

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR
EM TUBOS PINADOS EM LEITO FLUIDIZADO

Dissertação submetida à Universidade Federal de Santa
Catarina para a obtenção do grau de mestre em Engenharia
Mecânica.

Rosely Aparecida Peralta

Florianópolis, Dezembro de 1988.

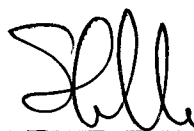
ESTUDO EXPERIMENTAL DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR
EM TUBOS PINADOS EM LEITO FLUIDIZADO

ROSELY APARECIDA PERALTA

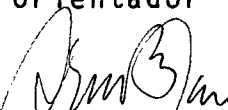
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA; ÁREA DE CONCENTRAÇÃO CIÊNCIAS
TÉRMICAS, E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS-GRADUA
ÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

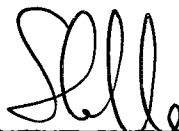


Prof. Sergio Colle D. Sc.
Orientador

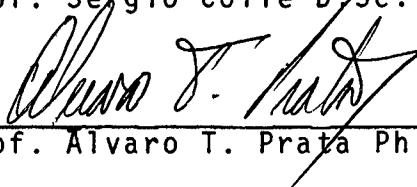


Prof. Arno Blass Ph.D.
Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Sergio Colle D. Sc.



Prof. Alvaro T. Prata Ph.D.



Prof. Antonio F. C. da Silva M.Sc.

Aos meus pais
e irmãos.

AGRADECIMENTOS

Ao Victor pelo carinho e paciência.

Ao Professor Sérgio Colle pela orientação e estímulo.

Aos professores Álvaro T. Prata e Antonio Fábio C. da Silva por suas valiosas sugestões.

A Eletrosul através do Engenheiro Ricardo G. de Abreu pelo apoio financeiro para a construção do aparato experimental.

Aos amigos Milton e Edevaldo pelo excelente trabalho realizado durante a montagem da bancada de teste.

Ao CNPq pelo apoio financeiro.

A Verinha pela amizade.

Ao Professor Rogério Tadeu da Silva Ferreira pelos esclarecimentos.

A todos que contribuíram para a conclusão deste trabalho.

ÍNDICE

pág.

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO	01
------------------	----

CAPÍTULO II

ANÁLISE TEÓRICA E JUSTIFICATIVA DO TRABALHO	07
---------------------------------------------------	----

CAPÍTULO III

MÉTODO EXPERIMENTAL E APARELHAGEM UTILIZADA	16
3.1 - Sistema de Fluidização	16
3.2 - Tubos de Transferência de Calor	19
3.3 - Aparelhagem Utilizada	23
3.3.1- Medição e Regulagem da Vazão	23
3.3.2- Medição das Temperaturas	24
3.3.3- Medição da Potência Elétrica	25
3.4 - Procedimento Experimental	25

CAPÍTULO IV

APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	27
4.1 - Efeito da Vazão	29
4.2 - Efeito da Altura	39
4.3 - Comparação com Correlações Experimentais	47

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES E SUGESTÕES	53
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	56

APENDICE A	
TABELAS DAS EXPERIMENTAÇÕES	59
APENDICE B	
MEMORIAL DE CÁLCULOS	68
APENDICE C	
PROJETO DA CÂMARA DE FLUIDIZAÇÃO	77
APENDICE D	
SISTEMA DE FLUIDIZAÇÃO DO PRESENTE TRABALHO	84
APENDICE E	
ANÁLISE DE INCERTEZA ASSOCIADA AOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS ..	89

SIMBOLOGIA

PARAMETROS E VARIÁVEIS

A	-Área de troca térmica dos tubos imersos, baseada na área superficial do tubo de cobre.	[m ²]
A _S	-Área da seção transversal da câmara de fluidização	[m ²]
c _f	-Calor específico do gás fluidizante	[J/KgK]
c _{mf}	-Calor específico do gás fluidizante nas condições de fluidização mínima	[J/KgK]
c _{ps}	-Calor específico do sólido	[J/KgK]
c _o	-Constante	adim
\bar{d}_p	-Diâmetro médio das partículas sólidas do leito	[m]
D _t	-Diâmetro do tubo imerso	[m]
Fr	-Número de Froude	adim
G	-Vazão mássica superficial	[Kg/m ² s]
H	-Altura dos tubos em relação à placa distribuidora	[m]
h	-Coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² °C]
h _c	-Coeficiente global da transferência de calor	[W/m ² °C]
h _{cond}	-Componente condutiva	[W/m ² °C]
l/h _{film}	-Resistência de contato devido ao filme de gás	[m]
h _{gc}	-Componente convectiva do gás	[W/m ² °C]
h _{pc}	-Componente convectiva da partícula	[W/m ² °C]
k _g	-Condutividade térmica do filme de gás	[W/mK]
k _f	-Condutividade térmica do gás fluidizante	[W/mK]
k _{mf}	-Condutividade térmica do gás fluidizante nas condições de mínima fluidização	[W/mK]
L	-Comprimento do tubo imerso	[m]
L	-Altura do leito	[m]
m	-Vazão mássica	[Kg/s]
Nu _{cond}	-Número de Nusselt da componente condutiva	adim

Nu_{conv}	-Número de Nusselt da componente convectiva	ádim
Nu_p	-Número de Nusselt global	adim
P	-Potência elétrica dissipada	[W]
ΔP	-Queda de pressão para medição da vazão	[mmca]
Pr_f	-Número de Prandtl do fluido	adim
Re_p	-Número de Reynolds baseado no diâmetro do sólido	adim
T	-Temperatura do tubo imerso	[°C]
ΔT	-Diferença de temperatura entre o tubo imerso e leito	[°C]
U	-Velocidade de fluidização	[m/s]
U_B	-Velocidade onde ocorre o fracionamento do leito	[m/s]
U_{mf}	-Velocidade mínima de fluidização	[m/s]

LETRAS GREGAS

ϵ	-Porosidade do leito	adim
ϵ_{mf}	-Porosidade do leito na mínima fluidização	adim
μ_f	-Viscosidade do gás fluidizante	[Ns/m ²]
δ	-Espessura do filme do gás	[m]
ρ_f	-Massa específica do gás fluidizante	[Kg/m ³]
ρ_g	-Massa específica do filme do gás	[Kg/m ³]
ρ_{mf}	-Massa específica do gás fluidizante na mínima fluidização	[Kg/m ³]
ρ_s	-Massa específica do sólido	[Kg/m ³]
τ	-Tempo de residência da partícula junto à superfície do tubo imerso	[s]

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 3.01 - Esquema do Aparato Experimental	17
Figura 3.02 - Esquema da Seção de Fluidização	18
Figura 3.03 - Tubo de Transferência de calor	21
Figura 3.04 - Esquema planejado da distribuição dos pinos	22
Figura 4.01 - Influência da Vazão no Coeficiente de Transferência de Calor $H = 12,5$ cm	30
Figura 4.02 - Influência da Vazão no Coeficiente de Transferência de Calor $H = 10,5$ cm	31
Figura 4.03 - Influência da Vazão no Coeficiente de Transferência de Calor $H = 9,0$ cm	32
Figura 4.04 - Influência da Vazão no Coeficiente de Transferência de Calor $H = 8,5$ cm	33
Figura 4.05 - Influência da Vazão no Coeficiente de Transferência de Calor $H = 6,5$ cm	34
Figura 4.06 - Influência da Vazão no Coeficiente de Transferência de Calor para o Tubo Aletado ...	35
Figura 4.07 - Influência da Vazão no Coeficiente de Transferência de Calor para o Tubo não Aletado	36
Figura 4.08 - Influência da Vazão no Coeficiente de Transferência de Calor $G = 0,1061$ $[\text{Kg}/\text{m}^2\text{s}]$	41
Figura 4.09 - Influência da Vazão no Coeficiente de Transferência de Calor $G = 0,1637$ $[\text{Kg}/\text{m}^2\text{s}]$	42

Figura 4.10 - Influência da Vazão no Coeficiente de Transferência de Calor $G = 0,1963 \text{ [Kg/m}^2\text{s]}$,	43
Figura 4.11 - Influência da Vazão no Coeficiente de Transferência de Calor para Tubo Aletado	45
Figura 4.12 - Influência da Vazão no Coeficiente de Transferência de Calor para Tubo não Aletado	46
Figura 4.13 - Comparação dos resultados experimentais com a correlação de Gal, et alli [02]	50
Figura 4.14 - Comparação dos resultados experimentais com a correlação de Andeen, et alli [17]	51
Figura C.01 - Difusor	78
Figura C.02 - Seção Galma	79
Figura C.03 - Seção de Fluidização	80
Figura C.04 - Detalhe da Seção de Fluidização	81
Figura C.05 - Tubo Aletado	82
Figura C.06 - Tubo não Aletado	83
Figura D.01 - Seção de Fluidização	85
Figura D.02 - Detalhe Tubo Aletado	86
Figura D.03 - Detalhe Tubo não Aletado	86
Figura D.04 - Detalhe Parte Interna dos Tubos	87
Figura D.05 - Detalhe Parte Interna dos Tubos	87
Figura D.06 - Vista Superior Disposição dos Tubos no Leito	88

RESUMO

Este trabalho analisa experimentalmente a transferência de calor em tubo pinado em leito fluidizado, quando são variados os parâmetros: vazão de ar de entrada e altura dos tubos de transferência de calor relativamente a placa distribuidora.

A descrição completa do equipamento de teste é apresentada juntamente com a metodologia empregada na obtenção dos dados.

É apresentada uma análise do comportamento do coeficiente de transferência de calor por convecção, bem como uma comparação entre os resultados obtidos no presente trabalho com o de outros pesquisadores.

ABSTRACT

This work is an experimental investigation of the heat transfer from a pinned tube immersed in a fluidized bed. For the experiments the following two parameters were considered: airflow in the bed, and distance between the tube and the perforated plate of the bed.

A description of the experimental set up is presented together with the experimental procedure and data reduction methodology.

The heat transfer coefficient is presented as function of the two governing parameters. The results obtained here were compared with others available results presented in the literature.

CAPITULO I

INTRODUÇÃO

O estudo da transferência de calor em leito fluidizado é de grande interesse industrial pela sua aplicação potencial em várias áreas, principalmente na combustão em leito fluidizado. Com o desenvolvimento da área, o interesse na utilização de leitos fluidizados na combustão aumentou, pois estudos comparativos entre leito fixo e fluidizado mostraram aspectos vantajosos deste último. Dentre os principais aspectos pode-se citar a diminuição da poluição ambiental, menor área do combustor para uma mesma potência térmica do leito e maiores taxas de transferência de calor. Na combustão em leito fixo ocorre uma grande produção de compostos de enxofre (SO_x) e nitrogênio (NO_x) que são poluentes. Utilizando-se a técnica de leito fluidizado, grande quantidade destes compostos é absorvida pelo calcáreo do leito, diminuindo portanto, a poluição ambiental. Adicionalmente, a movimentação constante das partículas faz com que a taxa de transferência de calor em leito fluidizado seja maior do que em leito fixo. Este aspecto mostra que a combustão em leito fluidizado é um método eficiente na geração de vapor. Atualmente, além da geração de vapor existem muitas aplicações de

leitos fluidizados, como no craqueamento do petróleo, nas indústrias químicas e petroquímicas, na secagem de sólidos entre outros. Apesar dos aspectos positivos que o leito fluidizado apresenta, ainda existem alguns problemas que motivam pesquisas no assunto como: o atrito no equipamento e nos tubos imersos, e a transferência de calor. O atrito entre partículas produz muito pó e este é arrastado do leito, tornando necessária a reposição dos sólidos e o emprego de equipamentos para a limpeza do gás de saída. Além disso, com a grande movimentação das partículas, o equipamento sofre uma erosão severa, diminuindo portanto, a vida útil do mesmo. Este problema também afeta os tubos imersos no leito. A utilização de materiais mais resistentes, como o aço inoxidável, diminuiria este problema; por outro lado poderia prejudicar a transferência de calor (e onerar o custo). Outra solução seria a colocação de aletas nos tubos imersos. Além destas atuarem como proteção contra corrosão, elas tem a tendência de aumentar a transferência de calor entre leito e tubos. O desgaste dos tubos acontece após a erosão das aletas. Estas porém podem causar obstrução de partículas junto a superfície dos tubos, prejudicando a transferência de calor.

O objetivo principal de pesquisas realizadas com tubos aletados imersos em leito fluidizado é a verificação se mesmo com essa obstrução, a transferência de calor do tubo é maior do que a do tubo sem aletas. Em pesquisa bibliográfica realizada verifica-se que alguns tipos de aletas melhoram a transferência de calor e outras prejudicam, como será detalhado mais adiante. Não foi encontrado na literatura aberta trabalhos que relatam estudos da transferência de calor em tubos pinados em leito fluidizado. Aletas tipo pino em princípio, apresentam uma

tubo

obstrução de partículas menor do que em outros tipos de aletas. O presente trabalho visa a verificação e comprovação experimental da transferência de calor em tubos pinados e tubos sem aletas em leito fluidizado. Para o caso de tubos sem aletas, os resultados serão comparados com os de outros pesquisadores. A maior limitação imposta a utilização de tubos pinados é a sua difícil construção.

No presente trabalho, utiliza-se areia com alto teor de sílica como material sólido do leito ($\bar{d}_p = 460 \mu\text{m}$). Os parâmetros analisados são a vazão mássica superficial do gás (G) e a altura dos tubos com relação a placa distribuidora (H). A seguir faz-se uma breve revisão bibliográfica de trabalhos sobre a transferência de calor em leito fluidizado.

ANDEEN, et alii em [01] realizaram experimentos com tubos imersos em leito fluidizado. O tubo foi achatado de forma que a dimensão vertical fosse maior que a horizontal. Como resultado de seus experimentos, ANDEEN, et alii [01] observaram que este achatamento nos tubos diminui o acúmulo de partículas sólidas no topo, além de permitir um aumento da movimentação das partículas entre tubos paralelos. Para os tamanhos de partículas empregados, os tubos achatados apresentaram resultados para o coeficiente de transferência de calor 33 % maiores do que os obtidos para tubos redondos. Este melhor desempenho se deve a dois mecanismos: decréscimo da área das partes superior e inferior dos tubos, às quais se associam menores taxas de transferência de calor devido a estagnação de partículas; e maior movimentação das partículas no leito, o que favorece a troca de calor. ANDEEN, et alii em [01] obtiveram uma correlação experimental para o coeficiente de transferência de calor para

tubos achatados descrita por diversas variáveis, tais como: condutividade térmica do gás (k_g), porosidade do leito (ϵ), viscosidade do fluido (μ_f), diâmetro de partícula (\bar{d}_p), densidade do gás (ρ_f), diâmetro do tubo imerso (D_t) e número de Prandtl (Pr). A grande restrição imposta a este tipo de tubo é a sua difícil construção, que inviabiliza a sua utilização na indústria.

GOEL, et alii em [02] verificaram experimentalmente a transferência de calor obtida através de tubos ásperos e com aletas tipo V em leito fluidizado. Diversos fatores produzem alterações qualitativas dos resultados, tais como: diâmetro de partícula, rugosidade e diâmetro dos tubos, velocidade do gás fluidizante e o espaçamento entre aletas. A correlação recomendada neste trabalho é dada pelo número de Nusselt (Nu) descrito por diversas variáveis, como: densidade do fluido (ρ_f), diâmetro de partícula (\bar{d}_p), densidade do sólido (ρ_s), viscosidade do fluido (μ_f), vazão mássica superficial (G) e número de Prandtl (Pr).

Como resultado mais importante, GOEL, et alii em [02] indicam que, comparando com tubos ásperos, o emprego de aletas tipo V aumenta a taxa de transferência de calor em até 50 %, exceto para pequenos espaçamentos entre aletas. O que ocorre neste caso é um grande acúmulo de partículas junto a superfície do tubo, prejudicando, desta forma, a transferência de calor. Embora na maior parte dos casos o emprego de aletas tipo V seja efetivo na transferência de calor, problemas construtivos tem inviabilizado seu emprego industrial.

A transferência de calor entre tubos não aletados e leito fluidizado de partículas pequenas foi estudado por GREWAL &

SAXENA em [07]. Para os tamanhos de partículas empregados, foi verificado um crescimento no coeficiente de transferência de calor com a vazão mássica superficial (G). Comparando conjunto de tubos, o coeficiente de transferência de calor para tubo único era maior para todas as vazões. Este resultado é atribuído ao aumento no tempo de residência das partículas nas proximidades da superfície dos tubos paralelos. Por estes estarem próximos, a obstrução de partículas junto a superfície dos tubos é maior e com isso, o coeficiente de transferência de calor, é menor do que para tubo único.

KRAUSE e PETERS em [04], utilizaram tubos com aletas em forma de serra em leito fluidizado. Os parâmetros estudados foram a razão comprimento/diâmetro da aleta e a vazão mássica superficial (G). Para os diâmetros de partículas utilizados, o coeficiente de transferência de calor cresce com a vazão mássica superficial. Os resultados obtidos em função da razão comprimento/diâmetro da aleta foram mais complexos. Para baixas vazões as aletas curtas tem melhor desempenho na transferência de calor e o inverso ocorre para altas vazões. Essa mudança de comportamento entre as aletas curtas e longas deve-se ao tempo de residência das partículas junto ao tubo de transferência de calor. Para baixas vazões o tempo de residência aumenta proporcionalmente com o tamanho das aletas e isso quase não ocorre para altas vazões, predominando então a maior área de troca de calor das aletas mais longas.

CHANDRAN, et alii em [03] investigaram experimentalmente características locais da transferência de calor de tubos não aletados em leito fluidizado. Os parâmetros analisados foram o diâmetro de partícula, a pressão do sistema e

a vazão do gás fluidizante. Para todos os tamanhos de partículas, o coeficiente de transferência de calor aumentou com a pressão do sistema e com a vazão do gás fluidizante; e decresceu com o aumento da partícula. Com partículas médias, o coeficiente do tubo aumentou em relação ao obtido para partículas pequenas, mas decresceu quando partículas grandes foram utilizadas.

Em [03], também foi calculado o coeficiente médio de transferência de calor através dos valores locais. Em geral, estes valores são inversamente proporcionais ao diâmetro de partícula e diretamente proporcionais a pressão do sistema. Para partículas médias e grandes o valor do coeficiente de transferência de calor aumenta continuamente com a pressão. Para partículas pequenas, no início existe um crescimento pronunciado e a seguir se assemelha ao comportamento obtido para partículas médias e grandes. O principal resultado obtido por CHANDRAN, et alii em [03] foi que a tendência complexa encontrada na variação dos parâmetros indica que há uma necessidade de modelagem mecânica do processo de transferência de calor e por conseguinte a aproximação convencional pareceu ser inadequada. Vários pesquisadores chegaram a esta conclusão como por exemplo [14], [15], [17].

Com o intuito de conhecer um pouco dessa nova escola formada em transferência de calor em leito fluidizado, no capítulo 2 serão apresentados alguns trabalhos sobre algumas teorias mecânicas e a descrição dos mecanismos básicos de transferência de calor conforme essas teorias.

CAPITULO II

ANALISE TEORICA E JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

A despeito da importância do conhecimento das leis para a transferência de calor em leito fluidizado, esta questão ainda não foi satisfatoriamente resolvida devido a sua grande complexidade. A transferência de calor ocorre por três mecanismos distintos: condução, convecção e radiação. O mecanismo da condução se deve a constante movimentação e consequente colisão das partículas com a superfície imersa do leito. A condução ocorre no curto espaço em que as partículas ficam em contato com essa superfície. A colisão entre partículas e superfície imersa e entre partículas favorece a erosão da sub-camada laminar de gás fluidizante que envolve cada grão. A redução na espessura dessa camada de ar favorece a transferência de calor entre o gás, partículas e superfície imersa, pelo mecanismo da convecção. O mecanismo da radiação ocorre entre a superfície imersa e as partículas sólidas vizinhas a esta superfície. A influência deste mecanismo se torna mais acentuada para temperaturas superiores a 800 K.

A maior influência de um ou de outro mecanismo depende basicamente das condições de operação. Existem vários modelos teóricos que levam em consideração algumas propriedades de

transporte do sistema, mas não existe um modelo que descreva todas as características do leito. A complexidade do fenômeno da transferência de calor em leito fluidizado justifica o desenvolvimento de modelos para uma análise teórica. O presente capítulo tem por objetivo fazer uma exposição de alguns destes modelos, possibilitando um melhor entendimento dos mecanismos de transferência de calor em leito fluidizado.

XAVIER e DAVIDSON em [15] consideraram como primeira aproximação da transferência de calor entre leito e superfície imersa, a soma de duas componentes convectivas, que são : a troca de calor com agregados de partículas e a troca com o gás fluidizante. Nesse trabalho foi empregada a teoria bifásica ao modelo empacotado para previsão do coeficiente de transferência de calor. Nesse modelo existem regiões de agregados de partículas e outras com gás fluidizante; forma-se então a fase densa (agregados) e a fase diluta (bolhas de gás). A movimentação das bolhas provoca a renovação das partículas que estão junto à superfície de transferência de calor. XAVIER e DAVIDSON em [15] observaram a dependência do coeficiente convectivo da partícula com o tempo de contato entre os agregados de partículas e a superfície do tubo imerso (vertical e sem aletas).

O tempo de residência, τ , foi definido por:

$$\tau = \frac{L}{U - U_{mf}} \quad (2.01)$$

onde : U é a velocidade de fluidização
 U_{mf} é a velocidade mínima de fluidização
 L é o comprimento do tubo imerso

ou seja, o tempo de contato depende do comprimento do tubo imerso e da velocidade ascendente da fase densa $[U - U_{mf}]$. Para tempos de contato grandes, desprezando-se a transferência de calor entre a superfície do tubo e a fase diluta (bolhas), a aplicação da teoria bifásica de fluidização ao modelo empacotado fornece a componente convectiva da partícula, que é dada por:

$$h_{pc} = 2 \left[\frac{k_{mf} \cdot \rho_{mf} \cdot c_{mf} (U - U_{mf})}{\pi L} \right]^{1/2} \cdot \frac{U_B}{\bar{U} - U_{mf} + U_B} \quad (2.02)$$

onde:

h_{pc} é o coeficiente convectivo da partícula
 k_{mf} é a condutividade térmica do fluido nas condições de fluidização mínima
 ρ_{mf} é a massa específica nas condições de fluidização mínima
 c_{mf} é o calor específico do fluido
 L é a altura do leito
 U_B é a velocidade onde ocorre o fracionamento do leito

Para pequenos tempos de contato, a influência da espessura do filme de gás que envolve cada partícula e

apreciável. Quando não há qualquer resistência de contato, ou seja, quando a espessura da camada de gás é desprezível, a componente convectiva da partícula alcança seu valor máximo e isto ocorre quando a velocidade ascendente da fase particulada (densa) é igual a velocidade de fracionamento do leito ($U - U_{mf} = U_B$); então a componente convectiva é dada por:

$$h_{pcm\acute{a}x} = \left[\frac{k_{mf} \cdot \rho_{mf} \cdot U_B}{\pi L} \right]^{1/2} \quad (2.03)$$

XAVIER e DAVIDSON em [15] observaram ainda que a transferência de calor entre leito e superfície decresce com o aumento das partículas, embora para partículas muito grandes ($\bar{d}_p > 2mm$) o oposto ocorra. A dependência da componente da partícula, h_{pc} , com o diâmetro das partículas foi obtida considerando a resistência de contato devido ao filme de gás de condutibilidade k_g e a espessura δ , que é proporcional ao diâmetro da partícula. Aplicando a teoria bifásica e tomando a resistência de contato como sendo $1/h_{film}$, a seguinte expressão foi obtida:

$$\frac{h_{pc}}{h_{pcm\acute{a}x}} = \frac{\sqrt{\pi x}}{y(1+x)} \left(\operatorname{erfc}(y) \cdot \exp y^2 - 1 \right) + \frac{2\sqrt{x}}{1+x} \quad (2.04)$$

onde:

$1/h_{film}$ é a resistência de contato devido ao filme de gás

$h_{pcm\acute{a}x}$ é a componente convectiva quando não há qualquer resistência de contato.

Ainda em [15], XAVIER e DAVIDSON assumiram que a componente convectiva do gás, h_{gc} , foi obtida nas condições de fluidização mínima.

Uma previsão teórica simples para h_{gc} fornece:

$$h_{gc} = 4 \left[k_{mf} \cdot \rho_{mf} \cdot c_{mf} \cdot U_{mf} / \pi L \right]^{1/2} \quad (2.05)$$

onde:

c_{mf} é o calor específico do gás.

O coeficiente global foi assumido como a soma direta das componentes do gás e partícula, fornecendo:

$$h_c = h_{pc} + h_{gc} \quad (2.06)$$

A adição simples é uma aproximação, pois observa-se em [15] que o coeficiente global é menor que a soma das componentes.

O modelo proposto por GANZHA, et alii em [08] também despreza a radiação térmica e considera que o coeficiente global de transferência de calor é composto das componentes condutiva e convectiva do gás. GANZHA, et alii em [08] consideraram a hipótese que as partículas estão arranjadas de forma ortorrômbica e que essas partículas podem ser substituídas por cilindros de igual volume.

A maior parte dos modelos propostos para o cálculo da componente condutiva, h_{cond} , é bastante complicada pois,

normalmente estudos são feitos para partículas pequenas onde esta componente tem grande influência. Para partículas grandes esta componente não apresenta grande influência no total do calor trocado. GANZHA, et alii em [08] desenvolveram um modelo simples que envolve parâmetros fáceis de serem determinados. Para sistemas com partículas grandes, admite-se que toda resistência à transferência de calor situa-se somente na primeira camada de partículas sobre a superfície imersa. A condução do calor se dá na película de gás entre a superfície imersa e a primeira camada de partículas.

A equação para a componente condutiva é dada por:

$$h_{\text{cond}} = 1,06 (k_g/\delta) \quad (2.07)$$

onde:

k_g é a condutividade do filme de gás

δ é a espessura do filme de gás.

Esta equação é válida para superfícies completamente cobertas pelas partículas. Considerando o caso geral onde as partículas não cobrem totalmente a superfície imersa, deve-se levar em conta a porosidade do leito. A equação para a componente condutiva se transforma em:

$$h_{\text{cond}} = 1,02 (k_g/\delta) (1-\epsilon)^{2/3} \quad (2.08)$$

$$Nu_{cond} = 8,95 (1-\epsilon)^{2/3} \quad (2.09)$$

onde:

ϵ é a porosidade do leito

As equações acima foram obtidas com a hipótese de que a superfície imersa no leito é plana. Para uma superfície curva a equação para a componente condutiva se torna:

$$h_{cond} = 0,5 \left[D_t - (D_t - 0,763 \bar{d}_p^2)^{1/2} \right] \quad (2.10)$$

$$Nu_{cond} = \frac{1,02(1-\epsilon)^{2/3}}{0,114 + h_c / \bar{d}_p} \quad (2.11)$$

onde:

h_c é o coeficiente global de convecção

D_t é o diâmetro do tubo imerso

\bar{d}_p é o diâmetro do sólido.

GANZHA, et alii em [08] observaram ainda que em leitos de partículas grandes invariavelmente apresentam regime de escoamento turbulento ao redor das partículas e da superfície imersa. Essa camada limite turbulenta sobre a superfície é continuamente rompida pela colisão das partículas com a superfície imersa. A contribuição da componente convectiva é obtida da camada limite turbulenta considerando a analogia ao sistema de uma placa plana imersa numa corrente turbulenta de

gás.

A expressão obtida para a componente convectiva é dada

por:

$$Nu_{conv} = C_0 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left[\frac{(1-\epsilon)^{0,1333}}{\epsilon^{0,8}} \right] \quad (2.12)$$

onde:

C_0 é uma constante

Re é o número de Reynolds baseado no diâmetro de partícula

Pr é o número de Prandtl.

O coeficiente global, para superfícies planas, pode ser escrito por:

$$Nu_p = Nu_{conv} + Nu_{cond} \quad (2.13)$$

ou

$$Nu_p = 8,95(1-\epsilon)^{0,6666} + C_0 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left[\frac{(1-\epsilon)^{0,1333}}{\epsilon^{0,8}} \right] \quad (2.14)$$

e para superfícies curvas é dado por:

$$Nu_p = \frac{1,02 (1-\epsilon)^{2/3}}{0,114 + h_c / \bar{d}_p} + C_0 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left[\frac{(1-\epsilon)^{0,1333}}{\epsilon^{0,8}} \right] \quad (2.15)$$

O estudo da transferência de calor radiativa entre leito fluidizado e superfície imersa foi realizado por BORODULYA e KOVENSKY em [16]. Esta componente só é significativa em altas temperaturas.

A obtenção de correlações experimentais para a transferência de calor entre leito fluidizado e superfície imersa é bastante complexa devido ao grande número de parâmetros que governam os mecanismos de transferência de calor, como: diâmetro de partícula (\bar{d}_p), vazão mássica superficial de gás (G), altura dos tubos em relação a placa distribuidora (H), diâmetro do tubo imerso (D_t), densidade do gás (ρ_f), viscosidade do gás (μ_f), densidade do sólido (ρ_s), tipo de aletas, dimensões das aletas, espaçamento entre as aletas, altura do leito estático e pressão na câmara de fluidização.

Para a obtenção de uma correlação experimental que considere todos os fatores que influenciam a transferência de calor são necessários muitos testes com partículas diferentes, com diâmetros diferentes e também a variação de todos os parâmetros citados anteriormente. O presente trabalho limita-se a verificar a relação experimental do coeficiente de transferência de calor entre tubo aletado com aleta tipo pino e leito fluidizado utilizando areia com alto teor de sílica como material sólido do leito.

CAPITULO III

METODO EXPERIMENTAL E APARELHAGEM UTILIZADA

Baseado em informações obtidas em vários artigos [01], [02], [07], foi construído um aparato experimental que é mostrado na figura 3.1.

3.1 Sistema de Fluidização

O sistema de fluidização é mostrado na figura 3.2. Antes de atingir a região onde ocorre a fluidização, o ar passa por diversos estágios. Na entrada do ar, isto é, na região anterior ao ventilador, foi acoplado um medidor de vazão do tipo tubeira entrante, construído de acordo com as recomendações da ASME [06]. O medidor está situado a uma distância razoável (2 m) do ventilador para não haver problemas com a medição da vazão. O ventilador utilizado tem 3 CV de potência e pressão estática de 350 mmca. Após passar pelo ventilador, o ar passa por um tubo de PVC de 150 mm de diâmetro até alcançar a seção de fluidização. Esta seção divide-se em três partes: Plenum ou difusor, seção calma e câmara de fluidização. Em todas as juntas foi colocado silicone para evitar vazamentos de ar. O plenum está acoplado ao

3.2

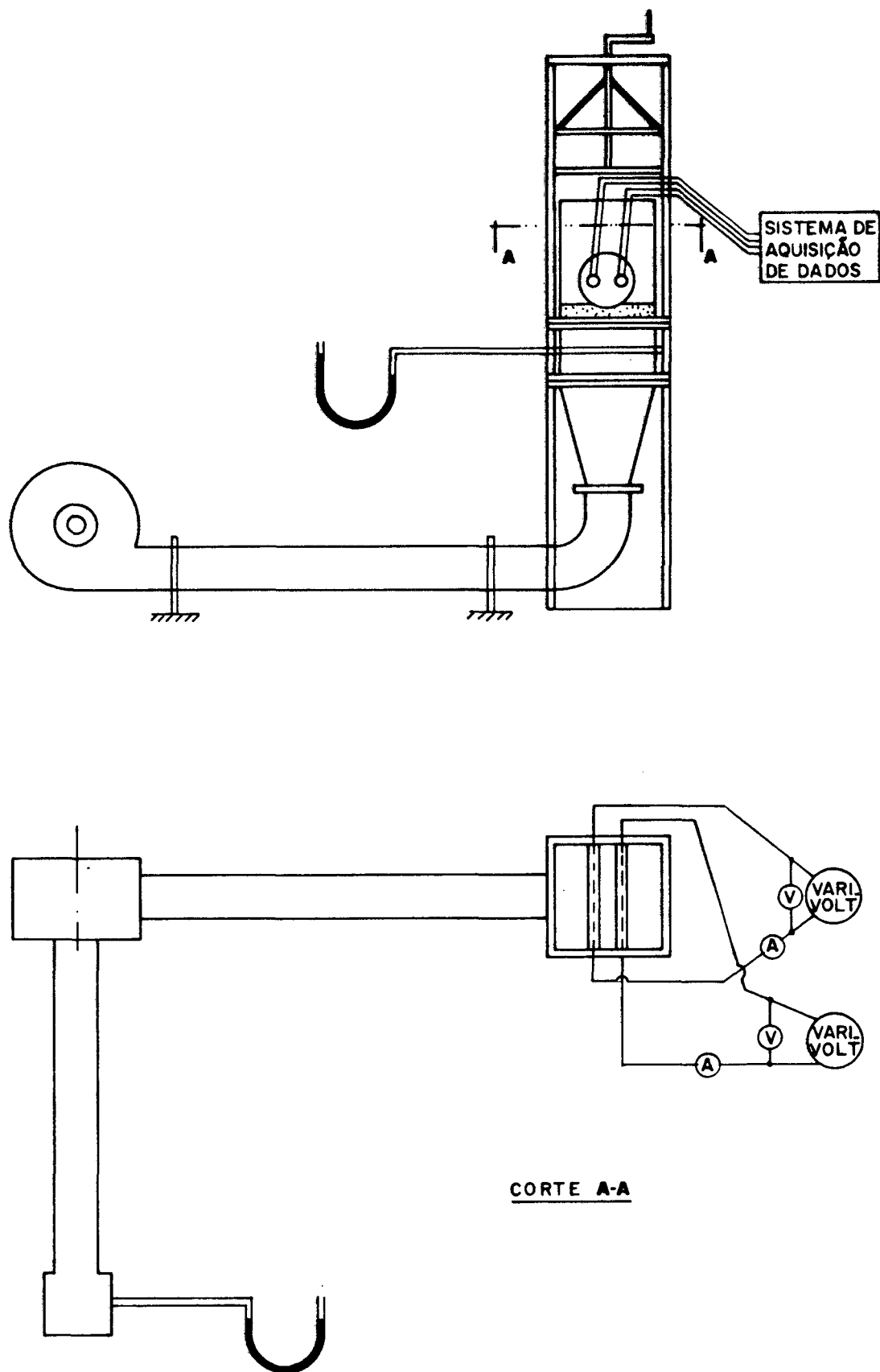


Figura 3.1 - Esquema do aparato experimental.

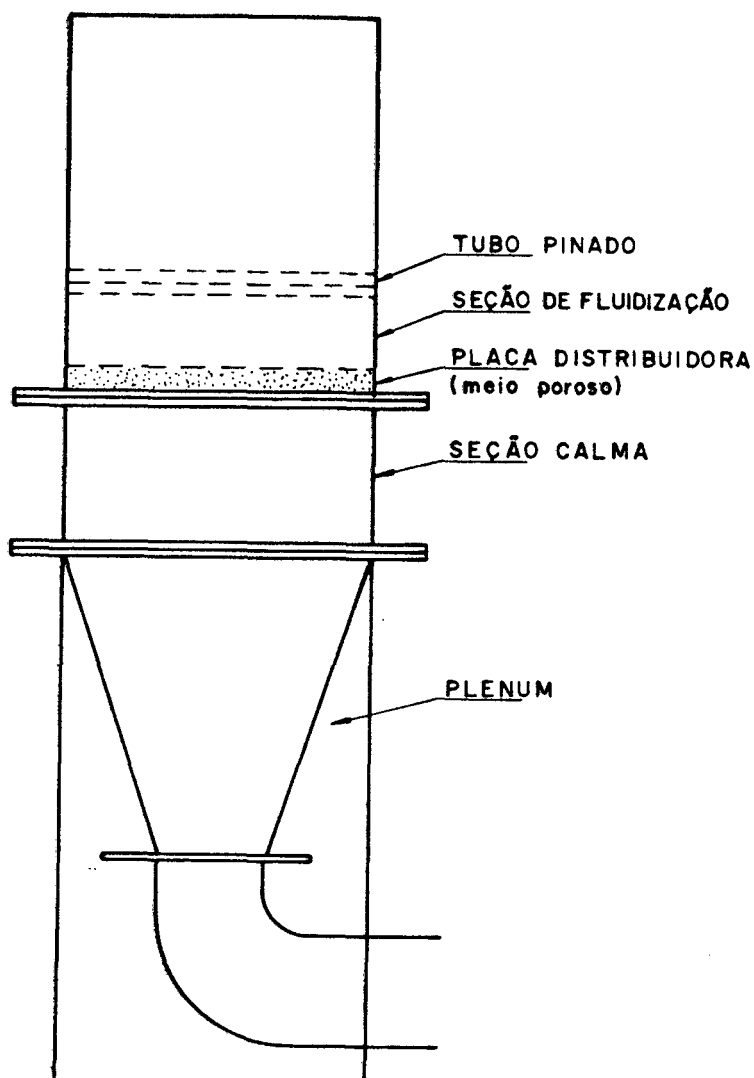


Figura 3.2 - Esquema da seção de fluidização.

tubo de PVC. Neste ponto o escoamento do ar é altamente não uniforme e o formato do difusor permite a homogeneização do escoamento. Acoplada ao difusor encontra-se a seção calma que tem a finalidade de completar essa homogeneização. Entre a seção calma e a câmara de fluidização encontra-se a placa distribuidora. A escolha da placa distribuidora adequada deve ser criteriosa, pois a obtenção de uma fluidização homogênea é de vital importância. Optou-se pelo uso de um meio poroso como placa

distribuidora pela alta perda de carga que favorece a fluidização homogênea do leito. O leito poroso é constituído de grãos de areia ($3,8 \text{ mm} < \bar{d}_p < 4,2 \text{ mm}$) e araldite suficiente para assegurar apenas o contato entre os grãos sem, no entanto, obstruir os poros formados. A placa tem as mesmas dimensões da secção transversal da câmara de fluidização, mas para evitar vazamentos de ar colou-se feltro nas laterais da placa. Este procedimento minimizou os vazamentos sem, no entanto, eliminá-los completamente. Esses vazamentos situavam-se apenas nos cantos da câmara e não afetavam a transferência de calor entre leito e tubos. Preso a placa distribuidora foi conectado um mecanismo que permitia a movimentação desta no sentido vertical. A câmara de fluidização tem $0,4 \times 0,4 \text{ m}^2$ de secção transversal e foi feita de acrílico para permitir a visualização da fluidização. Duas flanges laterais, também de acrílico, foram colocadas na câmara para a verificação de simetria de escoamento, pois estas permitiam a movimentação circular dos tubos.

Areia com alto teor de sílica com diâmetro variando entre $0,42 \text{ mm} < \bar{d}_p < 0,5 \text{ mm}$ foi usada como material sólido do leito. Usou-se a técnica de separação por peneiramento para a obtenção desses valores para o diâmetro de partícula. Devido a boa fluidização obtida, usou-se leito estático com 70 mm de altura. Imersos no leito encontram-se os tubos de transferência de calor.

3.2 Tubos de Transferência de Calor

Um esboço dos tubos de transferência de calor

utilizados no presente trabalho pode ser visto na figura 3.3. O tubo trocador de calor é constituído de um tubo de cobre revestido por um tubo de aço inoxidável. O tubo de cobre tem 234 mm de comprimento, 29,10 mm de diâmetro externo e parede de 5 mm de espessura. Este tubo foi confeccionado pelo processo de usinagem. Como o diâmetro interno do tubo de aço inoxidável era conhecido, calculou-se, através dos coeficientes de expansão térmica, o valor do diâmetro externo do tubo de cobre. Os cálculos são apresentados no Apêndice A. A tolerância no processo de usinagem foi de $\pm 0,2$ mm. Um entalhe de 0,5 mm de profundidade e 1 mm de largura foi feito por toda extensão do tubo de cobre, para permitir o alojamento do termopar. Na região central do tubo, no sentido axial, foi feito um aprofundamento no entalhe de modo a permitir que o mesmo fosse soldado. Foi colocada pasta térmica no entalhe para não modificar as características da transferência de calor nessa região.

Externamente ao tubo de cobre foi colocado o tubo de aço inoxidável que tem 244 mm de comprimento, 31,75 mm de diâmetro externo e parede com 1,2 mm de espessura. Este tubo sofreu processo de usinagem apenas para retirar saliências na parede interna. O projeto detalhado dos tubos trocadores de calor, assim como da seção de fluidização está no Apêndice C.

A justificativa do uso do tubo de cobre reside no fato de que este material possui elevada condutividade térmica, propiciando portanto boa uniformidade de temperatura ao longo do tubo. O tubo de aço inoxidável permite uma boa durabilidade do acabamento superficial mesmo sob as condições severas de operação. Dois conjuntos foram utilizados: O primeiro com tubo de

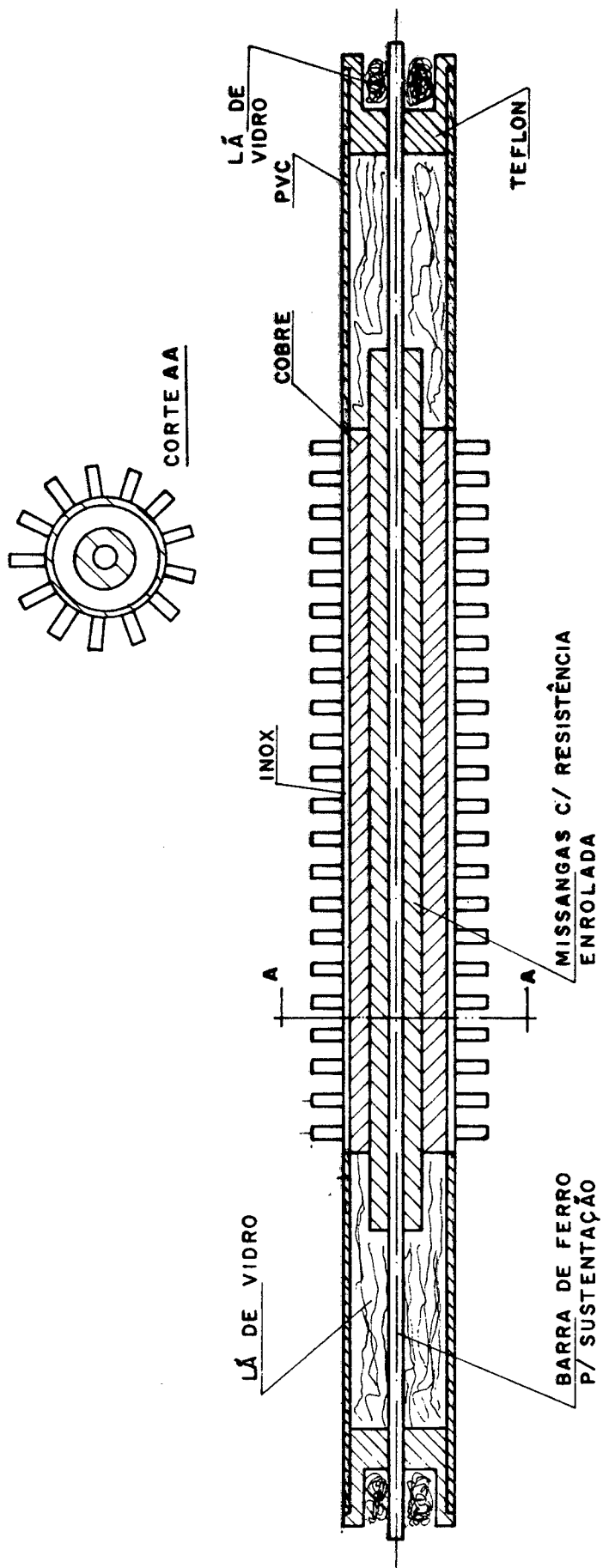


Figura 3.1 - Esquema do Aparato Experimental

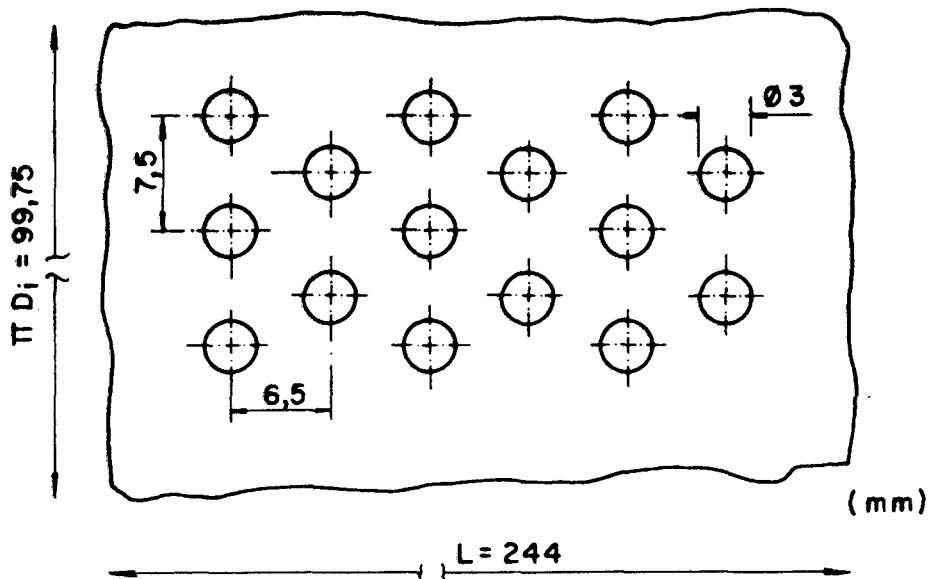


Figura 3.4 - Esquema planejado da distribuição dos pinos.

aço inoxidável sem aletas e o segundo aletado com aletas tipo pino. A disposição dos pinos foi escolhida de acordo com a encontrada na prática [11], [12], ou seja, dispostos em quincôncio, formando triângulos equiláteros. A figura 3.4 mostra a vista planejada da distribuição dos pinos. A distância entre os pinos foi de 7,5 mm no sentido longitudinal e 8,66 mm no sentido transversal. Os pinos tem 3 mm de diâmetro e 10,2 mm de comprimento e foram confeccionados num torno. Uma vez definido o espaçamento entre as aletas, foram feitos furos de 2,9 mm de diâmetro no tubo de aço inoxidável. Estes furos foram feitos numa fresadora e servem para a fixação das aletas. Como o tubo de aço inoxidável deveria permanecer liso internamente, após a furação, este foi usinado para a retirada das rugosidades da parede interna. Após esse processo, os pinos foram fixados por pressão até a parede interna do tubo de inox. Com isso, o comprimento final da aleta foi de 9 mm. Para garantir bom contato térmico, os pinos foram soldados com solda estanho e o excesso de solda foi

retirado com jato de areia para que a transferência de calor não sofresse interferência do estanho, que possui condutividade térmica diferente da do aço inoxidável. Esse procedimento para a fixação das aletas também foi seguido por Nieckele em [11].

Internamente aos tubos de cobre e aço inoxidável foi colocado o núcleo que é constituído de um vergalhão de latão coberto por missangas de porcelana, onde a resistência foi enrolada em forma de espiral, de maneira a permitir distribuição homogênea do calor no tubo de cobre.

Tubos de PVC com diâmetro externo de 31,75 mm foram acoplados a todo o conjunto (conforme figura 3.3) para evitar perda axial de calor. Os tubos de PVC também foram confeccionados por usinagem. Dentro do tubo de PVC foi colocado lã de vidro para minimizar a perda de calor.

3.3 Aparelhagem Utilizada.

3.3.1 Medição e Regulagem da Vazão

A vazão de ar foi medida num orfício medidor de vazão do tipo tubeira entrante, de fibra de vidro, construído de acordo com as recomendações de ASME [06] e a regulagem foi feita através de um mecanismo tipo borboleta colocado na região de entrada do ventilador. Os cálculos referentes a medição da vazão estão no apêndice B.

3.3.2 Medição das Temperaturas

A temperatura foi medida em três pontos: tubo de aço inoxidável, tubo de cobre e no leito. As medições de temperaturas dos tubos foram feitas com termopares do tipo T (Cobre-Constantan). No tubo de cobre o termopar foi fixado no centro do entalhe. Devido a alta condutividade do cobre, a distribuição de temperatura ao longo do tubo é bastante uniforme, por isso, tomou-se a temperatura em um ponto apenas. A faixa de variação da temperatura do tubo de cobre situa-se entre 50° C e 120° C.

Os termopares dos tubos de aço inoxidável (aletado e sem aletas) foram colocados, em furos de 1 mm, na superfície base dos mesmos.

A temperatura do leito foi medida por um termômetro de bulbo de mercúrio. Devido a boa fluidização obtida, depois de alcançado o regime permanente, a temperatura era constante por todo o leito e estava sempre próxima de 40° C. De modo que a variação entre o tubo de cobre e o leito (ΔT) situava-se entre 8 C e 76° C.

A leitura da diferença de potencial dos termopares foi feita num sistema de aquisição de dados da marca Hewlett-Packard, modelo 3497, com precisão de 1 μ Volt e compensação interna de temperatura, dispensando, dessa forma, o uso de juntas de referência.

3.3.3 Medição da Potência Elétrica

A potência elétrica, fornecida por um variador de voltagem (varivolt) aos tubos, foi calculada através do produto da voltagem V pela intensidade de corrente i na resistência. A voltagem foi lida num multímetro digital da marca Engro, modelo MD 820, e a corrente elétrica, num amperímetro da marca General Electric. Durante todo o teste a potência elétrica era mantida constante (60 W) para os dois tubos, aletado e sem aletas.

3.4 Procedimento Experimental

O objetivo dos experimentos é a obtenção do coeficiente de transferência de calor em função da altura dos tubos e da vazão de ar. A expressão para o coeficiente de transferência de calor é dada por:

$$h = \frac{P}{A\Delta T} \quad (3.01)$$

onde

- $P = V.i$ é a potência elétrica de entrada
- A é a área superficial do tubo de cobre
- ΔT é a diferença de temperatura entre o cobre e o leite

Cada teste consistia na medição das temperaturas dos tubos e leite, da potência elétrica fornecida a cada vazão ou altura dos tubos.

Inicialmente ligava-se o ventilador e ajustava-se a vazão ou a altura dos tubos para um dado valor desejado. Em seguida ligava-se os varivolts para o aquecimento dos tubos. A potência era aumentada gradualmente, para não danificar a resistência, até o valor desejado (60 W), e era mantida constante durante todo o teste. A condição de contorno nos tubos era de calor prescrito.

As temperaturas eram tomadas em intervalos de tempo regulares até que o regime permanente fosse alcançado. Quando o regime era estabelecido, anotava-se os valores das temperaturas, vazão de ar, altura dos tubos e potência de entrada. Modificava-se então a vazão de ar ou a altura dos tubos para a obtenção de novo ponto experimental e novamente esperava-se o estabelecimento de regime permanente. A obtenção de cada ponto experimental demorava aproximadamente 1 hora, de modo que os testes tinham duração média de 10 horas.

Os parâmetros analisados foram: Altura dos tubos em relação a placa distribuidora, vazão de ar e tipo de trocador (aletado ou sem aletas).

No próximo capítulo faz-se uma análise dos resultados obtidos e uma comparação destes com correlações de outros pesquisadores.

CAPÍTULO IV

APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

No projeto de câmaras de fluidização onde existe troca térmica, com tubos imersos no leito, o conhecimento do coeficiente de transferência de calor é de fundamental importância para o dimensionamento das superfícies imersas para uma dada capacidade de geração de vapor ou calor. Devido ao grande número de parâmetros envolvidos, o cálculo do coeficiente de transferência de calor (h) através de modelos mecânicos básicos é bastante complexo. Além disso é necessário o conhecimento da influência das condições de operação, dimensões dos tubos imersos, viscosidade do sólido, densidade do sólido e do gás fluidizante, condutividade térmica do sólido e do gás fluidizante, etc [02], [07].

A transferência de calor entre tubos imersos em leito fluidizado depende de diversos fatores, tais como: tamanho das partículas, vazão do fluido, tipo de fluidização (particulada ou agregativa), altura dos tubos em relação a placa distribuidora, dimensões e propriedades dos tubos imersos, propriedades dos sólidos, [02], [07], [01].

Vários pesquisadores tem conduzido experimentos em

transferência de calor entre tubos e leito fluidizado tendo como objetivo a obtenção de correlações experimentais entre o coeficiente de transferência de calor (h) e a vazão mássica superficial (G), por exemplo [07], [13]. Como o mecanismo de transferência de calor em leito fluidizado é bastante complexo, nenhuma correlação experimental é geral. Pesquisas sobre a transferência de calor entre tubos aletados em leito fluidizado também foram realizadas, conforme [02],[04]. Vários tipos de aletas foram utilizadas, tais como: aletas de perfil retangular, parabólico, triangular, trapezoidal, aletas longitudinais, helicoidais ou em forma de serra. A orientação das aletas com respeito ao escoamento do gás é também um fator importante, assim como as dimensões das aletas. Devido a esse grande número de fatores variáveis, é difícil uma comparação de dados experimentais obtidos por diferentes pesquisadores, bem como o desenvolvimento de uma correlação envolvendo todos os parâmetros [02]. Um grande número de pesquisas também foram realizadas para a transferência de calor entre feixe de tubos imersos em leito fluidizado, [01],[02], [07]. Neste caso, além dos parâmetros citados anteriormente, o mecanismo de transferência de calor entre tubos e leito também sofre influência da distância entre tubos. Vale salientar ainda que a comparação dos resultados experimentais com correlações pode fornecer desvios apreciáveis. Estes desvios se devem às diferenças nas condições de operação encontradas na literatura e as condições em que esses resultados foram obtidos.

Nas seções subsequentes serão apresentados os resultados do presente trabalho e uma discussão sobre os parâmetros que influenciam a transferência de calor entre tubos

e leito fluidizado.

4.1 Efeito da vazão

O efeito da vazão de ar na transferência de calor entre tubos e leito fluidizado, foi estudado variando-se a vazão de ar entre 0,10 e 0,20 $\text{Kg/m}^2\text{s}$ mantendo-se a altura dos tubos e a potência elétrica de entrada constantes. Os coeficientes de transferência de calor (h) para tubos aletados e tubos sem aletas são mostrados, como função da vazão mássica superficial (G) nas figuras 4.1 a 4.7.

Um variador de voltagem foi utilizado para o fornecimento da potência de entrada para os tubos. Como a corrente elétrica era alternada e devido a problemas de ruído do sistema de aquisição de dados, havia uma pequena variação na potência de aproximadamente 2%. A fim de compensar possíveis desvios de condição isotérmica, além de erros experimentais, cada curva foi obtida de três ensaios.

Observa-se nas figuras 4.1 a 4.5 que há um aumento no valor do coeficiente de transferência de calor (h) com a vazão de ar (G). Este fato pode ser justificado pela diminuição do tempo de residência das partículas junto à superfície dos tubos com o aumento da vazão.

GREWAL & SAXENA em [07] observaram o mesmo comportamento. Testes foram realizados numa câmara de fluidização quadrada ($0,3 \times 0,3 \text{ m}^2$) com placa distribuidora tipo "bubble cap". Os testes foram realizados com um tubo imerso em leito

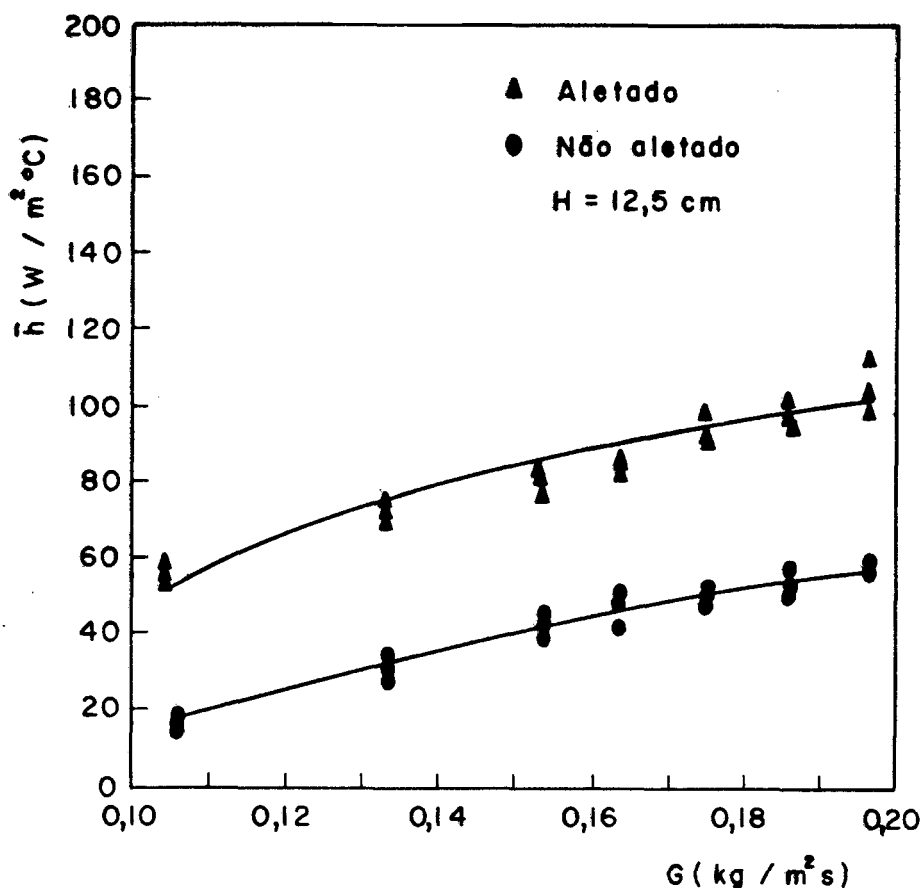


Figura 4.1 - Influência da vazão no coeficiente de transferência de calor $H = 12,5$ cm

fluidizado e com feixe de tubos imersos. O feixe de tubos foi arranjado em forma de triângulo equilátero. Os tubos ($D_t = 12,7$ mm e $28,6$ mm) foram aquecidos eletricamente por um variador de voltagem de corrente contínua. Os tubos de $12,7$ mm eram de cobre e os de $28,6$ mm, de bronze. Os ensaios foram realizados a temperaturas menores que 800K , portanto só havia transferência de calor por condução e convecção. Observa-se em GREWAL & SAXENA [07] que os resultados obtidos para um tubo apenas é melhor que para o conjunto de tubos imersos em leito fluidizado. Isto é devido ao tempo de residência das partículas junto a superfície

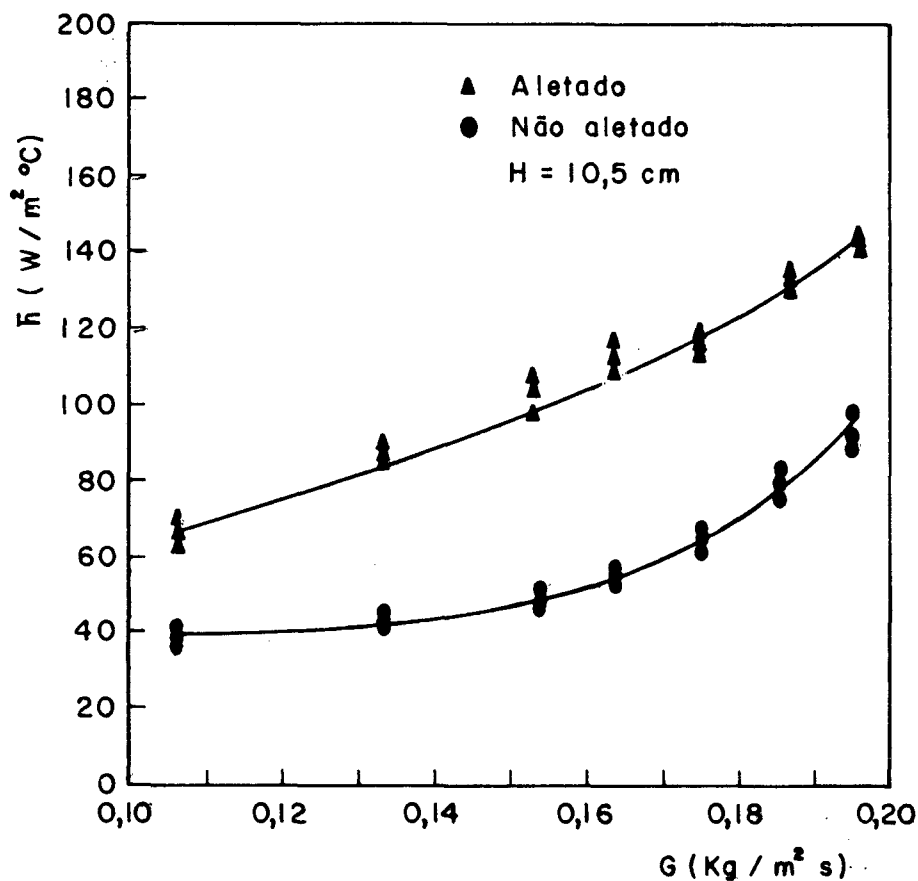


Figura 4.2 - Influência da vazão no coeficiente de transferência de calor $H = 10,5$ cm.

dos tubos. No caso da transferência de calor entre conjunto de tubos-leito, as partículas ficam mais tempo em contato com os tubos, portanto a convecção aqui é menor.

Para efeito comparativo nos referiremos apenas aos resultados obtidos para a transferência de calor entre leito e tubo único. Observa-se em [07] que a taxa de crescimento no coeficiente de transferência de calor é maior para vazões mais próximas a de fluidização mínima do que para vazões mais altas. Com um aumento inicial da vazão, há uma diminuição do tempo de residência das partículas junto a superfície de transferência de

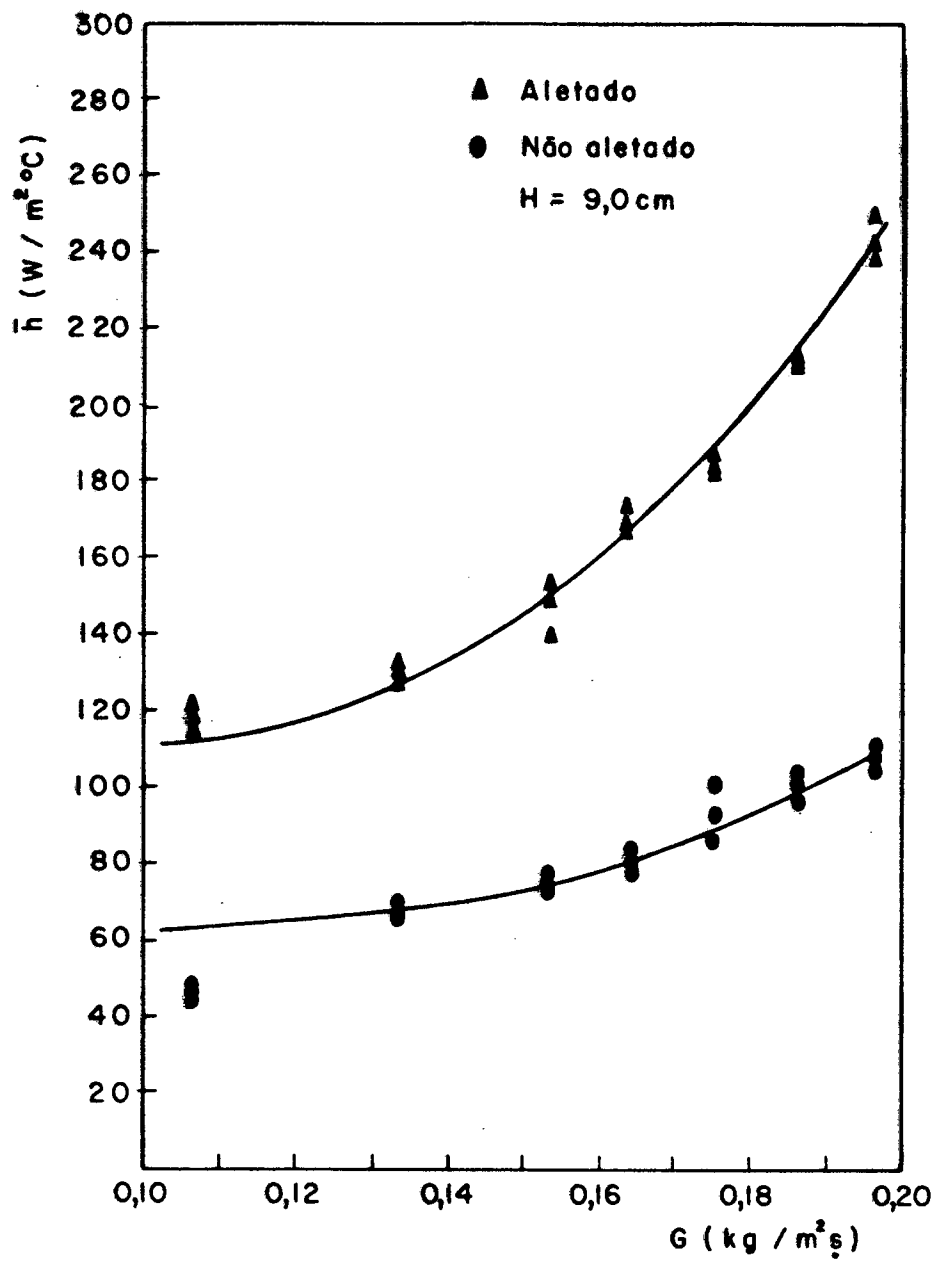


Figura 4.3 - Influência da vazão no coeficiente de transferência de calor $H = 9,0$ cm.

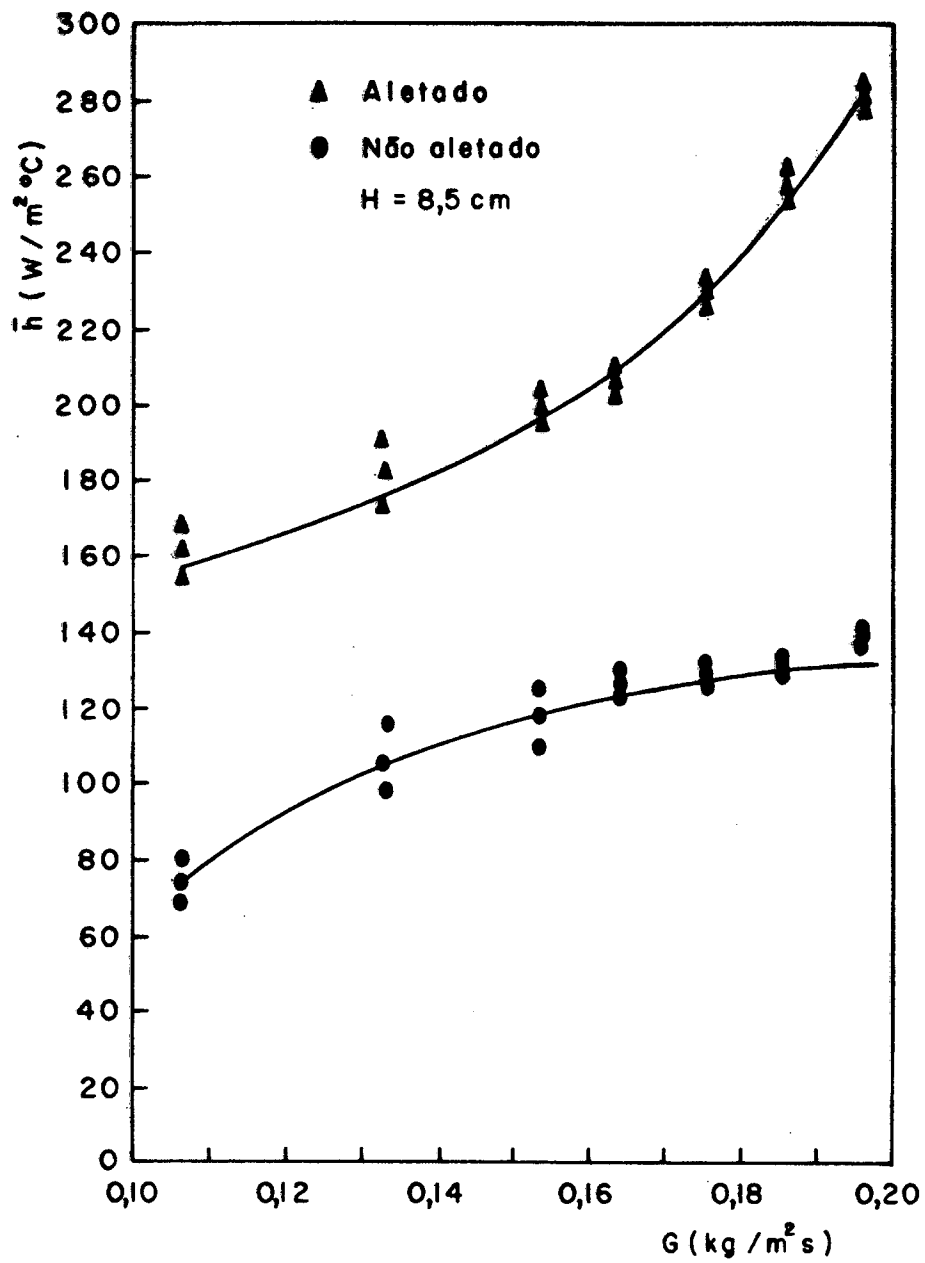


Figura 4.4 - Influência da vazão no coeficiente de transferência de calor $H = 8,5$ cm.

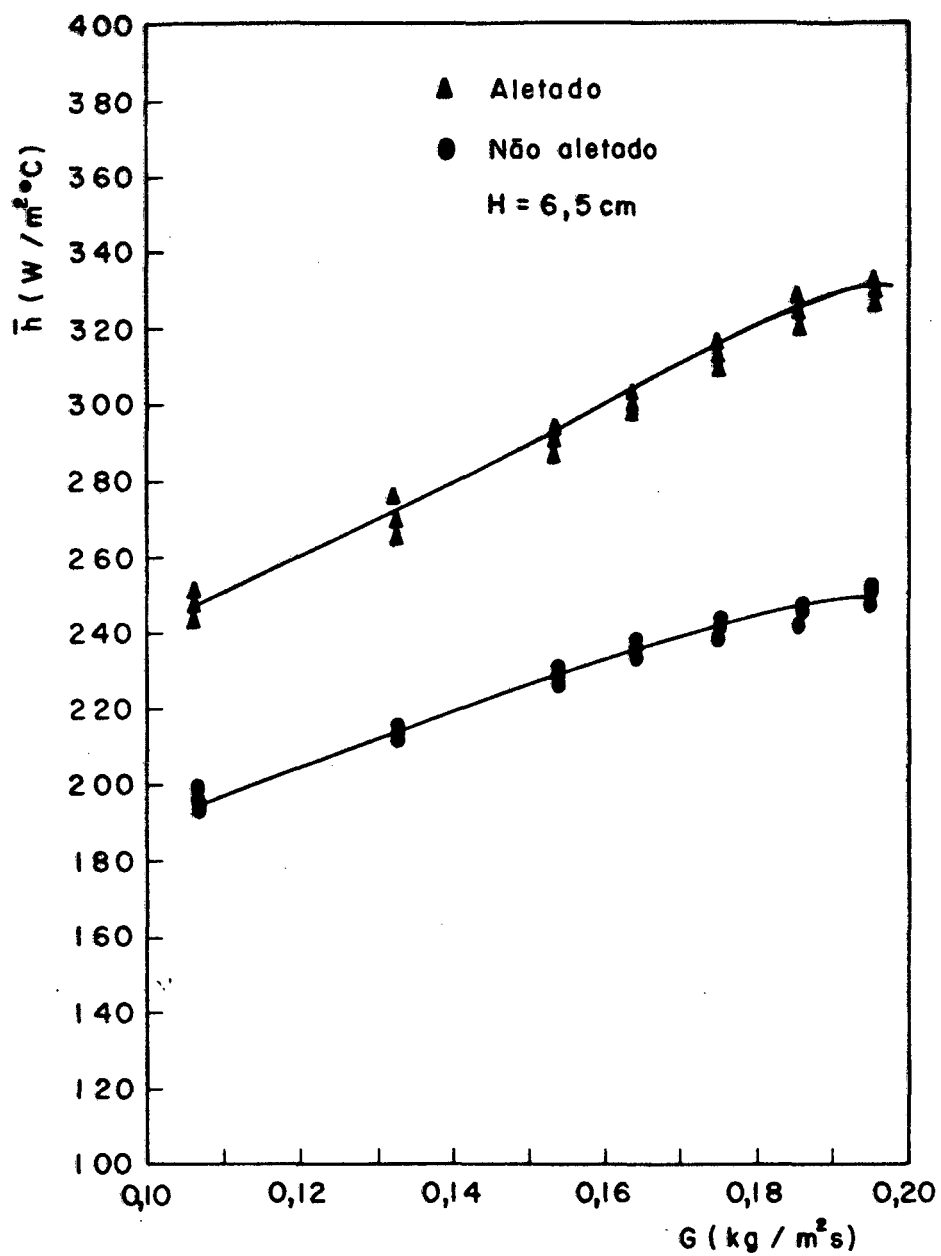


Figura 4.5 - Influência da vazão no coeficiente de transferência de calor $H = 6,5$ cm.

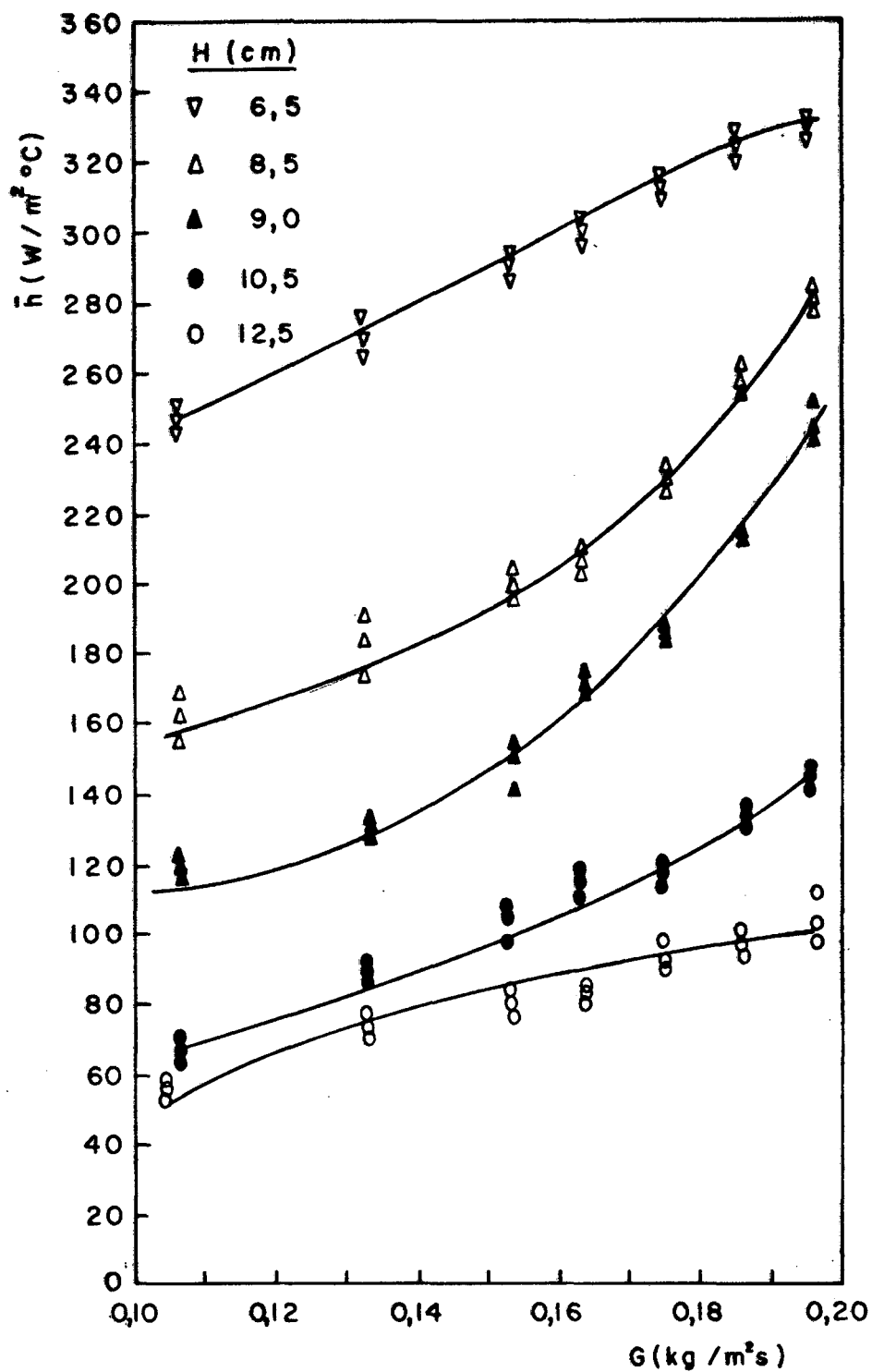


Figura 4.6 - Influência da vazão no coeficiente de transferência de calor para o tubo aletado.

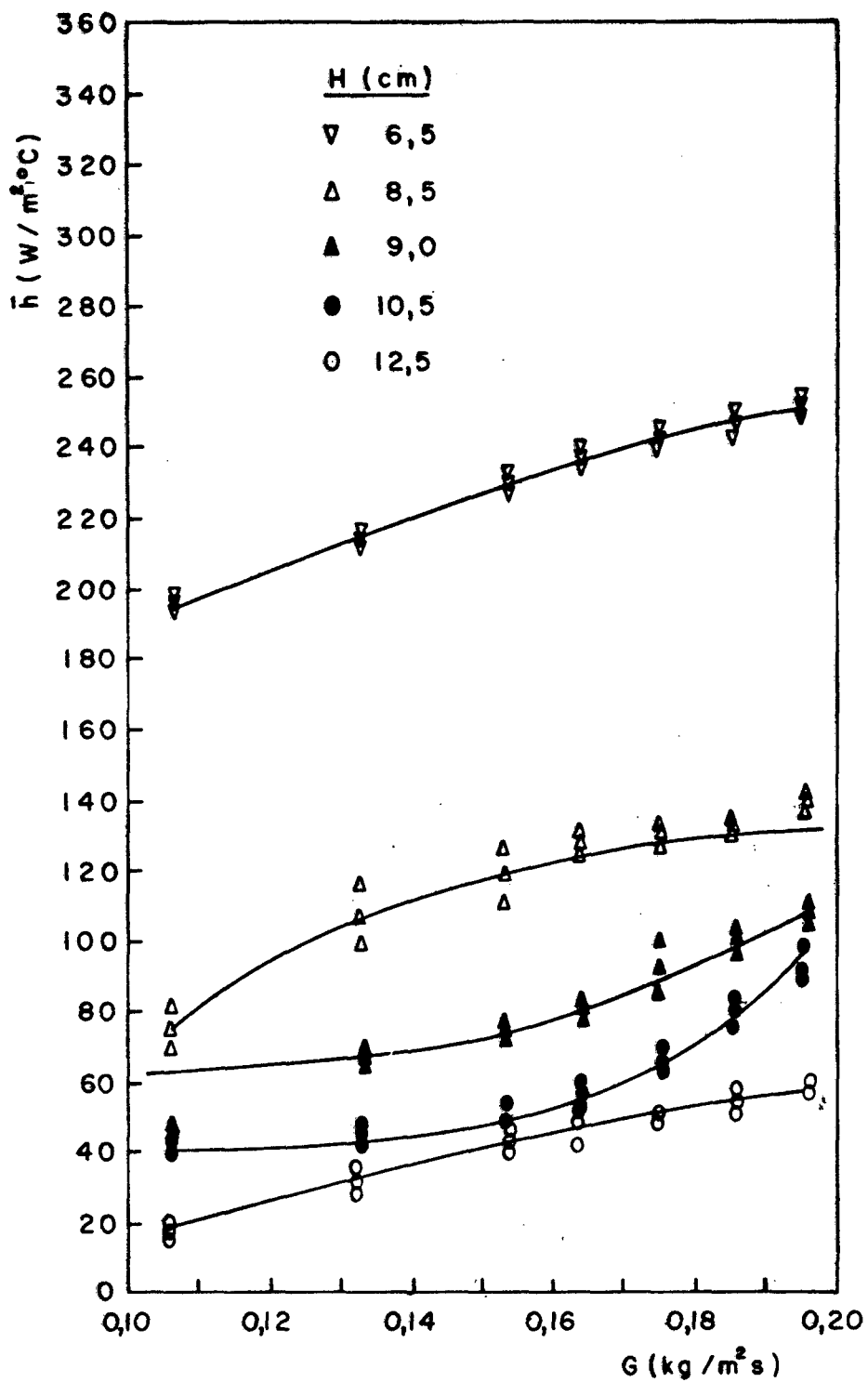


Figura 4.7 - Influência da vazão no coeficiente de transferência de calor para o tubo não aletado.

calor. Ocorre então, uma renovação constante das partículas em torno do tubo, portanto, a transferência de calor entre tubo e leito aumenta. Entretanto, para vazões elevadas, ou seja, maiores que a de fluidização mínima a taxa de crescimento do coeficiente de transferência de calor (h) é menor. Com o aumento da vazão há um aumento da quantidade de bolhas que cobrem a superfície de transferência de calor (demonstra fluidização agregativa), o que ocasiona uma diminuição da quantidade de partículas que colidem com a superfície daí. Daí menores taxas de crescimento do coeficiente de transferência de calor (h).

KRAUSE & PETERS em [04] também observaram o aumento no coeficiente de transferência de calor com a vazão. Ensaio foram realizados numa coluna transversal retangular ($0,33 \times 0,305 \text{ m}^2$) e distribuidor do tipo placa perfurada. Testes foram feitos para a transferência de calor entre tubo ($D_t = 19,2 \text{ mm}$) e leito de partículas de vidro ($\bar{d}_p = 210\mu\text{m}$ e $420\mu\text{m}$) como função da vazão de ar (G). Também realizaram testes entre tubos aletados (aletas tipo serra de comprimentos 4,76mm; 8,33mm e 11,76mm) e leito. Para o fornecimento de energia elétrica utilizou-se um variômetro de corrente alternada.

A taxa de crescimento do coeficiente de transferência de calor foi controlada pelo tempo de residência das partículas do leito junto a superfície de transferência de calor. O tempo de residência foi definido como sendo o tempo de contato entre a emulsão (partículas e ar) e a superfície de transferência de calor. O limite superior da vazão foi quando o fracionamento se inicia. Por esta razão o máximo valor experimental de (h) não foi determinado. A vazão máxima foi de 2,4 vezes a vazão na

fluidização mínima. KRAUSE & PETERS observaram em [04] que o coeficiente de transferência de calor (h) aumenta com a vazão de ar até um valor máximo. GOEL, et alii em [02] observaram o mesmo efeito em relação ao tempo de residência da partícula junto a superfície de transferência de calor. Foram obtidos resultados experimentais do comportamento do coeficiente de transferência de calor entre tubos ($D_t = 12,7\text{mm}$ e $50,8\text{mm}$) e leito de partículas com alto teor de sílica ($\bar{d}_p = 145\ \mu\text{m}$, $167\ \mu\text{m}$, $488\ \mu\text{m}$ e $788\ \mu\text{m}$) como função da velocidade mássica superficial do gás (G). Foram obtidos também resultados para tubos aletados (aletas tipo V) com passo variável ($P_f = 0,24\ \text{mm}$; $0,79\ \text{mm}$; $1,58\ \text{mm}$; $3,18\ \text{mm}$ e $5,08\ \text{mm}$). Observou-se que aumentando o passo entre as aletas o coeficiente de transferência de calor aumenta. Quando a distância entre as aletas é pequena, as partículas ficam mais tempo retidas junto a superfície do tubo. Observa-se em GOEL, et alii [02] que com o aumento da vazão de ar (G) há um aumento na transferência de calor.

Observa-se nas figuras 4.1 a 4.5 que o tubo aletado apresentou melhores resultados no coeficiente de transferência de calor (h) que o tubo sem aletas. Isso demonstra que a maior área de troca térmica do tubo aletado foi mais representativa na transferência de calor que o maior tempo de residência das partículas.

Nas figuras 4.6 e 4.7 observa-se que a medida que o tubo vai se afastando da placa distribuidora, ou seja, com o aumento na altura, ocorre uma diminuição do valor do coeficiente de transferência de calor (h). Isto ocorre devido a diminuição do tempo de contato entre as partículas do leito e tubo. Nesta

situação o mecanismo se aproxima do valor de convecção forçada. Para que esse efeito pudesse ser observado, foram realizados testes com a vazão de ar constante e variando-se a altura dos tubos em relação a placa distribuidora, conforme será analisado na seção subsequente.

4.2 Efeito da Altura

Faz-se nesta seção uma análise do comportamento da relação experimental entre o coeficiente de transferência de calor (h) com a altura dos tubos (H). A altura dos tubos era medida entre a placa distribuidora e a linha de centro dos tubos.

Testes foram realizados variando-se a altura entre 6 e 12 cm, mantendo-se a vazão mássica superficial (G) e a potência elétrica de entrada constantes. A posição dos tubos em relação ao leito depende de dois fatores: altura alcançada pelo leito na fluidização e altura dos tubos. A altura do leito no estado de fluidização depende da vazão mássica superficial do ar, ou seja, para baixas vazões o leito se expande pouco e com o aumento na vazão o leito alcança alturas maiores. Realizaram-se testes para três valores de vazão: $0,1061 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $0,1637 \text{ kg/m}^2\text{s}$ e $0,1963 \text{ kg/m}^2\text{s}$. O desempenho dos tubos aletados depende da altura e vazão de ar. Para alturas dos tubos inferiores a 7,5 cm, nos três valores de vazão, os tubos permanecem totalmente imersos no leito. Aumentando a altura dos tubos, estes passariam da situação de imersão total para imersão parcial, até a situação em que os tubos estivessem totalmente fora do leito, com poucas partículas tocando-lhes a porção inferior. Para alturas de aproximadamente

11,5 cm, os tubos ficavam fora do leito para os três valores de vazão. Essa mudança de posição dos tubos relativa ao leito explica a modificação do mecanismo de transferência de calor entre leito e superfície. Como mencionado no capítulo II, a transferência de calor em leito fluidizado ocorre por condução e convecção nas presentes condições de experiência. Quando os tubos estão imersos no leito, tem-se os mecanismos de condução e convecção pronunciados. À medida em que ocorre a imersão parcial dos tubos, a influência da condução no coeficiente global de transferência de calor diminui. Este fato é atribuído a menor movimentação das partículas ao redor da superfície de troca de calor, ou seja, as partículas tocam menos a porção superior dos tubos. Quando os tubos estão fora do leito, a influência da condução é muito pequena pois poucas partículas colidem com o tubo, portanto, a convecção predomina. Quanto mais distantes estiverem os tubos, mais o mecanismo se aproximará da convecção forçada.

Nas figuras 4.8 a 4.10 observa-se que o tubo aletado apresenta melhores resultados que o tubo não aletado. Isto pode ser atribuído ao fato de que a maior área de transferência de calor predomina em relação a menor movimentação das partículas junto ao tubo aletado. Observa-se nessas figuras que o coeficiente de transferência de calor dos tubos, aletado e sem aletas, aumenta até alcançar um pico e depois diminui. O aumento inicial é devido ao fato que para baixas alturas as partículas ficam estagnadas na porção superior dos tubos e, com o aumento na altura há uma maior movimentação das mesmas junto a superfície dos tubos. O fato de ocorrer a diminuição nos coeficientes de

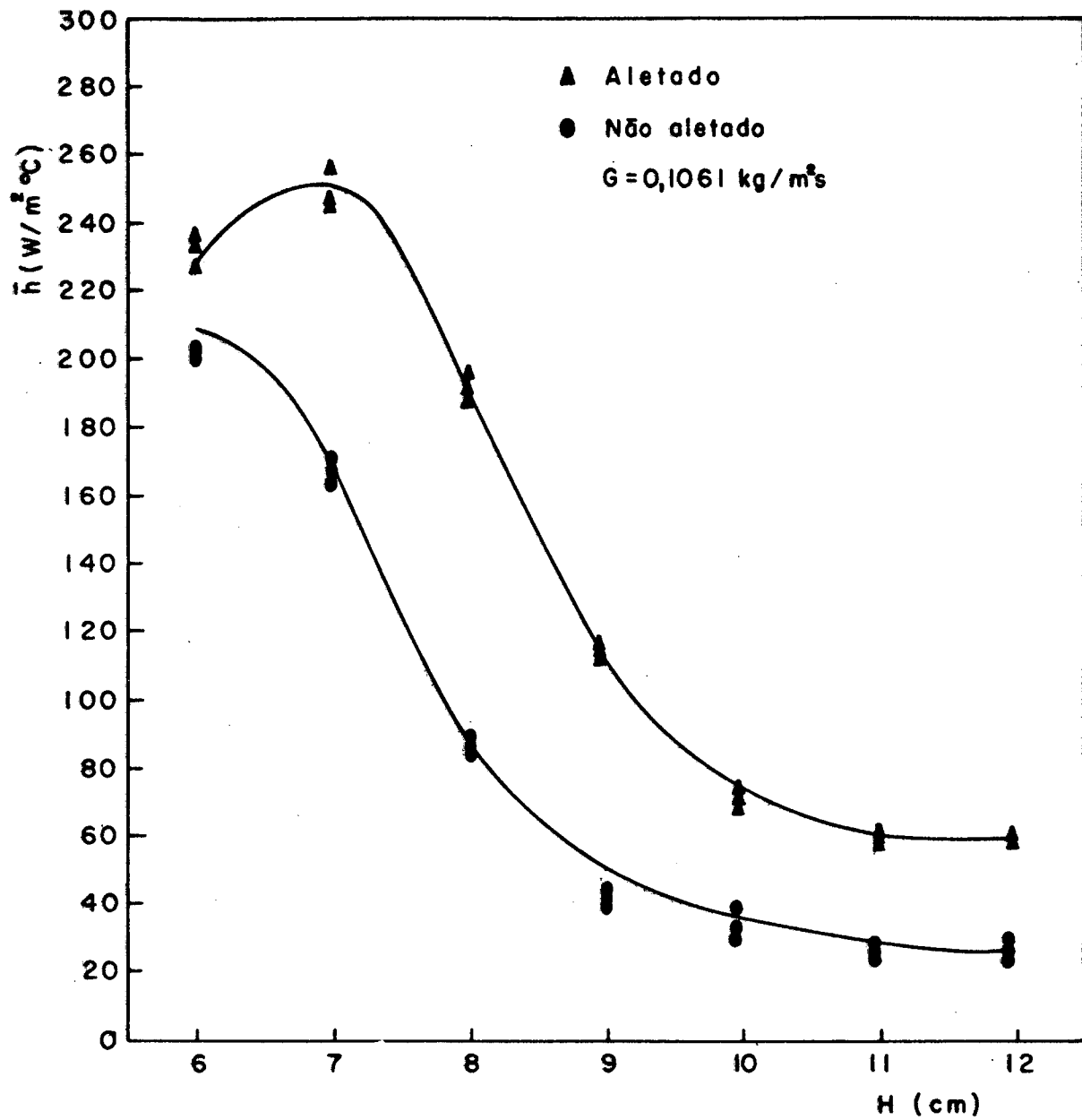


Figura 4.8 - Influência da altura dos tubos no coeficiente de transferência de calor $G = 0,1061 \text{ Kg/m}^2\text{s}$.

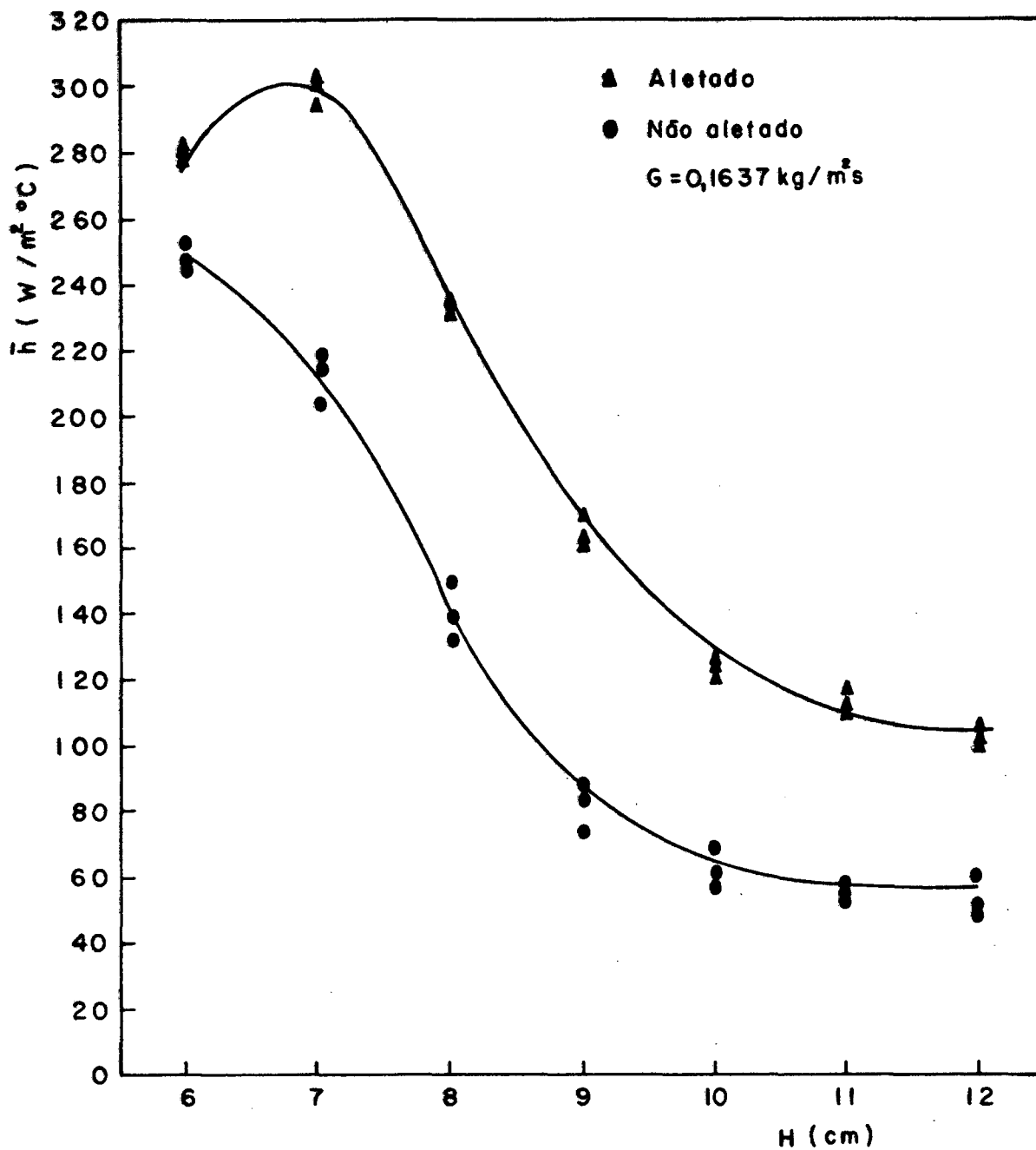


Figura 4.9 - Influência da altura dos tubos no coeficiente de transferência de calor $G = 0,1637 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$.

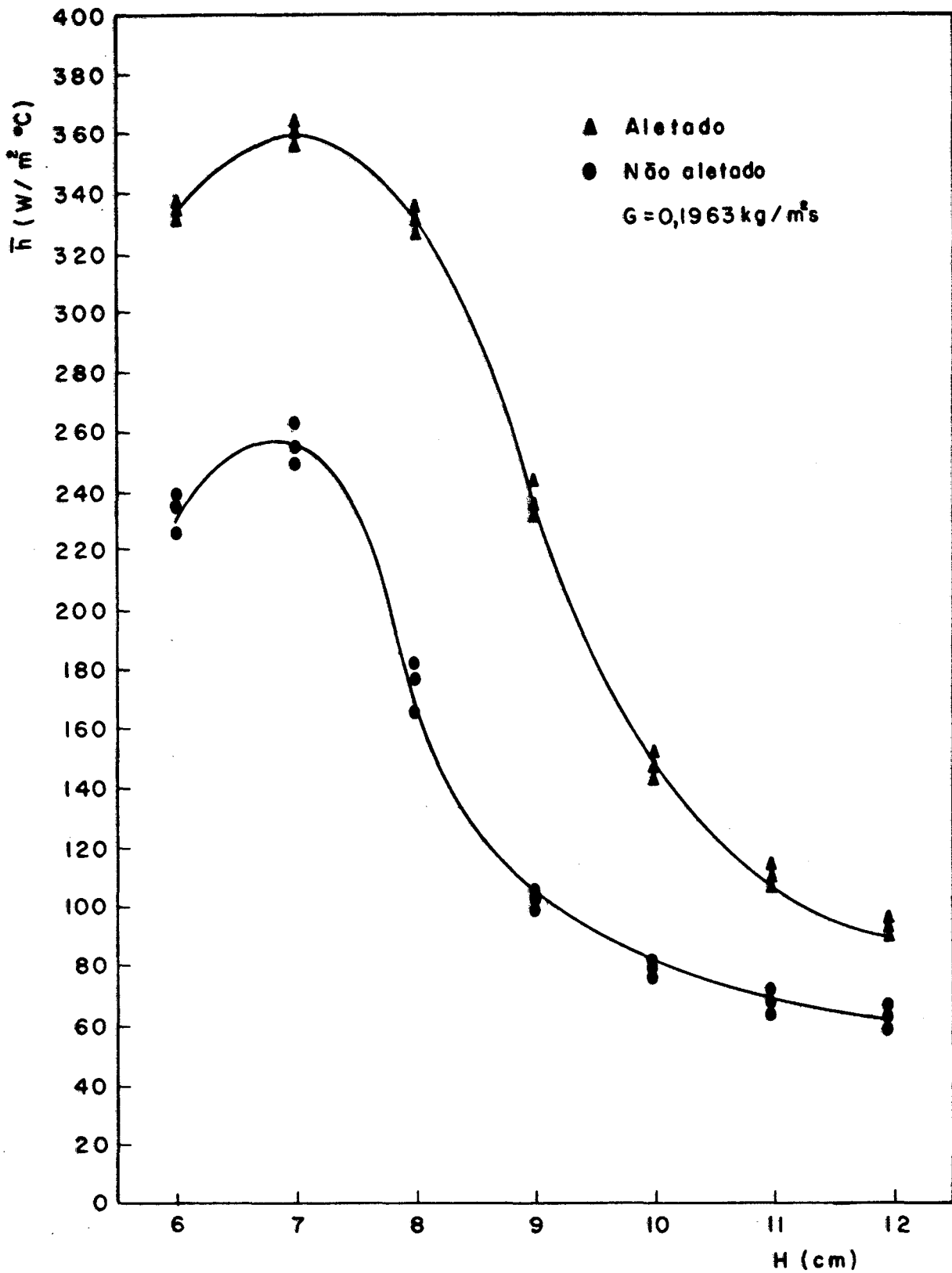


Figura 4.10 - Influência da altura dos tubos no coeficiente de transferência de calor
 $G = 0,1963 \text{ Kg/m}^2\text{s}$.

transferência de calor é explicado pela modificação da altura dos tubos. Com o aumento da altura, os tubos vão passando da condição de imersão total para imersão parcial até ficarem fora do leite. Com isso, há uma diminuição da influência da transferência de calor por condução.

As figuras 4.11 e 4.12 mostram o comportamento do coeficiente de transferência de calor para tubos aletados e sem aletas com a variação da altura. Observa-se nestas figuras que, com um pequeno aumento na altura, a partir de 6 cm, o coeficiente de transferência de calor aumenta, pois quando o tubo está na condição de imersão total existe a tendência de ocorrer estagnação de partículas entre as aletas, prejudicando assim a transferência de calor e, com um pequeno aumento na altura ocorre uma maior movimentação das partículas nas proximidades da superfície de transferência de calor. Com esta grande movimentação, os mecanismos de condução e convecção são pronunciados. Com um aumento posterior na altura, a transferência de calor diminui, pois o tubo começa a passar para a condição de imersão parcial. Nesta condição, o mecanismo da convecção predomina e diminui a influência da condução, pois o número de partículas que colidem com os tubos é menor. Observa-se ainda na figura 4.12 que o primeiro valor para $G = 0,1637$ mostrou-se atípico.

Nas figuras 4.8 a 4.10 observa-se que o tubo aletado apresentou melhores resultados que o não aletado devido a maior área de transferência de calor.

BIYIKLI, et alii em [09] observaram a mesma inversão de desempenho em relação a altura. Para baixas vazões, o coeficiente

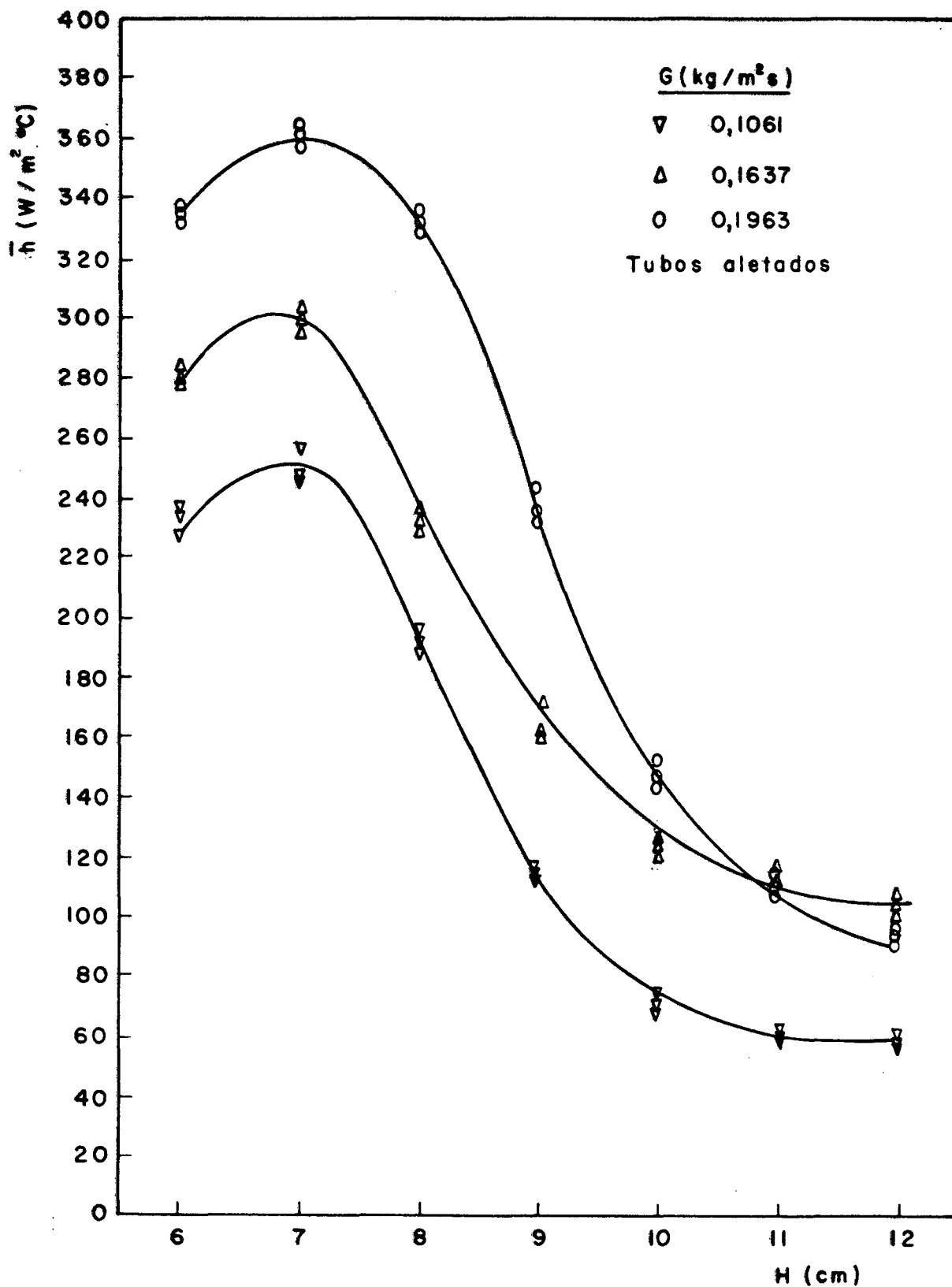


Figura 4.11 - Influência da altura dos tubos no coeficiente de transferência de calor para tubo aletado.

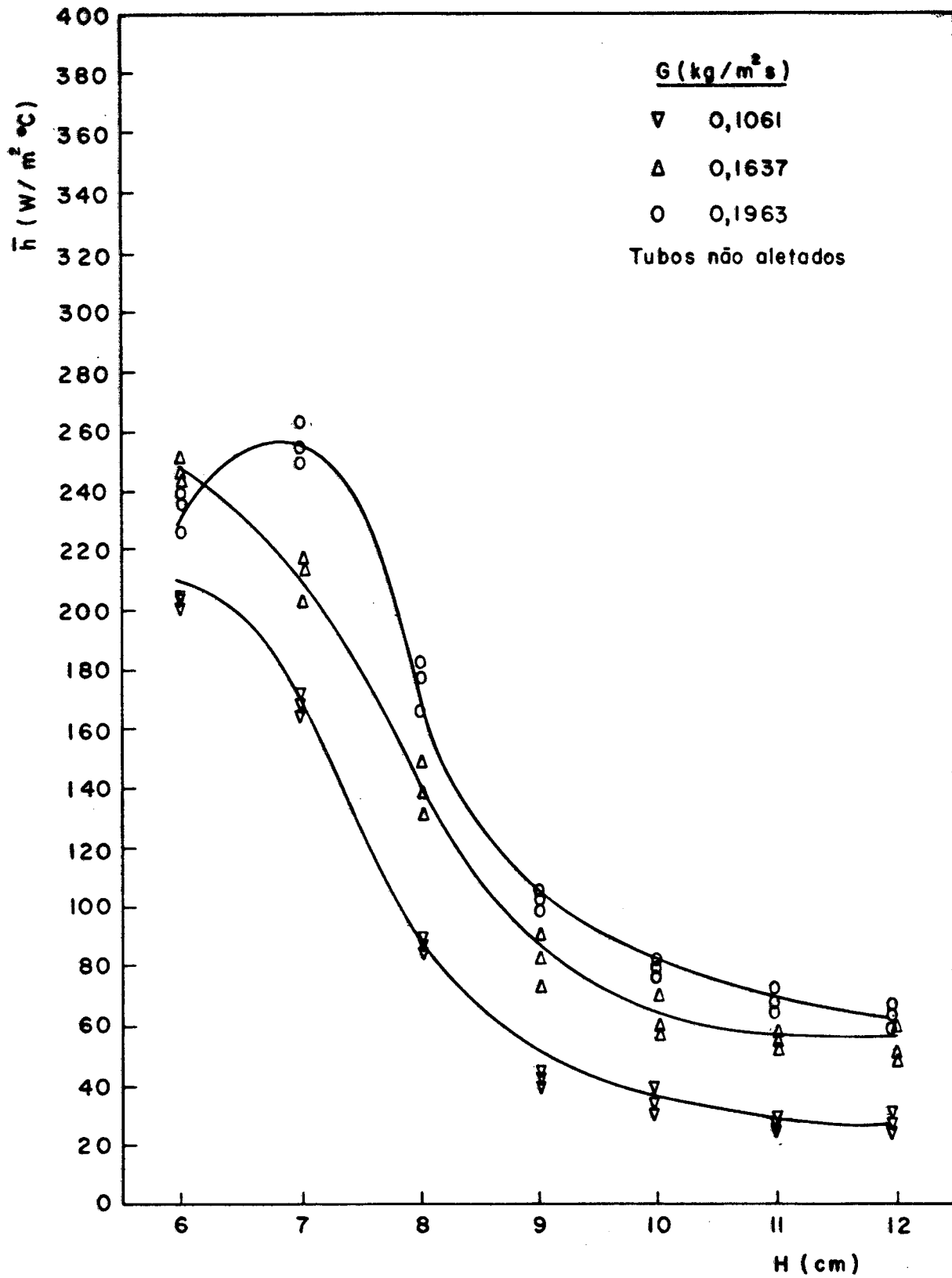


Figura 4.12 - Influência da altura dos tubos no coeficiente de transferência de calor para tubo não aletado.

de transferência de calor decresce mais rapidamente que para altas vazões, refletindo que a diminuição da movimentação das partículas do leito próxima do tubo ocorre em alturas menores para vazões menores. Ensaio foram realizados para determinar o comportamento da transferência de calor com a elevação dos tubos até a região fora do leito. O tubo de transferência de calor foi colocado a 1,6; 19,58; 147 e 225 cm acima do leito estático foi utilizada uma câmara retangular (0,2 x 0,3 m²) fluidizada com partículas de vidro ($\bar{d}_p = 275 \mu\text{m}$ e $850 \mu\text{m}$) e partículas de areia ($\bar{d}_p = 285 \mu\text{m}$ e $465 \mu\text{m}$). BIYIKLI, et alii em [09] observaram que com a elevação do tubo há uma diminuição do coeficiente de transferência de calor. A taxa de decréscimo foi mais pronunciada para baixas vazões, refletindo uma menor movimentação das partículas com baixas vazões. Verifica-se também que quanto mais altos estiverem os tubos, mais próximos estarão da transferência de calor forçada.

Na seção posterior faz-se uma comparação com resultados obtidos por outros pesquisadores.

4.3 Comparação com Correlações Experimentais

Como citado anteriormente, o mecanismo de transferência de calor em leito fluidizado é bastante complexo por depender de fatores como: propriedades do gás fluidizante, dimensões do tubo imerso, vazão do gás entre outros.

Embora muitos autores tenham realizados semelhantes, apenas dois foram utilizados para termos comparativos pois a

maioria dos autores realizaram experimentos com vazões que variavam desde a fluidização mínima até quase o arraste de partículas. No presente caso, as vazões situavam-se próximas a de fluidização mínima. Os resultados do presente trabalho utilizados para comparação são referentes a altura dos tubos de $H = 6,5$ cm pois nesta altura os tubos estavam completamente imersos.

Nas figuras 4.13 e 4.14 pode-se observar a comparação dos resultados obtidos no presente trabalho com as correlações de GOEL, et alii em [02] e ANDEEN, et alii em [17]. As comparações apresentadas nestas figuras referem-se aos resultados obtidos para tubos não aletados. Pode-se observar nestas figuras que em ambos os casos, o número de NUSSELT experimental baseado no diâmetro do tubo de cobre é maior que o calculado pelas correlações. O desvio máximo encontrado para a correlação de GOEL, et alii em [02] foi de 21,95% e o mínimo foi de 16,91% sendo que o desvio médio foi de 19,40%. Para a correlação de ANDEEN, et alii em [17], o desvio máximo foi de 40,67% e o mínimo foi de 36,80% sendo que o desvio médio foi de 36,28%.

A correlação utilizada por GOEL, et alii em [02] para o caso de tubo único não aletado é dada por:

$$Nu_{wt} = 47(1-\epsilon) \left[\frac{G D_t \rho_s}{\mu_f \rho_f} \frac{\mu_f}{\bar{d}_p^3 \rho_s^2 g} \right]^{0,325} \cdot \left[\frac{\rho_s c_{ps} D_t^{1,5} g^{0,5}}{k_f} \right]^{0,23} \cdot Pr_f^{0,3} \quad (4.01)$$

e em termos adimensionais tem-se:

$$Nu_{wt} = 47(1-\epsilon) \left[\frac{Fr_p \cdot \rho_f}{Re_p \cdot \rho_s} \cdot \frac{D_t}{d_p} \right]^{0,325} \cdot \left[Pr_f \cdot Fr_p^{0,5} \cdot Re_p \cdot \frac{\rho_s}{\rho_f} \cdot \frac{c_{ps}}{c_{pf}} \cdot \left(\frac{D_t}{d_p} \right)^{3/2} \right]^{0,23} \cdot Pr_f^{0,3} \quad (4.02)$$

A correlação experimental obtida por ANDEEN, et alii em [17] é dada por:

$$Nu_{wt} = 900(1-\epsilon) \left[\frac{G D_t \rho_s}{\rho_f \mu_f} \cdot \frac{\mu_f^2}{d_p^3 \rho_s^2 g} \right]^{0,326} \cdot Pr_f^{0,3} \quad (4.03)$$

e em termos adimensionais tem-se:

$$Nu_{wt} = 900(1-\epsilon) \left[\frac{Fr_p \cdot \rho_f}{Re_p \cdot \rho_s} \cdot \frac{D_t}{d_p} \right]^{0,326} \cdot Pr_f^{0,3} \quad (4.04)$$

Como é possível notar nas correlações acima, o número de NUSSELT é diretamente proporcional a porosidade do leito. Como no presente trabalho as vazões utilizadas estavam todas próximas a vazão de fluidização mínima, a porosidade era praticamente constante e foi considerada igual de mínima fluidização. Com a vazão variando numa faixa mais ampla, como no caso de GOEL, et alii em [02] e ANDEEN, et alii em [17], a porosidade era fator

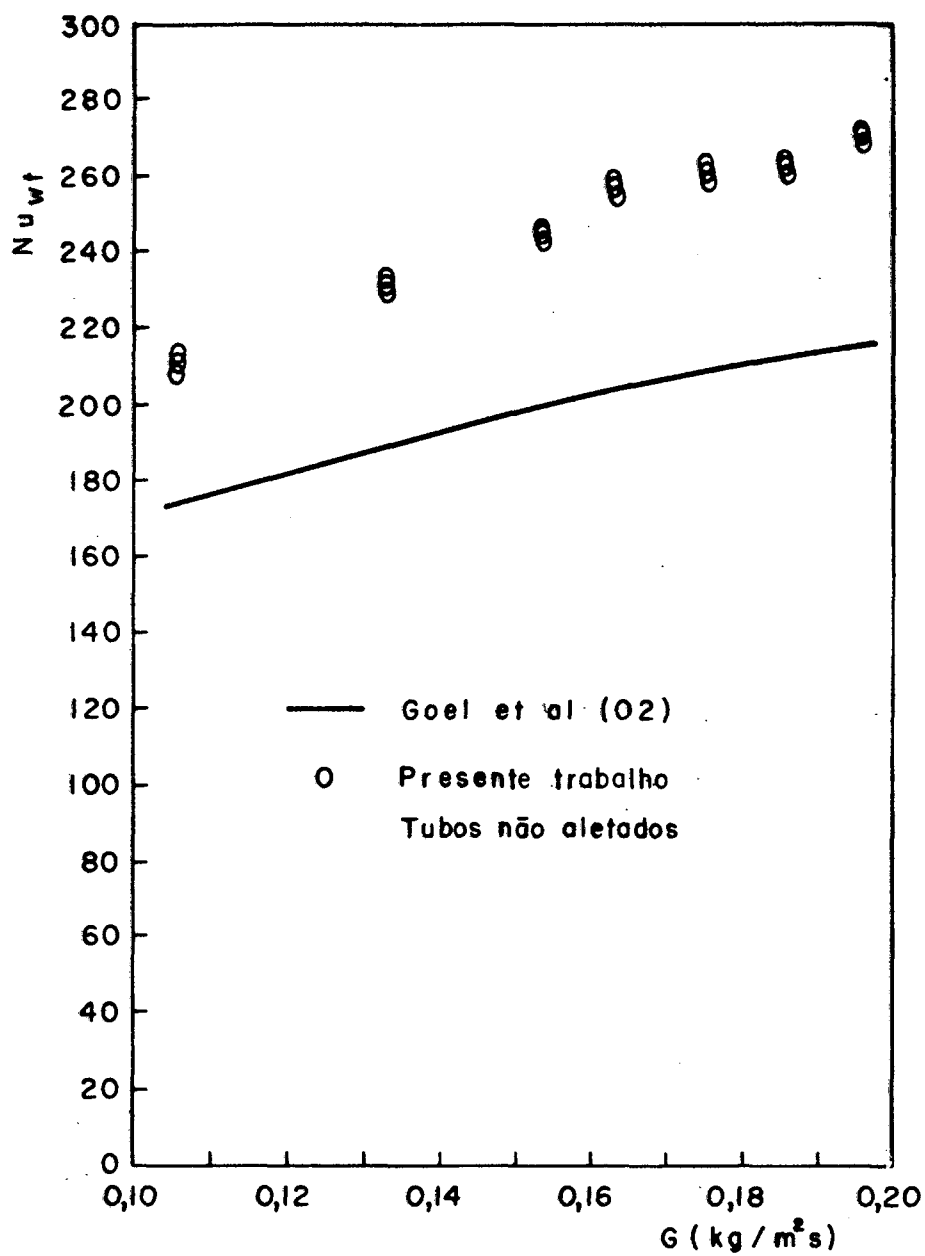


Figura 4.13 - Comparação dos resultados experimentais com a correlação de GOEL, et alii, [02].

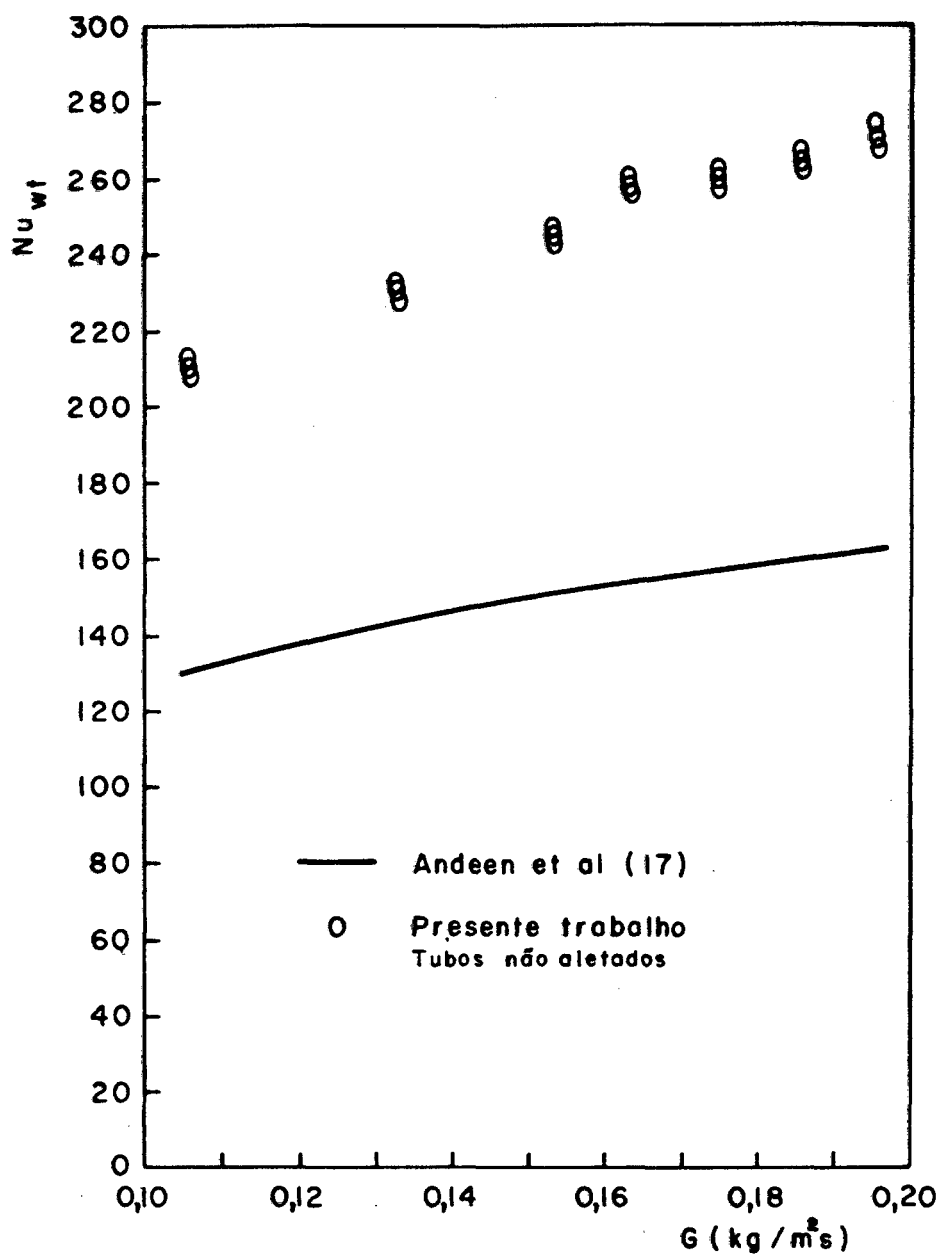


Figura 4.14 - Comparação dos resultados experimentais com a correlação de ANDEEN, et alii [17]

importante na obtenção da correlação experimental e, a comparação entre os dados obtidos por outros pesquisadores pode levar a desvios.

De acordo com BIYIKLI, et alii em [09] a comparação de dados experimentais é sempre complicada pelos efeitos de mudança de altura do leito estático. Como verificamos, o coeficiente de transferência de calor (h) depende da altura dos tubos. Nos trabalhos de GOEL, et alii [02] e ANDEEN, et alii [17] não foi mencionada a altura em que os tubos estavam em relação a placa distribuidora ou a altura do leito estático.

GOEL, et alii observaram que a comparação com correlações experimentais é prejudicada pelo número de fatores que influenciam a transferência de calor entre leito e tubos. O fato de termos utilizado apenas um tamanho de partícula e uma altura de leito estático também pode ter sido responsável por este desvio, uma vez que não temos uma ampla faixa de pontos para a comparação com as correlações. Em GREWAL & SAXENA [03] e GOEL, et alii [02], foram observados desvios entre os dados experimentais de 25% e foram considerados resultados satisfatórios.

CAPITULO V

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Com os resultados obtidos experimentalmente pode-se chegar a conclusão de que os tubos aletados com aletas tipo pino são mais eficientes que os tubos sem aletas em todas as condições de operação. Isto demonstra que o tempo de residência, maior para tubos aletados, teve menor influência que o aumento na área de troca térmica.

Para uma altura constante, o coeficiente de transferência de calor aumenta com a vazão. Com um aumento na vazão cresce a mobilização das partículas e, com isso, o tempo de residência das partículas junto a superfície de troca térmica diminui favorecendo a transferência de calor entre leito e superfície. Este fato também foi observado em [01], [02], [07], [17].

Para uma vazão constante, a medida que se passa da condição de imersão total para a condição de imersão parcial, o coeficiente de transferência de calor alcança um pico e depois diminui. Quando os tubos estão totalmente imersos no leito, existe uma retenção de partículas na porção superior dos tubos e, a medida em que se passa para imersão parcial, aumenta a

transferência de calor por convecção. Nesta situação de imersão parcial, a transferência de calor por condução e convecção são pronunciadas. A medida que se aumentava mais a altura dos tubos, menos partículas colidiam com os tubos, diminuindo a transferência de calor por condução. Quando os tubos se encontravam fora do leito, já não existe transferência por condução e o mecanismo se aproxima da convecção forçada. BIYIKLI, et alii em [09] observaram a mesma tendência.

Os resultados obtidos no presente trabalho tiveram uma discrepância dos resultados obtidos em [02] e [17]. As correlações de [02] e [17] foram obtidas para valores de vazão mássica superficial (G) que variavam desde a fluidização mínima até onde o "slugging" ocorria. Foi observado nestes trabalhos que uma comparação experimental só pode ser feita com alguma segurança se as condições de operação forem as mesmas. BIYIKLI, et alii em [09] observaram que a altura do leito também exerce influência no coeficiente de transferência de calor. Nos trabalhos de GOEL, et alii [02] e ANDEEN, et alii [17] não foi citado a altura que os tubos se encontravam.

O objetivo inicial do presente trabalho era a verificação experimental do comportamento do coeficiente de transferência de calor para tubos pinados em leito fluidizado. Este trabalho deveria ser continuado com o objetivo de obtenção de uma correlação do número de Nusselt (Nu) em função de parâmetros como: altura adimensional da aleta (l/d_a), porosidade do leito (ϵ), número de Reynolds da partícula (Re_p), além de parâmetros como altura adimensional dos tubos em relação à Placa distribuidora (H/D), uso de partículas de materiais diferentes,

vários diâmetros de partícula, várias potências de entradas e tubos de materiais diferentes e tubos de diâmetros diferentes. A obtenção de uma correlação deste tipo envolve muitos experimentos (no mínimo duzentos), que levaria mais de um ano para serem obtidos devido ao fato de cada experimento demora em média 10 horas. A obtenção de uma correlação do tipo adimensional é usual em transferência de calor e fica como sugestão para trabalhos posteriores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [01]- ANDEEN, B.R.; GLICKSMAN, L.R.; BOWMAN, R. "Heat Transfer from Flattened Horizontal Tubes". Fluidization. Cambridge University Press. pp. 345-350, 1978.
- [02]- GOEL, I.; SAXENA, S.C.; DOLIDOVICH, A.F. "Heat Transfer from Rough and Finned Horizontal Tubes in a Gas Fluidized Bed". Journal of Heat Transfer, Vol. 106. pp. 91-97, Fevereiro/1984.
- [03]- CHANDRAN, R.; CHEN, J.C.; STAUB, F.W. "Local Heat Transfer Coefficients Around Horizontal Tubes in Fluidized Beds". Journal of Heat Transfer, Vol. 102. pp. 152-157, 1980.
- [04]- KRAUSE, W.B.; PETERS, A.R. "Heat Transfer from Horizontal Serrated Finned Tubes in an Air Fluidized Bed of Uniformly Sized Particles". Journal of Heat Transfer Vol. 105. pp. 319-324, 1984.
- [05]- METZGER, D.E.; BERRY, R.A.; BRONSON, J.P. "Developing Heat Transfer in Rectangular Ducts With Staggered Arrays of Short Pin Fins". Journal of Heat Transfer. Vol. 104. pp. 700-706, Novembro/1982.
- [06]- BEAN, H.S., *Fluid Meters - Their Theory and Application*, 6ª Edição, The American Society of Mechanical Engineers, 1971.
- [07]- GREWAL, N.S.; SAXENA, S.C. "Experimental Studies of Heat Transfer Between a Bundle of Horizontal Tubes and a Gas-Solid Fluidized Bed of Small Particles". Ind. End. Chem.

Process, Des. Dev, American Chemical Society, no 22, pp. 367-376, 1983.

[08]- GANZHA, V.L.; UPADHYAY, S.N.; SAXENA, S.C. "A Mechanistic Theory for Heat Transfer Between Fluidized Beds of Large Particles and Immersed Surfaces", International Journal Heat Mass Transfer, Pergamon Press, Vol. 25, no 10, pp. 1531-1540, 1982.

[09]- BIYIKLI, S.; TUZLA, K. ; CHEN, J.C. "Heat Transfer Around a Horizontal Tube In Freeboard Region of Fluidized Beds". AICHE Journal, Vol. 29, no 05, pp. 712-716, Setembro/1983.

[10]- DRIESSEN, J.L. Relatório de Estágio. UFSC, 1982.

[11]- NIECKELE, A.O. "Determinação dos Coeficientes de Transporte em um Trocador de Calor Bi-Tubular Pinado", Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 1981.

[12]- KRAUS, A.D. "Extended Surfaces", Sapartan Books, Ind.: Cleaver Hume Press, 1964.

[13]- GREWAL, N.S.; SAXENA, S.C.; GABOR, J.D. "Heat Transfer Between a Gas Fluidized Bed and Immersed Tubes", Advances in Heat Transfer, Vol. 14, Academic Press, pp. 149-247, 1979.

[14]- GREWAL, N.S. "A Generalized Correlation for Heat Transfer Between a Gas-Solid Fluidized Bed of Small Particles and a Immersed Staggered Array of Horizontal Tubes", Powder Technology, Elsevier Sequoia. S.A. no 30, pp. 145-154, 1981.

- [15]- XAVIER, A.M.; DAVIDSON, J.F. "Heat Transfer to Surfaces Immersed in Fluidized Beds Particularity Tubes Arrays", Fluidization, Cambridge University Press, pp. 333-338, 1978.
- [16]- BORODULYA, V.A.; KOVENSKY, V.I. "Radiative Heat Transfer Between a Fluidized Bed and a Surface". International Journal Heat Mass Transfer, Pergamon Press, no 02, pp. 277-287, 1983.
- [17]- ANDEEN, B.B.; GLICKSMAN, L.R.; ASME - AICHE Heat Transfer Conf., St. Louis, MO, 1976, Paper 76-HT-67.
- [18]- MOFFAT, R.J. "Contributions to the Theory of Single Sample Uncertain Analysis". Journal of Fluids Engineering - Trans. of the ASME. Vol. 104, 1982, pp. 250-260.

APENDICE A

TABELAS DAS EXPERIMENTAÇÕES

Experimentação 01

H = 12,5 cm

Número de testes = 03

G (kg/m ² s)	h aletado (W/m ² °C)			h não aletado (W/m ² °C)		
0,1061	53,9	55,7	59,3	19,6	19,1	18,9
0,1328	70,4	75,3	73,3	28,3	30,5	34,4
0,1534	82,9	76,0	81,4	40,1	42,7	43,4
0,1637	83,2	86,3	85,9	51,3	42,9	49,8
0,1752	93,6	92,8	99,4	49,9	48,9	49,6
0,1861	103,5	98,2	99,7	58,7	59,6	57,9
0,1963	99,8	104,6	113,8	56,4	57,8	59,9

Experimentação 02

H = 10,5 cm

Número de testes = 03

G (kg/m ² s)	h aletado (W/m ² °C)			h não aletado (W/m ² °C)		
0,1061	62,3	65,8	68,7	41,4	38,2	37,9
0,1328	89,9	87,1	87,6	42,3	43,1	44,5
0,1534	102,4	105,8	97,5	48,4	48,7	50,3
0,1637	108,1	112,4	117,6	52,6	55,4	57,0
0,1752	118,8	116,5	112,0	65,2	60,8	67,3
0,1861	134,1	132,7	129,9	82,0	79,8	76,7
0,1963	143,2	140,5	140,3	97,6	91,1	88,9

Experimentação 03

H = 9,0 cm

Número de testes = 03

G (kg/m ² s)	h aletado (W/m ² °C)			h não aletado (W/m ² °C)		
0,1061	119,5	122,7	116,3	44,0	45,1	46,7
0,1328	129,8	133,5	126,0	66,5	65,4	68,2
0,1534	149,5	154,0	140,0	72,3	72,6	74,9
0,1637	174,1	169,2	168,7	82,0	79,7	79,1
0,1752	188,0	185,4	183,3	100,4	92,3	86,0
0,1861	214,3	211,9	212,6	99,8	103,5	95,8
0,1963	243,0	250,8	239,8	111,0	103,6	105,5

Experimentação 04

H = 8,5 cm

Número de testes = 03

G (kg/m ² s)	h aletado (W/m ² °C)			h não aletado (W/m ² °C)		
0,1061	168,3	160,0	154,8	68,7	75,0	79,4
0,1328	174,8	190,0	183,4	106,0	98,8	110,6
0,1534	198,5	193,4	203,0	109,7	124,0	118,3
0,1637	210,0	207,2	207,8	128,0	123,2	123,7
0,1752	226,3	228,4	229,1	127,6	127,9	130,1
0,1861	257,8	260,1	255,5	130,3	128,9	131,4
0,1963	280,4	281,8	278,3	137,8	139,2	139,8

Experimentação 05

H = 6,5 cm

Número de testes = 03

G (kg/m ² s)	h aletado (W/m ² oC)			h não aletado (W/m ² oC)		
0,1061	243,8	244,5	249,6	195,0	197,2	198,8
0,1328	268,7	273,2	264,8	213,1	213,2	213,6
0,1534	289,6	291,4	293,0	228,4	228,7	229,3
0,1637	300,0	303,1	298,7	233,6	234,8	237,1
0,1752	315,2	314,1	310,1	239,9	240,6	242,0
0,1861	323,6	327,5	320,3	241,8	242,5	244,8
0,1963	330,8	329,3	332,2	250,6	251,2	248,0

Experimentação 06

$G = 0,1061 \text{ (kg/m}^2\text{s)}$

Número de testes = 03

H (cm)	h aletado (W/m ² °C)			h não aletado (W/m ² °C)		
6	226,5	231,3	234,8	202,4	203,1	203,8
7	247,6	245,4	254,0	169,3	167,4	162,0
8	186,9	191,3	194,4	86,7	84,5	89,8
9	111,6	111,8	112,9	39,9	42,3	44,0
10	69,7	68,2	69,5	36,5	39,8	33,6
11	61,3	59,8	59,5	26,4	26,8	26,0
12	60,4	59,7	59,3	24,7	28,2	24,9

Experimentação 07

$G = 0,1637 \text{ kg/m}^2\text{s}$

H (cm)	h aletado (W/m ² °C)			h não aletado (W/m ² °C)		
6	279,6	281,0	278,3	244,6	243,9	249,8
7	293,5	299,7	301,0	211,4	202,0	217,2
8	232,3	229,5	233,9	139,3	131,8	142,7
9	160,0	161,8	168,0	82,6	74,9	88,0
10	123,7	120,3	125,4	61,3	59,2	68,7
11	109,8	111,3	116,7	55,8	54,4	55,9
12	99,7	99,3	105,8	60,0	51,7	48,4

Experimentação 08

$G = 0,1963 \text{ kg/m}^2\text{s}$

Número de testes = 03

H (cm)	h aletado (W/m ² OC)			h não aletado (W/m ² OC)		
6	331,6	332,0	335,2	225,6	232,0	234,6
7	354,5	360,8	362,7	248,6	251,3	261,7
8	333,6	324,6	323,9	181,1	176,9	164,8
9	241,3	230,1	233,6	98,4	101,5	104,9
10	144,7	146,8	151,3	78,3	79,8	80,3
11	108,2	109,7	111,6	64,4	68,2	71,6
12	90,5	91,3	90,1	59,8	62,3	64,3

APENDICE B

MEMORIAL DE CÁLCULOS

Neste apêndice faz-se uma apresentação de todos os cálculos do presente trabalho. Durante a experimentação vários parâmetros eram medidos, sendo eles: Perda de carga pra o cálculo da vazão, Tensão (V) e corrente (I) na resistência para o cálculo da potência de entrada (P) e a voltagem (v) no sistema de aquisição de dados para o cálculo da temperatura do tubo.

Cálculo do Coeficiente de Transferência de Calor.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, utiliza-se a seguinte equação

$$h = \frac{P}{A \Delta T} \quad (\text{B.01})$$

onde

- P é a Potência elétrica dissipada
- A é a área de troca térmica (baseada na área lateral do tubo de cobre)
- ΔT é a diferença de temperatura entre o tubo de cobre e o leito

Para os cálculos apresentados aqui toma-se um ponto qualquer como exemplo (Figura 4.5 ou 4.10, $h = 332,2 \text{ W /m}^2\text{°C}$ para $G = 0,1963 \text{ Kg/m}^2\text{s}$ para tubo aletado).

No sistema de aquisição de dados le-se a voltagem e com este valor calcula-se a temperatura dos tubos de cobre através da equação:

$$T (\text{°C}) = -3,31125 \cdot 10^{-7} (\mu\text{v})^2 + 2,29 \cdot 10^{-2} (\mu\text{v}) + 6,1317 \cdot 10^{-1} \quad (\text{B.02})$$

(μv) = Voltagem lida no sistema de aquisição de dados

Para o ponto considerado $(\mu V) = 2151$

$$T(^{\circ}C) = 48,34 \text{ } ^{\circ}C$$

Para o cálculo da Potência toma-se os valores da voltagem e da amperagem lidos na resistência e o cálculo se faz através da equação:

$$P = V \cdot i \quad (B.03)$$

onde V é a voltagem

i é a corrente

Para o ponto considerado $V = 19,8$ volts e $i = 3,02A$

$$P = V \cdot i$$

$$P = 19,8 \times 3,02$$

$$P = 59,8 \text{ Watts}$$

A temperatura do leito foi medida com um termometro de bulbo de mercúrio e para o caso considerado foi de $40^{\circ}C$ e a área de troca térmica é a área lateral do tubo de cobre.

$$A = \pi D_c L$$

onde D_c é o diâmetro do tubo de cobre

L é o comprimento do tubo de cobre

$$A = \pi \cdot 2,91 \cdot 10^{-2} \cdot 0,234$$

$$A = 2,14 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

Então, para o cálculo do coeficiente de transferência de calor tem-se:

$$h = \frac{P}{A(T - T_{\ell})} \quad (B.04)$$

$$h = \frac{59,8}{2,14 \cdot 10^{-2} (48-40)} = 335,06 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo da Vazão

A vazão mássica superficial (G) é calculada, conhecendo-se a perda de carga no medidor de vazão, através da seguinte equação:

$$G = \frac{\dot{m}}{A}$$

$$\dot{m} = \left[\frac{\rho_f D^4 \Delta P}{0,812} \right]^{0,5} \quad (\text{B.05})$$

onde

\dot{m} é a vazão mássica

ρ_f é a massa específica do ar

ΔP é a perda de carga no orifício medidor de vazão

D é o diâmetro da tubeira

A é a área da seção transversal da câmara de fluidização

G é a vazão mássica superficial

Para o ponto considerado ($G = 0,1963 \text{ Kg/m}^2\text{s}$), tem-se:

$$\dot{m} = \left[\frac{1,2 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^4 \cdot \Delta P}{0,812} \right]^{0,5}$$

$$\dot{m} = \left[3,783 \cdot 10^{-6} \cdot \Delta P \right]^{0,5}$$

$$\Delta P = 261 \text{ N/m}^2$$

$$\dot{m} = 3,1422 \cdot 10^{-2} \text{ Kg/s}$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A}$$

$$G = \frac{3,14 \cdot 10^{-2}}{0,16}$$

$$G = 0,1963 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Cálculo das correlações para comparação.

Correlações utilizadas

Andeen, et alii [17]

$$Nu_{wt} = 900(1-\epsilon) \left[\frac{G D_t \rho_s}{\rho_f \mu_f} \cdot \frac{\mu_f^2}{d_p^2 \rho_s^2 g} \right]^{0,326} \cdot Pr_f^{0,3}$$

e Goel, et alii [02]

$$Nu_{wt} = 47(1-\epsilon) \left[\frac{G D_t \rho_s}{\rho_f \mu_f} \cdot \frac{\mu_f^2}{d_p^3 \rho_s^2 g} \right]^{0,325} \cdot \left[\frac{\rho_s c_{ps} D_t^{3/2} g^{1/2}}{k_f} \right]^{0,23} \cdot Pr_f^{0,3}$$

Para o presente caso tem-se:

$$D_t = 0,0291 \text{ m}$$

$$\rho_s = 2660 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu_f = 1,87 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/ms}$$

$$\rho_f = 1,18 \text{ Kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\bar{d}_p = 0,460 \text{ mm}$$

$$c_{ps} = 7,96 \cdot 10^2 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$$

$$k_f = 0,0269 \text{ J/sm}^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon = 0,408$$

A massa específica do sólido (ρ_s) foi medida experimentalmente pelo volume deslocado pela água. O experimento consiste em colocar uma massa m de sólido numa proveta e verificar em quanto o volume inicial do sólido se desloca com a adição de uma quantidade de água. Admite-se que a areia absorve pouca água neste espaço de tempo. O volume final de sólido menos o volume inicial fornece o volume de vazios, entre os grãos de areia. Logo, o volume de sólido é o volume medido inicialmente menos o volume de vazios. Com esse valor calcula-se a massa específica pela relação:

$$\rho_s = \frac{m_s}{V_s}$$

O diâmetro médio de partículas foi calculado experimentalmente a partir da técnica de peneiramento através da equação:

$$\bar{d}_p = \frac{\sum x_i d_{pi}}{\sum x_i}$$

onde x_i é a fração da peneira i
 d_{pi} é o diâmetro de sólido da peneira i

Como as velocidades utilizadas no presente trabalho estavam todas próximas à velocidade de fluidização mínima, a porosidade do leito também situa-se nesta faixa. A porosidade foi então calculada através da seguinte correlação:

$$\epsilon_m = 1 - 0,356 (\log \bar{d}_p - 1)$$

onde \bar{d}_p está em μm

Dimensionamento do tubo de cobre

O dimensionamento do tubo de cobre foi feito com base nos coeficientes de expansão térmica do cobre e do inox.

As dimensões do tubo de aço inoxidável são conhecidas:

Diâmetro externo = 31,75 mm

Diâmetro interno = 29,35 mm

O tubo de cobre foi dimensionado para que quando a resistência estivesse ligada, o cobre tivesse diâmetro externo igual ao diâmetro interno do aço inoxidável.

Coeficiente de dilatação do cobre $\beta_c = 3,36 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$

Coeficiente de dilatação do aço inox $\beta_i = 2,16 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$

Quando o aço inoxidável é submetido a uma diferença de temperatura de $100 \text{ } ^\circ\text{C}$, o diâmetro interno, após a dilatação, é dado por:

$$D_{if} = D_{ii} (1 + \beta_i \Delta T)$$

Onde

D_{if} é o diâmetro interno do aço inoxidável após a

expansão

D_{ij} é o diâmetro interno do aço inoxidável antes da expansão

$$D_{if} = (29,35)^2 (1 + 2,16 \cdot 10^{-5} \cdot 100)$$

$$D_{if} = 29,38 \text{ mm}$$

O diâmetro externo do tubo de cobre quando submetido à mesma diferença de temperatura deve alcançar o mesmo valor

$$D_{cf} = D_{ci}^2 (1 + \beta_{ci} \Delta T)$$

Onde

D_{cf} é o diâmetro externo do tubo de cobre após a expansão

D_{ci} é o diâmetro externo do tubo de cobre antes da expansão

$$D_{ci} = 29,33 \text{ mm}$$

O tubo de cobre foi assim dimensionado para garantir bom contacto térmico entre o tubo de aço inoxidável e o tubo de cobre.

Para o ponto da figura 4.5 ($H = 6,5 \text{ cm}$ e $G = 0,1963 \text{ kg/m}^2$ s, sem aletas) o coeficiente de transferência de calor (h) medido foi $250,6 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, $250,6 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ e $248,0 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ nos três experimentos realizados. Para o cálculo do número de Nusselt utilizou-se a seguinte equação:

$$Nu = \frac{h D_t}{k_f}$$

E, substituindo-se os valores de D_t e k_f chega-se a:

$$Nu = 1,0818 h$$

Para os três valores de h tem-se $Nu = 270,45$; $274,45$ e $268,39$ respectivamente.

O número de Nusselt calculado pela correlação de Goel, et alii [02] foi de 214,219 e o calculado pela correlação de Andeen, et alii [17] foi de 162,88

O desvio experimental foi calculado da seguinte maneira

$$d\% = \frac{Nu_{exp} - Nu_{corr}}{Nu_{exp}} \cdot 100\%$$

onde

$d\%$ é o desvio experimental

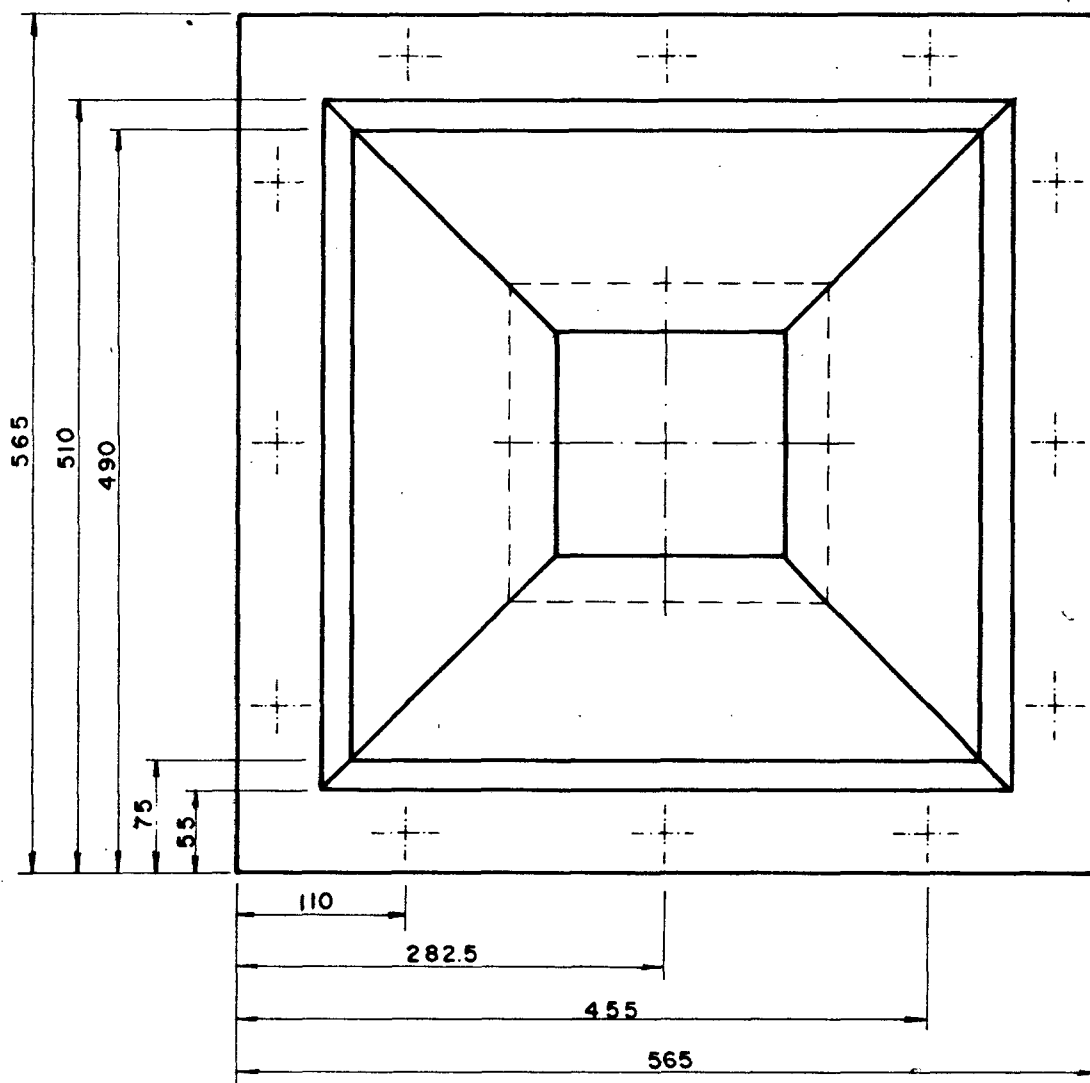
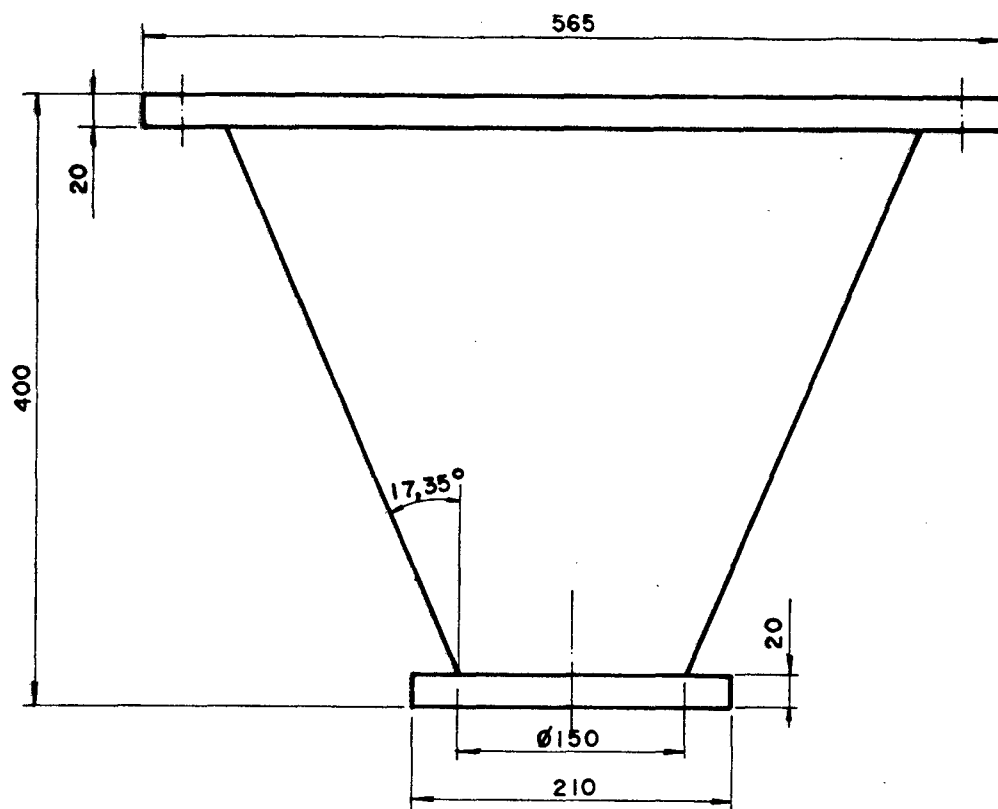
Nu_{exp} é o número de Nusselt experimental

e

Nu_{corr} é o número de Nusselt calculado pelas correlações

APENDICE G

PROJETO DA CÂMARA DE FLUIDIZAÇÃO



C.1 - Difusor.

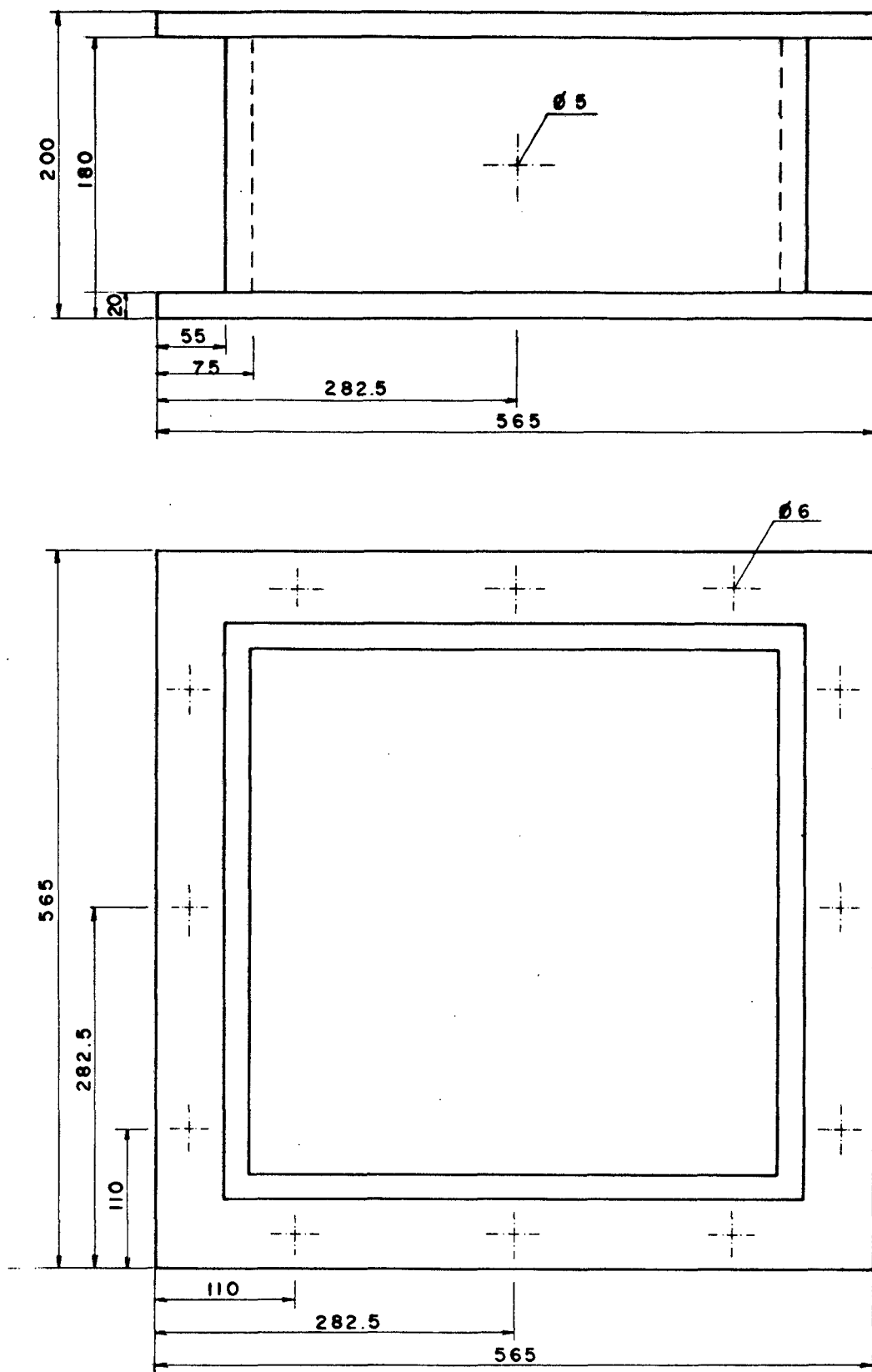


Figura C.2 - Seção Calma.

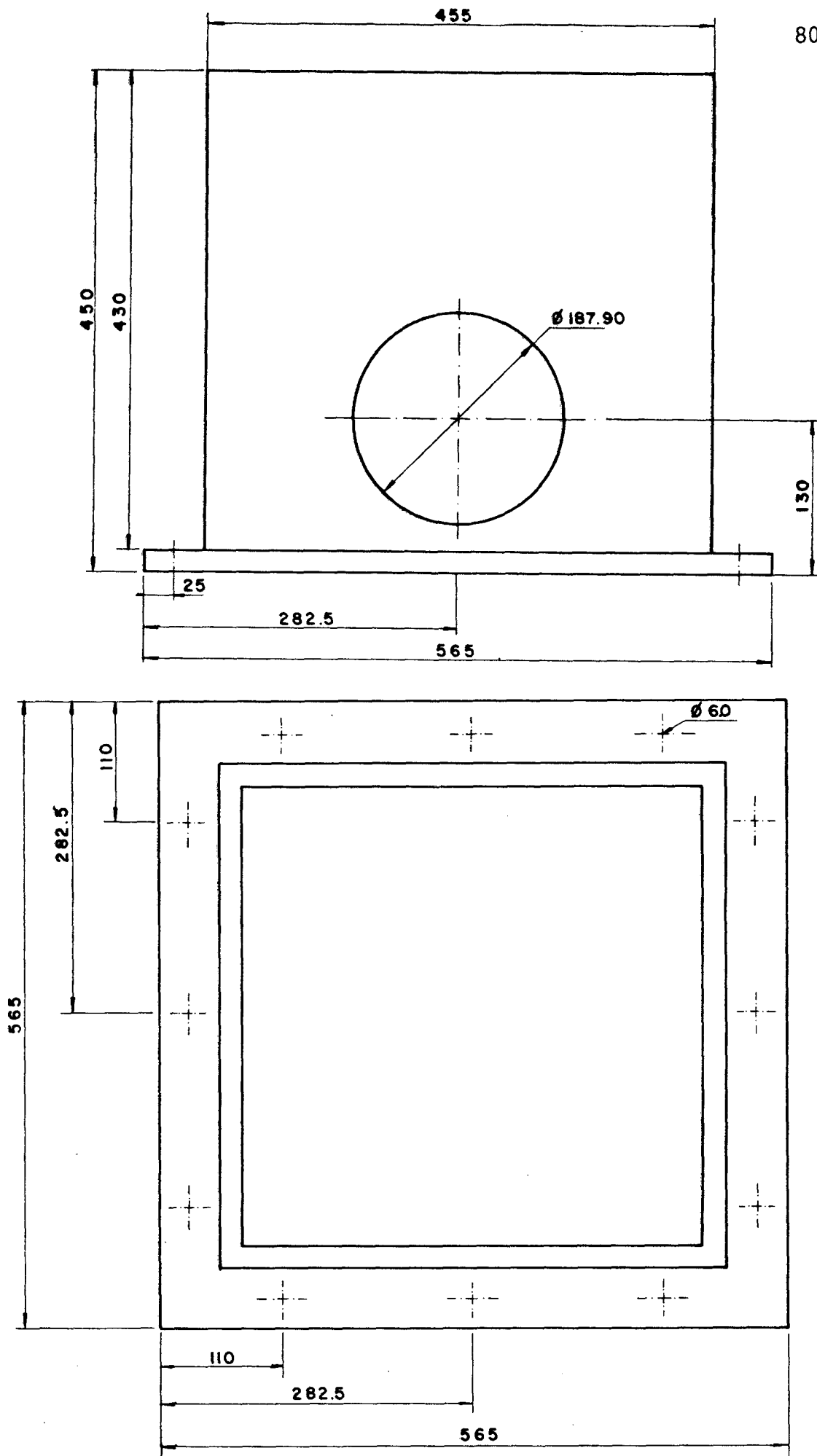


Figura C.3 - Seção de Fluidização.

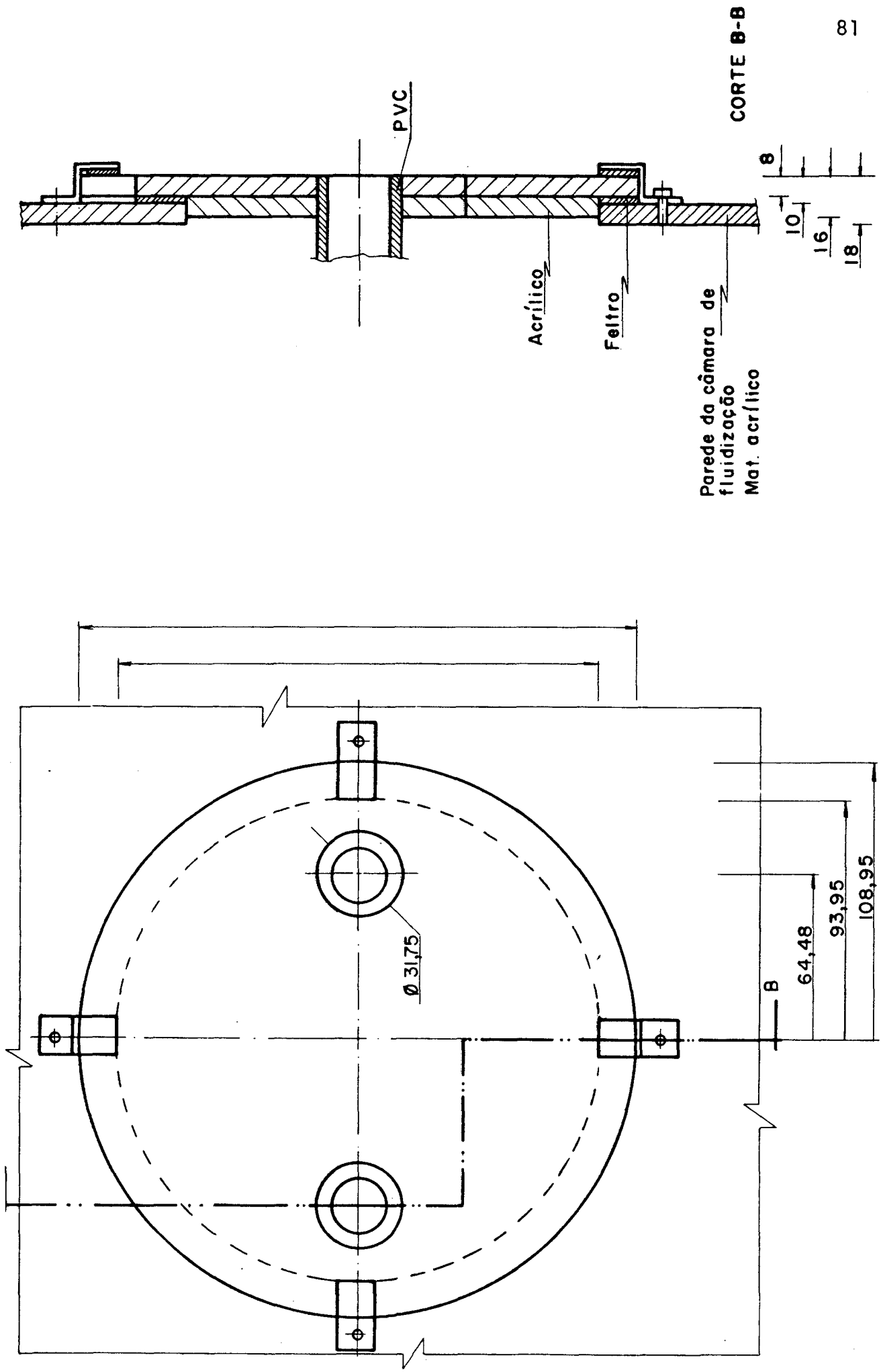
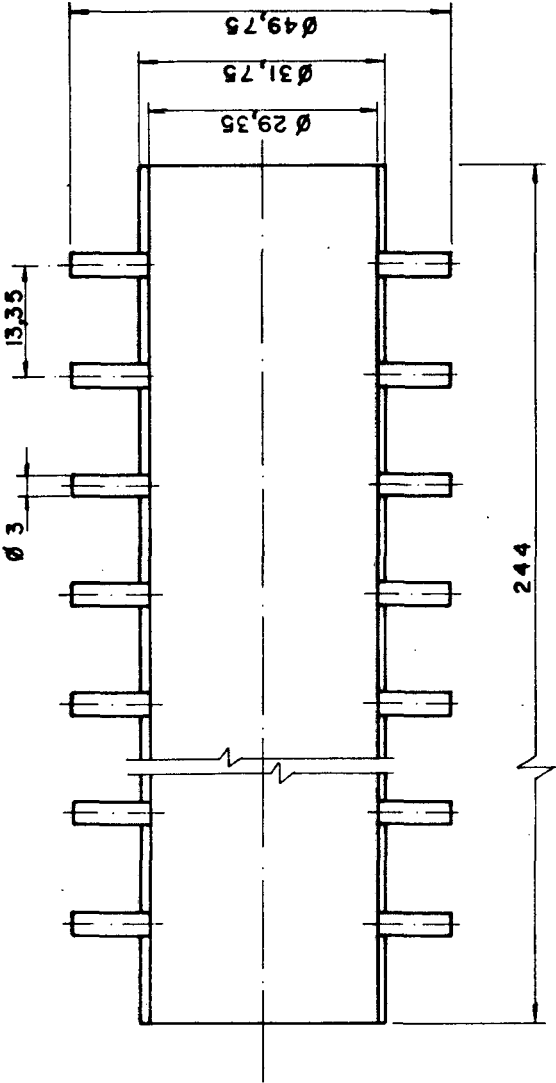
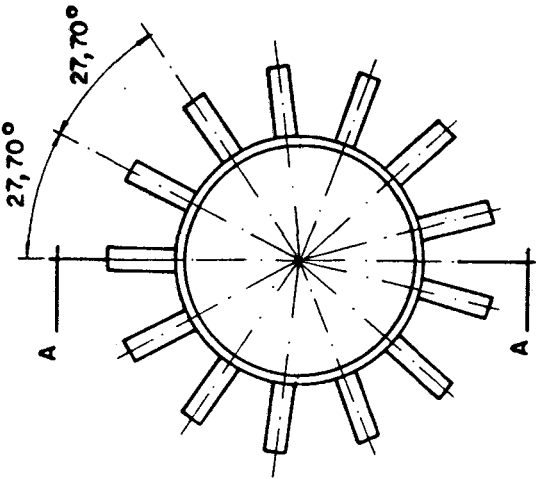


Figura C.4 - Detalhe da Seção de Fluidização.



CORTE A-A

Figura C.5 - Tubo Aletado.

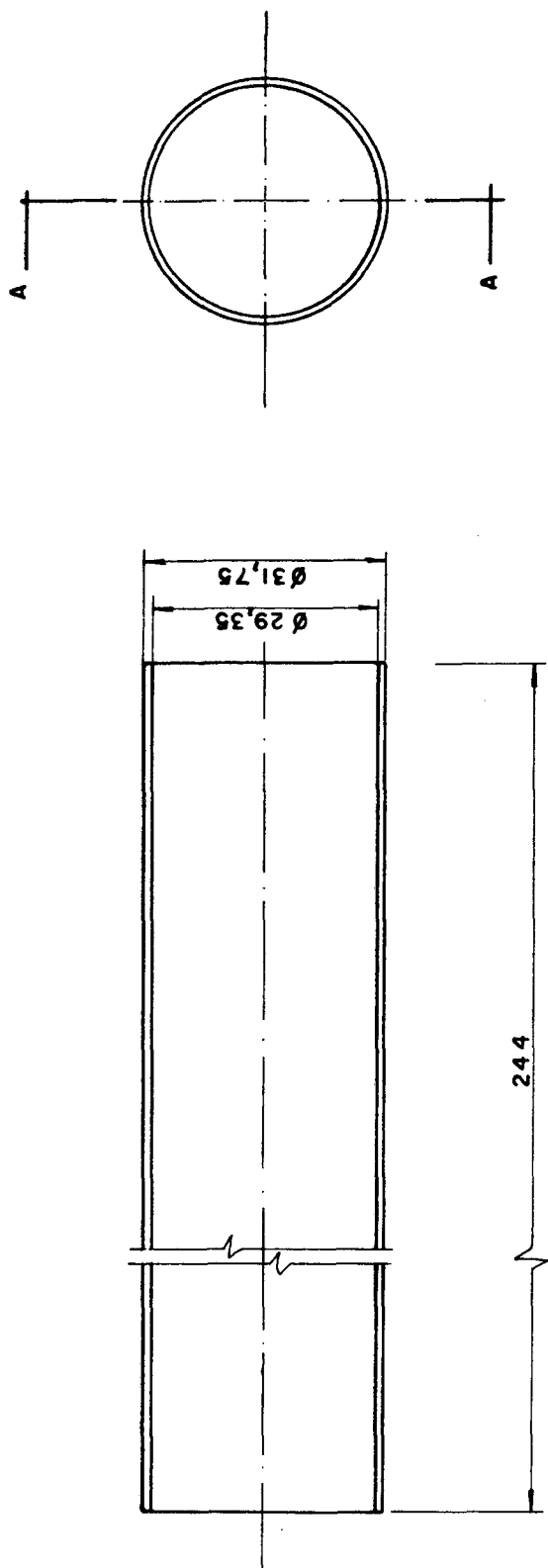


Figura C.6 - Tubo Não Aletado.

APENDICE D

SISTEMA DE FLUIDIZAÇÃO DO PRESENTE TRABALHO

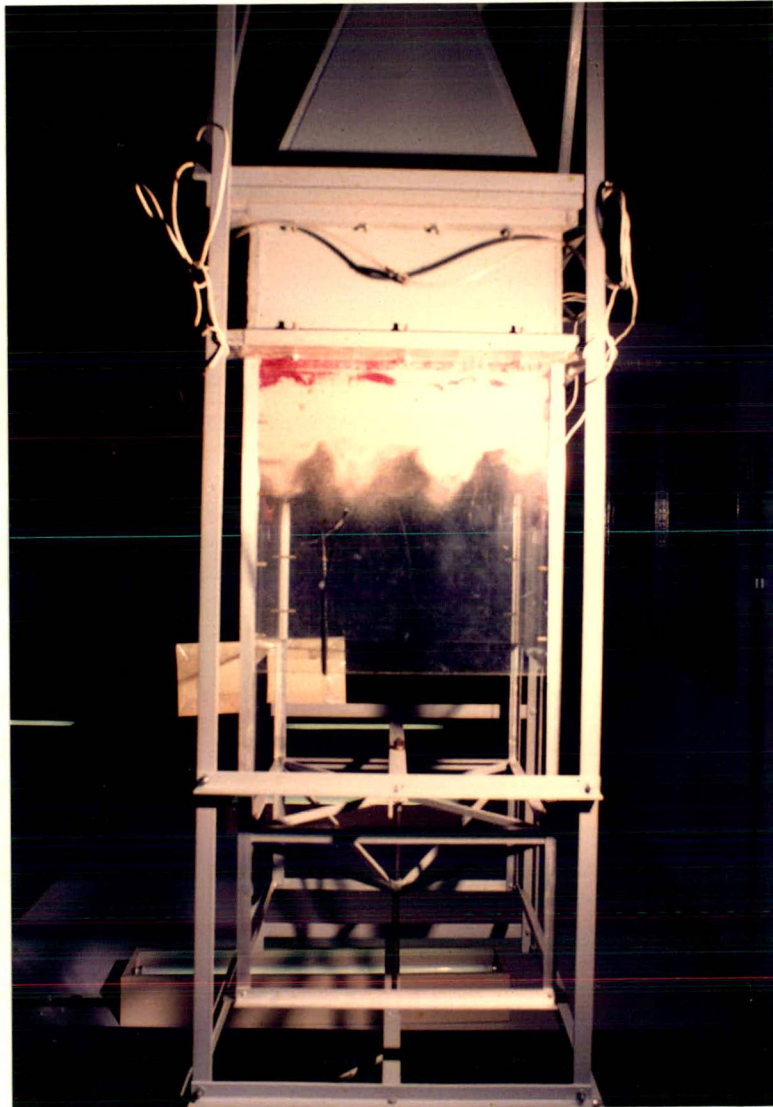


Figura D.1 - Seção de fluidização

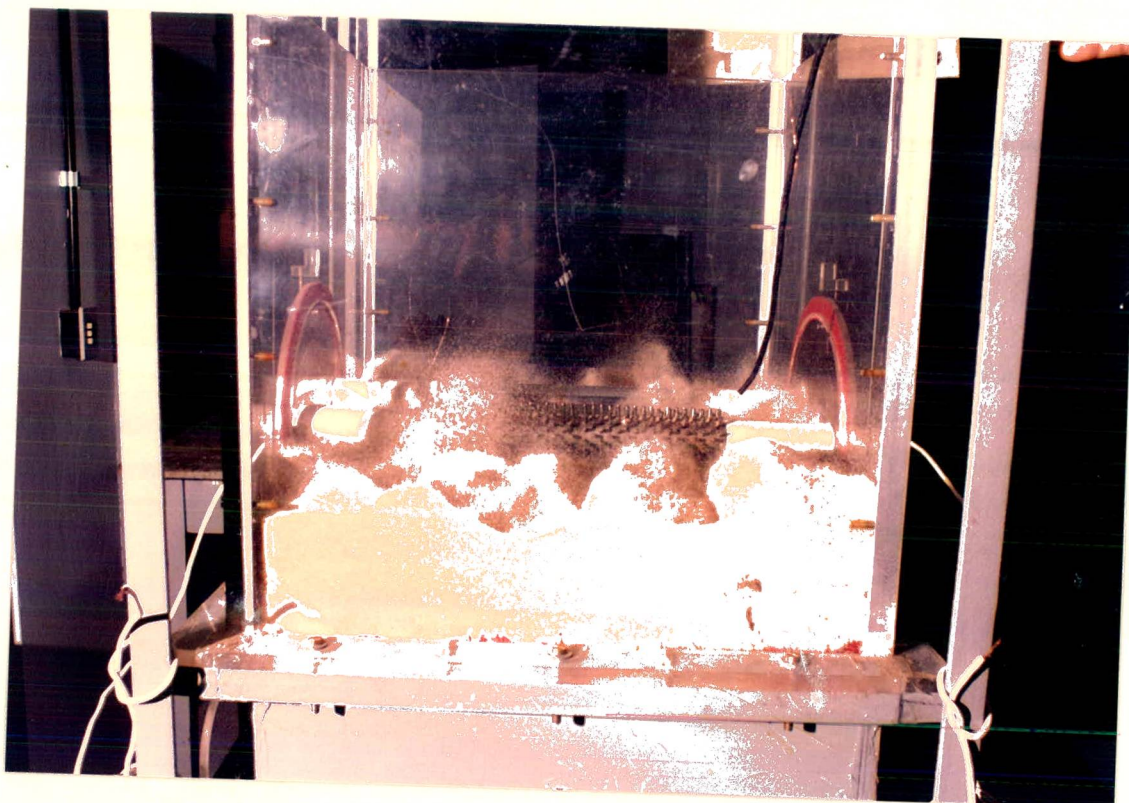


Figura D.2 - Detalhe. Tubo aletado.

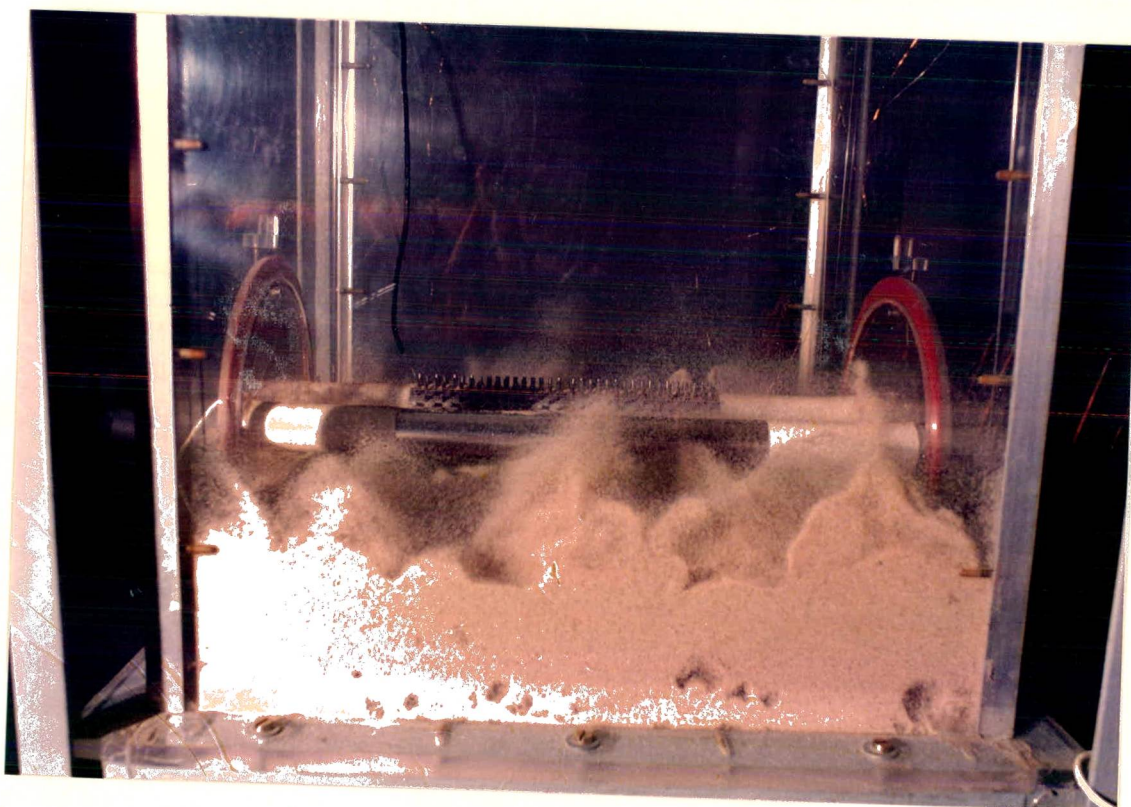


Figura D.3 - Detalhe. Tubo não aletado



Figura D.4 - Detalhe. Parte interna dos tubos

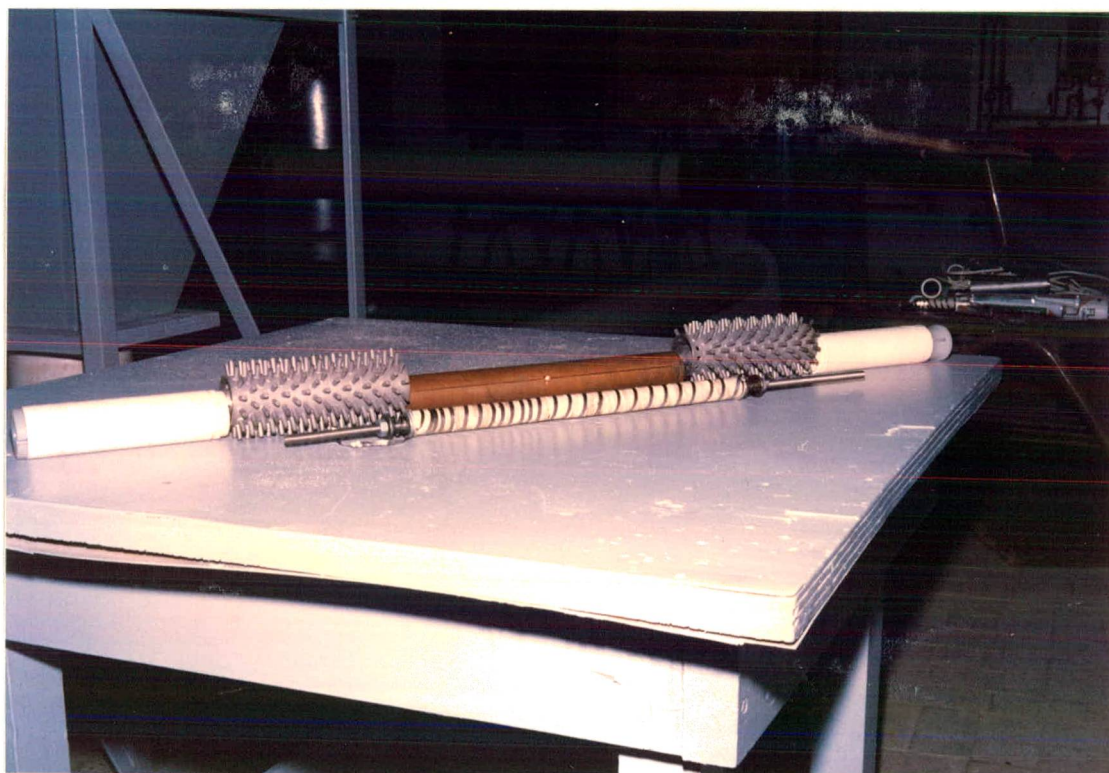


Figura D.5 - Detalhe. Parte interna dos tubos

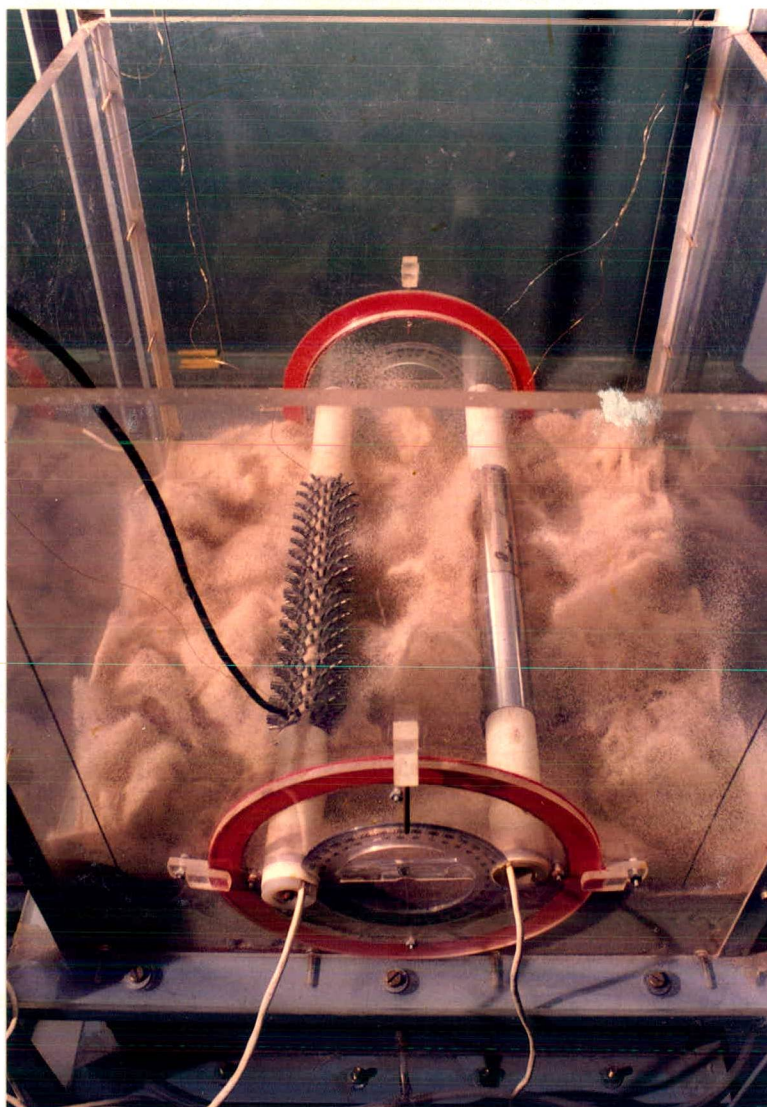


Figura D.6 - Vista superior. Disposição Tubo aletado e não aletado no leito.

APENDICE E

ANÁLISE DE INCERTEZA ASSOCIADA AOS

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Este apêndice mostra uma análise da incerteza na leitura das medições dos principais parâmetros envolvidos no presente caso. A validade dos resultados experimentais depende dos cuidados tomados durante a realização das experiências, da qualidade e precisão dos aparelhos utilizados na medição dos parâmetros de interesse e do número de experiências realizadas para a determinação de cada parâmetro. O critério adotado para a realização desta análise, foi o método de Moffat [18].

Considerando-se R o resultado experimental, cuja atenção depende da medida dos parâmetros p_1, p_2, \dots, p_n , tem-se:

$$R = f(p_1, p_2, p_3, \dots, p_n) \quad (E0.1)$$

A incerteza associada ao parâmetro R pode ser determinada pela seguinte expressão:

$$dR = \left| \frac{\partial R}{\partial p_1} \right| dp_1 + \left| \frac{\partial R}{\partial p_2} \right| dp_2 + \dots + \left| \frac{\partial R}{\partial p_n} \right| dp_n \quad (E0.2)$$

onde dR é a incerteza associada ao parâmetro R , e dp_1, dp_2, \dots, dp_n são as incertezas associadas aos parâmetros medidos.

E.1 - Incerteza na medida das temperaturas

A incerteza associada à medida da temperatura do tubo dT , é composta de duas parcelas. Uma parcela relativa a incerteza do aquisidor de dados, dE e uma parcela devido à flutuação na leitura da voltagem de dE_{fl} . Para a incerteza relativa ao

aquisidor de dados e a incerteza devido à flutuação foram adotados os seguintes valores: $1 \mu v$ e $5 \mu v$ respectivamente.

$$T = T(E_a, E_{f1}) \quad (E0.3)$$

A incerteza total na medida da temperatura pode ser determinada de acordo com o método de Moffat [18] pela seguinte expressão:

$$dT = \left| \frac{\partial T}{\partial E_a} \right| dE_a + \left| \frac{\partial T}{\partial E_{f1}} \right| dE_{f1} \quad (E0.4)$$

A incerteza da temperatura do tubo foi de $0,1453^\circ C$.

A incerteza da temperatura do leite foi assumida o valor da metade da menor divisão das escalas utilizadas para a leitura da temperatura $dT = 0,05^\circ C$.

Logo a incerteza a diferença de temperatura entre tubo e leite, $d\Delta T$, assume o valor

$$\Delta T = \Delta T(T, T_\infty) = T - T_\infty \quad (E0.5)$$

$$d\Delta T = \left| \frac{\partial \Delta T}{\partial T} \right| dT + \left| \frac{\partial \Delta T}{\partial T_\infty} \right| dT_\infty \quad (E0.6)$$

A incerteza associada à diferença de temperatura entre tubo e leite fluidizado, $d\Delta T$, foi de $0,1953^\circ C$.

E.2 - Incerteza na vazão de ar.

A vazão de ar (G) é dada por:

$$G = \frac{\rho}{A} \left[\frac{\Delta P \cdot D^4}{\rho \cdot 0,812} \right]^{0,5} \quad (\text{EO.7})$$

onde

ρ é a massa específica do ar

A é a área transversal fluidizado

ΔP é a diferença de Pressão

e D é o diâmetro da tubeira $G = G(\rho, \Delta P)$

Assumindo a hipótese de gás perfeito e considerando que para pequenas variações na pressão a temperatura, a massa específica do ar é constante, tem-se que:

$$G = G(\Delta P)$$

Então, pelo método de Moffat [18] tem-se:

$$dG = \left| \frac{\partial G}{\partial \Delta P} \right| d\Delta P \quad (\text{EO.8})$$

O valor assumido para a incerteza associada á queda da pressão, $d \Delta P$, foi aquele correspondente ao valor da metade da menor divisão das escalas utilizadas para a leitura de ΔP . O valor da incerteza associada à vazão foi de 0,0040.

E.3 - Incerteza associada à Potência

$$P = V \cdot i \quad (\text{E.9})$$

onde V é a tensão de entrada
 i é a corrente elétrica

A incerteza associada à Potência é dada por:

$$dP = \left| \frac{\partial P}{\partial V} \right| dV + \left| \frac{\partial P}{\partial i} \right| di \quad (\text{E.10})$$

Tanto para dV como para di , o valor assumido foi o valor da metade da menor divisão das escalas utilizadas para a leitura de V e i .

A incerteza associada à Potência foi de 1,15 W.

E.4 - Incerteza associada ao coeficiente de transferência de calor

$$\bar{h} = \frac{P}{A \Delta T} \quad (\text{E.11})$$

onde P é a potência elétrica dissipada
 A é a área de troca térmica ($\pi D_c L$)
 e ΔT é a diferença de temperatura entre tubo e leito fluidizado.

$$h = h(P, A, \Delta T)$$

Pelo método de Moffat [18], tem-se então que:

$$dh = \left| \frac{\partial h}{\partial P} \right| dP + \left| \frac{\partial h}{\partial \Delta T} \right| d\Delta T + \left| \frac{\partial h}{\partial A} \right| dA \quad (E.12)$$

Como a área de troca térmica é constante ($dA=0$), então a equação (E.12) fica:

$$dh = \left| \frac{\partial h}{\partial P} \right| dP + \left| \frac{\partial h}{\partial \Delta T} \right| d\Delta T \quad (E.13)$$

$$dh = \frac{1}{A\Delta T} dP + \frac{P}{A\Delta T^2} d\Delta T \quad (E.14)$$

Sabendo-se que $dP = 1,15W$ e $d\Delta T = 0,1953^\circ C$, a incerteza associada ao coeficiente de transferência de calor (h) foi de $4,06 W/m^2C$

A tabela abaixo mostra os valores típicos dos diversos parâmetros medidos no experimento e suas correspondentes incertezas associadas.

Parâmetro	Valor típico	Incerteza	%
Temperatura do tubo (°C)	48,34	0,1453	0,30
Temperatura do leite (°C)	40	0,05	0,13
Vazão de ar (kg/m ² s)	0,1963	0,004	2,04
Potência	59,8	1,15	1,92
Coefficiente de transferência de calor (\bar{h}) (W/m ² °C)	332,2	4,06	1,22