externo, o ar de alimentação é resfriado a partir de um resfriador evaporativo localizado à montante da serpentina do ar de exaustão. Esse resfriador tem o objetivo de diminuir a carga térmica do ar de exaustão e retirar calor do fluido intermediário, que, por sua vez, retira calor do ar externo de alimentação na serpentina correspondente. Esses processos podem ser visualizados na Figura A.12:

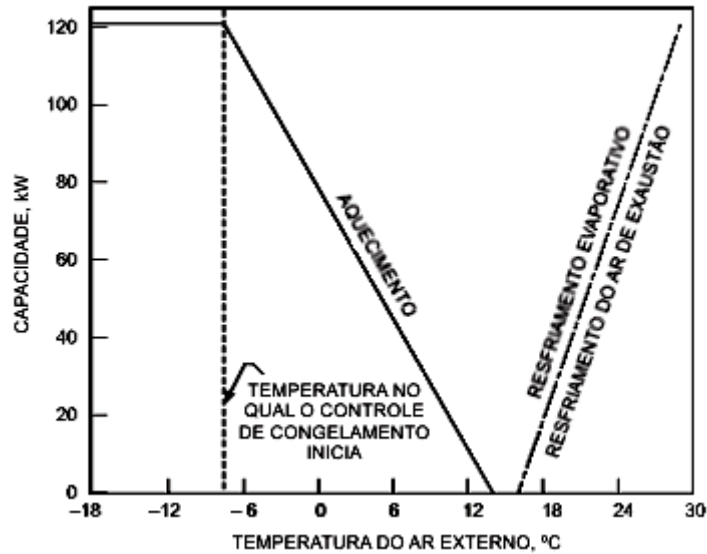


Figura A.12 – Capacidade de recuperação de energia x Temperatura do ar externo para um recuperador de serpentina (ASHRAE, 2012, modificado)

Esse sistema é bastante flexível e adequado a aplicações industriais e de renovação. O laço de serpentina pode ser acomodado em dutos independentes de alimentação e exaustão, permitindo instalações em grandes distâncias e transferência de energia simultânea entre múltiplas fontes e usos. Entretanto, esse sistema não transfere umidade entre as correntes de ar, sendo apenas um recuperador de calor sensível. Para operações com maior custo-benefício, para fluxos balanceados e sem condensação, os valores de eficiências típicas variam entre 45 e 65%.

Outra vantagem do sistema é que a separação completa entre as correntes de ar elimina quaisquer tipos de fluxos cruzados. Ainda, requer pouca manutenção, uma vez que as únicas partes móveis são a bomba e a válvula de três vias. Entretanto, para uma operação ótima, as correntes de ar devem ser filtradas, as superfícies das serpentinas limpadas regularmente, a bomba e a válvula mantidas adequadamente e o fluido de transporte completado ou substituído periodicamente.

A.5.4 – Recuperadores de calor de tubos quentes (*Heat Pipe Heat Exchangers*)

A Figura A.13 mostra um arranjo típico de tubos quentes. O ar quente que escoar no evaporador do dispositivo vaporiza o fluido de trabalho. O gradiente de pressão de vapor conduz o fluido para a zona de condensação, onde o vapor condensa, liberando energia

latente de condensação (Figura A.14). O fluido condensado escoar de volta para o evaporador, onde é vaporizado novamente, completando o ciclo. O fluido de trabalho opera num ciclo fechado de condensação/evaporação que funciona enquanto existe diferença de temperatura para conduzir o processo:

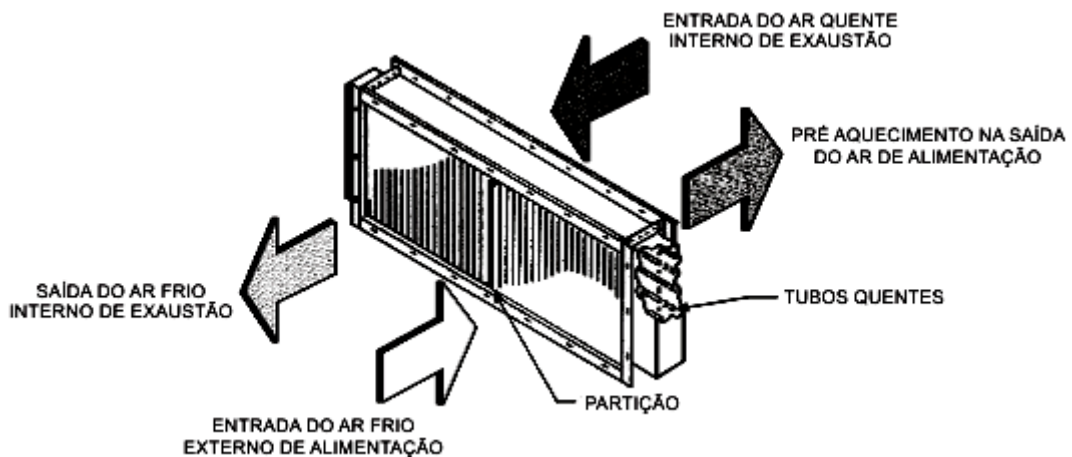


Figura A.13 – Arranjo de tubos quentes (ASHRAE 2012, modificado)

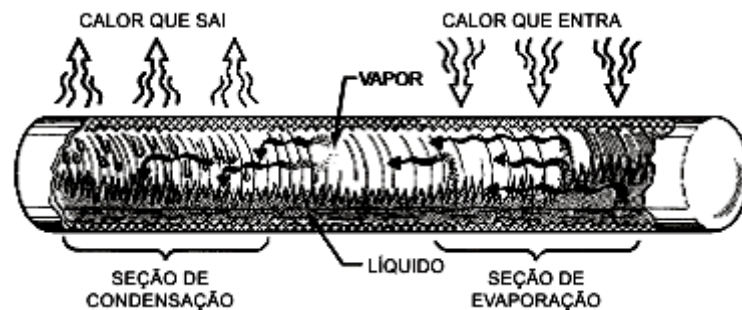


Figura A.14 – Operação de tubos quentes (ASHRAE, 2012, modificado)

A Figura A.15 apresenta os processos de transferência de calor sensível dos tubos quentes na carta psicrométrica, considerando a operação em verão e inverno. A energia transferida pelos tubos quentes é frequentemente considerada como um processo isotérmico, no entanto, existe uma pequena queda de temperatura por meio da parede do tubo. A capacidade de transferência desse arranjo é afetada por diversos fatores, tais como o projeto, o diâmetro do tubo, o fluido de trabalho, e a orientação do tubo em relação à horizontal:

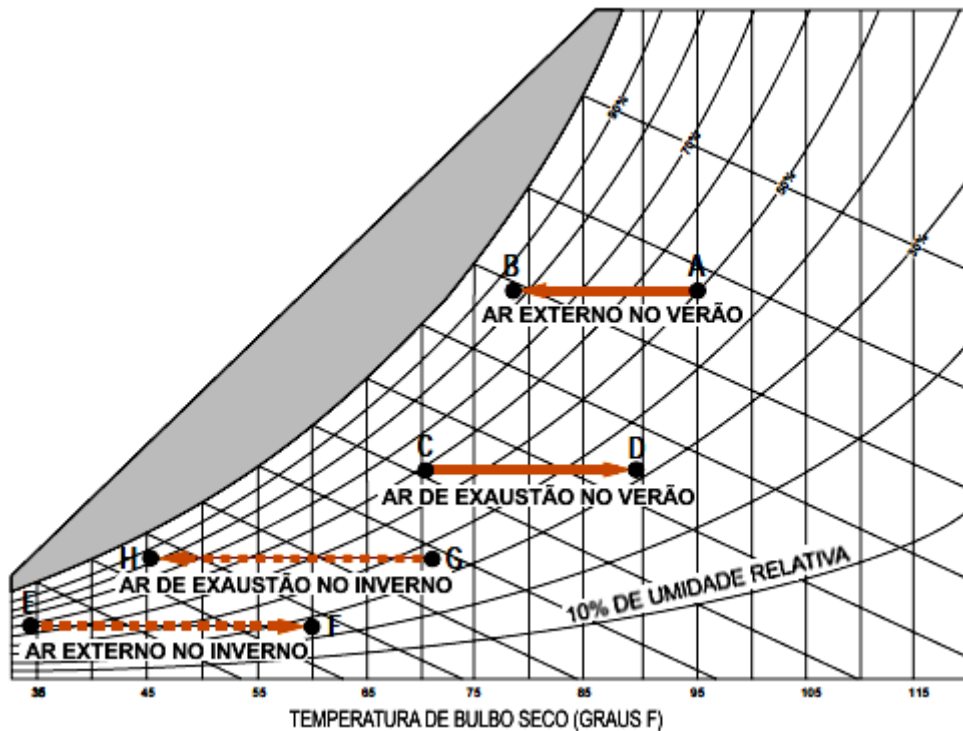


Figura A.15 – Processos de transferência de calor sensível no verão e no inverno (MUNTERS, 2012, modificado)

Sistemas de AVAC utilizam tubos quentes de cobre ou alumínio com aletas de alumínio. A seleção do fluido de trabalho visando à operação a longo prazo é um ponto crítico, pois ele deve possuir alto calor latente de vaporização, alta tensão superficial e uma baixa viscosidade ao longo da faixa de operação. Ainda, deve ser termicamente estável nas temperaturas de operação.

Os recuperadores de calor de tubos quentes normalmente não possuem contaminação cruzada entre as correntes de ar para diferenças de pressão de até 12 kPa. A capacidade de transferência de calor depende do projeto e da orientação do equipamento. A Figura A.15 mostra uma curva típica de eficiência para várias velocidades de face e passes de tubos. Com o aumento no número de passes, a eficiência também aumenta, porém numa taxa menor.

Por exemplo, dobrando o número de passes de tubos em uma eficiência de 60%, a eficiência aumenta para 75%. A eficiência de um recuperador de tubos quentes em contracorrente depende do número total de passes, de tal modo que duas unidades em série produzem a mesma eficiência que uma única unidade com o mesmo número de passes. Unidades em série são frequentemente utilizadas para facilitar o transporte, limpeza e manutenção. A eficiência também depende da temperatura do ar externo e das vazões mássicas das correntes de ar.

A.5.5 – Recuperadores de calor tipo termossifão (*Thermosiphon Heat Exchangers*)

Recuperadores de calor tipo termossifão de duas fases são sistemas selados que consistem de um evaporador, um condensador, tubos de ligação e um fluido de trabalho que se apresenta nas fases de líquido e de vapor. Dois tipos de equipamentos são usados: tipo tubo selado (Figura A.16) e tipo serpentina (Figura A.17). No tubo selado, o evaporador e o condensador estão em extremidades opostas de um feixe retilíneo, os tubos individuais do termossifão e os dutos das correntes de alimentação e exaustão são adjacentes umas às outras (arranjo parecido com o do sistema de tubos quentes). No termossifão tipo serpentina, as serpentinas do evaporador e do condensador são instaladas de forma independente nos dutos e são interconectadas por tubos com um fluido de trabalho (arranjo parecido ao sistema de bombeamento de fluido por serpentina):

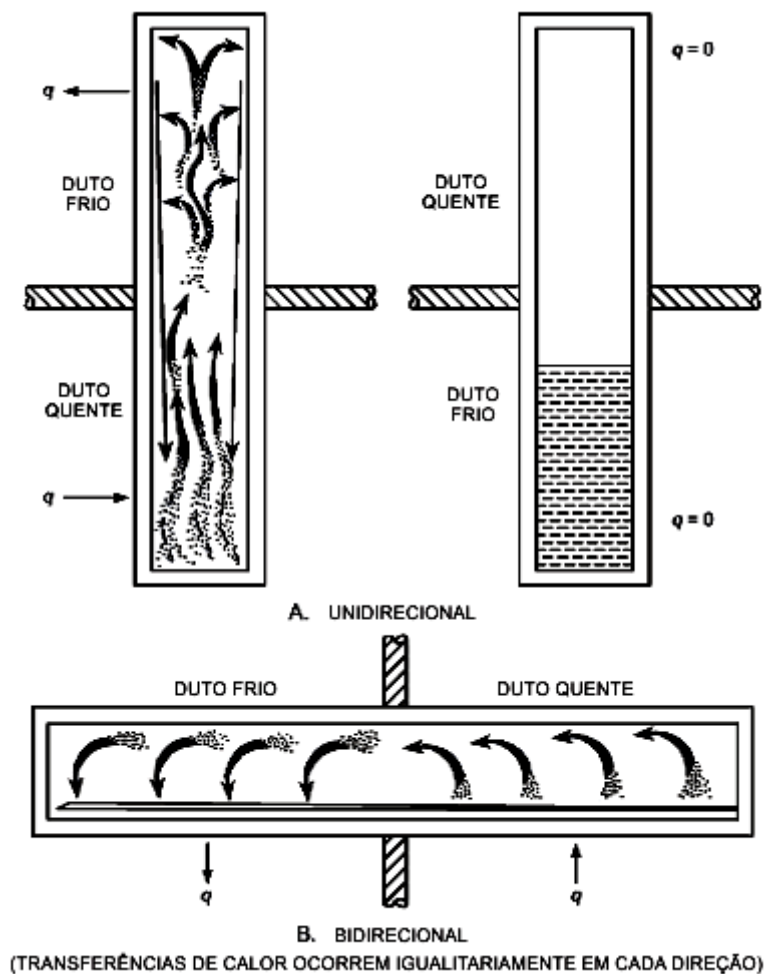


Figura A.16 – Termossifão tipo tubo selado (ASHRAE, 2012, modificado)

Um termossifão é um sistema selado contendo um fluido de trabalho em duas fases. Uma vez que parte do sistema contém vapor e outra parte contém líquido, a pressão no termossifão é governada pela temperatura do líquido na interface líquido/vapor. Se a vizinhança causa uma diferença de temperatura entre as regiões em que estão presentes as interfaces de líquido e vapor, a diferença de pressão resultante causa um fluxo de vapor da região mais quente para a região mais fria. O fluxo é sustentado pela condensação na região mais fria e pela evaporação na região mais quente. O condensador e o evaporador devem estar orientados para que o condensado possa retornar para o evaporador por gravidade (Figuras A.16 e A.17). Para termossifões tipo serpentina (Figura A.17), o nível estático do líquido ou a carga de refrigerante afetam significativamente o desempenho do sistema:

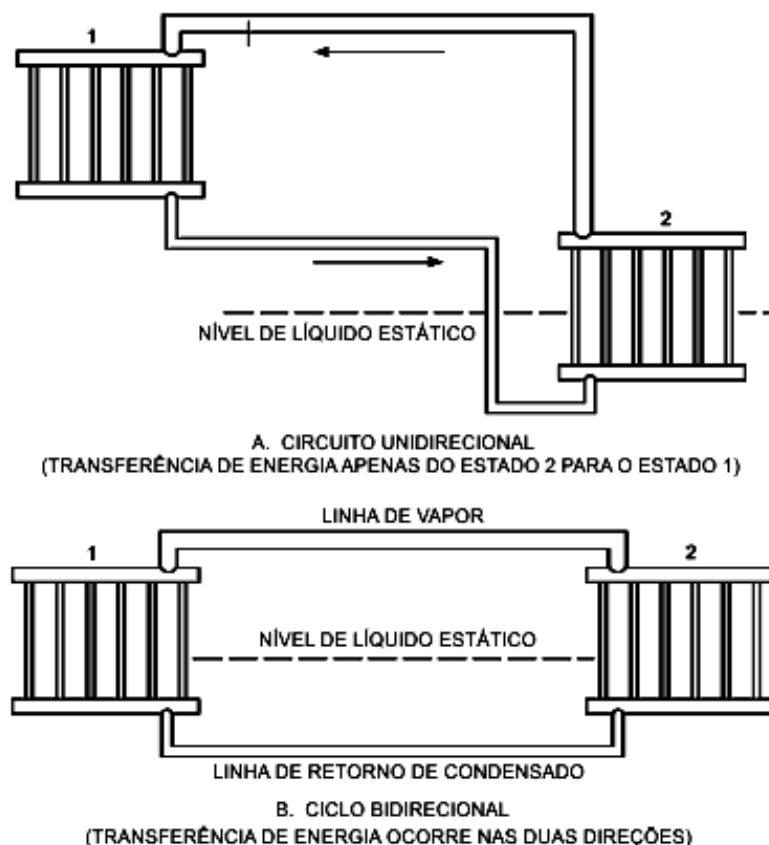


Figura A.17 – Termossifão tipo serpentina (ASHRAE, 2012, modificado)

Em sistemas de termossifões, a diferença de temperatura e a força da gravidade são requisitos para que o fluido de trabalho circule entre o condensador e o evaporador. Como

resultado, os termossifões podem ser projetados para transferir calor igualmente em cada direção (bidirecional), apenas em uma direção (unidirecional), ou em ambas as direções de maneira não igualitária.

Apesar de similares aos tubos quentes tanto na forma quanto na operação, os termossifões de tubos selados se diferem daqueles em dois pontos: (i) não requerem bomba para circular o fluido de trabalho e (ii) dependem ao menos inicialmente de uma ebulição nucleada. Os termossifões tipo serpentina diferem dos sistemas de bombeamento de fluido em serpentina uma vez que os termossifões não requerem bombeamento, e, portanto, nenhuma fonte de alimentação externa. A Figura A.18 mostra o desempenho de um termossifão tipo serpentina com 8 passes, com espaçamento de aletas de 2 mm, em modo unidirecional:

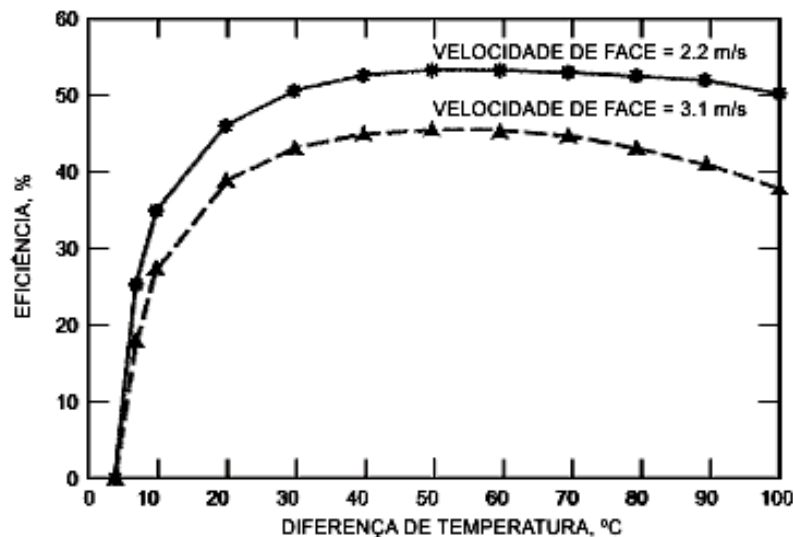


Figura A.18 – Termossifão tipo serpentina com 8 passes, 2mm de espaço entre aletas, carga estática de 80% (ASHRAE, 2012, modificado)

A.5.6 – Recuperadores de calor tipo torres gêmeas (*Twin-Tower Enthalpy Recovery Loops*)

Um método de recuperação entálpica por meio da ventilação de ar é o sistema de líquido dessecante de torres gêmeas. Nesse sistema de recuperação ar-líquido/líquido-ar, um líquido absorvente circula continuamente entre as correntes de ar de alimentação e exaustão, alternativamente entrando em contato com ambas correntes de ar diretamente nas torres de contato (Figura A.19). Esse líquido transporta calor e vapor de água. A solução absorvente é normalmente composta de um sal de halogênio, tal como cloreto de lítio,

cloreto de cálcio e água. Uma bomba faz a circulação da solução entre as torres de exaustão e alimentação.

Ambas as torres de contato, tanto com escoamento horizontal quanto vertical, estão disponíveis e podem ser combinadas em um sistema comum. Torres de contato de ambas as configurações são comumente disponíveis com capacidades de vazão acima de 40 m³/s.

Na configuração vertical, o ar de alimentação ou exaustão passa verticalmente pela superfície de contato em contracorrente com o líquido absorvente, de forma a atingir uma alta eficiência de contato. Na configuração horizontal, o ar passa horizontalmente através da superfície de contato em fluxo cruzado para o líquido absorvente, produzindo uma menor eficiência de contato.

O sistema de torres gêmeas não é desejável para aplicações em altas temperaturas. Durante o verão, esses sistemas operam eficientemente em edificações com temperaturas de ar externo até a faixa dos 46° C. Para temperaturas na faixa de -40° C, durante o inverno, o sistema pode operar sem problemas de congelamento uma vez que a solução absorvente é um efetivo anticongelante. Devido à independência entre as torres de alimentação e exaustão, os ventiladores das correntes de alimentação e exaustão podem ser alocados em qualquer lugar desejado.

A contaminação cruzada de partículas não ocorre porque as partículas molhadas permanecem na solução até serem filtradas. Ainda, um termostato localizado na saída do ar da torre de contato de alimentação é comumente usado para controlar o aquecedor da solução, de forma a entregar ar a uma temperatura constante independentemente da temperatura externa. A adição de um repositório automático de água para manter fixa a concentração da solução absorvente permite o sistema de torres gêmeas entregar o ar de alimentação em uma umidade fixa durante o inverno. Assim, esse sistema provê o ar de alimentação em temperaturas e umidades fixadas, independentemente da utilização de serpentinas de reaquecimento ou de umidificadores.

Qualquer número de torres de alimentação podem ser combinadas com qualquer quantidade de torres de exaustão, conforme mostrado na Figura A.19b. Se existe uma diferença de elevação suficiente entre as torres, a gravidade pode ser usada para retornar a solução da torre mais alta ao invés de se usar bombeamento. O sistema de torres gêmeas pode ser aplicado em edifícios existentes por meio de um processo de *retrofit*, uma vez que as torres são conectadas por tubulações, que podem ser instaladas dentro ou fora da edificação. Entretanto, uma desvantagem desse sistema é o grande requisito de serviços de manutenção para que ele funcione adequadamente. Periodicamente, as bombas, bocais de

spray, controles de transferência de líquidos e eliminadores de fumaça devem ser checados e ajustados ou mantidos. As soluções absorventes também devem passar por um processo de análise química para que suas propriedades sejam mantidas nos limites adequados.

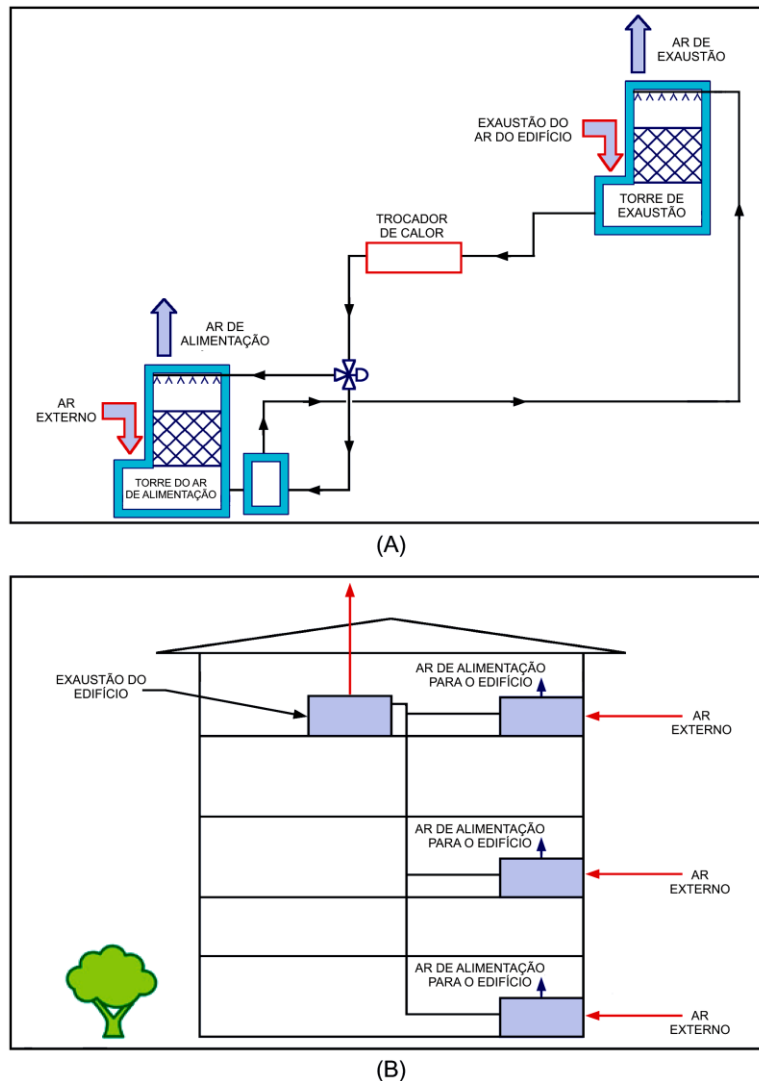


Figura A.19 – Sistema de torres gêmeas realizando um resfriamento evaporativo indireto do ar: (a) Esquema e (b) Instalação em um edifício (ASHRAE, 2012, modificado)

A.6 – Comparação entre os sistemas de recuperação de energia ar-ar

É bastante difícil comparar os diferentes tipos de sistemas de recuperação de energia ar-ar no desempenho global. Eles podem ser comparados com base nos parâmetros de classificação certificados, tais como eficiências sensível, latente e total ou vazamentos de ar. Para realizar uma comparação com base no período de retorno ou no custo máximo de energia economizada, valores precisos do custo de capital, vida útil e custos de

manutenção, que variam de produto para produto para o mesmo tipo de sistema de recuperação, devem ser conhecidos. A partir de informações disponíveis na literatura, a Tabela A.1 pode ser utilizada para comparar características dos dispositivos mais comuns de recuperação de energia:

Tabela A.1 – Comparação entre os dispositivos de recuperação de energia ar-ar (ASHRAE, 2012, modificado)

	Placas Fixas	Membranas Fixas	Roda Entálpica	Roda de Calor
Arranjo de escoamento	Contracorrente Fluxo cruzado	Contracorrente Fluxo cruzado	Contracorrente Fluxo paralelo	Contracorrente
Faixa de tamanho do Equipamento (L/s)	25 e acima	25 e acima	25 a 35.000 e acima	25 a 35.000 e acima
Eficiência sensível típica* (%)	50 a 80	50 a 75	50 a 85	50 e acima
Eficiência latente típica* (%)	-	50 a 72	50 a 85	0
Eficiência Total* (%)	-	50 a 73	50 a 85	-
Velocidade nominal (m/s)	1 a 5	1 a 3	2.5 a 5	2 a 5
Perda de carga (Pa)	100 a 1000	100 a 500	100 a 300	100 a 300
EATR (%)	0 a 2	0 a 5	0.5 a 10	0.5 a 10
OACF	0.97 a 1.06	0.97 a 1.06	0.99 a 1.1	1.1 a 1.2
Faixa de temperatura (° C)	-60 a 800	-40 a 50	-55 a 800	-55 a 800
Modo típico de aquisição	Recuperador apenas dentro de uma caixa Recuperador e ventiladores Sistema completo	Recuperador apenas dentro de uma caixa Recuperador e ventiladores Sistema completo	Recuperador apenas dentro de uma caixa Recuperador e ventiladores Sistema completo	Recuperador apenas dentro de uma caixa Recuperador e ventiladores Sistema completo
Vantagens	Sem partes móveis Baixa perda de carga	Sem partes móveis Baixa perda de carga	Transferência de massa/umidade Unidades grandes compactas	Unidades grandes compactas Baixa perda de carga

	De fácil limpeza	Pequeno vazamento de ar Transferência de massa/umidade	Baixa perda de carga Disponível em todas plataformas de sistemas de ventilação	De fácil limpeza
Limitações	Tamanhos grandes para altas taxas de vazão	Poucos fornecedores Manutenção a longo prazo Desempenho desconhecido	O ar de alimentação pode requerer mais algum resfriamento ou aquecimento Algum EATR sem purga	Algum EATR com purga
Métodos de controle de recuperação de calor	<i>Damper de by-pass</i> e dutos	<i>Damper de by-pass</i> e dutos	<i>Damper de by-pass</i> e controle de velocidade da roda	<i>Damper de by-pass</i> e controle de velocidade da roda
* Os valores de eficiência são para condições de escoamentos balanceados. Os valores de eficiência aumentam levemente se as vazões de uma ou das duas correntes de ar são maiores que as vazões de teste.			EATR = Taxa de transferência de ar de exaustão; OACF = Fator de correção para o ar externo	

Tabela A.1 – Comparação entre os dispositivos de recuperação de energia ar-ar (continuação)

	Tubos Quentes	Bombeamento em serpentina	Termossifão	Torres Gêmeas
Arranjo de escoamento	Contracorrente Fluxo paralelo	-	Contracorrente Fluxo paralelo	-
Faixa de tamanho do Equipamento (L/s)	50 e acima	50 e acima	50 e acima	-
Eficiência sensível típica (%)	45 a 65	45 a 65	40 a 60	40 a 60
Eficiência latente típica (%)	-	-	-	-
Eficiência Total (%)	-	50 a 73	50 a 85	-
Velocidade nominal (m/s)	2 a 4	1.5 a 3	2 a 4	1.5 a 2.2
Perda de carga (Pa)	150 a 500	150 a 500	150 a 500	170 a 300

EATR (%)	0	0	0	0
OACF	0.99 a 1.01	1.0	1.0	1.0
Faixa de temperatura (° C)	-40 a 40	-45 a 500	-40 a 40	-40 a 46
Modo típico de aquisição	Recuperador apenas dentro de uma caixa Recuperador e ventiladores Sistema completo	Serpentina apenas Sistema completo	Recuperador apenas Recuperador dentro de uma caixa	Sistema completo
Vantagens	Sem partes móveis Localização do ventilador não é crítica Diferencial de pressão permitido até 15 kPa	A corrente de ar de exaustão pode ser separada da de alimentação Localização do ventilador não é crítica	A corrente de ar de exaustão pode ser separada da de alimentação Localização do ventilador não é crítica	Transferência latente a partir de correntes de ar remotas Limpeza microbiológica eficiente de ambas correntes de ar
Limitações	Eficiência limitada pela perda de carga e custo Poucos fornecedores	Prever o desempenho requer precisos modelos de simulação	Eficiência limitada pela perda de carga e custo Poucos fornecedores	Poucos fornecedores Manutenção e desempenho desconhecidos
Métodos de controle de recuperação de calor	Ângulo de inclinação de até 10% da taxa máxima de calor	Válvula de <i>by-pass</i> ou controle de rotação da bomba	Válvula de controle sobre a faixa total de operação	Válvula de controle ou controle de rotação da bomba sobre a faixa total de operação
* Os valores de eficiência são para condições de escoamentos balanceados. Os valores de eficiência aumentam levemente se as vazões de uma ou das duas correntes de ar são maiores que as vazões de teste.			EATR = Taxa de transferência de ar de exaustão; OACF = Fator de correção para o ar externo	

A.6.1 – Caracterização da eficiência do sistema de HRV ou ERV

Uma medida de desempenho de um ERV é a magnitude relativa da energia atual recuperada e a potência fornecida para os ventiladores circularem as correntes de ar. O custo relativo à potência de alimentação dos ventiladores depende da perda de carga das

correntes de ar, da vazão volumétrica, e da eficiência combinada do sistema motor-ventilador. A qualidade da potência fornecida para os ventiladores é alta, e seu custo por unidade de energia é muito maior que a qualidade e o custo da energia recuperada no recuperador. A magnitude e os custos dessas duas formas de energia variam ao longo do ano. Besant e Simonson (2003) sugeriram que o parâmetro chamado relação de eficiência de recuperação (*recovery efficiency ratio* – *RER*) pode ser introduzido para caracterizar a eficiência dos ventiladores de recuperação:

$$RER = \frac{\int (\text{taxa de energia recuperada}) dt}{\int (\text{taxa de energia fornecida aos ventiladores}) dt} \quad (\text{A.3})$$

O RER é similar à taxa de eficiência energética (*energy efficiency ratio* - *EER*) para *chillers* ou equipamentos de ar condicionado unitários. Besant e Simonson (2003) também sugeriram que o desempenho total do sistema, incluindo o ERV, pode ser representado pela razão entre o COP (coeficiente de desempenho) e o RER.

O RER é tipicamente expresso em unidades de [*kJ/Wh*], enquanto a energia recuperada pode ser sensível, latente ou total, em quilowatts e a energia utilizada para circular as correntes de alimentação e exaustão através do ERV, em watts. Assim, o RER total, sensível e latente são dados pelas seguintes equações, respectivamente:

$$RER_{TOTAL} = \frac{\varepsilon_{net,total} \cdot \dot{m}_{min} \cdot (h_1 - h_3)}{P_{blower} + P_{comp}} \quad (\text{A.4})$$

$$RER_{SENSIBLE} = \frac{\varepsilon_{net,sensible} \cdot \dot{m}_{min} \cdot c_p \cdot (t_1 - t_3)}{P_{blower} + P_{comp}} \quad (\text{A.5})$$

$$RER_{LATENT} = \frac{\varepsilon_{net,latent} \cdot \dot{m}_{min} \cdot h_{fg} \cdot (w_1 - w_3)}{P_{blower} + P_{comp}} \quad (\text{A.6})$$

\dot{m}_{min} = Vazão mássica mínima das correntes de alimentação e exaustão [*kg/s*];

h_1 = Entalpia no estado 1 [*kJ/kg*];

t_1 = Temperatura no estado 1 [*K*];

- $w_1 =$ Umidade no estado 1 [kg/kg];
- $P_{comp} =$ Potência de entrada direta para o recuperador [W];
- $P_{blower} =$ Potência de ventilação para o recuperador [W];

$$P_{blower} = \left[\frac{Q_{blower,supply} \cdot \Delta P_{supply}}{\eta_{fan,motor,supply}} \right] + \left[\frac{Q_{blower,exhaust} \cdot \Delta P_{exhaust}}{\eta_{fan,motor,exhaust}} \right] \quad (A.7)$$

- $\Delta p =$ Perda de carga da corrente de ar de alimentação ou exaustão [kPa];
- $Q_{blower} =$ Perda de carga da corrente de ar de alimentação ou exaustão [L/s];
- $\eta_f =$ Eficiência global do ventilador e do motor ou o produto dessas duas eficiências [-];

Outra maneira aceitável de tornar a caracterização da potência adicional de ventilação requerida mais precisa é a partir da comparação dos pontos de operação na curva do ventilador.

Para uma vazão de 470 L/s e valores típicos para as perdas de carga e eficiências do motor e do ventilador, o RER sensível pode variar entre 26 a 32 kJ/Wh. Esse cálculo sugere que a energia recuperada é aproximadamente de 7,3 a 8,8 vezes a energia usada para operar a unidade de recuperação. Por sua vez, a qualidade da energia térmica é aproximadamente um terço da energia elétrica, assim, a energia atual recuperada é aproximadamente três vezes o custo da energia gasta na unidade de recuperação.

A eficiência combinada (*combined efficiency - CEF*) é a razão da capacidade líquida de resfriamento/aquecimento entregue pela potência elétrica total consumida. A CEF também pode ser relacionada com as energias sensível, latente e total recuperadas, sendo relacionadas pelo RER, pelo EER, que é tipicamente fornecida pelos fabricantes de equipamentos, e pela razão de carga Y . Esse fator Y representa a porcentagem da carga do sistema (resfriamento ou aquecimento) atendida pelo recuperador de energia. Uma alta razão de carga permite o uso de equipamentos menores, afetando, assim, os custos de capital. A CEF de resfriamento pode ser estimada por:

$$CEF_{COOLING} = \frac{1}{Y_c / RER + (1 - Y_c) / EER} \quad (A.8)$$

onde:

$$Y_c = \frac{\text{Capacidade líquida total de resfriamento de recuperador}}{\text{Capacidade líquida total de resfriamento do sistema}} \quad (\text{A.9})$$

$$\text{EER} = \frac{\text{Capacidade líquida total de resfriamento}}{\text{Consumo elétrico total}} \quad (\text{A.10})$$

Para valores típicos de EER=10 para um sistema unitário e uma razão de carga de 0,3, a CEF pode variar entre 15 a 19 kJ/Wh.

A.6.2 – Seleção de um HRV ou ERV

ERVs ou HRVs estão disponíveis como trocadores de calor apenas ou em um sistema completo, incluindo o trocador de calor e os sistemas de motor/ventilador, conforme indicado na Tabela 3.2. A recuperação de energia também está disponível quando esses equipamentos estão integrados em um equipamento unitário de ar condicionado ou em sistemas padrões ou customizados de tratamento de ar. A seleção de tais unidades é primariamente ditada pela quantidade de ar de ventilação. Diversos fabricantes têm desenvolvido programas ou tabelas para ajudar na seleção de tais unidades. Dessa forma, é necessário dimensionar o ventilador, caso apenas o trocador de calor seja comprado.

Entretanto, o verdadeiro desempenho geral do sistema é o custo do seu ciclo de vida (*life-cycle cost – LCC*), que leva em consideração os custos de capital e de manutenção.

A.7 – Considerações econômicas

Sistemas de recuperação de energia ar-ar são utilizados tanto em aplicações novas como em modernizações de instalações existentes. Esses sistemas devem ser projetados 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.

Os custos anuais de aquisição, operação e manutenção são importantes para uma análise global. Geralmente, essa análise considera os custos de capital e juros nesse período como um valor simples, porém, na verdade, esses custos são uma função complexa do valor futuro do dinheiro, bem como das variáveis de projeto do recuperador de energia. Essas variáveis incluem a massa de cada material utilizado, o custo na formação desses materiais, o custo de equipamentos auxiliares e controles, e o custo de instalação.

O custo operacional de energia para sistemas de recuperação envolve funções integradas ao longo do tempo, incluindo variáveis tais como: vazão, perda de carga, eficiência do ventilador, custo da energia e taxa de recuperação de energia. Os cálculos são complexos porque as cargas de resfriamento ou aquecimento do ar são, para certa faixa de temperatura de ar externo, dependentes do tempo na maioria das edificações. Os horários de utilização para os edifícios também podem impor diferentes taxas de ventilação para cada hora do dia. As tarifas dos serviços elétricos muitas vezes variam de acordo com a hora do dia, a quantidade de energia utilizada, e a carga de potência de pico.

A eficiência total do recuperador deveria ser tão maior quanto possível, entretanto, uma alta eficiência implica em um alto custo de capital, mesmo quando o recuperador é projetado para minimizar a quantidade de material utilizado. Os custos de energia para ventiladores e bombas são geralmente muito importantes e acumulam o custo de operação mesmo quando o sistema de recuperação está em desuso. Dessa maneira, o problema de minimização do LCC global a fim de prover um projeto eficiente pode envolver dez ou mais variáveis de projeto independentes, assim como várias restrições especificadas e condições de operação (Besant e Johnson, 1995).

Além disso, sistemas de recuperação de energia em aplicações de conforto operam com diferenciais de temperatura muito menores e por isso requerem modelos de transferência de energia mais precisos para atingir o melhor custo benefício ou menor LCC. Ainda mais importante, a energia recuperada pode ser utilizada para reduzir a capacidade de resfriamento ou aquecimento dos equipamentos, o que pode gerar um efeito significativo no desempenho/eficiência de ambos os sistemas.

O **período de retorno** (*payback period - PP*) é melhor computado após a avaliação dos custos anuais. Ele é geralmente definido por:

$$PP = \frac{\text{Custo do capital e juros}}{\text{Custo operacional anual de energia economizada}} \quad (\text{A.11})$$

$$PP = \frac{C_{s,init} - ITC}{C_e \cdot (1 - T_{inc})} \cdot CRF \cdot (i'', n) \quad (A.12)$$

$C_{s,init}$	=	Custo inicial do sistema;
ITC	=	Taxa de investimento para melhorias em eficiência energética;
C_e	=	Custo da energia para operar o sistema por um período de um ano;
T_{inc}	=	Taxa de imposto de renda líquida aonde as taxas são baseadas no último dólar ganho (taxa marginal);
CRF	=	Fator de recuperação de capital;
i''	=	Taxa de desconto efetivo ajustado pela inflação da energia;
n	=	Número total de períodos avaliados.

O 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.

A.7.1 – Custo do sistema instalado

O custo inicial de um sistema de AVAC instalado é geralmente menor para dispositivos de recuperação de energia ar-ar, uma vez que os equipamentos de refrigeração mecânica podem ser reduzidos em sua capacidade. Assim, um sistema mais eficiente de AVAC pode também ter um menor custo total instalado. O custo de instalação do sistema de recuperação se torna mais baixo por unidade de vazão, assim como pela quantidade de ar externo utilizado para aumento da ventilação.

A.7.2 – Custo do ciclo de vida (LCC)

O custo-benefício dos recuperadores de energia é melhor avaliado considerando todo custo de capital, instalação, operação e de economia de energia sobre a vida útil do

equipamento operando em condições normais, em termos do custo do ciclo de vida. Em regra, nem o mais eficiente e nem o mais caro dos dispositivos de recuperação será o mais econômico. Otimizar o LCC para o máximo de economia pode envolver diversas variáveis de projeto, requerendo uma cuidadosa estimativa de custos e o uso de um modelo preciso com todas as variáveis de projeto.

A.7.3 – Custo de energia

O custo absoluto da energia e o custo relativo das várias formas de energia são os maiores fatores econômicos envolvidos na implantação de um sistema AVAC. Altos custos da energia favorecem altos níveis de recuperação de energia também. Em regiões em que o custo elétrico é maior que o custo dos combustíveis, os dispositivos de recuperação com pequenas perdas de carga são preferíveis.

A.7.4 – Grau de energia de exaustão

Um alto grau de energia de exaustão (alta temperatura) é geralmente mais econômico para ser recuperado do que um baixo grau de energia. Assim, a recuperação de energia é mais econômica para grandes diferenças de temperatura entre a fonte de energia desperdiçada e o seu destino.

A.7.5 – Ambiente de operação

Altas temperaturas de operação ou a presença de corrosivos, gases condensáveis e particulados em alguma das correntes de ar resultam em equipamentos maiores e em maiores custos de manutenção.

APÊNDICE B - QUALIDADE DO AR INTERIOR – CONTINUAÇÃO DO CAP. 4

B.1 - Introdução

Até algumas décadas atrás, a única exigência feita na construção de uma edificação visava propiciar ao homem as condições necessárias para desenvolver suas atividades, laborais ou de lazer. Com o passar do tempo, outras exigências foram progressivamente sendo adicionadas aos requisitos básicos já conhecidos (segurança da edificação, impermeabilidade e/ou estanqueidade a chuvas, ventos e neve, por exemplo). Cada vez mais, a questão do conforto - seja ele higrotérmico, visual, olfativo ou auditivo - foi sendo valorizada. Novos produtos foram criados, novas técnicas de construção foram incorporadas, sempre com o objetivo de garantir ao homem locais mais adequados para suas atividades, com o menor custo possível (Prado *et al.*, 1999).

A evolução dos edifícios impôs um novo desafio, o da economia de energia. Esta necessidade ficou patente após a crise do petróleo na década de setenta. Com a alta dos preços dos combustíveis, houve uma tendência mundial em conservar energia, resultando em edifícios com poucas aberturas para ventilação (Prado *et al.*, 1999).

Além dos edifícios se tornarem cada vez mais fechados, seu grau de automatização também aumentou. Sua dependência de controles computadorizados, sistemas forçados de ventilação, sistemas de ar condicionado, dentre outros, foi crescendo. Sistemas de ventilação tornaram-se mais sofisticados. Reduções nos gastos de energia foram possíveis pelo emprego de computadores para variar as quantidades de ar introduzidas no edifício, baseadas unicamente em requisitos de carga térmica nos espaços ocupados. Os únicos critérios utilizados em relação ao ar interior foram a temperatura e a umidade. Os outros parâmetros envolvendo a qualidade do ar utilizado dentro dos edifícios foram ignorados. Se, por um lado, houve uma preocupação crescente com a economia de energia, por outro, a qualidade do ar interno (QAI) foi deixada de lado (Prado *et al.*, 1999).

Controles e avanços nos sistemas automatizados causaram uma redução dramática nas perdas de energia nos últimos trinta anos e as taxas de infiltração de ar caíram. O resultado disso é que as concentrações médias dos vários poluentes no ar interno aumentaram substancialmente. Registros externos (*dampers*) de entrada de ar eram dispostos de modo a permitir um mínimo de captação de ar, ou mesmo eram fechados para diminuir os gastos com refrigeração. Hoje, sabe-se que uma série de poluentes - dentre eles, monóxido de carbono, dióxido de carbono, amônia, óxido de enxofre e nitrogênio -

são produzidos dentro do edifício por materiais de construção baseados em solventes orgânicos, por materiais de limpeza, mofo, bolor, metabolismo humano e também pelas próprias atividades do homem, como cozinhar ou lavar e secar roupas. Tais poluentes comprometem a saúde e o rendimento do trabalho dos usuários (Prado *et al.*, 1999).

Alguns edifícios já estão sendo chamados de “doentes”, devido à péssima qualidade do ar 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. Sua origem está relacionada ao fato de que os edifícios com manutenção inadequada de suas torres de resfriamento e sistema de ventilação, por exemplo, são fontes de microrganismos, conforme a EPA (Environmental Protection Agency, 1991).

São chamados de “doentes” aqueles nos quais uma porção significativa dos usuários, em torno de 20% segundo Robertson (1995), apresenta uma série de sintomas, tais como: dor de cabeça, náuseas, cansaço, irritação dos olhos, nariz e garganta, falta de concentração, problemas de pele, dentre outros. Tais edifícios possuem problemas no seu ambiente interno. Como já citado anteriormente, a qualidade do ar desempenha papel importante neste processo. Contudo, 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 o aumento das queixas dos usuários.

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, as despesas com tratamento médico e aumentam a produtividade. Eles fazem parte de um programa de monitoramento específico designado para inspecionar, analisar e avaliar o sistema de manejo do ar nos edifícios. Tal programa consiste, conforme indica Robertson (1995), 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 os sistemas de refrigeração, aquecimento e umidificação. 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 caminhadas de vistorias em intervalos de tempo pré-determinados, para fazer relatórios com metodologias, conclusões e recomendações.

Possuir um edifício saudável significa, ao menos, ter uma boa qualidade interior do ar, através do uso de adequadas taxas de ventilação, de sistemas de automação predial e de

um monitoramento contínuo das instalações. Atualmente, há uma estimativa de que grande parte das pessoas, principalmente em ambientes urbanos, passa entre 80 e 90% do seu tempo dentro de edifícios (Prado *et al.*, 1999). De acordo com Parker (1993), isto significa que, na maior parte do tempo, estamos sujeitos a um ambiente artificial que é modificado pelo espaço fechado do edifício. E o que é pior, modificado de maneira negativa, já que o problema da qualidade do ar é real e crescente. Segundo Raw (1997), sua natureza é difícil de avaliar, pois muitos componentes químicos diferentes estão envolvidos e alguns deles não são perceptíveis como, por exemplo, o radônio.

Problemas econômicos, legais e de saúde associados à qualidade do ar parecem destinados a torná-la uma questão dominante no próximo século. Certamente, os problemas de qualidade do ar tornaram o trabalho de engenheiros, arquitetos e gerentes mais difícil e trouxeram aos proprietários um grande risco. Pesquisas sobre esse tema tiveram um grande impulso nos anos 90, principalmente nos EUA e na Europa. Em alguns países, diversas agências particulares e do governo federal estão envolvidas em trabalhos relativos à melhoria da qualidade do ar interno das edificações (Prado *et al.*, 1999).

B.2 - Fatores que afetam a QAI.

Diversos fatores afetam a QAI. Para cada fator existem os tipos de poluentes, fontes mais conhecidas e seus efeitos à saúde, assim como também planos específicos para a prevenção e resolução de problemas relativos a cada fator. Podem ser levantados os seguintes fatores: i) ventilação de ar externo; ii) contaminantes químicos: monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), 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 (Prado *et al.*, 1999).

B.3 – Normas

O condicionamento do ar ventilado pode consumir significativa energia de resfriamento, aquecimento e ventilação; portanto, a maioria dos sistemas mecânicos é projetada para atender os requisitos mínimos de ventilação, que são definidos por regulamentos e normas. As normas não só prescrevem as taxas nas quais o ar externo deve

ser entregue em cada zona térmica de um edifício, mas também como calcular as taxas necessárias para cada nível de sistema, o que afeta grandemente o projeto e forma de controle dos sistemas de ventilação.

B.3.1 – Norma ASHRAE 62.1-2010 (*Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*)

Essa norma prescreve 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).

O VRP descreve o método de projeto pelo qual as taxas de ar externo são determinadas baseadas no tipo de espaço, densidade de ocupação e área. O procedimento de qualidade do ar interior é uma abordagem baseada no desempenho. Ele requer que os projetistas primeiramente identifiquem as fontes, limites de concentração, e o correspondente período de exposição para cada contaminante ou mistura de contaminantes relevantes. 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 permite que o ar externo seja provido através de aberturas externas no envelope do edifício (como janelas operáveis) em conformidade com a norma. Entretanto, para que a ventilação natural sozinha seja confiável, o edifício deve possuir aberturas que estão sempre abertas durante os períodos de ocupação, possuir um sistema de ventilação natural aprovado pela autoridade local competente, ou não possuir equipamentos de resfriamento ou aquecimento (Zhang, 2012).

A maioria dos edifícios ventilados mecanicamente segue o procedimento da taxa de ventilação porque esse é um caminho prescritivo, e por isso, fácil de usar. Um conjunto de equações nesse procedimento determinam as taxas de ar externo para o sistema, o qual se destina a prover uma ventilação suficiente na zona de respiração a fim de diluir os

contaminantes gerados pelos ocupantes e por outras fontes (Zhang, 2012). Nas primeiras versões da *Standard 62.1* (1989, 1999, 2001), os requisitos para a zona de ventilação são especificados com base no número de ocupantes na zona ou na área da zona:

$$V_{bz} = R_p \cdot P_z \quad (\text{B.1})$$

V_{bz} = Vazão volumétrica de ar externo com base 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 [-];

$$V_{bz} = R_a \cdot A_z \quad (\text{B.2})$$

V_{bz} = Vazão volumétrica de ar externo com base na área do espaço [m^3/h];

R_a = Vazão volumétrica de ar externo por unidade de área [$m^3/h/m^2$];

A_z = Área do ambiente [-];

Versões mais recentes (2004, 2007, 2010) prescrevem a combinação das duas taxas. A taxa por pessoa tem como função diluir os contaminantes gerados pelos ocupantes, e a taxa referente à área de ocupação para diluição das fontes poluidoras relativas à edificação. Assim, a taxa de ventilação da zona da respiração é:

$$V_{bz} = R_p \cdot P_z + R_a \cdot A_z \quad (\text{B.3})$$

V_{bz} = Vazão volumétrica de ar externo necessária na zona de respiração [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 [$m^3/h/m^2$];

A_z = Área do ambiente [-];

Outra importante atualização da versão da norma de 2001 para a de 2004 melhorou o cálculo para sistemas de várias zonas com recirculação de ar, especialmente para sistemas com vazão de ar variável (VAV) de diversas zonas. Antes da atualização, a taxa de ar externo que adentrava era simplesmente a soma das vazões requeridas para cada

zona. Nas versões de 2004, 2007 e 2010, os procedimentos de cálculo podem ser sumarizados nos seguintes passos (Zhang, 2012):

Passo 1: Calcular a vazão de ar externo para a zona de respiração.

Passo 2: Determinar a eficiência da zona de ventilação.

Passo 3: Calcular a vazão de ar da zona externa.

Passo 4: Calcular a fração de ar externo da zona primária (ou fração de ar externo da zona de descarga).

Passo 5: Determinar a vazão de ar externo de entrada corrigida.

Passo 6: Determinar a eficiência do sistema de ventilação.

Passo 7: Calcular a vazão de entrada de ar externo do sistema.

Esse novo procedimento considera o excesso de ventilação para as zonas não críticas do sistema de vazão variável (VAV) e para a eficiência de ventilação do sistema. Entretanto, ele frequentemente resulta em um valor maior de projeto para as vazões de entrada de ar externo do que o procedimento de cálculo usando o método de soma simples utilizado nas normas anteriores. A vazão de ar externo do sistema de ventilação determinada a partir do VRP para sistemas de recirculação multi-zona é uma taxa de pico baseada no pior caso de condições de operação. Embora essas condições apareçam apenas em curtos períodos de tempo, os equipamentos de AVAC devem ser dimensionados para o pior cenário. Para reduzir o impacto na energia e considerar as variações nas condições de operação, três opções de controle dinâmico são permitidas (mas não requeridas) pela norma *Standard* 62.1-2010: i) Ventilação por controle de demanda (*Demand-controlled ventilation – DCV*); ii) eficiência de ventilação; iii) fração de ar externo.

DCV: qualquer meio pelo qual a vazão de ar externo da zona de respiração pode ser variada pela ocupação do espaço ou pela área de ocupação, em relação à ocupação atual ou estimada e/ou aos requisitos de ventilação da zona ocupada. Essa é uma estratégia de controle de nível de zona.

Eficiência de ventilação: em sistemas multi-zona, com a mudança da eficiência da zona de distribuição de ar entres os modos de aquecimento ou resfriamento, ou com a mudanças de vazão devido às variações de carga térmica, a eficiência de ventilação do sistema muda.

Fração de ar externo: na maioria dos sistemas de VAV, cada unidade terminal tem um valor mínimo de vazão pré-definido. Quando o economizador de ar externo é

ativado, o sistema usa mais ar externo para a operação. Durante a operação com o economizador, os valores mínimos de vazão para as VAVs podem ser redefinidos para valores menores, uma vez que o ar primário é mais rico em ar externo, possibilitando a redução de energia de ventilação.

Embora todas as três opções possam resultar em taxas de entrada de ar externo diferentes dos valores de projeto, eles focam em diferentes sistemas ou situações das zonas de operação. A operação do DCV ocorre em resposta à variação de ocupação da zona; a eficiência de ventilação muda em resposta à variação da vazão da zona por conta da variação de carga térmica. Essas duas opções são descritas independentemente na norma *ASHRAE 90.1-2010*. Quando o projeto de um edifício específico abrange ambas as categorias, as duas opções de controle (DCV e eficiência de ventilação) podem ser requeridas para que a norma seja atendida. A opção de controle por fração de ar externo é opcional. Todas as opções de controle mencionadas propiciam oportunidades para economias de energia, mas elas também requerem um sistema de automação do edifício para que haja uma implementação adequada (Zhang, 2012).

B.3.2 – Norma ASHRAE 90.1-2010 (*Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings*)

O propósito dessa norma é apresentar requisitos que garantam que os edifícios serão projetados para serem eficientes do ponto de vista energético. Para os requisitos mínimos de ventilação, a norma 90.1 se refere à norma 62.1.

A última atualização da ASHRAE 90.1 em 2010 apresentou um grande salto na evolução do padrão utilizado. No que compete a climatização, em uma abordagem simplificada, foram adotados novos critérios para alguns sistemas, como por exemplo, novos requisitos para vazões de ar variável, recuperação de energia através do ar rejeitado, consumo de energia, sistemas de exaustão, ventilação, controle de demanda, ventilação em garagens, entre outros.

Uma mudança significativa dessa nova versão é em relação ao volume de ar variável (VAV) sobre os sistemas de controle de zona única. 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 for inferior a 50%.

Por último, a norma exige o sistema de DCV para espaços largos com mais de 500 pés quadrados de área, e com uma ocupação de projeto maior que 40 pessoas por cada 1000 pés quadrados de área, e servidos por sistemas com um ou mais: i) um ciclo economizador; ii) controle de modulação automático do damper de ar externo ou; iii) um projeto de vazão de ar externo maior que 3000 cfm (Zhang, 2012).

B.3.3 – Norma ASHRAE 189.1-2009 (*Standard for the Design of High-Performance Green Buildings*)

Essa norma, relativa aos requisitos de projeto para edifícios verdes, excede à norma 90.1 a 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 metros quadrados. Assim, essa norma exige que haja um sistema de DCV para esses ambientes densamente ocupados, relatando ainda detalhes dos tipos de sensores de CO₂ a serem utilizados, seu posicionamento, precisão, etc (Zhang, 2012).

B.3.4 – ABNT NBR 16401-3/2008 (Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários – Parte 3: Qualidade do ar interior)

Essa norma brasileira especifica os parâmetros básicos e requisitos mínimos para sistemas de ar condicionado, visando à obtenção de qualidade aceitável de ar interior para conforto, 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 ABNT é determinada como estipulado na norma internacional ASHRAE 62.1. O conceito de vazão eficaz é constituído pela soma de duas partes, avaliadas separadamente: a vazão relacionada às pessoas e a vazão relacionada à área ocupada:

$$V_{ef} = F_p \cdot P_z + F_a \cdot A_z \quad (B.4)$$

V_{ef} = Vazão eficaz de ar externo [m^3/h];

F_p = Vazão volumétrica de ar externo por ocupante [$m^3/h/pessoa$];

- $P_z =$ Número máximo de ocupantes do ambiente [-];
- $R_a =$ Vazão volumétrica de ar externo por unidade de área [$m^3/h/m^2$];
- $A_z =$ Área útil ocupada pelas pessoas do ambiente [-];

Os valores de vazão eficaz mínima são levantados em um tabela, 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:

$$V_z = V_{ef} / E_z \quad (B.5)$$

- $V_z =$ Vazão de ar externo a ser suprida na zona de ventilação [m^3/h];
- $E_z =$ Eficiência de distribuição de ar na zona [-];

A vazão a de ar exterior a ser suprida pelo sistema, consideração um sistema com zona de ventilação única:

$$V_s = V_z \quad (B.6)$$

- $V_s =$ Vazão de ar externo na tomada de ar [m^3/h];

Ainda, o Anexo C da norma em questão, baseado também na norma ASHRAE 62.1, apresenta um informativo em relação ao CO₂ como indicador de qualidade do ar, sendo considerado um indicador válido do nível de poluição produzido pelas pessoas. Não sendo, porém, um indicador da qualidade do ar do recinto, pois inúmeros poluentes químicos presentes, além dos produzidos pelas pessoas, não têm nenhuma relação com a concentração de CO₂. Uma equação simples determina a vazão de ar exterior necessária para manter a concentração volumétrica de CO₂ no recinto abaixo de determinado nível:

$$V_0 = N / (C_s - C_0) \quad (B.7)$$

- $V_0 =$ Vazão de ar externo por pessoa [$m^3/h/pessoa$];
- $N =$ Taxa de geração de CO₂ por pessoa [$ppm/hora/pessoa$];

$C_s =$ Concentração de CO₂ no recinto [ppm];

$C_0 =$ Concentração de CO₂ no ar exterior [ppm];

A concentração máxima de CO₂ 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.

B.3.5 – Portaria 3.523/1998 do Ministério da Saúde

A Portaria 3.523 tem por objetivo aprovar procedimentos que visem minimizar o risco potencial à saúde dos ocupantes. Além disso, também objetiva aprovar um regulamento técnico contendo medidas básicas referentes aos procedimentos de verificação visual do estado de limpeza, remoção de sujeiras por métodos físicos e manutenção do estado de eficiência e integridade de todos os componentes dos sistemas de climatização.

A ANVISA (Agência Nacional de Vigilância Sanitária) publicou em 16 de janeiro de 2003 a Resolução nº 9, que contém medidas específicas referentes a padrões de qualidade do ar em ambientes climatizados, parâmetros físicos e composição química do ar interior, bem como identificação dos poluentes de natureza física, química e biológica, com suas tolerâncias e métodos de controle, e também alguns pré-requisitos para projetos de instalação e de execução de sistemas de climatização.

A portaria também impõe 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, por um responsável técnico habilitado. 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 estabelece o PMOC e 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.

B.3.6 – Comparação das normas

Pela evolução das normas americanas, percebe-se uma grande associação entre as normas relativas à qualidade do ar interior e as normas de uso de energia, uma vez que esses temas estão intimamente ligados. Esse fato se confirma nos itens das normas de energia que requerem controles de vazão de ar exterior de acordo com a demanda (DCV), com o intuito de economizar energia. As normas brasileiras, por sua vez, contemplam apenas os requisitos de qualidade do ar, uma vez que não apresentam exigências relativas ao controle e operação dos sistemas de ventilação.

Um ponto bastante controverso entre as normas se dá em relação aos valores e métodos utilizados para definição das vazões mínimas de ar externo, necessárias para manutenção da qualidade do ar em um sistema de ar condicionado. Esses métodos e valores sofreram alterações ao longo do tempo, e, ainda hoje, existem grandes diferenças entre as normas de qualidade do ar de diversos países (Tabela B.1). Percebe-se uma grande diferença entre os métodos existentes, sejam eles diretos (vazões estabelecidas a partir das concentrações reais do ambiente) ou indiretos (vazões definidas por base nas ocupações e áreas de projeto). Os métodos indiretos, por sua vez, foram modificados ao longo do tempo, levando em conta fatores e níveis mínimos diferentes, gerando valores bem distintos para uma mesma aplicação. Ainda, diversas normas de outros países consideram critérios diferentes, trazendo valores ainda mais discrepantes em relação ao padrão da norma americana.

Na Europa, as taxas de ventilação cresceram em relação aos níveis das taxas americanas, talvez em resposta às excessivas preocupações com a qualidade do ar interior, especialmente no norte europeu. Por exemplo, para edifícios de escritório com uma densidade de ocupação de 10 m²/pessoa, a norma da Espanha aumentou recentemente sua taxa de ventilação em 25%, chegando a 12,5 litros/segundo por pessoa, bem acima dos valores da norma dos Estados Unidos.

Tabela B.1 – Vazões mínimas de ar externo para edifício de escritórios com ocupação de 10m²/pessoa (Perez-Lombard *et al.*, 2011, modificado)

País	Norma	Vazão de ar externo (L/s/pes.)
EUA	ASHRAE 62.1	5,5
Califórnia/EUA	Title 24	7,6
Inglaterra	Part F [53]	10,0

Espanha	RITE	12,5
China	EEPB	8,3
Brasil	3.523/98	7,5
Brasil	16401-3 nível 1	5,5
Brasil	16401-3 nível 2	7,1
Brasil	16401-3 nível 3	8,8

Dessa forma, é importante que se adotem valores ótimos, de maneira a adequar a qualidade do ar interior com a economia de energia, evitando gastos desnecessários com excesso de ventilação. Cabe ressaltar, ainda, que esses valores de vazão ainda são corrigidos por um fator chamado eficiência de distribuição na zona, majorando ainda mais os valores. Assim, os sistemas de DCV constituem solução indispensável para que essas premissas sejam implementadas de forma sustentável.

Por último, percebe-se nas normas que há um lapso em relação às definições das condições nas quais se é permitido utilizar da ventilação natural para edifícios residenciais, garagens, áreas de estacionamento e casas de motores. As normas brasileiras, inclusive, só exigem os requisitos que visam a manutenção da qualidade do ar para sistemas unitários com mais de 10 kW (34.000 BTU/h, ABNT NBR 16401-3) e o PMOC para sistemas com mais de 60.000 BTU/h (Portaria 3.523/98). Nesse sentido, os pequenos escritórios, edificações residenciais, e demais ambientes atendidos por sistemas de menor porte não possuem exigências para renovação de ar, podendo ocorrer os diversos problemas para os ocupantes já mencionados anteriormente. Cada vez mais países desenvolvidos do norte europeu, China e EUA têm atualizado suas normas de qualidade do ar com critérios de eficiência energética, exigindo sistemas de DCV aliados com recuperadores de energia, com aplicações em edifícios comerciais e residenciais, uma vez que as pesquisas mais recentes tem demonstrado a economia de energia e melhoria da qualidade do ar dos ambientes atendidos por esses sistemas.

APÊNDICE C - FORMULAÇÃO MATEMÁTICA INSERIDA NO EES PARA REALIZAÇÃO DAS SIMULAÇÕES

PROCEDURE

```
ERV(Control_ERV;m_dot_a;T_a_ext_in;w_a_ext_in;h_a_ext_in;C_p;h_fg;f_ocup;P_bsb;Eta_sen;Eta_lat;Eta_total;T_a_indoor;w_a_indoor :  
T_a_ext_out;w_a_ext_out;h_a_ext_out;Q_dot_ERV_real;  
Q_dot_ERV_lat_max;Q_dot_ERV_sen_max;Q_dot_ERV_max;Q_dot_ERV_sens;T_a_indoor_out;w_a_indoor_out;Q_dot_ERV_Eta_total;Q_d  
ot_ERV_lat;Q_dot_ERV_sens_cor)
```

IF (f_ocup=0) THEN

```
T_a_ext_out:=T_a_ext_in  
w_a_ext_out:=w_a_ext_in  
h_a_ext_out:=h_a_ext_in  
Q_dot_ERV_lat_max:=0  
Q_dot_ERV_sen_max:=0  
Q_dot_ERV_max:=0  
Q_dot_ERV_sens:=0  
T_a_indoor_out:=T_a_indoor  
w_a_indoor_out:=w_a_indoor  
Q_dot_ERV_Eta_total:=0  
Q_dot_ERV_lat:=0  
Q_dot_ERV_sens_cor:=0  
Q_dot_ERV_real:=0
```

ELSE

IF (Control_ERV=0) THEN

```
T_a_ext_out:=T_a_ext_in  
w_a_ext_out:=w_a_ext_in  
h_a_ext_out:=h_a_ext_in  
Q_dot_ERV_lat_max:=0
```

```

Q_dot_ERV_sen_max:=0
Q_dot_ERV_max:=0
Q_dot_ERV_sens:=0
T_a_indoor_out:=T_a_indoor
w_a_indoor_out:=w_a_indoor
Q_dot_ERV_Eta_total:=0
Q_dot_ERV_lat:=0
Q_dot_ERV_sens_cor:=0
Q_dot_ERV_real:=0

```

ELSE

```

Q_dot_ERV_lat_max:=(m_dot_a*h_fg*(w_a_ext_in-w_a_indoor))
Q_dot_ERV_sen_max:=(m_dot_a*C_p*(T_a_ext_in-T_a_indoor))
Q_dot_ERV_max:=(Q_dot_ERV_lat_max+Q_dot_ERV_sen_max)
Q_dot_ERV_sens:=Eta_sen*Q_dot_ERV_sen_max
Q_dot_ERV_Eta_total:=Eta_total*Q_dot_ERV_max
Q_dot_ERV_lat:=Eta_lat*Q_dot_ERV_lat_max
Q_dot_ERV_sens_cor:=Q_dot_ERV_sens-((Q_dot_ERV_sens+Q_dot_ERV_lat)-

```

Q_dot_ERV_Eta_total)

```

T_a_indoor_out:=((Q_dot_ERV_sens)/((m_dot_a*C_p)+0,000001))+T_a_indoor
w_a_indoor_out:=((Q_dot_ERV_lat)/((m_dot_a*h_fg)+0,000001))+w_a_indoor
T_a_ext_out:=(Q_dot_ERV_sens_cor/((-1)*m_dot_a*C_p))+T_a_ext_in
w_a_ext_out:=(Q_dot_ERV_lat/((-1)*m_dot_a*h_fg))+w_a_ext_in
h_a_ext_out:=enthalpy(AirH2O;T=T_a_ext_out;w=w_a_ext_out;P=P_bsb)
Q_dot_ERV_real:=Q_dot_ERV_sens_cor+Q_dot_ERV_lat

```

IF (Q_dot_ERV_real<0) THEN

```

T_a_ext_out:=0
w_a_ext_out:=w_a_ext_in
h_a_ext_out:=h_a_ext_in
Q_dot_ERV_lat_max:=0
Q_dot_ERV_sen_max:=0

```

```

Q_dot_ERV_max:=0
Q_dot_ERV_sens:=0
T_a_indoor_out:=T_a_indoor
w_a_indoor_out:=w_a_indoor
Q_dot_ERV_Eta_total:=0
Q_dot_ERV_lat:=0
Q_dot_ERV_sens_cor:=0
Q_dot_ERV_real:=0

```

```
ENDIF
```

```
ENDIF
ENDIF
END
```

```
{=====}
```

```
PROCEDURE CTRLCO2(V_ar_pes;A_amb;V_ar_amb;Control_CO2;N_ocup_max; f_ocup : N_ocup;V_dot_a)
```

```
IF (f_ocup=0) THEN
```

```

N_ocup:=0
V_dot_a:=0
m_dot_a:=0

```

```
ELSE
```

```
IF (Control_CO2=0) THEN
```

```

N_ocup:=N_ocup_max
V_dot_a=(N_ocup*V_ar_pes+A_amb*V_ar_amb)

```

```
ELSE
```

```

N_ocup:=N_ocup_max*f_ocup
V_dot_a=(N_ocup*V_ar_pes+A_amb*V_ar_amb)

```

```
ENDIF
ENDIF
END
```

{=====}

PROCEDURE MASSA(V_dot_a;v_a_ext : m_dot_a)

m_dot_a= (V_dot_a/3600)/v_a_ext

IF (m_dot_a<0,001) THEN

 m_dot_a:=0

ENDIF

END

{=====}

PROCEDURE COEF(Q_dot_ev;Control_ERV;T_a_ext_in :

V_a_10TR;V_a_FC10TR;P_FC10TR;V_a_15TR;V_a_FC15TR;P_FC15TR;CO_10TR;P_Ch10TR;CO_15TR;P_Ch15TR;COP_15TR;COP_10TR)

IF(Control_ERV=0) THEN

 V_a_10TR:=0

 V_a_FC10TR:=0

 P_FC10TR:=0

 CO_10TR:=0

 P_Ch10TR:=0

 COP_10TR:=0

 V_a_15TR=10320/43

{[m³/h/TR]} "Taxa de

vazão de ar por TR de refrigeração para o fancoil"

 V_a_FC15TR=V_a_15TR*Q_dot_ev

{[m³/h]} "Vazão real para

o fancoil de acordo com a carga térmica real"

 P_FC15TR=((V_a_FC15TR²)*(-1)*(10⁻⁸))-((V_a_FC15TR)*0,000002)+0,3733+((V_a_FC15TR³)*(3)*(10⁻¹²))

 {[kW]} "Potência consumida pelo ventilador do fan coil"

CO_15TR=Q_dot_ev/43
do chiller"

{[%]} "Carga de operação

```
IF(T_a_ext_in>42) THEN
P_Ch15TR=7,07*(CO_15TR^3)-5,50*(CO_15TR^2)+20,45*(CO_15TR)+0,2452
ENDIF
IF(32<T_a_ext_in<=42) THEN
P_Ch15TR=-108,1*(CO_15TR^4)+237,13*(CO_15TR^3)-176,34*(CO_15TR^2)+67,54*(CO_15TR)-3,74
ENDIF
IF(26<T_a_ext_in<=32) THEN
P_Ch15TR=0*(CO_15TR^3)+3,90*(CO_15TR^2)+8,73*(CO_15TR)+0,7405
ENDIF
IF(20<T_a_ext_in<=26) THEN
P_Ch15TR=0*(CO_15TR^3)+3,25*(CO_15TR^2)+8,37*(CO_15TR)+0,63
ENDIF
IF(T_a_ext_in<=20) THEN
P_Ch15TR=0*(CO_15TR^3)+3,33*(CO_15TR^2)+8,23*(CO_15TR)+0,2067
ENDIF

COP_15TR=Q_dot_ev/P_Ch15TR

IF(COP_15TR=0) THEN
P_FC15TR:=0
P_Ch15TR:=0
ENDIF

ELSE
V_a_15TR:=0
V_a_FC15TR:=0
P_FC15TR:=0
CO_15TR:=0
```

```

P_Ch15TR:=0
COP_15TR:=0
V_a_10TR=8150/35
vazão de ar por TR de refrigeração para o fancoil"
V_a_FC10TR=V_a_10TR*Q_dot_ev
o fancoil de acordo com a carga térmica real"
P_FC10TR=((V_a_FC10TR^(2))*(-4)*(10^(-8)))+((V_a_FC10TR)*0,00001)+0,29+((V_a_FC10TR^(3))*(8)*(10^(-12)))
{kW} "Potência consumida pelo ventilador do fan coil"
CO_10TR=Q_dot_ev/35
do chiller"

IF(T_a_ext_in>42) THEN
P_Ch10TR=0*(CO_10TR^3)+5,15*(CO_10TR^2)+9,55*(CO_10TR)+0,86
ENDIF
IF(32<T_a_ext_in<=42) THEN
P_Ch10TR=-69,93*(CO_10TR^4)+150,83*(CO_10TR^3)-109,38*(CO_10TR^2)+41,99*(CO_10TR)-1,9611
ENDIF
IF(26<T_a_ext_in<=32) THEN
P_Ch10TR=0*(CO_10TR^3)+2,74*(CO_10TR^2)+6,06*(CO_10TR)+0,5276
ENDIF
IF(20<T_a_ext_in<=26) THEN
P_Ch10TR=0*(CO_10TR^3)+2,25*(CO_10TR^2)+5,89*(CO_10TR)+0,44
ENDIF
IF(T_a_ext_in<=20) THEN
P_Ch10TR=0*(CO_10TR^3)+2,33*(CO_10TR^2)+5,76*(CO_10TR)-0,121
ENDIF

COP_10TR=Q_dot_ev/P_Ch10TR

IF(COP_10TR=0) THEN
P_FC10TR:=0

```

{[m³/h/TR]} "Taxa de

{[m³/h]} "Vazão real para

{[%]} "Carga de operação

```
P_Ch10TR:=0  
ENDIF
```

```
ENDIF  
END
```

```
{=====}
```

```
PROCEDURE POT(V_dot_a : P_s)
```

```
P_s=(((((V_dot_a^3)*4*(10^(-7)))-((V_dot_a^2)*5*(10^(-4))))+(V_dot_a)*1,66*(10^(-1)))+(149)/1000)*2
```

```
IF (V_dot_a=0) THEN  
  P_s:=0  
ENDIF  
END
```

```
{=====}
```

"Simulação numérica do desempenho de um ERV"

"Formulação Matemática"

"1) MEDIDAS DE ENTRADA"

"1.1) Parâmetros Climáticos"

P_bsb=89	{kPa, pressão atmosférica em Brasília}
T_a_indoor=23	{Temperatura do ar rejeitado - temperatura de conforto do ambiente interno}
UR_a_indoor=0,5	{Umidade relativa do ar do ambiente interno}

time=kount+0

Control_CO2=1

Control_ERV=1

"1.2) Parâmetros do ERV"

$Eta_{sen} = (0,0 * (V_{dot_a}^3) - 3 * (10^{(-6)}) * (V_{dot_a}^2) - 0,001 * (V_{dot_a}) + 87,5) / 100$
ERV"

{[-]} "Eficiência sensível do fabricante do

$Eta_{lat} = (0,0 * (V_{dot_a}^3) - 4 * (10^{(-6)}) * (V_{dot_a}^2) - 0,0006 * (V_{dot_a}) + 75,33) / 100$
ERV"

{[-]} "Eficiência latente do fabricante do

$\Delta P_s = -5 * (10^{(-8)}) * (V_{dot_a}^3) + 6 * (10^{(-5)}) * (V_{dot_a}^2) - 0,153 * (V_{dot_a}) + 370,54$
de alimentação"

{[Pa]} "Perda de carga em Pa do ventilador

$\Delta P_e = -5 * (10^{(-8)}) * (V_{dot_a}^3) + 6 * (10^{(-5)}) * (V_{dot_a}^2) - 0,153 * (V_{dot_a}) + 370,54$
de exaustão"

{[Pa]} "Perda de carga em Pa do ventilador

$Eta_f = 0,8$
motor"

{[-]} "Eficiência do conjunto ventilador-

"1.3) Parâmetros para o ciclo de compressão a vapor"

$Q_{dot_ev} = Q_{dot_ev_padrao} + Q_{dot_a}$

{[kW]} "Capacidade de evaporação ou carga térmica"

"1.3) Parâmetros para cálculo da vazão de ar externo"

$N_{ocup_max} = 142$

{ número de ocupantes máximo no ambiente }

$V_{ar_pes} = 9$

{ vazão por pessoa para edifício de escritórios em m³/h }

A_amb=196 {área do ambiente em m2}
V_ar_amb=1,08 {vazão por unidade de área para edifício de escritórios em m³/h}

Call CTRLCO2(V_ar_pes;A_amb;V_ar_amb;Control_CO2;N_ocup_max; f_ocup : N_ocup;V_dot_a)

"2) FÓRMULAS"

"2.1) Parâmetros para determinação das eficiências ponderadas do ERV"

Eta_total=C_s*Eta_sen+C_l*Eta_lat {-} "Eficiência entálpica média ponderada"
C_s=A/(A+B) {-} "Coeficiente de ponderação sensível"
C_l=B/(A+B) {-} "Coeficiente de ponderação latente"
A=1,005/((max(w_a_ext_in;w_a_indoor)-min(w_a_ext_in;w_a_indoor))+0,00001) {-} "Constante para determinação dos coeficientes de ponderação"
B=2500/((max(T_a_ext_in;T_a_indoor)-min(T_a_ext_in;T_a_indoor))+0,00001) {-} "Constante para determinação dos coeficientes de ponderação"

"2.4) Cálculo da recuperação térmica do ERV"

v_a_ext=volume(AirH2O;T=T_a_ext_in;w=w_a_ext_in;P=P_bsb) {m3/kg} "Volume específico do ar externo"

CALL MASSA(V_dot_a;v_a_ext : m_dot_a)

w_a_indoor=HumRat(AirH2O;T=T_a_indoor;r=UR_a_indoor;P=P_bsb) {[kg/kg]} "Umidade absoluta do ar interno"

w_a_ext_in = HumRat(AirH2O;T=T_a_ext_in;r=UR_a_ext_in;P=P_bsb) {[kg/kg]} "Umidade absoluta do ar externo de alimentação"

$h_{a_ext_in} = \text{Enthalpy}(\text{AirH2O}; T=T_{a_ext_in}; w=w_{a_ext_in}; P=P_{bsb})$ {[kJ/kg]} "Entalpia do ar externo de alimentação"

$h_{a_indoor} = \text{Enthalpy}(\text{AirH2O}; T=T_{a_indoor}; r=UR_{a_indoor}; P=P_{bsb})$ {[kJ/kg]} "Entalpia do ar interno do ambiente"

$Q_{dot_a} = m_{dot_a} * (h_{a_ext_out} - h_{a_indoor})$ {[kW]} "Carga térmica devida ao ar de renovação"

$UR_{a_ext_out} = \text{RelHum}(\text{AirH2O}; T=T_{a_ext_out}; w=w_{a_ext_out}; P=P_{bsb})$ {Umidade relativa do ar do externo que entra no ambiente}

$C_p = Cp(\text{AirH2O}; T=T_{a_ext_in}; w=w_{a_ext_in}; P=P_{bsb})$ {Calor específico à pressão constante}

$h_{fg} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; P=P_{bsb}; x=1) - \text{enthalpy}(\text{water}; P=P_{bsb}; x=0)$ {Entalpia de vaporização}

CALL
 ERV(Control_ERV; m_dot_a; T_a_ext_in; w_a_ext_in; h_a_ext_in; C_p; h_fg; f_ocup; P_bsb; Eta_sen; Eta_lat; Eta_total; T_a_indoor; w_a_indoor :
 T_a_ext_out; w_a_ext_out; h_a_ext_out; Q_dot_ERV_real; Q_dot_ERV_lat_max; Q_dot_ERV_sen_max; Q_dot_ERV_max; Q_dot_ERV_sens; T_a_indoor_out; w_a_indoor_out; Q_dot_ERV_Eta_total; Q_dot_ERV_lat; Q_dot_ERV_sens_cor)

CALL COEF(Q_dot_ev; Control_ERV; T_a_ext_in :
 V_a_10TR; V_a_FC10TR; P_FC10TR; V_a_15TR; V_a_FC15TR; P_FC15TR; CO_10TR; P_Ch10TR; CO_15TR; P_Ch15TR; COP_15TR; COP_10TR)

"2.5) Potência de ventilação"

CALL POT(V_dot_a : P_s)

$P_e = ((V_{dot_a_e} * \Delta P_e / 3600) / \text{Eta}_f) / 1000$ {[kW]} "Potência de ventilação"

$V_{\dot{a}_e} = V_{\dot{a}}$

{[m3/h]} "Vazão da corrente de exaustão"

CÓDIGO FONTE

Formulação Matemática

Equations

$$\text{procedure } ERV(\text{Control}_{ERV}; \dot{m}_a; T_{a;ext;in}; w_{a;ext;in}; h_{a;ext;in}; C_p; h_{fg}; f_{ocup}; P_{bsb}; \eta_{sen}; \eta_{lat}; \eta_{total}; T_{a;indoor}; w_{a;indoor}) r \quad (1)$$

$$T_{a;ext;out}; w_{a;ext;out}; h_{a;ext;out}; \dot{Q}_{ERV;real}; \dot{Q}_{ERV;lat;max}; \dot{Q}_{ERV;sen;max}; \dot{Q}_{ERV;max}; \dot{Q}_{ERV;sens}; T_{a;indoor;out}; w_{a;indoor;out}; \dot{Q}_{ERV;\eta;total}; \dot{Q}_{ERV;lat}; \dot{Q}_{ERV;sens;cor}) \quad (2)$$

$$\text{If}(f_{ocup} = 0) \text{ then} \quad (3)$$

$$T_{a;ext;out} \quad (4)$$

$$= T_{a;ext;in} \quad (5)$$

$$w_{a;ext;out} \quad (6)$$

$$= w_{a;ext;in} \quad (7)$$

$$h_{a;ext;out} \quad (8)$$

$$= h_{a;ext;in} \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{ERV;lat;max} \quad (10)$$

$$= 0 \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{ERV;sen;max} \quad (12)$$

$$= 0 \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{ERV;max} \quad (14)$$

$$= 0 \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{ERV;sens} \quad (16)$$

$$= 0 \quad (17)$$

$$T_{a;indoor;out} \quad (18)$$

$$= T_{a;indoor} \quad (19)$$

$$w_{a;indoor;out} \tag{20}$$

$$= w_{a;indoor} \tag{21}$$

$$\dot{Q}_{ERV;\eta;total} \tag{22}$$

$$= 0 \tag{23}$$

$$\dot{Q}_{ERV;lat} \tag{24}$$

$$= 0 \tag{25}$$

$$\dot{Q}_{ERV;sens;cor} \tag{26}$$

$$= 0 \tag{27}$$

$$\dot{Q}_{ERV;real} \tag{28}$$

$$= 0 \tag{29}$$

else (30)

If($Control_{ERV} = 0$) then (31)

$$T_{a;ext;out} \tag{32}$$

$$= T_{a;ext;in} \tag{33}$$

$$w_{a;ext;out} \tag{34}$$

$$= w_{a;ext;in} \tag{35}$$

$$h_{a;ext;out} \tag{36}$$

$$= h_{a;ext;in} \tag{37}$$

$$\dot{Q}_{ERV;lat;max} \tag{38}$$

$$= 0 \tag{39}$$

$$\dot{Q}_{ERV;sens;max} \tag{40}$$

$$= 0 \tag{41}$$

$$\dot{Q}_{ERV;max} \tag{42}$$

$$= 0 \tag{43}$$

$$\dot{Q}_{ERV;sens} \tag{44}$$

$$= 0 \tag{45}$$

$$T_{a;indoor;out} \tag{46}$$

$$= T_{a;indoor} \tag{47}$$

$$w_{a;indoor;out} \tag{48}$$

$$= w_{a;indoor} \tag{49}$$

$$\dot{Q}_{ERV;\eta;total} \tag{50}$$

$$= 0 \tag{51}$$

$$\dot{Q}_{ERV;lat} \tag{52}$$

$$= 0 \tag{53}$$

$$\dot{Q}_{ERV;sens;cor} \tag{54}$$

$$= 0 \tag{55}$$

$$\dot{Q}_{ERV;real} \tag{56}$$

$$= 0 \tag{57}$$

$$\text{else} \tag{58}$$

$$\dot{Q}_{ERV;lat;max} \tag{59}$$

$$= (\dot{m}_a \cdot h_{fg} \cdot (w_{a;ext;in} - w_{a;indoor})) \tag{60}$$

$$\dot{Q}_{ERV;sen;max} \tag{61}$$

$$= (\dot{m}_a \cdot C_p \cdot (T_{a;ext;in} - T_{a;indoor})) \tag{62}$$

$$\dot{Q}_{ERV;max} \tag{63}$$

$$= (\dot{Q}_{ERV;lat,max} + \dot{Q}_{ERV;sen,max}) \quad (64)$$

$$\dot{Q}_{ERV;sens} \quad (65)$$

$$= \eta_{sen} \cdot \dot{Q}_{ERV;sen,max} \quad (66)$$

$$\dot{Q}_{ERV;\eta;total} \quad (67)$$

$$= \eta_{total} \cdot \dot{Q}_{ERV,max} \quad (68)$$

$$\dot{Q}_{ERV;lat} \quad (69)$$

$$= \eta_{lat} \cdot \dot{Q}_{ERV;lat,max} \quad (70)$$

$$\dot{Q}_{ERV;sens;cor} \quad (71)$$

$$= \dot{Q}_{ERV;sens} - ((\dot{Q}_{ERV;sens} + \dot{Q}_{ERV;lat}) - \dot{Q}_{ERV;\eta;total}) \quad (72)$$

$$T_{a;indoor,out} \quad (73)$$

$$= \left(\frac{\dot{Q}_{ERV;sens}}{(\dot{m}_a \cdot C_p) + 0,000001} \right) + T_{a;indoor} \quad (74)$$

$$w_{a;indoor,out} \quad (75)$$

$$= \left(\frac{\dot{Q}_{ERV;lat}}{(\dot{m}_a \cdot h_{fg}) + 0,000001} \right) + w_{a;indoor} \quad (76)$$

$$T_{a;ext,out} \quad (77)$$

$$= \left(\frac{\dot{Q}_{ERV;sens;cor}}{(-1) \cdot \dot{m}_a \cdot C_p} \right) + T_{a;ext,in} \quad (78)$$

$$w_{a;ext,out} \quad (79)$$

$$= \left(\frac{\dot{Q}_{ERV;lat}}{(-1) \cdot \dot{m}_a \cdot h_{fg}} \right) + w_{a;ext,in} \quad (80)$$

$$h_{a;ext,out} \quad (81)$$

$$= h(AirH2O; T = T_{a;ext;out}; \mathbf{w} = w_{a;ext;out}; P = P_{bsb}) \quad (82)$$

$$\dot{Q}_{ERV;real} \quad (83)$$

$$= \dot{Q}_{ERV;sens;cor} + \dot{Q}_{ERV;lat} \quad (84)$$

$$\text{If}(\dot{Q}_{ERV;real} < 0) \text{ then} \quad (85)$$

$$T_{a;ext;out} \quad (86)$$

$$= 0 \quad (87)$$

$$w_{a;ext;out} \quad (88)$$

$$= w_{a;ext;in} \quad (89)$$

$$h_{a;ext;out} \quad (90)$$

$$= h_{a;ext;in} \quad (91)$$

$$\dot{Q}_{ERV;lat;max} \quad (92)$$

$$= 0 \quad (93)$$

$$\dot{Q}_{ERV;sen;max} \quad (94)$$

$$= 0 \quad (95)$$

$$\dot{Q}_{ERV;max} \quad (96)$$

$$= 0 \quad (97)$$

$$\dot{Q}_{ERV;sens} \quad (98)$$

$$= 0 \quad (99)$$

$$T_{a;indoor;out} \quad (100)$$

$$= T_{a;indoor} \quad (101)$$

$$w_{a;indoor;out} \quad (102)$$

$$= w_{a;indoor} \quad (103)$$

```

     $\dot{Q}_{ERV;\eta;total}$  (104)
    = 0 (105)
     $\dot{Q}_{ERV;lat}$  (106)
    = 0 (107)
     $\dot{Q}_{ERV;sens;cor}$  (108)
    = 0 (109)
     $\dot{Q}_{ERV;real}$  (110)
    = 0 (111)
endif (112)
endif (113)
endif (114)
end (115)

procedure CTRLCO2( $V_{ar;pes}$ ;  $A_{amb}$ ;  $V_{ar;amb}$ ;  $Control_{CO_2}$ ;  $N_{ocup;max}$ ;  $f_{ocu}$ ) p (116)
    ( $N_{ocup}$ ;  $\dot{V}_a$ ) (117)
    If( $f_{ocup} = 0$ ) then (118)
         $N_{ocup}$  (119)
        = 0 (120)
         $\dot{V}_a$  (121)
        = 0 (122)
    else (123)
        If( $Control_{CO_2} = 0$ ) then (124)

```

$$N_{ocup} \quad (125)$$

$$= N_{ocup;max} \quad (126)$$

$$\dot{V}_a = (N_{ocup} \cdot V_{ar;pes} + A_{amb} \cdot V_{ar;amb}) \quad (127)$$

else (128)

$$N_{ocup} \quad (129)$$

$$= N_{ocup;max} \cdot f_{ocup} \quad (130)$$

$$\dot{V}_a = (N_{ocup} \cdot V_{ar;pes} + A_{amb} \cdot V_{ar;amb}) \quad (131)$$

endif (132)

endif (133)

end (134)

Simulação numérica do desempenho de um ERV

Formulação Matemática

1) MEDIDAS DE ENTRADA

1.1) Parâmetros Climáticos

$$P_{bsb} = 89 \quad (135)$$

$$T_{a;indoor} = 24 \quad (136)$$

$$UR_{a;indoor} = 0,5 \quad (137)$$

$$time = kount + 0 \quad (138)$$

$$Control_{CO_2} = 0 \quad (139)$$

$$Control_{ERV} = 0 \quad (140)$$

1.2) Parâmetros do ERV

$$\eta_{sen} = \frac{-0,00 \cdot (\dot{V}_a^3) + 0,00 \cdot (\dot{V}_a^2) - 0,06 \cdot (\dot{V}_a) + 73,66}{100} \quad (141)$$

Eficiência sensível do fabricante do ERV

$$\eta_{lat} = \frac{-0,00 \cdot (\dot{V}_a^3) + 0,00 \cdot (\dot{V}_a^2) - 0,06 \cdot (\dot{V}_a) + 63,66}{100} \quad (142)$$

Eficiência latente do fabricante do ERV

$$\delta_{P;s} = -0,00 \cdot (\dot{V}_a^3) - 0,00 \cdot (\dot{V}_a^2) - 0,39 \cdot (\dot{V}_a) + 276,69 \quad (143)$$

Perda de carga em Pa do ventilador de alimentação

$$\delta_{P;e} = -0,00 \cdot (\dot{V}_a^3) - 0,00 \cdot (\dot{V}_a^2) - 0,39 \cdot (\dot{V}_a) + 276,69 \quad (144)$$

Perda de carga em Pa do ventilador de exaustão

$$\eta_f = 0,8 \quad (145)$$

Eficiência do conjunto ventilador-motor

1.3) Parâmetros para o ciclo de compressão a vapor

$$T_{we} = 12 \quad (146)$$

Temperatura de entrada da água no evaporador

$$\dot{Q}_{ev} = 100 + \dot{Q}_a \quad (147)$$

Capacidade de evaporação ou carga térmica

$$G = 8 \quad (148)$$

Capacidade do evaporador

$$F = 9,39 \quad (149)$$

Capacidade do condensador

$$k_1 = 137,402 \quad (150)$$

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração

$$k_2 = 4,604 \quad (151)$$

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração

$$k_3 = 0,061 \quad (152)$$

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração
 $k_4 = -1,118$ (153)

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração
 $k_5 = -0,0015$ (154)

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração
 $k_6 = -0,01$ (155)

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração
 $k_7 = -0,0004$ (156)

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração
 $k_8 = -0,00026$ (157)

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração
 $k_9 = 0,0000003$ (158)

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração
 $k_{10} = 1,006$ (159)

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração
 $k_{11} = -0,89$ (160)

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração
 $k_{12} = -0,01$ (161)

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração
 $k_{13} = 0,87$ (162)

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração
 $k_{14} = -0,006$ (163)

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração
 $k_{15} = -0,03$ (164)

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração

$$k_{16} = -0,0002 \quad (165)$$

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração

$$k_{17} = -0,00014 \quad (166)$$

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração

$$k_{18} = 0,000006 \quad (167)$$

Constante para determinação da curva para a capacidade de refrigeração

1.3) Parâmetros para cálculo da vazão de ar externo

$$N_{ocup;max} = 142 \quad (168)$$

$$V_{ar;pes} = 9 \quad (169)$$

$$A_{amb} = 100 \quad (170)$$

$$V_{ar;amb} = 1,08 \quad (171)$$

$$\text{call } CTRLCO2(V_{ar;pes}; A_{amb}; V_{ar;amb}; Control_{CO2}; N_{ocup;max}; f_{ocu})P \quad (172)$$

$$N_{ocup}; \dot{V}_a \quad (173)$$

2) FÓRMULAS

2.1) Parâmetros para determinação das eficiências ponderadas do ERV

$$\eta_{total} = C_s \cdot \eta_{sen} + C_l \cdot \eta_{lat} \quad (174)$$

Eficiência entálpica média ponderada

$$C_s = \frac{A}{(A + B)} \quad (175)$$

Coefficiente de ponderação sensível

$$C_l = \frac{B}{(A + B)} \quad (176)$$

Coefficiente de ponderação latente

$$A = \frac{1,005}{(\max(w_{a;ext;in}; w_{a;indoor}) - \min(w_{a;ext;in}; w_{a;indoor}))} \quad (177)$$

Constante para determinação dos coeficientes de ponderação

$$B = \frac{2500}{((\max(T_{a;ext;in}; T_{a;indoor}) - \min(T_{a;ext;in}; T_{a;indoor})) + 0,00001)} \quad (178)$$

Constante para determinação dos coeficientes de ponderação

2.2) Simulação do ciclo de compressão a vapor

$$\dot{Q}_{ev} = k_1 + k_2 \cdot T_e + k_3 \cdot (T_e^2) + k_4 \cdot T_c + k_5 \cdot (T_c^2) + k_6 \cdot T_e \cdot T_c + k_7 \cdot ((T_e^2) \cdot T_c) + k_8 \cdot (T_e \cdot (T_c^2)) + k_9 \cdot ((T_e^2) \cdot (T_c^2)) \quad (179)$$

Capacidade de evaporação ou carga térmica

$$\dot{Q}_{ev} = G \cdot (T_{we} - T_e) \quad (180)$$

Capacidade de evaporação

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{Q}_{ev} + P_{comp} \quad (181)$$

Taxa de rejeição de calor no condensador

$$COP = \dot{Q}_{ev} / P_{comp} \quad (182)$$

Coefficiente de performance

$$P_{comp} = k_{10} + k_{11} \cdot T_e + k_{12} \cdot (T_e^2) + k_{13} \cdot T_c + k_{14} \cdot (T_c^2) + k_{15} \cdot T_e \cdot T_c + k_{16} \cdot ((T_e^2) \cdot T_c) + k_{17} \cdot (T_e \cdot (T_c^2)) + k_{18} \cdot ((T_e^2) \cdot (T_c^2)) \quad (183)$$

Potência do compressor

2.4) Cálculo da recuperação térmica do ERV

$$v_{a;ext} = v(AirH2O; T = T_{a;ext;in}; w = w_{a;ext;in}; P = P_{bsb}) \quad (184)$$

Volume específico do ar externo

$$\dot{m}_a = \dot{V}_a / 3600 / v_{a;ext} \quad (185)$$

Vazão mássica do ar externo

$$w_{a;indoor} = \omega(AirH2O; T = T_{a;indoor}; r = UR_{a;indoor}; P = P_{bsb}) \quad (186)$$

Umidade absoluta do ar interno

$$w_{a;ext;in} = \omega(AirH2O; T = T_{a;ext;in}; r = UR_{a;ext;in}; P = P_{bsb}) \quad (187)$$

Umidade absoluta do ar externo de alimentação

$$h_{a;ext;in} = h(AirH2O; T = T_{a;ext;in}; w = w_{a;ext;in}; P = P_{bsb}) \quad (188)$$

Entalpia do ar externo de alimentação

$$h_{a;indoor} = h(AirH2O; T = T_{a;indoor}; r = UR_{a;indoor}; P = P_{bsb}) \quad (189)$$

Entalpia do ar interno do ambiente

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a \cdot (h_{a;ext;out} - h_{a;indoor}) \quad (190)$$

Carga térmica devida ao ar de renovação

$$UR_{a;ext;out} = \phi(AirH2O; T = T_{a;ext;out}; w = w_{a;ext;out}; P = P_{bsb}) \quad (191)$$

$$C_p = c_p(AirH2O; T = T_{a;ext;in}; w = w_{a;ext;in}; P = P_{bsb}) \quad (192)$$

$$h_{fg} = h(Water; P = P_{bsb}; x = 1) - h(water; P = P_{bsb}; x = 0) \quad (193)$$

$$call\ ERV(ControlERV; \dot{m}_a; T_{a;ext;in}; w_{a;ext;in}; h_{a;ext;in}; C_p; h_{fg}; f_{ocup}; P_{bsb}; \eta_{sen}; \eta_{lat}; \eta_{total}; T_{a;indoor}; w_{a;indoor}) r \quad (194)$$

$$T_{a;ext;out}; w_{a;ext;out}; h_{a;ext;out}; \dot{Q}_{ERV;real}; \dot{Q}_{ERV;lat;max}; \dot{Q}_{ERV;sen;max}; \dot{Q}_{ERV;max}; \dot{Q}_{ERV;sens}; T_{a;indoor;out}; w_{a;indoor;out}; \dot{Q}_{ERV;\eta;total}; \dot{Q}_{ERV;lat}; \dot{Q}_{ERV;sens;cor})$$

2.5) Potência de ventilação

$$P_s = \frac{(\dot{V}_a/3600) \cdot \frac{\delta P_s}{\eta_f}}{1000} \quad (196)$$

Potência de ventilação

$$P_e = \frac{\dot{V}_{a,e} \cdot \frac{\delta P_e}{3600}}{1000} \quad (197)$$

Potência de ventilação

$$\dot{V}_{a,e} = \dot{V}_a \quad (198)$$

Vazão da corrente de exaustão

APÊNDICE D - RELÂTORIO DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DO ESTUDO DE CASO

Air System Information

Air System Name **Auditório**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **196,0** m²
 Location **Brasilia, Brazil**

Sizing Calculation Information

Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s **Sum of space airflow rates**
 Space L/s **Individual peak space loads**

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **User-Modified**

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load **16,2** kW
 Sensible coil load **16,2** kW
 Coil L/s at Jan 1700 **2167** L/s
 Max block L/s **2167** L/s
 Sum of peak zone L/s **2167** L/s
 Sensible heat ratio **1,000**
 m²/kW **12,1**
 W/m² **82,6**
 Water flow @ 5,6 °K rise **0,70** L/s

Load occurs at **Jan 1700**
 OA DB / WB **30,4 / 17,9** °C
 Entering DB / WB **26,0 / 16,6** °C
 Leaving DB / WB **18,9 / 14,2** °C
 Coil ADP **18,1** °C
 Bypass Factor **0,100**
 Resulting RH **45** %
 Design supply temp. **12,0** °C
 Zone T-stat Check **1 of 1** OK
 Max zone temperature deviation **0,0** °K

Central Heating Coil Sizing Data

Max coil load **12,6** kW
 Coil L/s at Des Htg **2167** L/s
 Max coil L/s **2167** L/s
 Water flow @ 11,1 °K drop **0,27** L/s

Load occurs at **Des Htg**
 W/m² **64,2**
 Ent. DB / Lvg DB **17,5 / 22,9** °C

Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s **2167** L/s
 Standard L/s **1908** L/s
 Actual max L/(s-m²) **11,05** L/(s-m²)

Fan motor BHP **0,00** BHP
 Fan motor kW **0,00** kW
 Fan static **0** Pa

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s **638** L/s
 L/(s-m²) **3,25** L/(s-m²)

L/s/person **0,00** L/s/person

Zone Sizing Summary for Auditório

Project Name: Auditorio2

07/29/2013
10:57

Air System Information

Air System Name **Auditório**
 Equipment Class **CW AHU**
 Air System Type **SZCAV**

Number of zones **1**
 Floor Area **196,0** m²
 Location **Brasília, Brazil**

Sizing Calculation Information

Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s **Sum of space airflow rates**
 Space L/s **Individual peak space loads**

Calculation Months **Jan to Dec**
 Sizing Data **User-Modified**

Zone Sizing Data

Zone Name	Maximum Cooling Sensible (kW)	Design Air Flow (L/s)	Minimum Air Flow (L/s)	Time of Peak Load	Maximum Heating Load (kW)	Zone Floor Area (m ²)	Zone L/(s-m ²)
Zone 1	13,7	2167	2167	Jan 2000	4,5	196,0	11,05

Zone Terminal Sizing Data

No Zone Terminal Sizing Data required for this system.

Space Loads and Airflows

Zone Name / Space Name	Mult.	Cooling Sensible (kW)	Time of Load	Air Flow (L/s)	Heating Load (kW)	Floor Area (m ²)	Space L/(s-m ²)
Zone 1							
Auditório	1	13,7	Jan 2000	1086	4,5	196,0	5,54

Ventilation Sizing Summary for Auditório

Project Name: Auditorio2

07/29/2013

10:57

1. Summary

Ventilation Sizing Method **Sum of Space OA Airflows**
 Design Ventilation Airflow Rate, Corrected for Exhaust Air **638** L/s
 Design Ventilation Airflow Rate **0** L/s

2. Space Ventilation Analysis Table

Zone Name / Space Name	Mult.	Floor Area (m²)	Maximum Occupants	Maximum Supply Air (L/s)	Required Outdoor Air (L/s/person)	Required Outdoor Air (L/(s-m²))	Required Outdoor Air (L/s)	Required Outdoor Air (% of supply)	Uncorrected Outdoor Air (L/s)
Zone 1									
Auditório	1	196,0	142,0	1086,0	0,00	0,00	0,0	0,0	0,0
Totals (incl. Space Multipliers)				0,0					0,0

Air System Design Load Summary for Auditório

Project Name: Auditorio2

07/29/2013
10:57

	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Jan 1700			HEATING DATA AT DES HTG		
	COOLING OA DB / WB 30,4 °C / 17,9 °C			HEATING OA DB / WB 8,9 °C / 4,3 °C		
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	0 m ²	0	-	0 m ²	-	-
Wall Transmission	276 m ²	4541	-	276 m ²	4428	-
Roof Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Window Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Skylight Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Door Loads	4 m ²	34	-	4 m ²	83	-
Floor Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Partitions	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Ceiling	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Overhead Lighting	6272 W	5331	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	3000 W	2801	-	0	0	-
People	0	0	0	0	0	0
Infiltration	-	0	0	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	0% / 0%	0	0	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	12707	0	-	4511	0
Zone Conditioning	-	11957	0	-	4342	0
Plenum Wall Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Roof Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Lighting Load	0%	0	-	0	0	-
Return Fan Load	2167 L/s	0	-	2167 L/s	0	-
Ventilation Load	638 L/s	4241	0	638 L/s	8236	0
Supply Fan Load	2167 L/s	0	-	2167 L/s	0	-
Space Fan Coil Fans	-	0	-	-	0	-
Duct Heat Gain / Loss	0%	0	-	0%	0	-
>> Total System Loads	-	16198	0	-	12578	0
Central Cooling Coil	-	16198	0	-	0	0
Central Heating Coil	-	0	-	-	12578	-
>> Total Conditioning	-	16198	0	-	12578	0
Key:	Positive values are clg loads Negative values are htg loads			Positive values are htg loads Negative values are clg loads		

Zone Design Load Summary for Auditório

Project Name: Auditorio2

07/29/2013
10:57

Zone 1	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Jan 2000 COOLING OA DB / WB 25,6 °C / 16,4 °C			HEATING DATA AT DES HTG HEATING OA DB / WB 8,9 °C / 4,3 °C		
	OCCUPIED T-STAT 23,9 °C			OCCUPIED T-STAT 21,1 °C		
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	0 m ²	0	-	0 m ²	-	-
Wall Transmission	276 m ²	5335	-	276 m ²	4428	-
Roof Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Window Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Skylight Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Door Loads	4 m ²	13	-	4 m ²	83	-
Floor Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Partitions	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Ceiling	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Overhead Lighting	6272 W	5532	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	3000 W	2843	-	0	0	-
People	0	0	0	0	0	0
Infiltration	-	0	0	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	0% / 0%	0	0	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	13724	0	-	4511	0

Space Design Load Summary for Auditório

Project Name: Auditório2

07/29/2013
10:57

TABLE 1.1.A. COMPONENT LOADS FOR SPACE " Auditório " IN ZONE " Zone 1 "						
	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Jan 2000 COOLING OA DB / WB 25,6 °C / 16,4 °C OCCUPIED T-STAT 23,9 °C			HEATING DATA AT DES HTG HEATING OA DB / WB 8,9 °C / 4,3 °C OCCUPIED T-STAT 21,1 °C		
		Sensible	Latent		Sensible	Latent
SPACE LOADS	Details	(W)	(W)	Details	(W)	(W)
Window & Skylight Solar Loads	0 m ²	0	-	0 m ²	-	-
Wall Transmission	276 m ²	5335	-	276 m ²	4428	-
Roof Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Window Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Skylight Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Door Loads	4 m ²	13	-	4 m ²	83	-
Floor Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Partitions	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Ceiling	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Overhead Lighting	6272 W	5532	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	3000 W	2843	-	0	0	-
People	0	0	0	0	0	0
Infiltration	-	0	0	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	0% / 0%	0	0	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	13724	0	-	4511	0

TABLE 1.1.B. ENVELOPE LOADS FOR SPACE " Auditório " IN ZONE " Zone 1 "						
				COOLING	COOLING	HEATING
	Area	U-Value	Shade	TRANS	SOLAR	TRANS
	(m ²)	(W/(m ² ·°K))	Coeff.	(W)	(W)	(W)
N EXPOSURE						
WALL	66	1,280	-	691	-	1033
DOOR	4	1,703	-	13	-	83
E EXPOSURE						
WALL	70	1,280	-	1301	-	1095
S EXPOSURE						
WALL	70	1,409	-	1354	-	1205
W EXPOSURE						
WALL	70	1,280	-	1988	-	1095

Hourly Air System Design Day Loads for Auditório

Project Name: Auditorio2

07/29/2013
10:57

DESIGN MONTH: JANUARY										
Hour	OA TEMP (°C)	SUPPLY AIRFLOW (L/s)	CENTRAL COOLING SENSIBLE (kW)	CENTRAL COOLING TOTAL (kW)	CENTRAL HEATING COIL (kW)	PRECOOL COIL (kW)	PREHEAT COIL (kW)	TERMINAL COOLING (kW)	TERMINAL HEATING (kW)	ZONE HEATING UNIT (kW)
0000	21,0	2167	5,2	5,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0100	20,4	2167	5,2	5,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0200	19,7	2167	4,4	4,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0300	19,2	2167	3,8	3,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0400	18,8	2167	3,3	3,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0500	18,7	2167	2,8	2,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0600	18,9	2167	2,8	2,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0700	19,6	2167	1,5	1,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0800	20,7	2167	4,5	4,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0900	22,4	2167	6,3	6,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1000	24,4	2167	7,8	7,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1100	26,6	2167	10,0	10,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1200	28,7	2167	11,5	11,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1300	30,2	2167	13,8	13,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1400	31,3	2167	14,6	14,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1500	31,7	2167	15,9	15,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1600	31,3	2167	15,6	15,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1700	30,4	2167	16,2	16,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1800	28,9	2167	15,0	15,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1900	27,2	2167	14,4	14,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2000	25,6	2167	13,4	13,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2100	24,1	2167	7,3	7,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2200	22,8	2167	6,6	6,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2300	21,8	2167	6,6	6,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

DESIGN MONTH: FEBRUARY										
Hour	OA TEMP (°C)	SUPPLY AIRFLOW (L/s)	CENTRAL COOLING SENSIBLE (kW)	CENTRAL COOLING TOTAL (kW)	CENTRAL HEATING COIL (kW)	PRECOOL COIL (kW)	PREHEAT COIL (kW)	TERMINAL COOLING (kW)	TERMINAL HEATING (kW)	ZONE HEATING UNIT (kW)
0000	21,0	2167	5,4	5,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0100	20,4	2167	4,1	4,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0200	19,7	2167	4,0	4,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0300	19,2	2167	3,3	3,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0400	18,8	2167	2,9	2,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0500	18,7	2167	2,4	2,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0600	18,9	2167	2,4	2,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0700	19,6	2167	1,7	1,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0800	20,7	2167	4,0	4,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0900	22,4	2167	6,1	6,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1000	24,4	2167	7,5	7,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1100	26,6	2167	10,1	10,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1200	28,7	2167	11,4	11,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1300	30,2	2167	13,6	13,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1400	31,3	2167	14,2	14,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1500	31,7	2167	15,5	15,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1600	31,3	2167	15,2	15,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1700	30,4	2167	15,8	15,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1800	28,9	2167	14,7	14,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1900	27,2	2167	14,2	14,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2000	25,6	2167	12,3	12,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2100	24,1	2167	6,7	6,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2200	22,8	2167	5,5	5,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2300	21,8	2167	5,5	5,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Hourly Air System Design Day Loads for Auditório

Project Name: Auditorio2

07/29/2013
10:57

DESIGN MONTH: MARCH										
Hour	OA TEMP (°C)	SUPPLY AIRFLOW (L/s)	CENTRAL COOLING SENSIBLE (kW)	CENTRAL COOLING TOTAL (kW)	CENTRAL HEATING COIL (kW)	PRECOOL COIL (kW)	PREHEAT COIL (kW)	TERMINAL COOLING (kW)	TERMINAL HEATING (kW)	ZONE HEATING UNIT (kW)
0000	19,9	2167	4,1	4,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0100	19,2	2167	3,6	3,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0200	18,6	2167	3,5	3,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0300	18,1	2167	2,6	2,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0400	17,7	2167	2,4	2,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0500	17,6	2167	2,3	2,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0600	17,8	2167	1,9	1,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0700	18,5	2167	1,4	1,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0800	19,6	2167	3,2	3,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0900	21,3	2167	5,2	5,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1000	23,3	2167	6,3	6,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1100	25,5	2167	8,5	8,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1200	27,6	2167	10,0	10,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1300	29,1	2167	12,3	12,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1400	30,2	2167	13,2	13,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1500	30,6	2167	14,6	14,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1600	30,2	2167	14,3	14,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1700	29,3	2167	14,9	14,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1800	27,8	2167	13,7	13,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1900	26,1	2167	13,5	13,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2000	24,4	2167	11,7	11,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2100	23,0	2167	6,3	6,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2200	21,7	2167	5,7	5,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2300	20,7	2167	4,7	4,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

DESIGN MONTH: APRIL										
Hour	OA TEMP (°C)	SUPPLY AIRFLOW (L/s)	CENTRAL COOLING SENSIBLE (kW)	CENTRAL COOLING TOTAL (kW)	CENTRAL HEATING COIL (kW)	PRECOOL COIL (kW)	PREHEAT COIL (kW)	TERMINAL COOLING (kW)	TERMINAL HEATING (kW)	ZONE HEATING UNIT (kW)
0000	18,8	2167	3,8	3,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0100	18,1	2167	3,6	3,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0200	17,5	2167	3,1	3,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0300	17,0	2167	2,6	2,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0400	16,6	2167	1,7	1,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0500	16,4	2167	1,3	1,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0600	16,7	2167	1,8	1,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0700	17,4	2167	0,6	0,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0800	18,5	2167	2,1	2,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0900	20,2	2167	4,0	4,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1000	22,2	2167	4,7	4,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1100	24,4	2167	7,3	7,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1200	26,5	2167	9,4	9,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1300	28,0	2167	10,5	10,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1400	29,1	2167	12,6	12,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1500	29,4	2167	12,9	12,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1600	29,1	2167	13,4	13,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1700	28,1	2167	12,9	12,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1800	26,7	2167	13,1	13,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1900	25,0	2167	11,7	11,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2000	23,3	2167	10,6	10,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2100	21,9	2167	5,9	5,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2200	20,6	2167	4,9	4,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2300	19,6	2167	4,9	4,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Hourly Air System Design Day Loads for Auditório

Project Name: Auditorio2

07/29/2013
10:57

DESIGN MONTH: MAY										
Hour	OA TEMP (°C)	SUPPLY AIRFLOW (L/s)	CENTRAL COOLING SENSIBLE (kW)	CENTRAL COOLING TOTAL (kW)	CENTRAL HEATING COIL (kW)	PRECOOL COIL (kW)	PREHEAT COIL (kW)	TERMINAL COOLING (kW)	TERMINAL HEATING (kW)	ZONE HEATING UNIT (kW)
0000	17,1	2167	3,9	3,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0100	16,5	2167	3,1	3,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0200	15,8	2167	2,6	2,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0300	15,3	2167	2,1	2,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0400	14,9	2167	1,8	1,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0500	14,8	2167	0,5	0,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0600	15,0	2167	0,3	0,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0700	15,7	2167	0,2	0,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0800	16,9	2167	0,7	0,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0900	18,5	2167	1,2	1,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1000	20,5	2167	3,0	3,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1100	22,7	2167	5,5	5,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1200	24,8	2167	8,2	8,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1300	26,3	2167	9,1	9,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1400	27,4	2167	10,5	10,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1500	27,8	2167	10,9	10,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1600	27,4	2167	11,9	11,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1700	26,5	2167	11,5	11,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1800	25,0	2167	11,4	11,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1900	23,4	2167	9,9	9,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2000	21,7	2167	8,3	8,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2100	20,2	2167	5,6	5,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2200	18,9	2167	4,2	4,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2300	17,9	2167	4,4	4,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

DESIGN MONTH: JUNE										
Hour	OA TEMP (°C)	SUPPLY AIRFLOW (L/s)	CENTRAL COOLING SENSIBLE (kW)	CENTRAL COOLING TOTAL (kW)	CENTRAL HEATING COIL (kW)	PRECOOL COIL (kW)	PREHEAT COIL (kW)	TERMINAL COOLING (kW)	TERMINAL HEATING (kW)	ZONE HEATING UNIT (kW)
0000	16,0	2167	2,8	2,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0100	15,4	2167	2,7	2,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0200	14,7	2167	2,1	2,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0300	14,2	2167	1,2	1,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0400	13,8	2167	1,6	1,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0500	13,7	2167	0,7	0,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0600	13,9	2167	0,6	0,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0700	14,6	2167	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0800	15,7	2167	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0900	17,4	2167	0,9	0,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1000	19,4	2167	2,2	2,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1100	21,6	2167	4,4	4,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1200	23,7	2167	5,9	5,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1300	25,2	2167	8,3	8,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1400	26,3	2167	9,2	9,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1500	26,7	2167	10,2	10,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1600	26,3	2167	10,0	10,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1700	25,4	2167	10,7	10,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1800	23,9	2167	9,7	9,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1900	22,2	2167	8,7	8,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2000	20,6	2167	7,4	7,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2100	19,1	2167	4,9	4,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2200	17,8	2167	4,3	4,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2300	16,8	2167	4,3	4,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Hourly Air System Design Day Loads for Auditório

Project Name: Auditorio2

07/29/2013
10:57

DESIGN MONTH: JULY										
Hour	OA TEMP (°C)	SUPPLY AIRFLOW (L/s)	CENTRAL COOLING SENSIBLE (kW)	CENTRAL COOLING TOTAL (kW)	CENTRAL HEATING COIL (kW)	PRECOOL COIL (kW)	PREHEAT COIL (kW)	TERMINAL COOLING (kW)	TERMINAL HEATING (kW)	ZONE HEATING UNIT (kW)
0000	15,5	2167	3,1	3,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0100	14,8	2167	2,9	2,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0200	14,2	2167	1,5	1,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0300	13,6	2167	1,6	1,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0400	13,2	2167	1,4	1,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0500	13,1	2167	0,5	0,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0600	13,4	2167	0,6	0,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0700	14,0	2167	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0800	15,2	2167	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0900	16,9	2167	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1000	18,8	2167	1,8	1,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1100	21,0	2167	3,3	3,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1200	23,1	2167	6,2	6,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1300	24,7	2167	7,3	7,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1400	25,7	2167	8,7	8,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1500	26,1	2167	9,1	9,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1600	25,7	2167	10,1	10,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1700	24,8	2167	9,7	9,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1800	23,4	2167	9,7	9,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1900	21,7	2167	8,2	8,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2000	20,0	2167	7,1	7,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2100	18,6	2167	4,4	4,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2200	17,3	2167	3,6	3,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2300	16,2	2167	3,4	3,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

DESIGN MONTH: AUGUST										
Hour	OA TEMP (°C)	SUPPLY AIRFLOW (L/s)	CENTRAL COOLING SENSIBLE (kW)	CENTRAL COOLING TOTAL (kW)	CENTRAL HEATING COIL (kW)	PRECOOL COIL (kW)	PREHEAT COIL (kW)	TERMINAL COOLING (kW)	TERMINAL HEATING (kW)	ZONE HEATING UNIT (kW)
0000	16,6	2167	3,9	3,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0100	15,9	2167	2,7	2,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0200	15,3	2167	2,7	2,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0300	14,7	2167	1,4	1,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0400	14,4	2167	1,9	1,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0500	14,2	2167	1,0	1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0600	14,5	2167	0,2	0,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0700	15,1	2167	0,6	0,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0800	16,3	2167	0,5	0,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0900	18,0	2167	0,8	0,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1000	19,9	2167	3,3	3,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1100	22,2	2167	4,9	4,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1200	24,2	2167	7,1	7,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1300	25,8	2167	8,2	8,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1400	26,8	2167	10,1	10,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1500	27,2	2167	10,6	10,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1600	26,8	2167	11,1	11,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1700	25,9	2167	10,5	10,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1800	24,5	2167	10,7	10,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1900	22,8	2167	9,4	9,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2000	21,1	2167	8,3	8,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2100	19,7	2167	4,9	4,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2200	18,4	2167	4,9	4,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2300	17,3	2167	3,6	3,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Hourly Air System Design Day Loads for Auditório

Project Name: Auditorio2

07/29/2013
10:57

DESIGN MONTH: SEPTEMBER										
Hour	OA TEMP (°C)	SUPPLY AIRFLOW (L/s)	CENTRAL COOLING SENSIBLE (kW)	CENTRAL COOLING TOTAL (kW)	CENTRAL HEATING COIL (kW)	PRECOOL COIL (kW)	PREHEAT COIL (kW)	TERMINAL COOLING (kW)	TERMINAL HEATING (kW)	ZONE HEATING UNIT (kW)
0000	18,2	2167	3,4	3,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0100	17,6	2167	3,5	3,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0200	16,9	2167	2,5	2,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0300	16,4	2167	2,1	2,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0400	16,0	2167	2,5	2,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0500	15,9	2167	0,9	0,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0600	16,1	2167	1,2	1,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0700	16,8	2167	0,3	0,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0800	18,0	2167	1,2	1,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0900	19,7	2167	3,1	3,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1000	21,6	2167	5,0	5,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1100	23,8	2167	6,5	6,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1200	25,9	2167	9,1	9,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1300	27,5	2167	10,3	10,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1400	28,5	2167	12,1	12,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1500	28,9	2167	12,3	12,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1600	28,5	2167	13,2	13,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1700	27,6	2167	12,5	12,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1800	26,2	2167	12,4	12,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1900	24,5	2167	11,0	11,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2000	22,8	2167	9,9	9,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2100	21,3	2167	5,3	5,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2200	20,0	2167	4,9	4,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2300	19,0	2167	4,0	4,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

DESIGN MONTH: OCTOBER										
Hour	OA TEMP (°C)	SUPPLY AIRFLOW (L/s)	CENTRAL COOLING SENSIBLE (kW)	CENTRAL COOLING TOTAL (kW)	CENTRAL HEATING COIL (kW)	PRECOOL COIL (kW)	PREHEAT COIL (kW)	TERMINAL COOLING (kW)	TERMINAL HEATING (kW)	ZONE HEATING UNIT (kW)
0000	18,8	2167	3,9	3,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0100	18,1	2167	4,0	4,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0200	17,5	2167	3,2	3,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0300	17,0	2167	2,7	2,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0400	16,6	2167	2,2	2,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0500	16,4	2167	2,0	2,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0600	16,7	2167	0,6	0,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0700	17,4	2167	0,4	0,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0800	18,5	2167	2,4	2,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0900	20,2	2167	3,3	3,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1000	22,2	2167	5,9	5,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1100	24,4	2167	7,5	7,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1200	26,5	2167	9,9	9,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1300	28,0	2167	10,9	10,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1400	29,1	2167	12,5	12,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1500	29,4	2167	12,8	12,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1600	29,1	2167	13,7	13,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1700	28,1	2167	12,9	12,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1800	26,7	2167	12,9	12,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1900	25,0	2167	11,5	11,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2000	23,3	2167	10,4	10,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2100	21,9	2167	5,1	5,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2200	20,6	2167	4,6	4,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2300	19,6	2167	4,3	4,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Hourly Air System Design Day Loads for Auditório

Project Name: Auditorio2

07/29/2013
10:57

DESIGN MONTH: NOVEMBER										
Hour	OA TEMP (°C)	SUPPLY AIRFLOW (L/s)	CENTRAL COOLING SENSIBLE (kW)	CENTRAL COOLING TOTAL (kW)	CENTRAL HEATING COIL (kW)	PRECOOL COIL (kW)	PREHEAT COIL (kW)	TERMINAL COOLING (kW)	TERMINAL HEATING (kW)	ZONE HEATING UNIT (kW)
0000	19,3	2167	4,5	4,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0100	18,7	2167	4,1	4,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0200	18,0	2167	3,5	3,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0300	17,5	2167	2,6	2,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0400	17,1	2167	2,1	2,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0500	17,0	2167	1,9	1,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0600	17,3	2167	1,7	1,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0700	17,9	2167	1,4	1,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0800	19,1	2167	2,9	2,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0900	20,8	2167	4,9	4,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1000	22,7	2167	6,3	6,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1100	24,9	2167	9,0	9,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1200	27,0	2167	10,2	10,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1300	28,6	2167	12,3	12,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1400	29,6	2167	12,9	12,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1500	30,0	2167	14,2	14,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1600	29,6	2167	13,9	13,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1700	28,7	2167	14,5	14,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1800	27,3	2167	13,4	13,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1900	25,6	2167	13,3	13,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2000	23,9	2167	11,3	11,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2100	22,5	2167	6,0	6,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2200	21,2	2167	5,6	5,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2300	20,1	2167	4,7	4,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

DESIGN MONTH: DECEMBER										
Hour	OA TEMP (°C)	SUPPLY AIRFLOW (L/s)	CENTRAL COOLING SENSIBLE (kW)	CENTRAL COOLING TOTAL (kW)	CENTRAL HEATING COIL (kW)	PRECOOL COIL (kW)	PREHEAT COIL (kW)	TERMINAL COOLING (kW)	TERMINAL HEATING (kW)	ZONE HEATING UNIT (kW)
0000	20,5	2167	5,4	5,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0100	19,8	2167	4,8	4,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0200	19,2	2167	4,6	4,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0300	18,6	2167	3,1	3,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0400	18,2	2167	2,7	2,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0500	18,1	2167	2,1	2,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0600	18,4	2167	2,7	2,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0700	19,0	2167	1,0	1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0800	20,2	2167	4,9	4,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0900	21,9	2167	5,3	5,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1000	23,8	2167	7,7	7,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1100	26,0	2167	9,5	9,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1200	28,1	2167	11,6	11,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1300	29,7	2167	12,7	12,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1400	30,7	2167	14,6	14,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1500	31,1	2167	15,0	15,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1600	30,7	2167	15,4	15,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1700	29,8	2167	14,9	14,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1800	28,4	2167	15,2	15,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1900	26,7	2167	14,0	14,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2000	25,0	2167	12,9	12,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2100	23,6	2167	7,5	7,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2200	22,3	2167	6,4	6,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2300	21,2	2167	5,7	5,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Hourly Zone Loads for Auditório

Project Name: Auditorio2

07/29/2013
10:57

ZONE: Zone 1 DESIGN MONTH: JANUARY									
Hour	OA TEMP (°C)	ZONE TEMP (°C)	RH (%)	ZONE AIRFLOW (L/s)	ZONE SENSIBLE LOAD (W)	ZONE COND (W)	TERMINAL COOLING COIL (W)	TERMINAL HEATING COIL (W)	ZONE HEATING UNIT (W)
0000	21,0	24,1	-	2166,5	5640,2	5187,8	0,0	0,0	0,0
0100	20,4	23,9	-	2166,5	4991,7	5208,1	0,0	0,0	0,0
0200	19,7	24,0	-	2166,5	4377,4	4351,8	0,0	0,0	0,0
0300	19,2	24,0	-	2166,5	3802,9	3803,0	0,0	0,0	0,0
0400	18,8	23,9	-	2166,5	3268,1	3284,0	0,0	0,0	0,0
0500	18,7	23,9	-	2166,5	2772,9	2798,4	0,0	0,0	0,0
0600	18,9	23,9	-	2166,5	2318,3	2769,9	0,0	0,0	0,0
0700	19,6	24,0	-	2166,5	1929,2	1517,1	0,0	0,0	0,0
0800	20,7	24,1	45	2166,5	7565,3	6756,5	0,0	0,0	0,0
0900	22,4	24,0	45	2166,5	7901,8	7365,8	0,0	0,0	0,0
1000	24,4	24,1	45	2166,5	8460,6	7562,0	0,0	0,0	0,0
1100	26,6	24,1	45	2166,5	9118,7	8284,4	0,0	0,0	0,0
1200	28,7	24,2	44	2166,5	9773,7	8453,6	0,0	0,0	0,0
1300	30,2	24,1	45	2166,5	10367,0	9620,5	0,0	0,0	0,0
1400	31,3	24,2	45	2166,5	10903,7	9769,1	0,0	0,0	0,0
1500	31,7	24,1	45	2166,5	11458,0	10784,0	0,0	0,0	0,0
1600	31,3	24,2	44	2166,5	12068,6	10801,8	0,0	0,0	0,0
1700	30,4	24,1	45	2166,5	12706,7	11957,0	0,0	0,0	0,0
1800	28,9	24,2	44	2166,5	13290,9	11831,7	0,0	0,0	0,0
1900	27,2	24,2	44	2166,5	13680,6	12362,3	0,0	0,0	0,0
2000	25,6	24,2	44	2166,5	13723,7	12465,5	0,0	0,0	0,0
2100	24,1	24,1	45	2166,5	7633,9	7262,1	0,0	0,0	0,0
2200	22,8	24,0	45	2166,5	6990,8	6617,2	0,0	0,0	0,0
2300	21,8	23,9	45	2166,5	6313,0	6596,0	0,0	0,0	0,0

ZONE: Zone 1 DESIGN MONTH: FEBRUARY									
Hour	OA TEMP (°C)	ZONE TEMP (°C)	RH (%)	ZONE AIRFLOW (L/s)	ZONE SENSIBLE LOAD (W)	ZONE COND (W)	TERMINAL COOLING COIL (W)	TERMINAL HEATING COIL (W)	ZONE HEATING UNIT (W)
0000	21,0	23,9	45	2166,5	5296,3	5445,1	0,0	0,0	0,0
0100	20,4	24,1	45	2166,5	4688,0	4107,1	0,0	0,0	0,0
0200	19,7	24,0	45	2166,5	4109,1	3977,8	0,0	0,0	0,0
0300	19,2	24,0	45	2166,5	3565,3	3316,5	0,0	0,0	0,0
0400	18,8	24,0	45	2166,5	3057,2	2909,8	0,0	0,0	0,0
0500	18,7	24,0	45	2166,5	2585,0	2380,0	0,0	0,0	0,0
0600	18,9	23,9	45	2166,5	2150,4	2384,5	0,0	0,0	0,0
0700	19,6	23,9	45	2166,5	1763,1	1739,3	0,0	0,0	0,0
0800	20,7	24,1	45	2166,5	7346,8	6327,5	0,0	0,0	0,0
0900	22,4	24,0	45	2166,5	7608,5	7134,6	0,0	0,0	0,0
1000	24,4	24,1	45	2166,5	8100,1	7255,0	0,0	0,0	0,0
1100	26,6	24,0	45	2166,5	8709,2	8358,2	0,0	0,0	0,0
1200	28,7	24,1	45	2166,5	9343,3	8341,7	0,0	0,0	0,0
1300	30,2	24,0	45	2166,5	9942,2	9424,0	0,0	0,0	0,0
1400	31,3	24,2	45	2166,5	10495,5	9368,2	0,0	0,0	0,0
1500	31,7	24,1	45	2166,5	11064,3	10395,9	0,0	0,0	0,0
1600	31,3	24,2	44	2166,5	11674,7	10427,1	0,0	0,0	0,0
1700	30,4	24,1	45	2166,5	12290,6	11547,2	0,0	0,0	0,0
1800	28,9	24,2	44	2166,5	12840,1	11474,5	0,0	0,0	0,0
1900	27,2	24,2	45	2166,5	13197,2	12127,9	0,0	0,0	0,0
2000	25,6	24,3	44	2166,5	13227,8	11447,9	0,0	0,0	0,0
2100	24,1	24,1	45	2166,5	7158,2	6714,6	0,0	0,0	0,0
2200	22,8	24,2	45	2166,5	6555,9	5507,4	0,0	0,0	0,0
2300	21,8	24,1	45	2166,5	5924,4	5522,4	0,0	0,0	0,0

Hourly Zone Loads for Auditório

Project Name: Auditorio2

07/29/2013
10:57

ZONE: Zone 1 DESIGN MONTH: MARCH									
Hour	OA TEMP (°C)	ZONE TEMP (°C)	RH (%)	ZONE AIRFLOW (L/s)	ZONE SENSIBLE LOAD (W)	ZONE COND (W)	TERMINAL COOLING COIL (W)	TERMINAL HEATING COIL (W)	ZONE HEATING UNIT (W)
0000	19,9	24,1	45	2166,5	4872,8	4073,3	0,0	0,0	0,0
0100	19,2	24,1	45	2166,5	4266,4	3575,3	0,0	0,0	0,0
0200	18,6	24,0	45	2166,5	3689,5	3485,9	0,0	0,0	0,0
0300	18,1	24,1	45	2166,5	3147,4	2593,1	0,0	0,0	0,0
0400	17,7	24,0	45	2166,5	2640,8	2421,8	0,0	0,0	0,0
0500	17,6	23,9	45	2166,5	2170,0	2262,4	0,0	0,0	0,0
0600	17,8	23,9	45	2166,5	1736,3	1859,3	0,0	0,0	0,0
0700	18,5	23,9	45	2166,5	1345,8	1409,0	0,0	0,0	0,0
0800	19,6	24,1	44	2166,5	6912,5	6228,9	0,0	0,0	0,0
0900	21,3	24,0	44	2166,5	7152,4	6978,0	0,0	0,0	0,0
1000	23,3	24,1	43	2166,5	7637,3	6856,9	0,0	0,0	0,0
1100	25,5	24,1	43	2166,5	8263,1	7540,9	0,0	0,0	0,0
1200	27,6	24,2	43	2166,5	8926,9	7728,7	0,0	0,0	0,0
1300	29,1	24,1	43	2166,5	9559,9	8894,2	0,0	0,0	0,0
1400	30,2	24,1	43	2166,5	10154,3	9110,7	0,0	0,0	0,0
1500	30,6	24,1	43	2166,5	10765,7	10222,9	0,0	0,0	0,0
1600	30,2	24,2	43	2166,5	11411,8	10213,2	0,0	0,0	0,0
1700	29,3	24,1	43	2166,5	12046,5	11353,3	0,0	0,0	0,0
1800	27,8	24,2	43	2166,5	12574,4	11253,0	0,0	0,0	0,0
1900	26,1	24,1	43	2166,5	12864,8	12139,6	0,0	0,0	0,0
2000	24,4	24,2	43	2166,5	12839,7	11514,0	0,0	0,0	0,0
2100	23,0	24,1	43	2166,5	6744,1	6346,2	0,0	0,0	0,0
2200	21,7	24,0	44	2166,5	6132,9	5731,2	0,0	0,0	0,0
2300	20,7	24,1	43	2166,5	5499,9	4708,4	0,0	0,0	0,0

ZONE: Zone 1 DESIGN MONTH: APRIL									
Hour	OA TEMP (°C)	ZONE TEMP (°C)	RH (%)	ZONE AIRFLOW (L/s)	ZONE SENSIBLE LOAD (W)	ZONE COND (W)	TERMINAL COOLING COIL (W)	TERMINAL HEATING COIL (W)	ZONE HEATING UNIT (W)
0000	18,8	24,1	43	2166,5	4383,8	3807,3	0,0	0,0	0,0
0100	18,1	24,0	44	2166,5	3787,6	3588,9	0,0	0,0	0,0
0200	17,5	24,0	44	2166,5	3219,9	3068,8	0,0	0,0	0,0
0300	17,0	24,0	44	2166,5	2685,7	2645,4	0,0	0,0	0,0
0400	16,6	24,0	44	2166,5	2185,9	1726,4	0,0	0,0	0,0
0500	16,4	24,0	44	2166,5	1720,8	1251,0	0,0	0,0	0,0
0600	16,7	23,9	44	2166,5	1292,0	1765,0	0,0	0,0	0,0
0700	17,4	24,0	44	2166,5	904,2	613,8	0,0	0,0	0,0
0800	18,5	24,1	42	2166,5	6470,5	5833,4	0,0	0,0	0,0
0900	20,2	24,0	42	2166,5	6715,5	6575,7	0,0	0,0	0,0
1000	22,2	24,2	42	2166,5	7211,5	6031,4	0,0	0,0	0,0
1100	24,4	24,1	42	2166,5	7849,7	7105,0	0,0	0,0	0,0
1200	26,5	24,1	42	2166,5	8525,0	7833,9	0,0	0,0	0,0
1300	28,0	24,2	42	2166,5	9173,4	7882,8	0,0	0,0	0,0
1400	29,1	24,1	42	2166,5	9795,8	9219,0	0,0	0,0	0,0
1500	29,4	24,2	42	2166,5	10437,8	9362,8	0,0	0,0	0,0
1600	29,1	24,2	42	2166,5	11103,1	10094,1	0,0	0,0	0,0
1700	28,1	24,2	42	2166,5	11736,6	10253,0	0,0	0,0	0,0
1800	26,7	24,1	42	2166,5	12225,7	11332,9	0,0	0,0	0,0
1900	25,0	24,2	42	2166,5	12430,7	11182,3	0,0	0,0	0,0
2000	23,3	24,2	42	2166,5	12346,1	11203,8	0,0	0,0	0,0
2100	21,9	24,0	42	2166,5	6232,7	5883,9	0,0	0,0	0,0
2200	20,6	24,1	42	2166,5	5623,8	4940,7	0,0	0,0	0,0
2300	19,6	24,0	42	2166,5	5000,0	4858,3	0,0	0,0	0,0

Hourly Zone Loads for Auditório

Project Name: Auditório2

07/29/2013
10:57

ZONE: Zone 1 DESIGN MONTH: MAY									
Hour	OA TEMP (°C)	ZONE TEMP (°C)	RH (%)	ZONE AIRFLOW (L/s)	ZONE SENSIBLE LOAD (W)	ZONE COND (W)	TERMINAL COOLING COIL (W)	TERMINAL HEATING COIL (W)	ZONE HEATING UNIT (W)
0000	17,1	23,9	43	2166,5	3639,3	3853,9	0,0	0,0	0,0
0100	16,5	23,9	42	2166,5	3059,2	3135,4	0,0	0,0	0,0
0200	15,8	23,9	43	2166,5	2505,5	2592,9	0,0	0,0	0,0
0300	15,3	23,9	43	2166,5	1983,5	2070,9	0,0	0,0	0,0
0400	14,9	23,9	43	2166,5	1494,1	1820,8	0,0	0,0	0,0
0500	14,8	24,0	42	2166,5	1037,9	520,6	0,0	0,0	0,0
0600	15,0	24,0	42	2166,5	616,9	304,6	0,0	0,0	0,0
0700	15,7	23,9	43	2166,5	235,6	221,9	0,0	0,0	0,0
0800	16,9	24,0	42	2166,5	5803,6	5543,9	0,0	0,0	0,0
0900	18,5	24,1	42	2166,5	6039,0	4986,6	0,0	0,0	0,0
1000	20,5	24,1	42	2166,5	6524,6	5489,4	0,0	0,0	0,0
1100	22,7	24,1	42	2166,5	7158,6	6396,0	0,0	0,0	0,0
1200	24,8	24,0	42	2166,5	7836,7	7612,5	0,0	0,0	0,0
1300	26,3	24,1	42	2166,5	8495,0	7600,7	0,0	0,0	0,0
1400	27,4	24,1	42	2166,5	9133,1	8304,9	0,0	0,0	0,0
1500	27,8	24,2	42	2166,5	9788,9	8484,3	0,0	0,0	0,0
1600	27,4	24,1	42	2166,5	10459,6	9686,2	0,0	0,0	0,0
1700	26,5	24,2	42	2166,5	11086,1	9937,8	0,0	0,0	0,0
1800	25,0	24,1	42	2166,5	11542,1	10775,9	0,0	0,0	0,0
1900	23,4	24,2	42	2166,5	11681,0	10482,3	0,0	0,0	0,0
2000	21,7	24,3	42	2166,5	11556,6	10031,7	0,0	0,0	0,0
2100	20,2	24,0	42	2166,5	5439,8	5590,4	0,0	0,0	0,0
2200	18,9	24,1	42	2166,5	4843,9	4167,4	0,0	0,0	0,0
2300	17,9	23,9	42	2166,5	4237,9	4449,9	0,0	0,0	0,0

ZONE: Zone 1 DESIGN MONTH: JUNE									
Hour	OA TEMP (°C)	ZONE TEMP (°C)	RH (%)	ZONE AIRFLOW (L/s)	ZONE SENSIBLE LOAD (W)	ZONE COND (W)	TERMINAL COOLING COIL (W)	TERMINAL HEATING COIL (W)	ZONE HEATING UNIT (W)
0000	16,0	24,0	42	2166,5	3200,9	2822,0	0,0	0,0	0,0
0100	15,4	23,9	42	2166,5	2623,9	2667,4	0,0	0,0	0,0
0200	14,7	23,9	42	2166,5	2072,8	2078,9	0,0	0,0	0,0
0300	14,2	24,0	42	2166,5	1553,2	1236,0	0,0	0,0	0,0
0400	13,8	23,8	43	2166,5	1065,8	1604,3	0,0	0,0	0,0
0500	13,7	23,9	42	2166,5	611,5	728,2	0,0	0,0	0,0
0600	13,9	23,9	43	2166,5	192,1	550,5	0,0	0,0	0,0
0700	14,6	23,9	42	2166,5	-187,9	39,2	0,0	0,0	0,0
0800	15,7	23,9	38	2166,5	5375,3	5474,8	0,0	0,0	0,0
0900	17,4	24,0	38	2166,5	5587,7	5332,2	0,0	0,0	0,0
1000	19,4	24,0	38	2166,5	6049,3	5354,5	0,0	0,0	0,0
1100	21,6	24,0	38	2166,5	6671,0	6040,7	0,0	0,0	0,0
1200	23,7	24,1	38	2166,5	7348,5	6241,3	0,0	0,0	0,0
1300	25,2	24,0	38	2166,5	8012,9	7444,5	0,0	0,0	0,0
1400	26,3	24,1	38	2166,5	8654,7	7707,4	0,0	0,0	0,0
1500	26,7	24,1	38	2166,5	9310,0	8432,2	0,0	0,0	0,0
1600	26,3	24,2	37	2166,5	9978,8	8613,7	0,0	0,0	0,0
1700	25,4	24,1	38	2166,5	10605,2	9813,9	0,0	0,0	0,0
1800	23,9	24,2	37	2166,5	11065,8	9902,0	0,0	0,0	0,0
1900	22,2	24,2	37	2166,5	11213,9	9997,8	0,0	0,0	0,0
2000	20,6	24,2	37	2166,5	11098,3	9879,9	0,0	0,0	0,0
2100	19,1	24,0	38	2166,5	4988,2	4884,4	0,0	0,0	0,0
2200	17,8	24,0	38	2166,5	4397,6	4278,3	0,0	0,0	0,0
2300	16,8	23,9	38	2166,5	3795,8	4300,5	0,0	0,0	0,0

Hourly Zone Loads for Auditório

Project Name: Auditorio2

07/29/2013
10:57

ZONE: Zone 1 DESIGN MONTH: JULY									
Hour	OA TEMP (°C)	ZONE TEMP (°C)	RH (%)	ZONE AIRFLOW (L/s)	ZONE SENSIBLE LOAD (W)	ZONE COND (W)	TERMINAL COOLING COIL (W)	TERMINAL HEATING COIL (W)	ZONE HEATING UNIT (W)
0000	15,5	23,9	38	2166,5	3073,1	3149,3	0,0	0,0	0,0
0100	14,8	23,9	38	2166,5	2486,3	2936,8	0,0	0,0	0,0
0200	14,2	24,0	38	2166,5	1926,7	1511,0	0,0	0,0	0,0
0300	13,6	23,9	38	2166,5	1399,6	1597,5	0,0	0,0	0,0
0400	13,2	23,8	38	2166,5	905,9	1446,2	0,0	0,0	0,0
0500	13,1	23,9	38	2166,5	446,1	511,8	0,0	0,0	0,0
0600	13,4	23,8	38	2166,5	22,0	568,3	0,0	0,0	0,0
0700	14,0	23,8	38	2166,5	-362,0	40,1	0,0	0,0	0,0
0800	15,2	23,8	36	2166,5	5197,3	5796,0	0,0	0,0	0,0
0900	16,9	24,0	36	2166,5	5405,3	4772,6	0,0	0,0	0,0
1000	18,8	24,0	36	2166,5	5862,6	5320,3	0,0	0,0	0,0
1100	21,0	24,1	35	2166,5	6481,0	5389,9	0,0	0,0	0,0
1200	23,1	24,0	36	2166,5	7156,4	6751,5	0,0	0,0	0,0
1300	24,7	24,1	36	2166,5	7817,6	6923,5	0,0	0,0	0,0
1400	25,7	24,1	36	2166,5	8450,7	7628,6	0,0	0,0	0,0
1500	26,1	24,2	35	2166,5	9095,7	7810,9	0,0	0,0	0,0
1600	25,7	24,1	36	2166,5	9758,9	9004,2	0,0	0,0	0,0
1700	24,8	24,2	35	2166,5	10389,3	9269,3	0,0	0,0	0,0
1800	23,4	24,1	36	2166,5	10875,3	10170,7	0,0	0,0	0,0
1900	21,7	24,2	35	2166,5	11075,1	9898,2	0,0	0,0	0,0
2000	20,0	24,2	35	2166,5	10992,4	9935,9	0,0	0,0	0,0
2100	18,6	24,0	36	2166,5	4888,1	4437,5	0,0	0,0	0,0
2200	17,3	24,1	36	2166,5	4290,9	3555,3	0,0	0,0	0,0
2300	16,2	24,0	36	2166,5	3678,8	3403,1	0,0	0,0	0,0

ZONE: Zone 1 DESIGN MONTH: AUGUST									
Hour	OA TEMP (°C)	ZONE TEMP (°C)	RH (%)	ZONE AIRFLOW (L/s)	ZONE SENSIBLE LOAD (W)	ZONE COND (W)	TERMINAL COOLING COIL (W)	TERMINAL HEATING COIL (W)	ZONE HEATING UNIT (W)
0000	16,6	23,9	36	2166,5	3550,7	3901,6	0,0	0,0	0,0
0100	15,9	24,0	36	2166,5	2955,7	2685,6	0,0	0,0	0,0
0200	15,3	23,9	36	2166,5	2388,8	2682,0	0,0	0,0	0,0
0300	14,7	24,0	36	2166,5	1855,5	1368,8	0,0	0,0	0,0
0400	14,4	23,8	36	2166,5	1356,3	1907,9	0,0	0,0	0,0
0500	14,2	23,9	36	2166,5	891,9	965,2	0,0	0,0	0,0
0600	14,5	24,0	36	2166,5	463,8	209,6	0,0	0,0	0,0
0700	15,1	23,8	36	2166,5	76,4	581,4	0,0	0,0	0,0
0800	16,3	23,9	37	2166,5	5640,9	5631,1	0,0	0,0	0,0
0900	18,0	24,1	37	2166,5	5878,1	4929,3	0,0	0,0	0,0
1000	19,9	24,0	37	2166,5	6362,1	6003,3	0,0	0,0	0,0
1100	22,2	24,1	37	2166,5	6987,5	6206,9	0,0	0,0	0,0
1200	24,2	24,1	37	2166,5	7651,9	6937,8	0,0	0,0	0,0
1300	25,8	24,2	36	2166,5	8290,7	7096,6	0,0	0,0	0,0
1400	26,8	24,1	37	2166,5	8900,5	8268,3	0,0	0,0	0,0
1500	27,2	24,1	36	2166,5	9528,2	8504,5	0,0	0,0	0,0
1600	26,8	24,1	36	2166,5	10182,2	9228,0	0,0	0,0	0,0
1700	25,9	24,2	36	2166,5	10812,3	9384,6	0,0	0,0	0,0
1800	24,5	24,1	36	2166,5	11313,9	10479,6	0,0	0,0	0,0
1900	22,8	24,2	36	2166,5	11550,3	10359,6	0,0	0,0	0,0
2000	21,1	24,2	36	2166,5	11490,7	10390,0	0,0	0,0	0,0
2100	19,7	24,1	37	2166,5	5389,6	4949,1	0,0	0,0	0,0
2200	18,4	23,9	37	2166,5	4786,3	4900,6	0,0	0,0	0,0
2300	17,3	24,1	37	2166,5	4165,3	3565,8	0,0	0,0	0,0

Hourly Zone Loads for Auditório

Project Name: Auditorio2

07/29/2013
10:57

ZONE: Zone 1 DESIGN MONTH: SEPTEMBER									
Hour	OA TEMP (°C)	ZONE TEMP (°C)	RH (%)	ZONE AIRFLOW (L/s)	ZONE SENSIBLE LOAD (W)	ZONE COND (W)	TERMINAL COOLING COIL (W)	TERMINAL HEATING COIL (W)	ZONE HEATING UNIT (W)
0000	18,2	24,1	37	2166,5	4122,3	3362,1	0,0	0,0	0,0
0100	17,6	24,0	37	2166,5	3533,1	3482,2	0,0	0,0	0,0
0200	16,9	24,0	37	2166,5	2971,2	2530,1	0,0	0,0	0,0
0300	16,4	24,0	37	2166,5	2442,0	2053,2	0,0	0,0	0,0
0400	16,0	23,8	37	2166,5	1946,5	2536,9	0,0	0,0	0,0
0500	15,9	24,0	37	2166,5	1485,1	948,4	0,0	0,0	0,0
0600	16,1	23,9	37	2166,5	1059,8	1171,4	0,0	0,0	0,0
0700	16,8	24,0	37	2166,5	694,9	317,3	0,0	0,0	0,0
0800	18,0	24,1	40	2166,5	6340,4	5376,1	0,0	0,0	0,0
0900	19,7	24,1	40	2166,5	6652,8	6058,3	0,0	0,0	0,0
1000	21,6	24,0	40	2166,5	7160,1	6605,0	0,0	0,0	0,0
1100	23,8	24,1	40	2166,5	7763,5	6687,2	0,0	0,0	0,0
1200	25,9	24,0	40	2166,5	8377,6	7889,3	0,0	0,0	0,0
1300	27,5	24,1	40	2166,5	8955,3	8047,1	0,0	0,0	0,0
1400	28,5	24,0	40	2166,5	9516,5	9056,4	0,0	0,0	0,0
1500	28,9	24,1	40	2166,5	10111,7	9059,0	0,0	0,0	0,0
1600	28,5	24,1	40	2166,5	10742,4	10189,2	0,0	0,0	0,0
1700	27,6	24,2	40	2166,5	11353,9	10157,8	0,0	0,0	0,0
1800	26,2	24,1	40	2166,5	11842,8	11036,5	0,0	0,0	0,0
1900	24,5	24,2	40	2166,5	12079,5	10828,8	0,0	0,0	0,0
2000	22,8	24,2	40	2166,5	12028,3	10872,2	0,0	0,0	0,0
2100	21,3	24,1	40	2166,5	5937,0	5273,3	0,0	0,0	0,0
2200	20,0	24,1	40	2166,5	5342,9	4856,8	0,0	0,0	0,0
2300	19,0	24,1	40	2166,5	4730,0	3977,0	0,0	0,0	0,0

ZONE: Zone 1 DESIGN MONTH: OCTOBER									
Hour	OA TEMP (°C)	ZONE TEMP (°C)	RH (%)	ZONE AIRFLOW (L/s)	ZONE SENSIBLE LOAD (W)	ZONE COND (W)	TERMINAL COOLING COIL (W)	TERMINAL HEATING COIL (W)	ZONE HEATING UNIT (W)
0000	18,8	24,0	40	2166,5	4321,4	3918,3	0,0	0,0	0,0
0100	18,1	23,9	40	2166,5	3733,3	3957,1	0,0	0,0	0,0
0200	17,5	23,9	40	2166,5	3172,1	3236,1	0,0	0,0	0,0
0300	17,0	23,9	40	2166,5	2643,5	2718,1	0,0	0,0	0,0
0400	16,6	23,9	40	2166,5	2148,4	2223,2	0,0	0,0	0,0
0500	16,4	23,9	40	2166,5	1687,3	2031,7	0,0	0,0	0,0
0600	16,7	24,1	40	2166,5	1262,5	606,0	0,0	0,0	0,0
0700	17,4	24,0	40	2166,5	915,8	370,5	0,0	0,0	0,0
0800	18,5	24,0	42	2166,5	6632,8	6143,8	0,0	0,0	0,0
0900	20,2	24,1	42	2166,5	7011,8	5981,6	0,0	0,0	0,0
1000	22,2	24,0	42	2166,5	7533,7	7176,0	0,0	0,0	0,0
1100	24,4	24,1	42	2166,5	8107,7	7267,4	0,0	0,0	0,0
1200	26,5	24,0	42	2166,5	8669,3	8273,3	0,0	0,0	0,0
1300	28,0	24,1	42	2166,5	9189,8	8218,5	0,0	0,0	0,0
1400	29,1	24,1	42	2166,5	9706,8	9144,7	0,0	0,0	0,0
1500	29,4	24,2	42	2166,5	10270,3	9183,6	0,0	0,0	0,0
1600	29,1	24,1	42	2166,5	10875,8	10279,8	0,0	0,0	0,0
1700	28,1	24,2	42	2166,5	11472,1	10251,6	0,0	0,0	0,0
1800	26,7	24,1	42	2166,5	11968,1	11148,6	0,0	0,0	0,0
1900	25,0	24,2	42	2166,5	12230,7	10953,6	0,0	0,0	0,0
2000	23,3	24,2	42	2166,5	12202,7	11006,3	0,0	0,0	0,0
2100	21,9	24,2	42	2166,5	6124,5	5093,2	0,0	0,0	0,0
2200	20,6	24,1	42	2166,5	5537,0	4629,1	0,0	0,0	0,0
2300	19,6	24,1	42	2166,5	4927,4	4310,3	0,0	0,0	0,0

Hourly Zone Loads for Auditório

Project Name: Auditorio2

07/29/2013
10:57

ZONE: Zone 1 DESIGN MONTH: NOVEMBER									
Hour	OA TEMP (°C)	ZONE TEMP (°C)	RH (%)	ZONE AIRFLOW (L/s)	ZONE SENSIBLE LOAD (W)	ZONE COND (W)	TERMINAL COOLING COIL (W)	TERMINAL HEATING COIL (W)	ZONE HEATING UNIT (W)
0000	19,3	24,0	42	2166,5	4886,5	4481,4	0,0	0,0	0,0
0100	18,7	24,0	42	2166,5	4255,7	4133,0	0,0	0,0	0,0
0200	18,0	24,0	42	2166,5	3657,3	3527,9	0,0	0,0	0,0
0300	17,5	24,0	42	2166,5	3096,4	2606,8	0,0	0,0	0,0
0400	17,1	24,0	42	2166,5	2573,3	2145,8	0,0	0,0	0,0
0500	17,0	24,0	42	2166,5	2088,1	1946,2	0,0	0,0	0,0
0600	17,3	23,9	43	2166,5	1642,3	1737,9	0,0	0,0	0,0
0700	17,9	23,9	43	2166,5	1284,7	1408,9	0,0	0,0	0,0
0800	19,1	24,1	44	2166,5	7022,3	6302,3	0,0	0,0	0,0
0900	20,8	24,0	45	2166,5	7451,4	7077,8	0,0	0,0	0,0
1000	22,7	24,1	44	2166,5	8037,8	7200,0	0,0	0,0	0,0
1100	24,9	24,0	45	2166,5	8667,1	8330,4	0,0	0,0	0,0
1200	27,0	24,1	44	2166,5	9260,1	8270,7	0,0	0,0	0,0
1300	28,6	24,1	45	2166,5	9789,0	9226,9	0,0	0,0	0,0
1400	29,6	24,2	44	2166,5	10299,9	9202,7	0,0	0,0	0,0
1500	30,0	24,1	44	2166,5	10859,1	10216,5	0,0	0,0	0,0
1600	29,6	24,2	44	2166,5	11479,1	10256,5	0,0	0,0	0,0
1700	28,7	24,1	44	2166,5	12113,0	11407,0	0,0	0,0	0,0
1800	27,3	24,2	44	2166,5	12660,6	11314,7	0,0	0,0	0,0
1900	25,6	24,1	44	2166,5	12973,5	12280,0	0,0	0,0	0,0
2000	23,9	24,2	44	2166,5	12951,9	11548,5	0,0	0,0	0,0
2100	22,5	24,1	44	2166,5	6839,6	6014,7	0,0	0,0	0,0
2200	21,2	24,1	44	2166,5	6202,0	5588,4	0,0	0,0	0,0
2300	20,1	24,1	44	2166,5	5540,6	4736,3	0,0	0,0	0,0

ZONE: Zone 1 DESIGN MONTH: DECEMBER									
Hour	OA TEMP (°C)	ZONE TEMP (°C)	RH (%)	ZONE AIRFLOW (L/s)	ZONE SENSIBLE LOAD (W)	ZONE COND (W)	TERMINAL COOLING COIL (W)	TERMINAL HEATING COIL (W)	ZONE HEATING UNIT (W)
0000	20,5	24,0	45	2166,5	5519,0	5396,9	0,0	0,0	0,0
0100	19,8	24,0	45	2166,5	4861,5	4751,6	0,0	0,0	0,0
0200	19,2	23,9	45	2166,5	4239,6	4574,4	0,0	0,0	0,0
0300	18,6	24,1	45	2166,5	3658,5	3096,4	0,0	0,0	0,0
0400	18,2	24,0	45	2166,5	3118,0	2718,2	0,0	0,0	0,0
0500	18,1	24,0	45	2166,5	2617,6	2135,6	0,0	0,0	0,0
0600	18,4	23,8	45	2166,5	2158,7	2738,4	0,0	0,0	0,0
0700	19,0	24,1	44	2166,5	1783,0	1049,0	0,0	0,0	0,0
0800	20,2	24,0	46	2166,5	7486,5	7443,5	0,0	0,0	0,0
0900	21,9	24,1	46	2166,5	7894,4	6813,7	0,0	0,0	0,0
1000	23,8	24,1	46	2166,5	8490,3	7893,1	0,0	0,0	0,0
1100	26,0	24,1	46	2166,5	9155,4	8205,3	0,0	0,0	0,0
1200	28,1	24,1	46	2166,5	9800,1	8912,0	0,0	0,0	0,0
1300	29,7	24,2	45	2166,5	10381,9	9036,7	0,0	0,0	0,0
1400	30,7	24,1	46	2166,5	10925,2	10124,5	0,0	0,0	0,0
1500	31,1	24,2	46	2166,5	11498,4	10320,3	0,0	0,0	0,0
1600	30,7	24,2	46	2166,5	12125,9	11013,0	0,0	0,0	0,0
1700	29,8	24,3	45	2166,5	12769,9	11189,8	0,0	0,0	0,0
1800	28,4	24,2	46	2166,5	13342,3	12319,1	0,0	0,0	0,0
1900	26,7	24,2	45	2166,5	13696,3	12321,8	0,0	0,0	0,0
2000	25,0	24,2	45	2166,5	13690,6	12367,9	0,0	0,0	0,0
2100	23,6	24,0	46	2166,5	7563,0	7465,0	0,0	0,0	0,0
2200	22,3	24,1	46	2166,5	6896,3	6410,4	0,0	0,0	0,0
2300	21,2	24,1	46	2166,5	6203,1	5663,1	0,0	0,0	0,0

January DESIGN COOLING DAY, 1700

TABLE 1: SYSTEM DATA

Component	Location	Dry-Bulb Temp (°C)	Specific Humidity (kg/kg)	Airflow (L/s)	CO2 Level (ppm)	Sensible Heat (W)	Latent Heat (W)
Ventilation Air	Inlet	30,4	0,00950	638	400	4241	0
Vent - Return Mixing	Outlet	26,0	0,00950	2167	417	-	-
Central Cooling Coil	Outlet	18,9	0,00950	2167	417	16198	0
Central Heating Coil	Outlet	18,9	0,00950	2167	417	0	-
Supply Fan	Outlet	18,9	0,00950	2167	417	0	-
Cold Supply Duct	Outlet	18,9	0,00950	2167	417	-	-
Zone Air	-	24,1	0,00950	2167	425	11957	0
Return Plenum	Outlet	24,1	0,00950	2167	425	0	-

Air Density x Heat Capacity x Conversion Factor: At sea level = 1,207; At site altitude = 1,063 W/(L/s-K)

Air Density x Heat of Vaporization x Conversion Factor: At sea level = 2947,6; At site altitude = 2595,3 W/(L/s)

Site Altitude = 1060,7 m

TABLE 2: ZONE DATA

Zone Name	Zone Sensible Load (W)	T-stat Mode	Zone Cond (W)	Zone Temp (°C)	Zone Airflow (L/s)	CO2 Level (ppm)	Terminal Heating Coil (W)	Zone Heating Unit (W)
Zone 1	12707	Cooling	11957	24,1	2167	425	0	0

WINTER DESIGN HEATING

TABLE 1: SYSTEM DATA

Component	Location	Dry-Bulb Temp (°C)	Specific Humidity (kg/kg)	Airflow (L/s)	CO2 Level (ppm)	Sensible Heat (W)	Latent Heat (W)
Ventilation Air	Inlet	8,9	0,00400	638	400	-8236	0
Vent - Return Mixing	Outlet	17,5	0,00400	2167	417	-	-
Central Cooling Coil	Outlet	17,5	0,00400	2167	417	0	0
Central Heating Coil	Outlet	22,9	0,00400	2167	417	12578	-
Supply Fan	Outlet	22,9	0,00400	2167	417	0	-
Cold Supply Duct	Outlet	22,9	0,00400	2167	417	-	-
Zone Air	-	21,0	0,00400	2167	425	-4342	0
Return Plenum	Outlet	21,0	0,00400	2167	425	0	-

Air Density x Heat Capacity x Conversion Factor: At sea level = 1,207; At site altitude = 1,063 W/(L/s-K)

Air Density x Heat of Vaporization x Conversion Factor: At sea level = 2947,6; At site altitude = 2595,3 W/(L/s)

Site Altitude = 1060,7 m

TABLE 2: ZONE DATA

Zone Name	Zone Sensible Load (W)	T-stat Mode	Zone Cond (W)	Zone Temp (°C)	Zone Airflow (L/s)	CO2 Level (ppm)	Terminal Heating Coil (W)	Zone Heating Unit (W)
Zone 1	-4511	Heating	-4342	21,0	2167	425	0	0

APÊNDICE E - RELATÓRIO DE SELEÇÃO DO CHILLER DE 12 TR E DEMAIS DADOS DO CATÁLOGO DO FABRICANTE

Chiller 12 TR

General Details

Chiller Name **Chiller 12 TR**
 Chiller Type **A/C Packaged Scroll**
 Data Source **User Input**

Notes:

Design Inputs

Full Load LCHWT **6,7** °C
 Full Load OAT **35,0** °C
 Full Load Capacity **43,0** kW
 Full Load Power **16,4** kW
 Cooler Flow Rate **0,043** L/(s-kW)
 Minimum Load **20,0** %
 DX Free Cooling **Not Used**
 Hot Gas Bypass **No**

Chiller Performance (kW)

OAT (°C)	Max Cap	100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%	30%	20%
46,1	22,2	22,2	19,5	16,7	14,1	12,1	10,1	8,0	6,0	4,2
35,0	16,4	16,4	14,4	12,4	10,5	9,0	7,5	6,0	4,5	3,1
29,4	13,4	13,4	11,8	10,2	8,6	7,4	6,2	4,9	3,7	2,6
23,9	12,3	12,3	10,8	9,4	8,0	6,8	5,7	4,6	3,4	2,4
-17,8	11,4	11,4	9,9	8,5	7,1	5,9	4,8	3,7	2,6	1,5

Performance LCHWT Factor a **0,01233** 1/K
 Performance LCHWT Factor b **0,00000** 1/K²

Chiller Capacity (kW)

OAT (°C)	Max Cap	100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%	30%	20%
46,1	43,0	43,0	38,7	34,4	30,1	25,8	21,5	17,2	12,9	8,6
35,0	43,0	43,0	38,7	34,4	30,1	25,8	21,5	17,2	12,9	8,6
29,4	43,0	43,0	38,7	34,4	30,1	25,8	21,5	17,2	12,9	8,6
23,9	43,0	43,0	38,7	34,4	30,1	25,8	21,5	17,2	12,9	8,6
-17,8	43,0	43,0	38,7	34,4	30,1	25,8	21,5	17,2	12,9	8,6

Capacity LCHWT Factor a **0,03251** 1/K
 Capacity LCHWT Factor b **0,00000** 1/K²

DADOS FÍSICOS 60Hz R-407

30RA		12	15	18	20	24	27	30	35	40	50	65	75
Capacidade nominal	TR	11.9	14.4	17.1	18.6	23.4	26.3	29.1	35.4	37.2	46.8	62.4	74.4
Capacidade nominal	kW	42	50.6	60.3	65.4	82.3	82.6	102.4	124	130.7	164	219.4	260.1
Peso em operação com módulo hidráulico	kg	536	595	610	625	642	1100	1112	1157	1224	1262	2056	2166
Carga de refrigerante	kg	R-407C											
Circuito A		10	13	14	12.5	18	10	10	10	12.5	18	21	28
Circuito B		x	x	x	x	x	13	14	18	12.5	18	28	28
Compressores		Compressor Scroll hermético											
Quantidade, circuito A		1	2	2	2	2	1	1	1	2	2	2	3
Quantidade, circuito B		x	x	x	x	x	2	2	2	2	2	3	3
Número de estágios de capacidade		1	2	2	2	2	3	3	3	4	4	5	6
Capacidade mínima	%	100	50	42	50	50	26	27	33	25	25	20	18.6
Tipo de controle		PRO-DIALOG Plus											
Condensadores		Tubos de cobre ranhurados internamente, aletas de alumínio											
Ventiladores		Ventiladores axiais Flying Bird com difusor rotativo											
Quantidade		1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	4	4
Vazão total de ar (velocidade alta)	m ³ /h	16650	15910	17856	22285	25300	32560	34505	41850	44570	50400	75130	90430
Velocidade (alta/baixa velocidade)	rpm	810/420	810/420	810/420	1128/558	1128/558	810/420	810/420	1128/558	1128/558	1128/558	1128/420	1128/558
Evaporador		Trocador de calor de expansão direta com placa soldada (inox)											
Volume de água	l	3.6	4.6	5.9	6.5	7.6	8.2	9.5	11.2	13.0	15.2	22	26
Pressão máxima em operação no lado água (unidade sem módulo hidráulico)	kPa	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Módulo hidráulico		Bomba, filtro de tela, válv. segurança, tq. expansão (opcional), manômetro, válv. purga, chave de fluxo e válv. redução do controle de vazão											
Bomba		Bomba única unicelular centrífuga, 3500 rpm											
Quantidade		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Volume do tanque de expansão (opcional)	l	12	12	12	12	12	35	35	35	35	35	50	50
Pressão máxima em operação no lado água (unidade com módulo hidráulico)	kPa	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	400	400
Conexões de água		Conexões de rosca macho											
Diâmetro da rosca para tubulação	in	2	2	2	2	2	2	2	2.1/2	2.1/2	2.1/2	3	3
Diâmetro do tubo externo	in	2	2	2	2	2	2	2	3	3	3	3.1/2	3.1/2
	mm	60.3	60.3	60.3	60.3	60.3	60.3	60.3	76.1	76.1	76.1	88.9	88.9

* Temperatura da água de entrada/saída do evaporador de 12°C/7°C, temperatura do ar exterior de 35°C.

APÊNDICE F - RELATÓRIO DE SELEÇÃO DO FAN COIL DE 12 TR E DEMAIS DADOS DO CATÁLOGO DO FABRICANTE

Projeto

Cliente	: PGR
Obra	: Climatização Terceirizados
Tag	: Maquina 02
Por	: Matheus Valverde

Geral

Série	: Vortex
Modelo	: 12TR
Frequência	: 60 Hz
Posição	: Horizontal
Lado Hidráulica	: Direito

Módulos da Máquina

Motor Ventilador
Serpentina Água Gelada + Filtro

Resfriamento

Dados de Entrada	
Vazão	= 10.320,00 m ³ /h
TBS	= 24,00 C
TBU	= 17,00 C
Umidade Relativa	= 51,71 %
Umidade Absoluta	= 0,0112 kgH ₂ O/kgda
Pressão	= 858,26 mmHg
Ro	= 1,01 kgda/m ³
Fluído	= Água Gelada
Concentração do Fluído	= 0,00 %
Vazão de Água	= 7,27 m ³ /h
Temperatura da Água	= 7,00 C

Dados de Saída da Serpentina	
Carga Térmica	= 45,36 kW
Carga Sensível	= 35,47 kW
TBS	= 12,07 C
TBU	= 11,72 C
Umidade Relativa	= 96,32 %
Ar Veloc. Face	= 3,19 m/s
Fluído Temperatura	= 12,38 C
Perda Carga Água	= 47,83 kPa

Dados de Insuflamento	
TBS	= 12,79 C
TBU	= 11,98 C
Capacidade Total	= 43,19 kW
Capacidade Sensível	= 33,30 kW
FCS	= 0,77

Serpentina de Resfriamento

Tubo	= 1/2" Cobre
Aleta	= Al
D. Int.	= 12,26 mm
D. Ext.	= 13,06 mm
Esp.	= 0,127 mm
FPI	= 9 FPI
Área de Face	= 0,90 m ²
Comprimento Aletado	= 1.287,00 mm
Fator Incrustação	= 0,044 m ² K/KW
Nro. Filas	= 6
Nro. Circuitos	= 11
Nro. Tubos	= 22
Conexão	= 1.1/4"

Ventilador : Sirocco

Modelo	= Sirocco 18/18
Rotação	= 824,37 RPM
Consumo Elétrico Estimado	= 2,17 kW
Velocidade de Descarga	= 10,74 m/s
Posição	= H4
Lado do Motor	= Direito
Ventilador Pintado	= Não
Tipo do Amortecedor	= Borracha
Polia Ventilador	= 230mm
Furo da Polia do Ventilador	= 30 mm
Motor	= 3 CV
Tensão de Alimentação	= 380V
Tensão do Motor	= 380V
Tipo do Motor	= High Eff 4 Poles 60 Hz
Polos	= 4 polos
Polia do Motor	= 106mm até 140mm
Furo da Polia do Motor	= 24 mm

Perda de Carga do Ar

Mistura	= 0,00 mmH ₂ O
Resfriamento	= 16,58 mmH ₂ O
Aquecimento	= 0,00 mmH ₂ O
Equalizador	= 0,00 mmH ₂ O
Resistência	= 0,00 mmH ₂ O
Atenuador	= 0,00 mmH ₂ O
Filtro Fino	= 0,00 mmH ₂ O
Filtro Absoluto	= 0,00 mmH ₂ O
Pré-Filtro	= 16,23 mmH ₂ O
Pressão Disponível no Duto	= 20,00 mmH ₂ O
Total	= 52,81 mmH ₂ O

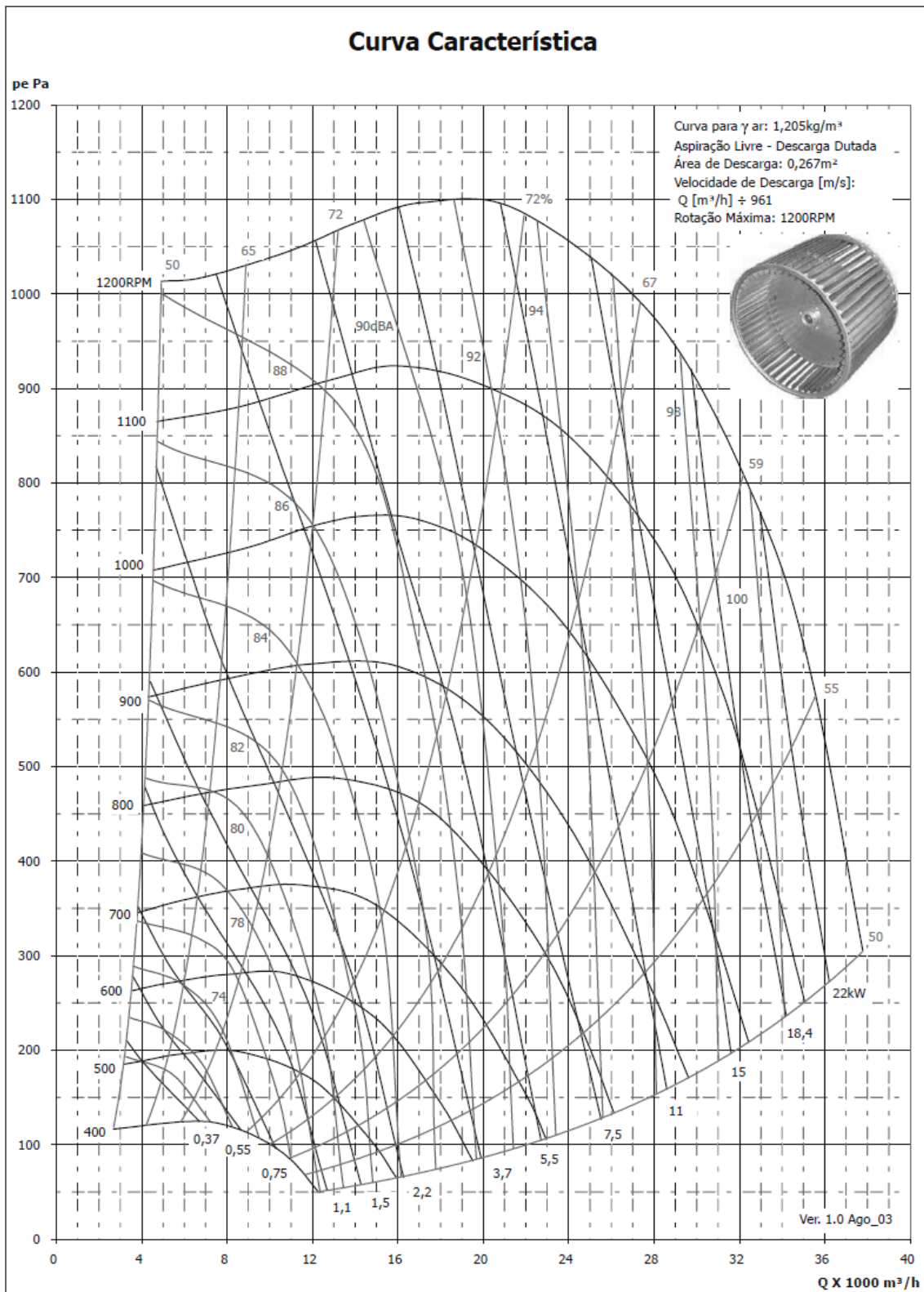
Filtros

Pré-Filtro	= G4 Moldura Metálica 1
Filtro Fino	= N/A
Filtro Absoluto	= N/A
Observação	

Potência Sonora do Ventilador(dB(A))

Potência Sonora do Ventilador desconsiderando atenuação	
63 Hz	= 66,6
125 Hz	= 72,6
250 Hz	= 72,6
500 Hz	= 73,6
1000 Hz	= 75,6
2000 Hz	= 73,6
4000 Hz	= 70,6
8000 Hz	= 63,6
Global	= 81,44

Curva de vazão dos ventiladores - Sirocco 18-18



APÊNDICE G - RELÁTORIO DE SELEÇÃO DO CHILLER DE 10 TR E DEMAIS DADOS DO CATÁLOGO DO FABRICANTE

Chiller 10 TR

General Details

Chiller Name **Sample Chiller**
 Chiller Type **A/C Packaged Scroll**
 Data Source **User Input**

Notes:

Design Inputs

Full Load LCHWT **6,7** °C
 Full Load OAT **35,0** °C
 Full Load Capacity **35,0** kW
 Full Load Power **11,5** kW
 Cooler Flow Rate **0,043** L/(s-kW)
 Minimum Load **20,0** %
 DX Free Cooling **Not Used**
 Hot Gas Bypass **No**

Chiller Performance (kW)

OAT (°C)	Max Cap	100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%	30%	20%
46,1	15,6	15,6	13,7	11,7	9,9	8,5	7,0	5,6	4,2	2,9
35,0	11,5	11,5	10,1	8,7	7,4	6,3	5,2	4,2	3,2	2,2
29,4	9,4	9,4	8,2	7,1	6,0	5,2	4,3	3,5	2,6	1,8
23,9	8,6	8,6	7,6	6,6	5,6	4,8	4,0	3,2	2,4	1,7
-17,8	8,0	8,0	7,0	5,9	5,0	4,2	3,4	2,6	1,8	1,1

Performance LCHWT Factor a **0,01233** 1/K
 Performance LCHWT Factor b **0,00000** 1/K²

Chiller Capacity (kW)

OAT (°C)	Max Cap	100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%	30%	20%
46,1	35,0	35,0	31,5	28,0	24,5	21,0	17,5	14,0	10,5	7,0
35,0	35,0	35,0	31,5	28,0	24,5	21,0	17,5	14,0	10,5	7,0
29,4	35,0	35,0	31,5	28,0	24,5	21,0	17,5	14,0	10,5	7,0
23,9	35,0	35,0	31,5	28,0	24,5	21,0	17,5	14,0	10,5	7,0
-17,8	35,0	35,0	31,5	28,0	24,5	21,0	17,5	14,0	10,5	7,0

Capacity LCHWT Factor a **0,03251** 1/K
 Capacity LCHWT Factor b **0,00000** 1/K²

Resfriador de Líquido com Condensação a ar 30AJ					
Tamanhos		004	005	010	
	Capacidade (TR)	3.76	4.27	9.50	
Características	Alimentação Principal	220-380V / 3ph / 60Hz			
	Alimentação de Comando	24V / 1ph / 60Hz			
	Núm. Circuitos Frigoríficos	1	1	1	
	Núm. Estágios de Capacidade	1	1	1	
	Refrigerante - Tipo	R-22			
	Refrigerante - Carga (kg)	3.6	3.0	6.9	
	Peso em Operação (kg)	115	130	250	
Compressor	Tipo	Scroll			
	Modelo	ZR47	ZR57	SM120	
	Quantidade	1			
	Rotação (rpm)	3600			
	Óleo Recomendado	Petrobrás CP32RH, Suniso 3GS			
	Carga de Óleo (l)	1.24	1.95	3.25	
Evaporador	Tipo	Trocador de Calor de placas de Aço Inox Soldado			
	Modelo	B25x22	B25x22	V45x20	
	Quantidade	1			
	Núm. Circuitos	1			
	Vazão de Água (m3/h)	2.28	2.58	5.74	
	Perda de Carga (mca)	3.7	4.7	5.8	
	Conexões	Diâmetro (Pol)	1"	1"	1 1/2"
		Tipo	BSP		
Núm. Ent/Saída		1/1			
Condensador	Aletado	Área de Face (m2)	0.86	0.86	2.2
		Núm. de Filas	2		
		Aletas/Polegadas	15		
		Diâmetro do Tubo (mm)	9.52		
		Tipo de Circuito	Gold Fin com Tubos de Cobre Corrugados Internamente		
		Núm. Circuitos	6	6	10
	Ventilador	Tipo	Axial		
		Núm. De Pás...Diâmetro (mm)	3...660		
		Vazão (m3/h)	6600	6600	11200
	Motor	Tipo	Motor Monofásico Tipo PSC		
		Alimentação	220V/ 1F/ 60Hz		
		Rotação (rpm)	850	850	880
		Potência (cv)	1/6	1/6	1/2
		Carcaça ABNT	NEMA 48		
Dispositivos de Operação	Termostato de Operação - Set Point (°C)		6		
Dispositivos de Segurança	Pressostato	Alta (psig)	Abre - 426/ Fecha - 320		
		Baixa (psig)	Abre - 27/ Fecha - 67		
	Fusível de Comando (A)		4		

UNIDADE 30AU	TENSÃO [V] / [Hz]			COMPRESSOR						VENTILADOR						DADOS TÉCNICOS COMPLEMENTARES		
	ALIMENTAÇÃO / FREQUÊNCIA			DADOS TÉCNICOS						DADOS TÉCNICOS						CIRCUITO A		
	NOMINAL	MÍNIMA	MÁXIMA	RLA [A]	LRA [A]	kw	FP	KVA _F	QTDE	RLA [A]	P [CV]	KW TOTAL	RLA TOTAL [A]	KW TOTAL [W]	MOPA [A]			
04	220/60	198	242	ZR47						1	1,3	1/6	0,123	15,6	4,3	25		
	380/60	342	418	14,3	91,0	4,2	0,76	2,5	1	1,3	1/6	0,123	8,5	4,3	16			
05	220/60	198	242	ZR57						1	1,3	1/6	0,123	18,5	5,1	25		
	380/60	342	418	7,2	46,0	4,2	0,87	1	1	1,3	1/6	0,123	9,5	5,1	25			
10	220/60	198	242	SM120						1	2,2	1	0,75	35,3	11,5	50		
	380/60	342	418	17,2	124,0	5	0,76	2,5	1	1,3	1/6	0,123	22,0	11,5	40			

APÊNDICE H - RELÁTÓRIO DE SELEÇÃO DO FAN COIL DE 10 TR E DEMAIS DADOS DO CATÁLOGO DO FABRICANTE

Projeto

Cliente	: PGR
Obra	: Climatização Terceirizados
Tag	: Maquina 01
Por	: Matheus Valverde

Geral

Série	: Vortex
Modelo	: 10TR
Frequência	: 60 Hz
Posição	: Vertical
Lado Hidráulica	: Direito

Módulos da Máquina

Motor Ventilador	
Serpentina Água Gelada + Filtro	

Resfriamento

Dados de Entrada	
Vazão	= 8.150,00 m ³ /h
TBS	= 24,00 C
TBU	= 17,00 C
Umidade Relativa	= 51,71 %
Umidade Absoluta	= 0,0112 kgH ₂ O/kgda
Pressão	= 858,28 mmHg
Ro	= 1,01 kgda/m ³

Fluído	= Fresh Water
Concentração do Fluído	= 0,00 %
Vazão de Água	= 7,75 m ³ /h
Temperatura da Água	= 8,00 C

Dados de Saída da Serpentina

Carga Térmica	= 35,42 kW
Carga Sensível	= 27,95 kW
TBS	= 12,09 C
TBU	= 11,78 C
Umidade Relativa	= 96,74 %
Ar Veloc. Face	= 2,98 m/s
Fluído Temperatura	= 11,82 C
Perda Carga Água	= 46,43 kPa

Dados de Insuflamento

TBS	= 12,97 C
TBU	= 12,11 C
Capacidade Total	= 33,30 kW
Capacidade Sensível	= 25,83 kW
FCS	= 0,78

Serpentina de Resfriamento

Tubo	= 1/2" Cobre
Aleta	= Al
D. Int.	= 12,26 mm
D. Ext.	= 13,06 mm
Esp.	= 0,127 mm
FPI	= 9 FPI
Área de Face	= 0,76 m ²
Comprimento Aletado	= 1.088,00 mm
Fator Incrustação	= 0,044 m ² K/KW
Nro. Filas	= 8
Nro. Circuitos	= 11
Nro. Tubos	= 22
Conexão	= 1.1/4"

Ventilador : Sirocco

Modelo	= Sirocco 15/15
Rotação	= 922,01 RPM
Consumo Elétrico Estimado	= 2,12 kW
Velocidade de Descarga	= 11,88 m/s
Posição	= V1
Lado do Motor	= Direito
Ventilador Pintado	= Não
Tipo do Amortecedor	= Borracha
Polia Ventilador	= 200mm
Furo da Polia do Ventilador	= 25,4 mm
Motor	= 3 CV
Tensão de Alimentação	= 380V
Tensão do Motor	= 380V
Tipo do Motor	= High Eff 4 Poles 60 Hz
Polos	= 4 polos
Polia do Motor	= 106mm até 140mm
Furo da Polia do Motor	= 24 mm

Perda de Carga do Ar

Mistura	= 0,00 mmH ₂ O
Resfriamento	= 14,85 mmH ₂ O
Aquecimento	= 0,00 mmH ₂ O
Equalizador	= 0,00 mmH ₂ O
Resistência	= 0,00 mmH ₂ O
Atenuador	= 0,00 mmH ₂ O
Filtro Fino	= 0,00 mmH ₂ O
Filtro Absoluto	= 0,00 mmH ₂ O
Pré-Filtro	= 14,20 mmH ₂ O
Pressão Disponível no Duto	= 20,00 mmH ₂ O
Total	= 49,05 mmH ₂ O

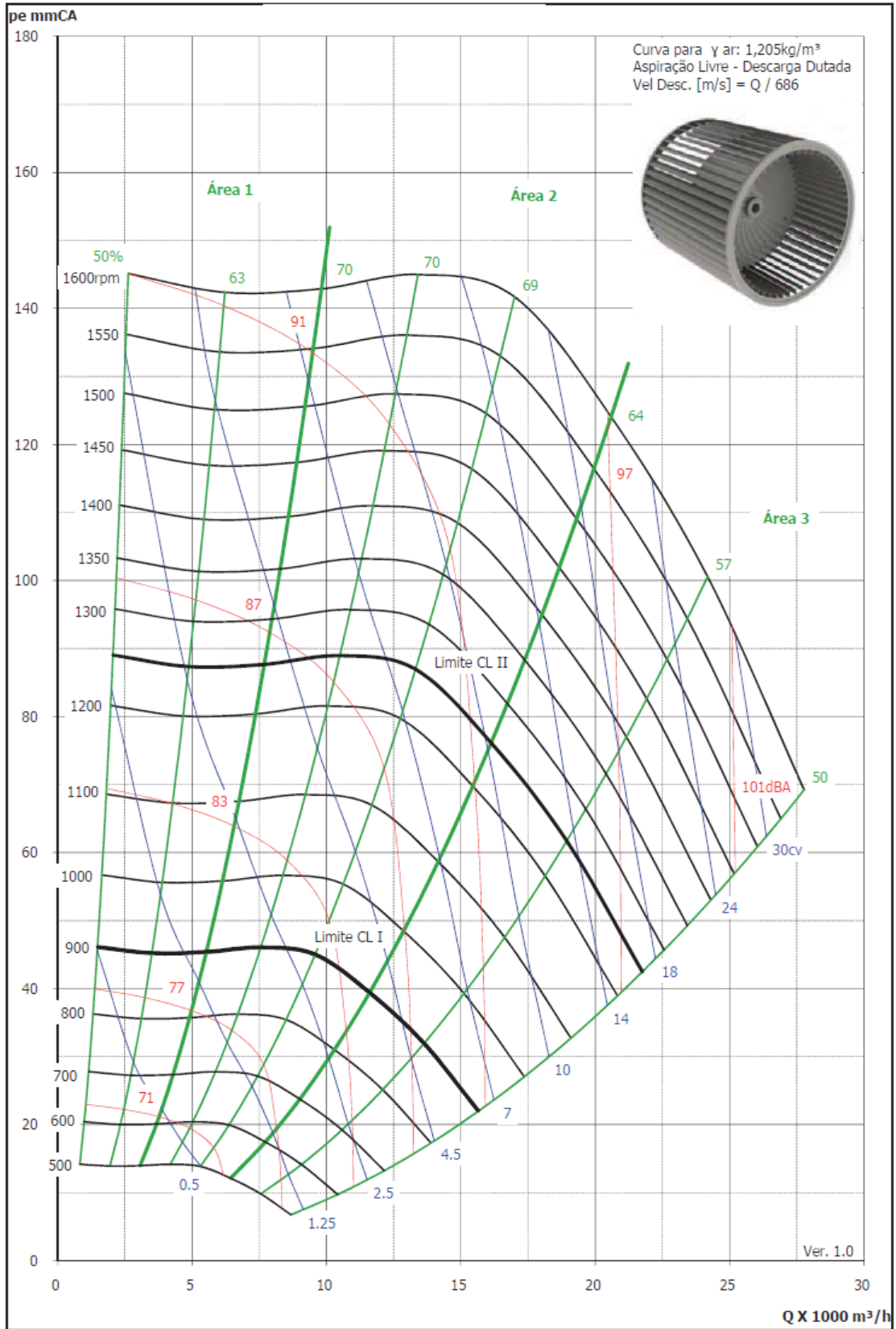
Filtros

Pré-Filtro	= G4 Papelão 1
Filtro Fino	= N/A
Filtro Absoluto	= N/A
Observação	

Potência Sonora(dB(A))

63 Hz	= 66,5
125 Hz	= 72,5
250 Hz	= 72,5
500 Hz	= 73,5
1000 Hz	= 75,5
2000 Hz	= 73,5
4000 Hz	= 70,5
8000 Hz	= 63,5
Global	= 81,26

Curva de vazão dos ventiladores - Sirocco 15-15



APÊNDICE I - DADOS DO RECUPERADOR DE ENERGIA DO CATÁLOGO DO FABRICANTE LG

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
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
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)
Condufas	Qde. n°		4		4+2
	Dimensão (Ø) mm		Ø250(Ø9.84)		Ø250(Ø9.84)+Ø350(Ø13.77)
Ventilador de Insuflação de Ar	Qde. n°		1		2
	Tipo			Transmissão Directa	
Ventilador de Extracção de Ar	Qde. n°		1		2
	Tipo			Transmissão Directa	
Filtros	Qde. n°		2		4
	Tipo			Lavável	
	Dimensão(LxAxP) mm		1056x10x212.5		1056x10x212.5
Controlo remoto			PQRCVSLO / PQRCVSLOQW		
Contacto Seco			PQDSB / PQDSB1		

Notas:

1. modo eco - modo de Ventilação com Recuperação de Calor Entálpica

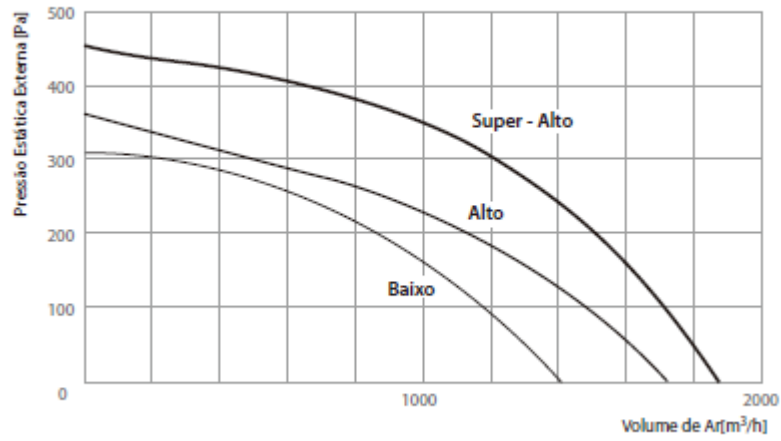
2. Nível de Ruído:

- As condições de funcionamento são considerados como sendo as padrão.

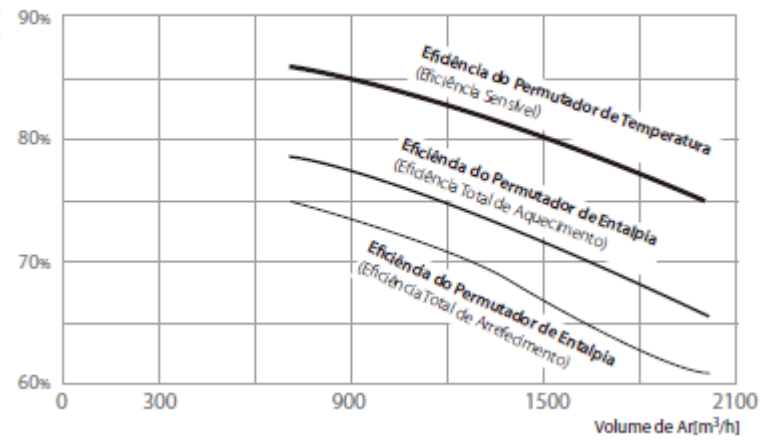
- O som é medido 1,5 m abaixo do corpo central da unidade.

- O nível de som pode variar consoante diversos factores tais como a construção (coeficiente de absorção acústica) da sala específica na qual o equipamento é instalado.

Ventilação



Eficiência



APÊNDICE J - PLANILHAS E CATÁLOGOS PARA LEVANTAMENTO DE CUSTOS DE EQUIPAMENTOS E CUSTOS DE MANUTENÇÃO

CATÁLOGO LG (2013)



LZ-H080GBA2 / LZ-H100GBA2 / LZ-H150GBA2 LZ-H200GBA2

- High efficiency heat exchanger
- Bypass ventilation
- Efficient filter
- Flexible installation
- Easy cleaning and changable filter
- BLDC Fan motor
- Adjustable E.S.P using remote control



Specifications

Model	Unit - ecoV		LZ-H080GBA2	LZ-H100GBA2	LZ-H150GBA2	LZ-H200GBA2	
Nominal Capacity	M³H		1800	1,000	1,500	2,000	
Power Supply	Phase	ØV/Hz	1, 220-240, 50	1, 220-240, 50	1, 220-240, 50	1, 220-240, 50	
eco-V Mode	Step	-	Super High / High / Low	Super High / High / Low	Super High / High / Low	Super High / High / Low	
	Current	SH/H/L	Amps	2.77 / 2.16 / 1.44	3.41 / 2.91 / 1.76	5.60 / 5.40 / 2.90	6.80 / 5.90 / 3.60
	Power Input	SH/H/L	W	360 / 270 / 165	470 / 385 / 210	720 / 540 / 340	930 / 770 / 420
	Air Flow	SH/H/L	M³H (CFM)	800/800/660 (471/471/388)	1,000/1,000/800 (589/589/471)	1,500/1,500/1,200 (883/883/706)	2,000/2,000/1,600 (1,777/1,777/942)
	External Static Pressure	SH/H/L	Pa	200/110/60	160/90/50	200/110/60	160/90/50
	Temperature Exchange Efficiency	SH/H/L	%	79 / 79 / 82	75 / 75 / 78	79 / 79 / 82	75 / 75 / 78
	Enthalpy Exchange Efficiency	Heating (SH/H/L)	%	70 / 70 / 75	66 / 66 / 71	70 / 70 / 75	66 / 66 / 71
		Cooling (SH/H/L)	%	65 / 65 / 70	61 / 61 / 66	65 / 65 / 70	61 / 61 / 66
	Noise Level (Sound Level, 1.5m)	SH/H/L	dB(A)	36 / 34 / 30	37 / 35 / 31	39 / 37 / 33	39 / 37 / 33
	Bypass Mode	Step	-	Super High / High / Low	Super High / High / Low	Super High / High / Low	Super High / High / Low
Current		SH/H/L	Amps	2.77 / 2.16 / 1.44	3.41 / 2.91 / 1.76	5.60 / 5.40 / 2.90	6.80 / 5.90 / 3.60
Power Input		SH/H/L	W	360 / 370 / 165	470 / 385 / 210	720 / 540 / 340	930 / 770 / 420
Air Flow		SH/H/L	M³H (CFM)	800/800/660 (471/471/388)	1,000/1,000/800 (589/589/471)	1,500/1,500/1,200 (883/883/706)	2,000/2,000/1,600 (1,777/1,777/942)
External Static Pressure		SH/H/L	Pa	200/110/60	160/90/50	200/110/60	160/90/50
Temperature Exchange Efficiency		SH/H/L	%	- / - / -	- / - / -	- / - / -	- / - / -
Enthalpy Exchange Efficiency		Heating (SH/H/L)	%	- / - / -	- / - / -	- / - / -	- / - / -
		Cooling (SH/H/L)	%	- / - / -	- / - / -	- / - / -	- / - / -
Noise Level (Sound Level, 1.5m)		SH/H/L	dB(A)	36 / 34 / 30	37 / 35 / 31	37 / 35 / 31	37 / 35 / 31
Heat Exchanger		Type	-	Crossflow	Crossflow	Crossflow	Crossflow
Weight		kg(lb)	60 (132)	60 (132)	132 (291)	132 (291)	
Dimension	W x H x D	mm	1,062 x 365 x 1,140	1,062 x 365 x 1,140	1,313 x 737 x 1,140	1,313 x 737 x 1,140	
Duct Work	Qty	EA	4	4	4 + 2	4 + 2	
	Size (Ø)	mm	Ø250	Ø250	Ø250 + Ø350	Ø250 + Ø350	
Supply Air Fan	Qty	EA	1	1	2	2	
	Type	-	Direct-Drive	Direct-Drive	Direct-Drive	Direct-Drive	
Exhaust Air Fan	Qty	EA	1	1	2	2	
	Type	-	Direct-Drive	Direct-Drive	Direct-Drive	Direct-Drive	
Filters	Qty	EA	2	2	4	4	
	Type	-	Cleanable	Cleanable	Cleanable	Cleanable	
	Size (W x H x D)	mm	1,056 x 10 x 212.5	1,056 x 10 x 212.5	1,056 x 10 x 212.5	1,056 x 10 x 212.5	
List Price	Outdoor		£1,242	£1,480	£2,222	£2,897	
Accessories							
PES-CORVO	CO ₂ Sensor		£200	£200	£200	£200	

PLANILHA ORÇAMENTÁRIA DE OBRA DO TRIBUNAL DE CONTAS DA UNIÃO
(TCU, 2013)

	Unid	Qtd	MO unit	MAT unit	unitário	Total
CADERNO 18 – AR CONDICIONADO						
EQUIPAMENTOS CAG						1,160,296,42
CENTRÍFUGA CAPACIDADE 300 TR - MODELO REFERENCIAL CVHE 3 - TRANE OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	2,00	73,240,00	320,000,00	393,240,00	786,480,00
TORRE DE RESFRIAMENTO VAZÃO 130.000L/H - MODELO REFERENCIAL MD/12MA/4/II/GC/D2	unid	2,00	21,056,50	61,033,00	82,089,50	164,179,00
BOMBA DE ÁGUA DE CONDENSAÇÃO - VAZÃO 200 M³/H - 15MCA - MEGANORM OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	3,00	2,545,06	6,998,92	9,543,98	28,631,94
BOMBA DE ÁGUA DE AGUA GELADA- SECUNDARIA - VAZÃO 114 M³/H - 50MCA - MEGANORM OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	3,00	2,545,06	11,571,55	14,116,61	42,349,83
BOMBA DE ÁGUA AGUA GELADA - PRIMARIA - VAZÃO 114 M³/H - 10MCA - MEGANORM OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	3,00	2,545,06	4,301,16	6,846,22	20,538,66
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO DE UNIDADE CONDENSADORA TIPO BARRIL - CAPACIDADE 60.000 BTU - HITACHI OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	21,00	424,18	4,419,71	4,843,89	101,721,69
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO DE UNIDADE CONDENSADORA TIPO BARRIL - CAPACIDADE 36.000 BTU - HITACHI OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	3,00	424,18	2,495,86	2,920,04	8,760,12
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO DE UNIDADE CONDENSADORA TIPO BARRIL - CAPACIDADE 18.000 BTU - HITACHI OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	3,00	424,17	2,120,89	2,545,06	7,635,18
						-
EQUIPAMENTOS DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO						2,342,111,31
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO DE EVAPORADORA TIPO CASSETE - CAPACIDADE 5 TR - HITACHI OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	9,00	424,18	1,894,16	2,318,34	20,865,06
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO OFANCOIL HIDRÔNICO TIPO CASSETE -CAPACIDADE 1,0TR-P.F=0,14-220V/1F/60HZ - HITACHI OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	366,00	424,18	2,036,05	2,460,23	900,444,18
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO DE EVAPORADORA TIPO CASSETE - CAPACIDADE 1,5 TR - HITACHI OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	3,00	424,18	1,019,04	1,443,22	4,329,66

FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO FANCOIL HIDRÔNICO TIPO CASSETE-CAPACIDADE 1,5TR-P.F=0,14- 220V/1F/60HZ - HITACHI OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	125,00	424,17	1,785,00	2,209,17	276,146,25
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO FANCOIL HIDRÔNICO TIPO CASSETE-CAPACIDADE 2,0TR- HITACHI OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	78,00	424,17	2,290,56	2,714,73	211,748,94
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO DE EVAPORADORA TIPO EMBUTIR - CAPACIDADE 5 TR - HITACHI OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	12,00	424,18	1,415,08	1,839,26	22,071,12
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO FANCOIL HIDRÔNICO TIPO CASSETE-CAPACIDADE 2,0TR-P.F=0,14- 220V/1F/60HZ - HITACHI OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	42,00	424,17	2,290,56	2,714,73	114,018,66
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO DE EVAPORADORA TIPO EMBUTIR - CAPACIDADE 3 TR - HITACHI OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	3,00	424,18	1,019,04	1,443,22	4,329,66
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO FANCOIL HIDRÔNICO TIPO CASSETE-CAPACIDADE 2,5TR-P.F=0,2- 220V/1F/60HZ - HITACHI OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	7,00	424,17	2,290,56	2,714,73	19,003,11
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO FANCOIL HIDRÔNICO TIPO CASSETE-CAPACIDADE 3TR- HITACHI OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	71,00	424,17	2,290,56	2,714,73	192,745,83
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO DE SELF DIVIDO CAPACIDADE 25 TR- OU SPITÃO - CARRIER OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	1,00	424,17	27,995,69	28,419,86	28,419,86
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO FANCOIL HIDRÔNICO TIPO CASSETE-CAPACIDADE 8,5TR- HITACHI OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	4,00	424,17	8,398,71	8,822,88	35,291,52
CAIXA DE VENTILAÇÃO MOD BBF180-P.F=0,12KW-4 POLOS-3F/220V-BERLINER LUFT	unid	23,00	424,17	2,629,90	3,054,07	70,243,61
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO FANCOIL HIDRÔNICO TIPO CASSETE - CAPACIDADE DE 5 TR - LG OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	3,00	424,17	2,629,90	3,054,07	9,162,21
CAIXA DE VENTILAÇÃO MOD BBS160-P.F=0,55KW-4 POLOS-3F/220V - 25mmCA - VAZAO:1300M³/H - BERLINER LUFT OU EQUIVALENTE TECNICO	unid	3,00	424,17	2,450,05	2,874,22	8,622,66
FORNECIMENTO E INSTALAÇÃO FANCOIL HIDRÔNICO TIPO CASSETE - CAPACIDADE DE 4 TR - LG OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	39,00	424,18	2,375,39	2,799,57	109,183,23
INTERCAMBIADOR DE CALOR - 1000M³/H - P.F = 560W - 1F/220V/60HZ - HITACHI, LG OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	24,00	424,18	6,786,83	7,211,01	173,064,24

EXAUSTOR DE EMBUTIR+GRELHA EXT.AUTO FECHANTE-MOD 120-P.F=22W-IF/220V - MULTIVAC OU OU EQUIVALENTE TÉCNICO	unid	15,00	42,41	424,18	466,59	6,998,85
---	------	-------	-------	--------	--------	----------

EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS E QUADRO DE COMANDOS						428,710,07
SOFT START PARA BOMBAS 10 CV CADA - BAGP	unid	3,00	2,545,06	7,635,19	10,180,25	30,540,75
SOFT START PARA BOMBAS 15 CV CADA - BAC	unid	3,00	2,545,06	8,059,37	10,604,43	31,813,29
controlador Carel PCO-5 com conectores, transformadores e sensores e placa de comunicação, ou equivalente técnico	unid	2,00	424,18	2,969,24	3,393,42	6,786,84
Plant Visor + Software de controle Carel, ou quivalente técnico	unid	1,00	2,699,24	18,085,44	20,784,68	20,784,68
Controlador FAnCoil -PCO, com placa de comunicação Carel, trafo, sensor de temperatura e pressoatato diferencial para filtro sujo ou equivalente técnico	unid	8,00	318,13	1,484,62	1,802,75	14,422,00
Sensor de umidade 10-90% fixação em duto Carel, ou equivalente técnico	unid	8,00	101,80	678,69	780,49	6,243,92
controlador Carel PCO-1000 Medium (12DI) com conectores e placa de comunicação, ou equivalente técnico	unid	35,00	101,80	1,527,04	1,628,84	57,009,40
Painel eletrico em chapa com barramentos 600x400mm ou equivalente técnico	unid	11,00	381,76	763,52	1,145,28	12,598,08
Cabinho para comando 0,75mm- 750V - 9A - FICAP , ou equivalente técnico	m	30,000,0 0	0,08	0,09	0,17	5,100,00
Eletroduto 1" para comunicação e sensores	m	30,800,0 0	1,02	4,50	5,52	170,016,00
Cabo para comunicação 4 X 0,75 + malha	m	18,000,0 0	0,42	1,28	1,70	30,600,00
Disjuntor Cx Moldada 320A Icc 50kA - ABB, ou equivalente Técnico	unid	1,00	254,51	678,68	933,19	933,19
Disjuntor Motor MS132 22-32A - ABB, ou equivalente Técnico	unid	3,00	127,25	212,09	339,34	1,018,02
Disjuntor Motor MS132 28-40A - ABB, ou equivalente Técnico	unid	3,00	127,25	212,09	339,34	1,018,02
Disjuntor Motor MS116A 5-8A - ABB, ou equivalente Técnico	unid	3,00	127,25	212,09	339,34	1,018,02
Soft Start 25A PSR - ABB, ou equivalente Técnico	unid	3,00	169,67	678,68	848,35	2,545,05
Soft Start 30A PSR - ABB, ou equivalente Técnico	unid	3,00	169,67	678,68	848,35	2,545,05

Inversor de frecuencia 45A ACS550 - ABB, ou equivalente Técnico	unid	4,00	424,18	3,393,41	3,817,59	15,270,36
Seccionadora XLP-100 - ABB, ou equivalente Técnico	unid	3,00	84,84	169,67	254,51	763,53
Fusivel ultra rapido 63A -Busmann, ou equivalente Técnico	unid	9,00	42,42	42,42	84,84	763,56
Painel de comando avançado para inversor - ABB, ou equivalente Técnico	unid	3,00	16,97	509,01	525,98	1,577,94
Rele falta de fase 380V - ABB, ou equivalente Técnico	unid	1,00	42,42	509,01	551,43	551,43
Minidisjuntor tripolar 4A - S203-C04 - ABB, ou equivalente Técnico	unid	1,00	16,97	16,96	33,93	33,93
Minidisjuntor bipolar 4A - S202-C10 - ABB, ou equivalente Técnico	unid	1,00	16,97	16,96	33,93	33,93
Minidisjuntor bipolar 4A - S202-C04 - ABB, ou equivalente Técnico	unid	11,00	16,97	16,96	33,93	373,23
Led sinalização CL-523 - ABB, ou equivalente Técnico	unid	13,00	12,73	16,96	29,69	385,97
Rele auxiliar CP - ABB, ou equivalente Técnico	unid	20,00	21,21	50,90	72,11	1,442,20
Contator 9A - A09DA-30-10	unid	6,00	25,45	67,87	93,32	559,92
Trafo 220x24 - Bluetrafo ou equivalente técnico	unid	2,00	12,73	46,65	59,38	118,76
Controlador PCO3 - Carel ou equivalente técnico	unid	2,00	593,85	3,563,09	4,156,94	8,313,88
Sensores de temperatura Carel ou equivalente técnico	unid	8,00	169,67	271,47	441,14	3,529,12

PLANILHA DE PESQUISA DE PREÇO DE CUSTO DE MANUTENÇÃO EM SISTEMAS DE AR CONDICIONADO (ABRIL 2012)

QUADRO COMPARATIVO DE PREÇOS PRATICADOS EM "ABRIL 2012"

ARCOND/12

Arq: VALOMANU

INSTITUIÇÃO		SENADO FEDERAL	CÂMARA FEDERAL	PGR	STF	STJ atual
1.	EMPRESA CONTRATADA	ENTHERM	TECTENGE	ALMEIDA FRANÇA	ALMEIDA FRANÇA	BETTA INSTALAÇÕES
	CONTATO	Paulo Zandonade	DOMINGOS / PAULO MARQUES	MATHEUS	DIEGO SILVA / MARINA	VANDER / FILIPE
	TELEFONE	33032339	32164491	31056500	32173113	33198473
	D PREÇO MENSAL (R\$)	299.166,02	212.073,48	72.890,00	65.800,33	52.336,22
	ÁREA (m²)	130.623	100.000	70.424	63.884	140.637
	A QUANT. FUNCIONÁRIOS	72	51	20	15	14
	QUANT "TR" INSTALADA	5000	3180	1150	1200	2400
	D QUANT FAN-COILS	899, incluído fancoletes	1488, incluído fancoletes	125	50	213, incluído fancoletes
	O QUANT TORRES DE AR-REFECIMENTO	6	17	3	4+3	5
	TERMO ACUMULAÇÃO	não	só na sede	sim	não	não
	S SELF CONTAINED	24	23	16	10	10
	SPLIT	505	53	31	18	25
	CÂMARAS FRIGORÍFICAS	2	5	5	não	3
	SISTEMA DE VENTILAÇÃO	sim	sim	sim	sim	sim
	SISTEMA DE EXAUSTÃO	sim	sim	sim	sim	sim
	FORNEC. DE PEÇAS	parcial	não	não	não	não
	2.	TRATAMENTO ÁGUA DAS TORRES INCLUIDO	sim	sim	sim	sim
3.	PREÇO TOTAL	299.166,02	212.073,48	72.890,00	65.800,33	52.336,22
4.	Custo por func. (R\$/func.)	4.155,08	4.158,30	3.644,50	4.386,69	3.738,30
5.	Custo por área (R\$/m²)	2,29	2,12	1,04	1,03	0,37
6.	Custo por TR (R\$/TR)	59,83	66,69	63,38	54,83	21,81

Obs: a) responsável pela pesquisa: Eng. Filipe / período da pesquisa: ABR 2012 / SIMEC

APÊNDICE L – TABELAS COM OS DIVERSOS PERFIS DE OCUPAÇÃO (CAPÍTULO 7)

Ocupação original: 35,83%

As Tabelas L.1, L.2, L.3, L.4 e L.5 apresentam os perfis semanais de ocupação para 33 horas de operação, 43 horas, 57 horas, 65 horas e 80 horas, respectivamente. Todos esses perfis possuem uma ocupação relativa semanal acumulada de 35,83%:

Tabela L.1 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 33 horas de operação

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.
08:00	0	0	0	0	0	0
09:00	0	0	0	0	0	0
10:00	0	100	100	100	0	0
11:00	0	0	0	0	0	0
12:00	0	0	0	0	0	0
13:00	0	0	0	0	0	0
14:00	100	100	100	100	100	100
15:00	100	100	100	100	100	100
16:00	100	100	100	100	100	100
17:00	100	100	100	100	100	100
18:00	100	100	100	100	100	100
19:00	0	0	0	0	0	0
20:00	0	0	0	0	0	0
21:00	0	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0

Tabela L.2 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 43 horas de operação

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.
08:00	0	0	0	0	0	0
09:00	0	0	0	0	0	0
10:00	75	75	75	75	75	75
11:00	0	0	0	0	0	0
12:00	0	0	0	0	0	0
13:00	75	75	75	75	75	75
14:00	75	75	75	75	75	75

15:00	75	75	75	75	75	75
16:00	75	75	75	75	75	75
17:00	75	75	75	75	75	75
18:00	75	75	75	75	75	75
19:00	75	0	0	0	0	0
20:00	0	0	0	0	0	0
21:00	0	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0

Tabela L.3 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 57 horas de operação

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

Tabela L.4 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 65 horas de operação

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.
08:00	0	0	0	0	0	0
09:00	50	50	50	50	50	0
10:00	50	50	50	50	50	50
11:00	50	50	50	50	50	50
12:00	50	50	50	50	50	50
13:00	50	50	50	50	50	50
14:00	50	50	50	50	50	50

15:00	50	50	50	50	50	50
16:00	50	50	50	50	50	50
17:00	50	50	50	50	50	50
18:00	50	50	50	50	50	50
19:00	50	50	50	50	50	50
20:00	0	0	0	0	0	0
21:00	0	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0

Tabela L.5 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 80 horas de operação

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.
08:00	40	40	40	0	0	0
09:00	40	40	40	40	40	40
10:00	40	40	40	40	40	40
11:00	40	40	40	40	40	40
12:00	40	40	40	40	40	40
13:00	40	40	40	40	40	40
14:00	40	40	40	40	40	40
15:00	40	40	40	40	40	40
16:00	40	40	40	40	40	40
17:00	40	40	40	40	40	40
18:00	40	40	40	40	40	40
19:00	40	40	40	40	40	40
20:00	40	40	40	40	40	40
21:00	40	40	40	40	40	40
22:00	0	0	0	0	0	0

Varição de ocupação 1: 20%

As Tabelas L.6, L.7 e L.8 apresentam os perfis semanais de ocupação para 18 horas de operação, 36 horas e 72 horas, respectivamente. Todos esses perfis possuem uma ocupação relativa semanal acumulada de 20%:

Tabela L.6 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 18 horas de operação

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.
---------	------	------	------	------	------	------

08:00	0	0	0	0	0	0
09:00	0	0	0	0	0	0
10:00	0	0	0	0	0	0
11:00	0	0	0	0	0	0
12:00	0	0	0	0	0	0
13:00	0	0	0	0	0	0
14:00	100	100	100	100	100	100
15:00	100	100	100	100	100	100
16:00	100	100	100	100	100	100
17:00	0	0	0	0	0	0
18:00	0	0	0	0	0	0
19:00	0	0	0	0	0	0
20:00	0	0	0	0	0	0
21:00	0	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0

Tabela L.7 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 36 horas de operação

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.
08:00	0	0	0	0	0	0
09:00	0	0	0	0	0	0
10:00	0	0	0	0	0	0
11:00	0	0	0	0	0	0
12:00	0	0	0	0	0	0
13:00	0	0	0	0	0	0
14:00	50	50	50	50	50	50
15:00	50	50	50	50	50	50
16:00	50	50	50	50	50	50
17:00	50	50	50	50	50	50
18:00	50	50	50	50	50	50
19:00	50	50	50	50	50	50
20:00	0	0	0	0	0	0
21:00	0	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0

Tabela L.8 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 72 horas de operação

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.
----------------	-------------	-------------	-------------	-------------	-------------	-------------

08:00	0	0	0	0	0	0
09:00	0	0	0	0	0	0
10:00	25	25	25	25	25	25
11:00	25	25	25	25	25	25
12:00	25	25	25	25	25	25
13:00	25	25	25	25	25	25
14:00	25	25	25	25	25	25
15:00	25	25	25	25	25	25
16:00	25	25	25	25	25	25
17:00	25	25	25	25	25	25
18:00	25	25	25	25	25	25
19:00	25	25	25	25	25	25
20:00	25	25	25	25	25	25
21:00	25	25	25	25	25	25
22:00	0	0	0	0	0	0

Varição de ocupação 2: 46,67%

As Tabelas L.9, L.10, L.11 e L.12 apresentam os perfis semanais de ocupação para 42 horas de operação, 56 horas, 73 horas e 84 horas, respectivamente. Todos esses perfis possuem uma ocupação relativa semanal acumulada de 46,67%:

Tabela L.9 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 42 horas de operação

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.
08:00	0	0	0	0	0	0
09:00	0	0	0	0	0	0
10:00	0	0	0	0	0	0
11:00	0	0	0	0	0	0
12:00	0	0	0	0	0	0
13:00	0	0	0	0	0	0
14:00	100	100	100	100	100	100
15:00	100	100	100	100	100	100
16:00	100	100	100	100	100	100
17:00	100	100	100	100	100	100
18:00	100	100	100	100	100	100

19:00	100	100	100	100	100	100
20:00	100	100	100	100	100	100
21:00	0	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0

Tabela L.10 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 56 horas de operação

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.
08:00	0	0	0	0	0	0
09:00	0	0	0	0	0	0
10:00	75	75	75	75	75	75
11:00	75	75	75	75	75	75
12:00	75	75	75	75	75	75
13:00	75	75	75	75	75	75
14:00	75	75	75	75	75	75
15:00	75	75	75	75	75	75
16:00	75	75	75	75	75	75
17:00	75	75	75	75	75	75
18:00	75	75	75	75	75	75
19:00	75	0	0	0	0	0
20:00	75	0	0	0	0	0
21:00	0	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0

Tabela L.11 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 73 horas de operação

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.
08:00	25	25	25	25	25	25
09:00	50	50	50	50	25	50
10:00	50	75	50	75	25	75
11:00	50	75	50	75	25	75
12:00	25	100	50	100	25	50
13:00	0	0	0	0	0	0
14:00	25	25	25	25	0	0
15:00	75	75	75	75	25	0
16:00	100	100	100	100	25	0
17:00	75	75	75	75	50	0
18:00	100	100	100	100	50	0

19:00	25	25	50	25	50	0
20:00	50	50	75	50	75	0
21:00	50	50	75	75	100	0
22:00	25	0	75	50	100	0

Tabela L.12 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 84 horas de operação

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.
08:00	50	50	50	50	50	50
09:00	50	50	50	50	50	50
10:00	50	50	50	50	50	50
11:00	50	50	50	50	50	50
12:00	50	50	50	50	50	50
13:00	50	50	50	50	50	50
14:00	50	50	50	50	50	50
15:00	50	50	50	50	50	50
16:00	50	50	50	50	50	50
17:00	50	50	50	50	50	50
18:00	50	50	50	50	50	50
19:00	50	50	50	50	50	50
20:00	50	50	50	50	50	50
21:00	50	50	50	50	50	50
22:00	0	0	0	0	0	0

Variação de ocupação 3: 75,56%

As Tabelas L.13, L.14 e L.15 apresentam os perfis semanais de ocupação para 68 horas de operação, 80 horas e 90 horas, respectivamente. Todos esses perfis possuem uma ocupação relativa semanal acumulada de 75,56%:

Tabela L.13 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 68 horas de operação

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.
08:00	0	0	0	0	0	0
09:00	100	0	0	0	0	0
10:00	100	100	100	100	100	100
11:00	100	100	100	100	100	100

12:00	100	100	100	100	100	100
13:00	100	100	100	100	100	100
14:00	100	100	100	100	100	100
15:00	100	100	100	100	100	100
16:00	100	100	100	100	100	100
17:00	100	100	100	100	100	100
18:00	100	100	100	100	100	100
19:00	100	100	100	100	100	100
20:00	100	100	100	100	100	100
21:00	100	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0

Tabela L.14 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 80 horas de operação

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.
08:00	85	85	0	0	0	0
09:00	85	85	85	85	85	85
10:00	85	85	85	85	85	85
11:00	85	85	85	85	85	85
12:00	85	85	85	85	85	85
13:00	85	85	85	85	85	85
14:00	85	85	85	85	85	85
15:00	85	85	85	85	85	85
16:00	85	85	85	85	85	85
17:00	85	85	85	85	85	85
18:00	85	85	85	85	85	85
19:00	85	85	85	85	85	85
20:00	85	85	85	85	85	85
21:00	85	85	85	85	85	85
22:00	0	0	0	0	0	0

Tabela L.15 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 90 horas de operação

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.
08:00	75	75	75	75	75	75
09:00	75	75	75	75	75	75
10:00	75	75	75	75	75	75
11:00	75	75	75	75	75	75

12:00	75	100	75	100	75	75
13:00	50	50	50	50	50	50
14:00	50	50	50	50	50	50
15:00	75	75	75	75	75	100
16:00	100	100	100	100	75	100
17:00	75	75	75	75	75	75
18:00	100	100	100	100	75	75
19:00	75	75	75	75	75	75
20:00	75	75	75	75	75	75
21:00	75	75	75	75	100	50
22:00	75	75	75	75	100	50

Varição de ocupação 4: 100%

A Tabela L.16 apresenta o perfil semanal de ocupação para 90 horas de operação, para uma ocupação relativa semanal acumulada de 100%:

Tabela L.16 – Perfil de ocupação (%) semanal do auditório para 90 horas de operação

Horário	Seg.	Ter.	Qua.	Qui.	Sex.	Sáb.
08:00	100	100	100	100	100	100
09:00	100	100	100	100	100	100
10:00	100	100	100	100	100	100
11:00	100	100	100	100	100	100
12:00	100	100	100	100	100	100
13:00	100	100	100	100	100	100
14:00	100	100	100	100	100	100
15:00	100	100	100	100	100	100
16:00	100	100	100	100	100	100
17:00	100	100	100	100	100	100
18:00	100	100	100	100	100	100
19:00	100	100	100	100	100	100
20:00	100	100	100	100	100	100
21:00	100	100	100	100	100	100
22:00	100	100	100	100	100	100