

2

028816957

NUCLEBRÁS

Empresas Nucleares Brasileiras SA

ESTUDO DA PERDA DE PRESSÃO EM MAQUETE

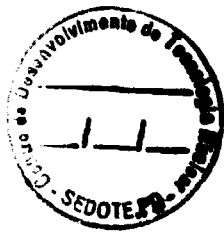
DE FEIXE DE ELEMENTO COMBUSTÍVEL

José Afonso Barros Filho

NUCLEBRÁS/CDTN 590

CENTRO DE DESENVOLVIMENTO DA TECNOLOGIA NUCLEAR

CAIXA POSTAL, 1941 - 30.000 - BELO HORIZONTE - BRASIL



**ESTUDO DA PERDA DE PRESSÃO EM MAQUETE
DE FEIXE DE ELEMENTO COMBUSTÍVEL
José Afonso Barros Filho
NUCLEBRÁS/CDTN 590**

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS E TÉCNICAS NUCLEARES

ESTUDO DA PERDA DE PRESSÃO EM MAQUETE
DE FEIXE DE ELEMENTO COMBUSTÍVEL

AUTOR: JOSÉ AFONSO BARROS FILHO

ORIENTADOR: LUÍS CARLOS DUARTE LADEIRA

Dissertação apresentada ao Curso de Ciências e Técnicas Nucleares da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Mestre.

Belo Horizonte

1987

**Este trabalho foi realizado
nas dependências do Centro
de Desenvolvimento da Tecno
logia Nuclear, da NUCLEBRÁS,
em Belo Horizonte.**

A

Hugo, Túlio e

Sônia

MEUS SINCEROS AGRADECIMENTOS

- Às Empresas Nucleares Brasileiras S/A - NUCLEBRÁS, que permitiu que esse trabalho fosse realizado em suas instalações no Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear - CDTN.
- Ao físico Luís Carlos Duarte Ladeira, pela orientação precisa durante todo o desenrolar do trabalho.
- Ao Moysés, Hugo, Amir, Diva, Jorge, Emil e Délio, pela colaboração que tornou muito mais agradável e fácil a realização desse trabalho.
- Aos desenhistas Oscar, Raimundo, Mutum, José Carlos e Chiquinho, pelo desenho das figuras.
- À Márcia, Terezinha Alfredo e Terezinha Souza pelos serviços de datilografia.
- Aos Colegas da SEDOTE.CN, em especial à Lenira, pela ajuda com a bibliografia.
- À Ana Maria do C.C.T.N, pela eficiente colaboração prestada.
- À CNEN/PRONUCLEAR, pela bolsa de estudo concedida durante o Curso de Pós-Graduação em Ciências e Técnicas Nucleares.
- À todos os colegas e amigos que, de algum modo, contribuíram.

SUMÁRIO

RESUMO	01
ABSTRACT	02
1 - INTRODUÇÃO	03
2 - ANÁLISE BIBLIOGRÁFICA	06
2.1 - O coeficiente de atrito isotérmico.....	06
2.1.1 - escoamento laminar.....	07
2.1.2 - escoamento turbulento.....	09
2.1.2.1 - O coeficiente de atrito isotérmico em tubos.....	11
2.1.2.2 - O coeficiente de atrito em feixes em função do diâmetro hidráulico.....	11
2.1.2.3 - O coeficiente de atrito isotérmico em feixes em função das características do escoamento laminar.....	12
2.1.2.4 - O cálculo do coeficiente de atrito em feixes obtido através do levantamento do campo de velocidades	14
2.2 - O coeficiente de atrito com transferência de calor.....	17
2.3 - O coeficiente de perda de carga nas grades espaçadoras	19
3 - DISPOSITIVO EXPERIMENTAL	22
3.1 - O Circuito Térmico nº 1	22
3.2 - A seção de testes	23

3.3 - Descrição da instrumentação	25
3.3.1 - O sistema de medida de pressão.....	25
3.3.2 - O sistema de medida de tempera tura.....	26
3.3.3 - O sistema de medida de vazão.....	28
3.3.4 - O sistema de medida de potência.....	30
3.4 - O sistema de coleta e tratamento de dados.....	30
4 - ESTUDO EXPERIMENTAL.....	33
4.1 - Programação dos testes.....	33
4.2 - Calibração da instrumentação.....	35
4.2.1 - Calibração do sistema de medida de pressão.....	36
4.2.2 - Calibração do sistema de medida de temperatura.....	36
4.2.3 - Calibração do sistema de medida de vazão.....	37
4.2.4 - Calibração do sistema de medida de potência.....	38
4.2.5 - Avaliação dos resultados da calibra ção.....	39
4.3 - Apresentação dos resultados.....	42
4.3.1 - Resultados da fase P-0.....	42
4.3.1.1 - Determinação do coeficien te de atrito isotérmico λ_{iso} ..	43
4.3.1.2 - Análise de erros.....	44
4.3.2 - Resultados da fase P-1.....	45
4.3.2.1 - Determinação do coeficien te médio de perda de car- ga nas grades espaçadoras.....	45
4.3.2.2 - Análise de erros.....	46

4.3.3 - Resultados da fase P-2	48
4.3.3.1 - Determinação do coeficiente de atrito com troca de calor λ_H	48
4.3.3.2 - Análise de erros	51
4.3.3.3 - Determinação do coeficiente médio de troca de calor \bar{h}	52
4.3.3.4 - Análise de erros	53
5 - ANÁLISE DOS RESULTADOS	55
5.1 - Fase P-0: O coeficiente de atrito isotérmico ...	55
5.2 - Fase P-1: O coeficiente de perda de carga nas grades	60
5.3 - Fase P-2: O coeficiente de atrito com troca de calor	62
5.4 - Fase P-2: O coeficiente de troca de calor	63
6 - CONCLUSÕES	65
6.1 - Gerais	65
6.2 - Coeficiente de atrito isotérmico	65
6.3 - Coeficiente de perda de carga nas grades	67
6.4 - Coeficiente de atrito com transferência de calor	68
6.5 - Coeficiente de transferência de calor	69
BIBLIOGRAFIA	71
NOMENCLATURA	77

LISTAS DE TABELAS

TABELA 1 - CARACTERÍSTICAS GERAIS DOS TRANSMISSORES DE PRESSÃO	81
TABELA 2 - PROGRAMAÇÃO DOS TESTES	82
TABELA 3 - RESULTADO DA CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIDAS DE PRESSÃO	84
TABELA 4 - RESULTADO DA CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIDAS DE TEMPERATURA	85

TABELA 5 - RESULTADO DA CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIDAS DE VAZÃO	87
TABELA 6 - VALORES DE t PARA VÁRIOS NÍVEIS DE CERTEZA ESTATÍSTICA P	88
TABELA 7 - RESULTADO FINAL DA AVALIAÇÃO DA CALIBRAÇÃO ...	89
TABELA 8 - VALORES DE PARÂMETROS UTILIZADOS NOS CÁLCU LOS DOS CAPÍTULOS 4 e 5	90
TABELA 9 - RESULTADOS DOS TESTES DA FASE P-0	91
TABELA 10 - RESULTADOS DOS TESTES DA FASE P-1	94
TABELA 11 - RESULTADOS DOS TESTES DA FASE P-2	96
TABELA 12 - COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA GRADES ESPAÇADORAS DA SEÇÃO ST-2	101
TABELA 13 - COEFICIENTE DA ATRITO COM TRANSFERÊNCIA DE CALOR	102
TABELA 14 - COEFICIENTE DE TRANSMISSÃO DE CALOR	106
TABELA 15 - COEFICIENTE DA EQUAÇÃO (5.9)	108

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - VOLUME DE CONTROLE UTILIZADO NA DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO (2.5)	109
FIGURA 2 - SEÇÕES CIRCULARES CITADAS NAS REFERÊNCIAS [3], [4], [5] e [6]	110
FIGURA 3 - VALORES DE K PARA OS DIVERSOS SUBCANAIS SEGUNDO REHME [7]	111
FIGURA 4 - CONSTANTES E e G^* DA EQUAÇÃO (2.16)	112
FIGURA 5 - DIVISÃO DA SEÇÃO EM SUBCANAIS E CÉLULAS	112
FIGURA 6 - COEFICIENTE C_s OBTIDO EXPERIMENTALMENTE POR STORDEUR [41]	113
FIGURA 7 - GRADE ESPAÇADORA	114
FIGURA 8 - FLUXOGRAMA DO CIRCUITO TÉRMICO Nº 1 (CT-1)	115
FIGURA 9 - DESENHO DO CONJUNTO DO FEIXE	116

FIGURA 10 - CORTE TRANSVERSAL NO FEIXE E CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS PRINCIPAIS.....	117
FIGURA 11 - LOCALIZAÇÃO DOS PONTOS DE MEDIDAS E GRADUS ESPAÇADORAS AO LONGO DO FEIXE.....	118
FIGURA 12 - DETALHE DAS TOMADAS DE PRESSÃO DAS SEÇÕES ST-0 e ST-1.....	119
FIGURA 13 - DETALHES DAS TOMADAS DE PRESSÃO DA SEÇÃO ST-2.....	120
FIGURA 14 - DETALHE DA SOLDA DOS TERMOPARES ÀS VARETAS.....	121
FIGURA 15 - DETALHE DO DISPOSITIVO DE FIXAÇÃO DOS TERMOPARES DE FLUIDO.....	122
FIGURA 16 - POSICIONAMENTO DAS VARETAS E SUBCANAIS.....	123
FIGURA 17 - CURVA CARACTERÍSTICA DA TURBINA 3/4".....	124
FIGURA 18 - ESQUEMA SIMPLIFICADO DO SISTEMA DE MEDIDA DA VAZÃO.....	125
FIGURA 19 - DIAGRAMA DO SISTEMA DE COLETA E TRATAMENTO DE DADOS (SCTD).....	126
FIGURA 20 - ESQUEMA SIMPLIFICADO DO SISTEMA DE MEDIDAS DAS FASES P-0 e P-1.....	127
FIGURA 21 - CONEXÕES DOS PONTOS DE MEDIDA AO MULTICANAL YOKOGAWA.....	128
FIGURA 22 - CONEXÕES E CHAVEAMENTO DAS MEDIDAS DE TENSÃO.....	129
FIGURA 23 - CONEXÕES DOS PONTOS DE MEDIDAS AO SCTD.....	130
FIGURA 24 - ESQUEMA SIMPLIFICADO PARA CALIBRAÇÃO DOS TRANSMISSORES DE PRESSÃO.....	131
FIGURA 25 - ESQUEMA SIMPLIFICADO PARA CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIDA DE TEMPERATURA.....	132
FIGURA 26 - ESQUEMA PARA CALIBRAÇÃO DA VAZÃO.....	133
FIGURA 27 - FLUXOGRAMA DE ARMAZENAMENTO.....	134

FIGURA 28 -- COEFICIENTE DE ATRITO DETERMINADO	135
FIGURA 29 - EVOLUÇÃO DA PRESSÃO AO LONGO DA SEÇÃO ST-1.....	136
FIGURA 30 - COEFICIENTE MÉDIO DA PERDA DE CARGA NAS GRADES.....	137
FIGURA 31 - COMPARAÇÃO ENTRE AS CORRELAÇÕES $\bar{k} \times Re$ DETERMINADAS NAS FASES P-0 e P-1.....	138
FIGURA 32 - VALORES DETERMINADOS DE $\lambda_H/\lambda_{iso} \times \mu_p/\mu_f$	139
FIGURA 33 - VALORES DETERMINADOS DE $\lambda_H/\lambda_{iso} \times \Delta T$	140
FIGURA 34 - CORRELAÇÃO DETERMINADA PARA A TROCA DE CALOR.....	141
FIGURA 35 - COMPARAÇÃO ENTRE A CORRELAÇÃO ESTABELE- CIDA PARA λ_{iso} E AS DE LEHMANN E BLASIUS.....	142
FIGURA 36 - COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS EXPERI- MENTAIS E CORRELAÇÕES FORNECIDAS PELA LITERATURA.....	143
FIGURA 37 - COMPARAÇÃO ENTRE OS VALORES DE $(\lambda/\lambda_c)_{iso}$ SEGUNDO OS MODELOS ESTUDADOS	144
FIGURA 38 - DIAGRAMA DA EQUAÇÃO (5.9).....	145
FIGURA 39 - COMPARAÇÃO ENTRE OS VALORES DETERMINADOS DE C_g VERSUS CORRELAÇÃO DE DESTORDEUR [41].....	146
FIGURA 40 - COMPARAÇÃO ENTRE OS VALORES DETERMINADOS DE C_v E OS DE REHME [43].....	147
FIGURA 41 - COMPARAÇÃO ENTRE A CORRELAÇÃO DETERMINADA E AS CORRELAÇÕES (2.32) e (2.33).....	148
FIGURA 42 - COMPARAÇÃO ENTRE OS N ^{os} DE NUSSOLT DETER- MINADOS E OS CÁLCULOS COM A EQUAÇÃO DE DITTUS BOELTER (2.35).....	149
FIGURA 43 - COMPARAÇÃO ENTRE OS N ^{os} DE NUSSOLT DETER- MINADOS E OS CÁLCULOS COM A EQUAÇÃO DE WEISMANN (2.36).....	150

FIGURA 44 - COMPARAÇÃO ENTRE OS N^{OS} DE NUSSELT DETERMI- NADOS E OS CÁLCULOS COM A CORRELAÇÃO DE GOSSE (2.37)	151
--	------------

LISTA DE APÊNDICES

APÊNDICE 1 - DETERMINAÇÃO DA CORRELAÇÃO DO COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR	152
APÊNDICE 2 - DESCRIÇÃO DA APLICAÇÃO DO MÉTODO DAS DIFE- RENÇAS FINITAS NO CÁLCULO DA CONSTANTE K DO SUBCANAL 3	154
APÊNDICE 3 - DETERMINAÇÃO DA RFLAÇÃO $(\lambda/\lambda_c)_{iso}$ CONFORME MÉTODO DE IBRAGUIMOV [31]	157
APÊNDICE 4 - DEDUÇÃO DE UM FATOR DE DISTRIBUIÇÃO DE VE- LOCIDADES	171
APÊNDICE 5 - DETERMINAÇÃO DE $(\lambda/\lambda_c)_{iso}$ COM BASE NO CON- CEITO DE ZONA ANULAR EQUIVALENTE	173

RESUMC

São apresentados e analisados resultados de testes, em regime de escoamento monofásico, realizados em uma maquete de elemento combustível nuclear, constituída de nove varetas em arranjo quadrado 3 x 3. Os testes foram realizados em condições adiabáticas e com transferência de calor cobrindo as seguintes faixas: Nº de Reynolds: 1,5 a 20×10^4 ; temperatura de entrada [°C]: 30 a 150; pressão [bar]: 1 a 15; fluxo de calor [kW/m²]: 0 a 1000. A análise dos testes constituiu-se no estabelecimento de correlações para os coeficientes de atrito, isotérmico e com transferência de calor, coeficiente de perda de carga localizada nas grades espaçadoras e coeficiente médio de troca de calor. Adicionalmente, os resultados experimentais foram comparados com os obtidos por outros pesquisadores e com métodos de cálculo apresentados na literatura específica.

ABSTRACT

Results of single-phase tests performed in a 3 x 3 rod bundle arranged in square array are presented and analysed. The tests were performed in adiabatic conditions and with heat transfer, covering the following range of parameters: Reynolds no.: 1,5 to 20×10^4 ; inlet temperature [$^{\circ}\text{C}$]: 30 to 150; pressure [bar]: 1 to 15; heat flux (kW/cm^2): 0 to 1000. Correlations were determined for the friction factor, isothermal and under conditons of heat transfer, spacer grids pressure drop coefficient and average heat transfer coefficient. The experimental data were compared with published data obtained by other researchers and with some theoretical models selected in the literature.

1. INTRODUÇÃO

O núcleo de reatores do tipo a água leve pressurizada ("Pressurized Water Reactor" - PWR) consiste de um arranjo regular de barras, dentro das quais se encerra combustível físsil. Todo o conjunto é resfriado por um fluxo axial de água, que atua também como moderador, ao longo dos canais formados pelos espaços entre as barras.

Se por um lado a temperatura e a densidade do moderador influenciam o comportamento físico-nuclear do reator, por outro lado uma refrigeração eficiente das varetas combustíveis, que mantenha sua integridade, depende do comportamento da transferência de calor reinante no núcleo.

Para o estudo destas influências desenvolvem - se métodos de cálculo que simulam o comportamento do refrigerante no núcleo. Tais métodos não podem ser desenvolvidos de maneira puramente analítica, devido à complexidade dos fenômenos envolvidos neste escoamento. São necessárias inúmeras correlações empíricas afim de representar aproximadamente esses fenômenos.

Uma consequência desta constatação é que os métodos de cálculo desenvolvidos para a previsão do comportamento termohidráulico do refrigerante em reatores devem ser verificados com o auxílio de dados experimentais obtidos em instala

ções que simulem o elemento combustível de tais reatores.

No âmbito do Programa "Segurança de Reatores", desenvolvido pela NUCLEBRÁS em seu Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear - CDTN, em Belo Horizonte, planejou-se uma série de investigações, a cargo do Laboratório de Termo hidráulica, visando adquirir experiência para resolver problemas tecnológicos inerentes à termofluodinâmica, desta natureza.

Dentro desta linha, foram realizados testes em diferentes condições de escoamento utilizando uma seção de testes em feixe de 9 varetas com arranjo quadrado 3x3 simulando o elemento combustível de um reator a água leve pressurizada (PWR).

Estes testes constituíram uma etapa do Projeto 542 - "Execução de Testes Termohidráulicos em Maquete de Elemento Combustível Nuclear" acordado com o Banco do Brasil S.A., que o financiou parcialmente através do seu Fundo de Incentivo à Pesquisa Técnico-Científica (FIPEC).

Neste trabalho é apresentada a análise dos resultados dos testes em regime de escoamento monofásico, adiabático e com transferência de calor, realizados dentro do programa supra citado.

O texto consta, basicamente, das seguintes partes:

- análise bibliográfica, onde são estudados métodos teóricos e resultados de testes similares realizados em outras instituições;
- descrição do dispositivo experimental utilizado;
- apresentação dos resultados das campanhas de testes;
- análise dos resultados;
- discussão e conclusões.

2. ANÁLISE BIBLIOGRÁFICA

2.1 O Coeficiente de Atrito Isotérmico

Experimentalmente verifica-se que a força exercida pelas paredes do canal, devido ao atrito, sobre um fluido qualquer em escoamento turbulento plenamente desenvolvido é proporcional à energia cinética do escoamento por unidade de volume e à área em contato com o fluido [1]. Essa é a base da definição de um coeficiente de atrito, tal que:

$$\frac{F}{A} = \bar{\tau}_p = f \frac{\rho \bar{v}^2}{2} \quad (2.1)$$

onde

$$\bar{\tau}_p = \frac{1}{P_e} \int_{P_e} \tau_p \, dP_e \quad (2.2)$$

$$\bar{v} = \frac{1}{A} \int_A v \, dA \quad (2.3)$$

Um balanço de forças no volume de controle da Figura 1 nos dá:

$$\frac{dp}{dz} A = \bar{\tau}_p P_e \quad (2.4)$$

De (2.1) e (2.4):

$$\frac{dp}{dz} = \frac{\lambda}{D_h} \frac{\rho \bar{v}^2}{2} \quad (2.5)$$

Onde $\lambda = 4f$ é o coeficiente de atrito.

No caso de escoamento adiabático λ passa a denominar-se coeficiente de atrito isotérmico, λ_{iso} .

2.1.1 Escoamento laminar

No escoamento laminar, λ_{iso} é inversamente proporcional ao nº de Reynolds, isto é:

$$\lambda_{iso} = \frac{K}{Re} , \quad (2.6)$$

onde K é uma constante que depende unicamente da geometria da seção do canal.

A constante K pode ser calculada, com o levantamento do campo de velocidades para a seção em questão, através da solução da equação simplificada da conservação da quantidade de movimento, para o escoamento laminar plenamente desenvolvido de um fluido incompressível [1]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \tau + \frac{\partial}{\partial y} \tau = \frac{dp}{dz} , \quad (2.7)$$

onde a tensão de cisalhamento viscosa é dada pela equação de Newton [1]:

$$\tau_n = -\mu \frac{dv}{dn} , \quad (2.8)$$

onde n denota direção.

De (2.5) e (2.6) tem-se:

$$K = \frac{dp}{\mu dz} \frac{2D^2 h}{\bar{v}}, \quad (2.9)$$

onde \bar{v} é obtida de acordo com (2.3).

Para tubos lisos tem-se $K = 64$, valor obtido analiticamente e confirmado experimentalmente [1].

A introdução das condições de contorno referentes à geometria de feixes de barras, torna a solução da equação (2.7) extremamente difícil. As soluções analíticas encontradas na literatura específica se referem sempre a configurações simples, como a de Sparrow [2], para arranjos quadrados ou triangulares sem paredes, ou as de Zarling [3] e Chen [4,5] para feixes circulares do tipo mostrado na Figura 2. Monttaghian [6] apresenta uma solução analítica para feixes circulares com mais de uma fileira de barras.

No caso de feixes maiores, como os encontrados mais comumente na prática, a solução analítica da equação (2.7) torna-se virtualmente impossível [7], sendo necessária a utilização de métodos numéricos. Entre eles destaca-se o método das diferenças finitas [8].

Rehme [7] utiliza esse método na solução da equação (2.7) para feixes finitos em arranjo quadrado ou triangular. Dividindo o feixe em subcanais, ele apresenta gráficos de K em função dos parâmetros S/D (subcanais centrais) e S/D e W/D (subcanais periféricos). Através da expressão

$$\frac{1}{K_T} = \sum_i \frac{1}{K_i} \cdot \left(\frac{Pe_T}{Pe_i}\right)^2 \cdot \left(\frac{A_i}{A_T}\right)^2, \quad (2.10)$$

onde o índice i denota um subcanal isolado, obtém-se o coeficiente K para o feixe.

Resultados experimentais [9,10,11] confirmam a precisão do cálculo acima.

A Figura 3 mostra os gráficos e a divisão em subcanais adotada.

2.1.2 Escoamento Turbulento

A transição do regime de escoamento laminar para o turbulento, em feixes, é objeto de estudo em [12,13,14]. Existe ainda uma certa incerteza quanto ao fenômeno em si. Neste trabalho trataremos apenas do regime turbulento plenamente desenvolvido.

No escoamento turbulento as tensões tangenciais são causadas não só pelo transporte molecular de quantidade de movimento, representado pela equação (2.8), mas principalmente pelo chamado "Transporte turbulento de quantidade de movimento", consequência da variação contínua e ao acaso da velocidade local, que é a característica básica do regime turbulento. Uma aproximação largamente utilizada para representar esse fenômeno é devida a Prandtl [1]:

$$\tau_{Tb} = c_M \frac{dv}{dn} \quad (2.11)$$

onde c_M é uma viscosidade dita turbilhonar.

Desse modo a equação (2.7) torna-se

$$\rho \left(v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} (\mu + \epsilon_M) \frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} (\mu + \epsilon_M) \frac{\partial v_z}{\partial y} \quad (2.12)$$

equação de Navier-Stokes simplificada que descreve o escoamento turbulento plenamente desenvolvido de um fluido incompressível. O termo à esquerda da equação representa o fluxo secundário, fenômeno presente no escoamento turbulento em feixes devido à complexidade geométrica desse tipo de seção.

O coeficiente de atrito é então calculado com as equações (2.3) e (2.5), onde o campo de velocidades é obtida com a solução da equação (2.12).

Entre os vários métodos para a solução da equação (2.12) apresentados na literatura específica, Meyder [18] e Slaughter [19] desprezam o fluxo secundário ($v_x = v_y = 0$) e apresentam uma correlação empírica para ϵ_M , posta em função da posição sobre a seção, direção e condições do escoamento. São métodos cuja aplicação é relativamente simples e apresentam boa concordância com resultados experimentais. Outros métodos de caráter mais geral são apresentados em [15, 16, 17, 20, 21], onde as tensões turbulentas são avaliadas através de equações de conservação de outras grandezas do escoamento turbulento. Apesar de descreverem com maior precisão os fenômenos turbulentos esses métodos ainda requerem um certo grau de empiricismo. Dados experimentais [10, 11, 15, 16, 33, 35] têm ajudado no ajuste desses modelos.

2.1.2.1 O Coeficiente de Atrito Isotérmico em Tubos

A introdução de hipóteses simplificadoras para o levantamento do campo de velocidades pode levar à expressões para o cálculo de λ_{iso} . As mais utilizadas são as "leis de distribuição de velocidades", como por exemplo a de Nikuradse [1]

$$v^+ = 2,5 \ln(n^+) + 5,5 \quad (2.13)$$

A integração desses perfis de velocidade sobre a seção circular, juntamente com a equação (2.1) fornece a conhecida correlação para tubos lisos:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_c}} = 2,03 \log (Re \cdot \sqrt{\lambda_c}) - 0,91 \quad (2.14)$$

Obtida primeiramente por Nikuradse [1], e depois corrigida por Maubach [30] para:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_c}} = 2,035 \log (Re \cdot \sqrt{\lambda_c}) - 0,989 \quad (2.15)$$

2.1.2.2 O coeficiente de atrito isotérmico em feixes em função do diâmetro hidráulico

Uma aproximação muito utilizada até hoje para o cálculo do coeficiente de atrito em feixes (principalmente em projetos de trocadores de calor), é a introdução do diâmetro hidráulico da seção como o comprimento característico no cálculo do nº de Reynolds nas equações (2.14) e (2.15) [31,32].

No entanto, as diferenças geométricas dos diversos sub-canais constituintes do feixe induzem a uma redistribuição do escoamento, com diferentes velocidades médias nos subcanais [54]. Essa redistribuição depende de parâmetros geométricos como por exemplo P/D e W/D (figura 3) de tal modo que a adoção do diâmetro hidráulico e velocidade média globais em correlações para o cálculo de λ_{iso} pode levar a erros consideráveis [22,26,27]. M. Courtaud [12] procedeu a testes de perda de pressão em uma seção circular com sete barras móveis, onde para cada condição de escoamento ($Re = Cte$), a posição das barras era mudada (P/D variável) enquanto o diâmetro hidráulico se mantinha constante. Seus resultados mostram que o coeficiente de atrito varia em até 50%, apenas com a mudança da posição relativa das barras,

Em decorrência foram desenvolvidos métodos para o cálculo de λ_{iso} , onde a dependência dessa grandeza em relação à geometria da seção fosse melhor representada.

2.1.2.3 O coeficiente de atrito isotérmico em feixes em função das características do escoamento laminar.

Gunn [22], após detalhada análise de resultados experimentais de alguns pesquisadores e de testes próprios, observou que uma coincidência entre o coeficiente de atrito em regime laminar de uma seção circular e o de uma seção qualquer de mesmo diâmetro hidráulico, acontece também no regime turbulento e, por outro lado, se os coeficientes são diferentes no

regime laminar (menores ou maiores), a mesma diferença se verifica no regime turbulento. Essa é a base de métodos que correlacionam λ_{iso} com a constante K.

Rehme [23] procede a um estudo analítico do escoamento em canais hipotéticos formados por tubos circulares, onde, utilizando a distribuição de velocidades de Nikuradse (2.13), obtém a seguinte correlação:

$$\sqrt{\frac{8}{\lambda_{iso}}} = E[2,5 \ln(\text{Re} \sqrt{\frac{\lambda_{iso}-5,5}{8}}) + G^* \quad (2.16)$$

onde E e G^* são parâmetros dependentes de K. Na Figura 4 estão plotados E e G^* em função de K.

Apesar de obtida analiticamente para um tipo específico de canal, Rehme atribui à sua relação entre K, G^* e E, e, em última análise, entre K e λ_{iso} , um caráter universal, isto é, supõe a sua relação válida para qualquer tipo de canal. Esse caráter universal é confirmado no mesmo trabalho através da comparação dos resultados experimentais disponíveis na literatura específica com os valores obtidos pela aplicação do método acima, para canais com os mais variados tipos de seção, inclusive feixes, obtendo sempre excelente concordância.

Gunn [22] propõe a seguinte expressão:

$$\left(\frac{\lambda_c}{\lambda}\right)_{iso} = \left(\frac{K_c}{K}\right)^{0,45 \exp[-(Re-3000)/10^6]} \quad (2.17)$$

obtida empiricamente a partir de dados experimentais de oito pesquisadores e de testes próprios em quatro canais com seções diferentes.

2.1.2.4 O cálculo do coeficiente de atrito em feixes obtido através do levantamento do campo de velocidades

A utilização de leis de distribuição para o levantamento do campo de velocidades de seções não circulares exige o conhecimento da variação da tensão de cisalhamento na parede. O trabalho pioneiro nessa área é devido à Weisler [17] que apresenta um método gráfico, iterativo e de difícil adaptação ao computador. Rapier [24] apresenta uma equação para a distribuição da tensão de cisalhamento na parede, para feixes infinitos, que exige o conhecimento prévio de λ .

Ibraguimov [25] propõe um método que leva em consideração tanto o transporte de quantidade de movimento difusivo, representado pela viscosidade turbilhonar, quanto o convectivo, devido ao fluxo secundário. Em seu método a seção é dividida em células (Figura 5) limitadas pelo perímetro molhado, pelas linhas de velocidade máxima (aproximadas pela linha equidistante das paredes) e por linhas radiais. Considerando que o transporte de momento no escoamento em canais de seção complexa depende unicamente das características geométricas da seção, ele propõe a seguinte expressão:

$$\left(\frac{\tau_p}{\bar{\tau}_p} \right)_{\text{cel}} = C (1 - e^{X^{-7,72/0,82m}}) \quad (2.18)$$

onde

$$X = \frac{A}{y_m^2},$$

$$\hat{Y}_m = \frac{1}{\pi/4} \int_0^{\pi/4} \hat{Y}(\theta) d\theta \quad e$$

$$C = \frac{1}{\pi/4} \int_0^{\pi/4} (1 - e^{X^{-7,7\hat{Y}/0,8\hat{Y}_m}}) d\theta$$

Para a distribuição de velocidades Ibraguimov recomenda o perfil universal:

$$\begin{aligned} v^+ &= n^+ && \text{para } 0 < n^+ < 5 \\ v^+ &= 5 \ln n^+ - 3,05 && \text{para } 5 < n^+ < 30 \\ v^+ &= 2,5 \ln n^+ + 5,5 && \text{para } n^+ > 30 \end{aligned} \quad (2.19)$$

Baseado no método acima, Ibraguimov, num trabalho posterior [28] propõe a seguinte expressão para λ_{iso} :

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)_{iso_i} = [1 + 0,1(\beta + 1)^{4/3}] \cdot (0,58 + 0,42e^{-0,021B^3}) \quad (2.20)$$

onde B e β são constantes que dependem unicamente das características geométricas da seção. O coeficiente de atrito total é:

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)_{iso_T}^{-4/7} = \sum_i \frac{A_i}{A_T} \left(\frac{D_{hi}}{D_{hT}}\right)^{5/7} \left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)_{iso_i}^{-4/7}, \quad (2.21)$$

onde os valores com índice i se referem às células isoladas e λ_c é calculado com a expressão de Blasius:

$$\lambda_{iso} = 0,316 Re^{-0,25} \quad (2.22)$$

Aranovitch [29] apresenta um método onde a distribuição da tensão de cisalhamento na parede é determinada em função da distribuição laminar de velocidades, ou seja:

$$\frac{\tau_p}{\tau_{p_{\max}}} = J^2(\theta) \quad (2.23)$$

onde:

$$\begin{aligned} J^2(\theta) e^{-4 \left[\frac{1}{J(\theta)} - 1 \right]} &= M(\theta) = \\ &= \left[\frac{dv}{dn} / \left(\frac{dv}{dn} \right)_{\max} \right]_{\text{Laminar}} \end{aligned} \quad (2.24)$$

Para a determinação do campo de velocidades é utilizada a lei de distribuição de Deissler [1]. No mesmo trabalho é apresentada uma expressão para λ

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_c} \right)_{\text{iso}} = \frac{\bar{J}^2}{J_c^2} \quad (2.25)$$

onde

$$\bar{J}^2 = \frac{1}{P_e} \int_{P_e} J^2(\theta) d\theta, \quad (2.26)$$

e J_c^2 é calculado com a equação (2.24), fazendo

$$M = \frac{\bar{M}}{K1}, \quad (2.27)$$

onde

$$\bar{M} = \frac{1}{P_e} \int_{P_e} M(\theta) d\theta, \quad \text{e} \quad K1 = \frac{K}{k_c} \quad (2.28)$$

λ_c é calculado com a equação (2.22) e $K_c = 64$.

De todos os trabalhos estudados que apresentam métodos para o levantamento do campo de velocidades através da solução direta da equação (2.12), apenas Gosse [21] apresenta uma correlação formal para λ_{iso} , válida apenas para feixes infinitos:

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)_{iso} = 0,1 S/D + 1,05 - 0,4 e^{-[(S/D-1)/0,15]} \quad (2.29)$$

2.2 O coeficiente de Atrito com Transferência de Calor

O problema do escoamento com transferência de calor é resolvido através da solução simultânea da equação (2.12) e da equação de conservação da energia [36]:

$$v \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} [(\epsilon_H + \alpha) \frac{\partial T}{\partial x}] + \frac{\partial}{\partial y} [(\epsilon_H + \alpha) \frac{\partial T}{\partial y}], \quad (2.30)$$

onde ϵ_H , denominado "difusividade" térmica turbilhonar" é geralmente posto em função de ϵ_M [16,18,34,37], sendo que a forma exata desta função varia de autor para autor.

O efeito da transferência de calor sobre o escoamento é a introdução de um gradiente de temperatura transversal, de tal modo que as propriedades físicas do fluido não são mais constantes sobre uma mesma seção, acarretando modificações no perfil de velocidades. Com efeito, a razão entre o coeficiente de atrito com transferência de calor e λ_{iso} , para as mesmas condições de escoamento ($Re = \text{constante}$), pode assumir valores bem

diferentes da unidade [38]. Algumas aproximações simplificadas foram desenvolvidas de tal modo a levar esse gradiente em consideração. Abaixo estão as mais relevantes, extraídas da ampla revisão feita por Costa [38]:

$$\frac{\lambda_H}{\lambda_{iso}} = 1 - C(T_p - T_f), \quad (2.31)$$

onde C, determinado experimentalmente por vários autores, varia de 0,0017 a 0,00531 ($^{\circ}F^{-1}$);

$$\frac{\lambda_H}{\lambda_{iso}} = \left(\frac{\nu_p}{\nu_f}\right)^u \quad (2.32)$$

onde u, também determinado experimentalmente varia entre 0,13 e 0,6.

Uma correlação desenvolvida para feixes em [40] tem a forma:

$$\frac{\lambda_H}{\lambda_{iso}} = 1 + \frac{P_h}{P_e} \left[\left(\frac{\nu_p}{\nu_f}\right)^{0.6} - 1 \right] \quad (2.33)$$

onde P_h e P_e são respectivamente os perímetros aquecido e molhado.

A temperatura de parede é calculada com a relação:

$$\phi = \bar{h} (T_p - T_f) \quad (2.34)$$

onde \bar{h} pode ser obtido através da correlação para tubos circulares de Dittus-Boelter [31]:

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2.35)$$

ou da de Weismann [39], para feixes infinitos em arranjo quadrado:

$$Nu = (0,042 S/D_h - 0,024) Re^{-0} Pr^{0,33} \quad (2.36)$$

Uma correlação baseada na distribuição de temperatura obtida com a solução das equações (2.12) e (2.30), válida também apenas para subcanais centrais, é apresentada por Gosse [21]:

$$\frac{Nu}{Nu_c} = 1,1 + (0,225 S/D - 0,20 - 0,44e^{-[(S/D-1)/0,15]}) Pr^{-0,14} \quad (2.37)$$

onde Nu_c é obtido com a equação (2.35).

2.3 O Coeficiente de Perda de Carga nas Grades Espaçadoras

A queda de pressão através das grades está relacionada com a velocidade média do escoamento do seguinte modo:

$$\Delta P_g = k \frac{\rho \bar{v}^2}{2} \quad (2.38)$$

onde k , coeficiente de perda de carga, varia muito para diferentes tipos de grades.

De Stordeur [41], baseado em dados experimentais disponíveis na literatura específica, calculou k , para diversos tipos de espaçadores, subtraindo da queda de pressão total as parcelas referentes às perdas na entrada e saída e ao longo do feixe (sem as grades). O cálculo das perdas à entrada e à

saída foi efetuado com os coeficientes de Kays [42], e para as perdas ao longo do feixe foram utilizadas correlações para tubos, que como já foi visto, podem acarretar erros consideráveis. Por esse motivo os dados de De Stordeur devem ser usados com cuidado. A Figura 6 mostra C_g em função do n^o de Reynolds, segundo De Stordeur [41], para grades do tipo mostrado na Figura 7, onde C_g é definido por:

$$k = C_g H, \quad e \quad (2.39)$$

$$H = \frac{A_g}{A_L}$$

Rehme [43], após vários testes com diferentes tipos de grades, propõe:

$$k = C_v H^2 \quad (2.40)$$

onde C_v , para n^o de Reynolds maiores que 5×10^4 , fica entre 6 e 7. Esses valores são válidos para grades com a borda anterior perfeitamente arredondada e H entre 0.2 a 0.45. Grades com a borda anterior reta ou chanfrada apresentarão valores um pouco maiores, como mostrado na referência [9].

Yao [44] propõe $C_v = 10,5$, baseado em dados experimentais próprios e de outros pesquisadores, sem contudo especificar a forma da borda anterior das grades estudadas, que,

supõe-se, sejam retas.

Outro efeito que as grades ocasionam sobre o escoamento é o aumento da transferência de calor em suas proximidades [45]. Trippe [9] observa que o perfil de velocidades começa a se modificar à distância de 5 diâmetros hidráulicos antes da grade, e o restabelecimento total só ocorre a 40 diâmetros hidráulicos após a mesma; sendo que já a 10 diâmetros hidráulicos quase não é mais percebida nenhuma perturbação no escoamento. Outra observação importante feita por Trippe [9] é que as perturbações introduzidas por grades subsequentes não são tão significativas quanto as introduzidas pela primeira.

Yao [44], baseado numa simples analogia entre atrito e transferência de calor, propõe as seguintes expressões para a variação de Nu próxima às grades:

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1,0 + 5,55 H^2 \quad (2.41)$$

para a região da grade e

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1 + 5,55 H^2 e^{-0,13(z/D_h)} \quad (2.42)$$

para a região após a grade, onde Nu_0 é o nº de Nusselt na região não perturbada. Para a região anterior à grade, Yao [44] supõe um aumento linear, começando à distância de 5 diâmetros hidráulicos antes da grade até o valor dado pela equação (2.41).

3. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

3.1 O Circuito Térmico Nº 1

O Circuito Térmico nº 1 (CT-1) é um dispositivo idealizado para a realização de testes termohidráulicos, para estudo do elemento combustível de reatores nucleares refrigerados à água sob pressão. Os componentes principais do circuito, cujo fluxograma é mostrado na Figura 8, foram projetados para uma pressão máxima de operação de 20 bar e são os seguintes:

- A autoclave de testes para seções contendo até 3x3 barras aquecidas, com comprimento máximo de 1500 mm.

- O pré-aquecedor elétrico com potência controlável entre 0 e 20 kW.

- A bomba principal de circulação com uma vazão máxima de 5 l/s e uma altura manométrica máxima de 70 m.c.a.

- O trocador de calor projetado para reduzir a temperatura da água de refrigeração a um valor mínimo, de modo a evitar cavitação na bomba principal.

- O pressurizador com dispositivo de aquecimento interno de 20kW.

Os sistemas auxiliares mais importantes são:

- O circuito de deionização central, que reduz a condutividade da água a níveis inferiores a 1 μ mho/cm, com capacidade máxima de 150 l/h.

- O circuito de deionização auxiliar, que mantém o

Nível de condutividade durante os testes, com capacidade máxima de 216 l/h.

- O circuito de remoção de calor por torre com capacidade máxima de 360.000 kcal/h à vazão de 1800 l/h.

- O sistema de suprimento de potência (SSP) constituído de um retificador trifásico, controlável de 0 a 100%, capaz de fornecer uma potência máxima de 1.000 kW (100 V_{CC}, 10.000 A).

A instrumentação do circuito principal, cuja localização é também mostrada na Figura 8, é constituída basicamente de medidores de vazão tipo turbina (TU), medidores de temperatura (T), e medidores de pressão (P).

Maiores detalhes sobre o CT-1 são encontrados na referência [46].

3.2 A Seção de Testes

A Figura 9 mostra o desenho do conjunto do feixe que é constituído de um arranjo quadrado de 3x3 varetas, representando em escala o elemento combustível de um PWR.

As nove varetas, que podem ser aquecidas diretamente por efeito Joule, são acondicionadas em uma caixa de alumínio de seção quadrada. O espaçamento entre as varetas e entre as varetas e a caixa é mantido por meio de seções de grades originais de PWR's que são mostradas na Figura 7.

As varetas são constituídas de tubos de aço inox AISI 316 de 10,75 mm de diâmetro externo e 1200 mm de comprimen

to, prolongadas na parte superior por tarugos de cobre e na parte inferior por tubos de cobre, que permitem as conexões elétricas para o aquecimento.

O conjunto é colocado no interior de um tubo de contenção, no qual se mantém água estagnada para minimizar perdas térmicas para o ambiente.

Para os testes adiabáticos foram preparadas duas seções: ST-0, para a determinação do coeficiente de atrito isotérmico (fase P-0) e ST-1, para a determinação do coeficiente de perda de pressão nas grades espaçadoras (fase P-1). A diferença entre elas resume-se ao número e espaçamento das grades. Suas principais características geométricas são mostradas nas Figuras 10 e 11.

Os testes com aquecimento (fase P-2) visaram a determinação da razão λ_H/λ_{iso} , assim como do coeficiente de transmissão de calor médio no feixe. Para esses testes foi preparada a seção ST-2, com a fabricação de uma nova caixa de alumínio, semelhante à primeira, cujas características geométricas estão detalhadas na Figura 10. O isolamento elétrico entre as varetas e a caixa foi obtido revestindo-se a parte exterior das grades com uma lâmina de Teflon, convenientemente alojada em compartimentos usinados no interior da caixa. Outra modificação consistiu na introdução de 16 termopares na seção, no final do comprimento aquecido, com a finalidade de medir as temperaturas de saída dos subcanais. As cotas das grades e da instrumentação são mostradas na Figura 11.

3.3 Descrição da Instrumentação

Basicamente, seis grandezas foram medidas na região do comprimento aquecido durante os testes. A pressão em determinadas cotas, a temperatura da água à entrada e saída, a vazão, e ainda, no caso dos testes com aquecimento, a temperatura de parede das varetas e a potência dissipada.

3.3.1 O sistema de medida de pressão

As pressões são tomadas em quatro cotas ao longo da seção de testes. A Figura 11 mostra a distribuição axial das tomadas de pressão de 1 a 4, para as seções utilizadas. A tomada nº 1 foi tamponada na seção ST-2, sendo utilizadas nos testes com aquecimento somente as de nºs 2 a 4.

A pressão manométrica, medida no ponto 4 (final do comprimento aquecido) é tomada como a pressão do sistema, enquanto os diferenciais medidos são:

Para a seção ST-0:

Δp_1 entre os pontos 1 e 3

Δp_2 entre os pontos 1 e 2

Δp_3 entre os pontos 2 e 3

Δp_4 entre os pontos 3 e 4.

Para a seção ST-1:

Δp_1 entre os pontos 1 e 3

Δp_2 entre os pontos 2 e 4

Δp_3 entre os pontos 3 e 4.

Para a seção ST-2:

Δp_1 entre os pontos 2 e 3

Δp_2 entre os pontos 3 e 4

Δp_3 entre os pontos 2 e 4.

Cada tomada de pressão é constituída de 4 orifícios de 1 mm de diâmetro, um em cada face da caixa de alumínio, interconectados para fornecer a pressão média na cota. Essa interconecção é feita através de canais perfurados no interior das paredes da caixa, no caso das seções ST-0 e ST-1 (Figura 12), ou através de tubos de aço inox, exteriormente à caixa, no caso da seção ST-2, como mostrado na Figura 13. As pressões são transmitidas para o exterior, através de tubos de aço inox que correm por dentro do espaço anular. A ligação destes tubos com os transmissores de pressão é feita fora do tubo de contenção, através de tubos de nylon.

As principais características dos transmissores utilizados nos testes (Tr_1 , Tr_2 , Tr_3 , Tr_4 e Tr_5 , medindo respectivamente Δp_1 , Δp_2 , Δp_3 , Δp_4 e p_1) são apresentadas na Tabela 1.

A escolha dos transmissores e suas faixas de operação foi baseada em cálculos teóricos da perda de pressão ao longo do feixe, utilizando o programa PANTERA-1 [40].

3.3.2 O Sistema de Medida de Temperatura

Temperaturas de parede: Tomadas em todas as varetas, no início, meio e fim do comprimento aquecido, através de termopares soldados às paredes das mesmas, passando pelo seu in

terior e saindo do feixe pela parte inferior. O detalhe da fixação dos termopares às varetas é mostrado na Figura 14 e sua localização na Figura 11.

Temperatura do fluido refrigerante : Nas fases P-0 e P-1, as temperaturas de entrada e saída utilizadas nos cálculos foram tomadas com os termopares localizados à entrada e saída da seção de testes, de acordo com a Figura 8. Na seção ST-2 foram introduzidos 16 termopares, no final do comprimento aquecido, com a finalidade de medir a temperatura de saída do fluido, em cada um dos subcanais do feixe. O detalhe do dispositivo de fixação desses termopares na seção é mostrado na Figura 15, e sua posição em cada um dos subcanais, na Figura 16. Ainda na seção ST-2 foi instalado um termopar no início do comprimento aquecido, para a tomada de temperatura do fluido naquela cota. A posição axial dos termopares de fluido é mostrada na Figura 11.

Temperatura do fluido anular : Adicionalmente foram medidas as temperaturas do fluido anular, em diferentes cotas, afim de permitir que se efetuasse correções nas medidas de pressão, resultantes das colunas d'água nas linhas de transmissão. A posição axial desses termopares é mostrada na Figura 11.

Todos os termopares utilizados são do tipo K (Cromel-Alumel), isolados e revestidos. Suas extremidades (frias) são ligadas a fios de compensação que se ligam por sua vez a fios de cobre, no interior de uma caixa de temperatura constante igual a 0°C (Junta fria). A monitoração da temperatura da junta fria é feita através de um termômetro de quartzo de precisão igual a $0,01^{\circ}\text{C}$. Da junta fria os fios de cobre conduzem

o sinal dos termopares ao Sistema de Coleta e Tratamento de Da
dos (SCTD).

3.3.3 Sistema de Medida de Vazão

Para cobrir a faixa de vazões programada, duas turbinas Fischer & Porter (1 1/2" e 3/4") foram instaladas a mon
tante da seção de testes, conforme mostra a Figura 8. Elas ope
ram associadas aos seus respectivos "Pick-off's" que geram um campo magnético na região das placas do rotor, também consti
tuídas de material magnético. Com o movimento dessas placas, im
pelidas pelo fluido, uma tensão alternada é gerada dentro da bobina. A frequência do sinal gerado é proporcional à velocida
de do rotor, e portanto à vazão. Essa proporcionalidade, expressa por um coeficiente U, característico do medidor, em ci
clos por litro, ciclos por galão ou outra unidade conveniente, é apresentada sob a forma de curvas, levantadas após precisas calibrações na própria fábrica. A curva de uma das turbinas utilizadas é mostrada na Figura 17. Nesta figura tem-se o coefi
ciente característico U da turbina, em ciclos por galão, nas ordenadas, e nas abcissas a razão frequência/viscosidade, em Hertz por centistokes. Como pode ser visto na figura, existe uma faixa de operação onde o coeficiente característico U pode ser considerado constante dentro de $\pm 0,5\%$. Operando-se nessa faixa, a vazão em galões por minuto é obtida através da equação:

$$Q = 60F_q/\bar{U} \quad (3.1)$$

onde F_q é a frequência em Hertz e \bar{U} é o coeficiente na região linear da curva.

Cada turbina é calibrada para uma dada temperatura de serviço. Para se obter a vazão em temperaturas diferentes é necessário corrigir o coeficiente \bar{U} , multiplicando por um fator I calculado com as correlações abaixo, fornecidas pelo fabricante:

$$I = - 2,4828 \times 10^{-5} T_f + 1,0129, \quad (3.2)$$

para a turbina de 1 1/2" e

$$I = - 2,4828 \times 10^{-5} T_f + 1,0077 \quad (3.3)$$

para a turbina de 3/4", onde T_f é a temperatura do fluido, em graus Fahrenheit, à entrada da seção de testes.

As frequências geradas pelas turbinas são convertidas em corrente, na faixa 4 a 20 mA, por um oscilador/pre-amplificador e conversor da marca "Fischer & Porter". Esta corrente passa através de uma resistência, que proporciona uma queda de tensão proporcional à vazão que é coletada pelo Sistema de coleta e Tratamento de Dados. Para facilidade de operação do circuito, uma das saídas do conversor é ligada a um contador de frequência, da marca Anadex, modelo CF-60 IR, que fornece a vazão na unidade escolhida. Um outro indicador de percentagens também assegura boa confiabilidade ao sistema. A Figura 18 mostra um esquema simplificado deste sistema.

3.3.4 Sistema de Medida de Potência

A potência dissipada em cada vareta foi calculada com a relação:

$$N = V^2/R \quad (5.4)$$

onde N é a potência em watts. V a queda de tensão ao longo do comprimento aquecido em Volts e R sua resistência em Ohms. A queda de tensão foi medida através de fios de cobre soldados às extremidades do comprimento aquecido, passando pelo interior das varetas e saindo pela parte inferior do feixe. A resistência de cada uma das varetas foi medida na região do comprimento aquecido para uma temperatura de 25°C. Um fator de correção é então aplicado para o cálculo da resistência à outras temperaturas.

3.4 Sistema de Coleta e Tratamento de Dados

Os sinais analógicos dos medidores instalados na seção de testes e em diversos pontos do circuito convergem para o Sistema de Coleta de Tratamento de Dados.

Esse sistema, mostrado esquematicamente na Figura 19, pode receber até 128 sinais isolados (canais), de maneira multiplexada, através de cartões de entradas analógicos que condicionam os sinais. Esses sinais são então filtrados, digitalizados, armazenados e pré-tratados na unidade de processamento.

Dependendo da maneira de operação adotada, pode-se transmitir os dados à unidade de tratamento após cada preenchimento do "Buffer" (2 Kbytes), na operação contínua, ou descartá-los. A transmissão à unidade de tratamento se faz através da interface, a uma velocidade de 200 Kbytes por segundo. A capacidade do processador é de 6 Kbytes para execução de funções de armazenamento de dados

A unidade de tratamento consta de um micro computador HP 9845B, com interpretador BASIC residente em 12 Kbytes, 187 Kbytes de memória, 2 cartuchos (fita magnética) para armazenamento de dados e programas (2 x 217 Kbytes), uma impressora térmica com opção gráfica (480 linhas por minuto, 80 colunas) e um terminal de vídeo, também com opção gráfica (1920 caracteres, 8 Kbytes).

Na unidade de tratamento os dados são analisados por "software" compatível ou registrados na termo-impressora.

A Figura 20 mostra o esquema do sistema de medidas utilizado nos testes das fase P-0 e P-1.

Nos testes com potência da fase P-2, a introdução de ruídos em alguns canais da instrumentação impossibilitou que os sinais de todos os sensores fossem tratados da maneira descrita acima. As medidas de temperatura das paredes (27 canais), assim como as de pressão (4 canais) foram então registradas em um voltímetro multicanal Yokogawa Yodac 8 tipo 3873, de acordo com o esquema mostrado na Figura 21. A queda de voltagem das varetas (9 canais), para o cálculo da potência dissipada foi registrada com um voltímetro HP 3403C de acordo com a Figura

22. Os canais restantes seguiram até o sistema de coleta e tra
tamento de dados como esquematizado na Figura 23.

4. ESTUDO EXPERIMENTAL

Os testes tiveram como objetivo a determinação dos seguintes parâmetros:

- O coeficiente de atrito isotérmico, λ_{iso}
- O coeficiente de perda de carga nas grades espaçadoras, \bar{k}
- O coeficiente de atrito com troca de calor, λ_H
- O coeficiente de transmissão de calor, \bar{h} .

Além disso visou-se a determinação das correlações funcionais entre essas grandezas e as condições de escoamento, representadas principalmente pelos números adimensionais Re , Nu e Pr .

Neste capítulo são apresentados os procedimentos experimentais adotados para a concretização dos objetivos acima. São detalhados a seguir: a programação dos testes, a calibração da instrumentação e os resultados dos testes realizados.

4.1 Programação dos Testes

De acordo com o exposto no capítulo anterior, foram programadas duas campanhas de testes (adiabáticos e com aquecimento), divididos em três fases, denominadas P-0, P-1 e P-2.

- Fase P-0 - Os testes dessa fase, realizados em condições adiabáticas, visaram a determinação do coeficiente de atrito iso-

térmico, λ_{iso} . Para isso foi preparada a seção ST-0, que dispunha de um comprimento livre (sem grades) de 80 cm para a medida da perda de pressão (Tomadas 3 e 4 da Figura 11).

- Fase P-1 - Realizada na seção ST-1, também em condições adiabáticas, teve como objetivo a determinação do coeficiente médio de perda de carga nas grades espaçadoras, \bar{k} .

A terceira fase de testes, Fase P-2, constou dos testes com aquecimento das varetas. Esses testes foram realizados na seção ST-2 e visaram a determinação do coeficiente de atrito com troca de calor, λ_H , assim como do coeficiente médio de transmissão de calor entre as varetas e o fluido, \bar{h} .

O primeiro passo da programação propriamente dita foi a delimitação das faixas de variação das grandezas controláveis, ou seja: a vazão, temperatura de entrada, pressão e ainda, no caso dos testes com aquecimento, a potência dissipada no feixe. A escolha dessas faixas foi feita do seguinte modo:

- Pressão - A faixa de pressões coberta foi da atmosférica à 15 bar, limite operacional do CT-1
- Temperatura de entrada - As temperaturas de entrada foram limitadas superiormente de modo a assegurar a operação da turbina dentro da sua faixa linear (item 3.3.3) e inferiormente pela temperatura ambiente. Deste modo a temperatura de entrada foi de 25°C a 150°C
- Vazão - A faixa de vazões escolhida foi de 110 à 300 l/min limite máximo da bomba do CT-1, de tal modo que os fluxos de massa ficassem entre 1000 e 4000 kg/m²s, cobrindo os valores

típicos de reatores PWR.

- **Potência** - Na programação dos testes com potência tomou-se cuidado para que a temperatura de parede não excedesse a temperatura de saturação da água, garantindo desse modo um escoamento estritamente monofásico. A potência total dissipada no feixe variou de 30 a 300 kW e os fluxos de calor, de 100 a kW/m^2 .

A matriz de testes foi calculada em computador, atribuindo valores àquelas grandezas para cada teste. Esses valores foram distribuídos uniformemente dentro de suas respectivas faixas de variação, testados contra as limitações expostas acima e são mostradas na Tabela 2.

4.2 Calibração de Instrumentação

Os procedimentos adotados nesta calibração seguem as sugestões apresentadas na referência [47].

A calibração da instrumentação visou a determinação da correlação efetiva, chamada de função transferência, entre a medida (leitura) e o valor (convencionalmente correto) a medir. Ela foi realizada em cada cadeia de medições como um todo, sendo a cadeia constituída do transdutor (sensor), linha (transmissão e tratamento do sinal) e indicador. As cadeias de medições calibradas foram as efetivamente utilizadas nos testes, conforme as Figuras 20, 21, 22 e 23.

4.2.1 Calibração do Sistema de Medidas de Pressão

Conforme mostra o esquema simplificado da Figura 24, na calibração deste sistema um cilindro de nitrogênio pressurizava, ao mesmo tempo, uma coluna de mercúrio de precisão superior à $\pm 0,1$ mmHg, que serviu como padrão, e as câmaras de alta pressão dos transmissores diferenciais. As outras câmaras (baixa pressão) estavam sujeitas à pressão atmosférica. O transmissor manométrico foi calibrado com um testador de peso morto de precisão superior à 0,030% da pressão aplicada.

A calibração foi efetuada em onze níveis de pressão, cobrindo toda a faixa de operação dos transmissores, com exceção do transmissor Tr_1 , utilizado na fase P-2, que foi calibrado em apenas cinco níveis de pressão. Para cada nível, foi tomada a média de pelo menos cinco leituras.

O sinal enviado pelos transmissores (4-20mA_{CC}) passava por uma resistência, ocasionando uma queda de tensão que era lida no indicador. As leituras do sistema padrão e do indicador são mostradas na Tabela 3.

4.2.2 Calibração do Sistema de Medidas de Temperatura

A montagem utilizada na calibração desse sistema está esquematizada na Figura 25. A calibração foi efetuada em cinco níveis de temperatura, na faixa de 20 a 220°C, geradas no interior de um forno elétrico, sendo tomadas sempre a média de várias leituras por nível. Os termopares das cadeias a serem

calibradas eram introduzidos no forno, três de cada vez, juntamente com o padrão posicionado no interior de um bloco de cobre equalizador.

O sistema padrão utilizado era constituído de um termopar tipo R (Platina, Platina-Ródio) 138), fios de compensação, uma junta fria mantida a 0°C e de fios de cobre, conforme esquematizado na Figura 25. O termopar foi aferido à época dos testes e, deste modo, a precisão desse sistema é de 0,5°C.

A cadeia de medições utilizada na tomada da temperatura de entrada, na fase P-2, foi calibrada de modo diferente. O padrão utilizado foi um termômetro de quartzo, de precisão superior a 0,01°C, e as temperaturas foram geradas em um banho de água com temperatura controlada como pode ser visto na Figura 25.

Os resultados dessa calibração estão na Tabela 4.

Cumprе salientar que, por motivos de ordem prática, os termopares de parede foram calibrados antes de serem soldados às paredes.

4.2.3 Calibração do Sistema de Medidas de Vazão

Conforme foi visto na seção 3.3.3 a vazão é dada por:

$$Q = \frac{P_q}{UI} \quad (4.1)$$

onde F_q é a frequência lida no indicador, \bar{U} é o coeficiente característico da turbina, quando operada na faixa linear, e I é o fator de correção de temperatura obtidos com as equações (3.2) e (3.3). Uma vez que I depende apenas da temperatura da água e \bar{U} é conhecido e de precisão igual a 0,5%, elaborou-se, para essa calibração, um processo onde as turbinas foram substituídas por um gerador de frequências. Para isso o esquema mostrado na Figura 26 foi montado.

Nesta montagem calibrou-se toda a linha de medidas de vazão, desde o conversor-pré-amplificador até o S.C.T.D., utilizando em substituição às turbinas um sistema padrão de frequência constituído de dois aparelhos: uma fonte geradora de ondas e um medidor de frequências de precisão superior a $\pm 0,1$ Hz. Este erro é inferior ao das turbinas, que possuem erro aleatório mínimo de aproximadamente $\pm 0,2$ Hz.

Foram escolhidos cinco níveis de frequência, na faixa 0-500 Hz, sendo os conversores/pré-amplificadores ajustados para essa frequência máxima. Os resultados são mostrados na Tabela 5.

4.2.4 Calibração do Sistema de Medidas de Potência

A potência dissipada em cada vareta é calculada com a equação (3.4):

$$N = \frac{V^2}{R} \quad (3.4)$$

onde V é a queda de tensão ao longo do comprimento aquecido e R sua resistência. As medidas de V foram indicadas por um voltímetro, como mostrado na Figura 22, aferido à época dos testes e de precisão igual a 0,05 volts.

4.2.5 Avaliação dos Resultados da Calibração

De acordo com o exposto no item 4.2, foi determinada, para cada cadeia de medições, uma correlação, obtida pelo método dos mínimos quadrados, entre o valor padrão versus valor médio lido no indicador da cadeia calibrada. As equações dessas curvas são apresentadas nas Tabelas 3 a 5. Essas equações foram posteriormente utilizadas no tratamento dos dados para corrigir as medidas efetuadas durante os testes.

Procedendo deste modo, tem-se que o erro das medidas é representado pelo erro aleatório global obtido na calibração. Esse erro é dado por:

$$E_a = \pm t s \quad (4.2)$$

onde s é o desvio padrão das medidas e t , chamado de variável de "Student", é função do número de medidas n e do critério de probabilidades adotado. Alguns valores de t são mostrados na Tabela 6.

Ainda segundo sugestão apresentada em [47] adotou-se neste trabalho o critério de probabilidade 1,96 σ (terceira coluna da Tabela 6), o que significa que existe a probabilidade de

95% de que uma medida, corrigida como explicado acima, se situe na faixa do valor real $\pm E_a$.

O desvio padrão de medidas efetuadas em j níveis de uma grandeza é dado por:

$$s^2 = \frac{(n_1-1)s_1^2 + (n_2-1)s_2^2 + \dots + (n_j-1)s_j^2}{n_1 + n_2 + \dots + n_j - j} \quad (4.3)$$

onde n_j é o número de medidas efetuadas em cada nível e s_j o desvio padrão dessas medidas dado por:

$$s_j = \left[\frac{\sum_{i=1}^{n_j} (M_i - \bar{M})^2}{n_j - 1} \right]^{1/2} \quad (4.4)$$

onde M_i são os valores lidos no indicador e \bar{M} sua média aritmética.

O valor de t , a ser utilizado na equação (4.2) é obtido na Tabela 6 fazendo:

$$n = n_1 + n_2 + \dots + n_j - j$$

Os resultados finais da calibração estão na Tabela 7.

O erro absoluto de uma grandeza B , calculada em função de várias variáveis independentes, ou seja:

$$B = f(b_1, b_2, \dots, b_n)$$

é dado, segundo a referência [48] por:

$$\Delta B = \left[\left(\Delta b_1 \frac{\partial B}{\partial b_1} \right)^2 + \left(\Delta b_2 \frac{\partial B}{\partial b_2} \right)^2 + \dots + \left(\Delta b_n \frac{\partial B}{\partial b_n} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Deste modo, o erro nas medidas de vazão, de acordo com a equação (4.1), é:

$$\Delta Q = \left[\left(\Delta F \frac{\partial Q}{\partial F} \right)^2 + \left(\Delta \bar{U} \frac{\partial Q}{\partial \bar{U}} \right)^2 + \left(\Delta I \frac{\partial Q}{\partial I} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.5)$$

Dividindo a equação (4.5) por Q e desenvolvendo as derivadas vem:

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \left[\left(\frac{\Delta F}{F} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \bar{U}}{\bar{U}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta I}{I} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.6)$$

onde ΔF é dado na Tabela 7, $\Delta \bar{U}/\bar{U}$ é 0,005 (item 3.) e, de acordo com as equações (3.2) e (3.3):

$$\Delta I = 2,4828 \times 10^{-5} \Delta T_e \quad (4.7)$$

onde ΔT_e é o erro nas medidas da temperatura de entrada, mostrado na Tabela 7.

Do mesmo modo, o erro relativo das medidas de potência é calculado por:

$$\frac{\Delta N}{N} = \left[\left(\frac{2\Delta V}{V} \right)^2 + \left(\frac{\Delta R}{R} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.8)$$

onde ΔV é o erro na medida da queda de voltagem, extraída da Tabela 7 e R é dado conforme informação de catálogo por:

$$R = R_{(25)} [1 + 0,00119 (T-25)] \quad (4.9)$$

onde $R_{(25)}$ é o valor da resistência, a 25°C, do comprimento aquecido das varetas. Assim temos que:

$$\Delta R = 0,00119 \Delta T R_{(25)} \quad (4.10)$$

onde ΔT é o erro no valor da temperatura média de parede.

4.3 Apresentação dos Resultados

Os valores das grandezas medidas durante os testes foram registrados e gravados em fita magnética, para posterior tratamento e análise, conforme mostra o esquema da Figura 27.

No tratamento dos dados, feito em computador, aqueles valores foram corrigidos com as equações obtidas na seção 4.2.5 e apresentados nas unidades convenientes.

As propriedades físicas da água, utilizadas nos cálculos, foram obtidas de acordo com a formulação apresentada na referência [49].

Os parâmetros geométricos necessários ao cálculo são mostrados na Tabela 8.

4.3.1 Resultados da Fase P-0

Nesta fase foram realizados 40 testes, na seção

ST-0, com o objetivo de determinar o coeficiente de atrito isotérmico λ_{iso} . Os resultados desses testes são mostrados na Tabela 9, onde o valor das grandezas medidas representa a média de dez leituras por canal. A temperatura apresentada na tabela, considerada a temperatura do teste, é a média entre as temperaturas de entrada e de saída do feixe. A vazão foi calculada com a equação (4.1), o fluxo de massa por:

$$G = \frac{Q \rho}{A} \quad (4.11)$$

e o nº de Reynolds por:

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (4.12)$$

4.3.1.1 Determinação do coeficiente de atrito isotérmico

λ_{iso}

O coeficiente de atrito isotérmico foi calculado a partir da equação (2.5), por:

$$\lambda_{iso} = \frac{2\Delta p_4 A^2 D_h}{L_2 Q^2 \rho} \quad (4.13)$$

O diferencial Δp_4 foi tomado sobre um comprimento, L_2 , igual a 80 cm ao longo da seção de testes (pontos 3 e 4 da Figura 11). A fim de permitir um desenvolvimento pleno do escoamento, o comprimento considerado situou-se acima de 15 diâmetros hidráulicos

cos a montante e a jusante das grades mais próximas. Os resultados estão na Tabela 9.

Os valores calculados de λ_{iso} são representados no plano $\lambda_{iso} \times Re$ pela equação:

$$\lambda_{iso} = 0,200 Re^{-0.206} \quad (4.14)$$

obtida pelo método dos mínimos quadrados. Esta correlação, juntamente com os pontos experimentais são mostrados na Figura 28.

4.3.1.2 Análise de erros

O erro relativo mais provável nos valores de λ_{iso} é dado por:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta \lambda_{iso}}{\lambda_{iso}} = & \left[\left(\frac{\Delta(\Delta p_s)}{\Delta p_s} \right)^2 + \left(\frac{2\Delta A}{A} \right)^2 + \left(\frac{\Delta D_h}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{2\Delta Q}{Q} \right)^2 + \right. \\ & \left. + \left(\frac{\Delta \rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{\Delta L_2}{L_2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.15) \end{aligned}$$

O erro no valor da densidade, $\Delta \rho$, foi determinado em função do erro da temperatura da água, desprezando-se a pressão. Os valores de $\Delta Q/Q$ foram obtidos como na seção 4.2.5 e o restante dos parâmetros se encontram nas Tabelas 7 e 8.

Os erros nos valores de λ_{iso} se situam entre 5 e 10%.

4.3.2 Resultados da Fase P-1

Esta fase foi realizada na seção ST-1 e visou a determinação do coeficiente de perda de carga nas grades espaçadoras.

Foram feitos 25 testes cujos resultados são mostrados na Tabela 10. Os valores da vazão, fluxo de massa, n° de Reynolds e da temperatura do teste foram obtidos como na seção 4.3.1.

4.3.2.1 Determinação do coeficiente médio de perda de carga nas grades espaçadoras

A perda de pressão Δp ao longo de um comprimento L contendo n grades é dada por:

$$\Delta p = \Delta p_f + n \Delta p_g \quad (4.16)$$

onde Δp_f é a perda por atrito ao longo de L (sem grades), calculada a partir da equação (2.5), por:

$$\Delta p_f = \frac{L \lambda_{iso}}{D_h} \frac{\rho v^2}{2}$$

onde λ_{iso} é dado pela equação (4.14). A parcela Δp_g é a perda nas grades, calculadas por:

$$\Delta p_g = \bar{k} \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.38)$$

onde \bar{k} é o coeficiente médio de perda de carga.

No cálculo de \bar{k} foram utilizados os diferenciais de pressão Δp_2 e Δp_3 , mostrados na Tabela 10, tomados entre os pontos 2 e 4 e 3 e 4 (Figura 11) da seção ST-1. Combinando (2.5), (2.38) e (4.16), temos:

$$k_2 = \frac{2}{3\rho\bar{v}^2} (\Delta p_2 - \Delta p_{f_2}) \quad (4.17)$$

$$k_3 = \frac{1}{\rho\bar{v}^2} (\Delta p_3 - \Delta p_{f_3}) \quad (4.18)$$

O coeficiente médio é dado por:

$$\bar{k} = \frac{3k_2 + 2k_3}{5} \quad (4.19)$$

Os resultados desses cálculos também se encontram na Tabela 10.

Na Figura 29 são lançados os valores de Δp versus comprimento axial do canal, para alguns testes dessa fase. Eles apresentam um comportamento claramente linear.

Na Figura 30 está plotada a correlação obtida entre \bar{k} e Re . Ela é representada pela equação:

$$\bar{k} = 1,803 Re^{-0,075} \quad (4.20)$$

obtida pelo método dos mínimos quadrados

4.3.2.2 Análise de erros

Combinando as equações (4.16), (4.17), (4.18) e

(4.19) temos:

$$\bar{k} = \frac{2A^2}{5\rho Q^2} (\Delta P_2 + \Delta P_3 - \Delta P_{f_2} - \Delta P_{f_3}) \quad (4.21)$$

Fazendo:

$$\xi_1 = \Delta P_2 + \Delta P_3 - \Delta P_{f_2} - \Delta P_{f_3}$$

temos:

$$\begin{aligned} \Delta \xi_1 = & \{ [\Delta(\Delta P_2)]^2 + [\Delta(\Delta P_3)]^2 + [\Delta(\Delta P_{f_2})]^2 + \\ & + [\Delta(\Delta P_{f_3})]^2 \}^{1/2} \end{aligned} \quad (4.22)$$

onde, substituindo \bar{v} por Q/A em (2.5) :

$$\begin{aligned} \frac{\Delta(\Delta P_f)}{\Delta P_f} = & \left\{ \left(\frac{2\Delta A}{A} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{2\Delta Q}{Q} \right)^2 + \left(\frac{\Delta D_h}{D_h} \right)^2 + \right. \\ & \left. + \left[\frac{L}{L} \right]^2 + \left(\frac{\Delta \lambda_{iso}}{\lambda_{iso}} \right)^2 \right\}^{1/2} \end{aligned} \quad (4.23)$$

e finalmente:

$$\frac{\Delta \bar{k}}{\bar{k}} = \left\{ \left(\frac{2\Delta A}{A} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{2\Delta Q}{Q} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \xi_1}{\xi_1} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (4.24)$$

Os erros dos parâmetros envolvidos foram obtidos como na seção 4.3.1.2. Deste modo os valores de $\Delta \bar{k}/\bar{k}$ ficaram entre 6 e 12%.

4.3.3 Resultados da Fase P-2

Nesta fase foram realizados 67 testes, na seção ST-2, com o objetivo de determinar o coeficiente de atrito com transferência de calor, λ_H , e o coeficiente de troca de calor do feixe, \bar{h} . Alguns testes sem potência foram também realizados para a determinação do novo coeficiente de perda de carga nas grades. Este coeficiente difere daquele obtido na fase P-1, devido a modificações introduzidas nas grades da seção ST-2, para efeito de isolamento elétrico (seção 3.2).

Os resultados desses testes são mostrados na Tabela 11. A temperatura de saída do fluido é a média aritmética das temperaturas de saída dos 16 subcanais. Esse procedimento foi adotado devido à pequena variação verificada entre as medidas desses termopares, indicando todos eles praticamente o mesmo valor para os diversos subcanais. As temperaturas de parede são as médias das temperaturas de parede das nove varetas naquela determinada cota. A potência indicada na Tabela é a soma da potência dissipada nas nove barras, de acordo com a equação (3.4). Os outros parâmetros foram calculados como nas seções anteriores.

4.3.3.1 Determinação do coeficiente de atrito com troca de calor λ_H

Combinando (2.5), (2.38), (4.16) e rearranjando temos:

$$\lambda_H = (\Delta P - n \bar{k} \frac{\rho \bar{v}^2}{2}) / (\frac{L \rho v^2}{2 D_h}) \quad (4.25)$$

Para esses cálculos foram utilizados os diferenciais de pressão Δp_1 , Δp_2 e Δp_3 , tomados na seção ST-2 entre os pontos 2 e 3, 3 e 4 e 2 e 4 e seus respectivos comprimentos L_1 , L_2 e L_3 . Assim temos:

$$\lambda_{H_1} = \frac{D_h}{L_1} \left(\frac{2A^2}{\rho Q^2} \cdot \Delta p_1 - \bar{k} \right) \quad (4.26)$$

$$\lambda_{H_2} = \frac{D_h}{L_2} \left(\frac{2A^2}{\rho Q^2} \cdot \Delta p_2 - \bar{k} \right) \quad (4.27)$$

$$\lambda_{H_3} = \frac{D_h}{L_3} \left(\frac{2A^2}{\rho Q^2} \cdot \Delta p_3 - \bar{k} \right) \quad (4.28)$$

O coeficiente médio é dado por:

$$\lambda_H = \frac{\lambda_{H_1} + 2 \lambda_{H_2} + 3 \lambda_{H_3}}{6} \quad (4.29)$$

O coeficiente \bar{k} nas equações (4.25), (4.26) e (4.27) foi calculado como na seção 5.2.1, utilizando os dados dos testes sem potência desta fase, mostrados na Tabela 11. Os valores de \bar{k} se encontram na Tabela 12 e são correlacionados por:

$$\bar{k} = 1,282 \text{ Re}^{-0,031} \quad (4.30)$$

Esta correlação é apresentada na Figura 31 juntamente com a obtida na fase P-1, equação (4.20). A diferença é devida provavelmente a deformações sofridas pela placa de teflon, utilizada para o isolamento elétrico.

Os valores de λ_H são mostrados na Tabela 13, que mostra também, para cada teste, o fluxo de calor, dado por:

$$\phi = \frac{N}{A_a} \quad (4.31)$$

o fluxo de massa, G_1 , as temperaturas médias das barras, T_p , e do fluido, \bar{T}_f , a razão das viscosidades da água, calculadas a essas temperaturas, o nº de Reynolds e os valores de λ_H/λ_{iso} , em que λ_{iso} é calculado com a equação (4.13).

No cálculo do fluxo de calor foram desprezados os efeitos da condução axial de calor nas varetas. Os desvios decorrentes desse procedimento foram minimizados com a exclusão, na análise, dos testes cujo balanço térmico não foi verificado. A temperatura média das varetas foi calculada considerando apenas as medidas tomadas no início e fim do comprimento aquecido. Desse modo supõe-se um aumento linear da temperatura de parede entre a entrada e saída do comprimento aquecido. As temperaturas de parede tomadas no meio do comprimento aquecido não foram levadas em consideração nos cálculos por apresentarem valores muito baixos. Isso se deve ao fato de terem sido tomadas muito próximas de uma das grades, em uma região de alta turbulência que, como foi visto na seção 2.3, ocasiona um aumento localizado da troca de calor e uma conseqüente diminuição da temperatura de parede.

Os resultados experimentais de $\lambda_H/\lambda_{iso} \times \nu_p/\nu_f$ e $\lambda_H/\lambda_{iso} \times \Delta T$ são mostrados em gráficos nas Figuras 32 e 33. Eles são correlacionados por

$$\frac{\lambda_H}{\lambda_{iso}} = 0,99 - 0,00430 (\Delta T) \quad (4.32)$$

e

$$\frac{\lambda_H}{\lambda_{iso}} = 0,97 \left(\frac{\nu_p}{\nu_f} \right)^{0,14} \quad (4.33)$$

4.3.3.2 Análise de erros

Substituindo os valores de λ_{H_1} , λ_{H_2} e λ_{H_3} , na equação (4.29) e rearranjando temos:

$$\lambda_H = \frac{D_h}{L_1} \left[\frac{2A^2}{\rho Q^2} (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3) - 6\bar{k} \right] \quad (4.34)$$

Fazendo:

$$\xi_1 = \frac{2A^2}{\rho Q^2} (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3) \quad (4.35)$$

e

$$\xi_2 = 6 \bar{k}$$

temos:

$$\begin{aligned}
 (\Delta \xi_2)^2 = & \left\{ \left(\frac{2\Delta A^2}{\lambda^2} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{2\Delta Q}{Q} \right)^2 + \right. \\
 & \left. + \left[\frac{[\Delta(\Delta p_1)]^2 + [\Delta(\Delta p_2)]^2 + [\Delta(\Delta p_3)]^2}{(\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3)^2} \right] \right\} \times \\
 & \times (\xi_2)^2 \quad (4.36)
 \end{aligned}$$

e

$$\Delta \xi_3 = \frac{\Delta \bar{k}}{\bar{k}} \xi_3$$

Dai:

$$\frac{\Delta \lambda_H}{\lambda_H} = \left\{ \left(\frac{\Delta D_h}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{\Delta L_1}{L_1} \right)^2 + \frac{(\Delta \xi_2)^2 + (\Delta \xi_3)^2}{(\xi_2 + \xi_3)^2} \right\}^{1/2} \quad (4.37)$$

Os valores calculados $(\Delta \lambda_H / \lambda_H)$ se situam entre 5% e 10%

4.3.3.3 Determinação do coeficiente médio de troca de calor, \bar{h}

O coeficiente \bar{h} foi calculado com a seguinte equação:

$$\bar{h} = \phi / \Delta T \quad (4.38)$$

onde ϕ é o fluxo de calor e

$$\Delta T = T_p - T_f \quad (4.39)$$

As perdas térmicas para o exterior foram desprezadas. Os resultados são mostrados na Tabela 14, onde são apresentados também os n^os. de Reynolds, de Nusselt e de Prandlt, calculados respectivamente por:

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (4.40)$$

$$Nu = \frac{\bar{h}D_A}{\alpha} \quad (4.41)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\alpha} \quad (4.42)$$

onde as propriedades físicas da água foram calculadas à temperatura média do fluido.

Os resultados experimentais são mostrados na Figura 34 e foram correlacionados, de acordo com o método apresentado no Apêndice 1, por:

$$Nu = 0,062 Re^{0,67} Pr^{0,61} \quad (4.43)$$

4.3.3.4 Análise de erros

Reescrevendo a equação (4.38) temos:

$$\bar{h} = \frac{N}{A_a \Delta T} \quad (4.44)$$

onde

$$\Delta T = T_p - T_f \quad (4.45)$$

$$\Delta(\Delta T) = \{ (\Delta T_p)^2 + (\Delta T_f)^2 \}^{1/2} \quad (4.46)$$

daí:

$$\frac{\Delta \bar{h}}{\bar{h}} = \left\{ \left(\frac{\Delta N}{N} \right)^2 + \left(\frac{\Delta A_a}{A_a} \right)^2 + \left(\frac{\Delta(\Delta T)}{\Delta T} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (4.47)$$

onde $\frac{\Delta N}{N}$ é dado pela equação (4.8) e os demais parâmetros são calculados como nas seções anteriores. Os valores obtidos de $\frac{\Delta \bar{h}}{\bar{h}}$ se situam entre 5% e 14% .

5. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo os resultados experimentais são analisados à luz dos modelos selecionados na literatura específica. Os cálculos foram feitos em computador e apresentados sob a forma de gráficos, onde os resultados obtidos são comparados com as correlações experimentais e métodos de cálculo apresentados no capítulo 2.

5.1 Fase P-0 - O Coeficiente de Atrito Isotérmico

Para maior clareza, a análise dos resultados dessa fase foi dividida em 3 partes. Na primeira os resultados são comparados com as correlações experimentais propriamente ditas, na segunda com os métodos semi-analíticos, e na terceira é feita uma comparação entre estes métodos.

Na figura 35 estão plotadas a correlação estabelecida neste trabalho:

$$\lambda_{iso} = 0,200 Re^{-0,206} \quad (4.14)$$

juntamente com a de Blasius:

$$\lambda_{iso} = 0,316 Re^{-0,25} \quad (2.22)$$

muito utilizada no cálculo do coeficiente de atrito em feixes, e ainda a devida a Lehmann [51], obtida experimental -

mente em feixes similares ao mostrado na figura 10:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}_{iso}} = - 1,194 \log \left[\left(\frac{4,26}{Re/\lambda_{iso}} \right)^{1,1} + \left(\frac{RA/D_h}{3,71} \right)^{1,03} \right] \quad (5.1)$$

onde RA/D_h é a rugosidade relativa do feixe adotada aqui como 1.5×10^{-4} . A correlação de Lehmann (5.1), apesar de apresentar boa concordância com os dados experimentais, foi determinada para um tipo específico de seção, e, por ser baseada no diâmetro hidráulico e velocidade média, sua utilização em feixes com características geométricas diferentes pode levar a erros consideráveis (seção 2.1.2.2.). Com relação à equação de Blasius (2.35), por ter sido desenvolvida para tubos, cabem as mesmas considerações acima.

Os métodos de Gunn [22] e Rehme [23] exigem o conhecimento da constante K do escoamento laminar. Da Figura 3 temos:

Subcanal 1 (central) : $K_1 = 100$

Subcanal 2 (parede) : $K_2 = 98$

Subcanal 3 (canto) : $K_3 = 86$

O subcanal de canto do feixe, como pode ser visto na Figura 10, não tem a mesma forma do subcanal de canto da Figura 3. O coeficiente K deste subcanal foi então calculado, resolvendo-se a equação (2.7) pelo método das diferenças finitas, como descrito em [8]. Os detalhes deste cálculo são apresentados no Apêndice 2. O resultado obtido é $K_3 = 90$. De acordo com a equação (2.10):

$$\frac{1}{K_T} = \sum_i \frac{1}{K_i} \left(\frac{Pe}{Pe_i} \right)^2 \left(\frac{A_i}{A} \right)^3 \quad (2.10)$$

onde os parâmetros com índice i se referem aos subcanais isolados, obtemos $K_T = 79$ para o feixe.

Combinando a equação (2.17), obtida por Gunn [22], com a equação de Nikuradse (2.14) obtemos:

$$\frac{1}{\sqrt{a^b \lambda_{iso}}} = 4,0 \log(\text{Re} \sqrt{a^b \lambda_{iso}}) - 0,4 \quad (5.2)$$

onde $a = K_C/K = 0,81$, para o nosso caso e

$$b = 0,45 e^{-\left(\frac{\text{Re}-3000}{10^4}\right)} \quad (5.3)$$

A equação (5.2) é mostrada na Figura 36 e fornece, em média, valores de λ_{iso} 7% maiores que os experimentais.

De acordo com Rehme [23]:

$$\sqrt{\frac{8}{\lambda_{iso}}} = E \left[2,5 \ln \left(\text{Re} \sqrt{\frac{\lambda_{iso}}{8}} - 5,5 \right) - G^* \right] \quad (2.16)$$

onde E e G^* são constantes dependentes de K e que podem ser obtidas na Figura 4. Para o nosso caso $E = 1$ e $G^* = 5,867$, valor obtido com a expressão que gerou a curva da Figura. A equação (2.16) se torna então:

$$\sqrt{\frac{8}{\lambda_{iso}}} = 2,5 \ln(\text{Re} \sqrt{\frac{\lambda_{iso}}{8}}) - 0,367 \quad (5.4)$$

A equação (5.4) se encontra lançada na Figura 36, juntamente com os pontos experimentais obtidos neste trabalho. A concordância é excelente como pode ser visto.

Ainda na Figura 36 é apresentada a correlação obtida segundo Ibraguimov [28], cujo resultado final é

$$\lambda_{iso} = 1,030 \lambda_c \quad (5.5)$$

onde λ_c é dado pela equação (2.22), de Blasius. Os cálculos efetuados são mostrados no Apêndice 3. Os resultados obtidos aqui, com este método, também apresentam boa concordância com os experimentais.

O método de Rehme [23] apresenta uma solução analítica para o problema de se correlacionar K e λ_{iso} . Esse método já foi testado exaustivamente contra resultados experimentais obtendo sempre excelente concordância [9,10,11,17,23]. Além disso é de fácil aplicação; com o auxílio das figuras 3 e 4 e das equações (2.10) e (2.16), obtém-se prontamente λ_{iso} , para qualquer feixe e com boa precisão. No método de Ibraguimov [28] são utilizadas algumas constantes obtidas experimentalmente e que são contestadas na referência [52], mas apesar disso, apresenta boa concordância com os resultados obtidos neste trabalho. É de aplicação relativamente complexa, mas pode ser programado em computador. Quanto à correlação de Gunn [22], cumpre salientar que é puramente empírica, baseada em alguns trabalhos experimen-

tais apenas, e deve ser usada com cuidado.

Na Figura 37 estão plotadas curvas $(\lambda/\lambda_c)_{iso}$ versus S/D para feixes infinitos em arranjo quadrado, onde λ_c é dado pela equação (2.22). Elas foram levantadas, de acordo com os modelos estudados, para $Re = 10^5$, e representam muito bem a tendência geral desses modelos, visto que a razão $(\lambda/\lambda_c)_{iso}$ varia muito pouco com Re . Na mesma figura são mostrados também alguns resultados experimentais apresentados na referência [52].

O valor de $(\lambda/\lambda_c)_{iso}$ do subcanal central do feixe (subcanal 1) foi calculado utilizando-se um fator de distribuição de velocidades X_1 calculado no Apêndice 4, de tal modo que:

$$v_1 = X_1 \bar{v} \quad (5.6)$$

$$Re_1 = X_1 \frac{D_{h1}}{D_{hT}} Re \quad (5.7)$$

$$\lambda_{iso1} = \frac{\lambda_{iso}}{X_1^2} \frac{D_{h1}}{D_{hT}} \quad (5.8)$$

e, para $Re = 10^5$,

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)_{iso1} = 1,162$$

Esse valor também está plotado na Figura 37.

As curvas devidas a Ibraguimov [28], Pehme [23] e Gunn [22] foram calculadas como explicado nas seções anteriores. O levantamento da curva de Aranovitch [29] foi feito com a formulação

apresentada na seção 2.1.2.4, utilizando o seguinte perfil de velocidades laminar, obtido analiticamente por Sparrow [2]:

$$\frac{v}{-\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dz}} = \frac{1}{2} \left(\frac{S}{2}\right)^2 \ln\left(\frac{r}{r_0} - \frac{1}{4} (r^2 - r_0^2)\right) + \sum_{j=1}^{\infty} \delta_j \left(\frac{S}{2}\right)^2 \left(r^{4j} - \frac{r_0^{2j}}{r^{4j}}\right) \frac{\cos(4j\theta)}{4j \left(\frac{S}{2}\right)^{4j}} \quad (5.9)$$

Onde os valores de δ_j são mostrados na Tabela 15 e os parâmetros geométricos se referem à Figura 38. O modelo de Marek [52] é baseado no conceito de "zona anular equivalente", e, segundo o autor, a correlação obtida representa um limite máximo para λ_{iso} . No Apêndice 5 é mostrada a dedução dessa correlação.

Os resultados experimentais obtidos por outras instituições, apesar de poucos, parecem confirmar o modelo de Marek [52]. Deste modo, com exceção do modelo de Rehme [23], todos os outros apresentam valores altos para λ_{iso} para $S/D > 1.4$.

5.2 Fase P-1 - O coeficiente de Perda de Carga nas Grades

Na Tabela 10 são mostrados os coeficientes C_g , definidos por:

$$\bar{k} = C_g H \quad (2.39)$$

onde:

$$H = \frac{A_g}{A_1}$$

onde A_g é a área da grade projetada na direção do escoamento e A_L a área livre da seção na região da grade. Esses valores estão lançados em gráfico na Figura 39, juntamente com a curva obtida por De Stordeur [41]. Os resultados experimentais se situam aproximadamente 15% abaixo da correlação de De Stordeur. Como já foi visto anteriormente, os dados de De Stordeur [41] não podem ser considerados confiáveis, tanto pela maneira como é feito o cálculo do coeficiente como pelo pequeno número de experimentos nos quais eles são baseados.

Na Tabela 10 são mostrados também os valores do coeficiente de perda de carga modificado C_v , calculado segundo a equação (2.40):

$$\bar{k} = C_v H^2 \quad (2.40)$$

Esses resultados são mostrados em gráficos na Figura 40 junto com a curva proposta por Rehme [43], que apresenta, em média, valores 8% menores que os experimentais. Isso se deve ao fato de que as bordas anteriores das grades testadas por Rehme [43] eram arredondadas, para facilitar o escoamento, enquanto as grades empregadas neste trabalho têm a borda reta, o que causa uma perda de carga maior.

A complexidade geométrica inerente às grades espaçadoras, geralmente com molas e posicionadores de barras dos mais diversos tipos, além de uma variada gama de comprimentos axiais, faz com que os modelos baseados apenas na obstrução da área de escoamento não apresentem boa precisão quando comparados a re-

sultados experimentais obtidos com vários tipos de grades. Os valores propostos por Rehme [43], para o coeficiente C_v , entre 6 e 7, podem ser utilizados com segurança para o cálculo da perda de pressão em grades com H situados entre 0,2 e 0,45, pequeno comprimento axial e borda anterior arredondada. No caso de grades com características geométricas diferentes, valores entre 7 e 10 podem ser utilizados.

5.3 Fase P-2: O coeficiente de atrito com troca de calor

A correlação (4.32):

$$\frac{\lambda_H}{\lambda_{iso}} = 0,99 - 0,0043 (T_p - T_f) \quad (4.32)$$

obtida com os resultados dos testes da fase P-2, se situa dentro da faixa dos valores experimentais apresentados em [38], para ΔT maior que 12°C , conforme pode ser visto na Figura 33. Esse tipo de correlação não é, entretanto, de uso muito difundido. Sua principal limitação é que certas propriedades físicas da água, como por exemplo a viscosidade, não variam linearmente com a temperatura.

A correlação mais frequentemente utilizada, principalmente em projetos de trocadores de calor, para corrigir o coeficiente de atrito sob transferência de calor é a de Siedere

Tate [1]:

$$\frac{\lambda_H}{\lambda_{iso}} = \left(\frac{\mu_p}{\mu_f} \right)^{0,14} \quad (5.10)$$

que se situa em média 3% acima da correlação experimental obtida neste trabalho, equação (4.33):

$$\frac{\lambda_H}{\lambda_{iso}} = 0,97 \left(\frac{\mu_p}{\mu_f} \right)^{0,14} \quad (4.33)$$

Ambas são apresentadas na Figura 41, que mostra também a correlação apresentada na referência [40], equação (2.33):

$$\frac{\lambda_H}{\lambda_{iso}} = 1 + \frac{P_h}{P_e} \left[\left(\frac{\mu_p}{\mu_f} \right)^{0,6} - 1 \right] \quad (2.33)$$

Como pode ser visto na figura, a equação (5.10) correlaciona melhor os dados experimentais do que a equação (2.33), que para valores de $(\mu_p/\mu_f) < 0,7$, ou seja, altas diferenças de temperatura entre parede e o fluido, subestima o coeficiente de atrito em até 15%.

5.4 Fase P-2: O coeficiente de troca de calor

As Figuras 42, 43 e 44 mostram os valores de Nu obtidos experimentalmente comparados respectivamente aos calculados

com as correlações de Dittus-Boelter [31]:

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2.35)$$

Weismann [39]:

$$Nu = (0,042 S/D_h - 0,024) Re^{0.8} Pr^{0.33} \quad (2.36)$$

e a de Gosse [21]:

$$\frac{Nu}{Nu_c} = 1,1 + (0,225 S/D - 0,20 - 0,44 e^{-[(S/D-1)/0,15]}) Pr^{0.14} \quad (2.37)$$

onde Nu_c é calculado com a equação (2.35).

A correlação que apresenta melhor concordância com os resultados é a de Gosse, como pode ser visto na Figura 44. A correlação de Dittus-Boelter, equação (2.35), fornece valores em média 15% maiores que os experimentais. Por ser uma correlação desenvolvida para tubos, ela possui as mesmas limitações apontadas na seção 2.1.2.2, quando aplicada a feixes de barras. A correlação (2.36), de Weismann, apesar de ter sido desenvolvida para feixes, se situa, em média, 21% acima dos valores experimentais. É bom salientar que as correlações (2.36) e (2.37), por terem sido desenvolvidas para um tipo específico de canal (subcanal central), também apresentam as restrições apontadas na seção 2.1.2.2.

6.- CONCLUSÕES

6.1 Gerais

Foram realizados e analisados 132 testes em regime de escoamento monofásico, sob condições adiabática e com transferência de calor. Para isso foram utilizadas três seções de testes que diferiram apenas no número e espaçamento das grades.

Os testes cobriram as seguintes faixas de parâmetros:

Número de Reynolds	: 1,5 x 10 ⁴ a 20 x 10 ⁴
Pressão (bar)	: 1 a 15
Temperatura de entrada (°C)	: 25 a 140
Fluxo de calor (kW/m ²)	: 0 a 1000
Fluxo de massa (kg/m ² .s)	: 1000 a 4000

6.2 Coeficiente de atrito isotérmico

O coeficiente de atrito isotérmico foi correlacionado, utilizando-se os resultados dos testes da fase P-0, por:

$$\lambda_{iso} = 0,200 Re^{-0,206} \quad (4.14)$$

Salienta-se que os erros nos valores de λ_{iso} determinados situaram-se entre 5% e 10%.

Entre os métodos de cálculo de λ_{iso} estudados, o que apresenta melhor concordância com os resultados experimentais é o de Rehme [23], baseado nas características do escoamento laminar. A aplicação desse método à seção de testes leva à seguinte correlação:

$$\sqrt{\frac{8}{\lambda_{iso}}} = 2,5 \ln(\text{Re} \cdot \sqrt{\frac{8}{\lambda_{iso}}}) - 0,367$$

O método de Ibragimov [28] nos dá:

$$\lambda_{iso} = 0,325 \text{Re}^{-0,25} \quad (6.1)$$

que é também uma boa aproximação dos resultados experimentais. Uma comparação entre esses dois métodos nos revela, entretanto, que, para o cálculo de λ_{iso} em feixes infinitos, o método de Ibragimov apresenta valores bem maiores que os determinados pelo método de Rehme para $S/D > 1.15$, sendo que os dados experimentais disponíveis tendem a confirmar a precisão deste. Esse método [23], cuja precisão também já foi confirmada em outros trabalhos [9,10,11,12], prova ser bastante confiável no cálculo do coeficiente de atrito isotérmico em feixes de barras.

O método proposto por Gunn [22], também baseado nas características do escoamento laminar, apresenta valores 7% maiores que os resultados experimentais. Como já foi dito, é um método puramente empírico, baseado em uns poucos resultados experimentais e não deve ser levado em muita consideração.

A correlação para tubos circulares de Blasius, equação (2.22), onde o nº de Reynolds é calculado com o diâmetro hidráulico da seção, apesar de largamente utilizada no cálculo do λ_{iso} de seções não circulares, também não apresenta boa concordância com os resultados experimentais. Como foi visto na seção 2.1.2.2, esse tipo de correlação deve ser usada com cuidado no cálculo de λ_{iso} em seções não circulares.

6.3 Coeficiente de perda de carga nas grades.

Utilizando-se os dados dos testes da fase P-1 foi obtida a seguinte correlação:

$$\bar{k} = 1,803 Re^{-0,075} \quad (4.20)$$

Os erros nos valores desses coeficientes determinados situam-se entre 6% e 12%.

Salienta-se ainda que este mesmo parâmetro determinado com os resultados dos testes adiabáticos da fase P-2 apresenta valores maiores que os da fase P-1, provavelmente devido a modificações introduzidas nas grades espaçadoras com a colocação de placas de Teflon para isolamento elétrico. A correlação estabelecida para estes testes foi:

$$\bar{k} = 1,282 Re^{-0,031} \quad (4.30)$$

O método para o cálculo de \bar{k} proposto por Rehme

[43] :

$$\bar{k} = C_v H^2 \quad (2.40)$$

onde C_v , segundo o autor se situa entre 6 e 7 para $Re > 5 \times 10^4$, fornece valores 8% menores que os experimentais. Esse método, baseado apenas na obstrução da seção de escoamento, não traduz completamente os mecanismos turbulentos causadores de atrito que são introduzidos no fluxo pelas grades. Os valores para C_v , entre 6 e 7 propostos pelo autor devem ser utilizados apenas para o caso de grades com as características geométricas especificadas na seção 2.3. Para outros tipos de grades já foram encontrados experimentalmente valores de C_v entre 7 e 10,5 [44].

6.4 Coeficiente de atrito com transferência de calor.

Com os resultados da fase P-2 foi determinada a seguinte correlação:

$$\frac{\lambda_H}{\lambda_{ISO}} = 0,97 \left(\frac{\mu_p}{\mu_f} \right)^{0,14} \quad (4.33)$$

O erro nos coeficientes determinados situou-se entre 5% e 10%.

Essa correlação fornece valores apenas 3% menores do que os obtidos com a equação de Sieder e Tate [38]:

$$\frac{\lambda_H}{\lambda_{iso}} = \left(\frac{\mu_p}{\mu_f} \right)^{0,14} \quad (6.2)$$

adotada quase universalmente. O método proposto na referência [40] não apresenta boa concordância com os resultados experimentais para valores de μ_p/μ_f menores que 0,8, ou seja, ΔT maiores que 30°C aproximadamente.

6.5 Coeficiente de transferência de calor

Usando-se os resultados da fase P-2, determinou-se a seguinte correlação:

$$Nu = 0,062 Re^{0,67} Pr^{0,61} \quad (4.43)$$

Os erros calculados para \bar{h} ficam entre 5% e 14%.

A correlação proposta por Gosse [21]:

$$\frac{Nu_u}{Nu_c} = 1,1 + (0,225S/D - 0,20 - 0,44 e^{-[(S/D-1)/0,15]}) \times Pr^{.14} \quad (2.37)$$

onde N_{u_c} é dado pela equação (2.35) apresenta boa concordância com os dados experimentais. As correlações de Dittus-Boelter (2.35) e de Weismann (2.36) se desviam, respectivamente 15% e 7% dos valores experimentais.

BIBLIOGRAFIA

- [1] KNUDSEN, J.G. & KATZ, D.L. Fluid dynamics and heat transfer. New York, McGraw-Hill: 1958
- [2] SPARROW, E.M. & LOEFFLER Jr., A.L. Longitudinal laminar flow between cylinders arranged in regular array. Am. Inst.Chem.Eng.J., 5 (3), 325: 1959
- [3] ZARLING, J.P. Laminar-flow pressure drop in symmetrical finite rod bundles. Nucl.Sci.Eng., 61(2), 282:1976
- [4] CHEN, K. Longitudinal laminar flow in asymmetrical finite bundles of rods. Nucl.Eng.Des., 25(1-3), 207:1973
- [5] CHEN, K. Effect of cluster eccentricity on longitudinal laminar flow in finite bundles of rods. Nucl.Eng.Des., 36(1), 47:1976
- [6] MONTTAGHIAN, R. & WOLF, L. A two dimensional analysis of laminar fluid flow in rod bundles of arbitrary arrangement. Int.J.Heat Mass Transfer, 17 1121:1974
- [7] REHME, K. Laminarströmung in Stabbündeln. Chemie-Ing. Tech., 43, 962:1971
- [8] LEDERMANN, W. Handbook of applicable mathematics. Chichester J.Willey: 1981
- [9] REHME, K. & TRIPPE, G. Pressure drop and velocity distribution in rod bundles with spacer grids. Nucl.Eng.Des., 62 (1-3), 349:1980
- [10] REHME, K. Distributions of velocity and turbulence in a parallel flow along an asymmetric rod bundles. Nucl. Tech., 59, 148:1982
- [11] REHME, K. The structure of turbulent flow through a wall subchannel of a rod bundle. Nucl.Eng.Des., 45 (2), 311: 1978

- [12] COURTAUD, M. et alii. Etude des pertes de charge dans des conduites circulaires contenant un faisceau de barreaux. Chem.Eng.Sci., 21 (10-12), 881:1966
- [13] YANG, J.W. Turbulent laminar flow transition in rod bundles. Trans.Am.Nucl.Soc., 24, 369:1976
- [14] RAM, H. et alii. Single phase transport within bare rod arrays at laminar, transition and turbulent flow conditions. Nucl.Eng.Des., 30 (2), 186:1974
- [15] CARAJILESCOV, P. & TODREAS, N.E. Experimental and analytical study of axial turbulent flows in an interior subchannel of a bare rod bundle. J.Heat Transfer, 98 (2), 262:1976
- [16] SEALE, W.J. Turbulent diffusion of heat between connected flow passages. Nucl.Eng.Des., 54 (2), 197:1979
- [17] KJELLSTRÖM, B. Studies of turbulent flow parallel to a rod bundle of triangular array. Studsvik, Aktiebolaget Atom-energie: 1974 (AE-487)
- [18] MEYDER, R. Turbulent velocity and temperature distribution in the central subchannel of rod bundles. Nucl.Eng.Des., 35 (2), 181:1975
- [19] SLAGTER, W. Finite element analysis for turbulent flows of incompressible fluids in fuel rod bundles. Nucl.Sci.Eng., 66, 84: 1978
- [20] SLAGTER, W. Finite element solution of axial turbulent flow in a bare rod bundle using a one-equation turbulence model. Nucl.Sci.Eng. 82, 243:1982
- [21] GOSSE, J. & SCHIESTEL, R. Forced turbulent convection in tube bundles with longitudinal attack. Rev.Gen.Therm., 18 (206), 71:1979

- [22] GUNN, D.J. & DARLING, C.W.W. Fluid flow and energy losses in non circular conduits. Trans. Instr. Chem. Engrs., 41, 163:1963
- [23] REHME, K. Simple method of predicting friction factors of turbulent flow in non circular channels. Int. J. Heat Mass Transfer, 16 (5), 933:1973
- [24] RAPIER, A.C. & REDMAN, J.D. The calculation of velocity distributions in rod clusters. Windscale, Research Development laboratory, U.K. Atomic Energy Authority: 1964 (TRG-838.W)
- [25] IBRAGIMOV, M.K. et alii. Calculation of shear stresses at the channel wall and velocity distribution for turbulent flow of fluid. Sov. J. Atom. Energy, 21, 101:1966
- [26] LE TOURNBAU et alii. Pressure drop for parallel flow through rod bundles. Trans. Am. Soc. Mech. Energy, 79, 1751:1957
- [27] GRILLO, P. & MAZZONE, G. Single and two-phase pressure drops on a 6x6 rod bundle at 70 atm. Nucl. Tech., 15, 25:1972
- [28] IBRAGIMOV, M.K. et alii. Généralisation des données expérimentales sur la résistance hydraulique des canaux des sections transversales arbitraires. Colloque Franco-Sovietique sur échanges de chaleur (Grenoble, 5-8 Décembre 1966)
- [29] ARANOVITCH, E. A method for the determination of the local turbulent friction factor and heat transfer coefficient in generalized geometries. J. Heat Transfer, 93, 61:1971
- [30] REHME, K. Pressure drop performance of rod bundles in hexagonal arrangements. Int. J. Heat Mass Transfer, 15, 2499:1972

- [31] KREITH, F. Princípios da transmissão de calor. São Paulo, E. Blücher: 1977
- [32] KERN, D. Q. Process heat transfer, Tóquio, McGraw-Hill: 1950
- [33] HOOPER, J. D. Developed single phase turbulent flow through a square-pitch rod cluster. Nucl. Eng. Des. 60 (3), 365: 1980
- [34] LEWIS, M. J. & BUETTIKER, P. Momentum losses and convective heat transfer in rod bundles—an overview. Nucl. Eng. Des., 31 (3), 351: 1974
- [35] CHIENG, C. C. & LIN, C. Velocity distribution in the peripheral subchannels of the CANDU type 19 rod bundle. Nucl. Eng. Des., 55 (3), 389: 1979
- [36] SUTHERLAND, W. A. & KAYS, W. M. J. J. Heat Transfer, 88, 117: 1966
- [37] VONKA, V. & BOONSTRA, B. H. Calculated heat transfer development in bundles. Nucl. Eng. Des., 31 (3), 337: 1974
- [38] COSTA, J. Le coefficient de frottement dans un écoulement turbulent en simple phase avec transfert de chaleur. Grenoble, Centre d'Études Nucleaires de Grenoble, 1969 (CEA-BIB-170)
- [39] WEISMANN, J. Heat transfer to water flowing parallel to tube bundles. Nucl. Sci. Eng. 6 (1), 78: 1959
- [40] VEJOSO, M. A. PANTERA-I Programa para análise termohidráulica do núcleo de reatores à água. Belo Horizonte, NUCLEBRÁS/CDTN, 1980 (Nota Técnica DETR.PD-133/80)
- [41] DE STORDEUR, A. N. Drag coefficients for fuel element spacers. Nucleonics, 19, 74: 1961

- [42] KAYS, W.M. & LONDON, A.L. Compact heat exchangers. New York, McGraw-Hill, 1964
- [43] REHME, K. Pressure drop correlations for fuel element spacers. Nucl. Techn. 17, 15:1973
- [44] YAO, S.C. et alii. Heat transfer augmentation in rod bundle spacers. J. Heat Transfer, 104 (1), 76:1982
- [45] YODER Jr., G.L. Dispersed flow film boiling heat transfer data near spacer grids in a rod bundle. Nucl. Techn. 60, 304:1983
- [46] FIUSA NETO, F.P. Projeto de dispositivo experimental para estudos de transferência de calor em água em regime de convecção forçada com mudança de fase. Rio de Janeiro, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 1971 (Tese de Mestrado)
- [47] SCHNEIDER, C.A. & LUCKE, A.H. Curso de metrologia. Florianópolis, Universidade Federal de Santa Catarina-Labmetro, 1982
- [48] DIXON, W.J. & MASSEY Jr., F.J. Introduction to statistical analysis. New York, McGraw-Hill, 1957
- [49] MEYER, C.A. et alii. Thermodynamics and transport properties of steam. New York, Am. Soc. Mech. Eng., 1957
- [50] HOLMANN, J.P. Heat transfer. New York, McGraw-Hill, 1968
- [51] LEHMANN, K. Reibungsbeiwert bei achsparalleler Durchströmung Komplexer Querschnitte. Gesundheitsingenieur, Heft 9, 1961
- [52] MAREK, J. et alii. Heat transfer and pressure drop performance of rod bundles arranged in square arrays. Int. J. Heat Mass Transfer, 16, 2215:1973

- [53] TÓFANI, P.C. Étude de mélange dans un assemblage d'éléments combustibles en grappe de réacteur nucléaire. Grenoble, Université de Grenoble, 1970 (Thèse de doctorat).
- [54] ROGERS, J.T., TODREAS, N.E. Coolants interchannel mixing in reactor fuels rod bundles single-phase coolants in: THE WINTER ANNUAL MEETING OF THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. New York, Dec. 3, 1968. Heat transfer in rod bundles. New York, ASME, 1968. P.1 - 56.

NOMENCLATURA

LETRAS ROMANAS

- A - Área de escoamento
- A_a - Área aquecida
- A_g - Área da grade projetada na direção do escoamento
- A_1 - Área de escoamento não perturbada
- B - Constante da equação (2.20)
(Ver apêndice 3)
- C_s - Coeficiente definido na equação (2.39)
- C_v - Coeficiente definido na equação (2.40)
- c - Calor específico
- D - Diâmetro das barras
- D_a - $4 A/P_a$, "Diâmetro hidráulico aquecido"
- D_h - $4 A/P_e$, Diâmetro hidráulico
- E - Constante da equação (2.16)
- E_a - Erro aleatório
- F - Força
- F_g - Frequência
- f - Coeficiente de atrito da equação (2.1)
- G - Fluxo de massa
- G^* - Constante da equação (2.16)
- H - A_g/A_1 , coeficiente de obstrução da seção
- h - Coeficiente médio de troca de calor
- I - Fator de correção da vazão, definido nas equações (3.2) e (3.3)

- J - Parâmetro definido na equação (2.24)
- K - Constante do escoamento laminar, definida na equação (2.6)
- k - Coeficiente de perda de carga das grades espaçadoras
- L - Comprimento
- M - Parâmetro definido na equação (2.24)
- N - Potência
- Nu - $\bar{h}D/\alpha$, Número de Nusselt
- n - Coordenada de direção normal à parede
- n^+ - nv^*/ν
- P - Perímetro
- P_a - Perímetro aquecido
- P_e - Perímetro molhado
- Pr - $c\alpha/\mu$, Número de Prandlt
- p - pressão
- Δp - Queda de pressão
- Q - Vazão volumétrica
- R - Resistência
- Re - GD/μ , Número de Reynolds
- r, r_o - Parâmetros definidos na figura 38
- S - Passo
- s - Desvio Padrão, equação (4.4)
- T - Temperatura
- t - Variável de Student
- U - Coeficiente característico das turbinas
- V - Tensão elétrica
- v - Velocidade
- v_y, v_x, v_z - velocidades nas direções x, y e z

- v^* - $\sqrt{\tau_p/\rho}$, Velocidade de corte
 v^+ - v/v^* , Velocidade adimensional
 W - Distância vareta-parede
 x - Coordenada
 \hat{Y} - Distância de parede à linha de velocidade máxima (ver Apêndice 3)
 y - Coordenada
 z - Coordenada

- LETRAS GREGAS

- α - Difusividade térmica
 β - Constante da equação (2.20)
 (ver Apêndice 3)
 ϕ - Fluxo de calor
 ϵ - Viscosidade "Turbilhonar"
 λ - Coeficiente de atrito
 ∂ - Diferencial
 μ - Viscosidade dinâmica
 ν - Viscosidade cinemática
 ρ - Densidade
 θ - Ângulo
 τ - Tensão de cisalhamento
 δ - Constantes da equação (5.9), (Tabela 15)

- SUBSCRITOS

f - Fluido

g - Grades

H - Com aquecimento

i - Referente ao subcanal ou célula i

iso - Isotérmico

p - Parede

T - Total

T_b - Turbulento

TRANSMISSORES Tr 1, Tr 2 e Tr 3

MARCA	: ENGEMATIC
MODELO	: 1D - 201 - 1 - 200
FAIXA	: 0 - 1 bar (trl:0-300mbar)
SAÍDA	: 4 - 20 mAcc
ALIMENTAÇÃO	: 24/48 Vcc
TEMPERATURA DE FLUIDO	: -20 a 80°C
LINEARIDADE	: $\pm 0,5\%$ f d e
HISTERESE	: $\pm 0,5\%$ f d e

TRANSMISSOR Tr 4

MARCA	: ROSEMOUNT
MODELO	: 1151 DP
FAIXA	: 0 a 300 mbar
SAÍDA	: 4 - 20 mAcc
ALIMENTAÇÃO	: 24/48 Vcc
TEMPERATURA DE FLUIDO	: -20 a 80°C
LINEARIDADE + HISTERES + REPETIBILIDADE	: $\pm 0,2\%$ f d e

TRANSMISSOR Tr 5

MARCA	: ROSEMOUNT
MODELO	: 1151 DP
FAIXA	: 0 a 20bar
LINEARIDADE + HISTERES + REPETIBILIDADE	: $\pm 0,2\%$ f d e

**TABELA 1- CARACTERÍSTICAS GERAIS DOS TRANSMISSORES
DE PRESSÃO**

PRESSÃO	TEMP DE ENTRADA (°C)	VAZÕES (l/m)
Atm.	25	110, 130, 150, 170, 200, 220, 300
	36	110, 130, 150, 170, 200, 220, 300
	50	110, 130, 150, 170, 200, 220, 300
	60	110, 130, 150, 170, 200, 220, 300
	72	130, 150, 170, 200, 220, 300
	84	130, 150, 170, 200, 220, 300

FASE P-0

PRESSÃO	TEMP DE ENTRADA (°C)	VAZÕES (l/m)
Atm.	36	170, 220, 300
	48	170, 300
	60	220, 300
5 bar	60	170
	72	220, 300
	84	170, 220, 300
10 bar	96	170, 220, 300
	108	170, 220, 300
	120	220, 300
15 bar	130	220, 300
	144	220, 300

FASE P-1

TABELA 2 - PROGRAMAÇÃO DOS TESTES

PRESSÃO	TEMP DE ENTRADA (°C)	VAZÃO- l/m (POTÊNCIA-kW)
Atm	30	90 (36)
	40	120 (90), 150 (90), 90 (90), 300 (300), 80 (100), 240 (120)
	50	180 (90), 210 (90), 180 (110), 300 (140) 300 (130)
	60	210 (100), 120 (90), 210 (120), 270 (130) 270 (130), 90 (50)
	70	300 (110)
5 bar	36	90 (90), 120 (90)
	40	90 (140), 90 (180)
	50	120 (180), 150 (180), 180 (180), 240 (180), 300 (180)
	60	120, 150, 210, 240, 270, 300, 300 (180), 240 (180) 180 (180), 150 (150), 120 (180)
	80	120 (80), 180 (80), 210 (80), 270 (80), 300 (80)
	90	300 (130), 270 (130), 210 (130), 150 (130), 120 (130),
	100	300 (170), 210 (170), 180 (170), 150 (170)
10 bar	110	180 (170), 210 (170), 300 (170), 150 (180), 120 (170)
	120	120 (80), 150 (80), 210 (80), 270 (80), 210, 240, 270, 300
	130	240 (60), 180 (60), 120 (60)

FASE P-2

TABELA 2 - CONT.

	Tr 1	Tr 2	Tr 3	Tr 4		Tr 5	
PADRÃO (mbar)	MEDIDO (mV)	MEDIDO (mV)	MEDIDO (mV)	PADRÃO (mbar)	MEDIDO (mV)	PADRÃO (bar)	MEDIDO (mV)
000,062	10,066	09,708	09,91	0	9,96	2,00	13,92
062,495	19,704	12,132	12,142	37,3	13,88	3,99	17,92
124,929	19,704	14,576	4,815	73,1	17,74	5,99	21,92
187,363	29,236	17,006	17,292	110,3	21,85	7,98	25,94
249,265	39,236	19,396	19,752	146,2	25,73	9,98	29,94
373,335	48,522	24,264	28,727	183,3	29,63	11,97	34,00
496,274	-	29,094	29,62	220,5	33,61	13,97	38,02
621,742	-	33,954	34,622	256,4	37,52	15,97	42,06
745,281	-	38,804	39,548	292,3	41,42	17,96	46,10
870,148	-	43,650	44,490	330,8	45,68	19,96	50,08
995,015	-	48,793	49,753	366,6	49,50		
	A = 6,462 B = -64,856	A = 25,539 B = -246,807	A = 25,034 B = -245,034	A = 9,26 B = -91,62		A = 0,50 B = -4,89	

$$\text{VALOR PADRÃO} = \text{VALOR MEDIDO} \times A + B$$

TABELA 3 - RESULTADO DA CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIDAS DE PRESSÃO

TERMOPAR ¹ Nº	TEMPERATURA PADRÃO (°C)				
	20	70	120	170	220
01	22,6	72,1	122,8	174,1	224,4
02	23,5	73,3	124,6	174,5	225,6
03	21,2	72,0	124,9	175,9	225,8
04	22,8	73,0	125,3	175,7	225,4
05	22,2	74,7	123,5	174,7	225,0
06	23,2	72,1	123,3	176,0	226,1
07	23,6	71,9	125,1	173,9	225,7
08	21,9	72,5	124,1	173,5	225,7
09	22,6	72,2	123,1	175,5	224,3
10	21,6	72,6	124,2	175,8	224,8
11	21,0	74,6	123,1	176,2	227,3
12	23,6	72,2	123,0	174,8	225,6
13	22,3	73,4	123,8	174,4	226,3
14	21,2	73,1	122,5	175,1	224,9
15	21,0	72,8	124,8	175,7	225,4
16	21,0	74,6	124,0	174,6	226,8
17	23,2	74,7	123,7	174,8	227,1
18	20,9	72,0	123,9	174,9	225,6
19	23,9	73,3	125,0	175,3	226,3
20	22,6	73,2	124,3	176,3	225,4
21	22,8	72,4	124,6	176,1	224,2
22	22,7	72,2	125,6	175,5	226,0
23	21,2	71,8	125,2	173,7	224,3
24	20,8	72,1	122,8	173,8	225,4
25	21,0	72,0	125,4	173,5	224,9
26	23,7	74,4	123,0	176,4	226,7
27	22,8	73,6	125,6	175,6	226,4
28	21,1	72,2	123,2	176,2	224,7
29	23,0	74,4	124,5	175,4	226,3
30	20,9	72,4	124,8	176,1	225,1
31	22,9	73,8	125,1	175,3	226,3
32	23,3	73,3	122,5	174,3	227,3
33	22,3	74,3	123,6	174,9	225,5
34	21,5	73,7	123,2	174,3	224,7

**TABELA 4- RESULTADO DA CALIBRAÇÃO DO SISTEMA
DE MEDIDAS DE TEMPERATURA**

TERMOPAR ¹ Nº	TEMPERATURA PADRÃO (°C)				
	20	70	120	170	220
35	21,9	73,8	123,0	176,2	225,6
36	23,3	73,8	123,4	173,6	225,5
37	23,5	73,3	122,5	176,5	226,3
38	22,0	73,9	123,6	175,5	227,3
39	23,1	71,8	122,5	176,1	224,4
40	21,7	72,4	122,6	174,5	227,3
41	22,7	71,6	122,7	176,3	227,1
42	20,9	73,4	125,1	174,5	224,6
43	22,9	74,1	125,0	174,8	226,7
44	22,6	74,0	123,1	176,5	224,5
45	22,9	71,6	125,0	173,4	225,8
46	21,6	73,5	123,0	174,1	226,3
47	22,1	71,7	124,9	176,5	226,7
48	22,7	73,4	123,5	174,8	224,3
49	22,7	74,5	125,3	176,5	225,0

1- 27 TERMOPARES DE PAREDE, 16 DE SUBCANAL, 1 DE ENTRADA
E 1 DE SAÍDA

$$\text{TEMPERATURA PADRÃO} = 0.98307 \times \text{TEMPERATURA MEDIDA} - 1.19454$$

TERMOPAR ² Nº	TEMPERATURA PADRÃO (°C)				
	20	70	120	170	220
50	19,3	68,9	119,1	169,2	218,8

2- TERMOPAR DA ENTRADA (FASE P-2)

$$\text{TEMPERATURA PADRÃO} = 1.0007 \times \text{TEMPERATURA MEDIDA} + 0.8598$$

FREQUENCIA PADRÃO (Hz)	FREQUENCIA LIDA (Hz)	DESVIO PADRÃO (Hz)
0,0	-0,6	0,8
126,0	126,3	0,8
250,0	251,2	0,9
376,0	377,4	0,7
500,0	502,4	0,9

MÉDIA DE 10 LEITURAS

A = 0,994

B = 0,479

VALOR PADRÃO = A x VALOR LIDO + B

TABELA 5 - RESULTADO DA CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIDAS DE VAZÃO

NÚMERO DE MEDIDAS - n	CRITÉRIOS DE PROBABILIDADES			
	1 σ P=68,3 %	3 σ P=99,73 %	1,96 σ P= 95 %	2,58 σ P= 99 %
2	1,8	235	12,7	64
3	1,32	19,2	4,3	9,9
4	1,2	9,2	3,2	5,8
5	1,15	6,6	2,6	4,0
6	1,11	5,5	2,6	4,0
8	1,05	4,5	2,4	3,5
10	1,04	4,1	2,3	3,2
20	1,03	3,4	2,1	2,9
30	1,02	3,3	2,0	2,8
50	1,01	3,1	2,0	2,7
100	1,0	3,1	2,0	2,6
200	1,0	3,0	1,9	2,6
ACIMA DE 200	1,0	3,0	1,96	2,58

TABELA 6 - VALORES DE t PARA VÁRIOS NÍVEIS DE CERTEZA
ESTATÍSTICA P

PRESSÃO	TEMPERATURA	VAZÃO	POTÊNCIA
$E_a(\Delta P_1) = \pm 0,35 \text{ mbar}$	$E_a(T_e)^* = \pm 0,25^\circ\text{C}$ $E_a(T)^{**} = \pm 0,8^\circ\text{C}$	$E_a(F) = \pm 1,65 \text{ Hz}$	$E_a(V) = \pm 0,05\text{V}$
$E_a(\Delta P_2) = \pm 0,69 \text{ mbar}$			
$E_a(\Delta P_3) = \pm 0,71 \text{ mbar}$			
$E_a(\Delta P_4) = \pm 1,23 \text{ mbar}$			
$E_a(P_4) = \pm 0,012 \text{ mbar}$			

* TEMPERATURA DE ENTRADA DA FASE P_2

** DEMAIS MEDIDAS DE TEMPERATURA

TABELA 7 - RESULTADO FINAL DA AVALIAÇÃO DA CALIBRAÇÃO

SEÇÃO ST-0

$A = 1223\text{mm}^2$	$\Delta A = 18\text{mm}^2$
$L_4 = 800\text{mm}$	$\Delta L_4 = 1\text{mm}$
$D_h = 10,57\text{mm}$	$\Delta D_h = 0,16\text{mm}$

SEÇÃO ST-1

$A = 1223\text{mm}^2$	$\Delta A = 18\text{mm}^2$
$L_2 = 1200\text{mm}$	$\Delta L_2 = 1\text{mm}$
$L_3 = 800\text{mm}$	$\Delta L_3 = 1\text{mm}$
$D_h = 10,57\text{mm}$	$\Delta D_h = 0,16\text{mm}$
$*A_g = 304,5\text{mm}^2$	

SEÇÃO ST-2

$A = 1118\text{mm}^2$	$\Delta A = 18\text{mm}^2$
$A_a = 3,647 \times 10^5\text{mm}^2$	$\Delta A_a = 4,6 \times 10^2\text{mm}^2$
$L_1 = 400\text{mm}$	$\Delta L_1 = 1\text{mm}$
$L_2 = 800\text{mm}$	$\Delta L_2 = 1\text{mm}$
$L_3 = 1200\text{mm}$	$\Delta L_3 = 1\text{mm}$
$D_h = 9,54\text{mm}$	$\Delta D_h = 0,16\text{mm}$
$*A_g = 304,5\text{mm}^2$	

VARETA Nº	R ₍₂₅₎ (Ohms)
1 _____	50,9
2 _____	50,9
3 _____	51,2
4 _____	50,7
5 _____	51,5
6 _____	51,2
7 _____	51,2
8 _____	50,7
9 _____	51,1

*VALOR MÉDIO

TABELA 8- VALORES DE PARÂMETROS UTILIZADOS NOS
CÁLCULOS DOS CAPÍTULOS 4 E 5

Nº	PRESSÕES DIFERENCIAIS — (mbar)				PRESSÃO DE SAÍDA — (bar)	TEMP (°C)	VAZÃO (l/min)	FLUXO DE MASSA (kg/m ² s)	Re x 10 ⁴	λ _{iso} x 10 ³
	ΔP1	ΔP2	ΔP3	ΔP4						
01	45	22	24	22	0,269	25	110	1473	1,7	2,57
02	61	30	31	31	0,289	26	131	1759	2,1	2,58
03	79	39	41	40	0,313	26	150	2017	2,4	2,51
04	95	47	46	49	0,336	26	168	2255	2,7	2,47
05	133	66	67	67	0,388	25	201	2704	3,1	2,35
06	158	79	81	80	0,423	24	221	2974	3,4	2,32
07	279	139	139	139	0,603	24	302	4056	4,6	2,17
08	45	22	25	22	0,272	37	111	1481	2,2	2,53
09	58	29	30	29	0,294	37	129	1735	2,6	2,56
10	76	38	40	37	0,314	32	150	2012	3,0	2,38
11	92	46	47	46	0,339	37	168	2257	3,4	2,32
12	126	63	63	64	0,386	36	200	2679	4,0	2,28
13	153	76	77	76	0,425	36	223	2982	4,4	2,22
14	266	134	133	130	0,591	36	300	4017	5,9	2,07
15	42	21	22	21	0,275	28	110	1465	2,7	2,46

TABELA 9 — RESULTADOS DOS TESTES DA FASE P-0

Nº	PRESSÕES DIFERENCIAIS - (mbar)				TEMP. (°C)	VAZÃO (l/min)	FLUXO DE MASSA (kg/m³.s)	Re x 10 ⁴	λ ₁₅₀ x 10 ⁻³
	ΔP1	ΔP2	ΔP3	ΔP4					
16	56	27	29	29	49	130	1735	3,2	2,37
17	72	35	37	36	48	150	1996	3,7	2,29
18	90	44	46	45	48	168	2240	4,1	2,27
19	122	61	62	60	48	200	2669	4,9	2,14
20	149	74	75	75	48	222	2969	5,5	2,13
21	257	129	129	125	48	300	4002	7,4	1,99
22	40	20	21	20	60	110	1460	3,3	2,35
23	54	26	29	27	60	130	1727	3,9	2,31
24	71	35	37	35	60	150	1993	4,5	2,21
25	87	43	45	42	60	168	2234	5,0	2,12
26	118	59	61	57	60	200	2654	6,0	2,07
27	143	71	72	70	60	225	2954	6,6	2,04
28	250	126	126	118	60	300	3979	8,9	1,89
29	53	25	29	26	72	130	1716	4,6	2,22
30	68	33	35	33	72	150	1984	5,3	2,10

TABELA 9 - CONT.

Nº	PRESSÕES DIFERENCIAIS - (mbar)				PRESSÃO DE SAÍDA - (bar)	TEMP (°C)	VAZÃO (l/min)	FLUXO DE MASSA (kg/m²s)	Re x 10 ⁴	λ _{iso} x 10 ²
	ΔP1	ΔP2	ΔP3	ΔP4						
31	84	41	44	41	0,364	73	168	2218	5,9	2,10
32	113	57	57	55	0,414	73	200	2636	7,0	1,98
33	138	69	71	65	0,452	72	222	2930	7,8	1,92
34	243	122	122	115	0,620	73	300	3956	11	1,85
35	52	26	26	24	0,323	84	130	1700	5,3	2,08
36	67	33	34	32	0,346	84	150	1962	6,1	2,09
37	82	40	41	39	0,370	84	168	2200	6,8	2,02
38	111	56	55	53	0,410	84	200	2626	8,1	1,91
39	134	68	67	63	0,453	84	222	2901	9	1,87
40	237	119	118	109	0,627	74	299	3919	12	1,78

TABELA 9- CONT.

Nº	P. DIFERENCIAIS — (mbar)			PRESSÃO DE SAÍDA—(bar)	TEMP (°C)	VAZÃO (l/min)	FLUXO DE MASSA kg/m ³ s	Re x 10 ⁴	k2	k3	k̄	Cv	Cs
	Δ P1	Δ P2	Δ P3										
1	94	134	90	0,44	37	168	2254	3,3	0,84	0,86	0,85	7,73	2,56
2	156	225	151	0,43	36	222	2974	4,4	0,82	0,83	0,83	7,55	2,50
3	266	389	260	0,54	36	300	4023	5,9	0,79	0,80	0,80	7,28	2,41
4	91	129	89	0,39	48	169	2250	4,2	0,82	0,87	0,85	7,73	2,56
5	144	209	142	0,43	60	223	2957	6,6	0,78	0,81	0,80	7,28	2,41
6	250	263	244	0,50	60	300	3979	8,8	0,76	0,78	0,77	7,00	2,32
7	258	325	252	0,53	48	300	4003	7,4	0,77	0,79	0,78	7,10	2,35
8	82	115	79	5,25	84	168	2.200	6,9	0,76	0,80	0,78	7,10	2,35
9	137	195	132	5,29	85	222	2910	9,1	0,75	0,77	0,75	6,91	2,29
10	235	341	229	5,39	86	299	3914	12,0	0,75	0,76	0,76	6,91	2,29
11	87	123	84	5,21	61	169	2237	5,0	0,78	0,82	0,80	7,28	2,41
12	140	201	136	5,12	72	222	2933	7,9	0,76	0,79	0,78	7,10	2,35
13	243	351	236	5,28	73	300	3955	1,1	0,75	0,76	0,76	6,91	2,29

94.

TABELA 10— RESULTADOS DOS TESTES DA FASE P-1

Nº	P. DIFERENCIAIS — (mbar)			PRESSÃO DE SAÍDA—(bar)	TEMP (°C)	VAZÃO (l/min)	FLUXO DE MASSA kg/m³s	Re x 10 ⁴	k2	k3	k̄	Cv	Cs
	Δ P1	Δ P2	Δ P3										
14	81	112	26	10,14	96	186	2185	7,8	0,75	0,77	0,76	6,91	2,29
15	134	190	127	10,26	96	222	2886	10,0	0,74	0,75	0,75	6,82	2,26
16	234	336	224	10,31	96	300	3897	14,0	0,74	0,74	0,74	6,73	2,23
17	229	330	220	10,20	108	300	3872	16,0	0,74	0,74	0,74	6,73	2,23
18	131	187	125	10,10	108	222	2861	12,0	0,75	0,76	0,76	6,91	2,29
19	79	110	75	10,13	108	168	2166	8,7	0,75	0,77	0,76	6,91	2,29
20	128	182	122	10,22	120	222	2828	13,0	0,74	0,75	0,75	6,82	2,26
21	224	322	216	10,30	120	299	3821	17	0,74	0,75	0,75	6,82	2,26
22	124	175	118	15,06	144	223	2789	15	0,73	0,73	0,73	6,64	2,20
23	215	310	207	15,31	144	299	3741	20	0,74	0,74	0,74	6,73	2,23
24	127	181	122	15,36	132	222	2812	14	0,75	0,76	0,76	6,91	2,29
25	223	321	215	15,23	132	300	3795	19	0,75	0,76	0,76	6,91	2,29

95.

TABELA 10 - CONT.

Nº	PRESSÕES DIFERENCIAIS--(mbar)			PRESSÃO DE SAÍDA--(bar)	POTÊNCIA (kW)	VAZÃO (l/min)	T. FLUIDO--(°C)		T. PAREDE --(°C)		
	Δ P1	Δ P2	Δ P3				Te	Ts	início	meio	fim
1	29	62	94	5,01	0	120,1	59	58	-	-	-
2	41	95	127	5,95	0	149,3	61	59	-	-	-
3	7.	157	237	5,06	0	209,0	61	59	-	-	-
4	92	211	319	5,08	0	236,6	61	60	-	-	-
5	114	284	390	5,14	0	267,5	62	60	-	-	-
6	138	325	475	5,19	0	297,0	62	60	-	-	-
7	131	308	460	10,04	0	297,8	89	86	-	-	-
8	107	275	377	9,98	0	268,4	88	86	-	-	-
9	85	213	302	9,92	0	238,5	88	86	-	-	-
10	66	177	231	9,86	0	207,3	88	86	-	-	-
11	51	126	167	9,82	0	179,3	88	86	-	-	-
12	125	318	444	12,92	0	294,1	118	115	-	-	-
13	105	261	367	13,14	0	267,5	116	115	-	-	-
14	84	194	279	13,25	0	238,0	118	116	-	-	-

TABELA II - RESULTADOS DOS TESTES DA FASE P-2

Nº	PRESSÕES DIFERENCIAIS-(mbar)			PRESSÃO DE SAÍDA-(bar)	POTÊNCIA (kW)	VAZÃO (l/min)	T. FLUIDO — (°C)		T. PAREDE — (°C)		
	Δ P1	Δ P2	Δ P3				Te	Ts	início	meio	fim
15	66	160	214	13,51	0	206,9	117	115	-	-	-
16	12	34	48	0,50	35,54	88,1	32	38	46	45	55
17	21	56	70	0,65	92,83	116,9	42	53	67	68	85
18	47	108	147	0,84	93,1	175,8	48	55	67	67	79
19	62	143	215	0,95	92,77	207,7	53	60	69	70	79
20	22	58	66	0,95	89,94	119,3	62	73	83	85	100
21	120	293	408	1,32	111,28	296,7	67	72	81	82	90
22	12	45	38	0,64	91,20	88,2	42	58	74	75	98
23	47	112	180	0,92	110,07	177,4	52	61	74	75	89
24	63	145	217	1,09	120,91	206,9	60	69	81	82	95
25	46	115	157	1,10	88,07	178,9	66	73	82	83	94
26	119	294	410	1,34	108,30	267,0	67	75	83	84	92
27	126	293	429	0,92	175,68	296,2	40	54	80	80	100
28	124	290	422	1,01	139,14	297,1	53	60	73	73	83

TABELA II - CONT.

Nº	PRESSÕES DIFERENCIAIS--(mbar)			PRESSÃO DE SAÍDA--(bar)	POTÊNCIA (kW)	VAZÃO (l/min)	T. FLUIDO --(°C)		T PAREDE --(°C)		
	Δ P1	Δ P2	Δ P3				Te	Ts	início	meio	fim
29	101	239	350	0,98	128,08	265,0	59	66	75	77	84
30	22	51	77	0,71	98,50	118,0	38	51	67	66	87
31	46	117	164	0,82	110,03	177,6	50	59	74	75	86
32	85	206	279	0,74	116,19	237,1	37	44	59	60	72
33	126	308	431	0,98	128,46	298,1	48	54	68	67	75
34	17	37	57	4,85	181,03	87,5	45	77	102	104	139
35	26	62	98	4,83	178,36	120,2	50	74	102	106	128
36	38	88	124	4,84	178,45	148,7	51	70	93	92	119
37	52	135	180	4,82	179,36	177,1	52	68	90	92	109
38	89	197	287	4,94	180,08	239,4	52	63	87	83	99
39	133	340	448	5,08	180,36	297,0	51	61	82	81	94
40	132	322	469	5,10	180,20	296,1	56	65	86	86	100
41	88	213	290	4,87	180,70	236,5	61	72	89	90	107
42	53	122	179	4,70	180,12	179,7	61	76	97	100	120

TABELA II - CONT.

Nº	PRESSÕES DIFERENCIAIS--(mbar)			PRESSÃO DE SAÍDA--(bar)	POTÊNCIA (kW)	VAZÃO (l/min)	T. FLUIDO --(°C)		T. PAREDE --(°C)		
	Δ P1	Δ P2	Δ P3				Te	Ts	início	meio	fim
43	34	91	126	4,89	117,46	148,5	62	81	102	105	130
44	51	131	189	5,03	84,43	178,6	73	80	90	91	100
45	69	172	230	5,04	84,59	209,0	80	86	96	99	106
46	107	264	376	5,19	84,30	267,4	77	82	91	93	98
47	130	327	462	5,29	84,84	297,1	83	86	92	93	99
48	130	322	462	5,23	85,01	298,0	78	82	91	92	97
49	130	317	470	5,18	130,47	297,6	96	102	114	116	124
50	109	269	362	5,05	130,6	268,7	94	100	112	115	124
51	70	145	242	4,89	131,12	208,6	91	100	114	111	131
52	37	90	121	4,84	129,57	148,9	95	108	121	126	146
53	129	335	441	5,45	173,77	297,3	89	98	117	120	156
54	68	166	236	5,14	173,66	208,7	93	106	128	131	146
55	52	120	181	5,05	174,47	176,9	97	113	135	138	156
56	50	121	178	9,80	169,97	181	108	123	141	145	162

TABELA II - CONT.

Nº	PRESSÕES DIFERENCIAIS-(mbar)			PRESSÃO DE SAÍDA-(bar)	POTÊNCIA (kW)	VAZÃO (l/min)	T. FLUIDO — (°C)		T. PAREDE — (°C)		
	Δ P1	Δ P2	Δ P3				Te	Ts	início	meio	fim
57	64	169	223	9,81	170,62	208,6	108	121	139	143	162
58	127	328	447	10,02	172,24	298,2	105	114	130	135	147
59	32	84	127	9,50	167,43	146,9	115	134	157	161	181
60	23	70	90	9,56	166,37	120,3	113	136	161	164	188
61	23	61	93	9,88	80,14	120,2	122	731	140	147	171
62	38	94	136	9,70	82,89	150,3	115	123	128	131	145
63	65	164	225	9,90	80,85	208,4	124	129	137	140	149
64	104	269	370	10,05	81,74	268,7	120	123	132	152	140
65	84	206	293	10,04	61,24	240,5	130	133	139	140	147
66	48	119	166	9,84	61,7	178,8	132	137	144	145	154
67	24	61	84	9,74	61,34	119,1	132	140	148	150	162

100.

TABELA II — CONT.

Nº	FLUXO DE MASSA (Kg/m s)	TEMP (°C)	k1	k2	k3	\bar{k}	Re x 10 ⁴
1	1744	59	0,91	1,05	1,06	1,03	3,5
2	2163	60	0,79	1,09	0,86	0,92	4,4
3	3042	60	0,72	0,82	0,82	0,81	6,3
4	3457	61	0,68	0,91	0,92	0,87	7,2
5	3891	61	0,67	0,04	0,88	0,90	8,2
6	4319	61	0,66	0,92	0,87	0,85	9,1
7	4263	88	0,65	0,90	0,89	0,86	12,8
8	3844	87	0,65	1,04	0,89	0,90	11,6
9	3415	87	0,63	0,99	0,89	0,88	10,2
10	2968	87	0,65	1,15	0,90	0,94	8,8
11	2566	87	0,68	1,03	0,82	0,86	7,6
12	4119	117	0,69	1,08	0,95	0,95	16,7
13	3750	116	0,70	1,04	0,93	0,93	15,0
14	3323	117	0,70	0,93	0,86	0,86	13,5
15	2899	116	0,73	1,05	0,85	0,90	11,7

TABELA 12- COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA DAS GRADES
ESPAÇADORAS DA SEÇÃO ST-2

Nº	FLUXO DE CALOR (kW/m ²)	FLUXO DE MASSA (kg/m ² s)	Re x 10 ⁻⁴	T _p -(°C)	T _f -(°C)	λ _{H1} x10 ²	λ _{H2} x10 ²	λ _{H3} x10 ²	λ _H x10 ²	ΔT-(°C)	λ _H /λ _{ISO}	μ _p /μ _f
16	97,4	1296	1,7	51	35	1,27	2,82	2,45	2,38	16	0,81	0,76
17	254,5	1712	2,9	76	48	1,47	2,55	1,89	2,04	28	0,74	0,64
18	255,18	2567	4,7	73	52	1,48	1,96	1,61	1,70	21	0,65	0,73
19	254,3	3027	5,9	74	57	1,33	1,80	1,81	1,73	17	0,69	0,77
20	246,6	1729	4,0	92	68	1,48	2,43	1,83	1,97	24	0,75	0,73
21	305,1	4294	10,3	86	70	1,25	1,92	1,65	1,67	16	0,72	0,81
22	250,0	1289	2,3	86	50	1,60	4,10	3,09	3,18	36	1,17	0,60
23	301,8	2585	5,1	81	57	1,40	1,91	2,01	1,87	24	0,74	0,71
24	331,5	3002	6,6	88	65	1,40	1,91	1,91	1,83	23	0,75	0,73
25	241,5	2590	6,1	88	70	1,32	2,15	1,78	1,83	18	0,74	0,78
26	296,9	4291	10,6	88	71	1,22	1,94	1,67	1,69	17	0,73	0,82
27	755,8	4338	7,3	90	47	1,31	1,84	1,75	1,71	43	0,70	0,54
28	381,5	4331	8,4	78	57	1,29	1,82	1,71	1,68	21	0,70	0,73

TABELA 13- COEFICIENTE DE ATRITO COM TRANSFERENCIA DE CALOR

Nº	FLUXO DE CALOR (kW/m²)	FLUXO DE MASSA (kg/m² s)	$Re \times 10^{-4}$	\bar{T}_p (°C)	\bar{T}_f (°C)	$\lambda_{M1} \times 10^2$	$\lambda_{M2} \times 10^2$	$\lambda_{M3} \times 10^2$	$\bar{\lambda}_M \times 10^2$	ΔT (°C)	λ_H/λ_{H0}	μ_p/μ_f
29	351,2	3852	8,2	79	63	1,35	1,96	1,86	1,81	16	0,76	0,79
30	270,1	1729	2,7	77	45	1,49	2,07	2,08	1,98	32	0,71	0,60
31	301,7	2490	5,0	80	55	1,35	2,21	1,93	1,93	25	0,76	0,70
32	318,6	3480	5,2	73	41	1,42	2,15	1,76	1,83	32	0,72	0,66
33	352,2	5357	7,8	72	51	1,29	2,00	1,74	1,75	21	0,73	0,73
34	496,3	1272	2,7	121	61	2,88	3,42	3,52	3,38	60	1,28	0,50
35	489,0	1748	3,7	115	62	2,36	3,90	3,30	3,34	43	1,35	0,54
36	489,3	2162	4,5	106	56	1,87	2,51	2,25	2,28	50	0,91	0,56
37	491,7	2577	5,3	99	60	1,77	2,90	2,37	2,45	39	1,01	0,61
38	493,7	3488	7,0	93	58	1,58	1,96	1,85	1,84	35	0,76	0,63
39	494,5	4330	8,4	88	56	1,53	2,45	1,93	2,03	32	0,88	0,65
40	494,1	5307	9,1	93	61	1,53	2,26	2,15	2,08	32	0,92	0,66
41	495,4	3430	7,9	98	67	1,67	2,41	2,02	2,09	31	0,90	0,68

TABELA 13- CONT.

Nº	FLUXO DE CALOR (kW/m²)	FLUXO DE MASSA (kg/m² s)	$Re \times 10^{-4}$	\bar{T}_p (°C)	\bar{T}_f (°C)	$\lambda_{H1} \times 10^2$	$\lambda_{H2} \times 10^2$	$\lambda_{H3} \times 10^2$	$\bar{\lambda}_H \times 10^2$	ΔT (°C)	λ_H/λ_{H0}	μ_p/μ_f
42	493,8	2602	6,2	108	69	1,79	2,34	2,25	2,20	39	0,92	0,63
43	486,5	2147	5,3	116	72	1,52	2,74	2,37	2,35	44	0,97	0,61
44	231,5	2574	6,8	95	77	1,74	2,76	2,57	2,49	18	1,08	0,81
45	231,9	2994	8,5	101	83	1,74	2,63	2,15	2,24	18	0,99	0,82
46	231,1	3848	10,5	94	80	1,57	2,36	2,14	2,12	14	0,96	0,85
47	232,6	4261	12,4	96	85	1,60	2,39	2,12	2,12	11	0,99	0,88
48	233,1	4285	11,7	94	80	1,51	2,30	2,12	2,08	14	0,96	0,85
49	357,7	4224	13,9	119	99	1,60	2,33	2,28	2,18	20	1,04	0,80
50	358,1	3819	12,7	118	97	1,65	2,47	2,04	2,12	21	0,99	0,81
51	359,5	2969	9,8	122	96	1,78	2,41	2,26	2,23	26	1,01	0,78
52	355,2	2110	7,4	130	102	1,98	2,81	2,32	2,43	28	1,06	0,75
53	476,4	4236	13,7	137	94	1,56	2,54	1,01	2,11	43	1,00	0,70
54	476,4	2960	10,2	137	106	1,75	2,55	2,32	2,30	37	1,06	0,72

TABELA 13- CONT.

Nº	FLUXO DE CALOR (kW/m ²)	FLUXO DE MASSA (kg/m ² s)	Re x 10 ⁻⁴	T _p (°C)	T _f (°C)	λ _m x 10 ³	λ _m x 10 ³	λ _m x 10 ³	λ _m x 10 ³	ΔT (°C)	λ _H /λ _M x 10 ³	λ _p /λ _f
55	478,4	2499	9,1	145	110	1,98	2,56	2,61	2,49	35	1,13	0,71
56	466,0	2532	10,2	148	116	1,70	2,53	2,40	2,33	32	1,07	0,75
57	467,8	2924	11,7	151	115	1,62	2,70	2,15	2,25	36	1,05	0,75
58	472,2	4200	15,0	143	110	1,54	2,49	2,10	2,14	33	1,04	0,78
59	459,0	2042	8,9	169	125	1,73	2,51	2,50	2,37	44	1,07	0,73
60	456,1	1672	7,3	175	125	1,83	3,80	2,97	3,06	50	1,38	0,70
61	219,7	1669	7,4	156	127	1,74	3,05	2,26	2,62	29	1,16	0,81
62	227,3	2100	8,7	136	119	2,03	3,00	2,82	2,75	17	1,26	0,87
63	221,7	2893	12,8	143	127	1,72	2,62	2,25	2,28	16	1,09	0,88
64	224,1	3746	15,9	136	122	1,61	2,57	2,22	2,24	14	1,10	0,90
65	167,9	3323	15,4	143	132	1,67	2,42	2,21	2,19	11	1,07	0,92
66	169,2	2463	11,7	149	135	1,75	2,60	2,28	2,30	14	1,08	0,90
67	168,2	1639	7,8	155	136	2,11	3,21	2,80	2,82	19	1,27	0,87

TABELA 13- CONT.

Nº	\bar{h} (W/m ² .°C)	Nu	Re x 10 ⁻⁴	Pr
16	6484	100	1,7	4,8
17	8767	132	2,9	3,7
18	12133	181	4,7	3,4
19	14125	209	5,9	3,2
20	9852	143	4,0	2,7
21	19058	276	10,3	2,5
22	6941	104	2,3	3,5
23	12557	185	5,1	3,1
24	13801	202	6,6	2,8
25	12704	185	6,1	2,6
26	18545	268	10,6	2,5
27	17566	264	7,3	3,7
28	17323	256	8,4	3,2
29	20645	303	8,2	2,9
30	8178	123.4	2,7	4,0
31	12055	179	5,0	3,2
32	12734	193	5,2	4,2
33	16765	250	7,8	3,5
34	8265	121	2,7	2,9
35	9222	135	3,7	2,9
36	10405	153	4,6	2,9
37	12603	185	5,3	3,0
38	14098	208	7,0	3,1
39	15445	228	8,4	3,2
40	15428	226	9,1	2,9
41	15420	224	7,9	2,6

TABELA 14 - COEFICIENTE DE TRANSMISSÃO DE CALOR

N°	\bar{h} (W/m ² .°C)	Nu	Re x 10 ⁻⁴	Pr
42	12336	179	6,2	2,6
43	11052	160	5,3	2,5
44	12846	185	6,8	2,3
45	12877	184	8,5	2,1
46	16497	237	10,5	2,2
47	21121	301	12,4	2,1
48	16634	238	11,7	2,2
49	15545	220	13,9	1,8
50	17039	241	1,27	1,8
51	13815	195	9,8	1,8
52	11454	161	7,4	1,7
53	12531	178	13,7	1,8
54	12869	182	10,2	1,7
55	11952	168	9,1	1,6
56	13307	186	10,2	1,5
57	12983	182	11,7	1,5
58	16849	236	16,0	1,6
59	10666	149	8,9	1,4
60	9304	130	7,3	1,4
61	8128	114	7,4	1,3
62	13360	187	8,7	1,4
63	13853	193	12,8	1,3
64	17218	241	15,9	1,4
65	15243	213	15,4	1,3
66	12074	169	11,7	1,3
67	8839	123.4	7,8	1,2

TABELA 14 - CONT

S/10	δ_1	δ_2	δ_3	δ_4	δ_5	δ_6
4	- 0,1253	- 0,0106	- 0,0006	0,0000	0,0000	0,0000
2	- 0,1250	- 0,0105	- 0,0006	0,0000	0,0000	0,0000
1.5	- 0,1225	- 0,0091	- 0,0002	0,0000	0,0000	0,0000
1.2	- 0,1104	- 0,0024	- 0,0015	0,0003	0,0001	0,0000
1.1	- 0,0987	0,0036	0,0029	0,0005	0,0000	0,0000
1.05	- 0,0904	0,0073	0,0032	0,0002	0,0001	0,0000

TABELA 15 - COEFICIENTES DA EQUAÇÃO (5.9)

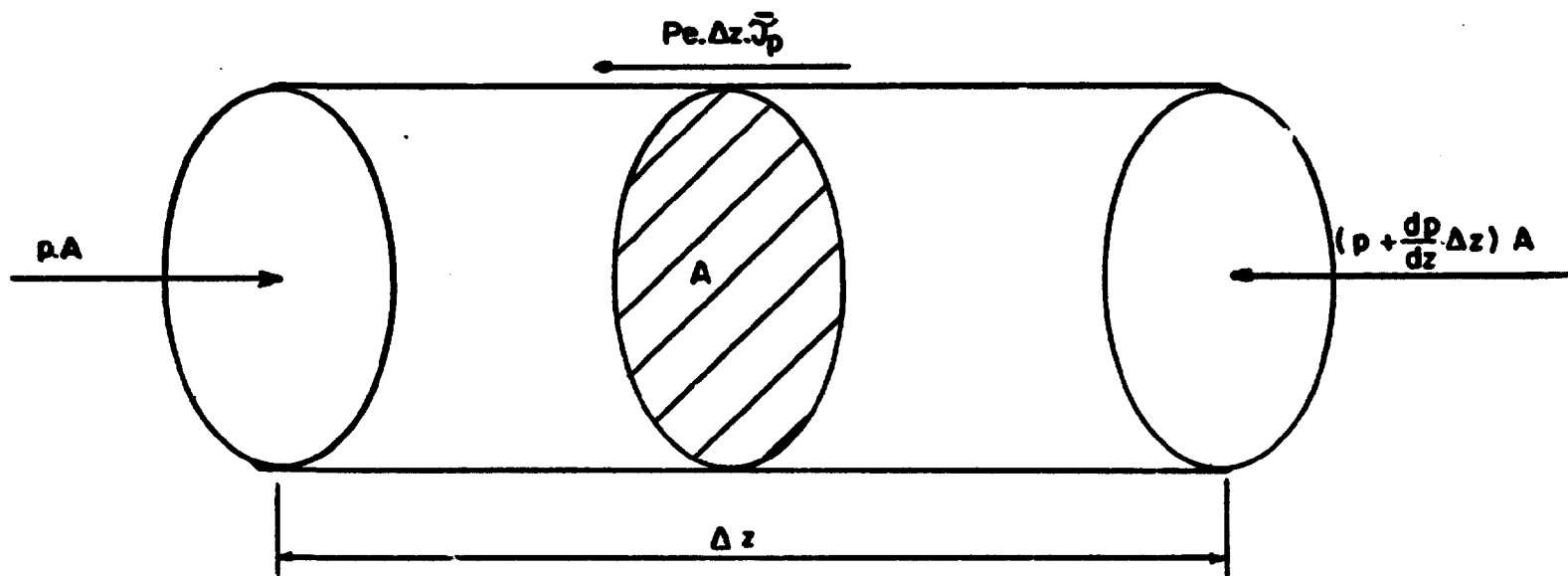
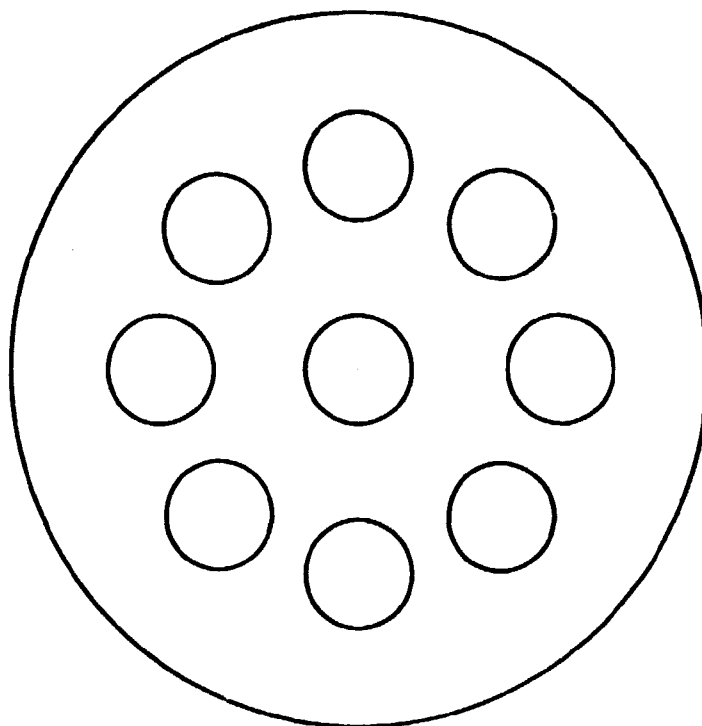
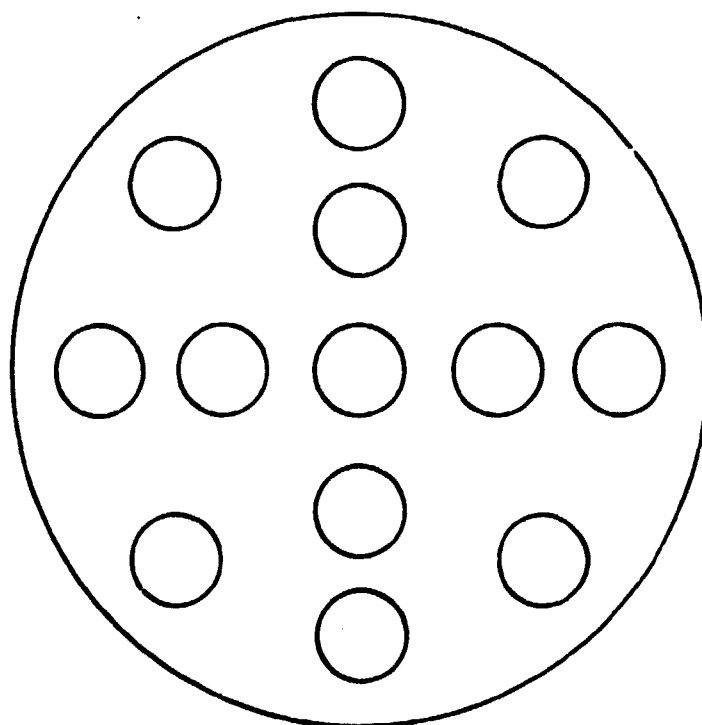


FIGURA 1 - VOLUME DE CONTROLE UTILIZADO NA DEDUÇÃO DA EQUAÇÃO (2.3)

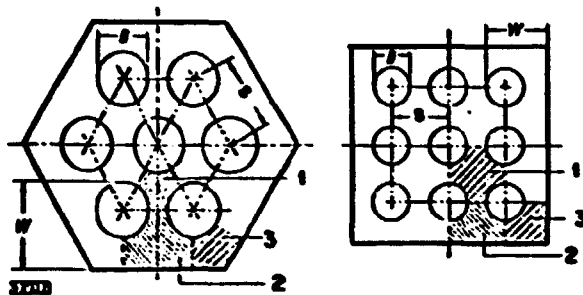


A) UMA FILEIRA DE BARRAS.



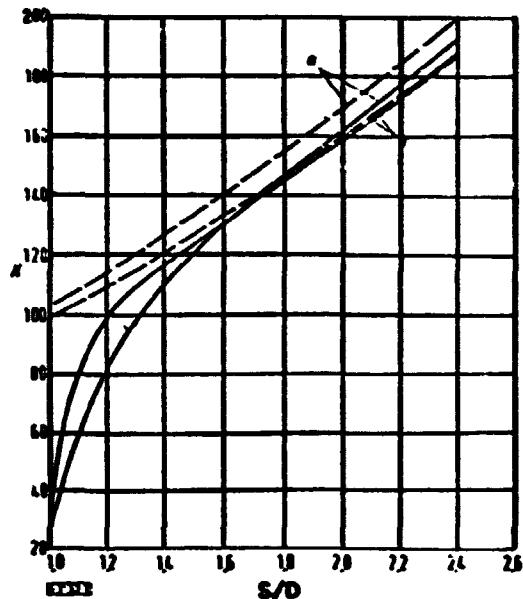
B) MAIS DE UMA FILEIRA DE BARRAS.

FIGURA 2. SEÇÕES CIRCULARES CITADAS NAS REFERÊNCIAS.
[3], [4], [5] e [6].



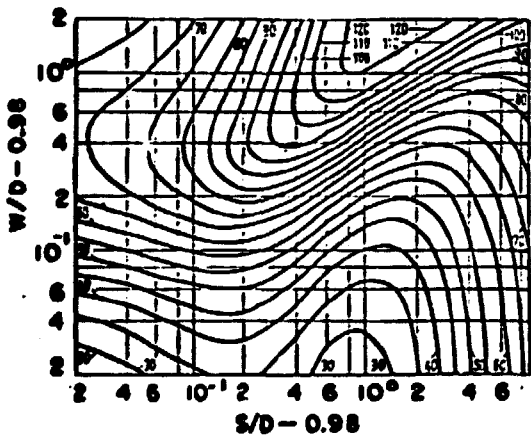
DIVISÃO POR SUBCANALIS ADOTADA

- 1- SUBCANAL CENTRAL
- 2- SUBCANAL DE PAREDE
- 3- SUBCANAL DE CANTO

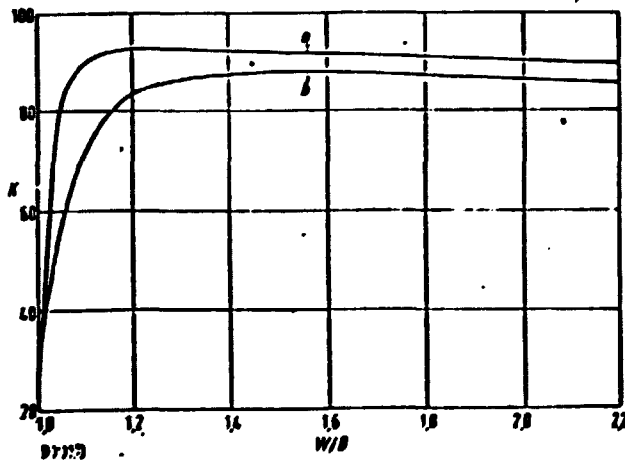


SUBCANAL CENTRAL

- a- ARRANJO QUADRADO
- b- ARRANJO HEXAGONAL



SUBCANAL DE PAREDE



SUBCANAL DE CANTO

- a- ARRANJO QUADRADO
- b- ARRANJO HEXAGONAL

FIGURA 3- VALORES DE K PARA OS DIVERSOS SUBCANALIS SEGUNDO REHME [7]

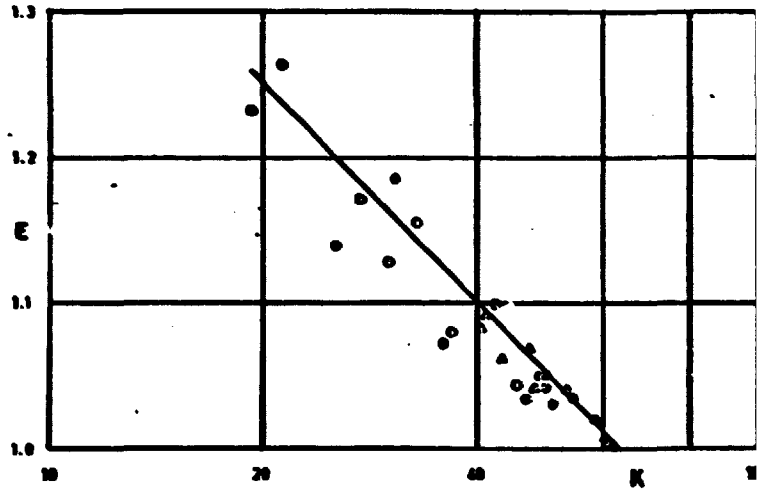
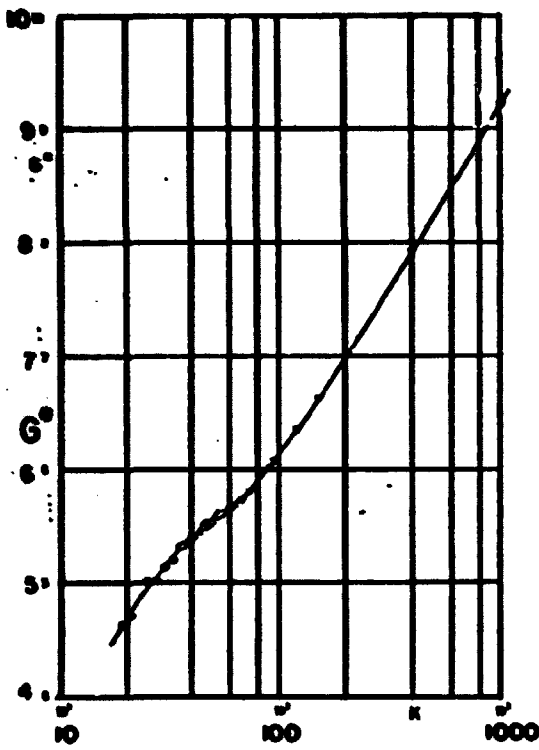


FIGURA 4 - CONSTANTES E e G^* DA EQUAÇÃO (2.16)

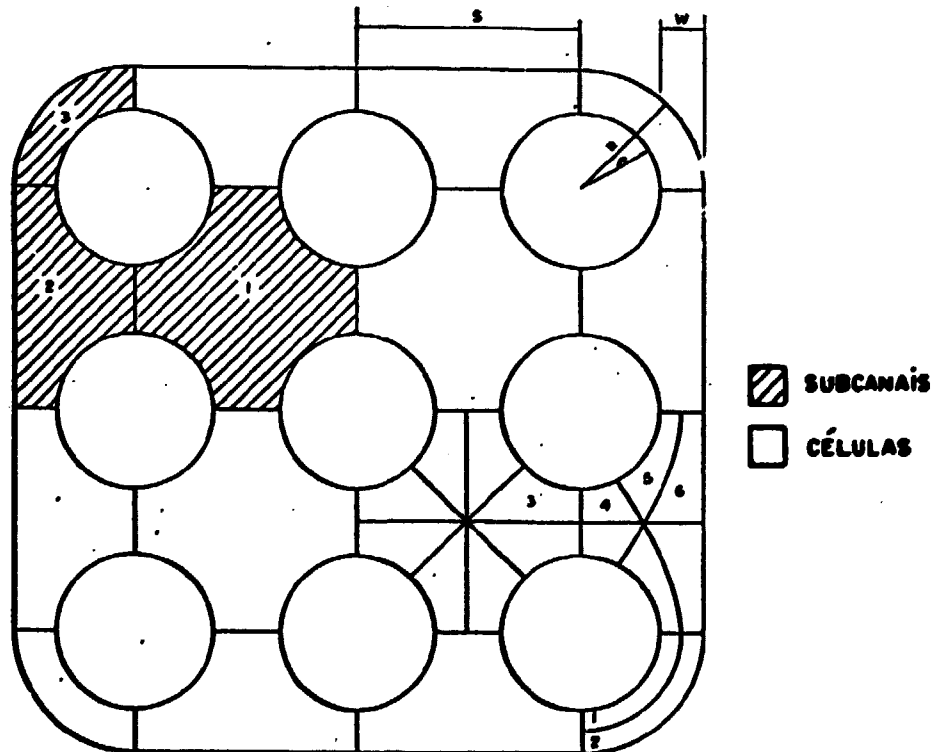


FIGURA 5 - DIVISÃO DA SEÇÃO EM SUBCANAIS E CÉLULAS

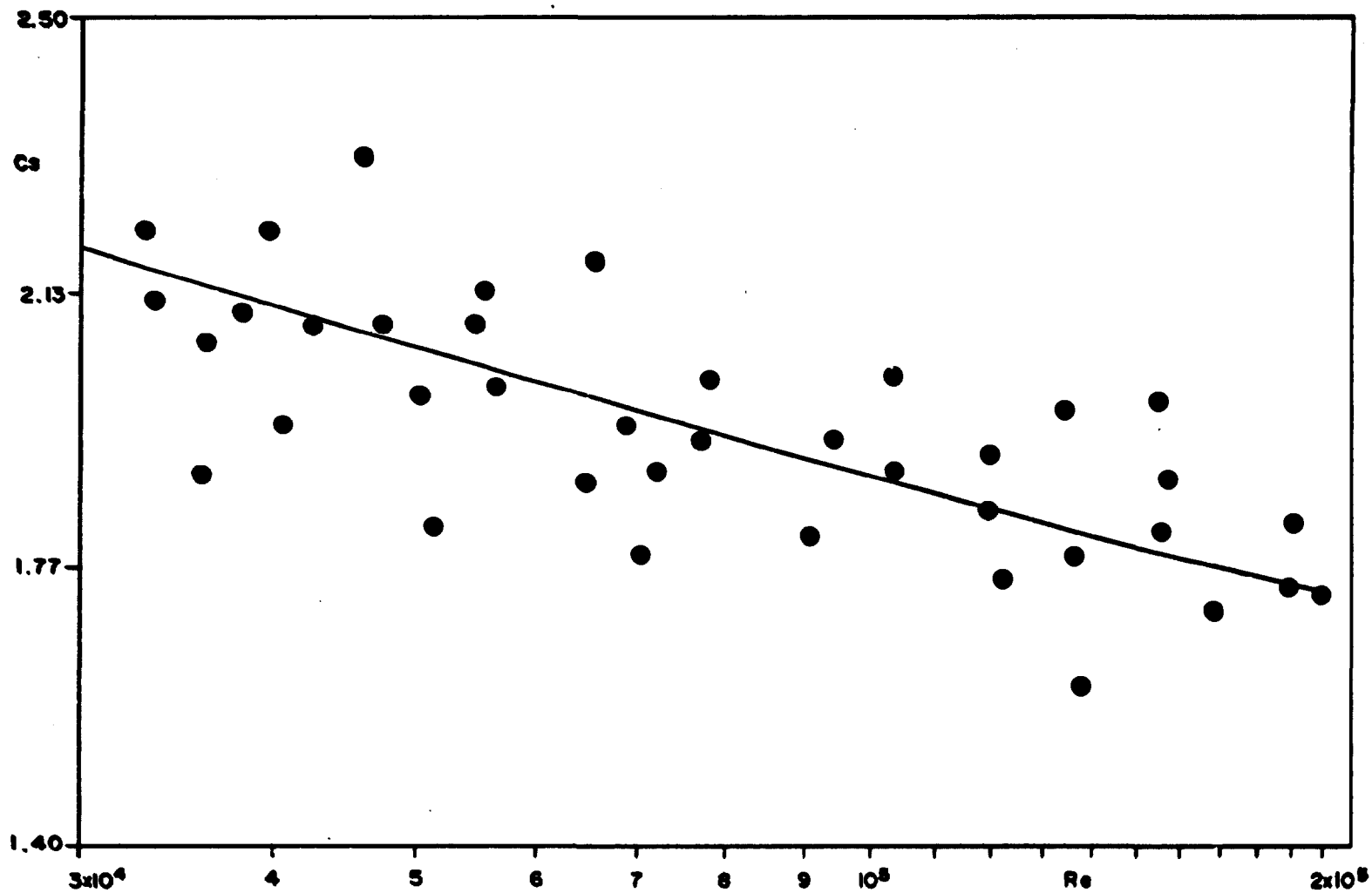


FIGURA 6 - COEFICIENTE C_s OBTIDO EXPERIMENTALMENTE POR STORDEUR (41)

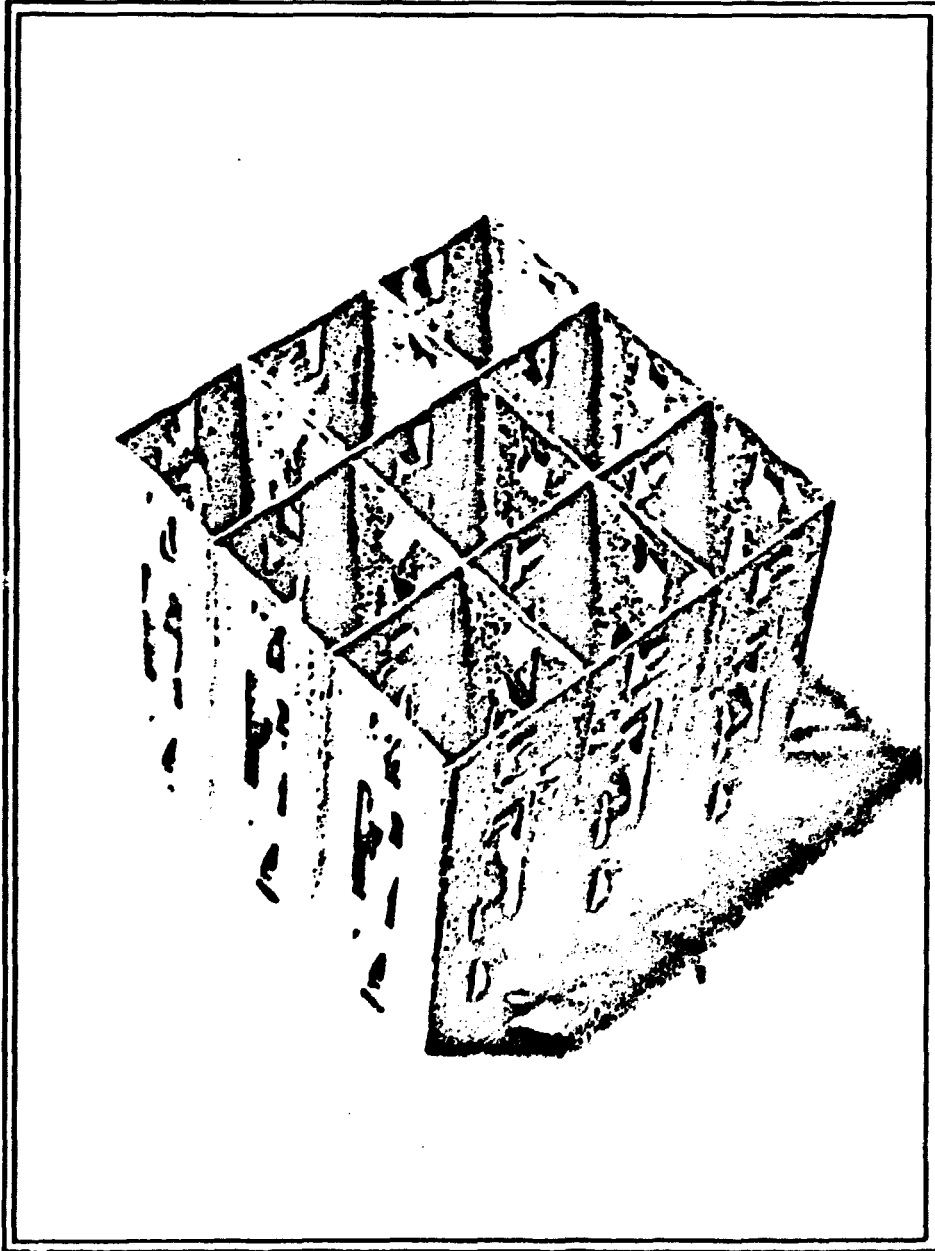
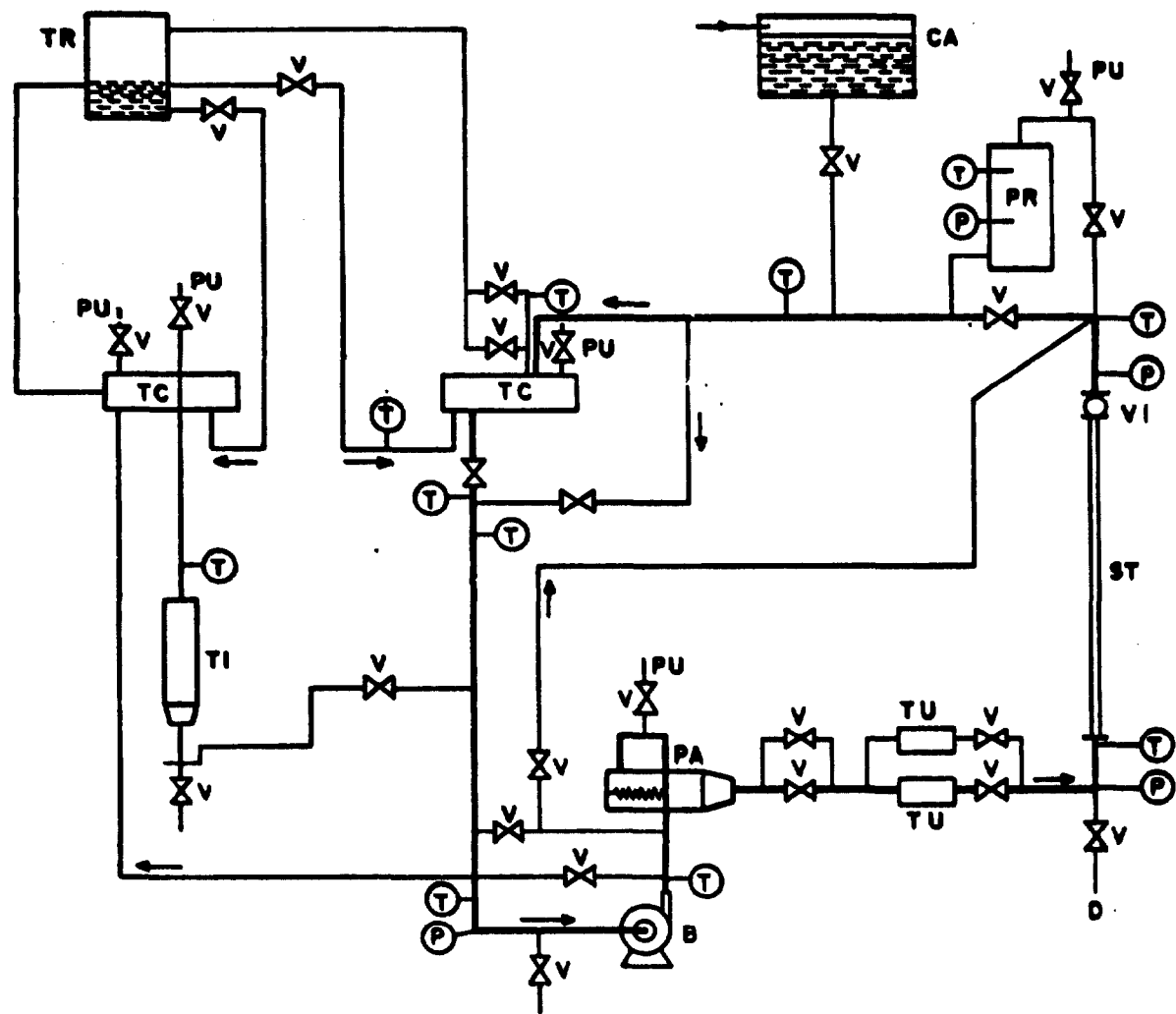


FIGURA 7- GRADE ESPAÇADORA



LEGENDA

- V - VÁLVULA
- T - MEDIDA DE TEMPERATURA
- P - MEDIDA DE PRESSÃO
- TR - TORRE DE REFRIGERAÇÃO
- TC - TROCADOR DE CALOR
- PA - PRÉ-AQUECEDOR
- TI - COLUNA TROCA IONS
- PR - PRESSURIZADOR
- ST - SECÃO DE TESTE
- B - BOMBA
- D - DRENO
- PU - PURGA
- CA - CAIXA D'ÁGUA
- TU - TURBINA
- VI - VISOR

FIGURA 8 - FLUXOGRAMA DO CIRCUITO TÉRMICO Nº 1 (CT-1)

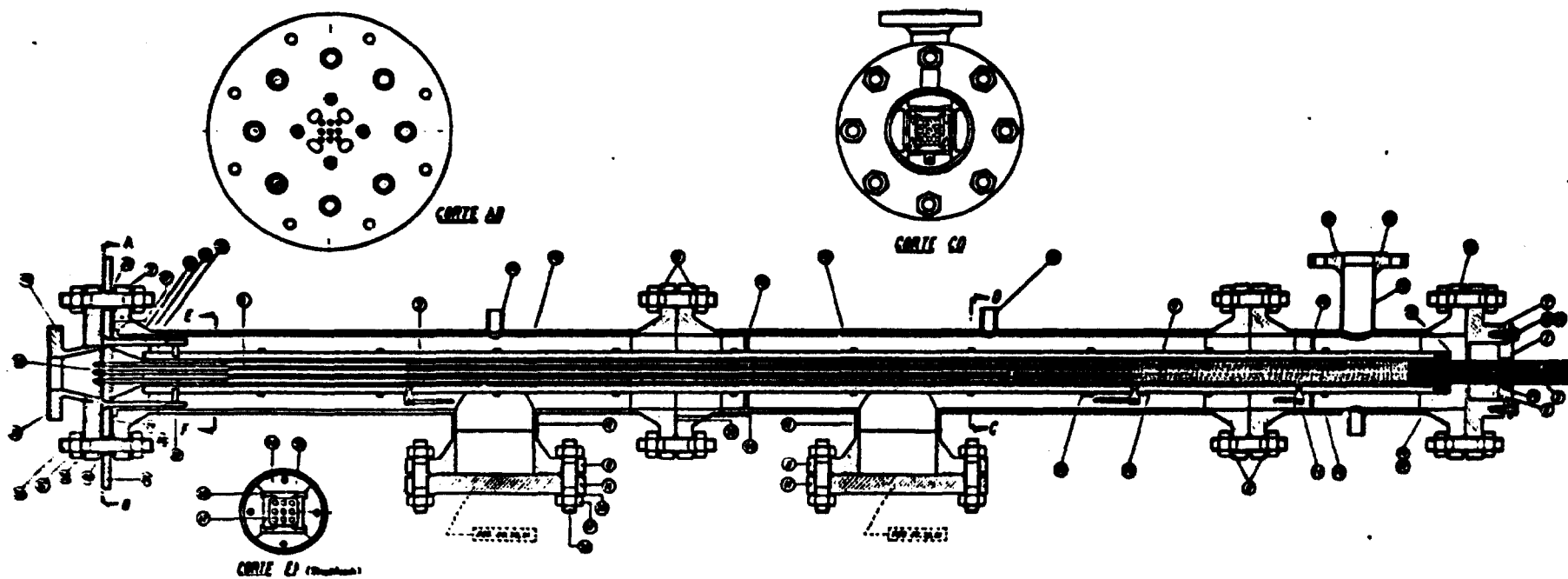
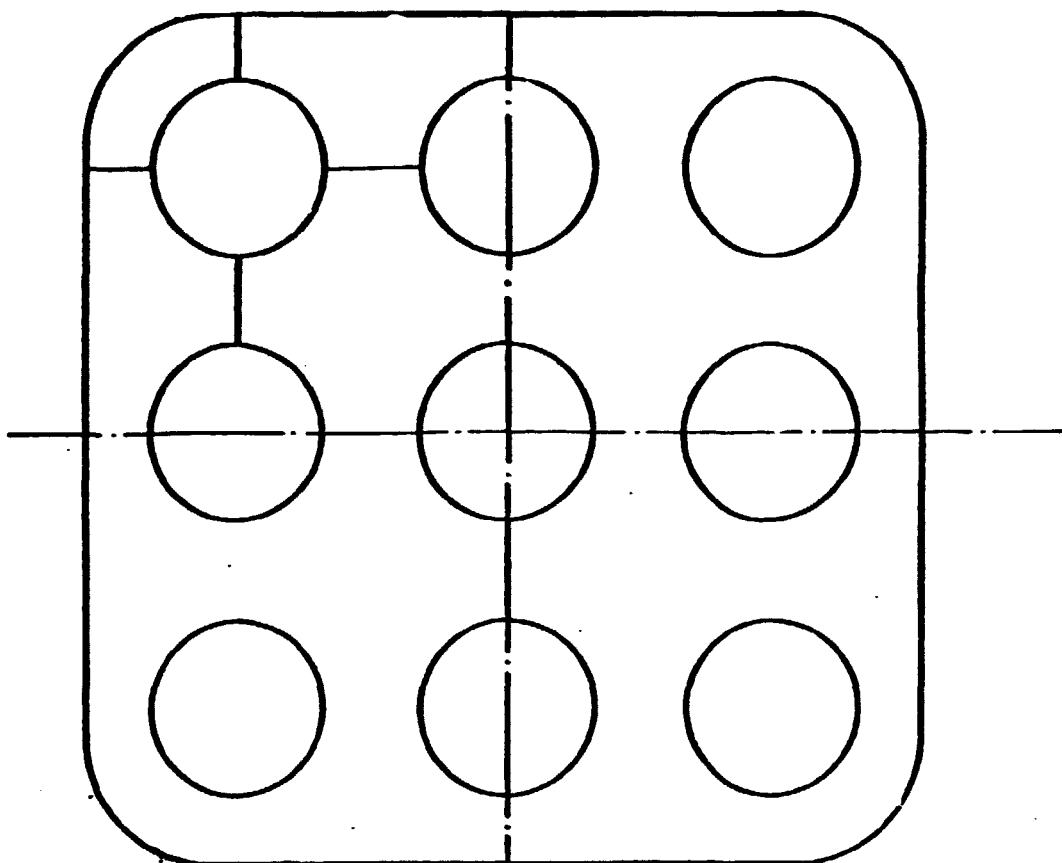
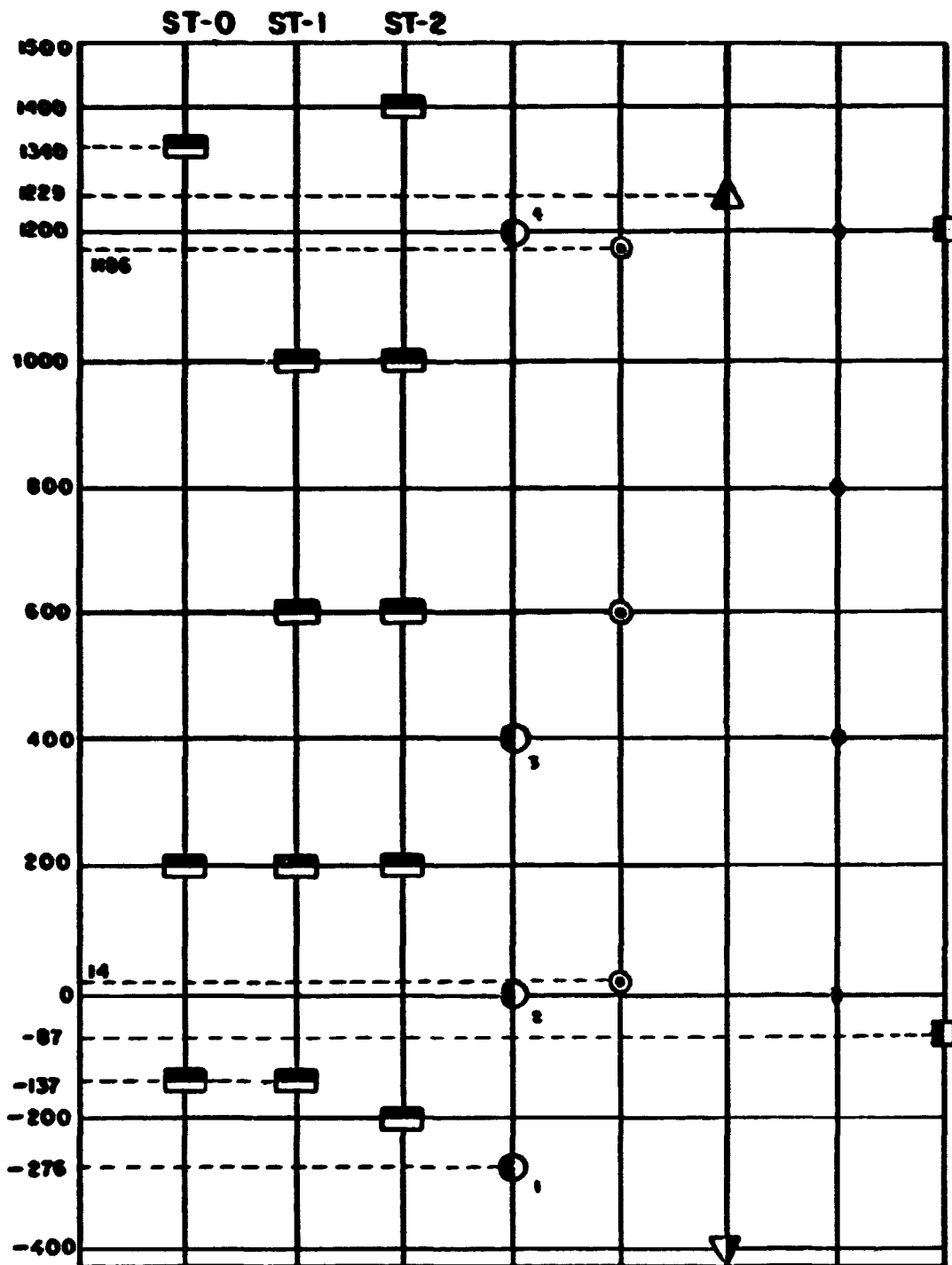


FIGURA 9- DESENHO DO CONJUNTO DO FEIXE



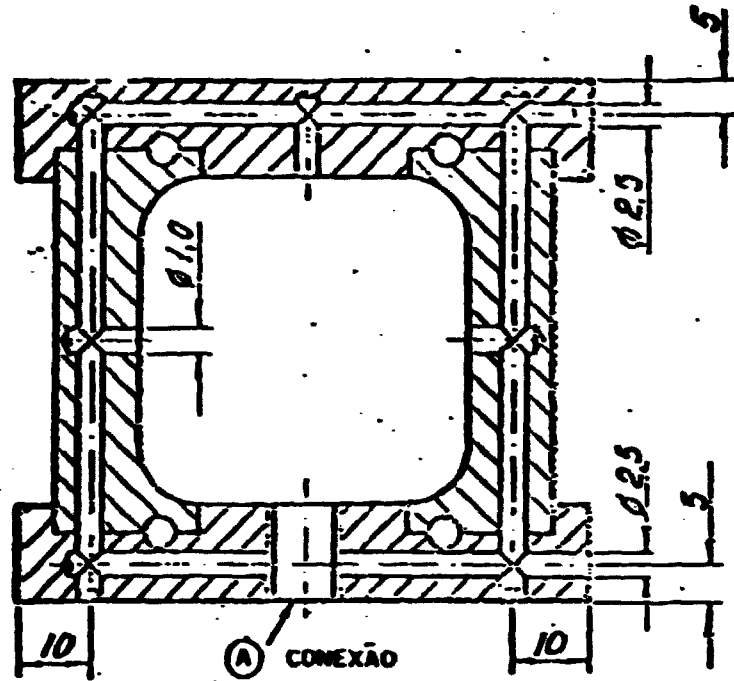
CARACTERÍSTICAS DO FEIXE	SEÇÃO	
	ST-0, ST-1	ST-2
COMPRIMENTO AQUECIDO	1200 mm	1200 mm
DÍAMETRO DAS VARETAS	10.75 mm	10.75 mm
DISTÂNCIA VARETA-VARETA	3.60 mm	3.60 mm
DISTÂNCIA VARETA-PAREDE	3.20 mm	2.60 mm
DIMENSÕES DO CANAL	45.9 x 45.9 mm	44.6 x 44.6 mm
ÁREA DE ESCOAMENTO	1223 mm ²	1118 mm ²
PERÍMETRO MOLHADO	473 mm	469 mm

FIGURA 10 - CORTE TRANSVERSAL NO FEIXE E CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS PRINCIPAIS

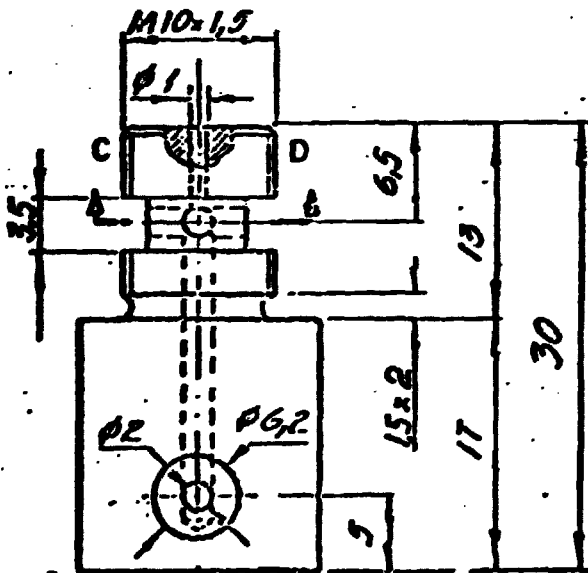


- ≡ GRADE ESPAÇADORA
- ⊙ TOMADA DE PRESSÃO
- ⊙ TERMOPARES DE PAREDE
- ▲ TERMOPARES DE FLUIDO - SUBCANAL
- ▼ TERMOPAR DE ENTRADA
- TERMOPARES DE FLUIDO ANULAR
- TOMADAS DE TENSÃO

FIGURA II - LOCALIZAÇÃO DOS PONTOS DE MEDIDAS E GRADES ESPAÇADORAS AO LONGO DO FEIXE.



DETALHE (A) JOELHO DA TOMADA DE PRESSÃO



CORTE CD

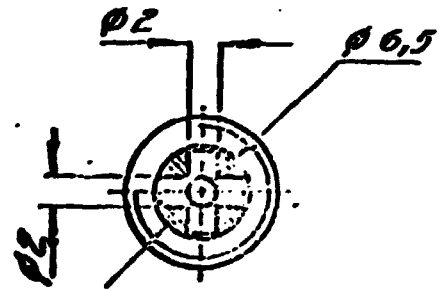


FIGURA 12 - DETALHE DAS TOMADAS DE PRESSÃO DAS SEÇÕES ST-0 E ST-1

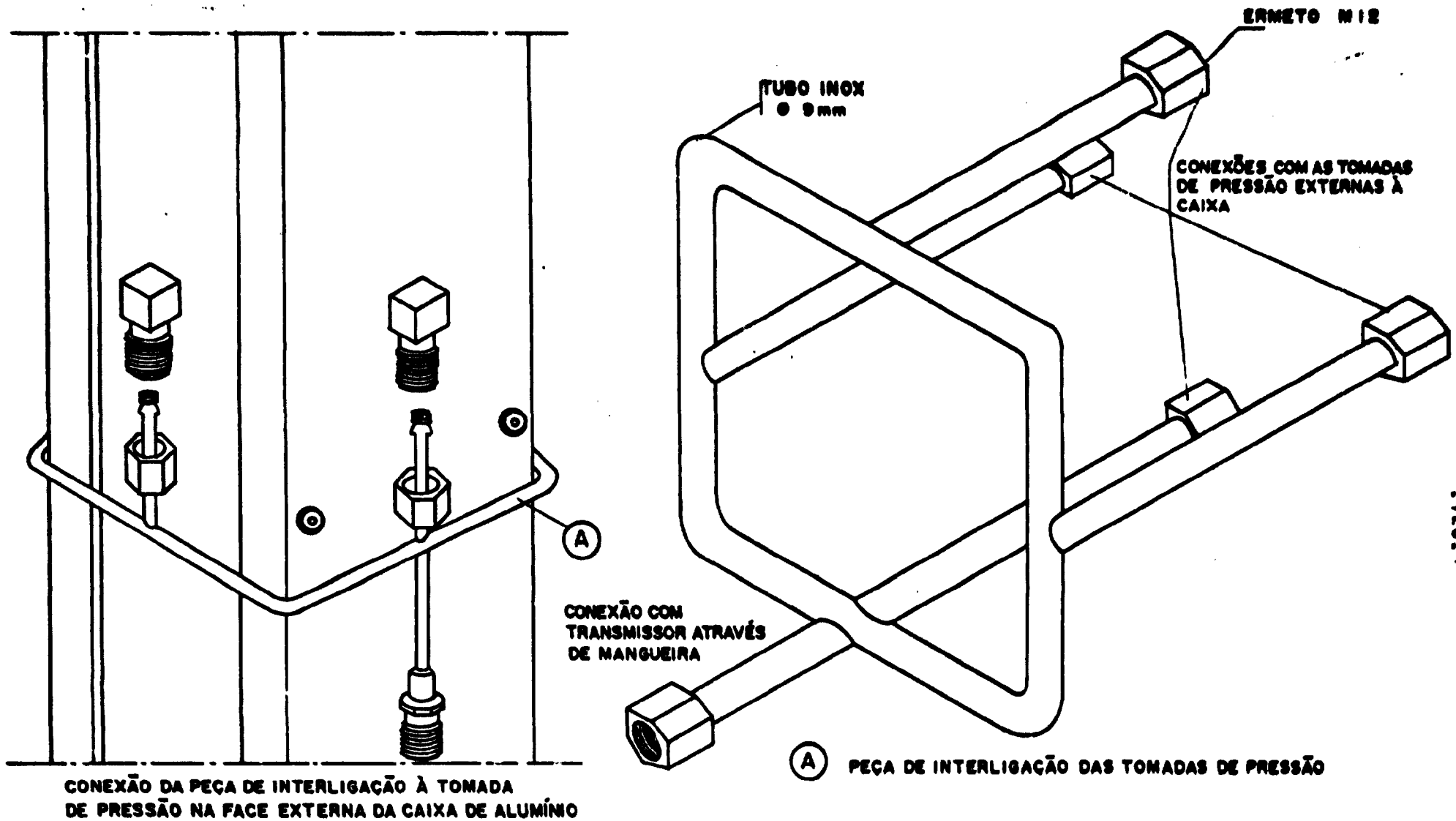


FIGURA 13 - DETALHES DAS TOMADAS DE PRESSÃO DA SEÇÃO ST-2

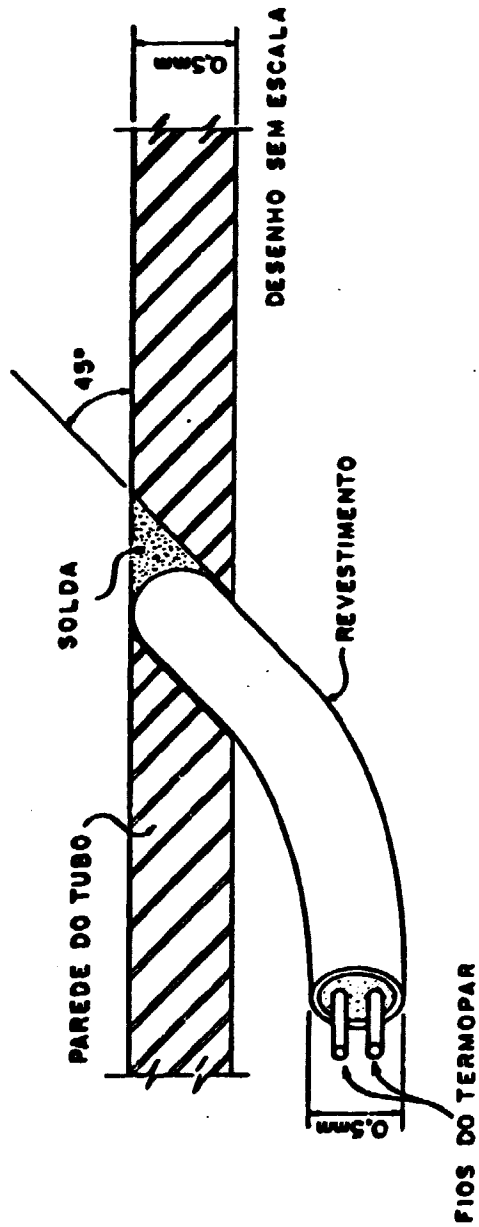


FIGURA 14 - DETALHE DA SOLDA DOS TERMOPARES ÀS VARETAS

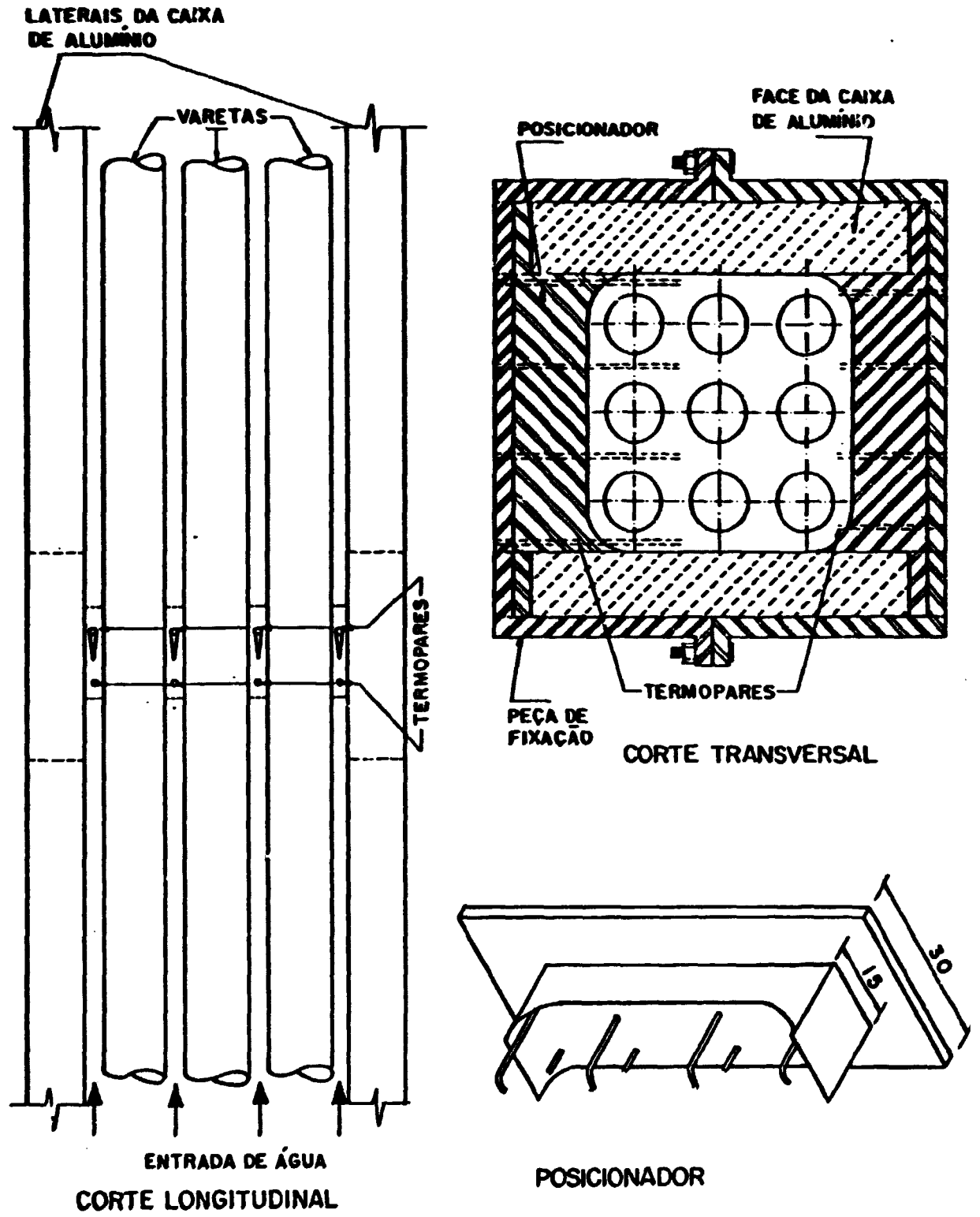
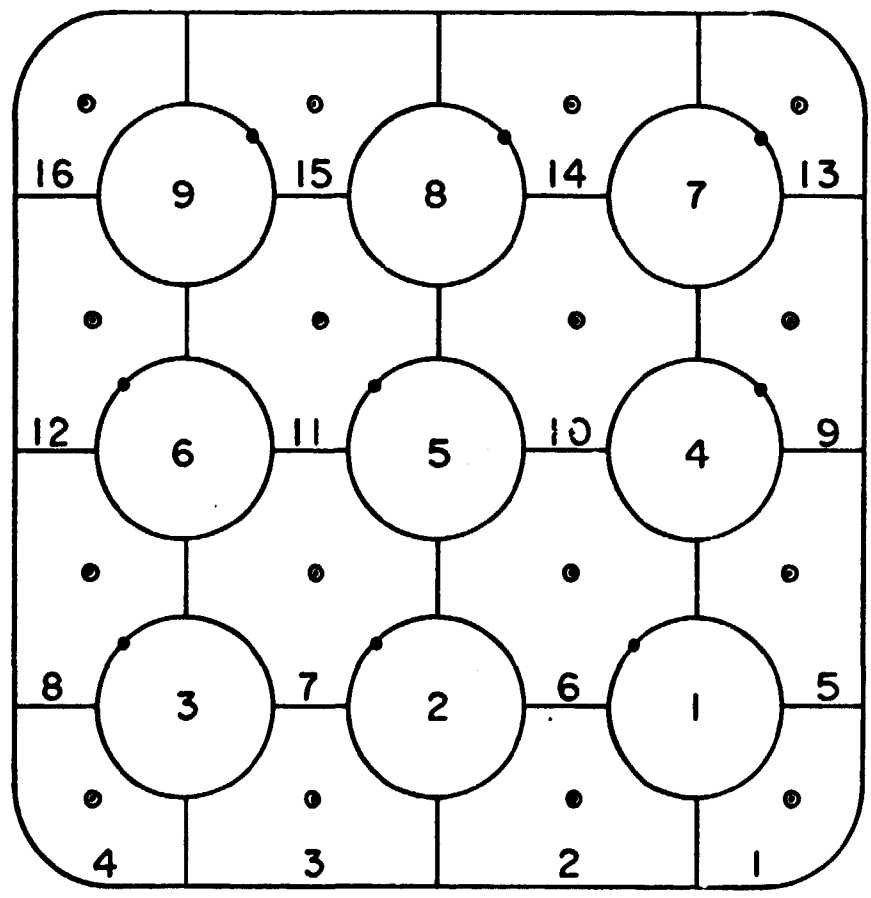


FIGURA 15- DETALHE DO DISPOSITIVO DE FIXAÇÃO DOS TERMOPARES DE FLUIDO



● TERMOPARES DE SUBCANAL

● TERMOPARES DE PAREDE

FATOR DE POTÊNCIA DAS VARETAS

- 1 - 1,00
- 2 - 1,01
- 3 - 1,00
- 4 - 0,97
- 5 - 1,00
- 6 - 1,02
- 7 - 0,99
- 8 - 1,01
- 9 - 1,00

FIGURA 16 - POSICIONAMENTO DAS VARETAS E SUBCANAIS

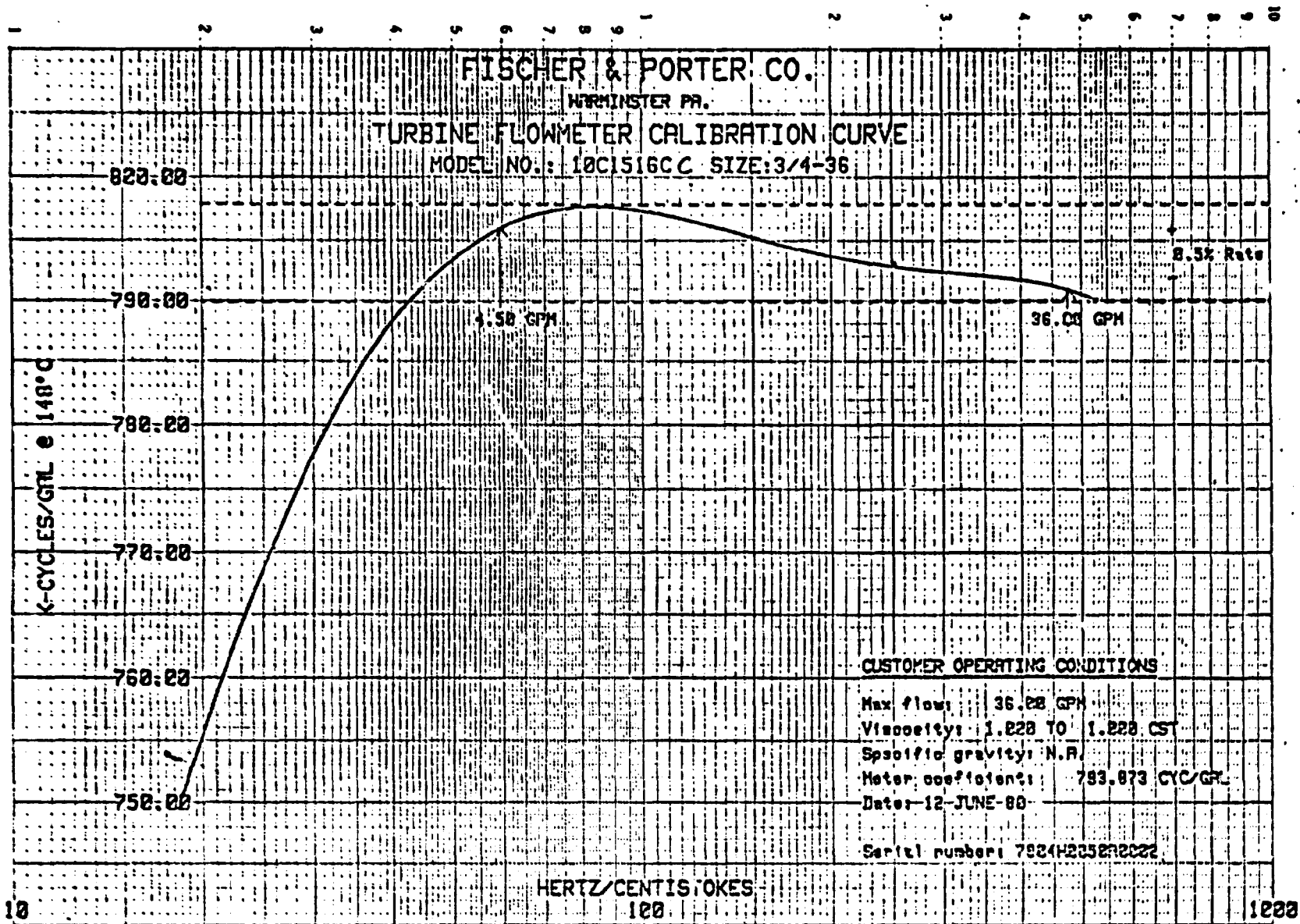


FIGURA 17 - CURVA CARACTERÍSTICA DA TURBINA 3/4"

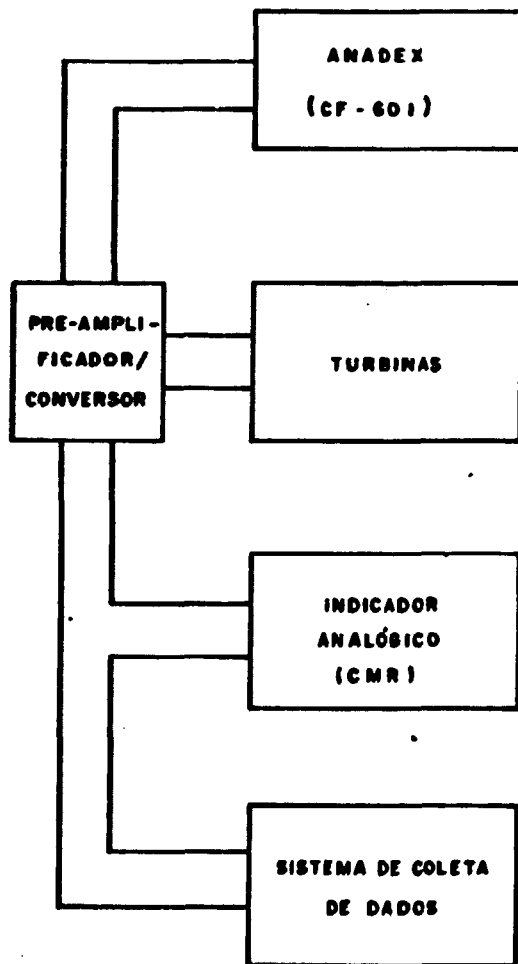


FIGURA 1B - ESQUEMA SIMPLIFICADO DO SISTEMA DE MEDIDA DA VAZÃO

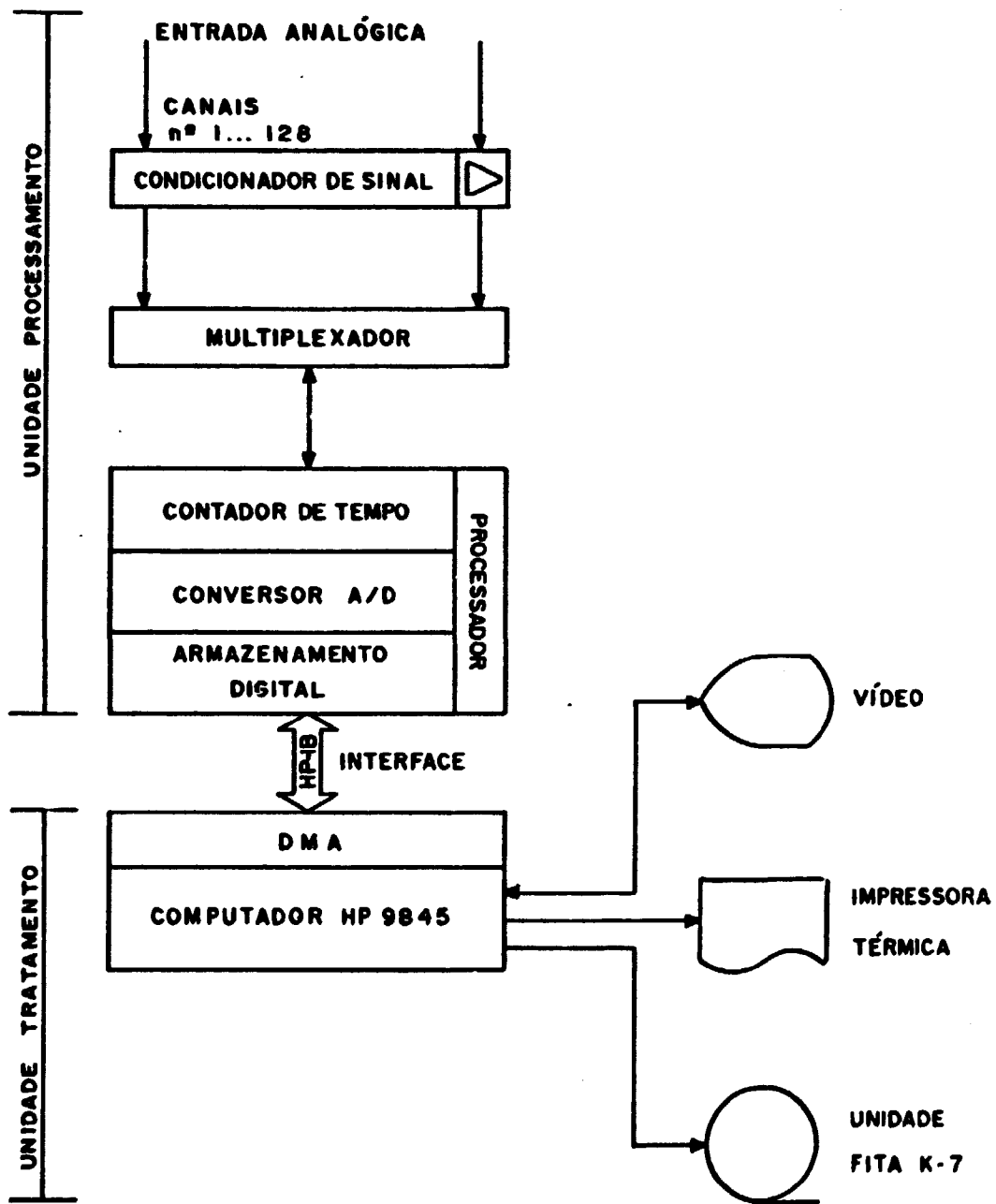


FIGURA 19 - DIAGRAMA DO SISTEMA DE COLETA E TRATAMENTO DE DADOS (SCTD)

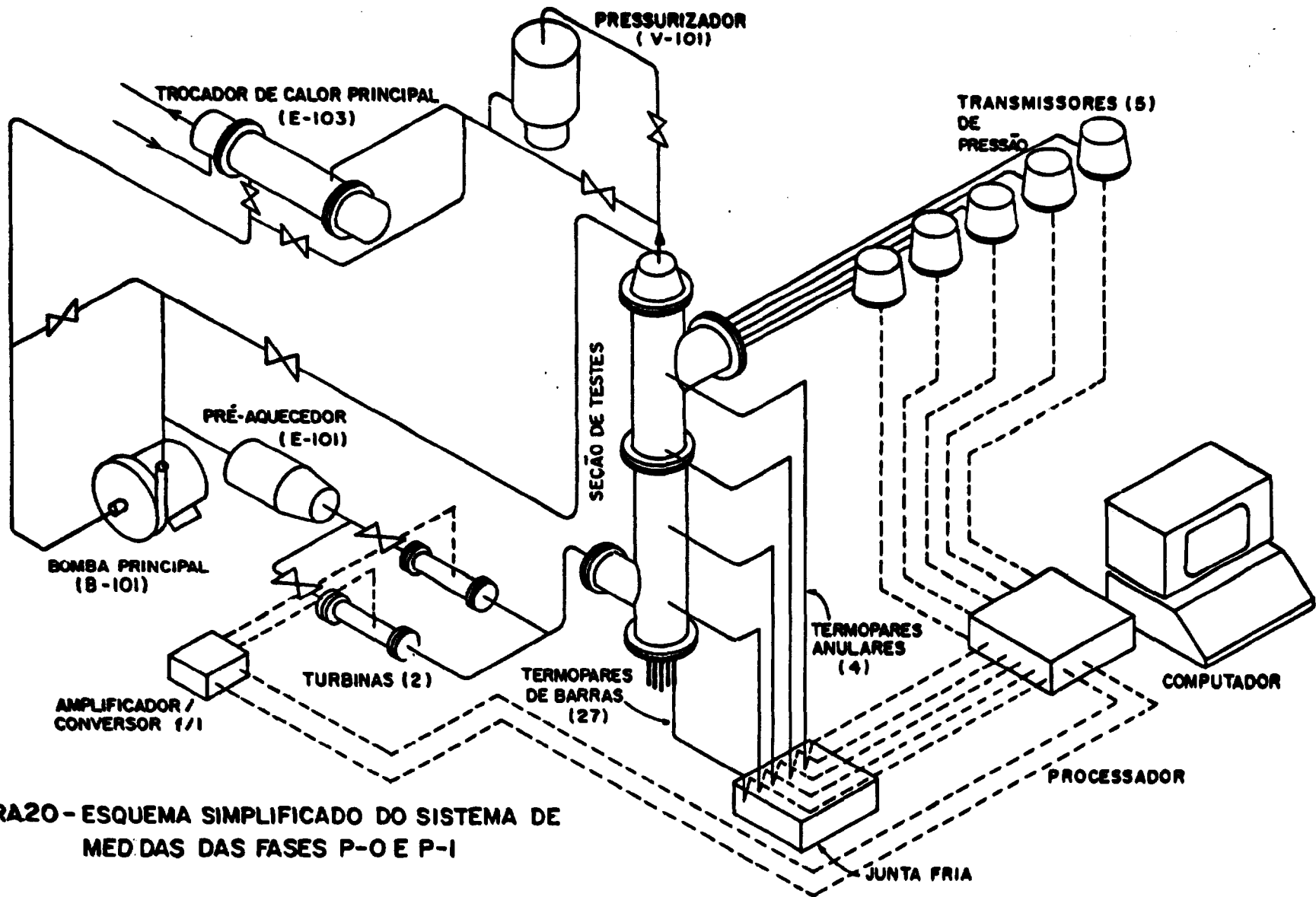
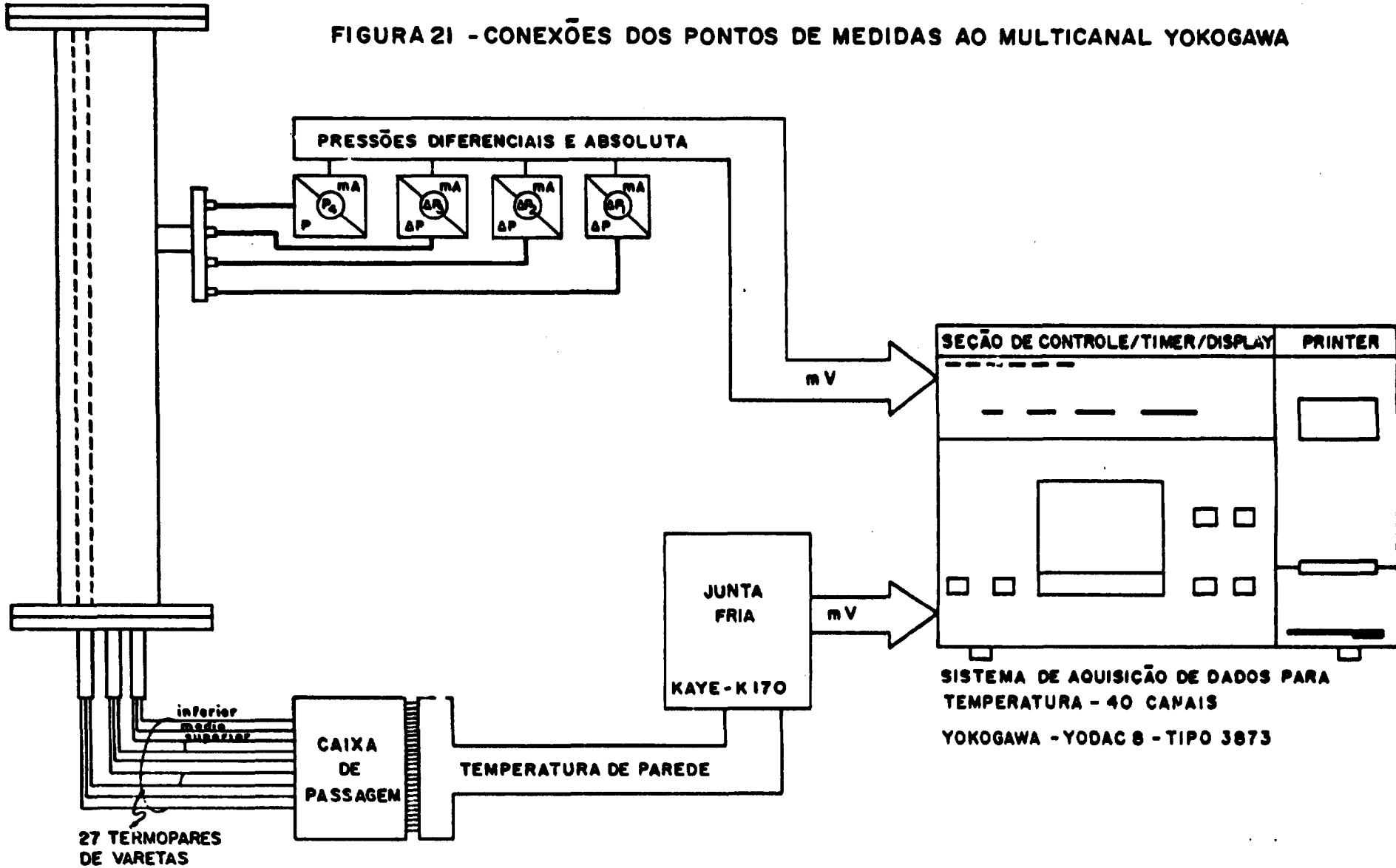
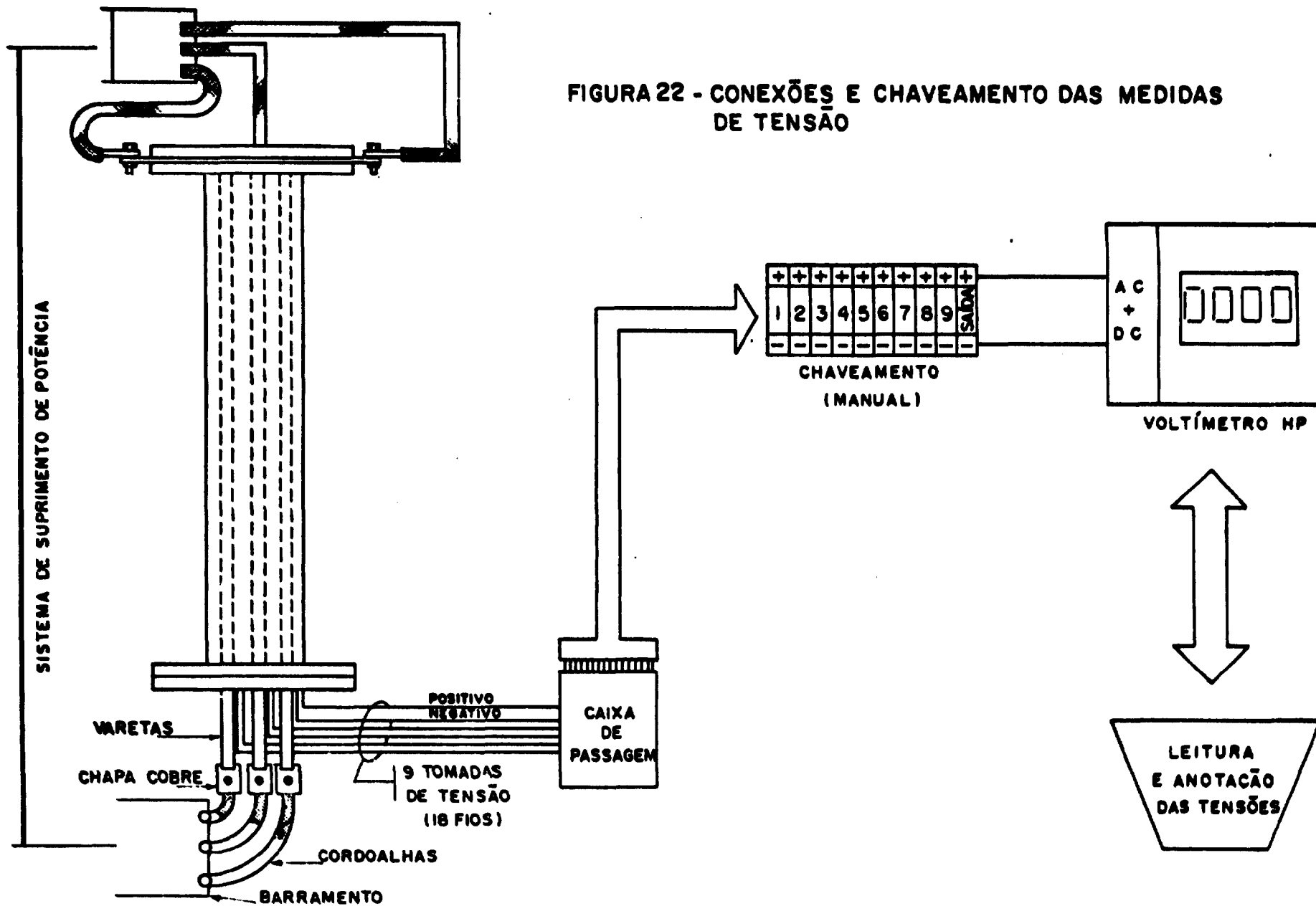


FIGURA 20 - ESQUEMA SIMPLIFICADO DO SISTEMA DE MEDIDAS DAS FASES P-O E P-I

SECÃO: FEIXE 3x3

FIGURA 21 - CONEXÕES DOS PONTOS DE MEDIDAS AO MULTICANAL YOKOGAWA





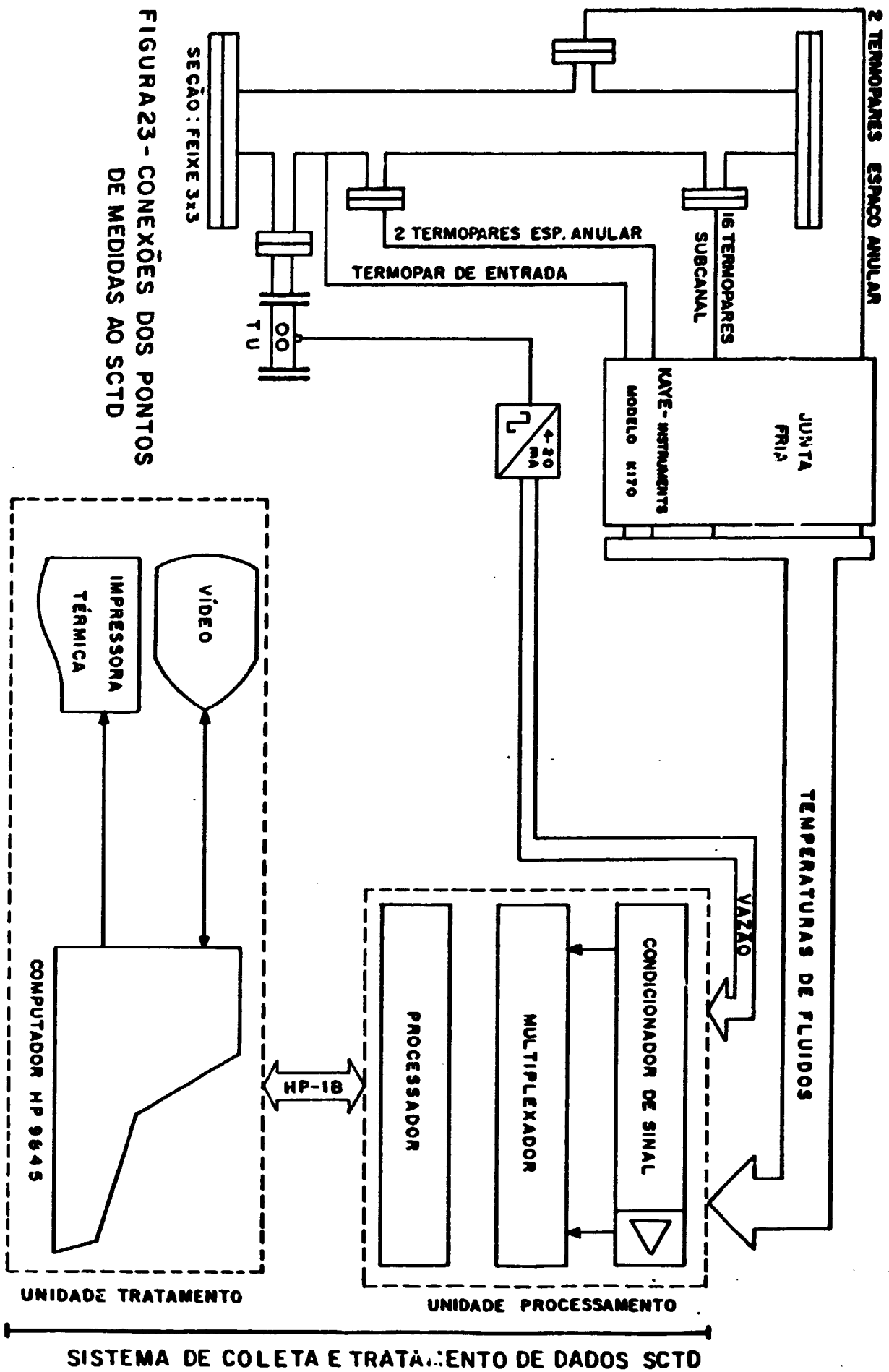


FIGURA 23 - CONEXÕES DOS PONTOS DE MEDIDAS AO SCTD

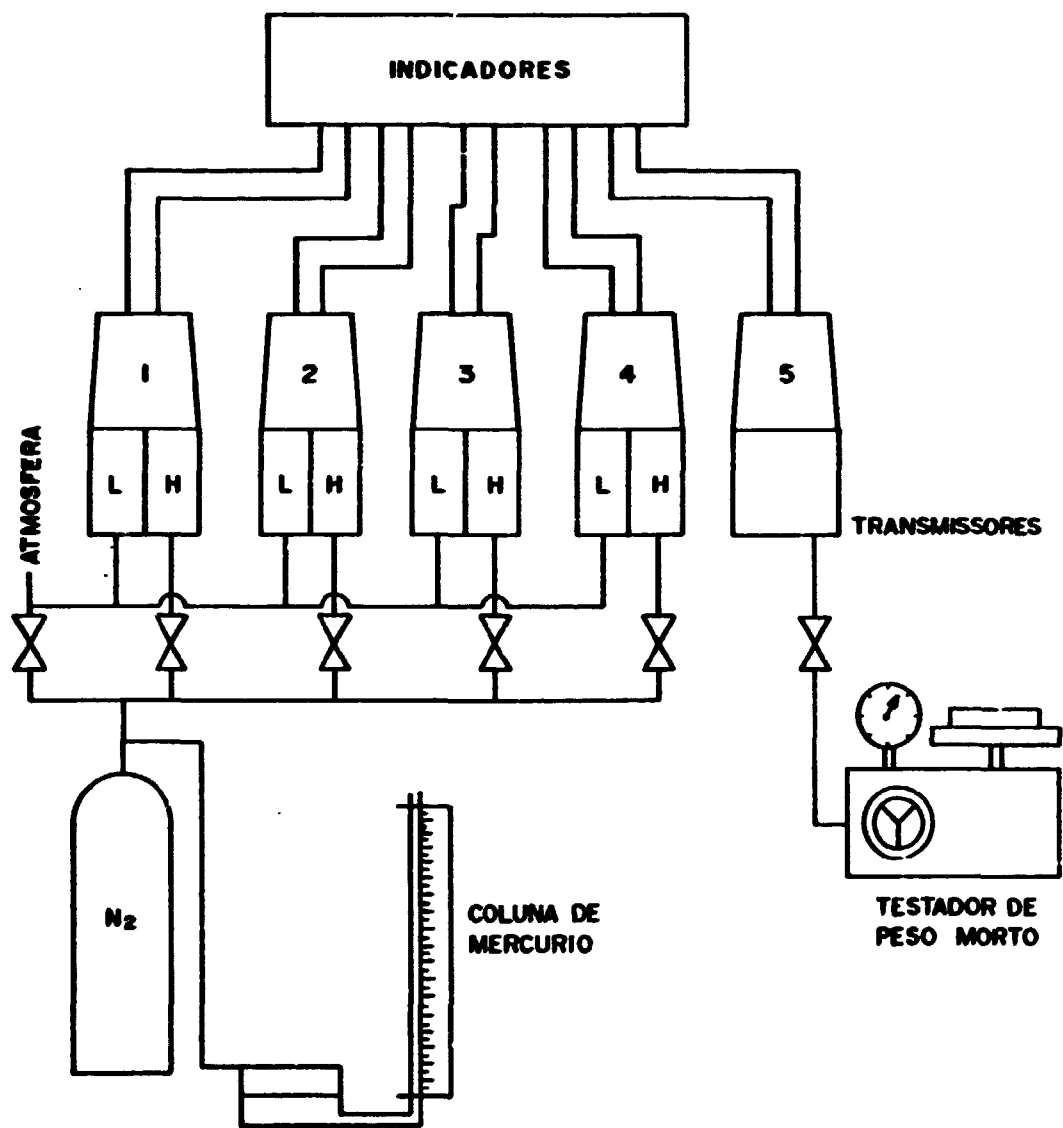
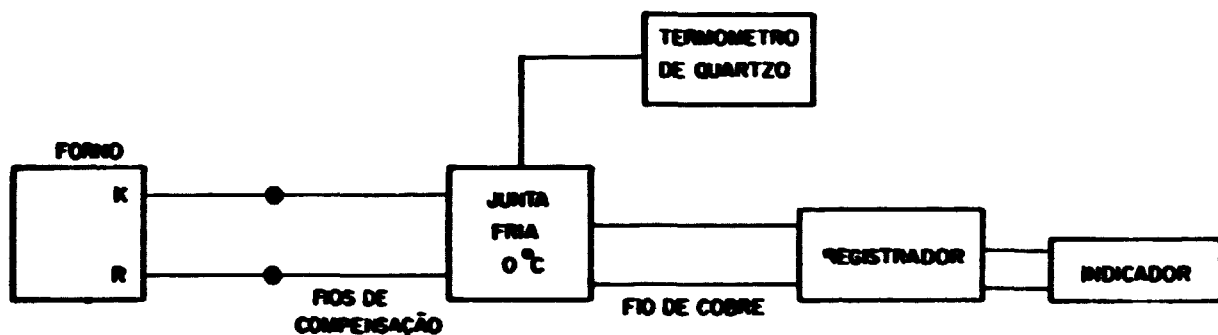
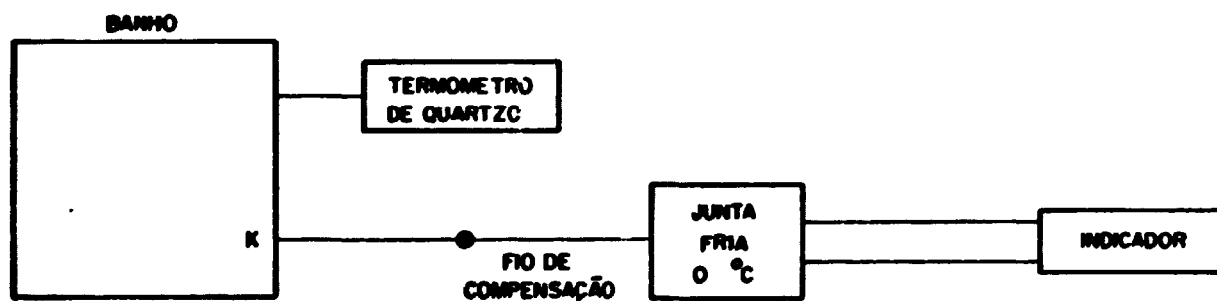


FIGURA 24. ESQUEMA SIMPLIFICADO PARA CALIBRAÇÃO DOS TRANSMISSORES DE PRESSÃO.



25-1- TERMOPARES DE PAREDE, SAIDA DO FLUIDO REFRIGERANTE E FLUIDO ANULAR



25-2- TERMOPAR DE ENTRADA DO FLUIDO DA FASE P-2

FIGURA 25- ESQUEMA SIMPLIFICADO PARA CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIDAS DE TEMPERATURA

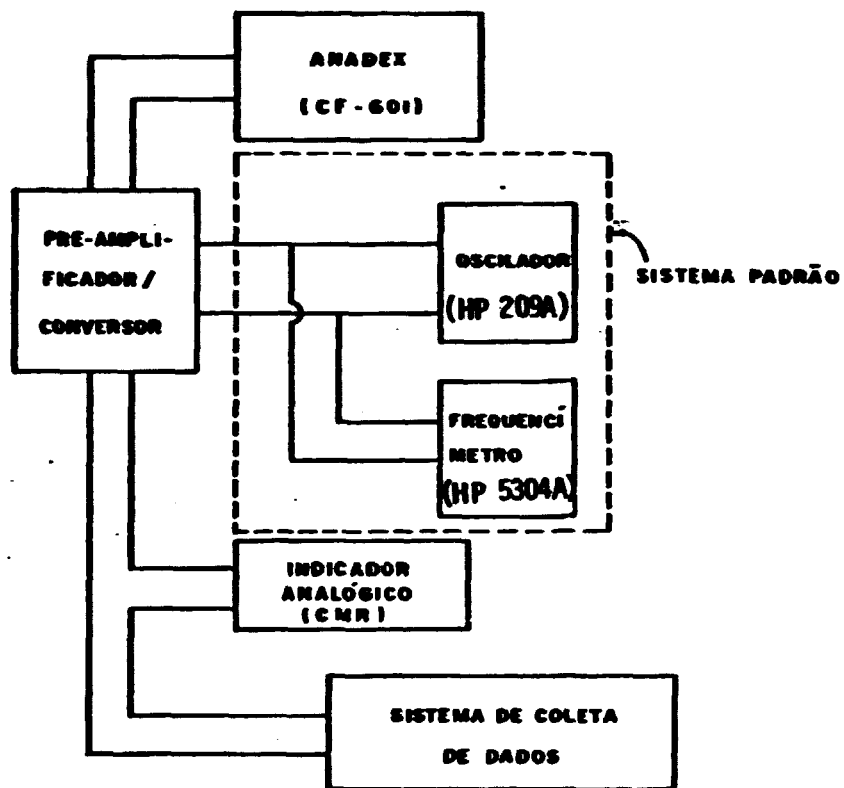


FIGURA 26 - ESQUEMA PARA CALIBRAÇÃO DA VAZÃO

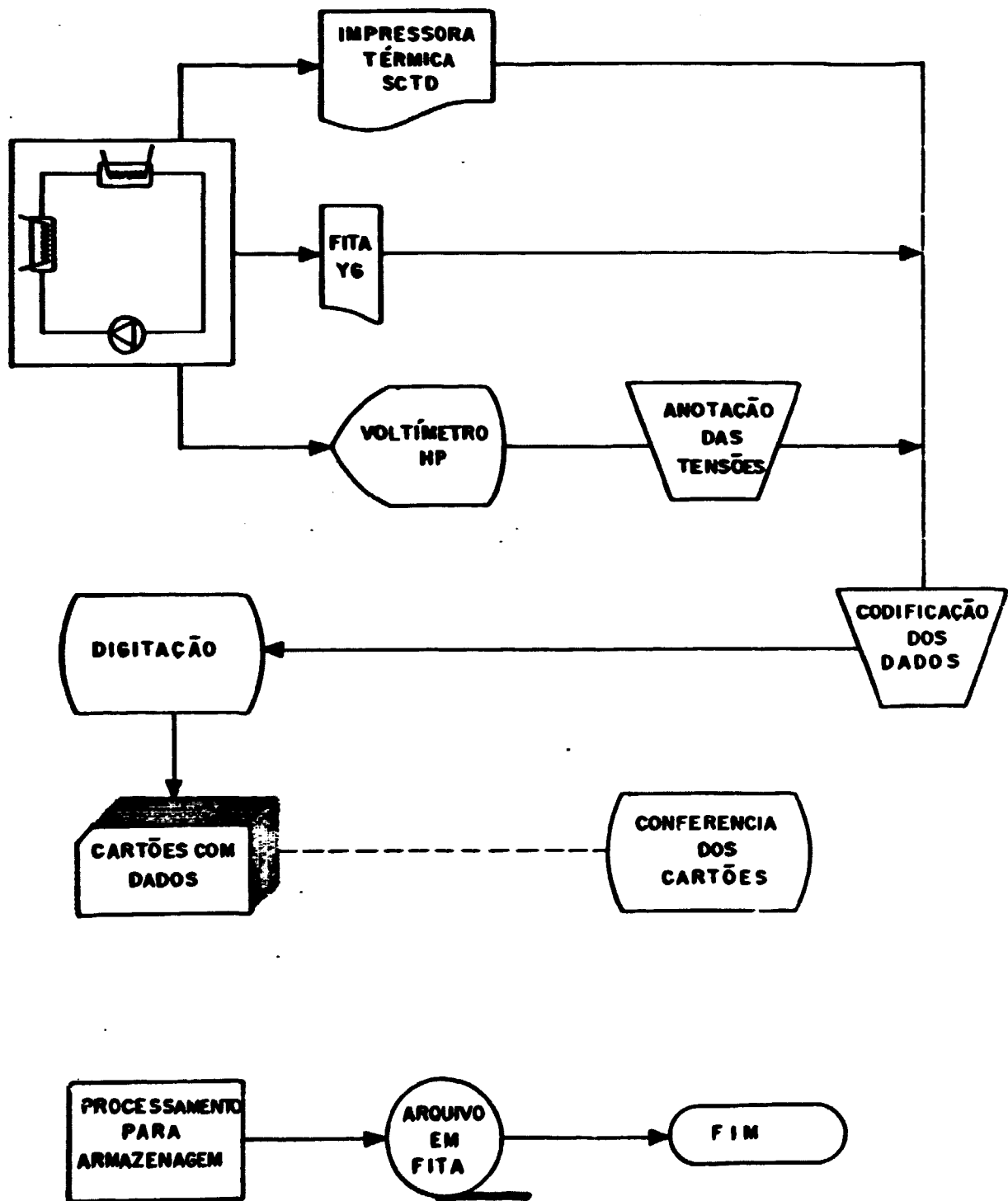


FIGURA 27 - FLUXOGRAMA DE ARMAZENAMENTO

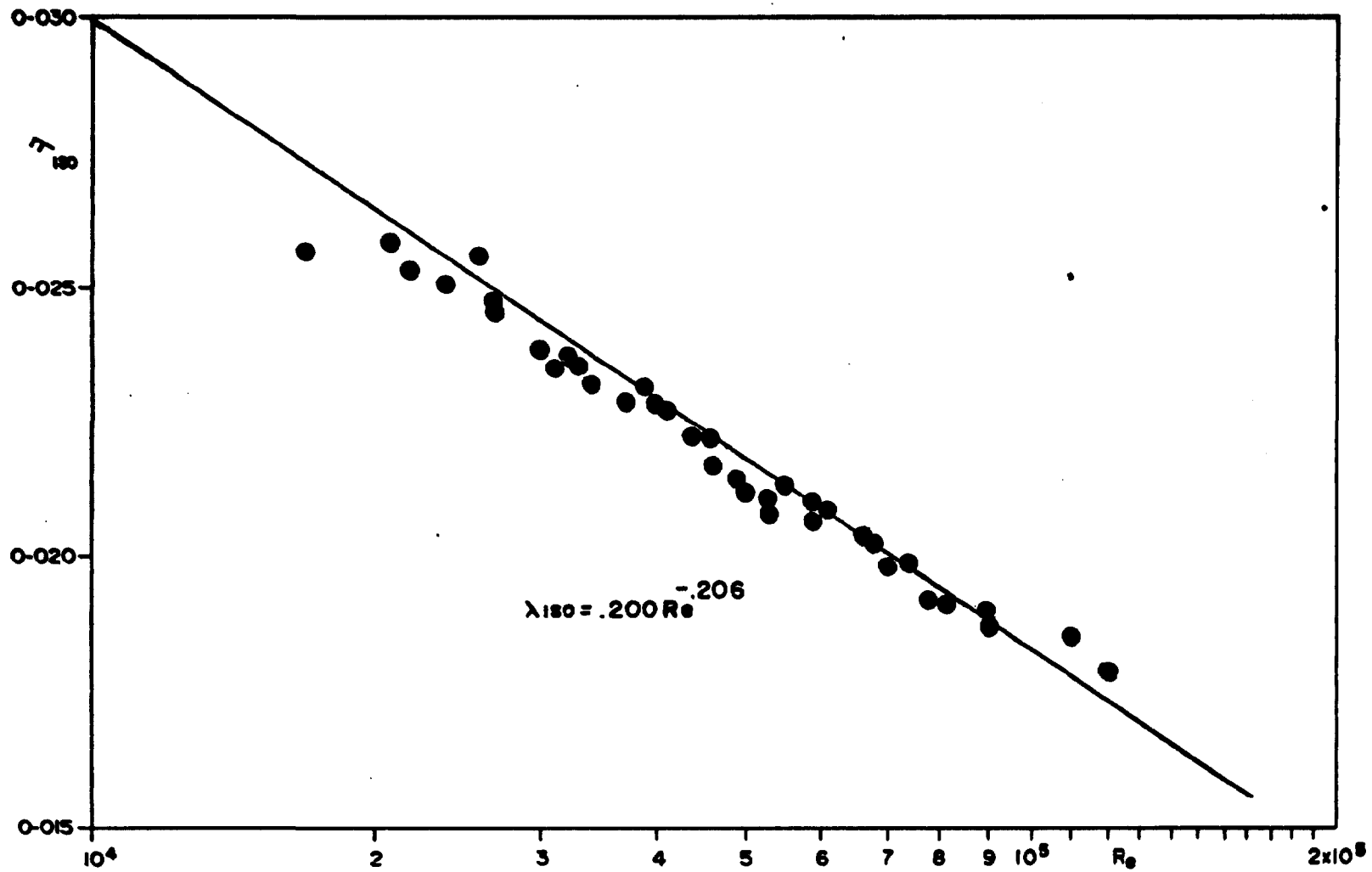


FIGURA 28. COEFICIENTE DE ATRITO DETERMINADO

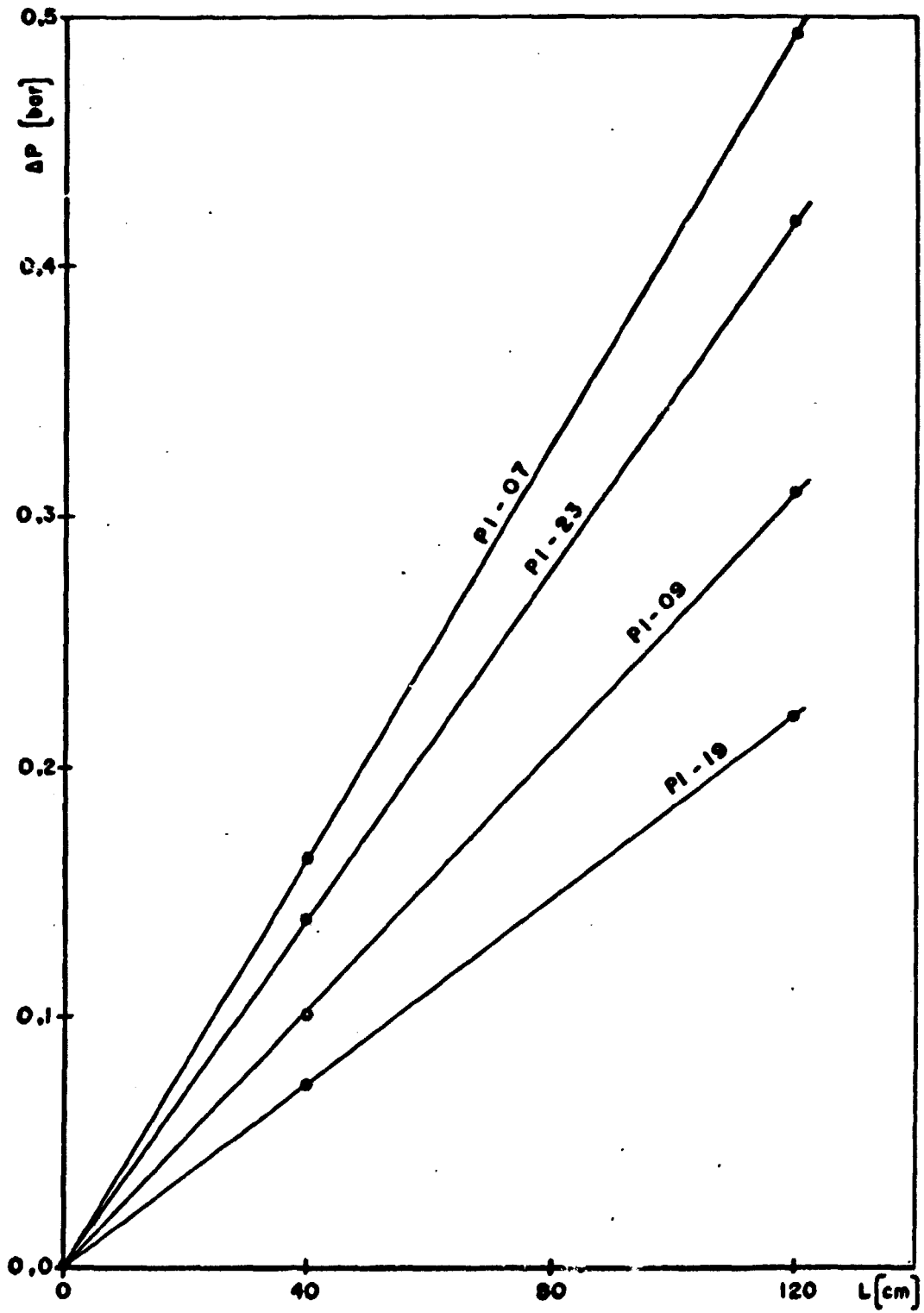


FIGURA 29- EVOLUÇÃO DA PRESSÃO AO LONGO DA SEÇÃO ST-1

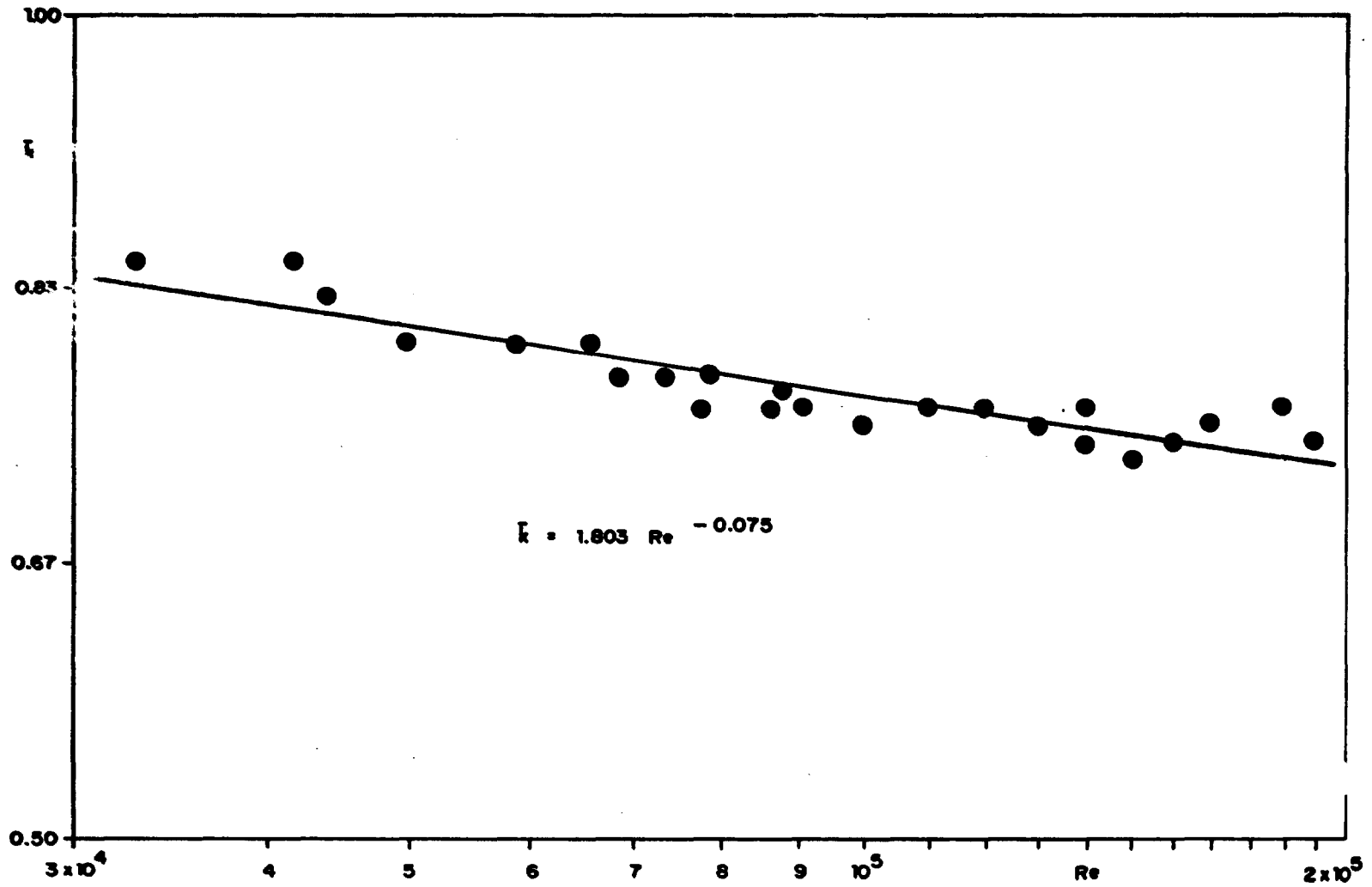


FIGURA 30 - COEFICIENTE MÉDIO DE PERDA DE CARGA NAS GRADES

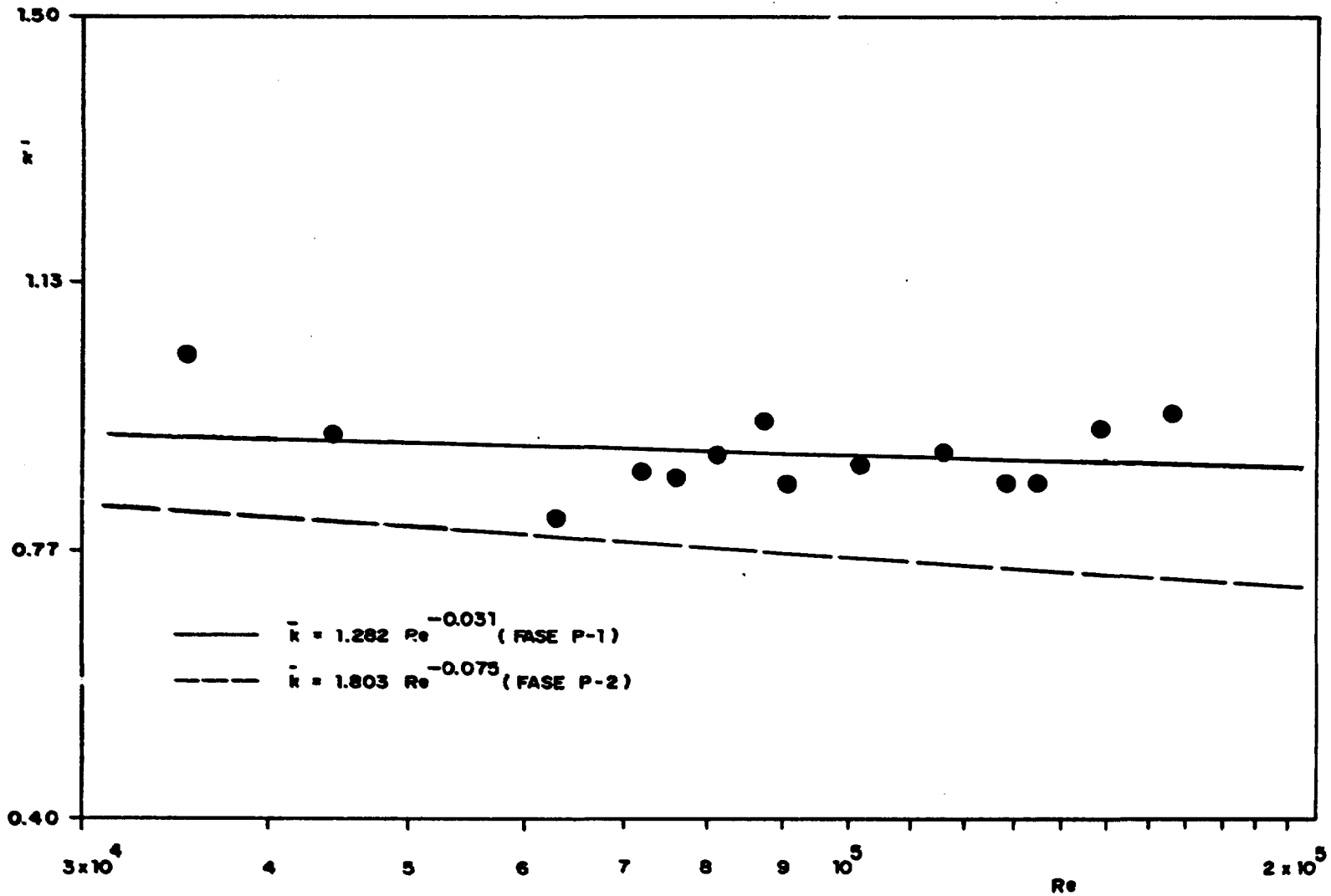


FIGURA 31 - COMPARAÇÃO ENTRE AS CORRELAÇÕES $\bar{k} \times Re$ DETERMINADAS NAS FASES P-1 e P-2

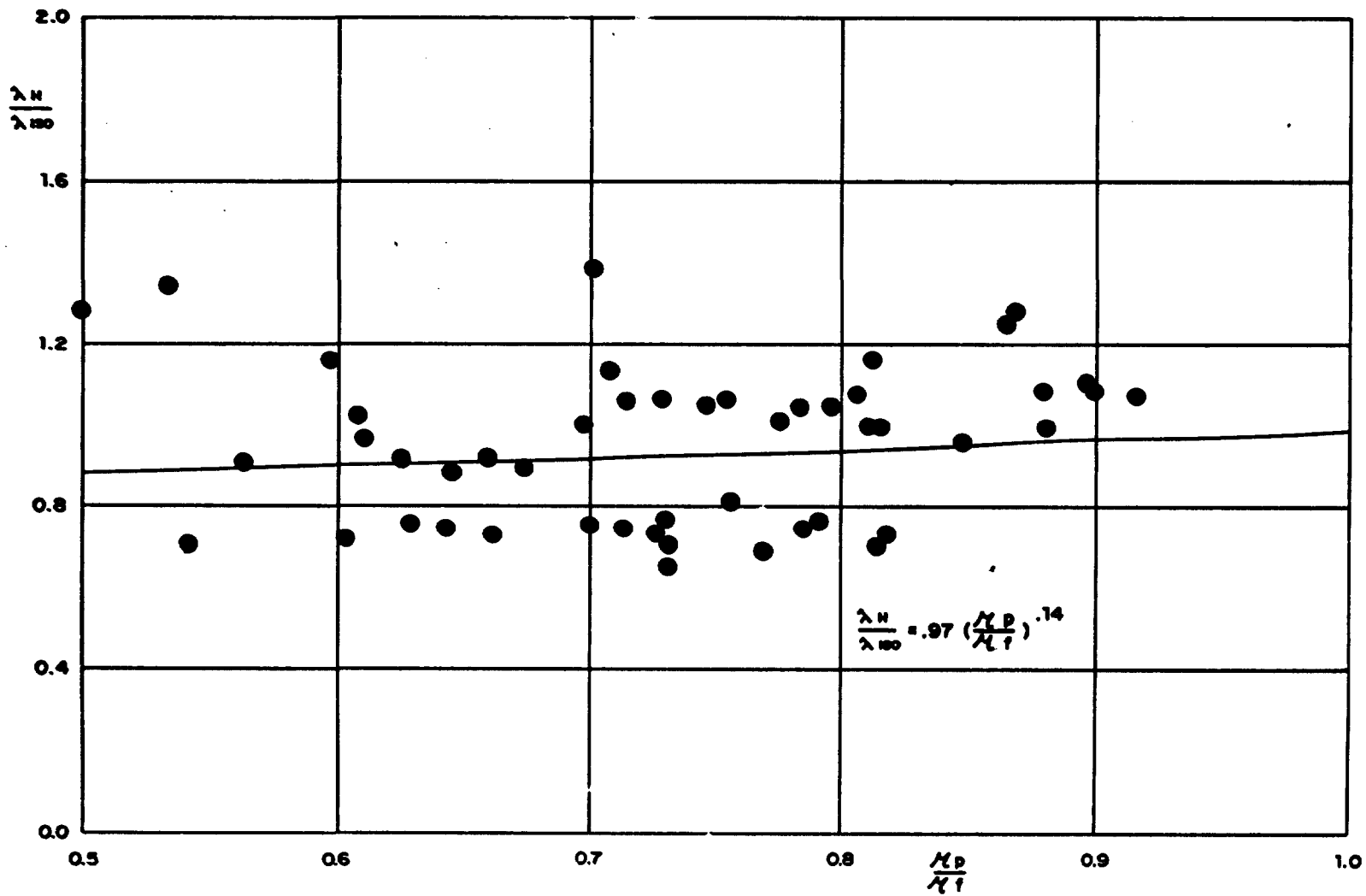


FIGURA 32 - VALORES DETERMINADOS DE $\lambda_H / \lambda_{180}$ x n_D / n_T

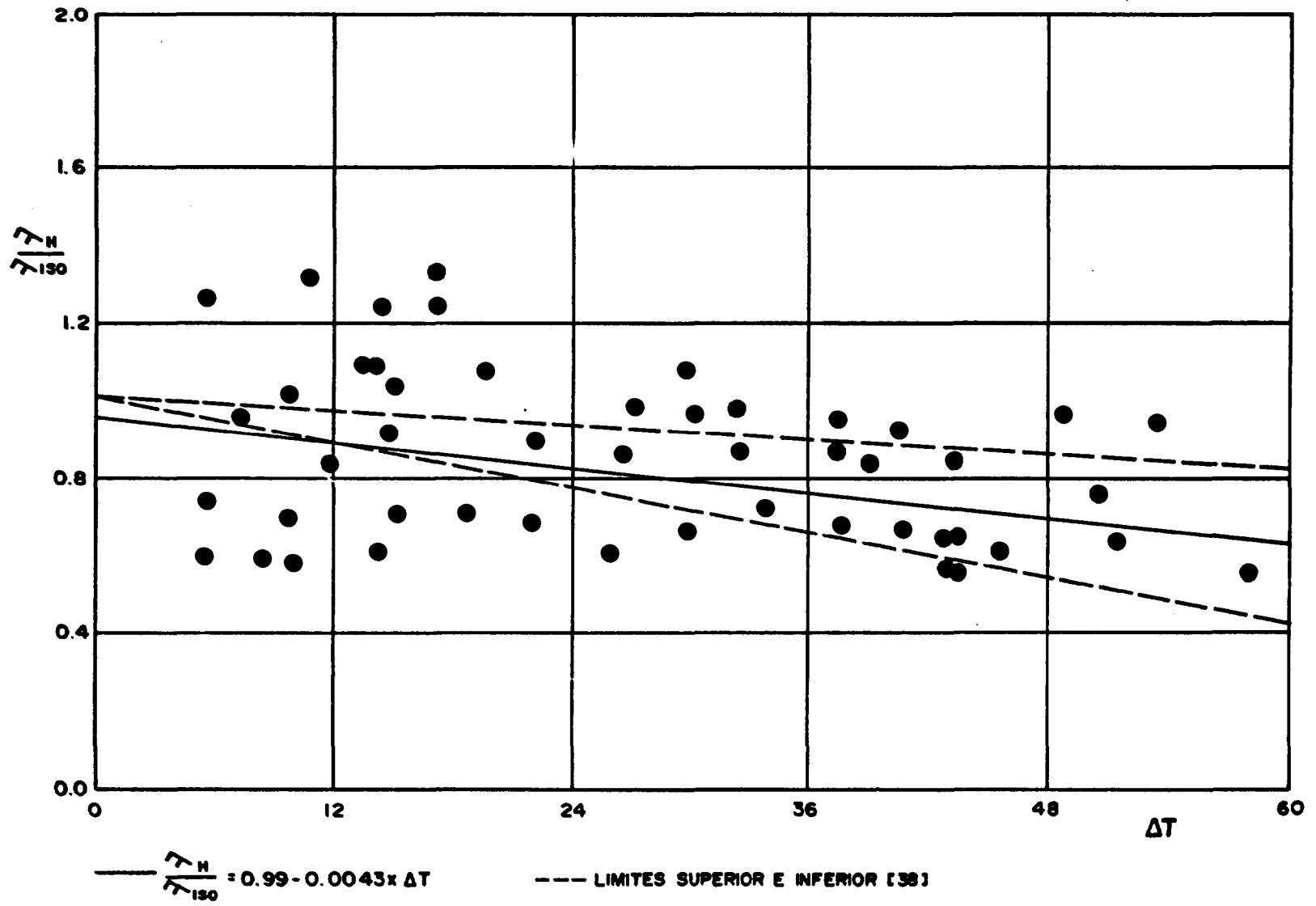


FIGURA 33. VALORES DETERMINADOS DE $F_H / F_{ISO} \times \Delta T$.

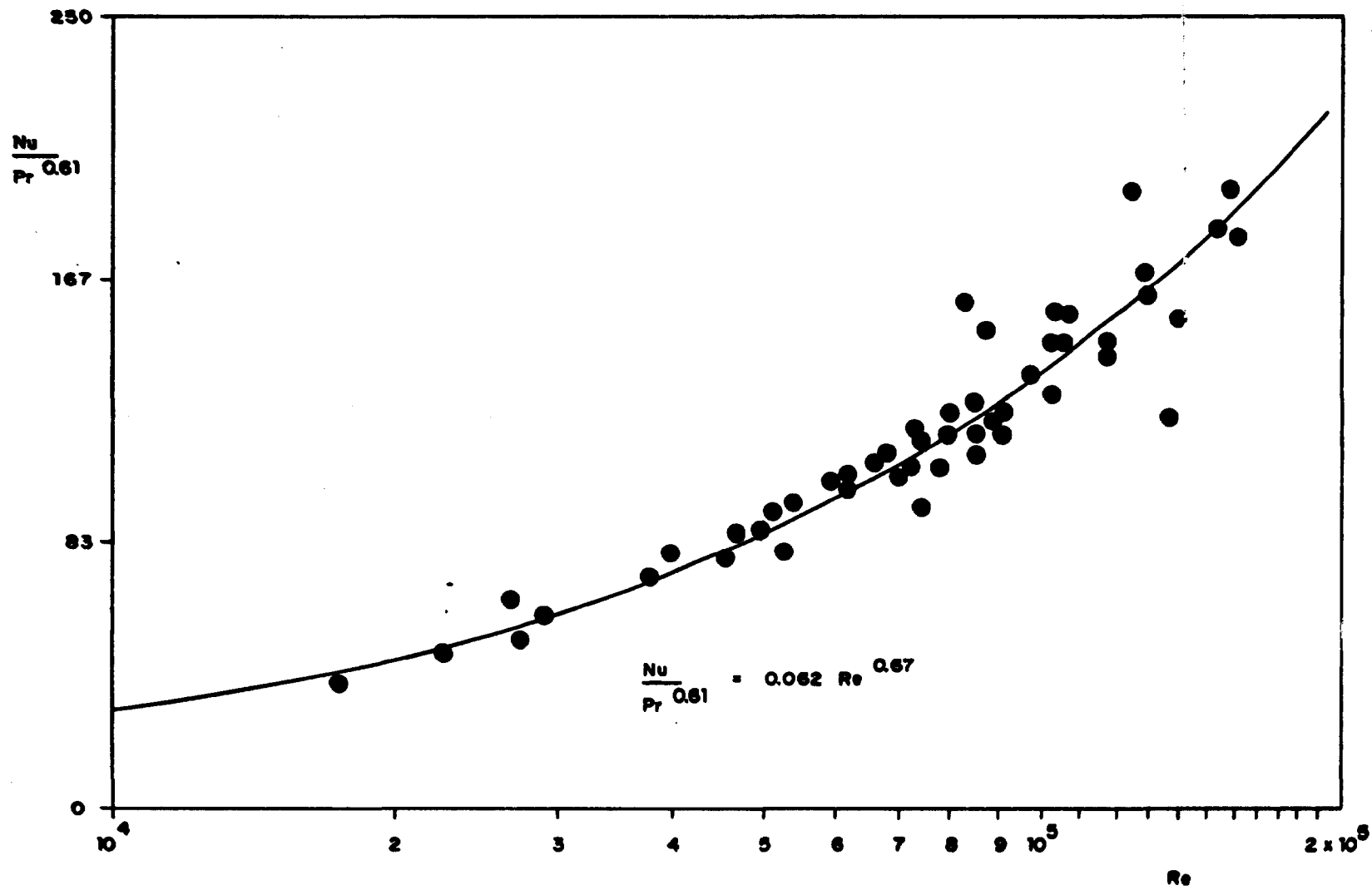


FIGURA 34 - CORRELAÇÃO DETERMINADA PARA A TROCA DE CALOR

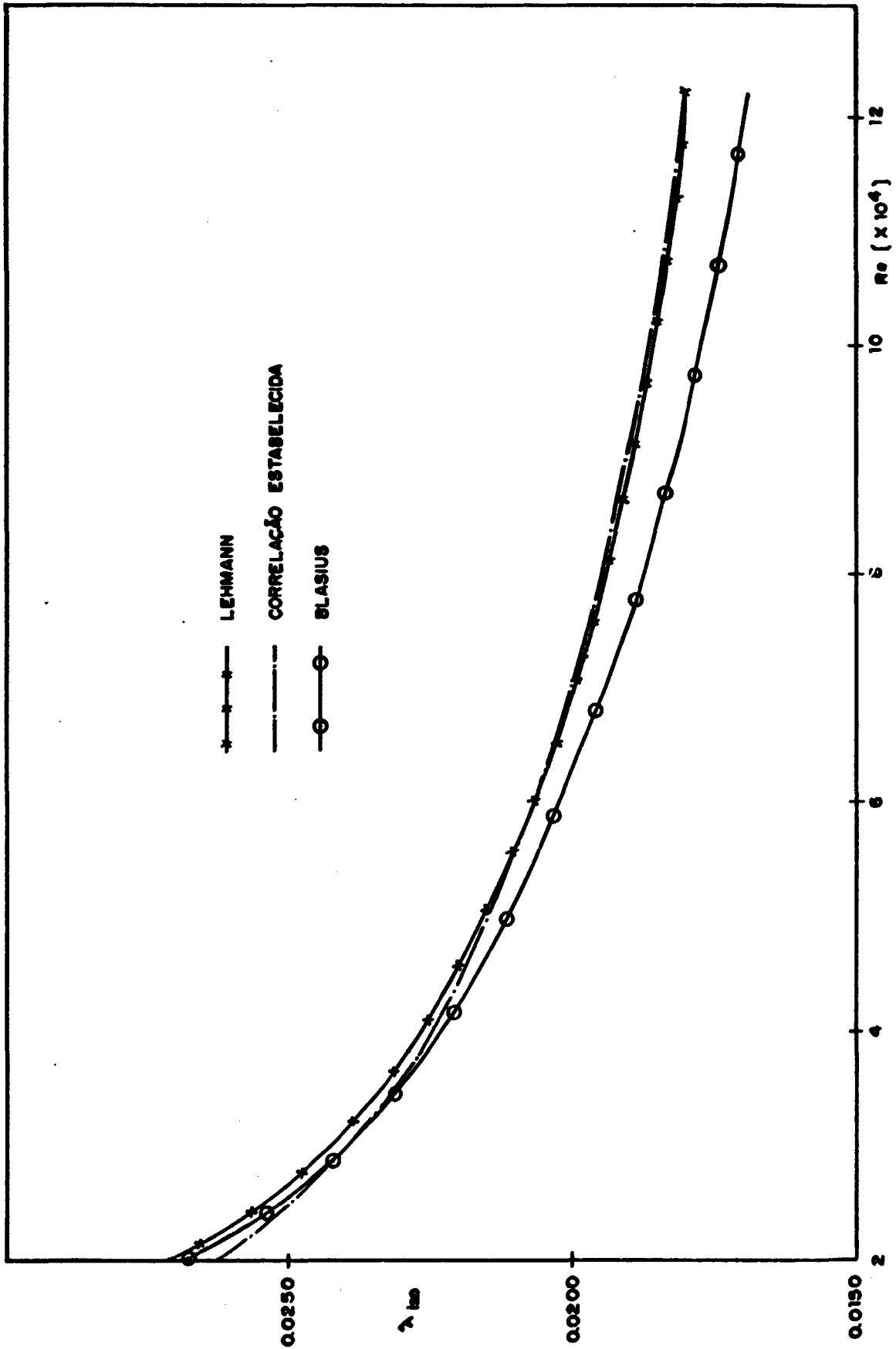


FIGURA 35 - COMPARAÇÃO ENTRE A CORRELAÇÃO ESTABELECIDADA PARA λ_{180} E AS DE LEHMANN E BLASIUS

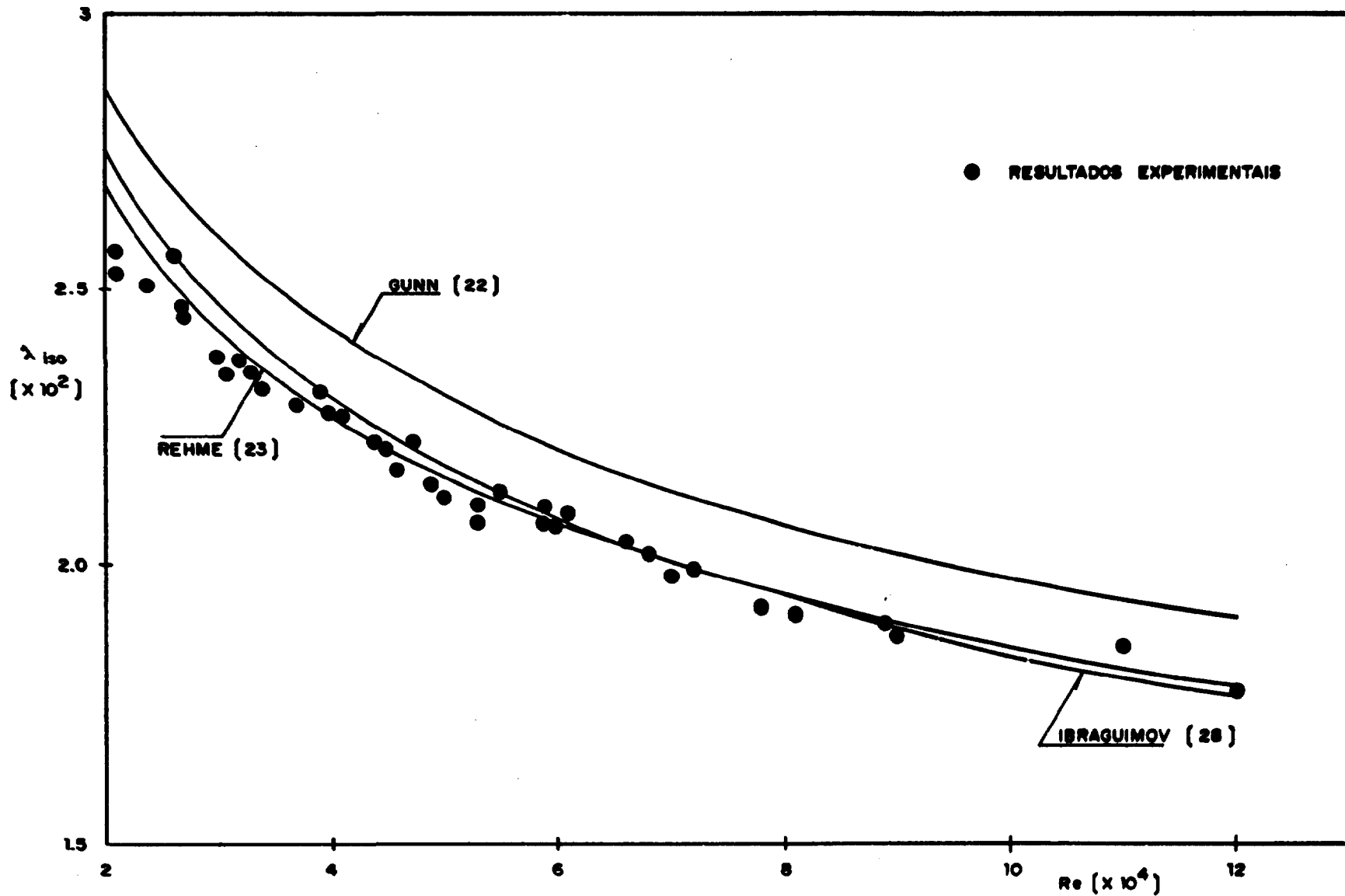


FIGURA 36 - COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS EXPERIMENTAIS E CORRELAÇÕES FORNECIDAS PELA LITERATURA

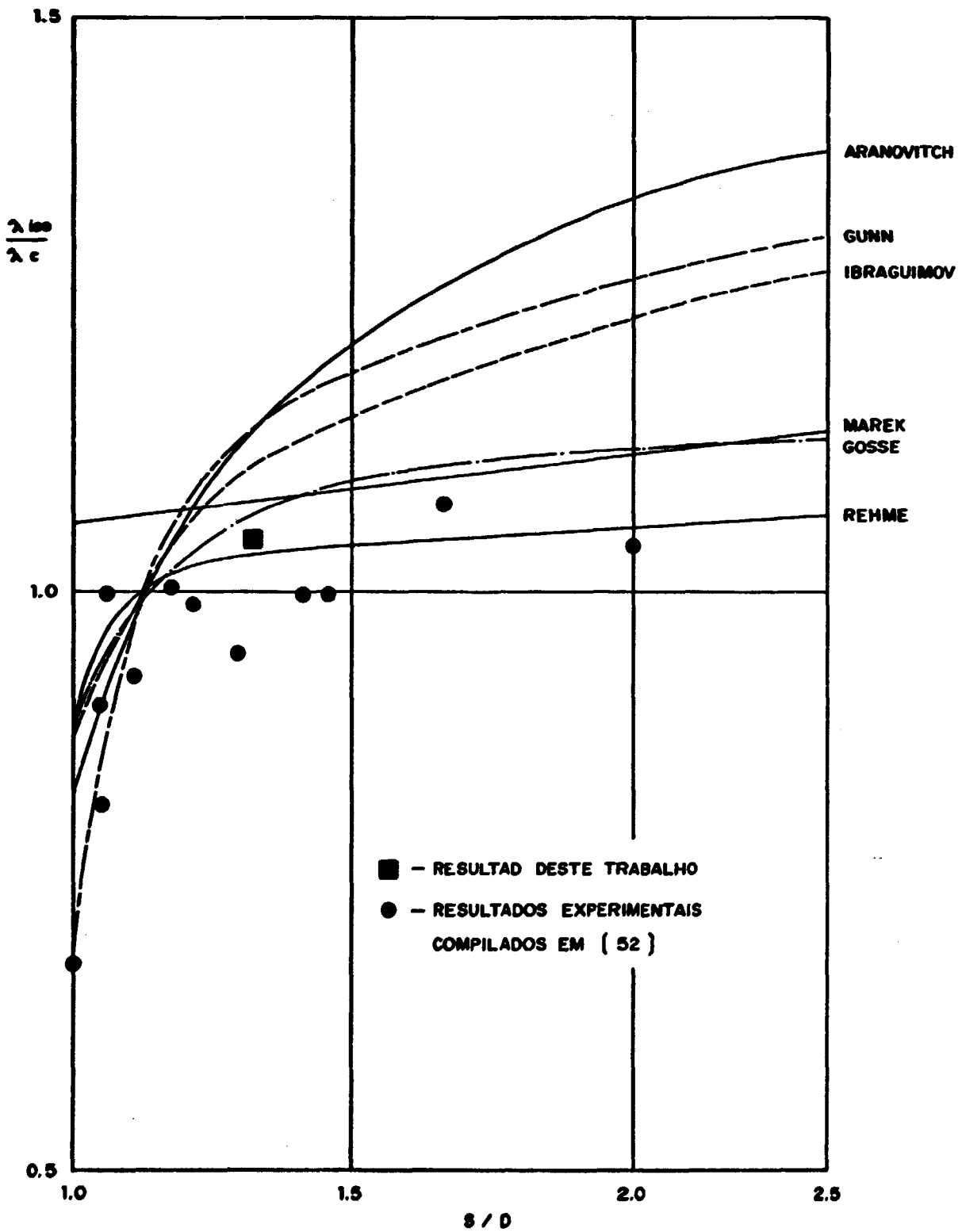


FIGURA 37 - COMPARAÇÃO ENTRE OS VALORES DE $(\lambda/\lambda_c)_{100}$ SEGUNDO OS MODELOS ESTUDADOS

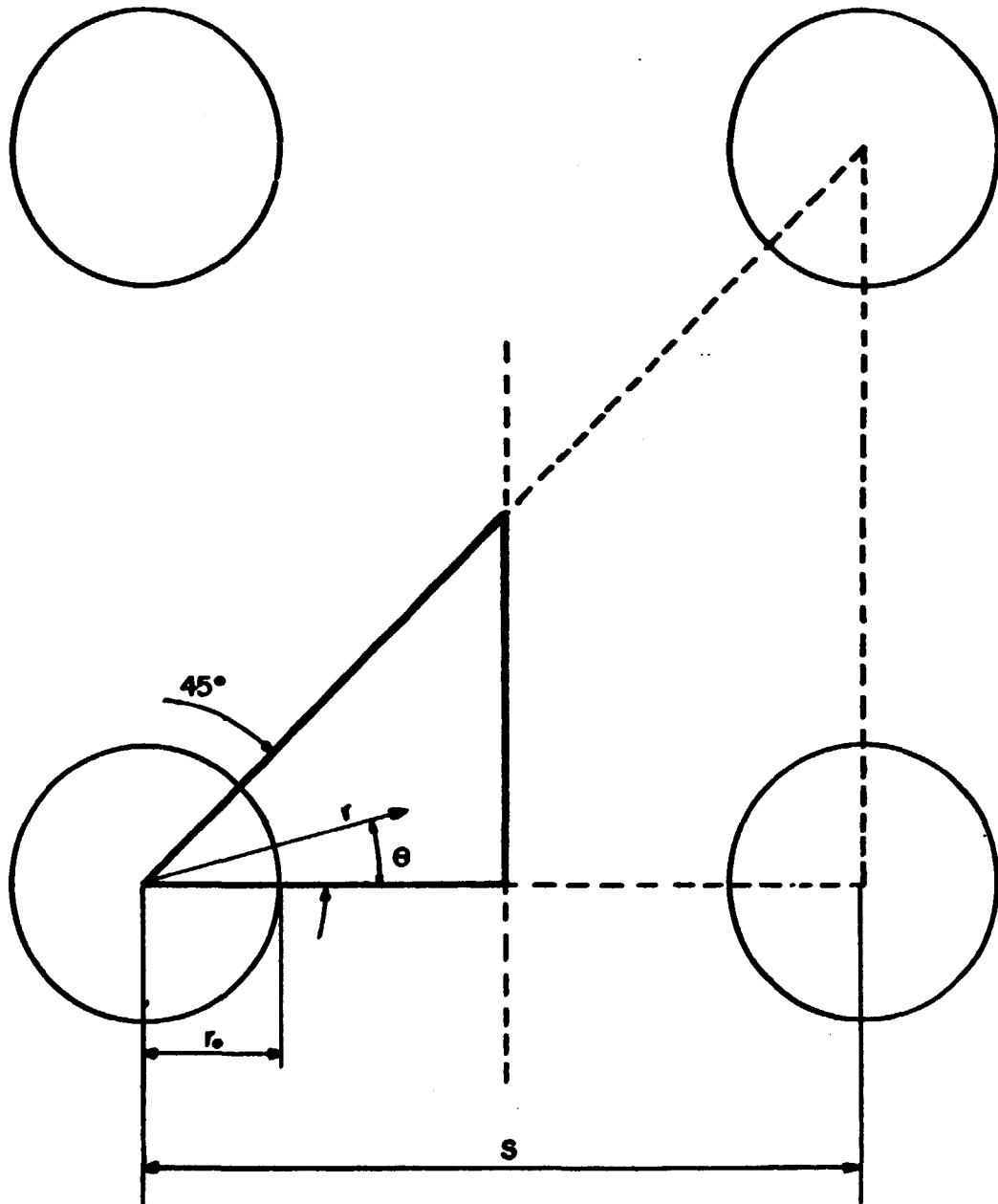


FIGURA 38- DÍGRAMA DA EQUAÇÃO (5.9)

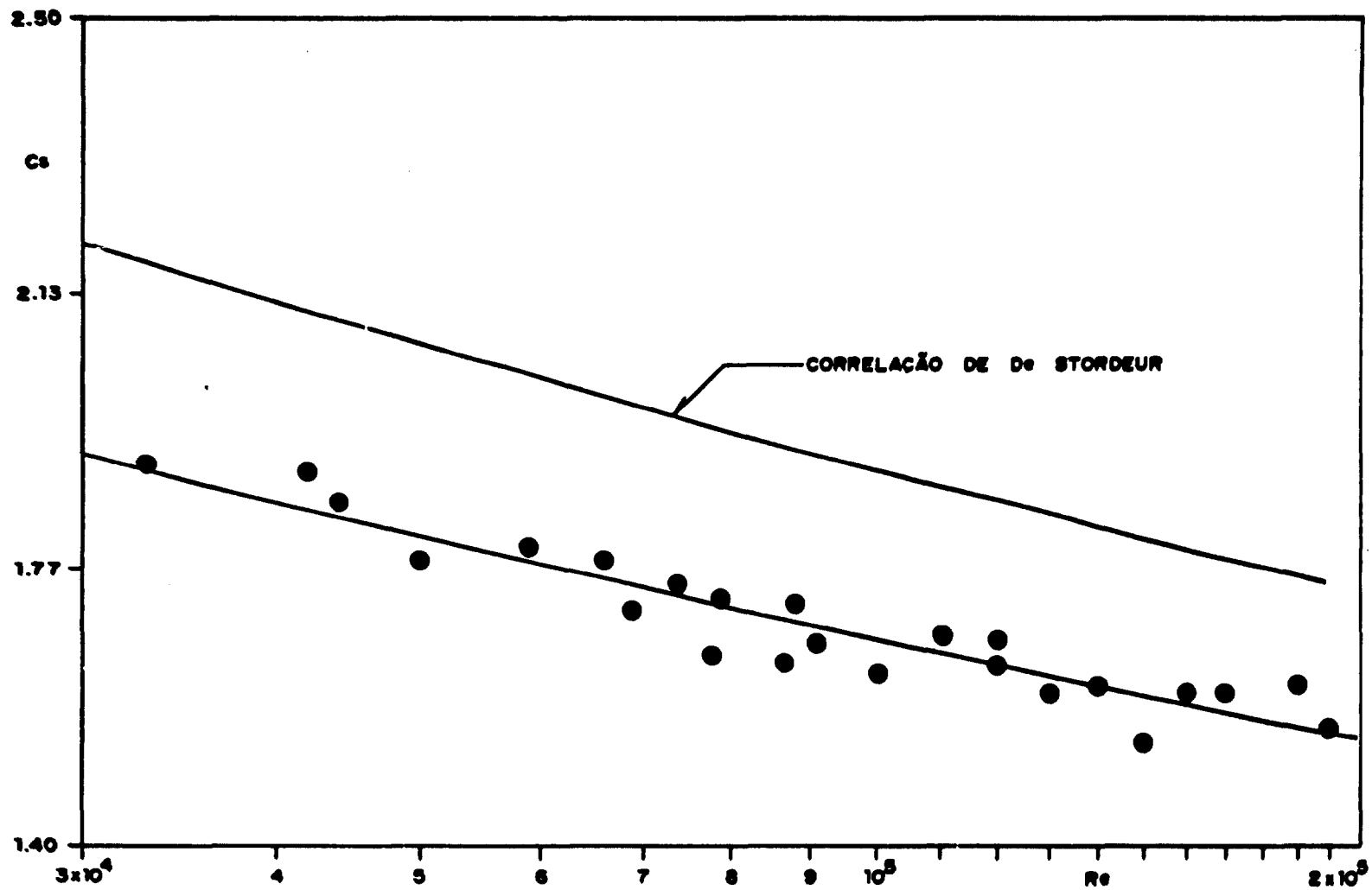


FIGURA 39 - COMPARAÇÃO ENTRE OS VALORES DETERMINADOS DE C_s VERSUS CORRELAÇÃO DE DESTORDEUR (41)

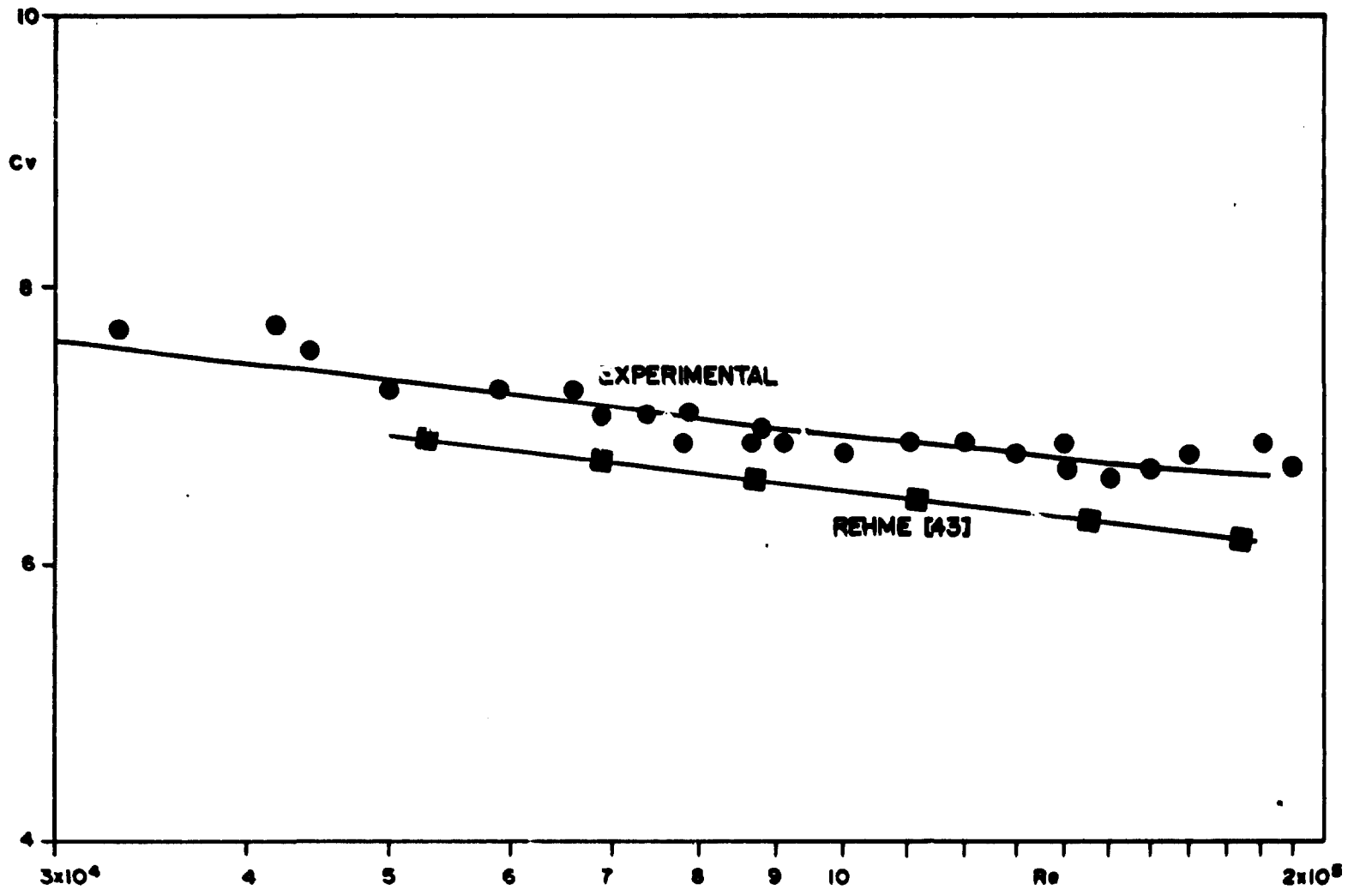


FIGURA 40. COMPARAÇÃO ENTRE OS VALORES DETERMINADOS DE Cv E OS DE REHME [43]

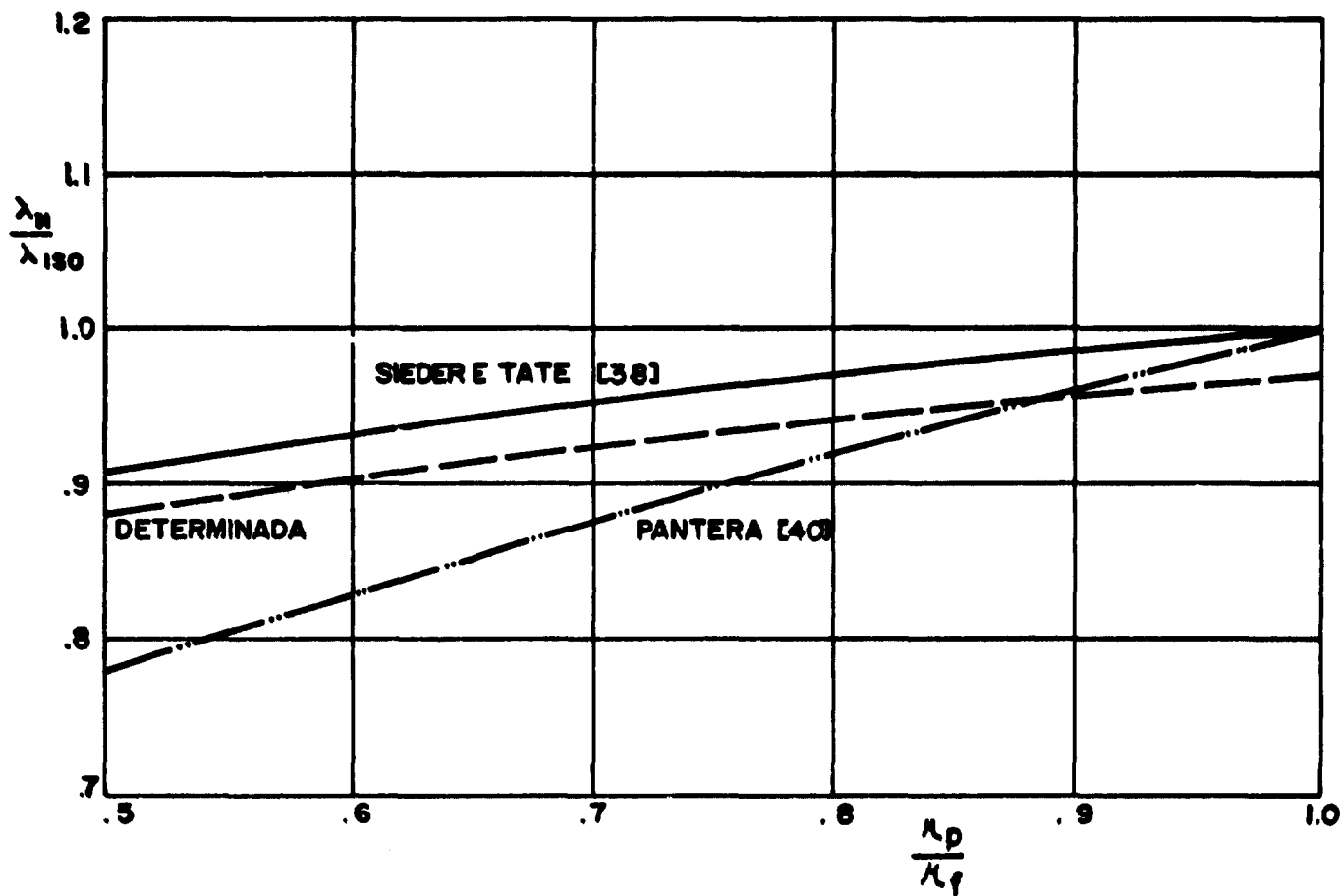


FIGURA 41- COMPARAÇÃO ENTRE A CORRELAÇÃO DETERMINADA E AS CORRELAÇÕES (2.32) E (2.33)

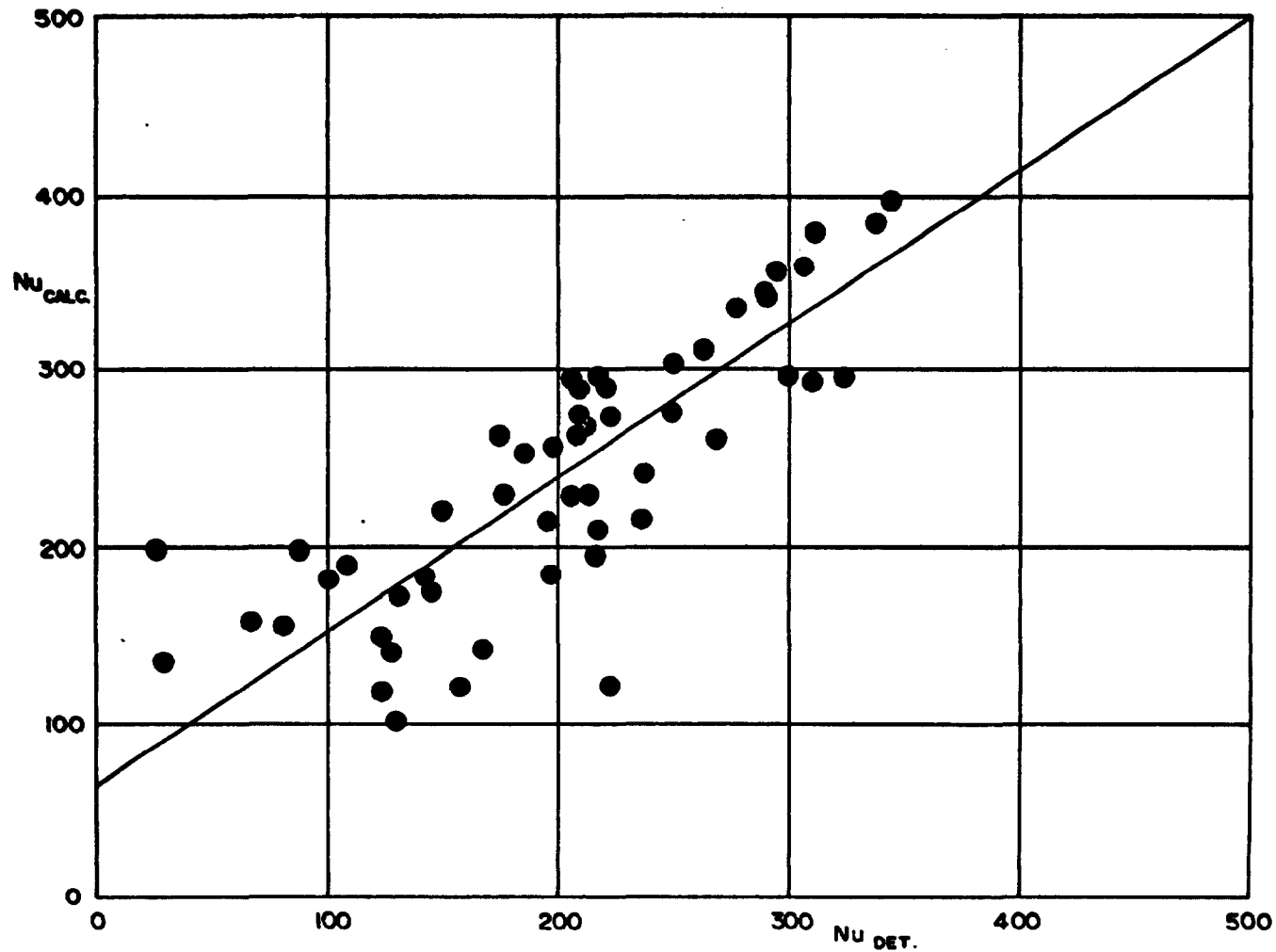


FIGURA 42. COMPARAÇÃO ENTRE OS N.ºS DE NUSSELT DETERMINADOS E OS CALCULADOS COM A EQUAÇÃO DE DITTUS-BOELTER (2.35).

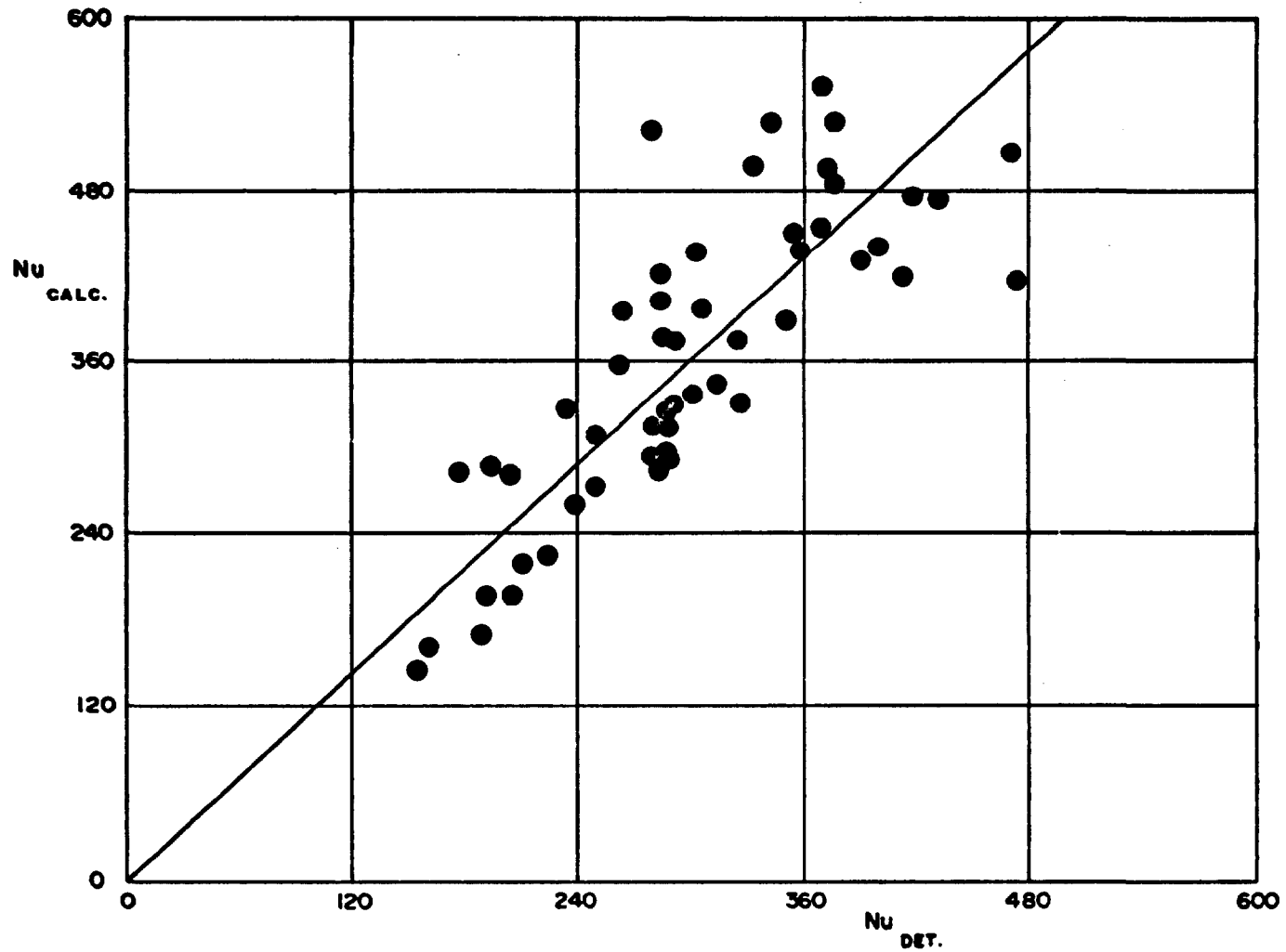


FIGURA 43 - COMPARAÇÃO ENTRE OS N.ºS NUSSELT DETERMINADOS E OS CALCULADOS COM A EQUAÇÃO DE WEISMANN (2.36) .

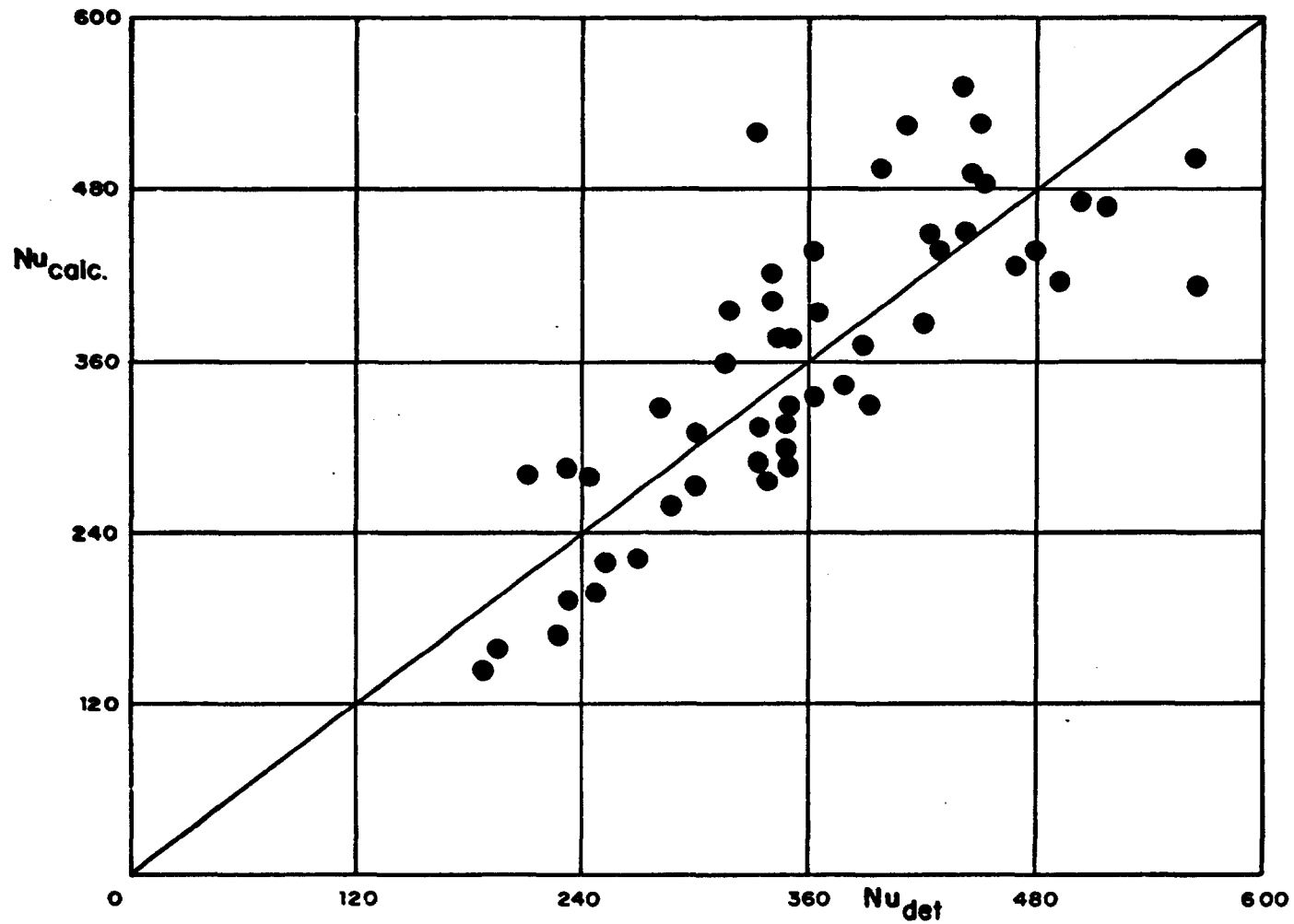


FIGURA 44 - COMPARAÇÃO ENTRE OS N^o DE NUSSELT DETERMINADOS E OS CALCULADOS COM A CORRELAÇÃO DE GOSSE (2.37)

APÊNDICE 1

DETERMINAÇÃO DA CORRELAÇÃO DO COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR

A análise dimensional [31] nos dá

$$Nu = C Re^m Pr^n$$

sendo que os expoentes m e n e a constante c são ajustados com o auxílio dos resultados experimentais da seguinte forma [50]:

- 1) Lança-se em um gráfico log-log valores de Nu correspondentes a valores de \bar{h} medidos experimentalmente versus Re . Isto leva a uma primeira estimativa da dependência com Re , ou seja, um primeiro valor para o expoente m , que é o valor da inclinação da reta ajustada pelos pontos do gráfico.
- 2) Usando-se o primeiro valor estimado para m , constroi-se outro gráfico log-log que tem em coordenadas Nu/Re^m e Pr ; assim a primeira estimativa do valor de n é conseguida, medindo-se a inclinação da reta ajustada pelos pontos experimentais.
- 3) Usando-se o valor de n conseguido no item anterior, lança-se novamente em gráfico log-log os dados experimentais, com coordenadas Nu/Pr^n e Re .
- 4) Reitera-se o processo, até que os valores de m e n convirjam para um dado valor que é adotado. A constante c é o coeficiente linear da reta ajustada para a última etapa da iteração.

Esse procedimento, aplicado aos resultados desse trabalho, levou a seguinte correlação:

$$Nu = 2,062 Re^{0,67} Pr^{0,61}$$

APÊNDICE 2

DESCRIÇÃO DA APLICAÇÃO DO MÉTODO DAS DIFERENÇAS FINITAS NO CÁLCULO DA CONSTANTE K DO SUBCANAL 3

$$-\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dz} = \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} \quad (\text{A2.1})$$

A aproximação da equação (A2.1), forma polar da equação (2.7), pelas diferenças finitas nos dá (Figura A2.1):

$$\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = \frac{v_5 + v_3 - 2v_1}{(\Delta r)^2} \quad (\text{A2.2})$$

$$\frac{\partial v}{\partial r} = \frac{v_5 - v_3}{2 \cdot \Delta r} \quad (\text{A2.3})$$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} = \frac{v_2 + v_4 - 2v_1}{(\Delta \theta)^2} \quad (\text{A2.4})$$

Com as condições de contorno

$v = 0$ nas paredes e

$\frac{dv}{dn} = 0$ em $\theta = 0$ e $\theta = 90^\circ$

tem-se um sistema de tantas equações e incógnitas quantos forem os nós da malha

Para este cálculo o subcanal foi dividido em 14 intervalos angulares ($\Delta \theta = 1/56$) e 8 intervalos radiais ($\Delta r = .037\text{mm}$). O cálculo foi efetuado para apenas metade do subcanal devido à sua simetria. A solução da matriz das velocidades foi

feita pelo método iterativo de Gauss-Seidel [8] e a integração numérica do campo de velocidades pelo método de Simpson [8].

A constante K é dada pela equação

$$K = 2 \frac{\Delta p}{\Delta L} \frac{D_h^2}{\mu} \times \frac{1}{\bar{v}} \quad (A2.5)$$

onde

$$\bar{v} = \frac{1}{A} \iint v dA$$

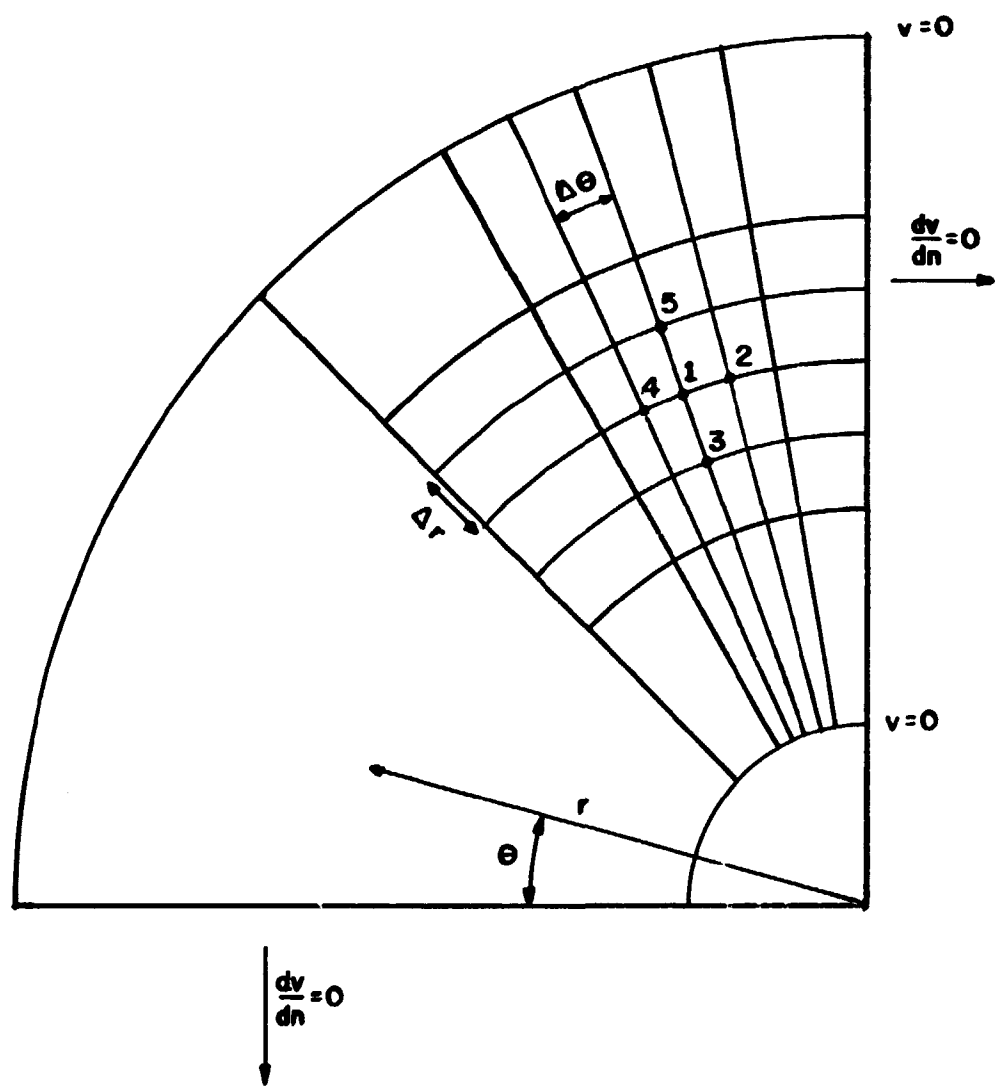


FIGURA A2.1 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO PARA O CÁLCULO DA EQUAÇÃO (A2.1)

APÊNDICE 3

DETERMINAÇÃO DA RELAÇÃO $(\lambda/\lambda_c)_{iso}$ CONFORME MÉTODO DE
IBRAGUIMOV [31]

A divisão do feixe em células e subcanais segundo Ibraguimov
é mostrada na figura A3.1

Para cada célula tem-se:

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)_{iso_i} = [1+0.1(\beta+1)^{4/3}] \cdot 0.58+0.42 \cdot e^{-0,021B^3} \quad (A3.1)$$

onde

$$\beta = \frac{\hat{Y}_m}{r_0} \quad (A3.2)$$

e

$$B = \frac{\hat{Y}_{max} - \hat{Y}_{min}}{\hat{Y}_m} \cdot \left(\frac{A}{\hat{Y}_m^2}\right)^{0.25} \quad (A3.3)$$

onde \hat{Y} é a distância da parede à linha de máxima velocidade
e

$$\hat{Y}_m = \frac{1}{\theta_0} \int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} \hat{Y}(\theta) d\theta$$

Na figura A3.2 são mostrados alguns dados utilizados nos
cálculos.

1 - Célula nº 1

Para o raio de máxima velocidade em um canal anular foi adotada a relação

$$R_m = R \frac{\frac{r_0}{R} + \left(\frac{r_0}{R}\right)^{0,333}}{1 + \frac{r_0}{R}^{0,333}} \quad (A3.4)$$

sugerida por P.C. Tófani em seu trabalho [53], onde R e r_0 são os raios externos e internos da região anular. Para o feixe (seções ST-0 e ST-1):

$$r_0 = 5,375\text{mm}$$

$$R = 8,63\text{mm}$$

$$R_m = 6,8744\text{mm}$$

Conforme a figura A3.3 tem-se:

$$\hat{Y} = R_m - r_0$$

$$\hat{Y}_m = \frac{R}{\pi} \int_0^{\pi/2} (R_m - r_0) d\theta = 1,4994\text{mm.}$$

$$A_1 = \frac{1}{4} \pi (R_m^2 - r_0^2) = 14,4252\text{mm}^2$$

$$P_e = \frac{2 \pi R_0}{4} = 8,4430\text{mm}$$

$$D_{h_1} = \frac{4A_1}{P_{e_1}} = 6,8341$$

$$\hat{Y}_{\max} = \hat{Y}_{\min} = R_m - r_0 = \hat{Y}_m$$

Assim

$$\beta = 0,2790$$

$$R = 0$$

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)_{iso_1} = 1,1388$$

2 - Célula 2

Conforme a figura A3.4 tem-se:

$$\hat{Y} = R - R_m$$

$$\hat{Y}_m = \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} (R - R_m) d\theta = 1,7556 \text{ mm}$$

$$A_2 = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (R - R_m)^2 = 21,3782 \text{ mm}^2$$

$$P_e = \frac{2 \pi R}{4} = 13,556$$

$$D_{h_2} = 6,3081 \text{ mm}$$

$$\hat{Y}_{\max} = \hat{Y}_{\min} = R - R_m = \hat{Y}_m$$

$$\beta = 0,2034$$

$$B = 0$$

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_c} \right)_{\text{iso}_2} = 1,0738$$

3 - Célula 3

Como pode ser visto na figura A3.5

$$\hat{Y} = \frac{S/2}{\text{Sen}\theta} - r$$

$$\hat{Y}_m = \frac{4}{\pi} \int_{\pi/4}^{\pi/2} \hat{Y}_s \, d\theta = 2,6767\text{mm}$$

$$A_s = \frac{1}{2} \left(\frac{S}{2} \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \pi \cdot r_0^2 = 14,395\text{mm}^2$$

$$P_e = \frac{\pi}{4} r_0^2 = 4,2215\text{mm}$$

$$D_{h_s} = 13,6736\text{mm}$$

$$\hat{Y}_{\max} = \frac{S}{2} \cdot \sqrt{2} - r_0 = 4,7720 \text{ mm}$$

$$\hat{Y}_{\min} = \frac{S}{2} - r_0 = 1,8 \text{ mm}$$

$$\beta = 0,4980$$

$$B = 1,3219$$

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_c} \right)_{\text{iso}_3} = 1,1480$$

4 - Célula 4

Da figura A3.6, obtêm-se

$$\hat{Y} = \frac{S/2}{\text{Sen}\theta} - r_0$$

$$\hat{Y}_m = \frac{1}{\frac{\pi}{2} - \theta_0} \int_{\theta_0}^{\pi/2} \hat{Y} d\theta = 2,3165 \text{ mm}$$

onde $\theta_0 = 0,9469$ radianos

$$A_4 = \left(\ell_2 \cdot \frac{S}{2} \right) \frac{1}{2} - \frac{(\pi/2 - \theta_0) r_0^2}{2} = 9,5151 \text{ mm}$$

$$P_e = (\pi/2 - \theta_0) r_0 = 3,3534 \text{ mm}$$

$$D_{h_0} = 11,3496 \text{ mm}$$

$$\hat{Y}_{\max} = \sqrt{\ell^2 + (S/2)^2} - r = 3,4654 \text{ mm}$$

$$\hat{Y}_{\min} = 1,8 \text{ mm}$$

$$\beta = 0,431$$

$$B = 0,8296$$

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)_{\text{iso}_4} = 1,1555$$

5 - Célula 5

Conforme figura A3.7, vem:

$$\hat{Y} = \frac{\text{Sen } \theta - 1}{2 A \text{ Cos}^2 \theta} - r$$

$$\text{onde } A = - \frac{1}{2(2r_0 + w)}$$

$$\hat{Y}_m = \frac{1}{\frac{\pi}{2} - \theta_0} \int_{\theta_0}^{\pi/2} \hat{Y} \, d\theta = 2,2024 \text{ mm}$$

$$A_5 = \int_0^{x_1} (z_1 - z_2) \, dx + \int_{x_1}^{x_2} (z_1 - z_2) \, dx = 13,6448 \text{ mm}^2$$

onde

$$z_1 = 0,00357x^2 + 7,003$$

$$z_2 = 0,7198x$$

$$z_3 = \sqrt{28,8906-x^2}$$

$$x_1 = 4,3624 \text{ e } x_2 = 7,175$$

$$P_e = \left(\frac{\pi}{2} - \theta_0 \right) r_0 = 5,0896\text{mm}$$

$$D_{h_s} = 10,7237\text{mm}$$

$$\hat{Y}_{\max} = 3,4654$$

$$\hat{Y}_{\min} = 1,6275$$

$$\beta = 0,4097$$

$$B = 1,0807$$

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_c} \right)_{\text{iso}_5} = 1,1563$$

6 - Célula 6

De acordo com a figura A3.8 tem-se:

$$\hat{Y} = \frac{x^2}{2(2r_0 + W)} + \frac{W}{2}$$

$$\hat{Y}_m = \frac{2}{S} \int_0^{S/2} \hat{Y} dx = 2,2401 \text{mm}$$

$$A_6 = \int_0^{S/2} \hat{Y} dx = 16,073 \text{mm}^2$$

$$P_e = S/2 = 7,175 \text{mm}$$

$$D_{h_6} = 8,960 \text{mm}$$

$$\hat{Y}_{\max} = 3,5654$$

$$\hat{Y}_{\min} = 1,6275$$

$$\beta = 0 \text{ pois } r_0 = \text{infinito}$$

$$B = 1,0962$$

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_c} \right)_{\text{iso}_6} = 1,0324$$

O feixe é constituído de 4 células do tipo 1, 4 do tipo 2, 32 do tipo 3, 16 do tipo 4, 16 do tipo 5 e 16 do tipo 6. Voltando à equação (2.22) tem-se:

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)_{iso_T}^{-4/7} = \sum_i \frac{A_i}{A} \left(\frac{D_{hi}}{D_h}\right)^{5/7} \times \left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)_{iso_i} \quad (2.22)$$

onde os índices i se referem às células isoladas e, para o feixe como um todo, tem-se:

$$A = 1,223\text{mm}^2$$

$$D_h = 10,34\text{mm}$$

e portanto

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_c}\right)_{iso_T} = 1,0299$$

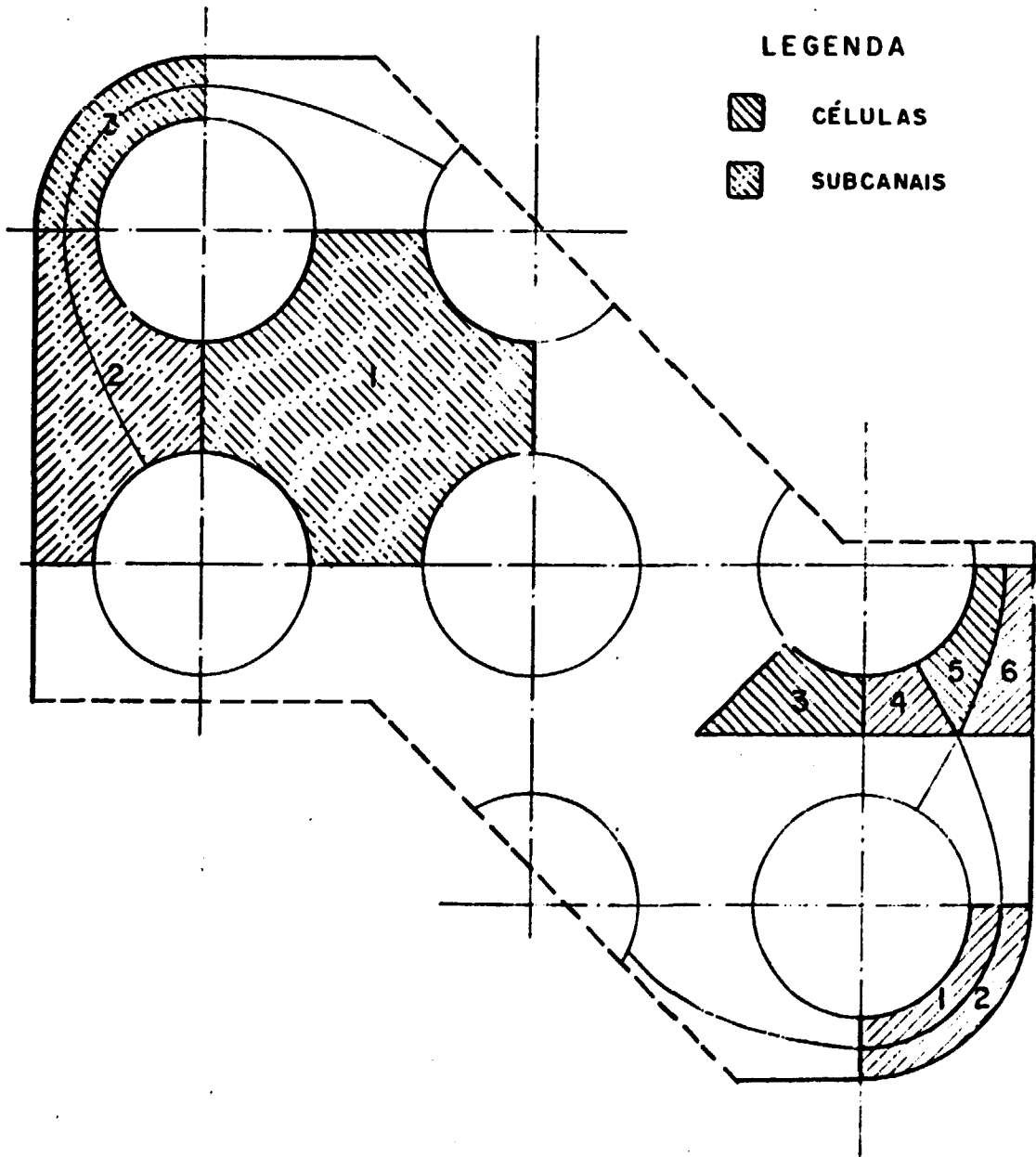
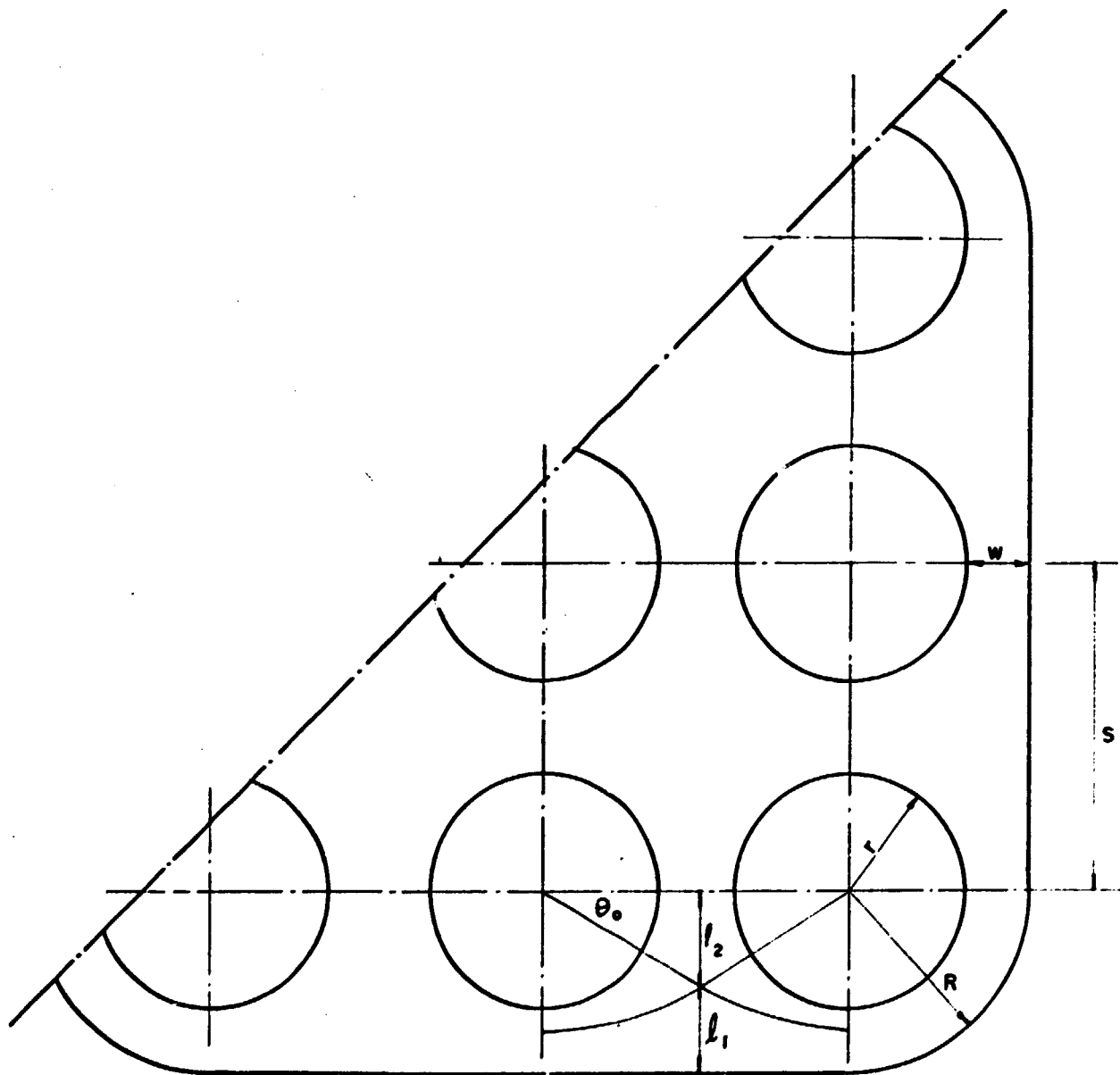


FIGURA A3 - 1 - SUBCANAIS E CÉLULAS



$w = 3,255 \text{ mm}$
 $s = 14,35 \text{ mm}$
 $r = 5,375 \text{ mm}$
 $R = 8,63 \text{ mm}$
 $\theta_0 = 35,746^\circ$
 $l_1 = 3,465 \text{ mm}$
 $l_2 = 5,165 \text{ mm}$

FIGURA A3-2 - DADOS PARA OS CÁLCULOS

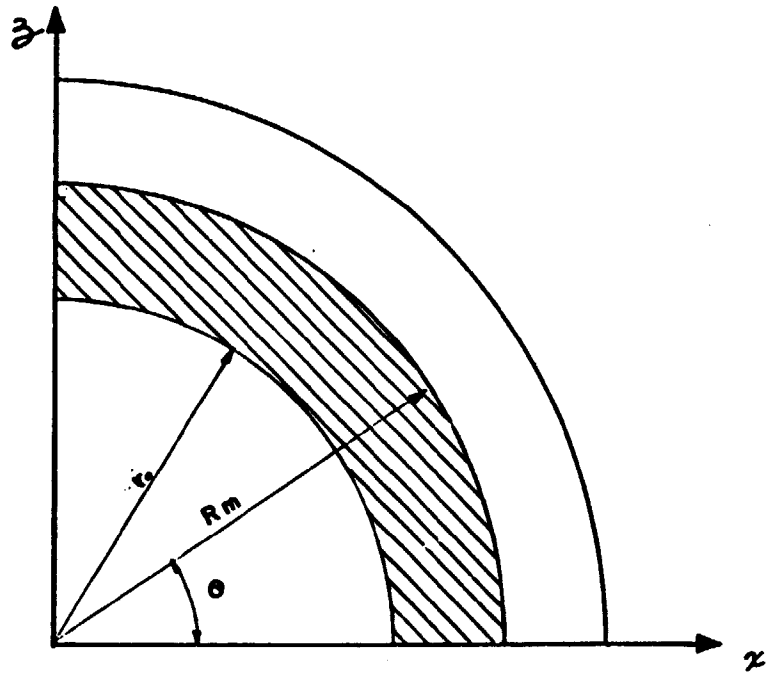


FIGURA A3-3 - CÉLULA 1

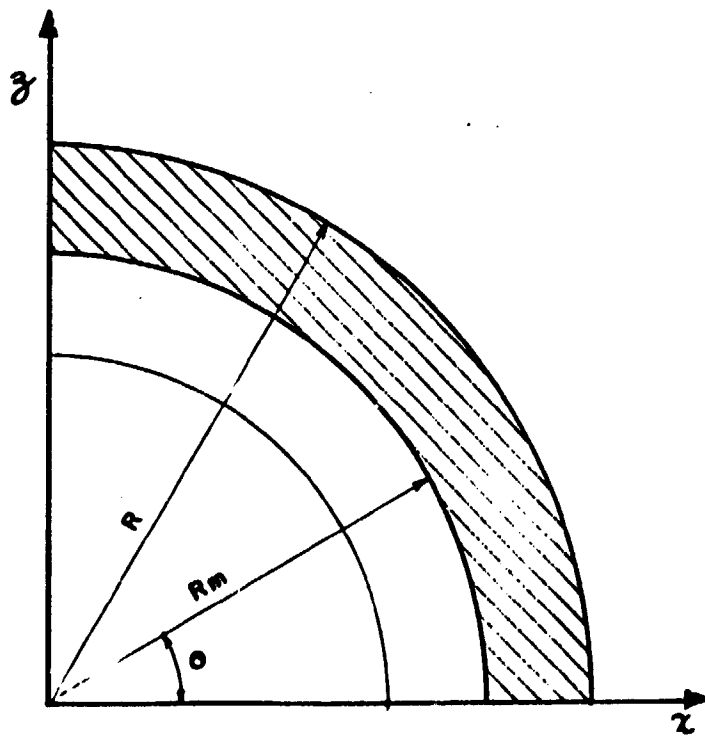


FIGURA A3-4 - CÉLULA 2

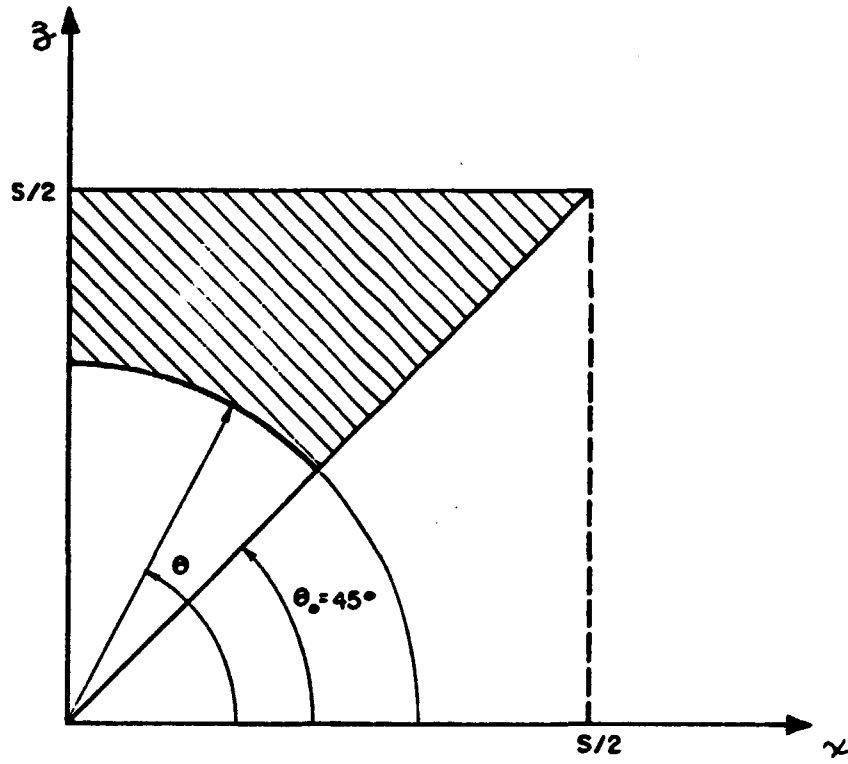


FIGURA A3-5-CÉLULA 3

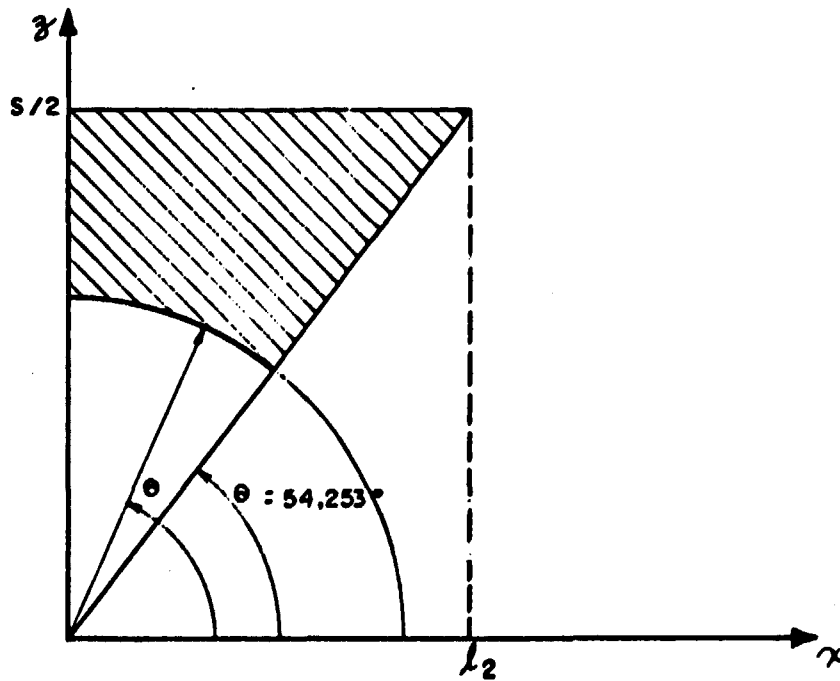


FIGURA A3-6-CÉLULA 4

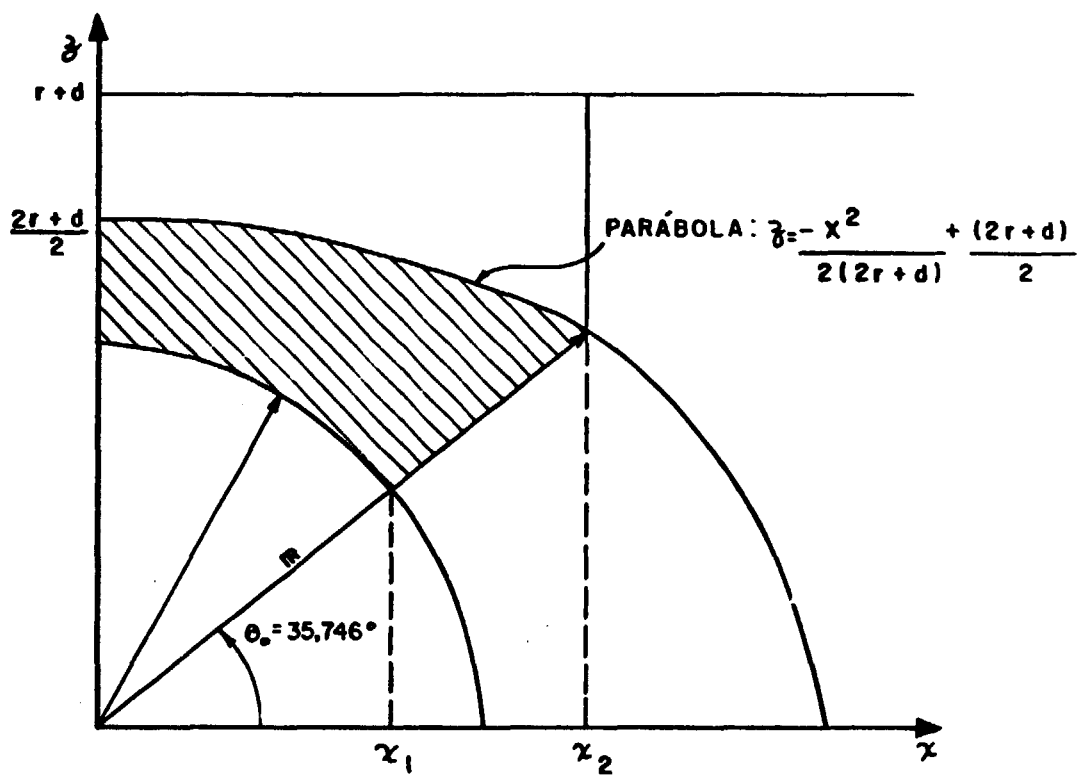


FIGURA A3-7- CÉLULA 5

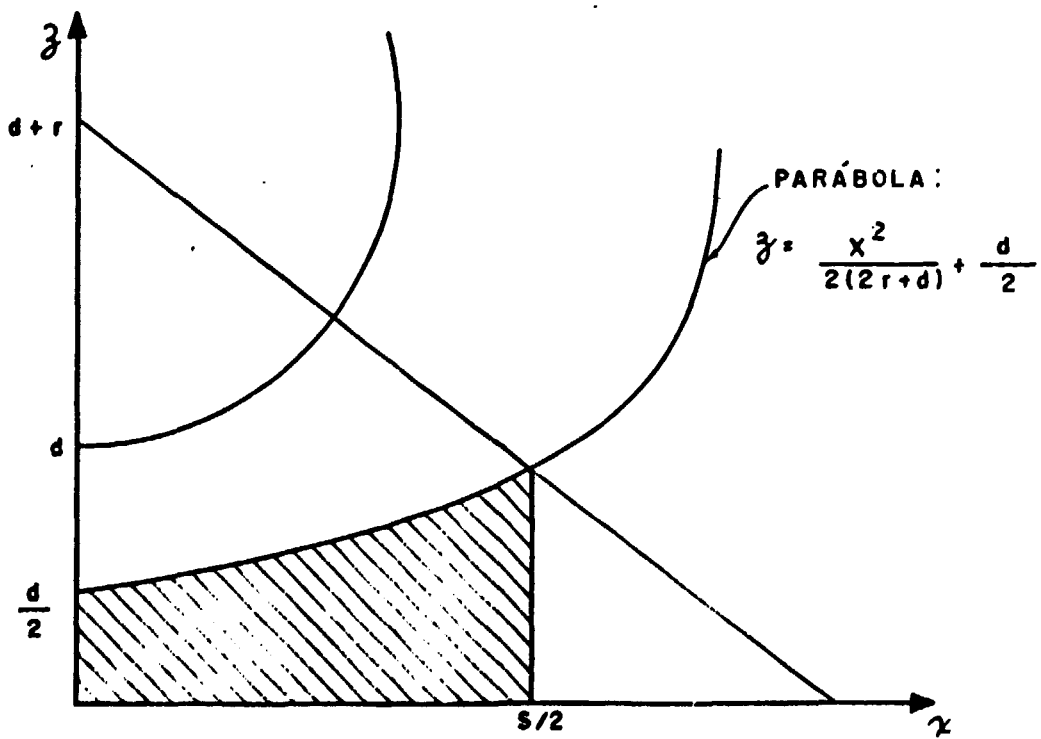


FIGURA A3-8- CÉLULA 6

APÊNDICE 4

DEDUÇÃO DE UM FATOR DE DISTRIBUIÇÃO DE VELOCIDADES

Admitindo-se Δp igual em todos os subcanais tem-se:

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_3$$

ou seja:

$$\begin{aligned} \lambda_{iso1} \frac{L}{D_{h1}} \frac{\rho \bar{v}_1^2}{2} &= \lambda_{iso2} \frac{L}{D_{h2}} \frac{\rho \bar{v}_2^2}{2} = \\ &= \lambda_{iso3} \frac{L}{D_{h3}} \frac{\rho \bar{v}_3^2}{2} \end{aligned} \quad (A4.1)$$

Supondo-se que em todos os subcanais λ_{iso} obedece à mesma lei, tem-se:

$$\lambda_{iso} = \frac{C'}{Re^m} = \frac{C'}{(\rho \bar{v}_1 D_h / \bar{v})^m} \quad (A4.2)$$

Esta suposição é às vezes incorreta pois os subcanais de canto e parede não se comportam exatamente como os subcanais centrais devido às diferenças geométricas.

De (A4.2) em (A4.1) vem:

$$\frac{\bar{v}_1^{2-m}}{D_{h1}^{1+m}} = \frac{\bar{v}_2^{2-m}}{D_{h2}^{1+m}} = \frac{\bar{v}_3^{2-m}}{D_{h3}^{1+m}} \quad (A4.3)$$

Considerando a equação da continuidade

$$N_1 \bar{v}_1 A_1 + N_2 \bar{v}_2 A_2 + N_3 \bar{v}_3 A_3 = \bar{v} A \quad (\text{A4.4})$$

onde $N_i = n^\circ$ de subcanais do tipo i .

Considerando (A4.3) e (A4.4) tem-se:

$$\bar{v}_1 [N_1 A_1 + N_2 A_2 (D_{h2}/D_{h1})^\alpha + N_3 A_3 (D_{h3}/D_{h1})^\alpha] = \bar{v} A \quad (\text{A4.5})$$

onde

$$\alpha = (1 + m) / (2 - m)$$

Assim para o j -ésimo subcanal

$$\bar{v}_j = \frac{\bar{v} A}{\sum_i N_i A_i \left(\frac{D_{h_i}}{D_{h_j}}\right)^\alpha} = X_j \bar{v} \quad (\text{A4.6})$$

onde X_j é chamado de fator de fator de distribuição de velocidades.

$$X_j = \frac{A}{\sum_i N_i A_i \left(\frac{D_{h_i}}{D_{h_j}}\right)^\alpha} \quad (\text{A4.7})$$

APÊNDICE 5

DETERMINAÇÃO DE $(\lambda/\lambda)_{c_{iso}}$ COM BASE NO CONCEITO DE ZONA ANULAR EQUIVALENTE.

A zona anular equivalente é obtida se a célula quadrada elementar em torno de cada barra, em um feixe infinito de arranjo quadrado, é substituída pela zona anular de mesma área, como mostra a figura A5.1.

Definindo-se as seguintes grandezas:

$$v^* = \sqrt{\tau_p / \rho} \quad (A5.1)$$

$$v^+ = v/v^* \quad (A5.2)$$

$$n^+ = nv^*/\nu \quad (A5.3)$$

Onde

v^+ = velocidade adimensional

n^+ = distância adimensional à parede das barras

τ_p = tensão de cisalhamento na parede das barras

ν = viscosidade cinemática

v^* = velocidade de corte.

Combinando as equações (2.4) e (2.5) tem-se:

$$\lambda_{iso} = \frac{8 \tau_p}{\rho \bar{v}^2} \quad (A5.4)$$

Admitindo-se o perfil de Nikuradse para tubos lisos:

$$v^+ = 2,5 \ln n^+ + 5,5 \quad (A5.5)$$

Usando (A5.4) temos:

$$\bar{v} = \sqrt{\frac{8}{\lambda_{iso}}} \cdot \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho}} \quad (A5.7)$$

ou

$$\sqrt{\frac{8}{\lambda_{iso}}} = \frac{\bar{v}}{\sqrt{\tau_p / \rho}} \quad (A5.7)$$

Introduzindo-se um fator de geometria C definido por:

$$C = \frac{v_{max} - \bar{v}}{v^*} \quad (A5.8)$$

tem-se

$$\bar{v} = v_{max} - Cv^* \quad (A5.9)$$

De (A5.2) e (A5.5) vem

$$v_{max} = \sqrt{\tau_p / \rho} \cdot (2,5 \ln n^+ + 5,5) \quad (A5.10)$$

De (A5.9) e (A5.10) temos:

$$\bar{v} = \sqrt{\bar{\tau}_p / \rho} (2,5 \ln n^+ + 5,5) - C v^* \quad (\text{A5.11})$$

ou

$$\frac{\bar{v}}{\sqrt{\frac{\bar{\tau}_p}{\rho}}} = 2,5 \ln n_{\max}^+ + 5,5 - \frac{C v^*}{\sqrt{\frac{\bar{\tau}_p}{\rho}}} \quad (\text{A5.12})$$

e, usando (A5.1) e (A5.7)

$$\sqrt{8/\lambda_{\text{ISO}}} = 2,5 \ln n^+ + 5,5 - C \quad (\text{A5.13})$$

Introduzindo o conceito de "zona anular equivalente" e definindo

$$X' = \frac{R_0}{R_1} \quad (\text{A5.15})$$

$$L = R_0 - R_1 = n_{\max} \quad (\text{A5.15})$$

$$D_h = 2 (R_0^2 - R_1^2) / R_1 \quad (\text{A5.16})$$

De (A5.3), (A5.13) e A5.15) vem:

$$\sqrt{8/\lambda_{\text{ISO}}} = 2,5 \ln \frac{L v^*}{v} + 5,5 - C \quad (\text{A5.17})$$

Definindo o nº de Reynolds Re , da célula anular

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} = \frac{\rho v 2(R_0^2 - R_1^2)}{R_1 \mu} \quad (A5.18)$$

De (A5.18) e (A5.2) vem

$$\begin{aligned} Re &= \frac{2v^+ v^* \rho}{\mu} \cdot \frac{(R_0 + R_1)(R_0 - R_1)}{R_1} = 2 \frac{v^+ v^*}{\mu} \rho L \frac{(R_0 + R_1)}{R_1} \\ &= 2 \frac{v^+ v^*}{\mu} L \frac{(R_0/R_1 + 1)R_1}{R_1} = 2 \frac{v^+ v^* \rho L}{\mu} (X' + 1) \end{aligned}$$

$$\therefore \frac{Re}{2v^+(X'+1)} = \frac{\rho L v^*}{\mu} \quad (A5.19)$$

Levando em (A5.17) vem:

$$\sqrt{\frac{8}{\lambda_{iso}}} = 2,5 \ln \frac{Re}{v^+} + 5,5 - C - 2,5 \ln 2(X' + 1) \quad (A5.20)$$

De (A5.7) vem:

$$\sqrt{\frac{8}{\lambda_{iso}}} = 2,5 \ln Re \sqrt{\frac{\lambda_{iso}}{8}} + 5,5 - C - 2,5 \ln(2(X' + 1)) \quad (A5.21)$$

Da referência [30] tem-se que:

$$C = \frac{3,966 + 1,25X'}{1 + X'} \quad (\text{A5.22})$$

Considerando a figura (A5.1) temos:

Área da célula anular: $\pi(R_0^2 - R_1^2)$

Área da célula quadrada: $S^2 - \pi R_1^2$

$$\therefore \pi(R_0^2 - R_1^2) = S^2 - \pi R_1^2$$

$$R_0^2 = \frac{S^2}{\pi}$$

$$\therefore X'^2 = \frac{R_0^2}{R_1^2} = \frac{S^2}{\pi D^2/4}$$

ou

$$X' = \frac{2S}{D} \sqrt{1/\pi} \quad (\text{A5.23})$$

Tomando a equação para tubo liso de Maubach [30]

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_c}} = 2,035 \log(\text{Re} \sqrt{\lambda_c}) - 2,989 \quad (\text{A5.24})$$

Chega-se à equação

$$\frac{\lambda_{iso}}{\lambda_c} = 1,04 + 0,06 (S/D - 1) \quad (A5.25)$$

que é uma solução aproximada válida para

$S/D < 2,0$ e $Re = 10^5$

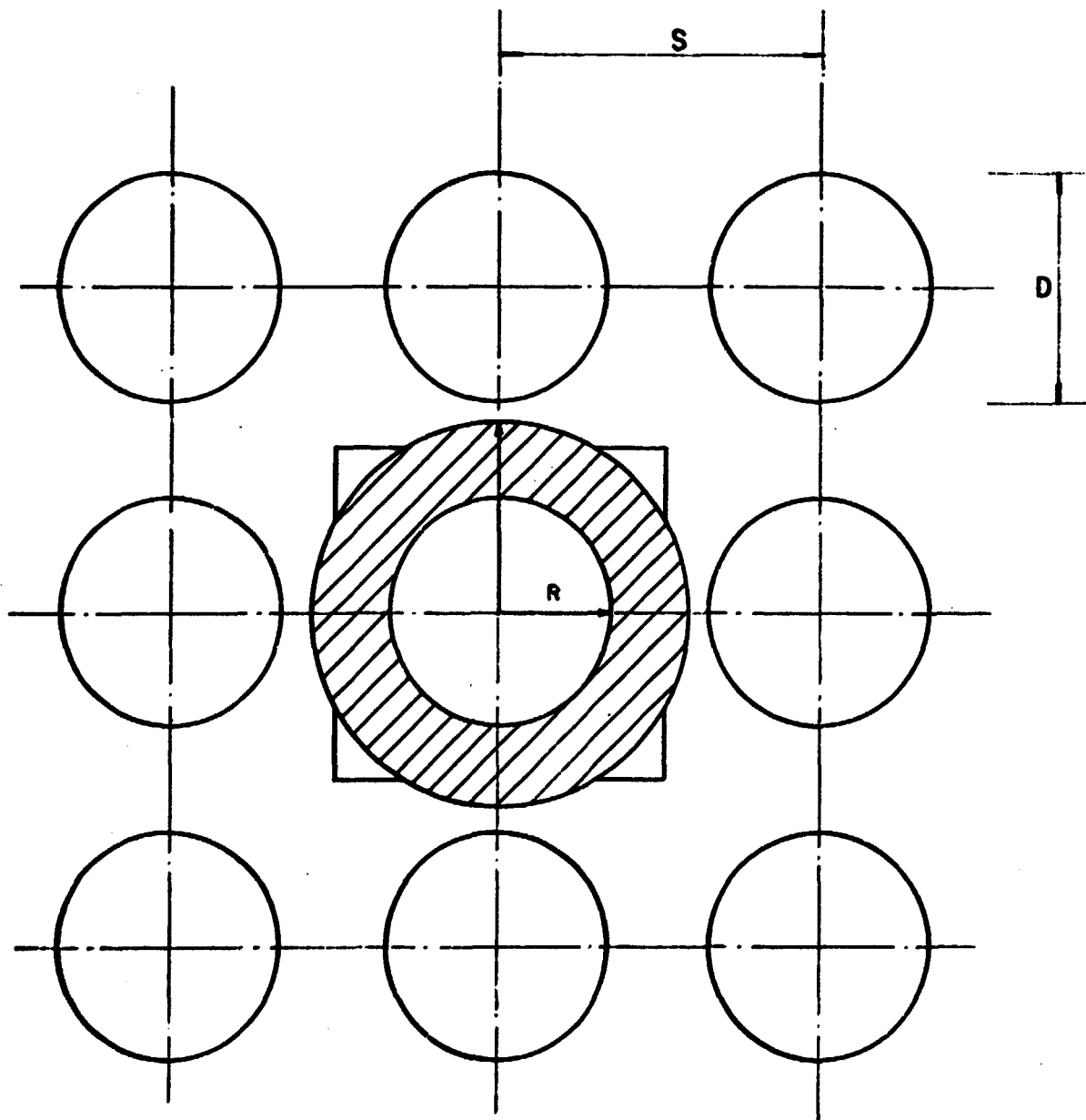


FIGURA A5 - I - ZONA ANULAR EQUIVALENTE