**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**
**FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS**
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS - DEA**

# AVALIAÇÃO DA DEMANDA, DO CONSUMO ELÉTRICO E DO CONTROLE DE TEMPERATURA PARA CONDICIONAMENTO DE AMBIENTES, USANDO SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO COM TERMOACUMULAÇÃO

Dissertação de mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia de Alimentos da Universidade Estadual de Campinas para a obtenção do título de Mestre em Engenharia de Alimentos.

**Orientador**: Prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior
**Orientada**: Eng.ª Klícia Araújo Sampaio

Campinas, agosto/2006

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA FEA – UNICAMP

Sampaio, Klícia Araújo
Sa47a Avaliação da demanda, do consumo elétrico e do controle de temperatura para condicionamento de ambientes, usando sistemas de refrigeração com termoacumulação / Klícia Araújo Sampaio. -- Campinas, SP: [s.n.], 2006.

Orientador: Vivaldo Silveira Júnior
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia de Alimentos

1. Termoacumulação. 2. Controladores PID. 3. Controle de temperatura. 4. Refrigeração. I. Silveira Junior, Vivaldo. II. Universidade Estadual de Campinas.Faculdade de Engenharia de Alimentos. III. Título.

(cars/fea)

Titulo em inglês: Evaluation of demand, electric consumption and control of temperature for environment conditioning, using refrigeration systems with thermal storage
Palavras-chave em inglês (Keywords): Thermal storage, PID controllers, Temperature control, Refrigeration
Titulação: Mestre em Engenharia de Alimentos
Banca examinadora: Vivaldo Silveira Júnior
Araí Augusta Bernárdez Pécora
Flávio Vasconcelos da Silva
Carlos Roberto Rocha
Programa de Pós Graduação: Programa em Engenharia de Alimentos

**BANCA EXAMINADORA**

_____

Prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior

_____

Prof.ª Dr. Araí Bernardes Pecora

_____

Prof. Dr. Flávio Vasconcelos da Silva

_____

Prof. Dr. Carlos Roberto Rocha

## AGRADECIMENTOS

À Deus por toda força espiritual, conforto nas horas mais difíceis e pela sua presença constante.

À UNICAMP e ao Departamento de Engenharia de Alimentos, por contribuírem para o enriquecimento da minha formação acadêmica.

Ao Prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior, por me receber, me orientar, pela disponibilidade e por todo apoio dados nos momentos mais críticos.

A professora Adilma Scamparini pelos contatos que deram origem a esta tese de mestrado e por toda atenção dispensada.

À CAPES e a CPFL pelo apoio financeiro que tornou possível a realização deste trabalho.

Aos meus pais "tão amados", pelo carinho, pela presença mesmo na distancia e por todo empenho que tiveram para que eu pudesse esta aqui hoje. Vocês são realmente os melhores pais do mundo!

Aos meus irmãos Ingrid e Álick, obrigada mesmo.

A minha avó pelas orações incessantes e pelo grande amor.

Ao Anderson, pelo amor, amizade, companheirismo, pela ajuda nas madrugadas, fins de semana e por todas as caronas (rs). Você é realmente muito especial, te adoro.

Ao meu amigão Marcos, pelo companheirismo, amizade, bom senso e por saber que sempre posso contar com você. Obrigada de coração.

Ao Flávio, pela ajuda desde a minha vinda para Campinas.

Ao Izaias, pelo trabalho indispensável, pela dedicação e pela grande amizade.

Ao Edinho pela grande ajuda e também por tornar o ambiente muito mais alegre.

Aos meus amigos Lena, Douglas e Raul por todo carinho.

A Ana pelo encorajamento e pela amizade.

Aos meus Professores da Universidade Estadual do Sudoeste da Bahia (UESB) pela base para que eu pudesse me sair bem aqui.

A todos os meus colegas do LACPA, que sempre proporcionaram um ambiente de trabalho agradável.

Aos meus colegas da Pós-graduação pelos bons momentos de estudos juntos e pelas conversinhas depois do almoço.

# ÍNDICE GERAL

**ÍNDICE DE FIGURAS** ..... **IX**

**ÍNDICE DE TABELAS** ..... **XV**

**NOMENCLATURA** ..... **XVII**

**RESUMO** ..... **XIX**

**ABSTRACT** ..... **XXI**

**1. INTRODUÇÃO** ..... **1**

**2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA** ..... **4**

2.1. TARIFAS ELÉTRICAS ..... 4

*2.1.1. Tarifa Convencional* ..... *5*

*2.1.2. Tarifa Horossazonal* ..... *5*

2.1.2.1. Tarifa Horossazonal AZUL (Tarifa azul) ..... 5

2.1.2.2. Tarifa Horossazonal VERDE (Tarifa Verde) ..... 6

*2.1.3. Tarifa especial: Tarifa da Madrugada* ..... *6*

2.2. DEMANDA E CONSUMO ELÉTRICO ..... 6

2.3. FATOR DE CARGA ..... 8

2.4. TERMOACUMULAÇÃO ..... 9

*2.4.1. Meios acumuladores* ..... *9*

*2.4.2. Tecnologias de Termoacumulação* ..... *10*

2.4.2.1. Termoacumulação com armazenagem de água gelada ..... 10

2.4.2.2. Termoacumulação com o uso de gelo ..... 11

2.4.2.3. Gelo armazenado em tanques com derretimento externo ..... 12

2.5. TIPOS DE OPERAÇÃO ..... 15

*2.5.1. Acumulação total modificada* ..... *15*

*2.5.2. Operação Simultânea ou Sem Termoacumulação* ..... *16*

2.6. BENEFÍCIOS DO USO DA TERMOACUMULAÇÃO ..... 16

2.7. SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM FLUIDO SECUNDÁRIO ..... 18

2.8. CONFORTO TÉRMICO ..... 19

2.9. CONTROLES NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO ..... 20

2.10. CONTROLES NO AMBIENTE DE APLICAÇÃO ..... 21
2.11. CARACTERIZAÇÃO DO COMPORTAMENTO TRANSIENTE DE PROCESSOS ..... 22
2.12. CARACTERIZAÇÃO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DOS PROCESSOS ..... 24
*2.12.1. Principio da Superposição ..... 25*
*2.12.2. Independência da Resposta Característica Dinâmica em Diferentes Condições de Processo. ..... 25*
2.13. CONTROLE DE PROCESSOS ..... 25
*2.13.1. Lógicas de Controle ..... 26*
2.14. SINTONIA ..... 28
*2.14.1. Métodos de Ziegler-Nichols ..... 28*
2.14.1.1. Método da Curva de Reação do Processo ..... 28
2.14.1.2. Método do Período Crítico ..... 30
2.15. PARÂMETROS DE AVALIAÇÃO DOS CONTROLADORES ..... 31
2.16. CARGA TÉRMICA ..... 33
*2.16.1. Carga Térmica de Resfriamento ..... 34*
*2.16.2. Carga Térmica de Aquecimento ..... 34*
*2.16.3. Métodos de cálculo ..... 34*
2.17. APLICAÇÃO PARA ALIMENTOS ..... 36
**3. MATERIAL E MÉTODOS ..... 37**
3.1. MATERIAL ..... 37
*3.1.1. Cenário de Estudo ..... 37*
*3.1.2. Sistema de Termoacumulação ..... 37*
*3.1.3. Sistema de Refrigeração ..... 40*
*3.1.4. Montagem experimental ..... 40*
*3.1.5. Sistema de monitoração e Controle ..... 44*
*3.1.6. "Software" configurador SPDSW ..... 45*
*3.1.7. Sistema de Supervisão ..... 46*
3.2. MÉTODOS ..... 46
*3.2.1. Instrumentação e Configuração do Controlador Lógico Programável ..... 46*
*3.2.2. Determinação da condição inicial ..... 47*
*3.2.3. Caracterização da ordem do processo ..... 47*

*3.2.4. Avaliação da linearidade do processo ..... 48*
*3.2.5. Parâmetros de avaliação dos controladores ..... 49*
*3.2.6. Estratégias de termoacumulação e consumo energético ..... 49*
*3.2.7. Avaliação dos controladores por balanço energético ..... 51*
*3.2.8. Estudo dos custos na utilização de sistemas com e sem Termoacumulação 54*

**4. RESULTADOS E DISCUSSÕES ..... 56**

4.1. DETERMINAÇÃO DA CONDIÇÃO INICIAL ..... 56
4.2. CARACTERIZAÇÃO QUANTO À ORDEM DO PROCESSO ..... 57
4.3. AVALIAÇÃO DA LINEARIDADE DO PROCESSO ..... 60
4.4. PARÂMETROS DE SINTONIA DO CONTROLADOR PID ..... 61
4.5. ENSAIOS PARA AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DOS CONTROLADORES ..... 61
4.6. AVALIAÇÃO DAS ESTRATÉGIAS DE TERMOACUMULAÇÃO E CONSUMO ENERGÉTICO 65
4.7. AVALIAÇÃO DOS CONTROLADORES PELAS TAXAS MÉDIAS DE TROCAS TÉRMICAS E ESTABILIZAÇÃO NO SET-POINT ..... 68
4.8. ESTUDO DOS CUSTOS NA UTILIZAÇÃO DE SISTEMAS DE TERMOACUMULAÇÃO COM CARGA TOTAL E CARGA SIMULTÂNEA ..... 73

**5. CONCLUSÕES ..... 76**

**6. SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS ..... 79**

**7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS ..... 80**

**ANEXO A ..... 85**

**ANEXO B ..... 88**

**ANEXO C ..... 98**

**ANEXO D ..... 99**

**ANEXO E ..... 100**

**ANEXO F ..... 106**

**ANEXO G ..... 109**

**ANEXO H.....121**

# ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - CARGA E DESCARGA NO SISTEMA DE TERMOACUMULAÇÃO COM GELO COM DERRETIMENTO EXTERNO (DORGAN & ELLESON, 1994). ..... 12
FIGURA 2- ESQUEMA SIMPLIFICADO DE TERMOACUMULAÇÃO DE GELO COM DERRETIMENTO EXTERNO (DORGAN & ELLESON, 1994). ..... 14
FIGURA 3 – DIAGRAMA DO CONFORTO HUMANO (INMET, 2004) ..... 20
FIGURA 4 – CURVA TÍPICA DE REAÇÃO DO PROCESSO ..... 29
FIGURA 5 – DETERMINAÇÃO DO PERÍODO CRÍTICO CONFORME MÉTODO DO PERÍODO CRITICO ..... 30
FIGURA 6 - PARÂMETROS DE ANALISE DO DESEMPENHO DE CONTROLADORES. ..... 32
FIGURA 7 - "LAYOUT" DO CENÁRIO DE ESTUDO ..... 38
FIGURA 8 – CIRCULAÇÃO DA SOLUÇÃO DE PROPILENO GLICOL ..... 41
FIGURA 9 – ESQUEMA DO CIRCUITO DA ÁGUA GELADA ENTRE O TANQUE DE GELO E OS AMBIENTES ..... 42
FIGURA 10 – QUADRO DE COMANDO MODO MANUAL ..... 43
FIGURA 11 – QUADRO DE COMANDO MODO AUTOMÁTICO ..... 43
FIGURA 12 – HISTÓRICO DA TEMPERATURA PARA DETERMINAÇÃO CONDIÇÃO DE REGIME PERMANENTE DOS AMBIENTES ..... 56
FIGURA 13 – CURVA DE REAÇÃO DO $\Delta T$ E UMIDADE RELATIVA APÓS PERTURBAÇÃO DE + 40 % DE FECHAMENTO DA VAZÃO DE ÁGUA GELADA NA SALA 1 (FAN-COIL 1). ..... 57
FIGURA 14– CURVA DE REAÇÃO DO MÓDULO DO GANHO ABSOLUTO DA TEMPERATURA DA SALA 4 APÓS PERTURBAÇÕES DEGRAU POSITIVA E NEGATIVA NA VAZÃO DE ÁGUA GELADA. ..... 60
FIGURA 15 – HISTÓRICO TEMPORAL DAS VARIÁVEIS MANIPULADA E CONTROLADA COM O CONTROLADOR PID SOB PERTURBAÇÃO NEGATIVA NO SET-POINT DE - 1,5 $^{o}$C PARA SALA 2. ..... 63
FIGURA 16 – HISTÓRICO DO CONSUMO ENERGÉTICO DO COMPRESSOR PARA AS DUAS ESTRATÉGIAS DE TERMOACUMULAÇÃO ..... 67
FIGURA 17 – COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA INTERNA DA SALA 2 SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR PID COM ESTRATÉGIA DE TERMOACUMULAÇÃO COM CARGA TOTAL. ..... 69

FIGURA 18 - COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA INTERNA DA SALA 4 SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR "ON-OFF" COM BANDA DE 0,2 ºC COM ESTRATÉGIA DE TERMOACUMULAÇÃO COM CARGA SIMULTÂNEA. ..... 70

FIGURA 19 – CUSTOS TOTAIS USANDO SISTEMAS DE TERMOACUMULAÇÃO COM CARGA TOTAL E CARGA SIMULTÂNEA PARA O CONDICIONAMENTO DE AMBIENTES. ..... 75

FIGURA C. 1 – TELAS DE SUPERVISÃO DESENVOLVIDAS NO SOFTWARE ELIPSE-E3. TELA INICIAL (A), TELA DE CIRCULAÇÃO DE ÁGUA GELADA ENTRE TANQUE DE GELO FAN-COILS (B), TELA DE CIRCULAÇÃO ENTRE PROPILENO GLICOL E TANQUE DE GELO (C), TELA COM SISTEMA INTEGRADO (D). ..... 98

FIGURA D. 1 - TELAS DE CONFIGURAÇÃO DOS CONTROLADORES DESENVOLVIDAS NO SOFTWARE ELIPSE-E3. TELAS PARA INSERÇÃO DOS PARÂMETROS DE CONTROLE PARA O CONTROLADOR PID (A, B), TELAS PARA CONFIGURAÇÃO DA BANDA DO CONTROLADOR ON-OFF (C,D). ..... 99

FIGURA E.1 - CURVA DE REAÇÃO DO $\Delta T$ E UMIDADE RELATIVA APÓS PERTURBAÇÃO DE + 40 % DE FECHAMENTO DA VAZÃO DE ÁGUA GELADA NA SALA 1 (FAN-COIL 1). ..... 100

FIGURA E.2 - CURVA DE REAÇÃO DO $\Delta T$ E UMIDADE RELATIVA APÓS PERTURBAÇÃO DE + 40 % DE FECHAMENTO DA VAZÃO DE ÁGUA GELADA NA SALA 1 (FAN-COIL 6). ..... 100

FIGURA E.3 - CURVA DE REAÇÃO DO $\Delta T$ E UMIDADE RELATIVA APÓS PERTURBAÇÃO DE + 40 % DE FECHAMENTO DA VAZÃO DE ÁGUA GELADA NA SALA 2. ..... 101

FIGURA E.4 - CURVA DE REAÇÃO DO $\Delta T$ E UMIDADE RELATIVA APÓS PERTURBAÇÃO DE + 40 % DE FECHAMENTO DA VAZÃO DE ÁGUA GELADA NA SALA 3. ..... 101

FIGURA E.5 - CURVA DE REAÇÃO DO $\Delta T$ E UMIDADE RELATIVA APÓS PERTURBAÇÃO DE + 40 % DE FECHAMENTO DA VAZÃO DE ÁGUA GELADA NA SALA 4. ..... 102

FIGURA E.6 - CURVA DE REAÇÃO DO $\Delta T$ E UMIDADE RELATIVA APÓS PERTURBAÇÃO DE + 40 % DE FECHAMENTO DA VAZÃO DE ÁGUA GELADA NA SALA 5. ..... 102

FIGURA E.7 - CURVA DE REAÇÃO DO $\Delta T$ E UMIDADE RELATIVA APÓS PERTURBAÇÃO DE - 40 % DE FECHAMENTO DA VAZÃO DE ÁGUA GELADA NA SALA 1 (FAN-COIL 1). ..... 103

FIGURA E.8 - CURVA DE REAÇÃO DO $\Delta T$ E UMIDADE RELATIVA APÓS PERTURBAÇÃO DE - 40 % DE FECHAMENTO DA VAZÃO DE ÁGUA GELADA NA SALA 1 (FAN-COIL 6). ..... 103

FIGURA E.9 - CURVA DE REAÇÃO DO $\Delta T$ E UMIDADE RELATIVA APÓS PERTURBAÇÃO DE - 40 % DE FECHAMENTO DA VAZÃO DE ÁGUA GELADA NA SALA 2. ..... 104

FIGURA E.10 - CURVA DE REAÇÃO DO ΔT E UMIDADE RELATIVA APÓS PERTURBAÇÃO DE - 40 % DE FECHAMENTO DA VAZÃO DE ÁGUA GELADA NA SALA 3. ..... 104
FIGURA E.11 - CURVA DE REAÇÃO DO ΔT E UMIDADE RELATIVA APÓS PERTURBAÇÃO DE - 40 % DE FECHAMENTO DA VAZÃO DE ÁGUA GELADA NA SALA 4. ..... 105
FIGURA E.12 - CURVA DE REAÇÃO DO ΔT E UMIDADE RELATIVA APÓS PERTURBAÇÃO DE - 40 % DE FECHAMENTO DA VAZÃO DE ÁGUA GELADA NA SALA 5. ..... 105
FIGURA F. 1 - CURVA DE REAÇÃO DO GANHO ABSOLUTO DA TEMPERATURA DA SALA 1 (FAN-COIL 1) APÓS PERTURBAÇÕES NA VAZÃO DE ÁGUA GELADA. ..... 106
FIGURA F. 2 - CURVA DE REAÇÃO DO GANHO ABSOLUTO DA TEMPERATURA DA SALA 1 (FAN-COIL 6) APÓS PERTURBAÇÕES NA VAZÃO DE ÁGUA GELADA ..... 106
FIGURA F. 3 - CURVA DE REAÇÃO DO GANHO ABSOLUTO DA TEMPERATURA DA SALA 2 APÓS PERTURBAÇÕES NA VAZÃO DE ÁGUA GELADA..... 107
FIGURA F. 4 - CURVA DE REAÇÃO DO GANHO ABSOLUTO DA TEMPERATURA DA SALA 3 APÓS PERTURBAÇÕES NA VAZÃO DE ÁGUA GELADA..... 107
FIGURA F. 5 - CURVA DE REAÇÃO DO GANHO ABSOLUTO DA TEMPERATURA DA SALA 4 APÓS PERTURBAÇÕES NA VAZÃO DE ÁGUA GELADA..... 108
FIGURA F. 6 - CURVA DE REAÇÃO DO GANHO ABSOLUTO DA TEMPERATURA DA SALA 5 APÓS PERTURBAÇÕES NA VAZÃO DE ÁGUA GELADA..... 108
FIGURA G.1 - HISTÓRICO TEMPORAL DAS VARIÁVEIS MANIPULADAS E CONTROLADA SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR PID COM PERTURBAÇÃO NEGATIVA DE –1,5 $^{O}$C NO SET-POINT PARA A SALA 1 (FAN-COILS 1 E 6)..... 109
FIGURA G.2 - HISTÓRICO TEMPORAL DAS VARIÁVEIS MANIPULADAS E CONTROLADA SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR PID COM PERTURBAÇÃO NEGATIVA NO SET-POINT PARA AS SALAS 2 E 3 DE RESPECTIVAMENTE –2 $^{O}$C E –1,5 ºC. ..... 110
FIGURA G.3 - HISTÓRICO TEMPORAL DAS VARIÁVEIS MANIPULADAS E CONTROLADA SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR PID COM PERTURBAÇÃO NEGATIVA DE –2,0 $^{O}$C NO SET-POINT PARA AS SALAS 4 E 5. ..... 111
FIGURA G.4 - HISTÓRICO TEMPORAL DAS VARIÁVEIS MANIPULADAS E CONTROLADA SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR PID COM PERTURBAÇÃO POSITIVA DE –1,5$^{O}$C NO SET-POINT PARA SALA 1 (FAN-COILS 1 E 6)..... 112

FIGURA G.5 - HISTÓRICO TEMPORAL DAS VARIÁVEIS MANIPULADAS E CONTROLADA SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR PID COM PERTURBAÇÃO POSITIVA NO SET-POINT PARA AS SALAS 2 E 3 DE RESPECTIVAMENTE –2 $^{O}$C E –1,5 ºC. ..... 113

FIGURA G.6 - HISTÓRICO TEMPORAL DAS VARIÁVEIS MANIPULADAS E CONTROLADA SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR PID COM PERTURBAÇÃO POSITIVA DE –2,0 $^{O}$C NO SET-POINT PARA AS SALAS 4 E 5. ..... 114

FIGURA G.7 - HISTÓRICO TEMPORAL DAS VARIÁVEIS MANIPULADAS E CONTROLADA SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,2 ºC COM PERTURBAÇÃO NEGATIVA DE –1,5 $^{O}$C NO SET-POINT PARA SALA 1 (FAN-COILS 1 E 6). ..... 115

FIGURA G.8 - HISTÓRICO TEMPORAL DAS VARIÁVEIS MANIPULADAS E CONTROLADA SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,2 ºC COM PERTURBAÇÃO NEGATIVA NO SET-POINT PARA AS SALAS 2 E 3 DE RESPECTIVAMENTE –2 $^{O}$C E –1,5 ºC. ..... 116

FIGURA G.9 – HISTÓRICO TEMPORAL DAS VARIÁVEIS MANIPULADAS E CONTROLADA SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,2 ºC COM PERTURBAÇÃO NEGATIVA DE –2,0 $^{O}$C NO SET-POINT PARA AS SALAS 4 E 5. ..... 117

FIGURA G.10 - HISTÓRICO TEMPORAL DAS VARIÁVEIS MANIPULADAS E CONTROLADA SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,2 ºC COM PERTURBAÇÃO POSITIVA DE +1,5 $^{O}$C NO SET-POINT PARA SALA 1 (FAN-COILS 1 E 6) ..... 118

FIGURA G.11 - HISTÓRICO TEMPORAL DAS VARIÁVEIS MANIPULADAS E CONTROLADA SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,2 ºC COM PERTURBAÇÃO POSITIVA NO SET-POINT PARA AS SALAS 2 E 3 DE RESPECTIVAMENTE +2 $^{O}$C E +1,5 ºC. ..... 119

FIGURA G.12 – HISTÓRICO TEMPORAL DAS VARIÁVEIS MANIPULADAS E CONTROLADA SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,2 ºC COM PERTURBAÇÃO POSITIVA DE +2,0 $^{O}$C NO SET-POINT PARA AS SALAS 4 E 5. ..... 120

FIGURA H.1 – COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA INTERNA DA SALA 1 SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR PID ..... 121

FIGURA H.2 – COMPORTAMENTO DAS TEMPERATURAS INTERNAS DAS SALAS 2 E 3 SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR PID ..... 122

FIGURA H.3 - COMPORTAMENTO DAS TEMPERATURAS INTERNAS DAS SALAS 4 E 5 SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR PID ..... 123
FIGURA H.4 – COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA INTERNA DA SALA 1 (FAN-COILS E 6) SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR PID ..... 124
FIGURA H.5 – COMPORTAMENTO DAS TEMPERATURAS INTERNAS DAS SALA 2 E 3 SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR PID ..... 125
FIGURA H.6 - COMPORTAMENTO DAS TEMPERATURAS INTERNAS DAS SALAS 4 E 5 SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR PID ..... 126
FIGURA H.7 - COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA INTERNA DA SALA 1 SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,2 ºC ..... 127
FIGURA H.8 - COMPORTAMENTO DAS TEMPERATURA INTERNAS DAS SALAS 2 E 3 SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,2 ºC ..... 128
FIGURA H.9 – COMPORTAMENTO DAS TEMPERATURAS INTERNAS DAS SALAS 4 E 5 SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,2 ºC ..... 129
FIGURA H.10 – COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA INTERNA DA SALA 1 COM O CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,2 ºC. ..... 130
FIGURA H.11 – COMPORTAMENTO DAS TEMPERATURAS INTERNAS DAS SALAS 2 E 3 COM O CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,2 ºC. ..... 131
FIGURA H.12 – COMPORTAMENTO DAS TEMPERATURAS INTERNAS DAS SALAS 4 E 5 COM O CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,2 ºC. ..... 132
FIGURA H.13– COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA INTERNA DA SALA 1 SOB ATUAÇÃO CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,5 ºC. ..... 133
FIGURA H.14 – COMPORTAMENTO DAS TEMPERATURA S INTERNAS DAS SALAS 2 E 3 SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,5 ºC ..... 134
FIGURA H.15 – COMPORTAMENTO DAS TEMPERATURAS INTERNAS DAS SALAS 4 E 5 SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,5 ºC ..... 135
FIGURA H.16 – COMPORTAMENTO DA TEMPERATURA INTERNA DA SALA 1 SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,5 ºC. ..... 136
FIGURA H.17 – COMPORTAMENTO DAS TEMPERATURAS INTERNAS DAS SALAS 1 SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,5 ºC ..... 137

FIGURA H.18 – COMPORTAMENTO DAS TEMPERATURAS INTERNA DAS SALAS 4 E 5 SOB ATUAÇÃO DO CONTROLADOR ON-OFF COM BANDA DE 0,5 ºC ..... 138

# ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 – CLASSIFICAÇÃO QUANTO AOS NÍVEIS DE FORNECIMENTO ..... 4
TABELA 2 – PARÂMETROS DE SINTONIA PARA O MÉTODO DA CURVA DE REAÇÃO DO PROCESSO PELO MÉTODO DE SINTONIA DE ZIEGLER- NICHOLS. ..... 29
TABELA 3 – PARÂMETROS DE SINTONIA PARA O MÉTODO DO PERÍODO CRÍTICO (OGATA, 1997). ..... 30
TABELA 4 – CARACTERÍSTICAS DOS AMBIENTES DE ESTUDO ..... 39
TABELA 5 – PERTURBAÇÕES POSITIVAS E NEGATIVAS NAS VAZÕES DE ÁGUA GELADA DOS AMBIENTES ..... 47
TABELA 6 – ENSAIOS PROPOSTOS PARA AVALIAÇÃO DOS CONTROLADORES "ON-OFF" E PID COM PERTURBAÇÕES POSITIVAS E NEGATIVAS NO SET-POINT ..... 49
TABELA 7 - ENSAIOS NAS CONDIÇÕES OPERACIONAIS ..... 51
TABELA 8 – AJUSTE DAS FUNÇÕES DE 1ª ORDEM COM TEMPO MORTO DAS CURVAS DE REAÇÃO APÓS PERTURBAÇÕES POSITIVAS NAS VAZÕES DE ÁGUA GELADA ..... 58
TABELA 9 - FUNÇÕES DAS CURVAS DE REAÇÃO APÓS PERTURBAÇÕES NEGATIVAS NAS VAZÕES DE ÁGUA GELADA ..... 59
TABELA 10 – CONSTANTES DO CONTROLADOR PID PARA O CONTROLE DA TEMPERATURA DOS AMBIENTES ..... 61
TABELA 11 – PARÂMETROS EM REGIME TRANSITÓRIO E ÍNDICES DE DESEMPENHO ERROS DO CONTROLADOR "ON-OFF" COM BANDA DE 0,2 ºC SOB PERTURBAÇÃO POSITIVA NO SET-POINT ..... 64
TABELA 12 – PARÂMETROS EM REGIME TRANSITÓRIO E ÍNDICES DE DESEMPENHO ERROS CONTROLADOR "ON-OFF" COM BANDA DE 0,2 ºC SOB PERTURBAÇÃO NEGATIVA NO SET-POINT ..... 64
TABELA 13 – PARÂMETROS EM REGIME TRANSITÓRIO E ÍNDICES DE DESEMPENHO ERROS DO CONTROLADOR PID COM PERTURBAÇÃO POSITIVA NO SET-POINT ..... 64
TABELA 14 – PARÂMETROS EM REGIME TRANSITÓRIO E ÍNDICES DE DESEMPENHO ERROS DO CONTROLADOR PID COM PERTURBAÇÃO NEGATIVA NO SET-POINT ..... 65
TABELA 15 - COMPARAÇÃO ENERGÉTICA DAS DIFERENTES ESTRATÉGIAS DE TERMOACUMULAÇÃO ..... 66

TABELA 16 - AVALIAÇÃO DOS COEFICIENTES DE PERFORMANCE DAS DIFERENTES ESTRATÉGIAS DE TERMOACUMULAÇÃO ..... 66
TABELA 17 – TAXAS MÉDIAS DE TROCAS TÉRMICAS COM OS CONTROLADORES PID E ON-OFF PARA RESFRIAMENTO DE TODOS OS AMBIENTES COM CARGA SIMULTÂNEA ..... 71
TABELA 18 – TAXAS MÉDIAS DE TROCAS TÉRMICAS COM OS CONTROLADORES PID E "ON-OFF" PARA RESFRIAMENTO DE TODOS OS AMBIENTES COM CARGA TOTAL ..... 73
TABELA 19 – EQUIPAMENTOS E DEMANDAS UTILIZADAS NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO .... 74
TABELA 20 – VALORES DA DEMANDA CONTRATADA E DE CONSUMO PARA AS ESTRATÉGIAS DE TERMOACUMULAÇÃO COM CARGA TOTAL E CARGA SIMULTÂNEA. ..... 74
TABELA 21 – CUSTOS DA DEMANDA CONTRATADA E DO CONSUMO PARA SISTEMAS COM E SEM TERMOACUMULAÇÃO. ..... 75

# NOMENCLATURA

| | | |
|---|---|---|
| Bu | Resposta limite | ºC |
| e(t) | Comportamento do erro de processo em função do tempo | |
| E | Energia consumida | kWh |
| G(s) | Função de transferência no domínio Laplace | |
| R | Resposta do sistema a perturbação | |
| I | Amplitude pico a pico da resposta de um sistema em oscilação sustentada | % |
| IAE | Índice do valor absoluto do erro | ºC |
| ISE | Índice do valor absoluto do erro ao quadrado | $ºC^2$ |
| ITAE | Índice do valor absoluto ponderado do erro | ºC min |
| K | Ganho estático do processo | |
| $K_c$ | Parâmetro do controlador | |
| $K_{cr}$ | Ganho crítico | |
| $K_p$ | Ganho em regime estabelecido | |
| m(t) | Função do controlador | |
| $M_p$ | Máximo sobre-sinal | ºC |
| $P_{pot}$ | Potência consumida | W |
| $P_{cr}$ | Período crítico | min |
| s | Variável no domínio de Laplace | |
| S | Inclinação da tangente | |
| t | Tempo | min |
| T | Temperatura | ºC |
| $T_o$ | Temperatura inicial | ºC |
| $\Delta t$ | Intervalo de tempo | h |
| $\Delta T$ | Diferença de temperatura | ºC |
| $T_d$ | Tempo morto | min |
| y(s) | Função de saída do sistema no domínio Laplaciano | |
| y(t) | Comportamento temporal da saída do sistema | |
| u(s) | Função de perturbação no domínio Laplace | |
| $\dot{m}$ | Fluxo mássico | kg/h |

| | | |
|---|---|---|
| M | Massa | kg |
| $c_p$ | Calor específico | kJ/kg.k |
| $\dot{Q}$ | Taxa média de troca térmica | $\frac{kJ}{h}$ |
| $\dot{P}$ | Taxa média de perdas do sistema | $\frac{kJ}{h}$ |
| $\Delta\hat{H}$ | Entalpia de fusão | $\frac{kJ}{kg}$ |

*Letras gregas*

| | | |
|---|---|---|
| $\tau$ | Período natural de oscilação | min |
| $\tau_d$ | Constante de tempo derivativo | min |
| $\tau_i$ | Constante de tempo integral | min |
| $\xi$ | Fator de amortecimento | |
| $\varpi$ | Freqüência natural não amortecida | |

*Sub-índices*

| | |
|---|---|
| 1 | Trocas térmicas ocorridas entre o propileno e a água |
| 2 | Trocas térmicas ocorridas entre os ambientes e a água gelada |
| 3 | Trocas térmicas ocorridas com a água do tanque com carga simultânea |
| 4 | Trocas térmicas efetuadas para produção de água gelada e gelo |
| 5 | Trocas térmicas ocorridas com a água do tanque de gelo com carga total |
| 6 | Diferença entre as trocas térmicas para acumulo e descarga |
| 7 | Trocas térmicas efetivas entre o propileno e o refrigerante primário |
| prop | Propileno |
| ag | água |
| pot | Potência |
| gelo | gelo |

## RESUMO

Os prédios financeiros e os comerciais juntos representam uma grande parcela do consumo de energia elétrica no setor comercial, cerca de 24,6 % do total. Os sistemas de condicionamento de ambientes e refrigeração comercial neste tipos de prédios são responsáveis por um grande consumo de energia elétrica e de demanda, estando na faixa de 35 % a 40 % do consumo total. O deslocamento da demanda elétrica do horário de ponta para horários fora de ponta traz uma redução de custos para os consumidores, devido às tarifas diferenciadas nesses horários. Além disso, a concessionária que fornece a energia pode economizar no investimento da geração e distribuição, pela diminuição da demanda nos horários de ponta. Os sistemas de termoacumulação têm como principal objetivo à racionalização da demanda elétrica, devido à utilização da mesma em períodos de baixa demanda, além da redução do investimento inicial. A acumulação de energia a baixa temperatura pode ser feita através de bancos água gelada ou bancos de gelo, sendo que estes últimos têm elevada capacidade de armazenamento em menores volumes, devido à mudança de fase. Neste trabalho utilizou-se como sistema de termoacumulação, o banco de gelo, para o condicionamento térmico de cinco diferentes ambientes com duas estratégias de operação: termoacumulação com carga total e carga simultânea. Para o controle das temperaturas dos respectivos ambientes foram utilizadas as lógicas de controle convencionais ("On-off" e PID) nas vazões de água gelada em cada "fan-coil". Comparou-se as diferenças dos tipos de controladores, quanto aos indicadores de eficiências, sob perturbações na carga e no *set-point*. Paralelamente, também avaliou-se as condições de operação do sistema de refrigeração para serem comparados quanto ao consumo energético. Constatou-se que a lógica de controle PID foi mais eficiente em relação à lógica de controle "On-off" com banda de 0,5 ºC para estratégia de termoacumulação com carga simultânea, devido a uma atuação mais precisa em torno set-point. Na estratégia de termoacumulação com carga total o controlador "On-off" com banda de 0,2 ºC foi mais eficiente que a lógica PID, pois a banda definida foi bastante reduzida. Em relação as estratégias de termoacumulação observou-se que a estratégia de termoacumulação com carga simultânea foi melhor, em termos do consumo energético comparada a estratégia com carga total, já que o sistema de refrigeração operava com temperaturas de evaporação mais altas. Porém, usando sistemas com e sem termoacumulação, observou-se que houve uma redução de 33

% nos custos variáveis (demanda e consumo energético) ao se fazer a termoacumulação, demonstrando a viabilidade desse sistema quanto a economia de custos variáveis.

## ABSTRACT

The commercial and financial building together represent a great parcel of the consumption of electric energy in the commercial sector, about 24,6 % of the total. The environment conditioning systems and commercial refrigeration in these types of building are responsible for a great consumption of electric energy and demand, being in the band of 35 % through 40 % of the total consumption. The shifting of the demand of electric from peak periods to off-peak periods brings a reduction of costs for the consumers, due to the differentiated tariffs in these periods. Moreover, the concessionaire who supplies the energy can save in the investment of the generation and distribution, by the reduction of the demand in peak periods. The thermal-storage systems have as main objective the rationalization of the demand of electric, due to use of it in periods of the low demand, beyond the reduction of the initial investment. The accumulation of energy at low temperture can be made through banks of frozen water or ice banks, and these last ones have high capacity of storage at lower volumes, due to phase change. In this work it was used as thermal-storage system, the ice bank, for the thermal conditioning of five different environments with two strategies of operation: thermal-storage with total load and simultaneous load. For the control of the temperatures of the respective environments the conventional logics of control ("On-off" and PID) in the frozen water outflows were used in each "fan-coil". It was compared the differences of the types of controllers, related to the pointers of efficiencies, under disturbances in the load and set-point. Parallel, also it was evaluated the readiness of the refrigeration system to be comparative related to the energy consumption. It was evidenced that the PID logic of control was more efficient in relation to the "On-off" logic of control with band of 0,5 ºC for strategy of thermal-storage with simultaneous load, due to a more precise performance around the set-point. In the strategy of thermal-storage with total load the "On-off" controller with band of 0,2 ºC was more efficient than the PID controller, because the definite band was reduced. In relation to the thermal-storage strategies were observed that the strategy of thermal-storage with simultaneous load was better, in terms of the energy consumption, compared the strategy with total load, since the refrigeration system operated with higher temperatures of evaporation. But, using systems with and without thermal-storage, it was observed that it

had a reduction of 33 % of the variables costs (demand and energy consumption) when making the thermal-storage, shown the viability of this system as the variables costs economy.

# 1. INTRODUÇÃO

"Termoacumulação é um sistema que "retira calor de ou adiciona calor para" um meio acumulador durante períodos de baixa demanda do sistema produtor de frio ou calor, para ser usado em períodos de alta demanda" (ASHRAE, 1999). Segundo HASNAIM (1998), existe principalmente três sistemas de termoacumulação do "frio" considerados atualmente: gelo, água gelada e sais eutéticos, sendo os dois primeiros os mais promissores.

Os acumuladores de "frio" ou banco de gelo, são equipamentos com elevada capacidade de armazenamento de energia térmica a baixas temperaturas, resultante da remoção de calor latente de fusão durante a conversão da água em gelo (DORGAN & ELLSON, 1994). O calor requerido para fundir o gelo é de 144 BTU/lb, enquanto que a água líquida pode absorver menos que 20 BTU/lb, demonstrando portanto, que para aplicações com armazenamento de gelo somente 1/5 do volume de água é requerido (WULFINGHOFF, 1999).

O principal atrativo para o uso da termoacumulação está na economia de custos, devido à redução de demanda contratada e deslocamento de cargas durante o período de ponta, além da diminuição do investimento inicial, devido à redução da capacidade dos equipamentos e periféricos, ou por um eventual incentivo financeiro da concessionária local (McCRACKEN, 2003).

A refrigeração comercial e os sistemas de condicionamento de ambientes apresentam um grande consumo de energia elétrica, sendo, muitas vezes os vilões nas discussões sobre redução de consumo energético. Segundo a ABRASCE (Associação Brasileira de Shopping Centers), os shoppings centers possuem um consumo de energia elétrica do sistema de condicionamento de ar ambiente na faixa de 30 a 50 % do total consumido, sendo responsáveis por cerca de 17 % do consumo de energia elétrica do segmento varejista.

Uma ampliação nos setores industrial, comercial ou financeiro, certamente implicaria numa maior demanda elétrica exigindo inclusive, investimentos no setor de distribuição de energia elétrica por parte das concessionárias. Esse comportamento poderia ser evitado pelo uso de sistemas com termoacumulação, que atenuariam a demanda de ponta (kWh na ponta custa 10 vezes mais que fora de ponta), reduzindo a necessidade contratual de grandes potências disponíveis por parte das concessionárias, deslocando o consumo para os períodos fora de ponta.

Os consumidores estão submetidos a uma tarifa elétrica que esta diretamente relacionada com o nível de tensão em que são atendidos. São divididos em dois grupos: A e B. A estrutura tarifaria é dividida em Monômia e Binômia. A tarifa binômia é dividida em convencional e horossazonal, onde a horossazonal é composta das tarifas: Azul e Verde implicando numa cobrança diferenciada de com as horas de utilização do dia e os períodos do ano (COPEL, 2001).

As estratégias de operação utilizadas nos sistemas de termoacumulação podem ser divididas em dois grupos: carga total e carga parcial. Na carga total o sistema de resfriamento não operará durante os horários de ponta e durante este período toda a carga de resfriamento é obtida a partir da acumulação nos bancos de gelo. Na carga parcial parte da carga de resfriamento do horário de ponta provém do sistema de termoacumulação e o restante da carga é suprida pela operação do sistema de resfriamento (STRAND *et al.*, 1994).

As lógicas de controle convencionais podem ser podem ser divididas em: “On-off”, proporcional (P), Proporcional-Integral (PI), Proporcional-Derivativa (PD) e Proporcional-Integral-Derivativa (PID). Para avaliação das estratégias de termoacumulação utilizou-se os controladores “On-off” e PID, sendo que primeiro caracteriza-se pelo elemento atuante possuir duas posições fixas, que são ligado ou desligado do sistema enquanto, o segundo alia as características particulares de cada uma das ações individuais dos três controladores para reduzir as variações ocorridas no sistema e manter o sistema controlado.

Os sistemas de refrigeração, assim como inúmeros processos na indústria, têm sua eficiência dependente de uma lógica adequada de controle. As lógicas de controle utilizadas são as convencionais e as não convencionais, sendo as convencionais dos tipos "on-off", P, PI, PID muito utilizadas, dependendo da utilidade do processo. Grande parte dos problemas de controle podem ser resolvidos com implementação dos controladores do tipo PI e PID, onde a dificuldade está no ajuste dos seus parâmetros (SILVA, 2003).

O objetivo do presente trabalho é avaliar o desempenho dinâmico de um sistema de controle da temperatura de ambientes e a demanda de eletricidade, assim como as condições operacionais do sistema de refrigeração, utilizando o sistema de termoacumulação com banco de gelo. As avaliações foram feitas em relação às condições operacionais do ambiente acondicionado (temperatura e umidade), através da monitoração e controle do sistema de distribuição de água gelada, utilizando as lógicas de controle convencionais: controle de duas posições "on-off" e controle Proporcional Integral e Derivativo (PID), e em relação ao sistema de refrigeração, quanto a suas condições operacionais e potência elétrica.

# 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

## 2.1. Tarifas Elétricas

Os consumidores são classificados pelo nível de tensão em que são atendidos. Os consumidores atendidos com fornecimento de 127 a 220 V, como residências, lojas, agências bancárias, pequenas oficinas, edifícios residenciais e boa parte dos edifícios comerciais, são classificados no grupo B (PROCEL, 2001).

O grupo B é dividido em subgrupos, de acordo com a atividade do consumidor. Os consumidores com fornecimento em tensão superior a 2,3 kV, como indústrias, shopping centers e alguns edifícios comerciais, são classificados no Grupo A. A Tabela 1 apresenta as classificações quanto ao nível de fornecimento (PROCEL, 2001).

Tabela 1 – Classificação quanto aos níveis de fornecimento

| Grupo A | | Grupo B | |
|---|---|---|---|
| Subgrupo A | Tensão | Subgrupo B | Tensão (127 ou 220 V) |
| A-1 | 2300 kV ou mais | B-1 | Residencial |
| A-2 | 88 a 138 kV | B-1 | Residencial baixa renda |
| A-3 | 69 kV | B-2 | Rural |
| A-3[a] | 30 a 44 kV | B-2 | Cooperativa rural |
| A-4 | 2,3 a 13,8 kV | B-2 | Serviço Público de irrigação |
| A-S | Subterrâneo | B-3 | Demais classes |
| - | - | B-4 | Iluminação Pública |

Quanto à estrutura tarifaria, tem-se (COPEL, 2004):

- Tarifa Monômia - Tarifa de fornecimento de energia elétrica constituída por preços aplicáveis unicamente ao consumo de energia elétrica ativa (baixa tensão), ou seja, consumidores do grupo B.

- Tarifa Binômia - Conjunto de tarifas de fornecimento constituído por preços aplicáveis ao consumo de energia elétrica ativa e à demanda faturável (alta tensão), ou seja, consumidores do grupo A.

A estrutura tarifaria binômia está dividida em convencional e horossazonal, no que diz respeito aos componentes de demanda e de consumo de energia elétrica, bem como a relatividade de preços nos diversos horários (COPEL, 2004). O Anexo A apresenta os preços de tarifas de energia elétrica praticados pela CPFL - Paulista.

### 2.1.1. Tarifa Convencional

Estrutura caracterizada pela aplicação de tarifas de consumo de energia elétrica e/ou demanda, independente das horas de utilização do dia e dos períodos do ano, é aplicada a consumidores atendidos em tensão inferior a 69 kV com demanda contratada inferior a 300 kW e que não tenham optado pala tarifa horossazonal (HALLAK, 1996; COPEL, 2004).

### 2.1.2. Tarifa Horossazonal

As tarifas horossazonais podem ser: AZUL e VERDE. Tais tarifas têm preços diferenciados em relação às horas do dia (ponta e fora de ponta) e aos períodos do ano (úmido e seco) (COPEL, 2004).

O período úmido está compreendido entre dezembro e abril; o período seco entre maio e novembro. O horário de ponta está compreendido entre as 18 e 21 h (fora do horário de verão) e entre as 19 às 22 h (durante o horário de verão); o horário fora de ponta corresponde as demais horas do dia e nos finais de semana (COPEL, 2004).

#### 2.1.2.1. *Tarifa Horossazonal AZUL (Tarifa azul)*

Destinada a consumidores que tem alto fator de carga no horário de ponta, com capacidade de modulação de carga neste horário. A tarifa azul é composta por tarifas diferenciadas de acordo com as horas de utilização do dia e os períodos do ano em (PROCEL, 2001):

- Demanda de ponta ou fora de ponta (seco ou úmido);
- Consumo na ponta ou fora de ponta (seco ou úmido);

A tarifa Azul está disponível a todos os consumidores ligados em alta-tensão, sendo obrigatória à aplicação a todos os consumidores dos níveis A-1, A-2, e A-3, e opcional aos demais níveis (PROCEL, 2001).

#### *2.1.2.2. Tarifa Horossazonal VERDE (Tarifa Verde)*

Destinada aos consumidores com baixo fator de carga no horário de ponta, com capacidade limitada de modulação neste mesmo horário. É composta por tarifas diferenciadas de consumo de energia elétrica, de acordo com as horas de utilização do dia e os períodos do ano e por uma única tarifa de demanda em qualquer horário de utilização em (PROCEL, 2001):

- Demanda de ponta ou fora de ponta (seco ou úmido);
- Consumo na ponta ou fora de ponta (seco ou úmido);

### 2.1.3. Tarifa especial: Tarifa da Madrugada

Destinada a consumidores comerciais de baixa tensão (110 a 440 V). Nessa modalidade, há tarifas diferenciadas para os seguintes horários (COPEL, 2004):

- Horário da Madrugada – Entre 23:00 e 7:00 h (no verão, entre 00:00 e 8:00).
- Horário Fora da Madrugada – Conjunto de horas não consideradas no horário da madrugada.

## 2.2. Demanda e consumo elétrico

Demanda é a potência disponível que se tem da concessionária de energia elétrica e corresponde ao consumo de energia dividido pelo tempo adotado na verificação. Conforme legislação brasileira é determinado para fins de faturamento que este período seja de 15 minutos (COSTA & SILVA, 2002).

Os grandes consumidores de energia elétrica para terem sua cota de necessidades supridas contratam demandas elétricas para utilização em seus processos, sendo chamadas *demanda contratada.* Essa demanda pode ser classificada como: *demanda de ponta* cujo valor corresponde ao maior valor de potência registrado durante o mês, no período de ponta; *demanda fora de ponta* corresponde ao maior valor de potência registrado durante o mês no período fora de ponta, sendo que em ambos os casos não se pode ultrapassar a demanda contratual (COSTA & SILVA, 2002).

Na escolha da demanda contratada cabe ao usuário, com base nas cargas instaladas e processo produtivo, definir o valor de demanda necessária. Fator que será considerado pela concessionária ao definir os equipamentos para atender a solicitação de serviço, como: transformadores, dispositivos de proteção e/ou eventualmente até a subestação (COSTA & SILVA, 2002). Dessa maneira a utilização da energia elétrica além da demanda contratada resultará em multa, o que leva muitas empresas a optarem pelo uso da termoacumulação em períodos de ponta.

O consumo refere-se ao registro do quanto de energia elétrica foi consumida durante determinado período. No cálculo das faturas é considerado o período mensal e este é expresso em kWh (quilo Watts hora). Este também pode ser classificado como: *consumo de ponta* que é a somatória de toda energia consumida dentro do mês nos períodos de ponta; e *consumo fora de ponta* que é a somatória de toda energia consumida dentro do mês nos períodos fora de ponta (COSTA & SILVA, 2002).

A participação da classe comercial no consumo total de energia elétrica passou de 12 % em 1990 para 16 % em 2000. Além disso, o setor comercial é o que mais utiliza a energia elétrica como fonte primária de energia, chegando a 94 % do consumo (AZEVEDO *et. al*, 2001). Os shoppings centers possuem um consumo de energia elétrica do sistema de condicionamento de ar ambiente na faixa de 30 a 50 % do total consumido, sendo responsáveis por cerca de 17 % do consumo de energia elétrica do segmento varejista (AZEVEDO *et. al*, 2001; ABRASCE, 2006).

Outros dois importantes exemplos dentro da economia nacional são os prédios financeiros e os comerciais que juntos representam outra grande parcela do consumo de energia elétrica no setor comercial, cerca de 24,6 % do total. O condicionamento do ar interior e a refrigeração comercial nesses tipos de prédios são responsáveis por cerca de 35 % a 40 % do total consumido da energia elétrica (AZEVEDO *et. al.,* 2001). As estatísticas mostram que o potencial de conservação em prédios já construídos pode ser de até 30 %, chegando a 50 % nos prédios novos (PROCEL, 2001).

A situação se torna ainda mais crítica quando se analisa a representatividade do consumo dos sistemas de ar condicionado na demanda de ponta dos estabelecimentos citados acima, chegando a atingir, em muitos casos, mais de 50 % do total. Dessa forma são necessárias grandes disponibilidades de potencias das concessionárias nos horários de ponta (AZEVEDO *et. al.,* 2001).

Segundo a COPEL (2004), a inauguração de cada novo shopping de grande porte ou hipermercado equivale a ligação de cerca de 7.000 residências com consumo médio de 165 kWh/mês ou 13.860.000 kWh/ano.

## 2.3. Fator de Carga

Geralmente em circuitos elétricos têm-se potências ativas e reativas. As potências ativas referem-se ao somatório dos valores dispensados a realização de trabalho como: aquecimento, resfriamento, iluminação e acionamento de equipamentos. Enquanto as potências reativas são associadas a manutenção de campos elétricos, como os que ocorrem nas espiras dos motores elétricos. Ao somar vetorialmente as potências ativas e reativas tem-se a potência total.

Desta forma, define-se como fator de potência, a razão entre potência ativa e potência total, e seu valor varia entre 0 e 1, tendo conforme legislação brasileira o limite mínimo de 0,92. Caso ocorram valores menores o consumidor será penalizado.

## 2.4. Termoacumulação

Termoacumulação é o sistema que armazena energia a temperatura de projeto, para ser usado em outro período (ASHRAE, 1999).

Pode-se dizer também que a Termoacumulação a baixa temperatura é um sistema convencional de refrigeração que estoca o "frio" em gelo, água gelada ou algum outro material de mudança de fase (WULFINGHOFF, 1999).

A energia pode ser carregada, armazenada e descarregada diariamente, semanalmente, anualmente, em ciclos periódicos ou ainda através de processos rápidos de batelada (ABRAVA, 2002).

A termoacumulação tem como objetivo racionalizar a demanda elétrica no período de ponta, através do deslocamento da carga de resfriamento para o período fora de ponta, quando a tarifa elétrica é menor (WULFINGHOFF, 1999). Muitas concessionárias no exterior oferecem tarifas variáveis de acordo com o horário do dia para encorajar o uso da eletricidade durante o período fora de ponta (JEKEL *et al*., 1993).

A seleção do tipo de unidade de armazenamento depende de fatores como: tamanho do sistema, custo, complexidade e eficiência (WULFINGHOFF, 1999).

A fonte de energia para geração do "frio" pode ser: eletricidade, gás natural, vapor ou calor recuperado e cogeração (DORGAN & ELLESON, 1994).

### 2.4.1. Meios acumuladores

Meio acumulador é composto de uma larga faixa de materiais que podem ser usados para armazenagem de energia na forma de "calor" ou "frio". Os meios mais comumente usados para acumulação de calor sensível são: água, cerâmicas, pedras etc (ABRAVA, 2002). Enquanto que os meios mais usados para acumulação de calor latente são: água – gelo e matérias de mudança de fase conhecidos como "phase change material" (pcm). Estes meios diferem na quantidade de energia armazenada por unidade de volume, na

temperatura na qual eles armazenam "frio" e o "calor" e nas condições físicas da energia armazenada (DORGAN & ELLESON, 1994).

Os meios devem apresentar algumas características desejáveis como disponibilidade, baixo custo, ser não inflamável, não tóxico, inerte, não corrosivo, ter boas características de transferência de calor sensível, ser ambientalmente aceitável etc.

### 2.4.2. Tecnologias de Termoacumulação

A escolha dentre as tecnologias disponíveis dos sistemas de termoacumulação irá depender das características do local de aplicação tais como espaço disponível para instalação, quantidade da carga térmica necessária, além de características econômicas. Atualmente as tecnologias de termoacumulação de "frio" podem ser divididas entre as seguintes categorias (DORGAN & ELLESON, 1994):

- Armazenamento de água gelada;
- "Ice harvesting";
- Gelo armazenado em tanques com derretimento externo;
- Gelo armazenado em tanques com derretimento interno;
- Gelo em esferas ou cápsulas;
- Sais eutéticos;

#### *2.4.2.1. Termoacumulação com armazenagem de água gelada*

Em sistemas de termoacumulação com água gelada faz-se o uso do calor sensível da água para armazenar o "frio". Na carga, o chiller resfria a água que é estocada em um ou mais tanques para ser usada nos períodos de ponta. Na descarga, a água fria estocada é bombeada para os "fan-coils" retornando para o tanque "quente" (SAITO, 2002).

A quantidade de "frio" armazenada depende da diferença de temperatura entre a água gelada e a água que retorna aquecida (BAHNFLETH & JOYCE, 1994). Os sistemas de termoacumulação com água gelada trabalham normalmente com água entre 4 e 6 ºC, pois permitem que a maioria dos sistemas existentes bem como os chillers normais do

mercado sejam utilizados sem alterações nas suas condições normais de operação (DORGAN & ELLESON, 1994).

Um bom projeto de termoacumulação com água gelada deve conseguir manter o máximo diferencial de temperatura entre a água de alimentação e água de retorno para o tanque, além de evitar ao máximo a mistura entre água "quente" de retorno com a água "fria" de alimentação (BAHNFLETH & JOYCE, 1994). Para se conseguir esta separação em sistemas de armazenamento, o principal método utilizado é a estratificação, que se baseia na diferença de densidade (DORGAN & ELLESON, 1994).

O armazenamento de água gelada é uma boa solução na termoacumulação, porém requer uma grande área para a instalação se comparado com sistemas de termoacumulação com mudança de fase, por exemplo, o gelo (ACCA, 2004).

#### *2.4.2.2. Termoacumulação com o uso de gelo*

A água também é usada como material de mudança de fase (pcm), devido a sua alta capacidade de armazenamento de calor a baixas temperaturas, resultante da remoção de calor latente de fusão durante a conversão da água em gelo (DORGAN & ELLESON, 1994; ASHRAE, 1999).

O calor requerido para fundir o gelo é de 144 BTU/lb, enquanto que a água líquida pode absorver menos que 20 BTU/lb, demonstrando portanto, que para aplicações com armazenamento de gelo somente 1/5 do volume de água é requerido (WULFINGHOFF, 1999).

Segundo WULFINGHOFF (1999), o uso de gelo como meio de termoacumulação tem duas vantagens principais sobre o uso da água. Uma é que muito mais energia pode ser armazenada em um dado volume e a outra é que o gelo sempre funde numa temperatura fixa, independente da carga da unidade de armazenamento.

O sistema de armazenamento de gelo pode ser classificado em estático e dinâmico (CHOI *et al.,* 2002; ODA *et al*., 2004; SATIO, 2002). Dentro do tipo estático estão: armazenamento de gelo em tanques com derretimento externo; armazenamento de gelo em tanques com derretimento interno; sistema de gelo encapsulado ou em esferas e sistemas armazenamento de gelo com utilização de sais eutéticos. No tipo dinâmico estão contidos: o ice-harvesting e gelo em escamas (CHOI *et al.,* 2002; SATIO, 2002). Devido ao objetivo deste trabalho, será descrito somente o sistema de termoacumulação com gelo armazenado em tanques com derretimento externo.

#### *2.4.2.3. Gelo armazenado em tanques com derretimento externo*

O sistema de armazenamento gelo com derretimento externo pode ser comparado a um equipamento produtor de gelo e, por isso, muitas vezes é conhecido como "banco de gelo" (DORGAN & ELLESON, 1994). É constituído de um tanque com água, onde está localizada uma serpentina, na qual passa um fluido refrigerante ou uma solução secundária (ASHRAE, 1999).

Na carga, o fluido refrigerante ou a solução secundaria passam pela serpentina a baixa temperatura, formando-se gelo externamente a superfície da serpentina. Na descarga, a água "quente" proveniente dos "fan-coils" circula externamente por entre a serpentina derretendo o gelo formado (SILVETTI, 2002). Dessa forma, o gelo começa a derreter da parte externa para a parte interna próxima à superfície da serpentina, essa é a razão para o nome desse sistema, conforme mostrado na Figura 1 (ASHRAE, 1999).

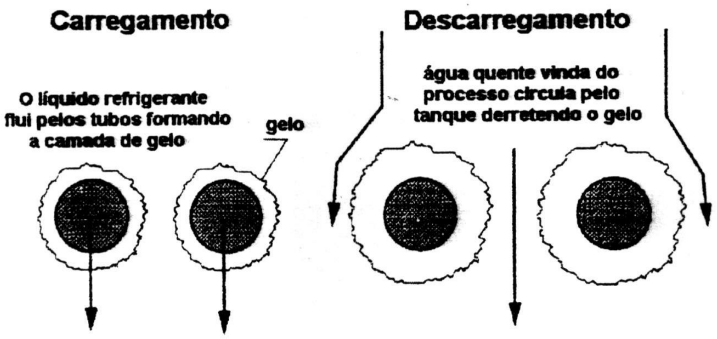



Figura 1 - Carga e descarga no sistema de termoacumulação com gelo com derretimento externo (DORGAN & ELLESON, 1994).

Existem dois aspectos principais que devem ser controlados no sistema de termoacumulação com derretimento externo (ASHRAE, 1999):

- Espessura da camada de gelo;
- Eficiência do sistema.

A espessura da camada de gelo sobre a serpentina deve ser bem controlada, pois a partir de certa espessura pode haver um excesso de energia gasta pelo compressor e também uma união entre as camadas de gelo formadas individualmente, o que dificultaria a circulação da água e aumentaria a temperatura da água de saída (ASHRAE, 1999; WULFINGHOFF 1999).

A espessura do gelo produzido é normalmente de 40 a 65 mm nas tubulações, dependendo da aplicação (DORGAN & ELLESON, 1994). Espessuras maiores requerem temperaturas de carga menores, aumentando muito a resistência térmica e diminuindo o coeficiente de performance do refrigerador, sendo que geralmente é aplicado onde a operação de refrigeração existente está em torno de –12 a –9 ºC (DORGAN & ELLESON, 1994; SAITO, 2002).

Quando se utilizam cargas parciais, esse sistema apresenta baixa eficiência, pois se restar gelo na serpentina durante a operação de carga haverá maior resistência à troca de calor pela característica isolante do gelo (ASHRAE, 1999; WULFINGHOFF, 1999).

De acordo com ASHRAE (1999), qualquer que seja o método de refrigeração (fluido secundário ou expansão direta), o compressor é controlado de duas formas:

- Pelo horário mais conveniente, de acordo com a estrutura da tarifa;
- Por uma espessura de gelo pré-determinada.

O sistema de armazenamento de gelo com derretimento externo pode ser dividido em dois tipos: aqueles que formam o gelo com refrigerante passando diretamente dentro dos tubos (direto); aqueles que formam gelo pela passagem de uma solução secundária dentro dos tubos (indireto) (DORGAN & ELLESON, 1994; STRAND *et al,* 1994). Nos

sistemas de produção de gelo direto, o gelo é formado diretamente sobre o evaporador, sendo bastante usados em aplicações industriais como em plantas processamento de alimentos. Nos sistemas de produção de gelo indireto, o gelo é formado pela circulação de uma solução secundária resfriada que passa dentro da unidade produtora de gelo, são geralmente usados para aplicações em HVAC, pois a planta de refrigeração é simples de projetar, instalar e manter, também porque o volume de refrigerante usado é menor (SAITO, 2002; STRAND *et al,* 1994).

Na Figura 2 é apresentado um exemplo simplificado de instalação de um sistema de termoacumulação com derretimento externo com circulação de um refrigerante secundário, isto é, uma solução de glicol. Além disso, a figura apresenta um trocador de calor para separar os circuitos de circulação de água da solução de glicol (DORGAN & ELLESON, 1994).

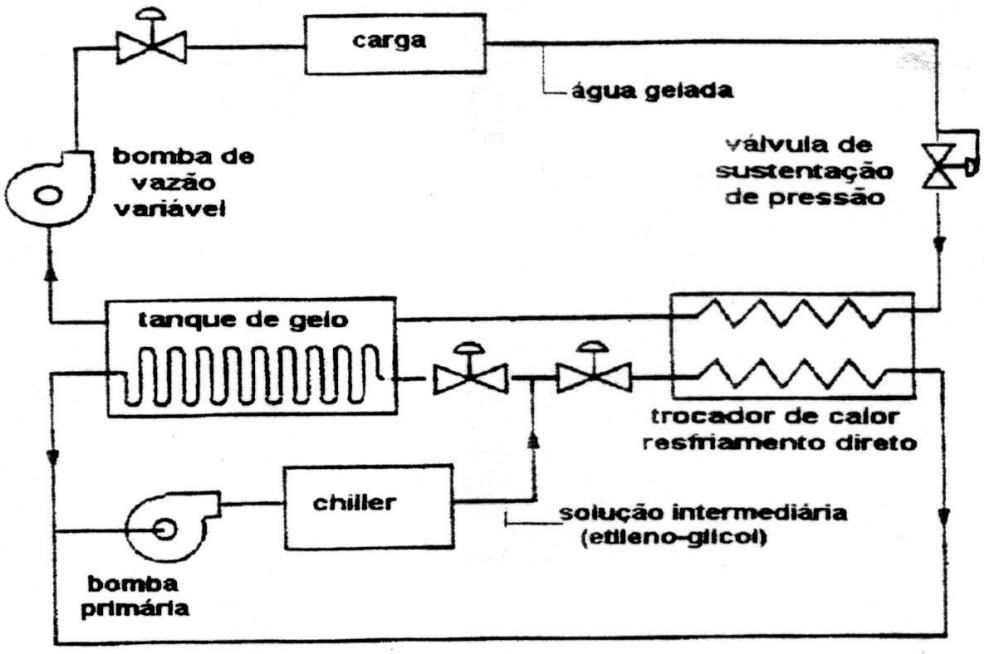



Figura 2- Esquema simplificado de termoacumulação de gelo com derretimento externo (DORGAN & ELLESON, 1994).

Um grande número destes sistemas estão instalados debaixo de estacionamentos nos centros das cidades (WULFINGHOFF, 1999).

Para promover a circulação uniforme da água dentro do tanque, faz-se o borbulhamento do ar na água, porém este método possui o inconveniente de favorecer o processo de corrosão do aço da serpentina (WULFINGHOFF, 1999).

## 2.5. Tipos de Operação

As estratégias operacionais são freqüentemente classificadas como armazenamento total ou armazenamento parcial. Esses termos referem-se à quantidade de carga de resfriamento do horário de ponta que é transferida para o horário fora de ponta (DORGAN & ELLESON, 1994).

Como a estrutura predial e os objetivos deste trabalho são os de operação no horário comercial, não permitindo o seguimento completo do método descrito por DORGAN & ELLESON (1994) para funcionamento das estratégias operacionais, então optou-se por modificá-lo.

### 2.5.1. Acumulação total modificada

Na acumulação total modificada, toda a carga de resfriamento necessária para a carga do banco de gelo é transferida para o horário fora de ponta. Portanto, esta estratégia minimiza os custos pela transferência do uso da energia que proporcionará toda a exigência de resfriamento diária para o período noturno. O equipamento não operará durante os horários de ponta e durante este período não será enviada carga de resfriamento a partir da acumulação, pois o sistema só opera no horário comercial das 8 às 18 h.

Tais sistemas exigem capacidades de refrigeração e armazenagens relativamente grandes e são mais atrativos, onde as cargas de demanda nos horários de ponta são altas ou onde o período de ponta é relativamente curto (DORGAN & ELLESON, 1994; ASHRAE, 1999; STRAND *et al*. 1994).

### 2.5.2. Operação Simultânea ou Sem Termoacumulação

Na estratégia de acumulação simultânea ou sem termoacumulação, toda carga de resfriamento é proveniente da operação do sistema de refrigeração. Recebe este nome devido à ação do controle da distribuição de água ser concomitante a operação do sistema de refrigeração.

GRUMMAN & BUTKUS (1988), propuseram uma metodologia para o controle de um sistema de bancos de gelo utilizados para o condicionamento de ar baseada no fato de que todo o gelo gerado durante um período fora de ponta seria gasto durante o período de ponta no próximo dia. Os autores observaram que a implantação de um sistema de bancos de gelo associado a uma planta de resfriamento já existente, apresentou além da economia no faturamento mensal de energia elétrica, outros fatores atribuídos à operação do banco de gelo. A implementação de cargas de resfriamento e a solução de problemas ambientais, como a redução do barulho devido ao funcionamento do chiller, também foi verificada.

## 2.6. Benefícios do uso da termoacumulação

A termoacumulação pode ser atrativa economicamente em sistemas que apresentem cargas, aquecimento ou resfriamento, em ciclos e também se uma ou mais das condições abaixo for satisfeita (ASHRAE, 1999):

- Cargas de curta duração (horas);
- Cargas que ocorrem não freqüentemente;
- O horário de ocorrência das cargas não combina com a disponibilidade das fontes de energia;
- O custo da energia varia com o horário;
- Quando há incentivos para a redução ou deslocamento de cargas;
- O fornecimento de energia da concessionária é insuficiente ou limita os sistemas de refrigeração;

A principal razão para o uso da termoacumulação é econômica, porém existem outros fatores que vão propiciar o uso desse sistema como: redução do tamanho dos

equipamentos; economia de custo de investimento; economia de custo de energia; economia de energia; melhoramento da operação de HVAC, entre outros benefícios (ASHRAE, 1999).

Outro fator importante é a redução da capacidade de equipamentos, tais como, compressores, bombas e torres de resfriamento (condensadores) quando se utiliza termoacumulação, pois esta poderia estar dimensionada para atender toda a carga de ponta e ainda atender parte da carga do período fora de ponta. Com isso, seriam reduzidos os custos de demanda contratada e de energia elétrica (ACCA, 2004; WULFINGHOFF, 1999).

O atrativo para o uso da termoacumulação está sem dúvida, na economia com os gastos de energia elétrica, devido à redução de demanda contratada ocasionada pelo deslocamento de cargas durante o período de ponta, quando a energia elétrica é mais cara (WULFINGHOFF, 1999). Esta redução na demanda contratada está relacionada diretamente com o fator de carga, sendo que quanto maior a utilização da demanda contratada maior será este fator e conseqüentemente menores custos serão obtidos na conta mensal, já que a demanda que seria contratada para ser utilizada somente durante as horas de pico será suprida agora pelo sistema de termoacumulação.

Embora a termoacumulação seja geralmente projetada para deslocar o uso da energia elétrica, mais do que propriamente conservar energia, ainda assim, pode-se conseguir uma redução do consumo de energia, pois os sistemas de termoacumulação trabalham mais à noite quando as temperaturas de condensação são mais baixas, melhorando a eficiência do equipamento de refrigeração (FIORINO, 1994; WULFINGHOFF, 1999).

No caso da termoacumulação com gelo a temperatura da água gelada que vai para os condicionadores de ar é menor, reduzindo a vazão de insuflamento do ar para os ambientes, com conseqüente redução de custos dos ventiladores e nos dutos, o que permite uma redução da umidade ambiente e um aumento do conforto e da qualidade do ar interior.

Um incentivo financeiro por parte das concessionárias é vantajoso para ambas as partes interessadas, pois o kW economizado com a termoacumulação sairia bem mais barato do que o kW ampliado com o investimento em geração ou em distribuição (ASHRAE, 1999).

Um bom exemplo de outras aplicações para a termoacumulação seria a utilização da água proveniente dos tanques para apagar um incêndio caso venha a ocorrer (HOLNESS, 1992; HUSSAIN & PETERS, 1992).

## 2.7. Sistema de refrigeração com fluido secundário

Os sistemas de refrigeração com o uso de um refrigerante secundário trazem a vantagem de atender a grandes variações de demanda de refrigeração e também de ser capaz de "estocar frio" (VIGNEAULT & GOYETTE, 1994). Muitas tecnologias de termoacumulação com banco de gelo usam refrigerantes secundários para transferir calor entre o sistema de resfriamento e o tanque de estocagem (DORGAN & ELLESON, 1994).

Fluidos secundários são usados como fluido de transferência de calor que ganham ou perdem energia sem mudança de fase.

Os refrigerantes secundários devem ser compatíveis com o sistema a que são destinados, principalmente no que se refere à pressão e temperatura de operação, para que se tenha uma maior confiabilidade e vida de operação (ASHRAE, 2002).

Quando se faz a seleção do refrigerante, deve-se levar em conta a corrosão e também um inibidor da mesma para evitar a danificação rápida nos componentes do sistema (ASHRAE, 2002).

O etileno glicol é comumente aplicado, embora outros refrigerantes possam ser utilizados, como por exemplo, o propileno glicol. A solução de propileno glicol é mais viscosa que a de etileno glicol na mesma concentração, resultando em uma maior custo de

bombeamento, porém o etileno glicol é tóxico não podendo ser utilizado nas industrias de alimentos (ASHRAE, 2002).

## 2.8. Conforto Térmico

O conforto térmico pode ser visto e analisado sob dois pontos de vista: pessoal ou ambiental. Se for considerado apenas o ponto de vista pessoal, define-se conforto térmico como sendo uma condição mental que expresse satisfação com ambiente térmico (velocidade do ar, temperatura do ar, umidade relativa e temperatura média radiante). Do ponto de vista físico, confortável é o ambiente cujas condições permitam a manutenção da temperatura interna sem a necessidade de serem acionados os mecanismos termo-reguladores, ou seja, é necessário que o organismo humano se encontre em balanço térmico com o meio ambiente (IAG, 2004).

O conforto térmico é, em linhas gerais, obtido por trocas térmicas que dependem de vários fatores, ambientais ou pessoais, governados por processos físicos, como convecção, radiação, evaporação e eventualmente condução (IAG, 2004).

Segundo a ASHRAE (2001), a sensação de conforto vem quando o calor dissipado é exatamente aquele que se necessita, o que varia de pessoa para pessoa e de momento para momento. Na Figura 3 é mostrada a faixa de conforto térmico humano.

A partir da Figura 3 pode-se verificar que, para o conforto térmico humano, a faixa de temperatura deve estar entre 20-30ºC para uma umidade relativa variando aproximadamente de 30-80 %.

As vantagens da existência do conforto térmico são entre outras: maior rendimento do trabalho, menor índice de acidentes, menor índice de doenças (fadiga, exaustão, desidratação), melhor entrosamento funcional versus social, maiores lucros (ASHRAE, 2001).

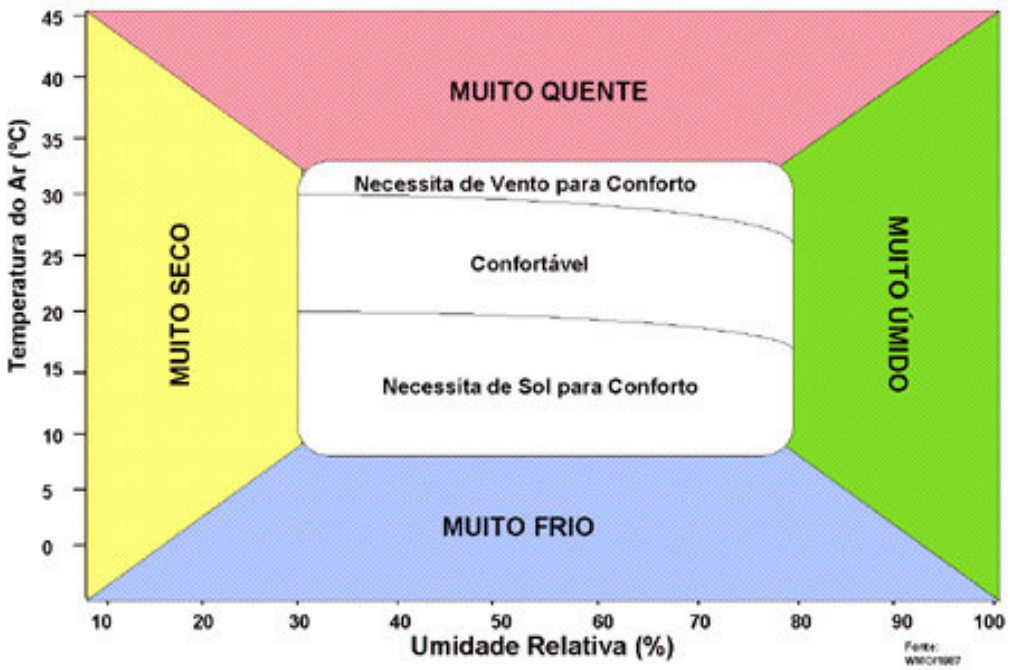



Figura 3 – Diagrama do conforto humano (INMET, 2004)

## 2.9. Controles no sistema de refrigeração

O principal objetivo de um sistema de controle é fazer com que o processo opere de maneira estável, de acordo com valores pré-estabelecidos para condições e variáveis de processos, sendo que, para alcançar esse fim utilizam-se sistemas de controle que medem o valor atual e comparam com o valor desejado, calculando então a diferença que é enviada ao controlador o qual atua visando reduzir a zero o desvio, de forma contínua e automatizada (SILVA, 2003).

A avaliação do sistema de controle pode ser medida pelo desvio da variável de interesse sob uma perturbação e pelo tempo de retorno dessa a condição pré-fixada.

O modo de controle convencional produz correções em resposta ao erro de entrada da variável e o valor da variável de controle na saída do controlador.

Geralmente para controle de sistemas de refrigeração faz-se o uso da lógica de controle “on-off”, podendo ser utilizado o controle proporcional em sistemas de grande e

médio porte. O controle do sistema de refrigeração através do controlador "on-off" pode ser de dois tipos principais (DOSSAT, 1985):

- Acionamento por temperatura (termostático);
- Acionamento por pressão (pressostático).

Os controles de acionamento por temperatura são chamados termostatos e são acionados por mudanças na temperatura. São usados para controlar o nível de temperatura de um espaço refrigerado ou produto pela ciclagem do compressor. Os controles de ciclo acionados por pressão são de dois tipos:

- Acionados por baixa pressão;
- Acionados por alta pressão.

Os controles de alta pressão são usados somente como segurança. Quando a pressão no lado de alta pressão do sistema se eleva acima de um limite pré-determinado, o controle de alta pressão interrompe o circuito elétrico e o compressor é desligado.

Os controles de baixa pressão são usados como segurança e como controles de temperatura em refrigeração comercial. O controle de baixa pressão interrompe o circuito e desliga o compressor quando é baixa em relação à condição pré-determinada. O compressor é religado quando a pressão do lado de baixa retorna ao normal.

## 2.10. Controles no ambiente de aplicação

Estudos utilizando simulação têm mostrado que tanto o uso de energia quanto à demanda elétrica de pico podem ser significativamente reduzidos usando-se o controle dinâmico ao invés do controle convencional para muitas aplicações. Os experimentos mostram que mais de 51 % da carga total de resfriamento pode ser deslocada através de um controle ótimo para as horas fora de pico (MORRIS et al., 1994).

Os equipamentos e sistemas que fornecem conforto térmico e qualidade do ar interno para ambientes comerciais consomem 42 % do total da energia usada em ambientes no geral. O uso da energia e o custo da tarifa podem ser reduzidos significativamente pelo

aumento da eficiência dos equipamentos, por uma maior eficiência na distribuição térmica e pela satisfação das necessidades dos ocupantes dos ambientes. Avanços são necessários para melhorar sistemas de termoacumulação e os sistemas de controle (GREGOR *et al*., 2004).

Segundo SPETHMANN (1989) e (1993) uma ótima estratégia de controle de armazenamento de "frio" é aquela que minimiza a conta total de energia elétrica pelo uso da potência elétrica nos períodos quando o custo elétrico é mais baixo, ou seja, nos horários fora de pico.

De acordo com DORGAN & ELLESON (1994) para se efetuar um sistema de controle de ambientes com sucesso, não é necessário se ter um sistema complexo. Esse deve ser capaz de selecionar carga e descarga (com as respectivas medidas da temperatura de entrada e saída no tanque de armazenamento e a vazão através do tanque) do sistema e o tipo de resfriamento de acordo com a hora do dia e as condições de carga.

## 2.11. Caracterização do comportamento transiente de processos

O conhecimento do comportamento de uma variável de processo no regime transiente é de grande importância para caracterização do processo e para configuração dos controles a serem implementados na planta.

O comportamento da variável de processo acompanhada em função do tempo, após uma perturbação no sistema é chamado de "curva de reação do processo" (COUGHANOWR & KOPPEL, 1978), sendo a base para a configuração dos controladores convencionais PID pelo método de Ziegler-Nichols.

A representação do comportamento de um processo em regime transiente é feita através da utilização de uma função de transferência descrita pela Equação 1, definida como sendo a relação entre a transformada de Laplace de saída (função resposta – y(s)) e entrada (função perturbação u(s)), com todas as condições iniciais nulas, tendo como propriedades básicas sua aplicação somente para sistemas lineares invariantes com o tempo,

é independente da entrada do sistema, e é aplicada em sistemas contínuos expressa em função da variável complexa "s".

$$G(s) = \frac{y(s)}{u(s)} \tag{1}$$

Segundo STEPHANOPOULOS (1984), a caracterização do sistema é feita através de seu comportamento sob as perturbações impostas no processo, podendo ser de primeira ordem, segunda ordem ou sistemas de ordem superior. Os sistemas de primeira ordem são caracterizados pelos parâmetros "K", ganho estático do processo e "τ", constante de tempo, enquanto que os sistemas de segunda ordem apresentam um termo adicional "ξ", conhecido como coeficiente de amortecimento do sistema.

Abaixo são descritas as funções de transferência e as equações correspondentes no domínio do tempo de alguns destes sistemas, para uma perturbação de magnitude I.

- Sistema de 1ª Ordem

$$y(s) = \frac{K}{\tau s + 1}\frac{I}{s} \qquad\qquad y(t) = IK\left(1 - e^{-t/\tau}\right) \tag{2}$$

- Sistemas de 2ª Ordem

$$y(s) = \frac{K}{(\tau^2 s^2 + 2\xi s + 1)}\frac{I}{s} \tag{3}$$

➢ Para ξ<1

$$y(s) = \mathrm{K.I}\left[1 - \frac{1}{\sqrt{1-\xi^2}} e^{\frac{t}{\tau}} \operatorname{sen}(\varpi t + \phi)\right] \qquad \varpi = \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\tau} \qquad \phi = \tan^{-1}\left(\frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi}\right) \tag{4}$$

- Para ξ=1

$$y(t) = \mathrm{K.I}\left[1 - \left(1 + \frac{t}{\tau}\right)e^{\frac{-t}{\tau}}\right] \tag{5}$$

- Para ξ>1

$$y(t) = \mathrm{K.I}\left[1 - e^{\frac{-\xi t}{\tau}}\left(\cosh\sqrt{\xi^2 - 1}\frac{t}{\tau} + \frac{\xi}{\sqrt{\xi^2 - 1}}\,sinh\sqrt{\xi^2 - 1}\frac{t}{\tau}\right)\right] \tag{6}$$

- Sistema de 1ª Ordem com tempo morto

$$y(s) = \frac{\mathrm{I.K}e^{-sT_d}}{\tau s + 1} \qquad y(t) = \mathrm{I.K}\left(1 - e^{\frac{-(t - T_d)}{\tau}}\right) \tag{7}$$

## 2.12. Caracterização do comportamento dinâmico dos processos

Um processo pode assumir dois comportamentos dinâmicos: Linear ou Não Linear. Se o grau de severidade for elevado, todos os processos físicos exibem algum comportamento não linear. Apesar da conveniência e praticidade oferecida por um modelo linear, nos casos em que os processos são fortemente não lineares, estes modelos não poderão ser utilizados (OGUNNAIKE & RAY, 1994).

Os sistemas lineares apresentam técnicas poderosas e conhecidas na área de engenharia e tecnologia, com soluções analíticas ideais. Sistemas não lineares não possuem uma teoria geral para solução analítica, e muitas vezes, necessitam ser linearizados em torno de um ponto de operação.

A linearidade do comportamento dinâmico de um sistema pode ser caracterizada através de duas propriedades básicas: o Principio da Sobreposição e a Independência da Resposta Característica Dinâmica.

### 2.12.1. Principio da Superposição

Considerando um sistema em que a resposta seja $R_1$, sob perturbação degrau de uma entrada $I_1$, e seja R2 com perturbação degrau de uma entrada $I_2$, então ter-se -á uma resposta (R1 + R2) para uma entrada do tipo ($I_1$ + $I_2$). Assim pode-se afirmar que o sistema obedece ao Princípio da Superposição, isto é, um sistema obedece ao Princípio da Sobreposição se a soma de N entradas corresponde a soma das N respostas das entradas individuais.

Desta forma, pode-se concluir que para uma perturbação degrau com magnitude I, a resposta deve ser I vezes a resposta de uma perturbação degrau unitária.

### 2.12.2. Independência da Resposta Característica Dinâmica em Diferentes Condições de Processo.

Em sistemas lineares, perturbações iguais aplicadas em diferentes condições de operação em regime permanente, terão respostas de magnitude e característica dinâmica idênticas. O que não é valido para sistemas não lineares, onde a resposta a uma perturbação degrau de magnitude I não é igual a I vezes a resposta unitária de degrau; a resposta degrau negativo não é a imagem especular de um degrau positivo; a soma das perturbações na entrada não é igual à soma das respostas individuais.

Segundo SILVA (2003), as dinâmicas não lineares são instáveis na maioria dos processos industriais especialmente quando se deseja um maior aprimoramento nas modelagens para uma perfeita representação dos sistemas.

## 2.13. Controle de Processos

Com a globalização do mercado, a confiabilidade dos processos e a busca incessante pela qualidade dos produtos, fizeram com que houvesse a necessidade de um controle total dos processos, o que aumentou a aplicabilidade da automação industrial e do controle de processos. Parâmetros como: tempo de produção, consumo de energia, precisão, eficiência,

supervisão e custos de produção tornaram-se fundamentais na justificativa de utilização de controladores industriais no setor produtivo (SILVA, 2003).

### 2.13.1. Lógicas de Controle

Basicamente, as estratégias de controle dividem-se em duas categorias principais: *feedback* e *feedforward.* No controle *feedback*, a variável de processo a ser controlada é medida e seu valor é utilizado para ajustar outra variável que pode ser a manipulada. Na estratégia de controle *feedforward* a perturbação do processo é medida e usada para ajustar a variável manipulada (STEPHANOPOULOS, 1984).

As lógicas de controle podem ser convencionais ou não convencionais, sendo que as convencionais como: on-off, proporcional (P), proporcional-integral (PI), proporcional-derivativa (PD) e proporcional-integral-derivativa (PID) são muito utilizadas, de acordo com a necessidade do processo (OGATA, 1997).

O comportamento dos diversos controladores convencionais pode variar, dependendo das ações implementadas em cada um deles (STEPHANOPOULOS, 1984):

- *On-off*: mais conhecido como liga-desliga; este tipo de controle caracteriza-se pelo elemento atuante possuir apenas duas posições fixas que são as posições de ligado e desligado do sistema.

- Controle Proporcional (P): o controle é feito através de uma ação proporcional ao erro, caracterizado pela diferença entre o *set-point* e o valor atual da variável de processo. A resposta produzida apresenta um desvio máximo elevado de oscilação e, o que é mais importante, um desvio residual máximo (*off-set*). Além disso, a oscilação do sistema só cessa após um período de tempo significativo. O algoritmo matemático é representado na Equação (8):

$$m(t) = \mathrm{Kp.e}\ (t) \qquad (8)$$

- Controle Proporcional Integral (PI): este controle contempla ações do tipo proporcional e do tipo integral. A ação integral (I) é proporcional a integral do erro. Não apresenta desvio residual. No entanto, esta eliminação do resíduo é obtida às custas de um sobre sinal (overshoot), um período de oscilação maior e um período de tempo mais longo para cessar a oscilação, em comparação com o controle proporcional. O algoritmo matemático é representado na Equação (9):

$$\mathrm{m\ (t) = Kp\ e(t)} + \frac{\mathrm{Kp}}{\tau \mathrm{i}} \int_0^t e(t)dt \qquad (9)$$

- Controle Proporcional Derivativo (PD): a ação derivativa (**D**) é proporcional à taxa de variação do erro. Geralmente traz o sistema para o regime permanente no tempo mais curto, com menor oscilação e com menor desvio mínimo. No entanto, ele apresenta um desvio residual significativo, embora menor do que no caso do controle proporcional. O algoritmo matemático é representado na Equação (10):

$$m(\mathrm{t}) = \mathrm{Kp\ e(t)} + \frac{Kp}{\tau_d} \frac{de(t)}{dt} \qquad (10)$$

- Controle Proporcional Integral Derivativo (PID): o controle **PID** é essencialmente um compromisso entre as vantagens do **PI** e **PD**. O controle **PI** melhora estabilidade relativa e o erro estacionário, enquanto que a ação derivativa serve para reduzir o desvio máximo e para eliminar parte da oscilação eventualmente provocada pelo controle **PI**. O objetivo é aproveitar as características particulares da cada uma das ações a fim de se obter um melhora significativa do comportamento transitório e em regime permanente do sistema controlado. O algoritmo matemático é representado na Equação (11):

$$\mathrm{m(t) = Kp\ e\ (t)} + \frac{\mathrm{Kp}}{\tau \mathrm{i}} \int_0^t e(t)dt + \frac{Kp}{\tau_d} \frac{\mathrm{de(t)}}{\mathrm{dt}} \qquad (11)$$

A maior parte dos problemas de controle nas industrias são resolvidos através dos controladores do tipo PI ou PID. O principal problema está na sintonia adequada dos parâmetros desses controladores, que muitas vezes são realizadas manualmente, por tentativas, deixando o controle altamente dependente da experiência operacional (SILVA, 2003).

## 2.14. Sintonia

Sintonia é o ajuste dos parâmetros do controlador para atingir a resposta desejada, porém esta tarefa implica na mútua otimização de características de resposta, tais como amortecimento, sobre-sinal, tempo de acomodação e erro em regime (off-set).

Na sintonia dos parâmetros dos controladores PID podem ser utilizados vários métodos baseados em diferentes condições e considerações que visam minimizar parâmetros de desempenho previamente definidos (OGATA, 1997; COUGHANOWR & KOPPEL, 1978). O sucesso desses métodos deve-se essencialmente ao fato de que eles obtêm um compromisso adequado entre desempenho e simplicidade.

### 2.14.1. Métodos de Ziegler-Nichols

#### *2.14.1.1. Método da Curva de Reação do Processo*

Este método é aplicado a processos que não se tornam instáveis e consiste na aplicação de pequenas perturbações do tipo "degrau" na variável manipulada, obtendo-se a curva da variável monitorada *versus* tempo que é chamada curva de reação do processo, como mostra a Figura 4. Deve-se levar em consideração que não ocorram variações na carga durante o teste (COUGHANOWR & KOPPEL, 1978).

A partir de então traça-se uma reta tangente ao ponto de inflexão até esta tocar a abscissa, obtendo-se o valor do tempo morto aparente $T_d$. A inclinação da tangente, S, é proporcional a 1/T, o recíproco da constante de tempo aparente. Sendo assim, a inclinação é igual a Bu/T, onde Bu é a resposta limite, tendo então (OGATA, 1997):

$$T = \frac{Bu}{S} \tag{12}$$

O ganho em regime estabelecido entre a perturbação de amplitude I e a resposta Bu é calculado por:

$$K = \frac{Bu}{I} \tag{13}$$

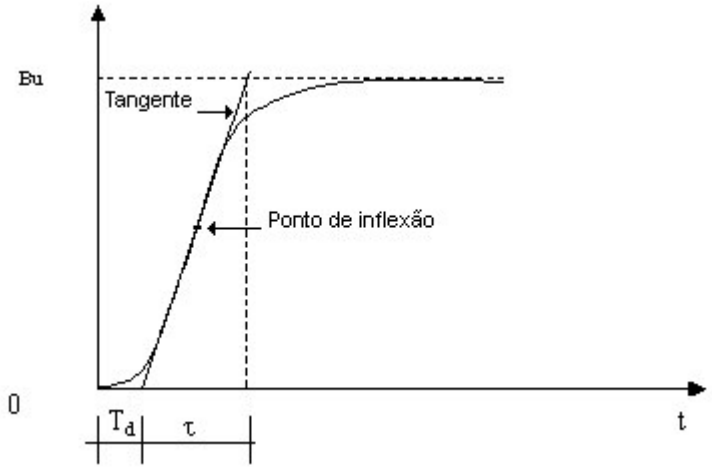



Figura 4 – Curva Típica de Reação do processo

O Método de Ziegler-Nichols propõe um conjunto de equações para determinação dos parâmetros $K_c$, $\tau_i$, $\tau_d$, conforme Tabela 2 (OGATA, 1997).

Tabela 2 – Parâmetros de sintonia para o método da curva de reação do processo pelo Método de Sintonia de Ziegler- Nichols.

| Controlador | $K_p$ | $\tau_i$ | $\tau_d$ |
|---|---|---|---|
| P | $\frac{1}{K}\frac{\tau}{T_d}$ | $\infty$ | 0 |
| PI | $\frac{1}{K}0{,}9\frac{\tau}{T_d}$ | $\frac{T_d}{0{,}3}$ | 0 |
| PID | $\frac{1}{K}1{,}2\frac{\tau}{T_d}$ | $2T_d$ | $0{,}5T_d$ |

É importante lembrar que para as respostas que não exibem uma curva do tipo "S", este método não se aplica e que as equações são válidas para $0,1 < T_d/\tau < 1$ (OGUNNAIKE & RAY, 1994).

### *2.14.1.2. Método do Período Crítico*

Neste método o ajuste dos parâmetros do controlador é feito em malha fechada com um controle puramente proporcional, até que o sinal de saída exiba uma oscilação sustentada.

Este método baseia-se no aumento gradativo do ganho do controle proporcional ($K_c$) até o sistema atingir uma oscilação sustentada. Este valor de $K_c$ é chamado de ganho crítico ($K_{cr}$) e o período de oscilação, determinado graficamente, é chamado de período critico ($P_{cr}$). A Figura 5 mostra a saída de um processo, conforme o método do período critico. Neste caso as constantes do PID são calculadas de acordo com a Tabela 3 (OGATA, 1997).

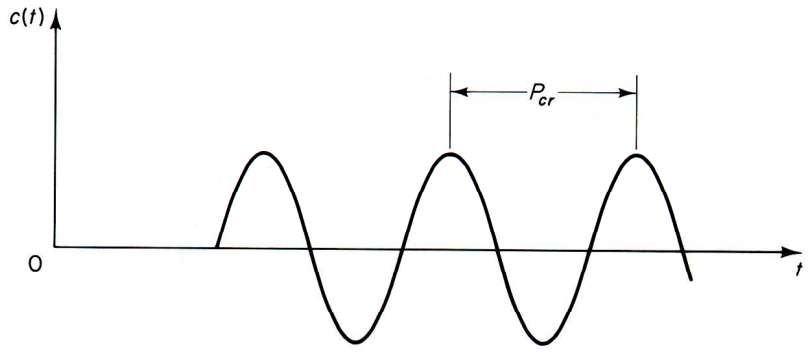



Figura 5 – Determinação do período crítico conforme método do período critico

Tabela 3 – Parâmetros de sintonia para o método do período crítico (OGATA, 1997).

| Controlador | $K_p$ | $\tau_i$ | $\tau_d$ |
|---|---|---|---|
| P | $0.5K_{cr}$ | $\infty$ | 0 |
| PI | $0.45K_{cr}$ | $\frac{1}{1.2}P_{cr}$ | 0 |
| PID | $0.6K_{cr}$ | $0.5P_{cr}$ | $0.125P_{cr}$ |

Este método apresenta o inconveniente de levar certo tempo na determinação do ganho critico, além da necessidade de um mínimo de conhecimento prévio da planta para se avaliar o ganho inicial, sua taxa de variação e ainda aliado a isso o fato de ser limitado a processos industriais por motivos de segurança, pois não se tem controle sobre a oscilação apresentada (OGATA, 1997).

## 2.15. Parâmetros de avaliação dos controladores

Em projetos de sistemas de controle, as especificações de desempenho podem ser satisfeitas em relação ao comportamento da resposta transitória ou aos índices de desempenho.

O desempenho de um sistema em regime transitório depende de sua resposta temporal, devido a uma perturbação do tipo degrau no set-point, sendo obtidos de acordo com os seguintes termos, ilustrados na Figura 6 (STEPHANOPOULOS, 1984):

- **Máximo sobre-sinal, $M_p$ (overshoot):** é a máxima diferença entre os valores de saída e de entrada durante o período transitório, se o valor da saída ultrapassa o do *set-point*, caso contrário, por definição, seu valor é zero.

- **Instante de pico, $t_p$ (peak time):** é o tempo necessário para a resposta alcançar o primeiro pico do sobre-sinal.

- **Tempo de subida, $t_r$ (rise time):** é o tempo transcorrido para a resposta variar entre 0 e o seu valor final, quando aplicada uma perturbação a sua entrada. Muitas vezes a redução excessiva do tempo de subida de um sistema a partir da sintonia dos parâmetros de um controlador pode provocar o aparecimento de um sobre-sinal.

- **Tempo de estabilização:** é o tempo necessário para que a resposta assuma valor de uma faixa percentual de (± 2 ou 5%) em torno do valor de regime permanente.

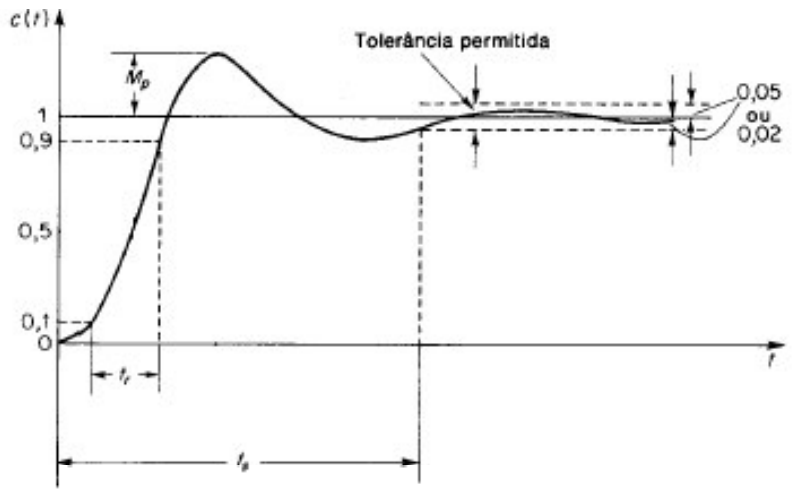



Figura 6 - Parâmetros de analise do desempenho de controladores.

Um índice de desempenho é um indicativo da qualidade do controlador do sistema. O sistema de controle é ótimo se os parâmetros são escolhidos de forma a minimizar ou maximizar o índice escolhido (CAON Jr., 1999).

Nos critérios de erro (os mais utilizados para se obter um sistema ótimo), os índices de desempenho são integrais de uma função ponderada do desvio da saída em relação à entrada. Os critérios de erro mais utilizados para avaliação do desempenho dos controladores sob perturbações na carga são (STEPHANOPOULOS, 1984; OGATA, 1997):

- Critério da integral do erro quadrático (ISE):

$$\text{ISE} = \int_0^\infty e(t)^2\,dt \tag{14}$$

- Critério da integral do erro absoluto (IAE):

$$\text{IAE} = \int_0^\infty |e(t)|\,dt \tag{15}$$

- Critério da integral do erro absoluto ponderado pelo tempo (ITAE):

$$\text{ITAE} = \int_0^\infty t\,|e(t)|\,dt \tag{16}$$

O desempenho ótimo é obtido ajustando os parâmetros dos controladores a fim de minimizar os ISE, IAE e ITAE das respostas. Para suprimir os erros de grande intensidade, o critério ISE é mais adequado que o IAE, pois os valores de erro são elevados ao quadrado, contribuindo para um maior valor da integral. No caso de erros menores, o critério IAE é melhor que o critério ISE, pois quando estes erros pequenos são elevados ao quadrado, se tornam menores, diminuindo o valor da integral. Para erros que persistem no tempo o critério ITAE é utilizado, pois a presença do termo temporal amplifica o efeito de erros pequenos no valor da integral.

## 2.16. Carga térmica

A carga térmica é a soma do calor que usualmente se desprende de varias fontes diferentes e nas aplicações de refrigeração é geralmente calculada para um período de 24 h devido às mudanças cíclicas dos componentes de carga (DOSSAT, 1985, ASHRAE, 2001).

As variáveis que afetam os cálculos de carga térmica são numerosas, freqüentemente difíceis de se definir precisamente e sempre intrinsecamente inter-relacionadas. As principais fontes que compõem a carga térmica são: ganhos de calor através das paredes; efeitos simultâneos; ventilação; ambiente; outras cargas, como o calor emitido pelas pessoas em serviço nos locais refrigerados, dos motores elétricos, elevadores de carga etc, e cada uma deve ser analisada para estabelecer a carga máxima para o prédio ou zona (ASHRAE, 2001).

Com as informações apuradas relativas a cada uma dessas fontes e um cálculo meticuloso de qualquer carga térmica pode-se realizar a escolha de um equipamento seguro e eficiente (DOSSAT, 1985).

No projeto de ar-condicionado, quatro taxas de fluxo de calor são relacionadas, onde cada uma varia com o tempo, devendo ser diferenciadas: ganho de calor do espaço, carga de resfriamento do espaço, taxa de extração de calor do espaço e a carga de resfriamento das serpentinas (ASHRAE, 2001).

A estimativa da carga térmica de um ambiente ou zona pode ser feita levando-se em consideração as cargas térmicas de resfriamento e de aquecimento (ASHRAE, 2001).

### 2.16.1. Carga Térmica de Resfriamento

No cálculo da carga térmica de resfriamento determina-se a carga de resfriamento sensível devido ao ganho de calor através: (1) componentes estruturais (paredes, assoalhos e tetos); (2) janelas; (3) infiltração e ventilação; e (4) devido a ocupação. A parte latente da carga térmica de resfriamento é avaliada separadamente. A seleção correta do tamanho da unidade de resfriamento deve ser feita verificando-se o pico ou a carga máxima para cada zona também chamada de *block load.*

### 2.16.2. Carga Térmica de Aquecimento

O cálculo da carga térmica de aquecimento envolve a estimativa da perda de calor máxima de cada sala ou espaço aquecido e as máximas perdas de calor através da construção, enquanto mantém a temperatura interna do ar durante períodos de condições de tempo externas de projeto. As perdas são principalmente por:

- Transmissão ou transferência de calor através de paredes, tetos, assoalhos e outras superfícies;
- Infiltrações ou energia requerida através de rachaduras ou fendas em torno das portas e janelas, aberturas de portas e janelas e através dos poros dos materiais das construções.

### 2.16.3. Métodos de cálculo

Segundo a ASHRAE (2001), existem vários métodos para o cálculo de cargas térmicas, sendo que estes se baseiam em períodos o dia, mês, hora ou períodos do ano como:

a) <u>Método do Balanço de Energia - HB</u>: neste método os procedimentos de cálculos são explicados através de equações, onde estas são codificadas em um programa de

computador genérico chamado Hbfort. A estimativa da carga de resfriamento para um espaço envolve o balanço de calor por condução, convecção e radiação para cada superfície e também um balanço de calor por convecção para o ar da sala.

b) Método das Series de Tempo Radiante - RTS: é um método derivado do método HB e foi desenvolvido em resposta ao desejo de se ofertar um método que é rigoroso, não requer cálculos interativos e quantifica cada componente que contribui para a carga térmica total de resfriamento. Este método se baseia na suposição de condições periódicas constantes tanto para o período de uma hora quanto para 24 ou 48 h. É útil para obtenção da condição de pico de projeto.

c) Método da Função de Transferência – TFM: Este método requer muitas etapas de calculo, justamente pela utilização das funções de transferência. Foi originalmente designado para análise de energia com ênfase no dia, mês e ano, entretanto foi melhor orientado para a média horária da carga de resfriamento do que para a carga de pico de projeto.

d) Método do Diferencial de Temperatura Equivalente Total com Tempo Médio – TETD/TA: originalmente tido como um método de cálculo, ele provou ser apropriado somente com aplicação em um computador porque necessita de cálculos estendidos de valores de perfis de ganho de calor hora a hora dos quais os componentes radiantes são utilizados através da retirada de uma média do tempo observado para apresentar a massa envolvida da construção. Devido as poucas informações especificas este método é usado geralmente por engenheiros experientes. É um método fácil e aplicado quando se dispõe de uma planilha de cálculo.

e) Método do Diferencial de Temperatura da Carga de Resfriamento com Fatores de Carga de Resfriamento Solar – CLTD/CLF: Foi uma tentativa para simplificar os métodos TFM e TETD/TA com uma simples técnica que permite a utilização de procedimentos diretamente a partir de dados crus para cargas de resfriamento sem a conversão intermediaria do ganho de calor radiante para carga de resfriamento.Um serie de fatores

foram usados para o cálculo dos resultados da carga de resfriamento (produzido por métodos mais sofisticados) como "diferenças de temperaturas equivalentes" para uso em equações tradicionais de condução ($q = UA\Delta T$). Os resultados, entretanto, são aproximados dos valores da carga de resfriamento melhor que os valores do simples ganho de calor. As simplificações requeridas para este processo limitam a aplicabilidade do método.

## 2.17. Aplicação para alimentos

A redução da temperatura dos produtos hortifrutícolas pós-colhidos produz uma redução na velocidade da taxa respiratória, principal responsável pela diminuição da qualidade desses produtos (VIGNEAULT C. & GOYETTE, 1994; KADER, 1992). Frutas e hortaliças contem elevado teor de água e estão sujeitas a danos mecânicos, microbiológicos e a variações de temperatura e umidade do ambiente onde se encontram (CORTEZ *et al*., 2002). Além do que, os produtos processados após serem abertos devem ser refrigerados rapidamente para reduzir a proliferação microbiana.

Neste trabalho considera-se cada ambiente como uma câmara fria, onde os alimentos serão acondicionados com temperaturas controladas de acordo com a necessidade de cada produto, visando a manutenção de suas características sensoriais por um maior período.

# 3. MATERIAL E MÉTODOS

## 3.1. Material

### 3.1.1. Cenário de Estudo

O cenário de estudo localiza-se no Laboratório de Automação e Controle de Processos de Alimentos (LACPA), do Departamento de Engenharia de Alimentos (DEA), da Faculdade de Engenharia de Alimentos (FEA) na Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP). Está dividido em cinco ambientes independentes, sendo esses A1, A2, A3, A4 e A5. Na Figura 7 pode-se observar a distribuição dos ambientes no cenário de estudo.

As características apresentadas na Tabela 4, a seguir, foram utilizadas para o cálculo da carga térmica de cada uma das áreas eleitas, segundo a norma NBR 5410, a partir de uma planilha para Cálculo Simplificado de carga térmica elaborada pelo Laboratório de Informática nº 2 – DeTec. O valor da carga térmica total obtida para o sistema foi de 11,2 TR.

### 3.1.2. Sistema de Termoacumulação

O tanque do banco de gelo foi construído na forma retangular, em alvenaria com dimensões de 4,45m x 1,85m x 1,96m, com capacidade para armazenar uma serpentina de aço carbono com dimensões de 3,25m x 1,05m x 1,91m e diâmetro de ¾ in. A tampa do banco de gelo e todos os lados do tanque foram isolados com uma camada de poliuretano de 100 mm de espessura.

A tubulação para instalação de toda rede hidráulica foi construída com tubos de aço carbono galvanizado, sendo que a linha de água gelada tem diâmetros de 1 ½ in e 1 in e a linha de propileno glicol 1 ½ in. Todas as tubulações são isoladas com material de polietileno, denominado comercialmente como elastômero, da marca VIDOFLEX, da empresa EPEX-Indústria e Comércio de Plásticos Ltda. A espessura do isolamento na linha de propileno glicol é de 32 mm e na linha de água gelada 19 mm.

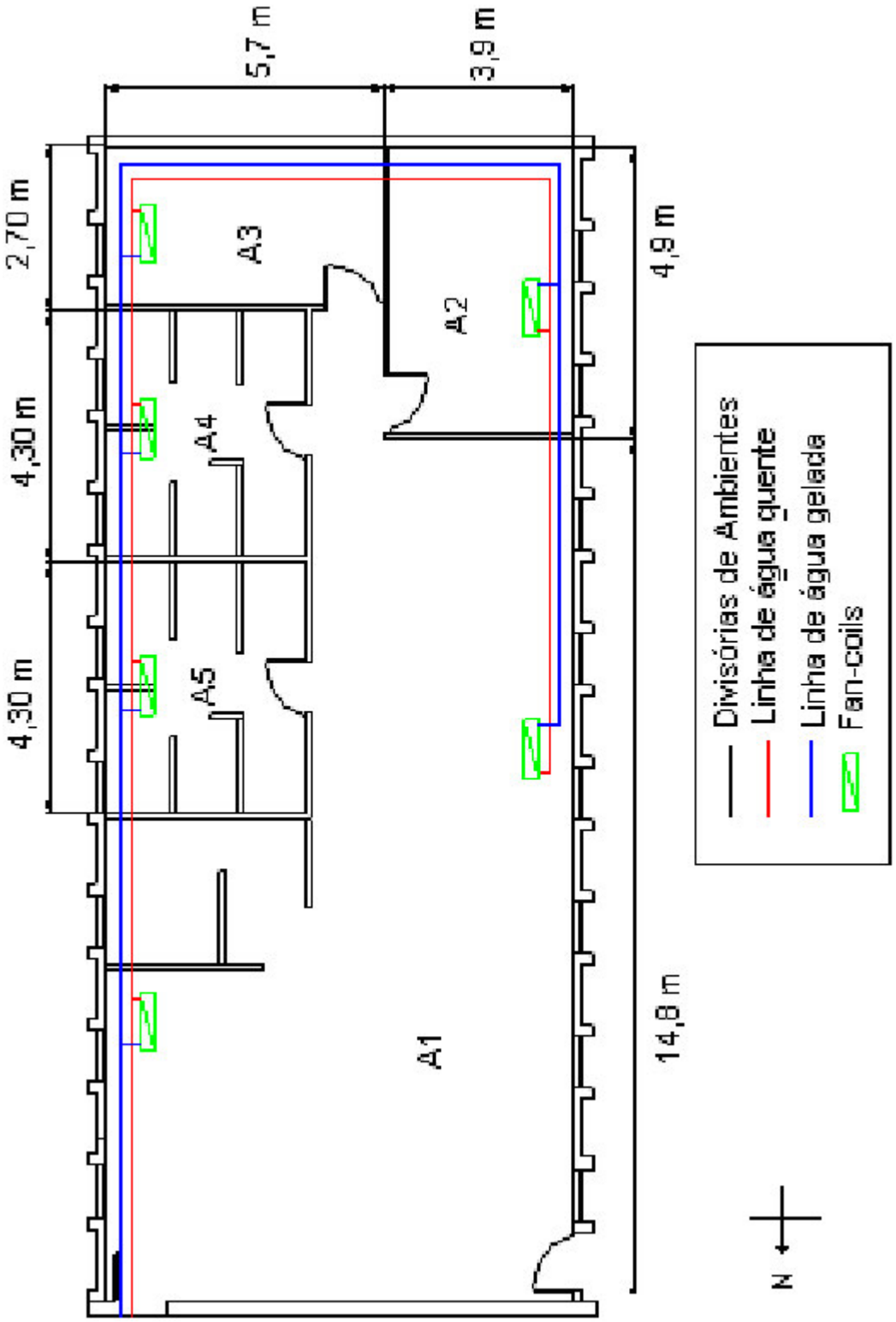



Figura 7 - “Layout” do cenário de estudo

Tabela 4 – Características dos ambientes de estudo

| | | A1 | | A2 | A3 | A4 | A5 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Janelas | Localização | Leste | Oeste | Leste | Leste | Leste | Oeste |
| | № de Janelas | 3 | 8 | 2 | 2 | 1 | 2 |
| | Área das Janelas ($m^2$) | 3,51 | 9,36 | 2,34 | 2,34 | 1,17 | 2,34 |
| Paredes | Áreas Externas ($m^2$) | 207,18 | | 10,99 | 10,99 | 8,37 | 12,85 |
| | Áreas Internas ($m^2$) | 47,43 | | 39,37 | 39,37 | 42,54 | 27,28 |
| Teto e Piso | Área ($m^2$) | 119,46 | | 18,06 | 18,06 | 15,39 | 19,11 |
| Outras Fontes de Calor | № de Pessoas | 8 | | 6 | 6 | 3 | 6 |
| | № de Aparelhos Elétricos (300W) | - | | 3 | 3 | 3 | - |
| | Potência dos Aparelhos Elétricos (W) | - | | 900 | 900 | 900 | - |
| | № de Motores | 1 | | - | - | - | - |
| | Potência dos Motores (HP) | 0,50 | | - | - | - | - |
| Iluminação | № de Lâmpadas Fluorescentes (80W) | 20 | | 4 | 4 | 2 | 6 |
| | Potência das Lâmpadas (W) | 1.600 | | 320 | 320 | 160 | 480 |
| Portas abertas para áreas não condicionadas | № de Portas | 1 | | 1 | 1 | 1 | 1 |
| | Área das Portas ($m^2$) | 2,00 | | 2,00 | 2,00 | 2,00 | 2,00 |

A bomba utilizada para transportar a água gelada do tanque aos ambientes é do tipo centrífuga, marca KSB, modelo Monobloco Multiestágio Hydrobloc - MA302, com motor WEG de 3 cv. A bomba utilizada para circulação do fluido secundário entre a serpentina do tanque de gelo e o evaporador é do tipo centrífuga, marca KSB modelo Monobloco KSB Hydrobloc-C2000MT, motor WEG de 2 cv.

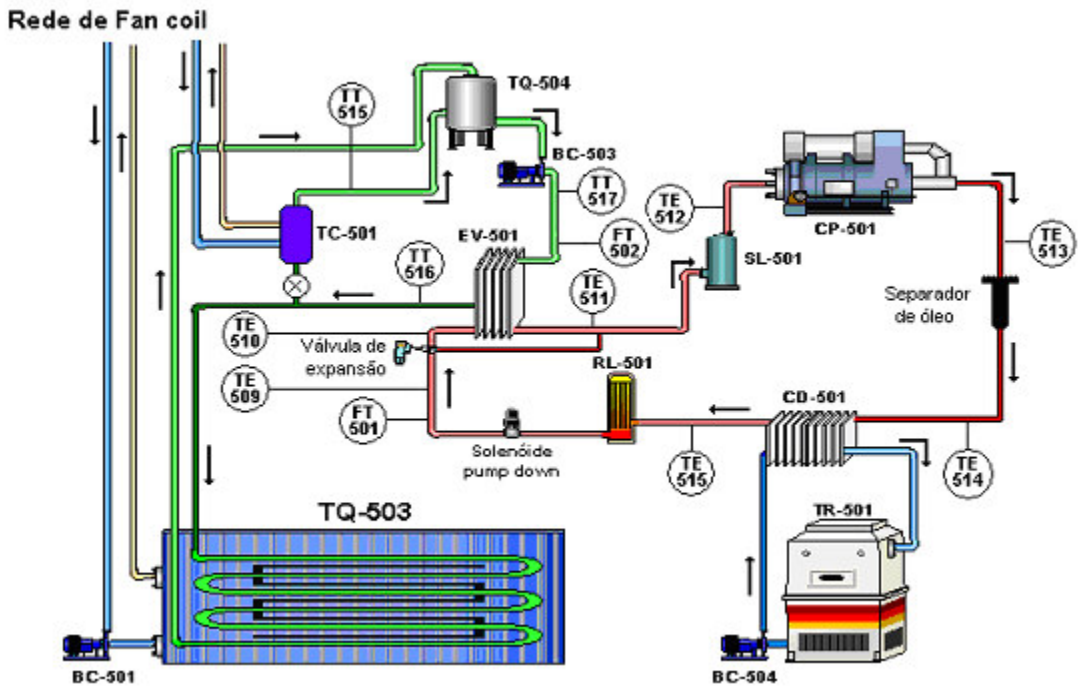
Os “fan-coils” utilizados para condicionamento dos ambientes são da marca TROX. Os ambientes A2, A3, A4 e A5 possuem cada um “fan-coil” com capacidade de 2,5 TR (toneladas de refrigeração), enquanto que o ambiente A1 possui dois “fan-coils”, sendo com capacidades respectivamente de 2,5 e 3 TR.

### 3.1.3. Sistema de Refrigeração

O sistema de refrigeração é composto de um compressor semi-hermético da marca BITZER, modelo 4G-30.2, com capacidade de 37,5 kW à temperatura de condensação de 30 ºC e temperatura de evaporação de –20 ºC; um condensador do tipo placas brasado da marca APEMA, modelo WP-9-30 e um evaporador a placas brasado da marca APEMA, modelo WP-9-30; um separador de óleo APEMA, modelo SO-15; 01 separador de líquido APEMA, modelo SLV 30; um tanque de líquido vertical APEMA, modelo TQV-25; uma válvula de expansão Danfoss, modelo TEX 12-18; uma válvula de pressão constante Danfoss, PM 1-40; uma válvula de pressão constante CVP; Registros com têes na linha de líquido de ½” e na linha de sucção de 1 1/8”; pressostato e comando elétrico. O sistema de condensação é a água e é composto de uma torre de resfriamento da marca SHIGEN, modelo T-50F-F30 e uma bomba tipo centrífuga da marca FLOWSERVE-Pump Division, modelo D-520.

### 3.1.4. Montagem experimental

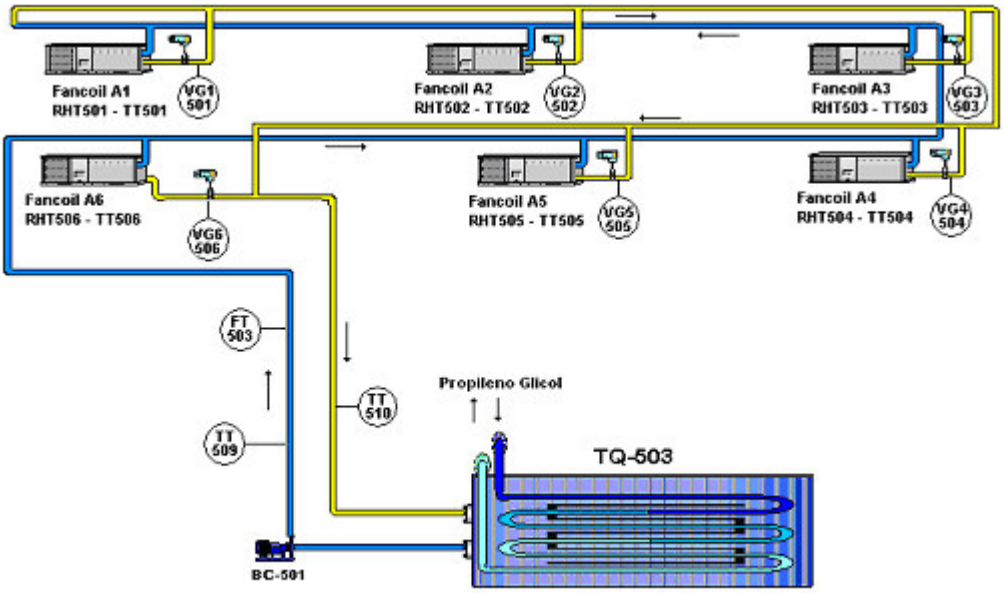
Na Figura 8 é apresentada a montagem experimental correspondente à circulação do propileno-glicol entre o sistema de refrigeração e a serpentina do tanque de gelo.




TQ-504 – Tanque Pulmão de propileno glicol;
TQ-503 – Tanque de Gelo;
BC-501 – Bomba centrífuga (água gelada);
BC-503 – Bomba centrífuga (propileno);
BC-504 – Bomba centrífuga (água da torre);
CP-501 – Compressor;
EV-501 – Evaporador a placas;
TC-501 – Trocador de calor a placas cruzado água/propileno glicol
CD-501 – Condensador a placas;
TR-501 – Torre de resfriamento;
RL-501 – Garrafa de refrigerante;
FT-501 – Transmissor de fluxo (R22);
FT-502 – Transmissor de fluxo (propileno);
TE – Elemento sensor de temperatura;
TT – Transmissor de temperatura;

Figura 8 – Circulação da solução de propileno glicol

Na Figura 9 está representada esquematicamente a circulação da água gelada entre o tanque de gelo e os “fan-coils” instalados nos ambientes de estudo.




TQ-503 – Tanque de Gelo;
BC-501 – Bomba centrífuga (água gelada);
Fan-coil A1 –Ambiente A1;
Fan-coil A2 – Ambiente A2;
Fan-coil A3 – Ambiente A3;
Fan-coil A4 – Ambiente A4;
Fan-coil A5 – Ambiente A5;
Fan-coil A6 – Ambiente A1;
RHT501–TT501 – Transdutor de umidade relativa e de temperatura do ambiente A1;
RHT502–TT502 – Transdutor de umidade relativa e de temperatura do ambiente A2;
RHT503–TT503 – Transdutor de umidade relativa e de temperatura do ambiente A3;
RHT504–TT504 – Transdutor de umidade relativa e de temperatura do ambiente A4;
RHT505–TT505 – Transdutor de umidade relativa e de temperatura do ambiente A5;
RHT506–TT506 – Transdutor de umidade relativa e de temperatura do ambiente A1;
VG1-501 – Válvula de controle de vazão de água gelada do ambiente A1;
VG2-502 – Válvula de controle de vazão de água gelada do ambiente A2
VG3-503 – Válvula de controle de vazão de água gelada do ambiente A3;
VG4-504 – Válvula de controle de vazão de água gelada do ambiente A4;
VG5-505 – Válvula de controle de vazão de água gelada do ambiente A5;
VG6-506 – Válvula de controle de vazão de água gelada do ambiente A1;
FT-503 – Transmissor de fluxo (água gelada);
TT-509 – Transmissor de temperatura (água gelada);
TT-510 – Transmissor de temperatura (água quente).

Figura 9 – Esquema do circuito da água gelada entre o tanque de gelo e os ambientes

Tanto a circulação da água gelada entre o tanque de gelo e os ambientes, como a circulação da solução de propileno glicol entre o sistema de refrigeração e a serpentina do

tanque de gelo, pôde ser efetuada no modo manual através do quadro de comando mostrado na Figura 10, onde cada número na figura corresponde ao seu respectivo fan-coil, como também no modo automático, via software supervisório Elipse - E3 e LADDER, pré-programados no quadro de comando no modo automático, mostrado na Figura 11.

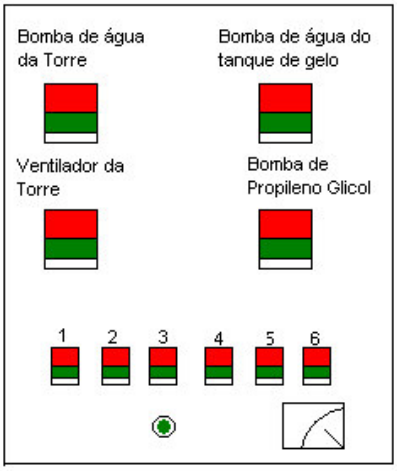



Figura 10 – Quadro de comando modo manual

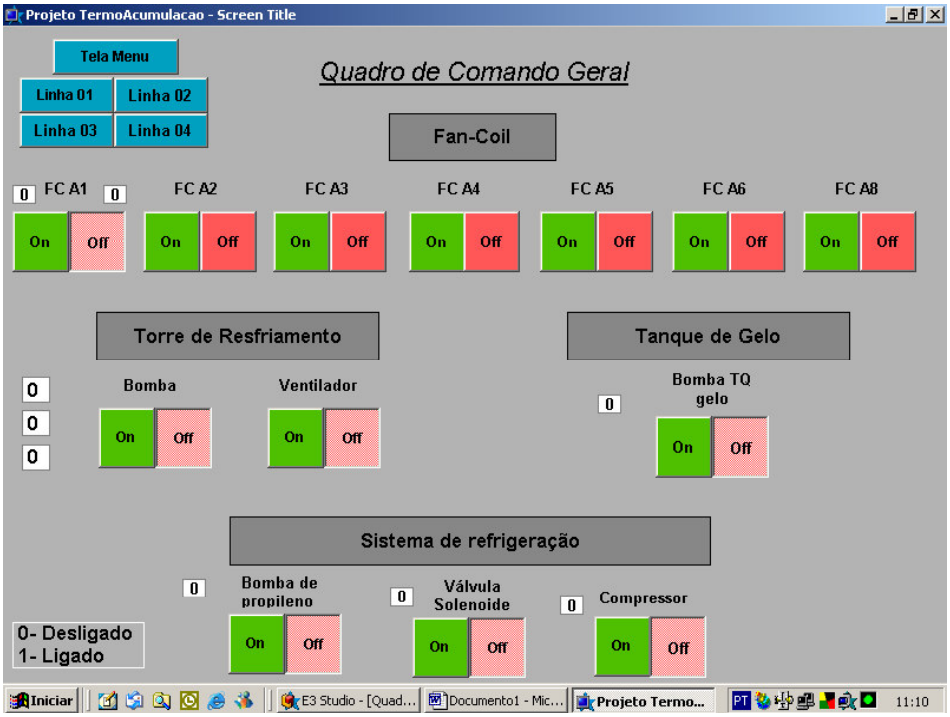



Figura 11 – Quadro de comando modo automático

### 3.1.5. Sistema de monitoração e Controle

A utilização do sistema de monitoração e controle tem como objetivo determinar a maior quantidade de informações das variáveis de processo para o controle do sistema global, possibilitando maior monitoração das condições de operação e corrigindo possíveis desvios.

O sistema de monitoração e controle é composto por:

- Sensores de temperatura tipo Pt100 (TE) de contato direto e de poço em inox, da marca Novus, devido a suas vantagens de precisão e estabilidade frente a ruídos;
- Transmissores de temperatura (TT) da marca Novus, modelo TxBlock e TxRail;
- Medidores de vazão (FT) eletromagnéticos da marca INCONTROL-S/A, modelo VMS - 019A22040AI;
- Medidor de vazão (FT) do refrigerante tipo Coriolis, da marca Danfoss, modelo MASS2100;
- Um controlador lógico programável (CLP) da HI Tecnologia, modelo MCI-02-F;
- Um software de configuração, SPDSW, da empresa HI Tecnologia e um supervisório da empresa ELIPSE-E3, MASTER-1500;
- Um microcomputador de 266 MHz para efetuar interface entre controlador e o usuário;
- Transmissor de umidade relativa e temperatura (TT e RHT) da marca Novus, modelo RHT-WM;
- Válvula de controle de vazão (VG) de refrigerante secundário da marca JOHNSON CONTROLS, modelo VA7312.

As medidas de temperatura nas tubulações do processo foram efetuadas por termoresistências (Pt100) a três fios com cabeçote e poço em inox de contato direto com o fluido através de conexões BSP. No caso das medidas de temperatura do tanque de gelo também foram utilizados sensores de temperatura tipo Pt100 de contato direto, porém sem cabeçote chamados elementos transmissores de temperatura. As temperaturas do circuito de refrigeração foram obtidas por contato direto do sensor de temperatura com as paredes da tubulação, a qual era isolada termicamente do meio ambiente, considerando-se aproximadas

as temperaturas do centro e da superfície da tubulação de cobre, de acordo com SAND *et al*. (1990).

Foram utilizados os transmissores de temperatura da marca Novus que converte o sinal gerado pelas termoresistências (Pt100) em um sinal padrão de 4 a 20 mA que é enviado para o controlador.

Os medidores de vazão possuem sinal de saída padrão de 4 a 20 mA e foram colocados na linha de água gelada (L/min), na linha de propileno glicol (L/min) e na linha de refrigerante primário (kg/h), para monitoração das respectivas vazões volumétricas e mássica das mesmas.

Para a monitoração da potência elétrica e posterior totalização do consumo energético de todo sistema foram utilizados 11 transformadores de corrente da marca KRON juntamente com 4 transdutores de potência ativa da marca YOKOGAWA, sendo três trifásicos, modelo 2285023/W16/AN e um monofásico modelo 2285013/W16/NA, respectivamente denominados como: JT-501 – Transmissor de potência trifásico do compressor; JT-502 – Transmissor de potência trifásico das bombas de água e propileno glicol; JT-503 – Transmissor de potência trifásico da bomba do tanque de gelo; JT-504 – Transmissor de potência monofásico dos fan-coils.

### 3.1.6. "Software" configurador SPDSW

O "software" SPDSW é um sistema de configuração que consiste na programação em LADDER e no armazenamento dos valores de interesse em memória, com taxa de aquisição adequadamente estabelecida e para alteração dos parâmetros de controle do sistema.

O controlador lógico programável (MCI-02-F) tem a finalidade de gerenciar funções de intertravamentos, acionar motores, bobinas e leitura de temperatura, vazão e pressão, além da possibilidade de efetuar controle (on-off e PID) nas variáveis do processo. Possui uma configuração compatível com a lógica LADDER, proporcionada pelo programa

SPDSW, em ambiente de fácil interface. A programação foi baseada na configuração dos módulos (entrada analógica, relés e saída analógica) e nas exigências operacionais do sistema de termoacumulação, conforme mostrados no Anexo B.

### 3.1.7. Sistema de Supervisão

O supervisório utilizado foi o ELIPSE-E3, onde foram desenvolvidas as telas gráficas de supervisão do sistema e de configuração dos controladores, apresentadas nos Anexo C e D respectivamente, representando a maior quantidade de informações referentes às condições do mesmo.

O ELIPSE-E3 permite a comunicação do CLP com o microcomputador, possibilitando monitorar as informações dos sensores de campo em tempo real com taxa de aquisição pré-definida de acordo com a aplicação para posterior tratamento, gravar em arquivo os dados do processo e supervisioná-los em telas gráficas.

## 3.2. Métodos

### 3.2.1. Instrumentação e Configuração do Controlador Lógico Programável

Como parte da implementação física do sistema já havia sido montada, fez-se a complementação da instalação dos sensores (de temperatura, medidores de vazão, medidores de pressão) em toda a linha de circulação de água, da linha de propileno glicol, do sistema de refrigeração e dos ambientes previstos para o condicionamento. Após a instalação, foi feita a checagem da comunicação entre os sensores e o controlador lógico programável (CLP). A partir de então fez-se a configuração do SPDSW e do software de supervisão ELIPSE para aquisição e monitoração das variáveis.

Para se ter uma maior confiabilidade nos dados obtidos, todos os sensores de temperatura foram calibrados fazendo-se o uso de um banho termostático com circulação, nas faixas de temperaturas de operação, que variavam entre –14 a 100 ºC . Utilizou-se solução a 37 % de propileno glicol/água (v/v) no banho de circulação e termômetros padrão de mercúrio. Para se realizar as leituras das temperaturas dos sensores Pt100 e do

termômetro padrão, esperou-se a estabilização da temperatura do banho no valor desejado para calibração. O numero médio de pontos para calibração de cada sensor foi de seis a oito pontos.

### 3.2.2. Determinação da condição inicial

Para o desenvolvimento dos ensaios de caracterização do comportamento transiente de um processo é necessário que não haja perturbações externas no sistema e também que outras variáveis internas não interfiram no comportamento da variável estudada. Dessa maneira escolheu-se executar os ensaios de controle do sistema de condicionamento dos ambientes a noite, quando as alterações das condições ambientais estão sujeitas a menores modificações, minimizando o efeito da variação da carga térmica dos locais estudados, pela variação da incidência solar nos diversos períodos do dia e alterações internas.

### 3.2.3. Caracterização da ordem do processo

O método da curva de reação é um dos procedimentos mais utilizados para ajustar os parâmetros de sintonia dos controladores PID e consiste em aplicar em malha aberta uma perturbação do tipo degrau na variável manipulada.

A perturbação imposta consiste nas alterações da válvula de controle de vazão de água gelada com degraus de ± 40 % de fechamento a partir da estabilização da temperatura dos ambientes á condição inicial de 50 % de fechamento, conforme Tabela 5. A porcentagem de abertura ou fechamento da válvula de controle de vazão de água gelada foi estabelecida como variável manipulada do sistema, enquanto que a temperatura dos ambientes como a variável controlada.

Tabela 5 – Perturbações positivas e negativas nas vazões de água gelada dos ambientes

| Variável de Perturbação | Condição inicial | Perturbação Positiva | Perturbação Negativa |
|---|---|---|---|
| Vazão de água gelada (%) | 50 | 40 | 40 |

Transcorrido o tempo de estabilização após a imposição da perturbação obteve-se os parâmetros do controlador (Kc, $\tau_i$, $\tau_d$), segundo o método de sintonia de Ziegler - Nichols da curva de reação. Estes parâmetros foram aplicados nos ambientes, conforme as telas de configurações do Anexo D (a, b).

Esses ensaios foram realizados individualmente em cada ambiente, porém simultaneamente, tendo em vista que os ambientes possuem atuações e monitorações independentes.

O controlador "On-off" necessitou basicamente da sua configuração no programa de aplicação SPDSW e definição dos limites superiores e inferiores, ou seja, a banda a qual o controlador foi submetido. Após sua configuração, foram definidas duas banda de trabalho, sendo respectivamente 0,2 $^{o}$C e 0,5 ºC, conforme Anexo D (c e d), em todos os ambientes.

Após os ensaios de perturbação individual em cada ambiente, foram obtidas as curvas de reação do processo para cada perturbação, representada pela diferença de temperatura ($T-T_0$) em função do tempo. Essas curvas de reação do processo foram ajustadas aos modelos de 1ª ordem, 1ª ordem com tempo morto e 2ª ordem para vários valores de fator de amortecimento.

Os ajustes foram feitos através do programa Statistica 7.0 e a definição da ordem do sistema foi baseada no valor do $R^2$ e do resíduo do ajuste, também calculado pelo programa.

### 3.2.4. Avaliação da linearidade do processo

A linearidade em cada ambiente foi verificada pelas curvas de reação impondo perturbações na variável manipulada com a mesma amplitude, porém em sentidos opostos (positivo e negativo), de acordo com a Tabela 5.

Baseado nas curvas de reação ajustadas pela função de 1ª ordem com tempo morto relativizadas pelo degrau de vazão, fez-se a análise da linearidade dos ambientes. Para o processo ser considerado linear o comportamento das curvas devem apresentar superposição.

### 3.2.5. Parâmetros de avaliação dos controladores

As avaliações dos controladores (PID e "On-off") foram realizadas, conforme os parâmetros em regime transitório, obtidos pelos históricos da variável controlada, sob a ação do controle, e pelos indicadores: ISE, IAE e ITAE.

As perturbações positivas e negativas do *set-point* foram de ±1,5 ºC para as salas 1,2 e 3 e de 2 ºC nas salas 4 e 5, para ambos os controladores, conforme ensaios propostos na Tabela 6.

Tabela 6 – Ensaios propostos para avaliação dos controladores "On-off" e PID com perturbações positivas e negativas no set-point

| Ambientes | Controladores | Perturbação no Set-point |
|---|---|---|
| 1, 2 e 3 | On-off | + 1,5 º C |
| | | - 1,5 º C |
| | PID | + 1,5 º C |
| | | - 1,5 º C |
| 4 e 5 | On-off | + 2,0* º C |
| | | - 2,0* º C |
| | PID | + 2,0* º C |
| | | - 2,0* º C |

### 3.2.6. Estratégias de termoacumulação e consumo energético

O sistema de termoacumulação (banco de gelo) do modo que foi implementado pode operar em duas diferentes estratégias:

- Fazendo a carga em horário noturno e descarga em horário comercial: carga total;
- Fazendo resfriamento da água até 8 $^{o}$C e operação compartilhada de descarga em horário comercial: carga simultânea;

Na estratégia com carga total, a produção de "frio" é feita a noite, quando o sistema de controle está desativado. A descarga é feita durante o dia e a aquisição dos dados é feita em ambos períodos.

Na estratégia com carga simultânea a água é resfriada em um tocador de calor da temperatura inicial de 8 $^{o}$C até as temperaturas de 1,0 $^{o}$C a 2 $^{o}$C. O sistema de refrigeração é desligado automaticamente quando a temperatura da água resfriada deixar o trocador de calor abaixo de 0,5 $^{o}$C, devido à estratégia de segurança. A aquisição dos dados também é realizada nos períodos de carga e descarga.

O consumo energético para o sistema de refrigeração é calculado, levando-se em consideração apenas a energia elétrica consumida pelo compressor. Enquanto que o consumo energético total é calculado levando-se em consideração as energias consumidas em cada equipamento: sistema de refrigeração, bombas de circulação de propileno, de água gelada e bomba de circulação de água da torre de resfriamento, conforme mostrado na Equação (17):

$$E = \sum_{i=1}^{n} \Delta t_i . \mathrm{P}_{pot_i} \tag{17}$$

O cálculo do coeficiente de performance do sistema de refrigeração ($COP_{útil}$), é realizado utilizando a relação entre a taxa média de troca térmica útil do refrigerante primário com o propileno e o trabalho do compressor, de acordo com a Equação (18).

$$COP_{útil} = \frac{\dot{Q}_7}{W_{COMPRESSOR}} \tag{18}$$

Para avaliação das estratégias de termoacumulação, calculou-se a relação existente entre o calor útil transferido ao propileno e a potência utilizada pelo sistema de refrigeração para a execução da estratégia.

O calor útil transferido ao propileno foi calculado pela Equação (19), onde $\dot{P}$ representa a taxa de perda de calor do propileno ocasionada pela tubulação, válvulas, tanque etc. e é calculada de acordo com a equação (22).

$$\dot{Q}_7 = \dot{m}_{prop}\, c_{p-prop} \Delta T - \dot{P} \tag{19}$$

### 3.2.7. Avaliação dos controladores por balanço energético

Uma vez que os controladores (PID e On-off) dos ambientes foram avaliados quanto as suas eficiências sob perturbações no *set-point*, nas condições propostas, efetuou-se ensaios com os ambientes em operação cotidiana, com as duas estratégias de termoacumulação com *set-point* único e carga térmica variável (diurna), já que houve variações de temperatura ambiente durante o período diurno.

Como os testes realizados com o controlador On-off geralmente possuem uma banda um pouco maior que 0,2 $^{o}$C, efetuou-se também ensaios com banda de 0,5 $^{o}$C.

Os dois tipos de condições operacionais (carga total e simultânea) foram avaliados em relação às taxas médias de trocas térmicas, para verificar as eficiências dos controladores e o mais recomendável dentro de cada estratégia. Os ensaios foram efetuados de acordo com a Tabela 7.

Tabela 7 - Ensaios nas condições operacionais

| Operação | Ensaios | Tipo de Controle | Banda (ºC) |
|---|---|---|---|
| Com carga total | 1 | On-off | 0,2 |
| | | | 0,5 |
| | 2 | PID | - |
| Com carga simultânea | 3 | On-off | 0,2 |
| | | | 0,5 |
| | 4 | PID | - |

A taxa média de troca térmica entre o propileno e a água do tanque é calculada através da diferença entre a temperatura média de saída do propileno do evaporador para o tanque de água e sua temperatura média de retorno para o tanque pulmão, utilizando-se

também da vazão do propileno, do seu calor especifico e da variação de tempo, conforme a Equação (20):

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{prop}\, c_{p-prop} \Delta T \tag{20}$$

A taxa média de variação de calor dos ambientes é calculada através da diferença entre a temperatura média da água gelada do tanque de água para alimentação dos ambientes e a temperatura média da água de retorno dos ambientes para o tanque de água, com a respectiva vazão de água, calor especifico e o tempo em que o experimento ocorreu, como visto na Equação (21):

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{ag}\, c_{p-ag} \Delta T \tag{21}$$

As perdas de calor do tanque de água são calculadas de acordo com o período de cada experimento, sendo definidas em perdas noturnas e perdas diurnas. As perdas noturnas são referentes aos períodos de acumulação no tanque de água, enquanto as perdas diurnas se referem aos períodos de descarga de nos ambientes.

As perdas noturnas $\dot{P}_{Noturnas}$ serão calculadas no período noturno, deixando todo o sistema de refrigeração desligado e observando como a temperatura ambiente externa altera a temperatura do tanque de água. Da mesma forma serão calculadas as perdas diurnas $\dot{P}_{Diurnas}$, porém durante o dia. O cálculo de ambas as perdas pode ser efetuado pela Equação (22):

$$\dot{P} = \frac{M_{ag}\, c_{p-ag} \Delta T}{\Delta t} \tag{22}$$

Como as estratégias de termoacumulação possuem suas peculiaridades, os cálculos das variáveis incomuns serão realizados separadamente para cada estratégia:

a) Estratégia com carga simultânea

Nesta estratégia tem-se como diferencial o cálculo da taxa média de variação de calor da água do tanque, calculada através de sua massa de água, do calor especifico da água e da diferença de temperatura ocorrida até o final do experimento, conforme Equação (23):

$$\dot{Q}_3 = \frac{M_{ag} c_{p-ag} \Delta T}{\Delta t} \tag{23}$$

Será considerado como melhor controle aquele que mantiver a temperatura dos ambientes no set–point, apresentar menores valores dos parâmetros e dos índices de desempenho de erro e consumir menor quantidade de energia da água que sai do trocador de calor, dessa forma resfriando mais a água do tanque, o que resultará num maior diferencial de temperatura no tanque termoacumulador do inicio ao final do experimento.

b) Estratégia com carga total

Na estratégia de termoacumulação com carga total produz-se, além do resfriamento sensível da água, o gelo. As energias acumuladas sob estas formas, são calculadas de acordo com as Equações (24) e (25), onde considera-se que toda a energia trocada pelo propileno, ou indiretamente pelo refrigerante primário (R22), menos as perdas noturnas é utilizada para a produção de água gelada e gelo no tanque.

$$\dot{Q}_4 = \frac{M_{ag} c_{p-ag} \Delta T}{\Delta t} \tag{24}$$

$$M_{gelo} = \left( \frac{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_4}{\Delta \hat{H}_{fusao-de-gelo}} \right) \Delta t \tag{25}$$

Após as trocas térmicas ocorridas durante o dia a água troca calor com os ambientes e o transfere para o tanque, conforme Equação (26), resultando na taxa média de troca térmica do tanque:

$$\dot{Q}_5 = \frac{M_{ag} c_{p-ag} \Delta T + M_{Gelo} \Delta \hat{H}_{fusao-de-gelo}}{\Delta t} \tag{26}$$

Dentro da estratégia de termoacumulação com carga total a avaliação dos controladores sob as trocas térmicas são realizadas através da taxa média de variação de calor no tanque de água durante o dia, descrita na Equação (27):

$$\dot{Q}_6 = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_5 \tag{27}$$

onde, quem conseguir manter a temperatura dos ambientes no set-point, apresentar menores valores dos parâmetros e dos índices de desempenho de erro e consumir menor quantidade de energia do tanque, o que resultará num menor diferencial de temperatura no final do experimento, será considerado como melhor controlador.

### 3.2.8. Estudo dos custos na utilização de sistemas com e sem Termoacumulação

Os experimentos, utilizando o sistema de termoacumulação, foram feitos somente no período comercial, ou seja, das 8 às 18 h. Porém , para se quantificar a economia de custos com a utilização da termoacumulação nos horários de ponta, fez-se a extrapolação dos dados experimentais até 3 h posteriores aos experimentos normais, portanto englobando o horário de ponta.

As taxas e tarifas utilizadas para o cálculo dos custos estão expostas no Anexo A, onde se escolheu trabalhar com a tarifa horossazonal azul com nível de tensão A4 (2,3 a 25 kV), devido a UNICAMP ser atendida por uma tensão padrão primaria de 11,95 kV.

A conta de energia elétrica desses consumidores é composta da soma de parcelas referentes ao consumo, demanda e ultrapassagem. Em todas as parcelas observa-se a diferenciação entre horas de ponta e horas fora de ponta.

A parcela de consumo é calculada através da expressão abaixo, observando-se, nas tarifas, o período do ano:

$P_{consumo}$ = Tarifa de Consumo na Ponta x Consumo Medido na Ponta + Tarifa de Consumo fora de Ponta x Consumo Medido fora de Ponta.

A parcela de demanda é calculada somando-se o produto da Tarifa de Demanda na ponta pela Demanda Contratada na ponta (ou pela demanda medida na ponta, de acordo com as tolerâncias de ultrapassagem) ao produto da Tarifa de Demanda fora da ponta pela Demanda Contratada fora de ponta (ou pela demanda medida fora de ponta, de acordo com as tolerâncias de ultrapassagem):

$P_{demanda}$ = Tarifa de Demanda na Ponta x Demanda Contratada + Tarifa de Demanda fora de Ponta x Demanda Contratada fora de Ponta.

A parcela de ultrapassagem é cobrada apenas quando a demanda medida ultrapassa a Demanda Contratada acima dos limites de tolerância. Esses limites são de 5 % para os sub-grupos A1, A2 e A3 e de 10 % para os demais sub-grupos.

É calculada multiplicando-se a Tarifa de Ultrapassagem pelo valor da demanda medida que supera a Demanda Contratada:

$P_{ultrapassagem}$ = Tarifa de Ultrapassagem na Ponta x (Demanda Medida na Ponta – Demanda Contratada na Ponta) + Tarifa de Ultrapassagem fora de Ponta x (Demanda Medida fora de Ponta – Demanda Contratada fora de Ponta)

# 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

## 4.1. Determinação da condição inicial

Mesmo executando os ensaios a noite, não se tem como manter constante a temperatura ambiente externa. Portanto estabeleceu-se como condição inicial, ou seja, como regime permanente para todos os ambientes uma variação de temperatura de até 0,5 $^{o}$C por um período de 30 min. Essa condição inicial foi determinada de acordo com os experimentos realizados nos ambientes, que mostraram como a temperatura do ambiente externo influencia a temperatura das salas. A Figura 12 é representativa das variações em todos os ambientes, e servirá como referência para as perturbações nas variáveis do sistema.

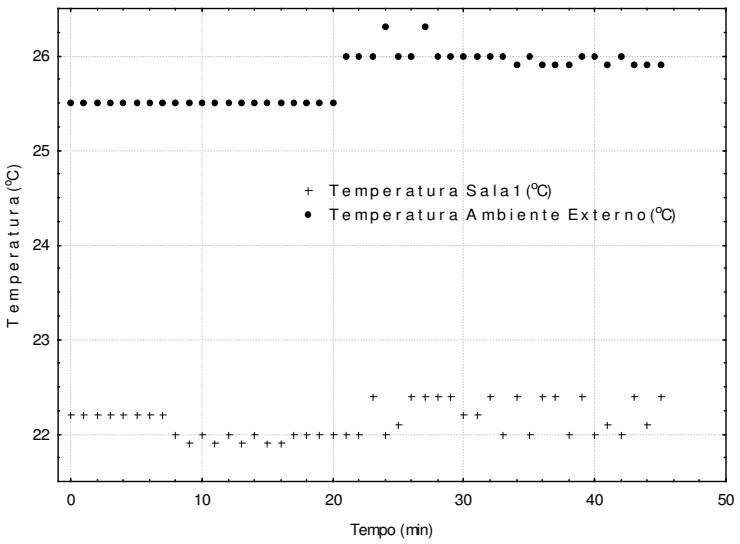



Figura 12 – Histórico da temperatura para determinação condição de regime permanente dos ambientes

Como todos os ambientes têm uma inércia grande, então as intensidades das perturbações foram feitas de acordo com suas sensibilidades, isto é, seus valores deveriam ser suficientes para alterar os regimes permanentes previamente atingidos com as condições iniciais de operação.

## 4.2. Caracterização quanto à ordem do processo

Após perturbações positivas e negativas na vazão de água gelada, obteve-se as curvas de reação do processo da diferença de temperatura dos ambientes e suas respectivas umidades relativas. O melhor ajuste foi encontrado com a função de 1ª ordem com tempo morto. Na Figura 13 é mostrado o ajuste desta função aos dados experimentais para a sala 1 (fan-coil 1) juntamente com o comportamento da válvula de controle de vazão de água gelada e a umidade relativa dos ambientes, enquanto os ajustes das curvas de reação dos outros ambientes encontram-se no Anexo E.

O tempo zero representa o momento da perturbação de vazão na válvula de controle de água gelada, sendo esta de ± 40 %. Os pontos anteriores mostram a estabilização em torno daqueles valores para a posterior aplicação da perturbação.

As Tabelas 8 e 9 apresentam a função de ajuste, o coeficiente de correlação e o resíduo da função, para as curvas de reação de cada ambiente, após perturbações positivas e negativas na vazão de água gelada.

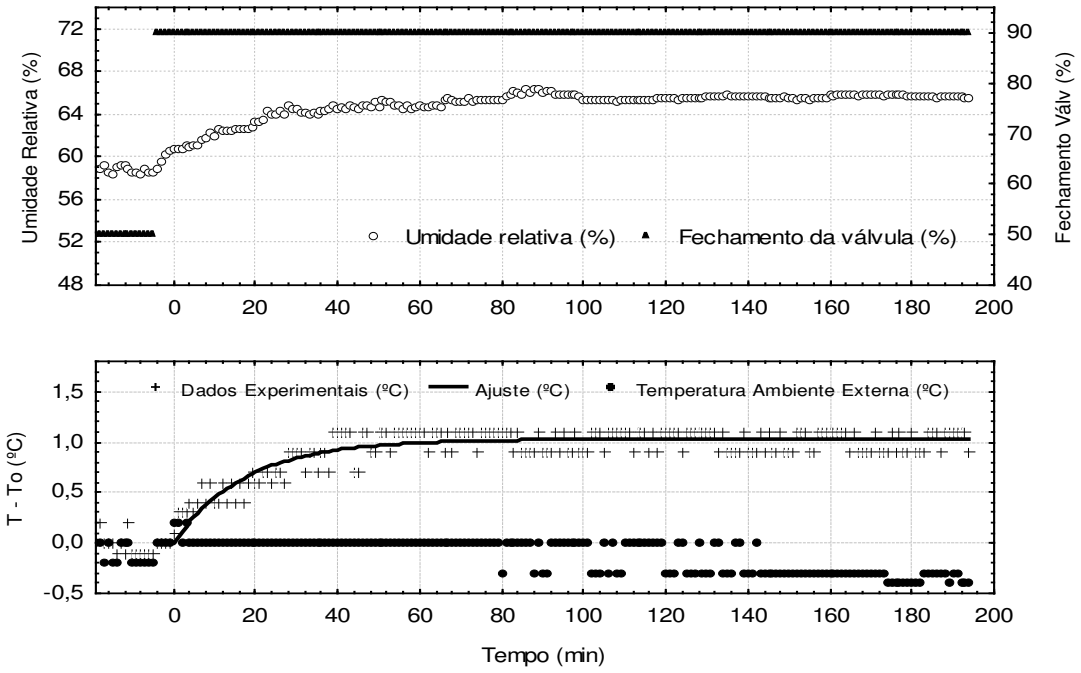



Figura 13 – Curva de reação do ΔT e umidade relativa após perturbação de + 40 % de fechamento da vazão de água gelada na sala 1 (fan-coil 1).

Tabela 8 – Ajuste das funções de 1ª ordem com tempo morto das curvas de reação após perturbações positivas nas vazões de água gelada

| Ambientes | Função de Ajuste | $R^2$ | Resíduo da função |
|---|---|---|---|
| Sala 1 (fan-coil 1) | T-To = 1,02635.(1-exp((-t+4)/17,4403)) | 0,85 | 2,44 |
| Sala 1 (fan-coil 6) | T-To = 0,45055.(1-exp((-t+4)/8,46879)) | 0,77 | 0,59 |
| Sala 2 | T-To = 1,16648.(1-exp((-t+6)/19,5878)) | 0,86 | 2,47 |
| Sala 3 | T-To = 1,50621.(1-exp((-t+3)/32,3739)) | 0,96 | 1,77 |
| Sala 4 | T-To = 1,74413.(1-exp((-t+3)/45,5851)) | 0,97 | 2,12 |
| Sala 5 | T-To = 1,34095.(1-exp((-t+6)/19,4275)) | 0,96 | 1,088 |

Pode-se observar que para sala 1 (fan-coils 1 e 6) os tempos mortos foram iguais, porém o resíduo da função mostrou-se diferente com uma variação considerável. Isso se deveu ao fato que o ar resfriado e insuflado pelo fan-coil 1 encontrava de frente com a parede da sala vizinha o que fazia com que ar circulasse numa área mais reduzida da sala, promovendo uma maior variação da temperatura desta parte do ambiente e conseqüentemente um maior resíduo da função. Em contrapartida, o fan-coil 6, como estava posicionado num local mais abrangente da sala , tinha a incumbência de condicionar uma área maior e sua flecha de atuação não possuía as condições desejáveis, resultando em uma menor variação de temperatura e um menor resíduo da função.

A sala 2, como é uma sala com um grande volume, o tempo para se conseguir um abaixamento da temperatura foi um pouco maior, conseqüentemente esta obteve tanto um tempo morto quanto um resíduo da função grandes.

A sala 3, como tem um menor volume e também menor interferência do ambiente externo, não teve grandes variações no tempo morto e resíduo da função, resultando em valores baixos.

As salas 4 e 5, apesar de apresentarem o mesmo volume e o mesmo tipo de interferência externa, possuem diferentes materiais contidos dentro delas, sendo a sala 5

com uma quantidade maior de computadores, livros e outros materiais, resultando num tempo morto maior e um menor resíduo da função.

Tabela 9 - Funções das curvas de reação após perturbações negativas nas vazões de água gelada

| Ambientes | Função de Ajuste | $R^2$ | Resíduo da função |
|---|---|---|---|
| Sala 1 (fan-coil 1) | T-To = -1,379.(1-exp((-t+4)/89,7991)) | 0,94 | 2,60 |
| Sala 1 (fan-coil 6) | T-To = -1,2001.(1-exp((-t+3)/192,588)) | 0,87 | 2,34 |
| Sala 2 | T-To = -0,6077.(1-exp((-t+4)/44,265)) | 0,88 | 1,079 |
| Sala 3 | T-To = -2,4975.(1-exp((-t+3)/71,6334)) | 0,98 | 3,43 |
| Sala 4 | T-To = -1,6511.(1-exp((-t+4)/102,294)) | 0,96 | 2,72 |
| Sala 5 | T-To = -1,7014.(1-exp((-t+6)/126,468)) | 0,97 | 1,64 |

Para a sala 1 (fan-coils 1 e 6) pode-se verificar que tanto o resíduo da função quanto o tempo morto estão bem próximos, isso devido a pequena variação de temperatura ocorrida dentro da sala o que foi influenciado diretamente pela temperatura externa, já que esta sala é bastante grande e tem muitas janelas.

Para a sala 2 observou-se uma pequena variação de temperatura, porém com pontos mais próximos, devido a menor influência da temperatura ambiente externa, o que resulta em um menor resíduo da função.

Pode-se observar que, para a sala 3, tanto a variação da temperatura da sala quanto o resíduo da função foram maiores o que está diretamente relacionado a maior variação da umidade relativa do ambiente, desta forma promovendo um maior abaixamento da temperatura em relação as outras salas.

Para as salas 4 e 5 pode-se constatar uma diferença significativa tanto no tempo morto quanto no resíduo da função, resultado da variação de temperatura entre ambas as salas, devido a uma maior concentração de materiais na sala 5.

## 4.3. Avaliação da linearidade do processo

Uma das formas de avaliação da linearidade do processo é através do principio da superposição, onde se aplicam perturbações positivas e negativas de mesma amplitude na variável manipulada. Os valores das condições iniciais são apresentados na Tabela 5.

Após os ensaios com as respectivas perturbações positivas e negativas obteve-se as curvas de reação da variável de processo. Na Figura 14 é apresentada a curva de reação da sala 4, ajustada através da função de 1ª ordem com tempo morto. As outras curvas de reação também ajustadas através função de 1ª ordem com tempo morto, encontram-se expostas no Anexo F.

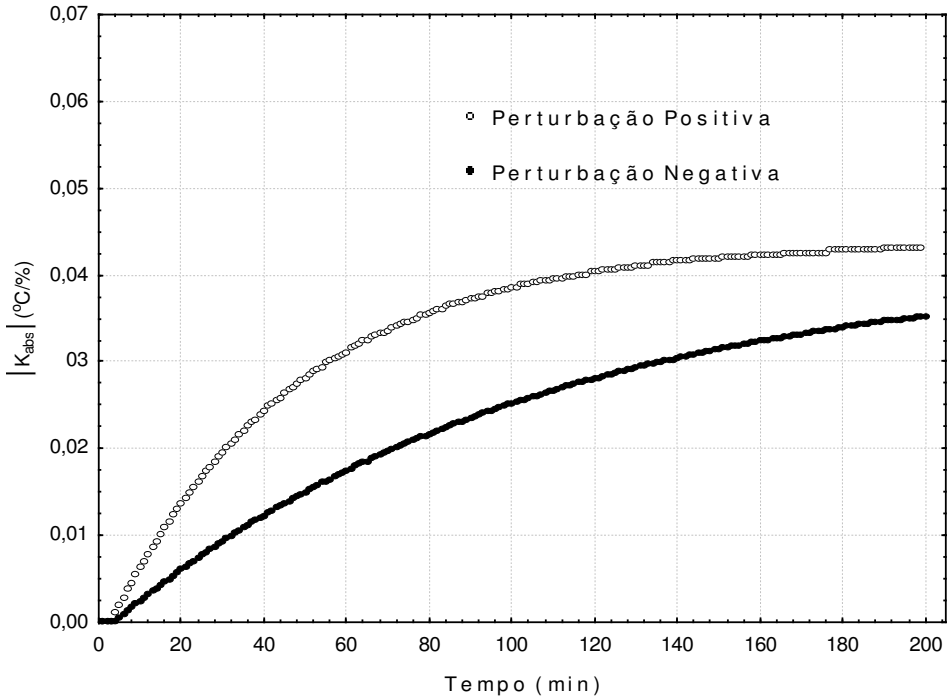



Figura 14– Curva de reação do módulo do ganho absoluto da temperatura da sala 4 após perturbações degrau positiva e negativa na vazão de água gelada.

Fazendo-se uma analise qualitativa das figuras mostradas no Anexo F, verifica-se que a não linearidade é mais fortemente observada nas curvas de reação temperaturas da sala 3 e com menor intensidade na sala 1 (fan-coils 1 e 6). Enquanto que as salas 2, 4 e 5 apresentam não linearidade reduzida, em que as curvas estão quase superpostas.

Esse comportamento não linear das variáveis pode ser em função das características complexas do sistema em relação as trocas térmicas com o ambiente externo que esta em constante variação, e também devido as trocas térmicas existentes entre os próprios ambientes, já que operam em diferentes temperaturas.

## 4.4. Parâmetros de sintonia do controlador PID

Com as curvas de reação apresentadas no Anexo E obteve-se os parâmetros de sintonia dos controladores PID para cada ambiente com o Método da Curva de Reação. A Tabela 10 mostra os valores de $K_c$, $\tau_i$, e $\tau_d$ que são o ganho proporcional, o tempo integral e o tempo derivativo do controlador PID após o ajuste com sintonia fina.

A razão dos parâmetros em regime transitório da curva de reação, $T_d/\tau$, é uma referência da adequação do controlador PID implementado ao processo. Segundo OGATA (1997), para um controlador PID estar adequado, esta razão deve ser $0{,}1 < T_d/\tau < 1$. Em alguns casos os resultados obtidos para as salas não se encontraram dentro da razão descrita acima, porém decidiu-se continuar para verificar qual a reação do processo com os parâmetros obtidos.

Tabela 10 – Constantes do controlador PID para o controle da temperatura dos ambientes

| Ambientes | $T_d/\tau$ | $K_c$ | $\tau_i$ | $\tau_d$ |
|---|---|---|---|---|
| Sala 1 (fan-coil 1) | 0.0973 | 5,7 | 57,7 | 1,7 |
| Sala 1 (fan-coil 6) | 0.0890 | 7,2 | 72,5 | 1,5 |
| Sala 2 | 0.0916 | 6,5 | 45 | 1,6 |
| Sala 3 | 0.1076 | 6,8 | 50 | 1,8 |
| Sala 4 | 0.1078 | 5,4 | 43,7 | 1,2 |
| Sala 5 | 0.1087 | 5,8 | 40 | 1,5 |

## 4.5. Ensaios para avaliação do desempenho dos controladores

Depois de implementadas as constantes do controlador PID obtidas através do método da curva de reação de Ziegler - Nichols e configurado o controlador “On-off”,

foram realizados ensaios com perturbações no set-point, de acordo com a Tabela 6, para avaliação da eficiência dos controladores. As Tabelas 11, 12, 13 e 14 apresentam os resultados dos parâmetros em regime transitório e dos índices de desempenho, num mesmo tempo de estabilização para os controladores "On-off" com banda de 0,2 ºC e PID, após os ensaios com perturbações no set-point.

A Figura 15 mostra o comportamento das variáveis manipulada e controlada com o controlador PID, sob perturbação negativa de -1,5 $^{o}$C no set-point para sala 2, com sua respectiva monitoração da atuação da válvula de controle de vazão de água gelada, enquanto que os outros gráficos encontram-se no Anexo G.

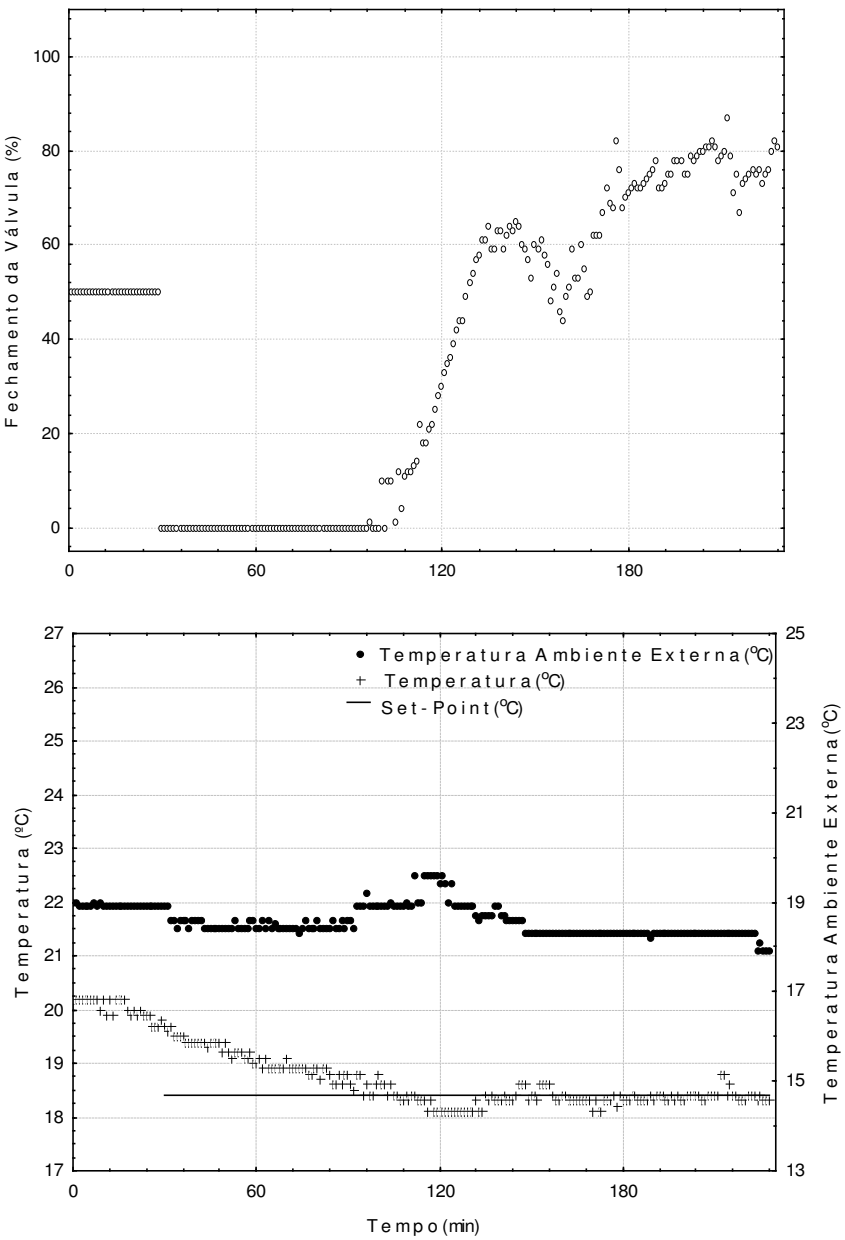



Figura 15 – Histórico temporal das variáveis manipulada e controlada com o controlador PID sob perturbação negativa no set-point de - 1,5 $^{o}$C para sala 2.

Tabela 11 – Parâmetros em regime transitório e índices de desempenho erros do controlador "On-Off" com banda de 0,2 ºC sob perturbação positiva no set-point

| Ambientes | IAE (ºC) | ISE (ºC) | ITAE (ºC.min) | $t_r$(min) | $M_p$(ºC) | $t_p$(min) | $t_s$(min) | Erro abs.(%) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Sala 1 (fan-coil 1) | 54,7 | 40,1 | 2287,0 | 67 | 0,1 | 89 | 143,0 | 6,7 |
| Sala 1 (fan-coil 6) | 60,0 | 36,2 | 3452,6 | 66 | 0,0 | 0,0 | 163,0 | 26,7 |
| Sala 2 | 36,7 | 22,7 | 1255,9 | 42 | 0,2 | 128 | 87,0 | 6,7 |
| Sala 3 | 46,9 | 24,0 | 3028,8 | 51 | 0,3 | 58 | 150,0 | 26,7 |
| Sala 4 | 62,9 | 48,8 | 3509,8 | 53 | 0,3 | 106 | 156,0 | 25,0 |
| Sala 5 | 54,3 | 45,3 | 2299,0 | 60,0 | 0,2 | 77 | 130,0 | 20,0 |

Tabela 12 – Parâmetros em regime transitório e índices de desempenho erros controlador "On-Off" com banda de 0,2 ºC sob perturbação negativa no set-point

| Ambientes | IAE (ºC) | ISE (ºC) | ITAE (ºC.min) | $t_r$(min) | $M_p$(ºC) | $t_p$(min) | $t_s$(min) | Erro abs.(%) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Sala 1 (fan-coil 1) | 100,4 | 103,1 | 4552,0 | 90,0 | 0,7 | 180,0 | 164,0 | 26,6 |
| Sala 1 (fan-coil 6) | 114,6 | 109,7 | 6731,3 | 87,0 | 0,0 | 0,0 | 161,0 | 33,3 |
| Sala 2 | 105,4 | 96,1 | 3576,9 | 93,0 | 0,3 | 103,0 | 136,0 | 13,3 |
| Sala 3 | 92,5 | 75,9 | 2324,50 | 90,0 | 0,3 | 94,00 | 114,00 | 6,7 |
| Sala 4 | 128,05 | 153,15 | 6345,75 | 84,50 | 0,3 | 143,00 | 178,00 | 5,00 |
| Sala 5 | 117,15 | 140,80 | 5242,80 | 131,0 | 0,2 | 131,00 | 147,00 | 10,00 |

Tabela 13 – Parâmetros em regime transitório e índices de desempenho erros do controlador PID com perturbação positiva no set-point

| Ambientes | IAE (ºC) | ISE (ºC) | ITAE (ºC.min) | $t_r$(min) | $M_p$(ºC) | $t_p$(min) | $t_s$(min) | Erro abs.(%) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Sala 1 (fan-coil 1) | 49,8 | 42,0 | 1796,8 | 50,0 | 0,3 | 95,00 | 143,0 | 20,0 |
| Sala 1 (fan-coil 6) | 140,5 | 131,4 | 10953,4 | 50,0 | 0,0 | 0,0 | 163,0 | 53,3 |
| Sala 2 | 30,7 | 25,7 | 733,5 | 47,0 | 0,3 | 51,0 | 87,0 | 13,3 |
| Sala 3 | 59,0 | 49,30 | 2597,3 | 66,0 | 0,40 | 68,00 | 150,0 | 6,7 |
| Sala 4 | 58,3 | 54,4 | 2658,2 | 40,0 | 0,50 | 44,00 | 156,0 | 10,0 |
| Sala 5 | 46,1 | 47,8 | 1439,4 | 46,0 | 0,3 | 51,00 | 130,0 | 5,0 |

Tabela 14 – Parâmetros em regime transitório e índices de desempenho erros do controlador PID com perturbação negativa no set-point

| Ambientes | IAE (ºC) | ISE (ºC) | ITAE (ºC.min) | $t_r$(min) | $M_p$(ºC) | $t_p$(min) | $t_s$(min) | Erro abs.(%) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Sala 1 (fan-coil 1) | 105,30 | 108,4 | 5115,0 | 158,0 | 0,5 | 165,0 | 164,0 | 6,7 |
| Sala 1 (fan-coil 6) | 107,7 | 106,9 | 5355,5 | 131,0 | 0,3 | 150,0 | 161,0 | 6,7 |
| Sala 2 | 68,75 | 56,3 | 2807,0 | 78,0 | 0,1 | 86,0 | 136,0 | 6,7 |
| Sala 3 | 26,15 | 14,3 | 947,1 | 24,0 | 0,3 | 27,0 | 114,0 | 6,67 |
| Sala 4 | 135,65 | 177,8 | 6586,0 | 123,0 | 0,2 | 133,0 | 178,00 | 5,0 |
| Sala 5 | 106,90 | 122,2 | 4783,8 | 103,0 | 0,2 | 111,0 | 147,00 | 10,0 |

Analisando as tabelas anteriores para as salas 2, 3, 4 e 5 observa-se que tanto os valores dos índices de desempenho quanto os valores dos parâmetros em regime transitório, são menores com a utilização da malha de controle PID. Além disso, neste controle, o comportamento da variável controlada apresentou menores oscilações.

Para o caso especifico da sala 1 (fan-coil 1 e 6) constata-se que na maioria dos ensaios os controladores não conseguiram atuar de maneira eficiente, ou seja, controlando a temperatura do ambiente em torno do set-point. Isto pode ser explicado pelo grande volume do ambiente, de uma maior interferência do meio ambiente externo e/ou da necessidade de instalação de mais um fan-coil, facilitando assim uma melhor circulação do ar resfriado na sala e conseqüentemente a obtenção de uma temperatura uniforme em todo ambiente.

## 4.6. Avaliação das estratégias de termoacumulação e consumo energético

As estratégias de termoacumulação foram avaliadas de acordo com as Tabelas 15 e 16, onde se pode quantificar o consumo de energia para resfriamento da água e também avaliar o coeficiente de performance de cada estratégia.

Tabela 15 - Comparação energética das diferentes estratégias de termoacumulação

| Estratégias de termoacumulação | Tipo de Controle | Banda (ºC) | Taxa de troca de calor entre propileno e água do tanque (kJ/h) | Potência Média (kJ/h) | Relação |
|---|---|---|---|---|---|
| Carga total | On-off | 0,2 | 91033,5 | 91224 | 0,99 |
| | | 0,5 | 93764,9 | 92304 | 1,01 |
| | PID | - | 92363,8 | 91800 | 1,00 |
| Carga Simultânea | On-off | 0,2 | 108828,4 | 93152,1 | 1,17 |
| | | 0,5 | 97480,7 | 85950,0 | 1,13 |
| | PID | - | 99183,5 | 88236,9 | 1,12 |

Através da Tabela 15 pode-se verificar que a estratégia de termoacumulação com carga simultânea possui uma potência média menor para uma maior taxa de troca de calor com o propileno, com exceção do controlador "On-off" com banda de 0,2 ºC que trabalhou em condições adversas de temperatura ambiente externa, como pode ser visto no Anexo H. Pode-se verificar também que quanto maior o valor da relação da potência média com a taxa de troca de calor entre o propileno e a água do tanque maior será o resfriamento da água e conseqüentemente menores as perdas do sistema para o ambiente, utilizando de melhor maneira a potência elétrica.

Tabela 16 - Avaliação dos coeficientes de performance das diferentes estratégias de termoacumulação

| Estratégias de termoacumulação | Controle | Banda (ºC) | Consumo energético do compressor (kW.h) | COP útil |
|---|---|---|---|---|
| Carga total | On-off | 0,2 | 164,3 | 1,54 |
| | | 0,5 | 167,3 | 1,56 |
| | PID | - | 165,9 | 1,55 |
| Carga Simultânea | On-off | 0,2 | 153,3 | 1,72 |
| | | 0,5 | 100,2 | 1,73 |
| | PID | - | 143,8 | 1,69 |

Constata-se também através da Tabela 16 que a estratégia de termoacumulação com carga simultânea possui um maior coeficiente de performance útil (taxa média de troca térmica com o propileno pela potência média do compressor), quando comparada a estratégia de termoacumulação com carga total, isso porque para esta estratégia o tempo de funcionamento do compressor foi maior. Outra razão pode ter sido a formação da camada de gelo sobre as serpentinas, o que aumenta a resistência térmica e diminui o coeficiente de performance do sistema de refrigeração.

Através da Figura 16 pode-se verificar a diferença entre os consumos energéticos em cada instante de tempo, ocorridos no mesmo compressor para as duas estratégias de termoacumulação, com carga total e com carga simultânea.

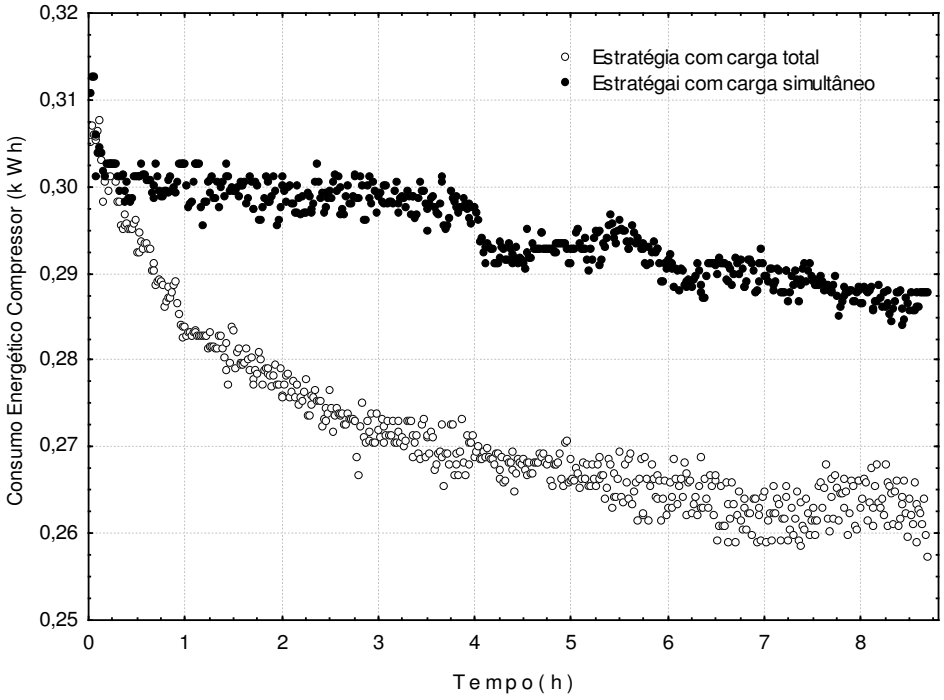



Figura 16 – Histórico do consumo energético do compressor para as duas estratégias de termoacumulação

Pode-se verificar, através da Figura 16, que o consumo de energia do compressor em cada instante na estratégia de termoacumulação com carga total apresentou valores menores comparativamente à estratégia de termoacumulação com carga simultânea. Isso se

deve ao fato que, na estratégia com carga total a água do tanque, desde o inicio do processo, esteve com temperatura em torno de 4 ºC, mais baixa que na acumulação simultânea. Dessa forma, o propileno retornava com uma temperatura baixa, fazendo com que a temperatura de evaporação diminuísse rapidamente. Com temperatura de evaporação mais baixa, a vazão de refrigerante é menor, resultando em um consumo (kWh) menor.

Em contraposição, na estratégia de termoacumulação com carga simultânea, a temperatura inicial da água esteve em torno de 8 ºC, implicando numa maior temperatura de retorno do propileno, maior vazão de refrigerante e, conseqüentemente, aumento do consumo (kWh).

## 4.7. Avaliação dos controladores pelas taxas médias de trocas térmicas e estabilização no set-point

Os ambientes individuais foram submetidos a variações de carga não mensuráveis durante o período comercial, das 8 às 18 h, para avaliação das taxas médias de trocas térmicas para ambas estratégias com carga total e carga simultânea, para os controladores PID e "On-off".

A Figura 17 exemplifica o comportamento da temperatura interna da sala 2 sob atuação do controlador PID com estratégia de termoacumulação com carga total. Enquanto a Figura 18 exemplifica o comportamento da temperatura interna da sala 4 sob atuação do controlador "On-off" com banda de 0,2 ºC com estratégia de termoacumulação com carga simultânea. Os comportamentos das temperaturas dos outros ambientes estão apresentados nas figuras do Anexo H.

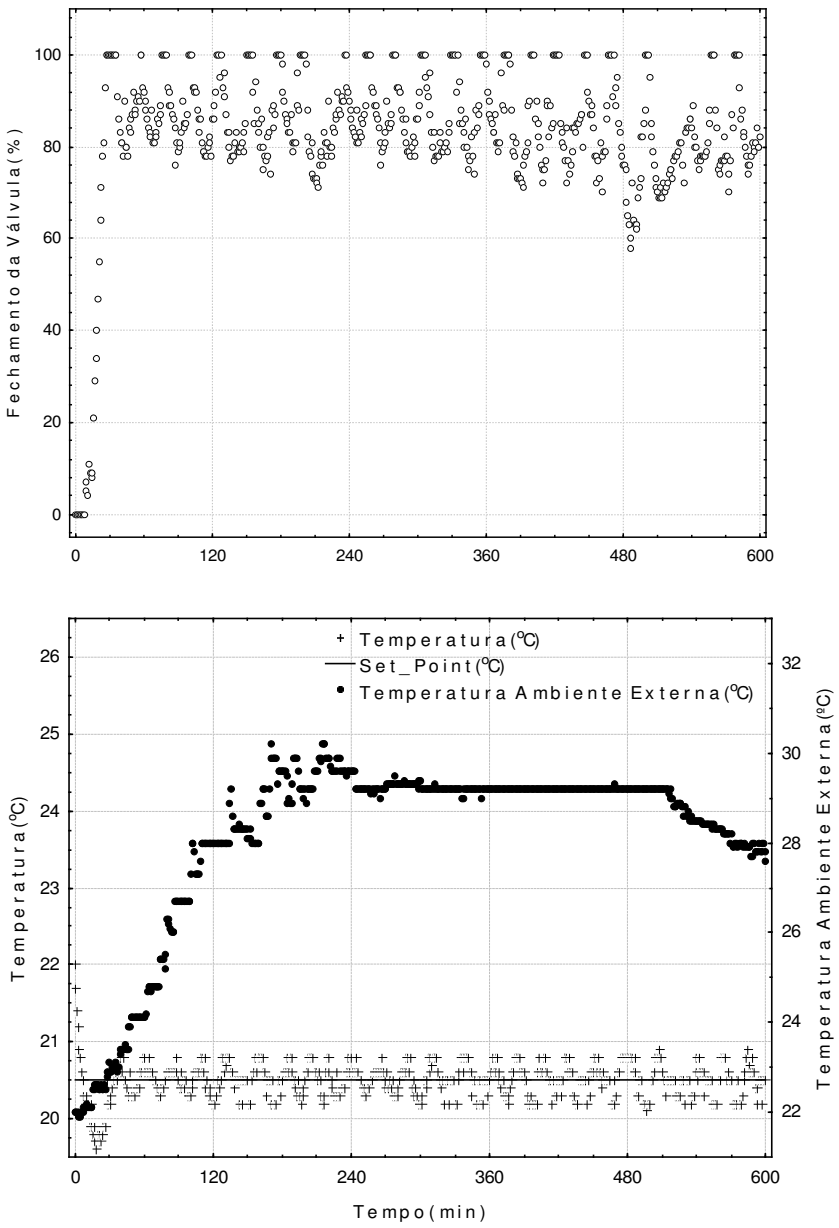



Figura 17 – Comportamento da temperatura interna da sala 2 sob atuação do controlador PID com estratégia de termoacumulação com carga total.

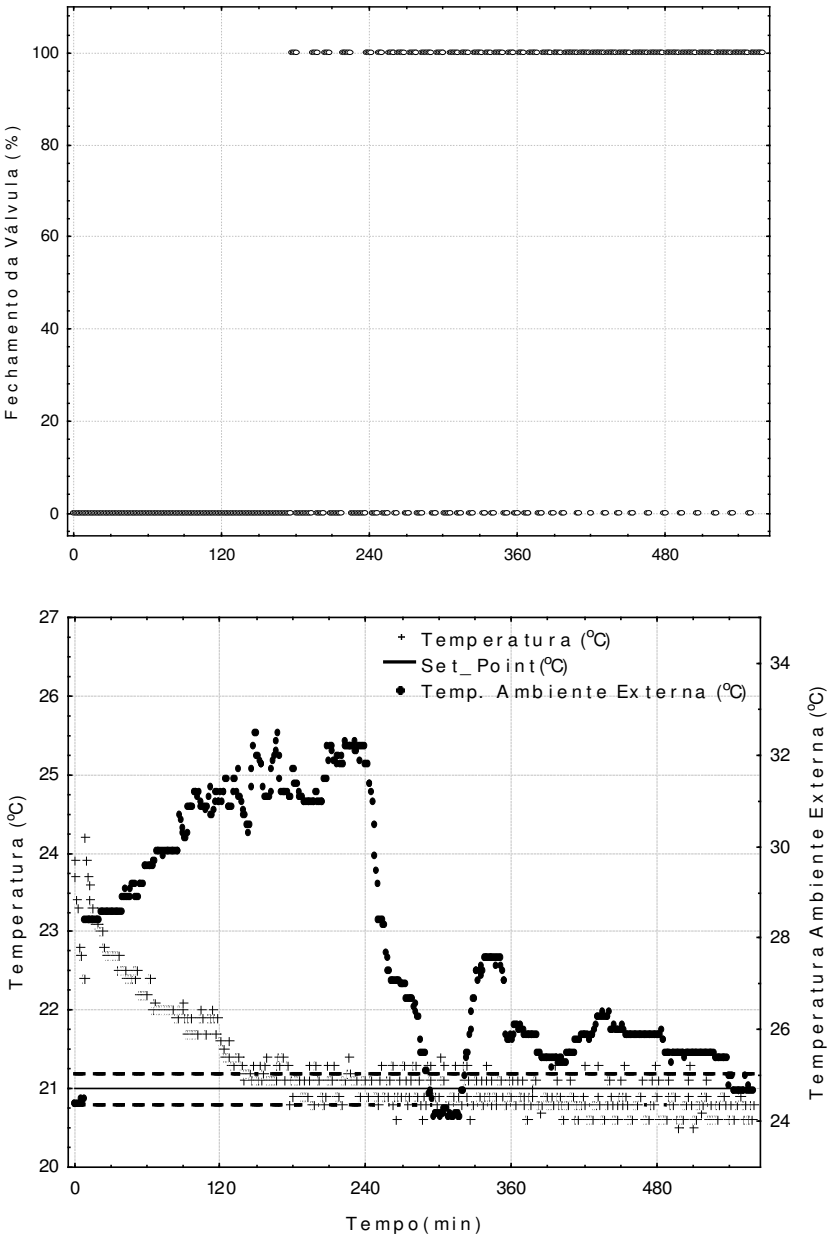



Figura 18 - Comportamento da temperatura interna da sala 4 sob atuação do controlador "On-off" com banda de 0,2 ºC com estratégia de termoacumulação com carga simultânea.

Através da análise das figuras apresentadas no Anexo G, constata-se que ambos os controladores PID e "On-off" mostraram-se eficientes no condicionamento dos ambientes, ou seja, mantiveram as temperaturas em torno do set-point com oscilações muito pequenas. Para o caso especifico da sala 1, em alguns ensaios não se conseguiu atingir o set-point , devido a alguns problemas como a ação mútua dos fan-coils em temperaturas distintas no

mesmo ambiente, interferências do ambiente externo ou pela necessidade da utilização de mais fan-coils no ambiente para uniformizar a temperatura, além da existência de uma possível limitação do atuador, no que se refere a vazão de água gelada liberada pela válvula de controle proporcional.

As taxas médias de trocas térmicas foram quantificadas através da avaliação das condições operacionais do sistema de refrigeração, na linha de circulação de água gelada e no tanque de gelo. As Tabelas 17 e 18 apresentam os valores das taxas médias de trocas térmicas para ambas as estratégias e seus respectivos controladores.

Tabela 17 – Taxas médias de trocas térmicas com os controladores PID e On-off para resfriamento de todos os ambientes com carga simultânea

| Variável | Tipo de controlador | | |
|---|---|---|---|
| | PID | On-off | |
| | | Banda 0,2 ºC | Banda 0,5 ºC |
| Taxa média de troca térmica entre o propileno e a água do tanque (kJ/h) | 99183,5 (50,0%) | 108828,4 (50,0%) | 97480,7 (50,0%) |
| Taxa média de variação de calor da água do tanque (kJ/h) | 32174,3 (16,2%) | 30966,4 (14,2%) | 40537,7 (20,8%) |
| Taxa média de variação de calor dos ambientes (kJ/h) | 53937,8 (27,2%) | 63012,9 (29,0%) | 42570,4 (21,8%) |
| Perdas diurnas + outras (kJ/h) | 13071,4 (6,6%) | 14849,1 (6,8%) | 14372,6 (7,4%) |
| Total | 198367,0 | 217657,0 | 194961,9 |

Fazendo-se uma análise das taxas médias de trocas térmicas ocorridas para ambos os controladores PID e "On-off" para a estratégia de condicionamento com carga simultânea através da Tabela 17 verifica-se que:

- A maior taxa média de troca térmica entre o propileno e a água do tanque foi obtida no ensaio com o controlador "On-off" com banda de 0,2 ºC. Isso ocorreu devido a

temperatura ambiente externa ser mais elevada, chegando até 32 $^{o}$C, conforme pode-se observar através das figuras do Anexo H, o que provocou uma maior taxa média de variação de calor nos ambientes e conseqüentemente uma menor taxa média de variação de calor na água do tanque, já que a água retornava ao tanque com temperatura mais alta. Constata-se também que, devido ao aumento da temperatura ambiente externa, existe um aumento das perdas diurnas e também das outras perdas;

- Os controladores PID e "On-off" com banda de 0,5 ºC possuem uma taxa média de troca térmica entre o propileno e a água do tanque muito próximas, o que evidencia a compatibilidade em relação à temperatura ambiente externa durante a operação do sistema de refrigeração, conforme mostram as figuras do Anexo H. Porém, analisando em relação à taxa média de variação do calor da água do tanque, constata-se que o controlador "On-off" com banda de 0,5 ºC tem seu valor mais elevado, devido a uma variação maior na temperatura dos ambientes, que fez com que a válvula de controle passasse a maior parte do tempo fechada e conseqüentemente resfriasse mais a água do tanque. O mesmo não se pode dizer do controlador PID, que devido a uma atuação mais precisa em torno do set-point, fez com que reduzisse a taxa de variação de calor da água do tanque.

Avaliando-se as taxas médias de trocas térmicas através da Tabela 18, para a estratégia de condicionamento dos ambientes com carga total, para ambos os controladores PID e "On-off" constata-se que:

- O controlador "On-off" com banda de 0,5 ºC realmente teve uma maior taxa média de troca de térmica entre propileno e água. Isso, provavelmente ocorreu, devido às condições climáticas que favoreceram uma maior troca térmica. Porém este mesmo controlador apresentou uma maior taxa média de troca térmica no tanque no fim do dia, devido à temperatura ambiente externa estar um pouco elevada, o que fez com que sua taxa média de variação de calor no tanque fosse menor;

- O controlador "On-off" com banda de 0,2 ºC e o controlador PID apresentaram compatibilidade nas condições do ambiente externo. Como os dois controladores têm uma variação muito fina em torno do set-point, consomem taxas bem próximas de energia acumulada no tanque.

Tabela 18 – Taxas médias de trocas térmicas com os controladores PID e "On-off" para resfriamento de todos os ambientes com carga total

| Período do dia | Variável | Tipo de controlador | | |
|---|---|---|---|---|
| | | PID | On-off | |
| | | | Banda 0,2 ºC | Banda 0,5 ºC |
| Período Noturno | Taxa média de troca térmica entre propileno e água do tanque (kJ/h)) | 96436,2 | 95105,9 | 97837,4 |
| | Massa de gelo formada (kg) | 164,6 | 161,1 | 167,8 |
| | Perdas noturnas (kJ/h) | | 4072,4 | |
| Período Diurno | Taxa média de troca térmica do tanque (kJ/h) | 40556,9 | 39098,3 | 60802,3 |
| | Taxa média de variação de calor no tanque (kJ/h) | 55879,3 | 56007,6 | 37035,1 |
| | Perdas diurnas (kJ/h) | | 8164,9 | |

## 4.8. Estudo dos custos na utilização de sistemas de termoacumulação com carga total e carga simultânea

Como o principal objetivo da termoacumulação é a economia de custos e os experimentos efetuados neste trabalho contemplaram somente o horário comercial, das 8 às 18 horas, fez-se uma simulação da estimativa dos custos mensais levando-se em conta o

horário de ponta para os dois sistemas de termoacumulação utilizados, sendo estes termoacumulação com carga total e com carga simultânea.

O horário de ponta é o intervalo de 3 h consecutivas, definidas de acordo com a concessionária local, de segunda a sexta-feira, exceto feriados nacionais. Devido a maior demanda das redes de distribuição nesse horário, um novo consumidor para ser atendido, custará mais a concessionária. Dessa forma a concessionária eleva os valores das tarifas nesse período na ordem de 10 vezes.

Os equipamentos e a demanda utilizada em cada equipamento são apresentados na Tabela 19.

Tabela 19 – Equipamentos e demandas utilizadas no sistema de refrigeração

| Equipamentos | Demanda (kW) |
|---|---|
| Compressor | 20,0 |
| Bomba torre e bomba de propileno | 5,0 |
| Bomba de água gelada | 5,0 |
| Fan-coils | 1,0 |
| Total | 31 |

Levando-se em conta os sistemas de termoacumulação com carga total e carga simultânea no período de um mês e os horários de ponta e fora de ponta, definiu-se os valores da demanda contratada e do consumo, apresentados na Tabela 20. A partir de então foram efetuados os cálculos de custos.

Tabela 20 – Valores da demanda contratada e de consumo para as estratégias de termoacumulação com carga total e carga simultânea.

| Demanda Contratada (kW) | | | | Consumo (kWh) | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Carga Simultânea | | Carga Total | | Carga Simultânea | | Carga Total | |
| Ponta | Fora Ponta | Ponta | Fora Ponta | Ponta | Fora Ponta | Ponta | Fora Ponta |
| 31 | 31 | 6 | 31 | 2137,8 | 5011,8 | 386,1 | 7126,8 |

A partir dos valores de tarifação para a classe A4, que é classe atendida na cidade de Campinas (Anexo A), foram calculadas, em reais (R$), as parcelas referentes a demanda contratada e ao consumo. Através dos dados de consumo de energia do sistema de refrigeração das estratégias de termoacumulação total e simultânea pôde-se chegar aos valores apresentados na Tabela 21.

Tabela 21 – Custos da demanda contratada e do consumo para sistemas com e sem termoacumulação.

| Demanda Contratada (R$ / kW) | | Consumo (R$ / kWh) | |
|---|---|---|---|
| Carga Simultânea | Carga Total | Carga Simultânea | Carga Total |
| 1.161,3 | 422,3 | 1419,9 | 1289,6 |

Pode-se observar que, em sistemas de termoacumulação, algumas bombas e o compressor são desligados durante o horário de ponta, os custos tanto da demanda quanto do consumo são mais reduzidos. Na Figura 19 são apresentadas as diferenças nos custos mensais usando sistemas de termoacumulação com carga total e carga simultânea, para a soma da demanda e do consumo de energia durante o período de um mês, para o controlador "On-off" com banda de 0,5 ºC.

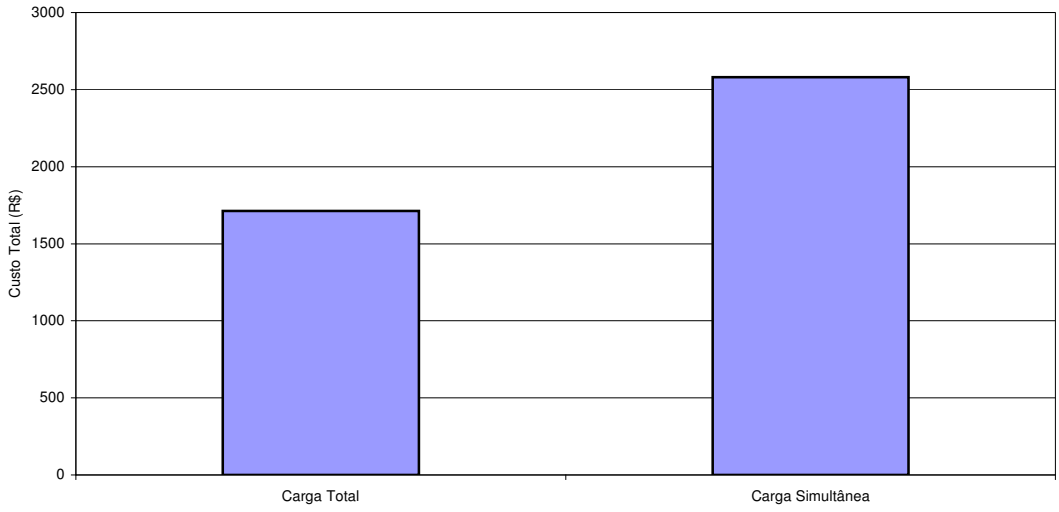



Figura 19 – Custos totais usando sistemas de termoacumulação com carga total e carga simultânea para o condicionamento de ambientes.

# 5. CONCLUSÕES

A partir da finalização da montagem, instrumentação e automatização do sistema de refrigeração como também da configuração do programa supervisório (Elipse - E3) para atuação dos controladores, observou-se que o sistema como um todo ganhou muito mais versatilidade e rapidez, tanto nas etapas iniciais (liga-desliga), quanto na visualização *on-line* do processo, possibilitando um melhor gerenciamento através da analise real dos dados.

Após o estudo do comportamento transiente da temperatura dos ambientes sob perturbações degrau na vazão de água gelada, conclui-se que estes são representados por funções de 1ª ordem com tempo morto, o que se deve ao tamanho dos ambientes que por conseqüência tem uma grande inércia. Observando-se também que tanto as variações de temperaturas quanto as variações de umidade relativa das salas para perturbações positivas foram maiores, em comparação com as perturbações negativas, o que reflete um efeito direto da temperatura ambiente externa sobre as salas.

Em relação a linearidade do processo pode-se observar que os ambientes 2, 4 e 5 exibiram um baixo grau de não linearidade, pois as curvas de reação do ganho foram sobrepostas aproximadamente. Enquanto a Sala 1 (fan-coils 1 e 6) exibiu um grau de não linearidade um pouco maior, devido ao seu grande tamanho e também pelos dois fan-coils operarem simultaneamente em temperaturas diferentes para condicionar o mesmo ambiente, o que pode estar mascarando a verdadeira resposta que o ambiente forneceria. No caso da sala 3, a curva de reação do ganho mostrou que o ambiente é mais não linear quando aplicada a perturbação negativa, isto porque esta sala possui uma geração de carga térmica por computadores, o que interfere consideravelmente na temperatura desse ambiente, provocando maior variação da temperatura quando submetido a uma variação negativa.

Com as curvas de reação dos ambientes obteve-se os parâmetros de controle para o controlador PID, entretanto pela estimativa da razão, $T_d/\tau$, verifica-se que para as curvas de

reação exibidas na Sala 1 (fan-coils 1 e 6) o controle PID realmente não poderia atuar de maneira satisfatória, devido a atuação mutua dos fan-coils. Em relação a sala 2, a razão $T_d/\tau$ foi menor que o valor mínimo, porém o controle atuou de maneira satisfatória.

Através dos parâmetros em regime transitório e dos índices de desempenho de erro, constatou-se que o controlador PID foi mais eficiente no controle da temperatura dos ambientes após perturbações positivas e negativas no set-point, resultando numa melhor estabilização, com menores índices de erro no tempo (ITAE). Porém observa-se também que para ambos os controladores e perturbações a sala 1 não conseguiu manter a mesma temperatura de estabilização e muito menos executar o controle de forma eficiente, pois a temperatura de uma parte do ambiente (fan-coil 1) influencia na outra parte (fan-coil 6) desestabilizando. Isso pode ter ocorrido devido a maior interferência de fatores externos neste ambiente, necessidade de maior quantidade de fan-coils para uniformizar a temperatura ou ainda devido a limitação do atuador.

A partir da análise dos consumos energéticos das duas estratégias de termoacumulação, verifica-se que para a atuação no período comercial a estratégia de termoacumulação com carga simultânea apresenta um consumo de energia elétrica total menor. Apresenta valores de COP, obtidos pela relação entre a taxa média de calor retirado do propileno e a potência gasta pelo compressor, maiores que na estratégia com termoacumulação com carga total.

Porém, em uma análise de custos entre os dois sistemas, pode-se observar que com o uso da termoacumulação com carga total, tanto o custo relativo à demanda contratada quanto o custo do consumo elétrico mensal foram reduzidos. A redução nos custos foi da ordem de 33 %, o que mostra que o uso da termoacumulação com carga total traz benefícios tanto para o consumidor pela redução da sua conta de energia elétrica como também para a concessionária devido a menores demandas.

Em relação a atuação dos controladores em operação cotidiana, para utilização da carga produzida pelo sistema de refrigeração, constata-se que, para a estratégia de termo

acumulação com carga simultânea, o controlador PID foi mais eficiente, pois mesmo tendo uma menor taxa de variação de calor do tanque, este conseguiu manter de forma mais satisfatória a temperatura dos ambientes de estudo em torno do set-point.

Para estratégia de termoacumulação com carga total, verifica-se que ambos os controladores PID e "On-off" com banda de 0,2 ºC mostraram-se eficientes tanto na utilização da taxa de energia acumulada no tanque quanto na estabilização do set-point, porém o controlador "On-off" com banda de 0,2 ºC por uma pequena diferença de variação de calor no tanque é considerado como melhor controlador para esta estratégia.

# 6. SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

A partir dos resultados obtidos neste trabalho, propõe-se como sugestões para futuros trabalhos:

- Avaliação mais precisa da interferência da temperatura ambiente externa nos ambientes de estudo;

- Melhor sintonização dos parâmetros do controlador PID, para que este possa exibir uma melhor estabilização;

- Implementação de um variador de freqüência no sistema de refrigeração para racionalizar o consumo de energia em função das condições operacionais;

- Quantificação precisa das perdas ocorridas em todo sistema de refrigeração, e no tanque de termoacumulação.

# 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRASCE – Associação Brasileira de Shoppings Centers, **Consumo Energético de Shoppings Centrs,** Disponível em**:** **http://www.portalabrava.com.br/news/revista/.** Acesso em: 15 mar. 2006.

ABRAVA – Associação Brasileira de Refrigeração, Ar condicionado, Ventilação e Aquecimento, **Termoacumulação em Ar Condicionado e Refrigeração**, 2002.

ACCA – **Air Conditioning Contractors of American. Thermal Energy Storage** – Review of Technologies. Contractor Excellence, pp. 24-28, Winter 2004.

ASHRAE Handbook – **Applications** 1999 – Thermal Storage.

ASHRAE Handbook – **Fundamentals** 2001- Thermal Comfort

ASHRAE Handbook - **Refrigeration** 2002 – Secondary Coolants in Refrigeration Systems.

AZEVEDO, J. B. L.; **Consumo de energia Elétrica da Classe Comercial Caracterização e Metodologia**. XVI SNPTEE – Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia elétrica, Outubro, 2001.

BAHNFLETH W. P.; JOYCE W. S. **Energy Use in a District Cooling System with Stratified Chilled-Water Storage**. ASHRAE Transactions, v. 100, n. 1, pp. 1767-1778, 1994.

CAON., J.R. **Controladores PID Industriais com sintonia automática por realimentação a relê**. São Paulo, 1999. 118p. Tese (Mestrado) Universidade de São Paulo.

CHOI I. S.; KIM J. D.; KIM E. E YOON J. I. **Experimental Characteristics of a Storage Tank on a Harvest-Type Ice Storage System**. International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 45, pp. 1407-1412, 2002.

COPEL. Companhia Paranaense de Energia. **Tarifas de Energia**. Disponível em: http://www.copel.com. Acesso em: 20 set. 2004.

CORTEZ, L.A.B.; HONORIO,S.L.; MORETTI,C;L. **Resfriamento de Frutas e Hortaliças**. Brasília: Embrapa Informação Tecnológica, 2002.

COSTA, M. J; SILVA, L. C. **Energia Elétrica – Tarifação**. Disponível em: http://www.unioeste.br/agais/eletrica.html. Acesso em: 27 set 2004.

COUGHANOWR, D. R. e KOPPEL, L. B. **Análise e controle de processos.** 2. ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Dois, 1978. 299 p.

DORGAN, C. E.; ELLESON, J. S. **Design guide for cool thermal storage**. Atlanta, Georgea: ASHRAE Inc., 1994.

DOSSAT, R. J. **Princípios de Refrigeração**. Tradução Raul Torreira. São Paulo: Hemus editora Ltda, 1985.885p.

FIORINO D. P. **Energy Conservation with Thermally Stratified Chilled-Water Storage**. ASHRAE Transactions, v. 100, n. 1, pp. 1754-1766, 1994.

GREGOR, P.H.; FELSMANN, C.; KNABE, G. **Evaluation of Optimal Control for Active and Passive Building Thermal Storage**. International Journal of Thermal Sciences, v 43, pp. 173-183, 2004.

GRUMMAN, P.E.; BUTKUS, A.S. **The ice storage option**. ASHRAE Journal, v.30, nº 5, pp.20-26, 1988.

HALLAK R. G. **O Ar Condicionado e sua Conta de Energia Elétrica**. Revista ABRAVA, pp. 29-33, Setembro-Outubro 1996.

HASNAIM, S. M. Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part II: cool thermal storage. **Energy Conversion and Management International Journal**, v.39, n.11, pp.1139-1153, 1998.

HOLNESS G. V. R. **Case Study of Combined Chilled-Water Thermal Energy Storage and Fire Protection Storage**. ASHRAE Transactions, v. 98, n. 1, pp. 1119-1122, 1992.

HUSSAIN, M. A.; PETERS, D. C. J. **Retrofit Integration of Fire Protection Storage as Chilled-Water Storage- A Case Study**. ASHRAE Transactions, v. 98, n. 1, pp. 1123-1132, 1992.

IAG - **Conforto Térmico**. Disponível em: www.master.iag.usp.br , Acesso em 20 Out 2004.

INMET - **Conforto Térmico**. Disponível em http://www.inmet.gov.br/ , Acesso em 31 Out 2004.

JEKEL, T.B.; MITCHELL, J.D. e KLEIN, S.A. **Modeling of ice storage tanks**. ASHRAE Transactions**,** v.99, n.1, pp.1016-1048, 1993.

KADER, A. A. **Postharvest Technology of Horticultural Crops**, 2nd edition, Coop. Ext.Uni. of Ca. Division of Agriculture and Natural Resources. Universidade da Califórnia. Publ. n.3311, 295p., 1992.

MORRIS, F. B.; BRAUN J. E. E TREADO S. J. **Experimental and Simulated Performance of Optimal Control of Building Thermal Storage**. ASHRAE Transactions, v. 100, n. 1, pp. 402-414, 1994.

MACCRACKEN M. M. **Thermal Energy Storage Myths**. ASHRAE Journal, pp. 36-43, Setembro 2003.

ODA Y.; OKADA M.; SHINJI N.; MATSUMOTO K.; KAWAGOE T. **Continuous Ice Formation in a Tube by Using Water-Oil Emulsion for Dynamic-Type Ice-Making Cold Thermal Energy Storage**. International Journal of Refrigeration, v. 27, pp. 353-359, 2004.

OGATA, K. **Modern Control Engineering**. 3. ed. New Jersey: Prentice Hall International, 1997. 997p.

OGNNAIKE, B.A. e RAY, W. H. **Process dynamics, modeling control**. 1 ed. Nova York: Oxford University, 1994, 1260p.

PROCEL - **Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica**. Manual de Tarifação de Energia Elétrica. 1. ed. Maio 2001.

SAITO A. **Recent Advances in Research on Cold Thermal Energy Storage**. International Journal of Refrigeration, v. 25, pp. 177-189, 2002.

SAND, J.R.; VIENEYATI, P.E. e NOWARK, P. E. **Experimental performance of ozone-safe alternative refrigerants**. ASHRAE Transactions, v.96, n.2, p.173-782, 1990.

SILVA, F. V. **Comparação do desempenho de um sistema de refrigeração para resfriamento líquido, controlado a diferentes modos de controle**. Campinas, 2003. 327p. Tese (Doutorado em Engenharia de Alimentos) – Faculdade de Engenharia de Alimentos-Universidade Estadual de Campinas.

SILVETTI, Brian; **Application Fundamentals of Ice-Based Thermal Storage**, ASHRAE Journal, Fevereiro, 2002.

SPETHMANN D. H. **Optimal Control for Cool Storage**. ASHRAE Transactions, v. 95, n. 1, pp. 1189-1193, 1989.

SPETHMANN D. H. **Application Considerations in Optimal Control of Cool Storage**. ASHRAE Transactions, v. 99, n. 1, pp. 1009-1015, 1993.

STEPHANOPOULOS, G. **Chemical Process Control: An Introduction to Theory and practice.** 1.ed. New Jersey: Prentice-Hall International Inc, 1984. 696 p.

STRAND R. K.; PEDERSEN C. O. E COLEMAN G.N. **Development of Direct and Indirect Ice-Storage Models for Energy Analysis Calculations**. ASHRAE Transactions, v. 100, n. 1, pp. 1230-1244, 1994.

WULFINGHOFF D. R. Chiller Plant. **Energy Efficiency Manual**. Maryland: Energy Institute Press, 1999. Cap. 2, pp. 405-436.

VIGNEAULT, C & GOYETTE, B. **Fruit and Vegetable Precooling**. A Training Seminar of the NB Fruit Growers Association Inc. Québec, Canadá. Fevereiro de 1994.

# ANEXO A

A 1. – Preços de tarifas de energia elétrica praticadas na CPFL - Paulista

| **Estrutura Horo-Sazonal** | **Demanda R$/ kW** | | **Consumo - R$/ MWh** | | | | **Ultrapassagem R$/ kW** | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | **Período Seco** | | **Período Úmido** | | | |
| **AZUL** | **Ponta** | **Fora de Ponta** | **Ponta** | **Fora de Ponta** | **Ponta** | **Fora de Ponta** | **Ponta** | **Fora de Ponta** |
| A2 (88 a 138 kV) | 16,26 | 2,43 | 265,92 | 164,63 | 240,25 | 149,54 | 48,78 | 7,26 |
| A2 (88 a 138 kV) - Resid. e Rural | 15,51 | 2,31 | 253,60 | 157,01 | 229,12 | 142,61 | 46,53 | 6,93 |
| A3 (69 kV) | 28,14 | 6,14 | 267,24 | 165,27 | 240,96 | 149,70 | 84,41 | 18,43 |
| A3 (69 kV) - Resid. e Rural | 26,84 | 5,85 | 254,86 | 157,61 | 229,80 | 142,76 | 80,51 | 17,58 |
| A3a (30 a 44 kV) | 27,86 | 7,36 | 274,21 | 166,17 | 247,85 | 150,66 | 83,59 | 22,07 |
| A3a (30 a 44 kV) - Resid. e Rural | 26,57 | 7,02 | 261,51 | 158,48 | 236,37 | 143,68 | 79,73 | 21,05 |
| A4 (2,3 a 25 kV) | 29,56 | 7,90 | 274,89 | 166,50 | 248,47 | 150,94 | 88,71 | 23,69 |
| A4 (2,3 a 25 kV) - Resid. e Rural | 28,20 | 7,54 | 262,16 | 158,79 | 236,96 | 143,95 | 84,60 | 22,59 |
| A4 (2,3 a 25 kV) - Coop Eletrifcação Rural | 16,34 | 5,45 | 107,25 | 50,99 | 99,24 | 45,06 | 49,02 | 16,35 |
| AS (Subterrâneo) | 30,94 | 12,11 | 287,60 | 174,20 | 260,02 | 157,90 | 92,83 | 36,32 |
| AS (Subterrâneo) - Resid. e Rural | 29,51 | 11,54 | 274,28 | 166,13 | 247,97 | 150,59 | 88,53 | 34,63 |
| **VERDE** | | | | | | | | |
| A3a (30 a 44 kV) | 7,36 | | 721,55 | 161,93 | 695,98 | 150,66 | 22,08 | |
| A3a (30 a 44 kV) - Resid. e Rural | 7,02 | | 688,11 | 154,43 | 663,72 | 143,68 | 21,06 | |
| A4 (2,3 a 25 kV) | 7,90 | | 756,78 | 166,50 | 730,38 | 150,94 | 23,70 | |
| A4 (2,3 a 25 kV) - Resid. e Rural | 7,54 | | 721,72 | 158,79 | 696,54 | 143,95 | 22,62 | |
| A4 (2,3 a 25 kV) - Coop Eletrificação Rural | 5,45 | | 485,17 | 50,99 | 477,21 | 45,06 | 16,35 | |
| AS (Subterrâneo) | 12,11 | | 791,94 | 174,20 | 764,35 | 157,90 | 36,33 | |
| AS (Subterrâneo) - Resid. e Rural | 11,54 | | 755,25 | 166,13 | 728,93 | 150,59 | 34,62 | |

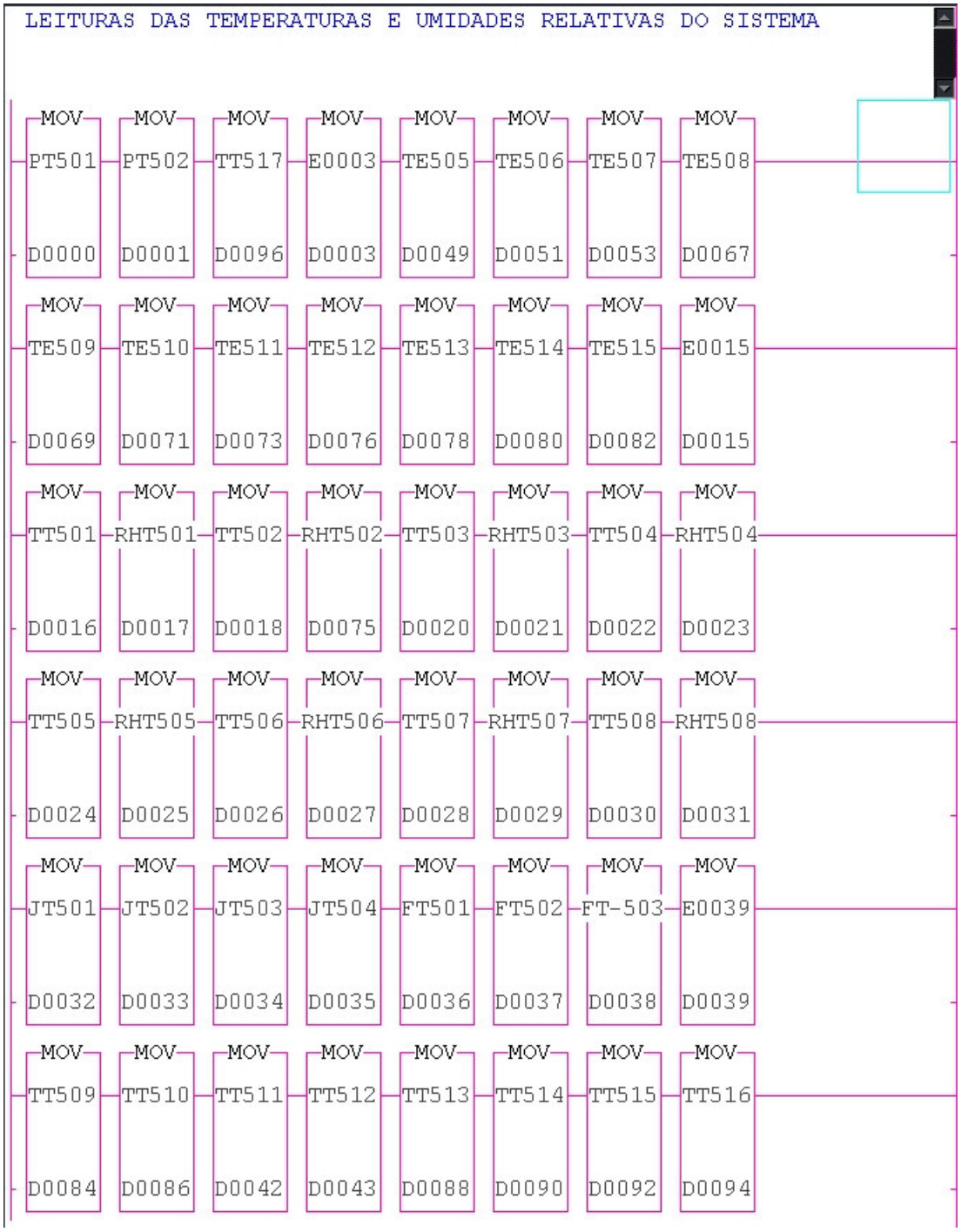
| **Grupo A Convencional** | **Consumo R$ / MWh** | **Demanda R$ / kW** | **Ultrapassagem R$ / kW** |
|---|---|---|---|
| A3a (30 kV a 44 kV) | 176,39 | 27,58 | 82,74 |
| A3a (30 kV a 44 kV) - Classes Residencial e Rural | 168,22 | 26,30 | 78,90 |
| A4 (2,3 kV a 25 kV) | 177,05 | 29,81 | 89,43 |
| A4 (2,3 kV a 25 kV) - Classes Residencial e Rural | 168,85 | 28,43 | 85,29 |
| A4 (2,3 kV a 25 kV) - Coop Eletrificação Rural | 90,59 | 6,18 | 18,54 |
| AS (Subterrâneo) | 185,25 | 44,07 | 132,21 |
| AS (Subterrâneo) - Classes Residencial e Rural | 176,66 | 42,03 | 126,09 |

| **Grupo B** | **Consumo R$/MWh** | **Demanda R$/kW** |
|---|---|---|
| **Residencial - Normal** | 326,45 | |
| **Baixa Renda** | | **Desconto** |
| 0 a 30 kWh | 110,61 | 66,12 |
| 31 a 80 kWh | 189,61 | 41,92 |
| 81 a 100 kWh | 190,37 | 41,68 |
| 101 a 200 kWh | 285,53 | 12,53 |
| 201 a 220 kWh | 317,25 | 2,82 |
| > 220 kWh | 317,25 | 2,82 |
| **Rural** | 176,34 | |
| **Coop Eletrificação Rural** | 114,05 | |
| **Serviço Público de Irrigação** | 162,19 | |
| **Demais Classes** | 294,99 | |
| **Iluminação Pública** | | |
| B4a - Rede de Distribuição | 144,97 | |
| B4b - Bulbo da Lâmpada | 159,11 | |

| **Descontos Tarifários** | | | **Serviços Executados** | **Grupo B - R$** | | | **Grupo A** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | **MONO** | **BI** | **TRI** | **R$** |
| **GRUPO A** | | | Vistoria Unidade Consumidora | 2,63 | 3,77 | 7,54 | 22,63 |
| RURAL | 10% | kW/MWh | Aferição de Medidor | 3,39 | 5,65 | 7,54 | 37,72 |
| SERV. ÁGUA/ESGOTO | 15% | kW/MWh | Verificação Nível Tensão | 3,39 | 5,65 | 6,79 | 37,72 |
| **GRUPO B** | | | Religação Normal | 3,01 | 4,14 | 12,44 | 37,72 |
| SERV. ÁGUA / ESGOTO | 15% | MWh | Religação Urgência | 15,08 | 22,63 | 37,72 | 75,45 |
| | | | Emissão 2ª via de conta | 1,12 | 1,12 | 1,12 | 2,26 |

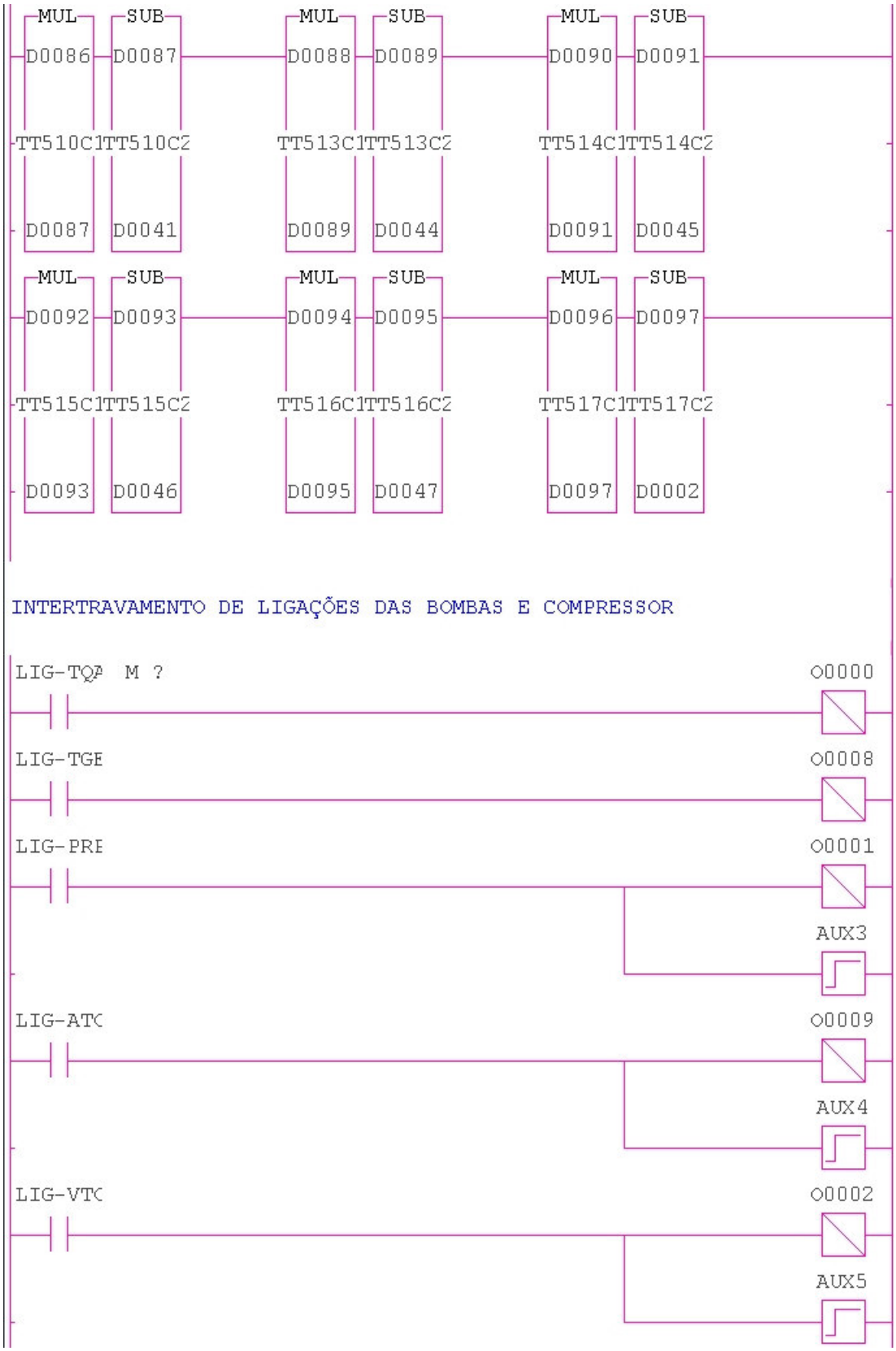
# ANEXO B

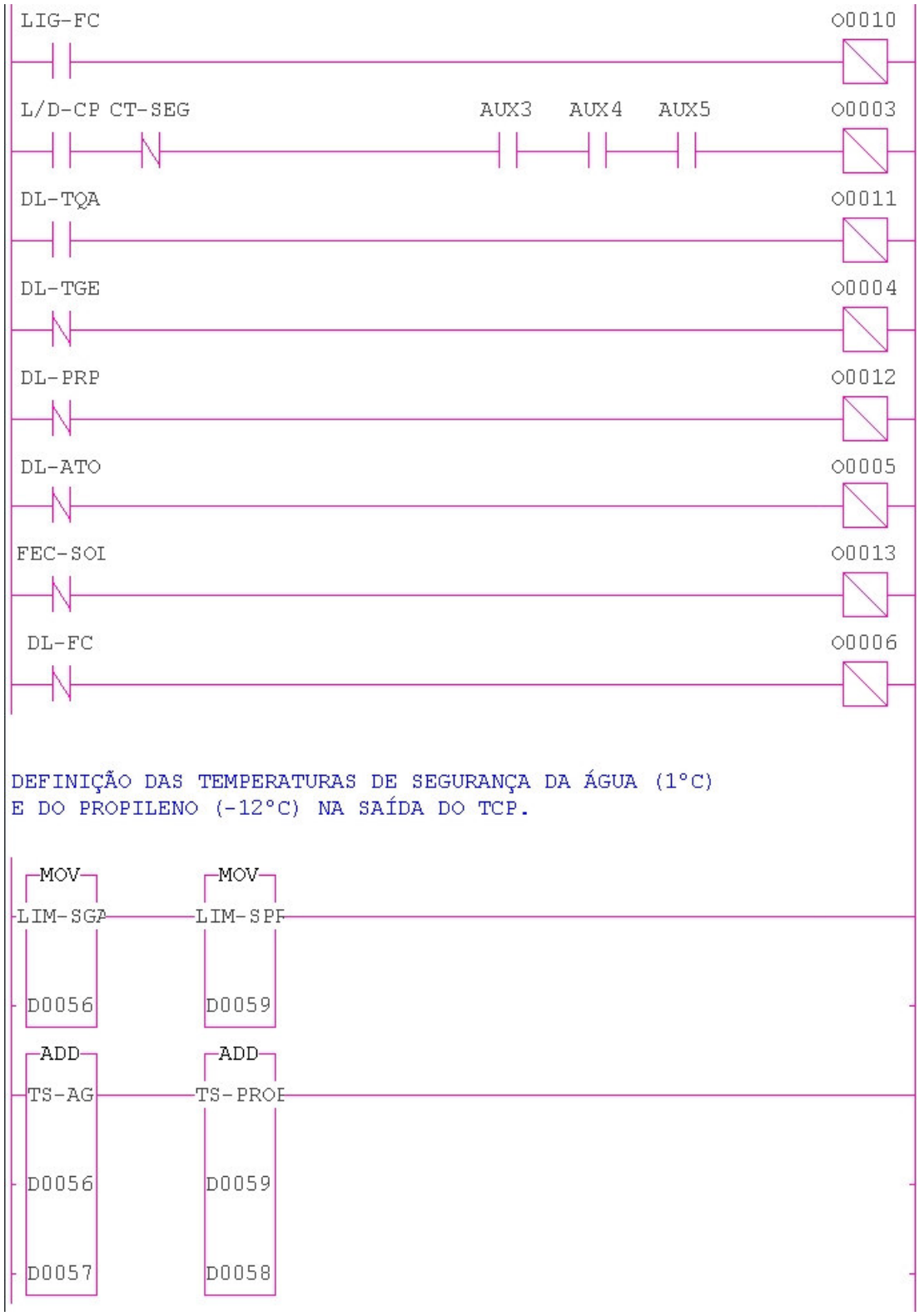
B.1. Programa LADDER utilizado na configuração do CLP SPDSW

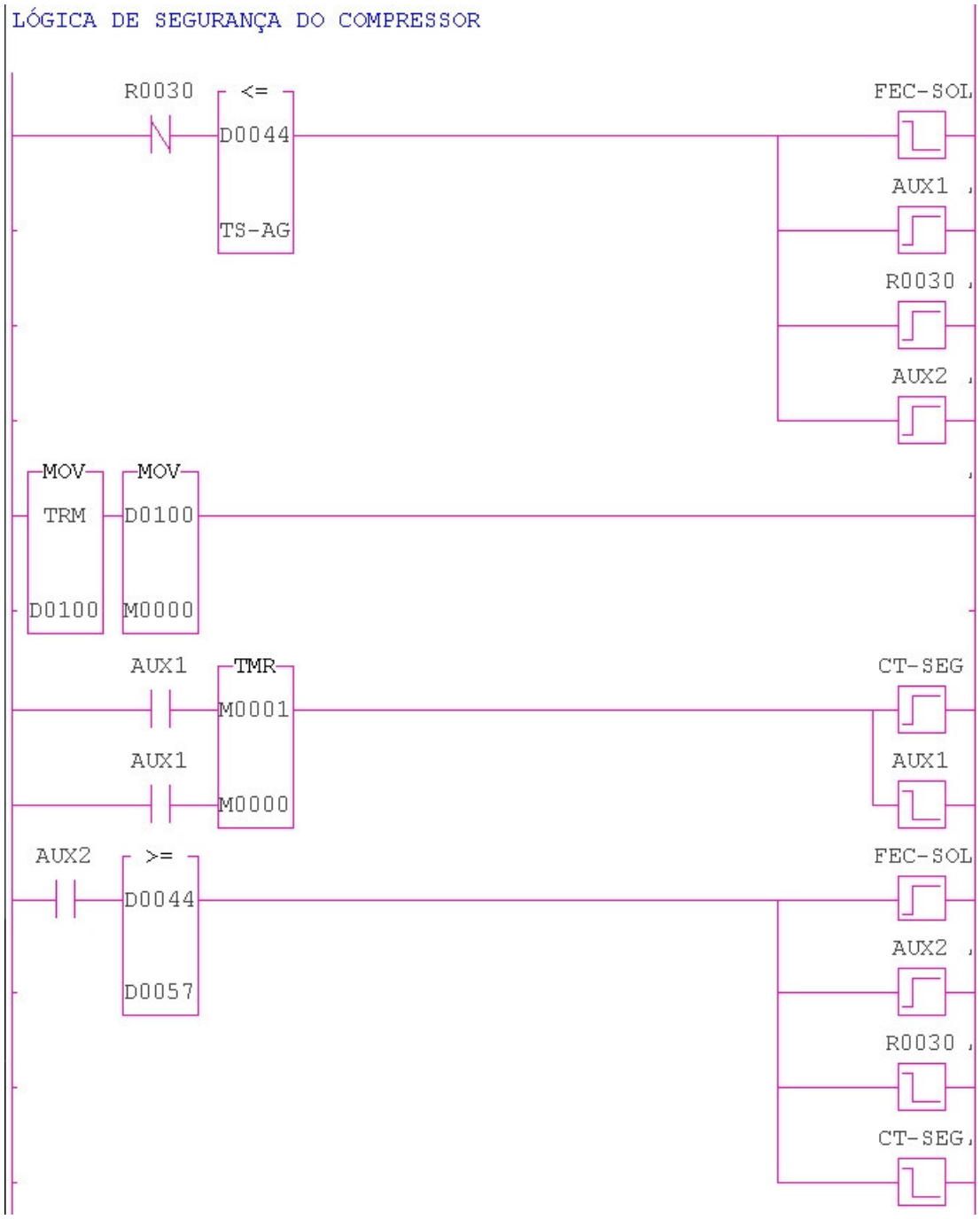


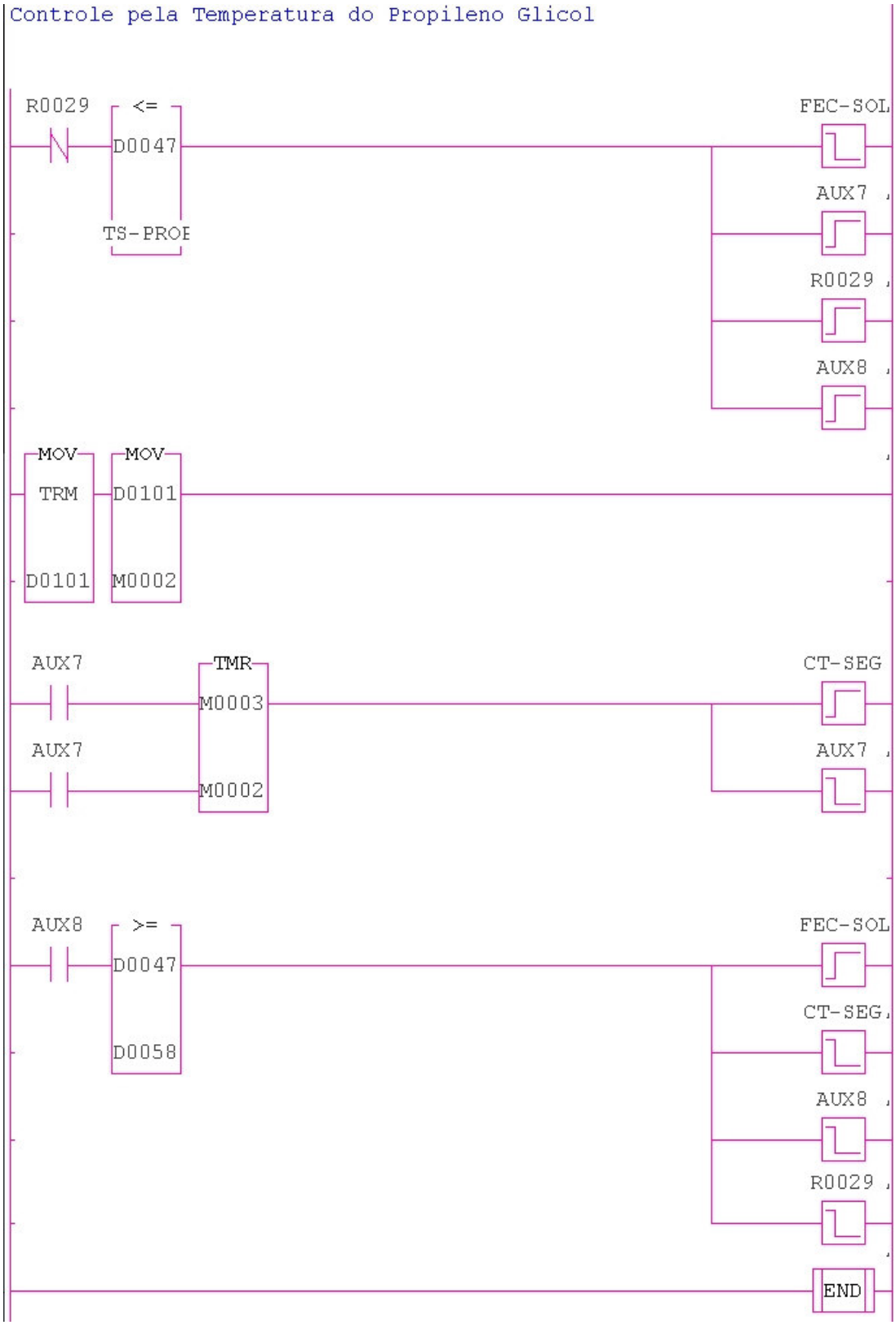
Calibracao dos sensores

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| MUL | SUB | MUL | SUB | MUL | SUB |
| D0049 | D0050 | D0051 | D0052 | D0053 | D0066 |
| TE505C1 | TE505C2 | TE506C1 | TE506C2 | TE507C1 | TE507C2 |
| D0050 | D0004 | D0052 | D0005 | D0066 | D0006 |
| MUL | SUB | MUL | SUB | MUL | SUB |
| D0067 | D0068 | D0069 | D0070 | D0071 | D0072 |
| TE508C1 | TE508C2 | TE509C1 | TE509C2 | TE510C1 | TE510C2 |
| D0068 | D0007 | D0070 | D0008 | D0072 | D0009 |
| MUL | SUB | MUL | SUB | MUL | ADD |
| D0073 | D0074 | D0076 | D0077 | D0078 | D0079 |
| TE511C1 | TE511C2 | TE512C1 | TE512C2 | TE513C1 | TE513C2 |
| D0074 | D0010 | D0077 | D0011 | D0079 | D0012 |
| MUL | ADD | MUL | SUB | MUL | SUB |
| D0080 | D0081 | D0082 | D0083 | D0084 | D0085 |
| TE514C1 | TE514C2 | TE515C1 | TE515C2 | TT509C1 | TT509C2 |
| D0081 | D0013 | D0083 | D0014 | D0085 | D0040 |

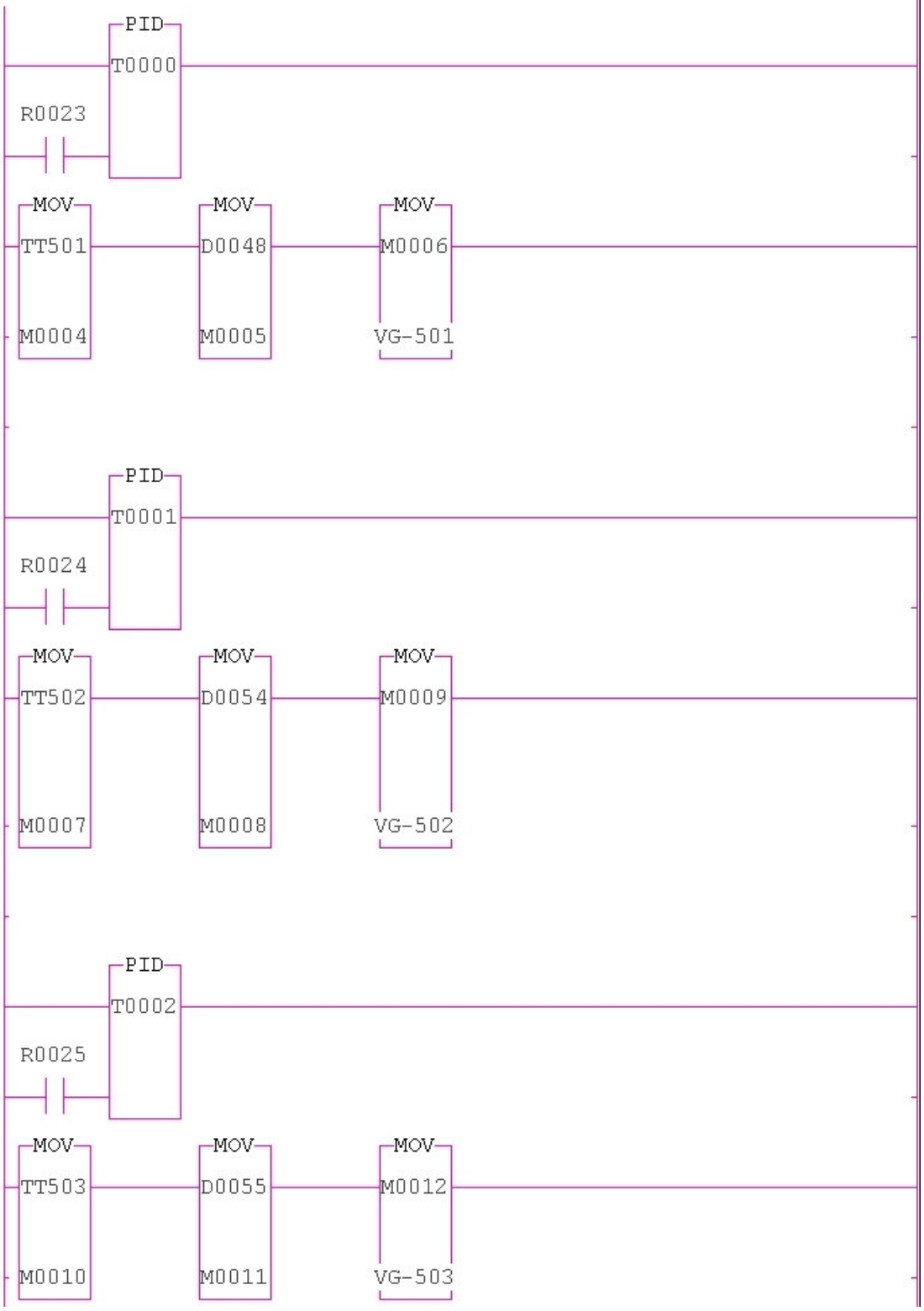

MUL
SUB
D0086
D0087
TT510C1
TT510C2
D0087
D0041
MUL
SUB
D0088
D0089
TT513C1
TT513C2
D0089
D0044
MUL
SUB
D0090
D0091
TT514C1
TT514C2
D0091
D0045
MUL
SUB
D0092
D0093
TT515C1
TT515C2
D0093
D0046
MUL
SUB
D0094
D0095
TT516C1
TT516C2
D0095
D0047
MUL
SUB
D0096
D0097
TT517C1
TT517C2
D0097
D0002
INTERTRAVAMENTO DE LIGAÇÕES DAS BOMBAS E COMPRESSOR
LIG-TQA M ?
O0000
LIG-TGE
O0008
LIG-PRE
O0001
AUX3
LIG-ATC
O0009
AUX4
LIG-VTC
O0002
AUX5

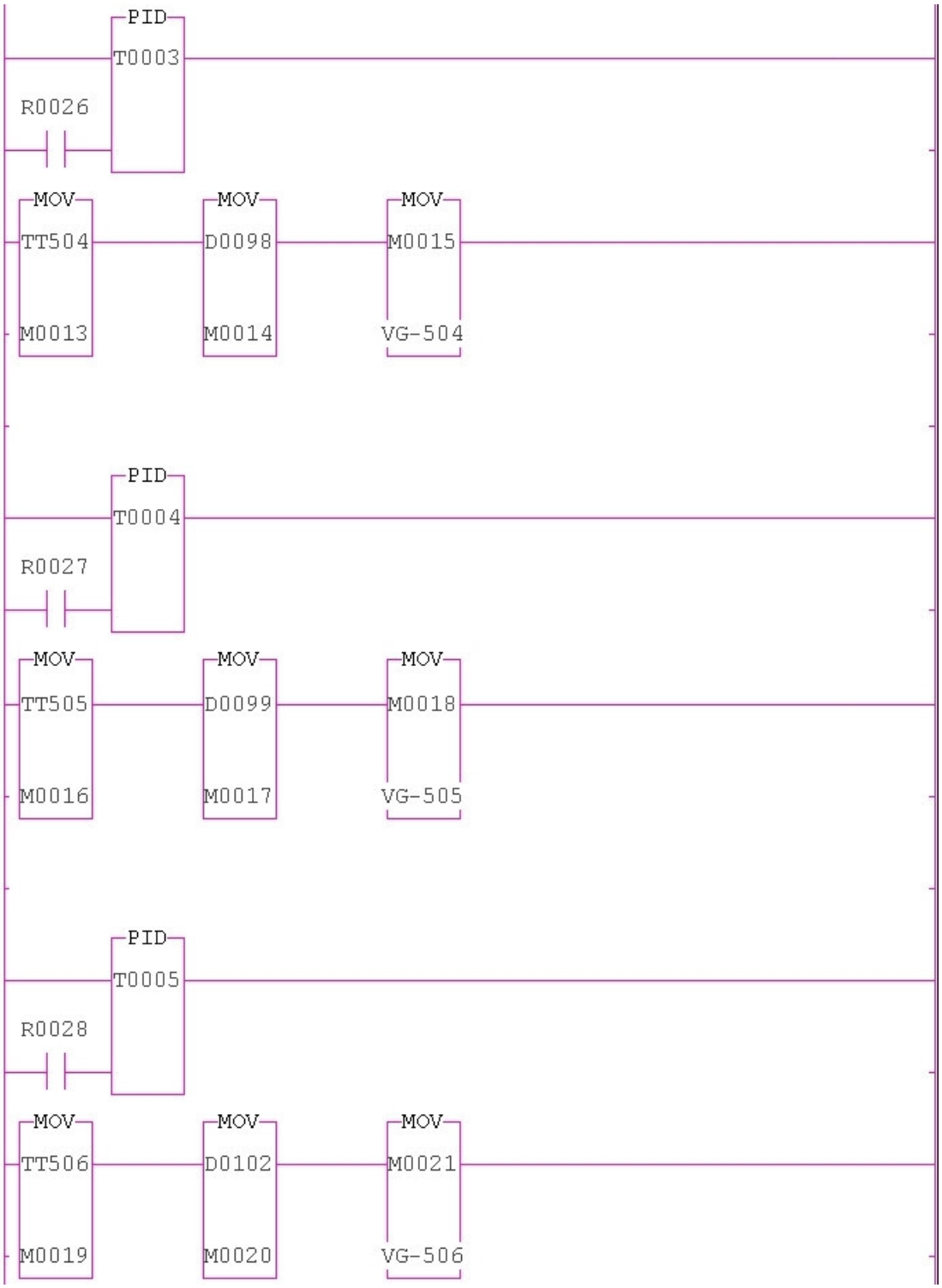

LIG-FC
O0010
L/D-CP CT-SEG
AUX3
AUX4
AUX5
O0003
DL-TQA
O0011
DL-TGE
O0004
DL-PRP
O0012
DL-ATO
O0005
FEC-SOI
O0013
DL-FC
O0006
DEFINIÇÃO DAS TEMPERATURAS DE SEGURANÇA DA ÁGUA (1°C)
E DO PROPILENO (-12°C) NA SAÍDA DO TCP.
MOV
LIM-SGA
D0056
MOV
LIM-SPF
D0059
ADD
TS-AG
D0056
D0057
ADD
TS-PROP
D0059
D0058


LÓGICA DE SEGURANÇA DO COMPRESSOR
R0030
<=
D0044
TS-AG
FEC-SOL
AUX1
R0030
AUX2
MOV
TRM
D0100
MOV
D0100
M0000
AUX1
TMR
M0001
AUX1
M0000
CT-SEG
AUX1
AUX2
>=
D0044
D0057
FEC-SOL
AUX2
R0030
CT-SEG


Controle pela Temperatura do Propileno Glicol
R0029
<=
D0047
TS-PROE
FEC-SOL
AUX7
R0029
AUX8
MOV
TRM
D0101
MOV
D0101
M0002
AUX7
AUX7
TMR
M0003
M0002
CT-SEG
AUX7
AUX8
>=
D0047
D0058
FEC-SOL
CT-SEG
AUX8
R0029
END

LÓGICA PID DAS VÁLVULAS DE CONTROLE




PID
T0003
R0026
MOV
TT504
M0013
MOV
D0098
M0014
MOV
M0015
VG-504
PID
T0004
R0027
MOV
TT505
M0016
MOV
D0099
M0017
MOV
M0018
VG-505
PID
T0005
R0028
MOV
TT506
M0019
MOV
D0102
M0020
MOV
M0021
VG-506

DEFINIÇÃO DO SET-POINT DA TEMPERATURA DOS AMBIENTES E OS LIMITES D

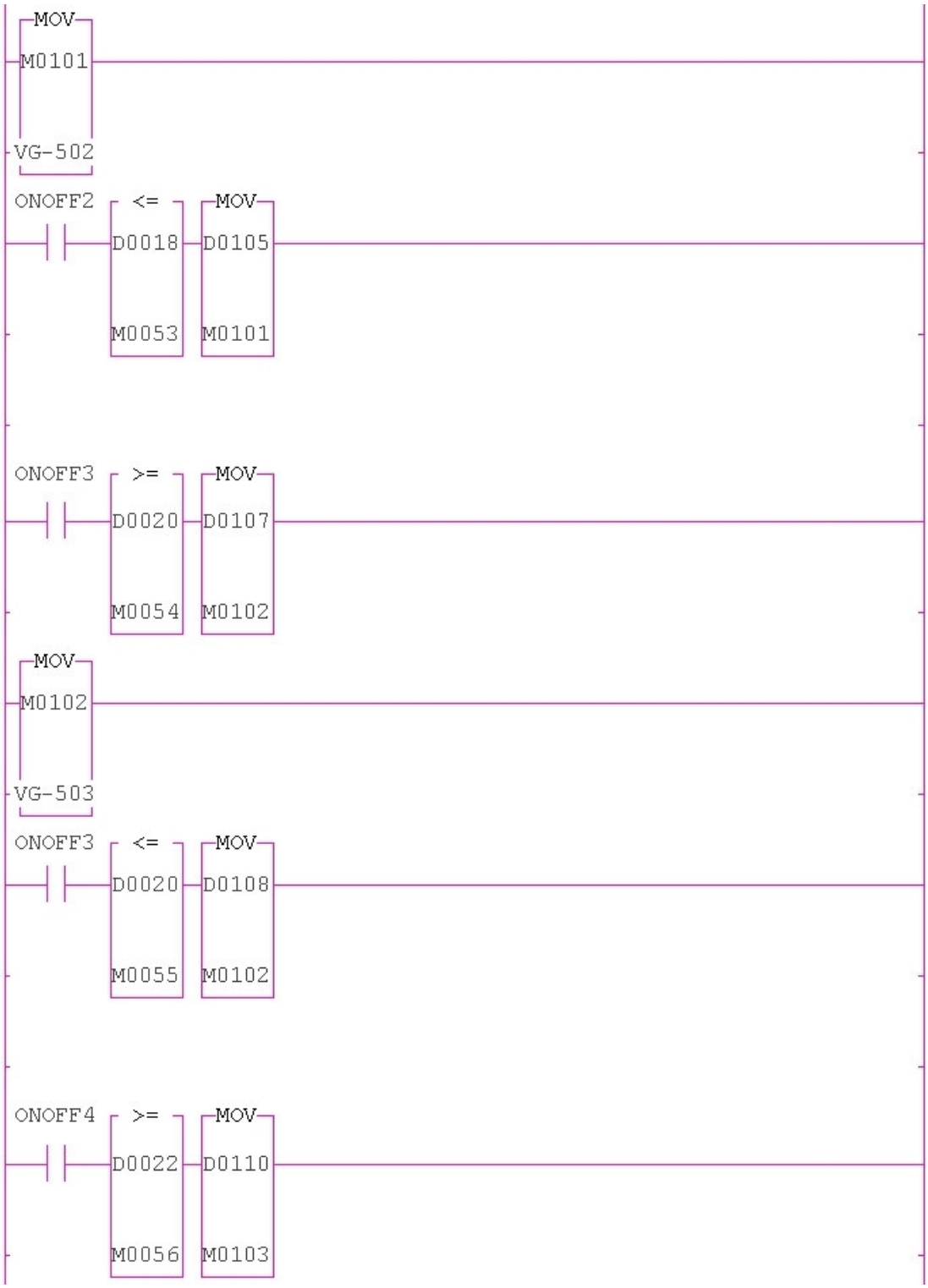
| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| ADD | SUB | ADD | SUB | ADD | SUB |
| D0048 | D0048 | D0060 | D0060 | D0061 | D0061 |
| D0098 | D0098 | D0103 | D0103 | D0106 | D0106 |
| M0050 | M0051 | M0052 | M0053 | M0054 | M0055 |
| ADD | SUB | ADD | SUB | ADD | SUB |
| D0062 | D0062 | D0063 | D0063 | D0064 | D0064 |
| D0109 | D0109 | D0112 | D0112 | D0115 | D0115 |
| M0056 | M0057 | M0058 | M0059 | M0060 | M0061 |

LÓGICA ON-OFF DAS VÁLVULAS DE CONTROLE

| | | |
|---|---|---|
| ONOFF1 | >= | MOV |
| | D0016 | D0099 |
| | M0050 | M0100 |

| |
|---|
| MOV |
| M0100 |
| VG-501 |

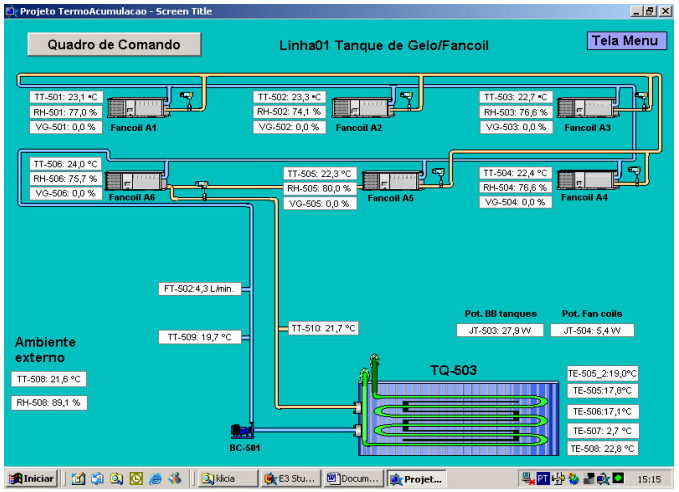
| | | |
|---|---|---|
| ONOFF1 | <= | MOV |
| | D0016 | D0102 |
| | M0051 | M0100 |
| ONOFF2 | >= | MOV |
| | D0018 | D0104 |
| | M0052 | M0101 |


MOV
M0101
VG-502
ONOFF2
<=
D0018
M0053
MOV
D0105
M0101
ONOFF3
>=
D0020
M0054
MOV
D0107
M0102
MOV
M0102
VG-503
ONOFF3
<=
D0020
M0055
MOV
D0108
M0102
ONOFF4
>=
D0022
M0056
MOV
D0110
M0103

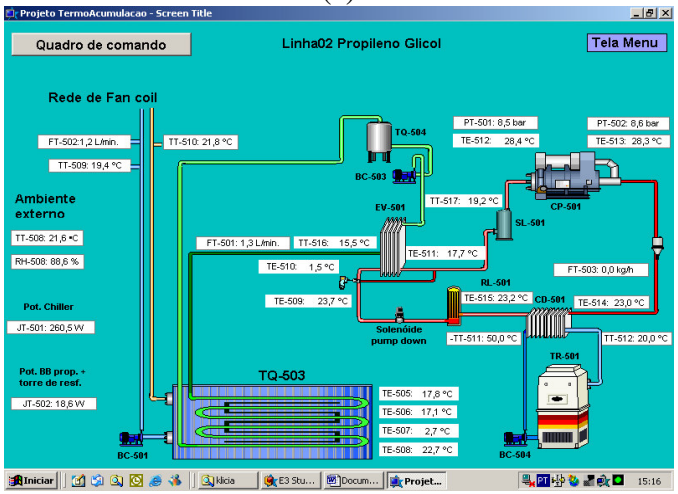
# ANEXO C

## C.1. Telas Gráficas de Supervisão

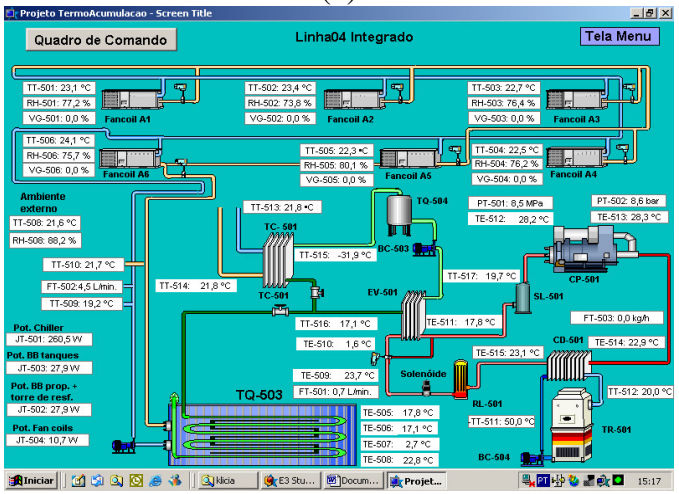
(a)




(b)




(c)

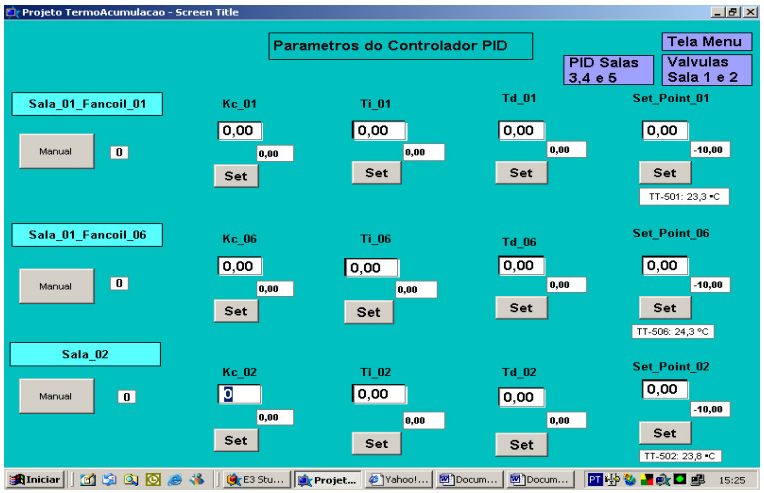



(d)

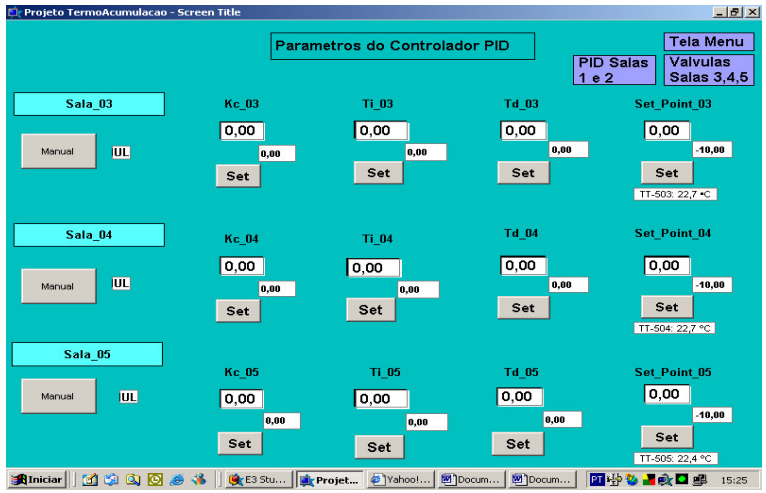
Figura C. 1 – Telas de supervisão desenvolvidas no software Elipse-E3. Tela inicial (a), Tela de circulação de água gelada entre tanque de gelo fan-coils (b), Tela de circulação entre propileno glicol e tanque de gelo (c), Tela com sistema integrado (d).

# ANEXO D

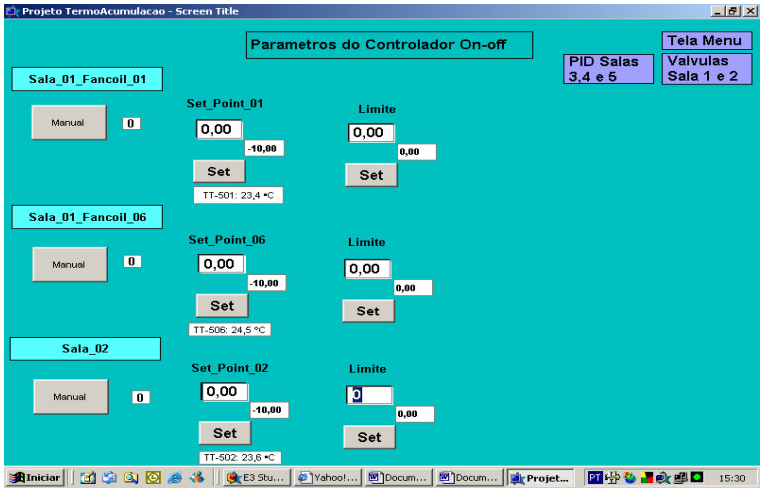
## D.1. Telas Gráficas dos Controladores PID e On-off



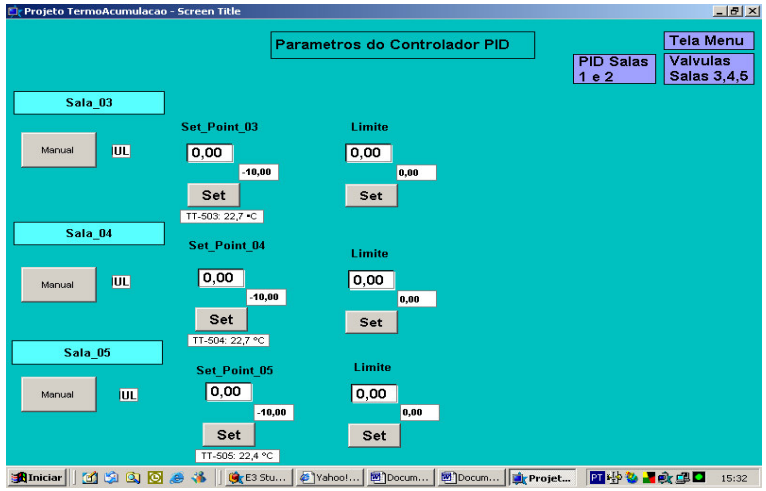

(a)




(b)




(c)




(d)

Figura D. 1 - Telas de configuração dos controladores desenvolvidas no software Elipse-E3. Telas para inserção dos parâmetros de controle para o controlador PID (a, b), Telas para configuração da banda do controlador On-off (c,d).

# ANEXO E

E.1. Curvas de reação a partir de perturbações positivas de + 40% na vazão de água gelada

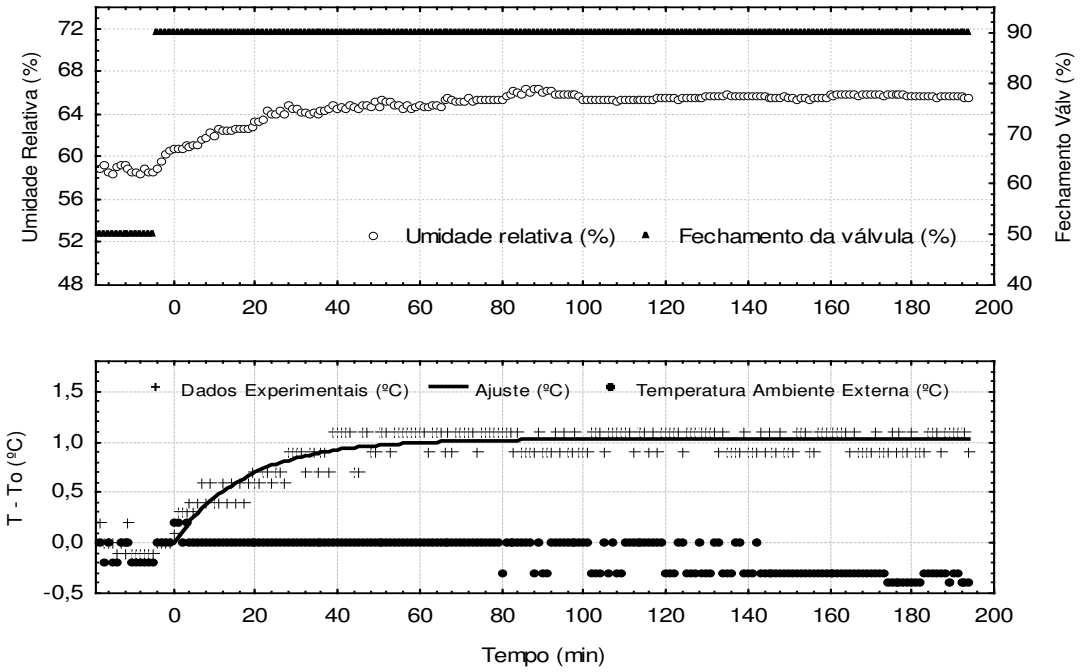



Figura E.1 - Curva de reação do ΔT e umidade relativa após perturbação de + 40 % de fechamento da vazão de água gelada na sala 1 (fan-coil 1).

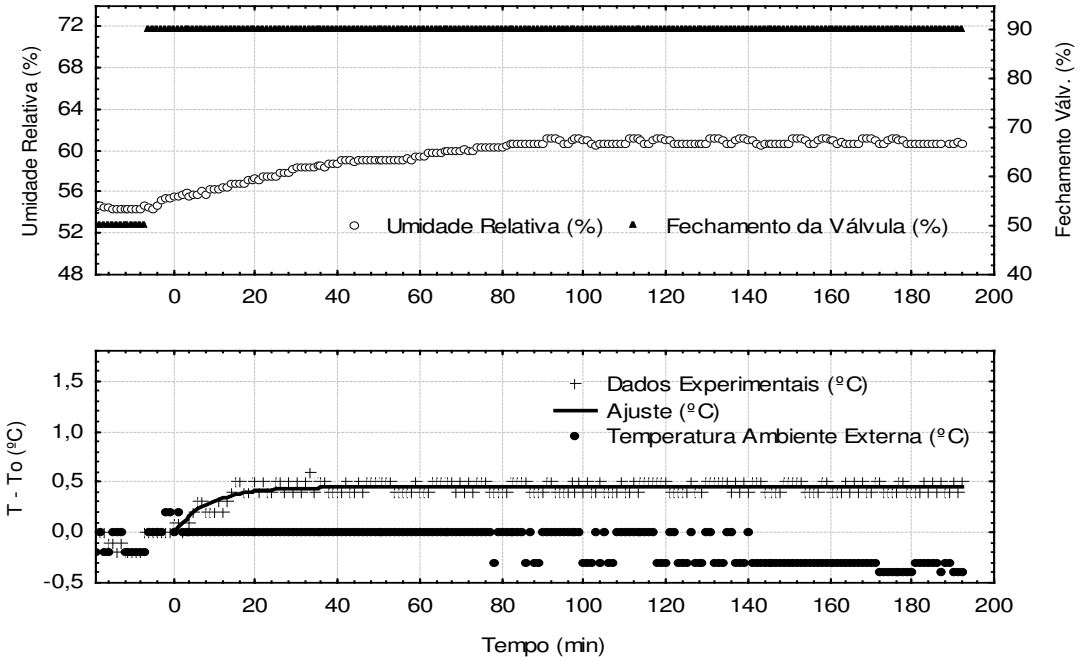



Figura E.2 - Curva de reação do ΔT e umidade relativa após perturbação de + 40 % de fechamento da vazão de água gelada na sala 1 (fan-coil 6).

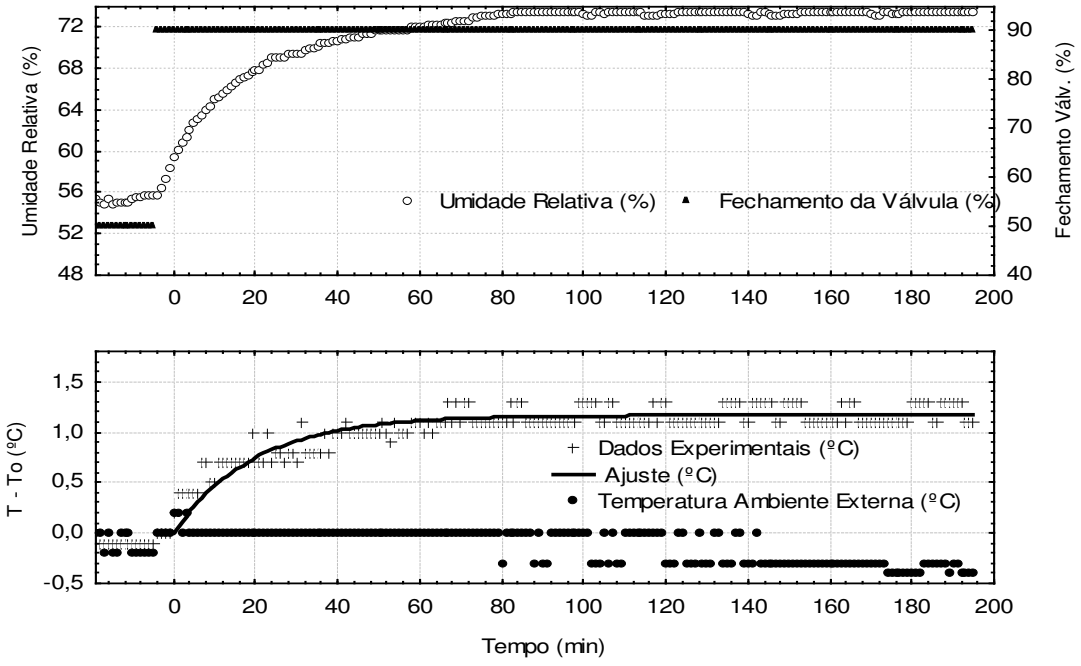



Figura E.3 - Curva de reação do ΔT e umidade relativa após perturbação de + 40 % de fechamento da vazão de água gelada na sala 2.

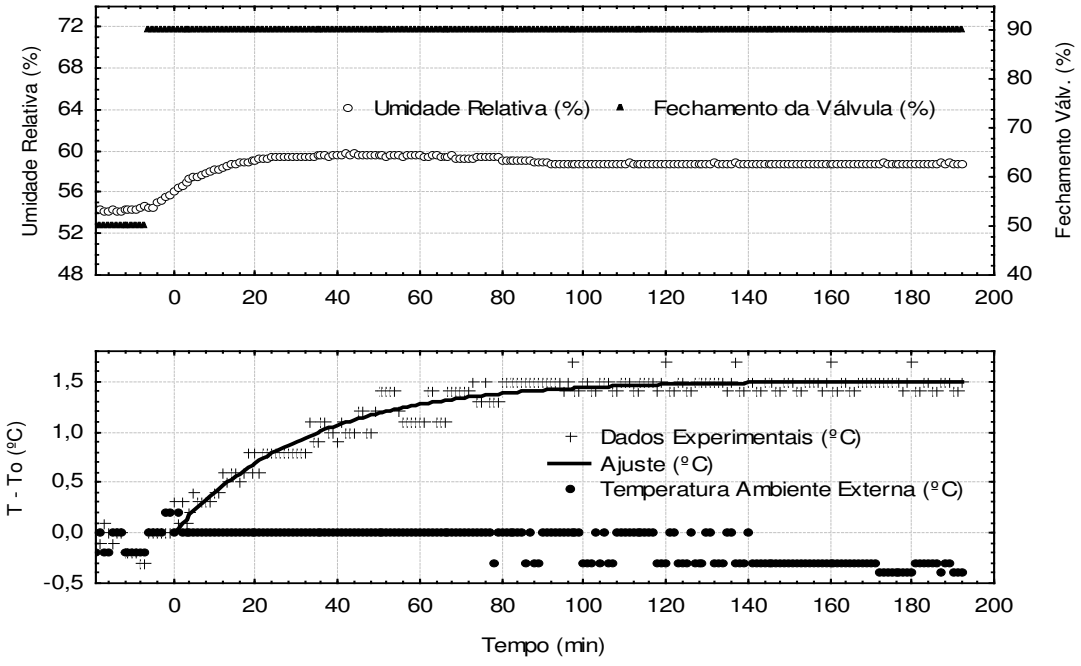



Figura E.4 - Curva de reação do ΔT e umidade relativa após perturbação de + 40 % de fechamento da vazão de água gelada na sala 3.

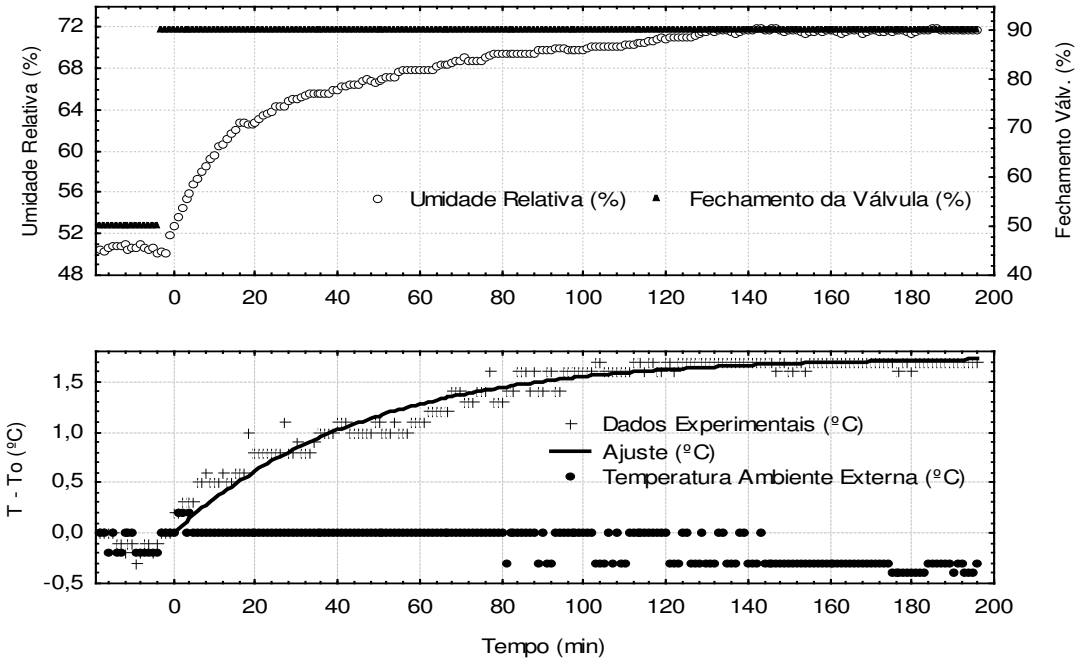



Figura E.5 - Curva de reação do ΔT e umidade relativa após perturbação de + 40 % de fechamento da vazão de água gelada na sala 4.

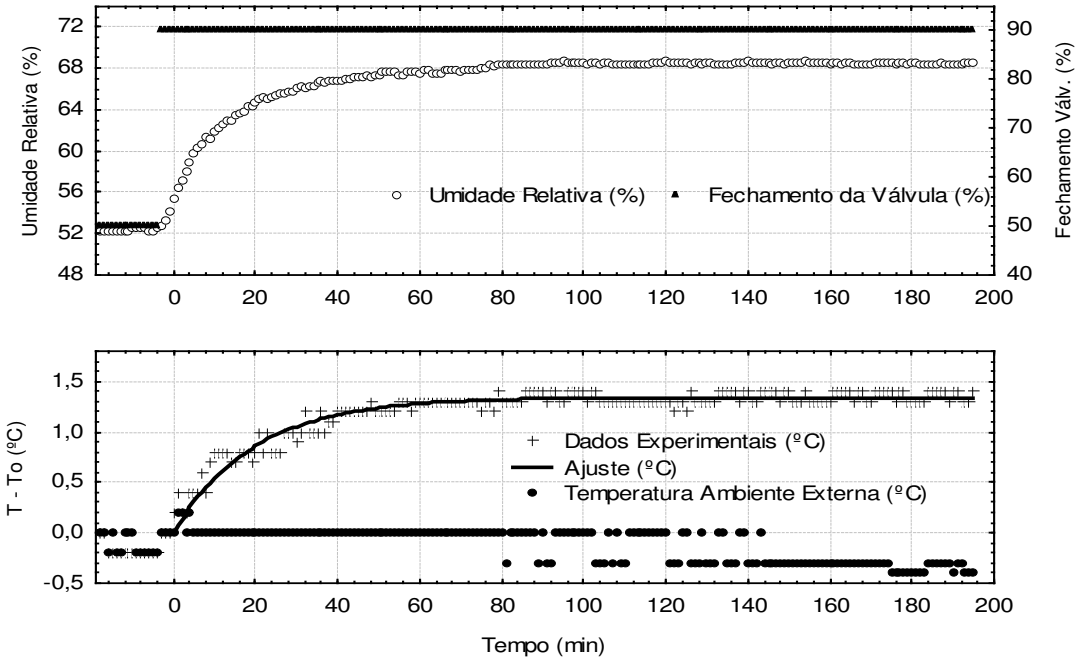



Figura E.6 - Curva de reação do ΔT e umidade relativa após perturbação de + 40 % de fechamento da vazão de água gelada na sala 5.

E.2. Curvas de reação a partir de perturbações negativas de – 40 % na vazão de água gelada

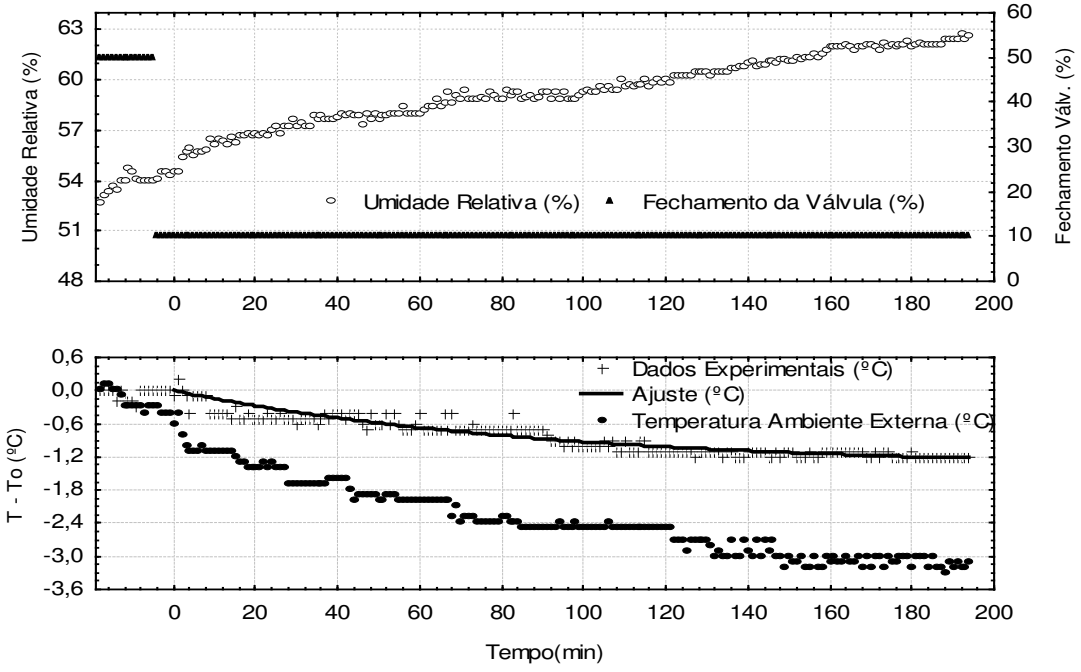



Figura E.7 - Curva de reação do ΔT e umidade relativa após perturbação de - 40 % de fechamento da vazão de água gelada na sala 1 (fan-coil 1).

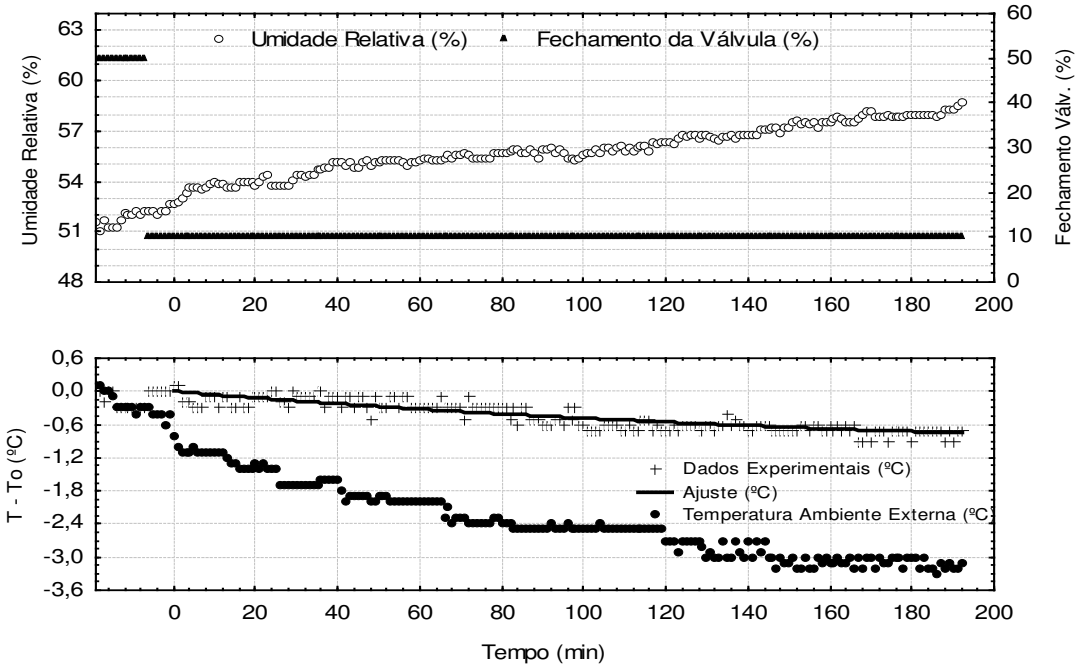



Figura E.8 - Curva de reação do ΔT e umidade relativa após perturbação de - 40 % de fechamento da vazão de água gelada na sala 1 (fan-coil 6).

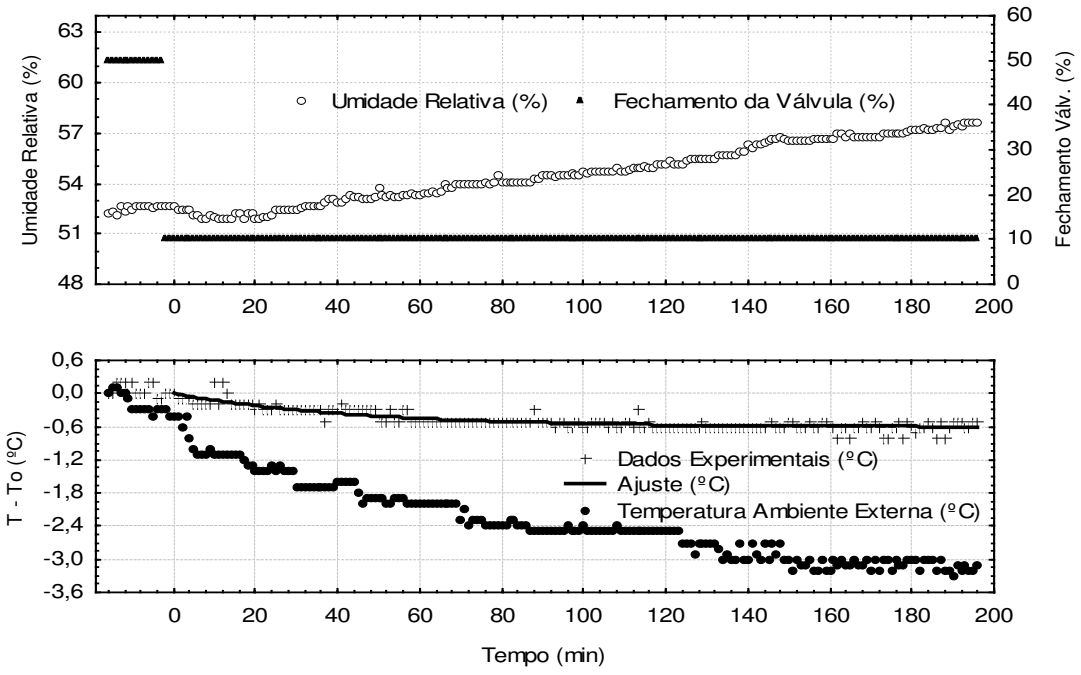



Figura E.9 - Curva de reação do ΔT e umidade relativa após perturbação de - 40 % de fechamento da vazão de água gelada na sala 2.

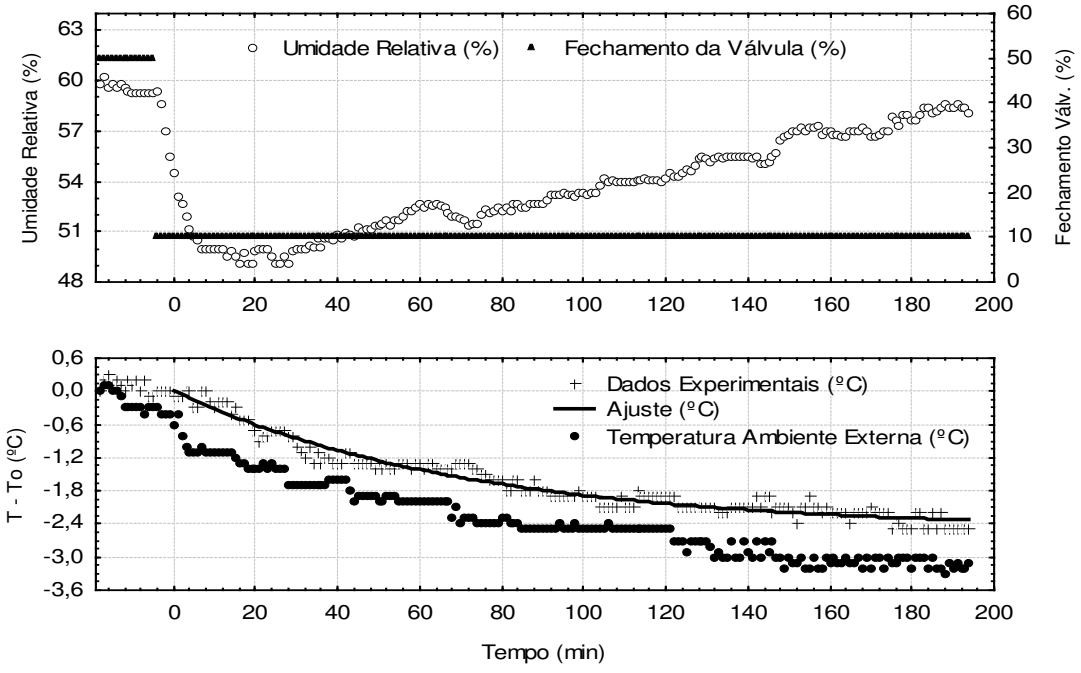



Figura E.10 - Curva de reação do ΔT e umidade relativa após perturbação de - 40 % de fechamento da vazão de água gelada na sala 3.

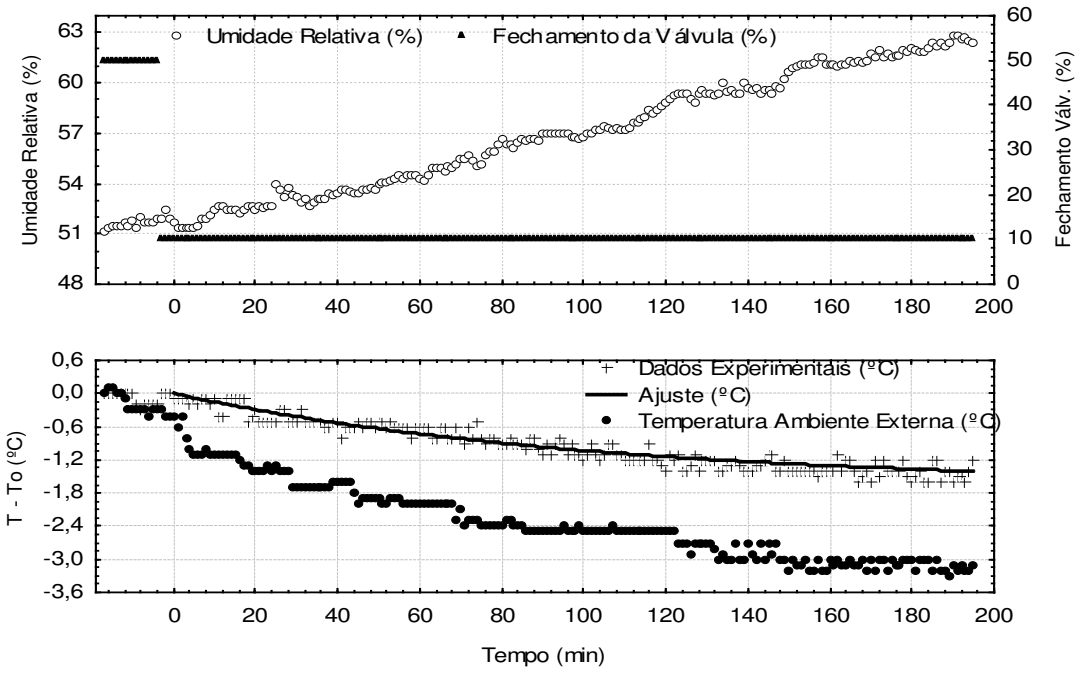



Figura E.11 - Curva de reação do ΔT e umidade relativa após perturbação de - 40 % de fechamento da vazão de água gelada na sala 4.

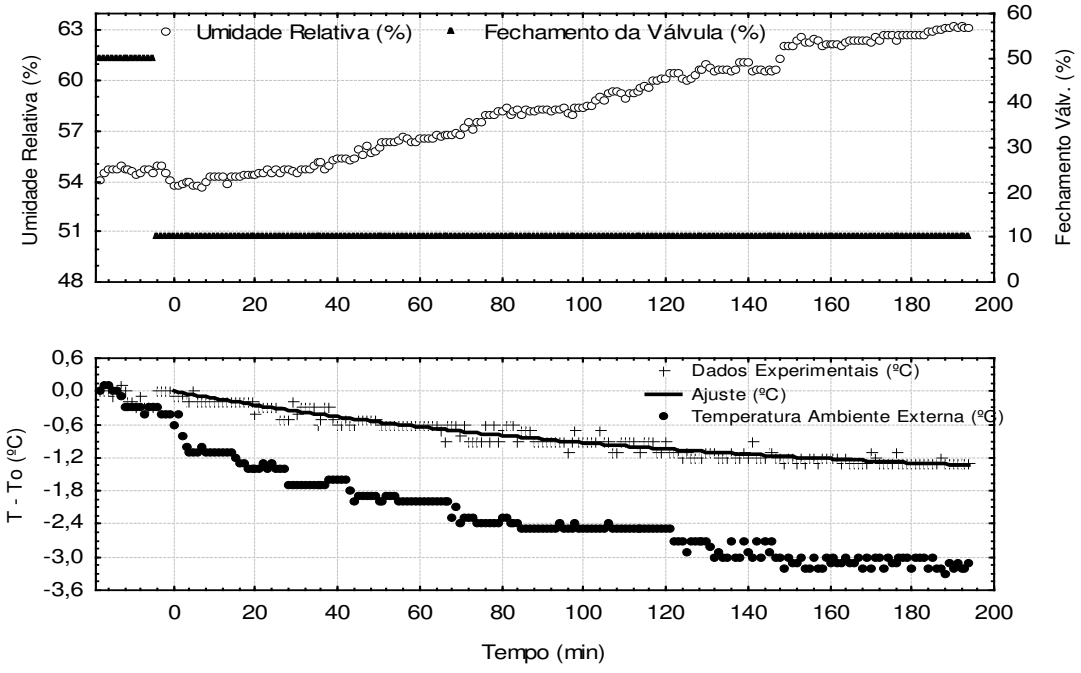



Figura E.12 - Curva de reação do ΔT e umidade relativa após perturbação de - 40 % de fechamento da vazão de água gelada na sala 5.

# ANEXO F

F.1. Curvas de reação ajustadas a função de 1ª ordem com tempo morto obtidas após perturbações de -+ 40 % na vazão e água gelada.

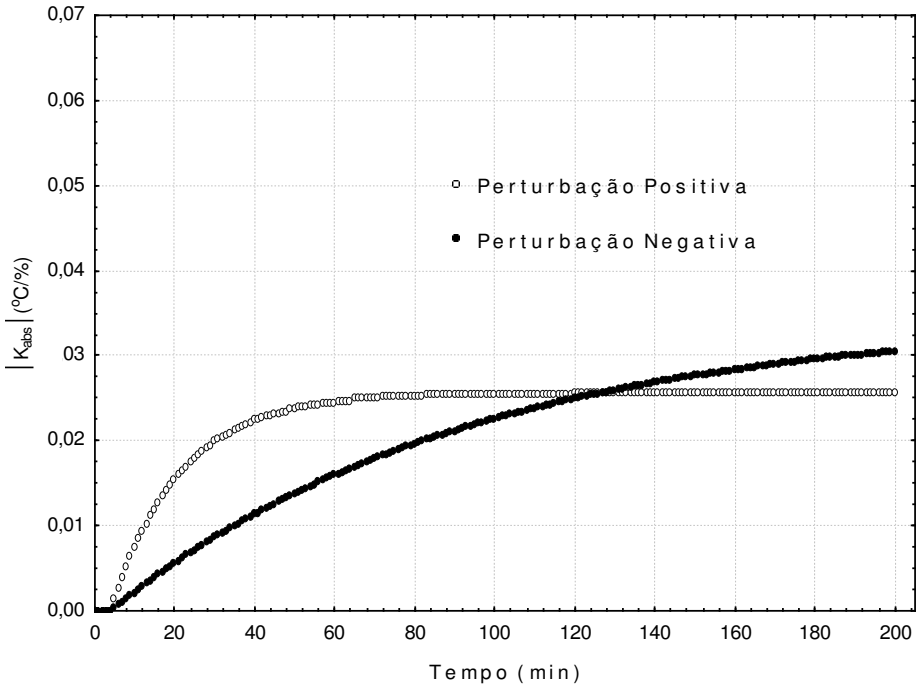



Figura F. 1 - Curva de reação do ganho absoluto da temperatura da sala 1 (fan-coil 1) após perturbações na vazão de água gelada.

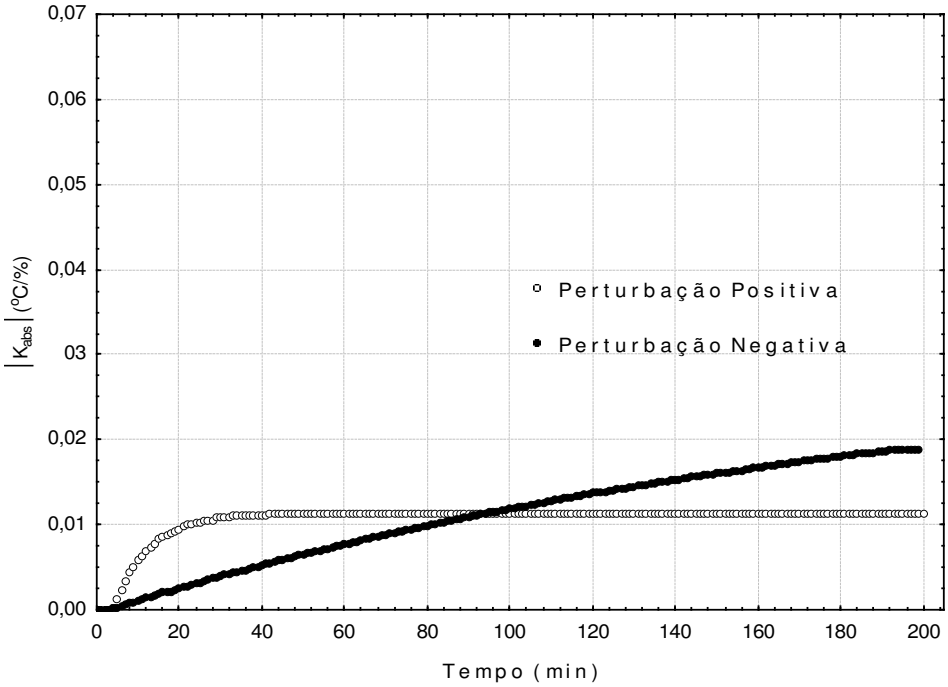



Figura F. 2 - Curva de reação do ganho absoluto da temperatura da sala 1 (fan-coil 6) após perturbações na vazão de água gelada

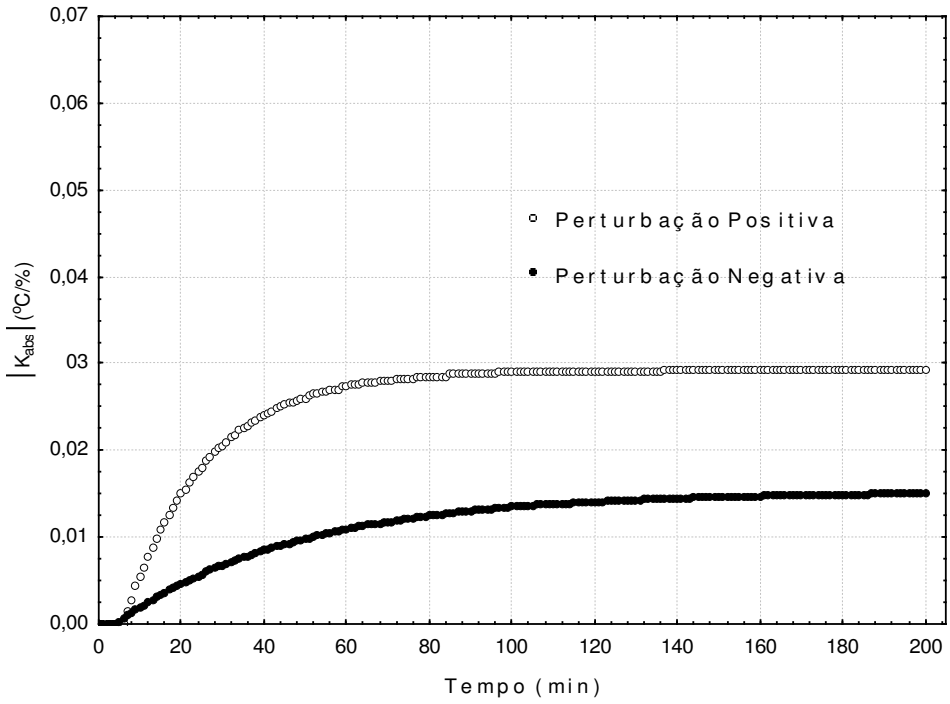



Figura F. 3 - Curva de reação do ganho absoluto da temperatura da sala 2 após perturbações na vazão de água gelada

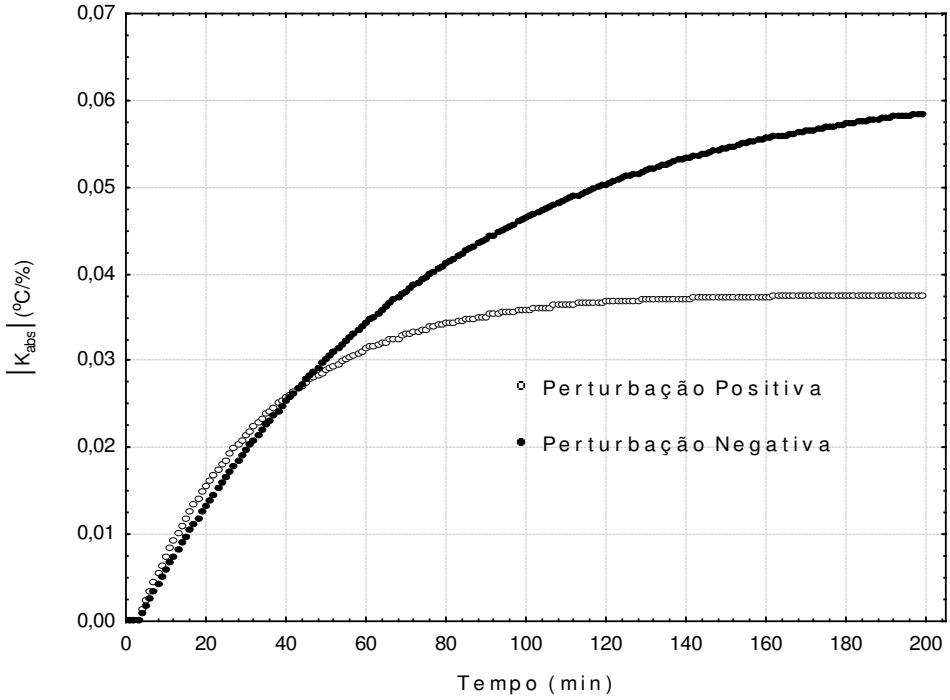



Figura F. 4 - Curva de reação do ganho absoluto da temperatura da sala 3 após perturbações na vazão de água gelada.

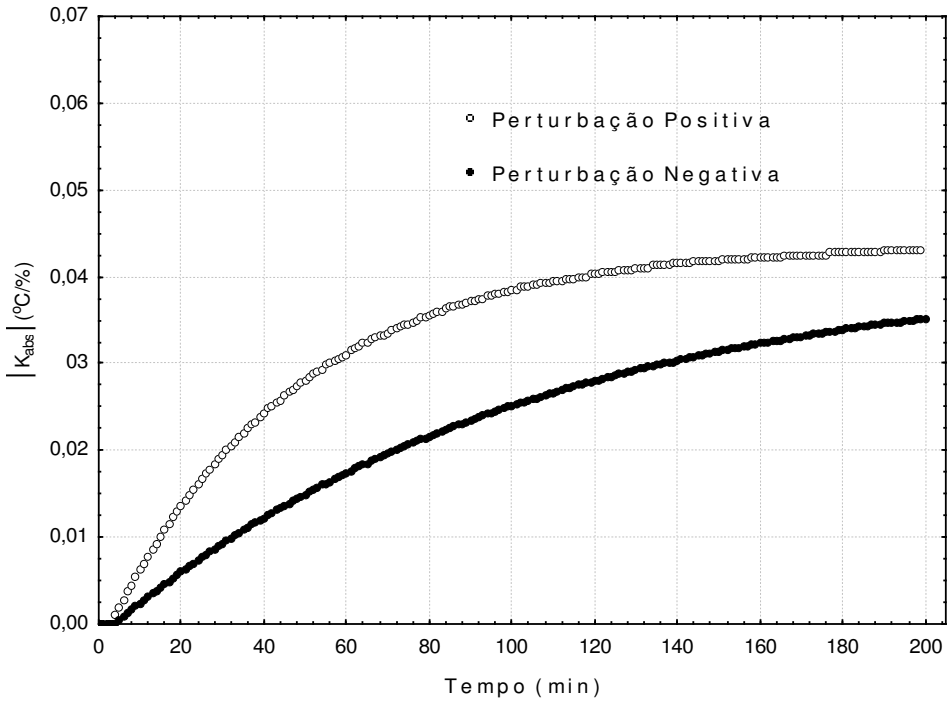



Figura F. 5 - Curva de reação do ganho absoluto da temperatura da sala 4 após perturbações na vazão de água gelada

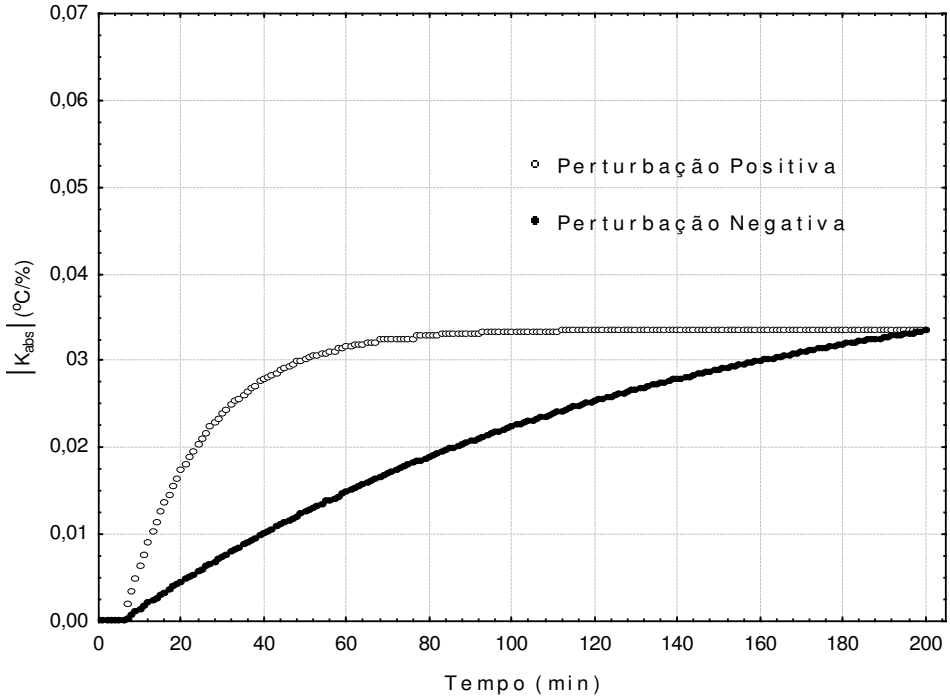
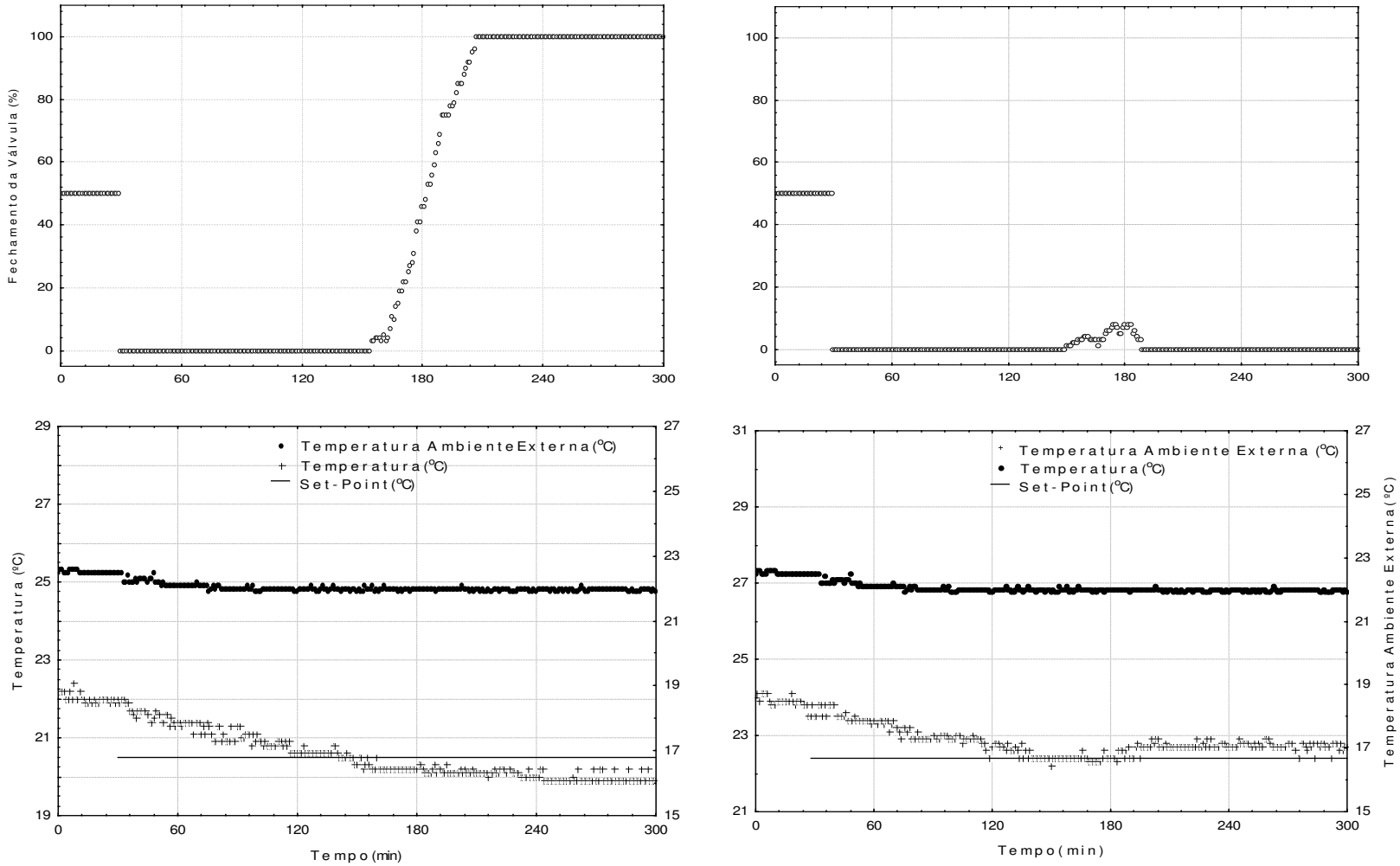



Figura F. 6 - Curva de reação do ganho absoluto da temperatura da sala 5 após perturbações na vazão de água gelada

# ANEXO G

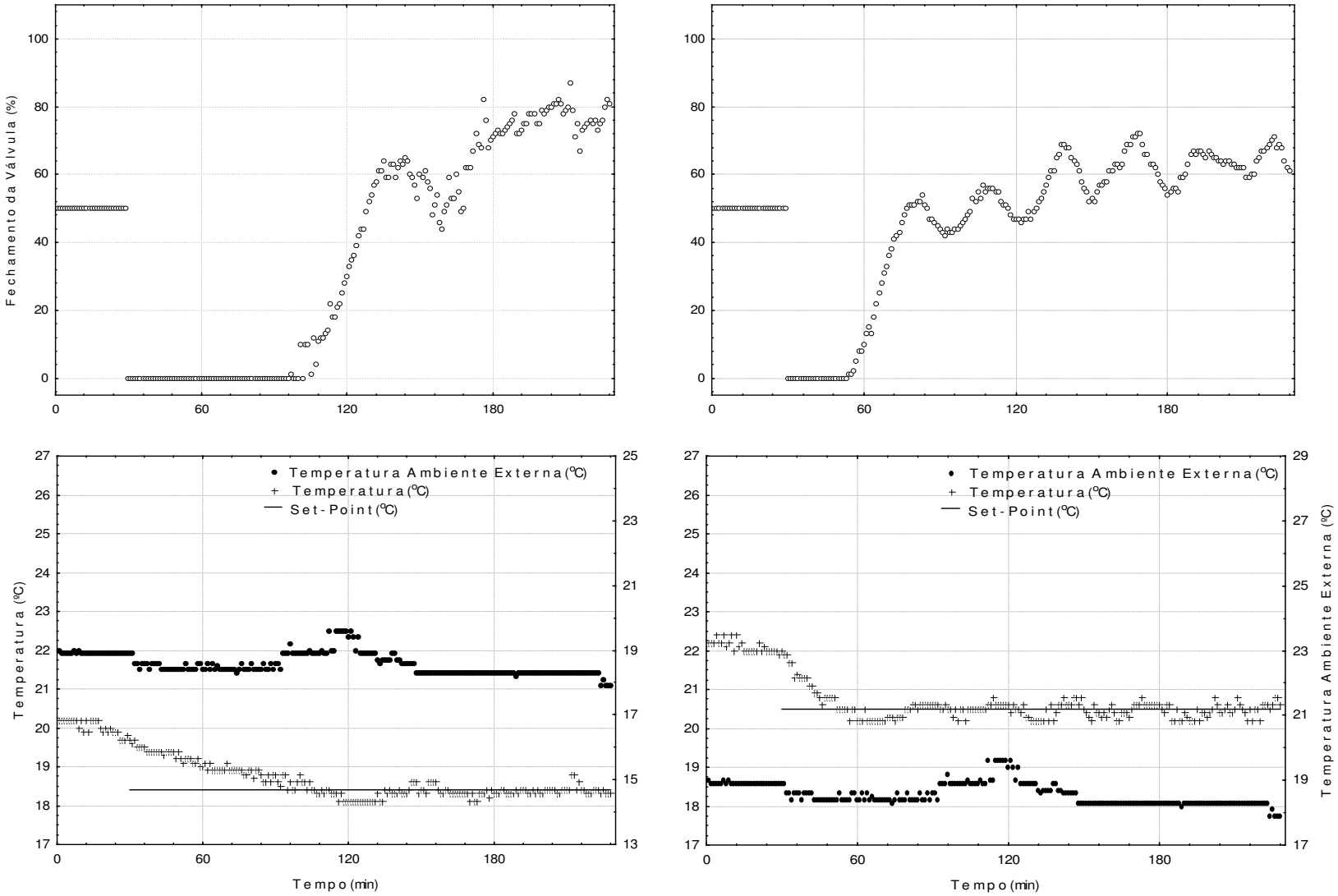
G.1. Ensaios referentes a atuação do controlador PID com perturbação negativa no set-point.




a) Sala 1 (fan-coil 1)

b) Sala 1 (fan-coil 6)

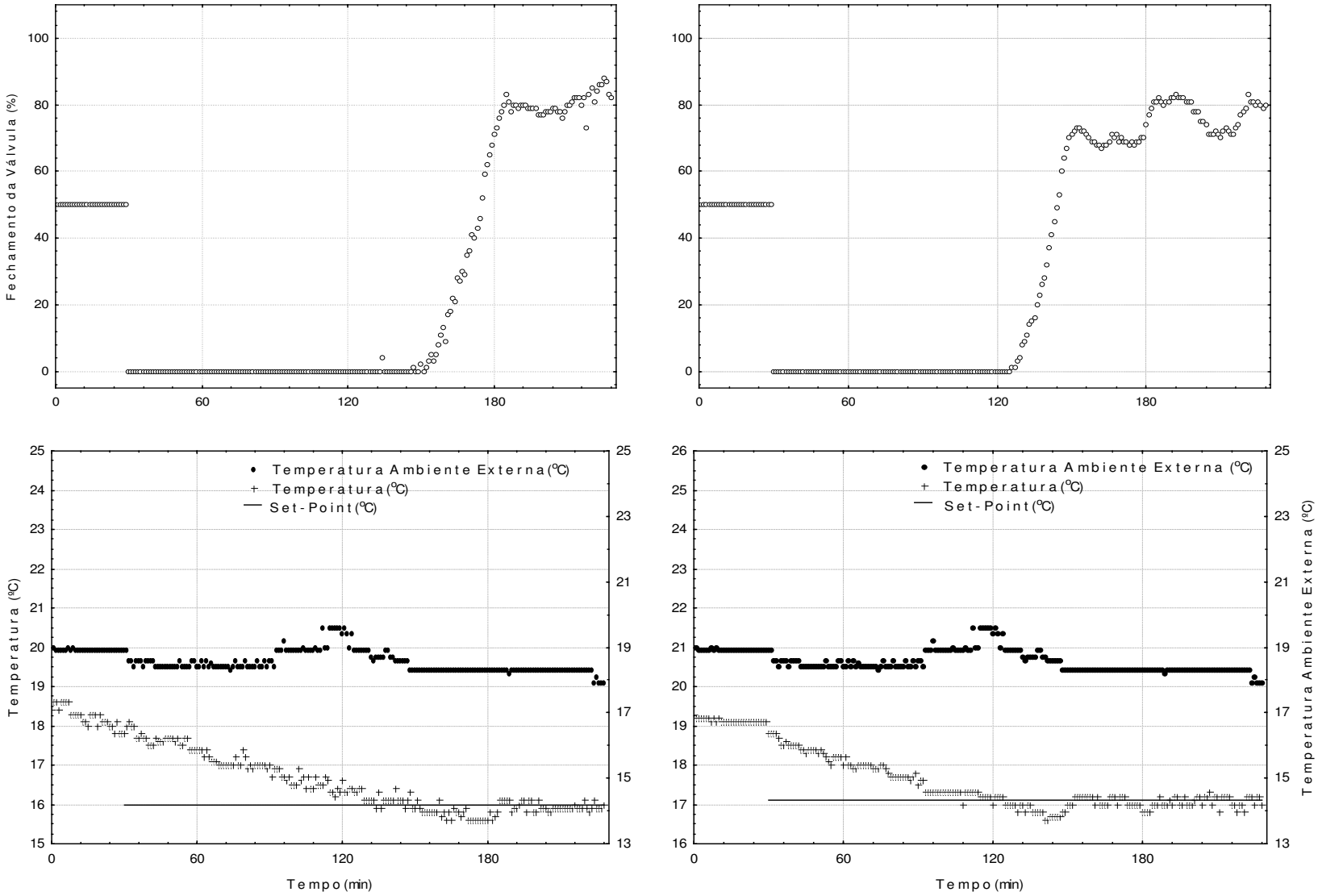
Figura G.1 - Histórico temporal das variáveis manipuladas e controlada sob atuação do controlador PID com perturbação negativa de –1,5 ºC no set-point para a sala 1 (fan-coils 1 e 6).




c) Sala 2

d) Sala 3

Figura G.2 **-** Histórico temporal das variáveis manipuladas e controlada sob atuação do controlador PID com perturbação negativa no set-point para as salas 2 e 3 de respectivamente –2 $^{o}$C e –1,5 ºC.

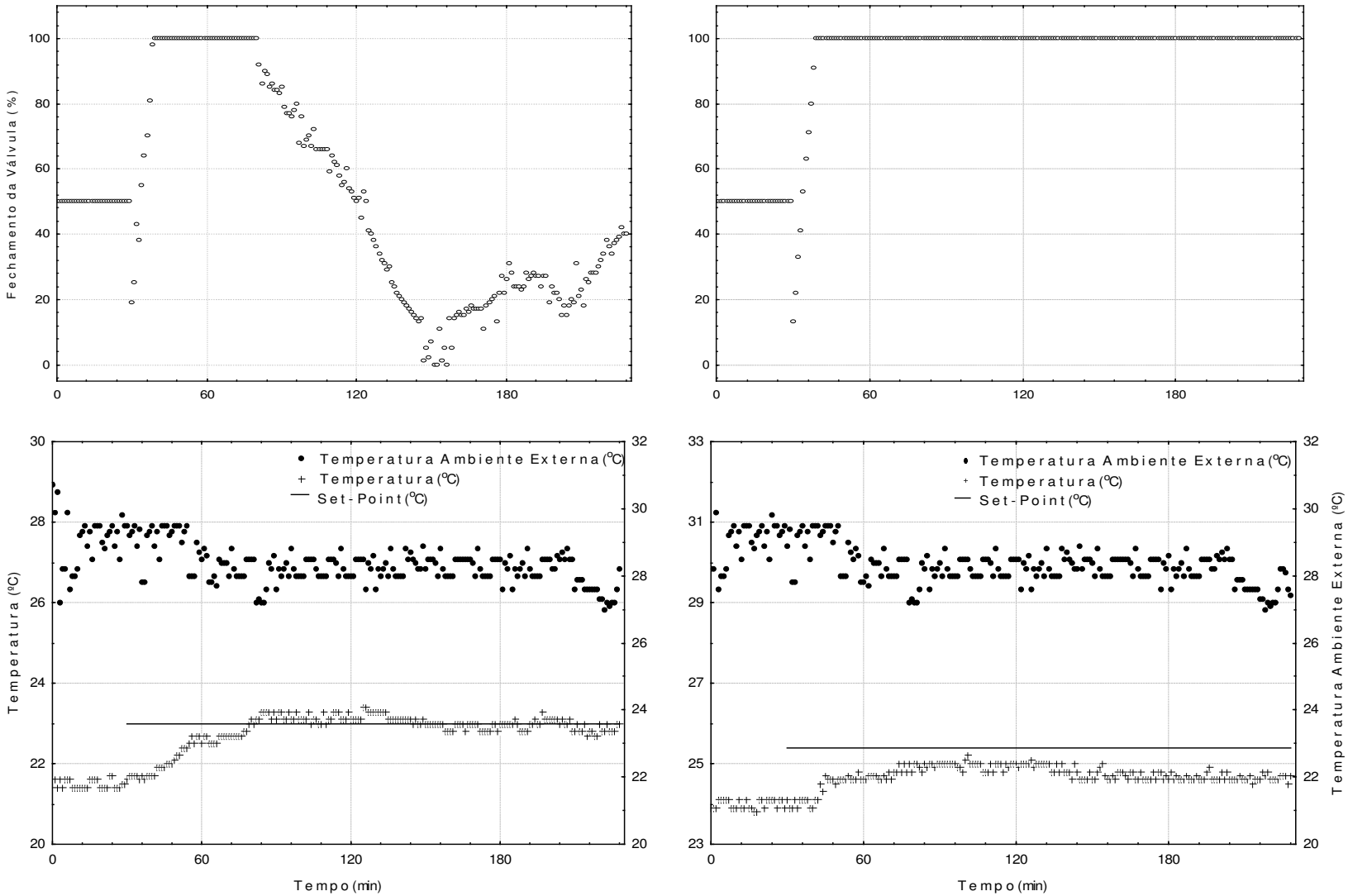



e) Sala 4

f) Sala 5

Figura G.3 - Histórico temporal das variáveis manipuladas e controlada sob atuação do controlador PID com perturbação negativa de –2,0 $^{o}$C no set-point para as salas 4 e 5.

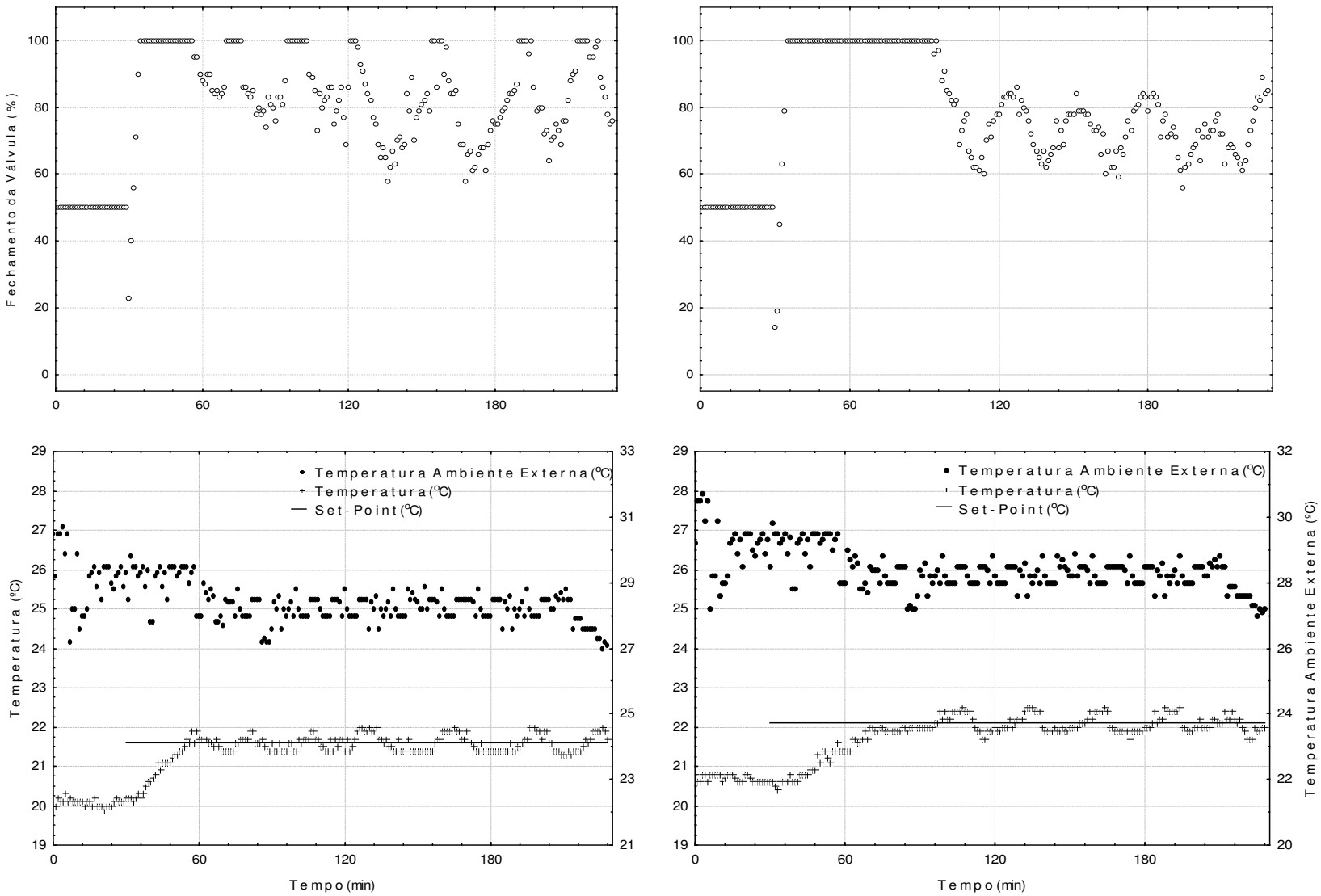
G. 2. Ensaios referentes a atuação do controlador PID com perturbação positiva no set-point.




a) Sala 1 (fan-coil 1)

b) Sala 1 (fan-coil 6)

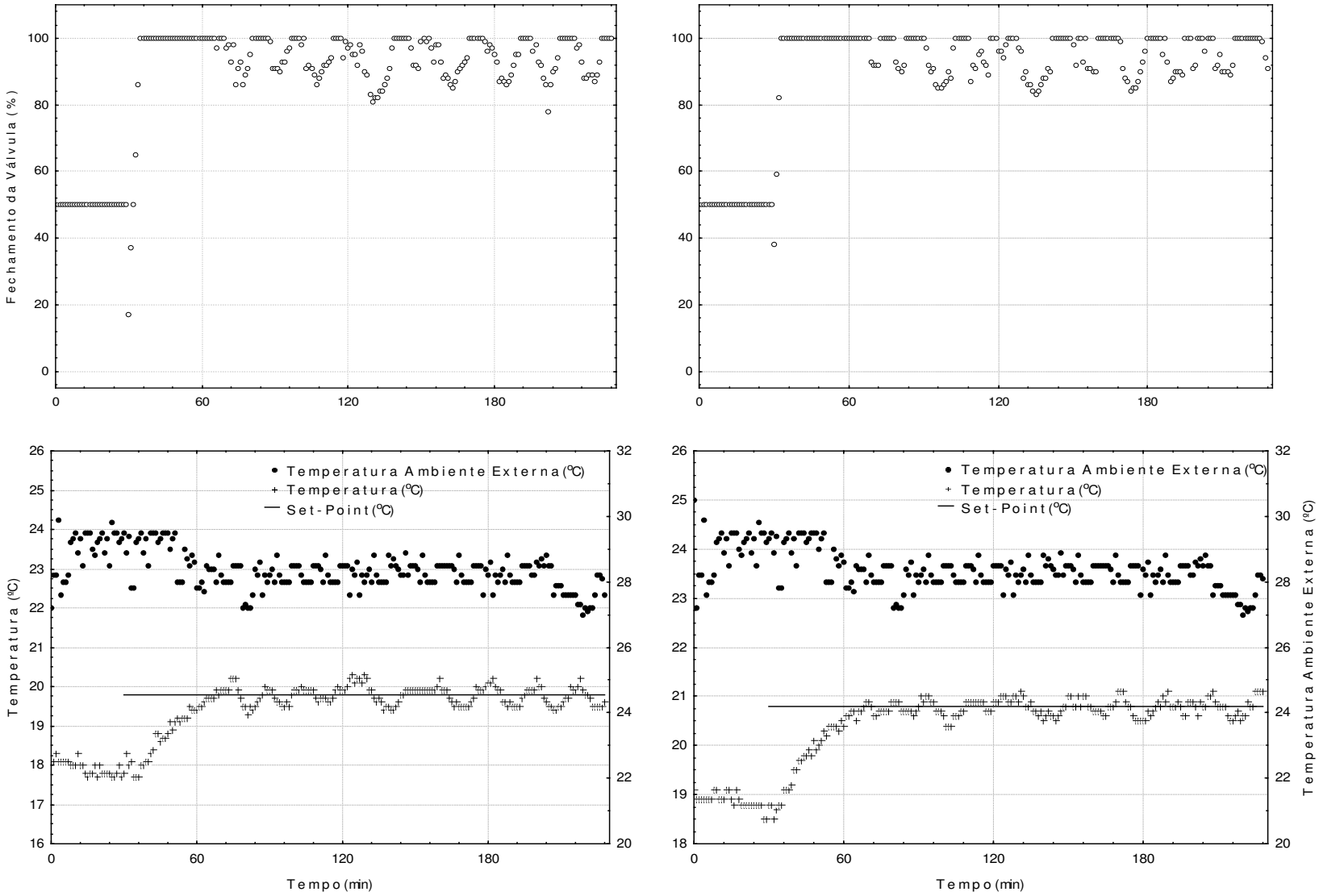
Figura G.4 - Histórico temporal das variáveis manipuladas e controlada sob atuação do controlador PID com perturbação positiva de –1,5ºC no set-point para sala 1 (fan-coils 1 e 6)




c) Sala 2

d) Sala 3

Figura G.5 - Histórico temporal das variáveis manipuladas e controlada sob atuação do controlador PID com perturbação positiva no set-point para as salas 2 e 3 de respectivamente –2 ºC e –1,5 ºC.

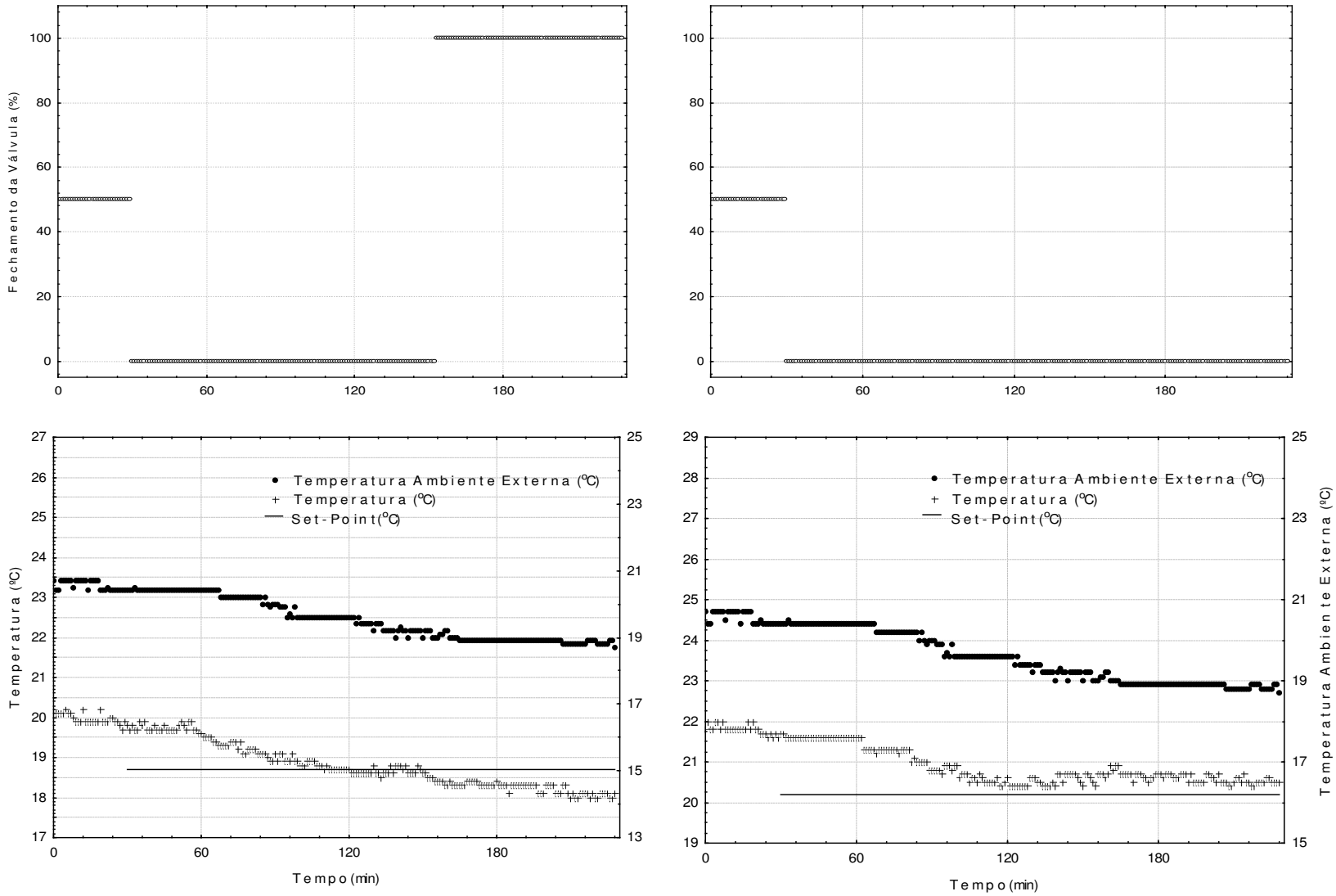



e) Sala 4

f) Sala 5

Figura G.6 - Histórico temporal das variáveis manipuladas e controlada sob atuação do controlador PID com perturbação positiva de –2,0 $^{o}$C no set-point para as salas 4 e 5.

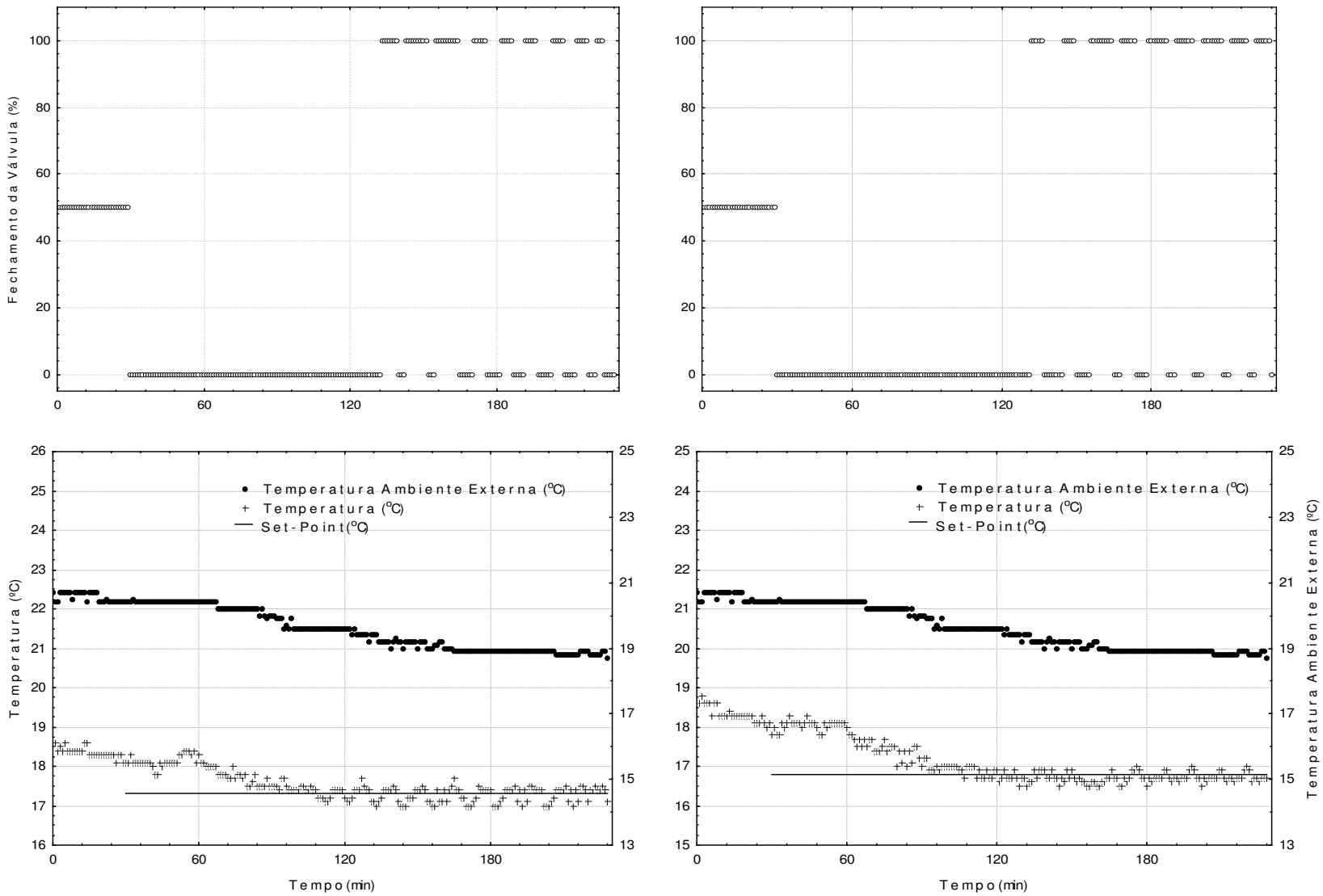
G. 3. Ensaios referentes a atuação do controlador On-off com banda de 0,2 ºC com perturbação negativa no set-point.




a) Sala 1 (fan-coil 1)

b) Sala 1 (fan-coil 6)

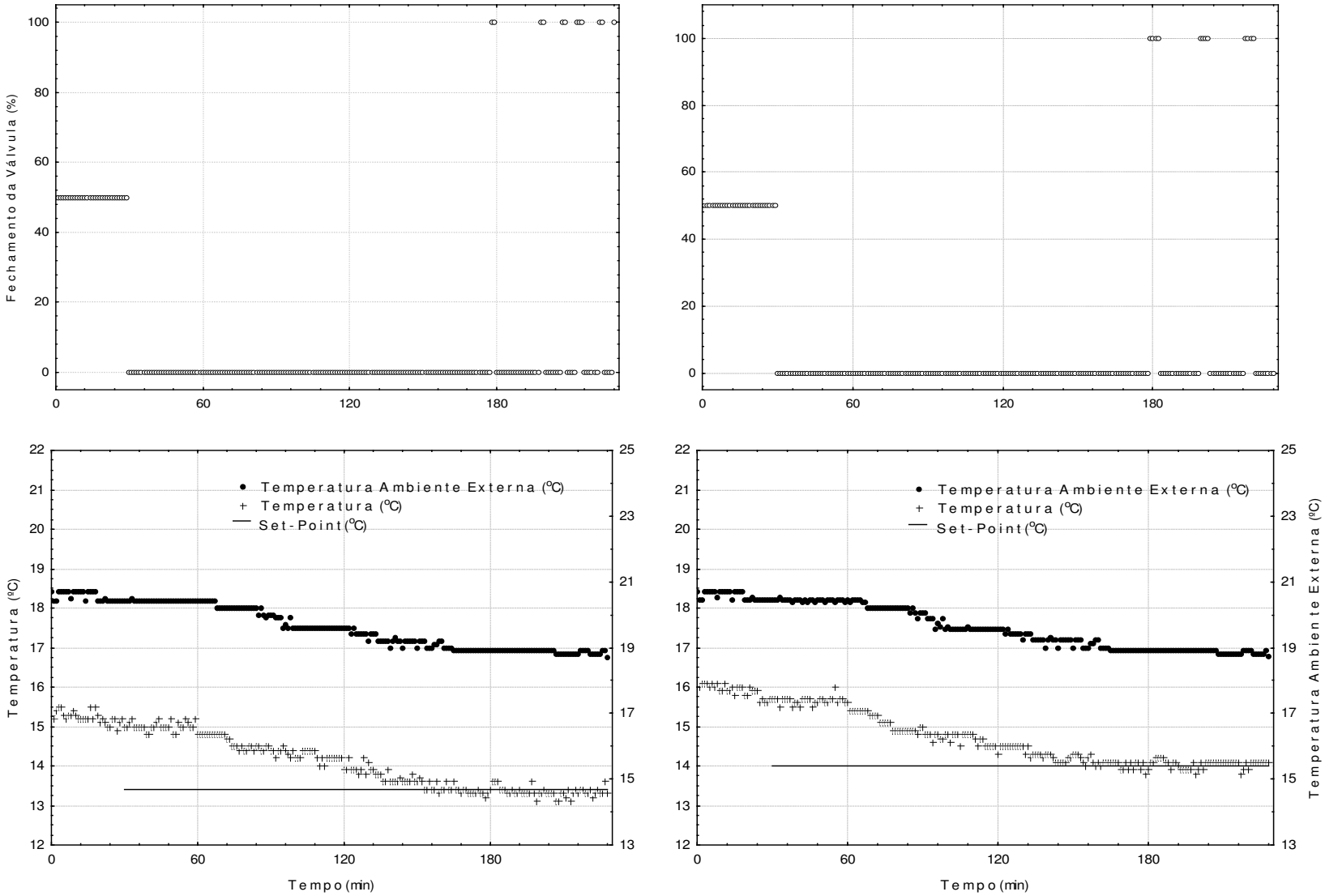
Figura G.7 - Histórico temporal das variáveis manipuladas e controlada sob atuação do controlador On-off com banda de 0,2 ºC com perturbação negativa de –1,5 ºC no set-point para sala 1 (fan-coils 1 e 6).




c) Sala 2

d) Sala 3

Figura G.8 - Histórico temporal das variáveis manipuladas e controlada sob atuação do controlador On-off com banda de 0,2 ºC com perturbação negativa no set-point para as salas 2 e 3 de respectivamente –2 ºC e –1,5 ºC.

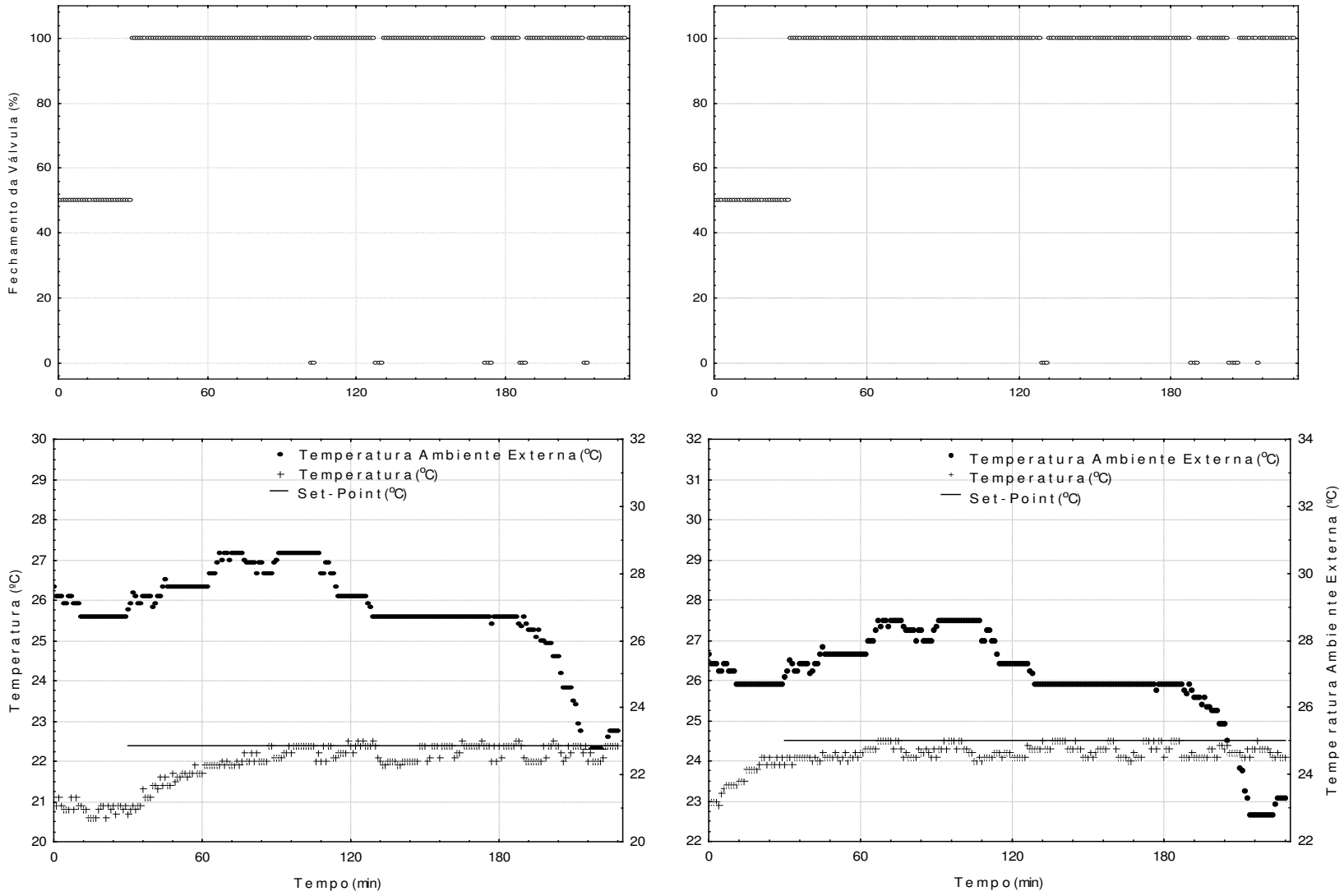



e) Sala 4

f) Sala 5

Figura G.9 – Histórico temporal das variáveis manipuladas e controlada sob atuação do controlador On-off com banda de 0,2 ºC com perturbação negativa de –2,0 ºC no set-point para as salas 4 e 5.

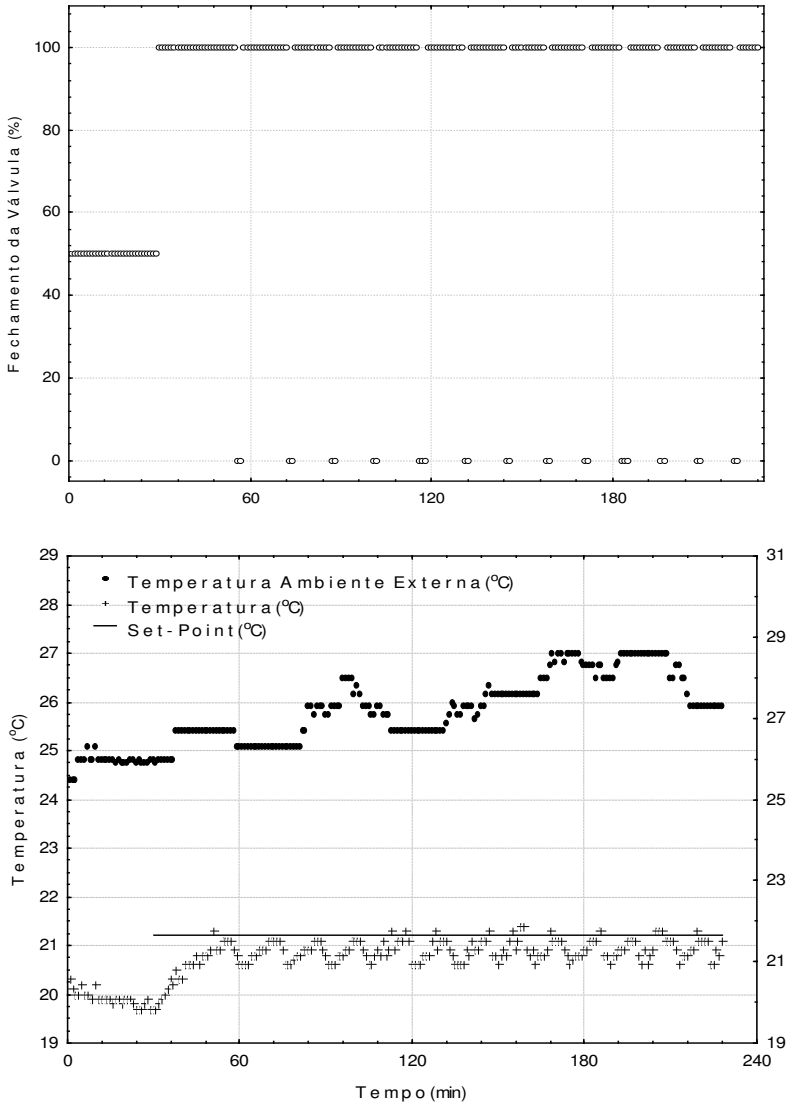
G. 4. Ensaios referentes a atuação do controlador On-off com banda de 0,2 ºC com perturbação positiva no set-point.



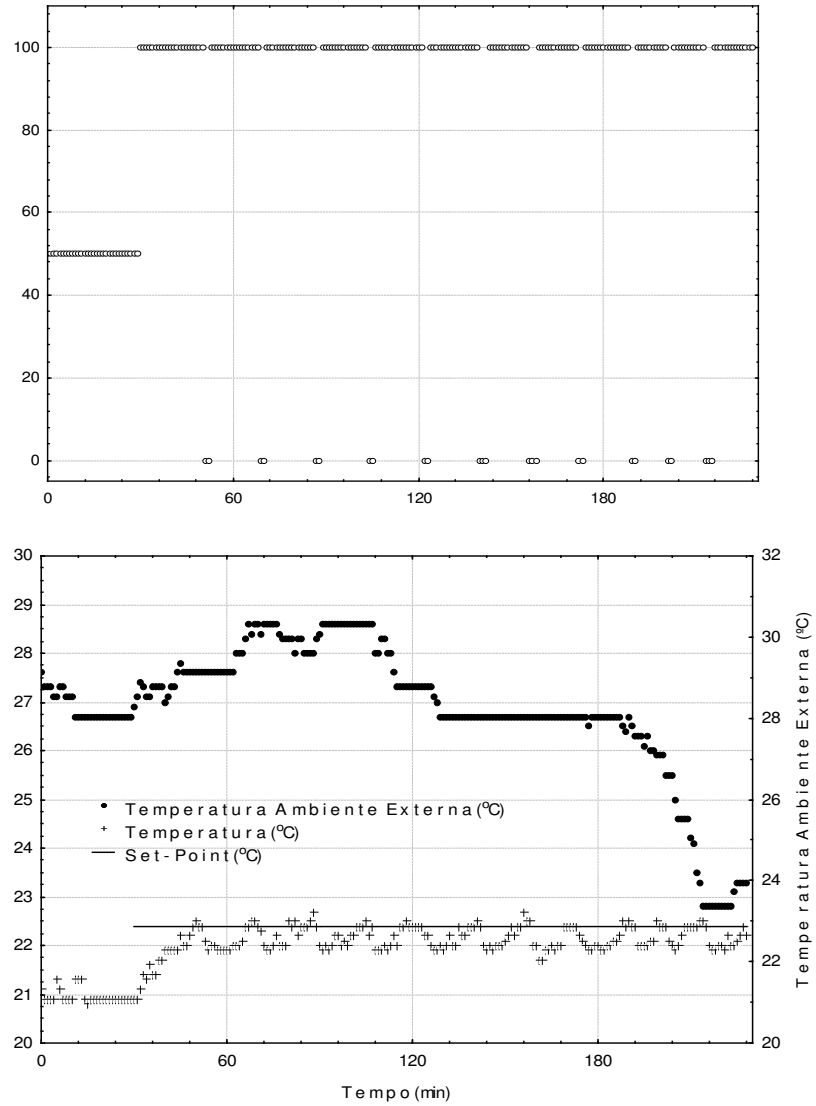

a) Sala 1 (fan-coil 1)

b) Sala 1 (fan-coil 6)

Figura G.10 - Histórico temporal das variáveis manipuladas e controlada sob atuação do controlador On-off com banda de 0,2 ºC com perturbação positiva de +1,5 ºC no set-point para sala 1 (fan-coils 1 e 6)

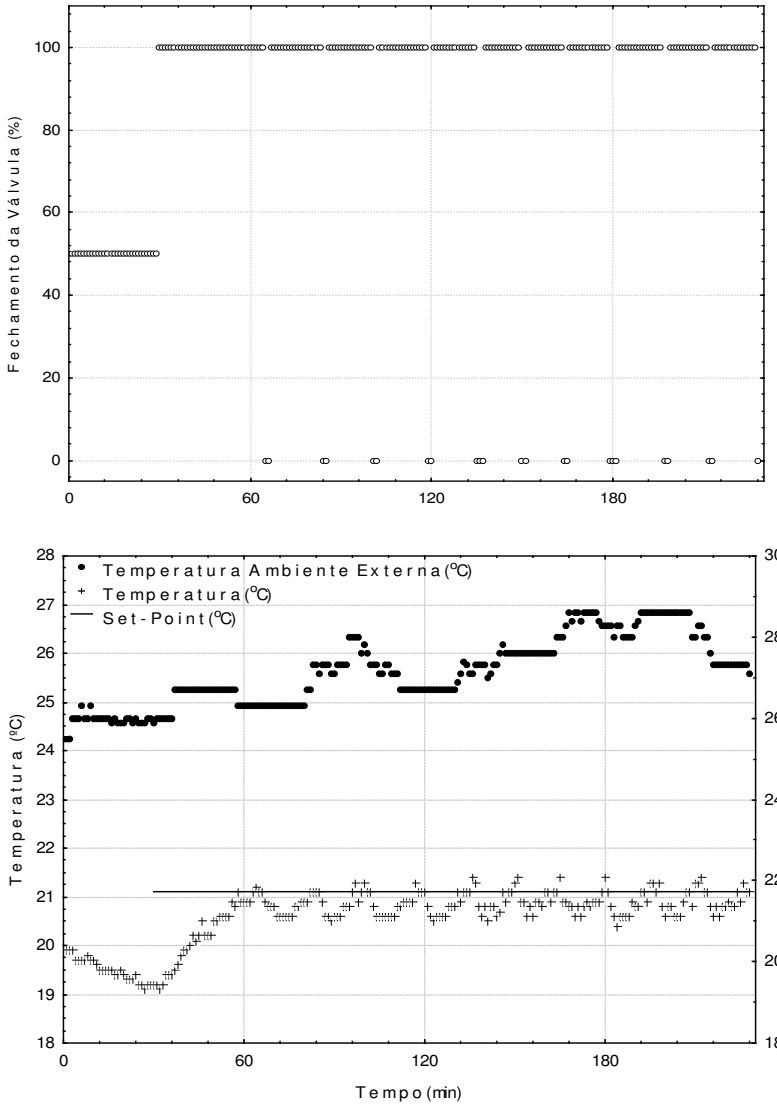



c) Sala 2

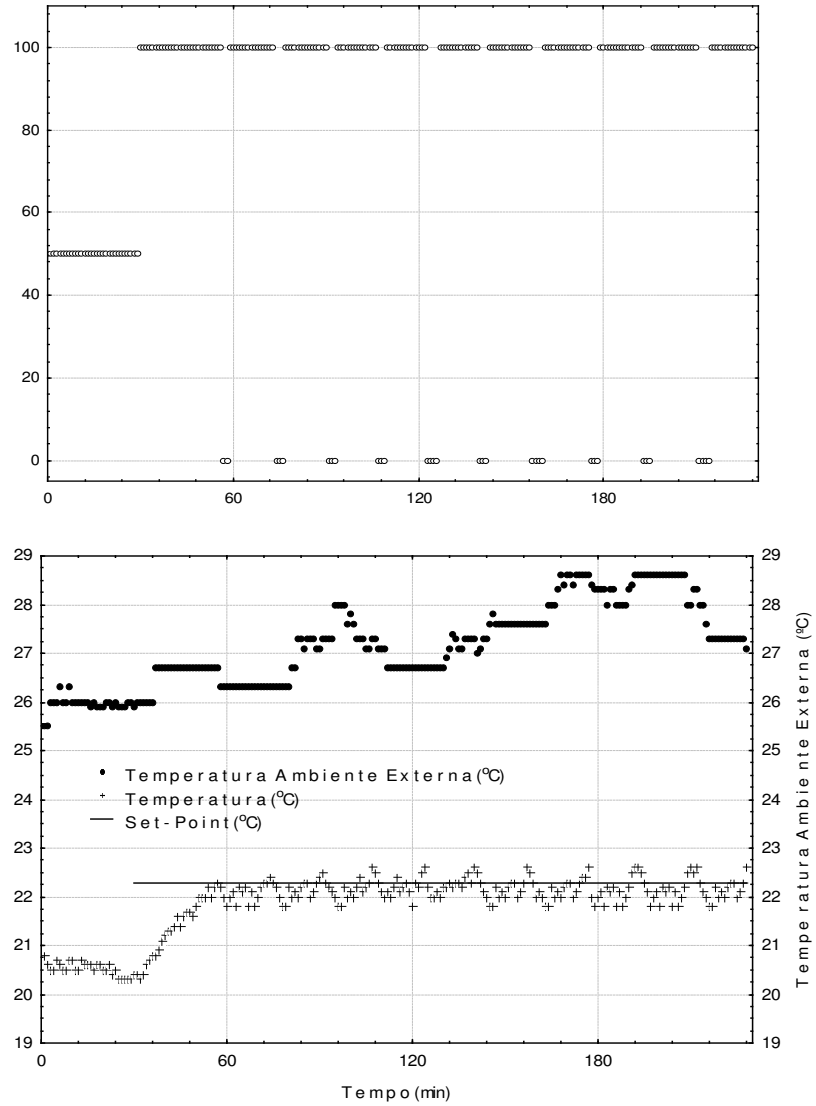



d) Sala 3

Figura G.11 - Histórico temporal das variáveis manipuladas e controlada sob atuação do controlador On-off com banda de 0,2 ºC com perturbação positiva no set-point para as salas 2 e 3 de respectivamente +2 ºC e +1,5 ºC.




e) Sala 4

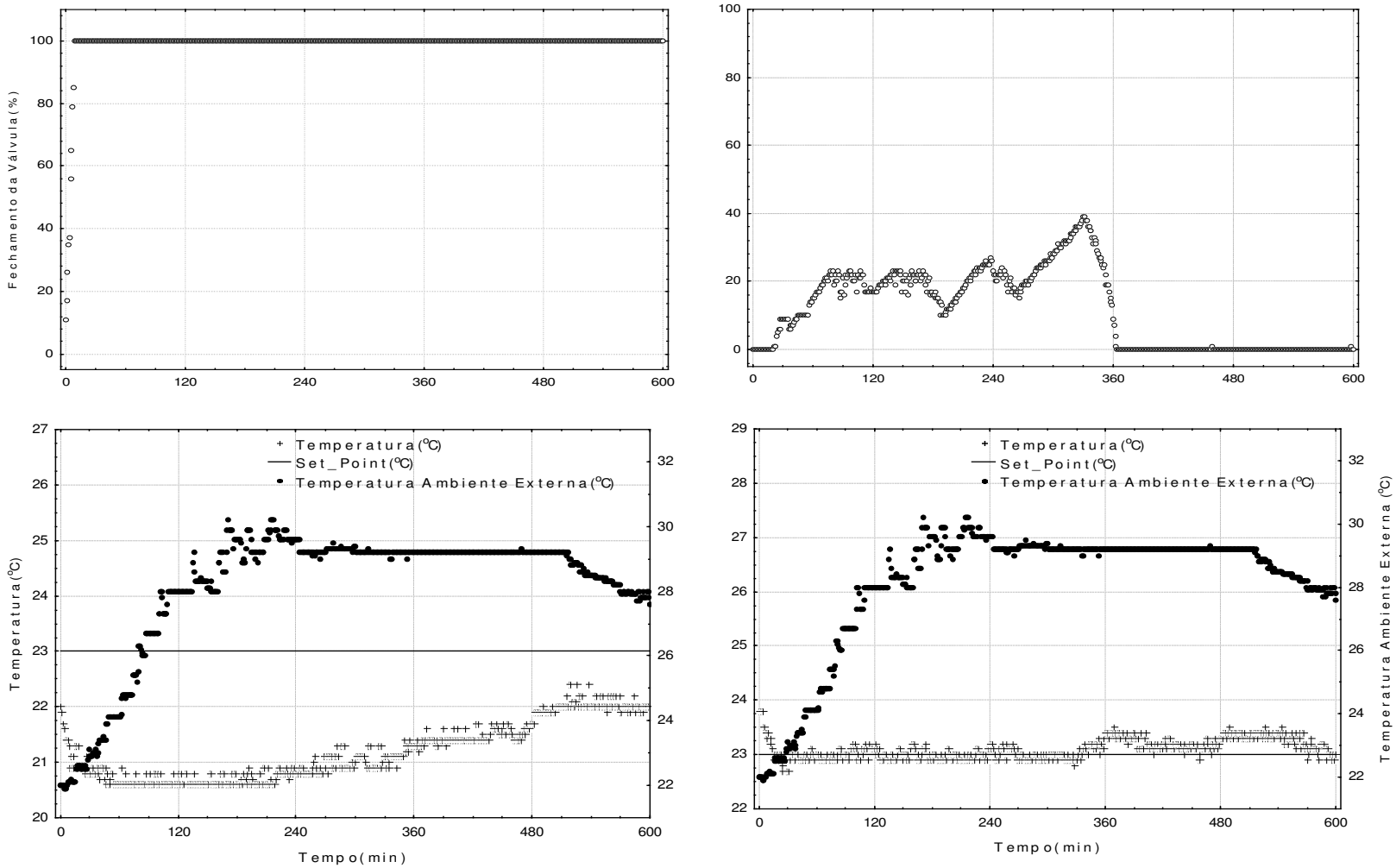



f) Sala 5

Figura G.12 – Histórico temporal das variáveis manipuladas e controlada sob atuação do controlador On-off com banda de 0,2 ºC com perturbação positiva de +2,0 ºC no set-point para as salas 4 e 5.

# ANEXO H

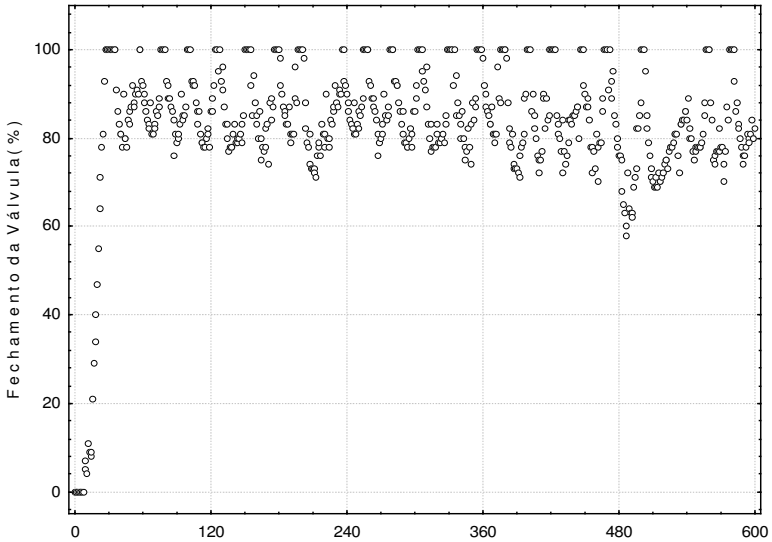
## H.1. Ensaios referentes à atuação do controlador PID em operação cotidiana com carga total

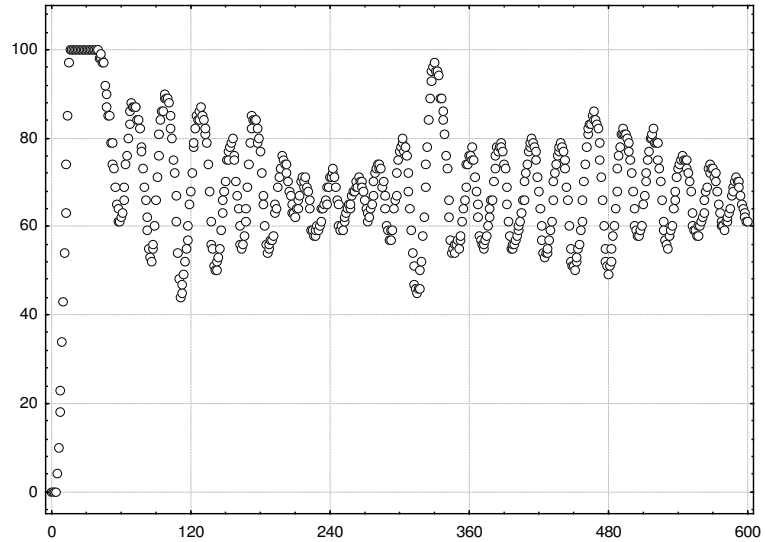


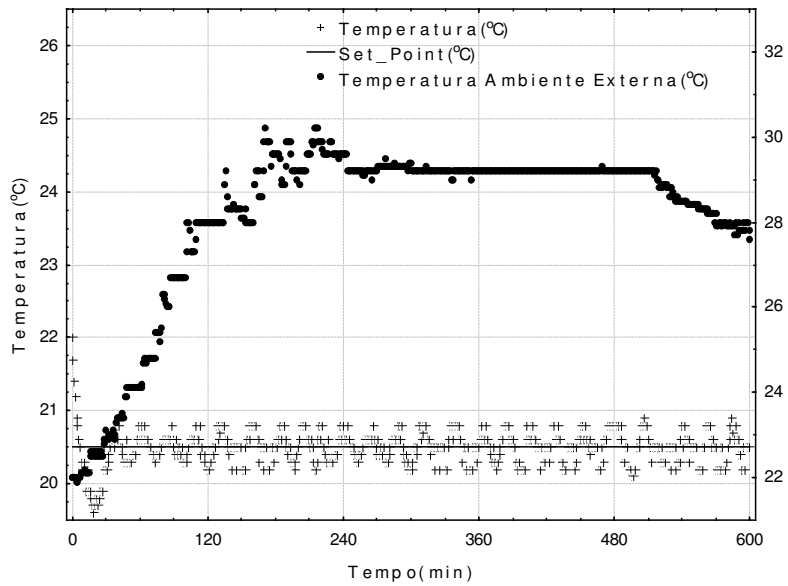

a) Sala 1 (fan-coil 1)

b) Sala 1 (fan-coil 6)

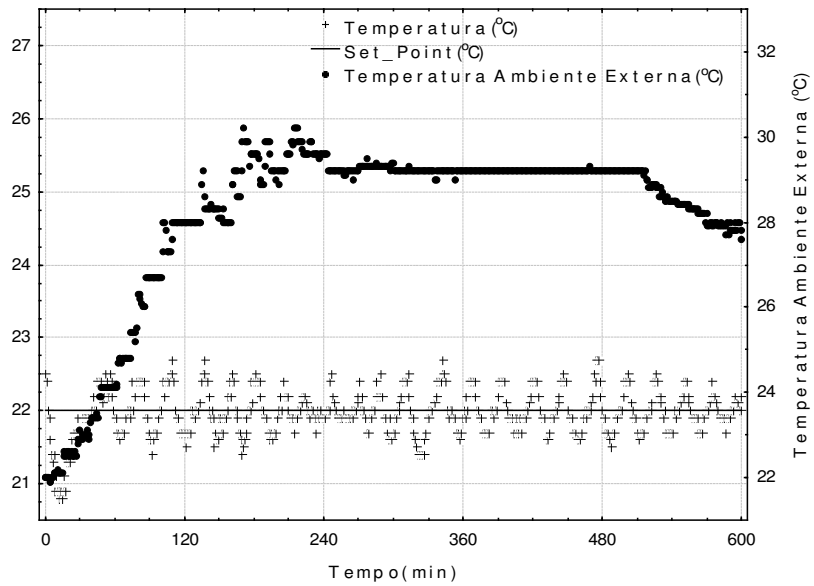
Figura H.1 – Comportamento da temperatura interna da sala 1 sob atuação do controlador PID



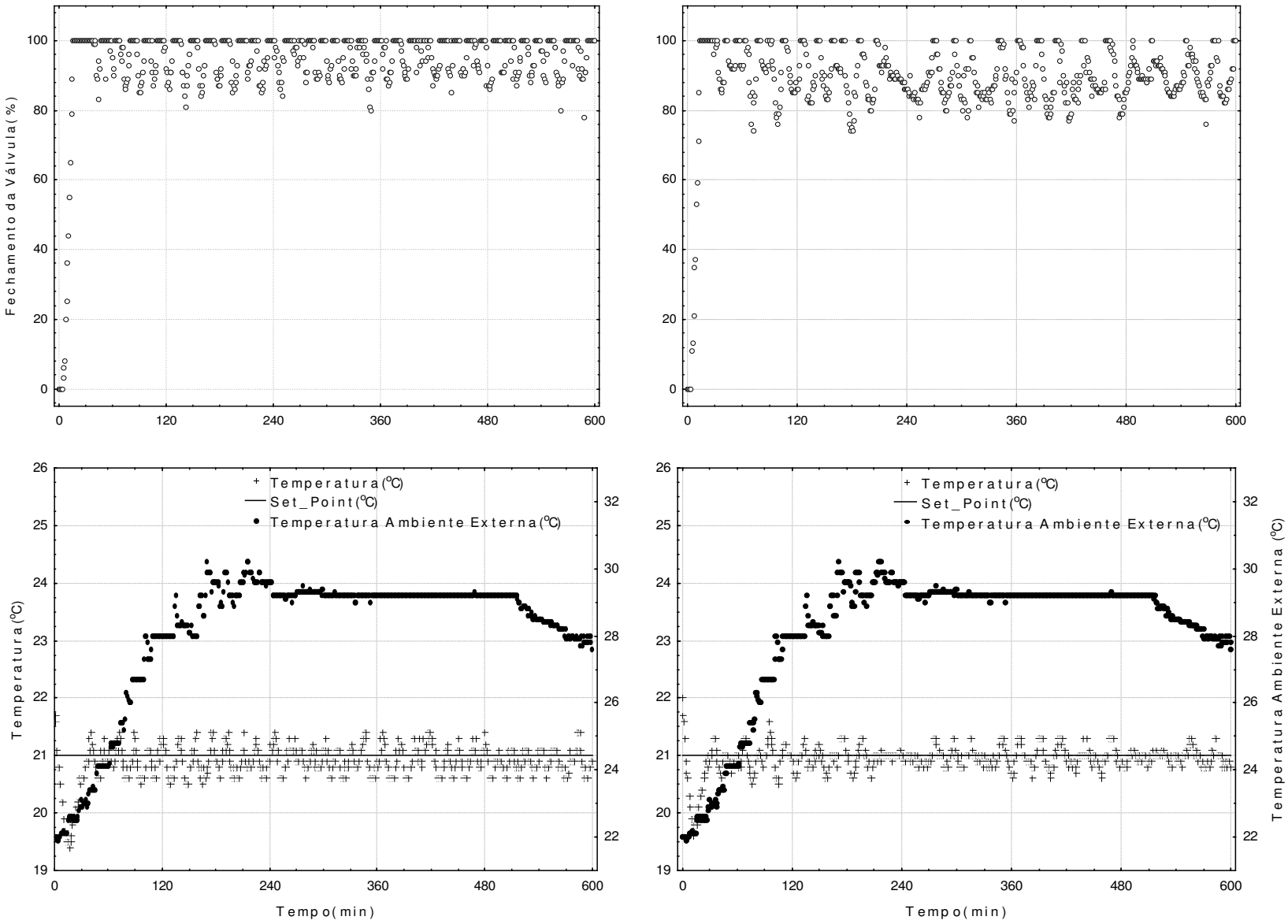




c) Sala 2




d) Sala 3

Figura H.2 – Comportamento das temperaturas internas das salas 2 e 3 sob atuação do controlador PID

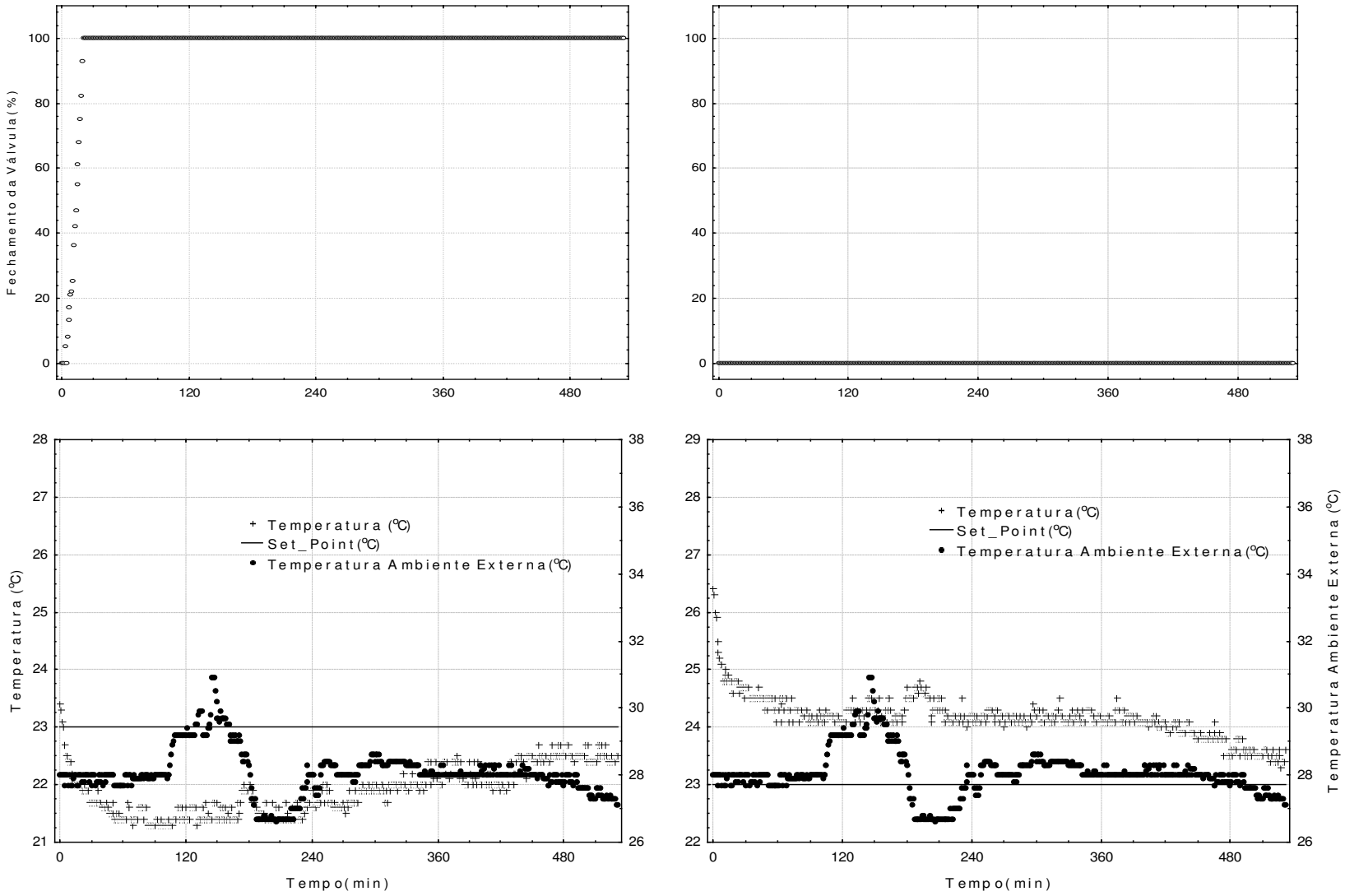



e) Sala 4

f) Sala 5

Figura H.3 - Comportamento das temperaturas internas das salas 4 e 5 sob atuação do controlador PID

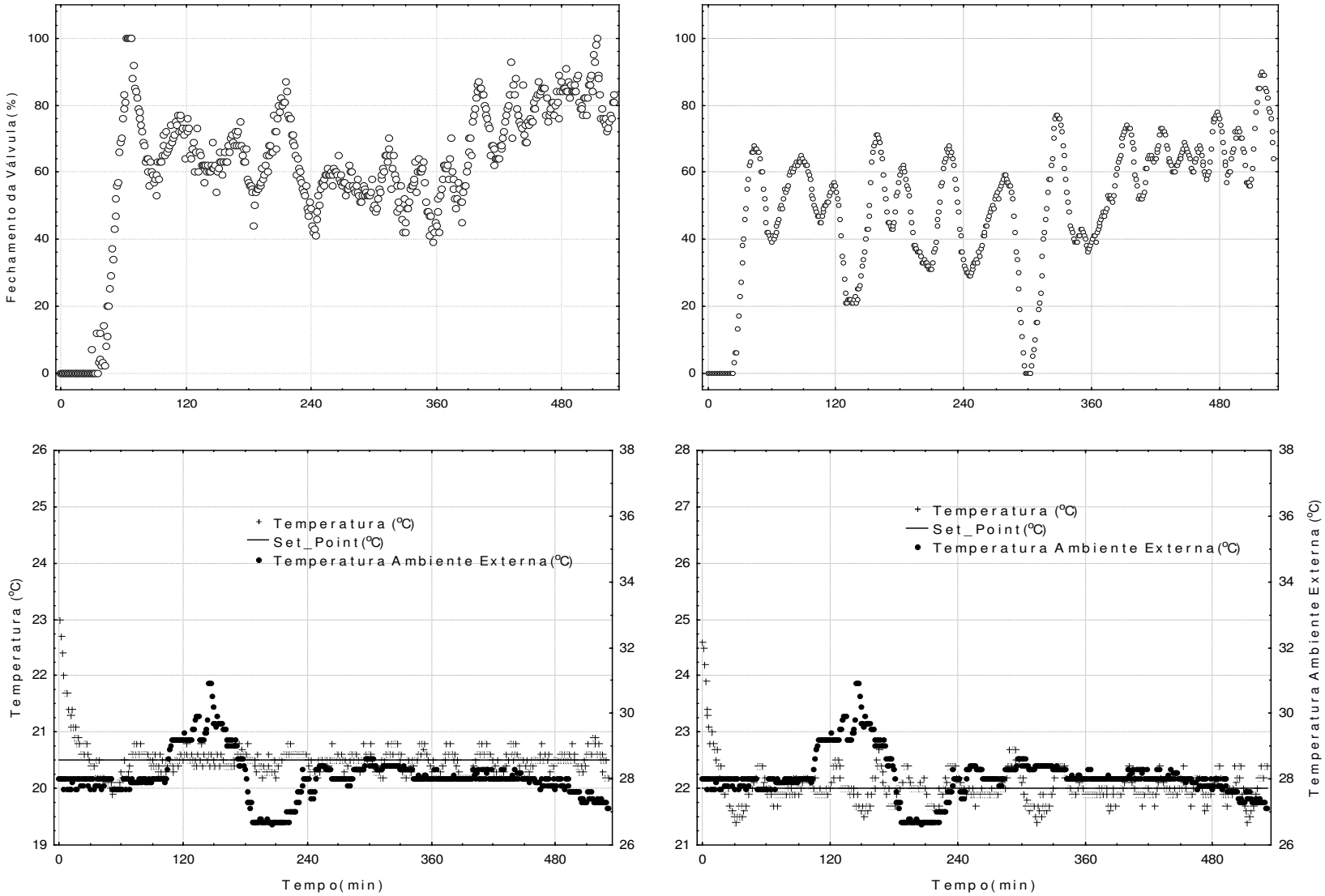
H.2. Ensaios referentes a atuação do controlador PID em operação cotidiana com simultânea




a) Sala 1 (fan-coil 1)

b) Sala 1 (fan-coil 6)

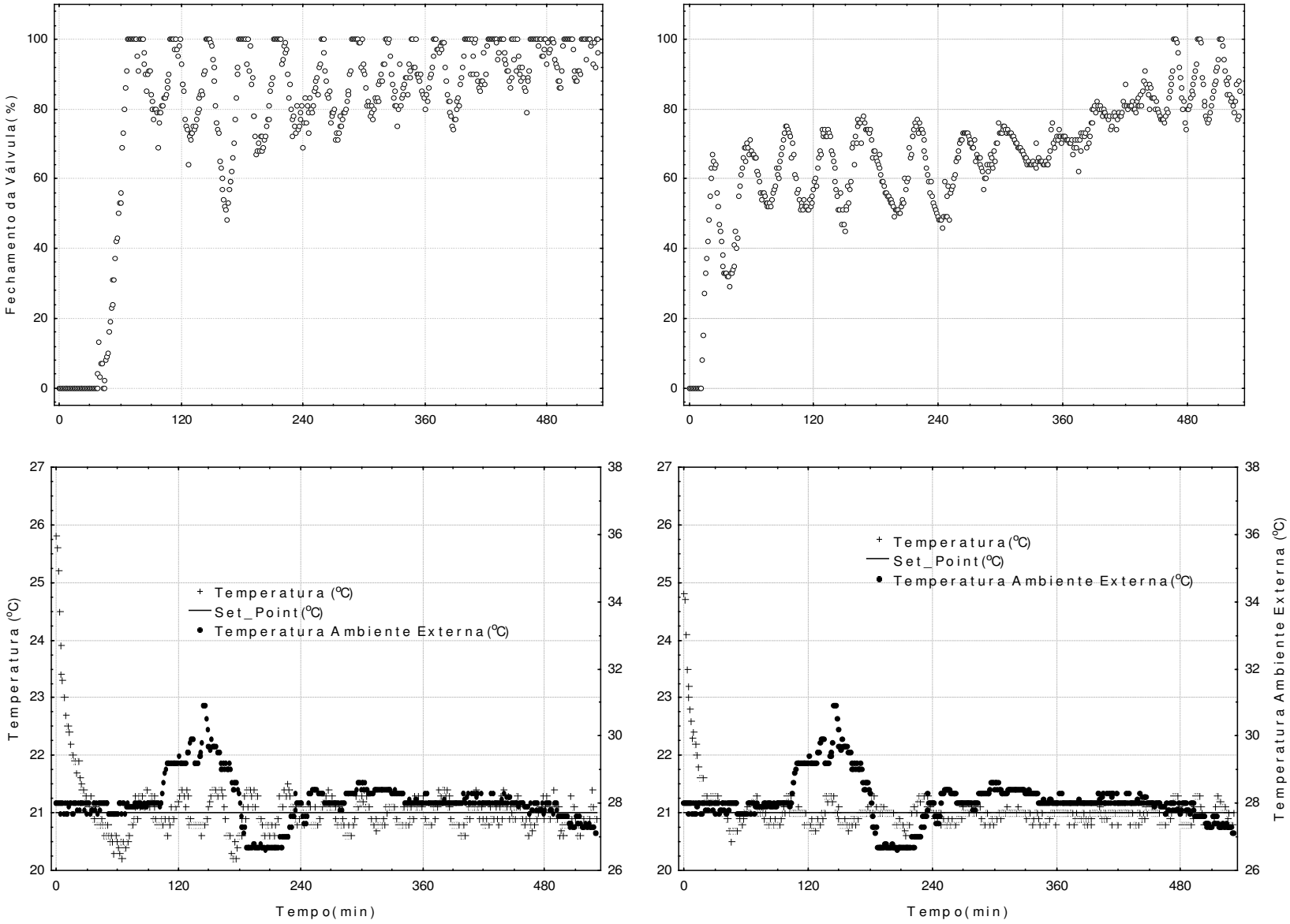
Figura H.4 – Comportamento da temperatura interna da sala 1 (fan-coils e 6) sob atuação do controlador PID




c) Sala 2

d) Sala 3

Figura H.5 – Comportamento das temperaturas internas das sala 2 e 3 sob atuação do controlador PID

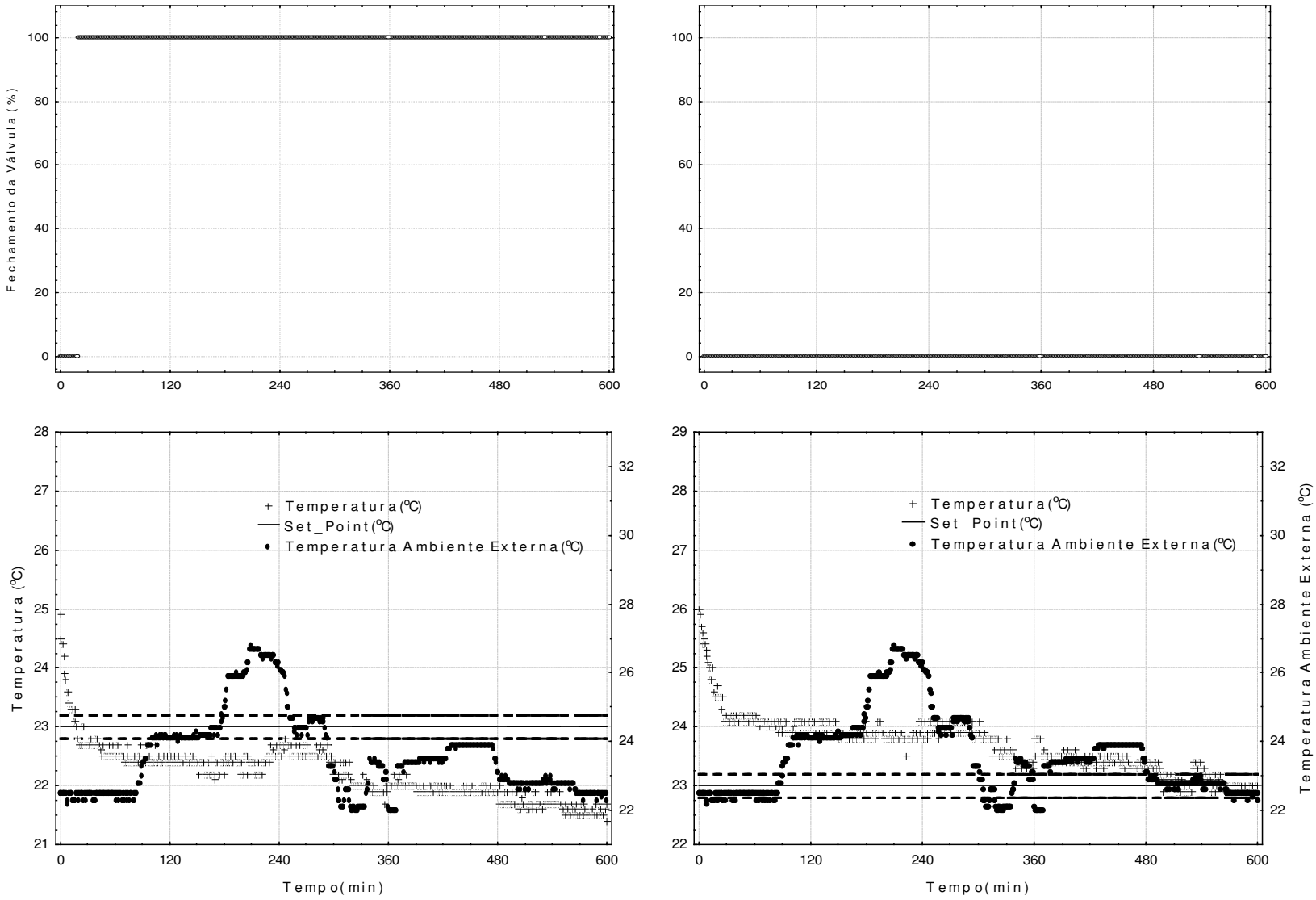



e) Sala 4

f) Sala 5

Figura H.6 - Comportamento das temperaturas internas das salas 4 e 5 sob atuação do controlador PID

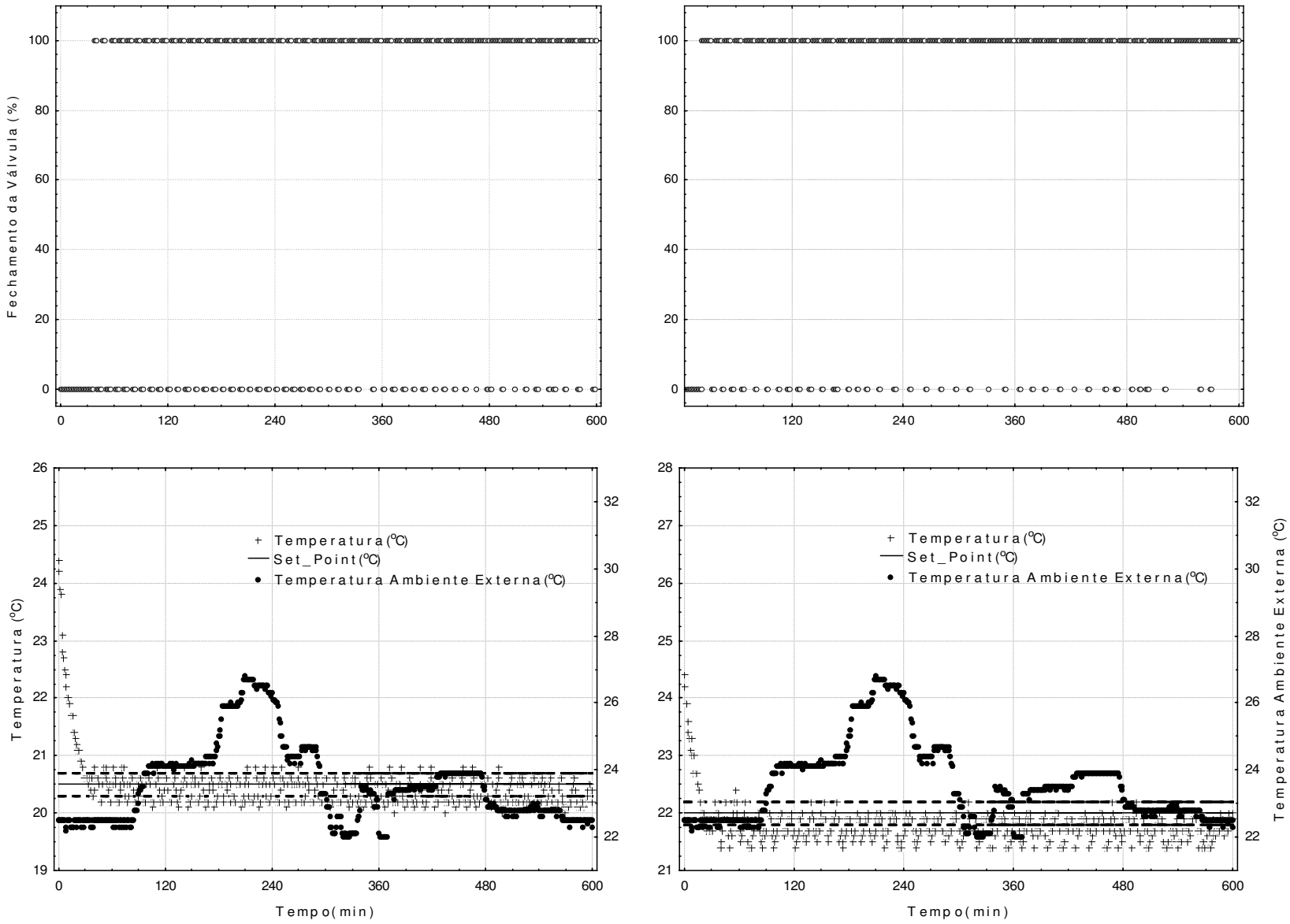
H.3. Ensaios referentes a atuação do controlador On-off com banda de 0,2 ºC em operação cotidiana com carga total




a) Sala 1 (fan-coil 1)

b) Sala 1 (fan-coil 6)

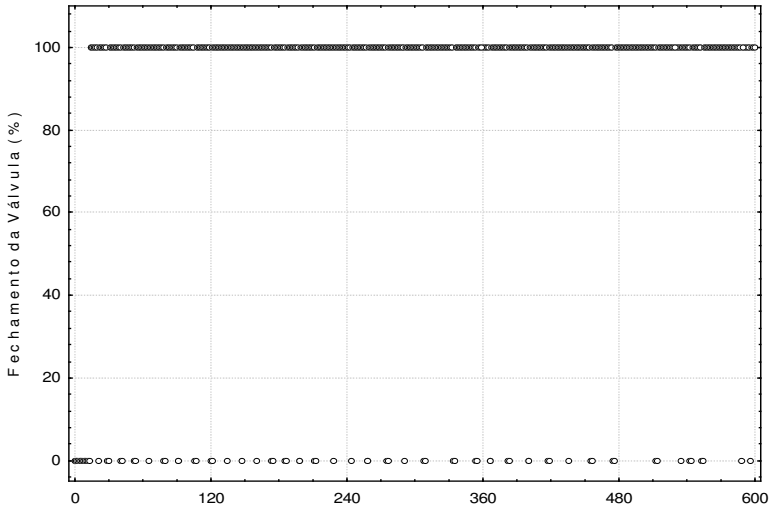
Figura H.7 - Comportamento da temperatura interna da sala 1 sob atuação do controlador On-off com banda de 0,2 ºC

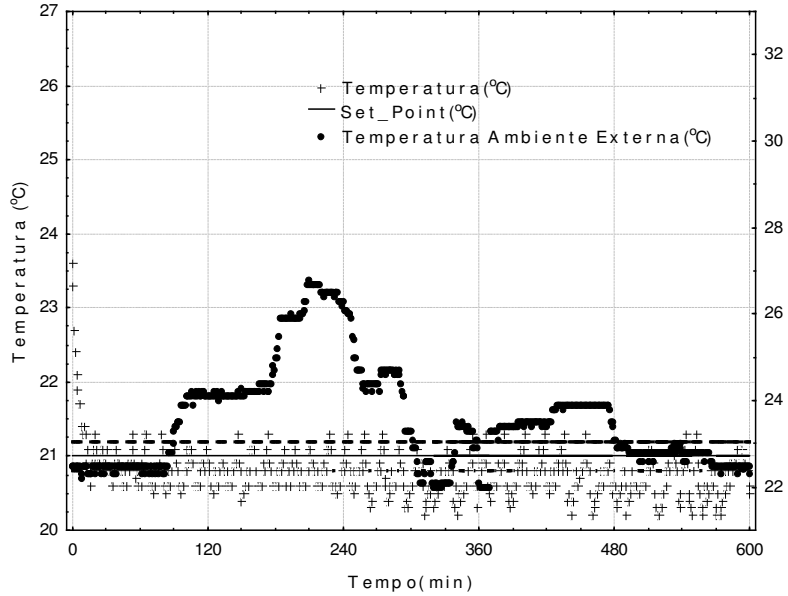



c) Sala 2

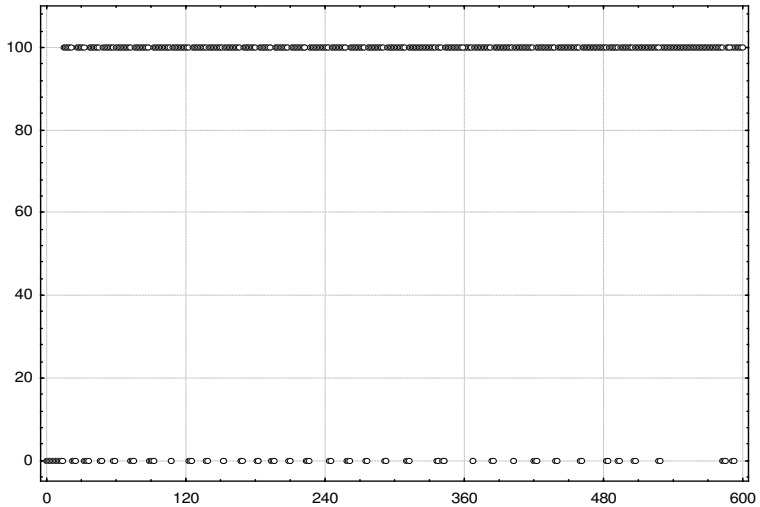
d) Sala 3

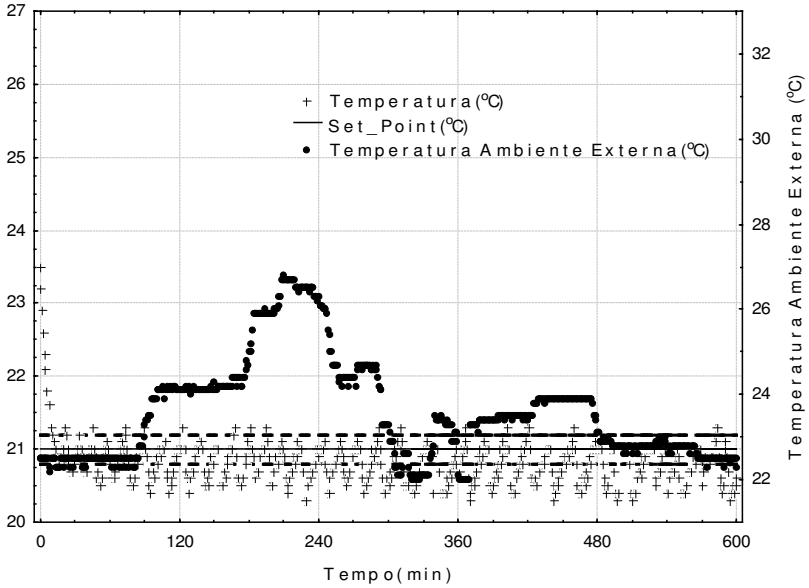
Figura H.8 - Comportamento das temperatura internas das salas 2 e 3 sob atuação do controlador On-off com banda de 0,2 ºC




e) Sala 4

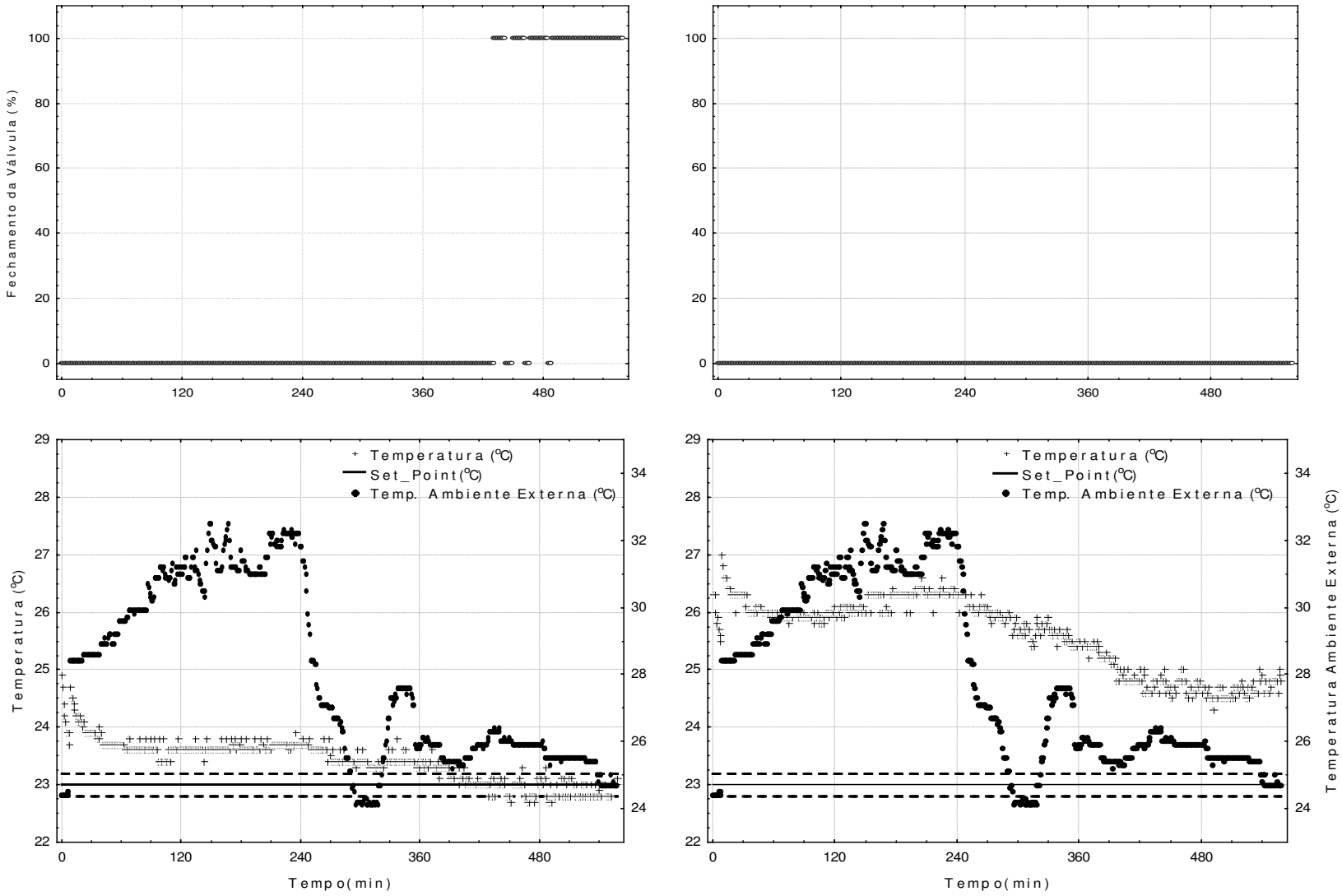



f) Sala 5

Figura H.9 – Comportamento das temperaturas internas das salas 4 e 5 sob atuação do controlador On-off com banda de 0,2 ºC

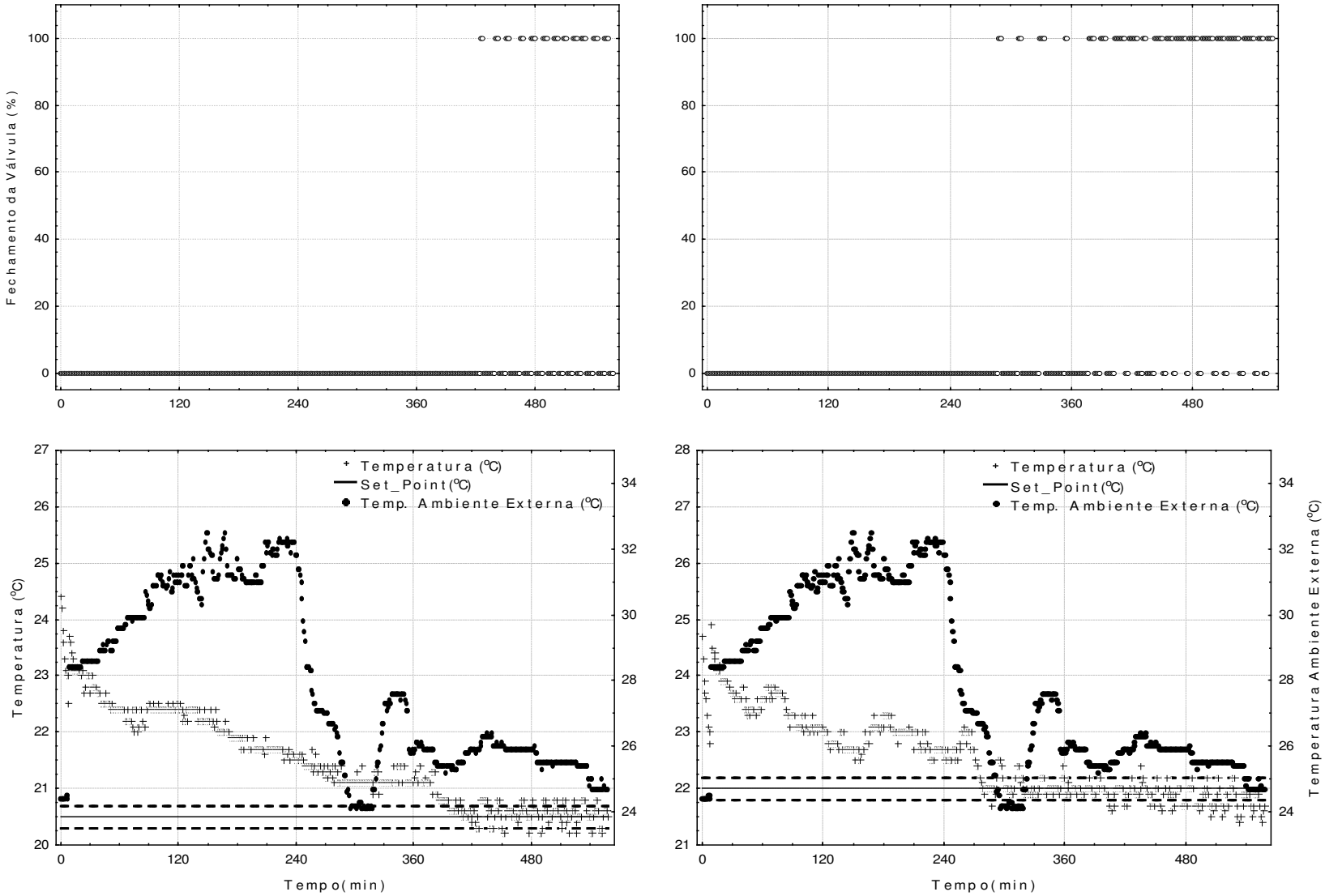
H.4. Ensaios referentes a atuação do controlador On-off com banda de 0,2 ºC em operação cotidiana com carga simultânea




a) Sala 1 (fan-coil 1)

b) Sala 1 (fan-coil 6)

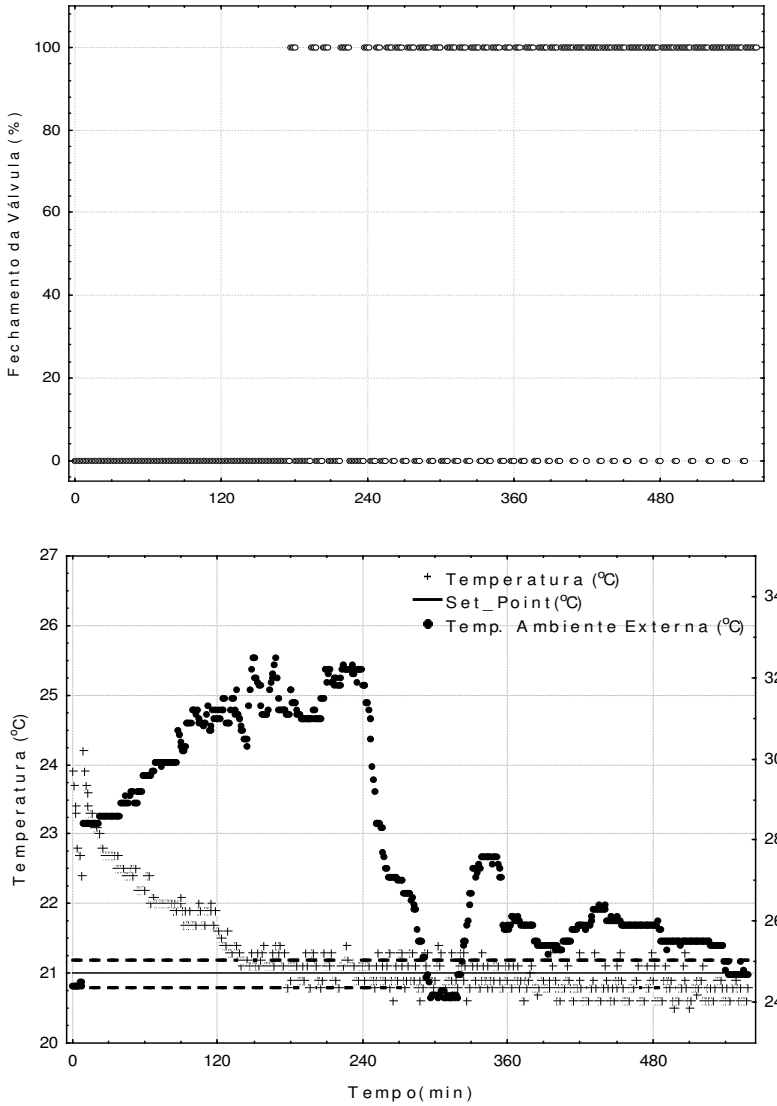
Figura H.10 – Comportamento da temperatura interna da sala 1 com o controlador On-off com banda de 0,2 ºC.



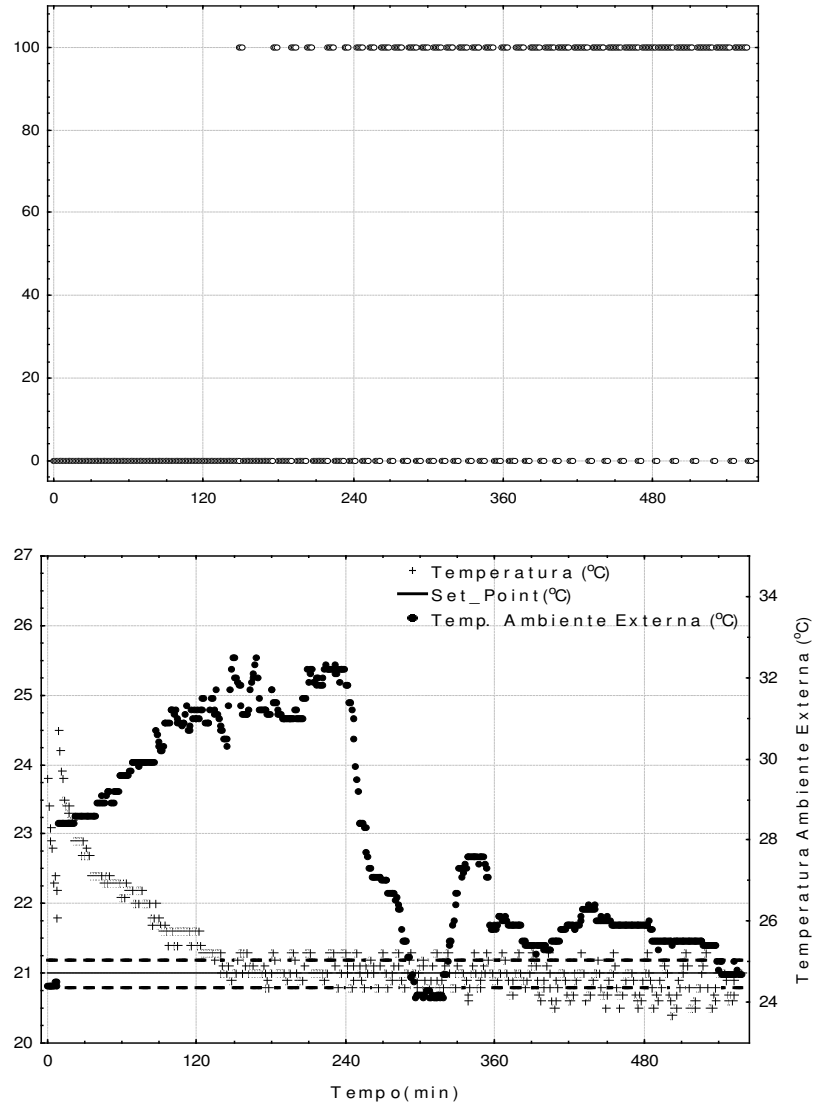

c) Sala 2

d) Sala 3

Figura H.11 – Comportamento das temperaturas internas das salas 2 e 3 com o controlador On-off com banda de 0,2 ºC.



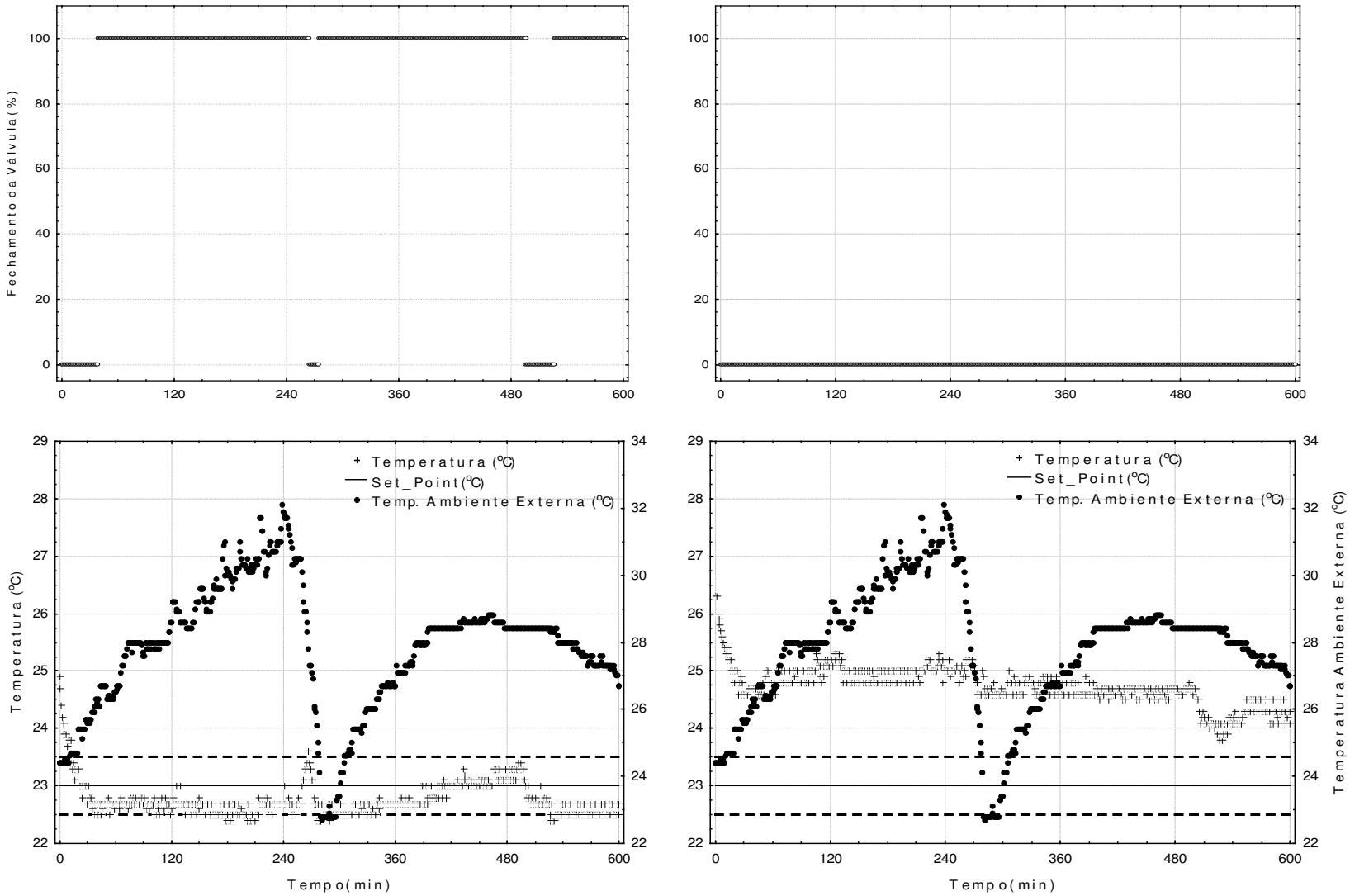

e) Sala 4




f) Sala 5

Figura H.12 – Comportamento das temperaturas internas das salas 4 e 5 com o controlador On-off com banda de 0,2 ºC.

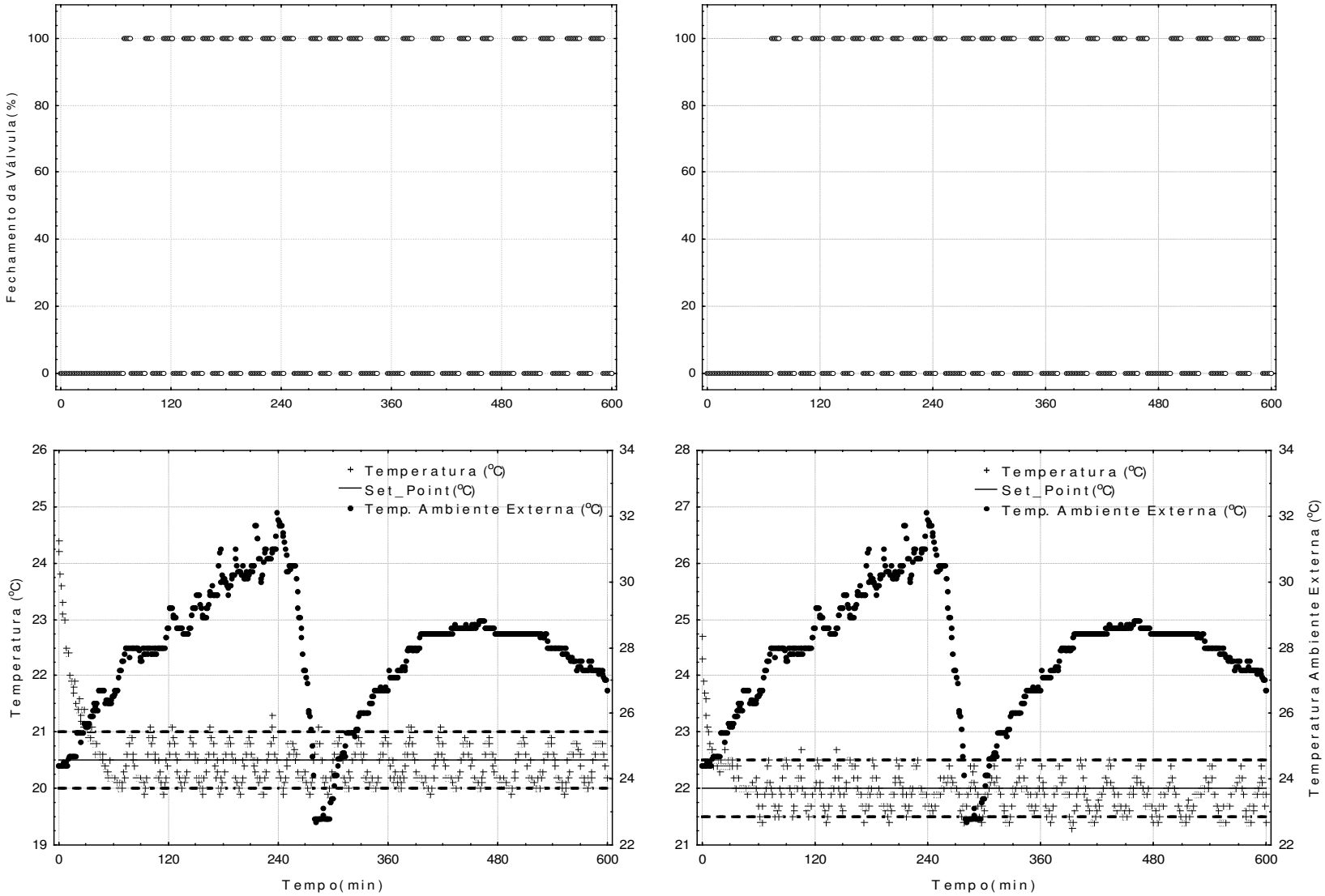
H.5. Ensaios referentes a atuação do controlador On-off com banda de 0,5 ºC em operação cotidiana com carga total




a) Sala 1

b) Sala 6

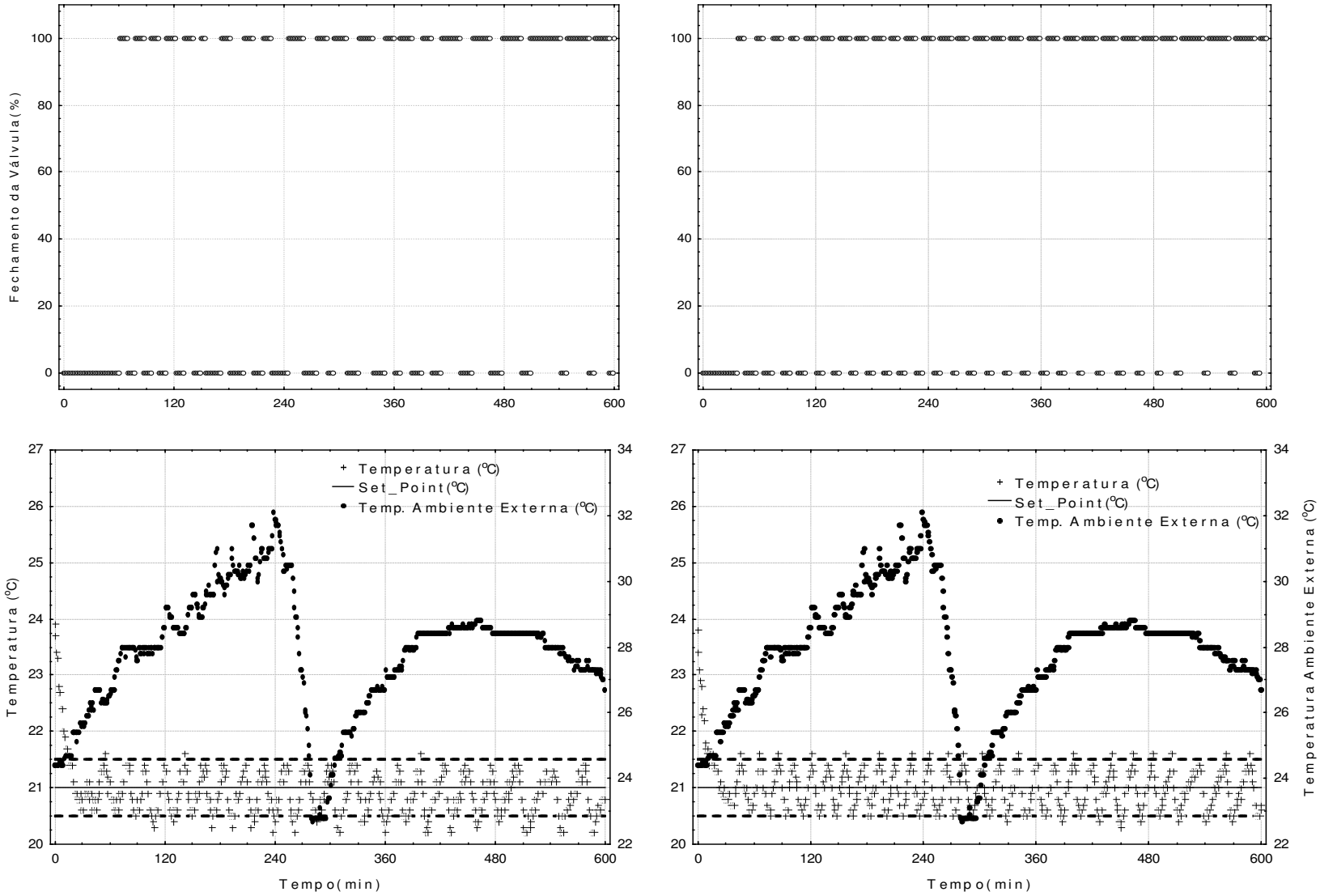
Figura H.13– Comportamento da temperatura interna da sala 1 sob atuação controlador On-off com banda de 0,5 ºC.




c) Sala 2

d) Sala 3

Figura H.14 – Comportamento das temperatura s internas das salas 2 e 3 sob atuação do controlador On-off com banda de 0,5 ºC

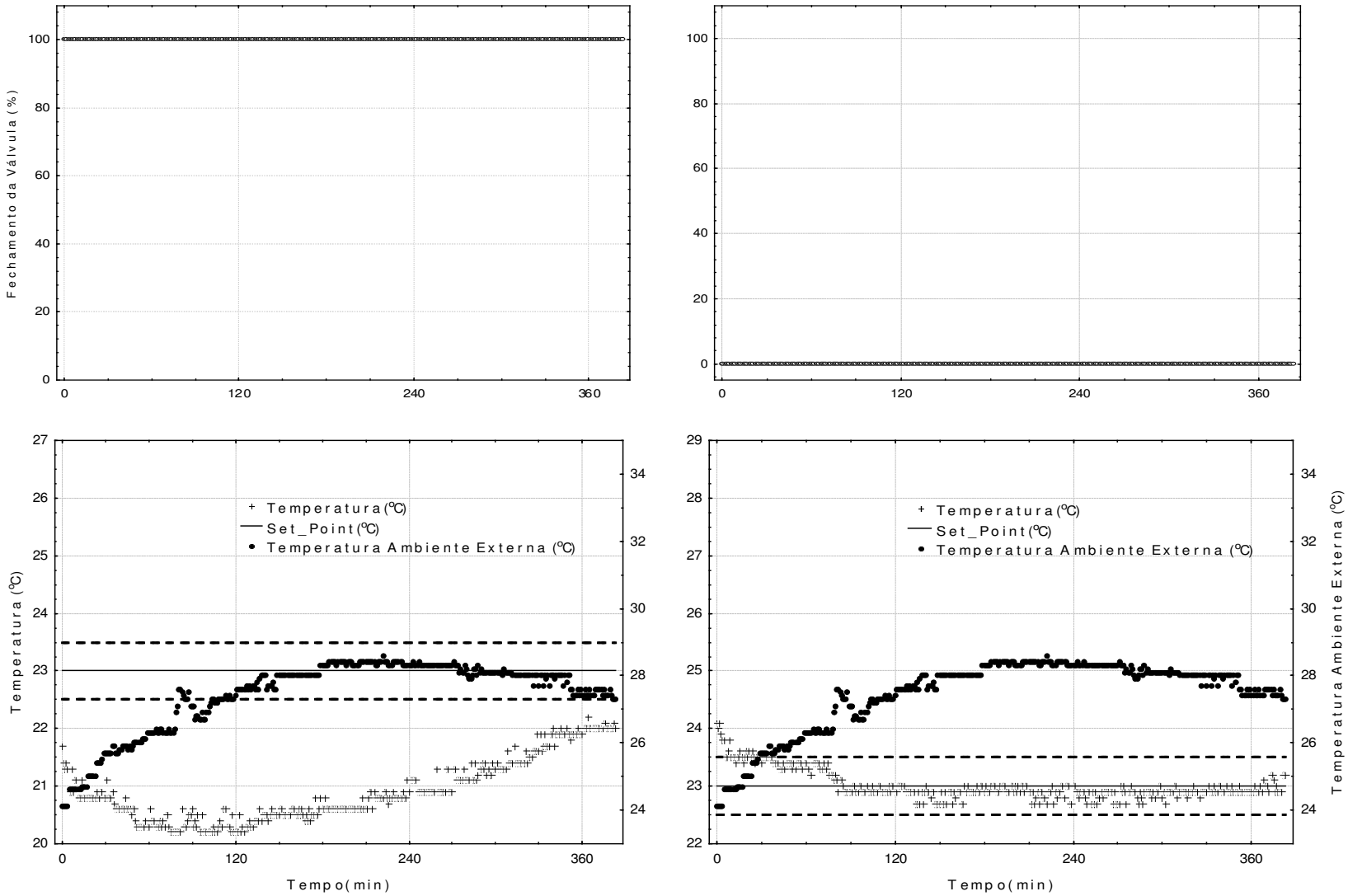



e) Sala 4

f) Sala 5

Figura H.15 – Comportamento das temperaturas internas das salas 4 e 5 sob atuação do controlador On-off com banda de 0,5 ºC

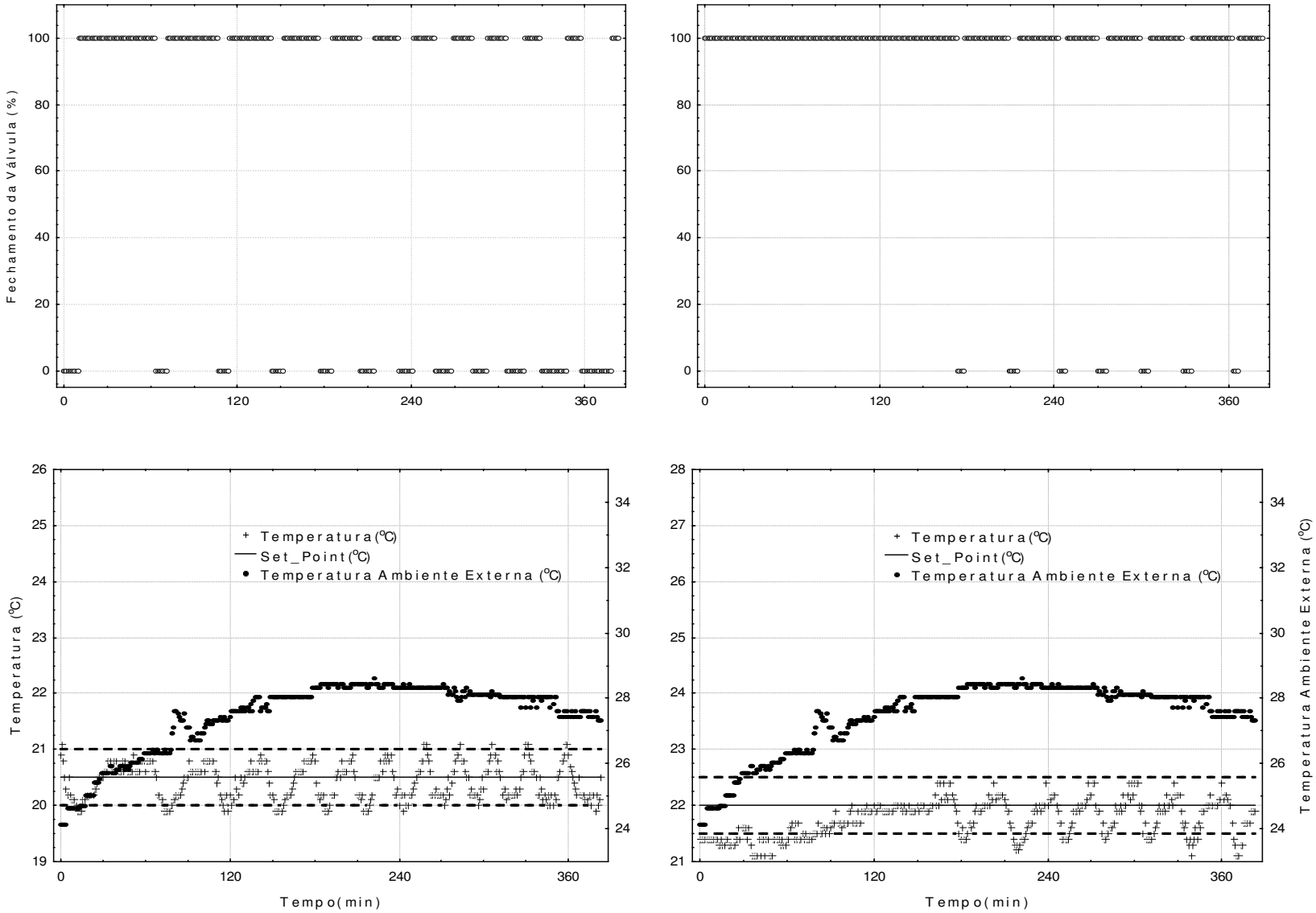
H.6. Ensaios referentes a atuação do controlador On-off com banda de 0,5 ºC em operação cotidiana com carga simultâneo




a) Sala 1

b) Sala 6

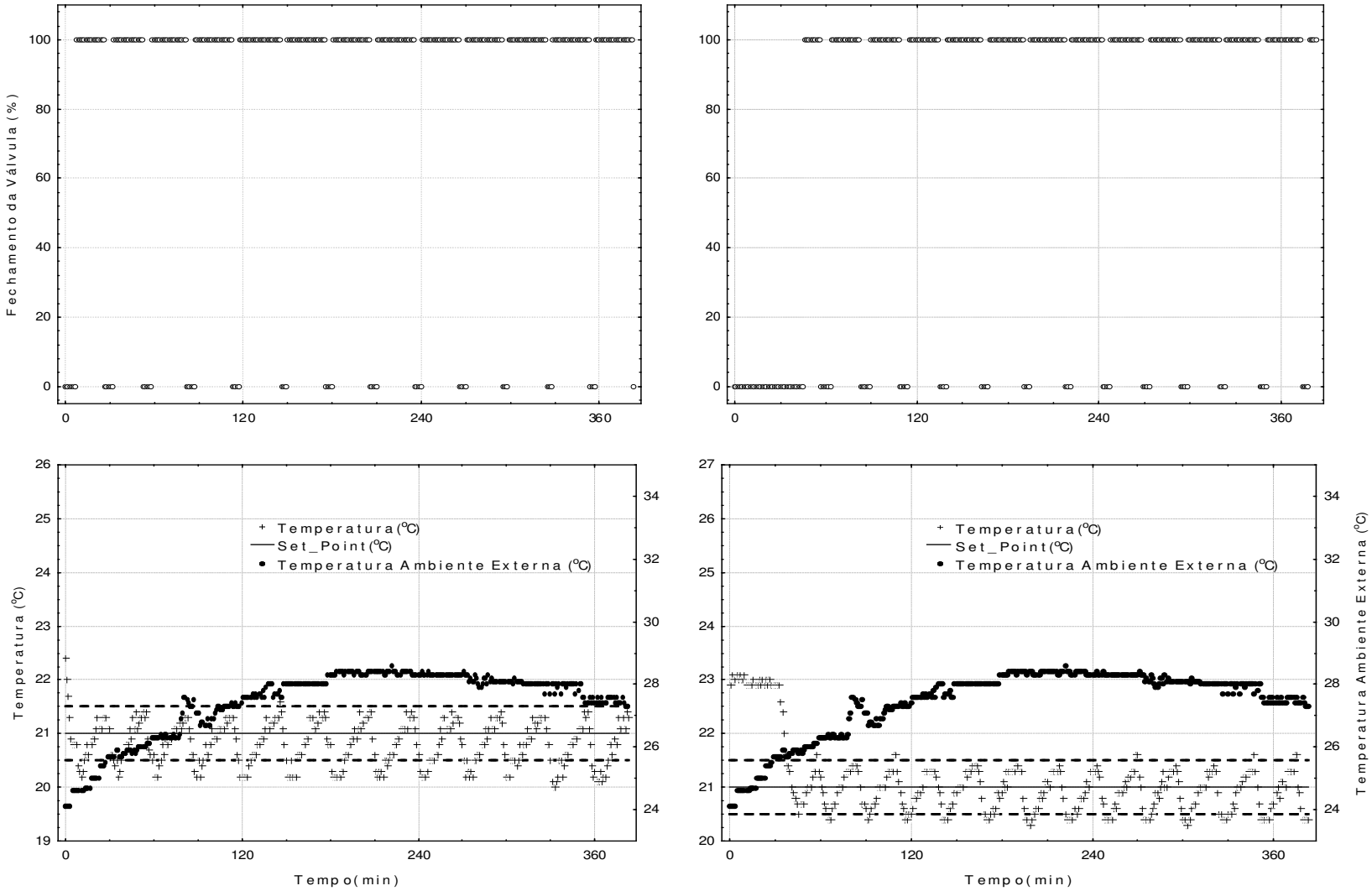
Figura H.16 – Comportamento da temperatura interna da sala 1 sob atuação do controlador On-off com banda de 0,5 ºC.




c) Sala 2

d) Sala 3

Figura H.17 – Comportamento das temperaturas internas das salas 1 sob atuação do controlador On-off com banda de 0,5 ºC




e) Sala 4

f) Sala 5

Figura H.18 – Comportamento das temperaturas interna das salas 4 e 5 sob atuação do controlador On-off com banda de 0,5 ºC