

UNESP
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Guaratinguetá
1990



1110000176



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

"JULIO DE MESQUITA FILHO"

Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá
Departamento de Energia

PETRONIO MASANOBU TANISHO

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO

TÍTULO DE "MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO EM

TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA E, APROVADA EM SUA FORMA

ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM TROCADOR
DE CALOR COM TUBOS DE CALOR
PARA BAIXAS INCLINAÇÕES

Prof. Dr. NELSON MURCIA

- Orientador -

autor : Petronio Masanobu Tanisho

- Coordenador -

orientador: Prof.Dr. Nelson Murcia

BANCA EXAMINADORA:

10

Prof. Dr. NELSON MURCIA

Prof. Dr. PAULO MAGALHÃES FILHO

i

Prof. Dr. ULDERICO MANDOLESI

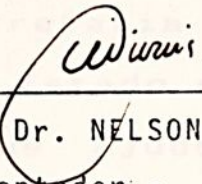
CARO LEITOR NÃO
RISQUE O LIVRO

ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM TROCADOR DE CALOR COM
TUBOS DE CALOR PARA BAIXAS INCLINAÇÕES

PETRONIO MASANOBU TANISHO

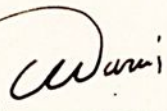
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE "MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

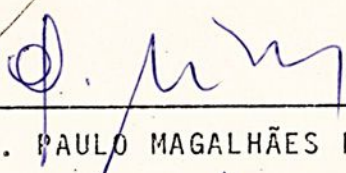
ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO EM
TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA E, APROVADA EM SUA FORMA
FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. NELSON MURCIA
- Orientador -


Prof. Dr. CARLOS DANIEL EBINUMA
- Coordenador -

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. NELSON MURCIA


Prof. Dr. PAULO MAGALHÃES FILHO


Prof. Dr. ULDERICO MANDOLESI

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETA
BIBLIOTECA

00176

176

T536.24(043).
T164a

RESUMO

Este trabalho visa fazer uma análise experimental de um trocador de calor com tubos de calor e inclinações.

Esta análise é feita porque o desempenho de um tubo de calor é também função de sua inclinação com a horizontal, já que a parte gravitacional tem

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

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

À Secretaria de Ciência e Tecnologia do Governo do Estado de São Paulo, pelo auxílio financeiro que ajudou a viabilização destas experiências.

Com isto concluiríamos que quanto mais inclinado estiver o tubo de calor, melhor será o funcionamento do tubo de calor e consequentemente do trocador de calor, mas verificamos que isto não ocorre.

Para verificarmos isto projetamos e montamos um trocador de calor com tubos de calor e ensaiamos o seu desempenho para várias inclinações e verificamos que o seu melhor desempenho é para tubos inclinados.



RESUMO

Este trabalho visa ter uma análise experimental de um trocador de calor com tubos de calor para baixas inclinações.

Esta análise é feita porque o desempenho de um tubo de calor é também função de sua inclinação com a horizontal, já que a parte gravitacional tem grande importância, visto que para um tubo de calor funcionar, o bombeamento devido a pressão de capilaridade ΔP_c deve ser maior que a perda de pressão total no tubo de calor.

$$\Delta P_c \geq \Delta P_l + \Delta P_v \pm \Delta P_g$$

onde $\Delta P_g = \rho * g * l * \sin(\phi)$

Com isto concluiríamos que quanto mais inclinado melhor seria o funcionamento do tubo de calor e conseqüentemente do trocador de calor, mas verificamos que isto não ocorre.

Para verificarmos isto projetamos e montamos um trocador de calor com tubos de calor e ensaiamos o seu desempenho para várias inclinações e verificamos que o seu melhor desempenho se dá para baixas inclinações.



ABSTRACT

This work shows an experimental analysis of heat exchanger with heat pipe for low declivity.

This analysis is important because the performance of heat pipe also is a function of declivity, because the gravitacional field has great effect over the pumping, and for a heat pipe to work is necessary that, the capillarity pumping ΔP_c , always will be bigger than the total pressure drop throught the heat pipe.

$$\Delta P_c \geq \Delta P_l + \Delta P_v \pm \Delta P_g$$

where

$$\Delta P_g = \rho * g * l * \sin(\phi)$$

Where we would conclude that for a big declivity the heat pipe would have a better performance and the same for the heat exchanger, however it is not true.

For it we design a heat exchanger with heat pipe and we get a lot of experimental results for a large field of declivity, with all final results we were able see that for low declivity, the heat exchanger had a better performance.



índice

CAPITULO I

INTRODUÇÃO.....	01
I.1.Descrição do tubo de calor.....	03
I.2.Tubos especiais.....	03
I.3.Fluido de trabalho.....	05
I.4.Limites de funcionamento.....	08
I.5.Objetivos.....	11

BIBLIOGRAFIA.....92

CAPITULO II

TUBO DE CALOR INDIVIDUAL.....	12
-------------------------------	----

CAPITULO III

TROCADOR DE CALOR COM TUBOS DE CALOR.....	20
III.1.Introdução.....	20
III.2.Análise teórica.....	21
III.3.Resistências Térmicas.....	22
III.4.Cálculo da dif.média de temperatura....	25
III.5.Método da efetividade.....	29

CAPITULO IV

MONTAGENS EXPERIMENTAIS.....	31
IV.1.Trocador de calor.....	31
IV.2.Sistema de testes de vazamento.....	35
IV.3.Sistema de enchimento.....	37
IV.4.Sistema de testes individuais.....	39
IV.5.Sistema de padronização.....	44
IV.6.Sistema de aquecimento do trocador.....	46
IV.7.Sistema de ventilação.....	47



IV.8.Sistema de inclinação do trocador.....50

IV.9.Montagem geral do sistema de testes
do trocador de calor.....50

CAPITULO V *Taxa de operação do tubo de calor..... 4*

Tabela 1.2. D **RESULTADOS COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES.....53** *4*

Tabela 11.1. P **V.1.Resultados.....54** *13*

Tabela IV.1. P **V.2.Comentários e conclusões.....88** *32*

BIBLIOGRAFIA.....92



índice de tabelas

CAPÍTULO V

Tabela I.1. Faixa de operação do tubo de calor.....	6
Tabela I.2. Dados de compatibilidade.....	6
Tabela II.1. Parâmetros do tubo de calor individual.....	13
Tabela IV.1. Parâmetros do trocador de calor.....	32

fig.IV.13. Esquema da montagem geral do sistema de testes do trocador de calor.....	52
--	----

CAPITULO V

variação inclinação de 0 a 90 graus

fig.V.1. Mostra a efetividade do trocador versus inclinação para uma potência de 36 kW e numero de Reynolds 7000..	54
fig.V.2. Mostra a efetividade do trocador de calor versus inclinação para a potência de 36 kW para vários numeros de Reynolds para uma melhor comparação.....	55
fig.V.3. Mostra o NTU versus inclinação para uma potência de 36 kW e numero de Reynolds 1050.....	56
fig.V.4. Mostra o NTU versus inclinação para potência de 36 kW e para vários numeros de Reynolds para comparação.....	57
fig.V.5. Mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 36 kW e numero de Reynolds 1900.....	58
fig.V.6. Mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 36 kW e vários numeros de Reynolds para comparação.....	59
fig.V.7. Mostra a variação da eficiência térmica do trocador de calor versus inclinação para potência de 24 kW e numero de Reynolds 700.....	60
fig.V.8. Mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus inclinação para potência de 24 kW e para vários numeros de Reynolds para comparação.....	61
fig.V.9. Mostra a variação do NTU versus inclinação para potência de 24 kW e numero de Reynolds 700.....	62



CAPITULO III

fig.III.1. Esquema básico do trocador de calor.....	22
fig.III.2. Esquema das posições para caracterizar as resistên- cias térmicas do tubo de calor.....	23
fig.III.3. Modelamento de resistências térmicas.....	23
fig.III.4. Diagrama temperatura versus área para um unico tubo de calor.....	26
fig.III.5. Esquema de uma fileira de tubo de calor transversal ao escoamento.....	27
fig.III.6. Agrupamento de tubos de calor em linha com N filas longitudinais e M filas transversais.....	27
fig.III.7. Diagrama temperatura versus área para N filas longitudinais de tubos de calor.....	28

CAPITULO IV

fig.IV.1. Disposição dos tubos no trocador de calor.....	33
fig.IV.2. Esquema da estrutura do trocador de calor.....	34
fig.IV.3. Esquema do sistema de teste de vazamentos.....	36
fig.IV.4. Esquema do sistema de enchimento do tubo de calor....	38
fig.IV.5. Dispositivo de aquecimento.....	40
fig.IV.6. Dispositivo de refrigeração.....	41
fig.IV.7. Esquema geral do sistema de testes individuais.....	43
fig.IV.8. Sistema de padronização do tubo de calor.....	45
fig.IV.9. Esquema de uma resistência utilizada.....	47
fig.IV.10. Esquema do banco de resistência utilizado para o aquecimento do ar.....	48
fig.IV.11. Sistema de ventilação.....	49
fig.IV.12. Sistema de inclinação do trocador de calor.....	51



índice de figuras

CAPITULO I

Fig.I.1. Tubo de Calor e Sifão Térmico.....	2
Fig.I.2. Principais regiões do Tubo de Calor.....	3
Fig.I.3. Tubo de Calor como Transformador Térmico.....	4
Fig.I.4. Tubo de Calor Controlável.....	5
Fig.I.5. Variação da potência transferida pelo tubo de calor com o volume de fluido inserido no tubo.....	7
Fig.I.6. Perfil de pressão num bocal convergente divergente que aparece dentro do tubo de calor.....	8
Fig.I.7. Ângulo de inclinação do tubo de calor com a horizontal.....	9
Fig.I.8. Variação da taxa de calor transferido pelo tubo de ca- lor individual com a inclinação.....	10

CAPITULO II

fig.II.1. Esquema do tubo de calor individual.....	12
fig.II.2. Variação da taxa de calor transferido pelo tubo de calor individual versus inclinação.....	14
fig.II.3. Variação da condutância térmica do tubo de calor individual versus inclinação.....	15
fig.II.4. Temperatura ao longo do tubo de calor individual para a inclinação de 0 graus.....	16
fig.II.5. Temperatura ao longo do tubo de calor individual para a inclinação de 45 graus.....	17
fig.II.6. Temperatura ao longo do tubo de calor individual para a inclinação de 90 graus.....	18



fig.V.10. Mostra a variação do NTU versus inclinação para potência de 24 kW e vários numeros de Reynolds para comparação.....	63
fig.V.11. Mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 24 kW e numero de Reynolds 1750.....	64
fig.V.12. Mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 24 kW e vários numeros de Reynolds para comparação.....	65
variação inclinação de 0 a 30 graus	
fig.V.13. Mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus inclinação para potência de 36 kW e numero de Reynolds 700.....	66
fig.V.14. Mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus inclinação para potência de 36 kW e vários numeros de Reynolds para comparação.....	67
fig.V.15. Mostra a variação do NTU versus inclinação para potência de 36 kW e numero de Reynolds 700.....	68
fig.V.16. Mostra a variação do NTU versus inclinação para potência de 36 kW e vários numeros de Reynolds para comparação.....	69
fig.V.17. Mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 36 kW e numero de Reynolds 1900.....	70
fig.V.18. Mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 36 kW e para vários numeros de Reynolds para comparação.....	71
fig.V.19. Mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus inclinação para potência de 24 kW e numero de Reynolds 700.....	72



fig.V.20. Mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus inclinação para potência de 24 kW e vários numeros de Reynolds para comparação.....	73
fig.V.21. Mostra a variação do NTU versus inclinação para potência de 24 kW e Reynolds 700.....	74
fig.V.22. Mostra a variação do NTU versus inclinação para potência de 24 kW e vários numeros de Reynolds para comparação.....	75
fig.V.23. Mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 24 kW e Reynolds 1900.....	76
fig.V.24. Mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 24 kW e vários numero de Reynolds para comparação.....	77
outras características	
fig.V.25. Mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus numero de Reynolds para inclinação do trocador de 5 graus e potência de 36 e 24 kW.....	78
fig.V.26. Mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus numero de Reynolds para inclinação do trocador de 10 graus e potência de 36 e 24 kW.....	79
fig.V.27. Mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus numero de Reynolds para inclinação do trocador de 15 graus e potência de 36 e 24 kW.....	80
fig.V.28. Mostra a variação de UA versus numero de Reynolds para inclinação do trocador de 5 graus e potência de 36 e 24 kW.....	81



lista de símbolos

- r_v = raio de vapor
- r_i = raio interno do tubo sem camada porosa
- r_e = raio externo do tubo
- r_a = raio do tubo aletado
- R_{eq} = resistência térmica equivalente
- A_E = área do evaporador
- A_C = área do condensador
- h_E = coeficiente de película do evaporador
- h_C = coeficiente de película do condensador
- k_s = condutividade térmica do sólido
- k_l = condutividade térmica do líquido
- B = fração volumétrica da fase sólida
- $T_{a,}$ = temperatura de entrada do fluido quente
- T_a = temperatura de entrada do fluido frio
- T_{si} = temperatura de saturação do fluido de trabalho na fileira i
- T_b = temperatura de saída do fluido frio
- $T_{b,}$ = temperatura de saída do fluido quente
- Q = taxa de calor trocado
- C_{min} = menor das capacidades térmicas
- ϵ_{TC} = efetividade do trocador de calor
- ϵ_{TI} = efetividade do tubo individual



fig.V.29. Mostra a variação de UA versus numero de Reynolds para inclinação do trocador de 10 graus e potência de 36 e 24 kW.....	82
fig.V.30. Mostra a variação de UA versus numero de Reynolds para inclinação do trocador de 15 graus e potência de 36 e 24 kW.....	83
fig.V.31. Mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus NTU para inclinação de 10 graus e vazão de 0,72 kg/s.....	84
fig.V.32. Mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus NTU para inclinação de 10 graus e vazão de 0,65 kg/s.....	85
fig.V.33. Mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus NTU para inclinação de 10 graus e vazão de 0,55 kg/s.....	86
fig.V.34. Mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus NTU para inclinação de 10 graus e várias vazões para comparação.....	87



CAPITULO I

INTRODUÇÃO

O tubo de calor (heat pipe) é um dispositivo com altíssima condutância térmica. Ele tem um desenvolvimento relativamente recente, sendo que a primeira idéia de um tubo de calor foi sugerida por R.S.Gaugler [1] em 1942 e em 1963 Grover [2] registra uma patente de um dispositivo onde aparece pela primeira vez o nome tubo de calor (heat pipe).

O tubo de calor tem um funcionamento e construção similar a o de um sifão térmico. O funcionamento do sifão térmico é do seguinte modo: em um tubo evacuado, uma pequena quantidade de fluido de trabalho é colocada em seu interior sendo posteriormente selado. O calor entrando na parte inferior do sifão térmico provocará a evaporação do fluido de trabalho que se deslocará para a parte superior onde se condensará quando o calor for retirado, como a transferência de calor se dá pela mudança de fase do fluido, uma grande quantidade de calor é transferida com uma pequena diferença de temperatura entre os extremos do sifão. Mas a maior limitação do sifão térmico é que o retorno do fluido de trabalho depois de condensado é feito pela força da gravidade, e isto implica em que a região do evaporador do sifão térmico deve estar sempre situada num ponto mais baixo que a do condensador.

Esta limitação não existe para um tubo de calor, porque ele tem em sua construção junto a parede interna ao tubo, uma camada porosa, que pode ser de tela ou de algum elemento que tenha forças de capilaridade. Por isto no tubo de calor a posição do evaporador e do condensador não é tão restrita, podendo até ser invertida, já que o retorno do condensado se dará pelas forças de capilaridade, que é função da camada porosa que adequadamente



projetada vencerá as forças de gravidade contrária devido a posição do tubo. Ele funcionará até onde não haja gravidade o que não é o caso do sifão térmico.

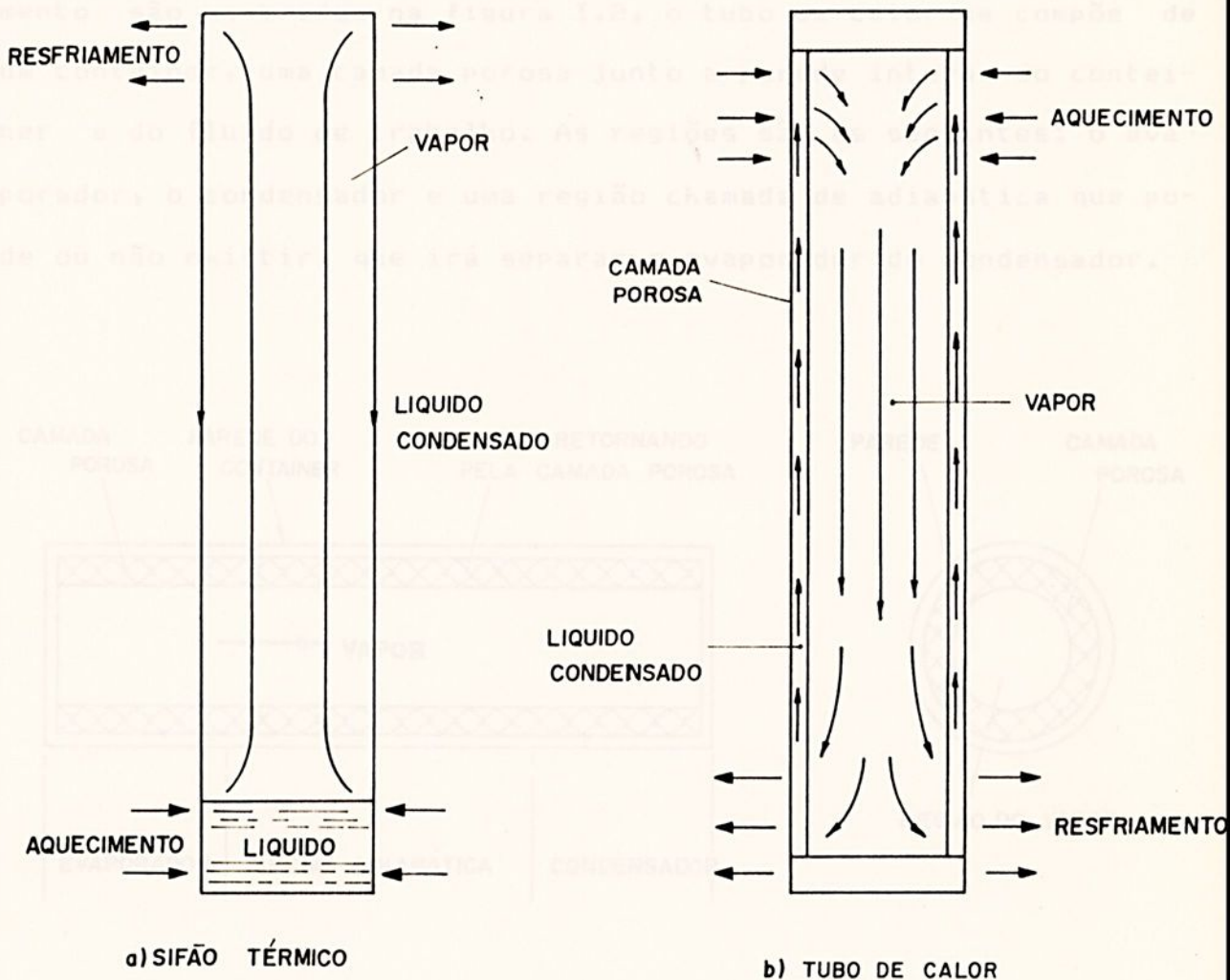


figura I.1 Tubo de Calor e Sifão Térmico

1.2. TUBOS ESPECIAIS

Para termos idéia da eficiência de um tubo de calor, se compararmos a condutividade térmica de um tubo de calor com container de cobre tendo água como fluido de trabalho, com um tarugo de cobre com igual diâmetro, o tubo terá uma condutividade térmica centenas de vezes maior.

I.1.DESCRICÃO DO TUBO DE CALOR

As partes de um tubo de calor e as regiões de funcionamento são mostrados na figura 1.2, o tubo de calor se compõe de um container, uma camada porosa junto a parede interna do container e do fluido de trabalho. As regiões são as seguintes: o evaporador, o condensador e uma região chamada de adiabática que pode ou não existir, que irá separar o evaporador do condensador.

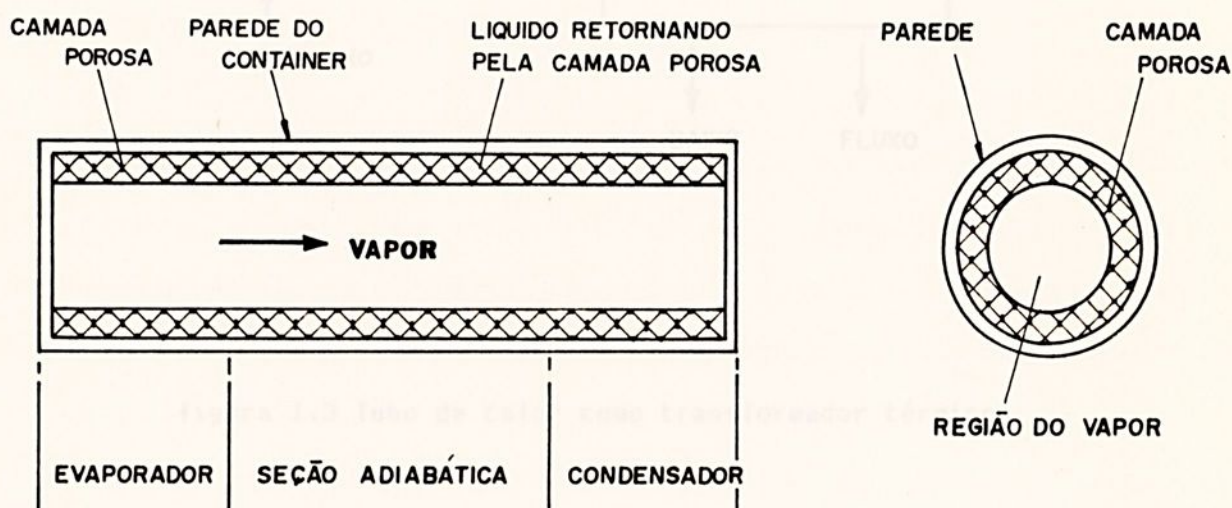


figura 1.2 Principais regiões do tubo de calor

I.2.TUBOS ESPECIAIS

O tubo de calor não precisa ter necessariamente a forma tubular, podendo ser plano ou alguma outra forma conveniente a uma aplicação específica qualquer.

O tubo de calor além de alta condutividade térmica tem algumas outras características interessantes:

1-poderá funcionar como um transformador térmico

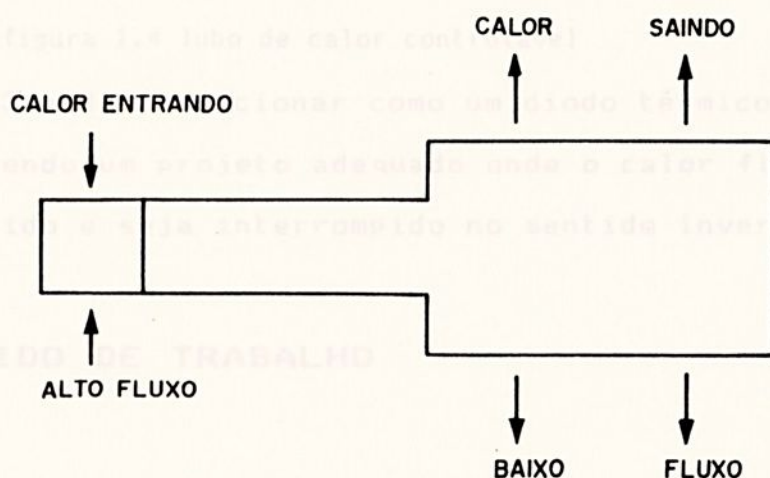


figura I.3 Tubo de calor como transformador térmico

2-poderá ter condutividade térmica variável, onde a transferência de calor é controlada por um gás não condensável colocado dentro do tubo, conforme mostrado na figura 4. Ele opera da seguinte forma, quando a temperatura do evaporador aumenta, aumenta também a pressão dentro do tubo, com isto o gás não condensável será comprimido na outra extremidade do tubo diminuindo o seu volume com isto aumentará a região do condensador aumentando a troca de calor efetuada pelo tubo, se a temperatura do evaporador cair o processo será o inverso.

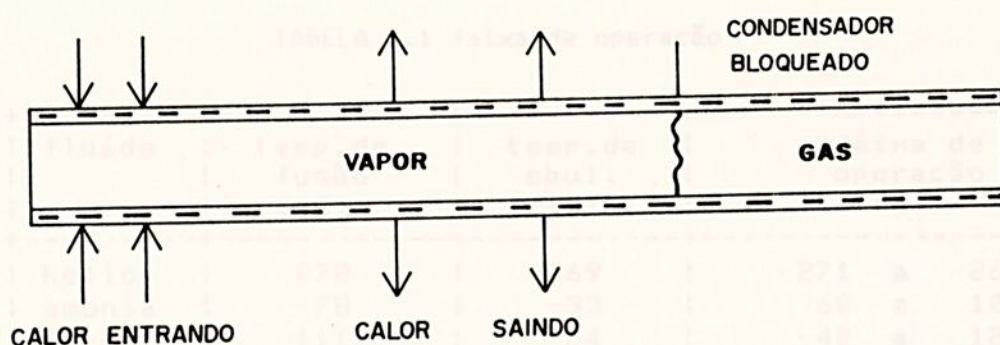


figura I.4 Tubo de calor controlável

3-poderá funcionar como um diodo térmico, isto é conseguido fazendo um projeto adequado onde o calor flui normalmente em um sentido e seja interrompido no sentido inverso.

I.3.FLUIDO DE TRABALHO

Como um tubo de calor pode trabalhar em uma grande faixa de temperatura, não existe um unico fluido de trabalho que satisfaça toda esta faixa. Para determinarmos o fluido de trabalho mais adequado para as condições que iremos trabalhar devemos seguir as seguintes recomendações:

1-compatibilidade com o material do container e da camada porosa.

2-boa estabilidade térmica.

3-molhabilidade da camada porosa e do container.

4-pressão de vapor não muito alta na faixa de temperatura de operação.

5-alto calor latente

6-alta condutividade térmica.

7-baixa viscosidade do liquido e do vapor.

Na tabela I.1 temos alguns fluidos de trabalho com sua faixa de operação usual.



TABELA I.1 faixa de operação

fluido	temp.de fusão (°C)	temp.de ebul. (°C)	faixa de operação (°C)	
helio	-272	-269	-271 a	-269
amonia	-78	-33	-60 a	100
Freon11	-111	24	-40 a	120
acetona	-95	57	0 a	120
metanol	-98	64	10 a	130
etanol	-112	78	0 a	130
agua	0	100	30 a	200
mercurio	-39	361	250 a	650
sodio	98	892	600 a	1200
litio	179	1340	1000 a	1800
prata	960	2212	1800 a	2300

A compatibilidade entre o fluido de trabalho com o material da camada porosa e o material do container é de grande importância para a vida útil do tubo de calor. Na tabela 1.2 temos alguns dados de compatibilidade

TABELA 1.2 dados de compatibilidade

material poroso	fluido de trabalho			
	agua	acetona	amonia	metanol
cobre	RU	RU	NU	RU
aluminio	GNC	RL	RU	NR
aço inox	GNT	PC	RU	GNT
niquel	PC	PC	RU	RL

RU = recomendado pelo uso

RL = recomendado pela literatura

PC = provavelmente compativel

NR = não recomendado

GNC = geração de gases a todas as temperaturas

GNT = geração de gases a elevadas temperaturas

A quantidade de fluido de trabalho dentro de um tubo de calor foi analisado por Murcia [3] que nos dá as curvas experimentais da figura 1.5 onde verificamos que a quantidade de fluido de trabalho afeta o desempenho do tubo de calor e notamos que o excesso de fluido de trabalho afeta mais que a falta e que a temperatura de operação não é afetada pela quantidade de fluido de trabalho dentro do tubo.

A quantidade ideal de fluido de trabalho dentro de um tubo de calor que é recomendada é uma quantidade tal que preencha toda a camada porosa com líquido e o espaço do interior do tubo com vapor.

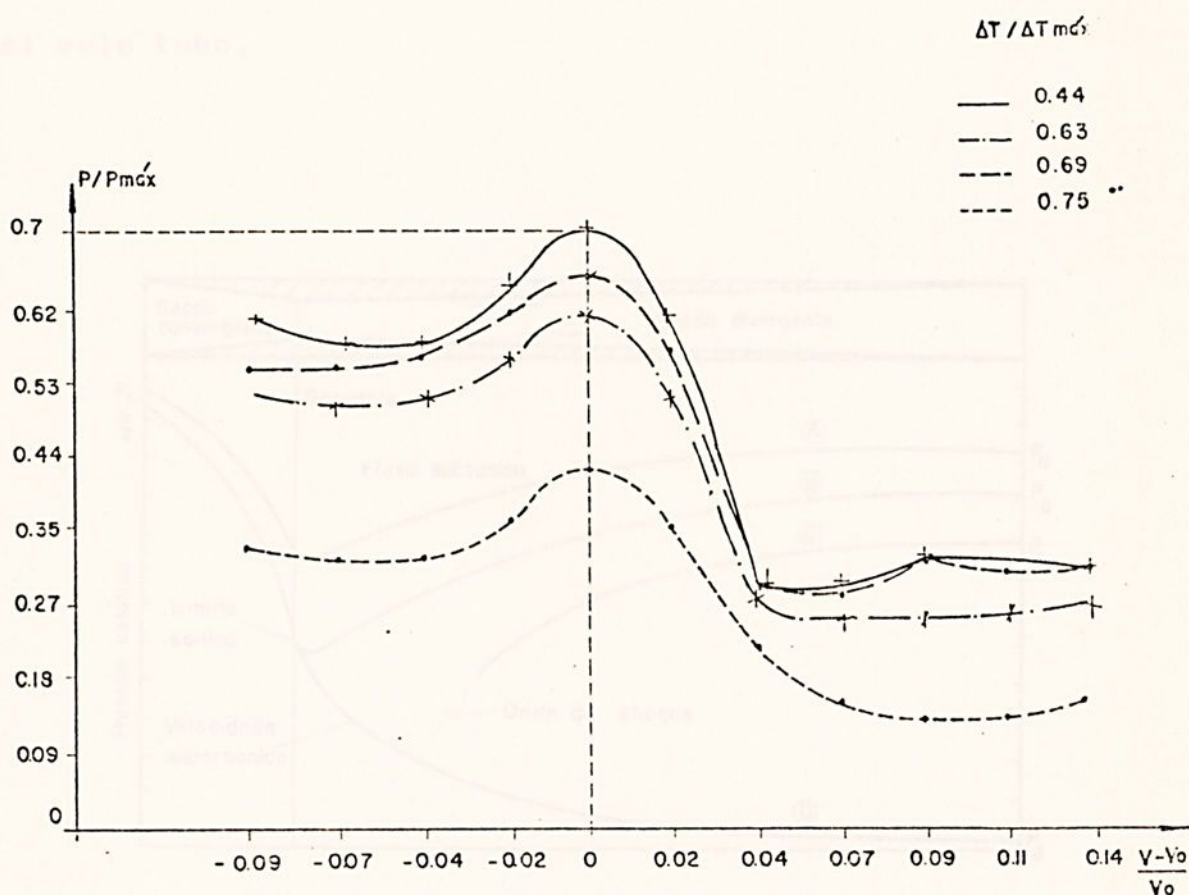


figura 1.5 Variação da Potência transferida pelo tubo de calor com o volume de fluido inserido no tubo



I.4.LIMITES DE FUNCIONAMENTO

Existem alguns limites para a transferência de calor por um tubo de calor os quais vamos comentar alguns a seguir:

1- Limite de arrasto: ocorre quando o fluxo de vapor em sentido contrário começa a arrastar o líquido que está dentro da camada porosa esta força pode ser tal que irá limitar a vazão do líquido dentro da camada porosa, limitando com isto a transferência de calor pelo tubo de calor.

2- Limite sônico: ocorre quando o fluxo de vapor dentro do tubo de calor alcança a velocidade sônica, tornando o tubo de calor bloqueado, isto é não permitirá um fluxo maior de vapor dentro do tubo limitando com isto também a troca de calor possível pelo tubo.

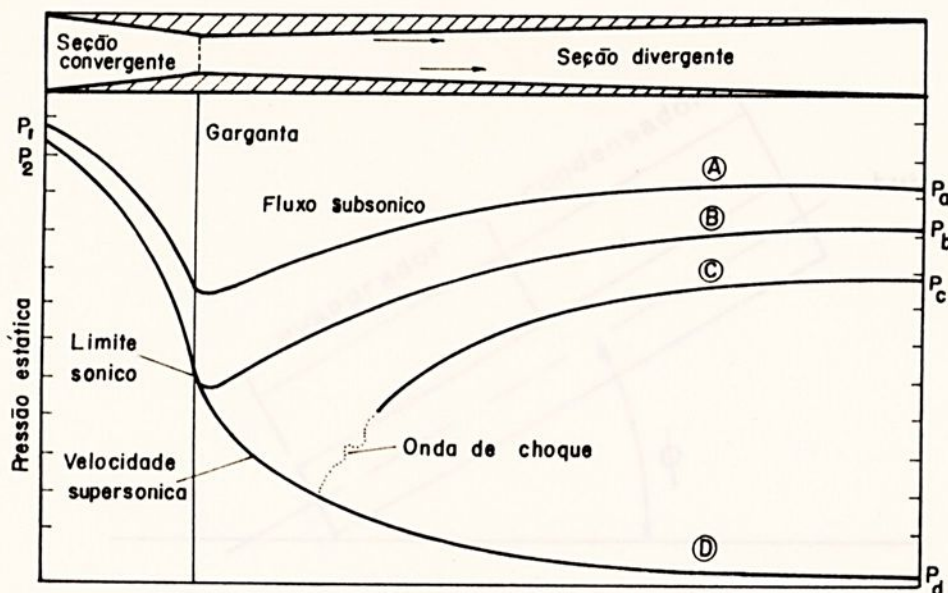


figura I.6 Perfil de pressão num bocal convergente divergente que aparece dentro do tubo de calor

3- Limite de capilaridade: para um tubo de calor funcionar a máxima pressão de capilaridade Δp_{cmax} deve ser maior que a perda de carga total dentro do tubo de calor e esta perda de carga é composta das seguintes partes.

a- perda de carga devido ao retorno do líquido do condensador para o evaporador Δp_l .

b- perda de carga devido ao fluxo de vapor do evaporador para o condensador Δp_v .

c- perda de carga devido a gravidade, que pode ser negativa positiva ou nula Δp_g .

$$\Delta p_{cmax} = \Delta p_l + \Delta p_v \pm \Delta p_g$$

onde $\Delta p_g = \rho g l \sin(\phi)$

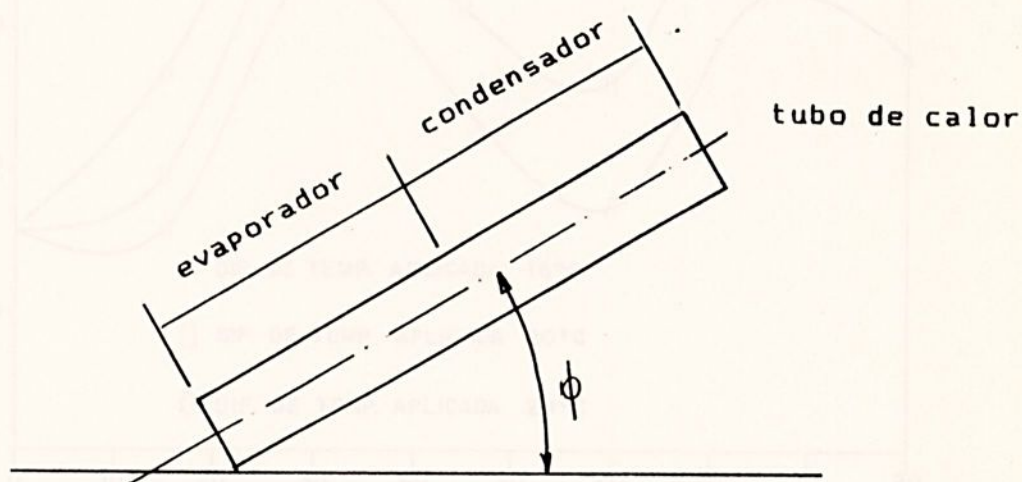


figura I.6 Ângulo de inclinação do tubo de calor com a horizontal

O limite de capilaridade é na maioria dos casos o primeiro limitante do funcionamento de um tubo de calor, por isto ele é normalmente usado para o projeto do tubo.

Como vemos o angulo de inclinação do tubo de calor influi decisivamente no seu desempenho, em análise feita por Murcia [3], temos o gráfico 2 onde verificamos que o angulo de inclinação afeta bastante o desempenho e verificamos também que o angulo de 90° não é necessariamente a posição de melhor desempenho do tubo, de acordo com o gráfico a posição correspondente a 30° é também um ponto de máximo, isto indica que devemos analisar bem, para encontrar a melhor inclinação para o funcionamento do tubo de calor

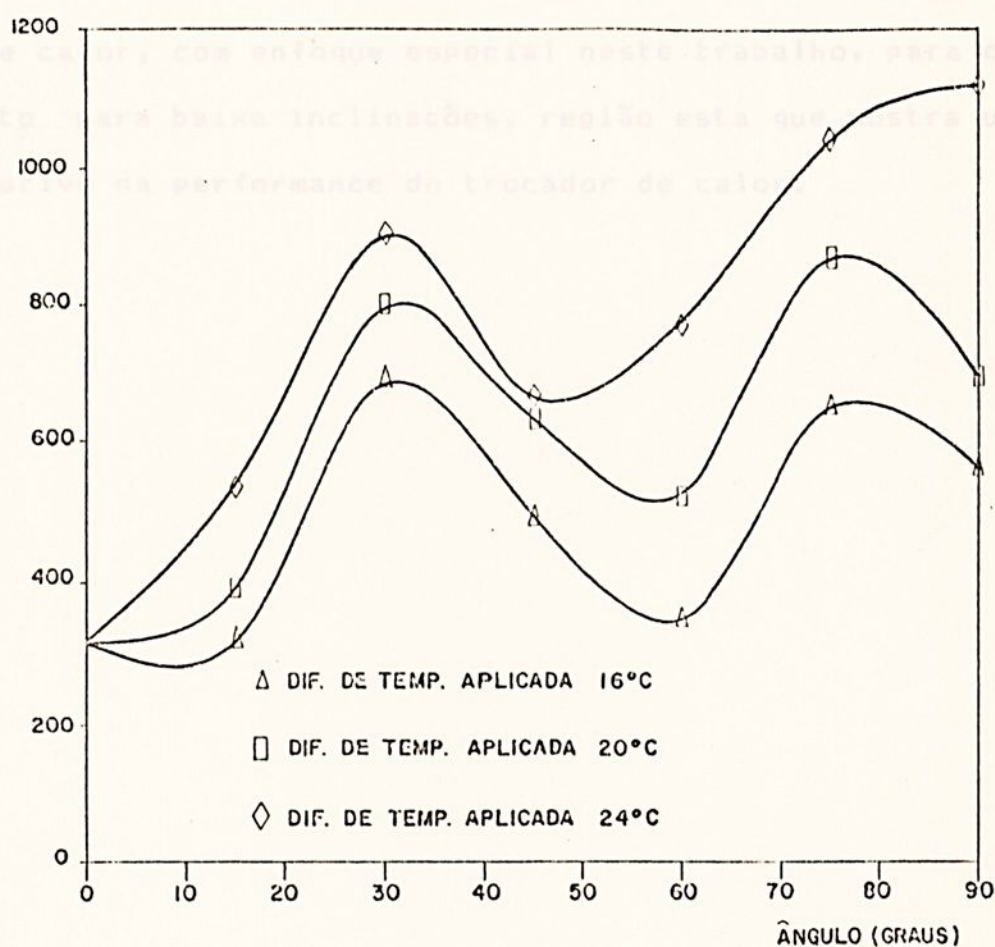


figura 1.8 Variação da taxa de calor transferido pelo tubo de calor individual com a inclinação

I.5.OBJETIVOS

Este trabalho é parte de uma linha de pesquisa desenvolvida pelo Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá UNESP.

Esta linha de pesquisa iniciou-se com estudos básicos, tais como soluções das Equações de Navier-Stokes, análise da quantidade de fluido de trabalho dentro dos tubos de calor, prosseguindo com testes e otimização experimentais do tubo de calor.

O objetivo deste trabalho, é aplicar os conhecimentos anteriores, visando a aplicação de tubos de calor na indústria, para tal foi projetado e construído e testado um trocador de calor com tubos de calor, com enfoque especial neste trabalho, para o funcionamento para baixa inclinações, região esta que mostra um máximo relativo na performance do trocador de calor.



CAPITULO II

TUBO DE CALOR INDIVIDUAL

Um trocador de calor com tubos de calor nada mais é do que um banco de tubos de calor individuais, por isto para termos um trocador otimizado, temos que primeiramente analisar e otimizar os tubos individuais.

Para esta otimização utilizamos nossas experiências anteriores na construção e projeto de tubos de calor, obtivemos um tubo conforme a figura II.1 e cujas características técnicas estão na tabela II.1

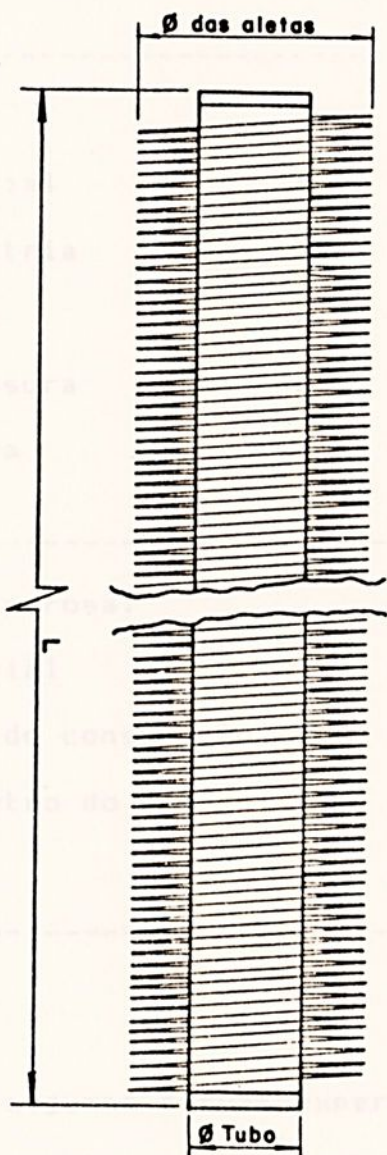


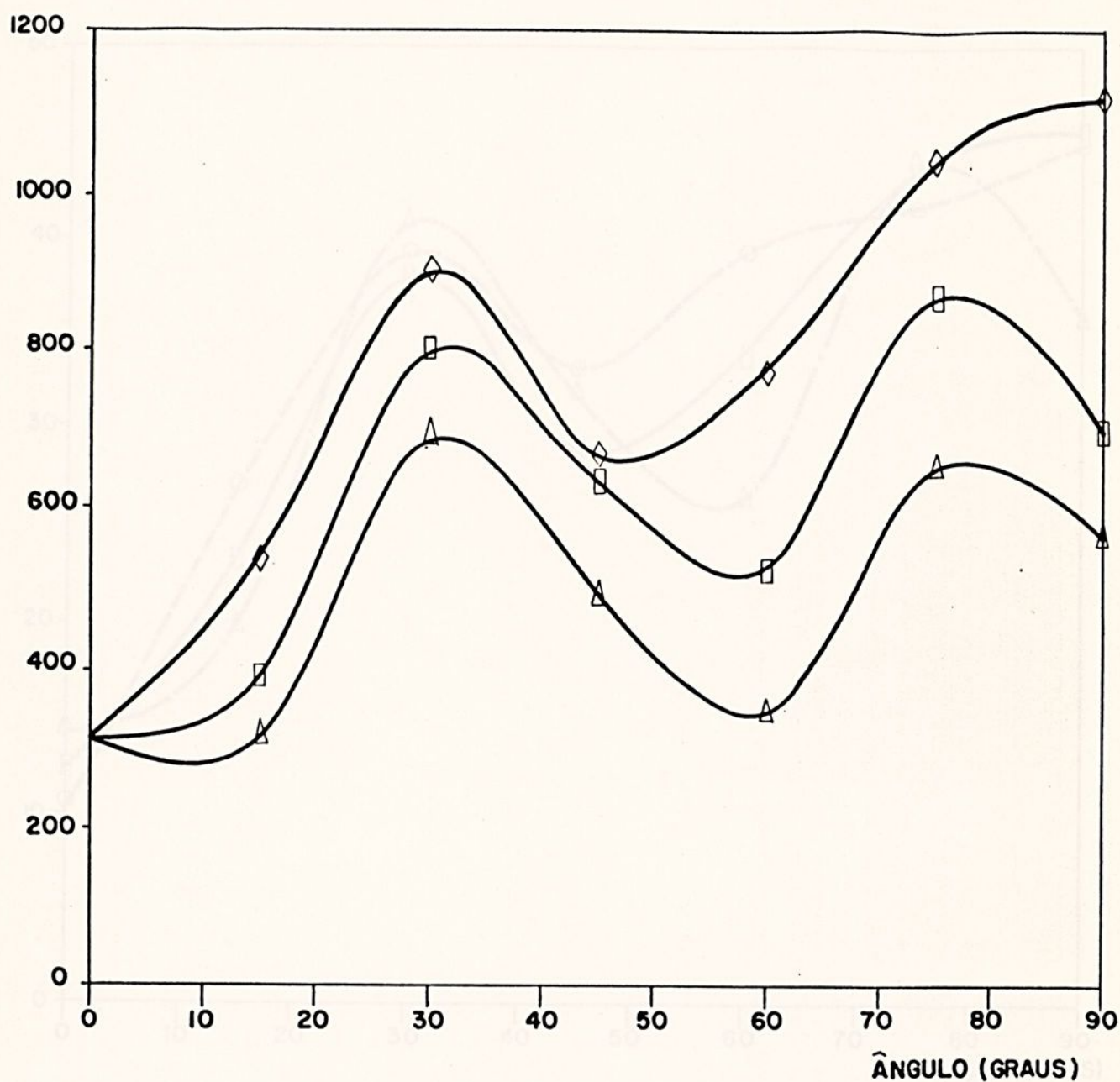
figura II.1 esquema do tubo de calor individual

TABELA II.1

PARÂMETROS DO TUBO DE CALOR			
Tubo envoltório:			
material	:	cobre	
diâmetro externo	:	de = 2,54mm	
espessura	:	e = 0,9mm	
comprimento	:	L = 1500mm	
Aletas:			
material	:	alumínio	
geometria	:	helicoidal	
passo	:	3mm	
espessura	:	t = 0,3mm	
altura	:	10mm	
Estrutura porosa:			
material	:	bronze	
tipo de construção	:	tela	
diâmetro do fio	:	0,5mm	
mesh	:	60	

A seguir temos algumas curvas experimentais, obtidas em nossos experimentos que mostra o desempenho dos tubos de calor individuais.



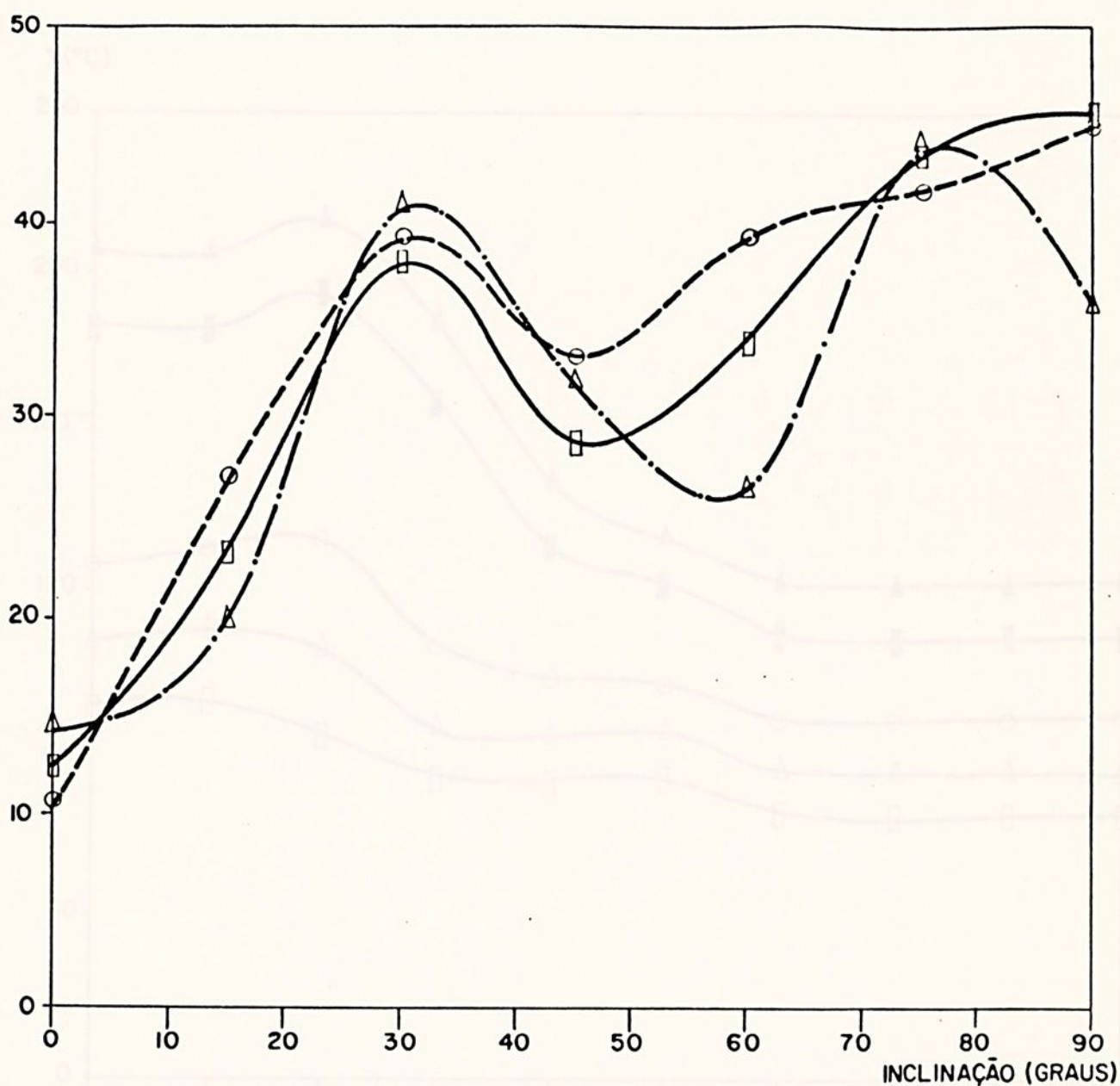


Δ DIF. DE TEMP. APLICADA 16°C

□ DIF. DE TEMP. APLICADA 20°C

◇ DIF. DE TEMP. APLICADA 24°C

figura II.2 Variação da taxa de calor transferido pelo tubo de calor individual versus inclinação



Δ DIF. DE TEMP. APLICADA 20 °C
 □ DIF. DE TEMP. APLICADA 25 °C
 ○ DIF. DE TEMP. APLICADA 30 °C
 ◇ DIF. DE TEMP. APLICADA 35 °C

figura II.3 Variação da condutância térmica do tubo de calor individual versus inclinação

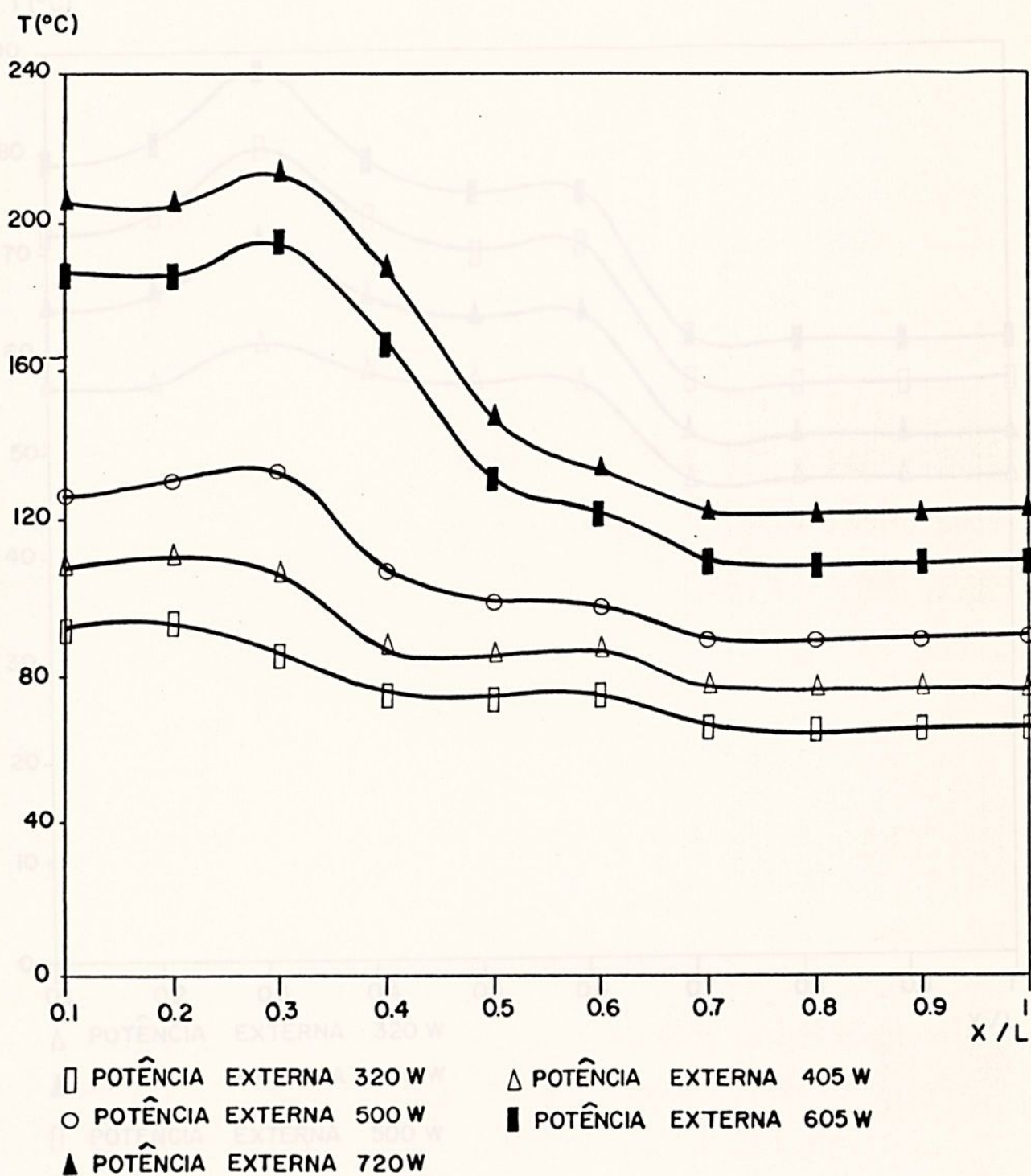


figura 11.4 Temperatura ao longo do tubo de calor individual para a inclinação de 0° graus

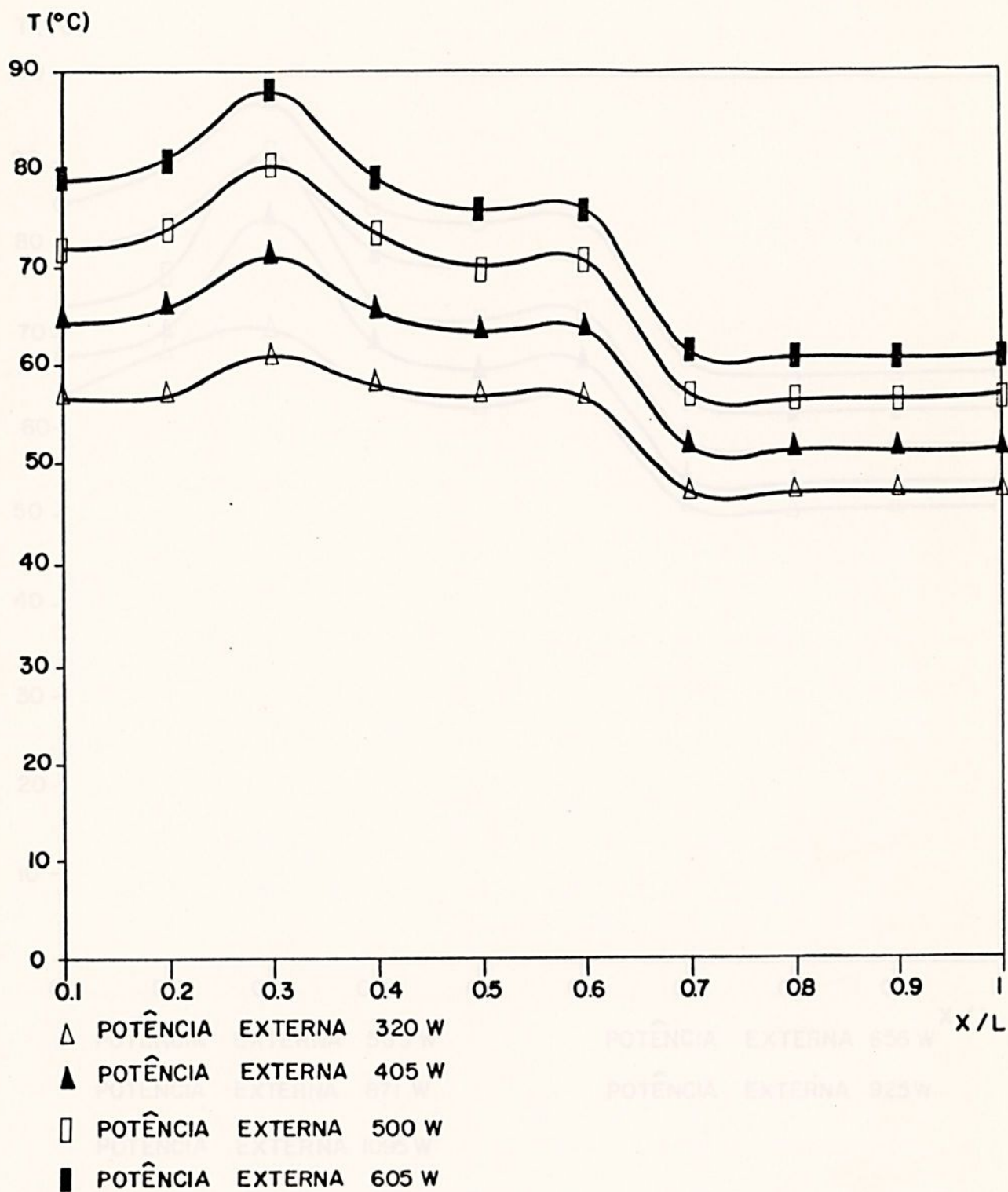


figura II.5 Temperatura ao longo do tubo de calor individual na inclinação de 45 graus

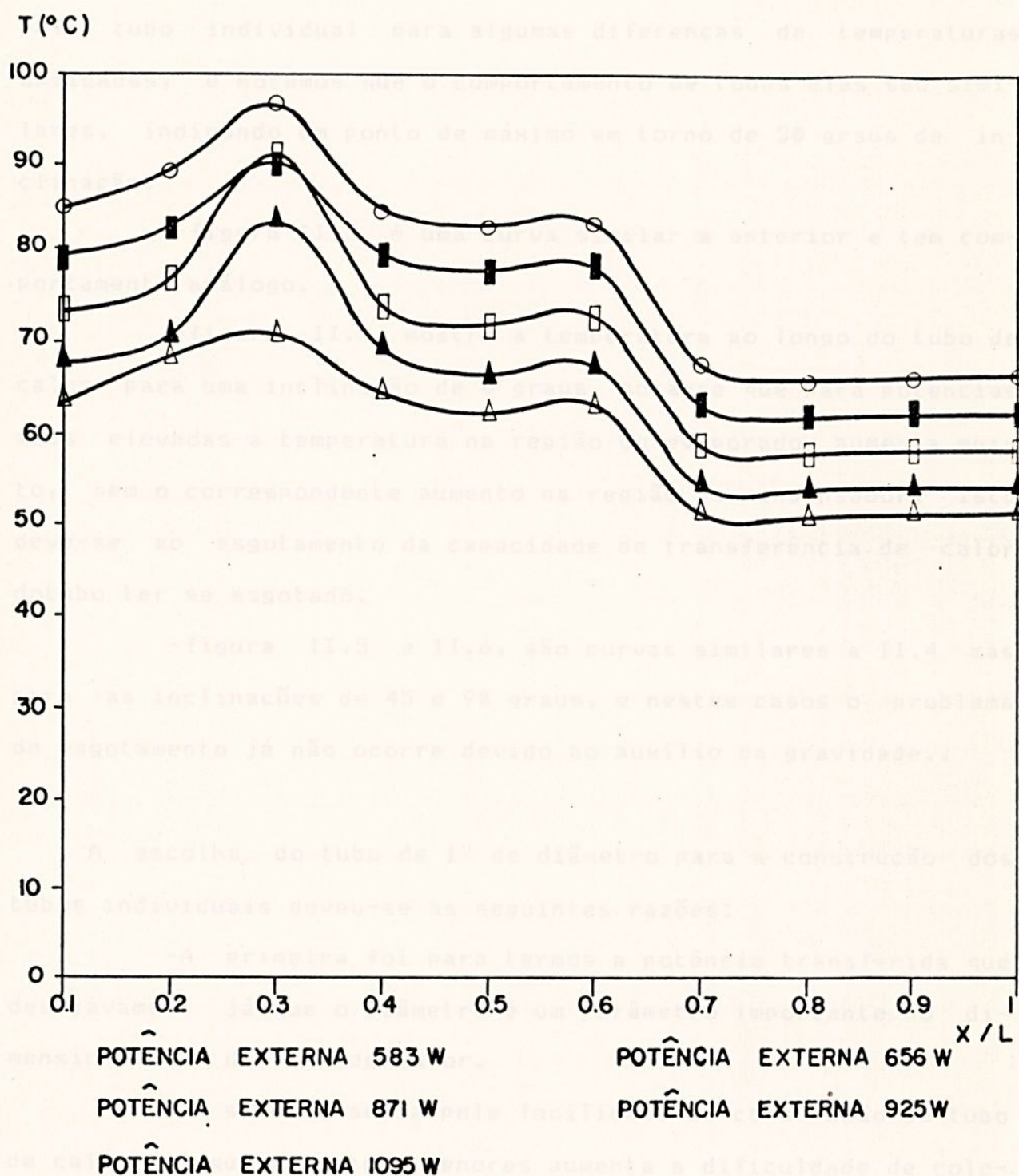


figura II.6 Temperatura ao longo do tubo de calor individual para a inclinação de 90 graus

-Comentários sobre as curvas do tubo de calor individual:

TROCADOR DE CALOR COM TUBOS

-figura II.2, mostra a variação do calor transportado pelo tubo individual para algumas diferenças de temperaturas aplicadas, e notamos que o comportamento de todas elas são similares, indicando um ponto de máximo em torno de 30 graus de inclinação.

-figura II.3, é uma curva similar a anterior e tem comportamento análogo.

-figura II.4, mostra a temperatura ao longo do tubo de calor para uma inclinação de 0 graus, nota-se que para potências mais elevadas a temperatura na região do evaporador aumenta muito, sem o correspondente aumento na região do condensador, isto deve-se ao esgotamento da capacidade de transferência de calor do tubo ter se esgotado.

-figura II.5 e II.6, são curvas similares a II.4 mas para as inclinações de 45 e 90 graus, e nestes casos o problema de esgotamento já não ocorre devido ao auxílio da gravidade..

A escolha do tubo de 1" de diâmetro para a construção dos tubos individuais deveu-se as seguintes razões:

-A primeira foi para termos a potência transferida que desejávamos, já que o diâmetro é um parâmetro importante no dimensionamento do tubo de calor.

-A segunda seria pela facilidade de construção do tubo de calor, já que para tubo menores aumenta a dificuldade de colocação da camada porosa dentro dos tubos.



CAPITULO III

TROCADOR DE CALOR COM TUBOS DE CALOR

III.1. INTRODUÇÃO.

Há uma grande numero de técnicas para o reaproveitamento do calor de ar ou gases de exaustão de processos industriais. Comercialmente existem duas categorias de sistemas para esse trabalho; os regeneradores e os recuperadores.

O trocador de calor com tubos de calor faz parte do grupo dos recuperadores, que são equipamentos onde o calor flui permanentemente de um fluido para outro através de uma parede separadora.

Uma comparação entre um trocador de calor com tubos de calor e um trocador convencional não é simples. Uma comparação possível seria pelas resistências térmicas dos sistemas. Como a resistência térmica interna do tubo de calor é proveniente da camada porosa, que é uma estrutura relativamente fina e dos processos de condensação e evaporação do fluido de trabalhos, processos estes de altos coeficientes de transmissão de calor, ela pode ser considerada muito pequena e isto implicaria em que a comparação seria entre as impedâncias externas do trocador com tubos de calor e a impedância interna e externa de um trocador convencional.

Listamos a seguir algumas vantagens do trocador com tubos de calor:

1-Não contém partes moveis e não requer uma trabalho externo para o seu funcionamento.

2-Não existe contaminação entre os fluidos que participam da troca de calor, podendo de acordo com alguma necessidade



especifica separarmos os dois fluidos por uma secção adiabática.

3-Reversibilidade, o fluxo de calor poderá ser invertido quando for necessário para o processo.

4-Independência das áreas de troca de calor, como a área do fluido quente e do fluido frio são totalmente independentes, elas podem ser otimizadas individualmente.

5-Possibilidade de controle, através da inclinação do trocador de calor ou por um gás de controle não condensável, se for através de um gás de controle, ele poderá totalmente auto-controlável independente de controle externos.

As aplicações principais de um trocador de calor com tubos de calor seriam:

1-Recuperação de calor em sistemas de ar condicionado.

2-Recuperação de calor de processos industriais para o aquecimento de ambiente.

3-Recuperação de calor de processos industriais para o reuso no próprio processo, por exemplo preaquecimento do ar de combustão. É a área onde a faixa de aplicação é a mais diversa e a faixa de temperatura é a mais ampla.

III.2.ANALISE TEÓRICA.

Uma análise teórica para um trocador de calor com tubos de calor foi desenvolvida por Murcia[3] e é o modelo que iremos utilizar.

Foi feito um modelamento de resistências térmicas, que permitiu obtermos uma resistência térmica equivalente e caracterizar um coeficiente global de transferência de calor, foi feita também uma análise similar, a desenvolvida por Kays & London[4] para trocador de calor através do método da efetividade.



III.3.RESISTÊNCIAS TÉRMICAS

As figuras III.1, III.2 e III.3 mostram o esquema básico do trocador de calor e os esquemas para o modelamento para as resistências térmicas associadas a cada tubo de calor

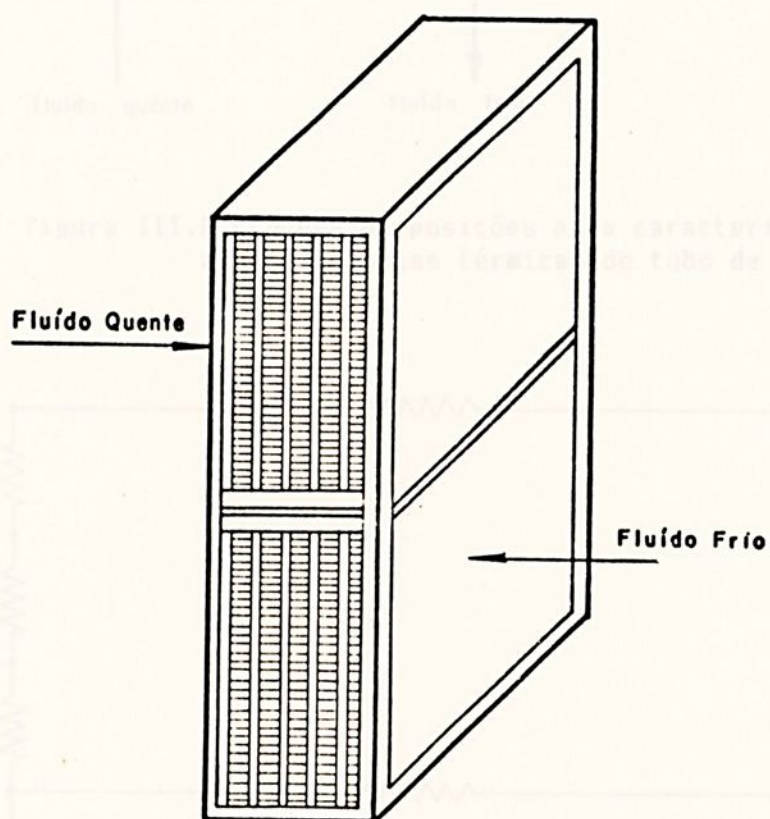


figura III.1 Esquema básico do trocador de calor

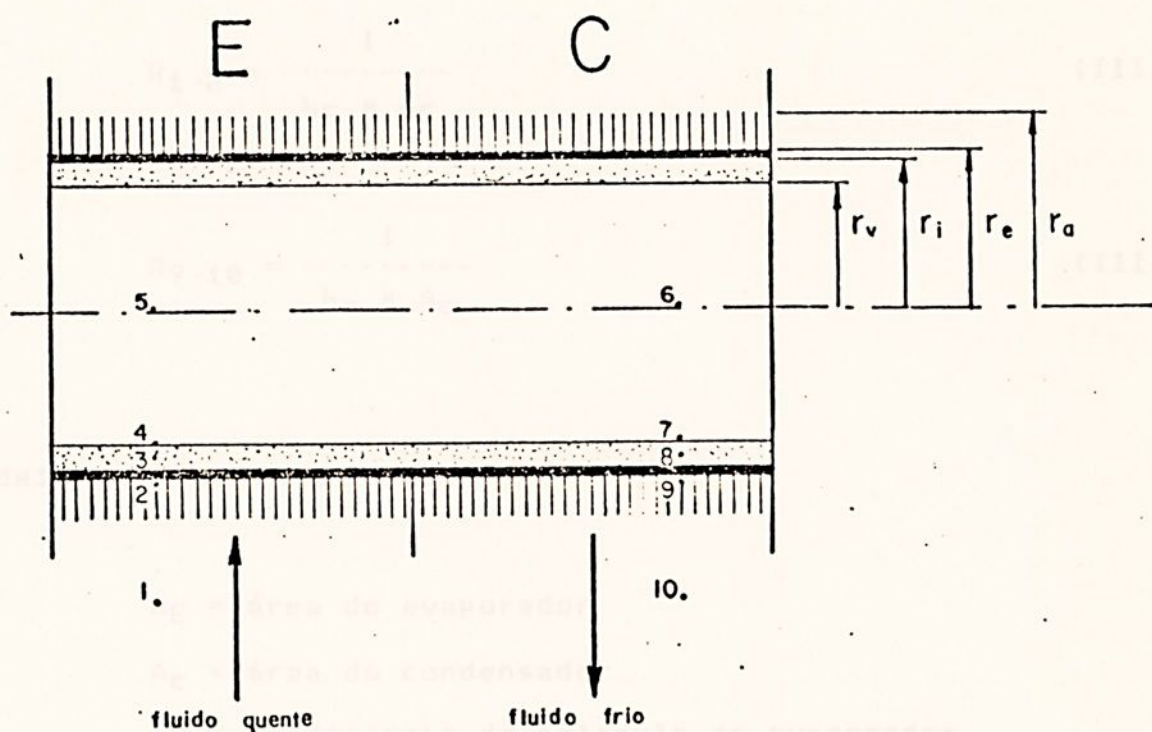


figura III.2 Esquema da posições para caracterizar as resistências térmicas do tubo de calor

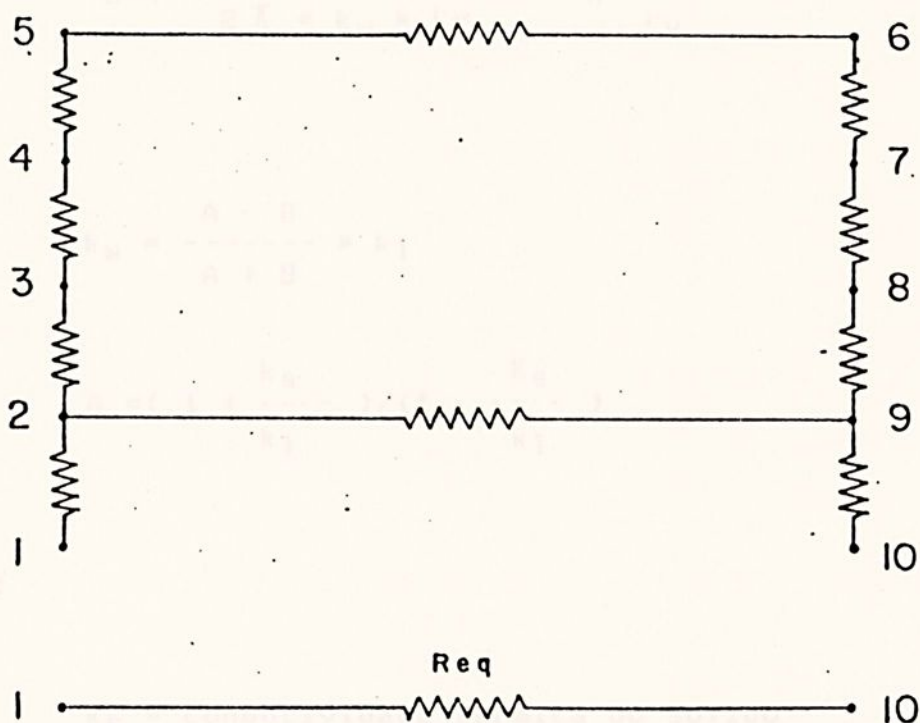


figura III.3 Modelamento de resistências térmicas

$$R_{1-2} = \frac{1}{h_E \times A_E} \quad (\text{III.1})$$

$$R_{9-10} = \frac{1}{h_C \times A_C} \quad (\text{III.2})$$

onde:

A_E = área do evaporador

A_C = área do condensador

h_E = coeficiente de película do evaporador

h_C = coeficiente de película do condensador

$$R_{3-4} = \frac{1}{2 \lambda \times k_w \times L_E} \times \ln \frac{r_i}{r_v} \quad (\text{III.3})$$

onde:

$$k_w = \frac{A \cdot B}{A + B} \times k_l$$

$$A = \left(1 + \frac{k_s}{k_l} \right) / \left(1 + \frac{K_s}{k_l} \right)$$

sendo:

k_s = condutividade térmica do sólido

k_l = condutividade térmica do líquido

B = fração volumétrica da fase sólida



$$R_{4-5} = \frac{R \times T^2 \times (2\pi \times R \times T)^{1/2}}{L^2 \times P_v \times A_E} \quad (\text{III.4})$$

$$R_{5-6} = \frac{R \times T^2 \times P_v}{Q \times L \times P_v} \quad (\text{III.5})$$

$$R_{6-7} = \frac{R \times T^2 \times (2\pi \times R \times T)^{1/2}}{L^2 \times P_v \times A_C} \quad (\text{III.6})$$

$$R_{7-8} = \frac{1}{2\pi \times k_w \times L_c} \times \ln \frac{r_i}{r_v} \quad (\text{III.7})$$

A resistência equivalente será obtida por:

$$R_{eq.} = \frac{R_{1-2} + R_{2-3} + R_{3-4} + R_{4-5} + R_{5-6} + R_{6-7} + R_{7-8} + R_{8-9} + R_{9-10}}{R_{6-7} + R_{7-8} + R_{8-9} + R_{9-10}} \quad (\text{III.8})$$

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

III.4. CÁLCULO DA DIFERENÇA MÉDIA DE TEMPERATURA

Como o trocador de calor com tubos de calor possui uma situação física diferente dos trocadores tradicionais, foi feita uma análise visando a obtenção da diferença média de temperatura.

A figura III.4 mostra o diagrama temperatura versus área, adaptado a um unico tubo de calor

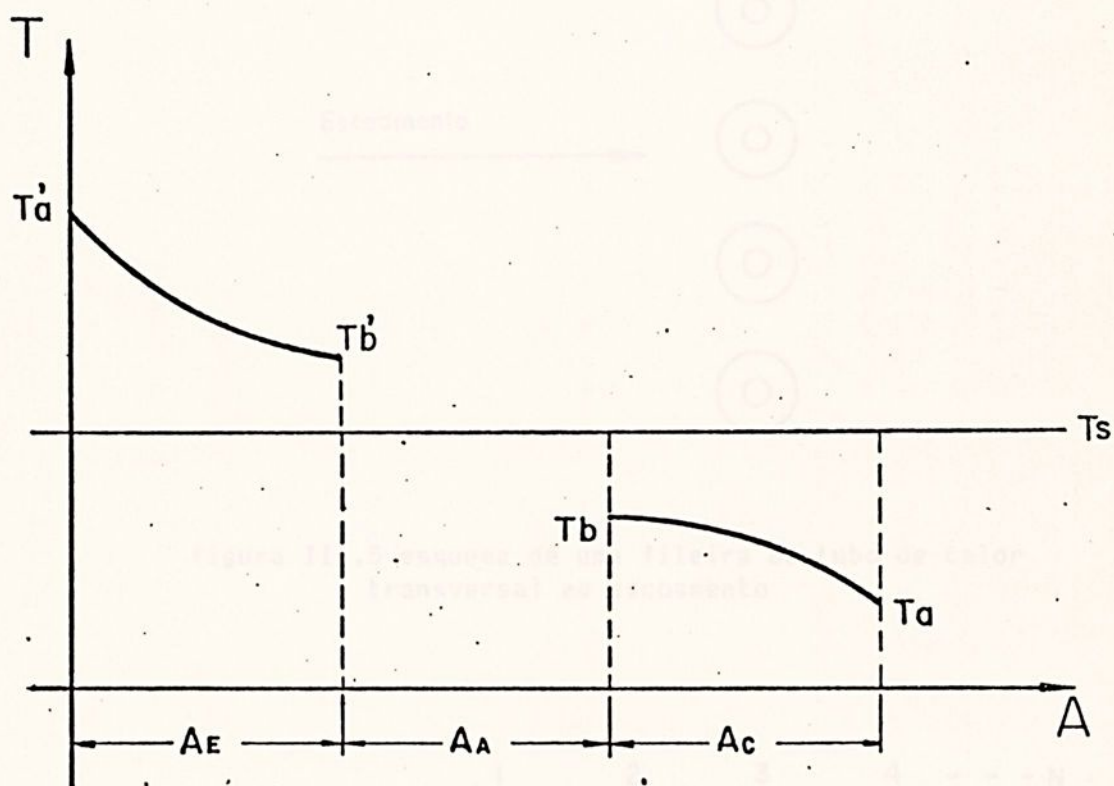


figura III.4 Diagrama temperatura versus área para um unico tubo de calor

O diagrama da figura III.4 seria o mesmo se uma fileira transversal ao escoamento conforme a figura III.5

Mas nós estamos interessados num grande numero de tubos, em filas transversais e longitudinais como mostrado na figura III.6

A figura III.7 mostra o diagrama temperatura versus área, para um conjunto de tubos de calor contendo N filas longitudinais

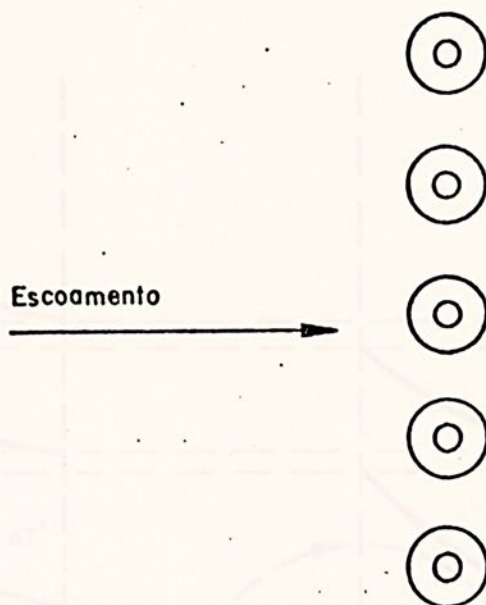


figura III.5 esquema de uma fileira de tubo de calor transversal ao escoamento

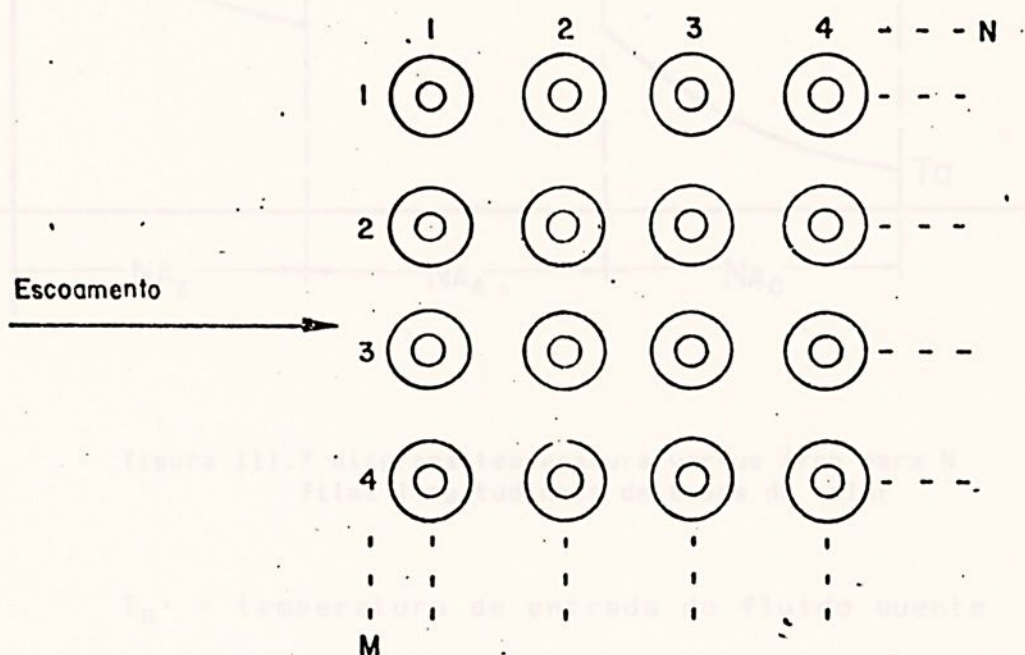


figura III.6 agrupamento de tubos de calor em linha, com N filas longitudinais e M filas transversais

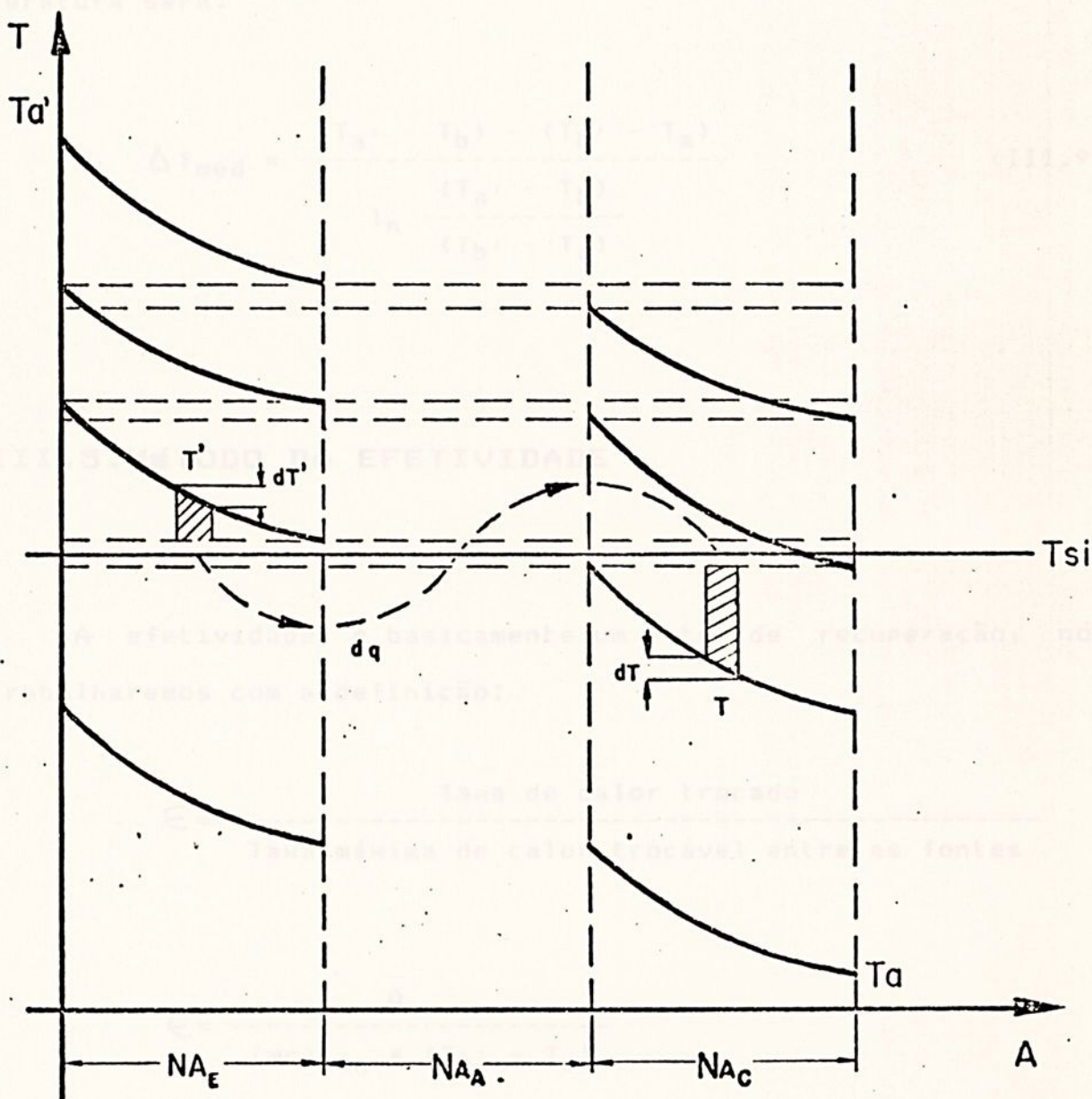


figura III.7 diagrama temperatura versus área para N
filas longitudinais de tubos de calor

$T_{a'}$ = temperatura de entrada do fluido quente

T_a = temperatura de entrada do fluido frio

T_{si} = temperatura de saturação do fluido de trabalho
na fileira i

T_b = temperatura de saída do fluido frio

$T_{b'}$ = temperatura de saída do fluido quente

Desta análise foi determinado que a diferença média de temperatura será:

$$\Delta T_{med} = \frac{(T_{a'} - T_b) - (T_{b'} - T_a)}{\ln \frac{(T_{a'} - T_b)}{(T_{b'} - T_a)}} \quad (III.9)$$

III.5.MÉTODO DA EFETIVIDADE

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

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

$$\epsilon = \frac{Q}{(mc)_{min} * (T_{a'} - T_a)}$$

onde:

Q = taxa de calor trocado

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

Dai vem que a efetividade do trocador de calor com tubos de calor será:

$$C_R = 1 \quad \epsilon_{TC} = \frac{N * \frac{\epsilon_{TI}}{(1 - \epsilon_{TI})}}{1 + N * \frac{\epsilon_{TI}}{(1 - \epsilon_{TI})}} \quad (III.10)$$

$$C_R \neq 1 \quad \epsilon_{TC} = \frac{1 - \left(\frac{(\epsilon_{TI} - 1)^N}{(C_R * \epsilon_{TI} - 1)} \right)}{1 - C_R * \left(\frac{(\epsilon_{TI} - 1)^N}{(C_R * \epsilon_{TI} - 1)} \right)} \quad (III.11)$$

onde:

ϵ_{TC} = efetividade do trocador de calor

ϵ_{TI} = efetividade do tubo individual

$$C_R = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Nosso grupo desenvolveu um programa de computador para os cálculos dos coeficientes globais de transferência de calor e efetividade denominado CALTER



CAPITULO IV

MONTAGENS EXPERIMENTAIS

IV.1.TROCADOR DE CALOR

Nosso trocador tem um funcionamento similar a um trocador convencional de correntes opostas, o que lhe proporciona uma maior eficiência. A distribuição interna dos tubos de calor será em quicôncio, que dará uma maior turbulência no fluxo externo ao tubo de calor, melhorando o coeficiente de película, tanto do fluxo frio como do fluxo quente, já que os dois fluxos são externos aos tubos de calor. Este projeto de trocador de calor, permite variar diversos parâmetros, tais como:

- numero de tubos individuais
- comprimento do evaporador
- comprimento do condensador
- disposição dos tubos individuais

O sistema de testes projetado permite variar outros parâmetros para melhor avaliar o desempenho do trocador de calor, tais como:

- inclinação do trocador de calor
- vazões dos fluidos externos aos tubos de calor
- temperatura dos fluidos externos aos tubos de calor

As características básicas do trocador de calor com tubos de calor são fornecidas na tabela IV.1



TABELA IV.1

Parâmetros do Trocador de Calor

comprimento : $L = 1484\text{mm}$

largura : $C = 430\text{mm}$

profundidade: $P = 740\text{mm}$

nº máximo de tubos: $N = 48$

comprimento do evaporador : $L = L/2$

comprimento do condensador: $L_c = L/2$

comprimento da secção adiabática: $L = 0$

disposição dos tubos : quicôncio

tubos individuais: tubos conforme as especifica-
da tabela II.1

espaçamento transversal : $S_n = 52\text{mm}$

espaçamento longitudinal: $S_p = 76\text{mm}$

As figuras IV.1 e IV.2 mostram a a distribuição interna dos tubos de calor no trocador de calor bem como sua estrutura

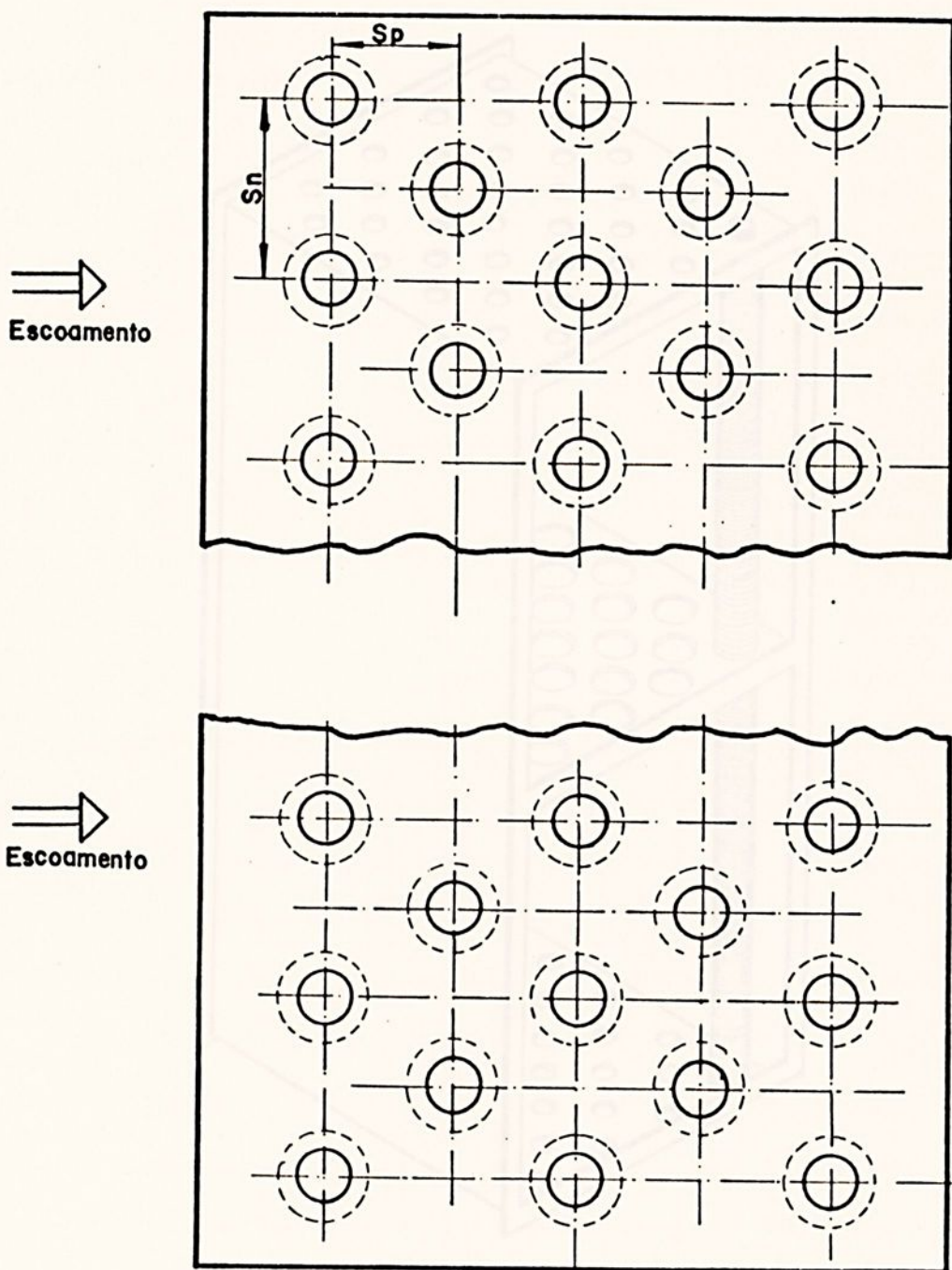


figura IV.1 disposição dos tubos no trocador de calor

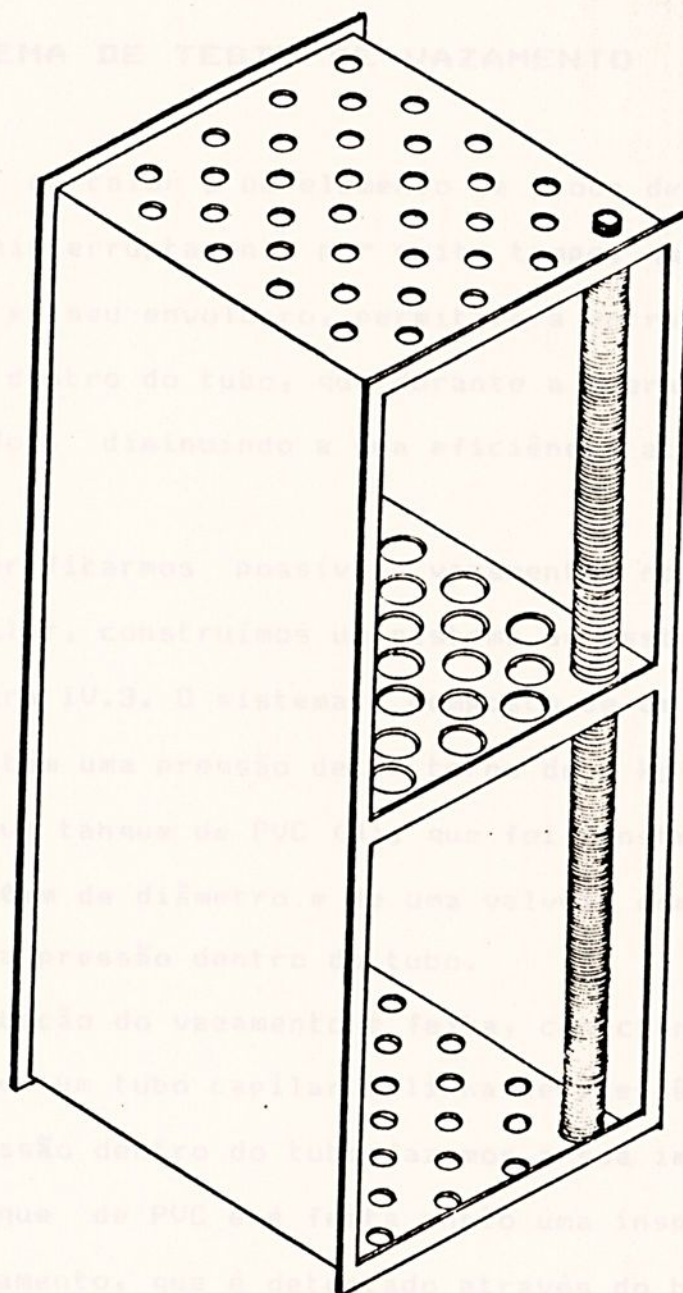


figura IV.2 Esquema da estrutura do trocador de calor

Para o teste dos tubos de calor individual e do trocador de calor, foram feitos diversos sistemas de testes que serão detalhados a seguir:

IV.2.SISTEMA DE TESTE DE VAZAMENTO

O tubo de calor é um elemento de troca de calor que deve funcionar ininterruptamente por muito tempo, qualquer vazamento que houver em seu envólucro, permitirá a entrada de gases não condensáveis dentro do tubo, que durante a operação ficará no fim do condensador, diminuindo a sua eficiência até a sua completa inutilização.

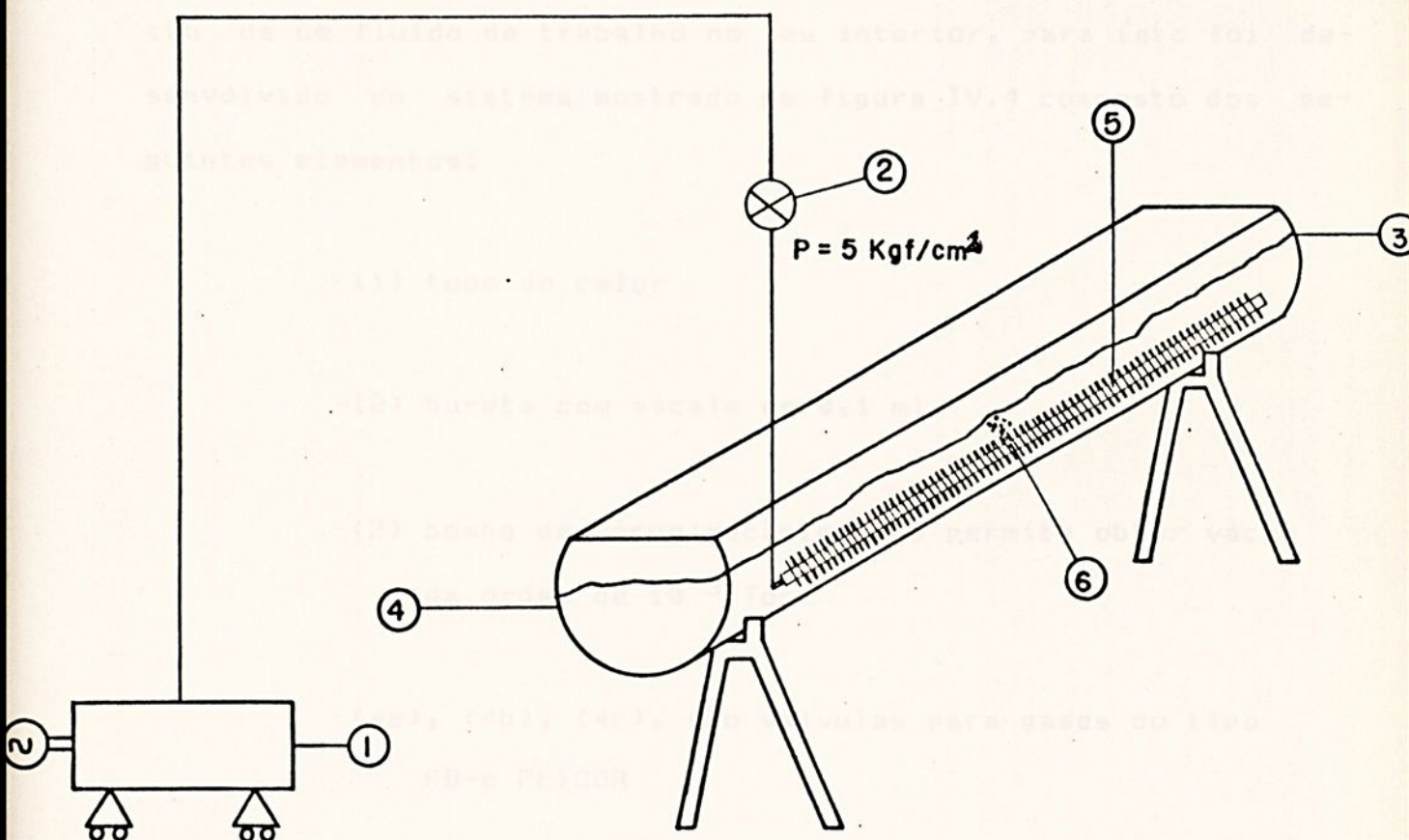
Para verificarmos possíveis vazamentos nos envólucros dos tubos de calor, construímos um sistema de teste de vazamentos, conforme figura IV.3. O sistema é composto de um compressor de ar (1), que mantém uma pressão de em torno de 5 kgf/cm^2 na linha de alimentação, um tanque de PVC (4), que foi construído com um tubo de PVC de 100mm de diâmetro e de uma valvula com um manômetro(2) para regular a pressão dentro do tubo.

A verificação do vazamento é feita, conectando o tubo de calor, através de um tubo capilar à linha de pressão, depois de colocarmos pressão dentro do tubo fazemos a sua imersão dentro da água no tanque de PVC e é feita então uma inspeção visual de qualquer vazamento, que é detectado através do borbulhamento do ar dentro do tanque

Se qualquer vazamento é detectado, o tubo é novamente refeito e testado de novo até ter condições normais de utilização.



IV.3. SISTEMA DE ENCHIMENTO



- | | |
|----------------|------------------------|
| 1 - compressor | 4 - tanque de testes |
| 2 - válvula | 5 - tubo de calor |
| 3 - água | 6 - possível vazamento |

figura IV.3 Esquema do sistema de teste de vazamentos

IV.3.SISTEMA DE ENCHIMENTO

Para o funcionamento do tubo de calor é necessário a colocação de um fluido de trabalho no seu interior, para isto foi desenvolvido um sistema mostrado na figura IV.4 composto dos seguintes elementos:

-(1) tubo de calor

-(2) bureta com escala de 0,1 ml

-(3) bomba de vácuo mecânica que permite obter vácuo da ordem de 10^{-3} Torr

-(4a), (4b), (4c), são válvulas para gases do tipo RD-6 FLIGOR

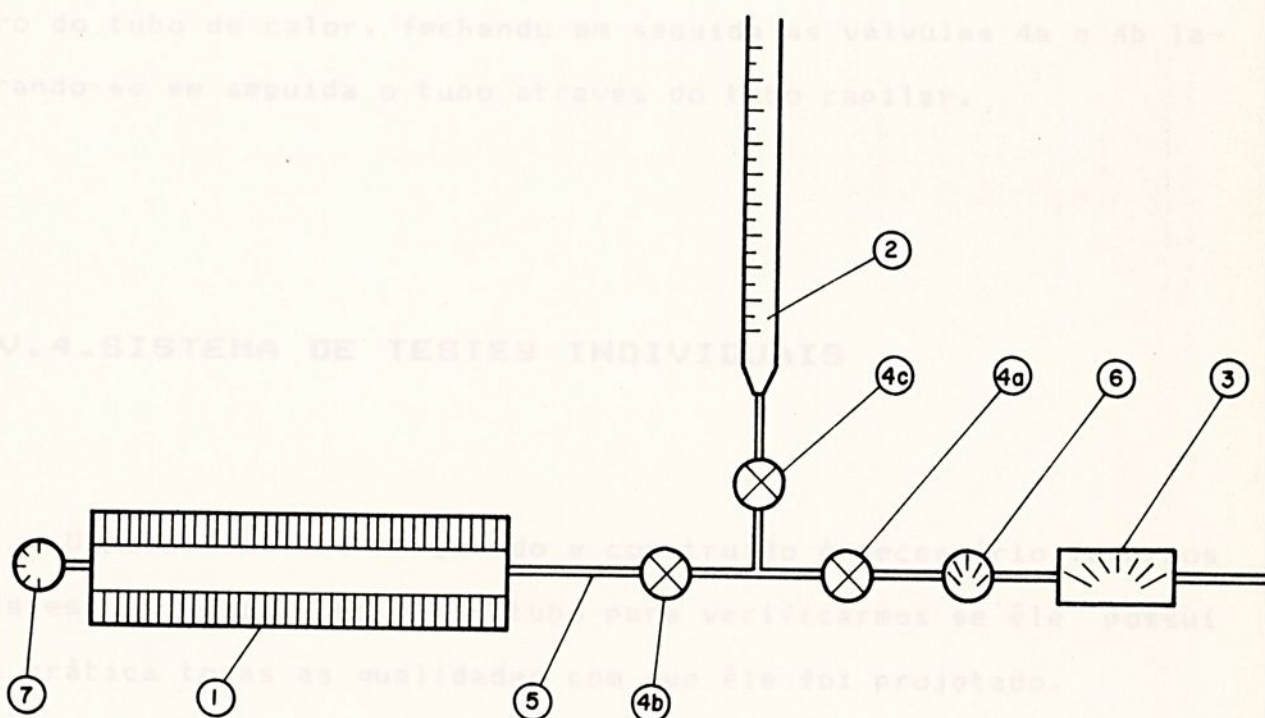
-(5) tubulação capilar de cobre com diâmetro de 1,0mm

-(6) medidor de vácuo, que permite medir com precisão vácuo até da ordem de 10^{-3} Torr

-(7) manovacuômetro acoplado ao tubo de calor, da marca Willy, com escala de 0,05 kgf/cm², que é colocado somente nos tubos que servirão como padrão

Figura IV.4 Esquema do sistema de enchimento do tubo de calor





- 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

figura IV.4 Esquema do sistema de enchimento do tubo de calor

O procedimento para o enchimento de um tubo de calor é o seguinte:

O processo é iniciado com a válvular 4a, 4b, 4c fechadas. Enche-se a bureta com fluido de trabalho, abre-se as válvular 4a e 4c e liga-se a bomba de vácuo até atingirmos a pressão desejada. A seguir, fecha-se a válvula 4a e abre-se a 4c permitindo que a quantidade desejada de fluido de trabalho entre dentro do tubo de calor, fechando em seguida as válvulas 4a e 4b deixando-se em seguida o tubo através do tubo capilar.

IV.4.SISTEMA DE TESTES INDIVIDUAIS

Depois do tubo projetado e construído é necessário fazermos testes de desempenho deste tubo para verificarmos se ele possui na prática todas as qualidades com que ele foi projetado.

Para isto um sistema especial de teste foi projetado e construído e instrumentado e que é composto das seguintes partes:

IV.4.1.Dispositivo aquecedor

O dispositivo mostrado na figura IV.5, tem as seguintes partes:

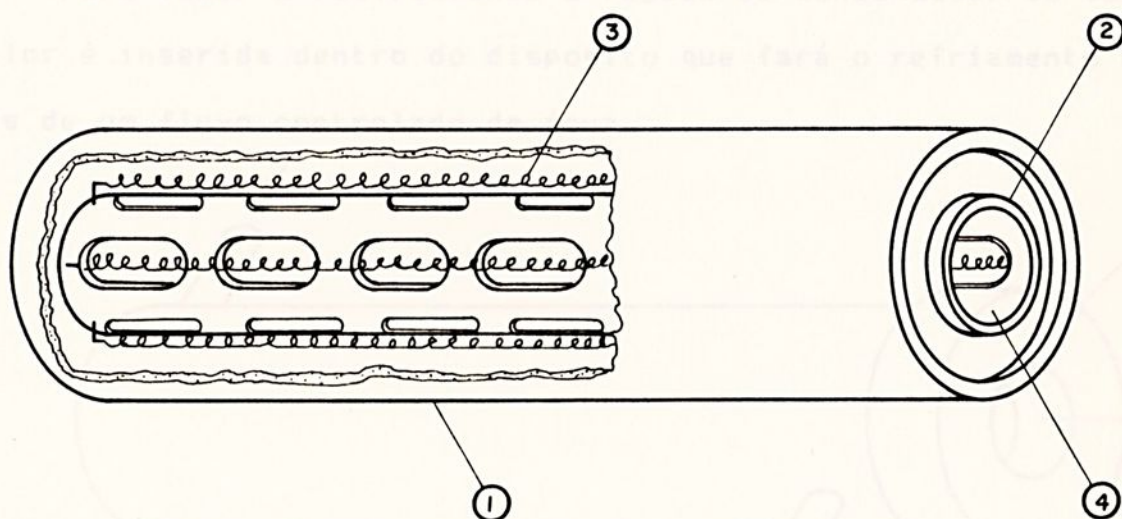
a)Carcaça protetora e isolante térmica de amianto(1), que foi construída a partir de um tubo de amianto de 970mm de diâmetro interno e 3mm de espessura e será a estrutura externa do sistema de aquecimento.



b) Suporte de fixação das resistências(2), que foi construída a partir de um tubo de amianto de 706mm de diâmetro externo e 10mm de espessura, foram feitos alguns rasgos nas suas paredes, que permitem ao calor alcançar o tubo de calor que é colocado no seu interior.

c) Resistências elétricas(3), construídas a partir de fios de níquel-cromo AWG22.

Este dispositivo é controlado por um conjunto de varivolts, que controlam a energia a ser dissipada para o evaporador do tubo de calor que está colocado dentro dele.



- 1 - casca protetora e isolante de amianto
- 2 - casca suporte e guia de amianto
- 3 - resistências elétricas
- 4 - região a ser inserido o tubo de calor

figura IV.5 Dispositivo de aquecimento

IV.4.2. Dispositivo de refrigeração

O dispositivo para a refrigeração do condensador do tubo de calor é mostrado na figura IV.6 e possui as seguintes partes:

a) Carcaça protetora de amianto(1), que foi construída a partir de um tubo de amianto com 743mm de diâmetro interno e espessura de 8,5mm ao qual foi acoplado bocais para a entrada e saída do fluido para o resfriamento.

b) Conector de polipropileno(2), que serve para fazer a vedação do espaço que há entre o tubo de calor e o tubo de amianto para evitar o vazamento da água de resfriamento.

Para fazer o resfriamento a região do condensador do tubo de calor é inserida dentro do dispositivo que fará o resfriamento através de um fluxo controlado de água.

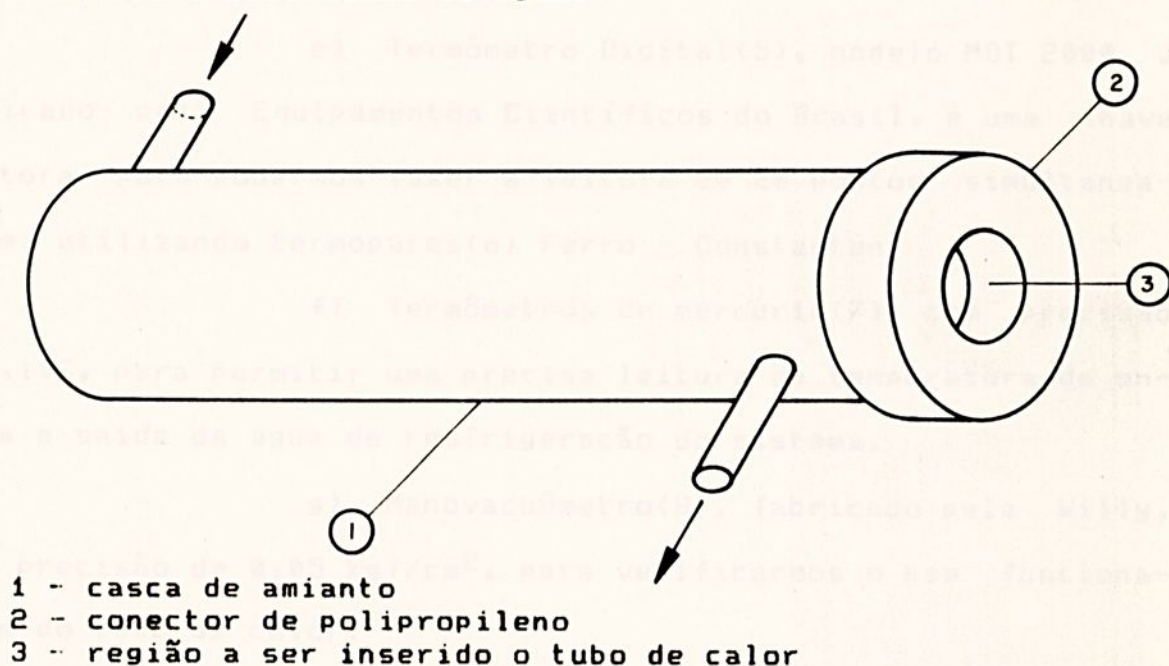


figura IV.6 dispositivo de refrigeração

IV.4.3. Estrutura Geral do Sistema Individual

Todo o sistema de teste individual é mostrado na figura IV.7 e possui as seguintes partes:

a) Mesa (1) construída para apoiar o tubo de calor com os sistemas de aquecimento e refrigeração e permitindo a sua inclinação para os testes.

b) Dispositivo de refrigeração(2) já descrito.

c) Dispositivo de aquecimento(3), já descrito.

d) Varivolts(4), 2 equipamentos fabricados pela Sociedade Técnica de Instrumentos Paulista, com variação de 0 a 240V, e a amperagem de 0 a 12,5 A e instrumentados com amperímetros e voltímetros para controlar a potência fornecida ao sistema.

e) Termômetro Digital(5), modelo MDT 2000 J fabricado pela Equipamentos Científicos do Brasil, e uma chave seletora para podermos fazer a leitura de 20 pontos simultaneamente, utilizando termopares(6) Ferro - Constantan

f) Termômetros de mercúrio(7), com precisão de $0,1^{\circ}\text{C}$, para permitir uma precisa leitura da temperatura de entrada e saída da água de resfrigeração do sistema.

g) Manovacuômetro(8), fabricado pela Willy, com precisão de $0,05 \text{ kgf/cm}^2$, para verificarmos o bom funcionamento do tubo de calor.

Figura IV.7 Esquema geral do sistema de testes individuais



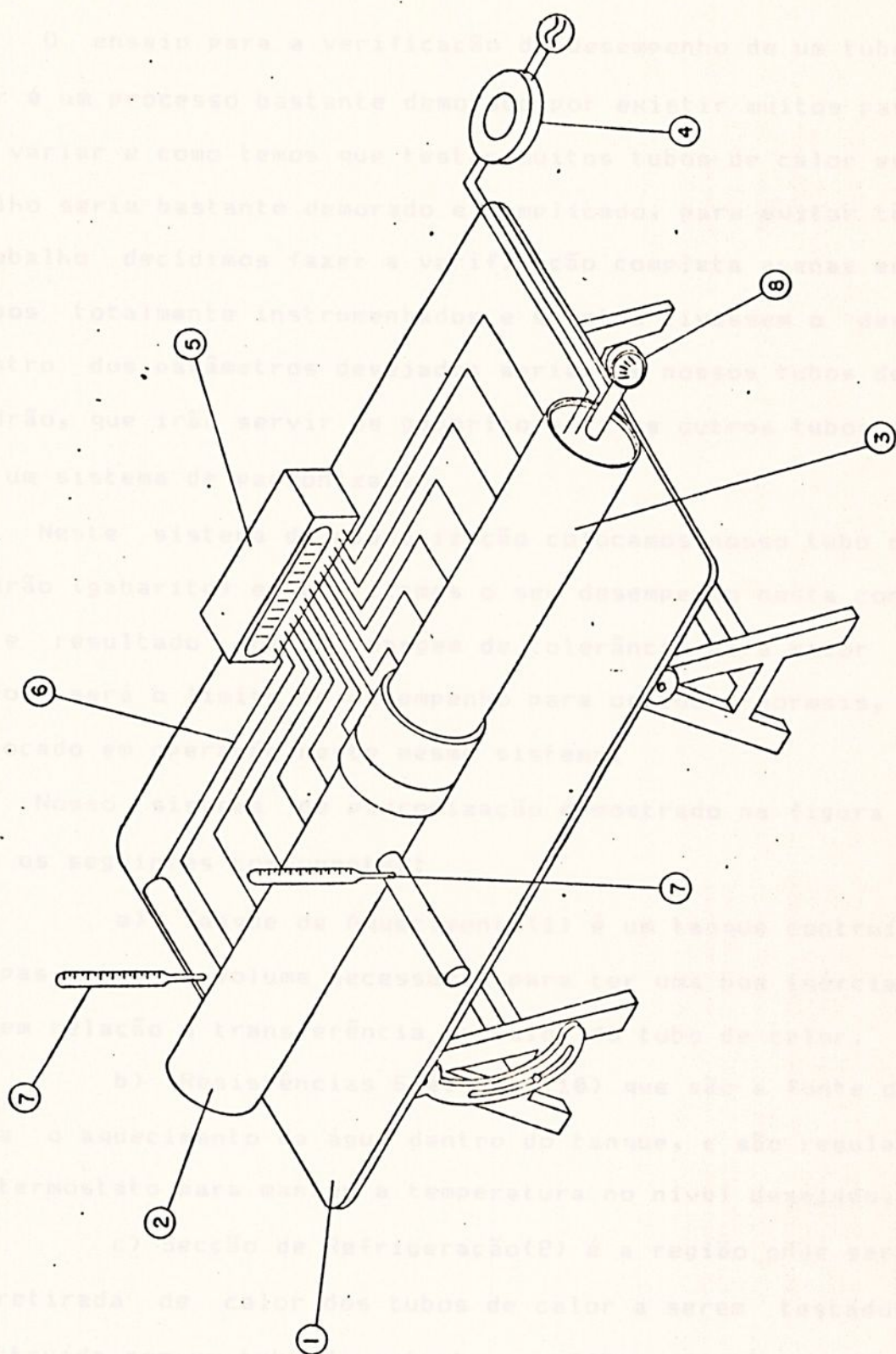


figura IV.7 Esquema geral do sistema de testes individuais

IV.5.SISTEMA DE PADRONIZAÇÃO

O ensaio para a verificação do desempenho de um tubo de calor é um processo bastante demorado por existir muitos parâmetros a variar e como temos que testar muitos tubos de calor este trabalho seria bastante demorado e complicado, para evitar todo este trabalho decidimos fazer a verificação completa apenas em alguns tubos totalmente instrumentados e se eles tivessem o desempenho dentro dos parâmetros desejados seriam os nossos tubos de calor padrão, que irão servir de gabarito para os outros tubos de calor em um sistema de padronização.

Neste sistema de padronização colocamos nosso tubo de calor padrão (gabarito) e verificamos o seu desempenho nesta condições, este resultado com uma margem de tolerância para maior e para menor será o limite de desempenho para os tubos normais, quando colocado em operação neste mesmo sistema.

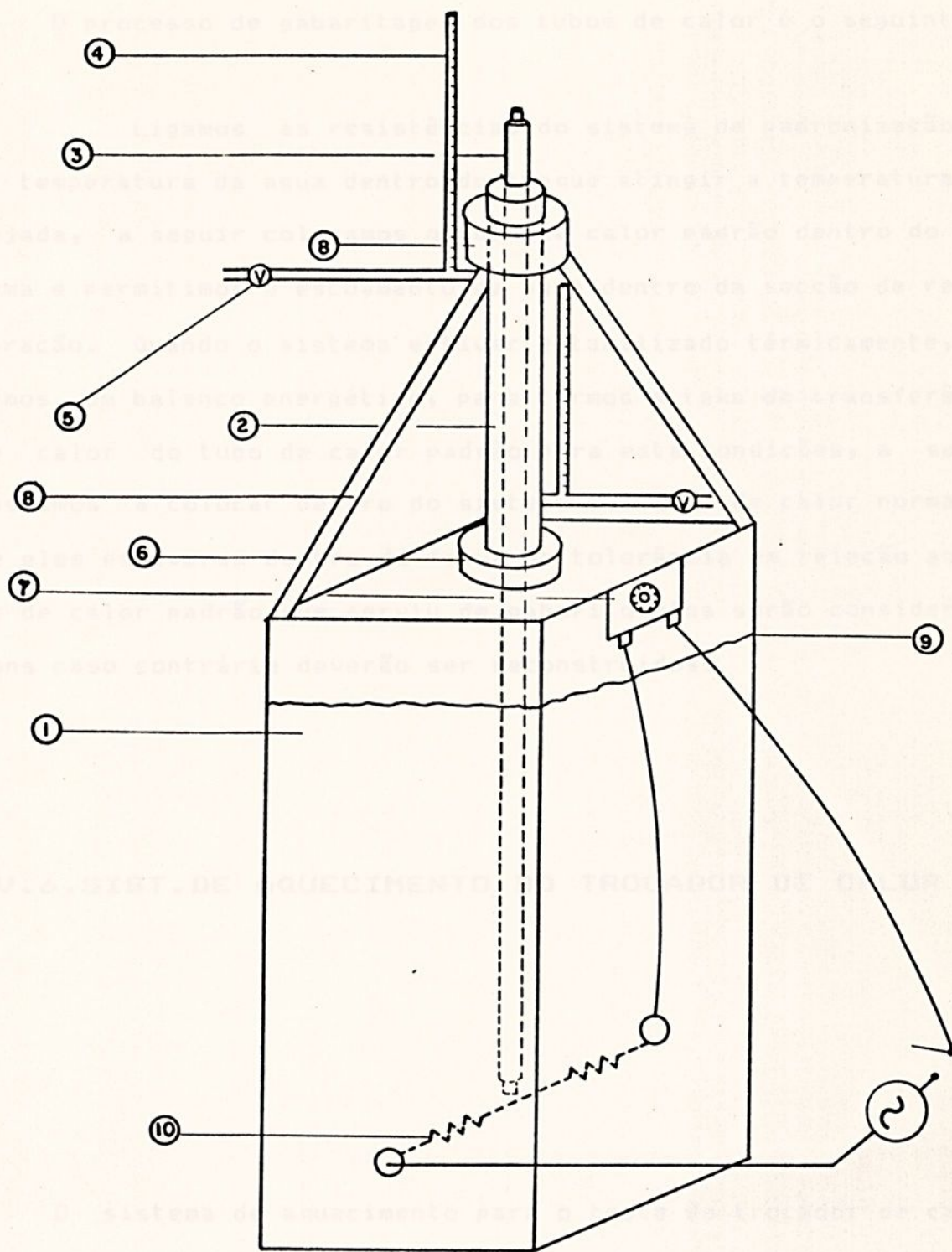
Nosso sistema de padronização é mostrado na figura IV.8 e tem os seguintes componentes:

a) Tanque de Aquecimento(1) é um tanque contruído com chapas e tem um volume necessário para ter uma boa inércia térmica em relação a transferência de calor do tubo de calor.

b) Resistências Elétricas(10) que são a fonte de calor para o aquecimento da água dentro do tanque, e são reguladas por um termostato para manter a temperatura no nível desejado.

c) Secção de Refrigeração(2) é a região onde será feito a retirada de calor dos tubos de calor a serem testados, foi construída com um tubo de amianto com 743mm de diâmetro interno e 8,5mm de espessura e possui na entrada e saída de água termômetros Incoterm com precisão de $0,1^{\circ}\text{C}$.





- 1 - tanque de aquecimento
- 2 - seção de resfriamento
- 3 - tubo de calor
- 4 - termometro de precisão
- 5 - medidor de vazão

- 6 - conector de polipropileno
- 7 - termostato
- 8 - suporte
- 9 - nível de água
- 10 - resistências elétricas

figura IV.8 Sistema de padronização do tubo de calor

O processo de gabaritação dos tubos de calor é o seguinte:

Ligamos as resistências do sistema de padronização até a temperatura da água dentro do tanque atingir a temperatura desejada, a seguir colocamos o tubo de calor padrão dentro do sistema e permitimos o escoamento da água dentro da seção de refrigeração. Quando o sistema estiver estabilizado termicamente, fazemos um balanço energético, para termos a taxa de transferência de calor do tubo de calor padrão para estas condições, a seguir passamos a colocar dentro do sistema os tubos de calor normais e se eles estiverem dentro da faixa de tolerância em relação ao tubo de calor padrão que serviu de gabarito eles serão considerados bons caso contrário deverão ser reconstruídos.

IV.6.SIST.DE AQUECIMENTO DO TROCADOR DE CALOR

IV.7.SISTEMA DE VENTILAÇÃO

O sistema de aquecimento para o teste do trocador de calor, que simulará a fonte quente de um processo industrial qualquer, será feita por resistências elétricas como mostrada na figura IV.9, com potência de 3kW cada uma, estas resistências são montada em um banco como mostrado na figura IV.10 elas podem ser ligadas individualmente permitindo com isto total controle da potência a ser inserida no sistema.

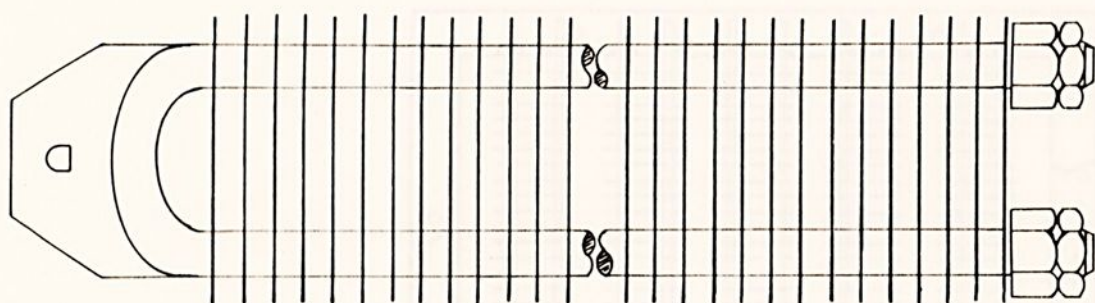


figura IV.9 Esquema de uma resistência utilizada

IV.7.SISTEMA DE VENTILAÇÃO

A parte de ventilação do sistema de testes do trocador de calor é feita por um ventilador industrial, acionado por um motor elétrico de 7,4 kW, o ventilador está fixo em uma base de concreto e é ligado ao conjunto através de uma tubulação de chapa de aço com diâmetro de 25 cm, comomostrado na figura IV.11.

O ar saindo do ventilador passa pelo trocador de calor na região do condensador já recebendo um préaquecimento, passa depois pelo banco de resistências para ser aquecido até a temperatura desejada e por fim passa de novo no trocador de calor mas agora na região do evaporador onde irá ceder calor e depois sairá para a atmosfera.

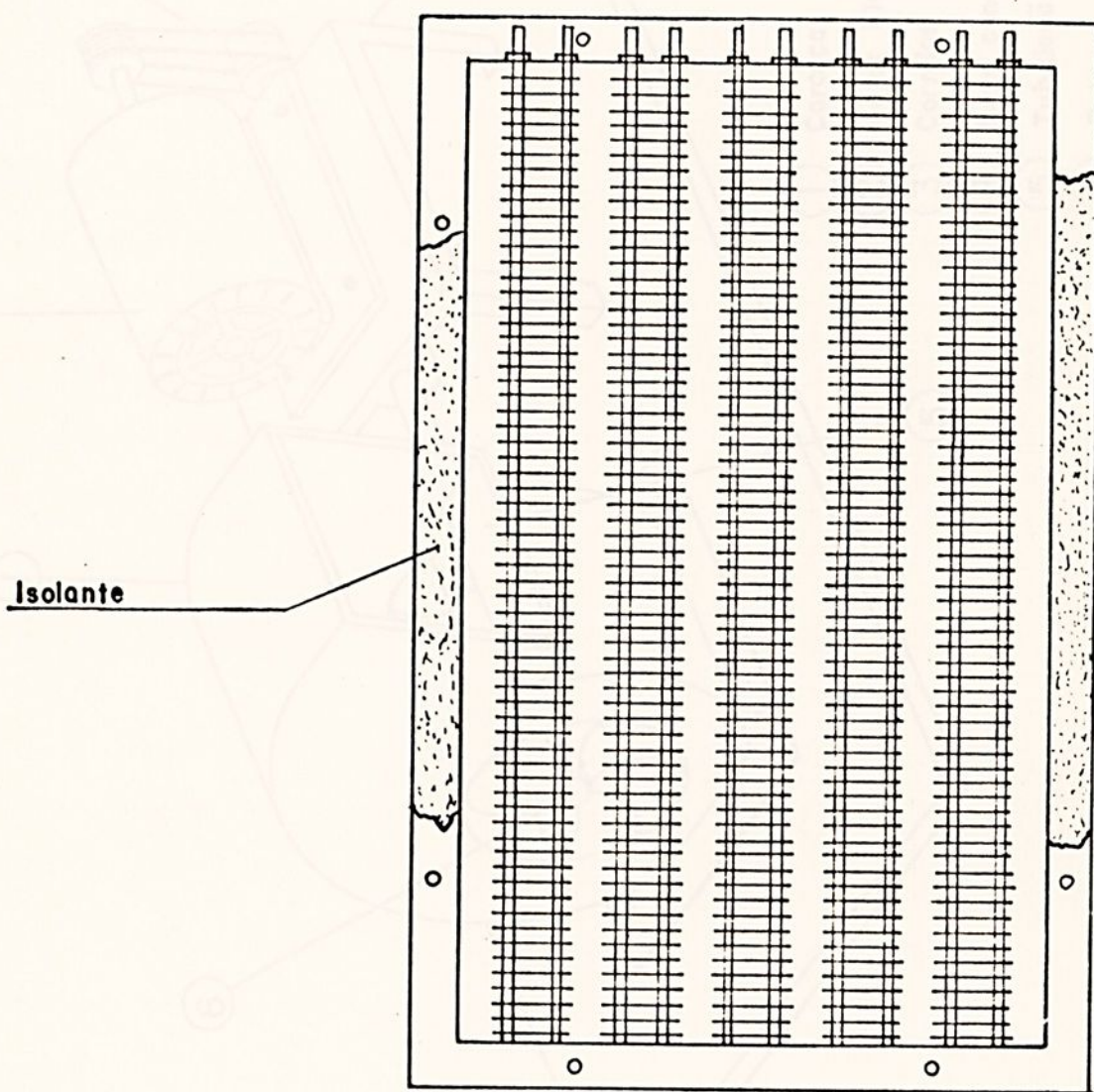
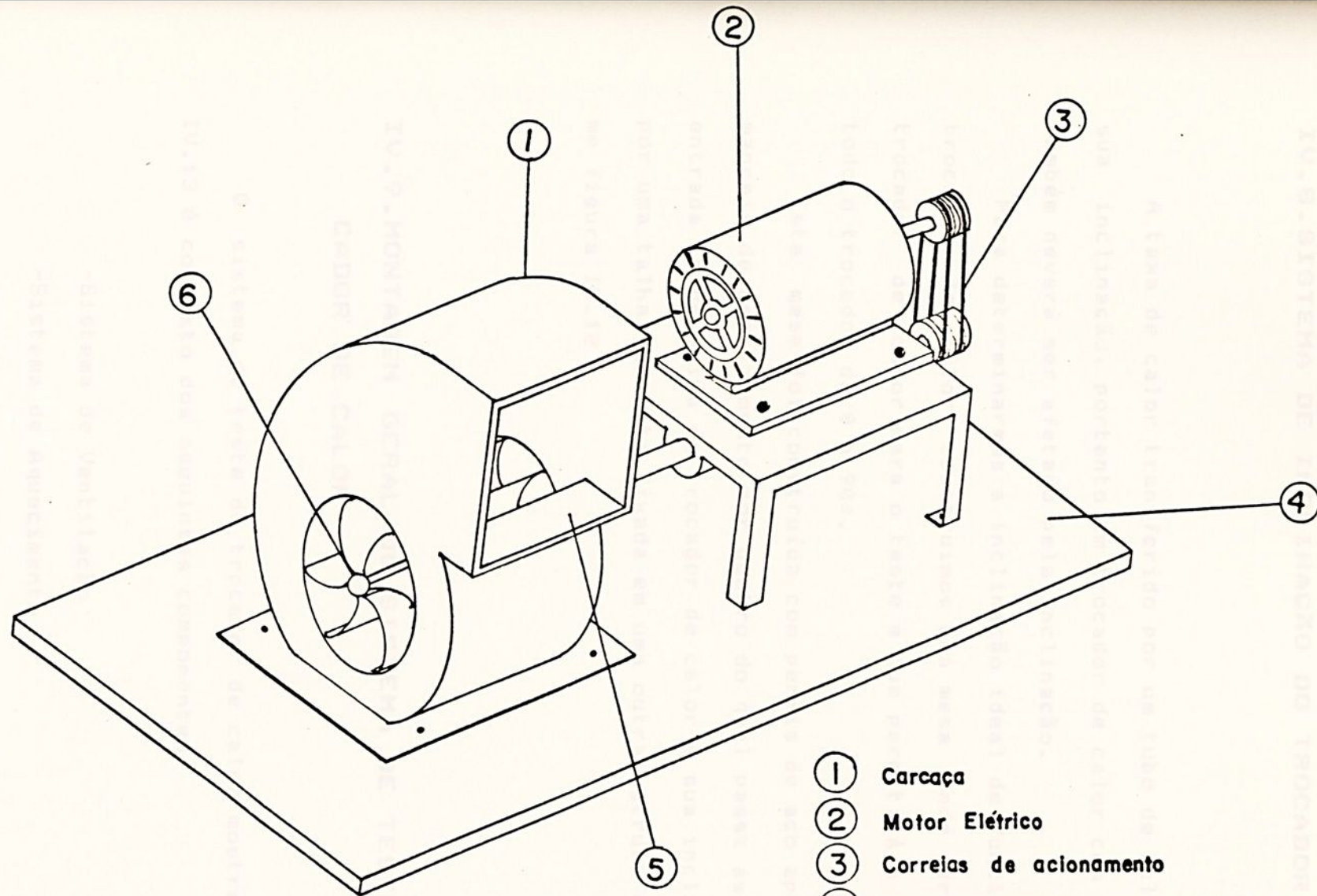


figura IV.10 Esquema do banco de resistência utilizado para o aquecimento do ar

figura IV.11 Sistema de ventilação



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

IV.8.SISTEMA DE INCLINAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR

A taxa de calor transferido por um tubo de calor varia com a sua inclinação, portanto um trocador de calor com tubos de calor também deverá ser afetado pela inclinação.

Para determinarmos a inclinação ideal de funcionamento deste trocador de calor, construímos uma mesa onde será colocado o trocador de calor para o teste e que permitirá a inclinação de todo o trocador de 0 a 90°.

Esta mesa foi construída com perfis de aço apoiadas em dois mancais de deslizamento por dentro do qual passa as tubulações de entrada e de saída do trocador de calor e sua inclinação é feita por uma talha que está fixada em uma outra estrutura de aço conforme figura IV.12

IV.9.MONTAGEM GERAL DO SISTEMA DE TESTE DO TROCADOR DE CALOR

O sistema de teste do trocador de calor mostrado na figura IV.13 é composto dos seguintes componentes:

- Sistema de Ventilação
- Sistema de Aquecimento
- Sistema de Inclinação
- Trocador de Calor
- Orifício calibrado para medição de vazão(15)

Figura IV.12 Sistema de inclinação do trocador de calor

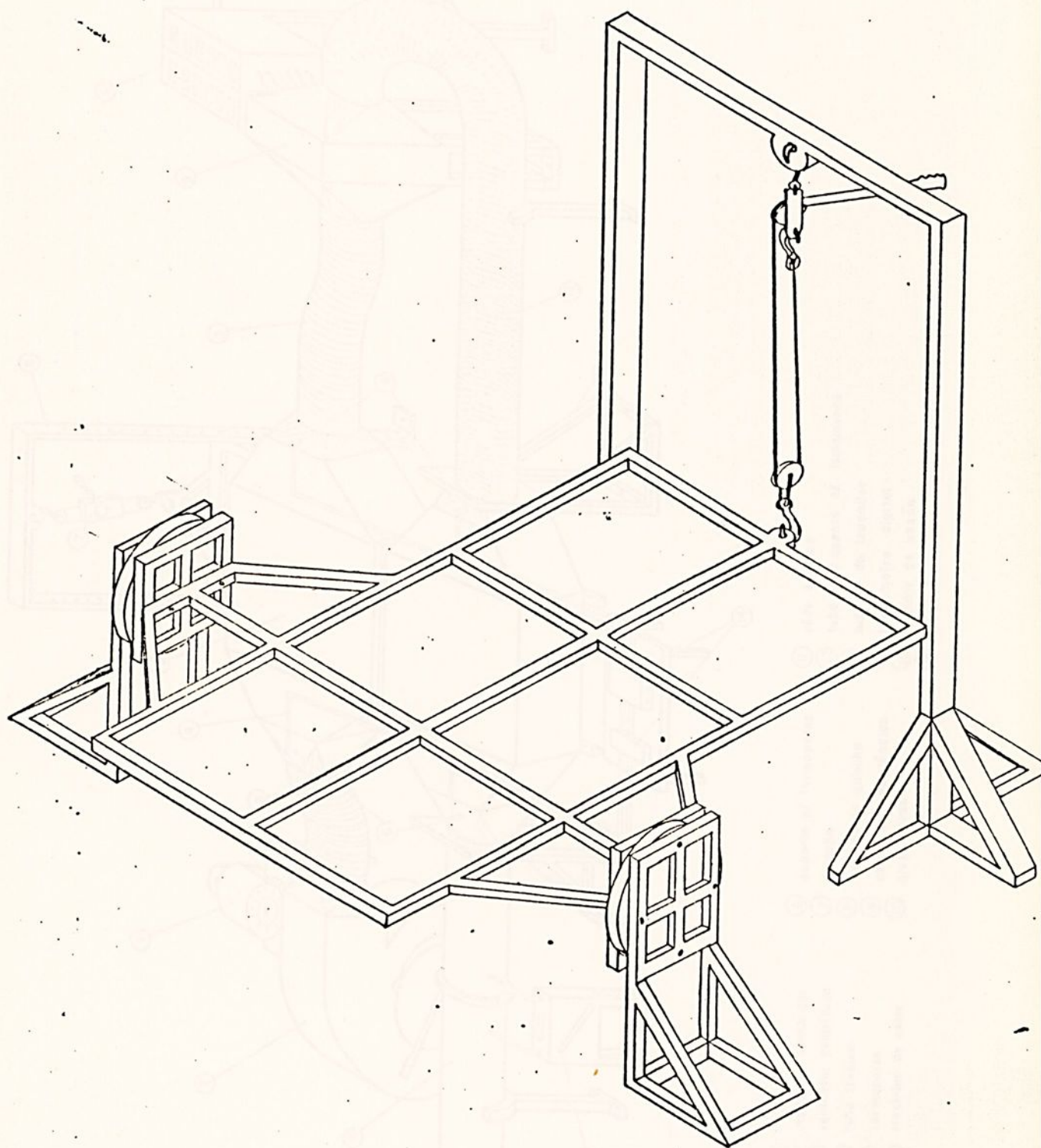
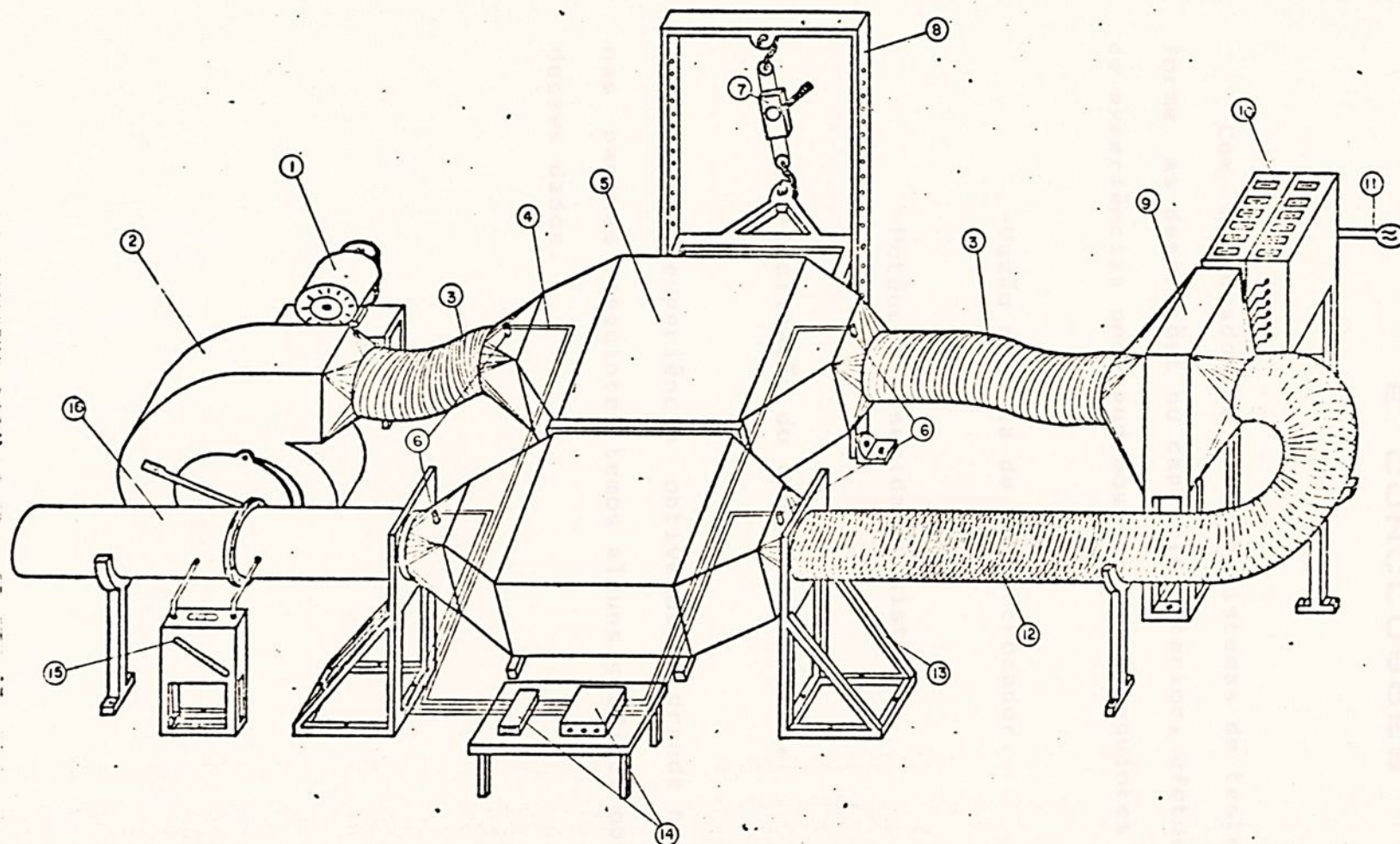


figura IV.12 Sistema de inclinação do trocador de calor

figura IV.13 Esquema da montagem geral do sistema de testes do trocador de calor



- ① motor do ventilador
- ② ventilador centrífugo
- ③ tubo flexível
- ④ termopares
- ⑤ trocador de calor

- ⑥ suporte p/ termopares
- ⑦ guincho
- ⑧ suporte do guincho
- ⑨ caixa de resistências
- ⑩ disjuntores

- ⑪ rede elétrica
- ⑫ tubo p/ ar quente c/ isolamento
- ⑬ suporte do trocador
- ⑭ termômetro digital
- ⑮ medidor de vazão
- ⑯ tubulação de saída do ar quente

CAPITULO V

RESULTADOS COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

Com o trocador de calor e sistemas de testes montados conforme as descrições no capítulo anterior, efetuamos uma bateria de experiências onde pudemos variar os seguintes parâmetros:

-Vazão mássica de ar no trocador.

-Potência inserida no sistema.

-Inclinação do trocador de calor.

Nessas experiência obtivemos um grande numero de dados, e nas paginas seguintes temos alguns gráficos obtidos por alguns desses dados.



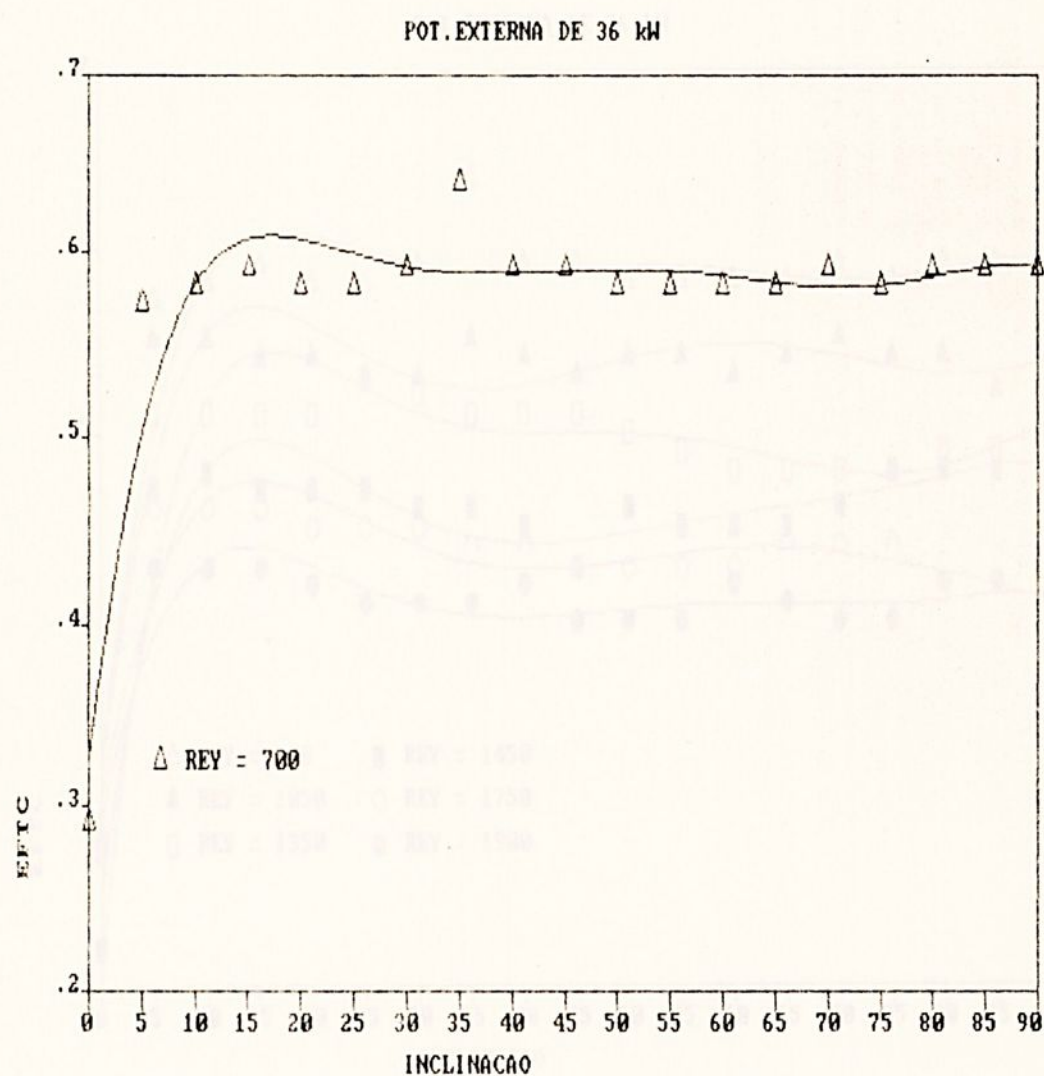


Figura V.1 mostra a efetividade do trocador versus inclinação para uma potência de 36 kW e número de Reynolds 7000

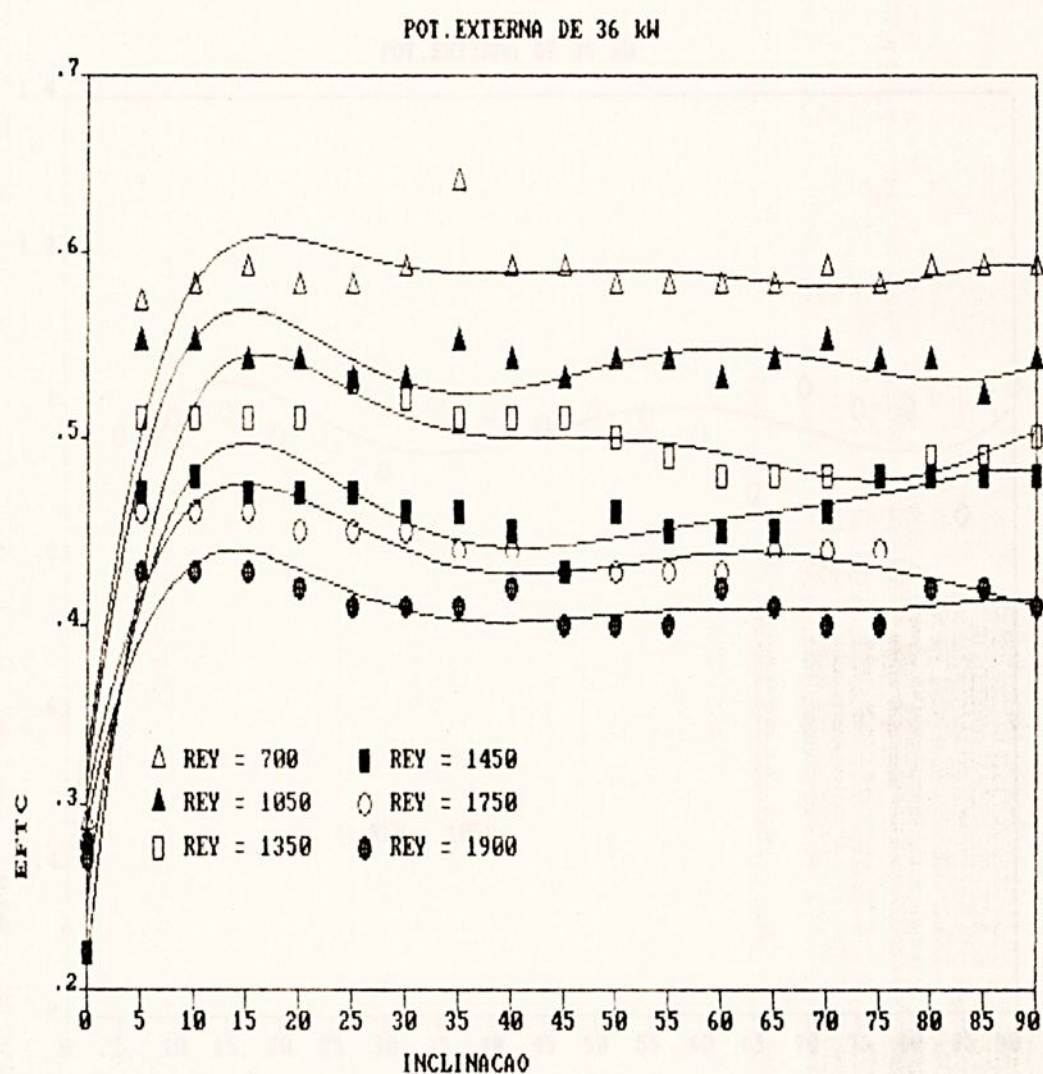


Figura V.2 mostra a efetividade do trocador de calor versus inclinação para a potência de 36 kW para vários números de Reynolds para uma melhor comparação

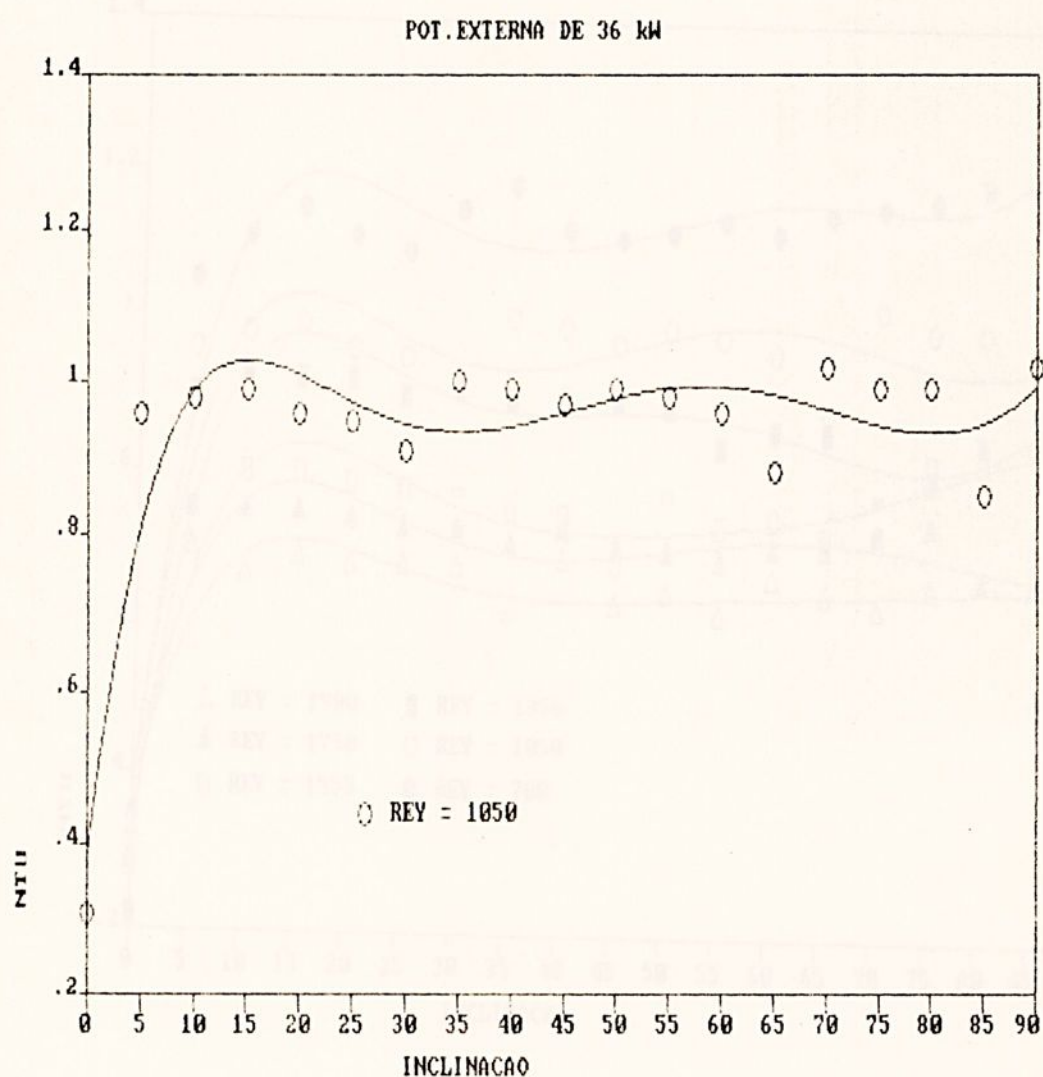


Figura V.3 mostra o NTU versus inclinação para uma potência de 36 kW e número de Reynolds 1050

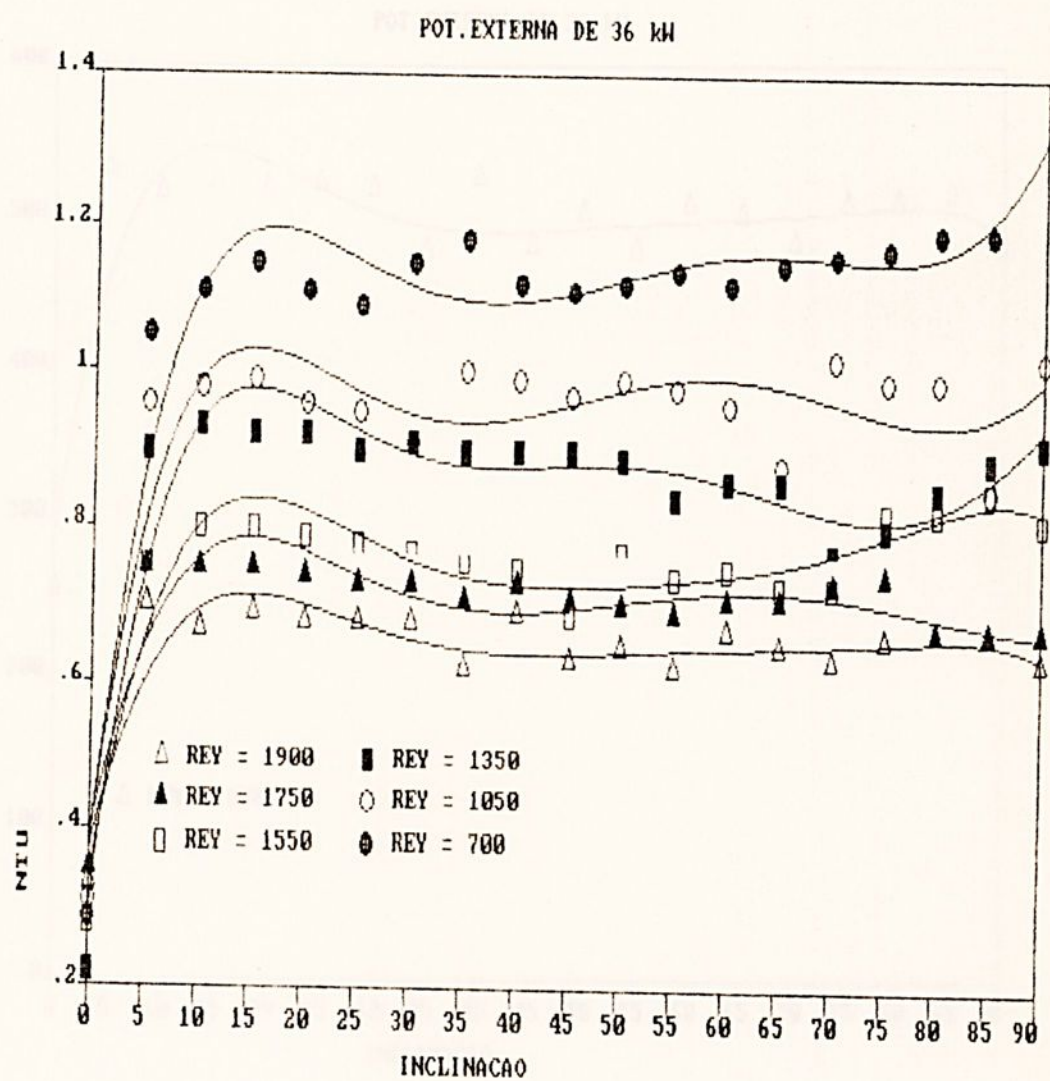


Figura V.4 mostra o NTU versus inclinação para potência de 36 kW e para vários números de Reynolds para comparação

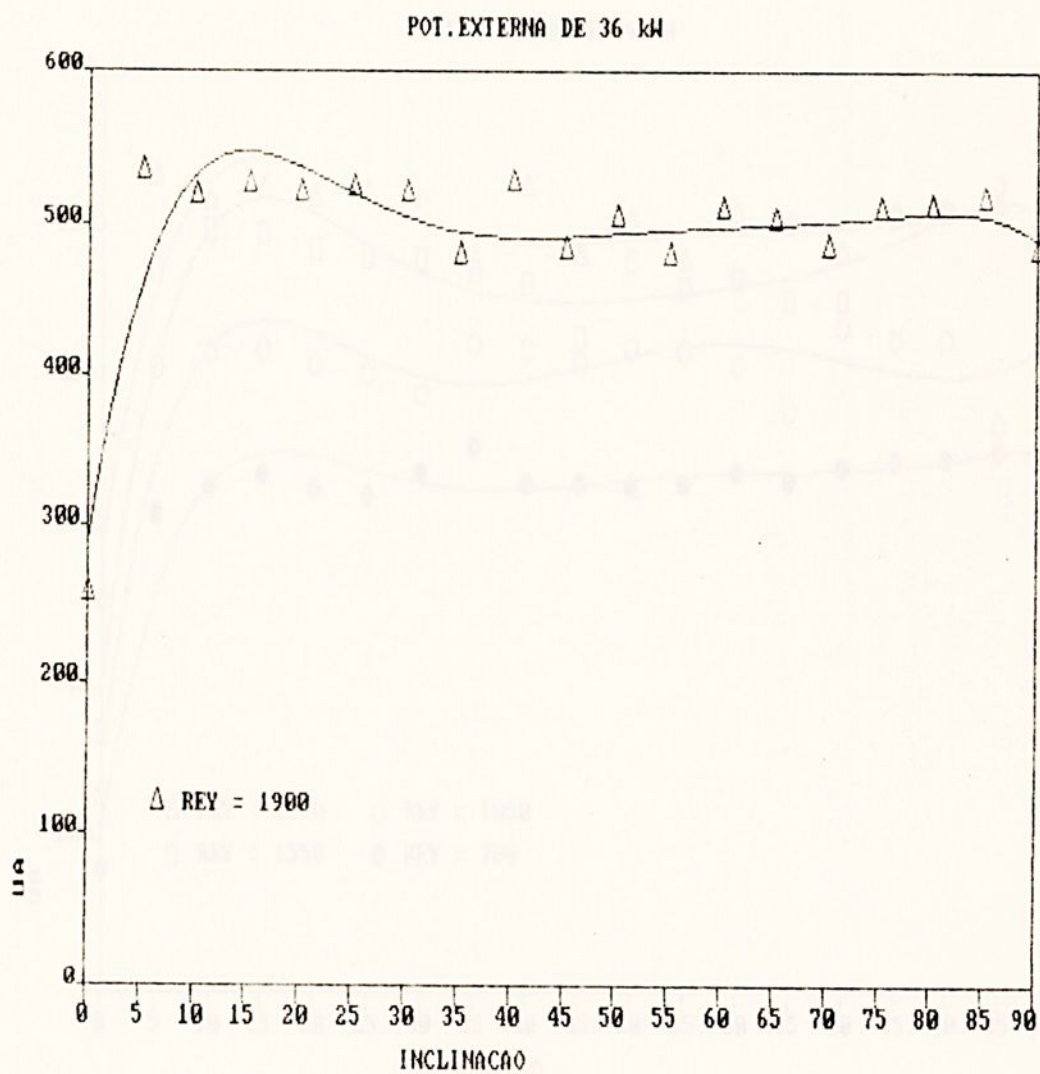


Figura V.5 mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 36 kW e número de Reynolds 1900

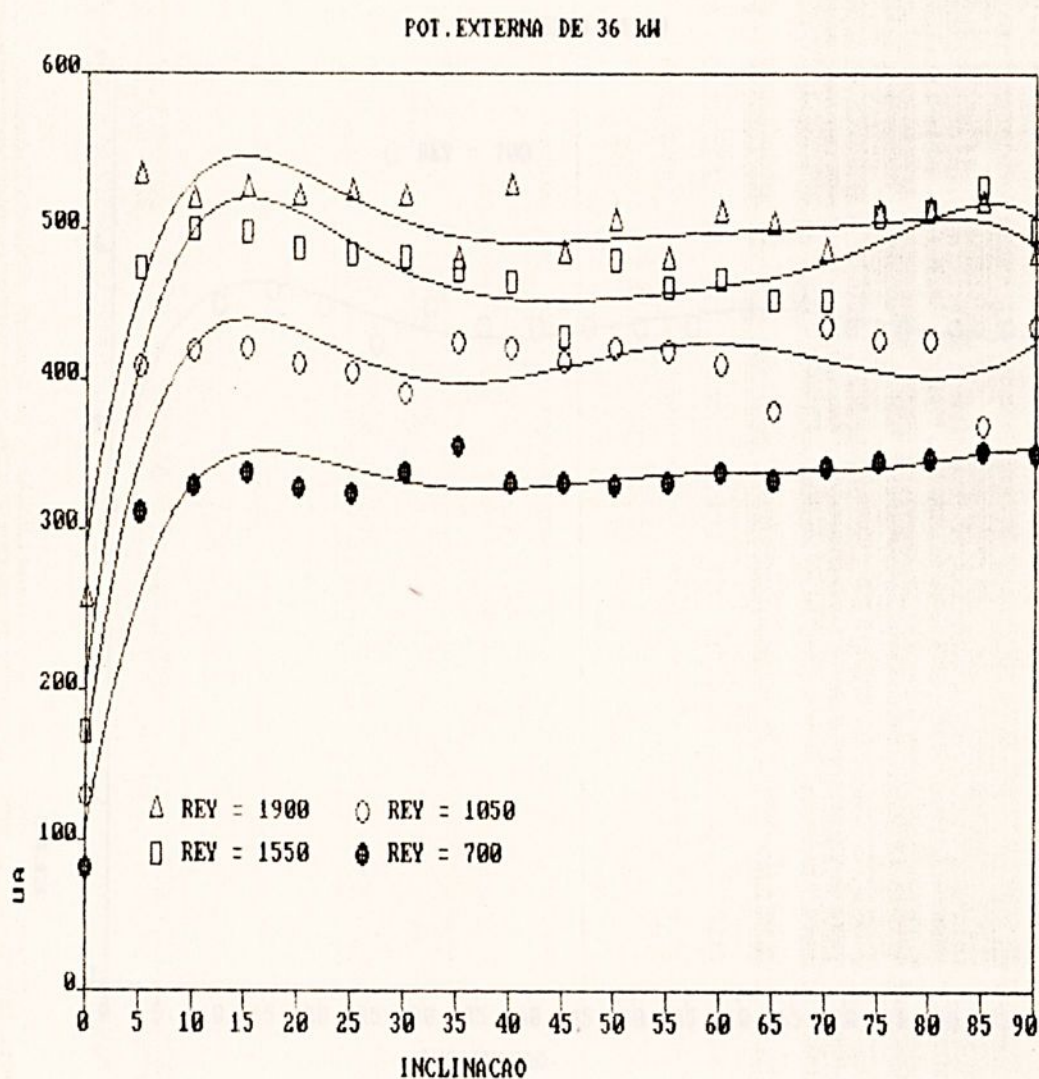


Figura V.6 mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 36 kW e vários número de Reynolds para comparação.

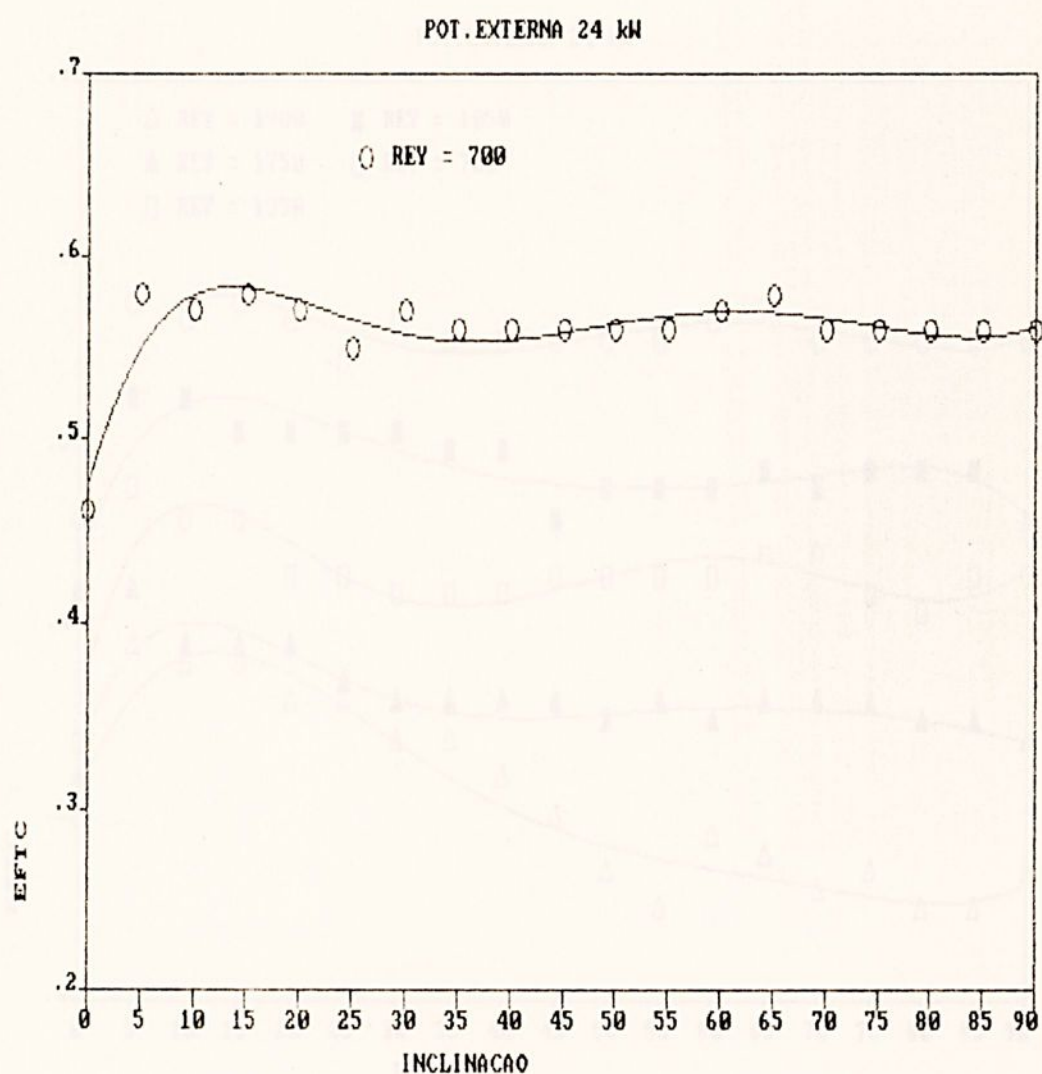


Figura V.7 mostra a varia da eficiencia térmica do trocador de calor versus inclinação para potência de 24 kW e numero de Reynolds 700

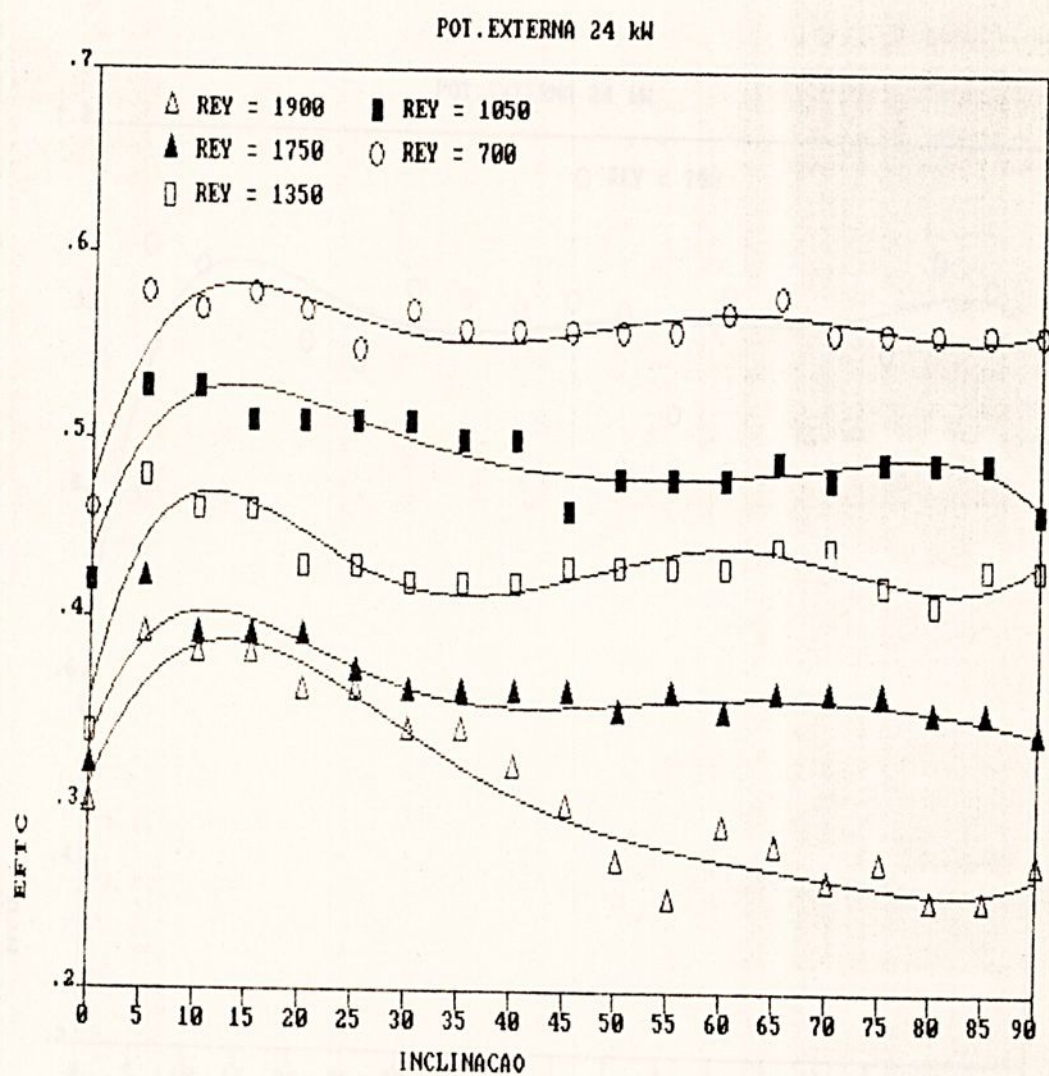


Figura V.8 mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus inclinação para potência de 24 kW e para vários números de Reynolds para comparação

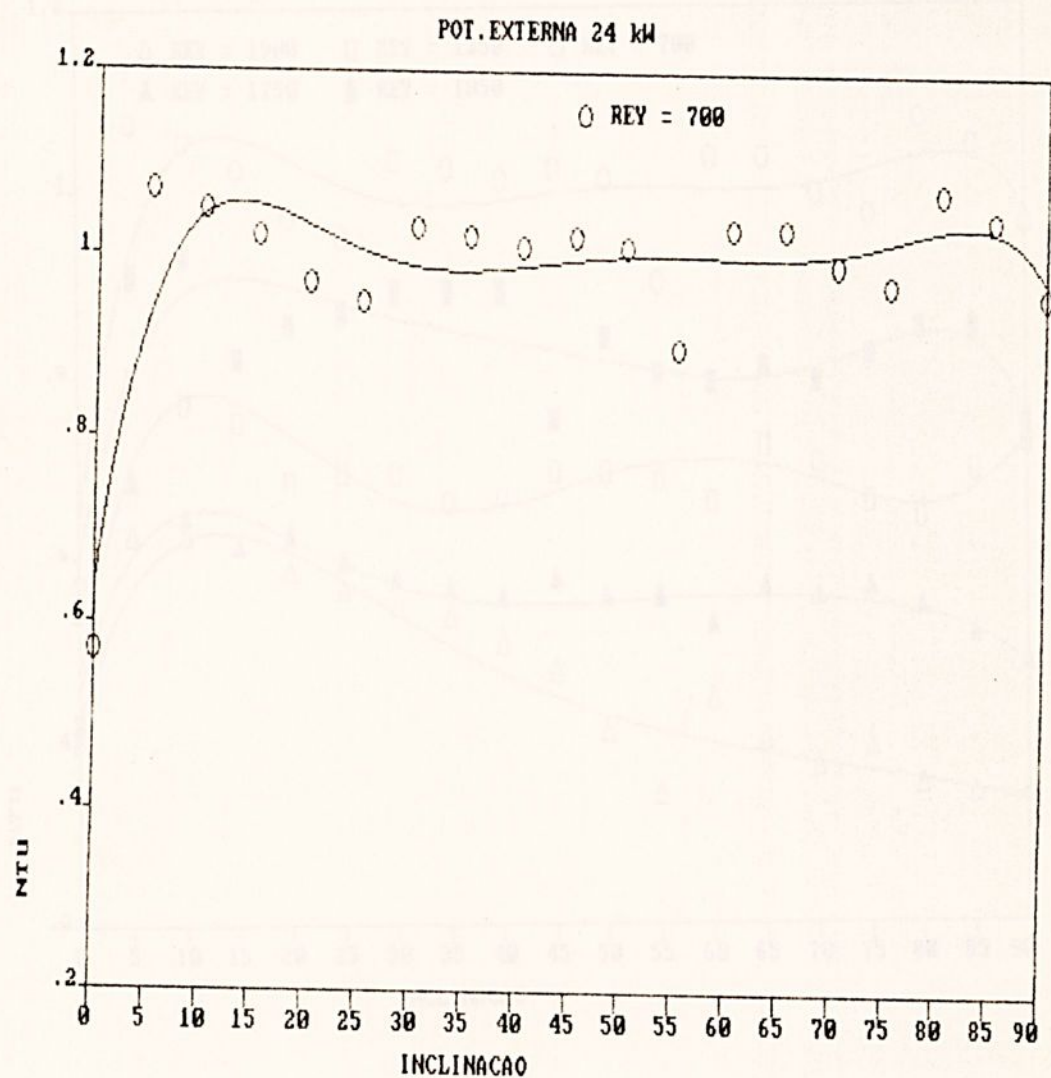


Figura V.9 mostra a variação do NTU versus inclinação para potência de 24 kW e número de Reynolds 700

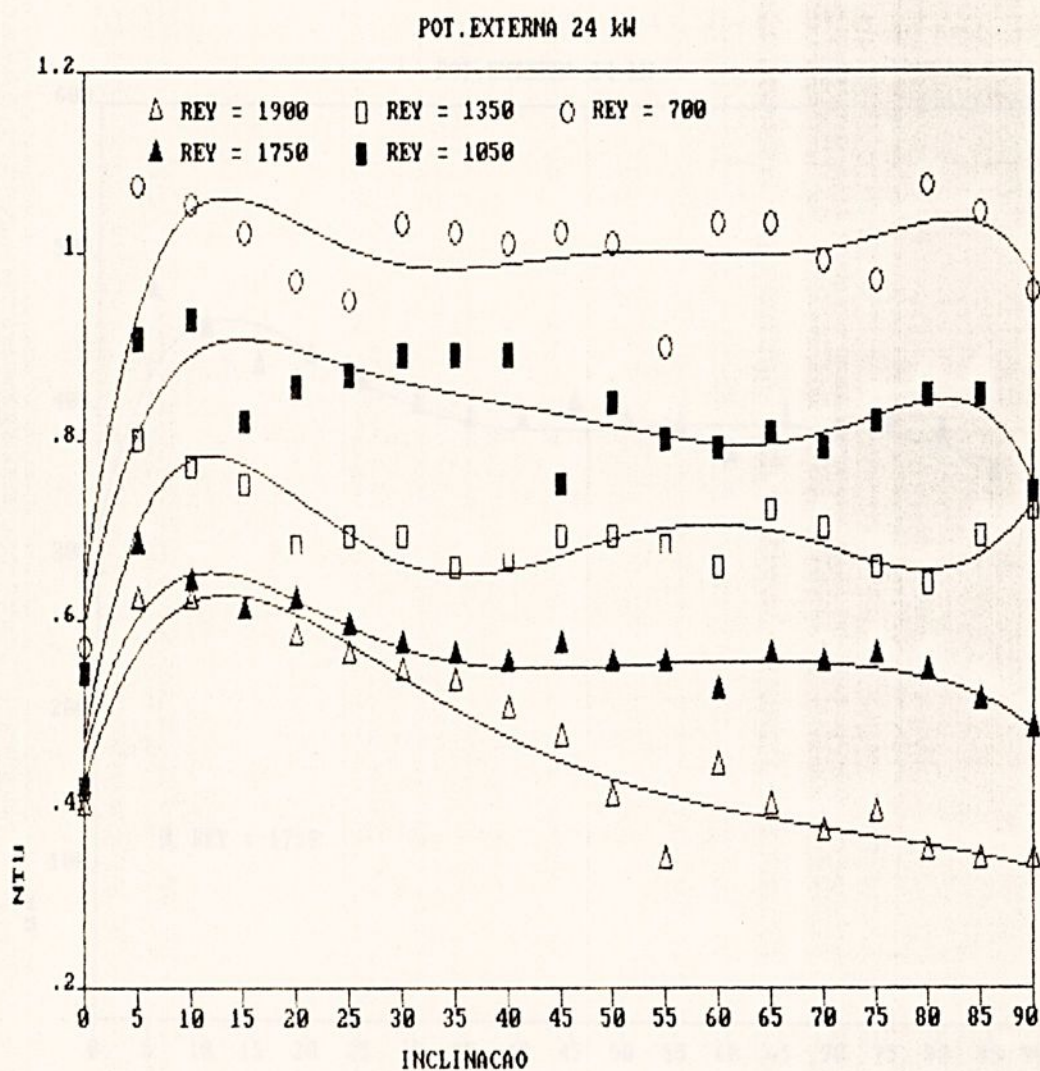


Figura V.10 mostra a variação do NTU versus inclinação para potência de 24 kW e vários numeros de Reynolds para comparação.

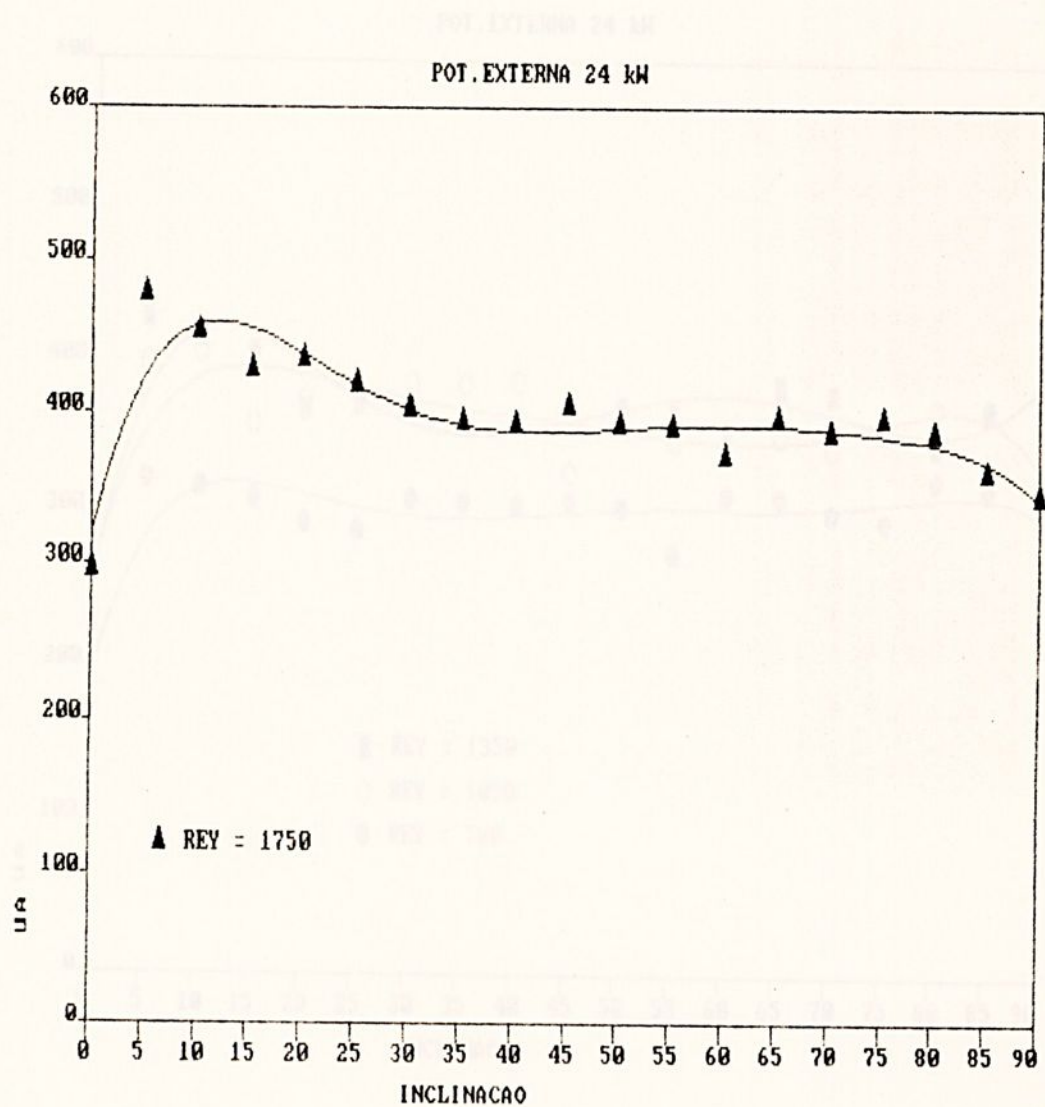


Figura V.11 mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 24 kW e número de Reynolds 1750.

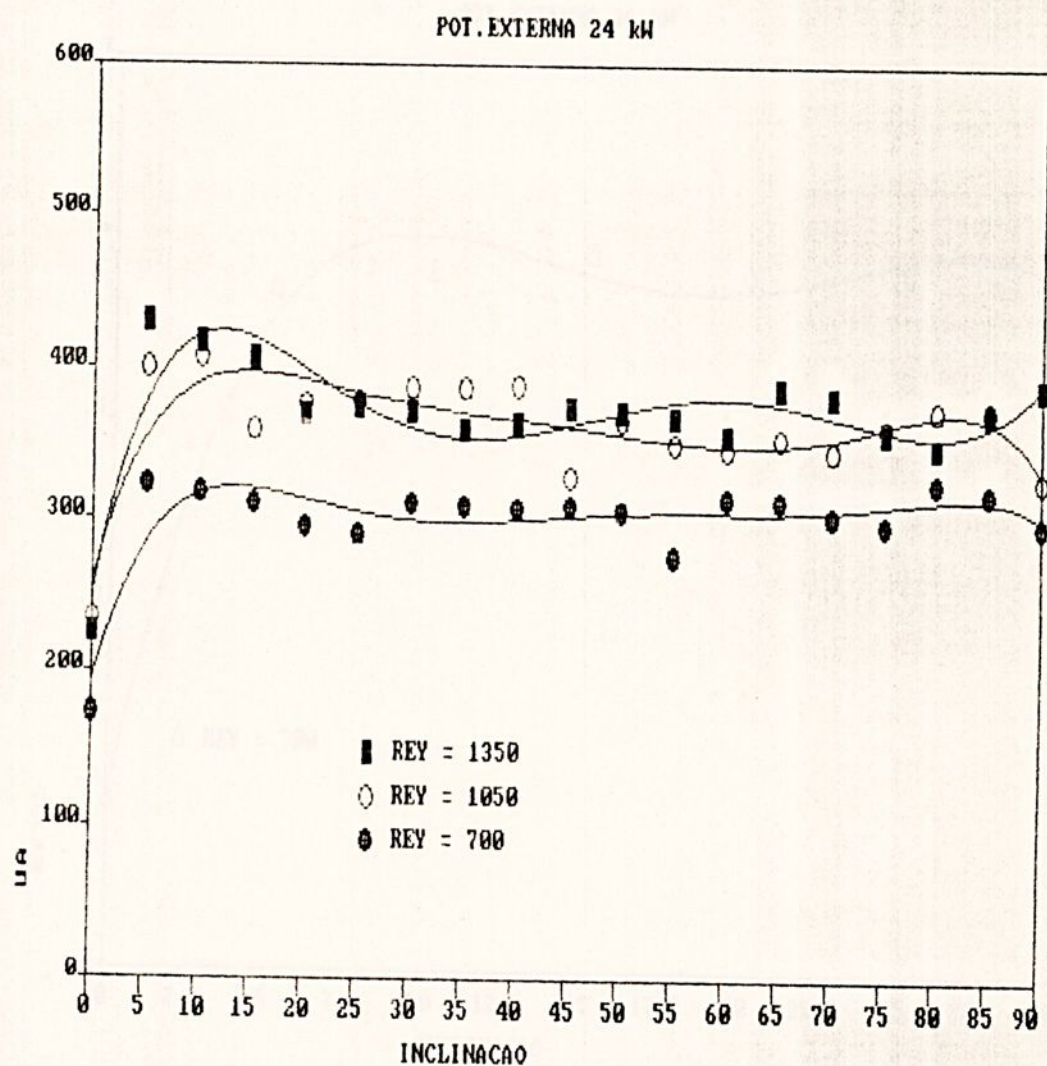


Figura V.12 mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 24 kW e vários números de Reynolds para comparação.

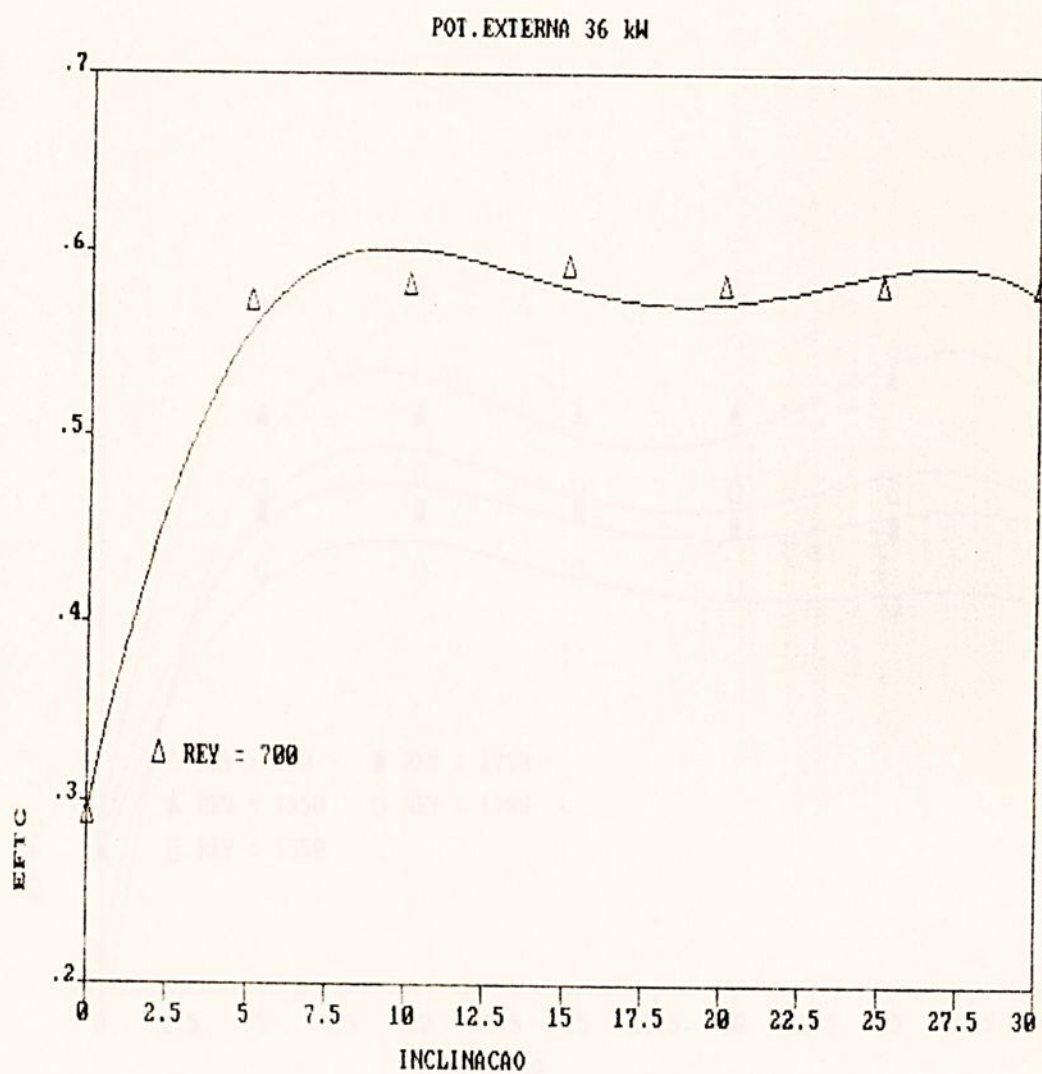


Figura V.13 mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus inclinação para potência de 36 kW e número de Reynolds 700

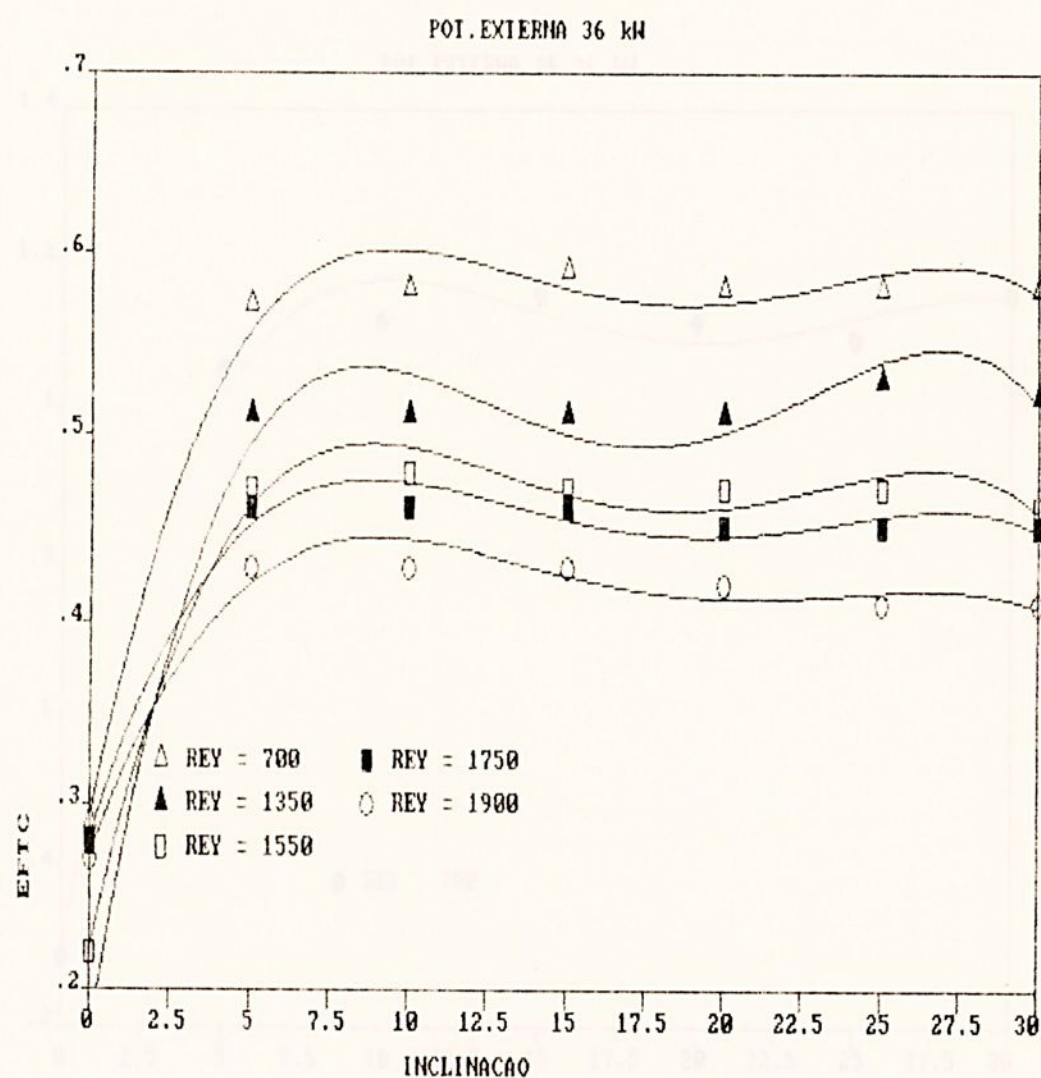


Figura V.14 mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus inclinação para potência de 36 kW e vários números de Reynolds para comparação.

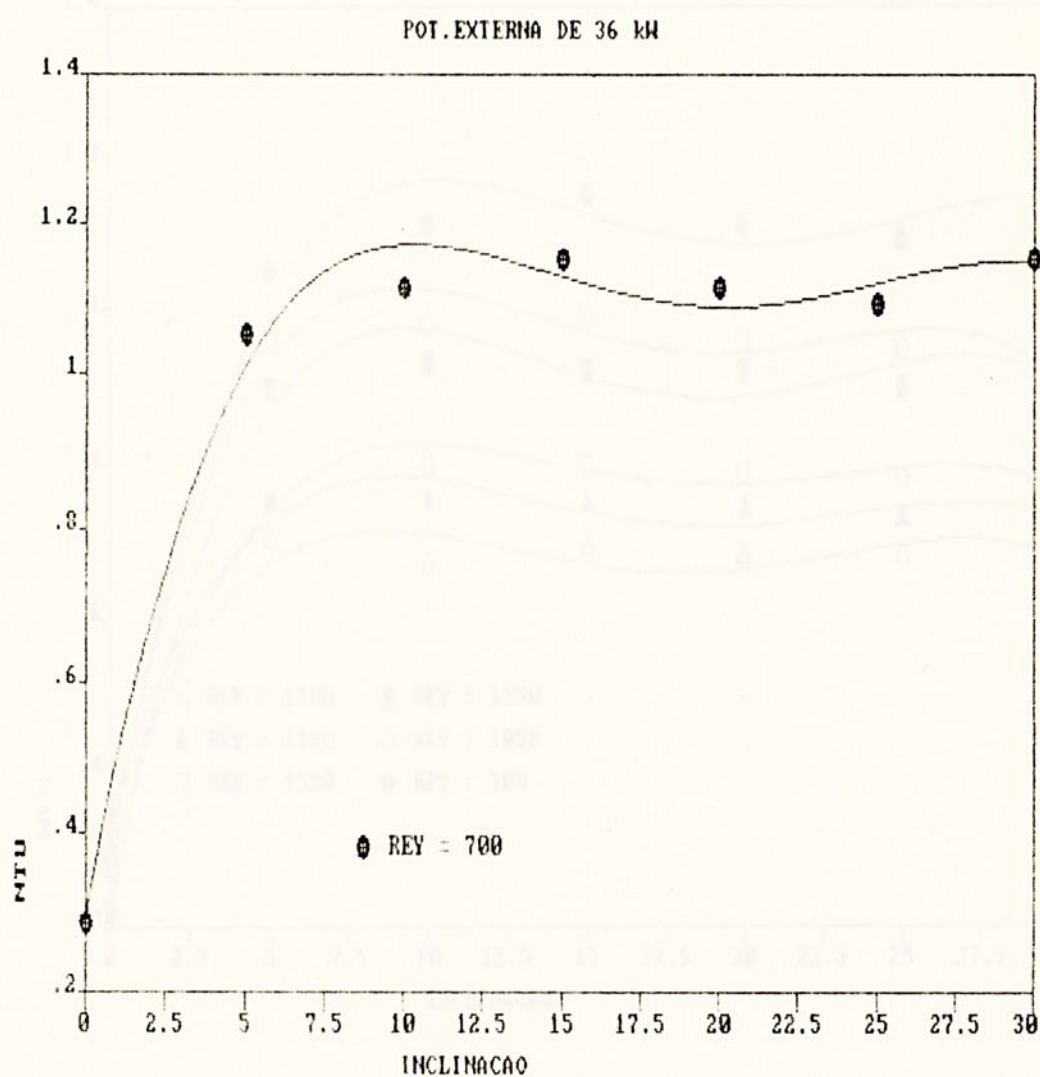


Figura V.15 mostra a variação do NTU versus inclinação para potência de 36 kW e número de Reynolds 700.

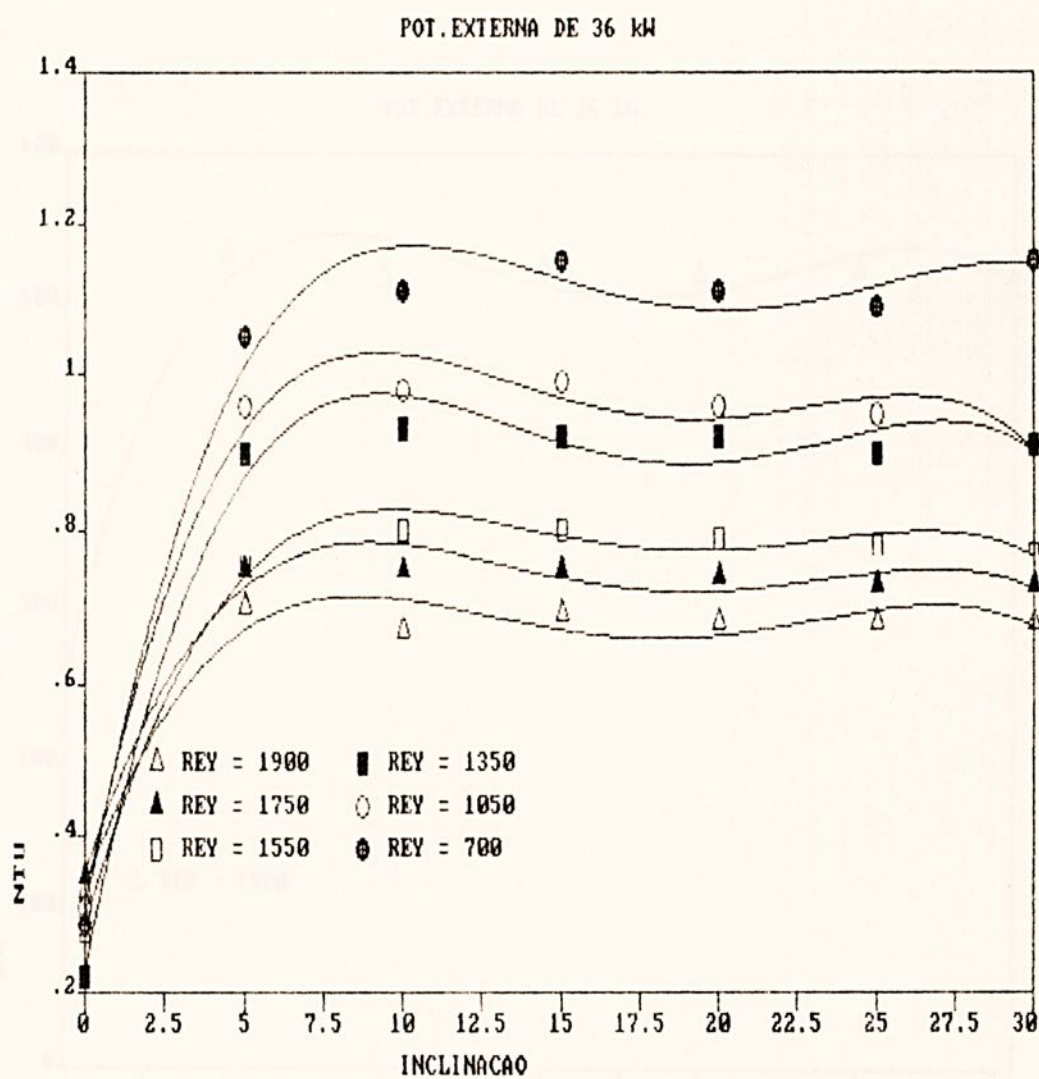


Figura V.16 mostra a variação do NTU versus inclinação para potência de 36 kW e vários números de Reynolds para comparação.

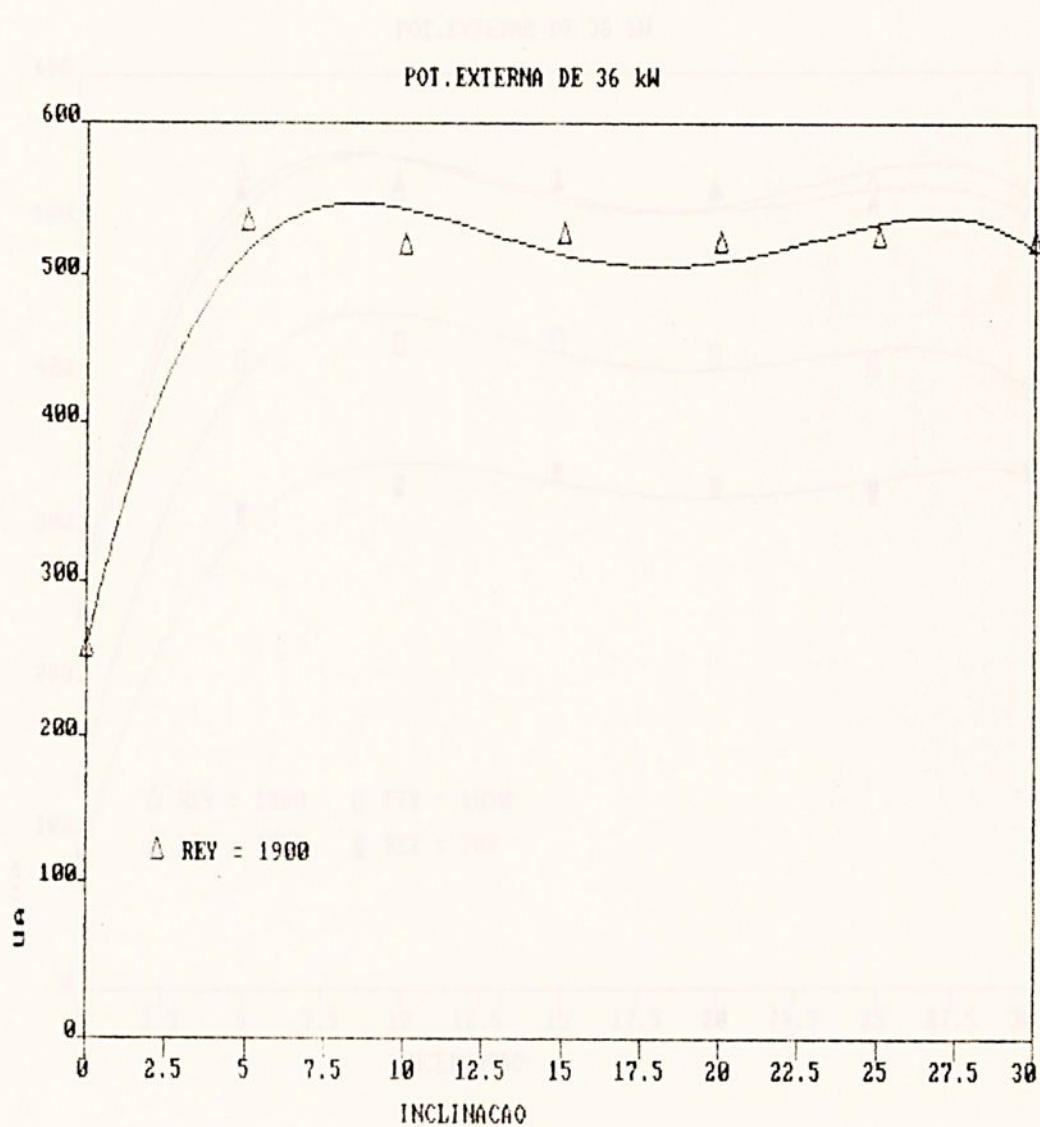


Figura V.17 mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 36 kW e Reynolds 1900

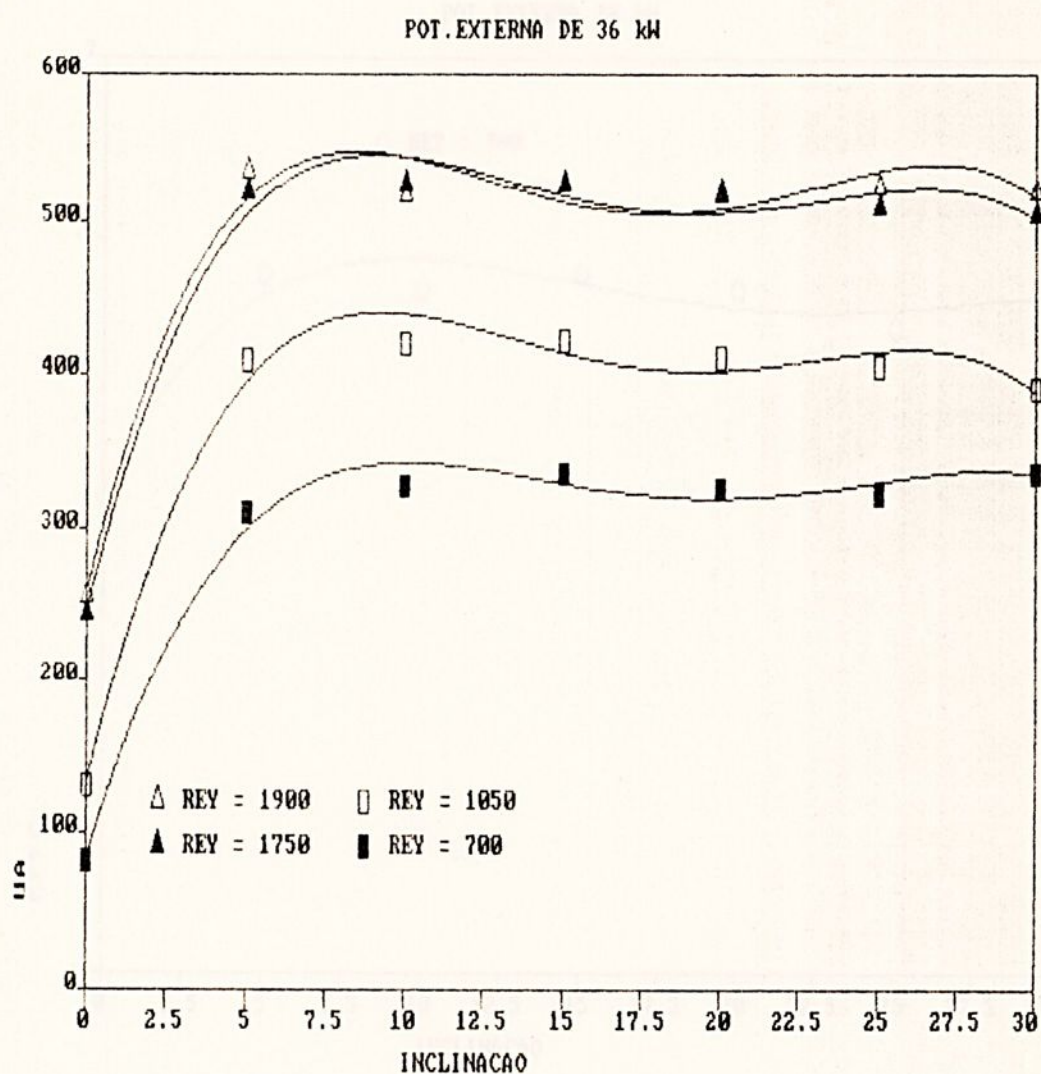


Figura V.18 mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 36 kW e para vários números de Reynolds para comparação.

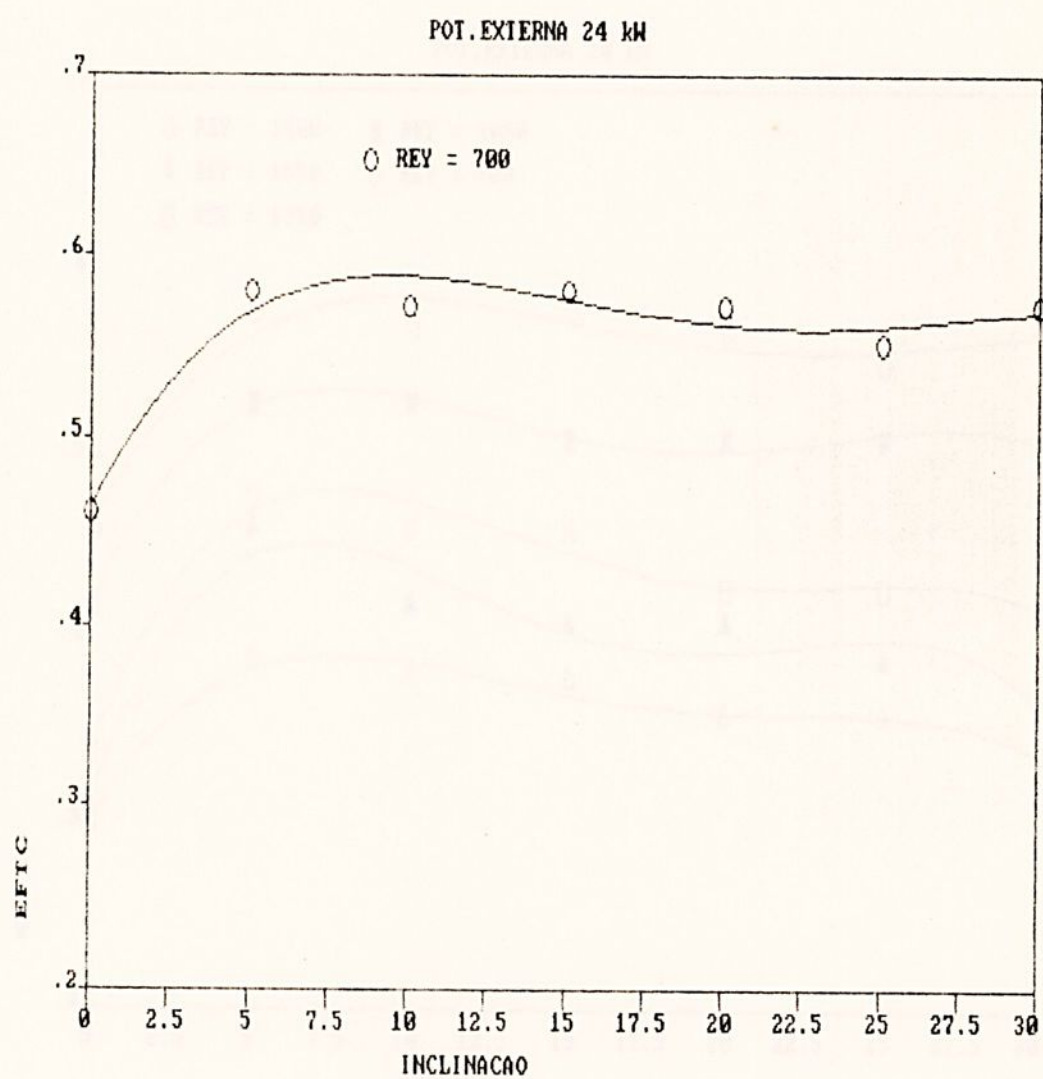


Figura V.19 mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus inclinação para potência de 24 kW e Reynolds 700.

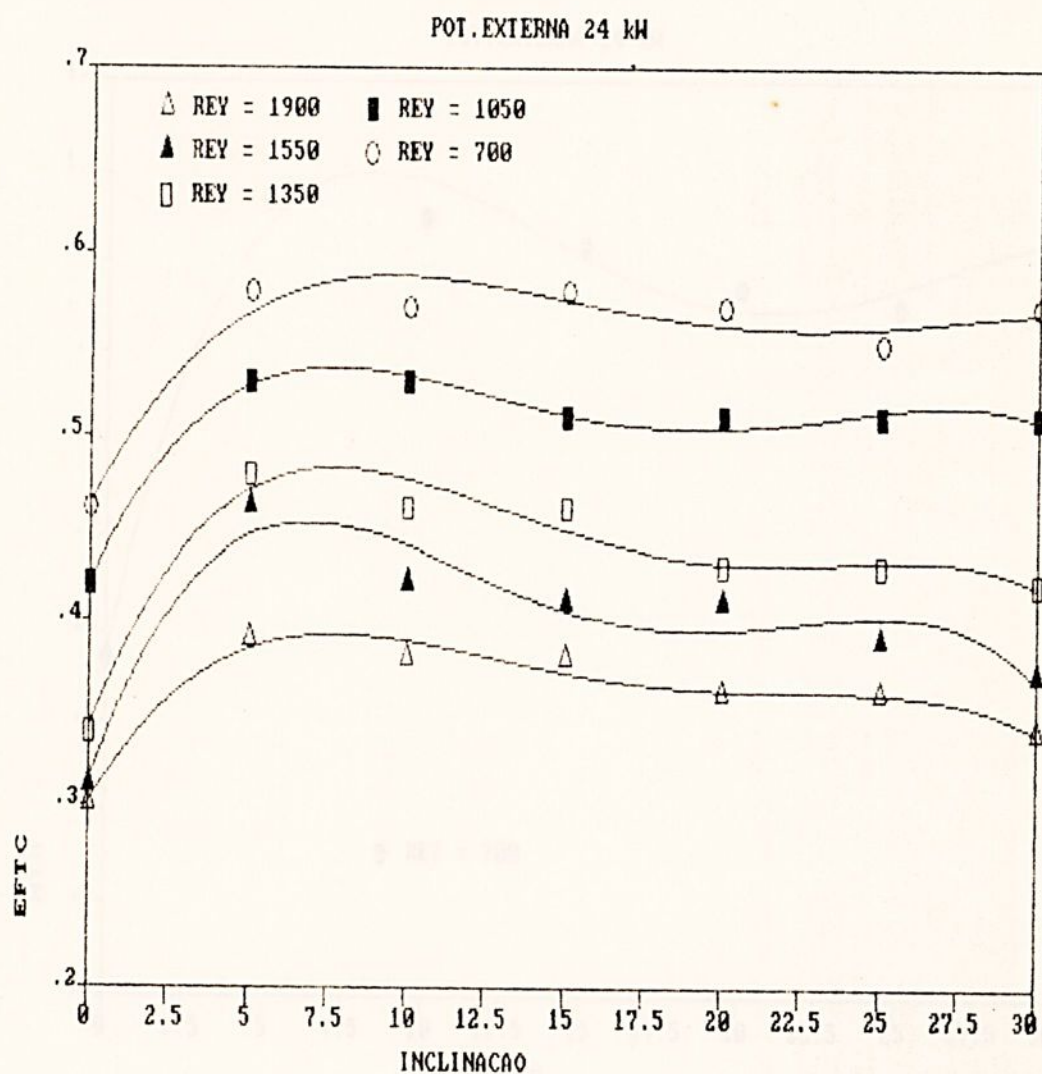


Figura V.20 mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus inclinação para potência de 24 kW e vários número de Reynolds para comparação.

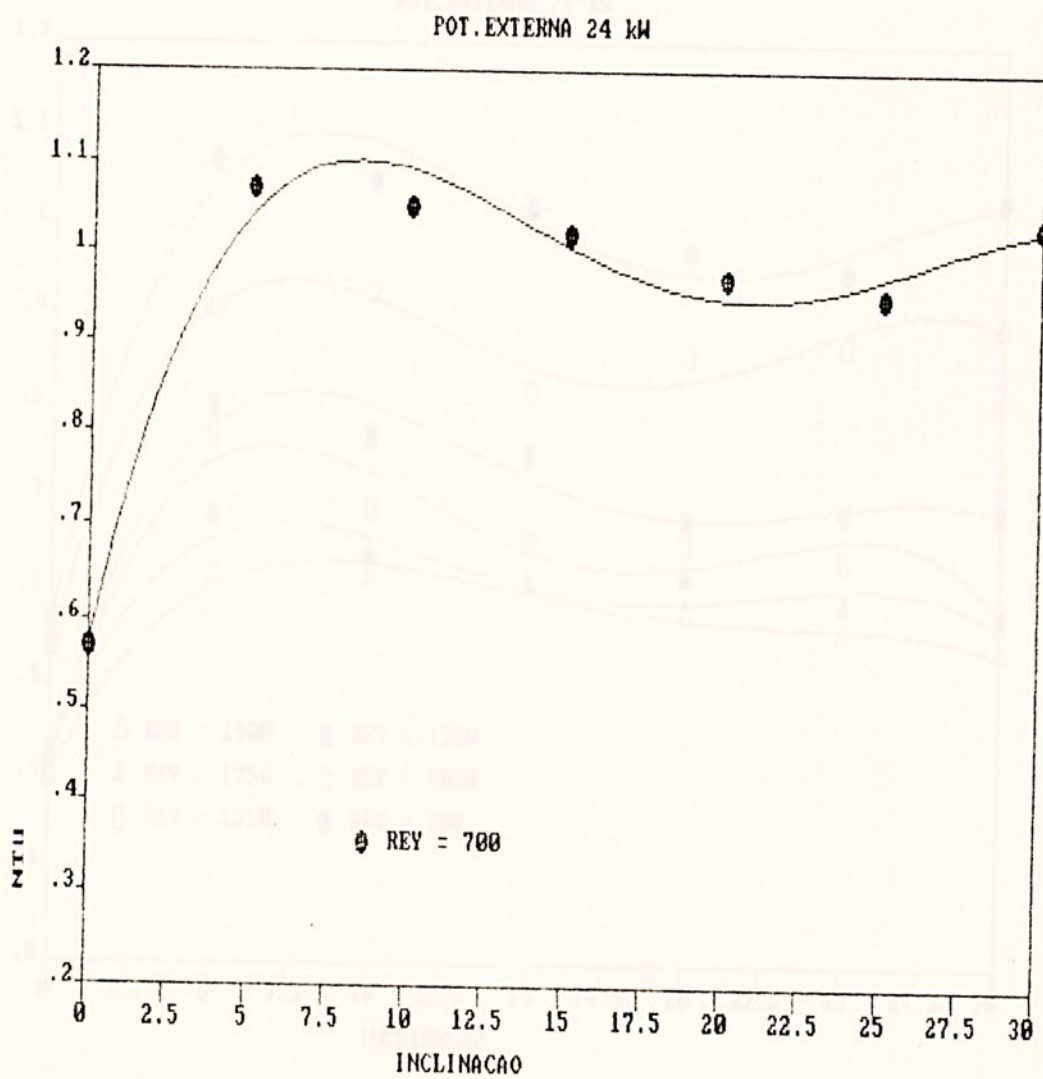


Figura V.21 mostra a variação do NTU versus inclinação para potência de 24 kW e Reynolds 700

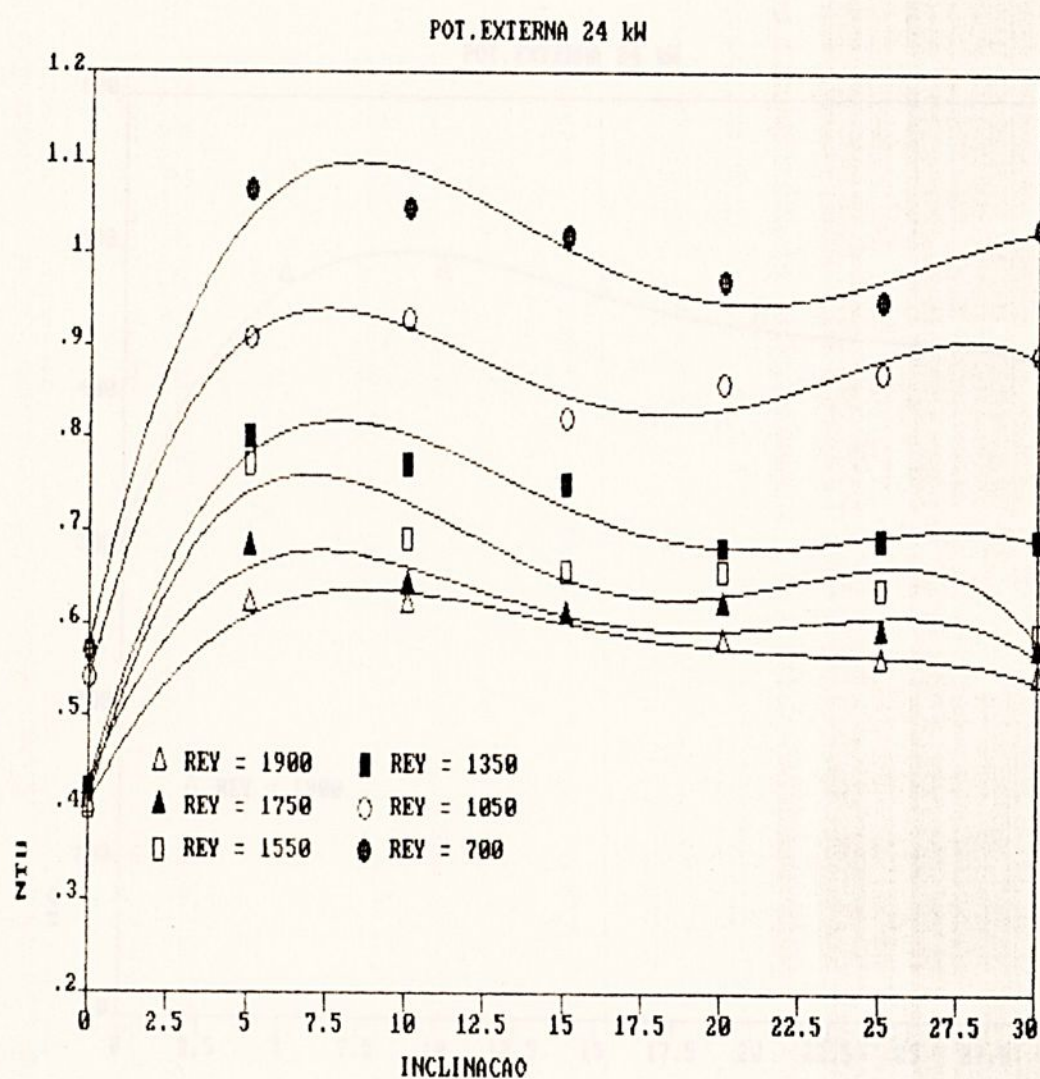


Figura V.22 mostra a variação do NTU versus inclinação para potência de 24 kW e vários números de Reynolds para comparação.

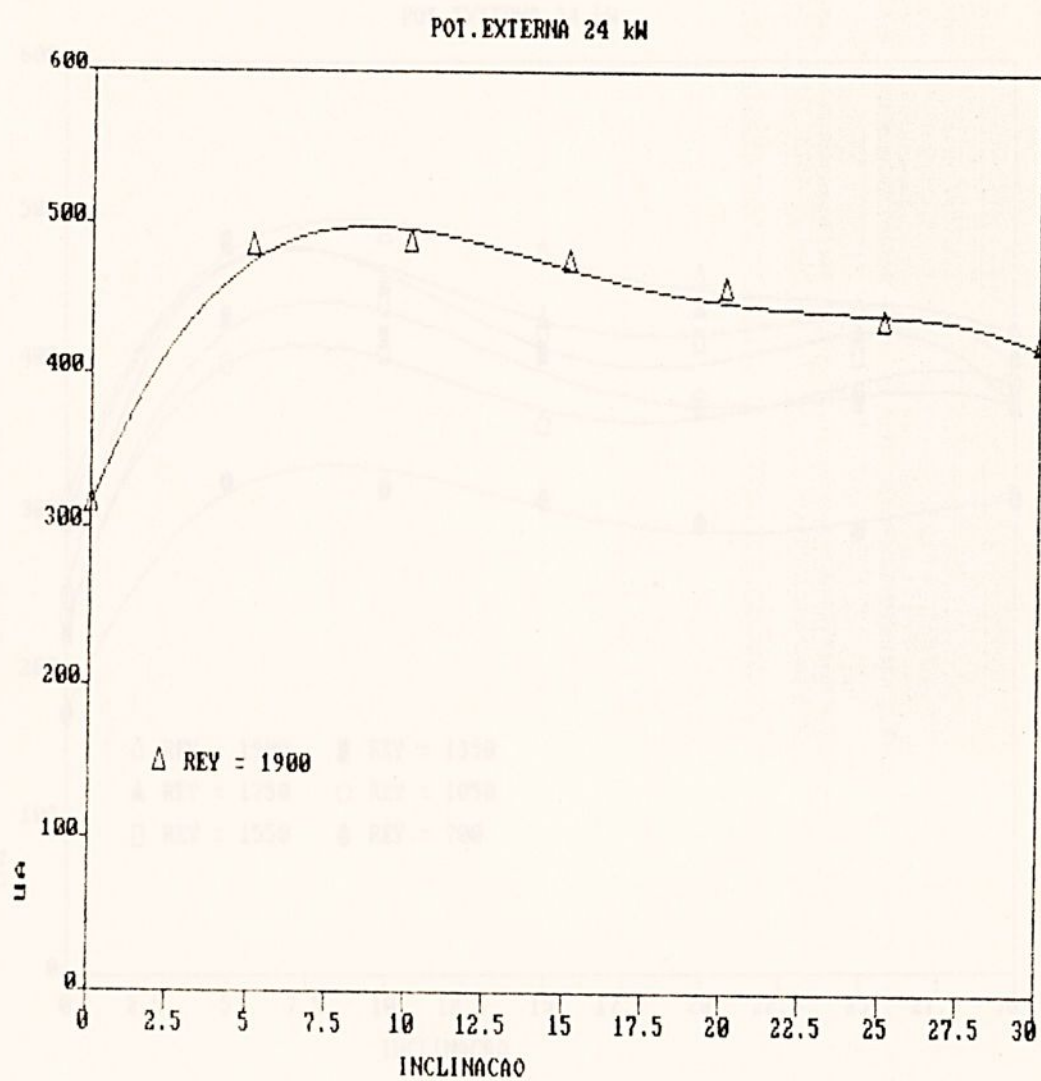


Figura V.23 mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 24 kW e Reynolds 1900

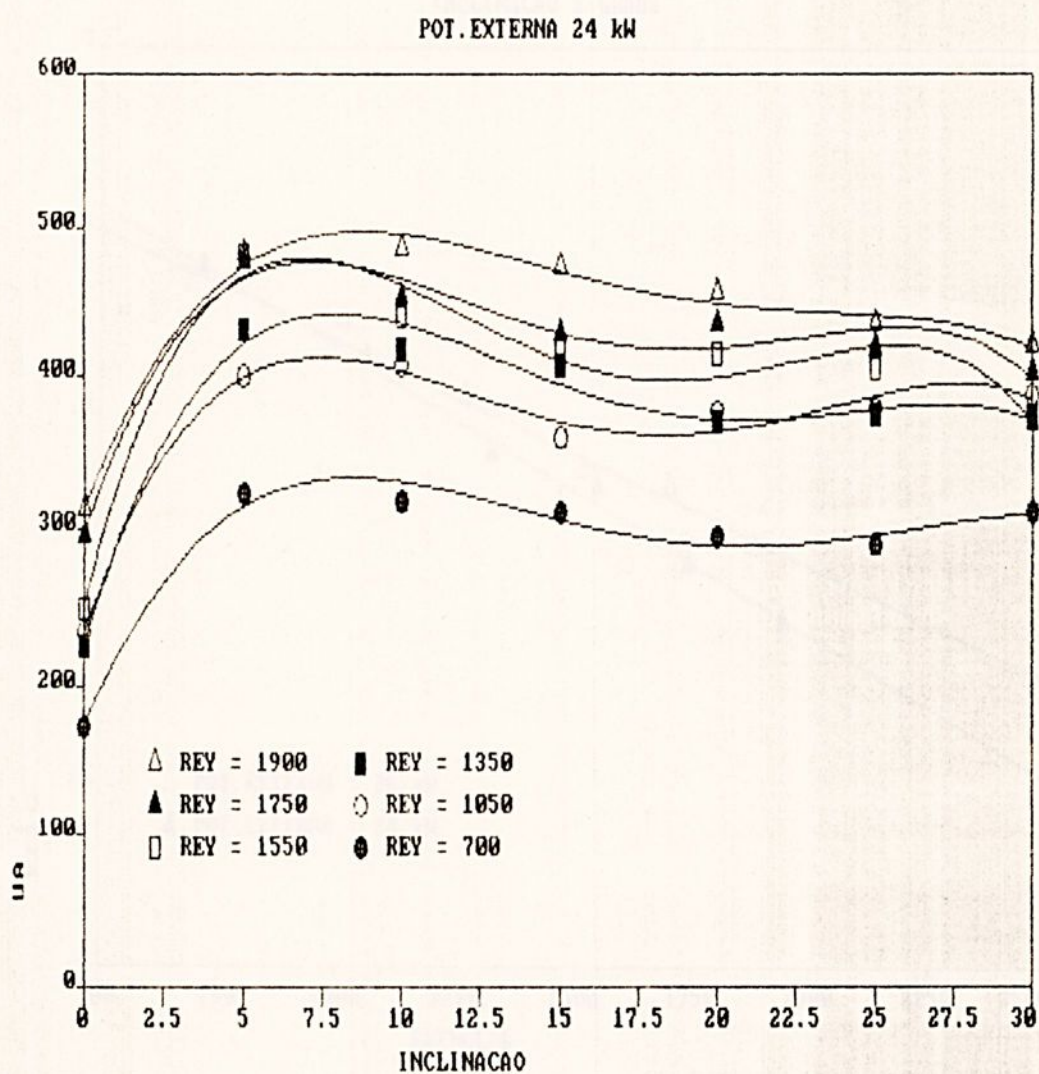


Figura V.24 mostra a variação de UA versus inclinação para potência de 24 kW e vários numero de Reynolds para comparalção.

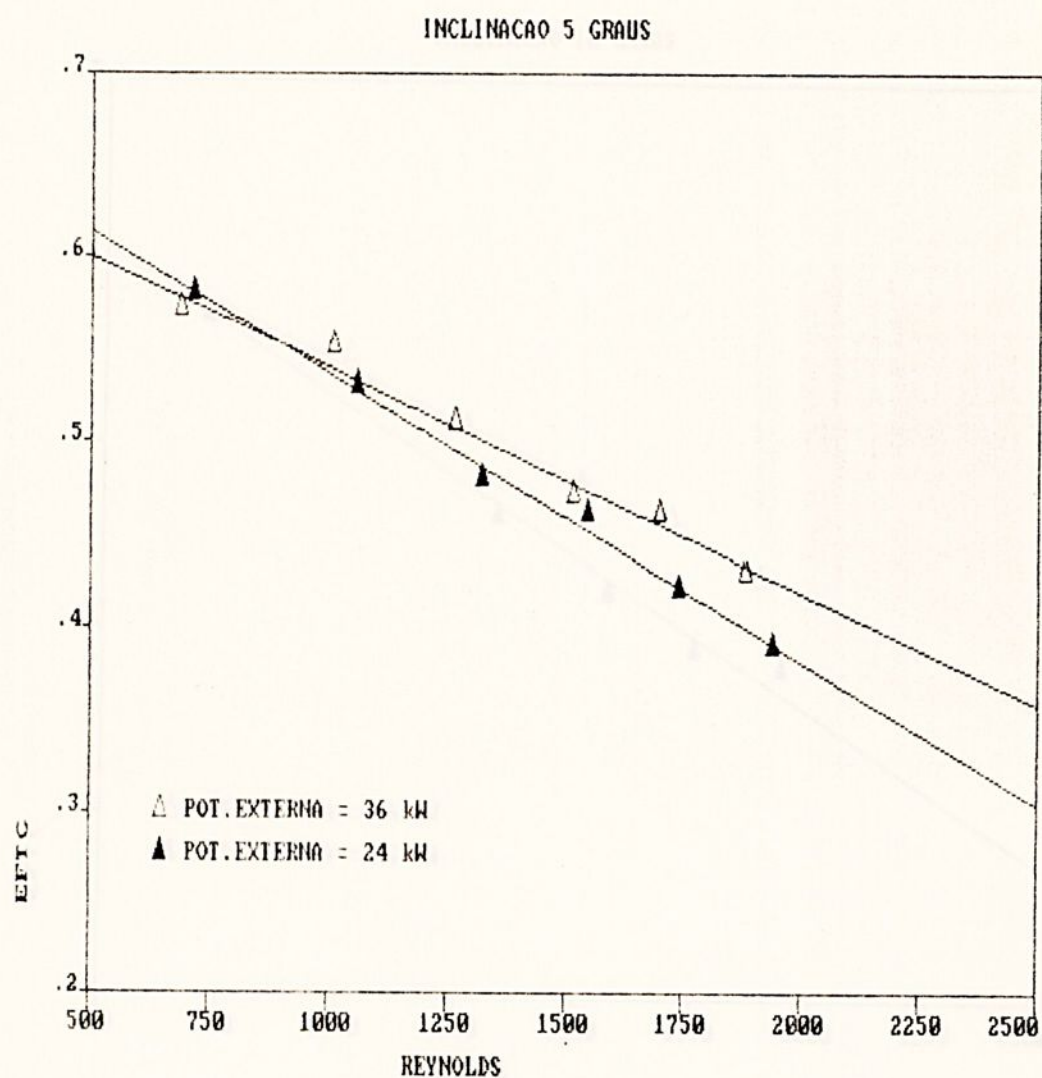


Figura V.25 mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus numero de Reynolds para inclinação do trocador de 5 graus e potência de 36 kW e 24 kW.

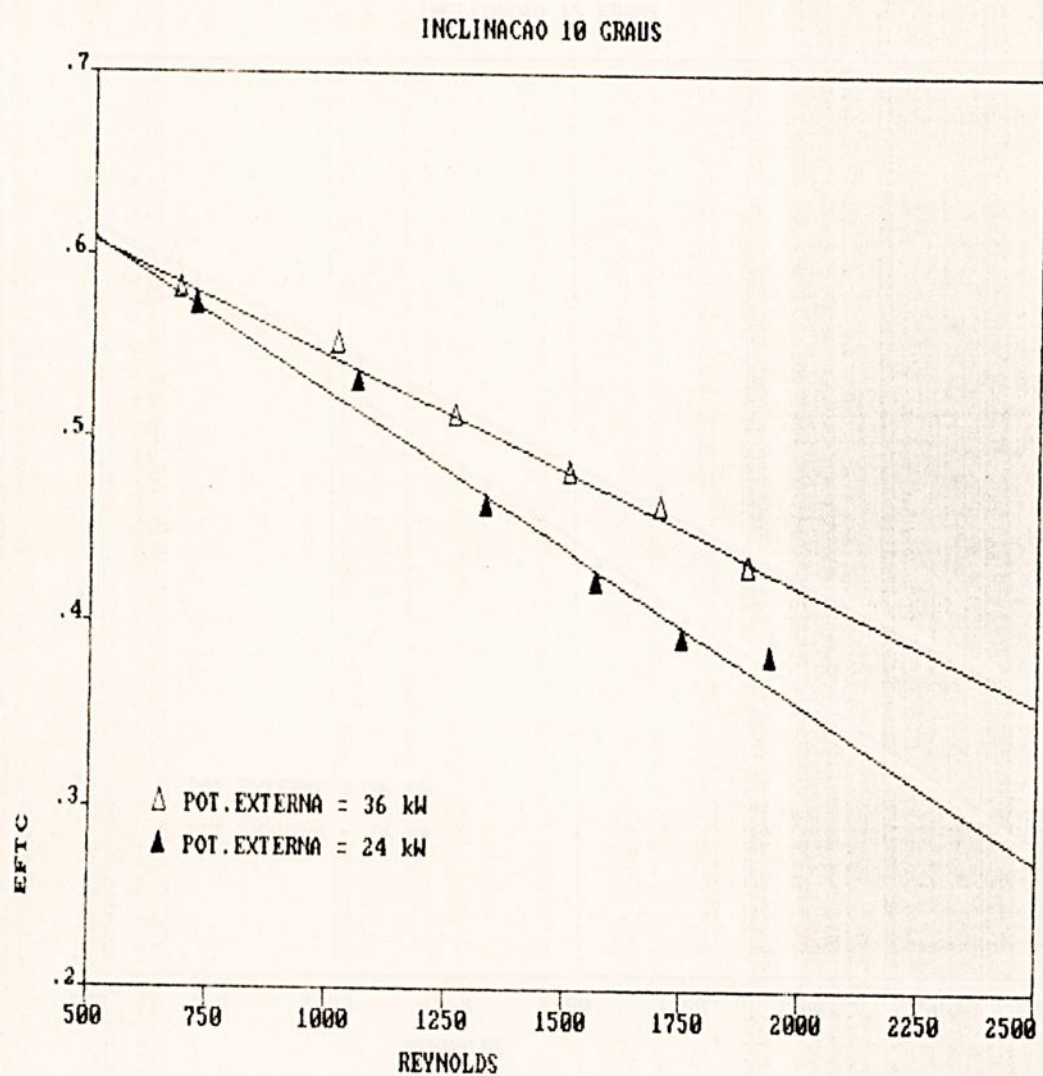


Figura V.26 mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus numero de Reynolds para inclinação do trocador de 10 graus e potência de 36 kW e 24 kW.

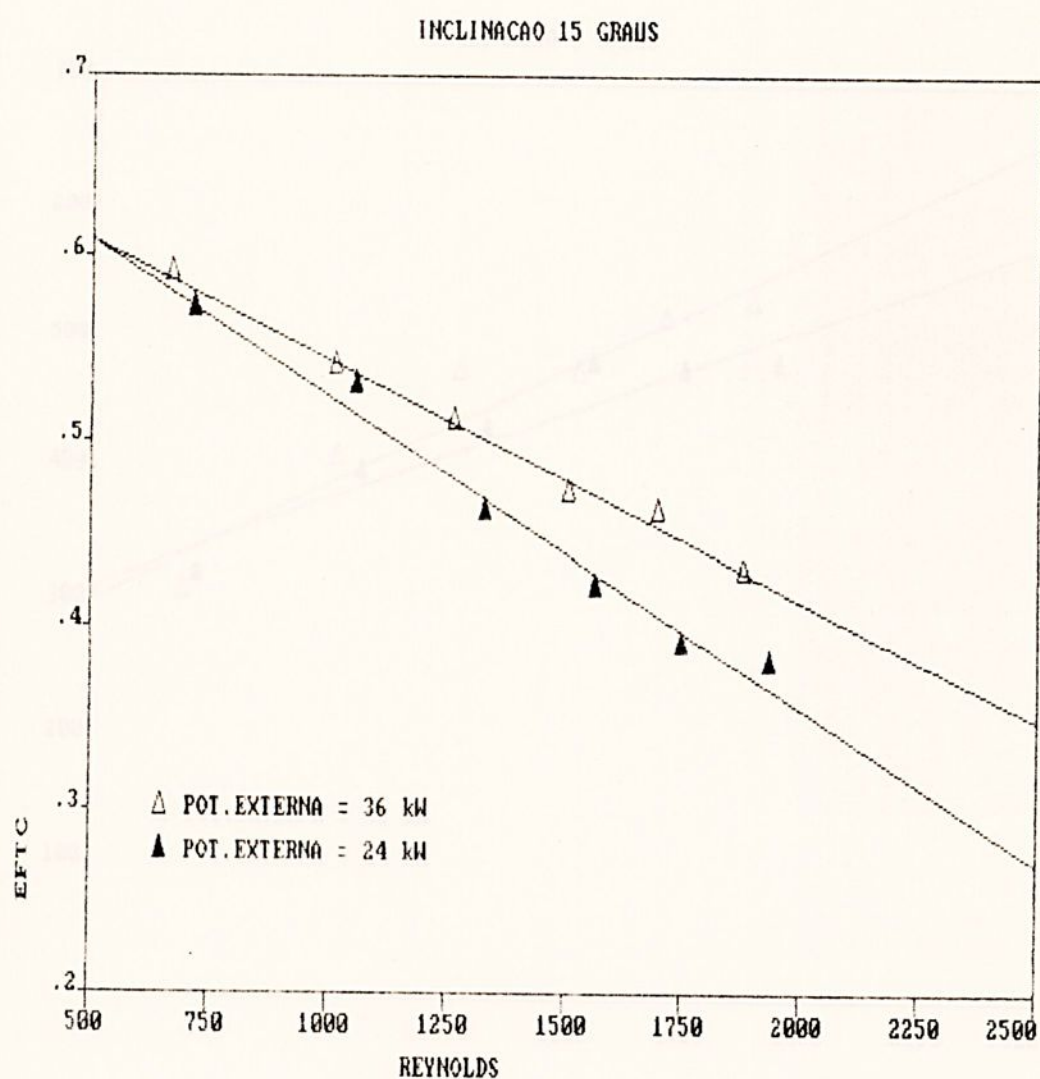


Figura V.27 mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus numero de Reynolds para inclinação do trocador de calor de 15 graus e potência de 36 kW e 24 kW.

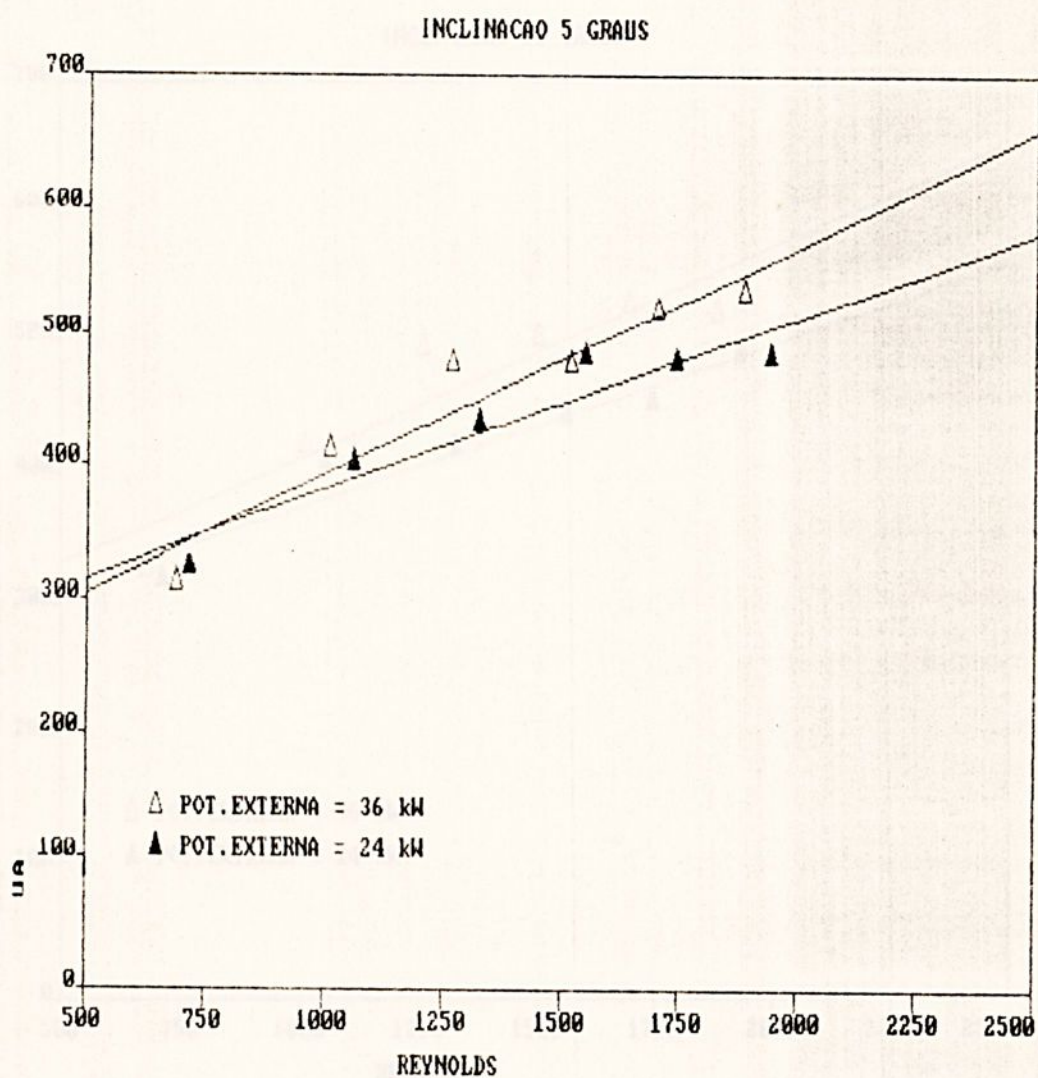


Figura V.28 mostra a variação de UA versus numero de Reynolds para inclinação do trocador de 5 graus e potência de 36 kW e 24 kW.

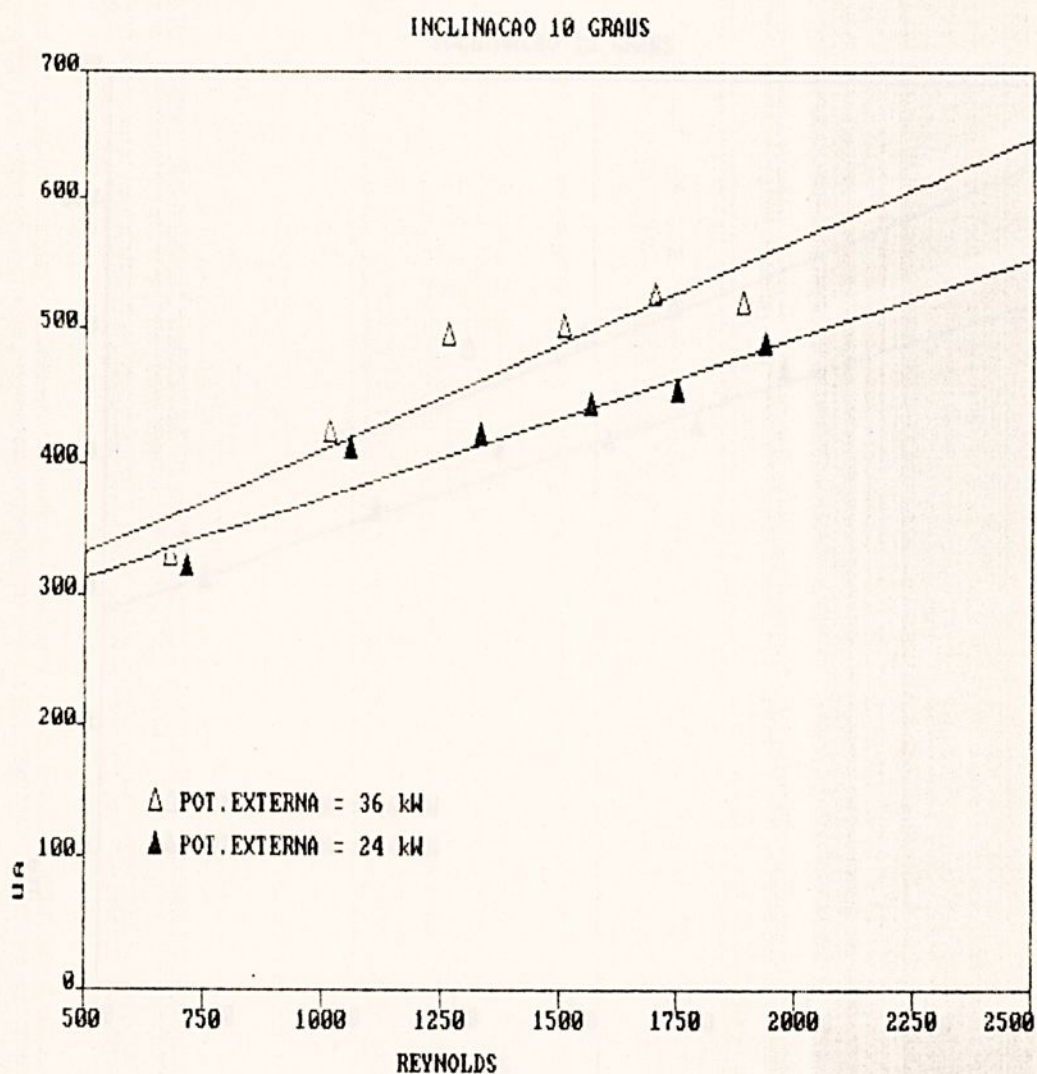


Figura V.29 mostra a variação de UA versus numero de Reynolds para inclinação do trocador de 10 graus e potência de 36 kW e 24 kW.

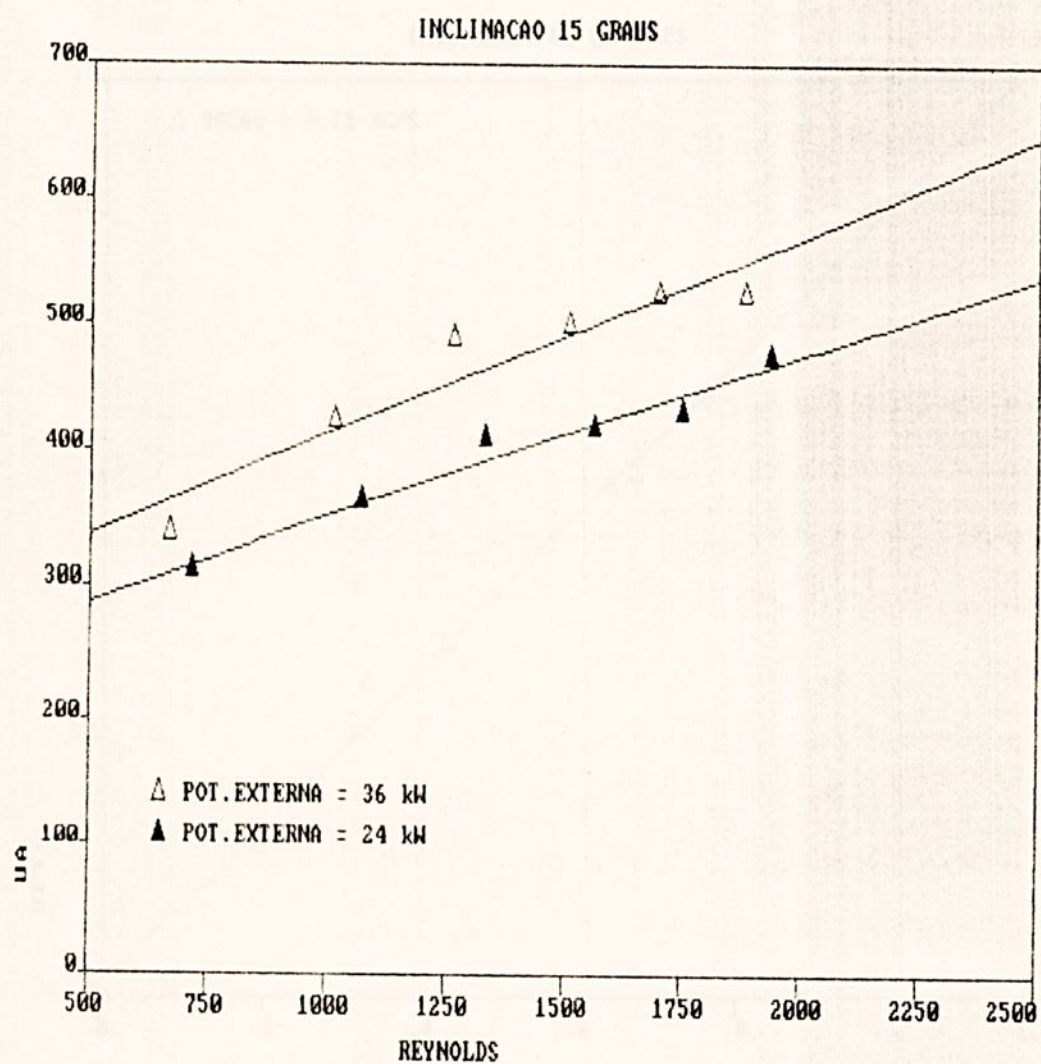


Figura V.30 mostra a variação de UA versus numero de Reynolds para inclinação do trocador de 15 graus e potência de 36 kW e 24 kW.

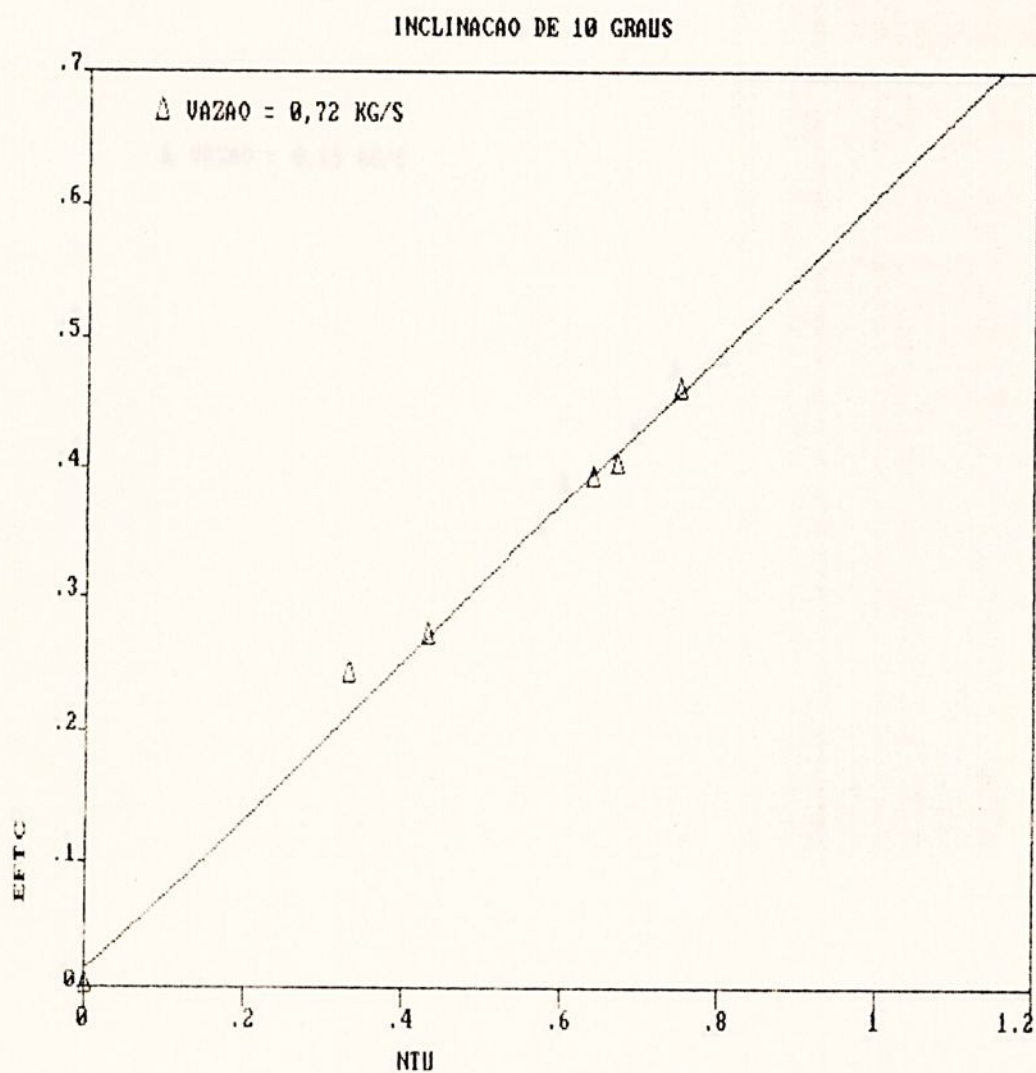


Figura V.31 mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus NTU para inclinação de 10 graus e vazão de 0,72 kg/s.

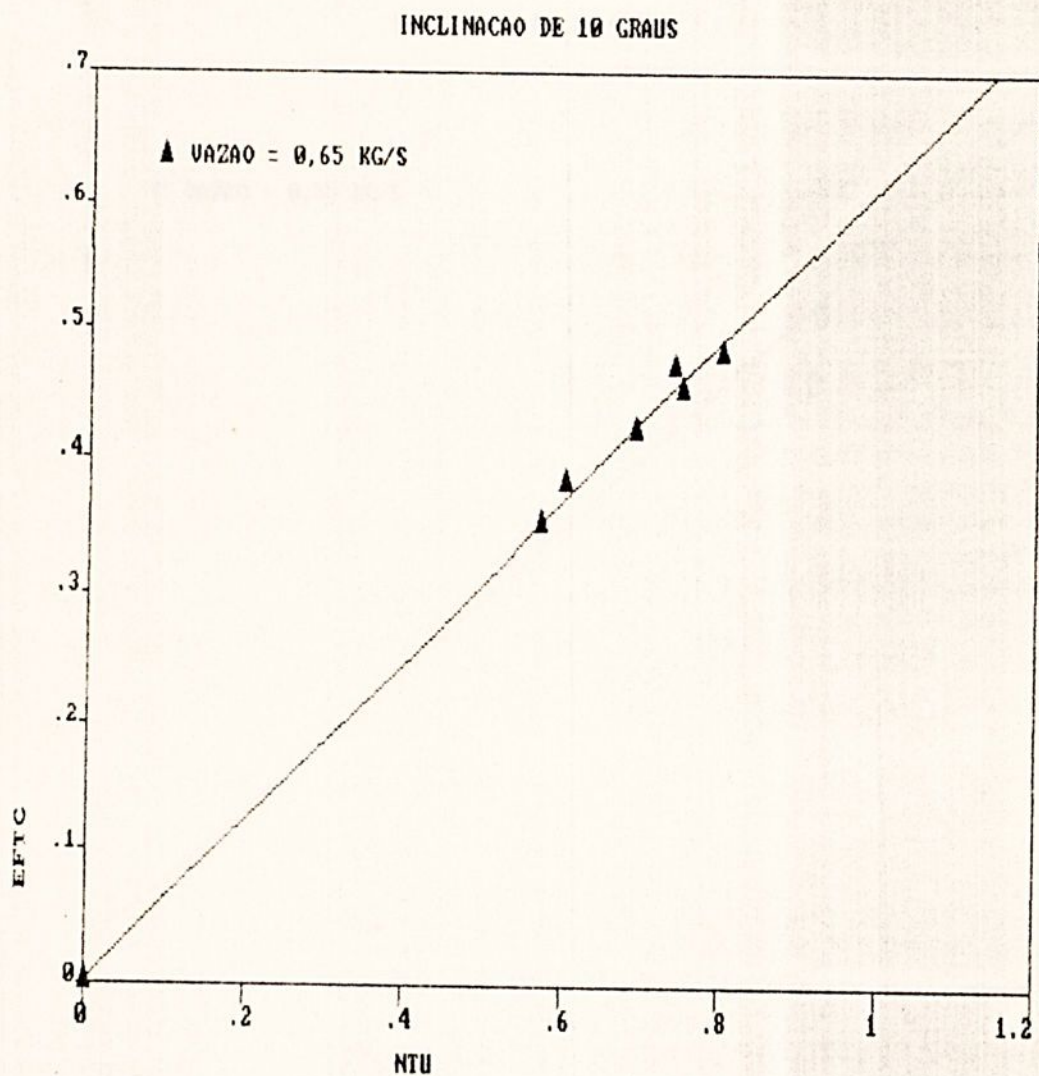


Figura V.32 mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus NTU para inclinação de 10 graus e vazão de 0,65 kg/s.

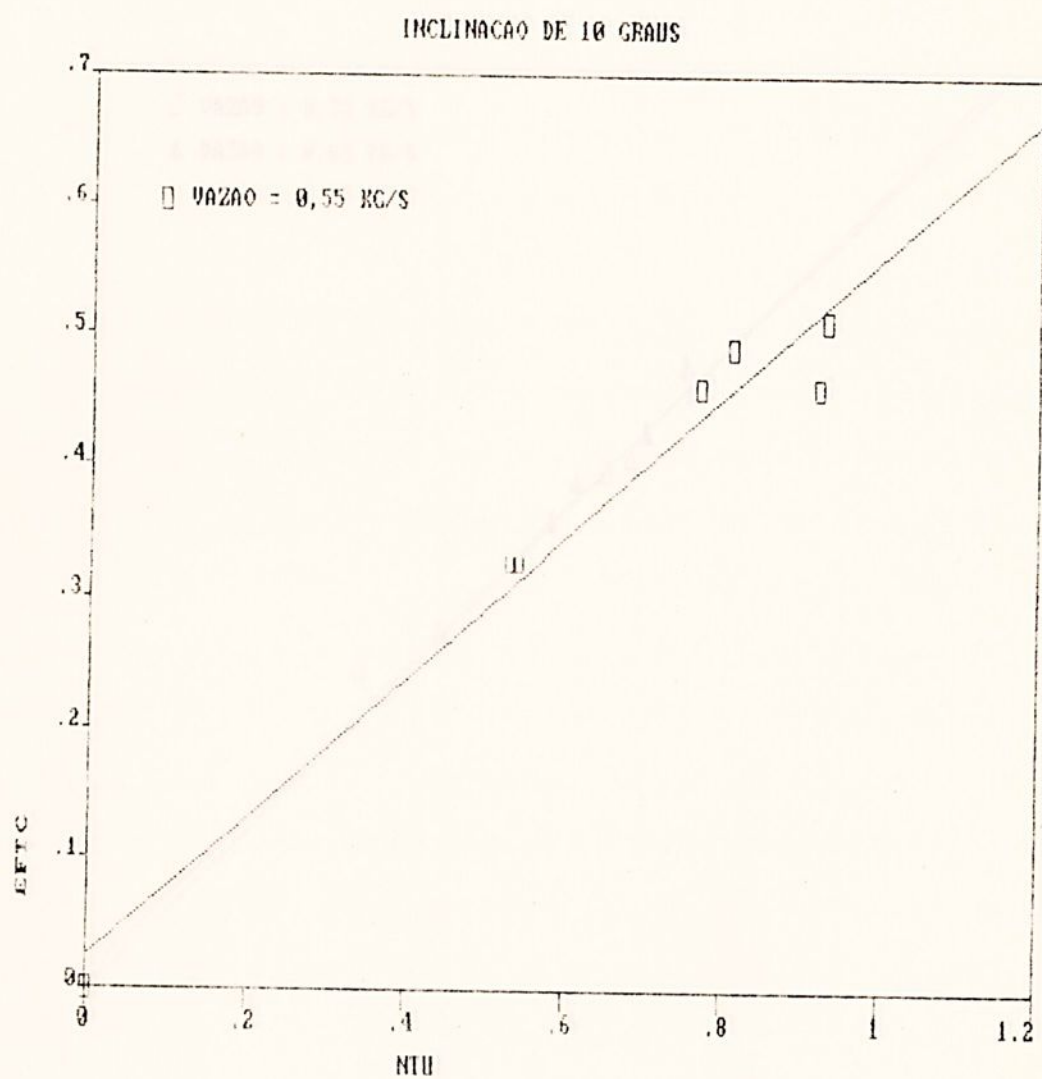


Figura V.33 mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus NTU para inclinação de 10 graus e vazão de 0,55 kg/s.

V.3.2 COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES.

As figuras de V.3.1 a V.3.4 são para variações de θ de 0,1 a 0,5 graus e para vazões de 0,55 a 0,72 kg/s. A seguir serão apresentados os resultados obtidos para as vazões de 0,55, 0,65 e 0,72 kg/s para inclinação de 10 graus.

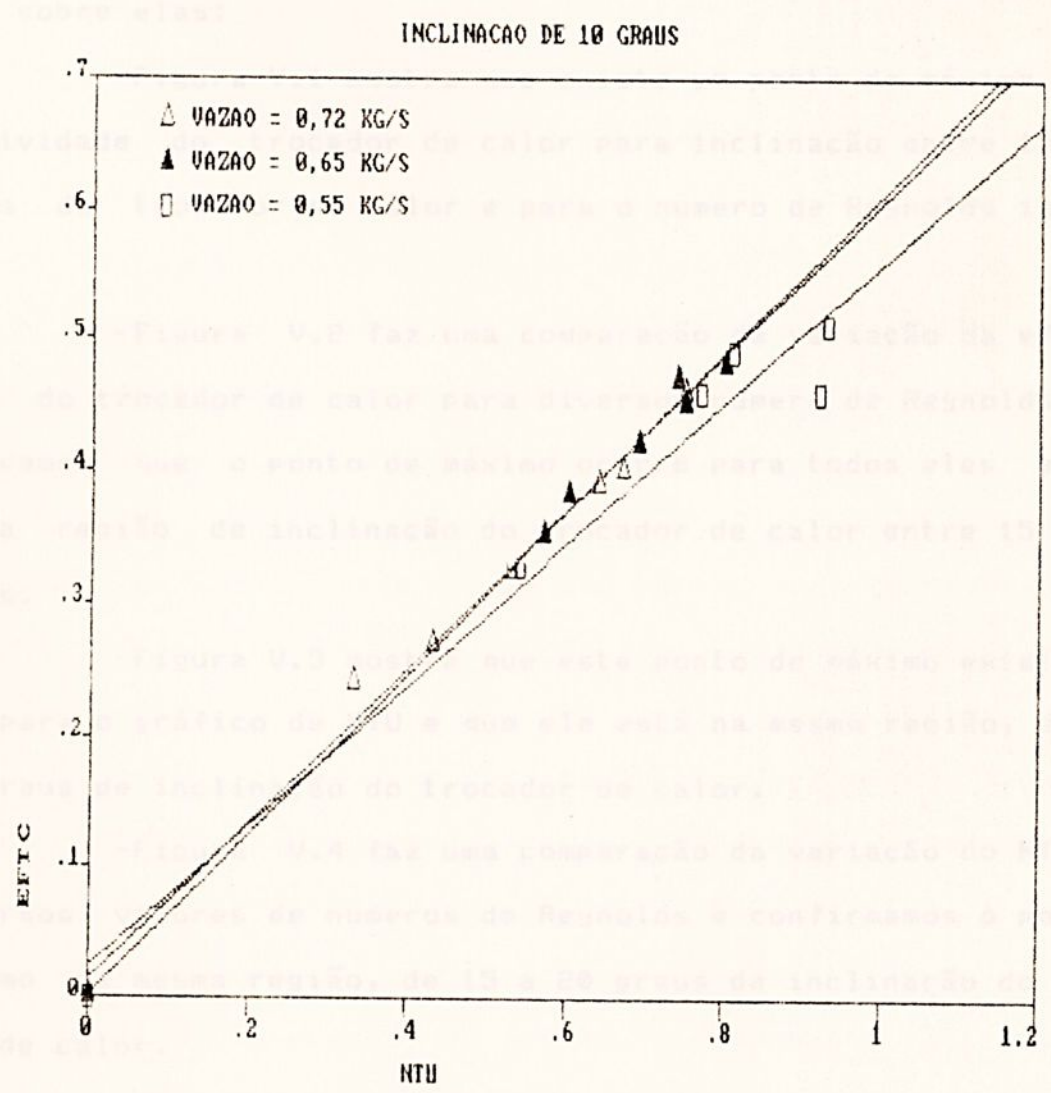


Figura V.34 mostra a variação da efetividade do trocador de calor versus NTU para inclinação de 10 graus e vazões de 0,72 kg/s, 0,65 kg/s e 0,55 kg/s para comparação.

V.2 COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES.

As figuras de V.1 a V.6 são para variação de inclinação de 0 a 90 graus e potência de 36 kW, a seguir faremos alguns comentários sobre elas:

-Figura V.1 mostra que existe um ponto de máximo para a efetividade do trocador de calor para inclinação entre 15 e 20 graus do trocador de calor e para o numero de Reynolds igual a 700.

-Figura V.2 faz uma comparação da variação da efetividade do trocador de calor para diversos numero de Reynolds e verificamos que o ponto de máximo ocorre para todos eles e para mesma região de inclinação do trocador de calor entre 15 e 20 graus.

-Figura V.3 mostra que este ponto de máximo existe também para o gráfico de NTU e que ele está na mesma região, de 15 a 20 graus de inclinação do trocador de calor.

-Figura V.4 faz uma comparação da variação do NTU para diversos valores de numeros de Reynolds e confirmamos o ponto de máximo na mesma região, de 15 a 20 graus de inclinação do trocador de calor.

-Figura V.5 a verificação agora é para a variação de UA pela inclinação e novamente notamos um ponto de máximo entre 15 e 20 graus de inclinação do trocador de calor.

-Figura V.6 fazemos novamente a comparação com outros numeros de Reynolds e constatamos o mesmo comportamento.



As figuras de V.7 a V.12 são para variação de inclinação de 0 a 90 graus de inclinação do trocador de calor e potência de 24 kW para aquecimento.

Foram realizados testes para potências externas de 12, 15, 21, 24, 30 e 36 kW, dentre estes plotamos 36 e 24 kW para ilustrar a influência da variação da potência externa no comportamento do trocador de calor quanto ao melhor ponto de funcionamento.

Verificamos que praticamente em todos os experimentos obtemos o mesmo comportamento que o inicialmente analisado, e que o ponto de melhor funcionamento está na mesma região, entre 15 e 20 graus de inclinação do trocador de calor.

As figuras de V.13 a V.18 são curvas para uma variação de inclinação do trocador de calor de 0 a 30 graus e potência de 36 kW.

Como nos experimentos anteriores verificamos que o ponto de melhor funcionamento ocorre em uma inclinação em torno de 15 graus, fizemos um estudo para uma faixa mais estreita de inclinação para eliminarmos o efeitos dos pontos de maior inclinação e refinarmos mais a região de melhor funcionamento do trocador de calor.

Foi feito o mesmo grupo de gráficos que os anteriores para a inclinação de 0 a 90 graus e obtivemos o mesmo comportamento mas a região de melhor funcionamento pode ser melhor determinado estando entre 7,5 e 10 graus de inclinação do trocador.

As figuras de V.19 a V.24 são curvas para uma variação de inclinação de 0 a 30 graus e potência de 24 kW.



O mesmo refinamento feito para o grupo de curvas anteriores, 36 kW, foi feito para a potência de 24 kW e também foi constatado a mesma região para o melhor funcionamento do trocador entre 7,5 e 10 graus de inclinação.

Dai podemos concluir que a melhor inclinação para o funcionamento do trocador de calor testado é entre 7,5 e 10 graus.

Concluimos ainda que um trocador de calor com tubos de calor industrial e não experimental como o nosso deve ter uma possibilidade de ajuste de inclinação em torno do ponto de máximo desempenho em torno de 5 a 10 graus para um ajuste no local de instalação.

As figuras V.25, V.26 e V.27 mostram a variação da efetividade do trocador versus numero de Reynolds, e podemos notar que a efetividade diminui com o aumento do numero de Reynolds, o que é aparentemente incoerente, mas quando o numero de Reynolds aumenta, aumenta também a capacidade térmica mínima, o que provocará uma diminuição da efetividade.

As figuras V.28, V.29 e V.30 mostram a variação do produto do coeficiente global de transferência de calor pela área versus numero de Reynolds. Neste caso como era de se esperar há um aumento de UA com o aumento do numero de Reynolds.

As figuras V.31, V.32 e V.33 mostram a variação da efetividade com o NTU (numero de unidades de transferência), foram obtidas para angulos em torno da região de melhor funcionamento.

A figura V.34 mostra os 3 gráficos anteriores juntos para uma melhor comparação.



Para termos leituras confiáveis tivemos que esperar o trocador de calor entrar em regime.

O tempo para o equipamento entrar em regime, é o tempo entre a modificação da condição do ensaio para o início da nova posição de medida e quando a leitura dos equipamentos de medida já não apresentar uma variação sensível. Além de esperarmos este tempo fizemos três leituras de cada posição e tiramos a média.



BIBLIOGRAFIA

- [1] GAUGLER, R.S., US Patent Application Dec.21. 1942, Published
US Patent nº 2350348 June.06.1944.
- [2] GROVER, G.M., US Patent nº 3229759 filed 1963.
- [3] MURCIA, N., Trocador de Calor Com Tubos de Calor, Tese de
Livre Docência, UNESP, 1988.
- [4] KAYS, W.M., LONDON, A.L., Compact Heat Exchangers. McGraw Hill
Book Company, 2ª Ed., 1964.
- [5] CHI, S.W., Heat Pipe Theory and Practice, A. Sourcebook,
McGraw Hill, 1976.
- [6] FRAAS, A.P., OZISIK, M.N., Heat Exchanger Design,
John Wiley & Sons, 1965.
- [7] REAY, D.A., Advances in Heat Pipe Technology,
Pergamon Press, 1982.
- [8] ZANARDI, M.A., Análise Numerica e Experimental de Conjunto
Concentrador Com Tubo de Calor, Tese de Doutorado,
UNICAMP, 1989.
- [9] MURCIA, N., Estudo Teórico e Experimental em Tubos de Calor,
Tese de Doutorado, UNICAMP, 1982.



- [10] GROVER, G.M., ERICKSON, G.F., Structures of Very High Thermal Conductance, Journal of Applied Physics, American Institute of Physics, 35(6), 1190 - 1191, 1964.
- [11] EASTMAN, G.Y., The Heat Pipe, Scientific American, 218(5), 38 - 46, 1980.
- [12] DUNN, P.D., REAY, D.A., Heat Pipes, Pergamon Press, 2^a Ed., 1978.



