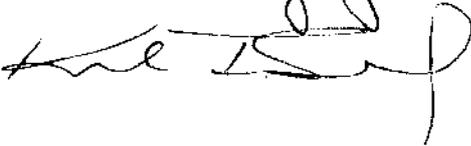


UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Este exemplar corresponde à redação final
da tese defendida por Luiz Roberto Carneiro
e aprovada pela comissão julgadora

07/05/87



ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DE UM
ARMAZENADOR DE CALOR SENSÍVEL ESTRATIFICADO

08/87

Trabalho apresentado à Comissão de Pós-
Graduação da Faculdade de Engenharia de
Campinas, como parte dos requisitos pa-
ra a obtenção do título de Doutor em
Engenharia Mecânica.

CAMPINAS, 1987

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

TESE DE: DOUTORADO

TÍTULO DA TESE: ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DE UM ARMAZENADOR DE
CALOR SENSÍVEL ESTRATIFICADO

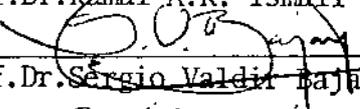
AUTOR: LUIZ ROBERTO CARROCCI

ORIENTADOR: PROF. DR. KAMAL ABDEL RADI ISMAIL

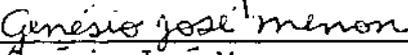
Aprovado por:



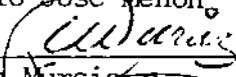
Prof.Dr.Kamal A.R. Ismail - Orientador



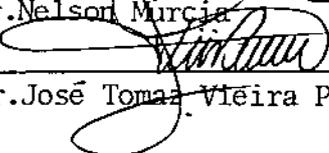
Prof.Dr.Sérgio Valdir Bajay



Prof.Dr.Genésio José Menon



Prof.Dr.Nelson Mircia



Prof.Dr.José Tomaz Vieira Pereira

Campinas, 07 de maio de 1987.

LUIZ ROBERTO CARROCCI

ENGº MECÂNICO, FACULDADE DE ENGENHARIA DE GUARATINGUETÁ-UNESP-1979
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA, FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS-UNICAMP-1982.

ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DE
UM ARMAZENADOR DE CALOR SENSÍVEL ESTRATIFICADO

ORIENTADOR: PROF. DR. KAMAL ABDEL RADI ISMAIL

Trabalho apresentado à Comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia de Campinas, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

CAMPINAS, 1987

À meus pais: Lázara e José

À minha esposa: Andrenilsa

Aos meus filhos: Juliana e

Luiz Roberto

*O sol está sempre brilhando em algum lugar
... o fato de não o vermos não significa que não esteja lá.*

À memória de meus pais

Lázara

e

José

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. KAMAL ABDEL RADI ISMAIL, pelo apoio, dedicação e amizade durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof. Dr. CHANG YU LIU pela oportunidade que me ofereceu de poder trabalhar na equipe do laboratório de armazenadores da FEC-UNICAMP.

À Diretoria e ao Departamento de Mecânica da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá que prestaram grande auxílio para realização e conclusão dessa tarefa.

Aos professores do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia de Campinas.

Ao pessoal da CPG pela realização de seus trabalhos e dedicação no atendimento para conosco.

Aos técnicos do laboratório, Zanaga, Claudio, Almiro, Gonçalves e Gama que muito se empenharam na montagem dos equipamentos da parte experimental.

As secretárias Taka e Sonia pelos trabalhos de datilografia e ao desenhista Wilton pela confecção dos desenhos e gráficos.

A todos os amigos que estiveram comigo e me incentivaram nessa grande jornada.

À minha querida esposa e aos meus filhos pela compreensão nas horas em que estive ausente.

A todos, meus profundos agradecimentos.

RESUMO

Esse trabalho apresenta como objetivo principal estudar o comportamento térmico de um armazenador de calor sensível em líquido estratificado.

Para esse estudo foram montados modelos usando as equações de conservação com algumas considerações, acompanhadas das condições de contorno adequada para cada situação de operação do armazenador.

Com esses modelos resolvidos numericamente pelo método de diferenças finitas, foram determinados os perfis mostrando a degradção da estratificação no resfriamento natural e o comportamento da temperatura em carregamento e descarregamento.

Todos os casos resolvidos teoricamente foram simulados na prática, numa montagem feita no laboratório de Armazenadores da FEC-UNICAMP.

Finalmente os resultados experimentais e teóricos foram confrontados apresentando boas aproximações.

ABSTRACT

The principal objective of this work is to study the behavior of a sensible heat storage system with stratified liquid.

For this study, the analytical model used were based on the equations of conservation with boundary conditions chosen for each mode of operation of the storage system.

These models were solved numerically using a finite difference method and the results presented show the degradation of stratification in the storage tank by natural cooling and its temperature behavior during charging and discharging operations.

In order to establish the validity of the proposed models, the numerical results were tested against experiments carried out in an apparatus specifically designed and built in the heat storage laboratory of FEC-UNICAMP.

Finally the experimental and theoretical results were compared and showed reasonably good agreement.

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE TABELAS	xiii
NOMENCLATURA	xiv
I - INTRODUÇÃO	1
I.1 - GENERALIDADES	1
I.2 - PROCESSOS DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO EM LÍQUIDOS ..	2
I.3 - ARMAZENADOR COM ESTRATIFICAÇÃO	5
I.4 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA DA ESTRATIFICAÇÃO	6
I.5 - PROPOSTA DESSE TRABALHO	8
II - ANÁLISE TEÓRICA	10
II.1 - DESCRIÇÃO DO FENÔMENO	10
II.2 - MODELO FÍSICO	11
II.3 - MODELO TEÓRICO	14
II.4 - CONSIDERAÇÕES SOBRE OS MODELOS	18
II.5 - ADIMENSIONALIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES	20
II.6 - ANÁLISE DAS PERDAS DE CALOR	23
III - MÉTODO NUMÉRICO E COMPUTACIONAL	27
III.1 - ESTABELECIMENTO DA MALHA	27
III.2 - DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES	28

III.3 - ANÁLISE DE COEFICIENTES	30
III.4 - CONDIÇÕES DE CONTORNO	31
III.5 - CRITÉRIO DE CONVERGÊNCIA E ESTABILIDADE	32
III.6 - PROGRAMA COMPUTACIONAL	35
IV - ANÁLISE EXPERIMENTAL	37
IV.1 - APARATOS EXPERIMENTAIS	37
IV.2 - MÉTODO EXPERIMENTAL	42
V - APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS (COMENTÁRIOS E DISCUSSÕES)	45
V.1 - RESFRIAMENTO NATURAL	45
V.2 - CARREGAMENTO	52
V.3 - DESCARREGAMENTO	61
VI - APLICABILIDADE DO ARMAZENADOR SOB O PONTO DE VISTA ECONÔMICO E DE EFICIÊNCIA	72
VI.1 - ASPECTOS ECONÔMICOS	72
VI.2 - ASPECTOS DE EFICIÊNCIA	77
VI.3 - APLICABILIDADE	82
VI.4 - CÁLCULO DE UM SISTEMA NUM CONJUNTO RESIDENCIAL.	93
VII - CONCLUSÕES	97
APÊNDICE A	99
APÊNDICE B	106

APÊNDICE C	107
APÊNDICE D	108
APÊNDICE E	112
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	117

LISTA DE FIGURAS

Figura I.1	- Capacidade térmica dos líquidos de armazenamento	3
Figura I.2	- Capacidade de Armazenamento em função da diferença de temperatura imposta	4
Figura II.1	- Sistema térmico utilizando armazenador <u>es</u> tratificado	12
Figura II.2	- Sistema de Coordenadas	14
Figura II.3	- Células de circulação	19
Figura II.4	- Parede e isolamento	25
Figura II.5	- Parede e camisa d'água	26
Figura III.1	- Esquema da malha utilizada	27
Figura III.2	- Utilização dos nós na região de domínio .	29
Figura III.3	- Diagrama de bloco esquemático	36
Figura IV.1	- Diagrama esquemático da montagem	38
Figura IV.2	- Tanque com isolamento completo	39
Figura IV.3	- Esquema da distribuição dos termopares no interior do armazenador	40
Figura V.1	- Resfriamento Natural (com camisa d'água).	46

Figura V.2	- Resfriamento Natural (com camisa d'água) ..	47
Figura V.3	- Resfriamento Natural (com camisa d'água) ..	48
Figura V.4	- Resfriamento Natural (com isolamento).....	50
Figura V.5	- Resfriamento Natural (com perda de calor pe lo topo)	51
Figura V.6	- Carregamento (com camisa d'água)	54
Figura V.7	- Carregamento (com caminsa d'água)	55
Figura V.8	- Carregamento (com camisa d'água)	56
Figura V.9	- Carregamento (com camisa d'água)	57
Figura V.10	- Carregamento (com isolamento)	58
Figura V.11	- Carregamento (com isolamento)	59
Figura V.12	- Carregamento (com isolamento)	60
Figura V.13	- Descarregamento (com camisa d'água)	62
Figura V.14	- Descarregamento (com camisa d'água)	63
Figura V.15	- Descarregamento (com camisa d'água)	64
Figura V.16	- Descarregamento (com camisa d'água)	65
Figura V.17	- Descarregamento (com isolamento)	67
Figura V.18	- Descarregamento (com isolamento)	68

Figura V.19	- Descarregamento (com isolamento)	69
Figura VI.1	- Fator de forma em função da razão de aspecto	73
Figura VI.2	- Eficiência em resfriamento natural	80
Figura VI.3	- Eficiência em carregamento e descarregamento	81
Figura VI.4	- Horário de utilização do chuveiro	87
Figura VI.5	- Carga residencial	90
Figura VI.6	- Carga dividida em classes de consumo	91
Figura VI.7	- Esquema geral de um sistema térmico residencial	92
Figura E.1	- Função convexa	113
Figura E-2	- Função de T	115

LISTA DE TABELAS

Tabela III.1	Tempo de CPU	33
Tabela VI.1	Armazenamento inercial	74
Tabela VI.2	Armazenamento elétrico	74
Tabela VI.3	Material sólido para armazenamento de calor sensível	75
Tabela VI.4	Material líquido para armazenamento de calor sensível	75
Tabela VI.5	Comparação de custo	76
Tabela VI.6	Custo da energia elétrica residencial	88
Tabela VI.7	Custo mensal do uso de equipamentos.....	88

NOMENCLATURA

A	=	área transversal do tanque	[m ²]
A	=	coeficiente das equações discretizadas	
B	=	coeficiente das equações discretizadas	
C _p	=	calor específico	[kJ/kg ^o C]
D	=	diâmetro do tanque	[m]
FCD	=	coeficiente de carga e descarga	
FMP	=	coeficiente de mistura	
g	=	aceleração da gravidade	[m/s ²]
Gr	=	número de Grashof	
h	=	coeficiente de transferência de calor	[W/m ² ^o C]
\bar{h}_c	=	coeficiente médio de transferência de calor.	[W/m ² ^o C]
I	=	índice das diferenças finitas na direção X	
J	=	índice das diferenças finitas na direção R	
K	=	condutividade térmica	[W/m ^o C]
K _t	=	condutividade térmica da parede do tanque ..	[W/m ^o C]
K _i	=	condutividade térmica do isolante	[W/m ^o C]
L	=	comprimento do tanque	[m]
\dot{m}	=	vazão em massa	[kg/s]
\dot{m}_C	=	vazão em massa para a camisa	[kg/s]
\dot{m}_F	=	vazão em massa do fluido frio	[kg/s]
\dot{m}_Q	=	vazão em massa do fluido quente	[kg/s]
n	=	índice das diferenças finitas no tempo	
NL	=	número de pontos no comprimento do tanque	

NR	= número de pontos no raio do tanque	
P	= pressão	[N/m ²]
P _a	= pressão adimensional	
Pr	= número de Prandtl	
q̇	= fluxo de calor por unidade de área	[J/m ²]
r	= raio do tanque	[m]
r ₁	= raio interno do tanque	[m]
r ₂	= raio externo do tanque	[m]
r ₃	= raio externo considerando o isolamento	[m]
R _{ad}	= raio adimensional do tanque	
R _a	= número de Rayleigh	
t	= tempo	[s]
T	= temperatura	[°C]
T ₁	= temperatura da camada fria	[°C]
T ₂	= temperatura da camada quente	[°C]
T _a	= temperatura ambiente	[°C]
T _p	= temperatura da parede	[°C]
TC(t)	= temperatura adimensional para carregamento	
TD(t)	= temperatura adimensional para descarregamento	
T _F	= temperatura do fluido frio	[°C]
T _Q	= temperatura do fluido quente	[°C]
TSF(t)	= temperatura do fluido de saída para carregamento	[°C]
TSQ(t)	= temperatura do fluido de saída para descarregamento	[°C]
u	= velocidade axial	[m/s]
u ₀	= velocidade axial imposta por carga ou descarga	[m/s]

U	=	velocidade axial adimensional	
U_0	=	velocidade axial adimensional imposta por carga ou descarga	
v	=	velocidade transversal	[m/s]
V	=	velocidade transversal adimensional	
W	=	trabalho disponível	[kJ]
x	=	variável axial	
X	=	variável axial adimensional	

SÍMBOLOS GREGOS

α	=	difusividade térmica	[m ² /s]
β	=	coeficiente de expansão volumétrica	[1/°C]
η	=	eficiência térmica	
Δx	=	variação na direção axial	
ΔX	=	variação na direção axial adimensional	
Δr	=	variação no raio	
ΔR	=	variação no raio adimensional	
Δt	=	variação no tempo	
$\Delta \tau$	=	variação no tempo adimensional	
θ	=	temperatura adimensional	
μ	=	viscosidade dinâmica	[kg/ms]
ν	=	viscosidade cinemática	[m ² /s]
ρ	=	densidade	[kg/m ³]

ÍNDICES

1	-	indica fluido frio
2	-	indica fluido quente
ad	-	indica adimensional
F	-	indica fluido frio
Q	-	indica fluido quente
i	-	indica isolamento e início
t	-	indica tanque
est	-	indica tanque estratificado
hom	-	indica tanque homogêneo.

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

I.1 - GENERALIDADES

Há mais de uma década o problema energético vem exigindo grandes cuidados de todo mundo; paralelamente, e por este motivo um interesse muito grande aparece nas áreas de estudos sobre o uso racional de energia (conservação de energia), armazenamento de energia e outros.

Dentro então desse panorama fica evidenciado, após estudos realizados, que existem casos em que fica mais em conta conservar ou armazenar a energia, ao invés de preparar-se simplesmente para um suprimento de forma alternativa.

Existem várias formas de se armazenar energia; como exemplo: Química, Térmica (sensível ou latente), Elétrica, Mecânica (Potencial ou Cinética), Magnética e outras. Cada um desses métodos, com suas vantagens, dificuldades práticas e particularidades de operação.

O armazenamento de energia térmica vem sendo altamente focalizado, já que a maioria dos processos industriais normalmente se utiliza de vapor, água quente ou outra forma qualquer de conversão, mas sempre envolvendo energia térmica. Isto então leva ao aperfeiçoamento e otimização de processos e equipamentos no sentido de melhor aproveitamento do calor envolvido, resultando

então em uso cada vez melhor dos combustíveis nos processos térmicos.

Esses estudos vem sendo realizados de maneira abrangente nos campos do comércio, residências, hotéis e indústrias e se justifica plenamente pensando em termos de Brasil, que em 1983 verificou-se que uma parcela maior que 50% (Ministério Minas e Energia/Dezembro/84) da energia ofertada aos consumidores, era perdida nos processos de transformação, distribuição e uso final.

Fica aqui bem clara a necessidade de estudos e projetos nas áreas de distribuição, conservação e armazenamento em todos os setores que envolvam consumo elevado de energia.

I.2 - PROCESSOS DE ARMAZENAMENTO TÉRMICO EM LÍQUIDOS

Nos processos de armazenamento térmico, o que acontece é o aumento do nível de energia interna dos materiais à nível atômico ou molecular. Sempre esse aumento é acompanhado de uma manutenção durante um determinado período de tempo, com eficiência satisfatória e principalmente em condições de, posteriormente, extrai-la.

Mesmo sabendo-se que as capacidades térmicas específicas dos armazenadores de calor sensível são menores que as de armazenadores de calor latente, ainda é interessante investigar com maior profundidade o armazenamento de calor sensível em líquidos. Isto se justifica pela facilidade de operação, facilidade de controle, baixo custo, níveis de temperaturas mais baixos e princi-

palmente a possibilidade de operar diretamente com o fluido de trabalho.

Dentro dessas condições podemos subdividir o equipamento de armazenamento em três itens principais: meio de armazenamento (fluido de trabalho), equipamento de transferência de calor e o tanque com isolamento.

Falando um pouco sobre cada um deles e começando pelo fluido de trabalho, é importante uma boa escolha do mesmo para determinada aplicação. Esta escolha deve ser baseada em aspectos como, baixo custo, baixa pressão de vapor, alto calor específico e estabilidade das propriedades diante dos ciclos de temperaturas.

Para armazenamento com temperaturas menores que 100°C a água é o melhor fluido e isto pode ser verificado pela figura I.1.

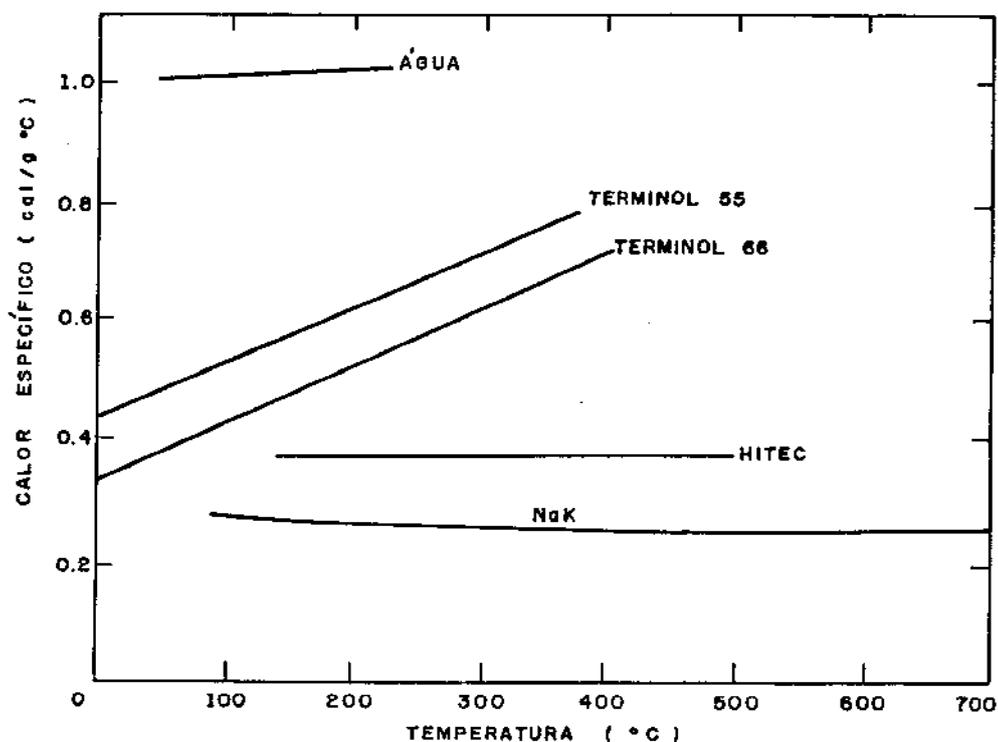


FIG. (I-1) CAPACIDADE TÉRMICA DOS LÍQUIDOS DE ARMAZENAMENTO

Ela tem o calor específico alto, baixo custo, praticamente não é corrosiva e possui um grande poder de armazenamento. A figura I.2 apresenta a comparação com outros fluidos de trabalho comumente usados para armazenamento, em função de diferença de temperatura.

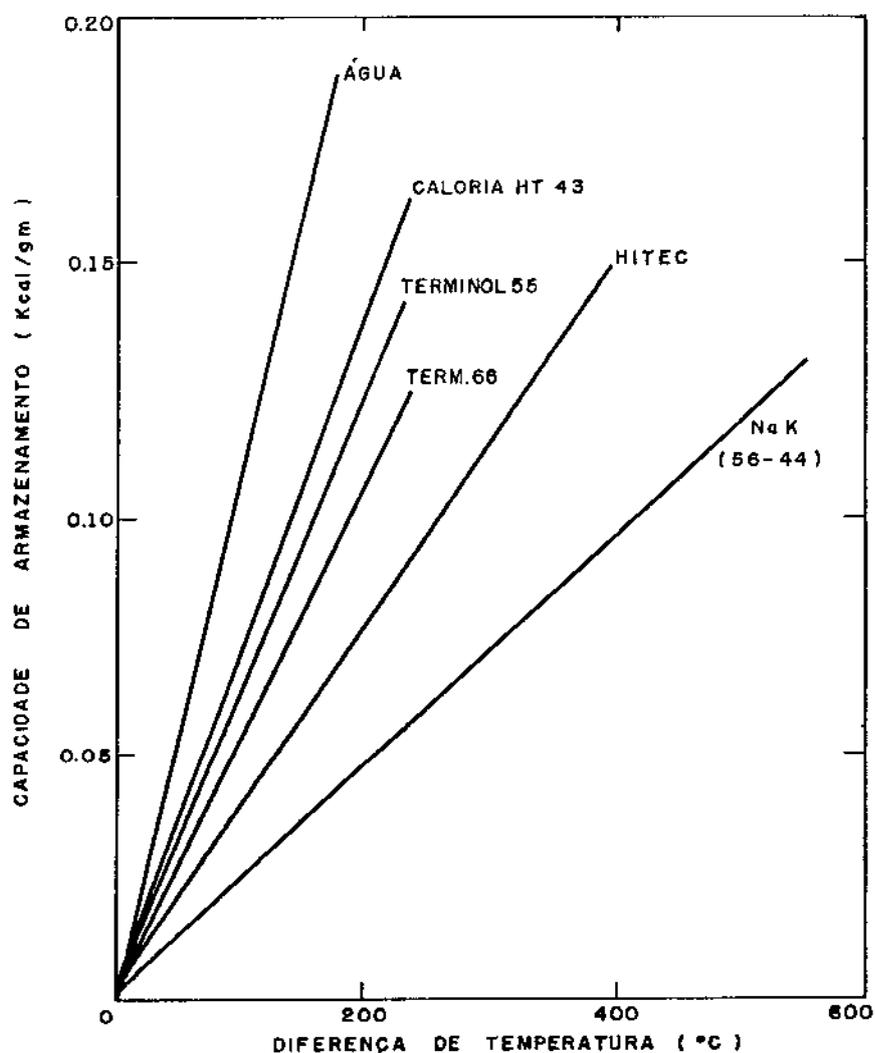


FIG.(I-2) CAPACIDADE DE ARMAZENAMENTO EM FUNÇÃO DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA IMPOSTA

Como segundo item importante no equipamento de armazenamento estão presentes os elementos de transferência de calor, que realizam a troca de calor da fonte quente para o fluido de trabalho

na operação de carregamento, e do fluido para o consumo na operação de descarregamento. Esse calor pode ser transferido de um lado para outro por intermédio de trocadores de calor (modo indireto) ou usando o próprio fluido de trabalho (modo direto).

Finalmente, o reservatório com isolante confina o fluido de trabalho do meio ambiente, limitando de maneira efetiva as perdas de calor pelos contornos físicos.

Após essas três características, torna-se importante lembrar dos parâmetros que delimitam ou ajudam a adequar um sistema de armazenamento para cada caso específico de aplicação. Os parâmetros, num número de quatro, são apresentados como: capacidade de energia a ser guardada, potência de entrada e saída, vazão de entrada e saída e temperatura máxima permitida pelo fluido armazenador.

I.3 - ARMAZENADOR COM ESTRATIFICAÇÃO

Um tanque de armazenamento pode apresentar temperatura uniforme no fluido, do topo até o fundo; isto é um armazenador com temperatura homogênea, o armazenador pode também ter a temperatura distribuída desigualmente, trata-se então de um não homogêneo.

É oportuno lembrar que quando algum sistema de armazenamento de energia por calor sensível em líquido, operando acoplado a um sistema de transformação de um tipo qualquer de energia em energia térmica, terá o fluido de trabalho que operar em dois níveis

de temperatura. Além disto em determinados casos, torna-se importante manter o fluido nos níveis distintos de temperatura para uma melhor extração e aproveitamento da energia nele armazenada.

Para um menor custo e diminuição no volume da instalação, isto é, com um único tanque e com a necessidade de dois níveis de temperatura, aparece a idéia de trazer para dentro do tanque a estratificação. O que em outras palavras nada mais é que um mesmo fluido de trabalho confinado num mesmo tanque separado por dois níveis distintos de temperaturas, acompanhados de seus respectivos níveis de densidade.

Esta separação das camadas requer certos cuidados para ser mantida, principalmente nas operações de carregamento e descarregamento. Estes cuidados podem ser oferecidos por difusores que procuram diminuir as perturbações na entrada e saída do fluido, [1,2].

I.4 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA DA ESTRATIFICAÇÃO

Nos tanques de armazenamento de calor sensível pode-se encontrar gradientes de temperatura, causando então, gradientes de densidade acompanhados da força de empuxo de Arquimedes. Também é interessante notar que do ponto de vista termodinâmico, isto é, disponibilidade, não há dúvidas que o sistema estratificado é melhor que o sistema homogêneo, o que é verificado claramente pela segunda lei da termodinâmica.

Devido às vantagens dos armazenadores estratificados em

relação aos homogêneos, começam a aparecer estudos sobre o tema com maior frequência depois de 1974.

Em 1975, Pepper [3] estuda a transferência de massa, quantidade de movimento e de calor nas camadas limites da atmosfera. Logo no ano seguinte Cabelli [4] estuda um modelo unidimensional com solução analítica e um modelo bidimensional com solução numérica, que tenta descrever a transferência de calor dentro de um tanque quadrado, estratificado e com dependência dos números de Reynolds e de Grashof.

Lavan e Tompson [2] efetuaram grandes verificações experimentais em tanques, para carregamento e descarregamento com várias temperaturas de entrada e saída do fluido de trabalho. Esse estudo foi realizado em 1977.

De maneira geral, de 1978 até o momento, uma segunda etapa do estudo da estratificação foi caracterizada, considerando agora, a convecção natural, mas ainda do ponto de vista de cavidades propriamente dito. Piau [5] em 1974 analisou a influência das variações das propriedades físicas em estratificação com convecção natural, usando uma placa plana vertical.

Avançando, então, nos trabalhos de estratificação com convecção natural, aparece em 1978 Raithby e Hollands [6] analisando a troca de calor em estratificação por convecção natural entre superfícies planas. Um ano após, Torrance [7] analisa o comportamento da estratificação com convecção natural provocado por uma região de aquecimento no fundo de uma cavidade.

Também nesta mesma data, Rohm e Walin [8] verificaram a estratificação em cavidades de maneira geral, com o objetivo prin

principal de melhorar seu controle em função dos fluxos nos difusores.

De 1980 em diante muitas idéias vem sendo estudadas no campo da estratificação, mas nunca com a intenção voltada para armazenadores. Em 1982, Nogueira [42] fez uma análise teórica unidimensional e verificação experimental em armazenadores estratificados, levando em consideração os efeitos dos parâmetros geométricos e operacionais, sem considerar a convecção natural.

Sabe-se que mais dois grupos de autores estão trabalhando no campo da estratificação, mas não se tem informações precisas sobre o enfoque principal. O que se conhece é que, Chazly, Sharkawy e Zeyadah, na Arábia Saudita, estão fazendo uma análise teórica usando elementos finitos e Narayama, S. Murthy e M. Murthy, na Índia, estão realizando estudos experimentais sobre estratificação. Esses dois trabalhos vem sendo realizados a partir de 1985.

Finalmente, Hahne [31] publica em 1986 análises de eficiências em carregamentos e descarregamentos em armazenadores de calor sensível.

I.5 - PROPOSTA DESSE TRABALHO

A proposta aqui é desenvolver primeiro um modelo analítico que represente o comportamento térmico de um armazenador estratificado levando-se em conta as correntes convectivas. Estas correntes ajudam a degradar a estratificação quando o armazenador encontra-se no estado de estagnação, isto é, resfriamento natural.

Em seguida, um segundo modelo analítico, que analisa as operações de carregamento e descarregamento é proposto, considerando agora apenas um termo convectivo da equação da energia, no qual aparece a velocidade axial imposta pelas próprias condições de operação.

Todos os dois modelos foram resolvidos numericamente, usando a técnica de diferenças finitas e método explícito.

Em segundo lugar o trabalho apresenta uma análise sobre as eficiências térmicas no resfriamento natural e nas operações de carregamento e descarregamento do tanque. Ressalta-se ainda, que uma boa aproximação entre os resultados teóricos e os experimentais, obtidos no laboratório, foi verificada confirmando, então, a validade dos modelos.

E para finalizar, é apresentada uma proposta de uso prático de armazenador em conjuntos residenciais, para distribuir melhor o uso de energia fora de horários de pico no período de 24 horas.

Diante disto, e abordando a contribuição do presente trabalho, pode-se dizer das características próprias do modelo convectivo com enfoque direto para tanques de armazenamento, revelando o comportamento térmico em resfriamento natural, e ainda do segundo modelo, que revela as reações do tanque quando acoplado num sistema energético qualquer operando em carregamento e descarregamento.

CAPÍTULO II

ANÁLISE TEÓRICA

II.1 - DESCRIÇÃO DO FENÔMENO

A estratificação em armazenadores vem sendo estudada com frequência, pois é de grande interesse conhecer o comportamento desses tanques para aumentar a eficiência térmica e diminuir o custo do calor armazenado.

Para isso, o presente trabalho propõe dois modelos matemáticos que melhor se aproximam da realidade interna do armazenador, com soluções numéricas para uma comparação com resultados experimentais.

Um dos fatores que prejudicam a estabilidade da estratificação, além das perdas externas, são as correntes convectivas que aparecem no seio do fluido de trabalho, acelerando a degradação da estratificação. Este efeito faz com que o armazenador anteriormente num estado estratificado, caminhe para um estado homogêneo.

Na resolução dos modelos foram consideradas várias condições de contorno e várias condições de operação do armazenador.

Os vários estágios da degradação da estratificação no interior do tanque são registrados pelas termoclinas, que passa a ter muita importância o conhecimento de seu comportamento. O conhecimento do comportamento das termoclinas servirá para a seleção de tanques em projetos de sistemas térmicos em função dos pa-

râmetros de operação da fonte quente e da carga (usuário).

II.2 - MODELO FÍSICO

Considerando um cilindro vertical para a configuração da geometria do modelo físico do armazenador, aconselhável por reunir fatores importantes como facilidade na construção, facilidade para calcular uma razão de aspecto ($\tau=f(L/D)$), minimizando a área externa e, conseqüentemente reduzindo a troca de calor para o exterior.

Como exemplo, a figura II.1 apresenta um esquema mostrando o tanque acoplado a um circuito operando com fluido em dois níveis de temperatura.

Depois da escolha da geometria do tanque, é importante o estudo dos fenômenos que ajudam a destruir a estratificação (troca de calor). Inicialmente, despreza-se o efeito da radiação pelo motivo da baixa temperatura em que normalmente se encontra o fluido de trabalho.

Então, todos os cuidados em termos de troca interna de calor devem ser dirigidos para a condução e a convecção.

A convecção natural nada mais é que a movimentação de camadas de fluido frio para baixo e de camadas de fluido quente para cima, devido às forças de empuxo criadas pelo gradiente de densidade. Em 1916 Rayleigh mostrou que, para existir convecção natural, o empuxo devido a gradientes de densidade deve exceder os efeitos de arrastos viscosos e de difusão térmica.

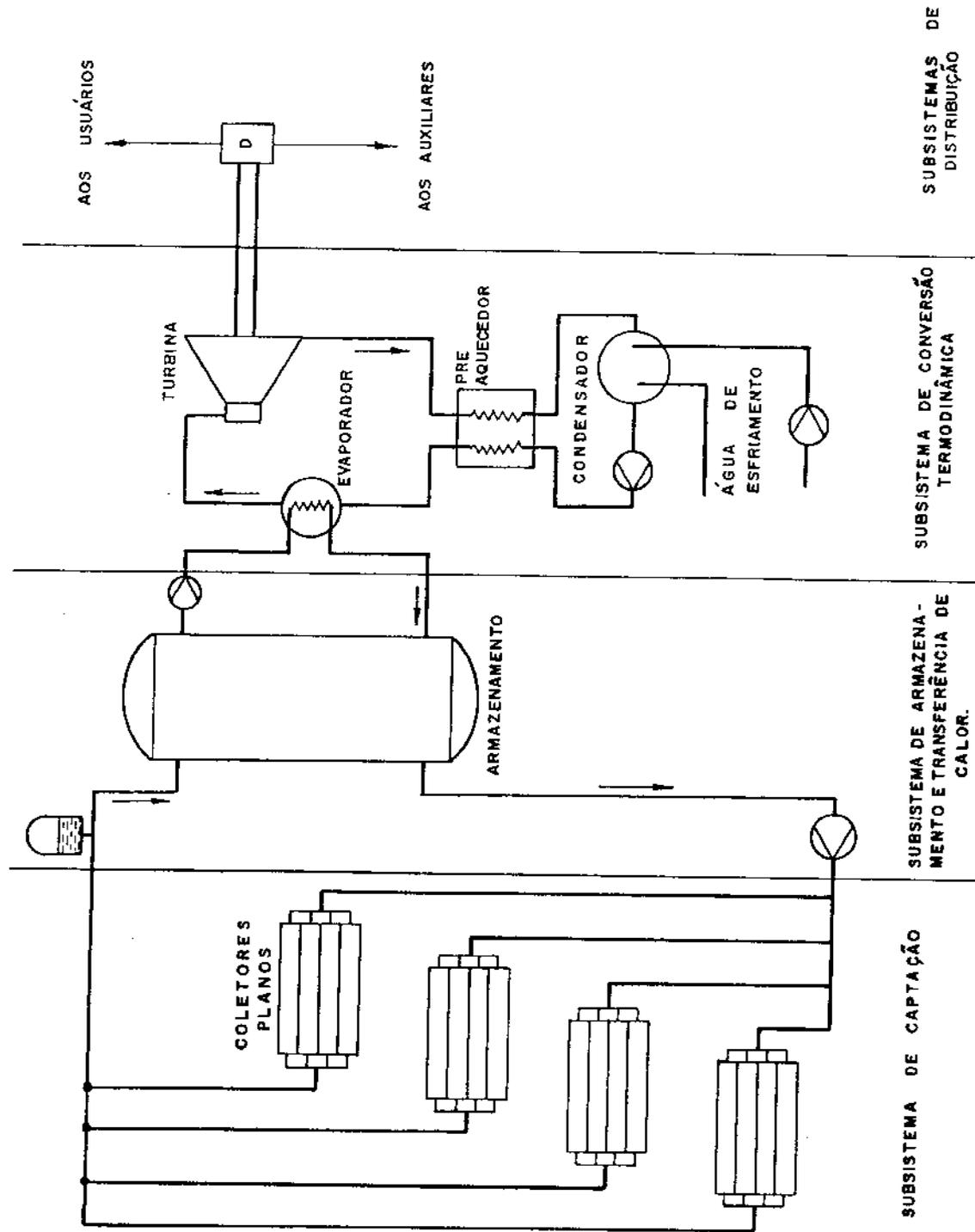


FIG. (II - 1) SISTEMA TÉRMICO UTILIZANDO ARMAZENADOR ESTRATIFICADO

Estes parâmetros foram considerados num grupo adimensional chamado número de Rayleigh ($Ra = Gr.Pr$)

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2} \cdot \frac{Cp\mu}{k} = \frac{g\beta(T-T_0)L^3}{\nu\alpha} \quad (II.1)$$

onde $\alpha = \frac{k}{\rho Cp}$ e $\rho = \frac{\mu}{\nu}$

Este número adimensional relaciona forças causadas pelos gradientes de temperaturas contra forças viscosas. Seu valor crítico vale 1708, isto é, com $Ra > 1708$, a convecção natural ocorrerá e com $Ra < 1708$, a condução térmica será preponderante.

Finalmente, os últimos cuidados são dirigidos para o isolamento, o qual realiza uma tarefa importante para diminuir ou quase eliminar a troca de calor do tanque com o ambiente.

As trocas de calor em maiores escalas, ocorrem nas camadas de temperaturas maiores, e isto causará redução do nível de temperatura nas camadas mais próximas às paredes do tanque. Este efeito vem provocar como consequência correntes circulatórias (convecção natural) no seu interior.

Um segundo efeito causador das correntes circulatórias, e este mais crítico que o anterior, é a perda de calor pelo topo do tanque.

Com base ainda na figura II.1 deve-se falar que a fonte de calor pode ser de vários tipos, por exemplo coletores solares, caldeiras, aquecedores elétricos, ou a gás, etc. A carga ou o consumo pode ser representado por processos térmicos de hotéis, hospitais, residências ou indústrias que necessitam de água quente e retornam água fria.

O fluido de armazenamento é selecionado em função das diferenças de temperaturas ($\Delta T = T_{\max} - T_{\min}$) e principalmente da temperatura máxima de operação do sistema.

II.3 - MODELO TEÓRICO

II.3.1 - Equações governantes

Foram montados dois modelos envolvendo dois sistemas de equações diferenciais válidas em seus respectivos domínios. Esses domínios foram sub-divididos em duas regiões distintas para melhor obtenção da resolução das equações.

II.3.1.a - Para resfriamento natural

Neste caso, o armazenador se encontra com a metade superior cheia de água quente e a metade inferior cheia de água fria. Com esta configuração inicial de temperatura, com perdas para o exterior e considerando a convecção natural, pode-se prever teoricamente a variação do perfil de temperatura, a partir dos níveis inicialmente colocados.

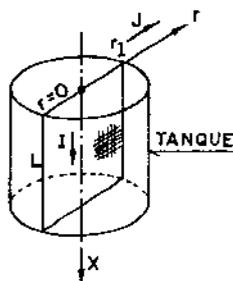


FIG. (II-2) SISTEMA DE COORDENADAS

- Para a região de $0 < r \leq r_1$ e $0 \leq x \leq L$ (figura II.2)

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{v}{r} + \frac{\partial v}{\partial r} = 0 \quad (\text{II.2})$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + v \left[\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right] + g_x \beta (T - T_i) \quad (\text{II.3})$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + v \left[\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right] \quad (\text{II.4})$$

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right] = k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] \quad (\text{II.5})$$

- Para a região de $r=0$ e $0 \leq x \leq L$ (figura II.2)

$$\frac{\partial u}{\partial x} + 2 \frac{\partial v}{\partial r} = 0 \quad (\text{II.6})$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + v \left[2 \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right] + g_x \beta (T - T_i) \quad (\text{II.7})$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + v \left[2 \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right] \quad (\text{II.8})$$

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right] = k \left[2 \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] \quad (\text{II.9})$$

- Condições Iniciais e de contorno

- Condições Iniciais

$$T = T_1 \quad 0 \leq r \leq r_1 \quad 0 \leq x \leq L/2 \quad t=0$$

$$T = T_2 \quad 0 \leq r \leq r_1 \quad L/2 \leq x \leq L \quad t=0$$

$$u = v = 0 \quad 0 \leq r \leq r_1 \quad 0 \leq x \leq L \quad t=0$$

$$P = 0 \quad 0 \leq r \leq r_1 \quad 0 \leq x \leq L \quad t=0$$

- Condições de Contorno

$$u = v = 0 \quad r = r_1 \quad 0 \leq x \leq L \quad t > 0$$

$$u = v = 0 \quad 0 \leq r \leq r_1 \quad \begin{cases} x=0 \\ x=L \end{cases} \quad t > 0$$

$$\begin{cases} T = T(t) \\ T = \text{cte} \end{cases} \quad r=r_1 \quad 0 \leq x \leq L \quad t > 0$$

$$\dot{q} = q(t) \quad r=r_1 \quad 0 \leq x \leq L \quad t > 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad 0 \leq r \leq r_1 \quad \begin{cases} x=0 \\ x=L \end{cases} \quad t > 0$$

$$T = f(t) \quad 0 \leq r \leq r_1 \quad x=0 \quad t > 0$$

$$\frac{\partial u}{\partial r} = 0 \quad r=0 \quad 0 \leq x \leq L \quad t > 0$$

$$v = 0 \quad r = 0 \quad 0 \leq x \leq L \quad t > 0$$

(II.10)

II.3.1.b - Para carregamento e descarregamento

Nas equações de carregamento e descarregamento considera-se somente a velocidade axial de operação (u), por esta ser imposta pela operação do sistema e por ter seus efeitos maiores que aqueles causados pela convecção natural. Com isto acontece o desa-coplamento das equações, existindo então a necessidade de somente resolver a equação da energia, também em duas regiões do domínio.

- Para a região de $0 \leq r \leq r_1$ e $0 \leq x \leq L$ (figura II.2)

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right] = k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] \quad (\text{II.11})$$

- Para a região de $r=0$ e $0 \leq x \leq L$ (figura II.2)

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right] = k \left[2 \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] \quad (\text{II.12})$$

- Condições iniciais e de contorno para carregamento

- Condições Iniciais

$$\begin{array}{llll} T = T_1 & 0 \leq r \leq r_1 & 0 \leq x \leq L & t=0 \\ u = 0 & 0 \leq r \leq r_1 & 0 \leq x \leq L & t=0 \end{array}$$

- Condições de Contorno

$$\begin{array}{llll} u = u_0 & 0 \leq r \leq r_1 & x=0 & t>0 \\ T = T(t) & r = r_1 & 0 \leq x \leq L & t>0 \\ T = \text{cte} & r = r_1 & 0 \leq x \leq L & t>0 \\ \dot{q} = q(t) & r = r_1 & 0 \leq x \leq L & t>0 \\ \frac{\partial T}{\partial x} = 0 & 0 \leq r \leq r_1 & \begin{cases} x=0 \\ x=L \end{cases} & t>0 \end{array} \quad (\text{II.13})$$

- Condições iniciais e de contorno para descarregamento

- *Condições Iniciais*

$$T = T_2 \quad 0 \leq r \leq r_1 \quad 0 \leq x \leq L \quad t = 0$$

$$u = 0 \quad 0 \leq r \leq r_1 \quad 0 \leq x \leq L \quad t = 0$$

- *Condições de Contorno*

$$u = u_0 \quad 0 \leq r \leq r_1 \quad x = 0 \quad t > 0$$

$$T = T(t) \quad r = 0 \quad 0 \leq x \leq L \quad t > 0$$

$$T = \text{cte} \quad r = r_1 \quad 0 \leq x \leq L \quad t > 0$$

$$\dot{q} = q(t) \quad r = r_1 \quad 0 \leq x \leq L \quad t > 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad 0 \leq r \leq r_1 \quad \begin{cases} x = 0 \\ x = L \end{cases} \quad t > 0$$

(II.14)

II.4 - CONSIDERAÇÕES SOBRE OS MODELOS

Para o estabelecimento dos modelos, algumas considerações foram feitas para obter as simplificações desejadas. No caso do modelo para resfriamento natural foi considerado um escoamento bidimensional, incompressível e com a dissipação viscosa desprezível. Todas as propriedades do fluido de trabalho foram consideradas constantes diante das variações de temperatura, exceto a densidade (ρ).

Em termos de condições de contorno foi considerado num plano meridional, a existência de duas células de circulação na parte aquecida do tanque, como mostra a figura II.3 e em razão disto aparece $\frac{\partial U}{\partial R} = 0$ e $V=0$ para $R=0$.

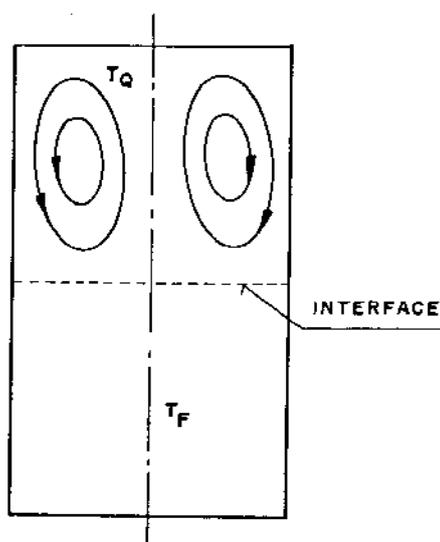


FIG. (II-3) CÉLULAS DE CIRCULAÇÃO

Na formulação que governa as operações de carregamento e descarregamento as considerações foram para um escoamento bidimensional e incompressível sem dissipação viscosa, mas considerando que os efeitos de u (velocidade axial), imposta pelas condições de operação, prevalecem sobre os efeitos provenientes da convecção natural. Isto implica no uso de um único termo convectivo da equação da energia ($u \frac{\partial T}{\partial x}$).

As propriedades do fluido são consideradas constantes com a variação de temperatura, e a troca de calor no interior do tanque se dá por convecção forçada. Como se tem neste caso escoamento preferencial acompanhado de simplificações como já menciona do acima, se consegue desacoplar as equações e somente resolver a equação da energia.

II.5 - ADIMENSIONALIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES

Adotando os seguintes parâmetros adimensionais

$$\left. \begin{aligned} X &= \frac{x}{D} & R_{ad} &= \frac{r}{D} & \theta &= \frac{T-T_1}{T_2-T_1} \\ \tau &= \frac{vt}{D^2} & U &= \frac{uD\rho}{\mu} & V &= \frac{vD\rho}{\mu} & P_a &= \frac{P\rho D^2}{\mu^2} \end{aligned} \right\} \quad (II.15)$$

e substituindo II.15 de II.2 até II.10 vem

- para a região $0 \leq R_{ad} \leq 1$ e $0 \leq X \leq 1$

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{V}{R_{ad}} + \frac{\partial V}{\partial R_{ad}} = 0 \quad (II.16)$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial R_{ad}} = - \frac{\partial P_a}{\partial X} + \left[\frac{\partial^2 U}{\partial R_{ad}^2} + \frac{1}{R_{ad}} \frac{\partial U}{\partial R_{ad}} + \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} \right] + Gr\theta \quad (II.17)$$

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial R_{ad}} = - \frac{\partial P_a}{\partial R_{ad}} + \left[\frac{\partial^2 V}{\partial R_{ad}^2} + \frac{1}{R_{ad}} \frac{\partial V}{\partial R_{ad}} + \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} \right] \quad (II.18)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial R_{ad}} = \frac{1}{Pr} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial R_{ad}^2} + \frac{1}{R_{ad}} \frac{\partial \theta}{\partial R_{ad}} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \right] \quad (II.19)$$

- para a região $R_{ad} = 0$ e $0 \leq X \leq 1$

$$\frac{\partial U}{\partial X} + 2 \frac{\partial V}{\partial R_{ad}} = 0 \quad (\text{II.20})$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial R_{ad}} = - \frac{\partial P_a}{\partial X} + \left[2 \frac{\partial^2 U}{\partial R_{ad}^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} \right] + Gr\theta \quad (\text{II.21})$$

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial R_{ad}} = - \frac{\partial P_a}{\partial R_{ad}} + \left[2 \frac{\partial^2 V}{\partial R_{ad}^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} \right] \quad (\text{II.22})$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial R_{ad}} = \frac{1}{Pr} \left[2 \frac{\partial^2 \theta}{\partial R_{ad}^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \right] \quad (\text{II.23})$$

- *Condições Iniciais*

$\theta = 0$	$0 \leq R_{ad} \leq 1$	$0 \leq X \leq 1/2$	$\tau = 0$	}	
$\theta = 1$	$0 \leq R_{ad} \leq 1$	$1/2 \leq X \leq 1$	$\tau = 0$		
$U = V = 0$	$0 \leq R_{ad} \leq 1$	$0 \leq X \leq 1$	$\tau = 0$		
$P_a = 0$	$0 \leq R_{ad} \leq 1$	$0 \leq X \leq 1$	$\tau = 0$		

- *Condições de Contorno*

$U = V = 0$	$R_{ad} = 1$	$0 \leq X \leq 1$	$\tau > 0$	}	(II.24)
$U = V = 0$	$0 \leq R_{ad} \leq 1$	$\begin{cases} X=0 \\ X=1 \end{cases}$	$\tau > 0$		
$\begin{cases} \theta = \theta(t) \\ \theta = 0 \end{cases}$	$R_{ad} = 1$	$0 \leq X \leq 1$	$\tau > 0$		
$\dot{Q} = Q(t)$	$R_{ad} = 1$	$0 \leq X \leq 1$	$\tau > 0$		
$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$	$R_{ad} = 0$	$\begin{cases} X=0 \\ X=1 \end{cases}$	$\tau > 0$		
$\theta = f(t)$	$0 \leq R_{ad} \leq 1$	$X = 0$	$\tau > 0$		
$\frac{\partial U}{\partial X} = 0$	$R_{ad} = 0$	$0 \leq X \leq 1$	$\tau > 0$		
$V = 0$	$R_{ad} = 0$	$0 \leq X \leq 1$	$\tau > 0$		

Novamente substituindo II.15 em II.11 até II.13 vem

- para a região $0 \leq R_{ad} \leq 1$ e $0 \leq X \leq 1$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} = \frac{1}{Pr} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial R_{ad}^2} + \frac{1}{R_{ad}^2} \frac{\partial \theta}{\partial R_{ad}} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \right] \quad (\text{II.25})$$

- para a região $R_{ad}=0$ e $0 \leq X \leq 1$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} = \frac{1}{Pr} \left[2 \frac{\partial^2 \theta}{\partial R_{ad}^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \right] \quad (\text{II.26})$$

- *Condições Iniciais* (Carregamento)

$$\begin{array}{llll} \theta = 0 & 0 \leq R_{ad} \leq 1 & 0 \leq X \leq 1 & \tau = 0 \\ U = 0 & 0 \leq R_{ad} \leq 1 & 0 \leq X \leq 1 & \tau = 0 \end{array}$$

- *Condições de Contorno* (Carregamento)

$$\begin{array}{llll} U = U_0 & 0 \leq R_{ad} \leq 1 & X=0 & \tau > 0 \\ \theta = \theta(t) & R_{ad}=1 & 0 \leq X \leq 1 & \tau > 0 \\ \theta = 0 & R_{ad}=1 & 0 \leq X \leq 1 & \tau > 0 \\ \dot{Q} = Q(t) & R_{ad}=1 & 0 \leq X \leq 1 & \tau > 0 \\ \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 & 0 \leq R_{ad} \leq 1 & \begin{cases} X=0 \\ X=1 \end{cases} & \tau > 0 \end{array} \quad (\text{II.27})$$

- *Condições Iniciais* (Descarregamento)

$$\left. \begin{array}{llll} \theta = 1 & 0 \leq R_{ad} \leq 1 & 0 \leq X \leq 1 & \tau = 0 \\ U = 0 & 0 \leq R_{ad} \leq 1 & 0 \leq X \leq 1 & \tau = 0 \end{array} \right\}$$

- *Condições de Contorno* (Descarregamento)

$$\left. \begin{array}{llll} U = U_0 & 0 \leq R_{ad} \leq 1 & X=1 & \tau > 0 \\ \theta = \theta(t) & R_{ad}=1 & 0 \leq X \leq 1 & \tau > 0 \\ \theta = 0 & R_{ad}=1 & 0 \leq X \leq 1 & \tau > 0 \\ \dot{Q} = Q(t) & R_{ad}=1 & 0 \leq X \leq 1 & \tau > 0 \\ \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 & 0 \leq R_{ad} \leq 1 & \left\{ \begin{array}{l} X=0 \\ X=1 \end{array} \right. & \tau > 0 \end{array} \right\} \quad (II.18)$$

II.6 - ANÁLISES DAS PERDAS DE CALOR

Tratando o isolamento térmico como sendo imperfeito, isto é, sempre existe um fluxo de calor passando por ele, torna-se importante somar os efeitos internos de troca de calor (difusão e convecção) com as perdas para o exterior, estes efeitos somados aceleram ainda mais a mistura dos fluidos em níveis diferentes de temperatura.

Para efeito de teste e para comparação de resultados, foram realizadas experiências com perda de calor pelo topo (ausência de isolamento), perda de calor controlada pela lateral (camisa d'água) e, finalmente, com tanque totalmente isolado. Para efei-

to de projeto de tanques o importante é somente levar em conta as perdas laterais, após ter tido todo cuidado com o isolamento do topo.

Para um tanque com isolamento (veja figura II.4), pode-se calcular a perda de calor por:

$$Q = \frac{T_p - T_a}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi K_t L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi K_i L} + \frac{1}{2\pi r_3 L h}} \quad (\text{II.29})$$

Considerando que o tanque tem parede muito delgada, isto é, $\ln(\frac{r_2}{r_1}) \cong 0$, ou que K_t seja muito grande, a equação II.29 se torna

$$Q = \frac{T_p - T_a}{\frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_i L} + \frac{1}{2\pi r_3 L h}} \quad (\text{II.30})$$

Para o cálculo de Q é preciso determinar o valor do coeficiente de película (h), dentro dos limites $10 < GrPr < 10^9$ na parte externa do tanque. Kreith [37] classifica o escoamento como sendo laminar para o tanque em questão e, portanto, o coeficiente local de película é dado por:

$$h_{cx} = 0,41 \frac{k}{x} (Gr_x Pr)^{1/4} \quad (\text{II.31})$$

O coeficiente médio de película é dado por:

$$\bar{h}_c = 0,555 \frac{k}{L} (Gr_L Pr)^{1/4} \quad (II.32)$$

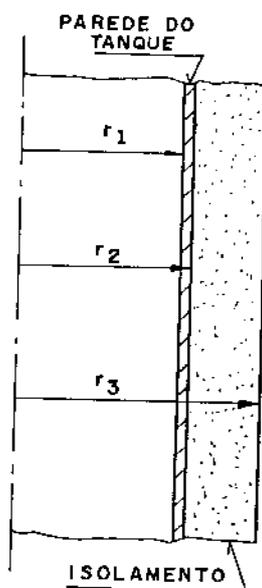


FIG. (II-4) PAREDE E ISOLAMENTO

No caso do armazenador experimental equipado com camisa d'água e que a temperatura da água da saída da camisa for ligeiramente superior que a da entrada, foi considerado que as perdas ocorrem como mostrado na figura II.5.

Considerando que $Q_2 \ll Q_1$, isto é $Q_2 = \pm 2\%$ de Q_1 . Daí pode-se dizer que Q seja igual a Q_1 somente.

$$Q = \dot{m}_c C_p \Delta T \quad (II.33)$$

onde: Q = calor trocado

\dot{m}_c = fluxo mássico de água da camisa

C_p = calor específico a pressão constante

ΔT = variação de temperatura

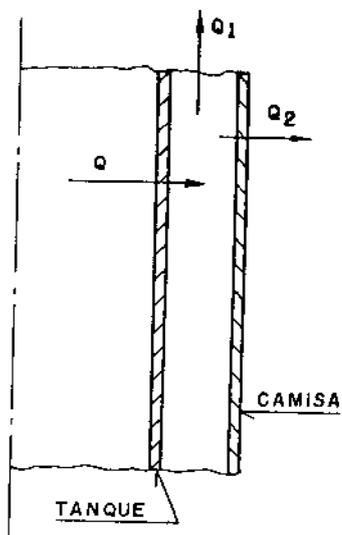


FIG. (II-5) PAREDE E CAMISA D'ÁGUA

Ainda para o armazenador experimental equipado com a camisa d'água e com grandes vazões, foram realizados testes experimentais simulando a condição de temperatura constante na parede com valor T_1 .

CAPÍTULO III

MÉTODOS NUMÉRICO E COMPUTACIONAL

III.1 - ESTABELECIMENTO DA MALHA

Considerando uma seção meridional do tanque para estabelecimento da malha, e por simetria considera-se nesta seção apenas um plano de dimensão $L \times r_1$, como mostra a figura III.1.

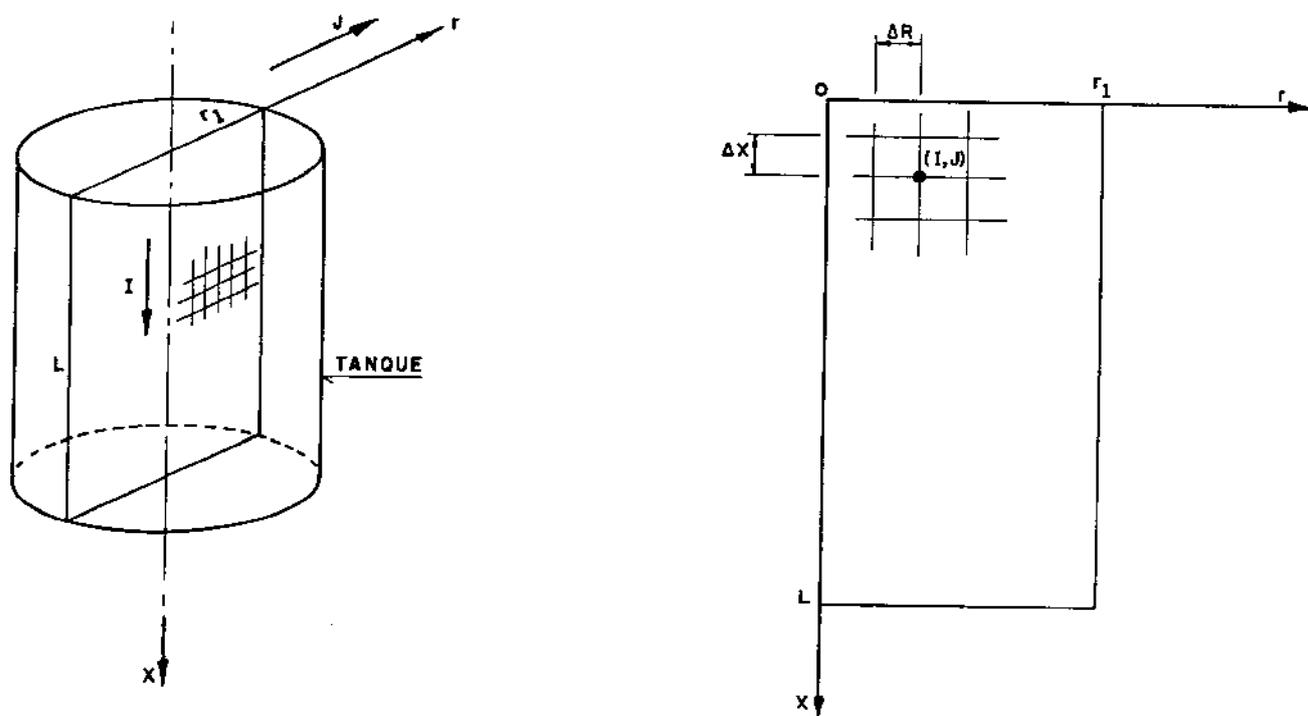


FIG. (III-1) ESQUEMA DA MALHA UTILIZADA

Logo em cada ponto da malha todas as variáveis aparecem em função da distância axial x , do raio r e do tempo t .

Chamando: NR = número de pontos no raio

NL = número de pontos no comprimento

daí:

$$\Delta x = \frac{L}{NL-1} \quad e \quad \Delta R = \frac{D}{2(NR-1)}$$

III.2 - DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES

Para o uso das equações discretizadas, a malha acima representada foi dividida em três regiões diferentes para facilitar o uso dos índices nas diferenças finitas de cada variável.

São elas as regiões:

- 1 - junto à parede
- 2 - no meio do fluido
- 3 - para raio do cilindro igual a zero.

As diferenças finitas são obtidas a partir de expansão de série de Taylor de funções de n variáveis, com truncamento após a primeira derivada.

Nas paredes não há o efeito da convecção natural, pelo motivo de u e v serem nulos. Então, o problema passa a ser totalmente condutivo. Portanto há a necessidade de somente resolver a equação da energia numa configuração simples, sem os termos convectivos.

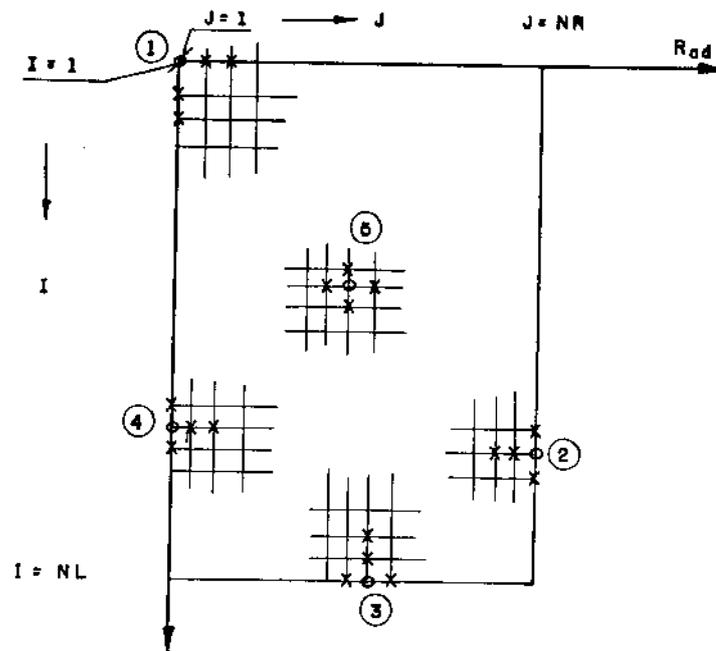


FIG. (III - 2) UTILIZAÇÃO DOS NÓS NA REGIÃO DE DOMÍNIO

Esta consideração, isto é, as simplificações da equação da energia nas paredes será adotada tanto para o resfriamento natural como para o carregamento e descarregamento.

Com base na figura III.2 fica mais fácil de se ver o uso dos índices nas diferenças finitas. Por exemplo:

- Para atualizar o ponto 1 : $(I,J)=(1,1)$ é preciso conhecer seus vizinhos de $(1,2)$, $(1,3)$, $(2,1)$, $(3,1)$ e o próprio $(1,1)$ com tempo atrasado.
- Para atualizar o ponto 2 : $(I,J)=(N,NR)$ é preciso conhecer $(N-1,NR)$, $(N+1,NR)$, $(N,NR-1)$, $(N,NR-2)$ e o próprio (N,NR) com o tempo atrasado.

- Para atualizar o ponto 3 : $(I,J)=(NL,M)$ é preciso conhecer $(NL,M-1)$, $(NL,M+1)$, $(NL-1,M)$, $(NL-2,M)$ e o próprio (NL,M) com o tempo atrasado.
- Para atualizar o ponto 4 : $(I,J)=(N,1)$ é preciso conhecer $(N-1,1)$, $(N+1,1)$, $(N,2)$, $(N,3)$ e o próprio $(N,1)$ com o tempo atrasado.
- Finalmente para atualizar o ponto 5 : $(I,J)=(N,M)$ é preciso conhecer $(N,M-1)$, $(N,M+1)$, $(N-1,M)$, $(N+1,M)$ e o próprio (N,M) com tempo atrasado.

Com essas considerações pode-se discretizar todas as equações dos dois modelos anunciados. As equações discretizadas então mostradas nos apêndices A para resfriamento natural e D para carregamento e descarregamento, acompanhadas de seus coeficientes de integração.

Foi utilizado o método explícito nas três regiões, sejam elas, junto às paredes, meio do fluido e para o raio igual a zero. Nas duas últimas regiões existe a necessidade da resolução dos sistemas de equações, resoluções estas apresentadas nos apêndices B e C.

III.3 - ANÁLISE DE COEFICIENTES

III.3.a - Resfriamento Natural

Considerando para análise a resolução dos dois sistemas

para o meio do fluido e para raio igual a zero, e lançando mão das equações da energia em ambos os casos, já na forma discretizada, ver apêndice A. As equações (5) e (11) equipadas com o termo $FMP(I,J)$, que depende da velocidade axial U e do número de Prandtl de maneira direta, da velocidade transversal V e da pressão, de maneira indireta, obedecendo as variações do tempo é definido como:

$$FMP(I,J) = U^n(I,J) Pr \Delta x \quad (III.1)$$

Esse parâmetro só pode ser calculado após os cálculos de U , V e P nos sistemas 1 e 2 de equações.

III.3.b - Carregamento e Descarregamento

Neste caso o referido parâmetro também aparece, mas de forma mais simples, ver apêndice D, equações (2) e (5). O parâmetro FCD depende somente da velocidade U_0 , imposta pelas operações de carregamento e descarregamento e do número de Prandtl, de maneira direta.

$$FCD = U_0 Pr \Delta x \quad (III.2)$$

III.4 - CONDIÇÕES DE CONTORNO

Esta consideração é geral e vale tanto para resfriamento natural como para carregamento e descarregamento.

Nos dois casos de condições de contorno, camisa d'água ou isolamento, foi considerado o transporte de calor sendo calculado numericamente. Com esses valores calculados numericamente, a temperatura da parede e das camadas próximas a ela eram atualizadas de tempo em tempo ao longo do comprimento do tanque.

Essas temperaturas novas e atualizadas são utilizadas pelas equações adaptadas para tal região, como foi mostrado no item III.2.

III.5 - CRITÉRIOS DE CONVERGÊNCIA E ESTABILIDADE

Os erros introduzidos em qualquer solução obtida por método numérico, originários de arredondamento imposto pela máquina ou pelo truncamento da própria utilização de séries nos lugares das derivadas, devem sempre ser considerados. Portanto, quando se reduz os espaçamentos da malha, tudo indica que isto oferecerá uma melhor aproximação da solução das equações diferenciais, mas não se pode descuidar dos erros acumulativos, já que nestas condições as operações aumentam em razões geométricas com o refinamento da malha.

III.5.a - Convergência

Devido à inexistência de um critério único como finalizador do processo iterativo optou-se pelo método prático de refinamento, em outras palavras, testes diretos na máquina com verifi

cação do tempo de CPU. Estas operações sempre eram acompanhadas de comparações com resultados experimentais para verificação da precisão.

TABELA III-1 - Tempos de CPU.

Malha NL x NR	Incremento de tempo $\Delta\tau$	Tempo real experimental [min]	Tempo CPU [h]
15 x 6	0,5	30	0:14:58
15 x 6	0,1	30	0:31:86
15 x 6	0,01	30	5:33:14
20 x 8	0,5	30	0:13:47
20 x 8	0,01	30	9:30:03

Obs: Tempo de CPU em horas para simular o tempo real experimental.

Pela comparação dos valores da tabela acima fica caracterizado que no programa em termos de tempo de CPU o incremento de tempo é mais importante que os espaçamentos geométricos. Mas os espaçamentos ΔL e ΔR são importantes na precisão dos resultados, fenômeno que pode ser notado quando comparados com os resultados experimentais. Depois de várias tentativas de refinamento no espaço e no tempo, obteve-se uma malha razoavelmente fina com tempos de processamento não excessivamente longos e com bons resultados. A malha escolhida para resolução numérica foi a de 20x8 com o incremento de tempo de $\Delta\tau=0,5$.

III.5.b - Estabilidade

Quando se resolve numericamente equações diferenciais parciais, particularmente as de Navier-Stokes, instabilidades podem ocorrer, devido a vários fatores. Para equações envolvendo o termo da variação no tempo é comum acontecer que uma parte dessas instabilidades dependa exclusivamente do tempo, estas recebem o nome de instabilidades dinâmicas.

Isto pode ser resolvido na maioria das vezes pela redução do incremento de tempo ($\Delta\tau$).

Ainda para agravar a instabilidade aparece outro tipo que não depende do tempo, mas do tipo da equação utilizada e de sua forma em diferenças finitas.

Assim as equações podem tornar-se estáveis ou instáveis, dependendo da direção de crescimento dos erros espaciais. Nestas condições não ocorrem reduções na instabilidade ao se diminuir o incremento de tempo, mas somente com modificações da discretização das mesmas.

Então, nas equações completas com termos convectivos e difusivos aparecem interações dos efeitos, havendo necessidade de observar alguns critérios de estabilidade. Após os cuidados acima, fica claro que, para se evitar instabilidades tanto estáticas como dinâmicas, deve-se fazer uma análise visando obter valores para o parâmetro do tipo $\frac{\Delta\tau}{\Delta x}$.

Pela equação aplicável na parede vem

$$\frac{\partial\theta}{\partial\tau} = \frac{1}{Pr} \left[\frac{\partial^2\theta}{\partial R_{ad}^2} + \frac{1}{R_{ad}} \frac{\partial\theta}{\partial R_{ad}} + \frac{\partial^2\theta}{\partial x^2} \right] \quad (III.3)$$

Discretizando a equação III.3 segundo a forma abaixo para $\Delta x = \Delta R$.

$$\theta^{n+1}(I,J) = C(J) (\theta^n(I,J) - \theta^n(I,J-1)) + (CFH/2) (\theta^n(I,J-2) - 2\theta^n(I,J-1)) + \\ CFI(\theta^n(I+1,J) + \theta^n(I-1,J)) + CFR(\theta^n(I,J)) \quad (III.4)$$

onde: $CFR = 1 + \frac{\Delta\tau}{Pr} \left(\frac{1}{\Delta R^2} - \frac{2}{\Delta x^2} \right)$ (III.5)

Portanto é necessário lembrar que $\frac{\Delta\tau}{Pr\Delta x^2}$ na equação III.4 é importante porque as perdas de calor irão influenciar na sua ordem de grandeza, causando uma influência grande na estabilidade do método.

Seguindo Özisik [46] pode se estimar o seguinte valor para tal coeficiente garantindo assim a estabilidade do método.

$$\frac{\Delta\tau}{Pr\Delta x^2} \leq 1 \quad (III.6)$$

Da mesma forma a análise do coeficiente CFP da equação de temperatura do sistema 2 (ver apêndice A), deve apresentar

$$\frac{\Delta\tau}{Pr\Delta x^2} \leq \frac{1}{4} \quad (III.7)$$

Para garantir a estabilidade.

III.6 - PROGRAMA COMPUTACIONAL

A sequência básica e simplificada do método explícito utilizado, pode ser mostrado pelo diagrama de bloco abaixo.

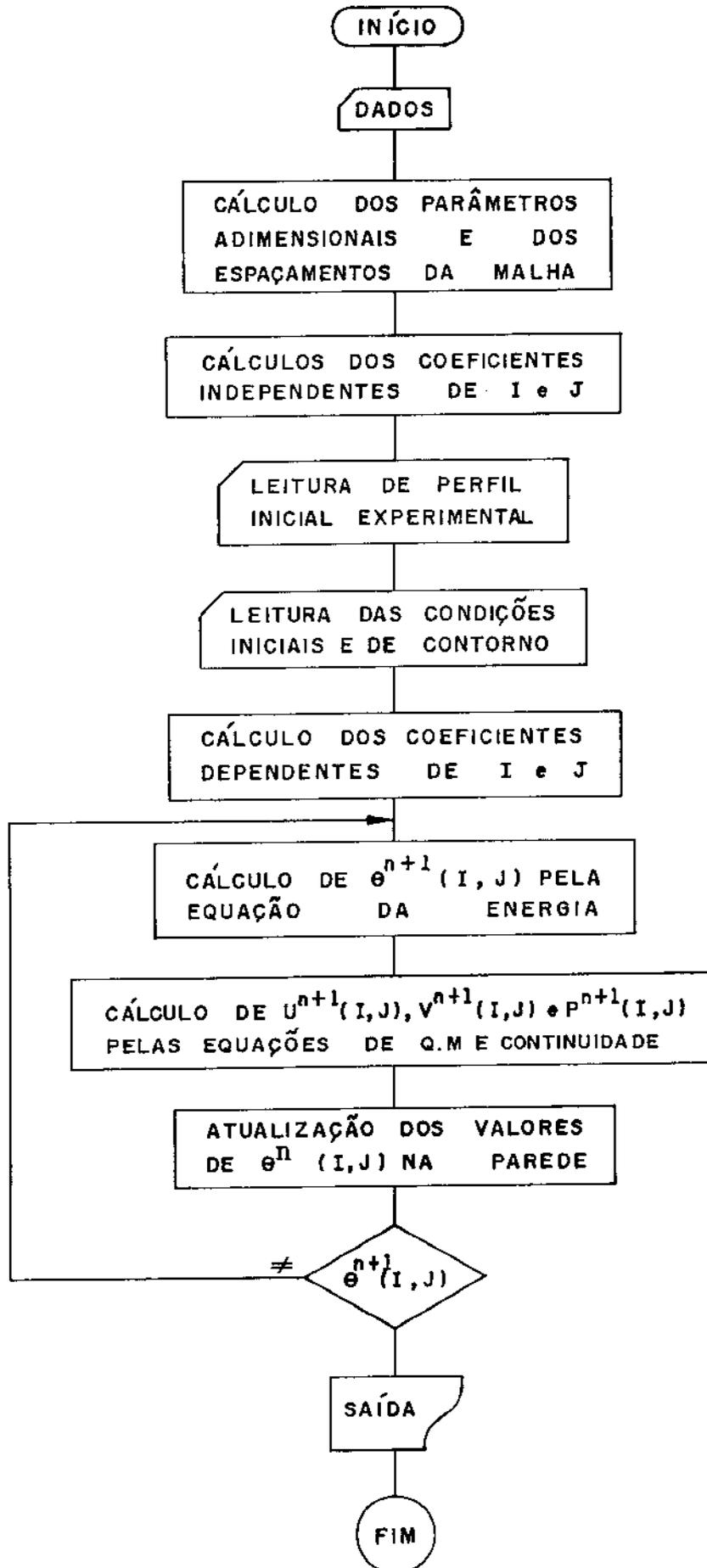


FIG. (III-3) DIAGRAMA DE BLOCO ESQUEMÁTICO

CAPÍTULO IV

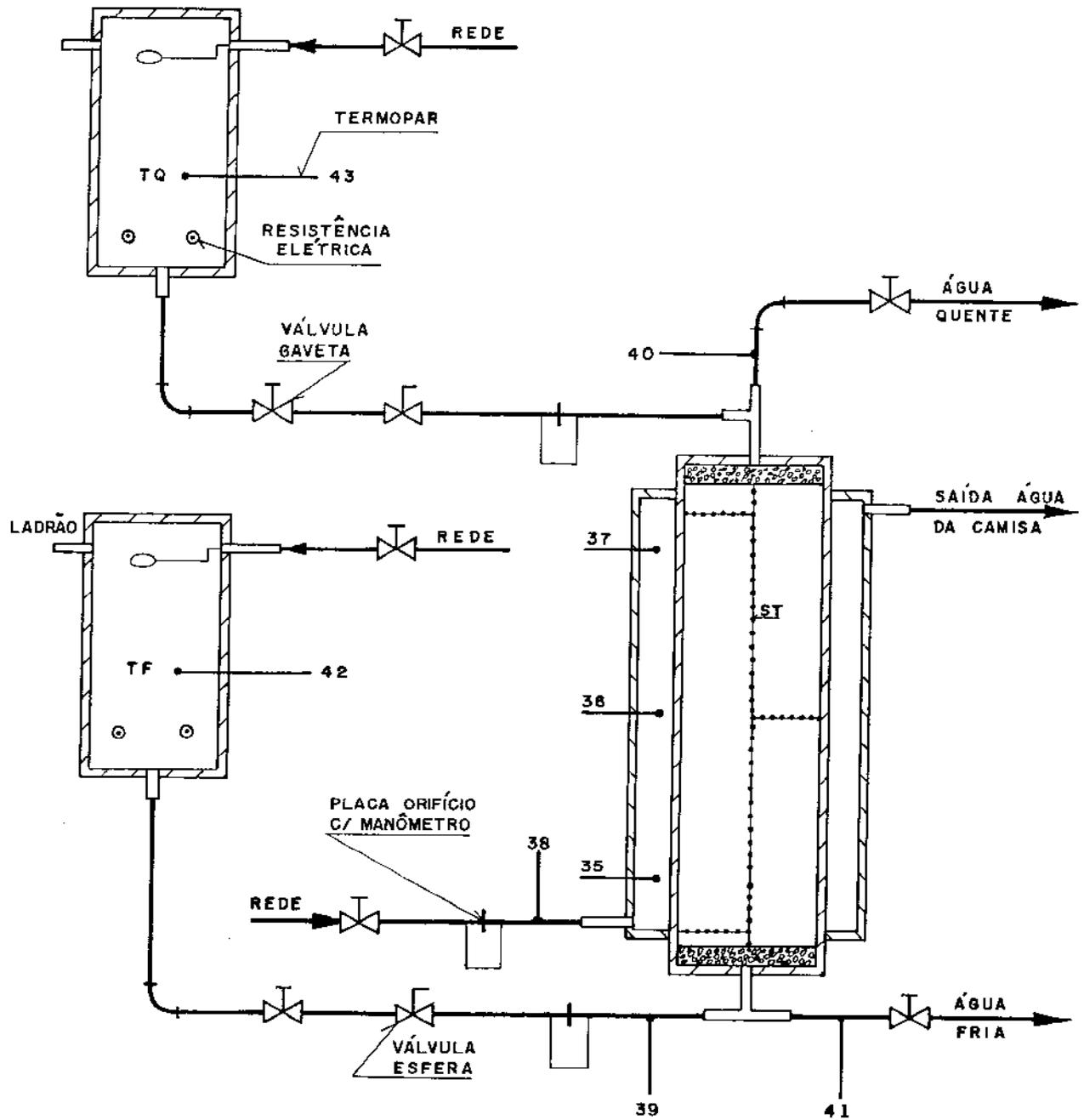
ANÁLISE EXPERIMENTAL

Para verificação dos resultados numéricos e acompanhamento dos fenômenos reais, existentes no armazenamento de calor em tanques estratificados, foi projetado, construído e instrumentado no laboratório de armazenadores (FEC-UNICAMP) um sistema térmico. Tal sistema permitiu simular todos os testes previamente estudados para um tanque de armazenamento térmico, com a possibilidade de mostrar todas as dificuldades das diversas operações em situações reais.

IV.1 - APARATOS EXPERIMENTAIS

Os ensaios foram realizados numa instalação do tipo apresentado na figura IV.1. Tal montagem é composta de dois tanques alimentadores (TQ e TF), equipados com duas resistências elétricas de 3000W cada, para aquecimento da água, placas de orifício calibrado para medir vazão e um tanque armazenador equipado com camisa d'água, que simula perda controlada de calor pela parede.

Na figura IV.2 o mesmo tanque armazenador é mostrado de sacoplado do sistema para evidenciar os detalhes do isolamento no lugar da camisa d'água.



TQ - TEMPERATURA TANQUE (QUENTE)
 TF - TEMPERATURA TANQUE (FRIO)
 ST - SUPORTE DOS TERMOPARES

FIG. (IV-1) DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DA MONTAGEM

O tanque principal do sistema (Armazenador) tem capacidade para 92 litros e sua alimentação tanto de fluido frio, como de fluido quente foi feita somente por gravidade, permitindo então um bom controle para qualquer vazão, feito pelas válvulas gavetas. Depois das vazões serem previamente estabelecidas pelas válvulas gavetas, as aberturas e fechamentos bruscos eram feitos pelas válvulas de esfera.

Os difusores superior e inferior são formados por uma camada de meio poroso, composto por pedregulho de diâmetros mais ou menos uniformes confinados por um disco de tela.

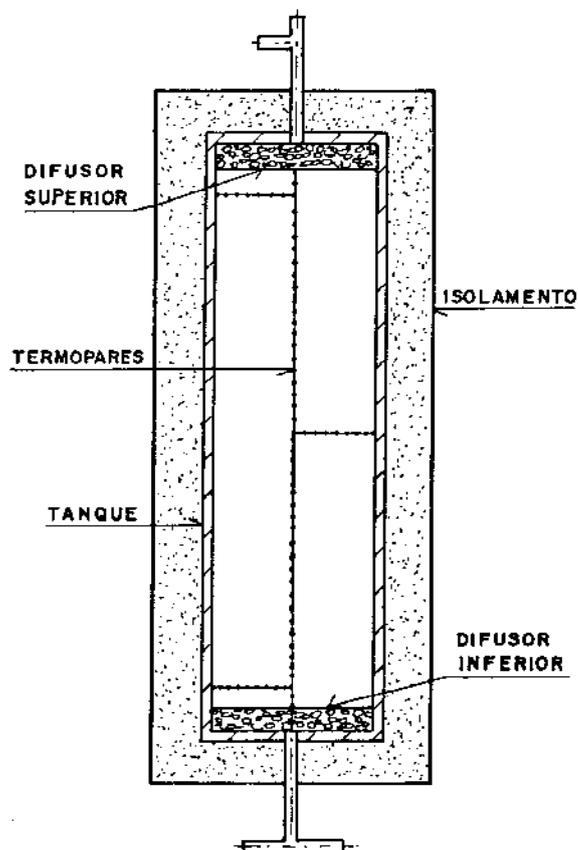


FIG. (IV - 2) TANQUE COM ISOLAMENTO COMPLETO
(DIÂMETRO DO TANQUE $D = 0,36 \text{ m}$)

Todo o sistema montado foi instrumentado com 43 termopares para leituras de temperatura, como está indicado nas figuras IV.1 e IV.3.

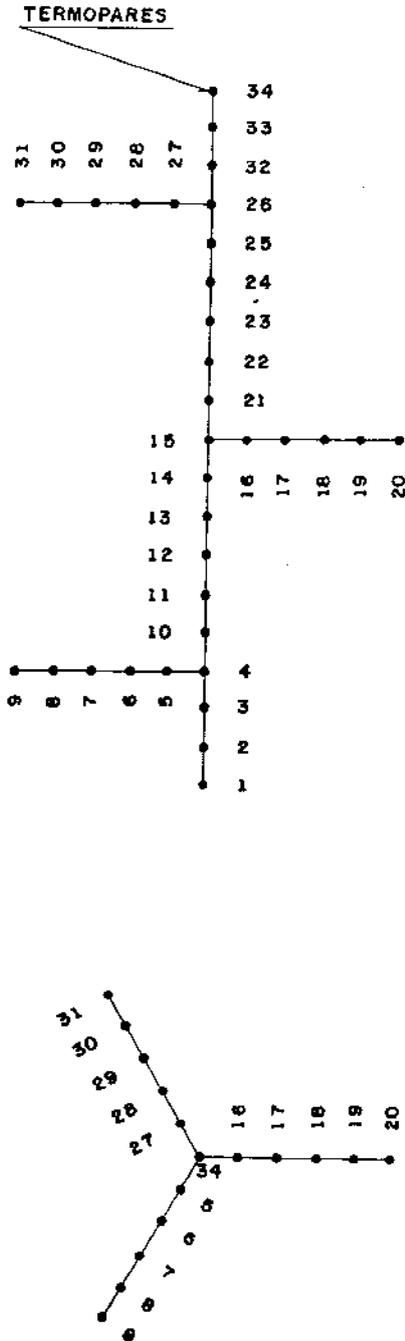


FIG.(IV-3)ESQUEMA DA DISTRIBUIÇÃO DOS TERMOPARES NO INTERIOR DO ARMAZENADOR

Todos os termopares são do tipo T (Cobre-Constantan) , com bitola AWG24, sendo todos calibrados em relação a um termômetro de mercúrio com precisão de $0,1^{\circ}\text{C}$.

IV.1.a - Medidas de temperaturas

Num aparelho marca Fluke (2150A-Multipoint) de vinte canais, acoplado a um termômetro digital também de marca Fluke (2100A), foram ligados 19 termopares, de maneira que no vigésimo canal foi ligada uma chave seletora marca Engro com mais 24 canais, totalizando então os 43 termopares.

Como uma das maiores dificuldades nestas leituras, aparece o tempo gasto para varrer todos os termopares, caminhando de um em um era necessário um tempo da ordem de 2,0 a 3,0 minutos. Esse tempo todo era suficiente para defasar os estágios dos perfis de temperatura do início até o final das medidas em qualquer tipo de operação do tanque.

Isto levou a fazer uma correção em todos os pontos, em função do tempo gasto para a leitura.

Todos os pontos lidos para todos os tipos de testes totalizaram algo da ordem de 15000 dados, sendo que foram usados cerca de 8000 a 10000 para o trabalho.

IV.1.b - Medidas de vazões

As vazões de água fria, água quente e água da camisa eram controladas por medidores do tipo placa de orifício, com o

diferencial de pressão indicado num manômetro de tubo em U usando tetracloreto de carbono com iodo. Essas placas foram projetadas, construídas e calibradas no laboratório por meio de balança e cronômetro.

Para água quente e fria as vazões variavam num intervalo de 0,00 até 0,11 kg/s e para a água da camisa, a variação estava entre 0,00 e 0,39 kg/s.

Nas operações de carregamento e descarregamento as vazões variavam entre 0,039 a 0,103 kg/s resultando em velocidades de $0,39 \times 10^{-3}$ a $1,01 \times 10^{-3}$ m/s para a interface no interior do tanque.

IV.2 - MÉTODO EXPERIMENTAL

i - Resfriamento Natural

Com o armazenador em resfriamento natural, o procedimento foi o seguinte:

- a) Verificava se o tanque estava realmente vazio.
- b) Colocava água quente pela entrada superior até a metade do tanque (indicador de nível).
- c) Em seguida com a vazão desejada colocava água fria pela entrada inferior até completar o tanque.
- d) Imediatamente fazia uma leitura de temperatura para determinar o perfil inicial.

- e) Em períodos de 5 a 10 minutos fazia leituras para verificar a degradação da estratificação.

As experiências de resfriamento natural eram sempre relativamente longas, exigindo de maneira geral tempos bastante grandes para se obter uma degradação razoável da estratificação.

Nas operações de carregamento e descarregamento o procedimento foi conforme a seguir.

ii - Carregamento

- a) Todo o tanque foi tomado por água fria, com temperatura conhecida (perfil inicial).
- b) Logo em seguida se iniciava a entrada de água quente pela entrada superior com vazões também controladas. Essas vazões desejadas eram determinadas pela válvula gaveta na saída da água fria, ver figura IV.1.
- c) Em intervalos de 5 a 10 minutos eram feitas leituras para determinar a posição da interface e também da faixa de mistura.
- d) Era considerado o tanque totalmente carregado quando ele se encontrava totalmente cheio de água quente.

iii - Descarregamento

- a) Todo o tanque foi tomado com água quente com temperatura conhecida (perfil inicial).

- b) Logo em seguida se iniciava a entrada de água fria pela entrada inferior com vazões desejadas. Essas vazões eram determinadas pela válvula gaveta na entrada de água fria, ver figura IV.1, com abertura total na válvula de saída de água quente e a válvula de saída de água fria totalmente fechada.
- c) Idem para o item c da operação de carregamento.
- d) Era considerado o tanque totalmente descarregado quando ele se encontrava totalmente cheio de água fria.

CAPÍTULO V

APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS COMENTÁRIOS E DISCUSSÕES

Este capítulo apresenta os resultados obtidos para o estado de resfriamento natural e as operações de carregamento e descarregamento, para o tanque de armazenamento, tanto experimental como teórico. Suas comparações serão feitas em cada gráfico para a averiguação do modelo teórico proposto.

As comparações aqui realizadas foram baseadas praticamente em precisão de aproximação entre os resultados numéricos e experimentais, comportamento das termoclinas no interior do tanque, influência das perdas de calor nas paredes e finalmente dificuldades apresentadas nas operações dinâmicas.

V.1 - RESFRIAMENTO NATURAL

As figuras V.1, V.2 e V.3 apresentam resultados de resfriamento natural do tanque com fluxo de calor forçado na parede (camisa d'água). Com estas condições deve-se reparar que praticamente não existe uma mistura entre água quente e fria, mas sim um resfriamento muito rápido da camada de fluido quente.

Também as três curvas apresentam boa concordância entre os resultados experimentais e numéricos.

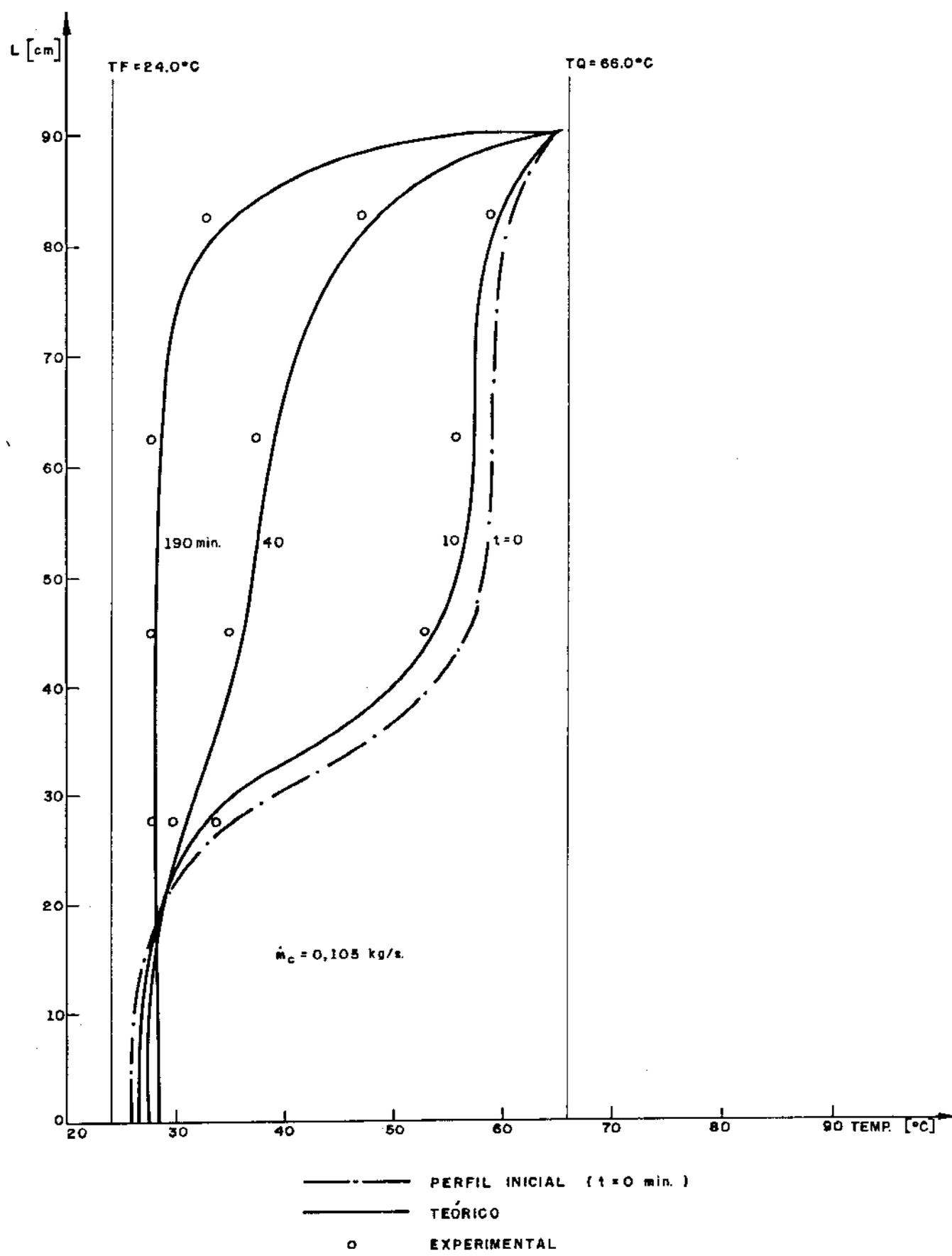


FIG. (V - 1) RESFRIAMENTO NATURAL (COM CAMISA D'ÁGUA)

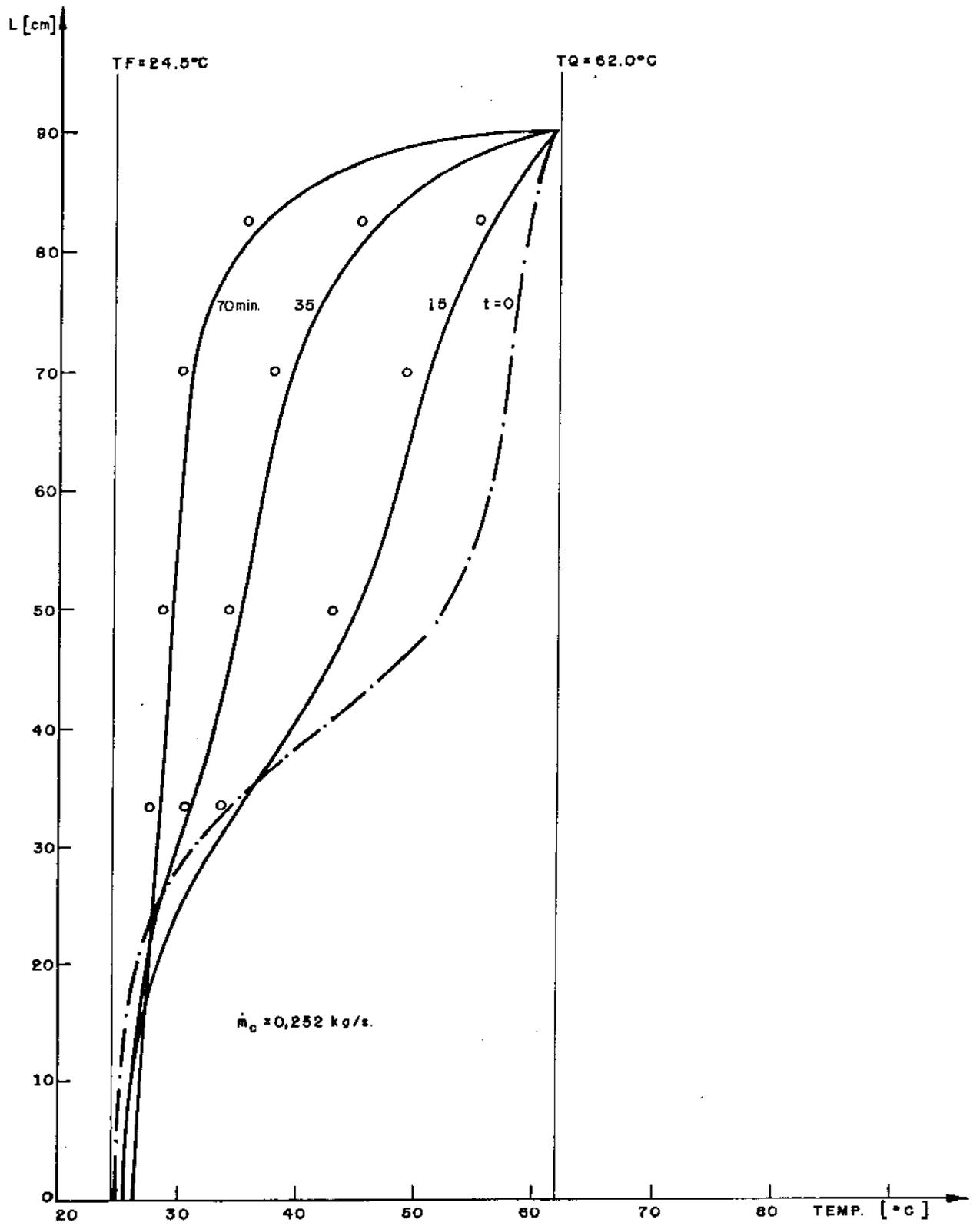


FIG. (V - 2) RESFRIAMENTO NATURAL (COM CAMISA D'ÁGUA)

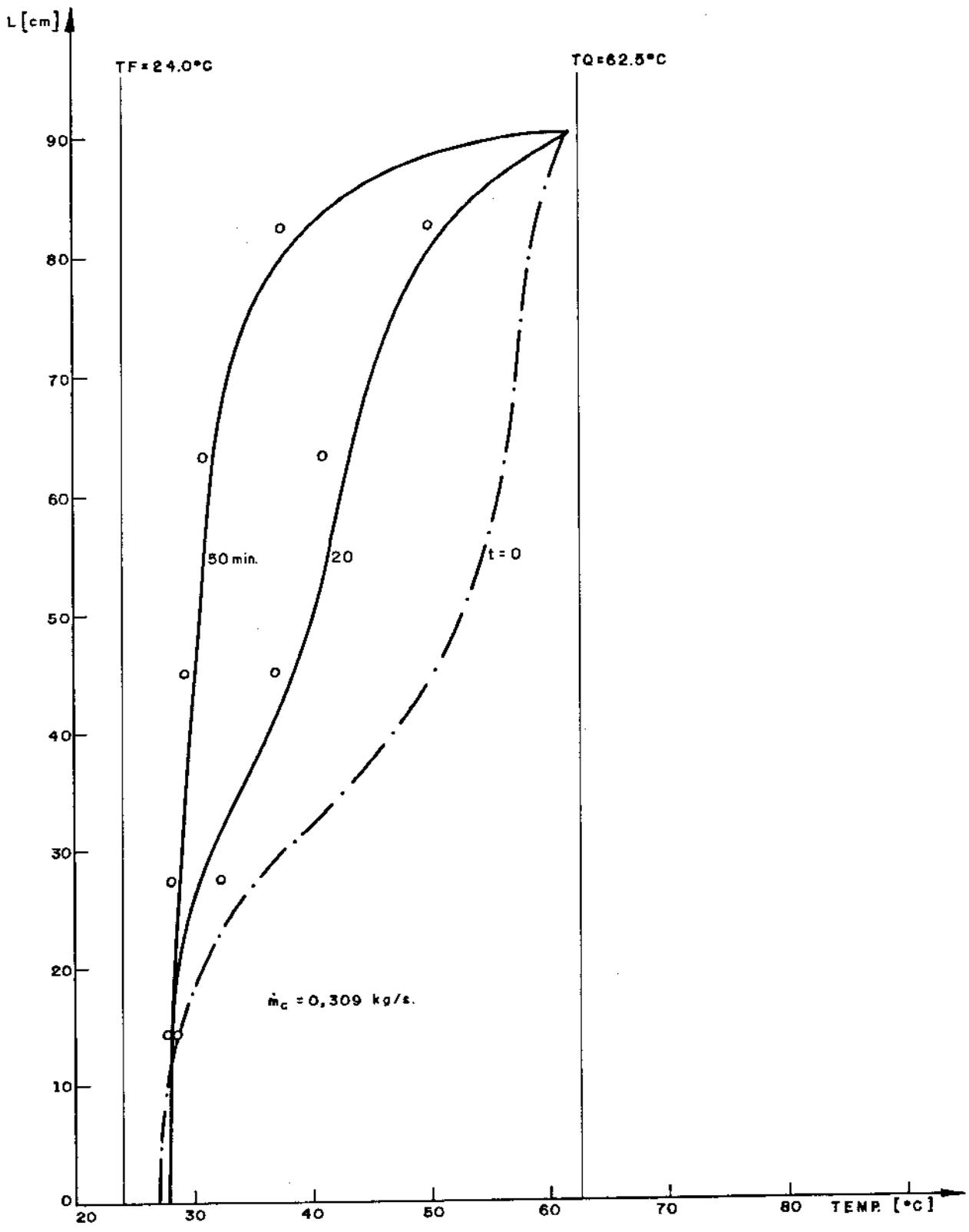


FIG. (V - 3) RESFRIAMENTO NATURAL (COM CAMISA D'ÁGUA)

A condição de contorno para $x=0$ e $0 < R_{ad} < 1$ usada nestes três casos foi exatamente a mesma oferecida pela experiência, ou seja, pela inércia térmica do difusor, a temperatura em $x=0$ era considerada constante e igual a TQ . Esta consideração foi utilizada para melhor revelar as tendências das isoclinas.

Na figura V.4 é revelado o processo da degradação da estratificação com o tanque totalmente isolado. Neste caso fica fácil perceber que não só o resfriamento da metade superior quente está presente, como também o aquecimento da metade inferior fria, isto é, existe a mistura dos fluidos quente e frio.

Desta forma fica evidenciada realmente a mistura do fluido quente e frio por condução e convecção, fazendo com que todo o tanque se aproxime de uma temperatura média entre TF e TQ . Este fenômeno mostra que para o tanque isolado os efeitos da condução e convecção prevalecem sobre os efeitos de resfriamento rápido da camada superior quente, causado por um fluxo grande de calor pela parede.

Outro detalhe importante mostrado pela figura V.4 é a inércia térmica do difusor inferior, mesmo com o aumento da temperatura do fluido frio ele se mantém à temperatura inicial TF .

Pode se verificar a boa concordância entre o perfil de temperatura previsto pelo modelo proposto e os resultados experimentais.

A figura V.5 mostra o efeito da perda de calor pelo topo do tanque, efeito este que provoca fortemente o aparecimento das correntes convectivas dentro do armazenador, causando assim a aceleração da degradação da estratificação.

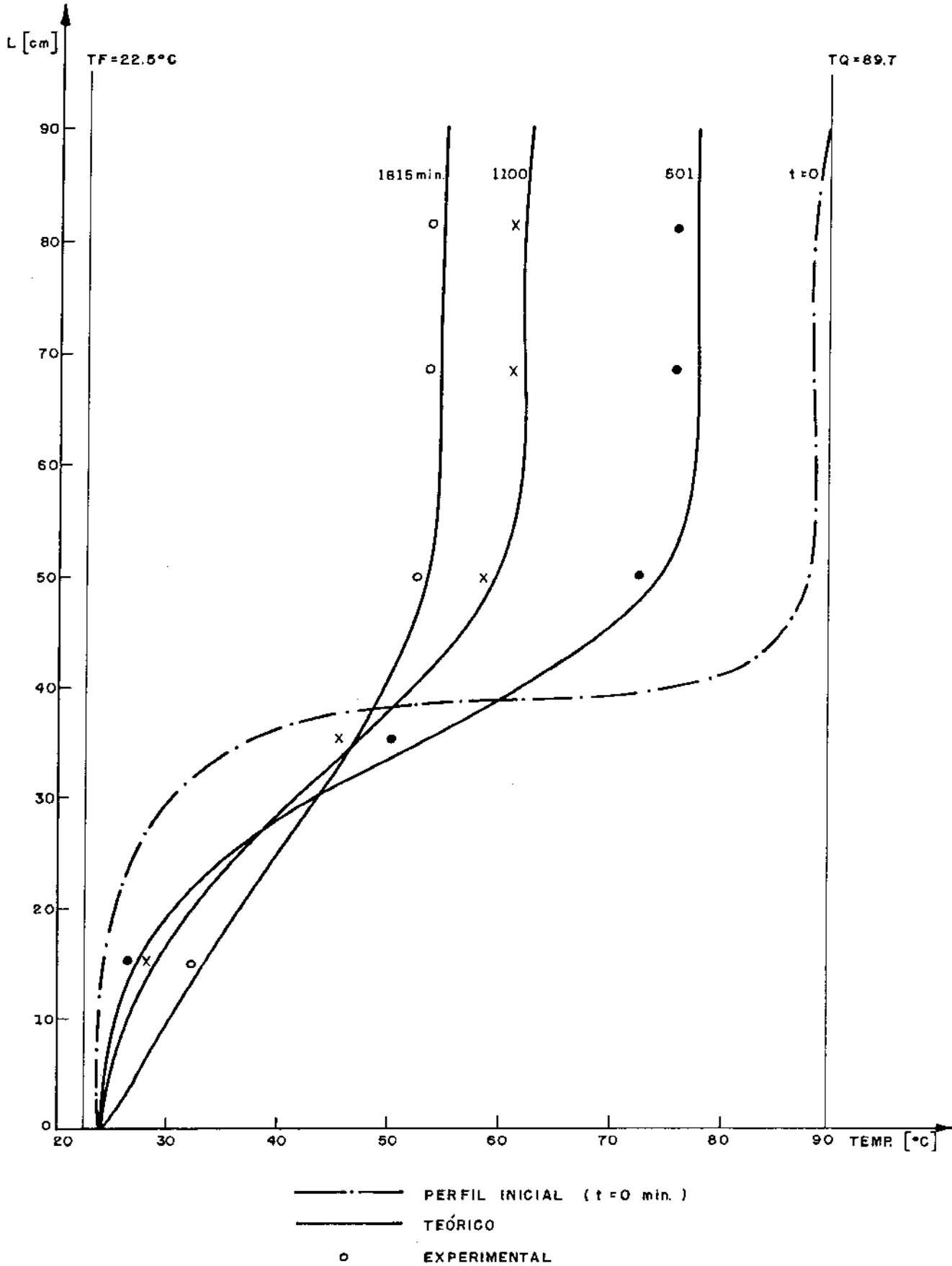


FIG. (V-4) RESFRIAMENTO NATURAL (COM ISOLAMENTO)

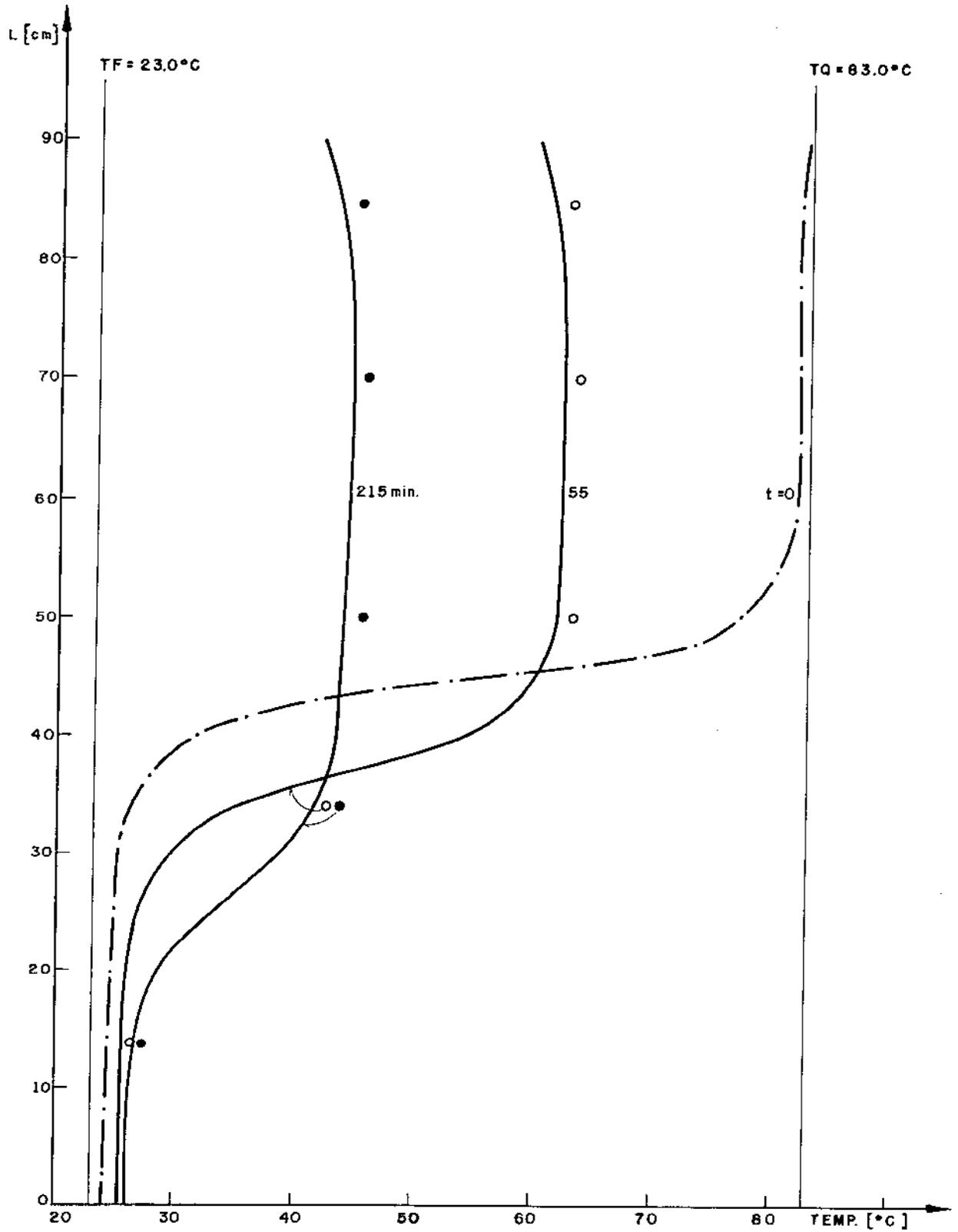


FIG.(V - 5) RESFRIAMENTO NATURAL (COM PERDA DE CALOR PELO TOPO)

Pode se notar pela leve curvatura na parte superior dos perfis a existência de células de circulação e ainda o aumento do percurso destas. Este aumento de percurso é visto quando se observa que quanto mais a temperatura do fluido quente cai com o tempo, mais a região de inflexão se aproxima do fundo do tanque.

Se faz presente também na figura V.5 a boa aproximação dos resultados comparados para dois tempos bastante diferentes, 55 e 215 minutos após o estado inicial.

V.2 - CARREGAMENTO

É razoável iniciar esta etapa falando de maneira geral da aproximação dos resultados teóricos e experimentais. Neste contexto é oportuno observar que em alguns casos aparece o cruzamento das curvas teóricas e experimentais perto do topo do armazenador.

Isto pode ser atribuído ao fato de que o fluido quente estava apenas iniciando o processo de entrada no tanque. Então o tempo que este bloco de fluido quente ficou em contato com a parede e com o resto de fluido já dentro do armazenador, foi pequeno demais para haver uma mistura ou para haver uma troca de calor para o meio.

Este efeito não é computado pelo método numérico, daí a razão desses pontos experimentais terem valores maiores que a solução numérica, para valores próximos de $x=0$.

Nas figuras V.6, V.7, V.8 e V.9 estão mostradas as operações de carregamento realizadas com perdas controladas de calor (camisa d'água), e isto fica bem exemplificado quando se observa a temperatura final do tanque carregado, isto é, ela é bem menor que a de entrada TQ.

Presente nas figuras V.10, V.11 e V.12 está a operação de carregamento com o armazenador totalmente isolado, implicando diretamente no aumento considerável da temperatura final do tanque carregado, comparado com as figuras V.6, V.7, V.8 e V.9.

Na comparação das figuras V.6 e V.7 é importante notar que as vazões de entrada (\dot{m}_Q) são praticamente as mesmas e o que muda é a da camisa (\dot{m}_C), o que significa variação na taxa de transferência de calor pela parede. As variações de \dot{m}_C não trazem grandes mudanças no comportamento das curvas, são bastante parecidas para ambas as figuras quando é considerado o mesmo tempo de operação.

Ainda poucas alterações também são notadas quando comparadas as curvas das figuras V.7 e V.8. As vazões de entrada (\dot{m}_Q) são bem próximas, mas acompanhadas de grandes diferenças nas vazões da camisa (\dot{m}_C) que causam variação na taxa de troca de calor pela parede.

Resta então fazer a análise do ponto de vista das variações da vazão de carregamento \dot{m}_Q . Para isto é bom lançar mão dos pares de figuras V.6 com V.8 e V.7 com V.9, tomadas duas a duas, com vazões de entrada diferentes.

Como era de se esperar, o tempo de carregamento de cresce com o aumento da vazão e cresce com a diminuição da mesma.

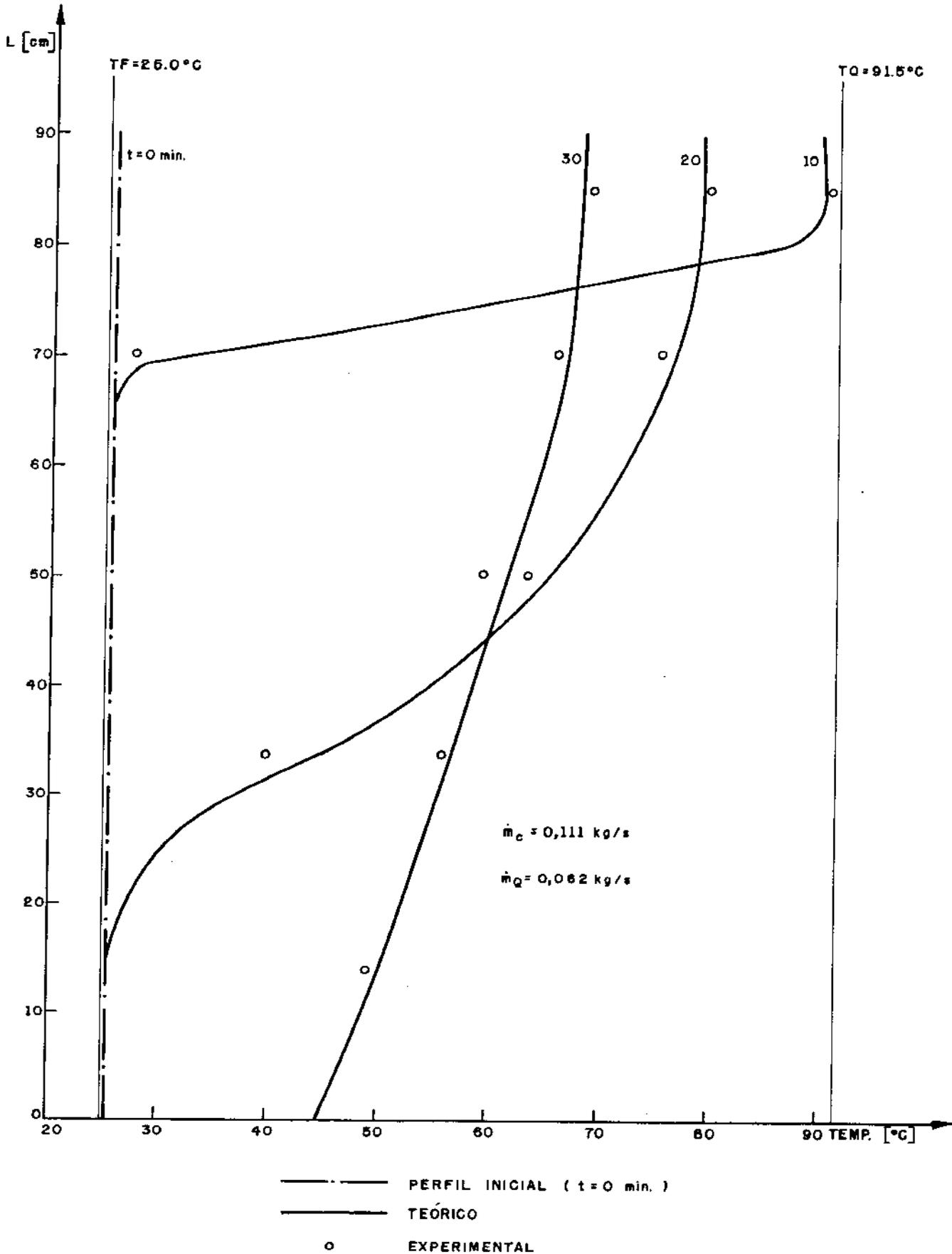


FIG. (V - 6) CARREGAMENTO (COM CAMISA D'ÁGUA)

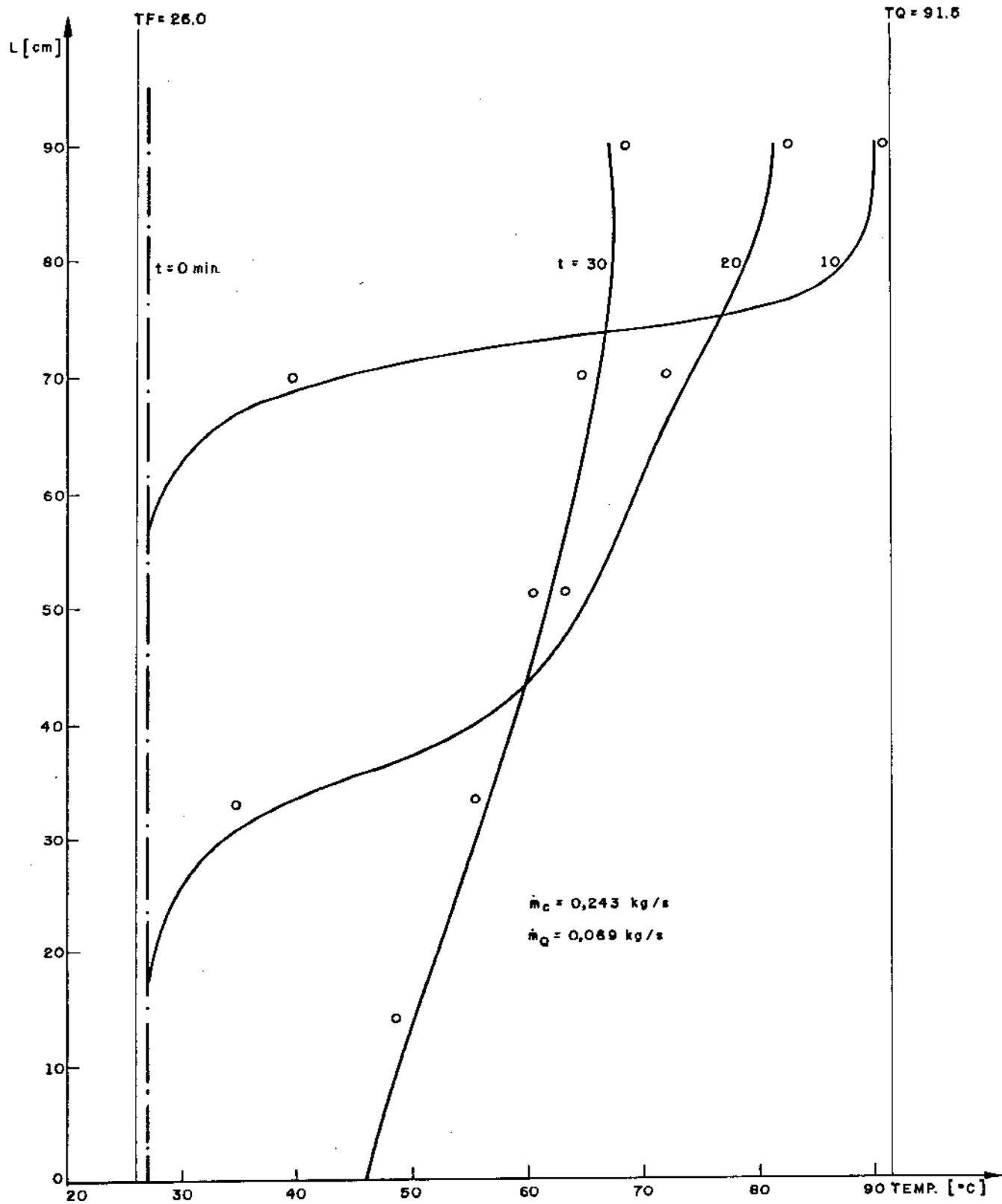


FIG. (V - 7) CARREGAMENTO (COM CAMISA D'ÁGUA)

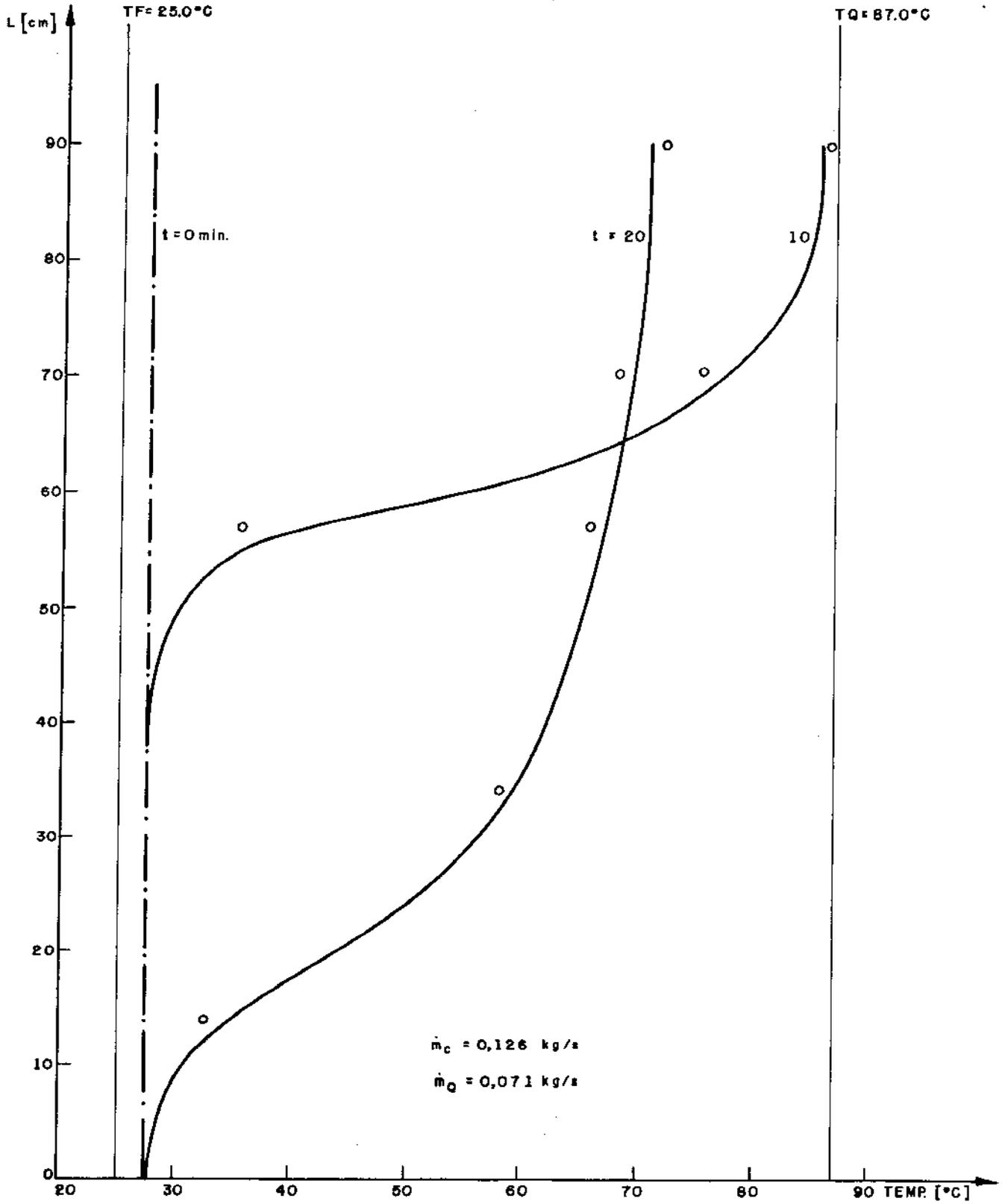


FIG. (V - 8) CARREGAMENTO (COM CAMISA D'ÁGUA)

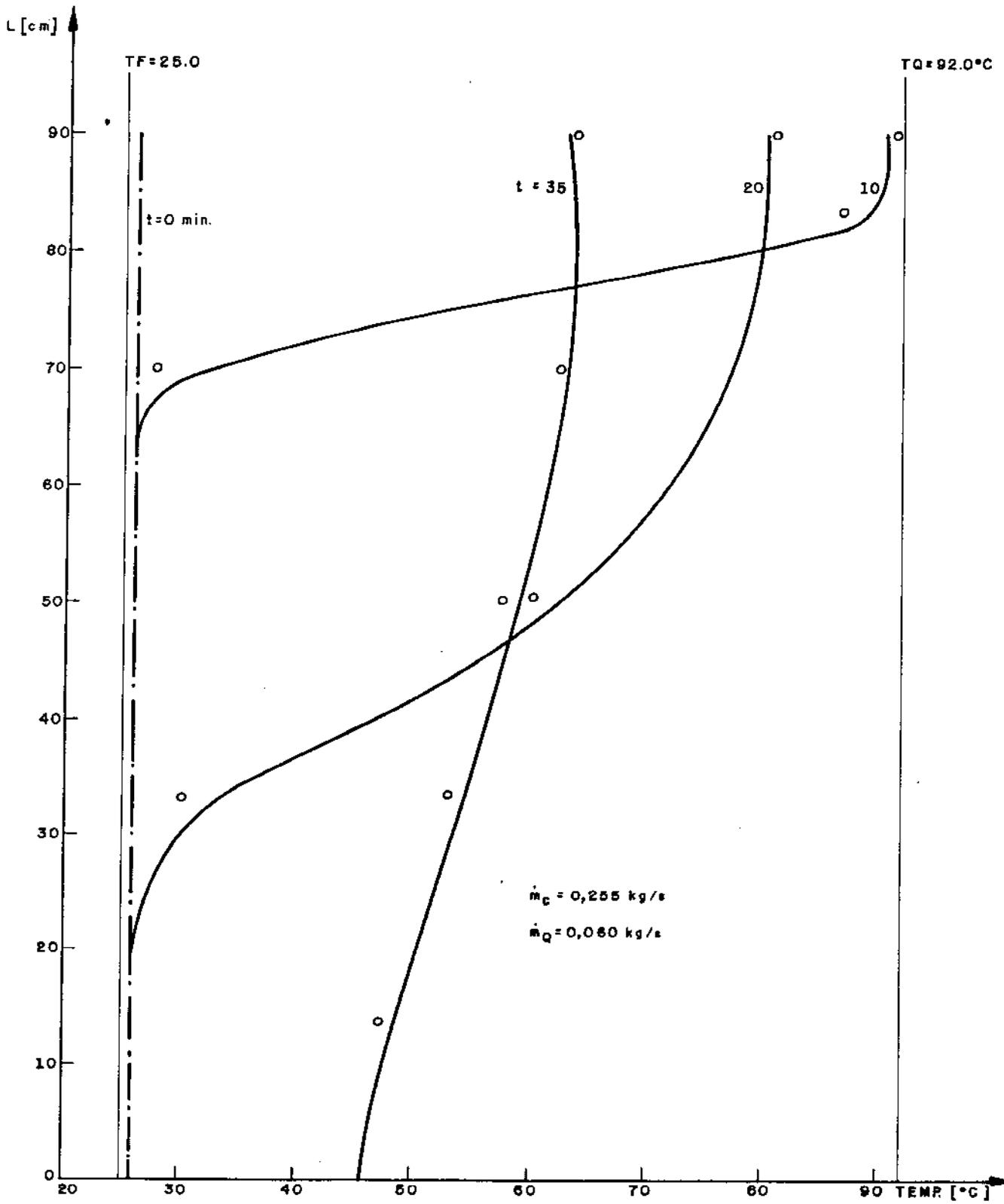


FIG. (V - 9) CARREGAMENTO (COM CAMISA D'ÁGUA)

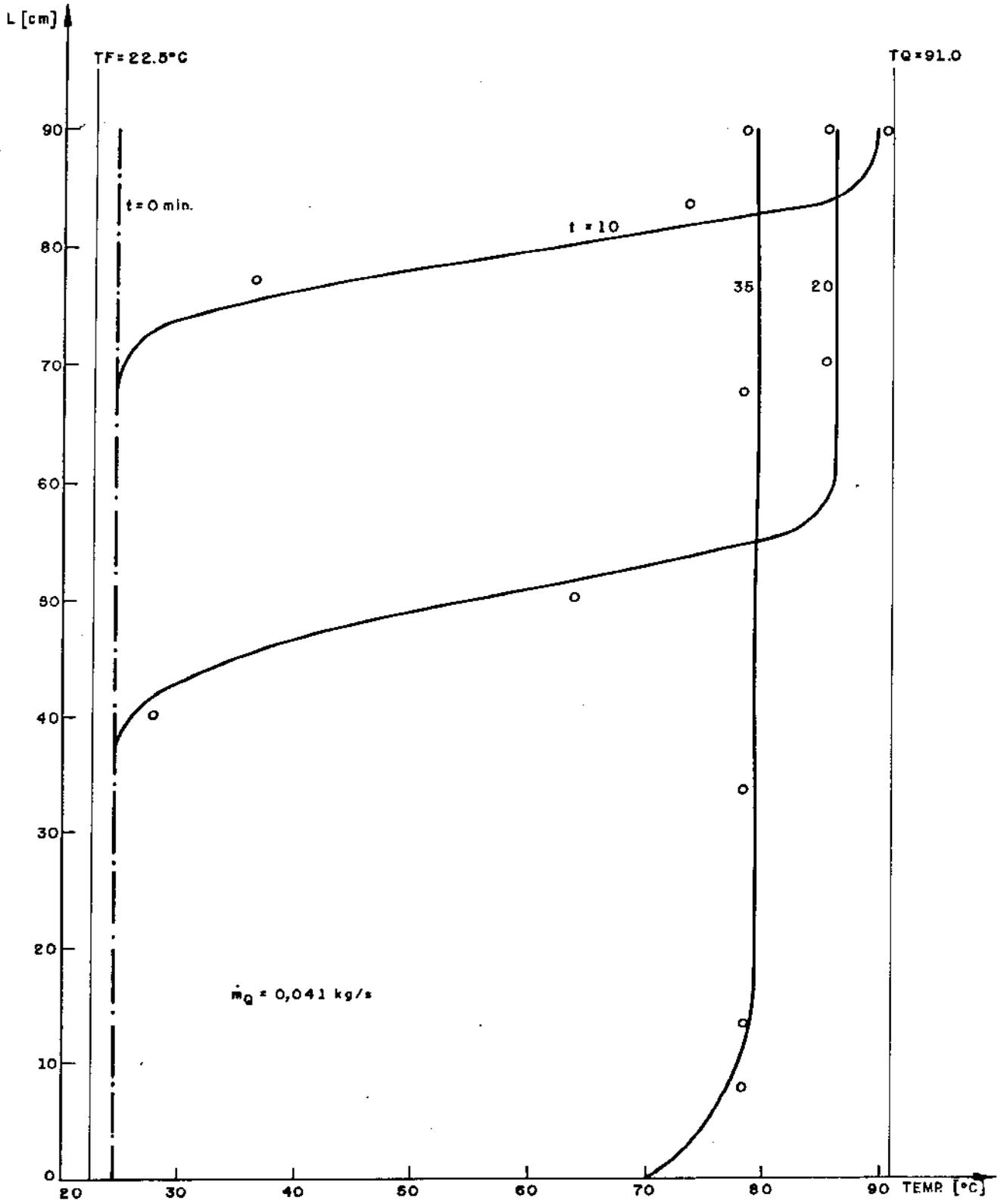


FIG. (V - 10) CARREGAMENTO (COM ISOLAMENTO)

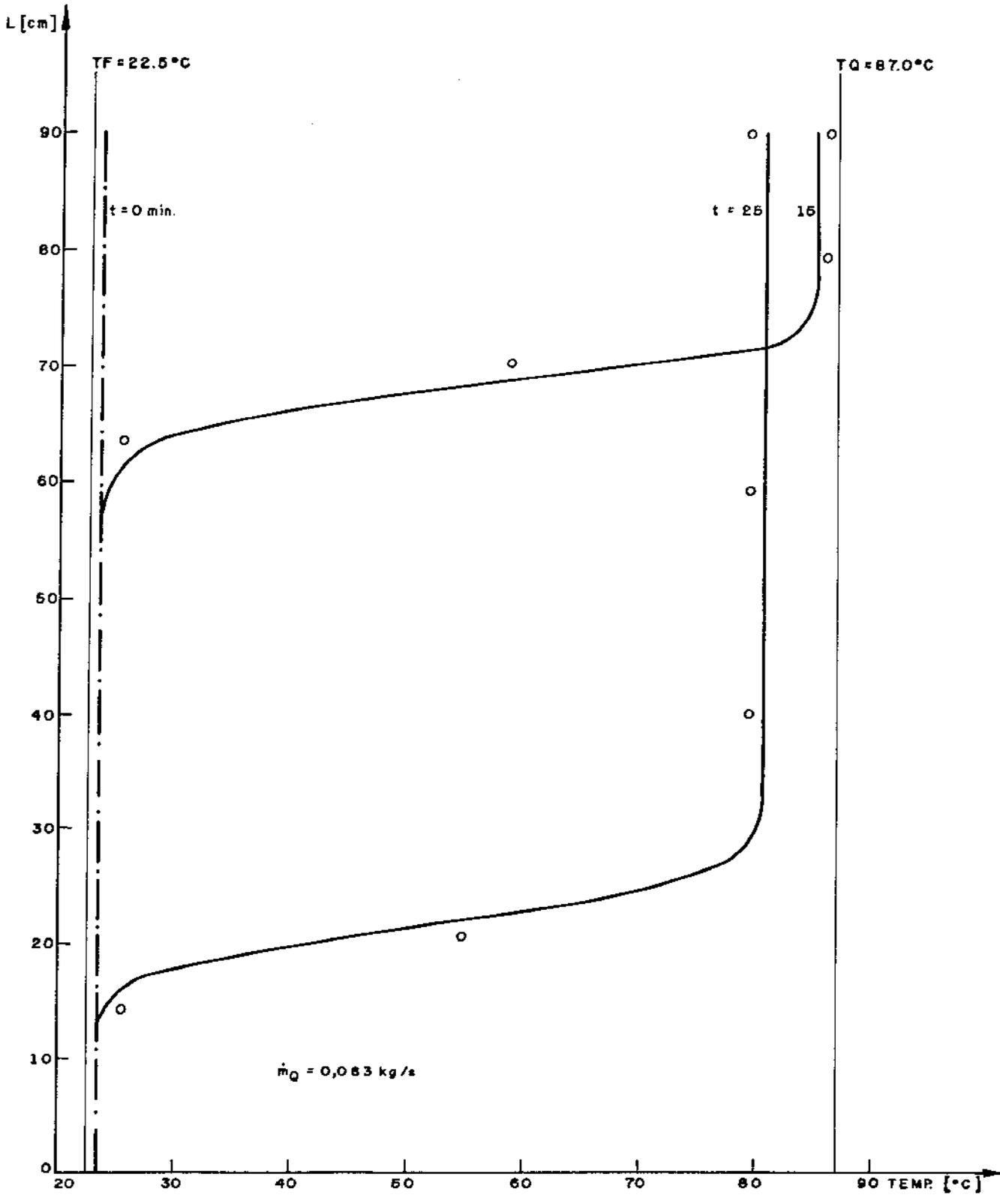


FIG. (V - 11) CARREGAMENTO (COM ISOLAMENTO)

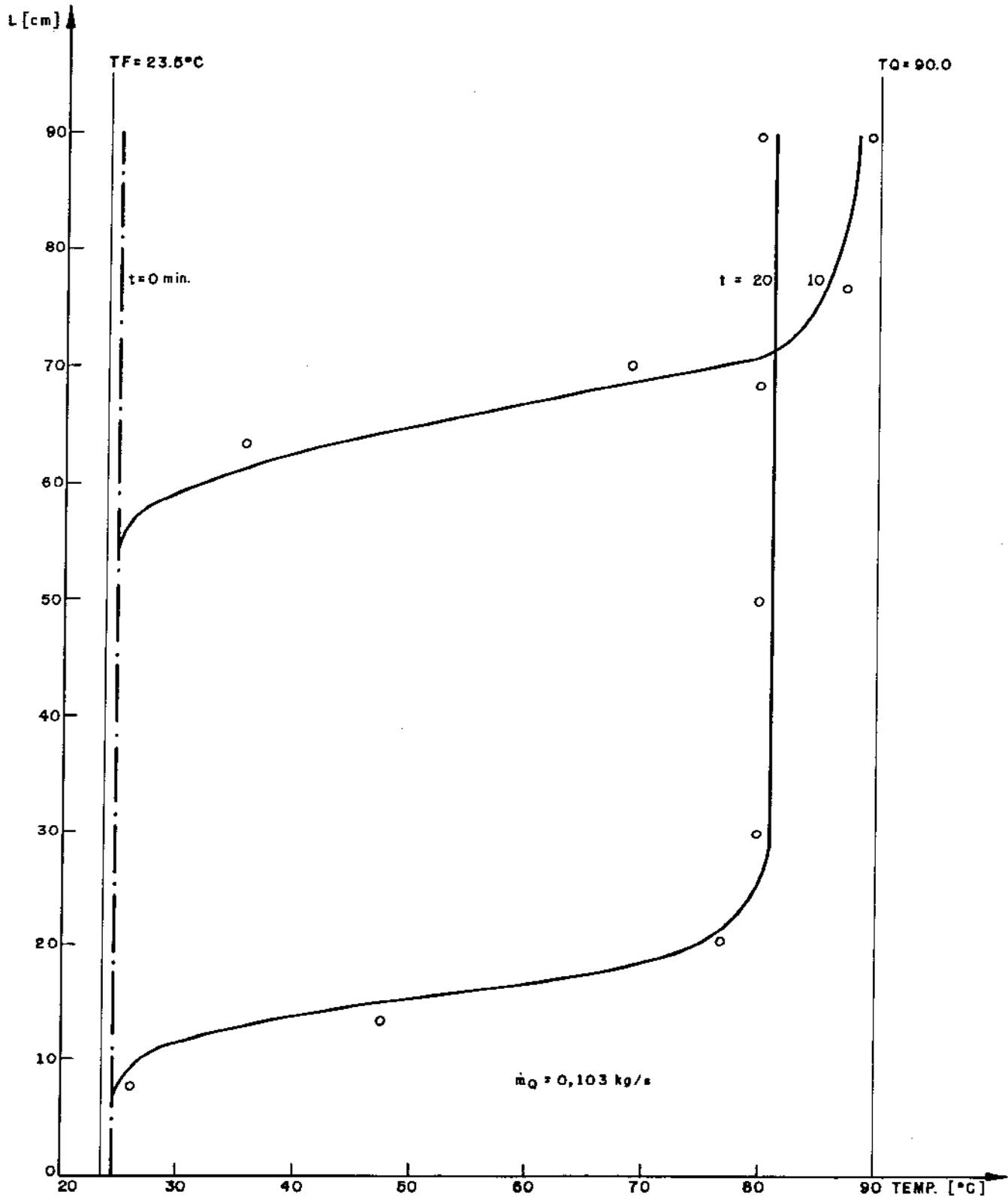


FIG. (V - 12) CARREGAMENTO (COM ISOLAMENTO)

O mesmo comportamento pode ser observado nas figuras V.10, V.11 e V.12 que mostra a operação de carga com o tanque totalmente isolado.

O problema maior do aumento da vazão de entrada \dot{m}_Q é que se esta for muito grande, aparecerão turbulências no interior do tanque que provocarão uma mistura maior entre os fluidos quente e frio. Tal comportamento pode ser visto pela inclinação da curva na região da interface (inflexão), quanto menor \dot{m}_Q , mais horizontais são as curvas.

Nestas três figuras uma característica importante fica bem explícita, a de que a temperatura final do tanque quando carregado é bem próxima da temperatura máxima TQ. Esta característica deve-se ao fato de que a perda de calor pelas paredes não é mais preponderante durante o tempo gasto no carregamento.

Nas três curvas pode-se notar a boa concordância dos resultados numéricos e experimentais.

V.3 - DESCARREGAMENTO

As figuras V.13, V.14, V.15 e V.16 mostram as operações de descarregamento realizadas com perda controlada de calor pelas paredes (camisa d'água). Nestas condições estas figuras ficam caracterizadas pelo comportamento da temperatura final do tanque, quando totalmente descarregado.

O fluxo de calor pela parede do tanque, causado pela camisa d'água faz com que, além do descarregamento, haja um res-

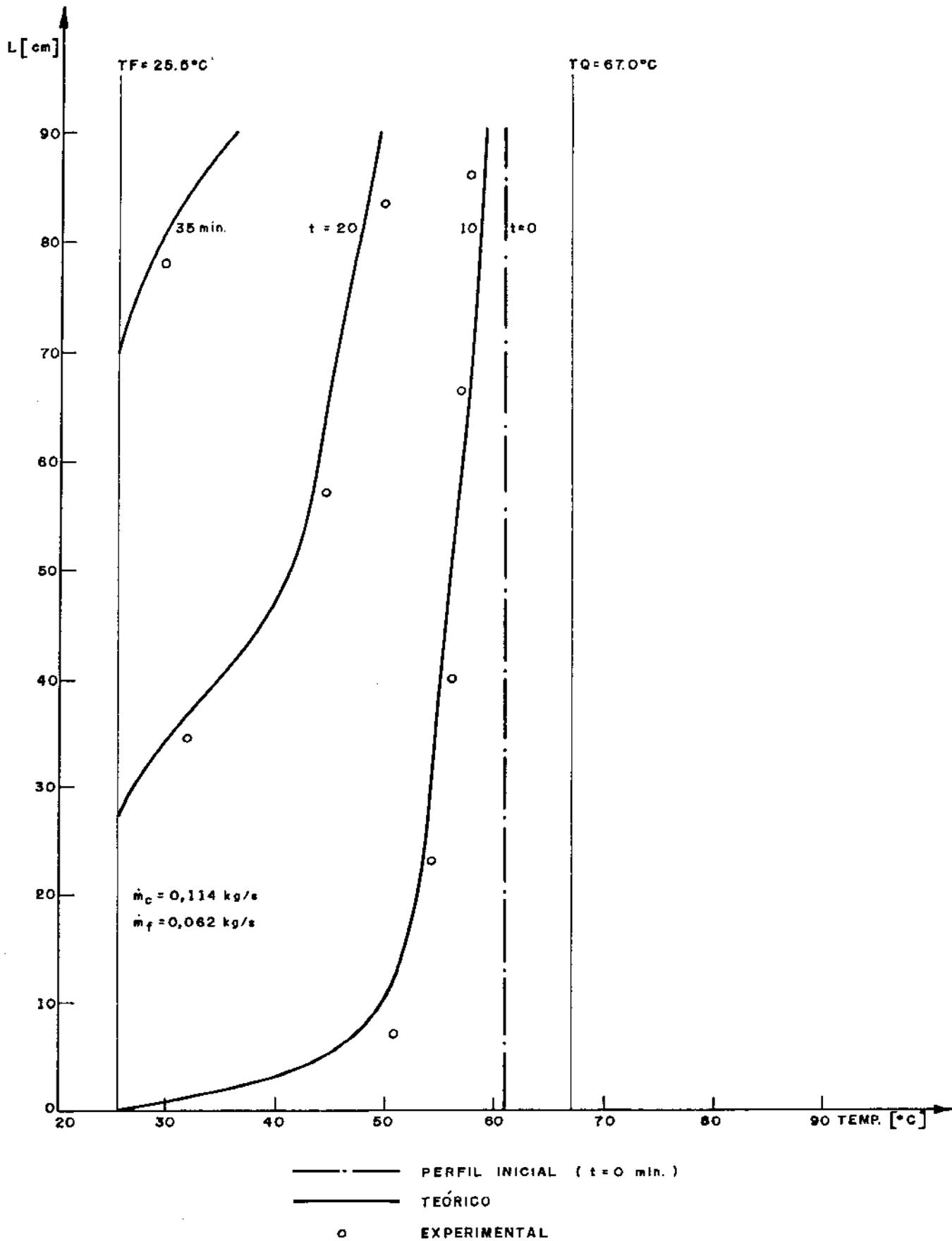


FIG. (V - 13) DESCARREGAMENTO (COM CAMISA D'ÁGUA)

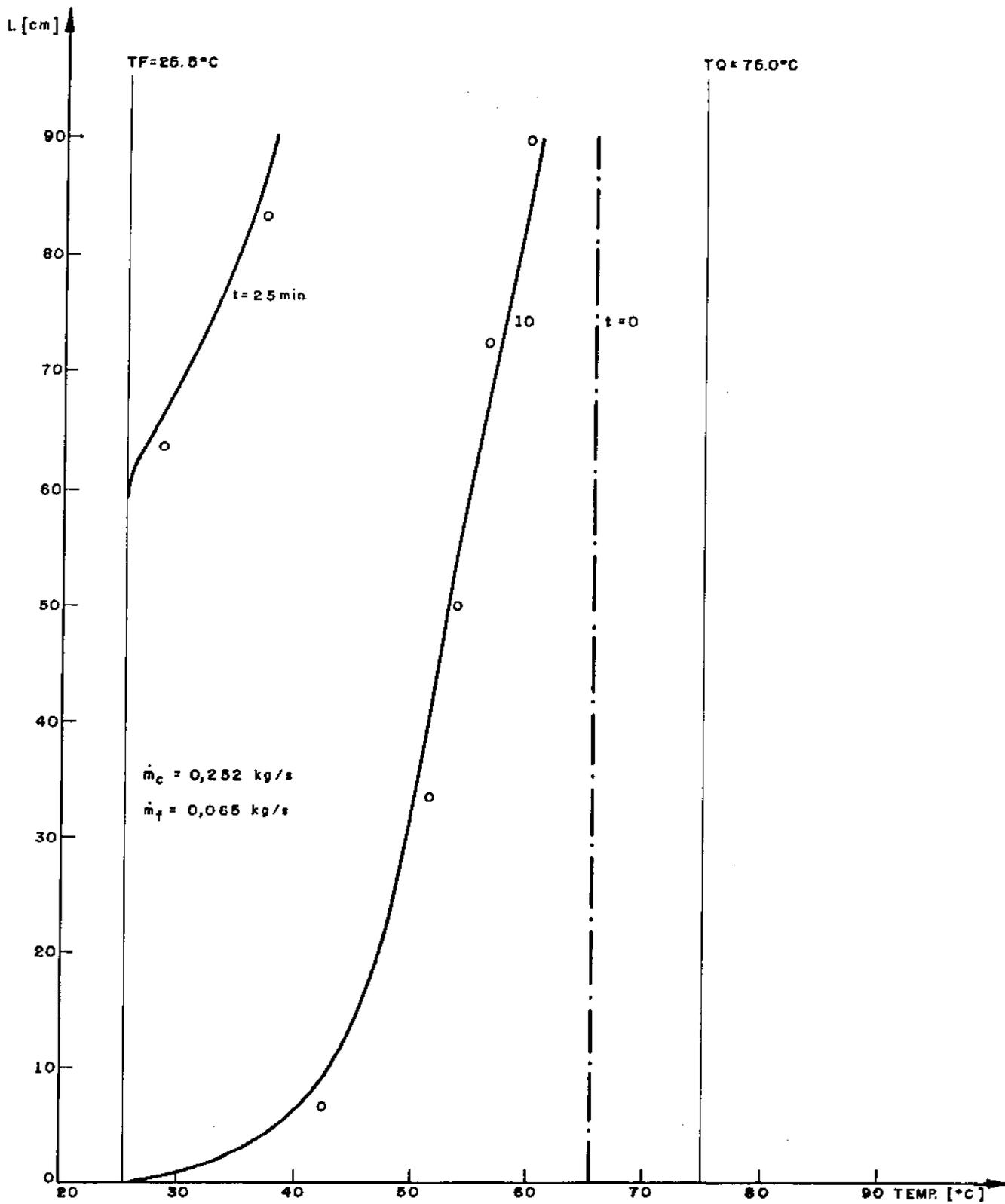


FIG. (V - 14) DESCARREGAMENTO (COM CAMISA D'ÁGUA)

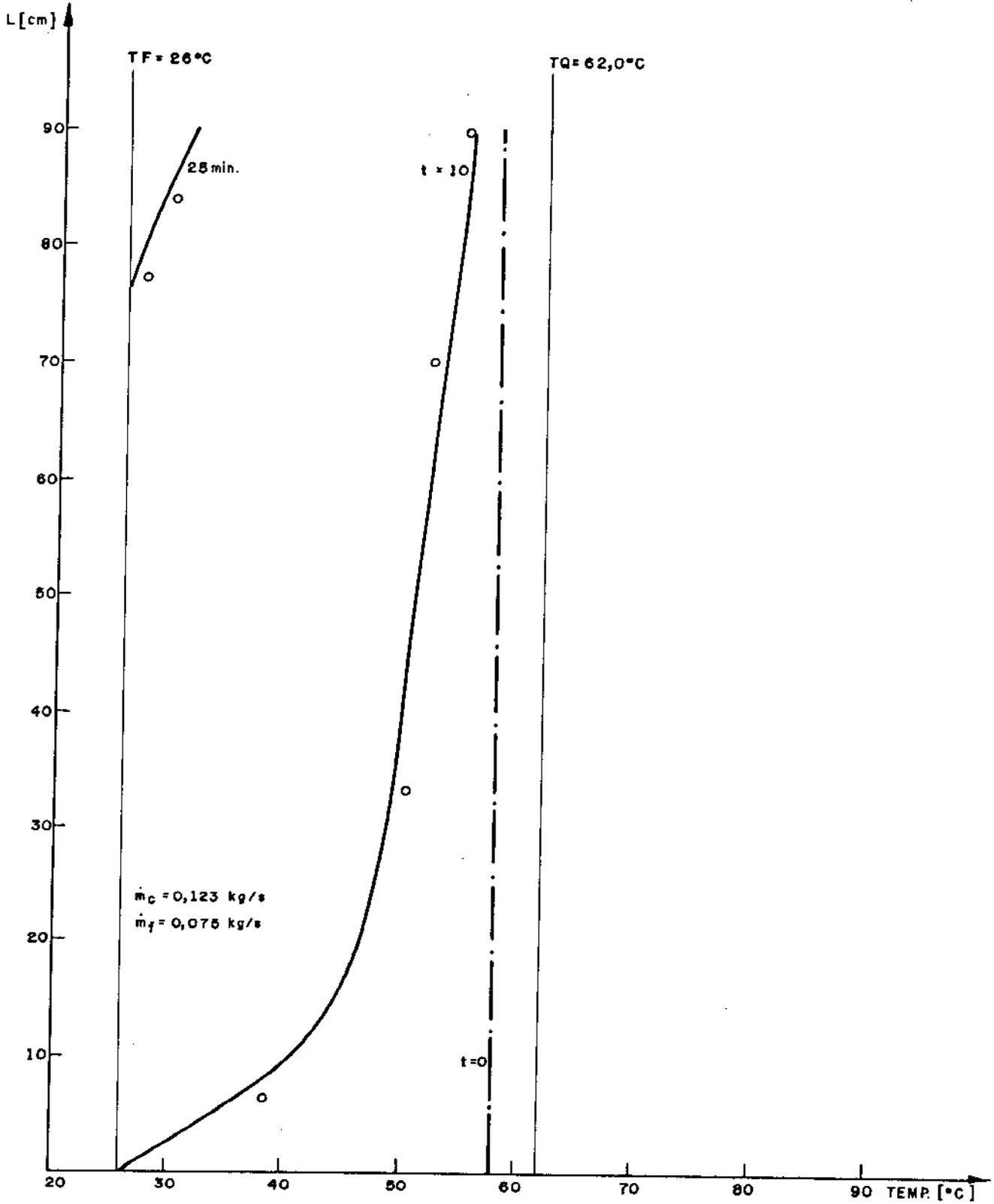


FIG. (V - 15) DESCARREGAMENTO (COM CAMISA D'ÁGUA)

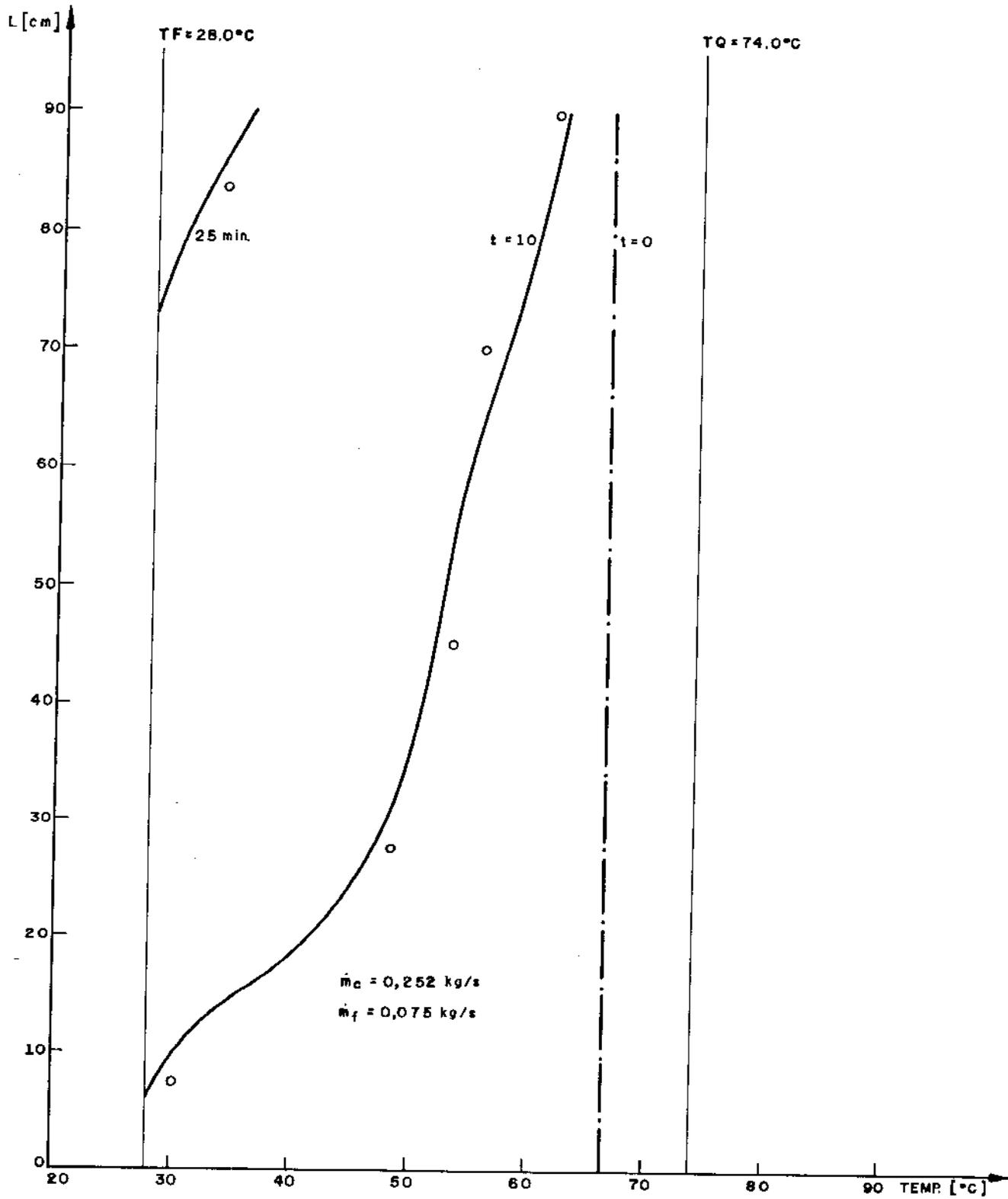


FIG. (V-16) DESCARREGAMENTO (COM CAMISA D'ÁGUA)

friamento rápido da camada de fluido quente.

Nas figuras V.17, V.18 e V.19 está representado o descarregamento do armazenador com o tanque totalmente isolado, condição que causa um retardamento direto da queda de temperatura da camada de fluido quente, comparado com as figuras anteriores.

O fato do tanque estar totalmente isolado provoca um comportamento bem distinto dos casos acima, não há um resfriamento acentuado na camada de fluido quente. Estas figuras mostram que quando se descarrega o tanque, as últimas camadas de fluido quente remanescente, praticamente se encontra na temperatura inicial TQ.

Da mesma forma que foi observado em carregamento, foi também observado aqui, nas figuras V.13 e V.14, com vazões de entrada (\dot{m}_F) nos dois casos bem próximas e apenas mudando as vazões da camisa (\dot{m}_C). Como anteriormente, esta variação da taxa de transferência de calor pela parede provocada pela variação de \dot{m}_C , causa pouca alterações nos perfis de temperatura.

Também na comparação das figuras V.14 e V.15, com vazões de entrada (\dot{m}_F) bem próximas e com grandes diferenças nas vazões da camisa (\dot{m}_C), vale a mesma observação dos casos anteriores. Isto é, poucas alterações nos perfis de temperaturas são observadas.

De acordo com as ocorrências dos bons resultados dos modelos nos casos anteriores, aqui também no descarregamento, existe a boa concordância dos resultados obtidos numericamente e experimentalmente.

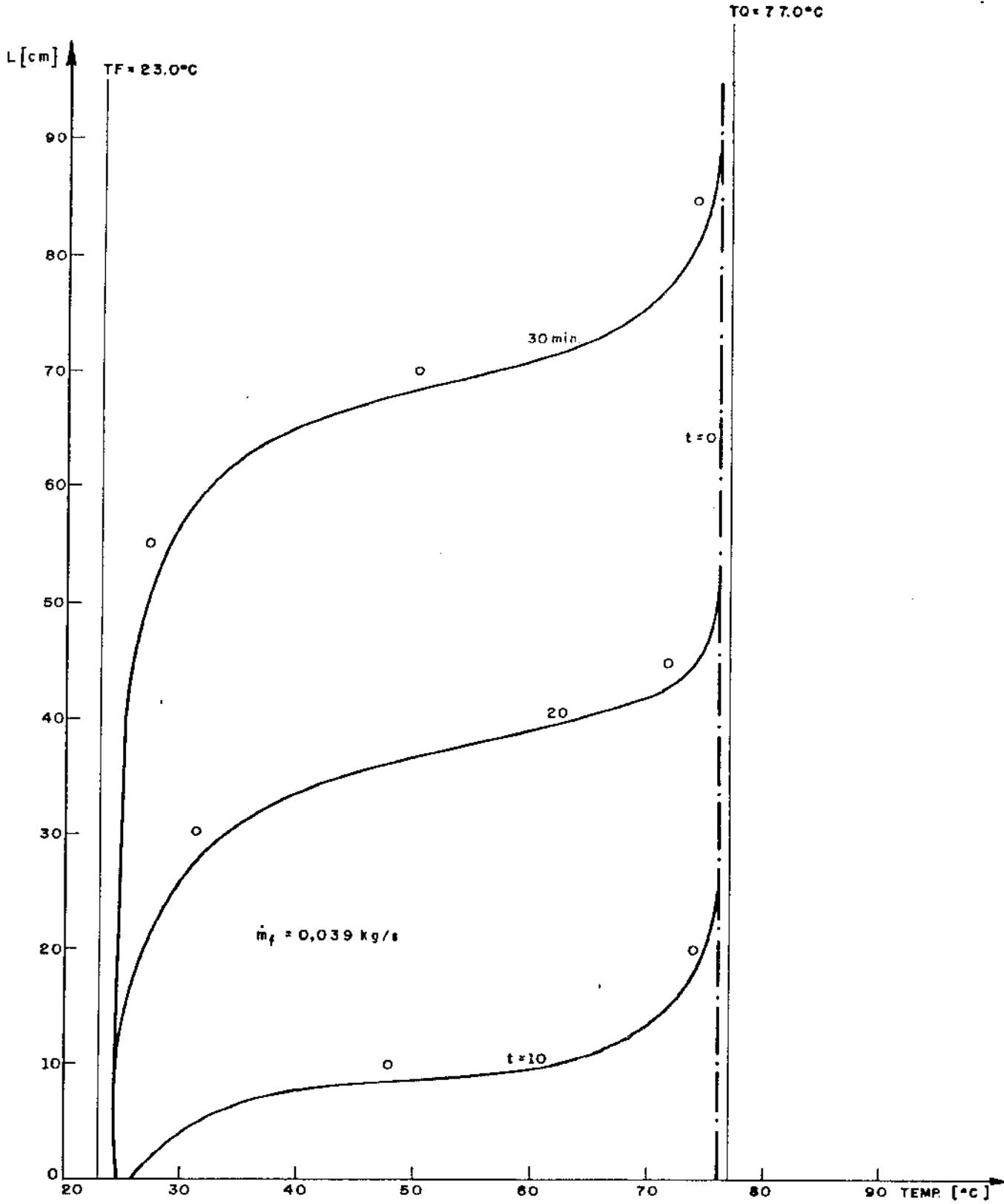


FIG. (V - 17) DESCARREGAMENTO (COM ISOLAMENTO)

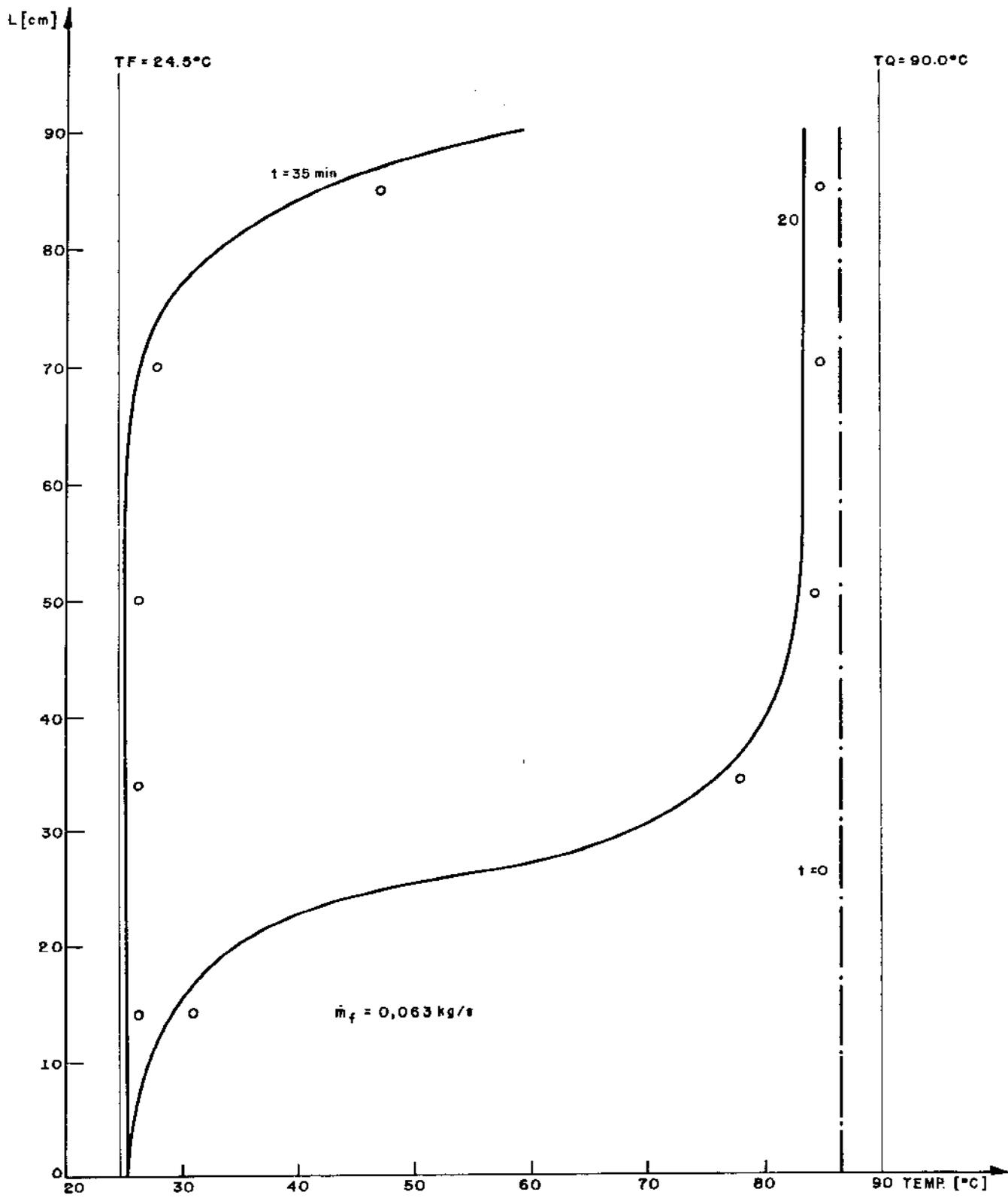


FIG. (V - 18) DESCARREGAMENTO (COM ISOLAMENTO)

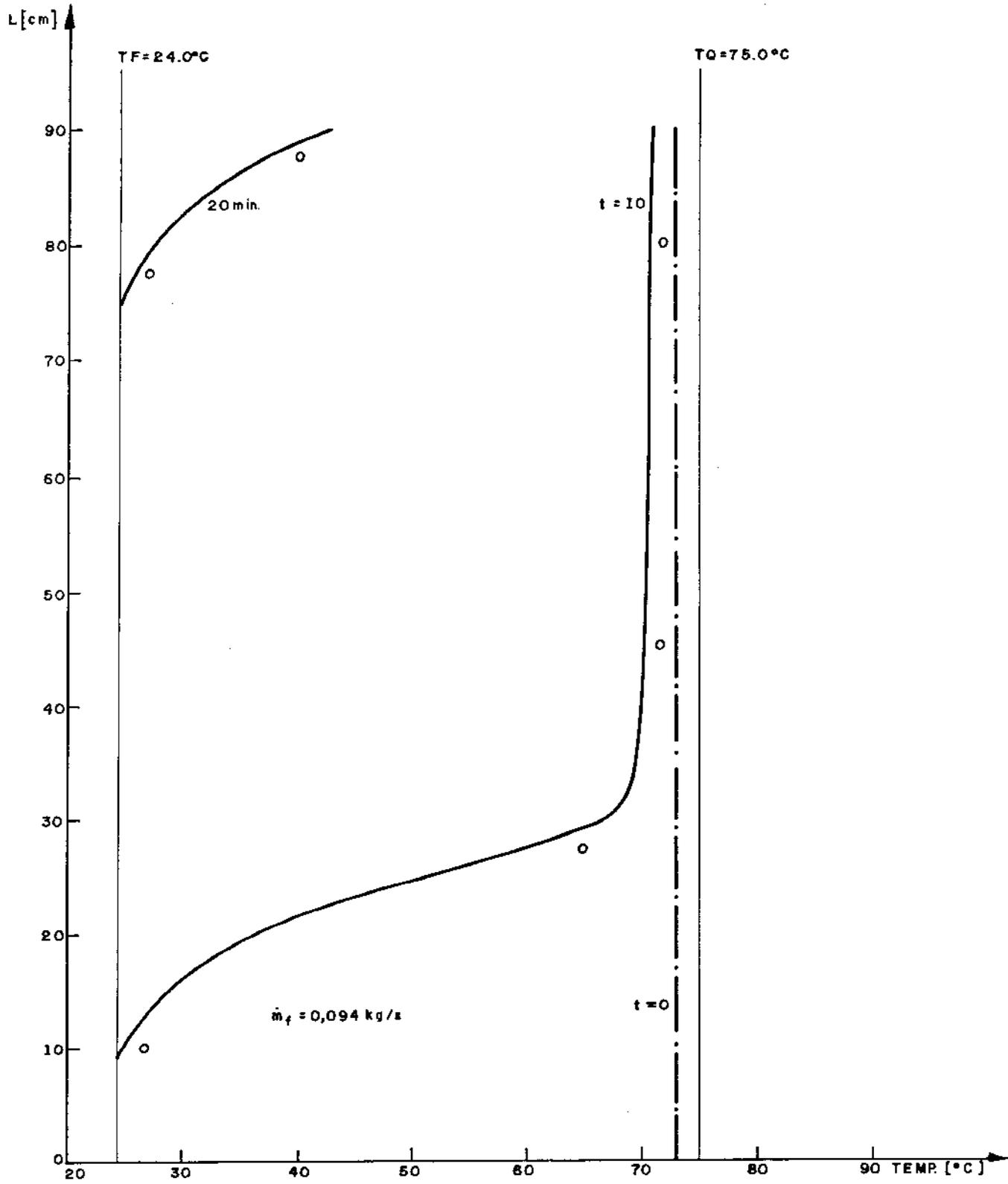


FIG. (V - 19) DESCARREGAMENTO (COM ISOLAMENTO)

Nestas figuras fica bem retratado o fato de que a perda de calor pelas paredes, não prevalece sobre os efeitos internos de condução e convecção dentro do tempo gasto pelo descarregamento. Logo isto implica em que quase no final do descarregamento a temperatura da camada de fluido quente restante no tanque está bem próxima da inicial.

Finalmente, através de uma análise de desvios de resultados, pode se afirmar que as variações apresentadas nestes gráficos estão dentro de uma faixa bastante satisfatória, 2,0-4,0%. Nesta faixa podem ser computados erros de aproximação do método numérico, algumas perturbações de cálculos, erros de leituras e outros.

Os erros de leituras podem ser considerados como uma somatória de vários fatores, como por exemplo, precisão do aparelho, precisão da resposta dos termopares, erros causados pelas junções dos termopares com a extensão e principalmente pelo tempo gasto na leitura de todos os termopares.

É importante salientar que o tempo gasto para ler todos os termopares era da ordem de 2,0-3,0 minutos. Então, é razoável supor que as condições no início da leitura não coincidiam com as registradas 3,0 minutos após, tempo este necessário para chegar à leitura do último termopar.

Este tipo de erro depois de detetado, foi corrigido gráfico por gráfico, por cálculos em função do tempo gasto e do tempo que caracterizava a curva em questão. Importante é reparar que este erro de maneira geral aparecia cada vez menor com o passar do tempo, porque começava a ficar desprezível em relação ao tempo final de operação.

Em outras palavras, o tempo de leitura ficava muito pequeno em relação ao tempo total da experiência.

Outro ponto importante é que se este tipo de problemas perturbava as leituras no resfriamento natural, maiores perturbações causava nas operações de carregamento e descarregamento. Isto porque em tempos da ordem de 3,0 minutos a interface caminhava uma distância considerável dentro do armazenador.

Numa comparação final e de maneira geral, foi constatado inicialmente uma faixa de 5 a 7% de erros entre os resultados numéricos e experimentais. Após a correção dos resultados experimentais em função do tempo gasto pelas leituras, esta faixa caiu para valores entre 2 a 4%.

CAPÍTULO VI

APLICABILIDADE DO ARMAZENADOR SOB O PONTO DE VISTA ECONÔMICO E DE EFICIÊNCIA

VI.1 - ASPECTOS ECONÔMICOS

Torna-se importante traçar alguns conceitos sobre o ponto de vista econômico para esse tipo de armazenamento.

Para isto, os armazenamentos podem ser divididos em dois tipos básicos, calor sensível e de calor latente, por consequência o armazenamento de calor sensível pode ser efetuado em sólidos ou em líquidos. Em líquidos, este tipo pode ser homogêneo ou estratificado.

E para finalizar o armazenamento de calor sensível em líquidos com estratificação pode ser dividido em categorias de longo e curto termo, para meses e dias, respectivamente.

No nosso caso o armazenador será solicitado normalmente num ciclo de 24 horas, estando então enquadrado como armazenador de calor sensível em líquido com estratificação e de curto termo.

O custo, de maneira geral, do armazenamento pode ser dividido em duas partes, armazenador propriamente dito e isolamento. Diante disto é importante tomar cuidado para se ter a menor área externa possível para um determinado volume.

Para tanques cilíndricos é só obedecer o fator de forma. Segundo Speyer [30], o fator de forma em função da razão de

aspecto (L/D) se comporta de acordo com a equação VI.1.

$$\sigma = \left[\frac{2\pi}{(L/D)^2} \right]^{1/2} \left[1 + 2 \left(\frac{L}{D} \right) \right] \quad (\text{VI.1})$$

Seu comportamento pode ser retratado pela figura VI.1.

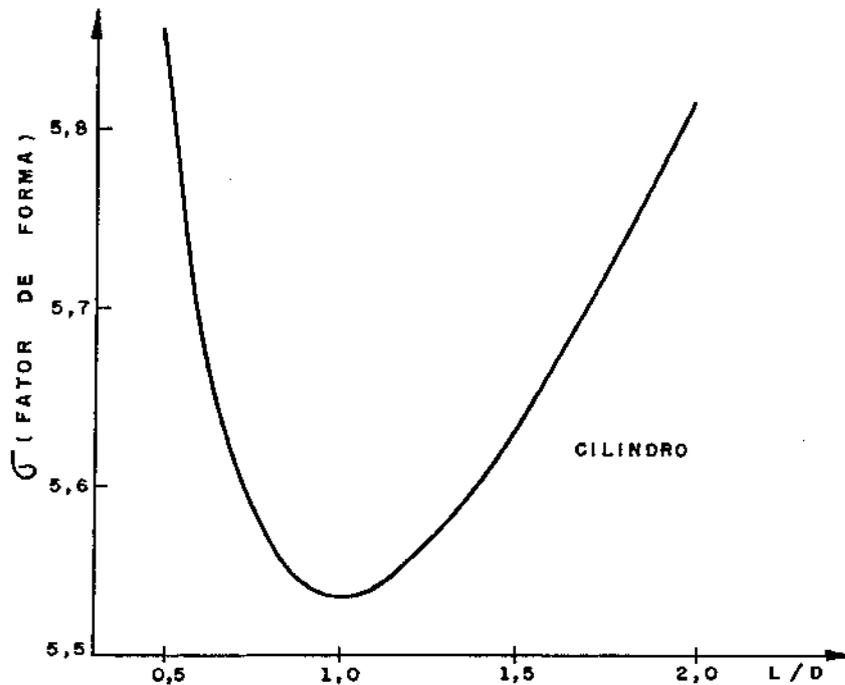


FIG. (VI-1) FATOR DE FORMA EM FUNÇÃO DA RAZÃO DE ASPECTO

Tal figura mostra que a menor área externa de um tanque, para um determinado volume, se dá quando a razão de aspecto for 1, isto é, o diâmetro for igual à altura. Com isso, não só há economia do material na confecção do tanque como também no isolamento.

É importante também, fazer uma análise baseada no custo de armazenamento, custo este intimamente ligado ao armazenador.

TABELA VI.1 - Armazenamento Inercial

Material	kW/kg	\$/kg	\$/kWh
Composto de vidro E/ epoxi	0,117	2,20	19
Composto S-2/S vidro	0,154	4,07	26
Composto de Kevlar	0,145	14,50	100
Liga de Alumínio	0,057	5,50	80
Aço	0,097	11,00	110

Fonte: Energia Solar e suas Aplicações - Kamal A.R. Ismail - Publicação 78/83 UNICAMP.

TABELA VI.2 - Armazenamento Elétrico

Características	Baterias Alcalinas	Baterias Avançadas
Viabilidade comercial	antes de 1985	1985-2000
Projeto econômico	20-50 Mwh	20-50 Mwh
Custo \$/kW	70-80	60-70
Custo de estocagem \$/kWh	65-110	20-60
Expectativa de vida (anos)	5-10	10-20
Eficiência	60-75	70-80
Tempo de construção (anos)	2-3	2-3

Fonte: Energy Storage - J.Jensen - NEWNES-BUTTERWORTHS-1980.

TABELA VI.3 - Material sólido para armazenamento de calor sensível

Meio	Custo \$/kg	Calor específico J/kg°C	Custo/C _p \$ °C/kJ
Concreto	0,02	1130	0,02
Granito	0,01	880	0,015
Ferro fundido	0,66	837	0,79
Magnésio	0,32	1130	0,284

Fonte: Energia Solar e Suas Aplicações-Kamal A.R. Ismail-Publicação 78/83-UNICAMP.

TABELA VI.4 - Material líquido para armazenamento de calor sensível

Meio	Tempo (°C)		\$/kg	Calor Específico J/kg°C	Custo/C _p \$ °C/kJ
	Fusão	Máxima (1 atm)			
Água	0	100	Nada	4200	Nada
Therminol 66	-27	343	2,0	343	0,75
Dowtherm	12	260	0,22	2200	0,10
Hitec	142	540	0,44	540	0,20
Draw Salt	220	540	0,25	1560	0,16
Sódio	98	760	0,57	1260	0,45

Fonte: Energia Solar e suas Aplicações-Kamal A.R. Ismail-Publicação 78/83-UNICAMP.

TABELA VI.5 - Comparação de custo

Tipo	Observações	Custo \$/kWh
Baterias elétricas	Avançadas (Alta potência)	20-60
Ar comprimido	Cavernas	5-10
Calor sensível		
- homogêneo	até 1500 l em aço	1,2-3,0
- estratificado	até 1500 l em aço	0,9-2,4
Calor sensível		
-estratificado enterrado	2000-3000 l em concreto	0,42-1,0
-estratificado desenterrado	2000-3000 l em concreto	0,13-0,15

Diante desta breve comparação de custo pode se ver uma vantagem acentuada de um sistema de armazenamento quando equipado com tanque estratificado.

Mas as vantagens globais economicamente falando, são evidenciadas a partir de custo e de eficiência do sistema térmico em questão. Portanto, a seguir, serão apresentados os aspectos de eficiências de um mesmo sistema usando, ora tanque homogêneo, ora estratificado.

VI.2 - ASPECTOS DE EFICIÊNCIA

a) Vantagens do armazenador estratificado em relação ao homogêneo

O trabalho disponível (2.^a Lei da termodinâmica) pode ser obtido através da determinação da capacidade que uma massa constante no interior de um reservatório tem de realizar trabalho por um processo reversível.

$$D = \int_V (dh - T_a ds) \rho dV \quad (\text{VI.2})$$

onde: D = disponibilidade energética [kJ]

dh = variação da entalpia específica entre a temperatura no fluido e do ambiente [kJ/kg]

ds = variação da entropia específica entre a temperatura no fluido e do ambiente [kJ/kg^oK]

$T_a = T_F$ = temperatura ambiente [°K]

ρ = densidade do fluido [kg/m³]

dV = volume elementar [m³]

Da equação VI.2 pode-se ter

$$W_{t_{i-t_{final}}} = \rho A C_p \int_0^L \left[(T(x, r, t) - T_F) - T_F \ln \frac{T(x, r, t)}{T_F} \right] dx \quad (\text{VI.3})$$

volume elementar: $dV = A dx$ variação de entropia: ds

variação de entalpia: dh trabalho disponível: $W_{t_{i-t_{final}}}$

Para o instante em que se tem carga máxima, o trabalho máximo reversível é:

$$W_{t_i - t_{final}} = \rho A C_p L \left[(T_Q - T_F) - T_F \ln \frac{T_Q}{T_F} \right] \quad (\text{VI.4})$$

Logo a eficiência térmica do sistema de armazenamento a partir da segunda lei fica:

$$\eta_{est} = \frac{\int_0^L \left[(T(x, r, t) - T_F) - T_F \ln \left(\frac{T(x, r, t)}{T_F} \right) \right] dx}{L \left[(T_Q - T_F) - T_F \ln \left(\frac{T_Q}{T_F} \right) \right]} \quad (\text{VI.5})$$

Para o caso do armazenador homogêneo

$$W_{t_i - t_{final}} = \rho A L C_p \left[(T(t) - T_F) - T_F \ln \left(\frac{T(t)}{T_F} \right) \right] \quad (\text{VI.6})$$

onde $T(t)$ é a temperatura constante ao longo da altura do tanque.

$$T(t) = \frac{1}{L} \int_0^L T(x, r, t) dx \quad (\text{VI.7})$$

Então de VI.6 dividido por VI.4 se obtém a eficiência térmica pela segunda lei

$$\eta_{hom} = \frac{\left[(T(t) - T_F) - T_F \ln \left(\frac{T(t)}{T_F} \right) \right]}{\left[(T_Q - T_F) - T_F \ln \left(\frac{T_Q}{T_F} \right) \right]} \quad (\text{VI.8})$$

Finalmente como vantagem principal do tanque estratificado vem

$$\eta_{\text{hom}} < \eta_{\text{est}}$$

Ver prova apresentada no apêndice E.

VI.2.a - Eficiência para o resfriamento natural

$$\eta_{\text{est}} = \frac{\int_0^L [(T(x,r,t) - T_F) - T_a \ln \left(\frac{T(x,r,t)}{T_F} \right)] dx}{L [(T_Q - T_F) - T_a \ln \left(\frac{T_Q}{T_F} \right)]}$$

VI.2.b - Eficiência para carregamento e descarregamento

- Carregamento

$$\eta_c = 1 - \int_0^1 TC(t) dt - QC \quad (\text{VI.9})$$

onde:

$$TC(t) = \frac{TSF(t) - T_F}{T_Q - T_F}$$

De acordo com VI.9 é considerado eficiência total em operação de carga no caso ideal de sair água totalmente fria, sem se misturar com a quente e com perda zero.

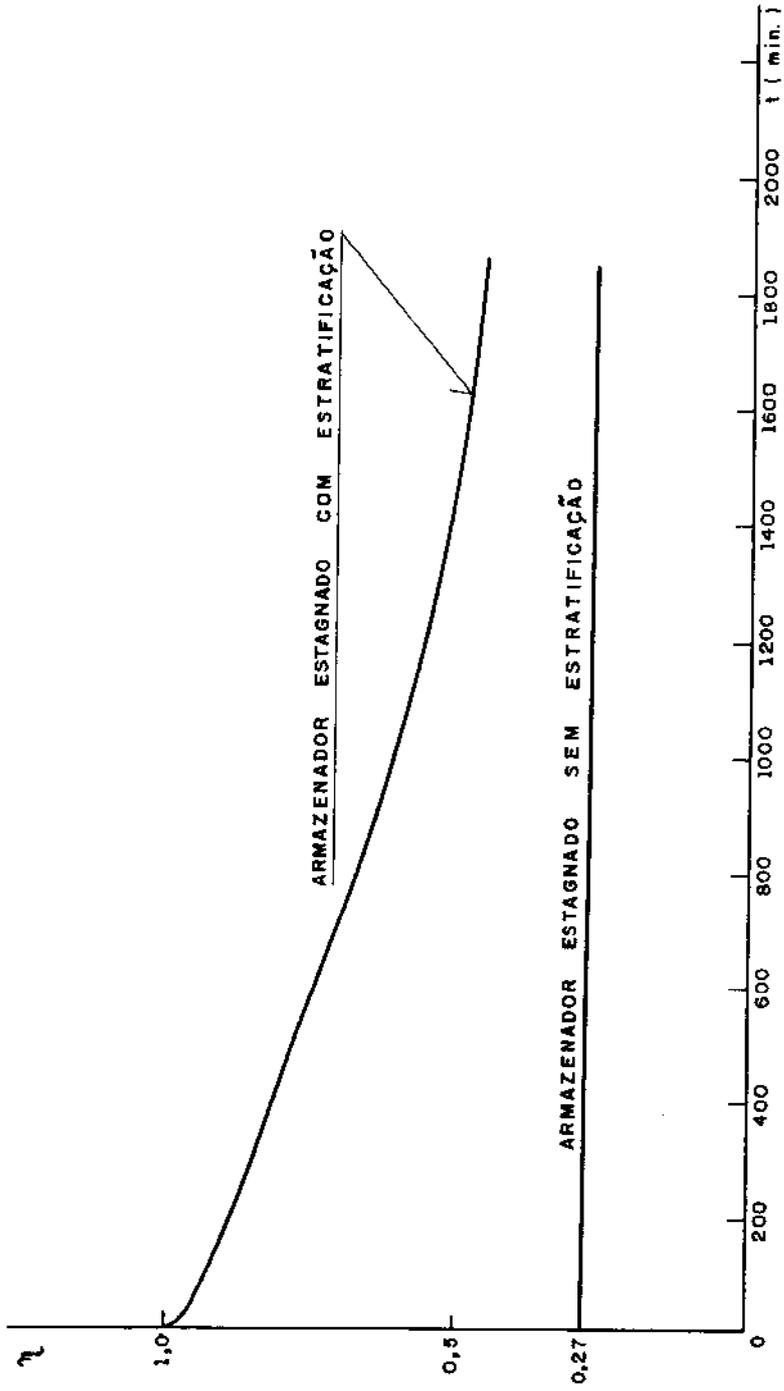


FIG. (VI - 2) EFICIÊNCIA EM RESFRIAMENTO NATURAL

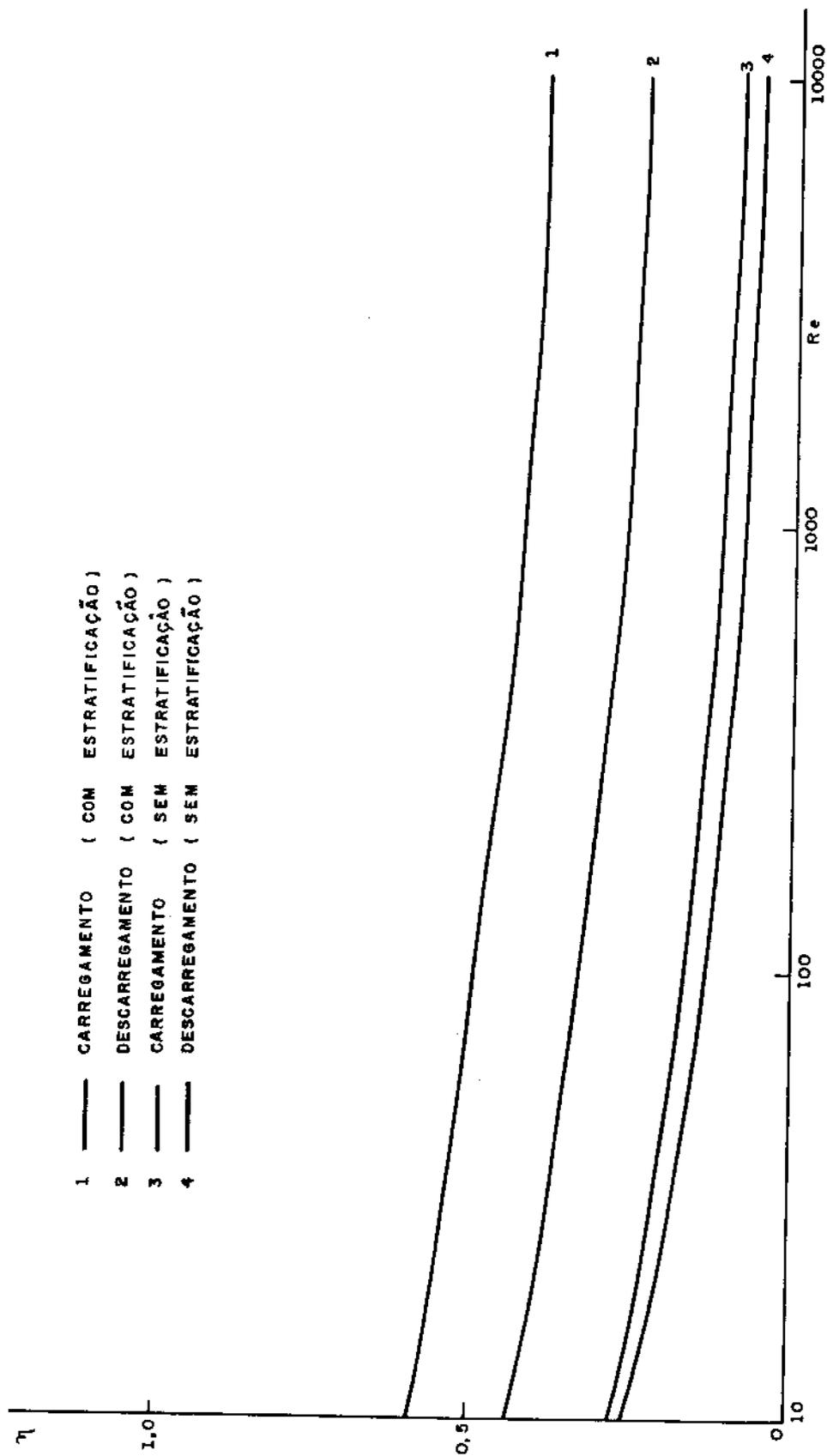


FIG. (VI-3) EFICIENCIA EM CARREGAMENTO E DESCARREGAMENTO

- Descarregamento

$$\eta_d = \int_0^1 TD(t) dt - QD \quad (VI.10)$$

onde:

$$TD(t) = \frac{TSQ(t) - T_F}{T_Q - T_F}$$

Da mesma maneira, baseando-se em VI.10 a eficiência total se dá no caso ideal de sair água totalmente quente, sem se misturar com a fria e sem perder calor.

Os resultados da eficiência do resfriamento natural estão na figura VI.2 e para carregamento e descarregamento estão na figura VI.3, ambas usando a comparação com o tanque homogêneo.

Completando então, as observações referentes à análise global de vantagens apresentadas pelo armazenamento estratificado em relação ao homogêneo, podem ser finalmente vistas na tabela VI.5 e nas figuras VI.2 e VI.3. Essas informações mostram claramente que o armazenador estratificado possui uma melhor performance em todos os aspectos.

VI.3 - APLICABILIDADE

Uma vez apresentado o quadro anterior, dá para mostrar algumas vantagens do armazenador de calor sensível em líquidos, prin

principalmente em tanques estratificados.

Portanto, vale a pena registrar algumas sugestões para aplicação de armazenadores estratificados em conjuntos residenciais, para utilizar de meios alternativos de energia no aquecimento de água. Ou ainda fazendo uso da energia elétrica, mas com o cuidado de deslocar o pico de consumo, causado em grande parte pelos chuveiros elétricos no período de 17:30 a 20:30 h.

É de conhecimento que embora com custo maior de instalação para o usuário, os aquecedores centrais com TIMER, fornecem um uso bem mais racional de energia. Esses cuidados vem sendo tomados constantemente face ao aumento exponencial da demanda acompanhado de um sensível crescimento de oferta.

Como sugestão para uso desse tipo de armazenador, pode ser apresentada a configuração de tanque enterrado, muito útil para novas construções e da caixa d'água de incêndio, indicado para construções já em uso. Um armazenador enterrado instalado numa construção nova, apresenta um custo não superior à 0,2% (autor) do valor da obra.

No caso da caixa de incêndio, que normalmente fica acima do pavimento de cobertura, o investimento é muito menor, em torno de 0,08% (autor) do custo do edifício, se esta obra fosse realizada na presente data de implantação do sistema térmico.

Atualmente o usuário não recebe incentivos para deslocar cargas de horários críticos, o contrário é comum acontecer na Europa. A idéia de incentivo nas tarifas em horário de pico ou fora de pico, já vem sendo discutida nos escritórios de algumas companhias de energia.

Normalmente a concessionária pode ter três tipos de administração de carga, relacionadas diretamente aos pontos de consumo. A dificuldade prática no estoque de energia elétrica em quantidade apreciável obriga a administração a ter sua atenção voltada para o acompanhamento da curva de carga diária dos consumidores.

VI.3.1 - Tipos de administração

a) Administração de Carga Indireta - Neste tipo o controle final de cargas passa ser tarefa do consumidor. A concessionária oferece um incentivo para deslocar cargas do horário crítico, para horários não críticos, através de uma estrutura especial tarifária, tal como tarifa de ponta, tarifa fora de ponta, etc.

b) Administração de Carga Direta - Aqui a concessionária controla o uso final das cargas através de equipamentos adequados, por exemplo, telecomando centralizado.

Certas cargas industriais podem estar sujeitas à cortes pela concessionária. Em alguns casos essas cargas são desconnectadas e em outros são reduzidas a um nível pré-determinado através de controle automático.

Outros tipos de cargas, residenciais e comerciais são também possíveis de serem controladas.

c) Administração de Carga Mista - Este caso é uma combinação dos dois anteriormente descritos. Na Europa é comum se oferecer uma tarifa diferenciada para encorajar o aquecimento de

água durante as horas noturnas no período de inverno (controle in direto). Entretanto, quando o consumidor aceita essa tarifa, ele passa a ter seu aquecimento sob controle de concessionária, ou se ja, sua carga é ligada e desligada de acordo com as horas definidas em contrato (controle direto).

Nas concessionárias, as classes de maior influência no comportamento da carga do sistema são: industrial, residencial, comercial, iluminação pública e industrial sazonal. Estas cinco classes de consumo juntas são responsáveis pela faixa de 75-90% de todo o consumo na área de concessão da CPFL na seguinte proporção.

Industrial	-	32,0%
Residencial	-	26,8%
Comercial	-	8,9%
Iluminação Pública	-	8,5%
Industrial sazonal	-	3,7%

Bem, para justificar a aplicação de um sistema térmico equipado com armazenador com as características apresentadas neste trabalho, basta se basear na influência da carga residencial no consumo total, e o mais grave é que ela não é uniforme no período de 24 horas. Ela apresenta picos muito elevados, trazendo com isso grandes inconveniências e maiores investimentos por parte da distribuidora.

Como grande parte desse pico é gasto em aquecimento de água, cerca de 70% pode ser atribuído aos chuveiros. O armazena-

dor pode com toda certeza distribuir de forma mais uniforme o consumo ao longo desse período.

VI.3.2 - Características de cargas elétricas

O consumo de energia elétrica pode variar desde alguns kWh até milhões de kWh ao mês. Suas demandas podem ser de menos de 1 kW para o caso de uma residência, até 100000 kW para indústrias de grande porte.

Como consequência direta disto, uma das funções da operação do sistema, é manter a capacidade de geração próxima à demanda instantânea requerida, para suprir a necessidade da carga do sistema.

Para o caso particular da CPFL, isto está mais intimamente relacionado às programações de compra de energia e estimativas de demanda a serem requisitadas das concessionárias supridoras. Isto necessita de um planejamento ou de experiências anteriores (tipo condições semelhantes de operações passadas) do operador do sistema.

VI.3.3 - Cargas elétricas residenciais

A carga elétrica residencial pode ser considerada como sendo uma somatória de várias cargas usadas em diversos equipamentos domésticos. Para o presente estudo só importará o comportamento do chuveiro elétrico.

O chuveiro elétrico, pelo baixo custo de aquisição e consumo de energia, é altamente difundido entre os consumidores de energia elétrica.

Como exemplo vale citar que na área de concessão da CPFL, 82% dos consumidores residenciais possuem chuveiros em condições de uso, com $\pm 1,11$ equipamento em média, por residência.

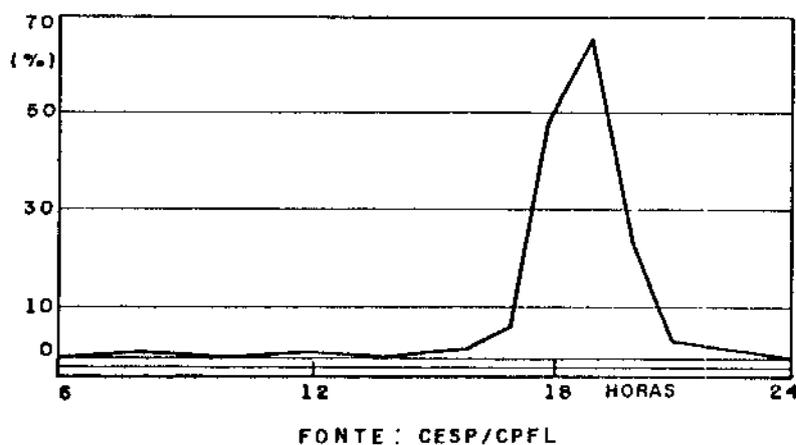


FIG. (VI - 4) HORÁRIO DE UTILIZAÇÃO DO CHUVEIRO

A figura VI.4 retrata muito bem o comportamento não uniforme da carga de chuveiros elétricos.

Por outro lado os aquecedores centrais são equipados com tanques armazenadores. Este tipo de equipamento pode ser acoplado a um armazenador de maior porte, e com outras técnicas, pode ser utilizado em horários não coincidentes com grandes demandas do sistema elétrico.

TABELA VI.6 - Custo da energia elétrica residencial (CPFL)

Consumo médio [kWh/mês]	Cz\$/kWh
100	0,47
200	0,50
300	0,60
500	0,67
1100	0,73

TABELA VI.7 - Custo mensal do uso de equipamentos.

Equipamento	Potência média (w)	Regime de Operação	Consumo mensal	Custo Cz\$/mês
Chuveiro (verão)	2000	1h/dia	60	30,11
Chuveiro (inverno)	3500	1h/dia	105	52,68
Aquecedor central	2000	4 banhos/dia	340	227,80

Como um bom exemplo, as tabelas VI.6 e VI.7 se colocam mostrando claramente a necessidade de implantação de uma tarifa incentivadora do uso de armazenadores centrais. Embora tendo maior consumo, pode ser usado fora de horários críticos, daí a razão da tarifa especial.

O aquecedor central é isolado termicamente e pode armazenar água quente por longos períodos ao longo do dia.

Desta forma ele pode fazer uso da energia somente em horários em que as demandas do sistema são relativamente pequenas. Usando desta forma, este equipamento aumenta o consumo em kWh, mas não contribui para a elevação de sua própria demanda e consequentemente da concessionária.

Isto contribui para a melhoria do uso de energia e redução dos investimentos necessários ao suprimento.

VI.3.4 - Sistema para um conjunto residencial (sugestão)

O consumo de energia feito pelas residências está basicamente relacionado com atividades humanas diurnas e noturnas. Com as atividades humanas diurnas está relacionado o uso que as pessoas fazem ao longo do dia dos aparelhos eletrodomésticos e de um pequeno residual de iluminação.

O conjunto dessas cargas, responsabilizam um bloco relativamente constante de energia na curva de carga, ver figura VI.5.

Do ponto de vista de atividades humanas noturnas, este fator implica diretamente no uso de iluminação artificial e aquecimento de água com início em torno de 18:00 horas.

Pelas figuras VI.5 e VI.6 verifica-se que no período de 18:00 a 21:00 horas o responsável é o chuveiro em condições bastante críticas. Esse consumo pode ser efetuado ou transportado pelo uso de aquecedores centrais ou um único de grande porte, fazendo uso de fontes alternativas, ou mesmo dos aquecedores centrais de cada família, fazendo toda essa energia ser guardada num armazenador de maior volume.

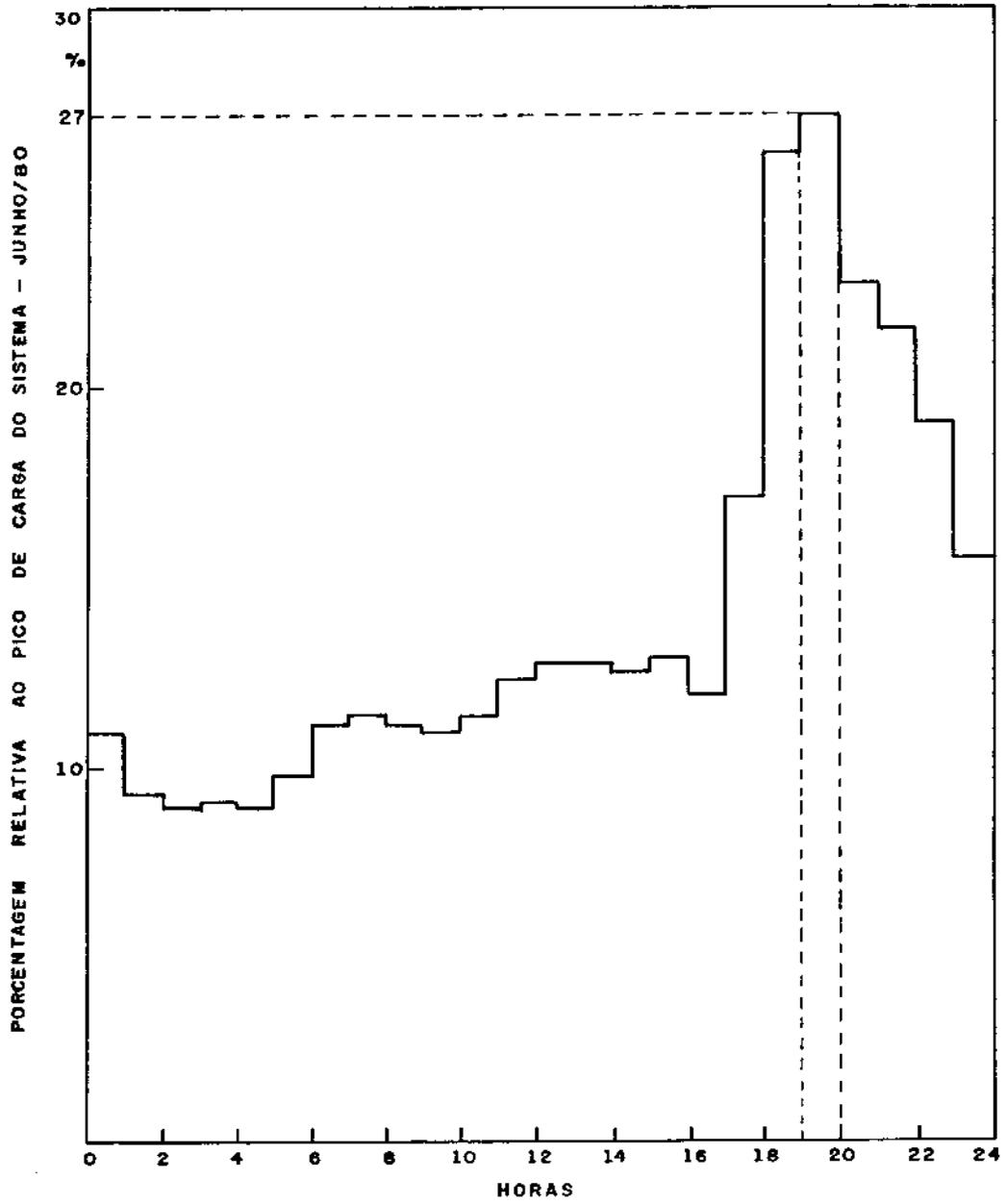


FIG. (VI - 5) CARGA RESIDENCIAL

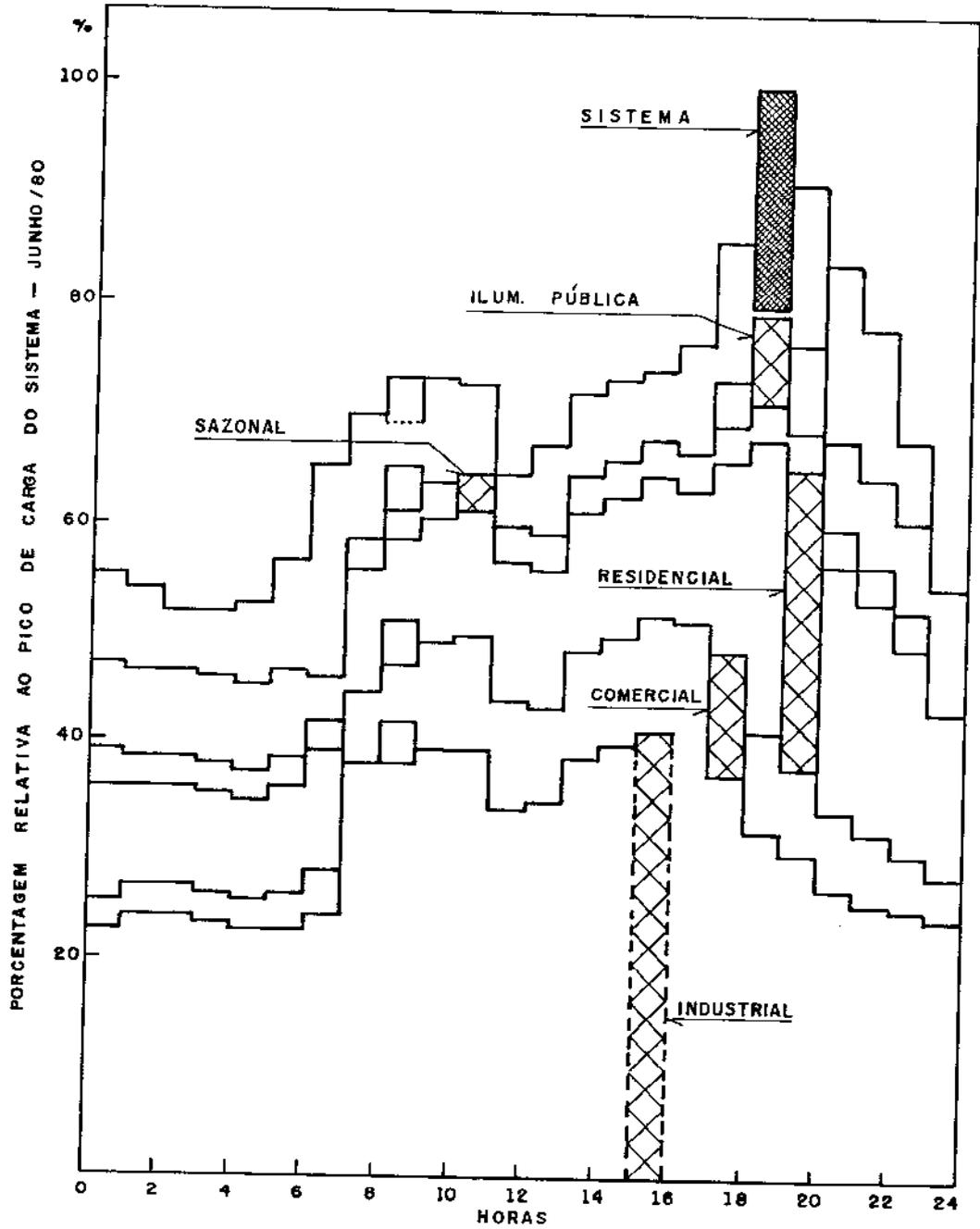


FIG. (VI-6) CARGA DIVIDIDA EM CLASSES DE CONSUMO

de armazenamento e uso de fontes alternativas para um conjunto residencial. Nesse sistema pode haver retorno de água fria não contaminada, ou então, água fria contaminada indo diretamente para a rede de esgoto.

VI.4 - CÁLCULO DE UM SISTEMA NUM CONJUNTO RESIDENCIAL

Estes cálculos servirão para demonstrar o uso de armazenadores centrais em edifícios do tipo, 12 andares com 4 apartamentos por andar e com uma média de 4 pessoas por apartamento.

Embora a figura VI.7 mostre um sistema com outras fontes de aquecimento, para efeito de comparação somente será usada a energia elétrica.

Pelos diagramas das figuras VI.5 e VI.6 nota-se que a carga residencial ocupa uma porcentagem de mais ou menos 27% da carga total do sistema elétrico. E ainda pelo diagrama da figura VI.4 nota-se também que o chuveiro elétrico representa mais ou menos 65% da carga total residencial.

Para melhor operação da concessionária é bom imaginar uma curva de carga residencial média, com algo em torno de 17% da carga total do sistema elétrico e razoavelmente uniforme ao longo de 24 horas, sem picos de demanda em momento algum.

Para isso o uso dos sistemas centrais térmicos equipados com armazenadores de calor sensível torna-se importante.

Com base num edifício de características já apresenta-

das, existe a necessidade de 48 chuveiros de 2500W operando todos praticamente em horários críticos.

VI.4.1 - Potência instalada pelos chuveiros

$$12 \text{ (andares)} \times 4 \text{ (aptºs)} \times 1 \text{ (chuveiro)} \times 2500 \text{ (W)} = 120000\text{W}$$

Supondo para efeito de cálculo que no período de pico sempre esteja funcionando 50% da potência instalada, isto é, 60.000W.

VI.4.2 - Consumo de água quente

$$48 \text{ (chuveiros)} \times 70 \text{ (litros)} \times 4 \text{ (pessoas)} = 13.440 \text{ litros}$$

VI.4.3 - Geometria do armazenador

Fazendo um armazenador de 15000 litros e obedecendo todos os cuidados referentes à geometria, este edifício poderá ter um tanque enterrado cilíndrico de 2,67m de diâmetro por 2,67m de altura.

VI.4.4 - Vazões do armazenador

a) Carregamento

O carregamento pode ser feito no período de 6 às

18 horas, onde realmente a carga elétrica residencial está bem abaixo da média considerada, isto é, mais ou menos 3,6% menor.

a.1) Vazão de carregamento

$$\dot{m} = \frac{15000}{12 \times 60 \times 60} = 0,35 \text{ kg/s}$$

a.2) Velocidade de carregamento

$$\dot{m} = u \cdot A \rightarrow u = \frac{0,35 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi (2,67)^2}{4} \text{ m}^2} = 0,062 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

OBS.: Velocidade bastante pequena, portanto indicada para manter a estratificação interna do tanque.

b) Descarregamento

O descarregamento será feito no período de 17 até 21 horas, onde todo os condôminos farão uso de água quente.

b.1) Vazão de descarregamento

$$\dot{m} = \frac{15000}{4 \times 60 \times 60} = 1,04 \text{ kg/s}$$

b.2) Velocidade de descarregamento

$$\dot{m} = u.A \rightarrow u = \frac{1,04 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi(2,67)^2}{4} \text{ m}^2} = 0,185 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

OBS.: Velocidade também bastante pequena.

VI.4.5 - Potência necessária para aquecer esse volume d'água no período de 6 às 18 horas

$$P = 0,35(\text{kg/s}) \times 4195 (\text{J/kg}^\circ\text{C}) \times 50 (^\circ\text{C}) = 73412,5 \text{ W}$$

OBS.: Importante notar que esta potência é para suprir todos os apartamentos funcionando fora do horário de pico, e ainda sendo pouco superior à metade da potência total instalada pelos chuveiros. Isto implica em reduzir a carga elétrica contratada necessária para aquecimento de água, de 65% para 38% da carga total residencial, sem picos.

Para coroar a justificativa de aplicação desses sistemas térmicos e também para diluir o custo de implantação, basta que haja por parte das companhias de energia uma nova política de tarifas especiais para os consumidores residenciais, além de outros incentivos fiscais.

CAPÍTULO VII

CONCLUSÕES

Com base no que foi estudado e mostrado nos capítulos anteriores pode-se concluir de uma forma final, o seguinte:

- Os modelos acompanhados de suas soluções, foram bastante fiéis, mesmo diante da diversidade dos testes realizados tanto em resfriamento natural como em carregamento e descarregamento. Os modelos responderam com aproximação satisfatória em relação aos resultados experimentais.

- Os problemas críticos que causam a degradação da estratificação são as perdas de calor pela parede e pelo topo, que ajudam as correntes convectivas.

- Os efeitos de perdas de calor podem ser eliminados de tal forma que para cálculo de projeto pode considerar apenas difusão térmica como preponderante na troca interna de calor.

- A estratificação conduz à melhores eficiências em sistemas térmicos.

- Pela análise econômica e de eficiência, fica claro a viabilidade de armazenadores centrais em conjuntos residenciais.

Esta viabilidade pode ser fortalecida ainda mais quando se estuda a curva de carga mais uniforme proposta por aquecedores e armazenadores centrais, usando energia fora de horários de pico.

APÊNDICE A

a) Discretização das equações para resfriamento natural

$$R = 0 \quad e \quad X = 0$$

$$\begin{aligned} \theta^{n+1}(I, J) = & CFH(\theta^n(I, J+2)) - 2\theta^n(I, J+1) + CFI(\theta^n(I+2, J)) - \\ & 2\theta^n(I+1, J) + CFK(\theta^n(I, J)) \quad \dots \quad (1) \end{aligned}$$

$$R = 0 \quad e \quad 0 < \chi < 1$$

Obs: Nesta região aparece um sistema (Sistema 1-S1)

$$\begin{aligned} CFA(U^{n+1}(I, J)) - 2CFB(V^{n+1}(I, J)) = & CFA(U^n(I-1, J)) - 2CFB(V^n(I, J+1)) \\ & \dots \quad (2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} U^{n+1}(I, J) + CFC(P^{n+1}(I, J)) = & CFD(U^n(I, J+2)) - 2U^n(I, J+1) + CFE(U^n(I+1, J)) + \\ & U^n(I-1, J) + CFF(U^n(I, J)) - CFU(I, J)(U^n(I+1, J) - U^n(I-1, J)) - \\ & CFV(I, J)(U^n(I, J+2) - U^n(I, J+1)) + CFA(P^{n+1}(I-1, J)) + GR(I, J)\theta^{n+1}(I, J) \\ & \dots \quad (3) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V^{n+1}(I, J) + CFG(P^{n+1}(I, J)) = & CFD(V^n(I, J+2)) - 2V^n(I, J+1) + CFE(V^n(I+1, J)) + \\ & V^n(I-1, J) + CFF(V^n(I, J)) - CFU(I, J)(V^n(I+1, J) - V^n(I-1, J)) - \\ & CFV(I, J)(V^n(I, J+2) - V^n(I, J+1)) + CFB(P^{n+1}(I, J-1)) \quad \dots \quad (4) \end{aligned}$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = CFH(\theta^n(I, J+2) - 2\theta^n(I, J+1)) + CFI((1 - FMP(I, J/2))\theta^n(I+1, J) + (1 + FMP(I, J)/2)\theta^n(I-1, J)) + CFJ(\theta^n(I, J)) - CFV(I, J)(\theta^n(I, J+2) - \theta^n(I, J+1)) \dots (5)$$

$$R = 0 \quad e \quad X = 1$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = CFH(\theta^n(I, J+2) - 2\theta^n(I, J+1)) + CFI(\theta^n(I-2, J)) - 2\theta^n(I-1, J) + CFK(\theta^n(I, J)) \dots (6)$$

$$0 < R < 1 \quad e \quad X = 0$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = A(J)\theta^n(I, J+1) + B(J)\theta^n(I, J-1) + CFI(\theta^n(I+2, J) - 2\theta^n(I+1, J)) + CFL(\theta^n(I, J)) \dots (7)$$

$$0 < R < 1 \quad e \quad 0 < X < 1$$

* OBS: Nesta região aparece outro sistema (Sistema 2 - S2)

$$CFA(U^{n+1}(I, J)) - CFB(V^{n+1}(I, J)) = CFA(U^n(I-1, J)) - CFB(V^n(I, J+1)) - (1/(J-1)\Delta R)V^n(I, J) \dots (8)$$

$$\begin{aligned}
U^{n+1}(I, J) + CFC(P^{n+1}(I, J)) = & CFE(U^n(I+1, J) + U^n(I-1, J)) + CFM(J)U^n(I, J+1) + \\
& CFN(J)U^n(I, J-1) + CFO(U^n(I, J)) - CFU(I, J)(U^n(I+1, J) - U^n(I-1, J)) - \\
& CFVN(I, J)(U^n(I, J+1) - U^n(I, J-1)) + CFA(P^{n+1}(I-1, J)) + GR(I, J)\theta^{n+1}(I, J) \dots (9)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
V^{n+1}(I, J) + CFG(P^n(I, J)) = & CFE(V^n(I+1, J) + V^n(I-1, J)) + \\
& CFM(J)V^n(I, J+1) + CFN(J)V^n(I, J-1) + CFO(V^n(I, J)) - \\
& CFU(I, J)(V^n(I+1, J) - V^n(I-1, J)) - CFVN(I, J)(V^n(I, J+1) - \\
& V^n(I, J-1)) + CFB(P^{n+1}(I, J-1)) \dots (10)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\theta^{n+1}(I, J) = & CFI((1-FMP(I, J)/2)\theta^n(I+1, J) + (1+FMP(I, J)/2)\theta^n(I-1, J)) + \\
& A(J)\theta^n(I, J+1) + B(J)\theta^n(I, J-1) + CFP(\theta^n(I, J)) - CFVN(I, J)(\theta^n(I, J+1) - \theta^n(I, J-1)) \\
& \dots (11)
\end{aligned}$$

$$0 < R < 1 \quad e \quad X = 1$$

$$\begin{aligned}
\theta^n(I, J) = & A(J)\theta^n(I, J+1) + B(J)\theta^n(I, J-1) + CFI(\theta^n(I-2, J) - \\
& 2\theta^n(I-1, J)) + CFL(\theta^n(I, J)) \dots (12)
\end{aligned}$$

$$R = 1 \quad e \quad X = 0$$

$$\begin{aligned}
\theta^{n+1}(I, J) = & C(J)(\theta^n(I, J) - \theta^n(I, J-1)) + (CFH/2)(\theta^n(I, J-2) - \\
& 2\theta^n(I, J-1)) + CFI(\theta^n(I+2, J) - 2\theta^n(I+1, J)) + CFQ(\theta^n(I, J)) \dots (13)
\end{aligned}$$

$$R = 1 \quad e \quad 0 < X < 1$$

$$\begin{aligned} \theta^{n+1}(I, J) = & C(J) (\theta^n(I, J) - \theta^n(I, J-1)) + (CFH/2) (\theta^n(I, J-2) - \\ & 2\theta^n(I, J-1)) + CFI (\theta^n(I+1, J) + \theta^n(I-1, J)) + CFR (\theta^n(I, J)) \dots \quad (14) \end{aligned}$$

$$R = 1 \quad e \quad X = 1$$

$$\begin{aligned} \theta^{n+1}(I, J) = & C(J) (\theta^n(I, J) - \theta^n(I, J-1)) + (CFH/2) (\theta^n(I, J-2) - \\ & 2\theta^n(I, J-1)) + CFI (\theta^n(I-2, J) - 2\theta^n(I-1, J)) + CFQ (\theta^n(I, J)) \dots \quad (15) \end{aligned}$$

b) Coeficientes de Integração.

b.1) Coeficientes dependentes de I e J

$$CFU(I, J) = U^n(I, J) / 2\Delta X$$

$$CFV(I, J) = V^n(I, J) / \Delta R$$

$$FMP(I, J) = U^n(I, J) Pr \Delta X$$

$$A(J) = \frac{\Delta \tau}{Pr \Delta R} \left[\frac{1}{2R(J)} + \frac{1}{\Delta R} \right]$$

$$B(J) = \frac{\Delta\tau}{Pr\Delta R} \left[\frac{1}{\Delta R} - \frac{1}{2R(J)} \right]$$

$$CFM(J) = \frac{\Delta\tau}{\Delta R} \left[\frac{1}{\Delta R} + \frac{1}{2R(J)} \right]$$

$$CFN(J) = \frac{\Delta\tau}{\Delta R} \left[\frac{1}{\Delta R} - \frac{1}{2R(J)} \right]$$

$$CFVN(I, J) = \frac{V^n(I, J)}{2\Delta R}$$

$$C(J) = \frac{\Delta\tau}{Pr \cdot \Delta R R(J)}$$

b.2) Coeficientes independientes de I e J.

$$CFA = 1/\Delta X$$

$$CFB = 1/\Delta R$$

$$CFC = \Delta\tau/\Delta X$$

$$CFD = 2\Delta\tau/\Delta R^2$$

$$CFE = \Delta\tau/\Delta X^2$$

$$CFF = 1 + 2\Delta\tau \left[\frac{1}{\Delta R^2} - \frac{1}{\Delta X^2} \right]$$

$$CFG = \Delta\tau/\Delta R$$

$$CFH = 2\Delta\tau/Pr \Delta R^2$$

$$CFI = \Delta\tau/Pr \Delta X^2$$

$$CFJ = 1 + \frac{2\Delta\tau}{Pr} \left[\frac{1}{\Delta R^2} - \frac{1}{\Delta X^2} \right]$$

$$CFK = 1 + \frac{\Delta\tau}{Pr} \left[\frac{2}{\Delta R^2} + \frac{1}{\Delta X^2} \right]$$

$$CFL = 1 - \frac{\Delta\tau}{Pr} \left[\frac{2}{\Delta R^2} - \frac{1}{\Delta X^2} \right]$$

$$CFO = 1 - 2\Delta\tau \left[\frac{1}{\Delta R^2} + \frac{1}{\Delta X^2} \right]$$

$$CFP = 1 - \frac{\Delta\tau}{Pr} \left[\frac{1}{\Delta R^2} + \frac{1}{\Delta X^2} \right]$$

$$\text{CFQ} = 1 + \frac{\Delta\tau}{\text{Pr}} \left[\frac{1}{\Delta R^2} + \frac{1}{\Delta X^2} \right]$$

$$\text{CFR} = 1 + \frac{\Delta\tau}{\text{Pr}} \left[\frac{1}{\Delta R^2} - \frac{2}{\Delta X^2} \right]$$

APÊNDICE B

SOLUÇÃO DO SISTEMA 1

$$\theta^{n+1}(I, J) = CFH(\theta^n(I, J+2) - 2\theta^n(I, J+1)) + CFI((1 - FMP(I, J)/2)\theta^n(I+1, J) + (1 + FMP(I, J)/2)\theta^n(I-1, J)) + CFJ(\theta^n(I, J)) - CFV(I, J)(\theta^n(I, J+2) - \theta^n(I, J+1))$$

e

$$CIPP(I, J) = CFA(U^n(I-1, J) - 2CFB(V^n(I, J+1)))$$

$$CISP(I, J) = CFD(U^n(I, J+2) - 2U^n(I, J+1)) + CFE(U^n(I+1, J) +$$

$$U^n(I-1, J)) + CFF(U^n(I, J)) - CFU(I, J)(U^n(I+1, J) - U^n(I-1, J)) -$$

$$CFV(I, J)(U^n(I, J+2) - U^n(I, J+1)) + CFA(P^{n+1}(I-1, J) + GR(I, J)\theta^{n+1}(I, J))$$

$$CITP(I, J) = CFD(V^n(I, J+2) - 2V^n(I, J+1)) + CFE(V^n(I+1, J) +$$

$$V^n(I-1, J)) + CFF(V^n(I, J)) - CFU(I, J)(V^n(I+1, J) - V^n(I-1, J)) -$$

$$CFV(I, J)(V^n(I, J+2) - V^n(I, J+1)) + CFB(P^{n+1}(I, J-1))$$

Logo:

$$\begin{vmatrix} CFA & -2CFB & 0 \\ 1 & 0 & CFC \\ 0 & 1 & CFG \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} U^{n+1}(I, J) \\ V^{n+1}(I, J) \\ P^{n+1}(I, J) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} CIPP(I, J) \\ CISP(I, J) \\ CITP(I, J) \end{Bmatrix}$$

APÊNDICE C

SOLUÇÃO DO SISTEMA 2

$$\theta^{n+1}(I, J) = CFI \left((1 - FMP(I, J) / 2) \theta^n(I+1, J) + (1 + FMP(I, J) / 2) \theta^n(I-1, J) + \right. \\ \left. A(J) \theta^n(I, J+1) + B(J) \theta^n(I, J-1) + CFP(\theta(I, J)) - CFVN(I, J) (\theta^n(I, J+1) - \theta^n(I, J-1)) \right)$$

$$CIPS(I, J) = CFA(U^n(I-1, J)) - CFB(V^n(I, J+1) - (1/(J-1)DRA)V^n(I, J))$$

$$CISS(I, J) = CFE(U^n(I+1, J) + U^n(I-1, J)) + CFM(J)U^n(I, J+1) + CFN(J)U^n(I, J-1) +$$

$$CFO(U^n(I, J)) - CFU(I, J) (U^n(I+1, J) - U^n(I-1, J)) - CFVN(I, J) (U^n(I, J+1) -$$

$$U^n(I, J-1)) + CFA(P^{n+1}(I-1, J)) + GR(I, J) \theta^{n+1}(I, J)$$

$$CITS(I, J) = CFE(V^n(I+1, J) + V^n(I-1, J)) + CFM(J)V^n(I, J+1) +$$

$$CFN(J)V^n(I, J-1) + CFO(V^n(I, J)) - CFU(I, J) (V^n(I+1, J) - V^n(I-1, J)) -$$

$$CFVN(I, J) (V^n(I, J+1) - V^n(I, J-1)) + CFB(P^{n+1}(I, J-1))$$

$$\begin{pmatrix} CFA & -CFB & 0 \\ 1 & 0 & CFC \\ 0 & 1 & CFG \end{pmatrix} \begin{pmatrix} U^{n+1}(I, J) \\ V^{n+1}(I, J) \\ P^{n+1}(I, J) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} CIPS(I, J) \\ CISS(I, J) \\ CITS(I, J) \end{pmatrix}$$

APÊNDICE D

a) Discretização das equações para carregamento e descarregamento

$$R=0 \quad e \quad X=0$$

$$\begin{aligned} \theta^{n+1}(I, J) = & \text{COFA}(\theta^n(I, J+2) - 2\theta^n(I, J+1)) + \text{COFB}(\theta^n(I+2, J) - \\ & 2\theta^n(I+1, J)) + \text{COFC}(\theta^n(I, J)) \quad \dots \quad (1) \end{aligned}$$

$$R=0 \quad e \quad 0 < X < 1$$

$$\begin{aligned} \theta^{n+1}(I, J) = & \text{COFA}(\theta^n(I, J+2) - 2\theta^n(I, J+1)) + \text{COFB}((1 - \text{FCD}/2)\theta^n(I+1, J) + \\ & (1 + \text{FCD}/2)\theta^n(I-1, J)) + \text{COFD}(\theta^n(I, J)) \quad \dots \quad (2) \end{aligned}$$

$$R=0 \quad e \quad X=1$$

$$\begin{aligned} \theta^{n+1}(I, J) = & \text{COFA}(\theta^n(I, J+2) - 2\theta^n(I, J+1)) + \text{COFB}(\theta^n(I-2, J) - \\ & - 2\theta^n(I-1, J)) + \text{COFC}(\theta^n(I, J)) \quad \dots \quad (3) \end{aligned}$$

$$0 < R < 1 \quad e \quad X=0$$

$$\theta^n(I, J) = A(J)\theta^n(I, J+1) + B(J)\theta^n(I, J-1) + \text{COFB}(\theta^n(I+2, J) - 2\theta^n(I+1, J)) + \text{COFE}(\theta^n(I, J)) \quad \dots \quad (4)$$

$$0 < R < 1 \quad e \quad 0 < X < 1$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = \text{COFB}(1 - \text{FCD}/2)\theta^n(I+1, J) + (1 + \text{FCD}/2)\theta^n(I-1, J) + A(J)\theta^n(I, J+1) + B(J)\theta^n(I, J-1) + \text{COFF}(\theta^n(I, J)) \quad \dots \quad (5)$$

$$0 < R < 1 \quad e \quad X = 1$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = A(J)\theta^n(I, J+1) + B(J)\theta^n(I, J-1) + \text{COFB}(\theta^n(I-2, J) - 2\theta^n(I-1, J)) + \text{COFE}(\theta^n(I, J)) \quad \dots \quad (6)$$

$$R = 1 \quad e \quad X = 0$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = C(J)(\theta^n(I, J) - \theta^n(I, J-1)) + (\text{COFA}/2)(\theta^n(I, J-2) - 2\theta^n(I, J-1)) + \text{COFB}(\theta^n(I+2, J) - 2\theta^n(I+1, J)) + \text{COFG}(\theta^n(I, J)) \quad \dots \quad (7)$$

$$R = 1 \quad e \quad 0 < X < 1$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = C(J) (\theta^n(I, J) - \theta^n(I, J-1)) + (COFA/2) (\theta^n(I, J-2) - 2\theta^n(I, J-1)) + COFB(\theta^n(I+1, J) + \theta^n(I-1, J)) + COFH(\theta^n(I, J)) \dots (8)$$

$$R=1 \quad e \quad X=1$$

$$\theta^{n+1}(I, J) = C(J) (\theta^n(I, J) - \theta^n(I, J-1)) + (COFA/2) (\theta^n(I, J-2) - 2\theta^n(I, J-1)) + COFB(\theta^n(I-2, J) - 2\theta^n(I-1, J)) + COFG(\theta^n(I, J)) \dots (9)$$

b) Coeficientes de Integração

b.1) Coeficientes dependentes de J

$$A(J) = \frac{\Delta\tau}{Pr\Delta R} \left[\frac{1}{2R(J)} + \frac{1}{\Delta R} \right]$$

$$B(J) = \frac{\Delta\tau}{Pr\Delta R} \left[\frac{1}{\Delta R} - \frac{1}{2R(J)} \right]$$

$$C(J) = \frac{\Delta\tau}{Pr \cdot \Delta R \cdot R(J)}$$

b.2) Coeficientes independientes de J.

$$\text{COFA} = 2\Delta\tau/\text{Pr}.\Delta R^2$$

$$\text{COFB} = \Delta\tau/\text{Pr}\Delta X^2$$

$$\text{COFC} = 1 + \frac{\Delta\tau}{\text{Pr}} \left[\frac{2}{\Delta R^2} - \frac{1}{\Delta X^2} \right]$$

$$\text{COFD} = 1 + 2 \frac{\Delta\tau}{\text{Pr}} \left[\frac{1}{\Delta R^2} - \frac{1}{\Delta X^2} \right]$$

$$\text{FCD} = U.\text{Pr} \Delta X$$

$$\text{COFE} = 1 - \frac{\Delta\tau}{\text{Pr}} \left[\frac{2}{\Delta R^2} - \frac{1}{\Delta X^2} \right]$$

$$\text{COFF} = 1 - \frac{2\Delta\tau}{\text{Pr}} \left[\frac{1}{\Delta R^2} + \frac{1}{\Delta X^2} \right]$$

$$\text{COFG} = 1 + \frac{\Delta\tau}{\text{Pr}} \left[\frac{1}{\Delta R^2} + \frac{1}{\Delta X^2} \right]$$

$$\text{COFH} = 1 + \frac{\Delta\tau}{\text{Pr}} \left[\frac{1}{\Delta R^2} - \frac{2}{\Delta X^2} \right]$$

APÊNDICE E

Demonstração e prova da desigualdade:

$$\eta_{\text{hom}} \leq \eta_{\text{est.}}$$

Substituindo a equação VI.7 em VI.8 vem

$$\eta_{\text{hom}} = \frac{\left[\left(\frac{1}{L} \int_0^L T(x,r,t) dx - T_F \right) - T_F \ln \left(\frac{1}{L} \int_0^L T(x,r,t) dx / T_F \right) \right]}{\left[(T_Q - T_F) - T_a \ln \left(\frac{T_Q}{T_F} \right) \right]}$$

comparando a equação VI.5 com a nova configuração de η_{hom} pode apenas provar que:

$$\frac{1}{L} \int_0^H \ln T(x,r,t) dx \leq \ln \frac{1}{L} \int_0^L T(x,r,t) dx$$

Simplificando ainda mais e usando valores adimensionais para L basta apenas provar que:

$$\int_0^1 \ln T(x) dx \leq \ln \int_0^1 T(x) dx \tag{1}$$

Hipótese: $T(x) > 0$ para todo $x \in [0; 1]$

Importante é observar que a função $\ln T$ é estritamente convexa, isto é,

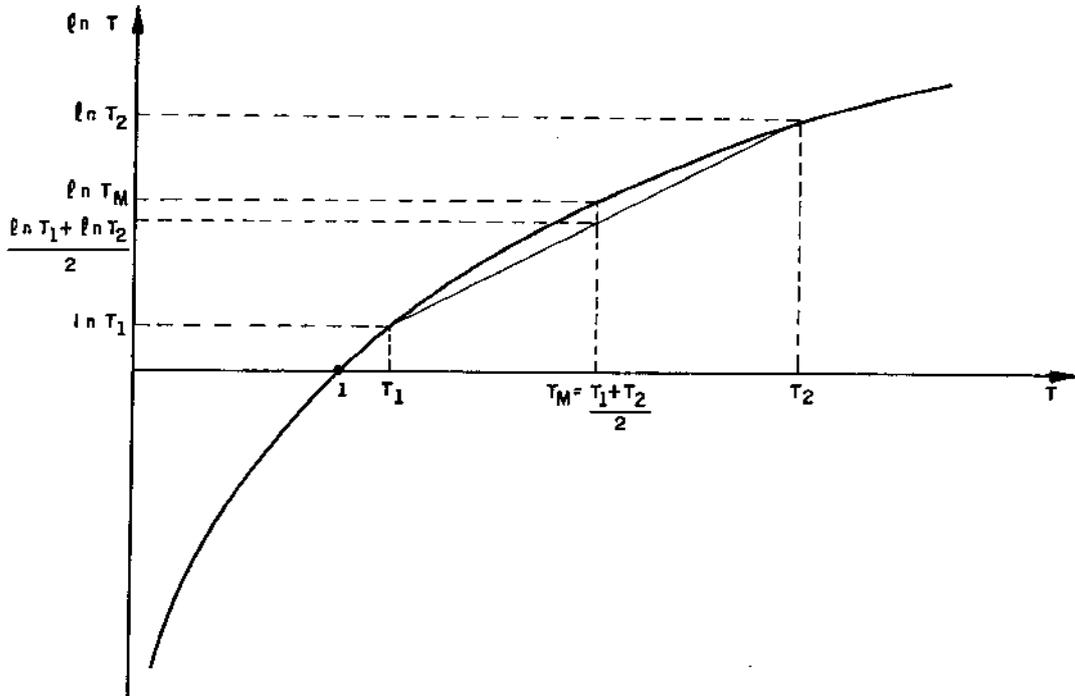


FIG. (E - 1) FUNÇÃO CONVEXA

$$\text{Logo: } \frac{\ln T_1 + \ln T_2}{2} < \ln \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right) \quad (2)$$

É fácil estender esta desigualdade para uma soma 2^N termos. Por exemplo: $\frac{1}{4}(\ln T_1 + \ln T_2 + \ln T_3 + \ln T_4) < \ln \left(\frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4} \right)$

Então pode se dizer que:

$$\frac{1}{2^N} \sum_{k=1}^{2^N} \ln T_k < \ln \left(\frac{1}{2^N} \sum_{k=1}^{2^N} T_k \right) \quad (3)$$

Dividindo o intervalo de integração em 2^N sub-intervalos de comprimento igual a $\frac{1}{2^N}$ e tomando $T_k = T(\frac{k}{2^N})$, verifica-se que os termos da desigualdade (3) aproximam-se das respectivas integrais da desigualdade (1). Entretanto, no limite $N \rightarrow \infty$ a desigualdade (3) pode eventualmente se tornar igualdade.

Também é importante observar que a desigualdade (1) vale para qualquer função $\psi(T)$ no lugar de $\ln T$, desde que $\psi(T)$ seja convexa. Se for côncava vale o oposto.

A igualdade obviamente acontece no caso que $T(x, r, t)$ seja uma constante ao longo do comprimento do tanque.

A seguir será apresentada a prova que se $T(x, r, t)$ não for constante com x , a desigualdade será exatamente como em (1).

Supor que vale a igualdade para uma função $T_0(x)$. Então dada qualquer função contínua $h(x) \geq 0$ em $[0; 1]$, pode-se ter que:

$$\psi(\lambda) = \ln \int_0^1 (T_0 + \lambda h) dx - \int_0^1 \ln(T_0 + \lambda h) dx \quad (4)$$

com derivada nula para $\lambda=0$, pois $\psi(\lambda)$ tem um mínimo neste ponto.

$$\text{Ou seja: } \psi'_h(0) = \frac{\int_0^1 h}{\int_0^1 T_0 dx} - \int_0^1 \frac{h}{T_0} dx = 0 \quad (5)$$

A equação (5) vale para qualquer $h(x) \geq 0$ contínua.

Mas se $T_0(x)$ não é constante, existe um ponto $P \in [0;1]$ onde $T_0(P)$ assume um máximo em $0 \leq x \leq 1$, isto é $T(x)=M$. E neste caso $M > \int_0^1 T_0 dx$, veja figura E-1.

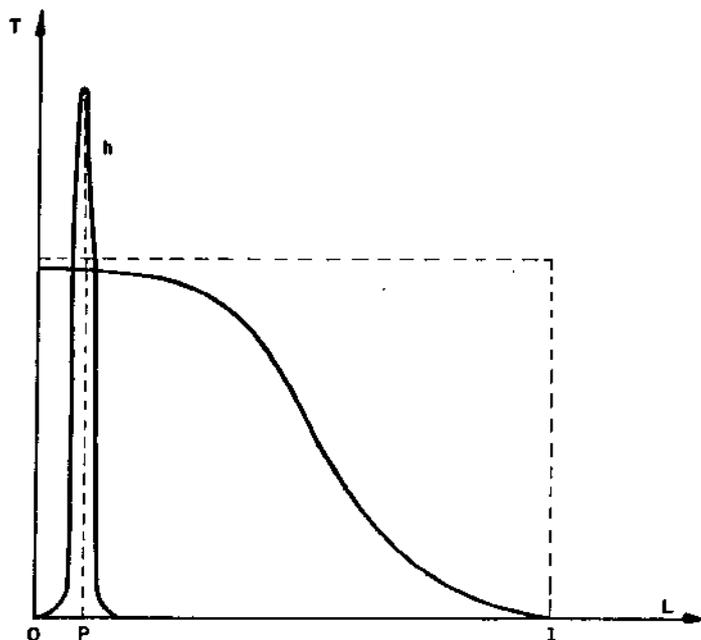


FIG. (E-2) FUNÇÃO DE T

Tomando funções $h(x) \geq 0$ do tipo da figura E-2 com $\int_0^1 h=1$, então $\int_0^1 \frac{h}{T_0} dx$ será aproximadamente $\frac{1}{M}$ (tão próximo quanto se queira) e $\frac{\int_0^1 h}{\int_0^1 T_0 dx}$ será $\frac{1}{\int_0^1 T_0 dx}$.

Logo isto faz: $\psi'_h(0) \cong \frac{1}{\int_0^1 T_0 dx} - \frac{1}{M} > 0$ o que é impossível.

Portanto $\psi'_h(0)=0$ para qualquer h se somente se $T_0(x)$ for constante.

Logo $\eta_{\text{hom}} \leq \eta_{\text{est}}$, e a igualdade só vale quando $T(x,r,t)$ for constante ao longo do tanque, portanto se o estratificado ficar totalmente homogêneo. Do contrário só valerá $\eta_{\text{hom}} < \eta_{\text{est}}$.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] GARI, H.N. and LOEHRKE, R.I. "A controlled Buoyant Jet for Enhancing Stratification in a Liquid Storage tank". *Journal of Fluids Engineering*, 104, 475-481, 1982.
- [2] LAVAN, Z. and THOMPSON, J. "Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks". *Solar Energy*, 19, 519-524, 1977.
- [3] PEPPER, D.W. and LEE, S.C. "Transport Phenomena in Thermally Stratified Boundary Layer". *Journal of Heat Transfer ASME*, 60-65, 1975.
- [4] CABELLI, A. "Storage tanks - A numerical experimental". *Solar Energy*, 19, 45-54, 1976.
- [5] PIAU, J.M. "Influence des variations des proprietes physiques et de la stratification en convection naturelle". *Int. J. Heat Transfer*, 17, 465-476, 1974.
- [6] RAITBY, G.D. and HOLLANDS, K.G.T. "Heat transfer by natural convection between a vertical surface and a stably stratified fluid". *Transaction of the ASME*, 100, 378-380, 1978.

- [7] TORRANCE, K.E. "Natural convection in thermally stratified enclosures with localized heating from below". J. Fluid Mech., 95, 477-495, 1979.
- [8] ROHM, L. and WALIN, G. "Theory and experiments on the control of the stratification in almost enclosed regions". J. Fluid Mech., 90, 315-325, 1979.
- [9] RAITHY, G.D., HOLLANDS, K.G.T. and UNNY, T.E. "Analysis of Heat Transfer by Natural Convection across Vertical fluid layers". Journal of Heat Transfer, 99, 287-293, 1978.
- [10] WALIN, G. "Contained non-homogeneous flow under gravity or how to stratify a fluid in the laboratory". Journal Fluid Mech., 48, part 4, 647-672, 1970.
- [11] MARGOLIS, S.B. "Thermocline Degradation a Packed Bed Thermal storage tank". Journal of Heat Transfer, 100, 371-374, 1978.
- [12] CHEN, C.C. and EICHHARN, R. "Natural convection from a vertical surface to a thermally stratified fluid". Journal of Heat Transfer, ASME, 446-451, 1976.
- [13] CLOSE, D.J. "A Design Approach for Solar Process". Solar Energy, 11, 112-122, 1967.

- [14] CHAW, L.C., HUSAIN, S.R. and CAMPO, A. "Effects of Free Convection and Axial Conduction on Forced Convection Heat Transfer Inside a Vertical Channed at Low Peclet Numbers". Journal of Heat Transfer, ASME, 106, 297-303, 1984.
- [15] BERGMAN, T.L.; INCROPERA, F.P. and VISKAUTA, R. "A differential model for salt-stratified, double-diffusive systems heated from below". Int. Heat Mass Transfer, 28, 779-788, 1985.
- [16] KIMURA, S. and BEJAN, A. "The Boundary Layer Natural Convection Regime in a Retangular Cavity with Uniform Heat flux from the Side". Journal of Heat Transfer, ASME, 106, 98-103, 1984.
- [17] MILLSAPS, K. and POHLHANSEN, K. "The laminar free-convective Heat transfer from the outer surface of a vertical circular cylinder". Journal of the Aeronautical Sciences, 357-360, 1958.
- [18] WHITAKER, S. "Forced convection Heat Transfer Correlations for flow in Pipes, Past flat plates, Single Cylinders, Single Spheres, and for flow in Packed Beds and Tube Bundles". AIChE Journal, 18, 361-371, 1972.
- [19] SCHINKEL, W.M.M., LINTHORST, S.J.M. and HOOGENDOORN, C.J. "The Stratification in Natural Convection in Vertical Enclosures". Journal of Heat Transfer, ASME, 105, 267-272, 1983.

- [20] FUGII, T.; TAKEUCHI, M.; FUJII, M.; SUZAKI, K. and UEHARA, H. "Experiments on natural convection heat transfer from the outer surface of a vertical cylinder to liquids". J. Heat Mass Transfer, 13, 753-787, 1970.
- [21] BRINKWARTH, B.J. "Thermal storage in density-stratified fluids an phase-change materials". Journal of the Institute of Energy LII, 193-196, 1979.
- [22] JESCH, L.F. "Variable volume storage and stratified storage for improved water heater performance". Solar Energy, 33, 83-87, 1984.
- [23] PHILLIPS, W.F. and DAVE, R.N. "Effects of stratification on the performance of liquid-based solar heating systems". Solar Energy, 29, 111-120, 1982.
- [24] WOOD, R.J.; AL-MUSLAHI, S.M., O'CALLAGHAN, P.W. and PROBERT, S.D. "Thermally stratified hot water storage systems". Applied Energy, 9, 231-242, 1981.
- [25] VAHL DAVIS, G. and THOMAS, R.W. "Natural Convection between concentric vertical cylinders". J. Fluid Mech., 23, 198-207, 1965.

- [26] BEJAN, A. "Two thermodynamic optima in the design of sensible heat units for energy storage". Journal of Heat Transfer, ASME, 100, 708-712, 1978.
- [27] FUSEGI, T. and FOROUK, B. "Natural Convection in a Thermally Stratified Square Cavity with localized Heating from below". National Heat Transfer Conference (Denver-Colorado). August, 1985.
- [28] HELLUMS, J.D. and CHURCHILL, S.W. "Transient and Steady State, Free and Natural Convection, Numerical Solutions". AIChE Journal, 8, 690-719, 1962.
- [29] HAU, S.M. and WU, S.T. "Enhancement of Thermal stratification in a liquid storage tank by a horizontal baffle". The 23rd National Heat Transfer Conference. Colorado, 197-205, 1985.
- [30] SPEYER, E. "Optimum storage of heat with a solar house". Solar Energy, 3, 24-48, 1959.
- [31] HOHNE, E. "Thermal energy storage some views on some problems" The Eighth International Heat Transfer Conference - San Francisco, C.A.-USA, 1986.
- [32] SCHLICHTING, H.H. "Boundary Layer Theory". New York - McGraw Hill, 1968.

- [33] SMITH, G.D. "*Numerical Solution of Partial Differential Equations*". Oxford, Oxford University Press - 1975.
- [34] CARNAHAN, B. et alii. "*Applied Numerical Methods*". New York, John Wiley, 1969.
- [35] WELTY, J.R. "*Engineering heat transfer*". Wiley Int. Ed., New York, 1974.
- [36] McADAMS, W.H. "*Heat Transmission*". McGraw-Hill, New York, 1954.
- [37] KREITH, F. "*Princípios da transmissão de calor*". Edgard Blücher Ltda, São Paulo, 1977.
- [38] HOLMAN, J.P. "*Transferência de calor*". McGraw-Hill, São Paulo, 1983.
- [39] HORNBECK, R.W. "*Numerical marching technique for fluid flows with heat transfer*". National Aeronautics and space administration, Washington, D.C., 1973.
- [40] KREIDER, J.F. and KREITH, F. "*Solar Energy Handbook*". McGraw-Hill Book Company, 1981.
- [41] JENSEN, J. "*Energy Storage*". Newnes-Butherworths, London, 1980.

- [42] "Handbook of Chemistry and Physics 62nd". Edition, CRC-Press, Florida, 1981-1982.
- [43] NOGUEIRA, L.A.H. "Uma análise teórica e experimental da estratificação térmica em tanques de armazenamento por calor sensível". Campinas, 1981.
- [44] PATANKAR, S.V. "Numerical heat transfer and fluid flow". Mc Graw Hill, 1980.
- [45] SHI, T.M. "Numerical Heat Transfer". Hemisphere Publishing Corporation, 1984.
- [46] ÖZISIK, M.N. "Boundary Value Problems of Heat Conduction". International Textbook Company, Scranton, Pennsylvania, 1968.
- [47] SILVA, W.; TOLEDO, E.N.S. and PEREIRA, S.S. "Análise da Curva de carga do sistema elétrico". Companhia Paulista de Força e Luz - CPFL, Campinas, São Paulo, 1983.