UNESP
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Guaratinguetá
1988

Trabalho a ser apresentado à Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá como parte dos quesitos para a obtenção do título de

"Livre-Docente"

Trocador de Calor com Tubos de Calor

Nelson Murcia

Dez/1988

000253

253

T536.24(043)
M973t

253

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ
BIBLIOTECA

1110000253

T 536.24(043)
M973t

A

Minha esposa Sonia.
Meus filhos, Fernando,
Vanessa e Rafael.

Agradecimentos

Ao Prof.Petronio Massanobu Tanisho pela participação neste projeto.

Aos Técnicos Antônio Roberto de Freitas e Rodolfo dos Santos, pela colaboração nas montagens experimentais.

A Srtª.Sylvia Helena Moreira de Moura e Srª.Denise Pereira Vieira Rangel Credidio, pelo apoio no trabalho de datilografia e montagem do texto.

Aos discentes Jorge Luiz Veduvoto e Janaína Ferreira Batista, pela colaboração na execução das experiências e na parte computacional.

À Secretaria de Tecnologia Industrial do Ministério da Indústria e Comércio, que financiou a parte experimental, tornando possível a realização deste trabalho.

Resumo

Este trabalho, tem por objetivo o desenvolvimento tecnológico de Tubos de Calor individuais e de um sistema composto com Tubos de Calor.

Na parte introdutória, fazemos uma descrição do Tubo de Calor individual e de suas aplicações. Segue-se uma análise teórica, na qual destacamos resumidamente o escoamento do vapor na parte interna do tubo.

A seguir é feita uma análise prática do Tubo de Calor individual, analisando os efeitos do fluido de trabalho, da inclinação, a resposta a gradientes térmicos, etc. , obtendo desta experiências um Tubo de Calor "protótipo padrão".

Na parte final, foi feita uma modelagem com a finalidade de obtermos uma Diferença Média de Temperatura e uma Efetividade para o Trocador de Calor com Tubos de Calor .

Em seguida montamos uma estrutura de testes e um sistema composto com Tubos de Calor gabaritados pelo Tubo de Calor padrão e realizamos um grande número de testes experimentais, variando a vazão de ar, potência externa, inclinação do sistema, etc. .

Os resultados obtidos estão ilustrados e apresentaram uma boa concordância com o modelamento teórico.

Abstract

This work has as its objective the technological development of individual heat tubes and a system of heat tubes.

In an introductory part, we provide a description of the heat tube and its applications. There follow a theoretical analysis in which we single out for emphasis, in summary form, the flow of the steam in the interior of the tube.

Following, a practical analysis is made of the individual heat tube, analysing the effects of the work fluid, of the inclination and response and thermic gradations, etc., thus obtaining from these experiments a"prototype-standard" heat tube.

In the final part, there was made a modelling with the finality of obtaining a average difference of temperature and an effectiveness for the exchanger of heat with heat tubes. Following, we mounted a structure of tests and a composite system with model heat tubes by the use of the standart heat tube and realized a great number of experimental test, varying the discharge of air, the external potency, the inclination of the system, etc.. The results obtained are illustrated and they presented a good conformity with the theoretic model.

Índice

CAPÍTULO I — INTRODUÇÃO GERAL

1.1 Introdução 01

1.2 Descrição do Tubo de Calor 02

1.3 Funcionamento do Tubo de Calor 05

1.4 Aplicações 06

CAPÍTULO II — ANÁLISE TEÓRICA DO TUBO DE CALOR INDIVIDUAL

2.1 Análise Teórica 07

2.1.1 Diretrizes 07

2.1.2 Soluções das Equações do Escoamento da Fase Vapor 08

2.1.2.1 Análises Anteriores das Equações 09

2.1.2.2 Soluções das Equações para Tubos de Calor ... 10

I Método das Variáveis Primitivas 15

II Método da Vorticidade e Função Corrente... 24

CAPÍTULO III ANÁLISE PRÁTICA DO TUBO DE CALOR INDIVIDUAL

3.1 Componentes do Tubo de Calor 37

3.1.2 Fluido de Trabalho 40

3.1.2.1 Propriedade 40

3.1.2.2 Quantidade de Fluido .. 44

3.1.3 Estrutura Porosa 48

3.1.3.1 Propriedades das Telas Metálicas 50

3.2 Testes Experimentais com o Tubo de Calor Individual

3.2.1 Características Técnicas 54

3.2.2 Gráficos 55

3.2.3 Comentários sobre o Tubo de Calor 75

CAPÍTULO IV TROCADOR DE CALOR COM TUBOS DE CALOR

4.1 Motivação 80

4.2 Análise Teórica 82

4.2.1 Determinação das Resistências Térmicas 83

4.2.2 Método do Coeficiente Global de Transferência de Calor U

4.2.3 Método da Efetividade

4.3 Montagens Experimentais

Dados de Projetos

4.3.1 Trocador de Calor 98

4.3.2 Sistema de Testes de Vazamentos. 102

4.3.3 Sistema de Enchimento 104

4.3.4 Sistema de Testes Individuais .. 106

4.3.5 Sistema de Padronização 111

4.3.6 Sistema de Aquecimento 113

4.3.7 Sistema de Ventilação 114

4.3.8 Sistema de Inclinação 117

4.3.9 Montagem Geral 117

4.4 Resultados Obtidos

4.4.1 Descrição da Experiência 120

4.4.2 Gráficos 120

4.4.3 Comentários e conclusões 204

APÊNDICE I 214

BIBLIOGRAFIA 217

Simbologia

VARIÁVEIS

m : massa

A : área

d : diâmetro

T : temperatura

V : velocidade radial

u : velocidade axial

P : pressão

L : comprimento

a : raio região de escoamento do vapor

R : resistência térmica

R_e : número de Reynolds

N_u : número de Nusselt

P_r : número de Prandtl

ρ : massa específica

V_o : volume teórico do fluido de trabalho

r_c : raio de capilaridade

k_p : permeabilidade

h : coeficiente de transferência de calor por convecção ou coeficiente de película

q : taxa de calor

U :	coeficiente global de transferência de calor
C_{min}:	capacidade térmica mínima
C_{max}:	capacidade térmica máxima
C_r :	C_{min} / C_{max}
NTU:	número de unidades de transferência
W :	vorticidade
Ψ :	função corrente
ε :	porosidade
ε :	efetividade

ÍNDICES

p :	parede
C :	condensador
E :	evaporador
v :	vapor
TC:	trocador de calor
TI:	tubo individual

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO GERAL

1.1 - INTRODUÇÃO

Um dos mais graves problemas dos países em desenvolvimento é o "colonialismo tecnológico" que os fazem totalmente dependente economicamente e até mesmo politicamente, dos países desenvolvidos.

As periódicas crises, que por vezes nos deixam em situações difíceis, como a crise energética, nos alertam para nossa dependência externa, e nos obrigam muitas vezes a medidas concretas, beneficiando o nosso desenvolvimento tecnológico.

Um país que queira ter uma razoável "independência", não pode depender tanto de pacotes tecnológicos importados, ou de oscilações bruscas de preço dos produtos importados, para tal deve desenvolver tecnologia própria, e racionalizar o uso de suas matérias primas.

Nosso trabalho está contido na área energética, cuja racionalização abrange fundamentalmente três fases: Geração, Transferência ,e Utilização ou Armazenamento.

Nos estamos interessados prioritariamente na transferência de energia sob a forma de calor, cuja evolução

tem transcorrido moderadamente, e para a qual pretendemos contribuir.

Dentre as novas tecnologias para transferência de calor, encontra-se uma que engloba um dispositivo denominado tubo de calor ("Heat Pipe"), que tem alcançado enorme sucesso nos países industrializados, e atualmente tem merecido uma atenção maior dos pesquisadores brasileiros. Sua descrição, funcionamento e principais aplicações são feitas a seguir.

1.2 - DESCRIÇÃO DO TUBO DE CALOR

O tubo de calor, é essencialmente um dispositivo trocador de calor, que possue altíssima condutância térmica intrínsica, podendo atingir valores centenas de vezes maior do que a condutância de um tarugo de cobre com as mesmas dimensões, sendo inclusive muitas vezes denominado super transmissor.

Sua composição é esquematizada na figura 1.1 na seqüência abaixo.

Observa-se que ele contém um envoltório, em geral um tubo, uma estrutura porosa adjacente a(s) parede(s) interna(s) e eventualmente tampas seladoras.

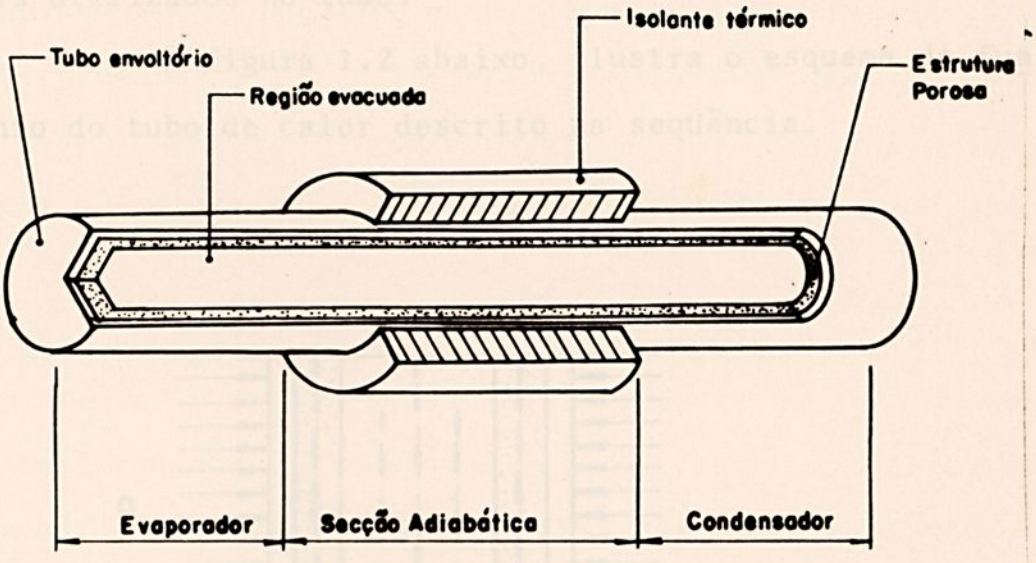


Fig. I.1 - Composição do tubo de calor

Em sua montagem fazemos uma limpeza preliminar nos componentes, para evitarmos impurezas, graxas, etc , fixamos a estrutura porosa nas paredes, fixamos as tampas , deixando uma única saída, em geral um tubo capilar, e evacuamos o seu interior, em seguida através de um sistema de válvulas, análogo ao descrito no capítulo 3, injeta-se determinada quantidade de líquido de trabalho, com características

adequadas a faixa de temperatura em que se pretende operar , por exemplo, como pretendemos operar entre 50ºC e 200ºC , podemos utilizar água, desde que esta seja compatível com os materiais utilizados no tubo.

A figura 1.2 abaixo, ilustra o esquema de funcionamento do tubo de calor descrito na seqüência.

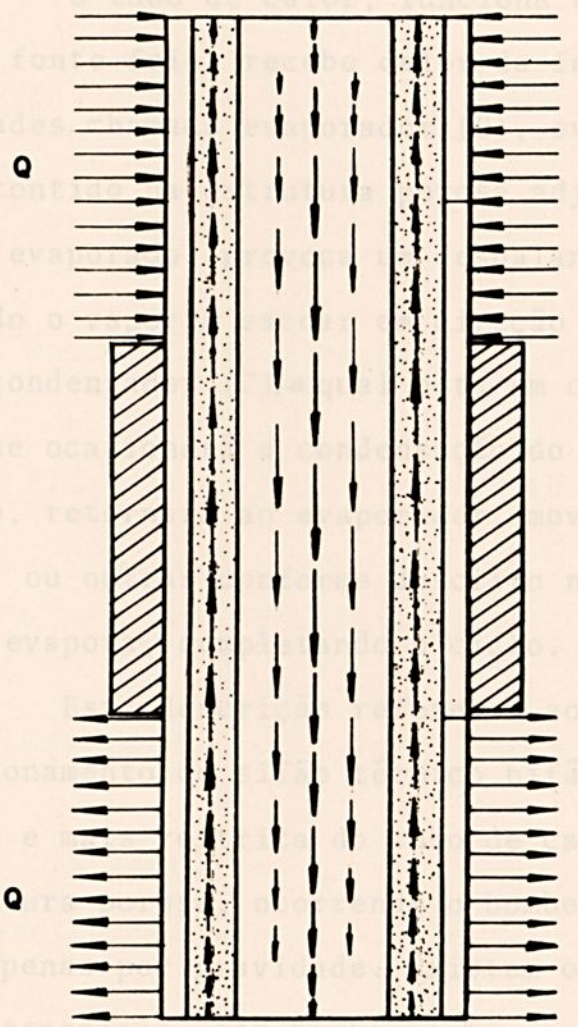


Fig. 1.2 Esquema de funcionamento do tubo de calor

1.3 - FUNCIONAMENTO DO TUBO DE CALOR

Após injetarmos o fluido de trabalho no interior do tubo de calor, parte dele será absorvida pela estrutura porosa, ficando adjacente as paredes, e parte dela irá evaporar-se, ocupando a região interior, ocorrendo um equilíbrio entre a fase líquida e a fase a vapor, sempre operamos numa faixa de temperatura contida entre o ponto triplo e o ponto crítico.

O tubo de calor, funciona entre uma fonte quente e uma fonte fria, recebe calor da fonte quente por uma das extremidades chamada evaporador (E), evaporando o líquido de trabalho contido na estrutura porosa adjacente a parede, este líquido evaporado, provoca um desbalanceamento de pressões, forçando o vapor a escoar em direção a outra extremidade chamada condensador (C), a qual está em contacto com a fonte fria, o que ocasionará a condensação do vapor, que na forma de líquido, retornará ao evaporador, movido por forças de capilaridade, ou outras conforme descrito na seqüência onde, novamente se evapora, completando o ciclo.

Esta descrição refere-se ao tubo de calor básico, o funcionamento do sifão térmico bifásico, que é uma variante antiga e mais restrita do tubo de calor, é análogo, porém sem estrutura porosa, ocorrendo o bombeamento do fluido de trabalho apenas por gravidade. Existem outros tipos de tubos de calor especiais, com bombeamento por osmose, rotativos, elétricos, etc.

1.4 - PRINCIPAIS APLICAÇÕES

O tubo de calor, possue uma gama de aplicação vastíssima, dentro dela, podemos destacar:

1. Resfriamento de componentes eletrônicos,
2. Equalização de temperatura em satélites.
3. Sistemas de recuperação de energia industrial.
4. Sistemas de ar condicionado.
5. Equipamentos cirúrgicos criogênicos.
6. Estabilização de temperatura em sistemas exotérmicos (ou endotérmicos).
7. Equipamento para assar "frango".

As vantagens e desvantagens de sua aplicação' serão melhor analisadas no capítulo 3.

CAPÍTULO II

ANÁLISE TEÓRICA DO TUBO DE CALOR INDIVIDUAL

2.1 ANÁLISE TEÓRICA

2.1.1 DIRETRIZES

O Tubo de calor, tem normalmente, em c situações específicas, diversas limitações que podem bloquear seu funcionamento.

Tradicionalmente o projeto do tubo de calor é executado através de um balanceamento de pressões para determinar a máxima capacidade de bombeamento, obtendo-se a máxima vazão possível do fluido de trabalho que poderia ser "bombeada", verificando-se paralelamente as outras limitações ao escoamento tais como: limite sônico, limite de arraste, limite do fluxo máximo de calor na região de evaporação, a mais crítica destas limitações indicará a quantidade máxima de calor que poderá ser transferida pelo tubo de calor.

A quantidade real de calor trocado, dependerá do gradiente de temperatura aplicado e normalmente, em regime permanente, pode ser prevista por um modelamento com resistências térmicas, obtendo-se uma resistência térmica equivalente

ao tubo de calor. Com esta resistência e o gradiente térmico, obtemos uma previsão da quantidade real de calor a ser trocada.

O tubo de calor, é um dispositivo que oferece interessantes problemas para pesquisa, tais como:Ebulição e condensação sobre superfícies porosas, escoamento em leito poroso, escoamento de vapor na parte interna, difusão entre gás e vapor na parte interna, etc.

O objetivo central deste trabalho, é o desenvolvimento tecnológico do tubo de calor, como introdução,descreveremos aqui resumidamente algumas soluções que obtivemos para a solução do escoamento do vapor no tubo de calor.

2.1.2 SOLUÇÕES DAS EQUAÇÕES DO ESCOAMENTO DA FASE VAPOR

A análise dos escoamentos no interior do tubo de calor, conduz basicamente a três problemas fluidodinâmicos: Cálculo da pressão de capilaridade disponível na estrutura porosa; Perda de carga no escoamento do líquido através da estrutura porosa; e Perda de carga no escoamento do vapor no interior do tubo. Os dois primeiros problemas são usualmente resolvidos por modelos razoavelmente simples e satisfatórios, mas o terceiro, como afirma Bankston[08] é "surpreendentemente complexo, mesmo quando a geometria é simples".

2.1.2.1 ANÁLISES ANTERIORES DAS EQUAÇÕES

Diversos autores trataram o problema do escoamento do vapor no interior do tubo de calor:

i) A primeira solução das equações de Navier-Stokes e da conservação de massa em tubos com evaporação (ou condensação) uniforme foi feita por Yuan e Finkelstein[10], os quais propuseram uma classe de soluções baseada em métodos de similaridade. Knight e MacInteer[31], também propuseram um método de similaridade para as equações. Cotter[32] posteriormente utilizou as relações desenvolvidas por Yuan and Finkehstein[10] e as de Knight and MacInteer[31] aplicando-as separadamente no condensador, e no evaporador.

ii) Busse[09] resolveu estas mesmas equações, fazendo uma aproximação, que prefixava a velocidade axial U, como um polinômio de quarta potência do raio, tratando as três regiões , condensador, secção adiabática e evaporador, , separadamente.

iii) Weissberg[33] tratou-as, utilizando uma análise integral' aproximada, obtendo uma classe de soluções não similares , na qual não foram obtidos resultados para altos números de Reynolds.

iv) Bankston e Smith[08] , resolveram-nas colocando-as na forma de vorticidade e função corrente, após uma aproximação na qual desprezam a variação da vorticidade, próxima da parede ,

com x, em comparação com a variação radial.

Das soluções acima, poderemos comentar que:

- As duas primeiras soluções, impõem a similaridade ao problema, causando a meu ver uma restrição exageradamente forte, principalmente na região do condensador, não levando em consideração as perdas causadas pelo reajustamento do perfil de velocidades.

- As outras duas não impõem a similaridade, e mostram a existência de um fluxo reverso, o qual ocorre no condensador, para Reynolds radial maior do que 2 (dois). A solução (iii) não fornece valores para Reynolds elevados, e a solução (iv) possue uma aproximação na vorticidade.

Considerando que as soluções disponíveis são incompletas e ou aproximadas, achamos oportuna a tentativa de novas soluções para confronta-las.

2.1.2.2 SOLUÇÕES DAS EQUAÇÕES PARA TUBOS DE CALOR

O escoamento do vapor no tubo de calor é ilustrado na figura 2.1.

As equações que governam o escoamento são as de conservação de massa e conservação de quantidade de movimento.

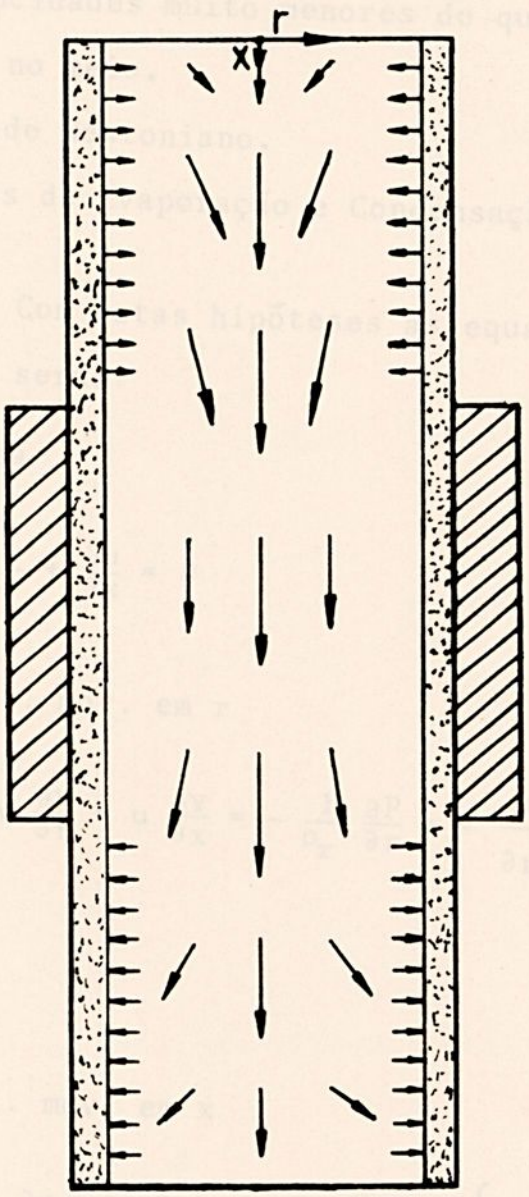


Fig 2.1 - Escoamento do vapor no tubo de calor

Adotaremos as seguintes hipóteses para o escoamento:

- Isotrópico
- Isotérmico
- Velocidades muito menores do que a velocidade do som no meio.
- Fluido Newtoniano.
- Taxas de Evaporação e Condensação uniformes.

Com estas hipóteses as equações em coordenadas cilíndricas serão:

Cons. Massa

$$\frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r} + \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \qquad (2.1)$$

Cons. quant. mov. em r

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v\,\frac{\partial v}{\partial r} + u\,\frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{1}{\rho_r}\,\frac{\partial P}{\partial r} + \nu\,\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} - \frac{v}{r^2} + \frac{1}{r}\,\frac{\partial v}{\partial r} + \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \qquad (2.2)$$

Cons. quant. mov. em x

$$\frac{\partial u}{\partial t} + v\,\frac{\partial u}{\partial r} + u\,\frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{1}{v}\,\frac{\partial P}{\partial x} + \nu\left\{\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\,\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial u}{\partial x^2}\right\} \qquad (2.3)$$

Com a finalidade de ampliarmos a potencialidade dos resultados, faremos uma adimensionalisação, dada por:

$$U = \frac{u}{V_p} \qquad (a)$$

$$V = \frac{v}{V_p} \qquad (b)$$

$$R = \frac{r}{a} \qquad (c)$$

$$X = \frac{x}{a} \qquad (d)$$

$$P = \frac{P - P_o}{\rho V_p^2} \qquad (e)$$

$$T = \frac{t}{\frac{a}{V_p}} \qquad (f)$$

(2.4)

onde:

V_p = módulo da velocidade de injecção e ou sucção de massa.

a = Raio da região de escoamento do vapor.

P_o = Pressão de referência, no início do evaporador.

As equações adimensionalizadas serão:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{V}{R} + \frac{\partial V}{\partial R} = 0$$

$$\frac{\partial V}{\partial T} + V\frac{\partial V}{\partial R} + U\frac{\partial V}{\partial X} = -\frac{\partial P}{\partial R} + \frac{1}{R_{e_r}}\left\{\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{1}{R}\frac{\partial V}{\partial R} - \frac{V^2}{R} + \frac{\partial^2 V}{\partial R^2}\right\} \qquad (2.6)$$

$$\frac{\partial U}{\partial T} + V \frac{\partial U}{\partial R} + U \frac{\partial U}{\partial X} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{R_{e_r}} \left\{ \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial U}{\partial R} + \frac{\partial^2 U}{\partial R^2} \right\} \qquad (2.7)$$

onde: $R_{e_r} = \frac{\rho V_p a}{\mu}$

é o número de Reynolds radial

As condições de contorno das equações adimensionalizadas são:

$U (O, R) = 0$ ou 1* (a)

$U (\frac{L}{a} , R) = 0$ ou 1* (b)

$U (X, 1) = 0$ (c)

$\frac{\partial U(X, 0)}{\partial R} = 0$ (d)

$V (O, R) = 0$ (e)

$V (\frac{L}{a} , R) = 0$ (f)

$V (X , 1) = V_p (X)$ (g)

$V (X , 0) = 0$ (h)

$P (0 , 0) = 0$ (i)

* A velocidade axial U, poderá ser 0 ou 1 , será 0, quando não houver estrutura porosa nas secções iniciais e finais , e 1 quando houver.

Com o objetivo de solucionarmos este conjunto de equações e condições de contorno , para o caso '

estacionário, temos diversos métodos, descritos a seguir.

I. MÉTODO DAS VARIÁVEIS PRIMITIVAS

Este método foi por nós desenvolvido , já há algum tempo, e consiste em trabalharmos com as variáveis primitivas, ou seja U, V, P.

Como normalmente trabalhamos com tubos de calor longos, faremos neste caso a hipótese adicional que:

$$L >> a$$

Com esta consideração, podemos simplificar muito o problema fazendo uma análise de ordem de grandeza, negligenciando os termos da ordem de $\delta = \frac{a}{L}$

As ordens de grandeza podem ser estimadas ' por:

$$v \approx o.g.\ [v_p] \qquad \frac{\partial v}{\partial x} \approx o.g.\left[\frac{v_p}{L}\right] ; \qquad \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \approx o.g.\left[\frac{v_p}{L}\right]$$

$$\frac{v}{r} \approx o.g.\left[\frac{v_p}{a}\right] ; \qquad \frac{v}{\partial r^2} \approx o.g.\left[\frac{v_p}{a^2}\right]$$

$$u \approx o.g.\ [u] \qquad \frac{\partial u}{\partial x} \approx o.g.\left[\frac{u}{L}\right] ; \qquad \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \sim o.g.\left[\frac{\bar{u}}{L^2}\right]$$

$$\frac{\partial u}{\partial r} \approx o.g.\left[\frac{u}{a}\right] ; \qquad \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} \approx o.g.\left[\frac{\bar{u}}{a^2}\right]$$

Neste modelo, faremos uma adimensionalização dada por:

$$U = \frac{u}{\bar{u}} \qquad \text{(a)}$$

$$V = \frac{v}{v_p} \qquad \text{(b)} \qquad (2.10)$$

$$R = \frac{r}{a} \qquad \text{(c)}$$

$$X = \frac{x}{L} \qquad \text{(d)}$$

$$P = \frac{P-P_o}{\rho \bar{u}^2} \qquad \text{(e)}$$

Utilizando as ordens de grandeza dadas em (2.9) podemos simplificar as equações 2.1, 2.2, 2.3, , , as quais após a adimensionalização, 2.10, tornam-se

$$\dot{m}\, U \frac{\partial U}{\partial X} + q\, V \frac{\partial U}{\partial R} = - m \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{2}{R_e} \left\{ \frac{\partial^2 U}{\partial R^2} + \frac{\partial U}{\partial R} \right\} \qquad (2.11)$$

$$\dot{m} \frac{\partial UR}{\partial X} + q \frac{\partial VR}{\partial R} = 0$$

onde

$$\hat{m} = \frac{a}{L}$$

$$q = \frac{v_p}{\bar{u}}$$

$$R_e = \rho \frac{ua}{\mu}$$

e $\bar{u}$ velocidade axial média ao longo de todo o escoamento.

- Cálculo da velocidade axial média $\bar{u}$.

Como o nosso modelo admite injecção e sucção ' constante, a vazão axial no tubo de calor, será dada por:

$$\dot{m}(x) = \rho_v\, 2\pi a\, V_p\, x + \rho_v\, \pi a^2 V_p \qquad 0 < x < L_E \qquad \text{(a)}$$

$$\dot{m}(x) = \rho_v\, 2\pi a\, V_p\, L_E + \rho_v \pi a^2 V_p \qquad L_E < x < L_E + L_A \qquad \text{(b)}$$

(2.13)

$$\dot{m}(x) = \rho_v\, 2\pi a\, V_p\, L_E - x - (L_A + L_E) + \rho_v \pi a^2 V_p$$

$$L_E + L_A < x < L \qquad \text{(c)}$$

Como $\dot{m} = \rho_v\, \bar{u}(x)\, \pi a^2$ (2 -14)

Temos :

$$\bar{u}(x) = \frac{2V_p}{a}\, x + V_p \qquad 0 < x < L_E \qquad \text{(a)}$$

$$\bar{u}(x) = \frac{2V_p}{a}\, L_E + V_p \qquad L_E < x < L_E + L_A \qquad \text{(b)}$$

$$\bar{u}(x) = \frac{2V_p}{a} \quad L_E - \left[x - (L_A + L_E) \right] + V_p \quad L_E + L_A < x < L \quad (c)$$

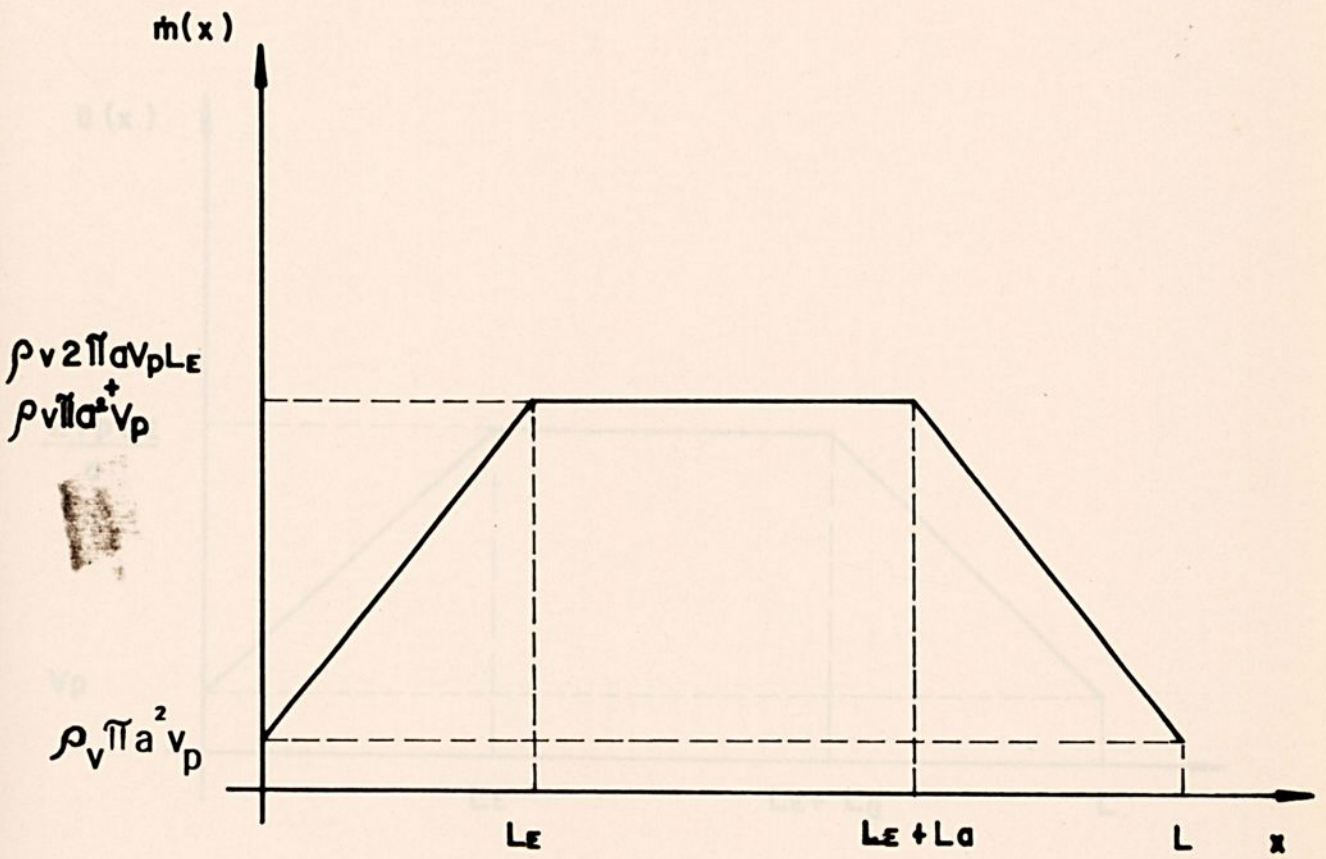


Fig 2.2 - Fluxo de massa de vapor ao longo do tubo de calor.

A velocidade média $\bar{u}$, será dada por:

$$u \; . \; \triangleq \frac{1}{L} \int_0^1 u(x) \, dx$$

$$u = \frac{2 \; V_p \; L_E}{a \; L} \quad \frac{L_E}{2} + L_A + \frac{L_c}{2} + V_p$$

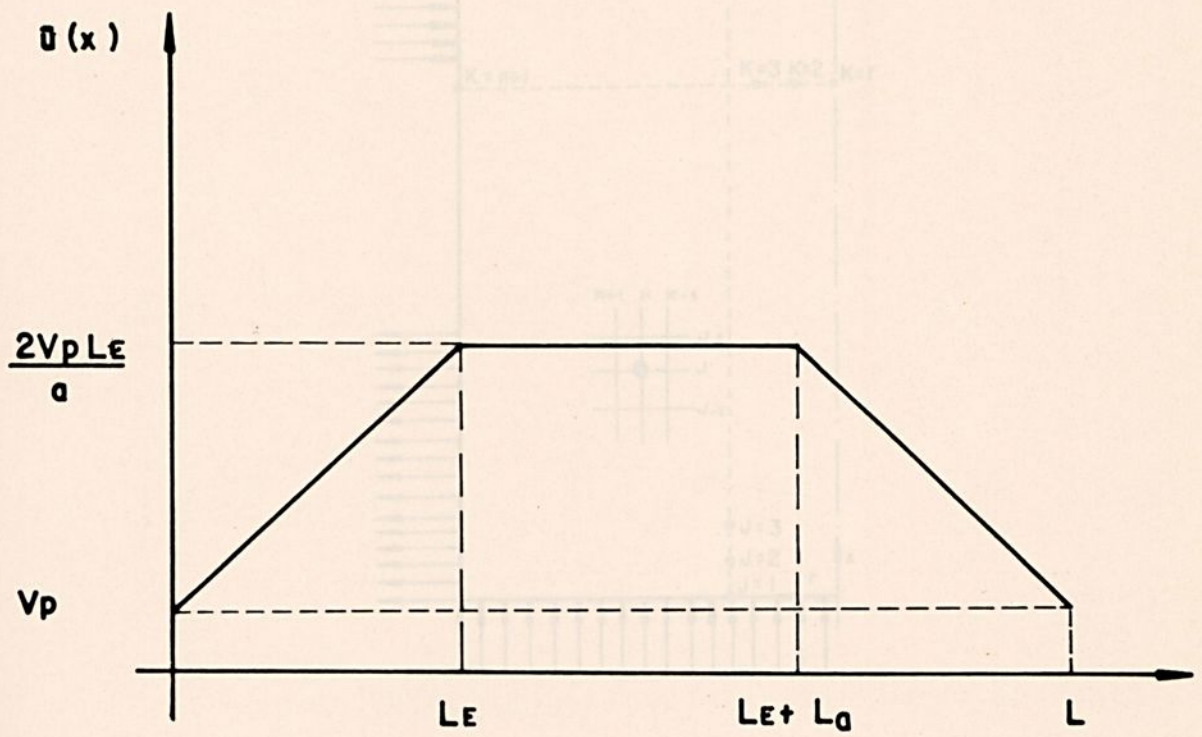


Fig. 2.3 Velocidade axial média ao longo do tubo de calor

As equações 2.11 e 2.12 serão resolvidos pelo método numérico de diferenças finitas, para tal, discretizamos' o tubo de calor, conforme a figura 2.4 na sequência.

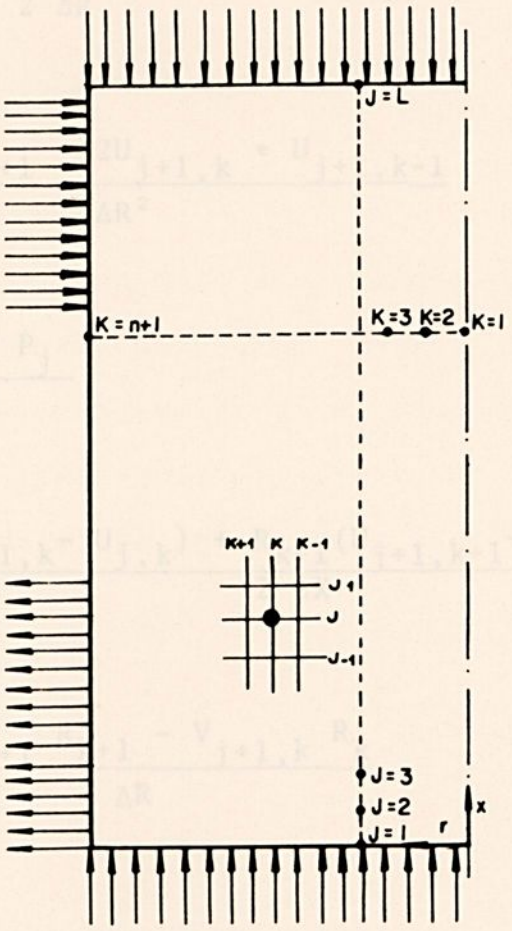


Fig. 2.4 - Esquema da Malha para discretivação do domínio do problema.

As derivadas serão representadas por:

$$\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{U_{j+1,k} - U_{j,k}}{\Delta x}$$

$$\frac{\partial U}{\partial R} = \frac{U_{j+1,k+1} - U_{j+1,k-1}}{2\ \Delta R}$$

$$\frac{\partial^2 U}{\partial R^2} = \frac{U_{j+1,k+1} - 2U_{j+1,k} + U_{j+1,k-1}}{\Delta R^2}$$

$$\frac{\partial P}{\partial X} = \frac{P_{j+1} - P_j}{\Delta X} \qquad (2\text{-}17)$$

$$R\ \frac{\partial U}{\partial X} = \frac{R_k(U_{j+1,k} - U_{j,k}) + R_{k+1}(U_{j+1,k+1} - U_{j,k+1})}{2\ \Delta X}$$

$$\frac{\partial VR}{\partial R} = \frac{V_{j+1,k+1}\ R_{k+1} - V_{j+1,k}\ R_k}{\Delta R}$$

As equações 2.11 e 2.12, tornam-se portanto:

$$m\ U_{(j,k)} \cdot \left[\frac{U_{j+1,k} - U_{j,k}}{\Delta X}\right] + q\ V_{(j,k)} \left[\frac{U_{j+1,k+1} - U_{j+1,k-1}}{2\ \Delta R}\right] =$$

$$= m \left[\frac{P_{j+1} - P_j}{\Delta X}\right] + \left\{\frac{2}{R_e}\left[U_{j+1,k+1} - 2U_{j+1,k} + U_{j+1,k-1} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{1}{R_k}\ \frac{U_{j+1,k+1} - U_{j+1,k-1}}{2\ \Delta R}\right]\right\} \qquad (2\text{-}18)$$

$$m\,R_k\,\frac{U_{j+1,k} - U_{j,k}}{2\,\Delta X} + m\,R_{k+1}\,\frac{U_{j+1,k+1} - U_{j,k+1}}{2\,\Delta X} +$$

$$q\,\frac{V_{j+1,k+1}\,R_{j+1,k}\,R_k}{\Delta R} = 0 \qquad (2\text{-}19)$$

Ambas equações, são válidas para $k = 2, n$, possuindo uma indeterminação na região central, em torno de $R = 0$ ($k = 1$), portanto devemos modificar as equações originais, eliminando estas indeterminações pela regra de L'Hospital , chegando então as seguintes equações, para $k = 1$:

$$\left[\frac{m\,U_{j,1}}{\Delta X} + \frac{8}{R_e\,\Delta R^2}\right] U_{j+1,1} + \left[\frac{8}{R_e\,\Delta R^2}\right] U_{j+1,2} +$$

$$\left[\frac{m}{\Delta X}\right] P_{j+1} = m\left[\frac{U^2_{j,1}}{\Delta X} + \frac{P_j}{\Delta X}\right] \qquad (2\text{-}20)$$

$$m\left[\frac{U_{j+1,2} + U_{j+1,1} - U_{j,2} - U_{j,1}}{2\,\Delta X}\right] + 2\,q\,\frac{V_{j+1,2}}{\Delta R} = 0$$

(2.21)

Para simplificar o sitema, podemos eliminar as velocidades radiais incognitas, somando as equações 2.19 para $k = 2, n$, a equação 2.21 dividida por 2 e multiplicada por R, teremos então:

$$\frac{q}{m} V_{j+1,n+1} \left[\frac{\Delta X}{\Delta R}\right] + \sum_{k=3}^{n} R_k U_{j+1,k} + \frac{3}{4} R_2 U_{j+1,2} + \frac{1}{4} U_{j+1,1} =$$

$$= \sum_{k=3}^{n} R_k U_{j,k} + \frac{3}{4} R_2 U_{j,2} + \frac{1}{4} R_2 U_{j,1} \qquad (2\text{-}22)$$

Obtemos então, um sistema bastante simplificado, com apenas $n + 1$ incognitas e $n + 1$ equações, que são

Equações:	Eq. 2.18	para k= 2,n	n - 1
	Eq. 2.20		1
	Eq. 2.22		1
			n + 1

Incognitas:	$U_{j+1,1}$, $U_{j+1,2}$ ..... $U_{j+1,n}$	n
	P_{j+1}	1
		n + 1

O sistema resultante pode ser resolvido por métodos iterativos , ou mesmo matriciais, por ser de ordem reduzida, no caso, foi resolvido pelo método de Crout-Banachiewicz (apêndice 1), após a solução deste sistema, voltamos as equações 2.19 e obtemos os valores das velocidades radiais $V_{j+1,k}$ k = 2,n-1. Todo este cálculo deve ser executado para cada secção transversal do tubo de j = 2 a j = L, obtemos então todo o campo de velocidades e pressões do escoamento.

Os resultados obtidos são ilustrados no final da secção (2.1.2.2).

II. Método da Vorticidade e Função Corrente

a) Tratamento Estacionário

Neste método, adotaremos as adimensionalizações dadas por 2.4, e modificaremos as equações 2.5 , 2.6 , 2.7 através das definições de vorticidade w e da função corrente ψ.

$$U = -\frac{1}{R}\frac{\partial \psi}{\partial R} \qquad (2\text{-}23)$$

$$V = +\frac{1}{R}\frac{\partial \psi}{\partial X} \qquad (2.24)$$

$$W = \frac{\partial V}{\partial X} - \frac{\partial U}{\partial R} \qquad (2.25)$$

A introdução destas funções tornam a equação 2 . 5 automaticamente satisfeita, e substituindo 2.23 e 2.24 em 2.25, obtemos:

$$W = \frac{1}{R}\left[\frac{\partial^2 \psi}{\partial R^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial X^2}\right] - \frac{1}{R}\frac{\partial \psi}{\partial R} \qquad (2\text{-}26)$$

Podemos eliminar a pressão, considerando-a uma função contínua e diferencial até pelo menos segunda ordem (classe c^2), diferenciando 2.6 em relação a X, e 2.7 em relação a R e igualando-as ao termo contendo a pressão. Após esta operação algébrica e inserindo as equações 2.23, 2.24, 2.25, obtemos

$$\frac{\partial(VW)}{\partial R} + \frac{\partial UW}{\partial X} = \frac{1}{R_{er}} \frac{\partial W}{\partial R^2} + \left\{ \frac{1}{R} \frac{\partial W}{\partial R} - \frac{\Omega}{R^2} - \frac{\partial^2 W}{\partial X^2} \right\} \qquad (2\text{-}27)$$

a qual está na forma "conservativa", e junto com 2.26 formam as equações de transporte de vorticidade.

O tratamento das equações nesta forma é mais rápido, pois, eliminamos uma equação, porém temos uma complicação adicional que é a obtenção das novas condições de contorno.

Condições de contorno:

I. Linha de corrente ψ

A definição da linha de corrente ψ, permite o arbítrio de seu valor em um dado ponto de referência, arbitramos o valor de ψ, na parede do tubo, no final do evaporador.

$$\psi \left(1, \frac{L_E}{a}\right) = 0 \qquad (2\text{-}28)$$

como

$$V = \frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial X}$$

$$\partial \psi = R\, V\, \partial\, X \qquad (2.29)$$

A distribuição da velocidade radial na parede é dada pela figura 4.1 abaixo:

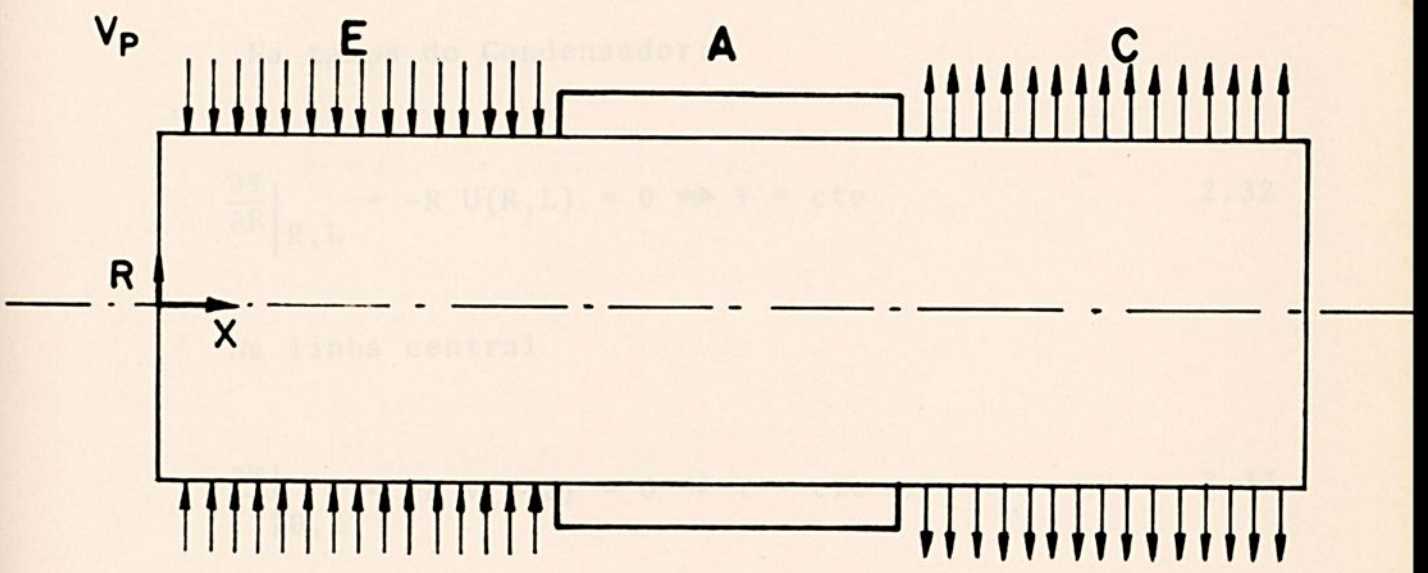


Figura 2.5 - Distribuição da velocidade radial na parede.

Integrando a expressão 2.29 ao longo da parede de tubo, obtemos a função corrente Ψ, ao longo desta linha:

$$\Psi(1,X) = \left(\frac{L_E}{a} - X\right) \qquad 0 \leq X \leq \frac{L_E}{a} \qquad \text{(a)}$$

$$\Psi(1,X) = 0 \qquad 0 \leq X \leq \frac{L_E}{a} + \frac{L_A}{a} \qquad \text{(b)} \quad 2.30$$

$$\Psi(1,X) = X - \left[\frac{\left(L_E + L_A\right)}{a}\right] \qquad \frac{L_E + L_A}{a} \leq X < \frac{L}{a} \qquad \text{(c)}$$

Nas outras regiões teremos:

Na tampa do Evaporador:

$$\left.\frac{\partial \Psi}{\partial R}\right|_{R,O} = -R\ U(R,O) = 0 \Rightarrow \Psi = cte \qquad 2.31$$

Na tampa do Condensador:

$$\left.\frac{\partial \Psi}{\partial R}\right|_{R,L} = -R\ U(R,L) = 0 \Rightarrow \Psi = cte \qquad 2.32$$

Na linha central

$$\left.\frac{\partial \Psi}{\partial Z}\right|_{0,Z} = R\ V(0,Z) = 0 \Rightarrow \Psi = cte \qquad 2.33$$

Logo Ψ = cte nas tampas e na região central

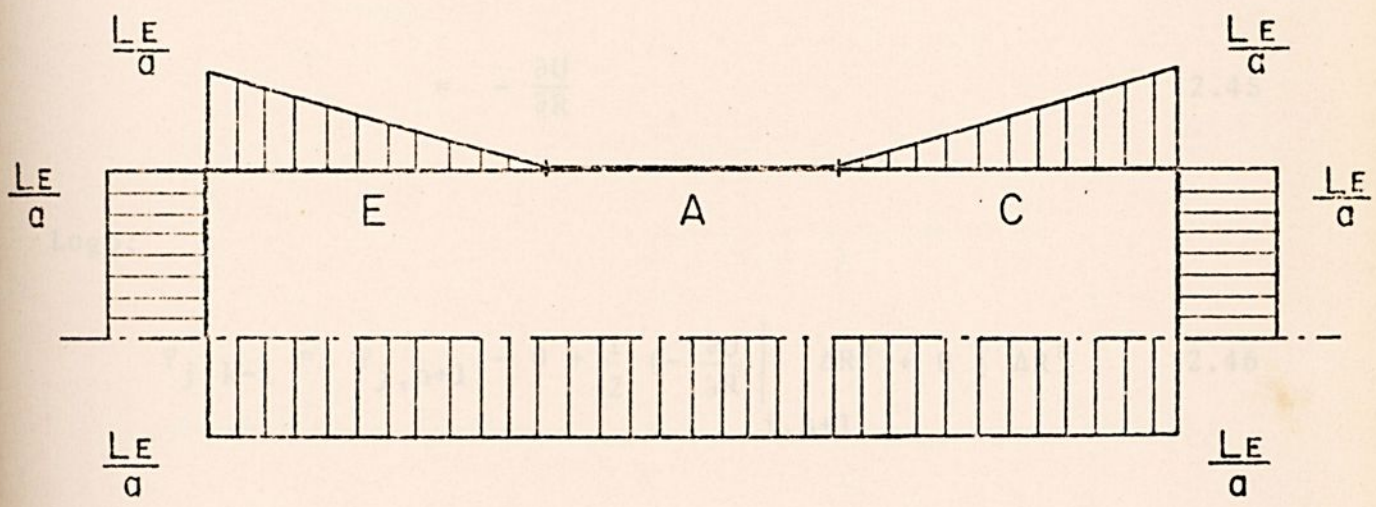


Figura 2.6 Condições de Contorno para a função corrente.

Logo:

$$\psi_{j-1,k} = \psi_{Lk} - 0 + \frac{1}{2} R \left.\frac{\partial V}{\partial X}\right|_{k,L} \Delta X^2 + 0 \quad \Delta X^3 \qquad 2.41$$

$$\therefore \quad \omega_{k,L} \approx 2 \frac{(\psi_{j-1,k} - \psi_{L,k})}{R_k \quad \Delta X^2} \qquad 2.42$$

Para $X = 0$, analogamente temos:

$$\omega_{k,0} \approx 2 \frac{\psi_{j+1} - \psi_{0,k}}{R_k \quad \Delta X^2} \qquad 2.43$$

Na parede horizontal, temos:

$$\left.\frac{\partial \Psi}{\partial R}\right|_{j,n+1} = -U R \Big|_{j,n+1} = 0 \qquad 2.44$$

e $$\frac{\partial \Psi^2}{\partial R^2} = \frac{\partial -U R}{\partial R} = -R_{n+1} \left.\frac{\partial U}{\partial R}\right|_{j,n+1} - U_{j,n+1} \cdot 1$$

$$= - \frac{\partial U}{\partial R} \qquad 2.45$$

Logo:

$$\Psi_{j,k-1} = \Psi_{j,n+1} - 0 + \frac{1}{2} \left(- \left.\frac{\partial U}{\partial R}\right)\right|_{j,n+1} \Delta R^2 + 0 \mid \Delta R^3 \mid \qquad 2.46$$

$\therefore$

$$\left(\omega - \frac{\partial V}{\partial X} \right)\Big|_{j,n+1} \quad 2 \frac{\Psi_{j,k-1} - \Psi_{j,n+1}}{\Delta R^2} \qquad 2.47$$

Note que $\left.\frac{\partial V}{\partial X}\right|_{d,n+1} = 0 \quad \forall \quad x \mid \quad x \neq L_E \quad e \quad x \neq L_E + L_A$

Para $x = L_E$

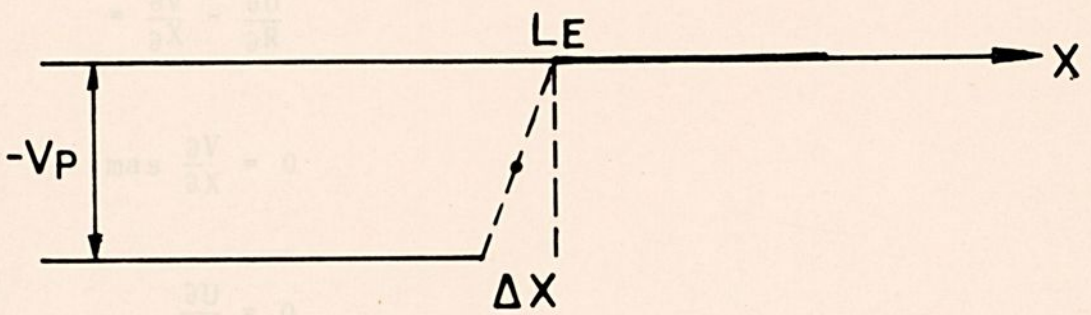


Fig. 2.7 - Velocidade radial na parede proxima a posição $x = L$

$$\frac{\partial V}{\partial X} \approx \frac{0 - (-V_p)}{\Delta X} = \frac{V_p}{\Delta X} \qquad 2.48$$

Para $X = L_E + L_A$

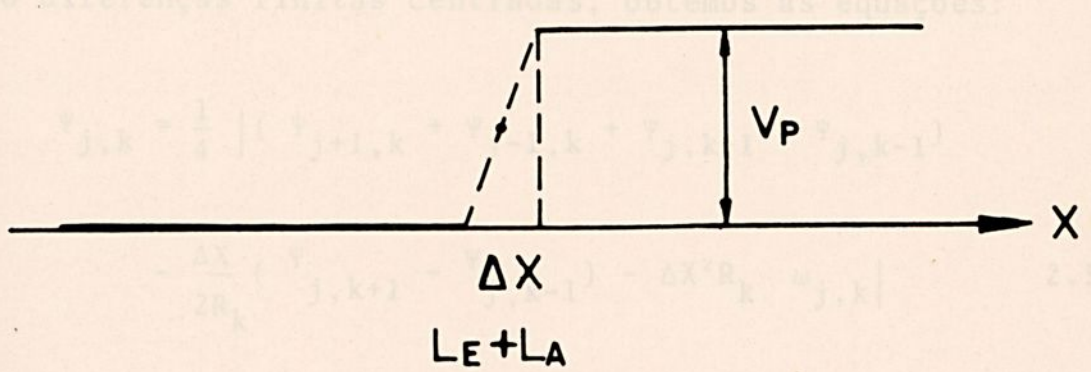


Fig. 2.8 - Velocidade radial na parede proxima a posição $x = L_E + L_A$

$$\frac{\partial V}{\partial X} \quad \frac{V_p - 0}{\Delta X} = \frac{Vp}{\Delta X} \qquad 2.49$$

Logo a equação 2.47 torna-se

$$\omega \approx 2 \frac{\psi_{j,k-1} - \psi_{j,n+1}}{\Delta R^2} + (\delta_{L_E} + L_E + L_A) \frac{Vp}{\Delta X} \qquad 2.50$$

Na linha central

$$= \frac{\partial V}{\partial X} - \frac{\partial U}{\partial R}$$

$$\text{mas } \frac{\partial V}{\partial X} = 0$$

$$\frac{\partial U}{\partial R} = 0$$

$$\therefore \quad \omega = 0 \qquad 2.51$$

Discretização

Neste modelo utilizamos a mesma malha de discretização da fig. 3.1. Discretizando as equações 2.26 e 2.27 utilizando diferenças finitas centradas, obtemos as equações:

$$\Psi_{j,k} = \frac{1}{4} \Big| (\Psi_{j+1,k} + \Psi_{j-1,k} + \Psi_{j,k+1} + \Psi_{j,k-1})$$

$$- \frac{\Delta X}{2R_k} (\Psi_{j,k+1} - \Psi_{j,k-1}) - \Delta X^2 R_k \ \omega_{j,k} \Big| \qquad 2.52$$

$$\omega_{j,k} = -\frac{R_k^2}{4\,(4R_k^2 + \Delta X^2)} \left\{ R_e \left[\frac{\omega_{j,k-1}}{R_{k-1}} \left(\Psi_{j+1,k-1} - \Psi_{j-1,k-1} \right) \right.\right.$$

$$- \frac{\omega_{j,k+1}}{R_{k+1}} \left(\Psi_{j+1,k+1} - \Psi_{j-1,k+1} \right) +$$

$$+ \frac{\Psi_{j+1,k}}{R_k} \left(\Psi_{j+1,k+1} - \Psi_{j+1,k-1} \right) -$$

$$\left. \left. \frac{\Psi_{j-1,k}}{R_k} \left(\Psi_{j-1,k+1} - \Psi_{j-1,k-1} \right) \right] + \right.$$

$$+ 4 \left(\omega_{j,k+1} + \omega_{j,k-1} + \omega_{j+1,k} + \omega_{j-1,k} \right) +$$

$$\left. 2 \frac{\Delta X}{R_k} \left(\omega_{j,k+1} - \omega_{j,k-1} \right) \right\} \qquad 2.53$$

Com as equações 2.52 e 2.53 e as condições de contorno 2.30, 2.31, 2.32, 2.33, 2.42, 2.43, 2.50, 2.51, montarmos um programa computacional para resolver o problema.

b) Tratamento Transiente

Sob minha orientação foi desenvolvido pelo pós graduando, João Batista Aparecido[16], o método da vorticidade e função corrente, aproximação transiente.

Neste caso, utilizamos as mesmas definições da vorticidade de função corrente dadas em 2.23, 2.24, as quais introduzidas em 2.25, obtemos

$$\omega = \frac{1}{R}\frac{\partial^2\psi}{\partial R^2} + \frac{\partial^2\psi}{\partial X^2} - \frac{1}{R^2}\frac{\partial\psi}{\partial R} \qquad 2.54$$

E da mesma maneira que no método anterior, eliminando o termo da pressão das equações 2.6 e 2.7, através de novas derivações, e inserindo as equações 2.23, 2.24 e 2.25, após algumas operações algébricas, obtemos:

$$\frac{\partial\omega}{\partial T} + \frac{\partial VW}{\partial R} + \frac{\partial UW}{\partial X} = \frac{1}{R_{er}}\frac{\partial W}{\partial R^2} + \frac{1}{R}\frac{\partial W}{\partial R} - \frac{\omega}{R^2} - \frac{\partial^2 W}{\partial X^2} \qquad 2.55$$

A equação 2.55 está na forma "conservativa" e segundo Roache[13], teria boas perspectivas de estabilidade.

Este método foi exaustivamente estudado, as previsões de Roache[13] se confirmaram.

Neste processo foi desenvolvida uma formulação numérica implícita, uma formulação numérica explícita e uma solução analítica aproximada, com essas formulações foram obtidos as linhas de corrente, vorticidade, velocidade axial,

velocidade radial, tensão de cisalhamento, energia cinética , pressão e pressão média , os resultados apresentaram uma excelente concordância com a literatura e estão disponíveis na referência 16.

De todos os resultados obtidos, o mais relevante para trabalhos tecnológicos é a obtenção da curva da perda de carga no escoamento do vapor, que influi diretamente no balanceamento de pressão no tubo. Para essa perda de carga os métodos apresentaram uma concordância excelente e as figuras 2.9 e 2.10 ilustram os resultados obtidos pelo método de variáveis primitivas(*) os quais podem ser expressos pela equação.

$$\overline{\Delta P} = - R_{er} \exp \left[a \ell n^2 R_{er} + b \ell n R_{er} + C \right]$$

onde $\overline{\Delta P}$ - Perda de carga no escoamento

a =-0,0602

b =-0,9598

c =+2,7644

expressões análogas foram desenvolvidas pelo método da vorticidade e função corrente com desvios da ordem de 1%.

(*) M.V.P. = Método de Variáveis Primitivas.

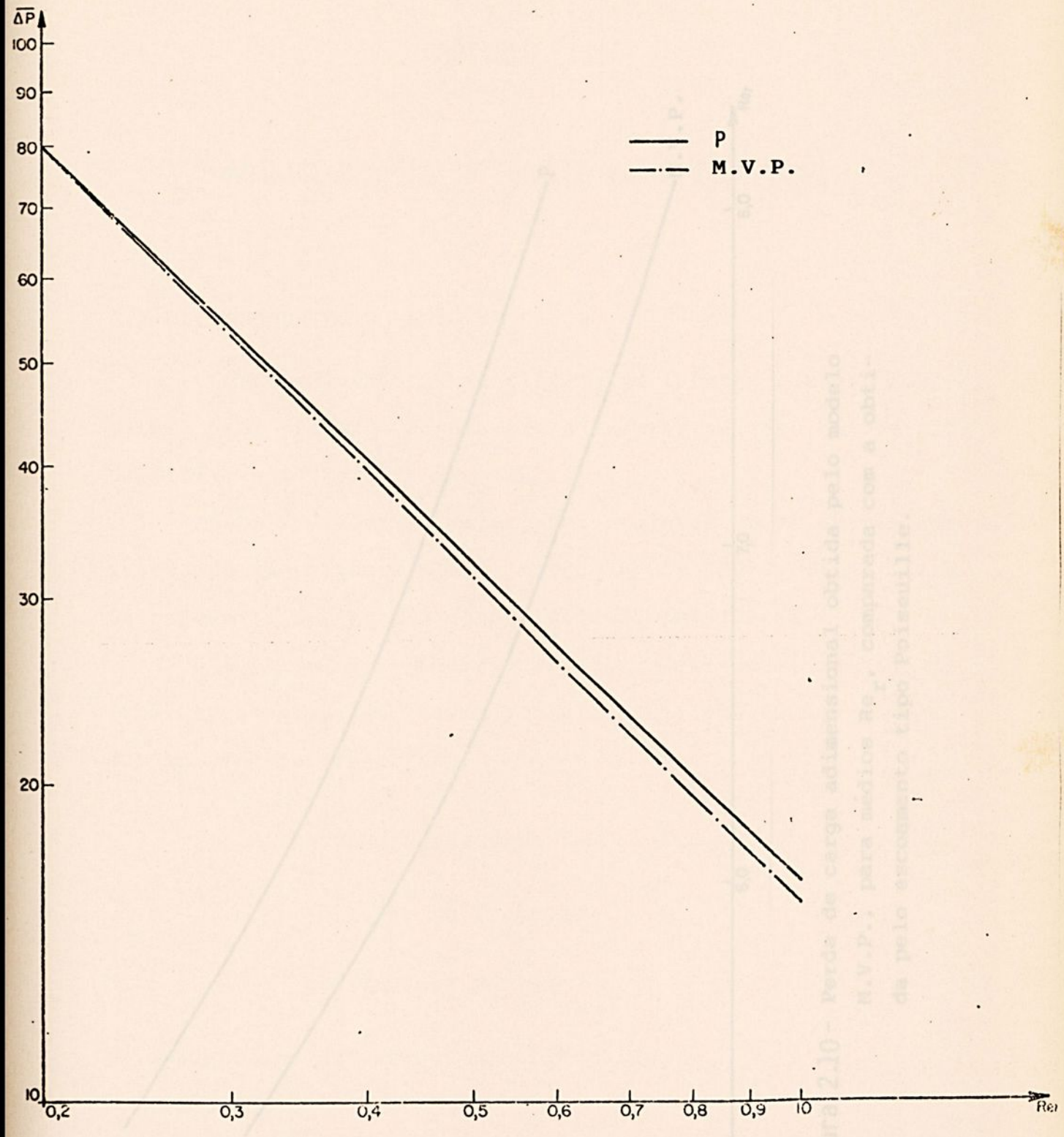


Figura 2.9 - Perda de carga adimensional obtida pelo modelo M.V.P. para médios Re_r, comparada com a obtida pelo escoamento tipo Poiseuille.

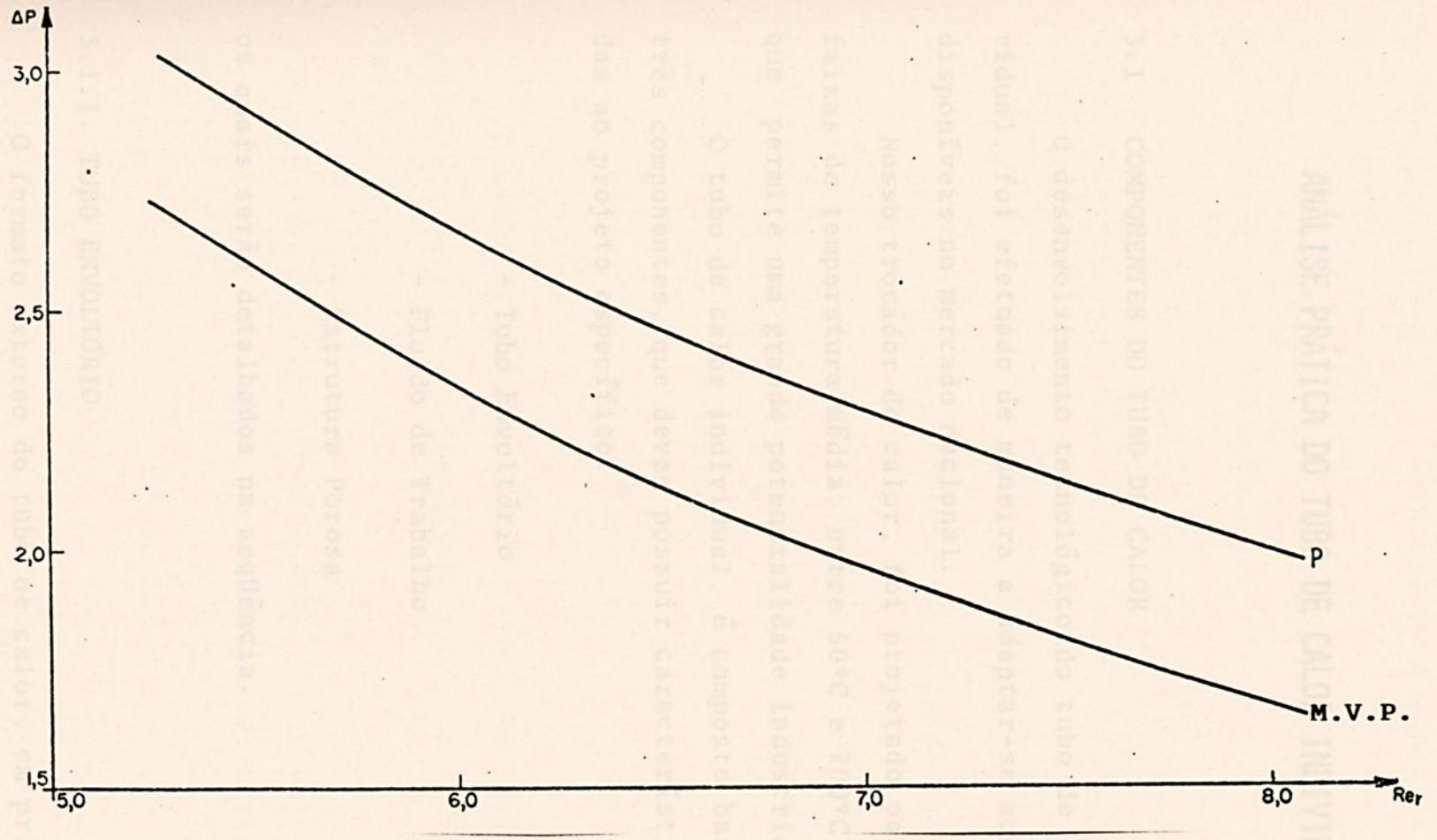


Figura 2.10 - Perda de carga adimensional obtida pelo modelo M.V.P., para médios Re_r, comparada com a obtida pelo escoamento tipo Poiseuille.

CAPÍTULO III

ANÁLISE PRÁTICA DO TUBO DE CALOR INDIVIDUAL

3.1 COMPONENTES DO TUBO DE CALOR

O desenvolvimento tecnológico do tubo de calor individual, foi efetuado de maneira a adaptar-se aos materiais disponíveis no mercado nacional.

Nosso trocador de calor, foi projetado para operar nas faixas de temperatura média, entre 50ºC e 200ºC, faixa esta que permite uma grande potencialidade industrial.

O tubo de calor individual, é composto basicamente de três componentes, que devem possuir características adequadas ao projeto específico.

- Tubo Envoltório
- Fluido de Trabalho
- Estrutura Porosa

os quais serão detalhados na seqüência.

3.1.1. TUBO ENVOLTÓRIO

O formato externo do tubo de calor, em princípio pode ser qualquer um, dependendo da finalidade da aplicação, normalmente ele assume a forma tubular. A função do tubo envol-

tório é basicamente separar o fluido de trabalho e a estrutura porosa do ambiente, para tal deve suportar as pressões de trabalho do sistema.

Diversos fatores influenciam na escolha do material a ser utilizado no tubo envoltório:

i) Compatibilidade com o fluido de trabalho e com a estrutura porosa.

ii) Boa relação resistência/pêso.

iii) Boa condutividade térmica.

iv) Características físicas que facilitem a fabricação, usinagem, soldagem, etc.

v) Porosidade reduzida.

vi) Molhabilidade.

A tabela 3.1[1], fornece a compatibilidade entre os principais materiais e fluidos de trabalho utilizados em tubos de calor.

Em nosso projeto, utilizaremos tubos de cobre, como tubo envoltório, os quais possuem boas características físicas.

TABELA 3.1[1]

COMPATIBILIDADE ENTRE MATERIAIS E FLUIDO DE TRABALHO PARA TUBOS DE CALOR

	FLUIDOS DE TRABALHO				
MATERIAL	ÁGUA	ACETONA	AMÔNIA	DOW-E	METANOL
ALUMÍNIO	G.T.	R.L	R.U.	N.R.	N.R.
AÇO INOXIDÁVEL	G.E.	P.C.	R.U.	R.U.	G.E.
COBRE	R.U.	R.U.	N.R.	R.U.	R.U.
NÍQUEL	P.C.	P.C.	R.U.	R.L.	R.L.
FIBRA REFRASIL	R.U.	R.U.	R.U.	R.U.	R.U.

R.U. - Recomendado pelo uso anterior com sucesso.

R.L. - Recomendado pela literatura.

P.C. - Provavélmente compatível.

N.R. - Não recomendado.

D - Desconhecido.

G.T. - Geração de gás em todas temperaturas.

G.E. - Geração de gás a temperaturas elevadas.

3.1.2 FLUIDO DE TRABALHO

3.1.2.1 PROPRIEDADE

O fluido de trabalho é o elemento que transporta a energia de uma região para outra, portanto, suas propriedades são fundamentais para o desempenho do tubo de calor.

As principais qualidades necessárias são:

i) Pressão de vapor moderada na faixa de temperatura utilizada.

ii) Compatibilidade com a estrutura porosa e com o recipiente.

iii) Boa estabilidade térmica.

iv) Alto calor latente.

v) Alta condutividade térmica.

vi) Alta tensão superficial.

vii) Baixa viscosidade.

O fluido escolhido, deve ser tal que permita a maior taxa de transferência de energia, o número de Mérito M, dá uma indicação desta capacidade, e é definido por:

$$M = \frac{\rho_e \, T_e \, L}{\mu_L} \qquad 3.1$$

As propriedades envolvidas na definição do número de mérito variam com a temperatura , influindo para que o próprio número de mérito também varie.

A tabela 3.2[1], ilustra as faixas de utilização usuais dos fluidos de trabalho.

Dentre os fluidos que poderiam ser utilizados na nossa faixa de interesse, o que possue maior número de Mérito, e que utilizaremos é a água, cujo número de mérito é plotado contra a temperatura no gráfico na sequência.

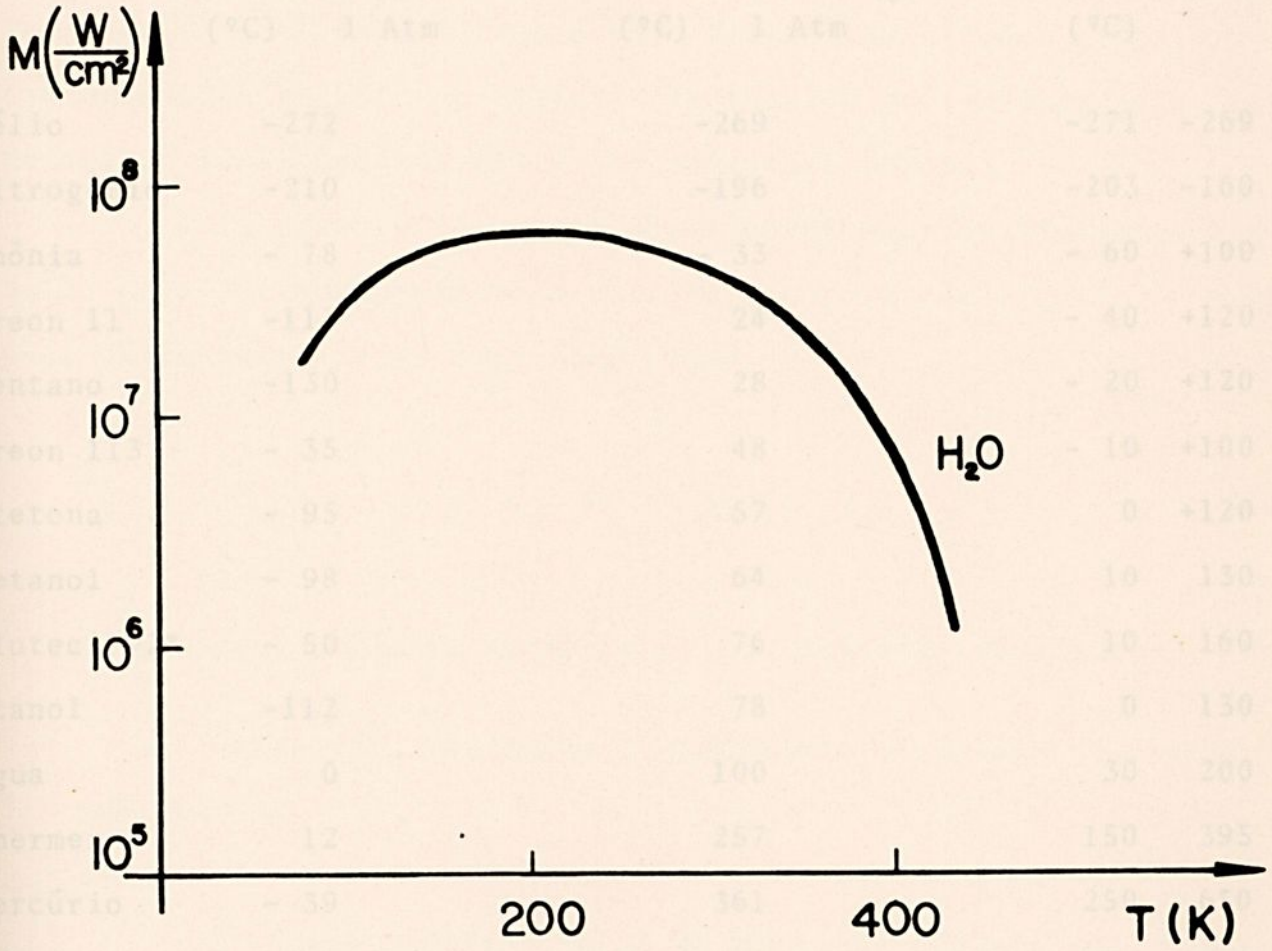


Figura 3.1 - Variação do número de mérito com a temperatura para a água.

TABELA 3.2

PROPRIEDADES E FAIXAS DE UTILIZAÇÃO DOS FLUIDOS DE TRABALHO

FLUIDO	PONTO DE FUSÃO (ºC) 1 Atm	PONTO DE EBULIÇÃO (ºC) 1 Atm	FAIXA ÚTIL (ºC)	
Hélio	-272	-269	-271	-269
Nitrogênio	-210	-196	-203	-160
Amônia	- 78	- 33	- 60	+100
Freon 11	-111	24	- 40	+120
Pentano	-130	28	- 20	+120
Freon 113	- 35	48	- 10	+100
Acetona	- 95	57	0	+120
Metanol	- 98	64	10	130
Flutec PP2*	- 50	76	10	160
Etanol	-112	78	0	130
Água	0	100	30	200
Thermex	12	257	150	395
Mercúrio	- 39	361	250	650
Césio	29	670	450	900
Potássio	62	774	500	1000
Sódio	98	892	600	1200
Lítio	179	1340	1000	1800
Prata	960	2212	1800	2300

* Utilizado quando a isolação elétrica for necessária.

3.1.2.2 QUANTIDADE DE FLUIDO

A quantidade de fluido de trabalho, influi diretamente na perfomance do tubo de calor. Uma quantidade exagerada, pode implicar num aumento da resistência térmica equivalente, pelo fato de provocar acúmulos de líquido ou vapor em locais inadequados, uma quantidade insuficiente também pode dificultar a troca de calor, ' provocando um aumento da resistência térmica equivalente pelo esgotamento localizado de fluido na estrutura porosa.

A literatura recomenda que a quantidade de fluido de trabalho seja tal que preencha a estrutura porosa com líquido, e o espaço vazio interior do tubo com vapor.

$$m = \rho_v \; V_v + \rho_e \; \varepsilon \; V_m \qquad 3.2$$

Surge, porém em termos práticos diversas dúvidas:

- Seria esta realmente a quantidade otimizada de fluido ' de trabalho?

- Esta quantidade é pouco ou muito dependente da temperatura ?

- Esta quantidade é pouco ou muito dependente da inclinação ?

- Qual seria a "tolerância" prática a excesso ou falta de fluido de trabalho na perfomance do tubo de calor?

Para analisarmos o efeito da quantidade de fluido de trabalho na perfomance do tubo de calor, foi realizada uma experiên-

cia, variando-se esta quantidade e testando o tubo sob diversas condições de trabalho.

As figuras 3.2 e 3.3 ilustram os resultados obtidos.

CONCLUSÕES

Ensaiando diversos tubos, similares aos que foram empregados no trocador, obtivemos os resultados, que adimensionalizados, são expressos pelas figuras 3.2 e 3.3, dos quais podemos concluir:

- Existe um pequeno desvio entre a quantidade ótima de fluido de trabalho prevista teoricamente V_o, e a experimental, da ordem de 1,0%, sendo que os erros estimados nas medidas de volume são da ordem de 0,3%.

- Os desvios da taxa de calor trocado, em relação a taxa ótima de calor trocado, quando o volume do fluido de trabalho varia de 1,0% em torno do valor ótimo, tem uma variação pequena em torno de 3,0%.

- A quantidade ótima de fluido de trabalho não depende da temperatura.

- Variações médias na quantidade de fluido de trabalho em torno de 5%, podem provocar variações brúscas na taxa de calor trocado, em torno de 50%.

- As figuras 3.2 e 3.3 indicam que em casos da ocorrência de desvio no volume, em mesmas proporções, é preferível um desvio por falta do que por excesso, pois este afeta em menor escala, a potência transferida.

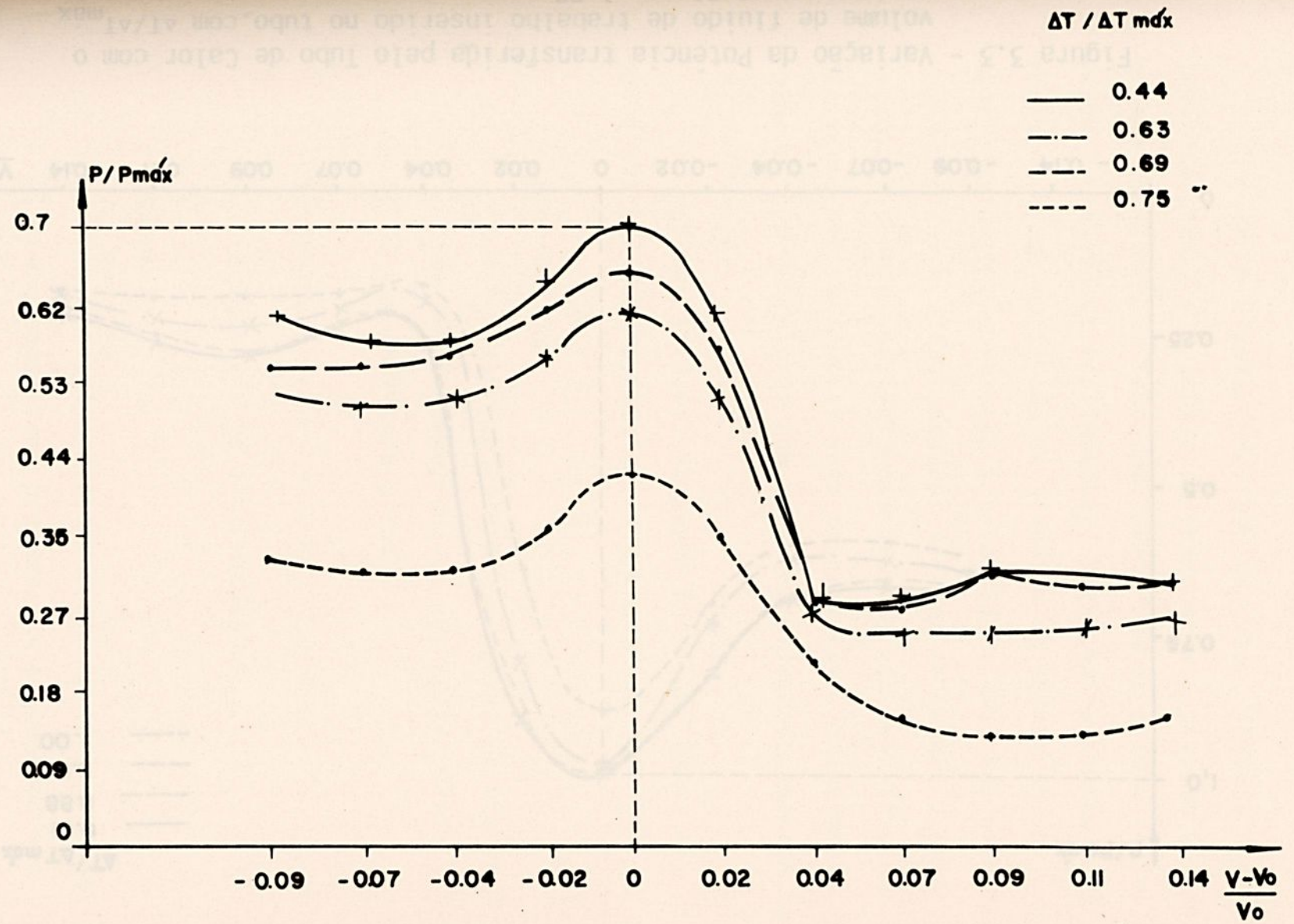


Figura 3.2 - Variação da Potência Transferida pelo Tubo de Calor com o volume de fluido inserido no tubo, com $\Delta T/\Delta T_{máx}$ variando de 0,44 a 0,75.

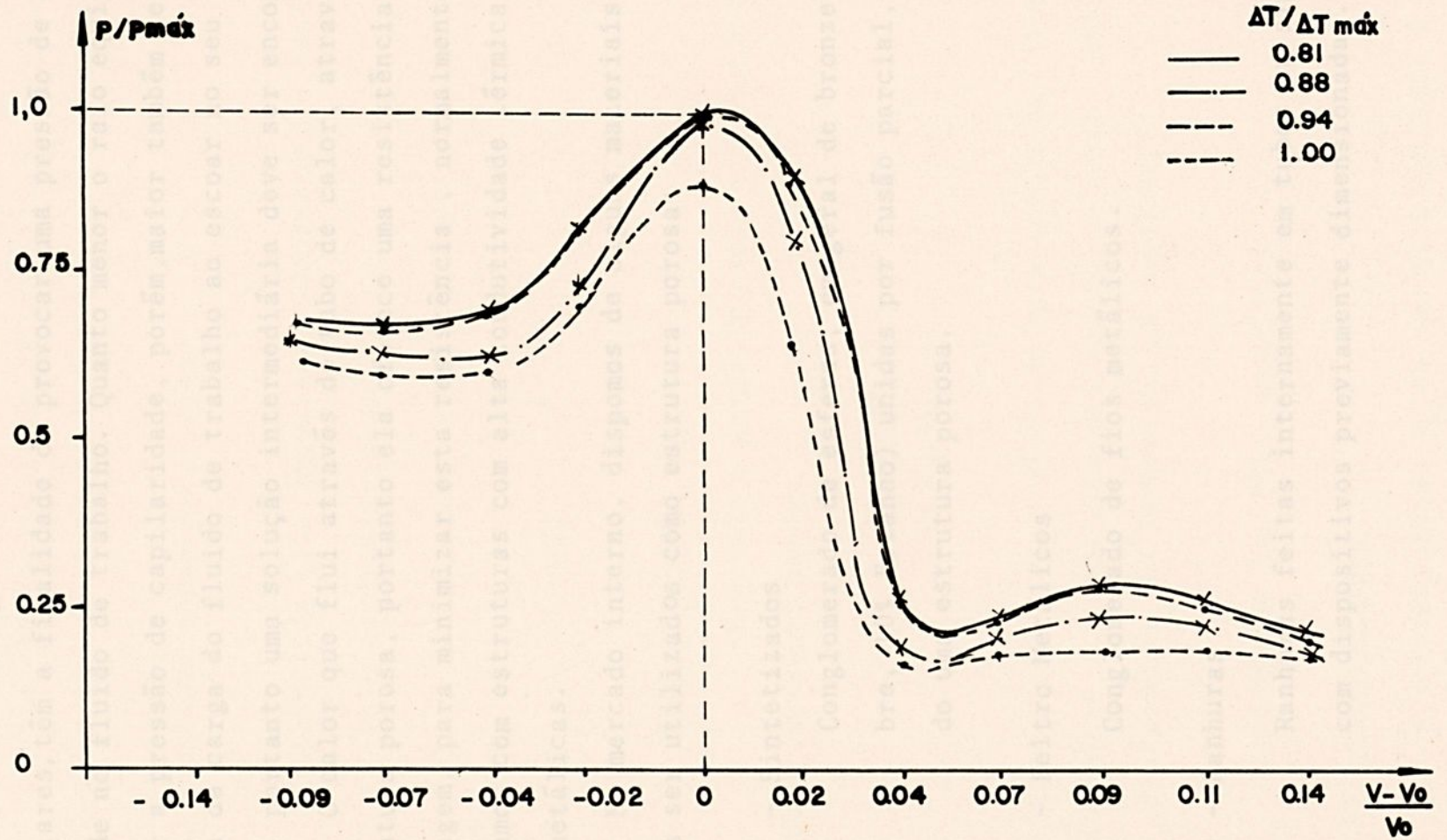


Figura 3.3 - Variação da Potência transferida pelo Tubo de Calor com o volume de fluido de trabalho inserido no tubo, com $\Delta T/\Delta T_{máx}$ variando de 0,81 a 1,00.

3.1.3 ESTRUTURA POROSA

A estrutura porosa do tubo de calor, através das forças capilares, têm a finalidade de provocar uma pressão de capilaridade no fluido de trabalho. Quanto menor o raio equivalente, maior a pressão de capilaridade, porém, maior também será, a perda de carga do fluido de trabalho ao escoar no seu interior, portanto uma solução intermediária deve ser encontrada.

O calor que flui através do tubo de calor, atravessa a estrutura porosa, portanto ela oferece uma resistência a essa passagem, para minimizar esta resistência , normalmente trabalhamos com estruturas com alta condutividade térmica, em geral metálicas.

No mercado interno, dispomos de algums materiais , que podem ser utilizados como estrutura porosa:

- Sintetizados

  Conglomerado de esferas, em geral de bronze(90% cobre, 10% Estanho) unidas por fusão parcial, formando uma estrutura porosa.

- Feltro Metálicos

  Conglomerado de fios metálicos.

- Ranhuras

  Ranhuras feitas internamente em tubos ou similares, com dispositivos previamente dimensionadas.

- Telas Metálicas

Telas de materiais metálicos, em geral aço inoxidável, bronze ou latão, é um material sujeito a um rigoroso controle de qualidade.

- Combinação das Anteriores

Os parâmetros mais importantes da estrutura são:

Raio de Capilaridade r_c

Associado a pressão de capilaridade.

$$(\Delta P_c)_{max} = \frac{2\sigma_\ell}{r_c} \qquad 3.3$$

Permeabilidade K_p

Associada a perda de carga do líquido ao escoar pela estrutura porosa.

$$P_\ell = \frac{\mu_\ell \, L_{ef} \, \dot{m}}{\rho_\ell \, K_p \, A_p} \qquad 3.4$$

Neste projeto, em virtude de características técnicas mais adequadas, optamos pela utilização de telas metálicas, cujas propriedades são fornecidas na sequência:

3.1.3.1 PROPRIEDADES DAS TELAS METÁLICAS

a) Permeabilidade K_p

A permeabilidade K_p de uma tela metálica é função

da porosidade ε e do diâmetro do fio.

A porosidade é definida como;

$$\varepsilon = \frac{\text{volume vazio}}{\text{volume total}}$$

No caso da tela, temos

$$\varepsilon = 1 - \frac{\pi S N d}{4} \qquad 3.5$$

onde: d = diâmetro do fio

N = número de fios por polegada ("mesh")

S = fator de "crimping" (≈ 1.05)

A permeabilidade poderá ser obtida pela equação de Blake - Kozeny modificada.

$$K_p = \frac{d^2 \varepsilon^2}{1{,}22 (1 - \varepsilon)^2} \qquad 3.6$$

Utilizando a equação 3.6, a qual mostra um bom ajuste com os valores experimentais, construimos a tabela 3.3, a qual fornecem a permeabilidade para diversas telas disponíveis no mercado nacional.

Tabela 3.3

Porosidade e Permeabilidade das Telas encontradas no Mercado Nacional.

Mesh (N)	d (mm)	ε	$K_p (10^{-10} m^2)$
500	0,025	0,59	0,11
400	0,030	0,61	0,29
300	0,035	0,66	0,38
250	0,040	0,67	0,54
200	0,050	0,67	0,84
150	0,060	0,71	1,77
130	0,080	0,66	1,98
120	0,090	0,65	2,29
100	0,114	0,63	3,09
100	0,110	0,64	3,14
100	0,100	0,67	3,38
80	0,18	0,53	3,38
80	0,14	0,64	5,08
60	0,20	0,61	8,02
60	0,16	0,69	10,4
60	0,11	0,78	12,5
50	0,25	0,59	10,6
50	0,21	0,66	13,6

b) Capilaridade r_c

A capilaridade das telas metálicas pode ser calculada a partir do trabalho de Tien e Sun,[25] pela equação:

$$r_c = \frac{d + \delta_c}{2} \qquad 3.7$$

onde: δ_c = espaçamento entre os fios.

O trabalho de Tien e Sun correlaciona a equação 3.7 com os dados experimentais, e o resultado é excelente.

Utilizando a equação 3.7, montamos a tabela 3.4, a qual fornece a capilaridade e a pressão máxima de capilaridade, para diversas telas disponíveis no mercado nacional.

Tabela 3.4

Raio da Capilaridade e Pressão Máxima de Capilaridade para a Água a 100°C, nas Telas Nacionais.

Mesh (N)	d (mm)	δ_c (mm)	r_c (mm)	$(\Delta P_c)_{max}$ N/m^2
500	0,025	0,026	0,026	4526
400	0,030	0,034	0,032	3678
300	0,035	0,050	0,043	2737
250	0,040	0,062	0,051	2307
200	0,050	0,077	0,064	1839
150	0,060	0,109	0,085	1384
130	0,080	0,115	0,097	1213
120	0,090	0,122	0,106	1110
100	0,114	0,14	0,127	927
100	0,110	0,14	0,125	942
100	0,100	0,15	0,13	906
80	0,18	0,14	0,16	736
80	0,14	0,18	0,16	736
60	0,20	0,22	0,21	560
60	0,16	0,26	0,21	560
60	0,11	0,31	0,21	560
50	0,25	0,26	0,26	453
50	0,21	0,30	0,25	471

3.2 TESTES EXPERIMENTAIS COM O TUBO DE CALOR INDIVIDUAL

3.2.1 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Baseados em experiências anteriores, projetamos e construímos alguns tubos de calor, conforme ilustrado na figura 3.4, e cujas características técnicas, estão explicitadas na Tabela 3.5.

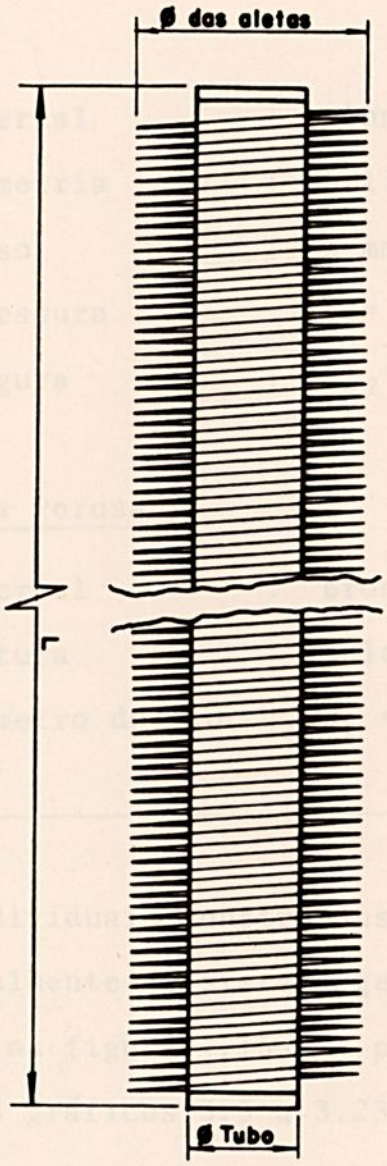


Fig. 3.4 - Esquema do tubo de calor Individual.

TABELA 3.5

PARÂMETROS DO TUBO DE CALOR

Tubo Envoltório:

material	:	cobre
diâmetro externo	:	de = 2,54cm
espessura	:	e = 0,9mm
comprimento	:	L = 150cm

Aletas:

material	:	alumínio
geometria	:	helicoidal
passo	:	3 mm
espessura	:	t = 0,3mm
largura	:	$L_{a\ell}$ = 10mm

Estrutura Porosa

material	:	bronze
textura	:	tela metálica
diâmetro do fio	:	d_f = 0,5mm

Os tubos individuais construídos foram exaustivamente testados, principalmente no sistema geral de testes individuais, equematizado na figura 4.15. Os principais resultados estão ilustrados nos gráficos 3.5 a 3.23 e comentados na sequência.

3.2.2 GRÁFICOS

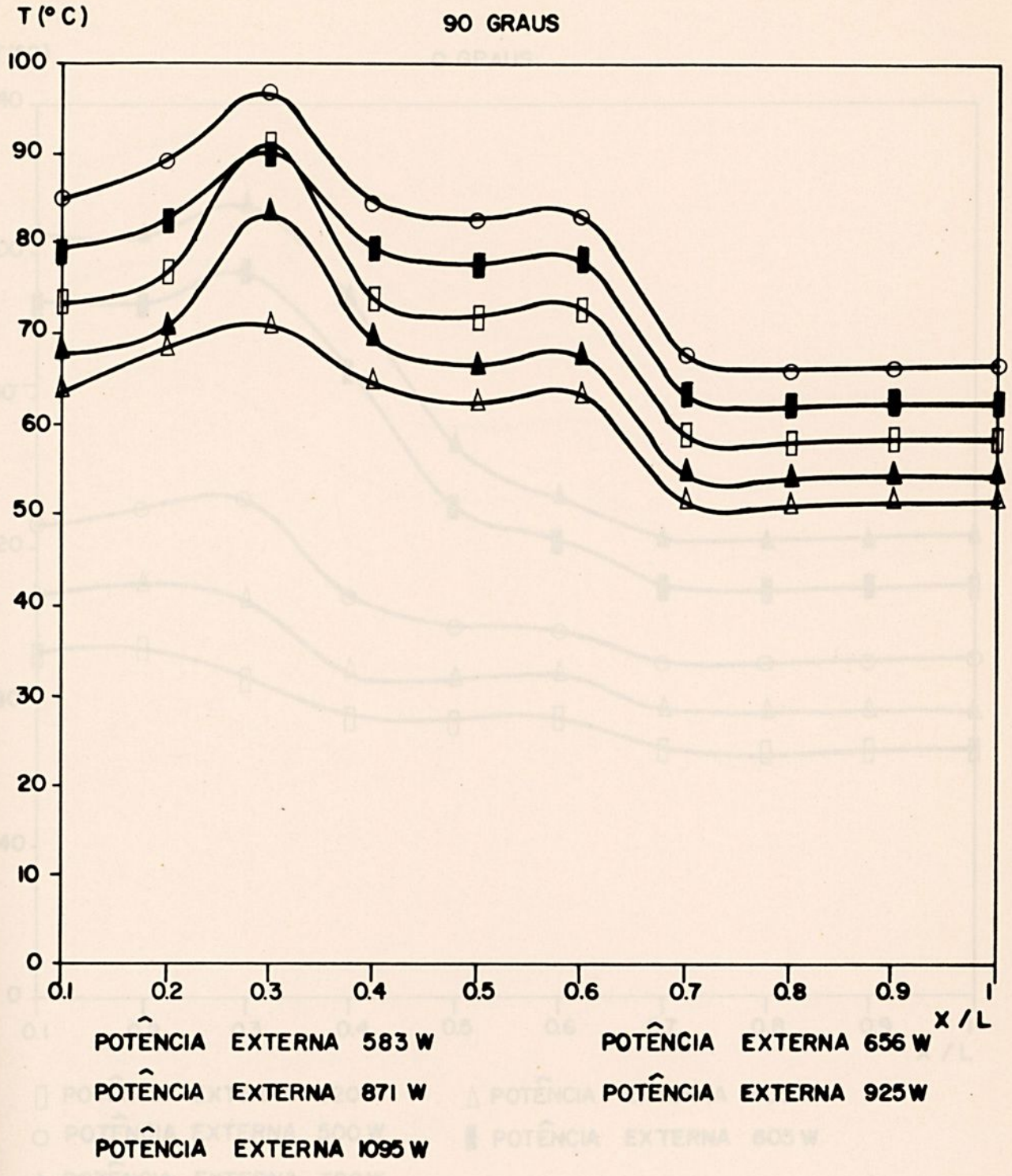


Figura 3.8 - Temperatura ao longo do Tubo de Calor individual para potências externas de 583 W , 656 W, 871 W, 925 W e 1095 W, na inclinação de 90 graus.

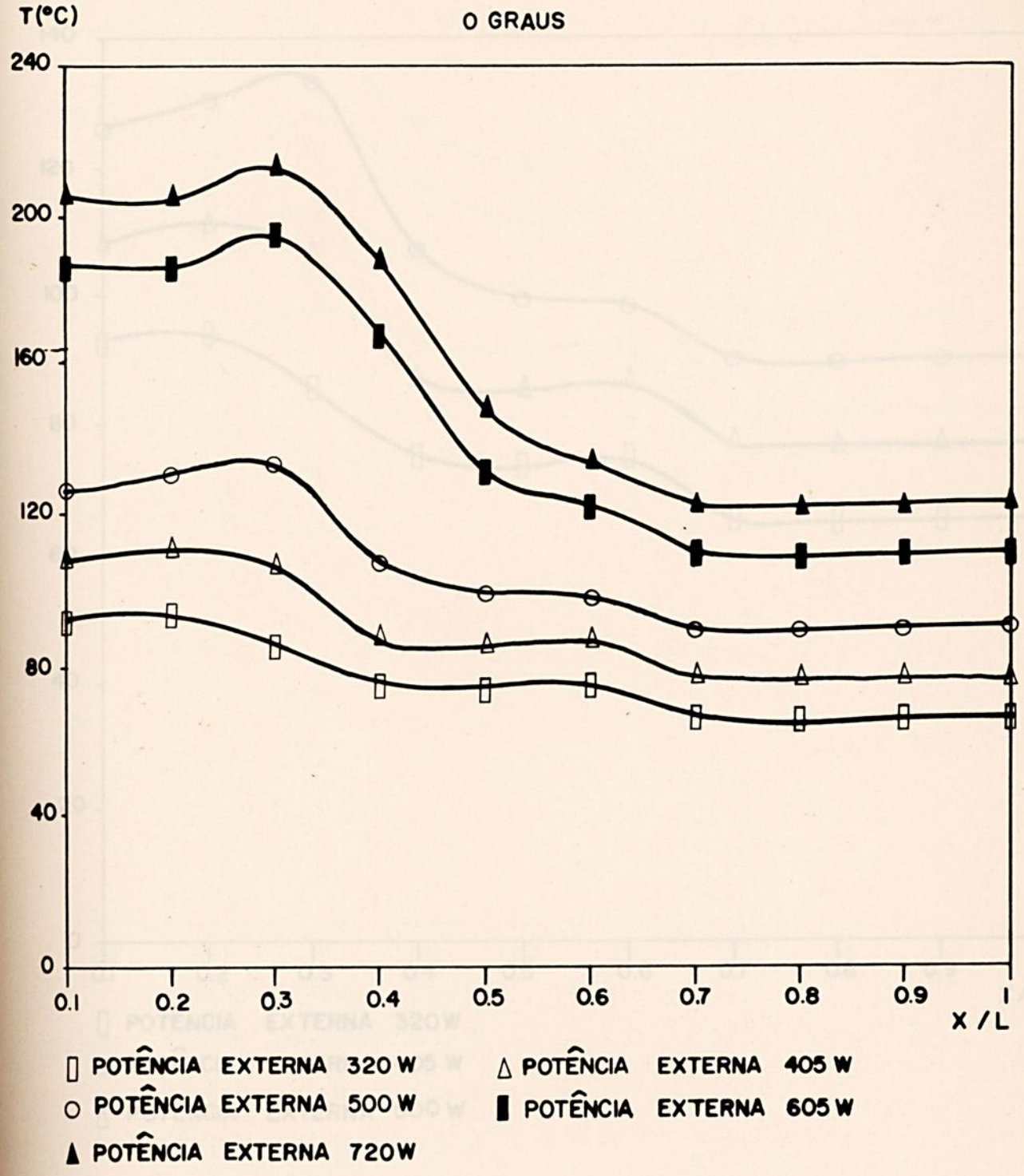


Figura 3.6 - Temperatura ao longo do Tubo de Calor individual para potências externas de 320 W , 405 W, 500 W, 605 W, 720 W, na inclinacão de 0 Graus.

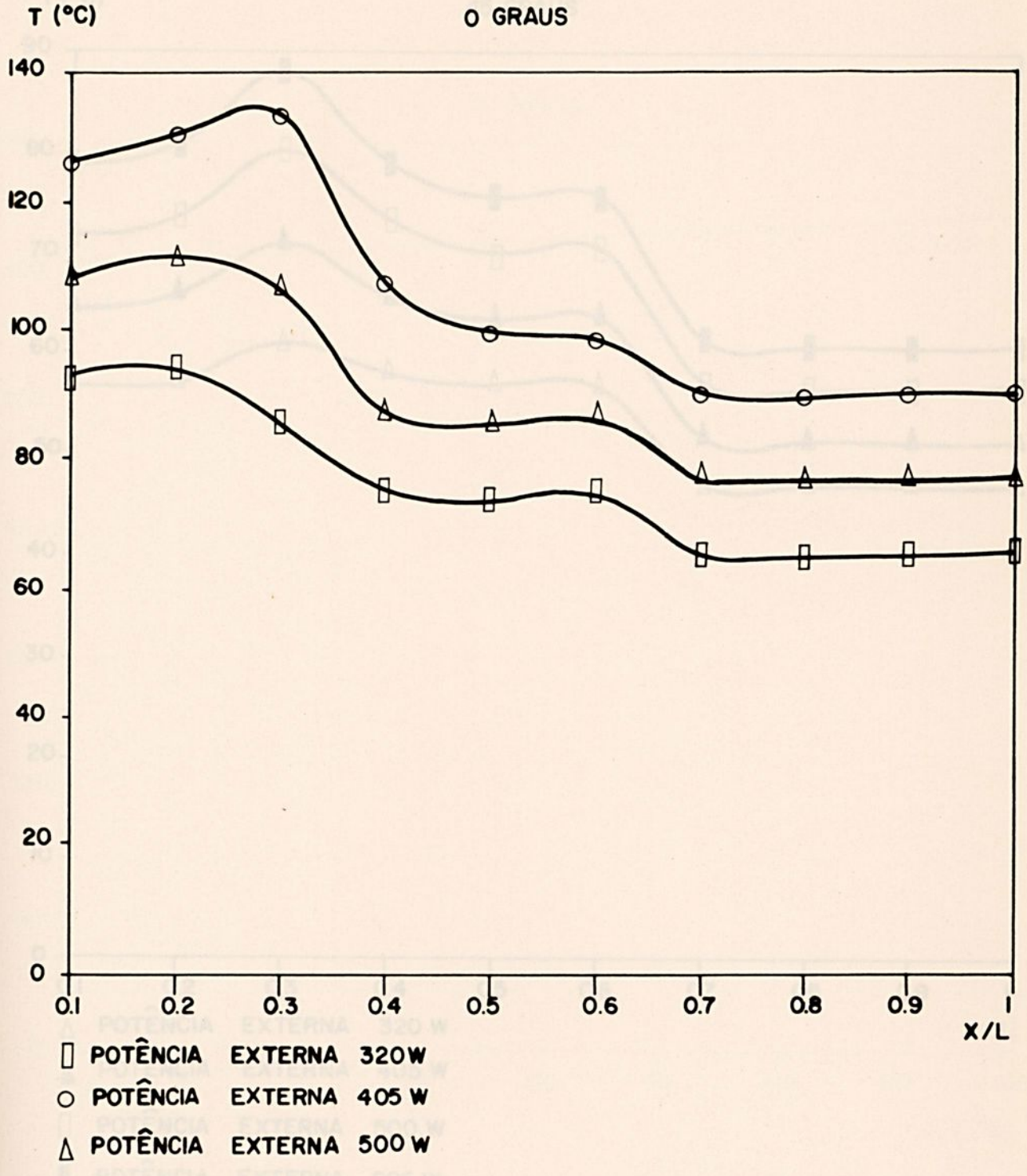


Figura 3.5 - Temperatura ao longo do Tubo de Calor individual para potências externas de 320 W , 405 W, 500 W na inclinação de 0 Graus.

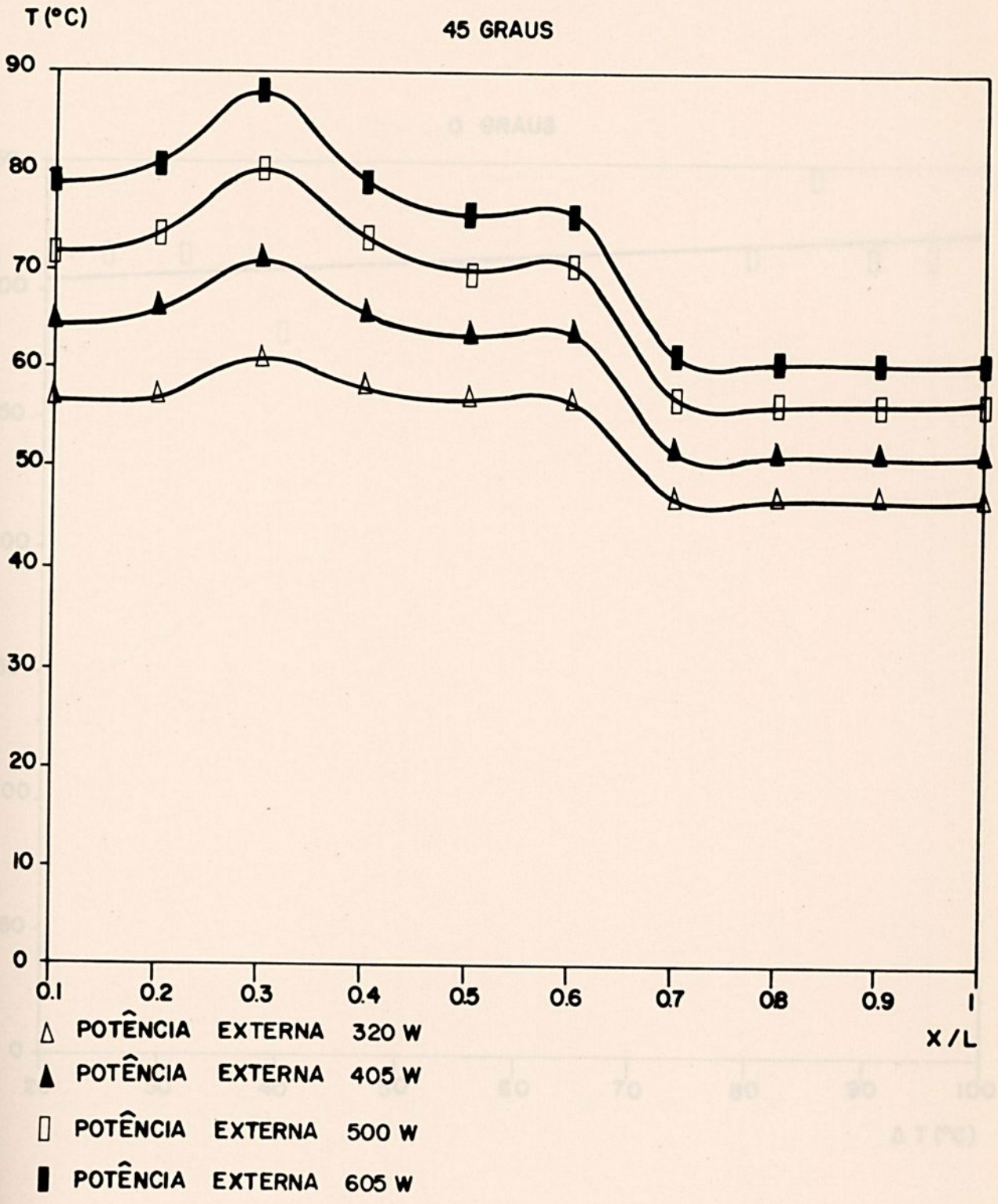


Figura 3.7 - Temperatura ao longo do Tubo de Calor individual para potências externas de 320 W , 405 W, 500 W, 605 W, 720 W, na inclinacão de 45 graus.

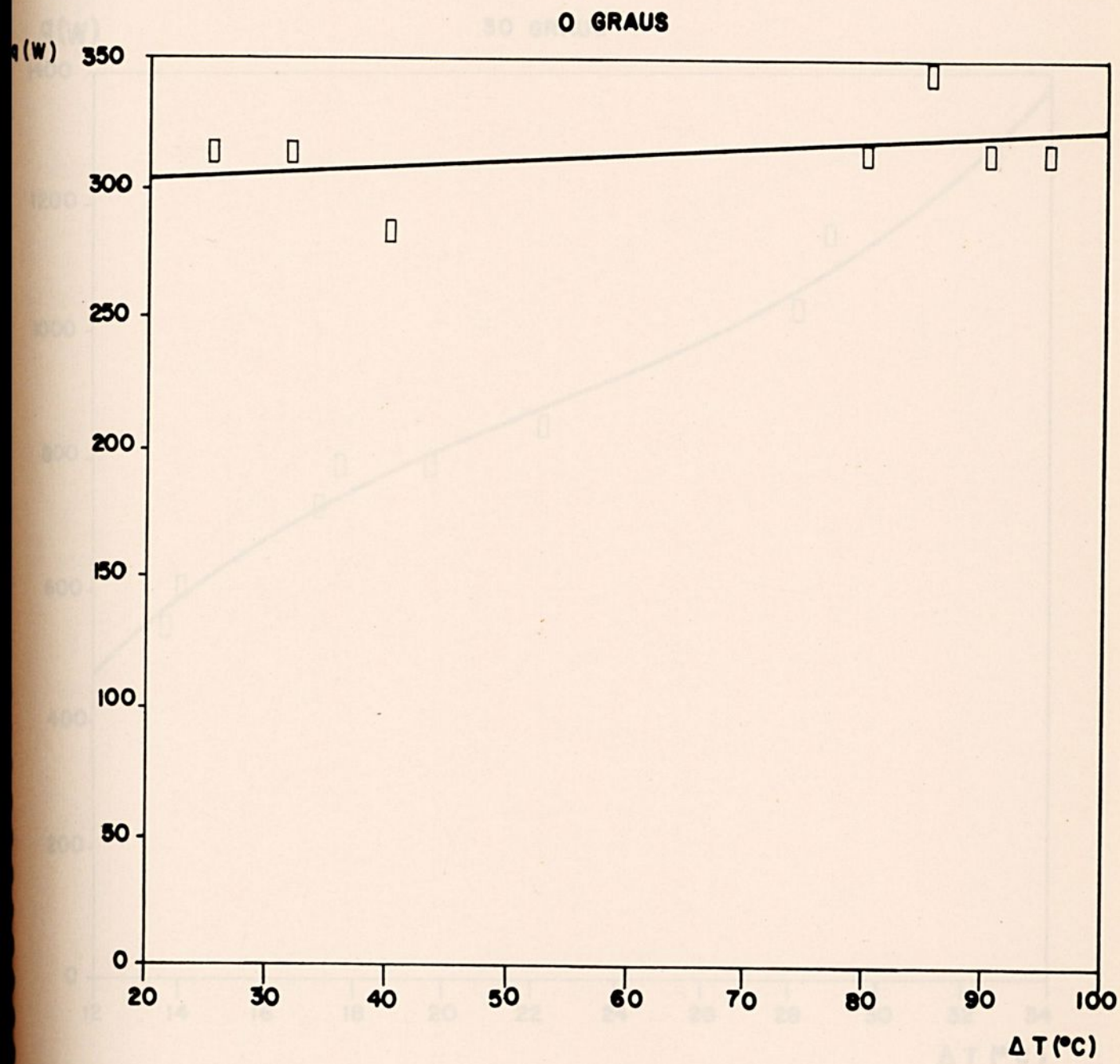


Figura 3.9 - Taxa de Calor transferido versus diferença de temperatura aplicada, para o Tubo de Calor individual na horizontal.

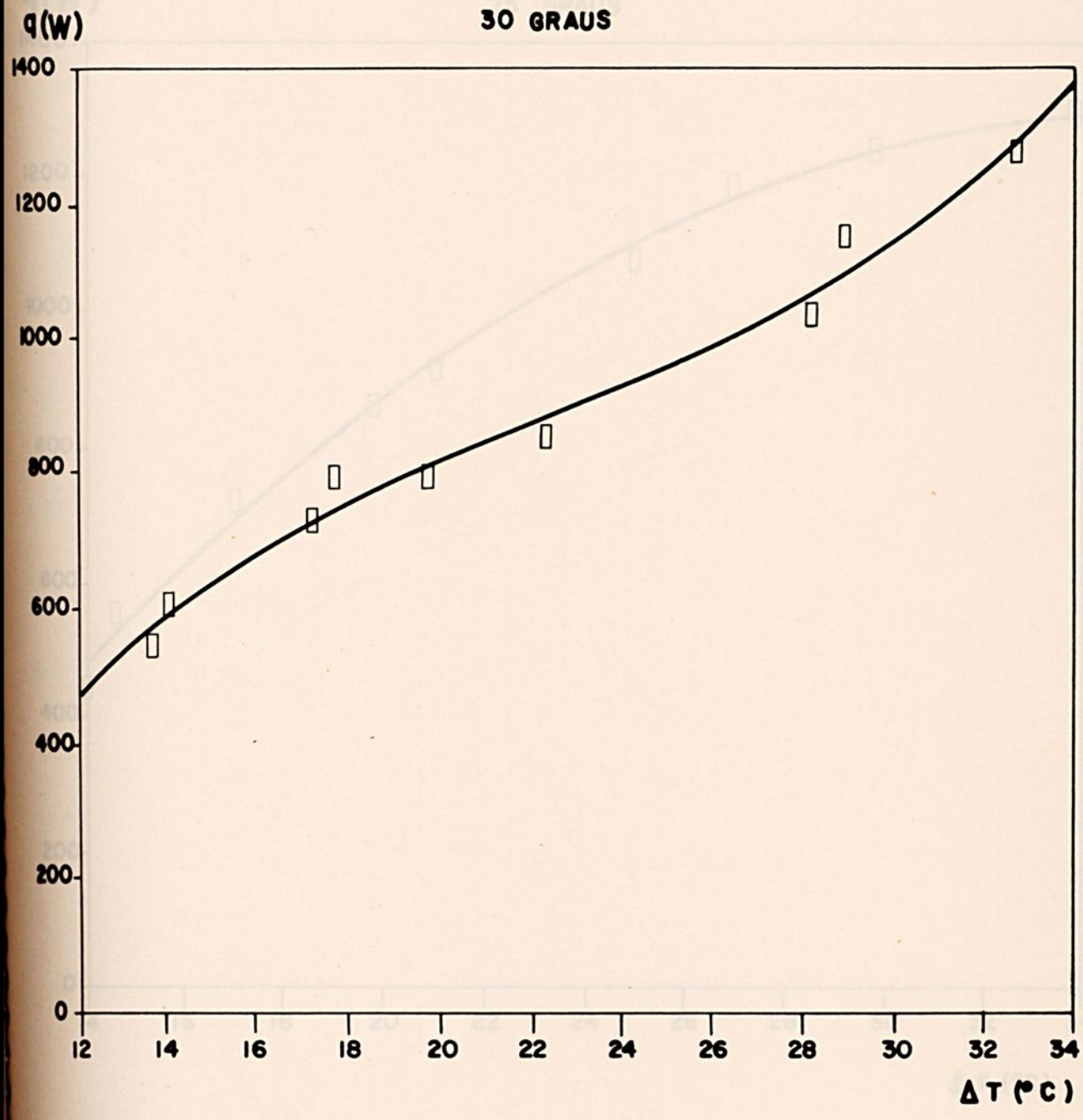


Figura 3.10 - Taxa de Calor transferido versus diferença de temperatura aplicada, para o Tubo de Calor individual com inclinacão de 30 graus.

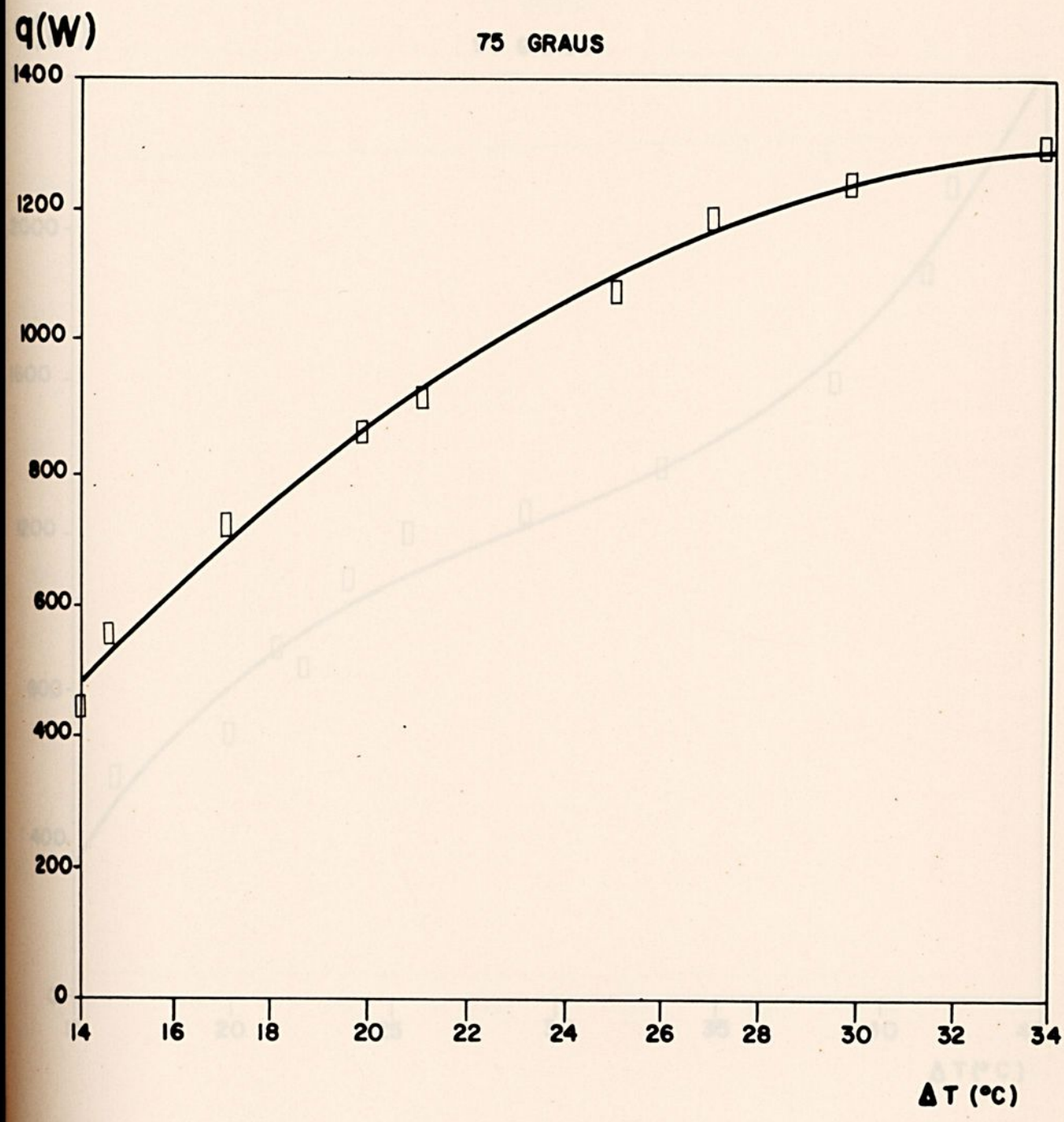


Figura 3.11 - Taxa de Calor transferido versus diferença de temperatura aplicada, para o Tubo de Calor individual com inclinação de 75 graus.

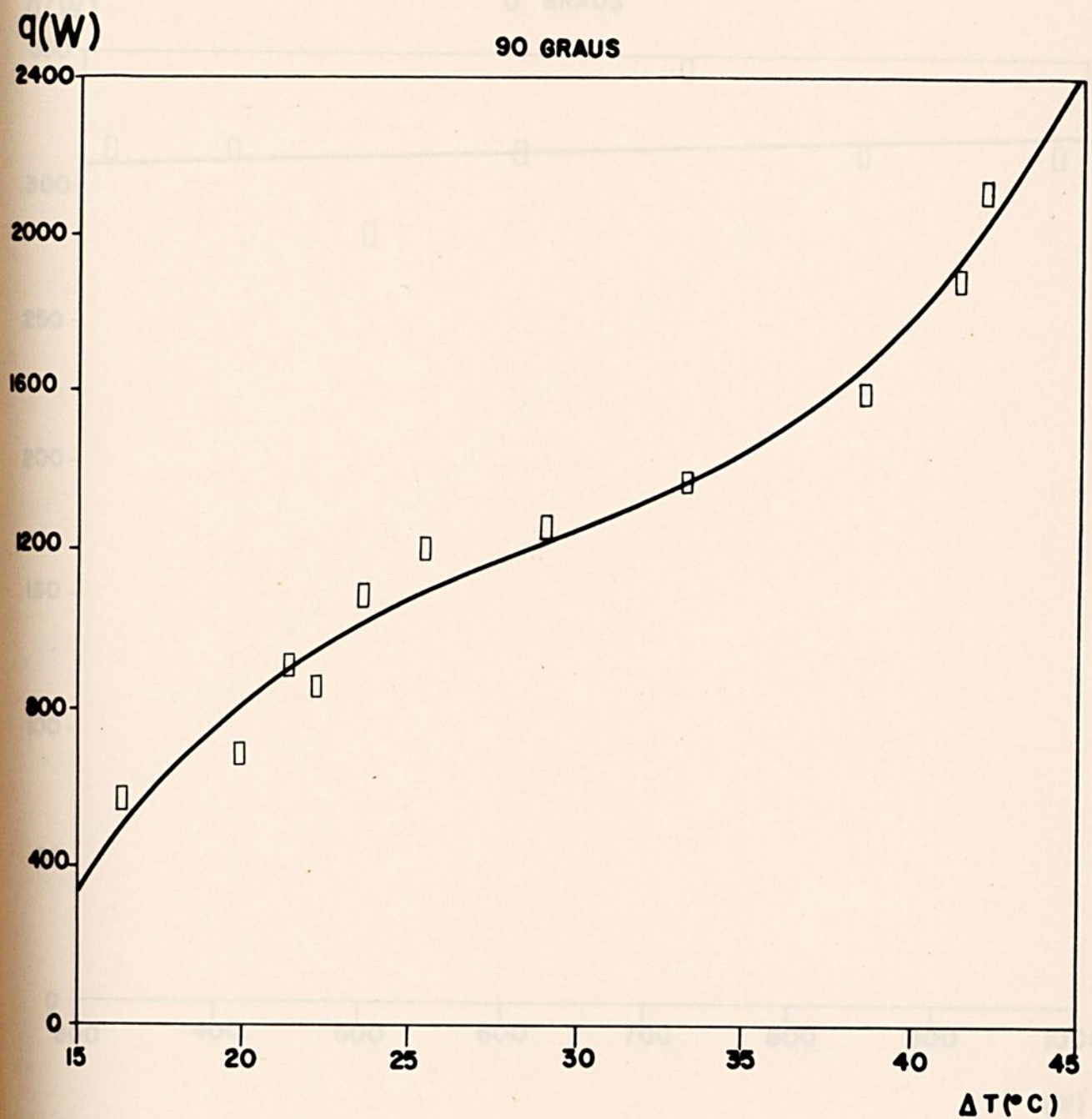


Figura 3.12 - Taxa de Calor transferido versus diferença de temperatura aplicada, para o Tubo de Calor individual com inclinação de 90 graus.

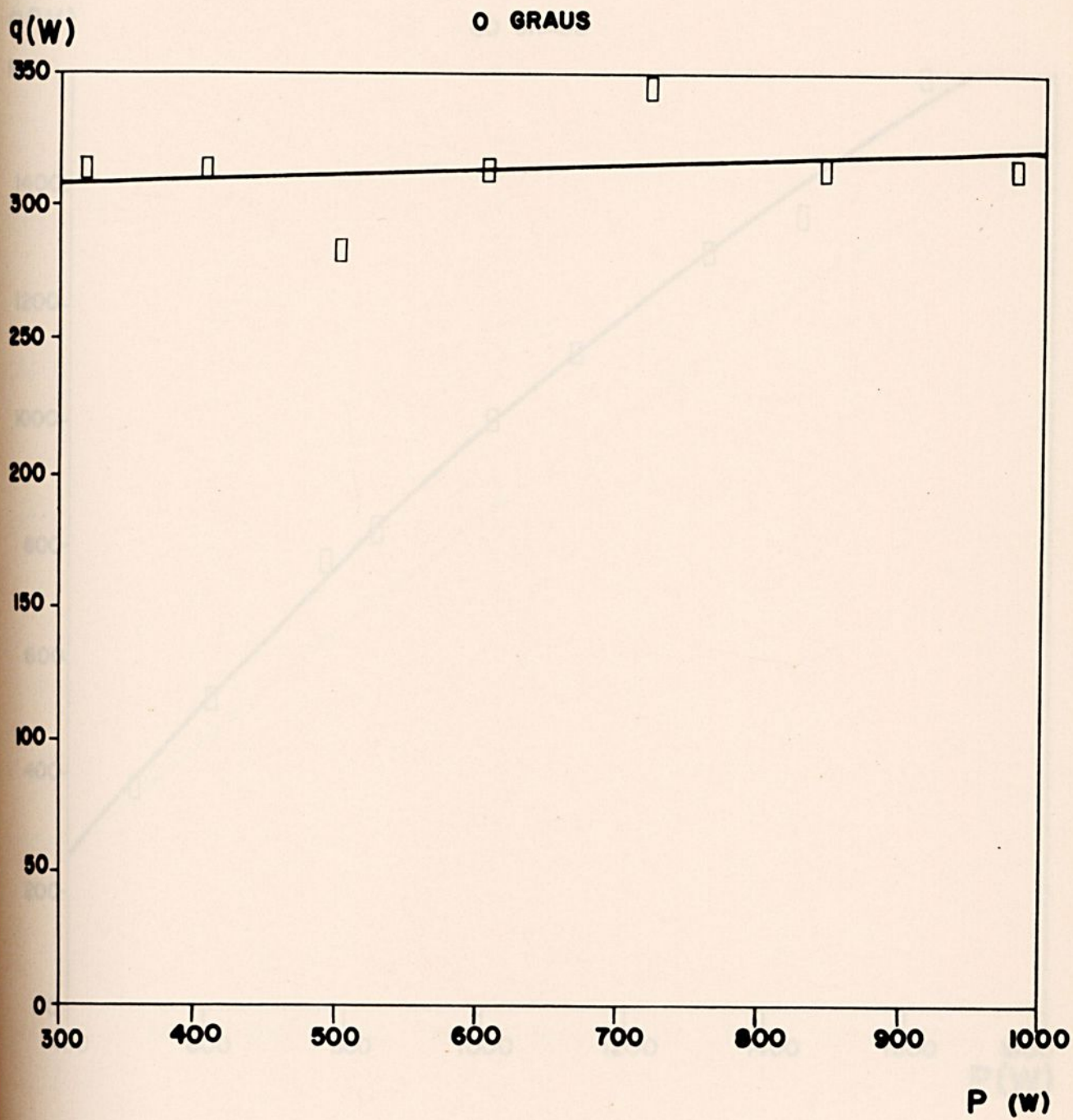


Figura 3.13 - Taxa de Calor transferido versus taxa de Energia fornecida, para o Tubo de Calor individual na horizontal.

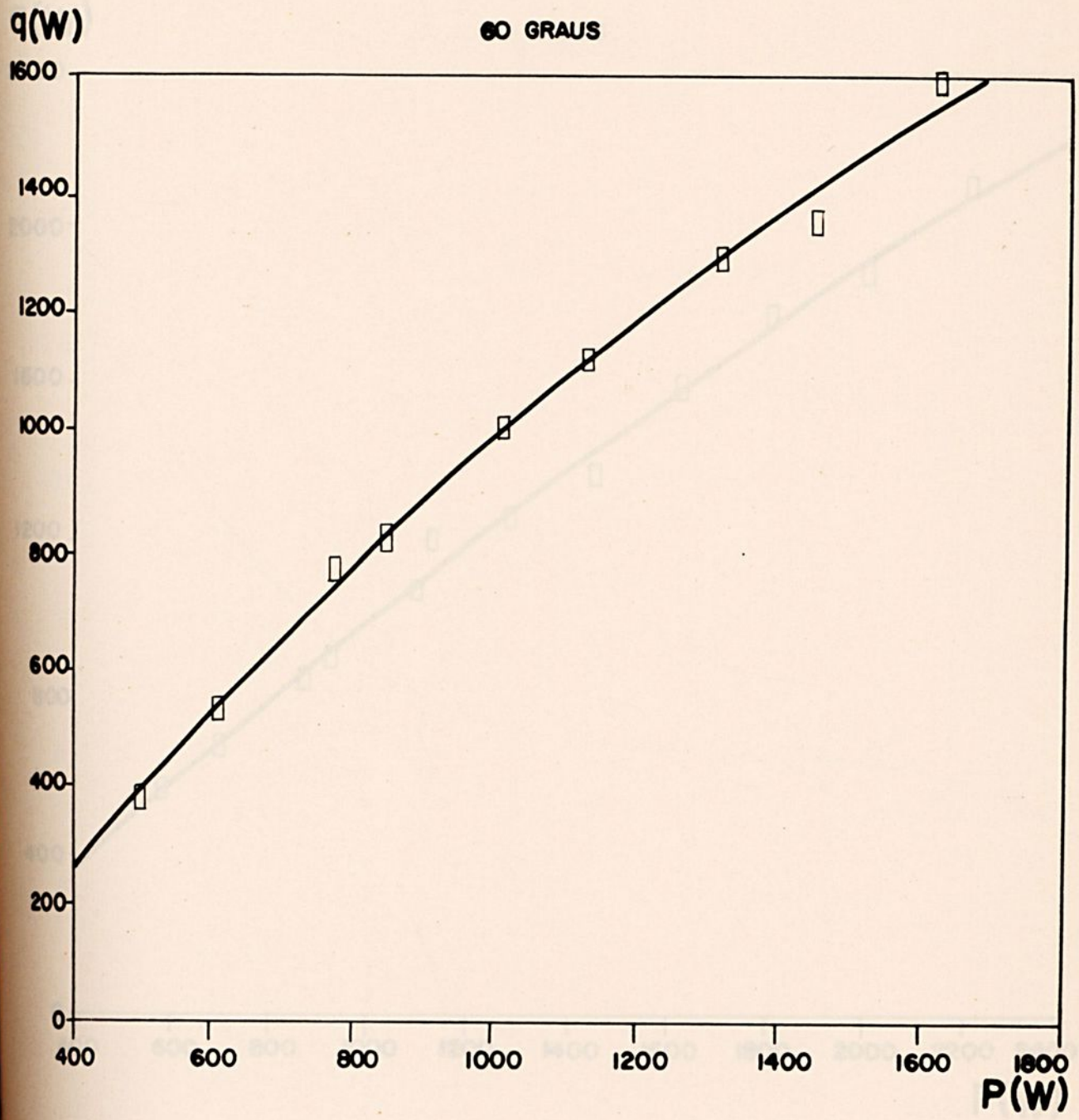


Figura 3.14 - Taxa de Calor transferido versus Taxa de Energia fornecida, para o Tubo de Calor individual com inclinação de 60 graus.

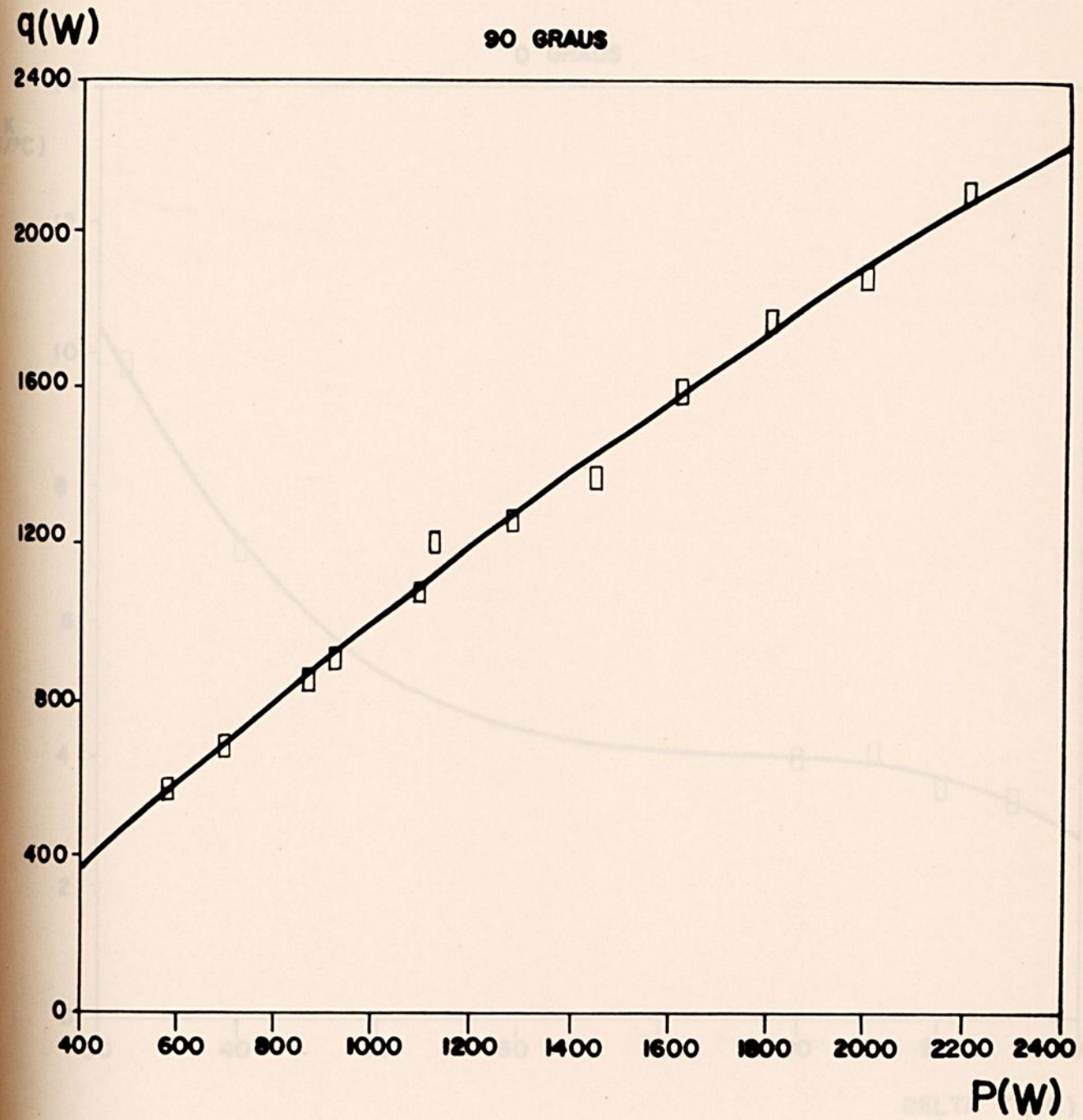


Figura 3.15 - Taxa de Calor transferido versus Taxa de Energia fornecida, para o Tubo de Calor individual na vertical.

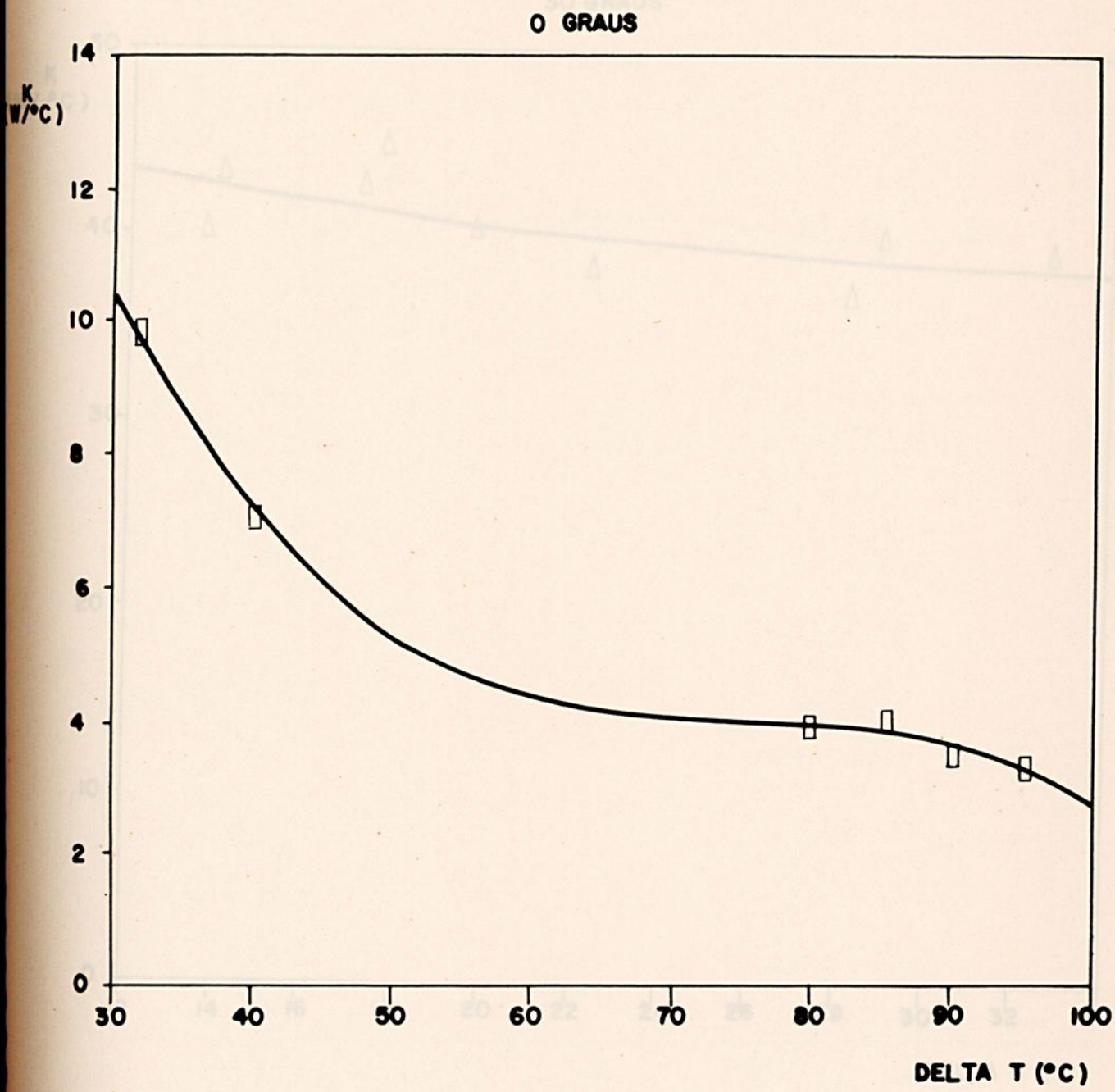


Figura 3.16 - Condutância Térmica Equivalente do Tubo de Calor Individual versus a Diferença de Temperatura Aplicada, para o Tubo na horizontal.

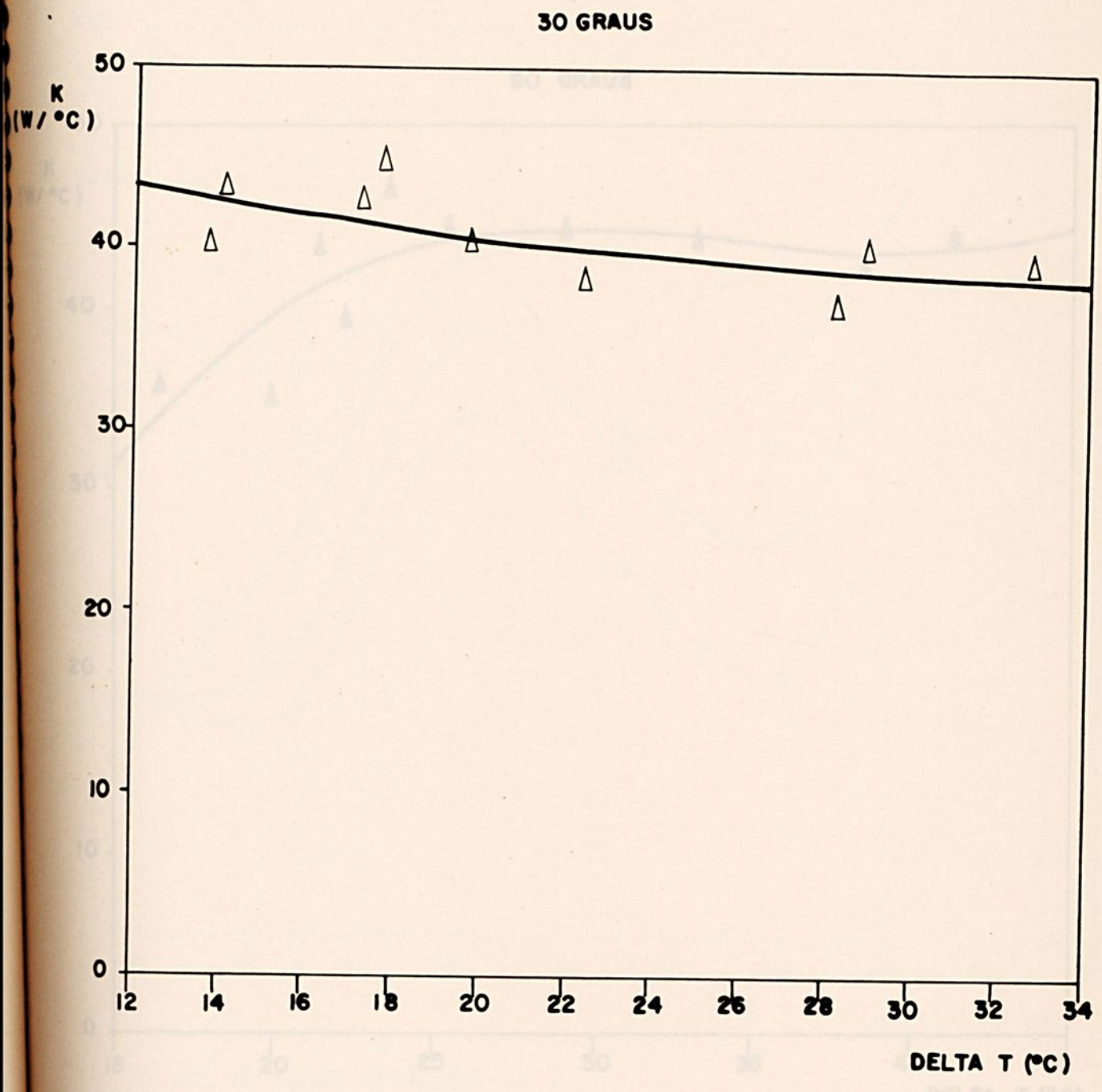


Figura 3.17 - Condutância Térmica Equivalente do Tubo de Calor Individual versus Diferença de Temperatura Aplicada, para o Tubo inclinado com 30 graus.

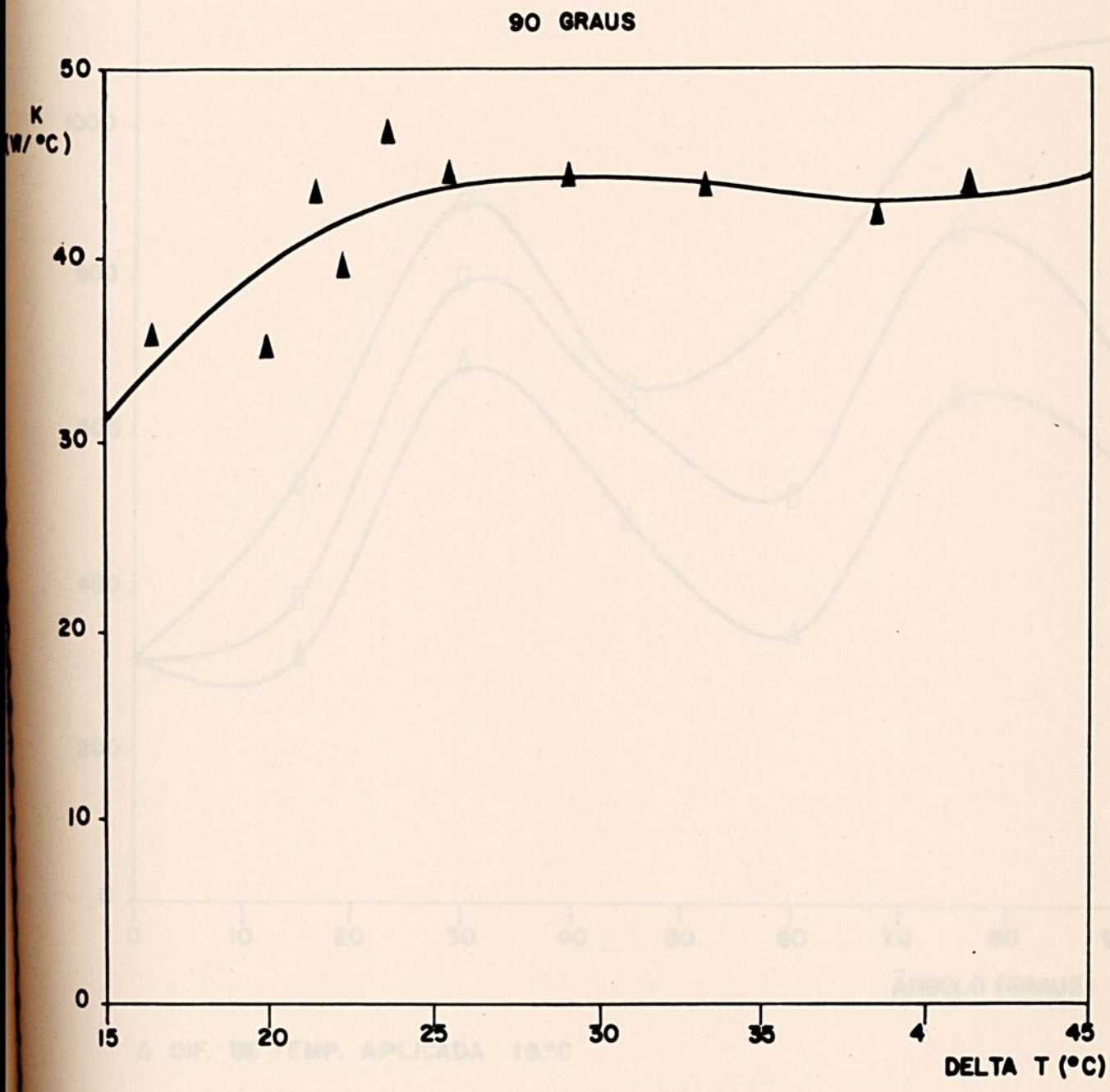


Figura 3.18 - Condutância Térmica Equivalente do Tubo de Calor Individual versus Diferença de Temperatura Aplicada, para o Tubo na vertical.

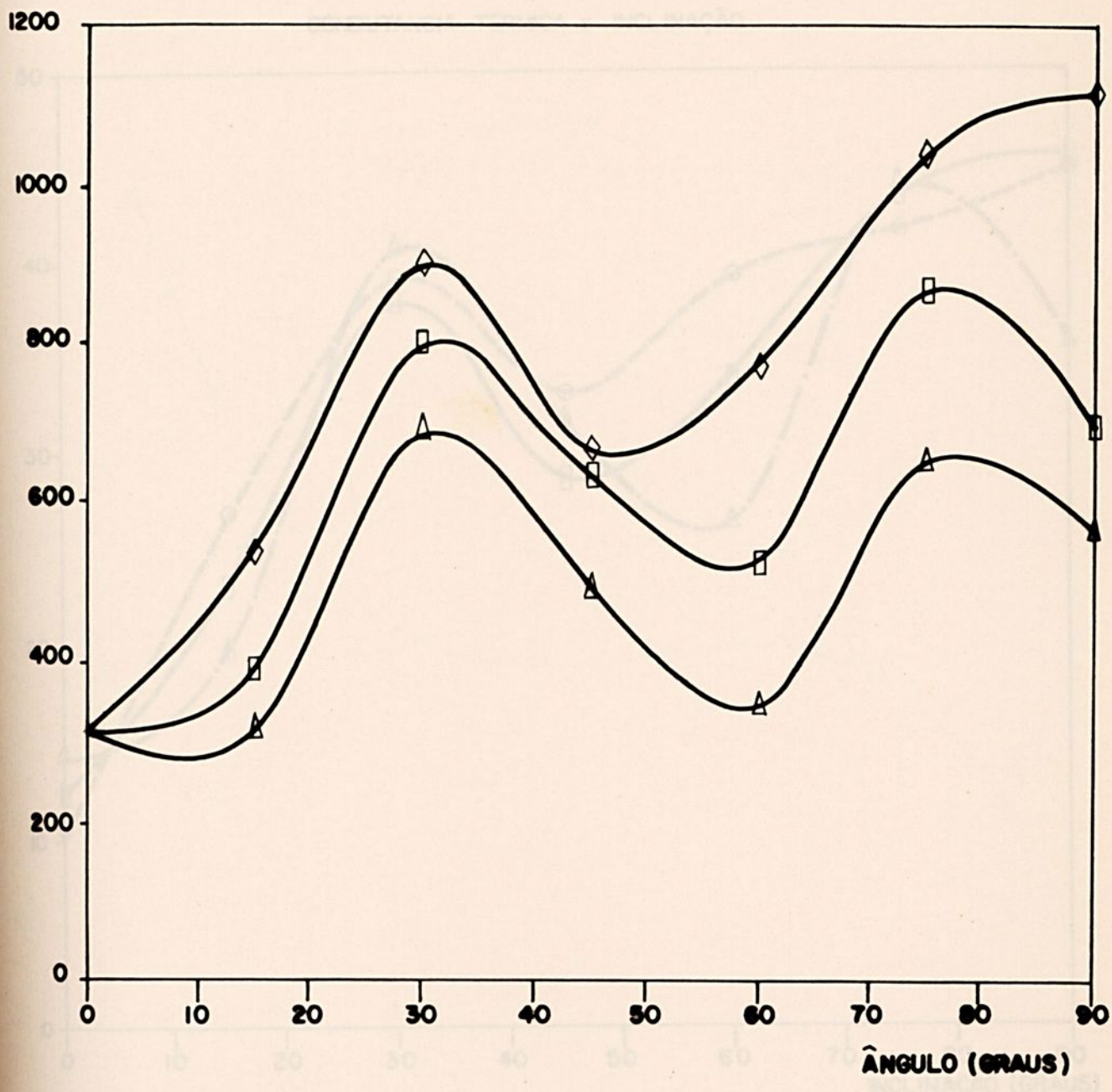


Figura 3.19 - Variação da Taxa de Calor Transferido pelo Tubo de Calor Individual, com a inclinação para diferença de Temperatura aplicada aos extremos do Tubo, de 16^{0} C, 20^{0} C e 24^{0} C.

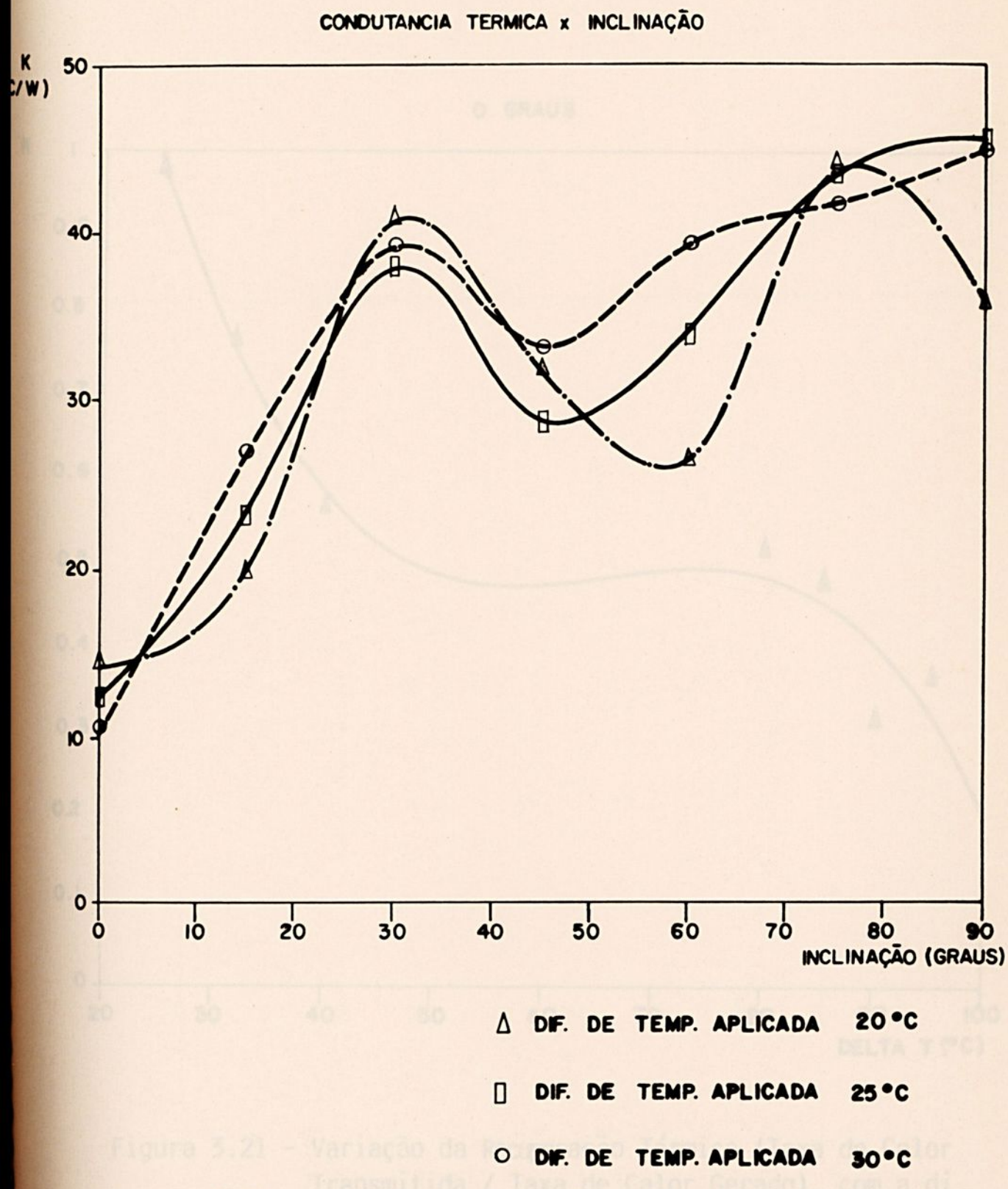


Figura 3.20 - Variação da Condutância Térmica do Tubo de Calor Individual com a Inclinação, para Diferenças de Temperaturas aplicadas aos extremos do Tubo, de 20^0 C, 25^0 C, 30^0 C.

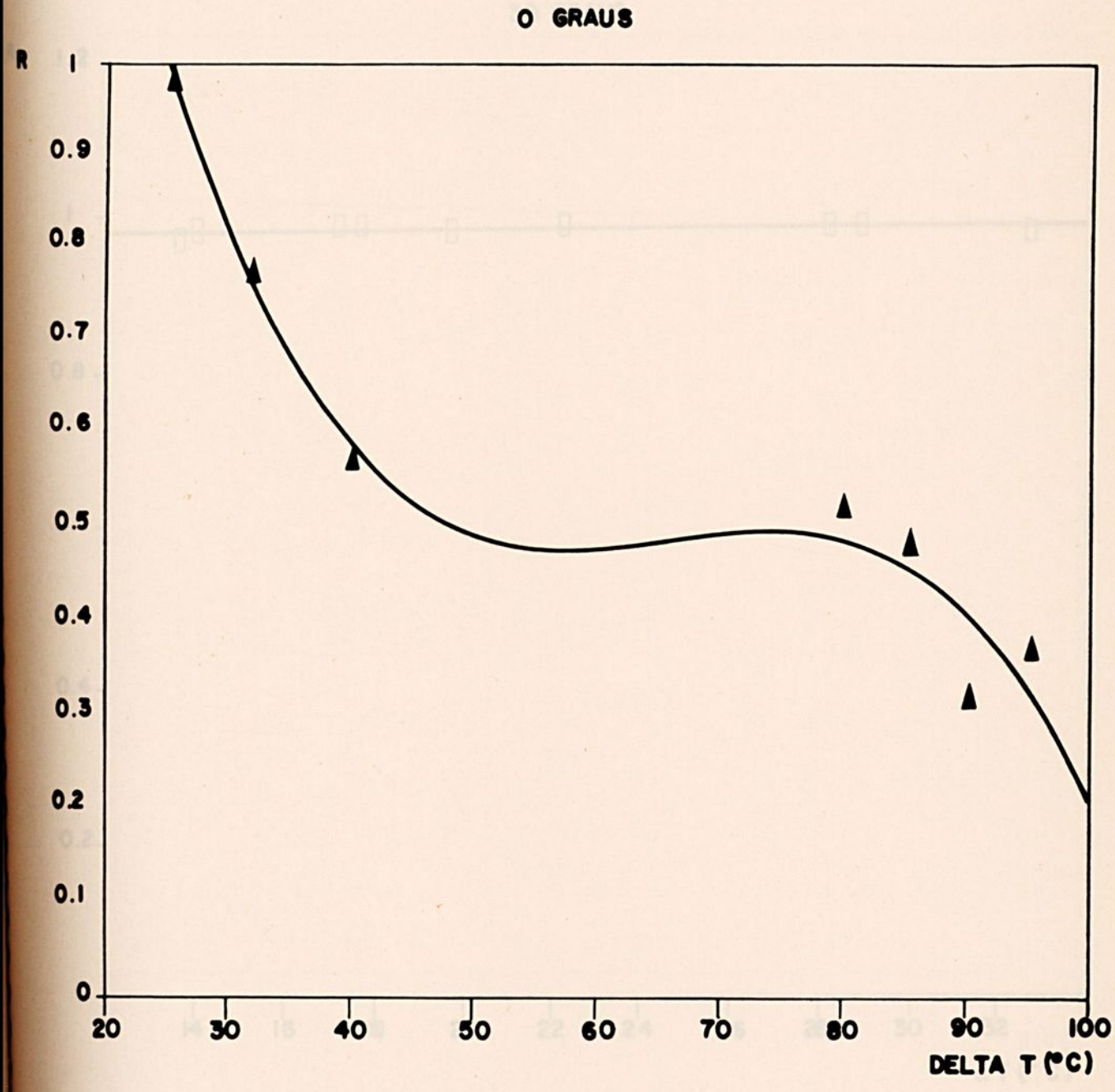


Figura 3.21 - Variação da Recuperação Térmica (Taxa de Calor Transmitida / Taxa de Calor Gerado), com a diferença de Temperatura aplicada aos extremos do Tubo de Calor, com o Tubo na horizontal.

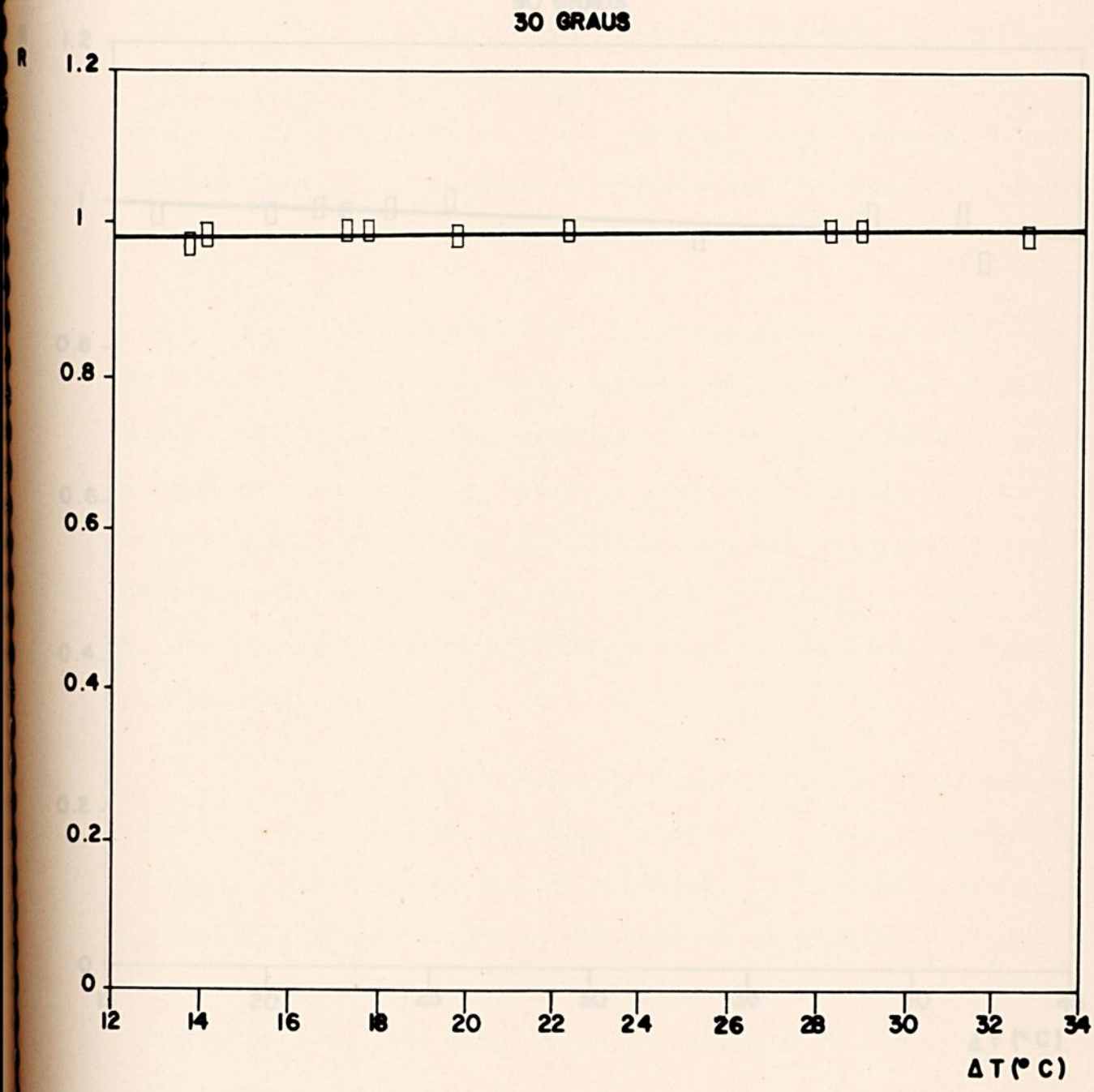


Figura 3.22 - Variação da Recuperação Térmica (Taxa de Calor Transmitido / Taxa de Calor Gerado), com a diferença de temperatura aplicada aos extremos do Tubo de Calor, com o Tubo inclinado de 30^{0} com a horizontal.

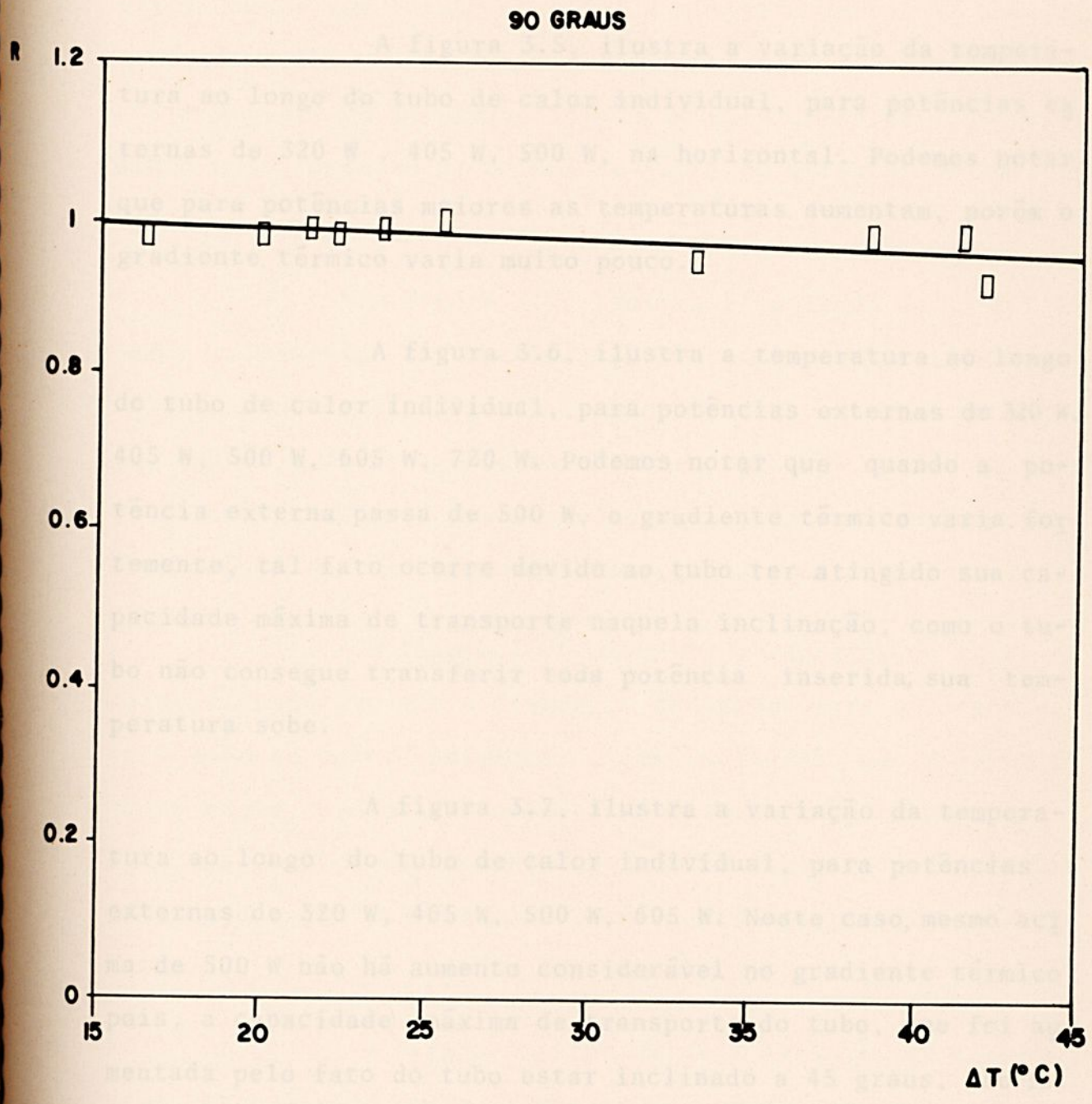


Figura 3.23 - Variação da Recuperação Térmica (Taxa de Calor Transmitido / Taxa de Calor Gerado), com a diferença de temperatura aplicada aos extremos do Tubo de Calor, com o Tubo na vertical.

3.2.3 CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS SOBRE O TUBO DE CALOR

A figura 3.5, ilustra a variação da temperatura ao longo do tubo de calor individual, para potências externas de 320 W , 405 W, 500 W, na horizontal. Podemos notar que para potências maiores as temperaturas aumentam, porém o gradiente térmico varia muito pouco.

A figura 3.6, ilustra a temperatura ao longo do tubo de calor individual, para potências externas de 320 W, 405 W, 500 W, 605 W, 720 W. Podemos notar que quando a potência externa passa de 500 W, o gradiente térmico varia fortemente, tal fato ocorre devido ao tubo ter atingido sua capacidade máxima de transporte naquela inclinação, como o tubo não consegue transferir toda potência inserida, sua temperatura sobe.

A figura 3.7, ilustra a variação da temperatura ao longo do tubo de calor individual, para potências externas de 320 W, 405 W, 500 W, 605 W. Neste caso, mesmo acima de 500 W não há aumento considerável no gradiente térmico pois, a capacidade máxima de transporte do tubo, que foi aumentada pelo fato do tubo estar inclinado a 45 graus, não foi atingida.

A figura 3.8, ilustra a variação da temperatura ao longo do tubo de calor individual, para potências externas de 583 W, 656 W, 871 W, 925 W, 1095 W. Podemos notar que embora a potência inserida no sistema tenha aumentado

consideravelmente,não há forte variação no gradiente térmico, evidenciando que o tubo de calor ainda está dentro de sua faixa de trabalho, nota-se ainda, que na posição aproximada de x/L = 0.3, há um superaquecimento do tubo de calor, possivelmente pela formação de bolhas de vapor na estrutura porosa interna.

A figura 3.9, ilustra a variação da taxa de calor transferido com a diferença de temperatura aplicada para o tubo de calor individual na horizontal. Podemos notar que quando a diferença de temperatura aplicada cresce, a taxa de calor transferido praticamente não varia, evidenciando o esgotamento da capacidade de transferência do tubo de calor.

A figura 3.10, ilustra a variação da taxa de calor transferido com a diferença de temperatura aplicada,para o tubo de calor individual , com inclinação de 30 graus.Nota-se neste caso,que um aumento na diferença de temperatura aplicada,implica num aumento da taxa de calor transferido,evidenciando que o tubo de calor está dentro de sua faixa de trabalho.

A figura 3.11, ilustra a variação da taxa de calor transferido com a diferença de temperatura aplicada para o tubo de calor individual, com inclinação de 75 graus . Nota-se também neste caso,que o tubo funciona normalmente.

A figura 3.12, ilustra a variação da taxa de calor transferido com a diferença de temperatura aplicada ,

para o tubo de calor individual, com inclinação de 90 graus. Podemos notar que o tubo funciona normalmente e que quando a diferença de temperatura aplicada cresce muito, em torno de 40 a 45ºC, a troca de calor se acentua , evidenciando que o regime de troca foi modificado pelo superaquecimento.

A figura 3.13, ilustra a variação da taxa de calor transferido com a taxa de energia fornecida para o tubo de calor individual na horizontal. Nota-se que quando a taxa de energia fornecida aumenta, a taxa de calor transferido praticamente não varia,mais uma vez evidenciando que o tubo de calor está com sua capacidade de transferência de calor esgotada.

A figura 3.14, ilustra a variação da taxa de calor transferido com a taxa de energia fornecida para o tubo de calor individual, com inclinação de 60 graus. Neste caso podemos notar que o aumento da taxa de energia fornecida, aumenta proporcionalmente a taxa de calor transferido.

A figura 3.15, ilustra a variação da taxa de calor transferido com a taxa de energia fornecida para o tubo de calor individual na vertical. Podemos notar que do mesmo modo que a anterior,as variações entre taxa de energia fornecida e taxa de calor transferido são proporcionais e o gráfico tem inclinação próxima a 45 graus.

A figura 3.16, ilustra a variação da condutância térmica equivalente do tubo de calor individual com a

diferença de temperatura aplicada, para o tubo na horizontal. Podemos notar uma forte diminuição da condutividade térmica equivalente, com o aumento da diferença de temperatura aplicada, perfeitamente consistente com as análises anteriores.

A figura 3.17, ilustra a variação da condutância térmica equivalente do tubo de calor individual, com a diferença de temperatura aplicada, para o tubo de calor inclinado a 30 graus. Nota-se que a condutância térmica equivalente é praticamente constante, não dependendo da diferença de temperatura aplicada.

A figura 3.18, ilustra a variação da condutância térmica equivalente com a diferença de temperatura aplicada, para o tubo na vertical. Podemos notar que para diferenças de temperatura aplicada maiores que 25ºC , a condutância térmica equivalente estabiliza, ficando praticamente constante.

A figura 3.19, ilustra a variação da taxa de calor transferido pelo tubo de calor individual, com a inclinação para diferenças de temperatura aplicada de 16ºC, 20ºC e 24ºC. Podemos notar como era de se esperar que quanto maior a diferença de temperatura, maior o deslocamento para cima da curva. Nota-se ainda o aparecimento de um pico em torno da inclinação de 3 graus, o que evidencia uma excelente região para o funcionamento do tubo.

A figura 3.20 é análoga a 3.19 para diferenças de temperatura de 20ºC, 25ºC e 30ºC e tem um comportamento semelhante a anterior, porém os desvios experimentais causam intersecções entre as curvas.

A figura 3.21, ilustra a variação da recuperação térmica com a diferença de temperatura aplicada aos extremos do tubo de calor, com o tubo na horizontal. Nota-se que quanto maior a diferença de temperatura aplicada, menor é a quantidade de energia recuperada o que está perfeitamente de acordo com todas as análises anteriores.

A figuras 3.22 e 3.23, ilustram a variação da recuperação térmica com a diferença de temperatura aplicada aos extremos do tubo de calor com o tubo inclinado a 30 e 90 graus respectivamente. Podemos notar que a recuperação é muito alta e praticamente constante , evidenciando que praticamente toda taxa de calor gerado é transmitido.

As análises dos gráficos nos permitem concluir que nosso tubo de calor quando na horizontal está com sua capacidade de transferência de calor limitada a cerca de 300W, porém quando inclinado a 90 graus chega a transferir até 2200W. É importante notar que a capacidade de transferência do tubo de calor não é proporcional a inclinação e que o tubo de calor tem uma excelente performance entre 20 e 40 graus e uma redução de performance entre 40 e 60 graus.

O tubo de calor individual, exaustivamente ensaiado servirá como padrão para o trocador de calor estudado no capítulo quatro.

CAPÍTULO IV

4. TROCADOR DE CALOR COM TUBOS DE CALOR.

4.1 MOTIVAÇÃO

Estamos interessados em processos alternativos para transferência de calor, neste caso mais especificamente para recuperação energética.

Neste trabalho estamos desenvolvendo um trocador de calor, composto por tubos de calor. Uma comparação técnica entre um trocador de calor convencional e um trocador de calor com tubos de calor, não é trivial. Podemos por exemplo, fazer uma comparação' entre as impedâncias de ambos os sistemas. Como a impedância interna do tubo de calor, é proveniente de uma estrutura porosa , normalmente metálica e delgada, e de processos de condensação e evaporação, os quais possuem altos coeficientes de transmissão de calor, é normalmente muito pequena, a comparação seria praticamente entre as impedâncias externas. Uma análise cuidadosa indica qua cada um tem em determinadas circunstâncias vantagens em relação ao outro.

Como os trocadores de calor convencionais são amplamente conhecidos, listamos abaixo alguns detalhes vantajosos dos trocadores de calor com tubos de calor.

1. Não contém partes móveis.

A parte intrinsica de um trocador com tubos de calor opera rigidamente e os tubos são completamente selados.

2. Não requer bombeamento externo.

Sua operação é ativada unicamente pela diferença de temperatura entre seus extremos, não necessitando de bombeamento externo.

3. Possibilita a não contaminação.

Um projeto adequado permite uma total separação entre os fluidos, somente energia é transferida, eliminando-se a possibilidade de contaminação.

4. Reversibilidade.

A transferência de calor pode ou não ser revertida na direção oposta a inicial, em função da necessidade e de parâmetros de projeto.

5. Independência das Áreas de troca de Calor.

As áreas de troca de calor, da região quente, evaporador, e da região fria, condensador, são completamente independentes, permitindo uma otimização do projeto.

6. Flexibilidade no tamanho do Sistema.

É possível produzir trocadores modulares , os quais podem ser instalados individualmente ou em grupos, permitindo ampla flexibilidade no tamanho do sistema.

7. Faixa de Projetos Ampla.

Dependendo do fluido de trabalho utilizado, dos materiais empregados, e das variantes de projeto, é possível uma ampla linha de projetos, e em cada linha de projeto, uma ampla faixa de aplicações.

8. Compactação - Limpeza.

As unidades de troca de calor, em geral não contém mais do que 0,50 m na direção do escoamento. Isto per

mite uma boa compactação, com finalidades de limpeza.

9. Perda de Carga.

Sendo as unidades relativamente curtas, podemos executar projetos com pequena perda de carga.

10. Longa Vida.

Em geral, os tubos de calor, sendo rigorosamente limpos, selados e não possuindo partes móveis possuem longa vida útil.

11. Possibilidade de Controle.

Podemos controlar a taxa de troca de calor de inúmeras maneiras; variando a inclinação do trocador de calor; adicionando gás não condensável ao fluido de trabalho, etc, tais processos dispensam a necessidade de um controle mais complexo.

4.2 ANÁLISE TEÓRICA

Não há uma metodologia bem definida para determinar a performance do trocador de calor com tubos de calor. Nós faremos um tratamento similar aos efetuados nos trocadores de calor convencionais, extendido, para englobar as peculiaridades do problema em questão.

Utilizaremos um modelamento através de resistências térmicas, o que nos permitirá obter uma resistência térmica equivalente, e caracterizar um coeficiente global de transferência de calor.

Faremos também uma análise similar, a desenvolvida por Kays & London para Trocadores Tradicionais através do método da Efetividade (ε).

Paralelamente, através das limitações impostas aos tubos de calor individuais, predizeremos a taxa máxima de calor trocado.

4.2.1 DETERMINAÇÃO DAS RESISTÊNCIAS TÉRMICAS

As figuras 4.1, 4.2, 4.3 abaixo, ilustram o esquema básico do trocador de calor, o esquema das posições em cada tubo de calor, e o esquema das resistências térmicas associadas a cada tubo de calor.

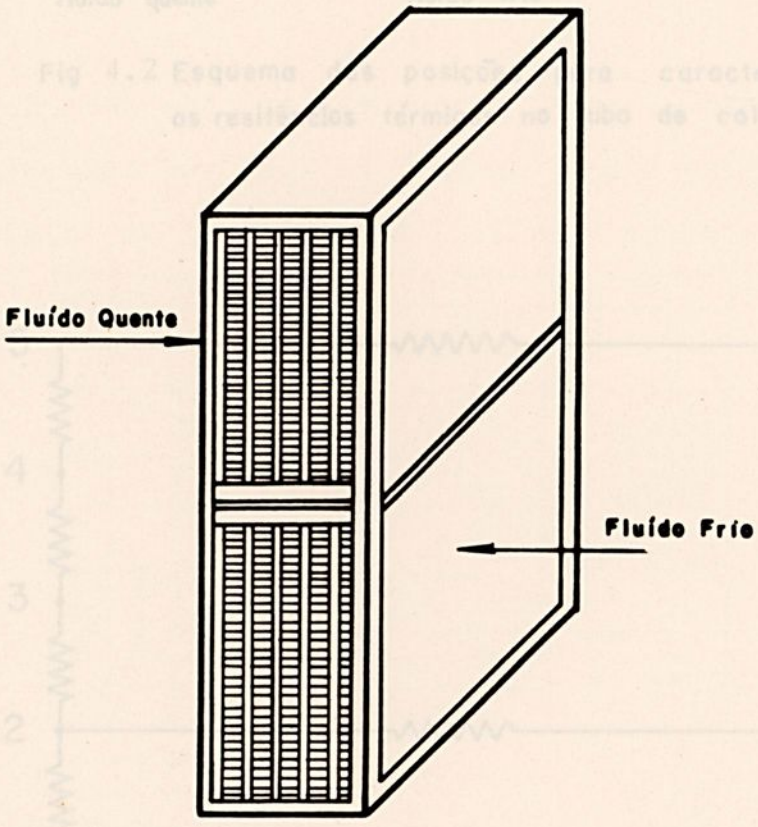


Figura 4.1 Esquema básico do trocador de calor.

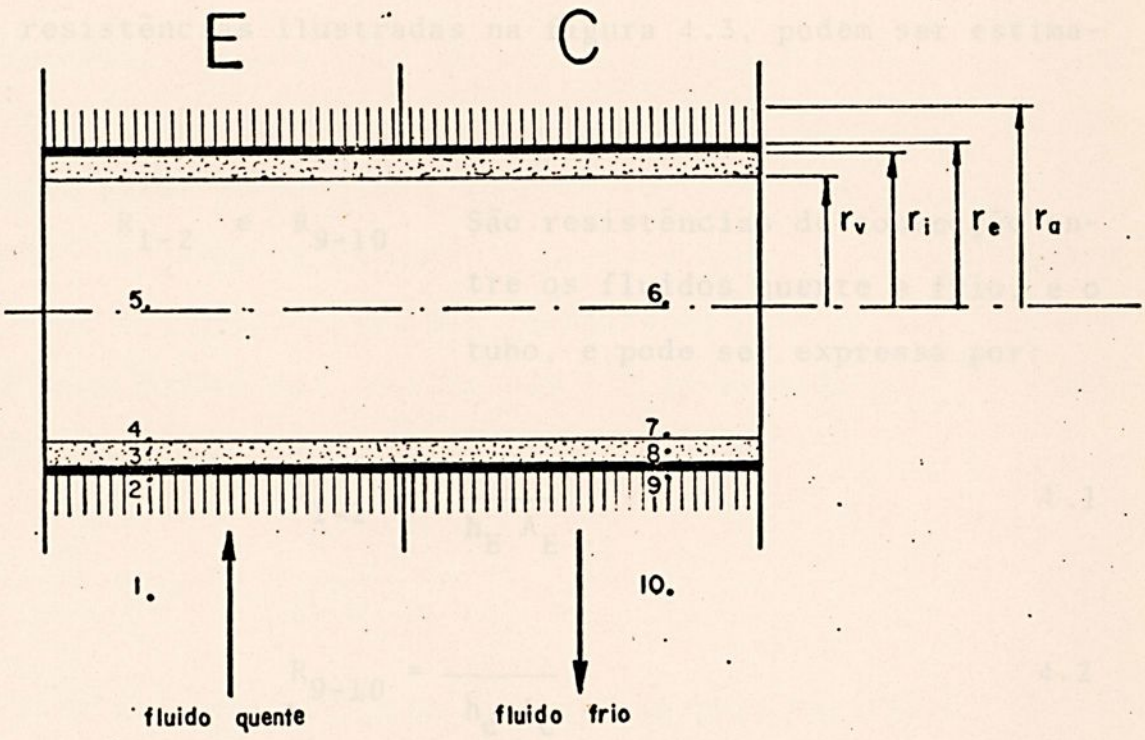


Fig 4.2 Esquema das posições para caracterizar as resitências térmicas no tubo de calor.

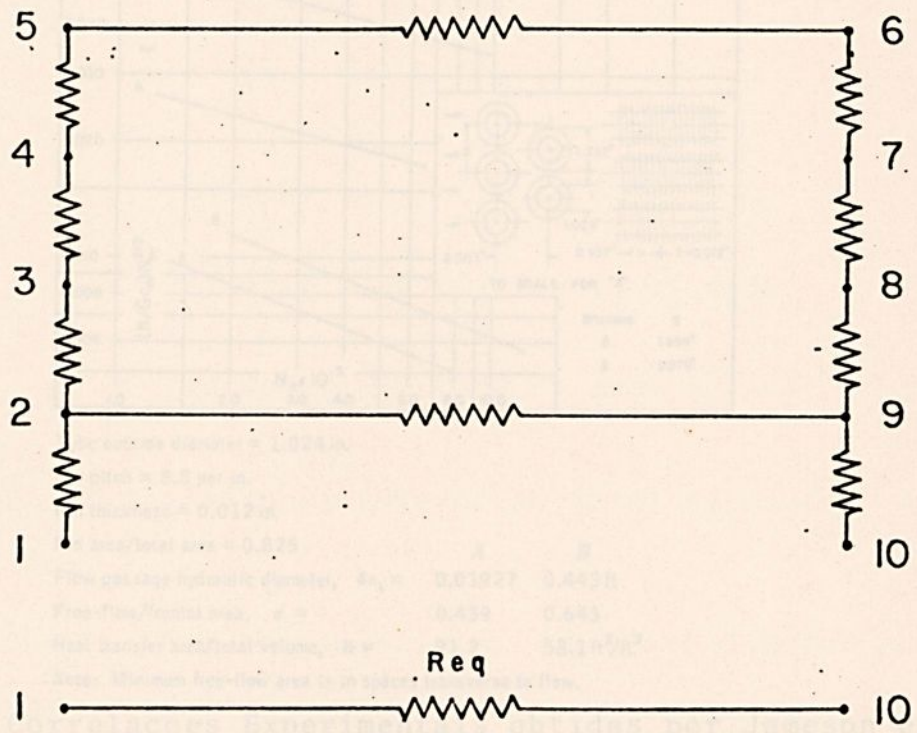


Fig 4.3 Modelamento de resistencias termicas utilizado.

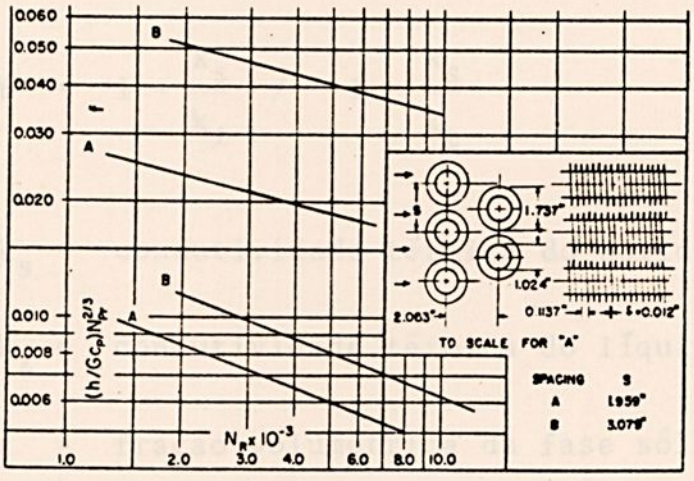
As resistências ilustradas na figura 4.3, podem ser estimadas por:

R_{1-2} e R_{9-10} São resistências de convecção entre os fluidos quente e frio, e o tubo, e pode ser expressa por:

$$R_{1-2} = \frac{1}{h_E A_E} \qquad 4.1$$

$$R_{9-10} = \frac{}{h_c A_c} \qquad 4.2$$

onde h_E e h_c são obtidos das curvas experimentais obtidas por Jameson, publicadas por Kays & London[18], cujo gráfico nos fornece também o fator de fricção e é ilustrado abaixo.



Tube outside diameter = 1.024 in.
Fin pitch = 8.8 per in.
Fin thickness = 0.012 in.
Fin area/total area = 0.825

	A	B
Flow passage hydraulic diameter, $4r_h$ =	0.01927	0.443 ft
Free-flow/frontal area, σ =	0.439	0.643
Heat transfer area/total volume, α =	91.2	58.1 ft^2/ft^3

Note: Minimum free-flow area is in spaces transverse to flow.

Figura 4.4 Correlações Experimentais obtidas por Jameson e publicada por Kays & London[18].

O fenômeno da ebulição em um fluido imerso numa estrutura porosa, tem sido estudado por inúmeros autores, inclusive sendo um problema ainda em aberto.

Quando as taxas de escoamento de calor são relativamente baixas, como é o nosso caso, praticamente não haverá nucleação, e a resistência poderá ser considerada [1] aproximadamente de condução, dada por:

$$R_{3-4} = \frac{1}{2\pi\ k_w\ L_E}\ \ln \frac{r_i}{r_v} \qquad 4.3$$

onde k_w para uma tela metálica é calculado pela expressão de Rayleigh.

$$k_w = \frac{\beta - \varepsilon}{\beta + \varepsilon}\ k_\ell$$

onde $$\beta = 1 + \frac{k_s}{k_\ell} \Big/ 1 - \frac{k_s}{k_\ell}$$

sendo: k_s = condutividade térmica do polido.

k_ℓ = condutividade térmica do líquido.

ε = fração volumétrica da fase sólida.

A equação (4.3), fornece valores em geral um pouco maiores do que a prática.

R_{4-5} É a resistência na interface líquido vapor, e pode ser expressa por [1]:

$$R_{4-5} = \frac{R\,T^2(2\pi\,R\,T)^{\frac{1}{2}}}{L^2 P_v \quad A_E} \qquad 4.4$$

normalmente esta resistência tem um valor muito pequeno.

R_{5-6} É a resistência ao longo do escoamento do vapor. A variação de temperatura no vapor é proporcional a sua perda de carga, a qual é em geral muito pequena.

Uma análise utilizando a equação de Clapeyron e equação do gás perfeito, nos conduz a:

$$R_{5-6} = \frac{R\,T^2\,\Delta P_v}{Q\,L\,P_v} \qquad 4.5$$

normalmente uma resistência muito pequena.

R_{6-7} É a resistência na interface vapor-líquido no condensador, é análoga a R_{4-5} , sendo dada por:

$$R_{6-7} = \frac{R\,T^2\,(2\pi\,\,R\,T)^{\frac{1}{2}}}{L^2\,P_v\,\,A_c} \qquad 4.6$$

normalmente, também uma resitência muito pequena.

R_{7-8} É uma resistência da estrutura porosa preenchida com o fluido de trabalho no condensador, é obtida através de uma condutividade térmica equivalente, análoga a obtida na equação (4.3), sendo dada por:

$$R_{7-8} = \frac{1}{2\pi\,k_w L_c}\ln\frac{r_i}{r_v} \qquad 4.7$$

A resistência equivalente será obtida por:

$$R_{eq} = \Sigma R_i = R_{1-2} + R_{2-3} + R_{3-4} + R_{4-5} + R_{5-6} + R_{6-7} + R_{7-8} + R_{8-9} + R_{9-10} \qquad 4.8$$

pois a resistência R_{2-9}, é em geral muito maior do que as outras resistências internas.

Determinada a resistência térmica temos ainda que determinar o modo de operação do trocador. Basicamente temos tres tipos de trocadores de calor convencionais:

- Correntes Paralelas
- Correntes Opostas
- Correntes Cruzadas

Como é conhecido, em termos de troca de calor,o trocador de correntes opostas e o que tem melhor performance, porém em muitos casos este tipo de trocador pode levar a problemas técnicos como a concentração elevada de temperatura num dos lados , constituindo-o uma zona crítica, que pode vir a facilitar a corrosão prematura, vazamentos, empenos, etc, implicando geralmente numa vida mais curta do equipamento.

Com o trocador com tubo de calor, podemos trabalhar em correntes opostas, conforme indica a figura (4.1), porém devido a isotermalização da região do tubo de calor, teremos os problemas técnicos atenuados.

4.2.2 MÉTODO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR U CÁLCULO DA DIFERENÇA MÉDIA DE TEMPERATURA ΔT_{med}

O trocador de calor em tubos de calor, possue uma situação física diferente dos trocadores tradicionais, faremos portanto uma análise visando a obtenção do ΔT_{med}

Inicialmente, a fig. 4.4, ilustra o diagrama temperatura versus área, adaptado a um tubo de calor único.

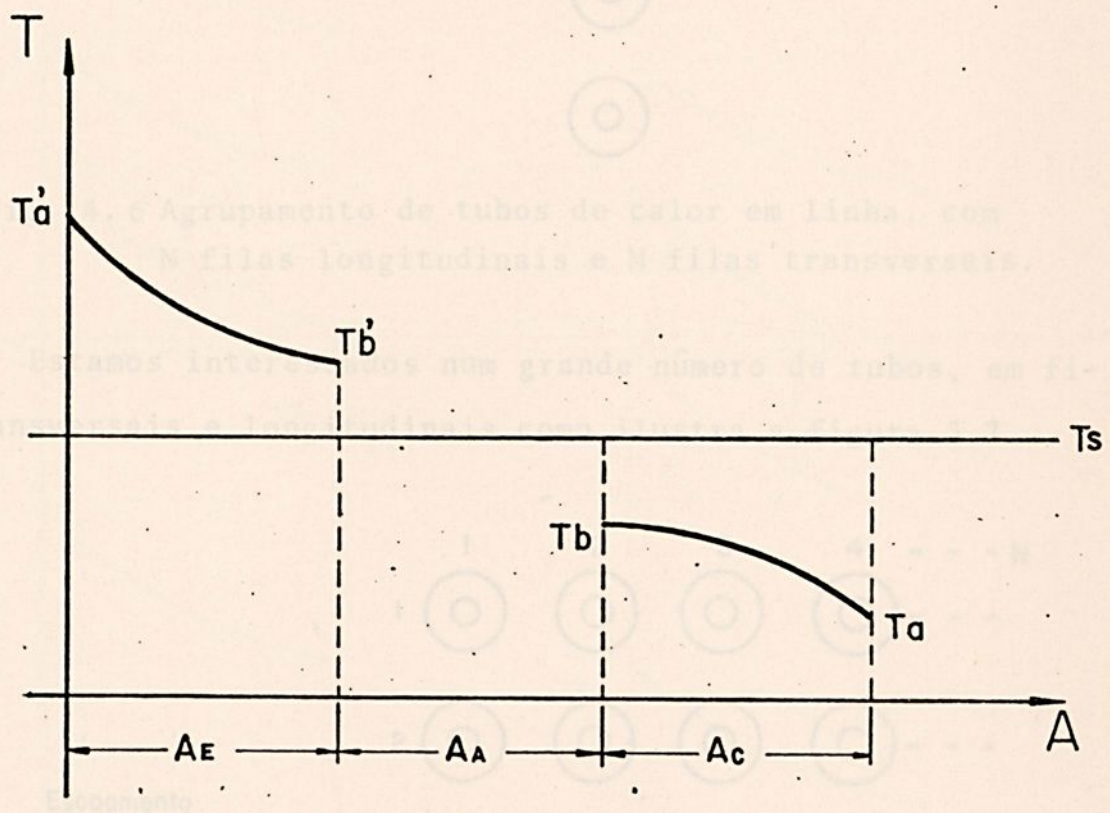


Fig. 4.5 Diagrama Temperatura versus área para um único tubo de calor.

O diagrama da figura 4.5, representa a situação de um tubo sujeito a um escoamento normal, portanto obteríamos o mesmo tipo de diagrama, caso colocassemos uma fileira transversal ao escoamento, como ilustra a figura 4.6.



Fig. 4.6 Agrupamento de tubos de calor em linha, com N filas longitudinais e M filas transversais.

Estamos interessados num grande número de tubos, em filas transversais e longitudinais como ilustra a figura 3.7.

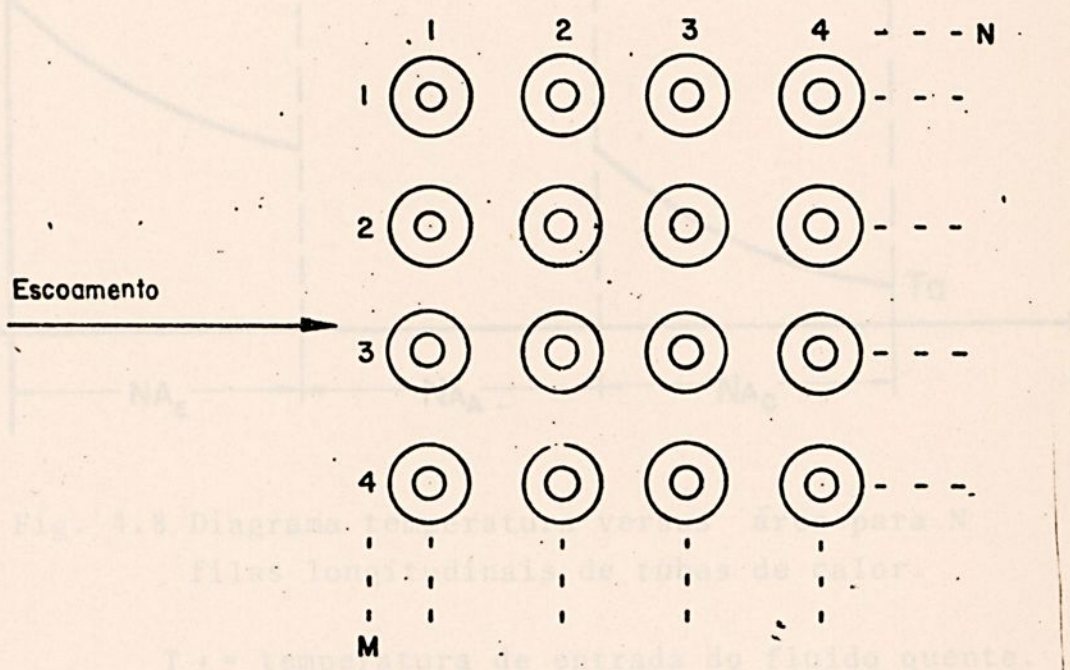


Fig. 4.7 Esquema de uma fileira de calor transversal ao escoamento.

A figura 4.8, na sequência , ilustra o diagrama temperatura versus área, para um conjunto de tubos de calor, contendo N filas longitudinais.

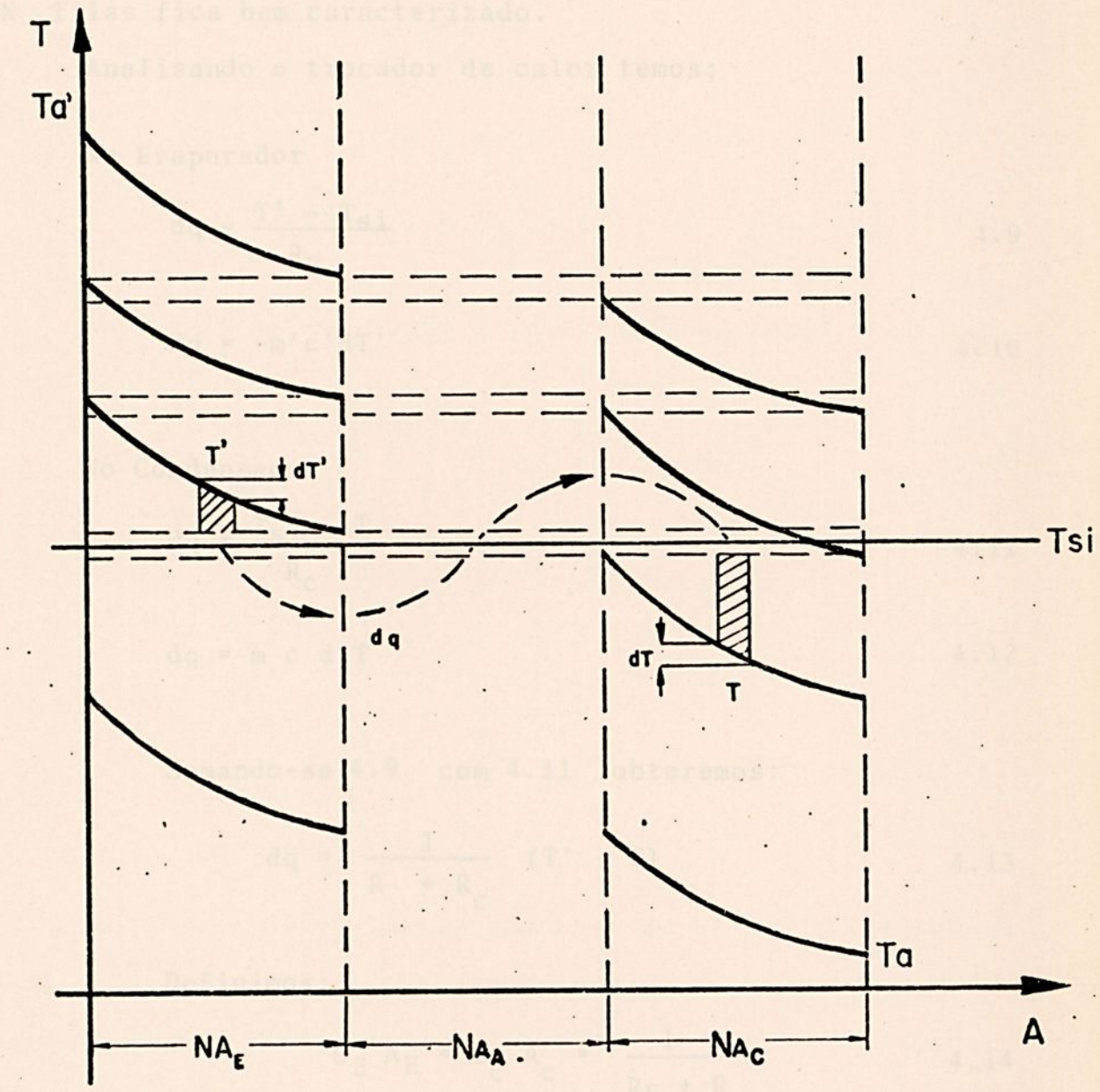


Fig. 4.8 Diagrama temperatura versus área para N filas longitudinais de tubos de calor.

$T_{a'}$ = temperatura de entrada do fluido quente.
T_a = temperatura de entrada do fluido frio.
T_{si} = temperatura de saturação do fluido de trabalho na fila i .
T_b = temperatura de saída do fluido frio.
$T_{b'}$ = temperatura de saída do fluido quente.

Conforme podemos notar pelas figuras (4.5) e (4.8), para uma única fila de tubos de calor, não tem muito sentido considerarmos "correntes opostas" ou "correntes paralelas", mas para N filas fica bem caracterizado.

Analisando o trocador de calor temos;

No Evaporador

$$dq = \frac{T' - T_{si}}{R_E} \qquad 4.9$$

$$dq = -m'c'dT' \qquad 4.10$$

No Condensador

$$dq = \frac{T_{si} - T}{R_c} \qquad 4.11$$

$$dq = m\ c\ d\ T \qquad 4.12$$

Somando-se 4.9 com 4.11 obteremos:

$$dq = \frac{1}{R + R_c} (T' - T) \qquad 4.13$$

Definimos:

$$U_E A_E = U_c A_c = \frac{1}{R_E + R_c} \qquad 4.14$$

$$q = U_E A_E \Delta T_{med} \qquad 4.15$$

$$q = U_c A_c \Delta T_{med} \qquad 4.16$$

Logo:

$$dq = U_E \, dA_E \, (T' - T) \qquad 4.17$$

$$dq = U_c \, dA_c \, (T' - T) \qquad 4.18$$

de 3.12 , 3.13 , 3.20 temos:

$$d(T' - T) = U_E \, dA_E (T' - T) \left[\frac{1}{m'c'} + \frac{1}{mc} \right] \qquad 4.19$$

Separando as variáveis e integrando ao longo do trocador temos:

$$\ln \frac{T_a' - T_b}{T_b' - T_a} = \left[\frac{1}{m'c'} + \frac{1}{mc'} \right] \cdot U_E A_E \qquad 4.20$$

Substituindo 3.18 em 3.23 obtemos:

$$\Delta T_{med} = \frac{(T_a' - T_b) - (T_b' - T_a)}{\ln \frac{T_a' - T_b}{T_b' - T_a}} \qquad 4.21$$

4.2.3 MÉTODO DA EFETIVIDADE

O método da efetividade, pode ser de grande utilidade na análise de trocadores de calor, por isso, faremos o enfoque do trocador de calor com tubos de calor, também por esse método.

A efetividade é basicamente um fator de recuperação, nos trabalharemos com a definição:

$$\epsilon = \frac{\text{Taxa de calor trocado}}{\text{Taxa máxima possível de calor trocável entre as fontes.}}$$

que pode ser expressa por:

$$\epsilon = \frac{Q}{(mc)_{min}\ T'_a - T_a} \qquad 4.22$$

onde: Q = taxa de calor trocado.

$(mc)_{min} = C_{min}$ = menor das capacidades térmicas.

Inicialmente trataremos o tubo de calor individualmente, e sem perda de generalidade admitiremos o fluido frio como tendo a capacidade térmica menor.

$$\epsilon_{T.I} = \frac{Q}{C_{min}\ (T'_a - T_a)} = \frac{Q}{C\ (T'_a - T_a)} \qquad 4.23$$

onde $\epsilon_{T.I}$ é a efetividade do tubo de calor individual.

Podemos modelar o tubo de calor, como dois trocadores de calor "separados", um sendo a região do evaporador, e outro sendo a região do condensador.

No Evaporador:

$$\epsilon_E = \frac{Q}{C'\ (T'_a - T_s)} \qquad 4.24$$

onde: ϵ_E é a efetividade do "trocador" da região do evaporador.

T_s é a temperatura de saturação do fluido de trabalho.

No Condensador:

$$\varepsilon_c = \frac{Q}{C\ (T_s - T_a)} \qquad 4.25$$

onde : C_c é a efetividade do "trocador da região do condensador.

Manipulando-se algebricamente as equações 4.23 , 4.24 , 4.25 , chega-se a :

$$\varepsilon_{T.I} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{C_{min}}{C_{max}} \frac{1}{\varepsilon_E}} \qquad 4.26$$

Com as efetividades no condensador e no evaporador podem ser calculadas da maneira tradicional, temos:

$$\varepsilon_c = 1 - \bar{\varepsilon}^{NTU} \qquad 4.27$$

$$\varepsilon = 1 - \bar{\varepsilon}^{NTU_E} \qquad 4.28$$

e definindo $C_R = \frac{C_{min}}{C_{max}}$, temos:

$$\varepsilon_{T.I} = \frac{1}{\frac{1}{1 - \varepsilon^{NTU_c}} + \frac{C_R}{1 - \varepsilon^{NTU_E}}} \qquad 4.29$$

A efetividade do tubo individual, é portanto função dos grupos adimensionais NTU_c, NTU_E , C para o nosso caso prático específico Temos que:

$$U_E\ A_E \simeq U_c\ A_c \qquad 4.30$$

A equação 4.32 torna-se:

$$\varepsilon_{T.I} = \frac{1 - \varepsilon^{-NTU}}{1 + C_R} \qquad 4.31$$

ou

$$NTU = -\ell n \left[1 - \varepsilon_{T.I} \left(1 + C_R \right) \right] \qquad 4.32$$

Para um conjunto de tubos, podemos, desde que as variações de temperatura sejam pequenas, o que ocorre em inúmeros casos práticos, considerar as constantes físicas e as resistências térmicas praticamente constantes e portanto $\varepsilon_{T.I}$ constante.

Para uma configuração de tubos de calor, temos duas possibilidades:

1. Se o conjunto é constituído por uma única fila, e esta é transversal ao escoamento conforme esquematizado na figura 4.6. Neste caso, podemos imaginar pequenas regiões modulares envolvendo cada tubo, a efetividade do conjunto será a mesma efetividade do tubo de calor individual.

2. Se o conjunto além de filas transversais, possuir, como é usual, possuir filas longitudinais, conforme esquematizado na figura 4.7, a análise fica complexa. Como as condições fisicas e geométricas são praticamente idênticas, admitiremos que as efetividades individuais de todos os tubos de calor sejam as mesmas. Neste caso, podemos considerar o trocador de calor, como um conjunto de trocadores idênticos constituídos por cada fila transversal, em série, funcionando em correntes opostas.

Pelas hipóteses anteriores , temos:

$$U_T A_T = U_1 A_1 + U_2 A_2 + \ldots\ldots\ldots U_N A_N \qquad 4.33$$

$$\frac{U_T A_T}{C_{min}} = \frac{U_1 A_1}{C_{min}} + \frac{U_2 A_2}{C_{min}} + \ldots\ldots \frac{U_n A_n}{C_{min}}$$

$$NTU = NTU_1 + NTU_2 + \ldots\ldots\ldots NTU_N \qquad 4.34$$

como os trocadores individuais são idênticos

$$NTU = N \cdot NTU_I \qquad 4.35$$

conforme observamos em 4.21, o sistema funciona como um trocador de calor de correntes opostas, portanto de (5) temos

$$C_R \neq 1 \qquad NTU = \frac{1}{C_R - 1} \ln \frac{\varepsilon_{T.C} - 1}{C_R \varepsilon_{T.C.} - 1} \qquad 4.36$$

$$C_R = 1 \qquad NTU = \frac{\varepsilon_{T.C}}{1 - \varepsilon_{T.C.}} \qquad 4.37$$

Portanto

$$C_R = 1 \qquad \frac{\varepsilon_{TC}}{1 - \varepsilon_{TC}} = N \frac{\varepsilon_{TI}}{1 - \varepsilon_{TI}} \qquad 4.38$$

$$C_R \neq 1 \qquad \frac{1}{C_R - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon_{TC} - 1}{C_R \varepsilon_{TC} - 1}\right) = \frac{N}{C_R - 1} n\left(\frac{\varepsilon_{T.I} - 1}{C_R \varepsilon_{T.I} - 1}\right) \qquad 4.39$$

Manipulando algebricamente as equações 4.38 e 4.39, obtemos:

$$C_R = 1 \qquad \varepsilon_{TC} = \frac{N \dfrac{\varepsilon_{T.I}}{(1 - \varepsilon_{TI})}}{1 + N \dfrac{\varepsilon_{T.I}}{1 - \varepsilon_{T.I}}} \qquad 4.40$$

$$C_R \neq 1 \qquad \varepsilon_{TC} = \frac{1 - \left(\dfrac{\varepsilon_{TI} - 1}{C_R \ \varepsilon_{TI} - 1}\right)^N}{1 - C_R \left(\dfrac{\varepsilon_{TI} - 1}{C_R \ \varepsilon_{TI} - 1}\right)^N} \qquad 4.41$$

Os cálculos térmicos envolvendo as resistências, os coeficientes globais de transferência de calor, e a efetividade, foram desenvolvìdos pelo programa CALTER, contido no anexo.

4.3 MONTAGENS EXPERIMENTAIS

DADOS DE PROJETOS

4.3.1 TROCADOR DE CALOR

Nosso Trocador de Calor, operará em correntes opostas , poìs, desse modo terá analogamente ao trocador tradicional,uma maior eficiência. Os tubos internos estarão dispostos em quicôncio, provocando uma turbulência maior no fluido externo, melhorando o coeficiente de película. Nosso projeto permite variar diversos parâmetros , tais como:

- Inclinação do trocador de calor.
- Número de tubos individuais
- Comprimento do Evaporador

- Comprimento do Condensador
- Vazões dos fluidos externos
- Temperatura dos fluidos externos
- Disposição dos tubos individuais

As características básicas do nosso trocador de calor, são fornecidas na tabela 4.1.

TABELA 4.1

Parâmetros do Trocador de Calor

Comprimento: L = 1484mm

Largura : C = 430mm

Profundidade: P = 740mm

Nº Máximo de Tubos: N = 48

Comprimento do Evaporador : $L = L/2$

Comprimento do Condensador: $L_c = L/2$

Comprimento da Secção Adiabótica: L = 0

Disposição dos tubos: Quiconcio

Tubos individuais: Tubos conforme as especificações da tabela 2.3

Espaçamento transversal: S_n = 52mm

Espaçamento longitudinal: S_p = 76mm

As figuras 4.9 e 4.10 ilustram a disposição interna dos tubos no trocador de calor, e o esquema do trocador de calor.

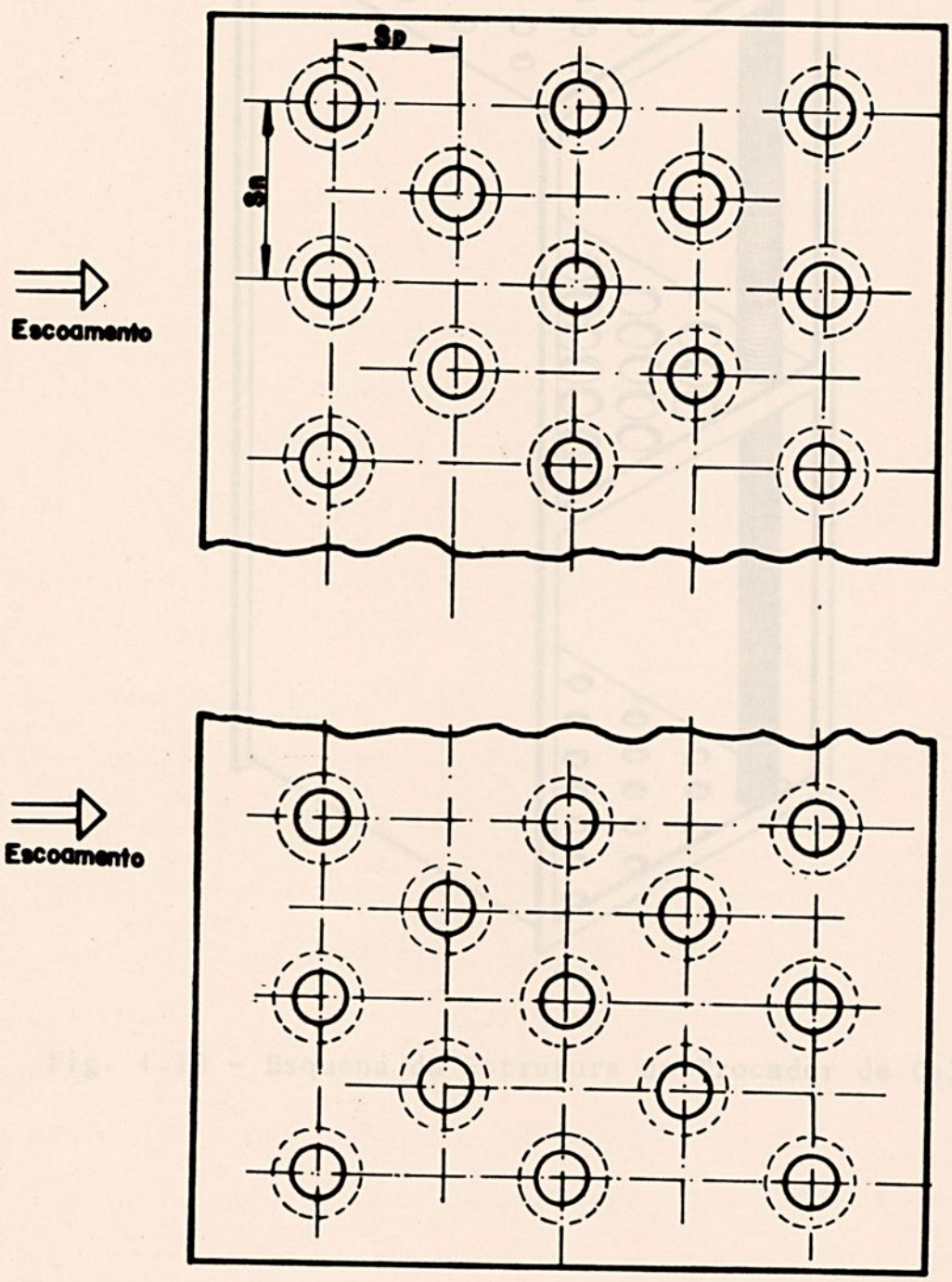


Fig. 4.9 - Disposição dos tubos no trocador de calor.

000253

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ
BIBLIOTECA

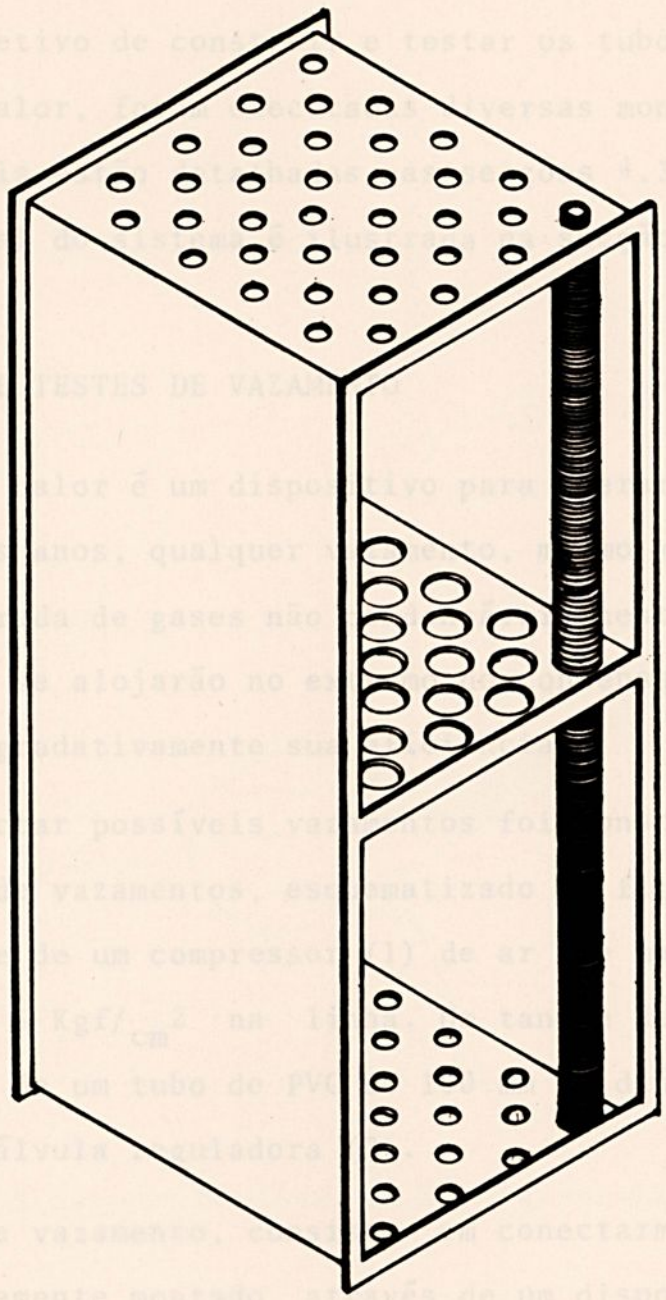


Fig. 4.10 - Esquena da Estrutura do Trocador de Calor.

Com o objetivo de construir e testar os tubos de calor e o trocador de calor, foram executadas diversas montagens experimentais, as quais estão detalhadas nas secções 4.3.2 a 4.3.8, e a montagem global do sistema é ilustrada na secção 4.3.9.

4.3.2 SISTEMA DE TESTES DE VAZAMENTO

O tubo de calor é um dispositivo para operar ininterruptamente por muitos anos, qualquer vazamento, mesmo muito pequeno, permitirá a entrada de gases não condensáveis nesta faixa de operação, os quais se alojarão no extremo do condensador, fato este que afetará gradativamente sua eficiência.

Para detectar possíveis vazamentos foi construído um sistema de testes de vazamentos, esquematizado na figura 4.11. O sistema consiste de um compressor (1) de ar que mantém uma pressão da ordem de 5 $Kgf/_{cm^2}$ na linha. Um tanque de PVC (4), construído a partir de um tubo de PVC de 100 mm de diâmetro, contendo água e uma válvula reguladora (2).

O teste de vazamento, consiste em conectarmos o tubo de calor, já previamente montado, através de um dispositivo capilar, a linha de pressão e o imergirmos no tanque de água. A detecção de possíveis vazamentos é feita por inspecção visual, observando o borbulhamento de ar na água.

Nos casos de detectarmos vazamentos, os tubos serão submetidos a processos de soldagem mais acurados e novamente testados até atingirem condições de utilização.

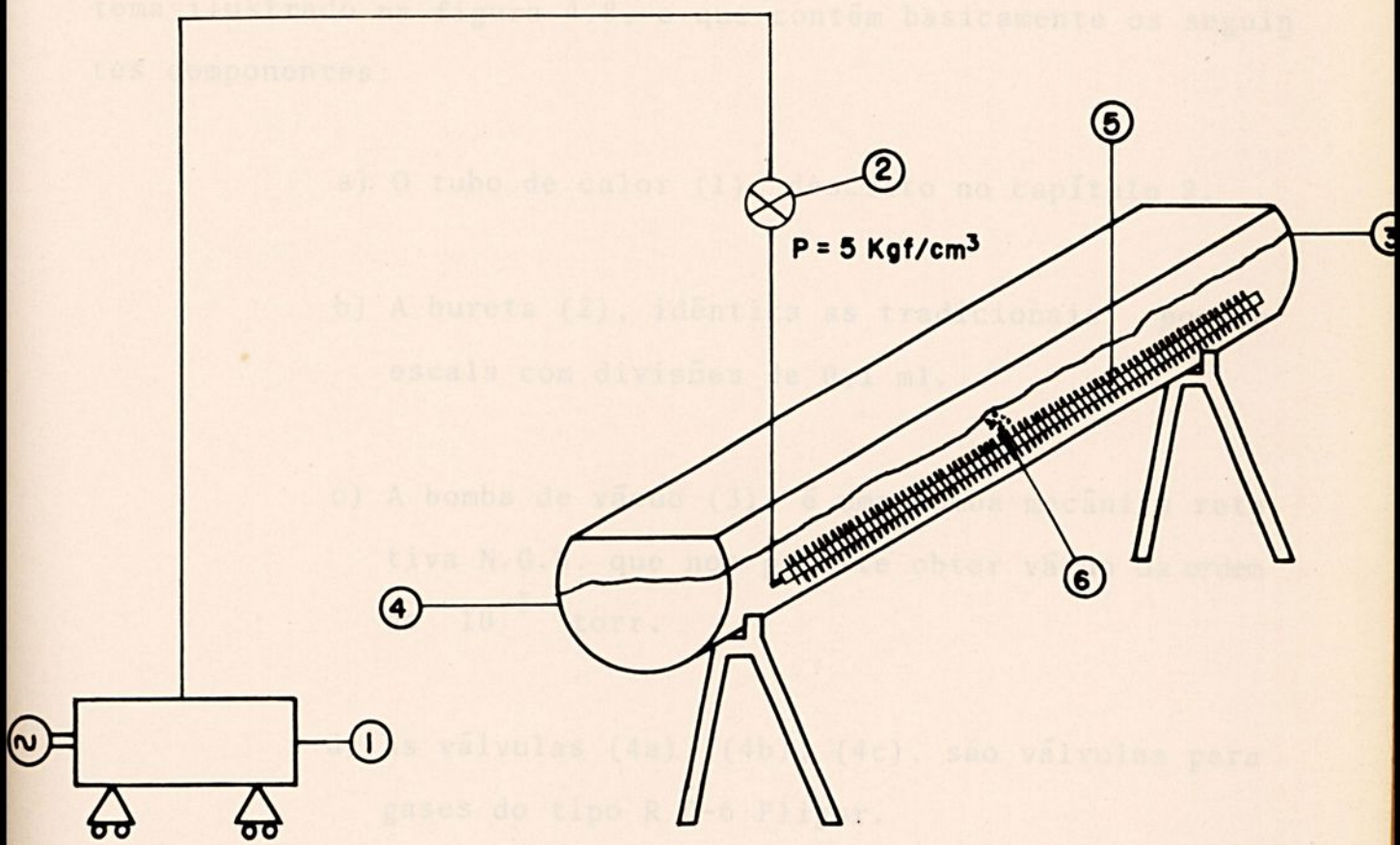


Fig.4.11- Esquema do sistema de testes de vazamento

1- Compressor
2- Válvula
3- Água
4- Tanque de testes
5- Tubo de calor
6- Possível vazamento

4.3.3 SISTEMA DE ENCHIMENTO

O tubo de calor, funciona com um fluido de trabalho em seu interior, para a colocação deste fluido, foi desenvolvido um sistema ilustrado na figura 4.8, e que contém basicamente os seguintes componentes:

a) O tubo de calor (1), descrito no capítulo 2.

b) A bureta (2), idêntica as tradicionais, possue escala com divisões de 0,1 ml.

c) A bomba de vácuo (3), é uma bomba mecânica rotativa N.G.N. que nos permite obter vácuo da ordem de 10^{-3} torr.

d) As válvulas (4a), (4b), (4c), são válvulas para gases do tipo R D-6 Fligor.

e) A tubulação capilar (5), é de cobre, e possue um diâmetro interno de 1,0 mm

f) O medidor de vácuo (6), e um dispositivo Measuvac da Genevac, Ltda, que nos permite medir vácuo até da ordem de 10^{-3} torr.

g) O medidor de vácuo (7), acoplado ao tubo de calor, é um manovacuômetro Willy, com escala sub-

(1) Tubo de calor
(2) Bureta
(3) Bomba de vácuo
(4) a,b,c Válvulas para vácuo
(5) Tubulação capilar
(6) Medidor de vácuo acoplado a bomba
(7) Medidor de vácuo acoplado ao tubo de calor

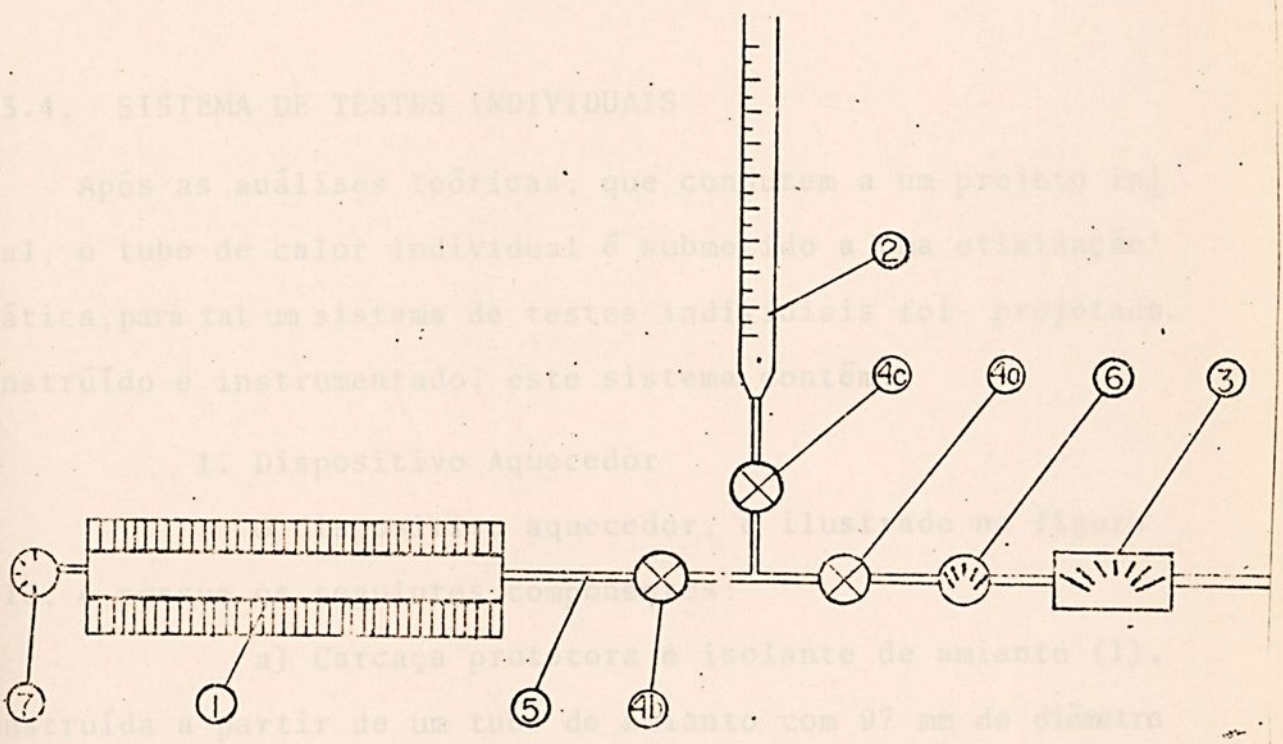


Fig. 4.12 Esquema do sistema de enchimento do tubo de calor

dividida em 0,05 Kgf/$_{cm}^{2}$, acoplado somente em tubos especiais que servem de padrão,com a finalidade de detectar pequenos vazamentos.

O enchimento do tubo, é efetuado da seguinte maneira:

Iniciamos o processo com as válvulas 4a, 4b, 4c, fechadas. Enche-se a bureta com fluido de trabalho, abre-se as válvulas 4a e 4b e liga-se a bomba de vácuo até atingirmos o vácuo desejado. A seguir, fecha-se a válvula 4a e abre-se a válvula 4c, permitindo que uma quantidade adequada de fluido de trabalho , penetre no tubo de calor, fechando em seguida as válvulas 4a e 4b e lacrando o tubo capilar.

4.3.4. SISTEMA DE TESTES INDIVIDUAIS

Após as análises teóricas, que conduzem a um projeto inicial, o tubo de calor individual é submetido a uma otimização' prática,para tal um sistema de testes individiais foi projetado, construído e instrumentado, este sistema contém:

1. Dispositivo Aquecedor

O dispositivo aquecedor, é ilustrado na figura 4.13, e possue os seguintes componentes:

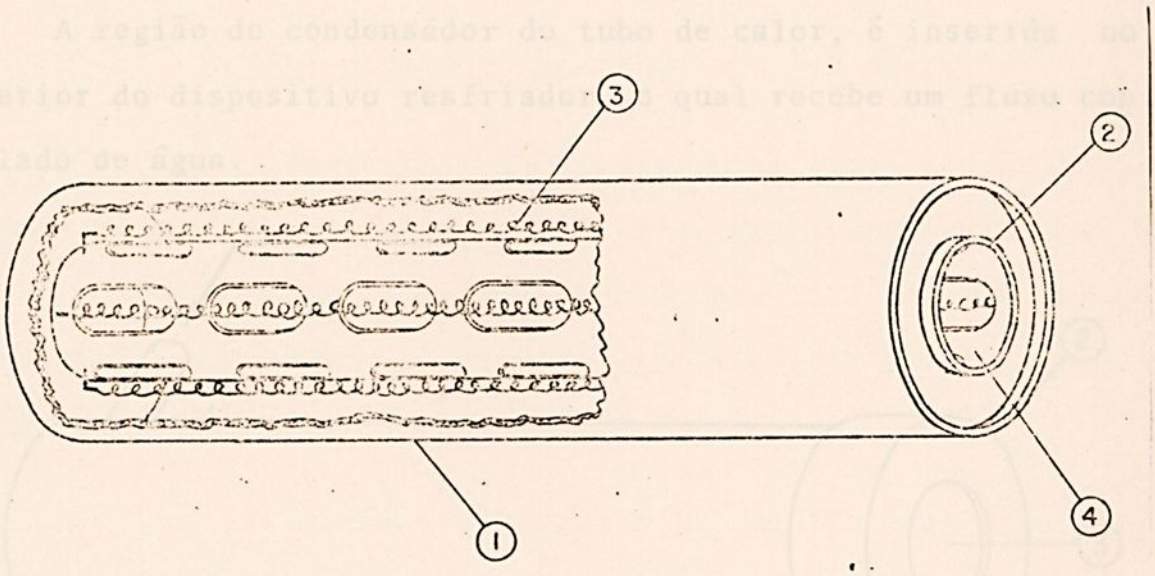
a) Carcaça protetora e isolante de amianto (1), construída a partir de um tubo de amianto com 97 mm de diâmetro interno e 83 mm de espessura, é a estrutura externa do dispositivo aquecedor.

b) Casca suporte e guia de amianto (2),construída a partir de um tubo de amianto com 706 mm de diâmetro exter

no e 10 mm de espessura, é o suporte de fixação das resistências, possue rasgos, que permitem ao calor alcançar o tubo de calor , que é inserido em seu interior.

c) Resistências Elétricas (3), são obtidas a partir de fios de niquel-cromo AWG 22, dispostos de modo a obter a potência desejada.

Este dispositivo é acoplado a um conjunto de varivolts, e fornecem uma quantidade controlada de energia a região do evaporador do tubo de calor, inserida dentro dele.



(1) Casca protetora e isolante de Amianto
(2) Casca suporte e guia de Amianto
(3) Resistencias Eletricas
(4) Regiao a ser iserido o tubo de calor

Fig. 4.13 Dispositivo de Aquecimento

2. Dispositivo Resfriador

O dispositivo resfriador, é ilustrado na figura 3.14, e possue a seguinte composição:

a) Carcaça protetora de amianto (1), construída a partir de um tubo de amianto com 743 mm de diâmetro interno e 8,5 mm de espessura, no qual foram fixados bocais de entrada e saída do fluido resfriador.

b) Conector de Polipropileno (2) cuja função, é separar o dispositivo resfriador do resto do sistema.

A região do condensador do tubo de calor, é inserida no interior do dispositivo resfriador, o qual recebe um fluxo controlado de água.

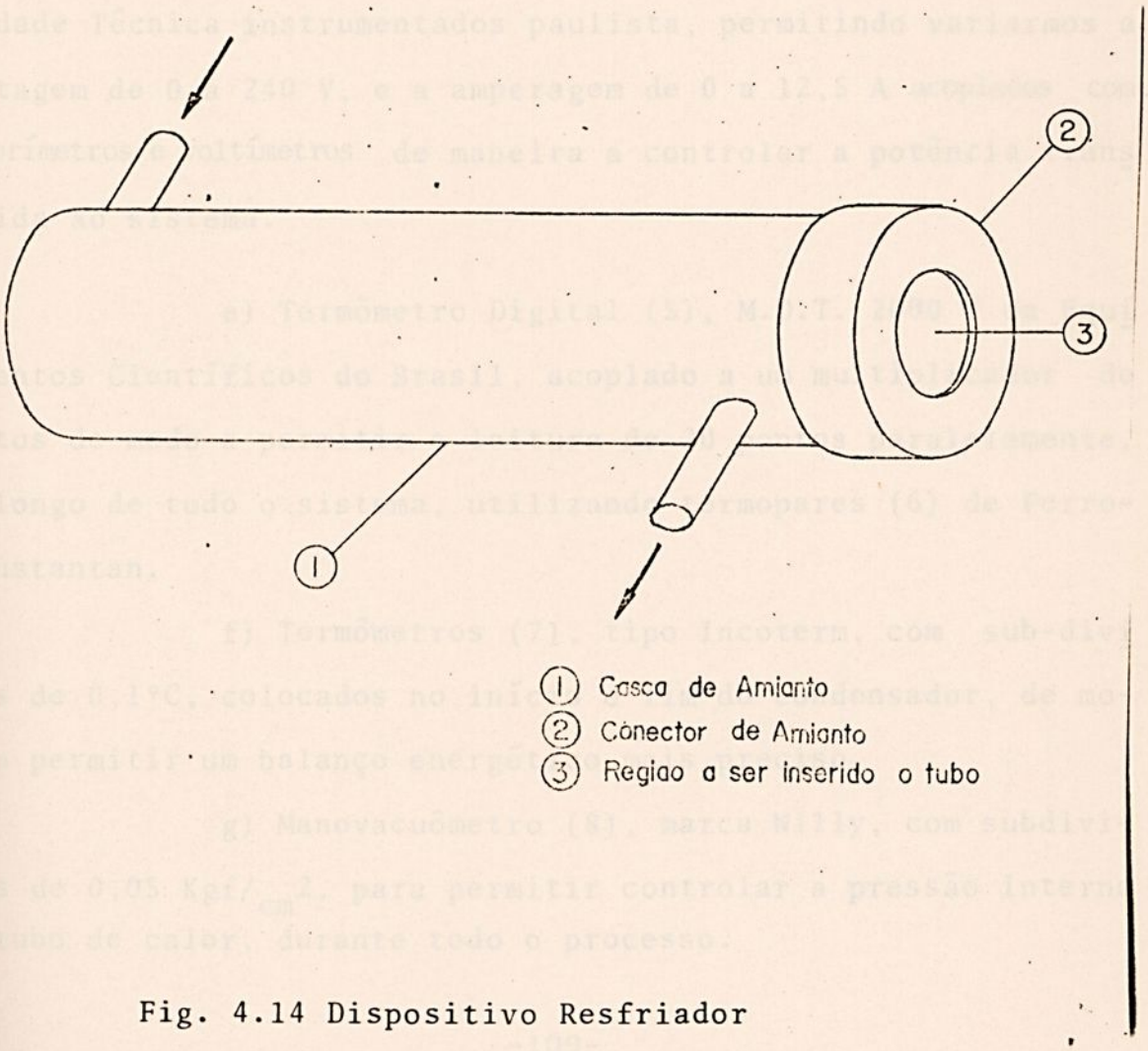


Fig. 4.14 Dispositivo Resfriador

3. Estrutura Geral do Sistema Individual

A estrutura geral do sistema de testes individuais, é ilustrada na figura 4.15, possue os seguintes componentes:

a) Mesa Giratória (1), construida para apoiar o tubo de calor, permitir qualquer inclinação do tubo, e facilitar a instrumentação do sistema.

b) Dispositivo resfriador (2), já descrito.

c) Dispositivo Aquecedor (3), já descrito.

d) Varivolts (4), 2 varivolts fabricado pela Sociedade Técnica instrumentados paulista, permitindo variarmos a voltagem de 0 a 240 V, e a amperagem de 0 a 12,5 A acoplados com amperímetros e voltímetros de maneira a controlar a potência transferida ao sistema.

e) Termômetro Digital (5), M.D.T. 2000 J da Equipamentos Científicos do Brasil, acoplado a um multiplicador de Pontos de modo a permitir a leitura de 20 pontos paralelamente, ao longo de todo o sistema, utilizando termopares (6) de Ferro-Constantan.

f) Termômetros (7), tipo Incoterm, com sub-divisões de 0,1ºC, colocados no início e fim do condensador, de modo a permitir um balanço energético mais preciso.

g) Manovacuômetro (8), marca Willy, com subdivisões de 0,05 $Kgf/_{cm}2$, para permitir controlar a pressão interna no tubo de calor, durante todo o processo.

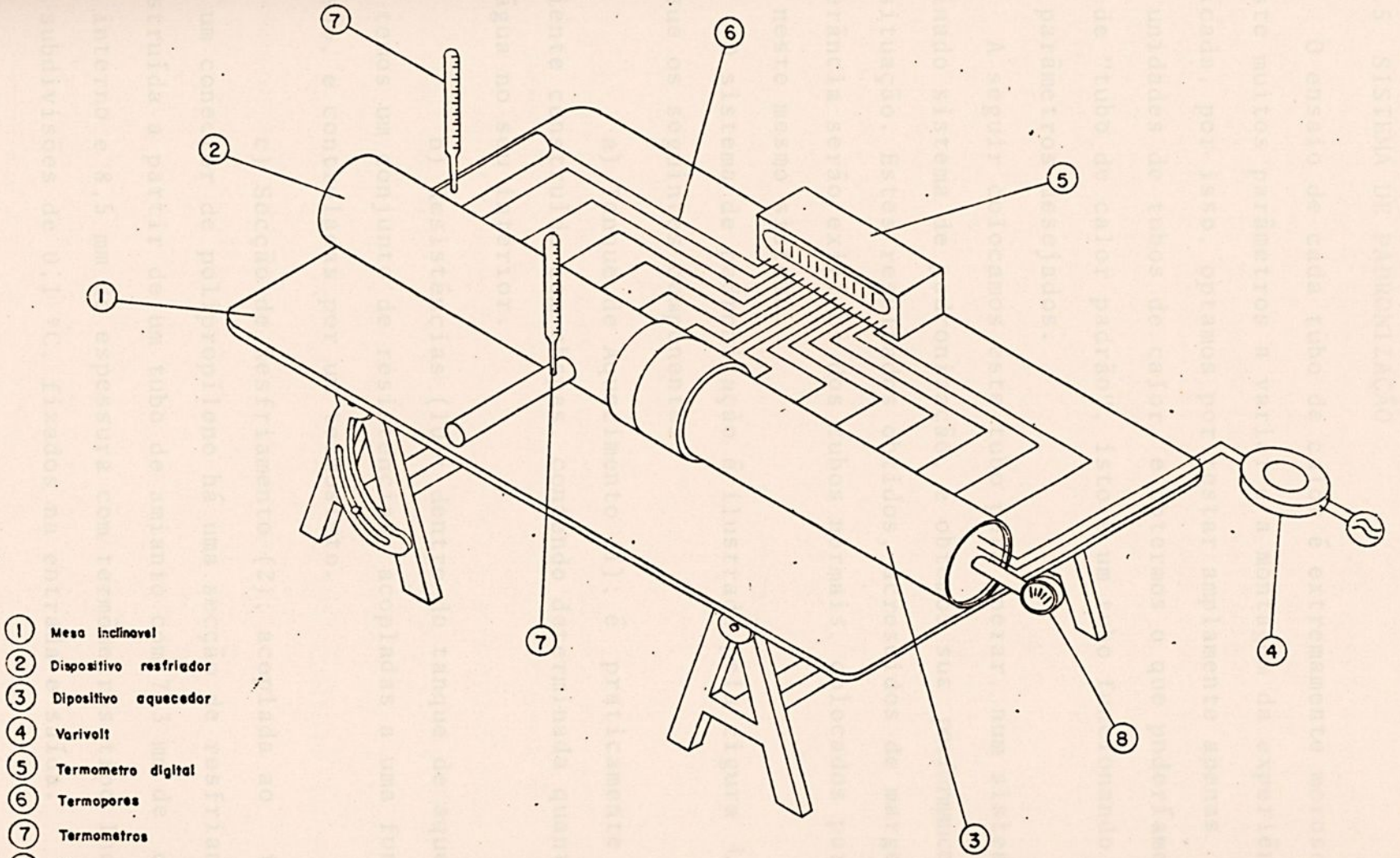


Fig. 4.15 Esquema Geral do Sistema de testes Individuais

4.3.5 SISTEMA DE PADRONIZAÇÃO

O ensaio de cada tubo de calor é extremamente moroso, pois existe muitos parâmetros a variar e a montagem da experiência é delicada, por isso, optamos por testar amplamente apenas algumas unidades de tubos de calor, e obtermos o que poderíamos chamar de "tubo de calor padrão", isto é um tubo funcionando dentro dos parâmetros desejados.

A seguir colocamos este tubo para operar, num sistema denominado sistema de padronização, e obtemos sua performance nesta situação. Estes resultados obtidos, acrescidos de margens de tolerância serão exigidos dos tubos normais, colocados para operar neste mesmo sistema.

O sistema de padronização é ilustrado pela figura 4.15, e possue os seguintes componentes:

a) Tanque de Aquecimento (1); é praticamente um recipiente construído com chapas, contendo determinada quantidade de água no seu interior.

b) Resistências (10); dentro do tanque de aquecimento, temos um conjunto de resistências, acopladas a uma fonte de tensão, e controladas por um termostato.

c) Secção de Resfriamento (2); acoplada ao tanque por um conector de polipropileno há uma secção de resfriamento construída a partir de um tubo de amianto com 743 mm de diâmetro interno e 8,5 mm de espessura com termômetros tipo Incoterm com subdivisões de 0,1 ºC, fixados na entrada e saída.

O funcionamento do sistema de padronização é o seguinte:

Inserimos o tubo de calor padrão com o evaporador no tanque de aquecimento e o condensador na secção de resfriamento, a seguir ligamos as resistências até atingirmos determinado nível de temperatura, em seguida permitimos o escoamento da água na secção de resfriamento. Com o sistema razoavelmente estabilizado, fazemos um balanço energético para obtermos a taxa de transferência de calor conduzida pelo tubo de calor padrão. A seguir, substituimos o tubo de calor por um tubo de calor arbitrário e repetimos a experiência, se os resultados com o novo tubo de calor, estiverem dentro de uma faixa de tolerância pré-fixada em relação ao tubo de calor padrão, ele é aproveitado , caso contrário ele é desmontado e reconstruído.

4.3.6 SISTEMA DE AQUECIMENTO

O fornecimento de energia para o trocador de calor,composto por tubos de calor, será efetuado por um conjunto de resistências, como a ilustrada na figura 4.17, possuindo cada uma capacidade de dissipar 3 Kw e montadas num banco construído com chapas e isolado, como o ilustrado na figura 4.18, ligadas de tal modo que podemos variar o número de resistências ativas,controlando a potência inserida no sistema.

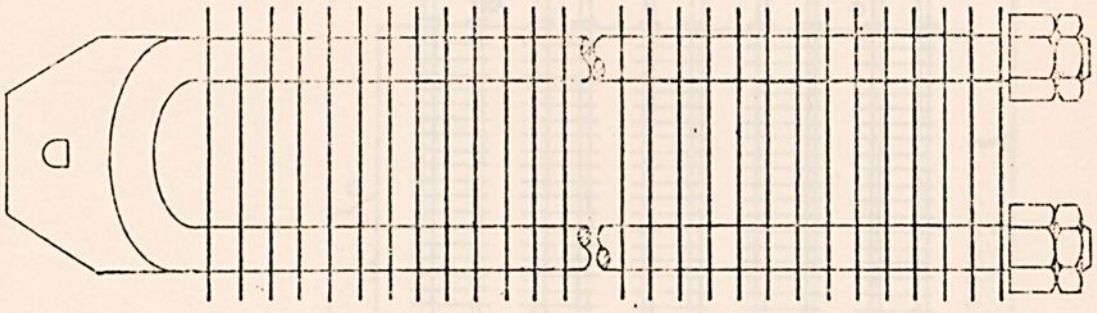


Fig. 4.17 Esquema de uma resistência utilizada

4.3.7 SISTEMA DE VENTILAÇÃO

O sistema motriz de ventilação, ilustrado pela figura 4.19, é composto por um ventilador radial industrial , acoplado por correias a um motor elétrico de 7,4 Kw aproximadamente, fixos numa base concretrada, interligado ao conjunto através de tubulações com 25 cm de diâmetro.

O ar é soprado através da tubulação, atravessando o condensador do trocador de calor, passando depois pelo sistema de aquecimento, e a seguir pelo condensador do trocador de calor , sendo então conduzida a atmosfera.

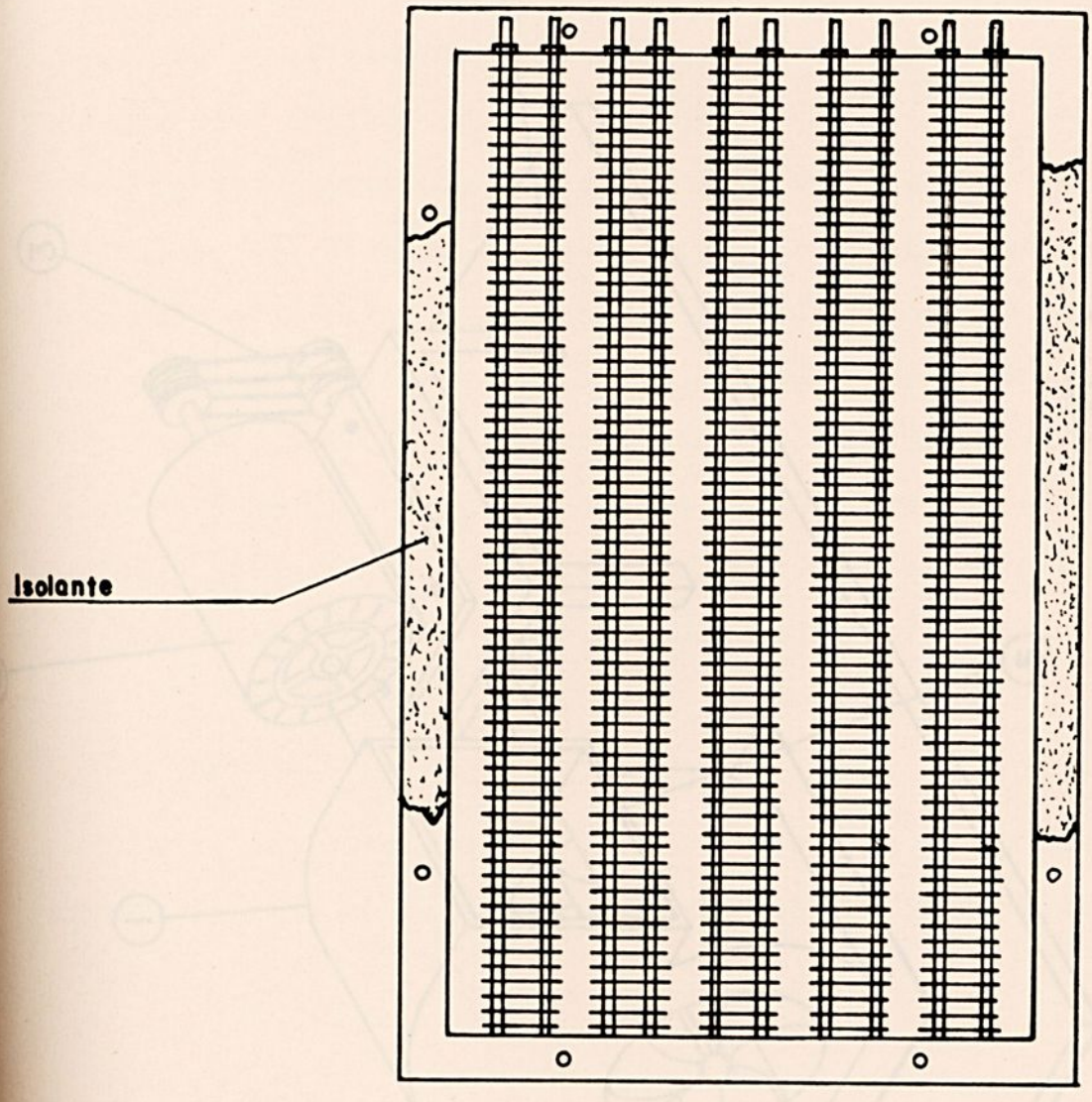


Fig 4.18-Esquema do banco de resistencias utilizado para o aquecimento do ar.

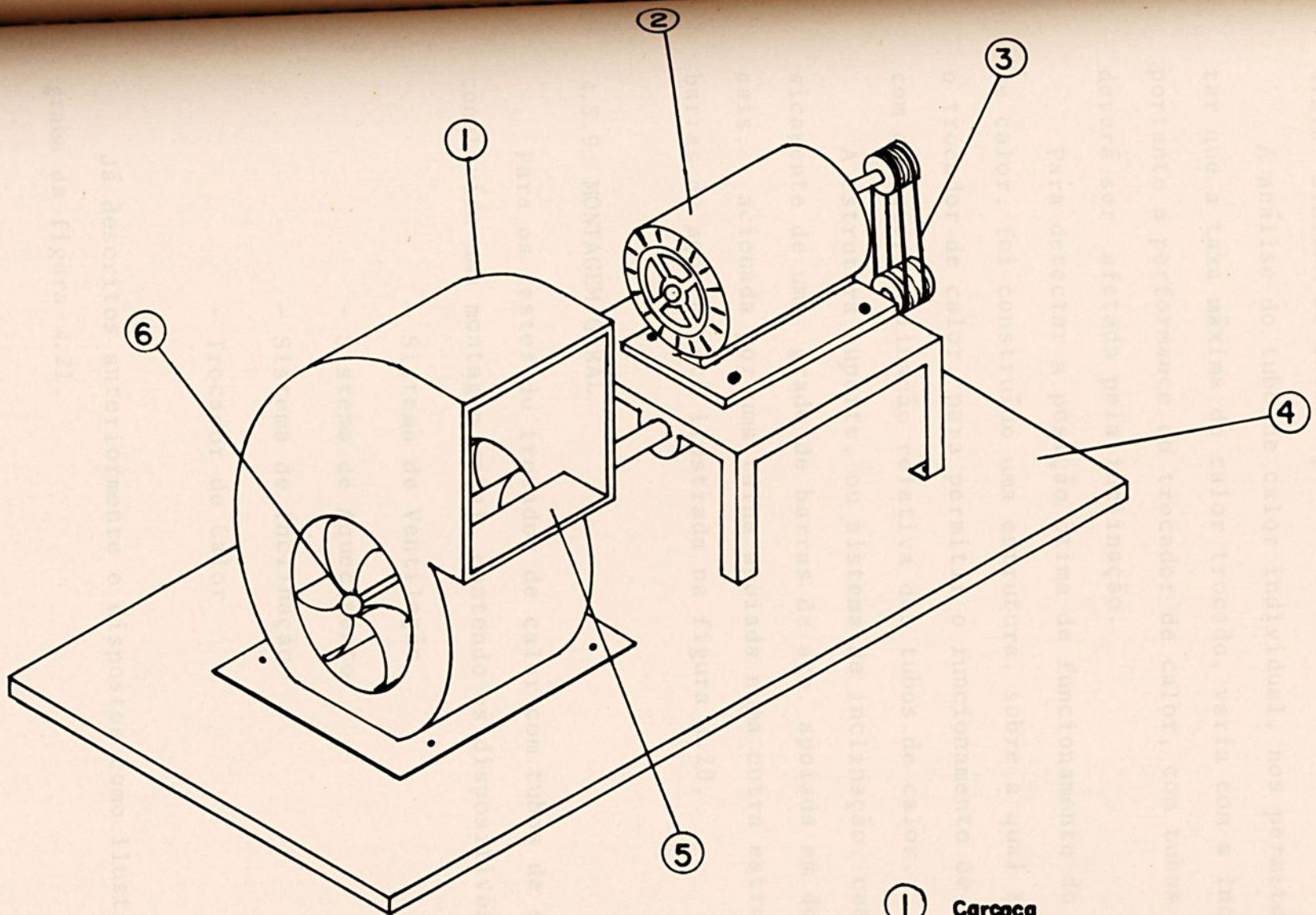


Fig 4.19 - Sistema de ventilação

1. Carcaça
2. Motor Elétrico
3. Correias de acionamento
4. Base concretada
5. Tubulação para escoamento
6. Rotor

4.3.8 SISTEMA DE INCLINAÇÃO

A análise do tubo de calor individual, nos permite constatar que a taxa máxima de calor trocado, varia com a inclinação, portanto a performance do trocador de calor, com tubos de calor, deverá ser afetada pela inclinação.

Para detectar a posição ótima de funcionamento do trocador de calor, foi construído uma estrutura, sobre a qual se apoiará o trocador de calor, para permitir o funcionamento do sistema com qualquer inclinação relativa dos tubos de calor.

A estrutura suporte, ou sistema de inclinação, consiste basicamente de uma grade de barras de aço, apoiada em dois mancais, acionada por uma talha apoiada numa outra estrutura de barras de aço, e está ilustrada na figura 4.20.

4.3.9 MONTAGEM GERAL

Para os testes do trocador de calor com tubos de calor, foi construída uma montagem geral, contendo os dispositivos:

- Sistema de Ventilação
- Sistema de Aquecimento
- Sistema de Inclinação
- Trocador de Calor

Já descritos anteriormente e dispostos como ilustra o diagrama da figura 4.21.

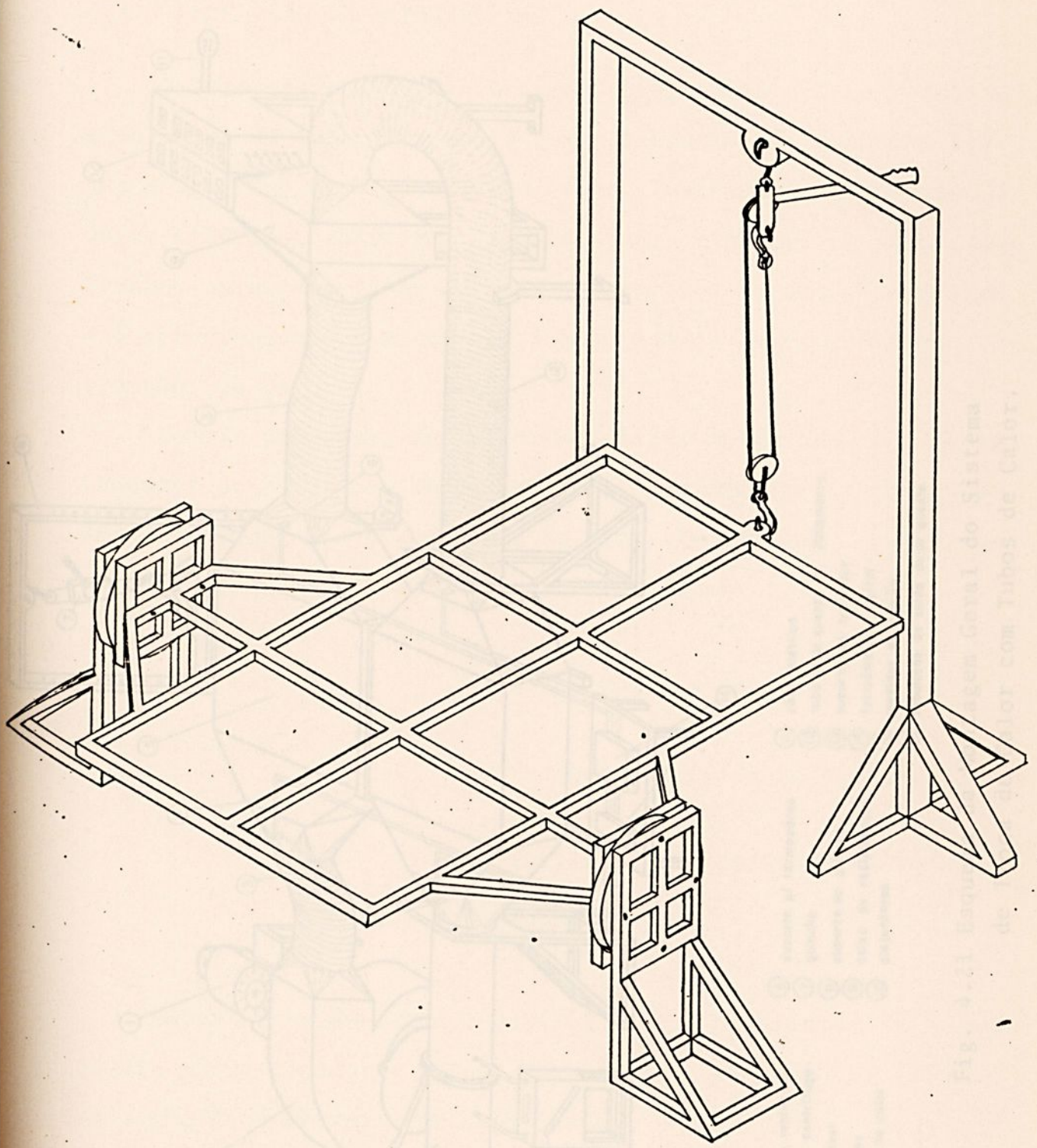


Fig. 4.20 - Sistema de Inclinação do Trocador de Calor.

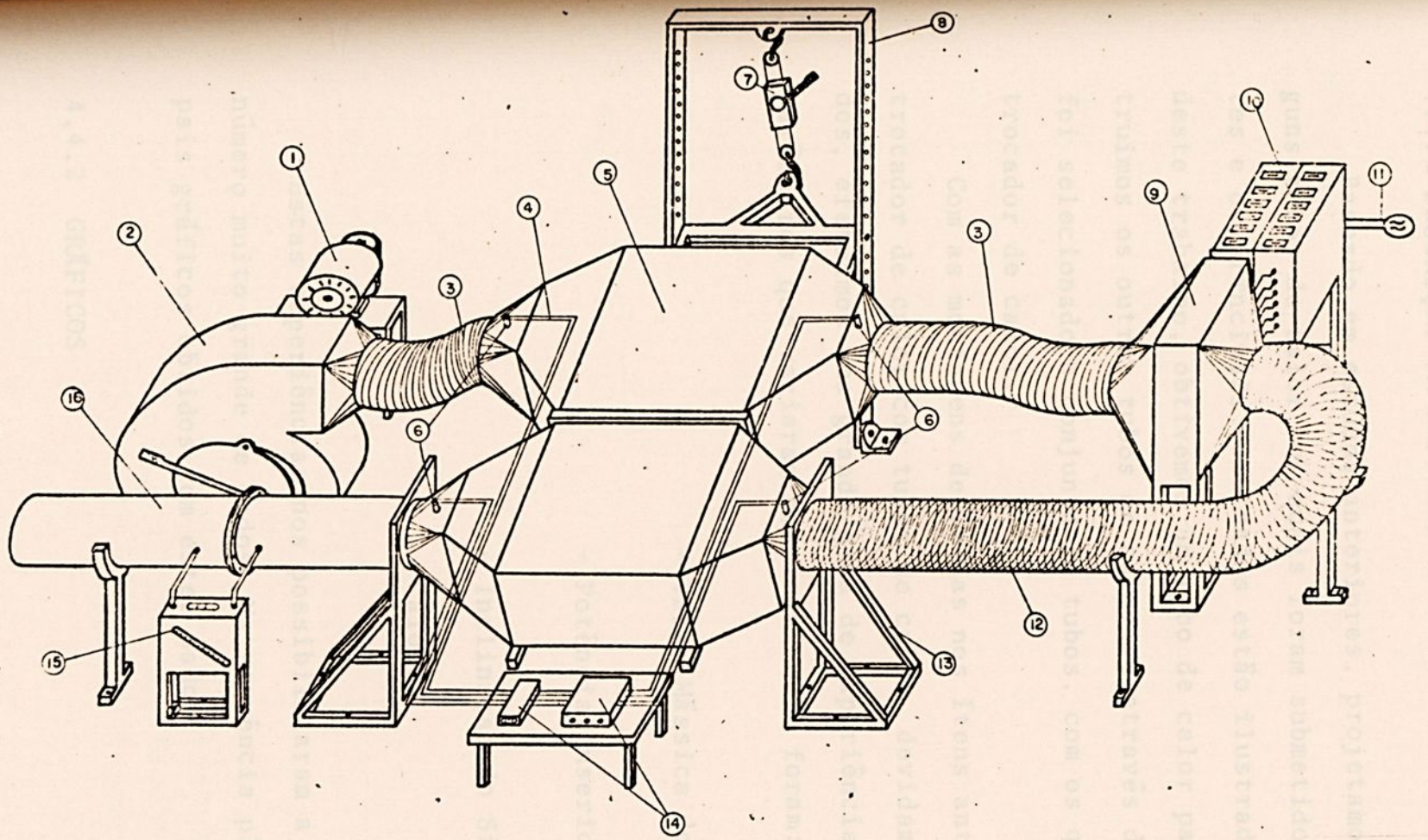


Fig. 4.21 Esquema da Montagem Geral do Sistema de Troca de Calor com Tubos de Calor.

4.4 RESULTADOS OBTIDOS

4.4.1 DESCRIÇÃO DA EXPERIÊNCIA

Baseado em estudos anteriores, projetamos e construímos alguns tubos de calor, os quais foram submetidos a inúmeros testes e os principais resultados estão ilustrados no capítulo III, deste trabalho, obtivemos um tubo de calor padrão. A seguir construimos os outros tubos de calor, e através de uma gabaritagem foi selecionado o conjunto de tubos, com os quais montamos o trocador de calor.

Com as montagens descritas nos ítens anteriores e nosso trocador de calor com tubos de calor, devidamente instrumentados, efetuamos uma grande gama de experiências, nas quais os parâmetros que variaram matricialmente foram:

- Vazão Mássica do ar.
- Potência Inserida no Sistema.
- Inclinação do Sistema de Troca de Calor.

Estas experiências nos possibilitaram a obtenção de um número muito grande de dados. Na sequência plotamos os principais gráficos obtidos com estes dados.

4.4.2 GRÁFICOS

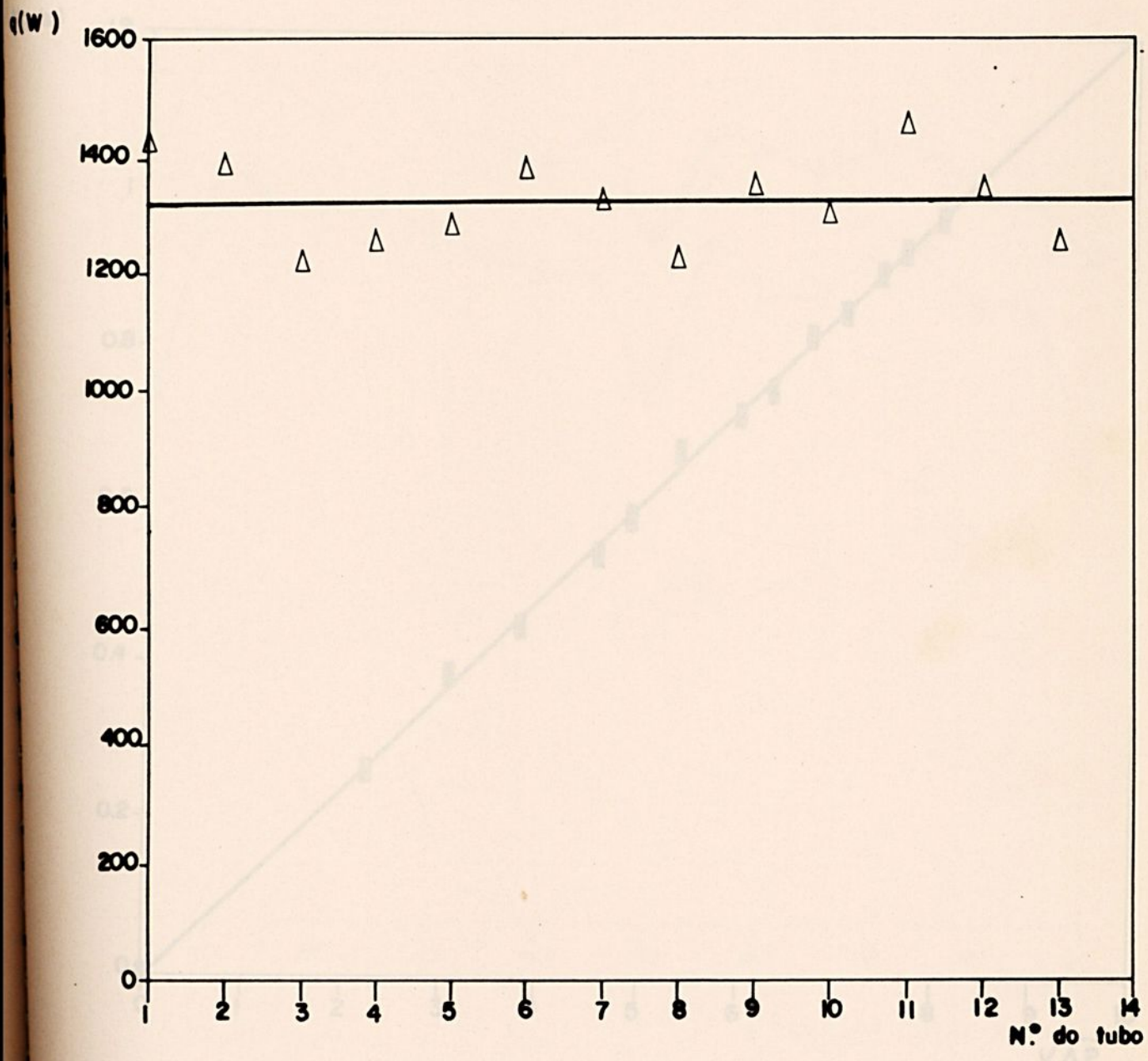


Figura 4.22 - Comparações entre as Taxas de Transferência de Calor dos Tubos que compõem o Trocador de Calor e do Tubo de Calor padrão.

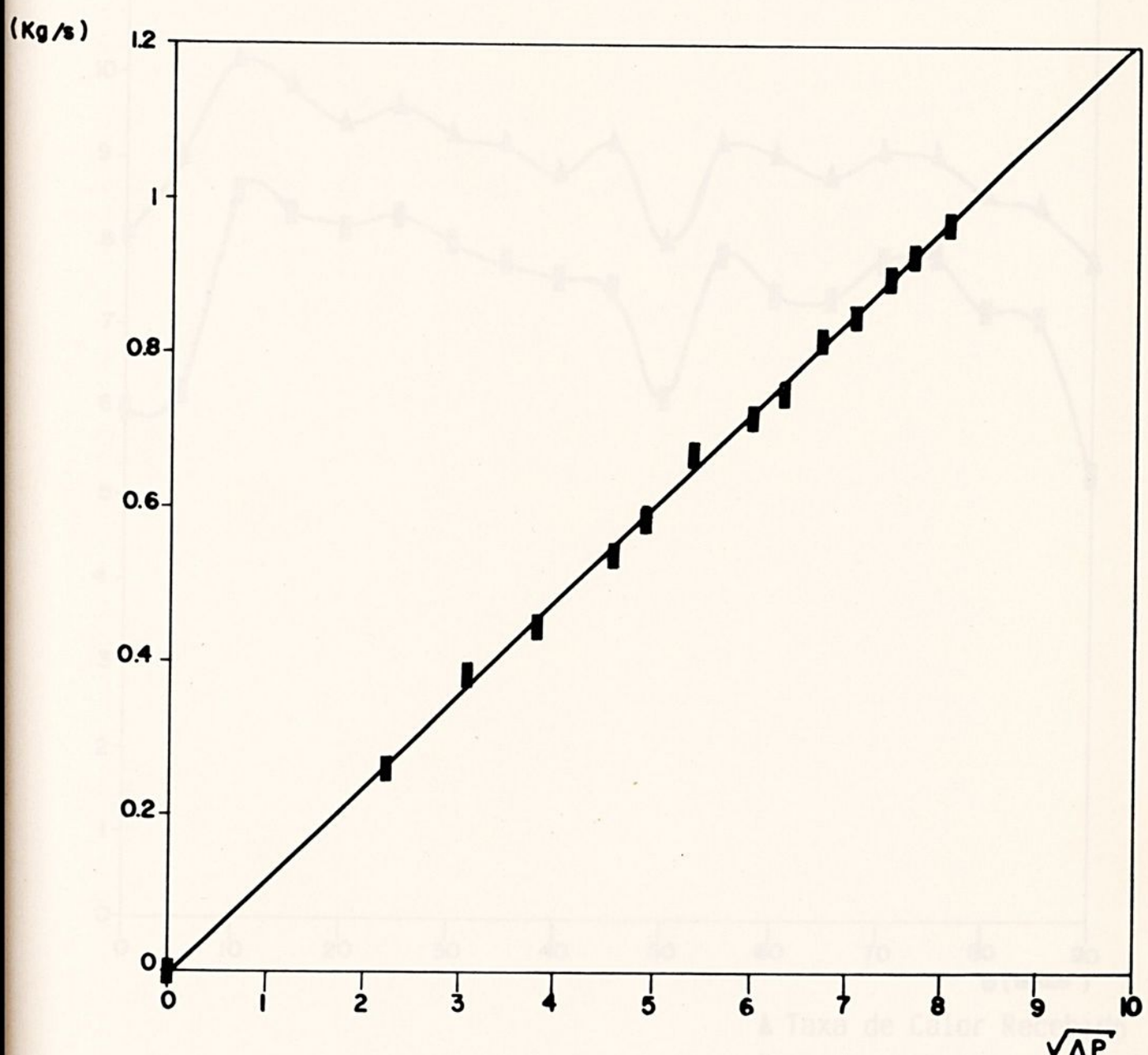


Figura 4.23 - Curva de Calibração do Orifício inserido na Tubulação.

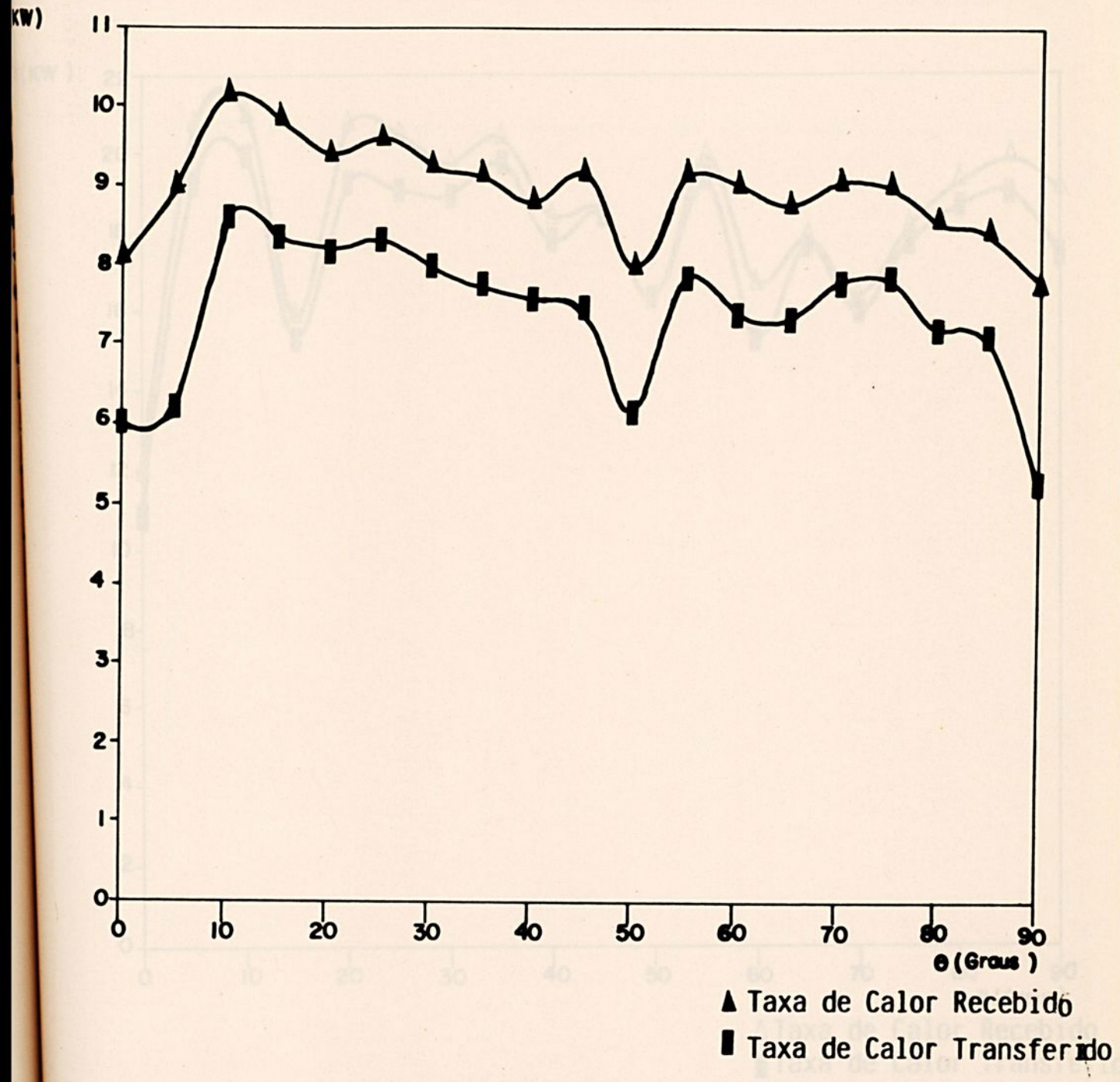


Figura 4.24 - Variações das Taxas de Calor Recebido e Transferido, com a inclinação, para uma potência externa de 12 Kw e uma vazão mássica de 0,32 Kg/s.

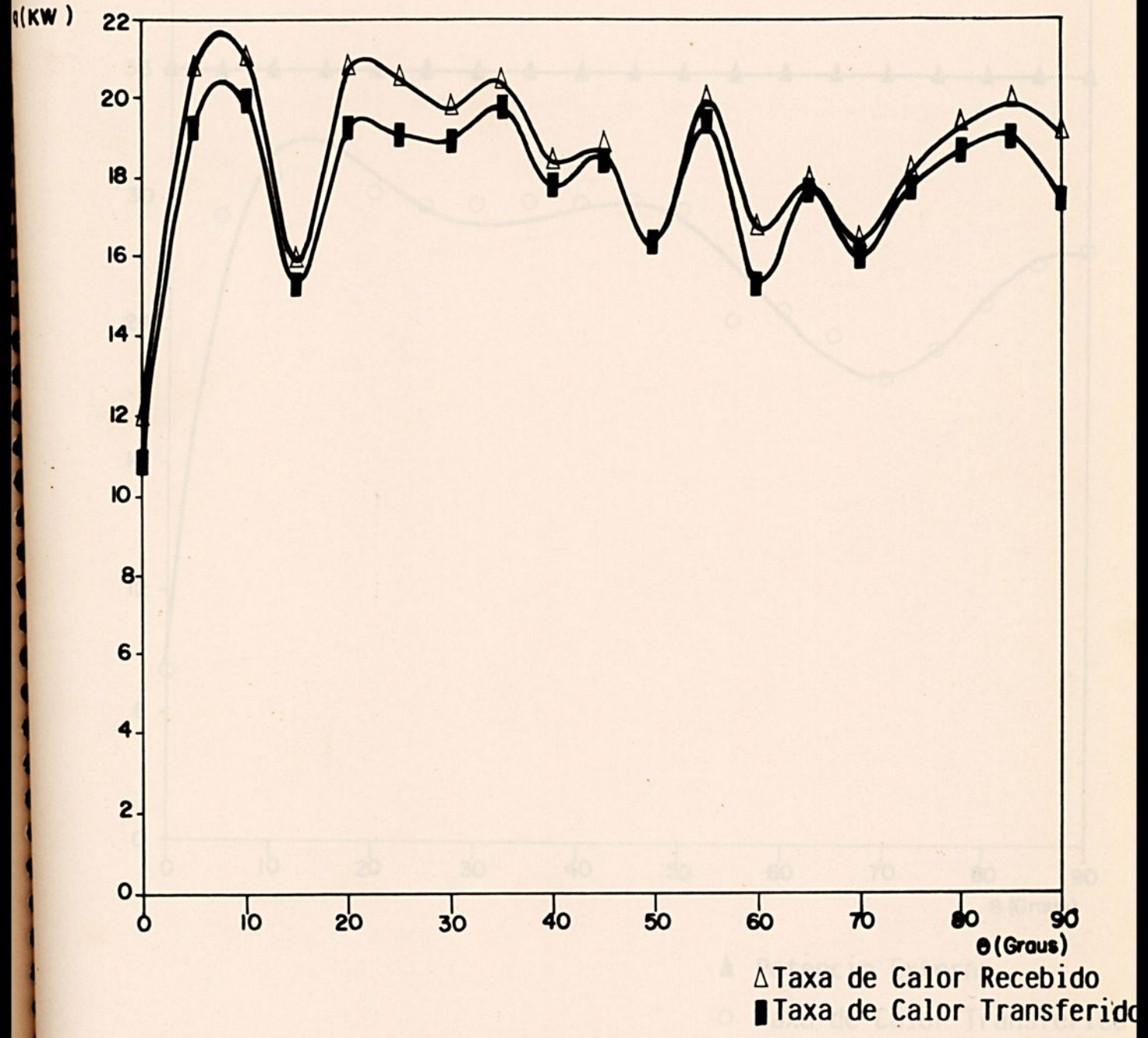


Figura 4.25 - Variações das Taxas de Calor Recebido e Transferido, com a inclinação, para uma potência externa de 30 Kw e uma vazão mássica de 0,65Kg/s

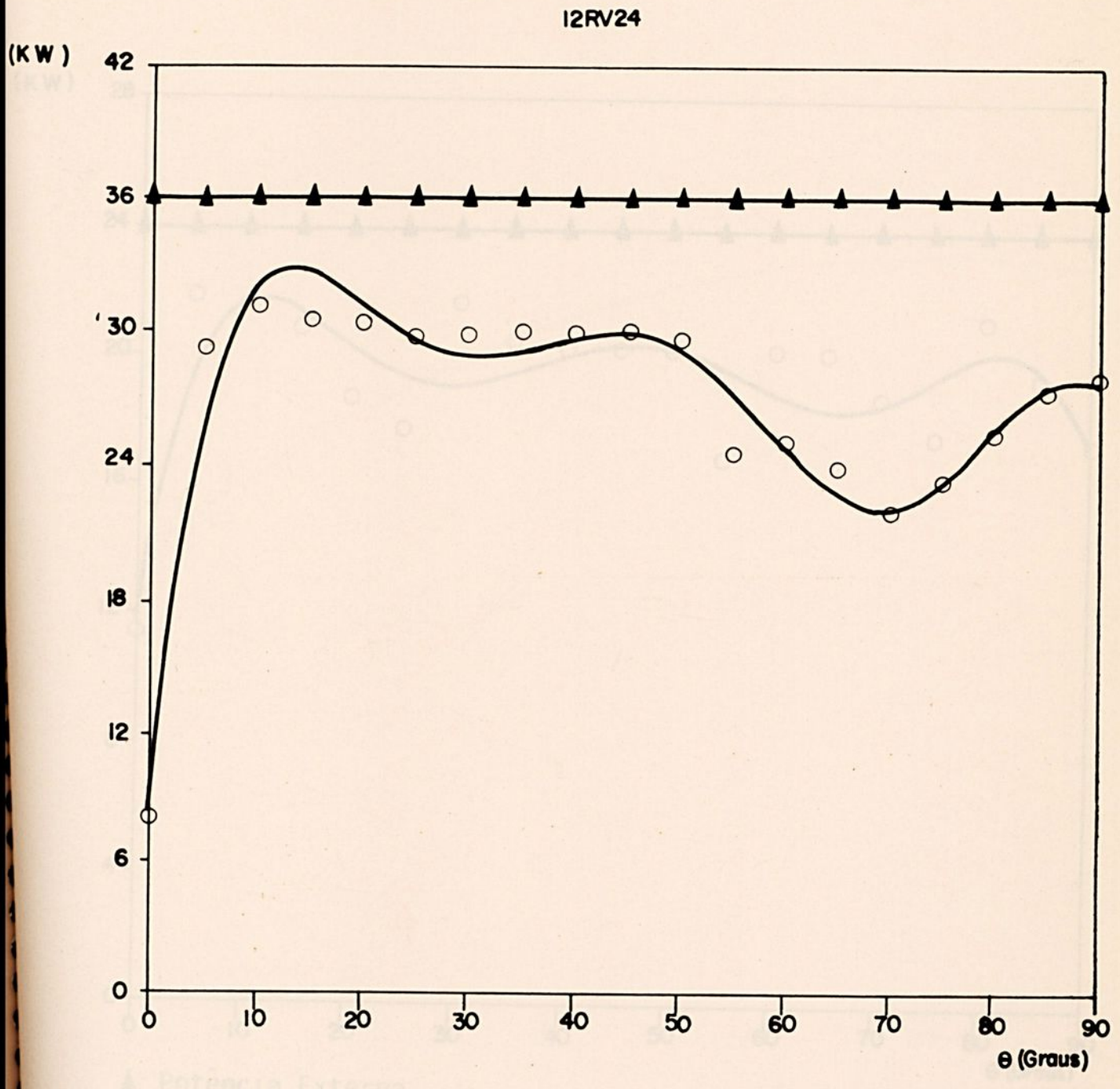


Figura 4.26 - Comparação entre a Taxa de Calor Transferido e Potência Externa, inserida no sistema por uma Vazão Mássica de 0,32 Kg/s.

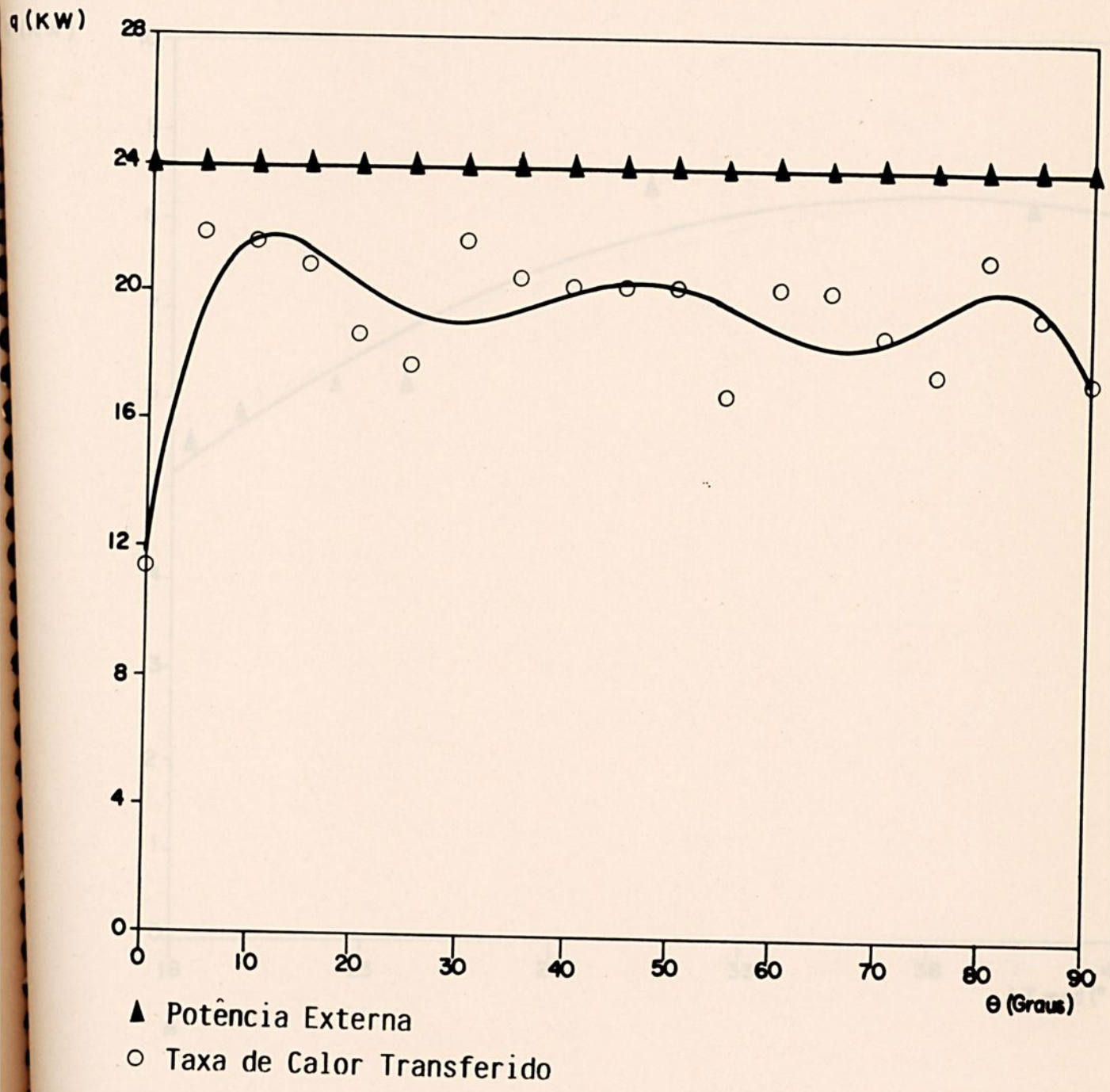


Figura 4.27 - Comparação entre a Taxa de Calor Transferido e a Potência Externa, inserida no sistema para uma vazão mássica de 0,56 Kg/s.

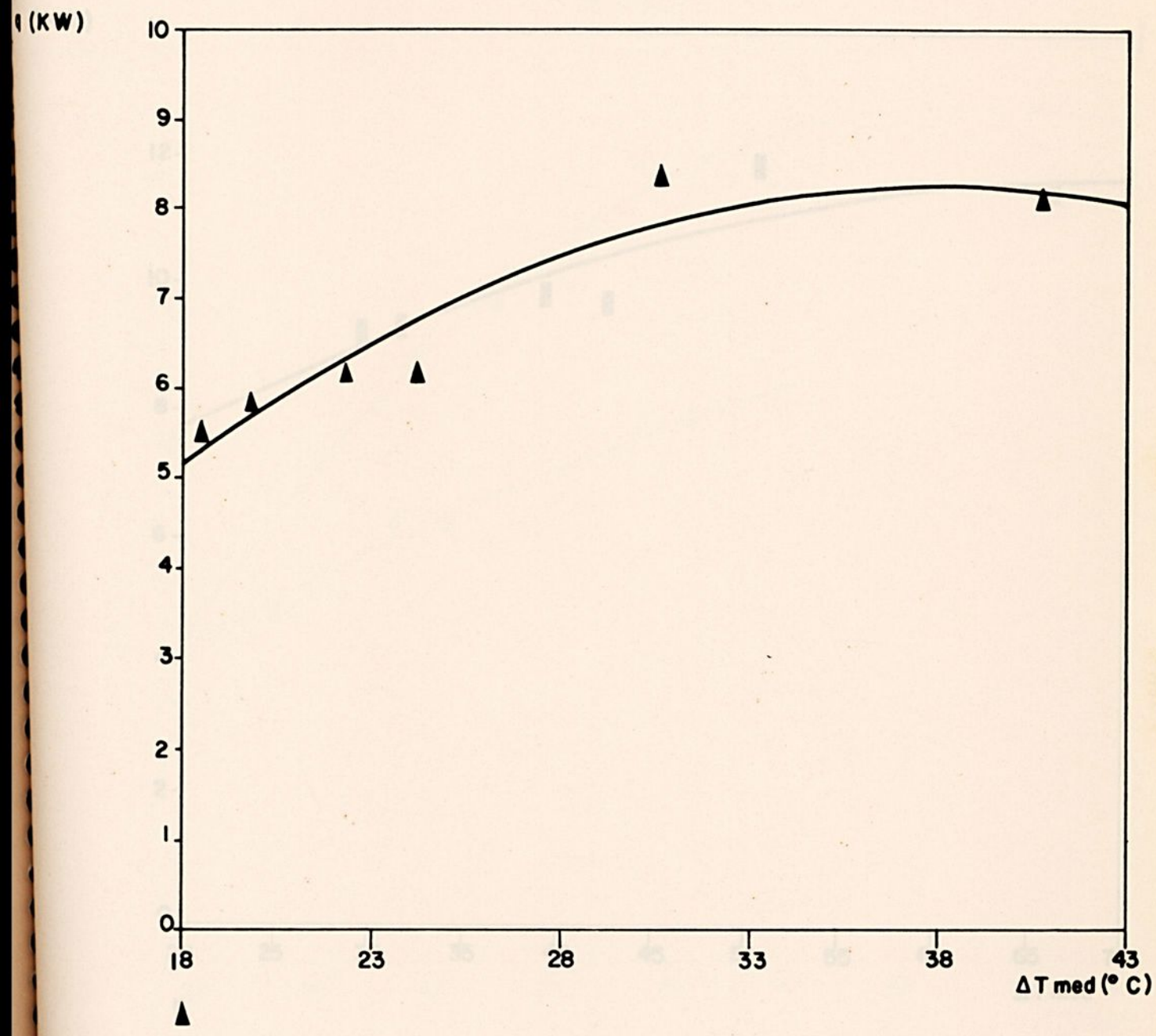


Figura 4.28 - Variação da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, para o Trocador na horizontal e Potência externa de 15 Kw.

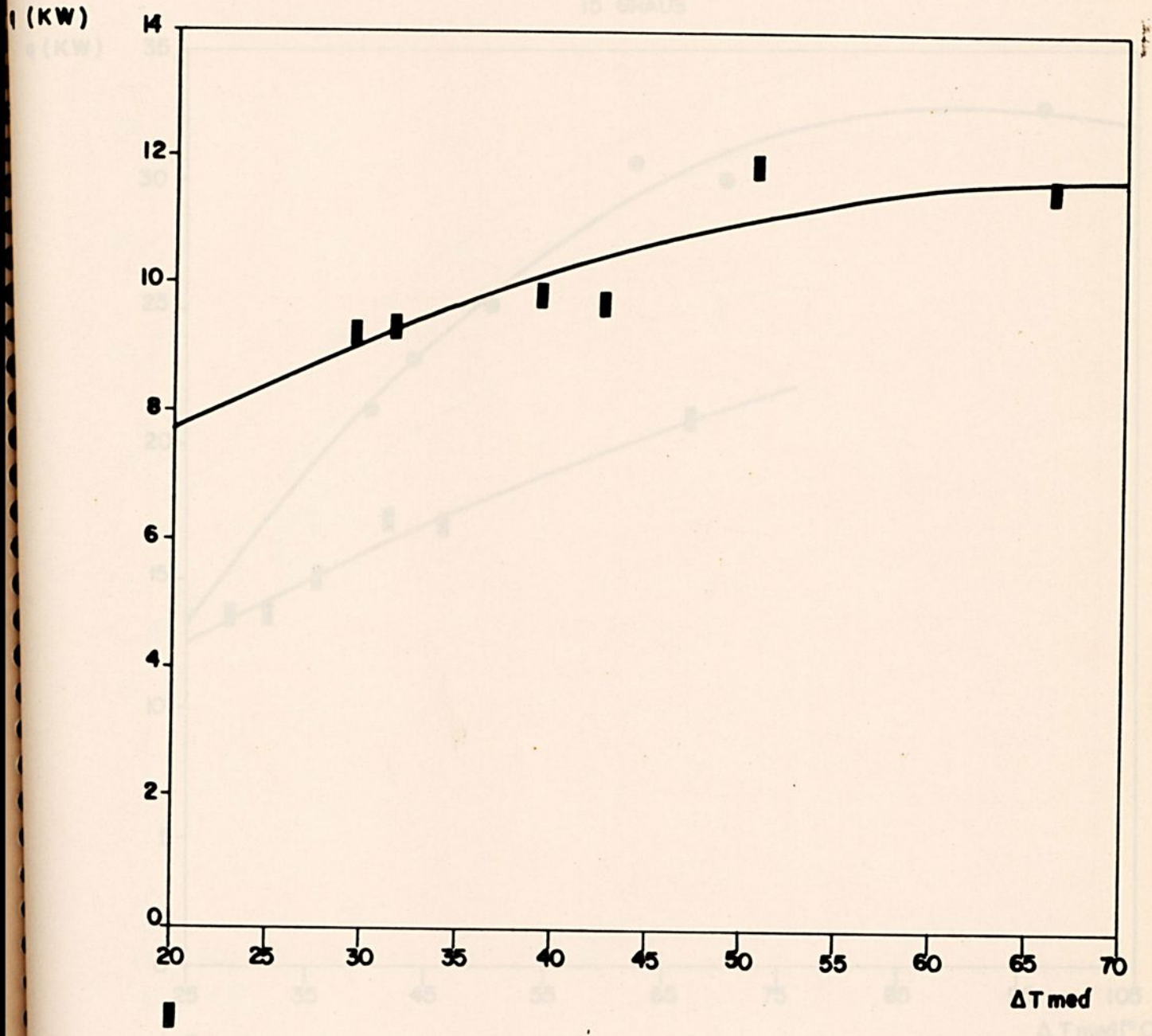


Figura 4.29 - Variação da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura Aplicada para o Trocador na horizontal e Potência externa de 24 Kw.

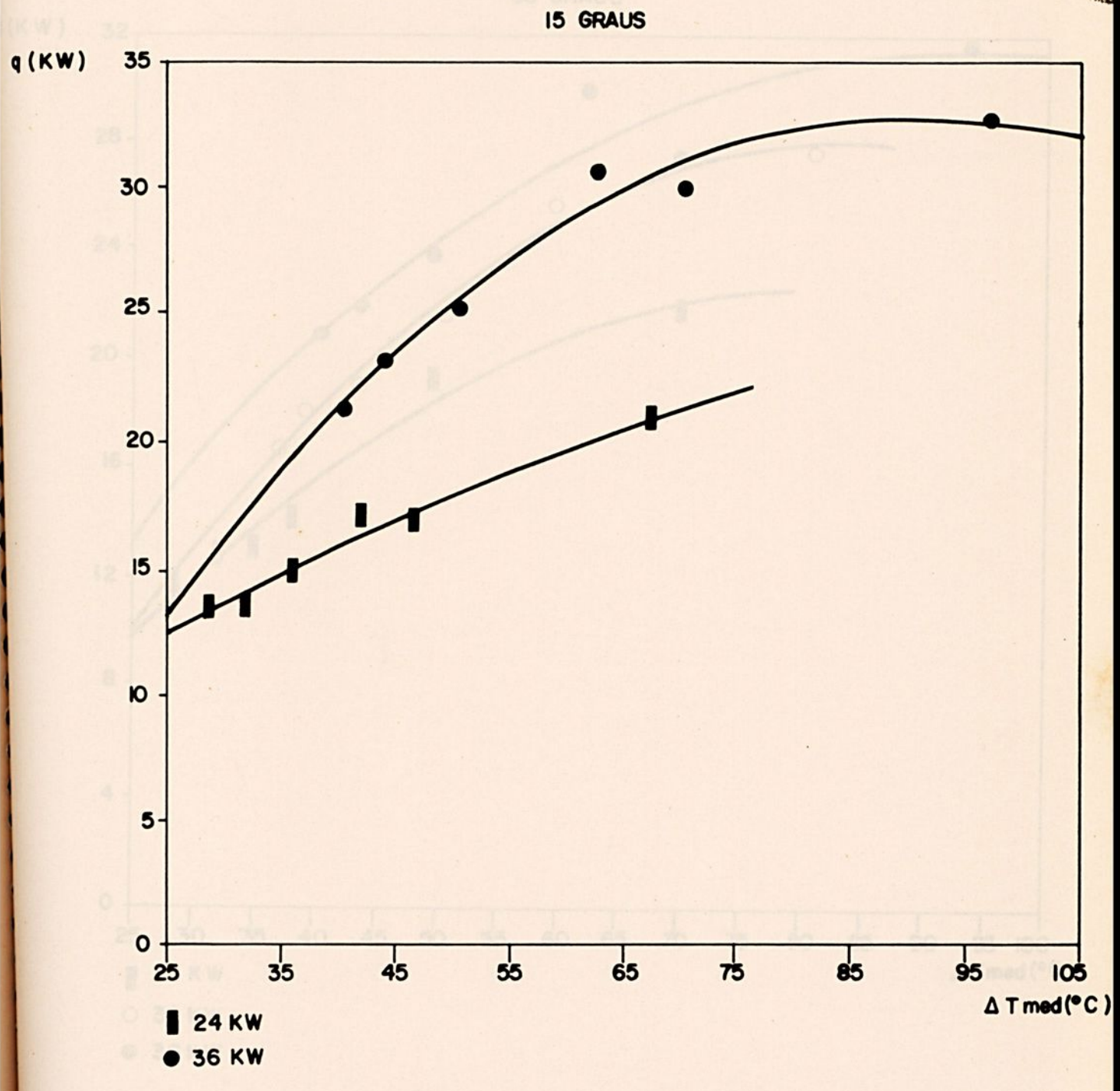


Figura 4.30 - Comparações entre as variações da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura aplicada, com o Trocador inclinado a 15 graus.

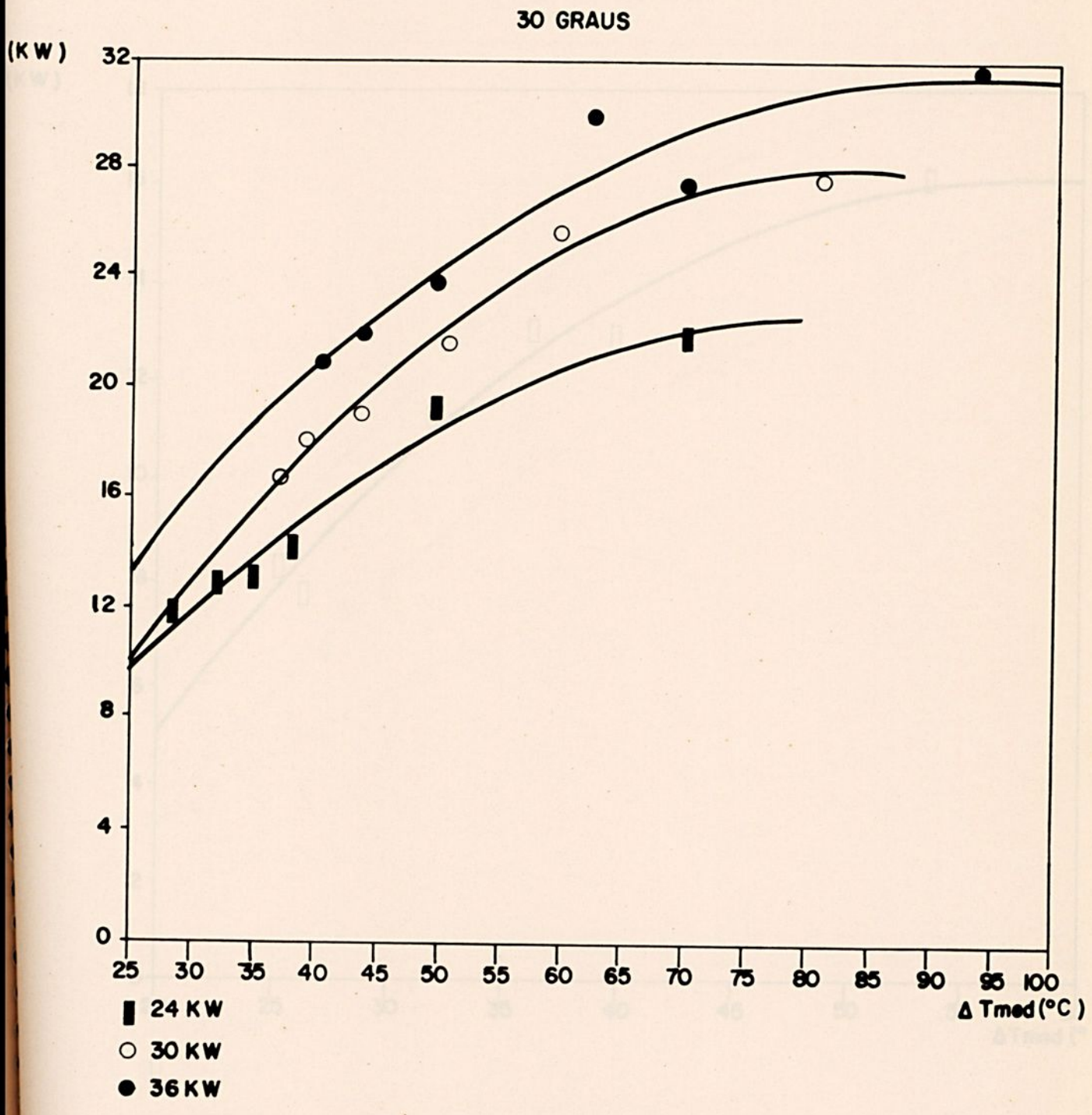


Figura 4.31 - Comparações entre as variações da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador inclinado a 30 graus.

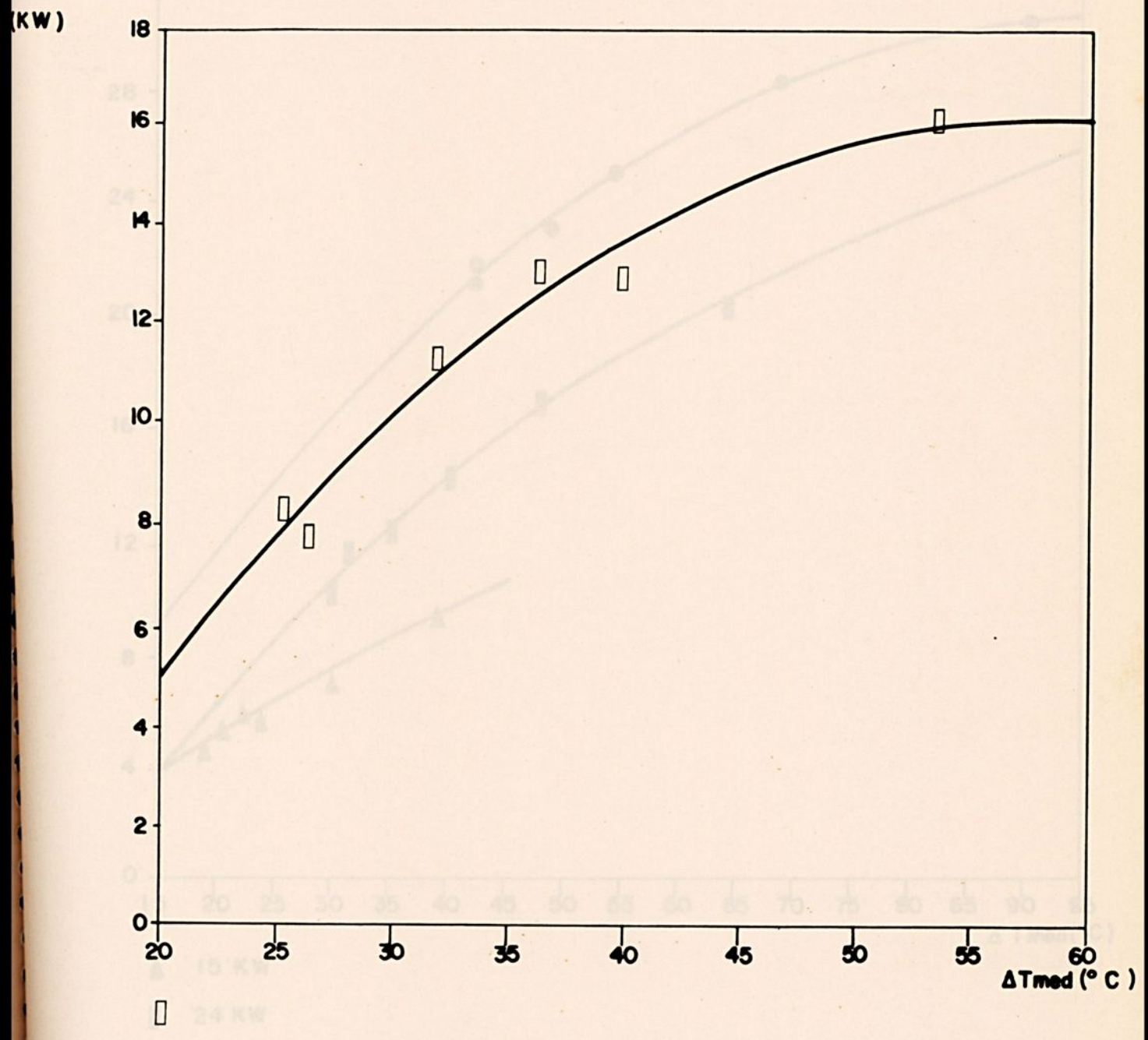


Figura 4.32 - Variação da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, para o Trocador na horizontal e Potência externa de 21 Kw.

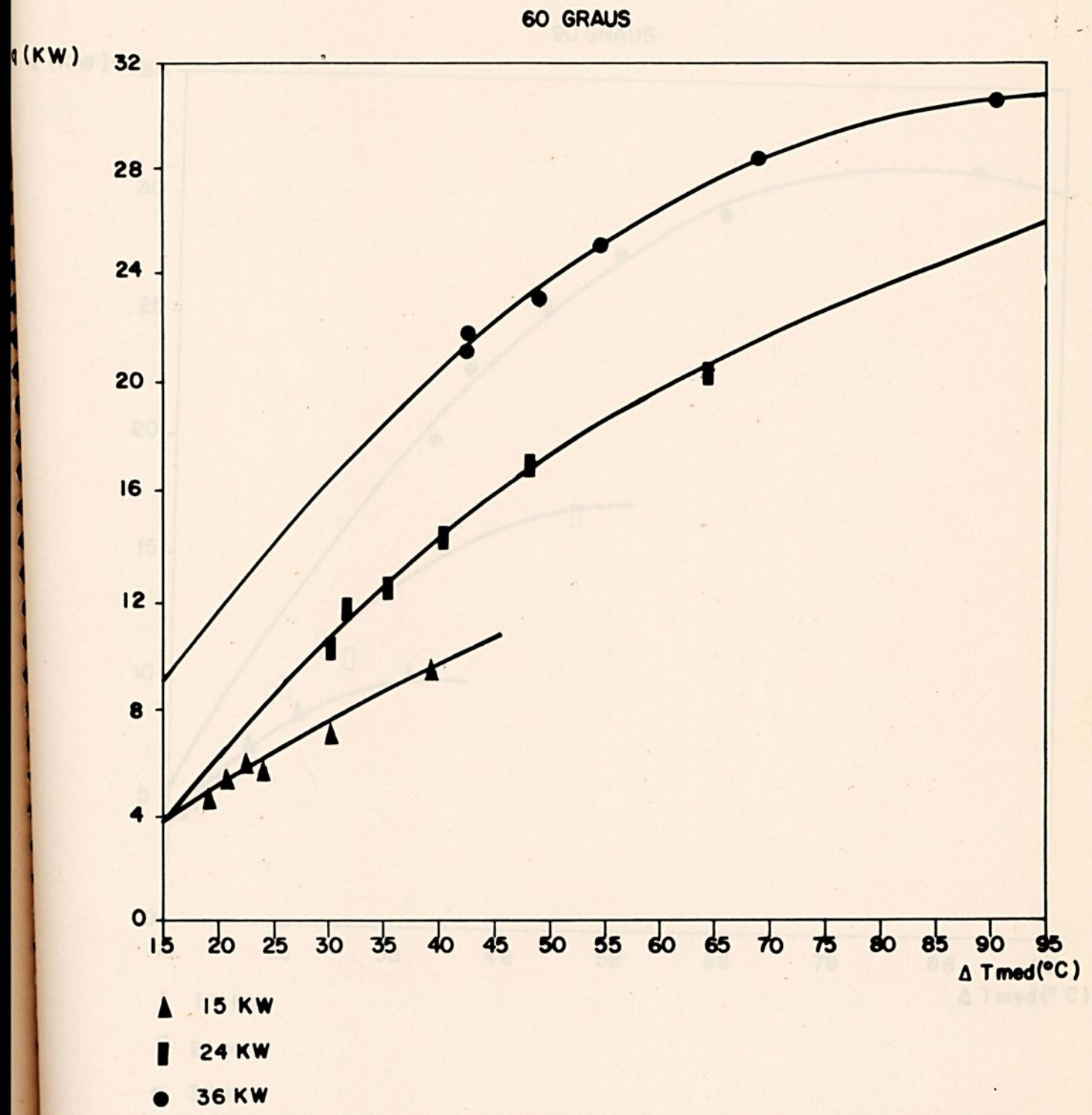


Figura 4.33 - Comparações entre as variações da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador inclinado a 60 graus.

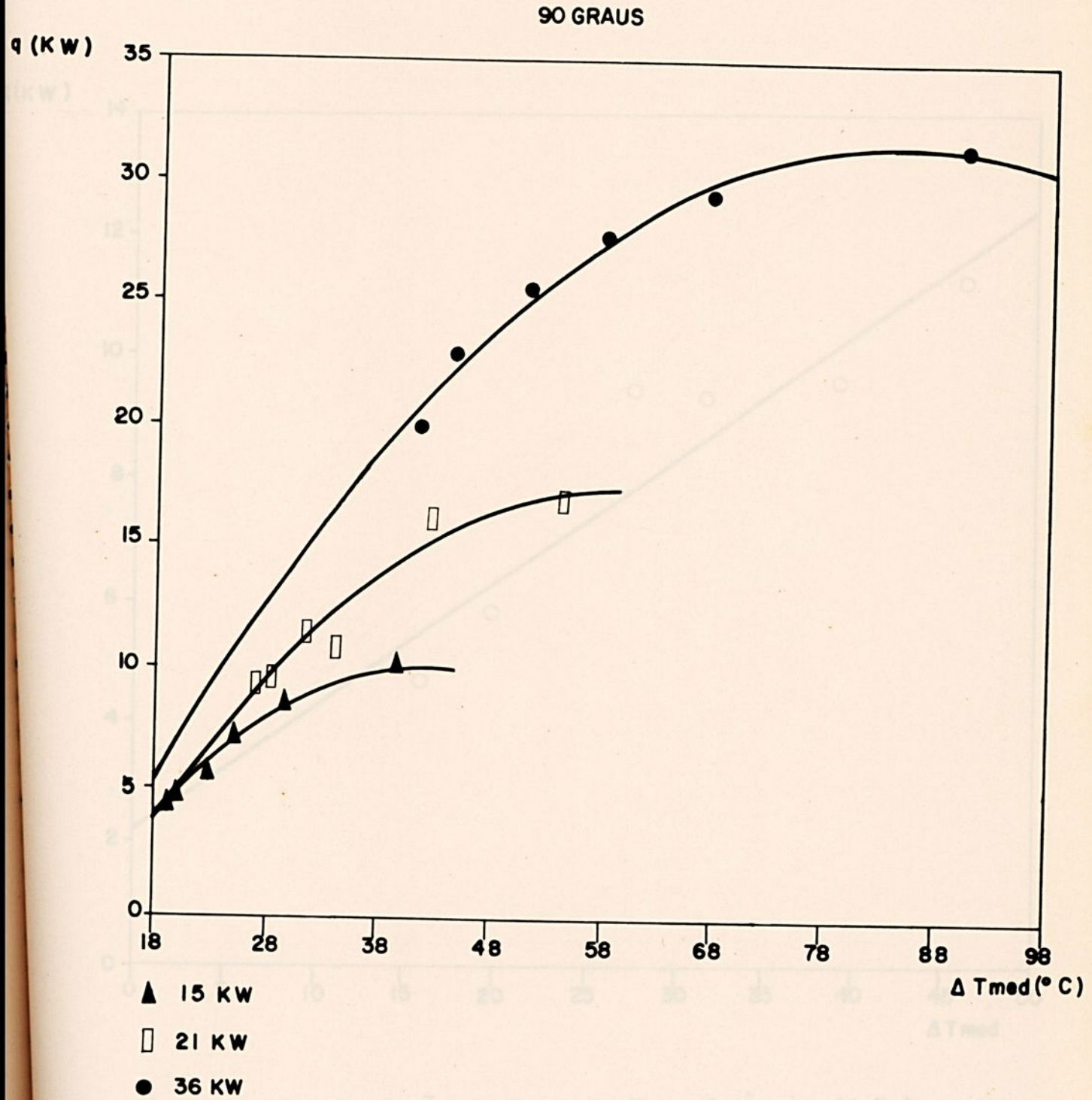


Figura 4.34 - Comparações entre as variações da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador na vertical.

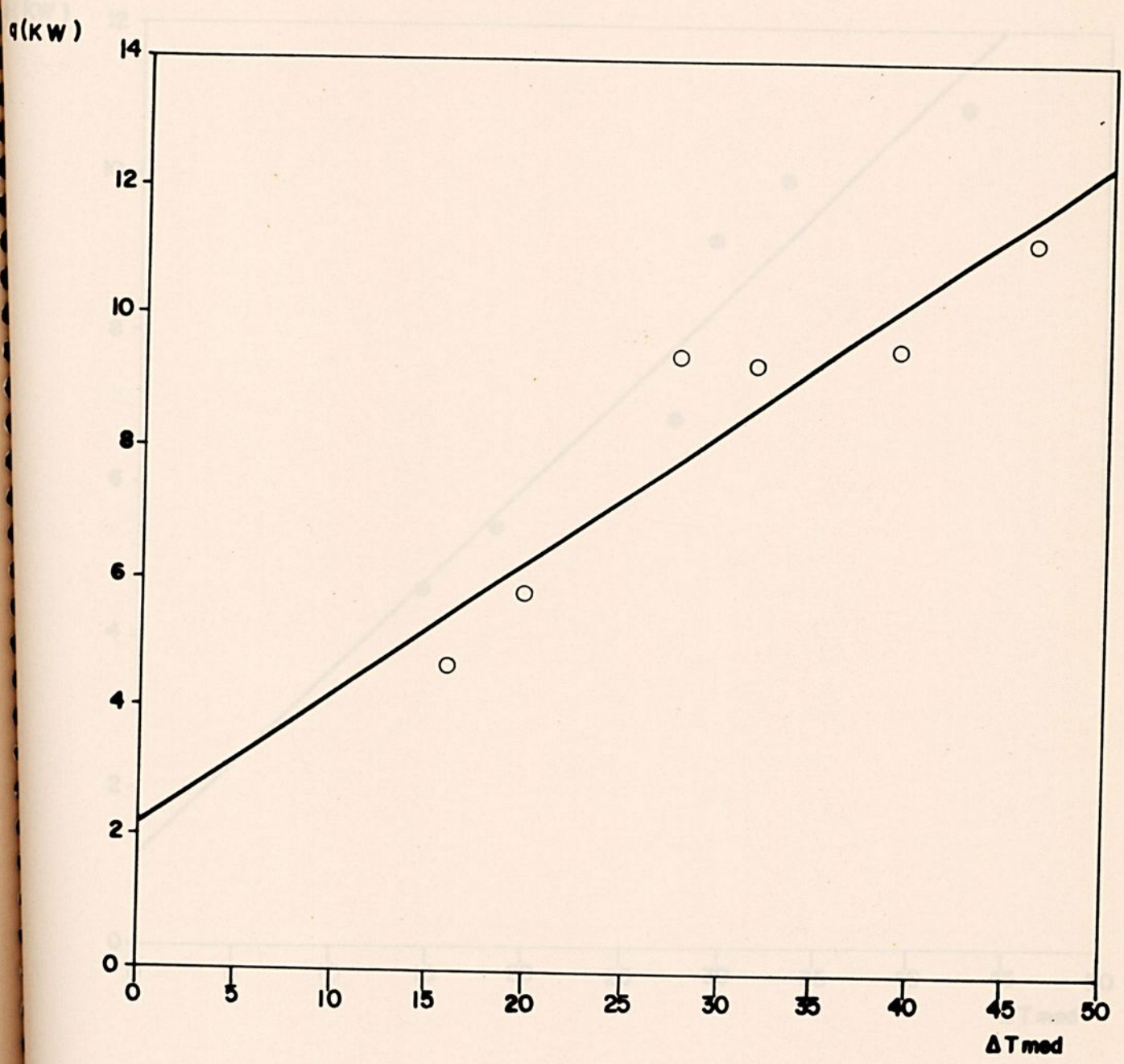


Figura 4.35 - Variação da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador de Calor na horizontal e Vazão de 0,72 Kg/s.

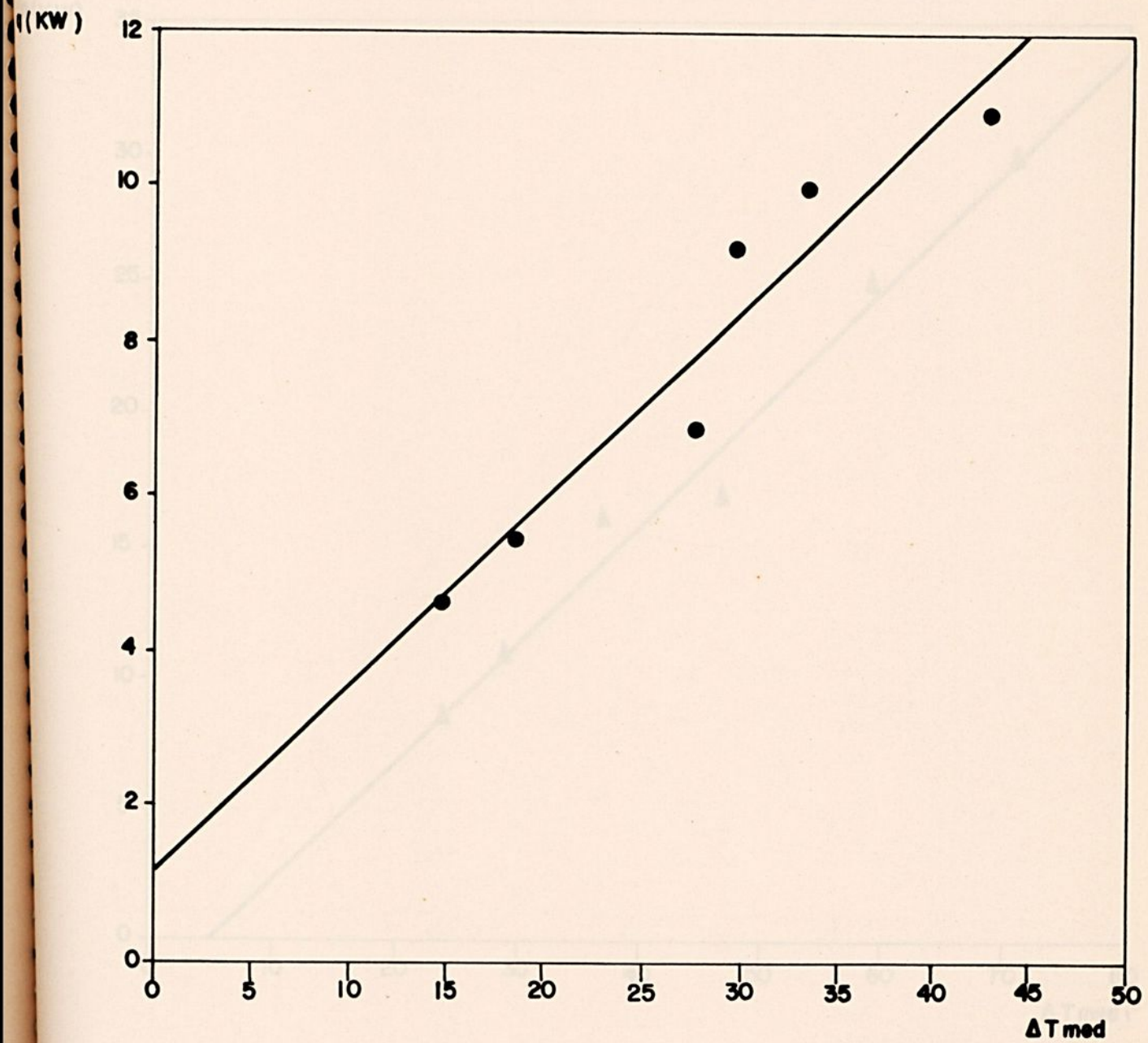


Figura 4.36 - Variação da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador de Calor na horizontal e Vazão de 0,79 Kg/s.

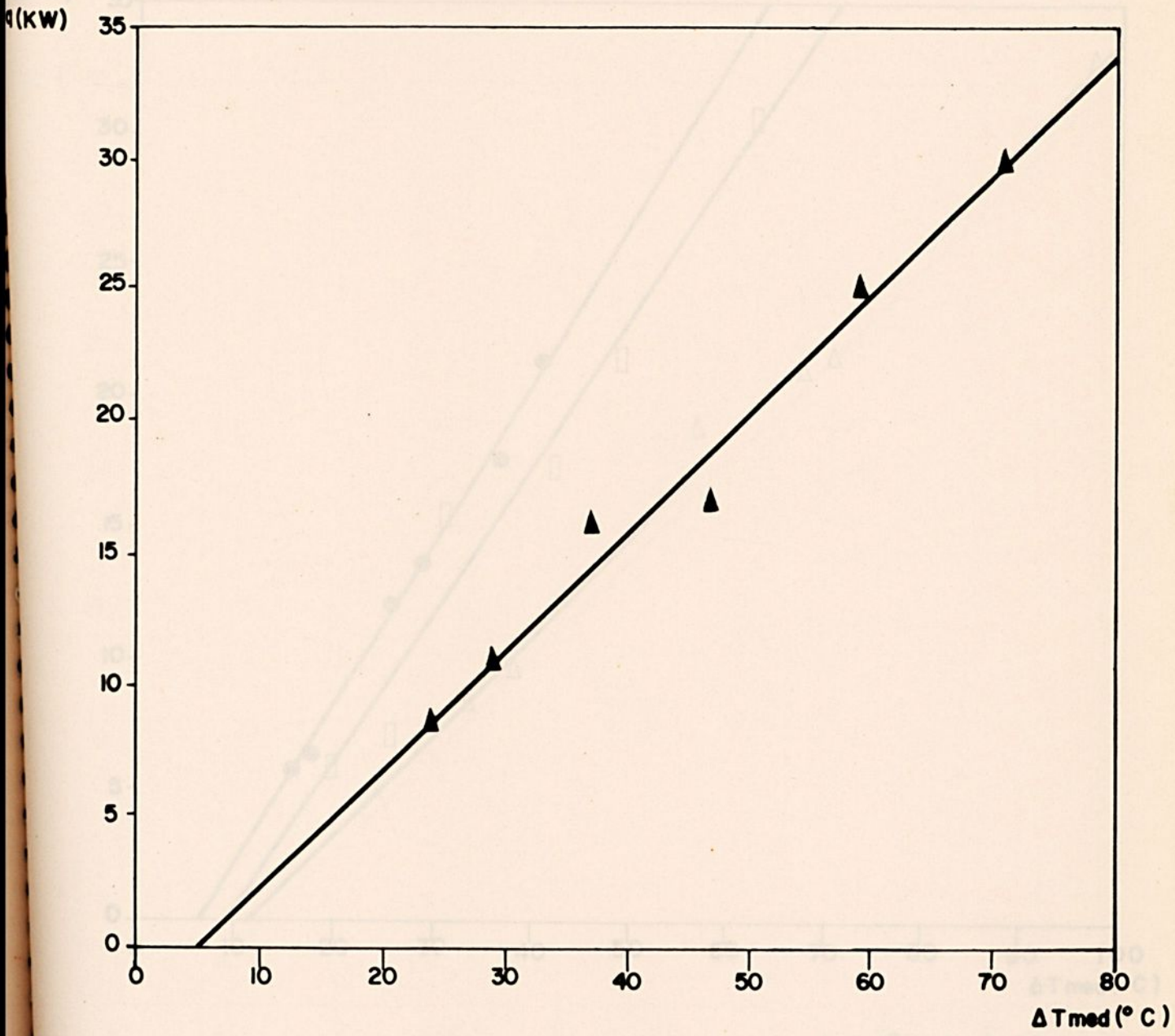


Figura 4.37 - Variação da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador de Calor inclinado a 15 graus e Vazão de 0,45 Kg/s.

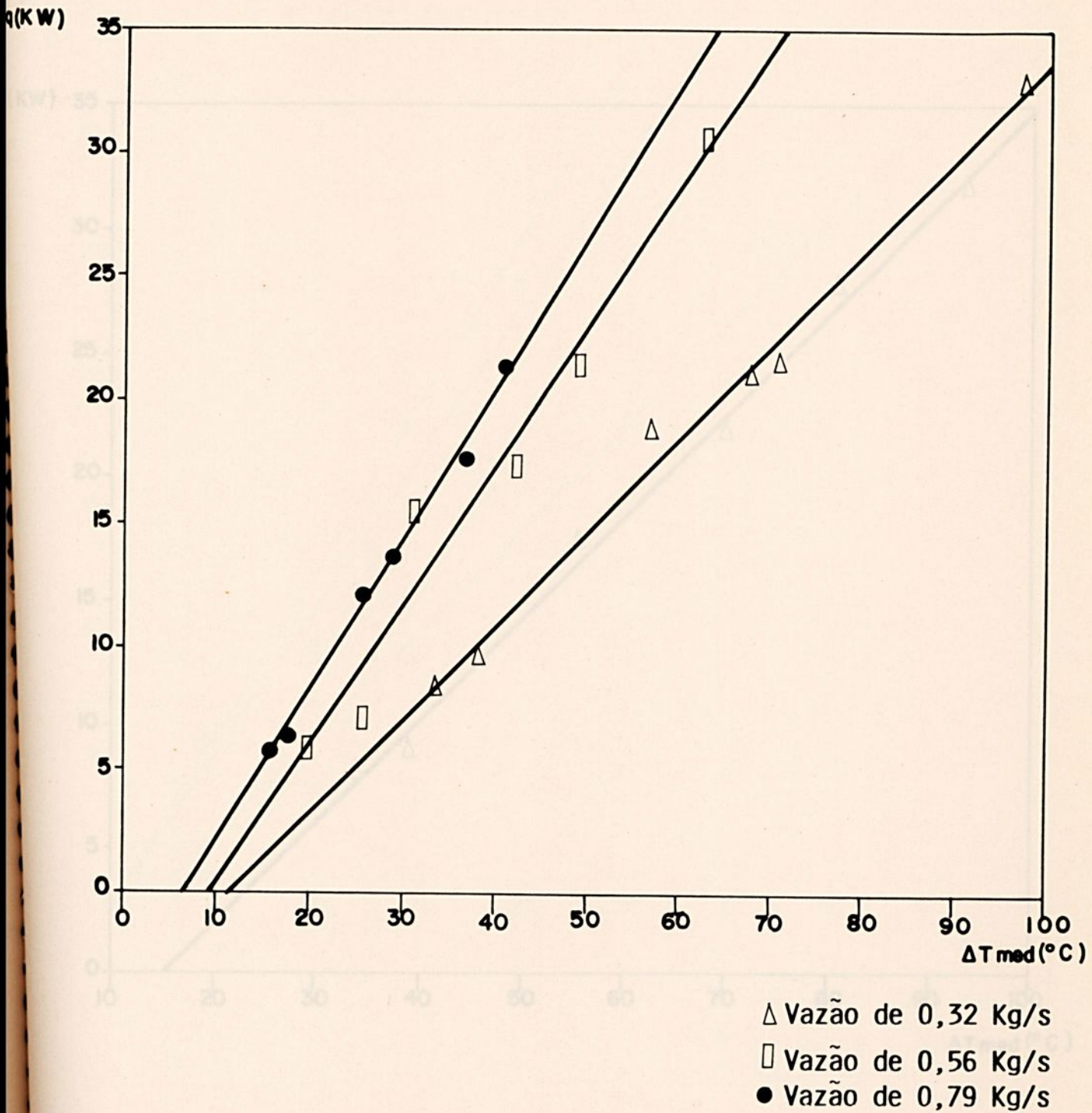


Figura 4.38 - Comparações entre as variações da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador inclinado a 15 graus.

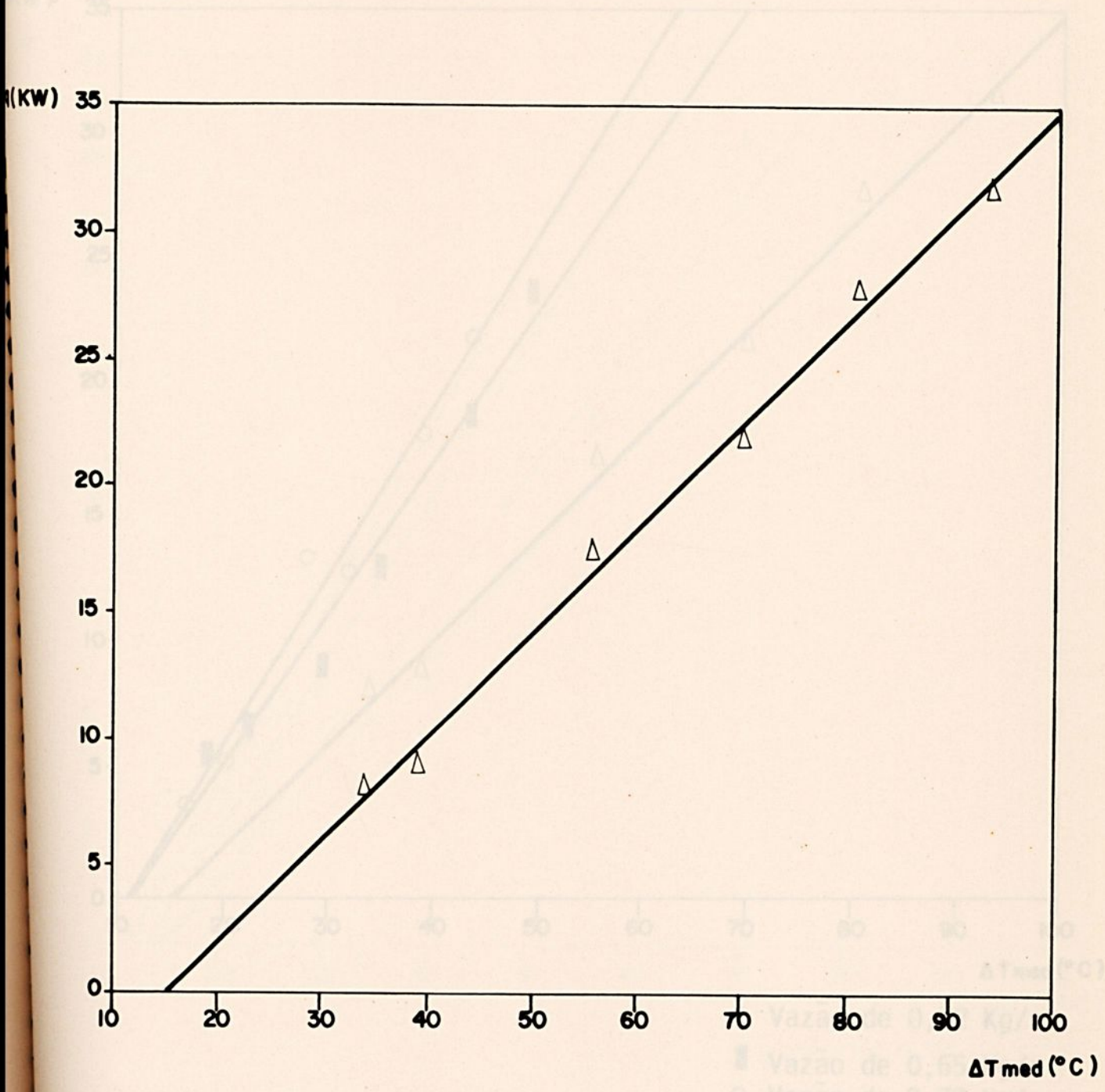


Figura 4.39 - Variação da Taxa de Transferência de Calor com a diferença de Temperatura Aplicada, com o Trocador de Calor inclinado a 30 graus e Vazão de 0,32 Kg/s.

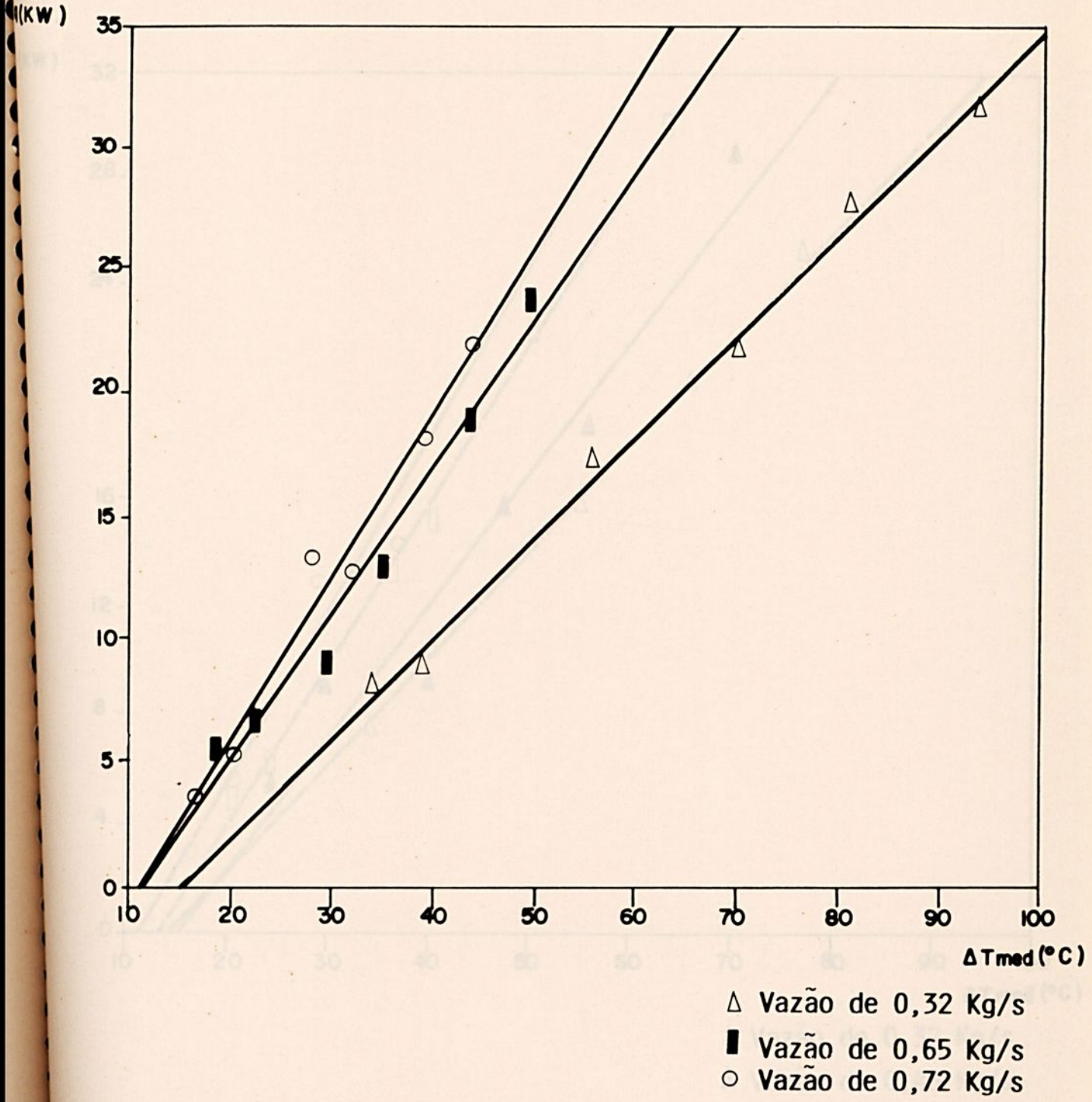


Figura 4.40 - Comparações entre as variações da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador inclinado a 30 graus.

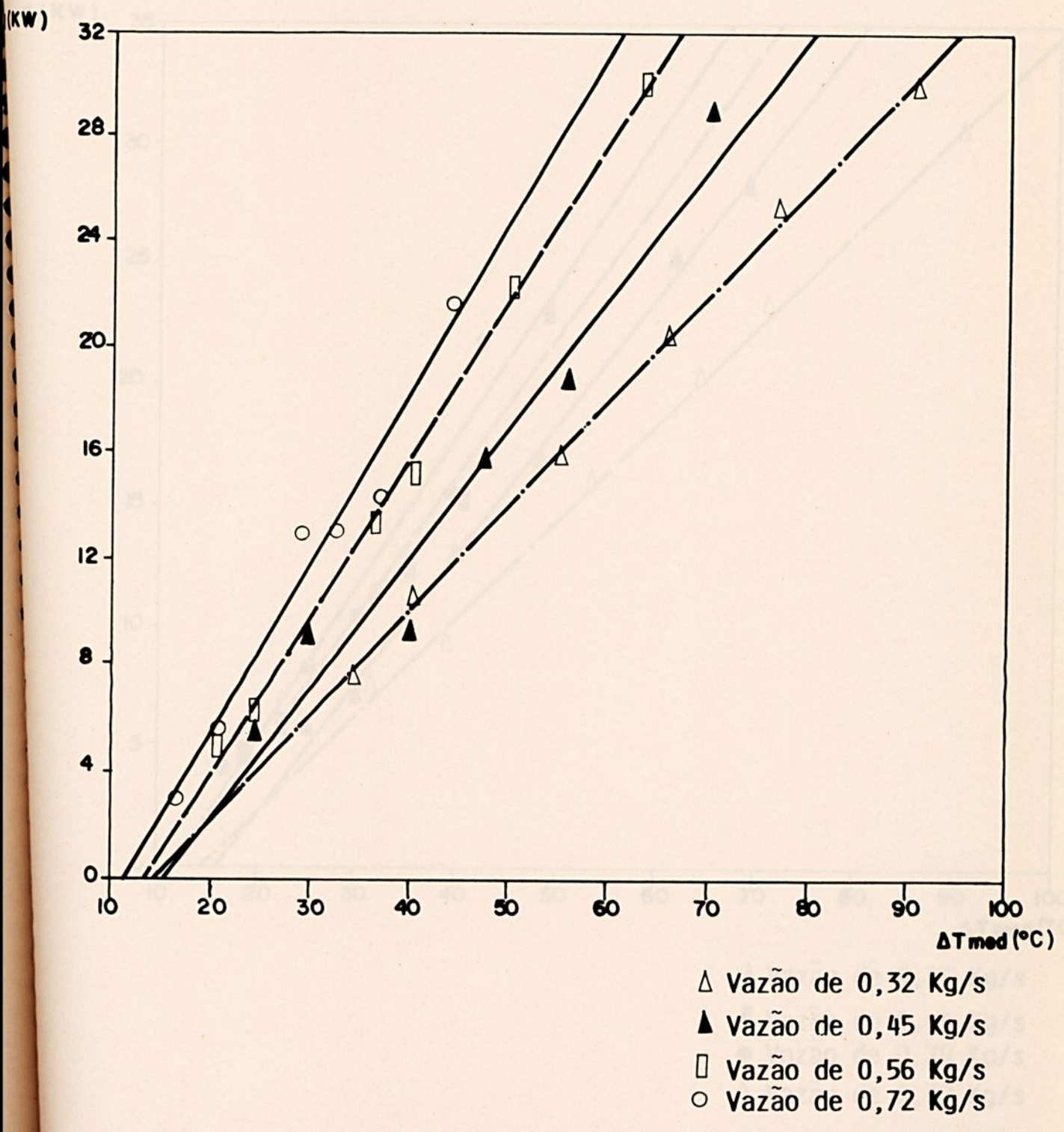


Figura 4.41 - Comparações entre as variações da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador inclinado a 45 graus.

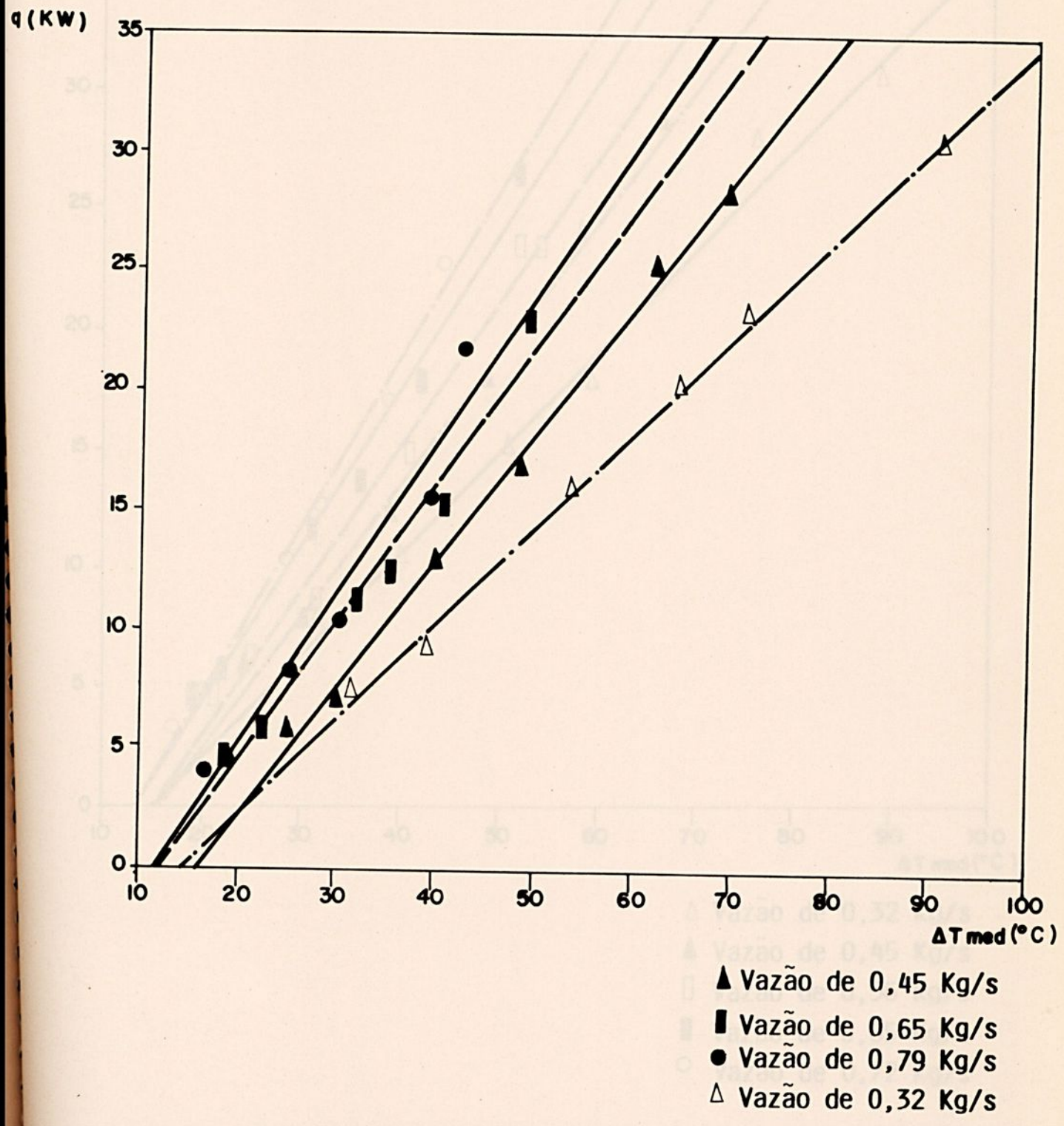


Figura 4.42 - Comparações entre as variações da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador inclinado a 60 graus.

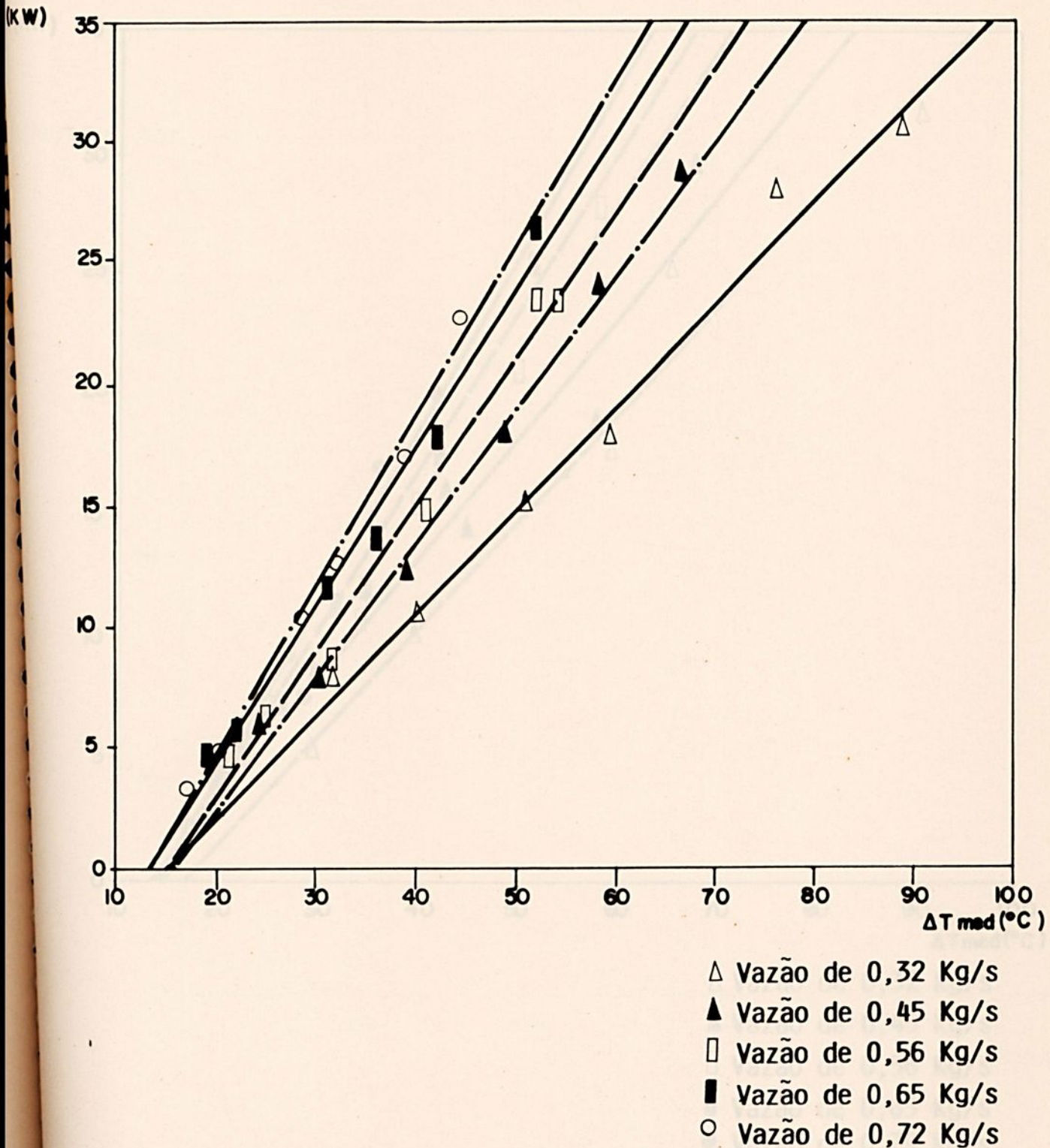


Figura 4.43 - Comparações entre as variações da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador inclinado a 75 graus.

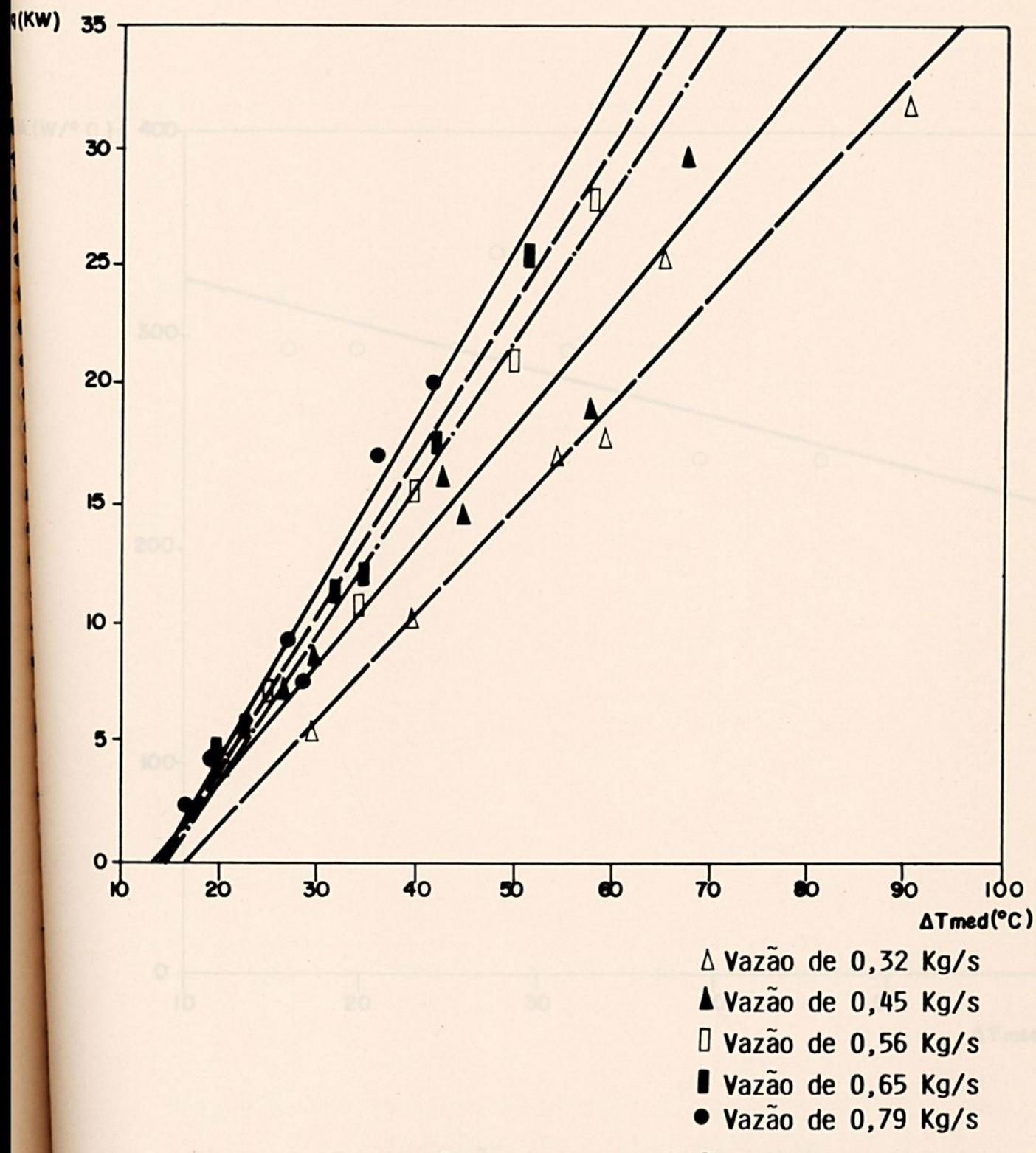


Figura 4.44 - Comparações entre as variações da Taxa de Transferência de Calor com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador inclinado a 90 graus.

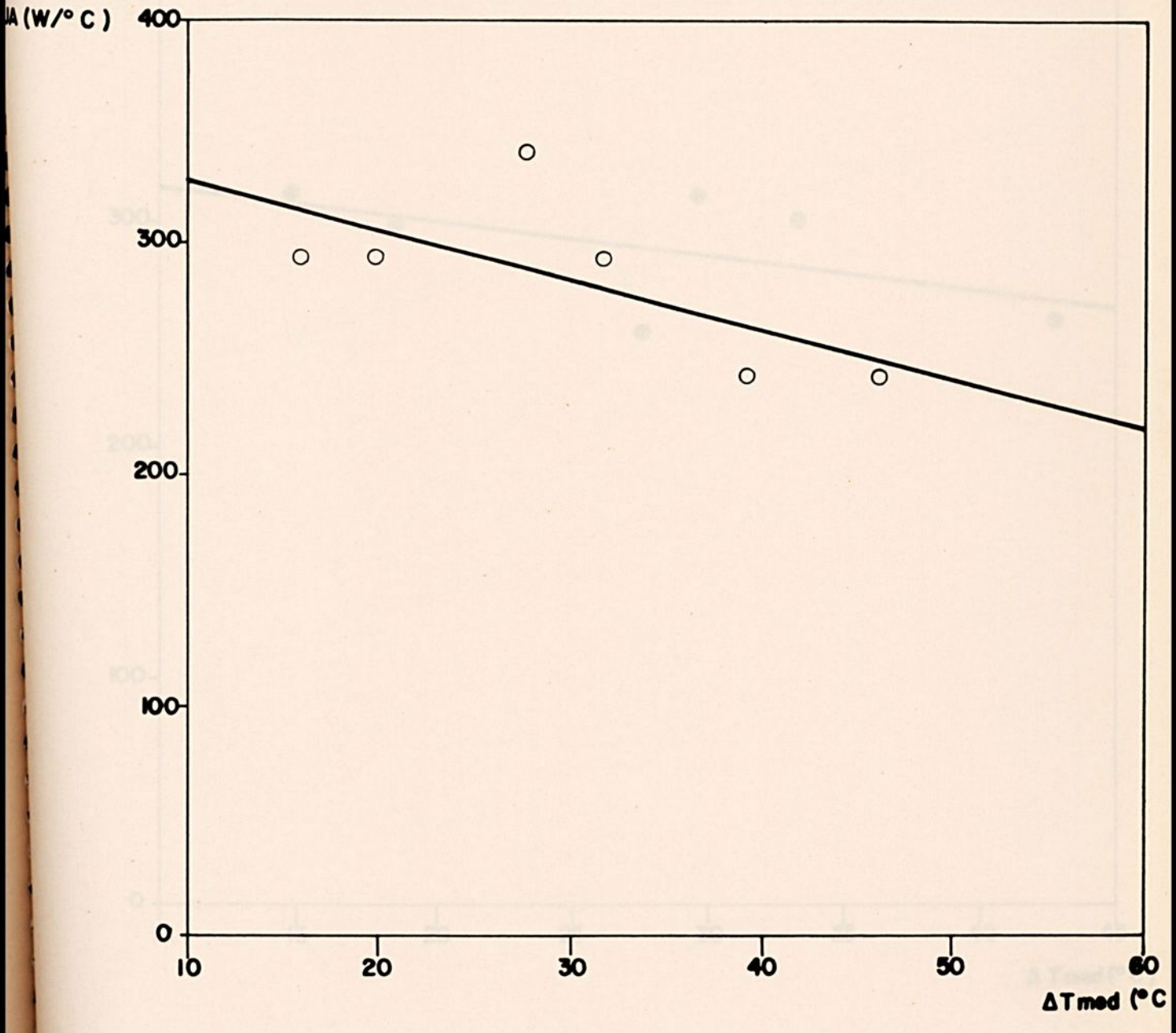


Figura 4.45 - Variação do produto do Coeficiente Global de Transferência pela área com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador de Calor na horizontal e Vazão de 0,72 Kg/s.

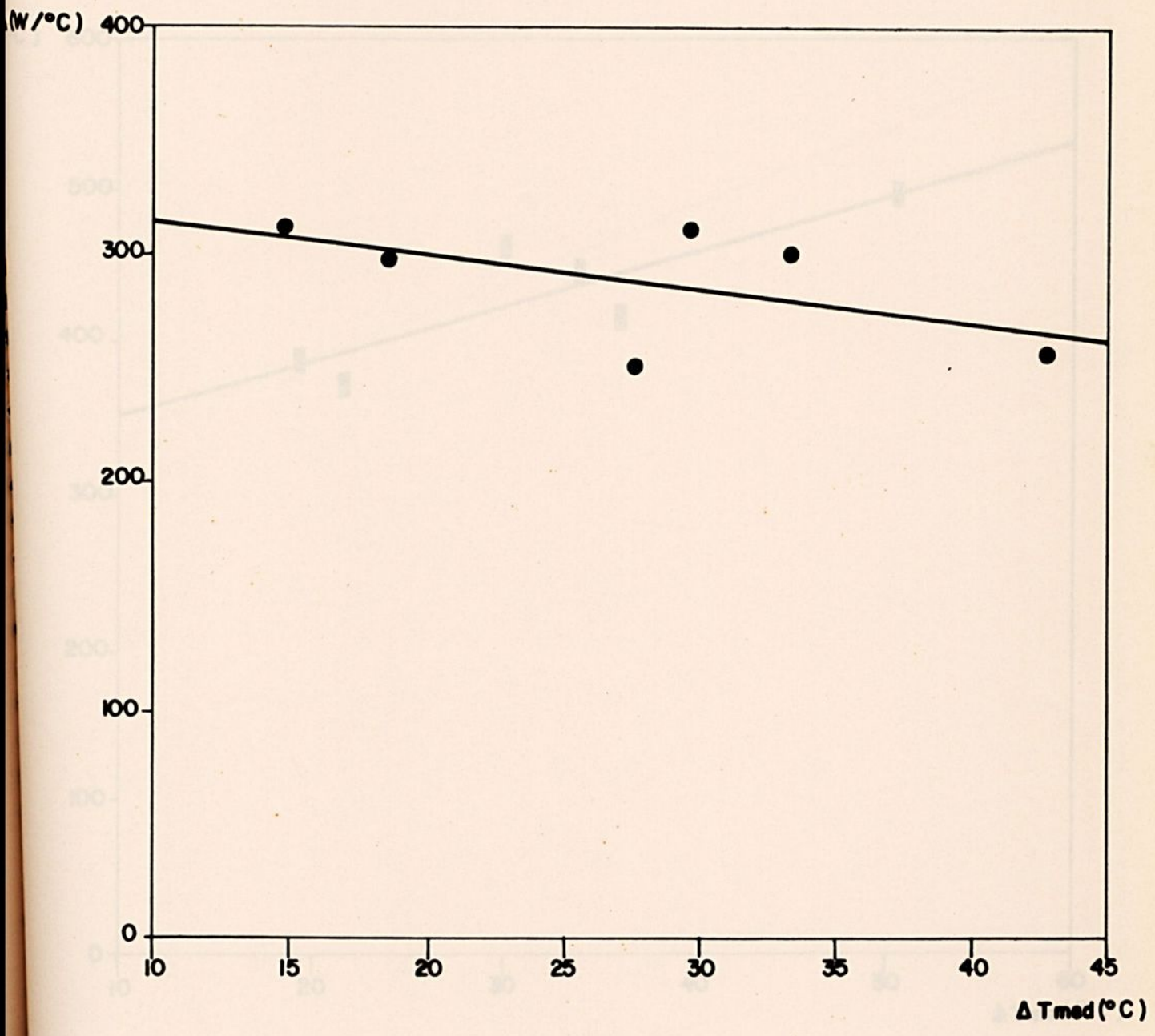


Figura 4.46 - Variação do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador de Calor na horizontal e Vazão de 0,79 Kg/s.

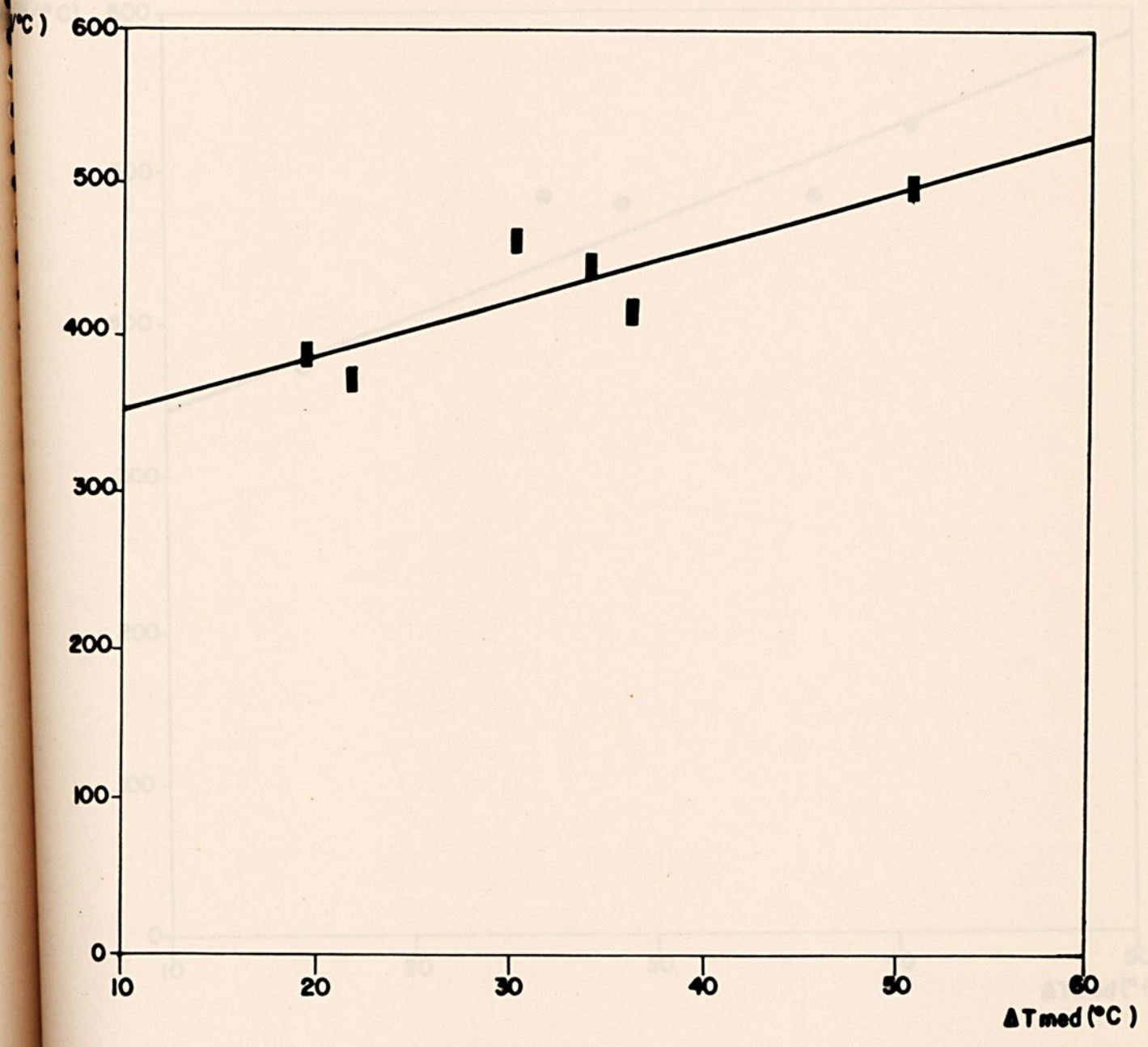


Figura 4.47 - Variação do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador de Calor inclinado a 15 graus e vazão de 0,65 Kg/s.

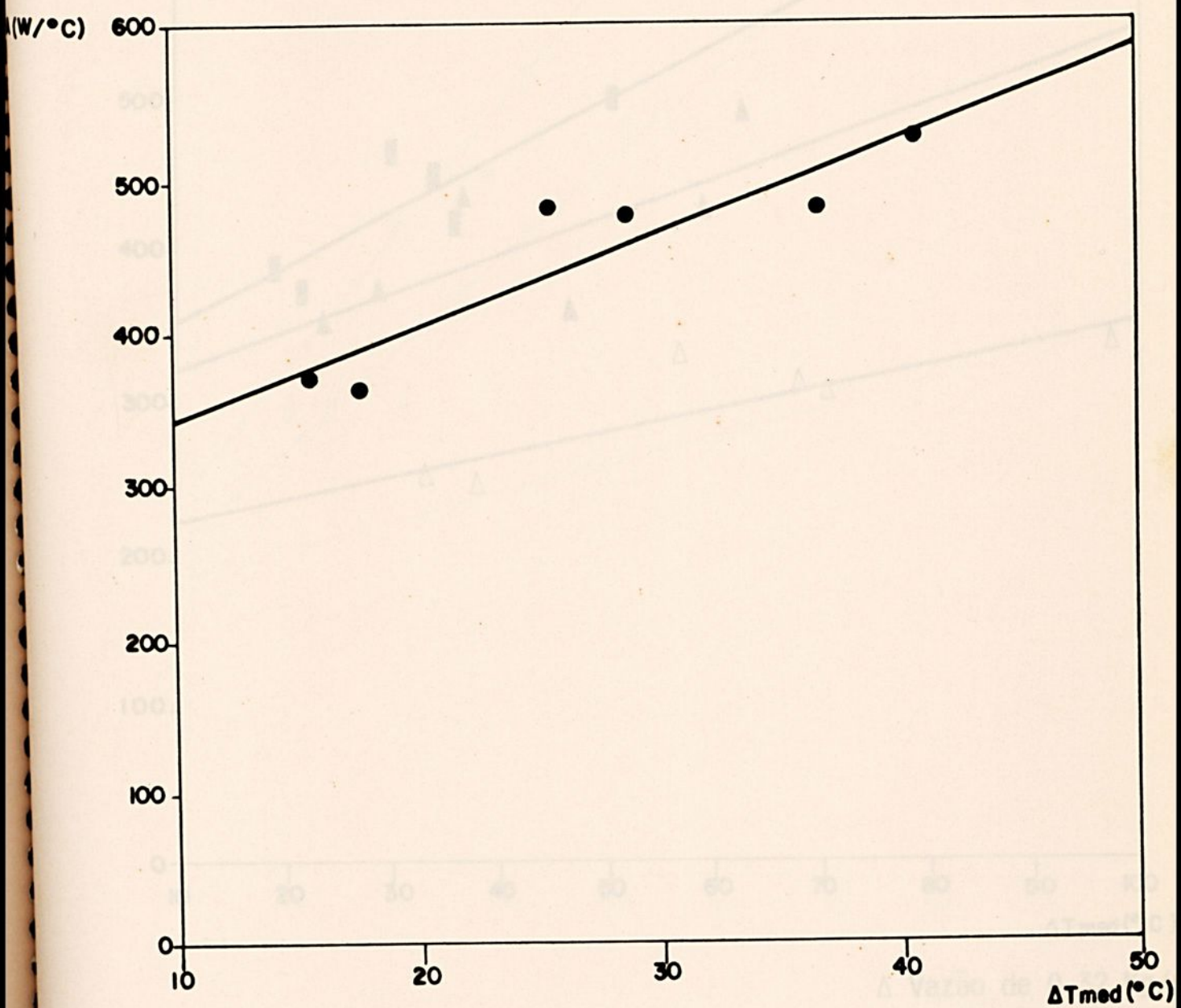


Figura 4.48 - Variação do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador inclinado a 15 graus e Vazão de 0,79 Kg/s.

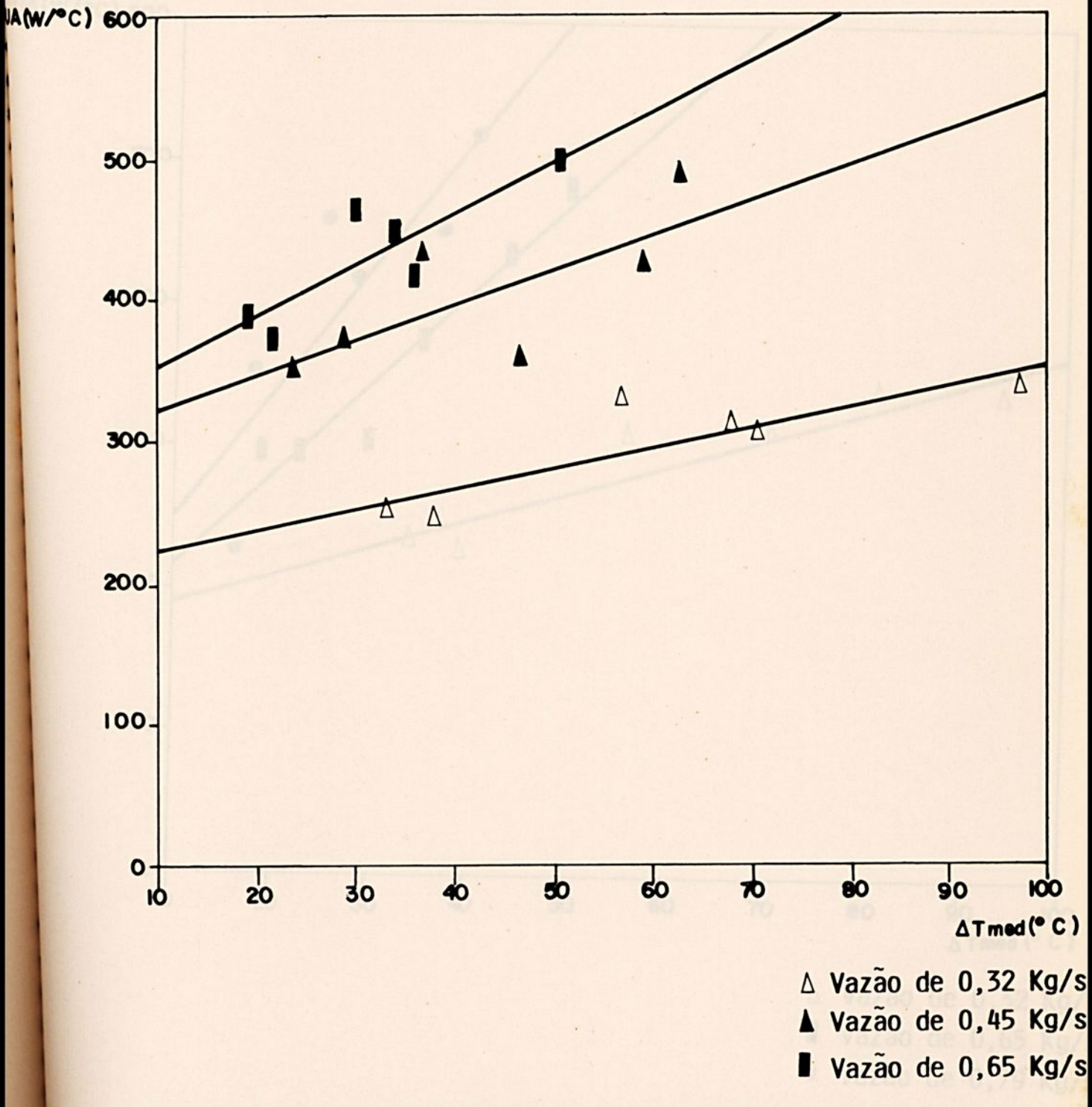


Figura 4.49 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, com o Trocador de Calor inclinado a 15 graus.

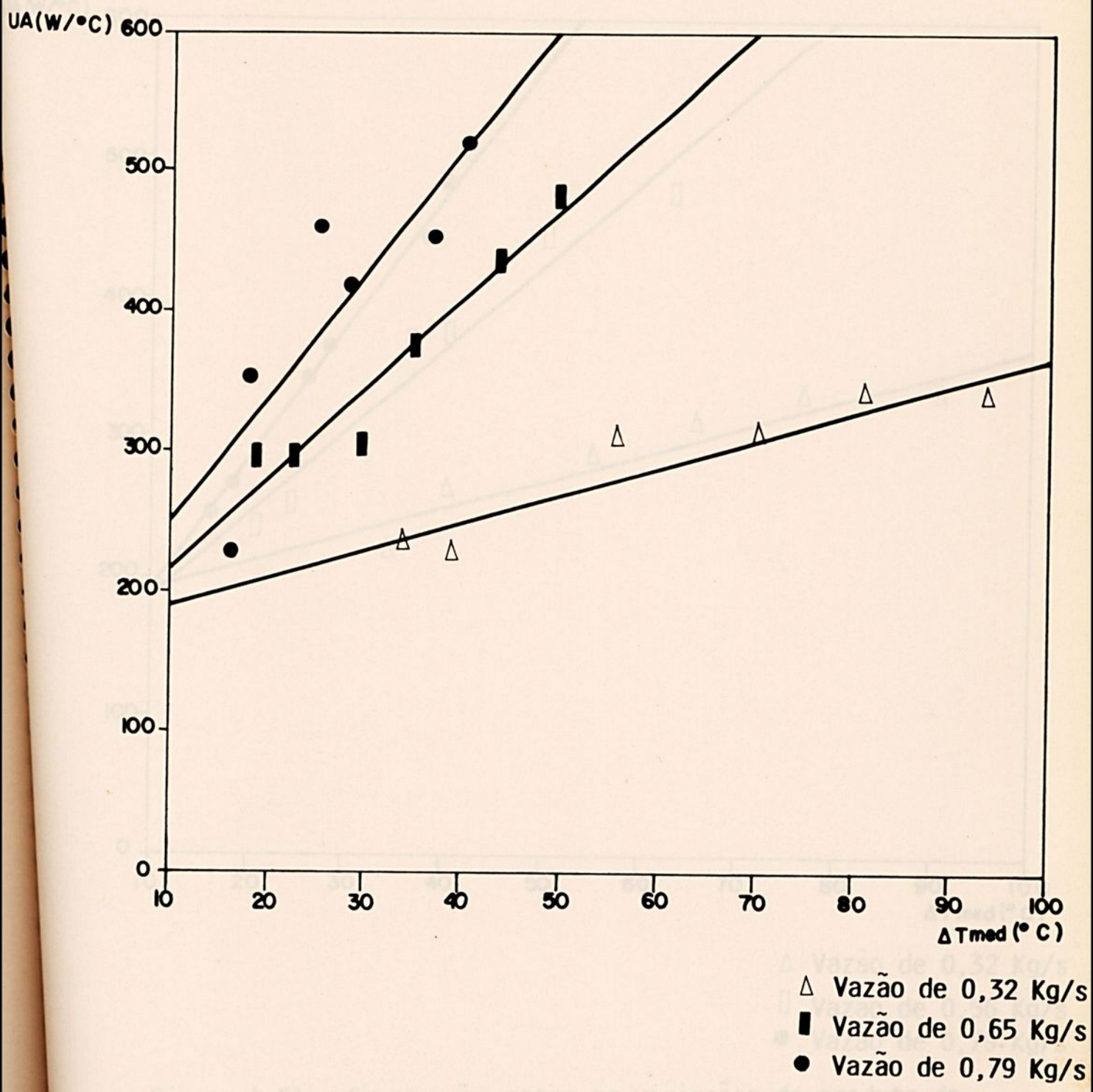


Figura 4.50 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, para o Trocador de Calor inclinado a 30 graus.

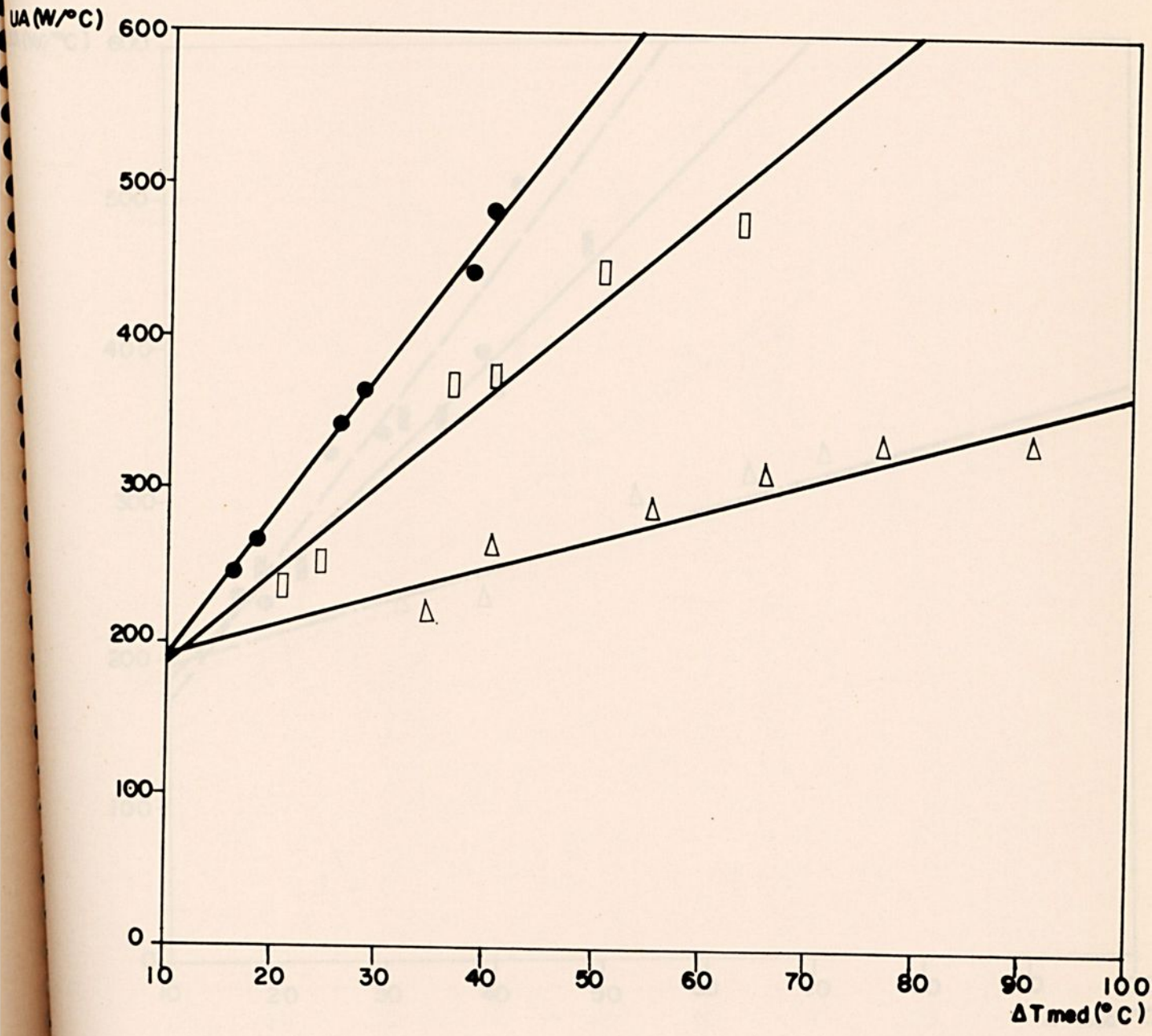


Figura 4.51 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área com a Diferença Média de Temperatura Aplicada, para o Trocador de Calor inclinado a 45 graus.

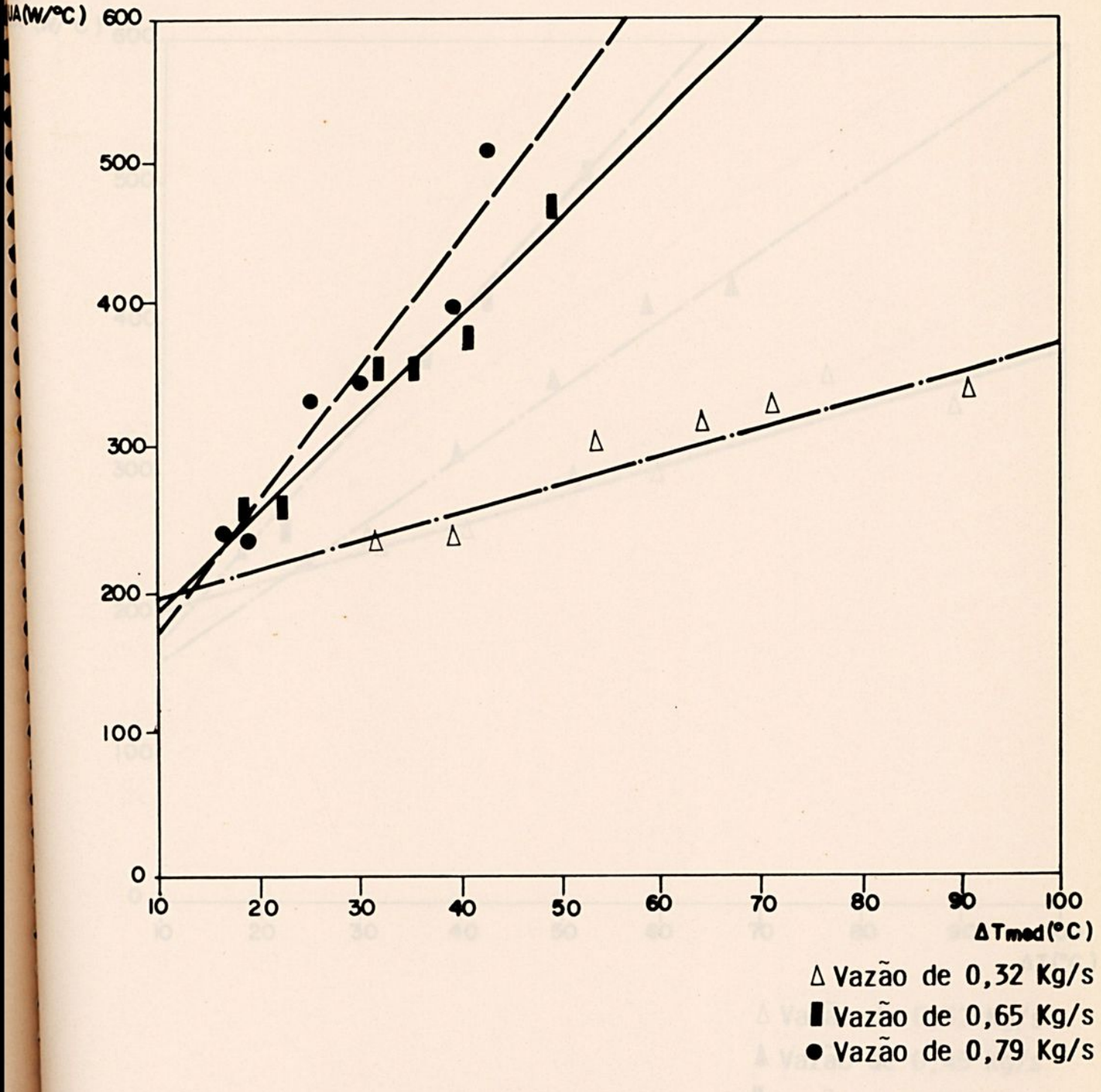


Figura 4.52 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área com a diferença de Temperatura Aplicada, para o Trocador de Calor inclinado a 60 graus.

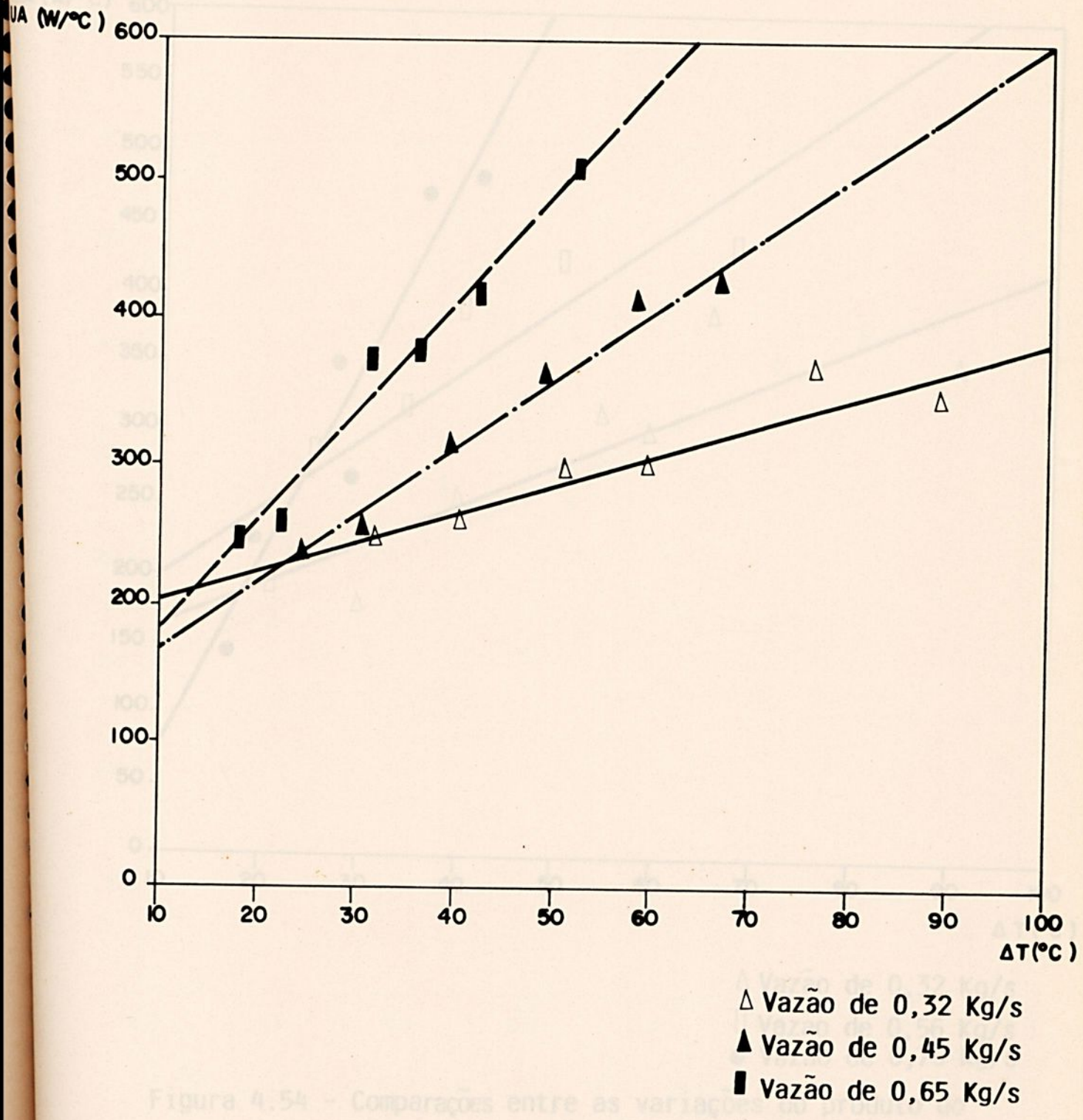


Figura 4.53 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área com a Diferença de Temperatura Aplicada, para o Trocador de Calor inclinado a 75 graus.

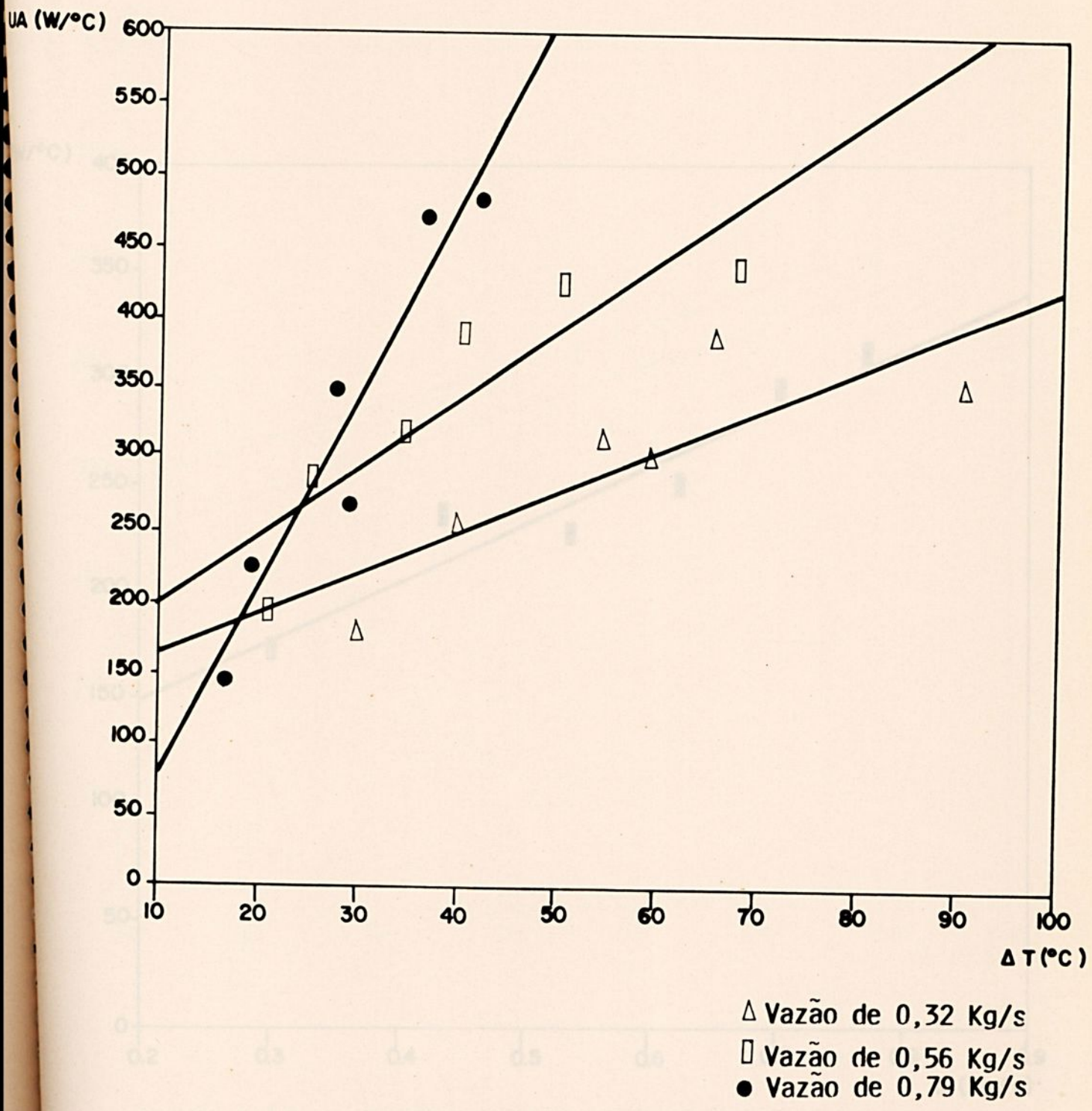


Figura 4.54 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área com a diferença de Temperatura Aplicada, para o Trocador de Calor inclinado a 90 graus.

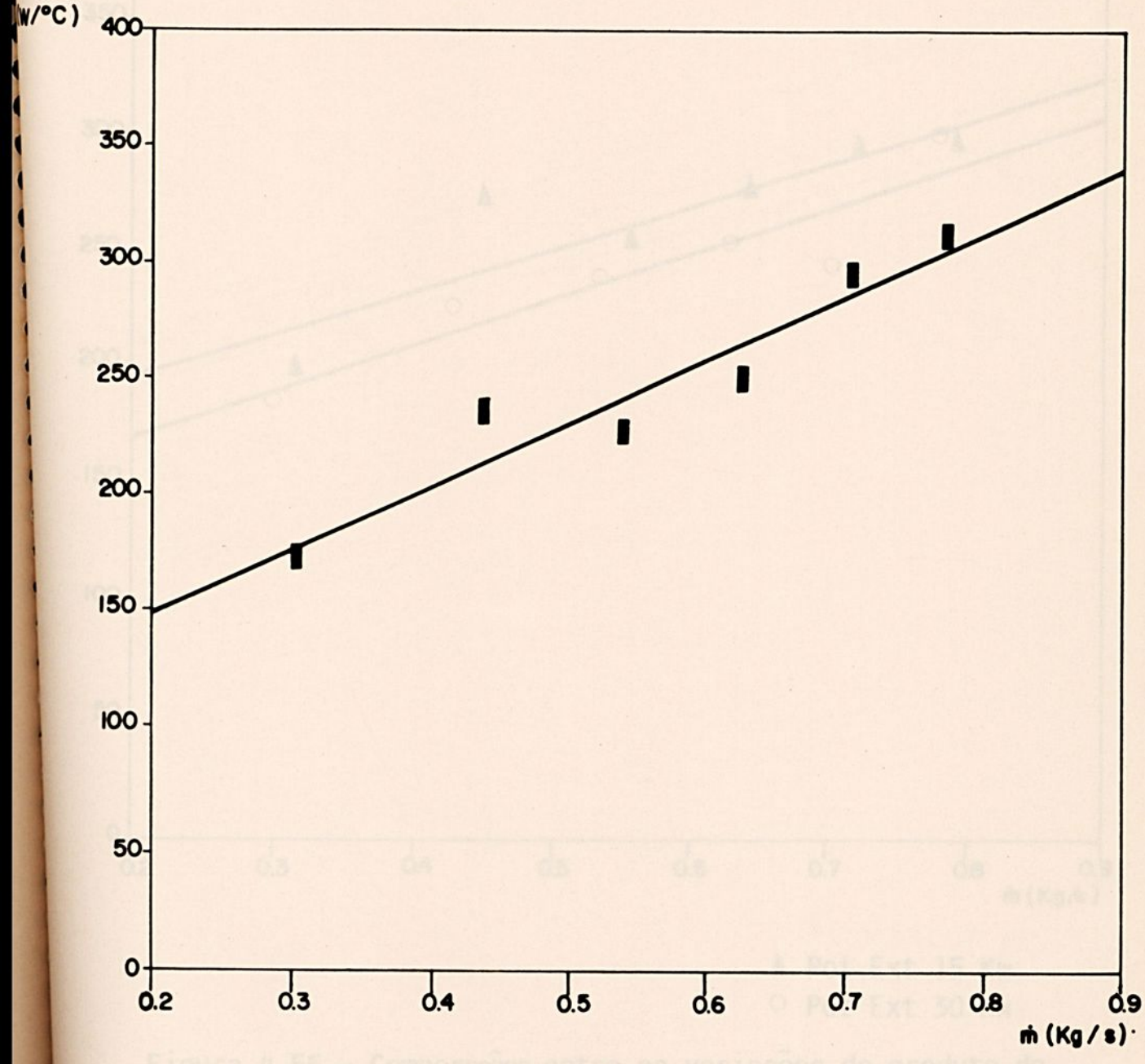


Figura 4.55 - Variação do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com a Vazão Mássica, para o Trocador de Calor na horizontal, com potência externa de 24 Kw.

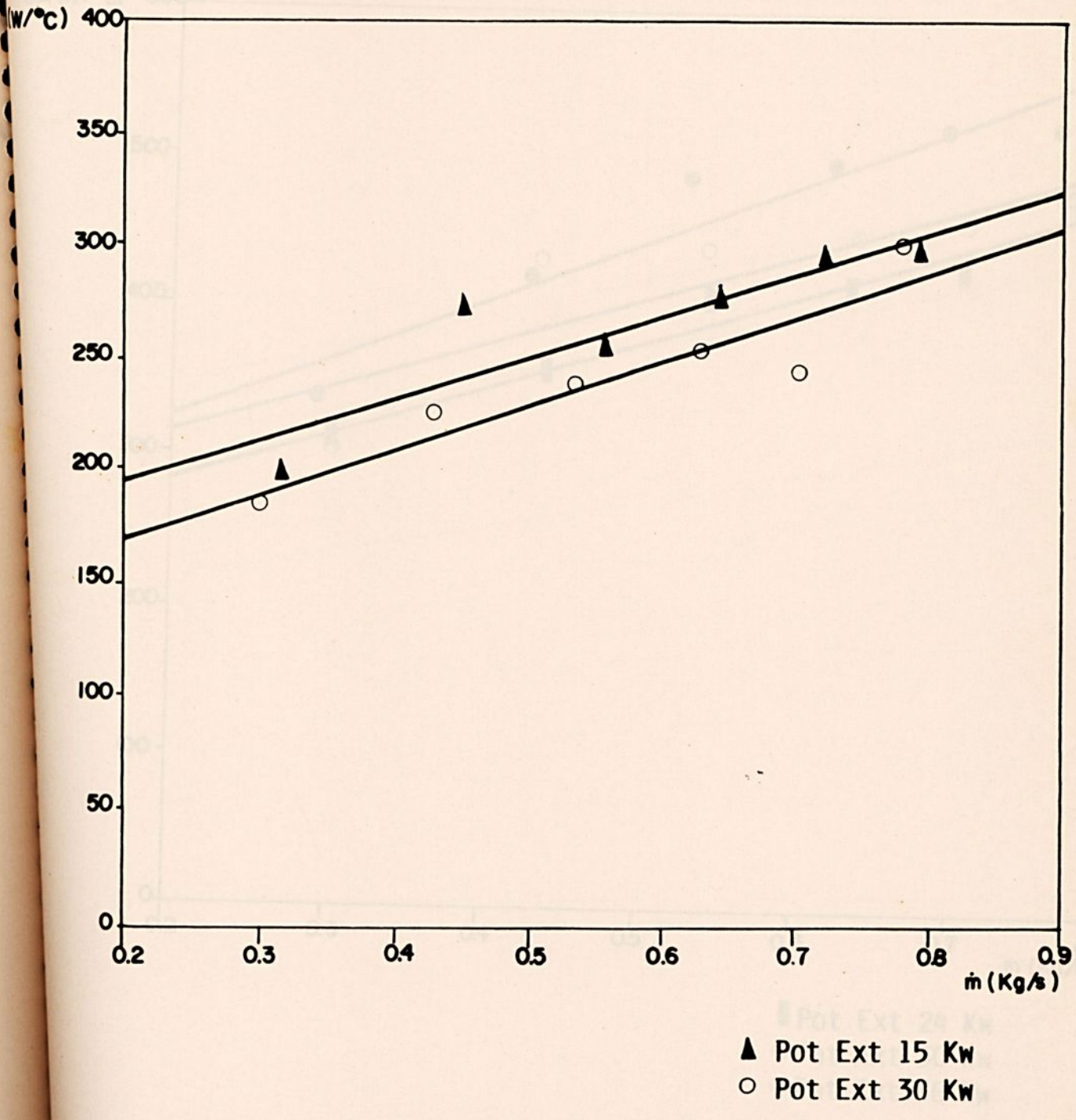


Figura 4.56 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com a Vazão Mássica, para o Trocador de Calor na horizontal.

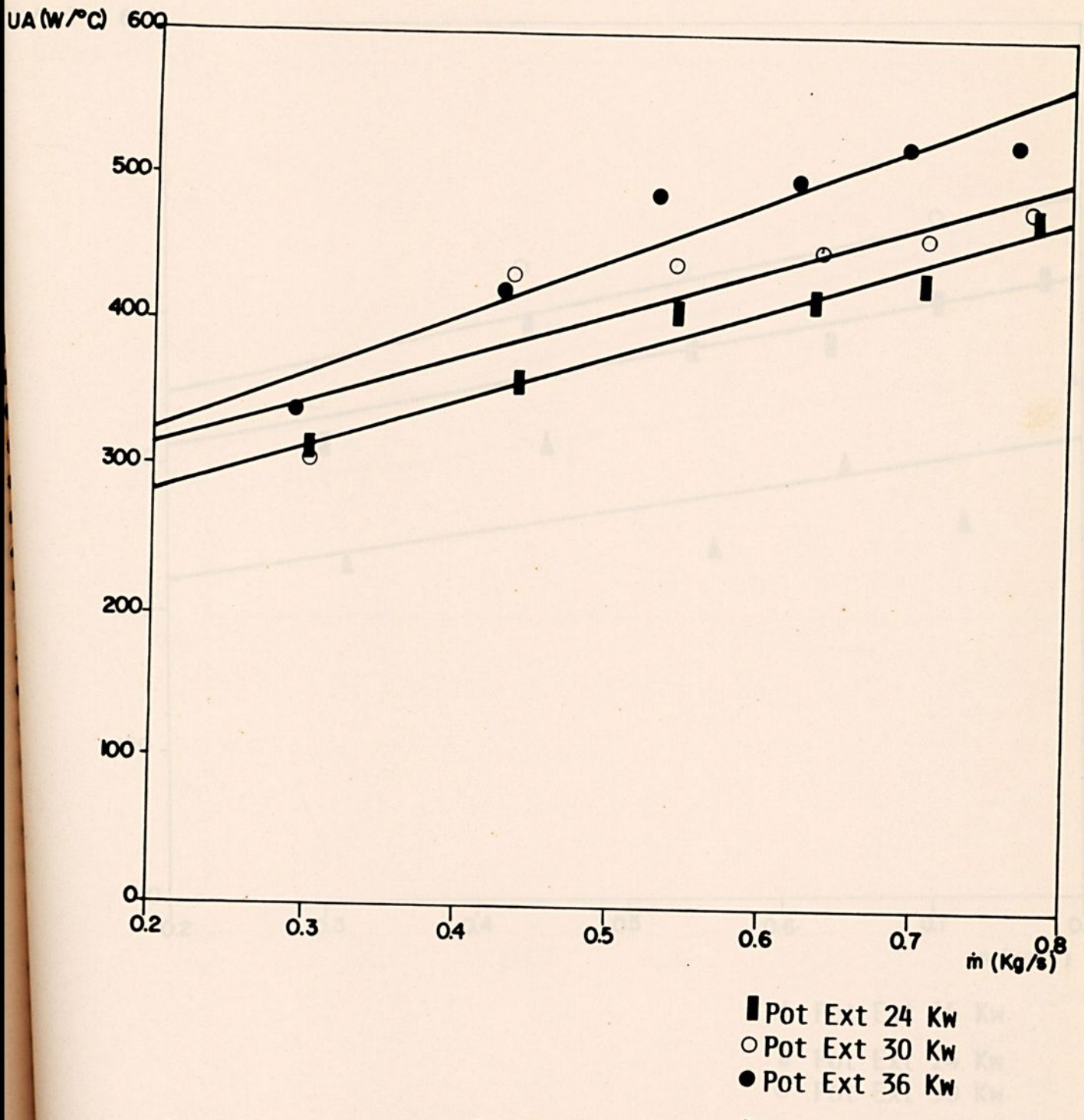


Figura 4.57 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com a Vazão Mássica, para o Trocador de Calor inclinado a 15 graus.

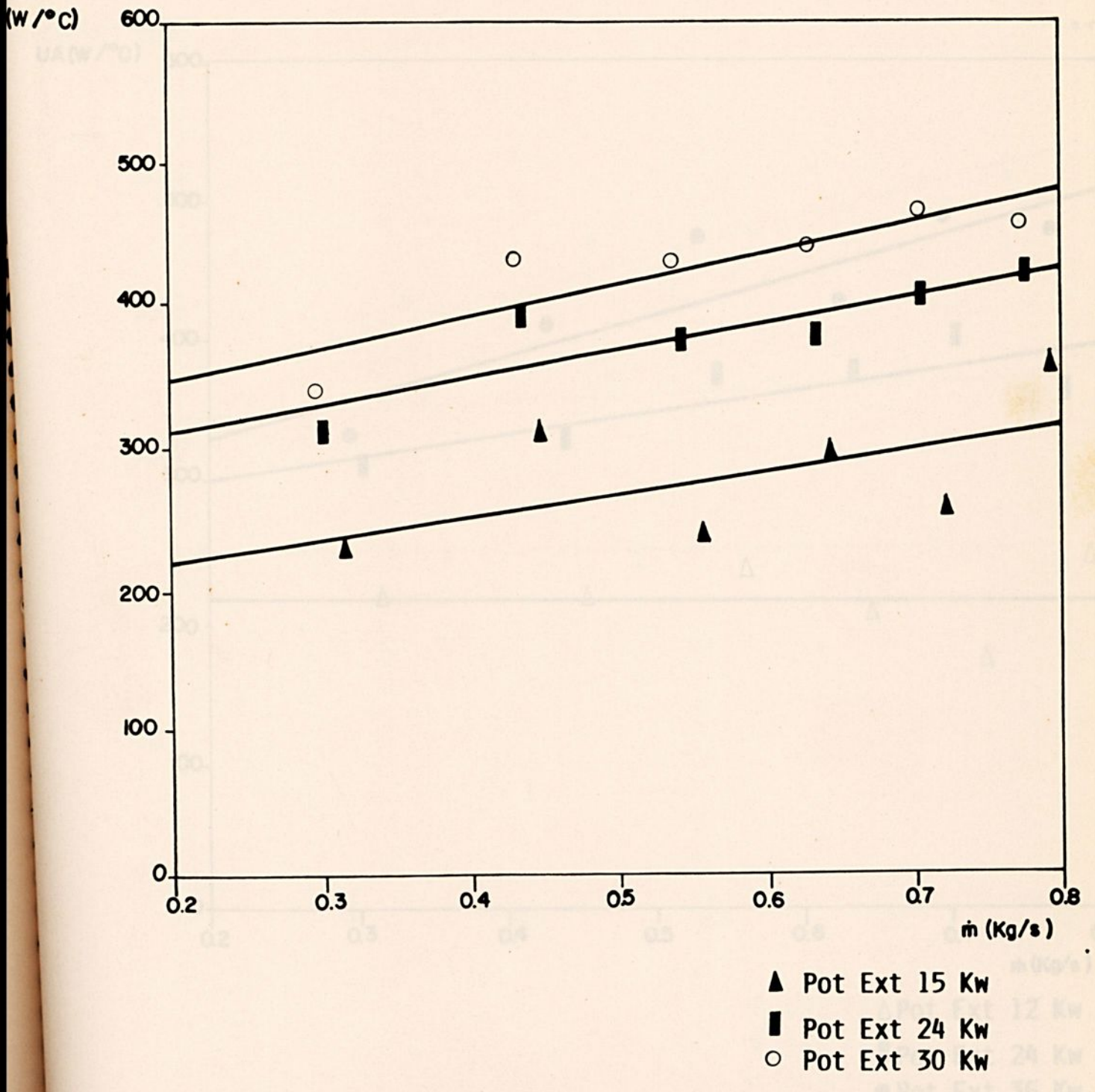


Figura 4.58 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com Vazão Mássica, para o Trocador inclinado a 30 graus.

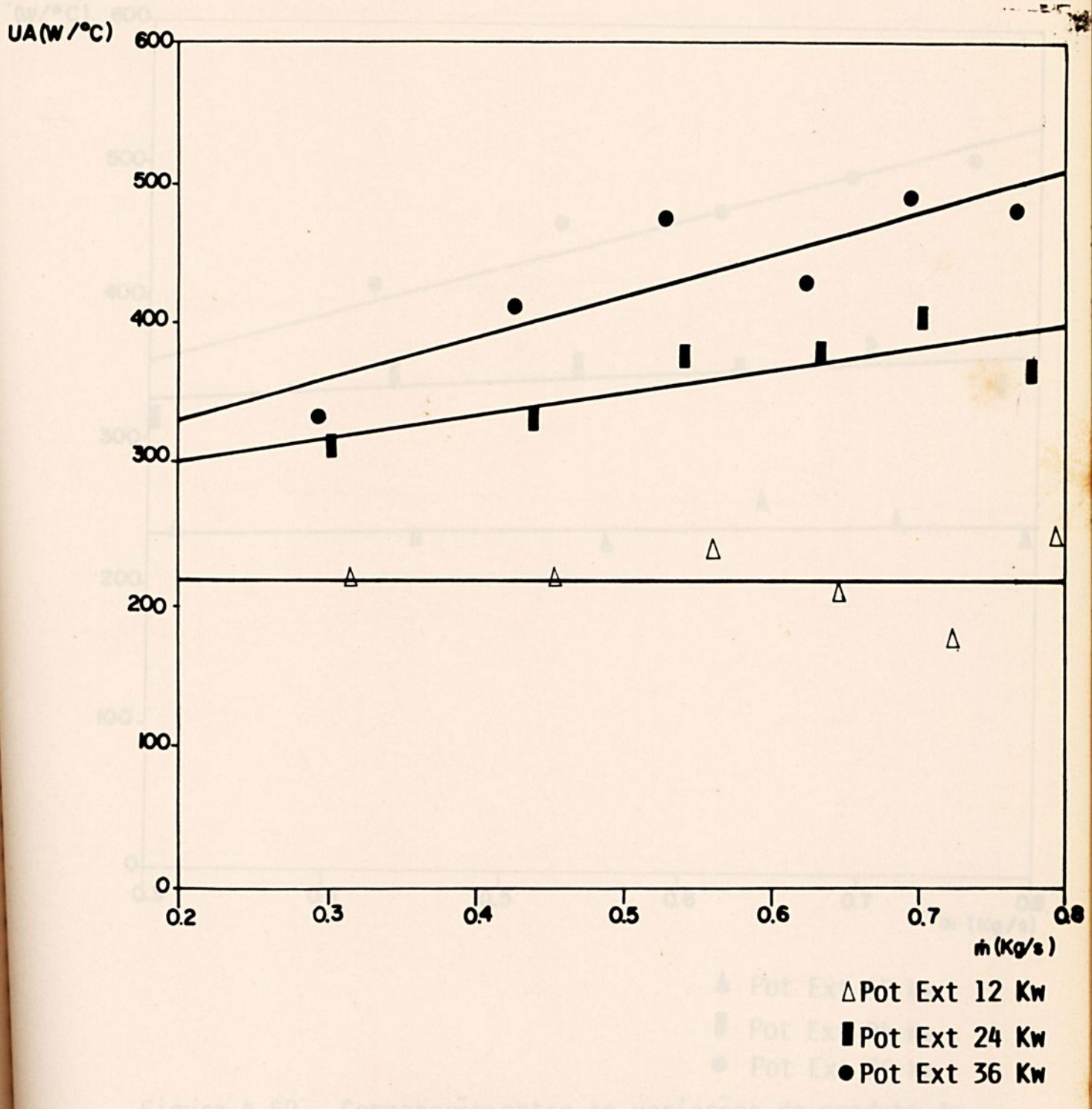


Figura 4.59 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com a vazão mássica, para o Trocador de Calor inclinado a 45 graus.

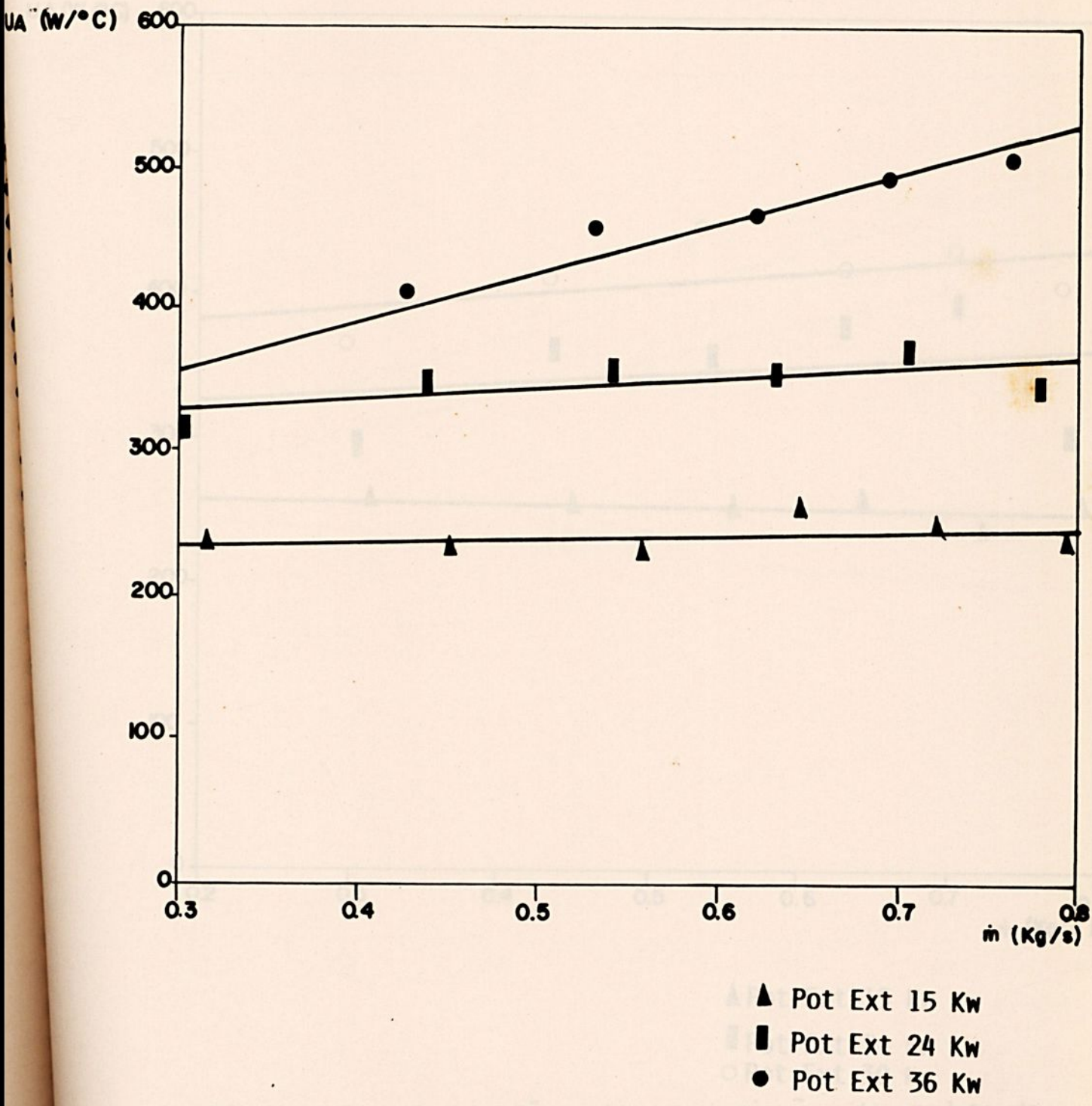


Figura 4.60 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com a vazão mássica, para o Trocador de Calor inclinado a 60 graus.

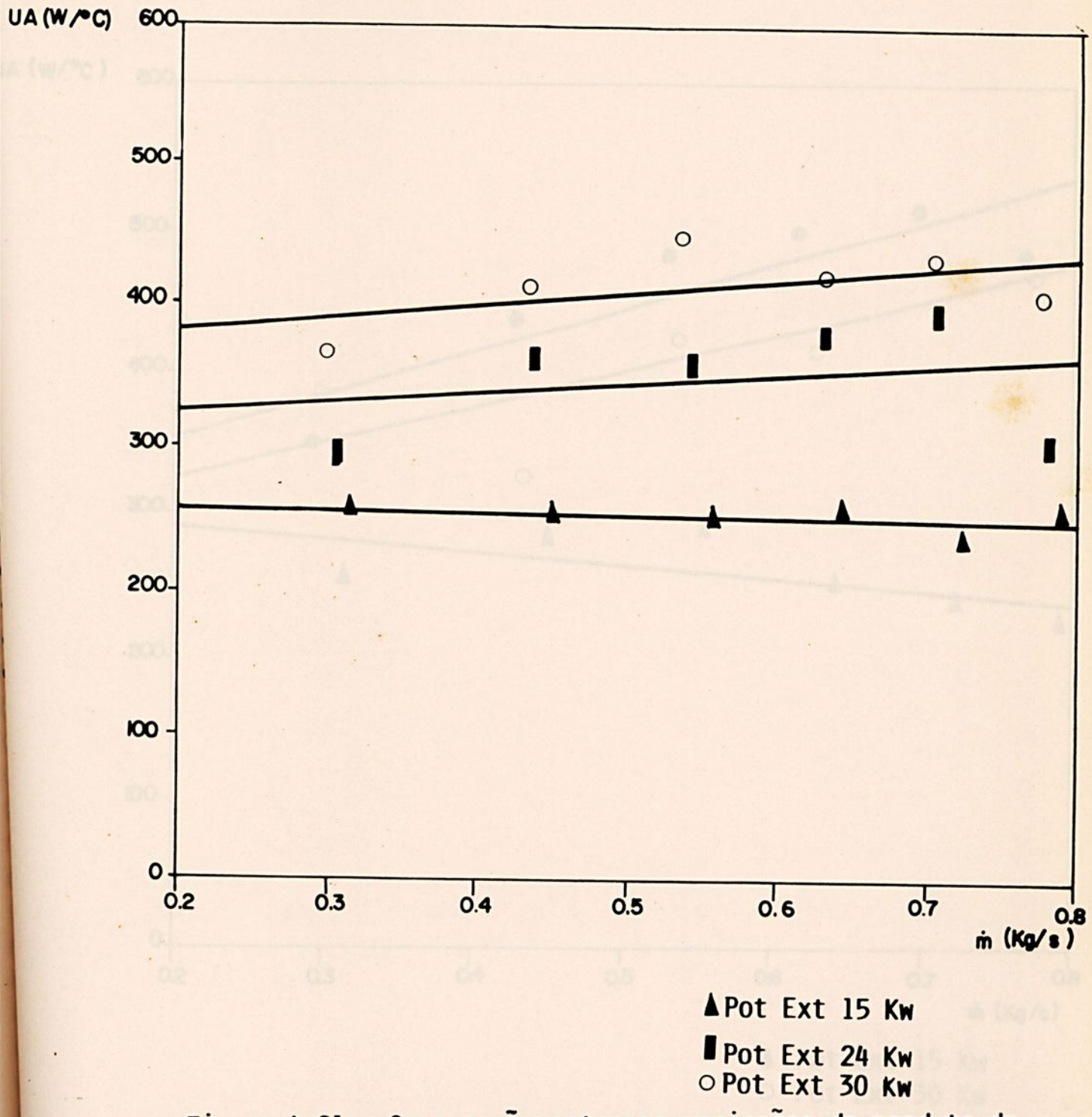


Figura 4.61 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com a vazão mássica, para o Trocador de Calor inclinado a 75 graus.

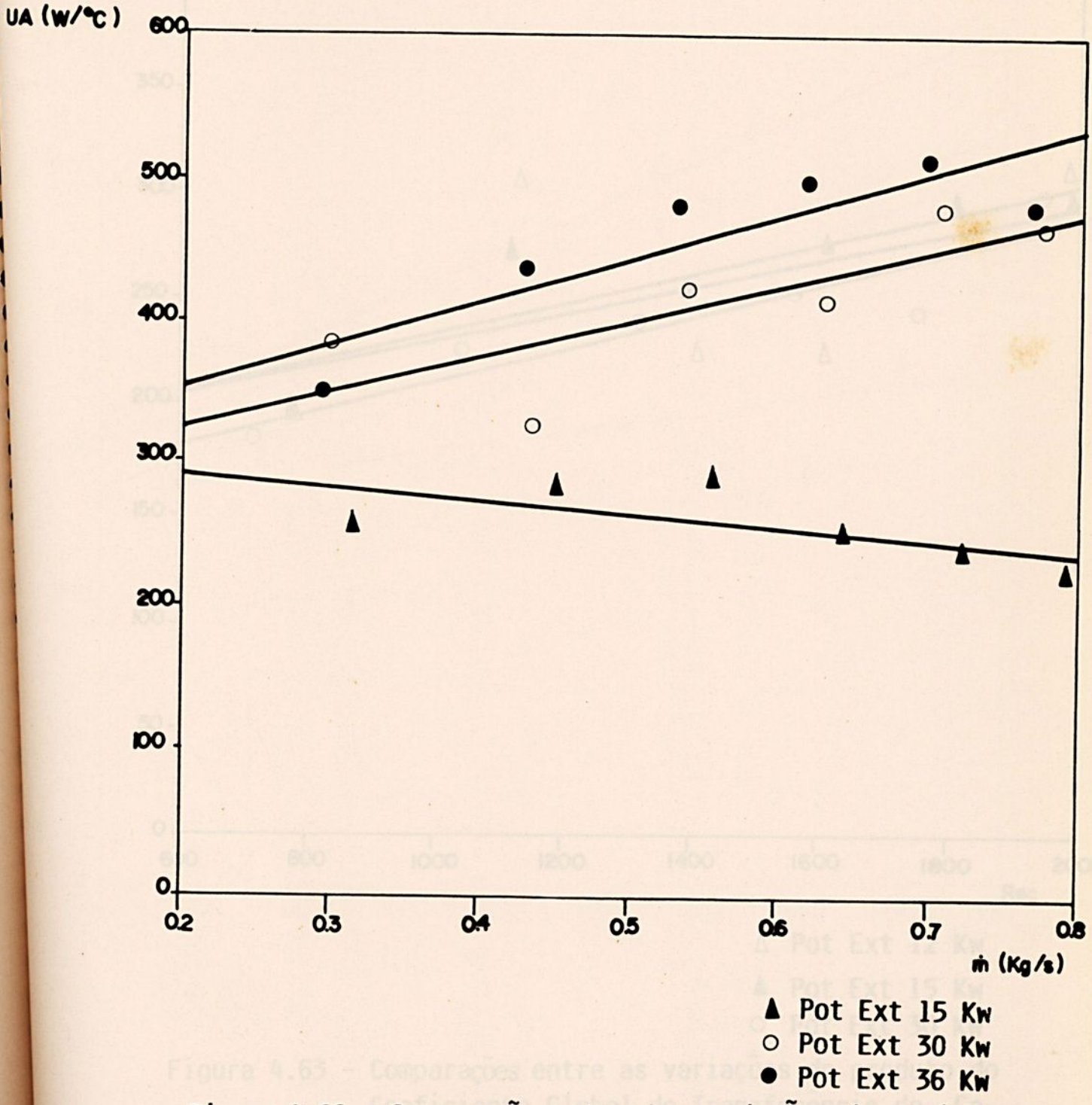


Figura 4.62 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com a vazão mássica, para o Trocador de Calor inclinado a 90 graus.

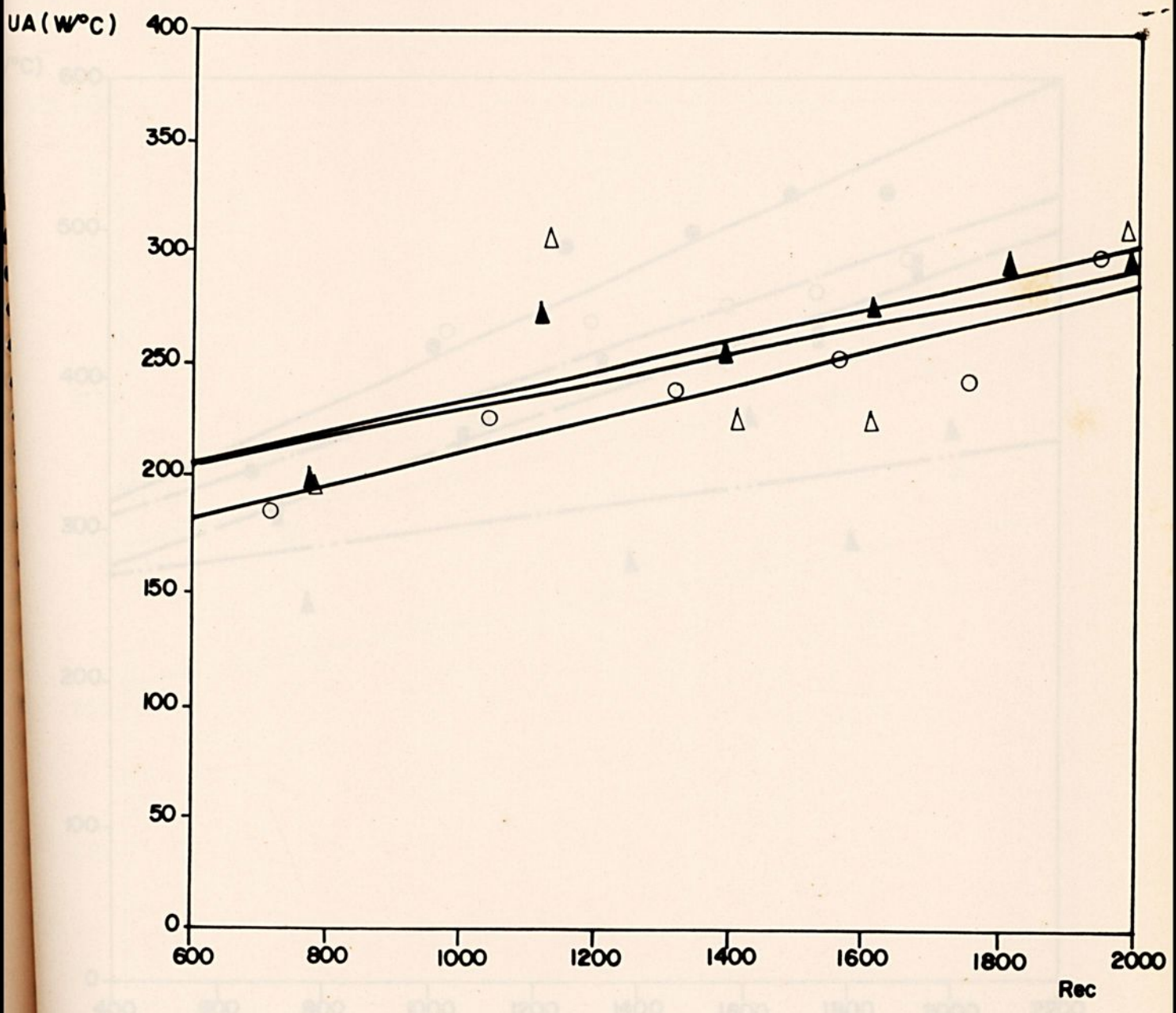


Figura 4.63 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com o número de Reynolds, para o Trocador de Calor na horizontal.

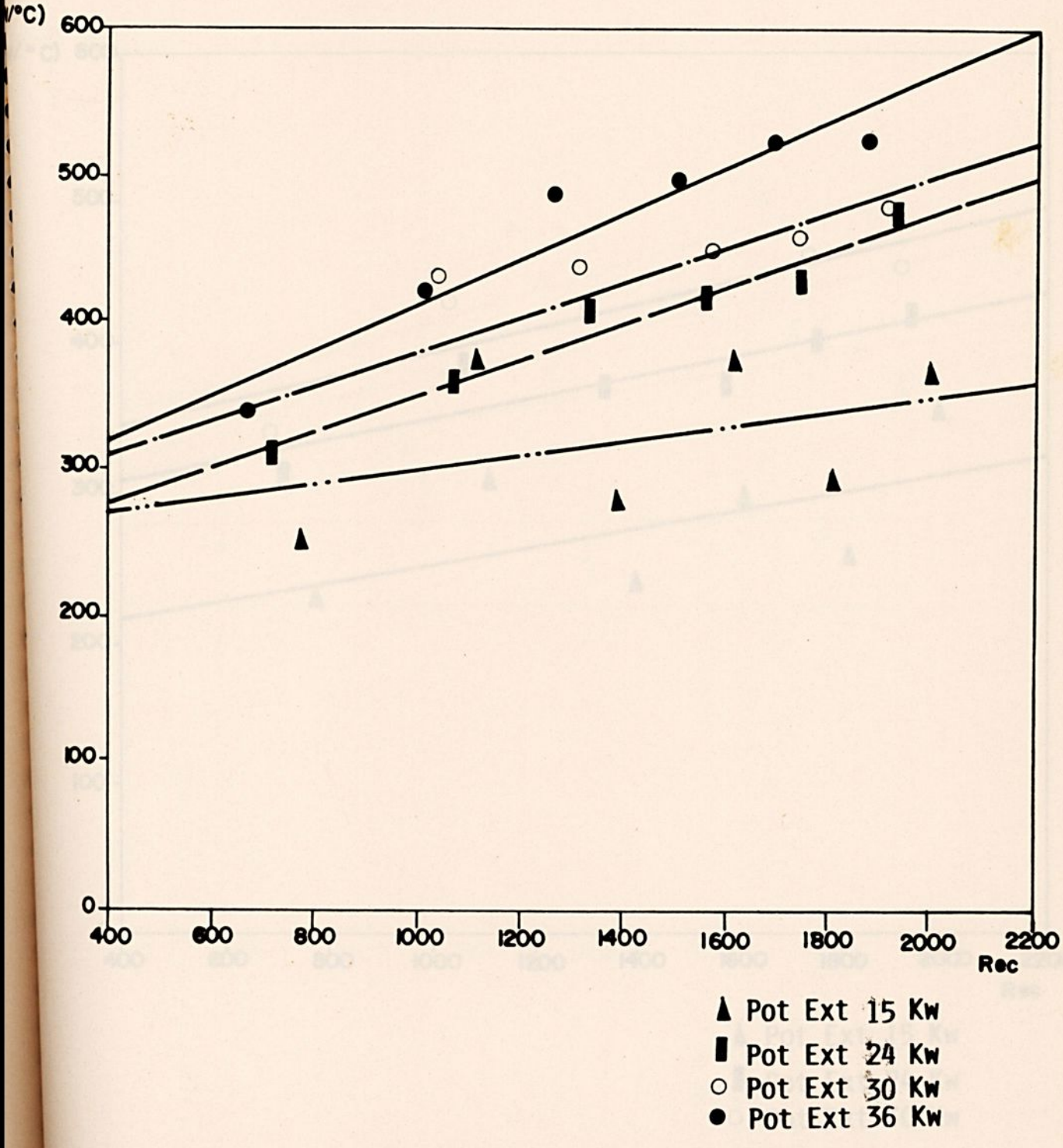


Figura 4.64 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com o número de Reynolds, para o Trocador de Calor inclinado a 15 graus.

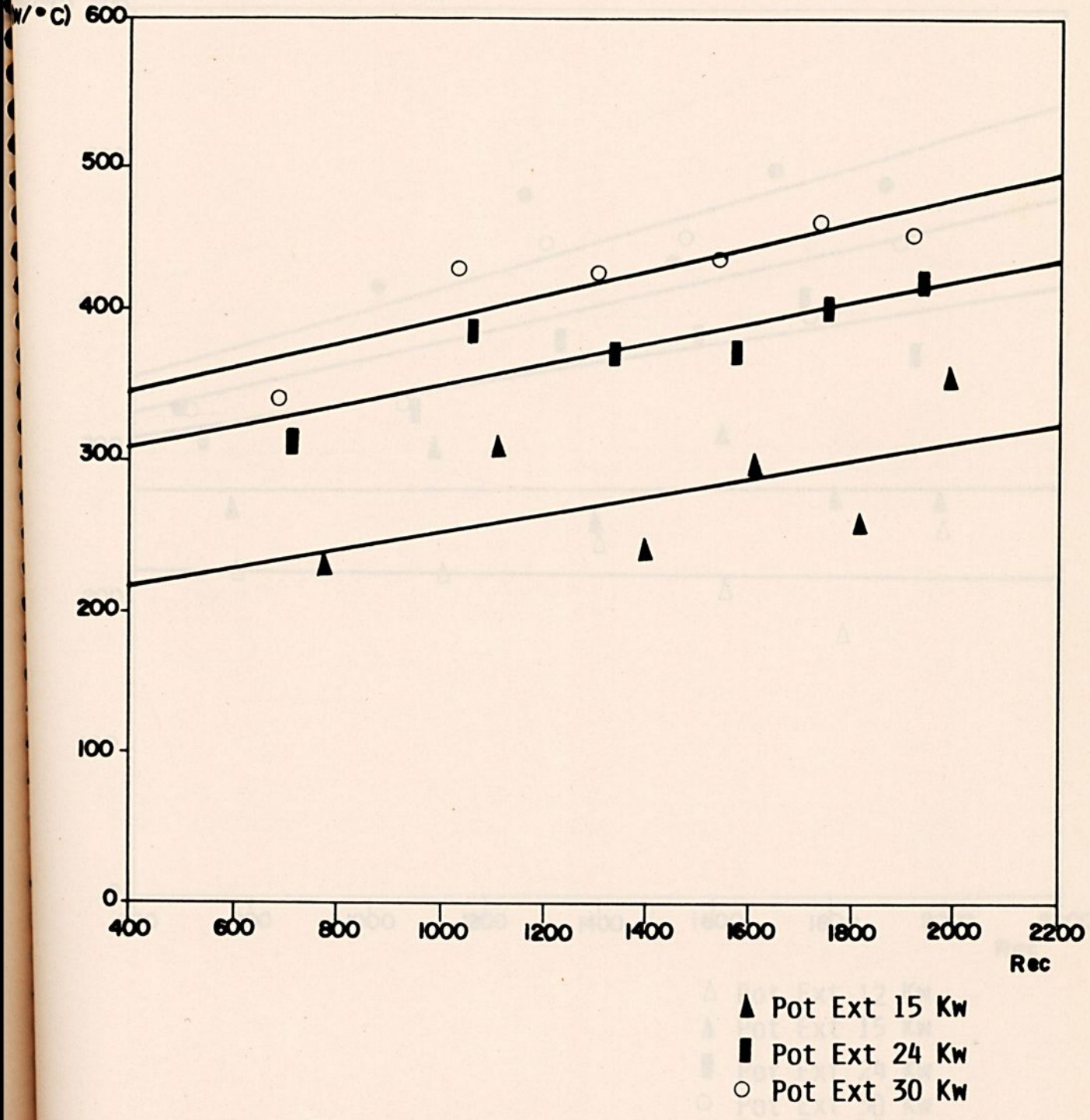


Figura 4.65 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com o número de Reynolds, para o Trocador de Calor inclinado a 30 graus.

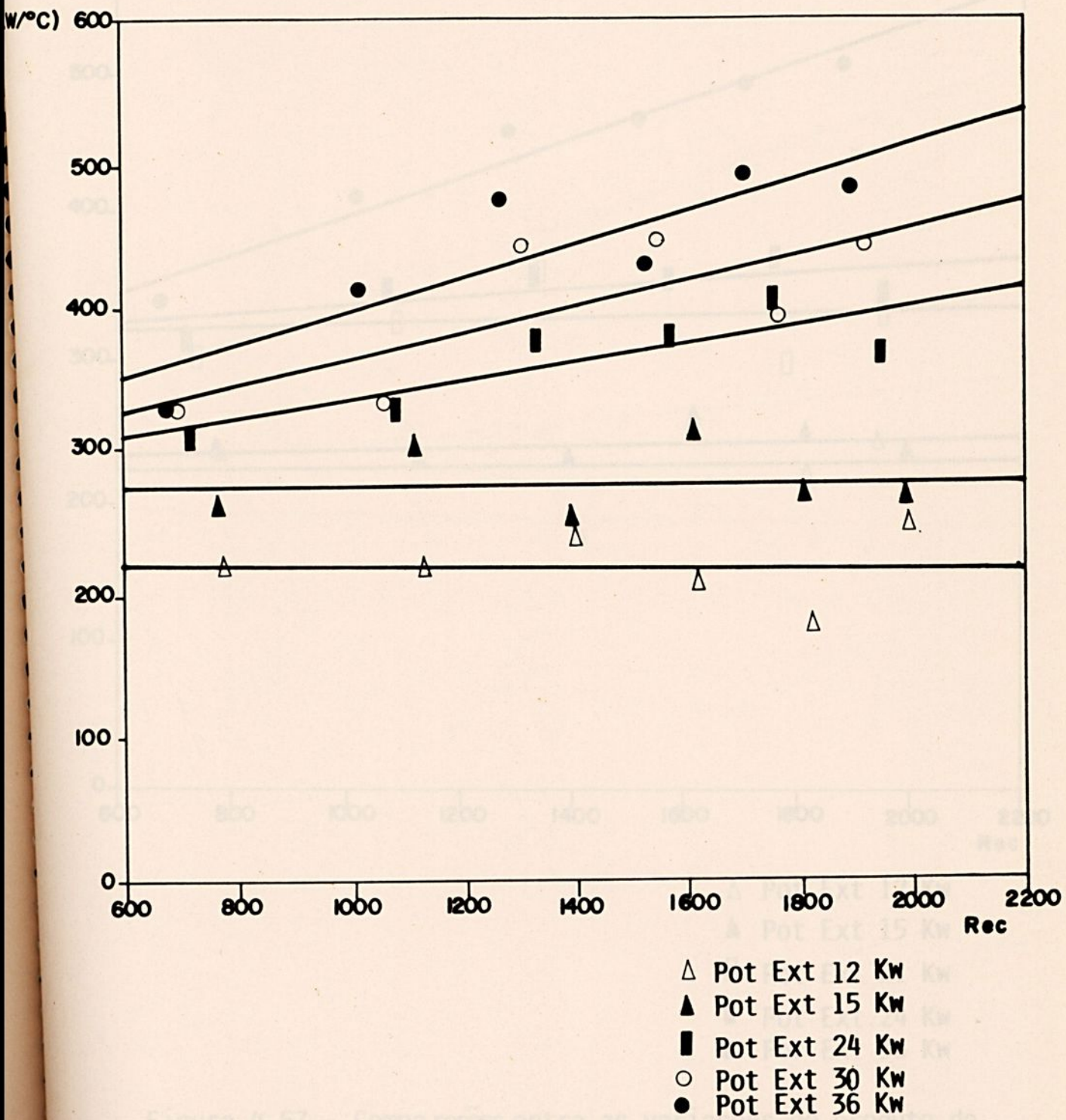


Figura 4.66 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com o número de Reynolds, para o Trocador de Calor inclinado a 45 graus.

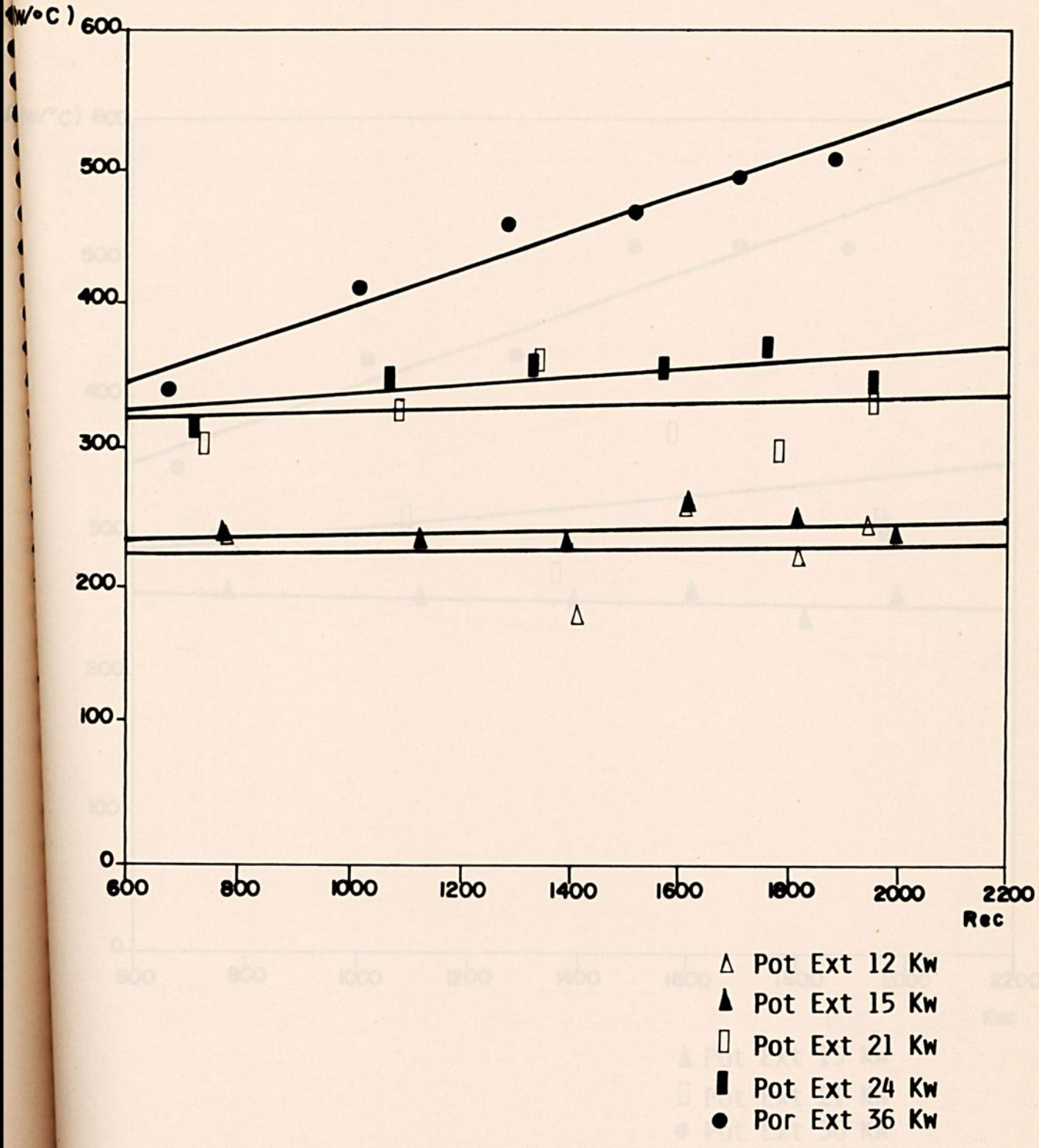


Figura 4.67 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com o número de Reynolds, para o Trocador de Calor inclinado a 60 graus.

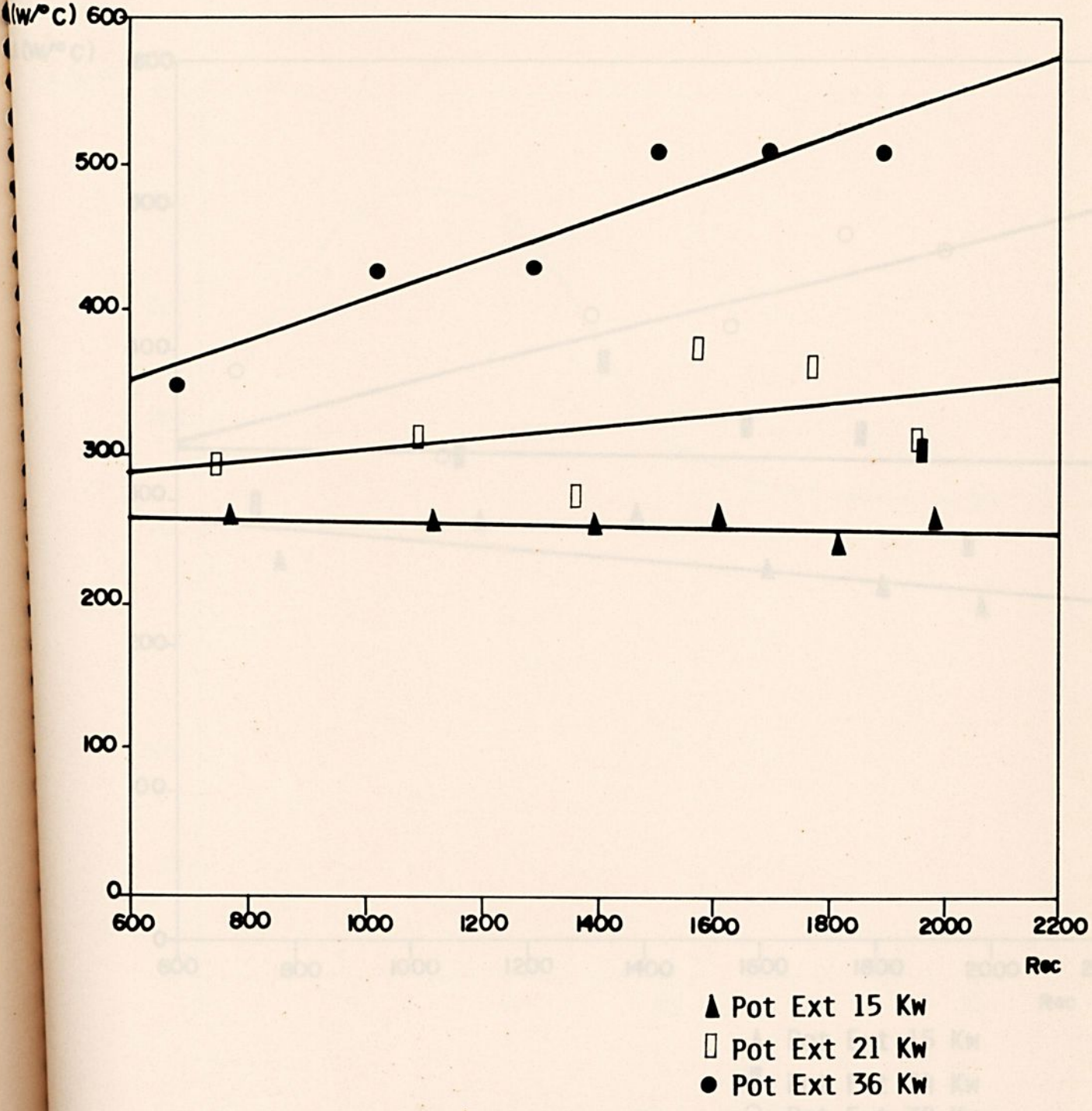


Figura 4.68 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com o número de Reynolds, para o Trocador de Calor inclinado a 75 graus.

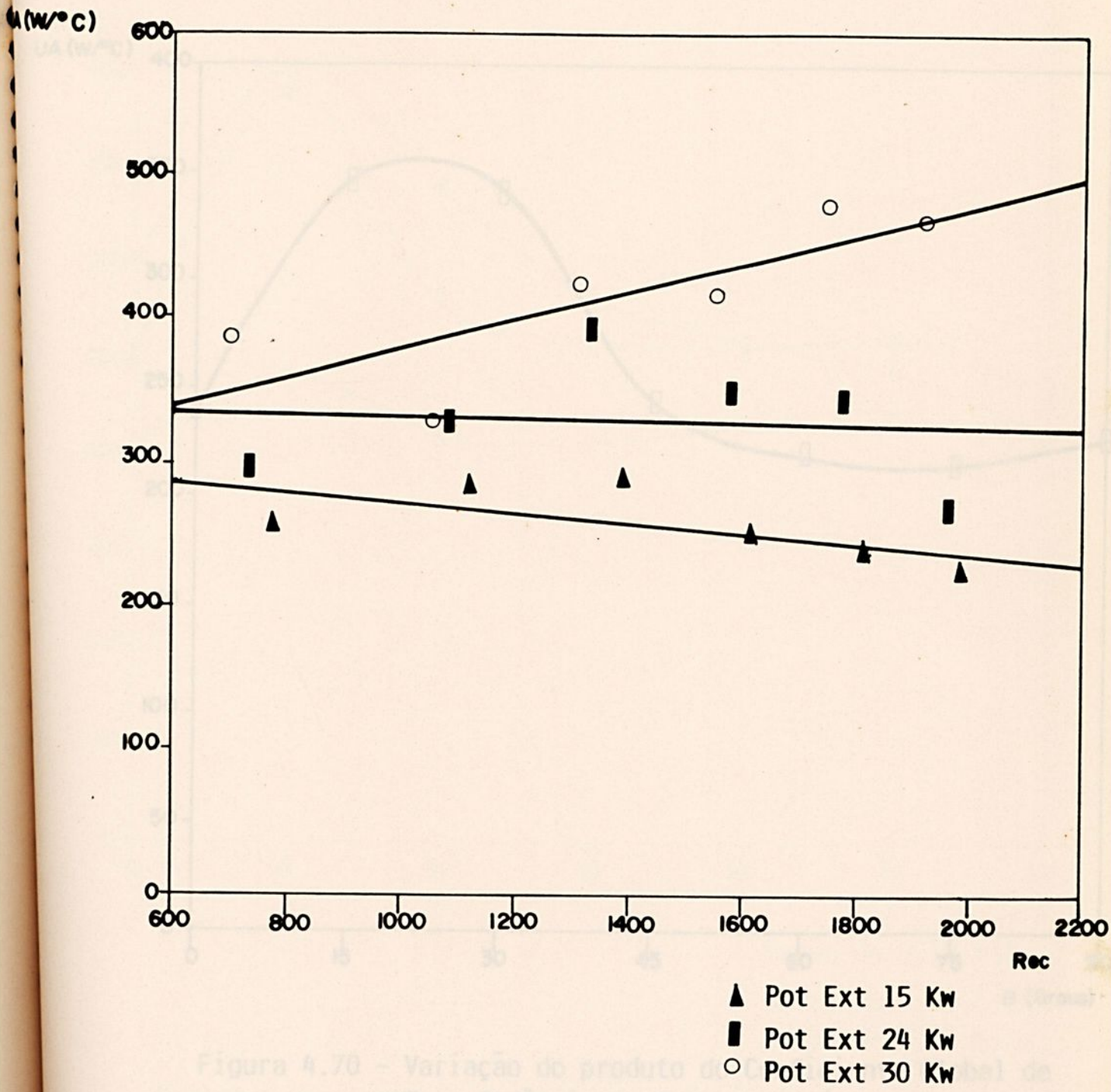


Figura 4.69 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com o número de Reynolds, para o Trocador de Calor inclinado a 90 graus.

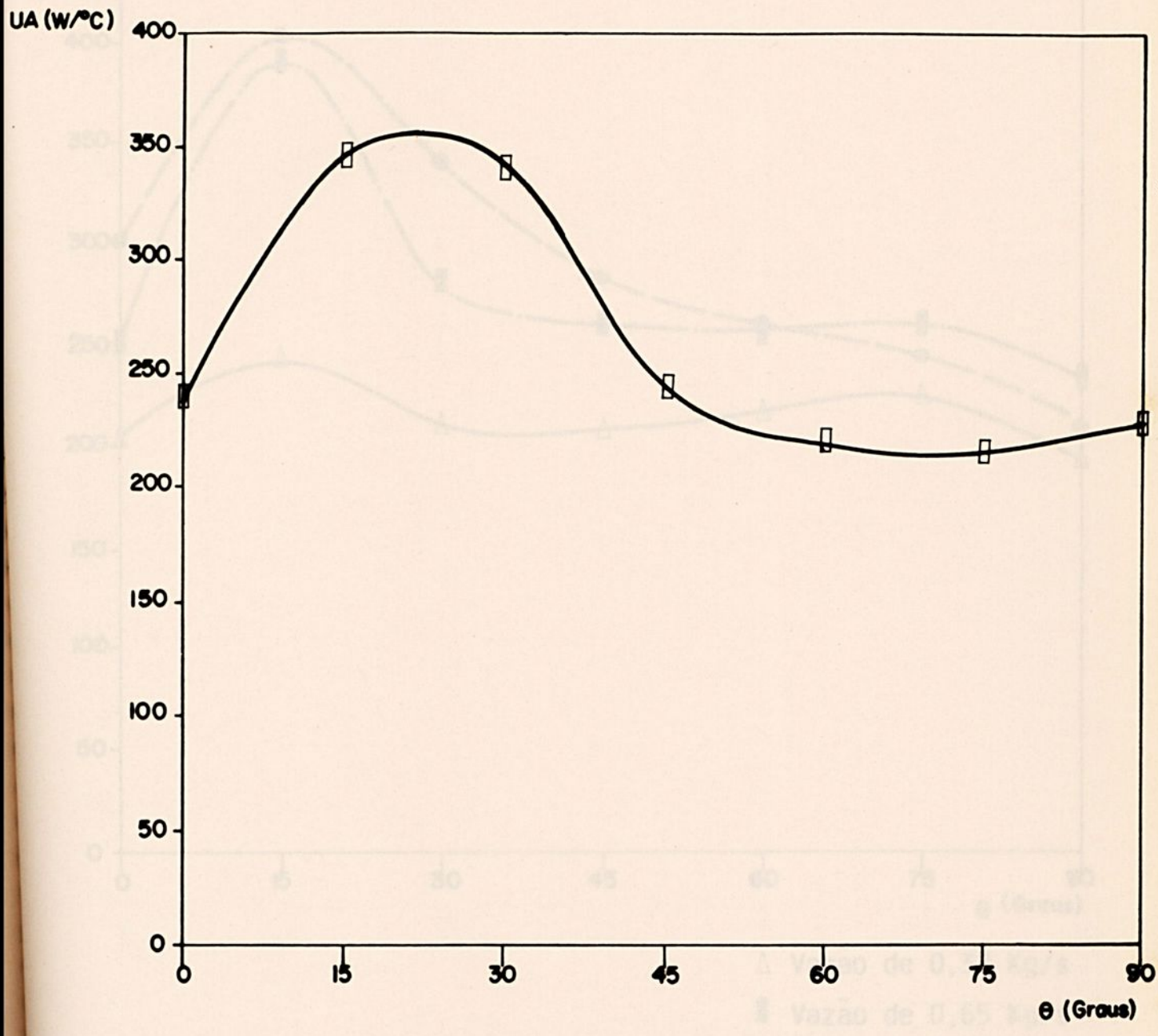


Figura 4.70 - Variação do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com a inclinação para uma diferença de temperatura aplicada de $20^{o}C$, e vazão de ar de 0,56Kg/s.

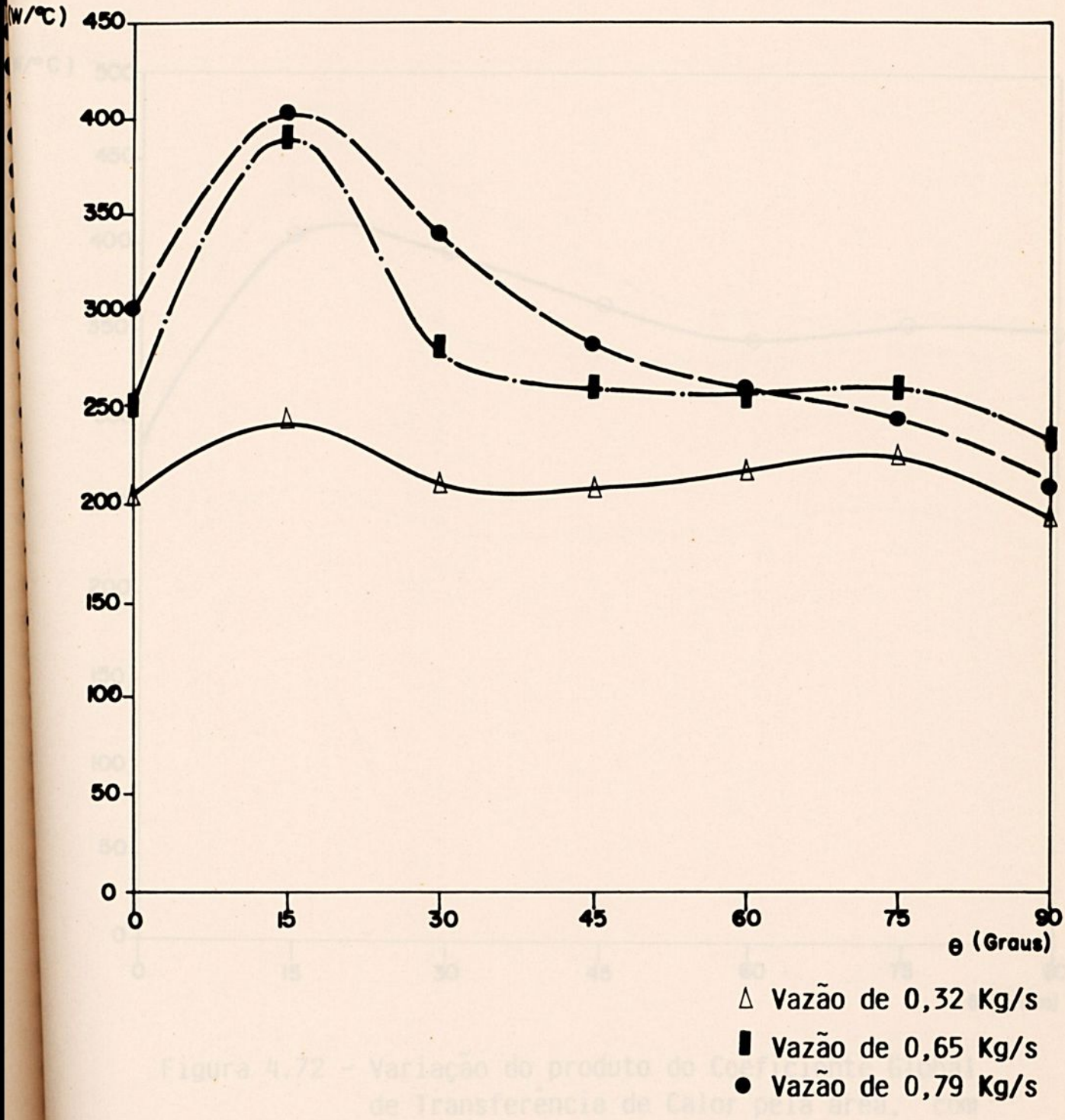


Figura 4.71 Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com a inclinação, para uma diferença de temperatura aplicada de $20^{o}C$.

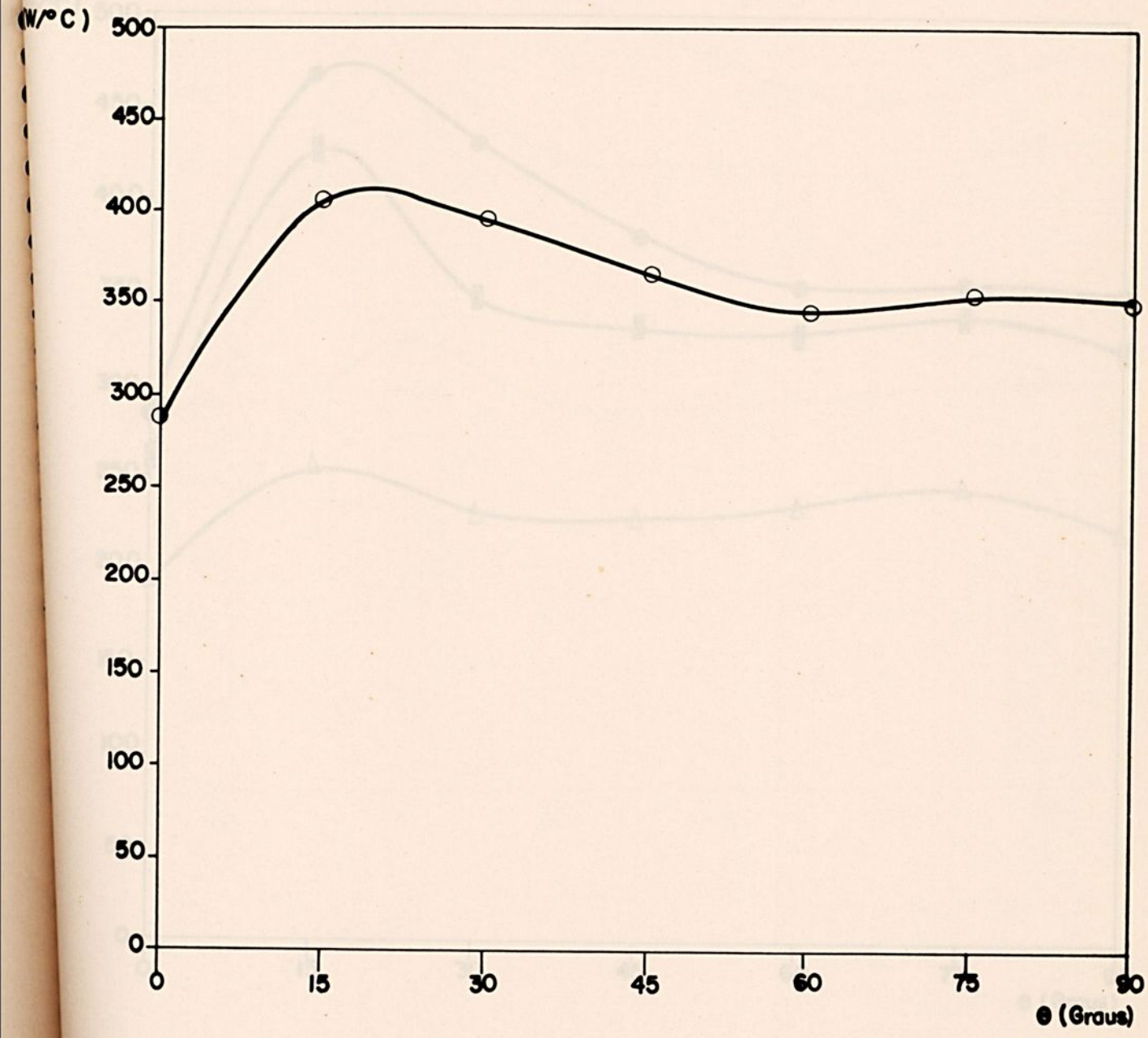


Figura 4.72 - Variação do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com a inclinação para uma diferença de temperatura aplicada de $30^{0}C$ e vazão de ar de 0,72 Kg/s.

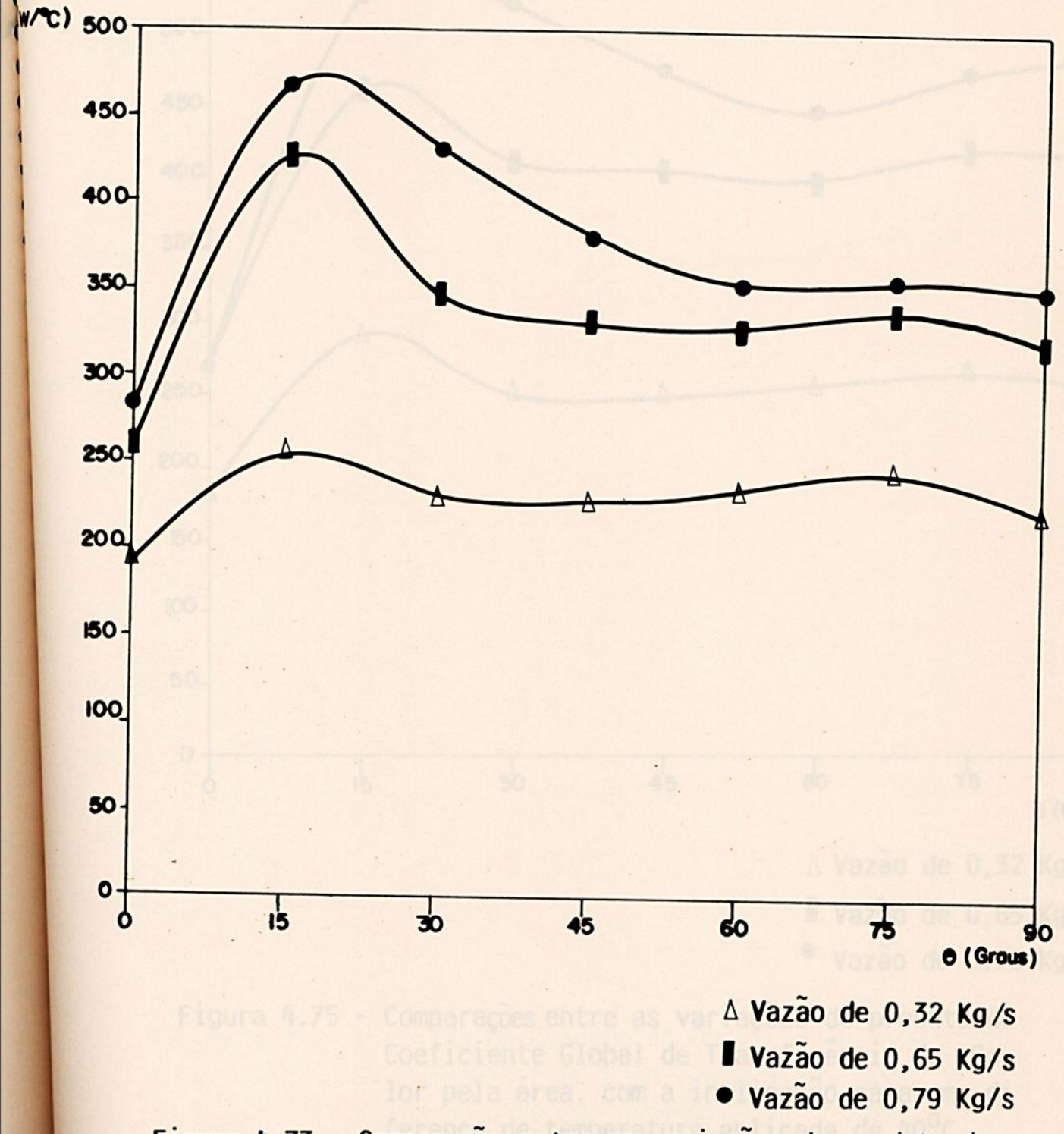


Figura 4.73 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com a inclinação para uma diferença de temperatura aplicada de $30^{0}C$.

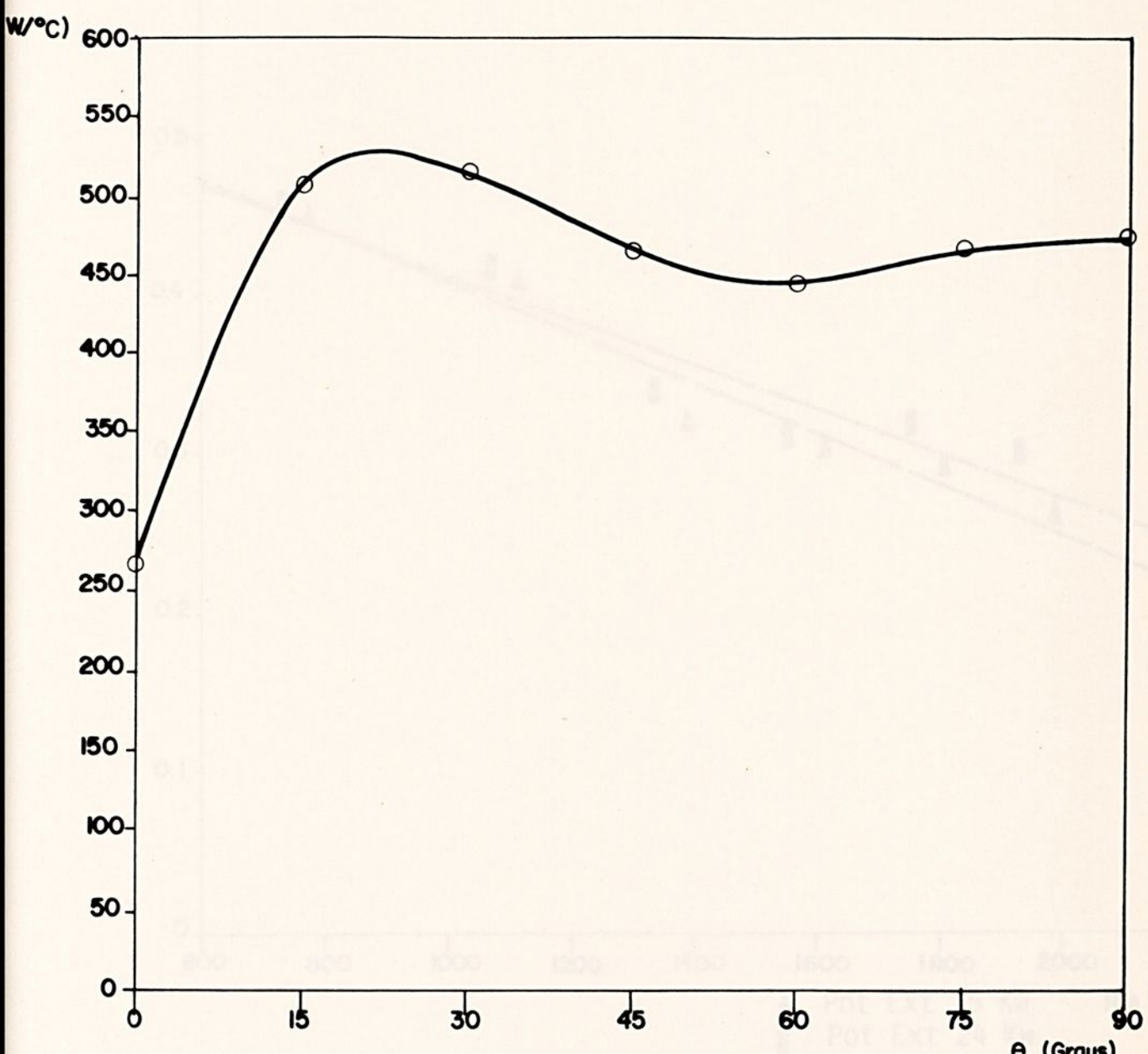


Figura 4.74 - Variação do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com a inclinação para uma diferença de temperatura aplicada de $40^{o}C$ e vazão de ar de 0,72 Kg/s.

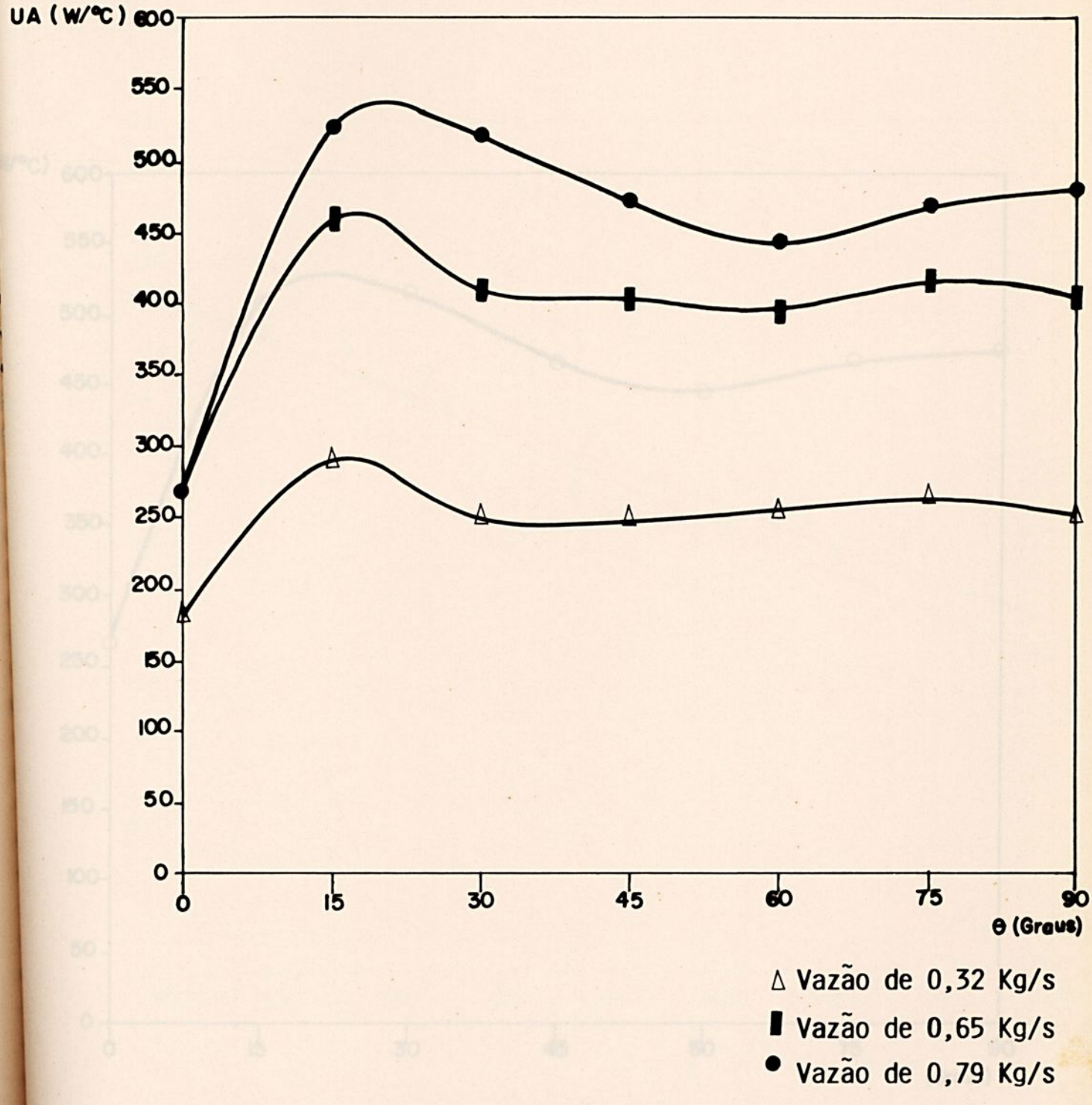


Figura 4.75 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com a inclinação para uma diferença de temperatura aplicada de $40^{o}C$.

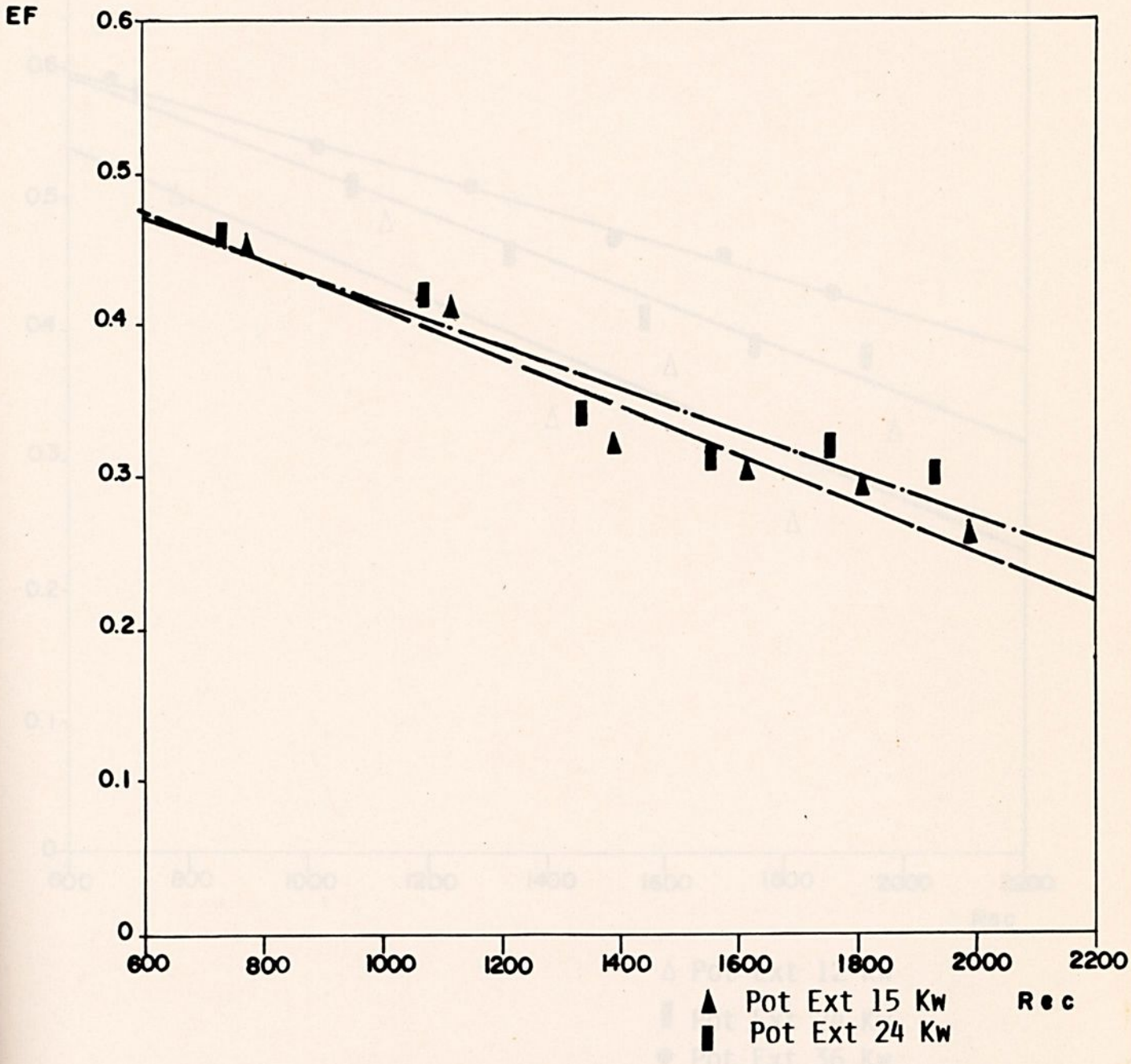


Figura 4.76 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor com o número de Reynolds, para o Trocador de Calor na horizontal.

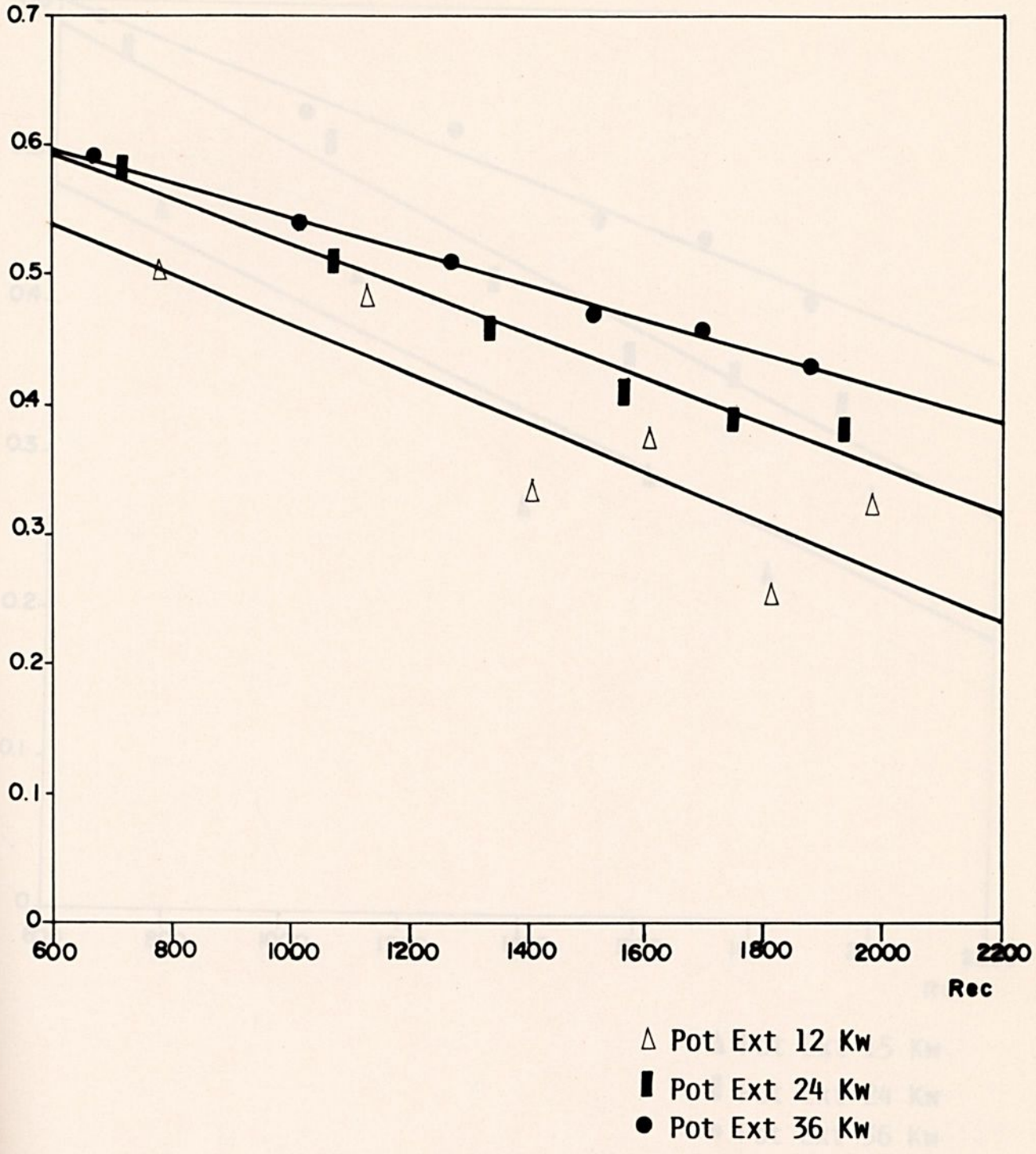


Figura 4.77 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor com o número de Reynolds, para o Trocador de Calor inclinado a 15 graus.

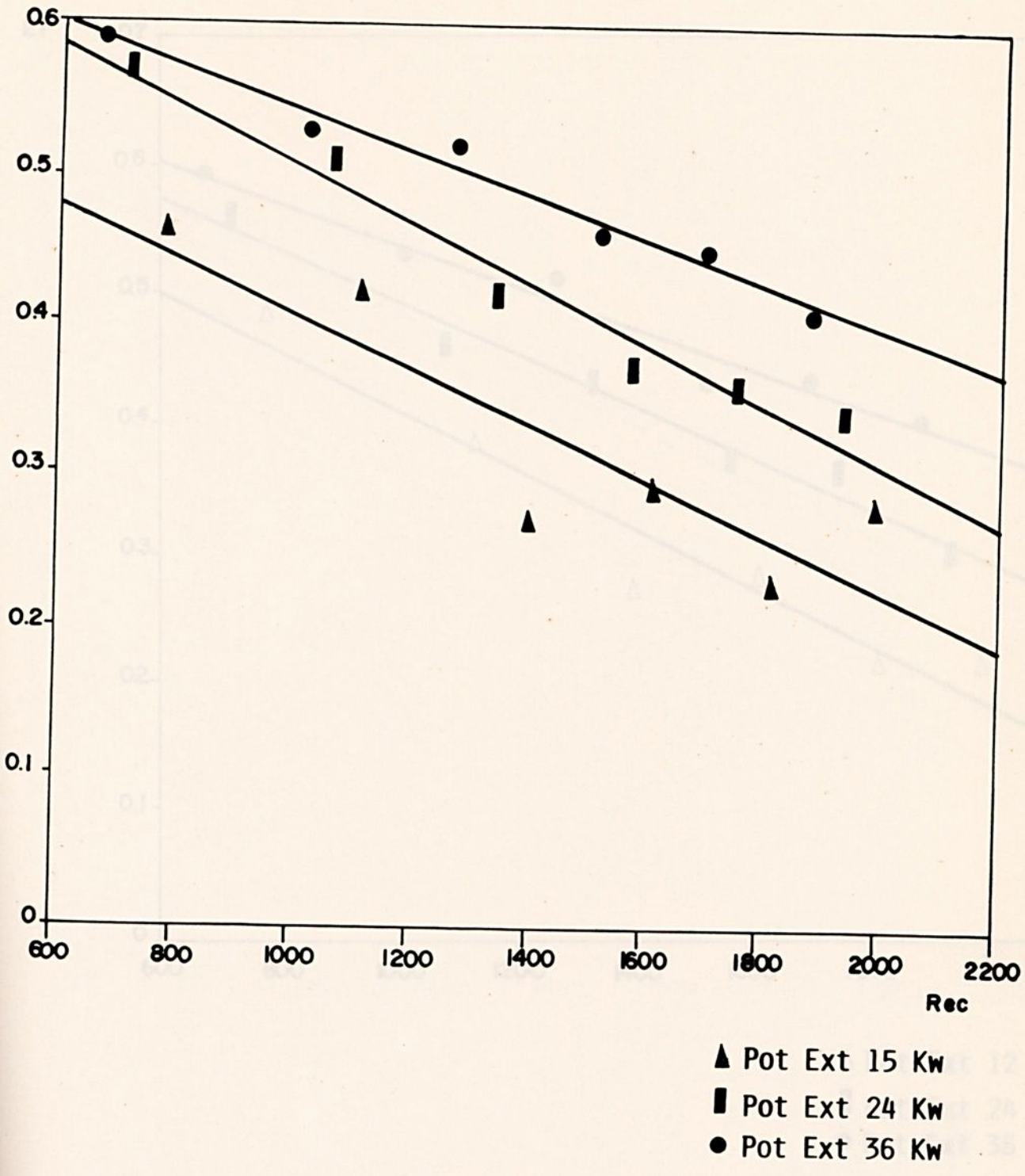


Figura 4.78 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor, com o número de Reynolds, para o Trocador de Calor inclinado a 30 graus.

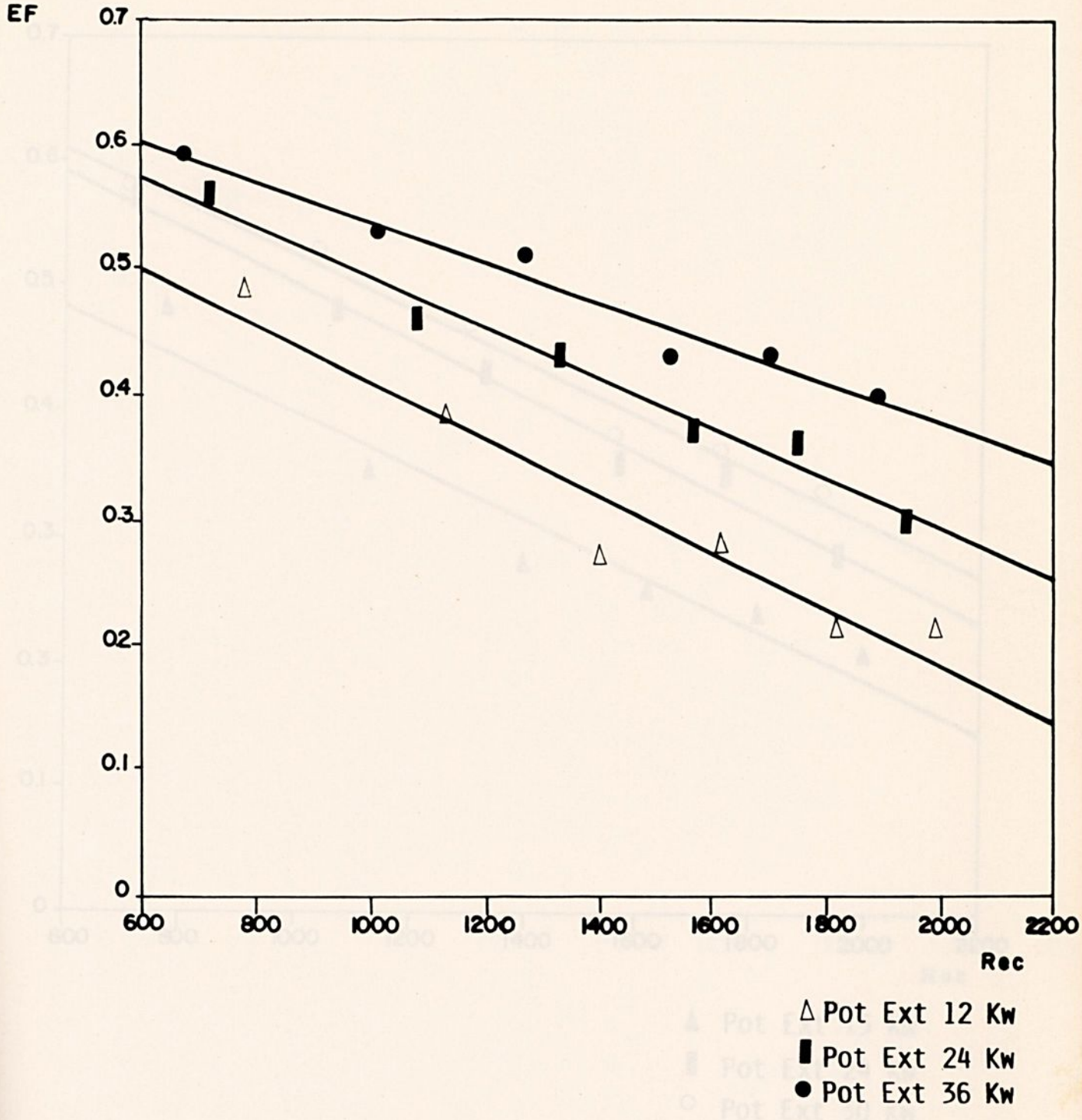


Figura 4.79 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor com o número de Reynolds, para o Trocador de Calor inclinado a 45 graus.

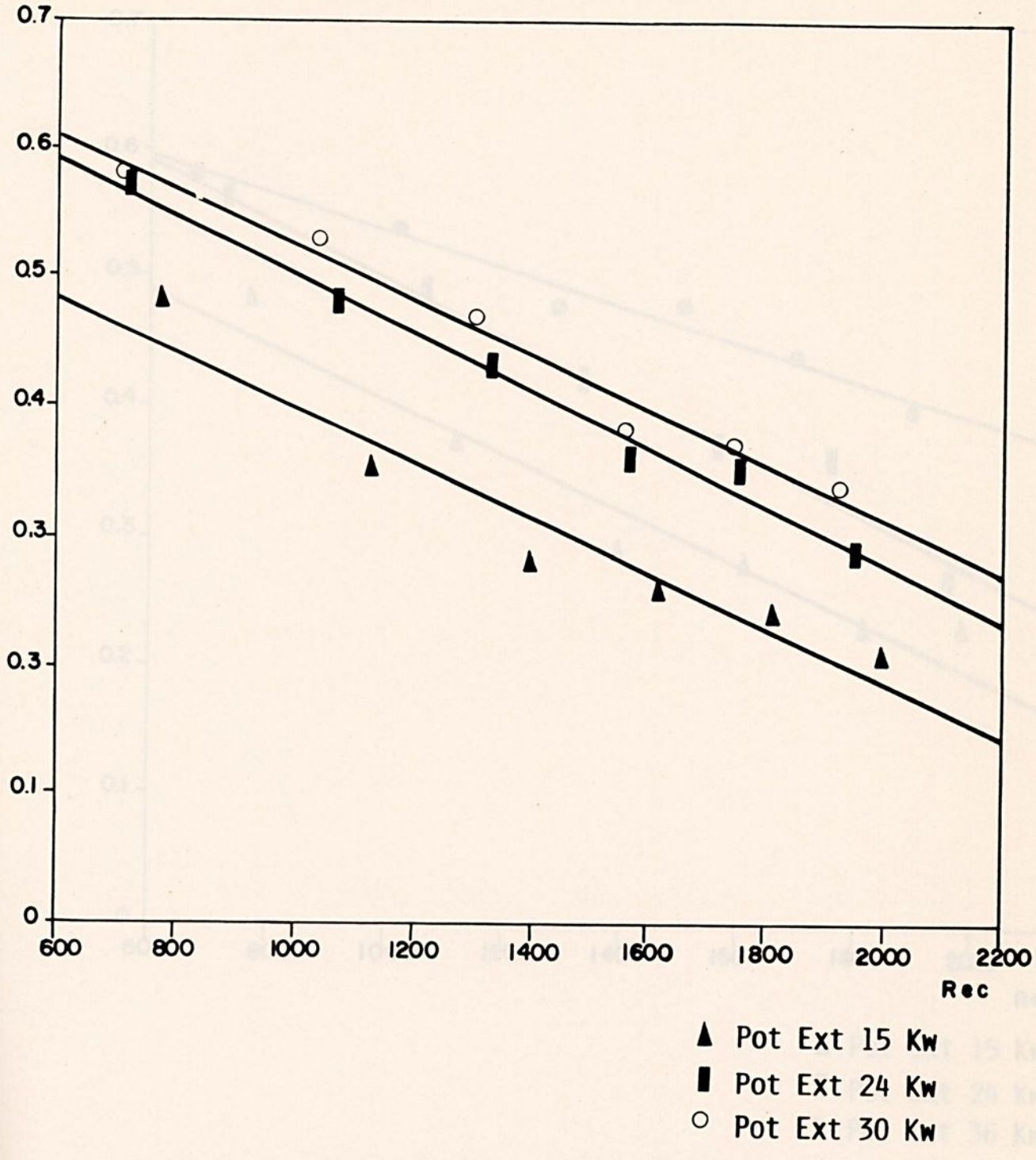


Figura 4.80 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor, com o número de Reynolds, para o Trocador de Calor inclinado a 60 graus.

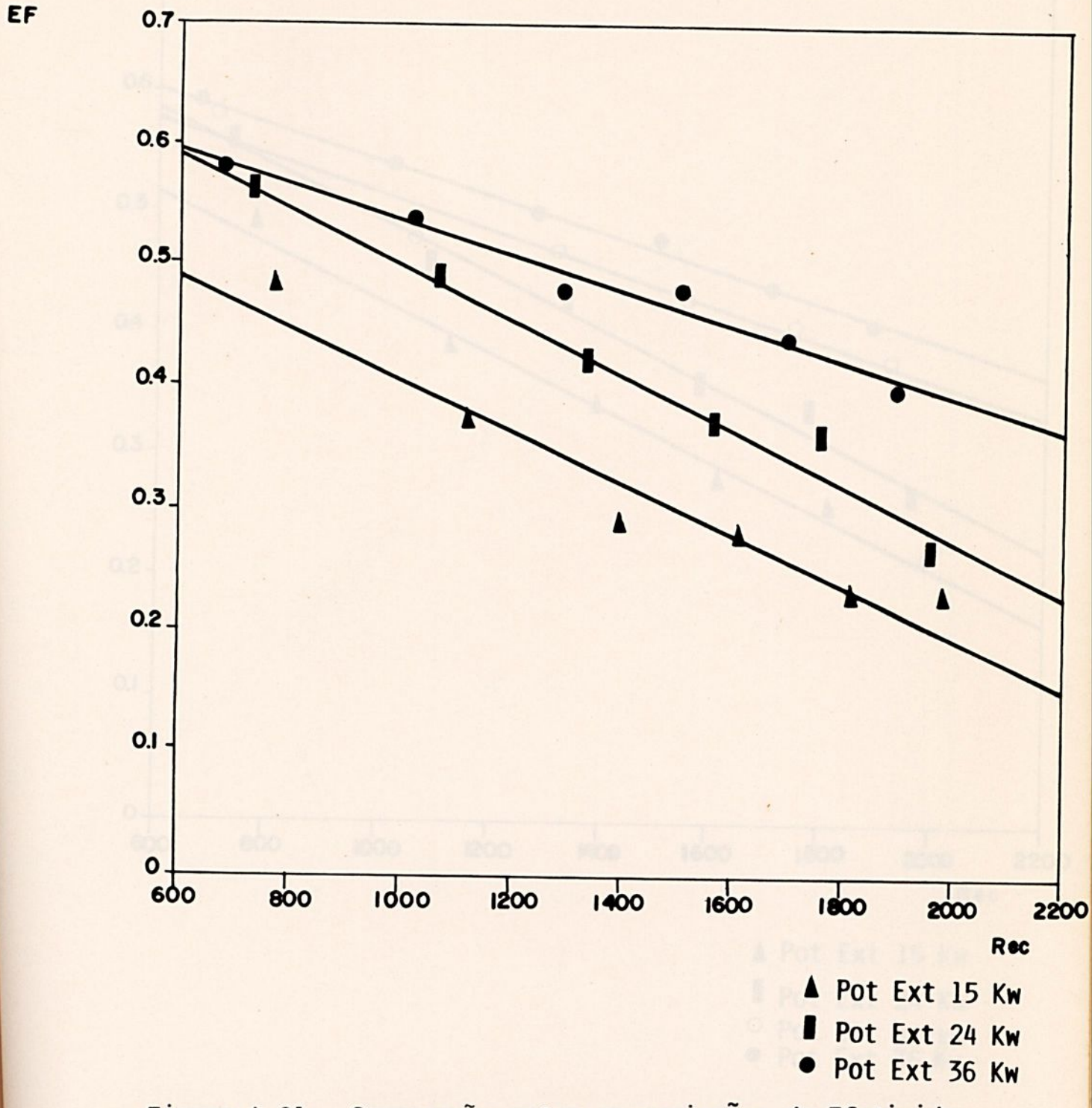


Figura 4.81 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor, com o número de Reynolds, para o Trocador de Calor inclinado a 75 graus.

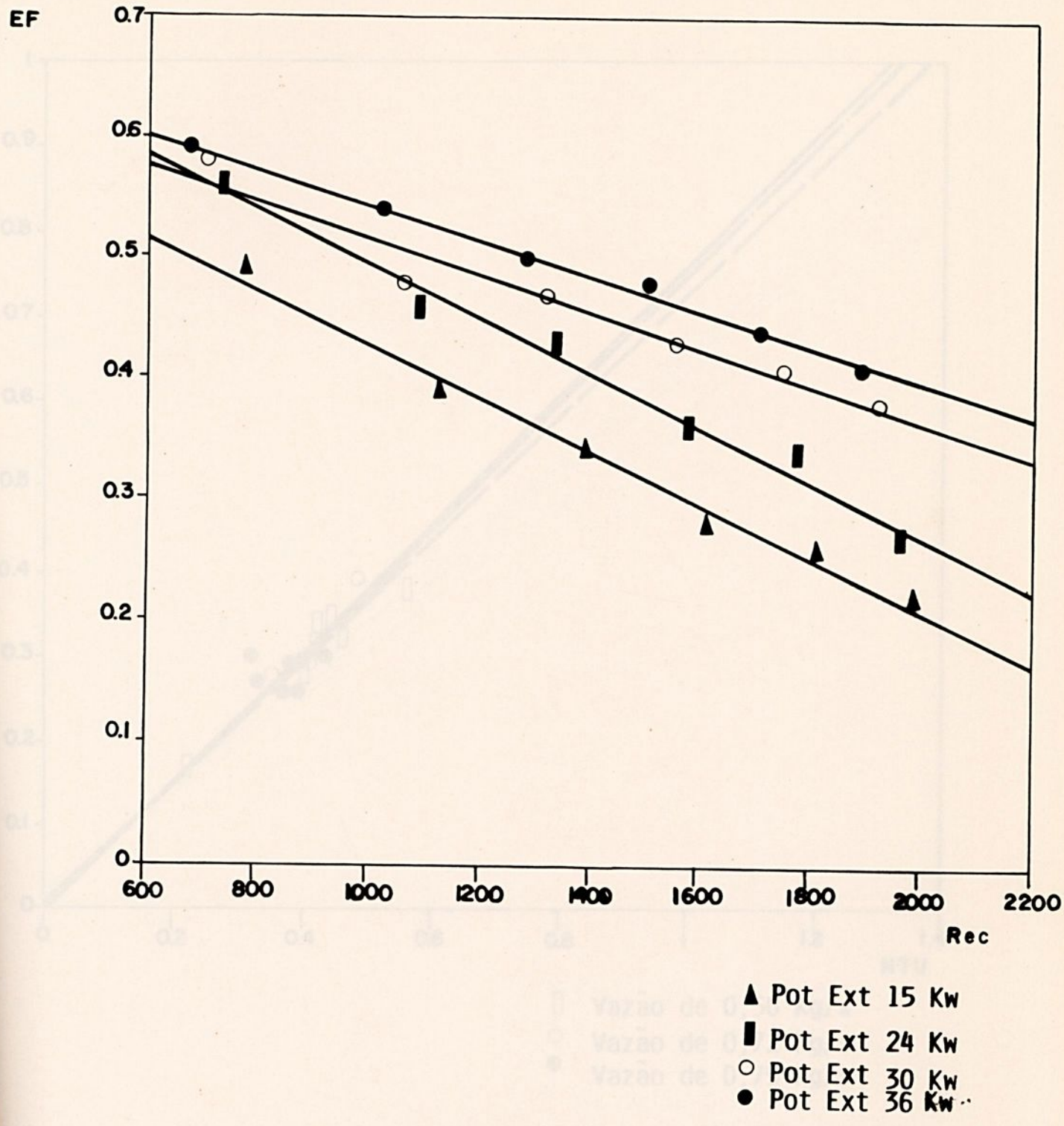


Figura 4.82 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor com o número de Reynolds, para o Trocador de Calor inclinado a 90 graus.

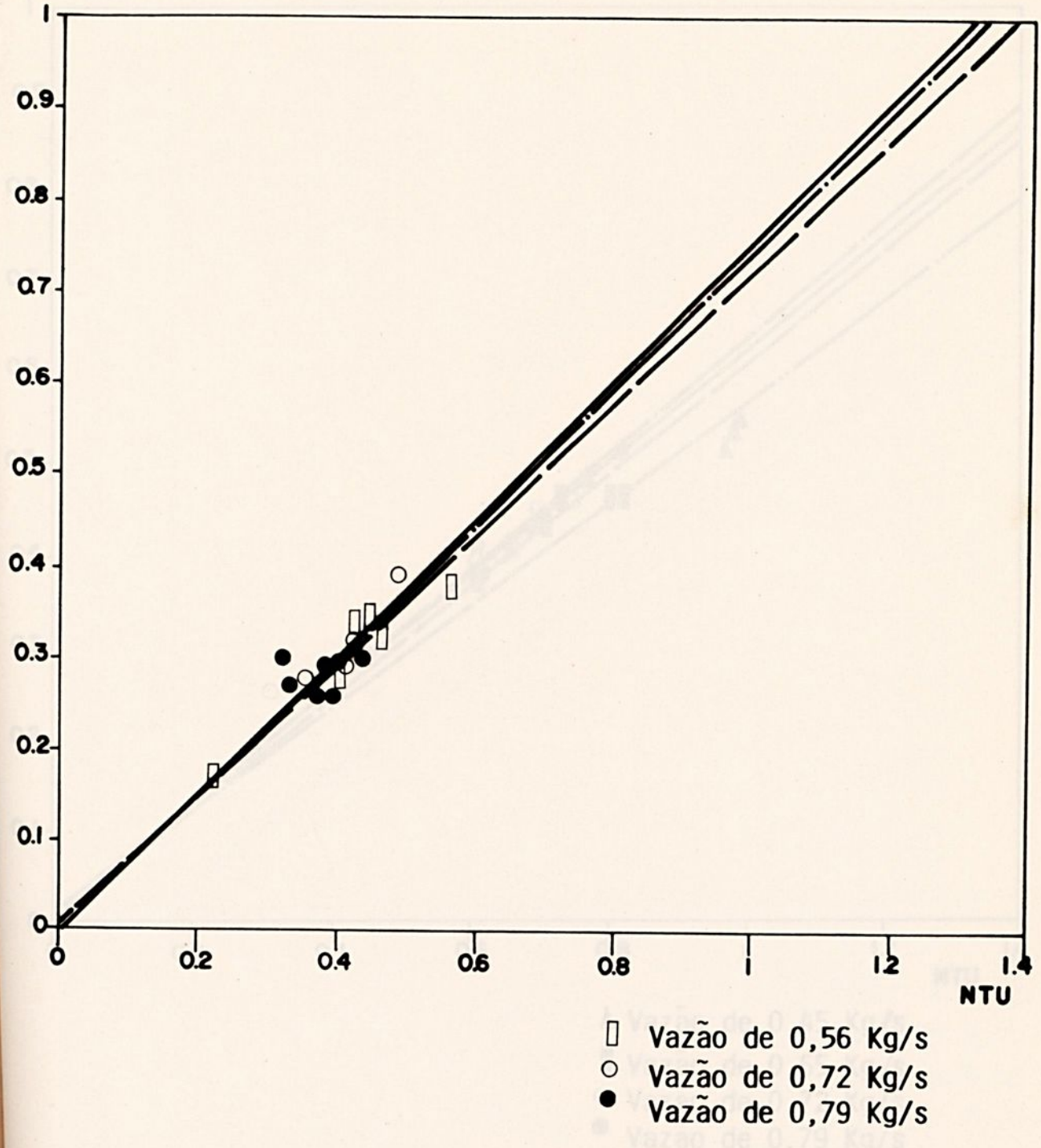


Figura 4.83 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor, com o número de unidades de transferência, para o Trocador de Calor na horizontal.

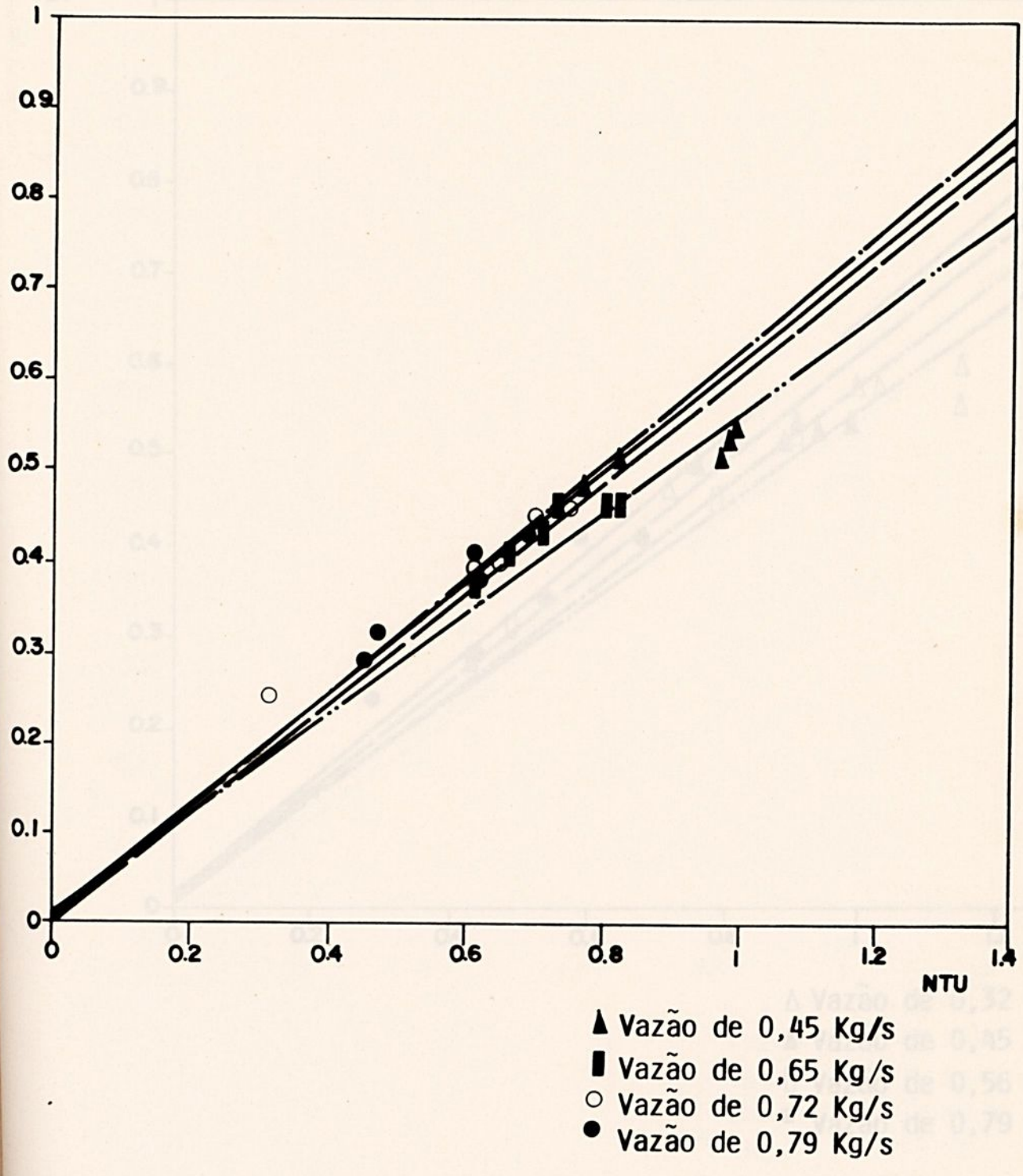


Figura 4.84 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor, com o número de unidades de transferência, para o Trocador de Calor inclinado a 15 graus.

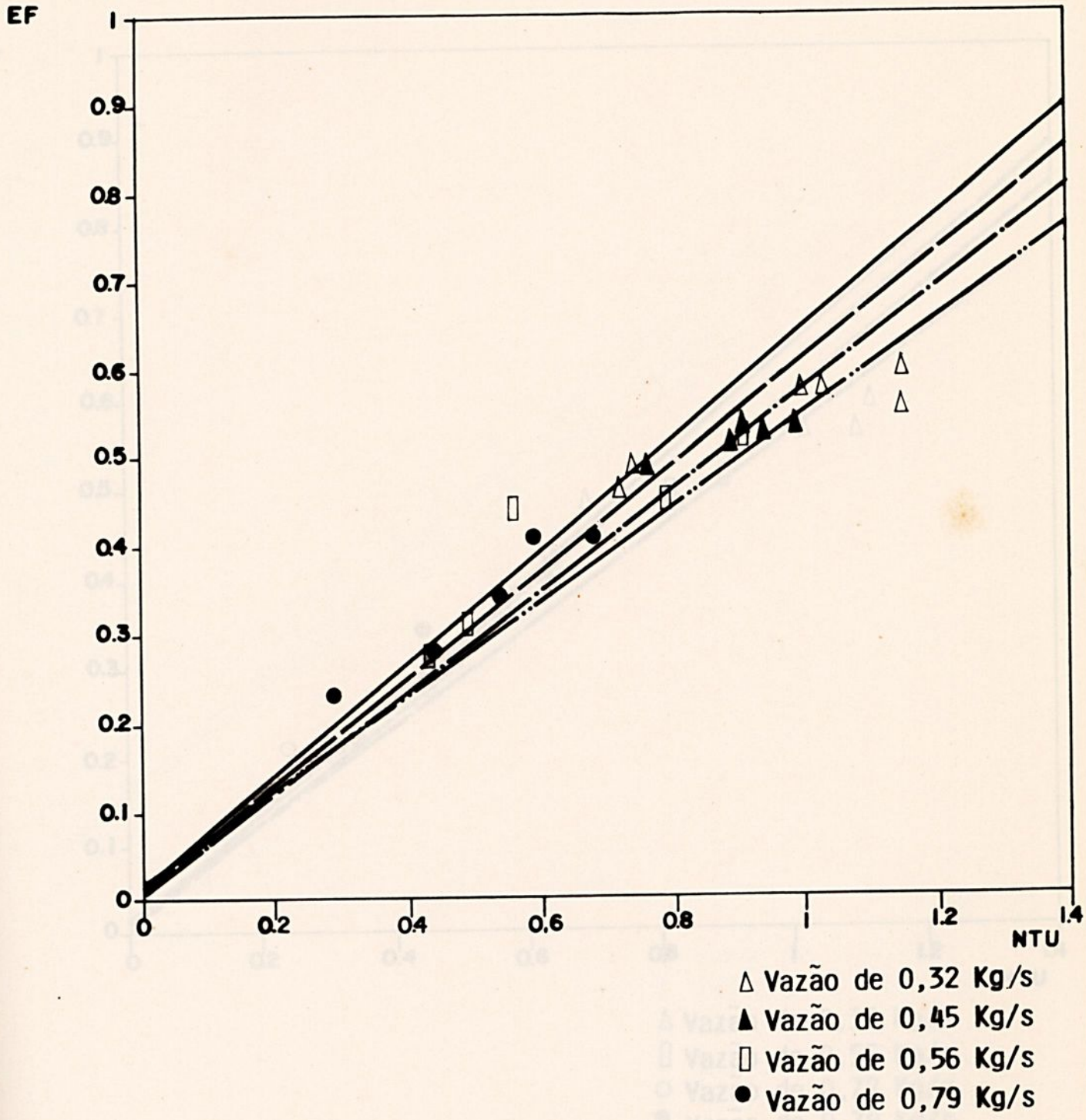


Figura 4.85 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor, com o número de unidades de transferência, para o Trocador de Calor inclinado a 30 graus.

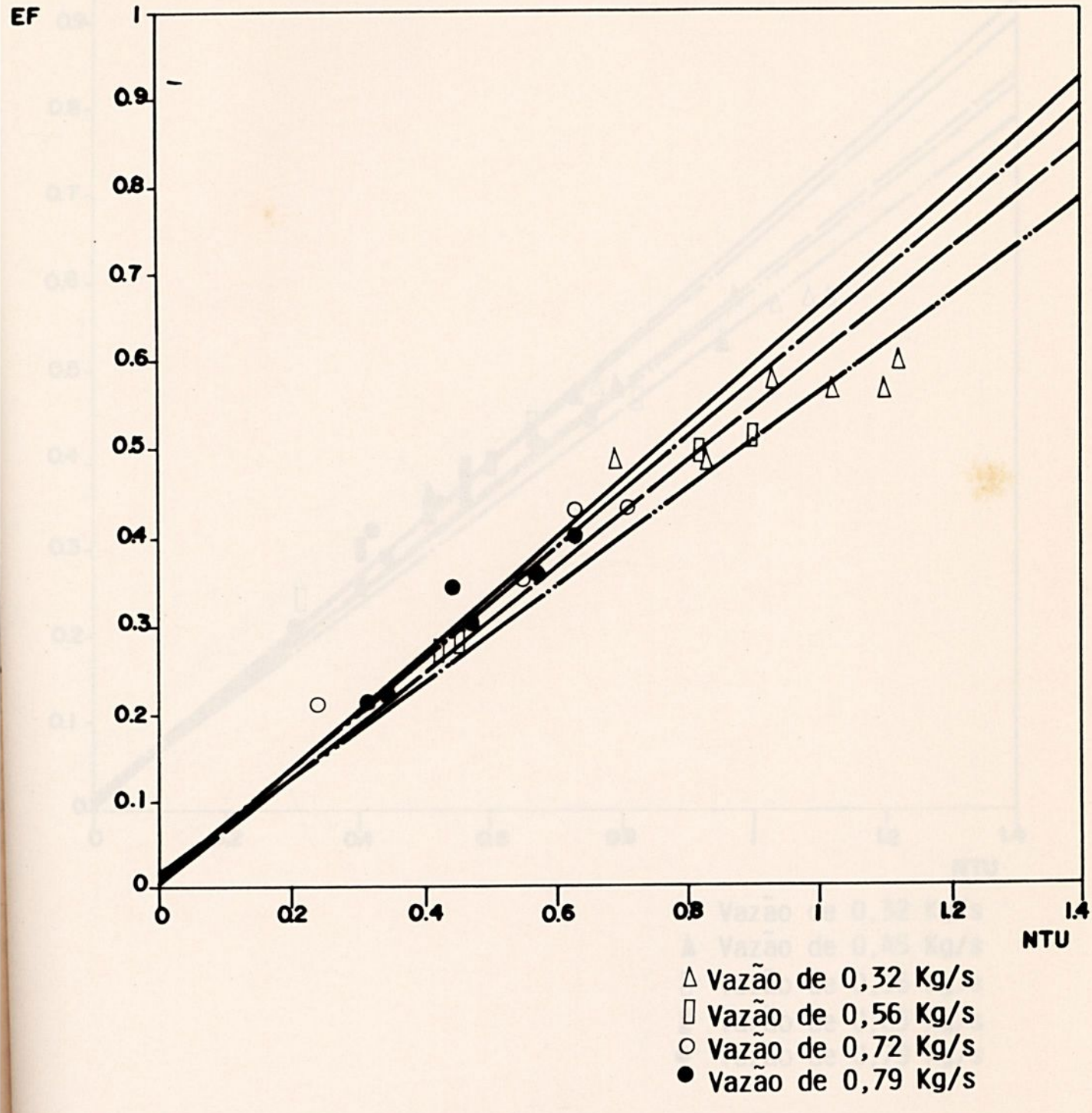


Figura 4.86 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor, com o número de unidades de transferência, para o Trocador de Calor inclinado a 45 graus.

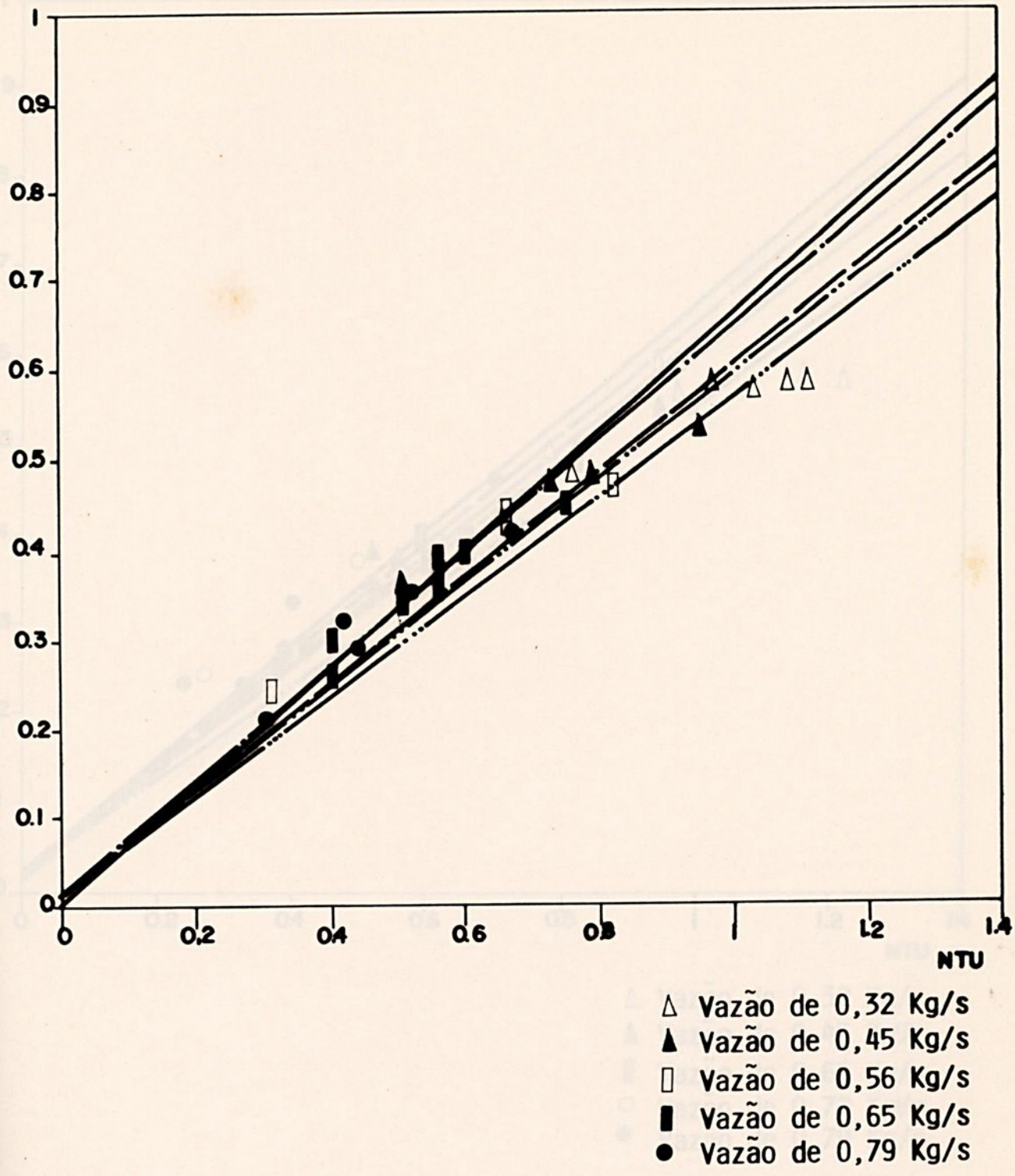


Figura 4.87 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor, com o número de unidades de transferência, para o Trocador de Calor inclinado a 60 graus.

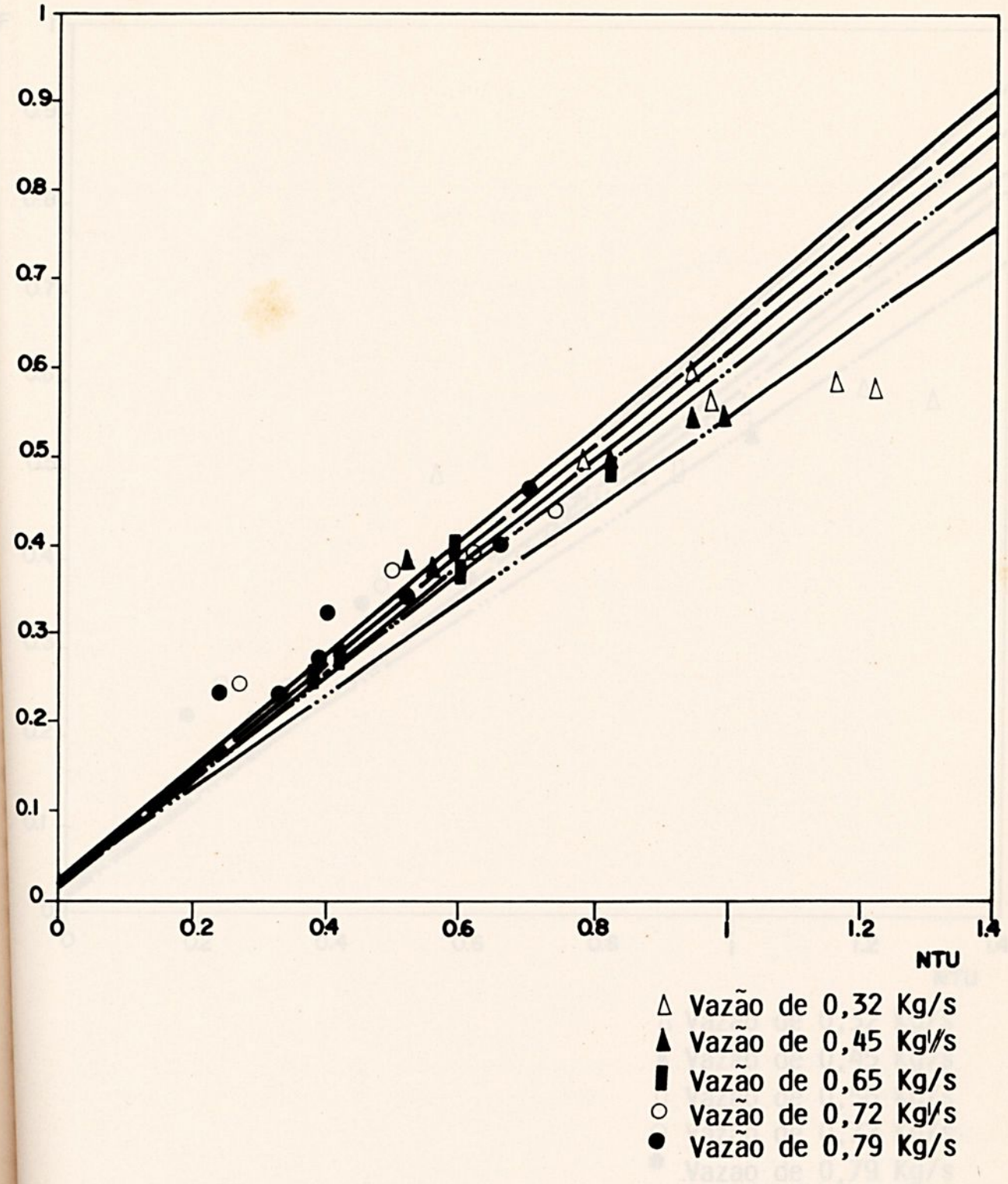


Figura 4.88 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor, com o número de unidades de transferência, para o Trocador de Calor inclinado a 75 graus.

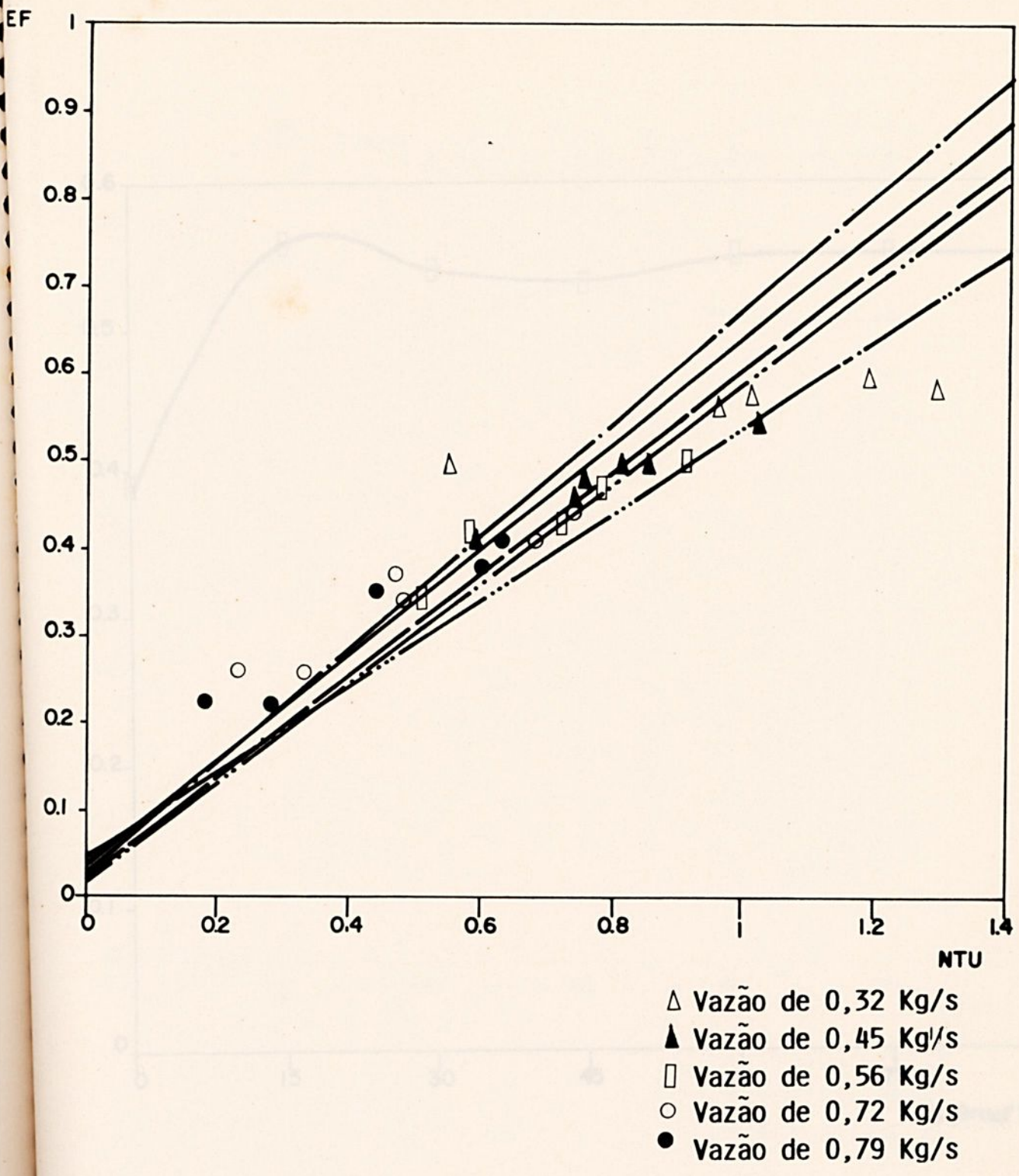


Figura 4.89 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor, com o número de unidades de transferência, para o Trocador de Calor inclinado a 90 graus.

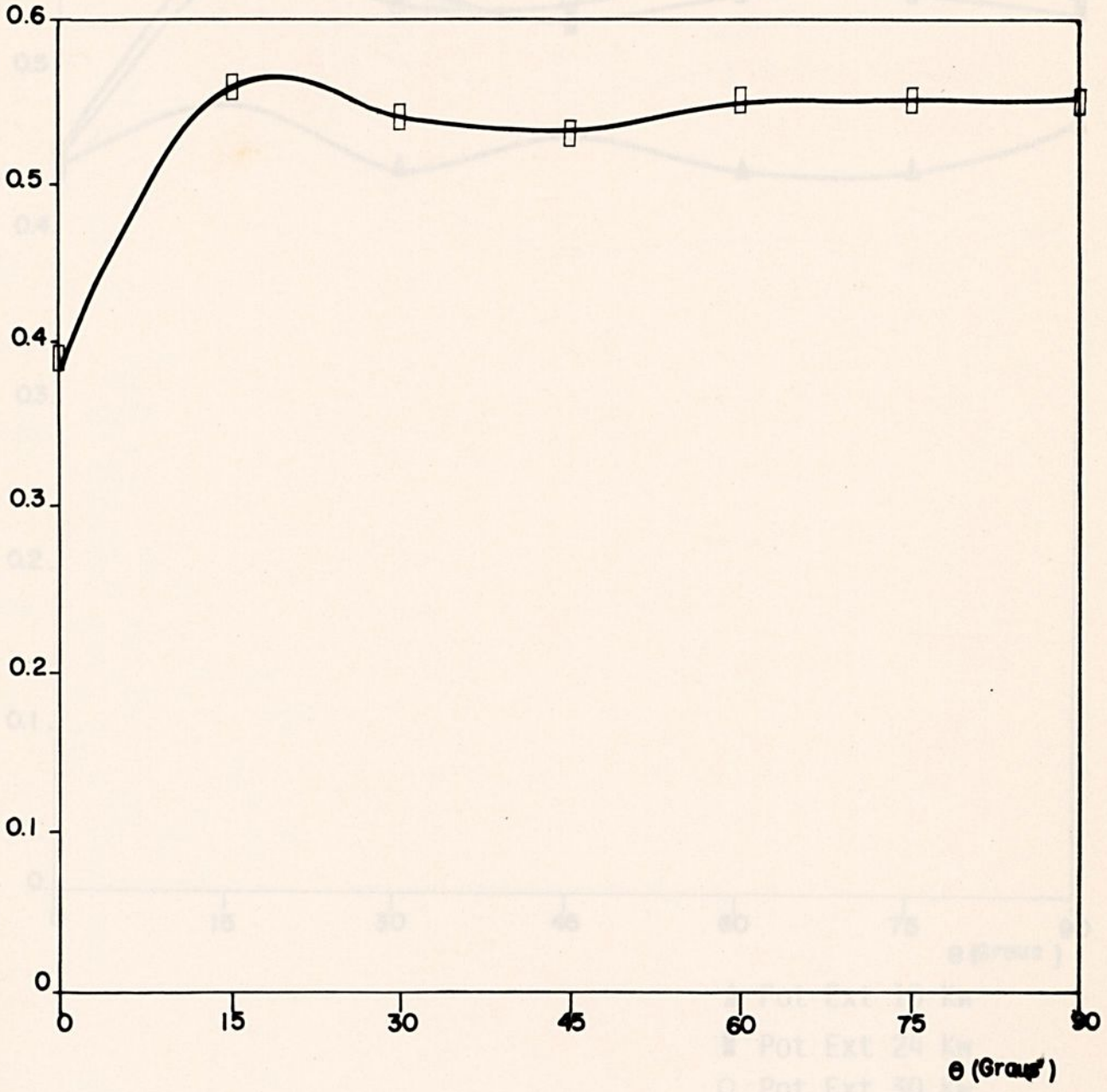


Figura 4.90 - Variação da Efetividade do Trocador de Calor com a inclinação, para um número de Reynolds no condensador de 465 e potência externa de 21 Kw.

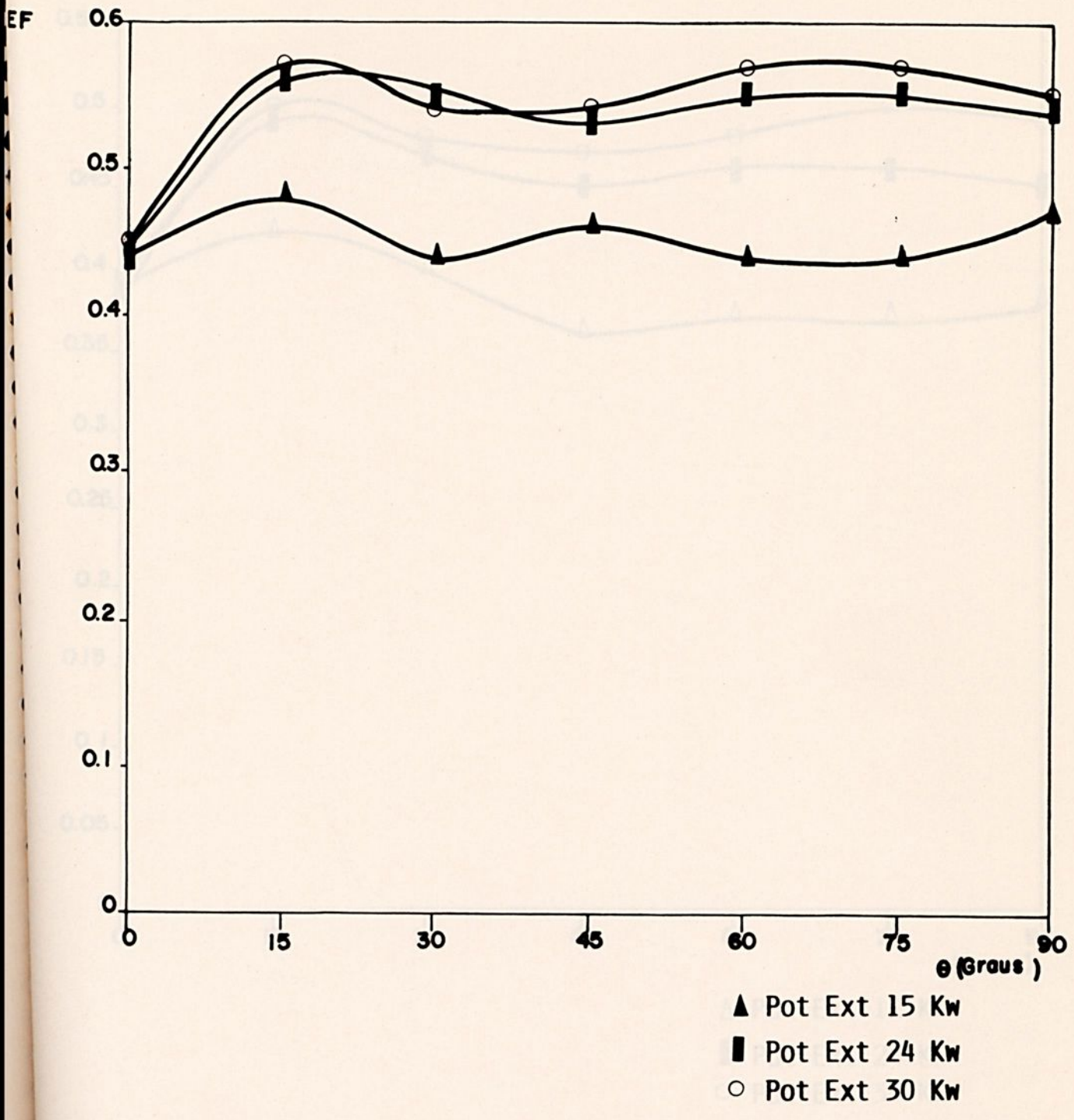


Figura 4.91 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor com a inclinação, para um número de Reynolds no condensador de 465.

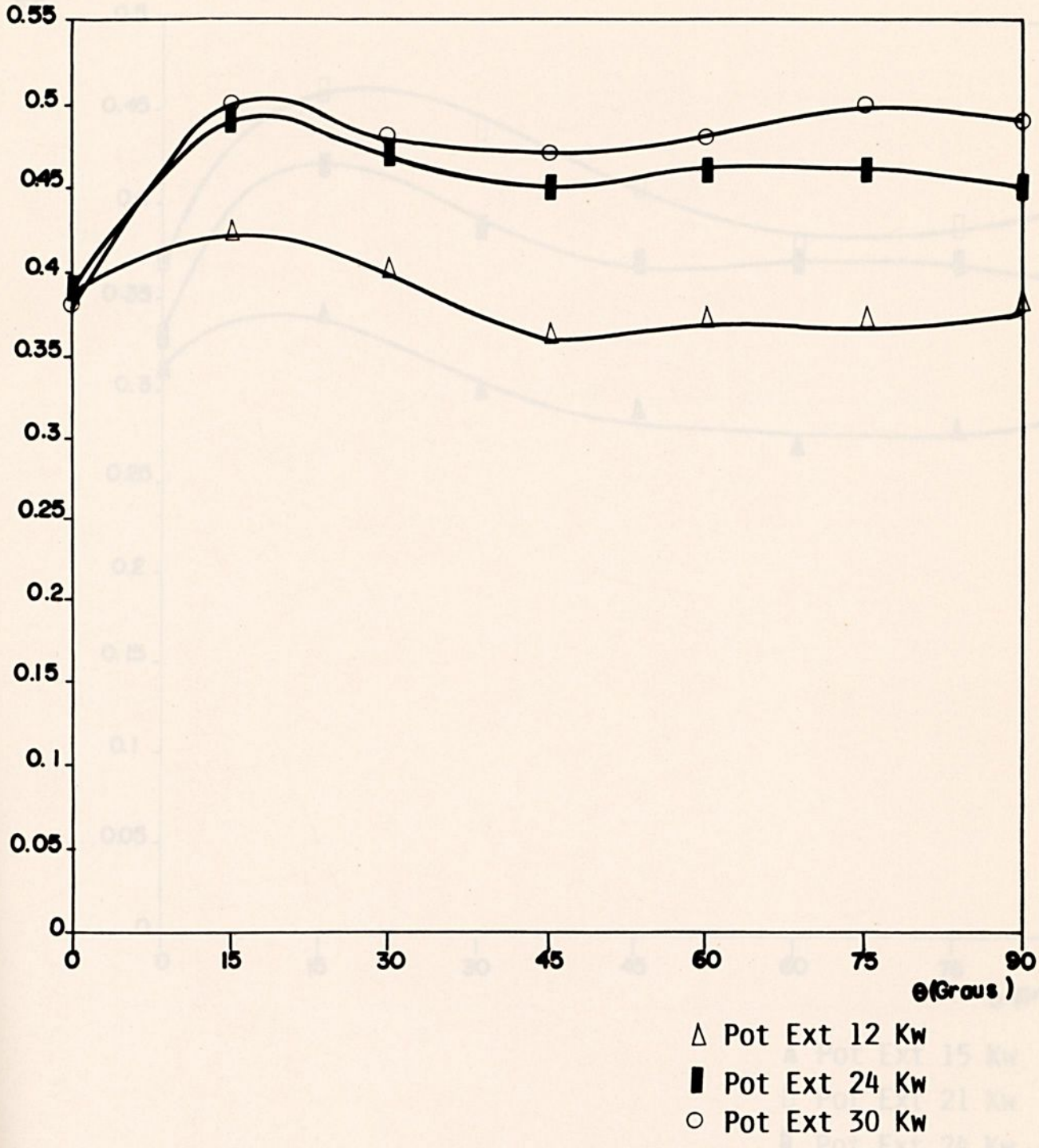


Figura 4.92 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor com a inclinação, para um número de Reynolds no condensador de 700.

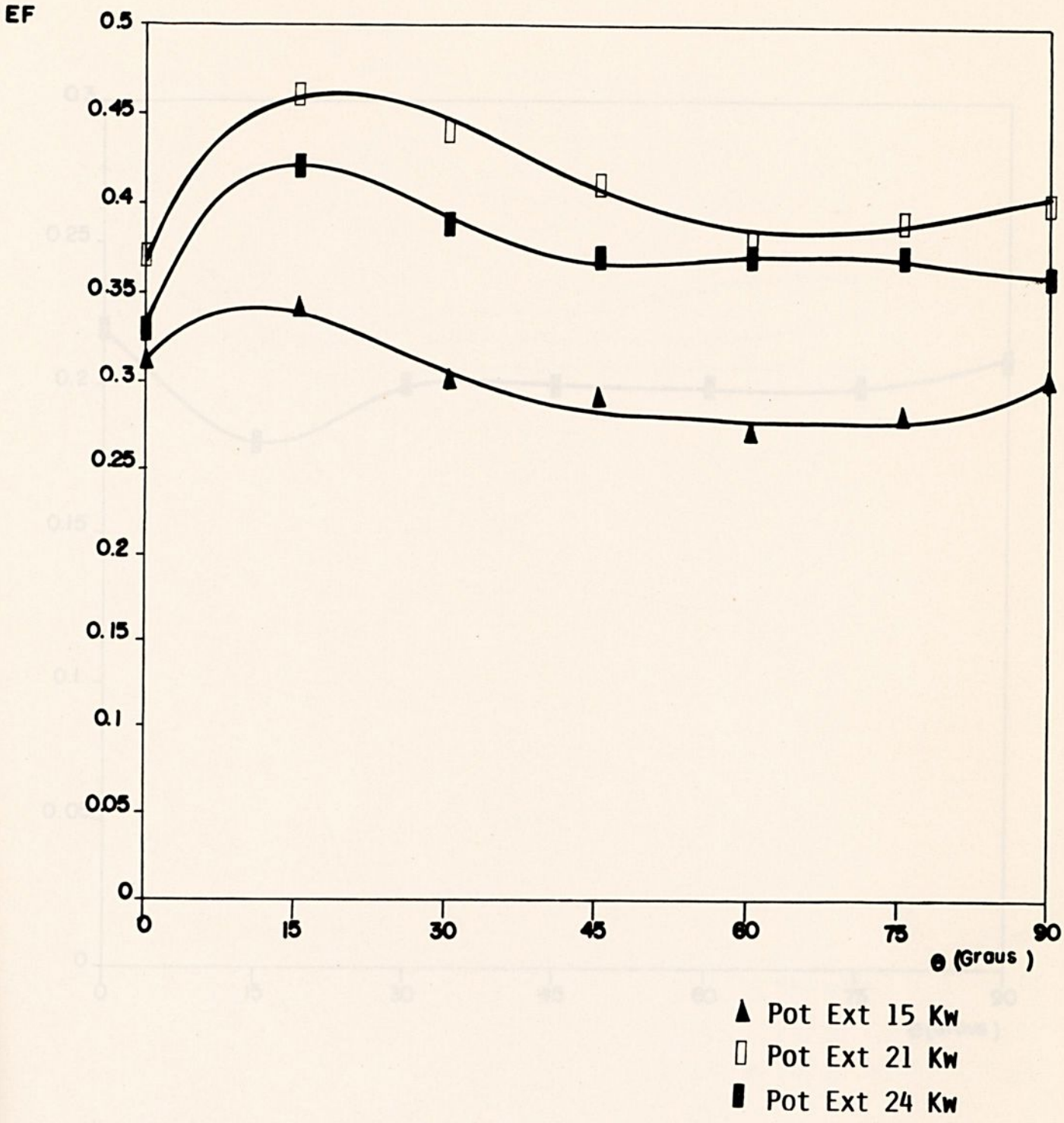


Figura 4.93 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor com a inclinação , para um número de Reynolds no condensador de 930.

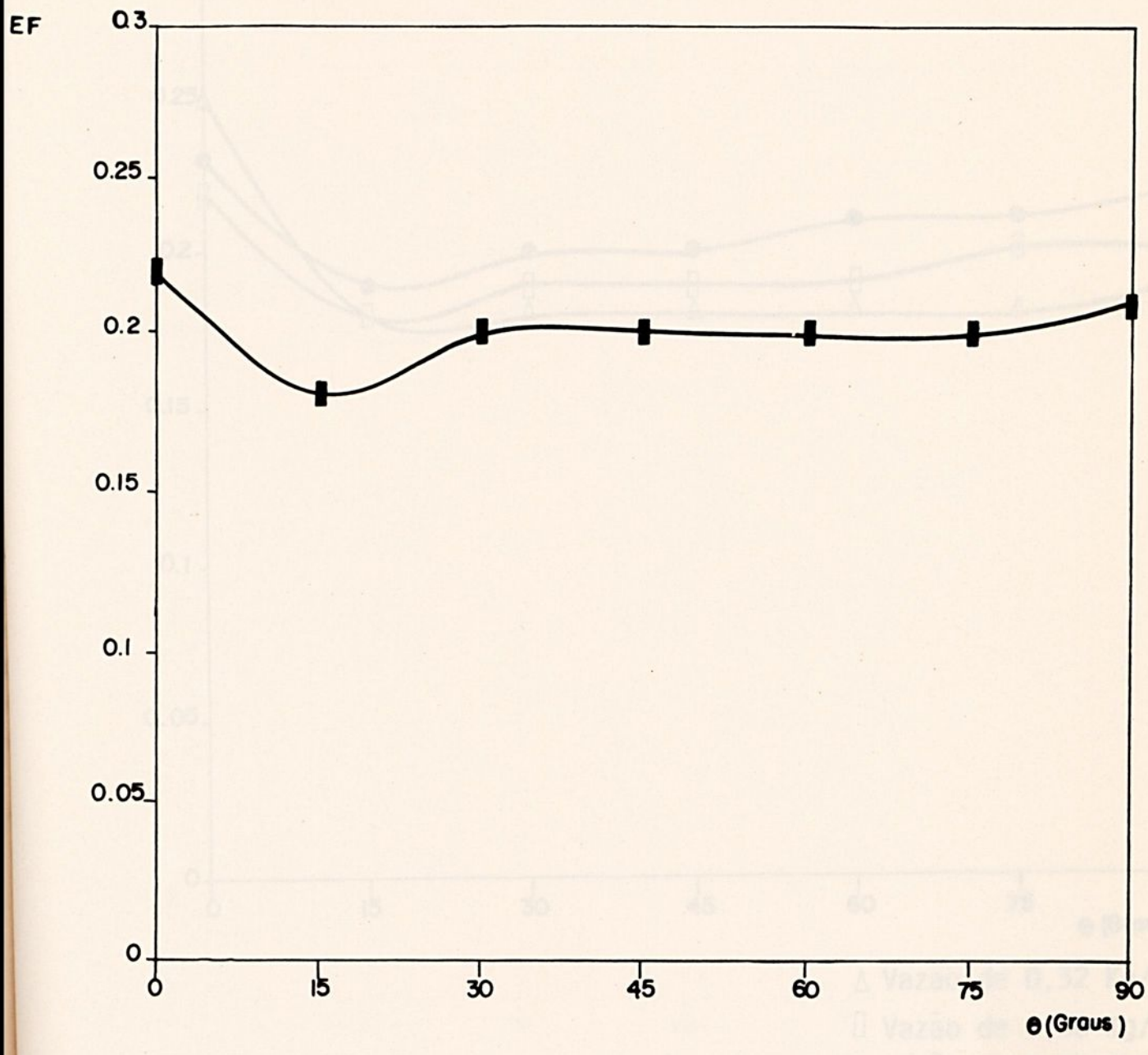


Figura 4.94 - Variação da Efetividade do Trocador de Calor com a inclinação para NTU = 0.3 e vazão de 0,65 Kg/s.

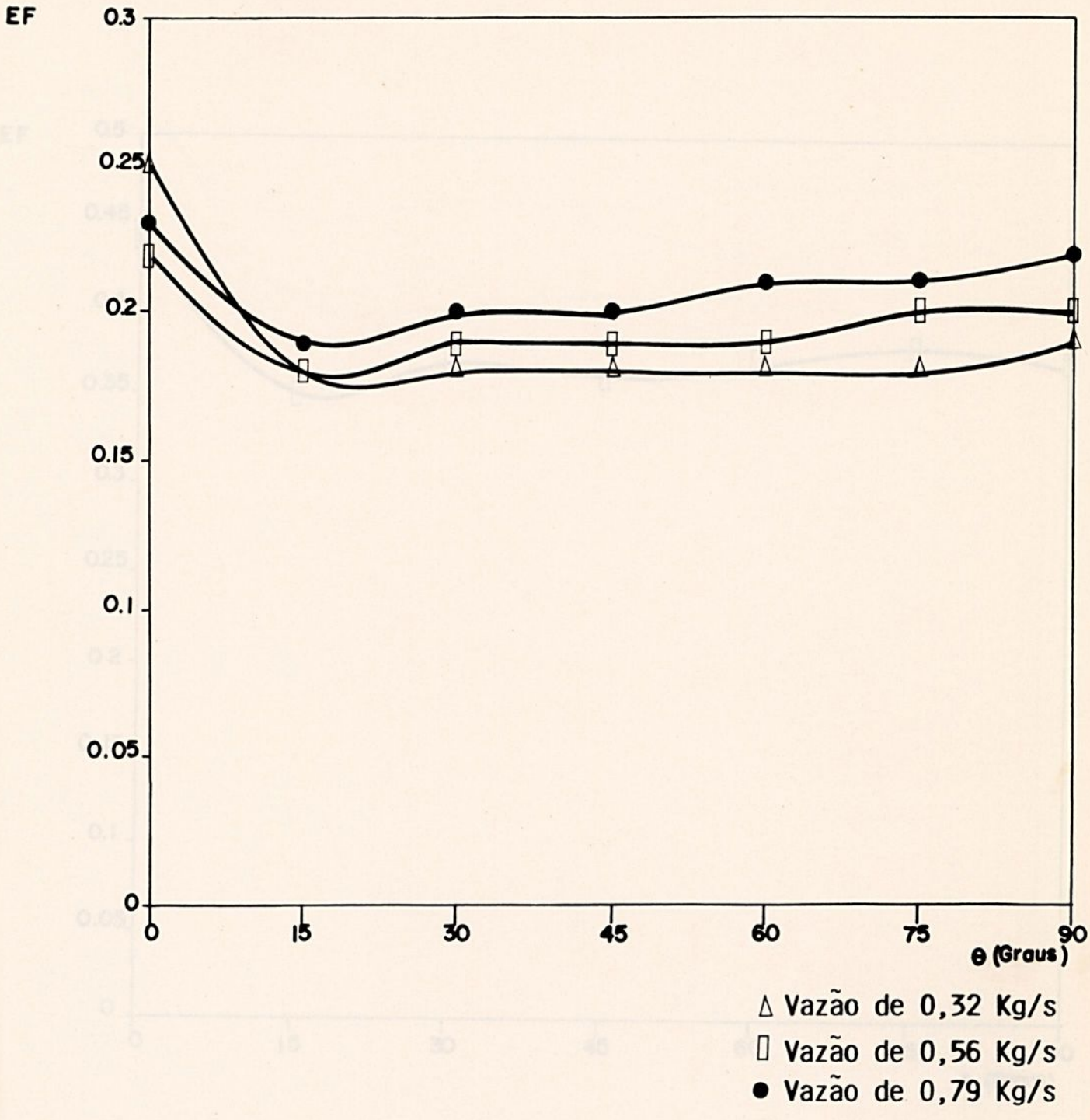


Figura 4.95 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor com a inclinação, para NTU = 0,3.

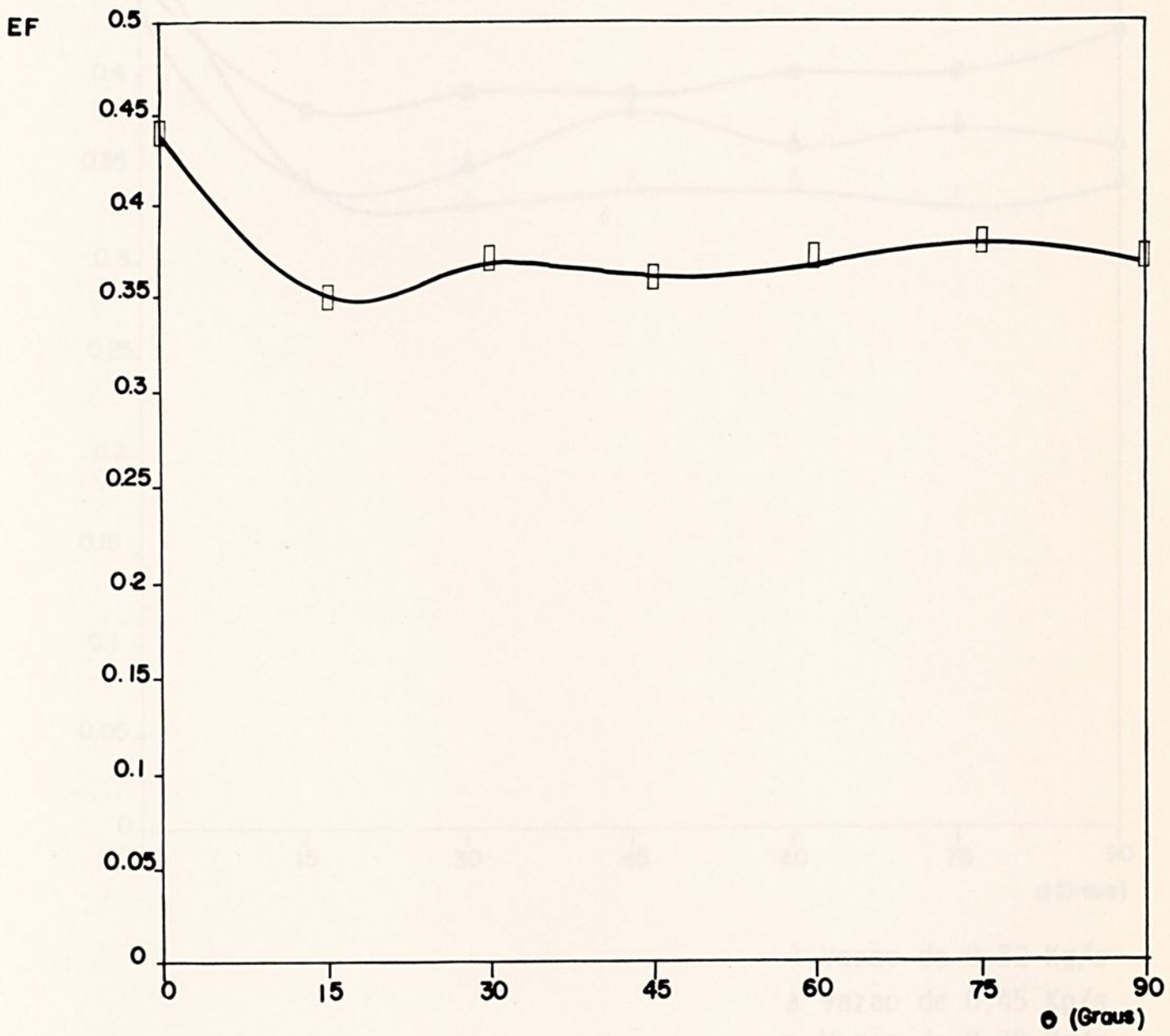


Figura 4.96 - Variação da Efetividade do Trocador de Calor com a inclinação, para NTU = 0,6 e vazão de 0,56 Kg/s.

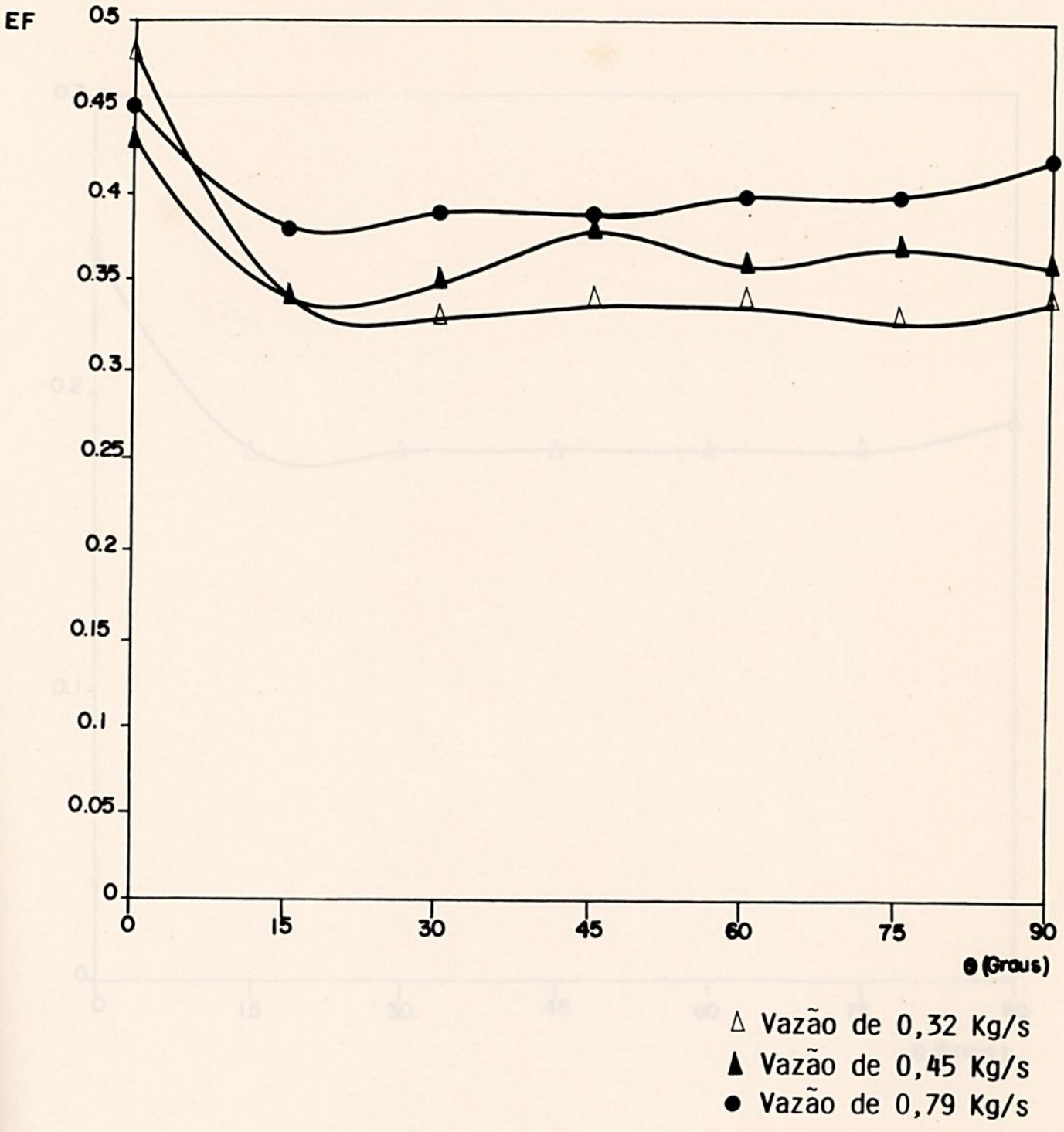


Figura 4.97 - Comparação entre a variação da Efetividade do Trocador de Calor com a inclinação, para NTU = 0,6.

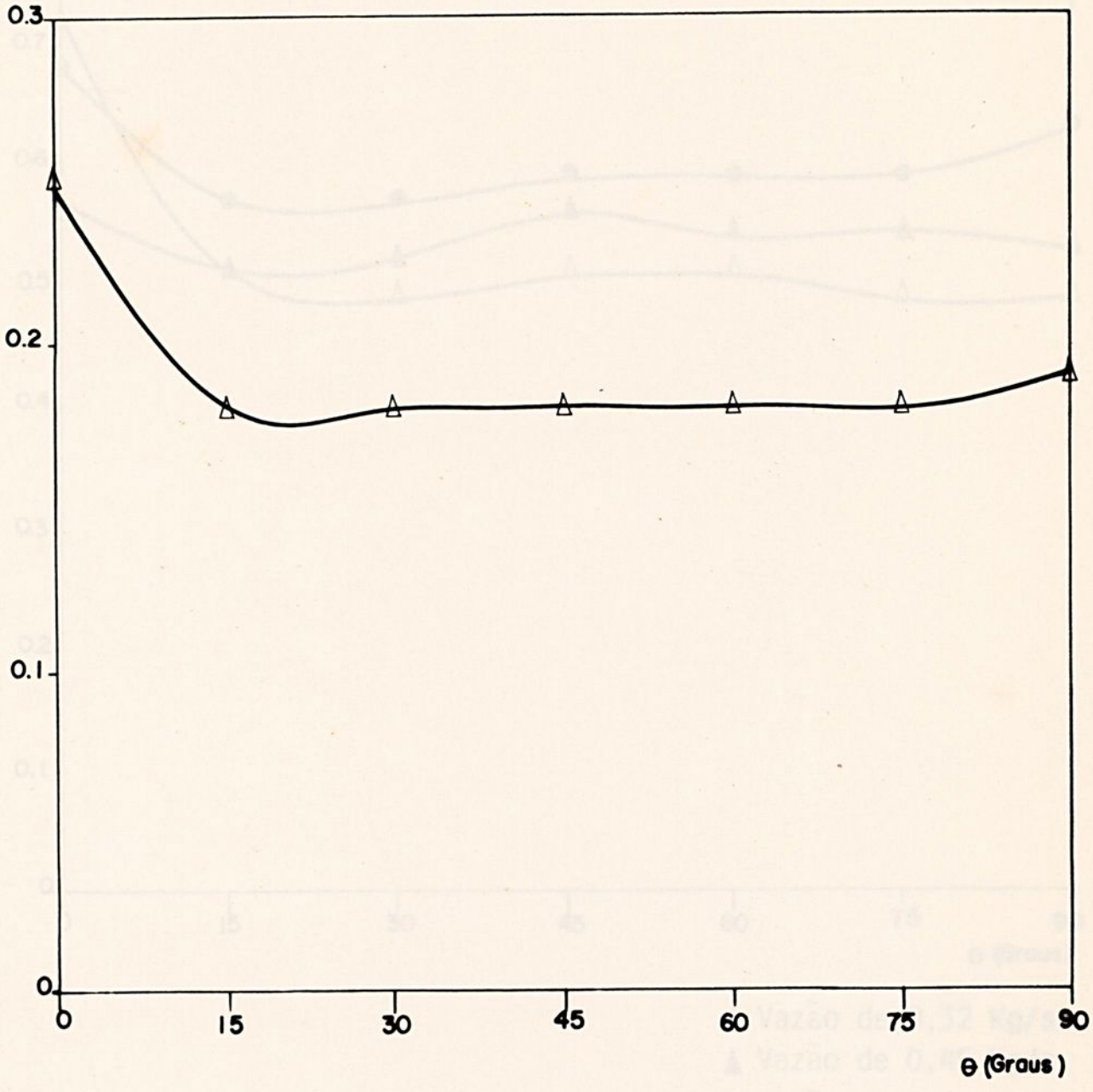


Figura 4.98 - Variação da Efetividade do Trocador de Calor com a inclinação, para NTU = 0,9 e vazão de 0,32 Kg/s.

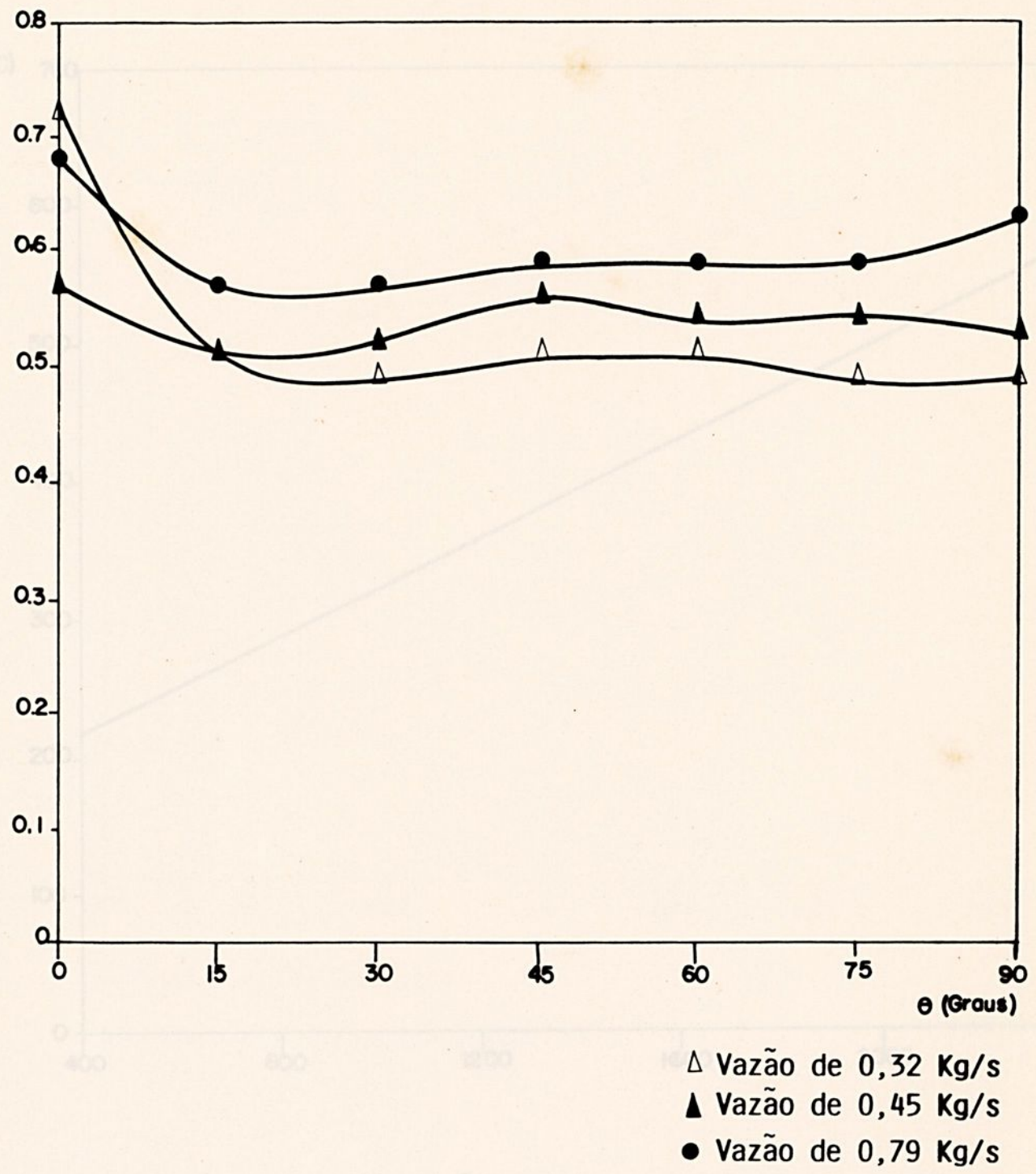


Figura 4.99 - Comparações entre as variações da Efetividade do Trocador de Calor com a inclinação , para NTU = 0,9.

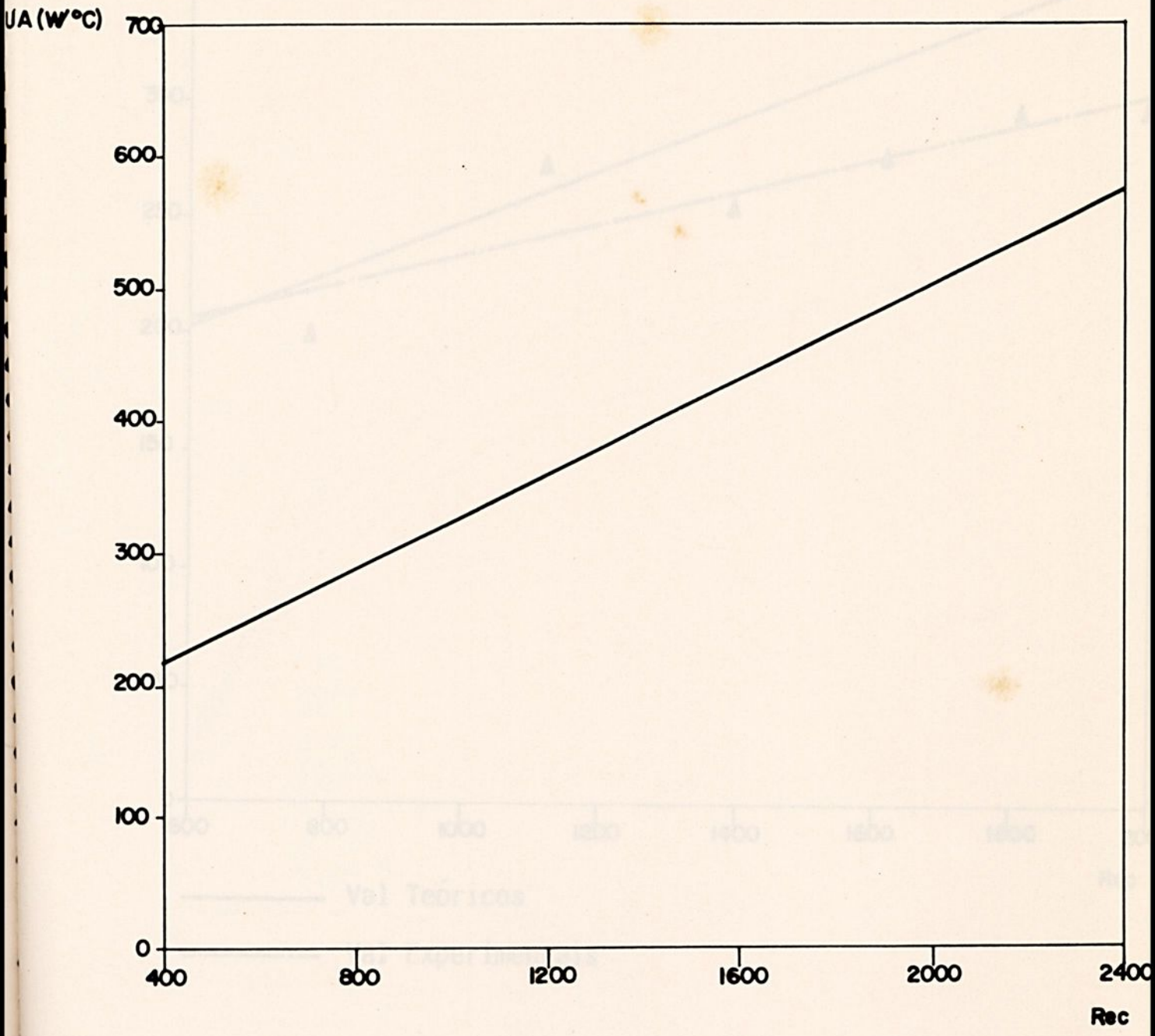


Figura 4.100 - Variação do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área, com o número de Reynolds, pelo nosso modelamento teórico.

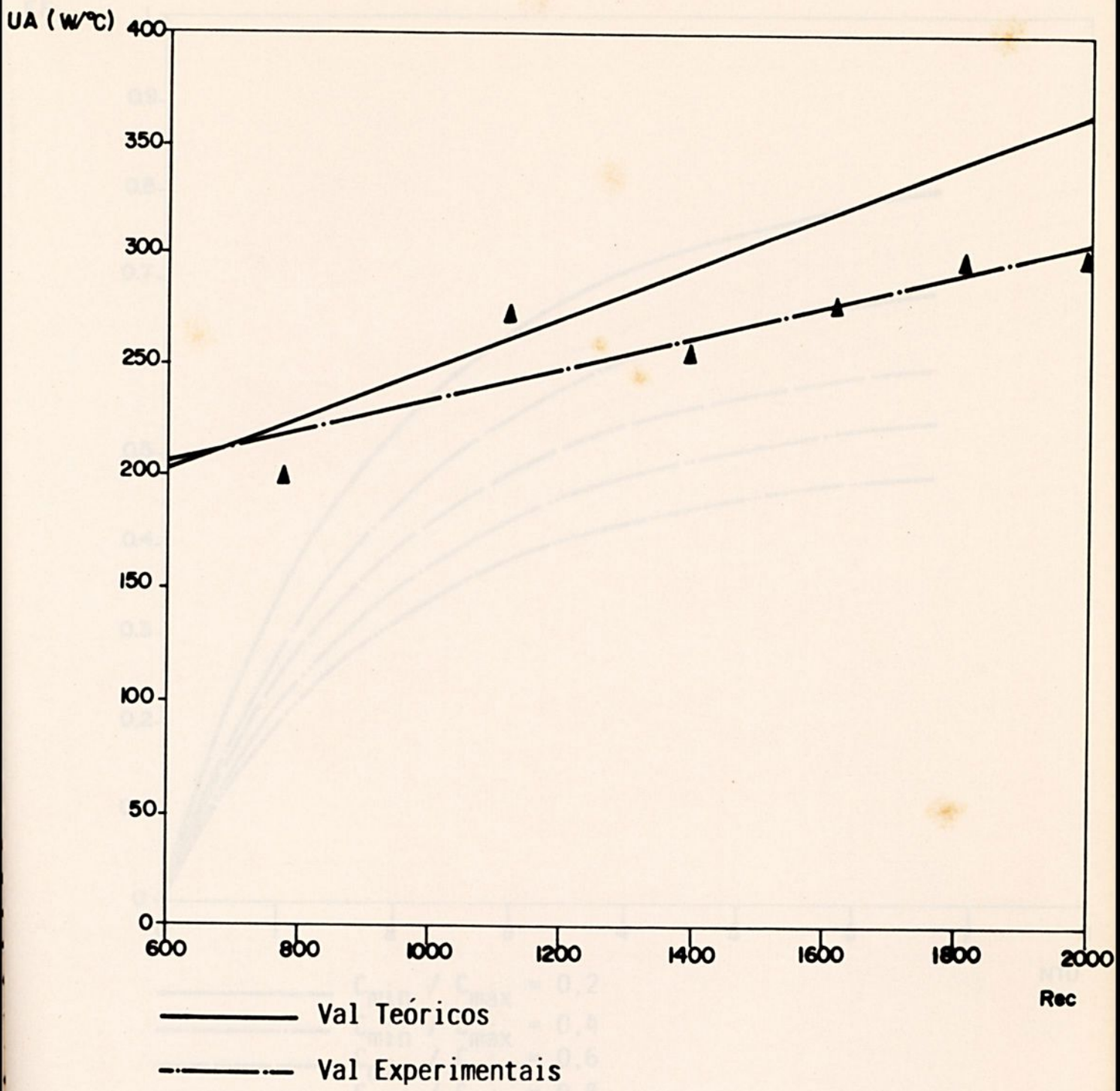


Figura 4.101 - Comparações entre as variações do produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela área com o número de Reynolds, obtidas pelo modelamento teórico e os resultados exeperimentais.

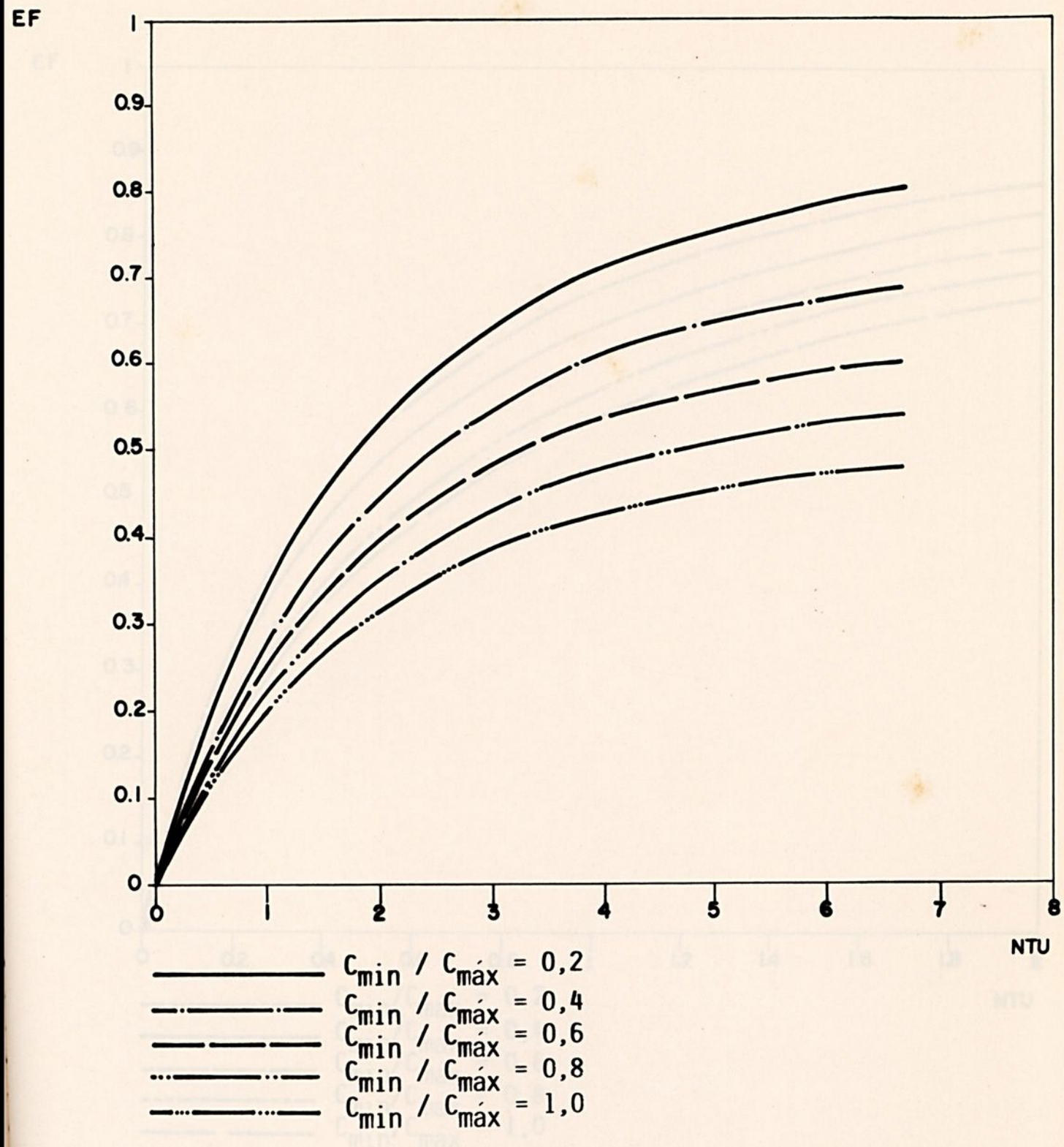


Figura 4.102 - Efetividade do Tubo de Calor individual, obtida através do nosso modelo teórico.

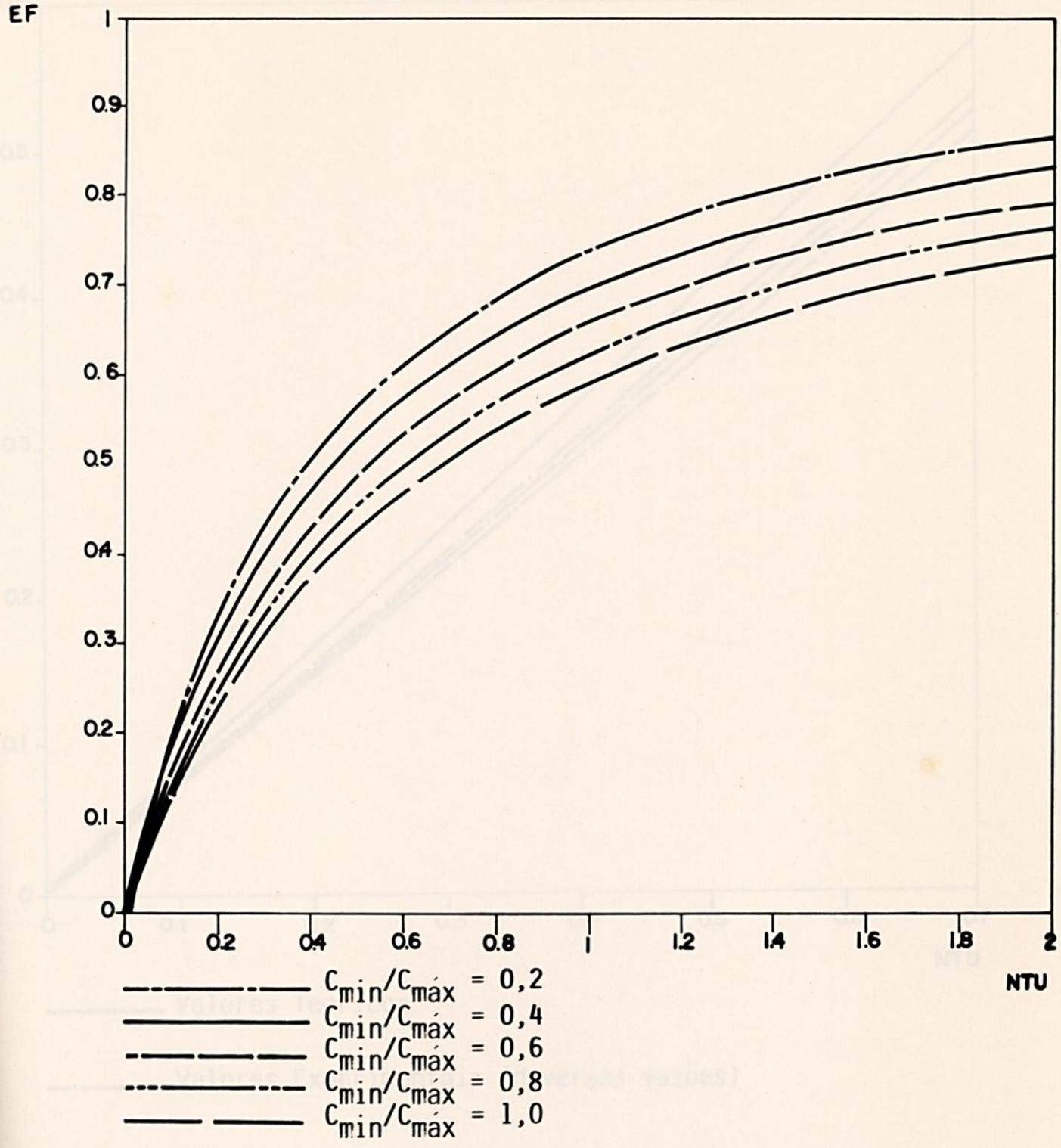


Figura 4.103 - Efetividade do Tubo de Calor com Tubos de Calor, obtida através do nosso modelo teórico.

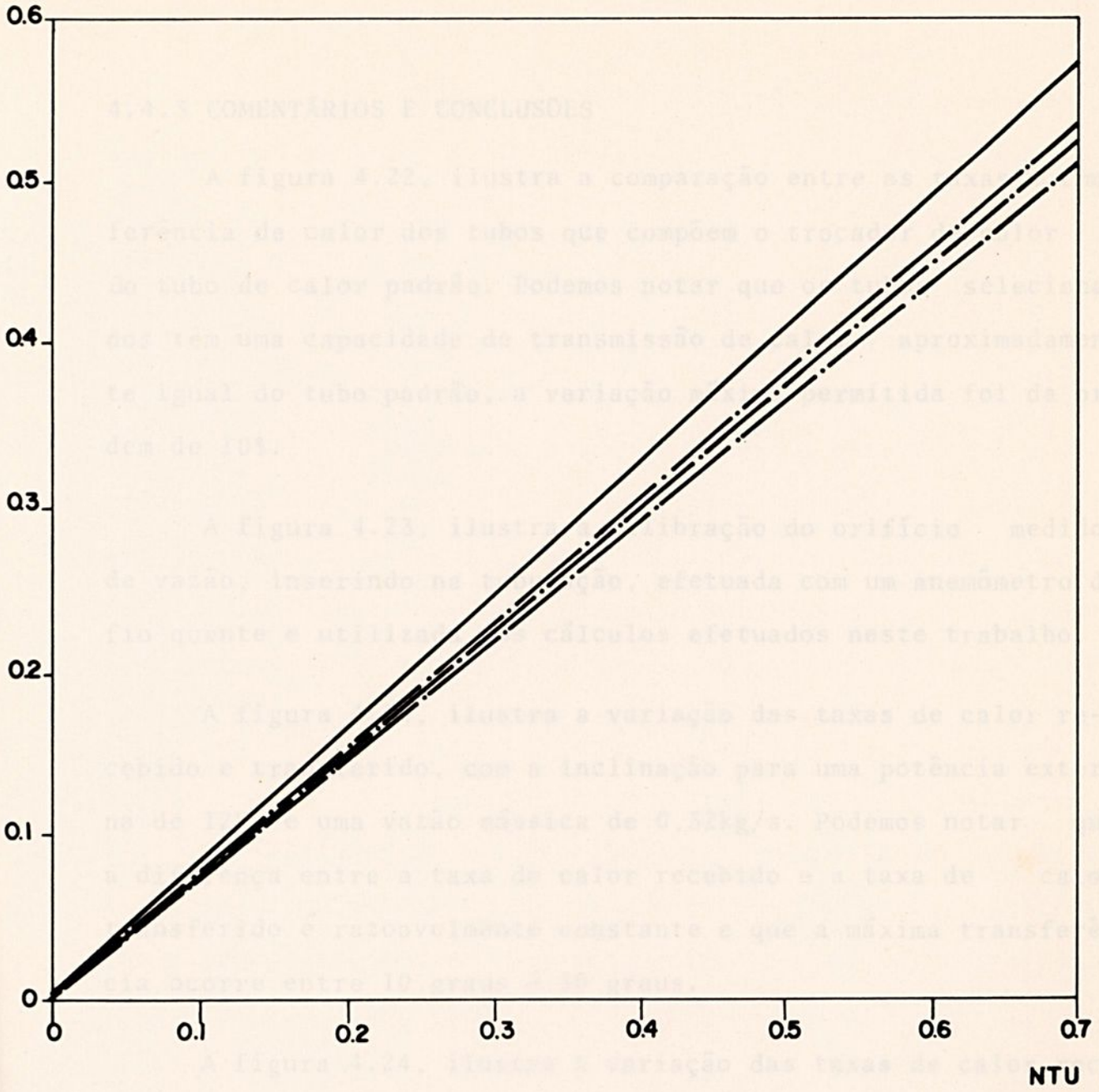


Figura 4.104 - Comparação entre a Efetividade Teórica do Trocador de Calor e a Efetividade Experimental, obtida na inclinação de zero graus, com diversas vazões.

4.4.3 COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

A figura 4.22, ilustra a comparação entre as taxas de transferência de calor dos tubos que compõem o trocador de calor e do tubo de calor padrão. Podemos notar que os tubos selecionados têm uma capacidade de transmissão de calor aproximadamente igual do tubo padrão, a variação máxima permitida foi da ordem de 10%.

A figura 4.23, ilustra a calibração do orifício medidor de vazão, inserindo na tubulação, efetuada com um anemômetro de fio quente e utilizada nos cálculos efetuados neste trabalho.

A figura 4.24, ilustra a variação das taxas de calor recebido e transferido, com a inclinação para uma potência externa de 12Kw e uma vazão mássica de 0,32kg/s. Podemos notar que a diferença entre a taxa de calor recebido e a taxa de calor transferido é razoavelmente constante e que a máxima transferência ocorre entre 10 graus é 30 graus.

A figura 4.24, ilustra a variação das taxas de calor recebido e transferido, com a inclinação, para uma potência externa de 30Kw e uma vazão mássica de 0.65kg/s. Neste caso podemos notar que a diferença entre a taxa de calor recebido e a taxa de calor transferido é razoavelmente constante porém bem menor do que no caso anterior, possivelmente pelo fato da vazão ter dobrado e aumentado o coeficiente global de transferência de calor

As figuras 4.26 e 4.27, ilustram a comparação entre a taxa de calor transferido e potência externa inserida no sistema para uma vazão mássica de 0,32kg/s e 0,56kg/s respectivamente .

Em ambos os casos podemos notar que a taxa de calor transferido é muito boa em torno de 10 graus.

As figuras 4.29 e 4.34 ilustram a variação da taxa de transferência de calor, com a diferença média de temperatura aplicada, para diversas inclinações e diversas potências externas aplicadas. Nesta seqüência de figuras podemos notar que a relação entre q e ΔT_{med} , mantida a potência inserida constante, não é linear, há uma tendência de estabilização da taxa de calor transferida a medida que a diferença de temperatura aplicada cresce , isso possivelmente acontece porque a potência externa inserida é constante. Como era de se esperar numa mesma inclinação para um dado ΔT_{med} , potências externas maiores causam taxas de transferência de calor maiores.

As figuras 4.35 a 4.44, ilustram a variação da taxa de transferência de calor com a diferença média de temperatura aplicada, com o trocador de calor em diversas inclinações, e a diversas vazões. Podemos notar que:

- A relação entre taxa de transferência de calor e diferença média de temperatura é linear e no caso obtivemos a reta que correlaciona as variações por regressão linear.

- Numa mesma inclinação, vazões maiores implicam num coeficiente angular maior, o que significa uma melhor troca de calor, conforme seria de se esperar.

- A declividade destas curvas nos fornecem a ordem de grandeza do produto do coeficiente global de transferência de calor pela área.

As figuras 4.45 a 4.54, ilustram a variação do produto do coeficiente global de transferência de calor pela área, com a diferença média de temperatura aplicada, com o trocador em várias inclinações e em várias vazões. Podemos notar que:

- Quando o trocador de calor está na horizontal a dispersão dos pontos é acentuada.

- Quando o trocador está na horizontal, aumentos da diferença média de temperatura provocam uma leve diminuição do coeficiente global de transferência de calor evidenciando que o trocador não está operando em suas melhores condições.

- Quando o trocador está inclinado, por exemplo a 15 graus, fig. 4.47, a correlação entre o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área e a diferença média de temperatura é caracterizada por uma reta , com coeficiente angular positivo, portanto significa que o coeficiente global de transferência aumenta com o incremento da diferença média de temperatura,possivelmente pela diminuição de resistências, como a da estrutura porosa imersa no fluido de trabalho, que no início da nucleação diminui.

- Quando há comparação entre diversas vazões como a fig. 4.49, notamos que para uma mesma diferença média de temperatura aplicada, vazões maiores implicam em coeficientes globais de transferência de calor maiores, como era de se esperar.

As figuras 4.55 a 4.62, ilustram a variação do produto do coeficiente global de transferência de calor pela área, com a vazão mássica, para o trocador de calor em diversas inclinações e com diversas potências externas. Podemos notar que:

- A correlação entre o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área, com a vazão mássica, é expressa por uma função linear , neste caso obtida por regressão linear.

- A inclinação da reta citada no ítem anterior é positiva, evidenciando que quanto maior a vazão maior o coeficiente global de transferência de calor, como era de se esperar, pois vazões maiores com geometria constante, aumentam as velocidades que aumentarão os coeficientes de película, logo teremos um coeficiente global de transferência de calor maior.

- Quando curvas de potências externas diferentes são comparadas, como no caso da fig. 4.57, podemos verificar que numa dada inclinação para uma dada vazão, quanto maior a potência externa , maior o coeficiente global de transferência de calor, evidenciando como já foi comentado uma diminuição de resistência pelo aquecimento.

- Para potências mais baixas o efeito do crescimento do coeficiente global de transferência de calor com o aumento da vazão mássica e menor, chegando mesmo eventualmente a provocar uma leve diminuição no coeficiente global de transferência de calor, como no caso da potência externa de 15kW e inclinação de 90 graus da figura 4.62:

As figuras 4.63 a 4.69, ilustram a variação do produto do coeficiente global de transferência de calor pela área, com o número de Reynolds, para o trocador de calor em diversas inclinações e com diversas potências externas. Podemos notar que:

- Analogamente ao caso anterior, a correlação entre o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área e o número de Reynolds, pode, nesta faixa, de trabalho ser explicitada por uma reta.

- Quando o tubo está na horizontal a dispersão dos pontos é maior, principalmente para potências externas mais baixas, com o caso que ocorre na fig. 4.63 para potência externa de 12Kw.

- De maneira análoga aos gráficos UA versus $\dot{m}$, como era de se esperar, quando curvas de potências externas diferentes são comparadas, como o caso da fig. 4.66, podemos verificar que numa dada inclinação, para um dado número de Reynolds, quanto maior a potência externa, maior o coeficiente global de transferência de calor.

- Também neste caso a declividade da reta que correlaciona as variáveis é positiva, para altas potências externas inseridas, podendo ocorrer o inverso para baixas potências, como no caso da fig. 4.63 para o caso de potência externa de 15 Kw. .

As figuras 4.70 a 4.75 , ilustram a variação do produto do coeficiente global de transferência de calor pela área, com a inclinação, para diversas diferenças de temperatura aplicada e diversas vazões.

Podemos notar que:

O coeficiente global de transferência de calor passa por um máximo para uma inclinação relativamente pequena, entre 10 graus e 30 graus.

- Quando comparamos diversas vazões, para uma mesma inclinação, e uma mesma diferença de temperatura, como no caso da fig. 4.71, vazões maiores, terão coeficiente global de transferência de calor maiores.

As figuras 4.76 a 4.82, ilustram a variação da Efetividade do trocador, com o número de Reynolds, para o trocador de calor na horizontal. Podemos notar que:

- A efetividade do trocador de calor diminuì com o número de Reynolds, isto pode a primeira vista parecer incoerente, pois o coeficiente global de transferência de calor aumenta com o número de Reynolds, porém a capacidade térmica mínima também aumenta , de tal modo que a relação entre o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área, e a capacidade térmica mínima diminui provocando uma diminuição da efetividade.

- Como na maioria dos casos anteriores, quando analisamos a inclinação 0 grau, os resultados experimentais oscilam muito, em torno da reta obtida por regressão linear, isto se deve possivelmente ao fato do trocador poder ter, a zero graus, diversos de seus tubos de calor, com a capacidade de transferência de calor bloqueada.

- Quando comparamos diversas potências externas, para um mesmo número de Reynolds e uma mesma inclinação, quanto maior a potência externa inserida maior a efetividade.

As figuras 4.83 a 4.89, ilustram a variação da efetividade do trocador de calor, com o número de unidades de transferência (NTU) , para diversas vazões e a diversas inclinações. Pode

mos notar que:

- O agrupamento de pontos está muito concentrado , nesta faixa de NTU, podemos exprimir a correlação entre Efetividade e NTU por uma reta.

- Variações na vazão provocam pequenas variações nas declividades das retas, como pode ser observado na figura 4.89, isto acontece devido as variações que ocorrem principalmente no coeficiente global de transferência de calor.

As figuras 4.90 a 4.93 , ilustram a variação da efetividade do trocador de calor com a inclinação, para diversos números de Reynolds e diversas potências externas. Podemos notar que:

- A efetividade passa por um máximo relativo entre 10 graus e 30 graus de inclinação de maneira semelhante ao ocorrido com o coeficiente global de transferência de calor.

- Comparando as curvas para diversas potências externas , nota-se que numa nesma inclinação, para um mesmo Reynolds, a efetividade é maior para potências externas maiores , consistentemente com as análises anteriores.

As figuras 4.94 a 4.99, ilustram a variação da efetividade do trocador de calor com a inclinação para NTU constante. Podemos notar que:

- A efetividade passa por um mínimo entre 10 graus e 20 graus, isto é a primeira vista pode parecer contraditório porém devemos notar que estamos fixando o NTU, que é o numero de unidade de transferência, logo nesta circunstância a efetividade é mínima.

- Quando comparamos diversas vazões, como na figura 4.95, verifica-se que, numa mesma inclinação, quanto maior a vazão maior a efetividade.

A figura 4.100 ilustra a variação do produto do coeficiente global de transferência de calor pela área, com o número de Reynolds, pelo nosso modelamento teórico.

- Nesta faixa de Reynolds a correlação entre as variáveis pode ser expressa em termos de uma função linear:

$$UA = 0,178\ R_{ec} + 146,1$$

A figura 4.101, ilustra a comparação entre, as variações do produto do coeficiente global de transferência de calor pela área, com o número de Reynolds, obtidas pelo nosso modelamento teórico e pelos resultados experimentais. Pode-se notar que:

- Comparando as duas curvas , observamos que para número de Reynolds em torno de 600 os valores teóricos e experimentais praticamente coincidem. Para número de Reynolds em torno de 2000 o desvio entre os valores teóricos e experimentais são da ordem de 15%, portando os desvios estão oscilando entre 0 e 15%.

- Considerando que normalmente as correlações entre os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl das quais obtemos os coeficientes de Película, nos conduzem a desvios relativamente grandes, logicamente esses desvios afetam diretamente o coeficiente global de transferência , portanto, considero boa a nossa equação teórica.

Das análises acima podemos concluir que nosso modelamento teórico é satisfatório e poderá ser usado para novos projetos de trocadores de calor.

A figura 4.102, ilustra a efetividade do tubo de calor individual, obtida através do nosso modelamento teórico.

- Tratam-se de curvas importantes que poderão ser utilizadas para prever a performance de tubos de calor.

A figura 4.103, ilustra a efetividade do trocador de calor com tubos de calor, obtida através de nosso modelo teórico.

- Podemos observar que as curvas têm o aspecto esperado.

- Para um dado NTU, quando comparamos a efetividade do trocador de calor com tubos de calor, com a efetividade de trocadores tradicionais como trocadores de correntes paralelas ou correntes cruzadas, notamos que a efetividade do trocador de calor com tubos de calor é maior.

- Estas curvas serão importantíssimas para análises de trocadores de calor com tubos de calor.

A figura 4.104, ilustra a comparação entre a efetividade teórica do trocador de calor, e a efetividade experimental obtida na inclinação de zero grau com diversas vazões.

- Podemos observar que os maiores desvios entre a efetividade teórica e a experimental são da ordem de 10%.

- Analogamente ao comentado no caso do coeficiente global de transferência de calor, também neste caso sofremos a forte influência dos coeficientes de película, portanto podemos considerar os resultados como bons.

Finalmente gostaria de destacar,que esse conjunto de experiências e resultados muito nos auxiliarão em futuras pesquisas, projetos, análises, etc de trocadores com tubos de calor , constituindo-se num passo importante para o domínio da tecnologia de tubos de calor.

```
      AL=0.47
      XPR=0.7
      CP=1000
      DH=0.013
      XLE=0.75
      XLC=0.75
      AC=30
      AE=30
      RAI=0.0118
      RAE=0.0127
      RAV=0.0113
      XKT=380
      XKP=26
      XPOR=0.7
      N=6
      READ(*,5)(MP(I),TEMPC(I),TEMPE(I),I=1,6)
      FORMAT(F4.2,F5.1,F5.1)
      DO 15 I=1,6
      CMIN(I)=MP(I)*CP
      CMAX(I)=CMIN(I)
      G(I)=MP(I)/AL
      XKAC(I)=0.004038+0.0000741*TEMPC(I)
      XKAE(I)=0.004038+0.0000741*TEMPE(I)
      XKL(I)=0.5297+0.0003854*(TEMPC(I)+TEMPE(I))/2
      VISAC(I)=(1.054+0.003030*TEMPC(I))*1E-5
      VISAE(I)=(1.054+0.003030*TEMPE(I))*1E-5
      BET(I)=(1+(XKP/XKL(I)))/(1-(XKP/XKL(I)))
      XKW(I)=((BET(I)-XPOR)/(BET(I)+XPOR))*XKL(I)
      REC(I)=DH*G(I)/VISAC(I)
      REE(I)=DH*G(I)/VISAE(I)
      XHC(I)=0.01515*(REC(I)*0.001)**(-0.3968)*CP*(G(I)/(XPR)**(2/3))
      XHE(I)=0.01515*(REE(I)*0.001)**(-0.3968)*CP*(G(I)/(XPR)**(2/3))
*************************************************************************

      CALCULO DAS RESISTENCIAS E COEFICIENTE GLOBAL

*************************************************************************
      R23=(1/(2*3.1416*XKT*XLE))*ALOG(RAE/RAI)/48
      R89=(1/(2*3.1416*XKT*XLC))*ALOG(RAE/RAI)/48
      DO 20 I=1,6
      R34(I)=(1/(2*3.1416*XKW(I)*XLE))*ALOG(RAI/RAV)/48
      R78(I)=(1/(2*3.1416*XKW(I)*XLC))*ALOG(RAI/RAV)/48
      R12(I)=1/(XHE(I)*AE)
      R910(I)=1/(XHC(I)*AC)
      SOMRE(I)=R12(I)+R910(I)+R23+R89+R34(I)+R78(I)
      UA(I)=1/SOMRE(I)
      XNTU(I)=UA(I)/CMIN(I)
*************************************************************************

      CALCULO DA EFETIVIDADE

*************************************************************************
      DO 50 I=1,6
      CR(I)=CMIN(I)/CMAX(I)
      XNTU(I)=UA(I)/CMIN(I)
      EFTCI(I)=(1-EXP(-XNTU(I)/2))/(1+CR(I))
      EFTCG(I)=N*(EFTCI(I)/(1-EFTCI(I)))/(1+N*(EFTCI(I)/(1-EFTCI(I))))
```

APÊNDICE 1

Programas de Computação

```
>
>type calter.for

      DIMENSION SOMRE(10),UA(10),EFTCI(10),EFTCG(10),REC(10),REE(10)
      DIMENSION CMIN(10),G(10),XHC(10),XHE(10),TEMPE(10),TEMPC(10)
      DIMENSION CMAX(10),CR(10),XNTU(10),MP(10)
      DIMENSION R12(10),R910(10),XKL(10),XKW(10),BET(10),XKAC(10)
      DIMENSION VISAE(10),VISAC(10),XKAE(10),R34(10),R78(10)
      REAL MP
      MP=VAZAO MASSICA
      SOMRE= SOMA DAS RESISTENCIAS
      UA= COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA DE CALOR * AREA TOTAL
      EFTCI= EFICIENCIA TERMICA DO TUBO DE CALOR INDIVIDUAL
      EFTCG= EFICIENCIA TERMICA DO TROCADOR DE CALOR GERAL
      XHC= COEFICIENTE DE PELICULA NO CONDENSADOR
      CMIN= CAPACIDADE TERMICA MINIMA
      G= VAZAO MASSICA POR UNIDADE DE AREA
      TEMPE= TEMPERATURA DO EVAPORADOR
      TEMPC= TEMPERATURA DO CONDENSADOR
      REC= NUMERO DE REYNOLDS NO CONDENDENSADOR
      REE= NUMERO DE REYNOLDS NO EVAPORADOR
      XHE= COEFICIENTE DE PELICULA NO EVAPORADOR
      R12= RESISTENCIA TERMICA DE CONVECCAO NO EVAPORADOR
      R910= RESISTENCIA TERMICA DE CONVECCAO NO CONDENSADOR
      XKL= CONDUTIVIDADE TEMICA DA AGUA
      XKW= CONDUTIVIDADE TERMICA EQUIVALENTE DE ESTRUTURA POROSA
      BET= PARAMETRO
      XKAC= CONDUTIVIDADE TERMICA DO AR NO CONDENSADOR
      XKAE= CONDUTIVIDADE TERMICA DO AR NO EVAPORADOR
      XKT= CONDUTIVIDADE TERMICA DO TUBO
      CMAX= CAPACIDADE TERMICA MAXIMA
      CR= RAZAO ENTRE AS CAPACIDADES TERMICAS
      DH= DIAMETRO HIDRAULICO
      XPR= NUMERO DE PRANDTL
      AE= AREA TOTAL DO EVAPORADOR
      AC= AREA TOTAL DO CONDENSADOR
      AL= AREA LIVRE DE ESCOAMENTO
      RAI= RAIO INTERNO DO TUBO
      RAE= RAIO EXTERNO DO TUBO
      RAV= RAIO DE ESCOAMENTO DO VAPOR
      CPA= CALOR ESPECIFICO DO AR
      XLE= COMPRIMENTO DO EVAPORADOR
      XLC= COMPRIMENTO DO CONDENSADOR
      VISAE= VISCOSIDADE DO AR NO EVAPORADOR
      VISAC= VISCOSIDADE DO AR NO CONDENSADOR
      XKP= CONDUTIVIDADE TERMICA DO MATERIAL POROSO
      XPOR= POROSIDADE DO MATERIAL POROSO
      N= NUMERO DE FILAS TRANSVERSAIS
```

```
C*************************************************************************
C
C       SAIDAS: EFETIVIDADES E COEFICIENTES GLOBAIS
C
C*************************************************************************
        WRITE(2,90)
90      FORMAT(6X,'CMIN    REC       UA         XNTU    EFTCI   EFTCG ')
        WRITE(2,100)(CMIN(I),REC(I),UA(I),XNTU(I),EFTCI(I),EFTCG(I),
     *  I=1,6)
100     FORMAT(3X,F8.2,F9.2,4F8.2)
        WRITE(3,*)R23,R89
        WRITE(1,*)(R12(I),R910(I),R34(I),R78(I),I=1,6)
        END
```

Referências Bibliográficas

/01/ DUNN, P.D. & REAY, D.A. Heat Pipes. Pergamon Press. 2º Ed., 1978.

/02/ IVANOVSKII, M.N.; SOROKIN, V.P.; YADODKIN, I.V. The Phusical Principles of Heat Pipes. Clarendon Press. Oxford, 1982.

/03/ REAY, D.A. Advances in Heat Pipe Technology. Pergamon Press, pp. 349-358, 1982.

/04/ CHI, S.W. Heat Pipe Theory and Pratice. A. Sourcebook. McGraw Hill, 1976.

/05/ KAYS, W.M. & LONDON, A.L. Compact Heat Exchangers. McGraw Hill. Book Company. 2º Ed., 1964.

/06/ FRAAS, A.P. & OZISIK, M.N. Heat Exchanger Design. John Wiley & Sons, 1965.

/07/ MURCIA, N. Estudo Teórico e Experimental em Tubos de Calor. Tese de Doutorado - UNICAMP, 1982.

/08/ BANKSTON, C.A. & SMITH, H.J. Vapor Flow in Cylindrical Heat Pipes. Journal of Heat Transfer, pp. 371-375, Aug 1973.

/09/ BUSSE, C.A. Pressure Drop in the Vapor Phase of Long Heat Pipes. Thermionic Conversion Specialists Conference. Paolo Alto, CAlifórnia, 1968.

/10/ YUAN, S.W. & FINKELSTEIN, A.B. Laminar Flow with Injection and suction Through a Porous Wall. Proceeding of the Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute. Los Angeles, Califórnia, 1955.

/11/ MURCIA, N. Perda de Carga em Tubos de Calor Cilíndricos. III Congresso Brasileiro de Energia. pp. 717-727. Rio de Janeiro. Outubro de 1984.

/12/ RIGAL, A. Stability Analysis of Explicit Finite Difference Schemes for the Navier-Stokes Equations. International Journal for Numerical Methods in Engineering. vol. 14. pp. 617-628, 1979.

/13/ ROACHE, P.J. Computacional Fluid Dynamics. Hermosa Publishers, 1972.

/14/ BUSSE, C.A. Theory of the Ultimate Heat Transfer Limit of Cylindrical Heat Pipes. Int. J. Heat Mass Transfer 16. pp. 169-186, 1973.

/15/ MOROOKA, S.; KUROKI, T.; WAKI,T. Study on the Heat-Pipe. Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineering. Paper 196-17, October, 1981.

/16/ APARECIDO, J.B. Estudo Fenomenológico do Escoamento da Fase Vapor em Heat Pipes Cilíndricos Curtos e Simétricos. Tese de Mestrado-UNESP, 1986.

/17/ SHIBAYAMA, S.; MOROOKA, S. Study on a Heat Pipe. International Journal Heat and Mass Transfer. 23, pp. 1003-1012, 1980.

/18/ BEJAN, A.; TIEN, C.L. Natural Convection in a Horizontal Porous Medium Subjected to an End to End Temperature Difference. Journal of Heat Transfer. vol. 100. pp.191-198. May, 1978.

/19/ CHRISHOLM,D. Heat Pipes with Header and Artery Systems. Int. J. Heat Mass Transfer. vol. 21, pp. 1207-1212. 1978.

/20/ ISMAIL, K.A.R.; MURCIA, N.; BANWART, A.C. Otimização e Operação de Tubo de Calor a Temperatura Média. COBEM. vol. A. pp. 197-20, 1979.

/21/ PHILIPS, E.C. & HINDERMAN, J.D. Determination of Capillary Properties Useful in Heat Pipe Design. A.S.M.E.-A.I.CH.E. Heat Transfer Conf. Minneapolis. Minnesota. August, 1967.

/22/ APARECIDO, J.B. & MURCIA,N. Queda de Pressão em Heat Pipes Curtos a Baixos Números de Reynolds. Congresso Brasileiro de Energia, 1987.

/23/ DUARTE, V.H. Contribuiç˜ao ao Desenvolvimento de Tubos de Calor. Tese de Mestrado - U.F.M.G. , 1985.

/24/ LEE, Y & BEDROSSIAN, A. The Characteristics of Heat Exchangers Using Heat Pipes or Thermosyphons. Int. J. Heat Mass Transfer. vol. 21. pp. 221-229.

/25/ TIEN, C.L. & SUN, K.H. Minimum Meniscus Radius of Heat Pipe Wicking Materials. Int. J. Heat Mass Transfer. vol. 14. pp. 1853-1855.

/26/ LEE, Y. & MITAL, U. A Two-Phase Closed Thermosyphon. Int. J. Heat Mass Transfer. vol. 15. pp. 1695-1707.

/27/ HEINRICH, J.C.; HUYAKORN. P.S.; ZIENKIEWICZ,O.C. An "Upwind" Finite Element Scheme for two Dimensional Convective Transport Equation. Int. J. for Numerical Meth, in Engineering. vol. 11. pp. 131-143, 1977.

/28/ SUN, K.H. & TIEN, C.L. Thermal Performance Caracteristics of Heat Pipes. Int. J. Heat Mass Transfer. vol. 18. pp.363 -380, 1975.

/29/ LEVITAN, M.M. & PEREL'MAN, T.L. On the Theory of Heat Pipes. Heat Transfer-Soviet Research. vol. 5, nº 4. pp. 149-155.

/30/ WEISSBERG, H.L. Laminar Flow in the Entrance Region of a Porous Pipe. Physics of Fluids. vol. 2 nº 5. Sept, 1959.