



COORDENAÇÃO DOS CURSOS DE PÓS-GRADUAÇÃO

UNICAMP

AUTORIZAÇÃO PARA QUE A UNICAMP POSSA FORNECER, A PRE-

ÇO DE CUSTO, CÓPIAS DA TESE A INTERESSADOS

Nome do Aluno: *Oscar Saul Hernandez Mendoza*

Nº de Identificação:

Endereço para Correspondência: *Caixa postal 429 - 38400 Uberlândia (MG)*

Curso: *Engenharia Mecânica*

Nome do Orientador: *Isaias de Carvalho Macedo*

Título da Dissertação ou Tese: *Características dinâmicas de um*

sistema gerador de água quente ou vapor
utilizando energia solar

Data proposta para a defesa:

(O Aluno deverá assinar um dos 3 itens abaixo)

1) Autorizo a Universidade Estadual de Campinas a partir des
ta data, a fornecer, a preço de custo, cópias de minha Dissertação ou
Tese a interessados.

11
Data

assinatura do aluno

2) Autorizo a Universidade Estadual de Campinas, a fornecer, a
partir de dois anos após esta data, a preço de custo, cópias de minha
Dissertação ou Tese a interessados.

113/83
Data

[Handwritten Signature]

assinatura do aluno

3) Solicito que a Universidade Estadual de Campinas me consul
te, dois anos após esta data, quanto à minha autorização para o forne
cimento de cópias de minha Dissertação ou Tese, a preço de custo, a in
teressados.

11
Data

assinatura do aluno

CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DE UM SISTEMA DE AQUECI-
MENTO DE ÁGUA E GERAÇÃO DE VAPOR UTILIZANDO ENER-
GIA SOLAR.

Agosto, 1982

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

"CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DE UM SISTEMA DE AQUECIMENTO DE
ÁGUA E GERAÇÃO DE VAPOR UTILIZANDO ENERGIA SOLAR"

Autor: Oscar Saul Hernandez Mendoza
Orientador: Isaias de Carvalho Macedo

Tese apresentada à Faculdade de
Engenharia da Universidade Esta-
dual de Campinas como parte dos
requisitos necessários para ob-
tenção do Título de "DOUTOR EM
ENGENHARIA MECÂNICA".

Agosto/1982

Tese apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica e a Divisão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia de Campinas como parte dos requisitos para a obtenção do título de "DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA"

OSCAR SAUL HERNANDEZ MENDOZA

Autor

"CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DE UM SISTEMA DE AQUECIMENTO DE ÁGUA E GERAÇÃO DE VAPOR UTILIZANDO ENERGIA SOLAR".

Esta tese foi julgada para a obtenção do título de "DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA" e aprovada em sua forma final pelo orientador e pelo Chefe da Divisão de Pós-Graduação.

Prof. Isaias de Carvalho Macedo
Orientador

Prof.

Chefe da Divisão de Pós-Graduação

Campinas, Estado de São Paulo - Brasil

I N D I C E

	Página
I. INTRODUÇÃO.....	1
II. SELEÇÃO DO MODO DE OPERAÇÃO DO SISTEMA.....	6
II.1 - Descrição dos Elementos, Sistemas de Controle e Características mais Importantes do Sistema Selecionado.....	8
III. DESCRIÇÃO DO PROTÓTIPO DE TESTES E ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DOS COMPONENTES.....	15
III.1 - Descrição do Protótipo de Testes.....	15
IV. MODELOS PARA A SIMULAÇÃO DOS COMPONENTES; TESTES DOS COMPONENTES E COMPARAÇÕES ENTRE OS RESULTADOS.....	29
IV.1 - Modelo Dinâmico dos Trocadores de Calor Intitulados "Evaporador" e "Preaquecedor".....	29
IV.1.1 - Exemplo de Aplicação da Metodologia para o Evaporador.....	30
IV.1.1.1 - Análise da Equação 4.1.....	31
IV.1.1.2 - Análise da Equação 4.2.....	32
IV.1.1.3 - Análise da Equação 4.3.....	33
IV.1.1.4 - Normas Gerais de Uso dos Modelos Matemáticos dos Trocadores de Calor.....	40
IV.2 - Modelo Dinâmico dos Coletores Concentrados de Parábola Composta (CPC).....	41
IV.2.1 - Metodologia Utilizada para Desenvolver os Modelos Matemáticos.....	41
IV.2.2 - Metodologia Utilizada para Estimar o Efeito de Cada Componente do Absorvedor no Transiente do Coletor.....	42

IV.2.3 - Balanços Energéticos nos Diferentes Componentes do Absorvedor.....	43
IV.2.4 - Normas Gerais de Uso do Modelo Matemático do Coletor.....	46
IV.3 - Modelo Dinâmico do Tanque de Armazenamento.....	48
IV.3.1 - Forma Geral de Uso do Modelo Matemático para o Tanque de Armazenamento....	52
IV.4 - Comparação dos Modelos Matemáticos com os Resultados Experimentais.....	53
IV.4.1 - Experiências Realizadas.....	53
IV.4.1.1 - Testes Individuais.....	53
IV.4.1.1.2 - Testes do Tanque de Armazenamento.....	56
IV.4.1.1.3 - Teste dos Trocadores de Calor.....	58
IV.4.2 - Conclusões e Comentários Para Cada Teste.....	61
IV.4.2.1 - Teste dos Coletores.....	61
IV.4.2.1.1 - Comentários sobre o Teste nº 1.....	62
IV.4.2.1.2 - Comentários sobre o Teste nº 2.....	62
IV.4.2.1.3 - Comentários sobre o Teste nº 3.....	63
IV.4.2.1.4 - Comentários sobre o Teste nº 4.....	63
IV.4.2.1.5 - Comentários sobre o Teste nº 5.....	64
IV.4.2.1.6 - Conclusões sobre os Testes dos Coletores.....	64
IV.4.2.2 - Teste do Armazenador.....	65

IV.4.2.2.1 - Comentários Sobre o Teste nº 6.....	65
IV.4.2.2.2 - Comentários Sobre o Teste nº 7.....	66
IV.4.2.2.3 - Comentários Sobre o teste nº 8.....	67
IV.4.2.2.4 - Comentários Sobre o teste nº 9.....	67
IV.4.2.2.5 - Conclusões Sobre os Testes do Arma- zenador.....	67
IV.4.2.3 - Teste dos Trocadores.....	68
IV.4.2.3.1 - Comentários Sobre o Teste nº 10.....	69
IV.4.2.3.2 - Comentários Sobre o Teste nº 11.....	70
IV.4.2.3.3 - Comentários Sobre o Teste nº 12.....	70
IV.4.2.3.4 - Comentários Sobre o Teste nº 13.....	70
IV.4.2.3.5 - Conclusões Sobre os Testes dos Tro- cadores de Calor.....	71
V. TESTES DE CONJUNTO, ESTUDOS DE OTIMIZAÇÃO, CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	97
V.1 - Testes de Conjunto.....	97
V.1.1 - Especificações dos Testes de Curto Pe- ríodo.....	97
V.1.2 - Comentários Sobre as Simulações de Conjunto.....	99
V.2 - Estudos de Otimização.....	103
V.2.1 - Análise do Comportamento Transiente dos Trocadores de Calor.....	104

- V.2.2 - Análise do Rendimento do Coletor Quando se Mudam os Materiais e Parâmetros Geométricos..... 105
- V.2.3 - Otimização do Rendimento do Campo de Coletores e do Sistema Gerador de Vapor..... 108
 - V.2.3.1 - Efeitos do Fluxo Através de um Modelo Coletor Sobre o Calor Coletado, Para Diferentes Níveis de Radiação e Curtos Períodos de Tempo..... 108
 - V.2.3.2 - Efeitos do Fluxo Através do S.C., do S.P. e da Temperatura de Descarga do Armazenador Sobre o Rendimento Térmico do Gerador de Vapor..... 109
 - V.2.3.2.1 - Comentários Sobre os Resultados Obtidos no caso de Utilizar Campo de Coletores em Série..... 109
 - V.2.3.2.2 - Comentário Sobre os Resultados Obtidos no caso de Campo de Coletores em Paralelo..... 109
 - V.2.3.3 - Otimização do Tamanho do Campo de Coletores e Suas Relações com o Fluxo Através do S.C. Para Obter Rendimento Térmico do S.G.V. Máximo, simulando a Operação Diária do S.G.V..... 112
 - V.2.3.4 - Comportamento do Sistema Gerador de Vapor e do Sistema Coletor, Quando se Muda o Tamanho do Campo Coletor e a Massa Contida no Armazenador..... 117
- V.2.4 - Conclusões e Recomendações Finais..... 118
 - V.2.4.1 - Conclusões Finais..... 118

V.2.4.2 - Recomendações Finais.....	120
-------------------------------------	-----

ANEXO A - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DOS COMPONENTES DO SISTEMA PROTÓTIPO GERADOR DE VAPOR.....	156
A.1 - Tanque Armazenador.....	157
A.2 - Trocador de Prê-Aquecimento.....	157
A.3 - Trocador-Evaporador.....	158
A.4 - Vaso de Pressurização.....	159
A.5 - Compressor de Ar.....	159
A.6 - Bombas de Circulação.....	159
A.7 - Instrumentação e Controle.....	160
A.8 - Equipamentos de Controle.....	160
A.9 - Fluido Térmico.....	161
A.10 - Especificação dos Módulos Coletores.....	161
ANEXO B - MODELOS MATEMÁTICOS ADICIONAIS DE COLETOR DE FAIXA CONCENTRAÇÃO TIPO PARÁBOLA COMPOSTA.....	163
B.1 - Modelos Matemáticos Adicionais do Coletor Concentrador Tipo CPC.....	164
B.1.1 - Modelo B.1.....	164
B.1.1.1 - Balanço Energético no Absorvedor do Coletor.....	164
B.1.2 - Modelo B.2.....	170
B.1.2.1 - Balanço Energético no Absorvedor do Coletor.....	170
B.1.2.2 - Forma Geral de Uso do Modelo Matemático B ₂	173
ANEXO C - AVALIAÇÃO DOS ERROS EXPERIMENTAIS.....	177
C.1 - Erro nas Medidas de Temperaturas.....	178
C.1.1 - Erros do Registrador Phillips.....	178

C.1.2 - Erros Devidos ao Sensor.....	178
C.1.3 - Erros Devidos a Efeitos Transien tes.....	178
C.1.4 - Diferenças Entre Resultados Expe rimentais e de Simulação por Lo- calização dos Sensores em Pontos não Previstos nos Modelos.....	178
C.1.5 - Erros nas Medidas de Fluxo.....	180
C.1.6 - Erro na Estimativa da Energia So lar Incidente.....	183
C.1.7 - Erros na Estimativa da Eficiência Ótica do Coletor.....	185
 ANEXO D - RESULTADOS DA CALIBRAÇÃO DOS ORIFÍCIOS DO S.C. e S.P.....	194
D.1 - Calibração dos Orifícios Utilizados para Medir o fluxo Através do Sistema Coletor e do Sistema Trocador.....	195
D.1.1 - Orifícios do Sistema Coletor.....	195
D.1.2 - Orifícios do Sistema Trocador.....	196
 ANEXO E - CÁLCULO DO FLUXO ATRAVÉS DE NORMA "ASME".....	200
E.1 - Cálculo do Fluxo Através de Orifícios.....	201
E.1.1 - Determinação do Coeficiente de Descarga.....	201
E.1.2 - Determinação da Queda de Pressão....	201
E.1.3 - Dados Sobre as Propriedades do Silicone.....	201
 ANEXO F - LISTAGENS DOS PROGRAMAS DE COMPUTADOR UTILIZADOS NOS DIFERENTES COMPONENTES DO SISTEMA GERADOR.....	206
F.1 - Programa do Tanque de Armazenamento.....	207
F.1.1 - Simbologia do Programa do Armaze nador.....	209

F.2 - Programa dos Trocadores de Calor.....	211
F.2.1 - Simbologia do Programa dos Trocadores (Evaporador e Preaquecedor).....	214
F.3 - Programa do Coletor.....	218
F.3.1 - Simbologia Usada no Programa do Coletor.....	220
 ANEXO G - PROGRAMA DO SISTEMA GERADOR DE VAPOR PARA SIMULAÇÕES DIÁRIAS, CAMPO DE COLETORES EM SÉRIE E FLUXOGRAMAS DOS PRINCIPAIS PROGRAMAS UTILIZADOS NAS DIVERSAS SIMULAÇÕES REALIZADAS.....	 223
G.1 - Programa Completo do Sistema Gerador de Vapor.....	224
G.2 - Fluxograma do Programa dos Trocadores de Calor.....	233
G.3 - Fluxograma do Programa do Tanque Armazenador.....	234
G.4 - Fluxograma do Programa Utilizado Para Simular e Otimizar a operação em curtos períodos de tempo do S.G.V. com Campo de Coletores em Série.....	237
G.5 - Fluxograma do Programa Utilizado Para Simular a Operação em Períodos Diários do S.G.V. com Campo de Coletores em Série.....	240
G.6 - Fluxograma do Programa do Campo de Coletores, em Série.....	246
G.7 - Símbolos Utilizados nos Programas do Sistema Gerador de Vapor.....	250
 BIBLIOGRAFIA	 259

ÍNDICE DE FIGURAS

	Página
FIGURA 2.1	10
- Esquema de Gerador de Vapor Solar Ref. (7).....	10
FIGURA 2.2	10
- Gerador de Vapor Solar Ref. (11).....	10
FIGURA 2.3	11
- Modelo de Sistema Solar Indireto Ref.(8)..	11
FIGURA 2.4	12
- Aquecedor de Ar Solar Automático Ref.(2)..	12
FIGURA 2.5	13
- Sistema Solar Básico Ref. (6).....	13
FIGURA 2.6	13
- Sistema Gerador de Água Quente Solar Ref. (10).....	13
FIGURA 2.7	14
- Sistema Solar Típico Ref. (9).....	14
FIGURA 3.1	19
- Sistema de Geração de Vapor (componen- tes, controles e instrumentos de regis- tro.....	19
FIGURA 3.2	20
- Conjunto do Sistema Protótipo de Tes- tes em Fase de Montagem.....	20
FIGURA 3.3	20
- Conjunto do Sistema Prototipo de Tes- tes pronto para Uso.....	20
FIGURA 3.4(a)	21
- Interior do Absorvedor.....	21
FIGURA 3.4(b)	21
- Superfície Refletora.....	21
FIGURA 3.4(c)	21
- Módulo Coletor	21
FIGURA 3.5	22
- Sistema de Coletores em Paralelo.....	22
FIGURA 3.6	23
- Sistema de Coletores em Série.....	23

FIGURA 3.7(a)	- Campo de Coletores Observado do Oeste.....	24
FIGURA 3.7(b)	- Campo de Coletores Observado do Leste.....	24
FIGURA 3.8(a)	- Tanque de Armazenamento em Fase de Montagem, sem Isolamento.....	25
FIGURA 3.8(b)	- Tanque de Armazenamento Isolado.....	25
FIGURA 3.9	- Bomba do Sistema Solar.....	26
FIGURA 3.10	- Trocadores de Calor em Fase de Montagem, sem Isolamento.....	27
FIGURA 3.11	- Trocadores de Calor, Isolados, Pronto para Testes.....	27
FIGURA 3.12	- Tanque Reservatório de Água Visto de Costas.....	28
FIGURA 3.13	- Tanque Reservatório de Água visto de Frente.....	28
FIGURA 4.1	- Esquema do Pré-Aquecedor.....	76
FIGURA 4.2	- Esquema das Serpentinhas do Pré-Aquecedor, e Especificações Técnicas.....	77
FIGURA 4.3	- Detalhes Construtivos dos Trocadores de Calor.....	78
FIGURA 4.4	- Esquema do Evaporador.....	79
FIGURA 4.5	- Esquema da Serpentina do Evaporador e Especificações Técnicas.....	80
FIGURA 4.6	- Detalhes Construtivos dos Trocadores de Calor.....	78

FIGURA 4.7	- Esquema do Coletor CPC.....	81
FIGURA 4.8	- Especificações Técnicas do Absorvedor.....	81
FIGURA 4.9	- Tanque de Armazenamento Parcialmente Estratificado, cada Camada Considerada a Temperatura Uniforme.....	82
FIGURA 4.10	- Teste Individual do Módulo Coletor (Nº 1).....	83
FIGURA 4.11	- Teste Individual do Módulo Coletor (Nº 2).....	84
FIGURA 4.12	- Teste Individual do Coletor (Nº 3).....	85
FIGURA 4.13	- Teste de Transiente do Coletor (Nº 4).....	86
FIGURA 4.14	- Teste do Transiente do Coletor (Nº 5).....	87
FIGURA 4.15	- Posição dos Sensores de Temperatura no Tanque de Armazenamento.....	88
FIGURA 4.16	- Teste de Carregamento do Tanque de Armazenamento (Nº 6).....	89
FIGURA 4.17	- Teste de Carregamento do Tanque de Armazenamento (Nº 7).....	90
FIGURA 4.18	- Teste de Descarregamento do Tanque de Armazenamento (Nº 8).....	91
FIGURA 4.19	- Teste de Carregamento e Descarregamento (Nº 9).....	92
FIGURA 4.20	- Detalhe da Instalação dos Termopares.....	88

FIGURA 4.21	- Teste do Trocador Evaporador (Nº 10).....	93
FIGURA 4.22	- Teste do Trocador Pré-Aquecedor (Nº 11).....	94
FIGURA 4.23	- Teste do Trocador Evaporador (Nº 12).....	95
FIGURA 4.24	- Teste do Trocador Pré-Aquecedor (Nº 13).....	96
FIGURA 5.1	- Experiência Nº 13, Dia 26/07/82, hora 11:30, Campo de Coletores em Série.....	123
FIGURA 5.2	- Registro do Teste Nº 14, dia 27/07/81, hora 12:00 , Campo de Coletores em Para lelo.....	124
FIGURA 5.3	- Registro do Teste Nº 15, dia 18/11/80, Campo de Coletores em Série.....	125
FIGURA 5.4	- Radiação Global Incidente no dia 18/11/80, (Radiação Difusa 166 W/m^2).....	126
FIGURA 5.5	- Localização dos Pontos de Medida de Tem peratura e Definição das Diferentes Per das de Temperatura ao Longo dos Compo - nentes do Sistema Gerador de Vapor com Campo de Coletores em Série.....	127
FIGURA 5.6	- Comparação entre a Simulação e os dados Experimentais no Evaporador, Teste Nº 13, Dia 26/07/81, Campo de Coletores em Série.....	128
FIGURA 5.7	- Comparação entre a Simulação e os dados Experimentais no Preaquecedor, Teste Nº 13, Dia 26/07/81, Campo de Coletores em Série.....	129

- FIGURA 5.8 - Comparação entre a Simulação e os Dados Experimentais no Armazenador, Teste Nº 13 , dia 26/07/82, Campo de Coletores em Série.... 130
- FIGURA 5.9 - Localização dos Pontos de Medida de Temperatura e Definição das Diferentes Perdas de Temperatura ao Longo dos Componentes do Sistema Gerador de Vapor com Campo de Coletores em Paralelo..... 131
- FIGURA 5.10 - Comparação entre Simulação e Dados Experimentais nos Trocadores, Teste Nº 14, dia 27/07/81, Campo de Coletores em Paralelo..... 132
- FIGURA 5.11 - Comparação entre Simulação e Dados Experimentais no Armazenador, Teste Nº 14, dia 27/07/81, Campo de Coletores em Paralelo..... 133
- FIGURA 5.12 - Simulação Diária do S.G.V., Dia 18/11/80 , Campo de Coletores em Série, Teste Nº 15..... 134
- FIGURA 5.13 - Resposta a Degrau do Evaporador em Função do Fluxo de Massa Através do Trocador (Tese = 333°K)..... 135
- FIGURA 5.14 - Resposta a Degrau do Evaporador em Função do Fluxo de Massa através do Trocador (Tese = 353°K)..... 136
- FIGURA 5.15 - Resposta a Degrau do Evaporador em Função do Fluxo de Massa de Silicone Através do Trocador (Tese = 373°K)..... 137
- FIGURA 5.16 - Resposta a Entrada em Degrau do Preaquecedor em Função do Fluxo de Massa de Silicone Através do Trocador (Tesp = 333°K)..... 138
- FIGURA 5.17 - Resposta a Degrau do Preaquecedor em Função do Fluxo de Massa de Silicone Através do Trocador (Tesp = 353°K)..... 139

FIGURA 5.18	- Resposta à Degrau do Preaquecedor em Função do Fluxo de Massa, Através do Trocador (Tesp = 373 ^o K).....	140
FIGURA 5.19	- Efeito dos Materiais e Parâmetros Físicos no Rendimento Térmico do Coletor, Mantendo Radiação Solar Incidente Constante durante 60 Minutos, em Relação ao Rendimento do Módulo Coletor usado nos Testes.....	141
FIGURA 5.20	- Resposta a Degrau do Módulo Coletor (6m ²), com Radiação Solar Constante (500 W/m ²), em Função do Fluxo de Massa Através do Coletor.....	142
FIGURA 5.21	- Resposta a Degrau do Módulo Coletor (6m ²), com Radiação Solar Constante (900 W/m ²), em função do Fluxo de Massa Através do Coletor..	143
FIGURA 5.22	- Resposta a Passagens de Nuvens do Módulo Coletor em Função do Fluxo de Massa; Radiação Solar Inicial 500 W/m ²	144
FIGURA 5.23	- Resposta a Passagens de Nuvens, do Módulo Coletor em Função do Fluxo de Massa, Radiação Solar Inicial 900 W/m ²	145
FIGURA 5.24	- Rendimento do Sistema Gerador de Vapor, Simulando Curtos Períodos de Tempo em Função do Fluxo de Massa Através do S.C. e da Radiação Solar para Campo de Coletores em Série.....	146
FIGURA 5.25	- Rendimento do Sistema Gerador de Vapor, Simulando curtos períodos de Tempo em função do Fluxo de Massa Através do Sistema S.C e da Radiação Solar para Campo de Coletores em Paralelo.....	147

- FIGURA 5.26 - Fluxos Específicos Através do S.C., que proporcionam rendimento máximo do S.G.V., do campo de coletores em paralelo..... 110
- FIGURA 5.27 - Rendimento do Campo de Coletores em Série (S.C.) e do Sistema Gerador de Vapor (S.G.V.) em Função do Número de Módulos Coletores em Série e do Fluxo de Massa através do S.C..... 148
- FIGURA 5.28 - Massa de Vapor Gerado em Função do Fluxo de Massa Através do S.C. e do Número de Módulos Coletores em Série..... 149
- FIGURA 5.29 - Rendimento do S.C. e do S.G.V. em Função do Número de Módulos Coletores em Série, para o Fluxo de 0.14 Kg/seg Através do S.C. e 0.078 Kg/seg. Através do Sistema dos Processos..... 150
- FIGURA 5.30 - Rendimento do S.C. e do S.G.V., e Massa do Vapor Gerado para Cinco Ramais em Paralelo com 0,14 Kg/seg por Ramal Paralelo, em Função do Número de Módulos em Série por Ramal Paralelo..... 151
- FIGURA 5.31 - Massa de Vapor Gerado e Rendimento do S.C. em Função do Aumento de Massa do Armazenador e do Nº de Módulos por Ramal Paralelo, para Campo de Coletores com cinco ramais Paralelos. Fluxo no SC = 0,7 Kg/seg; Fluxo no SP = 0,078 Kg/seg Simulação Diária..... 152
- FIGURA 5.32 - Massa de Vapor Gerado Máxima para Campo de Coletores com Cinco Ramais em Paralelo (Fluxo no SC 0,7 Kg/seg; Fluxo no SP = 0,078 Kg/seg) em Função do Número de Módulos em Série por Ramal Paralelo e Aumento necessário de Massa no Armazenador para Geração Máxima de Vapor..... 153

FIGURA 5.33	- Massa de Vapor Gerado e Rendimento do Sistema S.C. em Função do Aumento de Massa Armazenada e do Nº de Ramais em Paralelo, para Campo de Coletores com Cinco Módulos em série por Ramal Paralelo (Fluxo por Ramal Paralelo 0,14 Kg/seg, Fluxo no SP = 0,078 Kg/seg).....	154
FIGURA 5.34	- Massa de Vapor Gerado Máxima para Campo de Coletores com Cinco Módulos em Série por Ramal Paralelo, em Função do Número de Ramais em Paralelo, e Aumento Necessário de Massa para Geração Máxima de Vapor.....	155
FIGURA B1	- Metade da Placa Absorvedora Representada como uma aleta.....	176
FIGURA B2	- Tubo que conduz o fluido através da Placa Absorvedora representado como uma aleta.....	176
FIGURA C1	- Detalhe da Instalação do Orifício do Sistema Coletor.....	181
FIGURA C2	- Detalhe da instalação do Orifício do Sistema Trocador.....	181
FIGURA C3	- Resultado da Comparação do Método ASME para Cálculo de Fluxo Através de Orifícios com Experiências.....	192
FIGURA C4	- Vista Lateral do Módulo Coletor.....	183
FIGURA C5	- Curva de Calibração da Sonda de Radiação.....	193
FIGURA D1	- Curva de Calibração do Orifício do Sistema Coletor.....	198
FIGURA D2	- Curva da Calibração do Orifício do Sistema Trocador.....	199

FIGURA E1	- Detalhe em Corte da Placa do Orifício.....	202
FIGURA E2	- Curva de Calibração do Orifício do Sis <u>tema</u> S.P.....	204
FIGURA E3	- Curva de Calibração do Orifício do Sis <u>tema</u> S.C.....	205

ÍNDICE DE TABELAS

		Página
TABELA 3.1	- Programa de Operação da Bomba S.S.....	16
TABELA 3.2	- Operação de válvula de 3 vias, onde T_i é a temperatura das camadas superiores do armazenador e T_{MAX} é a temperatura máxima pré-estabelecida arbitrariamente.....	16
TABELA 3.3	- Controle de Pressão da Água nos Trocadores.....	17
TABELA 3.4	- Operação da Bomba do S.P.....	18
TABELA 4.1	- Relação entre Fluxo de Massa e Tempo para Estabilizar a Diferença de Temperatura entre camadas.....	68
TABELA 5.1	- Otimização do Sistema Gerador com Campo de Coletores em Série.....	111
TABELA 5.2	- Otimização do Sistema Gerador com Campo de Coletores em Paralelo.....	111
TABELA 5.3	- Simulação Diária do Sistema Gerador mudando o fluxo através dos Coletores e o Número de módulos em Série.....	115
TABELA 5.4	- Resultados da Simulação diária; sistema de coletores em paralelo fluxo através dos trocadores de 0.078 Temperatura mínima de descarga do armazenador $320^{\circ}K$	116

TABELA 5.5	-	Relações entre rendimento do S.G.V. do S.C., campo de coletores em série e paralelo e fluxo específico através do S.C.....	116
TABELA 5.6	-	Relação entre a massa no armazenador e área de coletores (M/A_c) que fornecem a máxima quantidade de vapor gerado.....	118
TABELA C1	-	Erro nas Medidas de Temperatura devidos a perdas de calor através das tubulações.....	180
TABELA C2	-	Orifício do Sistema Coletor.....	122
TABELA C3	-	Orifício do Sistema Trocador.....	182
TABELA C4	-	Erro nas Medidas de Radiação Solar.....	185
TABELA C5	-	Calibração da Sonda Espectral.....	187
TABELA C6	-	Primeiro Teste Realizado com a Sonda hora 11:35, dia 26/05/81, temperatura ambiente 27°C.....	189
TABELA C7	-	Segundo Teste realizado com a sonda: hora 11:40, dia 27/05/81, temperatura ambiente 28°C.....	190
TABELA D1	-	Teste do Orifício do Sistema Coletor.....	195
TABELA D2	-	Resultados do Teste do Orifício dos Coletores.....	196
TABELA D3	-	Teste do Orifício do Sistema Trocador.....	196
TABELA D4	-	Resultados do Teste do Orifício dos Trocadores.....	197

TABELA E1	-	Cálculos do Fluxo de acordo a norma ASME para o Orifício do Sistema dos processos.....	202
TABELA E2	-	Cálculos do Fluxo de Acordo a norma ASME para o Orifício do Sistema Coletor.....	203

S U M Á R I O

Foi desenvolvido, construído e testado, um protótipo gerador de água quente e vapor para uso industrial, com características apropriadas para testes de operação manual ou automática.

Estuda-se o efeito que materiais, dimensões e fluxos de massa tem sobre o comportamento transiente dos componentes de um sistema indireto solar de geração de água quente ou vapor para usos na indústria.

Desenvolve-se uma metodologia para a análise da operação transiente deste tipo de sistemas, utilizando um modelo matemático que simula com precisão aceitável o comportamento real do sistema simulando o comportamento do sistema minuto a minuto.

Os resultados deste estudo fornecem relações gerais entre o tamanho do campo coletor, a massa necessária no armazenador e o fluxo de massa específica através do campo coletor.

SUMMARY

It was developed, builded and tested a vapor and hot water indirect type solar sistem for industrial use, with manual or automatic operation.

It was studied the effect of materials, dimensions and mass flow on the transient behavior of the elements of a indirect type vapor solar generator for industrial use.

It was developed a method to analise the transient operation of this type of systems, using an adequate mathematical model to simulate the real behavior of this type of systems, and minute to minute simulation.

The study results, give us the best relations between, solar coletor area, and mass of working fluid in the sensivel heat store tank and fluid flow across the solar coletor area .

AGRADECIMENTOS

Meus sinceros agradecimentos aos técnicos do grupo de energia solar da UNICAMP pela sua incansável colaboração; agradecimento especial ao estudante de Engenharia Mecânica da UNICAMP Sr. Dilson Moretto Wollman.

Agradeço a colaboração e estímulo dos colegas do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia para o término desta tese em especial ao professor Carlos Roberto Ribeiro.

Agradeço a fundação de Amparo e pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) e a financiadora de estudos e projetos FINEP pelo suporte financeiro recebido.

Finalmente, meus agradecimentos ao meu orientador - Prof. Isaias de Carvalho Macedo, por sua constante assistência e dedicação.

A Rosalba

Oscar Maurício

Paulo José

Iara

A minha mãe Eduvigez

e a todos meus irmãos.

CAPÍTULO I

I - INTRODUÇÃO

O setor industrial é o maior consumidor de energia nas sociedades desenvolvidas; como exemplo, temos que as porcentagens de uso de energia pelo setor industrial com respeito ao consumo total foram, em 1972 [1]: Estados Unidos 30%, França 34,7%, Alemanha Ocidental 36,2%, Japão 44,6%, Reino Unido 35,6%.

Para o Brasil, [2] foram apresentados dados iniciais em 1976, atribuindo 36% do consumo total de energia primária ao setor industrial; em 1978 o balanço energético nacional estimou em 39% o percentual observando-se uma tendência crescente do consumo de energia pela indústria brasileira.

Justifica-se uma análise detalhada das quantidades de energia em cada nível de temperatura, por setor de uso na indústria, para avaliar o potencial de técnicas de conservação e/ou substituição de combustíveis.

Preliminarmente, para o Brasil foi feito [3] um estudo utilizando dados do balanço energético nacional de 1978 [2], e outros [6], concluindo que 37% do total de energia térmica consumida no Brasil era a temperaturas inferiores a 200°C, utilizando como base de cálculo a temperatura de processos e não de geração. Um estudo mais detalhado foi realizado em 1979 [4], para a Companhia Energética de São Paulo (CESP), através de contrato celebrado com a Companhia de Desenvolvimento Tecnológico (CODETEC) da UNICAMP; o estudo analisou somente o Estado de São Paulo.

Este estudo mostrou que no Estado de São Paulo 35,2% da energia térmica é utilizada abaixo de 150°C e principalmente pelas indústrias Textéis, indústria de Material de Construção, indústria de Laticínios, indústria de Alimentos, indústrias Agrícolas, indústrias de Borracha, indústrias de Licores e indústrias de Papel e Celulose.

Em outros países mais desenvolvidos foram realizados estudos similares ao realizado no Estado de São Paulo [4], com conclusões análogas: na França [5] é utilizada 26% do total de energia térmica abaixo de 350°C.

Nos Estados Unidos alguns estudos [6][7], concluíram que 20% do total de energia térmica utilizada pelo setor industrial são em forma de vapor e água quente a temperaturas inferiores a 200°C.

Em alguns destes se fizeram recomendações sobre a forma mais conveniente de substituir este tipo de energia térmica, a temperaturas abaixo de 250°C por energia solar.

Os estudos realizados tendentes a solução do problema exposto podem ser subdivididos em dois tipos:

- 1 - Estudo dos efeitos transientes sobre coletores planos e concentradores.
- 2 - Estudo dos efeitos transientes sobre sistemas solares.

1 - ESTUDO DOS EFEITOS TRANSIENTES SOBRE COLETORES PLANOS E CONCENTRADORES.

Em 1973 Klein, Duffie e Beckman [29] analisaram a precisão de tres tipos de modelos sobre o comportamento dinâmico de coletores planos.

- a) O modelo "zero capacitance" que despreza os efeitos de capacitância térmica no comportamento de coletor chamado também modelo Hottel, Whillier, Bliss (HWB);
- b) O modelo "One node capacitance" que supõe que todo o coletor pode ser tratado como uma unidade tratando-se de efeitos de capacitância térmica, e supondo uma distribuição de temperatura linear ao longo do coletor.
- c) O modelo tipo "multi node" considera o coletor composto de vários elementos (cobertura, placa, isolamento, fluido) cada um dos quais com temperatura e capacitância próprias; o estudo conclui que o modelo tipo "multi node" é o mais preciso de todos, mais devido que as constantes de tempo dos elementos do coletor serem de poucos minutos e as observações meteorológicas mais precisas encontradas, serem de intervalos horários que são lapsos de tempo muito maiores que as constantes de tempo dos elementos do coletor, não importa qual seja a complexidade do modelo do coletor, será impossível prever o comportamento transiente de coletores planos.

Em 1975 Wijesundera [30] analisou a constante do tempo de coletores planos, utilizando um modelo tipo "multi node" e achou os seguintes resultados:

- a) Em geral temperaturas de operação do coletor altas e baixos rendimentos de coleção resultam em constantes de tempo grandes.
- b) A constante de tempo se incrementa com o número de coberturas utilizadas, a espessura da cobertura e a espessura da placa absorvedora.
- c) O uso de superfícies seletivas diminue a constante de tempo do coletor.

Em 1978 Sabberwal e Mathur [31] fizeram um estudo tendente a selecionar os materiais e formas da placa absorvedora para coleta -

res planos e concentradores fazendo ênfase na redução de custo, os autores fazem recomendações respeito aos testes de coletores recomendando que os testes de coletores sejam em base a comparação de temperaturas de estagnação, temperaturas para fluxos de massa predeterminados e não fazer testes em escala natural, recomendam os autores o estudo do comportamento de sistemas solares para indústria operando em condições transientes e realizar estudos de otimização em bases transientes.

Em 1978 foi publicado um trabalho de Ladsaongikar e Parikh [32] sobre otimização do projeto e parâmetros operacionais de coletores planos para uma temperatura de saída do fluido de 140°C para um sistema contínuo de refrigeração por amônia, foram otimizados o ângulo de inclinação, o número de coberturas e a geometria da área de passagem do fluido através do coletor; os resultados do trabalho foram os seguintes: o número ótimo de cobertura é quatro para superfície não seletiva e três para seletivas e uma geometria corrugada em forma de V com 90° e melhor que a comumente utilizada de 60° , foi utilizado um modelo tipo "zero capacitance" para o coletor e a otimização foi realizada em base de operação estável do coletor.

Em 1978 Saini e Gupta [33] publicaram um trabalho sobre otimização de coletores planos, com o qual é possível prever valores ótimos de área de coleção assim como o fluxo de massa ótimo através do coletor, do ponto de vista de custo mínimo; foi utilizado um modelo tipo "zero capacitance" para o coletor, não foram obtidos resultados gerais neste trabalho.

2 - ESTUDO DOS EFEITOS TRANSIENTES SOBRE SISTEMAS SOLARES.

Em 1976 Mitsuhiro Udagawa [34] comparou o comportamento entre testes e simulações de um sistema solar doméstico, a simulação foi realizada em bases horárias usando um modelo tipo "Zero capacitance" para o coletor e subdividindo o sistema em quatro sub-sistemas: coletor solar, armazenador, ambiente a ser aquecido e paredes do ambiente; foi usado o método de diferenças finitas na simulação dinâmica e os resultados foram os seguintes: o modelo apresentou resultados considerados satisfatórios pelos autores do trabalho do ponto de vista de simulação, porque apesar das diferenças em níveis de energia obtidos nas diferentes camadas do armazenador e na temperatura do ambiente aquecido oscilarem entre 2%-4%, os perfis de temperaturas obtidos na simulação são similares aos observados experimentalmente.

Em 1977 Lameiro e Duff [35] utilizando um modelo estocástico, tipo Markov, simulou um sistema solar doméstico, utilizou lapsos

de tempo horários e modelo tipo "zero capacitance" para o coletor. Os resultados obtidos neste trabalho foram no sentido de mostrar um novo modelo dinâmico de sistemas solares, que consome menor tempo de computação que os modelos tipo TRNSYS de Cooper, Freeman e Beekman e o modelo FCHART, amplamente usados e recomendados em livros sobre energia solar.

Em 1978 Herezfeld, Fischl e Orbach [36] fizeram um estudo de otimização para mínimo custo, de sistemas solares usando o método de controle de fluxo contínuo (CFC) para a bomba do sistema coletor; neste trabalho se defende o uso do controle tipo CFC, e se mostram graficamente as vantagens sobre o controle tipo ON-OFF, um dos resultados obtidos mostra que para uma elevação de temperatura de 5.5°C através do sistema coletor e uma temperatura de entrada ao coletor 33°C acima do ambiente a relação ótima entre o fluxo de massa através do coletor (\dot{m}_c) e um fluxo máximo (\dot{m}_u) de aproximadamente 525 Kg/hr ou 0.1458 Kg/seg. é de 0.1 ou seja 0.1458 Kg/seg. e o sistema começava a operar de manhã quando a intensidade de radiação solar seja de aproximadamente 280 w/m^2 . Conseguindo-se um incremento máximo em tempo de operação, respeito ao sistema de controle ON-OFF de mais ou menos 60%, é utilizado um modelo de coletor tipo "zero capacitance" e um método de simulação que é uma modificação do método TRNSYS usado comumente para simular sistemas solares.

Em 1978 Brinkworth e Lewis [9] fizeram uma coleção de informações sobre sistemas solares para uso industrial (UK-ISES, ACORD, WATT COMMITTEE) e declaram ser muito difícil avaliar a potencialidade do uso da energia solar na indústria, recomendando mais estudos nesta área, especialmente no rendimento de sistemas por temperatura de operação dos coletores. Utilizando um modelo de coletor tipo "zero capacitance" obtiveram a definição de dois parâmetros, chamados:

$$R = \frac{\text{Capacidade de armazenamento (Kg)}}{\text{Demanda de água quente diária (Kg)}}$$

$$S = \frac{\text{Demanda de água quente diária (Kg)}}{\text{Área de coleção (m}^2\text{)}}$$

eles sugerem que para que um sistema seja insensitivo respeito a capacidade de armazenamento $R > 0.75$, e para obter melhores rendimentos e maiores temperaturas de operação deverão ser utilizados sistemas diretos, porque em sistemas indiretos a temperatura de retorno do fluido para o sistema coletor é maior fazendo cair o rendimento de coleção.

Os estudos realizados por Macedo [3] e Moisan [5] sugerem o uso industrial de sistemas solares, utilizando coletores de baixa

concentração ($T < 200^{\circ}\text{C}$), acoplados diretamente aos processos. Os estudos de Intertechnology Corporation [6] e Battelle Labs [7], recomendam o uso de concentradores de baixa concentração, tipo parábola composta (CPC), acoplados a sistemas heliotérmicos de geração de água quente ou vapor.

Dos trabalhos anteriormente expostos se pode observar que não existem trabalhos de otimização para lapsos de tempo inferiores a uma hora, não existem dados sobre operação ótima de sistemas solares do ponto de vista puramente térmico; os modelos matemáticos estudados ou são demasiado simples (zero capacitance model), ou demasiado complexos (Stochastic models) e a grande maioria de estudos são teóricos sem nenhuma base experimental, e somente existem propostas enquanto ao tipo de sistema que deverá ser adotado pela indústria.

O plano de trabalho apresentado neste relatório foi estabelecido para permitir a investigação de algumas características básicas de um sistema de geração de água quente ou vapor para uso industrial, utilizando coletores concentradores tipo CPC, com sistema de armazenamento térmico intermediário.

Em particular interessou a investigação do comportamento dinâmico do protótipo, para futuro uso como economizador de energia em processos industriais.

Dentro deste plano o objetivo foi desenvolver e construir um protótipo de sistema gerador de vapor para uso na indústria. O sistema deve ser suficiente flexível, para permitir sua operação a vários níveis de temperatura; e o produto final, seja água quente ou vapor, poderá ter seu nível energético aproximadamente constante.

A generalização de resultados tornará necessário modelar matematicamente cada um dos componentes do protótipo; analisar comparando com testes individuais de cada elemento a validade dos modelos e suas constantes de tempo; testar o conjunto para avaliar o rendimento do sistema em diversos modos de operação do campo de coletores e simular também o conjunto completo.

A partir de modelos confiáveis determinar os parâmetros que tenham influência no rendimento do sistema e finalmente comparar os resultados obtidos com outros testes realizados em diversos lugares do mundo utilizando sistemas similares.

Deve-se notar que o teste dinâmico de campos de coletores não tem sido efetuado ainda de maneira a permitir hoje, precisões confiáveis; no trabalho proposto um dos objetivos é fornecer alguns dados sobre o comportamento dinâmico real deste elemento (campo de coletores concentradores), independente do sistema, e da sua influência no sistema completo.

CAPÍTULO II

II - SELEÇÃO DO MODO DE OPERAÇÃO DO SISTEMA

A seleção do sistema mais apropriado foi feita após análises da literatura existente nos últimos tres anos, levando em conta as restrições impostas pelos objetivos do trabalho.

Foram estudados sete sistemas que se adaptam aos objetivos estipulados; os sistemas podem ser classificados segundo o modo de operação em "indiretos" e "diretos".

Inicialmente serão anotadas as principais características de operação e o tipo de produto obtido no sistema (água quente, vapor, ar quente); logo serão analisadas as vantagens e desvantagens segundo o modo de operação, filosofias de controle e os objetivos perseguidos por cada sistema.

Sistemas Indiretos:

- 1 - O sistema da figura 2-1, proposto por Batelle labs, Honeywell Inc [7] , é um sistema auto suficiente gerador de vapor; utiliza fluido intermediário.
- 2 - O sistema da figura 2-2 proposto por A.V. de Carvalho Jr., Alcir de Faro Orlando e Dino Magnoli [11] , é um sistema economizador de energia para geração de vapor; utiliza fluido intermediário.
- 3 - O sistema da figura 2-3, proposto por Reimel e Howell [8] é um sistema que pode ser autosuficiente ou economizador de energia, para geração de água quente ou vapor a temperatura controlada ou para operação numa ampla faixa de temperaturas, utiliza fluido intermediário.
- 4 - O sistema da figura 2-4, proposto por L. Cuzzo para uma planta de secagem de tabaco [2] , é um sistema para aquecimento de ar com temperatura controlada, automático o qual utiliza dois fluidos intermediários que não necessariamente devem ser iguais; é um sistema autosuficiente.

Sistemas Diretos:

- 1 - O sistema mostrado na figura 2-5 proposto por Inter Technology Corporation [6] , é um sistema economizador de energia, com aquecedor auxiliar para produzir água quente a temperatura controlada.

- 2 - O sistema da figura 2-6, proposto por Los Alamos Scientific Laboratory [10], é um sistema economizador de energia utiliza coletor plano e serve para gerar água quente a temperatura controlada.
- 3 - O sistema da figura 2-7, proposto por Brinkworth e Lewis [9], não é muito rico em detalhes; economizador de energia para geração de água quente, a temperatura controlada que pode ser direto ou indireto sem mudar a filosofia principal de operação.

Vantagens segundo o modo de operação:

- Os sistemas indiretos permitem uma operação mais controlada e o uso de fluidos intermediários de baixa pressão de vapor; o uso de fluido intermediário permite subdividir a operação do sistema em dois subsistemas: o sistema solar e sistemas dos processos; estes subsistemas tem cada um seus componentes próprios e sua análise pode ser realizada independentemente um do outro. Estes sistemas são normalmente recomendados para temperaturas maiores que 100°C (coletores concentradores), e podem ser projetados para serem economizadores de energia ou autosuficientes. Normalmente geram vapor.
- Os sistemas diretos são sistemas com rendimento térmico alto, de baixo custo e pouco controle. Normalmente são utilizados como sistemas economizadores de energia e recomendados para operar a temperaturas menores que 100°C (Coletores Planos), gerando água quente ou ar quente.

Desvantagens segundo o modo de operação:

- Os sistemas indiretos são sistemas que operam automaticamente precisando de bastante manutenção e sistemas de controle; os rendimentos térmicos esperados não são muito altos (<20%) devido as altas temperaturas de operação.
- Os sistemas diretos devido a sua simplicidade, não operam de forma rígida do ponto de vista do produto final (água quente ou ar quente); os níveis energéticos obtidos oscilam numa ampla faixa o que, se não se fazem análises cuidadosas de sua aplicação, pode ser uma séria limitação para seu uso industrial.

Conclusões:

Apesar de serem os sistemas analisados obtidos nas mais diversas fontes de informação e propostos por pesquisadores de diversas regiões do mundo, a filosofia de operação segundo o modo de operação (direto ou indireto) é bastante similar; existindo somente diferenças enquanto a forma de controle de operação do sistema, quando isto é especificado. Na maioria dos sistemas analisados a forma de controlar a operação é deixada num segundo plano que deve ser estudado separadamente com mais detalhe.

O sistema de Reimel & Howell 8 é o que mais se ajusta aos objetivos deste trabalho, precisando de adaptações enquanto ao modo de operação para converti-lo em gerador de vapor a diferentes níveis de temperatura. O sistema de controle especificado por Reimel e Howell, não é claro enquanto aos instrumentos de controle a serem utilizados, será portanto necessário esquematizar o controle manual e automático do gerador de vapor, fazendo ênfase na divisão do sistema em dois sub-sistemas: sistema coletor (S.C) e sistema dos processos (S.P) para facilitar seu estudo e sua modelação matemática. Será necessário especificar o tipo de módulos coletores a serem utilizados e definir o sistema de armazenamento mais recomendável (calor sensível, calor latente) para o sistema a ser desenvolvido.

II.1 - DESCRIÇÃO DOS ELEMENTOS, SISTEMAS DE CONTROLE E CARACTERÍSTICAS MAIS IMPORTANTES DO SISTEMA DESENVOLVIDO.

O sistema desenvolvido 8, possui armazenador de calor sensível e pode ser do tipo indireto, o dimensionamento do Armazenador em relação à área de coletores depende de se o sistema é de economia de energia ou autosuficiente. Para o primeiro caso é conveniente projetar o armazenador para operar curtos períodos de tempo, visando apenas suavizar as variações devidas a passagens de nuvens; este armazenador faz operar o sistema como se ele fosse subdividido em dois sistemas; "Sistema coletor" (S.C), composto pelos coletores, bombas de circulação do fluido intermediário, tubulações e acessórios localizados a direita do tanque de armazenamento como mostrado na figura 2-3, e sistema dos processos (S.P), composto pelos trocadores de calor indiretos, bombas de circulação e acessórios localizados a esquerda do tanque de armazenamento da figura 2-3.

O armazenador neste caso atua como um amortecedor entre os dois subsistemas acima definidos.

O segundo caso de sistemas autosuficientes, não é analisado

neste trabalho por ser de menor interesse na prática.

O sistema pode operar com água como fluido de trabalho intermediário; neste caso para temperaturas superiores a 100°C será necessário pressurizá-lo, o qual é caro e demanda cuidados adicionais de projeto. Pelas características próprias do sistema é igualmente possível operar com um fluido de trabalho intermediário com baixa pressão de vapor, comumente chamados de "fluidos térmicos".

Os controles a serem utilizados no sistema desenvolvido seriam os seguintes:

- 1 - Termostato de "máximo e mínimo", o qual liga a bomba do "sistema dos processos", quando a temperatura nas camadas superiores do fluido no armazenador supere a temperatura mínima (T_{min}) para descarregar o tanque pre-estabelecida. Quando a temperatura do fluido no armazenador supere a temperatura máxima pre-estabelecida o termostato de máxima e mínima acionará uma válvula solenóide pneumática de 3 vias a qual fará circular o fluido de trabalho diretamente do sistema coletor (S.C) para o sistema dos processos (S.P) sem entrar no armazenador. A finalidade é evitar diferenças muito grandes entre a temperatura do fluido no tanque de armazenamento e a temperatura dos processos; para temperaturas inferiores a T_{max} a válvula de 3 vias estará sempre em sua posição normal fazendo entrar o fluido que vem do sistema S.C no armazenador.
- 2 - Termostato "comparador", o qual liga a bomba do "sistema solar" quando a temperatura do fluido de trabalho saindo do S.C, for inferior a temperatura da última camada no fundo do armazenador, isto com a finalidade de sempre fornecer fluido ao armazenador com níveis de energia superiores ao mínimo existente no armazenador (no armazenador existirão diferentes níveis de energia nas diferentes camadas de fluido devido a estratificação).
- 3 - Termostato "comparador", o qual liga a bomba do "sistemas dos processos", quando a temperatura das camadas superiores do fluido no armazenador seja superior a temperatura dos processos; este controle trabalha em série com o termostato de "máximo e mínimo".

As características mais importantes do sistema desenvolvido são:

- 1 - O produto final (água quente ou vapor), pode ser obtido a diferentes níveis energéticos controlados.
- 2 - O sistema é automatizado com facilidade havendo controles independentes para cada subsistema (SC, SP).

- M = NÚMERO DE RAMAIS EM PARALELO
 N = NÚMERO DE RAMAIS EM SÉRIE
 \dot{m}_e = FLUXO DE MASSA ATRAVÉS CAMPO DE COLETORES
 \dot{m}_c = FLUXO DE MASSA DE VAPOR POR RAMAL
 \dot{m}_p = FLUXO DE MASSA DE VAPOR GERADO

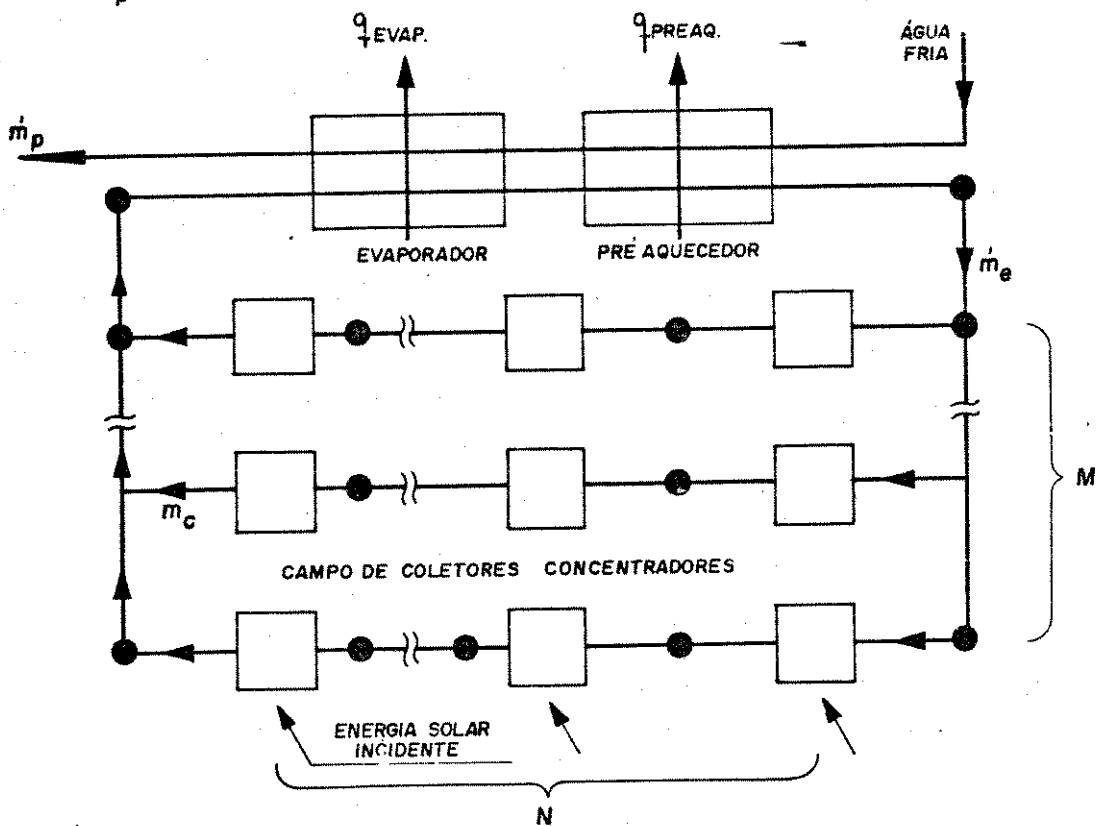


FIGURA 2-1
ESQUEMA DE GERADOR DE VAPOR SOLAR Ref [7]

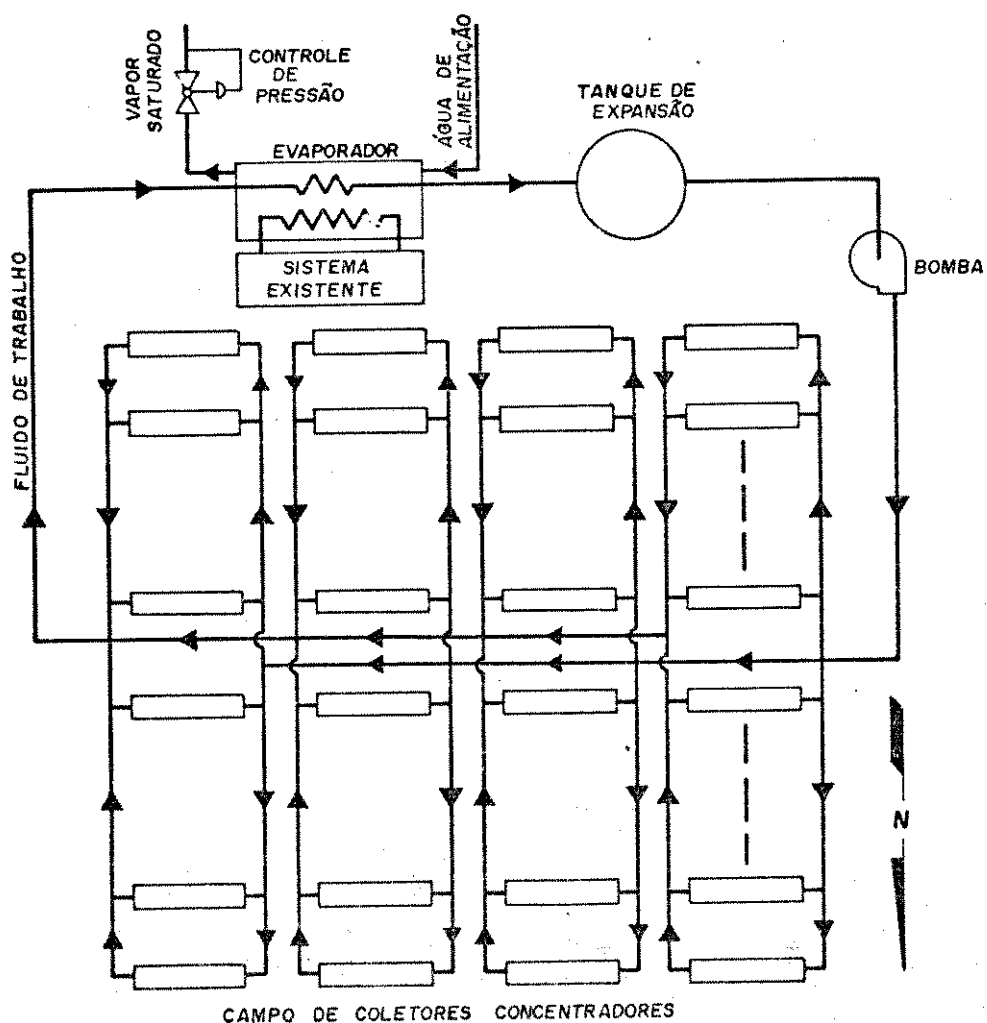


FIGURA 2-2
GERADOR DE VAPOR SOLAR Ref [11]

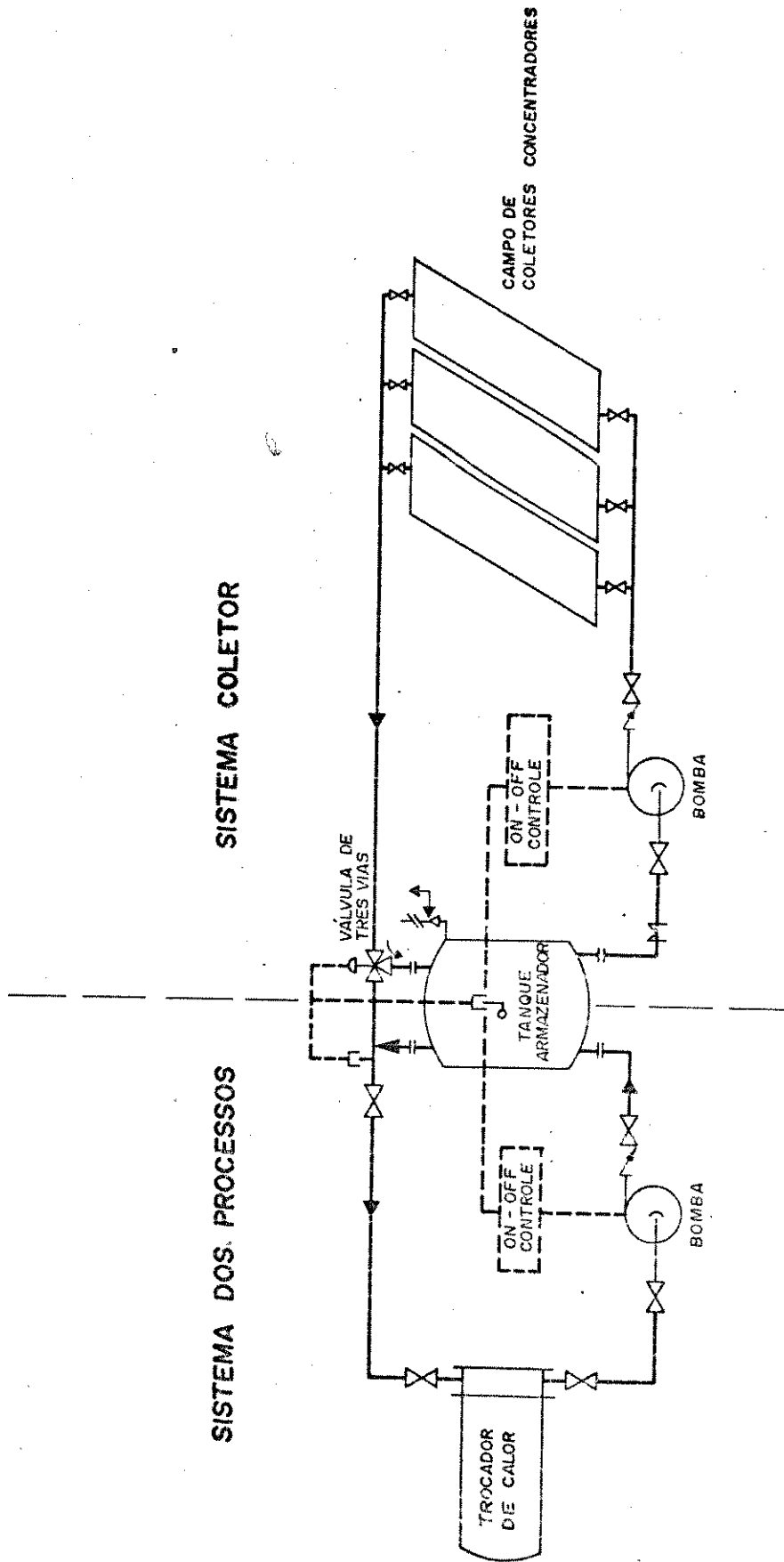
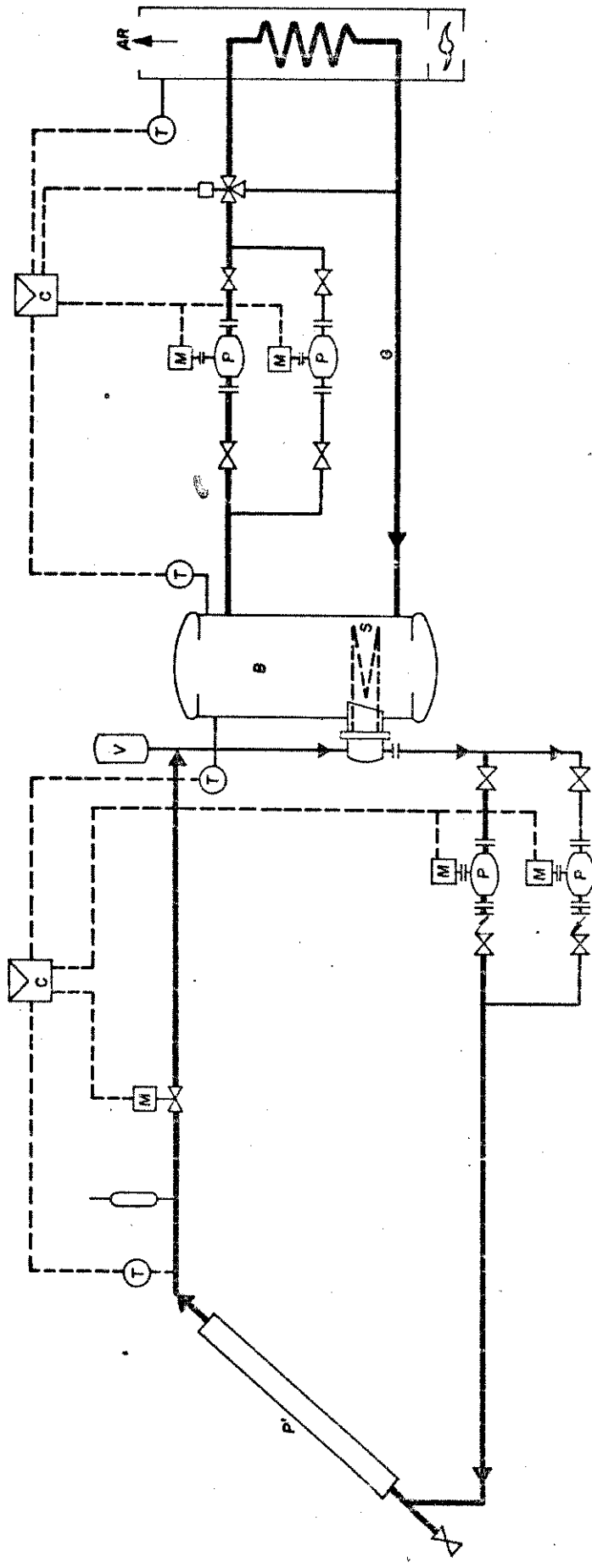


FIGURA 2-3
MODELO DE SISTEMA SOLAR INDIRETO Ref [8]



LEGENDA

- C. APARELHO DE CONTROLE
- B. EVAPORADOR
- S. TROCADOR DE CALOR
- V. TANQUE DE EXPANSÃO
- P. BOMBA DE CIRCULAÇÃO
- P'. CAMPO SOLAR
- M. MOTOR
- T. TERMOSTATO
- G. ÁGUA PARA AQUECEDOR DE AR

FIGURA 2-4
AQUECEDOR DE AR SOLAR AUTOMÁTICO Ref [2]

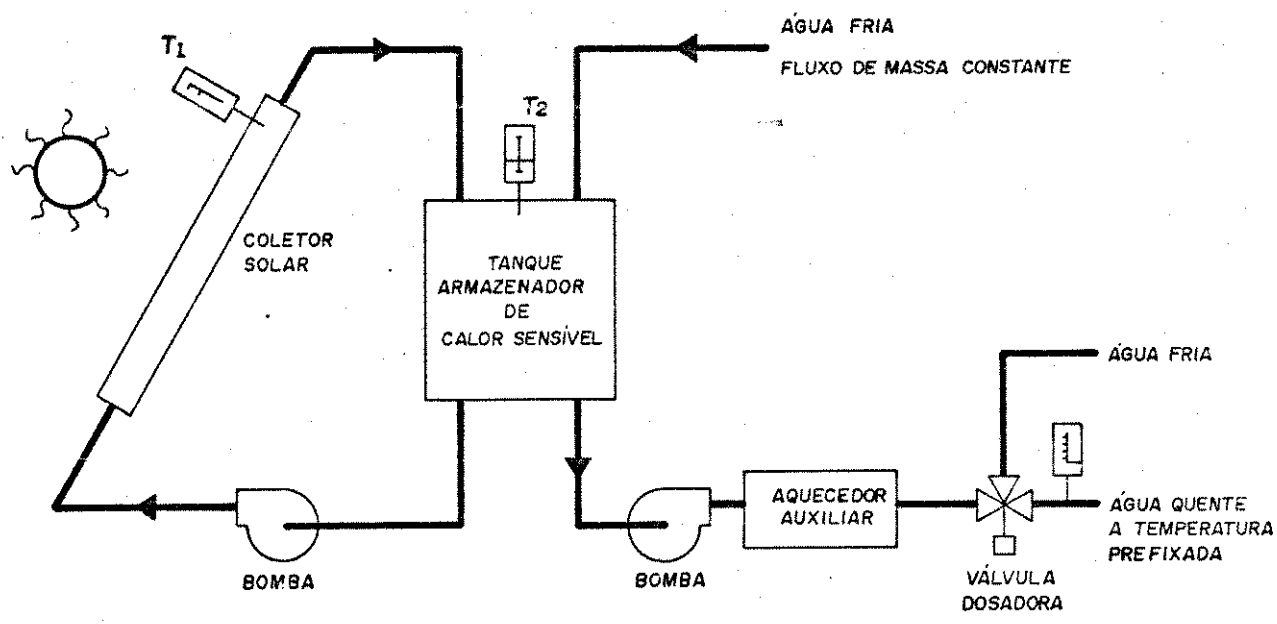


FIGURA 2-5 SISTEMA SOLAR BÁSICO Ref [6]

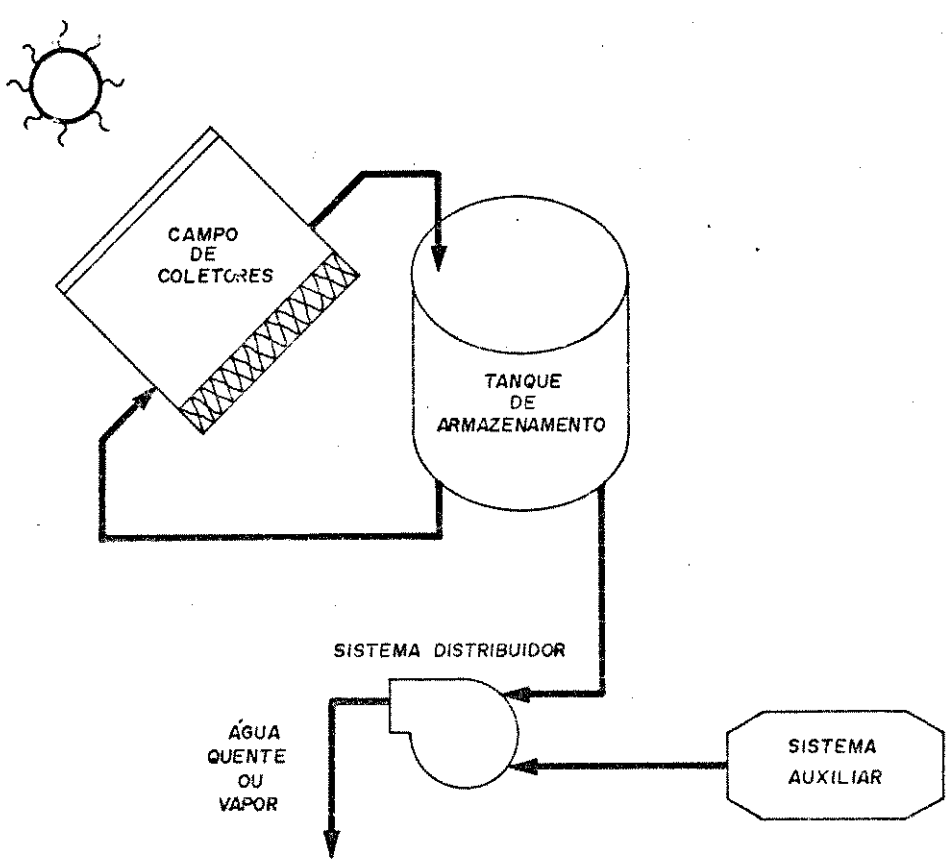


FIGURA 2-6 SISTEMA GERADOR DE ÁGUA QUENTE SOLAR Ref [10]

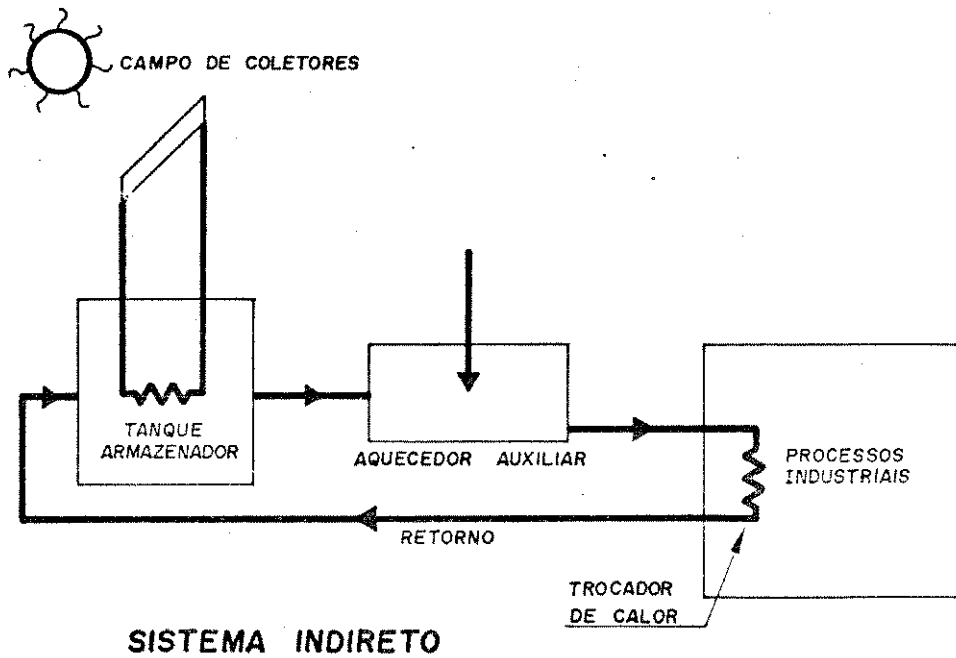
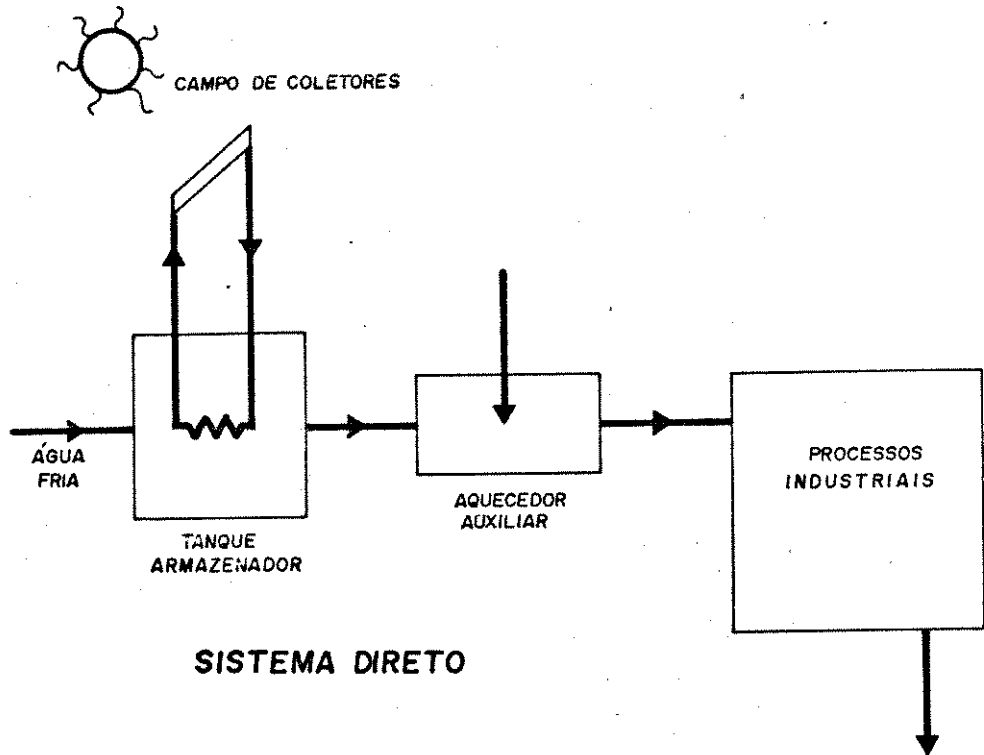


FIGURA 2-7
SISTEMAS SOLARES TÍPICOS Ref [9]

III - DESCRIÇÃO DO PROTÓTIPO DE TESTES E ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DOS COMPONENTES.

O sistema desenvolvido [8] fig. 2-3, foi dimensionado quanto a potência média, área de coletores e temperaturas máximas de operação e adaptado para testes em circuito fechado.

Os limites pre-fixados para o projeto do protótipo para testes foram:

- 1 - Temperatura máxima do fluido térmico que passa através' do sistema coletor- 160°C
- 2 - Área máxima de coletores- 30m^2
- 3 - Diferença de temperatura do fluido intermediário através do sistema dos processos- 10°C
- 4 - Concentração nos coletores truncados tipo CPC-4,0
- 5 - Tempo base para cálculo da massa armazenada, tipo calor sensível, com diferença máxima de temperatura no período de 20°C -1800seg
- 6 - Optou-se por um fluido térmico do tipo silicone-Q2-1132

III.1 - DESCRIÇÃO DO PROTÓTIPO DE TESTES

O sistema desenvolvido teve de ser adaptado para ser possível usá-lo em testes de circuito fechado; o resultado é mostrado na figura 3.1 em forma de esquema e nas figuras 3.2 e 3.3 é mostrada a sua montagem.

Para facilitar a descrição dividimos o sistema em duas partes: - sistema coletor (S.C) e sistema dos processos. (S.P)

O sistema S.C possui um campo de 30m^2 de coletores' concentradores tipo CPC, formado por 5 módulos de 6m^2 cada, (as figuras 3.4(a), (b) e (c), mostram os diferentes elementos do módulo coletor) ligados entre si em paralelo ou série como mostram respectivamente as figuras 3.5 e 3.6. O sistema S.C pode ser operado independentemente do sistema SP; o campo de coletores poderá ser operado manual ou automaticamente fazendo um circuito fechado com o tanque de armazenamento ou de forma manual em circuito fechado sem o armazenador.

Em caso de operação automática, em circuitos fechados com o armazenador a bomba do S.C é comandada pelo termostato' comparador (1), com o seguinte programa:

Temperaturas	Bomba (S.C)
$T_i < T_f$	ON
$T_i > T_f$	OFF

T_i = temperatura do fundo do armazenador

T_f = temperatura de saída do S.C

Tabela 3.1. Programa de operação da bomba do S.C.

O sistema S.C tem medidores de fluxo de placas de orifício e o fluxo através do campo de coletores é regulado por válvulas de agulha.

Foram colocados sensores de temperatura (termopares tipo T) , mergulhados em poço, na entrada e saída do módulo coletor nº 1, e na entrada e saída do armazenador para o S.C; as tubulações utilizadas para interligar os módulos coletores foram isoladas com calhas de lã de vidro, protegidas com papel aluminizado.

O esquema geral de tubulações é mostrado na figura 3.5 para campo de coletores em paralelo ou figura 3.6 para campo de coletores em série; o conjunto do sistema S.C visto de diferentes posições está nas figuras 3.7(a) e (b).

Uma válvula solenóide pneumática de 3 vias, para alta temperatura, tem como função o encaminhamento do fluxo do fluido que retorna do sistema S.C, para o tanque de armazenamento ou para o sistema S.P. A válvula de 3 vias é operada pelo termostato de máximo e mínimo (2), figura 3.1 e o programa de controle está na tabela 3.2:

Temperatura	Válvula de 3 vias
$T_i > T. MAX$	ON
$T_i < T. MAX$	OFF

Tabela 3.2 - Operação de válvula de 3 vias, onde T_i é a temperatura das camadas superiores do armazenador e T MAX é a temperatura máxima pré estabelecida arbitrariamente.

O sistema S.C operando normalmente, descarrega o fluido quente que vem do campo de coletores, num tanque de armazenamento de calor sensível figura 3.8 (a) e (b). O tanque de armazenamento é também o reservatório para a bomba dos coletores, operando em cir-

cuito fechado; a bomba dos coletores foi especialmente construída para o sistema de testes e pode ser observada na figura 3.9.

O sistema SP, possui dois trocadores de calor, chamados "evaporador" e "pre-aquecedor" (vide figura 3.10 e 3.11), tipo serpentina-carcaça, com agitadores para uniformizar a temperatura da água que está sendo aquecida.

Existem medidores de fluxo de placa de orifício na entrada do fluido as serpentinas, e válvulas tipo agulha para regulação de fluxo. Foram instalados sensores de temperatura (termopares tipo T) na entrada e saída das serpentinas dos trocadores e dentro dos trocadores, todos eles mergulhados em poços de aço inoxidável.

O sistema SP possui um reservatório de água onde é pressurizada a água que será aquecida nos trocadores (vide figura 3.12 e 3.13). O sistema de pressurização utiliza um compressor (vide figura 3.13), que pressuriza colchão de ar na parte superior do reservatório de água. A pressão selecionada se mantém constante com controle a partir do sinal de um pressostato instalado no topo do reservatório (vide figura 3.12), o programa de operação é mostrado na tabela 3.3.

Pressão	Compressor
$P > P_{MAX}$	OFF
$P < P_{MAX}$	ON

P - Pressão dentro dos trocadores

P_{MAX} - Pressão escolhida arbitrariamente

Tabela 3.3 - Controle de pressão da água nos trocadores.

No evaporador foi instalada uma válvula de segurança tipo mola para duas funções. A primeira é de proteção dos trocadores contra uma sobrepressão por falha no pressostato, a segunda é permitir o fluxo de vapor quando ele seja produzido.

No evaporador foi instalado um manômetro tipo Bourdon (vide figura 3.11) para detectar falhas no sistema de controle de pressão e segurança acima descritos.

A bomba do SP é uma bomba centrífuga (vide figura 3.3) que retira fluido do tanque de armazenamento pelo topo e recircula o fluido através dos trocadores retornando ao tanque pela base.

A bomba pode ser operada manual ou automaticamente; na forma automática é controlada por um termostato comparador(3) em série

com um termostato de máximo e mínimo (vide figura 3.1).

O controle da bomba se encontra na tabela 3.4.

Temperatura	Bomba do SP
$T_i > TMIN$ $T_i > TP$	ON
$T_i > TMIN$ $T_i < TP$	OFF
$T_i < TMIN$ $TP > T_i > TP$	

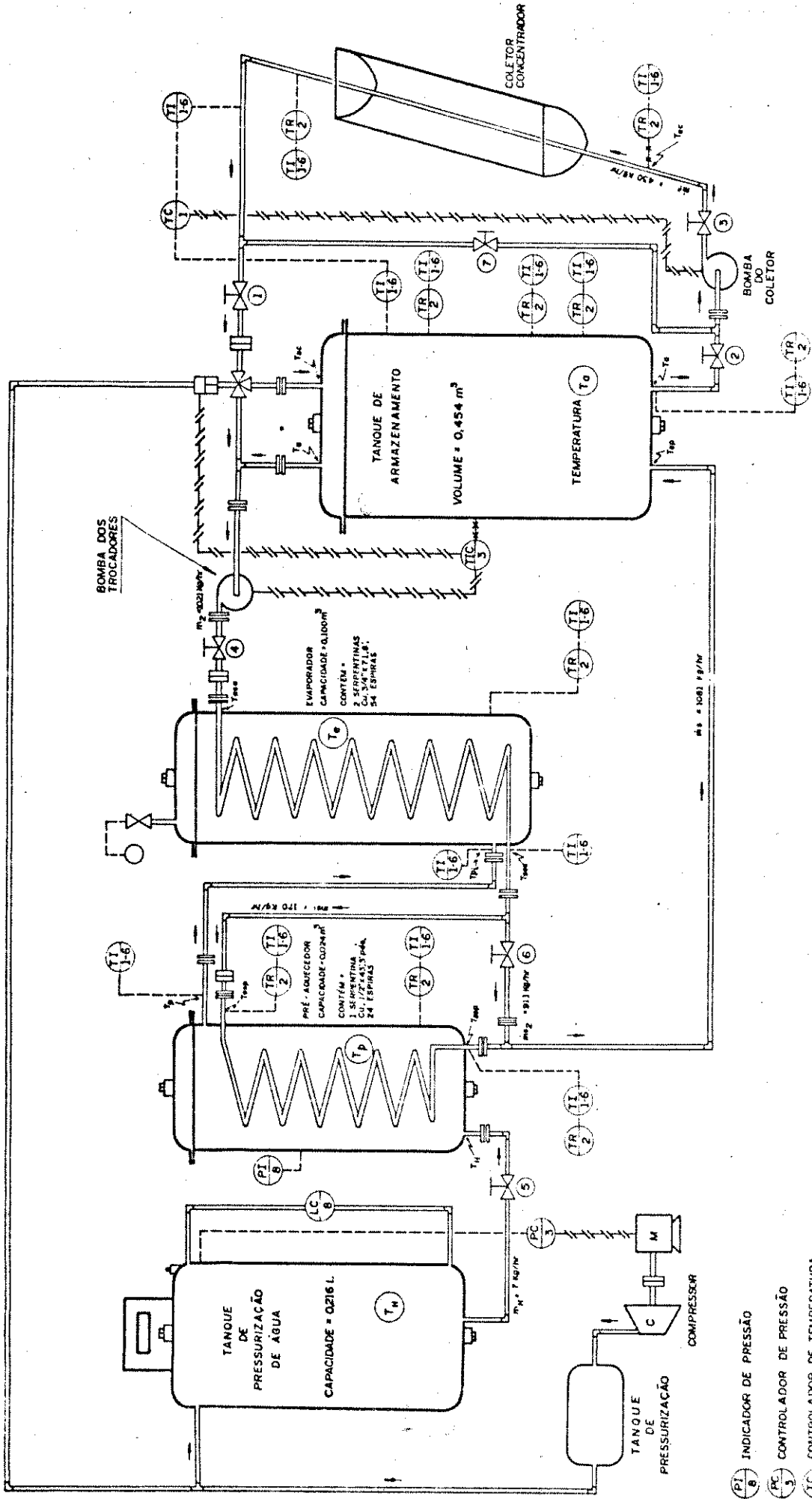
TMIN - temperatura mínima de descarregamento do armazenador, escolhida arbitrariamente.

TP - temperatura da água no Pre-aquecedor

Tabela 3.4 - Operação da bomba do S.P

Os termostatos (2) e (3) estão ligados em série de forma a poder fazer o controle de acordo ao estipulado na tabela 3.4.

As especificações técnicas dos componentes, instrumentos e controles de sistema gerador e descrita no Anexo A.



(NORMAS ISA RPS.1)

FIGURA 31 : SISTEMA DE GERAÇÃO DE VAPOR (COMPONENTES, CONTROLES E INSTRUMENTOS DE REGISTRO)

- PI 8 INDICADOR DE PRESSÃO
- PC 3 CONTROLADOR DE PRESSÃO
- TC 1 CONTROLADOR DE TEMPERATURA (COMPARANDO AS TEMPERATURAS DE ENTRADA)
- TI 3 INDICADOR E CONTROLE DE MÁXIMO E MÍNIMO DE TEMPERATURA, COM ATUADOR INCLUIDO
- TI 16 INDICADOR DE TEMPERATURA (DIODOS, TERMOSENSORES, TERMOPAR) PODE OU NÃO SER LIGADO A MILIVOLTÍMETRO.
- TR 2 REGISTRADOR DE TEMPERATURA.



FIGURA 3.2 CONJUNTO DO SISTEMA PROTOTIPO DE TESTES EM FASE DE MONTAGEM

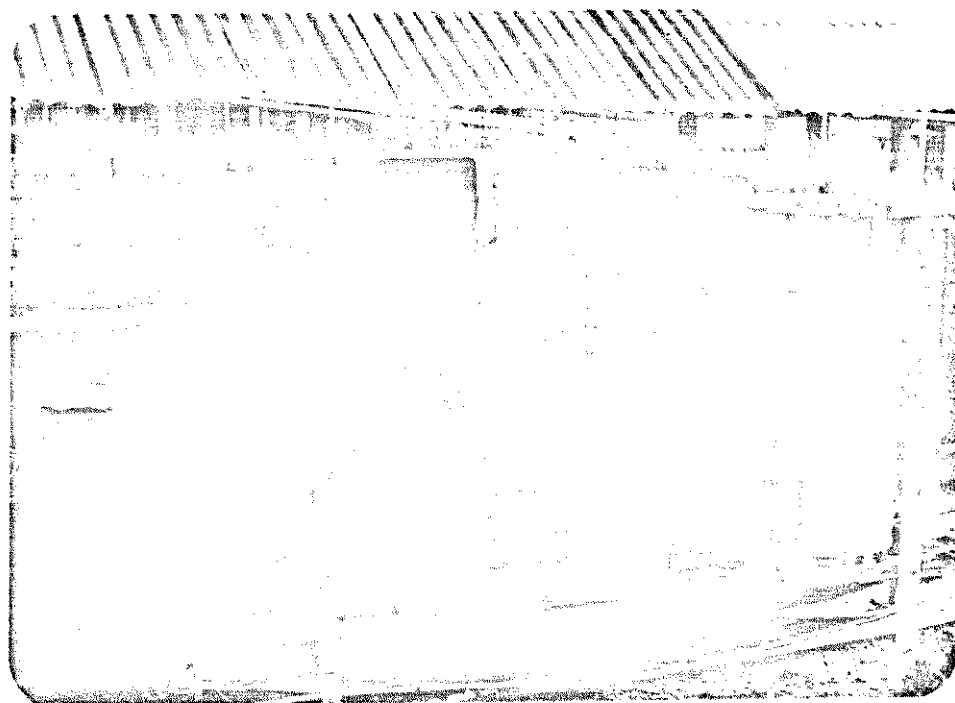
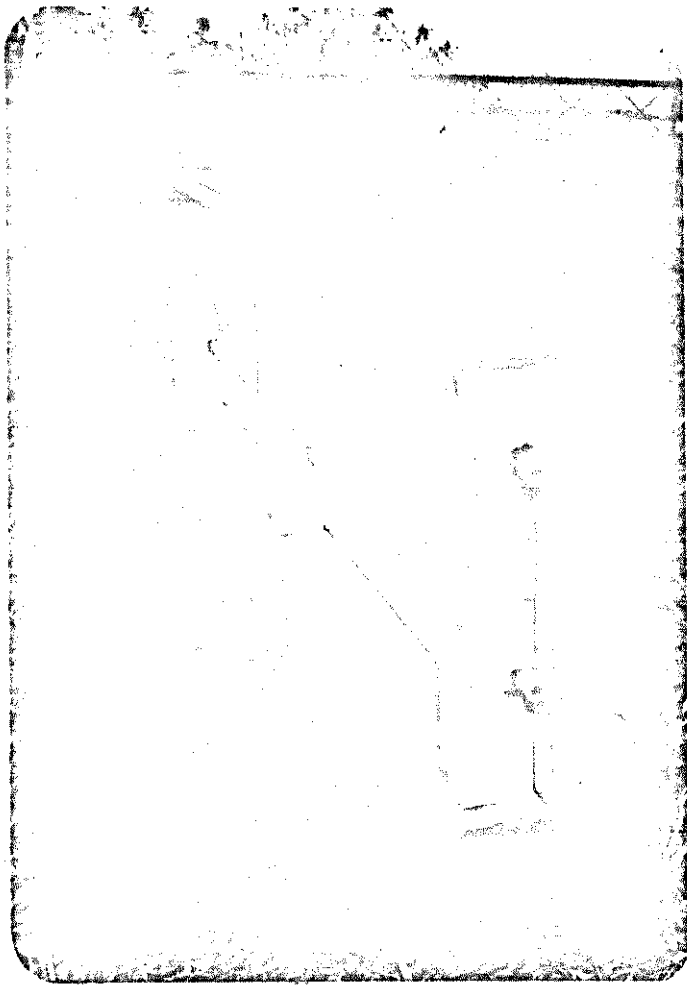
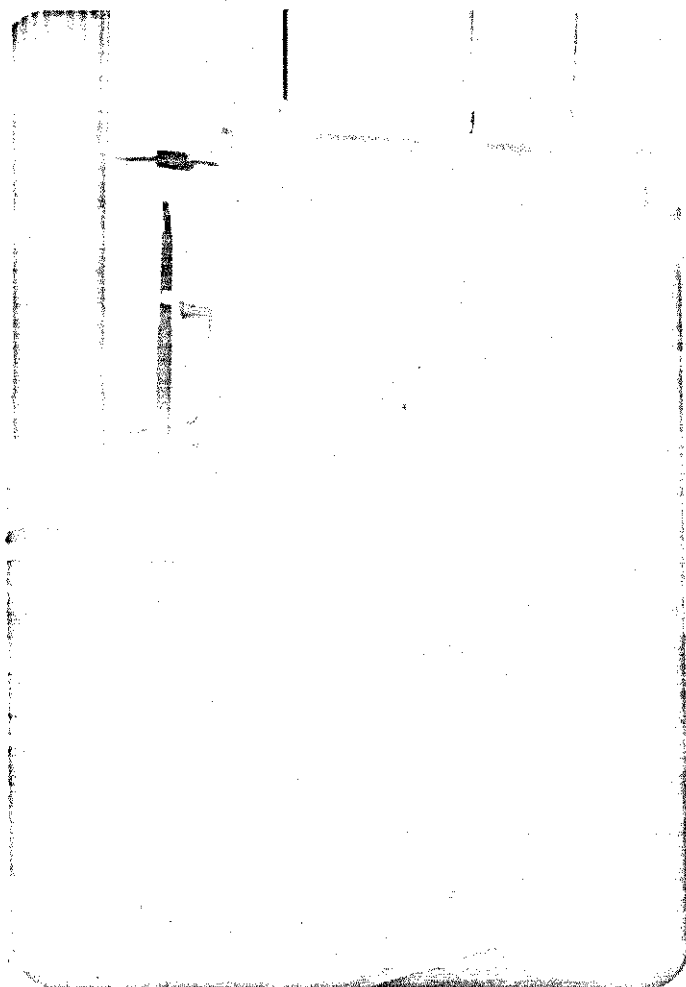


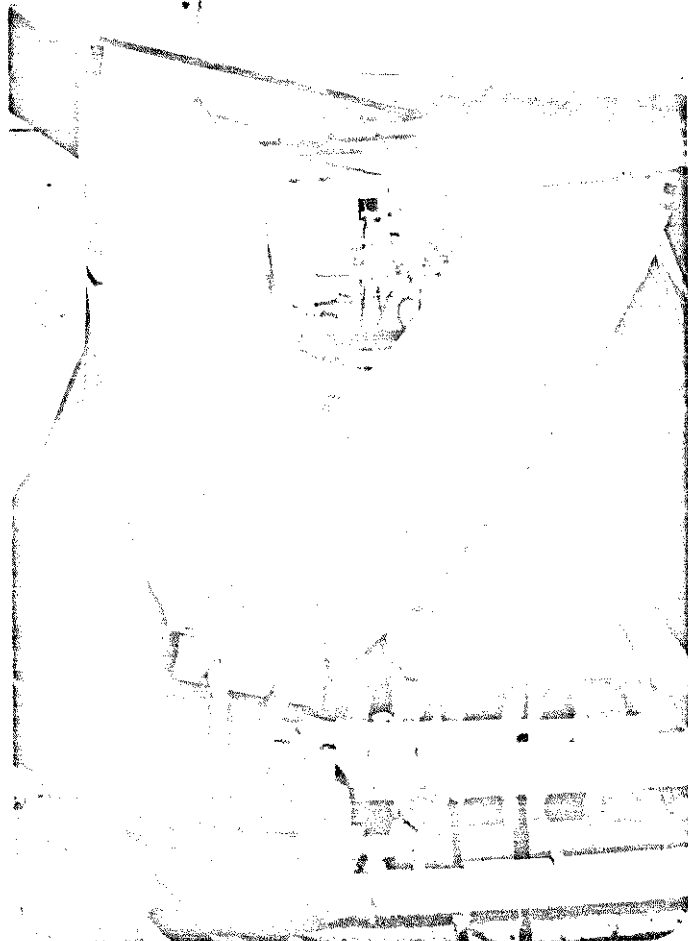
FIGURA 3.3 CONJUNTO DO SISTEMA PROTOTIPO DE TESTES PRONTO PARA USO.



(a)



(b)



(c)

FIGURA 3.4 A FIGURA 3.4 a MOSTRA O INTERIOR DO ABSORVEDOR, A FIGURA 3.4 b A SUPERFÍCIE REFLETORES EM POLIESTER REFORÇADO COM FIBRA DE VIDRO, A FIGURA 3.4 c O COLETOR MONTADO

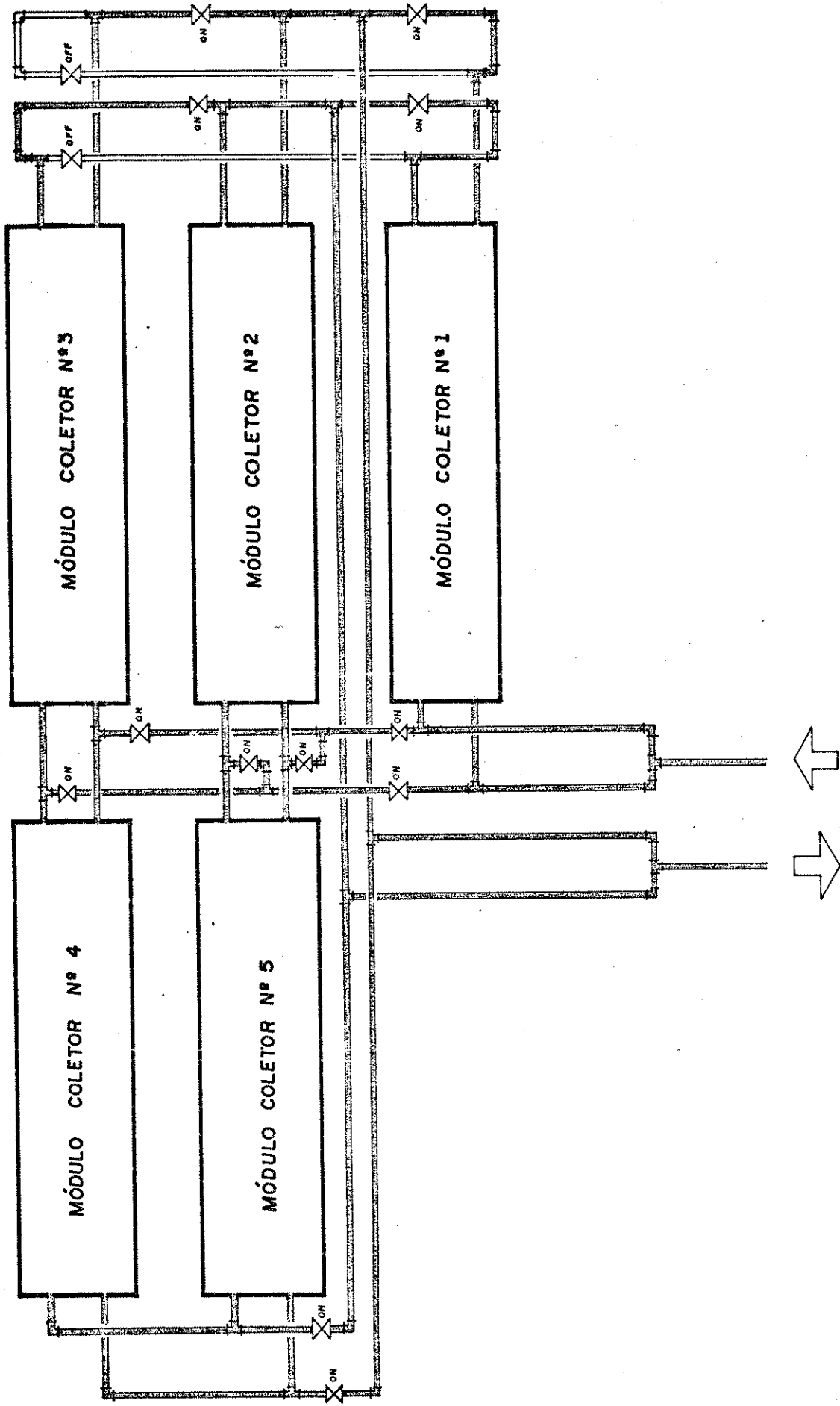


FIGURA 3.5 : SISTEMA DE COLETORES EM PARALELO

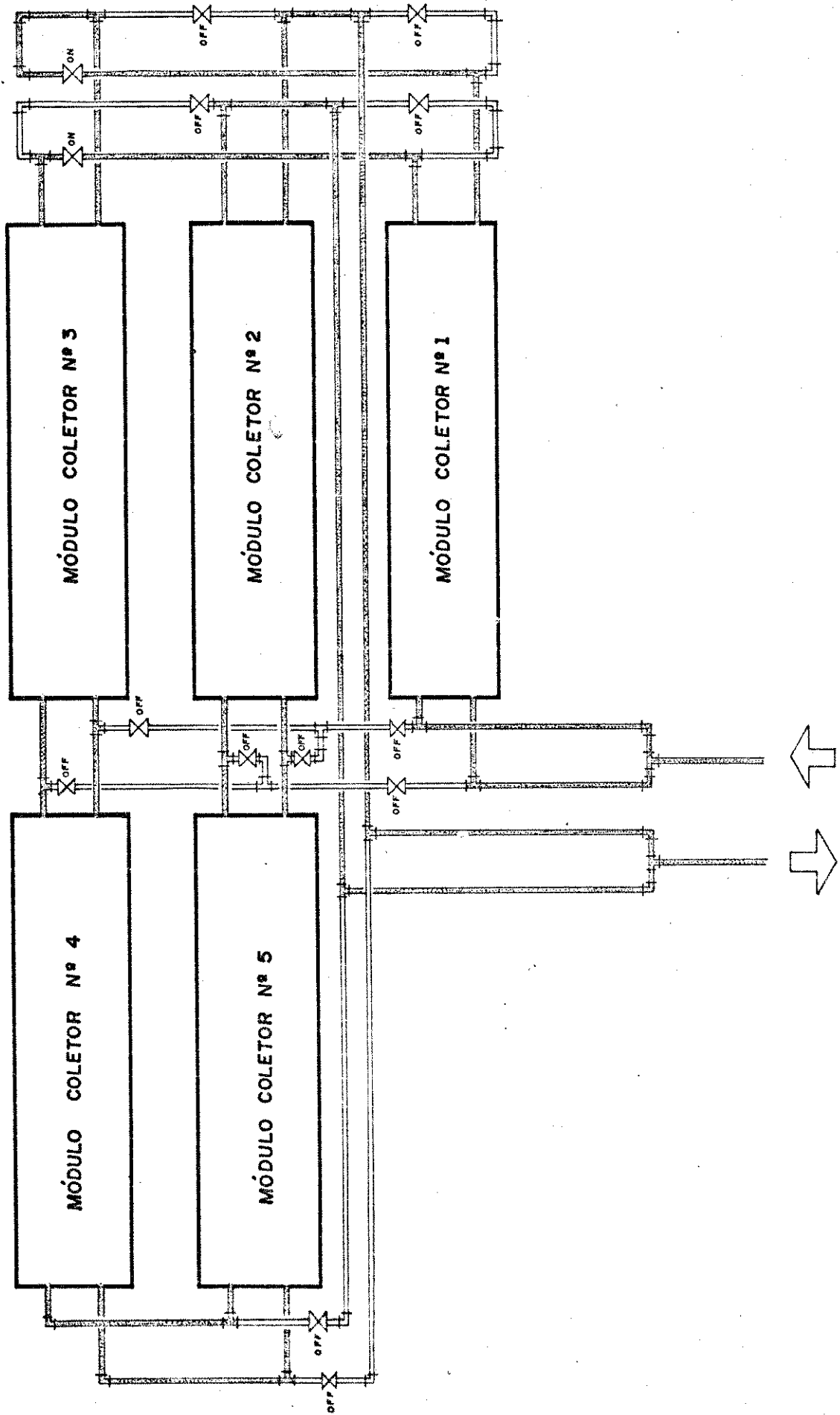
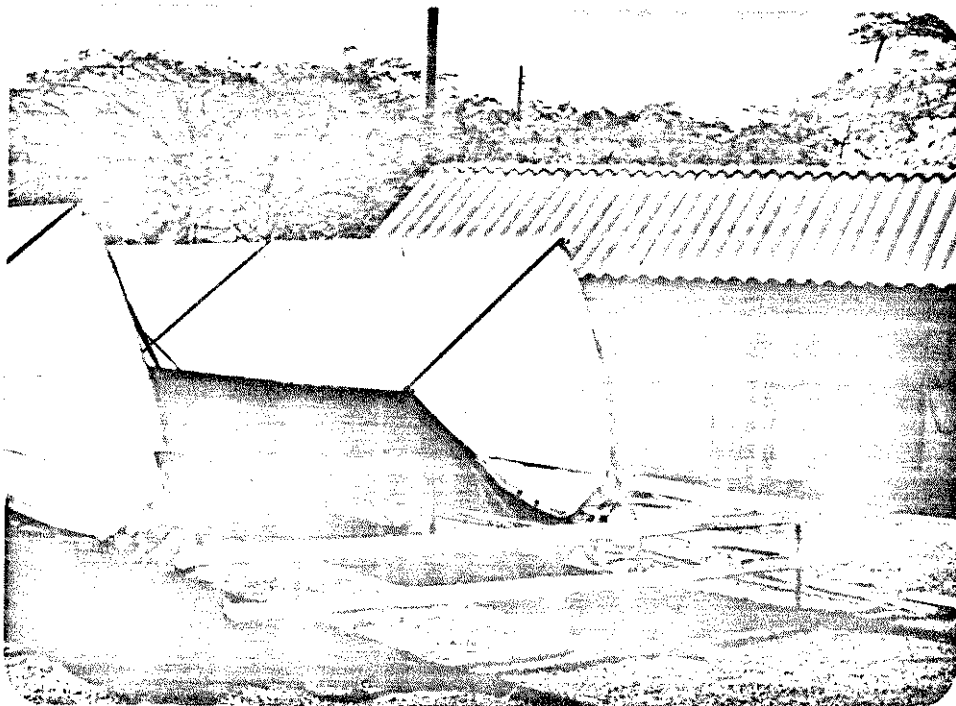
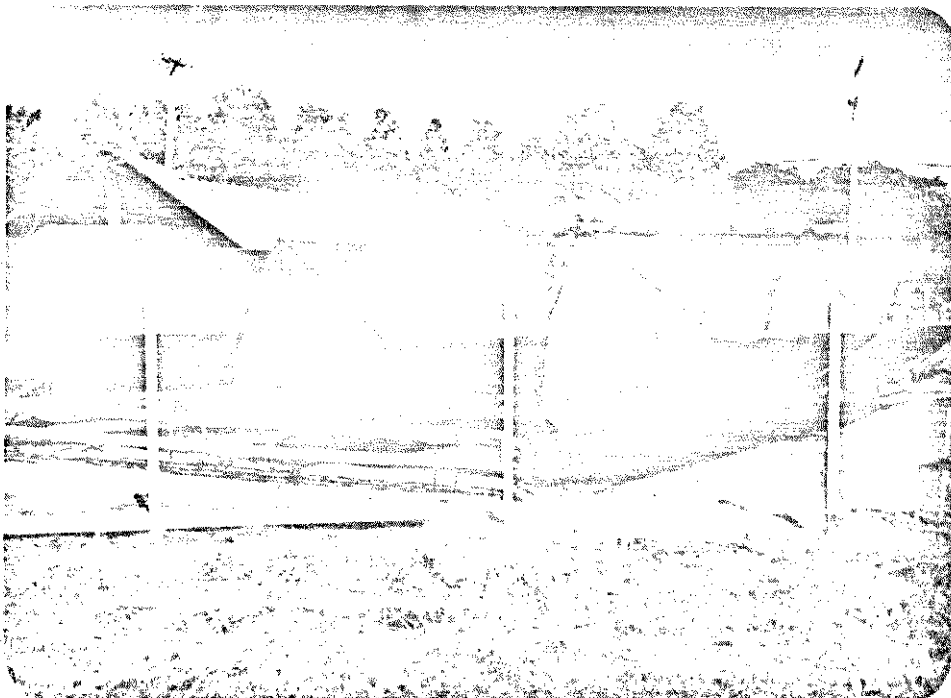


FIGURA 3.6 : SISTEMA DE COLETORES EM SÉRIE



(a) CAMPO DE COLETORES OBSERVADO DO OESTE



(b) CAMPO DE COLETORES OBSERVADO DO LESTE

FIGURA 3.7 CONJUNTO DO CAMPO DE COLETORES OBSERVADO DO OESTE (a) E DO LESTE (b).



FIGURA 3.8 a. TANQUE DE ARMAZENAMENTO FASE DE MONTAGEM, SEM ISOLAMENTO



FIGURA 3.8 b TANQUE DE ARMAZENAMENTO, ISOLADO.

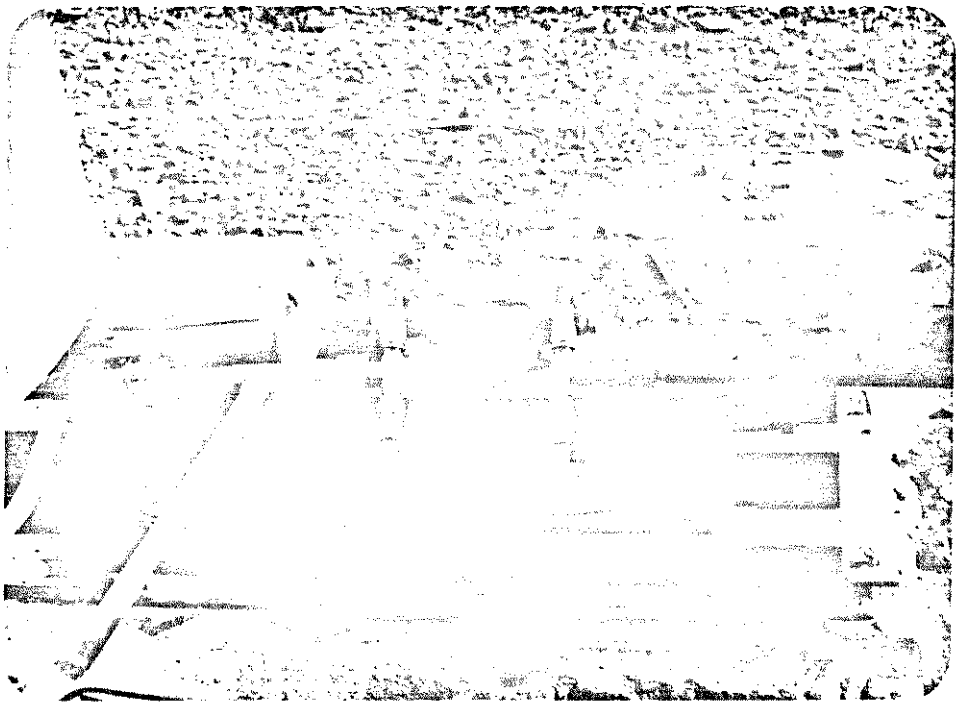


FIGURA 3.9 BOMBA DO SISTEMA SOLAR



FIGURA 3.10 TROCADORES DE CALOR EM FASE DE MONTAGEM, SEM ISOLAMENTO

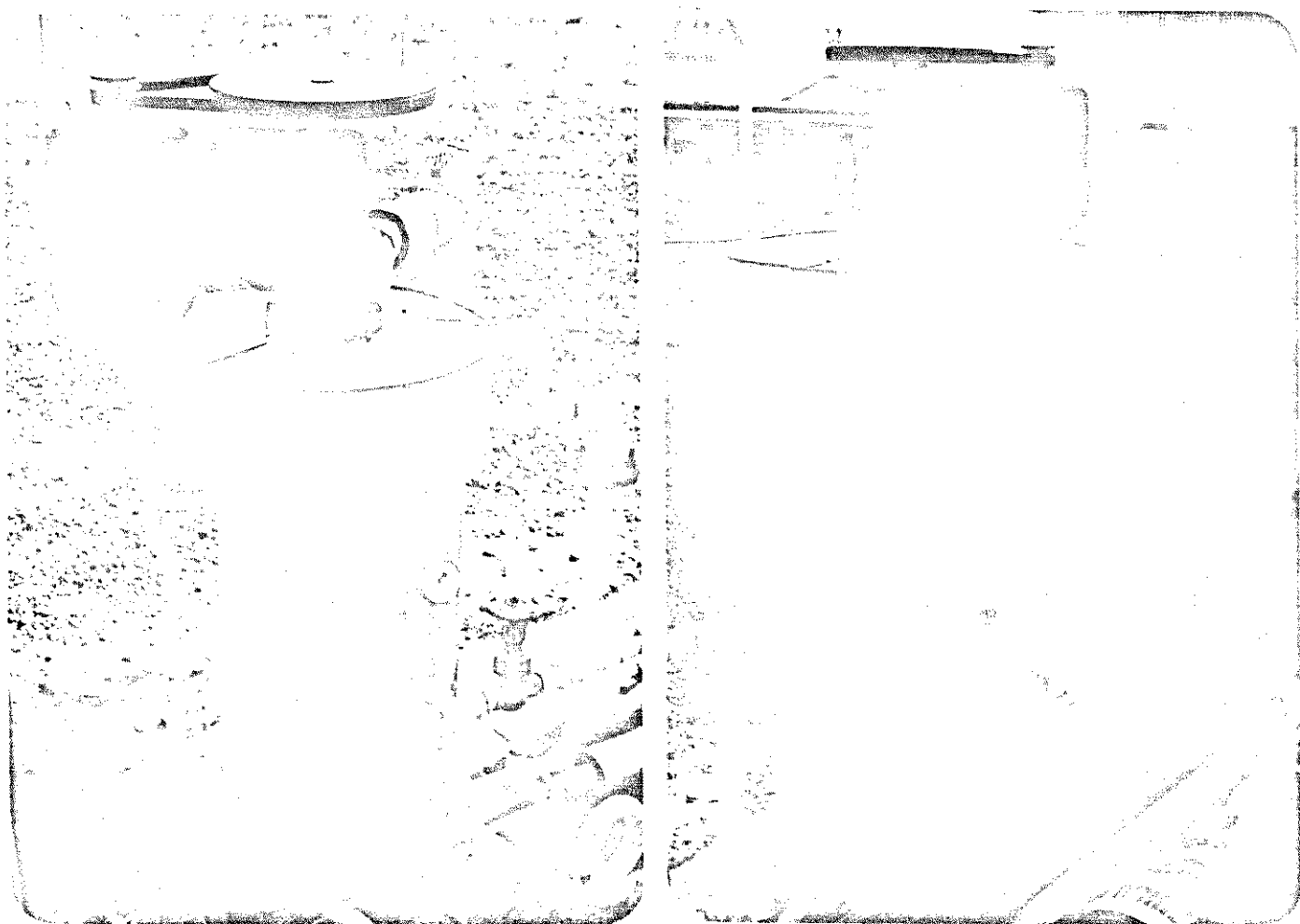


FIGURA 3.11 TROCADORES DE CALOR, ISOLADOS, PRONTO PARA TESTES.

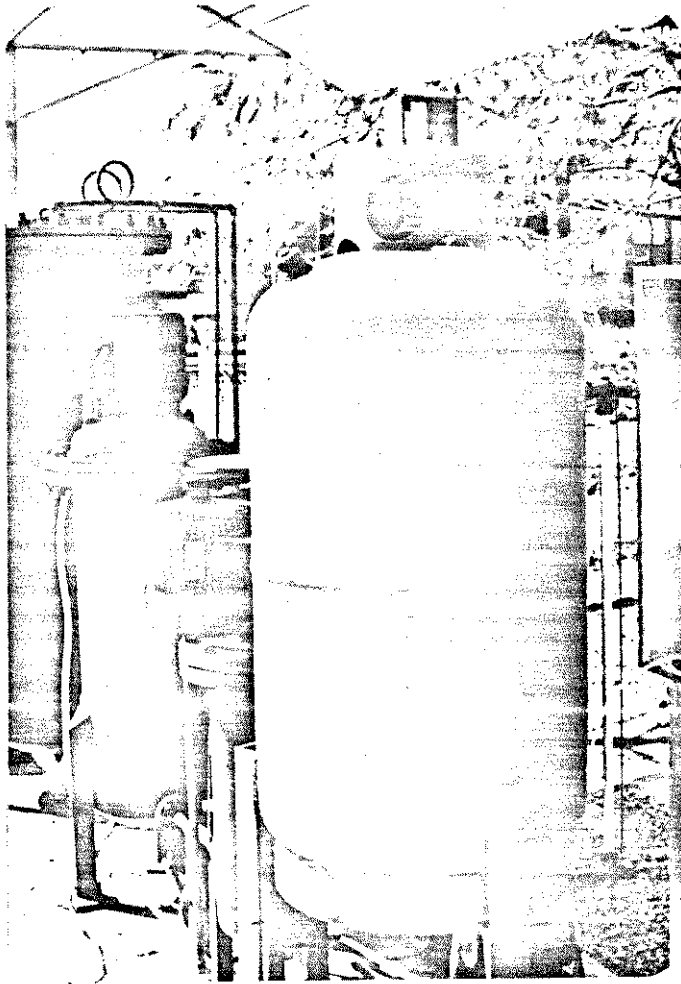


FIGURA 3.12 TANQUE RESERVATÓRIO DE ÁGUA VISTO DE COSTAS

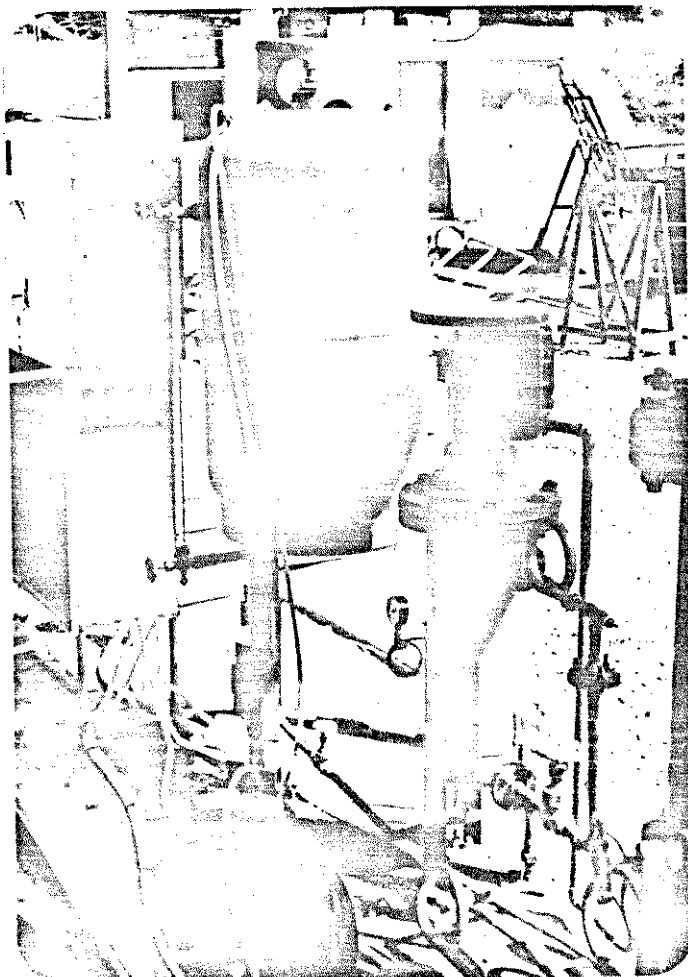


FIGURA 3.13 TANQUE RESERTÓRIO DE ÁGUA VISTO DE FRENTE

CAPÍTULO IV

IV - MODELOS PARA A SIMULAÇÃO DOS COMPONENTES; TESTES DOS COMPONENTES E COMPARAÇÕES ENTRE OS RESULTADOS

Neste capítulo serão mostrados os modelos matemáticos desenvolvidos para os componentes e suas limitações. A seguir serão relatados os testes de campo realizados com os componentes e logo serão apresentados os resultados da simulação e sua comparação gráfica com os resultados dos testes.

IV.1 - MODELO DINÂMICO DOS TROCADORES DE CALOR INTITULADOS "EVAPORADOR" E "PRAQUECEDOR"

O desenvolvimento dos modelos dinâmicos dos trocadores de calor tipo carcaça e serpentina foi obtido em base as seguintes fontes bibliográficas: Referências [14], [15], [16], [17].

Devido ao tamanho, condições de teste e número de variáveis a serem analisados foi considerado um modelo unidimensional. A metodologia utilizada para se ter uma idéia da importância na inércia térmica de cada um dos componentes dos trocadores, identificados como água (H), sicone (S) e carcaça (C) foi também convencional.

- a - foram aplicados volumes de controle ao redor de cada componente e aplicada a 1^a lei da termodinâmica
- b - as equações resultantes foram colocadas na forma de equações diferenciais ordinárias, para efeito do cálculo das constantes de tempo de cada componente do trocador, supondo que o efeito transiente de cada componente se manifestava em cada caso isoladamente.
- c - foi calculado o produto da massa vezes o calor específico (capacidade térmica) de cada componente.

- d - dos resultados dos itens b e c foram eliminados aqueles transientes que tinham pouca influência na inércia térmica do trocador.
- e - em base aos resultados obtidos no item d foram escritos as equações diferenciais para o transitório em cada componente dos trocadores.

Será mostrado somente um dos cálculos realizados aplicando a metodologia acima explicada, com a finalidade de esclarecer dúvidas quanto a metodologia proposta.

IV.1.1 - EXEMPLO DE APLICAÇÃO DA METODOLOGIA PARA O EVAPORADOR.

Aplicando volumes de controle respectivamente ao redor do silicone (Se), carcaça (Ce) e água (He) no evaporador teremos:

$$M_{se} Cp_{se} \frac{dT_{se}}{dt} = - (UA)_{se-He} \overline{\Delta T} + \dot{m}_{se} Cp_{se} (T_{e_{se}} - T_{s_{se}}) \quad (4.1)$$

$$M_{ce} Cp_{ce} \frac{dT_{ce}}{dt} = (UA)_{He-Ce} (T_{He} - T_{ce}) - (UA)_{ce-Ae} (T_{ce} - T_a) \quad (4.2)$$

$$M_{He} Cp_{He} \frac{dT_{He}}{dt} = (UA)_{se-He} \overline{\Delta T} - (UA)_{He-Ce} (T_{He} - T_{ce}) + \dot{m}_{He} Cp_{He} (T_{Hp} - T_{He}) \quad (4.3)$$

Procuramos simplificar estas equações, exprimindo-as na forma da equação (4.4).

$$\frac{dT}{dt} + AT = B \quad (4.4)$$

Os termos A e B são funções das temperaturas dos componentes em contato direto com o componente analisado que por sua vez são funções do tempo; adotando os termos A e B como constantes, em primeira aproximação a solução geral da equação (4.4) indica que a função T tem uma constante de tempo (CT), que é igual ao inverso do termo A (CT = 1/A).

Estimados as constantes de tempo das equações (4.1) (4.2), (4.3) expressadas na forma da equação (4.4) é possível identificar qual o elemento (silicone, carcaça, água) que mais peso tem no transiente do evaporador; seriam então eliminados os transientes de

um ou mais componentes onde a diferença em valor tornar isto possível.

IV.1.1.1 - ANÁLISE DA EQUAÇÃO 4.1:

Definindo:

$$T_{se} = \frac{T_{e_{se}} + T_{s_{se}}}{2} \quad (4.5)$$

$$\overline{\Delta T} = \frac{T_{e_{se}} + T_{s_{se}}}{2} - T_{He} \quad (4.6)$$

e supondo $T_{e_{se}}$ constante e conhecida no instante de tempo considerado teremos:

$$\frac{dT_{se}}{dt} = \frac{1}{2} \frac{dT_{s_{se}}}{dt}$$

substituindo os valores de T_{se} e $\overline{\Delta T}$ definidos pelas equações (4.5) e (4.6) na equação (4.1) teremos:

$$\left[\frac{M_{se} Cp_{se}}{2} \right] \frac{dT_{s_{se}}}{dt} = - (UA)_{se-He} \left(\frac{T_{e_{se}} - T_{s_{se}}}{2} - T_{He} \right) + \dot{m}_{se} cp_{se} (T_{e_{se}} - T_{s_{se}})$$

Organizando a Equação acima descrita na forma da equação 4.4.

$$\frac{dT_{s_{se}}}{dt} + \left[\frac{2\dot{m}_{se} Cp_{se} + (UA)_{se-He}}{M_{se} Cp_{se}} \right] T_{s_{se}} = \left[\frac{2\dot{m}_{se} Cp_{se} - (UA)_{se-He}}{M_{se} Cp_{se}} \right] T_{e_{se}} + \left[\frac{2 (UA)_{se-He}}{M_{se} Cp_{se}} \right] T_{He}$$

As constantes A_{se} e B_{se} para obter uma equação similar a (4.4) ficaram definidas assim:

$$A_{se} = \frac{2\dot{m}_{se} Cp_{se} + (UA)_{se-He}}{M_{se} Cp_{se}} \quad (4.7)$$

$$B_{se} = \frac{2 \dot{m}_{se} Cp_{se} - (UA)_{se-He}}{M_{se} Cp_{se}} T_{e_{se}} + \frac{2 (UA)_{se-He}}{M_{se} Cp_{se}} T_{He} \quad (4.8)$$

A equação (4.1) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{dT_{s_{se}}}{dt} - A_{se} T_{s_{se}} = B_{se} \quad (4.9)$$

Constante do tempo para o silicone (CT_{se}):

$$CT_{se} = \frac{M_{se} Cp_{se}}{2 \dot{m}_{se} Cp_{se} + (UA)_{se-He}} \quad (4.10)$$

Os valores dos coeficientes globais de troca de calor e os fluxos adotados para este cálculo são: (o fluxo adotado e as temperaturas de cálculo do Cp_{se} , foram obtidos dos vários testes do sistema desenvolvido).

$$\dot{m}_{se} = 0.14 \text{ kg/seg}; \quad Cp_{se} = 1578 \text{ J/kg}^{\circ}\text{K}; \quad (UA)_{se-He} = 169 \text{ w/m}^2;$$

$$M_{se} = 8,85 \text{ kg}$$

Substituindo estes valores na equação (4.10) chegamos a:

$$CT_{se} = 22.88 \text{ seg.}$$

IV.1.1.2 - ANÁLISE DA EQUAÇÃO 4.2:

$$\frac{dT_{ce}}{dt} + \left[\frac{(UA)_{He-ce} + (UA)_{ce-Ae}}{M_{ce} Cp_{ce}} \right] T_{ce} = \left[\frac{(UA)_{He-ce} T_{He} + (UA)_{ce-Ae} T_a}{M_{ce} Cp_{ce}} \right]$$

A equação (4.2) foi organizada na forma da equação (4.11) a qual comparada com a equação (4.4) fornece os valores das constantes A_{ce} , B_{ce} .

$$A_{ce} = \frac{(UA)_{He-Ce} + (UA)_{ce-AE}}{M_{ce} Cp_{ce}} \quad (4.12)$$

$$B_{ce} = \frac{(UA)_{He-ce} T_{He} + (UA)_{ce-Ae} T_a}{M_{ce} C_{p_{ce}}} \quad (4.13)$$

A equação (4.11) poderá ser escrita:

$$\frac{dT_{ce}}{dt} + A_{ce} T_{ce} = B_{ce}$$

Constante de tempo para a carcaça (CT_{ce}):

$$CT_{ce} = \frac{M_{ce} C_{p_{ce}}}{(UA)_{He-ce} + (UA)_{ce-Ae}} \quad (4.14)$$

Os valores dos coeficientes de troca de calor, propriedades físicas e massas utilizadas neste cálculo são:

$$(UA)_{He-ce} = 2122 \text{ W/}^{\circ}\text{k}; M_{ce} C_{p_{ce}} = 24152,8 \text{ J/}^{\circ}\text{k}; (UA)_{ce-Ae} = 1.0 \text{ w/}^{\circ}\text{k}$$

Substituindo estes valores na equação (4.14):

$$CT_{ce} = 11,37 \text{ seg} \quad (4.15)$$

IV.1.1.3 - ANÁLISE DA EQUAÇÃO 4.3 :

Definindo $\bar{\Delta T}$ de acordo a equação (4.6), substituindo este valor na equação (4.3) e organizando a equação:

$$\frac{dT_{He}}{dt} + \left[\frac{(UA)_{se-He} + (UA)_{He-ce} + \dot{m}_{He} C_{p_{He}}}{M_{He} C_{p_{He}}} \right] T_{He} = \left[\frac{(UA)_{se-He} T_{se} + \dot{m}_{He} C_{p_{He}} T_{Hp} + (UA)_{He-ce} T_{ce}}{M_{He} C_{p_{He}}} \right] \quad (4.16)$$

A equação (4.3) foi organizada (4.16) de forma a permitir a comparação com a equação (4.4), os valores das constantes A_{He} e B_{He} serão:

$$A_{\text{He}} = \left[\frac{(UA)_{\text{se-He}} + (UA)_{\text{He-ce}} + \dot{m}_{\text{He}} C_{p\text{He}}}{M_{\text{He}} C_{p\text{He}}} \right] \quad (4.17)$$

$$B_{\text{He}} = \left[\frac{(UA)_{\text{se-He}} T_{\text{se}} + \dot{m}_{\text{He}} C_{p\text{He}} T_{\text{Hp}} + (UA)_{\text{He-ce}} T_{\text{ce}}}{M_{\text{He}} C_{p\text{He}}} \right] \quad (4.18)$$

A equação (4.16) poderá ser escrita:

$$\frac{dT_{\text{He}}}{dt} + A_{\text{He}} T_{\text{He}} = B_{\text{He}} \quad (4.19)$$

Constante de tempo para a água dentro do evaporador (CT_{He}):

$$CT_{\text{He}} = \frac{M_{\text{He}} C_{p\text{He}}}{(UA)_{\text{se-He}} + (UA)_{\text{He-ce}} + \dot{m}_{\text{He}} c_{p\text{He}}} \quad (4.20)$$

Os valores dos coeficientes globais de troca de calor, propriedades físicas, fluxos de massa e massas utilizadas para o cálculo do CT_{He} serão:

$$(UA)_{\text{se-He}} = 169 \text{ w/}^{\circ}\text{k}; C_{p\text{He}} = 4154 \text{ J/kg}^{\circ}\text{k}; M_{\text{He}} = 75,46 \text{ kg}$$

$$(UA)_{\text{He-ce}} = 2122 \text{ w/}^{\circ}\text{k}; \dot{m}_{\text{He}} = 0 \text{ kg/seg}$$

Substituindo estes valores na equação (4.20) teremos:

$$CT_{\text{He}} = 136,83 \text{ seg.} \quad (4.21)$$

A estabilidade da integração numérica de equações diferenciais ordinárias com valor inicial, depende do intervalo de integração adotado [15]; intervalos muito grandes, em relação a duração total de um determinado transiente levam a instabilidade na integração numérica.

Para o método EULER de integração, por exemplo: o intervalo máximo e duas vezes a constante de tempo; no caso de um sistema de equações diferenciais não lineares esse procedimento não é válido.

Como não existe um método teórico geral para o cálculo do intervalo de integração máximo, para um sistema de equações não lineares, foi adotado o seguinte critério: Calculou-se a constante de tempo para cada equação como se elas fossem lineares e independentes.

Adotou-se o menor intervalo de integração permitido. As estimativas demonstraram que certas equações apresentavam constantes de tempo bem menores em relação a outras, indicando tratar-se de sistemas rígidos; julgou-se necessário reforçar esta idéia com os cálculos da capacidade térmica ($m C_p$) de cada componente do sistema analisado (neste cálculo exemplo, o trocador de calor) ou seja: $(m C_p)_{se}$, $(m C_p)_{ce}$, $(m C_p)_{He}$, e a boa prática na análise de sistemas transientes, aconselha não considerar aqueles transientes com diferenças

Para o evaporador operando nas condições pre-estabelecidas neste exemplo de cálculo, foram obtidos os seguintes valores:

$$(mC_p)_{se} = 14057 \text{ J/}^{\circ}\text{k}$$

$$(mC_p)_{ce} = 24153 \text{ J/}^{\circ}\text{k}$$

$$(mC_p)_{He} = 118258 \text{ J/}^{\circ}\text{k}$$

Este resultado indica que realmente o transiente da água é o que comanda o transiente do sistema formado pelo trocador evaporador ou seja: água-carcaça-silicone.

Suposições adotadas com base nas análises acima expostas para linearizar o modelo matemático do evaporador:

- 1 - Velocidades e temperaturas serão considerados uniformes nas seções transversais das tubulações.
- 2 - Os transientes devidos ao silicone dentro das serpentinas e ao material das serpentinas são nulos.
- 3 - Os transientes devidos a carcaça do trocador de calor são nulos.
- 4 - Os fluxos de massa e as temperaturas dos fluidos (silicone e água), são considerados constantes para lapsos de tempo pequenos comparados com a constante de tempo de água.
- 5 - As perdas de calor através da carcaça do trocador são consideradas desprezíveis (A carcaça está isolada).
- 6 - A água tem sua temperatura uniforme a cada lapso de integração.
- 7 - Serão somente considerados efeitos transientes na água que se encontra dentro de evaporador.

Para a análise do trocador pré-aquecedor foi adotado um método similar ao descrito para o evaporador, achando-se os seguintes resultados.

$$CT_{Hp} = 103 \text{ seg}; CT_{sp} = 3.6 \text{ seg}; CT_{cp} = 12.5 \text{ seg}$$

$$(mC_p)_{Hp} = 78311 \text{ J/}^\circ\text{k}; (mC_p)_{sp} = 1793 \text{ J/}^\circ\text{k}; (mC_p)_{cp} = 8979 \text{ J/}^\circ\text{k}$$

foram realizados cálculos similares para várias temperaturas de operação dos trocadores evaporador e pre-aquecedor e os resultados obtidos mostraram a mesma relação das grandezas comparadas no cálculo exemplo aqui imposto.

Assim pode-se chegar a conclusão de que no pré-aquecedor e evaporador o transiente do sistema formado pelos componentes, água-silicone-carcaça, é comandado pela água. O modelo matemático será deduzido de forma similar para os dois trocadores, adotando-se as mesmas limitações antes anotadas para o evaporador; os dados para os cálculos dos parâmetros físicos e geométricos dos trocadores pré-aquecedores e evaporador, se encontram nas figuras 4.1 a 4.6.

A equação diferencial que governa o processo de troca de calor entre o silicone e a água (fluidos quentes e frio respectivamente), é obtida da 1ª Lei da Termodinâmica.

$$\Delta H + \dot{Q} = \frac{dE\delta}{dt} \quad (4.22)$$

Considerando apenas os termos não desprezíveis do balanço de energia, a equação (4.22) será aplicada a água e ao silicone, sem fazer distinção do trocador que está sendo analisado (evaporador, pre-aquecedor).

Para a água:

$$M_H C_{pH} \frac{dT_H}{dt} = \dot{m}_H C_{pH} (T_{eH} - T_H) + \dot{Q} \quad (4.23)$$

$$\text{Onde:} \quad \dot{Q} = U A \overline{\Delta T} \quad (4.24)$$

$$M_H C_{pH}^{**} \frac{dT_H}{dt} = \dot{m}_H C_{pH}^* T_{eH} - \dot{m}_H C_{pH}^{**} T_H + \dot{Q} \quad (4.25)$$

$$\text{Onde:} \quad \overline{\Delta T} = \frac{T_{es} - T_{ss}}{\ln \left[\frac{T_{es} - T_H}{T_{ss} - T_H} \right]} \quad (4.26)$$

Substituindo as equações (4.24) e (4.26) na equação (4.25) teremos:

$$\frac{dT_H}{dt} = \frac{\dot{m}_H C_{pH}^* T_{eH}}{M_H C_{pH}^{**}} - \frac{\dot{m}_H C_{pH}^{**} T_H}{M_H C_{pH}^{**}} + \frac{UA}{M_H C_{pH}^{**}} \frac{T_{es} - T_{ss}}{\ln \left[\frac{T_{es} - T_H}{T_{ss} - T_H} \right]} \quad (4.27)$$

Para o silicone :

$$\dot{m}_s C_{ps} (T_{es} - T_{ss}) = UA \overline{\Delta T} \quad (4.28)$$

Substituindo a equação (4.26) na equação (4.28) e supondo a temperatura de entrada do silicone a serpentina (T_{es}) do trocador conhecida, e a temperatura da água dentro de trocador (T_H) constante no instante considerado, podemos obter uma expressão para a temperatura de saída do silicone (T_{ss}) da serpentina do trocador.

$$T_{ss} = T_H + (T_{es} - T_H) \exp(-UA/\dot{m}_s c_{ps}) \quad (4.29)$$

Introduzindo a equação (4.29) na equação (4.27) da água e definindo algumas constantes para reduzir a complexidade da equação encontrada teremos:

$$A = \dot{m}_H C_{pH}^* T_{eH} / M_H C_{pH}^{**} + \frac{\dot{m}_s C_{ps}}{M_H C_{pH}^{**}} (1-k) T_{es} \quad (4.30)$$

$$B = \dot{m}_H C_{pH}^{**} / M_H C_{pH}^{**} \quad (4.31)$$

$$C = UA / M_H C_{pH}^{**} \quad (4.32)$$

$$K = \exp(-UA/\dot{m}_s C_{ps}) \quad (4.33)$$

$$D = B + \frac{\dot{m}_s C_{ps}}{M_H C_{pH}^{**}} (1 - K) \quad (4.34)$$

$$\frac{dT_H}{dt} + D T_H = A \quad (4.35)$$

Para fluxos de massa constantes e supondo os valores de C_{ps} e C_{pH}^* e C_{pH}^{**} constantes durante o intervalo de integração e com a condição inicial:

$$CI : t = 0; \quad T_H = T_{Ho}$$

A solução da equação diferencial ordinária (4.35) será:

$$T_H = \frac{A}{D} + \left[T_{Ho} - \frac{A}{D} \right] \text{EXP} (-Dt) \quad (4.36)$$

Caso particular: $\dot{m}_H = 0$

$$T_H = T_{es} + (T_{Ho} - T_{es}) \text{EXP} \left[- \frac{\dot{m}_s C_{ps}}{M_H C_{pH}} (1 - K)t \right] \quad (4.37)$$

As equações (4.36) e (4.37) são válidas tanto para o evaporador como para o preaquecedor e sempre que a temperatura da água for inferior à temperatura de saturação.

Para o caso em que a temperatura da água seja igual a temperatura de saturação, haverá ebulição com saída do vapor. Neste caso as equações de balanço energético na água e no silicone serão respectivamente:

$$UA\overline{\Delta T} + \dot{m}_H C_{pH}^* T_{eH} - \dot{m}_H h_v = M_H \frac{dh_H}{dt} \quad (4.38)$$

$$UA\overline{\Delta T} = \dot{m}_s C_{ps} (T_{es} - T_{ss}) \quad (4.39)$$

Sendo que:

$$T_{ss} = T_H + (T_{es} - T_H) k \quad (4.40)$$

A única mudança exigida na equação (4.40) é com respeito ao valor de K , no qual o coeficiente global de troca de calor é somente o devido ao silicone, tendo em conta que a água sendo agitada o seu coeficiente de troca de calor por convecção forçada é alto, havendo ebulição o coeficiente de troca de calor por convecção na água crescerá ainda mais o que indica que a resistência térmica ao fluxo de calor entre silicone e água pode ser considerada sem muito erro como a devida unicamente ao silicone.

Substituindo a equação (4.40) modificada na equação (4.38) e fazendo algumas simplificações:

$$\frac{dh_H}{dt} = \frac{\dot{m}_s C_{ps}}{M_H} (T_{es} - T_H) (1 - k) + \frac{\dot{m}_H C_{pH}^*}{M_H} T_{eH} - \frac{\dot{m}_H}{M_H} h_v \quad (4.41)$$

Existe uma relação entre h_H e m_H que pode ser deduzida observando que, se num lapso de tempo (Δt) é gerada uma quantidade de vapor (m_H) o título da mistura será:

$$x = m_H / M_H \quad (4.42)$$

Derivando a equação (4.42) com respeito ao tempo teremos:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{dm_H}{dt} \cdot \frac{1}{M_H}, \text{ se aceitamos que a massa } M_H \text{ é}$$

aproximadamente constante no instante considerado a equação (4.42) poderá ser escrita da seguinte forma:

$$\dot{x} = \dot{m}_H / M_H \quad (4.43)$$

Da definição do título, podemos obter:

$$\frac{dh_H}{dt} = \frac{dx}{dt} (h_v - h_l) \quad (4.44)$$

Introduzindo a equação (4.44) na equação (4.41) e fazendo algumas simplificações teremos:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\dot{m}_s C_{ps} (T_{es} - T_H) (1-K)}{M_H (2h_v - h_l - C_{pH}^* T_{eH})} \quad (4.45)$$

Para um lapso de tempo pequeno, pode-se considerar que o lado direito da equação (4.45) é uma constante, portanto poderemos escrever a equação (4.45) da seguinte forma:

$$\frac{dx}{dt} = K_0 \quad (4.46)$$

Condição inicial de esta equação:

$$CI \quad : \quad t = 0 \quad ; \quad x = 0$$

Solução no tempo:

$$x = K_0 t \quad (4.47)$$

da equação (4.43) poderemos deduzir que para um lapso de tempo Δt a massa de vapor gerado será:

$$m_H = M_H k_0 \Delta t \quad (4.48)$$

IV.1.1.4 - NORMAS GERAIS DE USO DOS MODELOS MATEMÁTICOS DOS TROCADORES DE CALOR.

O objetivo perseguido com a modelação matemática é conseguir conhecer a cada instante de tempo, a temperatura da água dentro do trocador e a temperatura de saída do fluido (silicone) que passa através das serpentinas, e no caso de evaporação a massa de vapor gerado a cada instante. Passos a serem seguidos na modelação matemática.

- 1 - Se a temperatura da água dentro do trocador de calor num determinado instante é conhecida e ela é inferior a temperatura de saturação; conhecendo a temperatura do fluido quente na entrada das serpentinas do trocador é possível conhecer no instante seguinte a nova temperatura da água e a temperatura de saída do fluido quente das serpentinas da seguinte forma:
 - a) É escolhido um intervalo de tempo Δt inferior a constante de tempo da água no trocador ($\Delta t_e < 136$ seg; $\Delta t_p < 103$ seg).
 - b) Prefixado o fluxo de massa do fluido quente e conhecidas suas propriedades térmicas, usando a equação (4.29) poderemos calcular a temperatura de saída do fluido quente da serpentina no instante seguinte supondo a temperatura da água constante nesse intervalo de tempo.
 - c) Conhecida a massa e temperatura da água dentro do trocador e as propriedades térmicas da água, assim como a temperatura de entrada do fluido quente na serpentina é possível usando a equação (4.37), conhecer a temperatura da água no instante seguinte.
 - d) Este procedimento se aplica indiferentemente aos dois tipos de trocadores. No caso em que a temperatura da água seja igual a temperatura de saturação, haverá ebulição e geração de vapor; neste caso o procedimento de uso é o seguinte:
 - d.1) O intervalo do tempo a ser usado é o mesmo do caso anterior.
 - d.2) O cálculo da temperatura de saída do fluido quente da serpentina é feito com a equação (4.29) como no caso an

- terior, cuidando que o coeficiente global de troca de calor (U) seja o apropriado para este caso.
- d.3) A temperatura da água permanece constante enquanto existe vaporização; é necessário portanto usar as equações (4.45) e (4.48) para conhecer a quantidade de água evaporada no trocador evaporador.
- d.4) Para o trocador preaquecedor o fluxo de massa de água (\dot{m}_H) não é mais nulo, sendo igual a quantidade de vapor gerado (\dot{m}_H) dividida pelo lapso de tempo adotado (Δt); o cálculo da temperatura da água no preaquecedor deverá ser feito com a equação (4.36).
- d.5) Nas simulações realizadas não foi constatado evaporação no preaquecedor, sendo que para mais certeza foi previsto na modelação matemática o caso de se apresentar evaporação no preaquecedor.

A forma prática como foi realizada a simulação no computador se encontra detalhada no ANEXO G em que estão os diagramas de fluxo e a listagem dos programas.

IV.2 - MODELO DINÂMICO DOS COLETORES CONCENTRADORES DE PARÁBOLA COMPOSTA (CPC)

Os coletores CPC tem sido estudados nos últimos cinco anos; do ponto de vista de simulação, alguns dos trabalhos já realizados estão nas referências, [19] , [20] , [21] , [22] , [23] [24] , [25] .

O grupo de Energia Solar da UNICAMP, realizou vários estudos e medidas neste tipo de coletores; destacam-se os trabalhos de F.A França [26] e C.L.F. Alves [27] .

Com base nestes estudos foram desenvolvidos tres (3) modelos de simulação, cada um dos quais apresenta vantagens e desvantagens.

O coletor CPC utilizado nos testes consta de duas partes bem definidas: As superfícies refletoras concentradoras de raios solares (concentrador) e o absorvedor (vide figura 4.7 e 4.8).

IV.2.1 - METODOLOGIA UTILIZADA PARA DESENVOLVER OS MODELOS MATEMÁTICOS

- 1 - As superfícies refletoras foram considerados de baixa capacidade térmica.
- 2 - O cálculo do rendimento ótico do coletor foi feito segundo método utilizado no trabalho [26] , o qual se mostrou bastante preciso; dessa forma é possível saber

quanta energia está realmente incidindo no absorvedor.

- 3 - Os modelos matemáticos se concentraram no absorvedor; o modelo matemático poderá ser útil na análise transiente de coletores de placa plana, considerando as diferenças de fluxos e áreas.
- 4 - A energia solar "direta" considerada, foi somente a componente normal ao plano do absorvedor, durante os testes se teve o cuidado de inclinar o coletor de forma a receber os raios solares diretos (descontada a difusa) o mais normalmente possível.

IV.2.2 - METODOLOGIA UTILIZADA PARA ESTIMAR O EFEITO DE CADA COMPONENTE DO ABSORVEDOR NO TRANSIENTE DO COLETOR.

A metodologia a ser utilizada para determinar o peso que cada um dos componentes do absorvedor tem no transiente do coletor e a mesma utilizada na análise dos trocadores de calor.

Capacidade térmica dos componentes:

$$(MC_p)_{pi} = 10368 \text{ J/}^{\circ}\text{k}$$

$$(MC_p)_c = 18696 \text{ J/}^{\circ}\text{k}$$

$$(MC_p)_f = 1090 \text{ J/}^{\circ}\text{k}$$

Constantes de tempo de cada componente:

$$CT_{pi} = 20 \text{ seg}$$

$$CT_c = 34 \text{ seg}$$

$$CT_f = 117 \text{ seg}$$

Os dados foram obtidos da figura 4.8 e as temperaturas e valor dos coeficientes de troca de calor necessários ao cálculo das constantes de tempo, foram obtidos o teste nº 5, figura 4.14.

CONCLUSÕES DESTA ANÁLISE:

- 1 - Analisando as grandezas das capacidades térmicas podemos concluir que os componentes placa-isolamento e cobertura controlam o transiente do coletor.

- 2 - Analisando as constantes de tempo podemos observar que os intervalos de integração a serem utilizados poderão ser escolhidos na faixa de 20 a 117 segundos.
- 3 - As constantes de tempo da placa-isolamento-cobertura são da mesma ordem de grandeza, indicando que estes tres componentes se comportam de forma rígida.

Com base nas análises e nas considerações feitas no item IV.2.1, foi estudado um modelo matemático para o coletor, o qual foi linearizado fazendo as seguintes suposições.

- 1 - A placa absorvedora e o isolamento na base do absorvedor estão a mesma temperatura e são considerados efeitos transientes nestes elementos.
- 2 - A relação entre a temperatura de cobertura e da placa é proporcional a relação das resistências térmicas entre esses componentes, do coletor e o ambiente.
- 3 - São considerados efeitos transientes na cobertura.
- 4 - A placa e a cobertura não tem gradientes de temperatura na direção do fluxo, nem no sentido transversal ao fluxo.
- 5 - Pó e sujeira na cobertura do absorvedor não são considerados no modelo matemático.
- 6 - Perdas através da parte superior e inferior do absorvedor são com respeito a mesma temperatura ambiente.
- 7 - O fluido que circula através do coletor tem transiente desprezível.
- 8 - O fluido tem mudanças de temperatura ao longo do coletor.

IV.2.3 - BALANÇOS ENERGÉTICOS NOS DIFERENTES COMPONENTES DO ABSORVEDOR.

Placa e isolamento:

$$(mC_p)_{pi} \frac{d\bar{T}_{pi}}{dt} = A_c S + U_1 (\bar{T}_c - \bar{T}_{pi}) - h_{fi} A_s (\bar{T}_{pi} - \bar{T}_f) \quad (4.49)$$

Cobertura:

$$(mC_p)_c \frac{d\bar{T}_c}{dt} = A_c U_1 (\bar{T}_{pi} - \bar{T}_c) + U_2 (T_a - \bar{T}_c) \quad (4.50)$$

fluido:

$$\dot{m}_f C_{pf} \frac{dT_f}{dy} = h_{fi} \times P \times (\bar{T}_{pi} - T_f) \quad (4.51)$$

A temperatura da placa está relacionada com a temperatura da cobertura da seguinte forma:

$$U_2 (\bar{T}_c - T_a) = U_L (\bar{T}_{pi} - T_a) \quad (4.52)$$

onde:

$$U_L = \frac{U_1 \times U_2}{U_1 + U_2} \quad (4.53)$$

derivando a equação (4.52) com respeito ao tempo e considerando U_1 , U_2 e T_a constantes teremos:

$$\frac{d\bar{T}_c}{dt} = \left(\frac{U_L}{U_2}\right) \frac{d\bar{T}_{pi}}{dt} \quad (4.54)$$

Introduzimos as equações (4.52) e (4.54) na equação (4.50) e combinando a equação resultante com a equação (4.49), teremos:

$$\left[(mC_p)_{pi} + \frac{U_L}{U_2} (mC_p)_c \right] \frac{d\bar{T}_{pi}}{dt} = A_c S - U_L (\bar{T}_{pi} - T_a) - h_{fi} A_s (\bar{T}_{pi} - \bar{T}_f) \quad (4.55)$$

A área molhada pelo fluido dentro do absorvedor (A_s) pode ser escrita da seguinte forma:

$$A_s = P \times y \quad (4.56)$$

Onde:

P = Perímetro molhado pelo fluido no absorvedor

y = Comprimento do absorvedor no sentido do escoamento do fluido.

A temperatura da placa, cobertura e isolamento dependem do tempo (t), mas por restrições inicialmente impostas ao modelo não dependem do comprimento do absorvedor (y) no sentido do escoamento do fluido a ser aquecido; a temperatura do fluido depende do coletor (y) mas é independente do tempo (t). Pelas considerações acima mencionadas é possível resolver as equações diferenciais (4.51) e (4.55) independentemente uma da outra.

A equação (4.51) tem como condição de contorno:

$$y = 0 ; T_f = T_{efc}$$

Solução da equação (4.51):

$$T_f = \frac{B_f}{A_f} + \left[T_{efc} - \frac{B_f}{A_f} \right] \exp(-A_f y) \quad (4.57)$$

onde:

$$A_f = \frac{h_{fi} \cdot P}{\dot{m}_f \cdot C_{pf}} \quad (4.58)$$

$$B_f = \frac{h_{fi} \cdot P \cdot \bar{T}_{pi}}{\dot{m}_f \cdot C_{pf}} \quad (4.59)$$

A equação (4.55) tem como condição inicial:

$$t = 0 ; \bar{T}_{pi} = T_{pio}$$

Solução da equação (4.55)

$$\bar{T}_{pi} = \frac{B_{pi}}{A_{pi}} + \left(\bar{T}_{pio} - \frac{B_{pi}}{A_{pi}} \right) \exp(-A_{pi} t) \quad (4.60)$$

onde:

$$A_{pi} = \frac{A_c U_L + h_{fi} A_s}{(mCp)_q}$$

$$B_{pi} = \frac{A_c (s + U_L T_a) + h_{fi} A_s \bar{T}_f}{(mCp)_q}$$

$$(mCp)_q = (mCp)_{pi} + \frac{U_L}{U_2} (mCp)_c$$

Combinando as equações (4.57) e (4.60), podemos obter uma expressão para o cálculo da temperatura de saída do fluido do coletor em função da temperatura de entrada do fluido ao coletor (T_{efc}), da temperatura inicial da placa (T_{pio}), da radiação solar incidente no instante de tempo considerado (s), da temperatura ambiente (T_a), do tempo (t) e do comprimento do coletor (y).

$$T_f = A_c(s + U_L T_a) \left[\frac{[1 + \exp(-A_t \cdot t)] [1 - \exp(-A_y \cdot y)]}{A_c U_L - h_{fi} A_s - h_{fi} A_s [1 - \exp(-A_t \cdot t)] [1 - \exp(-A_y \cdot y)]} \right] +$$

$$\left[\frac{[\exp(-A_y \cdot y)] \cdot T_e - [\exp(-A_t \cdot t)] [\exp(-A_y \cdot y) - 1] T_{pio}}{1 - \left[\frac{h_{fi} A_s}{A_c U_L + h_{fi} A_s} \right] [1 - \exp(-A_t \cdot t)] [1 - \exp(-A_y \cdot y)]} \right] \quad (4.61)$$

onde:

$$A_t = \frac{A_c U_L + h_{fi} A_s}{(mCp)_q} \quad (4.62)$$

$$A_y = \frac{h_{fi} \cdot P}{\dot{m}_f C_{pf}} \quad (4.63)$$

IV.2.4 - NORMAS GERAIS DE USO DO MODELO MATEMÁTICO DO COLETOR.

1 - É necessário conhecer as propriedades físicas dos materiais dos componentes do coletor e do fluido a ser aquecido, assim como as dimensões do coletor.

2 - É necessário no começo de qualquer simulação conhecer as temperaturas de entrada do fluido no coletor e a temperatura na saída do coletor (a qual para iniciar a simulação pode ser igual a temperatura de entrada).

3 - A temperatura média do fluido (\bar{T}_f) pode ser a média aritmética, o qual para coletores curtos ($y < 6m$) se comprovou não causar muito erro.

4 - A radiação solar a considerar (s) é a componente da radiação solar direta, normal ao plano do absorvedor

5 - A partir das equações (4.61), (4.62) e (4.63) e supondo um intervalo de tempo que se ajuste aos pré-requisitos enumerados no item IV.2.2, é possível calcular usando a equação (4.60) a temperatura média da placa.

6 - Utilizando as equações (4.58) e (4.59) podemos calcular para um coletor de comprimento definido (y), a temperatura de saída do fluido utilizando a equação (4.57).

7 - Como se pode notar o método de integração no tempo proposto é discreto, sendo gerados pelo modelo matemático a cada instante as condições iniciais para realizar a integração no instante seguinte.

Observações: O modelo matemático proposto foi testado comparando seus resultados com resultados experimentais e mostrou ser um modelo simples e de razoável precisão, no entanto com a finalidade de analisar os efeitos que o transiente do fluido exerce sobre o transiente do coletor, assim como analisar o comportamento da placa absorvedora quando sua temperatura não é uniforme, foram desenvolvidos dois modelos matemáticos adicionais os quais se encontram no apêndice B. A simulação dos modelos do apêndice B, não foi incluída nesta tese, mas sua simulação e comparação com experiências, está sendo realizada e será objeto de posterior publicação.

IV.3 - MODELO DINÂMICO DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO

Modelos dinâmicos para tanques de armazenamento são bastante conhecidos [28] ; foi adotado no sistema gerador de vapor armazenador de calor sensível (vide figura 4.10) um operando em regime estratificado. A estratificação é esperada devido a alta viscosidade do fluido térmico utilizado e as baixas velocidades de entrada ao armazenador dos fluxos de massa vindos do sistema coletor (SC) e dos Sistema dos processos (SP); este modelo está proposto na referência [28] e foi extensamente usado por [20] e [23] . De acordo a [28] não são necessários mais do que tres (3) camadas de estratificação, para descrever com razoável precisão o comportamento do fluido no armazenador; no nosso caso foram considerados cinco(5) camadas devido a dificuldade na comparação de resultados experimentais com o modelo matemático, quando o número de camadas era inferior a cinco camadas:

Será mostrado a título de exemplo o estudo dinâmico de um armazenador de 3 camadas de estratificação, sendo que a ampliação da análise, para mais de tres camadas, poderá ser feito utilizando uma equação geral de balanço energético em cada camada a qual é também apresentada abaixo:

a) Balanço energético na primeira camada:

$$(\dot{m}C_p)_1 \frac{dT_1}{dt} = (\dot{m}C_p)_{sc} \left[F_1^{sc} (T_{sc} - T_1) \right] + (\dot{m}C_p)_{sp} \left[F_1^{sp} (T_{sp} - T_1) + (T_2 - T_1) (F_2^{sp} + F_3^{sp}) \right] + U_1 A_1 (T_a - T_1) \quad (4.64)$$

b) Balanço energético na segunda camada:

$$(\dot{m}C_p)_2 \frac{dT_2}{dt} = (\dot{m}C_p)_p \left[F_2^{sc} (T_{sc} - T_2) + (T_1 - T_2) F_1^{sc} \right] + (\dot{m}C_p)_{sp} \left[F_2^{sp} (T_{sp} - T_2) + (T_3 - T_2) F_3^{sp} \right] + U_2 A_2 (T_a - T_2) \quad (4.65)$$

c) Balanço energético na terceira camada:

$$(\dot{m}C_p)_3 \frac{dT_3}{dt} = (\dot{m}C_p)_{sc} \left[F_3^{sc} (T_{sc} - T_3) + (T_2 - T_3) (F_1^{sc} + F_2^{sc}) \right] + (\dot{m}C_p)_{sp} F_3^{sp} (T_{sp} - T_3) + U_3 A_3 (T_a - T_3) \quad (4.66)$$

As funções F_1^{sc} , F_2^{sc} , F_3^{sc} , F_1^{sp} , F_2^{sp} , F_3^{sp} são funções de controle de

finidas da seguinte forma:

$$F_i^{sc} = \begin{cases} 1; & \text{se } T_{i-1} > T_{sc} > T_i \\ 0; & \text{qualquer outra situação} \end{cases}$$

$$F_i^{sp} = \begin{cases} 1; & \text{se } T_i > T_{sp} > T_{i+1} \\ 0; & \text{qualquer outra situação} \end{cases}$$

O tanque de armazenamento não foi totalmente cheio nos testes, mantendo um volume de 369 litros de fluido térmico; foi atribuída a cada camada um volume de 123 litros e com base nestes dados foram calculadas as capacidades térmicas de cada camada.

$$(\dot{m}C_p)_i = 435381,09 T_i^{-0.1542} \quad (\text{J}/^\circ\text{K}) \quad (4.67)$$

As propriedades do fluido térmico foram calculados em função da temperatura, para maior precisão nos cálculos:

$$\rho_f = 6421,078 T_i^{-0,3353} \quad (\text{J}/^\circ\text{K}) \quad (4.68)$$

$$C_{pf} = 551,26 T_i^{0.1811} \quad (\text{J}/^\circ\text{K}) \quad (4.69)$$

O produto $(\dot{m}C_p)_{sc}$ que corresponde os produto do fluxo de mas sa de fluido térmico através do sistema coletor vezes o calor espe cí fico do fluido térmico, calculando-se as propriedades do fluido a temperatura média entre a de entrada ao sistema coletor e a saí da do sistema coletor será:

$$(\dot{m}C_p)_{sc} = \dot{m}_f 551,26 \left(\frac{T_{sc} + T_3}{2} \right)^{0.1811} \quad (4.70)$$

O cálculo do produto $U_i A_i$ entre o fluido térmico no armazena do r e o ambiente, incluindo a lã de vidro, e a chapa levou a:

$$U_1 A_1 = U_2 A_2 = U_3 A_3 = 0.687 \quad \text{W}/^\circ\text{K}$$

O produto $(\dot{m}C_p)_{sp}$ correspondente ao produto do fluxo de massa através do SP, vezes o calor específico do fluido térmico, calcu lan do-se as propriedades do fluido a temperatura média entre a en tra da e saída do fluido do sistema dos processos será:

$$(\dot{m}C_p)_{sp} = \dot{m}_s 551,26 \left(\frac{T_1 + T_{sp}}{2} \right)^{0.1811} \quad (4.71)$$

As equações (4.67), (4.70) e (4.71) são introduzidas nas equações (4.64), (4.65), e (4.66), obtendo-se as equações diferenciais para cada camada de forma mais compacta:

Equação diferencial na primeira camada:

$$\frac{dT_1}{dt} = -AT_1 + BT_2 + C \quad (4.72)$$

Condição inicial:

$$CI : t=0 ; T_1 = T_{10}$$

onde:

$$A = \frac{(\dot{m}C_p)_{sc} F_1^{sc} + (\dot{m}C_p)_{p,sp} F_1^{sp} + (\dot{m}C_p)_{p,sp} (F_2^{sp} + F_3^{sp}) + U_1 A_1}{(\dot{m}C_p)_1} \quad (4.73)$$

$$B = \frac{(\dot{m}C_p)_{p,sp}}{(\dot{m}C_p)_1} (F_2^{sp} + F_3^{sp}) \quad (4.74)$$

$$C = \frac{(\dot{m}C_p)_{p,sp} F_1^{sp} T_{sp} + (\dot{m}C_p)_{p,sp} F_1^{sp} T_{sp} + U_1 A_1 T_a}{(\dot{m}C_p)_1} \quad (4.75)$$

Equação diferencial na segunda camada:

$$\frac{dT_2}{dt} = DT_1 - ET_2 + FT_3 + G \quad (4.76)$$

Condição inicial:

$$CI: t=0 ; T_2 = T_{20}$$

onde:

$$D = \frac{(\dot{m}C_p)_{sc}}{(\dot{m}C_p)_2} F_1^{sc} \quad (4.77)$$

$$E = \frac{(\dot{m}C_p)_{sc} (F_2^{sc} + F_1^{sc}) + (\dot{m}C_p)_{sp} (F_2^{sp} + F_3^{sp}) + U_2 A_2}{(\dot{m}C_p)_2} \quad (4.78)$$

$$F = \frac{(\dot{m}C_p)_{sp}}{(\dot{m}C_p)_2} F_3^{sp} \quad (4.79)$$

$$G = \frac{(\dot{m}C_p)_{sc} F_2^{sc} T_{sc} + (\dot{m}C_p)_{sp} F_2^{sp} T_{sp} + U_2 A_2 T_a}{(\dot{m}C_p)_2} \quad (4.80)$$

Equação diferencial na terceira camada

$$\frac{dT_3}{dt} = H T_2 - O T_3 + P \quad (4.81)$$

Condição inicial:

$$CI: t=0 ; T_3 = T_{30}$$

onde

$$H = \frac{(\dot{m}C_p)_{sc} (F_1^{sc} + F_2^{sc})}{(\dot{m}C_p)_3} \quad (4.82)$$

$$O = \frac{(\dot{m}C_p)_{sc} (F_1^{sc} + F_2^{sc} + F_3^{sc}) + (\dot{m}C_p)_{sp} F_3^{sp} + U_3 A_3}{(\dot{m}C_p)_3} \quad (4.83)$$

$$P = \frac{(\dot{m}C_p)_{sc} F_3^{sc} T_{sc} + (\dot{m}C_p)_{sp} F_3^{sp} T_{sp} + U_3 A_3 T_a}{(\dot{m}C_p)_3} \quad (4.84)$$

As equações diferenciais das diferentes camadas não são lineares; na solução simultânea do sistema de equações anotadas, foram considerados constantes os fluxos de massa, propriedades do fluido e temperaturas T_{sc} e T_{sp} , durante o lapso de integração, com a finalidade de linearizar as equações (4.72), (4.76) e (4.81).

Uma vez que o sistema de equações diferenciais é linearizado é possível utilizar um método numérico (Exemplo: Runge Kutta) para resolver simultaneamente as equações.

No caso de necessidade de fazer uma análise para um número "n" de camadas, as equações de energia das camadas de estratificação, podem ser obtidos de uma equação geral, assim como as funções de

controle F_i^{SC} e F_i^{SP} .

Equação diferencial expressada em forma geral para um tanque de armazenamento de calor sensível com n camadas de estratificação:

$$\begin{aligned}
 (\dot{m}C_p)_i \frac{dT_i}{dt} = & (\dot{m}C_p)_{sc} \left[F_i^{SC} (T_{sc} - T_i) + (T_{i-1} - T_i) \sum_{J=1}^{i-1} F_J^{SC} \right] \\
 + & (\dot{m}C_p)_{sp} \left[F_i^{SP} (T_{sp} - T_i) + (T_{i+1} - T_i) \sum_{J=i+1}^n F_J^{SP} \right] \\
 + & U_i A_i (T_a - T_i)
 \end{aligned} \tag{4.85}$$

$$F_i^{SC} = \begin{cases} 1, & \text{se } T_{i-1} > T_{sc} > T_i \\ 0, & \text{qualquer outra situação} \end{cases}$$

$$F_i^{SP} = \begin{cases} 1, & \text{se } T_i > T_{sp} > T_{i+1} \\ 0, & \text{qualquer outra situação} \end{cases}$$

IV.3.1 - FORMA GERAL DE USO DO MODELO MATEMÁTICO PARA O TANQUE DE ARMAZENAMENTO

1 - É necessário conhecer os fluxos de massa, através do SC e do SP, as propriedades do fluido térmico em função da temperatura e o número de camadas tem que ser inicialmente estipulado.

2 - As temperaturas T_{sc} , T_{sp} deverão ser conhecidas a cada instante, assim como as temperaturas das diferentes camadas no instante inicial.

3 - As funções de controle F_i^{SC} e F_i^{SP} deverão ser calculados desde o começo, antes de se utilizar um método numérico para a solução simultânea das equações diferenciais, resultantes do balanço energético em cada camada.

4 - A forma de integrar as equações é numérica, sendo que os resultados da primeira integração numérica servirão como condição inicial, para o cálculo das temperaturas nas diferentes camadas no instante seguinte.

IV.4 - COMPARAÇÃO DOS MODELOS MATEMÁTICOS COM OS RESULTADOS EXPERIMENTAIS.

Nesta seção são descritos as experiências realizadas no sistema de geração de vapor, são apresentados os resultados da simulação num computador dos componentes e são comparados estes resultados com os experimentais.

IV.4.1 - EXPERIÊNCIAS REALIZADAS

As experiências realizadas foram divididas em dois grupos: testes individuais e de conjunto.

Testes individuais foram os realizados com cada componente do sistema isoladamente, testes de conjunto foram realizados deixando o sistema operar automaticamente.

Nesta seção serão relatados e analisados somente os testes individuais, os testes de conjunto serão analisados no capítulo seguinte.

IV.4.1.1 - TESTES INDIVIDUAIS

a) Teste de um módulo coletor

O Campo de Coletores descrito anteriormente, consta de 5 módulos coletores de aproximadamente 6m^2 de área coletora. Foram realizados testes individuais no módulo coletor nº 1 (vide figura 3.5), e teste de todo o campo de coletores, os testes de todo o campo não foram muito significativos devido as perdas de calor através das tubulações e mangueiras de ligação dos módulos entre si. Entretanto foi possível observar qualitativamente os efeitos causados quando os módulos coletores estavam ligados em série (vide figura 3.6) o em paralelo (vide figura 3.5).

Teste nº 1: Teste individual do módulo coletor (Figura 4.10)

Data do teste: 26/07/81

Hora de início do teste: 11h30

Temperatura ambiente média: 295.10°k

Fluxo através do coletor: 0.049 kg/seg

Velocidade do vento: 2m/seg

Tempo de Teste: 30min

Radiação difusa média: 170 w/m^2

Raios solares incidindo normalmente ao plano do coletor

Tipo de Teste: Teste de operação normal do coletor com radiação bastante constante e fluxo forçado do fluido através do coletor, mantido constante e contínuo.

Descrição do teste e instrumentos utilizados

Foram registradas as temperaturas de entrada e saída do módulo coletor; os testes foram realizados por períodos de tempo de no máximo uma hora para evitar erros devidos a falta de ponto de referência no registrador utilizado; o fluxo foi medido com uma placa de orifício, com diâmetro de orifício de 6mm acoplado a um manômetro diferencial de tubo em U, usando mercúrio como fluido manométrico; A radiação solar foi detectada com um pireliometro acoplado a um registrador, com inclinação igual a do plano do absorvedor. Os instrumentos utilizados são descritos no Anexo A.

Os sensores de temperatura foram termopares tipo T, localizados a 70cm de entrada e saída do módulo coletor, em pontos de alta mistura; os termopares estavam mergulhados em poços de aço inoxidável, com paredes de 0,5mm de espessura e 5cm de comprimento dentro do fluido.

Teste nº 2: Teste Individual do Módulo Coletor (Figura 4.11)

Data do teste: 26/07/81

Hora de Início do Teste: 12h30'

Temperatura Ambiente Média: 295.10^ok

Fluxo através do coletor: 0,164 kg/seg

Velocidade aproximada do vento: 2m/seg

Tempo de Teste: 30min

Radiação difusa média: 111.6 w/m²

Raios solares incidindo normalmente ao plano do coletor

Tipo de Teste: teste da operação descontínua do coletor; com radiação constante e fluxo forçado do fluido através do coletor, mantido constante; para observar os efeitos de parada súbita da bomba do fluido coletor, foram feitas paradas por períodos curtos (< 5 minutos)

Foram registradas as temperaturas de entrada e saída do coletor, sendo que quando era interrompido o fluxo não deverão ser considerados os registros das temperaturas do fluido na entrada e saída devido a que os termopares estavam a 70cm do módulo coletor, e quando o fluxo era nulo o registro destas temperaturas não é importante.

Os instrumentos de registro de temperaturas e radiação solar foram iguais aos do teste nº 1.

Teste nº 3: Teste Individual do Módulo Coletor (Figura 4.12)

Data do Teste: 26/07/81

hora de início do teste: 2:10 pni
 temperatura ambiente média: 298.10°k
 fluxo através do coletor: 0.083 Kg/seg
 velocidade do vento aproximada: 2 m/seg
 tempo de teste: 30 min
 radiação difusa média: 91.22 w/m^2
 raios solares incidindo normalmente ao plano do coletor
 tipo de teste: teste de operação descontínua do coletor com radiação bastante constante e fluxo forçado do fluido através do coletor, mantido constante durante quase todo o teste, sendo nulo por curtos períodos de tempo.

O teste foi similar ao teste nº 2 com a diferença que o fluxo foi metade do fluxo utilizado no teste nº 2, para analisar os efeitos do fluxo sobre o comportamento transiente do coletor.

Os instrumentos utilizados foram os mesmos dos tres testes anteriores;

Teste nº 4: Teste do transiente do coletor (Fig.4.13)

Data do teste: 27/07/81
 Hora do Início do Teste: 12h35'
 Temperatura ambiente média: $298,10^{\circ}\text{k}$
 Fluxo através do coletor: 0.005 kg/seg
 Velocidade aproximada do vento: 2 m/seg
 Tempo de Teste: 15 minutos
 Radiação média difusa: 61 w/m^2
 Raios solares incidindo normais ao plano do coletor.

Tipo de Teste: O teste foi realizado ao meio dia solar com radiação solar constante (dia claro), fluxo forçado constante; conjunto de coletor foi operado em paralelo para obter fluxos menores através de um módulo e portanto diferenças de temperatura entre a entrada e saída do coletor significativos; subitamente foi desorientado o coletor e foram registrados: temperaturas de entrada e saída do módulo e a radiação solar até obter-se estabilidade.

Os instrumentos utilizados foram os mesmos dos testes anteriores.

Teste nº 5: Teste do transiente do coletor (Fig. 4.14)

Data do teste: 27/07/81

Hora de Início do Teste: 13h00

Temperatura ambiente média: 300.10°k

Fluxo através do coletor: 0.005 kg/seg

Velocidade aproximada do vento: 2 m/seg

Tempo de teste: 15 minutos

Radiação média difusa: $81,13 \text{ w/m}^2$

Raios solares incidindo normalmente ao plano do coletor

Tipo de Teste: O teste foi realizado imediatamente depois do teste nº 4, conjunto de coletores operando em paralelo, radiação solar constante, 'fluxo forçado constante, e igual ao do teste nº 4; foram registradas as temperaturas' de entrada e saída de um módulo coletor, e a radiação solar utilizando os mesmos instrumentos do teste anterior.

IV 4.1.1.2 . TESTES DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO

O tanque de armazenamento foi especificado no ANEXO A, tem forma cilíndrica e capacidade total para armazenar 454 litros de fluido. Nos testes devido a quantidade insuficiente de silicone para encher totalmente o tanque foram utilizados 369 litros : o tanque tem 600mm de diâmetro interno a 1655mm de altura interna, o nível de fluido chegava até uma altura de 1355mm (vide figura 4.15)

Os sensores de temperatura foram instalados nas posições mostradas na figura 4.15 em contato direto com o fluido. (termopares tipo T)

Teste nº 06: Teste de Carregamento do Tanque de Armazenamento

(Vide Figura 4.16)

Data do Teste: 17/02/81

Hora de Início do Teste: 09h30'

Temperatura ambiente média: 303.0°k

Fluxo através do sistema coletor: 0.168 kg/seg

Fluxo através do sistema trocadores: 0.0 kg/seg

Tempo de Teste: 31 minutos

Tipo de Teste: Teste de carregamento do tanque de Armazenamento, foi utilizado num fluxo através do sistema coletor relativamente alto ($\dot{m}_f > 500\text{kg/hr}$); foram registradas as temperatu-

ras em cinco pontos dentro do Tanque de Armazenamento: Ponto 1: Localizado na entrada do fluido a serpentina do evaporador (Figura 3.1); Ponto 2: a 15cm, Ponto 3: a 70cm, e Ponto 4: a 120 cm, sendo que a temperatura do Ponto nº 5 era medida na saída da bomba do S.C (Figura 3.1). O teste foi realizado durante o tempo necessário até observar estabilidade; o objetivo do teste era observar as mudanças da temperatura dos diferentes pontos em função do tempo, e o grau de estratificação.

As temperaturas foram medidas com um termometro digital a cada 60 segundos utilizando termopares tipo T, mergulhados diretamente no fluido; o fluxo através do sistema coletor (sc) foi mantido constante mantendo-se altura da coluna de mercúrio do medidor de tubo em U constante.

Teste nº 7: Teste de carregamento do tanque de Armazenamento
(Fig.4.17)

Data do Teste: 17/02/81

Hora do teste: 10h40'

Temperatura ambiente média: 303.0°k

Fluxo através do sistema coletor: 0.131 kg/seg

Fluxo através do sistema trocadores: 0,0 kg/seg

Tempo de teste: 30 min

Tipo de teste: Teste de carregamento do tanque de armazenamento, o fluxo utilizado foi menor ($\dot{m}_f < 500 \text{ kg/hr}$) que o teste nº 6; os sensores de temperatura foram localizados nos mesmos pontos anteriores e a forma de conduzir o teste foi exatamente igual à do teste anterior. O objetivo foi observar as mudanças da estratificação no carregamento.

Teste nº 8: Teste de Descarregamento do Tanque de Armazenamento
(Fig. 4.18)

Data do Teste: 19/02/81

Hora do Teste: 16h00

Temperatura ambiente média: 303°k

Fluxo através do sistema coletor: 0,0

Fluxo através do sistema trocadores: 0,445 kg/s

Tempo de Teste: 30 minutos

Tipo de Teste: Teste de descarregamento do tanque de armazenamento. Foi utilizado um fluxo bem alto, para maior eficiência do sistema trocador,

($\dot{m}_s > 1000\text{kg/h}$); o objetivo do teste foi observar se com fluxos altos a estratificação era alterada e em que grau. Os instrumentos utilizados foram os mesmos utilizados nos testes anteriores.

O medidor de fluxo através do sistema trocador, foi do tipo orifício, com diâmetro de orifício de 9,5mm, acoplado a manômetro de tubo em U, usando mercúrio (Hg) como fluido manométrico.

Teste nº 8: Teste de Carregamento e Descarregamento do Tanque de Armazenamento (Fig.4.19)

Data do Teste: 20/02/81

Hora do teste: 13h40

Temperatura ambiente média: 303°K

Fluxo através do sistema coletor: 0.140 kg/seg

Fluxo através do sistema trocador: 0.290 kg/seg

Tempo de Teste: 30 minutos

Tipo de Teste: Teste de carregamento e descarregamento simultâneos do Tanque de Armazenamento. Foi utilizado um fluxo através dos coletores relativamente alto ($\dot{m}_f > 500\text{ kg/hr}$) um fluxo através dos trocadores alto também ($\dot{m}_s > 1000\text{kg/hr}$).

O objetivo do teste foi observar se ainda podíamos contar com estratificação dentro do Armazenador e em que grau esta estratificação era alterada ao utilizar fluxos altos.

Os instrumentos utilizados foram os mesmos dos testes anteriores.

IV.4.1.1.3 - TESTE DOS TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor utilizados (preaquecedor e evaporador), são do tipo tanque-serpentina especificados no Apêndice A; durante os testes ficaram totalmente cheios de água. O sistema montado permitia a pressurização dos mesmos, sendo que nos testes realizados não foram pressurizados, as temperaturas do fluido quente entrando e saindo das serpentinas foram medidas utilizando termopares tipo T, mergulhados em poço de aço inoxidável de 5mm de diâmetro e 0,5mm da espessura das paredes e mergulhado 50mm dentro do fluido (Fig.4.20) localizados em pontos de alta mistura para obter temperaturas médias do fluido nesses pontos.

A temperatura da água dentro do trocador foi medida da mesma forma descrita acima, mudando somente o comprimento do poço dentro da água para 300mm.

Teste nº 9: Teste do trocador evaporador (vide Fig.4.21)

Data do Teste: 16/02/81

Hora do Teste: 11h00

Temperatura ambiente média: 303^ok

Fluxo através das serpentinas do evaporador: 0.161kg/seg

Tempo de Teste: 30min

Tipo de Teste: Teste de operação normal do evaporador, com agitação da água dentro do trocador, para uniformizar a temperatura e aumentar o coeficiente global de troca de calor, e fluxo de massa de fluido quente através das serpentinas baixo ($\dot{m}_{se} < 1000\text{kg/hr}$) e constante.

Objetivo do teste foi observar o comportamento dinâmico das diferentes temperaturas que caracterizam a operação deste trocador; temperatura de entrada do fluido quente na serpentina ($T_{e_{se}}$); temperatura de saída do fluido quente das serpentinas ($T_{s_{se}}$); temperatura da água dentro do trocador (T_{He}); e o rendimento térmico deste trocador.

Os instrumentos utilizados foram os mesmos dos testes do tanque armazenador.

Teste nº 10: Teste do Trocador Preaquecedor (Fig.4.22)

Data do Teste: 16/02/81

Hora do Teste: 11h00

Temperatura ambiente média: 303^ok

Fluxo através da serpentina do preaquecedor: 0.161 kg/seg

Tempo de Teste: 30min

Tipo de Teste: Teste de operação normal do preaquecedor com agitação da água dentro do trocador, e fluxo de massa relativamente alto para o preaquecedor ($\dot{m}_{sp} > 500\text{ kg/hr}$) do fluido quente através da serpentina.

Os objetivos do teste foram os mesmos do teste nº 09 e os instrumentos utilizados foram iguais. Os testes nº 9 e nº 10 foram realizados simultaneamente.

Teste nº 11: Teste do Trocador evaporador (Fig. 4.23)

Data do teste: 17/02/81

Hora do Teste: 10h00

Temperatura ambiente média: 303°k

Fluxo através das serpentinas do evaporador: 0.212kg/seg

Tempo de Teste: 30min

Tipo de Teste: Teste de operação normal do evaporador com agitação da água dentro do Trocador e o do bro do fluxo do Teste nº 9. O objetivo do teste foi observar o comportamento dinâmico do evaporador utilizando fluxos altos ' através da serpentina do evaporador.

Teste nº 12: Teste de operação do Trocador Preaquecedor

(Fig.4.24)

Data do Teste: 17/02/81

Hora do Teste: 10h00

Temperatura ambiente média: 303°k

Fluxo através da serpentina do preaquecedor: 0.212 kg/seg

Tempo de Teste: 30min

Tipo de Teste: Teste de operação normal do preaquecedor com agitação da água dentro do trocador, e fluxo alto para o preaquecedor ($\dot{m}_{sp} > 500\text{kg/h}$). O objetivo do teste foi observar o comporta -
mento dinâmico do preaquecedor utilizando ' fluxos de massa do fluido (quente) que circu -
la através das serpentinas alto.

IV.4.2 - CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS PARA CADA TESTE

IV.4.2.1. TESTE DOS COLETORES

Foram selecionados cinco (5) testes individuais de um módulo coletor, os quais foram descritos no item IV.4.1.1, os dados obtidos no teste foram introduzidos no computador e comparados com a resposta do modelo matemático.

A comparação é feita na base de dois tipos de erros definidos a seguir:

a) Erro de nível de energia máxima:

$$\text{MAX} \left[\frac{T_{\text{sf/m}} - T_{\text{ef/e}}}{T_{\text{sf/e}}} \right] \quad 4.88$$

onde:

$T_{\text{sf/m}}$ = Temperatura de saída do fluido do coletor calculada pelo modelo matemático.

$T_{\text{sf/e}}$ = Temperatura de saída do fluido do coletor obtida no teste.

MAX = valor máximo encontrado no teste da relação entre parênteses

b) Erro de ganho de calor:

$$\text{ABS} \left[\frac{\sum_{i=1}^N \dot{m}_f C_{\text{pf}} (T_{\text{sf/m}} - T_{\text{ef}}) - \sum_{i=1}^N \dot{m}_f C_{\text{pf}} (T_{\text{sf/e}} - T_{\text{ef}})}{\sum_{i=1}^N \dot{m}_f C_{\text{pf}} (T_{\text{sf/e}} - T_{\text{ef}})} \right] \quad 4.89$$

onde:

\dot{m}_f = fluxo de massa de fluido através do coletor

C_{pf} = calor específicos do fluido, calculado a temperatura média entre a entrada e saída do coletor.

N = número de minutos que levou o teste.

ABS = valor absoluto da relação entre parênteses.

T_{ef} = Temperatura de entrada do fluido ao modulo coletor obtido experimentalmente.

IV.4.2.1.1: COMENTÁRIOS SOBRE O TESTE nº 1

Foi um teste, com radiação solar aumentando quase linearmente desde $760-880\text{w/m}^2$, num lapso de 30 minutos (vide figura 4.11); um fluxo de massa de fluido através do módulo coletor de 176.4 Kg/hora , contínuo, e a temperatura de entrada do fluido ao coletor praticamente constante, mantendo-se num valor médio de 310°K .

O erro máximo no nível de energia foi de 2% acontecendo ele no final do teste.

O erro ganho de calor médio foi de 39%. O primeiro erro apontado é devido em sua maior parte a mudança do ponto de referência do registrador como se anota no Anexo C (item C.1.1.1.). Devido também as pequenas diferenças de temperatura registradas através do módulo coletor (máximo 3°C), é fácil explicar os erros do modelo matemático que chegam a valores máximos de 4°C , como se mostra:

Erros devidos a localização do sensor:	- 0.24°C
Erros devidos ao registrador :	- 0.25°C
Erros devidos ao termopar (médio) :	- 0.5°C
Erros devidos a mudança do ponto de referência do registrador :	- $\approx 2^\circ\text{C}$
Total	3°C

IV.4.2.1.2: COMENTÁRIOS SOBRE O TESTE nº 02

Foi um teste com radiação solar praticamente constante. Com algumas oscilações nos primeiros 10 minutos do teste, com um valor médio de 880w/m^2 , num lapso de 30 minutos. O fluxo neste caso era alto 590.4 kg/hora e descontínuo, a temperatura de entrada do fluido ao coletor praticamente com um valor médio de 325°K . O erro máximo no nível de energia foi de 2% acontecendo no instante em que a bomba era ligada ou desligada subitamente (vide figura 4.12). O erro médio no ganho de calor foi de 26%.

Os erros anotados são devidos a que no modelo matemático usado para comparar com os testes se forçava a temperatura de saída do fluido a ser igual a temperatura de entrada, quando a bomba estava desligada; isto foi feito devido a que os sensores de temperatura se encontravam a $0,70\text{m}$ do módulo coletor e quando o fluxo era interrompido a temperatura indicada pelos sensores não era função do compor-

tamento do coletor e sim das perdas de calor através da tubulação onde se encontrava o sensor.

Os erros máximos observados neste teste quando a bomba estava ligada são da ordem de 4°C e aconteceram no final do teste, sendo causados pela mudança do ponto de referência do registrador, e explicados anteriormente.

IV.4.2.1.3 - COMENTÁRIOS SOBRE O TESTE nº 03

Foi um teste com radiação solar diminuindo quase que linearmente desde $850\text{-}800\text{ w/m}^2$ num lapso de 30 minutos (vide figura 4.13); o fluxo de massa do fluido através do coletor foi de $298,8\text{ kg/hora}$, aproximadamente o dobro do fluxo utilizado no teste nº1, e não era contínuo; a temperatura de entrada do fluido ao coletor permanecia praticamente constante num valor médio de 337°K .

O erro máximo no nível de energia foi de 1%, acontecendo no instante em que a bomba era ligada ou desligada subitamente (vide figura 4.13).

O erro em ganho de calor médio foi de 88%.

O erro no nível de energia e no ganho de calor são devidos as mesmas razões anotadas no teste nº 2 e pode-se observar na figura 4.13 que no minuto 6 e 30 a bomba estava desligada e nestes instantes se registram as maiores diferenças entre as temperaturas experimental e a do modelo matemático.

Os erros máximos observados quando a bomba estava ligada, da ordem de 3°C ocorreram, no final do teste e são devidos a mudança do ponto de referência do registrador.

IV.4.2.1.4 - COMENTÁRIOS SOBRE O TESTE nº 04 (vide figura 4.14)

Foi num teste do transiente do coletor, quando a radiação solar era interrompida subitamente de um valor global de 790 w/m^2 , a um valor de 100 w/m^2 que foi a radiação difusa detetada neste instante, o teste foi de 15 minutos; o fluxo de massa foi contínuo e mantido num valor bastante baixo de 18 kg/hora para observar melhor as diferenças de temperatura entre a entrada e saída do módulo coletor: a temperatura de entrada do fluido ao módulo coletor permanece constante num valor médio de 337°C .

O erro no nível de energia máxima foi de 2% acontecendo

no final do teste.

O erro no ganho de calor foi de 10%.

Neste teste o primeiro erro é devido em sua maior parte a mudança do ponto de referência do registrador, erro este justificado nos comentários dos testes anteriores.

Se pode notar neste teste que devido ao curto tempo do teste (15 minutos) e a que o fluxo de massa através dos coletores foi contínuo o tamanho dos erros foi bem menor que o dos testes anteriores; isto serve como comparação das justificativas apresentadas anteriormente, nos testes em que o fluxo não era contínuo.

IV.4.2.1.5 - COMENTÁRIOS SOBRE O TESTE nº 05 (vide figura 4.15)

Foi um teste do transiente do coletor, contrário ao teste nº 4; neste caso o coletor se encontrava inicialmente na sombra (radiação difusa 100 w/m^2) e subitamente se fazia incidir uma radiação global de 882 w/m^2 na abertura do coletor; o teste foi de 15 minutos, o fluxo de massa através do coletor foi mantido constante e no mesmo valor do teste nº 4 ou seja 18 kg/hora ; a temperatura de entrada do fluido no coletor, se manteve constante num valor de 335°C .

O erro no nível de energia máximo foi da ordem de 1% acontecendo no final do teste.

O erro no ganho de calor médio foi de 13%.

O primeiro erro é devido a mudança do ponto de referência por parte do registrador, erro justificado nos comentários dos testes anteriores.

Neste teste a magnitude dos erros é similar a dos erros do teste nº 4 e as justificativas são iguais as do teste anterior, ou seja: tempo de teste curto (15 minutos), fluxo de massa através dos coletores contínuo; estes dois fatores fizeram cair os erros significativamente.

IV.4.2.1.6 - CONCLUSÕES SOBRE OS TESTES DOS COLETORES

Os maiores desvios são no ganho de calor médio; quando se trata de diferenças de temperatura pequenas (menores de 3°C) entre a temperatura de entrada e saída do fluido do coletor, o uso de sensores tipo termopar indiretos (mergulhados em posição) e de registradores de registro mecânico sem ponto de re-

ferência fazem aparecer diferenças de 3 a 6°C que são as causas dos erros anotados no ganho de calor médio.

Pode-se notar pelas análises anteriores que uma grande parcela dos erros detectados são facilmente justificáveis e que realmente o modelo matemático proposto pode com segurança ser utilizado para simular o comportamento dinâmico de um coletor concentrador tipo CPC.

Nas simulações de conjunto foi feita uma modificação no modelo do coletor para o caso em que o fluxo de massa através dos coletores fosse interrompido subitamente o qual melhora bastante os problemas apresentados com o modelo utilizado na comparação com os testes. Isto se justifica porque no modelo matemático utilizado, na simulação de todo o sistema, não existe o problema de erros devidos a localização dos sensores de temperatura, nem erros de instrumentos de registro.

IV.4.2.2 - TESTE DO ARMAZENADOR

Foram selecionados quatro (4) testes individuais do armazenador, os quais foram descritos no item IV.4.1.1, foram introduzidos no computador somente as temperaturas registradas no teste da primeira camada (topo do tanque) e da última camada (fundo do tanque), e comparados com as temperaturas respectivas obtidos do modelo matemático.

A comparação é feita na base de um tipo de erro definido a seguir:

a) Erro máximo de nível de energia

$$\text{MAX} \left[\frac{T_{im} - T_{ie}}{T_{ie}} \right] \quad (4.90)$$

onde:

T_{im} = Temperatura na camada i calculada pelo modelo matemático.

T_{ie} = Temperatura na camada i obtida no teste

IV.4.2.2.1 - COMENTÁRIOS SOBRE O TESTE nº 6 (vide figura 4.17)

Foi um teste de carregamento térmico do armazenador; o fluxo através do sistema dos processos foi nulo, e o sistema coletor (SC) trabalhou em circuito fechado com o armazenador; o fluxo de massa através do sistema coletor foi de 604.8 kg/hora,

contínuo, durante um lapso de 30 minutos, nos quais se logrou estabilizar a temperatura das diferentes camadas.

O erro máximo no nível de energia da camada nº 1 foi menor que 1%.

O erro máximo no nível de energia da camada nº 5 foi de 4%, ocorrendo no final do teste.

A causa do grande erro obtido na camada nº 5 é que o sensor de temperatura não se encontrava dentro do tanque; ele foi colocado na saída da bomba do sistema coletor a qual não foi possível isolar devidamente; isto apesar de ser parte importante do erro cometido não o justifica totalmente.

A outra causa apontada é que o modelo matemático fornece a temperatura média da camada, e não a temperatura num ponto determinado do tanque.

Note-se que o fluido quente que retorna dos coletores, entra no armazenador pelo topo do tanque e causa uniformidade na temperatura da 1.^a camada, sendo portanto esperado que as outras camadas que não sofrem efeitos de mistura apresentem diferenças de temperatura, variando consideravelmente com a posição ao longo da vertical.

IV.4.2.2.2 - COMENTÁRIOS SOBRE O TESTE nº 7 (vide figura 4,18)

Foi um teste de carregamento térmico do armazenador com fluxo de massa através do sistema dos processos nulo, o fluxo de massa através do sistema coletor de 471.6 kg/hora, contínuo, durante um lapso de tempo de 30 minutos.

O erro máximo no nível de energia da camada nº 2 foi de 1%.

O erro máximo no nível de energia da camada nº 5 foi de 2%.

A causa da diminuição do erro na camada nº 5 com respeito ao teste nº 6 e que o fluxo utilizado foi 29% menor que o caso anterior isto causa menores diferenças de temperatura ao longo da vertical nas camadas inferiores e faz diminuir os erros devidos a esta causa.

De novo se nota que a camada 2, objeto de comparação neste teste tem uma evolução da temperatura similar a registrada experimentalmente, isto devido aos efeitos de mistura anotados no teste nº 6.

IV.4.2.2.3 - COMENTÁRIOS DO TESTE nº 8 (vide figura 4.19)

Foi um teste de descarregamento térmico do Armazenador com fluxo através do sistema coletor nulo, e fluxo de massa através do sistema trocador de 160 kg/hora, contínuo e durante um lapso de tempo de 30 minutos.

O erro máximo no nível de energia da camada nº 1 foi de 4%.

O erro máximo no nível de energia da camada nº 4 foi de 2%.

Neste teste o fluxo de massa retornando do sistema trocador, entra ao armazenador pelo fundo, causando mistura e uniformizando as temperaturas das camadas inferiores; não foi possível comparar a temperatura da camada nº 5, porque foi registrada neste caso a temperatura num ponto localizado a 20cm do fundo do tanque o qual se encontrava dentro da camada nº 4. Nota-se que o erro obtido nas camadas inferiores é menor que o erro nas camadas superiores, isto devido a que nas camadas superiores em que o efeito de mistura é nulo a temperatura pontual registrada não é uma boa representação da temperatura média da camada dada pelo modelo matemático.

IV.4.2.2.4 - COMENTÁRIOS SOBRE O TESTE nº 9 (vide figura 4.20)

Foi um teste de carregamento e descarregamento simultâneos com fluxo de massa através do sistema coletor de 504 kg/hora e fluxo de massa através do sistema dos processos de 1044 Kg/hora, contínuo, nos dois sistemas, durante um lapso de tempo de 30 minutos.

O erro máximo no nível de energia na camada nº 2 foi de 6%.

O erro máximo no nível de energia da camada nº 5 foi de 3%.

A causa dos grandes erros registrados neste teste é a destruição das camadas de estratificação observando-se que em 20 minutos o tanque tende a ter uma temperatura homogênea e estável em todas suas camadas. O fato importante é que apesar da falha no modelo matemático em descrever exatamente o nível de temperatura de cada camada pode-se notar que o modelo matemático indica que o tanque se comporta de modo estável no mesmo tempo encontrado nos testes e os maiores erros do modelo não são no período de estabilização e sim durante a fase transiente.

IV.4.2.2.5 - CONCLUSÕES SOBRE OS TESTES DO ARMAZENADOR

O modelo matemático do armazenador, que considera estratificação é válido sempre que se mantenham fluxos através do sistema

coletor e sistema dos processos baixos (< 400 kg/hora). Foi observado que cinco (5) camadas de estratificação proporcionam erros da ordem de 2% nas temperaturas previstas nas camadas; isto poderá ser corrigido aumentando o número de camadas o que aproxima a temperatura média da camada da temperatura num determinado ponto dentro do tanque.

Também se pode observar que o tempo necessário para conseguir estabilidade é função do fluxo de massa entrando ao armazenador como se mostra a seguir na tabela 4.1

FLUXO DE MASSA (KG/SEG)	TEMPO PARA ESTABILIZAÇÃO (SEG)
0.131	1500
0.168	1200
0.445	900

Tabela 4.1 - Relação entre fluxo de massa e tempo para estabilizar a diferença de temperatura entre camadas.

Os erros apresentados pelo modelo matemático quando se mantém o fluxo através do SC e/ou SP constantes, são bem menores uma vez as diferenças de temperaturas entre o topo e o fundo do armazenador tendem a ser estáveis; isto foi observado com fluxos oscilando entre 400-1600 kg/hora; como o tempo necessário para atingir essa estabilidade é no máximo de 25 minutos (vide tabela IV), se espera que para simulações do sistema em operação diária e com um número de camadas de no mínimo cinco (5), o modelo matemático para o armazenador possa atingir a precisão desejada (erros < 1%).

IV.4.2.3 - TESTE DOS TROCADORES

Foram realizados quatro testes dos trocadores evaporador e pre-aquecedor; em nenhum dos testes foi conseguida evaporação, portanto o modelo matemático utilizado na comparação com os testes e para o caso em que a temperatura da água seja inferior a da saturação.

Os erros de comparação utilizados nos trocadores são somente os de ganho de calor e são definidos a seguir:

$$\text{Erro de ganho de calor no evaporador} = \frac{\dot{m}_s C_{ps} (T_{as/m} - T_a)}{\dot{m}_s C_{ps} (T_{as/e} - T_a)} \quad (4.91)$$

$T_{as/m}$ = temperatura de saída do fluido quente das serpentinas do evaporador, prevista pelo modelo matemático

$T_{as/e}$ = temperatura de saída do fluido quente das serpentinas do evaporador, experimental

T_a = Temperatura de entrada do fluido quente as serpentinas do evaporador, experimental

C_{ps} = calor específico médio do fluido quente

\dot{m}_s = fluxo de massa através das serpentinas do evaporador

$$\text{Erro de ganho de calor no pre aquecedor} = \frac{\dot{m}_s C_{ps} (T_{ass/m} - T_{as})}{\dot{m}_s C_{ps} (T_{ass/e} - T_{as})} \quad (4.92)$$

onde:

$T_{ass/m}$ = temperatura de saída do fluido quente da serpentina do pre aquecedor, prevista pelo modelo matemático.

$T_{ass/e}$ = temperatura de saída do fluido quente da serpentina do pre aquecedor, experimental

T_{as} = temperatura de entrada do fluido quente nas serpentinas do evaporador, experimental.

IV.4.2.3.1 - COMENTÁRIOS SOBRE O TESTE nº 10 (vide figura 4.22)

Foi um teste de operação normal do evaporador, utilizando um fluxo de massa através da serpentina do evaporador de 579,6 Kg/hora, tempo do teste 30 minutos; foi utilizado um termômetro digital e um cronômetro para obter as temperaturas desejadas, e a temperatura de entrada do fluido nas serpentinas diminuía suavemente.

O erro de ganho de calor foi de 7,9% o qual se justifica, pois a diferença de temperatura máxima entre as temperaturas previstas pelo modelo matemático e as obtidas experimentalmente são da ordem de 15°C. Este resultado confirma uma vez mais, que os grandes erros obtidos quando as temperaturas eram registradas foram em sua maioria devidos a mudanças do ponto de referência do registrador. A diferença de temperatura anotada anteriormente é devida a erros próprios do instrumento de medida (-0.25°C), erros devidos ao sensor (-0.5°C) e erros devidos a localização dos sensores (-0.25°C).

IV.4.2.3.2 - COMENTÁRIOS SOBRE O TESTE nº 11 (Vide figura 3.23)

Foi um teste de operação normal do pre-aquecedor, utilizando um fluxo de massa de 579,6 kg/hora, tempo de teste de 30 minutos, e foram utilizados os mesmos instrumentos do teste nº 10 para medir as temperaturas; a temperatura de entrada do fluido nas serpentinas aumentava suavemente.

O erro de ganho de calor foi de 10.3% com diferenças de temperaturas máximas entre as previstas pelo modelo e as obtidas experimentalmente de 1°C , diferenças estas que são muito fáceis de explicar, tendo em conta que os erros devidos ao termómetro digital (-0.25°C), os erros devidos ao sensor (-0.5°C) e os erros devidos a localização do sensor (0.25°C) somam exactamente um grau centígrado (1°C), que foi a diferença registrada.

IV.4.2.3.3 - COMENTÁRIOS SOBRE O TESTE nº 12 (Vide figura 4.24)

Foi um teste de operação normal do evaporador, com um fluxo de massa através das serpentinas de 763,2 Kg/hr aproximadamente 50% superior ao dos testes anteriores, durante um tempo de 30 minutos, utilizando os mesmos instrumentos dos testes 10 e 11 para medir as temperaturas e com uma queda abrupta da temperatura de entrada do fluido nas serpentinas.

O erro de ganho de calor foi de 4.5% e as diferenças máximas de temperatura entre as previstas pelo modelo e as obtidas experimentalmente são da ordem de 1°C .

Esta diferença de 1°C pode ser explicada da mesma forma que foi feito nos testes anteriores.

IV.4.2.3.4 - COMENTÁRIOS SOBRE O TESTE nº 13 (Vide figura 4.25)

Foi um teste normal do preaquecedor, com um fluxo de massa através das serpentinas de 763,2 kg/hr igual ao do teste nº 12, com 30 minutos de duração, sendo utilizados os mesmos instrumentos de medida de temperatura dos testes anteriores, e a temperatura de entrada do fluido ao preaquecedor aumentando bruscamente nos primeiros 10 minutos do teste.

O erro de ganho de calor foi de 4.5%, com uma diferença máxima de temperaturas entre as previstas pelo modelo e as obtidas experimentalmente inferior a 1.5°C , diferença esta que pode ser justificada como foi explicado nos testes anteriores.

IV.4.2.3.5 - CONCLUSÕES SOBRE OS TESTES DOS TROCADORES DE CALOR.

Os modelos matemáticos utilizados nos trocadores de calor se mostraram bastante precisos e sem mudanças em sua precisão, quando se mudavam os fluxos e as condições de entrada do fluido as serpentinas do trocador.

O rendimento dos trocadores foi calculado da seguinte forma:

$$\eta = \frac{M_H C_{pH} (T_H - T_{HO})}{\dot{m}_s C_{ps} (T_{es} - T_H) \cdot t} \quad 4.93$$

onde:

M_H - massa de água dentro do trocador

C_{pH} - calor específico da água dentro do trocador

T_H - temperatura da água dentro do trocador um instante de tempo (t) posterior ao inicial.

T_{HO} - temperatura da água dentro do trocador no instante inicial.

T_{es} - temperatura de entrada do fluido a serpentina do trocador.

O numerador da equação (4.94) é a energia ganha pela água no intervalo de tempo t.

O denominador de (4.94) é a quantidade de calor máxima que poderia ceder o fluido que entra nas serpentinas do trocador, para a água, no mesmo lapso de tempo.

O rendimento máximo obtido nos testes foi de 46%, e isto pode ser devido aos baixos coeficientes de troca de calor obtidos no lado do fluido quente.

A diferença de temperatura do fluido quente através de todo o sistema dos processos (SP) foi da ordem de 20°C, o qual satisfaz a condição inicial adotada no projeto inicial dos trocadores de calor, pois não é desejável diferenças de temperaturas muito altas através do SP, o que anula a estratificação no armazenador e faz o sistema gerador operar com rendimentos globais menores. Este ponto será analisado no capítulo seguinte.

NOMENCLATURA

- A = Área de troca de calor entre água e silicone nos trocadores
 A_C = Área receptora de energia solar no absorvedor do coletor
 A_i = Área de troca de calor entre o fluido contido em cada camada de estratificação e o ambiente.
 A_s = Área interna molhada pelo fluido no absorvedor
 C_{pf} = Calor específico do fluido nos coletores
 C_{ps}^* = Calor específico do fluido calculado a T_{es}
 C_{ps}^{**} = Calor específico do fluido calculado a T_{ss}
 CT_{pi} = Constante de tempo da placa mais o isolamento do absorvedor
 CT_C = Constante de tempo da cobertura do absorvedor
 CT_f = Constante de tempo do fluido dentro do absorvedor
 C_{pse} = Calor específico médio do fluido dentro das serpentinas do trocador evaporador
 C_{pce} = Calor específico do material da carcaça do trocador evaporador.
 CT_{Hp} = Constante de tempo da água no pre-aquecedor
 CT_{sp} = Constante de tempo do fluido no preaquecedor
 CT_{cp} = Constante de tempo da carcaça do pre-aquecedor
 $C_{p_{He}}$ = Calor específico da água dentro de trocador evaporador
 C_{osh} = coseno hiperbólico
 C_{p_H} = Calor específico da água dentro do trocador (evaporador ou pre-aquecedor) calculado a temperatura da água.
 $C_{p_H}^*$ = Calor específico da água, calculado a temperatura de entrada da água ao trocador (evaporador ou pre-aquecedor)
 C_{p_s} = calor específico do fluido calculado a temperatura média entre T_{es} e T_{ss}
 D = Diâmetro externo do tubo que conduz o fluido através do coletor
 D_m = Diâmetro médio do tubo que conduz o fluido através do coletor
 E_J = Energia interna da massa dentro do volume de controle
 F_i^{sc} = Função de comando para o fluxo que vem do sc e entra no armazenador.
 F_i^{sp} = função de comando para o fluxo que vem do sp e entra no armazenador
 h_{fi} = coeficiente de troca de calor por convecção do fluido que circula através da placa do absorvedor
 H = Sub índice utilizado para identificar a água
 h_l = entalpia de líquido saturado
 h_v = entalpia de vapor saturado

- h_H = entalpia de mistura água-vapor presentes no trocador-evaporador durante a evaporação.
- $\Delta \dot{H}$ = taxa de câmbio de energia interna devida aos fluxos de massa entrando e saindo do volume de controle.
- $(mC_p)_{pi}$ = capacidade térmica da placa mais o isolamento do absorvedor.
- $(mC_p)_c$ = capacidade térmica da cobertura do absorvedor
- $(mC_p)_f$ = capacidade térmica de fluido dentro do absorvedor a cada instante
- \dot{m}_{se} = fluxo de massa de fluido através das serpentinas do evaporador
- \dot{m}_{He} = fluxo de massa de água através do evaporador
- M_{He} = massa de água sempre presente no evaporador
- $(mC_p)_{se}$ = capacidade térmica do fluido dentro das serpentinas do evaporador
- $(mC_p)_{He}$ = capacidade térmica de água dentro do evaporador
- $(mC_p)_{ce}$ = capacidade térmica de carcaça do evaporador
- $(mC_p)_{Hp}$ = capacidade térmica de água dentro do pre aquecedor
- $(mC_p)_{sp}$ = capacidade térmica de fluido dentro das serpentinas do pre aquecedor
- $(mC_p)_{cp}$ = capacidade térmica da carcaça do pre aquecedor
- M_H = massa de água dentro do trocador (evaporador ou pre aquecedor), em caso de existir vapor e água presentes será a massa total da mistura.
- \dot{m}_s = fluxo de massa do fluido entrando a serpentina do trocador (evaporador ou pre aquecedor)
- M_{se} = massa do fluido dentro das serpentinas do evaporador
- M_{ce} = massa da carcaça do evaporador
- $(\dot{m}C_p)_{sc}$ = fluxo de massa vezes o calor específico do fluido que entra ao armazenador retornando do SC
- $(\dot{m}C_p)_{sp}$ = fluxo de massa vezes o calor específico do fluido que entra no armazenador retornando do SP
- \dot{m}_f = fluxo de massa do fluido através do SC
- P = perímetro molhado pelo fluido no absorvedor
- \dot{Q} = fluxo de calor que atravessa o volume de controle
- \dot{q}_u = fluxo de calor por unidade de comprimento coletado no absorvedor
- S = radiação solar por unidade de área absorvida pela placa do absorvedor
- \bar{T}_f = temperatura média do fluido no absorvedor
- \bar{T}_c = temperatura média da cobertura do absorvedor

- \bar{T}_{pi} = temperatura média da placa mais o isolamento do absorvedor
- T_{es} = temperatura de entrada do fluido a serpentina (s) do trocador (evaporador ou pre aquecedor)
- T_{ss} = Temperatura de saída do fluido da serpentina(s) do trocador (evaporador ou pre aquecedor).
- $\overline{\Delta T}$ = diferença de temperatura média logarítmica
- $T_{e_{se}}$ = temperatura de entrada do fluido as serpentina do trocador evaporador
- $T_{s_{se}}$ = temperatura de saída do fluido das serpentinas do evaporador
- T_{He} = temperatura da água no evaporador
- T_{ce} = temperatura média da carcaça do evaporador
- T_a = temperatura ambiente
- T_{Hp} = temperatura da água entrando no evaporador
- \bar{T}_{fi} = temperatura média do fluido inicial no absorvedor
- T_{sc} = temperatura do fluido entrando ao armazenador vindo do SC.
- T_{sp} = temperatura do fluido entrando ao armazenador vindo do SP.
- T_{efc} = temperatura de entrada do fluido ao módulo coletor
- T_i = temperatura na camada i de estratificação no armazenador
- T_{io} = temperatura no instante inicial na camada i de estratificação no armazenador
- T_{eH} = temperatura de entrada da água ao trocador (evaporador e pre aquecedor)
- T_H = temperatura da água dentro do trocador (evaporador ou pre aquecedor)
- T_f = temperatura de saída do fluido de um módulo coletor de comprimento y.
- U_1 = coeficiente global de calor entre a placa absorvedora e a cobertura
- U_2 = coeficiente global de troca de calor entre a cobertura e o ambiente
- U_i = coeficiente global de troca de calor da camada i com o ambiente
- $(UA)_{Se-He}$ = coeficiente global de troca de calor vezes a área entre o fluido dentro da(s) serpentina(s) e a água no evaporador.
- $(UA)_{He-Ce}$ = coeficiente global de troca de calor vezes a área entre a carcaça do trocador evaporador.

- $(UA)_{Ce-Ae}$ = Coeficiente global de troca de calor vezes a área entre a carcaça e o ambiente ao redor do evaporador.
- U = Coeficiente global de troca de calor entre a água e o fluido circulando através da(s) serpentina(s) do trocador (evaporador ou preaquecedor)
- ρ_c = Densidade do fluido que passa através do sistema coletor SC.
- δ = espessura da placa absorvedora
- δt = Espessura das paredes do tubo da placa absorvedora
- k = condutividade do material da placa do absorvedor
- W = distância entre centros dos tubos que conduzem o fluido através do absorvedor
- x = Título da mistura água-vapor no trocador (evaporador ou preaquecedor)
- \dot{x} = Taxa de mudança do título no trocador (evaporador ou preaquecedor)

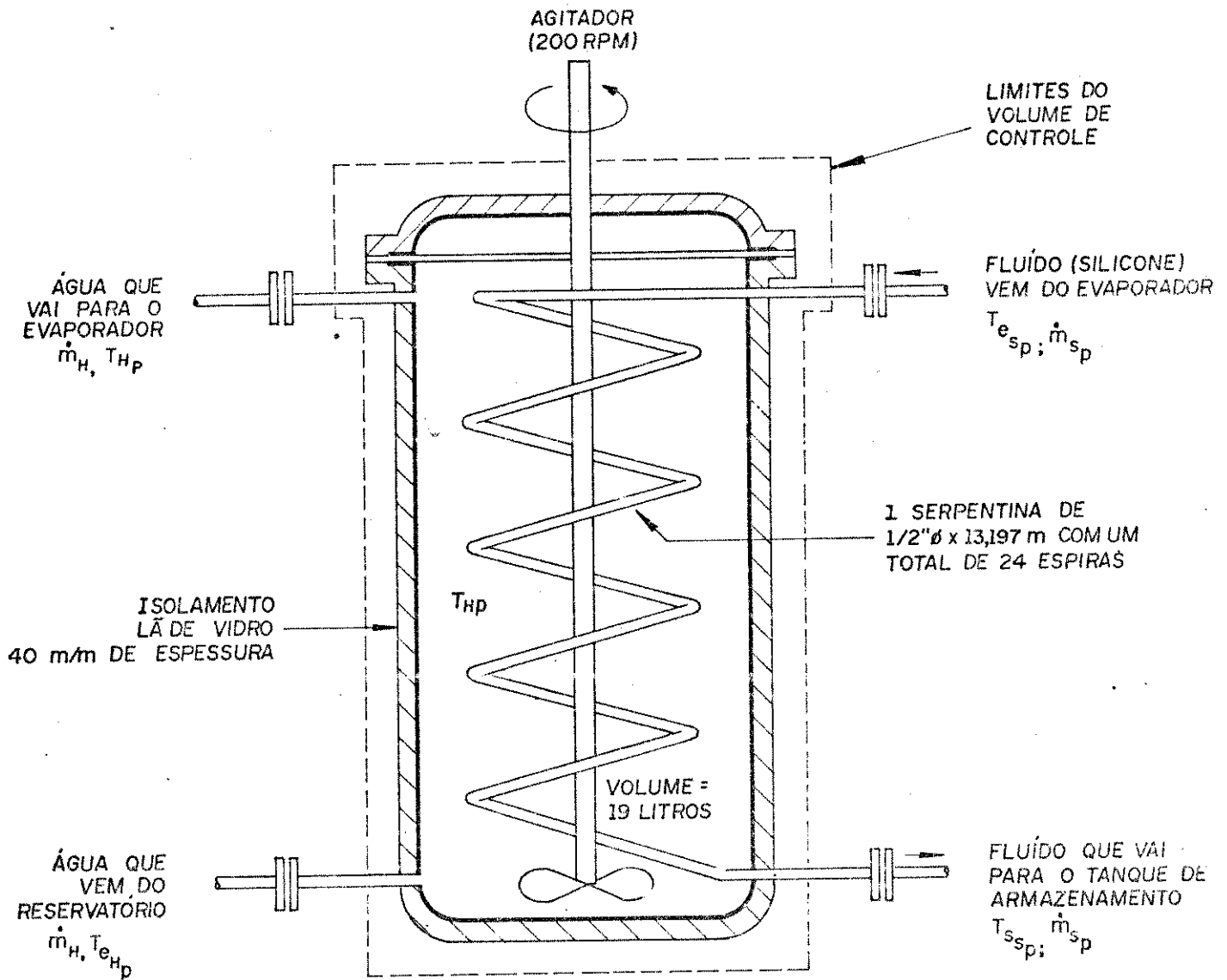
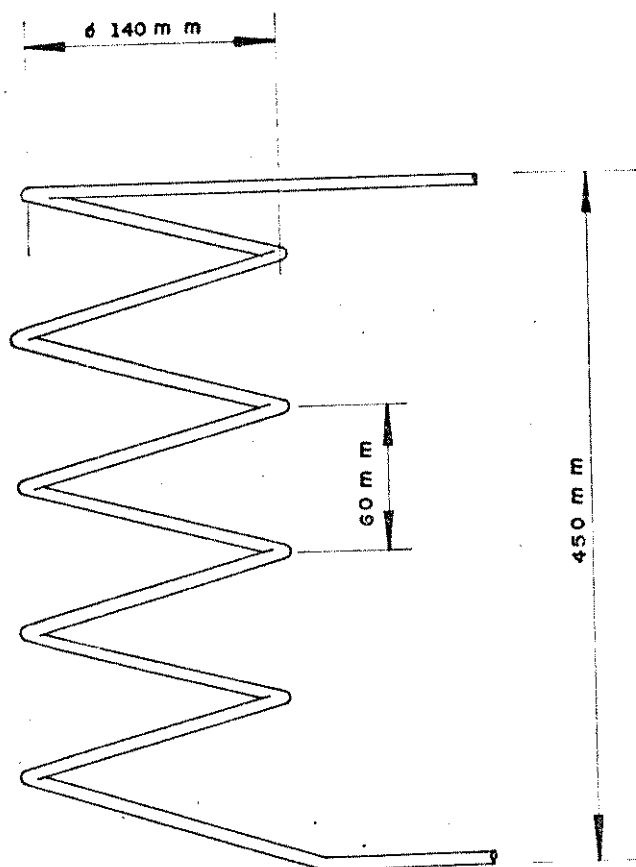
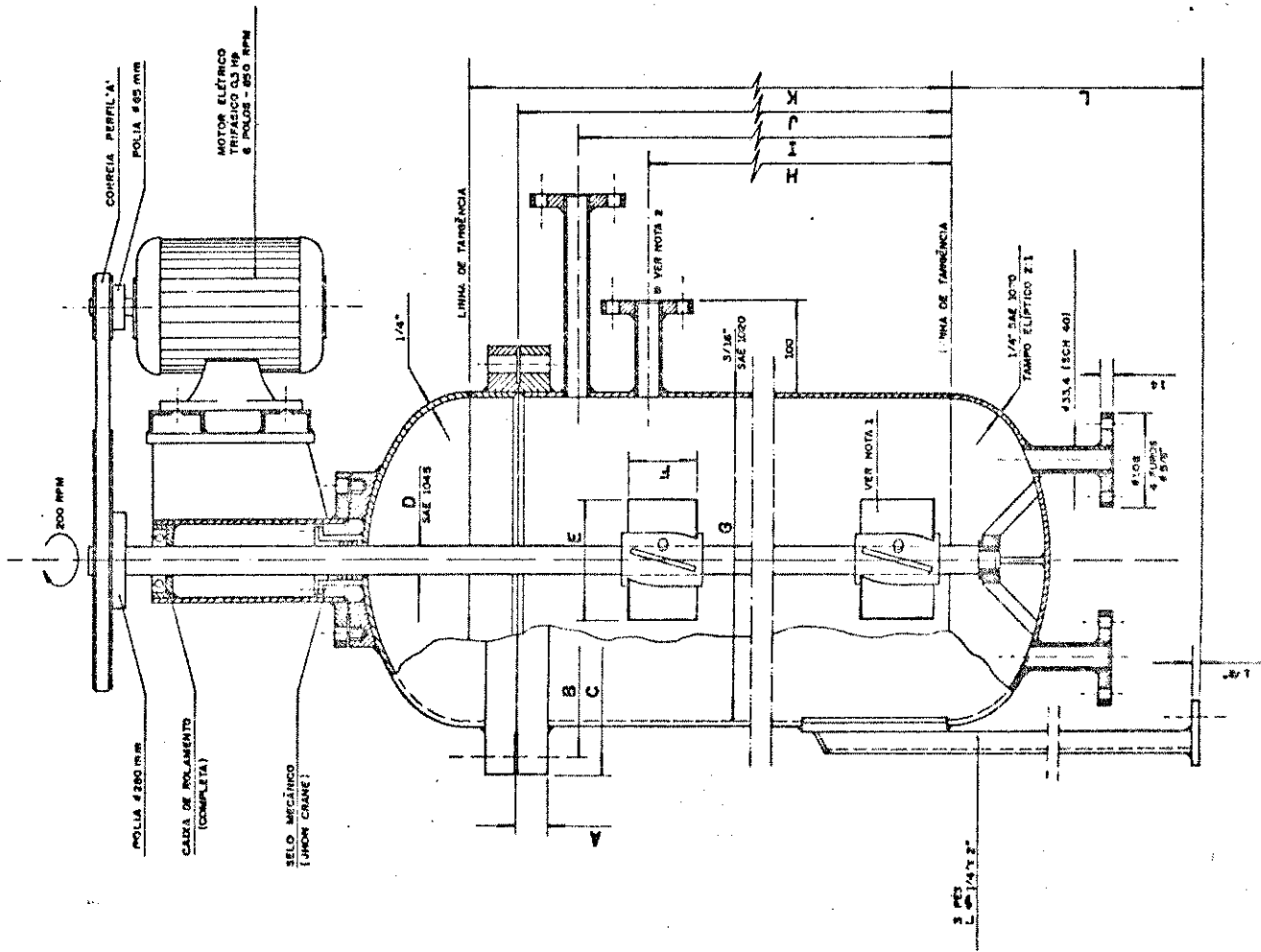


FIGURA 4.1 : ESQUEMA DO PRÉ-AQUECEDOR



TUBO DE COBRE : 1/2" $D_p = 9.52 \text{ mm}$
 COMPRIMENTO DA SERPENTINA = 13.197 m
 SERPENTINA COM : 24 ESPIRAS
 ALTURA INTERNA DO TANQUE : 450 m m
 DIÂMETRO INTERNO DO TANQUE : 210 m m
 VOLUME INTERNO MÍNIMO : 0,01558 m³ (15,58 litros)

FIGURA 4.2 : ESQUEMA DAS SERPENTINAS DO PRÉ-AQUECEDOR, E ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS.



COTA	PRÉ-AQUECEDOR	EVAPORADOR
A	1 3/16" (MÍNIMO)	1 3/8" (MÍNIMO)
B	Ø 275 mm	Ø 425 mm
C	Ø 315 mm	Ø 465 mm
D	Ø 11/8" (28,5 mm)	Ø 11/4" (31,7 mm)
E	76,2 mm	127 mm
F	25,4 mm	76,2 mm
G	Ø 210 mm (INTERNO)	Ø 360 mm (INTERNO)
H	250 mm	NÃO EXISTE
I	330 mm	1080 mm
J	395 mm	1145 mm
K	450 mm	1200 mm
L	760 mm	400 mm

NOTA 1
NO PRÉ-AQUECEDOR DEVERÁ
EXISTIR APENAS UM MISTURADOR

NOTA 2
NO EVAPORADOR NÃO DEVERÁ
EXISTIR A SAÍDA EM REFERÊNCIA

FIGURAS 4.3 / 4.6
DETALHES CONSTITUTIVOS DOS TROCADORES DE CALOR

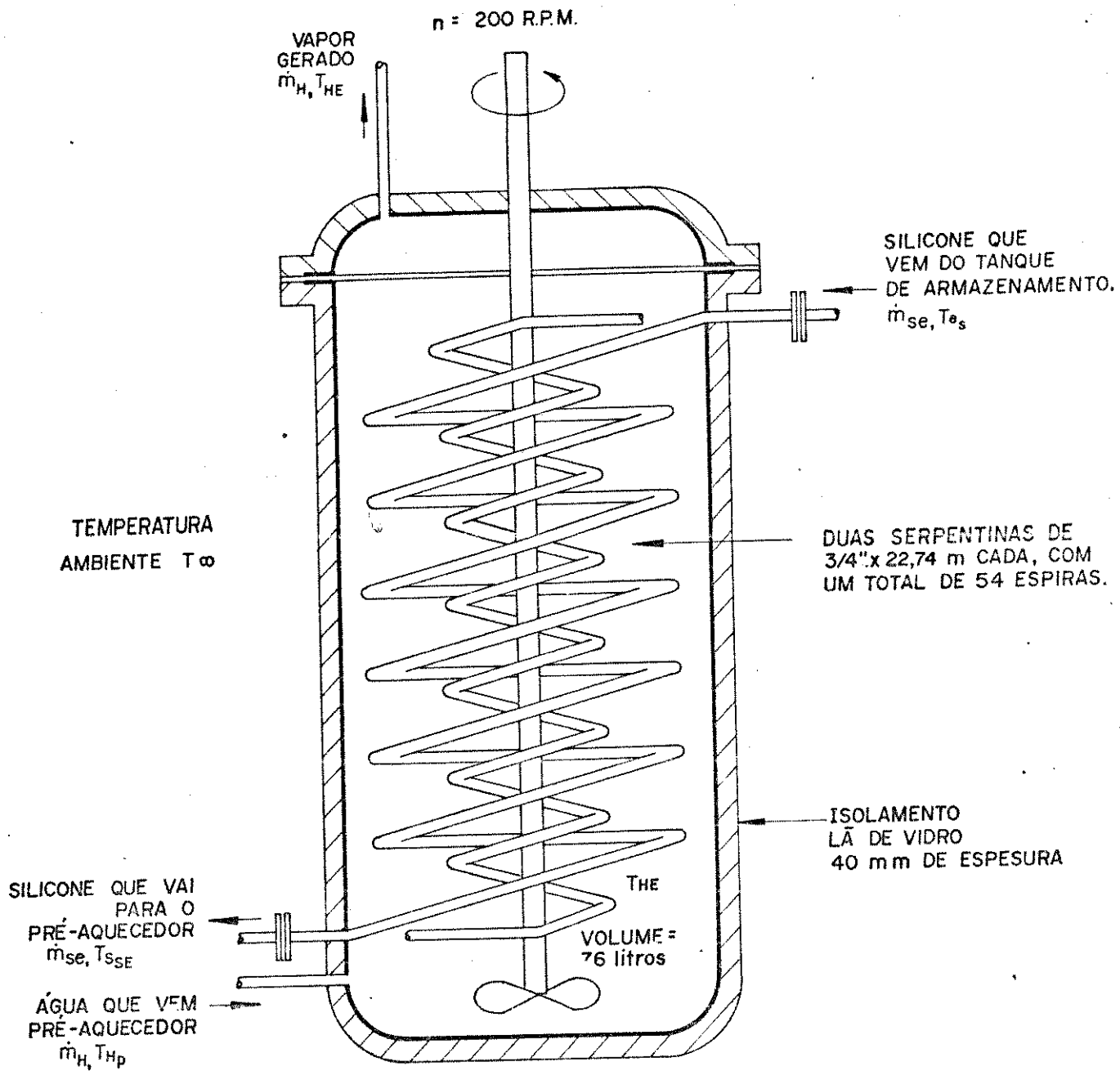
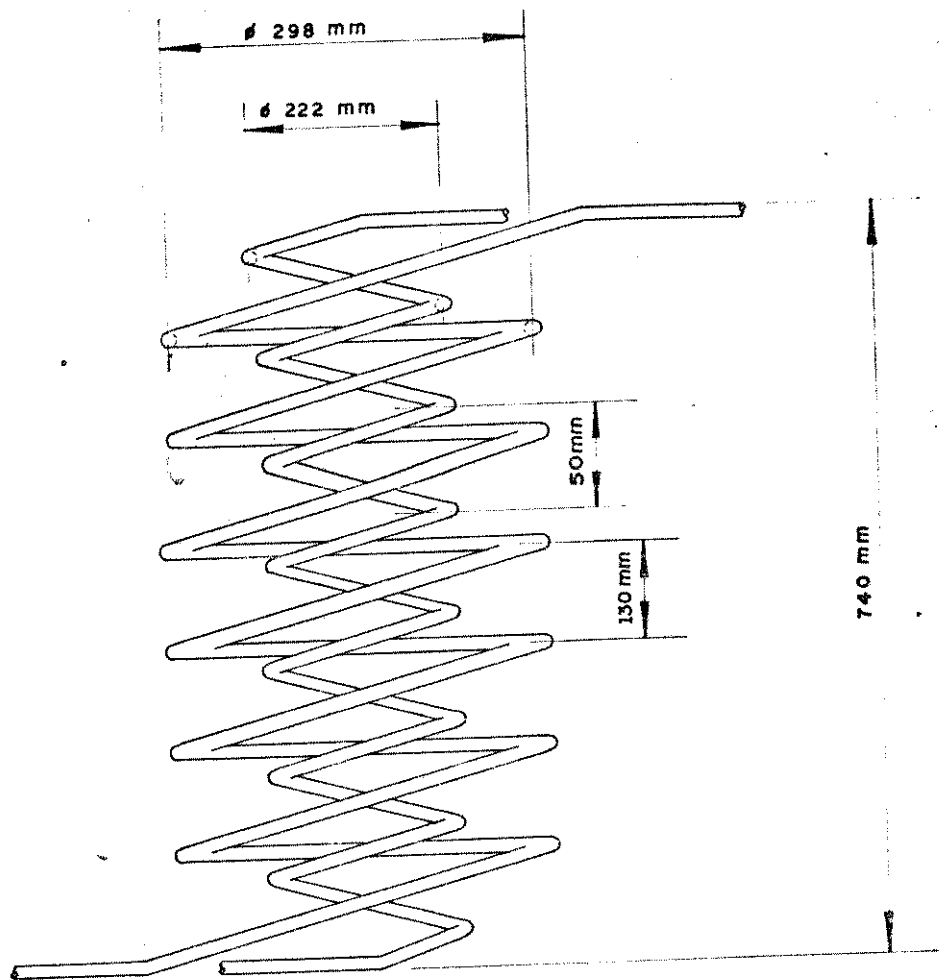


FIGURA 4.4 : ESQUEMA DO EVAPORADOR



TUBO DE COBRE : 3/4", $D_e = 16,56 \text{ mm}$
 COMPRIMENTO DE CADA SERPENTINA = 22,74 m
 SERPENTINA EXTERNA COM : 31 ESPIRAS
 SERPENTINA INTERNA COM : 23 ESPIRAS
 ALTURA INTERNA DO TANQUE : 740 mm
 DIÂMETRO INTERNO DO TANQUE : $\phi 360 \text{ mm}$
 VOLUME INTERNO MÍNIMO = 0,07532 (75,32 litros)

FIGURA 4.5 : ESQUEMA DAS SERPENTINAS DO EVAPORADOR
 E ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS.

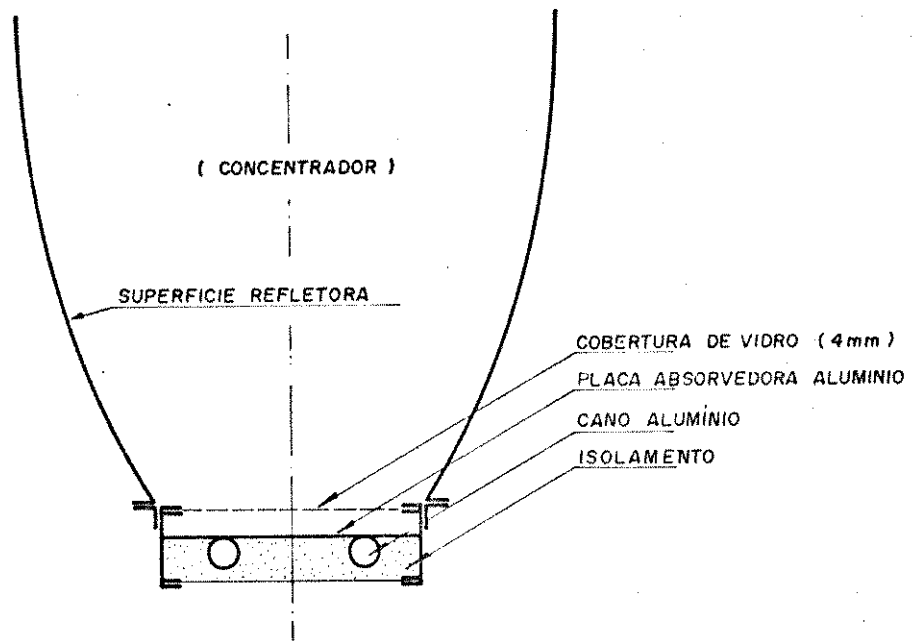
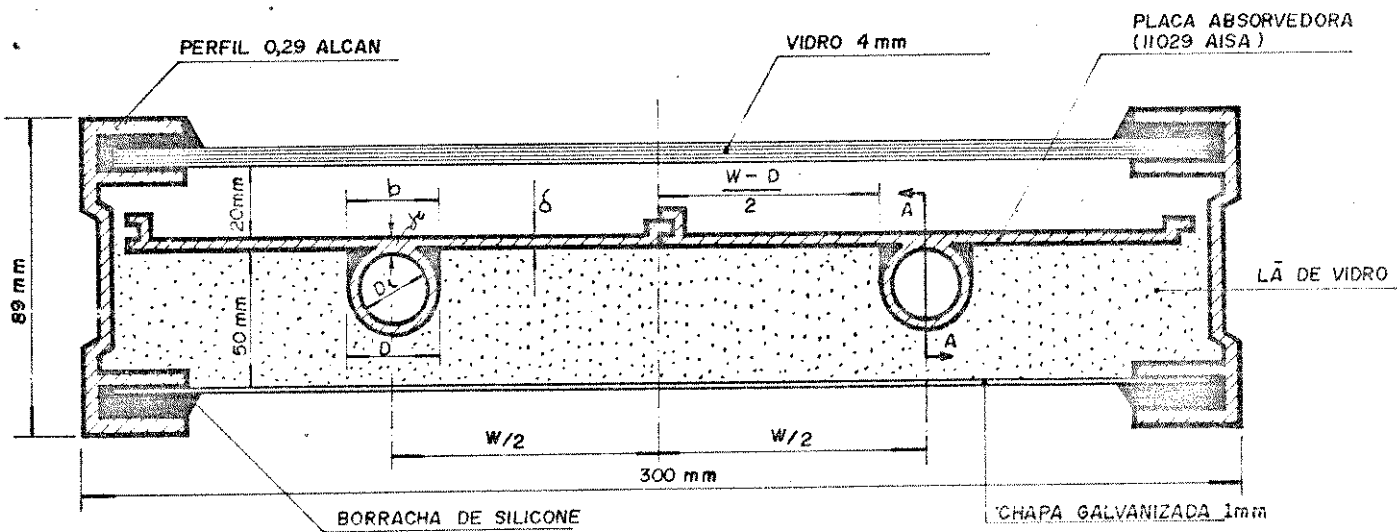


FIGURA 4-7 ESQUEMA DO COLETOR CPC



$$\begin{array}{ll}
 \delta = 0.002 \text{ m} & ; \quad \frac{W-D}{2} = 0.0705 \text{ m} \\
 D_i = 0.015 \text{ m} & ; \quad Re_l = 211 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \\
 D_a = 0.009 \text{ m} & \\
 \frac{W}{2} = 0.078 \text{ m} & ; \quad w = 0.156 \text{ m}
 \end{array}$$

FIGURA 4-8 ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO ABSORVEDOR

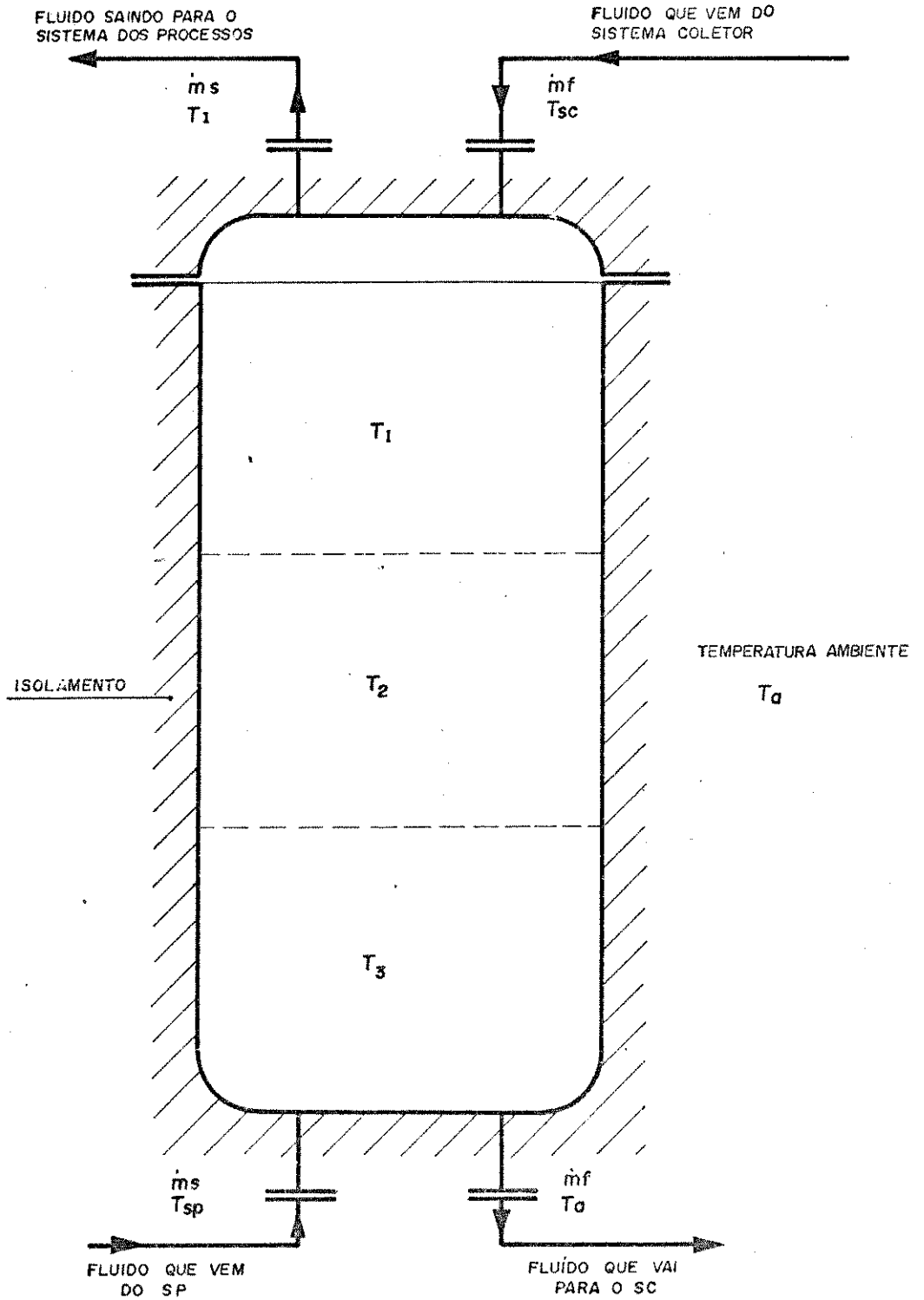
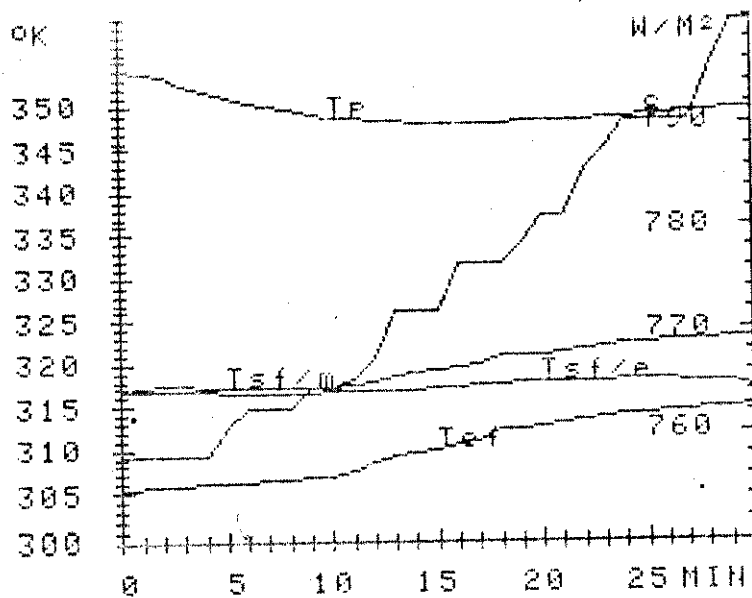
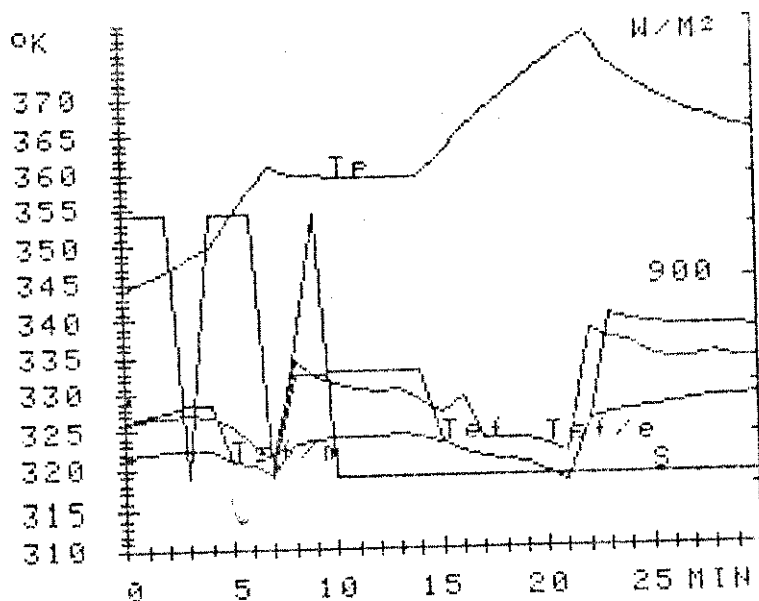


FIGURA 4.9 TANQUE DE ARMAZENAMENTO PARCIALMENTE ESTRATIFICADO, CADA CAMADA CONSIDERADA A TEMPERATURA UNIFORME.



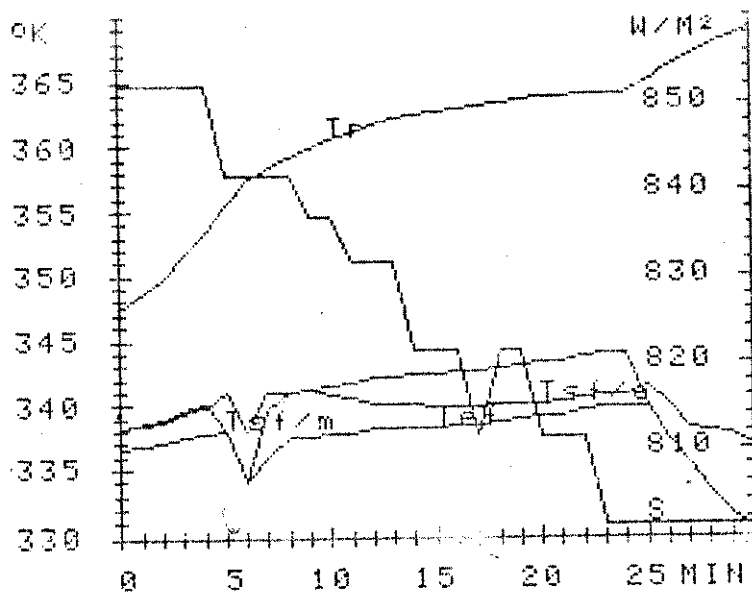
TEMPO=	30
REND MEDIO=	.12
ERRO NIVEL ENERG MAX=	.02
CTE TEMPO MIN=	575.513
CTE TEMPO MAX=	595.194
ERRO GANHO CALOR=	.34
COMP DO COL=	6.00
DIAM TUBOS=	.009
VEL VENTO=	2.00
EMISS PLACA=	.92
EMISS VIDRO=	.88
FLUXO DE MASSA=	.049
CONC COL=	4.00
TEMP AMB=	295.10
INCLIN COL=	30.00
ESP PLACA=	.002
ESP ISOL=	.040
DENS PLACA=	2670.00
NUM COBER=	1
COEF DE CONVECAO=	62
CALOR COLETADO=	21764
COEF GLOBAL PERDAS(ULC)=	17.56
COEF PERDAS TOPO=	19.44
REYNOLDS=	245

Fig.4.10-Teste Individual do módulo coletor (Nº 1)



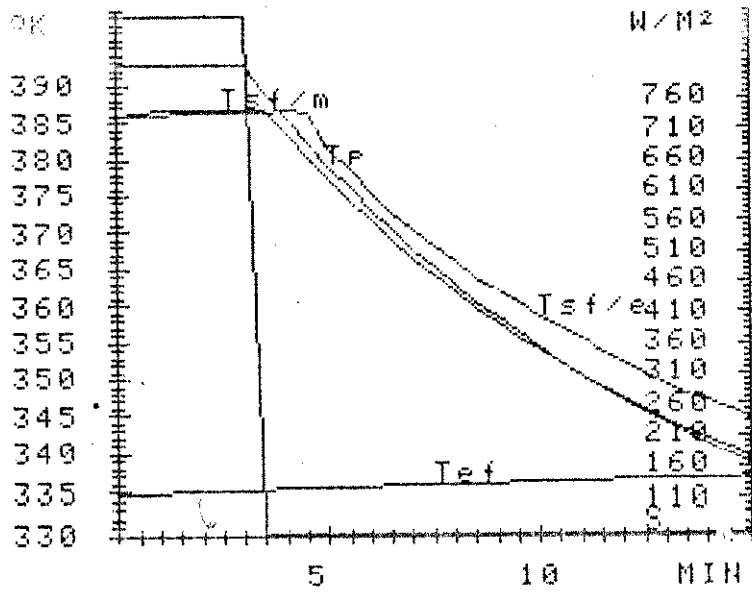
TEMPO=	30
REND MEDIO=	.17
ERRO NIVEL ENERG MAX=	.01
CTE TEMPO MIN=	334.942
CTE TEMPO MAX=	361.984
ERRO GANHO CALOR=	.38
COMP DO COL=	6.00
DIAM TUBOS=	.009
VEL VENTO=	2.00
EMISS PLACA=	.92
EMISS VIDRO=	.88
FLUXO DE MASSA=	.128
CONC COL=	4.00
TEMP AMB=	295.10
INCLIN COL=	42.00
ESP PLACA=	.002
ESP ISOL=	.040
DENS PLACA=	2670.00
NUM COBER=	1
COEF DE CONVECAO=	171
CALOR COLETADO=	34307
COEF GLOBAL PERDAS(ULC)=	19.53
COEF PERDAS TOPO=	19.92
REYNOLDS=	795

Fig.4.11 - Teste Individual do módulo coletor (Nº 2)



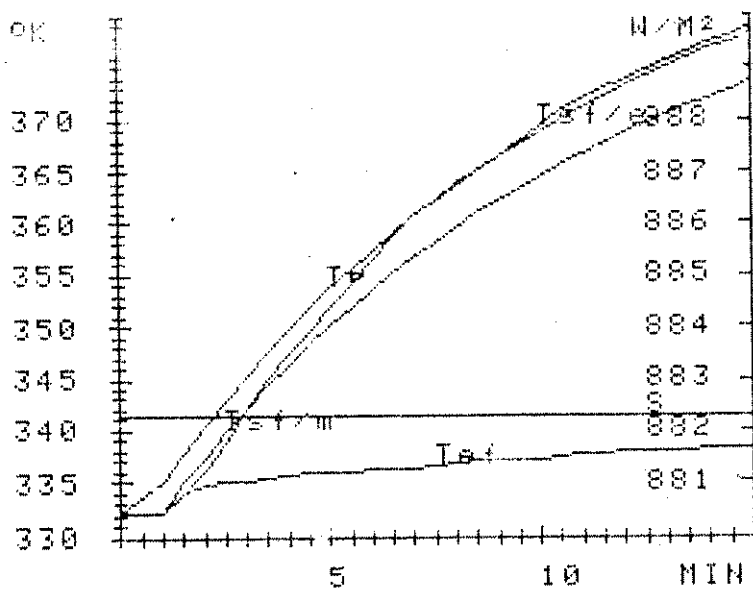
TEMPO=	30
REND MEDIO=	.06
ERRO NIVEL ENERG MAX=	.01
CTE TEMPO MIN=	539.864
CTE TEMPO MAX=	558.481
ERRO GANHO CALOR=	.88
COMP DO COL=	6.00
DIAM TUBOS=	.009
VEL VENTO=	2.00
EMISS PLACA=	.92
EMISS VIDRO=	.88
FLUXO DE MASSA=	.083
CONC COL=	4.00
TEMP AMB=	298.10
INCLIN COL=	30.00
ESP PLACA=	.002
ESP ISOL=	.040
DENS PLACA=	2670.00
NUM COBER=	1
COEF DE CONVECAO=	72
CALOR COLETADO=	10419
COEF GLOBAL PERDAS(ULC)=	18.65
COEF PERDAS TOPO=	20.20
REYNOLDS=	600

Fig. 4.12 - Teste Individual do coletor (Nº 3)



TEMPO=	30
REND MEDIO=	.15
ERRO NIVEL ENERG MAN=	.02
CTE TEMPO MIN=	568.419
CTE TEMPO MAX=	617.349
ERRO GANHO CALOR=	.10
COMP DO COL=	6.00
DIAM TUBOS=	.009
VEL VENTO=	2.00
EMISS PLACA=	.92
EMISS VIDRO=	.88
FLUXO DE MASSA=	.005
CONC COL=	4.00
TEMP AMB=	298.10
INCLIN COL=	30.00
ESP PLACA=	.002
ESP ISOL=	.040
DENS PLACA=	2670.00
HUM COBER=	1
COEF DE CONVECAO=	56
CALOR COLETADO=	223144
COEF GLOBAL PERDAS(ULC)=	16.88
COEF PERDAS TOPO=	19.31
REYNOLDS=	47

Fig. 4.13 - Teste do Transiente do coletor (Nº 4)



TEMPO=	30
REND MEDIO=	.02
ERRO NIVEL ENERG MAX=	.01
CTE TEMPO MIN=	584.600
CTE TEMPO MAX=	626.218
ERRO GANHO CALOR=	.13
COMP DO COL=	6.00
DIAM TUBOS=	.009
VEL VENTO=	2.00
EMISS PLACA=	.92
EMISS VIDRO=	.88
FLUXO DE MASSA=	.005
CONC COL=	4.00
TEMP AMB=	306.10
INCLIN COL=	30.00
ESP PLACA=	.002
ESP ISOL=	.040
DENS PLACA=	2670.00
NUM COBER=	1
COEF DE CONVECAO=	55
CALOR COLETADO=	147540
COEF GLOBAL PERDAS(ULC)=	19.17
COEF PERDAS TOPO=	20.60
REYNOLDS=	41

Fig.4.14 - Teste do Transiente do coletor (Nº 5)

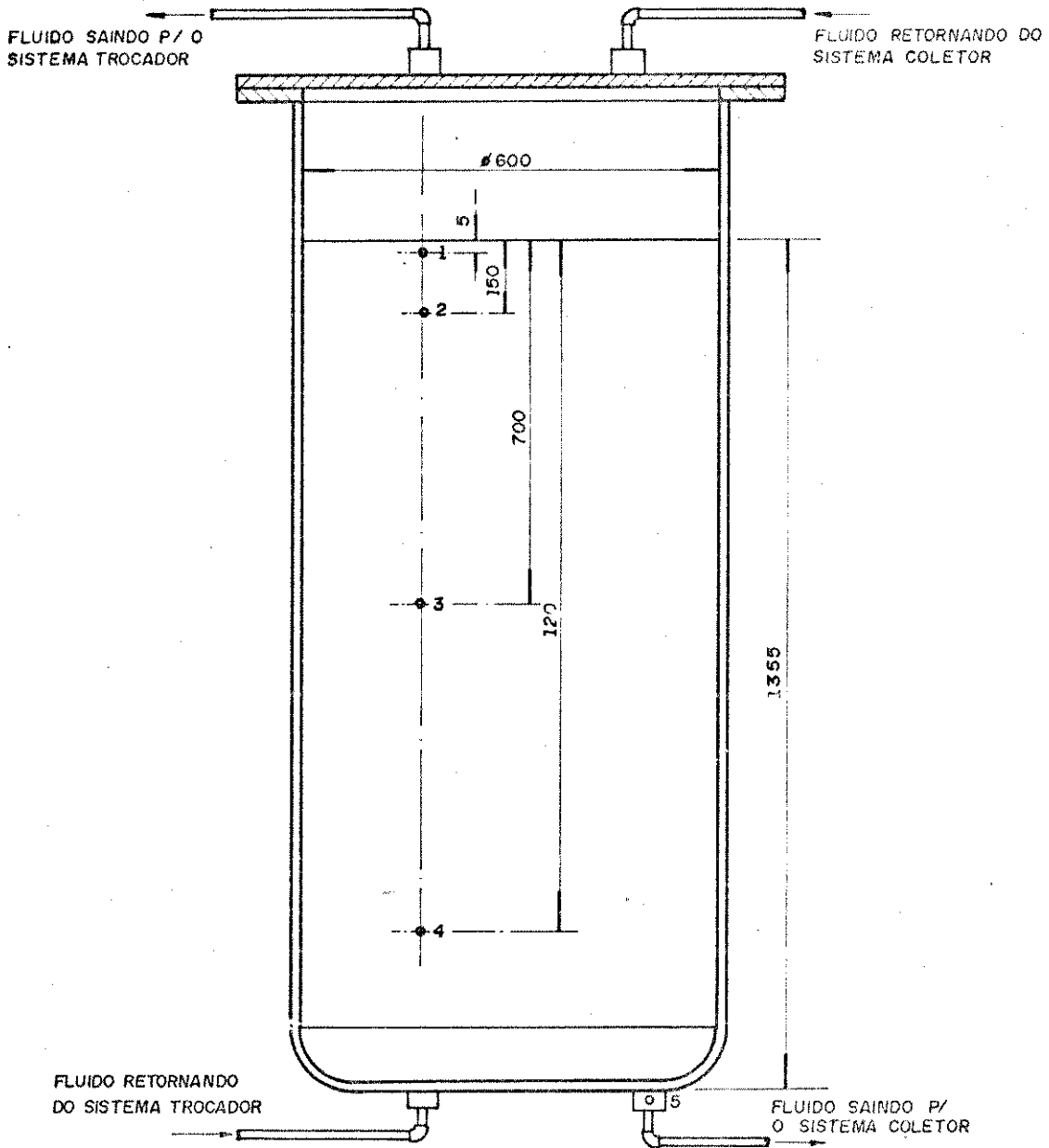


FIGURA 4.15 POSIÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA NO TANQUE DE ARMAZENAMENTO

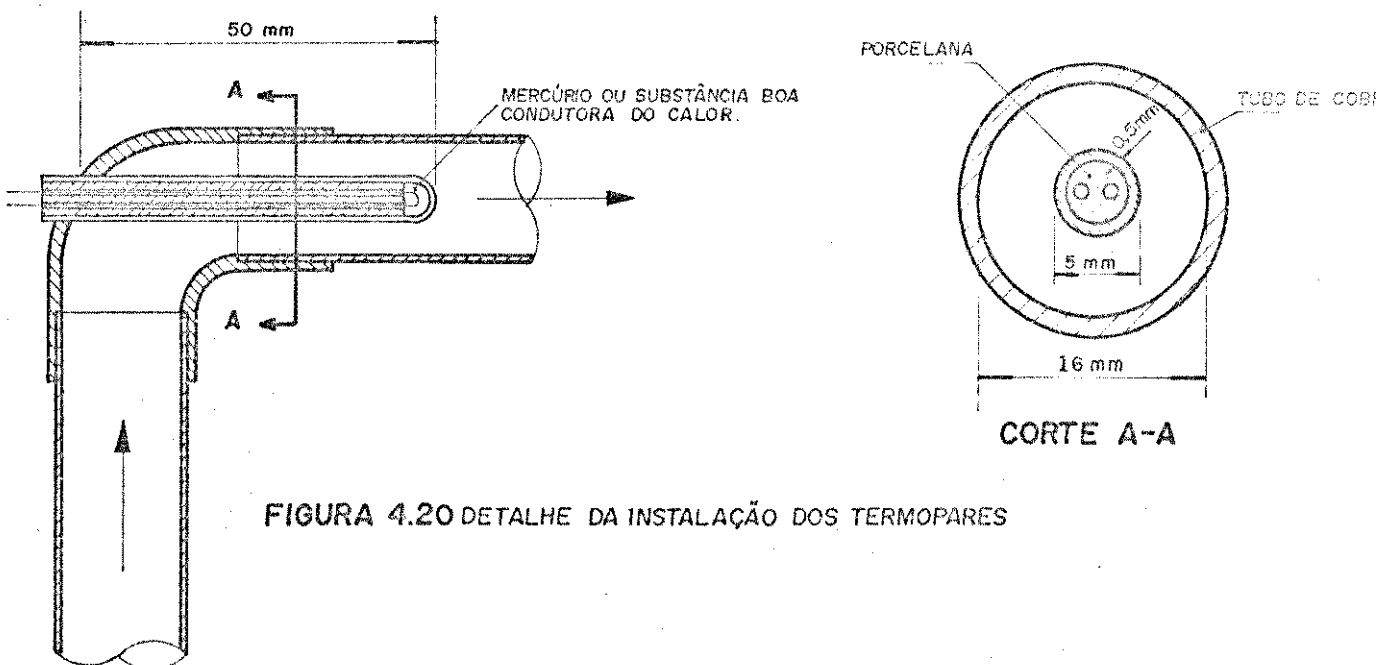
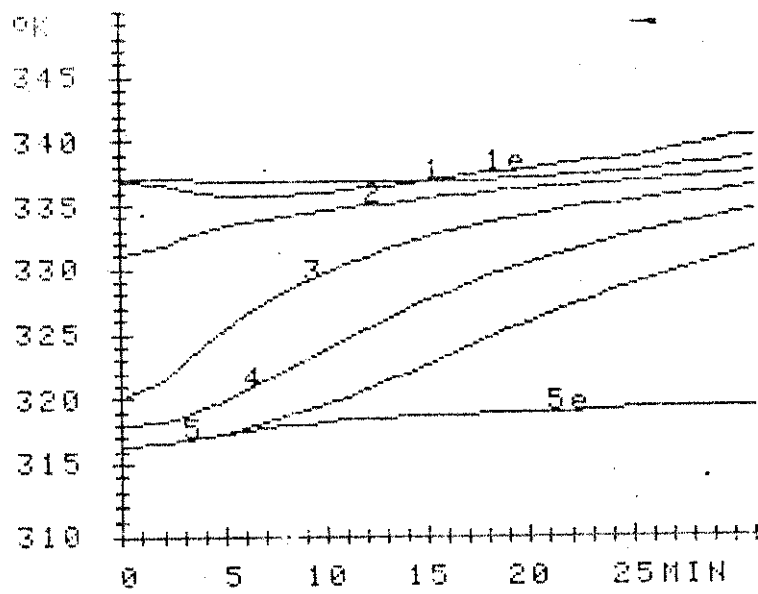
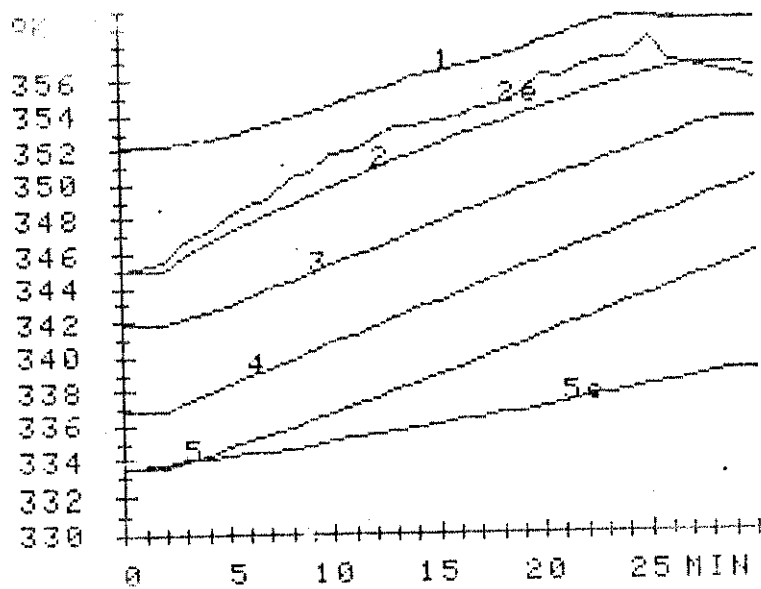


FIGURA 4.20 DETALHE DA INSTALAÇÃO DOS TERMOPARES



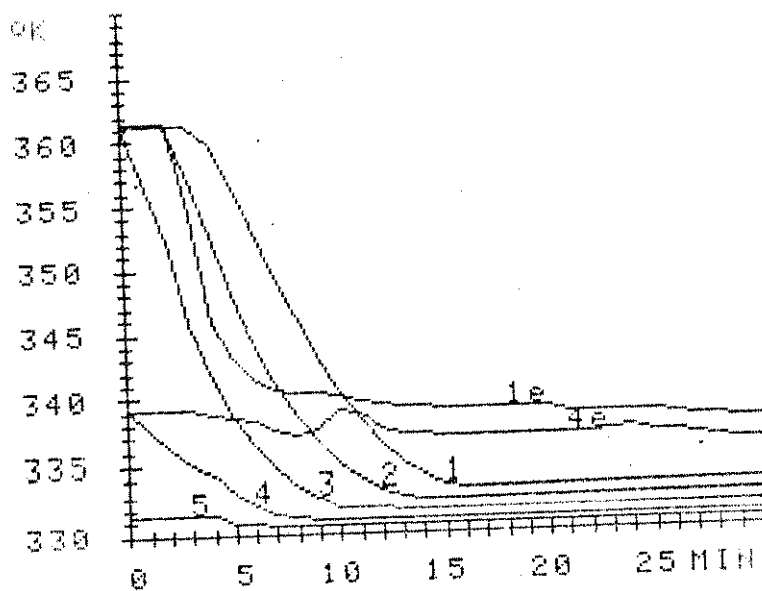
ERRO MAX NIVEL ENERGIA CÂM1= .00
 ERRO MAX NIVEL ENERGIA CÂM5= .04
 FLUXO ATRAVES COLETOR= .168
 FLUXO ATRAVES TROCADORES= 0.000
 CALOR ARMAZENADO= 9386584.81

Fig.4.16 - Teste de carregamento do tanque de armazenamento
Nº 6)



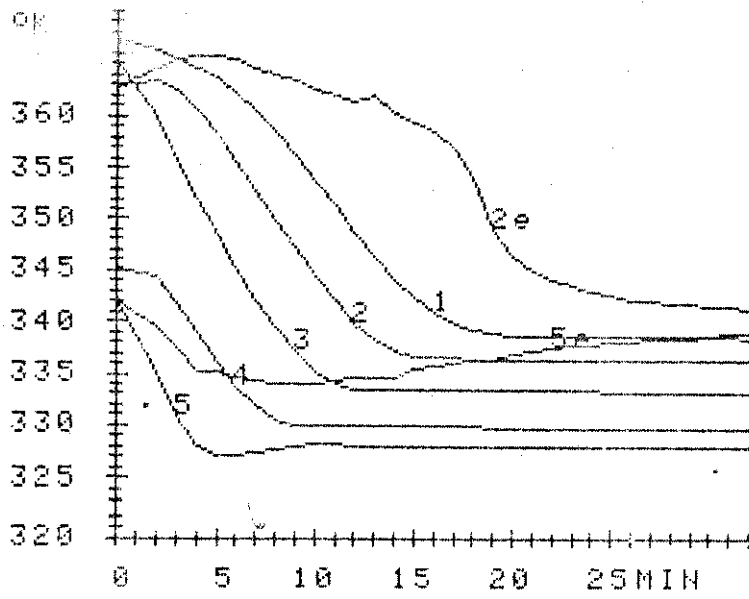
ERRO MAX NIVEL ENERGIA CAM2= .01
 ERRO MAX NIVEL ENERGIA CAM5= .02
 FLUXO ATRAVES COLETOR= .131
 FLUXO ATRAVES TROCADORES= 0.000
 CALOR ARMAZENADO= 8158622.82

Fig.4.17 - Teste de carregamento do tanque de armazenamento (Nº 7)



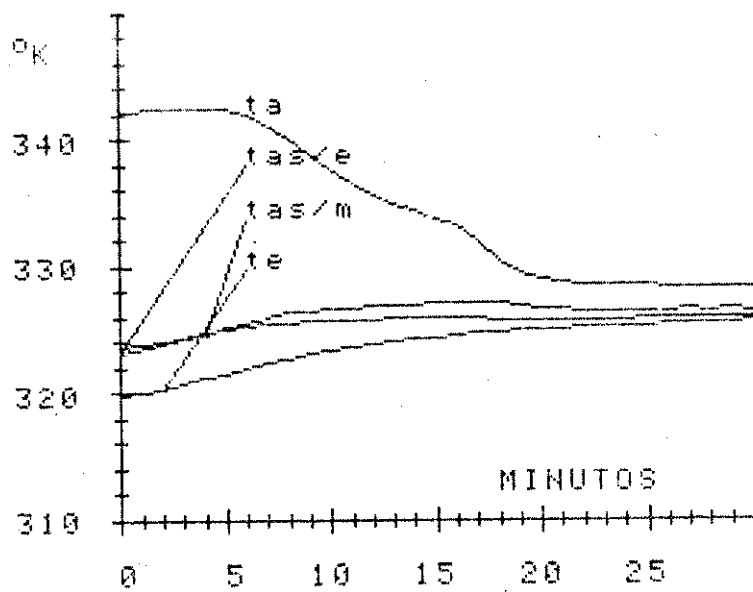
ERRO MAX NIVEL ENERGIA CAM1= .04
 ERRO MAX NIVEL ENERGIA CAM4= .02
 FLUXO ATRAVES COLETOR= 0.000
 FLUXO ATRAVES TROCADORES= .445
 CALOR ARMAZENADO= -10896597.97

Fig.4.18 - Teste de descarregamento do tanque de armazenamento (Nº 8)



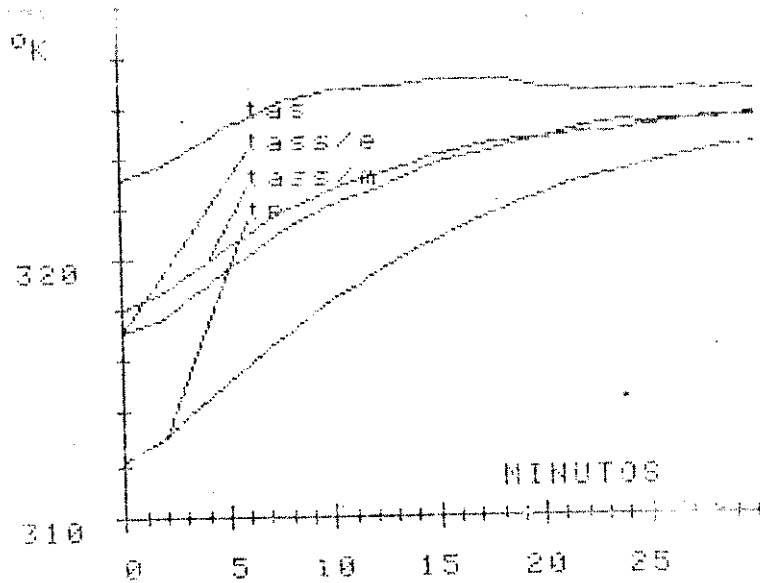
ERRO MAX NIVEL ENERGIA CAM2= .05
 ERRO MAX NIVEL ENERGIA CAM5= .03
 FLUXO ATRAVES COLETOR= .140
 FLUXO ATRAVES TROCADORES= .291
 CALOR ARMazenado= -23528731.77

Fig.4.19 - Teste de carregamento e descarregamento (Nº 9)



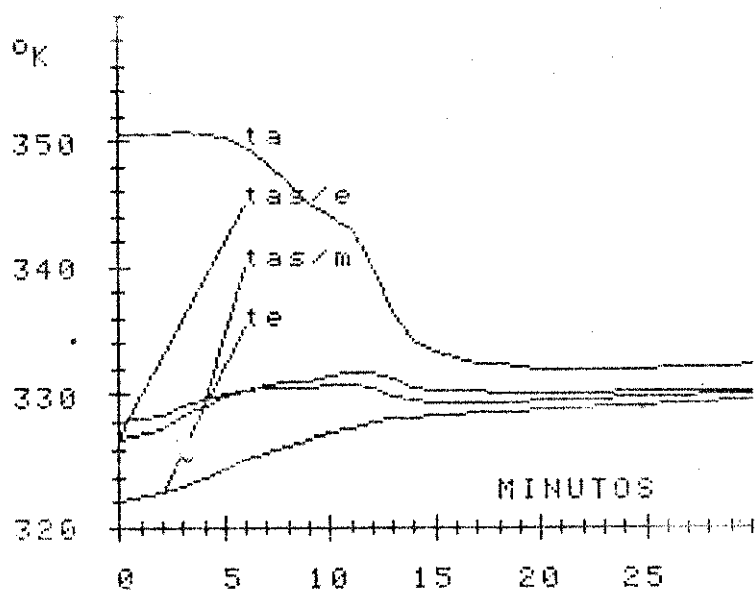
Q GANHO PELA AGUA= 1959443.14
 RENDIMENTO= .41
 CTE DE TEMPO MIN= 3034.41
 CTE DE TEMPO MAX= 3043.97
 FLUXO DE MASSA SILICONE= .161
 TEMP DE OPERACAO= 326.00
 TEMPO DE OPERACAO= 7
 ERRO GANHO DE CALOR= .085

Fig. 4.21 - Teste do trocador evaporador (Nº 10)



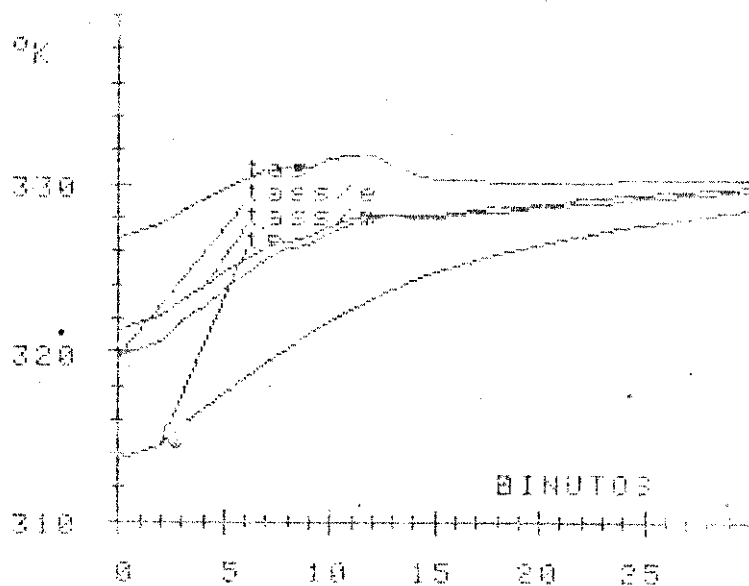
Q GANHO RELA AGUA= 1387344.51
 RENDIMENTO= 46
 CTE DE TEMPO MIN= 897.51
 CTE DE TEMPO MAX= 899.34
 FLUXO DE MASSA SILICONE= 0.61
 TEMP DE OPERACAO= 725.88
 TEMPO DE OPERACAO= 0
 ERRO GANHO DE CALOR= 187

Fig.4.22 - Teste do trocador pre-aquecedor (Nº 11)



Q GANHO PELA AGUA= 2632701.02
 RENDIMENTO= 39
 CTE DE TEMPO MIN= 2431.1
 CTE DE TEMPO MAX= 2439.00
 FLUXO DE MASSA SILICONE= .212
 TEMP DE OPERACAO= 326.00
 TEMPO DE OPERACAO= 1
 ERRO GANHO DE CALOR= .045

Fig. 4.23 - Teste do trocador evaporador (Nº 12)



Q GANHO PELA AGUA= 1603159.16
 RENDIMENTO= 40
 CTE. DE TEMPO MIN= 786.85
 CTE. DE TEMPO MAX= 789.55
 FLUXO DE MASSA SILICONE= 212
 TEMP. DE OPERAÇÃO= 325.69
 TEMPO DE OPERAÇÃO= 6
 ERRO GANHO DE CALOR= 365

Fig.4.24 - Teste do trocador pre-aquecedor (Nº 13)

CAPÍTULO V

V - TESTES DE CONJUNTO, ESTUDOS DE OTIMIZAÇÃO, CONCLUSÕES
E RECOMENDAÇÕES

Neste capítulo se descrevem os testes de conjunto de curto período e diários selecionados e se comparam seus resultados, com os testes simulados. A seguir são realizados estudos de otimização do S.G.V e do campo de coletores, mudando o fluxo através do S.C, massa contida no armazenador e tamanho do campo coletor. Estas análises de conjunto fornecem a informação necessária para as conclusões e recomendações finais desta tese.

V.1 - TESTES DE CONJUNTO

Foram selecionados dois testes do sistema gerador de vapor (SGV) de curto período de duração (60 minutos) e um teste do S.G.V diário com campo de coletores em série.

V.1.1 - ESPECIFICAÇÕES DOS TESTES DE CURTO PERÍODO

Teste nº 13 - Teste de curto período, com campo de coletores em serie.

Data: 26/07/81

Fluxo através do sistema coletor	: 0.043 Kg/seg
Fluxo através do sistema dos processos	: 0.192 Kg/seg
Temperatura ambiente	: 296 ^o K
Latitude do local do teste	: 22 ^o C Sul
Inclinação dos coletores	: 42 ^o .61 norte

Radiação solar máxima	: 892 W/m ²
Velocidade do vento	: <2 m/seg

Tipo de teste: Teste de 60 minutos, com o fluxo contínuo através do S.C. e fluxo descontínuo através do S.P.; operação manual do sistema gerador de vapor (vide figura 5.1)

Teste nº 14 - teste de curto período, com campo de coletores em paralelo

Data - 27/07/81

Fluxo através do S.C.	: 0.049 Kg/seg
Fluxo através do S.P.	: 0.308 Kg/seg
Temperatura ambiente	: 297 ^o K
Latitude do local de teste	: 22 ^o Sul
Inclinação dos coletores	: 42 ^o 61 norte
Radiação solar máxima	: 882 W/m ²
Velocidade do vento	: < 2m/seg

Tipo de teste: Teste de 30 minutos, com fluxo contínuo através do S.C. e fluxo descontínuo através do S.P.; operação manual do sistema gerador de vapor (vide figura 5.2)

Teste nº 15 - Teste diário, com campo de coletores em serie.

Data: 18/11/81

Fluxo através do S.C.	: 0.058 Kg/seg
Fluxo através do S.P.	: 0.277 Kg/seg
Temperatura ambiente	: 298 ^o K
Latitude do local de teste	: 22 ^o Sul
Inclinação dos coletores	: 10 ^o

Radiação solar máxima	: 1095 W/m ²
Velocidade do vento	: <2m /seg

Tipo de teste: teste de 6.16 hr, com operação automática do sistema gerador de vapor (vide figura 5.3 e 5.4)

V.1.2 - COMENTÁRIOS SOBRE AS SIMULAÇÕES DE CONJUNTO

Teste nº 13: A figura 5.5 mostra o esquema do S.G.V. com campo de coletores em série, as temperaturas obtidas na simulação do S.G.V., e as quedas de temperatura entre os diferentes componentes do S.G.V., chamados de P4(ϕ) até P4(8).

As figuras 5.6 e 5.7 comparam as temperaturas da água nos trocadores evaporador e preaquecedor registrados no teste com os obtidos em simulação, observando-se o seguinte:

- a) os maiores erros verificados foram menores a 1% e aconteceu nos instantes em que a bomba do S.P. liga ou desliga. Como o modelo não considera perdas de calor através das paredes do trocador a temperatura da água indicada pelo modelo matemático se mantém constante quando a bomba do S.P. desliga, enquanto que a temperatura obtida experimentalmente desce durante esse período.
- b) O comportamento do perfil de temperatura da água nos trocadores tem as mesmas características observadas nos testes, com razoável precisão, o que permite concluir que o modelo matemático do S.G.V. no que se refere a energia útil coletada é válido.

A figura 5.8 compara a evolução das temperaturas no topo (camada Nº 1) e na base (camada Nº 5) do armazenador, observando-se o seguinte:

a) As maiores diferenças de temperatura ocorrem nos instantes em que a bomba do S.P. desliga (BTD), e durante o lapso de tempo em que permanece desligada, observando-se diferenças na camada Nº 1 da ordem de 2%. Isto ocorre porque a temperatura da camada Nº 1 foi medida na entrada ao evaporador (vide figura 3.1) portanto quando a bomba desliga, esta temperatura começa a diminuir pelas perdas de calor através da tubulação da união tanque armazenador e evaporador; enquanto o modelo matemático indica que se não existe fluxo do armazenador para os trocadores a energia que vem do S.C. fará aumentar o nível energético da 1.^a camada do armazenador.

b) As diferenças são também devidas em parte a que o modelo matemático prevê a temperatura média da camada e a comparação está sendo feita com a temperatura de pontos dentro do armazenador localizados aproximadamente no centro de cada camada.

Teste nº 14: A figura 5.9 mostra o esquema do S.G.V. com campo de coletores em paralelo, as temperaturas obtidas na simulação do S.G.V., e as quedas de temperatura entre os diferentes elementos do S.G.V. chamados de P4(ϕ) até P4(8)

A figura 5.10 compara as temperaturas da água nos trocadores evaporador e preaquecedor registrados no teste com

Bc/4900

as obtidas na simulação, observando-se o seguinte:

- a) O maior erro verificado é da ordem de 0,5% e é devido as mesmas causas anotadas no teste N° 13
- b) O comportamento do perfil de temperatura da água nos trocadores, tem as mesmas características observadas nos testes, e se pode afirmar que no caso de campo de coletores em paralelo também o modelo matemático do S.G.V., no que se refere a energia útil é válido.

A figura 5.11 compara a evolução das temperaturas no topo (camada N° 1) e na base (camada N° 5) do armazenador, observando-se o seguinte:

- a) As maiores diferenças de temperatura ocorrem nos instantes em que a bomba de S.P desliga (BTD) e durante o lapso de tempo que permanece desligada as máximas diferenças observadas são da ordem de 2% e as causas são as mesmas anotadas no teste N° 13 .
- b) As diferenças observadas são também devidos em parte a que o modelo matemático prevê a temperatura media da camada, e a comparação é feita com a temperatura de pontos dentro do armazenador localizados aproximadamente no centro de cada camada.

Teste n° 15: A comparação deste teste será feita de forma qualitativa, devido a quantidade enorme de dados obtidos no teste e na simulação.

O dia do teste foi um dia claro, o registro de temperaturas começou as 10.42 horas, sendo que a bomba do S.C. li-

gou as 8.50 horas, não sendo registrado este evento (vide fig. 5.3 e 5.4).

Temperatura máxima do fluido saindo do S.C : 378°K

A bomba do S.P : Se manteve o tempo todo desligada

A bomba do S.C : ligou as 8.50 horas

desligou as 13.91 horas

Tempo total de operação: 5.41 horas

A simulação foi feita para dia claro, começando o dia as 5.50 horas, e terminando as 18.50 horas (vide figura 5.12).

A temperatura máxima do fluido saindo do S.C : 396°K

A bomba do S.P : ligou a 9.50 horas e desligou as 14.50 horas

Tempo total de operação 5.0 horas

A bomba do S.C : ligou as 7.83 horas

desligou as 15.83 horas

Tempo total de operação: 8.0 horas

Observações: - durante o teste a bomba do S.P foi comandada por um termostato de máximo e mínimo que tinha o sensor na metade do armazenador; a temperatura mínima estipulada para começar a operar a bomba foi de 373°K a qual nunca foi atingida: (vide fig. 5.3) observar a temperatura N° 11 do teste.

- Na simulação foi utilizada como temperatura mínima a temperatura do topo do tanque, a qual superou a temperatura mínima estipulada e por esta razão a bomba do S.P operou 5.0 horas.

Se a temperatura mínima utilizada na simulação fosse a temperatura do meio do tanque T_{11} , a bomba do S.P nunca teria operado como foi constatado no teste.

- O rendimento térmico do S.G.V. no teste foi menor a 2% enquanto que na simulação se atingiu 3,3%, esta diferença é devida a falta de operação da bomba do S.P. registrada no teste.
- Se observa uma evolução das temperaturas bem similar, entre as temperaturas do teste e as simuladas
- O modelo matemático do S.G.V., representa com bastante aproximação a operação real do S.G.V.

V.2 - ESTUDOS DE OTIMIZAÇÃO

Os estudos de otimização foram organizados da seguinte

forma:

- a) Análise dos efeitos causados por fluxos de massa, parâmetros geométricos e materiais utilizados na inércia térmica dos trocadores de calor e dos coletores solares, simulando operação desses componentes individualmente por curtos períodos de tempo ($t < 60\text{min}$)
- b) Em base as análises do item (a), e utilizando técnicas de otimização apropriados, se encontrou o fluxo de massa através do S.C, o fluxo de massa através do S.P e a temperatura mínima de descarga do armazenador que proporcionou os rendimentos máximos do S.G.V., com campo de coletores em série ou paralelo, simulando operação do S.G.V. por cur-

períodos de tempo ($t < 60\text{min}$)

- c) Finalmente foram feitas diversas análises em campos de coletores em série e paralelo e se encontrou a relação entre tamanho do campo coletor, e massa necessária no armazenador que proporciona rendimentos máximos do S.G.V.; simulando operação diária do S.G.V.

V.2.1. ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TRANSIENTE DOS TROCADORES DE CALOR

É bem conhecido que o bom desempenho de um trocador de calor depende da relação existente entre os fluxos de massa através dele e a área de troca de calor. No nosso caso o mais importante é analisar os efeitos que mudanças no fluxo de massa, podem causar na resposta dinâmica do trocador, quando a temperatura de entrada no fluido quente nas serpentinas do trocador muda subitamente de valor (entrada em degrau).

As figuras 5.13, 5.14 e 5.15 mostram que a constante de tempo da água no evaporador diminui a medida que aumenta o fluxo de massa através das serpentinas do evaporador; mas nota-se que a constante de tempo da água não muda consideravelmente para fluxos maiores que 0.309 Kg/seg. ($CT = 1452 \text{ seg}$) e que o nível da temperatura do fluido quente entrando nas serpentinas não muda esta constante de tempo.

As figuras 5.16, 5.17 e 5.18 mostram a resposta a degrau do preaquecedor; a constante de tempo da água diminui a medida que aumenta o fluxo de massa através das serpentinas do preaquecedor e para fluxos superiores a 0.309 Kg/seg, a constante de tempo se mantém praticamente constante $CT = 816 \text{ seg}$.

Conclui-se que existe um limite de fluxo de massa atravessando as serpentinas dos trocadores acima do qual a constante de tempo se mantém constante, ou seja a rapidez para se chegar ao equilíbrio não se altera; no caso dos trocadores utilizados no teste para o evaporador são necessários 1452 seg. e para o preaquecedor 816 seg.

No caso de utilizar outro tipo de trocador de calor se pode utilizar a mesma metodologia aqui exposta para se achar a constante de tempo limite do trocador e o fluxo de massa limite.

É recomendável do ponto de vista da operação de troca - dor, utilizar fluxos de massa que sejam menores a aquele máximo que causa a menor constante de tempo porque o gradiente de temperatura obtido na água é maior quando o sistema opera em regime transiente e isto indica grandes taxas de troca de calor e operação bastante eficiente do ponto de vista térmico.

V.2.2 - ANÁLISE DO RENDIMENTO DO COLETOR QUANDO SE MUDAM OS MATERIAIS E PARÂMETROS GEOMÉTRICOS

Esta análise não foi muito fácil de ser esquematizada pelo número de variáveis que afetam direta ou indiretamente o rendimento térmico de um coletor - concentrador solar.

Foi portanto feita uma seleção de parâmetros e testados um a um com respeito ao comportamento do coletor utilizado nos testes, mantendo a radiação Solar incidente no coletor constante.

Parâmetros selecionados:

- 1) Diâmetro do tubo que conduz o fluido através da placa (D1)
- 2) Velocidade do vento (V1)
- 3) Inclinação do coletor (T5)
- 4) Emissividade da placa (E1)

- 5) Espessura do isolamento inferior a placa (E4)
- 6) Calor específico do material da placa (C3)
- 7) Densidade do material da placa (D5)
- 8) Densidade do isolante inferior a placa (D6)
- 9) Condutividade do isolante inferior a placa (C5)
- 10) Calor específico do isolante inferior a placa (C4)
- 11) Número de cobertura (N1)
- 12) Espessura da placa absorvedora (E3)

Os resultados da análise que exprimem o efeito obtido no rendimento térmico do coletor, se encontram na figura 5.19.

Observações:

- 1) A redução do diâmetro do tubo que conduz o fluido através da placa aumenta um pouco o rendimento do coletor; seria recomendável estudar o efeito contrário que isto causa, ou seja aumento das perdas por atrito a qual quando se trata de um campo de coletores considerável pode anular o ganho de rendimento observada.
- 2) A velocidade do vento tem um efeito inversamente proporcional ao valor do rendimento; foi comparada com respeito a 2 m/seg.
- 3) No caso da inclinação do coletor se observa que nos períodos do ano em que o coletor tem que estar mais inclinado com respeito a horizontal (no inverno), os efeitos sobre o rendimento são mais favoráveis ou seja a maior ângulo de inclinação corresponde maior rendimento térmico. (Caso da radiação incidindo normalmente ao coletor).
- 4) A diminuição da emissividade da placa aumenta o rendimento do coletor; no caso de utilizar superfície seletiva (emissividade pequena), num coletor concentrador tipo CPC se espera um aumento no rendimento térmico do coletor, comparando com o caso de uso de superfície não-seletiva.

- 5) O aumento da espessura do isolante não afeta o rendimento do coletor, no caso atual.
- 6) A mudança do material da placa conservando as mesmas dimensões da placa observadora utilizada nos testes, afeta o rendimento do coletor, diminuindo seu valor quando se utiliza placa de cobre no lugar da placa de alumínio.
- 7) foi colocado isolante de concreto adotando duas (2) espessuras 0.12 m e 0.004 m e os resultados foram bastante pobres em termos de rendimento; em ambos os casos as perdas em rendimento térmico do coletor são significativas (superiores a 8%).
- 8) O aumento do número de coberturas se apresenta como uma boa alternativa para aumentar o rendimento, sendo que ao colocar duas (2) coberturas o aumento em rendimento obtido é similar ao obtido com a colocação de superfície seletiva na placa absorvedora.

CONCLUSÕES:

A utilização de superfície seletiva, e o uso de mais de uma cobertura prometem aumentar significativamente o rendimento térmico dos coletores - concentradores tipo CPC. Quanto a diminuição do diâmetro do tubo que conduz o fluido através da placa absorvedora, isto tem sido bastante estudado, tendo-se chegado a conclusão de que 0,015 m é um bom diâmetro do ponto de vista de perdas por atrito. Resta portanto a opção de mudar de fluido de trabalho por um fluido menos viscoso que o silicone utilizados nos testes realizados neste trabalho; assim é de se esperar que um fluido menos viscoso (água) apresente resultados similares aos obtidos ao reduzir o diâmetro do tubo que conduz o fluido através da placa absorvedora.

V.2.3 - OTIMIZAÇÃO DO RENDIMENTO DO CAMPO DE COLETORES E DO SISTEMA GERADOR DE VAPOR

V.2.3.1 - EFEITOS DO FLUXO ATRAVÉS DE UM MÓDULO COLE- TOR SOBRE O CALOR COLETADO, PARA DIFERENTES NÍVEIS DE RADIAÇÃO E CURTOS PERÍODOS DE TEM- PO

Foram feitas simulações do comportamento transiente do coletor para diferentes níveis de radiação mantendo a temperatura de entrada ao coletor constante (vide Figura 5.20 e 5.21) e para os mesmos níveis de radiação solar anteriores simulando neste caso nuvens e mantendo fluxo de massa através do coletor constante (vide Figuras 5.22 e 5.23).

Conclusões:

Se pode notar que o calor útil coletado, representado pela área abaixo do perfil de temperatura é fortemente dependente do fluxo de massa que passa através do coletor. Nas figuras 5.20 até 5.23 se pode observar que a área entre os perfis das temperaturas de entrada e saída do coletor diminui em forma cada vez menor a medida que se aumenta o fluxo; isto indica que o calor útil coletado diminui da mesma forma. Como nas simulações representadas nas figuras 5.20 até 5.23 a energia solar se manteve constante; observando o efeito do fluxo sobre o calor útil coletado podemos concluir que deverá existir um fluxo ótimo para cada nível de radiação que dará o máximo rendimento de coleção de energia.

V.2.3.2 - EFEITOS DO FLUXO ATRAVÉS DO S.C., DO S.P.
E DA TEMPERATURA DE DESCARGA DO ARMAZENADOR SOBRE O RENDIMENTO TÉRMICO DO GERADOR DE VAPOR

Foi utilizada uma subrotina de otimização que achou o fluxo de massa através do S.C., do S.P. e a temperatura mínima de descarga do armazenador que proporcionam o rendimento térmico máximo do S.G.V. para campo de coletores em serie e paralelo e diferentes níveis de radiação (vide Figuras 5.24 e 5.25).

V.2.3.2.1 - COMENTÁRIOS SOBRE OS RESULTADOS OBTIDOS NO CASO DE UTILIZAR CAMPO DE COLETORES EM SÉRIE (Vide Figura 5.24)

Podemos notar que existe um fluxo ótimo para o conjunto de 5 módulos de 6 m^2 em serie e que a mudança em radiação solar pouco afeta o rendimento do S.G.V., e o rendimento do campo de coletor (vide Tabela 5.1). O fluxo ótimo encontrado para campo de coletores em serie oscila entre $0,250 \text{ Kg/seg}$ e $0,2522 \text{ Kg/seg}$ ou seja $0,00833 \text{ Kg/s.m}^2$ e $0,00840 \text{ Kg/s.m}^2$.

V.2.3.2.2 - COMENTÁRIO SOBRE OS RESULTADOS OBTIDOS NO CASO DE CAMPO DE COLETORES EM PARALELO (Vide Figura 5.25)

Para o caso do campo de coletores operando em paralelo, os fluxos através do S.C. que proporcionam rendimento máximo do S.G.V., são maiores que para o caso de campo de coletores em serie, e dependendo do nível de radiação solar os flu-

xos através do S.C. otimos, aumentam em forma de exponencial de crescente (vide Figura 5.26).

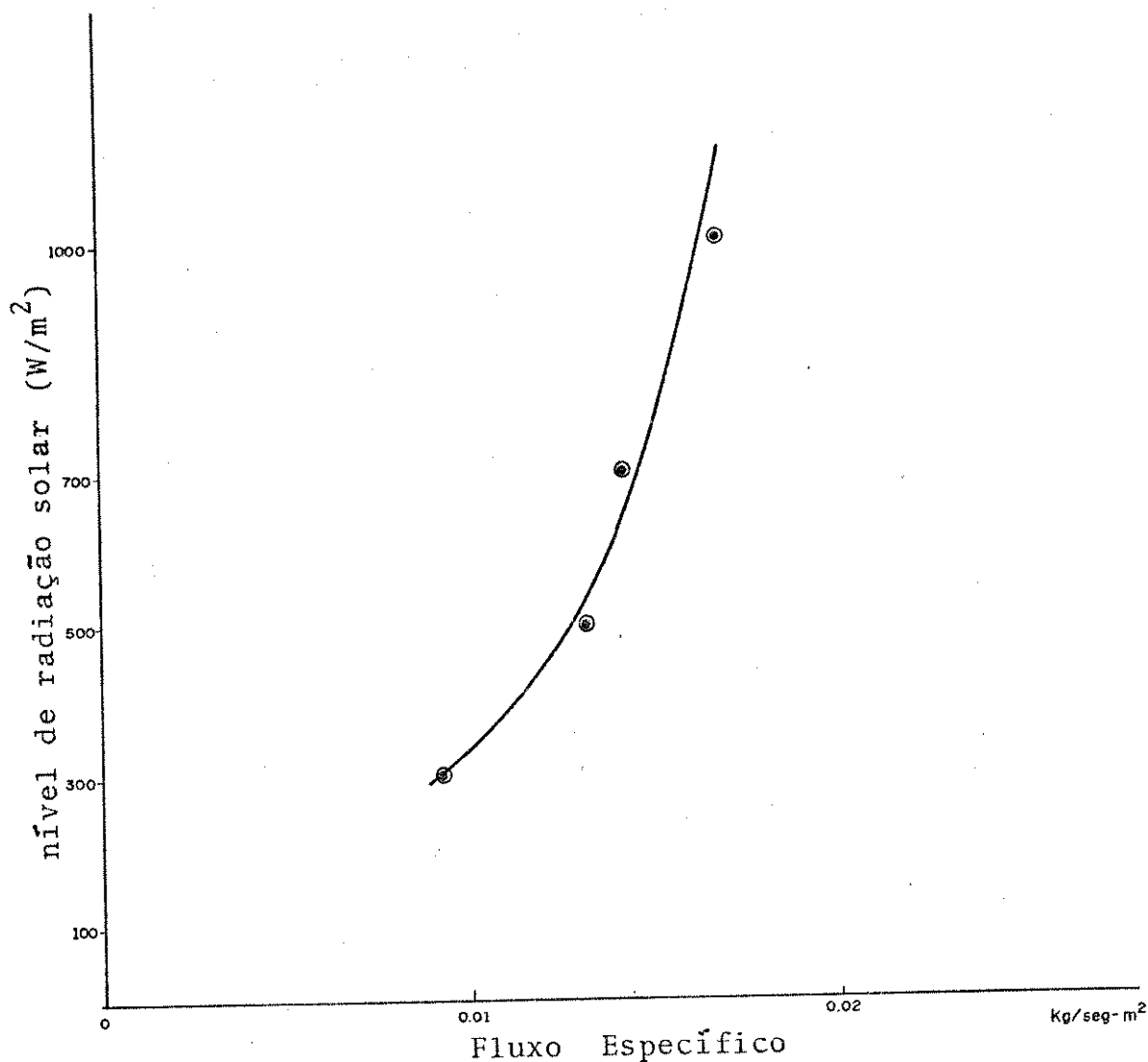


Figura 5.26 - fluxos específicos através do S.C., que proporcionam rendimento máximo do S.G.V., do campo de coletores em paralelo

Conclusões:

No caso de campo de coletores operando em serie (Figura 5.24), se observa que o rendimento do S.G.V. aumenta exponencialmente, tendendo a um limite, acima do qual qualquer aumento do fluxo através do S.C. não muda o rendimento térmico do S.G.V.

Radiação global W/m ²	Rendimento do sistema gerador %	Fluxo de massa através do campo de coletores		Rendimento dos coletores %
		Kg/seg	Kg/seg.m ²	
300	21.9	0.25	0.0083	34
500	22.5	0.25	0.0083	35.5
700	22.7	0.272	0.0091	36.3
1000	22.5	0.252	0.00840	35.9

Tabela 5.1 - Otimização do Sistema Gerador com Campo de Coletores em Série

No caso do campo de coletores operando em paralelo (figura 5.25) se observa o mesmo aumento em forma de exponencial decrescente do rendimento do sistema gerador, tendendo a um limite que aumenta com o fluxo através do S.C.; existe, neste caso uma maior dependência entre o nível de radiação e o fluxo ótimo, e os fluxos exigidos pelo campo de coletores em paralelo são maiores que no caso de campo de coletores em série; é interessante notar que quando o campo de coletores opera com fluxo ótimo, seu rendimento é pouco afetado pelas mudanças no nível de radiação (vide Tabela 5.2).

Radiação global %	Rendimento do sistema gerador %	Fluxo de massa através do campo de coletores		Rendimento dos coletores %
		Kg/seg	Kg/seg.m ²	
300	23.0	0.276	0,0092	29.0
500	23.3	0.393	0,0131	28.9
700	23.3	0.422	0.0141	29.3
1000	23.0	0.504	0,0168	29.4

Tabela 5.2 - Otimização do Sistema Gerador com Campo de Coletores em Paralelo

- Para todos os níveis de radiação e tanto para campo de coletores em série ou paralelo, o fluxo ótimo através do sistema dos processos deverá ser o mínimo possível.
- A temperatura mínima na qual deverá começar a operar a bomba do S.P., deverá ser ligeiramente superior a temperatura inicial da água nos trocadores de calor

Fluxo ótimo nos trocadores: 0.078 Kg/seg

Temperatura de descarga de

tanque armazenador : Temperatura da água nos trocadores

- O rendimento do campo de coletores em série (vide Tabela 5.1) foi muito melhor que o rendimento do campo em paralelo (vide Tabela 5.2)
- Desta análise se sente a necessidade de relacionar o tamanho do campo de coletores, número de módulos em série, número de ramais em paralelo e fluxos através do S.C. que proporcionam o máximo rendimento térmico do S.G.V.

V.2.3.3 - OTIMIZAÇÃO DO TAMANHO DO CAMPO DE COLETORES E SUAS RELAÇÕES COM O FLUXO ATRAVÉS DO S.C. PARA OBTER RENDIMENTO TÉRMICO DO S.G.V. MÁXIMO, SIMULANDO OPERAÇÃO DIÁRIA DO S.G.V.

Para fazer esta análise foi utilizada a seguinte metodologia:

- 1) Campo de coletores em série: foi adotado um número de módulos de $6m^2$ cada e colocados em série, foi mudado o fluxo de 0.050 Kg/seg até 0.252 Kg/seg e obtido o rendimento térmico do S.G.V. (Vide Tabela 5.3 Figuras 5.27 e 2.29)

- 2) Campo de coletores em paralelo: foram adotados cinco ramais em paralelo e para cada ramal em paralelo foi mudado o número de módulos de $6m^2$, em série desde 1 até 11 módulos, utilizando um fluxo de massa através de cada ramal paralelo que desse o máximo rendimento dos coletores. (Vide Tabela 5.4 e Figura 5.30)
- 3) Campo de coletores série-paralelo:
- a) foi mantido o número de ramais em paralelo (5) do campo de coletores constante e mudado o número de módulos em série por ramal paralelo e a massa contida no armazenamento (Vide Figuras 5.31 e 5.32)
- b) foi mantido o número de módulos coletores em série por ramal em paralelo constante (5) e mudado o número de ramais em paralelo e a massa contida no armazenador (vide Figuras 5.33 e 5.37)

Em todos os casos foi feita simulação da operação S.G.V. diária, mantendo em cada simulação diária o fluxo de massa através do S.C., fluxo de massa através do S.P., temperatura de descarga do armazenador e uma determinada configuração do campo de coletores constantes durante toda a simulação.

Conclusões:

- 1) Campo de coletores em série: O rendimento do campo de coletores aumenta a medida que diminui o número de módulos em série; o mesmo acontece com o rendimento térmico do S.G.V., tendendo os dois rendimentos ao seu valor máximo quando se obtém a quantidade máxima de vapor gerado, e um fluxo através do S.C. de 0,14 Kg/seg, sem importar o número de módulos em série (vide Figura 5.27 e 5.28). A massa de vapor gerado aumenta a medida que se aumenta o número de módulos em série; mas atinge seu va

lor máximo, sempre que o fluxo através do S.C. seja 0,14 Kg/seg e independe do número de módulos em série (vide Figura 5.28)

Se observou também um limite inferior do rendimento do S.G.V. e do S.C. quando se utilizam mais de 11 módulos coletores em série, este limite foi para um sistema gerador de vapor do tamanho utilizado nos testes, de 8% para o rendimento do S.G.V. e de 13% para o rendimento do S.C. (vide Figura 5.29).

2) Campo de coletores em paralelo: Se pode observar que quando se usam cinco ramais em paralelo e um módulo coletor por ramal e fluxo específico através do S.C. de $0,00466 \text{ Kg/seg.m}^2$ o rendimento do S.G.V. e do S.C. é igual ao caso de campo de coletores com 5 módulos em série e fluxo específico através do S.C. de $0,0466 \text{ Kg/seg.m}^2$, ou seja a campos de coletores iguais rendimentos térmicos similares.

No caso de campo de coletores com cinco (5) ramais em paralelo, usando fluxo de massa através de cada ramal paralelo de 0.14Kg/seg ou um fluxo total de 0,7 Kg/seg através do S.C. constante, se nota que com fluxo específico igual ao do campo de coletores em série como mostra a tabela 5.5; os rendimentos térmicos, resultantes de usar fluxos específicos iguais são bem maiores no caso de campo de coletores em série.

Se observa da Figura 5.30 que a massa de vapor gerado atinge um limite superior, que não se altera quando são colocados mais de 11 módulos coletores em série por ramal paralelo também se observa que o rendimento de S.G.V. e do S.C. atinge um limite inferior de 2% e 3% respectivamente, que não se altera quando são colocados mais de 11 módulos coletores em série.

Módulos em Série	Fluxo Médio através col. Kg/seg	Fluxo Médio através trocadores Kg/seg	Temp. Mínima de descarga do Armazenador OK	Rendimentos dos Coletores %	Rendimento total do Sistema %	Massa de Vapor Gerado Kg	
1	0.050	0.080	320	34.3	25.5	0.0	
	0.121	0.080	320	37.8	27.4	0.0	
	0.164	0.080	320	38.6	27.6	0.0	
	0.198	0.080	320	39.0	37.8	0.0	
	0.227	0.080	320	39.3	27.8	0.0	
	0.252	0.080	320	39.6	27.8	0.0	
	0.049	0.079	320	23.1	17.6	1.50	
	0.119	0.079	320	26.5	19.1	3.90	
	0.162	0.079	320	27.1	19.2	4.06	
	0.195	0.079	320	27.4	19.2	4.06	
3	0.223	0.079	320	27.7	19.2	4.03	
	0.248	0.079	430	27.9	19.2	3.99	
	0.049	0.079	320	18.1	13	8.20	
	0.109	0.078	320	21.5	14.7	12.70	
	0.154	0.078	320	22.1	14.8	12.36	
	0.189	0.078	320	22.3	14.7	12.88	
	0.218	0.078	320	22.5	14.7	12.82	
	0.243	0.078	320	22.6	14.7	12.73	
	0.267	0.078	320	22.8	14.6	12.64	
	0.049	0.078	320	15.0	10.4	12.63	
5	0.119	0.078	320	18.6	12.2	19.45	
	0.162	0.078	320	18.9	12.2	19.49	
	0.195	0.078	320	19.1	12.2	19.32	
	0.223	0.078	320	19.3	12.2	19.20	
	0.248	0.078	320	19.4	12.1	19.06	
	7	0.050	0.080	320	34.3	25.5	0.0
		0.121	0.080	320	37.8	27.4	0.0
		0.164	0.080	320	38.6	27.6	0.0
		0.198	0.080	320	39.0	37.8	0.0
		0.227	0.080	320	39.3	27.8	0.0
0.252		0.080	320	39.6	27.8	0.0	
0.049		0.079	320	23.1	17.6	1.50	
0.119		0.079	320	26.5	19.1	3.90	
0.162		0.079	320	27.1	19.2	4.06	
0.195		0.079	320	27.4	19.2	4.06	

Tabela 5.3 - Simulação Diária do Sistema Gerador mudando o fluxo através dos coletores e o número de módulos em série.

- Se observa uma clara dependência do tamanho do campo de coletores, da temperatura máxima conseguida no S.G.V. expressa pela massa de vapor gerado; a temperatura máxima é fortemente dependente da massa contida no armazenador.

Campo de Coletores	Número de ramais em paralelo	Número de módulos em série	Área de Coleção (m ²)	Fluxo através do S.C. (Kg/s.m ²)	Rendimento do S.C. (%)	Rendimento do S.G.V. (%)
Série	0	1	6	0.023	38.3	27.5
		3	18	0.0077	27.0	19.1
		7	42	0.0033	22.0	12.1
		11	66	0.00212	14.9	9.1
Paralelo	5	1	30	0.023	21.2	14.3
		3	90	0,0077	10.9	7.0
		7	210	0,0033	5.5	3.5
		11	330	0,00212	3.6	2.3

Tabela 5.5 - Relações entre rendimento do S.G.V., do S.C., campo de coletores em série e paralelo e fluxo específico através do S.C.

Número Módulos por Ramal	Número de Ramais em Paralelo	Fluxo de massa através de cada R.par. (Kg/seg)	Fluxo de massa através de todo o Sist. (Kg/seg)	Rendimento dos Coletores (%)	Rendimento do Sistema (%)	Massa de Vapor gerado (Kg)
1	5	0.14	0.7	21.2	14.3	11.55
3	5	0.14	0.7	10.9	7.0	30.38
5	5	0.14	0.7	7.3	4.7	36.80
7	5	0.14	0.7	5.5	3.5	39.85
9	5	0.14	0.7	4.4	2.8	41.45
11	5	0.14	0.7	3.6	2.3	42.34

Tabela 5.4 - Resultados da simulação diária; sistema de coletores em paralelo, fluxo através dos trocadores de 0.078 Temperatura mínima de descarga do armazenador 320°K.

V.2.3.4 - COMPORTAMENTO DO SISTEMA GERADOR DE VAPOR E DO SISTEMA COLETOR, QUANDO SE MUDA O TAMANHO DO CAMPO COLETOR E A MASSA CONTIDA NO ARMAZENADOR

A metodologia utilizada nesta análise foi a seguinte: Foi simulado o comportamento do S.G.V. com campo de coletores com número de ramais paralelo constante e foi observado o efeito de mudar o número de módulos em série por ramal. Depois mantendo o número de módulos em série por ramal, foi mudado o número de ramais em paralelo.

Nos dois estudos anteriores foi mudada a massa contida no armazenador para observar os efeitos da mudança desta massa sobre o comportamento do sistema.

- 1) Campo Coletor com Número de Ramais em Paralelo Constante - foi alterado o número de módulos em série por ramal paralelo e a massa contida no armazenador (Vide Figura 5.31 e 5.32)

Conclusões a respeito desta análise:

A relação entre a massa no armazenador (M) e a área de coletores (A_c) obedece a seguinte equação:

$$M = -1932,225 + 711,363 \ln(A_c) \quad (5.1)$$

- 2) Campo Coletor com Número de Módulos em Série por Ramal Paralelo Constante - foi alterado o número de ramais em paralelo e a massa contida no armazenador (vide Figuras 5.33 e 5.34).

Conclusões a Respeito Desta Análise:

A relação entre a massa no armazenador (M) e a área de coletores (A_c) obedece a seguinte equação:

$$M = -3458,234 + 1022,488 \ln (A_c) \quad (5.2)$$

V.2.4 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES FINAIS

V.2.4.1 - CONCLUSÕES FINAIS

1) Quando se utiliza como critério de otimização a máxima quantidade de vapor gerado ou máxima temperatura de operação, a relação entre massa contida no armazenador e tamanho do campo coletor, depende de se o campo coletor é em série ou paralelo.

a) Campo de Coletores em série:

$$M = -1932,225 + 711,365 \ln (A_c) \quad (5.3)$$

b) Campo de Coletores em paralelo:

$$M = -3458,234 + 1022,483 \ln (A_c) \quad (5.4)$$

As equações 5.3 e 5.4 fornecem relações similares quando o tamanho dos campos coletores em série ou paralelo são iguais (vide Tabela 5.6)

Área Coletora (m ²)	Campo Coletor em Série M/A _c (Kg/m ²)	Campo Coletor em Paralelo M/A _c (Kg/m ²)
150	11.10	10.88
240	8.94	8.19
330	7.48	6.64

Tabela 5,6 - Relação entre a massa no armazenador e área de coletores (M/A_c) que fornecem a máxima quantidade de vapor gerado.

2) Quando o S.G.V. opera por curtos períodos de tempo, o fluxo específico através do S.C. que proporciona os rendimentos máximos do S.G.V. depende de se o campo de coletores é em série ou paralelo.

$$\dot{m} = 0.00852 \text{ Kg/s-m}^2 \quad (\text{campo de coletores em série})$$

(vide Tabela 5.1)

$$\dot{m} = (0,0092 - 0.00168) \text{ Kg/s-m}^2 \quad (\text{campo de coletores em paralelo})$$

(vide Tabela 5.2)

3) Quando o S.G.V. opera diariamente o fluxo específico através do S.C. que proporciona os rendimentos máximos do S.G.V. depende do número de módulos colocados em série e do número de ramais utilizados em paralelo.

$$\dot{m} = 0.023 \text{ Kg/s-m}^2 \quad (1 \text{ módulo de } 6\text{m}^2 \text{ em série})$$

(vide Figura 5.29)

$$\dot{m} = 0.00212 \text{ Kg/s-m}^2 \quad (11 \text{ módulos de } 6\text{m}^2 \text{ em série})$$

(vide Figura 5.29)

$$\dot{m} = 0.023 \text{ Kg/s-m}^2 \quad (1 \text{ ramal paralelo})$$

(vide Figura 5.33)

$$\dot{m} = 0.00466 \text{ Kg/s-m}^2 \quad (11 \text{ ramais em paralelo})$$

(vide Figura 5.33)

Nesta análise se poderiam obter relações matemáticas entre o tamanho do campo coletor (em série ou paralelo) e o fluxo específico através do S.C; porem a generalização deste resultado deverá ser feita com cuidado porque, essa relação depende do tipo de coletor usado, tipo de trocador de calor, e condições de operação do S.G.V. (temperatura constante, nível de temperatura, etc.)

V.2.4.2 - RECOMENDAÇÕES FINAIS

- 1) Se observa que mesmo por curtos períodos de tempo, quando um campo de coletores opera em conjunto com um sistema direto ou indireto de distribuição de energia os fluxos específicos que proporcionam rendimentos máximos do S.C e do S.G.V., quando é considerada a operação transiente de todos os elementos do sistema são bem menores que os normalmente encontrados quando se realiza análise estável.

Operação transiente:

$$\dot{m} = 0.00852 - 0.0168 \text{ Kg/s-m}^2$$

Operação estável:

$$\dot{m} = 0.02 - 0.04 \text{ Kg/s-m}^2$$

- 2) Quando a otimização de um sistema solar similar ao utilizado neste trabalho é feita em base a operação diária, e considerando efeitos transientes em todos os componentes do sistema, os fluxos específicos no S.C que proporcionam rendimentos térmicos máximos dependem principalmente de:

- a) tamanho do campo coletor
- b) número de módulos em série
- c) número de ramais em paralelo
- d) massa contida no armazenador

e seu valor oscila entre $0,00212 \text{ Kg/s-m}^2$, até 0.0233 Kg/s-m^2 para campos de coletores de 864m^2 até 6m^2 respectivamente e a massa contida no armazenador oscila de 2269Kg até 369Kg quando se utiliza silicone como fluido intermediário.

Devido a essa grande mudança no fluxo específico não é um bom critério de projeto de campo de coletores o uso de um fluxo

específico constante e menos ainda aqueles obtidos na análise estável.

- 3) Este trabalho fornece uma metodologia que poderá ser uma base para a análise rigorosa do projeto de sistemas solares para uso na Indústria.
- 4) Ficou demonstrado neste trabalho que quando o campo de coletores é arranjado em série a análise transiente, com simulação de operação diária do S.G.V., indica a existência de um fluxo de massa através do S.C que faz o sistema S.G.V. e o S.C atingir rendimentos máximos, para o sistema S.G.V. utilizado neste trabalho o fluxo de massa encontrado for de 0.14 Kg/seg; este fluxo ótimo não depende do tamanho do campo coletor.
- 5) Foi demonstrado claramente que os sistemas indiretos tem rendimentos termicos menor que os sistemas diretos e que a temperatura mínima de descarga do armazenador deverá ter ligeiramente superior a temperatura da agua no S.P.
- 6) Se recomenda utilizar coletores C.P,C com superfície seletiva e duas coberturas.
- 7) É prática comum utilizar dados de testes de coletores operando em regime estável, para o projeto de sistemas de economia de energia. Pode-se observar neste trabalho que devido ao fato da energia solar ser uma energia tipicamente transiente, e o rendimento térmico de um campo coletor ser fortemente dependente da temperatura de entrada do fluido nos coletores, se deverá fazer a análise de operação de sistemas industriais para periodos diários, simulando o comportamento transiente de todos os componentes do sistema devido a que os rendimentos médios obtidos do campo coletor são bem menores quando se ope

ra um sistema diariamente do que quando se opera por curtos períodos. (veja conclusões: parágrafo V.2.3.2 e parágrafo V.2.3.3)

8) A metodologia desenvolvida e utilizada neste trabalho é necessária para a avaliação da configuração do campo de coletores, e do seu dimensionamento com relação à capacidade do armazenador. Conforme observado nos resultados as eficiências do conjunto são fortemente dependentes deste dimensionamento.

A parametrização de alguns destes resultados será objeto de trabalho posterior, visando ampliar a faixa de sua utilização com fórmulas simplificadas.

9) Se recomenda operar campos de coletores pequenos com sistemas de armazenamento independentes, nos quais existe uma boa relação entre massa contida no armazenador e tamanho do campo de armazenamento (vide Figuras 5.32 e 5.34)

10) Se recomenda não usar fluido intermediário e tratar de utilizar o sistema S.G.V. como economizador de energia e não como sistema autosuficiente para obter melhores rendimentos.

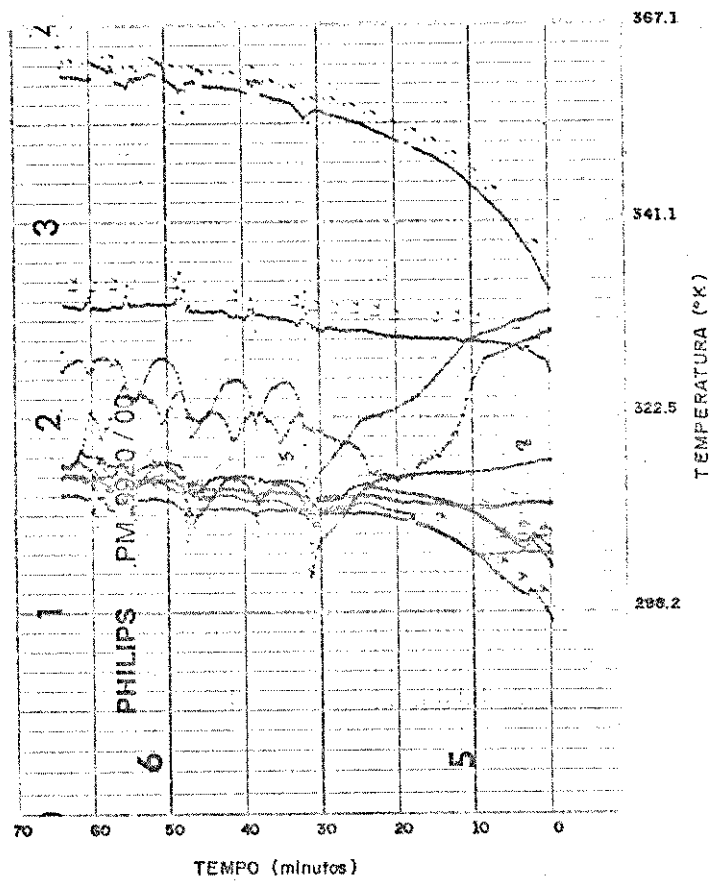
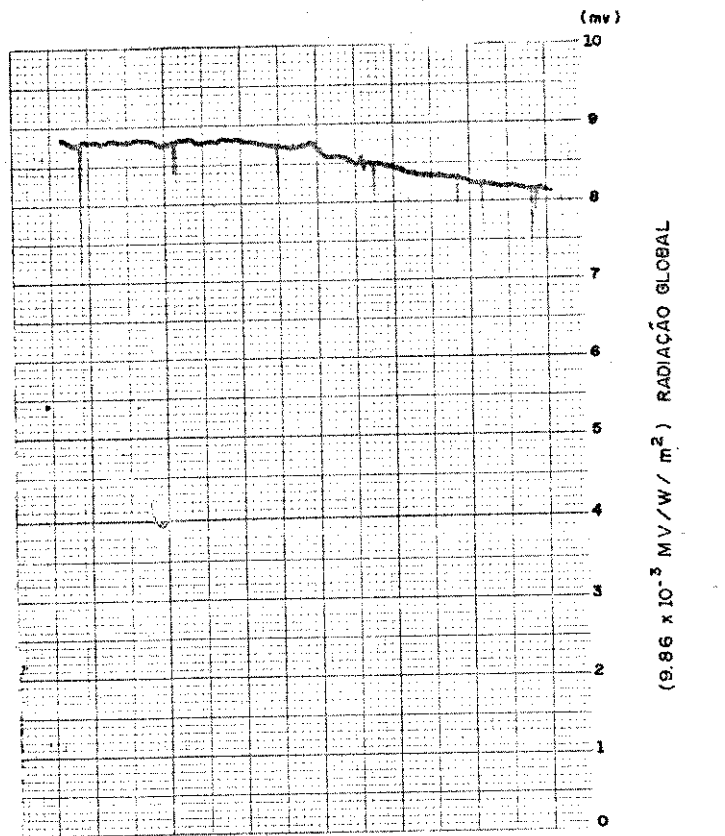


FIGURA 5.1

EXPERIENCIA Nº13, DIA 26/07/82, hora 11:30, CAMPO DE COLETORES EM SÉRIE.

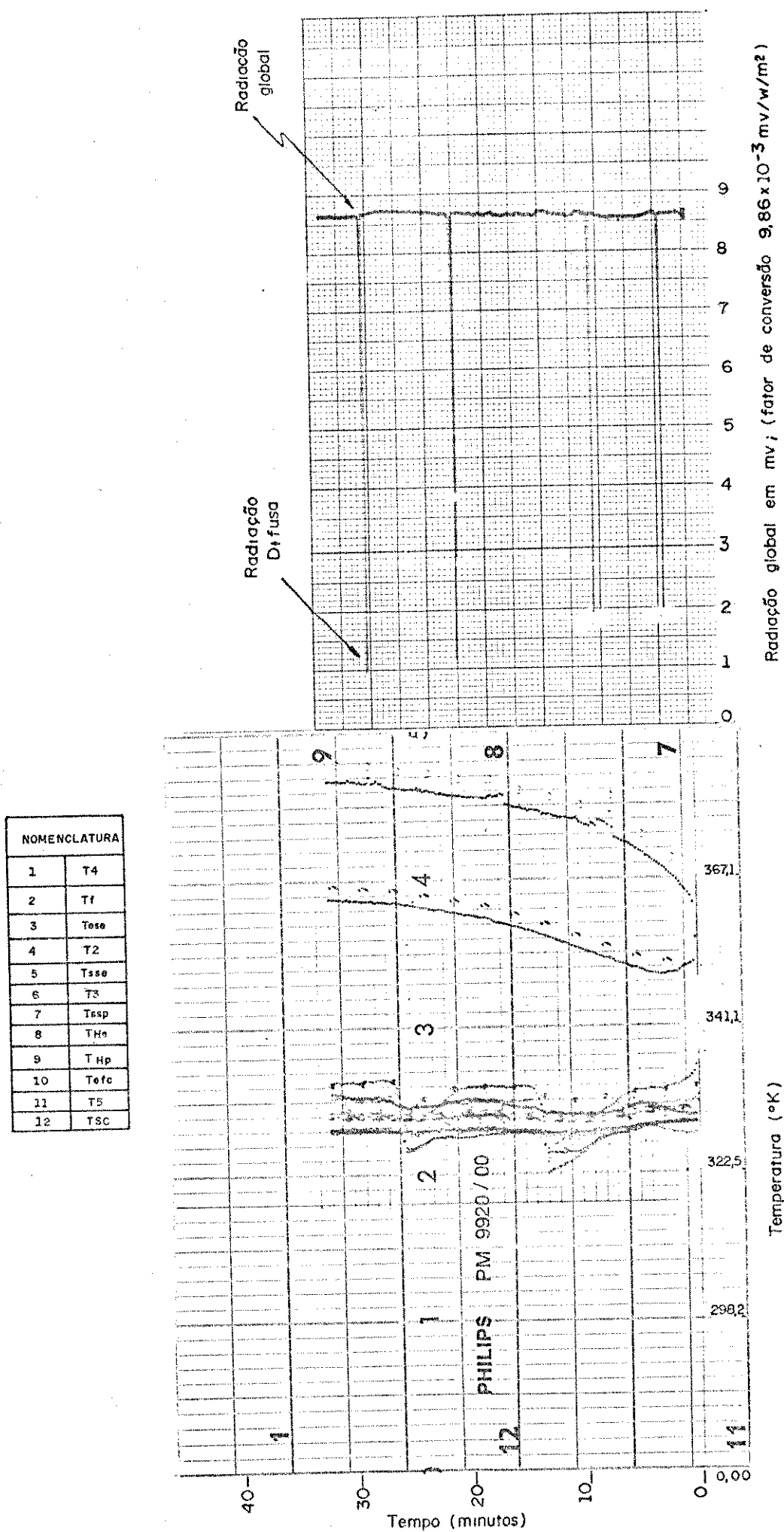


FIGURA 5.2: REGISTROS DO TESTE Nº 14, DIA 27/07/81, 12:00 HORAS, CAMPO DE COLETORES EM PARALELO

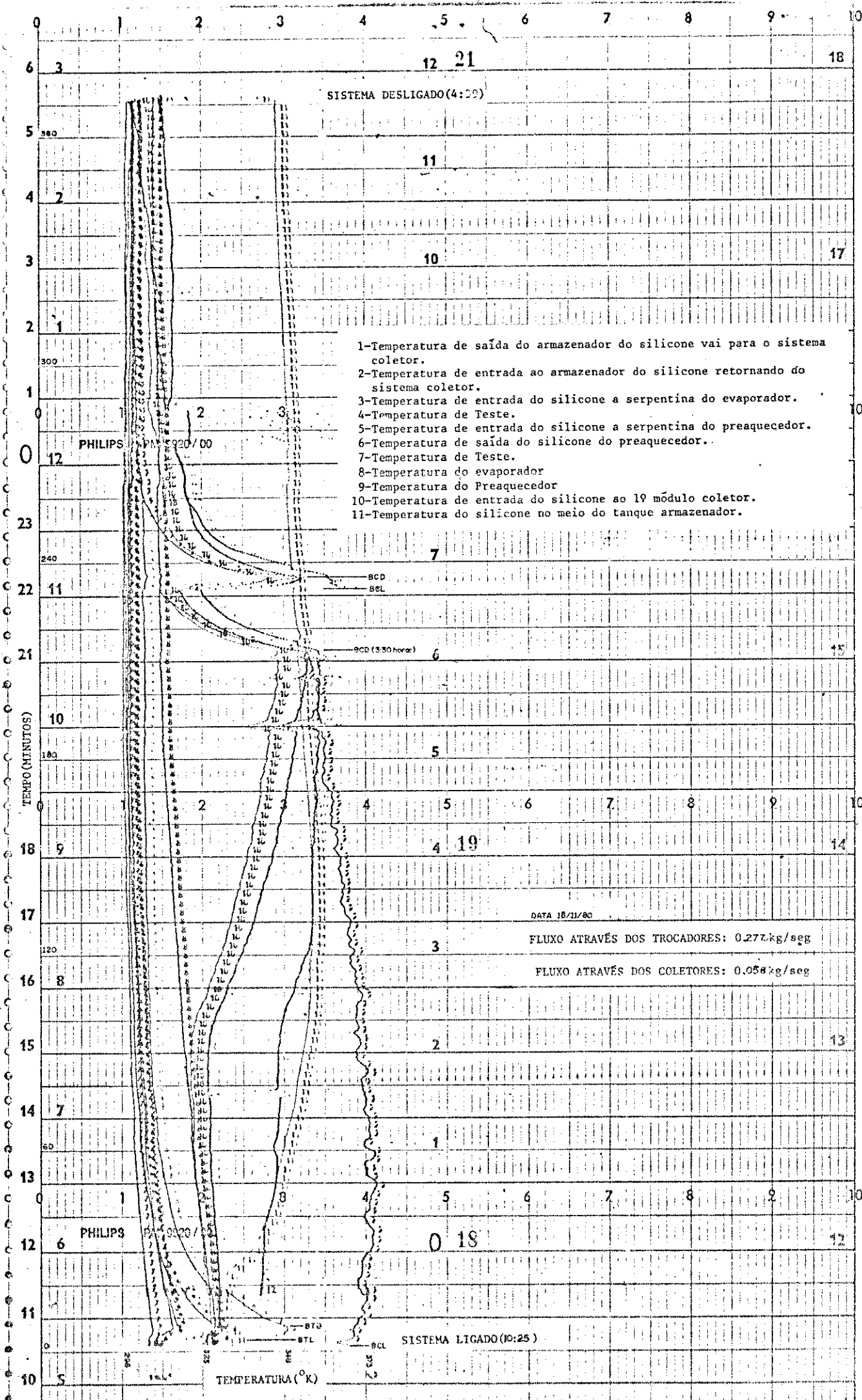


FIGURA 03

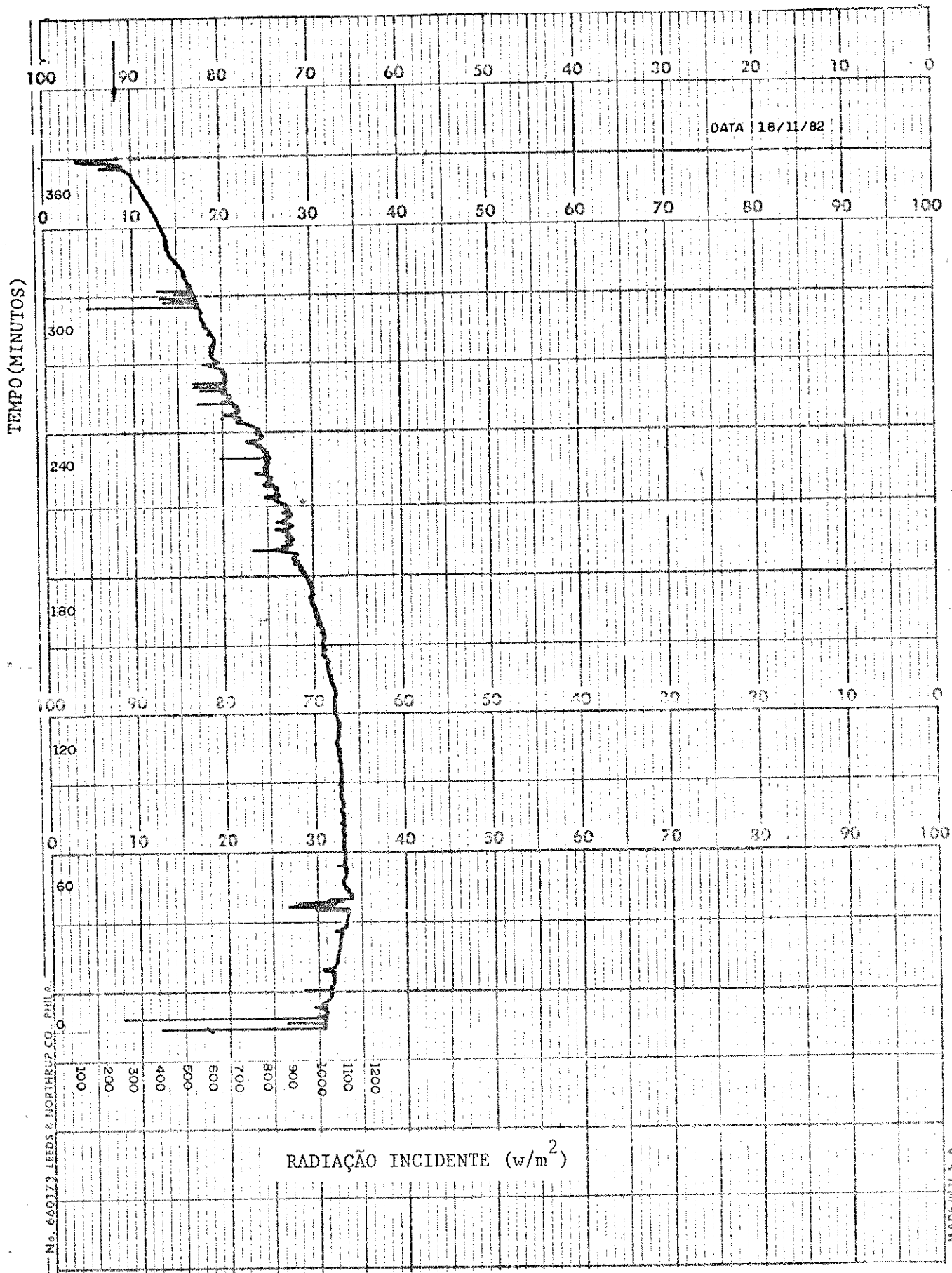


FIGURA 5.4 RADIÇÃO GLOBAL INCIDENTE NO DIA 18/11/80
 (RADIÇÃO DIFUSA $166 w/m^2$)

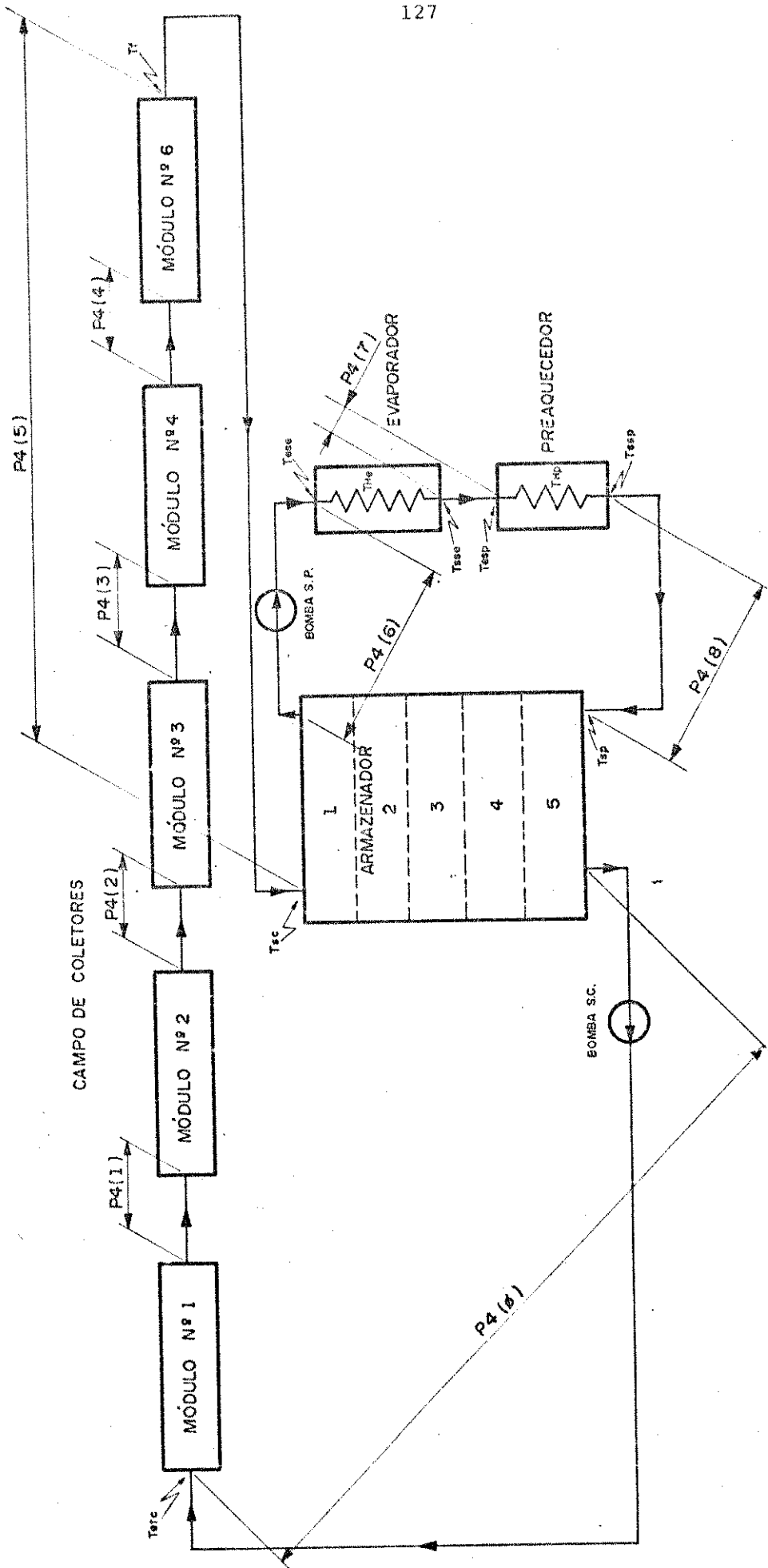


FIGURA 5.3 LOCALIZAÇÃO DOS PONTOS DE MEDIDA DE TEMPERATURA E DEFINIÇÃO DAS DIFERENTES PERDAS DE TEMPERATURA AO LONGO DOS COMPONENTES DO SISTEMA GERADOR DE VAPOR COM CAMPO DE COLETORES EM SÉRIE.

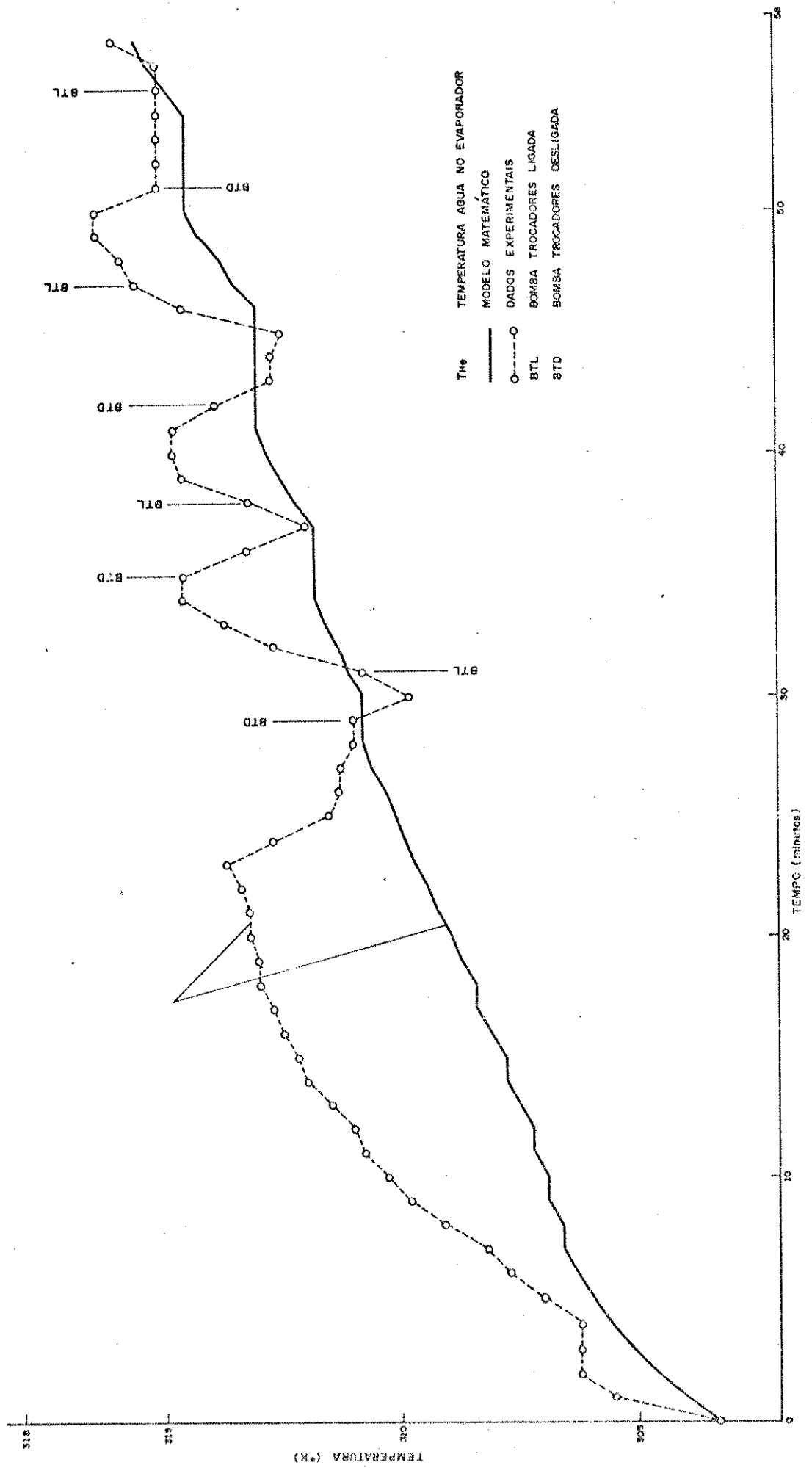


FIGURA 5.6: COMPARAÇÃO ENTRE A SIMULAÇÃO E OS DADOS EXPERIMENTAIS NO EVAPADOR, TESTE Nº 13, DIA 26/07/81; CAMPO DE COLETORES EM SÉRIE.

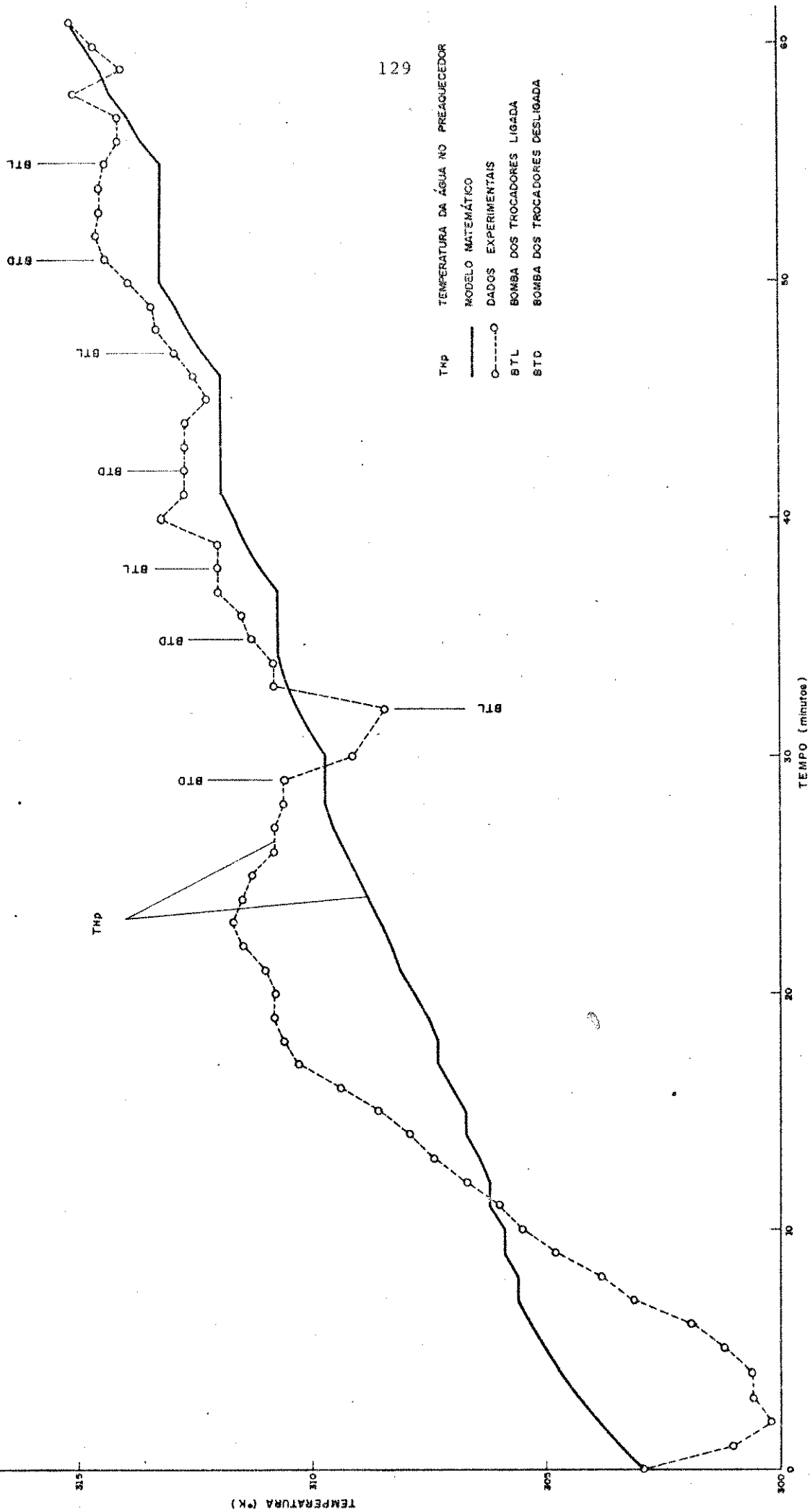


FIGURA 5.7 COMPARAÇÃO ENTRE A SIMULAÇÃO E OS DADOS EXPERIMENTAIS NO PREAQUECEDOR, TESTE Nº 13, DIA 26/07/81, CAMPO DE COLETORES EM SÉRIE

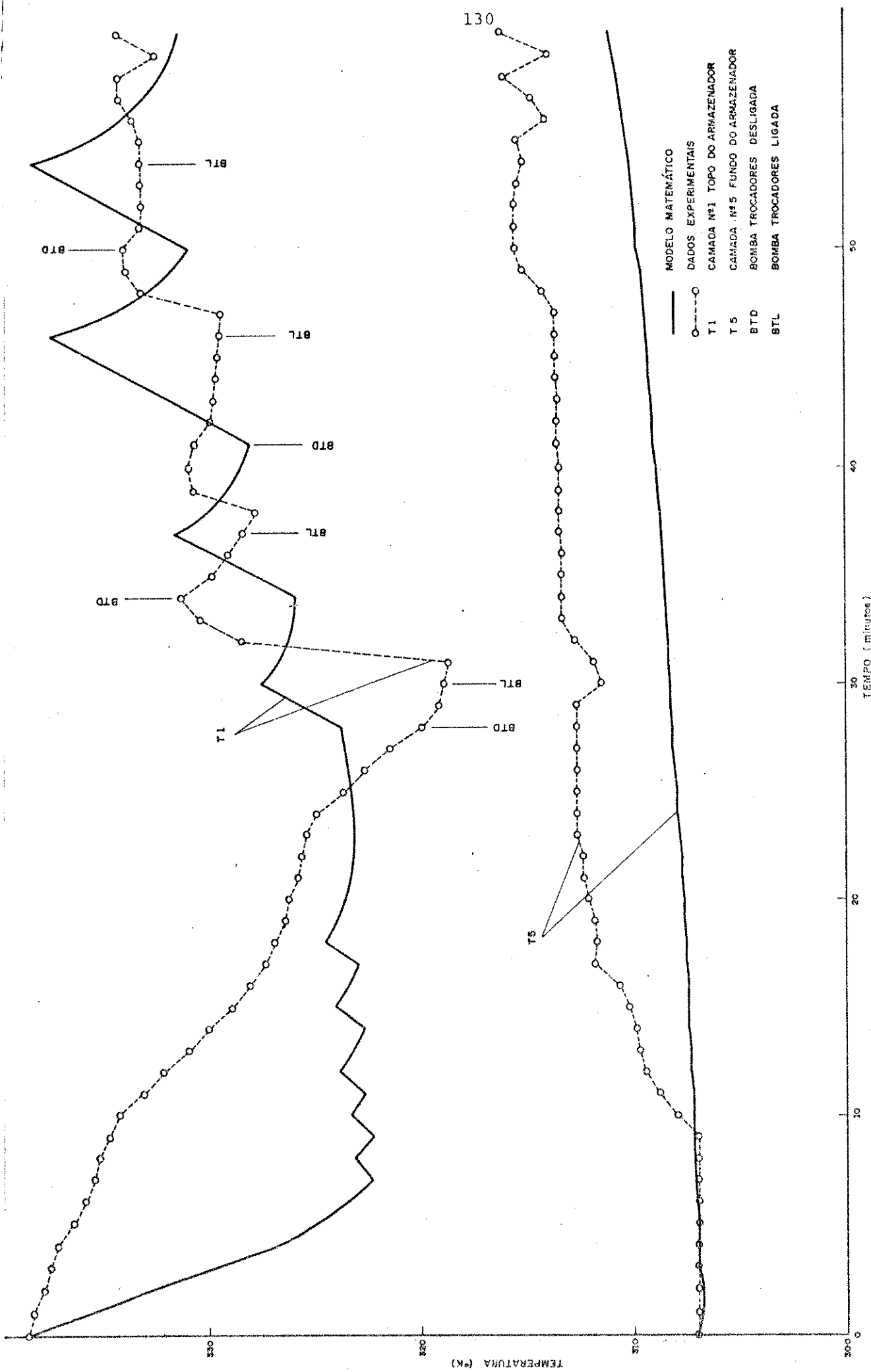


FIGURA 5.8 COMPARAÇÃO ENTRE A SIMULAÇÃO E OS DADOS EXPERIMENTAIS NO ARMAZENADOR, TESTE Nº13, DIA 26/07/82, CAMPO DE COLETORES EM SÉRIE.

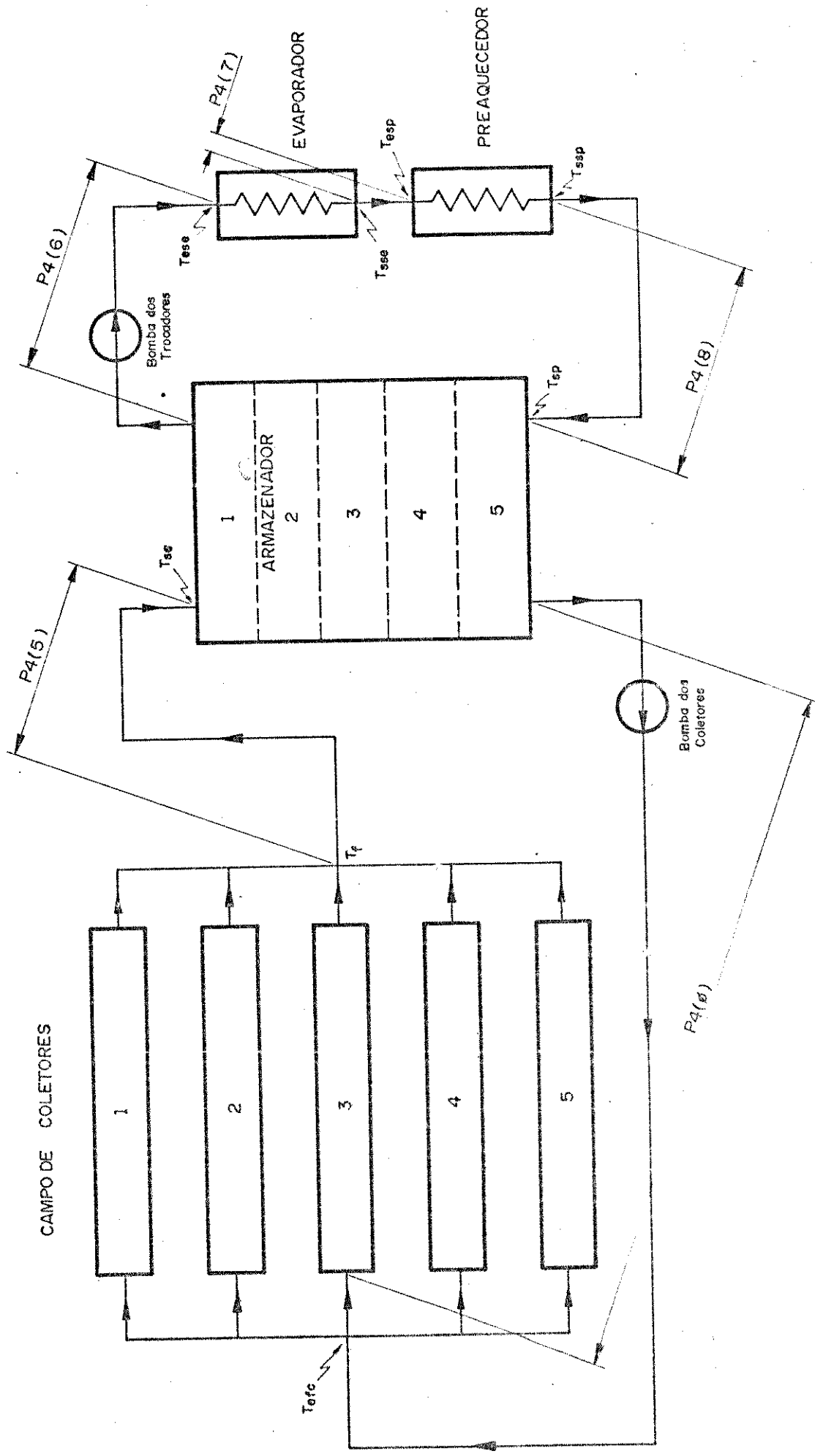


FIGURA 5.9 LOCALIZAÇÃO DOS PONTOS DE MEDIDA DE TEMPERATURA E DEFINIÇÃO DAS DIFERENTES PERDAS DE TEMPERATURA AO LONGO DOS COMPONENTES DO SISTEMA GERADOR DE VAPOR COM CAMPO DE COLETORES EM PARALELO.

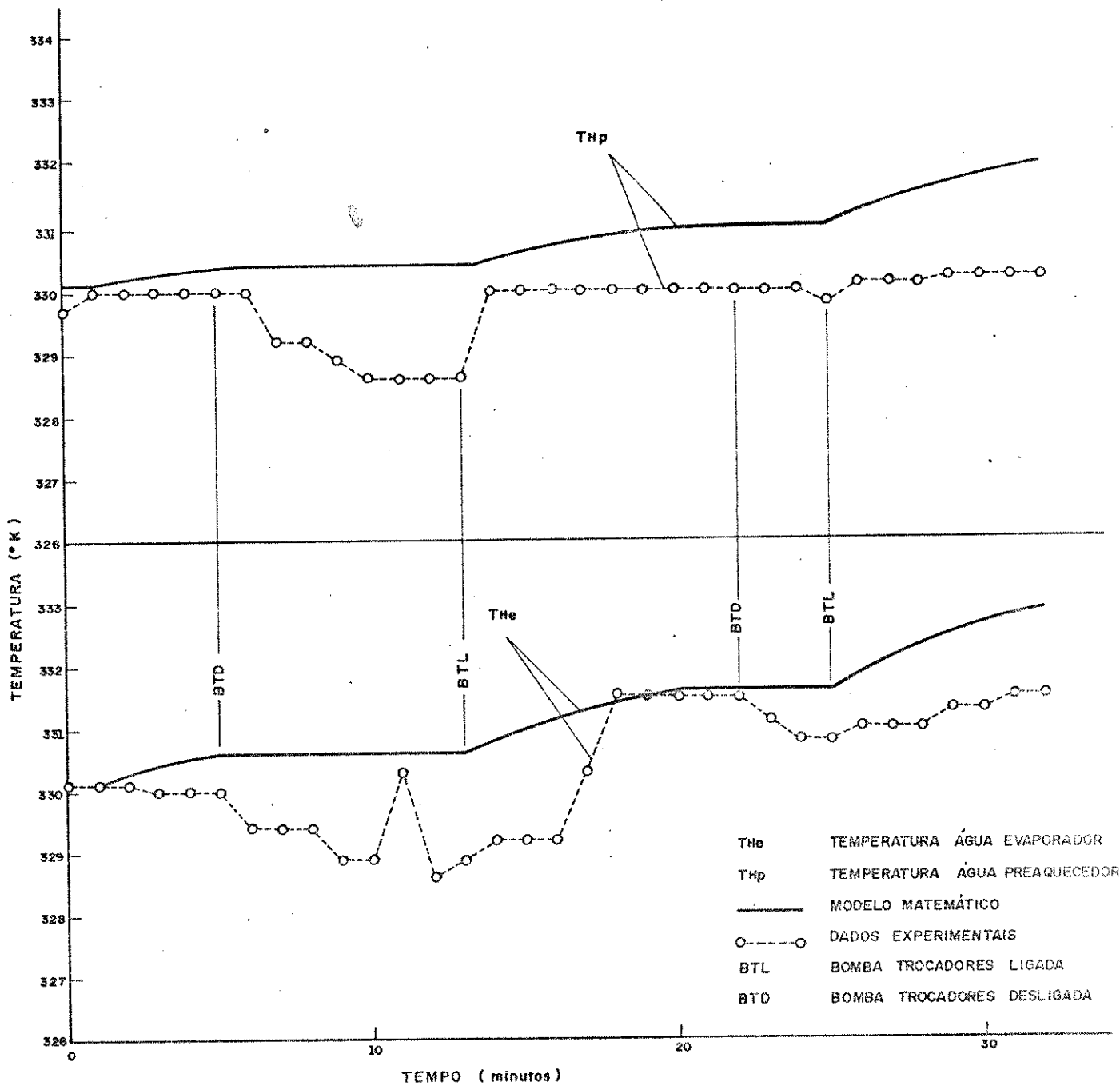


FIGURA 5.10 COMPARAÇÃO ENTRE SIMULAÇÃO E DADOS EXPERIMENTAIS NOS TROCADORES TESTE Nº14, DIA 27/07/81, CAMPO DE COLETORES EM PARALELO

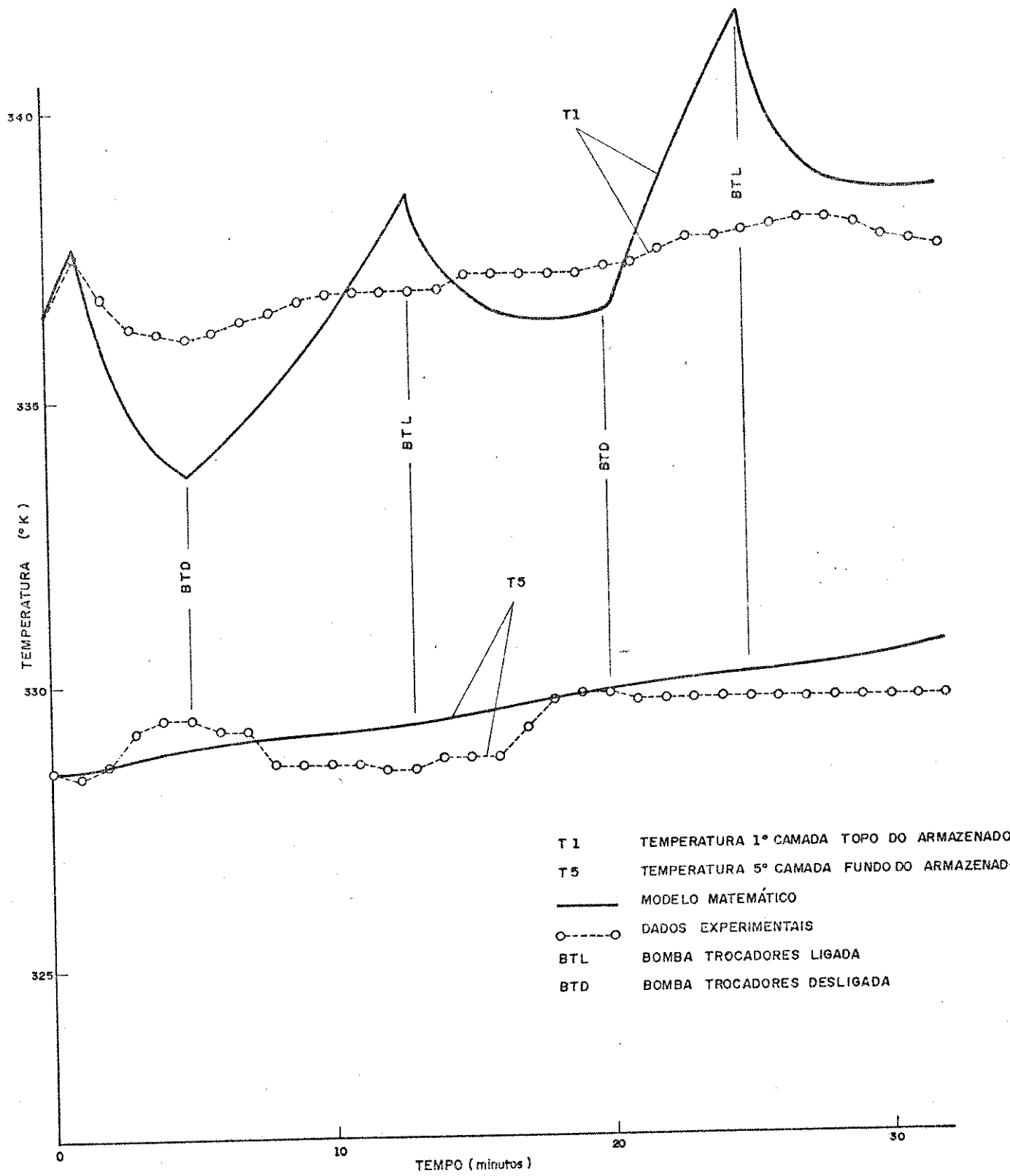


FIGURA 5.11

COMPARAÇÃO ENTRE SIMULAÇÃO E DADOS EXPERIMENTAIS NO ARMAZENADO
 TESTE Nº 14, DIA 27/07/81, CAMPO DE COLETORES EM PARALELO.

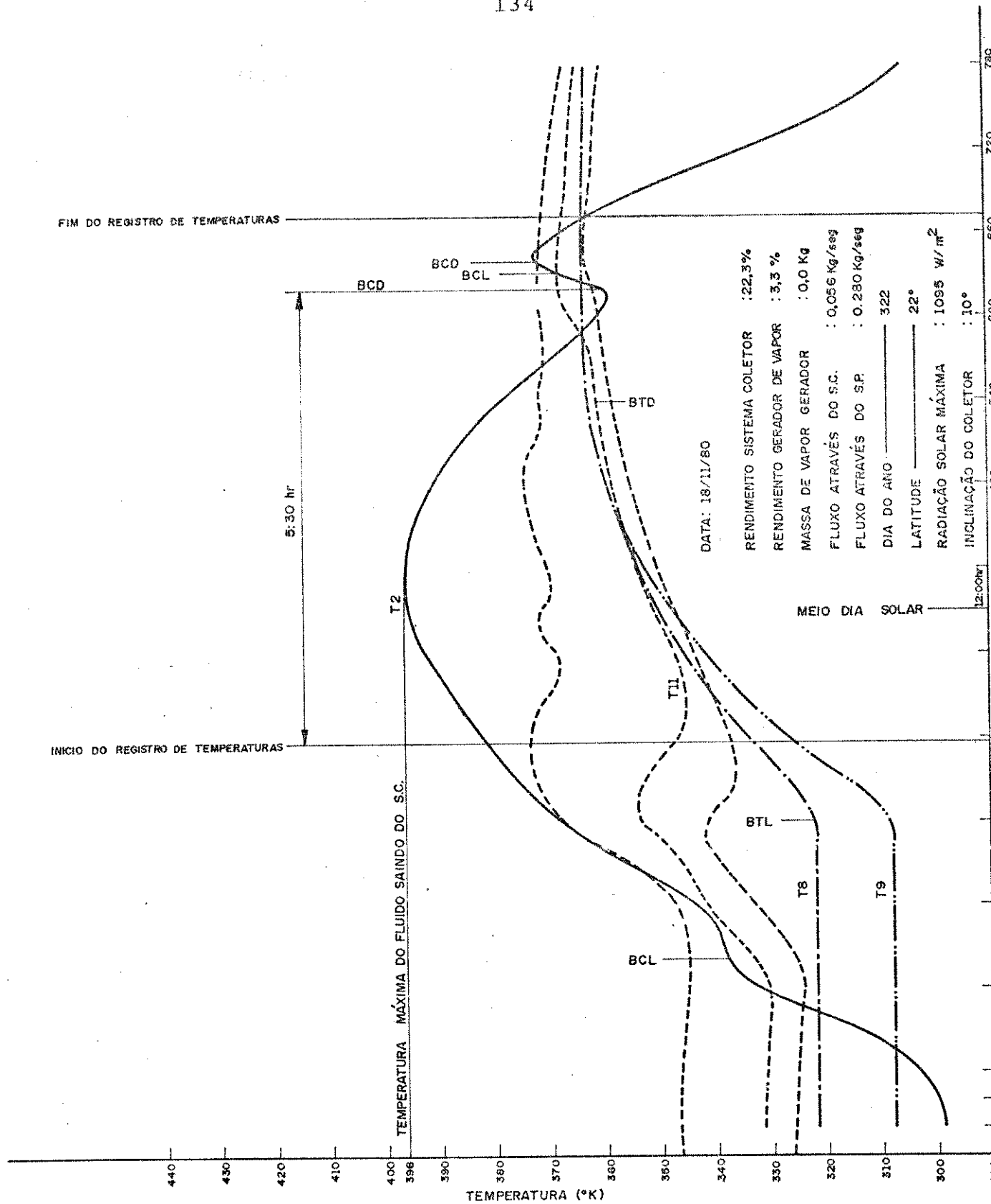


FIGURA 5.12 SIMULAÇÃO DIÁRIA DO S.G.V. , DIA 18/11/80, CAMPO DE COLETORES EM SÉRIE, TESTE Nº 15.

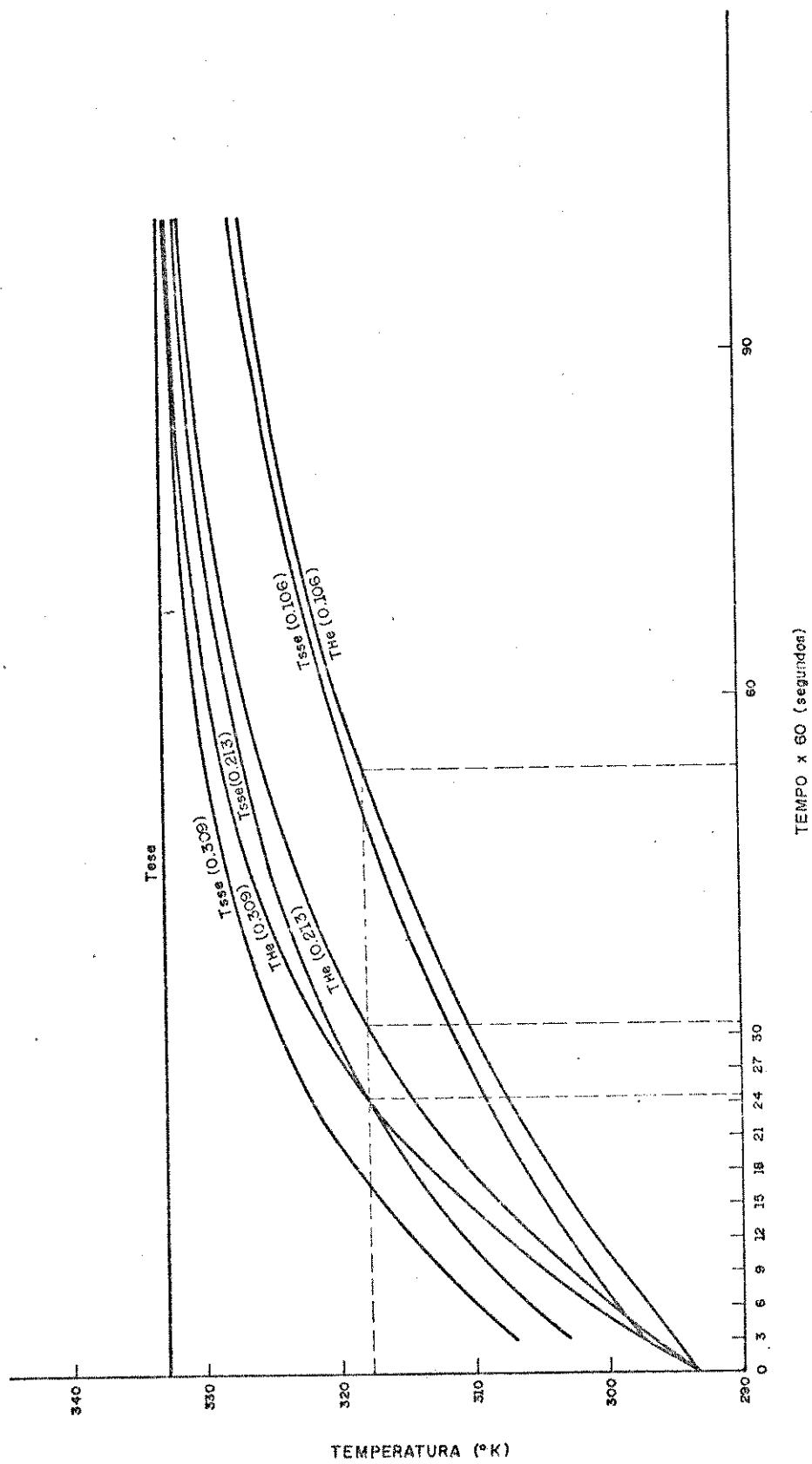


FIGURA 5.13

RESPOSTA A DEGRAU DO EVAPORADOR EM FUNÇÃO DO FLUXO DE MASSA ATRAVÉS DO TROCADOR (Tese = 333 °K)

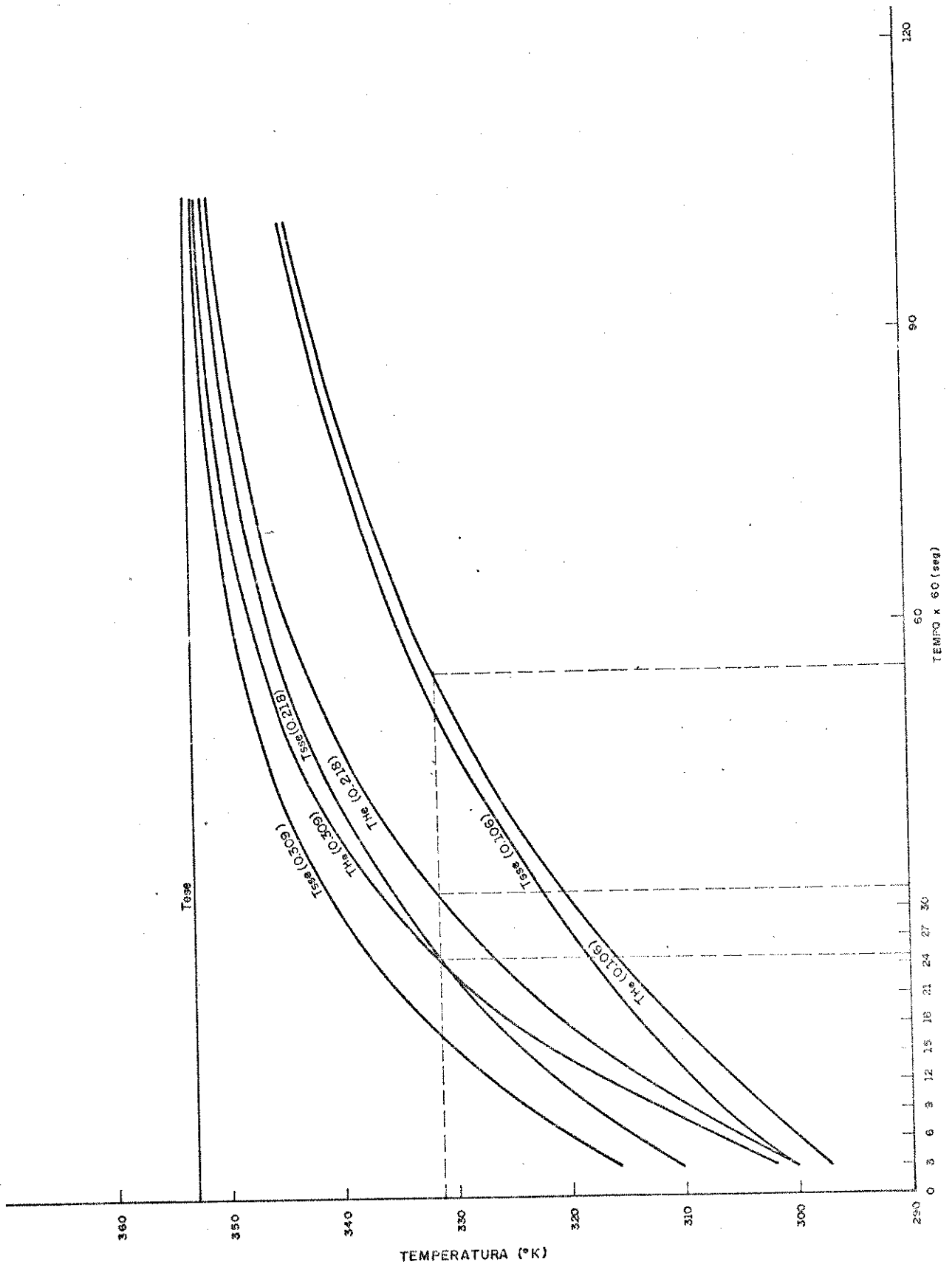


FIGURA 5.14

RESPOSTA A DEGRAU DO EVAPORADOR EM FUNÇÃO DO FLUXO DE MASSA ATRAVES DO TROCADOR ($T_{ese} = 353 \text{ } ^\circ\text{K}$)

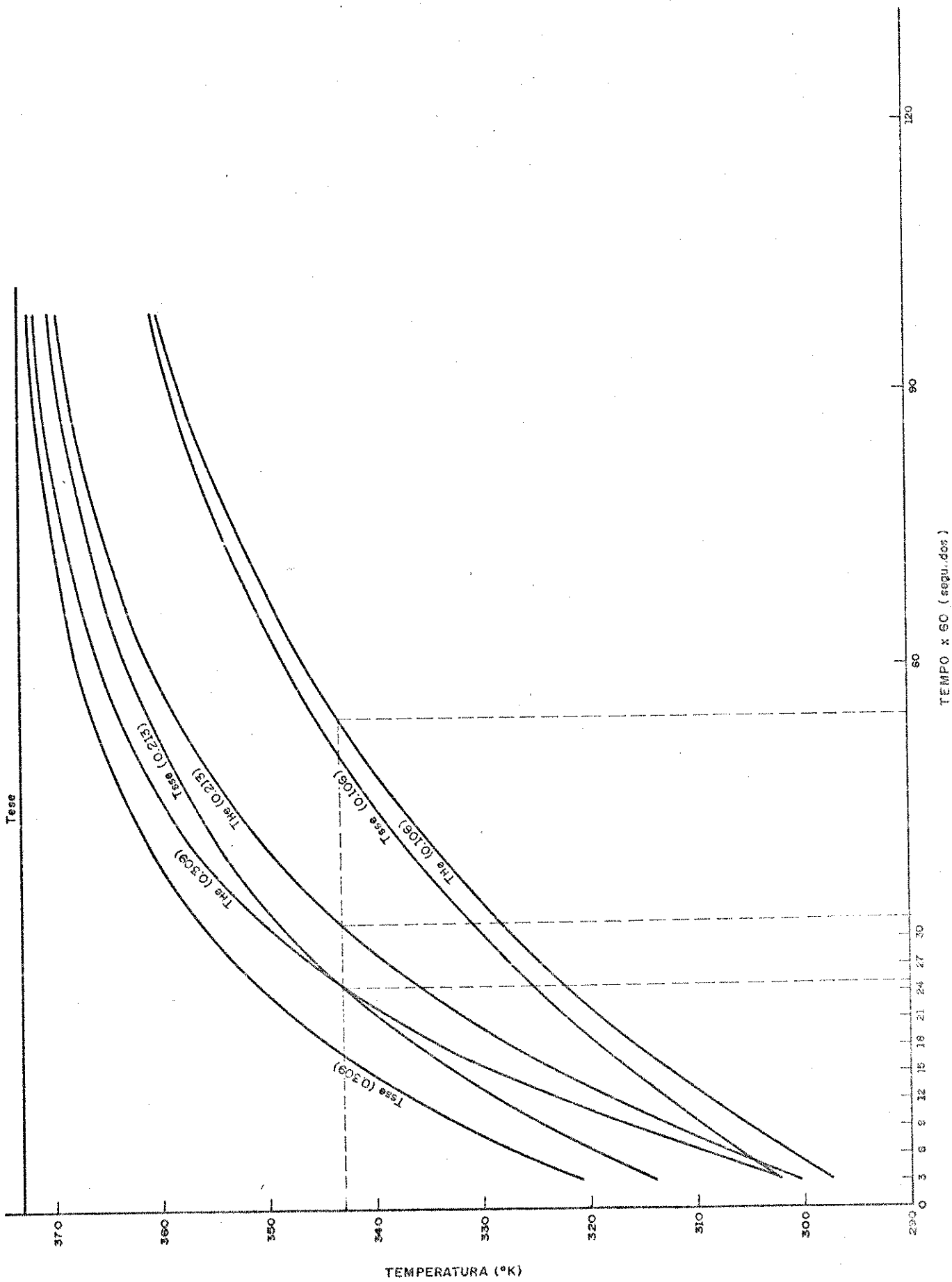


FIGURA 5.15 RESPOSTA A DEGRAU DO EVAPORADOR EM FUNÇÃO DO FLUXO DE MASSA DE SILICONE ATRAVÉS DO TROCADOR (Tese = 373 °K).

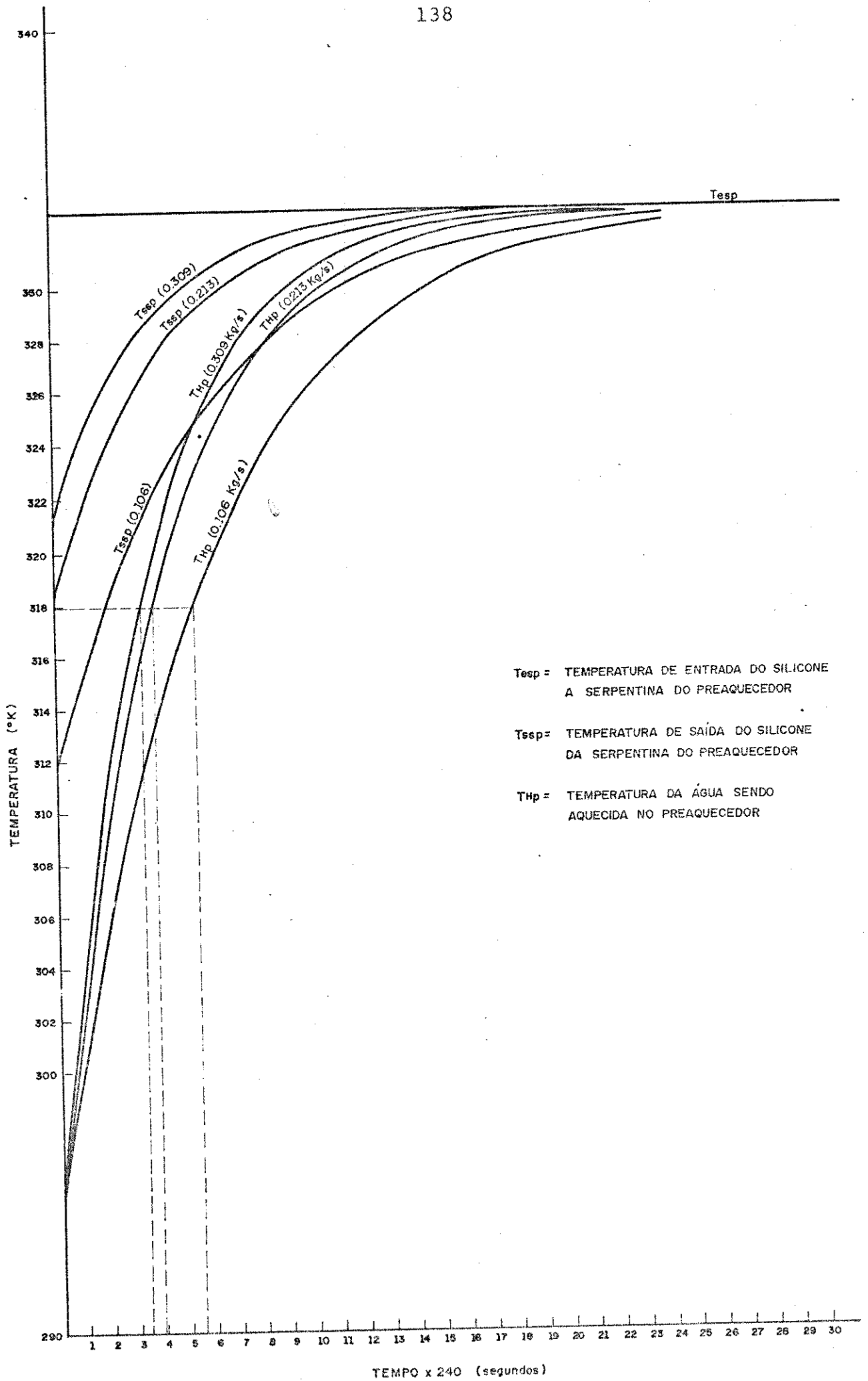


FIGURA 5.16

RESPOSTA A ENTRADA EM DEGRAU DO PRAQUECEDOR EM FUNÇÃO DO FLUXO DE MASSA DE SILICONE ATRAVÉS DO TROCADOR ($T_{esp}=333^{\circ}\text{K}$)

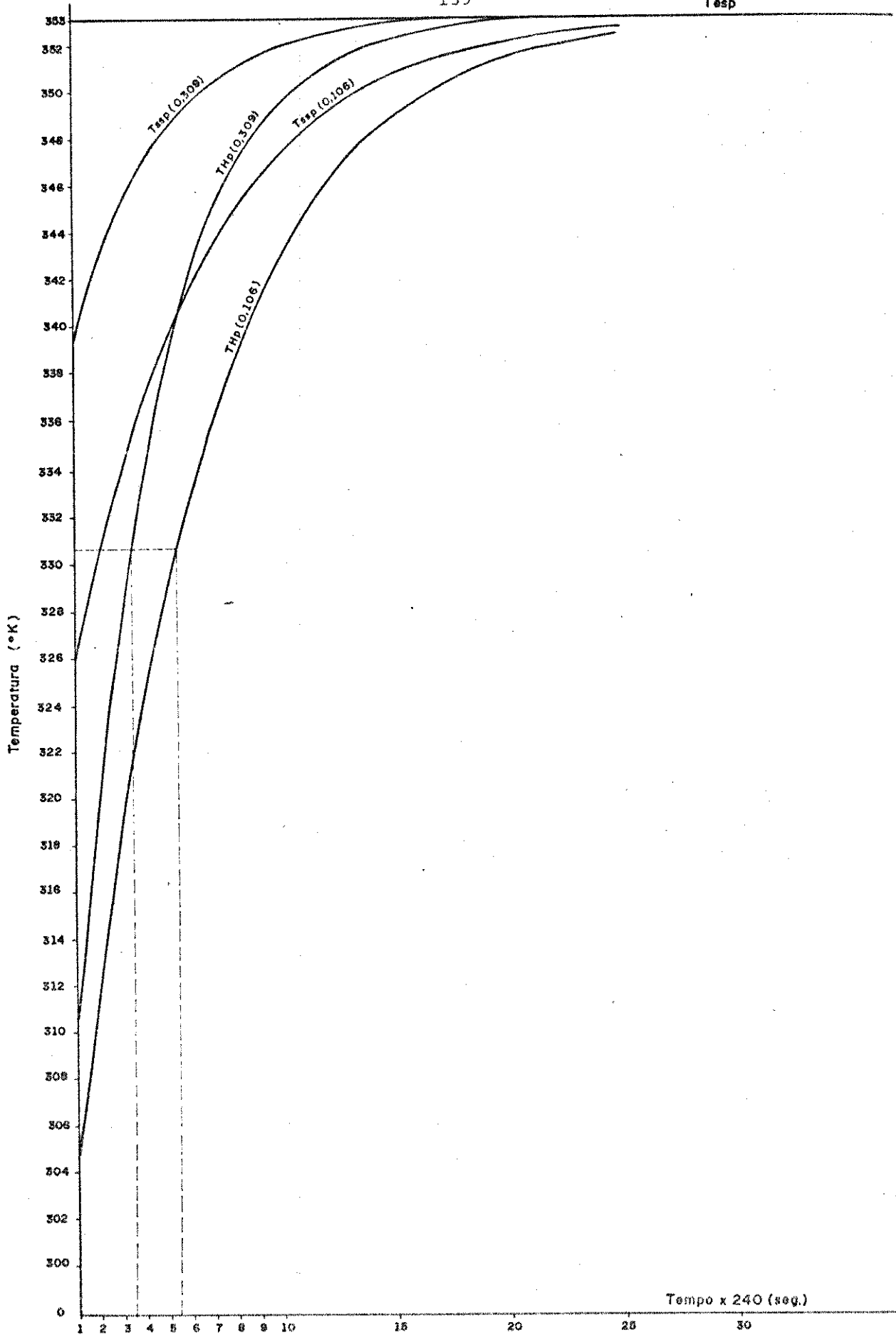


FIGURA 5.17

RESPOSTA A DEGRAU DO PRAQUECEDOR EM FUNÇÃO DO FLUXO DE MASSA DE SILICONE ATRAVÉS DO TROCADOR. (Tesp = 353 °K)

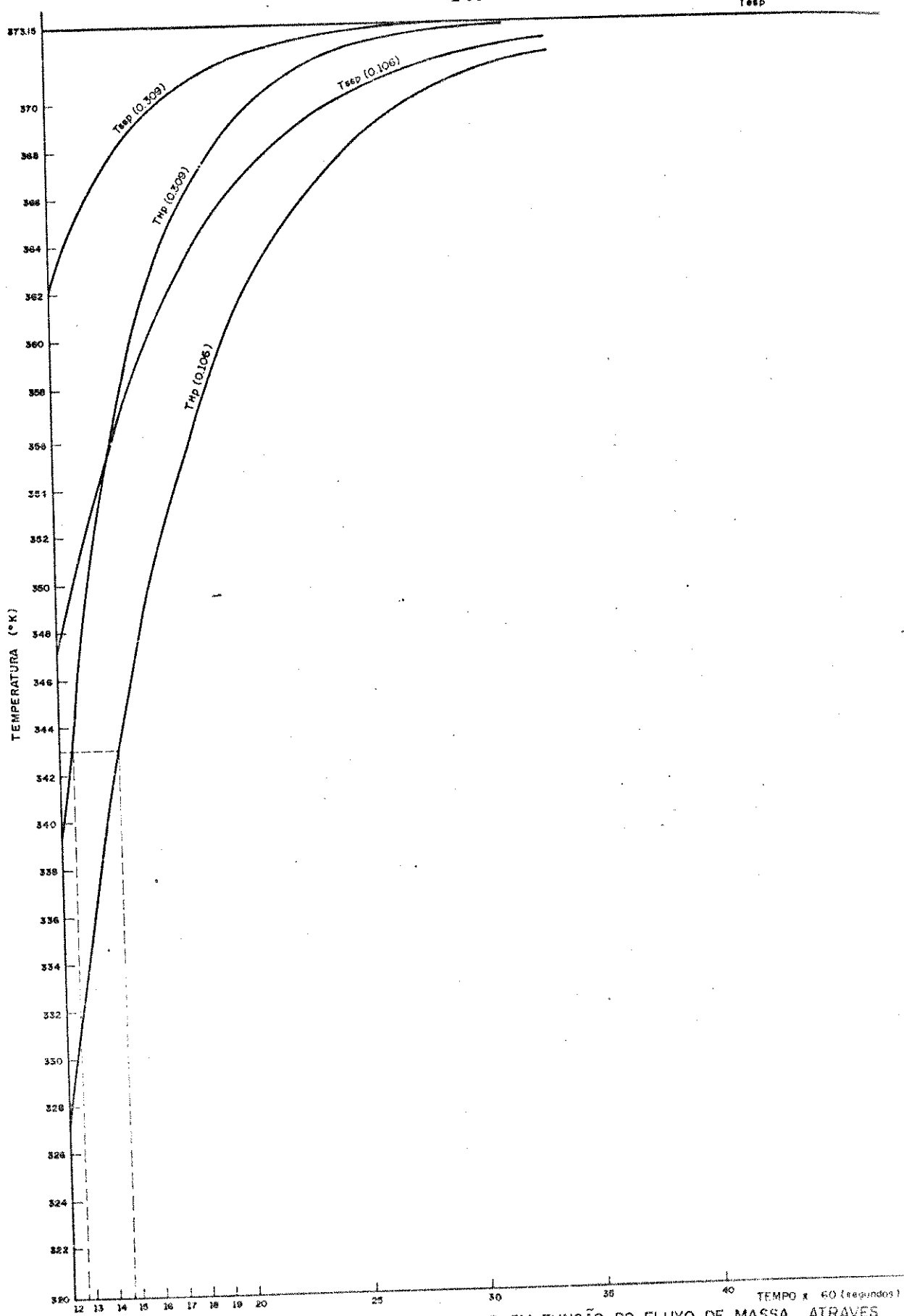
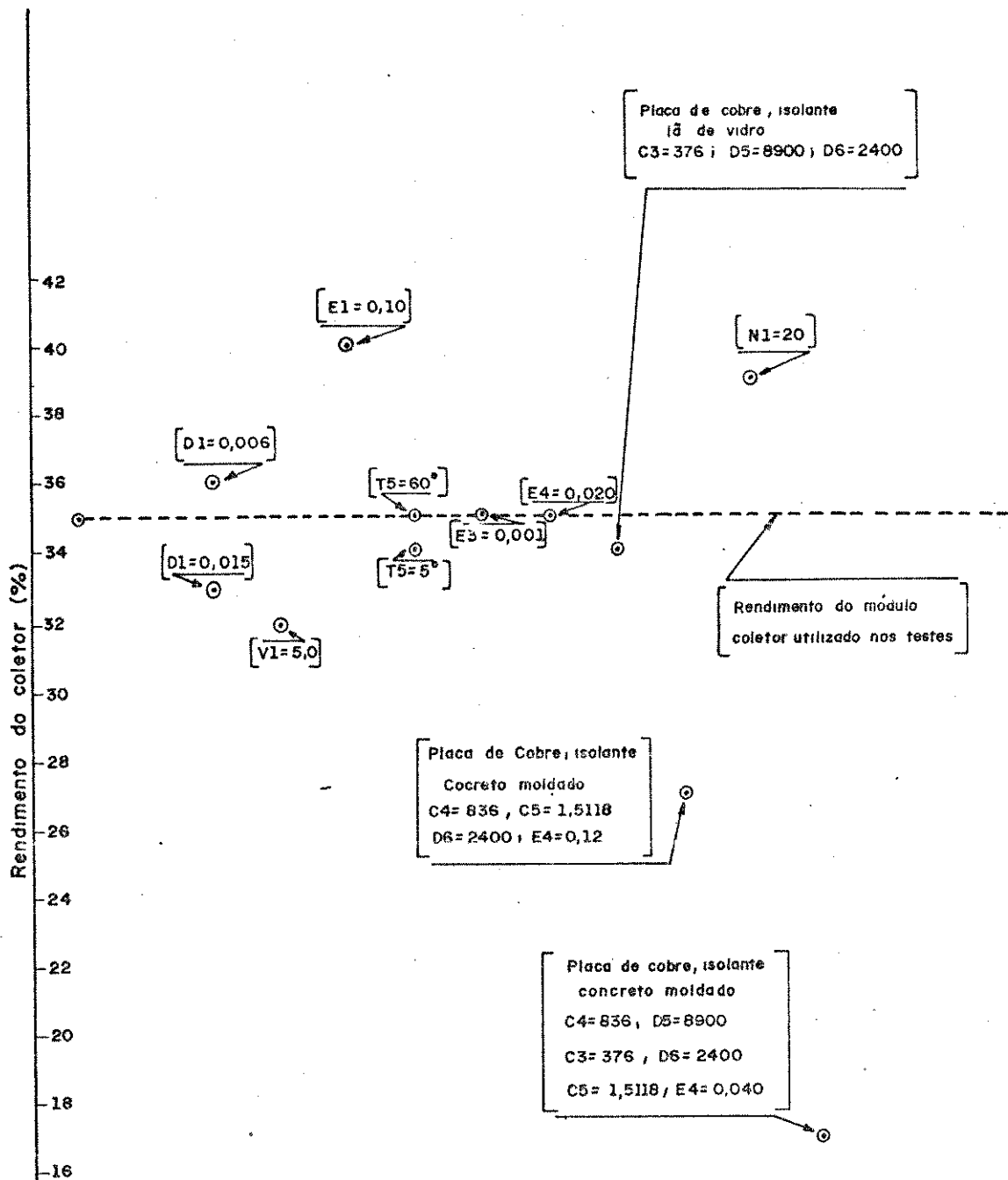


FIGURA 5.16 RESPOSTA À DEGRAU DO PRAQUECEDOR EM FUNÇÃO DO FLUXO DE MASSA, ATRAVÉS DO TROCADOR ($T_{sep} = 373 \text{ }^\circ\text{K}$)



Nomenclatura usada

- D1= diâmetro dos tubos na placa(m).
 V1= velocidade do vento (m/seg)
 T5= Inclinação do coletor ($^\circ$ gr)
 E1= Emissividade da placa (%)
 E4= Espessura do isolante (m)
 C3= Calor específico do material da placa (J/Kg $^\circ$ K)
 D5= Densidade do material da placa (m 3 /Kg)
 D6= Densidade do isolante (m 3 /Kg)
 C5= Condutividade do isolante (J/S \cdot m $^\circ$ K)
 C4= Calor específico do isolante (J/Kg \cdot $^\circ$ K)
 N1= Numero de coletores
 E3= Espessura da placa (m)

FIGURA 5.19: EFEITO DOS MATERIAIS E PARÂMETROS FÍSICOS NO RENDIMENTO TÉRMICO DO COLETOR, MANTENDO RADIAÇÃO SOLAR INCIDENTE CONSTANTE DURANTE 60 MINUTOS; EM RELAÇÃO AO RENDIMENTO DO MÓDULO COLETOR USADO NOS TESTES

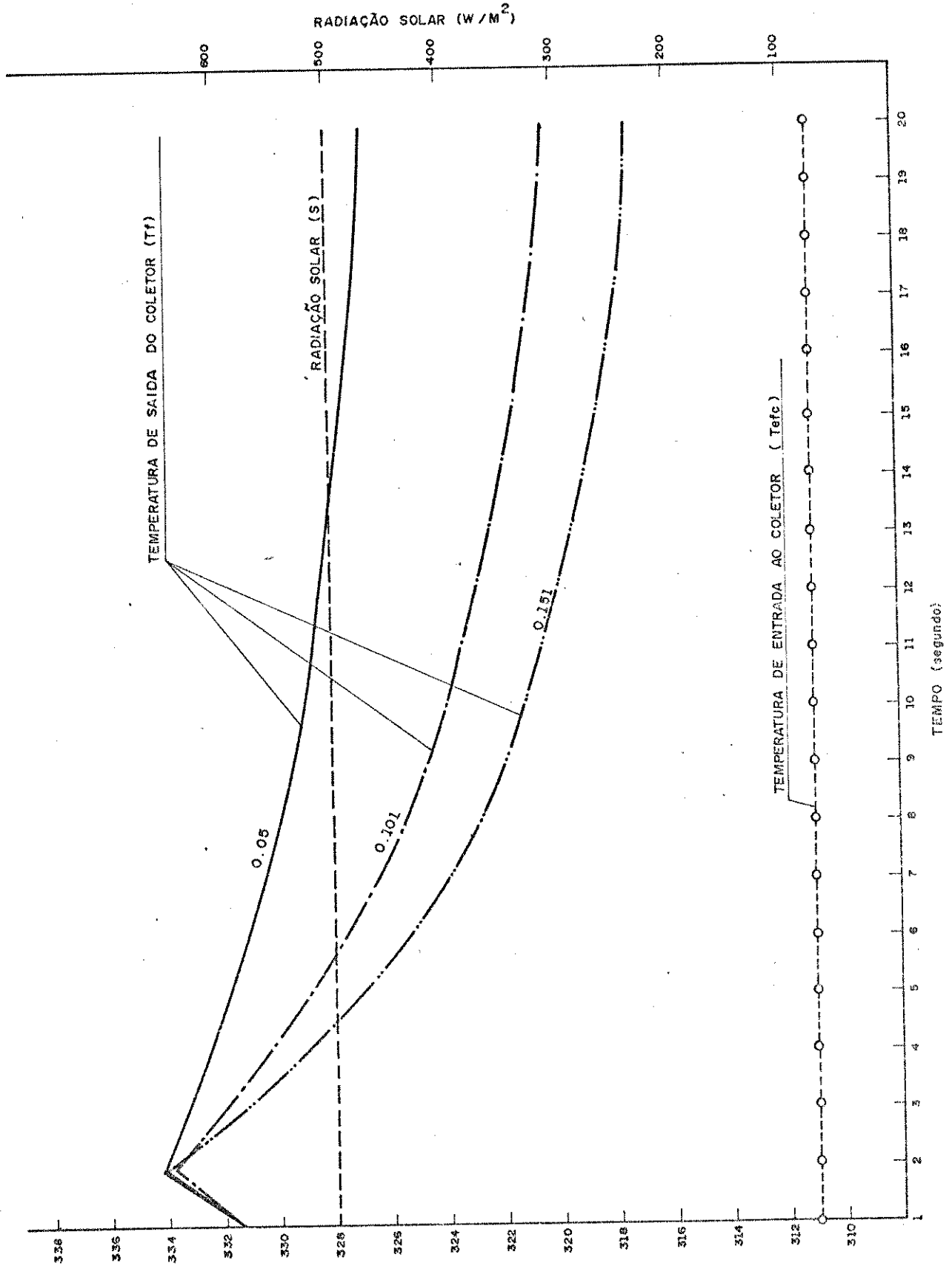


FIGURA 5.20

RESPOSTA A DEGRAU DO MÓDULO COLETOR (6 m^2), COM RADIAÇÃO SOLAR CONSTANTE (500 W/m^2), EM FUNÇÃO DO FLUXO DE MASSA ATRAVÉS DO COLETOR.

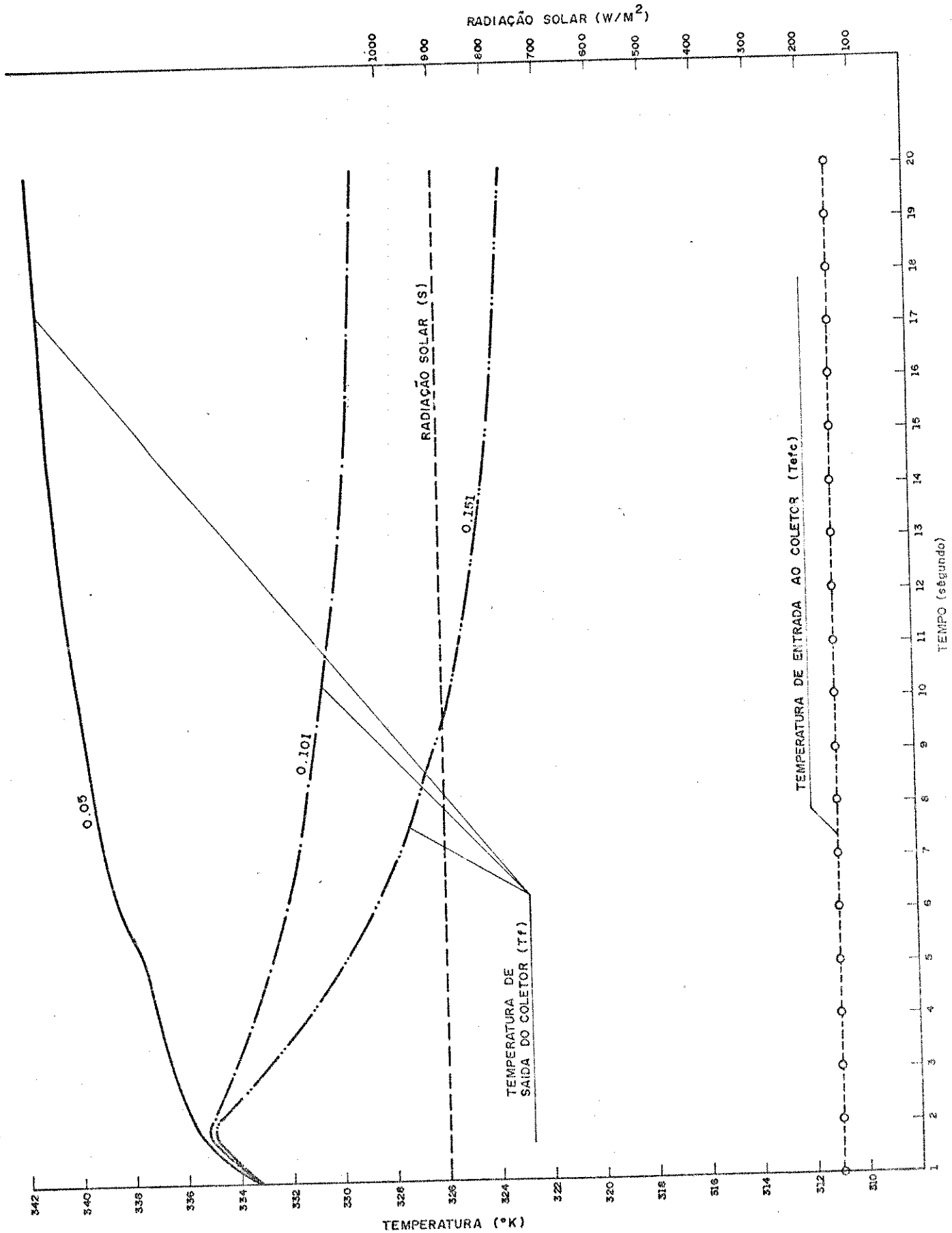


FIGURA 5.21

RESPOSTA A DEGRAU DO MÓDULO COLETOR (6 m^2), COM RADIAÇÃO SOLAR CONSTANTE ($900 \text{ W}/\text{m}^2$), EM FUNÇÃO DO FLUXO DE MASSA ATRAVÉS DO COLETOR.

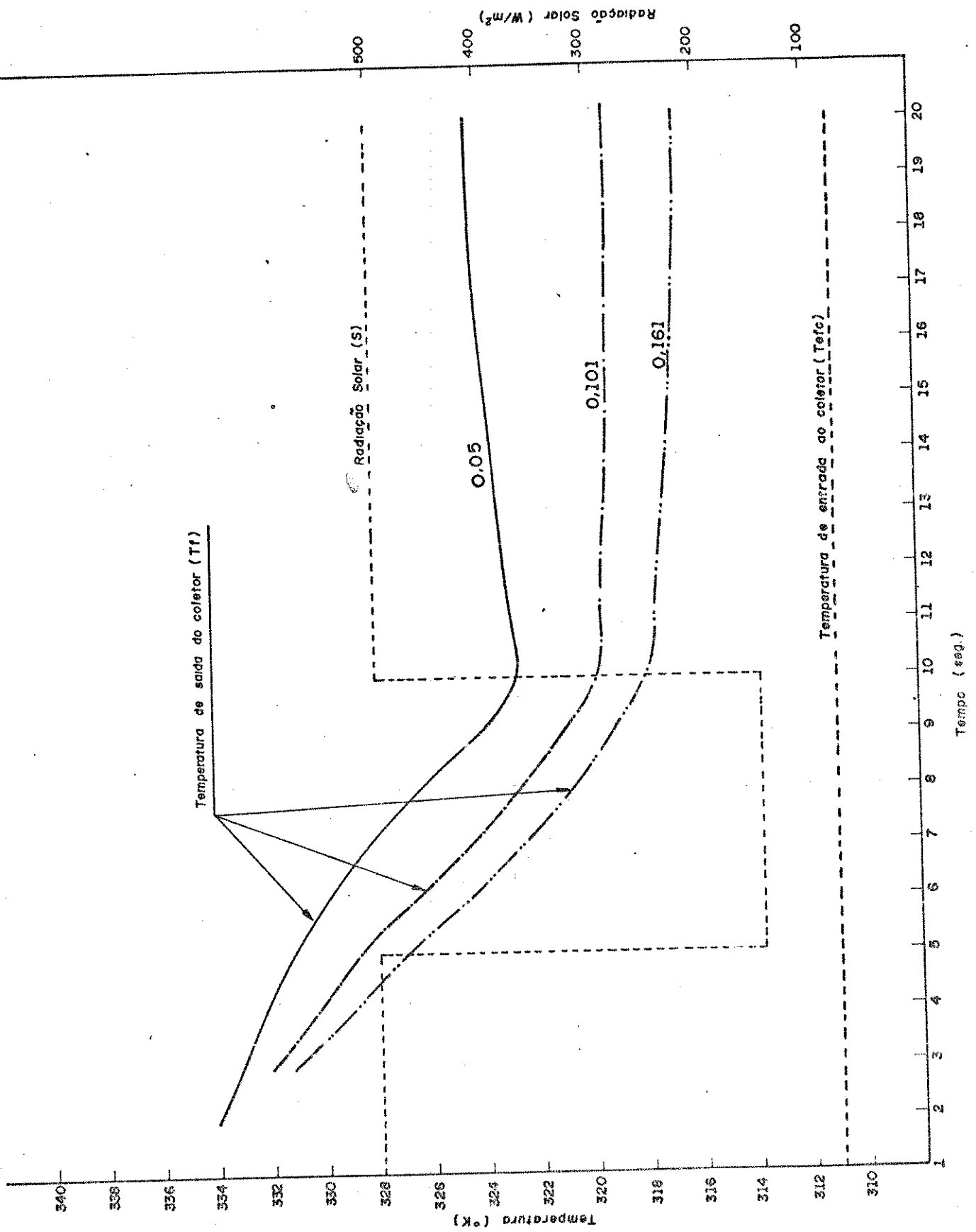


FIGURA 5.22: RESPOSTA A PASSAGENS DE NUVENS DO MÓDULO COLETOR EM FUNÇÃO DO FLUXO DE MASSA; RADIAÇÃO SOLAR INICIAL 500 W/m²

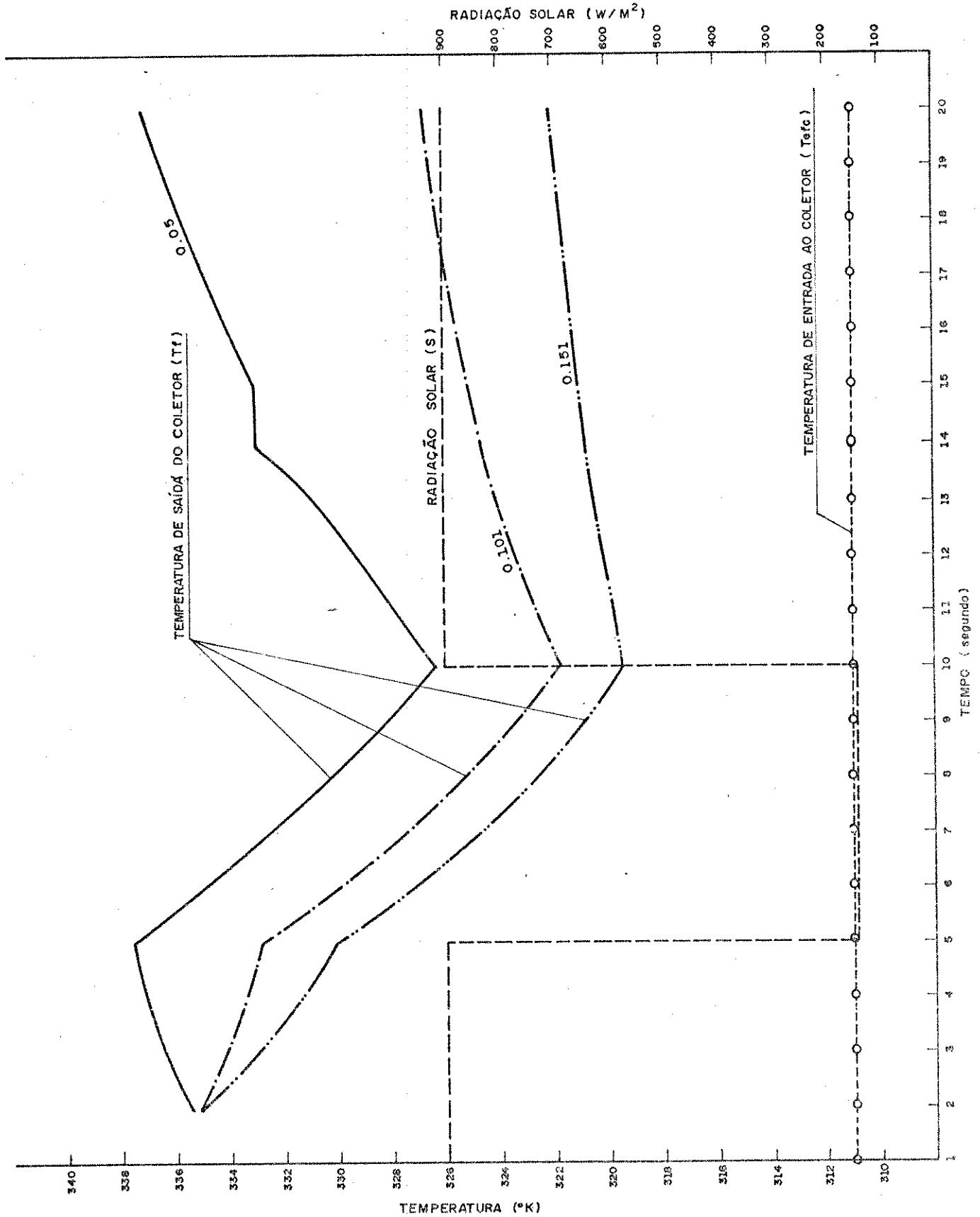


FIGURA 5.23 RESPOSTA A PASSAGENS DE NUVENS, DO MÓDULO COLETOR EM FUNÇÃO DO FLUXO DE MASSA, RADIAÇÃO SOLAR INICIAL 900 W/M²

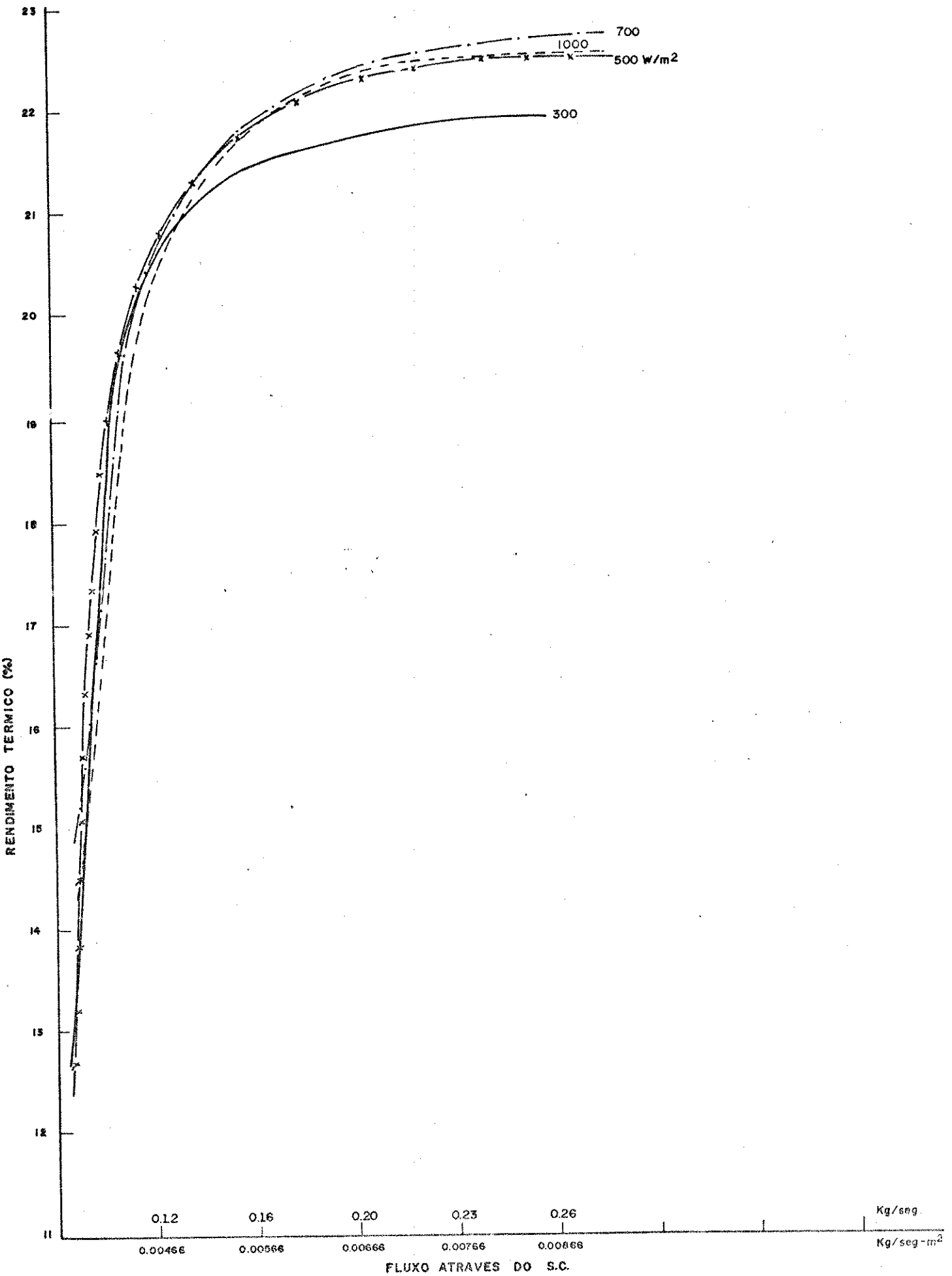


FIGURA 5.24 :

RENDIMENTO DO SISTEMA GERADOR DE VAPOR, SIMULANDO CURTOS PERÍODOS DE TEMPO EM FUNÇÃO DO FLUXO DE MASSA ATRAVÉS DO S.C. E DA RADIAÇÃO SOLAR PARA CAMPO DE COLETORES EM SÉRIE

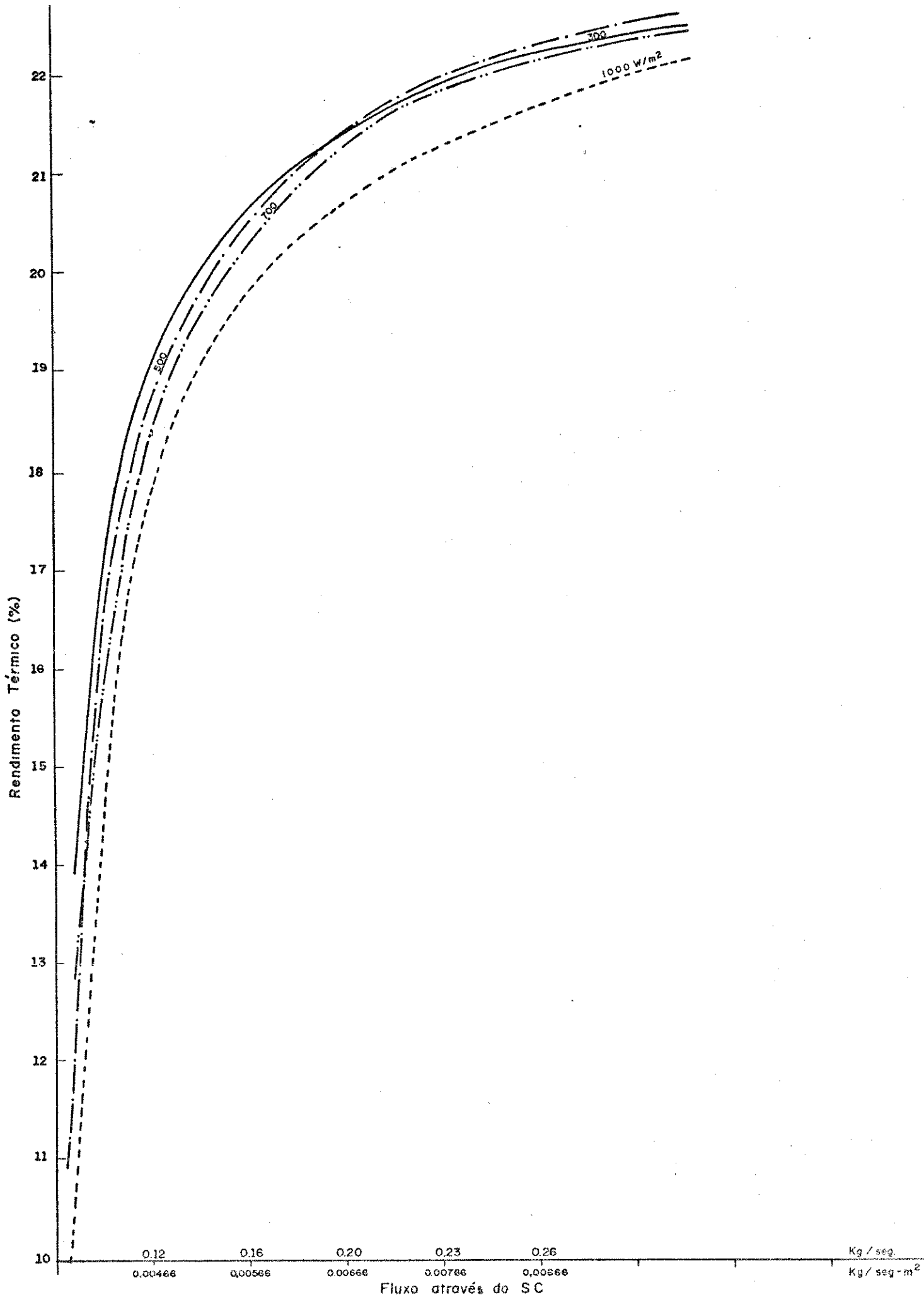


FIGURA 5.25

RENDIMENTO DO SISTEMA GERADOR DE VAPOR, SIMULANDO CURTOS PERÍODOS DE TEMPO EM FUNÇÃO DO FLUXO DE MASSA ATRAVÉS DO SISTEMA SC. E DA RADIAÇÃO SOLAR PARA CAMPO DE COLETORES EM PARALELO.

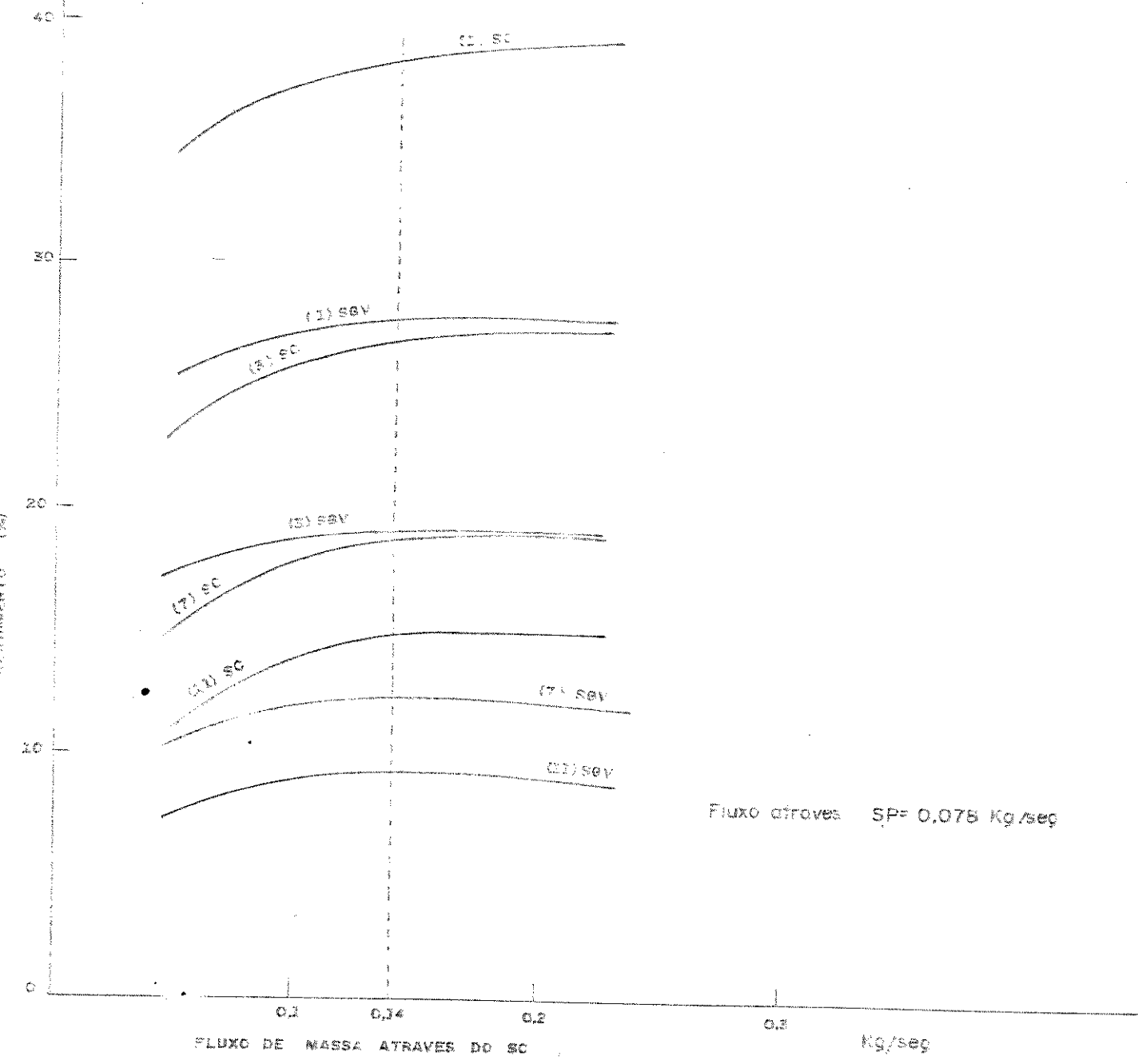


FIGURA 5.27 RENDIMENTO DO CAMPO DE COLETORES EM SÉRIE (S.C.) E DO SISTEMA GERADOR DE VAPOR (S.G.V.) EM FUNÇÃO DO NÚMERO DE MÓDULOS COLETORES EM SÉRIE E DO FLUXO DE MASSA ATRAVÉS DO S.C.

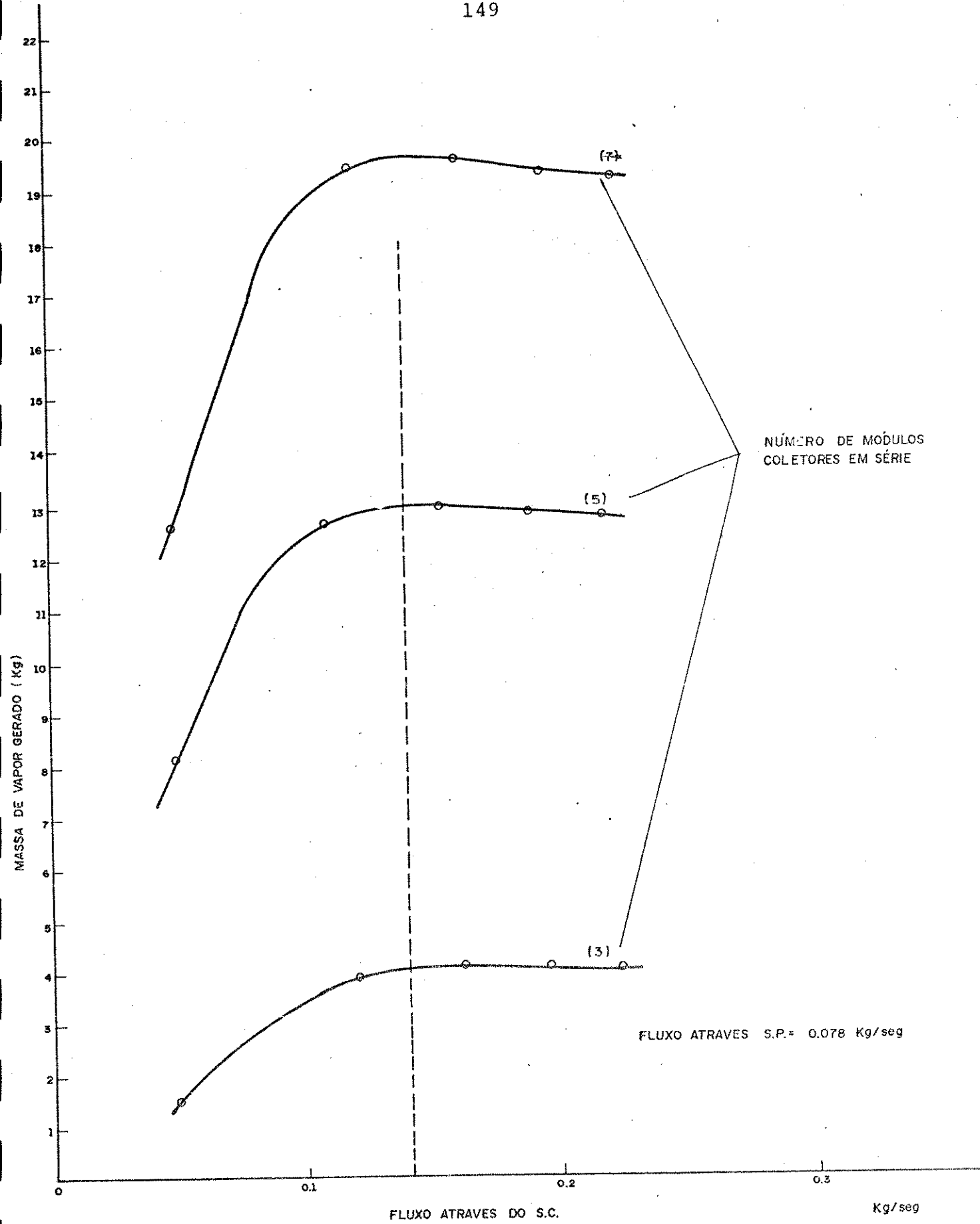


FIGURA 5.28 MASSA DE VAPOR GERADO EM FUNÇÃO DO FLUXO DE MASSA ATRAVÉS DO S.C. E DO NÚMERO DE MÓDULOS COLETORES EM SÉRIE.

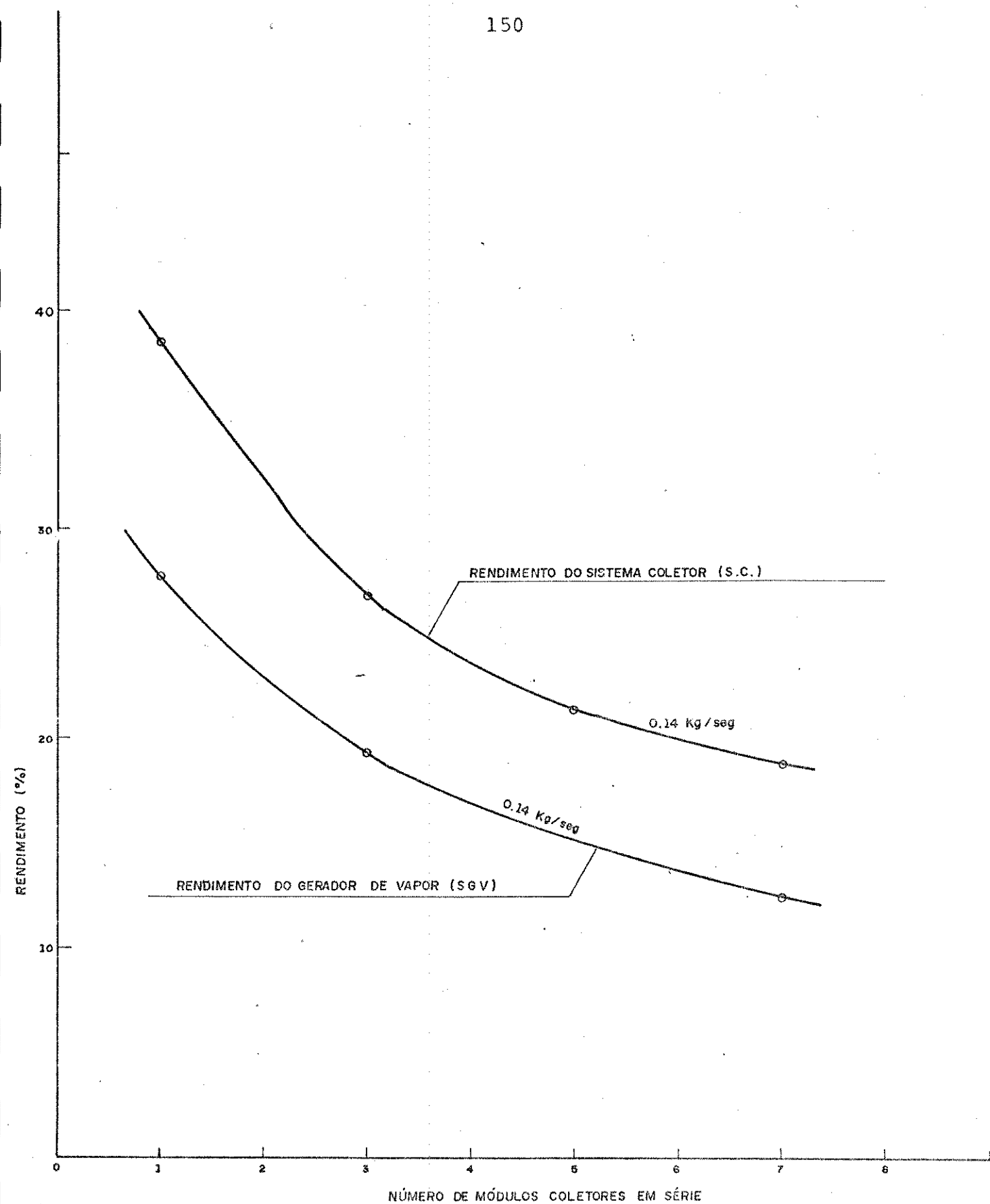


FIGURA 5.29

RENDIMENTO DO S.C. E DO S.G.V. EM FUNÇÃO DO NÚMERO DE MÓDULOS COLETORES EM SÉRIE, PARA O FLUXO DE 0.14 Kg/seg, ATRAVÉS DO S.C., E 0.078 Kg/seg, ATRAVÉS DO SISTEMA DOS PROCESSOS.

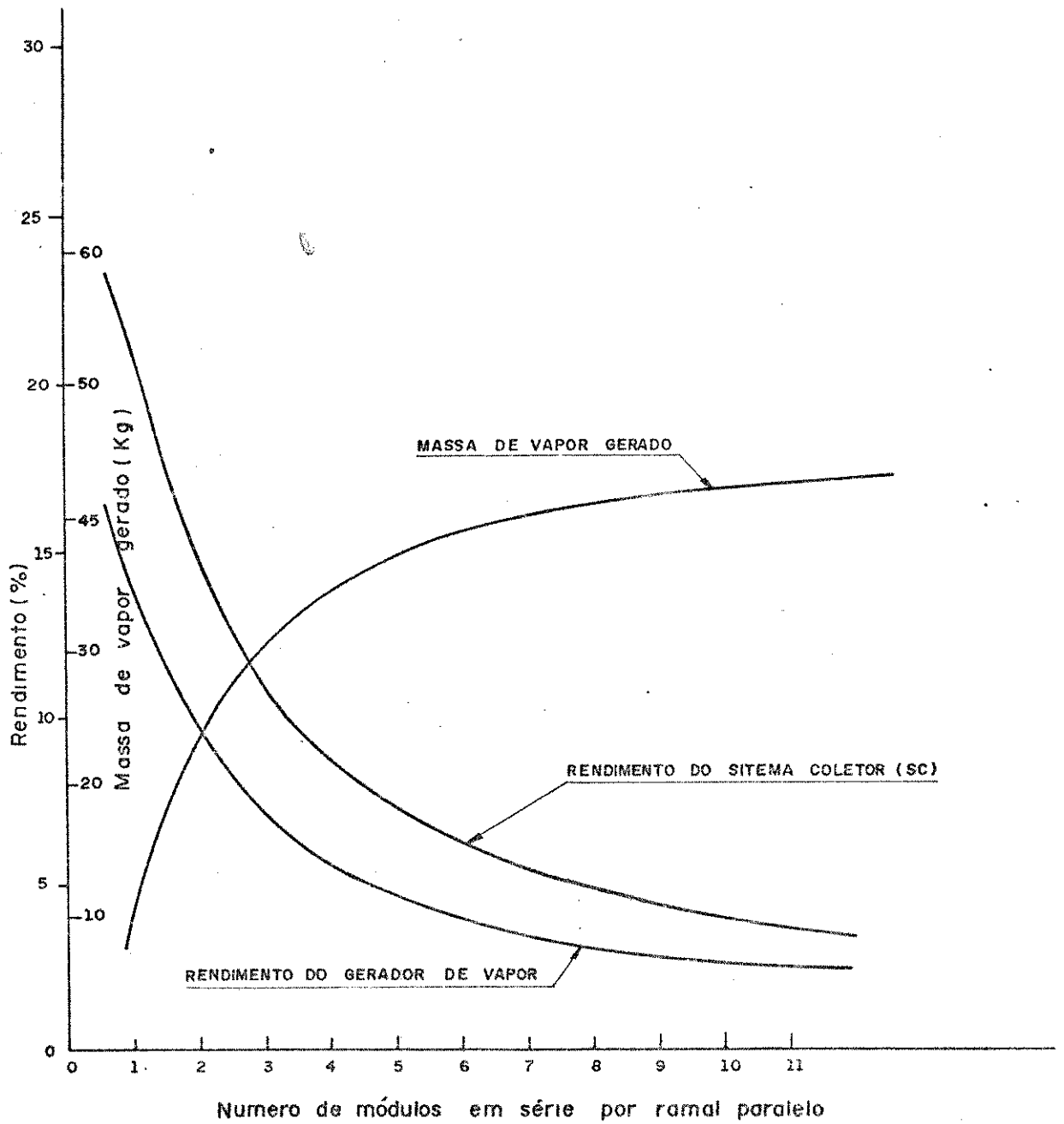


FIGURA 5.30 : RENDIMENTO DO SC E DO SGV, E MASSA DO VAPOR GERADO PARA CINCO RAMAIS EM PARALELO COM 0,14 Kg/seg POR RAMAL PARALELO, EM FUNÇÃO DO NÚMERO DE MODULOS EM SÉRIE POR RAMAL PARALELO.

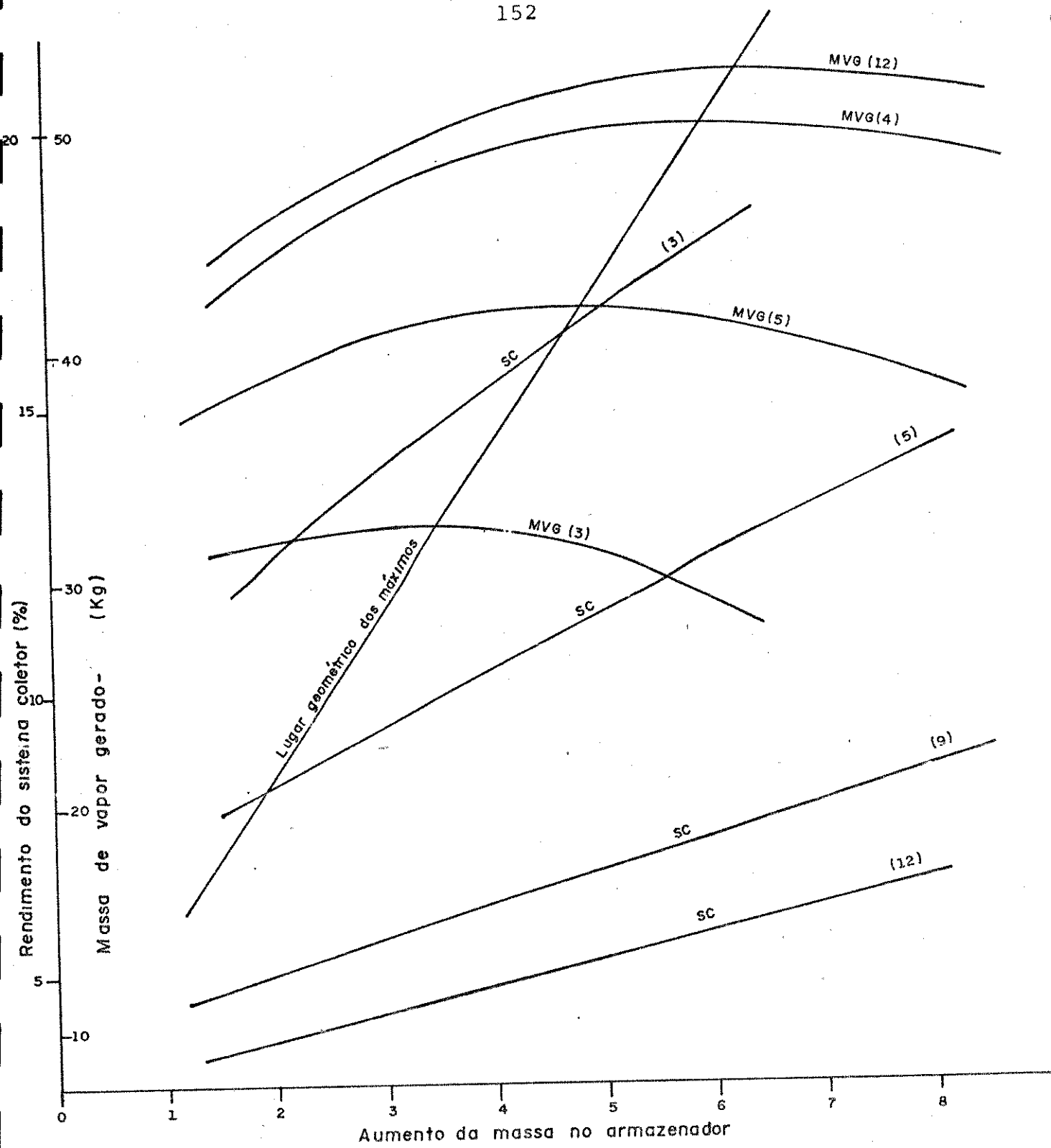


FIGURA 5.31 : MASSA DE VAPOR GERADO E RENDIMENTO DO SC EM FUNÇÃO DO AUMENTO DE MASSA DO ARMAZENADOR E DO Nº DE MÓDULOS POR RAMAL PARALELO, PARA CAMPO DE COLETORES COM CINCO RAMAIS PARALELOS. FLUXO NO SC=0,7 Kg/seg; FLUXO NO SP=0,078 Kg/seg SIMULAÇÃO DIÁRIA

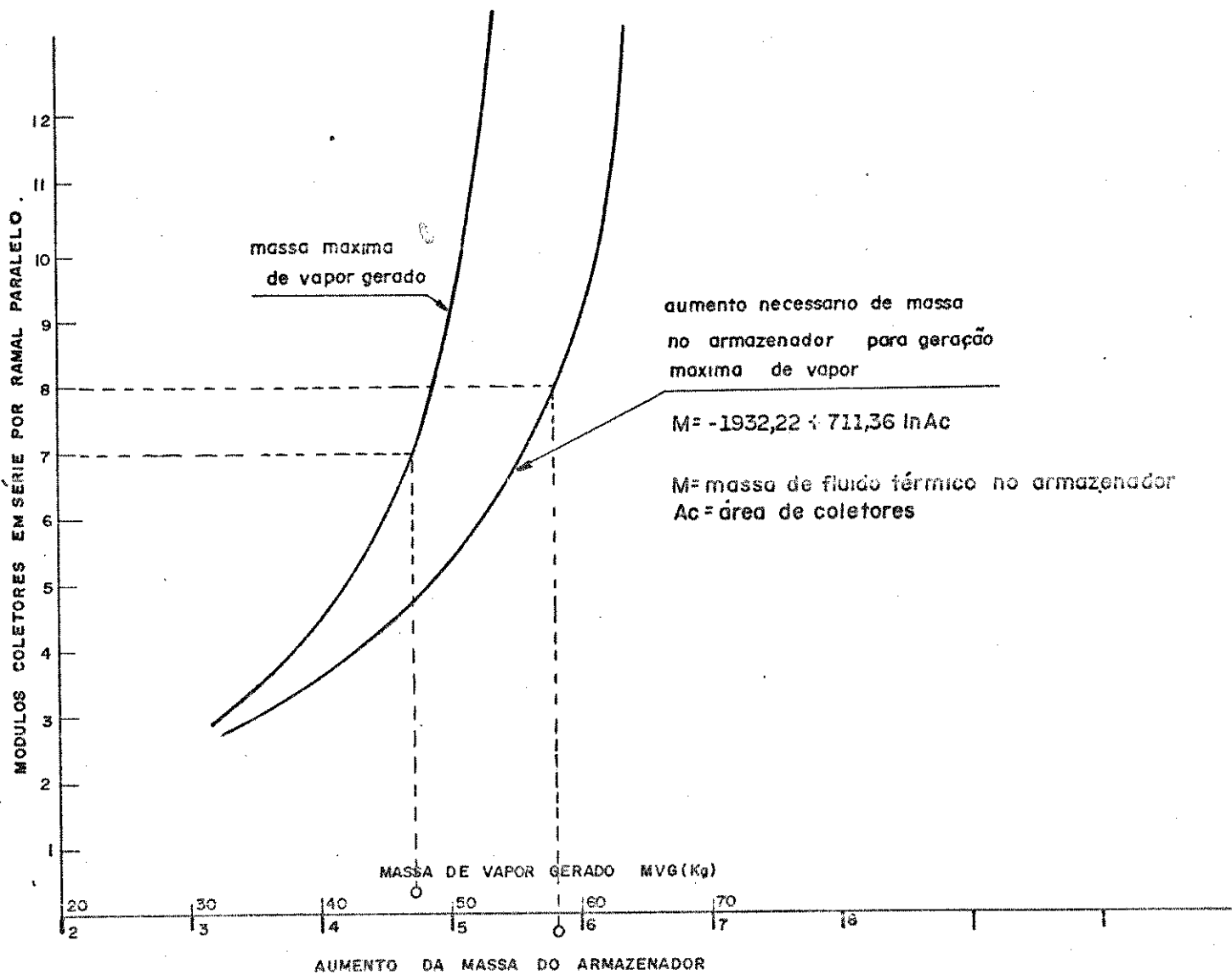


FIGURA 5.32 : MASSA DE VAPOR GERADO MÁXIMA PARA CAMPO DE COLETORES COM CINCO RAMAIS EM PARALELO (FLUXO NO SC 0,7 Kg/seg ; FLUXO NO SP=0,078 Kg/seg) EM FUNÇÃO DO NÚMERO DE MÓDULOS EM SÉRIE POR RAMAL PARALELO E AUMENTO NECESSÁRIO DE MASSA NO ARMAZENADOR PARA GERAÇÃO MÁXIMA DE VAPOR.

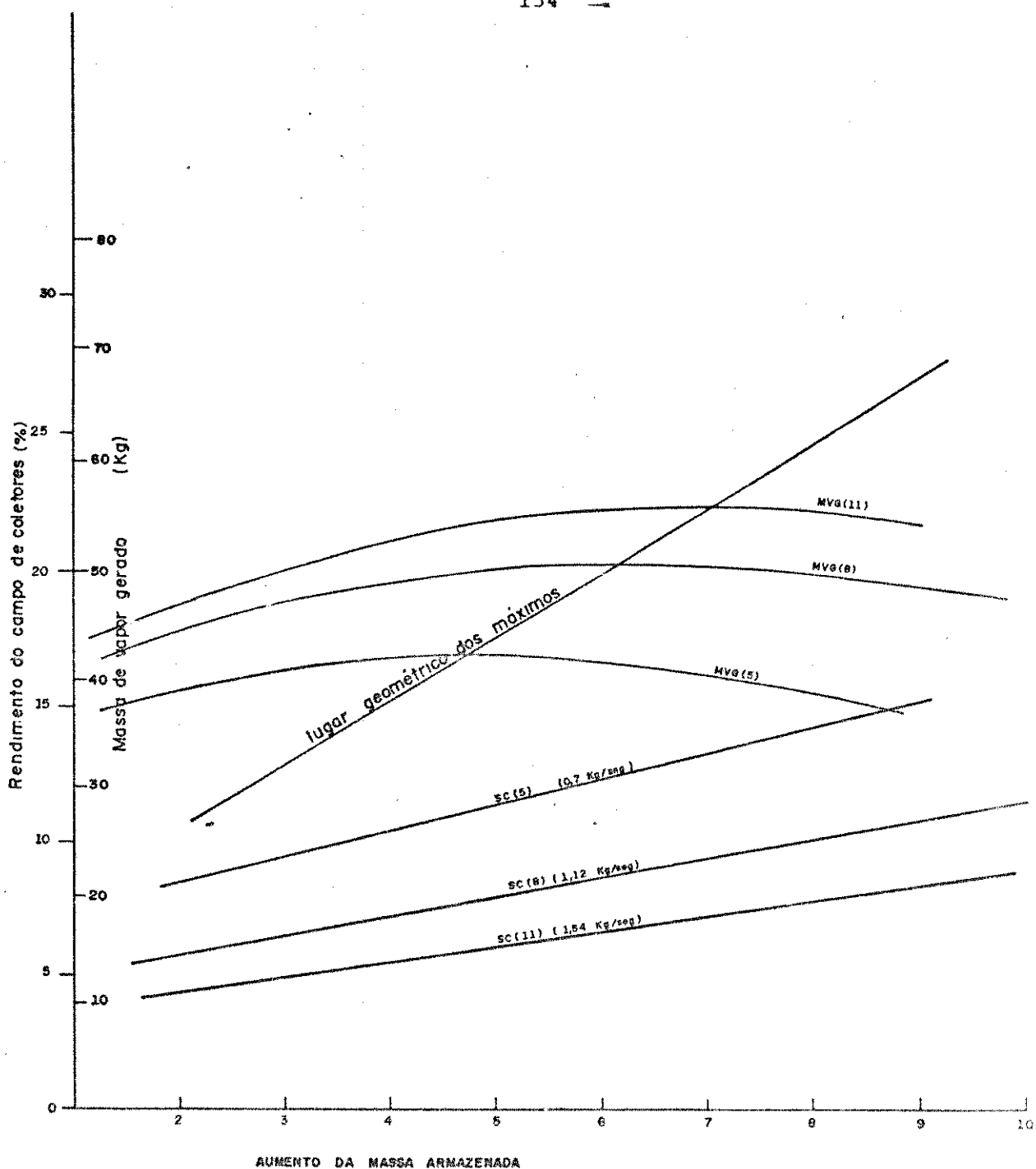


FIGURA 5.33 : MASSA DE VAPOR GERADO E RENDIMENTO DO SISTEMA SC EM FUNÇÃO DO AUMENTO DE MASSA ARMAZENADA E DO Nº DE RAMAIS EM PARALELO, PARA CAMPO DE COLETORES COM CINCO MÓDULOS EM SERIE POR RAMAL PARALELO (FLUXO POR RAMAL PARALELO 0,14 Kg/seg, FLUXO NO SP=0,078Kg/seg)

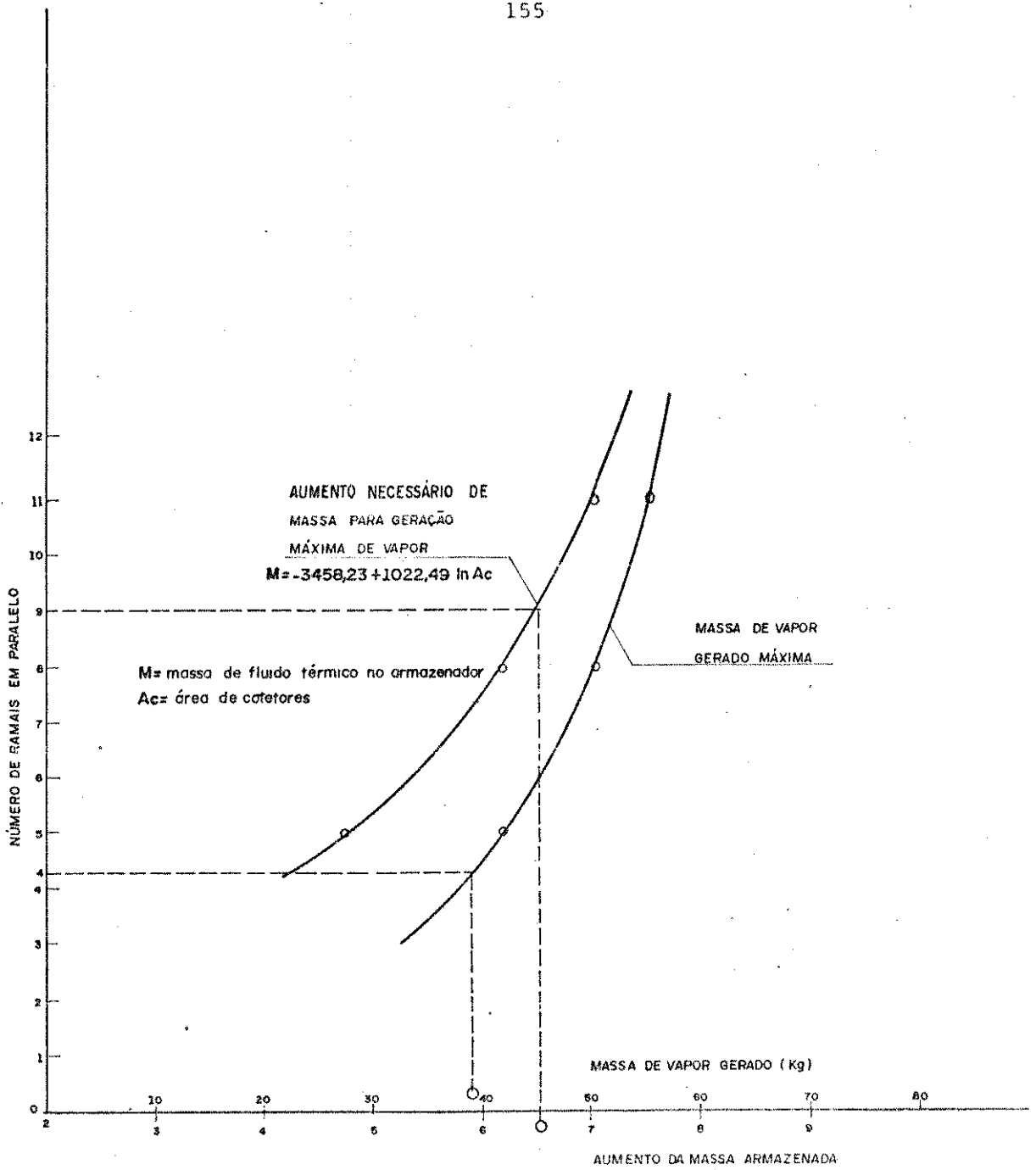


FIGURA 5.34

MASSA DE VAPOR GERADO MÁXIMA PARA CAMPO DE COLETORES COM CINCO MÓDULOS EM SÉRIE POR RAMAL PARALELO, EM FUNÇÃO DO NÚMERO DE RAMAIS EM PARALELO, E AUMENTO NECESSÁRIO DE MASSA PARA GERAÇÃO MÁXIMA DE VAPOR.

A N E X O A

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DOS COMPONENTES DO SISTEMA PROTÓ
TIPO GERADOR DE VAPOR.

Especificações Técnicas dos Componentes

A.1. Tanque Armazenador: Este tanque tem a finalidade de armazenar o calor recebido pelos coletores, de forma a amortecer os picos da curva de potência de saída. Consta de um tanque cilíndrico em aço carbono com capacidade de 454 litros. Esta capacidade possibilita ao sistema o fornecimento de vapor a 150°C (condição mais rígida de funcionamento) por meia hora de sombra.

A sua construção foi feita sob encomenda e confiada à Caldeiraria TORR Industrial e Montagens Ltda. de Campinas.

A.2. Trocador de Pré-Aquecimento: Este equipamento tem por finalidade a elevação da temperatura da água desde a temperatura ambiente até máximo 140°C , usando para isso parte do calor contido no fluido que retorna do evaporador para o tanque armazenador. O trocador é composto de uma carcaça, uma serpentina e um agitador de pás movido por um motor elétrico.

Suas Características são:

Carcaça: corpo cilíndrico de tampos elípticos.

material: aço carbono SAE 1020

alt. da parte reta: 610mm, diâmetro: 210mm, capacidade:

24 l

Agitador: 4 pás fixas sobre eixo

Pás: material: aço carbono SAE 1020

larg. 76mm; alt. 25mm, ângulo de inclinação: 15°

Eixo: apoiado sobre mancais de rolamento.

material - aço carbono SAE 1020

comprimento: 1000mm; diâmetro: 25mm

Motor: marca Búfalo, Trifásico, 1/2 HP e 8 polos fixação em castelo sobre a carcaça, redutor de polias e correia, relação 4:1

Serpentina: forma helicoidal

material: tubo de cobre reduzido de (\varnothing 1/2") diâmetro interno - 9mm

comprimento: 13.2m, área de troca: 0.5297m^2 ; alt: 480mm;

diâmetro da espira: 150mm, nº de espiras: 27.

A fabricação da carcaça e do agitador foi confiada a TORR Industrial e Montagens Ltda. e a serpentina foi construída em nossa própria oficina.

A.3 . Trocador-Evaporador: O evaporador tem a finalidade de realizar a evaporação da água transferindo-lhe a soma do seu calor latente na temperatura desejada. Como no trocador de pré-aquecimento, o calor é transferido do silício que circula na serpentina para a água contida no volume da carcaça. Compõe-se, semelhantemente ao trocador anterior, de uma carcaça, um agitador de pás e uma serpentina, sendo esta construída em dois ramos.

Os detalhes são:

Carcaça: corpo cilíndrico de tampos elípticos.

material: aço carbono SAE 1020

alt. da parte reta: 820mm; diâmetro: 360mm;

capacidade: 100 l.

Agitador: 2 conjuntos de 4 pás fixas sobre o eixo;

pás: material: aço carbono SAE 1020

largura: 45mm; alt. 26mm;

ângulo de inclinação: 15°

eixo: apoiado sobre mancais de rolamento.

material: aço carbono SAE 1020

comprim.: 1200mm; diâmetro: 54mm.

motor: marca Búfalo, trifásico, 1/2HP e 8 polos, fixação em castelo sobre a carcaça.

reductor de polias e correia, relação: 4:1

Serpentina: forma helicoidal em dois ramos;

material: tubo de cobre recozido de (Ø3/4") Øinternol6,56mm

1º ramo: comprim.: 22,74m

área: 3,46m²

alt.: 740mm;

diâmetro da espira: 222mm;

nº de espiras: 31

2º ramo: comprim.: 22,74m

área: 3,46m²;

altura: 740mm;

diâmetro de espira: 298mm;

nº de espiras: 23

Da mesma forma que no trocador anterior, a fabricação da carcaça e do agitador foi feita sob encomenda pela TORR Industrial e Montagens Ltda. e a serpentina foi fabricada em nossa oficina.

A.4 . Vaso de Pressurização: Este vaso tem como finalidade suprir continuamente e a pressão constante a água a ser aquecida e evaporada nos trocadores de calor. Trata-se de um vaso de aço disponível no mercado de gás engarrafado de uso industrial, adaptado com os dispositivos próprios para o nosso sistema. Sua capacidade de 216 litros é parcialmente ocupada por água e por ar pressurizado pelo compressor.

A.5 . Compressor de Ar: O compressor de ar tem como fim a pressurização indireta da água. O sistema compressor - vaso de pressurização revelou-se útil na medida em que as características de vazão (faixa de 0-100 l/h) e pressão (faixa de 1 - 5 kg/cm²) necessárias ao sistema tornaram inadequadas as bombas disponíveis no mercado.

As características do compressor são:

Tipo: compressor de ar direto

Marca: DOUAT

Capacidade: vazão: 70 l/min a 800 rpm

Pressão máxima: 8.5 kg/cm²

Motor: marca WEG; trifásico, 1/2 HP e 4 polos

A.6 . Bombas de Circulação: São duas as bombas necessárias ao processo. A primeira tem o encargo de circular o fluido térmico entre o sistema SC e o tanque de armazenamento. Trata-se de duas bombas de deslocamento positivo, oferecidas gratuitamente pela R. Bosch do Brasil Ltda., conhecida como: Bomba Alimentadora, Tamanho P- da bomba injetora de óleo combustível. Acionada por motor elétrico através de roletes e excêntrico. Sua adaptação foi realizada em nossa oficina. Suas características são:

Vazão: 300 l/h a 1000 rpm

Pressão de trabalho: 1,0 kg/cm²

Motor: marca ARNO, trifásico, 1/3 HP e 4 polos

Redutor: de engrenagens, relação 2:1

A segunda bomba circula o fluido térmico no sistema SP, ou seja, entre o armazenador e os trocadores de calor. Esta bomba é do tipo centrífuga com câmara de refrigeração e foi encomendada a KSB-Bombas Hidráulicas S.A com os seguintes dados nominais:

Vazão: $4.8 \text{ m}^3/\text{h}$

Pressão diferencial: 3.2 kg/cm^2

Velocidade: 3500 rpm

Rendimento: 34%

Motor: marca WEG, monofásico, 3 HP e 2 polos

A.7. Instrumentação e Controle: A instrumentação é feita pelos seguintes medidores:

- a) medidores de fluxo: constituídos de placas de orifício para vazões médias de 500 l/h, 1300 l/h e 200 l/h, de nossa construção acopladas a manômetros de tubo de mercúrio disponíveis em nossos laboratórios;
- b) medidores de temperatura: constituídos por termopares de Cu-Co ($0-200^\circ\text{C}$) fio 24 AWG, devidamente calibrados nos laboratórios do grupo Energia Solar da UNICAMP, com isolamento de porcelana de 3mm de diâmetro com proteção de tubos de aço inox de 5mm de diâmetro, fabricado sob encomenda pela MIT-EXACTA S/A, São Paulo-SP-Brasil.
- c) Medidores de radiação solar: Pireliômetro EPPLEY, modelo PSP, constante do aparelho $9,86 \times 10^{-3} \text{ mv/w/m}^2$, acoplado a registrador Hewlett-packard modelo 7155B precisão 0,25% do fundo de escala, resposta a fundo de escala 0,6 seg, erro $\pm 0,01\%$ por $^\circ\text{C}$
- d) Registrador de Temperaturas: Marca Philips; modelo PM 8235, registra até 12 temperaturas com intervalos de 1-20seg, com precisão de 0,25% fundo de escala.
- e) Termometro: Marca FLUKE, modelo 2100A digital, para uso de até 6 tipos de termopares J,K,E,T,R,S, com seletor multicanal, de até 30 canais, modelo 2100A-30, precisão $\pm 0,25\%$ entre -200°C e 150°C .
- f) Medidor de pressão: Manômetro de Bourdon, marca WIKA, tipo 111, escala $0-6 \text{ kg/cm}^2$.

A.8 . EQUIPAMENTOS DE CONTROLE

- a) Termostato marca ENGRO, modelo 320, MIN3 MAX1, escala 200°C e Termoelemento de bulbo de Platina.

- b) Pressostato marca DANFOSS, modelo RT-200, com escala 0-6 kg/cm² e diferencial regulável na faixa 0.2-1.2 kg/cm².
- c) Válvula de 3 vias, marca WORCESTER, esférica, modelo P2-446-TRS com solenóide e atuador pneumático.
- d) Dois sensores comparadores de temperatura, de diodo, fabricados sob encomenda pelo Laboratório de eletrônica do Departamento de Engenharia Elétrica da Faculdade de Engenharia de Campinas.

Estes instrumentos e mais as válvulas de agulha, das encontradas normalmente no mercado farão o controle de fluxo do fluido térmico nos sistemas SS e SP e garantirão a manutenção das condições de operação do sistema.

A.9 . Fluido Térmico: O fluido de trabalho escolhido é o Q-1132 da DOW CORNING que possui as seguintes características:

pressão de vapor: 5.0 mm Hg a 400°F;

densidade: 842 kg/dm³ a 300°F;

calor específico: 0.42 Btu/lb°F a 200°F

viscosidade: 4.0 cst a 310°F

Nas condições de projeto este fluido circulará num fluxo de 430 kg/h no sistema SS (coletores-tanque armazenador), de 1080 kg/h no sistema SP (tanque armazenador-trocadores) e de 170 kg/h na derivação para o tanque de pré-aquecimento.

A.10 - ESPECIFICAÇÃO DOS MODULOS COLETORES

Os coletores usados são do tipo Winston (CPC) de parabola composta; o projeto final do coletor foi objeto de muita análise [13] tanto no sentido geométrico quanto no sentido de materiais e métodos de fabricação.

O modelo utilizado no sistema solar tem as superfícies refletoras moldadas em poliéster reforçado (Fig:34.b) com fibra de vidro. Cada modelo tem aproximadamente 6 m² de área de coleção. O material refletor é scotccall (alumínio nacional) com proteção plástica fabricado pela 3M do Brasil. O absorvedor é mostrado na figura 3.4a e fig.4.9, utiliza estrutura de alumínio (perfil 029 ALCAN) e no absorvedor o perfil de alumínio 11029 AISA.

As características óticas do coletor são:

Coletor do tipo parabola composta, truncado: Concentração: 40

Altura coletor truncado/Altura coletor sem truncamento: 0.2

Área superfície refletora/Área superfície absorvedora: 2.23

Altura superfície refletora/largura abertura: 1.04

Ângulo de aceitação $2 \theta_{\max} = 19.2^\circ$

Largura do absorvedor: 0.3m

Comprimento do coletor: 6m

Os coletores foram projetados, construídos e montados pelo pessoal do laboratório de energia solar da UNICAMP.

B.1. Modelos matemáticos adicionais do coletor concentrador tipo CPC

Foram desenvolvidos dois modelos de coletor concentrador CPC, adicionais ao modelo estudado na tese, os quais serão denominados modelo B1 e modelo B2.

B.1.1. Modelo B1:

Suposições e simplificações realizadas para linearizar o modelo.

- 1 - Não existe absorção de energia solar pela cobertura.
- 2 - Existe fluxo de calor unidimensional através da cobertura.
- 3 - O gradiente de temperatura através da cobertura é desprezível.
- 4 - O céu visto pelo coletor pode ser considerado como um corpo negro a temperatura ambiente.
- 5 - A mudança de temperatura da placa na direção do escoamento do fluido que passa através do coletor, pode ser tratada independentemente da mudança de temperatura na seção transversal dos dutos que conduzem o fluido (vide figura 4.9)
- 6 - Pó e sujeira no coletor não são considerados no modelo matemático.
- 7 - As perdas de calor através do topo e da base do absorvedor, serão calculadas com respeito a mesma temperatura ambiente.
- 8 - O efeito transiente causado pela placa absorvedora é considerado desprezível.

B.1.1.1. Balanço energético no absorvedor do coletor.

A placa absorvedora é simétrica, portanto o balanço energético será feito em metade da placa (vide figura B1). Observando a metade da placa, podemos notar que do ponto de vista de troca de calor por condução ela se comporta como uma aleta (vide figura B1) de seção constante de comprimento $(W-D)/2$ e espessura (δ) fazendo um balanço energético no elemento mostrado na figura B1 teremos:

$$S\Delta x + U_L \Delta x (T_a - T) + \left(k \delta \frac{dT}{dx}\right)_x - \left(-k \delta \frac{dT}{dx}\right)_{x+dx} = 0 \quad (B1)$$

A equação B1 pode ser convertida na equação diferencial

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{U_L}{k \delta} \left(T - T_a - \frac{\bar{S}}{U_L} \right) \quad (B2)$$

Condições de contorno da equação (B2)

$$CC1: \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad (B3)$$

$$CC2: \left. T \right|_{x = \frac{W-D}{2}} = T_b \quad (B4)$$

definindo:

$$m_1 = \frac{U_L}{k \delta} \quad (B5)$$

A solução da equação diferencial (B2) será:

$$\frac{T - T_a - S/U_L}{T_b - T_a - S/U_L} = \frac{\cosh(m_1 x)}{\cosh m_1 \frac{(W-D)}{2}} \quad (B6)$$

A energia absorvida pela metade da placa analisada

$$\dot{q}_{1/2} = -k \delta \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x = \frac{W-D}{2}} \quad (B7)$$

* Os parâmetros utilizados que não foram definidos no Capítulo IV, se encontram no final do Apêndice.

Derivando a temperatura T (B6) com respeito ao tempo e substituindo o valor da derivada no extremo da aleta na equação (B7) teremos:

$$\dot{q}_{1/2} = \frac{k \delta m_1}{U_L} \left[S - U_L (T_b - T_a) \right] \cdot \operatorname{tgh} \left[\frac{(W-D)}{2} m_1 \right] \quad (B8)$$

O calor total coletado pelo absorvedor, formado por duas placas como se pode ver na figura (4.9) será:

$$\dot{q}_T = 4 \dot{q}_{1/2}$$

$$\dot{q}_T = 2(W-D) \left[S - U_L (T_b - T_a) \right] \frac{\operatorname{tgh} \left[\frac{(W-D)}{2} m_1 \right]}{m_1 \left(\frac{W-D}{2} \right)} \quad (B9)$$

Reduzindo ainda mais a equação (B9) podemos escrevê-la da seguinte forma:

$$\dot{q}_T = 2(W-D) F \left[S - U_L (T_b - T_a) \right] \quad (B10)$$

onde

$$F = \frac{\operatorname{tgh} \left[\frac{(W-D)}{2} m_1 \right]}{m_1 \left(\frac{W-D}{2} \right)} \quad (B11)$$

A energia útil coletada deverá ser acrescida, pois a área ocupada pelo tubo que conduz o fluido absorve energia, assim o calor total coletado pela placa será:

$$\dot{q}_u = 2 \left[(W-D)F + D \right] \left[S - U_L (T_b - T_a) \right] \quad (B12)$$

A energia total coletada pela placa q_u , é transferida ao fluido que circula dentro dos tubos da placa absorvedora; o tubo pode ser considerado também como uma aleta de seção constante (vide figura B2) a qual dissipa calor por uma de suas faces, que está em contato direto com o fluido e a outra face que está em contato com o isolamento não dissipa calor.

Fazendo um balanço energético num elemento da aleta que representa o tubo (vide figura B2) obtemos a seguinte equação diferencial.

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - m_2^2 \theta = 0 \quad (B13)$$

onde:

$$\theta = T_t - \bar{T}_f \quad (B14)$$

$$m_2 = \sqrt{\frac{h_{fi} P}{k A_t}}$$

A N E X O B

MODELOS MATEMÁTICOS ADICIONAIS DE COLETOR DE
BAIXA CONCENTRAÇÃO TIPO PARABOLA COMPOSTA.

Condições de contorno da equação (B13)

$$\text{CC1 : } \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x = \frac{\pi D m}{2}} = 0 \quad (\text{B15})$$

$$\text{CC2 : } \theta \Big|_{x=0} = T_b - \bar{T}_f = \theta_o \quad (\text{B16})$$

Solução da equação (B13)

$$\frac{\theta}{\theta_o} = \frac{\cosh \left[m_2 \left(\frac{\pi D m}{2} - x \right) \right]}{\cosh \left[m_2 \left(\frac{\pi D m}{2} \right) \right]} \quad (\text{B17})$$

O calor cedido ao fluido nos dois tubos das duas placas do ab sorvedor será:

$$\dot{q}_u = 4 k A_t \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=0}$$

$$\dot{q}_u = 4 k A_t (T_b - \bar{T}_f) m_2 \operatorname{tgh} \left[\frac{m_2 \pi D m}{2} \right] \quad (\text{B18})$$

O calor da equação (B18) é igual ao calor da equação (B12) igualando portanto as duas equações teremos:

$$4 k A_t (T_b - \bar{T}_f) m_2 \operatorname{tgh} \left[\frac{m_2 \pi D m}{2} \right] = 2 \left[(W-D) F + D \right] \left[S - U_L (T_b - T_a) \right] \quad (\text{B19})$$

Colocando T_b em evidência obtemos uma equação da seguinte forma

$$T_b = M \bar{T}_f + N (S + U_L T_a) \quad (\text{B20})$$

onde:

$$M = \frac{2 m_2 k A_t \operatorname{tgh} \left[\frac{\pi m_2 D m}{2} \right]}{2 m_2 k A_t \operatorname{tgh} \left[\frac{\pi m_2 D m}{2} \right] + U_L \left[(W-D) F + D \right]} \quad (\text{B21})$$

$$N = \frac{(W-D) F + D}{2 m_2 k A_t \operatorname{tgh} \left[\frac{\pi m_2 D m}{2} \right] + U_L [(W-D) F + D]} \quad (\text{B22})$$

O calor transferido ao fluido por unidade de comprimento pode ser obtido substituindo a equação (B20) na equação (B18) ou na equação (B12)

$$\dot{q}_u = 2 [(W-D) F + D] \left[(1 + U_L N) S - U_L \left[M \bar{T}_f + (N U_L - 1) T_a \right] \right] \quad (\text{B23})$$

Fazendo um balanço energético num elemento de fluido dentro de um dos tubos da placa absorvedora teremos.

$$\dot{m}_f C_{pf} T_f \Big|_y - \dot{m}_f C_{pf} T_f \Big|_{y+\Delta y} + \dot{q}_u \frac{\Delta y}{2} = \rho_f C_{pf} \frac{\pi D_i^2}{4} \Delta y \frac{dT_f}{dt} \quad (\text{B24})$$

onde:

$$\bar{T}_f = \frac{T_f \Big|_y + T_f \Big|_{y+\Delta y}}{2} \quad (\text{B25})$$

$$T_f \Big|_{y+\Delta y} = 2T_f - T_f \Big|_y \quad (\text{B26})$$

Substituindo o valor de T_b da equação (B20) na equação (B24) obteremos a seguinte equação:

$$C_J T_f \Big|_y - G_J \bar{T}_f + H_J S - U_J T_a = \frac{dT_f}{dt} \quad (\text{B27})$$

Onde:

$$C_J = \frac{8 \dot{m}_f}{\rho_f \pi D_i^2 \Delta y} \quad (\text{B28})$$

$$H_J = \frac{4 W' D_J}{\rho_f C_{pf} \pi D_i^2} \quad (\text{B29})$$

$$G_J = \frac{2 \left[2 \dot{m}_f C_{pf} + \Delta y W' U_L M \right]}{\rho_f C_{pf} \pi D_i^2 \Delta y} \quad (\text{B30})$$

$$U_J = \frac{4 \cdot W' U_L (NU_L - 1)}{j_f C_{pf} \pi D_i^2} \quad (B31)$$

$$W' = (W-D)F+D \quad (B32)$$

$$D_J = 1 - U_L N \quad (B33)$$

Condições de contorno da equação (B27):

$$CI: t=0 ; \bar{T}_f = \bar{T}_{fi}$$

$$CC: Y=0 ; T_f \Big|_y = Te_{fc}$$

Solução da equação diferencial (B27)

$$\bar{T}_f = \bar{T}_{fi} + \frac{K}{G_J} \left[1 - \exp(-G_J t) \right] \quad (B34)$$

onde:

$$K = C_J Te_{fc} + H_J S - U_J T_a - G_J \bar{T}_{fi} \quad (B35)$$

B.1.1.2. Forma geral de uso do modelo matemático B1:

1 - É necessário conhecer as temperaturas de entrada e saída do coletor no instante inicial; assim como todos os parâmetros geométricos do coletor, fluxo de massa e propriedades físicas do fluido a ser aquecido.

2 - A equação B34 serve para calcular a temperatura de saída do módulo coletor de comprimento Δy num instante de tempo t depois do instante inicial.

3 - Durante o lapso de tempo t , é mantida constante a temperatura de entrada do fluido ao coletor (Te_{fc}), a radiação solar direta incidente no coletor (S), a temperatura ambiente (T_a) e a temperatura média do fluido no coletor (\bar{T}_{fi}).

4 - A equação B34 deverá ser aplicada a cada lapso de tempo, considerando como dados, os obtidos da equação no instante anterior mais os restantes que são necessários a aplicação da equação B34.

B.1.2. Modelo B2:

Suposições e simplificações necessários a linearizar o modelo.

1 - A placa do absorvedor e isolamento estão a mesma temperatura uniforme e seu efeito no transiente do coletor deverá ser considerado.

2 - A cobertura está a temperatura uniforme e está relacionada com a temperatura da placa proporcionalmente a relação entre as resistências térmicas entre os dois componentes respectivamente.

3 - A diferença de temperatura entre a placa absorvedora e o fluido é devida somente a resistência térmica estável existente entre os dois componentes a cada instante.

4 - Pó e sujeira no coletor não são considerados no modelo matemático.

5 - As perdas de calor através do topo e da base do absorvedor serão calculados com respeito a mesma temperatura ambiente.

6 - O fluido que circula através do coletor causa um efeito desprezível no transiente do coletor.

B.1.2.1. Balanço energético no absorvedor do coletor

Será realizado um balanço energético na placa absorvedora mais o isolamento seguindo as restrições impostas, logo será feito um balanço energético na cobertura; as equações resultantes serão relacionadas entre si pela relação das resistências térmicas existentes entre esses dois componentes e finalmente será realizado um balanço energético num elemento de fluido que se comporta de forma estável a todo instante.

1 - Balanço energético na placa absorvedora mais o isolamento.

$$(mC_p)_p \frac{d\bar{T}_p}{dt} = Ac \left[S + U_1 (\bar{T}_c - T_p) \right] \quad (B36)$$

* Os parâmetros utilizados que não foram definidos no Capítulo IV, estão definidos no final do Apêndice.

2 - Balanço energético na cobertura.

$$(mC_p)_c \frac{d\bar{T}_c}{dt} = Ac \left[U_1 (\bar{T}_p - \bar{T}_c) + U_2 (T_a - \bar{T}_c) \right] \quad (B37)$$

Relação entre a temperatura de placa e temperatura de cobertura:

$$U_2 (\bar{T}_c - T_a) = U_L (\bar{T}_{pi} - T_a) \quad (B32)$$

derivando a equação (B38), considerando T_a , U_2 , U_L constantes no tempo, teremos:

$$\frac{d\bar{T}_c}{dt} = \frac{U_L}{U_2} \frac{d\bar{T}_{pi}}{dt} \quad (B39)$$

A relação (B39) será utilizada na equação (B37) e o resultado introduzido na equação (B36), obtendo-se a seguinte equação diferencial:

$$\left[(mCp)_{pi} + \frac{U_L}{U_2} (mCp)_c \right] \frac{d\bar{T}_{pi}}{dt} = A_c \left[S - U_L (\bar{T}_{pi} - T_a) \right] \quad (B40)$$

Condição inicial da equação (B40):

$$CI; t=0; \bar{T}_{pi} = \bar{T}_{pio} \quad (B41)$$

Para o caso de mais de uma cobertura a equação (B40) poderá ser escrita da seguinte forma:

$$\left[(mCp)_{pi} + \sum_{i=1}^n A_i (mCp)_{c,i} \right] \frac{dT_{pi}}{dt} = A_c \left[S - U_L (T_{pi} - T_a) \right] \quad (B42)$$

onde:

$$A_i = \frac{U_L}{U_{n,a}} \quad (B43)$$

Supondo a radiação solar (S), a temperatura ambiente (T_a) e os coeficientes de troca de calor U_L e $U_{n,a}$ constantes no intervalo de integração, é possível obter a solução da equação (B42):

$$\frac{S - U_L (\bar{T}_{pi} - T_a)}{S - U_L (\bar{T}_{pio} - T_a)} = \exp \left[\frac{A_c U_L t}{(mC_p)_{pi} + \sum_{i=1}^n A_i (mC_p)_{c,i}} \right] \quad (B44)$$

Devido ao nosso interesse, que é conhecer a temperatura do fluido na saída do coletor, esta poderá ser obtida da seguinte forma:

$$\bar{T}_{pi} - \bar{T}_f = \dot{Q}_u R_{pi-f}$$

$$\bar{T}_f = \bar{T}_{pi} - \frac{\dot{Q}_u}{h_{fi} \pi Di N_t L} \quad (B45)$$

onde:

R_{pi-f} = Resistência térmica estável instantânea entre placa e fluido

Devido a que no modelo matemático B2, foi suposto que a relação (B45) se mantém a cada instante, o valor do calor útil coletado poderá ser obtido da seguinte forma:

$$\dot{Q}_u = A_C F_R \left[S - U_L (T_{efc} - T_a) \right] \quad (B46)$$

onde:

$$F_R = \frac{G_f C_{pf}}{U_L} \left[1 - \exp \left(- \frac{U_L F'}{G_f C_{pf}} \right) \right] \quad (B47)$$

$$F' = \frac{l/U_L}{w \left[\frac{1}{U_L [(W-D)F+D]} - \frac{1}{\pi Di h_{fi}} \right]} \quad (B48)$$

$$F = \frac{\operatorname{tgh} \left[m_1 \left(\frac{W-D}{2} \right) \right]}{m_1 \left(\frac{W-D}{2} \right)} \quad (B49)$$

$$m_1 = \sqrt{\frac{U_L}{k \delta}} \quad (B50)$$

Substituindo a equação (B46) na equação (B45) obteremos uma expressão simples para a temperatura média do fluido dentro do coletor.

$$\bar{T}_f = \bar{T}_{pi} - \frac{A_C F_R \left[S - U_L (T_{fi} - T_a) \right]}{h_{fi} \pi Di N_t L} \quad (B51)$$

A temperatura média da placa mais o isolamento poderá ser calculada a partir da equação (B51)

$$\bar{T}_{pi} = \bar{T}_f + K_2 \quad (B52)$$

A temperatura média inicial da placa poderá ser obtida também a partir da equação (B51)

$$\bar{T}_{pio} = \bar{T}_{fi} + K_2 \quad (B53)$$

onde:

$$K_2 = \frac{A_c F_R [S - U_L (T_{efc} - T_a)]}{h_{fi} \pi D_i N_t L} \quad (B54)$$

Substituindo as equações (B52), (B53) e (B54) na equação (B44) teremos:

$$\frac{S - U_L (\bar{T}_f + K_2 - T_a)}{S - U_L (\bar{T}_{fi} + K_2 - T_a)} = \exp \left[- \frac{A_c U_L t}{(mC_p)_{pi} + \sum_{i=1}^n A_i (mC_p)_{c,i}} \right] \quad (B55)$$

A temperatura média do fluido a cada instante será:

$$\bar{T}_f = \left(\frac{S}{U_L} + T_a - K_2 \right) \left[1 - \exp \left[- \frac{A_c U_L t}{(mC_p)_{pi} + \sum_{i=1}^n A_i (mC_p)_{c,i}} \right] \right] + \bar{T}_{fi} \exp \left[- \frac{A_c U_L t}{(mC_p)_{pi} + \sum_{i=1}^n A_i (mC_p)_{c,i}} \right] \quad (B56)$$

B.1.2.2 - Forma geral de uso do modelo matemático B₂.

- 1 - É necessário conhecer como dados iniciais, as propriedades e fluxo de massa do fluido que circula através do coletor.
- 2 - É necessário conhecer a temperatura de entrada do fluido ao coletor, e a radiação solar a cada instante, e a temperatura de saída do fluido do coletor no instante inicial.
- 3 - As características geométricas, o lapso de tempo de integração as massas, materiais e temperatura ambiente são prefixados e permanecem constantes no tempo.

- 4 - Os coeficientes de troca de calor U_L , U_2 , h_{fi} , deverão ser calculados a cada instante pois são funções das temperaturas da placa e do fluido a cada instante.
- 5 - Com os dados estipulados é possível aplicar a equação (B56) a qual fornece a temperatura média do fluido no coletor.
- 6 - Se recomenda no caso de coletores muito compridos, dividir eles em módulos pequenos nos quais possa ser considerada a mudança de temperatura do fluido linear; assim será possível calcular a temperatura de saída do fluido do módulo a qual será a temperatura de entrada do fluido no módulo seguinte.
- 7 - Com a temperatura média do fluido é possível calcular a temperatura da placa a cada instante com a equação (B52).

NOMENCLATURA

- T_{fi} = temperatura média inicial do fluido no coletor
 T = temperatura em qualquer ponto ao longo da placa no modelo B1
 \bar{T}_f = temperatura média do fluido no coletor
 T_b = temperatura no extremo livre da placa
 T_t = temperatura em qualquer ponto ao longo do tubo
 A_t = Área da seção transversal das paredes do tubo
 D_m = Diâmetro médio do tubo
 D_i = Diâmetro interno do tubo
 T_{pio} = Temperatura média inicial da placa mais o isolamento
 $U_{n,a}$ = coeficiente global de perdas de calor entre a cobertura (n) e o ambiente (a)
 \dot{Q}_u = calor útil coletado instantaneamente pelo fluido
 N_t = número de tubos que levam o fluido através do coletor
 L = comprimento dos tubos que conduzem o fluido
 D_f = fluxo de massa por unidade de área transversal interna dos tubos.

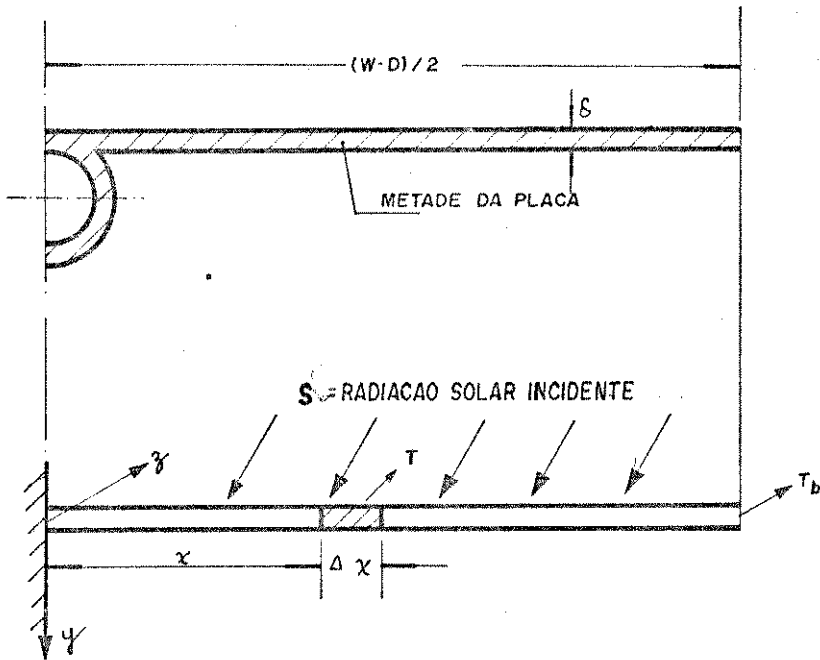


FIGURA B1 METADE DA PLACA ABSORVEDORA REPRESENTADA COMO UMA ALETA

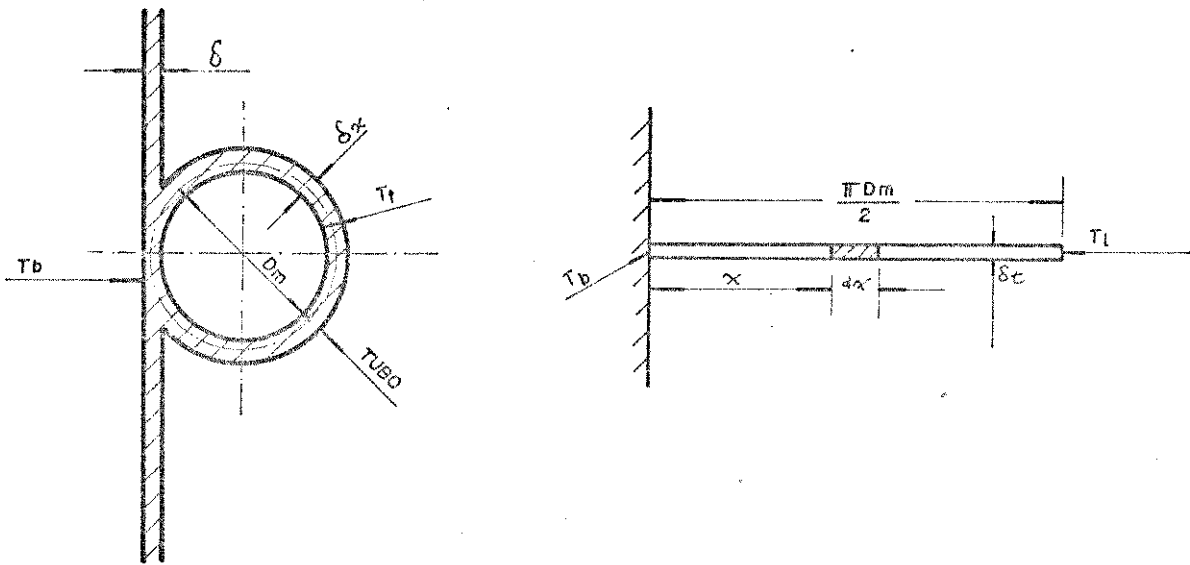


FIGURA B2 TUBO QUE CONDUZ O FLUIDO ATRAVÉS DA PLACA ABSORVEDORA REPRESENTADO COMO UMA ALETA.

A N E X O C

AVALIAÇÃO DOS ERROS EXPERIMENTAIS

C.1 - ERRO NAS MEDIDAS DE TEMPERATURAS

As temperaturas foram medidas utilizando dois instrumentos diferentes; um termômetro digital FLUKE e um registrador PHILIPS descritos no apêndice A.

C.1.1 - ERROS DO REGISTRADOR PHILIPS:

Segundo o catálogo do instrumento e $0,25^{\circ}\text{C}$, para a faixa de $0-100^{\circ}\text{C}$ (0,25%); o registrador utilizado nos testes não tinha "RANGE CARDS" para converter o sinal de (mv) milivolt em graus; sem ponto de referência, foi necessário calibrar o instrumento com o termômetro digital no início de cada teste. Ainda assim se apresentou um erro decrescente linearmente no tempo, que chegou a uma diferença de temperatura de 60°C , no período de uma hora.

C.1.2 - ERROS DEVIDOS AO SENSOR:

Os termopares dentro do polo (vide figura 4.22), foram calibrados utilizando um termômetro de mercúrio de precisão e temperaturas de referência estáveis (ponto do gelo e ponto de ebulição da água); foi detectado um erro aleatório de $0,1 - 0,9^{\circ}\text{C}$ (0,1% - 0,9%).

C.1.3 - ERROS DEVIDOS A EFEITOS TRANSIENTES:

Devido a que os fenômenos térmicos são dinâmicos, foi conveniente fazer teste do transiente dos sensores de temperatura; foi observado um tempo de 30 segundos, para cobrir uma diferença de temperatura de 70°C , utilizando como indicador de temperatura o termômetro digital; neste caso se teve a dúvida se a constante de tempo detectada era devida ao sensor ou ao instrumento utilizado. O erro foi considerado como um atraso a ser levado em conta no modelo matemático.

C.1.4 - DIFERENÇAS ENTRE RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DE SIMULAÇÃO POR LOCALIZAÇÃO DOS SENSORES EM PONTOS NÃO PREVISTOS NOS MODELOS.

As perdas de calor em tubos isolados foram responsáveis por parte destas diferenças; o cálculo das perdas de calor por unidade de comprimento foi feito com base nos seguintes dados:

Foram utilizados dois tipos de isolamento:

- a) isolamento utilizado: fita de amianto
 espessura: 4 mm
- b) isolamento utilizado: lã de vidro
 espessura : 25 mm

Foram isolados dois tipos de tubulações:

- c) Diâmetro externo da tubulação: 19,05 mm
 d) Diâmetro externo da tubulação: 12,70 mm

Considerando ΔT_{fa} como a diferença de temperatura entre o fluido dentro da tubulação e o ambiente em contato com o isolamento, e ΔT_{xy} a perda de temperatura do fluido por unidade de comprimento podemos estimar que:

$$\Delta T_{xy} = \frac{2\pi k_i \Delta T_{fa}}{\ln \frac{d_e}{d_i} \cdot m_f C_{pf}} \left(\frac{^{\circ}K}{m} \right) \quad (C_1)$$

a) Para $d_i = 19,05$ mm e isolamento de fita de amianto de 4 mm de espessura ($k_i = 0,1511$ w/m^oK)

$$\Delta T_{xy} = 16,92 \times 10^{-4} \frac{\Delta T_{fa}}{m_f} \left(\frac{^{\circ}K}{m} \right)$$

b) Para $d_i = 12,70$ mm e isolamento de lã de vidro de 25mm de espessura ($K_i = 0,0314$ w/m^oK)

$$\Delta T_{xy} = 0,76 \times 10^{-4} \frac{\Delta T_{fa}}{m_f} \left(\frac{^{\circ}K}{m} \right)$$

Aplicando a equação (C₁) nos diferentes pontos onde foram instalados os sensores de temperatura podemos observar na tabela C₁ os erros esperados nas medidas de temperatura devidos a perda de calor através das tubulações.

Ponto	Comprimento da tubulação (m)	Tipo de Sistema	Erro na medida de Temperatura (°K)
T_{ese}	0,74	SP	$- 12,52 \times 10^{-4} \Delta T_{fa} / \dot{m}_{se}$
T_{sse}	1,26	SP	$+ 21,31 \times 10^{-4} \Delta T_{fa} / \dot{m}_{se}$
T_{esp}	0,77	SP	$- 13,02 \times 10^{-4} \Delta T_{fa} / \dot{m}_{sp}$
T_{ssp}	0,32	SP	$+ 5,41 \times 10^{-4} \Delta T_{fa} / \dot{m}_{sp}$
T_{efc}	0,70	SC	$- 11,84 \times 10^{-4} \Delta T_{fa} / \dot{m}_f$
T_f	0,70	SC	$+ 11,84 \times 10^{-4} \Delta T_{fa} / \dot{m}_f$
T_{sc}	3,00	SC	$- 50,76 \times 10^{-4} \Delta T_{fa} / \dot{m}_f$
T_{sp}	2,50	SP	$- 42,30 \times 10^{-4} \Delta T_{fa} / \dot{m}_s$
T_1	4,00	SP	$- 67,6 \times 10^{-4} \Delta T_{fa} / \dot{m}_s$
T_5	1,00	SC	$+ 16,92 \times 10^{-4} \Delta T_{fa} / \dot{m}_f$

Tabela C_1 : Erro nas medidas de temperatura devidos a perdas de calor através das tubulações.

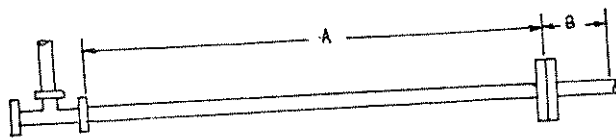
C.1.5 - ERRO NAS MEDIDAS DE FLUXO:

Foram medidos dois fluxos em todos os testes:

- a) Fluxo através dos coletores (\dot{m}_f)
- b) Fluxo através dos trocadores (\dot{m}_s)

O fluxo através dos coletores e através dos trocadores foi calculado de acordo com método recomendado pela ASME, na sexta edição (1971) de "Fluid Meters". As equações utilizadas para os cálculos e os resultados se encontram em forma de tabelas e gráficos no Anexo D.

Os orifícios foram instalados de acordo a normas da ASME (vide de figura C_1 e C_2)

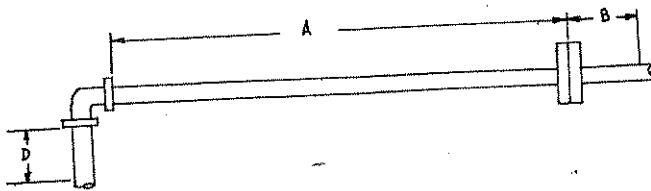


$$D = 12,7 \text{ mm}$$

$$A = 7 D = 88,9 \text{ mm}$$

$$B = 3 D = 38,1 \text{ mm}$$

Fig. C_1 : Detalhe da instalação do orifício do sistema coletor.



$$D = 19,05 \text{ mm}$$

$$A = 7 D = 133,35 \text{ mm}$$

$$B = 3 D = 57,15 \text{ mm}$$

Fig. C_2 : Detalhe da instalação do orifício do sistema trocador.

Apesar de se ter seguido as recomendações da norma ASME para instalação de orifícios e de ter feito os cálculos de acordo com critérios rígidos, foi considerado necessário calibrar os orifícios.

A calibração foi realizada a $T = 27^{\circ}\text{C}$, os coeficientes dos orifícios foram calculados para essa temperatura, e o resultado foram equações de fluxo de massa simples em que se tinha em conta a mudança da densidade com temperatura (ver nas equações D_3 e D_4 do anexo D).

Comparando os resultados experimentais com os resultados de acordo as normas da ASME (vide apêndice E) é possível notar uma diferença que é função linear da temperatura (vide figura C_3 e tabelas C_2 e C_3).

Δh mm Hg	Temperatura °K	ASME Fluxo de massa ($\frac{Kg}{seg}$)	CALIBRAÇÃO Fluxo de massa ($\frac{Kg}{seg}$)	% Diferença
66	300	0,120	0,1298	+ 7,5
66	353	0,111	0,1263	+ 13,78
75	393	0,111	0,1322	+ 19,00
81	423	0,111	0,1357	+ 22,25

Tabela C₂: Orifício do sistema Coletor.

Δh mm Hg	Temperatura °K	ASME Fluxo de massa ($\frac{Kg}{seg}$)	CALIBRAÇÃO Fluxo de massa ($\frac{Kg}{seg}$)	% Diferença
66	300	0,2255	0,2438	7,5
58	353	0,1944	0,2224	14,4
56	393	0,1944	0,2330	19,9
71	423	0,1944	0,2387	22,7

Tabela C₃: Orifício do sistema Trocador.

Observações sobre a figura C₃:

- A % de diferença obtida para o orifício do coletor e o orifício do trocador são iguais.
- Fazendo no ponto experimental tender o erro no fluxo a zero, obtemos a linha nº 2 da figura C₃; a equação dessa linha será o erro cometido na medida do fluxo, o qual tem a seguinte expressão:

$$(-) 0,1239 T - 37,2 \quad (\%) \quad (C_2)$$

c) Os fluxos através do SC e SP deverão ser corrigidos da seguinte forma:

$$\dot{m}_f = \left[1 - (0,1239 T - 37,2) \right] 5,19 \times 10^{-4} \sqrt{\rho_f \Delta h} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \right) \quad (C_3)$$

$$\dot{m}_s = \left[1 - (0,1239 T - 37,2) \right] 9,75 \times 10^{-4} \sqrt{\rho_f \Delta h} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{seg}} \right) \quad (C_4)$$

C.1.6 - ERRO NA ESTIMATIVA DA ENERGIA SOLAR INCIDENTE

A energia solar incidente foi medida com um pireliometro EPPLEY, acoplado a registrador Hewlett - Packard com precisão de 0,25% do fundo da escala; a constante do piranometro é $9,86 \times 10^{-3}$ mv / w / m²; e o fundo da escala é 12 mv,

Erro em fundo de escala = 0,25%

Fator aplicado a qualquer leitura = 0,9997

Os módulos coletores foram orientados de forma que seu eixo longitudinal coincidissem com o sentido Leste-Oeste e foram inclinados no dia de teste, de forma que o ângulo de incidência da radiação solar fosse normal ao plano do observador no meio dia solar.

Devido a que a área transversal compreendida entre as superfícies refletoras e o plano observador não foi fechada nos extremos do coletor, existe uma perda de radiação que depende do ângulo de incidência do raio solar (vide figura C₄)

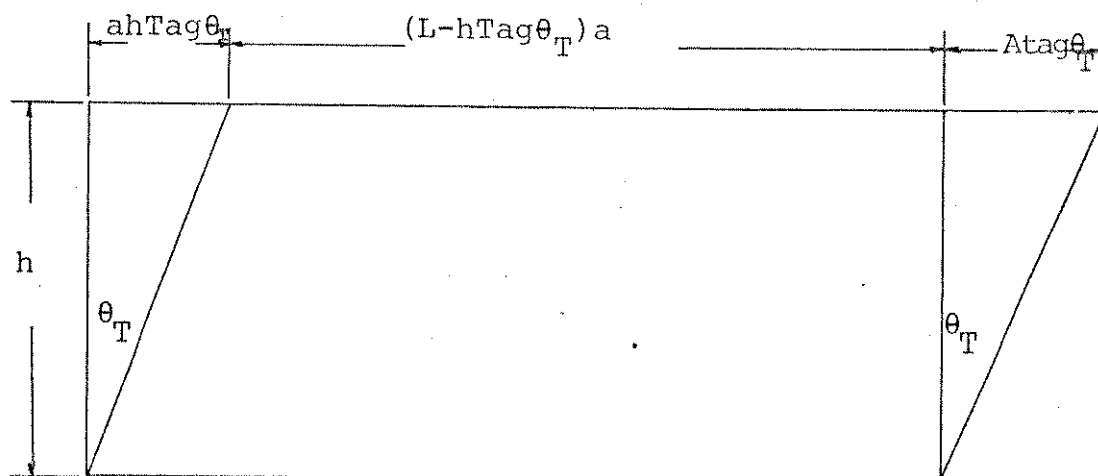


Figura C₄: vista lateral do módulo coletor

onde:

θ_T = ângulo de incidência do raio solar, respeito a normal ao coletor.

h = altura do coletor = 1,20 m.

a = largura da área de abertura = 1,20 m

b = largura da área do observador = 0,30 m

A = Área transversal do coletor $\hat{=} (b+a)/2 \times h = 0,9 \text{ m}^2$

L = comprimento do coletor = 6m.

A concentração real (C_T) de energia solar no observador será:

$$C_T = \frac{(L - h \operatorname{tg} \theta_T) \times a + A \operatorname{tg} \theta_T}{L \cdot b} = \frac{(6 - 1,2 \operatorname{tg} \theta_T) \cdot 1,20 + 0,9 \operatorname{Tg} \theta_T}{1,8} \quad (C_5)$$

Sendo que o cálculo do ângulo θ_T será feito da seguinte forma:

$$\operatorname{Cos} \theta_T = \operatorname{sen} \delta \operatorname{cos}(\phi - s) + \operatorname{cos} \delta \operatorname{cos}(\phi - s) \operatorname{cos} w \quad (C_6)$$

$$\text{Onde: } \delta = \text{declinação} = 23,45 \operatorname{sen} \frac{360}{365} \left(\frac{284 + n}{365} \right)$$

$$\phi = \text{Latitude (Campinas; } -22^\circ, 50')$$

s = ângulo de inclinação do coletor (negativo hemisfério sul)

w = ângulo horário ($15^\circ/\text{hora}$) sendo as manhãs positivas e as tardes negativas.

n = dia do ano (para 31 de dezembro, $n = 365$)

O ângulo de inclinação do plano do observador respeito a horizontal pode ser calculado para cada dia de testes e se encontra expressado pela equação C_7 .

$$s = \cos^{-1} \left[\operatorname{sen} \delta \operatorname{sen} \epsilon + \operatorname{cos} \delta \operatorname{cos} \epsilon \right] \quad (C_7)$$

DIA	HORA	δ	ϕ	Δ	θ_T	Cr	Teste nº	ERRO
26/07/81	11:30	19,37	- 22,83	- 42,37	7,12	3,96	1	- 1,25%
26/07/81	12:30	19,37	- 22,83	- 42,37	7,12	3,96	2	- 1,25%
26/07/81	02:10	19,37	- 22,83	- 42,37	28,27	3,83	3	- 4,25%
27/07/81	12:35	19,37	- 22,83	- 42,37	7,12	3,96	4	- 1,25%
27/07/81	13:00	19,37	- 22,83	- 42,37	14,16	3,92	5	- 2,15%

Tabela C₄: Erro nas medidas de radiação solar

* A nomenclatura utilizada neste Anexo, e que não foi especificada anteriormente ao longo da tese, se encontra no final do Anexo.

C.1.7 - ERROS NA ESTIMATIVA DA EFICIÊNCIA ÓTICA DO COLETOR

A eficiência ótica do coletor foi calculada de acordo com o método utilizado por [26] da seguinte forma:

$$\eta_o = \bar{\gamma} \tau_c \alpha_a (\rho_{RS}) \quad (C_7)$$

γ = fração da radiação solar total incidente no plano de abertura dentro da faixa angular de $2\theta_{max}$

θ_{max} = ângulo máximo de aceitação dos raios solares no coletor.

τ_c = transmissividade da cobertura

α_a = absortividade da placa do absorvedor

ρ_{RS} = refletividade do refletor a radiação solar

$\bar{\gamma}$ = número de refletores da radiação incidente antes de atingir o absorvedor

A transmissividade da cobertura a radiação solar é o produto das transmissividades devidos a reflexão (τ_r) e a absorção (τ_a)

$$\tau_c = \tau_r \times \tau_a \quad (C_8)$$

sendo:

$$\tau_r = (1 - \rho_{CS}) / (1 + \rho_{CS}) \quad (C_9)$$

$$\rho_{CS} = \frac{1}{2} \frac{\sin^2 [\sin^{-1}(N_C \sin \psi) - \psi]}{\sin^2 [\sin^{-1}(N_C \sin \psi) + \psi]} + \frac{\tan^2 [\sin^{-1}(N_C \sin \psi) - \psi]}{\tan^2 [\sin^{-1}(N_C \sin \psi) + \psi]} \quad (C10)$$

N_C = índice de refração da cobertura

ψ = ângulo médio de incidência da radiação solar na cobertura

$$\tau_a = \text{EXP}(-\kappa e_c) \quad (C11)$$

κ = Coeficiente de extinção da cobertura

e_c = espessura da cobertura

O cálculo da transmitância da cobertura é um tanto complexo e não foi possível achar todos os dados necessários para fazer seu cálculo usando a equação (C8). Foi então adotada a informação fornecida pelo fabricante do vidro "Santa Marina S.A." a qual diz o seguinte:

$$\tau_c = 0.89$$

Para a faixa ultravioleta ($\lambda > 0.35\mu\text{m}$); esta transmissividade (C12) se mantém bastante constante de acordo a testes realizados pelo grupo de energia da UNICAMP, utilizando vidro de 3mm de espessura, com incidência normal da radiação.

A absorvidade da placa absorvedora, pintada de preto fosco, foi também estimada com a ajuda do espectro fotometro do Centro da Tecnologia da UNICAMP dando um valor médio de:

$$\alpha_a = 0.95 \quad (C.13)$$

A refletividade do refletor utilizado foi obtida no mesmo espectro fotometro da UNICAMP, para radiação incidindo normal a superfície refletora.

$$\rho_{rS} = 0.73 \text{ (Scotchcall da 3M)} \quad (C.14)$$

O número de reflexões de radiação incidente, antes de atingir o absorvedor se calcula da seguinte forma:

$$r = 1 - \frac{1}{C} \quad (C.15)$$

tendo:

$C =$ concentração do coletor (4.0 para nosso caso)

Assim:

$$r = 1 - \frac{1}{4} = 0.75 \quad (C.16)$$

O rendimento ótico esperado para o concentrador CPC será:

$$\eta_o = 0.89 \times 0.95 \cdot (0.73)^{0.75} = 0.6677 \quad (C.18)$$

Ou seja a concentração real (C_r) do coletor com raios solares diretos (descontada a difusa) incidindo na abertura do coletor será:

$$C_r = 0.6677 \times 4.0 = 2.6708 \quad (C.19)$$

O rendimento ótico (C18) é válido para superfícies refletoras limpas e geometricamente perfeitos.

Como os requisitos anteriores não eram totalmente cumpridos pelos coletores por nós fabricados; foi feita uma tentativa de medir a energia real incidente no plano do absorvedor, utilizando uma onda espectral igual a utilizada por [27].

A sonda espectral foi calibrada com um Laser de Argônio de 4880A, dando um spot, de 2mm^2 e potência máxima de 1 w/mm^2 ; os resultados são mostrados na tabela C5.

Potência Incidente (mw)	Sinal da Sonda mv
0.0	1.08
10	1.13
50	1.38
100	1.67
150	2.03
200	2.29
250	2.73

Tabela C5 - Calibração da sonda espectral

Os dados da tabela C5 se encontram na figura C5.

C.1.3.2 - TESTES REALIZADOS COM A SONDA

Foram realizados dois testes com a sonda espectral; no primeiro, a sonda foi colocada no centro do absorvedor; logo fo-

```

2720 C6=551.26*T6^.1811
2730 K2=.1727-.000093438*T6
2740 C=G1*D7/M4
2750 D=M4*C6/K2
2760 J1=EXP(-1.57313+.34095*LOG(
C))
2770 H2=J1*K2*D^.333/D7
2780 H2=(1+D7/B1*3.5)*H2
2790 H3=.8693*H2
2800 IF W3>=F AND T1>W3 THEN GOS
UB 3120 ELSE GOSUB 3320
2810 ! TROCADOR PRAQUECEDOR
2820 T8=(W4-P4(7)+Y4)/2
2830 R5=6421.07*T8^(-.33538)
2840 M=51916000000*T8^(-5.0282)
2850 C=551.26*T8^.18112
2860 K4=.1727-.000093438*T8
2870 G2=14092.45*M3
2880 R6=G2*D8/M
2890 P3=M*C/K4
2900 J2=EXP(-1.5731+.34095*LOG(R
6))
2910 H5=1.67*J2*K4*P3^.333/D8
2920 H5=(1+D8/D0*3.5)*H5
2930 H6=.75*H5
2940 IF B9>=F THEN GOTO 3550 EL
E GOTO 3750
2950 ! BOMBA DOS COL DESLIGADA
2960 T6=T4+S(N)/U6-(S(N)-U6*(T6-
T4))/U6*EXP(-(A2*U6*D3/M6))
2970 A0=(.1727-.000093438*T9)/.0
045*(T6-T9)
2980 T9=T9+26666.66*A0/(R1*C1)
2990 T3=T9 @ T1=T9
3000 Q1=0
3010 RETURN
3020 ! BOMBA DOS COL LIGADA
3030 A4=A2*U6+H1*A1
3040 A5=A4/M6
3050 W6=MIN(W6,1/A5)
3060 W7=MAX(W7,1/A5)
3070 T3=T6+(T1-T6)*EXP(-(A3*L1))
3080 O5=(A2*(S(N)+U6*T4)+H1*A1*T
9)/A4
3090 T6=(T6-O5)*EXP(-(A5*D3))+O5
3100 Q1=M1*C1*(T3-T1)*60
3110 RETURN
3120 ! TEMP DA AGUA = TEMP SAT(CE
VAPORADOR)
3130 Z9=1 @ W3=F
3131 DISP Z9
3140 S9=2676000 @ S8=419000
3150 U2=H3 @ F2=M
3160 A6=PI*D7*L6*2/.8693
3170 A7=U2*A6*2/(M3*D6)
3180 R3=EXP(-A7)
3190 W4=F+(T1-F)*R3
3200 C1=3690+1.73385*B8
3210 S7=M3*D6*(T1-F)*(1-R3)/(M7*
(2*S9-S8-C1*B8))

```

```

3220 Q6=Q6+M3*C6*(T1-W3)*60
3230 S6=M7*S7*D3
3240 Q5=Q5+S6*(S9-S8)
3250 R7=Q5/Q6
3260 A3=M3*C6/(M7*C1*2)
3270 C7=1/(A3*(1-R3))
3280 W5=MIN(W5,C7)
3290 C8=MAX(C8,C7)
3300 L0=L0+S6
3310 RETURN
3320 ! TEMP AGUA < TSAT(EVAPORAO
      OR)
3330 Z9=0 @ S=W3
3331 DISP Z9
3340 M2=2681000*W3^(-3.87)
3350 K1=.57+.0002614*W3
3360 A=M4*L3*L3*R2/M2
3370 C1=3600+1.73385*W3
3380 B=M2*C1/K1
3390 H1=A^.62*B^.33*K1*.87/D4
3400 U2=H1*H3/(H1+H3)
3410 A6=PI*D7*L6*2/.8693
3420 A7=U2*A6*2/(M3*C6)
3430 R3=EXP(-A7)
3440 W4=W3+(T1-W3)*R3
3450 A3=M3*C6/(M7*C1*2)
3460 W3=T1-(T1-W3)*EXP((-A3)*(1-
      R3)*D3)
3470 C7=1/(A3*(1-R3))
3480 W5=MIN(W5,C7)
3490 C8=MAX(C8,C7)
3500 Q5=Q5+M7*C1*(W3-S)
3510 Q6=Q6+M3*C6*(T1-W3)*60
3520 R7=Q5/Q6
3530 S6=0
3540 RETURN
3550 ! TEMP DA AGUA=TSAT(PREAQ)
3560 Q0=0
3570 S9=2676000 @ S8=419000 @ B8
      =F
3580 U4=H6
3590 A4=PI*D8*L5/.75
3600 A5=U4*A4/(M3*C)
3610 R=EXP(-A5)
3620 Y4=F+(W4-F)*R
3630 C1=3600+1.73385*T4
3640 P9=M3*C*(W4-F)*(1-R)/(M8*(2
      *S9-S8-C1*T4))
3650 Q8=Q8+M3*C*(W4-B8)*60
3660 P8=M8*P9*D3
3670 Q7=Q7+P8*(S9-S8)
3680 R8=Q7/Q8
3690 A6=M3*C/(M8*Y3)
3700 C0=1/(A6*(1-R))
3710 Y8=MIN(Y8,C0)
3720 Y9=MAX(Y8,C0)
3730 L0=L0+P8
3740 GOTO 2040
3750 ! TEMP DA AGUA<TSAT(PREAQUE
      CEDOR)

```

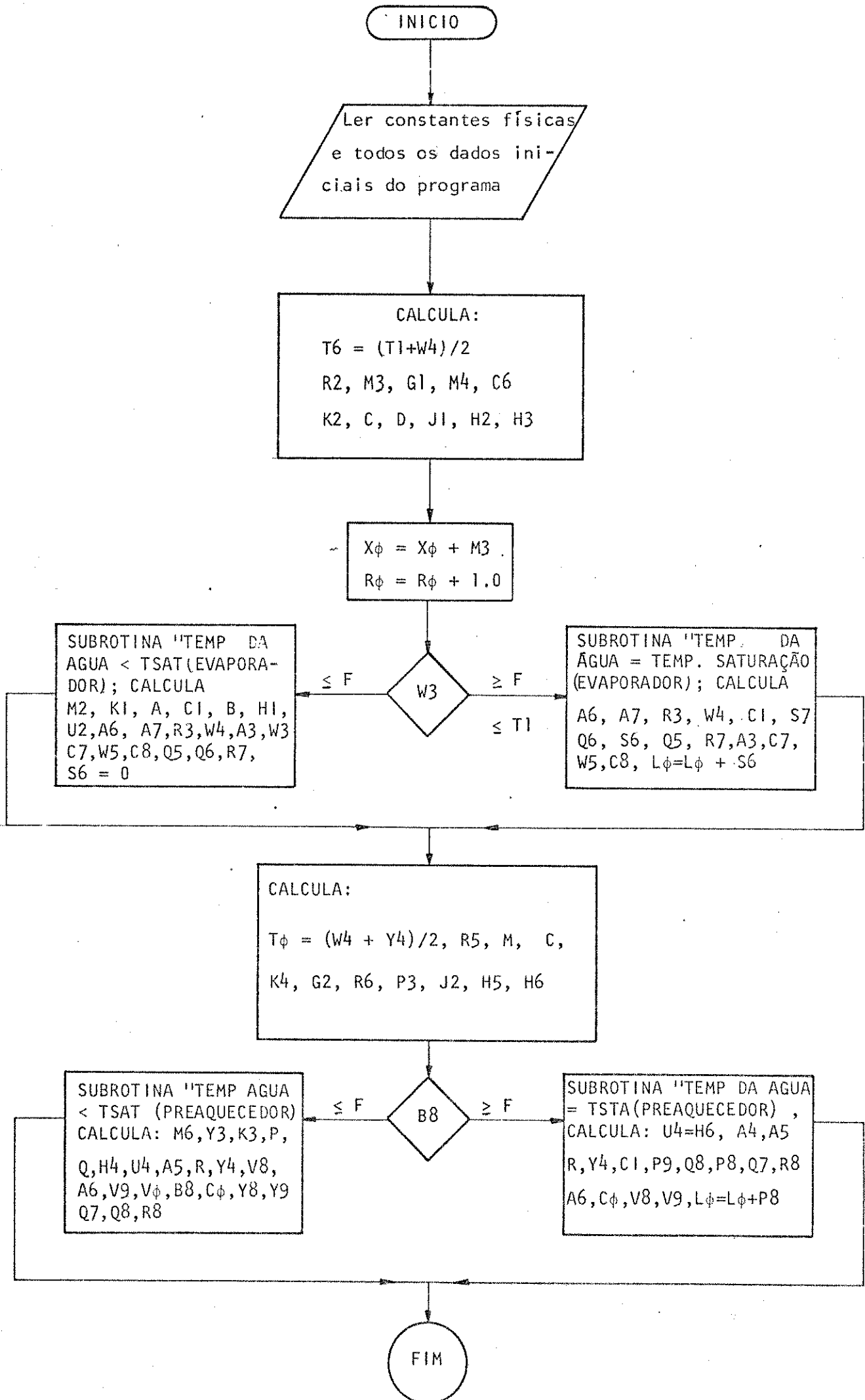


```

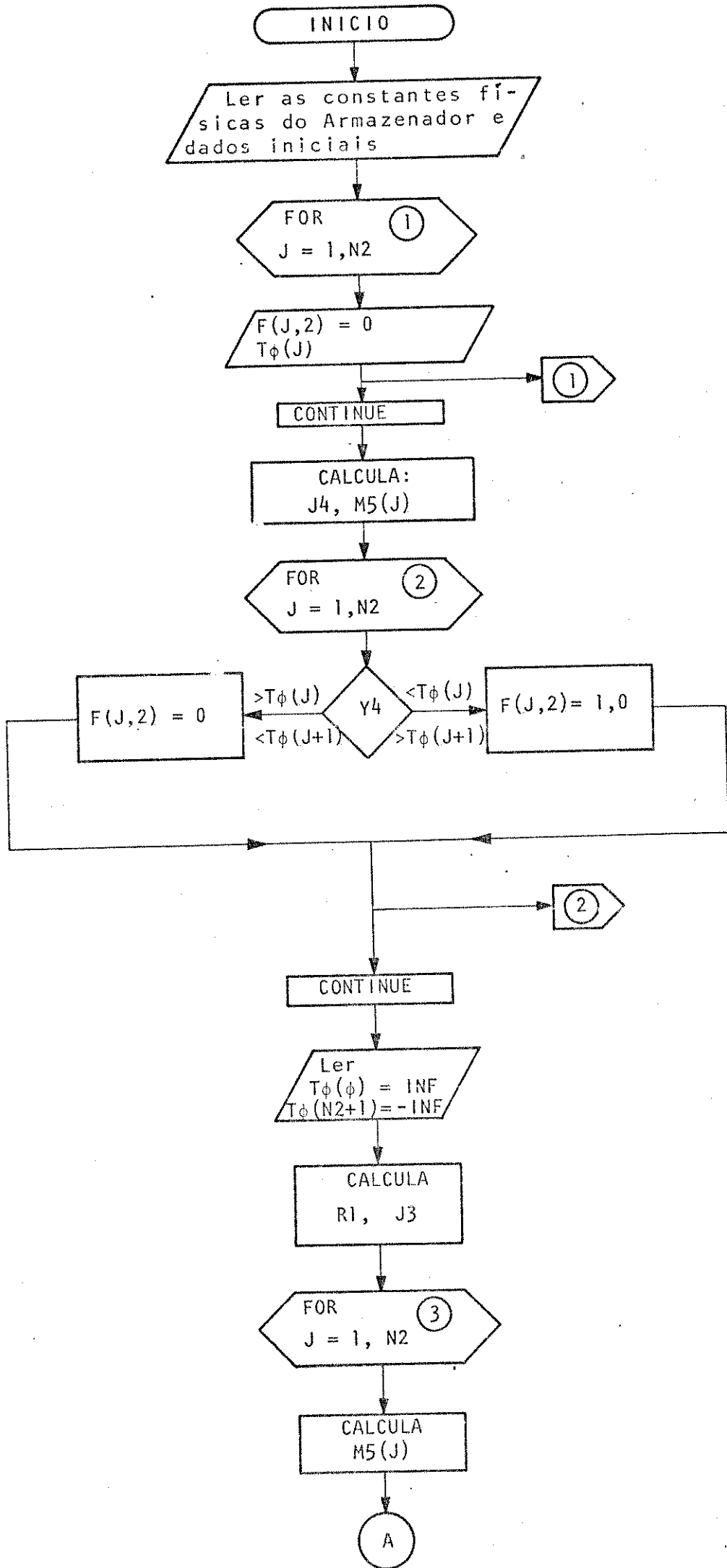
3760 D0=1 @ Y=B8
3770 M6=2681000*B8^(-3.87)
3780 Y3=3600+1.7338*B8
3790 K3=.57+.0002614*B8
3800 P=N5*L4*L4*R4/M6
3810 Q=Y3*M6/K3
3820 H4=.87*K3*P^.62*Q^.33/D9
3830 U4=H4*H6/(H4+H6)
3840 A4=PI*D8*L5/.75
3850 A5=U4*A4/(M3*C)
3860 R=EXP(-A5)
3870 Y4=B8+(W4-B8)*R
3880 V8=3600+1.7338*T4
3890 A6=M3*C/(M8*Y3)
3900 V9=(S6*V8*T4/60+M3*C*(1-R)*
W4)/(S6*Y3/60+M3*C*(1-R))
3910 V0=(S6*Y3/60+M3*C*(1-R))/(M
8*Y3)
3920 B8=V9+(B8-V9)*EXP((-V0)*D3)
3930 IF F0#0 THEN GOTO 3950
3940 IF B8>=F THEN F0=N
3950 C0=1/(A6*(1-R))
3960 Y8=MIN(Y8,C0)
3970 Y9=MAX(Y9,C0)
3980 Q7=Q7+M8*Y3*(B8-Y)
3990 Q8=Q8+M3*C*(W4-B8)*60
4000 R8=Q7/Q8
4010 GOTO 2040

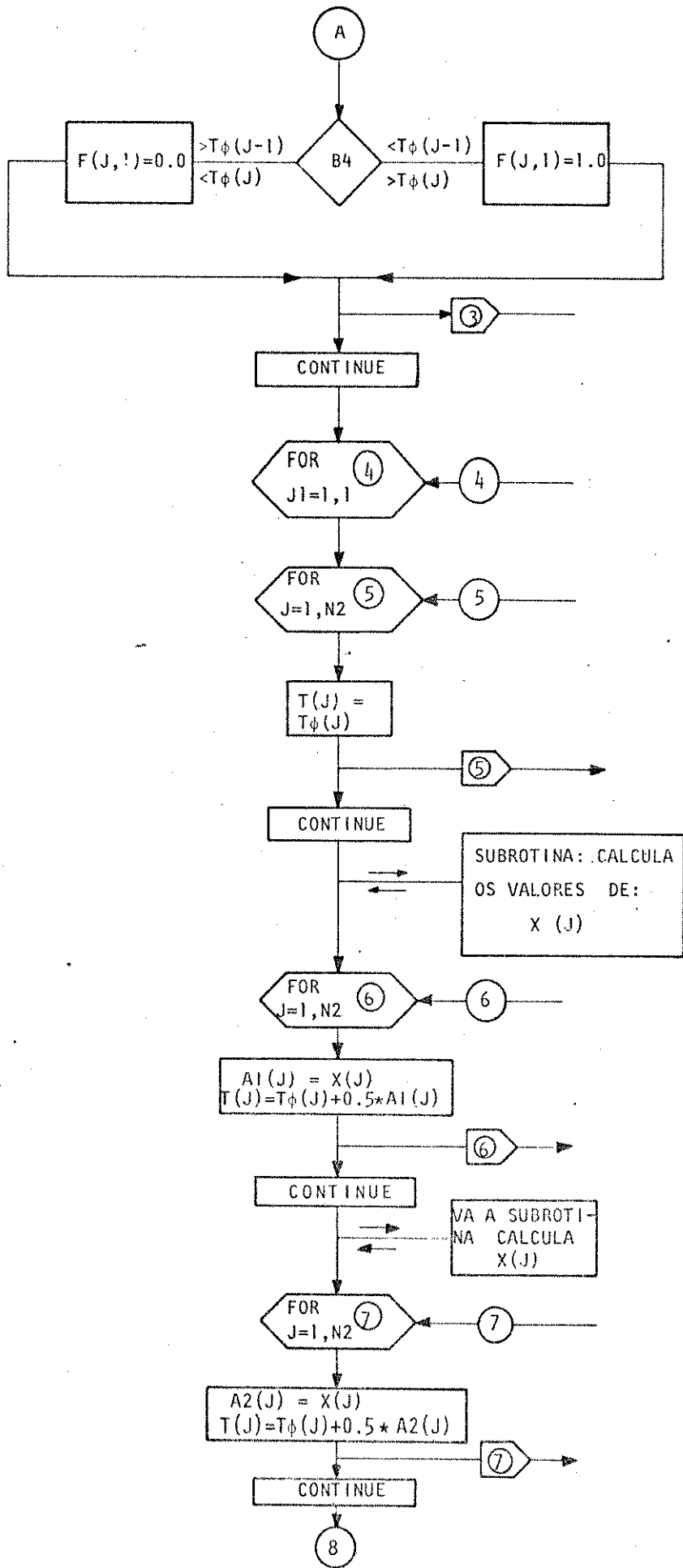
```

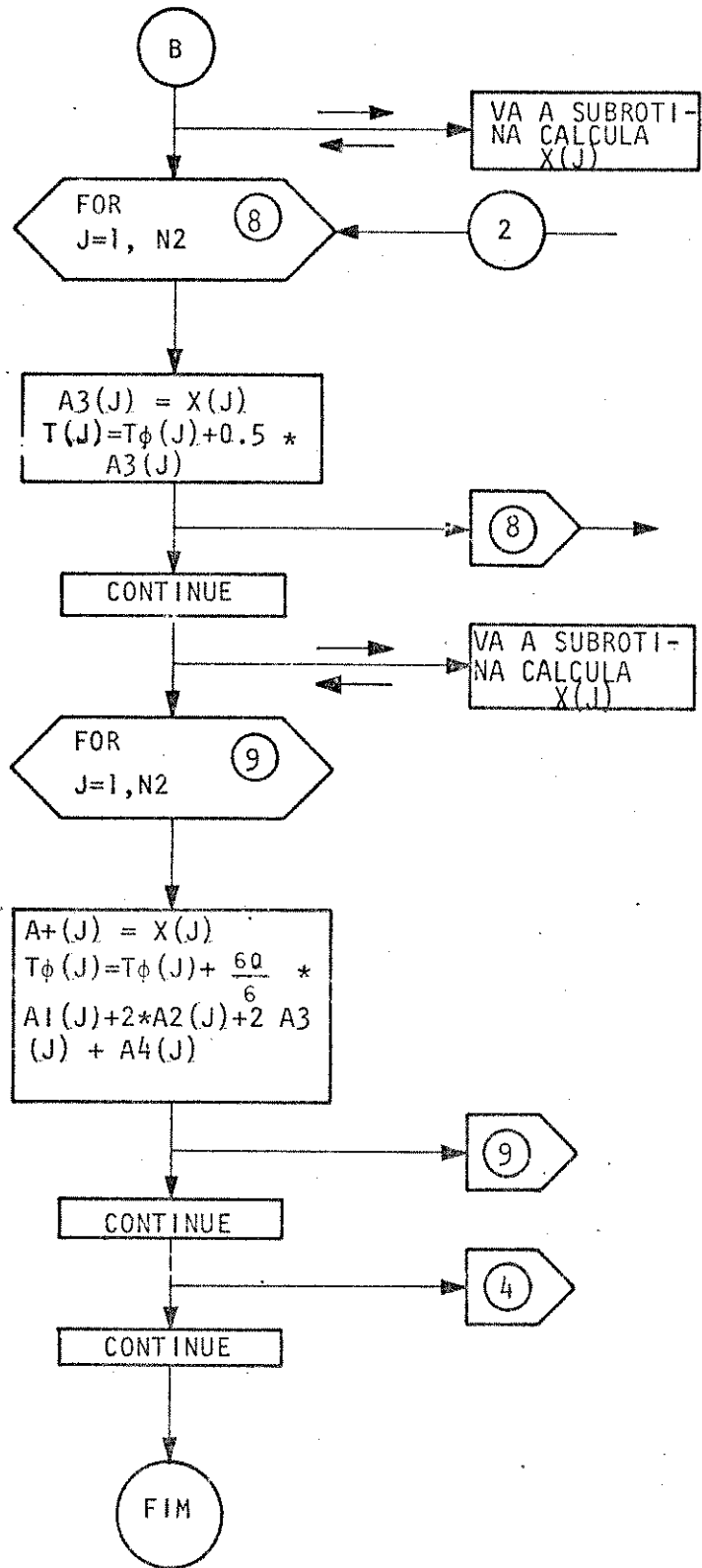
G.2 - FLUXOGRAMA DO PROGRAMA DOS TROCADORES DE CALOR



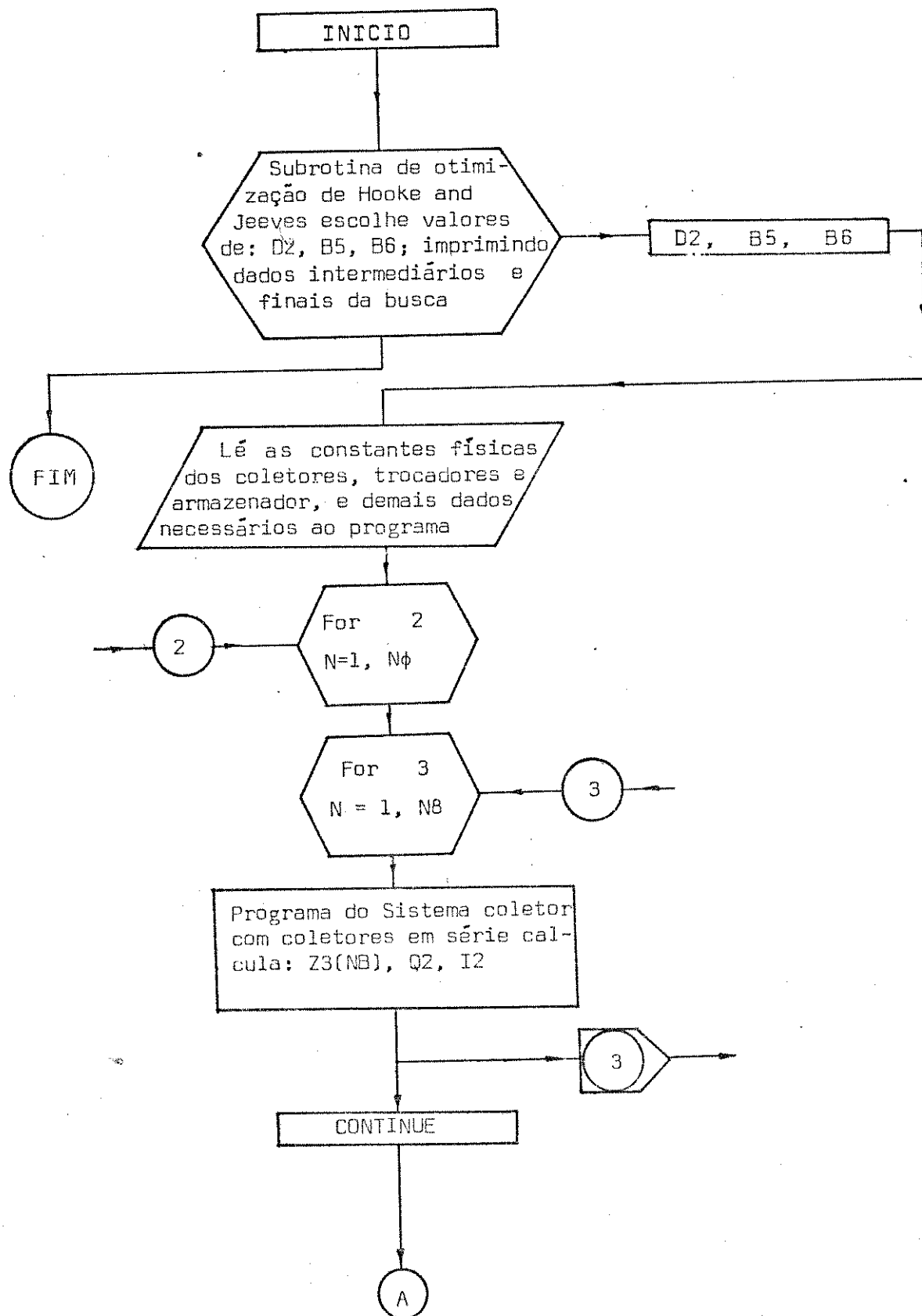
G.3 - FLUXOGRAMA DO PROGRAMA DO TANQUE ARMAZENADOR



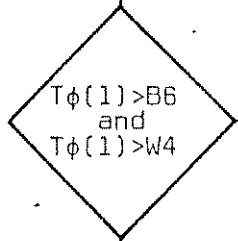




G.4 - FLUXOGRAMA DO PROGRAMA UTILIZADO PARA SIMULAR E OTIMIZAR A OPERAÇÃO EM CURTOS PERÍODOS DE TEMPO DO S.G.V. COM CAMPO DE COLETORES EM SÉRIE.



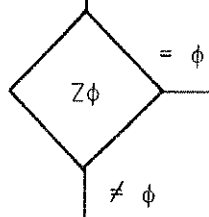
A



Programa dos trocadores calcula: W3, W4, B8, Y4, Q5, Q7, Xφ, N3

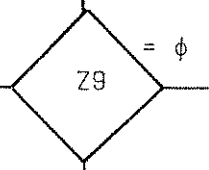
Programa do Armazenador:
Calcula: Tφ(J7), Tφ(N2)

Imprimir: N, J7, Tφ(J7),
Tφ(N2), Z3(N8), W3, W4,
B8, Y4



Imprimir Bomba dos
coletores deslig.

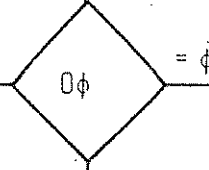
Imprimir: Bomba dos
coletores ligada



Imprimir: os trocadores
fora de operação

Imprimir: Água em
aquecimento no evapora-
dor

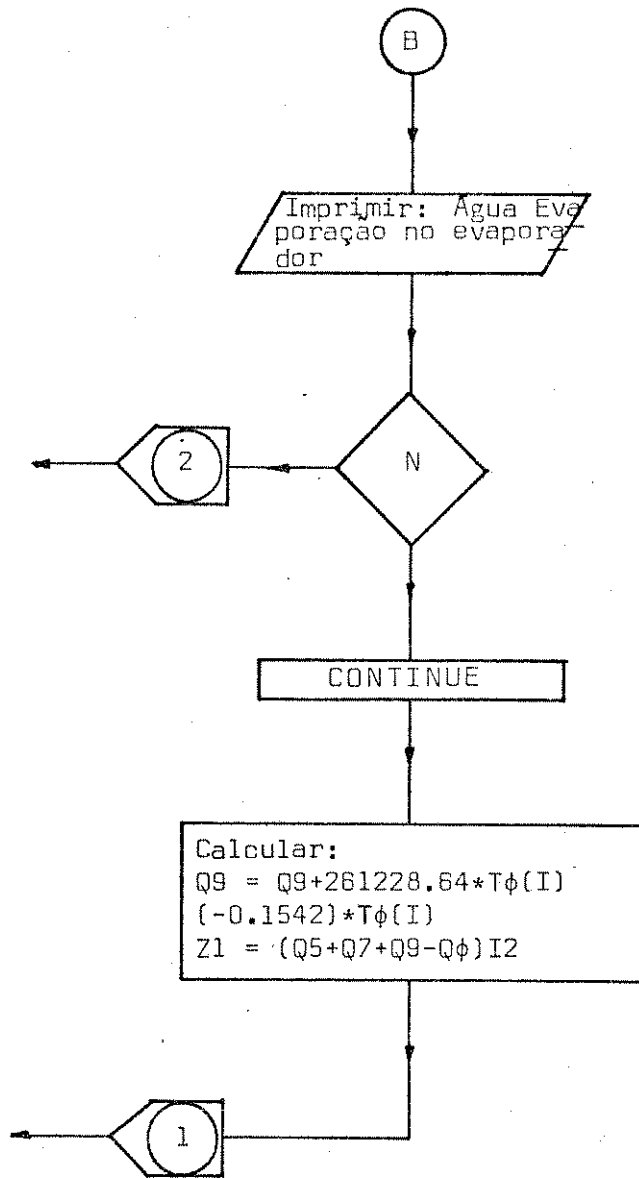
Imprimir: água em
evaporação (EVAP)



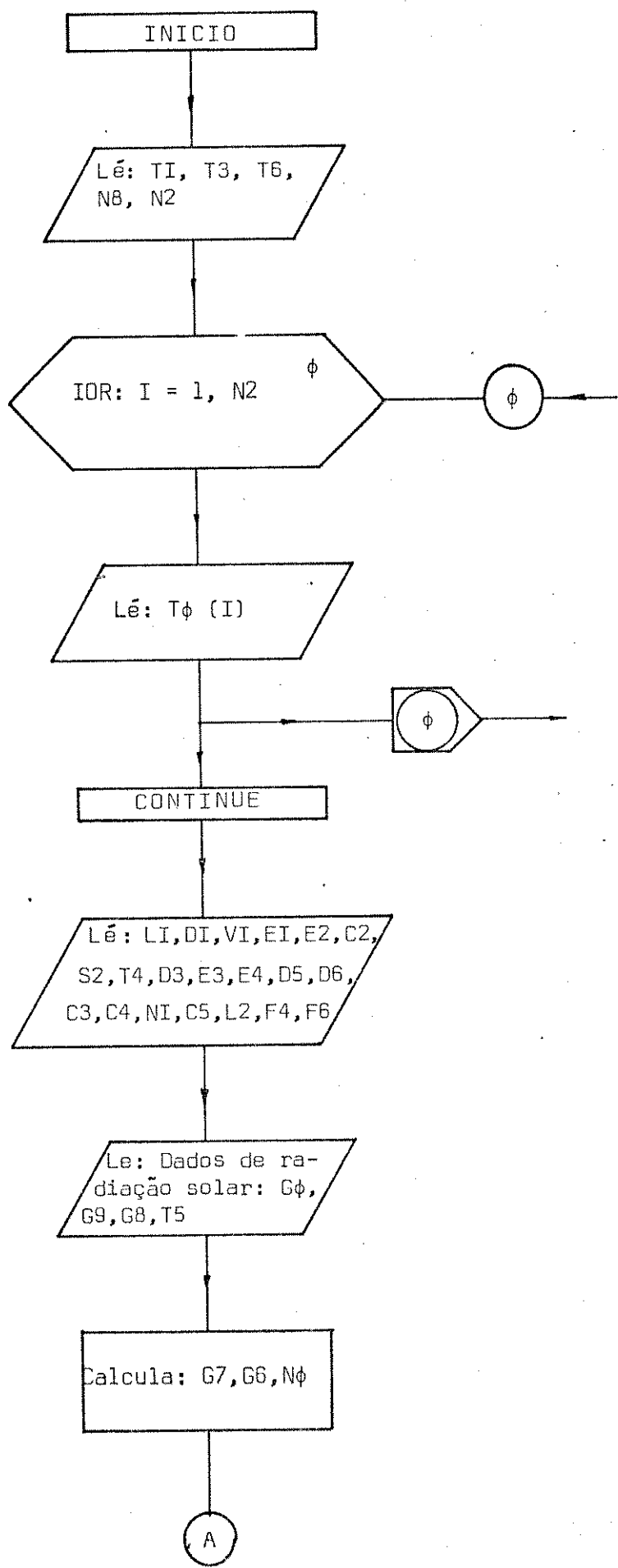
Imprimir: os trocadores
fora de operação

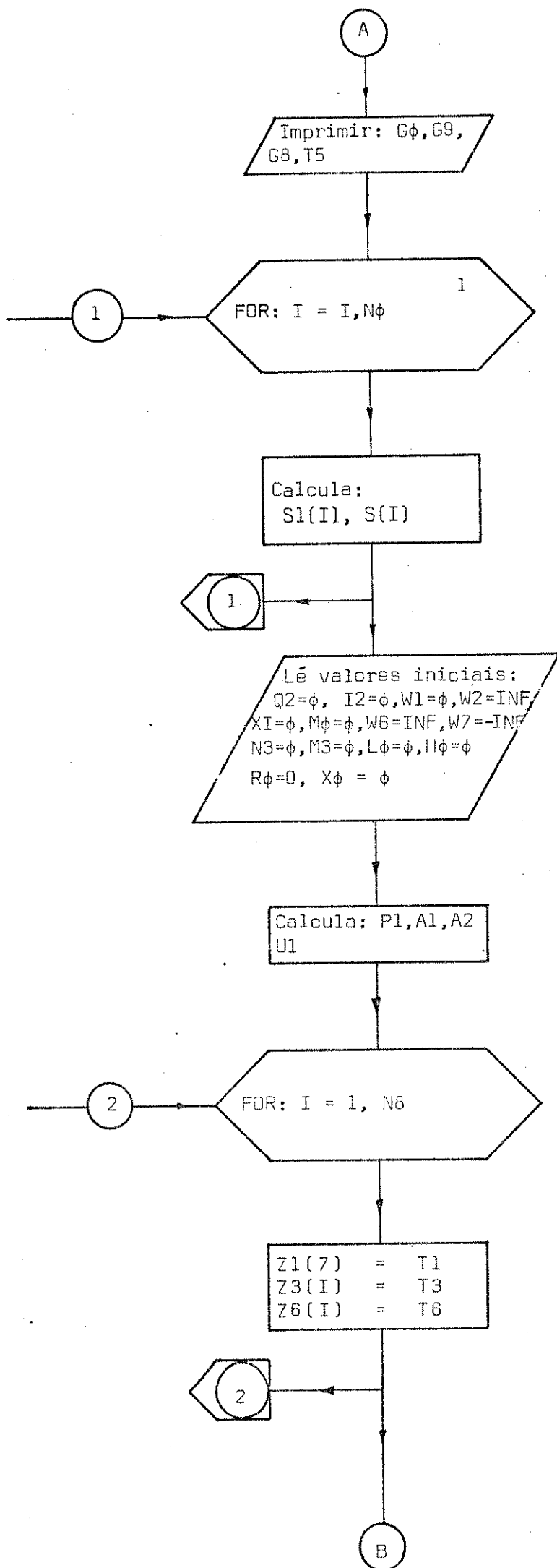
Imprimir: água
aquecimento (PREAQ)

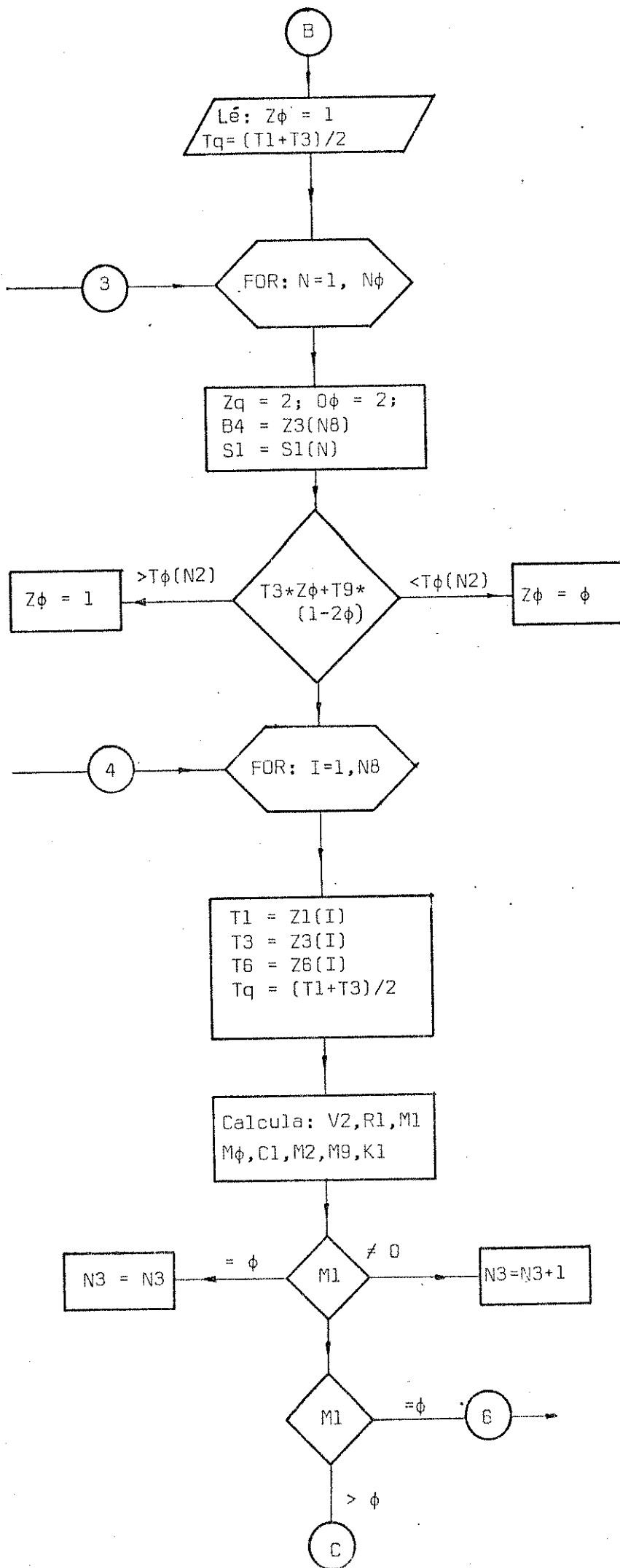
B

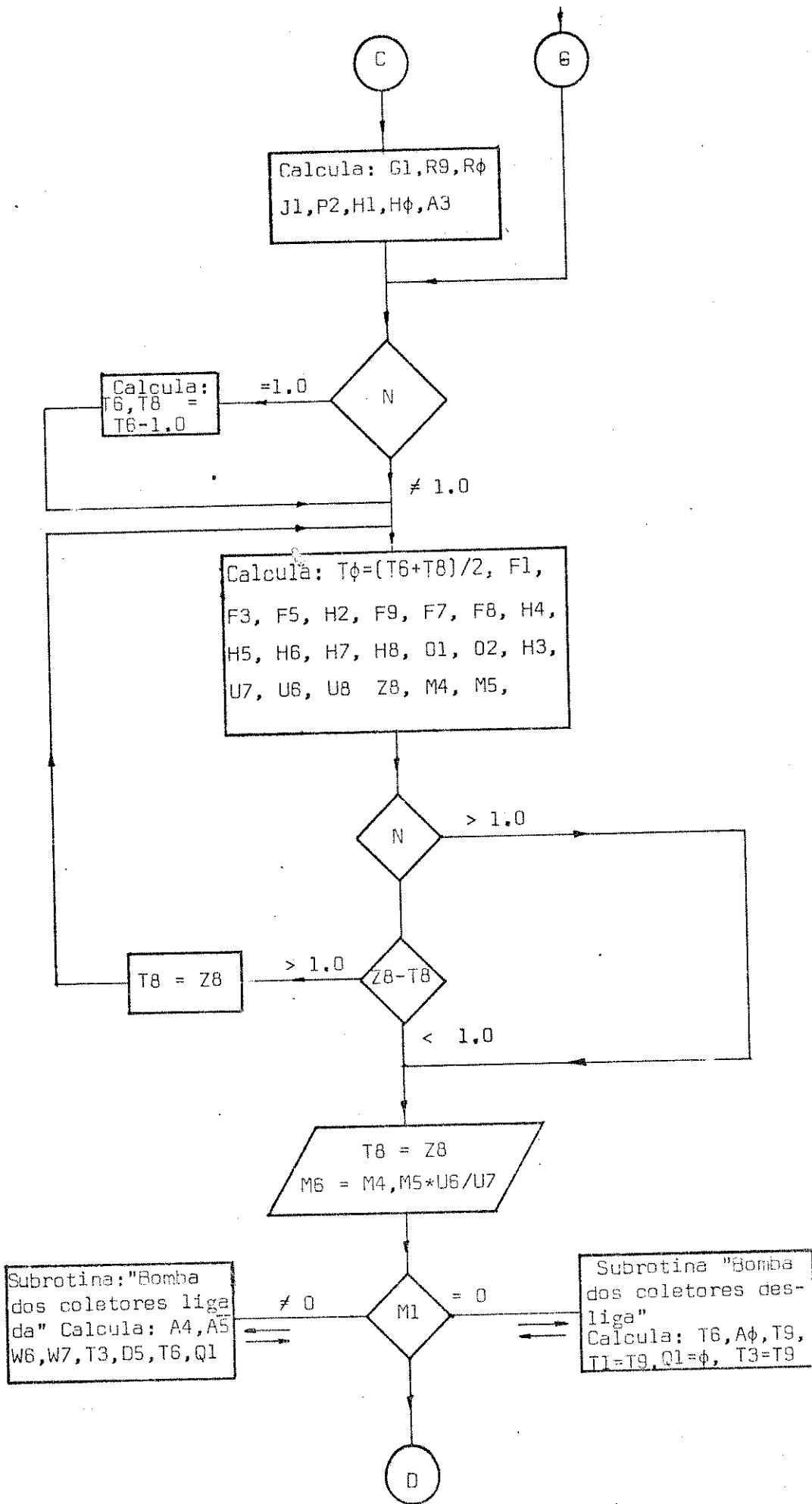


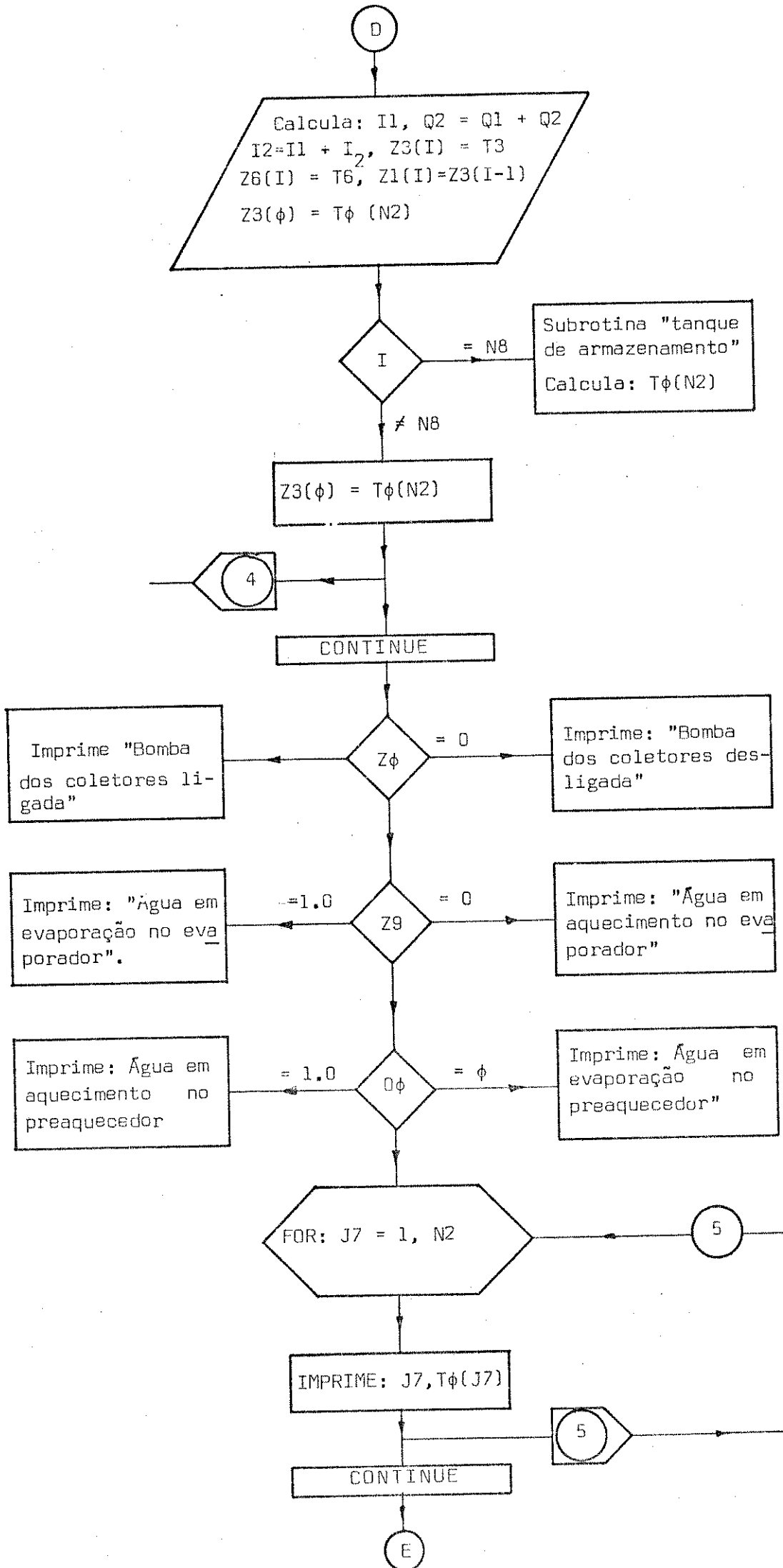
5 - FLUXOGRAMA DO PROGRAMA UTILIZADO PARA SIMULAR A OPERAÇÃO EM PERÍODOS DIÁRIOS DO S.G.V. COM CAMPO DE COLETORES EM SÉRIE

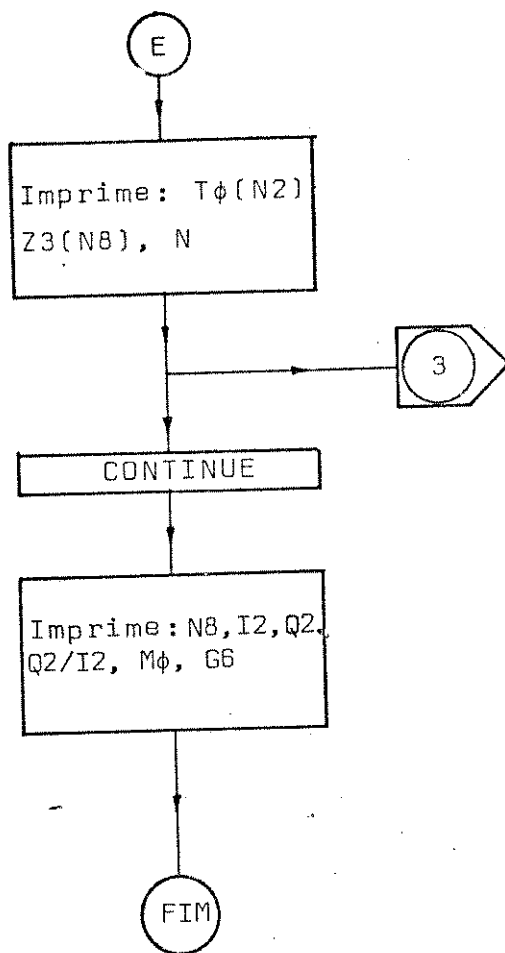




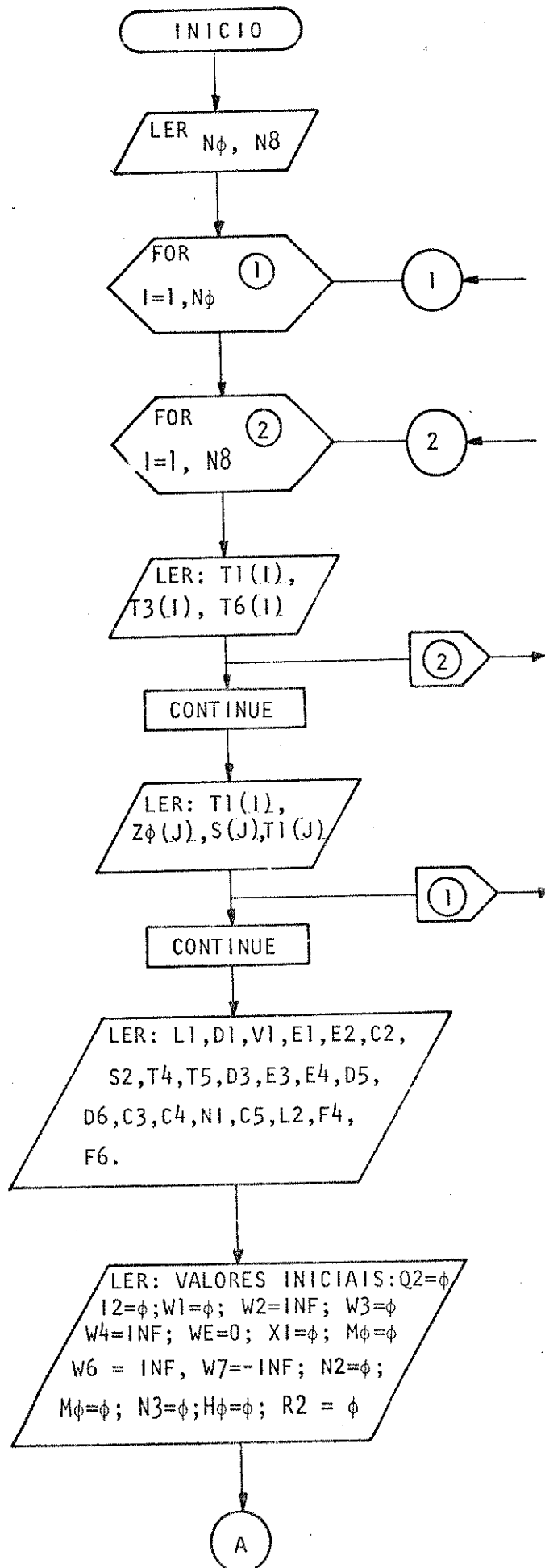


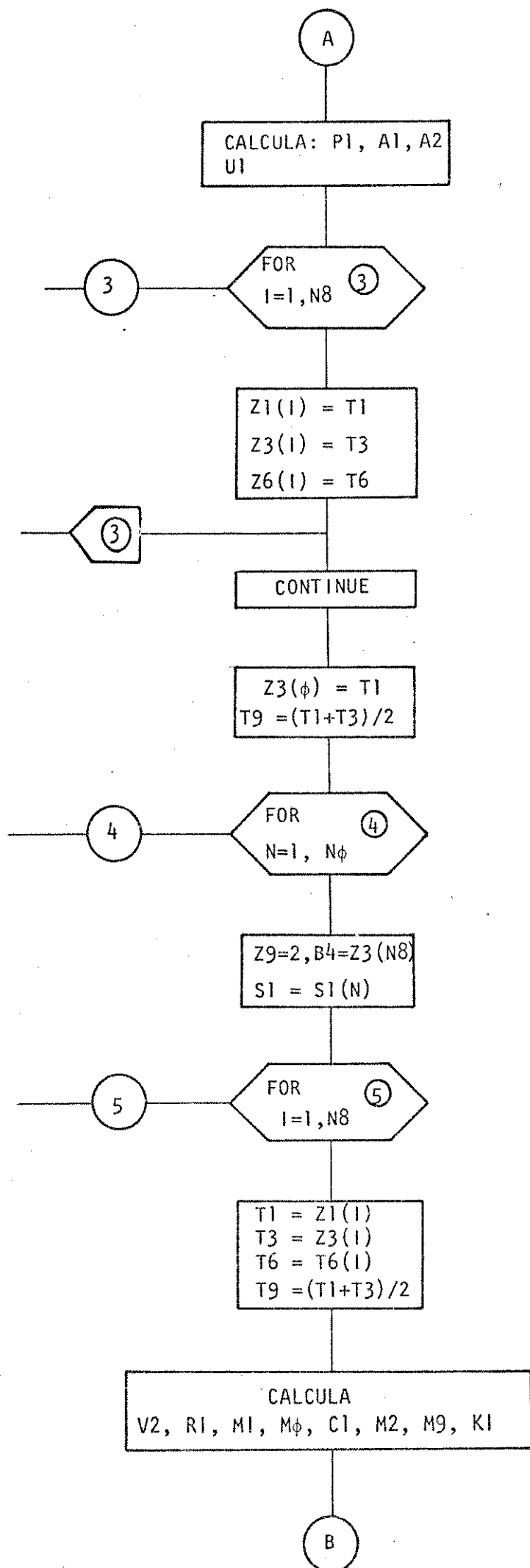


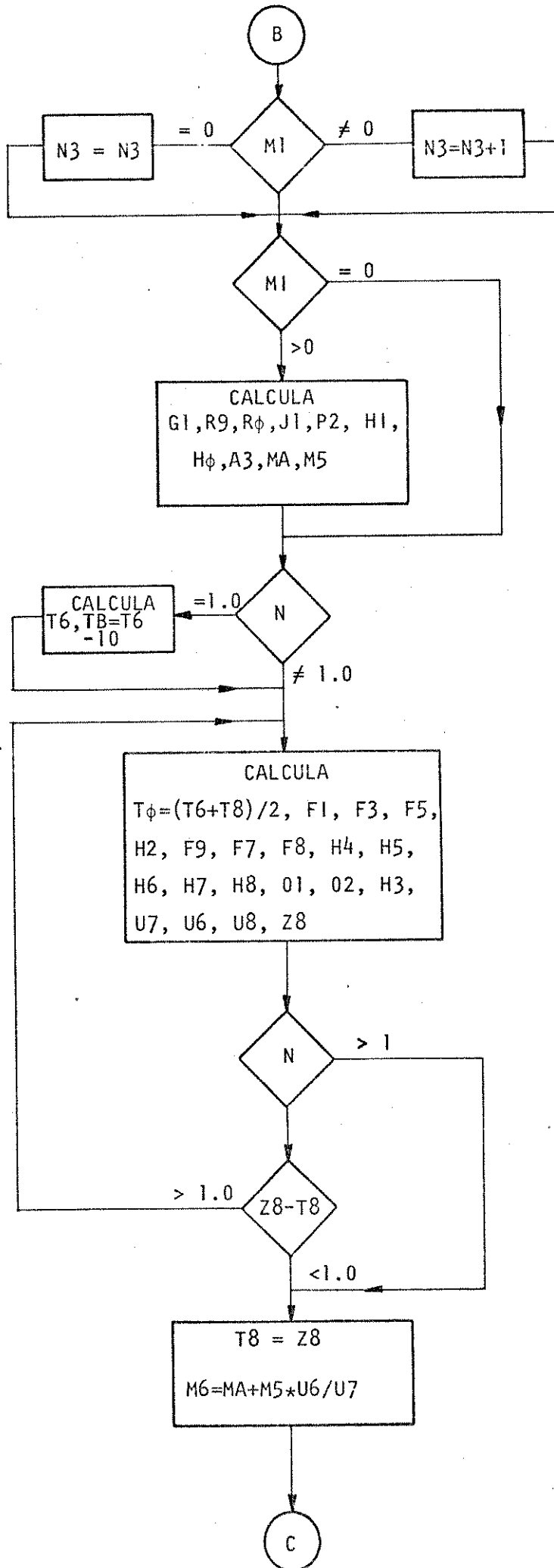


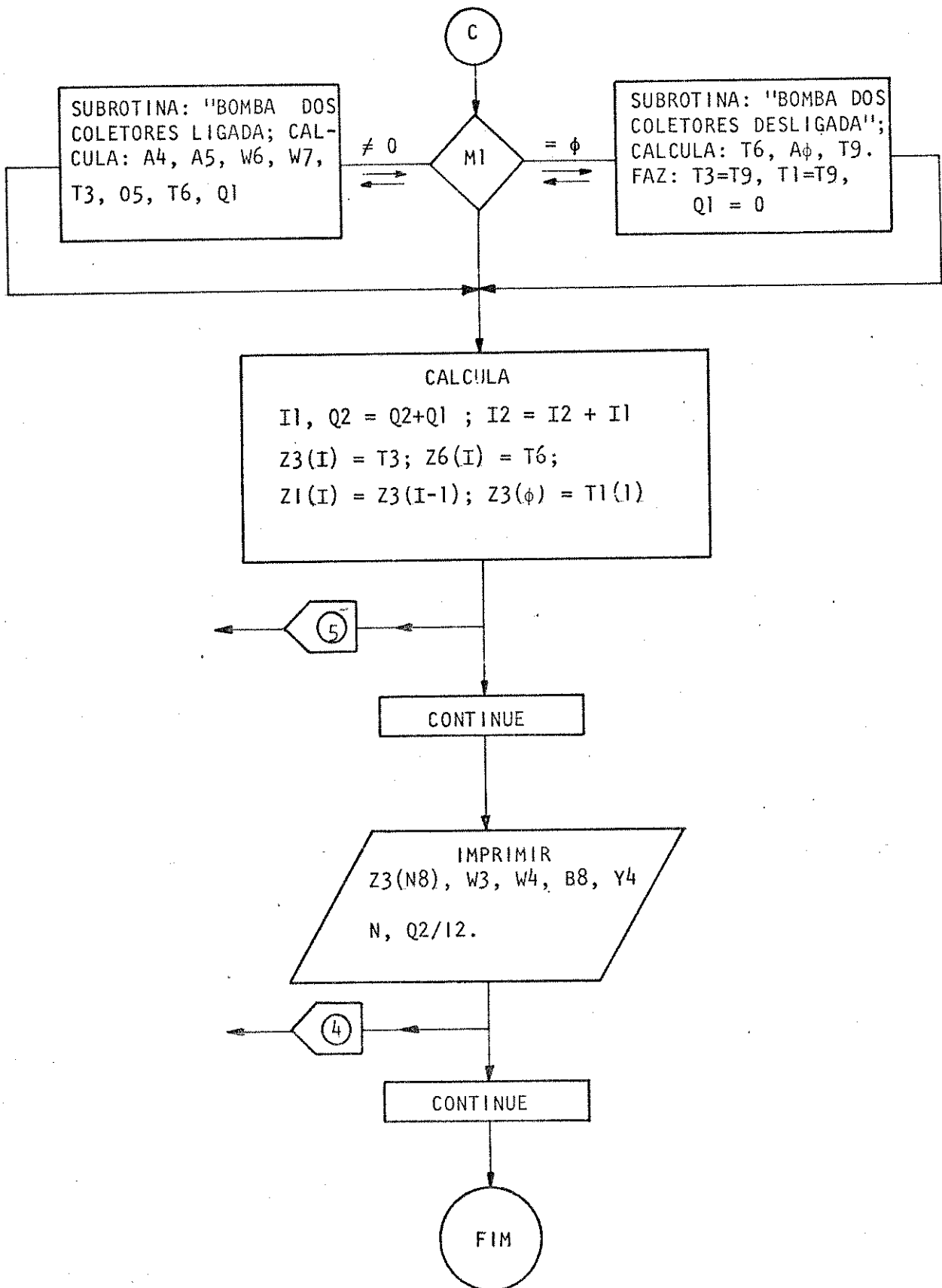


G.6 - FLUXOGRAMA DO PROGRAMA DO CAMPO DE COLETORES, EM SÉRIE









G.7 - SÍMBOLOS UTILIZADOS NOS PROGRAMAS DO SISTEMA
GERADOR DE VAPOR

- A1 = Variável auxiliar do Armazenador
= Área da superfície interna dos tubos na placa absorvedora do coletor
- A2 = Área da superfície absorvedora do coletor
- A3 = Variável auxiliar
- A4 = Área externa da Serpentina do Preaquecedor
- A5 = Variável auxiliar
- A6 = Variável auxiliar nos trocadores de calor
= Área externa da superfície do evaporador
- A7 = Variável auxiliar
- $A\phi$ = Variável auxiliar no coletor (quando $M1 = \phi$)
- B1 = Diâmetro médio das espiras do evaporador
- B2 = Temperatura do Silicone (fluido vetor energético) retornando dos trocadores de calor (igual em valor a Y4)
- B3 = Temperatura ambiente (para o armazenador e trocadores de calor)
- B4 = Temperatura do fluido retornando dos coletores
- B5 = Altura da coluna de mercúrio do medidor de fluxo tipo orifício dos trocadores
- B6 = Temperatura de referência mínima para descarregar o tanque de armazenamento
- B7 = Temperatura de referência máxima para fazer by-pass do fluido que vem dos coletores, sem passar pelo armazenador
- B8 = Temperatura da água no preaquecedor a cada instante
- C = Calor específico do silicone a temperatura média nas Serpentinhas do preaquecedor

- = Módulo de Reynold do Silicone no evaporador
- C1 = Calor específico da água no evaporador
- = Calor específico do silicone nos coletores
- C2 = Concentração no coletor
- C3 = Calor específico do material da placa absorvedora
- C4 = Calor específico do material isolante utilizado na base do absorvedor (coletor)
- C5 = Condutividade térmica do material isolante utilizado nos coletores
- C6 = Constante de tempo máxima instantanea do evaporador
- = Calor específico do Silicone a temperatura média nas ser pentinas do evaporador
- C7 = Constante de tempo instantanea do evaporador
- C8 = Constante de tempo máxima do evaporador
- C ϕ = Constante de tempo instantanea do preaquecedor
- D = Passo (step size) para a mudança de variáveis na busca do programa de otimização
- = Módulo de Prandtl do silicone no evaporador
- D1 = Diâmetro interno dos tubos de placa absorvedora do cole tor
- D2 = Altura da coluna de mercurio do medidor de orificio para o fluxo de massa através dos coletores
- D3 = Lapso de tempo usado na simulação dinâmica
- D4 = Diâmetro interno da carcaça do evaporador
- D5 = Densidade do material da placa abosrvedora do coletor
- D6 = Densidade do material do isolante do absorvedor
- D7 = Diâmetro interno da serpentina do evaporador
- D8 = Diâmetro interno da serpentina do preaquecedor
- D9 = Diâmetro interno da carcaça do preaquecedor
- D ϕ = Diâmetro das espiras da serpentina do preaquecedor

- E1 = Emissividade da placa absorvedora (preto fosco sobre alumínio)
- E2 = Emissividade da cobertura do absorvedor (vidro)
- E3 = Espessura da placa absorvedora (coletor)
- E4 = Espessura do isolamento na base do absorvedor (coletor)
- F = Nível de temperatura desejado na água do evaporador
= Temperatura de saturação da água selecionada
- F2 = Tempo em minutos transcorridos para atingir a temperatura desejada na água no evaporador
- F4 = Constante utilizada para calcular a condutividade do ar
- F6 = Constante utilizada para calcular a viscosidade do ar
- F ϕ = Tempo em minutos transcorridos para atingir a temperatura desejada na água no preaquecedor
- G1 = Fluxo de massa por unidade de área através do coletor
- G2 = Fluxo de massa por unidade de área através da serpentina do preaquecedor
- G6 = Comprimento em horas de um dia solar
- G7 = Declinação
- G8 = Radiação solar máxima ao meio dia solar
- G9 = Latitude
- G ϕ = Dia do ano (1 de janeiro = 1, e 31 de Dezembro = 365)
- H1 = Coeficiente de convecção da água no evaporador
= Coeficiente de convecção do silicone nos tubos do absorvedor
- H2 = Coeficiente de convecção do ar entre a cobertura Superior do absorvedor e o ambiente (coletor)
- H3 = Coeficiente de convecção aparente devido a radiação entre a cobertura e o céu (coletor)
= Coeficiente de convecção do silicone referido a área externa da serpentina do evaporador

- H4 = Coeficiente da convecção do ar confinado entre a placa absorvedora e a cobertura (coletor)
- = Coeficiente de convecção da água no preaquecedor
- H5 = Coeficiente de convecção aparente devido a radiação entre a placa absorvedora e a cobertura do absorvedor (coletor)
- H6 = Coeficiente de convecção do silicone no preaquecedor referido a área externa das serpentinas
- I1 = Vetor auxiliar na subrotina de otimização
- = Energia Solar instantanea incidente no absorvedor
- I2 = Energia Solar acumulada incidente no coletor
- I3 = Número de variáveis dependentes na subrotina do programa de otimização
- I4 = Precisão desejada na busca da subrotina de otimização
- I5 = Variável contadora das iterações na subrotina de otimização
- I6 = Variável auxiliar na subrotina de otimização
- I7 = Variável auxiliar na subrotina de otimização
- I8 = Variável auxiliar na subrotina de otimização
- I ϕ = Número de iterações máximas na subrotina de otimização
- J2 = Variável auxiliar no armazenador
- J3 = Variável auxiliar no armazenador
- J4 = Variável auxiliar no armazenador
- J7 = Variável auxiliar no evaporador
- K = Variável auxiliar
- K1 = Condutividade térmica do silicone no absorvedor
- K2 = Condutividade térmica do silicone no evaporador
- K3 = Condutividade térmica da água no preaquecedor
- K4 = Condutividade térmica do silicone no preaquecedor
- K ϕ = Variável auxiliar na subrotina de otimização

- L1 = Comprimento de um módulo coletor
- L2 = Separação entre placa absorvedora e cobertura
- L3 = Comprimento das pás do agitador da água no evaporador
- L4 = Comprimento das pás do agitador da água no preaquecedor
- L5 = Comprimento da serpentina do preaquecedor
- L6 = Comprimento de cada serpentina no evaporador
- $L\phi$ = Quantidade de água evaporada
- M = Viscosidade do silicone no preaquecedor
- M1 = Fluxo de massa de silicone através dos coletores
- M2 = Viscosidade do silicone no coletor
- M3 = Fluxo de massa de silicone através dos trocadores
= Produto de massa vezes o calor específico do silicone no coletor a cada instante
- M4 = Produto da massa vezes o calor específico da placa, mais o isolamento, mais o fluído contido nos tubos do absorvedor e cada instante (coletor)
- M5 = Produto da massa vezes o calor específico da cobertura do absorvedor (coletor)
- M6 = Viscosidade da água no preaquecedor
- M7 = Massa de água dentro do evaporador
- M8 = Massa de água dentro do preaquecedor
- N1 = Número de coberturas no absorvedor
- N2 = Número de camadas de estratificação no armazenador
- N3 = Somatória dos minutos durante o dia, que os coletores es
tão operando
- N4 = Revoluções por segundo do agitador do evaporador
- N5 = Revoluções por segundo do agitador do preaquecedor
- N8 = Número de ramais em paralelo no sistema coletor (SIPOC)
= Número de módulos coletores em série no sistema coletor programa (SISDC) para coletores em serie.

- $N\phi$ = Variável auxiliar para contagem dos minutos do dia solar
 01 = Variável auxiliar nos coletores
 02 = Variável auxiliar nos coletores
 05 = Variável auxiliar nos coletores
 0ϕ = Tempo de processamento máximo permitido para busca da subrotina de otimização
 P = Módulo de Reynold da água no preaquecedor
 P1 = Perímetro interno dos tubos da placa absorvedora
 P2 = Prandtl do silicone a cada instante no coletor
 P3 = Prandtl do silicone a cada instante no preaquecedor
 P8 = Massa de vapor gerado no preaquecedor
 P9 = Variável auxiliar no preaquecedor
 Q = Módulo de Prandtl da água no Preaquecedor
 Q1 = Calor coletado a cada instante no coletor
 Q2 = Calor cedido pelo silicone no evaporador
 Q5 = Calor recebido pela água a cada instante no evaporador
 Q6 = Calor máximo que pode ceder o silicone no evaporador
 Q7 = Calor recebido pela água no preaquecedor instantaneo
 Q8 = Calor máximo que pode ceder o silicone no preaquecedor
 Q9 = Energia acumulada no armazenador no fim de um dia solar
 $Q\phi$ = Energia acumulada no armazenador no começo de um dia solar
 R = Variável auxiliar no armazenador
 R1 = Densidade do silicone no coletor
 R2 = Densidade da água no evaporador
 R3 = Variável auxiliar no evaporador
 R4 = Densidade da água no preaquecedor
 R5 = Densidade do Silicone no preaquecedor
 R6 = Módulo de Reynold do silicone no preaquecedor
 R7 = Rendimento térmico do evaporador

- R9 = Módulo de Reynold do silicone no coletor
- R ϕ = Rendimento térmico instantaneo do coletor
 = Somatória dos minutos durante um dia solar que operam os trocadores
- S(I) = Vetor que acumula a radiação solar incidente no coletor (abertura)
- S = Variável auxiliar no evaporador
 = Radiação Solar incidente no absorvedor (coletor)
- S1 = Radiação solar incidente no absorvedor
- S2 = Constante de Planck (coletor)
- S6 = Massa de vapor gerado no evaporador a cada instante
- S7 = Constante para cálculo de geração de vapor no evaporador
- S8 = Entalpia do líquido saturado no evaporador
- S9 = Entalpia do vapor saturado no evaporador
- S ϕ = Variável auxiliar no evaporador
- T = Variável auxiliar no armazenador
- T1 = Temperatura da entrada do silicone aos coletores
- T2 = Temperatura de saída do silicone dos coletores (experimental)
- T3 = Temperatura de saída do silicone aos coletores (Modelo)
- T4 = Temperatura ambiente nos coletores
- T5 = Ângulo da inclinação do coletor respeito a horizontal
- T6 = Temperatura da placa absorvedora a cada instante
 = Temperatura de cálculo das propriedades do silicone no evaporador
- T8 = Temperatura da cobertura do coletor a cada instante
- T9 = Temperatura de cálculo das propriedades do silicone no preaquecedor

- U1 = Resistência térmica da base do absorvedor
 = Coeficiente global de perdas na base do absorvedor
 U2 = Coeficiente global de troca de calor no evaporador
 U4 = Coeficiente global de troca de calor no preaquecedor
 U6 = Coeficiente global de perdas do absorvedor (UL)
 U7 = Coeficiente global de perdas no topo do absorvedor (Ut)
 V = Número de coletores em série por ramal para o sistema
 de coletores em paralelo (SIPDC)
 = Número de vezes que se aumenta a massa no armazenador
 (SIPDA)
 V1 = Velocidade do vento ao redor do coletor
 V2 = Variável auxiliar
 V8 = Calor específico da água a temperatura ambiente no preaquecedor
 V9 = Variável auxiliar no preaquecedor
 V ϕ = Variável auxiliar no preaquecedor
 W3 = Temperatura da água no evaporador a cada instante
 W4 = Temperatura de saída do silicone das serpentinas do evaporador a cada instante
 W5 = Constante de tempo mínima do evaporador
 W8 = Temperatura da água no preaquecedor
 W ϕ = Número de módulos em série por ramal, para sistema de coletores em paralelo (SIPDA)
 X1 = Variáveis independentes de busca da subrotina de otimização
 X2 = Limite inferior de X1
 X3 = Limite superior de X1
 X4 = Variável auxiliar da subrotina de otimização
 Y = Variável auxiliar no preaquecedor
 Y3 = Calor específico da água no preaquecedor

- Y4 = Temperatura de saída do silicone do preaquecedor a cada instante (igual a B2)
- Y8 = Constante de tempo mínima do preaquecedor
- Y9 = Constante de tempo máxima do preaquecedor
- Z1 = Rendimento total do sistema gerador
- Z2 = Rendimento total do sistema gerador
- Z3(I)= Variável auxiliar tipo vetor do coletor
- Z4 = Variável auxiliar da subrotina de otimização
- Z6(I)= Variável auxiliar tipo vetor do coletor
- Z9 = Variável auxiliar nos trocadores
- Z ϕ = Variável auxiliar nos coletores

BIBLIOGRAFIA

- [1] DARMSTADTER; Joel & TALLI. How industrial societies use energy. Baltimore, London, England. John Hopkin University. 1972.
- [2] MACEDO, I.C. Programa de conversão de energia solar; relatório técnico nº 5. Campinas, Brasil. UNICAMP/FINEP, 1976.
- [3] MACEDO, I.C. Potencial do uso da energia solar em aplicações térmicas abaixo de 200°C no Brasil. Trabalho apresentado no II Congresso Latinoamericano de Energia Solar, João Pessoa, Paraíba, Brasil. Fev. 1978.
- [4] MACEDO, I.C. & TREVISAN, O.V. Estrutura do uso da energia térmica no setor industrial do estado de São Paulo. relatório interno. Campinas, São Paulo, Brasil. CODETEC/CESP/ UNICAMP, 1979. 36p.
- [5] MOISAN, F. Utilisation directe de la chaleur d'origine solaire dans les processus. Publication CNRS/PIRDES. Programme interdisciplinaire de recherche pour le développement de l'énergie solaire. Paris, France. 1979.
- [6] INTERTECHNOLOGY CORPORATION. Analysis of the economic potential of solar thermal energy to provide process heat. Warrenten, Va., USA. Fev. 1977. (DOE Rpt. nº COO/2829)
- [7] BATTELLE LABS, & HONEYWELL, INC. Survey of the applications of solar thermal energy systems to industrial process heat. final report. Jan. 1977 (DOE Rpt. nº TID/27348).
- [8] REIMELS, R. & HOWELL, J.R. Solar energy for process heat. Sharing the sun., V.5, 1976.
- [9] BRINKWORTH & LEWIS, T.T. The potential for industrial use of solar energy in the United Kingdom. UK, ISES. London, England, 1978. (ISSN nº 0306 - 7874)

- [10] LOS ALAMOS SCIENTIFIC LAB. Solar heating handbook for Los Alamos. New Mexicc, USA. University of California. s.d.
- [11] CARVALHO, A.V. de; FARO ORLANDO, A. de; MAGNOLI, D. Solar energy for steam generation in Brasil. São Paulo, Brasil. Interciência, V.4, nº 3, maio/jun. 1979. pl40.
- [12] CUOZZO, L. Solar Tobacco drying Plant. CTIP Solar SpA. Rome, Italy. UK, ISES. 1978. (ISSN nº 0306 - 7874).
- [13] MACEDO, I.C. Programa de conversão de energia solar, relatório técnico nº 2. Campinas, Brasil. CESP/FUNCAMP/UNICAMP. 1981. p34 (OS. 1030/024/RE).
- [14] CROMMELIN, D. & GESUNDH, R.D. Simulating the dynamic behaviour of heat exchangers in an air conditioning instalation. Ing, D.E. 97, nº 4. Apr. 1976. pp 82-86.
- [15] KERN, D.Q. Processo de transmissão de calor. Editora Guanabara Dois S.A. Rio de Janeiro, Brasil, ed., 1980. p.424-560.
- [16] MASUBUCHI, Y. Dynamics for process and system control. ed. Gordon and Breach, USA. VEB Leipziger, Druckhavs. 1977. p. 41-50.
- [17] BIRD, R.B; STEWARD, W.E; LIGHTFOOT, E.N. Fenômenos de Transporte. Editorial reverté S.A. Barcelona, España. 1964. pp. 3-14, 3-23.
- [18] MARTINI, P.H. Desenvolvimento de modelo de simulação de transientes térmicos no circulador de Helio do CEN. São Paulo, SP, Brasil. Instituto de pesquisas energéticas e nucleares, 1979. TCse de mestrado. p. 17-18.
- [19] GRIMMER, D.P. & HERR, K.C. Solar process heat from concentrating flat plate collector. Los Alamos, California, USA. Dez.1976. University of California, Los Alamos Scientific Lab.(NM 87545)

- [20] SHERIDAN, N.R.; BULLOCK, K.J.; DUFFIE, J.A. Study of solar processes by analog computer. University of Queensland, Brisbane, Queensland. Solar energy. 11(69). 1967.
- [21] HOTTEL, H.C., e WHILLIER, A. Evaluation of flat plate collector performance. Transactions of the conference on the use of solar energy. 2, part I, 74. University of Arizona press, 1958.
- [22] LIU, B.Y.H., & JORDAN, R.C. A rational procedure for predicting the long term average performance of flat plate solar energy collectors. Solar Energy. 7(53), 1963.
- [23] DUFFIE, I.A. & BECKMAN, W.A. Solar energy thermal processes. Ed. Wiley interscience publication, New York. Ed, 1974. P. 158-228.
- [24] VALDMAN, B. e DWECK, J. Simulação dinâmica de coletores solares. Rio de Janeiro, Brasil. Escola de química, UFRJ. s.d.
- [25] COLLARES, P.M. e RABL, A. Simple procedure for predicting long term average performance of non-concentrating and of concentrating solar collectors. Illinois, USA. Argonne national laboratory, jun. 1978. (ANL 78-67)
- [26] FRANÇA, A.F. de. Desenvolvimento de coletores da winston de baixa concentração. Campinas, S.P. Brasil, UNICAMP, 1979. Tese de Mestrado.
- [27] ALVES, C.L.F. Distribuição de radiação no absorvedor de concentradores parabólicos compostos. São José dos Campos, S.P., Brasil, DEMA/ITA. 1979, Tese de mestrado.
- [28] GUTIERREZ, G; HINCAPLE, F. DUFFIE, J.A. & BECKMANN, W.A. Simulation of forced circulation water heaters; effects of auxiliary energy supply load type, and atorage capacity. Solar energy. 15(287), 1974.

- [29] S.A. KLEIN, J.A. DUFFIE, W.A. BECKMAN. Transient Considerations of flat-plate solar Collectors. Transactions of the ASME, November 11-15, 1973, Paper n^o 73-WA/Sol-1.
- [30] N.E. WIJEYSUNDERA. Response time of solar collectors. Technical note, Solar energy, Vol. 18, pp 65-68, 1976.
- [31] S.P. SABBERWAL, S.S. MATHUR. Some aspects towards the performance evolution and ensuing design components of solar collector systems. Center of energy studies, Indian Institute of Technology, New Delhi - 110029 - INDIA, 1978.
- [32] U.V. LADSAONGIKAR, P.P. PARIKH. Design and optimization of a flat-plate collector for cooling application. Mechanical engineering department, Indian Institute of technology, Powai, Bombay, INDIA, 1978.
- [33] J.S. SAINI, C.P. GUPTA. Solar collector optimization. Mechanical and Industrial Engineering department, University of RoorKee, RoorKee, INDIA, 1978.
- [34] MITSUHIRO UDAGAWA, KEN-ICHI KIMURA. Comparison between simulation and experiment of solar heating. Department of Architecture Koga Kuin University, Nishi-shinjuku, Tokyo 160, JAPAN, 1978.
- [35] G.F. LAMEIRO, W.S. DUFF. A Markov Model of Solar energy systems. Solar Energy Research Institute, 1536 Cole Blvd, Golden , CO - 80401, U.S.A., 1976.
- [36] P.R. HERZFIELD, R. FISCHL, A. ORBACH. Optimizing Solar energy systems using continuous flow control. Department of EE , Drexel University, Philadelphia, PA 19104. U.S.A., 1978.
- [37] B.J. BRINKWORTH, T.T. LEWIS. Solar energy unit. University College, Cardiff, U.S.A. . Published by UK-ISES, 1978, ISSN-N^o 0306 - 7874.