

Este exemplar corresponde
a redação final defendida por
Valdir de Andrade Scoquamiglio e
aprovada pela comissão julgadora
em 16/03/1990.

Re 13/90

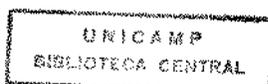
13/90

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS

**ANÁLISE DE UM ARMAZENADOR DE
CALOR SENSÍVEL TIPO PLACA PLANA**

TRABALHO APRESENTADO À COMISSÃO DE PÓS
GRADUAÇÃO DA FACULDADE DE ENGENHARIA
DE CAMPINAS, COMO PARTE DOS REQUISITOS
PARÁ OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM
ENGENHARIA MECÂNICA.

Campinas, 16 de Março de 1990.



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE FLUIDOS

TESE DE MESTRADO
ANÁLISE DE UM ARMAZENADOR DE
CALOR SENSÍVEL TIPO PLACA PLANA

Autor : Valdir de Andrade Scognamiglio
Orientador : Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

APROVADA POR:

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

Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho

Prof. Dr. Luiz Felipe Mendes Moura

Campinas, 16 de Março de 1990.

AGRADECIMENTOS

*"E vós também, pondo nisto mesmo toda a diligência,
acrescentai a vossa fé a virtude e à virtude a ciência..."*
(II Pedro, 1:5)

Agradecimentos ao Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail, que me orientou nos estudos para conclusão deste trabalho. Congratulações à FINEP pelo apoio financeiro, aos professores do Departamento de Térmicas e Fluidos, ao senhor Hilton José Furquim que colaborou com os meus desenhos, às secretárias Sonia Auxiliadora Galanti e Taka Ota Perroni, aos colegas de estudos, aos técnicos e funcionários do departamento. Agradecimentos especiais à minha família, dentre a qual, meus pais José e Lourdes, à minha companheira, Ana Maria, ao Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci e aos colegas Maurício Araujo Zanardi e Rubens Stuginski Júnior.

ANÁLISE DE UM ARMAZENADOR DE CALOR SENSÍVEL TIPO PLACA PLANA

Sumário

Neste trabalho é apresentado um modelo para descrever o comportamento dinâmico de um armazenador de calor sensível em placas planas. O modelo físico é composto de um conjunto de placas planas equidistantes através do qual escoo fluido de trabalho. O modelo analítico é baseado na equação de conservação de energia para o fluido e na equação de condução de calor bidimensional para as placas armazenadoras. O modelo é resolvido usando a técnica de diferenças finitas para vários parâmetros geométricos e operacionais. Para verificar e confirmar os resultados numéricos foi projetado, construído, montado e instrumentado um modelo experimental que permite testar unidades modulares de armazenadores térmicos com condições operacionais ajustáveis. Resultados de experimentos nas mesmas condições de avaliação numérica foram feitos e comparados com os resultados numéricos mostrando boa concordância.

É incluído também neste trabalho uma análise técnica e econômica de um armazenador de calor em condições reais de trabalho para implantação imediata na indústria siderúrgica.

Abstract

This work presents an analytical model to describe the dynamic behaviour of a sensible heat storage of parallel plate type. The physical model is composed of parallel of a set of thick parallel sheets arranged such that the transport fluid flows in between. The analytical model is based upon the equation of energy for the transport fluid and the two dimensional heat conduction equation for the solid plates together with the adequate boundary and initial conditions.

The set of equations were solved numerically for different operational and geometrical parameters by using a finite difference scheme. In order to confirm the numerical results an experimental rig was designed, constructed and instrumented to test modular storage units under various operational conditions. Numerical results were compared with experiments and good agreement was found.

It is included in this work a technical and economic analysis of a heat storage in real work's conditions to implant immediately in steel industry.

Conteúdo

| | | |
|----------|--|-----------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 | Generalidades | 2 |
| 1.2 | Identificação do Problema | 2 |
| 1.3 | Análise do Armazenador de Calor | 4 |
| 2 | MODELO TEÓRICO | 7 |
| 2.1 | Equações Governantes | 8 |
| 2.2 | Análise do Coeficiente de Película | 12 |
| 2.3 | Cálculo do Calor Armazenado | 14 |
| 2.4 | Cálculo do Calor Perdido pelo Armazenador | 14 |
| 2.5 | Cálculo da Capacidade de Calor Armazenado | 16 |
| 3 | TRATAMENTO NUMÉRICO | 17 |
| 3.1 | Formulação do Volume de Controle | 18 |
| 3.2 | Aplicação Para a Equação do Material Armazenador | 19 |
| 3.3 | Aplicação da Equação do Armazenador de Calor | 22 |
| 3.3.1 | Condição de Contorno em $X = 0$ | 22 |
| 3.3.2 | Condições de Contorno em $X = 1$ | 25 |
| 3.3.3 | Condições de Contorno em $Y = 0$ | 26 |
| 3.3.4 | Condições de Contorno em $X = 0$ e $Y = 0$ | 27 |
| 3.3.5 | Condições de Contorno em $X = 1$ e $Y = 0$ | 28 |
| 3.3.6 | Condições de Contorno em $Y = 1$ | 29 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 3.3.7 | Condições de Contorno em $X = 0$ e $Y = 1$ | 31 |
| 3.3.8 | Condições de Contorno em $X = 1$ e $Y = 1$ | 32 |
| 3.4 | Aplicação para a Equação do Fluido de Trabalho | 33 |
| 3.5 | Análise Computacional | 33 |
| 3.5.1 | Resolução do Sistema de Equações Algébricas | 33 |
| 3.5.1.1 | Primeiro meio passo de tempo | 34 |
| 3.5.1.2 | Segundo meio passo de tempo | 36 |
| 3.5.2 | Subrotina Tridiagonal | 36 |
| 4 | ANÁLISE EXPERIMENTAL | 38 |
| 4.1 | Desenvolvimento do Projeto Experimental | 39 |
| 4.2 | Medidas da Temperatura | 39 |
| 4.3 | Distribuição dos Pontos de Medida de Temperatura | 40 |
| 4.4 | Medidas de Vazões | 40 |
| 4.5 | Testes de Carga e Descarga | 40 |
| 5 | RESULTADOS E DISCUSSÃO | 45 |
| 5.1 | Resultados dos Modelos Experimentais | 46 |
| 5.1.1 | Modelo de Placas Finas | 47 |
| 5.1.2 | Modelo de Placas Grossas | 63 |
| 5.2 | Comparação dos Resultados | 77 |
| 5.3 | Discussão dos Resultados | 87 |
| 5.3.1 | Modelo de Placas Finas | 87 |
| 5.3.2 | Modelo de placas grossas | 88 |
| 5.4 | Análise dos Efeitos da Variação da Temperatura e Fluxo Mássico | 88 |
| 5.4.1 | Variação da temperatura | 88 |
| 5.4.2 | Variação do Fluxo de Massa | 90 |
| 6 | APLICAÇÃO DO MODELO PROPOSTO NO PROJETO DE AR- MAZENADORES | 91 |
| 6.1 | Energia Disponível | 92 |

| | | |
|----------|------------------------------|-----------|
| 6.2 | Simulação Numérica | 92 |
| 6.3 | Modelo Proposto | 97 |
| 7 | CONCLUSÕES | 99 |

Lista de Figuras

| | | |
|------|---|----|
| 1.1 | Placas Armazenadoras | 4 |
| 2.1 | Corte do Armazenador de Calor | 9 |
| 2.2 | Seção Transversal no Modelo Estudado | 15 |
| 3.1 | Corte do Armazenador de Calor | 18 |
| 3.2 | Representação do Volume de Controle | 19 |
| 3.3 | Volume de Controle em $X = 0$ | 23 |
| 3.4 | Volume de Controle em $X = 1$ | 25 |
| 3.5 | Volume de Controle em $Y = 0$ | 26 |
| 3.6 | Volume de Controle em $X = 0$ e $Y = 0$ | 27 |
| 3.7 | Volume de Controle em $X = 1$ e $Y = 0$ | 28 |
| 3.8 | Volume de Controle em $Y = 1$ | 29 |
| 3.9 | Volume de Controle em $X = 0$ e $Y = 1$ | 31 |
| 3.10 | Volume de Controle em $X = 1$ e $Y = 1$ | 32 |
| 4.1 | Montagem Experimental | 42 |
| 4.2 | Distribuição de Termopares em uma das Placas do Armazenador (Ensaio Número 1) | 43 |
| 4.3 | Distribuição de Termopares em uma das Placas do Armazenador (Ensaio Número 2) | 44 |
| 5.1 | Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 1) | 47 |

| | | |
|------|--|----|
| 5.2 | Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 1) | 48 |
| 5.3 | Varição Transversal da Temperatura na Placa no Carregamento em $x = 0,47$ m (Ensaio Número 1) | 49 |
| 5.4 | Varição Transversal da Temperatura na Placa na Descarga em $x = 0,47$ m (Ensaio Número 1) | 50 |
| 5.5 | Varição da Temperatura na Placa com a Profundidade no Carregamento em $x = 0,47$ m (Ensaio Número 1) | 51 |
| 5.6 | Varição da Temperatura na Placa com a Profundidade na Descarga em $x = 0,47$ m (Ensaio Número 1) | 52 |
| 5.7 | Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 2) | 53 |
| 5.8 | Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 2) | 54 |
| 5.9 | Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 3) | 55 |
| 5.10 | Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 3) | 56 |
| 5.11 | Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 4) | 57 |
| 5.12 | Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 4) | 58 |
| 5.13 | Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 5) | 59 |
| 5.14 | Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 5) | 60 |
| 5.15 | Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 6) | 61 |
| 5.16 | Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 6) | 62 |
| 5.17 | Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 7) | 63 |
| 5.18 | Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 7) | 64 |
| 5.19 | Varição da Temperatura na Placa com a Profundidade no Carregamento em $x = 0,51$ m (Ensaio Número 7) | 65 |

| | | |
|------|--|----|
| 5.20 | Variação da Temperatura na Placa com a Profundidade na Descarga em $x = 0,51m$ (Ensaio Número 7) | 66 |
| 5.21 | Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 8) | 67 |
| 5.22 | Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 8) | 68 |
| 5.23 | Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 9) | 69 |
| 5.24 | Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 9) | 70 |
| 5.25 | Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 10) | 71 |
| 5.26 | Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 10) | 72 |
| 5.27 | Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 11) | 73 |
| 5.28 | Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 11) | 74 |
| 5.29 | Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 12) | 75 |
| 5.30 | Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 12) | 76 |
| 5.31 | Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 1) | 77 |
| 5.32 | Perfis de Calor Numérico e Experimental (Ensaio Número 1) | 78 |
| 5.33 | Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 2) | 79 |
| 5.34 | Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 3) | 80 |
| 5.35 | Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 4) | 81 |
| 5.36 | Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 6) | 82 |
| 5.37 | Perfis de Calor Numérico e Experimental (Ensaio Número 7) | 83 |
| 5.38 | Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 9) | 84 |
| 5.39 | Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 10) | 85 |
| 5.40 | Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 11) | 86 |
| 5.41 | Efeito da Variação da Temperatura de Entrada do Fluido | 89 |
| 5.42 | Efeito da Variação do Fluxo de Massa | 90 |
| 6.1 | Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do fluido | 94 |

| | | |
|-----|---|----|
| 6.2 | Varição da Temperatura com a Profundidade da Placa no Carregamento | 95 |
| 6.3 | Varição da Temperatura com a Profundidade da Placa na Descarga . . | 96 |
| 6.4 | Comparação dos gráficos da Temperatura de Saída das Placas do Armazenador Variando-se a Temperatura e Vazão em Degrau na Entrada do Armazenador | 98 |

Lista de Tabelas

| | | |
|-----|---|----|
| 2.1 | Número de Nusselt Equivalente Médio | 13 |
| 4.1 | Dimensão dos Modelos Experimentais | 39 |
| 5.1 | Propriedades Térmicas dos Modelos Experimentais | 46 |
| 6.1 | Propriedades Térmicas do Modelo Simulado | 93 |

Simbologia

| | | |
|-----------------|---|----------------------|
| $A \equiv$ | Área do armazenador | [m ²] |
| $A_s \equiv$ | Área seccional | [m ²] |
| $AL \equiv$ | Largura da placa | [m] |
| $A_{tr} \equiv$ | Área de troca do calor armazenado | [m ²] |
| $Bi \equiv$ | Número de Biot | |
| $C_f \equiv$ | Calor específico do fluido | [kJ/kg K] |
| $C_m \equiv$ | Calor específico do material armazenador | [kJ/kg K] |
| $d \equiv$ | Meia amplitude do vão | [m] |
| $D_h \equiv$ | Diâmetro hidráulico | [m] |
| $E \equiv$ | Capacidade térmica do fluido | [W/K] |
| $h \equiv$ | Coefficiente de película genérico | [W/m ² K] |
| $h_e \equiv$ | Coefficiente de película externo | [W/m ² K] |
| $h_i \equiv$ | Coefficiente de película interno | [W/m ² K] |
| $I \equiv$ | Termo da matriz ou direção ordenada referente a direção x | |
| $J \equiv$ | Termo da matriz ou direção ordenada referente a direção y | |
| $K_f \equiv$ | Coefficiente de condutividade térmica do fluido | [W/m K] |
| $K_i \equiv$ | Coefficiente de condutividade térmica do isopor | [W/m K] |
| $K_l \equiv$ | Coefficiente de condutividade térmica da lã de vidro | [W/m K] |
| $K_m \equiv$ | Coefficiente de condutividade térmica do armazenador | [W/m K] |

| | | |
|-------------------|--|--------|
| $L \equiv$ | Comprimento da placa | [m] |
| $L_i \equiv$ | Espessura do isopor | [m] |
| $L_l \equiv$ | Espessura da lã de vidro | [m] |
| $L_p \equiv$ | Espessura da placa | [m] |
| $\dot{m} \equiv$ | Vazão mássica do fluido | [kg/s] |
| $M \equiv$ | Número de pontos na direção J | |
| $N \equiv$ | Número de pontos na direção I | |
| $Nu \equiv$ | Número de Nusselt médio | |
| $Nu' \equiv$ | Número de Nusselt equivalente médio | |
| $P \equiv$ | Perímetro molhado | [m] |
| $Pr \equiv$ | Número de Prandtl | |
| $q_x \equiv$ | Fluxo de calor que entra na direção x do armazenador | [W] |
| $q_y \equiv$ | Fluxo de calor que entra na direção y do armazenador | [W] |
| $q_{x+dx} \equiv$ | Fluxo de calor que sai do armazenador na direção x | [W] |
| $q_{y+dy} \equiv$ | Fluxo de calor que sai do armazenador na direção y | [W] |
| $Q \equiv$ | Calor armazenado | [W] |
| $Q_p \equiv$ | Calor perdido pelo armazenador | [W] |
| $Q^* \equiv$ | Parâmetro adimensional | |
| $Q_p^* \equiv$ | Parâmetro adimensional | |
| $R \equiv$ | Parâmetro adimensional | |
| $Re \equiv$ | Número de Reynolds | |
| $S \equiv$ | Meia espessura da placa | [m] |

| | | |
|-----------------|--|---------|
| $t \equiv$ | Temperatura do material armazenador | [K] |
| $t_0 \equiv$ | Temperatura do material armazenador no instante zero | [K] |
| $t_f \equiv$ | Temperatura do fluido local | [K] |
| $t_{fi} \equiv$ | Temperatura de entrada do fluido | [K] |
| $t_{fs} \equiv$ | Temperatura de saída do fluido | [K] |
| $T \equiv$ | Parâmetro adimensional | |
| $T_0 \equiv$ | Parâmetro adimensional | |
| $T_f \equiv$ | Parâmetro adimensional | |
| $T_{fi} \equiv$ | Parâmetro adimensional | |
| $U \equiv$ | Coefficiente global de transferência de calor | [W/m K] |
| $v \equiv$ | Velocidade do fluido | [m/s] |
| $x \equiv$ | Comprimento genérico | [m] |
| $X \equiv$ | Parâmetro adimensional | |
| $y \equiv$ | Profundidade genérica | [m] |
| $Y \equiv$ | Parâmetro adimensional | |

Símbolos Gregos

| | | |
|------------------------|--|--------------------------|
| $\alpha_m \equiv$ | Difusibilidade térmica do material armazenador | $[\text{m}^2/\text{s}]$ |
| $\varepsilon \equiv$ | Capacidade de calor armazenado | |
| $\Delta x \equiv$ | Incremento de espaço na direção x | $[\text{m}]$ |
| $\Delta y \equiv$ | Incremento de espaço na direção y | $[\text{m}]$ |
| $\Delta \theta \equiv$ | Incremento de tempo | $[\text{s}]$ |
| $\Delta X \equiv$ | Parâmetro adimensional | |
| $\Delta Y \equiv$ | Parâmetro adimensional | |
| $\Delta \tau \equiv$ | Parâmetro adimensional | |
| $\theta \equiv$ | Tempo genérico | $[\text{s}]$ |
| $\tau \equiv$ | Parâmetro adimensional | |
| $\rho_f \equiv$ | Densidade do fluido | $[\text{kg}/\text{m}^3]$ |
| $\rho_m \equiv$ | Densidade do material armazenador | $[\text{kg}/\text{m}^3]$ |

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 Generalidades

Armazenamento de energia vem se tornando um fator de grande importância em todos os setores industriais. Devido à crise energética das últimas décadas, governos de muitos países vêm gastando fundos significativos para o desenvolvimento de novos recursos energéticos, visando melhor eficiência na geração e suprimento de energia, barateamento dos custos de implementação e programas de conservação e substituição de energia [1]. Um dos recursos de maior importância de conservação e substituição de energia é o seu armazenamento, ou seja, a energia que normalmente é jogada fora por força do processo, é armazenada e reutilizada posteriormente.

Há muitas maneiras de armazenamento de energia, entre as quais pode-se citar o armazenamento térmico, químico, elétrico, mecânico, etc.

Especificamente, o armazenamento térmico pode ser na forma de calor sensível ou na forma de calor latente. O estudo em questão dá um enfoque ao armazenamento de energia térmica com calor sensível, onde estudos dos mais variados vêm sendo feitos, buscando uma maior otimização nas aplicações, principalmente nos processos industriais.

1.2 Identificação do Problema

Neste trabalho, o armazenamento térmico na forma de calor sensível é destinado a um dos pontos de grande peso energético numa indústria siderúrgica. Os lingotes que saem dos fornos a altas temperaturas, são resfriados e aquecidos repentinamente inúmeras vezes, para sofrer o processo de laminação, com perda significativa da energia fornecida, e conseqüentemente, uma baixa eficiência no processo.

O armazenamento de calor pode consistir na transmissão de calor do material a alta temperatura (lingotes) para o fluido de trabalho, que por sua vez, transmite o calor de armazenamento (pode ser também lingotes). Todo calor pode ser retirado pelo fluido de trabalho conforme a taxa de calor e a temperatura, a medida da necessidade.

É proposto um modelo que descreve o comportamento dinâmico de um armazenador de calor sensível em placas planas, com o objetivo de simular os lingotes de um processo

siderúrgico, recuperando o calor que seria perdido, e armazenando-o para o processo de recozimento, que possui um grande potencial energético e boa facilidade de implantação.

Há muito tempo vem se desenvolvendo estudos analíticos para prever o comportamento do fluido que escoar trocando calor em contato com uma superfície. Em 1954, KLINKERBERG [2] desenvolveu um estudo supondo que a condutividade do material armazenador era zero na direção do escoamento do fluido e infinita na direção transversal. Em 1969, HANDLEY e HEGGS [3] apresentaram um trabalho onde a condução axial era considerada, entretanto a condutividade infinita na direção transversal foi mantida. Já em 1976, SCHMIDT [4] obteve uma solução para o caso onde a condutividade térmica era finita, na qual dependia da configuração geométrica do armazenador de calor, tal qual foi baseado esse trabalho.

O modelo analítico foi resolvido usando a técnica de diferenças finitas para vários parâmetros geométricos e operacionais, descrito de maneira simultânea por uma equação unidimensional de conservação de energia para o fluido e por uma equação bidimensional de condução de calor para o material armazenador. O método A.D.I. (alternation direction implicit) citado por PEACEMAN e RACHFORD [5] e DOUGLAS [6], [7] é aplicado na equação de condução de calor através de uma matriz tridiagonal. Através de vários parâmetros operacionais adotados, obtém-se os perfis de temperatura do material armazenador, evolução da temperatura do fluido, perdas térmicas e o calor armazenado.

O modelo físico foi composto de um conjunto de placas planas equidistantes entre si, permitindo que o fluido de trabalho escoe por entre as placas. O armazenador foi isolado externamente, reduzindo as perdas de calor armazenado para o meio. As vazões foram tomadas por uma placa de orifício, onde a diferença de pressão foi medida por um micromanômetro. Foram avaliados também a temperatura, a eficiência de transferência e calor armazenado.

Concluiu-se o trabalho com uma análise comparativa da modelagem analítica com o modelo experimental, e um estudo de viabilidade técnica e potencial desse armazenador nas indústrias siderúrgicas que utilizam energia térmica a altas temperaturas.

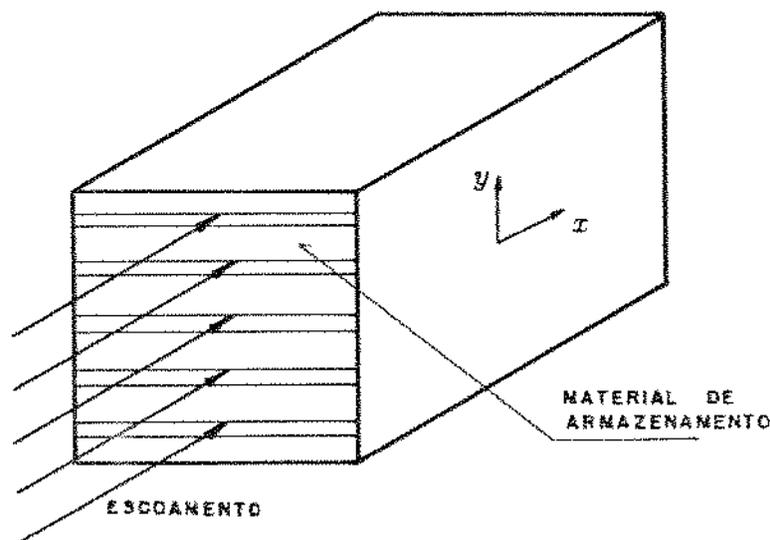


Figura 1.1: Placas Armazenadoras

1.3 Análise do Armazenador de Calor

No estudo analítico da resposta transiente do armazenador de calor, tomou-se como hipóteses básicas os seguintes parâmetros de trabalho:

- As propriedades do fluido são consideradas constantes, onde foram calculadas com uma temperatura média de mistura [8];
- Hill [9] cita a vantagem de aplicar uma temperatura de degrau na entrada de um armazenador e medir a resposta da temperatura do fluido que deixa o armazenador. Através da integração das diferenças das temperaturas da entrada e saída sobre o período de duração do experimento, multiplicada pela massa do fluido que aquece ou resfria o armazenador e pelo seu calor específico, determina-se o calor adicionado ou removido, supondo que as perdas de calor pelas laterais do armazenador sejam desprezíveis.
- Para um número de Prandtl próximo à unidade, juntamente com um comprimento de entrada suficientemente grande, pode-se considerar o perfil de velocidade do

fluido completamente desenvolvido;

- Fez-se uma análise do coeficiente de transferência de calor na parede, para temperatura da parede constante, conforme é descrito por KAYS [10].
- A resistência total para transferência de calor do fluido para o armazenador é composta de dois componentes: um está associado ao coeficiente de película convectivo e o outro com a condução de calor interna. A razão de importância relativa entre as resistências interna e externa é calculada pelo número de Biot, conforme demonstra ARPACI [11]. Com o aumento do número de Biot, a resistência convectiva decresce, entretanto aumenta a significância da resistência interna.

Se a resistência para troca de calor oferecida pela película convectiva na interface entre o fluido-sólido do modelo for muito maior que a resistência do material armazenador, os gradientes de temperatura dentro do material armazenador podem ser considerados uniformes, considerando que a condutividade térmica seja infinita. Neste caso, a solução não depende da espessura do material armazenador.

Porém, se a resistência térmica da película convectiva for da mesma ordem de grandeza da resistência do material armazenador, os gradientes de temperatura dentro do material armazenador são considerados, portanto, tem-se uma condutividade térmica finita, considerando os efeitos da condução axial e transversal, conforme SCHMIDT [4]. Neste caso, o modelo matemático dependerá da espessura do armazenador e da distribuição de temperatura no seu interior.

Baseados nos itens acima, o estudo teórico teve as seguintes hipóteses:

1. Propriedades físicas do material armazenador e do fluido são constantes;
2. Variação de temperatura em degrau na entrada do material armazenador;
3. Distribuição da temperatura inicial uniforme no material armazenador;
4. As perdas de calor pelas laterais do armazenador são calculadas separadamente para cálculo da porcentagem de calor armazenado;

5. Velocidade do fluido constante e uniforme;
6. Coeficiente de transferência de calor convectivo constante;
7. Condutividade finita do material armazenador;
8. Distribuição bidimensional de calor transferido no material armazenador.
9. As extremidades do material são isoladas do meio externo.

Capítulo 2

MODELO TEÓRICO

2.1 Equações Governantes

As equações que regem o modelo teórico são: uma equação unidimensional de conservação de energia para o fluido e uma equação bidimensional de condução de calor para o material armazenador, tratadas simultaneamente.

Foi feita uma análise de cada equação juntamente com suas condições iniciais e de contorno, buscando uma maior aproximação dos valores reais dos perfis de temperatura do material armazenador e do fluido, perdas térmicas e calor armazenado.

No tratamento da equação da energia para o material armazenador, desprezou-se os termos de dissipação viscosa, de compressibilidade e de geração interna de calor. A equação foi representada, conforme BIRD [12], como:

$$\left(\begin{array}{c} \text{calor que entra} \\ \text{no elemento por} \\ \text{unidade de tempo} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{calor que sai} \\ \text{do elemento por} \\ \text{unidade de tempo} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{variação de} \\ \text{energia com} \\ \text{o tempo} \end{array} \right) \quad (2.1)$$

Representando em coordenadas retangulares:

$$(q_x + q_y) = (q_{x+dx} + q_{y+dy}) + C_m \rho_m (dxdy) \frac{\partial t}{\partial \theta} \quad (2.2)$$

Supondo que o sólido possui propriedades físicas constantes e independentes da temperatura, a equação geral da condução de calor foi representada pela equação de Fourier:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = \frac{1}{\alpha_m} \frac{\partial t}{\partial \theta} \quad (2.3)$$

onde α_m é a difusibilidade térmica do material armazenador.

A equação que governa a resposta transiente do fluido que escoar em contato com o material armazenador foi calculada adotando-se uma temperatura média de mistura para o fluido. Para uma determinada seção, como mostra a figura (2.1):

$$\left(\begin{array}{c} \text{energia armazena-} \\ \text{da pelo fluido no} \\ \text{volume pelo incre-} \\ \text{mento da seção } \Delta x \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{calor transfe-} \\ \text{rido do fluido} \\ \text{para o material} \\ \text{no volume} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{taxa de acumula-} \\ \text{ção de energia pe-} \\ \text{lo fluido contido} \\ \text{dentro do volume} \end{array} \right) = 0 \quad (2.4)$$

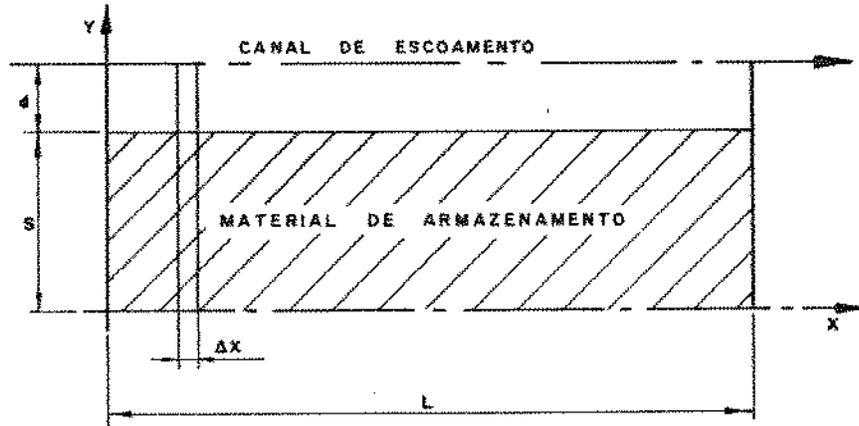


Figura 2.1: Corte do Armazenador de Calor

Portanto:

$$\dot{m}C_f \frac{\partial t_f}{\partial x} \Delta x + hP \Delta x (t_f - t) + A_s \rho_f C_f \frac{\partial t_f}{\partial \theta} \Delta x = 0 \quad (2.5)$$

$$\dot{m}C_f \frac{\partial t_f}{\partial x} + A_s \rho_f C_f \frac{\partial t_f}{\partial \theta} = hP(t - t_f) \quad (2.6)$$

ou

$$\rho_f C_f A_s \left[\frac{\partial t_f}{\partial \theta} + v \frac{\partial t_f}{\partial x} \right] = hP(t - t_f) \quad (2.7)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, que é uma função completa do escoamento do fluido, das propriedades térmicas, do meio e da geometria do sistema.

As condições iniciais são:

$$\theta = 0 \Rightarrow t_f = t = t_0 \quad (2.8)$$

e as condições de contorno são:

$$\text{para } x = 0, \quad 0 < y < S, \quad \theta > 0 \Rightarrow \frac{\partial t}{\partial x} = 0 \Rightarrow t_f = t_{fi} \quad (2.9)$$

$$\text{para } x = L, \quad 0 < y < S, \quad \theta > 0 \Rightarrow \frac{\partial t}{\partial x} = 0 \quad (2.10)$$

$$\text{para } y = 0, \quad 0 \leq x \leq L, \quad \theta > 0 \Rightarrow \frac{\partial t}{\partial y} = 0 \quad (2.11)$$

$$\text{para } y = S, \quad 0 \leq x \leq L, \quad \theta > 0 \Rightarrow K_m \frac{\partial t}{\partial y} = -h(t - t_f) \quad (2.12)$$

Para as equações de condição de contorno (2.9) a (2.11), tem-se como hipótese que o material armazenador esteja isolado do meio externo do sistema, e em (2.12), que o material armazenador esteja em contato com o meio fluido.

Admite-se como parâmetros adimensionais:

$$X = x/S \quad Y = y/S$$

$$\tau = \frac{\alpha_m \theta}{S^2} \quad Bi = \frac{hS}{K_m}$$

$$R = \frac{PK_m}{\dot{m}C_f} \quad T = \frac{t - t_0}{t_{fi} - t_0}$$

Substituindo os respectivos parâmetros adimensionais em (2.3), obteve-se para o material armazenador:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} = \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (2.13)$$

E substituindo-se os parâmetros adimensionais em (2.7), obteve-se para o fluido:

$$\frac{\alpha_m}{Sv} \frac{\partial T_f}{\partial \tau} + \frac{\partial T_f}{\partial X} = R Bi(T - T_f) \quad (2.14)$$

Foi feito um estudo de ordem de grandeza da equação (2.14), e os máximos valores práticos obtidos para os parâmetros do termo de acúmulo de energia do fluido são:

$$\alpha_m = 1,14 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad S = 0,00645 \text{ m (mínimo)}$$

$$v = 1,31 \text{ m/s (mínima)} \quad \frac{\alpha_m}{vS} = 1,35 \times 10^{-3} \text{ (máximo)}$$

Então, pode-se concluir que a taxa de acúmulo de energia era suficientemente pequena, podendo ser desprezada sem provocar um acúmulo de erro significativo na análise.

Obteve-se então para o fluido:

$$\frac{\partial T_f}{\partial X} + R Bi(T_f - T) = 0 \quad (2.15)$$

onde o número de Biot mede a relação entre o coeficiente de transferência de calor na superfície sólida e a condutância interna do sólido através do comprimento característico.

As condições iniciais adimensionalizadas tornam-se:

$$\tau = 0 \Rightarrow T = T_f = T_0 \quad (2.16)$$

e as condições de contorno adimensionalizadas:

$$\text{para } X = 0, \quad 0 < Y < 1, \quad \tau > 0 \Rightarrow \frac{\partial T}{\partial X} = 0 \Rightarrow T_f = 1 \quad (2.17)$$

$$\text{para } X = 1, \quad 0 < Y < 1, \quad \tau > 0 \Rightarrow \frac{\partial T}{\partial X} = 0 \quad (2.18)$$

$$\text{para } Y = 0, \quad 0 \leq X \leq 1, \quad \tau > 0 \Rightarrow \frac{\partial T}{\partial Y} = 0 \quad (2.19)$$

$$\text{para } Y = 1, \quad 0 \leq X \leq 1, \quad \tau > 0 \Rightarrow \frac{\partial T}{\partial Y} = Bi(T_f - T) \quad (2.20)$$

2.2 Análise do Coeficiente de Película

O modelo estudado apresenta convecção forçada, onde o ar escoia por entre as placas a baixa vazão, obtendo-se consequentemente um número de Reynolds baixo.

Tomou-se considerações básicas ao escoamento laminar onde o mecanismo de troca de calor predominante foi o da condução pura.

Outra consideração foi com o número de Prandtl que tem valores próximos à unidade para o ar.

Os efeitos de borda foram desprezados, pois o comprimento de entrada é suficiente grande para obter-se um perfil de velocidade desenvolvido, não refletindo erros consideráveis para o ar, onde não há grandes variações com a viscosidade para o modelo estudado.

Na análise da condutância de calor, supondo que as propriedades físicas do material armazenador e do fluido são constantes, predominou-se a equação cuja temperatura superficial para o escoamento laminar fosse constante, calculados em função da temperatura média do fluido.

Após a análise precedente, concluiu-se que o número de Nusselt que identificou melhor o problema foi aquele cujas propriedades do fluido foram avaliadas em função da temperatura média da mistura, com temperatura e velocidade uniforme na entrada do armazenador, determinado por um $Pr = 0,7$. Em 1942, LANGAAR [13] desenvol-

veu uma linearização das equações de Navier Stokes para fluidos em movimento, para resolver problemas de escoamento laminar completamente desenvolvido para fluidos incompressíveis em tubos circulares. Em 1955, KAYS [14] também aplicou tal problema para tubos circulares. Já em 1960, HAN [15] empregou a linearização de Langaar para resolver problemas de escoamento laminar completamente desenvolvido para dutos retangulares. Tal solução é discretizada por SISSOM [16] para temperatura da parede constante e um número de $Pr = 0,7$, como segue:

$$Nu = Nu' + \frac{0.104(RePr \frac{D_h}{Ls})}{[1 + 0.016(RePr \frac{D_h}{Ls})]^{0.8}} \quad (2.21)$$

onde Nu' é o número de Nusselt equivalente médio para dutos retangulares, que assume os respectivos valores para escoamento em regime laminar conforme demonstrado na tabela (2.1):

Tabela 2.1: Número de Nusselt Equivalente Médio

| Secção Transversal Retangular (L/2d) | Nusselt Equivalente Médio para Temperatura da Parede Uniforme (Nu') |
|---|---|
| 1,0 | 3,66 |
| 1,4 | 2,35 |
| 2,0 | 2,98 |
| 4,0 | 3,39 |
| 6,0 | 4,44 |
| 8,0 | 5,95 |
| ∞ | 7,54 |

Finalmente, o coeficiente de película é calculado em função do número de Nusselt médio para uma temperatura da parede constante:

$$h = Nu \frac{K_f}{L} \quad (2.22)$$

2.3 Cálculo do Calor Armazenado

O calor armazenado é dado por:

$$Q = \dot{m}C_f(t_{fi} - t_{fs}) \quad (2.23)$$

O calor armazenado adimensional foi representado por:

$$Q^* = \frac{\alpha_m Q \theta}{ES^2} \frac{1}{(t_{fi} - t_0)} \frac{(t_f - t_0)}{(t_{fi} - t_{fs})} \quad (2.24)$$

onde E é a capacidade térmica do fluido, tal que:

$$E = \rho_f v A_s C_f \quad (2.25)$$

A derivada temporal foi representada por:

$$d\theta = \frac{S^2}{\alpha_m} d\tau \quad (2.26)$$

Tal que a derivada adimensional do calor armazenado fica:

$$dQ^* = T_f d\tau \quad (2.27)$$

onde:

$$T_f = \frac{t_f - t_0}{t_{fi} - t_0} \quad (2.28)$$

2.4 Cálculo do Calor Perdido pelo Armazenador

O calor perdido por um armazenador do tipo transiente é dado por:

$$Q_p = \int_{A_{tr}} U A_{tr} \Delta t = \int_{A_{tr}} U A_{tr} (t - t_0) \quad (2.29)$$

O cálculo do coeficiente de película externo foi calculado segundo SISSOM [16] para as paredes superior, inferior e laterais, enquanto que o coeficiente de película global foi calculado em duas etapas: a primeira, quando o fluido de trabalho não estava em contato com as paredes laterais, como mostra a figura (2.2), levando em consideração o processo de condução. Portanto, desprezou-se o coeficiente de película interno da placa (espaço ocupado pelas placas armazenadoras).

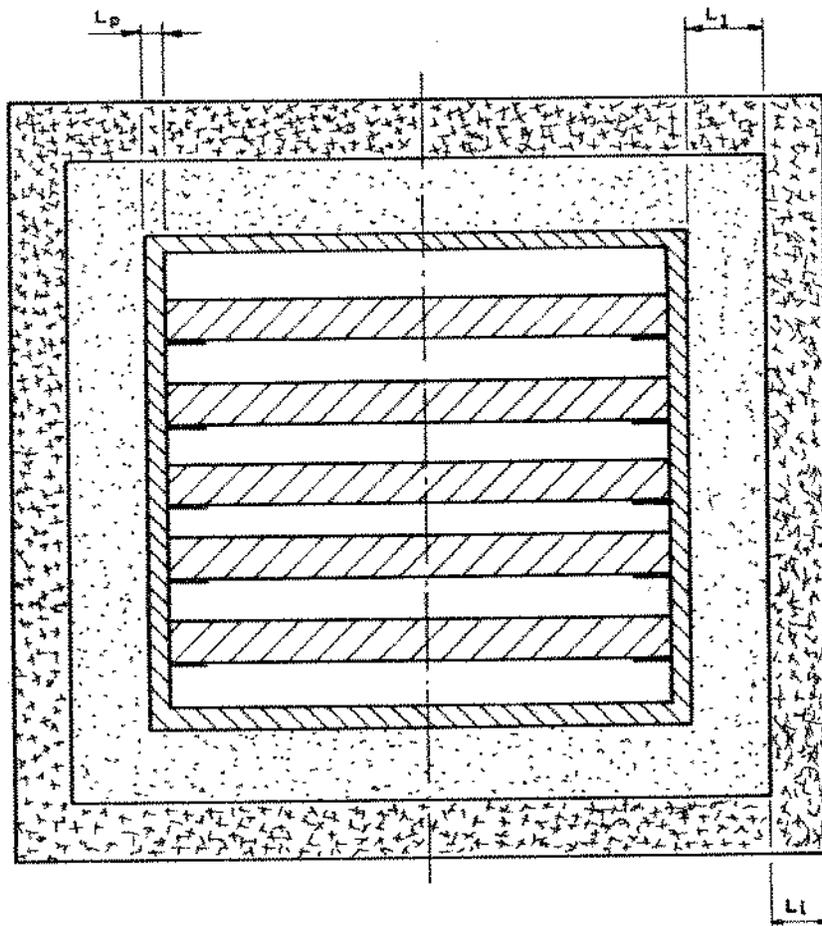


Figura 2.2: Seção Transversal no Modelo Estudado

$$U_c = \frac{1}{\frac{L_p}{K_m} + \frac{L_l}{K_l} + \frac{L_i}{K_i} + \frac{1}{h_c}} \quad (2.30)$$

Na segunda etapa, o fluido de trabalho tinha contato direto com as paredes laterais, considerando o coeficiente de película interno da parede:

$$U_{cc} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{L_p}{K_m} + \frac{L_l}{K_l} + \frac{L_i}{K_i} + \frac{1}{h_c}} \quad (2.31)$$

A adimensionalização do calor perdido pelas laterais é dado por:

$$Q_p^* = \frac{\alpha_m Q_p \theta}{ES^2(t_{fi} - t_0)} \quad (2.32)$$

A derivada do calor perdido adimensionalizada fica:

$$dQ_p^* = \frac{U}{A} T d(A_{lr} \tau) \quad (2.33)$$

onde:

$$T = \frac{t - t_0}{t_{fi} - t_0} \quad (2.34)$$

Notando-se que os resultados adimensionais do calor armazenado e do calor perdido não podem ser comparados diretamente, devido à área de troca de calor perdido, que varia ponto a ponto na direção do escoamento do fluido.

2.5 Cálculo da Capacidade de Calor Armazenado

A capacidade de calor armazenado é dada por:

$$\varepsilon = \frac{Q - Q_p}{Q} \times 100 \quad (2.35)$$

Capítulo 3

TRATAMIENTO NUMÉRICO

Aplicou-se o método de diferenças finitas para resolver a equação diferencial que governa o processo físico.

Dividiu-se o sistema em vários sub-volumes finitos no formato de uma rede, onde sobre os nós foram calculadas as variáveis dependentes da equação diferencial. Esta equação diferencial foi reduzida a um sistema de equações algébricas, que interrelaciona o valor da variável dependente no nó especificado com o valor da mesma variável nos nós vizinhos.

3.1 Formulação do Volume de Controle

No método de diferenças finitas, os valores nos pontos da malha são considerados para constituir a solução, sem nenhum interesse explícito de como varia os pontos intermediários aos nós.

Na figura (3.1) é mostrado um corte do armazenador de calor simetricamente. Uma rede subdividiu o armazenador em volumes de controle. Os eixos da matriz $T(I,J)$ representa em um determinado instante a temperatura referente aos pontos (x,y) , onde I varia de 1 a N , e J , de 1 a M .

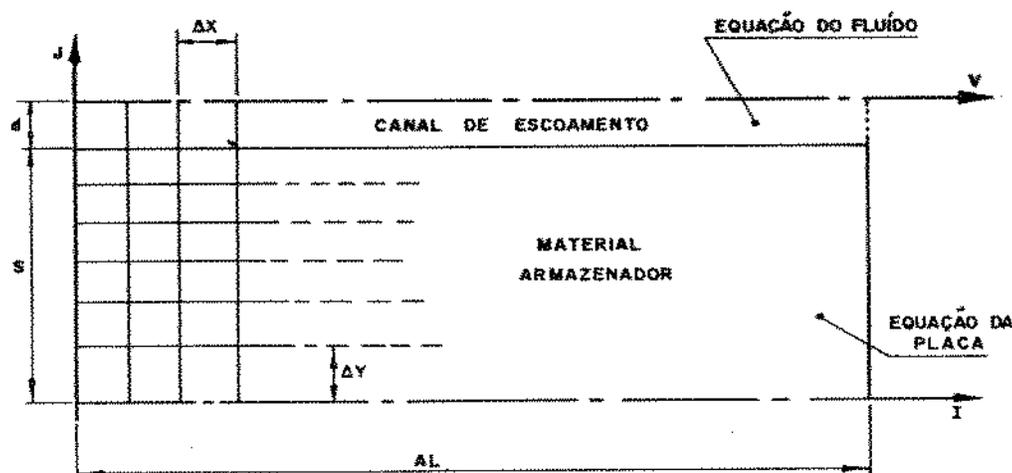


Figura 3.1: Corte do Armazenador de Calor

Um determinado nó da rede foi ampliado e representado na figura (3.2):

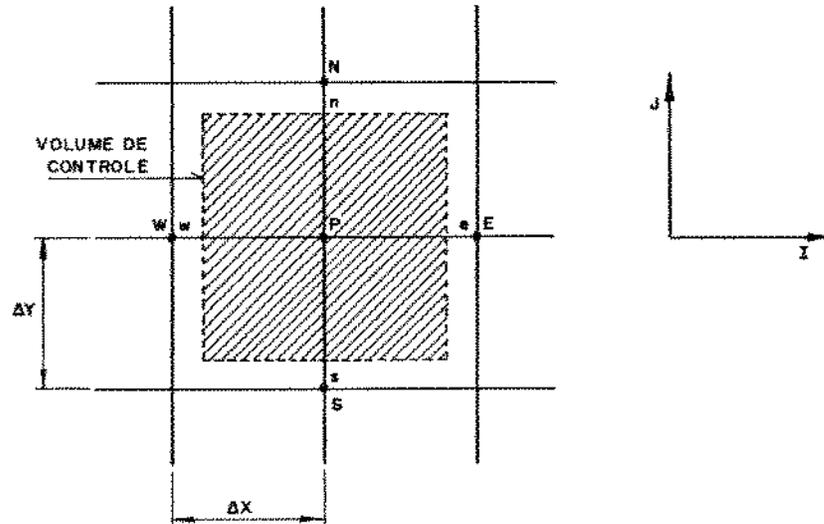


Figura 3.2: Representação do Volume de Controle

Os pontos *E* e *W* na direção *x* são respectivamente os pontos leste e oeste com relação a *P* e *N* e *S* são respectivamente os pontos norte e sul com relação a *P*. O volume de controle é mostrado em linhas hachuradas.

3.2 Aplicação Para a Equação do Material Armazenador

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} \quad (3.1)$$

A integração da equação (3.1) é realizada sobre a área hachurada, supondo que a temperatura em *P* seja igual em todo volume de controle. Integrando em um tempo avançado:

$$\begin{aligned} \int_c^w \int_s^n \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial \tau} dXdYd\tau &= \int_c^w \int_s^n \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial^2 T}{\partial X^2} dXdYd\tau \\ &+ \int_c^w \int_s^n \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} dXdYd\tau \end{aligned} \quad (3.2)$$

assim:

$$\begin{aligned} \int_c^w \int_s^n \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial \tau} dXdYd\tau &= \int_s^n \int_t^{t+\Delta t} \left(\frac{\partial T}{\partial X} \right)_c^w dYd\tau \\ &+ \int_c^w \int_t^{t+\Delta t} \left(\frac{\partial T}{\partial Y} \right)_s^n dXd\tau \end{aligned} \quad (3.3)$$

integrando os eixos I e J :

$$\begin{aligned} (T_P^{n+1} - T_P^n) \Delta X \Delta Y &= \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial T}{\partial X} \Big|_w - \frac{\partial T}{\partial X} \Big|_c \right] \Delta Y \Delta \tau \\ &+ \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_n - \frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_s \right] \Delta X \Delta \tau \end{aligned} \quad (3.4)$$

As derivadas de uma função, segundo ÖZİŞİK [17], podem ser representadas por uma aproximação de diferença finita, usando expansão por séries de Taylor da função equivalente a um determinado ponto.

A diferença centrada para as derivadas de primeira ordem da equação (3.4) fica:

$$\begin{aligned} (T_P^{n+1} - T_P^n) \Delta X \Delta Y &= \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{T_E - T_P}{\Delta X} - \frac{T_P - T_W}{\Delta X} \right] \Delta Y d\tau \\ &+ \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{T_N - T_P}{\Delta Y} - \frac{T_P - T_S}{\Delta Y} \right] \Delta X d\tau \end{aligned} \quad (3.5)$$

assim:

$$\begin{aligned}
(T_P^{n+1} - T_P^n)\Delta X\Delta Y &= \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\Delta Y}{\Delta X} T_E - 2\frac{\Delta Y}{\Delta X} T_P + \frac{\Delta Y}{\Delta X} T_W \right] d\tau \\
&+ \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\Delta X}{\Delta Y} T_N - 2\frac{\Delta X}{\Delta Y} T_P + \frac{\Delta X}{\Delta Y} T_S \right] d\tau
\end{aligned} \tag{3.6}$$

Segundo PATANKAR [18], a integral:

$$\int_t^{t+\Delta t} T d\tau = [fT^{n+1} + (1-f)T^n]\Delta t \tag{3.7}$$

onde f é o fator de ponderação na direção I e g é o fator de ponderação na direção J .

Aplicando a equação (3.7) na equação (3.6), obtem-se:

$$\begin{aligned}
(T_P^{n+1} - T_P^n)\Delta X\Delta Y &= \frac{\Delta Y\Delta\tau}{\Delta X} [fT_E^{n+1} + (1-f)T_E^n] \\
&- 2\frac{\Delta Y\Delta\tau}{\Delta X} [fT_P^{n+1} + (1-f)T_P^n] + \frac{\Delta Y\Delta\tau}{\Delta X} [fT_W^{n+1} + (1-f)T_W^n] \\
&+ \frac{\Delta X\Delta\tau}{\Delta Y} [gT_N^{n+1} + (1-g)T_N^n] - 2\frac{\Delta X\Delta\tau}{\Delta Y} [gT_P^{n+1} + (1-g)T_P^n] \\
&+ \frac{\Delta X\Delta\tau}{\Delta Y} [gT_S^{n+1} + (1-g)T_S^n]
\end{aligned} \tag{3.8}$$

Dividindo a equação (3.8) por $\Delta X\Delta Y$ e rearranjando para os pontos nas direções I e J , obtem-se:

$$\begin{aligned}
& f \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} T^{n+1}(I+1, J) + f \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} T^{n+1}(I-1, J) + g \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} T^{n+1}(I, J+1) \\
& + g \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} T^{n+1}(I, J-1) - \left[2f \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} + 2g \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} + 1 \right] T^{n+1}(I, J) \\
& + (1-f) \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} T^n(I+1, J) + (1-f) \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} T^n(I-1, J) \\
& + (1-g) \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} T^n(I, J+1) + (1-g) \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} T^n(I, J-1) \\
& - \left[2(1-f) \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} + 2(1-g) \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} - 1 \right] T^n(I, J) = 0
\end{aligned} \tag{3.9}$$

3.3 Aplicação da Equação do Armazenador de Calor

3.3.1 Condição de Contorno em $X = 0$

Da equação (2.17) tem-se:

$$X = 0 \Rightarrow \frac{\partial T}{\partial X} = 0 \Rightarrow T = T_{fi} \quad \text{para} \quad \begin{cases} I = 1 \\ J = 2 \text{ a } M - 1 \end{cases}$$

A partir da equação (3.3) obtém-se:

$$\begin{aligned}
(T_p^{n+1} - T_p^n) \frac{\Delta X}{2} \Delta Y &= \int_s^n \int_t^{t+\Delta t} \left(\frac{\partial T}{\partial X} \right)_i^e \partial Y \partial \tau \\
&+ \int_i^e \int_t^{t+\Delta t} \left(\frac{\partial T}{\partial Y} \right)_s^n \frac{\partial X}{2} \partial \tau
\end{aligned} \tag{3.10}$$

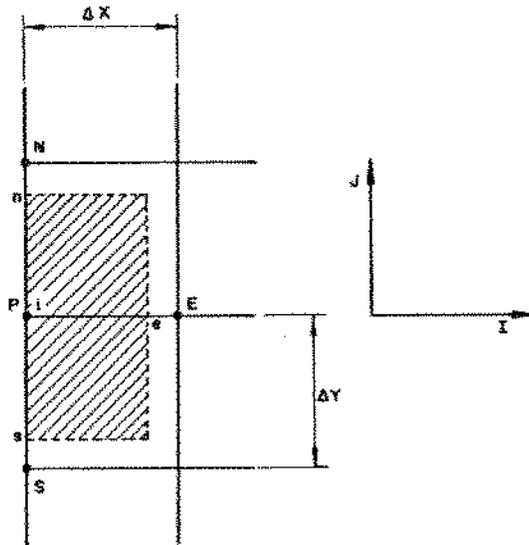


Figura 3.3: Volume de Controle em $X = 0$

$$\begin{aligned}
 (T_P^{n+1} - T_P^n) \frac{\Delta X}{2} \Delta Y &= \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial T}{\partial X} \Big|_e - \frac{\partial T}{\partial X} \Big|_i \right] \Delta Y d\tau \\
 &+ \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_n - \frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_s \right] \frac{\Delta X}{2} d\tau
 \end{aligned} \tag{3.11}$$

$$\begin{aligned}
 (T_P^{n+1} - T_P^n) \frac{\Delta X}{2} \Delta Y &= \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{T_E - T_P}{\Delta X} \right] \Delta Y d\tau \\
 &+ \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{T_N - T_P}{\Delta Y} - \frac{T_P - T_S}{\Delta Y} \right] \frac{\Delta X}{2} d\tau
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

assim:

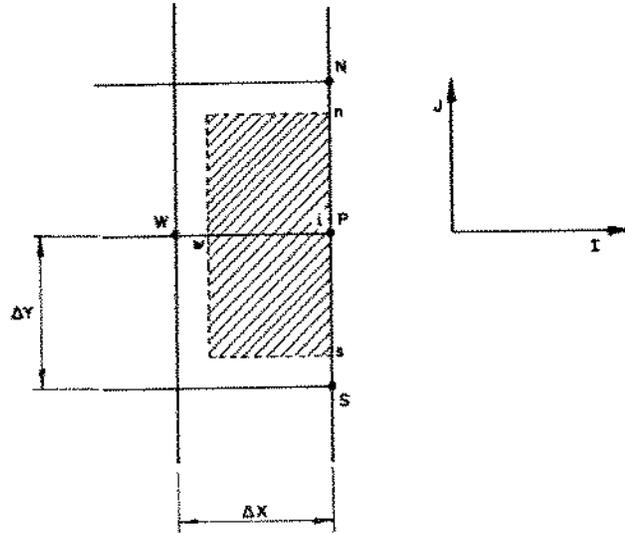
$$\begin{aligned}
(T_P^{n+1} - T_P^n) \frac{\Delta X}{2} \Delta Y &= \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\Delta Y}{\Delta X} T_E - \frac{\Delta Y}{\Delta X} T_P \right] d\tau \\
&+ \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\Delta X}{\Delta Y} T_N - 2 \frac{\Delta X}{\Delta Y} T_P + \frac{\Delta X}{\Delta Y} T_S \right] \frac{d\tau}{2}
\end{aligned} \tag{3.13}$$

Aplicando a equação (3.7) em (3.13) obtém-se:

$$\begin{aligned}
(T_P^{n+1} - T_P^n) \Delta X \Delta Y &= 2 \frac{\Delta Y \Delta \tau}{\Delta X} [f T_E^{n+1} + (1-f) T_E^n] \\
&- 2 \frac{\Delta Y \Delta \tau}{\Delta X} [f T_P^{n+1} + (1-f) T_P^n] \\
&+ \frac{\Delta X \Delta \tau}{\Delta Y} [g T_N^{n+1} + (1-g) T_N^n] \\
&- 2 \frac{\Delta X \Delta \tau}{\Delta Y} [g T_P^{n+1} + (1-g) T_P^n] \\
&+ \frac{\Delta X \Delta \tau}{\Delta Y} [g T_S^{n+1} + (1-g) T_S^n]
\end{aligned} \tag{3.14}$$

Dividindo por $\Delta X \Delta Y$ e rearranjando a equação (3.14) nas direções I e J , obtém-se:

$$\begin{aligned}
&2f \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T^{n+1}(I+1, J) + g \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} T^{n+1}(I, J+1) \\
&+ g \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} T^{n+1}(I, J-1) + \left[2f \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} + 2g \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} + 1 \right] T^{n+1}(I, J) \\
&+ 2(1-f) \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T^n(I+1, J) + (1-g) \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} T^n(I, J+1) \\
&+ (1-g) \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} T^n(I, J-1) \\
&- \left[2(1-f) \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} + 2(1-g) \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} - 1 \right] T^n(I, J) = 0
\end{aligned} \tag{3.15}$$

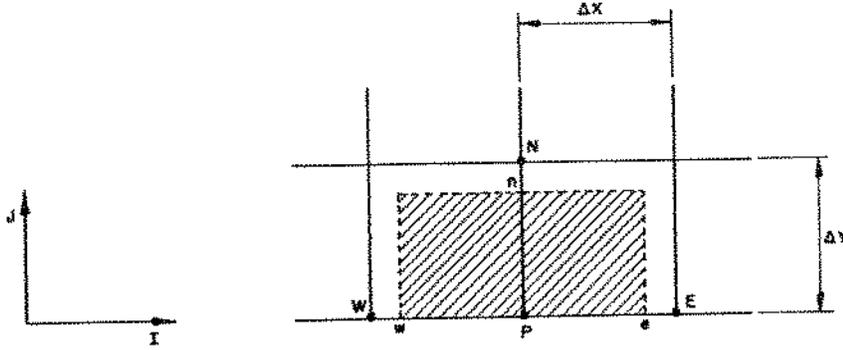
3.3.2 Condições de Contorno em $X = 1$ Figura 3.4: Volume de Controle em $X = 1$

O procedimento de obtenção da equação em $X = L$ é idêntico ao item anterior. A equação de contorno referente a equação (2.18) é:

$$X = 1 \Rightarrow \frac{\partial T}{\partial X} = 0 \quad \text{para} \quad \begin{cases} I = N \\ J = 2 \text{ a } M - 1 \end{cases}$$

obtem-se:

$$\begin{aligned} & 2f \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} T^{n+1}(I-1, J) + g \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} T^{n+1}(I, J+1) + g \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} T^{n+1}(I, J-1) \\ & + \left[2f \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} + 2g \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} + 1 \right] T^{n+1}(I, J) + 2(1-f) \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} T^n(I-1, J) \\ & + (1-g) \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} T^n(I, J+1) + (1-g) \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} T^n(I, J-1) \\ & - \left[2(1-f) \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} + 2(1-g) \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} - 1 \right] T^n(I, J) = 0 \end{aligned} \quad (3.16)$$

3.3.3 Condições de Contorno em $Y = 0$ Figura 3.5: Volume de Controle em $Y = 0$

O procedimento de obtenção da equação em $Y = 0$ é idêntico aos itens anteriores. A equação de contorno referente à equação (2.19) é:

$$Y = 0 \Rightarrow \frac{\partial T}{\partial Y} = 0 \quad \text{para} \quad \begin{cases} I = 2 \text{ a } N - 1 \\ J = 1 \end{cases}$$

obtem-se:

$$\begin{aligned} & f \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T^{n+1}(I+1, J) + f \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T^{n+1}(I-1, J) + 2g \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} T^{n+1}(I, J+1) \\ & - \left[2f \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} + 2g \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} + 1 \right] T^{n+1}(I, J) + (1-f) \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T^n(I-1, J) \\ & + (1-f) \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T^n(I+1, J) + 2(1-g) \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} T^n(I, J+1) \\ & - \left[2(1-f) \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} + 2(1-g) \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} - 1 \right] T^n(I, J) = 0 \end{aligned} \quad (3.17)$$

3.3.4 Condições de Contorno em $X = 0$ e $Y = 0$

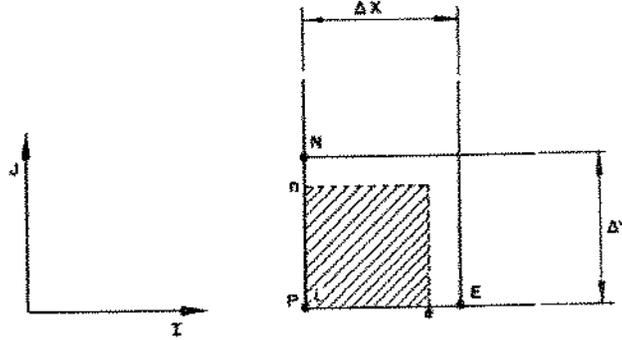


Figura 3.6: Volume de Controle em $X = 0$ e $Y = 0$

O procedimento de obtenção da equação em $X = 0$ e $Y = 0$ é idêntico aos itens anteriores. As equações de contorno referente às equações (2.17) e (2.19) simultaneamente são:

$$\begin{aligned} X = 0 &\Rightarrow \frac{\partial T}{\partial X} = 0 \\ Y = 0 &\Rightarrow \frac{\partial T}{\partial Y} = 0 \end{aligned} \quad \text{para } \begin{cases} I = 1 \\ J = 1 \end{cases}$$

obtem-se:

$$\begin{aligned} &2f \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} T^{n+1}(I+1, J) + 2g \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} T^{n+1}(I, J+1) \\ &+ \left[2f \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} + 2g \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} + 1 \right] T^{n+1}(I, J) + 2(1-f) \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} T^n(I+1, J) \\ &+ 2(1-g) \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} T^n(I, J+1) \\ &+ \left[2(1-f) \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} + 2(1-g) \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} - 1 \right] T^n(I, J) = 0 \end{aligned} \quad (3.18)$$

3.3.5 Condições de Contorno em $X = 1$ e $Y = 0$

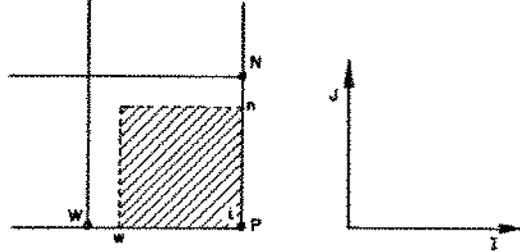


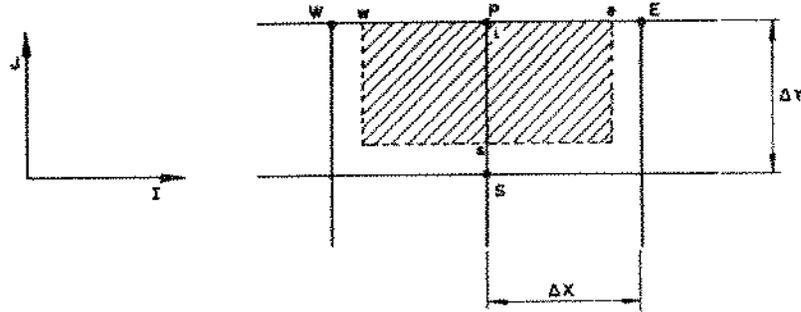
Figura 3.7: Volume de Controle em $X = 1$ e $Y = 0$

O procedimento de obtenção da equação em $X = 1$ e $Y = 0$ é idêntico aos itens anteriores. As equações de contorno referente às equações (2.18) e (2.19) simultaneamente são:

$$\begin{aligned} X = 1 &\Rightarrow \frac{\partial T}{\partial X} = 0 \Rightarrow T_f = T_{fi} \\ Y = 0 &\Rightarrow \frac{\partial T}{\partial Y} = 0 \Rightarrow T_f = T_{fi} \end{aligned} \quad \text{para } \begin{cases} I = N \\ J = 1 \end{cases}$$

obtem-se:

$$\begin{aligned} &2f \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} T^{n+1}(I-1, J) + 2g \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} T^{n+1}(I, J+1) \\ &- \left[2f \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} + 2g \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} + 1 \right] T^{n+1}(I, J) \\ &+ 2(1-f) \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} T^n(I-1, J) \\ &+ 2(1-g) \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} T^n(I, J+1) \\ &- \left[2(1-f) \frac{\Delta\tau}{\Delta X^2} + 2(1-g) \frac{\Delta\tau}{\Delta Y^2} - 1 \right] T^n(I, J) = 0 \end{aligned} \quad (3.19)$$

3.3.6 Condições de Contorno em $Y = 1$ Figura 3.8: Volume de Controle em $Y = 1$

Da equação (2.20) tem-se:

$$Y = 1 \Rightarrow \frac{\partial T}{\partial Y} = Bi(T_f - T) \quad \text{para} \quad \begin{cases} I = 2 \text{ a } N - 1 \\ J = M \end{cases}$$

A partir da equação (3.3):

$$\begin{aligned} (T_P^{n+1} - T_P^n) \Delta X \frac{\Delta Y}{2} &= \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial T}{\partial X} \Big|_e - \frac{\partial T}{\partial X} \Big|_w \right] \frac{\Delta Y}{2} d\tau \\ + \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_i - \frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_s \right] \Delta X d\tau & \end{aligned} \quad (3.20)$$

assim:

$$\begin{aligned} (T_P^{n+1} - T_P^n) \Delta X \frac{\Delta Y}{2} &= \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{T_E - T_P}{\Delta X} - \frac{T_P - T_W}{\Delta X} \right] \frac{\Delta Y}{2} d\tau \\ + \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial X} \Big|_i - \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{T_P - T_S}{\Delta Y} \right] \Delta X d\tau & \end{aligned} \quad (3.21)$$

e

$$\begin{aligned}
& (T_P^{n+1} - T_P^n) \Delta X \frac{\Delta Y}{2} = \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\Delta Y}{\Delta X} T_E - \frac{\Delta Y}{\Delta X} T_P \right] \frac{d\tau}{2} \\
& - \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\Delta Y}{\Delta X} T_P - \frac{\Delta Y}{\Delta X} T_W \right] \frac{d\tau}{2} \\
& + \int_t^{t+\Delta t} \left[Bi \Delta X (T_f - T_P) - \frac{\Delta X}{\Delta Y} T_P - \frac{\Delta X}{\Delta Y} T_S \right] d\tau \quad (3.22)
\end{aligned}$$

Aplicando a equação (3.7) em (3.22):

$$\begin{aligned}
& (T_P^{n+1} - T_P^n) \Delta X \frac{\Delta Y}{2} = -Bi \Delta X \Delta \tau [g T_P^{n+1} + (1-g) T_P^n] \\
& + Bi \Delta X T_f \Delta \tau + \frac{1}{2} \frac{\Delta Y \Delta \tau}{\Delta X} [f T_E^{n+1} + (1-f) T_E^n] \\
& - 2f T_P^{n+1} - 2(1-f) T_P^n + f T_W^{n+1} + (1-f) T_W^n \\
& - \frac{\Delta X \Delta \tau}{\Delta Y} [g T_P^{n+1} + (1-g) T_P^n] + \frac{\Delta X \Delta \tau}{\Delta Y} [g T_S^{n+1} + (1-g) T_S^n] \quad (3.23)
\end{aligned}$$

Dividindo a equação (3.23) por $(\frac{1}{2} \Delta X \Delta Y)$ e rerranjando nas direções I e J , obtem-se:

$$\begin{aligned}
& f \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T^{n+1}(I+1, J) + f \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T^{n+1}(I-1, J) + 2g \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} T^{n+1}(I, J-1) \\
& - \left[2f \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} + 2g \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} + 2g Bi \frac{\Delta \tau}{\Delta Y} + 1 \right] T^{n+1}(I, J) \\
& + (1-f) \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T^n(I+1, J) + (1-f) \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T^n(I-1, J) \\
& + 2(1-g) \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} T^n(I, J-1) + 2Bi T_f \frac{\Delta \tau}{\Delta Y} \\
& - \left[2(1-f) \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} + 2(1-g) \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} + 2(1-g) Bi \frac{\Delta \tau}{\Delta Y} - 1 \right] T^n(I, J) = 0 \quad (3.24)
\end{aligned}$$

3.3.7 Condições de Contorno em $X = 0$ e $Y = 1$

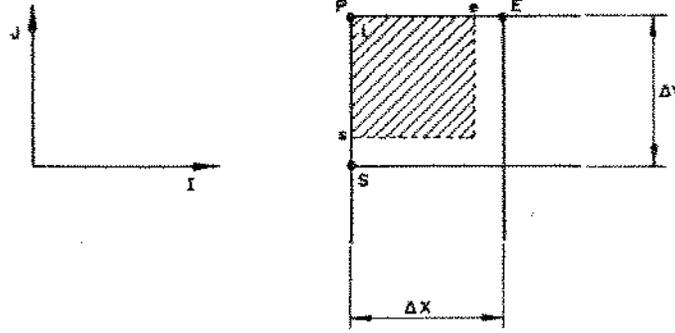


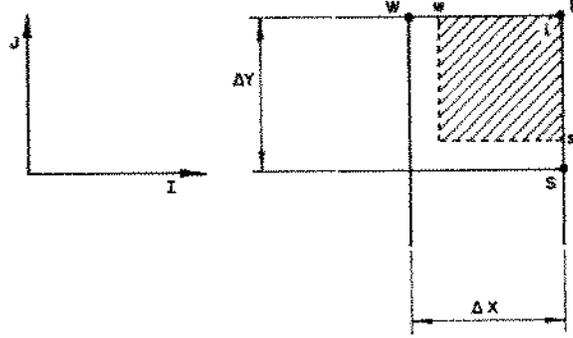
Figura 3.9: Volume de Controle em $X = 0$ e $Y = 1$

O procedimento de obtenção da equação em $X = 0$ e $Y = 1$ é idêntico ao item anterior. A partir das condições de contorno das equações (2.17) e (2.20):

$$Y = 1 \Rightarrow \frac{\partial T}{\partial Y} = Bi(T_f - T) \quad \text{para} \quad \begin{cases} I = 1 \\ J = M \end{cases}$$

obtem-se:

$$\begin{aligned} & 2f \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T^{n+1}(I+1, J) + 2g \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} T^{n+1}(I, J-1) \\ & - \left[2f \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} + 2g \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} + 2gBi \frac{\Delta \tau}{\Delta Y} + 1 \right] T^{n+1}(I, J) \\ & + 2(1-f) \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T^n(I+1, J) + 2(1-g) \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} T^n(I, J-1) \\ & - \left[2(1-f) \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} + 2(1-g) \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} + 2(1-g)Bi \frac{\Delta \tau}{\Delta Y} - 1 \right] T^n(I, J) \\ & + 2BiT_f \frac{\Delta \tau}{\Delta Y} = 0 \end{aligned} \quad (3.25)$$

3.3.8 Condições de Contorno em $X = 1$ e $Y = 1$ Figura 3.10: Volume de Controle em $X = 1$ e $Y = 1$

O procedimento de obtenção da equação em $X = 1$ e $Y = 1$ é idêntico ao item anterior. A partir das condições de contorno das equações (2.18) e (2.20):

$$Y = 1 \Rightarrow \frac{\partial T}{\partial Y} = Bi(T_f - T) \quad \text{para} \quad \begin{cases} I = N \\ J = M \end{cases}$$

obtem-se:

$$\begin{aligned} & 2f \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T^{m+1}(I-1, J) + 2g \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} T^{n+1}(I, J-1) \\ & - \left[2f \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} + 2g \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} + 2gBi \frac{\Delta \tau}{\Delta Y} + 1 \right] T^{n+1}(I, J) \\ & + 2(1-f) \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} T^n(I-1, J) + 2(1-g) \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} T^n(I, J-1) \\ & - \left[2(1-f) \frac{\Delta \tau}{\Delta X^2} + 2(1-g) \frac{\Delta \tau}{\Delta Y^2} + 2(1-g)Bi \frac{\Delta \tau}{\Delta Y} - 1 \right] T^n(I, J) \\ & + 2BiT_f \frac{\Delta \tau}{\Delta Y} = 0 \end{aligned} \quad (3.26)$$

3.4 Aplicação para a Equação do Fluido de Trabalho

Partindo da equação (2.15):

$$\frac{\partial T_f}{\partial X} + R Bi(T_f - T) = 0$$

Para uma variação unidimensional ao longo da direção do escoamento do fluido de trabalho e em $J = M$, obtém-se para um incremento atrasado de x :

$$\frac{T_f(I) - T_f(I-1)}{\Delta X} + R Bi(T_f(I) - T(I, M)) = 0 \quad (3.27)$$

Rearranjando a equação (3.27), obtém-se para o fluido de trabalho:

$$T_f(I) = \frac{T_f(I-1) + R Bi \Delta X T(I, M)}{(1 + R Bi \Delta X)} \quad (3.28)$$

tal que I varia de 2 a N e $T_f(I)$ é definido como uma condição inicial do modelo estudado.

3.5 Análise Computacional

3.5.1 Resolução do Sistema de Equações Algébricas

Dois tipos de equações foram previamente estudados:

1. Equação diferencial explícita, onde a temperatura T_i^{n+1} no tempo $(n+1)$ é determinada através das temperaturas T_{i-1}^n , T_i^n e T_{i+1}^n num determinado tempo n . A desvantagem do método é que este possui passos limitados de tempo Δt .
2. Equação diferencial implícita, onde a temperatura T_i^{n+1} num determinado tempo $(n+1)$ é determinada em função das temperaturas T_i^n , T_{i-1}^{n+1} e T_{i+1}^{n+1} para os tempos n e $n+1$ respectivamente. A vantagem do método é que este é estável para qualquer passo de tempo Δt . Para cada passo de tempo requer um grande número de iterações para as equações simultaneamente.

O método A.D.I. discutido por PEACEMAN e RACHFORD [5] e DOUGLAS [6,7] foi aplicado na equação de condução de calor através de uma matriz tridiagonal, utilizando duas equações diferenciais alternativamente, com passos sucessivos de tempo $\Delta t/2$. A primeira equação é implícita somente na direção x , e a segunda, somente na direção y , permitindo resolver o sistema sem iteração, tal que o procedimento global para os dois passos de tempo seja sempre estável para qualquer passo de tempo.

3.5.1.1 Primeiro meio passo de tempo

A matriz tridiagonal possui 3 coeficientes representados por a , b e c na forma:

$$a_i T_{i-1} + b_i T_i + c_i T_{i+1} = d_i \quad (3.29)$$

para um determinado valor de J .

Aplicando as condições iniciais:

$$\text{Para } \tau = 0 \Rightarrow T = T_f = T_0$$

e as condições de contorno:

$$X = 0 \Rightarrow T_f = 1 \Rightarrow \frac{\partial T}{\partial X} = 0 \quad \text{para } 0 < Y < 1$$

$$X = 1 \Rightarrow T_f = \text{cte.} \Rightarrow \frac{\partial T}{\partial X} = 0 \quad \text{para } 0 < Y < 1$$

Para um valor de J constante, a matriz em I foi representada como:

$$\begin{bmatrix} b_1 & c_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ a_2 & b_2 & c_2 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_3 & b_3 & c_3 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & a_{N-1} & b_{N-1} & c_{N-1} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & a_N & b_N \end{bmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ \vdots \\ T_{N-1} \\ T_N \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_{N-1} \\ d_N \end{pmatrix} \quad (3.30)$$

Devido as condições de contorno,verificou-se na matriz que:

$$a_0 = 0 \qquad c_N = 0 \qquad (3.31)$$

Para $i=1$ segue que:

$$b_1 T_1 + c_1 T_2 = d_1 \Rightarrow T_1 = \frac{d_1}{b_1} - \frac{c_1}{b_1} T_2 = Q_1 - P_1 T_2 \qquad (3.32)$$

assim:

$$T_i = Q_i - P_i T_{i+1} \qquad (3.33)$$

depois segue:

$$a_2 T_1 + b_2 T_2 + c_2 T_3 = d_2$$

$$a_2 \left[\frac{d_1}{b_1} - \frac{c_1}{b_1} T_2 \right] + b_2 T_2 + c_2 T_3 = d_2$$

$$a_2 Q_1 - a_2 P_1 T_2 + b_2 T_2 + c_2 T_3 = d_2$$

$$T_2 = \frac{d_2 - c_2 T_3 - a_2 Q_1}{b_2 - P_1} \qquad (3.34)$$

$$T_2 = \underbrace{\frac{d_2 - a_2 Q_1}{b_2 - a_2 P_1}}_{Q_2} - \underbrace{\frac{c_2}{b_2 - a_2 P_1}}_{P_2} T_3 \qquad (3.35)$$

Portanto:

$$Q_i = \frac{d_i - a_i Q_{i-1}}{b_i - a_i P_{i-1}}$$

$$P_i = \frac{c_i}{b_i - a_i P_{i-1}} \qquad (3.36)$$

onde $i = 2, 3, \dots, N - 1$

Em N fica:

$$a_N T_{N-1} + b_N T_N = 0$$

$$T_{N-1} = -\frac{b_N}{a_N} T_N \quad (3.37)$$

$$Q_N = 0$$

$$P_N = \frac{b_N}{a_N} \quad (3.38)$$

3.5.1.2 Segundo meio passo de tempo

Nesta etapa foi fixado o valor de I para um determinado tempo, enquanto varria-se a matriz no eixo J , sendo aplicado o mesmo processo do item anterior, representando a temperatura intermediária como sendo T^* .

3.5.2 Subrotina Tridiagonal

No sistema computacional, CARNAHAN [19] obteve uma subrotina para resolver o sistema tridiagonal de equações simultaneamente. Esta subrotina possui um vetor para armazenagens de temperaturas em função do passo de tempo adotado, representados por T' na linha apropriada de T ou na coluna T^* .

A distribuição da subrotina foi disposta com referência ao ítem anterior como:

$$T_1 = \frac{d_1}{b_1} - \frac{c_1}{b_1} T_2 \quad (3.39)$$

$$T_N = \frac{d_N - a_N \Gamma_{N-1}}{b_N - \frac{a_N c_{N-1}}{\beta_{n-1}}} = \Gamma_N \quad (3.40)$$

O algoritmo completo para a solução do sistema tridiagonal é:

$$v_N = \Gamma_N \quad (3.41)$$

$$v_i = \Gamma_i - \frac{c_i v_{i+1}}{\beta_i} \quad \text{tal que } i = N-1, N-2, N-3, \dots, 1 \quad (3.42)$$

onde os valores de β e Γ são determinados como:

$$\beta_1 = b_1$$

e

$$\Gamma_1 = d_1/\beta_1 \tag{3.43}$$

$$\beta_i = b_i - \frac{a_i c_{i-1}}{\beta_i - 1} \quad \text{tal que } i = 2, 3, \dots, N \tag{3.44}$$

$$\Gamma_i = \frac{d_i - a_i \Gamma_{i-1}}{\beta_i} \quad \text{tal que } i = 2, 3, \dots, N \tag{3.45}$$

Capítulo 4

ANÁLISE EXPERIMENTAL

Foi construído um modelo experimental conforme a figura (4.1), para descrever o comportamento dinâmico de um armazenador de calor sensível em placas planas. O modelo físico foi composto de um conjunto de placas planas equidistantes, através das quais escoava fluido de trabalho.

4.1 Desenvolvimento do Projeto Experimental

Utilizou-se ar como fluido de trabalho, que através de um ventilador da marca Jomar, tipo trifásico 1 cv, 3600 rpm, fazia com que esse ar fosse succionado por convecção forçada por entre as placas.

As vazões foram reguladas por válvulas do tipo gaveta na entrada do sistema.

As placas foram isoladas externamente com lã de vidro e isopor, e os modelos experimentais foram projetados conforme a tabela [4.1].

Tabela 4.1: Dimensão dos Modelos Experimentais

| Modelo | Material | Comprimento (mm) | Largura (mm) | espessura (mm) | Vão entre as placas (mm) |
|--------|----------|---------------------|-----------------|-------------------|-----------------------------|
| Nº 1 | aço 1025 | 1016 | 128 | 12,9 | 11 |
| Nº 2 | aço 1025 | 1016 | 128 | 25,8 | 34 |

4.2 Medidas da Temperatura

Um aparelho do tipo Fluke (2150 A-multipoint) de 20 canais mais uma chave seletora da marca Engro com mais 24 canais foram utilizados para fazer a leitura de 43 termopares do tipo T (cobre-constantan) AWG24, para o 1º ensaio, e 15 termopares do mesmo tipo para o 2º ensaio. Tais termopares foram calibrados por um termômetro de mercúrio de haste, com precisão de $\pm 0,05^{\circ}\text{C}$, pelo método decrescente de temperatura de 140°C à temperatura ambiente, em banho de óleo, com a utilização de um milivoltímetro de marca Fluke.

Por falta de instrumento adequado que permitisse a leitura simultânea de todos os termopares, foi necessário que se fizesse leituras individuais ao longo do armazenador. Para dinamizar essa leitura, utilizou-se um gravador comum, onde o tempo médio de leitura manteve-se na faixa dos 70 segundos para o 1º ensaio e 25 segundos para o 2º ensaio. Mesmo assim, esse é um tempo suficiente grande para defasar os perfis de temperatura do início ao final da leitura. Portanto, foi necessário fazer-se correções, lendo-se depois do último termopar, dois ou três termopares intermediários do armazenador, traçando-se posteriormente uma curva corretiva de temperatura ao longo do armazenador para todos os termopares.

4.3 Distribuição dos Pontos de Medida de Temperatura

Para se obter os perfis de temperaturas na superfície e no interior do material armazenador, uma das placas foi instrumentada totalmente ao longo da superfície, em profundidades diferentes e transversalmente para os modelos propostos. A distribuição dos termopares do 1º ensaio é mostrado na figura (4.2), e do 2º ensaio, na figura (4.3).

4.4 Medidas de Vazões

As vazões de ar nos ensaios foram obtidas através de um medidor laminar de fluxo, marca Meriam Instrument, modelo LFE-50MH10-4NT (laminar flow element), número de série L59943, sendo a diferença de pressão indicada por um manômetro diferencial marca Meriam instrument, modelo 34FB2-TM, número de série L59941, com variação de $\pm 5\%$ (absoluto).

4.5 Testes de Carga e Descarga

Foi executado um programa extenso envolvendo vários níveis de temperatura de trabalho, com várias taxas de vazão para os modelos propostos, com as seguintes etapas, conforme mostra a figura (4.1):

- i. **Escoamento permanente:** O modelo possui um sistema alternativo de circulação de ar (desvio), onde inicialmente eram abertas as válvulas (2) e (4) e fechadas as as válvulas (3) e (5). O sistema era acionado com uma vazão previamente calibrada pela válvula (1), juntamente com a resistência elétrica que aquecia o ar, liberando-o em seguida para o meio externo do sistema, até a obtenção de um escoamento permanente a uma temperatura de 140°C .
- ii. **Carregamento:** Após a obtenção de um escoamento permanente, a válvula (4) era fechada, desativando o desvio, e a válvula (5) era aberta simultaneamente, permitindo que o fluxo de ar quente tivesse acesso por entre as placas que se encontravam inicialmente a temperatura ambiente, liberando em seguida esse ar para o meio externo. O carregamento foi feito com essa temperatura de degrau constante de 140°C na entrada das placas, até a estabilização da temperatura por todo o armazenador.
- iii. **Descarregamento:** Após a estabilização da temperatura por todo o armazenador, fechava-se a válvula (2), desligando-se a resistência que passava por esse canal, e abria-se a válvula (3) simultaneamente, aplicando um novo degrau de temperatura no experimento de 140°C à temperatura ambiente, instantaneamente, passando a entregar ar frio ao sistema, dando início ao processo de resfriamento (descarregamento) das placas.

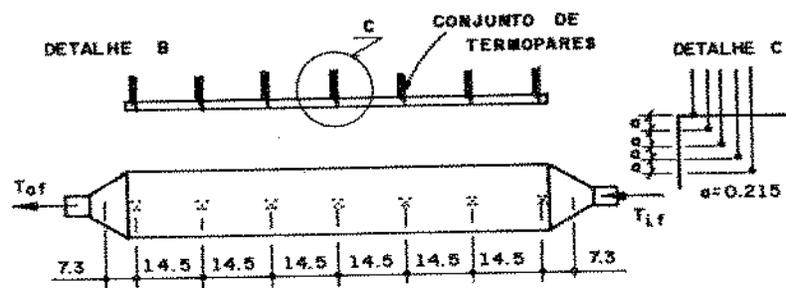
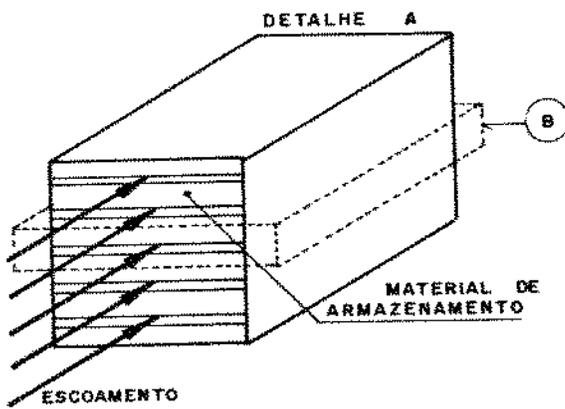
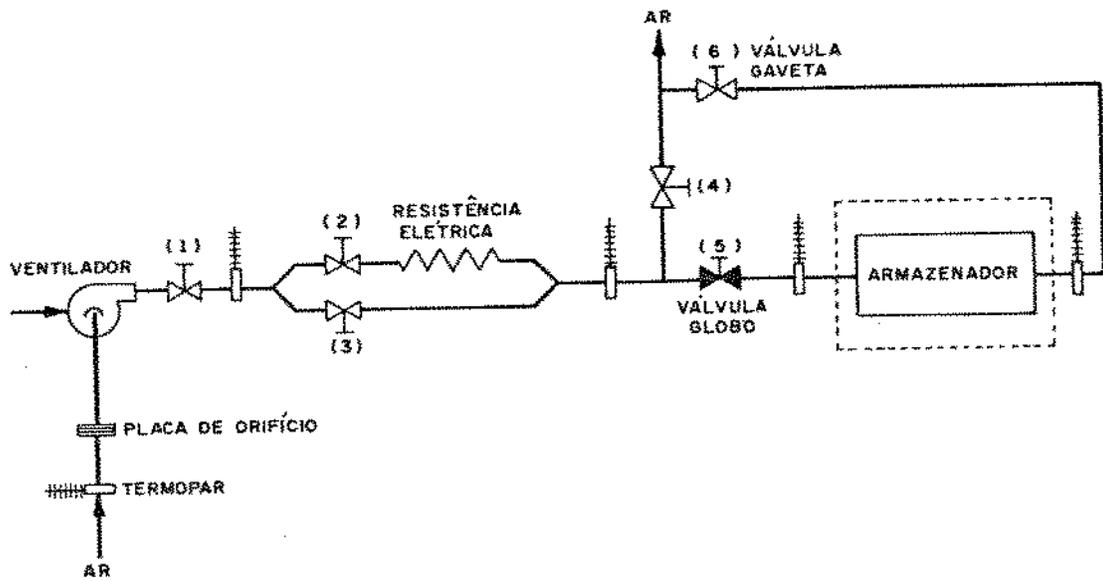


Figura 4.1: Montagem Experimental

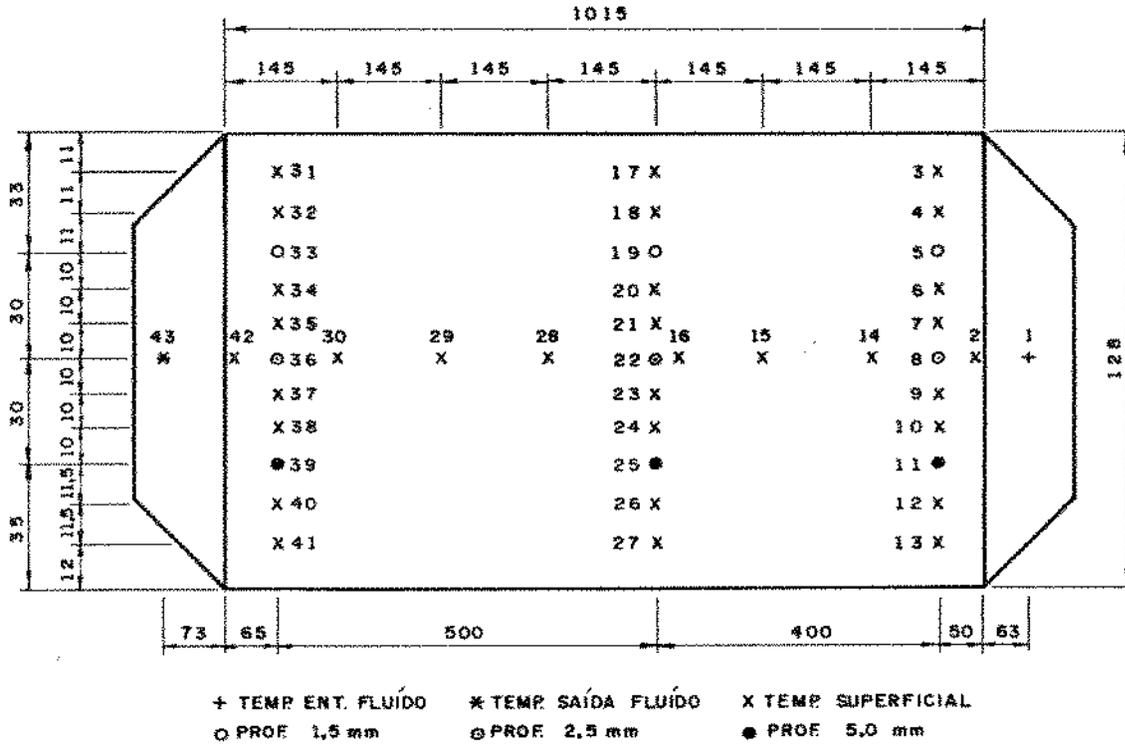
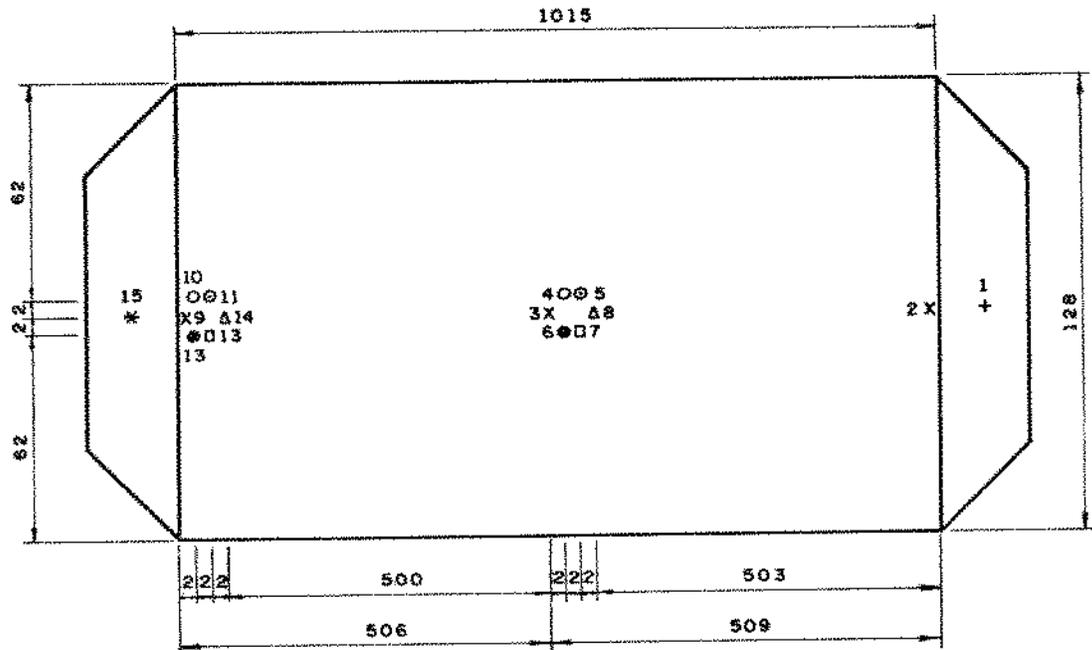


Figura 4.2: Distribuição de Termopares em uma das Placas do Armazenador (Ensaio Número 1)



+ TEMP ENTR. FLUÍDO * TEMP SAÍDA FLUÍDO X TEMP SUPERFICIAL O PROF. 4,1 mm ● PROF. 6,0 mm
 ● PROF. 8,8 mm D PROF. 10,0 mm Δ PROF. 12,4 mm

Figura 4.3: Distribuição de Termopares em uma das Placas do Armazenador (Ensaio Número 2)

Capítulo 5

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados dos trabalhos experimental e numérico para determinar as características transientes na carga e descarga de um armazenador de calor [20].

Dois modelos foram estudados para simular o armazenador de calor com placas de aço 1025 e ar como fluido de trabalho, com uma temperatura constante na entrada da unidade. Várias tomadas de vazão foram feitas para cada modelo, e tomadas de temperaturas axial, transversal e de profundidade, em uma das placas totalmente instrumentada.

5.1 Resultados dos Modelos Experimentais

São representados gráficos dos modelos experimentais em função do tempo e da temperatura para o armazenador de calor e para o fluido de trabalho em 6 vazões distintas para cada modelo.

A tabela (5.1) relaciona as propriedades térmicas dos modelos experimentais.

Tabela 5.1: Propriedades Térmicas dos Modelos Experimentais

| | |
|--|---|
| <u>Material Armazenador: aço 1025 a 90°C</u> | |
| $K_m =$ | 52,7 W/m K |
| $\rho_m =$ | 7833 kg/m ³ |
| $C_m =$ | 464 J/kg K |
| $\alpha_m =$ | $1,14 \times 10^{-5}$ m ² /s |
| <u>Fluido de Trabalho : ar a 90°C</u> | |
| $K_f =$ | $3,2 \times 10^{-2}$ W/m K |
| $\rho_f =$ | 0,923 kg/m ³ |
| $C_f =$ | 1010 J/kg K |
| $\mu_f =$ | $2,27 \times 10^{-5}$ kg/m s |
| <u>Material Isolante:</u> | |
| a) Lã de vidro: | |
| $K_l =$ | 0,029 W/m K |
| $L_l =$ | 0,020 m |
| b) Isopor: | |
| $K_i =$ | 3,288 W/m K |
| $L_i =$ | 0,015 m |

5.1.1 Modelo de Placas Finas

A figura (5.1) mostra a variação da temperatura do fluido de trabalho na entrada e na saída do armazenador. No carregamento ocorre um degrau de temperatura quase instantâneo para o fluido na entrada, enquanto que na saída há um aquecimento relativamente lento. No descarregamento do armazenador, um novo degrau de temperatura é aplicado, mas agora não instantâneo para o fluido de entrada. Isto deve ocorrer pelo fato da tubulação de entrada do armazenador estar ainda aquecida.

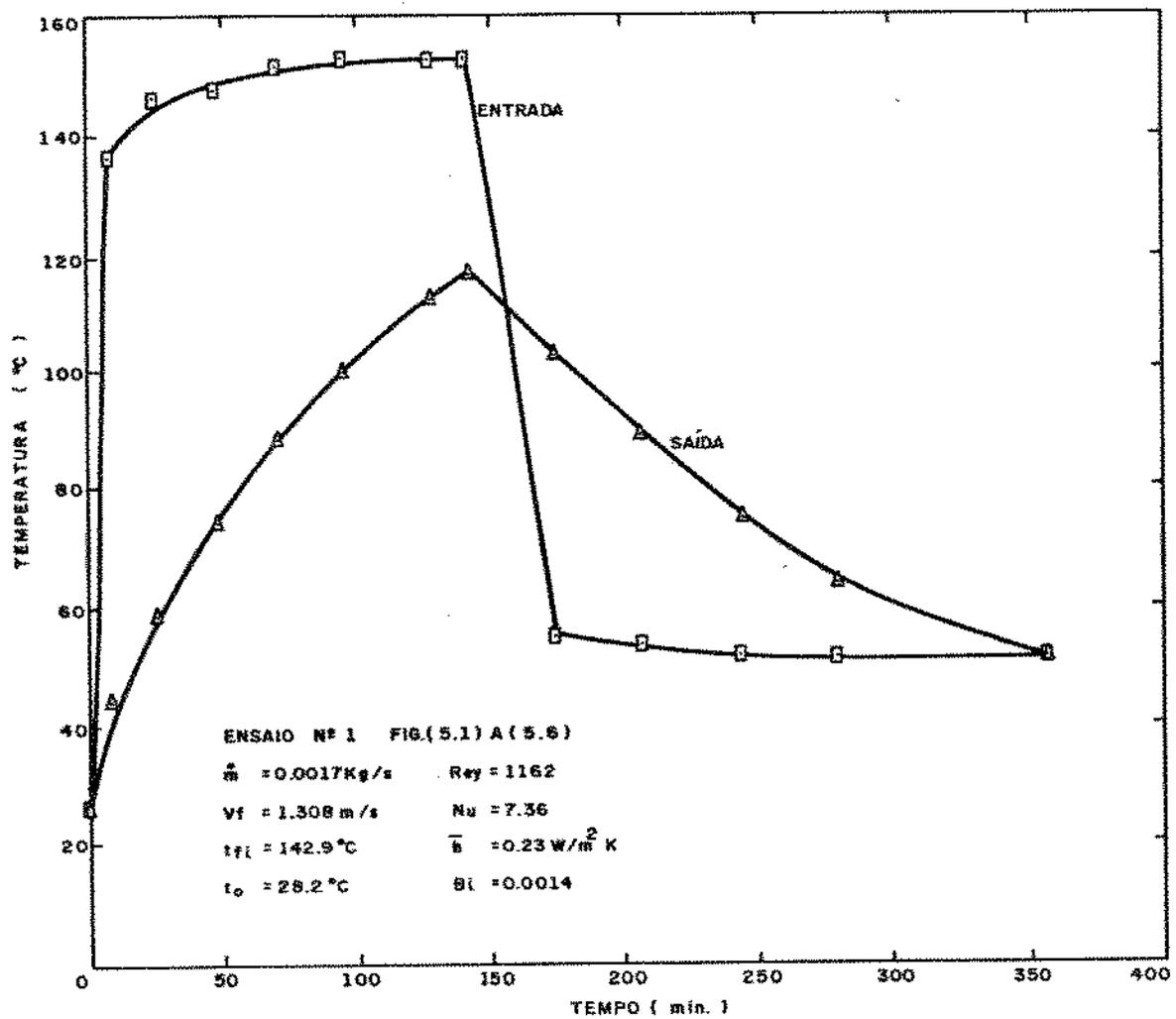


Figura 5.1: Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 1)

A figura (5.2) mostra a variação da temperatura ao longo do escoamento, medido na superfície da placa do armazenador. No carregamento, o degrau de temperatura ocorre de forma quase instantânea na superfície em $x = 0,0$ cm. Para os pontos da superfície mais próximos à saída do armazenador ocorre uma aproximação das curvas, mostrando um aquecimento mais lento da superfície. No resfriamento, ocorre um novo degrau de temperatura, mas agora não instantâneo na superfície para $x = 0,0$ cm, e um resfriamento ainda mais lento para os pontos mais próximos à saída do armazenador. Isso pode ser explicado pelo mesmo motivo apresentado para a figura (5.1).

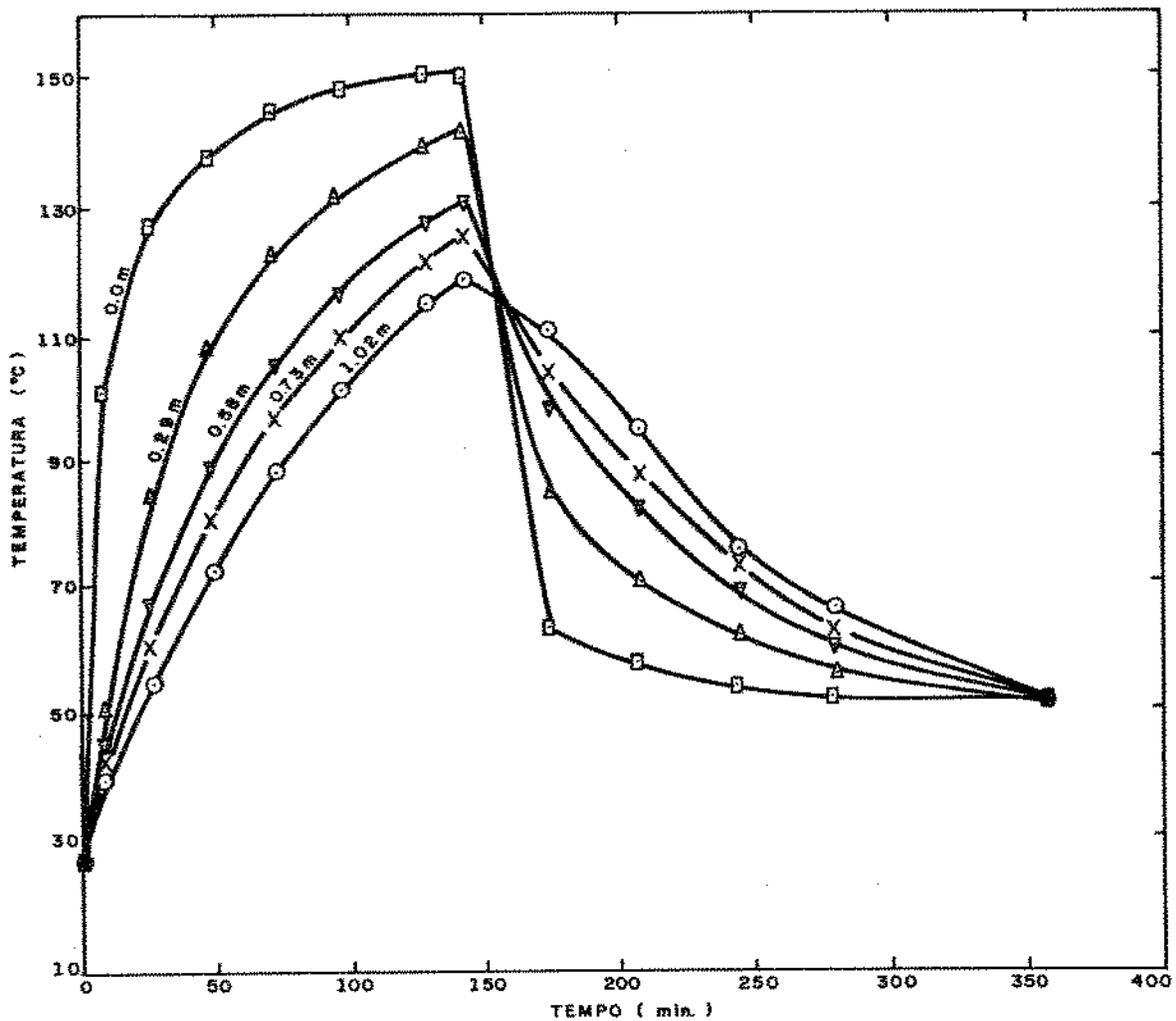


Figura 5.2: Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 1)

A figura (5.3) mostra a variação da temperatura numa seção transversal no ponto $x = 0,47$ m. Como pode ser visto, a distribuição é quase uniforme no meio da placa e com gradientes relativamente pequenos perto das paredes, indicando a existência de perdas para o ambiente.

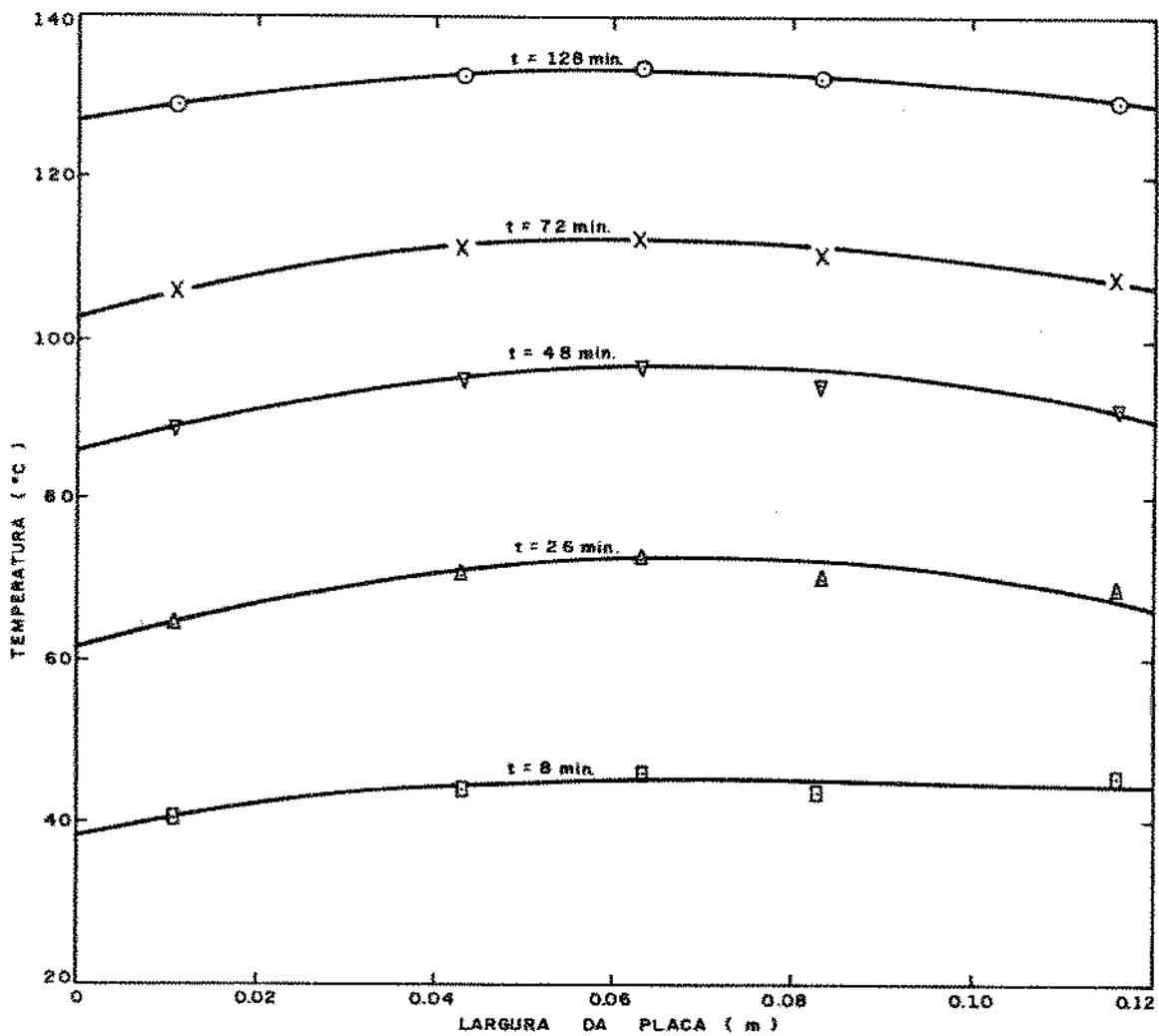


Figura 5.3: Variação Transversal da Temperatura na Placa no Carregamento em $x = 0,47$ m (Ensaio Número 1)

A figura (5.4) mostra a variação transversal da temperatura no caso de descarregamento térmico. A figura indica boa uniformidade na seção central, com gradientes próximos às paredes, indicando perdas térmicas através delas.

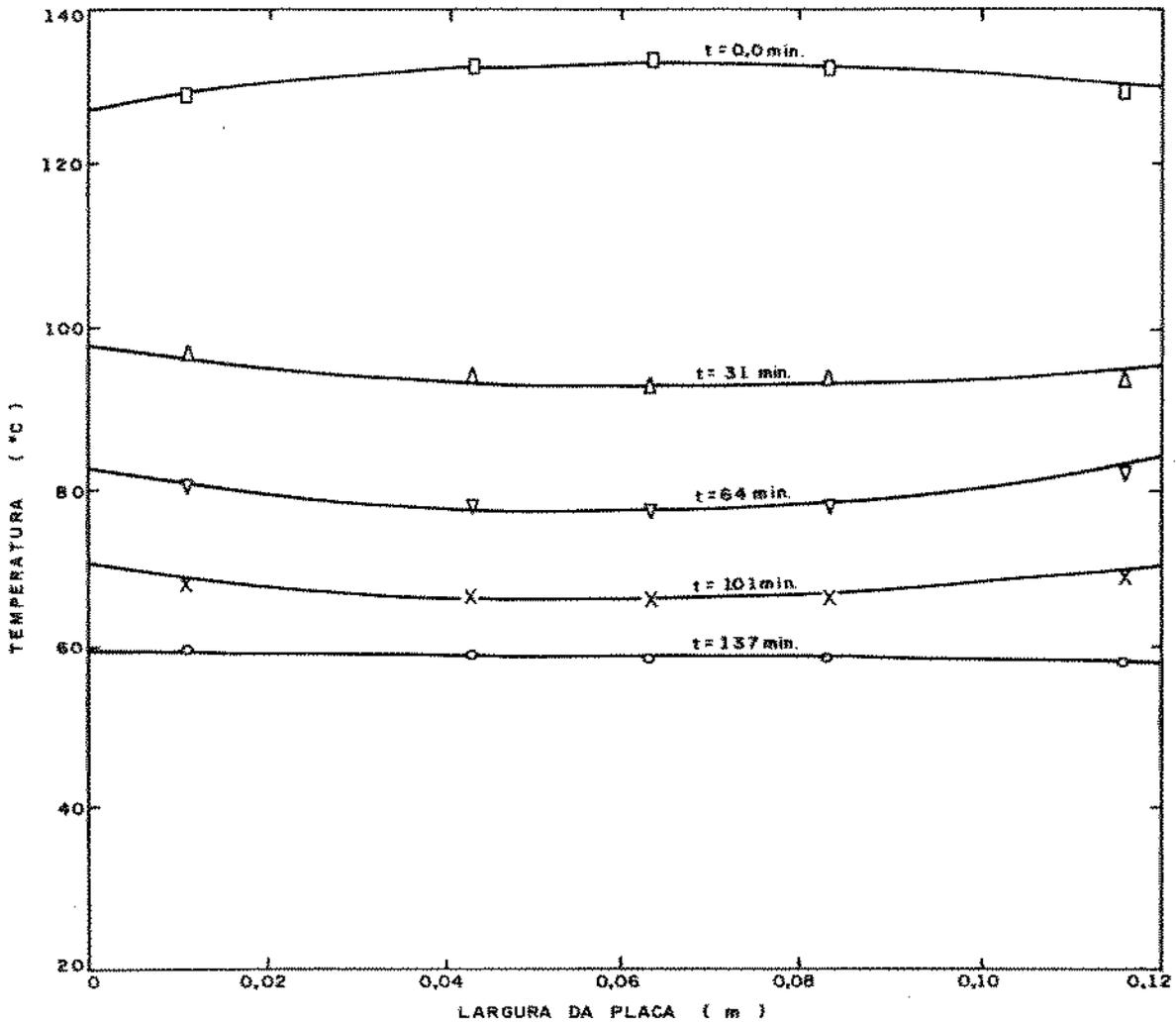


Figura 5.4: Variação Transversal da Temperatura na Placa na Descarga em $x = 0,47$ m (Ensaio Número 1)

As figuras (5.5) e (5.6) mostram a variação de temperatura com a profundidade da placa armazenadora. Como pode ser visto, a variação é muito pequena. Isso pode ser previsto pelo baixo valor do número de Biot, podendo-se aproximar o processo de troca de calor por um modelo unidimensional simplificado, conforme SZEGO [21], adotando-se um modelo de condutividade térmica infinita.

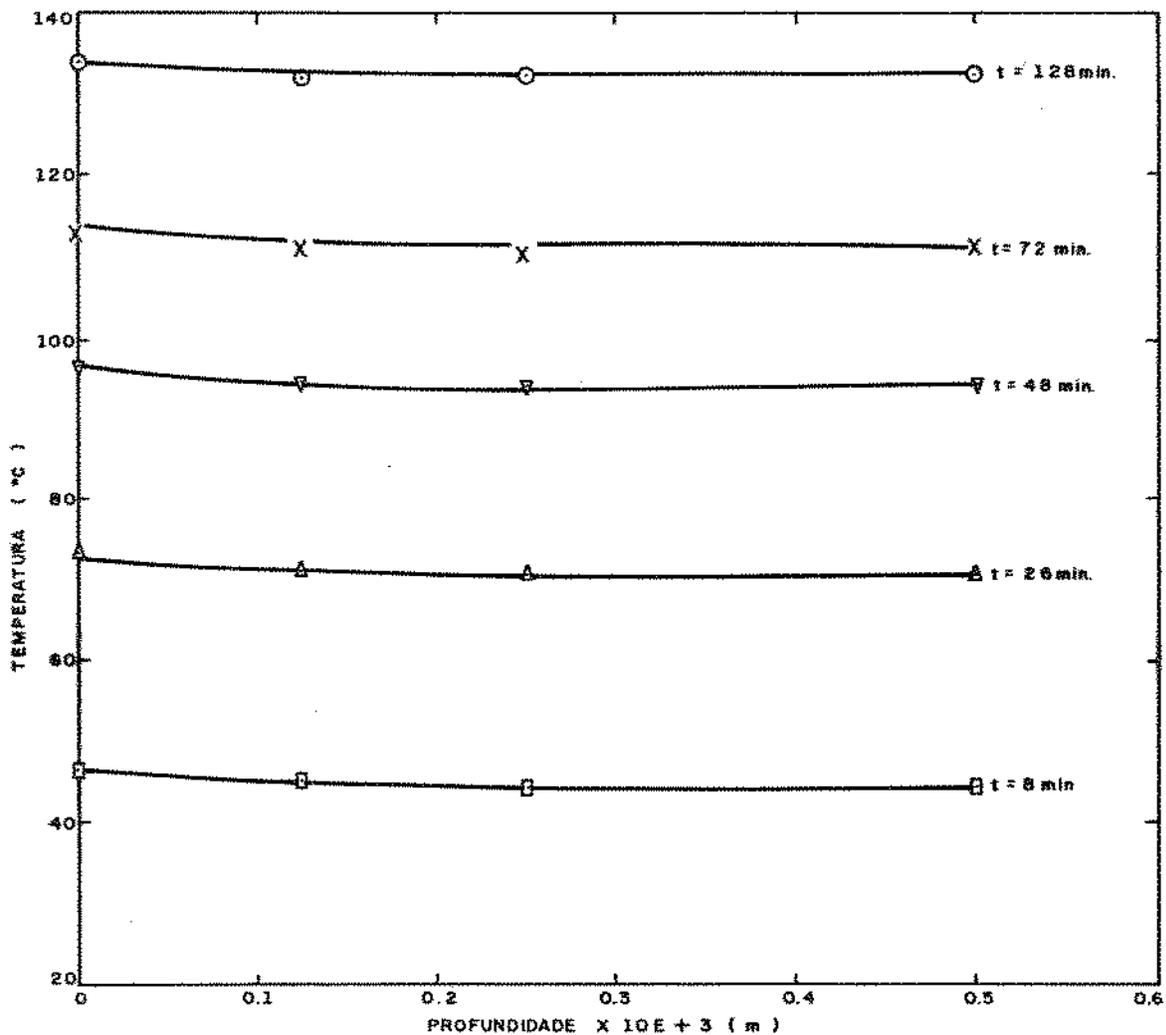


Figura 5.5: Variação da Temperatura na Placa com a Profundidade no Carregamento em $x = 0,47$ m (Ensaio Número 1)

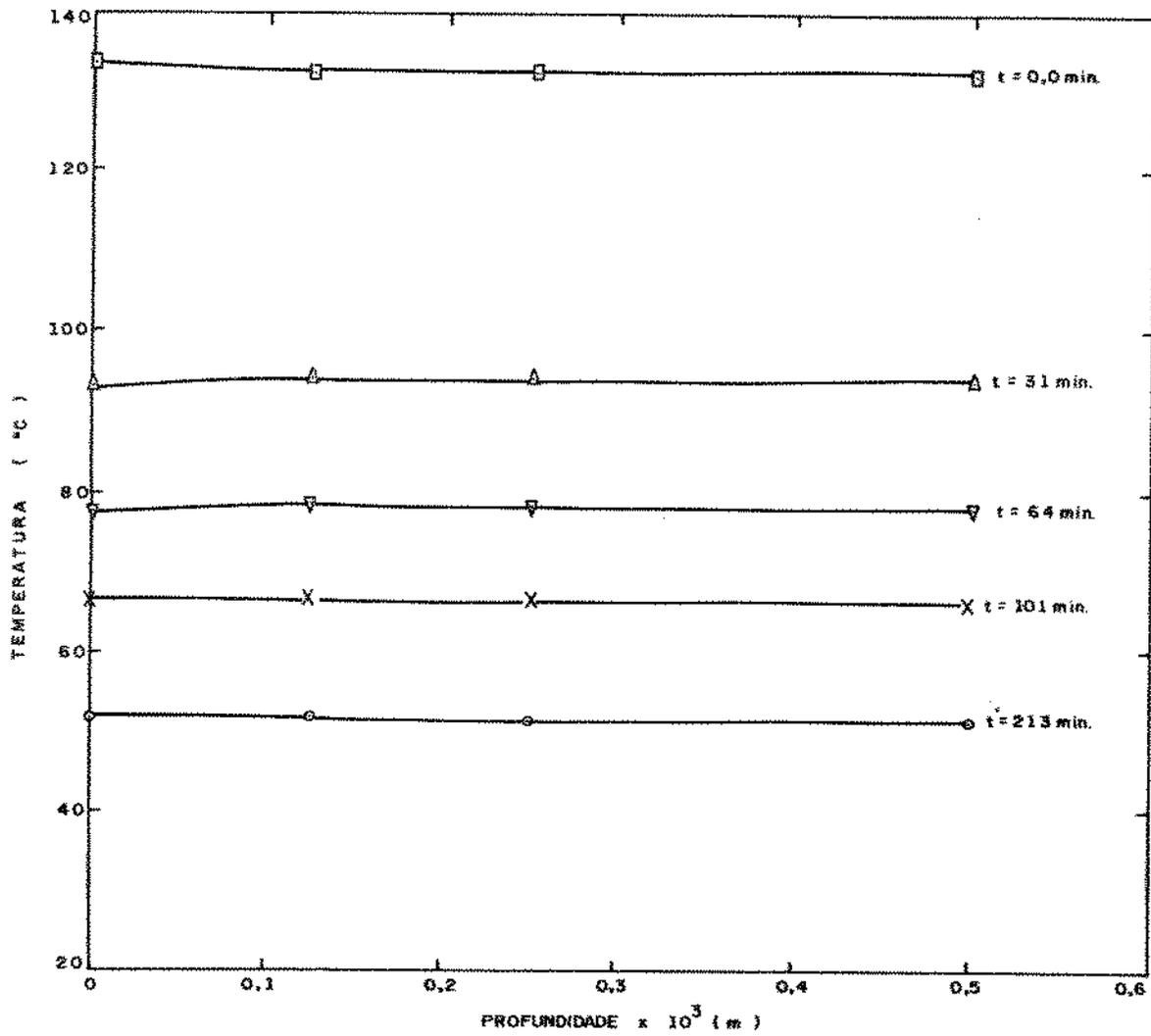


Figura 5.6: Variação da Temperatura na Placa com a Profundidade na Descarga em $x = 0,47$ m (Ensaio Número 1)

Os resultados para mais outros 5 ensaios realizados para o modelo de placas finas para condições operacionais diferentes são representados pelas figuras (5.7) a (5.16).

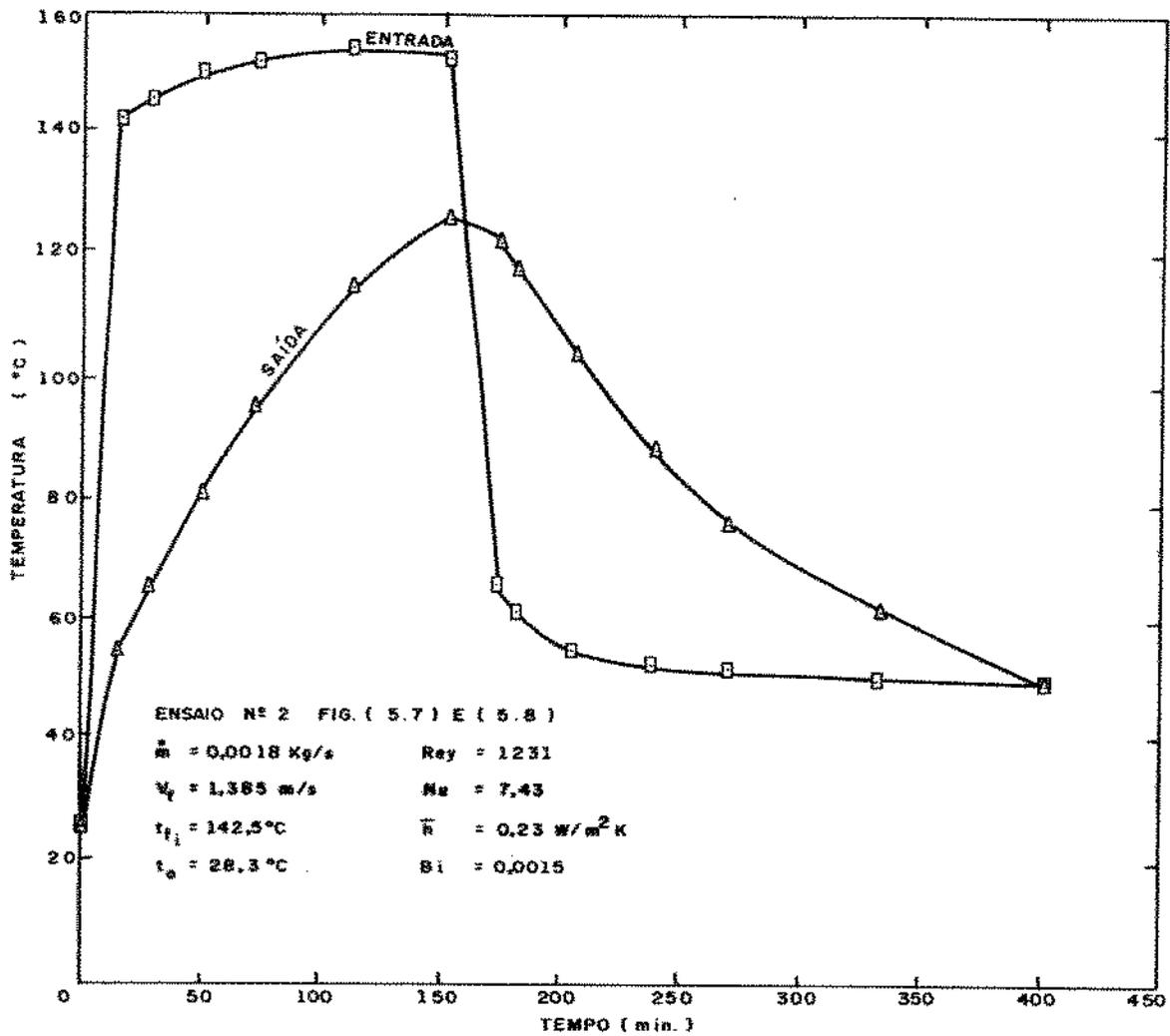


Figura 5.7: Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 2)

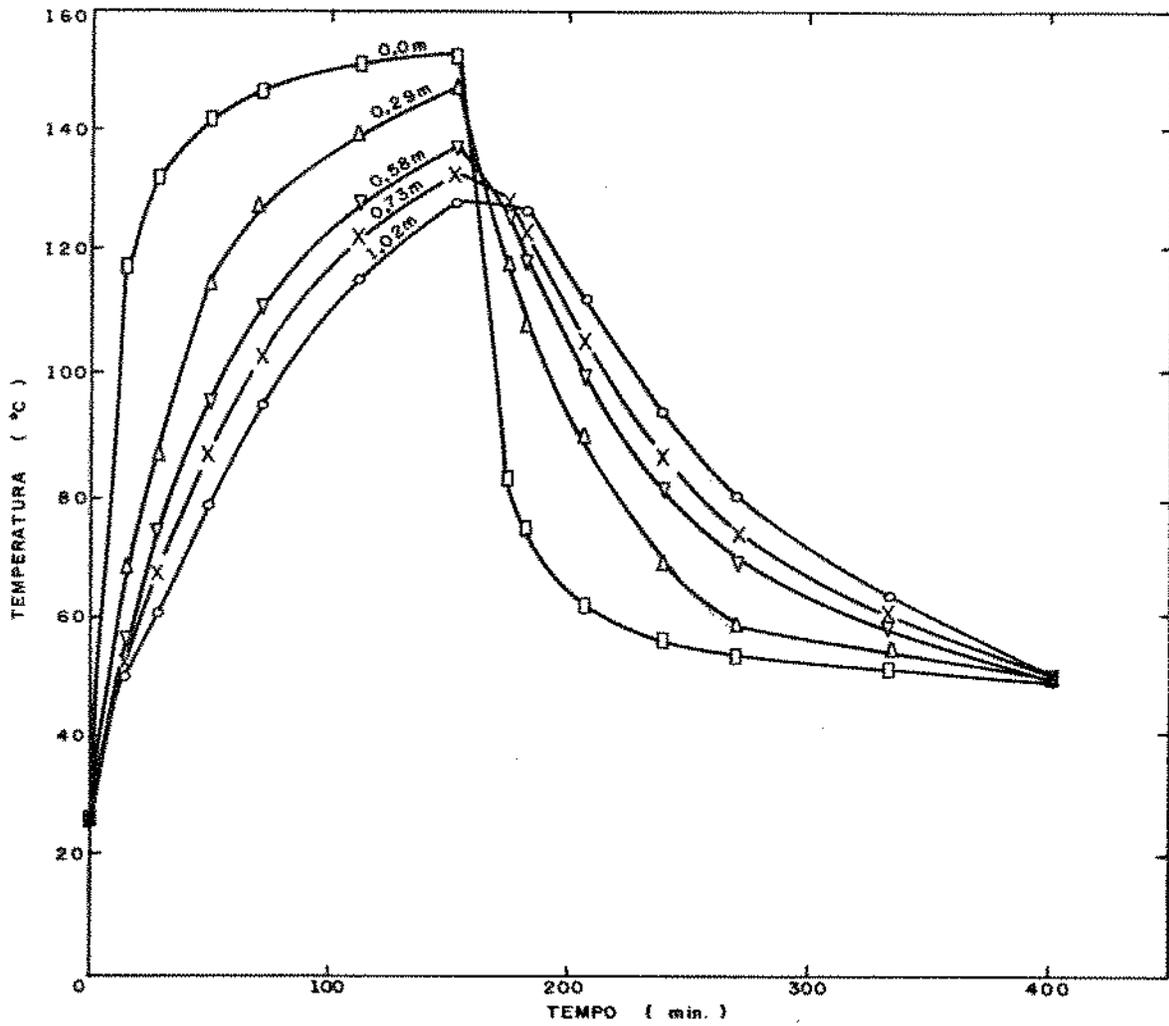


Figura 5.8: Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 2)

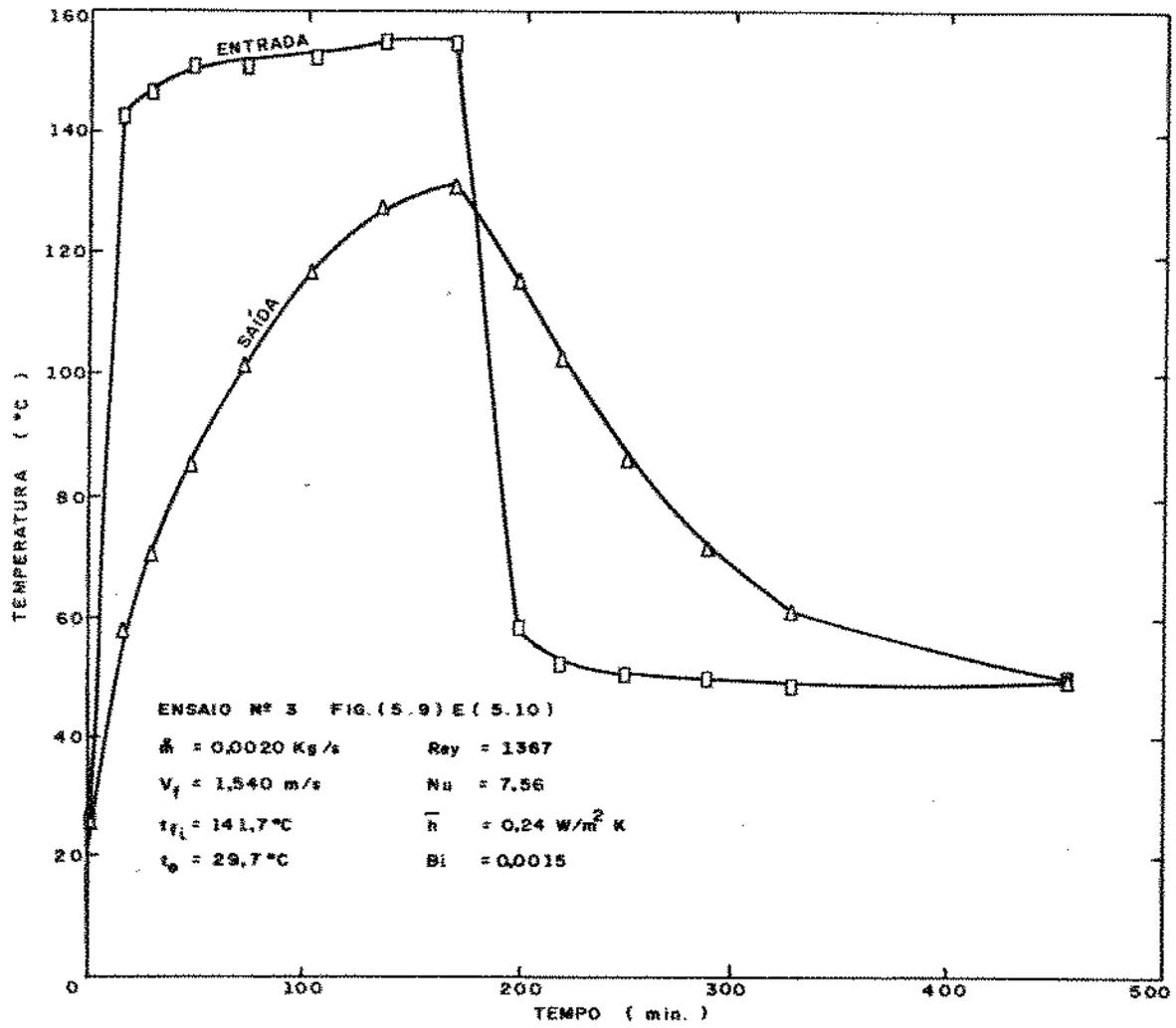


Figura 5.9: Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 3)

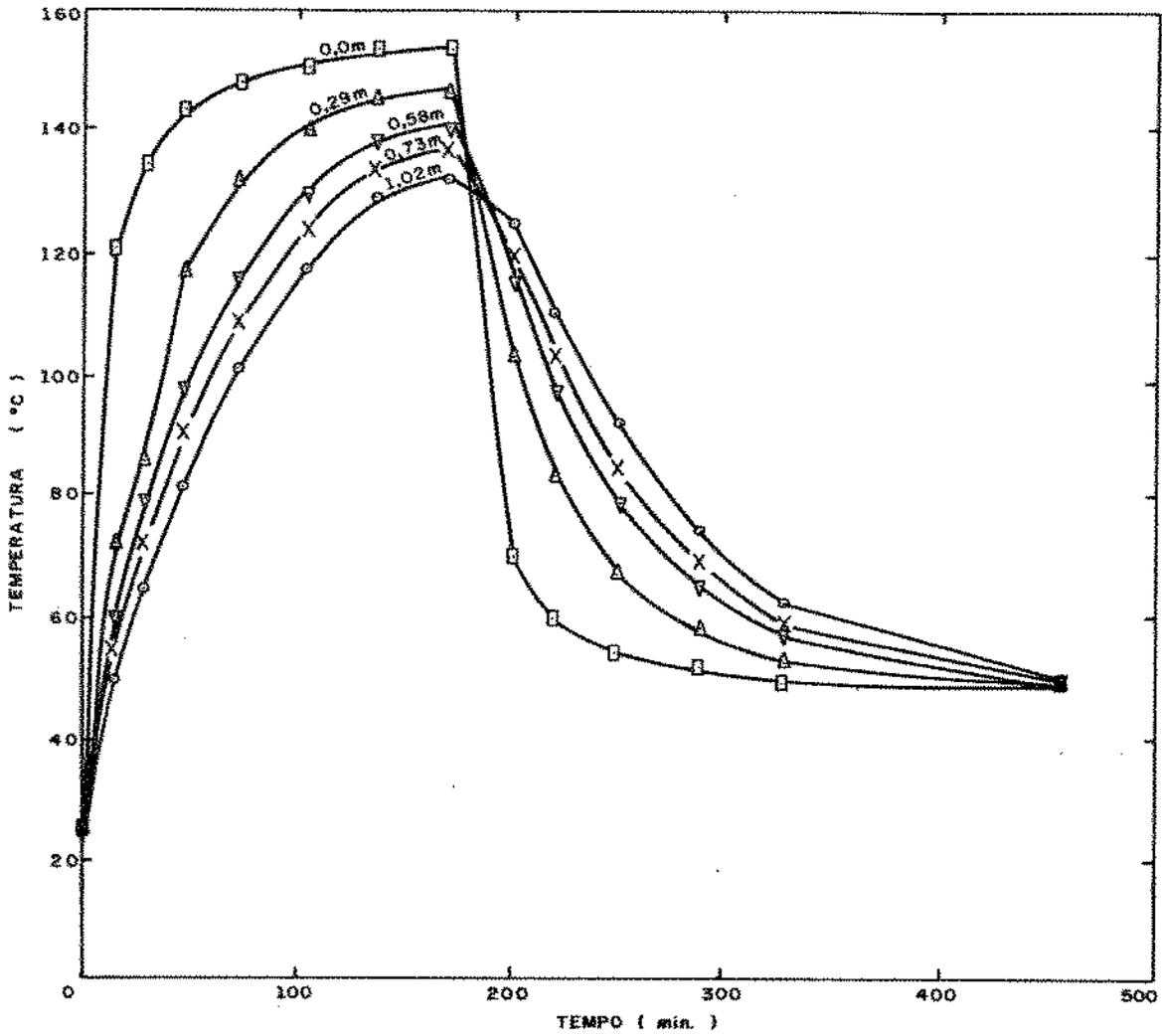


Figura 5.10: Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 3)

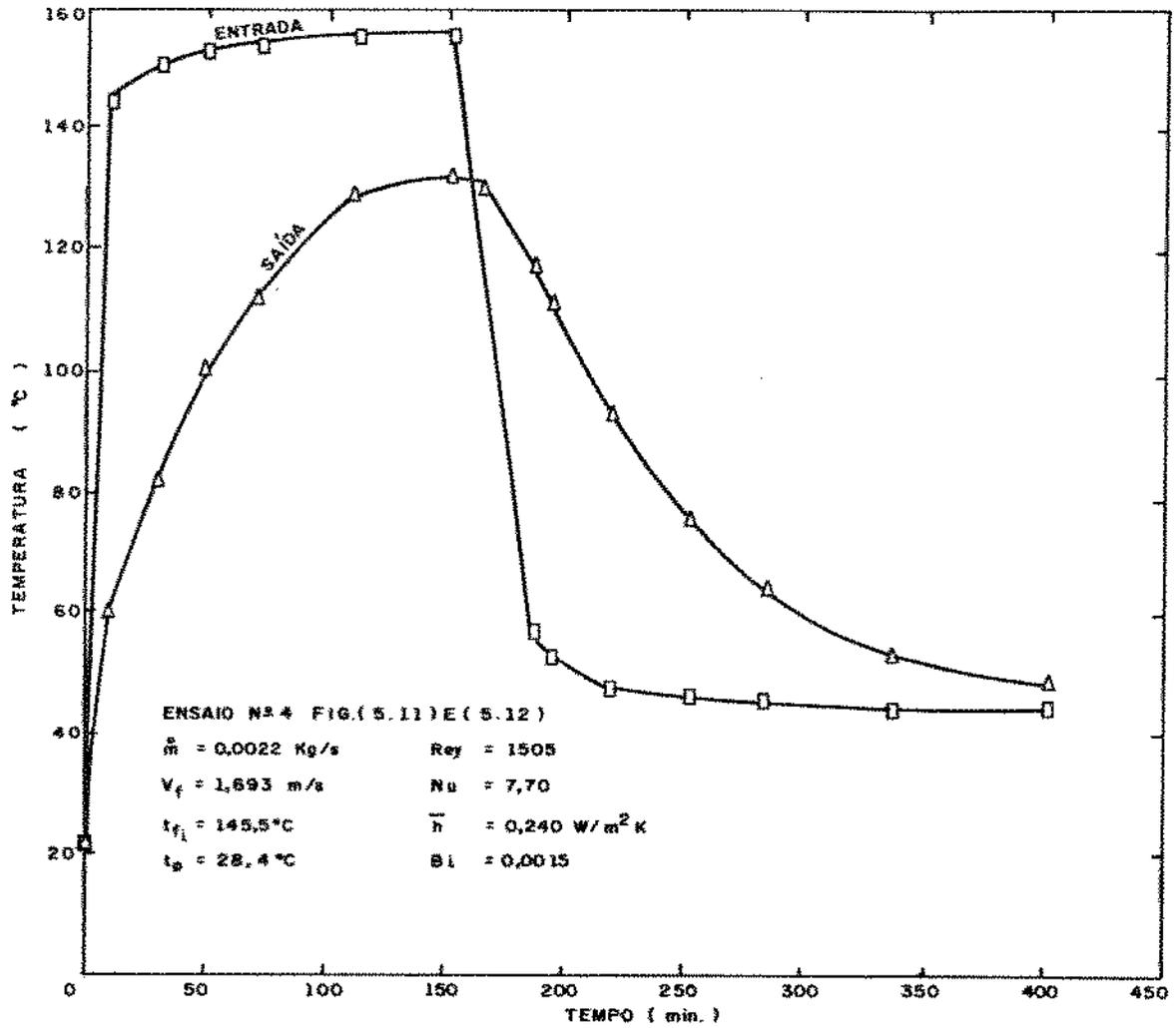


Figura 5.11: Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 4)

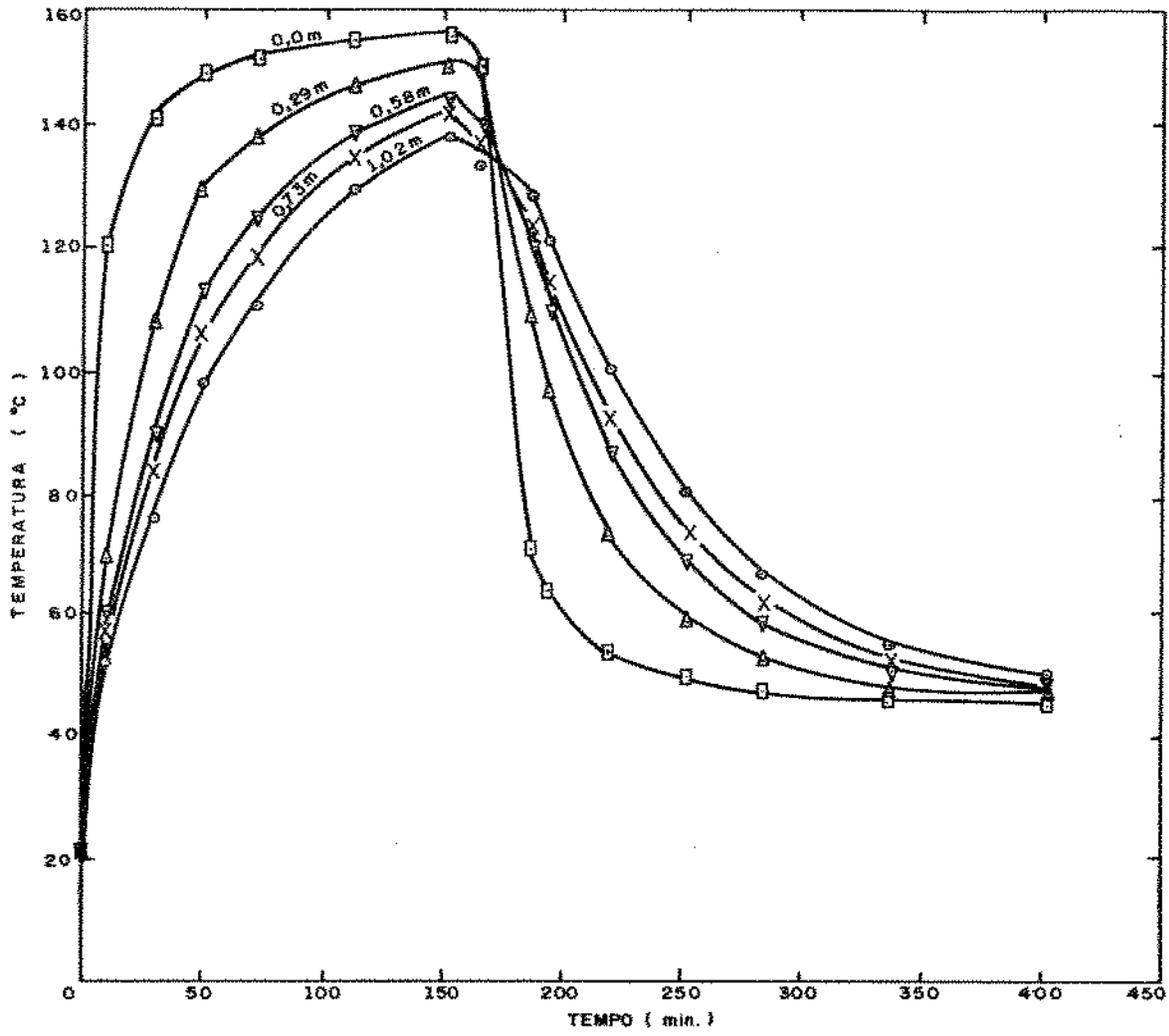


Figura 5.12: Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 4)

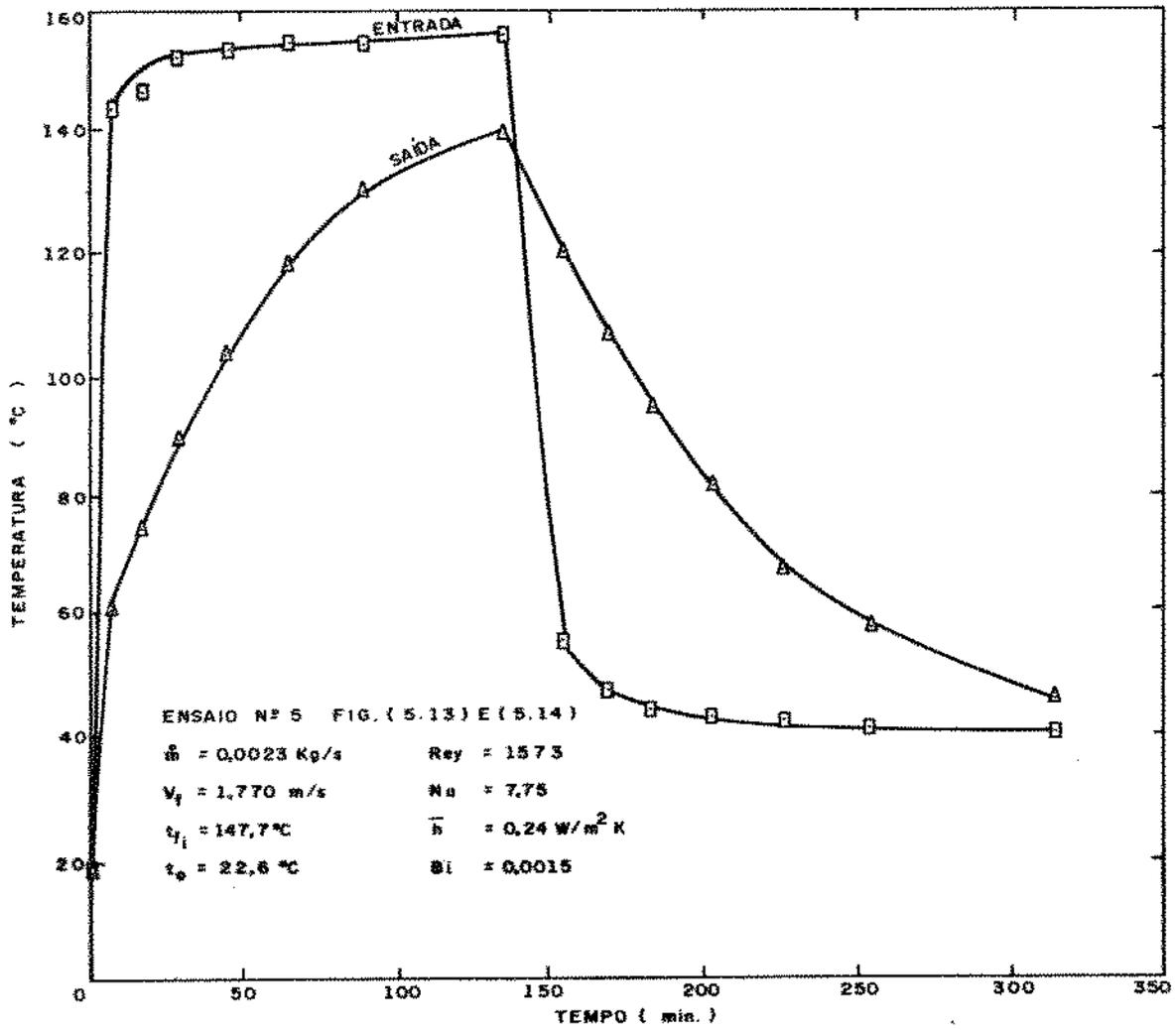


Figura 5.13: Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 5)

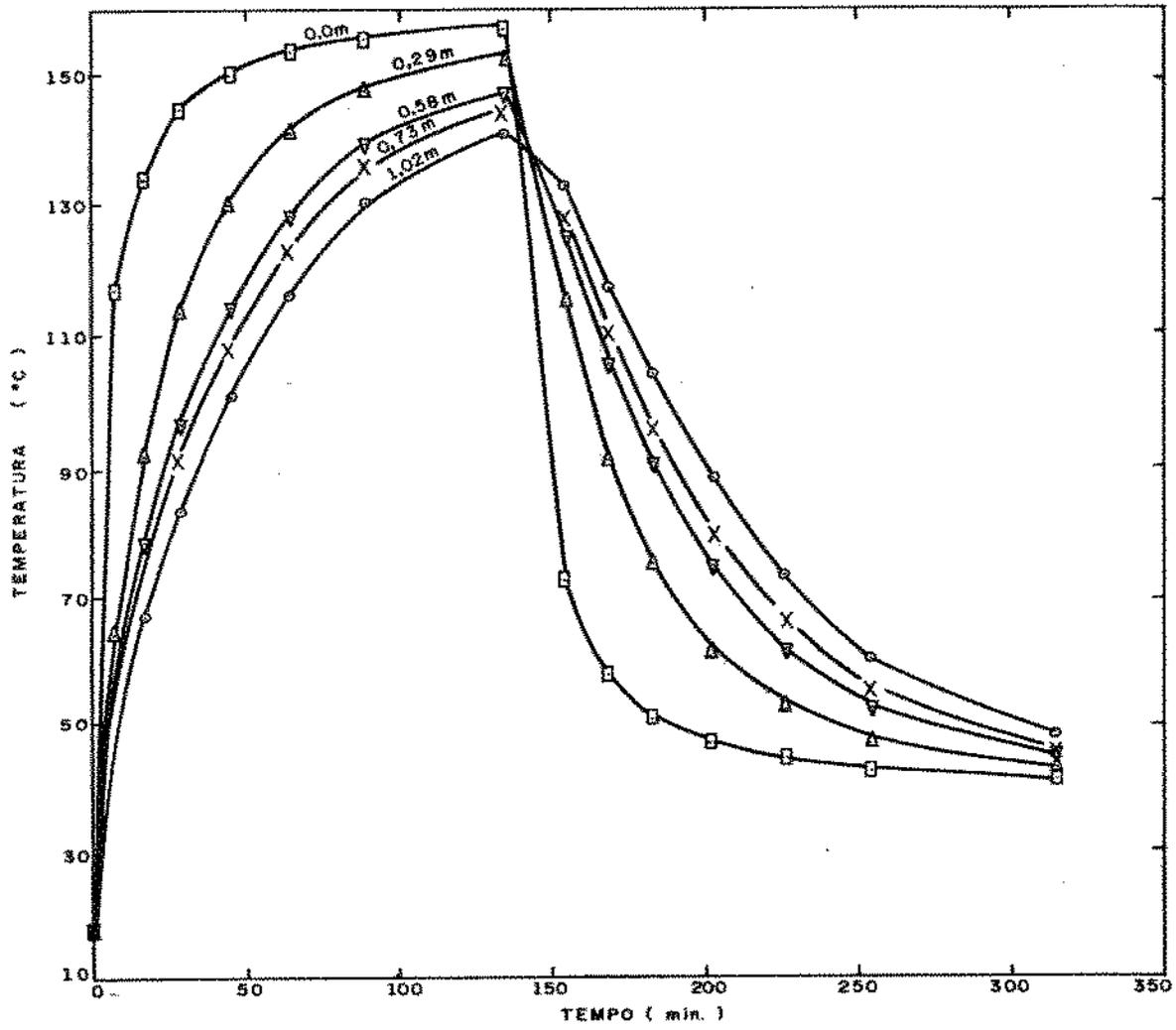


Figura 5.14: Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 5)

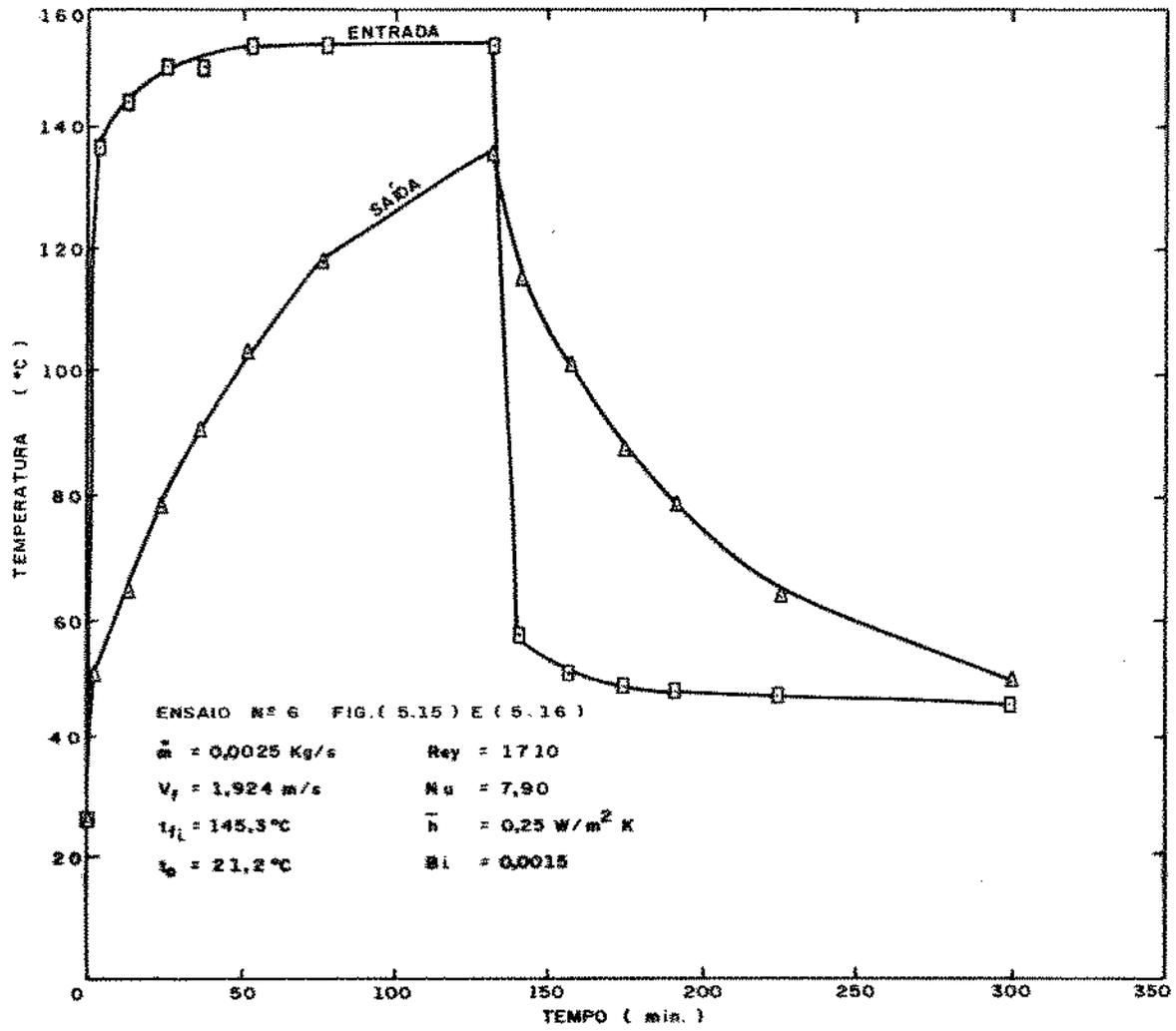


Figura 5.15: Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 6)

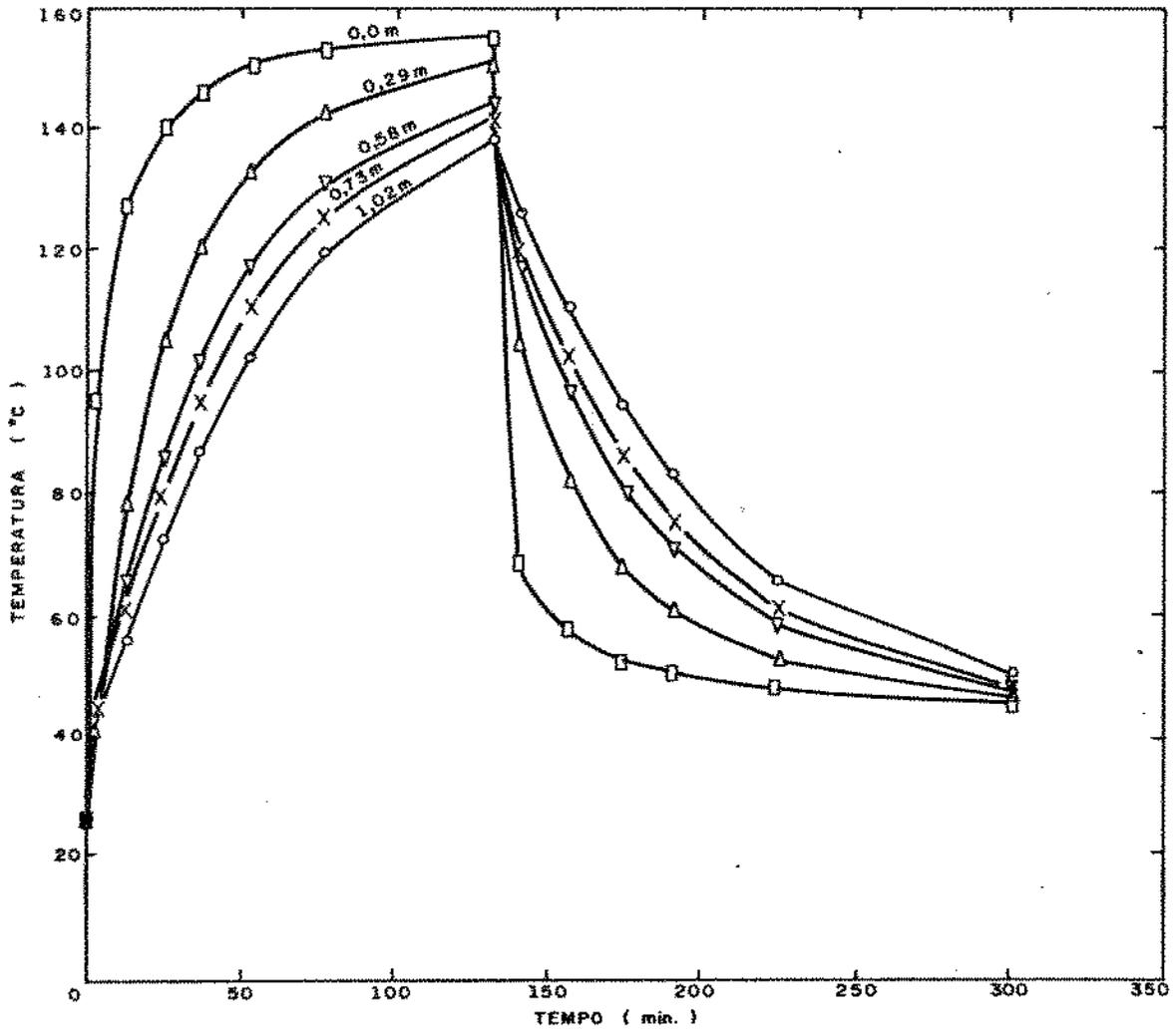


Figura 5.16: Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 6)

5.1.2 Modelo de Placas Grossas

A figura (5.17) mostra a variação da temperatura do fluido de trabalho na entrada e na saída do armazenador. No carregamento e descarregamento do armazenador ocorre um processo similar ao modelo de placas finas explicado anteriormente.

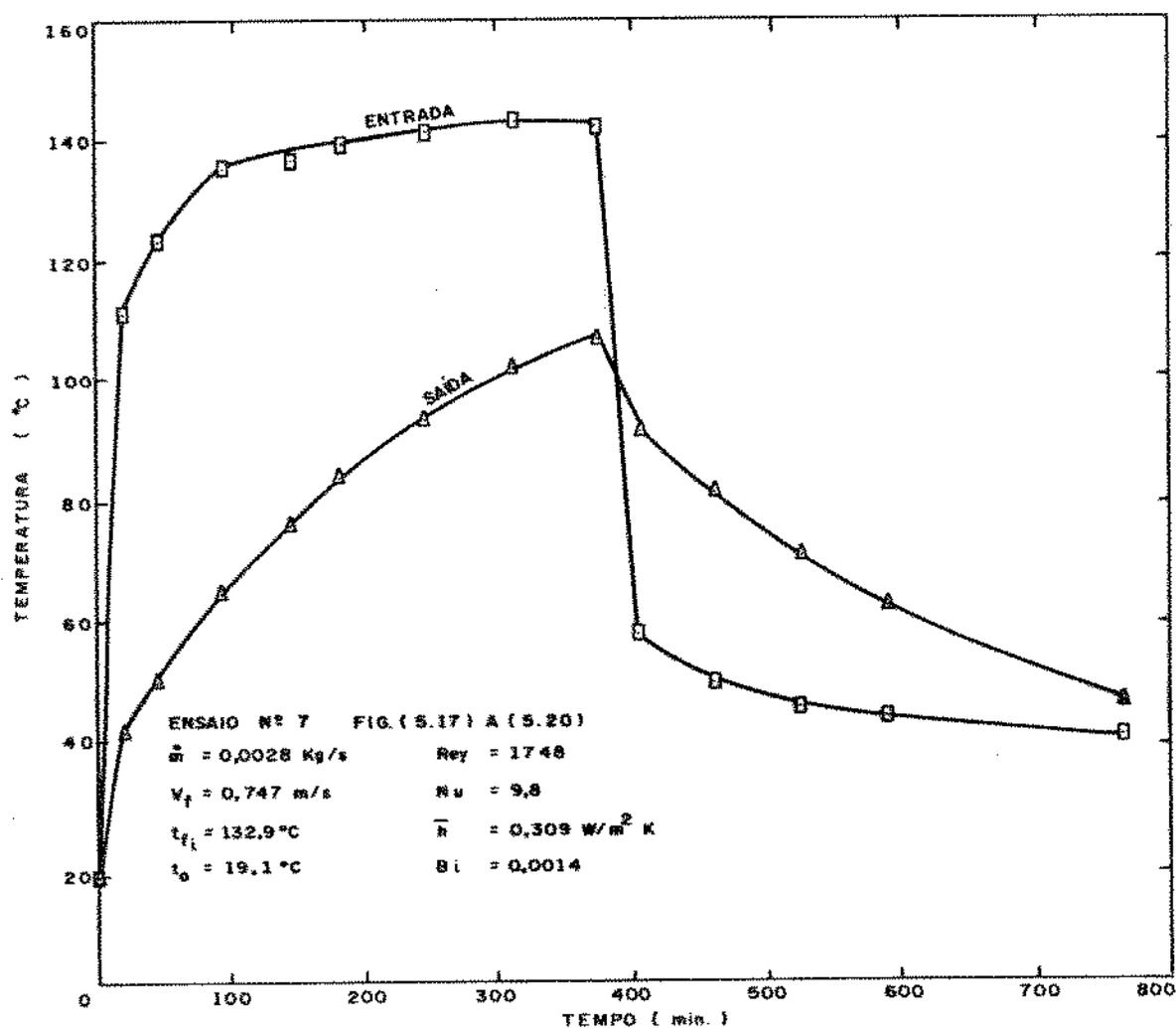


Figura 5.17: Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 7)

A figura (5.18) mostra a variação da temperatura superficial da placa ao longo da direção axial. No carregamento e descarregamento do armazenador ocorre um processo similar ao modelo de placas finas explicado anteriormente.

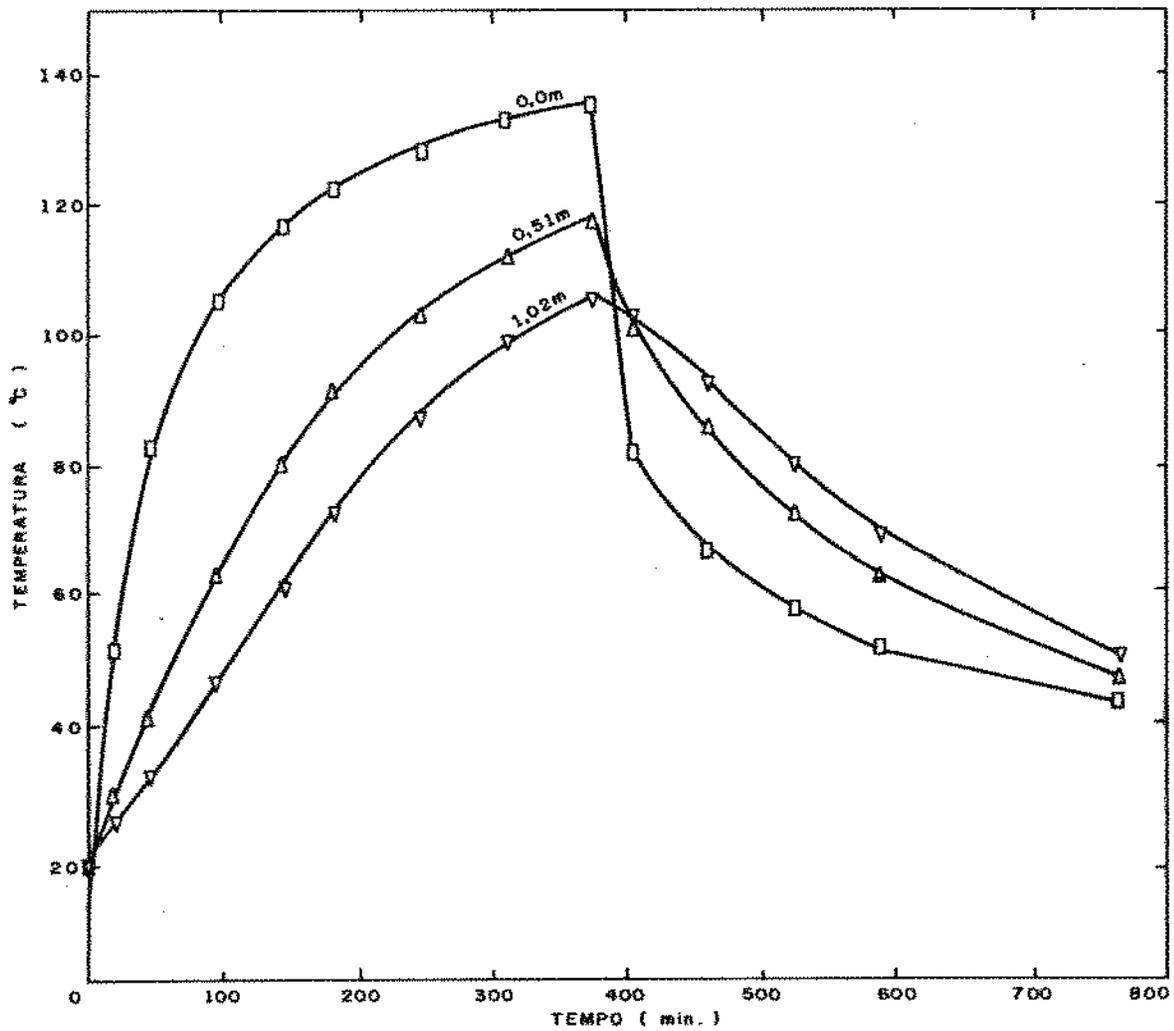


Figura 5.18: Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 7)

A variação da temperatura ao longo da espessura da placa é mostrada nas figuras (5.19) e (5.20). Como pode ser visto, o gradiente de temperatura é muito pequeno, onde justifica-se o fato de assumir um modelo unidimensional de condutividade térmica infinita.

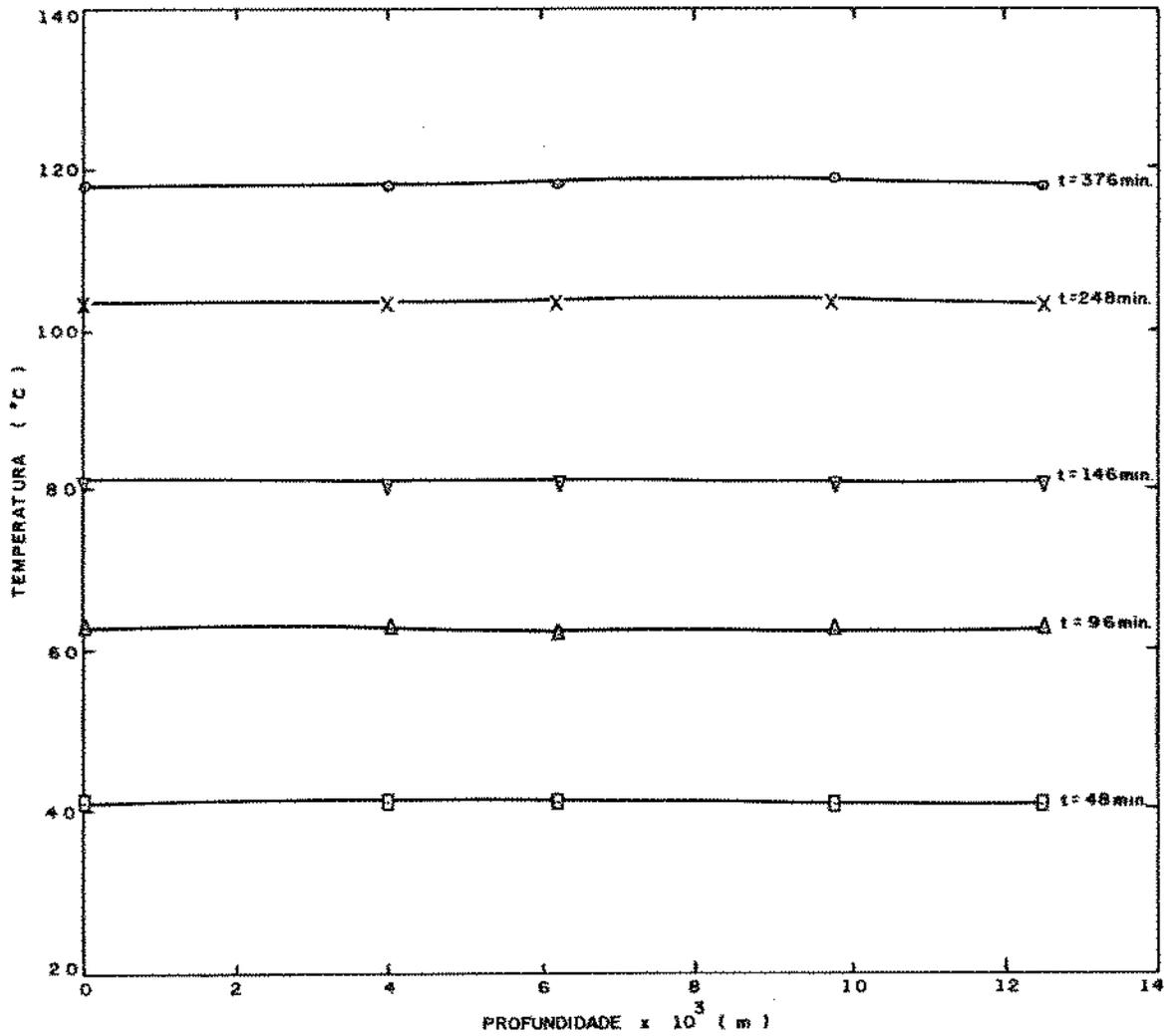


Figura 5.19: Variação da Temperatura na Placa com a Profundidade no Carregamento em $x = 0,51m$ (Ensaio Número 7)

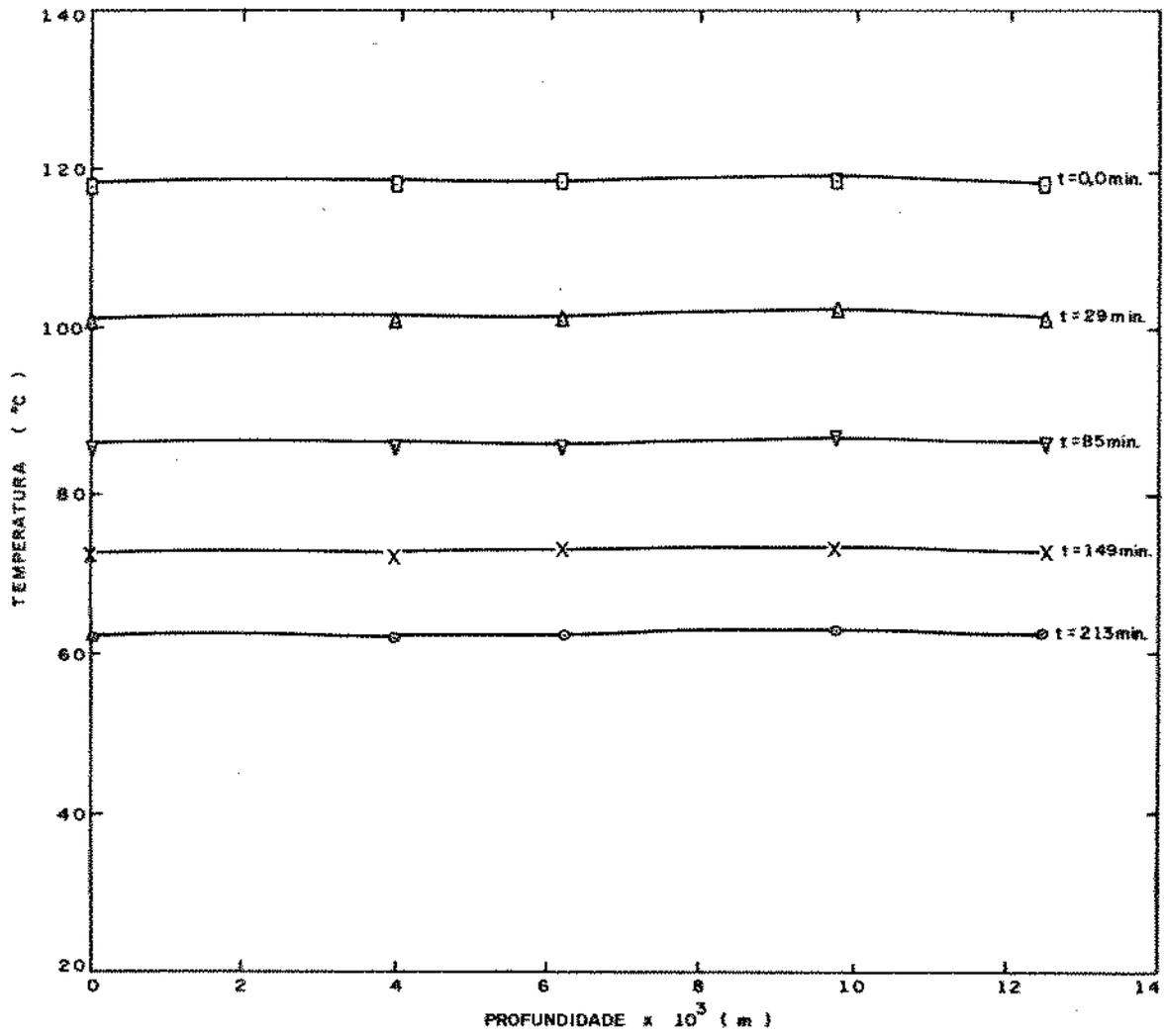


Figura 5.20: Variação da Temperatura na Placa com a Profundidade na Descarga em $x = 0,51m$ (Ensaio Número 7)

Os resultados para mais outros 5 ensaios realizados para o modelo de placas grossas para condições operacionais diferentes são representados pelas figuras (5.21) a (5.30).

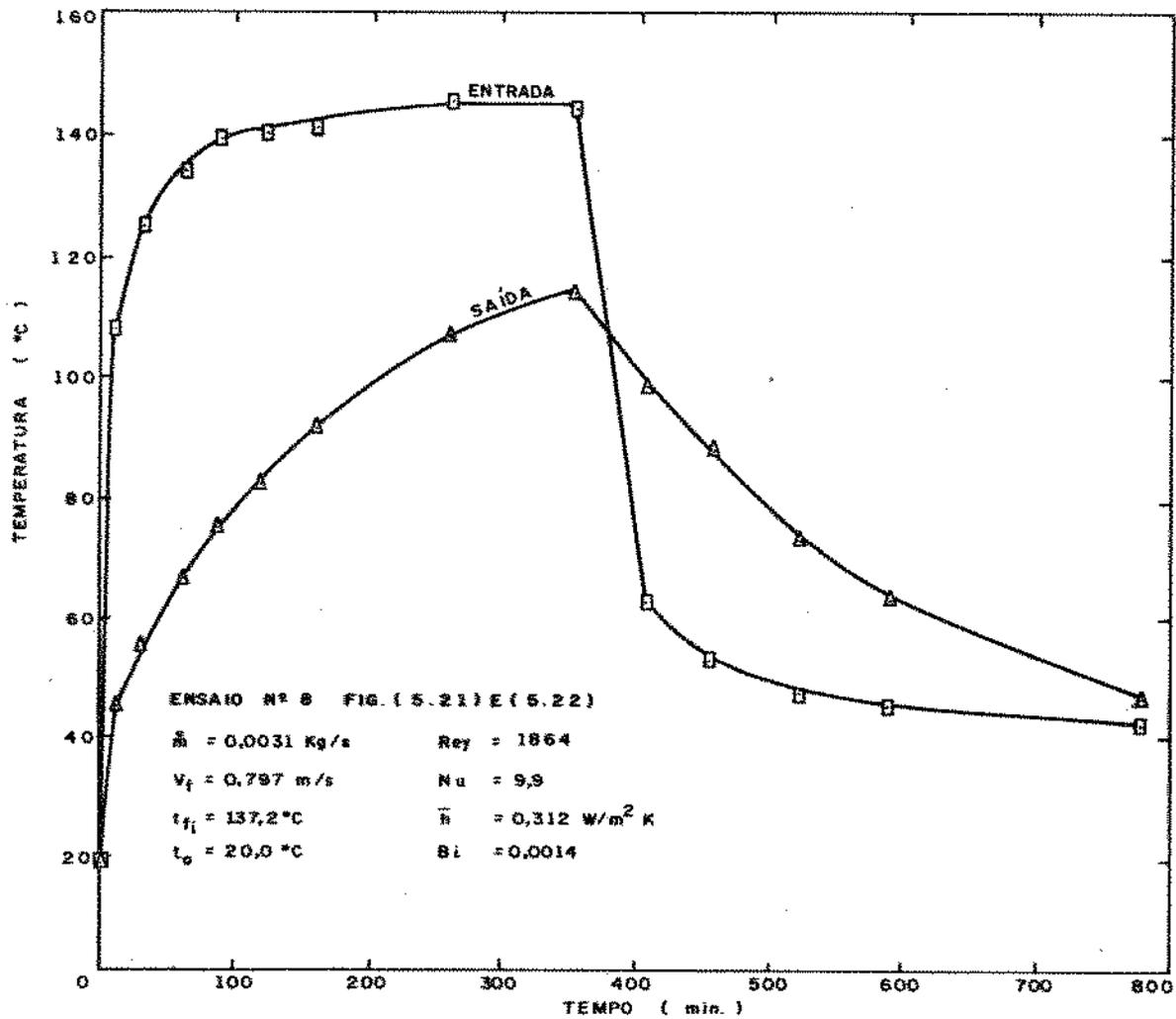


Figura 5.21: Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 8)

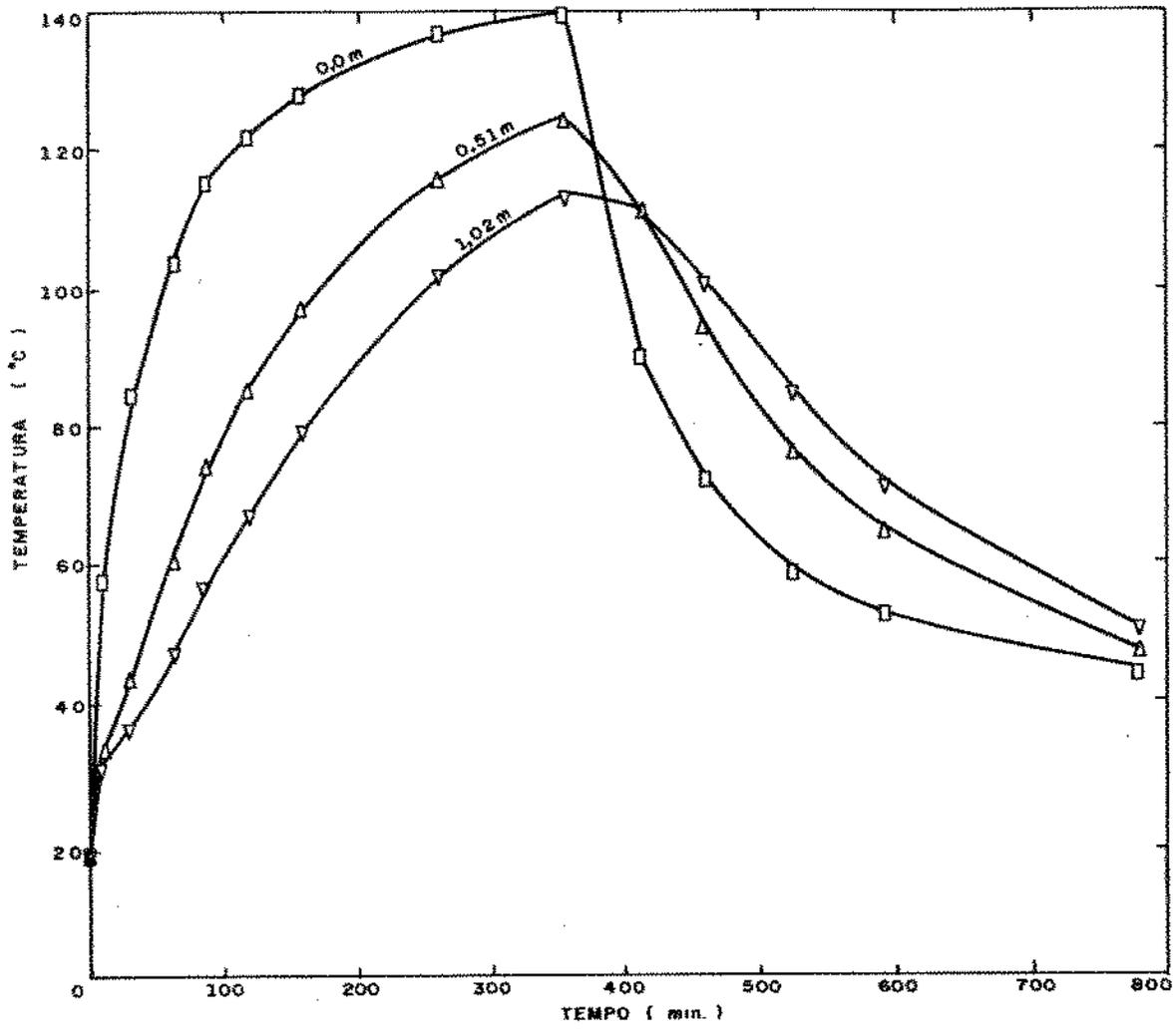


Figura 5.22: Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 8)

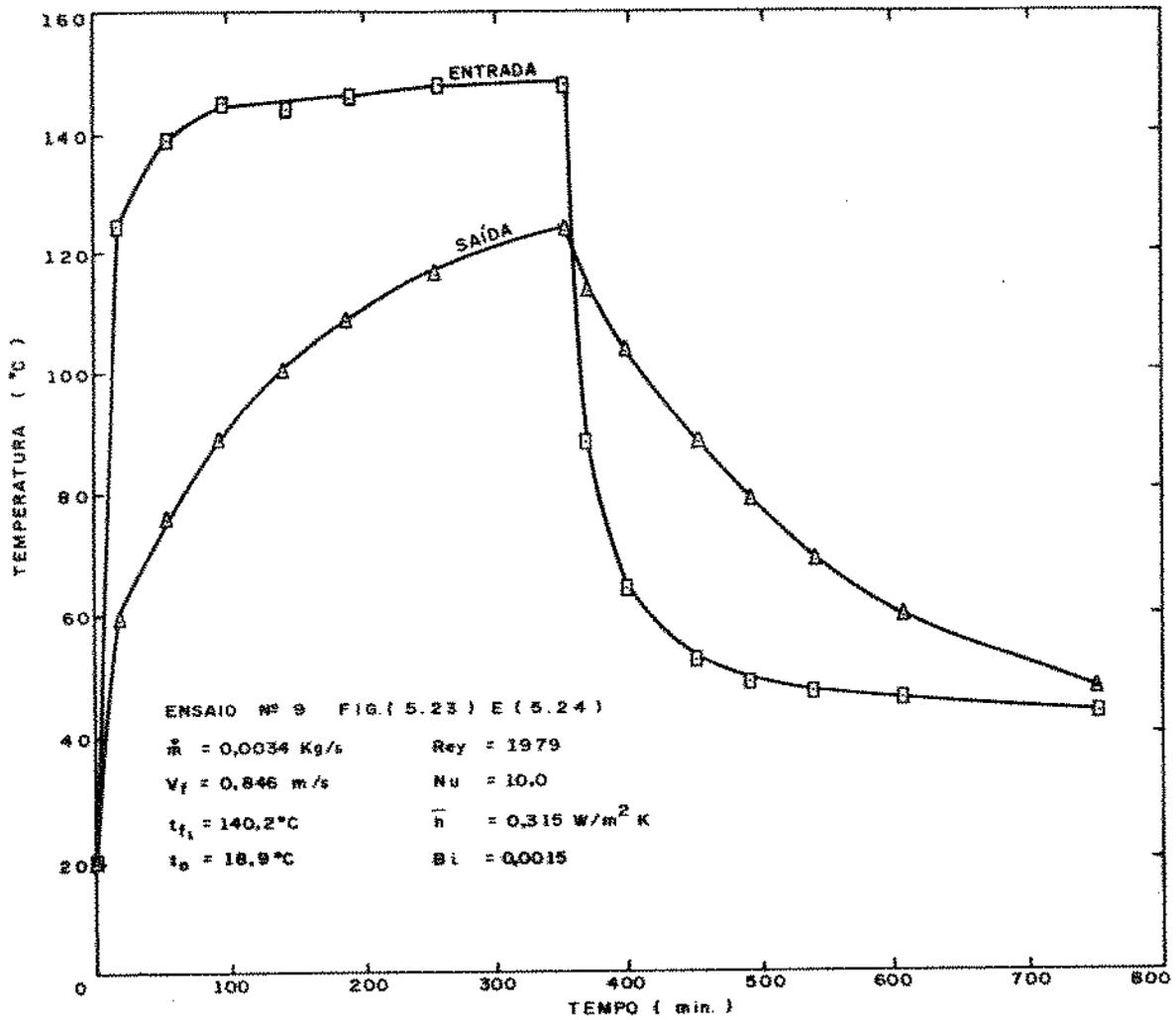


Figura 5.23: Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 9)

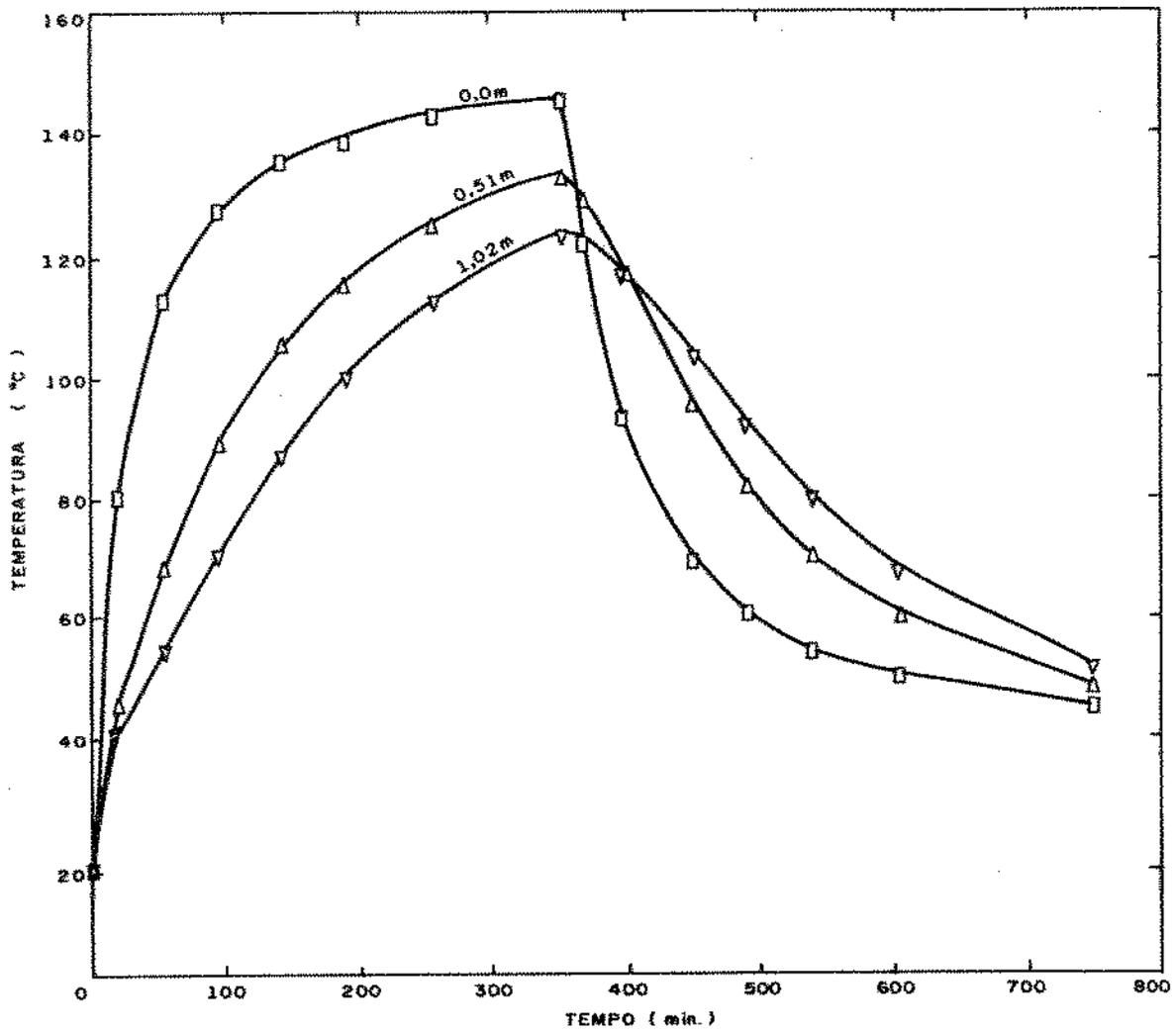


Figura 5.24: Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 9)

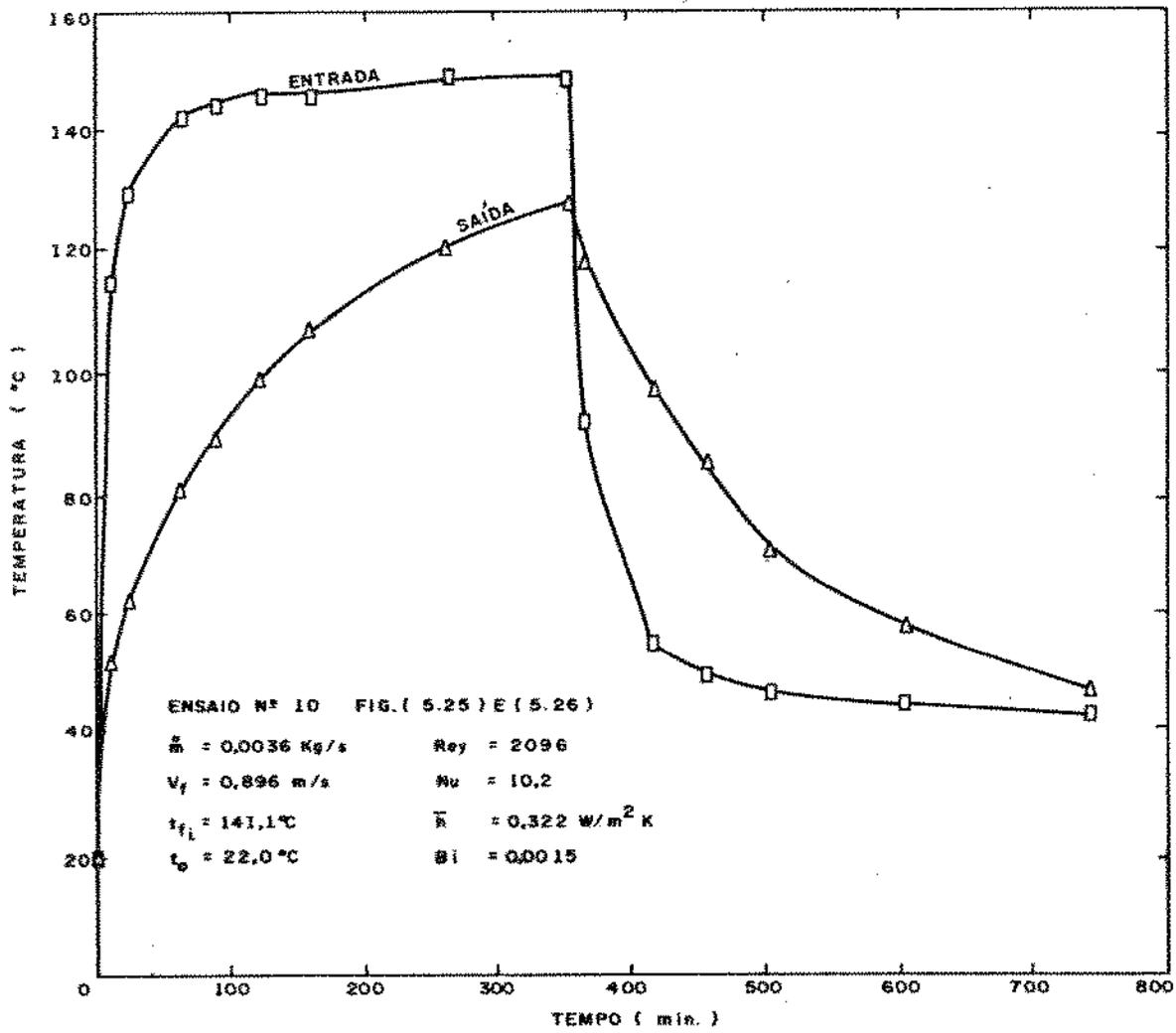


Figura 5.25: Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 10)

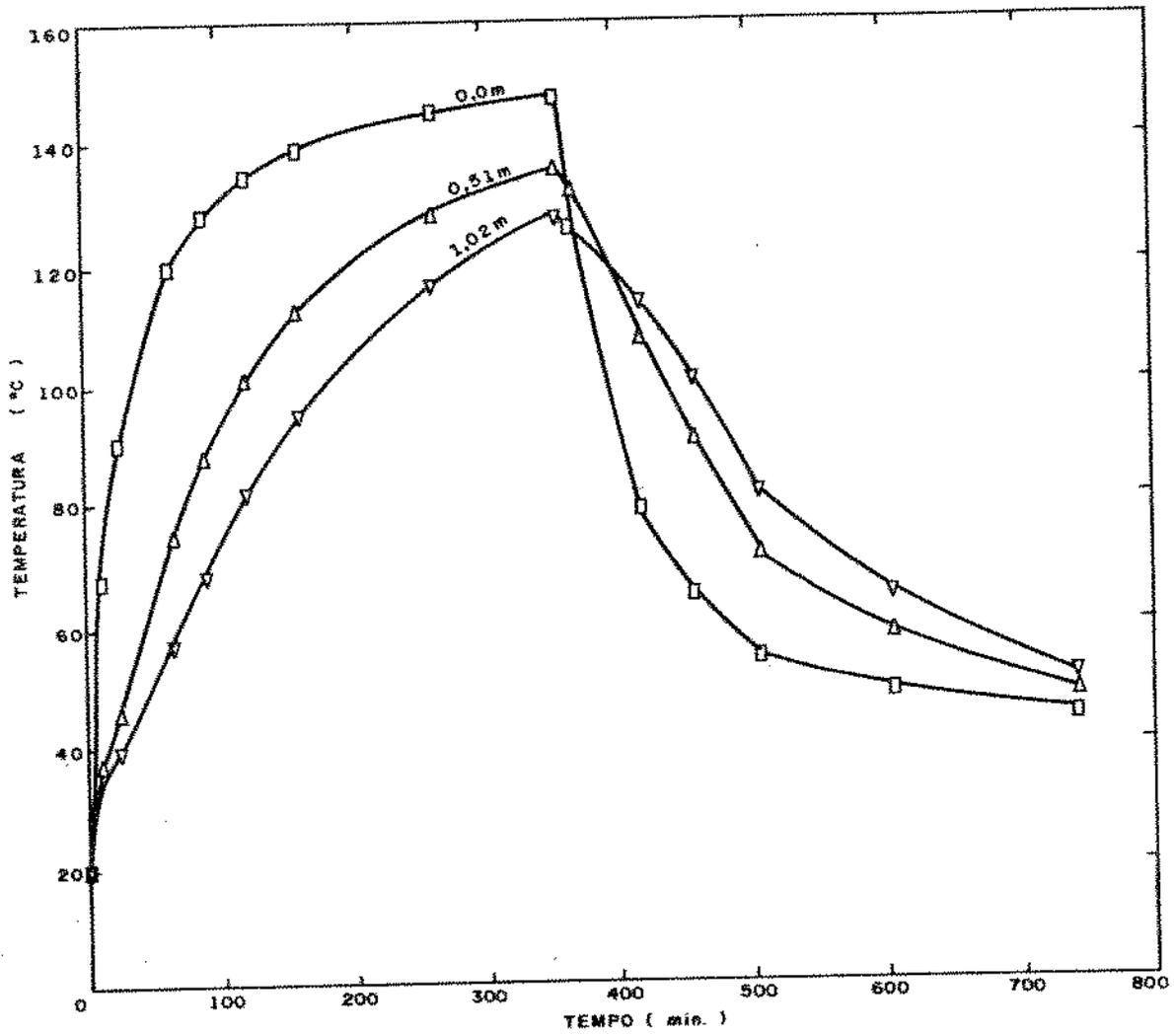


Figura 5.26: Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 10)

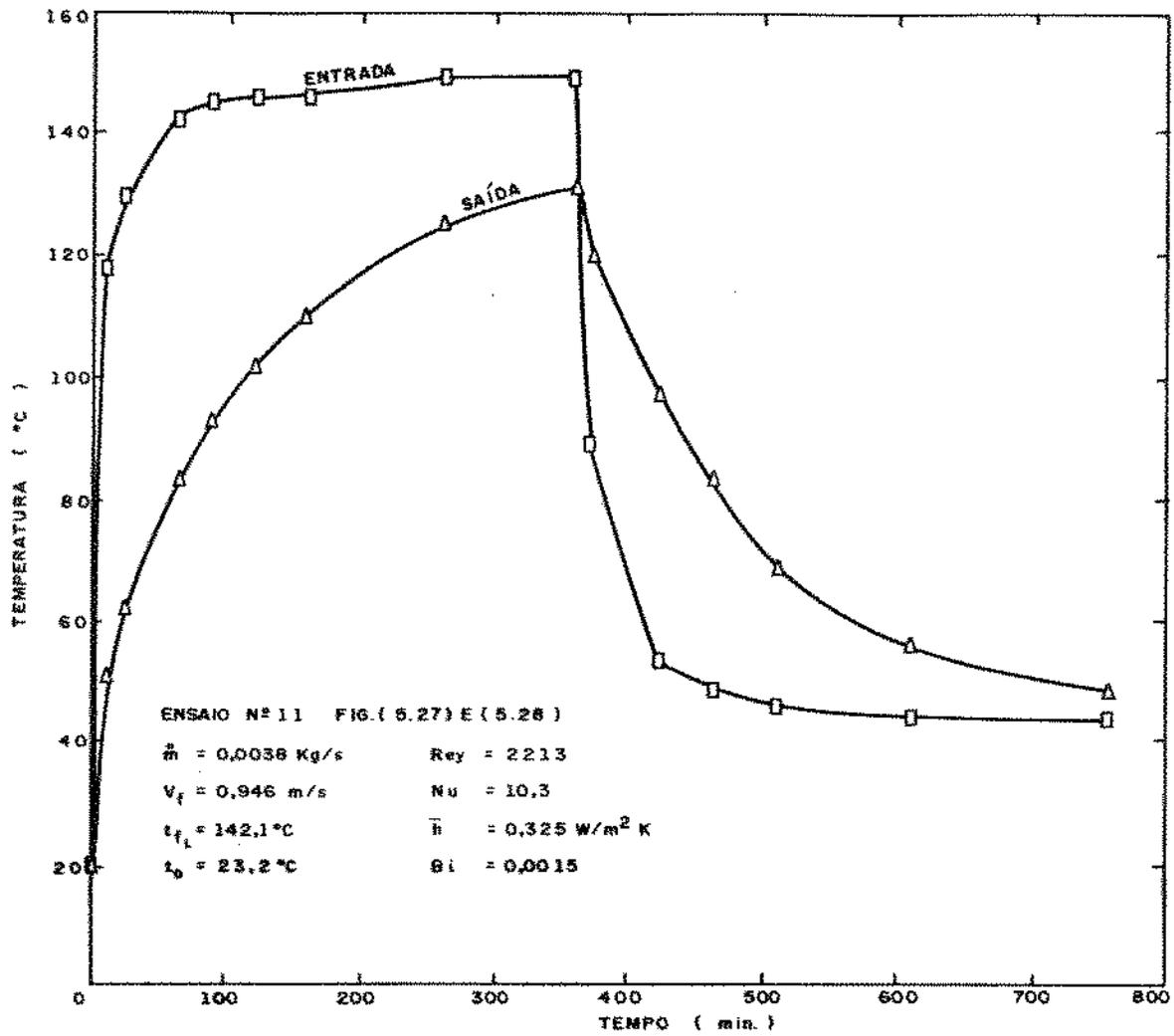


Figura 5.27: Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 11)

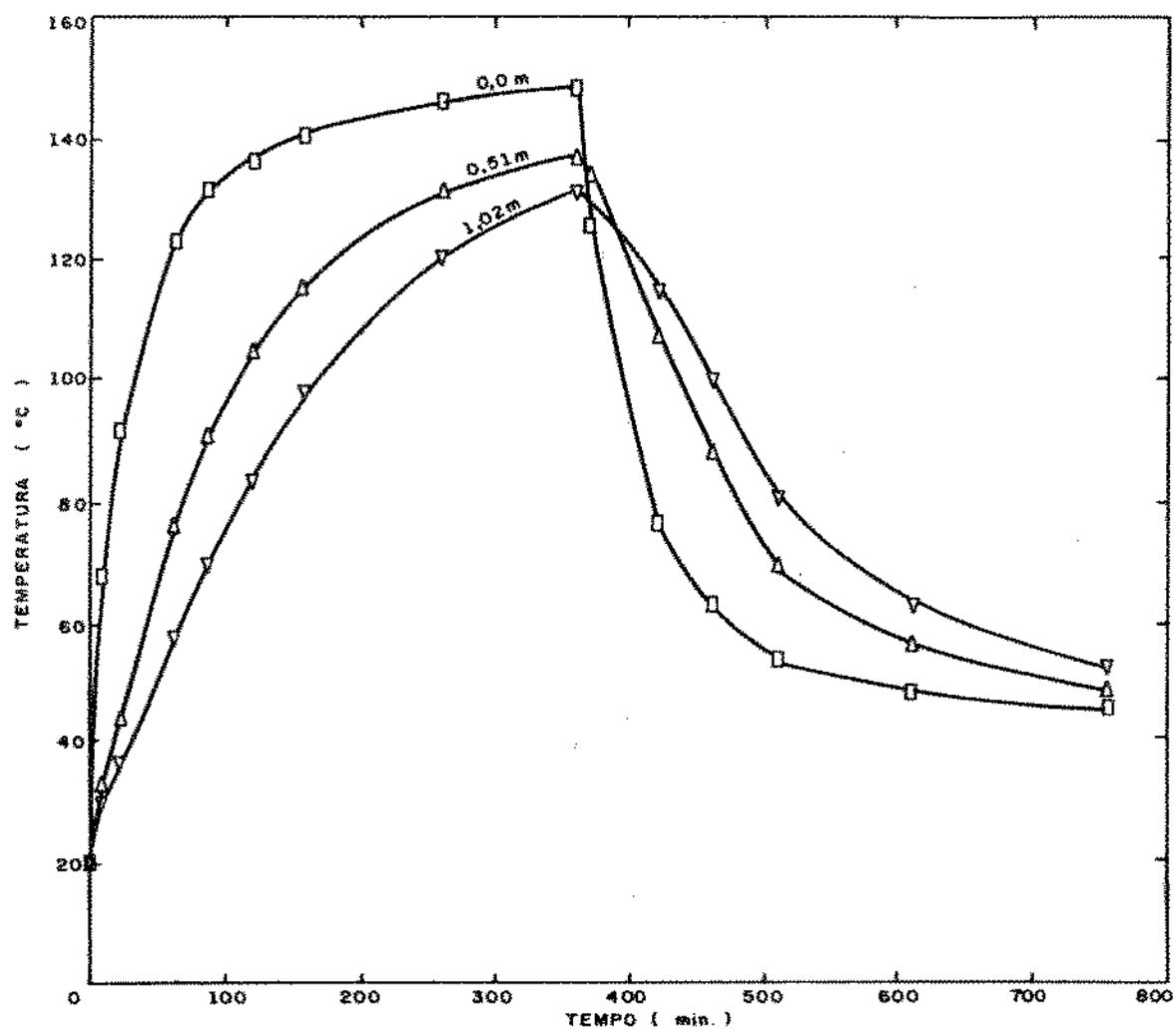


Figura 5.28: Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 11)

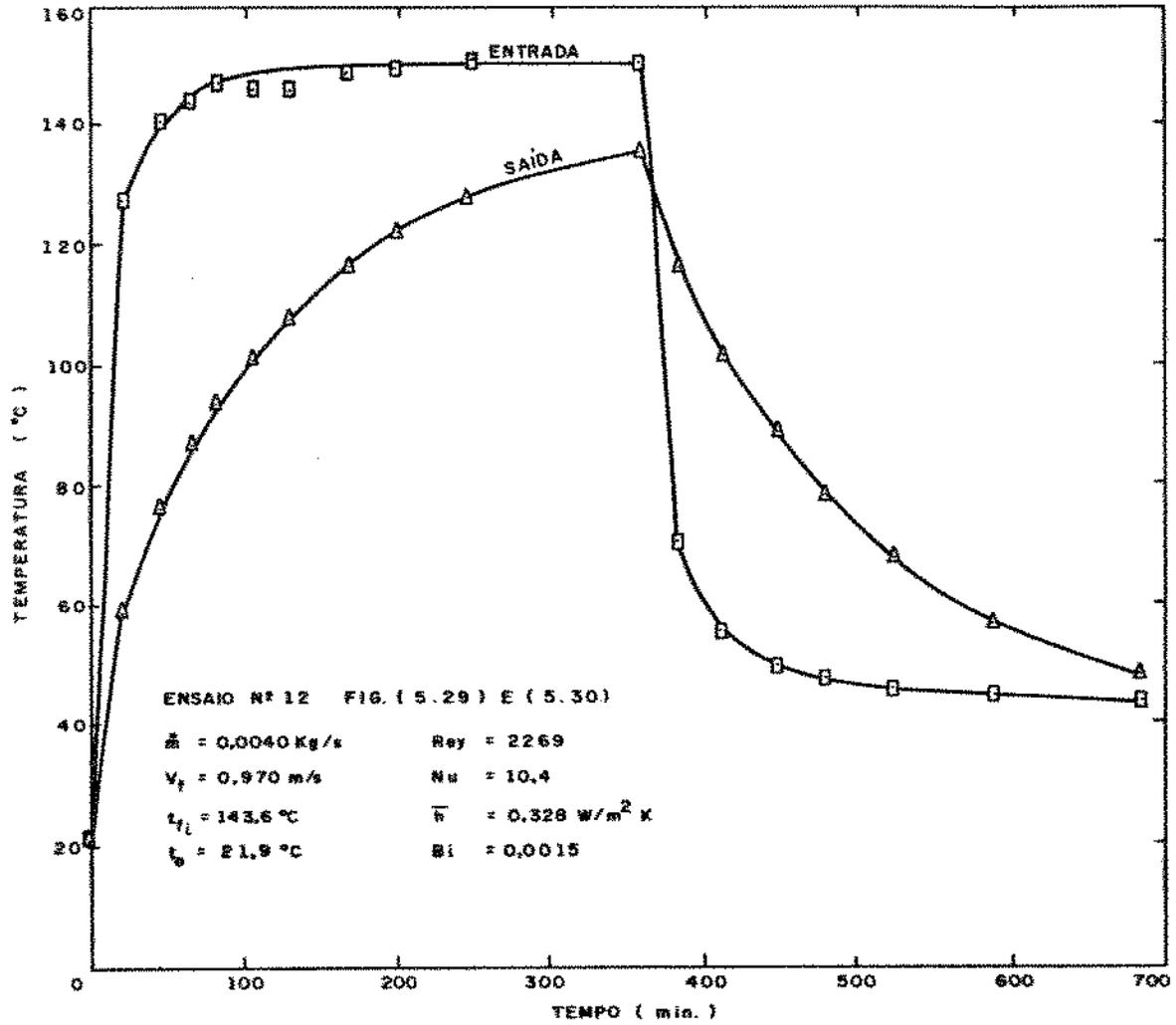


Figura 5.29: Temperatura de Entrada e Saída do Fluido (Ensaio Número 12)

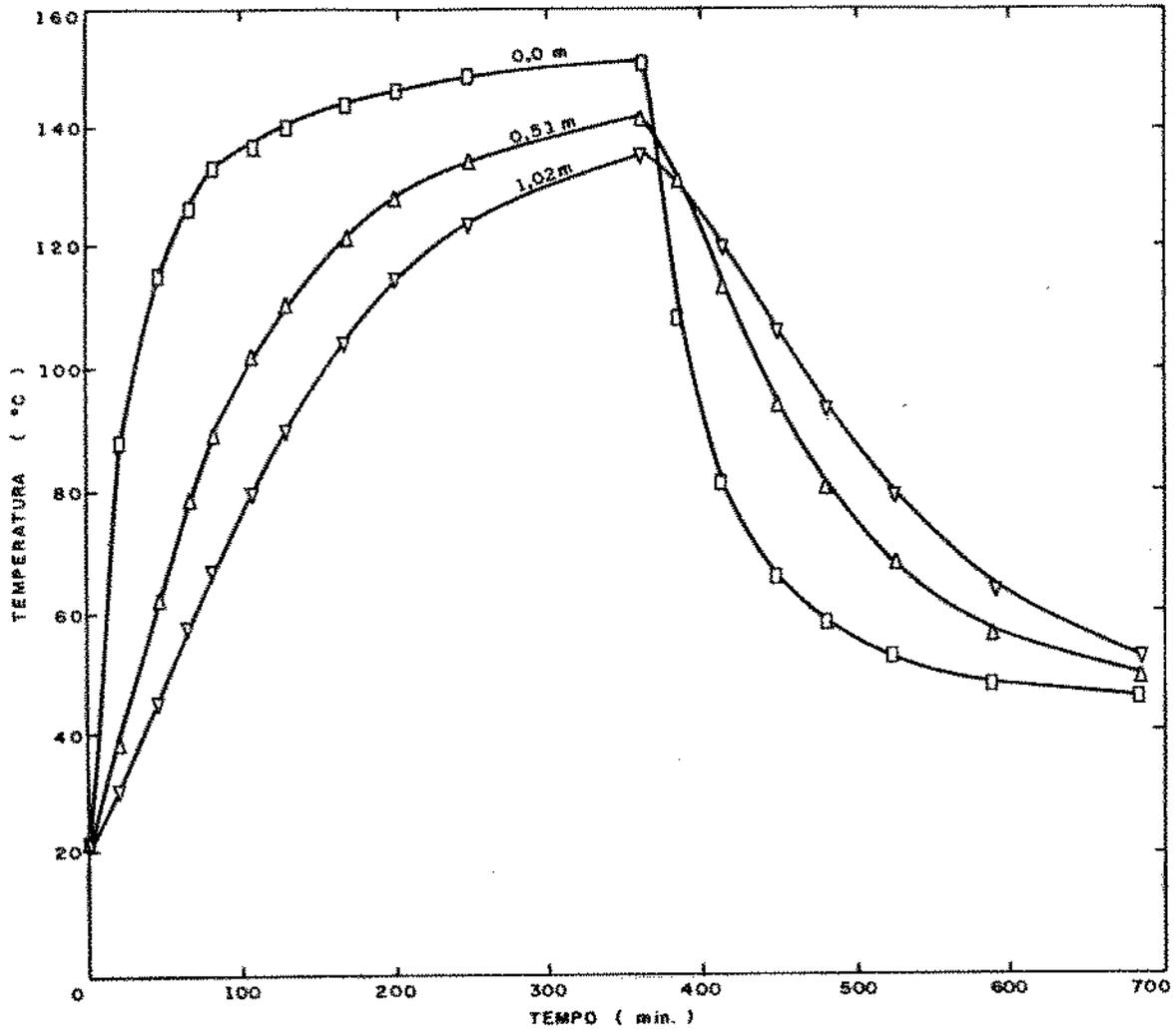


Figura 5.30: Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do Fluido (Ensaio Número 12)

5.2 Comparação dos Resultados

São representados gráficos de comparação numérico e experimental dos ensaios realizados, dados pela temperatura em função do tempo na saída do armazenador. São representados também alguns gráficos comparativos dados pela porcentagem de calor armazenado em função do tempo.

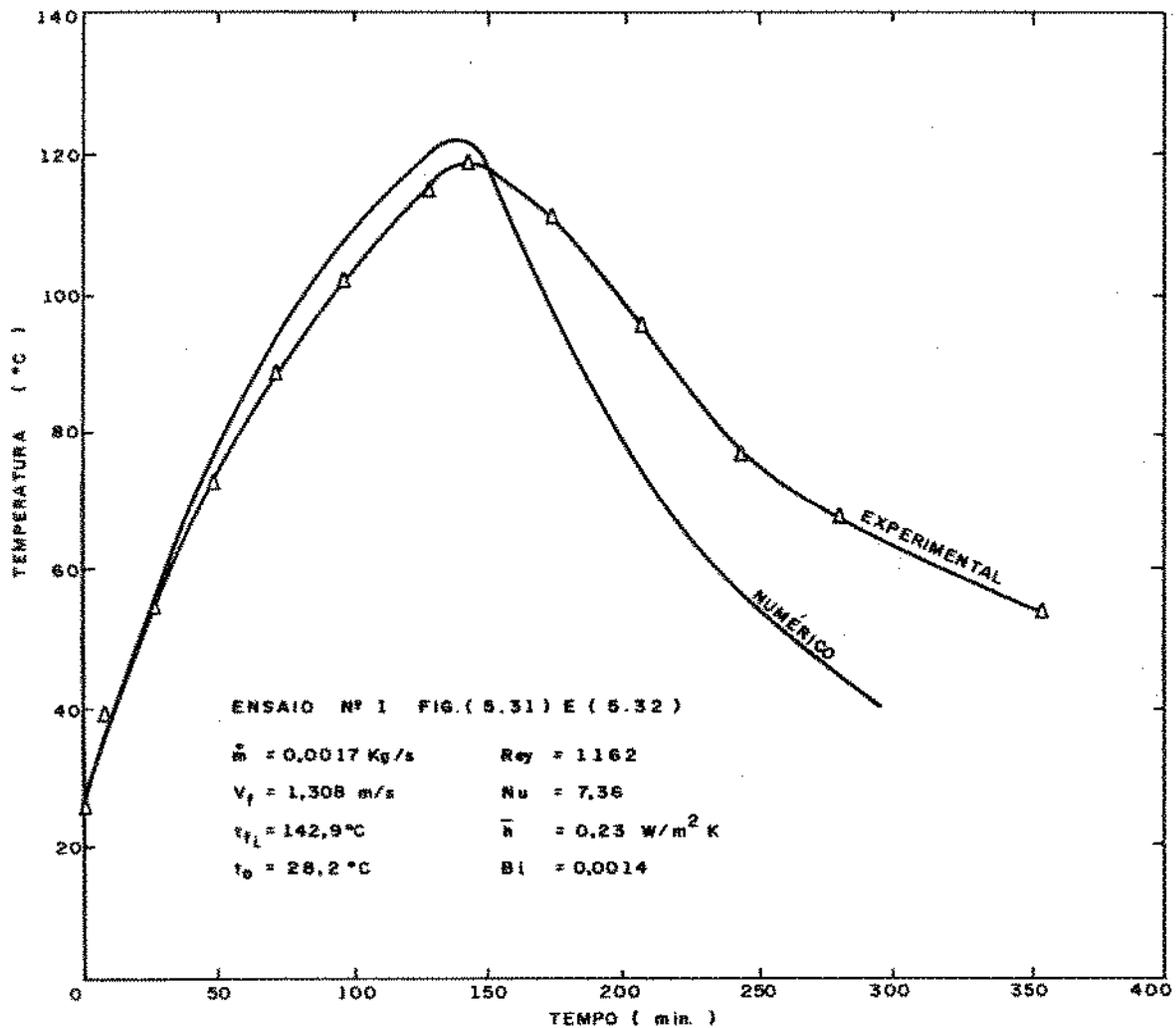


Figura 5.31: Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 1)

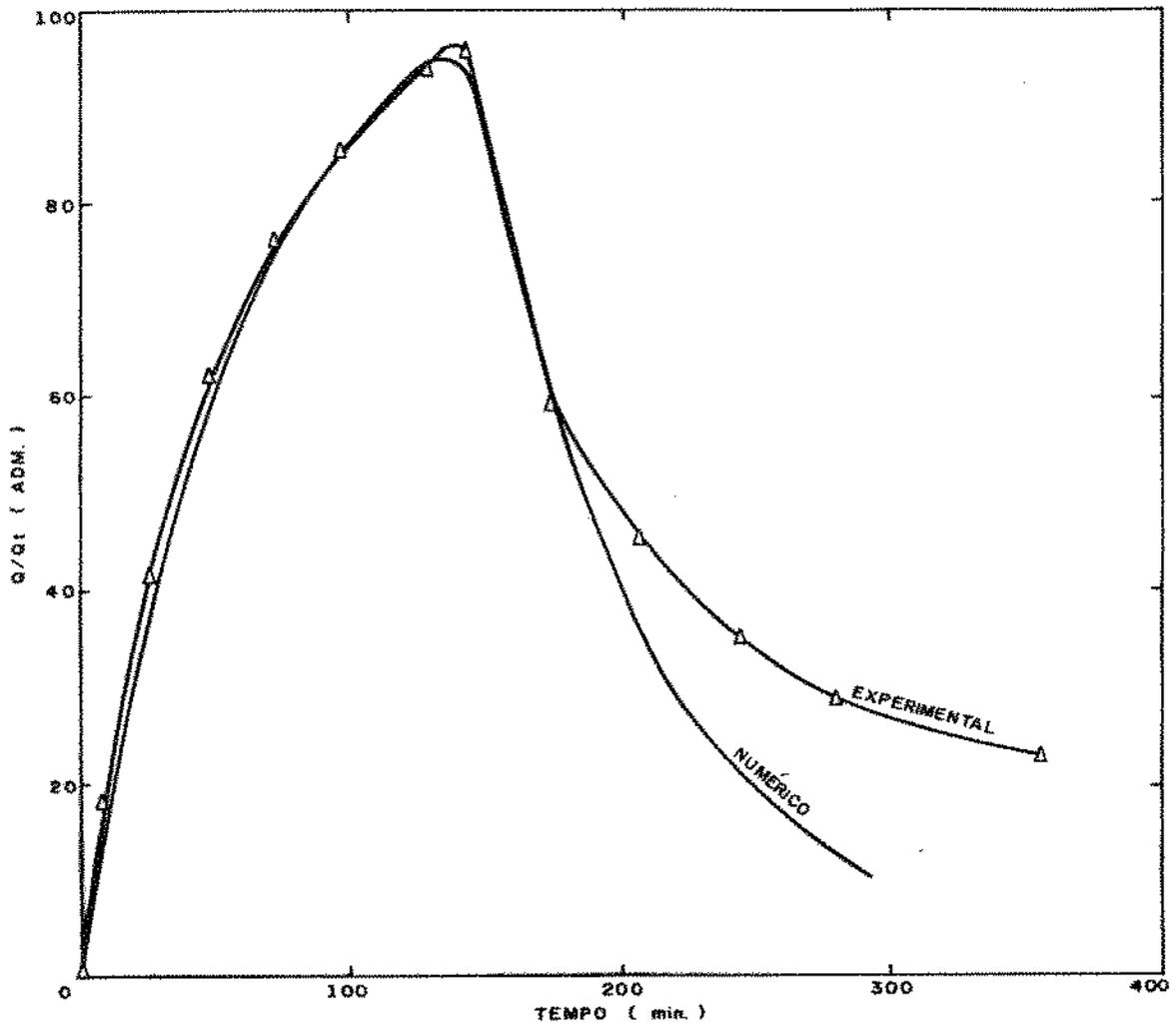


Figura 5.32: Perfis de Calor Numérico e Experimental (Ensaio Número 1)

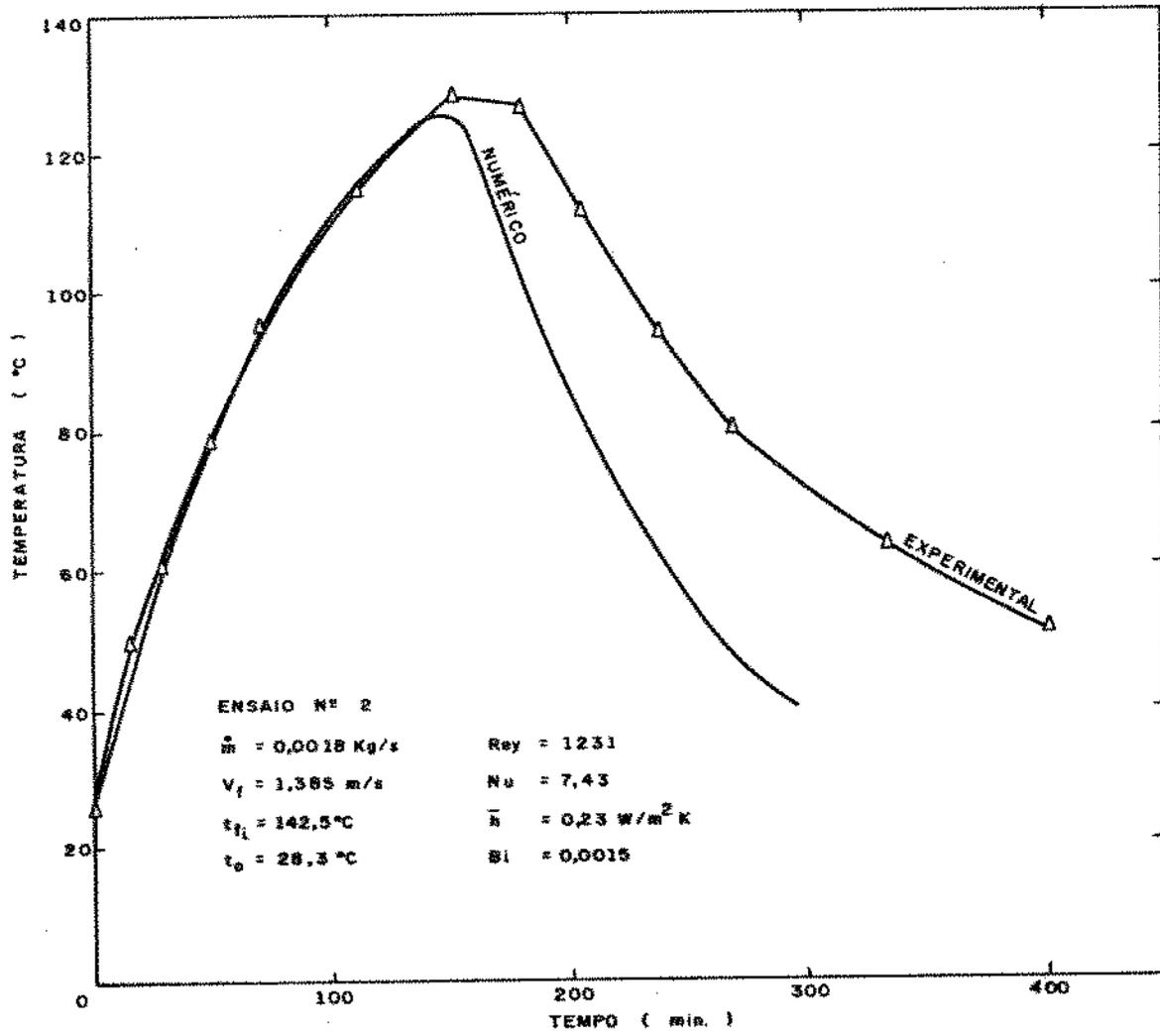


Figura 5.33: Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 2)

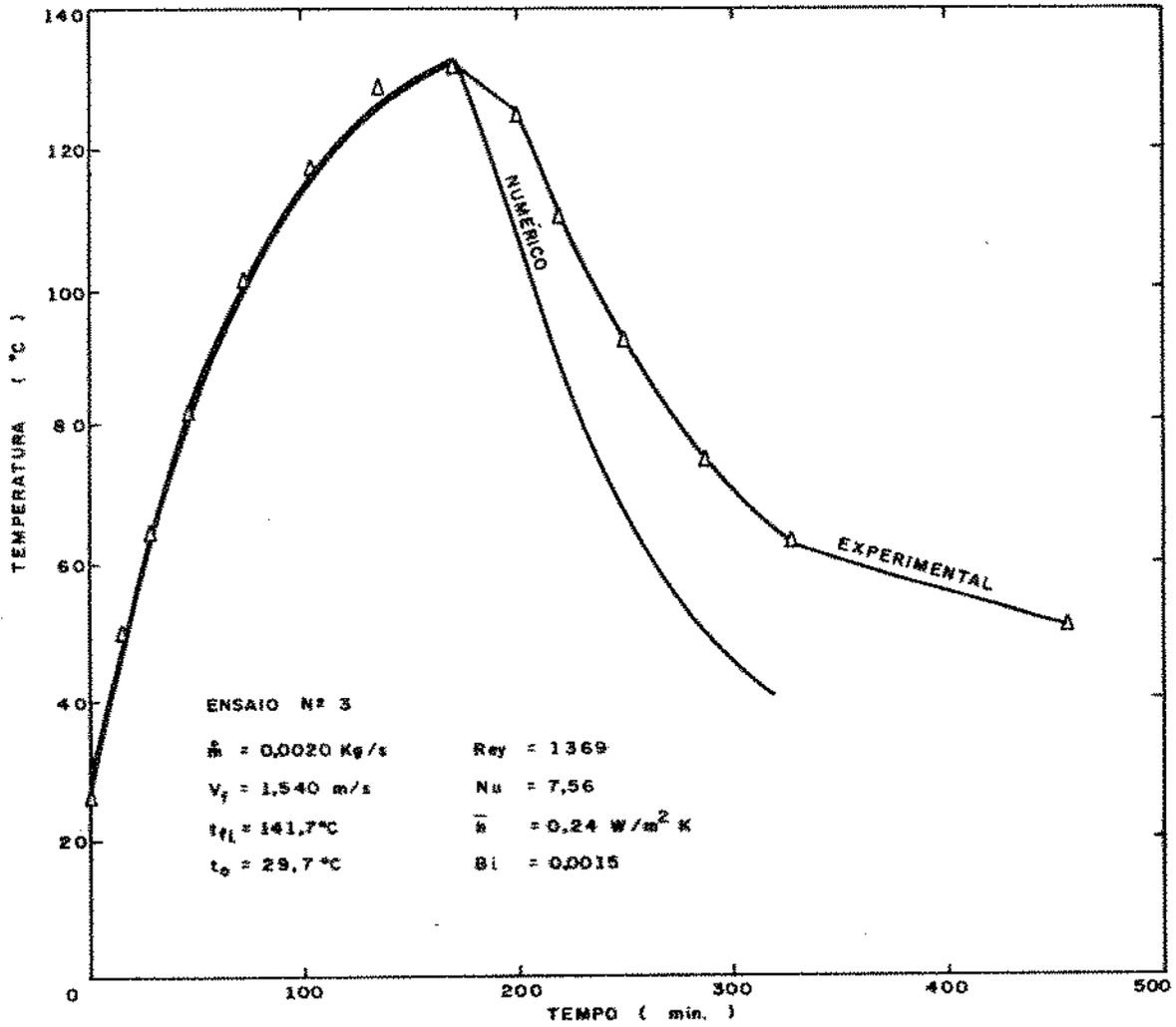


Figura 5.34: Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 3)

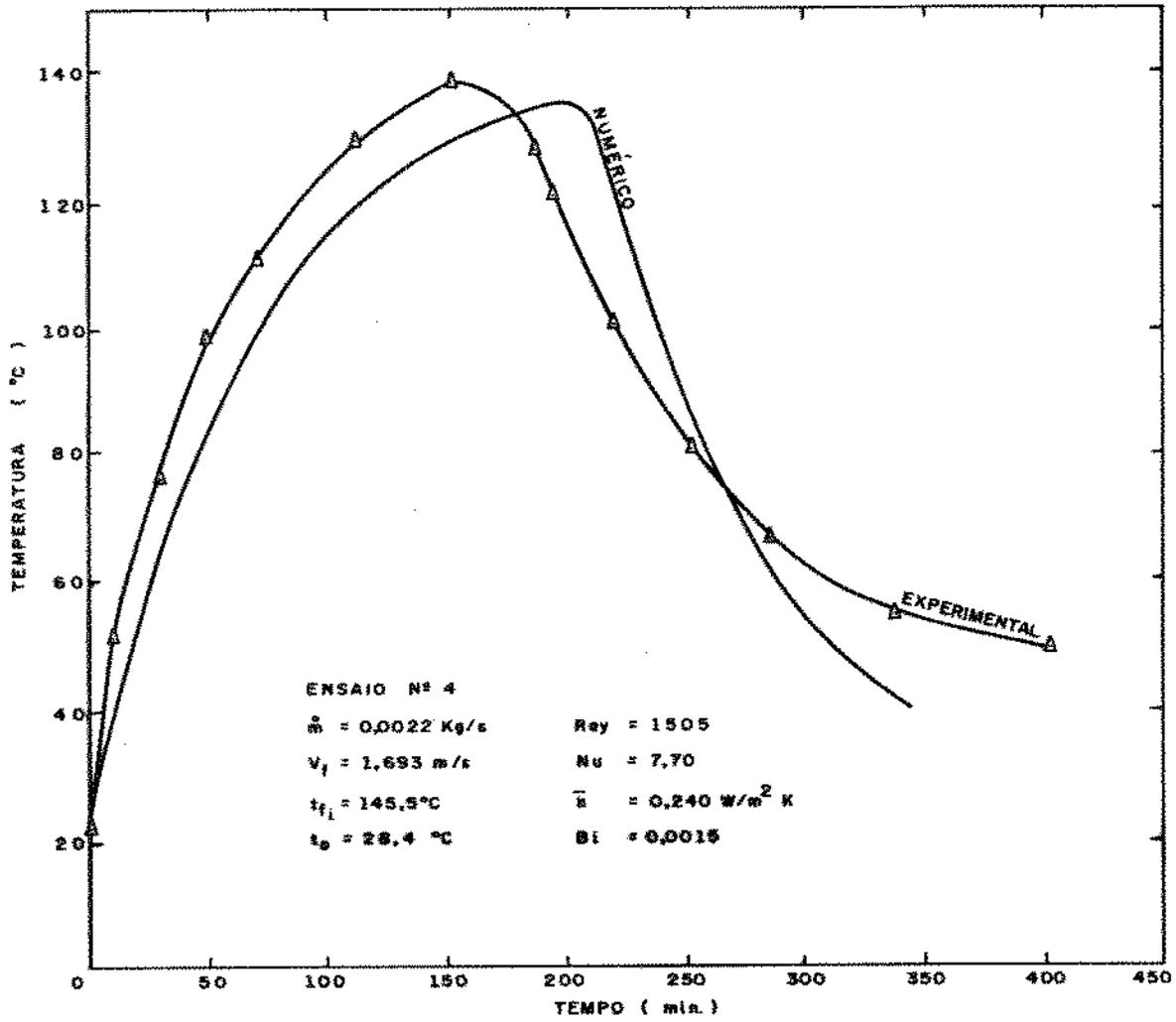


Figura 5.35: Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 4)

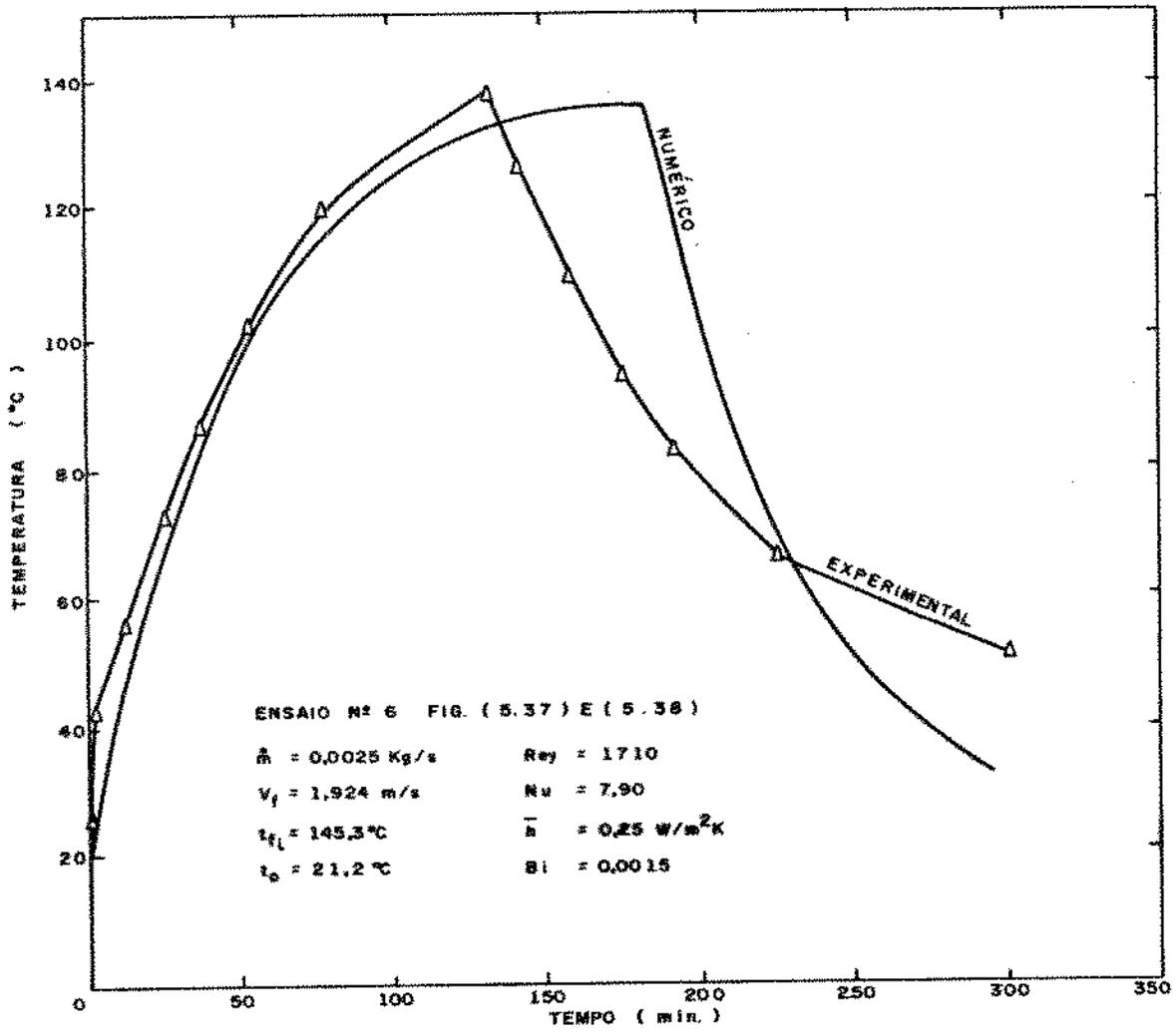


Figura 5.36: Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 6)

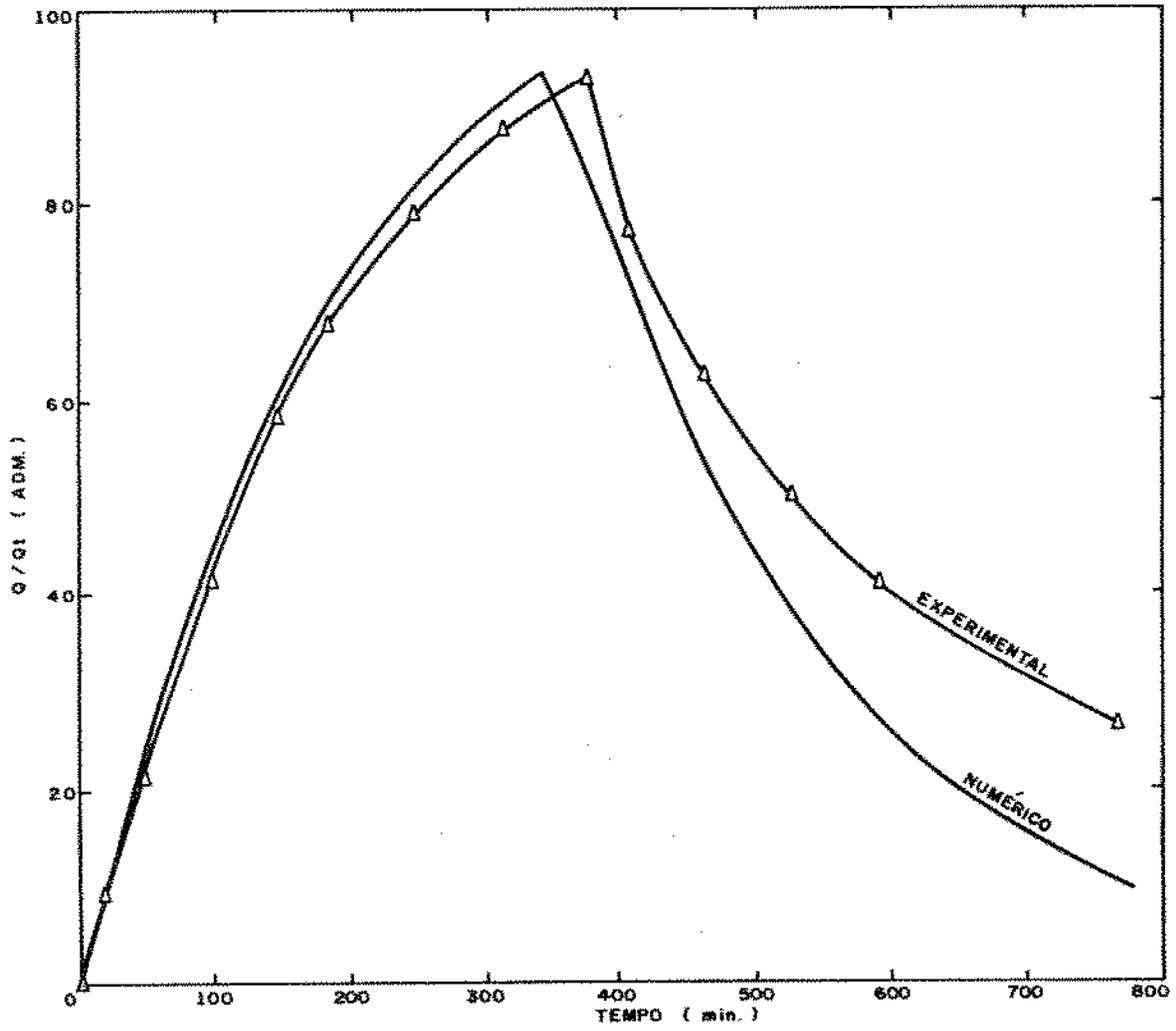


Figura 5.37: Perfis de Calor Numérico e Experimental (Ensaio Número 7)

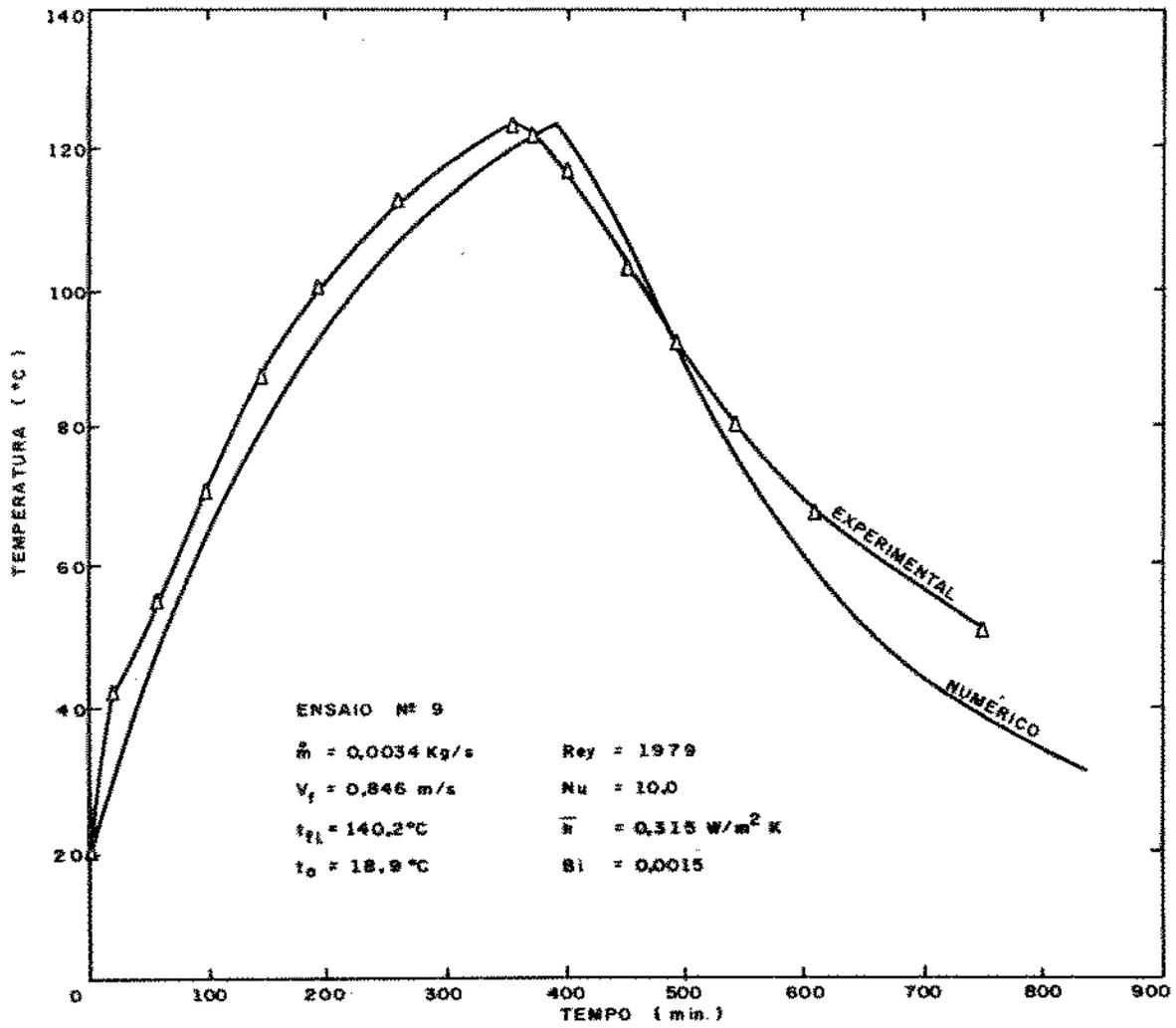


Figura 5.38: Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 9)

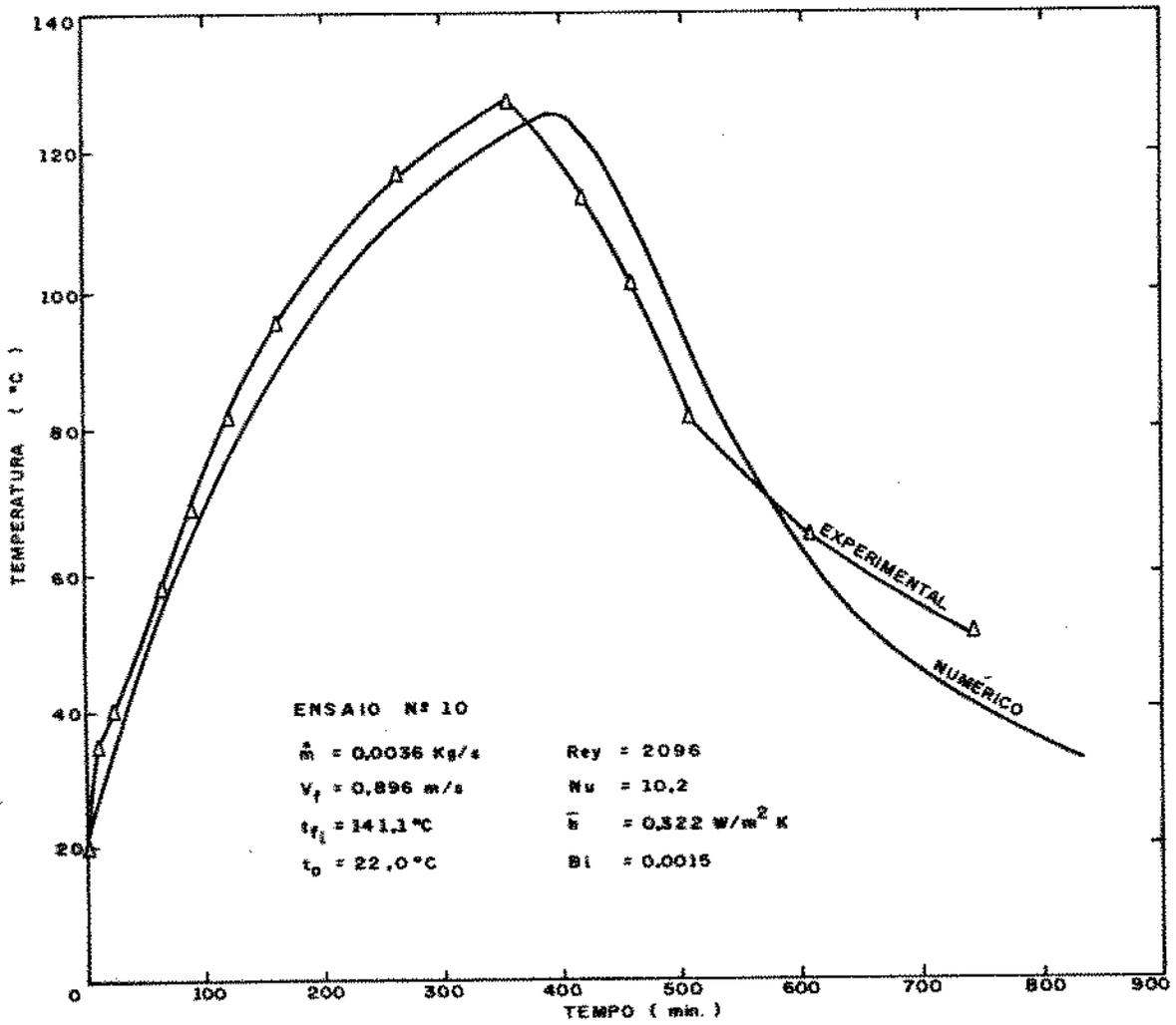


Figura 5.39: Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 10)

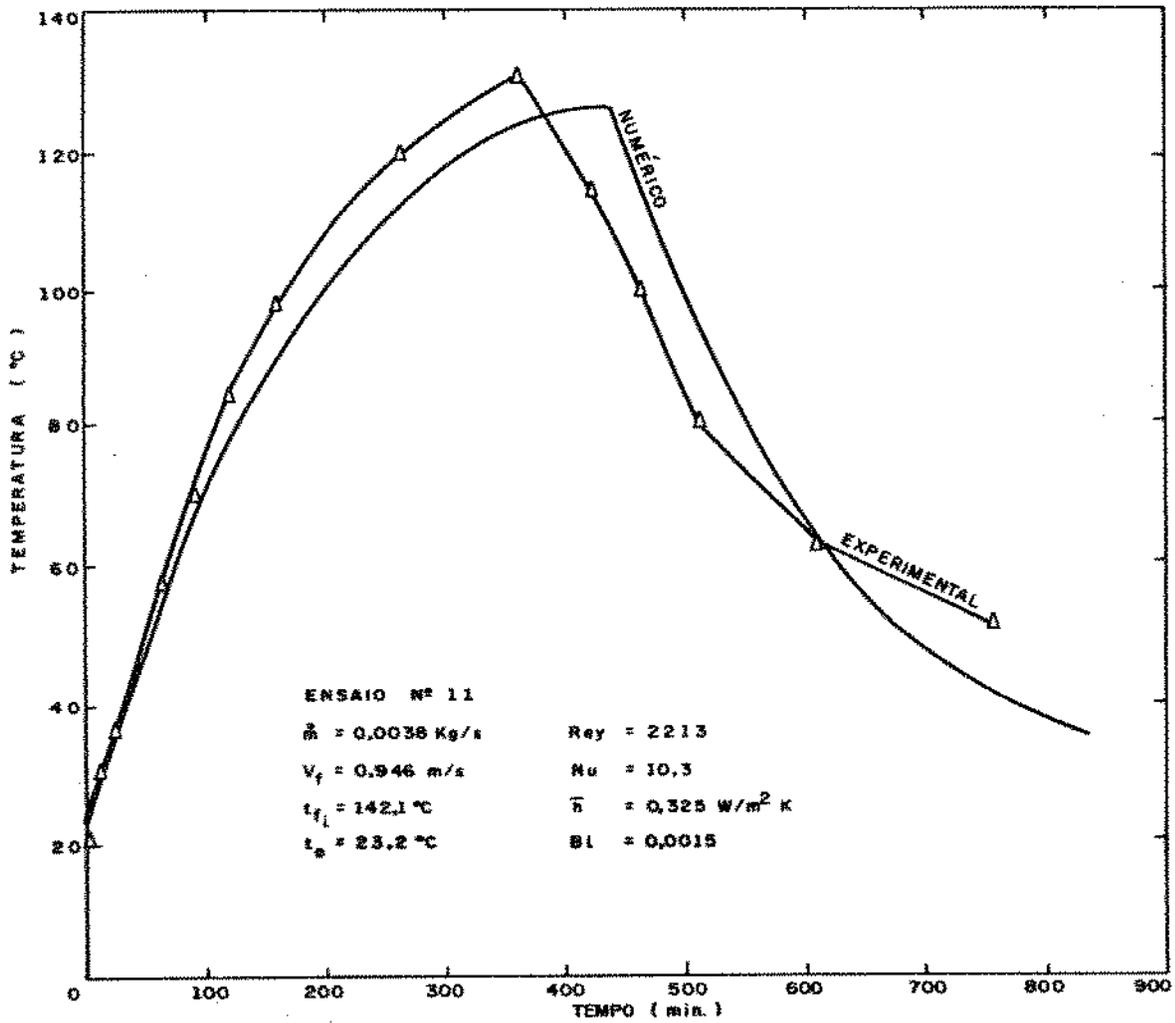


Figura 5.40: Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 11)

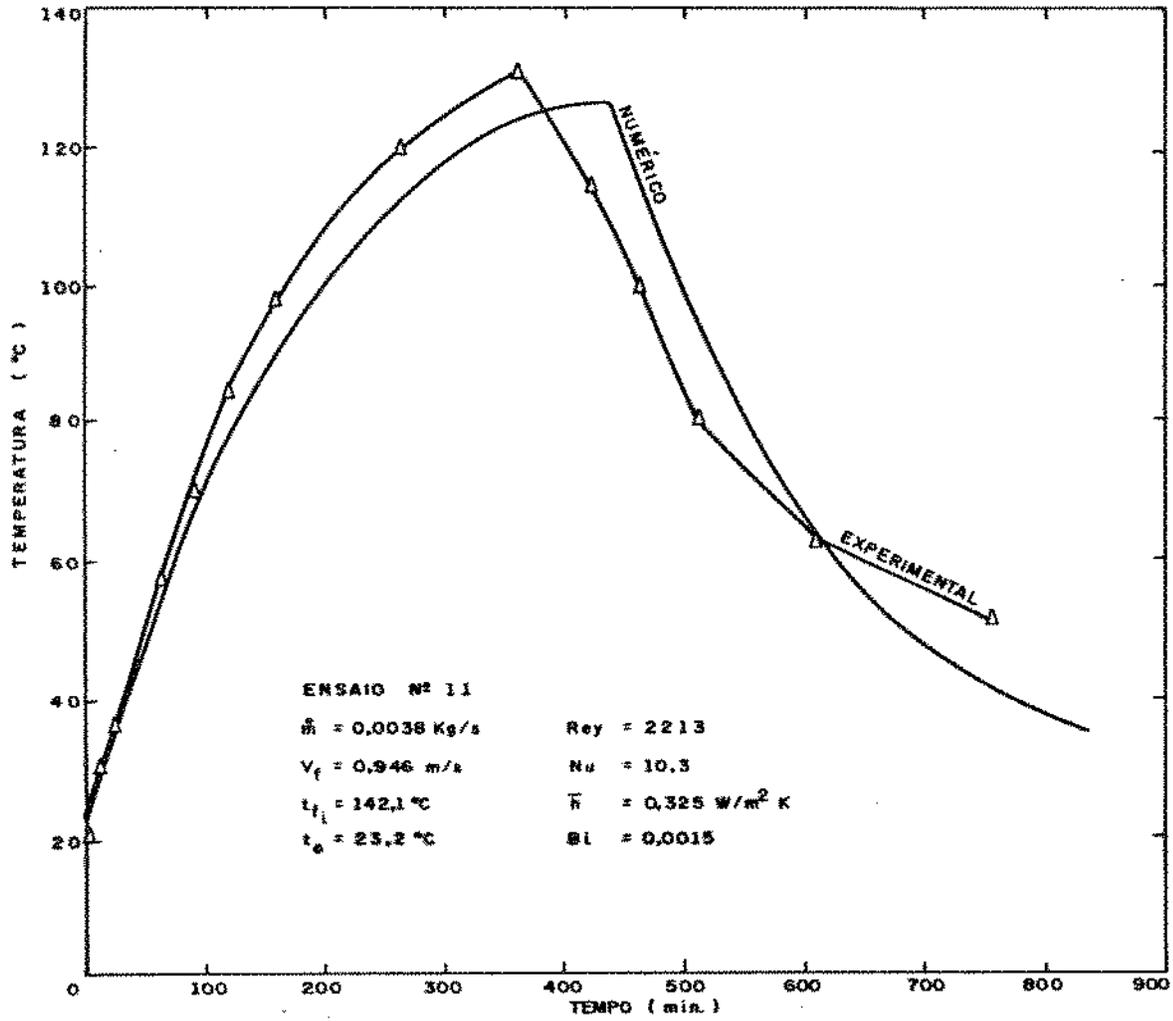


Figura 5.40: Perfis de Temperatura Numérico e Experimental (Ensaio Número 11)

5.3 Discussão dos Resultados

5.3.1 Modelo de Placas Finas

No modelo experimental, a análise do perfil de temperatura foi feita em vários pontos de medida de temperatura, como mostra a figura (4.1). A comparação desses perfis na placa entre os modelos numérico e experimental foi representado na saída da placa, onde se obtém um perfil de temperatura mais desenvolvido. Foi representado também mais alguns gráficos comparativos da porcentagem de calor numérico e experimental em função das temperaturas de entrada e saída do fluido de trabalho, variando em função do tempo.

A figura (5.31) indica que durante o processo de carregamento térmico, o perfil de temperatura avaliado pelo modelo numérico fica ligeiramente acima do perfil experimental. Esta diferença pode ser causada pelo fato que o coeficiente convectivo é baseado na temperatura média da mistura. Outro fator é que uma parte da energia é usada no aquecimento das paredes mais os apoios metálicos do armazenador. Isto faz com que a temperatura experimental fique abaixo da previsão numérica do modelo ensaiado.

No caso de descarregamento térmico, a divergência entre a previsão numérica e as medidas experimentais é maior. Isto pode ser provocado pelo fato que, ao iniciar o descarregamento, o material de armazenamento e os suportes estão em níveis de temperatura altos. Com isto, a redução da temperatura do modelo real é menor que a do numérico. Para melhorar a comparação, é necessário um modelo mais complexo, que prevê a variação do coeficiente de película variando ponto a ponto ao longo da direção do escoamento do fluido de trabalho e a massa da superfície externa do armazenador.

A figura (5.32) mostra uma curva comparativa do calor armazenado e liberado em função do tempo. Como pode ser visto, a concordância é muito boa no caso de carregamento. No caso de descarregamento, a parte inicial da curva mostra uma boa concordância, enquanto que a segunda parte da curva de descarregamento mostra defasagem provocada pelos motivos explicados anteriormente. O ensaio de carregamento foi da ordem de 95,6% do calor total, em um tempo ensaiado de 142 minutos, obtendo uma taxa de calor armazenado de 119,1 W.

Curvas similares são mostradas nas figuras (5.33) a (5.37).

5.3.2 Modelo de placas grossas

Neste modelo experimental, a análise do perfil de temperatura também foi feita em vários pontos de medida conforme a figura (4.2).

No caso do modelo de placas grossas, foram obtidos os resultados mostrados nas figuras (5.38) a (5.40). Os resultados mostrados indicam melhor concordância com as medidas experimentais que no caso das placas finas. Isto pode ser explicado devido ao aumento da massa de armazenamento em relação à massa da superfície externa do armazenador, e portanto, reduziu-se o efeito da massa relativa não considerada para armazenamento de calor.

A figura (5.37) mostra uma curva comparativa do calor armazenado e liberado em função do tempo. Seu comportamento indica melhor concordância que no caso do modelo de placas finas. Isso se deve pelo mesmo motivo explicado anteriormente. O ensaio de carregamento foi da ordem de 93,0% do calor total, em um tempo ensaiado de 376 minutos, obtendo uma taxa de calor armazenado de 148,7 W.

5.4 Análise dos Efeitos da Variação da Temperatura e Fluxo Mássico

5.4.1 Variação da temperatura

Foi feito uma simulação numérica de um armazenador onde ocorre variações esporádicas de degraus de temperatura na entrada desse armazenador, conforme mostra a figura (5.41). Pode-se notar que há uma variação acentuada de temperatura na placa na saída do armazenador, quando há um acréscimo ou decréscimo de temperatura na sua entrada.

SIMULAÇÃO NUMÉRICA

| | | | |
|-----------|------------------------|-----------|-------------------|
| S | $= 0,125 \text{ m}$ | L | $= 5,0 \text{ m}$ |
| \dot{m} | $= 0,065 \text{ gr/s}$ | Rey | $= 2700$ |
| V_f | $= 0,564 \text{ m/s}$ | Nu | $= 9,62$ |
| t_{fi} | $= 500^\circ\text{C}$ | \bar{h} | $= 0,062$ |
| t_o | $= 20^\circ\text{C}$ | Bi | $= 0,0031$ |

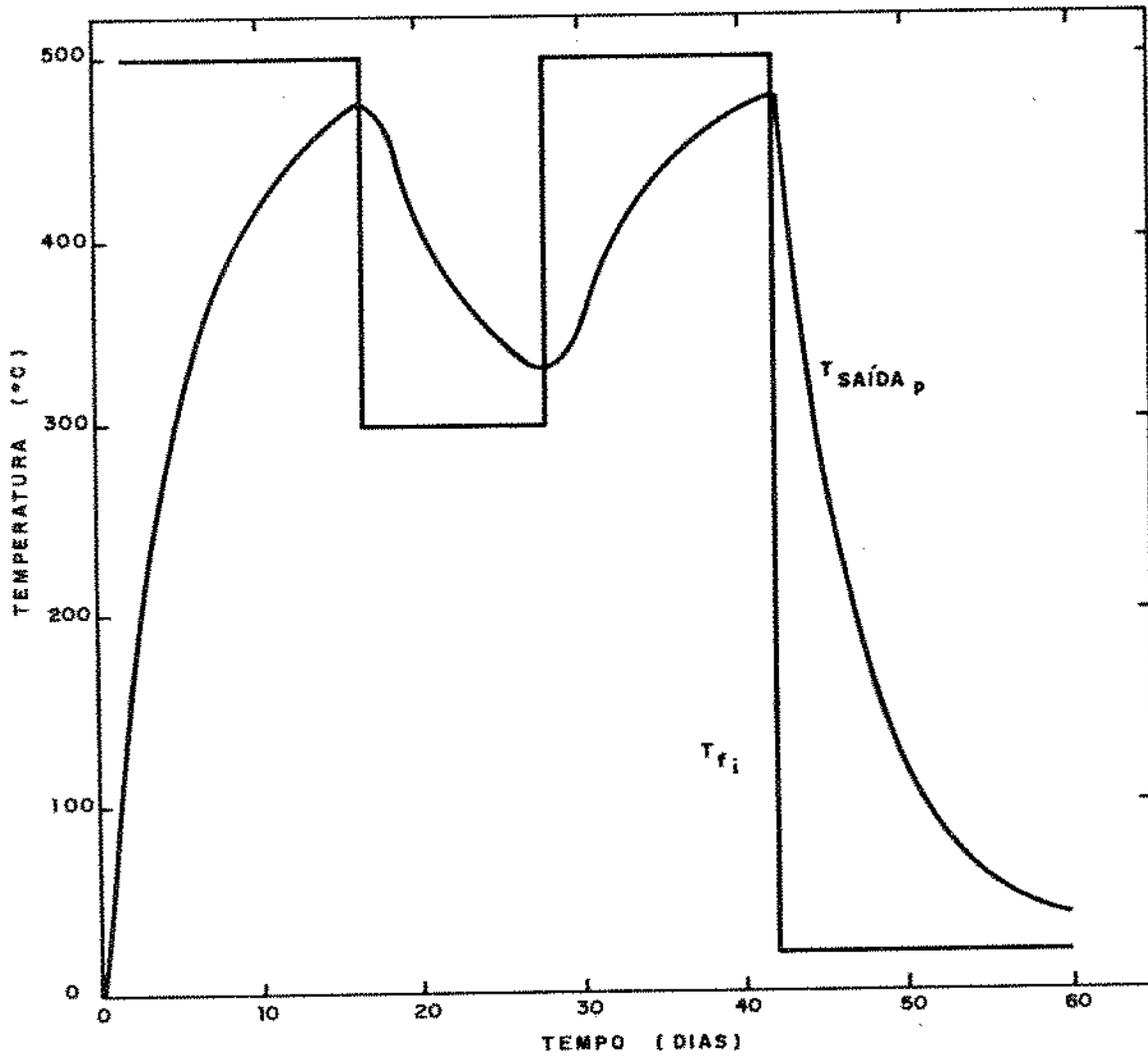


Figura 5.41: Efeito da Variação da Temperatura de Entrada do Fluido

5.4.2 Variação do Fluxo de Massa

Neste caso ocorre simulações periódicas do fluxo do fluido de trabalho (ar), que circula pelo armazenador. Conforme a figura (5.42), verifica-se que a cada variação em degrau da vazão em determinados períodos de tempo, a temperatura da placa na saída do armazenador permanece quase que insensível à tais mudanças.

SIMULAÇÃO NUMÉRICA

| | | |
|-------------------------------|-----------------------------------|------------------------------|
| $S = 0,125 \text{ m}$ | $P/\dot{m} = 24 \text{ g/s}^{-1}$ | $P/\dot{m} = 48 \text{ g/s}$ |
| $L = 5,0 \text{ m}$ | $Re_y = 1500$ | $Re_y = 3000$ |
| $t_{f_i} = 500^\circ\text{C}$ | $Nu = 9,02$ | $Nu = 11,90$ |
| $t_o = 20^\circ\text{C}$ | $\bar{h} = 0,058$ | $\bar{h} = 0,076$ |
| | $Bi = 0,0024$ | $Bi = 0,0032$ |

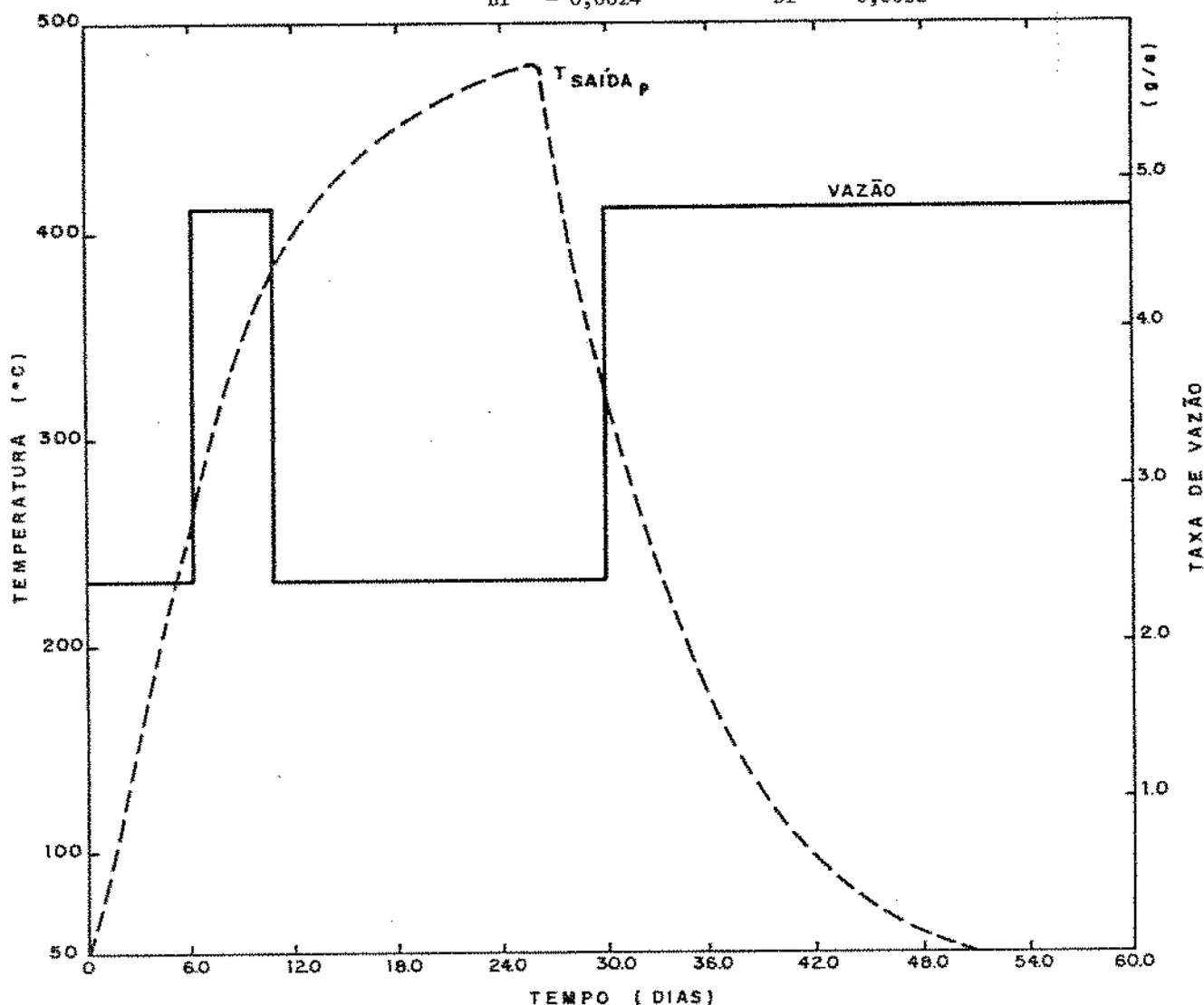


Figura 5.42: Efeito da Variação do Fluxo de Massa

Capítulo 6

APLICAÇÃO DO MODELO PROPOSTO NO PROJETO DE ARMAZENADORES

Um dos objetivos deste trabalho é aplicar o estudo em questão nos processos siderúrgicos, visando aproveitar a energia disponível nos lingotes inicialmente com altas temperaturas, esperando o processo de laminação.

Os lingotes de aço que sofrerão laminação são retirados dos fornos e resfriados de 1100°C a 100°C, aquecidos novamente até 800 °C e laminados, e resfriados finalmente até 100°C.

A idéia é usar o modelo e readaptá-lo ao tamanho dos lingotes que serão dispostos em um armazenador de calor, com uma correta especificação de sua instalação, de instrumentos de medidas, e de isolamento térmico. O calor armazenado será reaproveitado nos fornos de recozimento, onde possui um elevado consumo de combustível.

6.1 Energia Disponível

Uma indústria siderúrgica do porte da COSIPA, tem uma produção em seus fornos de recozimento de 80 ton./mês de massa de aço. O recozimento inicia a uma temperatura ambiente, elevando a temperatura dos fornos entre 600 a 700°C, conforme o acabamento, espessura e a massa de aço utilizado. O tipo de combustível utilizado é o gás de coqueria e óleo BPF. Para trabalhar nesta faixa elevada de temperatura, os fornos têm um grande consumo de combustível. Portanto, esses fornos têm condições de absorver grande parte da energia dos armazenadores, reduzindo-se significativamente o consumo de combustível utilizado.

6.2 Simulação Numérica

Foi feita uma simulação numérica de um lingote de aço com dimensões reais, adotando as propriedades térmicas da tabela (6.1).

Os resultados dessa simulação, apresentados nas figuras (6.1) a (6.3), mostram o comportamento dos perfis de temperatura de um lingote de aço aquecido com uma temperatura de degrau na entrada do armazenador de 700 °C, para um tempo de armazenagem de 3 dias. Apesar desse nível relativamente elevado de temperatura, a

Tabela 6.1: Propriedades Térmicas do Modelo Simulado

| | |
|--|---|
| <u>Material Armazenador: aço 1025 a 465 °C</u> | |
| K_m | = 39,3 W/m K |
| ρ_m | = 7833 kg/m ³ |
| C_m | = 464 J/kg K |
| α_m | = $1,14 \times 10^{-5}$ m ² /s |
| <u>Fluido de Trabalho: ar a 465 °C</u> | |
| K_f | = $5,4 \times 10^{-2}$ W/m K |
| ρ_f | = 0,465 kg/m ³ |
| C_f | = 1084 J/kg K |
| μ_f | = $3,45 \times 10^{-5}$ Kg/m s |

hipótese das propriedades térmicas constantes envolvidas foi mantida. A figura (6.1) mostra um perfil da temperatura com o tempo, confirmando a variação unidimensional ao longo da placa. As figuras (6.2) e (6.3) mostram os perfis da temperatura com a profundidade sem a presença de gradientes significativos de temperatura, podendo considerar o modelo como do tipo de condutividade térmica infinita [22] e [23].

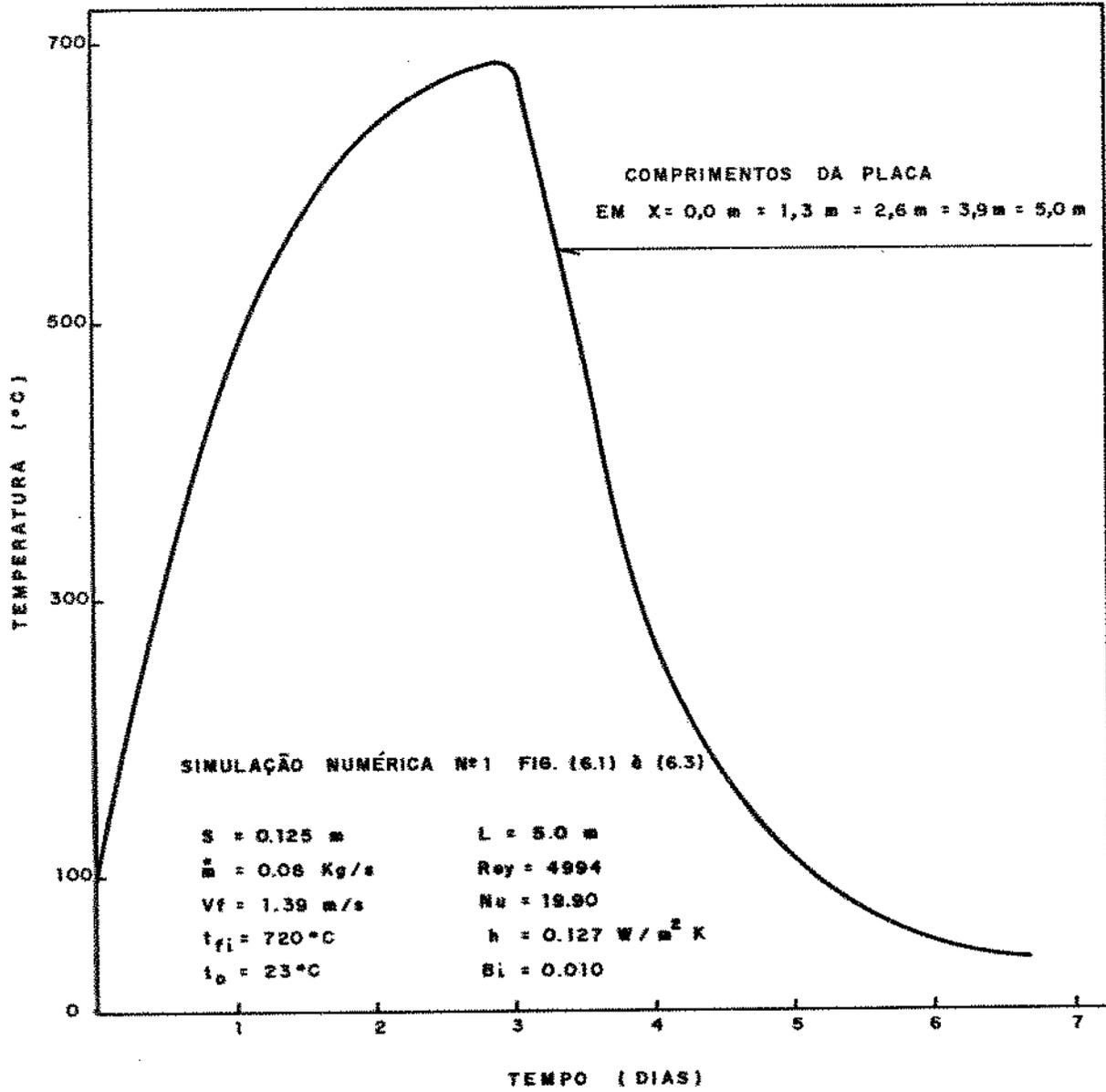


Figura 6.1: Temperatura Superficial ao Longo do Escoamento do fluido

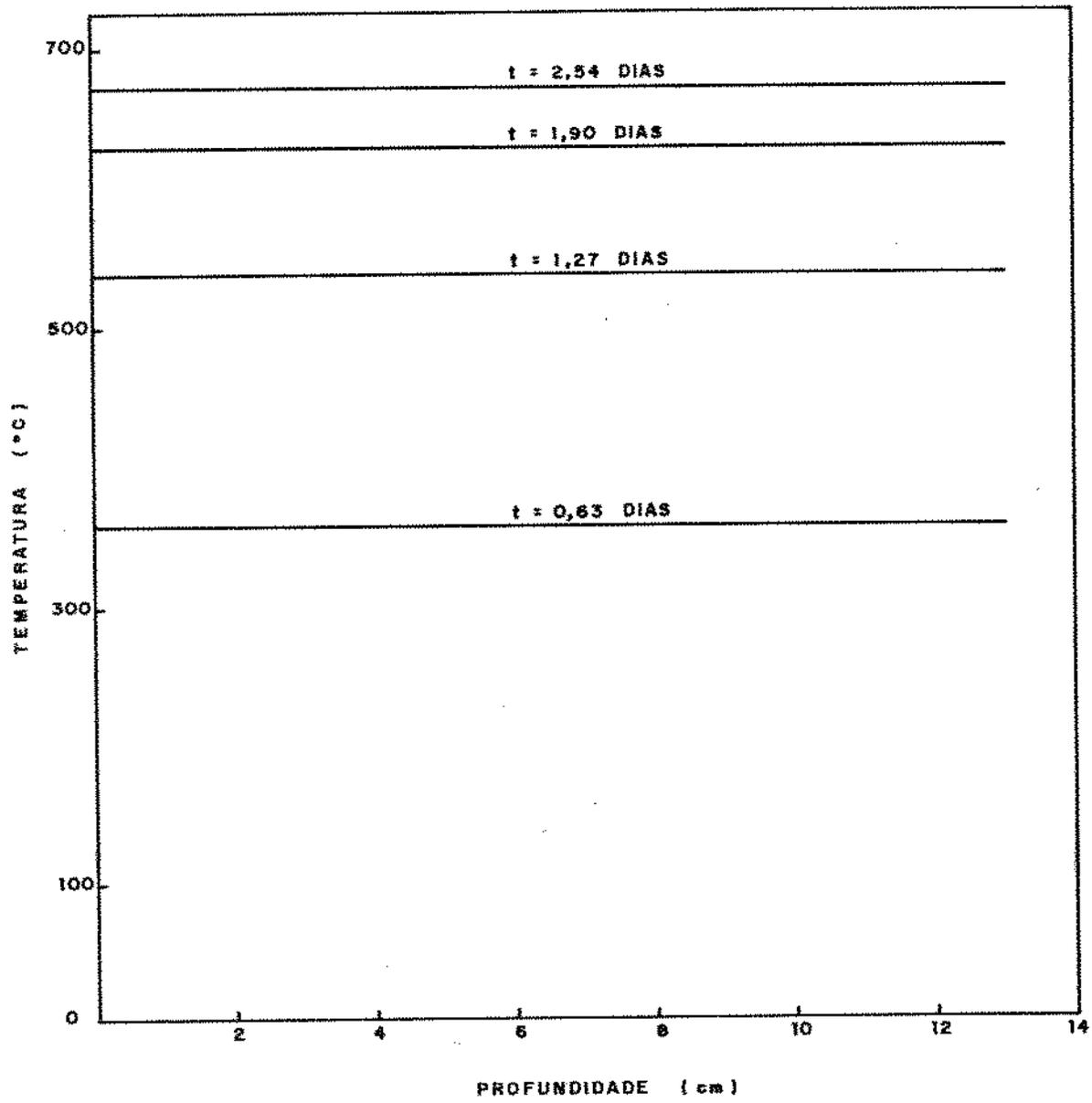


Figura 6.2: Variação da Temperatura com a Profundidade da Placa no Carregamento

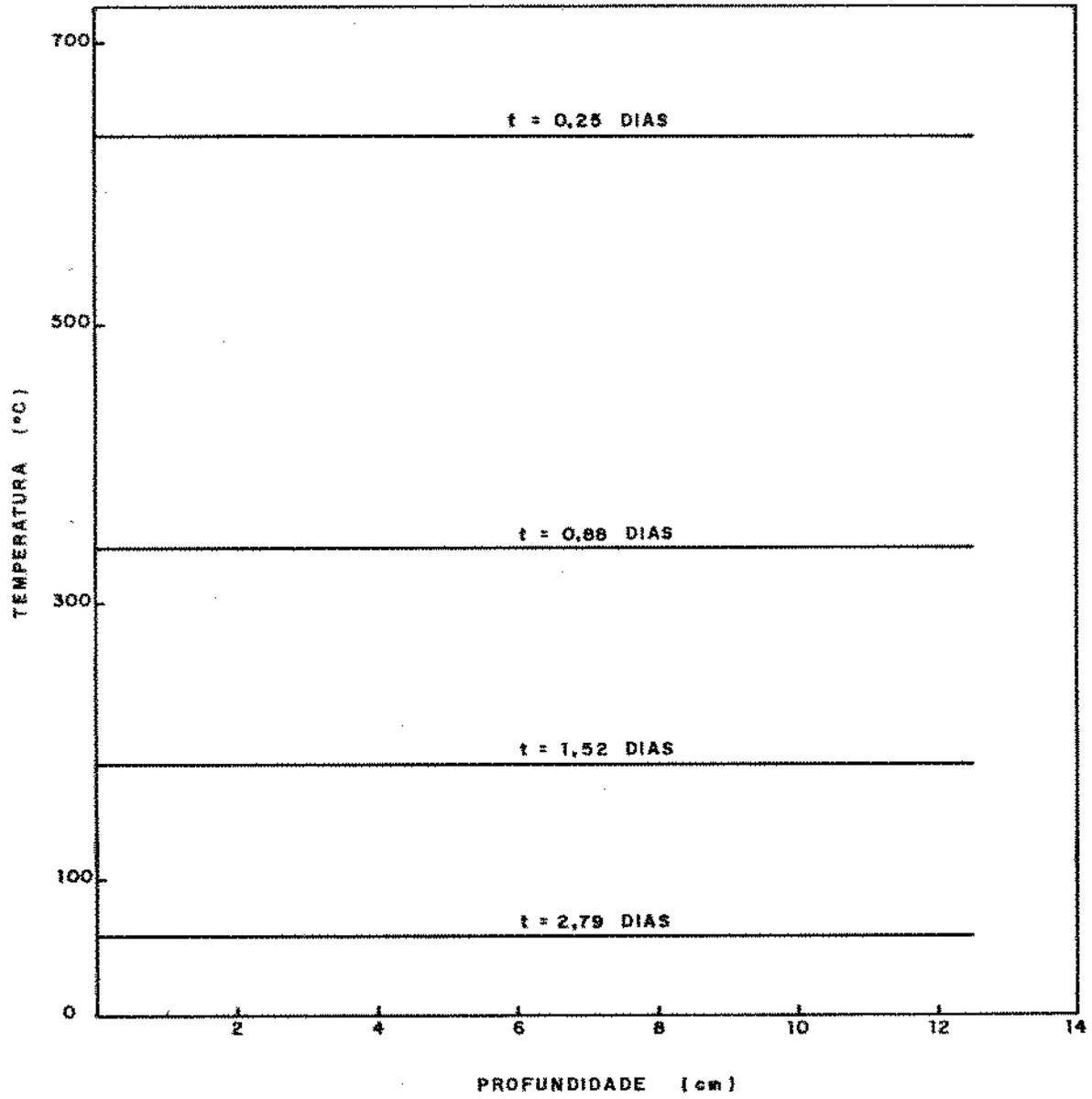


Figura 6.3: Variação da Temperatura com a Profundidade da Placa na Descarga

6.3 Modelo Proposto

A partir da simulação numérica, propõe-se desenvolver o seguinte modelo:

- Para uma produção diária de laminados de 8.000 ton/dia;
- Volume a armazenar: 1020 m³;
- Volume efetivo de armazenagem: 1850 m³;
- Tempo de armazenagem : 3 dias;
- $\Delta t = 465^{\circ}\text{C}$;
- Supondo $C_m = 0,11$ kcal/kg K;
- Potencial de calor disponível: $4,09 \times 10^8$ kcal/dia;
- Equivalência em óleo: 40,9 ton/dia;
- Potencial econômico: US\$ 166.000/mês.

Sabe-se da existência de equipamentos tal que o fluxo de calor e a temperatura do fluido próximos à uma superfície variam periodicamente com o tempo [24]. Foi feita uma simulação numérica, variando-se a temperatura de degrau na entrada do armazenador, alterando significativamente a temperatura de saída do fluido. Outra simulação numérica foi feita com variações bruscas da taxa de vazão, provocando variações quase que insignificantes da temperatura de saída das placas do armazenador. A figura (6.4) compara os resultados obtidos nos dois ensaios.

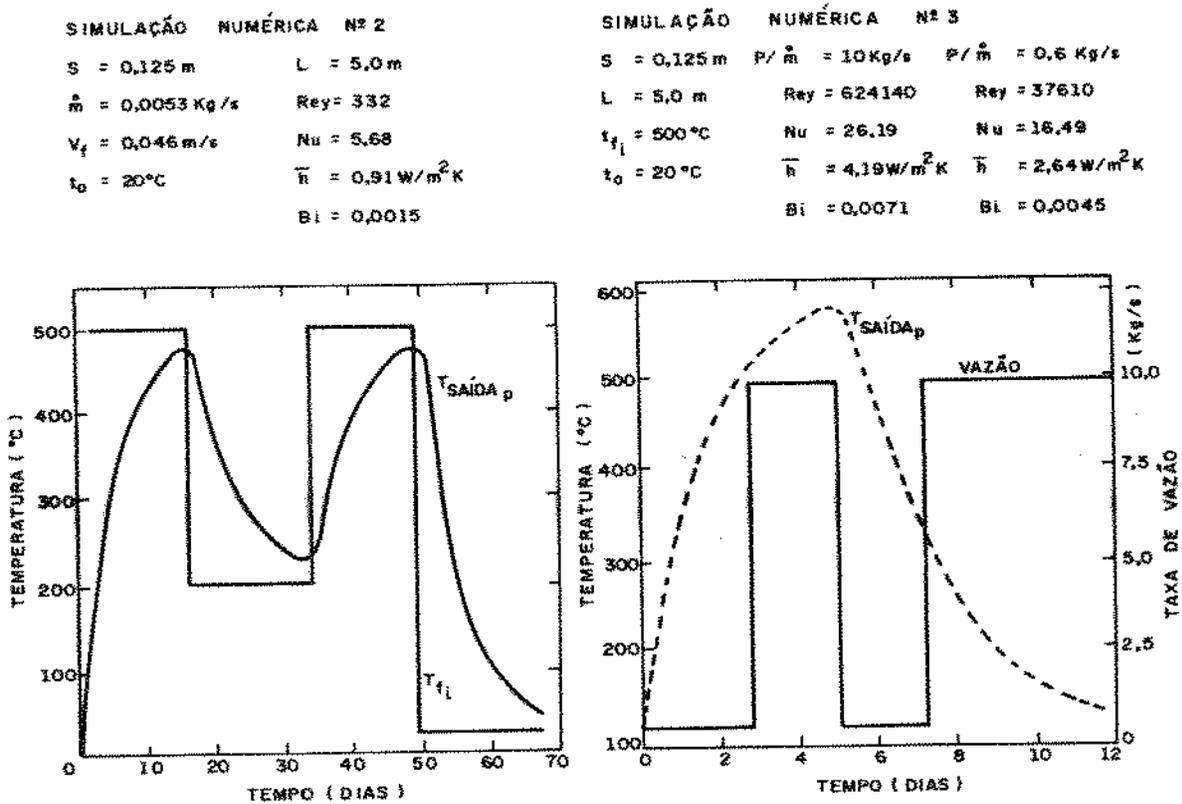


Figura 6.4: Comparação dos gráficos da Temperatura de Saída das Placas do Armazenador Variando-se a Temperatura e Vazão em Degrau na Entrada do Armazenador

Capítulo 7

CONCLUSÕES

Comprovou-se experimentalmente que aumentando a espessura das placas do armazenador de calor, persistiu-se um perfil unidimensional ao longo do escoamento do fluido, devido aos pequenos valores do número de Biot desenvolvidos no modelo estudado. Para materiais cujo gradiente de temperatura dentro do material armazenador tende a zero, pode-se adotar um método de condutividade térmica infinita, simplificando o manuseio numérico, mantendo-se uma boa confiabilidade na previsão da capacidade real do sistema. Já para materiais cuja resistência interna for da mesma ordem de grandeza que sua resistência de película convectiva, os gradientes de temperatura estarão presentes dentro do material armazenador. Neste caso deve persistir o modelo de condutividade térmica finita, tal que o modelo matemático para a resposta transiente dependa da sua configuração geométrica e da distribuição de temperatura.

Na comparação dos resultados, os perfis numéricos representaram bem os perfis experimentais dentro de uma faixa de erro tolerável. Tal erro é devido principalmente a se considerar as propriedades térmicas do fluido e do armazenador de calor constantes e o coeficiente película ser calculado em função da temperatura média da mistura. Apesar de se ter trabalhado com tal aproximação, essa apresentou melhores resultados que para o coeficiente de película variando ponto a ponto. Isto pode ter sido provocado por um acréscimo de tal coeficiente além dos valores reais existentes no fluido em contato com as placas armazenadoras.

Vários setores de uma indústria siderúrgica geralmente utilizam processos não contínuos, provocando uma redução da eficiência do sistema. Desenvolveu-se um estudo sobre a energia disponível dos lingotes de aço estocados esperando o processo de laminação, que possui um potencial térmico elevado, suficiente para viabilizar o projeto a curto prazo de um armazenador de calor, aproveitando esta energia e utilizando-a nos fornos de recozimento.

Para sistemas periódicos alternativos, com variação da taxa de vazão ou temperatura, foi demonstrado que a variação da temperatura tem influência dominante e significativa, alterando o comportamento do armazenador. De maneira oposta, a variação do fluxo de massa do fluido de trabalho afeta ligeiramente os perfis de temperatura.

Os resultados obtidos, abrangendo uma larga faixa de parâmetros operacionais, indi-

cam que o modelo é adequado para prever o comportamento térmico do armazenador de calor.

Partindo-se deste estudo, pode-se desenvolver modelos mais complexos, considerando-se a condutividade térmica como sendo finita, juntamente com o coeficiente convectivo que represente de forma significativa os valores reais existentes no modelo, adaptando o armazenador e o fluido de trabalho às condições reais de trabalho.

Bibliografia

- [1] Hahne, E.; "Thermal Energy Storage: Some Views on Some Problems", 8th International Heat Transfer Conference, San Francisco, U.S.A., 279-292, ago, 1986.
- [2] Klinkenberg A.; "Heat transfer in cross-flow heat exchangers and packed beds", Ind. Engng. Chem., vol.46, 2285-2289, nov, 1954.
- [3] Handley, D. e Heggs, P. J.; "the effect of thermal conductivity of the packing on transient heat transfer of fixed bed", Int. Journal Heat and Mass Transfer, vol.12, 549-570, 1969.
- [4] Schmidt, F. W. e Szego, J.; "Transient response of solid sensible heat thermal storage units-single fluid", Journal of Heat Transfer, 471-477, ago, 1976.
- [5] Peaceman, D. W. e Rachford, H. H. Jr.; "The numerical solution of parabolic and elliptic differential equations", J. Soc. Indust. Appl. Math., Vol.3, 28-41, dez, 1955.
- [6] Douglas, J. Jr.; "On the numerical integration of $\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{\partial u}{\partial t}$ by implicit methods", J. Soc. Industr. Appl. Math., vol.3, 42-65, mar, 1955.
- [7] Douglas, J. Jr., e Rachford, H. H. Jr.; "On the numerical solution of heat conduction problems in two and three space variables", Trans. Amer. Math. Soc., Vol.82, 421-439, 1956.
- [8] Norris, R. H., Schenectady, N. e Streid, D. D.; "Laminar Flow Heat-Transfer Coefficients for Ducts", Transactions of the Asme, 525-533, ago, 1940.

- [9] Hill, J. E. Kelly, G. E. e Peavy, B. A.; "A method of testing for rating thermal storage devices based on thermal performance", *Solar Energy*, Vol.19, 721-732, mar, 1977.
- [10] Kays, W. M. e Crawford, M. E.; "Convective heat and mass transfer", 2^a ed., McGraw-Hill, New York, 1980.
- [11] Arpaci, V. S., "Conduction heat transfer", Addison-Wesley Publishing Company Reading, Massachusetts, 1966.
- [12] Bird, R. B., Stewart, W. E. e Lightfoot, E. N.; "Transport phenomena", John Wiley & Sons, Inc, New York, 1960.
- [13] Langaar, H. L. e Lafayette, N. D.; "Stead flow in transition lenght of straight tube", *Journal of Applied Mechanics*, A55-A58, jun, 1942.
- [14] Kays, W. M., Stanford e Calif, "Numerical Solutions for Laminar-Flow Heat Transfer in Circular Tubes", *Transactios of the Asme*, 1265-1274, nov, 1955.
- [15] Han, L. S.; "Hydrodynamic entrance lenghts for incompressible laminar flow in retangular ducts", *Journal of Applied Mechanics*, 403-409, set, 1960.
- [16] Sisson, L. E. e Pitts, D. R.; "Fenômeno de transporte", McGraw-Hill, Rio de Janeiro, 1979.
- [17] Özisik, M. N.; "Heat conduction" John Wiley & Sons, Inc, New York, 1980.
- [18] Patankar, S. V.; "Numerical heat transfer and fluid flow", McGraw-Hill, 1980.
- [19] Carnahan, B., Luther, H. A. e Wilkes, J. O.; "Applied numerical methods", John Wiley & Sons, Inc., New York, 1969.
- [20] Scognamiglio, V. S. e Ismail, K. A. R.; "Análise de um armazenador de calor sensível tipo placa plana", IV Congresso Brasileiro de Energia, ago, 1986.
- [21] Szego, J. e Schmidt, W.; "Analysis of the Effects of Finite Conductivity in the Single Blow Heat Storage Unit", *Transactions of the Asme*, 740-742, nov, 1978.

- [22] Ismail, K. A. R. e Scognamiglio, V. A.; "Hight temperature heat storage for steel Industry", International Conference on Heat Transfer in Energy Conservation, Shenyang, R. P. China, out, 1988.
- [23] Ismail, K. A. R. e Scognamiglio, V. A.; "Analytical and Experimental Investigation on Sensible Heat Storage Unit of Plate Type", 7th Italian Congress on Heat Transfer, Firenze, jun, 1989.
- [24] Sucec, J., "Transient heat transfer between a plate and a fluid whose temperature varies peridiodically with time", Transactions of the ASME, vol 102, 126-131, fev, 1980.