



## ANÁLISE PSICROMÉTRICA EM SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR

Daniel de Sousa Rodrigues

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, COPPE, da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientadores: Nísio de Carvalho Lobo Brum  
Carlos Eduardo Leme Nóbrega

Rio de Janeiro  
Setembro de 2018

ANÁLISE PSICROMÉTRICA EM SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR

Daniel de Sousa Rodrigues

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO INSTITUTO ALBERTO LUIZ COIMBRA DE PÓS-GRADUAÇÃO E PESQUISA DE ENGENHARIA (COPPE) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA MECÂNICA

Examinada por:

---

Prof. Nísio de Carvalho Lobo Brum, D.Sc.

---

Prof. Carlos Eduardo Leme Nóbrega, D.Sc.

---

Prof. Rodrigo Otavio de Castro Guedes, Ph.D.

---

Prof. Manuel Ernani de Carvalho Cruz, Ph.D.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

SETEMBRO DE 2018

Rodrigues, Daniel de Sousa

Análise Psicrométrica em sistemas de condicionamento de ar / Daniel de Sousa Rodrigues – Rio de Janeiro: UFRJ/COPPE, 2018.

XVIII, 121 p.: il.; 29,7 cm.

Orientadores: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Carlos Eduardo Leme Nóbrega

Dissertação (mestrado) – UFRJ/ COPPE/ Programa de Engenharia Mecânica, 2018.

Referências Bibliográficas: p. 116-119.

1. Ar Condicionado 2. *Bypass* do ar de retorno  
3. *Bypass* interno 4. Rotor Dessecante I. Brum,  
Nísio de Carvalho Lobo. II. Universidade Federal do  
Rio de Janeiro, COPPE, Programa de Engenharia  
Mecânica. III. Título.

.

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meus pais, Pedro e Marly, por sempre acreditarem em mim e me darem condições de poder fazer o Mestrado, me incentivando e dando apoio, sem eles não conquistaria o que consegui conquistar hoje.

A minha irmã, Débora, pelo apoio e carinho.

Ao professor Nísio de Carvalho Lobo Brum, pela paciência, pelos ensinamentos e dedicação durante esta jornada.

Ao professor Carlos Eduardo Leme Nóbrega pelo incentivo e partilha de conhecimento e valiosas contribuições para o trabalho.

Agradeço também aos amigos que fiz nessa trajetória, Paula, Rafael, Lucas, lasmin e Paloma pelos momentos de lazer e descontração, meus companheiros do dia a dia André e Adair pelo apoio e paciência.

Aos meus amigos de longa data, Pyramon, Francisco Luis, Marina, Iury, João, Fábio que sempre torceram por mim e acreditaram no meu potencial.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.).

## ANÁLISE PSICROMÉTRICA EM SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR

Daniel de Sousa Rodrigues

Setembro/2018

Orientadores: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Carlos Eduardo Leme Nóbrega

Programa: Engenharia Mecânica

O propósito deste trabalho é analisar diferentes sistemas de condicionamento de ar objetivando reduzir a demanda de potência requerida. Os ciclos propostos consistem no ciclo convencional, com *bypass* do ar de mistura (*bypass* interno), com *bypass* do ar de retorno (*bypass* externo) e o ciclo híbrido que integra dispositivos de recuperação de calor e desumidificação como rotor dessecante, rotor regenerativo (rotor sensível). A simulação dos ciclos se deu pela implementação utilizando códigos em linguagem FORTRAN. Foram selecionadas as cidades do Rio de Janeiro e Teresina com os dados meteorológicos retirados da ASHRAE que ocorrem com frequência de 0,4% horas do mês. Para estes estudos de caso observou-se a capacidade dos sistemas com *bypass* de substituir o sistema convencional com reaquecimento e reduzir a demanda de potência em até 37%, enquanto o ciclo híbrido se mostrou uma ótima alternativa reduzindo a demanda de potência em até 50% além de garantir melhorias na qualidade do ar interior.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

## PSYCHROMETRIC ANALYSIS IN AIR CONDITIONING SYSTEMS

Daniel de Sousa Rodrigues

September/2018

Advisors: Nísio de Carvalho Lobo Brum  
Carlos Eduardo Leme Nóbrega

Department: Mechanical Engineering

The purpose of this work is to analyze different air conditioning systems aiming to reduce the required power demand. The proposed cycles consist of the conventional cycle, mixed air bypass (internal bypass), return air bypass (external bypass) and the hybrid cycle that integrates heat recovery and dehumidification devices such as desiccant rotor, regenerative rotor (heat wheel). The simulation of the cycles occurred by the implementation of FORTRAN language codes. The cities of Rio de Janeiro and Teresina were selected with the meteorological data taken from ASHRAE that occur with a frequency of 0.4% of the month. For these case studies the ability of bypass systems to replace the conventional system with reheating and reduce power demand by up to 37% was observed, while the hybrid cycle proved to be an excellent alternative reducing the power demand by up to 50% in addition to ensuring improvements in indoor air quality.

# SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS.....	4
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	7
4. SISTEMA CONVENCIONAL.....	20
4.1 – SISTEMA CONVENCIONAL COM BAIXA CARGA LATENTE .....	20
4.1.1 – Implementação do sistema convencional sem reaquecimento.....	23
4.1.2 – Análise do sistema convencional .....	24
4.2 – SISTEMA CONVENCIONAL COM REAQUECIMENTO.....	26
4.2.1 – Implementação do código computacional do sistema convencional com reaquecimento.....	27
4.2.2 – Análise do sistema convencional com reaquecimento .....	27
4.3 – SISTEMA CONVENCIONAL COM <i>BYPASS</i> NO AR DE RETORNO .....	29
4.3.1 – Implementação do código computacional para o sistema com <i>bypass</i> do ar de retorno.....	30
4.3.2 – Análise do sistema com <i>bypass</i> do ar de retorno.....	33
4.4 – SISTEMA CONVENCIONAL COM <i>BYPASS</i> NO AR INTERNO.....	35
4.4.1 – Implementação do código computacional para o sistema com <i>bypass</i> interno.....	37
4.4.2 – Análise do sistema com <i>bypass</i> interno .....	39
4.5 – MÉTODOS DE SOLUÇÃO .....	41
5. DADOS ATMOSFÉRICOS.....	42
6. CARACTERÍSTICAS DO RECINTO ESTUDADO (CARGA TÉRMICA).....	46
7. RESULTADOS .....	49
7.1 – APLICAÇÕES DOS SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR NA CIDADE DO RIO DE JANEIRO PARA CONDIÇÕES DE AR EXTERNO COM ALTA CARGA SENSÍVEL .....	49
7.1.1 – Simulação do sistema convencional .....	49
7.1.2 – Simulação do Sistema convencional com reaquecimento.....	51
7.1.3 – Simulação do Sistema convencional com <i>bypass</i> externo .....	54
7.1.4 – Simulação do Sistema convencional com <i>bypass</i> interno .....	56
7.1.5 – Simulação do Sistema convencional sem acionar o reaquecimento .....	59
7.2 – APLICAÇÕES DOS SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR NA CIDADE DO RIO DE JANEIRO PARA AS CONDIÇÕES DE AR EXTERNO COM ALTA CARGA LATENTE.....	61

7.2.1 – Simulação do sistema convencional com reaquecimento .....	62
7.2.2 – Simulação do sistema convencional com <i>bypass</i> externo.....	64
7.2.4 – Simulação do sistema convencional sem acionar o reaquecimento .....	68
7.3 – APLICAÇÕES DOS SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR NA CIDADE DO TERESINA PARA AS CONDIÇÕES DE AR EXTERNO COM ALTA CARGA SENSÍVEL .....	70
7.3.1 – Simulação do sistema convencional .....	70
7.3.2 – Simulação do sistema convencional com reaquecimento .....	72
7.3.3 – Simulação do sistema convencional com <i>bypass</i> externo.....	74
7.3.4 – Simulação do sistema convencional com <i>bypass</i> interno.....	76
7.3.5 – Simulação do sistema convencional sem acionar o reaquecimento .....	78
7.4 – APLICAÇÕES DOS SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR NA CIDADE DO TERESINA PARA AS CONDIÇÕES DE AR EXTERNO COM ALTA CARGA LATENTE.....	79
7.4.1 – Simulação do sistema convencional com reaquecimento .....	80
7.4.2 – Simulação do sistema convencional com <i>bypass</i> externo.....	82
7.4.3 – Simulação do sistema convencional com <i>bypass</i> interno.....	84
7.4.4 – Simulação do sistema convencional sem acionar o reaquecimento .....	86
7.5 – COMPARAÇÕES DA DEMANDA DE POTÊNCIA DO COMPRESSOR PARA OS CICLOS COM <i>BYPASS</i> COMPARADO AO REAQUECIMENTO .....	88
8. SISTEMA HÍBRIDO .....	94
8.1 – ANÁLISE DO SISTEMA HÍBRIDO.....	97
9. RESULTADOS DO SISTEMA HÍBRIDO .....	99
9.2 – ANÁLISE DO SISTEMA HÍBRIDO PARA O RIO DE JANEIRO PARA TEMPERATURAS DE ALTA CARGA SENSÍVEL .....	99
9.3 – ANÁLISE DO SISTEMA HÍBRIDO PARA O TERESINA PARA TEMPERATURAS DE ALTA CARGA SENSÍVEL .....	106
9.4 – ANÁLISE DO SISTEMA HÍBRIDO PARA O RIO DE JANEIRO E TERESINA PARA TEMPERATURAS DE ALTA CARGA LATENTE .....	113
10. CONCLUSÃO .....	114
11. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	116
APÊNDICE .....	120



## LISTA DE FIGURAS

Figura 2. 1 – Croqui do sistema convencional .....	4
Figura 2. 2 – Croqui do sistema convencional com reaquecimento.....	4
Figura 2. 3 – Croqui do sistema convencional com <i>bypass</i> externo.....	5
Figura 2. 4 – Croqui do sistema convencional com <i>bypass</i> interno.....	5
Figura 2. 5 – Croqui do sistema híbrido .....	6
Figura 3. 1 – Ciclo de refrigeração de compressão mecânica de vapor .....	7
Figura 3. 2 – Serpentina Aletada .....	8
Figura 3. 3 – Resistência Elétrica.....	9
Figura 3. 4 – Representação psicrométrica do sistema convencional .....	10
Figura 3. 5 – Micro canal revestido por sílica-gel .....	13
Figura 3. 6 – Representação do ciclo do dessecante (adaptado da MUNTERS, 2002)...	14
Figura 3. 7 – Rotor Dessecante (Adaptado da Munters, 2002) .....	15
Figura 3. 8 – Rotor Térmica (AHRI, 2018).....	15
Figura 4. 1 – Diagrama esquemático do sistema convencional sem utilização do reaquecimento .....	20
Figura 4. 2 – Processos psicrométricos do sistema convencional com baixa carga latente .....	21
Figura 4. 3 – Balanço energético do sistema convencional na entrada da serpentina e saída do recinto .....	22
Figura 4. 4 – Diagrama de fluxo do sistema convencional com baixa carga latente .....	25
Figura 4. 5 – Diagrama esquemático do sistema convencional com reaquecimento.....	26
Figura 4. 6 – Processos psicrométricos do sistema convencional com reaquecimento....	27
Figura 4. 7 – Diagrama de fluxo do sistema convencional com reaquecimento .....	28
Figura 4. 8 – Diagrama esquemático do sistema convencional com <i>bypass</i> externo .....	29
Figura 4. 9 – Processos psicrométricos do sistema convencional com <i>bypass</i> externo ...	30
Figura 4. 10 – Balanço energético na entrada e saída da serpentina e <i>dampers</i> do sistema convencional com <i>bypass</i> externo .....	31
Figura 4. 11 – Diagrama de fluxo do sistema de <i>bypass</i> externo .....	34
Figura 4. 12 – Diagrama esquemático do sistema convencional com <i>bypass</i> interno .....	35
Figura 4. 13 – Processos psicrométricos do sistema convencional com <i>bypass</i> interno ..	36
Figura 4. 14 – Balanço energético na serpentina e <i>dampers</i> do sistema convencional com <i>bypass</i> interno .....	36

Figura 4. 15 – Balanço energético no ponto SA do sistema convencional com <i>bypass</i> interno .....	37
Figura 4. 16 – Diagrama de fluxo do sistema convencional com <i>bypass</i> interno.....	40
Figura 5. 1 – Distribuição de temperatura de bulbo seco de cada mês ao longo do ano referente ao Rio de Janeiro.....	42
Figura 5. 2 – Distribuição de razão de umidade de cada mês ao longo do ano referente ao Rio de Janeiro.....	43
Figura 5. 3 – Distribuição de temperatura de bulbo seco de cada mês ao longo do ano referente à Teresina .....	44
Figura 5. 4 – Distribuição de razão de umidade de cada mês ao longo do ano referente à Teresina.....	44
Figura 6. 1 – Porcentagem de carga sensível e latente do sistema .....	47
Figura 7. 1 – Consumo energético referente ao sistema convencional e quando necessária utilização do reaquecimento .....	49
Figura 7. 2 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional no mês de Julho.....	50
Figura 7. 3 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com reaquecimento no mês de Fevereiro.....	53
Figura 7. 4– Carta psicrométrica referente à solução do Sistema com <i>bypass</i> no ar de retorno no mês de Fevereiro.....	55
Figura 7. 5 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema com <i>bypass</i> interno no mês de Fevereiro.....	58
Figura 7. 6 – Carta psicrométrica referente a solução do Sistema convencional no mês de Fevereiro .....	60
Figura 7. 7 – Consumo energético referente ao sistema convencional e quando necessário a utilização do reaquecimento. ....	61
Figura 7. 8 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com reaquecimento no mês de Janeiro.....	63
Figura 7. 9 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com <i>bypass</i> externo no mês de Janeiro. ....	65
Figura 7. 10 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com <i>bypass</i> interno no mês de Janeiro .....	67

Figura 7. 11 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional no mês de Janeiro.....	68
Figura 7. 12 – Consumo energético referente ao sistema convencional e quando necessária utilização do reaquecimento .....	70
Figura 7. 13 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional no mês de setembro.....	71
Figura 7. 14 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com reaquecimento no mês de Abril .....	73
Figura 7. 15 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com <i>bypass</i> externo no mês de Abril.....	75
Figura 7. 16– Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com <i>bypass</i> interno no mês de Abril.....	77
Figura 7. 17 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional no mês de abril.....	78
Figura 7. 18 – Consumo energético referente ao sistema convencional e quando necessária utilização do reaquecimento .....	80
Figura 7. 19 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com reaquecimento no mês de Abril .....	81
Figura 7. 20 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com <i>bypass</i> externo no mês de Abril.....	83
Figura 7. 21 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com <i>bypass</i> interno no mês de Abril.....	85
Figura 7. 22 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional no mês de Abril .....	87
Figura 8. 1 – Diagrama esquemático do sistema híbrido .....	94
Figura 8. 2 – Processos psicrométricos do sistema híbrido .....	95
Figura 8. 3 – Diagrama de fluxo do sistema híbrido .....	98
Figura 9. 1 – Diagrama esquemático do sistema híbrido .....	99
Figura 9. 2 – Consumo energético referente ao sistema híbrido ao longo do ano.....	100
Figura 9. 3 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Híbrido no mês de Agosto .....	101
Figura 9. 4 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Híbrido no mês de Fevereiro .....	103
Figura 9. 5 – Variação da troca de ar por hora para o ciclo tradicional referente ao Rio de Janeiro no mês de Fevereiro .....	104

Figura 9. 6 – Variação da troca de ar por hora para o ciclo híbrido referente ao Rio de Janeiro no mês de Fevereiro .....	105
Figura 9. 7 – Consumo energético referente ao sistema Híbrido ao longo do ano .....	106
Figura 9. 8 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Híbrido com serpentina acima do ponto de orvalho no mês de Setembro .....	108
Figura 9. 9 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema no mês de Abril.....	110
Figura 9. 10 – Variação da troca de ar por hora para o ciclo tradicional referente à Teresina no mês de Abril .....	111
Figura 9. 11 – Variação da troca de ar por hora para o ciclo híbrido referente à Teresina no mês de Abril.....	112

## LISTA DE TABELAS

Tabela 6. 1 – Ganhos de calor no recinto .....	47
Tabela 7. 1 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional .....	51
Tabela 7. 2 – Potência consumida para o Sistema Convencional e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Julho.....	51
Tabela 7. 3 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com reaquecimento .....	53
Tabela 7. 4 – Potência consumida para o Sistema Convencional com Reaquecimento e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Fevereiro.....	53
Tabela 7. 5 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema com <i>bypass</i> externo .....	55
Tabela 7. 6 – Potência consumida para o Sistema Convencional com <i>bypass</i> externo, coeficiente do desvio e umidade relativa do recinto referente ao mês de Fevereiro.....	56
Tabela 7. 7 – Potência consumida para o Sistema Convencional com <i>bypass</i> externo, coeficiente do desvio e umidade relativa do recinto referente ao mês de Fevereiro.....	58
Tabela 7. 8 – Potência consumida para o sistema convencional com <i>bypass</i> interno, coeficiente do desvio e umidade relativa do recinto referente ao mês de Fevereiro.....	58
Tabela 7. 9 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional .....	60
Tabela 7. 10 – Potência consumida para o Sistema Convencional e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Fevereiro .....	60
Tabela 7. 11 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com reaquecimento .....	63
Tabela 7. 12 – Potência consumida pelo Sistema Convencional com Reaquecimento e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Janeiro .....	63
Tabela 7. 13 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com <i>bypass</i> externo.....	65
Tabela 7. 14 – Potência consumida pelo sistema convencional com <i>bypass</i> externo, coeficiente do desvio e umidade relativa do recinto referente ao mês de Janeiro .....	65
Tabela 7. 15 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com <i>bypass</i> interno.....	67

Tabela 7. 16 – Potência consumida pelo sistema convencional com <i>bypass</i> interno, coeficiente do desvio e umidade relativa do recinto referente ao mês de Janeiro .....	67
Tabela 7. 17 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional .....	69
Tabela 7. 18 – Potência consumida pelo sistema convencional e umidade relativa do recinto referente ao mês de Janeiro.....	69
Tabela 7. 19 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional .....	71
Tabela 7. 20 – Potência consumida para o Sistema Convencional e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de setembro .....	72
Tabela 7. 21 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com reaquecimento .....	73
Tabela 7. 22 – Potência consumida para o Sistema Convencional com Reaquecimento e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Abril .....	73
Tabela 7. 23 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com <i>bypass</i> externo.....	75
Tabela 7. 24 – Potência consumida para o Sistema Convencional com <i>bypass</i> externo, coeficiente do <i>dampers</i> e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Abril.....	75
Tabela 7. 25 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com <i>bypass</i> interno.....	77
Tabela 7. 26 – Potência consumida para o sistema convencional com <i>bypass</i> interno, coeficiente da fração de desvio de ar e umidade relativa do recinto referente ao mês de Abril .....	77
Tabela 7. 27 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional .....	79
Tabela 7. 28 – Potência consumida para o Sistema Convencional e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Abril .....	79
Tabela 7. 29 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com reaquecimento .....	81
Tabela 7. 30 – Potência consumida para o Sistema Convencional com Reaquecimento e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Abril .....	82
Tabela 7. 31 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com <i>bypass</i> externo.....	83
Tabela 7. 32 – Potência consumida para o Sistema Convencional com <i>bypass</i> externo, coeficiente do <i>dampers</i> e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Abril.....	83
Tabela 7. 33 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com <i>bypass</i> interno.....	85

Tabela 7. 34 – Potência consumida para o sistema convencional com <i>bypass</i> interno, coeficiente da fração de desvio de ar e umidade relativa do recinto referente ao mês de Abril .....	85
Tabela 7. 35 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional .....	87
Tabela 7. 36 – Potência consumida para o Sistema Convencional e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Abril .....	87
Tabela 7. 37 – Demanda de consumo, fração de desvio e umidade relativa do recinto para os sistemas com <i>bypass</i> em Teresina para temperaturas com alta carga sensível .	88
Tabela 7. 38 – Percentual da redução do consumo energético dos sistemas com <i>bypass</i> em relação ao ciclo tradicional em Teresina para temperaturas com alta carga sensível	89
Tabela 7. 39 – Demanda de consumo, fração de desvio e umidade relativa do recinto para os sistemas com <i>bypass</i> em Teresina para temperaturas com alta carga latente....	90
Tabela 7. 40 – Percentual da redução do consumo energético dos sistemas com <i>bypass</i> em relação ao ciclo tradicional em Teresina para temperaturas com alta carga latente...90	
Tabela 7. 41 – Demanda de consumo, fração de desvio e umidade relativa do recinto para os sistemas com <i>bypass</i> em Rio de Janeiro para temperaturas com alta carga sensível .....	91
Tabela 7. 42 – Percentual da redução do consumo energético dos sistemas com <i>bypass</i> em relação ao ciclo tradicional no Rio de Janeiro para temperaturas com alta carga sensível .....	92
Tabela 7. 43 – Demanda de consumo, fração de desvio e umidade relativa do recinto para os sistemas com <i>bypass</i> em Rio de Janeiro para temperaturas com alta carga latente.....	93
Tabela 7. 44 – Percentual da redução do consumo energético do sistema com <i>bypass</i> em relação ao ciclo tradicional no Rio de Janeiro para temperaturas com alta carga latente.	93
Tabela 9. 1 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema híbrido referente ao mês de Agosto.....	101
Tabela 9. 2 – Potência consumida para o ciclo tradicional e híbrido referente ao mês de Agosto .....	102
Tabela 9. 3 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema híbrido .....	103
Tabela 9. 4 – Potência consumida para o Ciclo Tradicional e Híbrido referente ao mês de Fevereiro. ....	103
Tabela 9. 5 – Porcentagem da economia energética mensalmente para Rio de Janeiro do ciclo híbrido em relação ao ciclo tradicional .....	106

Tabela 9. 6 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema híbrido .....	108
Tabela 9. 7 – Potência consumida para o Ciclo Tradicional e Híbrido (com serpentina acima da temperatura do ponto de orvalho) referente ao mês de Setembro em Teresina .....	108
Tabela 9. 8 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema híbrido .....	110
Tabela 9. 9 – Potência consumida para o ciclo tradicional e ciclo híbrido referente ao mês de Abril .....	110
Tabela 9. 10 – Porcentagem da economia energética mensal para Teresina do ciclo híbrido em relação ao ciclo tradicional .....	113



## LISTA DE SÍMBOLOS

ACH	Número de volumes do recinto insuflados por hora
ADP	Ponto de Orvalho ( <i>apparatus dew-point temperature</i> )
BF	Fator de <i>bypass</i>
CC	Serpentina de resfriamento
CC	Serpentina de Resfriamento
COP	Coefficiente de eficácia
$C_p$	Calor específico à pressão constante
CT	Carga Térmica Total
DW	Rotor Dessecante
EA	Ar de entrada na serpentina
ESHF	Fator de Calor Sensível Efetivo
EX	Ar exausto
$f_{EX}$	Fração da vazão desviada do <i>bypass</i> externo
$f_{IN}$	Fração da vazão desviada do <i>bypass</i> interno
$h$	Entalpia
HW	Rotor Sensível
LA	Ar de saída da serpentina
$\dot{m}$	Vazão mássica de ar seco
OA	Ar externo
OA'	Ar de saída do rotor dessecante
OA''	Ar de saída do rotor sensível
P	Pressão atmosférica
PF	Potência Frigorífica
$P_{sat}$	Pressão de Vapor Saturado
$P_v$	Pressão do vapor
$Q_{DW}$	Taxa de calor no ar de regeneração
QH	Taxa de calor no reaquecimento
RA	Ar de retorno
RLH	Carga Latente
RSH	Carga Sensível
RSHF	Fator de calor sensível do recinto
T	Temperatura de bulbo seco
UR	Umidade Relativa
$w$	Razão de umidade

$W_{\text{COMP}}$	Potência energética consumida pelo Compressor
$W_{\text{REQ}}$	Potência energética consumida pela Resistência elétrica

## SÍMBOLOS GREGOS

$\varepsilon_{DW}$	Eficiência do rotor dessecante
$\varepsilon_{HW}$	Eficiência do rotor sensível

## SUBSCRITO

ADP	Ponto de Orvalho ( <i>apparatus dew-point temperature</i> )
BS	Bulbo Seco
BU	Bulbo Úmido
COMP	Compressor
EA	Ar de entrada da serpentina
EX	Ar exausto
LA	Ar de saída da serpentina
OA	Ar externo
OA'	Ar de saída do rotor dessecante
OA''	Ar de saída do rotor sensível
RA	Ar de retorno
REQ	Reaquecimento
REG	Ar de regeneração
SA	Ar insuflado
Sat	Saturado

## LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AHRI	<i>Air-conditionig, heating and Refrigerating Institute</i>
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air- Conditioning Engineers</i>

# 1. INTRODUÇÃO

A necessidade de atender o conforto térmico e qualidade do ar em um ambiente leva ao estudo mais aprofundado da psicrometria, sendo essa a parte da termodinâmica que analisa a mistura do ar seco com o vapor d'água, denominada o ar úmido.

O estudo da psicrometria no condicionamento de ar é de suma importância, pois objetiva o controle de temperatura e o controle de umidade, ambas decisivas no conforto térmico. A ausência do controle da umidade em um ambiente pode provocar vários problemas em diversos ambientes, são exemplos bibliotecas, laboratórios farmacêuticos, restaurantes e ambientes com um grande número de pessoas no qual apresenta uma alta carga de calor latente gerando desconforto. Esses são apenas alguns dos exemplos que mostram a importância da psicrometria.

Desejando atender essa demanda de conforto térmico são aplicados ciclos de condicionamento de ar, em que para o uso eficiente são efetuadas análises conforme as condições de ar externo, condições do recinto, carga térmica e outros parâmetros de acordo com as necessidades do ambiente.

Com intuito de satisfazer as condições do ambiente, os ciclos de condicionamento de ar são automatizados, operam a partir de microprocessadores encarregados de controlar o sistema a partir de dados coletados pelos instrumentos usuais e atuam através de registros (*dampers*), variadores de velocidade, intensidade de resfriamento e aquecimento, processos de desumidificação e umidificação, objetivando um menor consumo energético do sistema.

O processo de automatização dos sistemas de condicionamento de ar possibilitou o emprego de novas configurações ambicionando obter uma maior eficiência energética, ressaltando-se o fato dos sistemas de condicionamento de ar apresentarem um alto consumo energético.

Segundo dados da EPE (Empresa de Pesquisa Energética), a classe residencial teve alta de 29% no consumo de energia elétrica nos últimos anos, iniciando em novembro de 2008, já a classe comercial registrou 34%, devido ao uso de ar condicionado.

Para a PROCEL (Centro Brasileiro de Informação de Eficiência Energética), cerca de 70% do consumo de energia deve-se ao uso de sistemas de iluminação e climatização em edifícios. A EPE também prevê que o consumo de energia elétrica devido a utilização de ar condicionado aumentará com o passar dos anos. De acordo com SHAH *et al.* (2013), os novos sistemas de condicionamento de ar contribuem decisivamente

para a racionalização do consumo de energia elétrica. Se esses sistemas forem devidamente selecionados e empregados eficientemente, estima-se uma economia de até 18 TWh por ano.

O sistema de condicionamento de ar convencional é composto por uma serpentina encarregada de controlar resfriar e desumidificar simultaneamente, porém, este aparato acaba sendo superdimensionado para atender a umidade requerida. Normalmente operam em longos ciclos e baixas temperaturas, diminuindo sua eficiência e apresentando necessidade de acionar o sistema de reaquecimento do ar, que, por sua vez, consiste em adicionar calor sensível ao ar já resfriado e desumidificado para atingir as condições termodinâmicas desejadas. Este problema ocorre principalmente em regiões com alta umidade relativa ou devido à alta carga térmica latente presente no ambiente, porém, a aplicação do reaquecimento resulta em um aumento significativo do consumo de energia elétrica.

Há situações na qual a aplicação do sistema convencional não atende o conforto térmico desejado culminando na aplicação do reaquecimento e como alternativa a utilização deste dispositivo foram desenvolvidas estratégias de controle automático tais como, o desvio de parcela do ar de retorno, conhecido como *bypass* externo e o desvio do ar a ser condicionado, este conhecido como *bypass* interno, ambos serão analisados neste trabalho.

Em alguns casos nenhuma das estratégias acima produzem o conforto térmico desejado e/ou apresentam baixa eficiência. Nestes casos, utilizam-se unidades de tratamento de ar que apresentam permutadores de calor e massa em combinação com o sistema convencional, denominados sistemas híbridos, desejando solucionar estes problemas apresentados pelas configurações previamente citadas. Na literatura são apresentadas diversas configurações para o sistema híbrido, normalmente compostos por um rotor dessecante, responsável por desumidificar o ar externo, um rotor sensível, onde ocorre a troca de calor sensível, e, uma serpentina de água gelada ou o próprio refrigerante primário para o resfriamento evaporativo direto e indireto. Torna-se importante a modelagem destes ciclos com a finalidade de encontrar o sistema com melhor coeficiente de eficácia para um grande conjunto de parâmetros.

A grande vantagem de empregar o rotor dessecante é a não utilização do fluido refrigerante CFC (Clorofluorcarbono), responsável pela emissão de gases que destroem a camada de ozônio, além disso, também apresenta uma alta eficiência e economia energética.

Os ciclos que apresentam rotor dessecante se mostram bem vantajosos em regiões com alta umidade, já que este rotor é responsável por desumidificar o ar externo

e diminuir o trabalho do compressor de vapor aumentando a eficiência do sistema. Porém, sua aplicabilidade ainda é bastante restrita devido ao alto custo.

Um dos sistemas estudado nesse trabalho consiste em um rotor dessecante, seguido de um rotor sensível, responsável pela desumidificação do ar no ciclo, acoplado a um sistema de compressão a vapor, responsável pelo resfriamento do ar, formando o sistema híbrido.

## 2. OBJETIVOS

Pretende-se analisar os sistemas de condicionamento de ar destinado ao resfriamento e desumidificação do ar em climas tropicais objetivando alcançar as condições ótimas de climatização nos recintos habitados.

A análise compreenderá os balanços de massa, espécie (vapor d'água) e energia para os seguintes sistemas:

- Sistema Convencional (Figura 2.1):

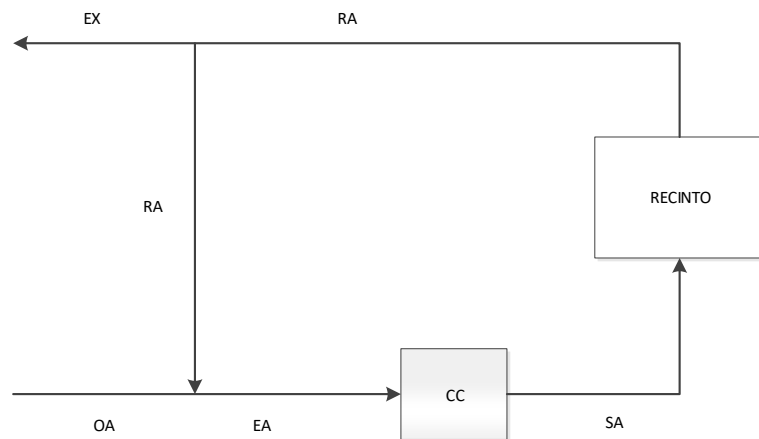


Figura 2. 1 – Croqui do sistema convencional

- Sistema Convencional com Reaquecimento (Figura 2.2):

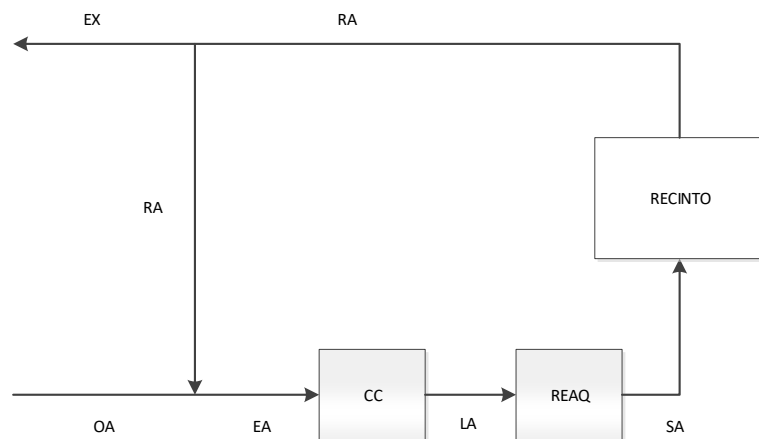
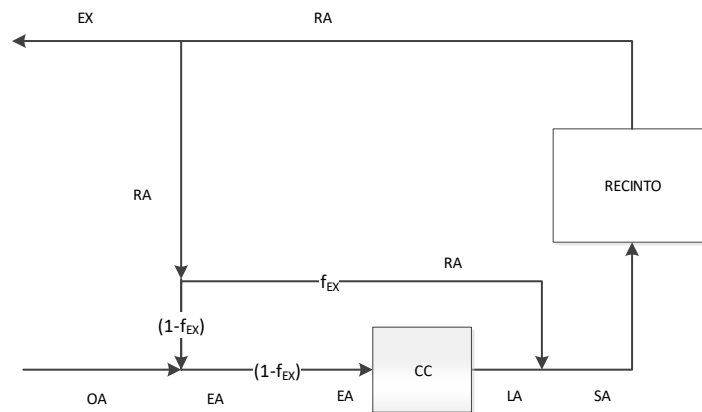


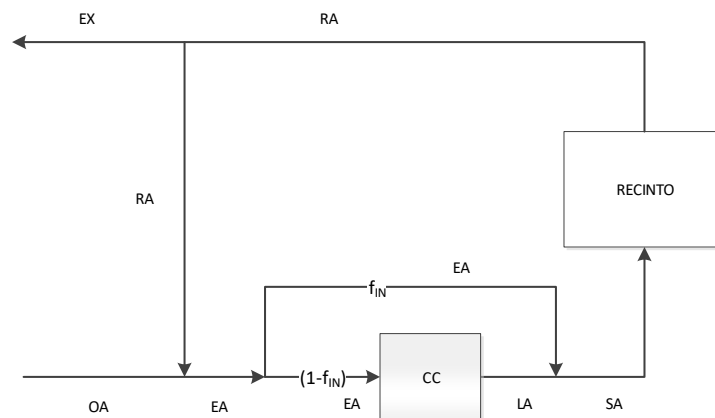
Figura 2. 2 – Croqui do sistema convencional com reaquecimento

- Sistema Convencional com *bypass* externo (Figura 2.3):



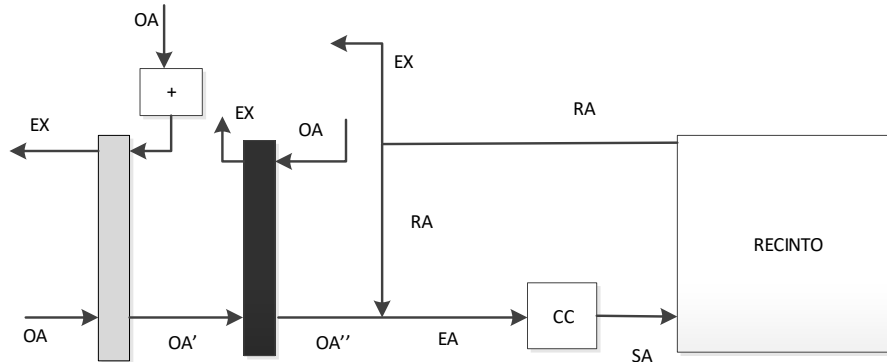
**Figura 2. 3 – Croqui do sistema convencional com *bypass* externo**

- Sistema Convencional com *bypass* interno (Figura 2.4):



**Figura 2. 4 – Croqui do sistema convencional com *bypass* interno**

- Sistema Híbrido (Figura 2.5):



**Figura 2. 5 – Croqui do sistema híbrido**

Nestes sistemas quando a carga térmica varia no sentido de aumentar a participação do calor latente à solução clássica é realizar o reaquecimento do ar após o resfriamento, desejando atender o conforto térmico para esta nova situação. Esta técnica apresenta um contrassenso tendo em vista a quantidade adicional de energia elétrica que será gasta para este reaquecimento.

Este reaquecimento poderia ser realizado por uma serpentina de água quente ou vapor uma solução de difícil aplicação no segmento de prédios comerciais no Brasil. Outra opção seria o emprego de sistemas RVF (*Refrigerant Variable Flow*). Este sistema adaptaria a temperatura da superfície da serpentina destinada ao resfriamento e desumidificação por via da variação da vazão de refrigerante. Esta via, embora efetiva, tornam esta solução muito específica para determinadas aplicações devido ao custo de seus componentes e à eletrônica embarcada.

Assim, a solução até então muito empregada no Brasil é o reaquecimento feito através de resistências elétricas.

Objetivando evitar este desperdício e reduzir o custo de instalação pretende-se analisar o controle da carga desviando uma parcela do ar a ser resfriado na serpentina. Duas técnicas serão estudadas, a primeira é o desvio do ar de retorno e a segunda é o desvio do ar a ser tratado na serpentina de resfriamento e desumidificação.

Serão analisadas variações das vazões desviadas para ambos sistemas com dispositivos de *bypass* considerando variações das condições do ar externo.

A estratégia será realizar a análise para uma carga térmica total constante para variadas temperaturas medidas por bulbo seco e medidas pelo bulbo úmido.

Por fim, também será analisado um sistema híbrido composto por um sistema dessecante e um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor.



### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é composto por quatro processos fundamentais de transformação do estado do fluido refrigerante: expansão, vaporização, compressão e condensação.

No ciclo, o trabalho é fornecido ao compressor que eleva a pressão e temperatura do fluido refrigerante, o vapor, a alta pressão e temperatura, segue até o condensador onde rejeita calor para o meio, condensando o fluido refrigerante. O líquido condensado segue em direção a um dispositivo de expansão, onde passa do estado líquido a alta pressão (processo isoentálpico) para uma mistura líquido-vapor, a baixa pressão e baixa temperatura. O fluido refrigerante então retira calor do ambiente ou do sistema a ser refrigerado, utilizando esse calor para se vaporizar, seguindo em direção ao compressor, encerrando o ciclo (STOECKER e JONES, 1985).

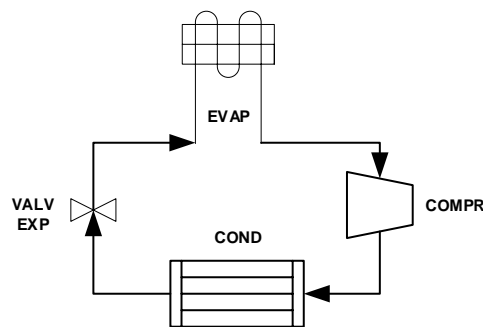
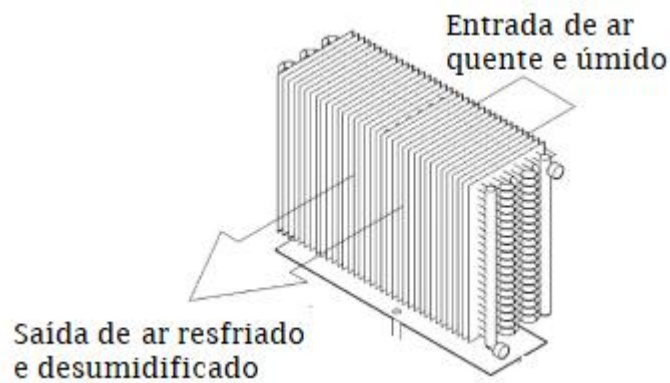


Figura 3. 1 – Ciclo de refrigeração de compressão mecânica de vapor

O sistema tradicional apresenta uma serpentina de resfriamento, evaporador (EVAP), responsável por resfriar ou resfriar e desumidificar o ar que passa sobre a superfície externa dos tubos e aletas, dependendo da temperatura da superfície. Os tubos por onde escoam o fluido refrigerante geralmente têm seu arranjo projetado objetivando uma melhor transferência de calor. As aletas são superfícies estendidas que são chamadas de superfície secundária.



**Figura 3. 2 – Serpentina Aletada**

Quando calculada a solução para o sistema, tem-se como resultados valores de vazão mássica de ar seco a ser insuflado, temperatura de ponto de orvalho e condições termodinâmicas do ar insuflado. A partir destes parâmetros é possível selecionar a serpentina adequada para a aplicação.

KESSEY (1985) mostra que a partir dos processos psicrométricos é feita seleção da serpentina de resfriamento para o projeto de condicionamento de ar, podendo ser selecionados diferentes modelos dependendo das condições do ambiente e da carga térmica. Na sua pesquisa também foram analisadas as temperaturas do ponto de orvalho da serpentina, isto é, a temperatura do ar saturado no estado ditado pela temperatura média da superfície externa da serpentina em função da razão de calor sensível efetivo (a parte sensível das cargas térmicas do recinto somado à parte sensível do ar externo dividido pela carga térmica do recinto somado à parte da carga representada pelo ar externo), apresentando como principais parâmetros as condições termodinâmicas do ar no recinto.

Na pesquisa de MAGO e LUCK (2014) as equações psicrométricas foram implementadas num programa computacional para facilitar a análise de condições de operação nas diversas situações climáticas e padrões de carga térmica.

O sistema tradicional apresenta um sistema de aquecimento que é ativado quando necessário, pois fornece um controle de temperatura e umidade no recinto. Porém apresenta como principal desvantagem o intenso consumo energético. O aquecimento pode ser aplicado por sistemas de água quente ou resistência elétrica (Figura 3.3).



**Figura 3. 3 – Resistência Elétrica**

Na Figura 3.4 é possível observar um dado importante no projeto do sistema de climatização refere-se à localização da condição de insuflamento (Ponto SA). Este ponto é determinado pela interseção entre a curva característica da serpentina e a curva que caracteriza a carga térmica, segmento SA-RA, a inclinação deste segmento é conhecida por RSHF (*Room Sensible Heat Factor*). A Figura 3.4 mostra que, quando este fator aumenta torna-se necessário a introdução de um processo intermediário que desacople as duas curvas citadas acima, usualmente o reaquecimento (isto é, quando a carga térmica é predominantemente latente), a curva relativa à serpentina resfriadora (ESHF) não consegue interceptá-la (ilustrado de azul tracejado na Figura 3.4), sendo necessária a adição de um processo de reaquecimento, usualmente promovido por resistências térmicas, ilustrado em vermelho na Figura 3.4. Isto decorre da incapacidade da serpentina de lidar simultaneamente com os processos de desumidificação e resfriamento. O resultado é um processo ainda mais intensivo do ponto de vista do consumo de energia.

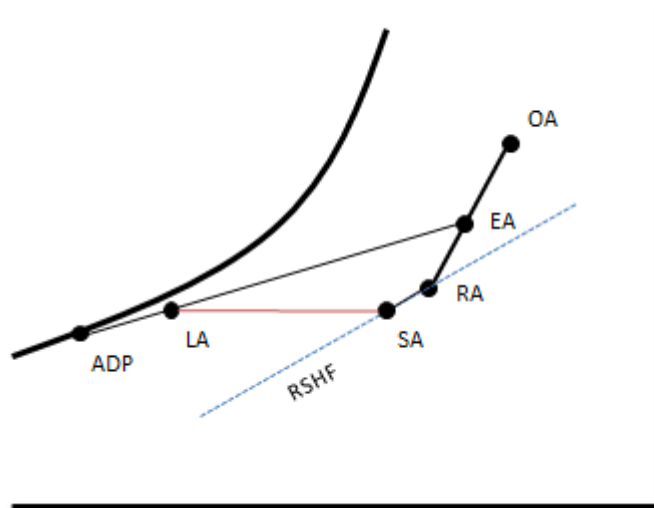


Figura 3. 4 – Representação psicrométrica do sistema convencional

GATLEY (2000) menciona como principal desvantagem da utilização do reaquecimento o desperdício de energia quando o ar é resfriado a uma temperatura mais baixa e depois aquecido. A energia é necessária tanto para o resfriamento quanto para as bobinas de reaquecimento e a vazão mássica do suprimento de ar é aumentada devido à redução da temperatura através do espaço condicionado.

HUTZEL *et al.* (2010) analisaram o sistema convencional com reaquecimento para uma determinada condição de ar externo e observaram que o consumo de energia elétrica para o reaquecimento pode atingir 33% do consumo total do sistema. Utilizando placas solares foi possível reduzir em até 50% do consumo elétrico do reaquecimento.

Como alternativa ao sistema com reaquecimento são implementados desvios no ciclo convencional, como o desvio do ar externo e o desvio do ar de mistura.

WENGER (1985) utilizou um sistema composto por um umidificador e o sistema *bypass* interno, analisou a redução de consumo energético em relação ao sistema convencional e obteve como resultados uma economia energética de mais de 24%, 56% e 38% para cidades de Dallas, Denver e Nova York respectivamente.

De acordo PATE e TODD (1987), quando a modulação de controle de umidade é requerida, o *bypass* interno se sobrepõe ao sistema tradicional. Durante certa aplicação, este se mostrou mais eficiente principalmente em regiões onde as condições do ar externo tem baixa razão de umidade.

No trabalho de WALIRA (1994) foi realizada uma análise comparativa do sistema de *bypass* interno com o sistema convencional de reaquecimento. Para essa comparação ambos os sistemas apresentavam os mesmos parâmetros de vazão mássica e condições

termodinâmicas do ar insuflado, ao fim, foi obtida uma economia de até 45,9% e 59% para dois estudos de caso com diferentes condições de ar externo de baixa razão de umidade.

DURKIN (1999) enfatizou o problema de controle de umidade durante o verão e o congelamento da serpentina durante o inverno. Analisou-se três sistemas de condicionamento de ar, entre eles o controle de válvulas, o *bypass* interno e o reaquecimento, para condições de carga térmica total e parcial. Para os mesmos parâmetros o sistema de válvula de controle não apresentou um bom controle de umidade, apresentando 63% de umidade relativa no recinto. Já o sistema com reaquecimento apresentou um ótimo controle de umidade resultando em 50% de umidade relativa no recinto, entretanto houve maior custo devido ao alto consumo energético. O sistema com *bypass* foi capaz de controlar a umidade relativa em 52% no recinto, evitando o consumo energético realizado pelo reaquecimento, e apresentou uma maior eficiência para carga parcial entre os três sistemas.

O sistema com *bypass* do ar de retorno também chamado de *bypass* externo consiste em um desvio do ar de retorno, onde uma parcela se mistura ao ar externo e é resfriado e desumidificado pela serpentina e a outra parcela passa incólume pelo desvio e se mistura à parcela já resfriada e desumidificada, resultando no ar de insuflação. Este sistema é utilizado como alternativa ao reaquecimento por resistência elétrica, almejando reduzir o consumo energético e atender a carga térmica do recinto.

Com a utilização do *bypass* do ar de retorno a serpentina de resfriamento apresenta um maior poder de desumidificação do ar, já que o volume de ar que passa pela serpentina é menor, aumentando sua eficiência. Este modelo também visa atender as cargas parciais sem a necessidade da utilização de uma resistência, o que torna economicamente mais viável do que o sistema de condicionamento de ar convencional. (THREKELD *et al*, 1998).

STANKE e BRADLEY (2001) apresentaram um relatório comparativo com os sistemas de *bypass* interno, *bypass* externo e sistema convencional. Aplicaram-se os mesmos parâmetros de carga térmica total e vazão mássica de ar insuflado em todos estes sistemas para duas condições diferentes do ar externo, um com alta razão de umidade e outro com baixa razão de umidade. Comparou-se o controle da umidade relativa no recinto e consumo energético em cada ciclo. Para a situação da temperatura do ar externo com alta razão de umidade o sistema convencional se mostrou menos eficiente apresentando uma umidade relativa de 66,9% no recinto e uma potência requerida de 3,68 TR, em seguida o sistema com *bypass* interno apresentou a umidade relativa de 64,5% e a potência requerida de 3,74 TR. Já o sistema com *bypass* externo apresentou entre esses três um maior controle de umidade relativa no recinto de 55,2%,

porém, a maior potência requerida, no valor de 3,92 TR. E para o caso de baixa razão de umidade, todos os ciclos apresentaram mesma umidade relativa no recinto (52%) e mesmo consumo energético de 4,78 TR.

BOLLIGER (2003) realizou uma análise comparando os sistemas de condicionamento de ar convencionais e o sistema de *bypass* externo em termos de concepção e de potência instalada requerida. A questão principal analisada foi a diminuição de consumo de energia anual, que de acordo o estudo foi reduzido expressivamente, principalmente em instalações industriais. Quando feita uma análise para o período do inverno, observou-se uma queda do rendimento que está diretamente ligada a condições do ambiente externo, devido ao fato de apresentar mais chuvas, ocorrendo um expressivo aumento na razão de umidade do ar externo, e, dificultando, assim, o processo de desumidificação realizado pela serpentina.

NALL *et al.* (2017) analisaram o sistema com *bypass* do ar de retorno para o controle de umidade em substituição ao reaquecimento, visando reduzir o consumo energético. A análise foi realizada em salas de cirurgia de um hospital, o ciclo além do *bypass* externo apresentava um umidificador caso houvesse a necessidade de aumentar a umidade do ar que seria insuflado para enfim atingir as condições de temperatura e umidade desejadas pelo recinto. Foram analisadas quatro situações com diferentes parâmetros, para o estudo de caso que apresentava menor carga térmica latente e observou-se uma economia de 27% do consumo energético em relação ao sistema com reaquecimento. Já no estudo de caso de maior carga térmica latente, essa economia foi de apenas 5%.

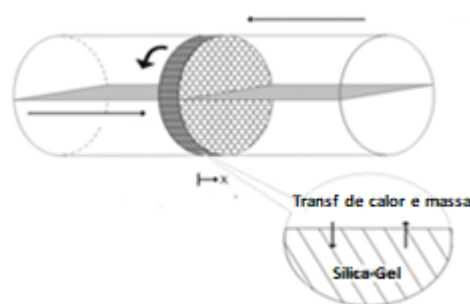
WANG *et al.* (2017) fizeram comparativo de controle e performance de energia no sistema de *bypass* no ar de retorno e o sistema convencional com reaquecimento variando alguns parâmetros como carga térmica sensível, carga térmica total e potência do ventilador. Após analisar a variação para estes parâmetros chegou-se à conclusão de que para o valor do fator de calor sensível do recinto (RSHF) deveria ser entre 0,7 a 0,9 para que o sistema *bypass* do ar de retorno conseguisse atingir uma umidade relativa do recinto desejável e evitasse a utilização do reaquecimento, o que reduziria o consumo energético total do sistema.

AAON (2018) apresentou o sistema com *bypass* no ar de retorno como uma alternativa ao sistema convencional com reaquecimento, onde todo ar externo seria resfriado e desumidificado pela serpentina de resfriamento e por fim reaquecido pelo ar de retorno. Foram apresentados dois casos mostrando que a utilização do *bypass* no ar de retorno se tornou atrativo, no primeiro caso um problema com a alta carga sensível, onde foi possível controlar a umidade relativa do recinto utilizando um sistema convencional. Já o segundo o sistema convencional apresentou uma umidade relativa do

recinto em 68%, enquanto utilizando o *bypass* externo para os mesmos parâmetros a umidade relativa do recinto reduziu para 55%.

Devido às limitações do sistema tradicional de refrigeração por compressão mecânica de vapor, há o estudo de acoplar sistema dessecante ao sistema tradicional, aplicado principalmente em regiões de clima quente e úmido.

Do ponto de vista físico, a modelagem matemática de rotores dessecantes implica na solução de um problema acoplado de transferência de calor e massa. Considere a figura (3.5), que ilustra um canal típico da matriz porosa. O ar de suprimento (“*supply air*”) é forçado através do tambor com micro canais revestidos por sílica-gel, que por sua vez adsorve a umidade contida no ar até atingir a saturação, assim, a umidade é expurgada de volta para o exterior quando o micro canal atinge a corrente de regeneração (ar-quente). As interações entre os transportes de calor e massa foram recentemente abordadas por NÓBREGA e BRUM (2009).



**Figura 3. 5 – Micro canal revestido por sílica-gel (Adaptado de NÓBREGA e BRUM, 2009)**

No canal de escoamento o mecanismo predominante é o de convecção laminar. No material adsorvente, a distribuição de temperatura é governada por um processo difusivo, ao passo que umidade migra da corrente de ar para a superfície do material adsorvente em um processo controlado pelo coeficiente de transferência de massa convectivo e pela diferença na pressão do vapor da camada de ar livre e na camada de ar em equilíbrio com o adsorvente.

O sistema de desumidificação remove umidade do ar utilizando um rotor dessecante que possui um material que retém vapor d’água, geralmente sílica gel. No rotor dessecante o ar flui pelos canais revestidos com um filme de sílica gel e o dessecante vai se aproximando da sua saturação, processo chamado de sorção.

O funcionamento do rotor dessecante consiste em dois fluxos em sentidos opostos que trocam calor sensível e latente, o rotor gira e a área que adsorveu o vapor d’água entra em contato com o fluxo de ar rejeitado pelo sistema, este é pré-aquecido por

um trocador de calor se necessário, até mesmo um aquecedor, quando entra em contato com o rotor absorve o vapor d'água do dessecante, esse processo é chamado de dessorção.

A área do rotor volta ao estágio inicial com baixa quantidade de vapor d'água e uma pequena parcela do ar retira o calor do dessecante para assim aumentar o poder de sorção de umidade, esse processo é chamado de resfriamento.

A seguir a Figura (3.6) ilustra o ciclo descrito acima:

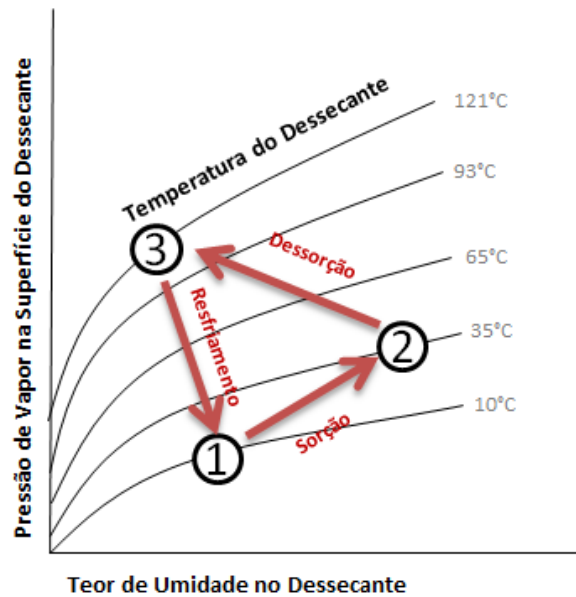
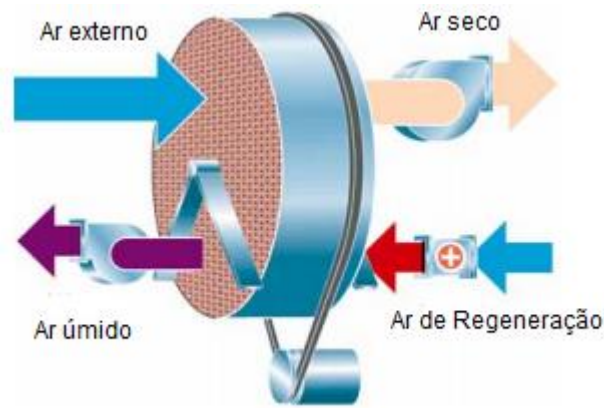


Figura 3. 6 – Representação do ciclo do dessecante (adaptado da MUTERS, 2002)

Outra vantagem do rotor dessecante é possibilitar a utilização de energia renovável como fonte de calor para a sua reativação, por exemplo, energia solar. Porém, o custo inicial do equipamento é muito alto, inviabilizando sua aplicação em alguns casos. A figura (3.7) representa o rotor dessecante:





**Figura 3. 7 – Rotor Dessecante (Adaptado da MUNTERS, 2002)**

No trocador de calor mais conhecido como rotor sensível, encarregado de resfriar este fluxo de ar, há a transferência de energia de um fluxo de ar com outro que passa por este trocador em sentido oposto, enquanto se encontra no movimento de rotação. É comumente acoplado ao sistema após o rotor dessecante devido ao fato de o fluxo de ar de saída deste rotor apresentar alta temperatura.

O rotor sensível tem funcionamento igual ao rotor dessecante, porém, o rotor sensível não é coberto por um material dessecante, logo a transferência de energia latente é praticamente desprezível.

A taxa de recuperação de calor pode ser regulada de acordo com a velocidade de rotação ou a quantidade de ar que efetivamente passa pelo rotor, sua eficiência varia de 55 a 85%.

Normalmente a rotor dessecante e rotor sensível (figura 3.8) compõem um sistema híbrido de condicionamento de ar, juntamente a uma serpentina de resfriamento.



**Figura 3. 8 – Rotor Térmica (AHRI, 2018)**

BURNS *et al.* (1985) analisaram o sistema híbrido onde uma corrente de ar externa foi tratada por um rotor dessecante, em seguida, um rotor sensível e por fim essa corrente foi misturada ao ar de recirculação e resfriado por um sistema de compressão de vapor e insuflado no recinto nas condições termodinâmicas necessárias para atender a carga térmica. O ar de regeneração do rotor é oriundo do ar externo após ser pré-aquecido, essa energia do aquecimento foi proveniente de um sistema de uma placa solar. Este sistema híbrido foi comparado ao sistema convencional de compressão a vapor e de acordo com o autor houve uma economia de consumo energético de acordo com a região, observando uma maior redução do consumo em regiões mais quentes e úmidas. Como no sistema convencional a corrente de ar é simultaneamente resfriada e desumidificada ocasionou um maior consumo energético para que essa corrente fosse desumidificada até as condições termodinâmicas adequadas. O comparativo de consumo energético de um supermercado foi realizado nas cidades de Maimi, Fort Worth, Wash. D.C., Madison e Phoenix. Houve uma economia anual de até 25 mil dólares para a cidade de Maimi e em todos os casos analisados o sistema híbrido apresentou uma economia de consumo energético em relação ao sistema convencional.

YADAV e KAUSHIK (1990) analisaram três sistemas híbridos. O primeiro sistema era composto por um rotor dessecante, em seguida, a corrente de ar era resfriada por um sistema evaporativo indireto e por fim, resfriada por um sistema convencional de compressão de vapor. Para o ar de regeneração do rotor, o ar externo era aquecido pelo condensador do sistema de compressão de vapor e em seguida por um aquecedor elétrico, esse modelo foi chamado de ciclo recirculação/condensador. Outro modelo, composto por um rotor dessecante, trocava calor e massa apenas do fluxo de ar externo, o ar de recirculação era misturado à corrente de ar externo apenas após o sistema de resfriamento indireto e por fim resfriado pelo sistema convencional de compressão a vapor. O ar de regeneração do rotor possuía a mesma configuração do modelo anterior. Esse modelo foi chamado pelo autor de ciclo ventilação/condensador.

E o terceiro modelo analisado possuía um rotor sensível no lugar do sistema de resfriamento indireto. A corrente de ar externo trocava calor e massa em um rotor dessecante, depois essa corrente trocava calor sensível no rotor sensível com o ar externo, e, posteriormente se misturava ao ar de recirculação para que então fosse resfriado no evaporador. Já o ar de regeneração era o ar externo trocando calor inicialmente com o rotor sensível, depois pré-aquecido por uma resistência elétrica, esse modelo foi chamado de ciclo de ventilação/trocador de calor (YADAV, KAUSHIK, 1990).

Foram realizadas análises com os mesmos parâmetros e condições termodinâmicas do ambiente a ser refrigerado. Como resultado destas análises pôde-se

notar uma redução considerável de energia elétrica utilizando o sistema híbrido com rotor dessecante se comparado ao sistema convencional de compressão a vapor, principalmente em lugares com clima quente e úmido. Para os modelos do ciclo de ventilação/condensador e ventilação/trocador de calor, obteve-se uma redução de até 59 e 60% respectivamente (YADAV, KAUSHIK, 1990).

BELLIA *et al.* (2001) citaram a importância da desumidificação do ar para manter o conforto térmico do recinto, principalmente no verão, onde a umidade relativa do ar externo é mais alta. Para atender as condições termodinâmicas foi implementado o sistema convencional com reaquecimento, porém, nem sempre era possível atingir a desumidificação necessária utilizando esse sistema, além disso, o consumo energético era alto, então, o autor sugeriu a utilização do sistema híbrido composto por um rotor dessecante, um rotor sensível e uma serpentina de resfriamento. Comparando o sistema híbrido com o tradicional para um supermercado em Roma obteve-se um tempo de retorno do investimento do sistema híbrido por volta de 2 a 3 anos, o controle da umidade relativa do recinto foi mantido com êxito. Alguns problemas encontrados no sistema tradicional, como formação de gelo, não ocorreram, houve uma redução da vazão mássica de ar insuflado, e, como consequência se obteve menores dutos e custos de operação. Além disso, foi realizada uma comparação em outro ambiente, houve uma redução de custo de operação de 23% a 38% e uma economia no consumo energético de 44% a 55% proporcionando o ótimo controle de umidade para variadas condições de carga térmica no ambiente.

SUBRAMAYAM *et al.* (2004) aplicaram rotores dessecantes no controle de umidade em sistemas de ar condicionado como uma alternativa ao reaquecimento. Foi estudado um rotor dessecante integrado a um sistema de compressão de vapor, variando sua vazão de ar e compararam seu desempenho com o sistema convencional utilizando reaquecimento. Notou-se que o sistema composto por rotor dessecante pôde atingir até o dobro do COP do sistema convencional.

SAND e FISCHER (2005) simularam o sistema híbrido que apresenta um rotor dessecante ativo e o sistema convencional com reaquecimento. No teste, o sistema com rotor dessecante o ar insuflado era 100% externo, o que garantiu maior qualidade de ar interior em relação ao sistema convencional. A análise da simulação também mostrou que o custo de operação do sistema híbrido chegou a ser 45% menor do que o sistema convencional com reaquecimento, apresentando maior eficiência energética.

DAOU *et al.* (2006) modelaram sistemas de condicionamento de ar com um rotor dessecante para desumidificar o ar externo, visando melhorar as condições do ar de entrada na serpentina de resfriamento. Obtiveram como resultado o aumento da eficiência em ambientes onde a temperatura de bulbo úmido era alta e sistemas

evaporativos e convencionais não foram efetivos. O rotor contribuiu para melhor qualidade do ar de entrada, diminuição de custo de energia e aumento da qualidade do ar interior.

JIA *et al.* (2006) analisaram um sistema híbrido composto por um rotor dessecante e um sistema de compressão mecânica de vapor e compararam a um sistema convencional. A comparação foi realizada computacionalmente e experimentalmente, o sistema híbrido apresentou um COP de 4,82 e um consumo energético de 1125 Watts enquanto o convencional apresentou um COP de 3,43 e um consumo energético de 1800 Watts, ambos aplicados ao mesmo estudo de caso. Ao fim, o ciclo híbrido apresentou vantagem tanto na simulação quanto no experimento, além de garantir melhores condições termodinâmicas ao ar insuflado.

SAIDI e VAZIRIFARD (2007) apresentaram a análise de um sistema híbrido composto por um rotor dessecante, um rotor sensível e uma serpentina de resfriamento. Analisaram 12 cidades do Irã onde apresentavam condições de temperatura e umidade variadas. Estas cidades foram organizadas por zonas de acordo com as condições do ar externo, na zona 1 as cidades apresentavam carga térmica latente 25% acima da carga térmica total, na zona 2 as cidades onde as estruturas apresentavam carga térmica latente por volta de 25% da carga térmica total e a zona 3 que são cidades com baixa umidade e na qual raramente apresentaram carga térmica latente acima de 25% da carga térmica total. Os autores concluíram que as aplicações, nas quais ocorreram baixas temperaturas de ponto de orvalho, apresentaram um grande potencial de emprego do ciclo híbrido, resultando em uma alta qualidade do ar interno. Para cidades da zona 2 dependendo da aplicabilidade seria necessário uma análise mais aprofundada e detalhada sobre as vantagens, já as cidades pertencentes à zona 1 o sistema híbrido mostrou-se uma excelente alternativa, pois estas apresentaram uma alta razão de umidade. Na zona 3, o sistema híbrido não se mostrou tão necessário como nas outras zonas, devido à baixa umidade do ar externo.

NOBREGA e BRUM (2009) analisaram um sistema híbrido composto por rotor dessecante e resfriador evaporativo para substituir o sistema convencional. Notaram que a utilização do rotor dessecante resultou na redução da carga térmica global e conseqüentemente uma diminuição na capacidade de resfriamento necessária, sendo esse realizado pela serpentina.

ENDO (2010) apresentou a avaliação de um sistema híbrido com um rotor dessecante acoplado a um sistema de ar condicionado tradicional. O sistema foi analisado em cinco diferentes cidades e foi aplicado em uma edificação comercial durante todo o ano e comparado a um sistema tradicional. Em cidades mais frias e secas, como São Paulo-SP e Santa Maria-RS, a redução no consumo energético foi de 3% e

apresentaram um tempo de retorno do investimento para o sistema de desumidificação de 4 anos e 1 mês e 5 anos, respectivamente. Já para cidades mais quentes e úmidas como Rio de Janeiro-RJ e Recife-PE houve uma redução energética de 6% e 8%, respectivamente, enquanto o tempo de retorno do investimento foi de 1 ano e 11 meses para o Rio de Janeiro-RJ e 1 ano e 5 meses para Recife-PE. E, por fim, Brasília-DF apresentou uma redução de 5% e tempo de retorno de 2 anos e 4 meses, porém, nesta cidade constatou-se problemas com relação aos dados climáticos, o que produz valores duvidosos que precisariam ser reavaliados.

Para o rotor dessecante, LEE *et al.* (2016) mostraram que o sistema MAC (*Mobile Air Conditioner*) constituído por um sistema de rotor dessecante que separa a desumidificação do resfriamento, aumentou efetivamente a temperatura evaporativa e diminuiu o consumo de energia do compressor e teve uma redução de consumo de até 26.3% em relação ao sistema convencional.

NOBREGA e BRUM (2017) analisaram um sistema híbrido que trabalha com 100% de ar de renovação. O sistema é composto por um rotor dessecante onde a corrente de ar externa que troca calor e massa com o ar externo pré-aquecido, depois esta corrente mais quente e desumidificada troca calor sensível com um rotor sensível, essa corrente de ar é resfriada por um sistema de compressão mecânica de vapor e por fim chega às condições termodinâmicas desejadas. Esse sistema foi comparado a um sistema convencional com reaquecimento para um estudo de caso, como resultado observou-se que o ciclo convencional necessitou de 21 kW de reaquecimento e para ciclo de compressão de vapor houve consumo de 103 kW. Já o sistema híbrido houve o consumo de 60,5 kW para o sistema de compressão de vapor e 140 kW na reativação do rotor dessecante, porém, essa energia requerida para aquecer o ar de regeneração foi oriunda de energia renovável, no caso placa solar, resultando numa redução de custo energético de até 40% quando comparado ao sistema com reaquecimento, além disso todo ar insuflado é composto apenas por ar externo, garantindo assim uma maior qualidade do ar interno.

COMICO *et al.* (2018) compararam um ciclo híbrido composto por um rotor dessecante e um sistema evaporativo indireto com um ciclo de resfriamento convencional. Esses ciclos foram analisados em seis diferentes zonas climáticas e em zonas com altas temperaturas e razão de umidade. O ciclo híbrido economizou em até 34,6% de energia em relação ao ciclo convencional. Já em zonas frias, com baixas temperaturas a economia foi de 4,4% a 1,7%, valores bem baixos já que nessas zonas não é necessária grande desumidificação do ar externo.

## 4. SISTEMA CONVENCIONAL

### 4.1 – SISTEMA CONVENCIONAL COM BAIXA CARGA LATENTE

O modelo tradicional de condicionamento de ar é comumente constituído por uma serpentina de resfriamento e um aquecimento que é ativado quando necessário, porém inicialmente será analisado o sistema convencional com baixa carga latente, ou seja, que não há necessidade do aquecimento (Figura 4.1).

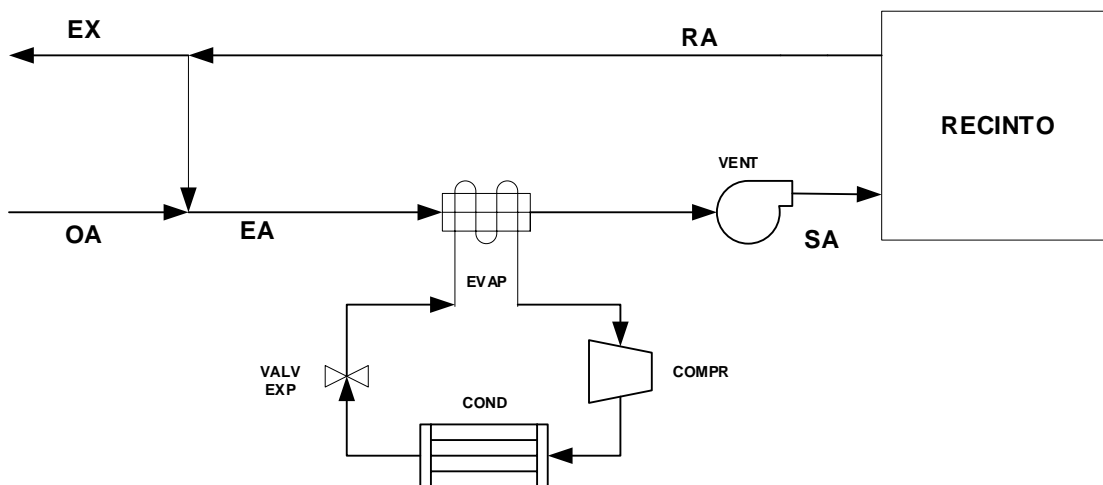


Figura 4.1 – Diagrama esquemático do sistema convencional sem utilização do reaquecimento

O sistema convencional com baixa carga térmica latente é representado na carta psicrométrica a seguir (Figura 4.2), onde a inclinação do ESHF (RA-ADP) cruza na linha de saturação do ar.

Através do balanço de massa no sistema convencional, tem-se:

$$\dot{m}_{EA} = \dot{m}_{RA} + \dot{m}_{OA} \quad (4.1)$$

Desprezando fugas,

$$\dot{m}_{EA} = \dot{m}_{SA} \quad (4.2)$$

Em regime permanente,

$$\dot{m}_{OA} = \dot{m}_{EX} \quad (4.3)$$

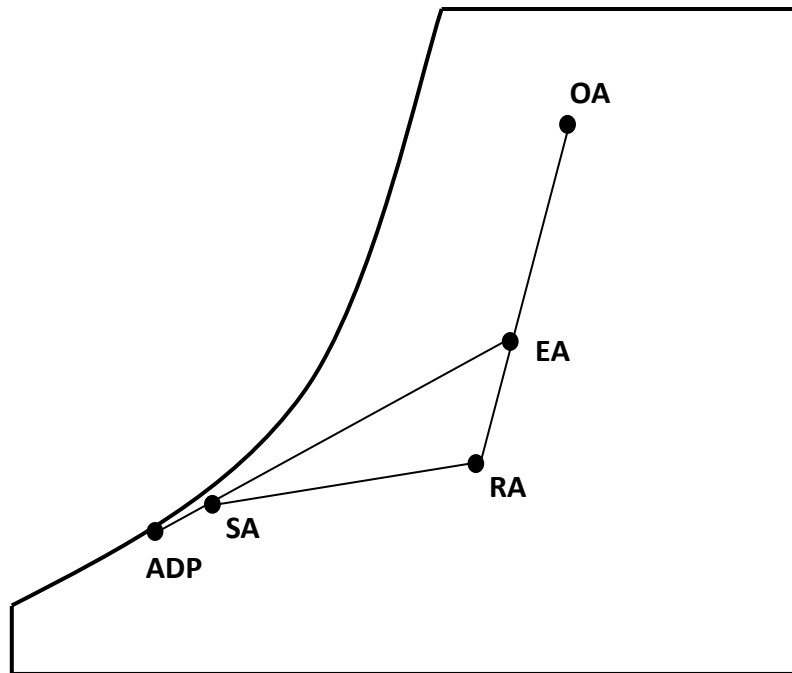


Figura 4. 2 – Processos psicrométricos do sistema convencional com baixa carga latente

Sendo  $\dot{m}_{OA}$  a vazão mássica de ar externo,  $\dot{m}_{RA}$  vazão de ar de retorno,  $\dot{m}_{EA}$  vazão mássica na entrada da serpentina,  $\dot{m}_{SA}$  a vazão de ar na saída da serpentina, que por hipótese é igual à insuflada no recinto e  $\dot{m}_{EX}$  a vazão mássica de ar exausto.

Na figura (4.3) observa-se que as correntes foram apresentadas separadamente na entrada e na saída, tanto da superfície como no recinto. Na saída da serpentina as correntes foram divididas em duas outras correntes. Uma que sairia da serpentina saturada na temperatura ( $T_{ADP}$ ) e outra que atravessaria incólume, portanto deixando a serpentina no estado EA.

A razão entre estas duas últimas correntes define o fator de desvio (*bypass*) como:

$$BF = \frac{h_{SA} - h_{ADP}}{h_{EA} - h_{ADP}} \quad (4.4)$$

Fazendo um balanço de energia para o volume de controle que envolve o recinto obtém-se:

$$\dot{m}_{SA}(1-BF)(h_{RA}-h_{ADP}) = \dot{m}_{OA}BF(h_{OA}-h_{RA}) + CT \quad (4.5)$$

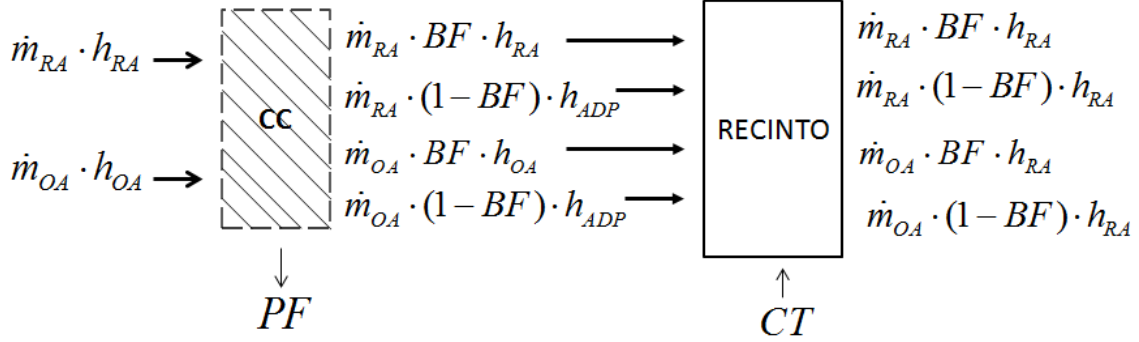


Figura 4.3 – Balanço energético do sistema convencional na entrada da serpentina e saída do recinto

A partir de ajustes na equação (4.5) é possível dividi-la em dois balanços de energia, um para o calor sensível e a outra para o calor latente:

$$\dot{m}_{SA}(1-BF)C_p(T_{RA}-T_{ADP}) = \dot{m}_{OA}BFC_p(T_{OA}-T_{RA}) + RSH \quad (4.6)$$

$$\dot{m}_{SA}(1-BF)h_{lv}(w_{RA}-w_{ADP}) = \dot{m}_{OA}BFh_{lv}(w_{OA}-w_{RA}) + RLH \quad (4.7)$$

RSH e RLH são respectivamente a carga térmica sensível e a carga térmica latente. A partir das duas equações acima (4.6) e (4.7) pode-se definir fator de calor sensível efetivo do sistema (ESHF).

$$ESHF = \frac{ERSH}{ERSH + ERLH} \quad (4.8)$$

$$ESHF = \frac{\dot{m}_{OA}BFC_p(T_{OA}-T_{RA}) + RSH}{\dot{m}_{OA}BF[C_p(T_{OA}-T_{RA}) + h_{lv}(w_{OA}-w_{RA})] + CT} \quad (4.9)$$

$$ESHF = \frac{C_p(T_{RA}-T_{ADP})}{C_p(T_{RA}-T_{ADP}) + h_{lv}(w_{RA}-w_{ADP})} \quad (4.10)$$

E o fator de calor sensível do recinto (RSHF) é determinado a partir da equação (4.11):



$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH} \quad (4.11)$$

Por fim, determina-se a potência frigorífica (PF), através do balanço de energia no volume de controle na fronteira da serpentina e obtém-se a seguinte equação:

$$PF = \dot{m}_{SA} (h_{EA} - h_{SA}) \quad (4.12)$$

A partir da potência frigorífica é possível calcular a demanda de potência necessária pelo compressor no sistema de compressão mecânica de vapor, para termos assim o consumo energético final do sistema.

#### 4.1.1 – Implementação do sistema convencional sem reaquecimento

A linguagem utilizada para a implementação do código computacional é o FORTRAN90, e teve como finalidade determinar a potência frigorífica (PF) do sistema, a temperatura de orvalho que a serpentina opera (ADP) e todos os estados psicrométricos do ciclo.

Os dados de entrada do código foram as condições de ar externo (OA), as condições do ar interno do recinto (RA), a carga térmica, a vazão de ar externo e o fator *by-pass*.

Adotou-se um parâmetro fixo para as condições do conforto do recinto RA, 25°C para temperatura e umidade relativa de 50%.

Determinou-se algumas propriedades do ar, como umidade absoluta (determinada pela equação 4.13) e pressão do vapor saturado.

$$w = 0,622 \cdot \frac{P_v(T)}{P - P_v(T)} \quad (4.13)$$

sendo P a pressão da mistura e P<sub>v</sub> a pressão do vapor saturado que pode ser determinada a partir da equação abaixo, ASHRAE *Fundamentals* (2017):

$$P_v = \exp \left[ \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10} \cdot T + C_{11} \cdot T^2 + C_{12} \cdot T^3 + C_{13} \cdot \ln(T) \right] \quad (4.14)$$

Foram supostos como conhecidos os estados termodinâmicos OA e RA, a vazão de ar externo  $\dot{m}_{OA}$ , a carga térmica sensível e latente e por fim o fator *bypass*, BF. Neste caso o fator de calor sensível efetivo (ESHF) é determinado pelas equações (4.9), (4.10) e (4.11).

A equação não linear 4.9 tendo como incógnita  $T_{ADP}$  é resolvida utilizando uma função da biblioteca do IMSL chamada DZREAL, na qual utiliza o método iterativo de Muller para encontrar as raízes da equação.

Depois de determinado o  $T_{ADP}$  é possível determinar a  $\dot{m}_{SA}$  pela equação (4.5), a temperatura do ar insuflado,  $T_{SA}$ , foi determinada pela equação (4.15), a razão de umidade,  $w_{SA}$ , pela equação (4.16)

$$RSH = \dot{m}_{SA} \cdot C_p \cdot (T_{RA} - T_{SA}) \quad (4.15)$$

$$RLH = \dot{m}_{SA} \cdot h_{lv} \cdot (w_{RA} - w_{SA}) \quad (4.16)$$

Após determinar as condições do ar insuflado, pode-se obter a entalpia para cada estado do ciclo pela equação (4.17):

$$h = T_{bs} \cdot C_{pa} + (T_{bs} \cdot C_{pv} + h_{lv}) \cdot w \quad (4.17)$$

Agora é possível determinar as condições de entrada na serpentina e assim obter a capacidade do sistema (PF) utilizando a equação (4.12).

#### 4.1.2 – Análise do sistema convencional

O diagrama de fluxo (Figura 4.4) representa o algoritmo para o sistema convencional sem reaquecimento:

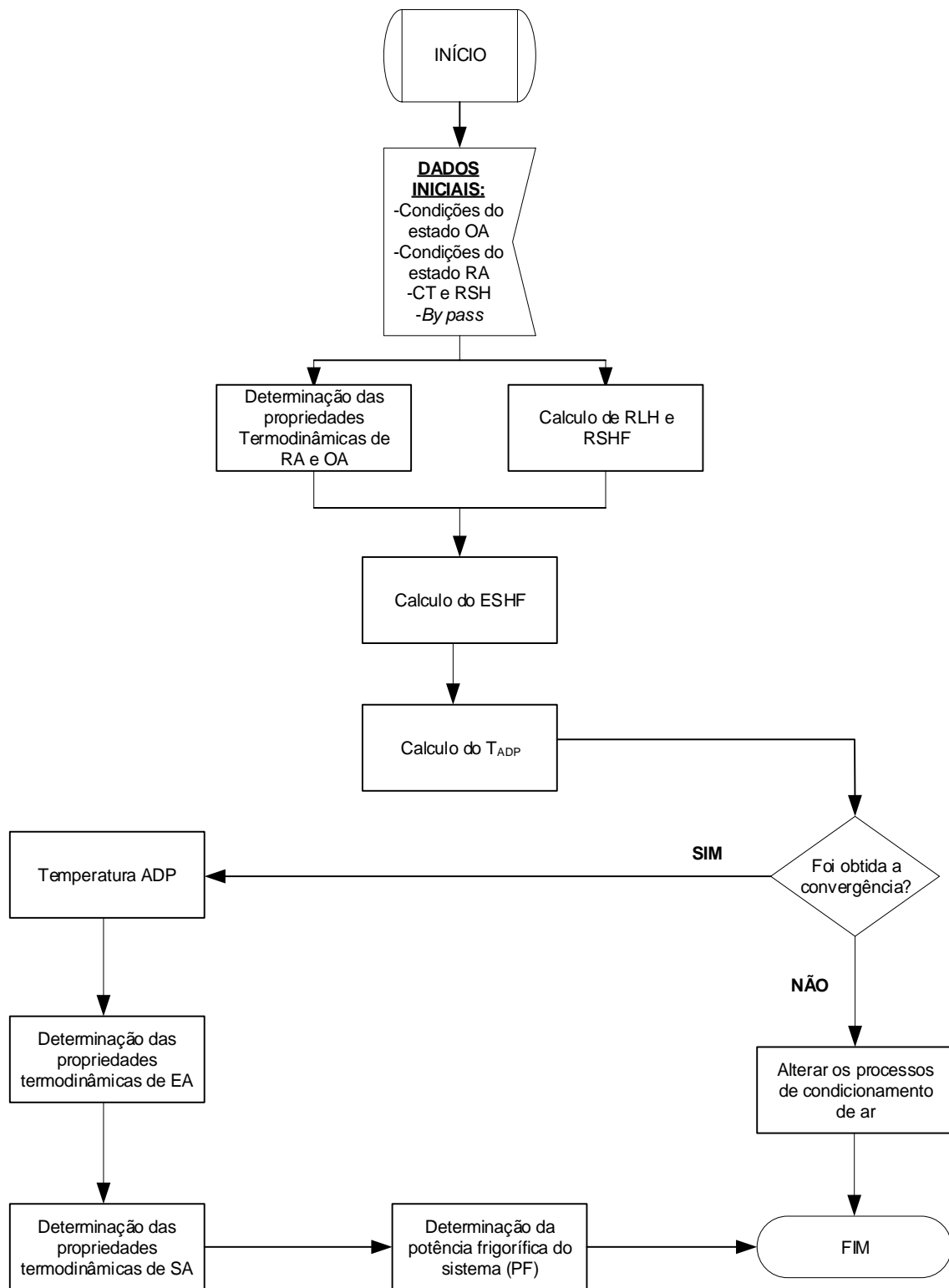


Figura 4. 4 – Diagrama de fluxo do sistema convencional com baixa carga latente

No caso de o sistema não convergir significa que o problema para o conjunto de parâmetros dados não apresenta solução, isto é, o segmento que une os pontos EA e ADP não intercepta a curva de saturação do ar úmido.

Neste caso é necessária a ativação do reaquecimento do ar após a serpentina, o que também deve ser aplicado em casos de  $T_{ADP}$  muito baixo.

#### 4.2 – SISTEMA CONVENCIONAL COM REAQUECIMENTO

O modelo tradicional de condicionamento é constituído por uma serpentina de resfriamento e uma de aquecimento do ar ativado quando necessário (figura 4.5).

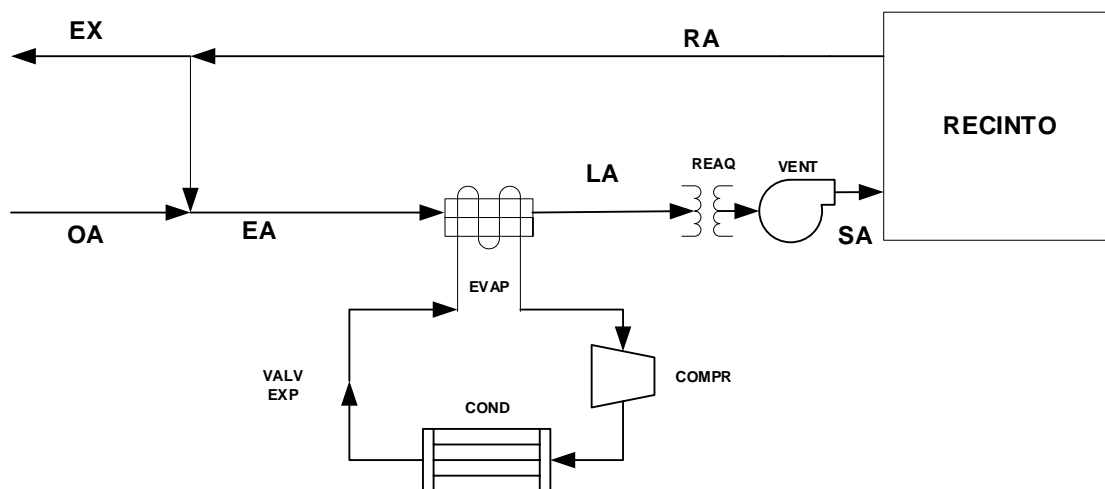


Figura 4. 5 – Diagrama esquemático do sistema convencional com reaquecimento

O reaquecimento consiste na aplicação de uma estação de resistências elétricas, como é comum no Brasil, após a serpentina de resfriamento, ou também pode ser feito a partir da utilização de uma serpentina de aquecimento.

Esse reaquecimento consiste na introdução de uma carga sensível ao ar que é insuflado. Na Figura 4.6 pode-se observar que o ponto LA é a condição do ar saindo da serpentina e o ponto SA é a condição do ar de insuflamento. Nota-se que o segmento entre estes pontos é uma reta horizontal, indicando que houve apenas alteração na temperatura, ou seja, apenas aumento da carga sensível proveniente da resistência elétrica.

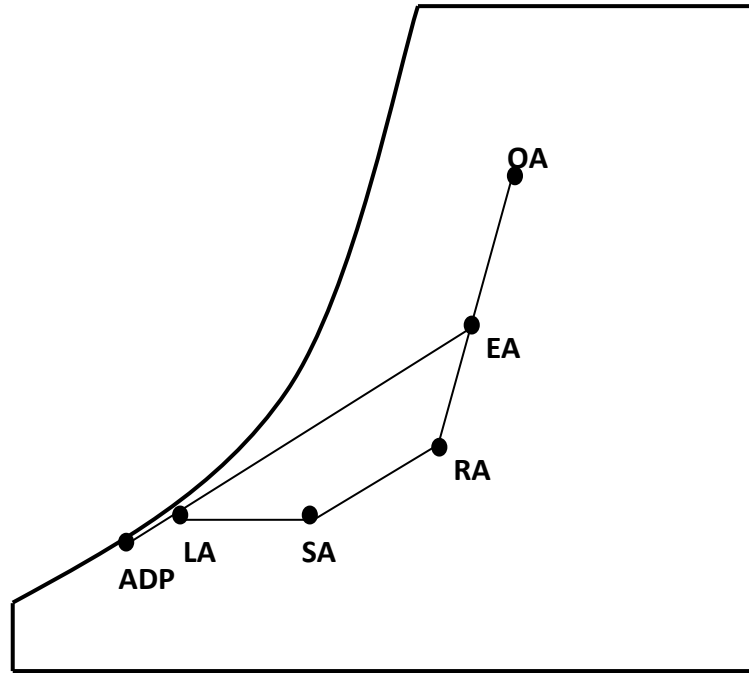


Figura 4. 6 – Processos psicrométricos do sistema convencional com reaquecimento

#### 4.2.1 – Implementação do código computacional do sistema convencional com reaquecimento

O código consiste em arbitrar um novo  $T_{ADP}$  caso não haja solução para o sistema convencional ou apresente um  $T_{ADP}$  muito baixo, a seguir, são determinadas as propriedades termodinâmicas do sistema, a potência frigorífica e a potência do reaquecimento.

Acrescentando a parcela do reaquecimento (QH) à equação (4.9) pode-se encontrar a quantidade de reaquecimento necessária para o sistema e calcula-se o novo  $\dot{m}_{SA}$  acrescentando QH à equação (4.5):

$$ESHF = \frac{\dot{m}_{OA} BFC_P (T_{OA} - T_{RA}) + RSH + QH}{\dot{m}_{OA} BF [C_P (T_{OA} - T_{RA}) + h_{lv} (w_{OA} - w_{RA})] + CT + QH} \quad (4.18)$$

$$\dot{m}_{SA} (1 - BF) C_P (T_{RA} - T_{ADP}) = \dot{m}_{OA} BFC_P (T_{OA} - T_{RA}) + RSH + QH \quad (4.19)$$

#### 4.2.2 – Análise do sistema convencional com reaquecimento

A Figura (4.7) apresenta os processos realizados para simulação do sistema convencional com reaquecimento.

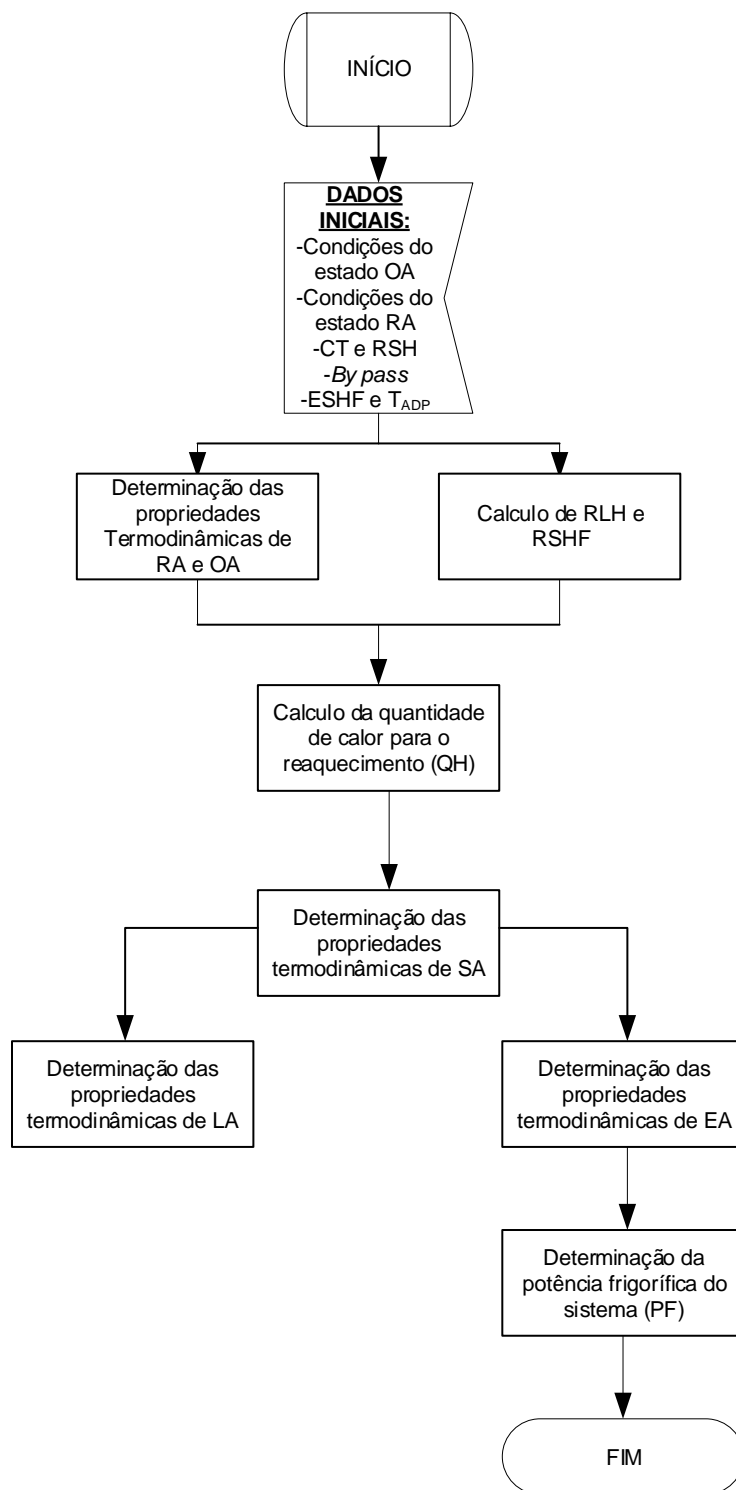


Figura 4. 7 – Diagrama de fluxo do sistema convencional com reaquecimento

### 4.3 – SISTEMA CONVENCIONAL COM *BYPASS* NO AR DE RETORNO

A ideia de implementar um desvio no ar de retorno consiste em uma alternativa ao sistema com reaquecimento com a finalidade de controlar a umidade relativa do recinto e diminuir o consumo energético. Este desvio também pode ser nomeado de *bypass* externo.

Esse sistema (Figura 4.8) consiste em um desvio de um percentual de massa do ar de retorno (RA) que irá ser misturado diretamente com o ar tratado (LA).

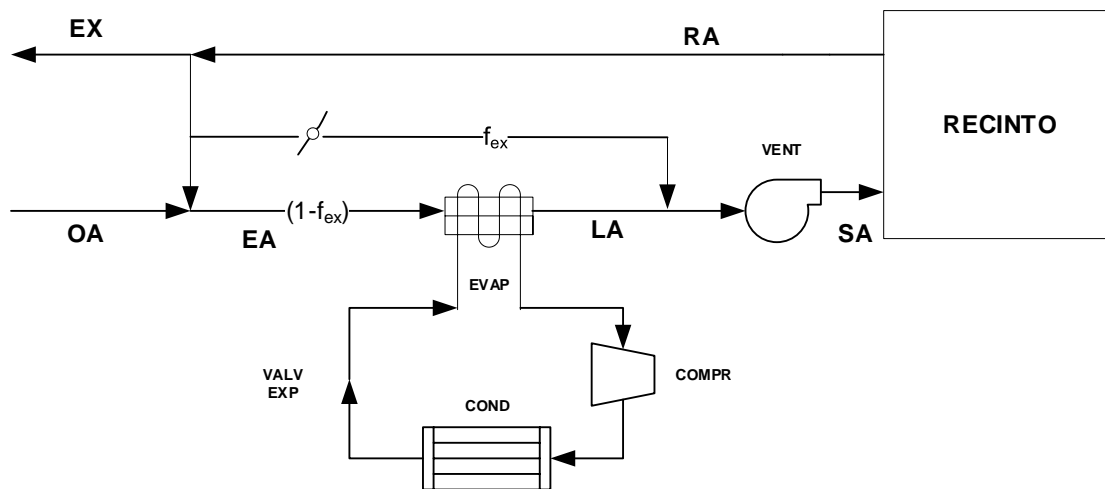


Figura 4. 8 – Diagrama esquemático do sistema convencional com *bypass* externo

A corrente de ar da saída da serpentina é fria e quase saturada, quando mistura-se com o ar desviado, que é mais quente e mais úmido, acrescenta-se carga sensível e carga latente ao ar insuflado (SA). O efeito pode ser analisado na carta psicrométrica da Figura 4.9.

As condições do ponto de SA variam de acordo com o fator de *bypass* externo, chamado de  $f_{EX}$ , quanto maior o valor deste desvio mais próximo das condições de RA o ponto SA se encontrará.

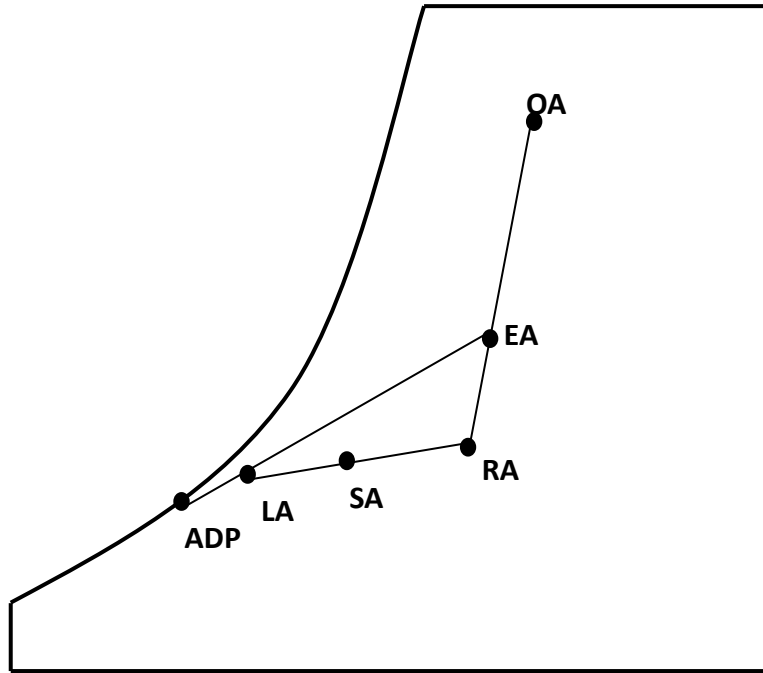


Figura 4. 9 – Processos psicrométricos do sistema convencional com *bypass* externo

#### 4.3.1 – Implementação do código computacional para o sistema com *bypass* do ar de retorno

O balanço energético (Figura 4.10) é realizado a partir da separação de correntes, onde, uma parcela do ar a ser desviado é multiplicada por um fator  $f_{EX}$  e a outra que irá se misturar ao ar externo e atravessar a serpentina de resfriamento é multiplicado pelo complemento  $(1 - f_{EX})$ .

A partir do diagrama da Figura 4.8, tem-se o seguinte balanço de massa:

$$\dot{m}_{SA} = \dot{m}_{RA} + \dot{m}_{OA} \quad (4.20)$$

$$\dot{m}_{EA} = \dot{m}_{OA} + \dot{m}_{RA} \cdot (1 - f_{EX}) \quad (4.21)$$

$$\dot{m}_{SA} = \dot{m}_{EA} + \dot{m}_{RA} \cdot f_{EX} \quad (4.22)$$

$$\dot{m}_{OA} = \dot{m}_{EX} \quad (4.23)$$



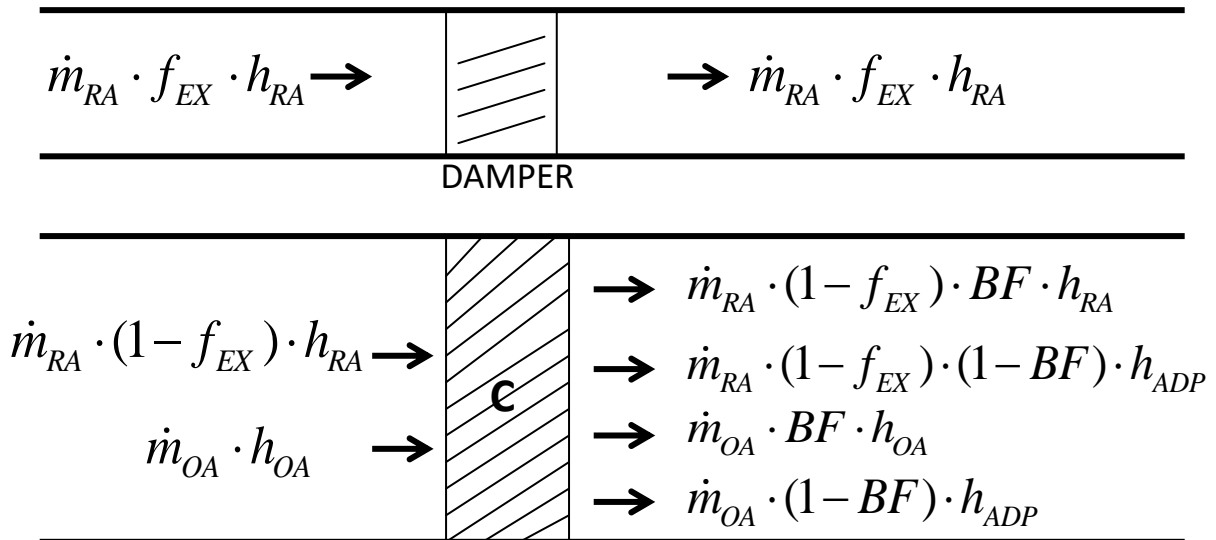


Figura 4. 10 – Balanço energético na entrada e saída da serpentina e *damp*er do sistema convencional com *bypass* externo

O método de aplicação para o *bypass* do ar externo consiste em substituir o sistema com reaquecimento, mantendo a mesma temperatura de ponto de orvalho e a mesma vazão de ar insuflado, com finalidade de atender a mesma carga térmica e condições termodinâmicas de ar insuflado, objetivando diminuir o custo energético.

Para que o ciclo apresente solução nestas condições é necessário o aumento do  $w_{RA}$ , o  $w_{RA}^*$  será o valor da nova razão de umidade para o recinto. O valor de  $w_{RA}^*$  será aumentado gradativamente a cada iteração até o sistema com *bypass* externo encontrar solução para a mesma vazão mássica total e  $T_{ADP}$  próximo do encontrado no sistema convencional com reaquecimento

A partir dos dados conhecidos tais como o estado termodinâmico do ar externo (OA), do ar de retorno (RA), carga térmica (CT), carga sensível (RSH), fator de *bypass* da serpentina (BF) é possível determinar ESHF\* (4.24):

$$ESHF^* = \frac{\dot{m}_{OA} \cdot BF \cdot C_P \cdot (T_{OA} - T_{RA}) + RSH}{CT + \dot{m}_{OA} \cdot BF \cdot [C_P \cdot (T_{OA} - T_{RA}) + h_{lv} \cdot (w_{OA} - w_{RA}^*)]} \quad (4.24)$$

Ao encontrar o  $T_{ADP}$  e  $w_{RA}^*$ , são então, determinadas as condições termodinâmicas de SA. Com a equação abaixo (4.25) se pode encontrar a temperatura do ar insuflado (SA):

$$T_{SA} = T_{RA} - \left( \frac{RSH}{\dot{m}_{SA} C_P} \right) \quad (4.25)$$

E com a equação (4.26) determina-se o valor da razão de umidade do ar insuflado (SA):

$$w_{SA} = w_{RA}^* - \left( \frac{RLH}{\dot{m}_{SA} \cdot h_{lv}} \right) \quad (4.26)$$

A partir do balanço térmico no ponto SA, pode-se chegar à equação (4.27) e determinar o *bypass* do ar externo  $f_{EX}$  :

$$\dot{m}_{RA}(((1-f_{EX})BF + f_{EX}) \cdot h_{RA} + (1-f_{EX})(1-BF) \cdot h_{ADP}) + \dot{m}_{OA}(BF \cdot h_{OA} + (1-BF) \cdot h_{ADP}) - \dot{m}_{SA}h_{SA} = 0 \quad (4.27)$$

Resolvendo esta equação não linear é possível encontrar as raízes para o fator  $f_{EX}$  .

Por fim serão determinadas as condições termodinâmicas do ar de entrada na serpentina (EA):

$$\dot{m}_{EA} = \dot{m}_{OA} + (1-f_{EX}) \cdot \dot{m}_{RA} \quad (4.28)$$

$$T_{EA} = \left( \frac{\dot{m}_{OA} \cdot T_{OA} + \dot{m}_{RA} \cdot (1-f_{EX}) \cdot T_{RA}}{\dot{m}_{EA}} \right) \quad (4.29)$$

$$w_{EA} = \left( \frac{\dot{m}_{OA} \cdot w_{OA} + \dot{m}_{RA} \cdot (1-f_{EX}) \cdot w_{RA}^*}{\dot{m}_{EA}} \right) \quad (4.30)$$

E também as condições termodinâmicas da saída da serpentina (LA):

$$T_{LA} = BF \cdot T_{EA} + (1-BF) \cdot T_{ADP} \quad (4.31)$$

$$w_{LA} = BF \cdot w_{EA} + (1 - BF) \cdot w_{ADP} \quad (4.32)$$

A capacidade térmica do sistema é obtida por um balanço energético, similar ao convencional, porém com algumas mudanças quanto à vazão mássica e as propriedades da saída da serpentina:

$$PF = \dot{m}_{EA} \cdot (h_{EA} - h_{LA}) \quad (4.33)$$

#### **4.3.2 – Análise do sistema com *bypass* do ar de retorno**

A seguir, a Figura (4.11) representa o diagrama de fluxo que mostra a sequência de processos para simulação do sistema *bypass* do ar de retorno:

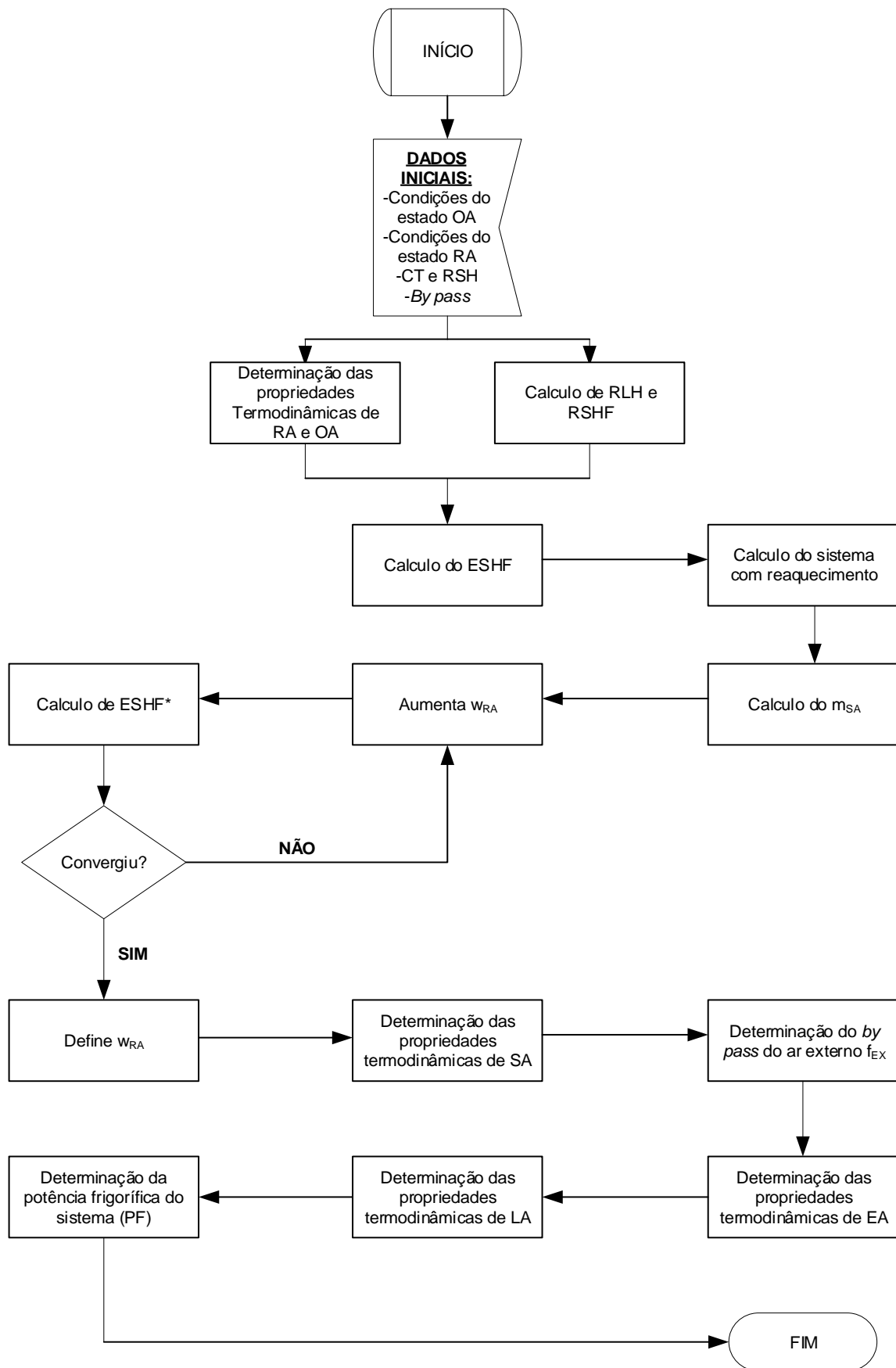


Figura 4. 11 – Diagrama de fluxo do sistema de *bypass* externo

#### 4.4 – SISTEMA CONVENCIONAL COM *BYPASS* NO AR INTERNO

A finalidade de implementar o sistema convencional com *bypass* no ar interno (Figura 4.12) é analisar o sistema com *bypass* do ar de mistura ou *bypass* interno como uma alternativa ao reaquecimento.

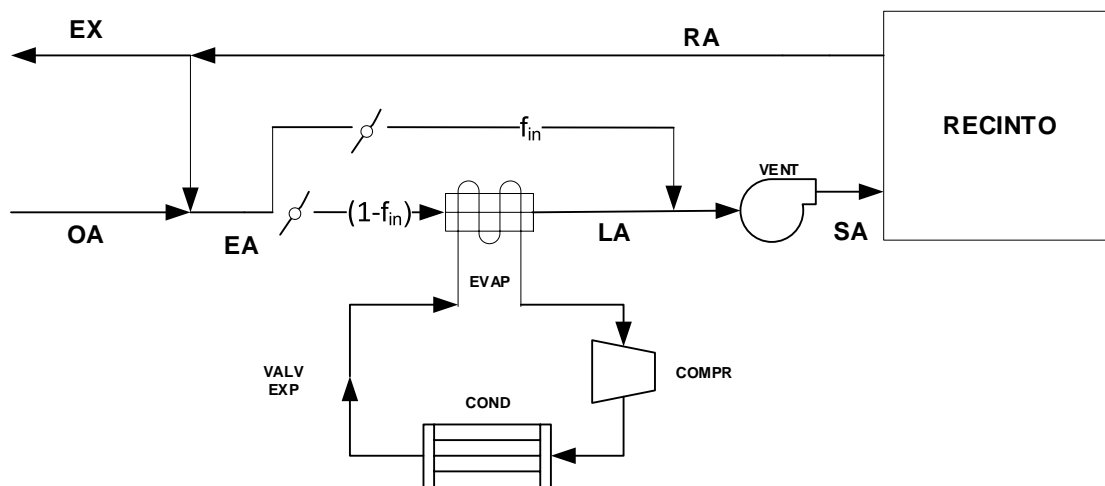


Figura 4. 12 – Diagrama esquemático do sistema convencional com *bypass* interno

A corrente de ar da saída da serpentina é fria e quase saturada quando se mistura com o ar desviado que apresenta propriedades termodinâmicas de EA, sendo este mais quente e mais úmido, acrescentando assim carga sensível e latente ao ar insuflado (SA). O efeito pode ser observado na carta psicrométrica a seguir (Figura 4.13).

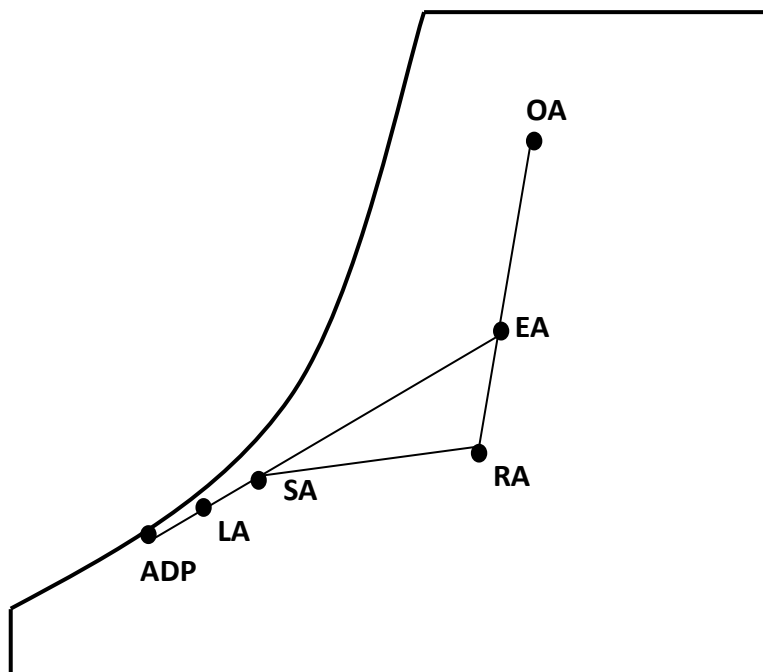


Figura 4. 13 – Processos psicrométricos do sistema convencional com *bypass* interno

Na figura (4.14) é representado o balanço térmico que consiste na separação das correntes onde uma parcela do ar desviado pelo *bypass* interno é multiplicada por  $f_{IN}$  e outra que passa pela serpentina será seu complemento  $(1 - f_{IN})$ .

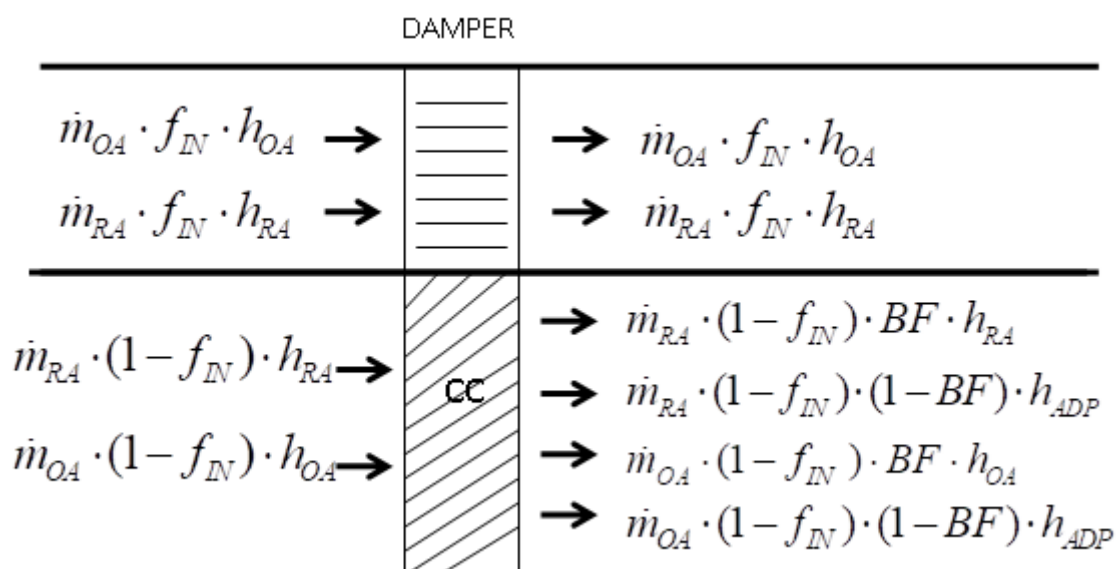


Figura 4. 14 – Balanço energético na serpentina e *damp*er do sistema convencional com *bypass* interno

Observando o diagrama da Figura (4.12), obtêm-se os seguintes balanços de massa:

$$\dot{m}_{SA} = \dot{m}_{OA} + \dot{m}_{RA} \quad (4.34)$$

$$\dot{m}_{EA} = \dot{m}_{SA} = \dot{m}_{OA} + \dot{m}_{RA} \quad (4.35)$$

$$\dot{m}_{LA} = \dot{m}_{OA} \cdot (1 - f_{IN}) + \dot{m}_{RA} \cdot (1 - f_{IN}) \quad (4.36)$$

$$\dot{m}_{SA} = \dot{m}_{LA} + \dot{m}_{EA} \cdot f_{IN} \quad (4.37)$$

A Figura (4.15) representa o balanço térmico no ponto SA:

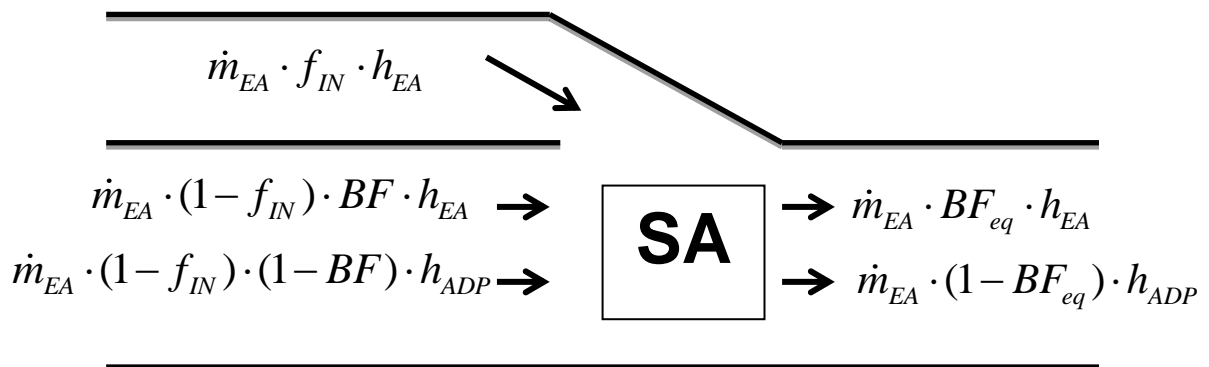


Figura 4. 15 – Balanço energético no ponto SA do sistema convencional com *bypass* interno

Neste ponto SA é realizado um balanço térmico por separação de correntes assim, é possível obter um fator  $BF_{eq}$  chamado de fator de *bypass* equivalente, composto pelo desvio no *dampers* interno e o *bypass* da serpentina, conforme as equações a seguir:

$$BF_{eq} = (1 - f_{IN}) \cdot BF + f_{IN} \quad (4.38)$$

$$(1 - BF_{eq}) = (1 - f_{IN}) \cdot (1 - BF) \quad (4.39)$$

#### 4.4.1 – Implementação do código computacional para o sistema com *bypass* interno

O método de aplicação para o *bypass* interno consiste em substituir o sistema com reaquecimento assim como o sistema *bypass* externo, mantendo a mesma vazão mássica de ar total do ciclo tradicional de ar insuflado, com finalidade de atender a

mesma carga térmica e condições termodinâmicas de ar insuflado objetivando diminuir o custo energético e analisar o comportamento da umidade relativa no recinto.

Para que o ciclo apresente solução nestas condições é necessário o aumento do  $w_{RA}$ , onde  $w_{RA}^*$  é a nova razão de umidade do recinto. O valor de  $w_{RA}^*$  é aumentado gradativamente a cada iteração até que o sistema com *bypass* interno possa encontrar solução para a mesma vazão mássica total e  $T_{ADP}$  próximo do encontrado no sistema convencional com reaquecimento.

A partir dos dados conhecidos inicialmente tais como propriedades termodinâmicas do ar de retorno (RA), ar externo (OA), carga térmica (CT), carga sensível (RSH) e *bypass* da serpentina (BF).

Então, é calculada uma nova razão de umidade do recinto  $w_{RA}^*$ , variando assim as condições termodinâmicas no ar de entrada (EA), que serão calculadas utilizando as seguintes equações:

$$T_{EA} = \left( \frac{\dot{m}_{OA} \cdot T_{OA} + \dot{m}_{RA} \cdot T_{RA}}{\dot{m}_{SA}} \right) \quad (4.40)$$

$$w_{EA} = \left( \frac{\dot{m}_{OA} \cdot w_{OA} + \dot{m}_{RA} \cdot w_{RA}^*}{\dot{m}_{SA}} \right) \quad (4.41)$$

Com a equação (4.42), a seguir, pode-se encontrar a temperatura do ar insuflado (SA):

$$T_{SA} = T_{RA} - \left( \frac{RSH}{\dot{m}_{SA} C_P} \right) \quad (4.42)$$

E com a equação (4.43) determina-se o valor da razão de umidade do ar insuflado (SA):

$$w_{SA} = w_{RA}^* - \left( \frac{RLH}{\dot{m}_{SA} \cdot h_{lv}} \right) \quad (4.43)$$

Após determinar as propriedades termodinâmicas de SA e EA é possível encontrar o  $T_{ADP}$  pela equação:

$$\frac{w_{SA} - w_{ADP}}{T_{SA} - T_{ADP}} = \frac{w_{EA} - w_{ADP}}{T_{EA} - T_{ADP}} \quad (4.44)$$



Substituindo a razão de umidade em função apenas da temperatura de orvalho ( $T_{ADP}$ ), é encontrada uma equação não linear, onde sua raiz será o novo  $T_{ADP}$ .

Esse processo se repete até o sistema convergir para uma solução e obter valor igual ou próximo do  $T_{ADP}$  do sistema convencional com reaquecimento. Após definido o novo  $w_{RA}$ , é determinada as propriedades termodinâmicas do ponto LA:

$$T_{LA} = BF \cdot T_{EA} + (1 - BF) \cdot T_{ADP} \quad (4.45)$$

$$w_{LA} = BF \cdot w_{EA} + (1 - BF) \cdot w_{ADP} \quad (4.46)$$

Analisando o balanço térmico no *bypass* interno, é possível obter outra equação (4.47), na qual se obtêm as raízes para o valor do desvio no *dampner* interno  $f_{IN}$ .

$$h_{SA} - [(1 - f_{IN}) \cdot (1 - BF) \cdot h_{ADP}] - [(1 - f_{IN}) \cdot BF + f_{IN}] h_{EA} = 0 \quad (4.47)$$

E por fim, para determinar a capacidade térmica do sistema obtida por um balanço energético utiliza-se a equação (4.48):

$$PF = \dot{m}_{LA} \cdot (h_{EA} - h_{LA}) \quad (4.48)$$

#### 4.4.2 – Análise do sistema com *bypass* interno

A seguir, a Figura (4.16) representa o diagrama de fluxo que mostra a sequência de processos para simulação do sistema *bypass* interno:

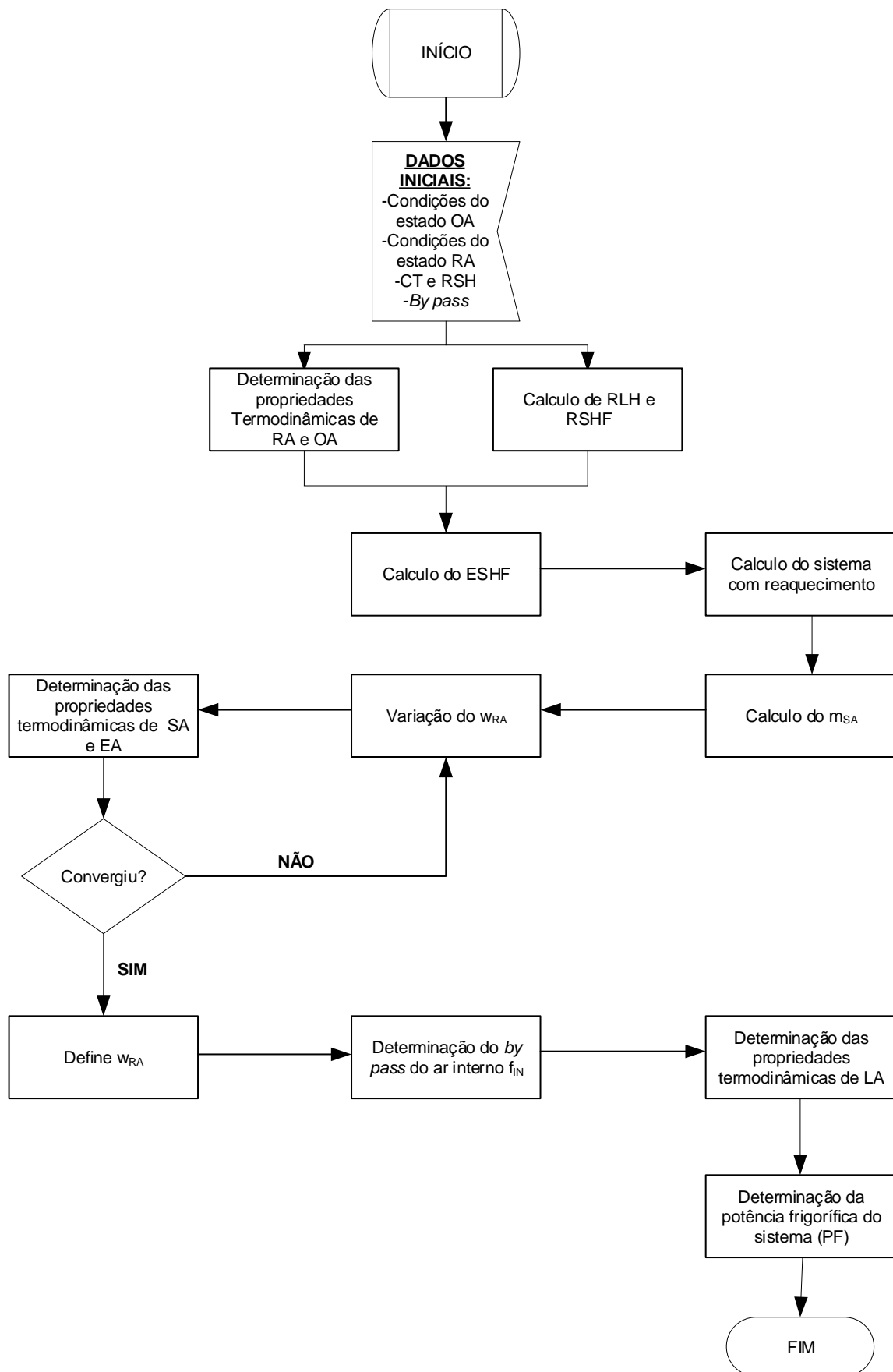


Figura 4. 16 – Diagrama de fluxo do sistema convencional com *bypass* interno

#### 4.5 – MÉTODOS DE SOLUÇÃO

Para a simulação dos sistemas foi utilizado o programa FORTRAN90, na sua implementação, para resolver equações não lineares foi utilizada uma função da biblioteca do IMSL chamada DZREAL, na qual utiliza o método iterativo de Muller para encontrar as raízes da equação.

O consumo energético do compressor do sistema de refrigeração foi calculado considerando um modelo ideal, desconsiderando perdas de carga, de acordo com ciclo termodinâmico que foi construído com o software *Coolpack*®.

Cartas psicrométricas foram elaboradas para o acompanhamento das características do ar durante os processos psicrométricos. Foram confeccionadas cartas à pressão atmosférica igual a 101,325 kPa, utilizando o software *CYT Psychrometric Chart 2.2, versão Demo*.

## 5. DADOS ATMOSFÉRICOS

As cidades do Rio de Janeiro e Teresina foram analisadas mensalmente a partir de dados meteorológicos obtidos pela ASHRAE, essas medidas foram coletadas no Aeroporto Internacional do Galeão e Aeroporto Petrônio Portela, respectivamente.

Como os sistemas de refrigeração devem ser projetados para atender pico de carga de resfriamento, a maioria dos projetos de condicionamento de ar foram baseados na frequência acumulada anual de 0,4% de ocorrência.

Para simulação foram selecionadas as condições do ar externo de acordo a ASHRAE, referente às temperaturas mensais. As temperaturas de bulbo seco ocorrem com uma frequência de 0,4%, significa dizer que em apenas 0,4% das horas do mês essas medidas são ultrapassadas, ou seja, em apenas 3 horas do mês esse valor é ultrapassado.

As temperaturas de bulbo úmido também foram selecionadas a partir das medidas que ocorrem com uma frequência de 0,4%, que são os picos de razão de umidade e sua respectiva temperatura de bulbo seco, assim, a ASHRAE apresenta um valor máximo de temperatura de bulbo úmido.

As temperaturas de bulbo seco foram chamadas de temperatura com alta carga sensível e as de bulbo úmido, de temperatura com alta carga latente.

Na Figura (5.1) são apresentados os valores de temperatura de bulbo seco mensal referente à cidade do Rio de Janeiro.

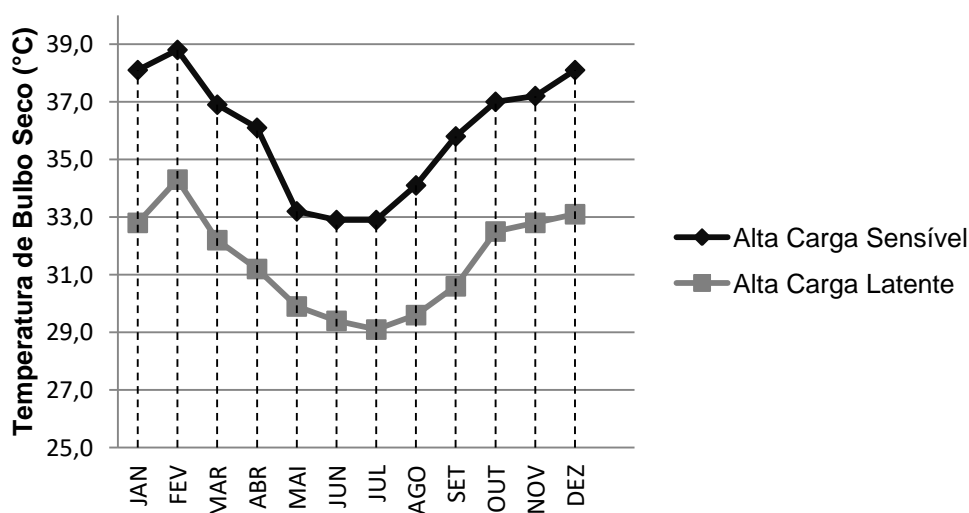


Figura 5. 1 – Distribuição de temperatura de bulbo seco de cada mês ao longo do ano referente ao Rio de Janeiro

Na Figura (5.2) são apresentados os valores de razão de umidade mensal referente à cidade do Rio de Janeiro.

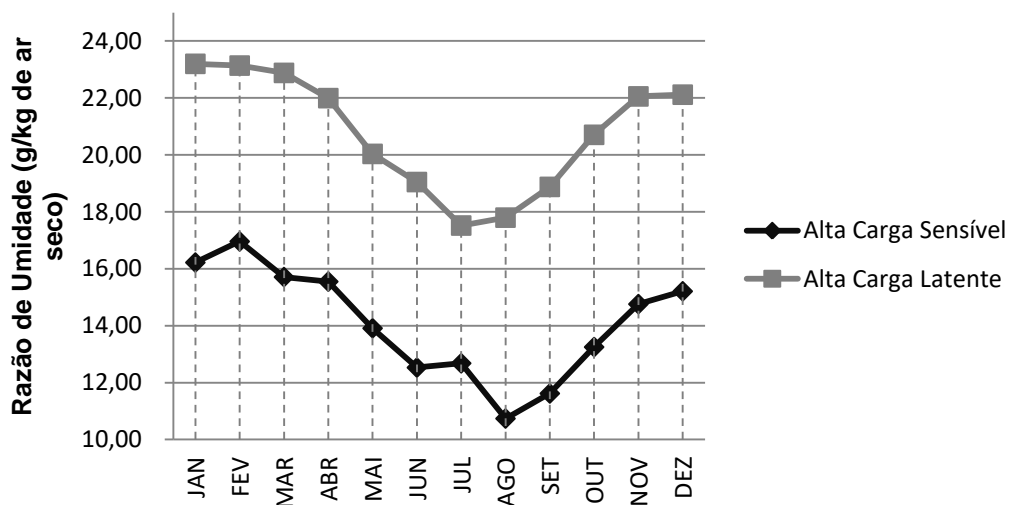


Figura 5. 2 – Distribuição de razão de umidade de cada mês ao longo do ano referente ao Rio de Janeiro

Nos dados das temperaturas do ar externo de alta carga sensível, a cidade do Rio de Janeiro apresentou maior pico de temperatura de bulbo seco de 38,8 °C no mês de fevereiro, já os meses com menores picos de temperaturas são junho e julho, com temperatura de 33,2 °C. Enquanto que, para a razão de umidade no Rio de Janeiro, o mês de fevereiro apresentou o maior pico, de 16,96 g/kg<sub>ar seco</sub>, e o mês de agosto apresentou o menor pico, no valor de 10,74 g/kg<sub>ar seco</sub>.

Já para as temperaturas do ar externo de alta carga latente o mês de fevereiro apresentou maior pico de temperatura de bulbo seco de 34,3 °C e o mês de julho teve o menor pico, com 29,1 °C. Já para a razão de umidade o mês mais úmido foi o de janeiro, com 23 g/kg<sub>ar seco</sub>, maior valor do ano, enquanto o mês de julho apresentou menor pico, no valor de 17,52 g/kg<sub>ar seco</sub>.

Outra cidade selecionada para análise foi a de Teresina, também foram selecionadas as temperaturas que ocorrem com a frequência de 0,4%. As temperaturas de bulbo seco e suas respectivas temperaturas de bulbo úmido chamadas de temperaturas de alta carga sensível e as temperaturas medidas de bulbo úmido e suas respectivas temperaturas de bulbo seco, chamadas de temperaturas de alta carga latente.

Na Figura (5.3) são apresentados os valores de temperatura de bulbo seco mensal referente à cidade de Teresina:

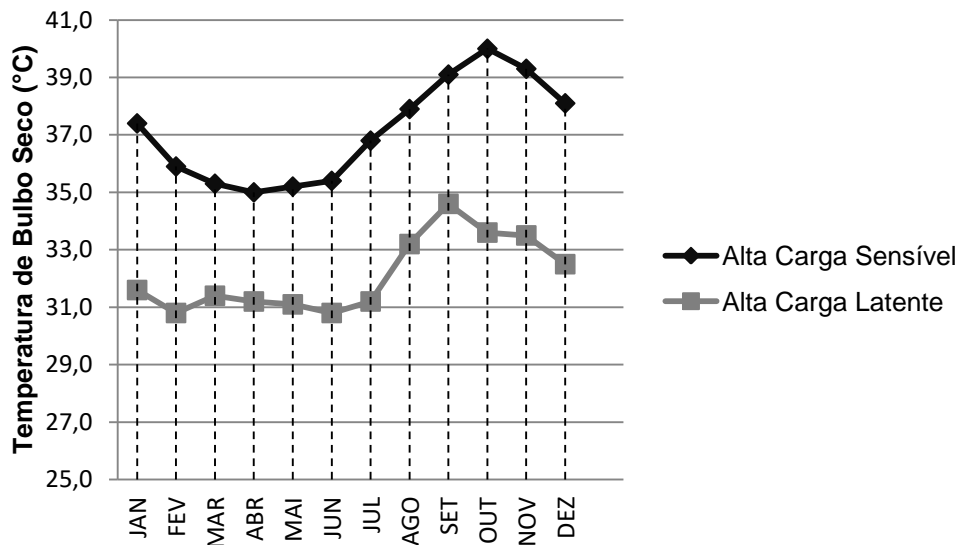


Figura 5. 3 – Distribuição de temperatura de bulbo seco de cada mês ao longo do ano referente à Teresina

Na Figura (5.4) são apresentados os valores de razão de umidade mensal referente à cidade de Teresina.

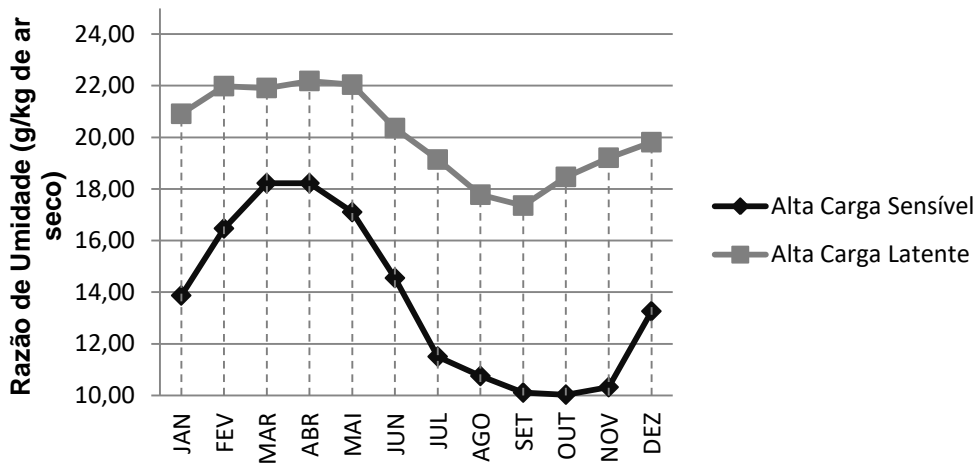


Figura 5. 4 – Distribuição de razão de umidade de cada mês ao longo do ano referente à Teresina

Nos dados das temperaturas do ar externo de alta carga sensível para a cidade de Teresina o mês de outubro apresentou maior pico de temperatura de bulbo seco, de 40,0 °C, enquanto o mês de abril apresentou o menor, com 35 °C. Enquanto a razão de umidade em Teresina apresentou o maior pico no mês de Abril, no valor de 18,22 g/kg ar

Já o mês de outubro apresentou a menor razão de umidade, no valor de  $10,03 \text{ g/kg}_{\text{ar seco}}$

Para as temperaturas do ar externo de alta carga latente o mês de setembro apresentou maior pico de temperatura de bulbo seco, de  $34,6 \text{ }^\circ\text{C}$ , e, o menor foi o mês de julho, com  $30,8 \text{ }^\circ\text{C}$ . Para a razão de umidade o mês de abril apresentou  $22,18 \text{ g/kg}_{\text{ar seco}}$  como maior valor do ano, enquanto o mês de setembro apresentou o menor pico de razão de umidade, no valor de  $17,35 \text{ g/kg}_{\text{ar seco}}$ .

## 6. CARACTERÍSTICAS DO RECINTO ESTUDADO (CARGA TÉRMICA)

O recinto selecionado para o estudo apresenta uma elevada carga térmica, sendo necessário um condicionamento de alta capacidade. A condição selecionada para o recinto é 25°C para a temperatura de bulbo seco e 50% de umidade relativa.

Inicialmente foi selecionado um restaurante de elevada carga térmica. Utilizou-se o guia de resfriamento distrital da ASHRAE (2013) para se obter os valores para o cálculo de área e número de pessoas para o recinto, como segue:

- Carga de resfriamento: 3,6 m<sup>2</sup>/kW
- Ocupação: 1,2 m<sup>2</sup>/pessoa

Após o dimensionamento da capacidade do recinto calculou-se a carga térmica de acordo as recomendações da norma ABNT NBR 16401-1/3:

- Área total: 1260 m<sup>2</sup>
- Altura: 2,7 m
- Pressão Atmosférica: 101,325 kPa
- Calor sensível por pessoa 75 W
- Calor latente por pessoa 85 W
- Iluminação: 22 W/m<sup>2</sup>
- Prato de refeição individual: 18 W (9 W calor sensível, 9 W calor latente)
- Equipamentos comerciais para restaurantes (Ver Tabela C.8 ABNT NBR 16401-1:2008)
- Parede composta por reboco, tijolo reboco e pintura, apresenta coeficiente 2,417 W/m<sup>2</sup> °C

Alguns parâmetros foram desconsiderados no cálculo de carga térmica, como infiltração e ventilação, no estudo de caso foi utilizada uma carga fixa.

A Tabela (6.1) representa os ganhos de calor no recinto, enquanto a Figura 6.1 representa a porcentagem de carga térmica no ambiente.



Tabela 6. 1 – Ganhos de calor no recinto

GANHOS DE CALOR	SENSÍVEL LATENTE	
	(kW)	(kW)
Ganhos Solar (Iluminação, Transmissão por paredes)	92,2	-
Pessoas	66,14	74,97
Equipamentos	62,18	54,51
<b>TOTAL</b>	<b>220,52</b>	<b>129,48</b>

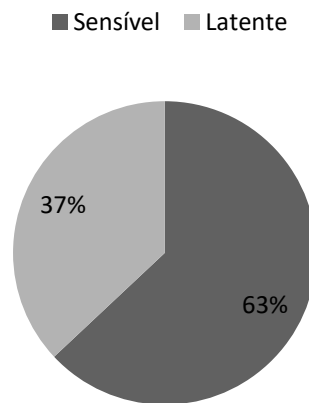


Figura 6. 1 – Porcentagem de carga sensível e latente do sistema

Obteve-se um valor de 350 kW para carga total do recinto, aproximadamente 100 TR, onde 220,52 kW equivale a carga sensível do sistema e 129,48 kW ao calor latente.

Pela tabela notou-se que o maior ganho de calor é devido à iluminação, ao ganho solar, às pessoas e aos equipamentos do restaurante. A carga latente é oriunda dos equipamentos, dos alimentos e das pessoas. A Figura (6.1) mostra que 63% do calor total é calor sensível e 37% é calor latente, o que quer dizer que encontra-se um fator de calor sensível do recinto (RSHF) de 0,63.

De acordo a ASHRAE há uma taxa de troca de ar obrigatória de acordo a aplicação do sistema de condicionamento de ar chamada ACH (*air change per hour*). Para restaurantes é necessário estar na faixa de 5-20 trocas/hora.

Para o cálculo da vazão de ar exterior foi utilizada a norma ABNT NBR 16401-3:2008. Foi selecionado o nível 3, de acordo a norma, este nível é a vazão de ar exterior para ventilação. Segundo estudos existem evidências de redução de reclamações e manifestações alérgicas, com os seguintes fatores:

- $F_p$ : 5,4 L/s\*peessoa
- $F_a$ : 1,7 L/s\*m<sup>2</sup>

Utiliza-se a seguinte equação para o cálculo da vazão:

$$V_{ef} = P_z \cdot F_p + A_z \cdot F_a \quad (6.1)$$

onde:

$V_{ef}$  é a vazão eficaz do ar exterior, expressa em litros por segundo (L/s);

$F_p$  é a vazão por pessoa, expressa em litros por segundo (L/s\*pessoa);

$F_a$  é a vazão por área útil ocupada (L/s\*pessoa);

$P_z$  é o número máximo de pessoas na zona de ventilação;

$A_z$  é a área útil ocupada pelas pessoas, expressa em metros quadrados (m<sup>2</sup>).

A vazão eficaz é corrigida pela eficiência da distribuição de ar zona pela equação

(6.2):

$$V_z = V_{ef} / E_z \quad (6.2)$$

onde:

$V_z$  é a vazão de ar exterior a ser suprida na zona de ventilação;

$E_z$  é eficiência da distribuição de ar na zona.

A configuração de insuflação do ar é de ar frio pelo forro e para esta configuração o valor de  $E_z$  é de 1,0.

Por fim, há a correção referente à densidade do ar, onde  $V_z$  é multiplicado pelo fator 1,1 referente à densidade do ar local. Encontra-se o valor aproximado de 22.000 m<sup>3</sup>/h para a vazão de ar externo.

## 7. RESULTADOS

### 7.1 – APLICAÇÕES DOS SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR NA CIDADE DO RIO DE JANEIRO PARA CONDIÇÕES DE AR EXTERNO COM ALTA CARGA SENSÍVEL

Foram simulados doze meses referentes à cidade do Rio de Janeiro (Figura 7.1), e, observou-se que sete meses necessitaram acionar o reaquecimento, pois apresentou valor muito baixo ou não foi possível encontrar o  $T_{ADP}$ .

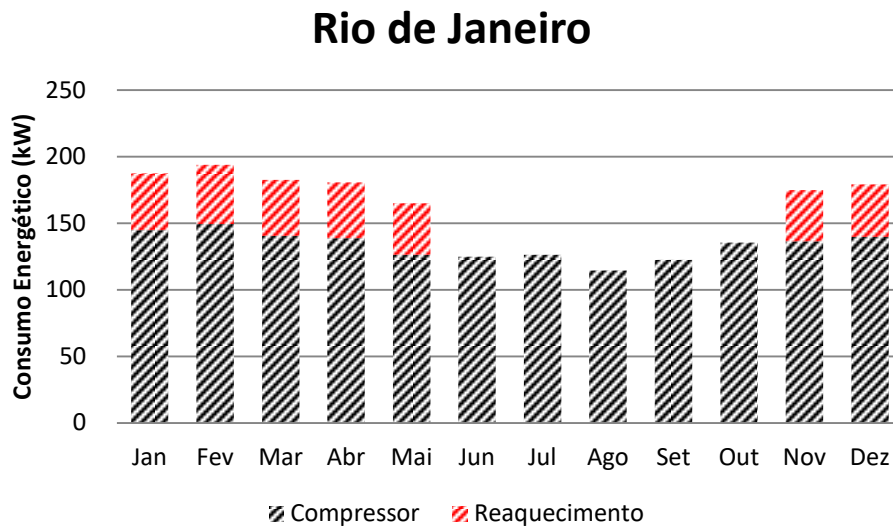


Figura 7. 1 – Consumo energético referente ao sistema convencional e quando necessária utilização do reaquecimento

#### 7.1.1 – Simulação do sistema convencional

A Figura 7.2 apresenta os processos psicrométricos do ciclo convencional para o mês de julho para a cidade do Rio de Janeiro e em seguida as Tabelas 7.1 e 7.2 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

O ponto OA representa a condição termodinâmica do ar externo e o ponto RA do ar de retorno. No segmento de reta OA-RA encontra-se o ponto EA, que é o resultado da mistura destas correntes de ar, posicionado próximo a corrente de ar que apresenta maior vazão mássica de ar seco, nesta solução mais próxima do OA.

A corrente de ar trocar calor na serpentina, uma parcela é resfriada e desumidificada até as condições ADP (ponto de orvalho) e a outra parcela passa pelo incólume pela serpentina mantendo-se nas condições termodinâmicas de EA. Na saída do equipamento estas correntes se misturam resultando na corrente de ar insuflado com as condições termodinâmicas SA.

A vazão mássica total encontrada nesse sistema foi de 11,4 kg/s, sendo 6,9 kg/s de ar externo e 4,5 kg/s de ar de retorno. A troca de ar por hora encontrada para esta solução foi de 10 ACH, este valor está dentro da faixa de critério sugerida pela ASHRAE para projetos gerais de ventilação de ambientes.

Para esta solução o sistema convencional apresentou um  $T_{ADP}$  de 3,2 °C. A potência frigorífica do evaporador foi de 457,6 kW, para atingir esta potência o trabalho do compressor consumiu 126 kW, valor encontrado a partir do programa *CoolPack®* para um sistema de compressão mecânica de vapor ideal

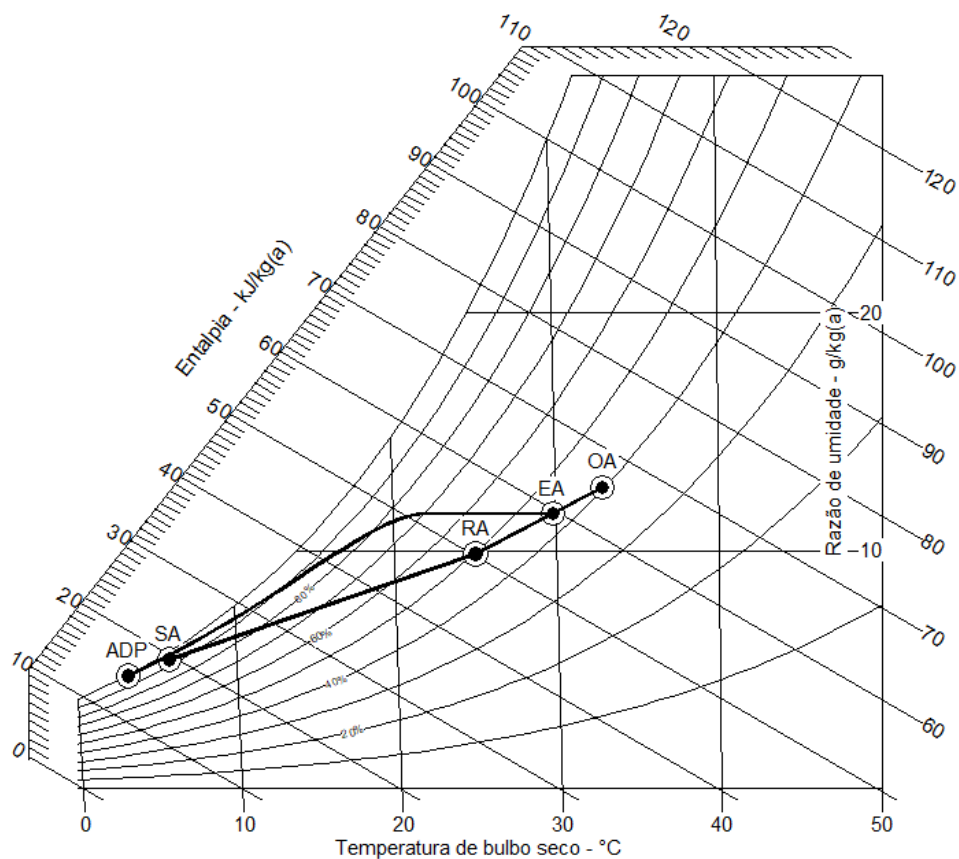


Figura 7. 2 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional no mês de Julho

Tabela 7. 1 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional

	Julho				
	OA	RA	EA	ADP	SA
$T_{Bs}$ (°C)	32,9	25,0	29,8	3,2	5,8
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	12,68	9,88	11,57	4,75	5,43
$h$ (kJ/kg)	65,56	50,31	59,51	15,12	19,53

Tabela 7. 2 – Potência consumida para o Sistema Convencional e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Julho

	Julho	
	$W_{COMP}$ (kW)	UR(%)
<b>Sistema Convencional</b>	126	50

### 7.1.2 – Simulação do Sistema convencional com reaquecimento

O mês de fevereiro apresentou maior temperatura de bulbo seco e maior razão de umidade em relação aos outros meses do ano, este foi o mês mais quente e mais úmido. Para este estudo de caso não foi possível encontrar solução para o sistema convencional, sendo necessária a ativação do reaquecimento.

A Figura 7.3 apresenta os processos psicrométricos do ciclo convencional com reaquecimento para o mês de fevereiro para a cidade do Rio de Janeiro e em seguida as Tabelas 7.3 e 7.4 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

A Figura 7.3 apresenta os pontos psicrométricos do sistema convencional com reaquecimento, o ponto OA representa o estado do ar externo e o ponto RA o estado do ar de retorno, a mistura dessas correntes de ar resultam no ar de mistura (EA) presente no segmento de reta OA-RA. A localização do ponto EA depende da vazão mássica de cada corrente de ar, na carta psicrométrica acima o ponto EA encontra-se próximo ao RA, o que quer dizer que há maior vazão mássica do ar de retorno.

A curva EA-ADP representa o processo de resfriamento e desumidificação na serpentina. A corrente de ar na entrada da serpentina (EA) é resfriada e desumidificada até as condições ADP (temperatura do ponto de orvalho). O ponto de saída da serpentina LA é a mistura da corrente de ar que foi resfriada e desumidificada até as condições ADP

e a corrente de ar que passou incólume pelo *bypass* do equipamento e manteve as condições de EA.

No sistema convencional com reaquecimento após a serpentina de resfriamento há um sistema de aquecimento por resistência elétrica. Este equipamento fornece calor sensível a corrente de ar LA aumentando apenas sua temperatura resultando na corrente de ar insuflado (SA). Esse procedimento faz com que o sistema esfrie a uma temperatura mais baixa para remover a umidade e compensar o ganho de calor gerado no recinto, é uma solução bem flexível que pode ser aplicada em diferentes zonas climáticas. A reta RA-SA representa a linha de condicionamento, a angulação desta reta é determinada pelo valor do RSHF (Fator de calor sensível do recinto), a reta RSHF deve conter o ponto RA e o ponto SA, para que as condições termodinâmicas da corrente de ar SA seja uma solução viável.

A metodologia para encontrar solução no sistema convencional com reaquecimento consiste em adotar um  $T_{ADP}$  e uma nova vazão de ar insuflado ( $\dot{m}_{SA}$ ), o valor adotado para o  $T_{ADP}$  foi de 7,0 °C, pois de acordo a literatura é um valor médio encontrado nas serpentinas de resfriamento.

A vazão mássica total insuflada encontrada para este ciclo foi de 16,9 kg/s, sendo 6,7 kg/s de ar externo e 10,2 kg/s de ar de recirculação. O valor encontrado para troca de ar por hora é de 15 ACH, encontra-se dentro dos parâmetros adotados pela norma da ASHRAE.

A potência frigorífica do evaporador para o resfriamento e desumidificação foi de 615,3 kW, para essa potência o trabalho necessário no compressor foi de 149,1 kW e a quantidade de calor sensível proveniente da resistência elétrica foi de 44,6 kW, resultando no consumo energético total do ciclo em 193,7 kW, para atender toda carga térmica do recinto.

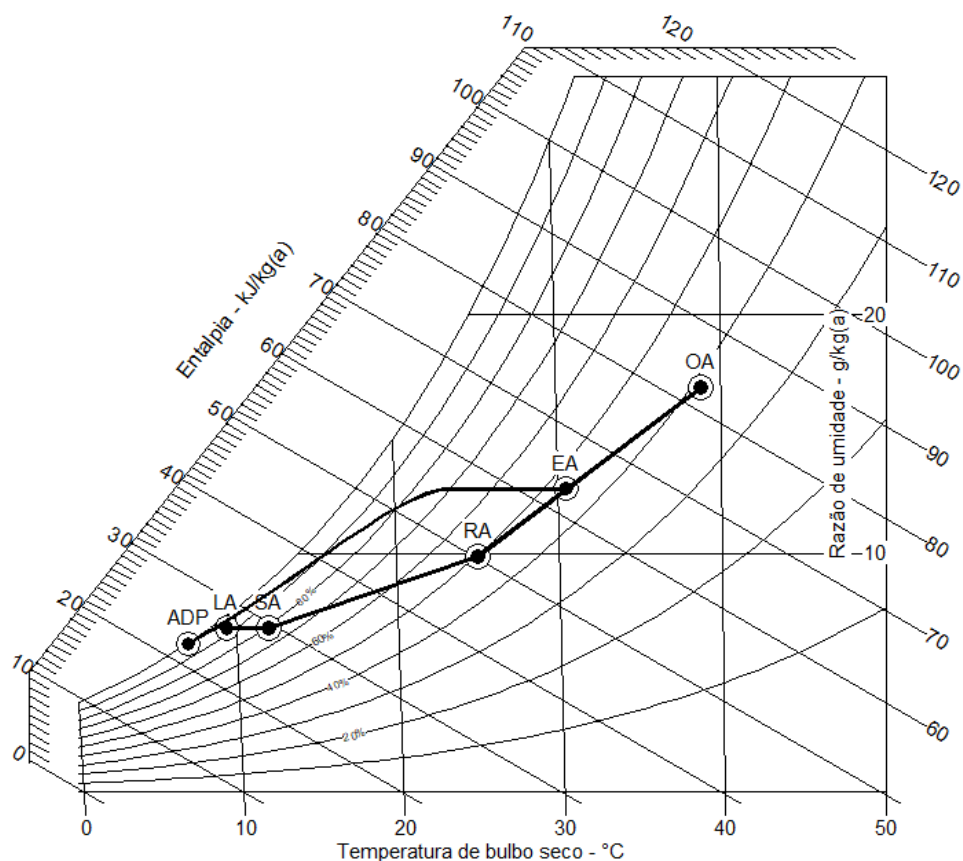


Figura 7.3 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com reaquecimento no mês de Fevereiro

Tabela 7.3 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com reaquecimento

	Fevereiro					
	OA	RA	EA	ADP	LA	SA
$T_{DB}$ (°C)	38,8	25,0	30,5	7,0	9,4	12,0
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	16,96	9,88	12,71	6,22	6,87	6,87
$h$ (kJ/kg)	82,65	50,31	63,18	22,71	26,73	29,38

Tabela 7.4 – Potência consumida para o Sistema Convencional com Reaquecimento e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Fevereiro

	Fevereiro		
	$W_{COMP}$ (kW)	$W_{REQ}$ (kW)	UR(%)
<b>Sistema</b>			
Convencional	149,1	44,6	50
Com Reaq.			

### 7.1.3 – Simulação do Sistema convencional com *bypass* externo

Como primeira alternativa para o sistema com reaquecimento, aplica-se o *bypass* no ar de retorno também chamado de *bypass* externo.

A Figura 7.4 apresenta os processos psicrométricos do sistema com *bypass* externo para o mês de fevereiro para a cidade do Rio de Janeiro e em seguida as Tabelas 7.5 e 7.6 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

A Figura 7.4 apresenta os pontos psicrométricos do sistema convencional com *bypass* externo referente à solução do mês de fevereiro. O ponto OA representa a condição do ar externo e o ponto RA a condição do ar de retorno, a mistura dessas correntes de ar resulta no ar de mistura (EA) presente no segmento de reta OA-RA. A localização do ponto EA depende da vazão mássica de cada corrente de ar, na carta psicrométrica acima o ponto EA encontra-se próximo ao RA, significa que há maior vazão mássica do ar de retorno.

A curva EA-ADP representa o processo de resfriamento e desumidificação na serpentina. A corrente de ar na entrada da serpentina (EA) é resfriada e desumidificada até as condições ADP (temperatura do ponto de orvalho). O ponto de saída da serpentina LA é a mistura da corrente de ar que foi resfriada e desumidificada até as condições ADP e a corrente de ar que passou incólume pelo *bypass* do equipamento e manteve as condições de EA.

A parcela de ar retorno (RA) desviada mistura-se ao ar tratado (LA) após a serpentina de resfriamento adicionando carga sensível e latente. Essa mistura da origem a corrente de ar insuflado (SA), ponto localizado mais próximo de LA, pois a o maior fluxo de ar passou pela serpentina de resfriamento.

No o sistema com *bypass* externo os parâmetros como  $T_{ADP}$  (7,0°C), vazão mássica de ar insuflado no valor de 16,9 kg/s ( $\dot{m}_{SA}$ ), vazão mássica de ar externo e vazão mássica do ar de retorno foram mantidos iguais ao sistema com reaquecimento.

Como foi mantida a vazão mássica de ar seco insuflado, a temperatura de ar insuflado (SA) permanece a mesma do sistema convencional com reaquecimento, porém ocorre maior razão de umidade em SA, resultando na maior umidade relativa do recinto, esse aumento de umidade ocorre devido a este ciclo apresentar maior dificuldade em controlar umidade relativa no recinto. As condições do recinto são de 25°C e 53,4% de umidade relativa, para a ASHRAE o limite de umidade relativa para o recinto é de 60% para manter o conforto térmico.

A fração de ar de retorno desviada é de 0,26, aproximadamente 2,7 kg/s do ar de retorno passou incólume pelo *damper*. A potência frigorífica do ciclo foi de 561,2 kW o



que resultou no consumo energético do compressor de 136 kW. Quando comparado ao sistema convencional com reaquecimento este ciclo apresentou uma redução do consumo energético de 29,8% mantendo o conforto térmico, porém com uma umidade relativa maior.

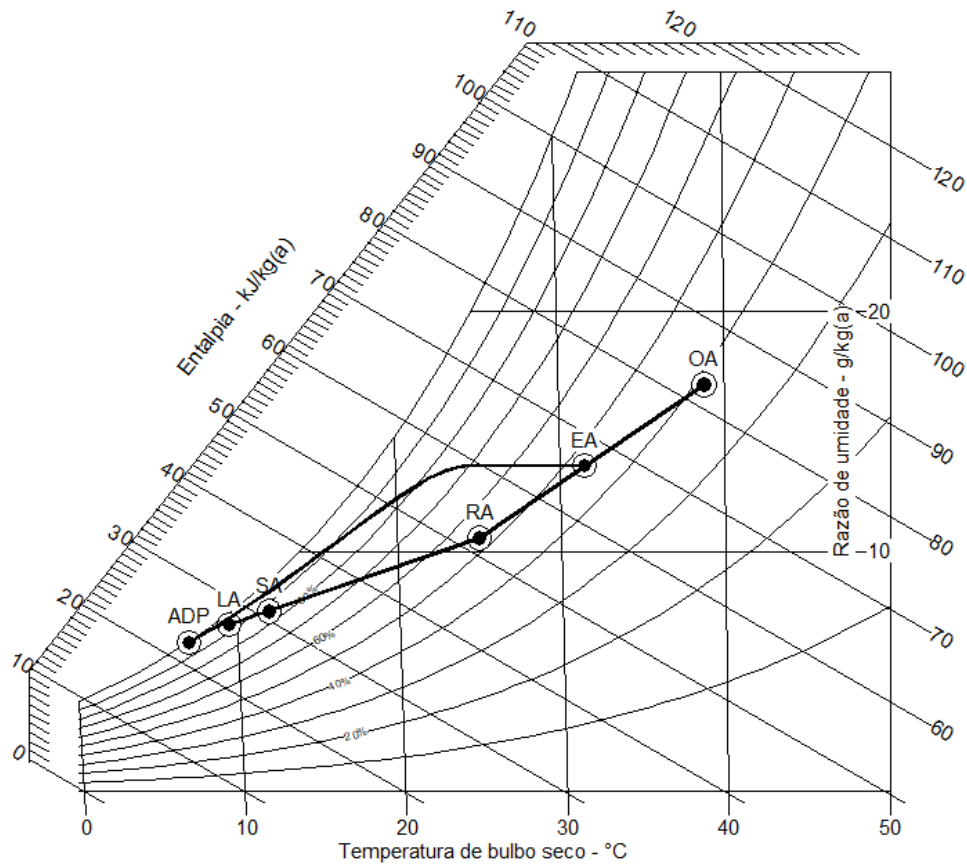


Figura 7. 4– Carta psicrométrica referente à solução do Sistema com *bypass* no ar de retorno no mês de Fevereiro

Tabela 7. 5 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema com *bypass* externo

	Fevereiro					
	OA	RA	EA	ADP	LA	SA
$T_{DB}$ (°C)	38,8	25,0	31,5	7,0	9,5	12,0
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	16,96	10,57	13,59	6,22	6,96	7,50
$h$ (kJ/kg)	82,65	52,05	66,48	22,72	27,06	30,99

Tabela 7. 6 – Potência consumida para o Sistema Convencional com *bypass* externo, coeficiente do desvio e umidade relativa do recinto referente ao mês de Fevereiro

Fevereiro			
	$W_{COMP}(kW)$	$f_{ex}$	UR(%)
<b><i>Bypass</i> externo</b>	136	0,26	53,4

#### 7.1.4 – Simulação do Sistema convencional com *bypass* interno

A Figura 7.5 apresenta os processos psicrométricos do sistema com *bypass* interno para o mês de fevereiro para a cidade do Rio de Janeiro e em seguida as Tabelas 7.7 e 7.8 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

A Figura 7.5 apresenta os pontos psicrométricos do sistema convencional com *bypass* externo referente à solução do mês de Fevereiro. O ponto OA representa a condição do ar externo e o ponto RA a condição do ar de retorno, a mistura dessas correntes de ar resultam no ar de mistura (EA) presente no segmento de reta OA-RA. A localização do ponto EA depende da vazão mássica de cada corrente de ar, na carta psicrométrica acima o ponto EA encontra-se próximo ao RA, significa que há maior vazão mássica do ar de retorno.

A curva EA-ADP representa o processo de resfriamento e desumidificação na serpentina. A corrente de ar na entrada da serpentina (EA) é resfriada e desumidificada até as condições ADP (temperatura do ponto de orvalho). O ponto de saída da serpentina LA é a mistura da corrente de ar que foi resfriada e desumidificada até as condições ADP e a corrente de ar que passou incólume pelo *bypass* do equipamento e manteve as condições de EA.

Nesse sistema a corrente de ar desviada apresenta as mesmas condições da corrente de entrada na serpentina, logo o ar insuflado (SA) é resultado da mistura do ar desviado e o ar tratado após a serpentina (LA). A posição do SA varia de acordo com a fração de ar desviada no sistema, no caso houve um pequeno desvio, o ponto SA encontra-se próximo ao ponto LA, caso houvesse um maior desvio a tendência seria se aproximar mais a condição de mistura (EA).

Assim como no sistema com *bypass* externo e reaquecimento os parâmetros como  $T_{ADP}$  (7,0°C), vazão mássica de ar insuflado no valor de 16,9 kg/s ( $\dot{m}_{SA}$ ), vazão mássica de ar externo e vazão mássica do ar de retorno foram mantidos.

No ciclo com *bypass* interno o recinto apresentou uma umidade relativa de 54,5%, maior que do sistema convencional com *bypass* externo. Este fato acontece, pois a parcela do ar que passa pelo *dampers* não é tratada e composta por ar de retorno e ar externo, logo suas condições termodinâmicas são dependentes da condição do ar externo, isso faz com que a parcela de ar que troca calor com a serpentina seja mais resfriada e desumidificada, para compensar as condições do ar desviado ou ocorra um pequeno desvio.

A fração de desvio do ar interno foi de 0,12, que dizer de 2,0 kg/s da vazão mássica total do sistema passou pelo desvio interno sem trocar calor. O desvio dos dois sistemas são bem próximo, porém o ar desviado em cada sistema apresenta características termodinâmicas diferentes.

Nesse ciclo a potência frigorífica encontrada foi de 558 kW, no ciclo de compressão mecânica de vapor o consumo energético do compressor equivale a 135,2 kW. Nesse ciclo a umidade relativa do recinto encontra-se em 54,2%, um pouco maior que do sistema convencional com *bypass* externo. Em relação ao ciclo tradicional houve uma economia de 30,2%. Comparando os dois sistemas, o sistema com *bypass* externo apresenta um melhor controle de umidade do recinto, já se comparado ao consumo energético, o sistema com *bypass* interno apresenta menor demanda de potência, mas os ciclos apresentam comportamento muito parecido.

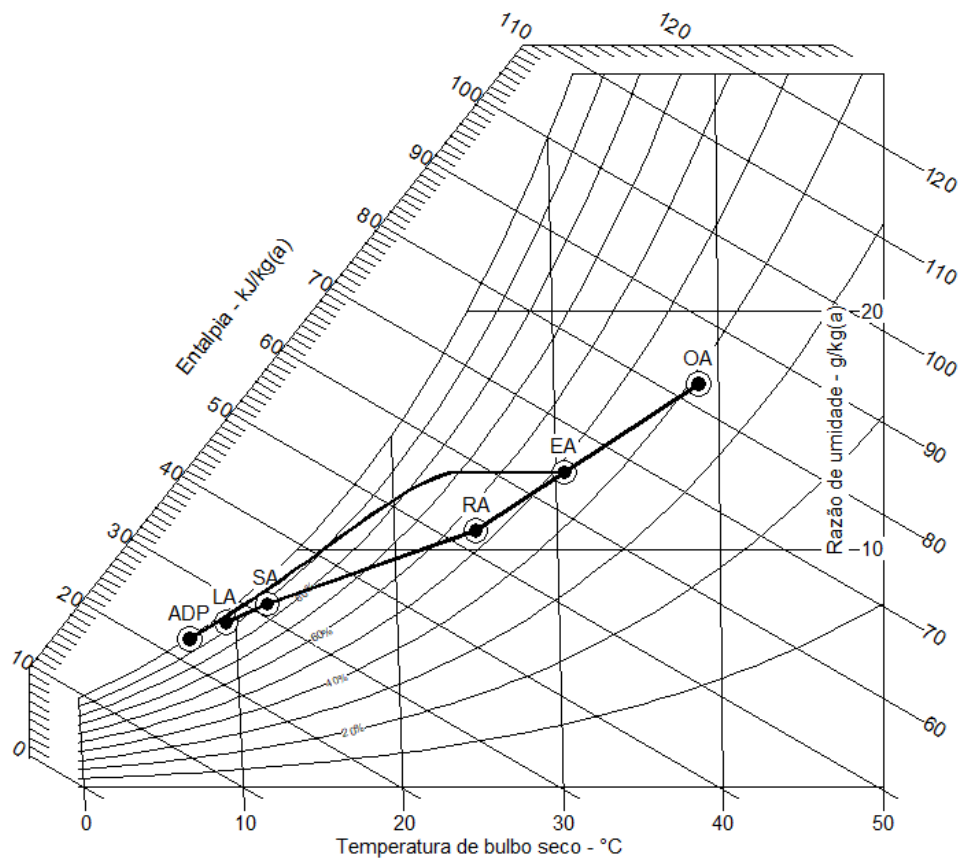


Figura 7. 5 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema com *bypass* interno no mês de Fevereiro

Tabela 7. 7 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema com *bypass* interno

Fevereiro						
	OA	RA	EA	ADP	LA	SA
$T_{DB}$ (°C)	38,8	25,0	30,5	7,1	9,4	12,0
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	16,96	10,79	13,25	6,24	6,94	7,72
$h$ (kJ/kg)	82,65	52,62	64,57	22,80	26,95	31,54

Tabela 7. 8 – Potência consumida para o sistema convencional com *bypass* interno, coeficiente do desvio e umidade relativa do recinto referente ao mês de Fevereiro

Fevereiro			
	$W_{COMP}$ (kW)	$f_{IN}$	UR(%)
<b><i>Bypass</i></b> <b>interno</b>	135,2	0,12	54,5

Pode-se concluir que nessas condições de ar externo ambos sistemas apresentaram mesmo consumo e controle de umidade.

### **7.1.5 – Simulação do Sistema convencional sem acionar o reaquecimento**

A Figura (7.6) apresenta os processos psicrométricos do sistema convencional para o mês de fevereiro para a cidade do Rio de Janeiro e em seguida as Tabelas (7.9) e (7.10) referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético

Calculou-se novamente a solução para o sistema convencional sem ativar o reaquecimento, porém fixando apenas a temperatura de 25 °C para o recinto, para analisar o comportamento da capacidade de desumidificação pela serpentina.

Aplicou-se os mesmos parâmetros de vazão mássica de ar insuflado no valor de 16,9 kg/s ( $\dot{m}_{SA}$ ), vazão mássica de ar externo, vazão mássica do ar de retorno e temperatura do ar de insuflado em sistema convencional. Foi possível encontrar um novo  $T_{ADP}$ , no valor de 9,9 °C, porém, nesta temperatura não foi possível desumidificar o suficiente para que o recinto se encontrasse nas condições desejadas, o que decorreu em um aumento da umidade relativa do recinto para 56,9%.

A potência frigorífica nesse sistema 548,9 kW, equivale a um consumo energético de 120 kW no compressor, uma economia de consumo energético de 38% em relação ao sistema com reaquecimento, porém só é mantido o controle de temperatura do recinto.

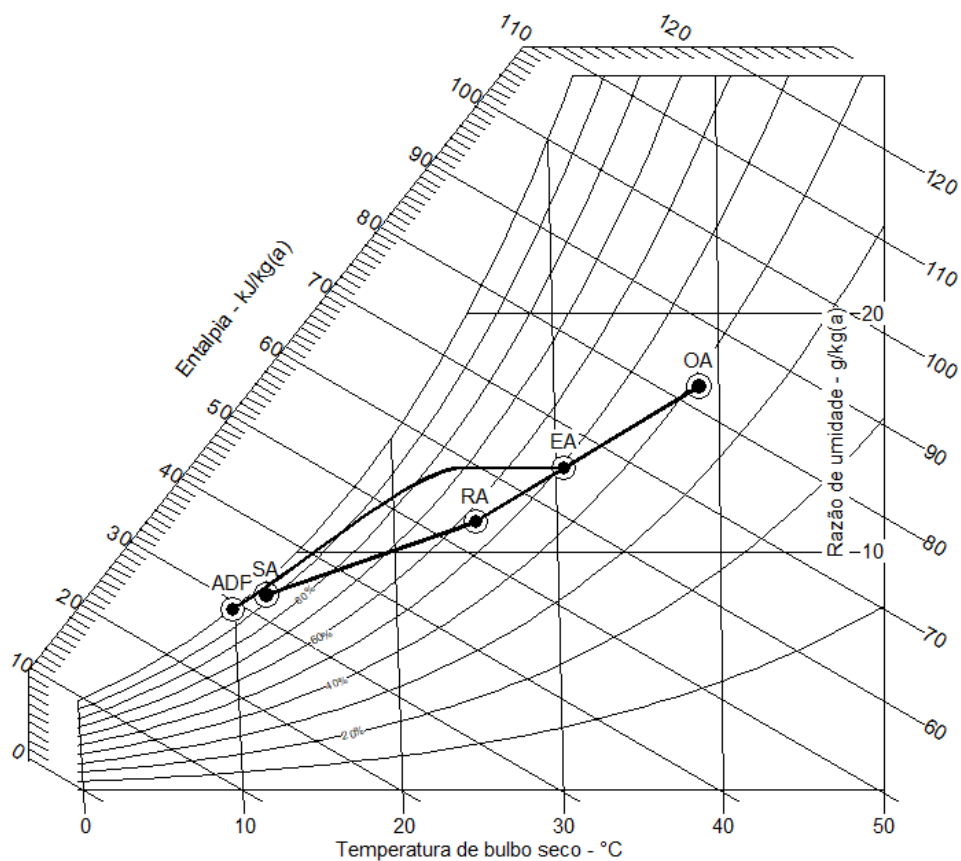


Figura 7. 6 – Carta psicrométrica referente a solução do Sistema convencional no mês de Fevereiro

Tabela 7. 9 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional

	Fevereiro				
	OA	RA	EA	ADP	SA
<b>T<sub>BS</sub> (°C)</b>	38,8	25,0	30,5	9,9	12,0
<b>w (g/kg<sub>ar seco</sub>)</b>	16,96	11,27	13,54	7,60	8,20
<b>h (kJ/kg)</b>	82,65	53,84	65,30	29,16	32,76

Tabela 7. 10 – Potência consumida para o Sistema Convencional e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Fevereiro

	Fevereiro	
	W <sub>COMP</sub> (kW)	UR(%)
<b>Sistema Convencional</b>	120	56,9

Por fim, comparando os três sistemas para condição do ar externo do mês de fevereiro com umidade relativa próxima a 40%, é possível afirmar que os ciclos com *bypass* obtiveram capacidade de controle de umidade bastante similar, mas inferior ao sistema convencional com reaquecimento, apesar disso houve uma considerável redução na demanda de potência.

## 7.2 – APLICAÇÕES DOS SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR NA CIDADE DO RIO DE JANEIRO PARA AS CONDIÇÕES DE AR EXTERNO COM ALTA CARGA LATENTE

Aplicando o sistema convencional para os doze meses com as mesmas condições do recinto previamente citadas para as condições do ar externo com alta carga latente foi necessário utilizar o reaquecimento em todos os meses do ano como mostra a Figura 7.7.

Em todos os meses houve necessidade de ativação do reaquecimento, o mês de janeiro selecionado para análise devido ao seu alto consumo energético.

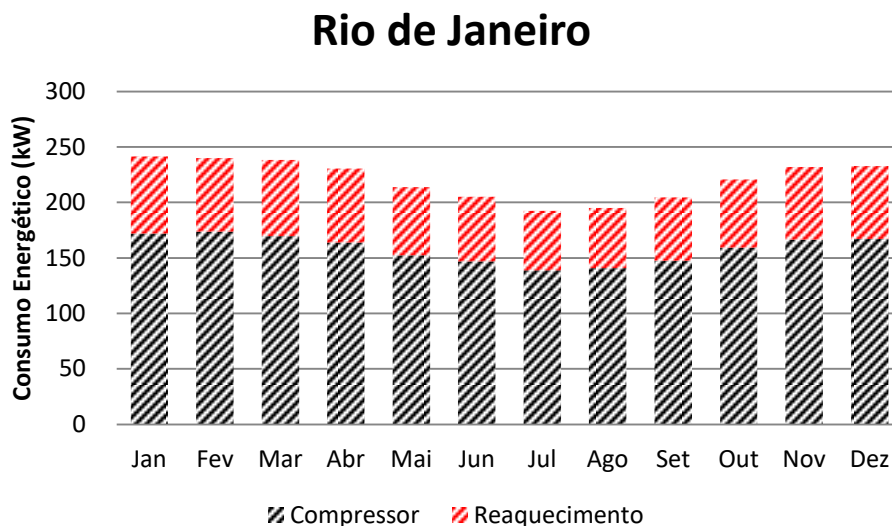


Figura 7.7 – Consumo energético referente ao sistema convencional e quando necessário a utilização do reaquecimento.

### 7.2.1 – Simulação do sistema convencional com reaquecimento

No mês de janeiro para a cidade do Rio de Janeiro não se obteve solução para o sistema tradicional e foi necessário ativar o reaquecimento. A umidade relativa do ar com alta carga latente nesse mês foi de aproximadamente 73,2%.

A Figura 7.8 apresenta os processos psicrométricos do sistema convencional com reaquecimento para o mês de janeiro para a cidade do Rio de Janeiro e em seguida as Tabelas 7.11 e 7.12 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

Todas as condições do recinto são mantidas como previamente citado. Este sistema apresentou como solução uma vazão mássica de ar seco insuflado de 18,1 kg/s, sendo 6,8 kg/s de ar externo e 11,3 kg/s de ar de retorno, equivale a 16 ACH.

A temperatura do ponto de orvalho selecionada no sistema convencional com reaquecimento foi de 7 °C. A corrente de ar na saída da serpentina de resfriamento recebe uma carga sensível proveniente de uma resistência elétrica, para este caso o consumo da resistência foi de 51,6 kW.

A potência frigorífica nesse ciclo foi de 708,8 kW, para um sistema de compressão mecânica de vapor o consumo do compressor para atender esta potência equivale a 171,8 kW. No total o sistema para toda a carga térmica do recinto e as condições do recinto em 25 °C e 50% de umidade relativa foi de 241,2 kW.



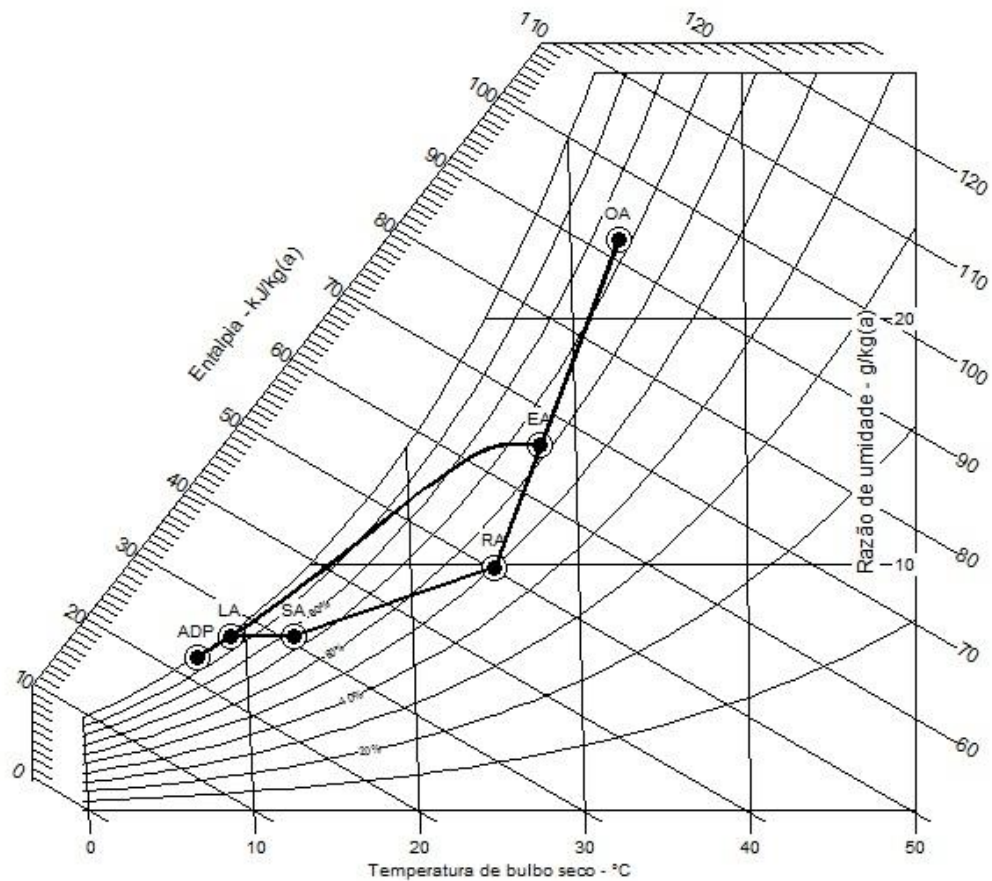


Figura 7. 8 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com reaquecimento no mês de Janeiro

Tabela 7. 11 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com reaquecimento

Janeiro						
	OA	RA	EA	ADP	LA	SA
$T_{Bs}$ (°C)	32,8	25,0	27,9	7,0	9,1	12,9
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	23,20	9,88	14,87	6,22	7,09	7,09
$h$ (kJ/kg)	92,39	50,31	66,03	22,71	27,01	30,89

Tabela 7. 12 – Potência consumida pelo Sistema Convencional com Reaquecimento e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Janeiro

Janeiro			
	$W_{COMP}(kW)$	$W_{REQ}(kW)$	UR(%)
<b>Sistema</b>			
Convencional	171,8	69,4	50
Com Reaq.			

### 7.2.2 – Simulação do sistema convencional com *bypass* externo

Inicialmente foi analisado o sistema convencional com *bypass* externo, a Figura 7.9 mostra a solução deste sistema na carta psicrométrica no mês de janeiro para a cidade do Rio de Janeiro e em seguida as Tabelas 7.13 e 7.14 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

Para a solução do sistema convencional com *bypass* externo manteve-se a vazão mássica de ar insuflado igual ao do sistema convencional com reaquecimento, de 18,1 kg/s e conseqüentemente foi mantida a temperatura do ar insuflado em 12,9 °C. Neste caso foi possível encontrar o  $T_{ADP}$  igual ao do sistema convencional com reaquecimento.

A fração de desviada do ar de retorno foi de 0,37 que equivale a 4,2 kg/s do ar de retorno. E como resultado deste ciclo a umidade relativa do recinto subiu para 55,4%, de acordo a ASHRAE esse valor ainda se encontra na zona de conforto.

A potência frigorífica requerida para este sistema foi de 623 kW que equivale a um consumo energético do compressor para um ciclo ideal de compressão mecânica de vapor de 151 kW, comparando com o ciclo tradicional (compressor + reaquecimento) o sistema com *bypass* externo reduziu em 37,4% o consumo.

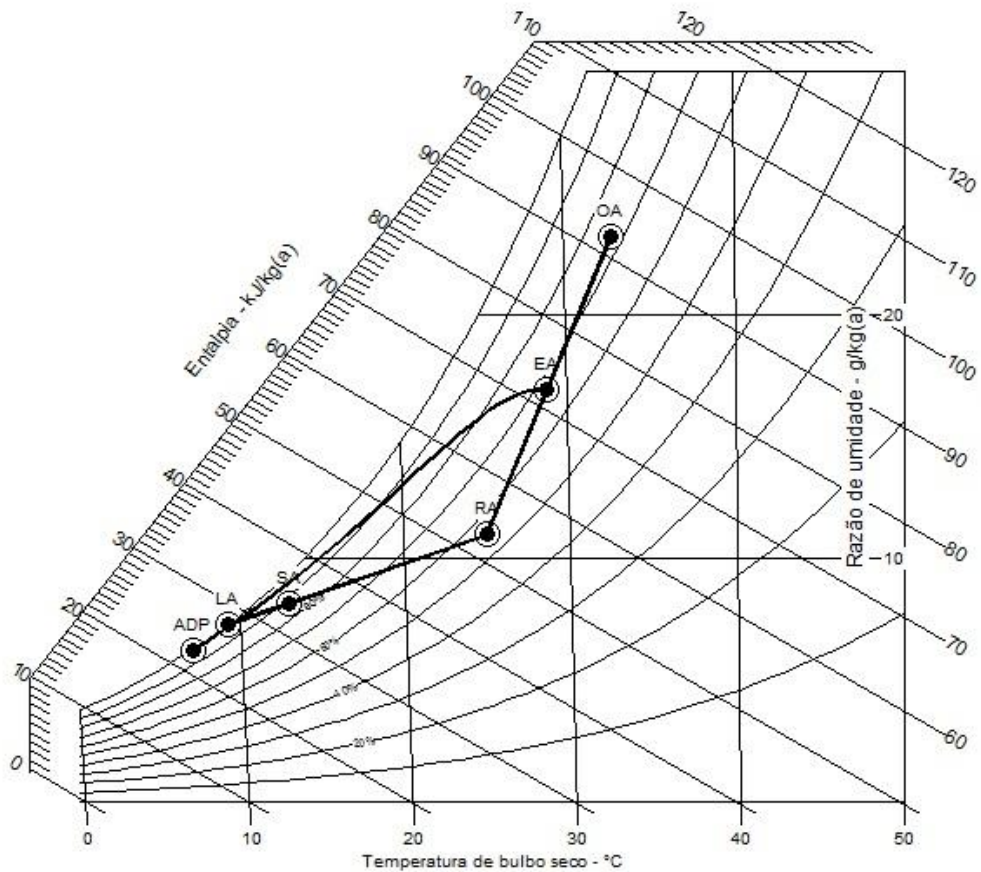


Figura 7. 9 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com *bypass* externo no mês de Janeiro.

Tabela 7. 13 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com *bypass* externo

Janeiro						
	OA	RA	EA	ADP	LA	SA
$T_{Bs}$ (°C)	32,8	25,0	28,8	7,0	9,2	12,9
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	23,20	10,96	16,91	6,21	7,28	8,10
$h$ (kJ/kg)	92,39	53,05	72,14	22,66	27,57	33,46

Tabela 7. 14 – Potência consumida pelo sistema convencional com *bypass* externo, coeficiente de desvio e umidade relativa do recinto referente ao mês de Janeiro

Janeiro			
	$W_{COMP}(kW)$	$f_{EX}$	UR(%)
<b>Bypass externo</b>	151	0,37	55,4

### 7.2.3 – Simulação do sistema convencional com *bypass* interno

Aplicando o sistema com *bypass* interno obteve-se a solução representada na Figura 7.10 no mês de janeiro para a cidade do Rio de Janeiro e em seguida as Tabelas (7.15) e (7.16) referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

Para a solução do sistema convencional com *bypass* interno também se manteve a vazão mássica de ar insuflado igual à do sistema convencional com reaquecimento, de 18,1 kg/s. Observou-se um aumento na temperatura do ponto de orvalho (ADP), isso ocorreu, pois as condições do ar de mistura são fixas, o que dificulta encontrar uma solução viável para o ciclo.

A fração da corrente de ar desviada pelo *bypass* interno foi de 0,14 que equivale à vazão mássica de 2,5 kg/s. Nesse sistema o controle de umidade no recinto não foi tão eficiente como no sistema convencional com *bypass* externo, o recinto apresentou uma umidade relativa de 59,7%, valor próximo ao limite exigido pela ASHRAE para se manter em um recinto.

O maior empecilho do ciclo com *bypass* interno no controle de umidade deve-se ao fato da corrente de ar desviada pelo *damp*er ser proveniente da mistura do ar externo e do ar de retorno, resultando numa corrente de ar mais quente e úmido. Enquanto no sistema convencional com *bypass* externo a corrente de ar desviada é do ar de retorno, este se encontra em condições de temperatura e razão de umidade mais baixa.

A potência frigorífica requerida para este sistema foi de 608,2 kW que equivale a um consumo energético do compressor para um ciclo ideal de compressão mecânica de vapor de 140,8 kW. Em relação ao sistema convencional com reaquecimento foi possível obter uma economia de 41,6%.

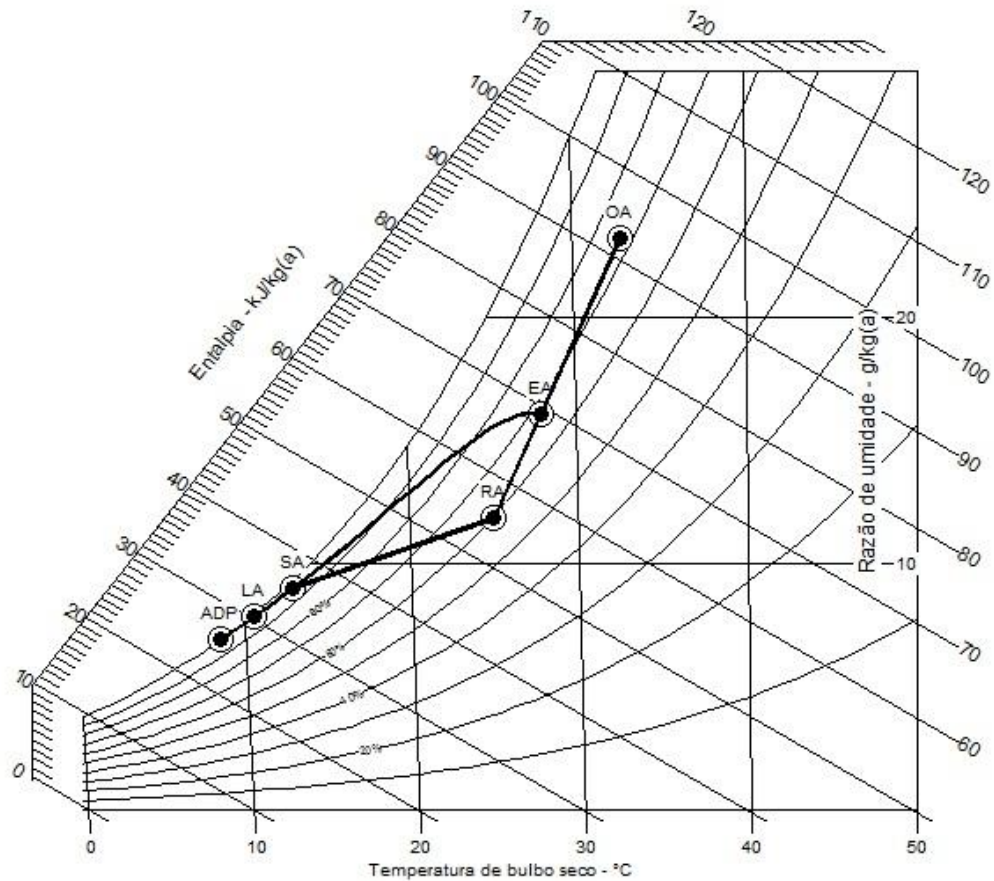


Figura 7. 10 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com *bypass* interno no mês de Janeiro

Tabela 7. 15 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com *bypass* interno

	Janeiro					
	OA	RA	EA	ADP	LA	SA
$T_{BS}$ (°C)	32,8	25,0	27,9	8,5	10,5	12,9
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	23,20	11,84	16,09	6,90	7,82	8,98
$h$ (kJ/kg)	92,39	55,29	69,15	25,95	30,25	35,67

Tabela 7. 16 – Potência consumida pelo sistema convencional com *bypass* interno, coeficiente do desvio e umidade relativa do recinto referente ao mês de Janeiro

	Janeiro		
	$W_{COMP}$ (kW)	$f_{IN}$	UR(%)
<b>Bypass interno</b>	140,8	0,14	59,7

## 7.2.4 – Simulação do sistema convencional sem acionar o reaquecimento

E para o sistema convencional (Figura 7.11) mantendo os mesmos parâmetros do sistema convencional com reaquecimento, como vazão mássica e temperatura de ar insuflado, para mês de janeiro para a cidade do Rio de Janeiro e em seguida as Tabelas 7.17 e 7.18 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

Para manter os parâmetros do sistema convencional com reaquecimento houve um aumento do  $T_{ADP}$  para  $11,3\text{ }^{\circ}\text{C}$  e o recinto apresentou uma umidade relativa de  $60,2\%$ , este valor é maior que os outros dois sistemas. Esta umidade já ultrapassa o valor aceito pela ASHRAE para zona de conforto.

A potência frigorífica requerida para este sistema foi de  $605,6\text{ kW}$  que equivale a um consumo energético do compressor para um ciclo ideal de compressão mecânica de vapor de  $125,8\text{ kW}$ . Em relação ao sistema convencional com reaquecimento foi possível obter uma economia de  $38,8\%$ .

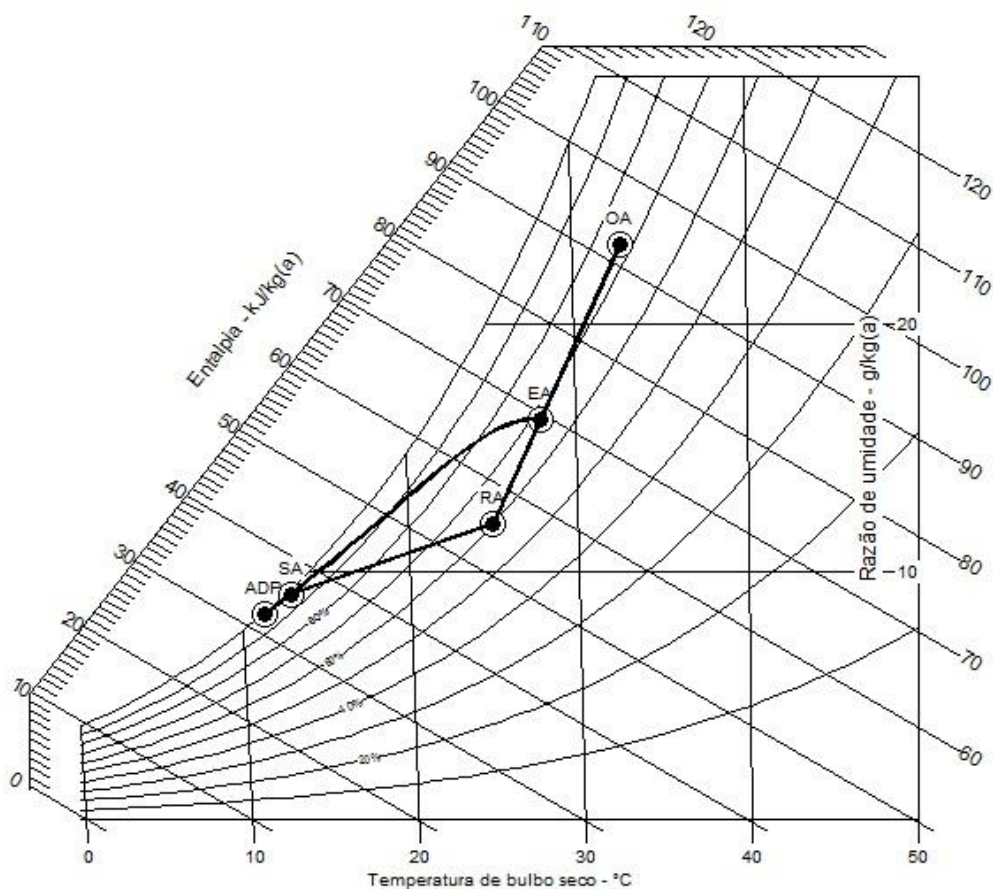


Figura 7. 11 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional no mês de Janeiro

Tabela 7. 17 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional

	Janeiro				
	OA	RA	EA	ADP	SA
<b>T<sub>Bs</sub> (°C)</b>	32,8	25,0	27,9	11,3	12,9
<b>w (g/kg<sub>ar seco</sub>)</b>	23,20	11,94	16,16	8,30	9,09
<b>h (kJ/kg)</b>	92,39	55,56	69,32	32,26	35,94

Tabela 7. 18 – Potência consumida pelo sistema convencional e umidade relativa do recinto referente ao mês de Janeiro

	Janeiro	
	W <sub>COMP</sub> (kW)	UR(%)
<b>Sistema Convencional</b>	125,8	60,2

Por fim o sistema com *bypass* externo apresentou melhor controle da umidade relativa do recinto para casos do ar externo com alta carga latente.

No caso onde o ar externo apresentava uma umidade relativa mais baixa, anteriormente simulado no mês de Fevereiro os sistemas com *bypass* externo e *bypass* interno apresentaram praticamente a mesma umidade relativa do recinto nos valores de 53,4% e 54,5% respectivamente e um consumo energético praticamente igual. Mostrando que em casos de regiões com baixa umidade relativa ambos sistemas funcionam bem sendo uma boa alternativa ao reaquecimento.

Quando esses ciclos são aplicados em ocasiões com alta umidade relativa do ar externo o sistema convencional com *bypass* externo se sobressai no quesito controle de umidade do recinto, apesar de apresentar maior consumo energético.

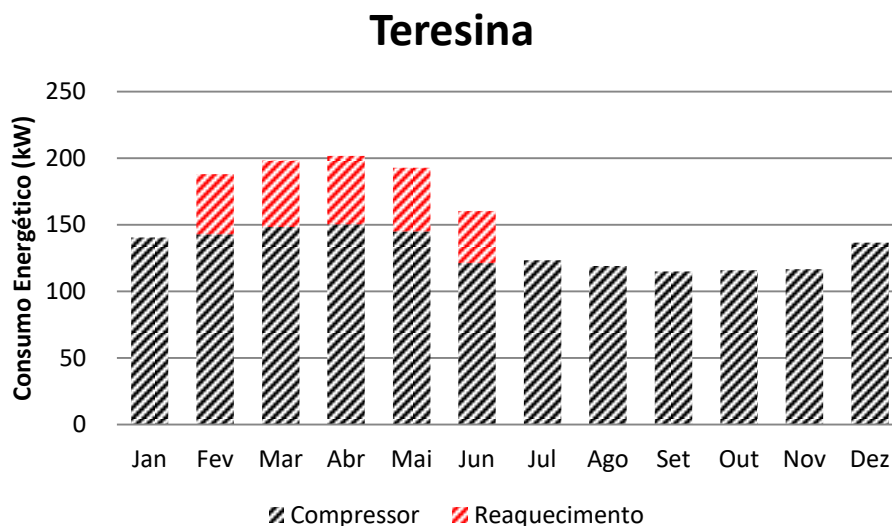
Em um artigo STANKE e BRADLEY (200) compararam os sistemas de *bypass* externo, *bypass* interno e sistema convencional. Para condições de alta umidade do ar externo o *bypass* externo apresentou 55,2% na umidade do recinto e potência requerida de 3,92 TR, enquanto o sistema com *bypass* interno apresenta 64,5% de umidade relativa no recinto e a potência requerida de 3,74 TR e por fim o sistema convencional possui 66,9% de umidade relativa do recinto e potência requerida de 3,68 TR.

De acordo a MURPHY (2002) para condições de baixa umidade relativa os sistemas de *bypass* externo e *bypass* interno apresentaram a mesma umidade relativa do recinto, no valor de 52%. Enquanto para regiões com alta umidade, os sistemas, convencional, com *bypass* interno e com *bypass* externo apresentaram umidade relativa do recinto em 67%, 65% e 55% respectivamente.

Estes valores encontrados nos artigos citados acima corroboram para os encontrados neste trabalho, para condições do ar externo onde contém alta razão de umidade o ciclo com *bypass* externo apresentou um melhor controle de umidade e redução na demanda de potência.

### 7.3 – APLICAÇÕES DOS SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR NA CIDADE DO TERESINA PARA AS CONDIÇÕES DE AR EXTERNO COM ALTA CARGA SENSÍVEL

Aplicando o sistema convencional para os doze meses no mesmo recinto, com a mesma carga térmica total para cidade de Teresina foi necessário utilizar o reaquecimento em cinco meses do ano como mostra a Figura 7.12:



**Figura 7. 12 – Consumo energético referente ao sistema convencional e quando necessária utilização do reaquecimento**

Foram selecionados dois meses para apresentar os resultados, o mês de setembro com menor consumo energético e o mês de abril com maior consumo.

#### 7.3.1 – Simulação do sistema convencional

A Figura 7.13 representa os processos psicrométricos do sistema convencional referentes à solução encontrada para o mês de setembro em Teresina e em seguida as



Tabelas 7.19 e 7.20 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

A vazão mássica total encontrada nesse sistema foi de 12,8 kg/s, sendo 6,8 kg/s de ar externo e 6,0 kg/s de ar de retorno. A troca de ar por hora encontrada para esta solução foi de 11 ACH, este valor está dentro da faixa de critério sugerida pela ASHRAE para projetos gerais de ventilação de ambientes.

Para esta solução, o sistema convencional apresentou um  $T_{ADP}$ , de 5,1 °C. A potência frigorífica do evaporador foi de 444,4 kW, para atingir esta potência o compressor demanda 114,9 kW.

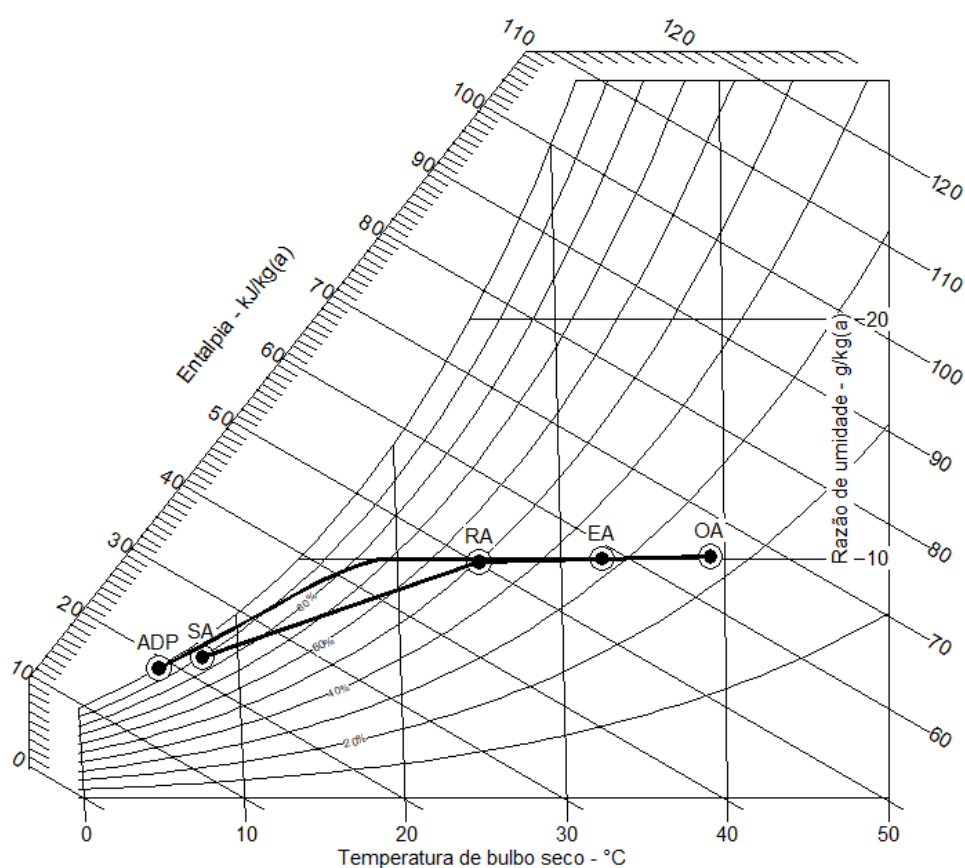


Figura 7. 13 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional no mês de setembro

Tabela 7. 19 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional

	Setembro				
	OA	RA	EA	ADP	SA
$T_{BS}$ (°C)	39,1	25,0	32,5	5,1	7,8
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	10,11	9,88	10,00	5,44	5,90
$h$ (kJ/kg)	65,32	50,31	58,30	18,79	22,72

Tabela 7. 20 – Potência consumida para o Sistema Convencional e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de setembro

<b>Setembro</b>		
	<b>W<sub>COMP</sub>(kW)</b>	<b>UR(%)</b>
<b>Sistema Convencional</b>	114,9	50

### 7.3.2 – Simulação do sistema convencional com reaquecimento

No mês de abril o ar externo apresenta maior razão de umidade do ano e para atender toda carga térmica do recinto e manter o recinto nas condições desejadas o sistema convencional se mostrou inviável, sendo assim necessário aplicar o reaquecimento.

A Figura 7.14 apresenta os pontos psicrométricos do sistema convencional com reaquecimento para o mês de abril e em seguida as Tabelas 7.21 e 7.22 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

Este sistema apresentou como solução uma vazão mássica de ar seco insuflado de 17,1 kg/s (equivale 15 ACH), sendo 6,8 kg/s de ar externo e 10,3 kg/s de ar de retorno.

A temperatura do ponto de orvalho selecionada no sistema convencional com reaquecimento foi de 7 °C. A corrente de ar na saída da serpentina de resfriamento recebe uma carga sensível proveniente de uma resistência elétrica, para este caso o consumo da resistência foi de 51,5 kW.

A Tabela 7.22 apresenta a demanda do ciclo, o compressor demandou 150,2 kW, enquanto o reaquecimento demandou 51,5 kW, o que levou ao consumo total de 201,7 kW para atender a carga térmica total do recinto e a carga do ar externo.

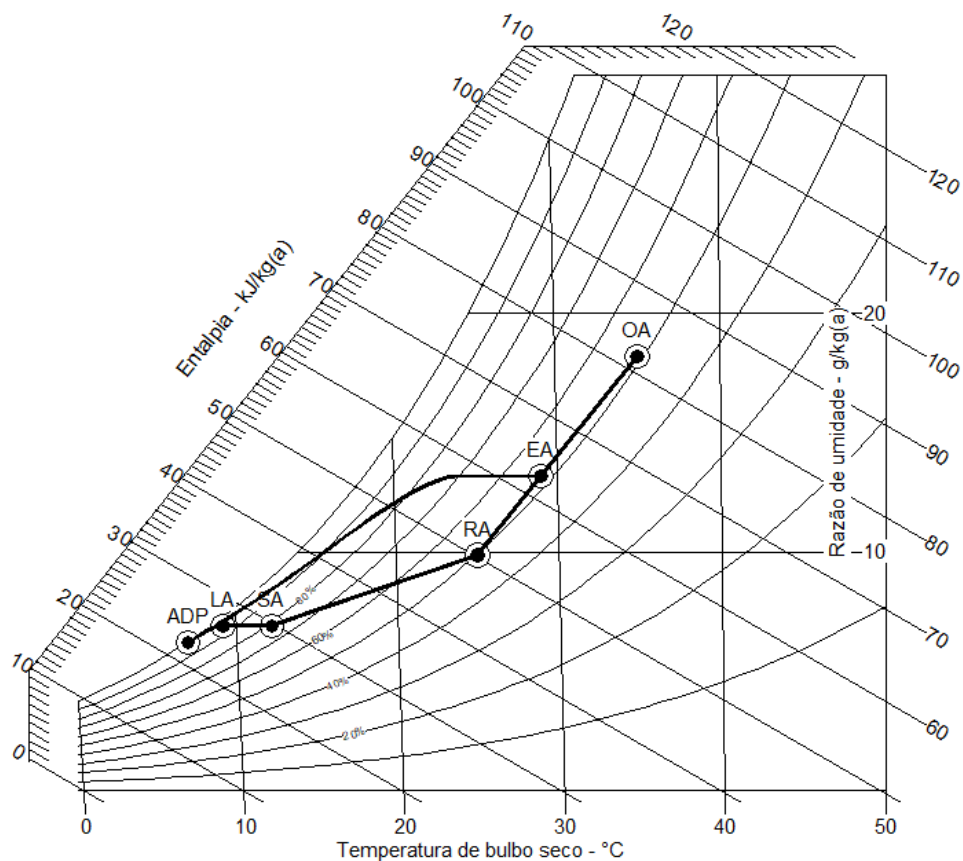


Figura 7. 14 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com reaquecimento no mês de Abril

Tabela 7. 21 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com reaquecimento

Abril						
	OA	RA	EA	ADP	LA	SA
$T_{BS}$ (°C)	35,0	25,0	29,0	7,0	9,2	12,2
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	18,22	9,88	13,19	6,22	6,92	6,92
$h$ (kJ/kg)	81,93	50,31	62,82	22,71	26,70	29,74

Tabela 7. 22 – Potência consumida para o Sistema Convencional com Reaquecimento e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Abril

Abril			
	$W_{COMP}(kW)$	$W_{REQ}(kW)$	UR(%)
<b>Sistema</b>			
Convencional	150,2	51,5	50
Com Reaq.			

### 7.3.3 – Simulação do sistema convencional com *bypass* externo

Inicialmente foi analisado o sistema convencional com *bypass* externo, a Figura 7.15 mostra a representação psicrométrica referente ao mês de abril em Teresina e em seguida as Tabelas 7.23 e 7.24 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

Para a solução do sistema convencional com *bypass* externo manteve-se a vazão mássica de ar insuflado igual ao do sistema convencional com reaquecimento, que é igual a 17,1 kg/s consequentemente foi mantida a temperatura do ar insuflado em 12,2 °C. Neste caso foi possível manter o  $T_{ADP}$  igual ao do sistema convencional com reaquecimento.

A fração de desviada do ar de retorno foi de 0,3 que equivale a 3,1 kg/s do ar de retorno, logo 14 kg/s é a vazão mássica de ar trocou calor com a serpentina.

Como o fluxo de ar que troca calor com a serpentina de resfriamento diminui é possível desumidificar maior quantidade do ar externo garantindo assim uma menor razão de umidade no recinto e menor consumo energético (já que não há necessidade de utilizar o reaquecimento). Nesse ciclo houve um aumento da umidade relativa do recinto para 53,9%, umidade maior que no ciclo com utilização de reaquecimento, entretanto dentro dos padrões de conforto térmico determinado pela ASHRAE.

A Tabela 7.24 mostra que o compressor demandou a potência de 134,9 kW, em relação ao ciclo tradicional (compressor + reaquecimento) houve uma redução de 33,1%.

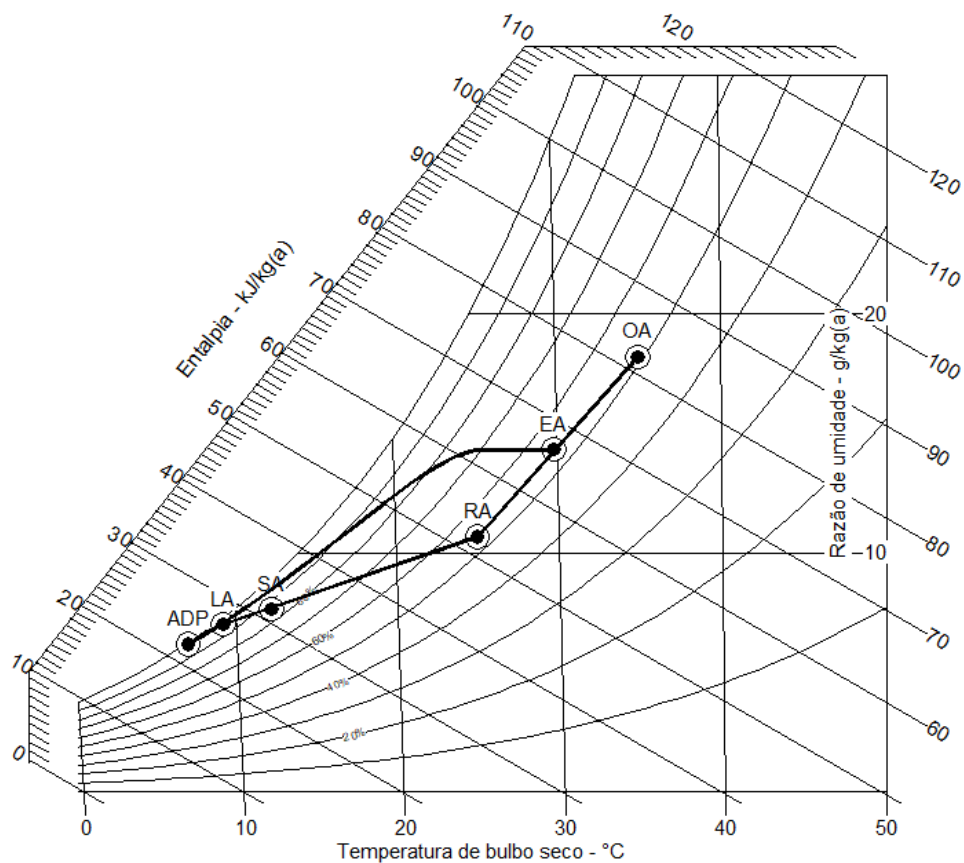


Figura 7.15 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com *bypass* externo no mês de Abril

Tabela 7.23 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com *bypass* externo

Abril						
	OA	RA	EA	ADP	LA	SA
$T_{Bs}$ (°C)	35,0	25,0	29,8	7,0	9,2	12,2
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	18,22	10,67	14,33	6,19	7,01	7,64
$h$ (kJ/kg)	81,93	52,31	66,63	22,57	26,94	31,57

Tabela 7.24 – Potência consumida para o Sistema Convencional com *bypass* externo, coeficiente do *damp*er e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Abril

Abril			
	$W_{COMP}(kW)$	$f_{IN}$	UR (%)
<b>Bypass externo</b>	134,9	0,3	53,9

#### 7.3.4 – Simulação do sistema convencional com *bypass* interno

Análise do sistema convencional com *bypass* interno, a Figura 7.16 mostra sua representação psicrométrica referente ao mês de abril em Teresina e em seguida as Tabelas 7.25 e 7.26 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

Para a solução do sistema convencional com *bypass* interno manteve-se a vazão mássica de ar insuflado igual ao do sistema convencional com reaquecimento, de 17,1 kg/s.

A fração da corrente de ar desviada pelo *bypass* interno foi de 0,15 que equivale à vazão mássica de 2,6 kg/s. A umidade relativa no recinto ficou de 55,8%, próxima do valor encontrado pelo sistema com *bypass* externo.

O sistema apresentar maior dificuldade de controlar a umidade, pois a fração de ar desviada contém ar externo que não está tratado, no mês abril a umidade relativa é de aproximadamente 56%.

A potência frigorífica requerida para este sistema foi de 550,7 kW que equivale a um consumo energético do compressor para um ciclo ideal de compressão mecânica de vapor de 133,5 kW. Em relação ao sistema convencional com reaquecimento foi possível obter uma economia de 33,8%.

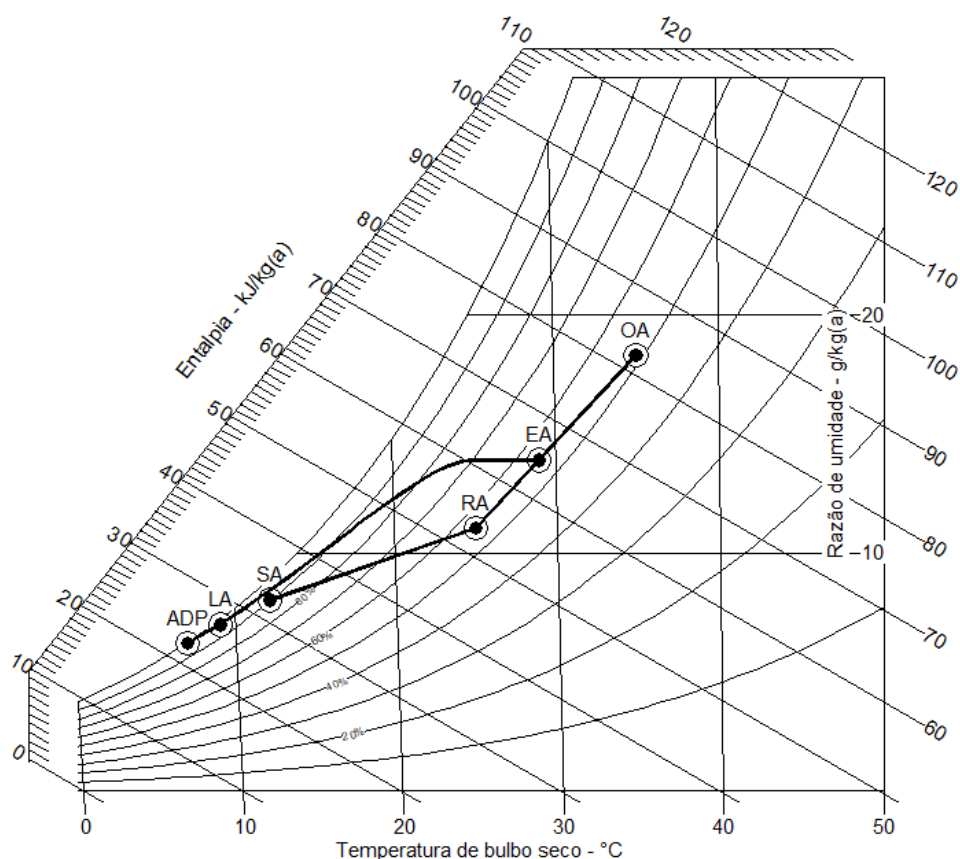


Figura 7. 16– Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com *bypass* interno no mês de Abril

Tabela 7. 25 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com *bypass* interno

	Abril					
	OA	RA	EA	ADP	LA	SA
$T_{BS}$ (°C)	35,0	25,0	29,0	7,0	9,1	12,2
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	18,31	11,05	13,90	6,21	6,98	8,03
$h$ (kJ/kg)	81,93	53,30	64,63	21,75	26,82	32,54

Tabela 7. 26 – Potência consumida para o sistema convencional com *bypass* interno, coeficiente da fração de desvio de ar e umidade relativa do recinto referente ao mês de Abril

	Abril		
	$W_{COMP}(kW)$	$f_{IN}$	UR(%)
<b>Bypass interno</b>	133,5	0,15	55,8

Apesar de apresentar uma maior vazão de ar que pela serpentina, o ciclo com *bypass* interno apresenta condições do ar de entrada na serpentina com temperatura mais baixa e menor razão de umidade quando comparado ao ciclo com *bypass* externo, por isso a menor potência frigorífica, conseqüentemente menor demanda de consumo do compressor.

### 7.3.5 – Simulação do sistema convencional sem acionar o reaquecimento

Solução para o sistema convencional (Figura 7.17) mantendo os mesmos parâmetros que o sistema convencional com reaquecimento, como vazão mássica e temperatura de ar insuflado referente ao mês de abril em Teresina e em seguida as Tabelas 7.27 e 7.28 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

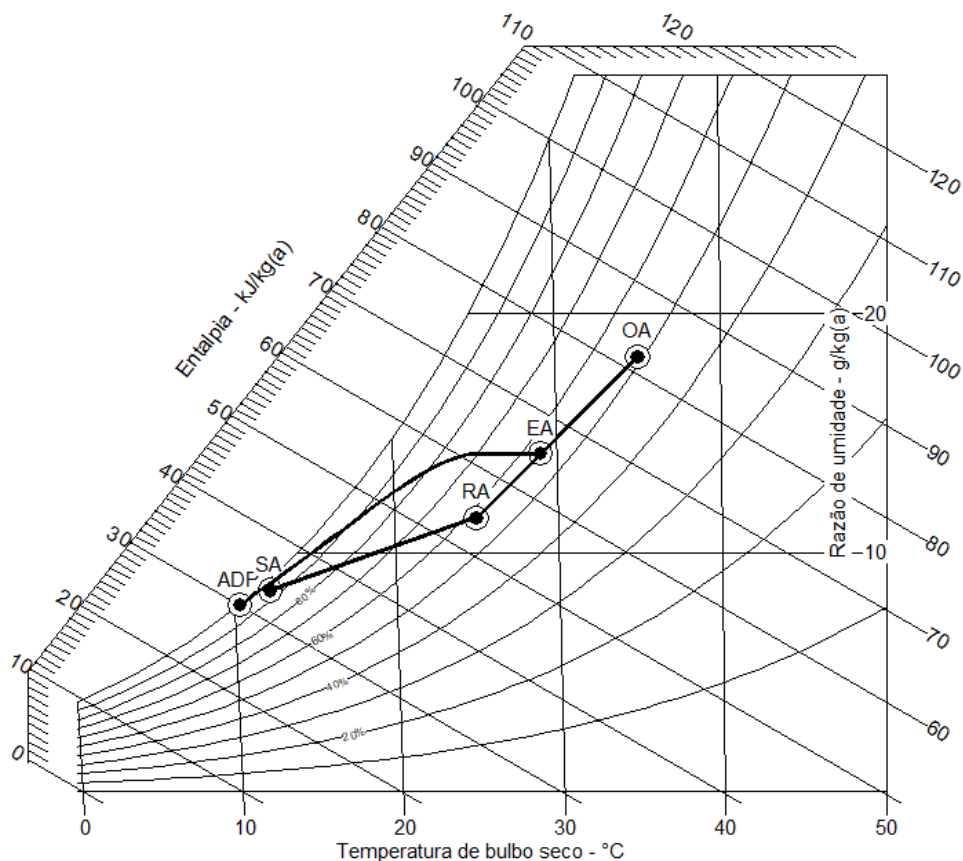


Figura 7. 17 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional no mês de abril



Tabela 7. 27 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional

	Abril				
	OA	RA	EA	ADP	SA
$T_{Bs}$ (°C)	35,0	25,0	29,0	10,3	12,2
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	18,22	11,47	14,15	7,81	8,44
$h$ (kJ/kg)	81,93	54,34	65,26	30,09	33,59

Tabela 7. 28 – Potência consumida para o Sistema Convencional e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Abril

	Abril	
	$W_{COMP}$ (kW)	UR(%)
<b>Sistema Convencional</b>	117,6	57,9

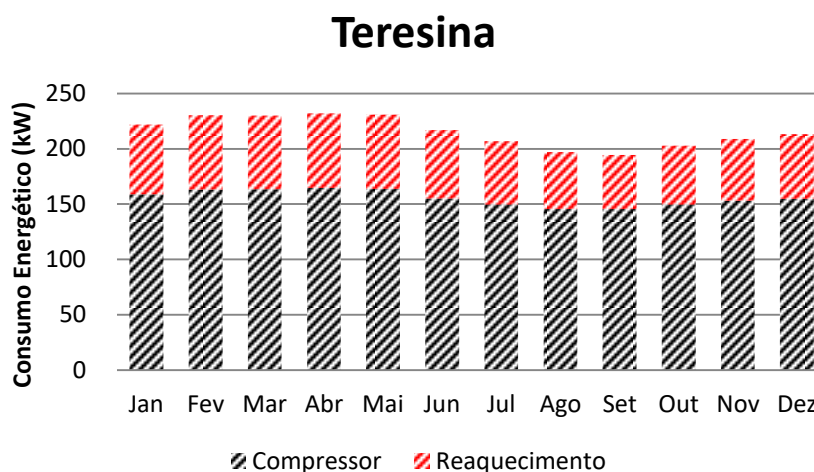
Aplicando o sistema convencional sem ativar o reaquecimento mantendo a mesma vazão mássica e carga térmica total do recinto o sistema apresentou 10,3 °C para o  $T_{ADP}$  e o recinto apresentou uma umidade relativa de 57,9%.

A demanda de potência do compressor foi de 117,6 kW, menor que os outros sistemas, como a temperatura do ponto de orvalho é alta a serpentina apenas resfria o suficiente para atender a carga sensível do recinto e não desumidifica o suficiente o que resulta na alta umidade relativa do recinto. Uma redução de 41,7% do consumo do sistema com reaquecimento, porém uma diferença de 7,9% na umidade relativa do recinto.

Todos os sistemas apresentaram uma razão de umidade do recinto adequada para a norma, mas o sistema com *bypass* externo apresentou maior efetividade em controlar a umidade do recinto, apesar de um maior consumo energético, considerável redução de consumo em relação ao sistema tradicional (compressor + reaquecimento).

#### 7.4 – APLICAÇÕES DOS SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR NA CIDADE DO TERESINA PARA AS CONDIÇÕES DE AR EXTERNO COM ALTA CARGA LATENTE

Aplicando o sistema convencional ao longo do ano para os mesmos parâmetros do recinto e as condições do ar externo com alta carga latente na cidade de Teresina todos os meses houve necessidade de ativar o reaquecimento como mostra a Figura 7.18.



**Figura 7. 18 – Consumo energético referente ao sistema convencional e quando necessária utilização do reaquecimento**

Todos os meses para a temperatura de alta carga latente necessitaram utilização do reaquecimento, como o mês de abril obteve maior demanda de potência, foi selecionado para análise mais detalhada.

#### 7.4.1 – Simulação do sistema convencional com reaquecimento

No mês de abril o ar externo apresentou maior razão de umidade do ano e para atender a carga térmica total e manter o recinto nas condições desejadas o sistema convencional se mostrou inviável, sendo assim necessário ativar o reaquecimento.

A Figura 7.19 apresenta o sistema convencional com reaquecimento para o mês de abril em Teresina e em seguida as Tabelas 7.29 e 7.30 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

Para a solução do sistema convencional com ativação do reaquecimento este mês apresentou vazão mássica de ar seco de 18 kg/s (16 ACH), sendo 6,8 kg/s ar externo e 11,2 kg/s de ar de retorno.

A temperatura do ponto de orvalho selecionada no sistema convencional com reaquecimento foi de 7 °C. A corrente de ar na saída da serpentina de resfriamento recebe uma carga sensível proveniente de uma resistência elétrica, para este caso o consumo da resistência foi de 67,4 kW, esse aumento no consumo deve-se ao fato do ar externo apresentar umidade relativa de 77%, aumentando a necessidade de maior desumidificação na serpentina, logo maior potência no reaquecimento para atender a carga sensível.

A compressor demandou 164,7 kW, enquanto o reaquecimento demandou 67,4 kW, o que levou ao consumo total de 232,1 kW para atender a carga térmica total do recinto e a carga do ar externo.

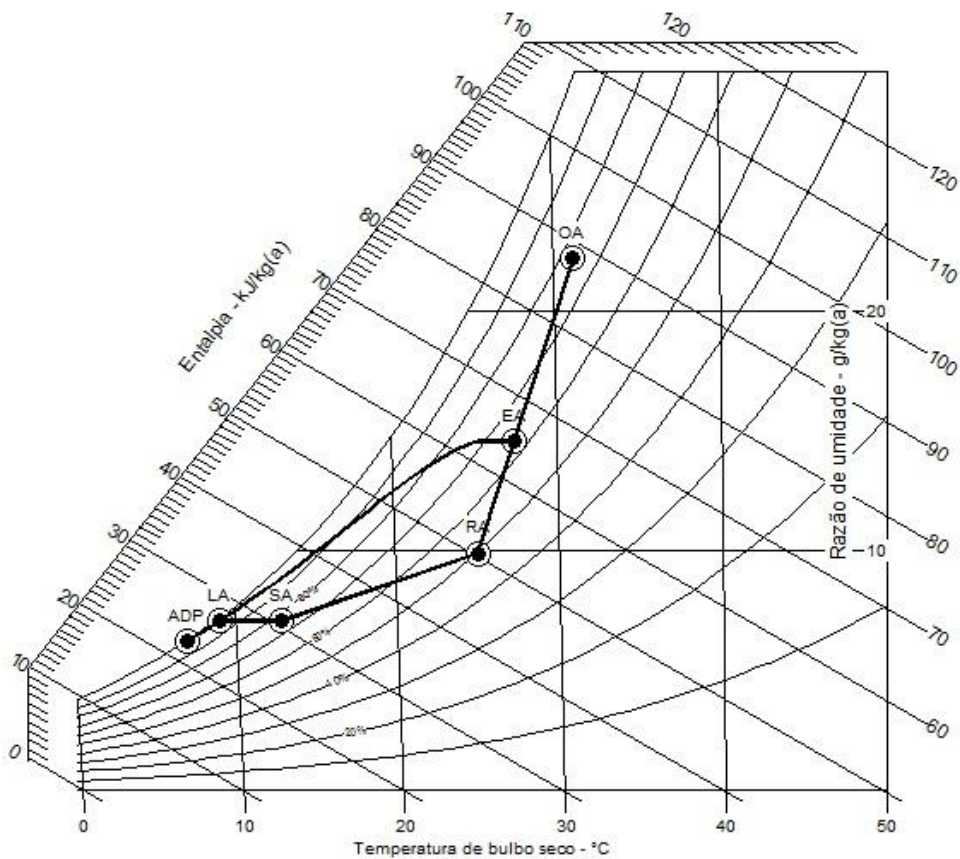


Figura 7. 19 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com reaquecimento no mês de Abril

Tabela 7. 29 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com reaquecimento

	Abril					
	OA	RA	EA	ADP	LA	SA
$T_{BS}$ (°C)	31,2	25,0	27,4	7,0	9,1	12,8
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	22,18	9,88	14,57	6,22	7,06	7,06
$h$ (kJ/kg)	88,11	50,31	64,69	22,71	26,88	30,68

Tabela 7. 30 – Potência consumida para o Sistema Convencional com Reaquecimento e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Abril

Abril			
	$W_{COMP}(kW)$	$W_{REQ}(kW)$	UR(%)
<b>Sistema</b>			
<b>Convencional</b>			
<b>Com</b>	164,7	67,4	50
<b>Reaquecimento</b>			

#### 7.4.2 – Simulação do sistema convencional com *bypass* externo

Mantendo a vazão mássica total igual à do sistema convencional com reaquecimento para o mês de abril, foram aplicados três sistemas visando analisar o controle da umidade e o consumo energético.

Inicialmente foi analisado o sistema convencional com *bypass* externo, a Figura 7.20 mostra a solução deste sistema na carta psicrométrica para o mês de abril em Teresina e em seguida as Tabelas 7.31 e 7.32 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

Para a solução do sistema convencional com *bypass* externo manteve-se a vazão mássica de ar insuflado igual ao do sistema convencional com reaquecimento, que é igual a 18 kg/s. Neste caso foi possível manter o  $T_{ADP}$  igual ao do sistema convencional com reaquecimento. A fração de desviada do ar de retorno foi de 0,37 que equivale a 4,2 kg/s do ar de retorno.

Como o ar externo apresenta maior razão de umidade, o sistema com *bypass* externo sofre maior dificuldade em controlar a umidade relativa do recinto, para esta aplicação a umidade do recinto subiu para 55,2%, valor ainda aceitável para garantir o conforto térmico.

A Tabela 7.32 mostra que o compressor demandou a potência de 144,5 kW, isso em relação ao ciclo tradicional (compressor + reaquecimento) significa uma redução de 37,7%.

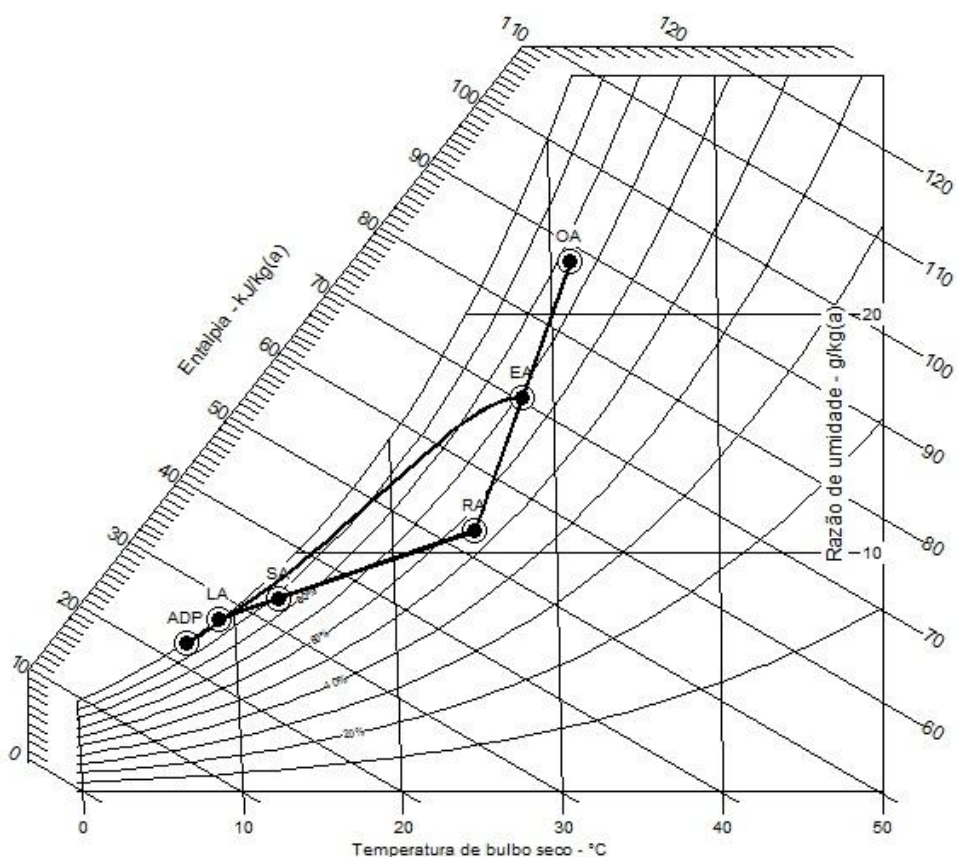


Figura 7. 20 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com *bypass* externo no mês de Abril

Tabela 7. 31 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com *bypass* externo

Abril						
	OA	RA	EA	ADP	LA	SA
$T_{Bs}$ (°C)	31,2	25,0	28,1	7,0	9,1	12,8
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	22,18	10,93	16,47	6,20	7,23	8,04
$h$ (kJ/kg)	88,11	52,97	70,25	22,62	27,35	33,17

Tabela 7. 32 – Potência consumida para o Sistema Convencional com *bypass* externo, coeficiente do *damp*er e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Abril

Abril			
	$W_{COMP}$ (kW)	$f_{IN}$	UR(%)
<b>Bypass externo</b>	144,5	0,37	55,2

### 7.4.3 – Simulação do sistema convencional com *bypass* interno

A Figura 7.21 apresenta os pontos psicrométricos do sistema com *bypass* interno no mês de abril em Teresina e em seguida as Tabelas 7.33 e 7.34 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

Para a solução do sistema convencional com *bypass* interno manteve-se a vazão mássica de ar insuflado igual ao do sistema convencional com reaquecimento, de 18 kg/s e consequentemente manteve-se a temperatura do ar insuflado em 12,8 °C.

Neste sistema não foi possível encontrar o  $T_{ADP}$  igual ao do ciclo tradicional, isso se deve pela maior dificuldade de convergir à solução do sistema, e, ocorre, pois, o ar desviado apresenta maior temperatura e razão de umidade, como se mistura ao ar resfriado e desumidificado para atender a temperatura de insuflamento há aumento do  $T_{ADP}$ .

A fração da corrente de ar desviada pelo *bypass* interno foi de 0,15 que equivale à vazão mássica de 2,7 kg/s. A umidade relativa no recinto ficou de 60% bem maior que a do sistema com *bypass* externo, assim como aconteceu com o Rio de Janeiro para condições do ar externo com alta umidade. Essa razão de umidade do recinto já se encontra no limite. A maior dificuldade deve-se ao fato de a fração de ar desviada ser a mistura de ar externo com ar de retorno, dificultando o controle de umidade.

A potência frigorífica requerida para este sistema foi de 581,8 kW que equivale a um consumo energético do compressor para um ciclo ideal de compressão mecânica de vapor de 134,2 kW. Em relação ao sistema convencional com reaquecimento foi possível obter uma economia de 42,2%, porém inferior controle de umidade.

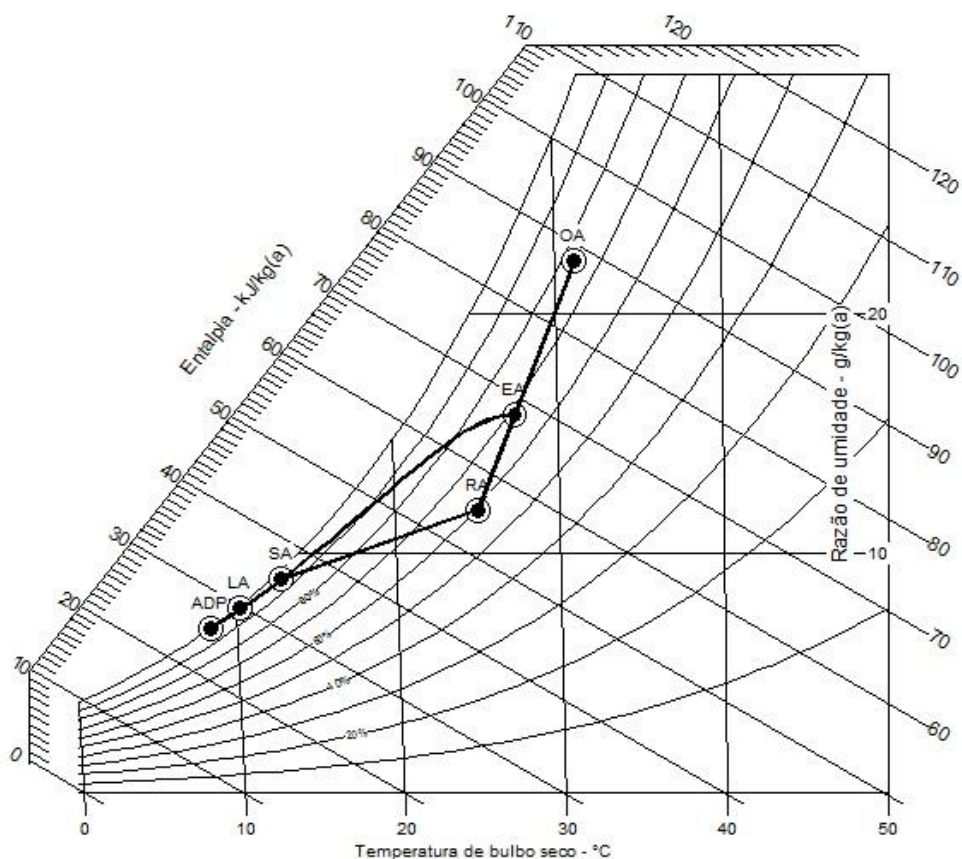


Figura 7. 21 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional com *bypass* interno no mês de Abril

Tabela 7. 33 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional com *bypass* interno

	Abril					
	OA	RA	EA	ADP	LA	SA
$T_{BS}$ (°C)	31,2	25,0	27,4	8,4	10,3	12,8
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	22,18	11,79	15,75	6,83	7,72	8,90
$h$ (kJ/kg)	88,11	55,16	67,69	25,62	29,80	35,34

Tabela 7. 34 – Potência consumida para o sistema convencional com *bypass* interno, coeficiente da fração de desvio de ar e umidade relativa do recinto referente ao mês de Abril

	Abril		
	$W_{COMP}$ (kW)	$f_{IN}$	UR(%)
<b>Bypass interno</b>	134,2	0,15	60

#### 7.4.4 – Simulação do sistema convencional sem acionar o reaquecimento

Para o sistema convencional mantendo os mesmos parâmetros que o sistema convencional com reaquecimento, como vazão mássica e temperatura de ar insuflado a Figura 7.22 apresenta os pontos de psicrométricos do ciclo no mês de abril em Teresina e em seguida as Tabelas 7.35 e 7.36 referentes aos valores das condições termodinâmicas de cada ponto do ciclo e consumo energético.

Aplicando o sistema convencional sem ativar o reaquecimento mantendo a mesma vazão mássica e carga térmica total do recinto o sistema apresentou 11,2 °C para o  $T_{ADP}$  e o recinto apresentou uma umidade relativa de 60% umidade relativa igual ao sistema com *bypass* interno, salientando a ineficiência deste *bypass* para alta razão de umidade.

A demanda de potência do compressor foi de 120,5 kW. Uma redução de 48,1%, mas o ciclo tradicional sem reaquecimento não apresenta um bom controle de umidade.

Para as condições do ar externo com alta razão de umidade o sistema com *bypass* externo se sobressaiu assim como no estudo de caso aplicado para o Rio de Janeiro.



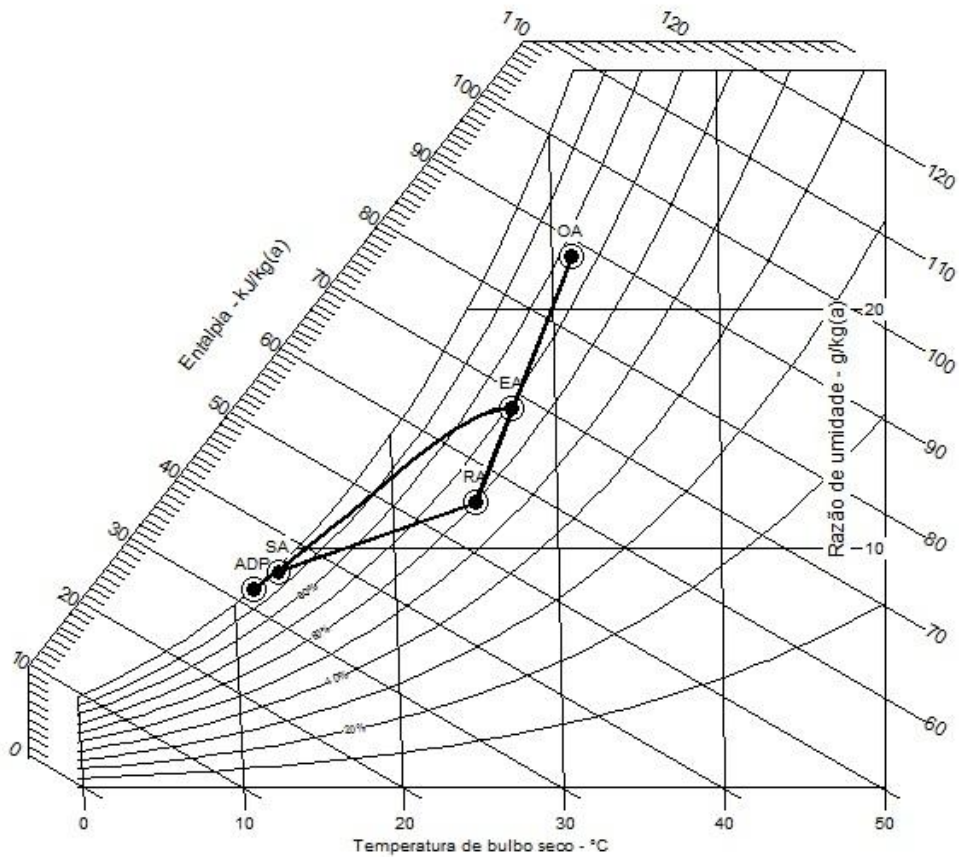


Figura 7. 22 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Convencional no mês de Abril

Tabela 7. 35 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema convencional

	Abril				
	OA	RA	EA	ADP	SA
<b>T<sub>BS</sub> (°C)</b>	31,2	25,0	27,4	11,2	12,8
<b>w (g/kg<sub>ar seco</sub>)</b>	22,18	11,90	15,82	8,26	9,02
<b>h (kJ/kg)</b>	88,11	55,45	67,87	32,06	35,62

Tabela 7. 36 – Potência consumida para o Sistema Convencional e Umidade Relativa do recinto referente ao mês de Abril

Sistema	Abril	
	W <sub>COMP</sub> (kW)	UR(%)
<b>Sistema Convencional</b>	120,5	60

## 7.5 – COMPARAÇÕES DA DEMANDA DE POTÊNCIA DO COMPRESSOR PARA OS CICLOS COM *BYPASS* COMPARADO AO REAQUECIMENTO

O *bypass* externo e *bypass* interno foram utilizados como alternativa ao reaquecimento, com finalidade de economizar energia e controlar a umidade relativa do recinto.

Aplicando as mesmas condições de recinto previamente citadas para cidade de Teresina nas temperaturas de alta carga sensível houve necessidade de ativar o reaquecimento em cinco meses. Esses meses apresentavam umidade relativa do ar externo acima de 40% ( $14\text{g}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$ ).

A Tabela 7.37 expõe que nos meses no qual ar externo apresentou umidade relativa entre 40% e 50%, o controle de umidade relativa do recinto foi praticamente igual para os ciclos com *bypass*, a diferença de umidade do recinto encontra-se na faixa de 0,7% a 1,9%, sendo o sistema com *bypass* interno com maior umidade, havendo uma sucinta diferença se comparada ao ciclo de *bypass* externo.

Já em relação ao consumo energético a o sistema com *bypass* interno apresentou menor consumo, porém em relação ao sistema com *bypass* externo houve uma diferença de no máximo de 1,4 kW ao longo do ano.

Esses resultados mostram que ambos os sistemas apresentam uma boa economia energética e uma boa eficiência no controle relativa para regiões onde a umidade relativa do ar externo seja por volta de 40% a 50% quando comparado ao sistema convencional com reaquecimento.

Tabela 7. 37 – Demanda de consumo, fração de desvio e umidade relativa do recinto para os sistemas com *bypass* em Teresina para temperaturas com alta carga sensível

<b><i>Bypass Externo - Teresina</i></b>												
	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
<b>RA (RH %)</b>	-	53,4	53,8	53,9	53,7	53	-	-	-	-	-	-
<b>W<sub>COMP</sub> (kW)</b>	-	129,5	133,5	134,9	130,8	121	-	-	-	-	-	-
<b>f<sub>EX</sub></b>	-	0,27	0,29	0,3	0,28	0,24	-	-	-	-	-	-
<b><i>Bypass Interno - Teresina</i></b>												
	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
<b>RA (RH %)</b>	-	54,7	55,5	55,8	55,1	53,7	-	-	-	-	-	-
<b>W<sub>COMP</sub> (kW)</b>	-	128,1	132,5	133,5	129,7	120,5	-	-	-	-	-	-
<b>f<sub>IN</sub></b>	-	0,13	0,14	0,15	0,14	0,11	-	-	-	-	-	-

A Tabela 7.38 mostra o percentual de redução de consumo pelo compressor em relação ao ciclo tradicional (compressor + reaquecimento). O sistema com *bypass* interno foi capaz a economizar em até 33,8% da energia consumida pelo compressor quando comparado ao sistema convencional, enquanto o *bypass* externo conseguiu economizar em até 33,1% do consumo.

Basicamente estes ciclos se mostraram eficientes para umidade relativa na faixa de 40 a 50%, para estes dados à razão de umidade referente a esta umidade relativa encontra-se na faixa de 14 a 18 g/kg<sub>ar seco</sub>.

Tabela 7. 38 – Percentual da redução do consumo energético dos sistemas com *bypass* em relação ao ciclo tradicional em Teresina para temperaturas com alta carga sensível

	Teresina											
	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
<b><i>Bypass</i> Externo</b>	-	31%	32,6%	33,1%	32,1%	24,4%	-	-	-	-	-	-
<b><i>Bypass</i> Interno</b>	-	31,8%	33,1%	33,8%	32,7%	24,8%	-	-	-	-	-	-

A Tabela 7.39 mostra a umidade relativa do recinto, demanda de potência do compressor e fator de desvio dos ciclos com *bypass* externo e *bypass* interno para as temperaturas com alta carga latente em Teresina, essas apresentam umidade relativa do ar externo entre 65% e 75% que representa a razão de umidade na faixa de 18 a 22 g/kg<sub>ar seco</sub>. O sistema com *bypass* interno apresentou maior dificuldade em controlar a umidade relativa no recinto para esses dados meteorológicos. Por exemplo, no mês de Abril, a umidade relativa do recinto chegou a 59,5%, enquanto para os mesmos parâmetros o ciclo com *bypass* externo resultou em 55,2%.

O sistema com *bypass* externo continuou apresentando ótimo controle de umidade tanto para os dados meteorológicos com alta carga sensível como para alta carga latente, porém com uma maior demanda de potência do compressor. Isso deve-se ao fato do ar externo apresentar maior umidade relativa e exigir maior potência frigorífica para resfriar e desumidificar o ar externo e atender a carga térmica total do recinto e carga térmica do ar externo.

A diferença em relação à umidade relativa do recinto para os ciclos encontram-se na faixa de 1,6 a 4,3%. A maior diferença ocorreu no mês de Abril, no qual o ar externo tem maior razão de umidade.

Enquanto isso o sistema com *bypass* interno apresenta menor consumo, porém mais ineficiente no controle de umidade.

A fração de desvio do *bypass* externo é crescente em relação à razão de umidade do ar externo, quanto maior razão de umidade do ar externo maior o desvio do ar de retorno. Já para a fração de desvio do *bypass* interno apresentou variações na faixa de 0,1 a 0,18, não seguindo um aumento proporcional a razão de umidade do ar externo o que ocorreu foi o aumento da temperatura de ponto de orvalho para este ciclo.

Tabela 7. 39 – Demanda de consumo, fração de desvio e umidade relativa do recinto para os sistemas com *bypass* em Teresina para temperaturas com alta carga latente

<b>Bypass Externo - Teresina</b>												
	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
<b>RA (RH %)</b>	54,9	55,2	55,1	55,2	55,2	54,8	54,4	54	53,8	54,1	54,3	54,5
<b>W<sub>COMP</sub> (kW)</b>	139,1	143	143,7	144,5	143,7	136,6	132,5	130,2	130,9	133,6	136,4	137,2
<b>f<sub>EX</sub></b>	0,34	0,36	0,36	0,37	0,36	0,34	0,33	0,3	0,29	0,31	0,31	0,33
<b>Bypass Interno - Teresina</b>												
	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
<b>RA (RH %)</b>	58,5	59,4	59,2	59,5	59,4	58,3	57,3	55,9	55,4	56,3	56,8	57,5
<b>W<sub>COMP</sub> (kW)</b>	137,2	131,9	133,6	134,2	135	132,8	130,1	128,7	129,6	131,9	134,4	134,8
<b>f<sub>IN</sub></b>	0,19	0,14	0,14	0,15	0,16	0,18	0,18	0,14	0,14	0,16	0,16	0,18

A Tabela 7.40 mostra a porcentagem da redução de demanda dos ciclos com *bypass* em relação ao tradicional. O sistema com *bypass* interno chegam a economizar em até 42,7% da energia consumida quando comparado ao sistema convencional com reaquecimento. Já o *bypass* externo conseguiu economizar em até 37,9% do consumo.

Apesar da maior economia no ciclo com *bypass* interno seu controle de umidade para faixa de razão de umidade acima de 18 g/kg<sub>arseco</sub> se mostrou mais precário e o ciclo com *bypass* do ar de retorno se sobressaiu, obtendo maior eficiência no controle da umidade do recinto.

Tabela 7. 40 – Percentual da redução do consumo energético dos sistemas com *bypass* em relação ao ciclo tradicional em Teresina para temperaturas com alta carga latente

<b>Teresina</b>												
	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
<b>Bypass Externo</b>	37,3%	37,9%	37,5%	37,7%	37,7%	37,0%	36,0%	33,9%	32,7%	34,2%	34,7%	35,7%
<b>Bypass Interno</b>	38,1%	42,7%	41,9%	42,2%	41,5%	38,8%	37,1%	34,6%	33,3%	35,0%	35,7%	36,8%

A tabela 7.41 mostra que no Rio de Janeiro para os meses no qual a razão de umidade do ar externo encontrou-se na faixa de 14 a 17 g/kg<sub>arseco</sub> o ciclo tradicional necessitou utilizar o reaquecimento para obter solução, como alternativa foram simulados os ciclos de *bypass* externo e *bypass* interno.

Para esses meses ambos os ciclos apresentaram praticamente a mesma umidade relativa do recinto, a diferença variou entre 0,7% a 1,2% de umidade. Enquanto a demanda de potência consumida pelo compressor apresentou uma diferença muito pequena de até 0,6 kW. O comportamento dos sistemas se mostrou similar quando aplicado em Teresina.

Tabela 7. 41 – Demanda de consumo, fração de desvio e umidade relativa do recinto para os sistemas com *bypass* em Rio de Janeiro para temperaturas com alta carga sensível

<b>Bypass Externo – Rio de Janeiro</b>												
	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
<b>RA (RH %)</b>	53,2	53,4	53,2	53,2	53	-	-	-	-	-	52,9	53
<b>W<sub>COMP</sub> (kW)</b>	132,0	136,0	128,0	126,1	114,8	-	-	-	-	-	124,8	128,0
<b>f<sub>EX</sub></b>	0,26	0,26	0,25	0,25	0,24	-	-	-	-	-	0,24	0,24
<b>Bypass Interno – Rio de Janeiro</b>												
	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
<b>RA (RH %)</b>	54,4	54,5	54,1	54,1	53,7	-	-	-	-	-	53,6	53,7
<b>W<sub>COMP</sub> (kW)</b>	131,3	135,2	127,4	125,5	114,2	-	-	-	-	-	124,3	127,5
<b>f<sub>IN</sub></b>	0,13	0,12	0,12	0,12	0,12	-	-	-	-	-	0,11	0,11

Na Tabela 7.42 mostra a economia da demanda do ciclo com *bypass* para o ciclo tradicional com reaquecimento foi basicamente o mesmo para os dois ciclos, o que pode-se concluir que para faixa de baixa umidade relativa e razão de umidade entre 14 a 17 g/kg<sub>arseco</sub>, tanto o ciclo com *bypass* externo como o ciclo com *bypass* interno se mostram uma ótima alternativa para o controle de umidade relativa do recinto e uma boa alternativa ao ciclo tradicional, pois compreenderam comportamento similar.

Este trabalho apresentou uma metodologia diferente para analisar o comportamento dos ciclos e todos os resultados obtidos corroboraram com comportamento apresentado no trabalho de STANKE e BRADLEY (2001), onde o ciclo com *bypass* externo apresenta maior controle de umidade relativa no recinto em relação ao ciclo com *bypass* interno.

Tabela 7. 42 – Percentual da redução do consumo energético dos sistemas com *bypass* em relação ao ciclo tradicional no Rio de Janeiro para temperaturas com alta carga sensível

	Rio de Janeiro											
	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
<b>Bypass Externo</b>	29,5%	29,8%	29,8%	30,2%	30,3%		-	-	-	-	28,6%	28,4%
<b>Bypass Interno</b>	29,9%	30,2%	30,1%	30,5%	30,7%	-	-	-	-	-	28,8%	28,7%

Na Tabela 7.43 mostra o consumo dos ciclos com *bypass*, a razão de umidade no recinto e o coeficiente de desvio para temperaturas com alta carga latente no Rio de Janeiro com umidade relativa do ar externo entre 65% e 76% que contem razão de umidade na faixa de 18 a 23 g/kg<sub>arseco</sub>. O sistema com *bypass* interno apresentou maior dificuldade em controlar a umidade relativa no recinto. Nos meses de Janeiro e Março a umidade relativa do recinto chegou a aproximadamente 60%, mais alto do que para o sistema com *bypass* externo que apresentou umidade relativa por volta de 55%.

A diferença em relação à umidade relativa do recinto para os ciclos encontram-se na faixa de 1,6 a 4,3%. A maior diferença ocorre no mês de Janeiro onde o ar externo continha maior razão de umidade.

O sistema com *bypass* interno apresentou menor consumo, mas apresentou maior dificuldade em controlar umidade. Pode-se concluir que para regiões na qual o ar externo tem razão de umidade acima de 20 g/kg<sub>arseco</sub> o ciclo com *bypass* externo se sobressai no quesito controle de umidade em relação ao *bypass* interno.

Em relação a fração de ar desviada no *bypass* externo para o Rio de Janeiro o sistema teve comportamento similar a Teresina, quando ar externo é mais úmido desvia-se mais ar de retorno para que a vazão mássica de ar seco que troca calor com a serpentina seja mais resfriada e desumidificada. E o comportamento do desvio do *bypass* interno foi mais instável, apresentando maior dificuldade em encontrar solução em alguns casos e variação na temperatura do ponto de orvalho.

Tabela 7. 43 – Demanda de consumo, fração de desvio e umidade relativa do recinto para os sistemas com *bypass* em Rio de Janeiro para temperaturas com alta carga latente

<b>Bypass Externo – Rio de Janeiro</b>												
	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
<b>RA (RH %)</b>	55,4	55,2	55,3	55,2	54,8	54,6	54,2	54,2	54,5	54,8	55,1	55,1
<b>W<sub>COMP</sub> (kW)</b>	151	153,1	148,8	143,7	133,8	129,1	122,4	124,4	130,3	140,7	146,5	147,2
<b>f<sub>EX</sub></b>	0,37	0,36	0,37	0,36	0,34	0,34	0,32	0,32	0,33	0,34	0,35	0,35

<b>Bypass Interno – Rio de Janeiro</b>												
	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
<b>RA (RH %)</b>	59,7	59,3	59,7	59,4	58,4	57,8	56,7	56,8	57,3	58,1	59	58,9
<b>W<sub>COMP</sub> (kW)</b>	140,8	142,2	135,4	132,6	125,5	125,1	113,4	121,4	127,2	136,6	140,4	141,1
<b>f<sub>IN</sub></b>	0,14	0,13	0,12	0,13	0,14	0,18	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17

Na Tabela 7.44 mostra a economia da demanda do ciclo com *bypass* para o ciclo tradicional com reaquecimento, o sistema com *bypass* interno chegou a economizar em até 43,2% o consumo energético enquanto o sistema com *bypass* externo chegou a economizar 37,7%.

Apesar dessa economia o ciclo com *bypass* externo se mostrou mais efetivo pois controlou melhor a umidade relativa do recinto, garantindo um maior conforto térmico para altas temperaturas e alta razão de umidade.

Pode-se concluir que para regiões onde a umidade relativa do ar externa acima de 70% ou razão de umidade acima de 18 g/kg<sub>ar seco</sub> o sistema com *bypass* externo se sobressai no quesito controle de umidade e é a melhor alternativa ao ciclo tradicional com reaquecimento, pois há uma significativa redução do consumo energético.

Tabela 7. 44 – Percentual da redução do consumo energético do sistema com *bypass* em relação ao ciclo tradicional no Rio de Janeiro para temperaturas com alta carga latente

<b>Rio de Janeiro</b>												
	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
<b>Bypass Externo</b>	37,4%	36,2%	37,6%	37,7%	37,4%	37,1%	36,3%	36,1%	36,3%	36,2%	36,8%	36,7%
<b>Bypass Interno</b>	41,6%	40,7%	43,2%	42,5%	41,3%	39,0%	41,0%	37,7%	37,8%	38,1%	39,5%	39,3%

## 8. SISTEMA HÍBRIDO

O sistema híbrido (figura 8.1) que será analisado será composto por um rotor Dessecante (DW), Rotor Sensível (HW), um aquecedor, uma serpentina apenas de resfriamento:

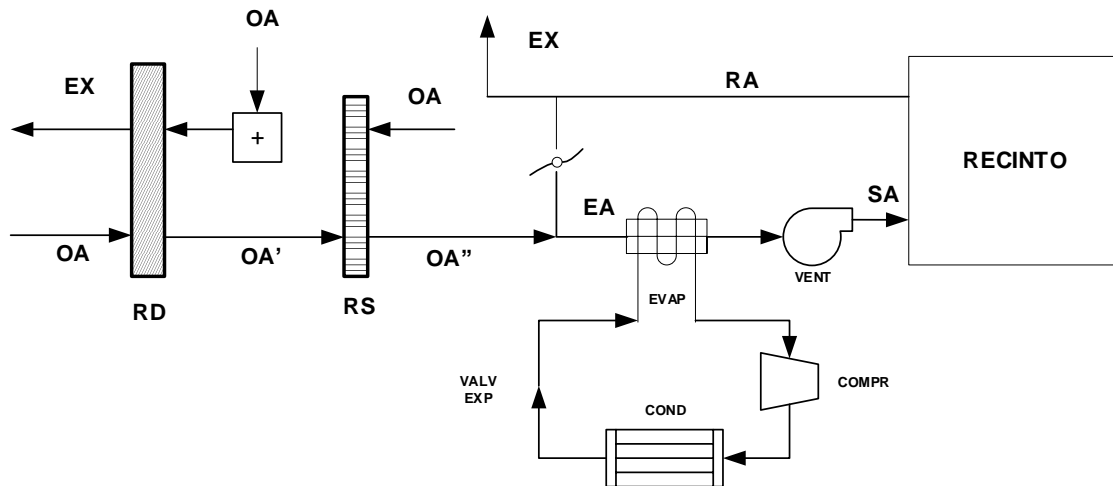


Figura 8. 1 – Diagrama esquemático do sistema híbrido

O sistema híbrido representado na Figura 8.1 é formado a partir da combinação de um ciclo dessecante com um ciclo de compressão de vapor. Este ciclo permite a decomposição da carga térmica em duas parcelas, uma sensível e outra latente. A primeira parcela é atendida pelo ciclo de compressão de vapor enquanto a segunda parcela é atendida pelo rotor dessecante.

A figura 8.2 a seguir representa os processos psicrométricos do ciclo.



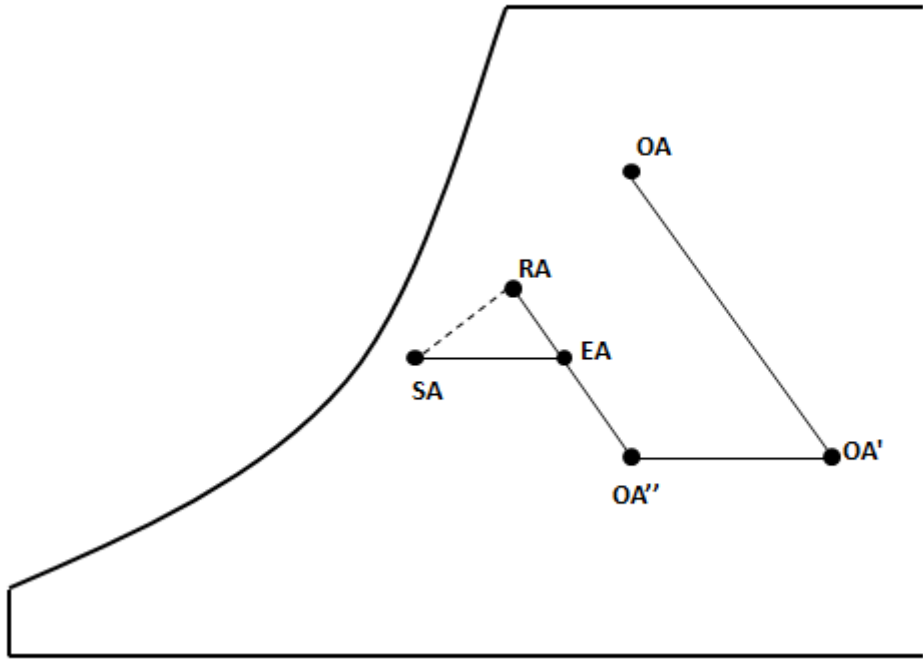


Figura 8. 2 – Processos psicrométricos do sistema híbrido

Conforme ilustrado na figura 8.2, o ar externo (condição OA) é admitido no rotor dessecante, onde ocorre um processo isoentálpico de desumidificação. Como a entalpia do ar é formada por parcelas sensível e latente.

$$h = T_{bs} \cdot C_{pa} + (T_{bs} \cdot C_{pv} + h_{lv}) \cdot w \quad (8.1)$$

Observamos que um processo insoentálpico a redução no valor de  $w$  implicará em um aumento da temperatura  $T$  para manter a entalpia constante. Assim, a temperatura aumenta na medida em que o ar é desumidificado, conforme ilustrado na figura (8.2) (processo OA-OA').

A eficiência do rotor dessecante é calculada a partir da seguinte equação:

$$\varepsilon_{dw} = \frac{w_{OA} - w_{OA'}}{w_{OA}} \quad (8.2)$$

As simulações efetuadas no presente trabalho se situam entre (52 e 57%) valores obtidos pela simulação do comportamento dinâmico do rotor dessecante (NÓBREGA e BRUM, 2009). Após o rotor dessecante o ar é admitido em um trocador de calor (regenerador, RS), através do qual a razão de umidade permanece constante. A temperatura na saída do regenerador é calculada a partir da sua eficiência (eq. 8.3).

$$\varepsilon_{HW} = \frac{T_{OA'} - T_{OA''}}{T_{OA'} - T_{OA}} \quad (8.3)$$

Após a passagem pelo regenerador, conforme ilustrado na figura (8.2), na condição OA'' irá ser misturado com o ar de retorno (RA), resultando na condição de entrada na serpentina (EA). Esta condição (EA) pode ser determinada pela razão entre as vazões de ar fresco e do ar de retorno. Como se trata de um processo de mistura, a condição (EA) necessariamente se situa sobre a linha OA''-RA. Quanto mais próximo o estado (EA) estiver de AO'', maior a renovação de ar, do contrario quanto mais próximo estiver de (RA), maior a recirculação de ar. Se impusermos uma condição de insuflamento (SA), a condição (EA) pode ser determinada pela interseção de uma linha horizontal (passando por (SA)) e a linha AO''-RA.

$$w_{EA} = w_{SA} \quad (8.4)$$

Para efeito de comparação, tentaremos manter a mesma condição de insuflamento (SA) que foi encontrada para o sistema convencional. O que implica também a mesma vazão total. Uma vez estabelecida a condição de insuflamento (SA), podemos determinar a vazão total de ar.

E uma vez estabelecida a condição (EA) podemos determinar as vazões de ar fresco.

$$h_{EA} = \frac{h_{OA''} \cdot \dot{m}_{OA} + \dot{m}_{RA} \cdot h_{RA}}{\dot{m}_{SA}} \quad (8.5)$$

E ar recirculado,

$$\dot{m}_{SA} = \dot{m}_{OA} + \dot{m}_{RA} \quad (8.6)$$

No calculo do calor necessário para o ar de regeneração do rotor dessecante, aplicamos um balanço de energia na fonte térmica geradora:

$$\dot{Q}_{DW} = m_{OA} \cdot C_p \cdot (T_{Reg} - T_{OA}) \quad (8.7)$$

E o balanço de energia em torno da serpentina fornece a potência frigorífica:

$$PF = \dot{m}_{SA} \cdot (h_{EA} - h_{SA}) \quad (8.8)$$

## 8.1 – ANÁLISE DO SISTEMA HÍBRIDO

A seguir, a figura 8.3 representa o diagrama de fluxo que mostra a sequencia de processos para simulação do sistema híbrido.

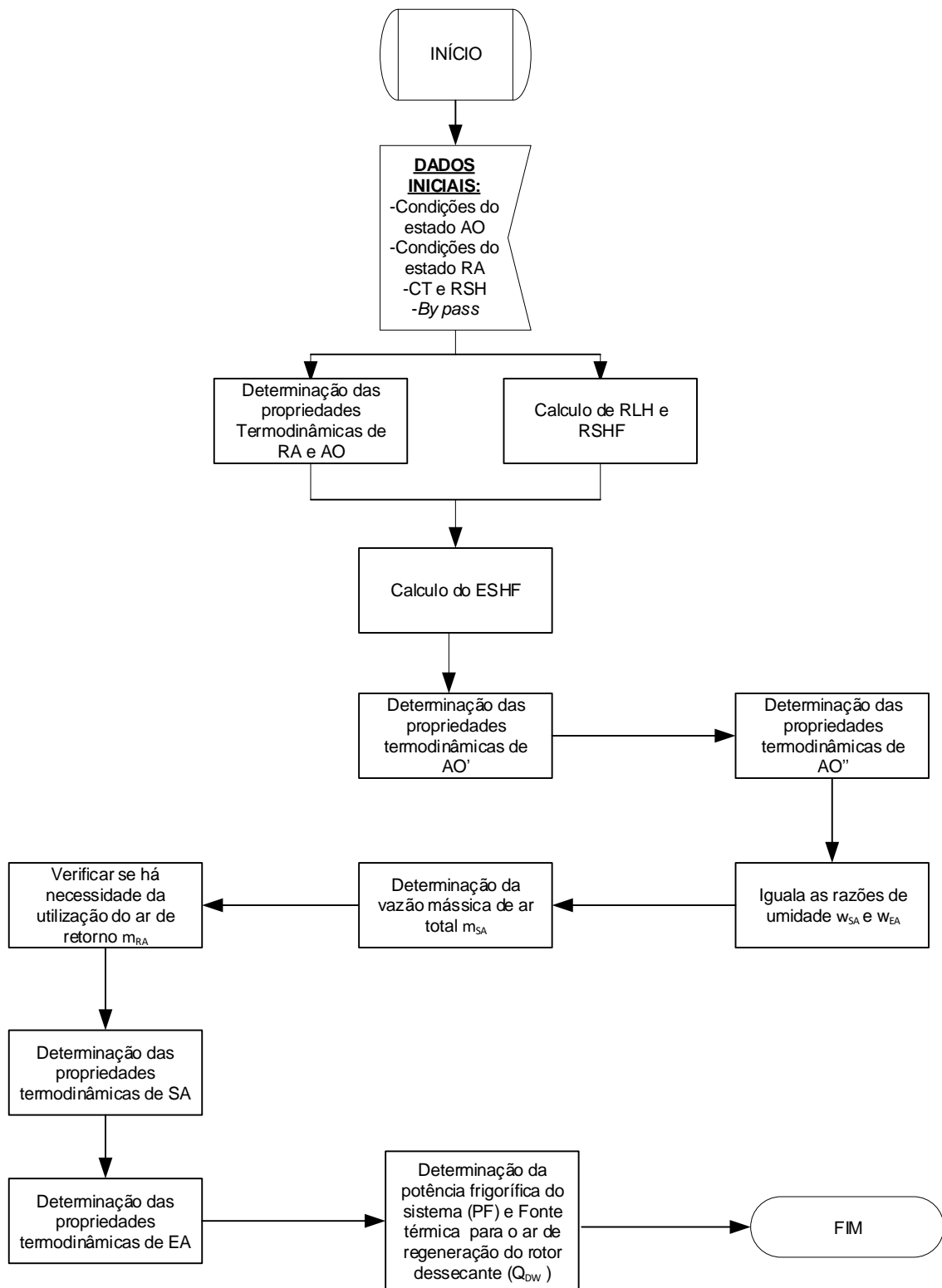


Figura 8.3 – Diagrama de fluxo do sistema híbrido

## 9. RESULTADOS DO SISTEMA HÍBRIDO

Foi modelado o seguinte sistema híbrido (figura 9.1):

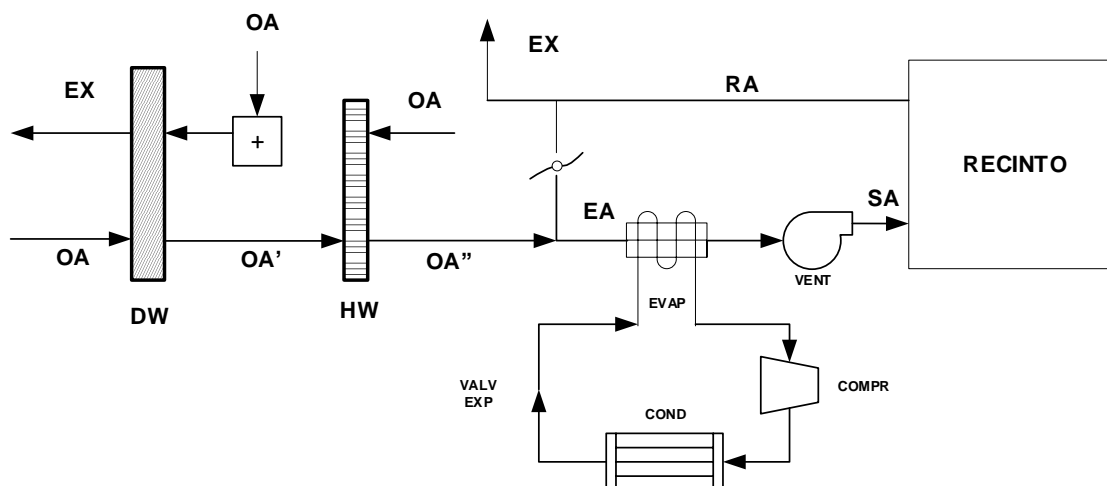


Figura 9. 1 – Diagrama esquemático do sistema híbrido

Este é composto por um rotor dessecante responsável por desumidificar o ar externo seguido por um rotor sensível, responsável apenas de calor sensível resfriando o ar oriundo do rotor dessecante e por fim combinado a um sistema convencional, onde a corrente “fria” do rotor sensível provida pelo ar externo mistura-se ao ar de retorno.

Em um sistema teste foi aplicada uma serpentina abaixo da temperatura do ponto de orvalho e uma acima da temperatura do ponto orvalho.

GATLEY (2000) recomenda que os ciclos que possuam rotor dessecante integrado utilizem fontes alternativas de energia, tais como, fontes menos nobres ou rejeitos térmicos de ciclos de potência. LIU et al (2007) recomendam o uso de Gás Natural (GN) para o processo do ar de regeneração.

### 9.2 – ANÁLISE DO SISTEMA HÍBRIDO PARA O RIO DE JANEIRO PARA TEMPERATURAS DE ALTA CARGA SENSÍVEL

Foram simulados os doze meses no Rio de Janeiro para o ciclo híbrido, a figura 9.2 apresenta o consumo total mensalmente (fonte térmica + compressor):

## Rio de Janeiro

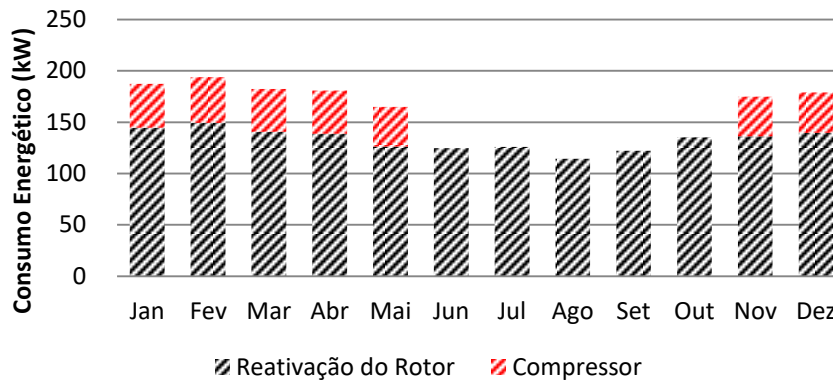


Figura 9. 2 – Consumo energético referente ao sistema híbrido ao longo do ano

A metodologia para projeto do sistema híbrido foi aplicada às condições atmosféricas relativas ao Rio de Janeiro, ao longo dos 12 meses do ano. A carga térmica e as condições ambientais de cada cidade são as mesmas usadas na simulação do ciclo convencional, a fim de oferecer uma comparação isenta. A Figura 9.3 mostra a representação psicrométrica do ciclo híbrido no mês de Agosto. Os estados do ar exterior (AO), o ar de insuflamento (SA) e ar interior (RA) são os mesmos do sistema convencional, assegurando-se a mesma condição de conforto térmico nos dois casos. Os estados do ar ao longo do ciclo estão discriminados na Tabela 9.1 e a Tabela 9.2 o comparativo de consumo entre o ciclo híbrido e tradicional.

A Tabela 9.2 mostra as demandas de potência em cada um dos ciclos, para o mês de Agosto. Para o esforço de compressão, o ciclo híbrido demanda cerca de 70,7% da potência, quando comparado à demanda do ciclo tradicional. Isto se deve não só ao fato do ciclo híbrido aliviar a serpentina da carga latente, como ao fato de, por não precisar desumidificar, a serpentina do ciclo híbrido pode operar acima do ponto de orvalho do ar à entrada da serpentina, possibilitando um maior coeficiente de eficácia do ciclo e um menor esforço de compressão, para uma mesma carga térmica. Observa-se o ciclo híbrido demanda cerca de 733 kW para a reativação (secagem) do rotor dessecante, contudo a simulação do rotor produziu os valores utilizados neste trabalho com uma temperatura de 100 °C, o que é compatível com calor de rejeito de um motor, por exemplo.

Foi possível encontrar solução para o sistema híbrido com a mesma vazão mássica do sistema convencional, o que culmina em apresentar as mesmas condições de suprimento de ar (SA). Enquanto no sistema híbrido a vazão de ar externo obtida foi de 11,1 kg/s e no sistema convencional foi de 6,9 kg/s, isso significa que o ciclo híbrido

apresenta uma maior renovação de ar, garantindo assim uma maior qualidade de ar interior.

Aplicando o sistema híbrido para o mês de Fevereiro não foi possível encontrar a mesma condição de suprimento de ar, houve um aumento de  $T_{SA}$  e houve aumento da vazão mássica total em relação ao ciclo tradicional.

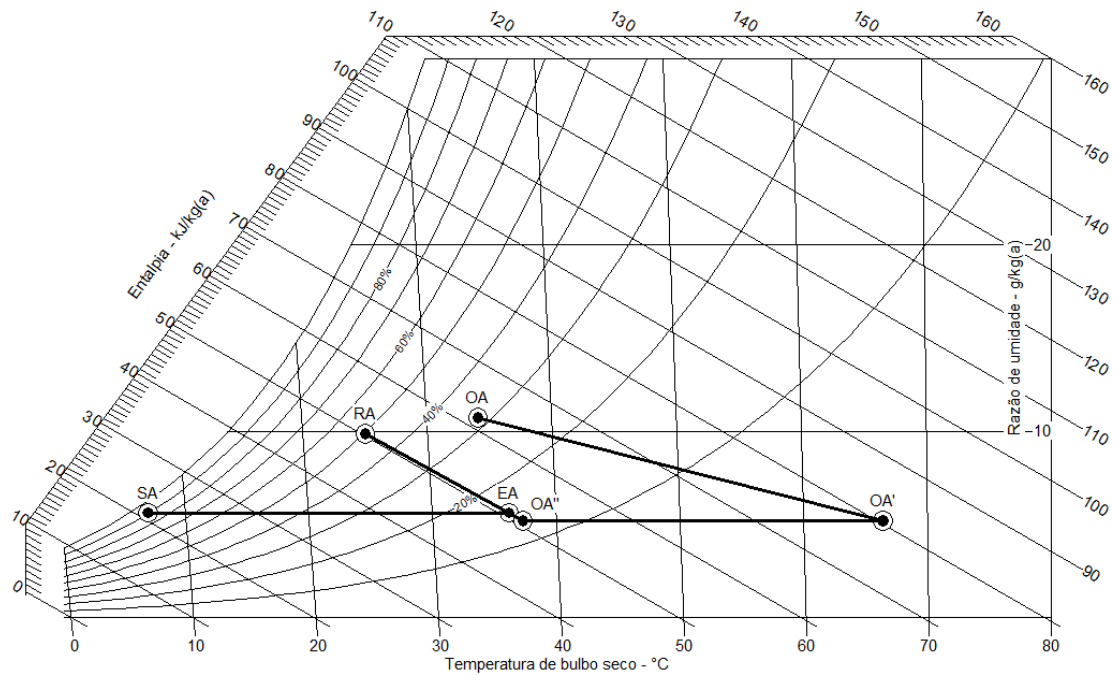


Figura 9. 3 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Híbrido no mês de Agosto

Tabela 9. 1 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema híbrido referente ao mês de Agosto

	Agosto					
	OA	OA'	OA''	RA	EA	SA
$T_{BS}$ (°C)	34,1	66,4	37,3	25,0	36,2	7,0
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	10,74	5,20	5,20	9,88	5,62	5,62
$h$ (kJ/kg)	61,83	80,43	50,91	50,31	50,86	21,14

Tabela 9. 2 – Potência consumida para o ciclo tradicional e híbrido referente ao mês de Agosto

<b>Agosto</b>		
<b>Ciclo</b>	<b><math>W_{\text{REQ}}</math> (kW)</b>	-
<b>Tradicional</b>	<b><math>W_{\text{COMP}}</math> (kW)</b>	114,3
<b>Ciclo Híbrido</b>	<b><math>Q_{\text{DW}}</math> (kW)</b>	733
	<b><math>W_{\text{COMP}}</math> (kW)</b>	80,8

A figura 9.4 representa a solução do ciclo híbrido para o Rio de Janeiro no mês de Fevereiro e os estados do ar ao longo do ciclo estão discriminados na Tabela 9.3.

A Tabela 9.4 mostra as demandas de potência em cada um dos ciclos, para o mês de Fevereiro. Pode-se perceber que, para o esforço de compressão, o ciclo híbrido demanda cerca de 2/3 da potência, quando comparado à demanda total (compressão + reaquecimento) do ciclo tradicional. Outra vantagem reside no fato do ciclo híbrido atingir a condição de suprimento de ar (SA) sem necessidade de se usar o ar de retorno, ou seja, trabalhar com 100% de ar externo, em contraste com o ciclo tradicional que recircula 52,9% do ar de retorno, para o mês de fevereiro, houve o aumento da vazão mássica de ar insuflado para 30,1 kg/s.

Este ciclo demanda cerca de 1851 kW para a reativação (secagem) do rotor dessecante, contudo a simulação do rotor produziu os valores utilizados neste trabalho com uma temperatura de 100 °C.



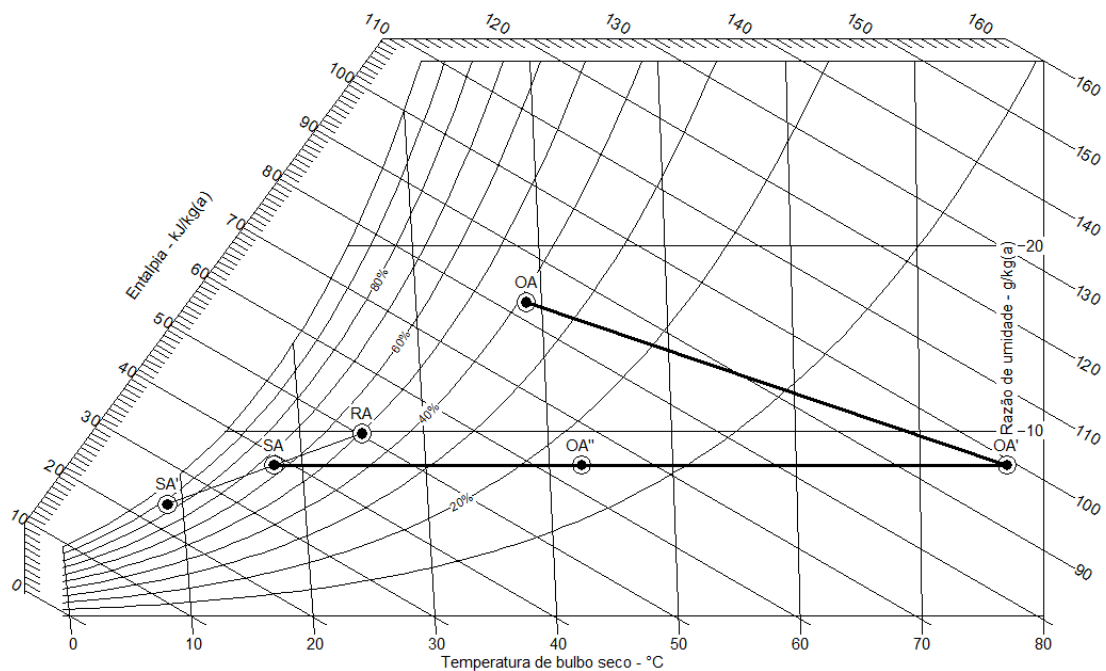


Figura 9. 4 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Híbrido no mês de Fevereiro

Tabela 9. 3 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema híbrido

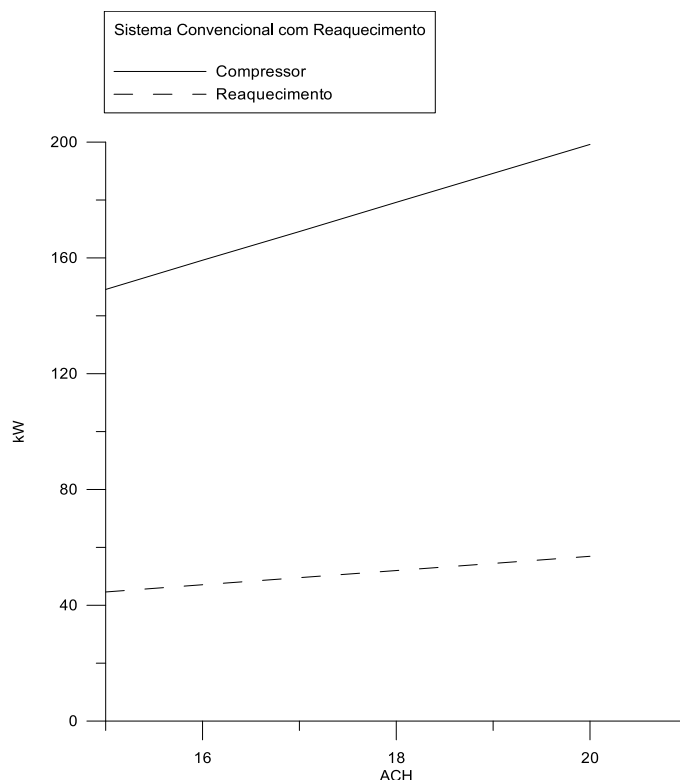
	Fevereiro				
	OA	OA'	OA''	RA	SA
$T_{BS}$ (°C)	38,8	77,0	42,6	25,0	17,7
$w$ (g/kg <sub>ar seco</sub> )	16,96	8,16	8,16	9,88	8,16
$h$ (kJ/kg)	82,65	99,00	63,91	50,31	38,49

Tabela 9. 4 – Potência consumida para o Ciclo Tradicional e Híbrido referente ao mês de Fevereiro.

	Fevereiro	
<b>Ciclo</b>	$W_{REQ}$ (kW)	44,6
<b>Tradicional</b>	$W_{COMP}$ (kW)	149,1
<b>Ciclo Híbrido</b>	$Q_{DW}$ (kW)	1851
	$W_{COMP}$ (kW)	123,6

A Figura 9.5 representa o aumento da vazão mássica de ar para o ciclo tradicional no mês de Fevereiro no Rio de Janeiro.

Foi simulado o aumento da vazão mássica de ar total de 15 a 20 ACH para o ciclo tradicional referente ao mês de Fevereiro para o mesmo ambiente aplicado anteriormente, motivou o aumento da demanda de potência no compressor e no reaquecimento, este fato ocorreu, pois com o aumento da vazão de ar externo houve a necessidade de resfriar e desumidificar maior quantidade de ar, resultando em uma maior potência frigorífica. Com o aumento da demanda do compressor também houve o aumento da demanda do reaquecimento.



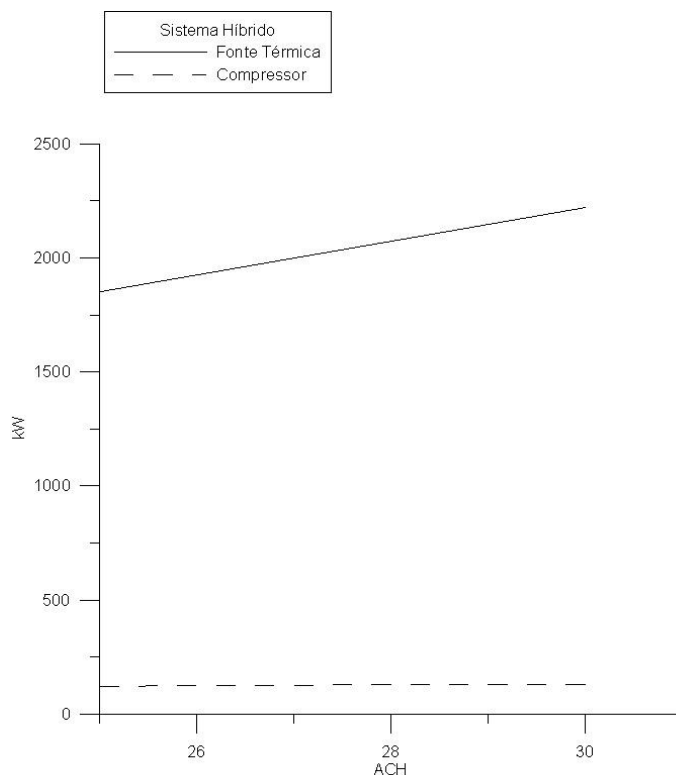
**Figura 9. 5 – Variação da troca de ar por hora para o ciclo tradicional referente ao Rio de Janeiro no mês de Fevereiro**

A figura 9.6 representa o aumento da vazão mássica de ar para o ciclo híbrido no mês de Fevereiro no Rio de Janeiro.

Foi simulado também o aumento da renovação de ar para o ciclo híbrido referente ao mês de Fevereiro no Rio de Janeiro de 25 a 30 ACH para o mesmo estudo de caso citado neste trabalho, resultou no aumento da vazão de ar externo, todavia o ciclo continuou trabalhando com 100% de ar externo. Com o aumento de vazão houve a necessidade de aumentar a demanda da fonte térmica para o rotor dessecante, a demanda de potencia do compressor manteve-se praticamente constante, apesar do aumento de volume de fluxo de ar que troca calor com a serpentina, tal fato ocorre

porque a serpentina trabalha a seco (alta temperatura do ponto de orvalho) exigindo menor demanda do compressor.

Como o rotor é o único responsável por atender a no ciclo, o sistema de compressão mecânica de vapor continuou com baixa demanda de potência.



**Figura 9.6 – Variação da troca de ar por hora para o ciclo híbrido referente ao Rio de Janeiro no mês de Fevereiro**

A Tabela 9.6 mostra que para a cidade do Rio de Janeiro o ciclo híbrido sobressai em relação ao ciclo tradicional. Os meses em vermelho são referentes aos que utilizaram reaquecimento, enquanto os outros não houve necessidade de utilizar o reaquecimento.

Quando o ciclo tradicional apresentou necessidade de utilizar o reaquecimento a demanda do compressor no ciclo híbrido (temperatura acima do ponto de orvalho) conseguiu economizar em até 52,9% em relação à demanda do ciclo tradicional com reaquecimento, enquanto o ciclo tradicional sem reaquecimento a economia do sistema híbrido chegou até 35,3%.

Além da economia do consumo energético o ciclo híbrido garantiu uma maior qualidade de ar interior, pois em todos os meses houve o aumento da vazão de ar externo, chegando a ser até 100% de ar externo em alguns meses.

Tabela 9. 5 – Porcentagem da economia energética mensalmente para Rio de Janeiro do ciclo híbrido em relação ao ciclo tradicional

	Rio de Janeiro											
	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
Ciclo Híbrido	41,8%	36,2%	45,4%	47,2%	52,9%	34,6%	35,3%	29,3%	27,3%	31,6%	44,9%	43,1%

### 9.3 – ANÁLISE DO SISTEMA HÍBRIDO PARA O TERESINA PARA TEMPERATURAS DE ALTA CARGA SENSÍVEL

Foram simulados os doze meses em Teresina para o ciclo híbrido, a Figura 9.7 apresenta o consumo total mensalmente (fonte térmica + compressor).

O sistema híbrido foi aplicado às condições atmosféricas relativas referente a temperatura de alta carga sensível em Teresina, ao longo dos 12 meses do ano. A carga térmica e as condições ambientais de cada cidade são as mesmas utilizadas na simulação do ciclo convencional, a fim de oferecer uma comparação.

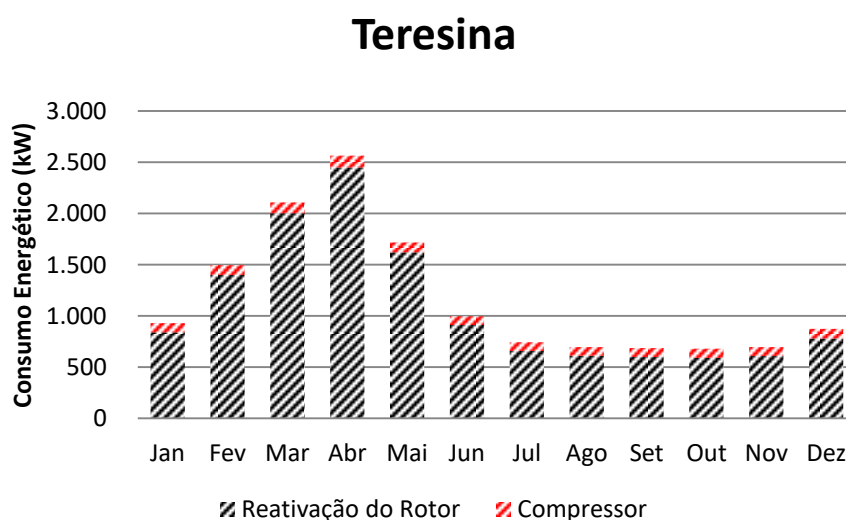


Figura 9. 7 – Consumo energético referente ao sistema Híbrido ao longo do ano

A Figura 9.8 mostra a representação psicrométrica do ciclo híbrido no mês de Setembro. Os estados do ar exterior (AO), o ar de insuflamento (SA) e ar interior (RA) são os mesmos do sistema convencional, assegurando-se a mesma condição de conforto

térmico nos dois casos. Os estados do ar ao longo do ciclo estão discriminados na Tabela 9.6 e a Tabela 9.7 o comparativo de consumo entre o ciclo híbrido e tradicional.

A Tabela 9.7 mostra as demandas de potência em cada um dos ciclos, para o mês de Setembro. Assim como nos resultados citados para o Rio de Janeiro este ciclo apresenta desumidificação apenas no rotor dessecante e opera a seco (temperatura acima do ponto de orvalho na serpentina), onde ocorre apenas resfriamento o que possibilita uma maior eficiência do ciclo. A demanda do ciclo de compressão foi cerca de 75,4% quando comparado à demanda do ciclo tradicional para os mesmos parâmetros. A fonte térmica deste ciclo demandou cerca de 600,5 kW para a reativação do rotor dessecante para uma temperatura de 100 °C de regeneração.

A solução para o ciclo híbrido apresentou mesma vazão mássica que o ciclo tradicional e mesma condição de suprimento de ar (SA). Houve a redução da demanda de potência no compressor o que garantiu ao ciclo híbrido uma maior eficácia se comparado ao ciclo tradicional.

Além do melhor desempenho e eficiência o ciclo híbrido para o mês de Setembro também apresentou um aumento na vazão de ar de externo, o que significa uma maior renovação de ar no recinto, enquanto o ciclo tradicional demanda 6,8 kg/s de vazão mássica do ar externo, o ciclo tradicional demanda 9,8 kg/s para a mesma demanda de 12,8 kg/s de vazão mássica de ar de insuflado. A norma exige que em todos ambientes haja a renovação de ar, para esse ciclo o valor foi de 15 ACH (troca de ar por hora), está acima do mínimo exigido pela ASHRAE.

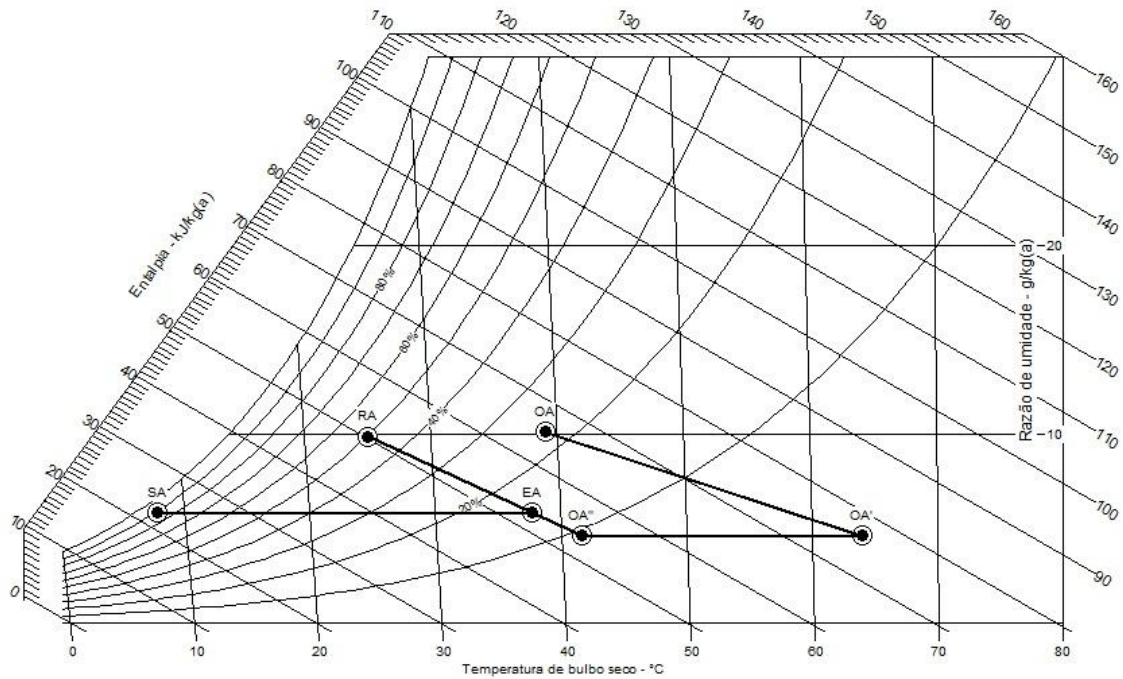


Figura 9. 8 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema Híbrido com serpentina acima do ponto de orvalho no mês de Setembro

Tabela 9. 6 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema híbrido

	Setembro					
	OA	OA'	OA''	RA	EA	SA
<b>T<sub>BS</sub> (°C)</b>	39,1	63,9	41,6	25,0	37,7	7,8
<b>w (g/kg<sub>ar seco</sub>)</b>	10,11	4,60	4,60	9,88	5,83	5,83
<b>h (kJ/kg)</b>	65,32	76,32	53,68	50,31	52,92	22,55

Tabela 9. 7 – Potência consumida para o Ciclo Tradicional e Híbrido (com serpentina acima da temperatura do ponto de orvalho) referente ao mês de Setembro em Teresina

Setembro		
<b>Ciclo</b>	<b>W<sub>REQ</sub> (kW)</b>	-
<b>Tradicional</b>	<b>W<sub>COMP</sub> (kW)</b>	114,9
<b>Ciclo Híbrido</b>	<b>Q<sub>DW</sub> (kW)</b>	600,5
	<b>W<sub>COMP</sub> (kW)</b>	86,6

A Figura 9.9 a seguir mostra a representação psicrométrica do ciclo híbrido no mês de Abril e na Tabela 9.8 estão discriminados os estados do ar ao longo do ciclo.

A Tabela 9.9 mostra as demandas de potência em cada um dos ciclos, para o mês de Abril. A demanda do ciclo de compressão foi cerca de 57,3%, quando comparado à demanda do ciclo tradicional (compressor + reaquecimento) para atender a mesma carga térmica e manter o recinto nas mesmas condições de temperatura e umidade. A fonte térmica deste ciclo demanda cerca de 2449,6 kW para a reativação do rotor dessecante para uma temperatura de 100 °C de regeneração, esse aumento da demanda térmica deve-se do rotor dessecante ser o único responsável por atender toda carga latente (recinto + ambiente externo) e apresentar alta vazão de ar externo.

A solução do ciclo híbrido não demandou a mesma vazão mássica para as mesmas condições referente ao ciclo tradicional, houve aumento para 37,5 kg/s, sendo todo este ar oriundo do ar externo, enquanto o ciclo tradicional demanda 17,1 kg/s de vazão mássica total. Este aumento motivou mudanças nas condições de do ar insuflado (SA), aumentando o  $T_{SA}$ . Enquanto o ciclo tradicional renova 39,7% do ar interno o ciclo híbrido apresenta 100% de renovação.

O sistema tradicional apresentou 15 ACH (troca de ar por hora), com o aumento da vazão o ciclo híbrido apresentou 32 ACH, este aumento garante melhorias na qualidade do ar interior.

Comparando ao mês em que houve reaquecimento o ciclo híbrido mostrou-se mais eficiente do que comparado ao mês em que não necessitou ativar o reaquecimento, apresentando uma maior econômica energética, entretanto ocorreu aumento da vazão mássica de ar e temperatura de SA.

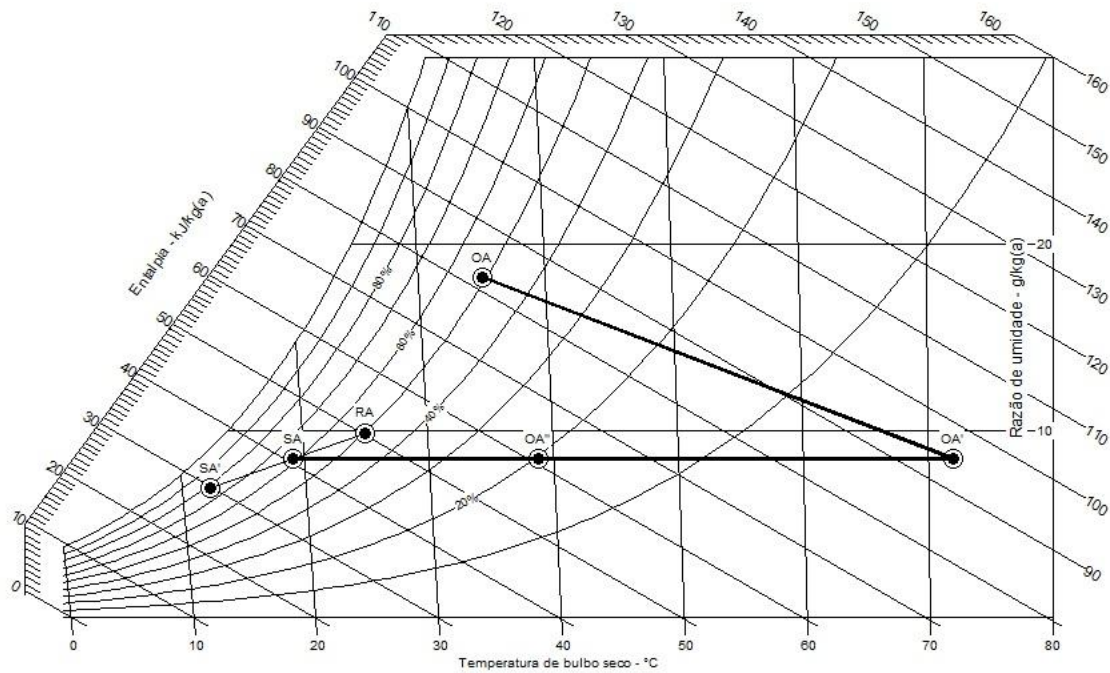


Figura 9. 9 – Carta psicrométrica referente à solução do Sistema no mês de Abril

Tabela 9. 8 – Condições termodinâmicas referentes aos pontos do sistema híbrido

	Abril				
	OA	OA'	OA''	RA	SA
<b>T<sub>BS</sub> (°C)</b>	35,0	72,0	38,7	25,0	19,1
<b>w (g/kg<sub>ar seco</sub>)</b>	18,22	8,50	8,50	9,88	8,50
<b>h (kJ/kg)</b>	81,93	94,79	60,78	50,31	40,82

Tabela 9. 9 – Potência consumida para o ciclo tradicional e ciclo híbrido referente ao mês de Abril

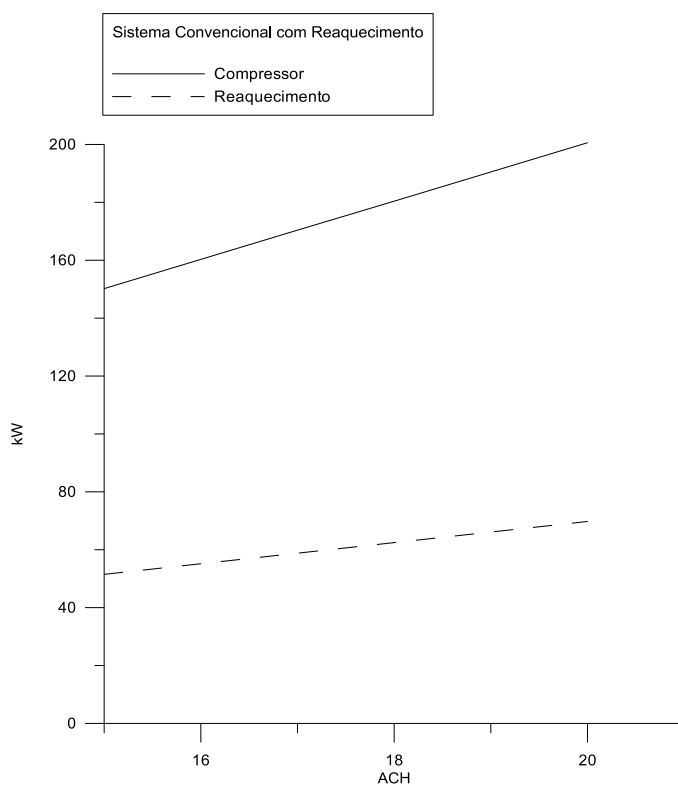
Abril		
<b>Ciclo</b>	<b>W<sub>REQ</sub> (kW)</b>	51,5
<b>Tradicional</b>	<b>W<sub>COMP</sub> (kW)</b>	150,2
<b>Ciclo Híbrido</b>	<b>Q<sub>DW</sub> (kW)</b>	2449,6
	<b>W<sub>COMP</sub> (kW)</b>	115,6

Aplicando um aumento da vazão de ar de renovação, conseqüentemente o aumento da vazão mássica de ar total no sistema tradicional e analisando seu consumo conforme a Figura 9.10.



Na Figura 9.10 mostra o aumento da demanda de potência do compressor e reaquecimento em relação ao aumento da vazão mássica do ar de renovação (OA) de 15 a 20 ACH. Assim como ocorreu no Rio de Janeiro, o aumento da vazão de ar motivou um maior consumo do ciclo para resfriar e desumidificar todo ar externo, o que motiva o aumento também do reaquecimento. Como há o aumento da vazão mássica de ar externo é requerida maior potência frigorífica no evaporador para resfriar e desumidificar todo esse fluxo de ar.

Neste ciclo o consumo é maior quando comparado ao Rio de Janeiro no mês de Fevereiro devido ao fato do ar externo em Teresina para o mês de Abril apresentar maior razão de umidade, o que leva a uma maior demanda para atender a carga térmica do recinto e do ar externo.



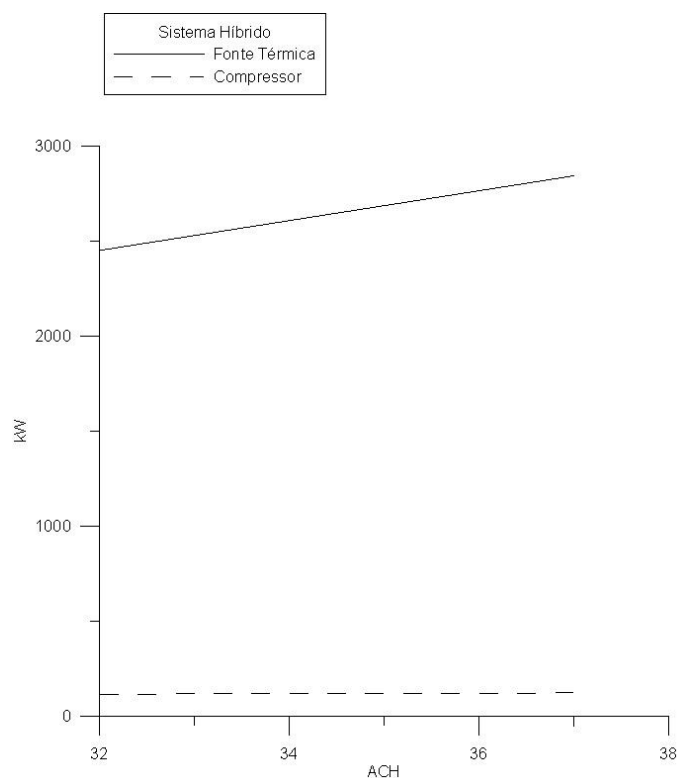
**Figura 9. 10 – Variação da troca de ar por hora para o ciclo tradicional referente à Teresina no mês de Abril**

A Figura 9.11 representa o aumento da vazão mássica de ar para o ciclo híbrido no mês de Abril em Teresina.

Na Figura 9.11 apresenta a variação do fluxo de ar no recinto de 32 a 37 ACH. A vazão mássica para este ciclo é 100% externa o que leva a uma maior dificuldade na desumidificação no rotor dessecante e maior consumo da fonte térmica. Apesar do aumento do fluxo de ar a demanda da potência do compressor mantém-se praticamente

constante e ainda é menor que no ciclo tradicional, isso ocorre, pois a serpentina trabalha a seco, temperatura abaixo do ponto de orvalho e para uma maior vazão de ar.

Esta aplicação apresenta maior demanda da fonte térmica e do compressor quando comparado com o Rio de Janeiro porque o ar externo nesse mês em Teresina apresenta maior razão de umidade o que leva ao ciclo exigir maior vazão de ar externo para atender toda carga térmica do recinto, conseqüentemente maior consumo.



**Figura 9. 11 – Variação da troca de ar por hora para o ciclo híbrido referente à Teresina no mês de Abril**

A Tabela 9.10 mostra que na cidade de Teresina o sistema híbrido foi muito econômico em relação ao sistema convencional. Os meses em vermelho são referentes aos que utilizaram reaquecimento, enquanto os outros indicam que não houve necessidade de utilizar o reaquecimento.

Quando o ciclo tradicional utilizou o reaquecimento a demanda do compressor no ciclo híbrido (compressor acima do ponto de orvalho) reduziu em até 49,5% comparado a demanda do ciclo tradicional com reaquecimento. Quando comparado ao ciclo tradicional sem reaquecimento a economia do sistema híbrido chegou até 34,4%.

Estes valores são diretamente influenciados pela razão de umidade do ar externo, quanto menor esta razão, menor a demanda do compressor no ciclo tradicional e híbrido.

Além da economia do consumo energético o ciclo híbrido garantiu uma maior qualidade de ar interior, pois em todos os meses houve o aumento da troca de ar por hora (ACH) em relação ao sistema convencional e conseqüentemente o aumento da vazão de ar externo, assegurando maior renovação do ar.

Tabela 9. 10 – Porcentagem da economia energética mensal para Teresina do ciclo híbrido em relação ao ciclo tradicional

	Teresina											
	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
<b>Ciclo Híbrido</b>	34,4%	48,9%	46,2%	42,7%	49,5%	47,7%	31,0%	29,1%	24,6%	23,2%	24,6%	31,1%

#### 9.4 – ANÁLISE DO SISTEMA HÍBRIDO PARA O RIO DE JANEIRO E TERESINA PARA TEMPERATURAS DE ALTA CARGA LATENTE

A simulação do ciclo híbrido para as temperaturas de alta carga latente (alta razão de umidade) para essas cidades não apresentou solução, ocorreu porque neste ciclo apenas o rotor dessecante é responsável por atender a carga latente, o que acarreta uma maior desumidificação nesta etapa já que a razão de umidade.

Nestas condições o ar externo tem razão de umidade acima de 18 g/kg<sub>arseco</sub> e sai do rotor com 10,1 g/kg<sub>arseco</sub>, isso mostra o ciclo necessita de mais um equipamento capaz de remover umidade para que atenda a carga latente do recinto e do ar externo.

## 10. CONCLUSÃO

O presente trabalho possibilitou a análise da viabilidade energética de ciclos de condicionamento de ar para as cidades de Teresina e Rio de Janeiro. Em função das análises comparativas efetuadas, pode-se concluir que:

- É possível reduzir o consumo de energia elétrica requerido pelo ciclo tradicional quando necessita utilizar o reaquecimento utilizando ciclo tradicional com desvios como o *bypass* externo e *bypass* interno em regiões de alta temperatura e razão de umidade.
- O sistema com *bypass* externo apresentou melhor controle de umidade, capaz de manter o recinto com umidade relativa entre 52% e 55% para a temperatura de 25°C para regiões em que o ar externo apresenta alta razão de umidade, além de reduzir o consumo em até aproximadamente 38% quando comparado ao consumo do ciclo tradicional (compressor + reaquecimento).
- O sistema com *bypass* interno apresentou maior dificuldade no controle da umidade, mas para regiões onde apresenta baixa razão de umidade apresentou comportamento similar ao do sistema com *bypass* externo. Quando o ar externo apresentou alta razão de umidade este sistema foi mais ineficiente no controle de umidade, chegando a 60% de umidade relativa no recinto, valor limite de acordo a ASHRAE.
- Comparando os dois sistemas com *bypass*, o *bypass* externo se mostrou mais eficiente no controle de umidade, para regiões com baixa e alta razão de umidade se sobressaindo em relação ao *bypass* interno, abrangendo maior aplicabilidade.
- É notável a redução de consumo de energia elétrica requerida em sistemas de climatização com o emprego do rotor dessecante, regenerador em ambientes com alta temperatura e razão de umidade, além de utilizar fonte de energia alternativa (Gás Natural), garantindo maior eficiência do ciclo.
- O ciclo híbrido foi capaz de reduzir a demanda de potência do ciclo tradicional (apenas compressor) em até 34,6%, quando comparado ao ciclo tradicional (compressor + reaquecimento) foi possível reduzir a demanda de potência em aproximadamente 50%.
- O ciclo híbrido mostrou maior potencial para melhorias na qualidade de ar interior, pois opera com 100% do ar externo na maioria das aplicações e quando

manteve-se a mesma vazão mássica de ar total houve o aumento da vazão de ar externo.

- Para as temperaturas com alta carga latente o ciclo híbrido se mostrou ineficiente, tal fato ocorreu, pois o rotor dessecante selecionado não foi capaz de atender toda carga latente (ar externo + carga latente do recinto).

Como sugestão para trabalhos futuros, pode-se destacar:

- Analisar os ciclos com *bypass* para carga parcial, enfatizando a influência do ar externo para carga térmica.
- Analisar a possibilidade de integração de tecnologias de recuperação para o ciclo híbrido, tais como, rotor dessecante, rotor entálpico, para aplicar em regiões em quentes e úmidas.
- Pesquisar a possibilidade de aproveitar o calor rejeitado pelo condensador do ciclo de compressão mecânica de vapor para aquecer o ar exausto pelo ciclo e reaproveita-lo para ativar o rotor dessecante, reduzindo a demanda da fonte térmica.
- Fazer uma análise termoeconômica e da viabilidade econômica para investigar o retorno financeiro desses ciclos.

## 11. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHRI, **Standard for Water Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle**. Standard 550 / 590, Air-conditioning, Heating and Refrigeration Institute, 1998.

American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning, **ASHRAE Fundamentals**, 2017.

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE, **District Cooling Guide**, Atlanta, 2013.

AOON INDIRECT DEHUMIDIFICATION ENCHNCEMENT, Disponível em:< [https://www.aon.com/Documents/Technical/ReturnAirBypass\\_100830.pdf](https://www.aon.com/Documents/Technical/ReturnAirBypass_100830.pdf)>. Acesso em: 2 set. 2016.

Associação Brasileira de Normas Técnicas, **NBR-16401 (1, 2 e 3): Instalações de Ar condicionado: sistemas centrais e unitários**, Rio de Janeiro, 2008.

BELLIA, L., MAZZEI, P., MINICHELLO, F., PALMA, D., **Air Conditioning Systems With Desiccant Wheel For Italian Climates**, International Journal on Architectural Science 4, pg 193-213, 2000.

BOLLIGER, R., **Sistema de Pass e By-pass do Ar de Retorno**, 2003, VIII CONBRAVA.  
BURNS, P. R., MITCHELL, J. W., BECKMAN, W. A., **Solar Hybrid Desiccant Cooling Systems In Supermarket Applications**, M. S. Thesis, University of Wisconsin, 1985.

CARRIER, J., **Handbook of air conditioning system design**, Carrier Air Conditioning Company, 1966.

COMINO, F., RUIZ DE ADANA, M., & PECI, F., **Energy saving potential of a hybrid HVAC system with a desiccant wheel activated at low temperatures and an indirect evaporative cooler in handling air in buildings with high latent loads**. Applied Thermal Engineering, 131, pg 412–427, 2018.

DAOU, K., WANG, R.Z., XIA, Z.Z., **Desiccant cooling air conditioning: a review**, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 10, pg 55 – 77, 2006.

DURKIN, T., **Take A Fresh Look At Face And Bypass**, In Heating/Piping/AirConditioning Engineering, 1999.

ENDO, A. S., **Dehumidification System Analysis For Commercial Buildings**, USP, 2010.

GATLEY, D. P., **Dehumidification Enhancements for 100-Percent-Outside-Air AHUs**, HPAC Engineering, pg 51-59, 2000.

HUTZEL, W. J., WILSON S. A., FAIOLA, J., **Performance of HVAC System with Solar Reheat**, International High Performance Buildings Conference at Purdue, 2010.

JIA, C. X., DAI, Y. J., WU, J. Y., & WANG, R. Z., **Analysis On A Hybrid Desiccant Air-Conditioning System**. Applied Thermal Engineering, pg 2393–2400, 2006.

KESSEY, K. O., 1985, **Cooling coil selection using apparatus dewpoint charts**, International journal of refrigeration, pg 360-366, 1985.

LARRANGA, M. D., BERUVIDES, M. G., HOLDER, H. W., KARUNASENA, E., STRAUS, C. D., **DOAS & Humidity Control**, ASHRAE Journal, pg. 34-40, 2008.

LEE, H., LIN, X., HWANG, Y., RADERMACHER, R., **Performance investigation on solid dessicant assisted mobile air conditioning system**, Applied Thermal Engineering, Vol. 103, pg 1370-1380, 2016.

LEE, W.L., CHEN, H., LEUNG, Y.C., ZHANG, Y., **Decoupling dehumidification and cooling for energy saving and desirable space air conditions in hot and humid Hong Kong**, Energy conversion and management, Elsevier Ltd, pg 230-239, 2011.

LIU, W., LIAN, Z., RANDERMACHER, R., YAO, Y., **Energy consumption analysis on a dedicated outdoor air system with rotary desiccant wheel**, ENERGY, Elsevier Ltd, pg 1749-1760, 2007.

MAGO, P. J., LUCK, R., **Use of computational tools to enhance the study of psychrometric processes for buildings in an air conditioning course**, International Journal of Mechanical Engineering Education, Vol. 42, N. 3, pg 253-266, 2014.

MCQUISTON, F.C., PARKER, J.D., SPITLER, J.D., **Heating, ventilation and air conditioning: Analisis and design**, 6<sup>a</sup> Ed, 2005.

MUMMA, S.A., **Designing dedicated outdoor air systems**, ASHRAE Journal, pg 28-31, 2001.

MURPHY, J., **Dehumidification Performance Of Hvac Systems**, ASHRAE Journal 44, pg 23-31, 2002.

NALL, D. H., **Coil Bypass AHUS: Avoiding Reheat In Health-Care Applications**, ASHRAE Journal, vol. 59, no. 10, pg 54, 2017.

NOBREGA, C. E. L., BRUM, N. C. L., **Alternative Design of Hybrid Desiccant Cooling Systems**, 13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, pg 468-472, 2017.

NÓBREGA, C.E.L., BRUM, N.C.L., **Modeling and simulation of heat and enthalpy recovery wheels**, Energy, Vol. 34, pg 2063 – 2068, 2009.

PATE, M. E., TODD, T. R., 1987, **Innovative HVAC Cycles for Severe Part Load Conditions in the Humid Climate**, Energy Systems Laboratory, Texas A&M University, 1987.

SAIDI, M. H., VAZIRIFARD, S., **Hybrid Desiccant Cooling Systems**, ASHRAE Journal, pg 44-49, 2007.

SAND, J.R., FISCHER, J.C., **Active desiccant integration with packaged rooftop HVAC equipment**, *Applied Thermal Engineering*, Elsevier Ltd, pg 3138-3148. 2005.

SHAH, N., PHADKE, A., WAIDE, P., **Cooling the planet: Opportunities for Deployment of Super-efficient Room Air Conditioners**, Lawrence Berkeley National Laboratory, 2013.

STANKE, D., BRADLEY, B., **Dehumidify with constantvolume systems**, Engineers Newsletter, 29(4) Trane, 2001.

STOECKER, W. F., JONES, J., **Refrigeração e ar-condicionado**, São Paulo: McGraw-Hill, 1985.

SUBRAMANYAM, N., MAIYA, M.P., MURTHY, S.S., **Application of desiccant wheel to control humidity in air-conditioning systems**, *Applied Thermal Engineering*, Elsevier Ltd, pg 2777-2787, 2004.

THRELKELD, J.W., KUEHN, T.H., RAMSEY, J.W., **Thermal Environmental Engineering**, 3rd ed., New York, McGraw-Hill, 1998.

WARILA, D. T., **Dehumidification Without Re-heat Using Face and Bypass Dampers**, Energy Systems Laboratory, Texas A&M University, 1994.

WENGER, J. D., **Computer Room Fresh Air Cooling**, Energy Systems Laboratory, Texas A&M University, 1985.



**YADAV Y.K., KAUSHIK S. C., Psychrometric Techno Economic Assessment And Parametric Studies Of Vapor-Compression And Solid/Liquid Desiccant Hybrid Solar Space Conditioning Systems, Heat Recov Syst CHP, pg 563–572, 1991.**

## APÊNDICE

Para calcular o consumo energético do compressor nos ciclos de condicionamento de ar simulados nesse trabalho utilizou-se o *software CoolPack*. Foi selecionado o ciclo básico de compressão a vapor.

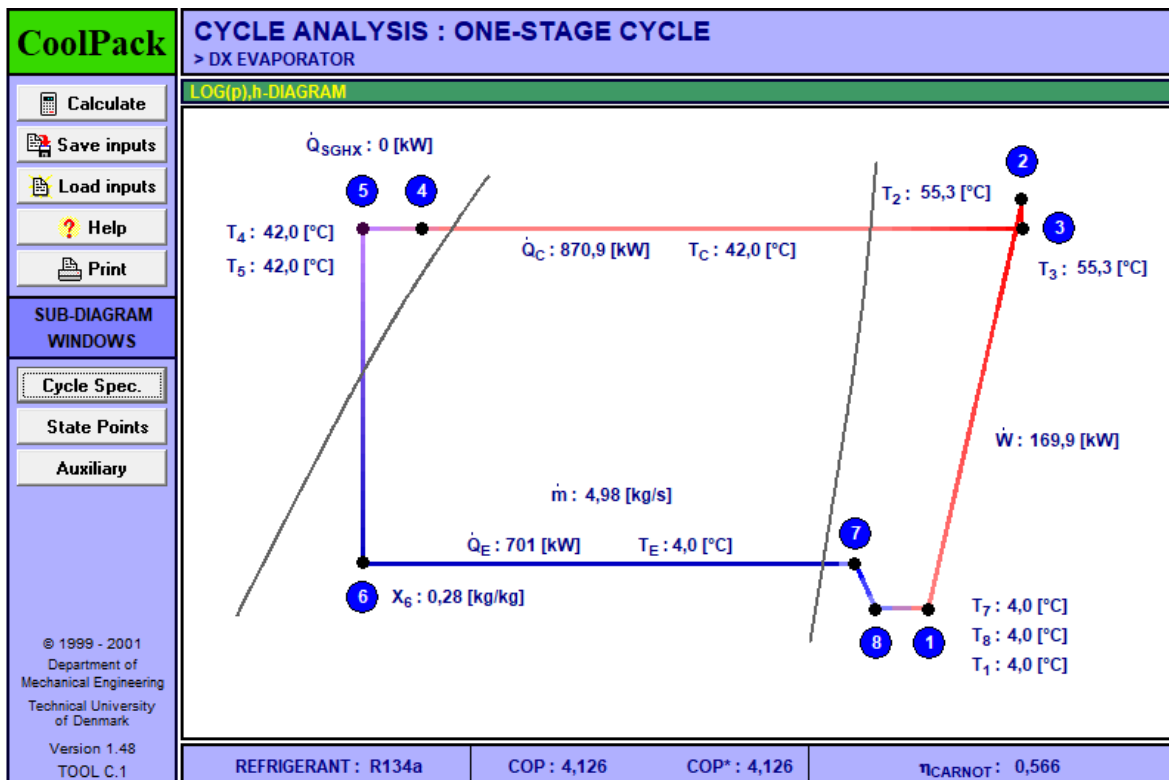


Figura - Diagrama do ciclo de compressão mecânica de vapor do software *CoolPack*

A temperatura do evaporador é selecionada de acordo com valor encontrado para o  $T_{ADP}$ . Nos ciclos onde convencional, convencional com reaquecimento, *bypass* externo e *bypass* interno, a temperatura adotada foi de 3 °C abaixo da temperatura do ponto de orvalho. No sistema híbrido, a temperatura adotada do evaporador é acima do ponto de orvalho, já que não há desumidificação.

De acordo a AHRI essa temperatura varia de 10 °C a 43 °C em sistema de refrigeração. A temperatura no condensador adotada no valor de 42 °C.

A eficiência isoentrópica é mantida no coeficiente de valor igual a 0,7. São desconsideradas todas as perdas de carga: perda de calor no compressor, perda de pressão, desconsiderado o superaquecimento do vapor de sucção e também é desconsiderado o subresfriamento do líquido refrigerante.

O fluido refrigerante selecionado foi o R134a, comumente utilizado em sistemas de condicionamento de ar.

CYCLE SPECIFICATION								
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT		
$T_E$ [°C]:	4,0	$\Delta T_{SH}$ [K]:	0	$\Delta p_{SL}$ [K]:	0	No SGHX	0,30	R134a
$T_C$ [°C]:	42,0	$\Delta T_{SC}$ [K]:	0	$\Delta p_{DL}$ [K]:	0			
CYCLE CAPACITY								
Cooling capacity $\dot{Q}_E$ [kW]	701	$\dot{Q}_E$ : 701 [kW]	$\dot{Q}_C$ : 870,9 [kW]	$\dot{m}$ : 4,98 [kg/s]	$\dot{V}_S$ : 1075,17 [m <sup>3</sup> /h]			
COMPRESSOR PERFORMANCE								
Isentropic efficiency $\eta_{is}$ [-]	0,7	$\eta_{is}$ : 0,700 [-]	$\dot{W}$ : 169,9 [kW]					
COMPRESSOR HEAT LOSS								
Heat loss factor $f_G$ [%]	0	$f_G$ : 0,0 [%]	$T_2$ : 55,3 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$ : 0 [kW]				
SUCTION LINE								
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	$\dot{Q}_{SL}$ : 0 [W]	$T_8$ : 4,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$ : 0,0 [K]				

Calculate	Print	Help	Home	Auxiliary	State Points	COP : 4,126	COP* : 4,126
-----------	-------	------	------	-----------	--------------	-------------	--------------

Figura - Especificações do ciclo de compressão mecânica de vapor do software *CoolPack*

É dado o *input* no *CoolPack* do valor da potência frigorífica ( $Q_e$ ) encontrado na simulação dos ciclos no FORTRAN90, como *output* o *software* fornece o consumo energético do compressor.