

MARCOS TADEU PEREIRA
Engº Mecânico, Escola Politécnica da USP, 1978

DESENVOLVIMENTO DE UM VENTURI SÔNICO
COMO PADRÃO PARA MEDIÇÃO DE VAZÃO

Dissertação apresentada a Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo, para obtenção
do título de "MESTRE EM ENGENHARIA".

ORIENTADOR: Prof. Dr. Marcos de Mattos Pimenta

São Paulo - 1990

FJ 1151

Aos colegas do Laboratório
de Medidas de Vazão do IPT.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Marcos de Mattos Pimenta, pela orientação segura na elaboração da dissertação.

Ao amigo e professor José Maria Saiz Jabardo, pelo apoio e incentivo.

Aos colegas do Laboratório de Medidas de Vazão e Máquinas de Fluxo do IPT: Engº Nilson Massami Taira, pela dedicação e competência nos tediosos trabalhos computacionais; Neide Capuani, pelo esforço e boa vontade na datilografia; estagiário Alexandre Rigotti, pelo auxílio na computação e impressão; técnicos Ismael Comparotto e Francisco Verderame pelas montagens experimentais, Engº Valmir Ruis; pelo acompanhamento das usinagens, e aos demais colegas, pelo incentivo recebido.

Aos colegas do IPT, Engº Augusto Mazzeo, Glécia Camargo, Engº José Pucci, Engº Walter Link e outros que colaboraram de alguma forma para a conclusão desta dissertação.

Finalmente, ao Caio, cuja colaboração incessante permitiu atrasar a conclusão desta dissertação por alguns meses (mas valeu a pena, filho!).

RESUMO

Este trabalho teve por objetivo estudar um Venturi sônico para utilização como padrão em um Laboratório de Vazão de Gás.

A partir desta necessidade procurou-se estudar um Venturi sônico que atendesse a uma faixa de baixa vazão, não atendida pelos outros medidores do Laboratório. A opção foi feita por um medidor que cobrisse a faixa de vazão entre 0,005 e 0,025 kg/s, o que levou ao dimensionamento de um Venturi com 5mm de diâmetro de garganta.

Como nesta faixa de dimensões a tolerância dimensional exigida por norma é muito estreita e difícil de se conseguir, foi proposto, construído e ensaiado um tipo de Venturi não convencional, com um degrau entre a garganta cilíndrica e o divergente.

Os resultados obtidos possibilitaram concluir que os valores do coeficiente de descarga não se alteram com o tamanho do degrau, o que permite, devido à excelente repetibilidade obtida, que esta configuração de Venturi possa ser normalizada e utilizada como um padrão.

Por outro lado, para degraus negativos, ou seja, para diâmetros da garganta maiores que o diâmetro do divergente, foi observado que o coeficiente de descarga não varia com o número de Reynolds (pelo menos na faixa entre $0,8 \times 10^5$ e $2,5 \times 10^5$). Isto abriu um assunto interessante para pesquisa, pois não há registros conhecidos de medidores de vazão por perda de carga com as características dos medidores sônicos e que sejam independentes do número de Reynolds, na faixa medida.

ABSTRACT

Sonic nozzles have been studied, to be used as standard flowmeter, in a Gas Flow Laboratory.

To fulfil the needs of the Laboratory, a 5mm throat diameter Venturi was studied, for low flowrates, between 0,005 kg/s and 0,025 kg/s.

As the dimensional tolerances required by the standards are very strict for this size, it was proposed, constructed and tested a non conventional type of Venturi nozzle, with a step between the cylindrical throat and the separable difuser.

The results showed that the discharge coefficient has not changed with the size of the step, which allows, due to the excelent repeatability, the standardization of this Venturi configuration. In conclusion, this Venturi can be used as a standard flowmeter.

For negative steps, i. e., for throat diameter greater than difuser diameter, the discharge coefficient has not changed with Reynolds number (between $0,8 \times 10^5$ and $2,5 \times 10^5$). This has open an interesting subject to research, because there is no reports of sonic pressure drop flowmeters with this characteristics, at such low Reynolds numbers.

INDICE

	<u>PAG.</u>
Nomenclatura	1
Relação de figuras	111
Relação de tabelas	v
INTRODUÇÃO	1
1. Medição de vazão de gases: importância e evolução histórica	3
1.1. Aspectos Econômicos	3
1.2. A Situação no Brasil	6
1.3. A Aferição de Medidores de Vazão	9
1.4. Dificuldades para o Estabelecimento de Padrões de Vazão	11
1.5. Evolução histórica dos Venturis Sônicos	13
2. Medidores Padrões - Tipos e Características	25
2.1. Medidores do Primeiro Grupo	26
2.1.1. Gasômetros	26
2.1.2. Sistemas Gravimétricos	27
2.1.3. Medidores Tipo "Pipe Provers"	27
2.1.4. Sistemas que utilizam o método PVT	28
2.1.5. Garrafas Padrão de Imersão em Líquidos	28
2.1.6. Medidores Volumétricos por Pistão Vertical com selo de mercúrio	29
2.1.7. Método da Bolha	29
2.1.8. Sistema Básico de Verificação (ou de Aspiração)	30
2.2. Medidores do Segundo Grupo	30
2.2.1. Medidor tipo Pistão Rotativo	30
2.2.2. Medidor tipo Diafragma	31
2.2.3. Medidor tipo Rotor Semi-Submerso	31

2.2.4. Medidor tipo Turbina	31
2.2.5. Medidor tipo Lóbulos	32
2.2.6. Medidor de Vazão Mássica tipo Coriolis	32
2.2.7. Medidor tipo Vórtice	33
2.2.8. Medidor de Vazão de Gás por Ultrassom	34
2.2.9. Medidor por Pressão Diferencial	34
a) Placa de Orifício	35
b) Tubo de Venturi	36
c) Bocal	37
d) Tubo de Dall	37
e) Tubo de Pitot multifuros	37
2.2.10. Venturi sônico	38
2.3. Comparação entre vários Tipos de Medidores	38
2.4. Escolha do Venturi Sônico	39
3. Características Construtivas Normalizadas e de Operação dos Venturis Sônicos	42
3.1. Características de Operação	42
3.2. Características Construtivas	45
3.2.1. Orientações de Caráter Geral	46
3.2.2. Bocal com Garganta Toroidal	46
3.2.3. Bocal com Garganta Cilíndrica	47
3.3. Exigências de Instalação	48
4. Fundamentos Teóricos da Utilização de Venturis Sônicos	53
4.1. O Escoamento Crítico de Gás Ideal em Venturi Sônico	53
4.1.1. Propriedades na Condição de Estagnação e na Condição Crítica	53
4.1.2. Equacionamento do Escoamento em Bocal do tipo Venturi Sônico	57
4.1.3. O Fenômeno de Blocagem no Venturi Sônico	59
4.1.4. Relação Crítica de Pressão	62

4.1.5. Cálculo da Vazão Mássica Ideal	65
4.2. O Escoamento Crítico de Gás Real em Venturi Sônico	66
4.2.1. Coeficiente de descarga C	68
4.2.2. Cálculo teórico do coeficiente de descarga à partir da camada limite	74
4.2.3. Cálculo de Z, C_p e C_x	77
4.3. Cálculo da Vazão Mássica em Venturi Sônico, com Escoamento de Gás	79
5. Desenvolvimento de um Venturi Sônico Bipartido para Medição de Vazão	84
5.1. O Venturi Proposto por Johnson	85
5.2. Desenvolvimento de um Venturi Bipartido	86
5.3. Aspectos construtivos e Metrológicos	88
6. Circuito Experimental e Metodologia de Ensaio	100
6.1. O Circuito Experimental	100
6.1.1. Válvulas de Regulação	100
6.1.2. Placa de Orifício	101
6.1.3. Condicionadores de Escoamento	102
6.1.4. Tomadas de Pressão	103
6.1.5. Medidas de Pressão	103
6.1.6. Medidas de Temperatura	104
6.1.7. Distâncias entre Singularidades	104
6.1.8. Pressão Atmosférica	105
6.2. Metodologia Experimental	105
6.2.1. Ensaio Realizados	105
6.2.2. Procedimento Experimental	106
6.3. Metodologia de cálculo	108
7. Resultados	114
8. Análise dos Resultados e Conclusões	141
8.1. Análise dos Resultados	141

8.2. Avaliação dos Resultados	144
8.3. Possibilidades de Desenvolvimento de Pesquisa	146
8.4 Conclusões	148
Bibliografia	150
Anexo 1	
Laboratórios e Cadeiras de Aferição	a. 1
1. Estados Unidos	a. 1
2. Grã Bretanha	a. 3
3. Brasil	a. 4
Anexo 2	
Algoritmo para o Cálculo do Fator de Compressibilidade	b. 1
B. 1 Algoritmo AGA NX 19	b. 1
B. 1.1 Correção para o algoritmo AGA NX 19	b. 6
B. 2 Algoritmo BWR	b. 7
B. 3 Algoritmo ISO 6976	b. 9
B. 4 Algoritmo do Laboratório Van der Waals	b. 11
B. 5 Algoritmo de Edmister	b. 16
B. 6 Algoritmo API	b. 18
B. 7 Algoritmo DIN	b. 19
Anexo 3	
Equacionamento Analítico para o cálculo de propriedades	c. 1
Anexo 4	
Programas de computador	d. 1
Anexo 5	
Cálculos Auxiliares: Placas de Orifício e Incertezas	e. 1

E. 1 Cálculo da Vazão Mássica	e. 1
E. 2 Aferição da Placa de Orifício	e. 2
E. 3 Cálculo da Incerteza da Medição	e. 4
E. 3. 1 Análise dos Erros Acidentais	e. 6
E. 3. 2 Análise dos Erros Sistemáticos	e. 9
E. 3. 3 Análise dos Erros Aleatórios	e. 10

Anexo 6

Tabelas dos Resultados

NOMENCLATURA

a	: velocidade do som
A	: área da seção transversal
B	: relação de diâmetros d/D
C_{*1}	: coeficiente de vazão crítica ideal
C	: coeficiente de descarga
C_r	: coeficiente de escoamento crítico de gás real
C_*	: função de escoamento crítico para escoamento isentrópico
d	: diâmetro da garganta do Venturi
d_{div}	: diâmetro menor do divergente
D	: diâmetro da tubulação
f_*	: espessura de deslocamento da camada limite
k ou k	: relação de calores específicos
M	: número de Mach
m_{10}	: viscosidade dinâmica na condição de estagnação
P_b	: pressão do ambiente onde o bocal descarrega (back pressure)
P_s	: pressão na saída do bocal
P	: pressão estática
P_e	: pressão estática a montante do Venturi
q	: vazão mássica
r_*	: relação crítica de pressão
r	: raio da garganta do bocal
ρ_0	: massa específica
R	: constante universal dos gases
Re_d	: número de Reynolds referido ao diâmetro da garganta
T	: Temperatura
V	: velocidade
v	: volume específico
Z	: fator de compressibilidade

SUBESCRITOS

- o : propriedade na condição de estagnação
 x : propriedade na condição crítica
 1 : propriedade em condição à montante de uma referência
 2 : propriedade em condição à jusante de uma referência

NOMENCLATURA UTILIZADA NO ANEXO DE ESTATISTICA

- b_0, b_1 : coeficientes da equação da reta
 E : erros sistemáticos porcentuais
 e_r : incerteza aleatória dentro de um intervalo de confiança de 95%
 n : número de pontos
 s^2 : variância residual
 $t_{95\%}$: número t de Student, para intervalo de confiança de 95%
 x_r : valor da abscissa em um ponto determinado
 \bar{x} : valor médio
 x_1 : valor da variável
 y_1 : valor da variável
 \bar{y} : valor médio de uma medida

RELAÇÃO DE FIGURAS

Figura	Título	Pág.
1	Venturi de garganta toroidal	51
2	Venturi de garganta cilíndrica	51
3	Condições de instalação	52
4	Condições na saída do bocal, para escoamento subsônico	80
5	Condições na saída do bocal, para escoamento sônico	80
6	Condições supersônicas	81
7	Onda de choque	81
8	Ondas de choque normais	81
9	Comparação entre Venturi e bocal	82
10	Variação da relação crítica com o número de Mach	82
11	Variação da vazão teórica com a relação de pressão	82
12	Variação da vazão devido a efeitos da camada limite e de forças centrífugas	83
13	Croquis do bocal utilizado por Johnson	92
14	Circuito experimental utilizado por Johnson	93
15	Desenho de construção do Venturi sônico	94
16A	Desvio de forma dos bocais A e D	95
16B	Desvios de forma em relação ao perfil teórico dos bocais A e D	96
16C	Curvas reais ajustadas dos bocais A e D	97
17	Levantamento do erro de circularidade	98
18	Bocais desmontados foto	99
19	Venturi foto	99
20	Esquema do circuito experimental utilizado	110
21	Circuito experimental foto	111

22	Placa de orifício utilizada foto	112
23	Sede da placa foto	112
24	Condicionador tipo Mitsubishi foto	113
25	Tomadas de pressão tipo triplo T foto	113
26	C em função de R_{ed} -bocal D sem div.	116
27	C em função de R_{ed} -bocal A sem div.	117
28	C em função de R_{ed} , bocal A - div B = 4,97	118
29	C em função de R_{ed} , bocal A - div E = 5,00	119
30	C em função de R_{ed} , bocal D - div B = 4,97	120
31	C em função de R_{ed} , bocal D - div E = 5,00	121
32	C em função de R_{ed} , bocal D - div B = 5,07	122
33	C em função de R_{ed} , bocal A - div B = 5,07	123
34	C em função de R_{ed} , bocal A - div B = 5,17	124
35	C em função de R_{ed} , bocal D - div B = 5,17	125
36	C em função de R_{ed} , bocal D - div B = 5,26	126
37	C em função de R_{ed} , bocal A - div B = 5,26	127
38	C em função de R_{ed} , bocal A - div B = 5,33	128
39	C em função de R_{ed} , bocal D - div B = 5,33	129
40	C em função de R_{ed} , bocal A - div B = 5,50	130
41	C em função de R_{ed} , bocal D - div B = 5,50	131
42	C em função de R_{ed} , bocal A e D s/ div	132
43	C em função de R_{ed} , diversos	133
44	C em função de R_{ed} , diversos D	134
45	C em função de R_{ed} , diversos A	135
46	C em função de R_{ed} , bocais A e D e Grenier	136
47	C em função de R_{ed} , diversos	137
48	RPB em função de R_{ed} ,	138
49	RPB em função de R_{ed} ,	139
50	RPB em função de R_{ed} ,	140
A1	Cadeia de aferição do laboratório da gás do IPT	a. 8

RELAÇÃO DE TABELAS

Tabela	Título	Pág.
1	Comparações entre métodos de aferição de medidores de vazão	41
2	Relação entre a pressão estática e a de estagnação	54
3	Dimensões iniciais dos bocais	91
4	Ensaio realizados	106
5	Ensaio válidos realizados	115
6	Resultados das aferições	141
A1	Instalações para aferição do NIST	a. 2
A2	Sistemas de medição de vazão de gás do NEL	a. 3
A3	Meios de aferição do Lab de gás do IPT	a. 7
B1	Coefficientes para a equação BWR	b. 9
B2	Comparação de valores	b. 10
B3	Constantes para o coeficiente virial B_{1jk}	b. 13
B4	Faixa de validade para a fórmula de van der Waals	b. 15
B5	Constantes para o algoritmo de Edmister	b. 18
E1	Resultados da aferição da placa de orifício	e. 3
F1	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 1
F2	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 2
F3	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 3
F4	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 4
F5	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 5
F6	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 6
F7	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 7
F8	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 8
F9	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 9
F10	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 10

F11	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 11
F12	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 12
F14	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 13
F16	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 14
F18	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 15
F19	Resultados da aferição de Venturi sônico	f. 16

INTRODUÇÃO

A medição de vazão de gases se torna a cada dia mais importante devido aos grandes volumes comercializados, sendo que o conhecimento da incerteza envolvida nesta atividade é fundamental para minimizar as transferências indevidas de renda entre compradores e vendedores.

A determinação desta incerteza só é possível através da aferição dos medidores de consumo em laboratórios com cadeias de aferição estabelecidas, com medidores ou sistemas de medição instalados em uma ordem hierárquica de incerteza. Os laboratórios primários que dão origem à cadeia hierárquica, por sua vez, devem estimar seu erro sistemático através de comparações interlaboratoriais.

Para diminuir esta incerteza, diversos medidores têm sido pesquisados nos últimos para substituir medidores que são elos de cadeias hierárquicas de aferição e que representem problemas de incerteza elevada; dentre estes medidores pesquisados, os Venturis sônicos são os que reúnem as melhores condições de se tornarem padrões aceitos universalmente, devido à excelente repetibilidade, baixo custo, facilidade de operação e robustez. Estas qualidades permitiram que os Venturis sônicos acabassem fazendo parte das cadeias metrológicas mais recentes implantadas em laboratórios no exterior.

Como o gás natural começa a ser consumido em larga escala no Brasil, os problemas de incertezas na medição de volumes grandes passam a ser importantes e, por isso, o estudo destes Venturis é importante na medida em que há a necessidade de se verificar a sua adequação para a utilização como um dos elos da cadeia de aferição

do Laboratório de Gás que está sendo montado no IPT, e que até o momento é o único laboratório de referência estabelecido no país.

Como o Laboratório necessitava de um padrão na faixa de baixas vazões, e as dificuldades de usinagem de bocais pequenos são grandes, o objetivo da dissertação foi então ampliado para o desenvolvimento de um modelo de Venturi sônico, bipartido, que aproveitasse ao máximo os aspectos construtivos requeridos pela norma ISO de 1989, mas que possibilitasse avanços no sentido de facilitar a construção e o controle dimensional destes instrumentos, sem que se perdessem as suas características apropriadas para o uso como padrão de medição de vazão.

1. MEDIÇÃO DE VAZÃO DE GASES-IMPORTANCIA E EVOLUÇÃO HISTÓRICA

Medidores de vazão são talvez os instrumentos de processo industrial mais fáceis de se construir e, sem dúvida, os mais difíceis de serem utilizados corretamente.

Um trabalho realizado por Tinham [87]* na Inglaterra, em 1988, mostra que erros típicos de medição em centenas de instalações pesquisadas variavam entre 5 e 50 %, por causa de tecnologia não apropriada, práticas inadequadas de instalação e manutenção insuficiente. Estimou-se que 75% dos medidores instalados não eram adequados ao trabalho e 75% dos que eram adequados, estavam instalados erradamente. As dificuldades já começam a ocorrer na escolha, pois os medidores de vazão são instrumentos diversificados, com mais de uma centena de desenhos e concepções, a maior parte dos quais utilizados comercialmente.

1.1. Aspectos Econômicos

Os derivados de petróleo e outros fluidos de custo elevado demandam complexas instalações de medição e laboratórios de aferição sofisticados, conforme mostrado por Scott [87], para impedir a propagação de erros decorrentes das condições características de que se reveste a medição de vazão.

A crise do petróleo veio chamar a atenção de governos e empresas para os valores financeiros envolvidos com a incerteza relacionada à medição de vazão, que se tornaram muito elevados. Este fato, associado a uma tomada de consciência contra o

* Números entre colchetes representam referências bibliográficas colocadas no final do trabalho.

desperdício de recursos e pela proteção ao meio ambiente, gerou uma série de programas metrológicos que vêm consumindo milhões de dólares, segundo Hoglund [45], como o da AGA (American Gas Association) e o da CEE (Comunidade Econômica Européia). Estes programas envolvem diversos laboratórios em projetos de levantamento de propriedades de fluidos, levantamento de novas curvas de medidores de vazão tradicionais, avaliação das incertezas envolvidas na medição, estabelecimento de métodos de ensaio, atividades de normalização e visam ainda o estabelecimento de cadeias de rastreabilidade e de hierarquia para os medidores de vazão.

Na metrologia legal são aferidos geralmente medidores do tipo turbina, tipo diafragma (ou "dry gas meter"), tipo pistão rotativo, tipo lóbulos e placas de orifício, que são normalmente instalados para faturamento comercial em indústrias, em setores comerciais e em residências. A medição de vazão representa um setor metrológico importante do ponto de vista da consequência financeira dos erros de medição, conforme se pode observar pelos dados disponíveis em alguns países:

EUA - O valor do gás natural consumido anualmente, segundo Kinghorn [58] é de US\$ 50 bilhões e foi estimado por 2 métodos diferentes que o valor do gás não contabilizado por erros de medição de vazão é de aproximadamente US\$ 700.000,00/dia (incerteza média de $\pm 0,5\%$).

GRÃ-BRETANHA - Um erro de 0,1% na venda total de óleo e gás do Mar do Norte, de acordo com Gold [33], representa 7,5 milhões de dólares/ano. Estima-se que somente na exportação diária de 1,4 milhões de m³ de gás se cometam erros equivalentes a US\$ 720.000,00/ano.

UNIAO SOVIÉTICA - No transporte de óleo combustível, Iulev [51], afirma que as divergências de registro são de até 4%, entre as empresas produtoras e consumidoras. Os erros de medição de vazão se situam entre 3 a 3,5%, em geral.

HOLANDA - São comercializados, de acordo com Heeres, Hoeks e van der Kam [40,43,44,90], vários bilhões de m³ de gás por ano, havendo cerca de 1100 estações de medição e regulação de alta qualidade, além de 6 laboratórios padrões.

BRASIL - Como ainda não há laboratórios padrões no país, não há sequer uma estimativa de qual é a transferência de renda indevida que ocorre entre produtores e consumidores de fluidos, nos diversos setores da medição de vazão. No caso de medição de vazão de gás, por exemplo, não se sabe qual o erro sistemático de medição médio no país, que pode eventualmente ser bastante elevado: há relatos [68], feitos em um seminário de medição de vazão realizado no Brasil em julho de 1988, de diferenças observadas de até 8% entre medidores instalados na mesma linha, o que representa um valor muito elevado para este tipo de aplicação.

Quanto à fabricação, somente o mercado mundial de medidores de vazão é da ordem de US\$ 800 milhões/ano, segundo Mattingly [63].

1.2. A Situação no Brasil

A situação da medição de vazão no Brasil é difícil de avaliar devido à falta de informações, mas algumas evidências levam a crer que a qualidade dos resultados seja ruim: não há tradição metrológica arraigada no país, não há laboratórios padrões de medição de vazão, há informações de diferenças substanciais de medição entre medidores instalados em série [68], as normas nacionais ainda estão sendo elaboradas [70], as técnicas modernas de medição de vazão são desconhecidas de boa parte dos engenheiros ligados à área e, finalmente, parte substancial das instalações industriais do país foi projetada no exterior há mais de 15 anos, quando as preocupações com medição de vazão ainda não eram importantes ou suficientemente entendidas, o que acabou impedindo a transferência de conhecimento mais atualizado de instalações mais modernas de medição.

No Brasil praticamente não há normas para medidores de vazão, sendo que a comissão de medidores de vazão da ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas) começou a funcionar em 1987 e apesar de estar envolvida na elaboração de 12 normas relacionadas a este assunto, conforme apontado por Pereira [70], espera-se somente para 1992 a publicação de um corpo mínimo de normas que discipline o projeto e a utilização de alguns tipos de medidores de vazão, como placas de orifício, bocais, venturis, medidores do tipo diafragma, hidrômetros, turbinas e medidores volumétricos de líquidos.

A não existência destas normas implicou na falta de regulamentação, não havendo exigências quanto a incertezas das medições ou quanto à rastreabilidade dos medidores, para a maior parte dos fluidos comercializados.

Apesar deste quadro geral muito ruim, está ocorrendo uma mudança de qualidade no tratamento da questão de medição de vazão, quando relacionada ao gás natural. O advento do gás natural no Brasil, com a sua crescente participação na matriz energética nacional, que prevê o consumo de mais de 12.000.000 m³/dia de gás já no início desta década, trouxe consigo a preocupação de como medir corretamente as transferências deste insumo energético, tanto entre as concessionárias do setor como também a nível de consumidores industriais e residenciais. Outro fato, não menos importante, se verifica atualmente no controle de processos industriais. As exigências do mercado consumidor quanto a produtos de melhor qualidade, desempenho, custo e segurança, têm levado as indústrias a controlar mais adequadamente seus processos de fabricação, a fim de garantir sua competitividade no mercado, o que levou a uma melhora da qualidade das medições em diversos processos industriais.

Esta situação implicou no desenvolvimento do Laboratório de Gás do IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo), que está se constituindo numa referência nacional para o setor de metrologia de gases.

Dentro desse escopo, na definição e projeto do Laboratório de Gás do IPT, foram analisadas várias alternativas de tipos de laboratórios existentes no exterior e que fossem adequados à realidade brasileira, optando-se pelo modelo de instalação do "Reynolds Laboratorium" de Dordrecht, na Holanda, responsável pelos serviços de metrologia legal de fluidos naquele país, apresentado em detalhes nas referências [40, 43, 90].

A cadeia de aferição do Laboratório de Gás do IPT se inicia com um Sistema Básico de Verificação (descrito no anexo 1), que é um sistema volumétrico de referência rastreável a padrões

nacionais de massa e de tempo. Este equipamento será o padrão utilizado na aferição de um gasômetro de 500 litros e de vários medidores volumétricos do tipo rotor semi submerso. Este gasômetro de 500 litros, num estágio subsequente será utilizado na aferição de um gasômetro de 4.000 litros. O último estágio da cadeia de aferição será constituído de dois conjuntos de medidores do tipo pistão rotativo e do tipo turbina, montados paralelamente em uma instalação que permite a aferição destes medidores contra os elos iniciais da cadeia de aferição. No anexo 1 são apresentados detalhes desta cadeia. Apesar de todos os equipamentos disponíveis neste laboratório, havia ainda uma faixa de baixa vazão não contemplada, o que levou à decisão de se estudar a possibilidade e a conveniência de se utilizar um Venturi sônico como padrão, nesta faixa.

Em função das necessidades de um padrão de qualidade na medição de vazão de gás, e com base em pesquisas realizadas em laboratórios padrões, a normalização internacional destes medidores surgiu apenas em 1989 [46] e, como se verá adiante, ainda não é satisfatória. Apesar de restarem alguns aspectos a serem resolvidos, o Venturi Sônico parece ser o padrão ideal na medição de vazão de gás, o que justifica o seu estudo para a implantação como um dos elos de cadeias de aferição.

Dentre os medidores que poderiam ser chamados de padrões para gases, o Venturi sônico está se tornando rapidamente um medidor muito utilizado nos laboratórios de medição de vazão mais desenvolvidos: na última década os dois principais laboratórios de referência na medição de vazão, o do NIST (National Institute for Standards and Technology, antigo NBS-National Bureau of Standards), e o do NEL (National Engineering Laboratory) implantaram cadeias de aferição onde os Venturis sônicos são

partes fundamentais, como pode ser verificado no anexo 1. Na França, foi mostrado por Grenier [35], que a companhia Gas de France utiliza os Venturis sônicos desde a década de 70 como padrões. Esta ampla aceitação internacional reforça a necessidade do estudo destes medidores no país.

1.3. A aferição de Medidores de Vazão

Como o conhecimento da incerteza envolvida quando se utilizam medidores de vazão é importante do ponto de vista econômico, a aferição destes instrumentos é uma necessidade das sociedades modernas. Ao se efetuar a aferição de medidores de vazão procura-se atender aos seguintes requisitos:

- . proteção ao consumidor;
- . estabelecimento de meios de entendimento entre partes, tanto no comércio interno quanto na exportação de fluidos ou de instrumentos medidores;
- . controle de processos industriais, onde a medição de vazão pode ser crítica do ponto de vista de segurança, de economia ou de eficiência, pois falhas ou colapsos em sistemas de medição de vazão podem levar a acidentes ou a perdas de produto eventualmente com graves repercussões financeiras.

Os trabalhos de metrologia científica ou industrial requerem equipamentos e instrumentos confiáveis a fim de se obter, através de procedimentos normalizados, resultados reprodutíveis com alto grau de exatidão, conforme Pereira [69]. No caso da metrologia de gases, o metro cúbico por segundo de um gás escoando através de um

medidor, sob determinadas condições de pressão e temperatura, deve portanto ser rastreável a padrões fundamentais.

O termo rastreabilidade (traceability) é definido por Clifford [27] como a propriedade com que o resultado de uma medição pode ser relacionado a padrões apropriados, geralmente padrões nacionais ou internacionais, através de uma cadeia contínua de comparações; Spencer [82] complementa a definição de Clifford com vários exemplos. É fundamental lembrar que na ausência de rastreabilidade adequada, a validade do resultado de uma medição torna-se insustentável a uma mínima contestação técnica, que é uma situação que começa a ocorrer com alguma frequência no Brasil, entre empresas que comercializam fluidos.

A atividade metrológica relacionada com vazão de fluidos enfrenta, entretanto, um sério problema: a dificuldade do estabelecimento de padrões. Há diversos métodos, equipamentos e instrumentos, que poderiam ser, ou são efetivamente, utilizados como padrões na medição de vazão, cada qual com deficiências e desvantagens específicas; a própria diversidade de instrumentos e métodos, descritos mais adiante, é reveladora de que não existe efetivamente um padrão de vazão ideal.

As exigências de níveis de incerteza específicos dentro das faixas de medição a serem atingidas, são decisivas do ponto de vista da escolha do padrão. Para atender a estas necessidades, em determinadas faixas de vazão, existe atualmente uma forte tendência para a utilização de Venturis sônicos como padrões de referência ou de transferência, nos países tecnologicamente mais desenvolvidos, conforme se pode observar no anexo 1. Esta tendência é decorrente das excelentes características dos Venturis sônicos para a finalidade metrológica.

1.4. Dificuldades para o Estabelecimento de Padrões de Vazão

Esta situação de prejuízos elevados existe porque os volumes comercializados são muito grandes e os fluidos são caros, e porque o estabelecimento de um "padrão" de vazão é algo muito mais complicado, de acordo com Harrison [38], que o estabelecimento de padrões de grandezas não derivadas:

- Deve-se atender a requisitos de medição sob temperaturas criogênicas ou muito altas; de pressões, de densidades, de viscosidades, e de impurezas nos mais diversos níveis.
- As faixas de medição situam-se entre 10^{-5} a 10^5 m³/h.
- Enquanto comprimento e massa podem ser medidos com resolução de $10^{-4}\%$ e tempo pode ser medido com $10^{-7}\%$, vazão (m³/s ou kg/s) pode ser medida habitualmente com resolução de 1% (excepcionalmente 0,1%).
- Quando se trata de quantidades estáticas como massa ou comprimento, é relativamente simples se trocar padrões terciários ou secundários para permitir a intercomparação com padrões primários. Para quantidades dinâmicas, como vazão, a tarefa é muito mais complicada, sendo que a rigor não se pode falar de um padrão, pois não é possível se trocar uma amostra da quantidade a ser medida, mas se troca o equipamento usado na medição, quando se efetua uma intercomparação laboratorial.

Dadas estas características extremamente variadas e ricas da medição de vazão, pode-se depreender que há uma enorme dificuldade em se estabelecer padrões de referência ou de comparação.

Durante o processo de aferição, o medidor a ser testado e o padrão são instalados em série e os resultados comparados, com os necessários ajustes de pressão e de temperatura. Na maioria dos casos o padrão não consiste de um simples instrumento, mas antes de uma coleção de diversos instrumentos e equipamentos inter-relacionados, em um sistema de suprimento e com um procedimento de ensaio definido.

Os padrões devem ser "melhores" que os instrumentos que estão sendo aferidos. Normalmente se especifica que a classe de exatidão do padrão deve ser pelo menos 0,4 vezes os limites de erro da classe de exatidão do medidor que está sendo aferido, de acordo com Pamp [67].

Um padrão deve seguir ou possuir as seguintes características:

- não deve produzir efeitos nas características metrológicas do medidor a ser testado, ou seja, não deve influenciar ou modificar a resposta do medidor só por estar instalado em série;
- deve fornecer baixas incertezas de medição;
- deve ser estável inclusive a longo prazo;
- deve possibilitar a medição em uma faixa razoável de vazões.

A tecnologia de medição de vazão de gás é ainda mais complexa que a de fluidos não compressíveis, pois a caracterização do volume do gás requer o conhecimento de seu estado termodinâmico e devem ser levados em consideração os desvios de comportamento, tanto devido a efeitos de compressibilidade quanto de umidade e de composição.

Zanker [92] sintetizou toda esta discussão ao afirmar que não existe um padrão ideal para medição de vazão de gases, o que, enfatizando o que foi afirmado anteriormente, leva à conclusão que

a própria palavra padrão deve ser empregada com cuidado, pois não existe uma amostra padrão de vazão de gás que possa ser utilizada como referência, mas se deve utilizar equipamentos e instalações que, sob condições controladas, podem ser usados para medir certas vazões estabelecidas. Não há portanto a possibilidade de se tomar uma "vazão padrão" e transferi-la para outros laboratórios. Para facilidade de entendimento, no entanto, os medidores utilizados como referência para outros de classe de exatidão inferior, serão denominados medidores padrões, no decorrer deste trabalho.

1.5. Evolução Histórica dos Venturis Sônicos

É apresentado a seguir um resumo da evolução histórica da medição de vazão com Venturis sônicos, desde os primórdios da técnica de medição de vazão de fluidos incompressíveis, até as aplicações e desenvolvimento tecnológicos mais recentes, utilizando bocais sônicos como medidores padrões de vazão de gases. Os trabalhos de Spencer [83], de Arnberg [1] e de Medlock [63] forneceram a maior parte das informações históricas apresentadas.

3000 A.C. - Egípcios utilizavam [83] calhas para medir água potável e de irrigação que era distribuída através de extensa rede.

1600 A.C. - Egípcios constroem relógio d'água, com controle de tempo através de orifícios calibrados [63].

Romanos utilizam tubos de latão como os primeiros medidores comerciais da história, para medir as vazões, entregues através de aquedutos, em termas e residências, método que permitiu a ocorrência das primeiras fraudes relatadas da história da medição de vazão [63].

175 A.C. - Hero [63] constrói turbinas a vapor rudimentares, que poderiam ter produzido velocidades sônicas.

1513 D.C. - Leonardo da Vinci [63] observa e descreve o fenômeno de "Vortex Shedding", princípio que seria utilizado em 1968 para desenvolver o medidor tipo Vortice, que pode ser utilizado como um padrão.

1500 D.C. - Castelli [1] observa que a velocidade da água passando por um orifício é proporcional à raiz quadrada da pressão à montante.

1527 - Branca [1] pode ter gerado velocidades sônicas em sua turbina a vapor.

1687 - Newton [63] enfatizou a distinção entre forças de inércia e forças viscosas (o que deu origem ao número de Reynolds) e observou que um jato de fluido desenvolve a vena contracta.

1718 - Poleni [63, 83] obteve o valor de 0,62 para o coeficiente de descarga de placa de orifício.

1738 - Bernoulli [1] estabelece as bases para as equações hidráulicas através do teorema que leva o seu nome, embora não levasse em consideração os efeitos viscosos.

- Euler [63] aproveitou o enunciado de Bernoulli e enunciou a equação para linhas de corrente, hoje conhecida como equação de Bernoulli, ignorando também os efeitos de viscosidade.

1790 - Woltman [63] desenvolve um medidor multi-pas para medir escoamento de líquidos, princípio ainda hoje utilizado.

1797 - Venturi [1,63] avança consideravelmente os estudos de Bernoulli, mostrando que um fluido ganha velocidade à medida que perde pressão, quando passa em uma contração.

1800 - Na França e Alemanha [63] já se utilizavam tubos de Venturi na medição de vazão.

1801 - Bourdon [63] usou tubo de Venturi na medição de vazão de ar.

1815 - Clegg [63] desenvolve o primeiro medidor mecânico de gás (de rotor semi submerso), que precedeu, surpreendentemente, em 5 anos o primeiro medidor mecânico comercial de água.

1827 - Navier, Poisson (1831), Saint Venant (1843), Stokes (1845) iniciaram estudos teóricos de camada limite [1,63].

1839 - Saint Venant e Wantzel [1] estabelecem a forma geral para a equação de descarga em uma restrição e elaboraram a hipótese de que a descarga de um fluido compressível no vácuo apresenta um valor máximo, implicando a presença de um regime de escoamento crítico. Fizeram tentativas para a verificação experimental da fórmula.

1842 - Poiseulle [1] realizou experiências sobre efeitos viscosos em escoamentos laminares.

1843 - Richards [63] desenvolveu um medidor tipo diafragma, similar ao que é utilizado hoje.

1851 - Parkinson [63] desenvolveu um tipo de medidor de rotor semi submerso.

1856 - Weisbach [63] provou a hipótese de Saint Venant, através de experimentos.

1850-1900 - Neste período [63] houve mais patentes referentes a medidores de vazão que para qualquer outro campo de engenharia. Houve enorme profusão de novos medidores de vazão de água.

1874 - Fliegner [1] fez novas experiências com escoamentos compressíveis. A equação empírica de Fliegner é idêntica em forma à equação teórica real de escoamento compressível, baseada na pressão e temperatura de estagnação da corrente.

1880 - Herschell [63] prova que tubos de Venturi podem ser usados como instrumentos de medição de grandes volumes de água.

1883 - Reynolds ilustrou a existência de regimes de escoamentos laminar e turbulentos separados, através de experiências [1].

1892 - Lord Rayleigh generalizou um teorema [1] que levou à formulação do número de Reynolds.

1904 - Gutermuth estudou e provou a existência de escoamento crítico [1].

1904 - Prandtl deu origem ao moderno estudo de camada limite [1].

1906-1927 - Moss [1] advoga o uso das propriedades de estagnação ao invés das propriedades estáticas.

1910-1914 - Gibson, Stanton e Pannell [1], e Buckingham estabeleceram as primeiras contribuições para o estudo de fenômenos de transição, similitude e análise dimensional.

1911 - Bachmann determinou experimentalmente [1] o valor do coeficiente de descarga, em condições sônicas, para vários tipos de garganta, e testou novos modelos de bocais sônicos, obtendo um coeficiente de descarga médio de 0,963.

1914 - Ombeck [1] mostra diferenças de $\pm 1\%$ no coeficiente de descarga entre o regime subsônico e o crítico, em bocais.

1926 - Stanton [85] publica artigo fundamental, com todo o equacionamento do escoamento de gás em alta velocidade.

1927 - Stodola [1] estudou placas de orifício espessas com sondas de pressão e verificou que a velocidade sônica era alcançada imediatamente no bordo de entrada do orifício.

1930 - Schlichting [1] melhorou o conhecimento da camada limite.

1930 - Para unificar todas as abordagens sobre medidores de vazão por pressão diferencial é estabelecido um comitê da ISA [1] (International Association for Standardization). Havia nesta época grandes divergências técnicas entre americanos e europeus, com relação aos medidores por perda de carga, sendo que a questão parece que começa a ser resolvida a partir de 1986, com um comitê ISO-NBS-AGA, o que levou em 1989 os Estados Unidos a aprovarem pela primeira vez a norma ISO 5167, sobre medição de vazão com placas de orifício.

1931 - Tietjens [1] (discípulo de Prandtl) apresentou as equações e mostrou métodos gráficos para resolução de escoamentos sônicos e supersônicos.

1938 - Comitê ISA [1] se reúne em Helsinque e estabelece as formas de bocais e placas de orifício, que mudaram pouco desde então.

1948 - Grey e Wilsted [1] realizam estudo sobre bocais convergentes, determinando amplas faixas de coeficientes de descarga, de relações críticas de pressão e de valores de relação entre diâmetros.

1948 - ISA se transformou em ISO (International Organization for Standardization) e estabelece o "Technical Committee nr. 30", para tratar de medição de vazão. Este comitê está operante até presentemente.

1949 - Perry [72] propôs equacionamento para medição com placas de orifício em condições sônicas e em condições subsônicas.

1951 - Grace e Lapple [34] determinaram com precisão o valor do coeficiente de descarga e da relação crítica de pressão para placas espessas e para bocais sem divergente, com orifícios até 6mm, tendo encontrado valores de C entre 0,94 e 0,99, embora não houvessem correlacionado este valor com o número de Reynolds.

1951 - Cunningham [28] apresentou resultados bastante precisos para o cálculo de escoamento crítico em orifícios com canto vivo.

1952 - Folsom [1] publica resultados sobre ensaios em bocais tipo boca de sino, semelhantes aos utilizados pelas normas recentes.

1953 - Bean, Johnson e Blakeslee [7] relataram experiências com bocais de pequeno diâmetro de garganta, variando entre 1/16" e 1". As principais observações referiram-se às dificuldades de medição do diâmetro e de controle do acabamento superficial.

1954 - Rivas e Shapiro [76] calculam curvas teóricas do coeficiente de descarga de bocais, para a faixa de número de Reynolds variando entre 1 e 1000000, com diversas orientações para cuidados no projeto e instalação.

1954 - Jobson [52] determinou uma expressão teórica para o coeficiente de descarga de orifícios operando em condições sônicas.

1956 - Weir, York e Morrison [1] pesquisam e também determinam com precisão o valor do coeficiente de descarga para placas espessas.

1959 - São publicadas normas da ASME para bocais com entrada tipo boca de sino.

1959 - Hall [36] utiliza cálculo de camada limite para calcular o coeficiente de descarga de bocais.

1959 - Bragg [10] calcula o coeficiente de descarga com correções para o efeito da forma do escoamento nas paredes do bocal.

1959 - East e Moorhouse, separadamente, através de estudos de camada limite, mostram que o coeficiente de descarga pode crescer com o número de Mach [1].

1960 - Stratford e Ascough usaram a teoria da camada limite como um guia no projeto de bocais [1].

1962 - Smith e Matz [80] propuseram uma nova geometria para bocais sônicos (denominados posteriormente bocais tipo Smith-Matz), com valores dos coeficientes de descarga teóricos e experimentais variando dentro de centésimos de por cento.

1962-67 - Johnson [53, 54, 55] desenvolve diversos algoritmos para o cálculo de propriedades críticas de diversos gases, e no primeiro artigo da série já estuda o escoamento sônico de gás real, corrigindo os efeitos devido à natureza do gás e à compressibilidade, com método que é utilizado ainda hoje, nos laboratórios mais adiantados.

1963 - Kastner, Williams e Sowden [56] estudam a aplicação de bocal sônico na medição de escoamentos pulsantes.

1964 - Stratford [86] calcula o coeficiente de descarga, através da teoria da camada limite, introduzindo um fator de correção para ajuste dos resultados, que ainda hoje é utilizado.

1965 - Comitê ISO TC 30 [1], que desde 1948 praticamente só se ocupou de medidores para pressão diferencial, publica duas recomendações: R541 para placas e R781 para tubos de Venturi.

1965 - ISO estabelece diversos sub comitês para outros tipos de medidores de vazão que não os diferenciais [83].

1965 - Decker e Chang [29] realizam centenas de experiências com orifícios espessos em condições sônicas e verificam diversas propriedades e correlações novas.

1959 - Dudzinski e Johnson publicam artigo [30] descrevendo a utilização de um bocal sônico bipartido, para facilitar a usinagem e metrologia. Esta dissertação de certa forma retoma esta idéia, com algumas modificações, e a recoloca em discussão, uma vez que não houve nos anos passados uma resposta da comunidade à proposta de Johnson.

1972 - Thornock e Brown [88] estudam o efeito do ângulo do bocal no coeficiente de descarga e em outros parâmetros de interesse, referentes à utilização dos bocais como elementos de propulsão.

1973 - Brain e Reid [13] estudam bocais com diâmetros pequenos (1 a 6,5 mm).

1973 - Hilbrath, Dill e Wacker [41] desenvolvem teoria e publicam resultados práticos sobre a influência do difusor na diminuição da perda de carga em bocais sônicos.

1973 - Arnberg, Britton e Seidl [2] verificam, através de experimentos, os coeficientes de descarga para bocais sônicos com números de Reynolds acima de 150000.

1975 - Brain e MacDonald [23] desenvolvem método de ensaio gravimétrico para a aferição de bocais sônicos, com vazão máxima de 5 kg/s.

1975 - Smith e Dunford [81] publicam estudo detalhado sobre a influência do comprimento da garganta no coeficiente de descarga, com diversas hipóteses sobre a forma e desenvolvimento da camada limite na garganta.

1979 - ISO publica a norma ISO 5167, "Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes Inserted in Circular Cross Section Conduits Running Full".

1979 - Grenier [35] publica relatório descrevendo dez anos de utilização de bocais sônicos como padrão de vazão em laboratório primário, com excelentes resultados.

1980 - Brain e Reid [14] publicam resultados sobre a aferição de bocais sônicos através do método gravimétrico.

1980 - Brain e Reid [15] publicam os resultados de uma série de testes realizados em um conjunto de 5 bocais sônicos, em 3 laboratórios europeus.

1980 - Brian e Reid [15] desenvolvem novas técnicas experimentais mais exatas para a determinação do coeficiente de descarga de bocais sônicos.

1980 - ISO estabelece comitê para normalização dos bocais sônicos. Há divergências sobre alguns métodos de cálculo e em algumas características geométricas do medidor.

1981 - Brain e Reid [16] elaboram os testes em bocais sônicos toroidais, para confirmar os valores dos coeficientes de descarga a serem utilizados na norma ISO.

1983 - É publicado o primeiro projeto de norma ISO para a medição de Vazão com bocais sônicos.

1985 - Brown, Hamilton e Kwok [25] selecionam formas de bocais através de considerações sobre a espessura da camada limite, do efeito das não uniformidades e da separação do escoamento.

1987 - ANSI publica norma ASME-ANSI-MFC 7M-1987 - "Measurement of Gas Flow by Means of Critical Flow Venturi Nozzles", ainda com omissões quanto aos métodos de cálculo de propriedades e com alguns pontos criticáveis com relação à geometria do medidor (por exemplo, as exigências quanto a rugosidade superficial podem estar exageradas).

1989 - ISO publica uma proposta de norma sobre bocais (Draft International Standard ISO DIS 9300 "Measurement of Gas Flow by Means of Critical Flow venturi Nozzles") que é praticamente uma reedição da ANSI. Não há ainda uma norma internacional firme sobre o assunto, uma vez que esta é ainda uma proposta de norma.

2. MEDIDORES PADRÕES : TIPOS E CARACTERISTICAS

Apesar de não haver uma classificação formal deste assunto, as referências [31, 32, 63, 67, 84] ajudam a tentar estabelecer uma classificação dos padrões quanto a sua utilização. Basicamente pode-se afirmar que há dois grupos de padrões para medição de vazão de gás: o primeiro é constituído por medidores especialmente projetados para a finalidade e o segundo grupo é constituído por medidores de utilização comum, mas que são bons o suficiente para servir como um padrão de referência sob condições controladas.

No primeiro grupo se têm:

- gasômetros;
- sistemas e dispositivos que utilizam métodos gravimétricos;
- medidores tipo "pipe provers";
- sistemas e dispositivos que utilizam o chamado método P. V. T.;
- garrafas padrão de imersão em líquidos;
- medidores volumétricos por pistão vertical com selo de mercúrio;
- método da bolha;
- sistema básico de aspiração.

O segundo grupo é constituído pelos seguintes instrumentos:

- medidores volumétricos
 - . medidores tipo pistão rotativo;
 - . medidores tipo diafragma;
 - . medidores tipo rotor semi-submerso;
 - . medidores tipo turbina;
 - . medidores tipo lóbulos.

- medidores por força de coriolis
- medidores tipo vortex
- medidores de vazão de gás por ultrassom
- medidores por pressão diferencial subsônicos
 - . placas de orifício;
 - . bocais;
 - . tubos de venturi;
 - . tubos de Pitot;
 - . tubos de Dall;
 - . tubos de Pitot multifuros.
- medidores sônicos por perda de carga
 - . bocais tipo Venturi sônicos

2.1. Medidores do Primeiro Grupo

2.1.1. Gasômetros

São usados praticamente sem modificações desde o seu projeto inicial, executado na Inglaterra ao redor de 1850. Há 5 tipos principais de gasômetros, quanto ao tipo de compensação do empuxo, segundo as referências [17, 32, 39, 47, 63, 67, 71, 83, 91, 95]:

- . Gasômetro com tubo compensador e sifão fixo
- . Gasômetro com tubo compensador e sifão móvel
- . Gasômetro com compensação por massas discretas
- . Gasômetro por compensação por mecanismos de barra
- . Gasômetro com compensação por camo.

O modelo mais utilizado é o último, em que um camo compensa a variação de empuxo da cúpula imersa em óleo.

Estes equipamentos são anti-econômicos para se efetuar a aferição de medidores em escala comercial, devido ao fato de exigir um procedimento lento de ensaio, por causa de sua operação descontínua, por batelada.

Geralmente se conseguem incertezas da ordem de $\pm 0,5\%$, podendo-se chegar a $\pm 0,25\%$ ou menos. Podem atingir vazões de até $400 \text{ m}^3/\text{h}$, com volumes da campânula da ordem de $0,5$ até 10 m^3 (há um caso de 55 m^3). Necessitam ser operados em ambientes com ar condicionado.

2.1.2. Sistemas Gravimétricos

Na mais completa instalação deste tipo, existente no NEL (National Engineering Laboratory) [14, 39, 61], ar comprimido é passado pelo medidor a ser aferido e em seguida armazenado em uma esfera de pesagem, que é desconectada e pesada em uma balança de alta resolução. O sistema consegue incertezas de medição da ordem de $\pm 0,25\%$ e é especialmente indicado na aferição de bocais sônicos.

Os métodos gravimétricos para a aferição de medidores de vazão de gás são bastante complicados e de custo elevado.

2.1.3. Medidores Tipo "Pipe Provers" [17, 74]

Estes equipamentos, complexos e de custo bastante elevado, são muito mais comuns na medição de líquidos que de gases. Habitualmente consistem de um longo duto com uma esfera de plástico ou borracha que se desloca como um pistão, possuindo excelente ajuste com as paredes do duto, e frequentemente possibilitando o escoamento nos dois sentidos da tubulação através de um sistema de válvulas.

Há versões em que há um pistão convencional deslocando-se ao longo de um tubo, com o mesmo princípio de funcionamento da esfera.

Os volumes deslocados pela esfera ou pistão podem eventualmente ser conhecidos com uma incerteza ao redor de 0,1%, com excelente repetibilidade. Devido ao seu custo elevado, são quase que exclusivamente utilizados em plataformas de extração de óleo e gás.

2.1.4. Sistemas que utilizam o Método PVT [17, 39, 63, 66]

Nestes sistemas são medidas a temperatura e pressão de maneira bastante precisa no interior de um vaso que teve o seu volume determinado com água em condições controladas. A vazão deve ser mantida constante com o uso de bocais sônicos e de válvulas reguladoras.

O procedimento de ensaio consiste na medição cuidadosa de pressão e de temperatura do gás no vaso, no início e ao final de um período de descarga com um intervalo de tempo medido o mais precisamente possível.

Com estes dados e equações de estado se determina a vazão mássica com incertezas de até 0,25%. Novamente, é uma instalação de custo elevado.

2.1.5. Garrafa Padrão de Imersão em Líquidos

A garrafa padrão consiste de um invólucro de metal, com um conjunto de válvulas na sua entrada e na saída. Através de cuidadoso procedimento, em sala com temperatura controlada, a garrafa, cheia de ar à pressão atmosférica, é imersa em água, que

vai lentamente deslocando o ar para a sua saída, onde estaria conectado o medidor a ser aferido. Caso não haja variações de pressão e de temperatura ao longo do processo, o volume deslocado pela garrafa é o volume deslocado no medidor ensaiado, que seria assim aferido através de sucessivos esvaziamentos da garrafa padrão. Não se tem informações mais precisas sobre a incerteza de medição deste método, porém há estimativas de que seja melhor que 0,1%.

2.1.6. Medidores Volumétricos por Pistão Vertical com Sêlo de Mercúrio

Estes medidores utilizam um pistão com selo de mercúrio que se desloca na direção vertical dentro de um cilindro de vidro. Podem ser utilizados para vazões de no máximo 24 L/min, com uma incerteza da ordem de 0,2%. O volume inicial e final do deslocamento é registrado através do uso de fotocélulas. São utilizados principalmente na aferição e ajustes de medidores do tipo rotâmetro.

2.1.7. Método da Bolha [17,39,60]

Este método é adequado para vazões muito baixas e para pressões próximas à ambiente. O gás do medidor sendo aferido passa através de uma bureta, onde é introduzido um filme de sabão através de pressão sobre um bulbo de borracha instalado em sua parte inferior e cheio de solução de sabão. É cronometrado o tempo de viagem desta bolha entre duas marcações quaisquer. O tempo de viagem da bolha pode ser medido tanto por fotocélulas quanto manualmente,

estimando-se que a incerteza de medição se encontre na faixa de $\pm 0,2\%$, em condições ideais.

2.1.8 Sistema Básico de Verificação (ou de Aspiração)

Um sistema deste tipo, conforme mostrado por Kawakita e Pereira [57], aspira o ar do instrumento sendo aferido através do deslocamento do óleo que desce por gravidade para um tanque de pesagem ou para um reservatório. Como se conhece a curva de densidade do óleo em função da temperatura, ao se pesar o óleo deslocado se conhece com grande exatidão o volume deslocado, e conseqüentemente a vazão de ar aspirado pelo medidor. Estima-se que este equipamento possa atingir incertezas da ordem de $\pm 0,25\%$.

2.2. Medidores do Segundo Grupo

2.2.1. Medidor Tipo Pistão Rotativo

Estes medidores separam e contam subvolumes do fluido em escoamento, através de pás rotativas. Há vários laboratórios padrões utilizando estes medidores, fornecidos para diversas faixas de medição. Devem ser aferidos contra um padrão do grupo 1, apresentam repetibilidade excelente (algumas vezes da ordem de $\pm 0,2\%$), e a faixa de incerteza se situa ao redor de $\pm 0,5\%$.

Apresentam as vantagens adicionais de serem portáteis, e de não sofrerem influência marcante do perfil de velocidades na sua entrada. Podem ser operados dentro de faixas de vazão de 20:1 (por exemplo, de 8 a 160 m³/h).

2.2.2. Medidor tipo Diafragma

São os medidores de vazão de gás mais difundidos na medição comercial em residências e comércio, e podem ser utilizados como padrões secundários após aferição cuidadosa e manutenção adequada, conforme Pamp [67].

Em condições ideais de utilização como padrões, podem fornecer incertezas da ordem de $\pm 1\%$, numa faixa de medição que pode atingir $20 \text{ m}^3/\text{h}$, na pressão e temperatura próximas às ambientes.

2.2.3. Medidor Tipo Rotor Semi-submerso [39, 67]

São também denominados "wet gasmeters", e são considerados os dispositivos mais antigos utilizados na medição de gas (projeto de Crosley, em 1816). O gas entra em uma das câmaras e o selo líquido (que pode ser água ou um óleo de baixa viscosidade e pressão de vapor) impede a sua saída até que o rotor gire e a câmara seja deslocada para fora do líquido. Cada rotação do rotor fornece um valor determinado de volume de gás deslocado.

São largamente utilizados em laboratórios e possibilitam medições com incertezas da ordem de $\pm 0,25\%$, nas faixas mais altas de vazão. São construídos modelos para vazões de no máximo $25 \text{ m}^3/\text{h}$.

2.2.4. Medidor Tipo Turbina [18, 31, 32, 63, 67]

Nestes medidores, a velocidade de rotação é proporcional à vazão média, de maneira que cada rotação é proporcional a uma dada fração de volume do gas. São medidores largamente utilizados na medição de vazão de gás, na entrada de indústrias.

Têm sido cada vez mais utilizados como padrões secundários em laboratórios de vazão de gases, devido às excelentes características de baixa incerteza de medição (abaixo de 1%), excelente repetibilidade (pode chegar a 0,1%) e grande faixa de vazões possíveis de serem atingidas. Normalmente podem ser utilizadas em faixas de vazão de 10:1 (por exemplo de 100 a 1.000 m³/h).

São adequados para a medição de grandes volumes de gás.

2.2.5 Medidor Tipo Lôbulos [67]

Este medidor consiste de dois lóbulos rotativos, sincronizados por conjuntos de engrenagens. Os lóbulos giram em direções opostas em um cilindro, sem tocar as suas paredes. Para cada rotação, os dois lóbulos separam um dado volume, que pode variar em função de fugas e vazamentos entre as partes móveis e fixas, fugas que dependem da pressão existente no interior da câmara.

A grande dificuldade em sua operação reside na existência de frequências de ressonância, o que provoca pulsações do escoamento em determinadas rotações.

Por outro lado, possibilitam leituras com incertezas variando entre 0,5 a 1%, em faixas de vazões que podem chegar a 1.200 m³/h. Possuem repetibilidade quase tão boa quanto os medidores de pistão rotativo

2.2.6. Medidor de Vazão Mássica Tipo Coriolis [18, 63, 67]

Consiste em um tubo em "U" vibrante, pelo interior do qual passa o fluido a ser medido. A passagem do fluido produz um movimento torcional ocasionado pela aceleração de Coriolis, devido

ã forma de tubo. A amplitude deste movimento torcional é proporcional à vazão em massa. Estes instrumentos medem vazões na faixa de 0,04 a 15 kg/s, à pressão de até 70 bar e temperaturas de até 125°C.

2.2.7. Medidor Tipo Vórtice (Vortex Meter) [18,31,87]

Este medidor é baseado no princípio da formação de vórtices gerados pela passagem do fluido em um obstáculo transversal às linhas de corrente. Sensores instalados neste obstáculo detectam a frequência de formação destes vórtices, a qual é diretamente proporcional à vazão. Vários tipos de sensores são utilizados para a detecção desta frequência.

Dentre as suas principais vantagens, pode-se citar:

- . baixo custo de instalação;
- . boa exatidão;
- . boa repetibilidade a longo tempo;
- . ampla faixa de vazão em geral;
- . manutenção mínima, pelo fato de não possuir partes móveis;

Apresenta como limitações:

- . faixa de tamanho limitada (50 a 150 mm de diâmetro);
- . pressão e temperaturas máximas devem ser baixas;
- . perda de carga regular (comparável à de um tubo de Venturi);
- . resolução limitada;
- . necessidade de aferição, quando se deseja incerteza abaixo de 0,5%.

Nos últimos 3 anos tem havido forte tendência internacional para se utilizar estes medidores como padrão de transferência e de referência no lugar dos medidores por pressão diferencial. Podem atingir incertezas de medição baixas, da ordem de 0,5 a 1% e têm repetibilidade muito boa, adequada à utilização como padrão secundário.

2.2.8. Medidor de Vazão de Gás por Ultrassom

Recentemente foi desenvolvido pela British Petroleum [50, 64] um medidor de vazão de gás por ultrassom por tempo de trânsito, que pode ser adequado como padrão secundário, segundo testes iniciais.

O medidor por tempo de trânsito, normalmente, é constituído por dois transdutores montados obliquamente na tubulação, onde os tempos de trânsito de um sinal ultrassônico para ir de um transdutor a outro e depois retornar, são comparados, sendo a diferença proporcional à vazão.

O medidor desenvolvido possui oito transdutores, montados ao longo de uma seção, possibilitando desta forma a leitura de uma média das velocidades ao longo da seção e conseqüentemente diminuindo a incerteza da medida.

2.2.9 Medidores por Pressão Diferencial

Esta classe de medidores, descritos nas referências [18, 31, 32, 37, 63, 67], está entre as mais utilizadas como padrões de referência e de transferência em medição de vazão de gases. Estes medidores tem a vazão proporcional à raiz quadrada da diferença de pressão produzida.

Podem, em condições cuidadosamente controladas, e com a utilização de transdutores de pressão e termômetros de resistência, chegar a níveis de incerteza inferiores a 1%, embora o mais comum sejam incertezas ao redor de $\pm 1,5\%$.

A diferença de pressão nestes medidores é normalmente medida através de manômetros de coluna em "U" ou através de transdutores de pressão. Pelo fato de haver uma relação quadrática, há uma limitação de vazão para estes medidores, dentro de uma faixa de vazão de 4 para 1 (ou seja, um medidor opera na faixa de 2,5 a 10 m^3/s , por exemplo).

Os medidores de pressão diferencial podem ser utilizados também na medição de vazão de fluidos viscosos e sujos e numa faixa muito grande de vazões, pressões, temperaturas e dimensões. A seguir são comentados os diversos tipos de medidores desta categoria:

a) Placa de Orifício

As placas [18,48] são os mais simples e difundidos medidores de vazão, devido ao fato de serem fáceis de construir, não haver necessidade de aferição (a menos que se deseje conhecer a incerteza de medição abaixo de 1%), serem de simples instalação e poderem ser dimensionadas para as mais diferentes aplicações.

Diversos laboratórios utilizam estes medidores como padrões de referência. Se convenientemente aferidos em água, com sistemas gravimétricos, podem proporcionar incertezas ao redor de 0,2 a 0,3%.

As principais vantagens de sistemas de medição utilizando placas de orifício e transdutores de pressão são:

- . não existência de componentes móveis;

- . disponibilidade em larga faixa de tamanho;
- . adequação a praticamente qualquer líquido ou gás em várias faixas de temperatura, pressão e viscosidade;
- . custo praticamente independente das dimensões da tubulação;
- . instrumento bem conhecido, estudado e aceito;
- . simplicidade;

As suas principais desvantagens são:

- . resposta quadrática;
- . faixa de vazão de 4 para 1;
- . exatidão diminui com desgaste;
- . exatidão muito afetada por perfis de velocidade não plenamente desenvolvidos em sua entrada. Em outras palavras, não se pode colocar placas sem um trecho reto adequado de tubulação a montante e a jusante;
- . faixa de vazão afetada por efeitos de viscosidade;
- . o custo de instalação é relativamente alto, especialmente quando se utilizam transdutores de pressão.

b) Tubo de Venturi

O tubo de Venturi [18,48] possui o mesmo princípio de funcionamento que a placa de orifício, proporcionando porém uma perda de carga muito menor que a gerada pela placa. Em contrapartida funciona dentro de uma faixa mais restrita do número de Reynolds. São raramente utilizados como padrões de referência na medição de gás.

c) Bocal

Valem aqui as observações gerais feitas em relação às placas de orifício [18,48]. São bastante dispendiosos quanto à manufatura, porém, mantêm a curva de aferição por longos períodos, uma vez que não possuem cantos vivos que possam ser desgastados. A sua perda de carga é aproximadamente igual à das placas de orifício, e são razoavelmente utilizados como padrões, apesar das limitações de faixa de operação.

d) Tubo de Dall

São instrumentos semelhantes aos tubos de Venturi, onde, ao invés da garganta cilíndrica destes, possuem uma "canaleta" circunferencial na garganta, responsável pela tomada de pressão. Sua manufatura é mais cara que a de placas de orifício e produzem uma perda de carga ainda menor que a de tubos de Venturi. São de manufatura mais simples e barata que a de tubos de Venturi, porém raramente são utilizados como padrões.

e) Tubo de Pitot multifuros [24]

É um instrumento, que introduzido na tubulação, permite a medição de vazão através de diferença de pressão entre tomadas de pressão à montante e à jusante. Tem a forma de um tubo de pequeno diâmetro, montado transversalmente na tubulação, com a vantagem de provocar uma perda de carga um pouco menor que a de uma placa de orifício correspondente. Outra vantagem ponderável está no fato de serem mais facilmente instalados, não necessitando de flanges ou

corde circunferencial de tubulação. Possuem, como os outros medidores anteriores, uma forte dependência do perfil de velocidades à montante.

2.2.10. Venturi Sônico

Venturis sônicos são medidores do tipo de perda de carga, que possuem uma entrada convergente, uma garganta cilíndrica ou toroidal e um divergente de saída. Operam com o escoamento bloqueado, isto é, com velocidade do escoamento igual à velocidade do som, na garganta.

Muito recentemente os Venturis sônicos começaram a ser utilizados como padrões na medição de vazão de gases, segundo as referências [1, 4, 18, 46], devido a algumas características apropriadas destes instrumentos, tais como a baixa incerteza, robustez, repetibilidade e relativa facilidade de operação. Com estes medidores se conseguem incertezas inferiores a 0,3%, em alguns casos, e podem ser atingidas vazões inferiores às possíveis com medidores subsônicos por perda de carga.

2.3. Comparação entre vários Tipos de Medidores

Na tabela 1 é apresentada uma comparação entre os diversos tipos de métodos e medidores padrões de vazão de gases, montada com informações obtidas nas referências bibliográficas deste texto. São efetuadas comparações entre os diversos tipos de padrões descritos, com relação aos itens:

- . limites de vazão
- . incerteza média

- . repetibilidade média
- . posição na cadeia de aferição
- . faixa de diâmetro de tubulação
- . disponibilidade no mercado nacional
- . facilidade de operação
- . necessidade de pessoal especializado na operação
- . utilização em laboratórios de referência
- . custo de operação/manutenção
- . custo inicial relativo
- . tendência de implantação como padrão

Para complementar as informações relativas à comparações entre os vários tipos de medidores, podem ser utilizadas as referências [19, 20, 21, 42, 75, 84, 93].

2.4. Escolha do Venturi Sônico

Da comparação entre os vários tipos de medidores, pode ser observado que os Venturis sônicos possuem características que os distinguem de maneira favorável, apesar de serem ainda muito pouco estudados. Dadas as condições peculiares do Brasil neste momento, sem padrões e tendo-se iniciado a distribuição de grandes volumes de gás natural para uso industrial, parece que este tipo de medidor pode, rapidamente, ter uma aplicação importante nos laboratórios e em pontos de entrega de gás.

Pensando no atendimento destas necessidades, e como o Laboratório de Gás necessitava de um padrão na faixa de 5×10^{-3} até $2,5 \times 10^{-2}$ kg/s, e tendo em vista ainda a possibilidade de se utilizar Venturis em faixas de operação bem maiores como padrões secundários para aferição cruzada com os medidores tipo pistão

rotativo do Laboratório, foi decidido então estudar um protótipo de Venturi sônico que atendesse a esta faixa de baixa vazão e que servisse como experiência para a eventual produção de Venturis sônicos para as faixas de vazão maiores.

A simplicidade deste medidor é um item importante no sentido de favorecer a disseminação da sua utilização, por enquanto ainda restrita devido ao desconhecimento no meio técnico. A normalização recente resolveu uma série de problemas de falta de orientação para o meio industrial e um problema sério que resta, que é a questão da dificuldade do controle do seu processo de fabricação e do controle metrológico em bocais de dimensões pequenas, é abordada neste trabalho através da proposta de execução de um tipo de Venturi com construção e controle metrológico mais simples que o modelo atualmente normalizado.

3. CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS NORMALIZADAS E DE OPERAÇÃO DOS VENTURIS SÔNICOS

3.1. Características de Operação

Como o Venturi sônico foi escolhido como um padrão a ser estudado, no capítulo anterior, é conveniente aprofundar a descrição de suas propriedades, reforçando e justificando a escolha efetuada.

Dentre as principais características e propriedades de operação destes medidores, podem ser citadas como relevantes:

- Não há necessidade de medição de pressão diferencial, economizando-se portanto um transdutor de pressão, quando comparado com medidores subsônicos por perda de carga.
- A vazão mássica é uma função direta da pressão de estagnação, o que pode simplificar os controles de painéis nos processos industriais, em relação a outros tipos de medidores.
- Como não se necessita da pressão diferencial e a vazão mássica é aproximadamente linear com a pressão de entrada, a vazão mássica pode ser medida numa faixa equivalente à da faixa da instrumentação de pressão de entrada (que tem normalmente faixa de medição de 1 para 6, enquanto que no caso de medidores subsônicos esta faixa está limitada a 1 para 3, ou no máximo a 1 para 4).
- Não possuem partes móveis.

- Podem ser projetados para medir vazões mais baixas que os correspondentes subsônicos, o que possibilita medição e o controle de vazões impossíveis de serem efetuadas por estes outros medidores. Um bocal sônico do tipo Venturi pode operar até aproximadamente metade da vazão mínima de um bocal sônico, do tipo convergente, segundo Smith [80].
- Possuem pequena sensibilidade à perturbações de montante, comparativamente aos medidores subsônicos.
- A vazão é independente das condições de jusante para uma ampla faixa da relação global de pressões (pressão estática na descarga do bocal sobre pressão de estagnação). Para bocais sônicos do tipo Venturi é possível variar a pressão de jusante entre 0 e 90% da pressão de montante sem afetar a vazão, o que pode ser algo extraordinariamente útil em alguns processos industriais.
- Como não possuem partes móveis, a simples verificação dimensional pode ser suficiente para confirmar suas características de incerteza de medição, dentro de determinadas faixas de exatidão.
- É possível se fazer medição de vazão mássica mais simplesmente, e, em vários casos com maior exatidão, com o uso de Venturis sônicos que com qualquer outro medidor de vazão. Ainda segundo Smith [80], sob condições adequadas e controladas pode-se conseguir $\pm 0,25\%$ de incerteza de medição, com repetibilidade excelente e com grande estabilidade de leitura.
- Vazões críticas podem ser estabelecidas, idealmente falando, com relação de pressão de blocagem muito baixa através de Venturis, não muito diferente do valor necessário para a utilização de placas de orifício e bocais simples em condições subsônicas.

- Apesar das dificuldades construtivas, o Venturi sônico possui algumas vantagens consideráveis sobre o bocal convergente. Uma destas vantagens relaciona-se com o fato de que o Venturi pode trabalhar com relação de pressão de blocagem (que é o valor mínimo da relação global de pressão, onde ainda se tem escoamento sônico) bem maiores que para um bocal sem divergente. O Venturi pode trabalhar com relação de pressão de blocagem até acima de 0,8, enquanto que o bocal só pode alcançar 0,52, o que obviamente possibilita a utilização do Venturi com pressões a jusante bem maiores que as possíveis com um bocal convergente.
- A perda de carga provocada por um Venturi sônico é muito menor que a provocada por um bocal sônico sem divergente, o que é importante em sistemas de pressão limitada.
- A velocidade de saída em um Venturi é muito reduzida em relação à de um bocal convergente, o que torna possível restabelecer condições uniformes de baixa velocidade a uma curta distância a jusante do Venturi.

Entre as desvantagens pode ser citado :

- Uma relação mínima entre a pressão de descarga e a pressão de estagnação é necessária para estabelecer e manter o escoamento crítico na garganta.
- Em algumas condições de pressão, a perda de carga através do medidor sônico será maior que para um medidor subsônico similar, podendo entretanto ocorrer situações em que um Venturi sônico bem projetado, construído e utilizado poderá ter perda de carga total de 5% do valor da pressão na linha, segundo Hillbrath [52].

- Se for necessário incerteza de medição inferior a 1%, os Venturis sônicos necessitam ser aferidos antes da utilização, especialmente se tiverem dimensões reduzidas.
- Para os bocais de tamanho pequeno, a usinagem e o controle dimensional é extremamente difícil. A rugosidade na garganta exigida pelas normas é praticamente impossível de ser atendida, o desvio de forma é difícil de ser verificado e o comprimento da garganta cilíndrica é muito difícil de ser medido.

3.2. Características Construtivas

O medidor de vazão do tipo Venturi sônico, tem a forma de um bocal convergente divergente, com concordâncias cuidadosamente executadas. Nas condições de operação, o gás é acelerado até atingir a velocidade do som na seção de área mínima, denominada garganta. Neste tipo de medidor, a seção convergente é projetada de maneira a impedir o descolamento (ou separação) do fluido na boca de entrada do medidor, e a seção divergente é projetada para reduzir a perda de carga no medidor, através da recuperação de parte da pressão.

As duas normas recentes que especificam os bocais sônicos, a ASME ANSI MFC-7M de 1987 e a ISO/DIS 9300 de 1989 (ambas denominadas "Measurement of Gas Flow by Means of Critical Flow Venturi Nozzles") introduzem diversas restrições e orientações quanto ao projeto, usinagem e montagem destes dispositivos.

Nas figuras 1 e 2 são apresentados croquis dos tipos de bocais mais utilizados e descritos nas normas citadas: o de garganta cilíndrica e o de garganta toroidal. Nos itens subsequentes são apresentados, de forma resumida, as exigências destas normas quanto aos cuidados de construção e instalação.

3.2.1. Orientações de Caráter Geral

- . o Venturi deve ser fabricado em material dimensionalmente estável e passível de ser usinado com a qualidade exigida quanto ao acabamento superficial;
- . o material de fabricação não deve estar sujeito à corrosão e deve ter características de expansão térmica repetitivas;
- . a garganta e a entrada toroidal até a seção do divergente devem possuir acabamento tal que a altura média aritmética da rugosidade não ultrapasse $1,5 \times 10^{-5}d$, o que no caso de bocais pequenos (com $d=5\text{mm}$, por exemplo) é impossível de ser medido em utilização industrial devido às dimensões dos apalpadores dos rugosímetros.
- . a forma do divergente deve ser controlada de tal maneira que ressaltos, descontinuidades, irregularidades e excentricidades não excedam 1% do valor do diâmetro local. A rugosidade média aritmética do divergente não deve exceder $10^{-4}d$.

3.2.2. Bocal com garganta toroidal

- . a seção convergente de entrada deve ser parte de um toro, que deve se estender através da garganta até ser tangente à seção divergente. O contorno da entrada à montante do diâmetro igual a $2,5d$ não é especificado, exceto que a superfície antes desta localização axial deva ter um diâmetro igual ou maior que a extensão da garganta toroidal;
- . a entrada toroidal não deve desviar da forma de um toro em mais de $\pm 0,001d$, e o raio de curvatura desta superfície toroidal no plano de simetria deve estar entre $1,8$ e $2,2d$.

- . o divergente deve ter o semiângulo compreendido entre $2,5$ a 6° , e seu comprimento não deve ser menor que o diâmetro da garganta.

3.2.3. Bocal com garganta cilíndrica

- . o convergente deve ter a forma de um quarto de toro, tangente ao plano de entrada e à garganta cilíndrica. O comprimento e o diâmetro da garganta cilíndrica deve ser igual ao raio de curvatura da parte convergente do bocal;
- . a superfície toroidal não deve desviar em mais de $\pm 0,001d$, da forma de um toro.
- . o diâmetro da garganta deve ser a média de pelo menos 4 diâmetros medidos no plano de saída da garganta cilíndrica, em ângulos aproximadamente iguais, e qualquer diâmetro medido não pode diferir em mais de $0,001d$ do diâmetro médio. Estas condições são muito difíceis de se conseguir para bocais de diâmetro pequeno.
- . o comprimento da garganta não pode desviar em relação ao diâmetro da garganta em mais de $0,05d$, outra condição difícil de se obter, pois não se consegue sequer distinguir claramente onde termina a garganta e onde começa o divergente;
- . a transição entre a seção convergente e a garganta deve ser inspecionada visualmente e, se for observado qualquer defeito, deve ser verificado que este raio de curvatura, num plano que contenha o eixo de simetria, não seja nunca menor que $0,5d$ em toda a região da superfície de entrada;
- . toda a superfície de entrada deve ser polida de maneira que a altura média aritmética da rugosidade não exceda $1,5 \times 10^{-5}d$ (o que, novamente, é muito difícil de ser verificado).
- . o divergente deve ter o semiângulo de $3,5 \pm 0,5^\circ$, e seu comprimento não deve ser menor que o diâmetro da garganta.

3.3. Exigências de Instalação

Os bocais podem ser instalados, segundo estas normas, em dois tipos de situações:

a) tubulação de seção circular à montante.

A tubulação de montante deve ser um conduto circular reto, concêntrica dentro de $0,02D$ com a linha de centro do Venturi. A entrada do duto até $3D$ à montante do bocal não deve desviar da forma circular em mais de $0,01D$ e a altura da rugosidade média aritmética deve ser inferior a $10^{-4}D$. O diâmetro da tubulação de entrada deve ser superior a $4d$. Deve ser notado que o uso de B (relação de diâmetros, ou seja $B = d/D$) maiores que $0,25$ aumenta o efeito das perturbações à montante.

b) plenum à montante.

Pode ser assumido que há um plenum à montante quando não houver paredes a menos de $5d$ do eixo do bocal.

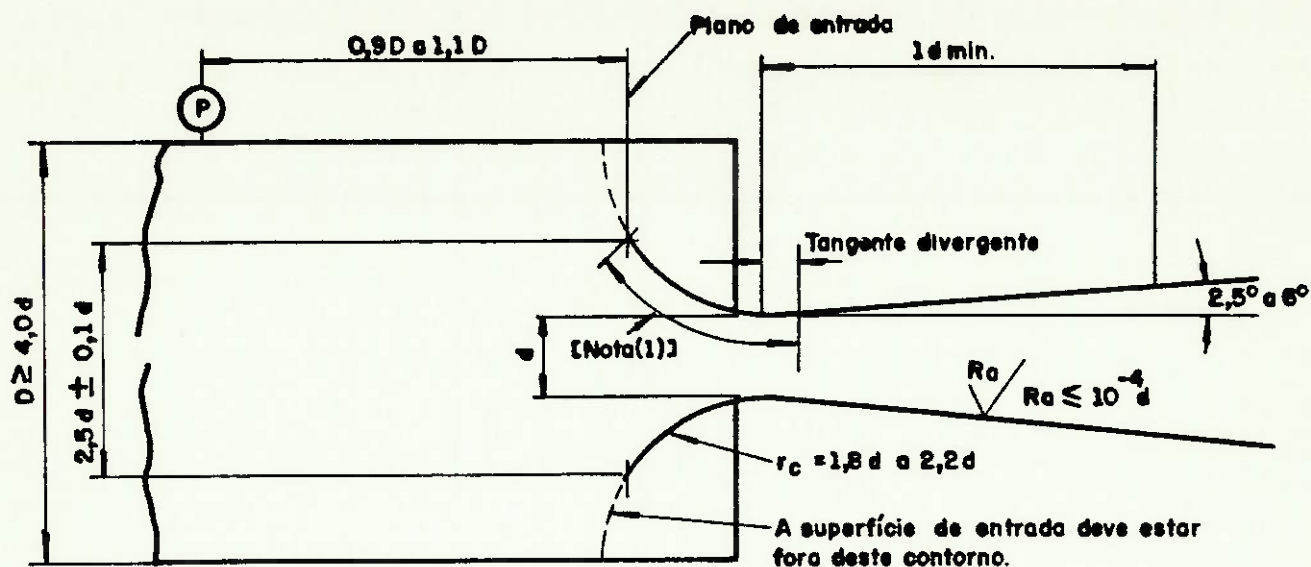
Em ambos os casos não se admite a presença de componentes de velocidades que não sejam axiais com a tubulação, ou seja, não pode haver rotacionais. Para garantir esta condição, pode ser instalado um condicionador de escoamento, do tipo Etoile por exemplo, a não menos de $5D$ do bocal.

Na figura 3 são mostradas as condições de instalação de tomadas de pressão ($0,9$ a $1,1D$ do bocal). As recomendações da forma da tomada de pressão seguem as orientações gerais de normas ISO, nas técnicas modernas de medição:

- . quando for usada tubulação circular à montante do bocal, a pressão estática à montante deve preferivelmente ser medida em tomadas de pressão localizadas entre $0,9$ e $1,1D$ do plano de entrada do Venturi, ou em outra localização que represente a pressão de estagnação.
- . a linha de centro das tomadas de pressão devem cruzar a linha de centro do Venturi em ângulo reto. O orifício deve ser circular, com as bordas livres de rebarbas e em canto vivo, ou no máximo com o raio não excedendo $0,1$ diâmetro da tomada, o que deve ser avaliado por inspeção visual. O diâmetro das tomadas de pressão deve ser menor que $0,05D$, e preferivelmente $1,3 \pm 0,3$ mm, devendo ser circular por um comprimento mínimo de 2 diâmetros da tomada.
- . a pressão à montante não necessita ser medida se o Venturi descarregar em região de pressão conhecida. Porém, se for necessário medi-la por questão de segurança, a tomada deverá estar localizada dentro de $0,5D$ do plano de saída do bocal, ou em outra localização, desde que se comprove que o escoamento crítico foi atingido.
- . a temperatura de entrada deve ser medida por um ou mais sensores localizados preferencialmente a $2D$ à montante do bocal, e o diâmetro do sensor não pode ser maior que $0,04D$, nem estar alinhado com a tomada de pressão. Pode ser utilizada outra localização, desde que represente a temperatura de estagnação.

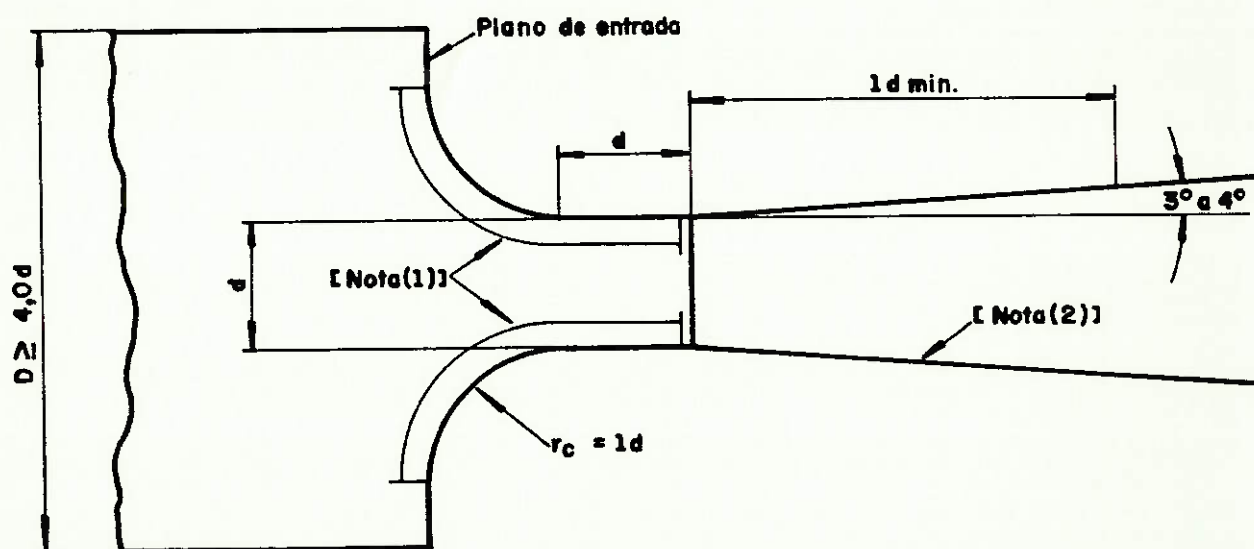
Quanto aos limites exigidos pela norma, Brain e Reid [16] comentam que a tolerância de $\pm 0,001d$ para a circularidade do perfil de entrada do bocal é difícil de ser observada e que esta tolerância poderia ser aumentada. Resultado de aferições

realizadas por estes pesquisadores indicam ainda que os limites de rugosidade superficial de $1,5 \times 10^{-5}$ poderiam ser substancialmente elevados, em princípio até 5 vezes mais sem que isto cause mudanças nos valores do coeficiente de descarga .



NOTA: Nesta região, a rugosidade média aritmética não pode exceder $1,5 \times 10^{-5}d$ e o contorno não pode desviar da forma toroidal em mais de $0,001d$.

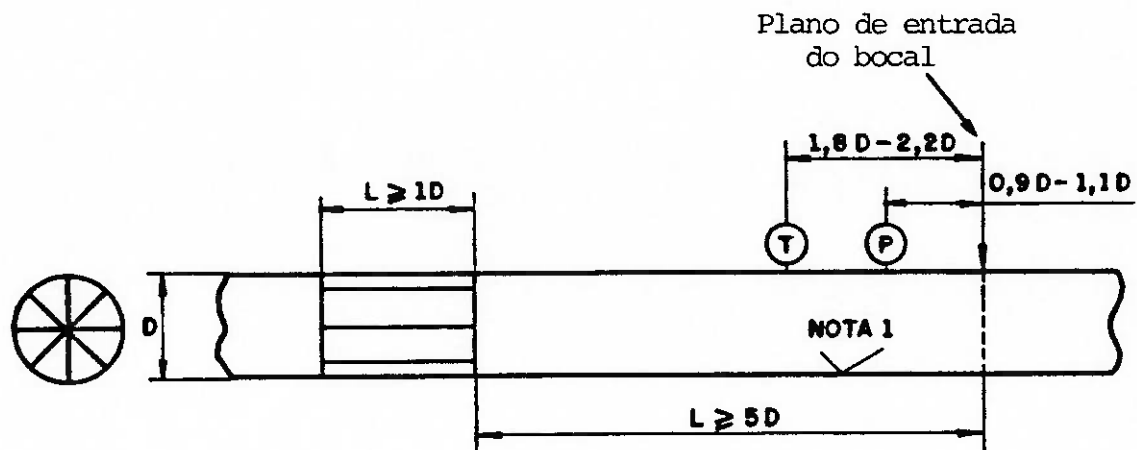
FIGURA 1 - Venturi de garganta toroidal



NOTA: (1) Nesta região, a rugosidade superficial média aritmética não pode exceder $15 \times 10^{-6}d$, e o contorno não deve desviar da forma toroidal ou cilíndrica em mais de $0,001d$.

(2) No divergente a rugosidade relativa não pode exceder 10^{-4}

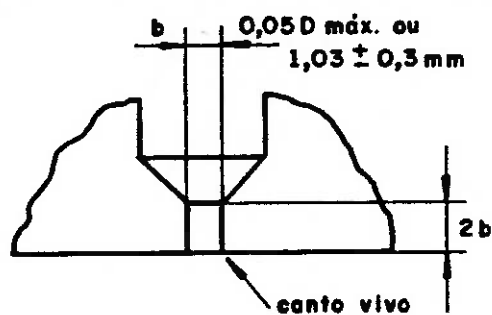
FIGURA 2 - Venturi de garganta cilíndrica



NOTA: 1) A rugosidade superficial não pode exceder $10^{-4}D$

P - medição de pressão

T - medição de temperatura



Forma de tomada de pressão

FIGURA 3 - Condições de instalação

4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS DA UTILIZAÇÃO DE VENTURIS SÔNICOS

4.1. O Escoamento Crítico de Gás Ideal em Venturi sônico

A teoria para o cálculo de vazão em um bocal com escoamento sônico de gás ideal envolve as seguintes hipóteses básicas:

- O gás é considerado perfeito;
- O escoamento é permanente e unidimensional;
- O escoamento é isoentrópico na seção do convergente;
- As propriedades são constantes nas seções consideradas.

Baseado nestas hipóteses, será apresentado nos itens subsequentes o equacionamento necessário para o cálculo da vazão com Venturis sônicos.

4.1.1 Propriedades na Condição de Estagnação e na Condição Crítica

Habitualmente, conforme Arnberg [1], em vários processos industriais ou laboratoriais utilizados na medição de vazão, consideram-se as propriedades na condição estática como sendo propriedades de estagnação, o que pode levar a erros de magnitude elevada, dependendo das condições de pressão e de temperatura da medição efetuada.

O conceito de condição de estagnação, conforme mostrado por Zucrow [95], é utilizado na definição do estado de referência para um fluido em escoamento, sendo definido como a condição onde a velocidade de escoamento é zero. Esta condição é obtida para um fluido em repouso, ou para um fluido desacelerado até velocidade

zero, e nesse caso a natureza do processo utilizado durante a desaceleração do fluido determina o seu estado final.

No escoamento em um bocal do tipo Venturi, se a área de entrada for infinitamente grande, a relação de diâmetros $B = d/D$ é zero, não havendo diferenças entre as pressões estáticas e de estagnação, e a equação de vazão fornecerá resultados idênticos se forem usadas quaisquer das duas condições. Se, por outro lado, a área da tubulação de entrada for pequena em relação ao medidor, os valores de pressão estática e de estagnação tornam-se diferentes e um perfil de velocidades se desenvolve na entrada do medidor, não havendo meios precisos para calcular e compensar estes efeitos.

Na tabela 2, feita por Arnberg [1], é apresentada a variação entre a pressão estática à montante do Venturi P_e e a pressão de estagnação P_o , com o número de Mach, M , calculado na tubulação que antecede o medidor e com o valor de B do medidor crítico.

Tabela 2 - Relação entre a pressão estática e a de estagnação(*)

M	B	P_e / P_o	$(1 - P_e / P_o) 100$
0,40	0,793	0,896	10,4%
0,30	0,701	0,939	6,1%
0,20	0,580	0,972	2,8%
0,15	0,506	0,982	1,6%
0,05	0,294	0,998	0,2%
0,04	0,263	0,999	0,1%

Observa-se que para velocidades de aproximação mais elevadas (Mach maiores), começa a haver sensível diferença entre a utilização de valores de pressão estática ou de pressão de estagnação.

(*) No início da dissertação é apresentada a nomenclatura utilizada nas equações e tabelas.

Se a teoria utilizada estiver baseada na pressão de estagnação, não há necessidade de correção do perfil de velocidades. O problema é que para a determinação da pressão de estagnação real haveria a necessidade de se medir a pressão total através de um tubo, como o de Pitot, instalado na tubulação ou através de um pente de tubos que meçam a pressão total em vários pontos. Infelizmente estes tubos também necessitam de correções, não fornecendo resultados isentos de erros, mas ainda assim, segundo Arnberg [1], aparentemente a pressão de estagnação poderia ser medida com maior confiabilidade e precisão que a pressão estática, especialmente em altas velocidades, devido à dificuldade na execução correta da tomada de pressão estática. Por outro lado a pressão de estagnação é medida com muito mais dificuldade e perturbação do escoamento que a pressão estática.

Partindo-se da equação da energia, de acordo com a abordagem de Zucrow [96], aplicada a um escoamento unidimensional em um duto com variação de área, pode-se calcular de maneira teórica os valores das propriedades de estagnação e das propriedades críticas:

- Propriedades nas Condições de Estagnação

. Temperatura de Estagnação T_0

$$T_0 = T \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \quad (1)$$

. Pressão de Estagnação P_0

$$P_0 = P \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2)$$

que, com a temperatura de estagnação apresentada na equação 1 fornece:

$$P_0 = P \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3)$$

. Massa Específica de Estagnação ρ_{00}

Partindo da equação de gás perfeito, $P_0 = \rho_{00} R T_0$, e utilizando as equações 1 e 2 resulta:

$$\rho_{00} = \rho_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (4)$$

- Propriedades na Condição Crítica

Quando o fluido atinge a velocidade do som, a_* , atinge o chamado estado crítico, onde a velocidade a_* é uma velocidade característica do escoamento. Quando se atinge esta velocidade, $M=1$ e definem-se as propriedades termodinâmicas críticas a exemplo do obtido para as propriedades de estagnação:

. Temperatura crítica T_*

$$T_* = \frac{2}{k-1} T_0 \quad (5)$$

. Pressão crítica P_*

$$P_* = \left(\frac{T_*}{T_0}\right)^{\frac{k}{k-1}} = P_0 \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (6)$$

. Massa específica crítica r_{0*}

$$r_{0*} = r_{00} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1/k} = r_{00} \left(\frac{2}{k-1} \right)^{1/(k-1)} \quad (7)$$

Apenas para completar as propriedades críticas, no caso em que o escoamento é estrangulado de uma área A até se obter a velocidade do som a_* numa garganta com área A_* (denominada área de escoamento crítico), pode-se ter, aplicando-se a equação da continuidade entre as duas áreas A e A_* :

$$\frac{A}{A_*} = \frac{1}{M} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k-1} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{k/2} \quad (8)$$

4.1.2 Equacionamento do Escoamento em Bocal do Tipo Venturi

Sônico

Para o estudo do escoamento em um bocal, onde a área varia ao longo do eixo, e portanto influencia mudanças na velocidade e na pressão, pode-se partir da diferenciação logarítmica da equação da continuidade, onde d significa derivada:

$$\frac{d r_0}{r_0} + \frac{dV}{V} + \frac{dA}{A} = 0 \quad (9)$$

Para fluido incompressível $d r_0 = 0$ e o resultado é a clássica variação da velocidade de maneira inversa à variação da área. Para introduzir o efeito de compressibilidade deve-se usar a equação de Euler:

$$VdV + \frac{dP}{\rho} = 0 \quad (10)$$

que também pode ser escrita:

$$VdV = - \frac{dP}{r_0} = - \frac{dP}{d r_0} \frac{d r_0}{r_0} \quad (11)$$

porém, para escoamento isoentrópico, pode-se escrever que

$$\frac{dP}{d r_0} = \left(\frac{d_{e1} P}{d_{e1} r_0} \right)_s = a^2 \quad (12)$$

onde d_{e1} significa derivada parcial, e resulta:

$$VdV = - a^2 \frac{d r_0}{r_0} \quad (13)$$

ou ainda, introduzindo o número de Mach, resulta:

$$\frac{d r_0}{r_0} = - M^2 \frac{dV}{V} \quad (14)$$

Nesta equação se verifica claramente como o número de Mach é uma medida dos efeitos de compressibilidade: para valores de M muito pequenos, a variação de densidade é desprezível. Substituindo esta expressão na expressão 9 resulta:

$$\frac{dA}{A} = \frac{dV}{V} (M^2 - 1) \quad (15)$$

Esta expressão permite observar que, na velocidade sônica (onde $M=1$), dV/V pode ser finito somente se $dA/A = 0$, ou seja, $M=1$ ocorre num ponto de área mínima, numa garganta.

Observar que perto de $M=1$, o escoamento é bastante sensível às mudanças de área, o que implica que pequenas imperfeições na geometria desta região são causadoras de problemas de instabilidades de escoamento. Este efeito é extremamente importante nos casos de Venturis com área da garganta muito pequena, que devem necessariamente ser aferidos para garantir uma qualidade mínima de medição.

4. 1. 3. O Fenômeno de Blocação no Venturi Sônico

Conforme explanado anteriormente, a equação 15 permite o estudo teórico das diversas relações possíveis entre o número de Mach e a variação de área, num Venturi, com M_2 à jusante de M_1 , e com variação de área dA :

$$M_1 < 1 \text{ e } dA > 0, \text{ então } M_2 < M_1.$$

$$M_1 > 1 \text{ e } dA > 0, \text{ então } M_2 > M_1.$$

$$M_1 < 1 \text{ e } dA < 0, \text{ então } M_2 > M_1.$$

$$M_1 > 1 \text{ e } dA < 0, \text{ então } M_2 < M_1.$$

As relações acima permitem verificar que uma passagem divergente desacelera um escoamento subsônico até velocidade zero, e acelera um escoamento supersônico até a máxima velocidade isoentrópica. Uma passagem convergente, por sua vez, acelera um escoamento subsônico até a velocidade sônica, e desacelera um escoamento supersônico até a velocidade sônica.

Se, num escoamento hipotético através de um convergente, o número de Mach chegar a 1, tanto através da aceleração de um escoamento subsônico ou através da desaceleração de um escoamento supersônico, verifica-se que o escoamento não pode prosseguir a partir do ponto em que $M = 1$ sem violar as equações para

escoamento unidimensional isoentrópico. Isto porque, se for assumido que, a partir desse ponto, M diminui até M_2 tornar-se menor que 1,0, contradiz as observações anteriores de que para escoamento subsônico em convergente o valor de M deve aumentar, e, ao contrário, se for assumido que M_2 aumenta, ficando maior que 1, então contradiz as observações anteriores de que, para escoamento sônico em convergente, o valor de M diminui.

Esta contradição surge em função do fenômeno de blocagem, ou seja, num convergente o número de Mach muda continuamente até chegar ao valor $M = 1$, ocasião em que não há possibilidades de se diminuir a área do convergente sem abandonar as hipóteses de escoamento isoentrópico unidimensional. Neste ponto, a área da tubulação é mínima, a vazão é máxima e o escoamento é dito bloqueado.

Para o caso de escoamento entrando em um divergente com $M = 1$, se for assumido que M diminui (ou seja, $M_2 < 1$), pelas hipóteses anteriores verifica-se que para escoamento subônico M deve efetivamente diminuir. Se for assumido que M aumenta (ou seja, $M_2 > 1$), de acordo com as hipóteses anteriores, para escoamento supersônico, M deve efetivamente aumentar. Com um divergente pode se verificar portanto a hipótese de escoamento isoentrópico unidimensional tanto para a aceleração como para a deceleração do escoamento, e o que vai determinar o tipo de escoamento (subsônico ou supersônico) são as condições de pressão existentes na saída do divergente.

Como a condição de blocagem determina um valor máximo de vazão q_* , numa área mínima A_* (também denominada área crítica), com velocidade sônica (a_*) nesta seção, é conveniente estudar as possibilidades de escoamento existentes numa expansão após esta área mínima.

A análise fornecida no livro de Zucrow [96] é bastante clara e será utilizada neste trabalho.

Na figura 4 é mostrado um escoamento em um bocal convergente, com o número de Mach $M_S \leq 1,0$ imediatamente à montante da seção de saída. A pressão neste ponto é P_S e a pressão do ambiente é P_D ("back pressure").

Para manter o equilíbrio mecânico entre o fluido e o meio ambiente, a pressão no fluido deve equalizar com a pressão ambiente (P_D) e neste caso de escoamento subsônico, a presença da pressão ambiente P_D é comunicada ao fluido no plano de saída através de pequenas perturbações de pressão viajando à velocidade sônica. P_S iguala P_D e o fluido escoar como um jato paralelo para o meio. Esta condição é verificada para escoamento subsônico incluindo a condição de $M=1$, que quando atingida determina a vazão máxima possível e torna o escoamento independente de P_D . Reparar que esta condição só é atingida para $P_D \leq P_*$, onde P_* é a pressão crítica.

Para a condição em que $P_* > P_D$, a expansão de $P_S = P_*$ até P_D ocorre fora da passagem do escoamento, conforme mostrado na figura 5.

Quando o escoamento na passagem é supersônico, as condições de contorno na saída se modificam, porque a velocidade do escoamento excede a velocidade de propagação das pequenas ondas de pressão e portanto, o fluido que chega ao plano de saída não tomou conhecimento ainda destas perturbações da pressão ambiente.

Se $P_S \leq P_D$, esta expansão ocorre fora da passagem do escoamento, conforme mostrado na figura 6 para uma passagem divergente.

Se $P_D > P_S$, a compressão súbita do fluido resulta num aumento descontínuo de pressão, fenômeno conhecido como onda de choque. Se P_D é ligeiramente maior que P_S , como mostrado na figura 7, as ondas de choque se originam na vizinhança do plano de saída.

Se $P_D \gg P_S$, como mostrado na figura 8, as ondas de choque se movem para montante e podem eventualmente se tornar ondas de choque normais. Em todos estes casos onde o escoamento é supersônico no divergente, a vazão mássica é igual à vazão para escoamento bloqueado, o que permite determinar as propriedades do escoamento na garganta. Se P_D aumentar para um valor suficientemente alto, a onda de choque normal se move até a garganta, desbloqueando o escoamento, que se torna subsônico em toda a passagem. Daí a importância de se conhecer a relação de pressão de bloqueio para se determinar se o escoamento é sônico.

4.1.4. Relação Crítica de Pressão

O uso de difusor após a garganta de um bocal pode permitir notável recuperação de pressão. Devido à presença do divergente, este tipo de bocal pode manter um escoamento sônico com perda de pressão total tão baixa quanto 5%, segundo Hilbrath e Dill [41]. O bocal tipo Venturi pode ainda funcionar até a metade da vazão mínima de um bocal sem divergente, nas mesmas condições geométricas e de operação.

Para um escoamento isoentrópico em regime permanente em uma passagem com área variável, foi mostrado que a vazão por unidade de área é máxima quando $M = 1$. Isto só ocorre na seção mínima e aí se define a relação crítica de pressão, a partir da equação (6), como:

$$r_* = \frac{P_*}{P_0} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{K/(K-1)} \quad (16)$$

Para o caso do ar, com $k = 1,4$ quando considerado fluido perfeito, $r_* = 0,52828$, que seria o valor máximo da relação de pressão para a qual ainda se teria escoamento bloqueado.

Esta expressão é válida para bocais convergentes, com relação de área de saída infinita (área da tubulação/área da boca de descarga do bocal), ou seja, para um bocal convergente descarregando em um plenum; não é porém a única expressão que se tem para definir a relação de pressão necessária para o escoamento crítico.

Para a utilização de bocais convergentes-divergentes, como o Venturi analisado, deve ser definida a relação global de pressão, que é a relação entre a pressão estática na saída do divergente e a pressão de estagnação. Se a pressão estática da garganta for igual à pressão estática de saída (como no caso do bocal convergente, sem difusor), aí então a relação crítica de pressão seria igual à relação global de pressão.

É necessário ressaltar esta distinção entre a r_* e a relação global na blocagem, porque, frequentemente, em textos didáticos e técnicos o leitor mais desavisado assume que a relação global de pressão é igual à relação crítica de pressão em qualquer tipo de medidor, o que não é verdadeiro para um bocal convergente-divergente real.

A Relação de Pressão de Blocagem RPB ("choking pressure ratio") é definida como o valor mínimo da relação global de pressão, necessário para produzir escoamento crítico. O escoamento é crítico para todos os valores da relação global de pressão que sejam menores que a RPB. Na RPB o escoamento é subsônico em todo o

bocal, exceto na garganta, onde $M = 1$; como o escoamento nunca é supersônico, não há onda de choque.

A relação de pressão de bloqueio não é, em geral, igual à relação crítica de pressão, mesmo para bocais convergentes, sendo dependente da relação entre a área da tubulação e a área do bocal. Para um convergente descarregando ar, por exemplo, numa tubulação com área duas vezes maior que a área da garganta do bocal, o valor teórico da RPB é 0,745, segundo Smith e Matz [80].

A RPB pode ser aumentada de maneira eficiente através da utilização de um difusor apropriado, o que significa trabalhar com mais eficiência, com menor perda de carga. Para exemplificar, a relação crítica de pressão para ar é igual a 0,52828, a relação de pressão de bloqueio (RPB) para um bocal simplesmente convergente descarregando num duto é igual a 0,745 (para relação de área igual a 2), e um Venturi sônico tem $RPB = 0,937$ (para relação de área igual a 2). Esta é portanto uma poderosa razão para se utilizar divergentes, apesar das dificuldades de usinagem. Na figura 9 é mostrada uma comparação efetuada por Hillbrath e Dill [41] entre bocais e Venturis, relativamente à condição de operação.

Esta constatação já havia sido feita por Stodola em seu trabalho de 1945 [1], onde por sua vez cita o trabalho de Gutermuth (de 1904), que obteve $RPB = 0,88$ através da simples utilização de um difusor em um bocal.

Na figura 10 é mostrada, ainda conforme Smith e Matz [44], a variação da relação de pressão (pressão estática na garganta sobre pressão de estagnação na entrada) em função do número de Mach no Venturi. Deve ser notado que o valor mínimo desta relação ocorre para $M = 1$.

4. 1. 5. Cálculo da Vazão Mássica Ideal

Admitindo-se que o escoamento seja sônico na garganta do Venturi, tem-se, pela equação da continuidade, a vazão mássica:

$$q = r_0 V A = r_{0*} a_* A_* \quad (17)$$

onde o * designa condições de escoamento crítico.

A massa específica do gás na garganta do bocal foi obtida na equação (7), e a velocidade do som na garganta é dada por :

$$a_* = \left(\frac{P_*}{r_{0*}} k \right)^{1/2} \quad (18)$$

Substituindo-se então as equações (5), (7) e (18) na equação (17), resulta, para a vazão mássica:

$$q = k^{1/2} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(K+1)/2(K-1)} A_* \frac{P_0}{(R T_0)^{1/2}} \quad (19)$$

Pode ser definido então o coeficiente de vazão crítica ideal C_{*1} :

$$C_{*1} = k^{1/2} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(K+1)/2(K-1)} \quad (20)$$

resultando, para expressão da vazão mássica

$$q = \frac{C_{*1} A_* P_0}{(R T_0)^{1/2}} = C_{*1} A_* (P_0 r_{00})^{1/2} \quad (21)$$

Na figura 11 é mostrado como a operação de bocais sônicos permite medições mais "exatas": uma pequena variação na relação de pressão em números de Mach subsônicos resulta em uma grande variação na vazão. Para relações de pressão maiores, próximas de Mach crítico, grandes variações na relação de pressão resultam em variação nula na vazão.

No trabalho de Smith e Matz [80] é comentado, baseado na figura 11, que para $M = 0,3$ e $P_0/P = 1,06$, um erro na pressão de estagnação de $\pm 0,25\%$ resulta em um erro de $\pm 2\%$ na vazão mássica, e um erro de $\pm 0,25\%$ na pressão estática da garganta resulta em um erro de $\pm 1,8\%$ na vazão. Ao contrário, nas condições sônicas, um erro de $\pm 0,25\%$ na pressão de estagnação resulta em um erro de $\pm 0,25\%$ na vazão, e erros na pressão estática não contribuem para o aumento de erro na vazão, ou seja, a pressão estática na garganta é constante e não necessita ser medida. O erro na vazão calculada com $M=0,3$ é, portanto, teoricamente, muito maior que o erro para $M = 1$, para uma dada exatidão na medida da pressão de estagnação.

4.2. O Escoamento Crítico de Gás Real em Venturi Sônico

Em contraposição às hipóteses simplificadoras de que se vale a teoria de gás perfeito, em condições de operação, os gases em escoamento não se comportam como ideais. Além do escoamento ser viscoso e das propriedades termodinâmicas dos gases variarem de forma não ideal, a hipótese de unidimensionalidade do escoamento também não se verifica, o que implica a necessidade de correção destas perturbações para que se possam utilizar os Venturis com condições mínimas de repetibilidade e de reprodutibilidade.

Os principais desvios, segundo Arnberg [1] e Grenier [35], em relação à teoria do escoamento ideal são:

- Ocorrência de camada limite nas paredes do bocal, devido aos efeitos viscosos;
- Variação da vazão em massa por unidade de área na direção radial, por causa de forças centrífugas resultantes do escoamento através do convergente;
- Afastamento das condições de gás perfeito, influência de umidade e de mistura de gases.

Em adição aos desvios decorrentes do fato do gás ser real, também há desvios devido a perturbações do escoamento de entrada:

- Rotação do gás devido ao efeito de configurações e singularidades da tubulação de entrada;
- Distorção do perfil de pressões devido ao efeito de perturbações causadas por singularidades na tubulação de entrada;
- Flutuações na vazão.

As correções dos efeitos dos desvios em relação às hipóteses de escoamento ideal é efetuada através de um coeficiente de descarga C (que corrige a não unidimensionalidade do escoamento e a existência da camada limite devido a efeitos viscosos); o afastamento das condições de gás perfeito é corrigido através do coeficiente de escoamento crítico de gás real C_R , através da função de escoamento crítico C_* e através do fator de compressibilidade Z ; a padronização da tubulação à montante do medidor impede ou atenua os eventuais efeitos de escoamento perturbado na entrada do medidor.

Nos itens subsequentes são apresentados os métodos de cálculo dos fatores envolvidos na equação da vazão mássica real.

4.2.1. Coefficiente de Descarga C

A existência de camada limite e de gradientes de velocidade na direção radial é inerente ao processo de escoamento. Experiências realizadas por Smith e Matz mostraram que a soma destes efeitos pode gerar incertezas da ordem de 0,5% no valor do C, em condições sônicas.

Smith e Matz [80], demonstraram que na garganta cilíndrica há um rápido crescimento da camada limite, quando comparado com o crescimento na região do convergente, o que ocorre fundamentalmente por causa da influência do gradiente de pressão na garganta, que é próximo de zero na direção axial (pressão estática constante na direção do escoamento). Adicionalmente, o raio de curvatura do convergente é finito, e como esta seção deve ser concordante com a garganta cilíndrica, de raio de curvatura infinito, há uma descontinuidade que exige uma difusão rápida do escoamento próximo à parede. Este processo de difusão rápida gera um rápido crescimento da camada limite por causa do gradiente adverso de pressão (a pressão aumenta na direção do escoamento radial do convergente para a garganta) e pode ocorrer descolamento ou separação do escoamento, gerando ainda eventualmente ondas de choque estacionárias.

Este fenômeno de aumento da camada limite sem dúvida afeta a exatidão do coeficiente de descarga teórico e exige a aferição do medidor quando se necessita de baixa incerteza.

Quanto ao aspecto da variação da vazão em massa por unidade de área na direção radial, é afirmado Smith e Matz [80] que na região central do escoamento, onde os efeitos viscosos não são importantes e onde o escoamento pode ser tratado como irrotacional, existe um escoamento não unidimensional causado pelas forças centrífugas criadas pela rotação do escoamento, acompanhando a forma do convergente. A existência de um gradiente de pressão na garganta, produzindo uma força igual e oposta à força centrífuga em cada volume elementar é uma condição necessária para o escoamento em regime permanente.

O efeito das forças centrífugas no coeficiente de descarga do bocal pode ser determinado comparando-se a integral do perfil da vazão mássica por unidade de área, na garganta do bocal, com o valor unidimensional. A razão entre estes valores foi encontrada como sendo 0,9980 para o bocal utilizado por Smith e Matz [80], sendo que na figura 12 são mostradas as influências da camada limite e da força centrífuga neste bocal.

Para a correção dos efeitos destes desvios é introduzido um fator de correção C , ou coeficiente de descarga, que é função do número de Reynolds e associado à geometria do medidor. Este coeficiente é determinado através de experiências, ou fornecido por normas que vinculam o seu valor ao seguimento expresso de toda uma série de considerações geométricas e de instalação.

Como o C depende do número de Reynolds e da forma dos bocais, a norma ANSI MFC 7M de 1987 e a ISO DIS 9300 especificam, para os dois tipos diferentes de Venturis sônicos (de garganta cilíndrica e de garganta toroidal), a seguinte expressão:

$$C = a - b \times Re_d^{-n} \quad (22)$$

O Re_d é o número de Reynolds na garganta e pode ser calculado a partir da vazão mássica, da viscosidade dinâmica do gás nas condições de estagnação (m_{10}) e do diâmetro da garganta:

$$Re_d = \frac{4 q}{3,1416 d m_{10}} \quad (23)$$

A seguir são apresentados os coeficientes fornecidos pela norma citada, para o cálculo de C:

1) garganta toroidal:

$$10^5 < Re_d < 10^7, \text{ tem-se } a = 0,9935; b = 1,525; n = 0,5$$

2) garganta cilíndrica:

$$3,5 \times 10^5 < Re_d < 2,5 \times 10^6, \text{ tem-se } a = 0,9887; b = n = 0$$

e

$$2,5 \times 10^6 < Re_d < 2 \times 10^7, \text{ tem-se } a = 1; b = 0,2165; n = 0,2$$

Os valores acima são válidos dentro de $\pm 0,5\%$, para bocais construídos segundo as recomendações de usinagem da ISO, o que implica necessidade de aferição quando se quiser baixas incertezas.

Em termos de cálculo teórico dos valores de C, a abordagem utilizada por Stratford [86] é a mais utilizada por pesquisadores subsequentes e será mencionada na análise dos dados da experiência.

Apesar da normalização recente, os valores de C fornecidos ainda estão longe de representar um consenso firme da comunidade científica, certamente por causa das dificuldades de aferição precisa destes medidores e da dificuldade de reprodução da usinagem por diferentes pesquisadores e fabricantes. Diversos valores para C foram publicados:

A) Grenier [35], depois de uma série de 400 ensaios de bocais de garganta cilíndrica, obteve os seguintes valores para o C, dentro de uma incerteza de $\pm 0,4\%$:

Para camada limite laminar, $10^5 < Re_d < 4 \times 10^5$

$$C = 1 - 6,3170 Re_d^{-0,5} \quad (24)$$

Para camada limite na transição, $4 \times 10^5 < Re_d < 3 \times 10^6$

$$C = 1 - 0,0043 Re_d^{0,065} \quad (25)$$

Para camada limite turbulenta, $3 \times 10^6 < Re_d < 2 \times 10^7$

$$C = 1 - 0,2246 Re_d^{-0,2} \quad (26)$$

B) J. Vicent [6], para Reynolds entre 10^4 e $7,4 \times 10^5$, obteve no Laboratoire de Mechanique Expérimentale des Fluides, para Venturis sônicos de garganta cilíndrica, o valor:

$$1-C = 7,24 Re_d^{-0,5} \quad (27)$$

C) Este valor foi confirmado por Azem [6], que obteve para pontos além de $Re_d = 10^6$:

$$1-C = -0,1287 Re_d^{-0,2} \quad (29)$$

D) Arnberg [2] obteve para bocais com garganta toroidal, a seguinte curva média:

$$C = 0,99738 - 3,3058 Re_d^{-0,5} \quad (30)$$

e, aproveitando o método desenvolvido por Stratford, obteve:

a) para camada limite laminar:

$$C = 0,99811 - 2,9508 Re_d^{-0,5} \quad (31)$$

b) para camada limite turbulenta:

$$C = -0,99811 - 0,066673 Re_d^{-0,2} \quad (32)$$

E) Zupnik, para $4,6 \times 10^5 < Re_d < 3,5 \times 10^7$ obteve, segundo Arnberg:

$$C = 0,85435 + 0,053962 R - 0,0069769 R^2 + \\ + 0,00030664 R^3 \quad (33)$$

onde: $R = \text{Log}_{10} Re_d$.

F) Hall [36] calculou teoricamente o coeficiente para duas situações (para bocais simplesmente convergentes):

a) camada limite totalmente laminar:

$$1 - C = 6,92 Re_d^{-0,5} \quad (33)$$

b) camada limite totalmente turbulenta:

$$1 - C = 0,184 Re_d^{-0,2} \quad (34)$$

G) Brain e Reid [22], relatam, para Venturis sônicos de garganta toroidal, as seguintes curvas:

a) Para raio igual a duas vezes o diâmetro da garganta:

$$C = 0,97865 + 3,5713 \times 10^{-3} (Re_d 10^{-5}) - 1,9912 \times 10^{-4} (Re_d 10^{-5}) \quad (35)$$

b) Para raio igual a metade do diâmetro da garganta:

$$C = 0,97807 + 2,7884 \times 10^{-3} (Re_d 10^{-5}) - 1,5882 \times 10^{-4} (Re_d 10^{-5})^2 \quad (36)$$

Brain utilizou então a análise de Stratford [86], para camada limite laminar e para Venturis com raio igual a 2 vezes o diâmetro da garganta e obteve:

$$C = 0,99844 - 3,0325 Re_d^{-0,5} \quad (37)$$

e, para camada limite laminar e raio igual ao diâmetro da garganta:

$$C = 0,99375 - 0,255 Re_d^{-0,5} \quad (38)$$

H) Brain e MacDonald [23], determinaram experimentalmente o coeficiente de descarga em 5 bocais sônicos de garganta toroidal como sendo:

$$C = 0,99355 - 1,7796 Re_d^{-0,5} \quad (39)$$

I) Brain e Reid [14] relatam, para bocais com garganta toroidal:

$$C = 0,99732 - 3,3229 Re_d^{-0,5} \quad (40)$$

e usando a análise de Stratford para camada limite laminar obtiveram:

$$C = 0,99844 - 3,032Re_d^{-0,5} \quad (41)$$

Como se constata, há ainda muita divergência, mesmo com normalização tão recente (a ANSI é de 1987 e a ISO é de 1989). Por este motivo, se for necessário um nível de incerteza baixo, como o necessário na utilização destes medidores como padrões ou na metrologia legal, os bocais devem ser aferidos.

4.2.2. Cálculo Teórico do Coeficiente de Descarga, à partir da Camada Limite.

Hall [36] utilizou a solução exata de Blasius para escoamento em placa plana, para obter o valor da espessura de deslocamento da camada limite (f_*), com as hipóteses de que o escoamento não descola da parede em nenhum local, que o escoamento é incompressível e que a rugosidade tem um efeito desprezível no escoamento. Utilizou também a hipótese de Prandtl, de considerar o escoamento em duas regiões: uma próxima à parede com as influências viscosas e uma região central de escoamento invíscido.

Para simplificar ainda mais a análise, a camada limite no bocal é substituída por tubo de diâmetro constante e de comprimento equivalente L , tal que a máxima espessura da camada limite não mude. A curvatura transversal do convergente é portanto ignorada e o desenvolvimento da camada limite é calculado para uma placa plana semi infinita com gradiente de pressão longitudinal igual a zero, ou seja, supõe-se que a espessura da camada limite é pequena comparada com o diâmetro do bocal.

Para estimar o valor real da vazão em um bocal, deve-se multiplicar o valor ideal por um coeficiente de descarga C, que reflete a extensão da perturbação do escoamento causado pela camada limite.

A estimativa desta perturbação pode ser efetuada empregando-se o conceito de espessura de deslocamento da camada limite f_* , considerando-se então o escoamento inviscido numa região central, com um novo diâmetro hipotético ($d - 2 f_*$).

O C pode ser hipoteticamente calculado por:

$$C = \frac{(r - f_{*max})^2}{r^2} \quad (44)$$

onde r = raio da garganta e f_{*max} é a máxima espessura de deslocamento da camada limite na garganta.

Por Blasius se tem, para camada limite laminar, com a dimensão de comprimento da fórmula igual a $2r$:

$$f_{*max} = 3,46 r (Re_d)^{-0,5} \quad (45)$$

e então, se f_{*max} for pequeno comparado com r , a equação (44) pode ser escrita:

$$C = 1 - 2 f_{*max}/r \quad (46)$$

ou, usando a equação (45):

$$1 - C = 6,92 Re_d^{-0,5} \quad (47)$$

Stratford [85] desenvolveu equações simplificadas para obter expressões para o crescimento da camada limite e sua influência nos valores dos coeficientes de descarga. O método utilizado por Stratford aparentemente é bastante bom, uma vez que foi utilizado para correlações por todos os autores após a década de 60.

Stratford chegou a uma equação para escoamento na camada limite laminar utilizando o mesmo método que Hall, porém com algumas correções empíricas para a parcela de modificação provocada pela espessura de deslocamento f_* no coeficiente de descarga:

$$(1-C)_{lam}^* = 2,55 (d/r_c)^{-1/4} Re_d^{-1/2} \quad (48)$$

onde r_c é o raio de curvatura do convergente, e obteve para a parcela do escoamento invíscido:

$$(1-C_x) = (1/150) * (d/r_c)^2 \quad (49)$$

e para resultado final se obtêm:

$$(1-C) = (1-C_x) + (1-C)_{lam}^* \quad (50)$$

e como no caso se tem $r_c = d$, pode-se escrever:

$$(1-C) = 0,00625 + 2,55 Re_d^{-1/2} \quad (51)$$

válida para escoamento com camada limite laminar, ou seja, com Reynolds até $0,4 \times 10^6$.

4.2.3. Cálculo de Z, C_R e C_*

Para a correção dos efeitos devido ao afastamento das condições de gás ideal são introduzidos os fatores Z, C_R e C_* .

Há diversos algoritmos para o cálculo do fator de compressibilidade Z, e até hoje se pesquisa intensamente qual a melhor equação para o seu cálculo. Na Europa, em laboratórios de referência de países com maior tradição no uso de gás natural, segundo Bonnes e Snijder [9] há pelo menos seis conjuntos completos de modificações realizadas no algoritmo AGA NX 19, que é o processo de cálculo de Z mais amplamente utilizado. A compressibilidade deve, pelo menos uma vez para cada composição de gás, ser determinada através de medição. No anexo 2 são apresentados os principais algoritmos utilizados para o cálculo de Z, que é parte de uma abrangente referência compilada e publicada por uma companhia de gás da Holanda [65].

Para corrigir efeitos termodinâmicos do gás em condições de utilização real são introduzidos na norma ISO 9300 [46], os adimensionais C_R , denominado coeficiente de escoamento crítico de gás real, e C_* , denominado função de escoamento crítico para escoamento unidimensional de gás real. Ambos são funções adimensionais que caracterizam as propriedades termodinâmicas de um escoamento isoentrópico e unidimensional entre a entrada e a garganta de um Venturi, e são funções da natureza do gás e das condições de estagnação.

A escolha entre C_* e C_R depende de testes de sensibilidade destes fatores em relação aos diferentes gases e equações utilizadas, correlacionados com experiências. A norma ISO [46] relata que C_R é mais adequado para misturas. Weberg e Thomassen [92] concluíram que, teoricamente, C_R é bem menos sensível à

variações de pressão, temperatura e composição do gás. A relação entre as duas funções é dada por:

$$C_R = C_* (Z_0)^{1/2} \quad (52)$$

Há diversas formas de se calcular C_* ou C_R e também aqui, a exemplo do cálculo de Z , não há ainda um acordo entre os principais laboratórios e entre as entidades normalizadoras sobre um método único.

A norma ASME/ANSI MFC-7M-1987 "Measurement of gas flow by means of critical flow Venturi nozzles" [4] sugere que na ausência de um método melhor pode-se usar:

$$C_R = P_* V_* (R T_0)^{0,5} / P_0 \quad (53)$$

A norma ISO especifica simplesmente que qualquer método de "razoável exatidão" pode ser usado.

Deve ser observado que C_R e C_* não são iguais a C_{*1} , porque o gás não é perfeito. Se o medidor for utilizado como padrão de transferência nas mesmas condições em que foi aferido, basta levantar experimentalmente o valor do produto $A_* X C_* X C_R$ (na equação de vazão mássica), não se necessitando a determinação individual dos vários parâmetros. Todavia, se o medidor for utilizado em condições diferentes das de aferição, será necessário utilizar fórmulas distintas para o cálculo de C e C_R .

Um método comum em laboratórios de pesquisa é o de utilizar um método teórico para o cálculo de C_R e calcular C a partir de experiências em outras condições, ou então usar um método empírico para calcular C e avaliar C_R a partir de experiências. Estes métodos devem ser seguidos pelo menos uma vez para cada composição de gás medido.

O autor que mais tem produzido artigos relacionados à determinação dos valores das funções críticas é R.C. Johnson, e muito da dissertação será baseado em seu trabalho. Johnson desenvolveu diversos algoritmos [53,54,55] para o cálculo das funções críticas para diversos gases, inclusive para gás natural.

No anexo 3 é apresentado o método de cálculo das propriedades do gás utilizadas no cálculo da vazão de gás real, desenvolvido por Johnson, baseado nas tabelas do livro de Hilsenrath, "Tables of Thermodynamics and Transport Properties", através do ajuste de polinômios das propriedades desejadas em função de temperaturas e de P ou de r_0 . Este foi o método seguido nesta dissertação.

No Anexo 4 é apresentado o programa utilizado para o cálculo das propriedades do ar, baseado nas informações de Johnson.

Apesar de todos os trabalhos publicados, vários algoritmos ainda necessitam de confirmação experimental. No Brasil, ainda não há também um equacionamento ou método de cálculo que seja normalizado ou aceito por todos os envolvidos na medição de gás natural.

4.3. Cálculo da Vazão Mássica em Venturi Sônico, com Escoamento de Gás

Com a incorporação dos fatores de correção, a expressão da vazão mássica torna-se :

$$q = \frac{A_* C C_* P_0}{(R T_0)^{1/2}} \quad (54)$$

ou

$$q = A_* C C_R (P_0 r_{00})^{0,5} \quad (55)$$

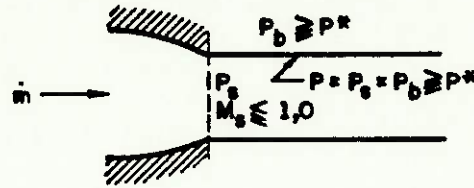


FIGURA 4 - Condições na saída do bocal para escoamento subsônico na saída, com pressão do ambiente $P_b \geq$ pressão crítica P^* = pressão na saída P_s , $M_s \leq 1$

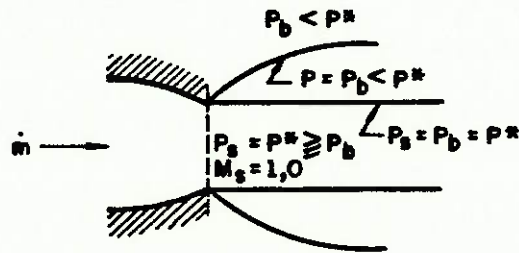


FIGURA 5 - Condições na saída do bocal, com escoamento sônico estabelecido ($M_s=1$), na saída, pressão de saída = pressão crítica \geq pressão ambiente P_b , onde a expansão de P^* para P_b ocorre fora da passagem de escoamento.

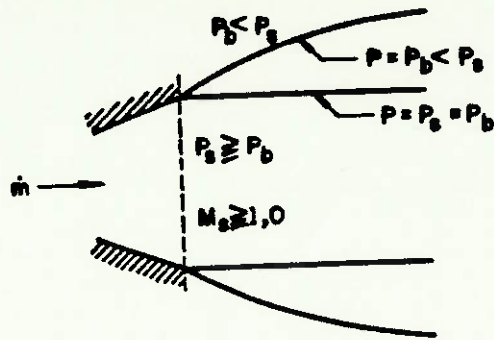


FIGURA 6 - Para condições supersônicas, a expansão P_s para P_b ocorre fora da passagem do escoamento

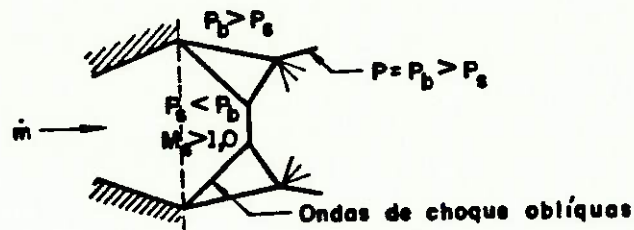


FIGURA 7 - Se $P_s < P_b$, a compressão resulta em onda de choque

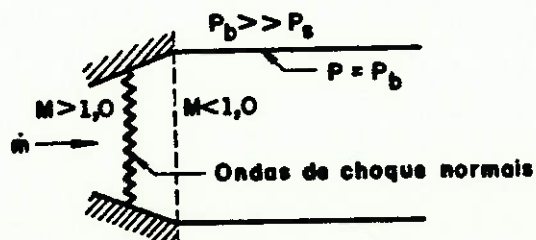


FIGURA 8 - Se $P_b \gg P_s$, originam-se eventualmente ondas de choque normais

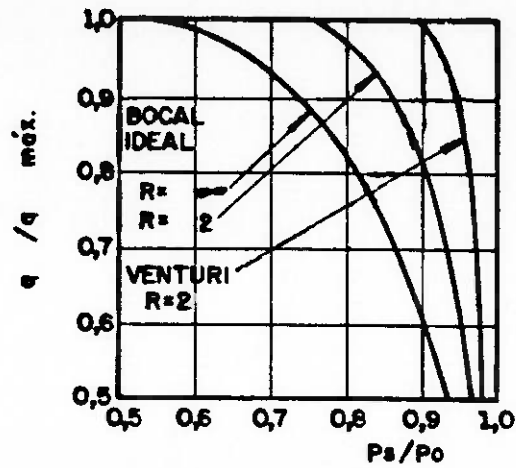


FIGURA 9 - Comparação entre Venturi e Bocal, onde R = Relação entre a área de saída do bocal e a área da tubulação

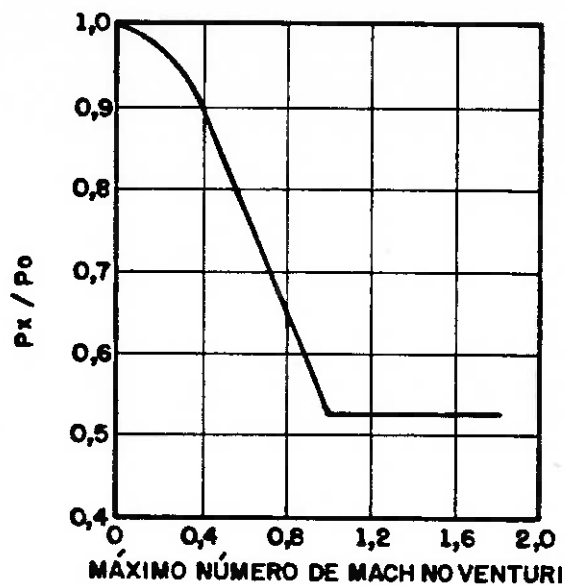


FIGURA 10 - Variação da relação crítica com o número de Mach para ar, em um bocal. Observar que o número de Mach é igual a 1 para $P_x/P_o = 0,528$

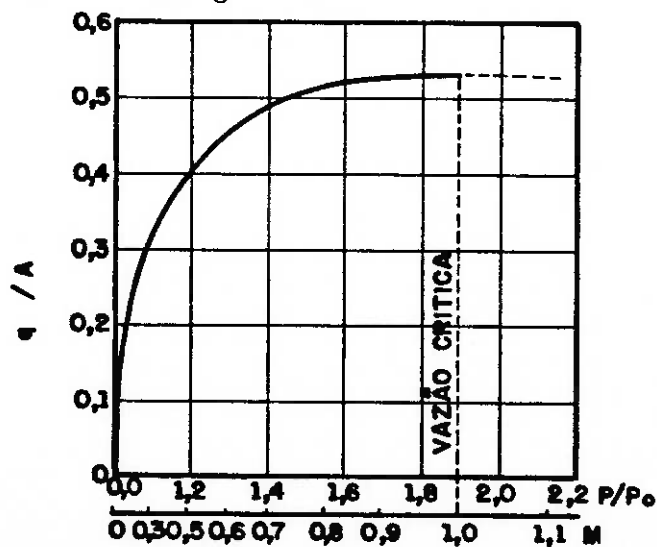


FIGURA 11 - Variação da vazão teórica por área em função da relação de pressão e do número de Mach

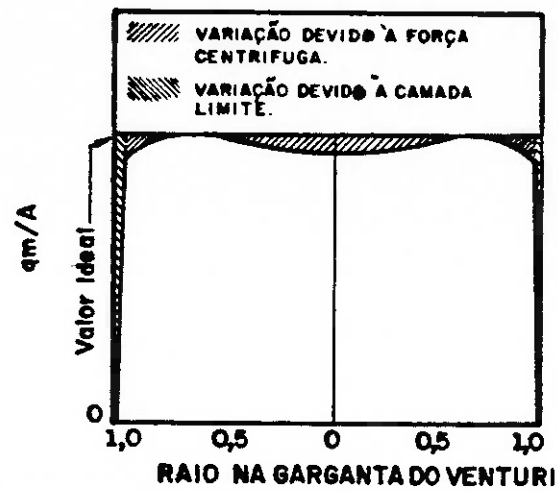


FIGURA 12 - Variação da vazão mássica por área em função do raio na garganta, em decorrência de efeitos de camada limite e da força centrífuga, segundo Smith

5. DESENVOLVIMENTO DE UM VENTURI SÔNICO BIPARTIDO PARA MEDIÇÃO DE VAZÃO

Venturis sônicos de pequenas dimensões, conforme mencionado por Brain e Reid [16], apresentam uma dificuldade razoável de usinagem e de controle dimensional, o que acaba resultando em um alto custo de fabricação. Se o Venturi for construído em uma única peça de material, é difícil usinar o divergente com o necessário ângulo pequeno (de 3° a 4°), de maneira que o início do difusor fique na localização axial desejada; é bastante difícil também controlar e medir o comprimento da garganta.

Por outro lado, se um medidor tipo Venturi for dividido em duas peças, com o convergente e a garganta separados do divergente, é também difícil a usinagem das peças de modo que o diâmetro de saída da garganta do bocal se ajuste exatamente ao diâmetro de entrada do divergente, sem ressalto ou degraus.

Numa tentativa de contornar estas dificuldades, Dudzinski e Johnson [30] propuseram a construção de um Venturi sônico dividido em duas partes, porém deixando um degrau de usinagem entre as peças, para avaliar como o coeficiente de descarga se comportaria com esta modificação. Obteve bons resultados, mas sua idéia parou neste estágio, não havendo registro posterior de nenhum pesquisador que tenha prosseguido com esta experiência.

Como o Venturi que o Laboratório de Gás do IPT necessitava deveria ter pequenas dimensões (diâmetro da garganta ao redor de 5mm), e as tentativas de construção de bocais inteiriços, desta dimensão, esbarraram numa enorme dificuldade de usinagem e de controle das dimensões face aos equipamentos disponíveis, decidiu-se então retomar a idéia de Johnson e experimentar um bocal bipartido como padrão na faixa de 5×10^{-3} a $2,5 \times 10^{-2}$ kg/s.

5.1. O Venturi Proposto por Johnson

O Venturi Johnson foi usinado em latão, com entrada do bocal do tipo ASME de raio longo, ou seja com perfil elíptico, com diâmetro da garganta de 0,50 polegadas e uma relação de diâmetros $B = 0,24$. A pressão foi medida na garganta através de duas tomadas de pressão com 0,03 polegadas de diâmetro, localizadas a distâncias de $1,5d$ ou $0,75d$ da face de montante do bocal. O divergente possuía um ângulo de 4° e um diâmetro de saída de 1,73 polegadas. Na figura 13 é apresentado um croquis do bocal Johnson.

O Venturi Johnson foi ensaiado inicialmente sem ressalto algum entre o final da garganta cilíndrica e início do divergente, sendo posteriormente ensaiado com vários ressaltos positivos, ou seja, com diâmetros de entrada do divergente maiores que o diâmetro da garganta do bocal. Foram feitos ensaios com degraus $d_g = (d_{div} - d)/d$ com os seguintes valores: 0, 0,02; 0,04; 0,06; 0,08; 0,125.

Os ensaios foram executados com o número de Reynolds variando entre 10^4 e 5×10^5 .

O circuito experimental utilizado por Johnson é mostrado na figura 14, e os ensaios foram efetuados através de comparação com uma placa de orifício pressurizada, a montante do Venturi. Foi utilizado um condicionador de escoamento do tipo Etoile para garantir um perfil de velocidades adequados à entrada do Venturi.

Johnson concluiu, a partir da análise dos resultados, que:

- A) Não há efeito significativo da mudança de dimensões do degrau, no coeficiente de descarga calculado. As diferenças encontram-se dentro da faixa calculada dos erros aleatórios envolvidos no processo experimental.
- B) A eficiência do difusor não se alterou até o degrau 0,02; daí para cima a eficiência decresceu.
- C) Na faixa ensaiada, o C é insensível a variações do número de Mach.
- D) Espera-se a mesma relação entre a eficiência e o degrau para Venturis com outras geometrias.

5.2. Desenvolvimento de um Venturi Bipartido

Ao retomar a idéia de Johnson, de utilizar um degrau após a garganta do Venturi para facilitar a usinagem e o controle dimensional, foram executadas diversas modificações na forma do bocal e do arranjo experimental utilizado, fundamentalmente para se incorporar alguns avanços e definições que ainda não eram conhecidos na época da sua experiência, em 1969:

- A) Em 1969 praticamente se iniciava a discussão sobre qual seria a melhor forma para o Venturi. Johnson utilizou um Venturi com o perfil do convergente do tipo ASME de raio longo, que é elíptico, e as normas de 1987 e 1989 definem o perfil do convergente com a forma toroidal, de um quarto de círculo.

B) As normas de 1987-1989 não permitem tomadas de pressão na garganta, do tipo que foi utilizado por Johnson.

C) Pesquisas realizadas na década de oitenta, como as citadas por Asashi e Watanabe [5], demonstram que as distâncias utilizadas por Johnson entre as várias singularidades de seu circuito experimental eram muito pequenas, insuficientes eventualmente para que o perfil de velocidades se desenvolvesse plenamente até a entrada dos medidores. Adicionalmente, Johnson não instalou condicionador de escoamento entre a placa e o bocal, confiando que a distância de $11D$ fosse suficiente para dissipar estes efeitos, o que pode não ser verdadeiro.

D) Em seu circuito experimental, Johnson utiliza um condicionador do tipo Etoile para eliminar as perturbações do tipo rotacionais causadas na placa de orifício, pela válvula globo à montante. Este tipo de condicionador de escoamento segundo artigos recentes, como o de Asashi e Watanabe [5], não corrige os efeitos de assimetria do perfil de velocidades causados pela válvula.

Na retomada destes estudos foi decidido então incorporar, onde pertinente, todas as orientações das Normas ANSI e ISO de 1987-89 quanto à construção dos Venturis; por outro lado, a idéia de Johnson foi rejuvenescida não só com os desenvolvimentos citados nestas normas, mas também com técnicas mais modernas de montagem do circuito experimental:

A) A menos do corte entre a garganta e o difusor, o Venturi segue todas as recomendações das normas recentes quanto a forma, rugosidade, perfil, dimensões da garganta e do divergente, aspectos apresentados e discutidos anteriormente.

B) O Venturi proposto foi usinado em aço inox austenítico, temperado, o que permite um resultado final muito bom em termos de rugosidade.

C) O bocal Johnson permite eventualmente um alinhamento mais fácil da garganta com o divergente, mas se houver necessidade de se utilizar só o bocal convergente, a versão atual é mais confiável, pois não incorpora o ressalto do Venturi Johnson no bocal, o que poderia perturbar o escoamento devido à proximidade entre garganta e ressalto. O anel de montagem, mostrado na figura 15, permite a instalação na tubulação com o bocal e o divergente já alinhados.

D) A usinagem do divergente, para a retirada de material visando a investigação sobre os efeitos do ressalto, é bem mais fácil neste Venturi que no de Johnson.

O circuito experimental, que incorporou desenvolvimentos recentes, é discutido e apresentado no capítulo seguinte, com as justificativas de eventuais mudanças em relação a alguns procedimentos normalizados.

5.3. Aspectos Construtivos e Metrológicos

A garganta do Venturi deveria possuir um diâmetro de 5mm, necessário para a medição na faixa de vazões necessitada pelo laboratório (de 5×10^{-3} a $2,5 \times 10^{-2}$ kg/s), e o medidor foi projetado para o acoplamento a uma bancada com diâmetro nominal de 1 polegada. Baseado nestas exigências foi dimensionado o Venturi, sendo na figura 15 apresentado o desenho de construção do medidor.

Foi construída uma ferramenta para a usinagem do Venturi, que após ser torneado, era lapidado manualmente no torno. Este processo deu uma excelente rugosidade superficial, avaliada no parâmetro Ra (rugosidade média aritmética) como sendo melhor que 0,025 micrometros no convergente. Esta determinação foi feita através de inspeção visual contra padrões de rugosidade do Laboratório de Metrologia do IPT, e o resultado obtido encontra-se dentro da norma, que nesse caso exige rugosidade de 0,075 micrometros.

O perfil toroidal real do convergente foi determinado a partir de medições efetuadas em uma máquina tridimensional, por computador.

Na figura 16A o perfil teórico dos convergentes e de parte das gargantas e das faces de entrada, foi traçado com o auxílio de computador como uma linha contínua, ampliado 20 vezes. Sobrepostos ao perfil teórico foram colocados, também através de computador, os pontos da medição, ajustados matematicamente para cada bocal.

Na figura 16B são apresentados os desvios de forma das curvas reais ajustadas dos perfis dos convergentes em relação ao perfil toroidal teórico.

O desvio máximo do bocal A é de 0,05 mm, dez vezes maior que a tolerância especificada por norma. Já o bocal D apresenta um desvio máximo bem maior, da ordem de 0,1mm, vinte vezes maior que a tolerância da norma e, mais grave ainda, a sua forma apresenta o desvio máximo na região da junção do convergente com a garganta, o que pode originar descolamento e modificação dos valores do coeficiente de descarga

A comparação entre os perfis dos bocais A e D é apresentada na figura 16C, onde são mostradas as diferenças entre os dois bocais, da ordem de 0,1mm no valor máximo.

Observar que, como o convergente foi lapidado à mão, no torno, a região do convergente próxima à entrada, onde o operador exercia maior pressão, está com erro de forma para "dentro" do bocal. Já na parte mais próxima à garganta, o erro de forma está para "fora" do bocal, local onde o operador não conseguia exercer pressão da mesma forma que na entrada.

Apesar disto deve-se apontar que há uma incerteza grande quanto aos resultados destas medições, pois as características técnicas do equipamento de medição disponível não eram as mais adequadas, devido às dimensões pequenas do bocal.

O ideal seria fazer o levantamento do perfil em equipamento próprio para este fim, um perfilôgrafo, cujas características técnicas são mais adequadas à tolerância estreita estabelecida pela norma.

Foi efetuado, também, o levantamento do erro de circularidade em um plano perpendicular ao eixo do toróide sobre uma circunferência situada no perfil, no ponto de tangência a 45° da superfície do bocal, sendo o resultado, com uma ampliação de 1000 vezes, apresentado na figura 17.

A figura geométrica de contorno irregular representa os desvios de forma cilíndrica do corpo real em relação à circunferência ideal considerada. O maior erro de circularidade medido através desta figura é de 0,012mm, para o bocal D, duas vezes superior ao estabelecido pela norma. Os dois bocais apresentam desvios máximos da mesma ordem de magnitude, porém com diferenças de forma relativamente grandes, pois o bocal D apresenta um erro mais ou menos constante ao redor de toda a circunferência medida, enquanto o Bocal A apresenta um erro máximo numa direção localizada.

Os resultados da medição, apesar das características do equipamento de medição do perfil não serem as mais adequadas, são indicativos de que não se conseguiu produzir o perfil do convergente com a tolerância de contorno exigida pela norma, o que pode eventualmente afetar com algum erro sistemático os resultados das medições efetuadas com estes bocais.

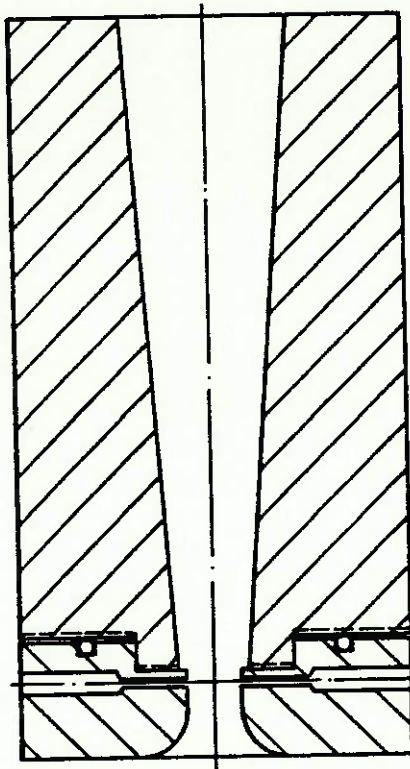
Foram construídos dois conjuntos de bocais bipartidos, usinados conforme mostrado na figura 15, em aço inox austenítico. A vedação entre as duas partes dos bocais, e entre estes e os flanges sedes era efetuada através de anéis de borracha (O-ring). As dimensões iniciais são apresentadas na tabela 3:

Tabela 3 - Dimensões iniciais dos bocais (em mm)

INSTRUMENTO	VENTURI	BOCAL A	BOCAL D	DIVERGENTE B	DIVERGENTE E
diâm. menor	4,91±0,01	5,02±0,01	5,08±0,01	4,97±0,01	5,00±0,01
diâm. maior	7,76±0,03	-	-	7,51±0,01	7,6±0
largura	29,97±0,01	10,17±0,01	10,05±0,01	20,87±0,01	20,95±0,01

Na figura 18 é mostrada uma fotografia dos bocais desmontados. À partir da esquerda é mostrado o divergente B, já usinado várias vezes, o divergente E, os bocais A e D, uma ficha telefônica para efeito de comparação, e o anel que mantém bocal e divergente unidos e alinhados concentricamente.

Na figura 19 é mostrada uma foto onde à esquerda é apresentado um bocal inteiro feito em latão, ao centro um dos bocais bipartidos montado e pronto para instalação e à direita uma ficha telefônica.



BOCAL JOHNSON

FIGURA 13 - Croquis do bocal utilizado por Johnson

Observar a tomada de pressão na garganta. O diâmetro da garganta é de 0,50 polegadas, o ângulo total do divergente é de 8° e o diâmetro de saída é de 13,7 polegadas.

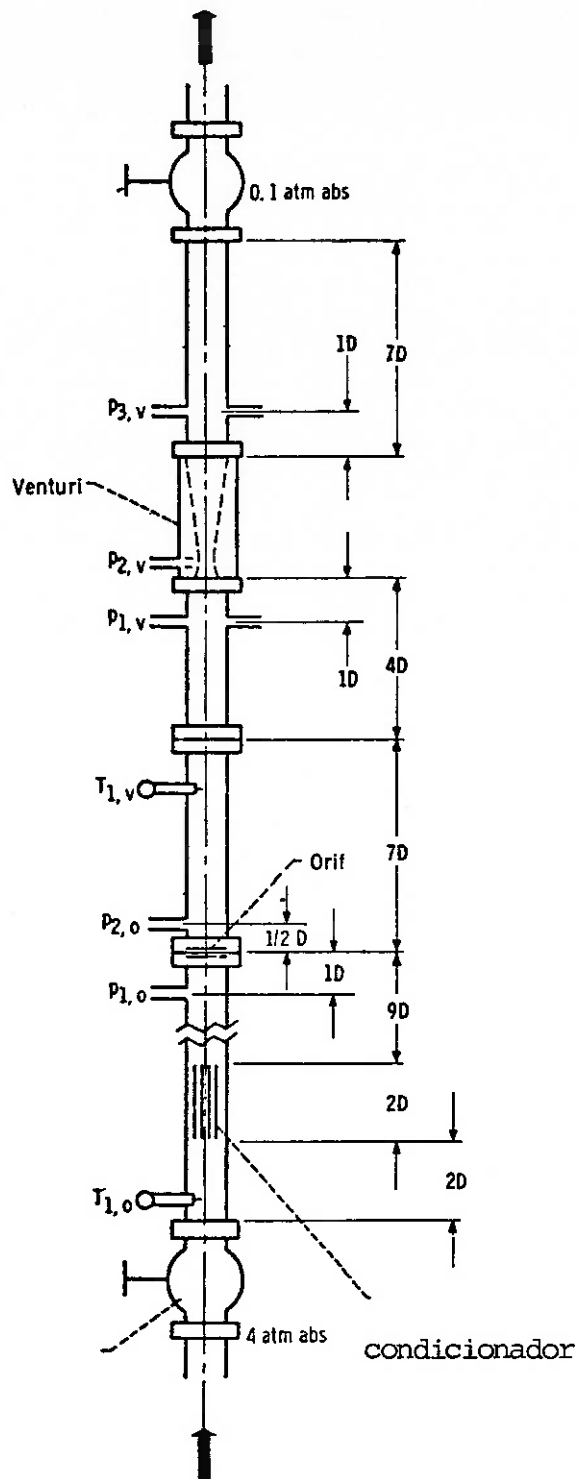


FIGURA 14 - Circuito experimental utilizado por Johnson. Observar as distâncias entre singularidades

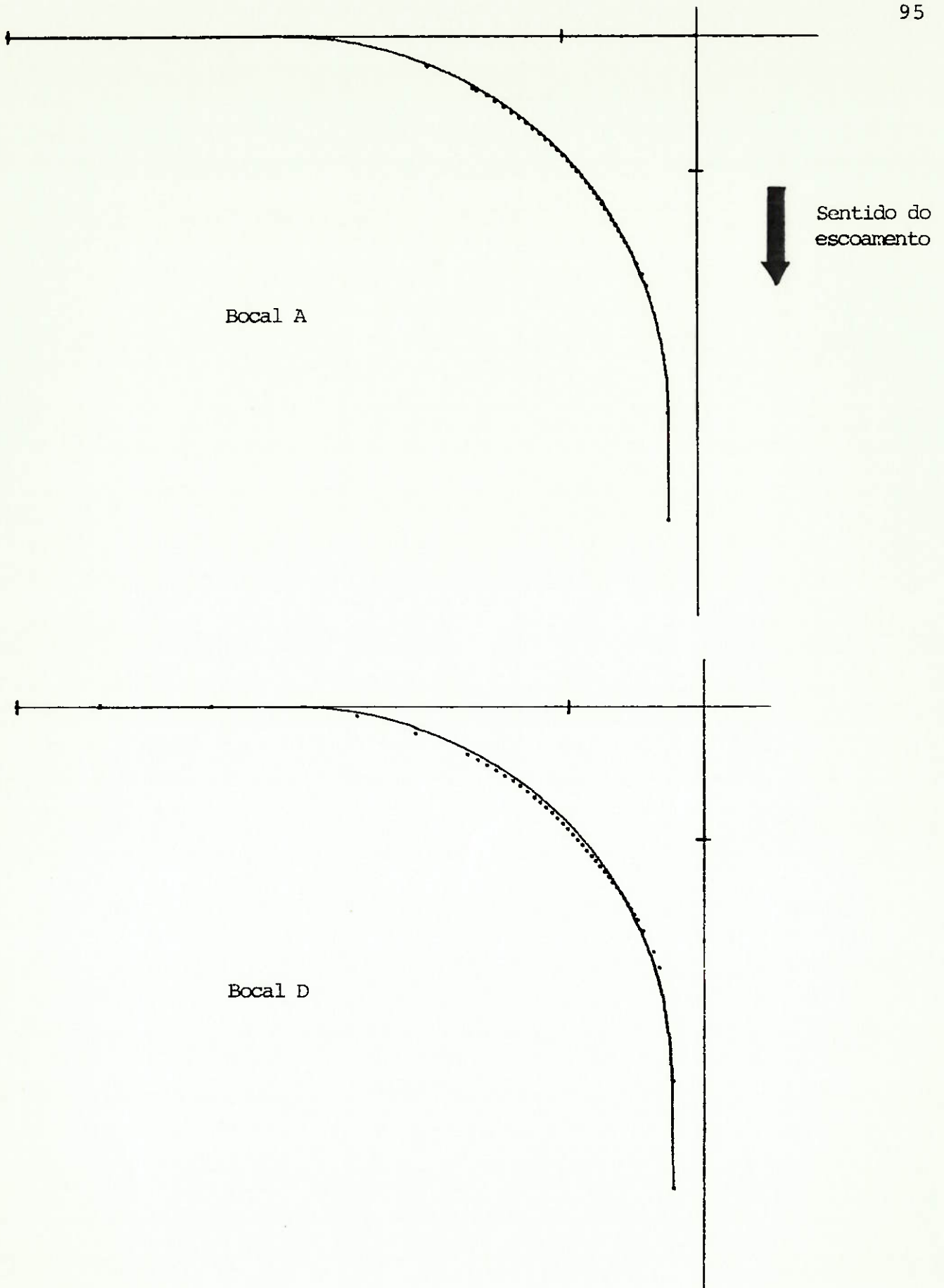


Figura 16A - Desvio de forma dos bocais A e D.

Nestas figuras são apresentados os pontos medidos, colocados sobre as curvas teóricas

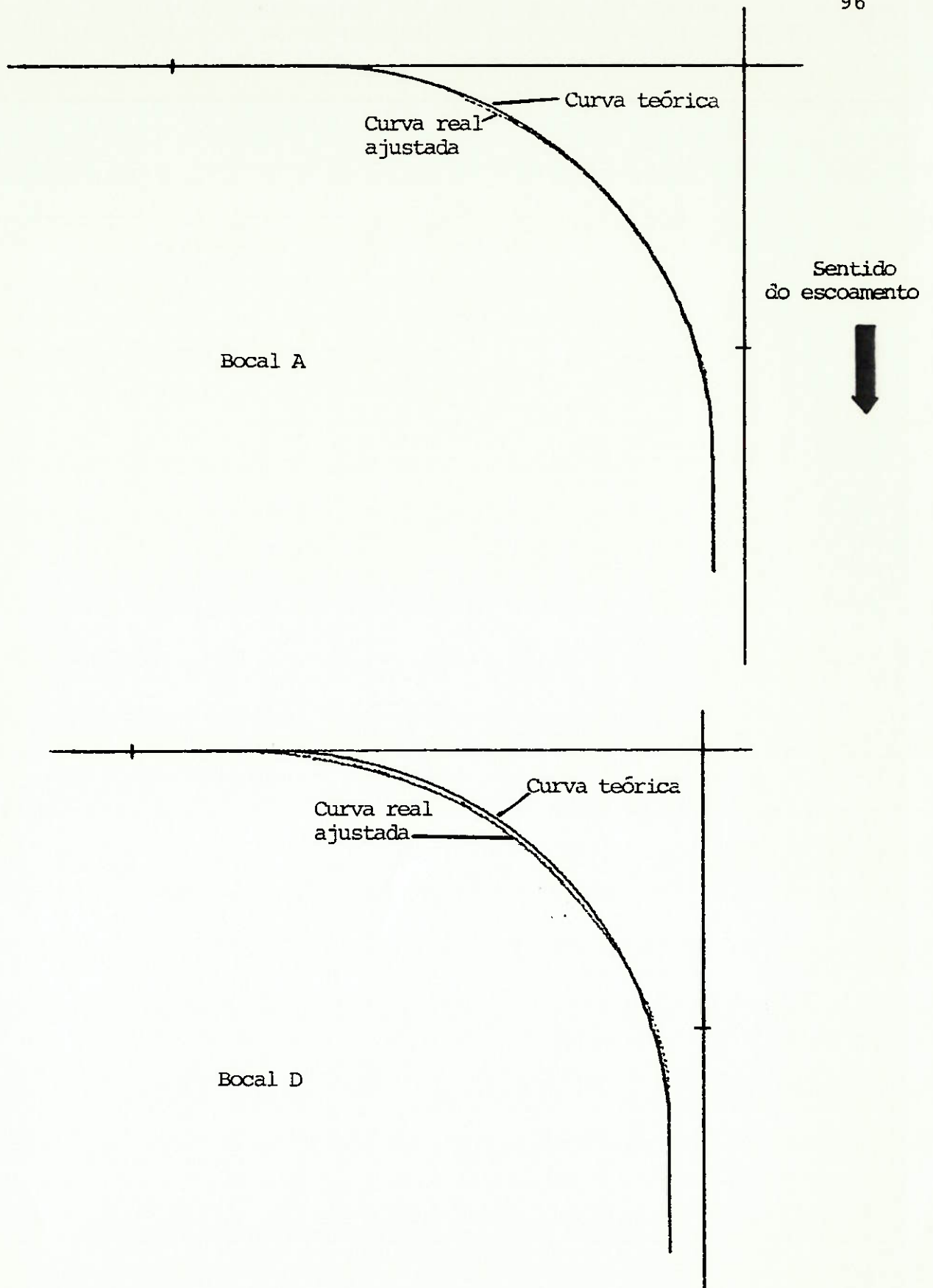


Figura 16B - Desvios de forma em relação ao perfil teórico dos bocais A e D.

Observa-se que a curva real ajustada aos pontos medidos do bocal A segue praticamente a curva teórica e que a curva real do bocal D diverge, apresentando regiões críticas.

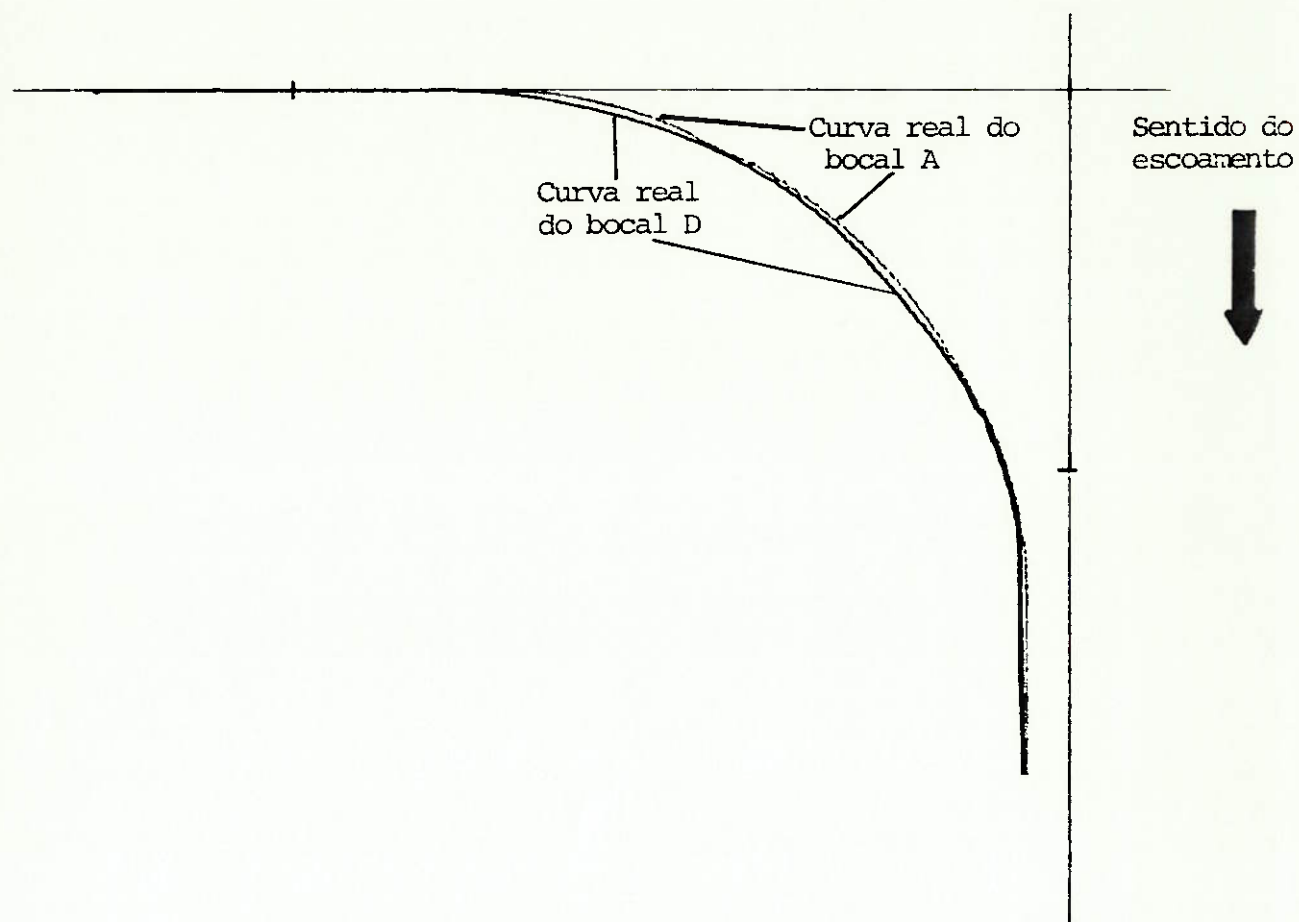


Figura 16C - Curvas reais ajustadas dos bocais A e D.

A curva real do bocal D está sempre à esquerda da curva real do bocal A.

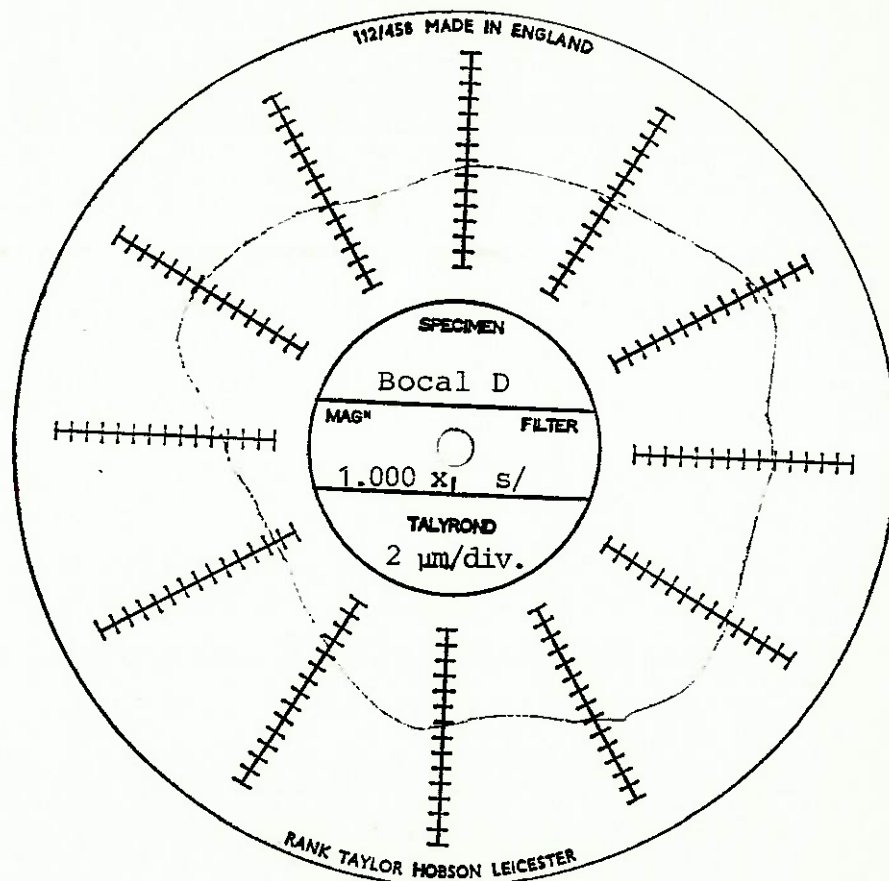
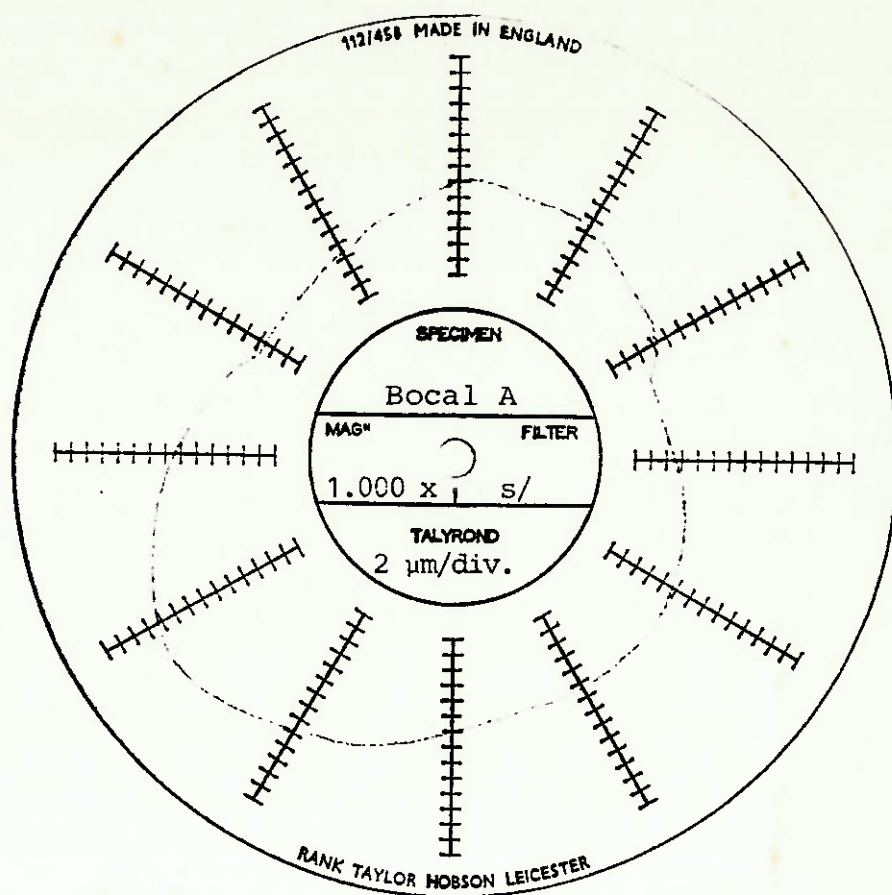


Figura 17 - Levantamento do erro de circularidade

A curva fechada de forma irregular representa o desvio de forma em relação à circunferência ideal considerada. Cada divisão representa 2 μm de desvio.

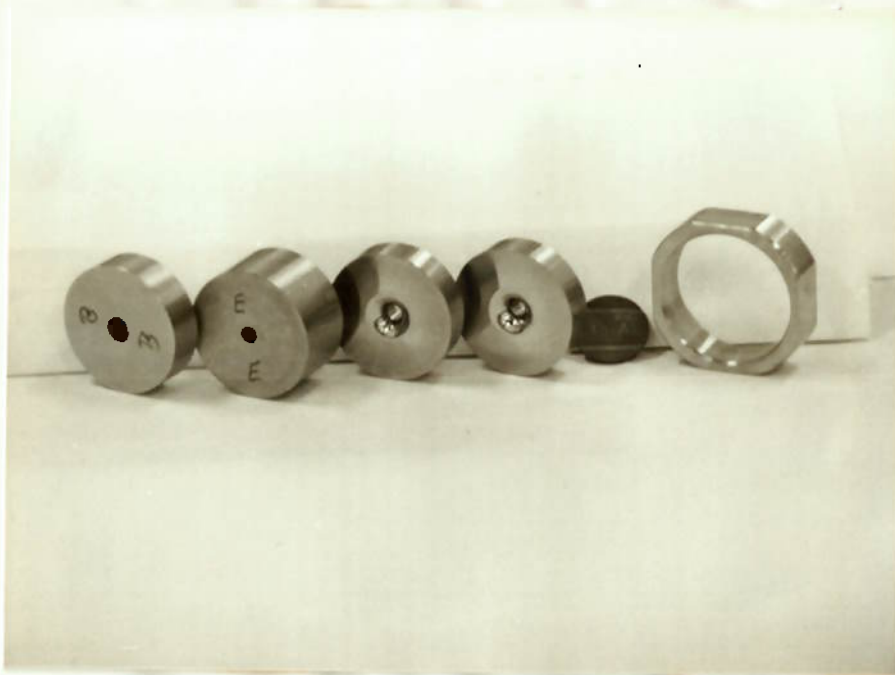


FIGURA 18 - Bocais desmontados

Da esquerda para a direita: divergente B usinado, divergente E, bocal A, bocal D, ficha telefônica e anel de centragem. Observar o convergente lapidado (a ficha tem 23mm de diâmetro)

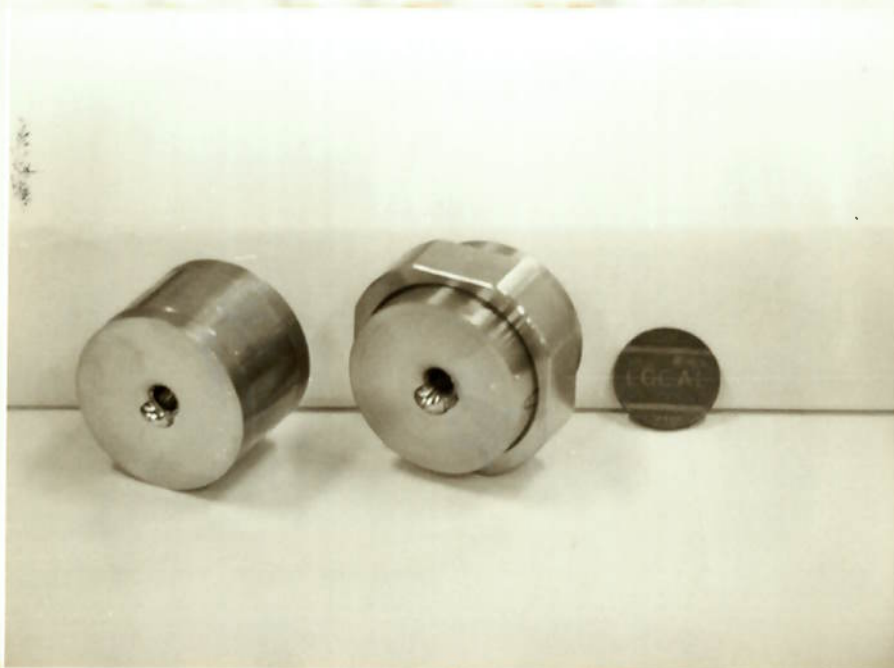


FIGURA 19 - Venturis

À esquerda um Venturi inteiro em latão e à direita um Venturi bipartido montado. Observar o convergente lapidado.

6. CIRCUITO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA DE ENSAIO

6.1. O Circuito Experimental

Na figura 20 é apresentado um croquis do circuito utilizado no ensaio, mostrado também na foto da figura 21.

No circuito experimental, o ar comprimido era admitido em um secador, para a operação da bancada com ar seco, necessário para a simplificação das equações e garantia da estabilidade das condições de ensaio.

6.1.1. Válvulas de Regulação

A pressão era regulada pela válvula tipo gaveta a montante do Venturi, com a válvula tipo gaveta a jusante mantida totalmente aberta. Esta válvula a jusante do Venturi só era acionada quando se estava investigando a relação de pressão de blocagem (RPB), ocasião em que o escoamento era estrangulado lentamente nesta válvula, até se passar do escoamento sônico para subsônico.

A válvula na saída do circuito também era do tipo gaveta e mantida totalmente aberta, com passagem plena. Ao início de cada conjunto de ensaios esta válvula era fechada e a linha pressurizada, até 3 kgf/cm², para verificação de possíveis vazamentos, o que se verificou em três ocasiões: em uma delas, um dos anéis de vedação dos bocais estava fora de lugar, e nas outras duas ocasiões, os parafusos que prendiam os flanges do Venturi estavam apertados desigualmente.

6.1.3. Condicionadores de Escoamento

Para garantir que o escoamento chegaria ao Venturi e à placa de orifício sem perturbações decorrentes das singularidades à montante foram construídos e instalados à distâncias convenientes dos medidores, condicionadores de escoamento do tipo Mitsubishi, desenvolvidos por Asashi e Watanabe [5].

Estes condicionadores foram desenvolvidos em 1979 e aparentemente proporcionam resultados melhores que alguns condicionadores tradicionalmente utilizados e indicados por normas, como o Zanker, o Etoile e o de feixe tubular.

No caso, o condicionador consistia de uma placa circular de latão, com espessura de 3,2mm, e com 35 orifícios com diâmetro de 3,2mm distribuídos segundo a orientação do artigo publicado pelos autores deste condicionador. Na figura 24 é mostrada uma foto do condicionador utilizado.

Segundo o artigo de seus pesquisadores, este condicionador consegue remover completamente, à distância de $1,5D$ à jusante (onde D = diâmetro da tubulação), os efeitos de rotacionais presentes no escoamento à montante do condicionador. Já os efeitos de perfis assimétricos de velocidade à montante do condicionador são removidos a menos de 7,5 diâmetros à jusante. Estes resultados são consideravelmente melhores que os relatados para os outros tipos de condicionadores.

6.1.4. Tomadas de Pressão

Foram usinadas 4 tomadas de pressão em cada plano de interesse, na entrada e na saída do Venturi e da placa. As tomadas foram usinadas com espaçamento angular de 90° , sendo unidas em um anel piezométrico do tipo triplo "T", desenvolvido por Blake [8].

Na figura 25 é mostrada uma foto das tomadas de pressão ao redor do Venturi. O escoamento se estabelecia no sentido do Venturi para a válvula.

Este tipo de tomada de pressão, segundo o seu autor, permite obter medições mais confiáveis que o permitido pelos tipos convencionais: o de um único ponto de medição de pressão, ou o anel piezométrico circular.

6.1.5. Medidas de Pressão

As pressões estáticas conduzidas pelos anéis piezométricos instalados a montante e a jusante do bocal, e a montante da placa de orifício eram medidas por transdutores de pressão do tipo resistivo, que enviavam um sinal de tensão para um sistema de aquisição de dados do tipo "datalogger".

Os transdutores e o "datalogger" foram aferidos no local contra um padrão de pressão, rastreados à rede japonesa de aferição, com incerteza de $0,001 \text{ kgf/cm}^2$. O "datalogger" possuía resolução de $0,001 \text{ kgf/cm}^2$ (em medidas máximas de 3 kgf/cm^2)

A incerteza estimada das medidas de pressão estática se situou ao redor de $0,002 \text{ kgf/cm}^2$.

Foi efetuada nova aferição dos transdutores de pressão quando havia sido transcorrido aproximadamente metade dos ensaios, tendo se verificado que não havia nenhum desvio em relação à aferição inicial.

A medida de pressão diferencial na placa de orifício foi efetuada por um transdutor de pressão capacitivo, que enviava um sinal de tensão para um milivoltímetro de 4 e 1/2 dígitos. Também este conjunto transdutor-indicador foi aferido contra um padrão de pressão rastreado à rede japonesa de aferição, e possuía uma resolução de 0,7 mmH₂O, no valor máximo de 2.500 mmH₂O.

A incerteza estimada das medidas de pressão diferencial se situou ao redor de 1 mmH₂O.

6.1.6. Medidas de Temperatura

Os termopares instalados eram do tipo "T", de cobre Constantan, instalados com bainha de inonel com isolamento mineral, com diâmetro de 1mm. Os termopares foram aferidos no Laboratório de Temperatura do IPT, que é rastreado a padrões de temperatura do NIST (National Institute for Standards and Technology).

A incerteza na utilização destes termopares se situava ao redor de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$. Os termopares eram lidos no datalogger, com resolução de $0,1^{\circ}\text{C}$.

6.1.7. Distâncias entre Singularidades

A distância entre o condicionador de escoamento e o Venturi era de 17 diâmetros da tubulação (17D), superior aos 7,5D mínimo recomendado, e a distância entre o Venturi e a válvula a jusante era de 10D. A distância entre o condicionador de escoamento e a

placa de orifício era de 38D, superior ao mínimo recomendado também.

Foram utilizados trechos retos mais longos justamente para dar maior segurança quanto à qualidade do perfil de velocidades do escoamento na entrada dos medidores.

6.1.8. Pressão Atmosférica

A pressão atmosférica foi medida através de um barômetro aneróide com resolução de 1mmHg.

6.2. Metodologia Experimental

Como o objetivo do ensaio era determinar a influência do ressalto existente entre o plano de saída da garganta do bocal e o plano de entrada de divergente, o divergente B foi usinado (retificado) diversas vezes, para aumentar o diâmetro do orifício menor, no lado de contato com a garganta do bocal.

Para efeito de referência, define-se o degrau (dg) entre o diâmetro da garganta do Venturi (d) e o diâmetro menor do divergente (dV) como sendo:

$$dg = \frac{dV-d}{d} \quad (55)$$

6.2.1. Ensaio Realizados

Foram ensaiadas diversas combinações de bocais e de divergentes, apresentadas na tabela 4, na ordem em que foram realizadas:

Tabela 4 - Ensaios realizados

ENSAIO Nº	PONTOS	DIV.	DIAMETRO DIV. ± 0,01mm	BOCAL	DEGRAU (dg)
1	43 a 73	-	s/ diverg	D	-
2	74 a 108	-	s/ diverg	A	-
3	109 a 150	B	4,97	A	-0,00996
4	151 a 191	E	5,00	A	-0,00398
5	192 a 233	B	4,97	D	-0,0216
6	234 a 275	E	5,00	D	-0,0157
7	276 a 317	B	5,07	D	-0,00196
8	319 a 358	B	5,07	A	+0,00996
9	359 a 397	B	5,17	A	0,0299
10	398 a 435	B	5,17	D	0,0177
11	436 a 475	B	5,26	D	0,0354
12	477 a 516	B	5,26	A	0,0478
13	517 a 521	E	5,00	D	-0,0157
14	522 a 561	B	5,33	A	0,0617
15	562 a 600	B	5,33	D	0,0492
16	601 a 632	B	5,33	D	0,0492
17	633 a 654	B	5,33	A	0,0617
18	655 a 693	B	5,50	A	0,0956
19	694 a 732	B	5,50	D	0,0827

Diâmetro da garganta do Bocal A = 5,02 ±0,01mm
 Diâmetro da garganta do Bocal D = 5,08 ±0,01mm

6.2.2. Procedimento Experimental

Ao início de cada ensaio todos os transdutores de pressão eram zerados, com pressão efetiva igual a zero na linha de ensaio. Após a verificação de zero, a válvula de saída da linha era fechada e a linha pressurizada com 3 kgf/cm² para verificação de eventuais vazamentos.

A válvula de jusante era então aberta e dava-se início ao ensaio.

Com a válvula a montante do Venturi era ajustada a pressão e esperava-se a estabilização das leituras das pressões para dar início ao ensaio, o que era praticamente imediato e fácil de ser monitorado, uma vez que os instrumentos possuíam indicadores digitais de fácil leitura.

Denominou-se ensaio ao conjunto de pontos de medição correspondentes a cada par bocal e divergente ensaiado.

Em cada teste foram ensaiados normalmente as seguintes condições de pressão, à montante do Venturi (em kgf/cm^2) e na ordem de execução: 3,0; 2,8; 2,6; 2,4; 2,2; 2,0; 1,8; 1,6; 1,4; 1,2; 1,0; 0,8; 0,6; 0,4; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4; 2,6; 2,8 e 3,0 kgf/cm^2

Numa planilha eram anotados os valores do número do ponto, da temperatura no bocal (em $^{\circ}\text{C}$), da pressão atmosférica (em mmHg, e anotada a cada 20 pontos realizados), da pressão à montante do Venturi (em kgf/cm^2), da pressão à jusante do Venturi, da pressão diferencial da placa (em mV) e da pressão à montante da placa.

O conjunto de cada uma destas pressões com as outras medidas associadas era denominado ponto do ensaio. Os ensaios eram normalmente realizados em aproximadamente 40 minutos.

O procedimento de se variar a pressão à montante do Venturi desde o valor máximo até o mínimo, e subir novamente até a pressão máxima, permitiu que se diminuíssem os erros aleatórios cometidos e que se verificasse a existência de algum eventual erro sistemático para um determinado sentido de variação da vazão.

Foi observado, em determinados ensaios, que devido a problemas de suprimento de ar e de falta de regulação fina na válvula, havia uma deriva na medição das pressões à montante do Venturi, com o valor caindo lentamente à razão aproximada de 0,020 $\text{kgf/cm}^2/\text{minuto}$. Por este motivo, as medições foram sempre efetuadas rapidamente, monitorando-se continuamente o valor da pressão à montante do Venturi, e eventualmente corrigindo a pressão com manobras da válvula de regulação. Com estes cuidados pode se afirmar que todos os valores anotados são valores representativos de situações de regime permanente.

Após a anotação dos valores de todos os pontos descritos, passava-se à investigação do valor real da relação de pressão de blocagem, RPB. Para isso, a pressão à montante do medidor era ajustada em um valor, e a válvula à jusante do bocal era estrangulada até que a vazão começasse a variar, o que era indicativo de que se estava passando da condição sônica para a condição subsônica.

A vazão era monitorada através do valor do diferencial de pressão na placa, o que era correto, pois a placa estava à jusante da válvula estranguladora, não havendo praticamente variações de pressão e de densidade na placa decorrentes de manobras da válvula. A equação da vazão através da placa de orifício se tornava praticamente só função da variação de pressão.

Devido a válvula não possuir regulagem fina, havia dificuldades de operação, e a incerteza dos resultados de procura da RPB é bem maior que a dos outros pontos, dadas as condições difíceis de sua obtenção, com alguma deriva e flutuação da pressão à montante.

Normalmente a investigação do valor da RPB era efetuada para valores de pressão à montante do Venturi de 3,0; 2,8; 2,6; 2,4; 2,2; 2,0; 1,8; 1,6; 1,4; 1,2; 1,0 e 0,8 kgf/cm³. Estes valores eram pesquisados em aproximadamente 50 min.

6.3. Metodologia de Cálculo

Com os valores medidos eram efetuados os cálculos necessários para a avaliação dos Venturis.

A vazão mássica era calculada com a placa de orifício, e este valor era substituído na equação (55) para a obtenção do valor do coeficiente de descarga, para o Venturi sônico.

As equações utilizadas para a placa de orifício são apresentadas no anexo 5, onde também é descrita a aferição desta placa com água. Neste anexo é discutida a impossibilidade de avaliação da incerteza sistemática do coeficiente de descarga da placa.

A incerteza aleatória dos resultados obtidos com o Venturi sônico será calculada de acordo com o roteiro apresentado no anexo 5.

A incerteza aleatória representa de certa forma a repetibilidade do Venturi, que é o parâmetro de maior interesse na avaliação da adequação do medidor para a utilização como padrão. Em outras palavras, apesar de não se conhecer com exatidão o valor absoluto dos vários coeficientes de descarga calculados, o valor relativo entre eles pode ser conhecido com a segurança possível dentro da incerteza calculada no intervalo de confiança utilizado.

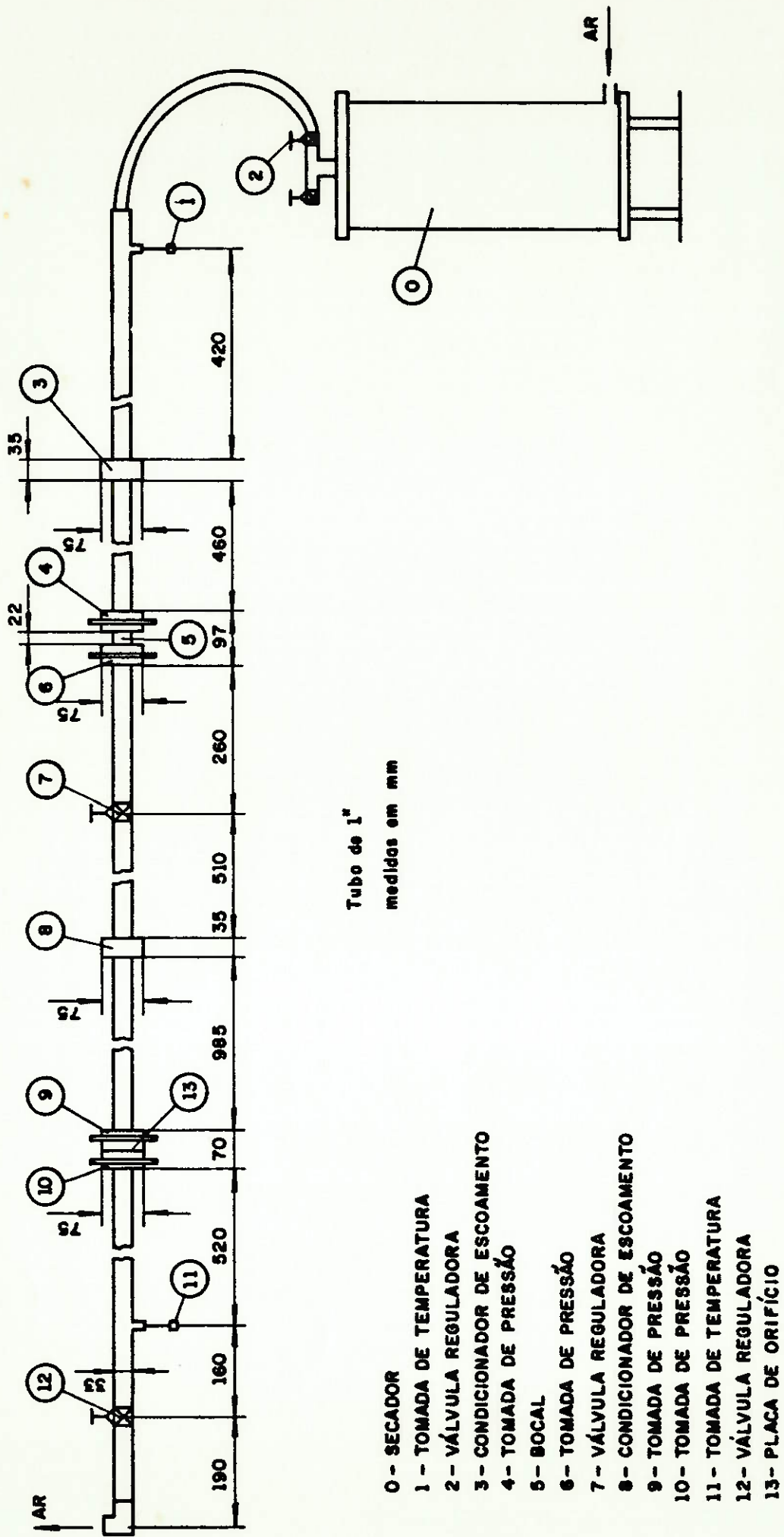


FIGURA 20 - Esquema do circuito experimental utilizado

6.1.2. Placa de Orifício

A placa de orifício utilizada foi dimensionada, construída e instalada segundo as recomendações da norma ISO 5167 [48] e da norma BS 1042, Section 1.2, Part 1 [26].

Foi necessário a utilização de duas normas. A ISO 5167 dá todas as orientações quanto ao equacionamento, tipo e forma das tomadas de pressão, trechos retos necessários, detalhes construtivos de usinagem e de acabamento superficial e incertezas envolvidas. No entanto, não permite a utilização de placas de orifício em tubulações inferiores a 50mm de diâmetro. Já a norma BS 1042 prevê casos em que se pode utilizar placas para tubulações com diâmetro interno entre 25 e 50mm de diâmetro, com uma série de restrições; esta norma contempla o caso do ensaio, pois o diâmetro da tubulação utilizada era de 25,7mm.

A placa foi usinada em aço inox, com diâmetro do orifício de $10,003 \pm 0,003\text{mm}$, sendo seguidas todas as orientações quanto a usinagem e instalação citadas nas normas mencionadas. Foi utilizada tomada de pressão tipo D e D/2.

Na figura 22 é mostrada uma foto da placa utilizada, comparada a uma ficha telefônica, e na figura 23 é apresentada a foto do flange sede da placa, onde se pode ver o anel de borracha de vedação e três das quatro tomadas de pressão, cada qual a 90° . A tubulação utilizada era de aço inox sem costura, com excelente acabamento superficial interno, com dimensão interna de 25,7mm, média da medição de 4 diâmetros.

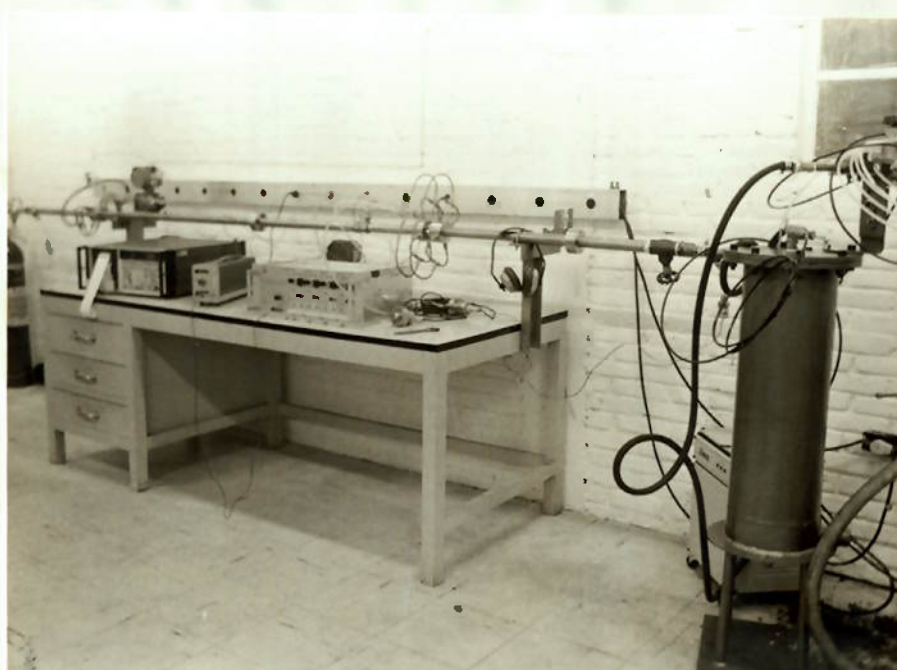


FIGURA 21 - Circuito experimental

Sobre a mesa estão os condicionadores de sinal, transdutores, datalogger e voltímetro, e suspenso sobre a mesa o circuito com a tubulação de ensaio. A direita está o secador.

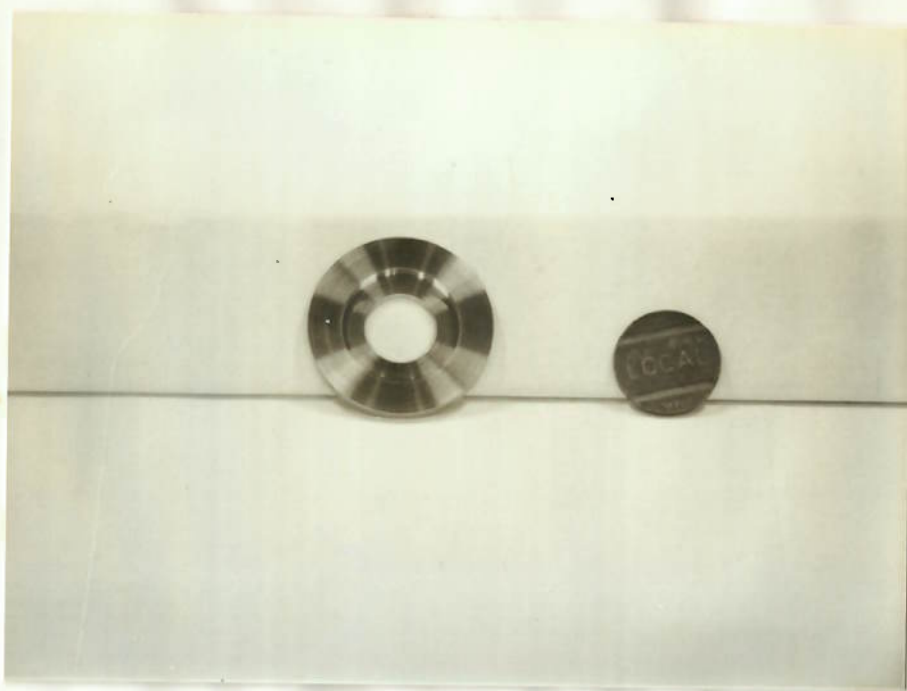


FIGURA 22 - Placa de orifício utilizada, comparada a uma ficha telefônica

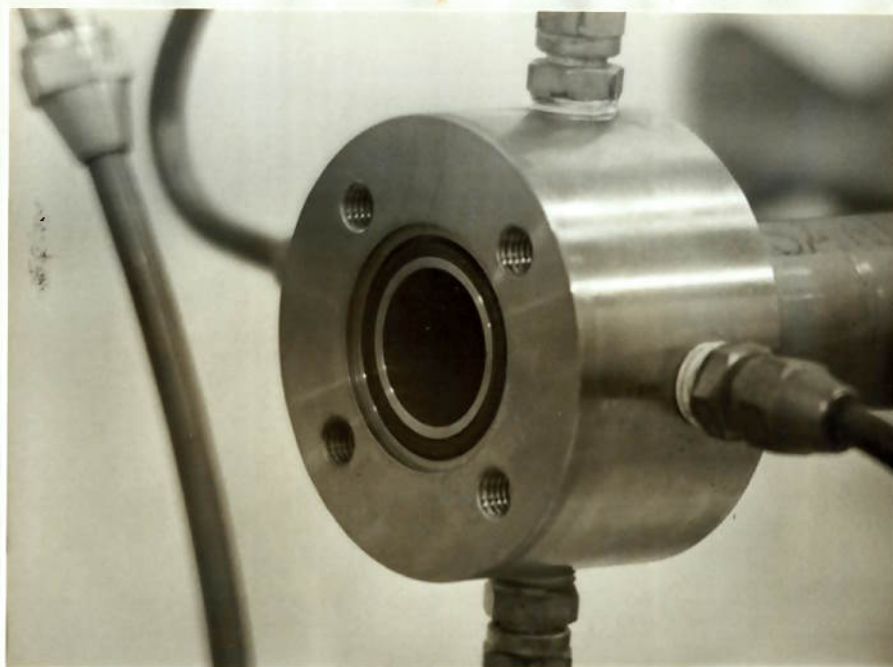


FIGURA 23 - Sede da placa.
Observar as tubulações das tomadas de pressão

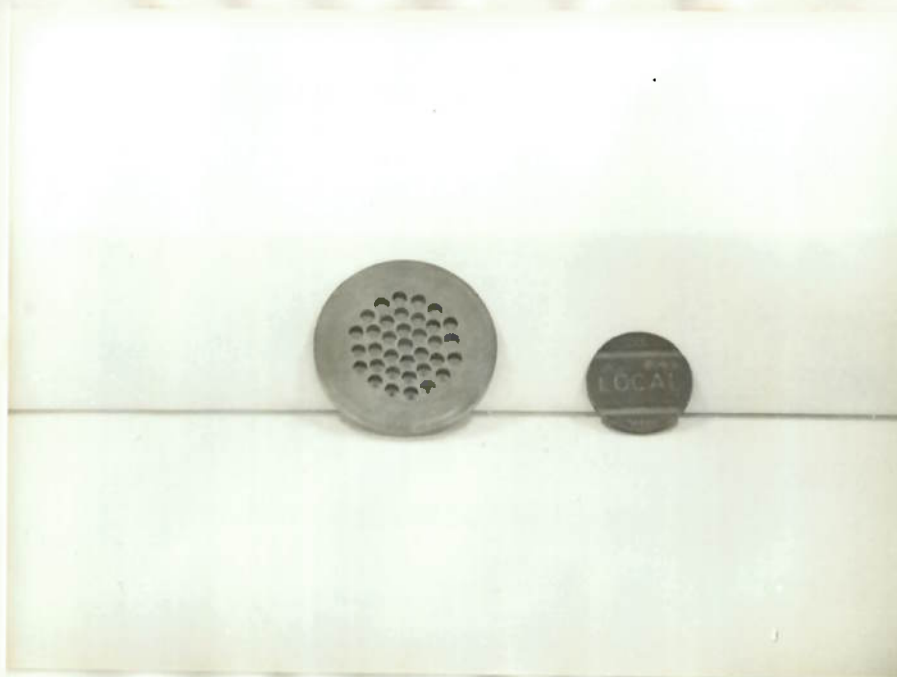


FIGURA 24 - Condicionador tipo Mitsubishi utilizado



FIGURA 25 - Tomadas de pressão tipo triplo T, à montante e à jusante do Venturi (detalhe da tubulação de ensaio)

7. RESULTADOS

Com os dados experimentais foram levantadas tabelas de resultados para cada um dos ensaios realizados. As tabelas numeradas de F1 a F19, estão apresentadas no anexo 6 e constam de:

- . nº do ponto
- . pressão absoluta de estagnação do Venturi (P_a)
- . pressão absoluta na saída do Venturi (P_a)
- . massa específica na garganta do Venturi (kg/m^3)
- . função do escoamento crítico de gás real
- . Coeficiente de descarga do Venturi
- . Número de Reynolds referido à garganta do Venturi (Re_d)
- . Relação global de pressão

São apresentadas também nas tabelas as equações dos coeficientes de descarga para cada configuração de bocais, e o valor da incerteza máxima destas equações para um intervalo de confiança de 95%.

Na tabela 5 são apresentados os ensaios válidos realizados.

Tabela 5 - Ensaio válidos realizados

ENSAIO Nº	BOCAL	DIV.	DIAM. DIV.	DEGRAU
1	D	-	s/div.	-
2	A	-	s/div.	-
3	A	B	4,97	-0,00996
4	A	E	5,00	-0,00398
5	D	B	4,97	-0,0216
6	D	E	5,00	-0,0157
7	D	B	5,07	-0,00196
8	A	B	5,07	+0,00996
9	A	B	5,17	0,0299
10	D	B	5,17	0,0177
11	D	B	5,26	0,0354
12	A	B	5,26	0,0478
13				
14	A	B	5,33	0,0617
15	-	-	-	-
16	D	B	5,33	0,0492
17	-	-	-	-
18	A	B	5,50	0,0956
19	D	B	5,50	0,0827

Nas figuras 26 a 50 são apresentadas as curvas obtidas para os ensaios realizados.

Figura 26 - C em funcao do No.Reynolds
Bocal D sem Divergente

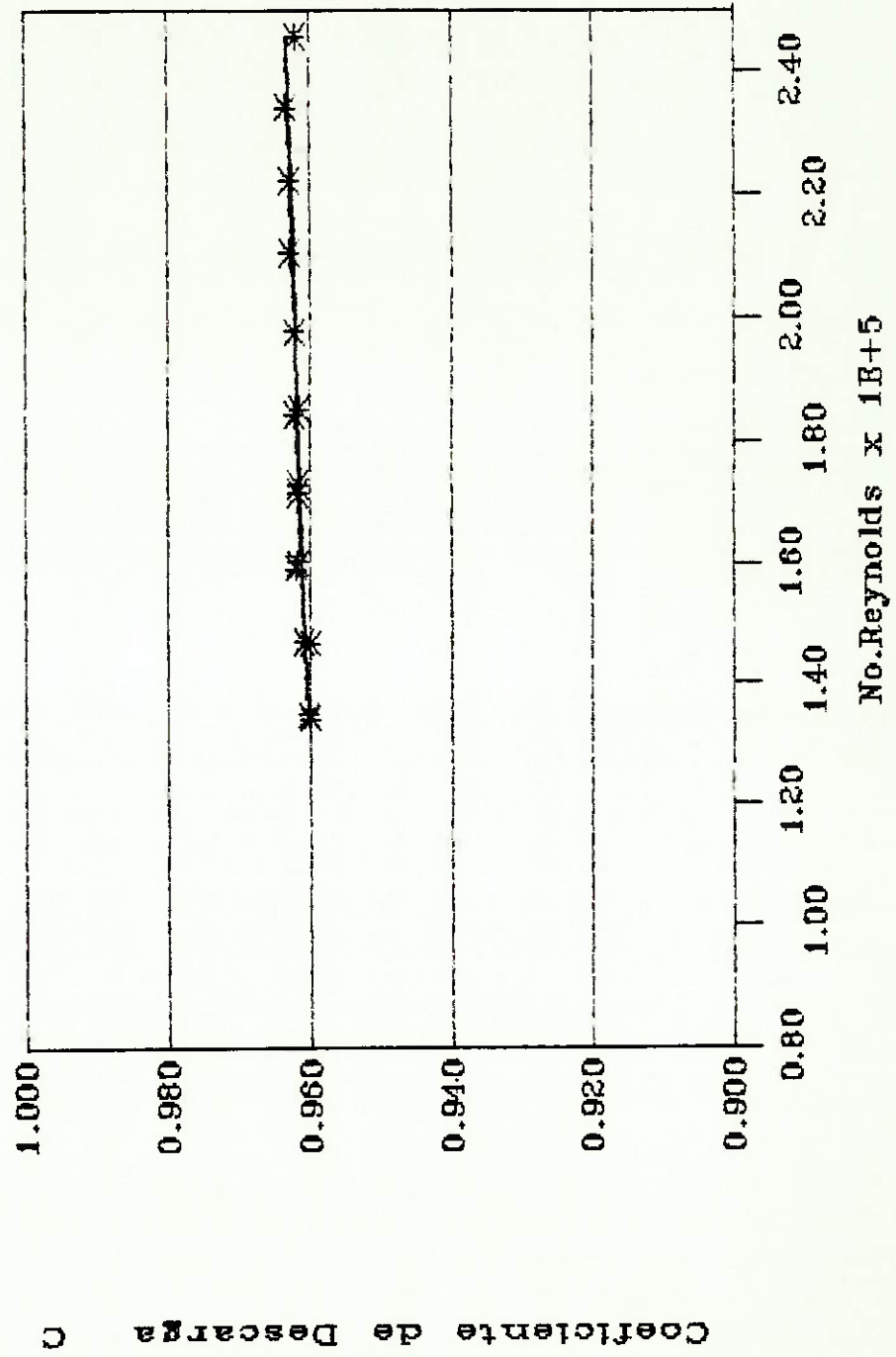


Figura 27 - C em funcao do No. Reynolds

Bocal A sem divergente

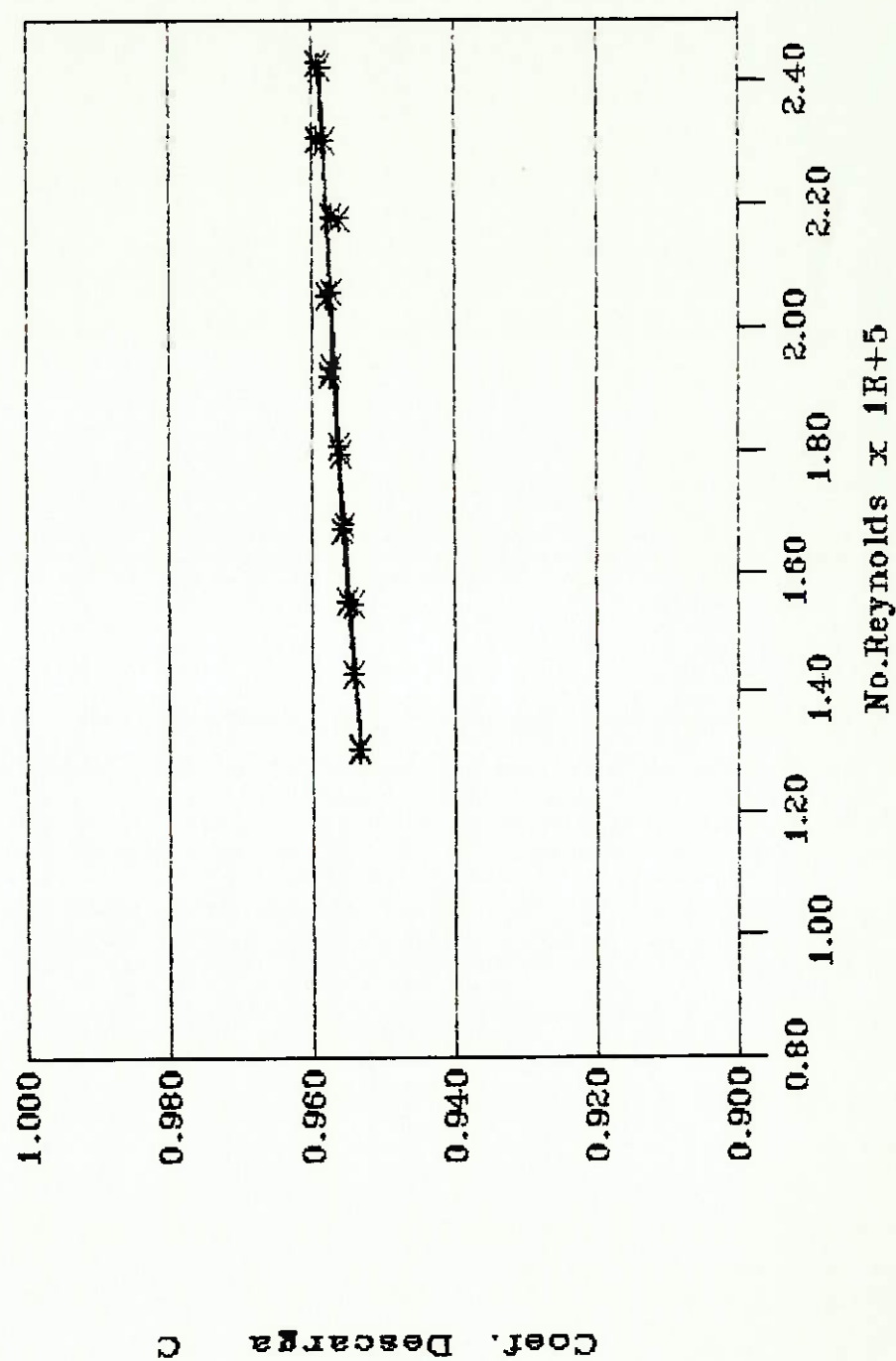


Figura 28 - C em funcao do No. Reynolds
 Bocal A \ Divergente B 4,97 mm

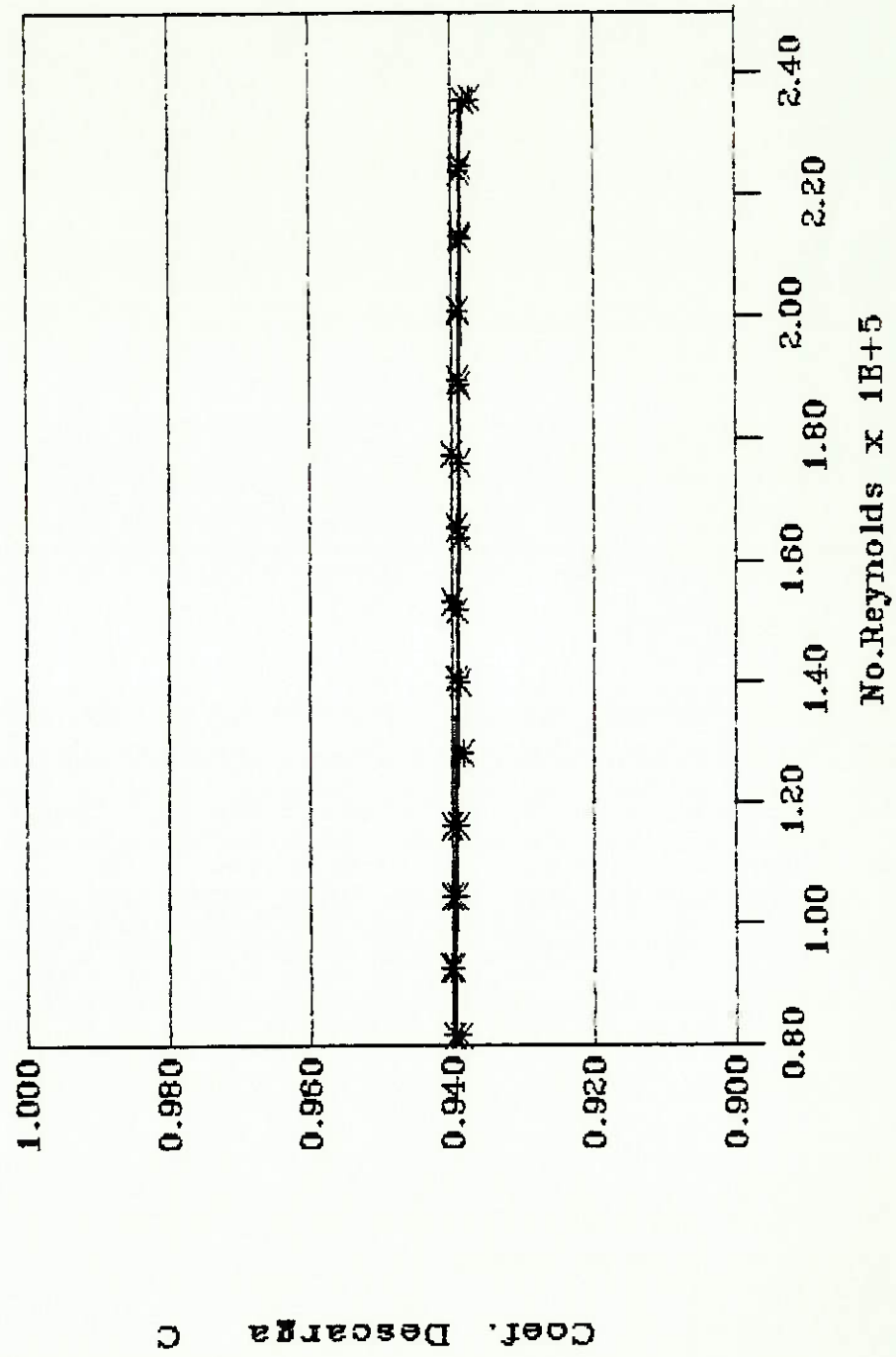


Figura 29 - C em funcao do No. Reynolds
 Bocal A / Divergente E 5,00 mm

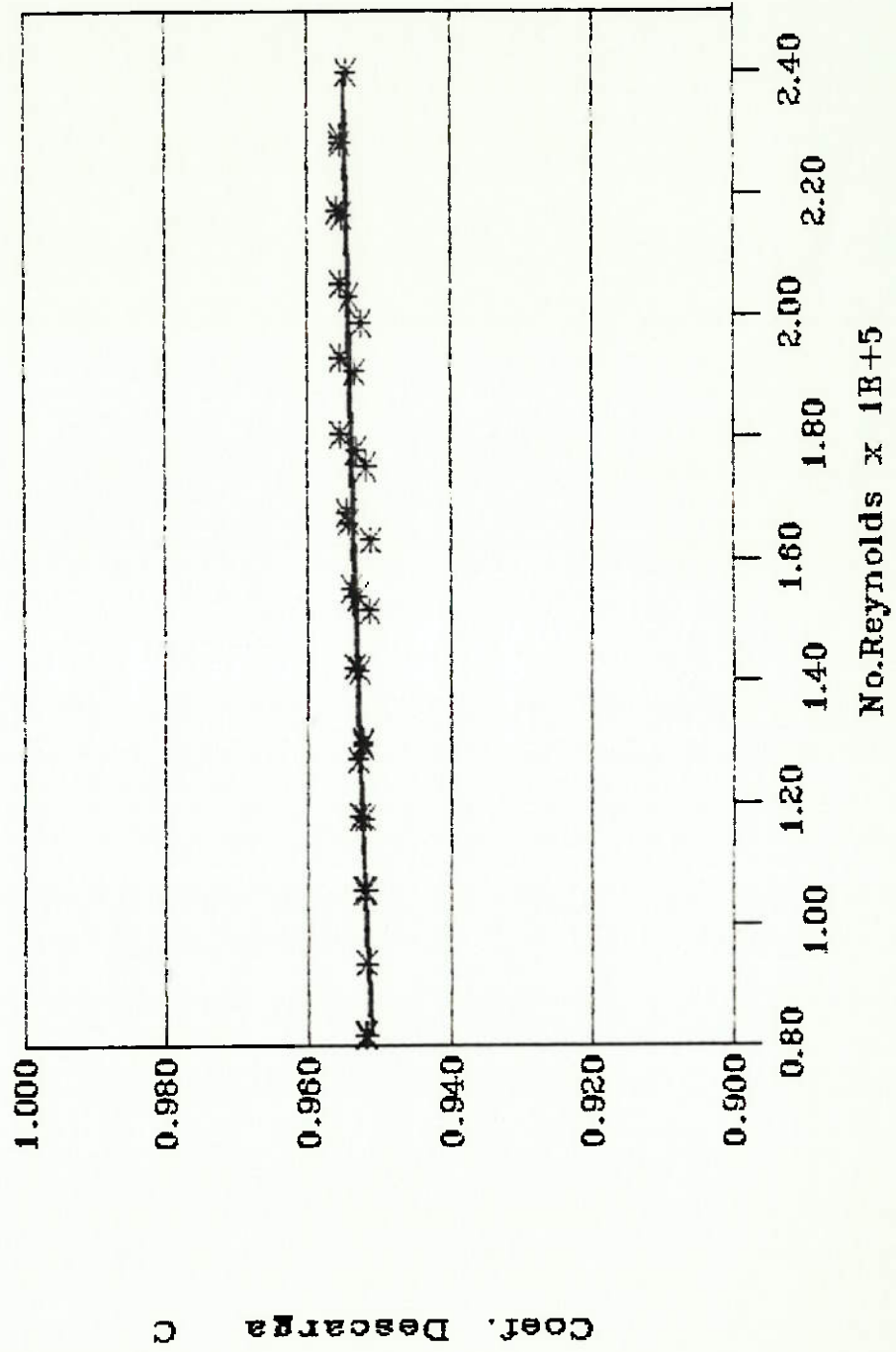


Figura 30 - C em funcao do No. Reynolds
 Bocal D \ Divergente B 4,97 mm

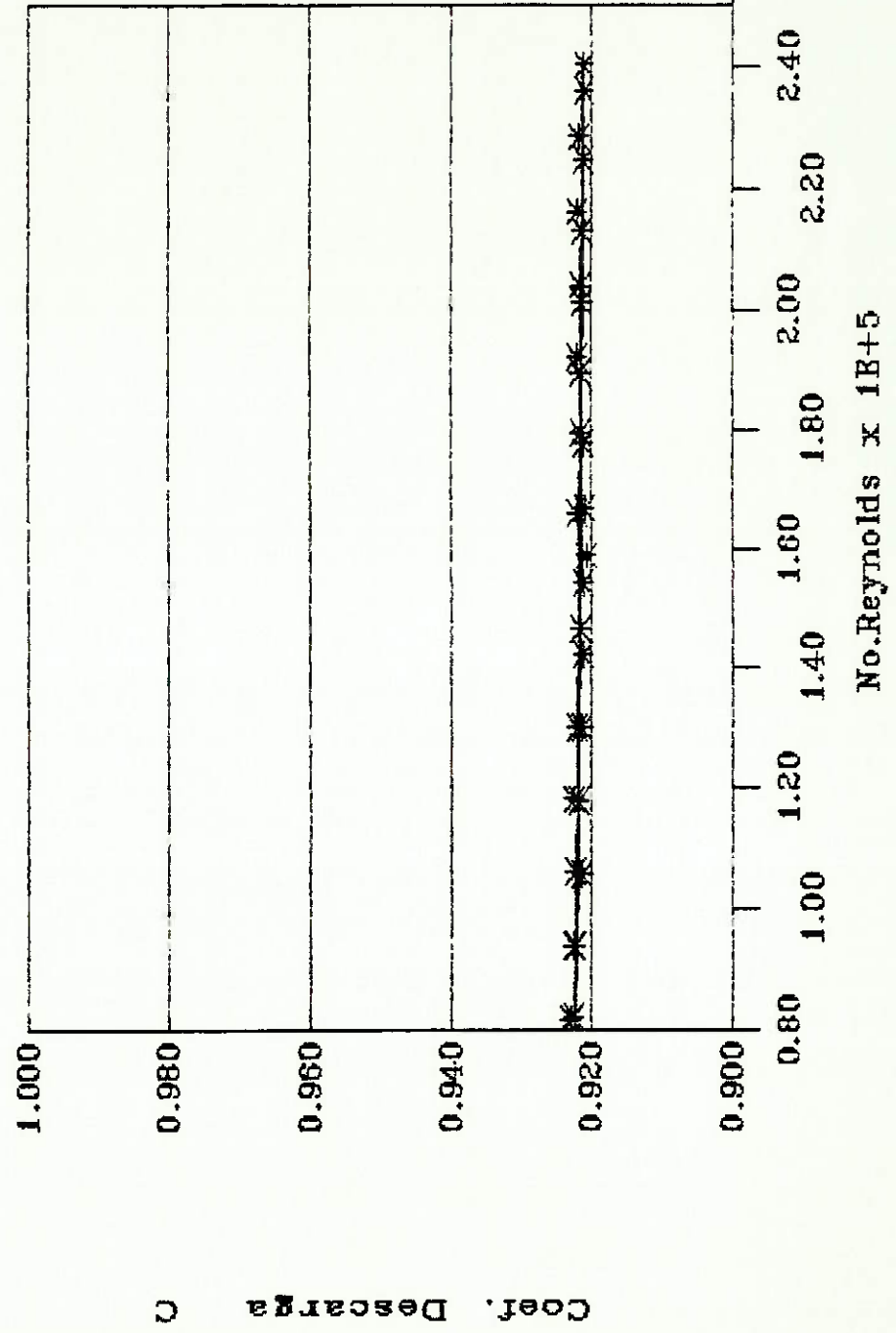


Figura 31 - C em funcao do No. Reynolds
 Bocal D \ Divergente E 5,00 mm

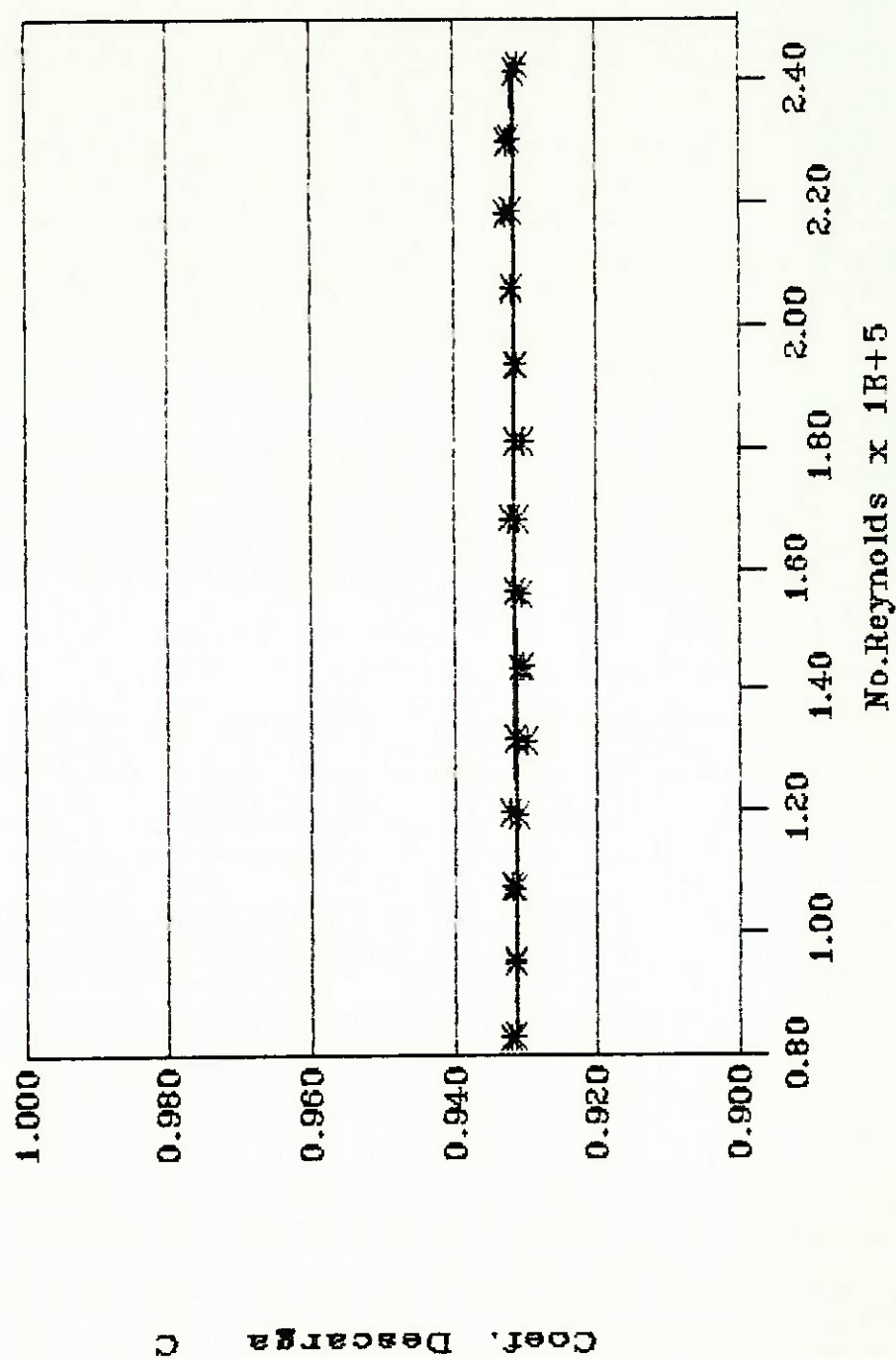


Figura 32 - C em funcao do No. Reynolds
 Bocal D \ Divergente B 5,07 mm

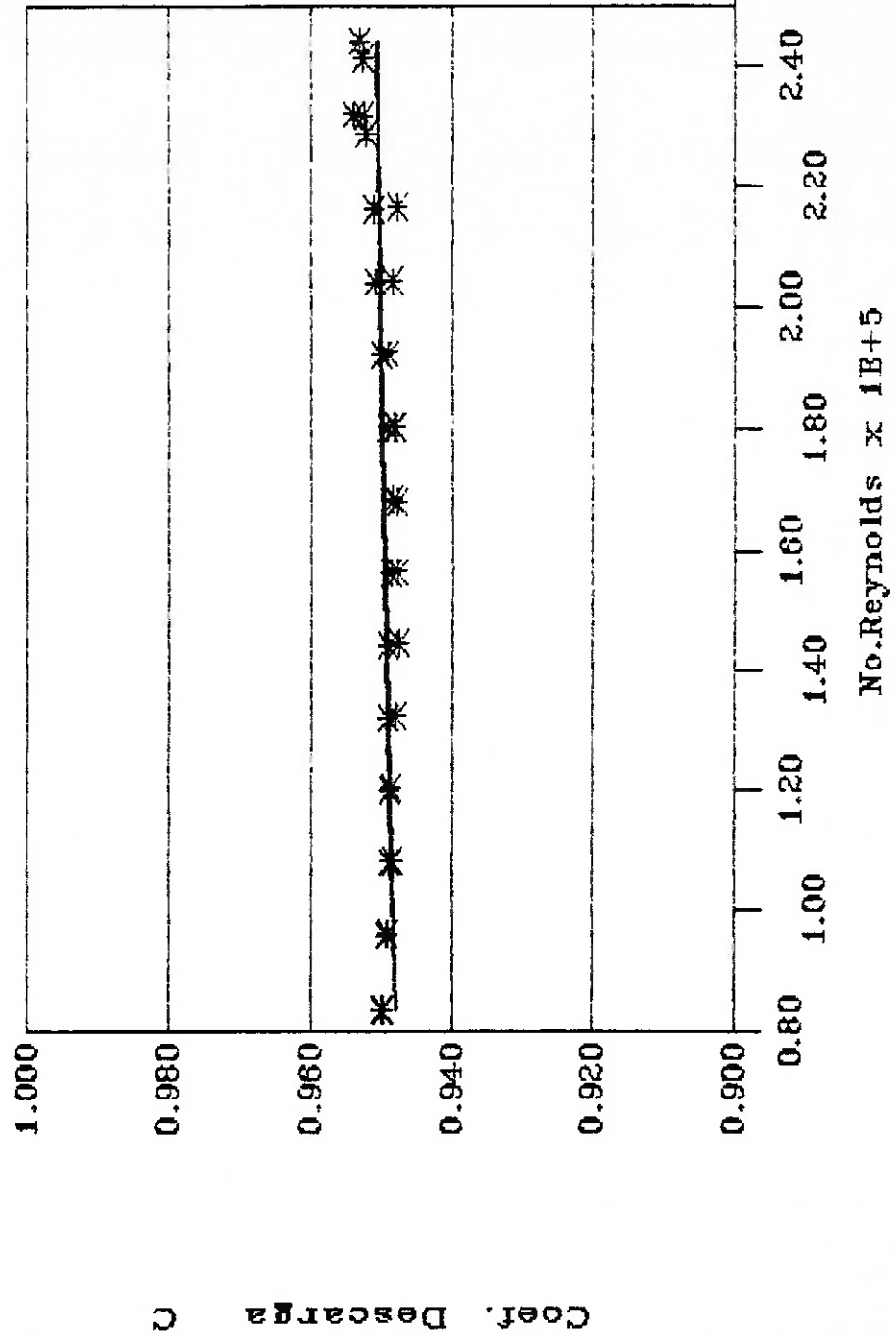


Figura 33 -- C em funcao do No. Reynolds
 Bocal A \ Divergente B 5,07 mm

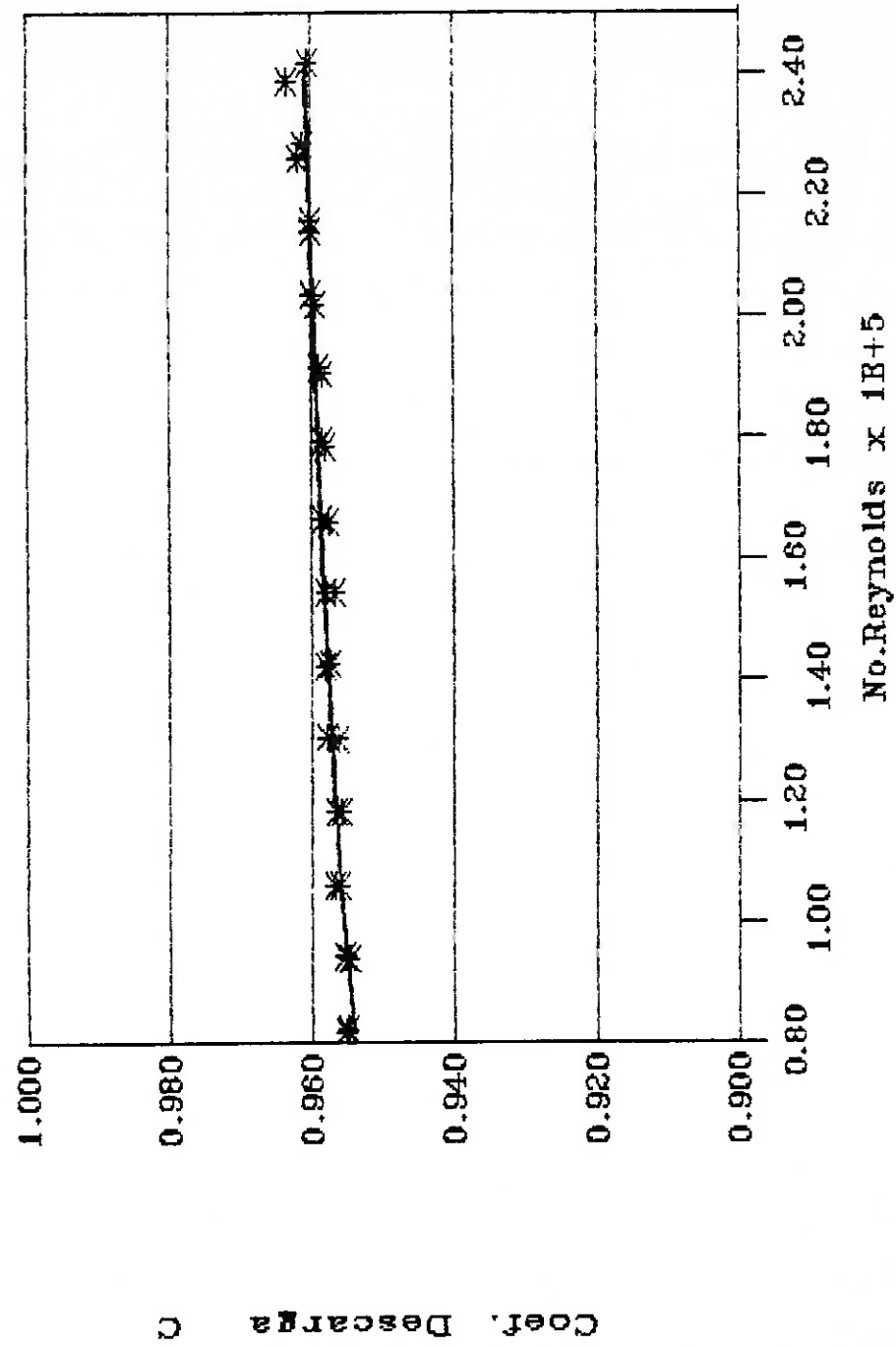


Figura 34 - C em funcao do No. Reynolds
 Bocal A \ Divergente B 5,17 mm

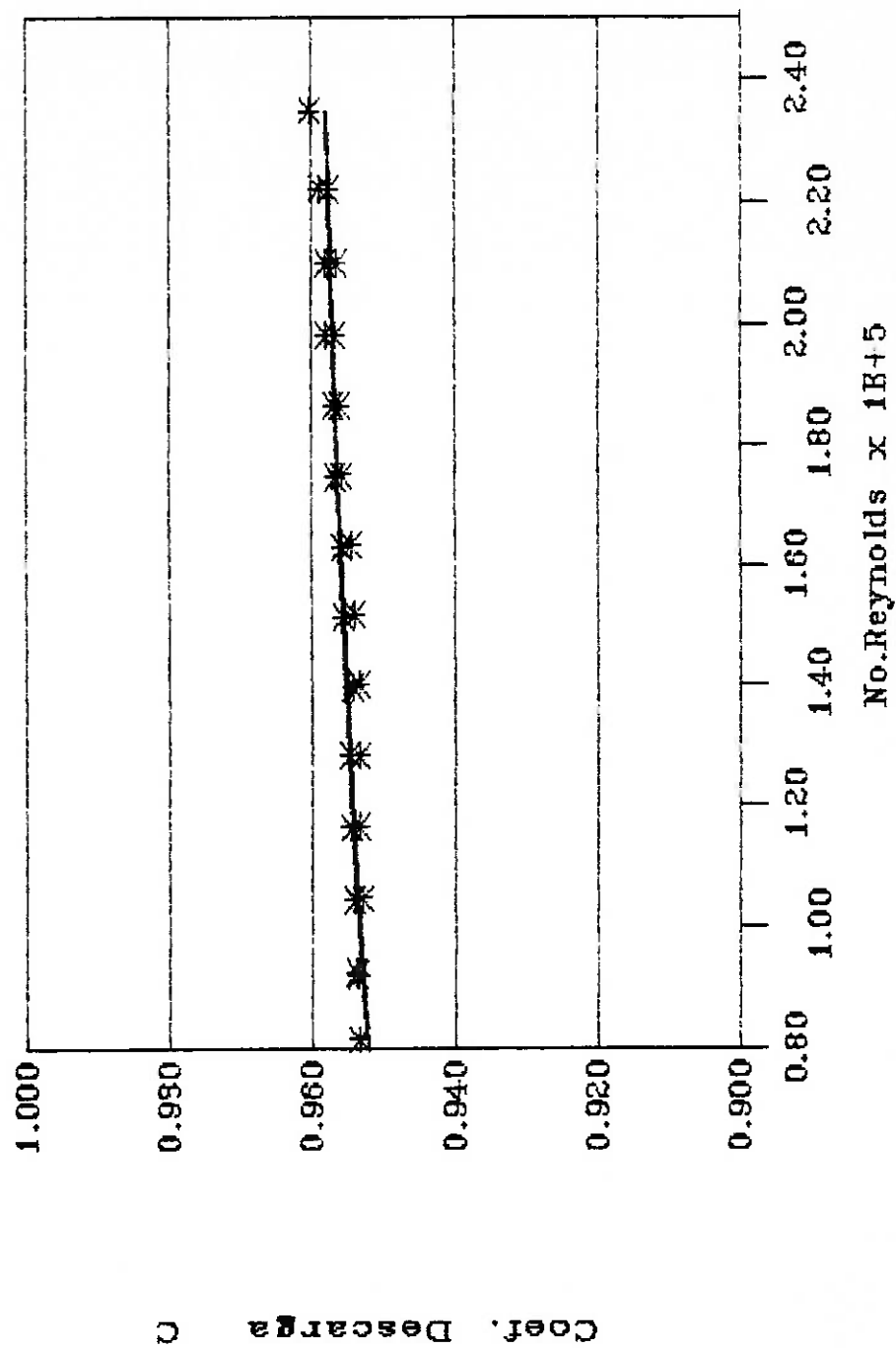


Figura 35 - C em funcao do No. Reynolds
Bocal D \ Divergente B 5,17 mm

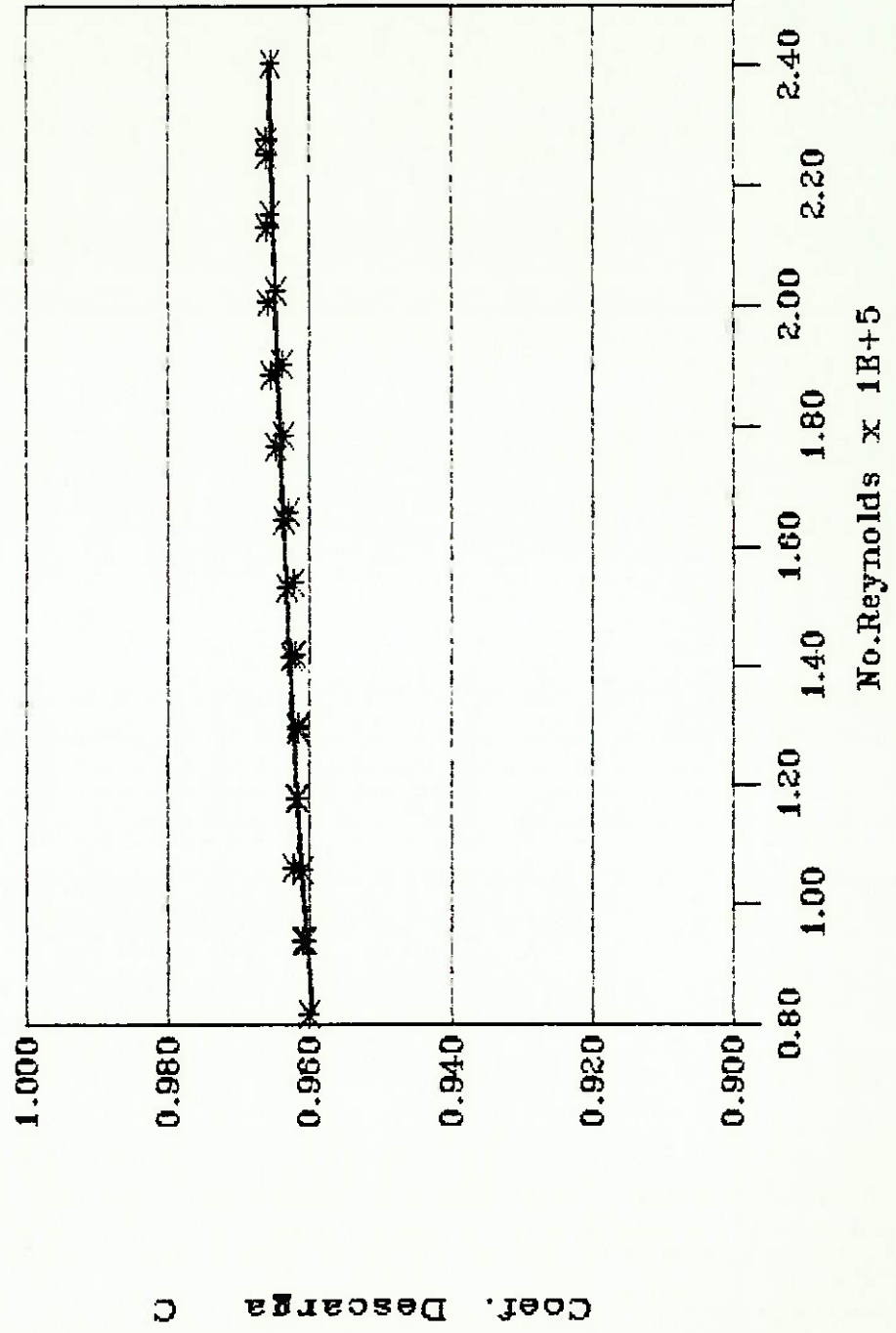


Figura 36 - C em funcao do No. Reynolds
 Bocal D \ Divergente B 5,26 mm

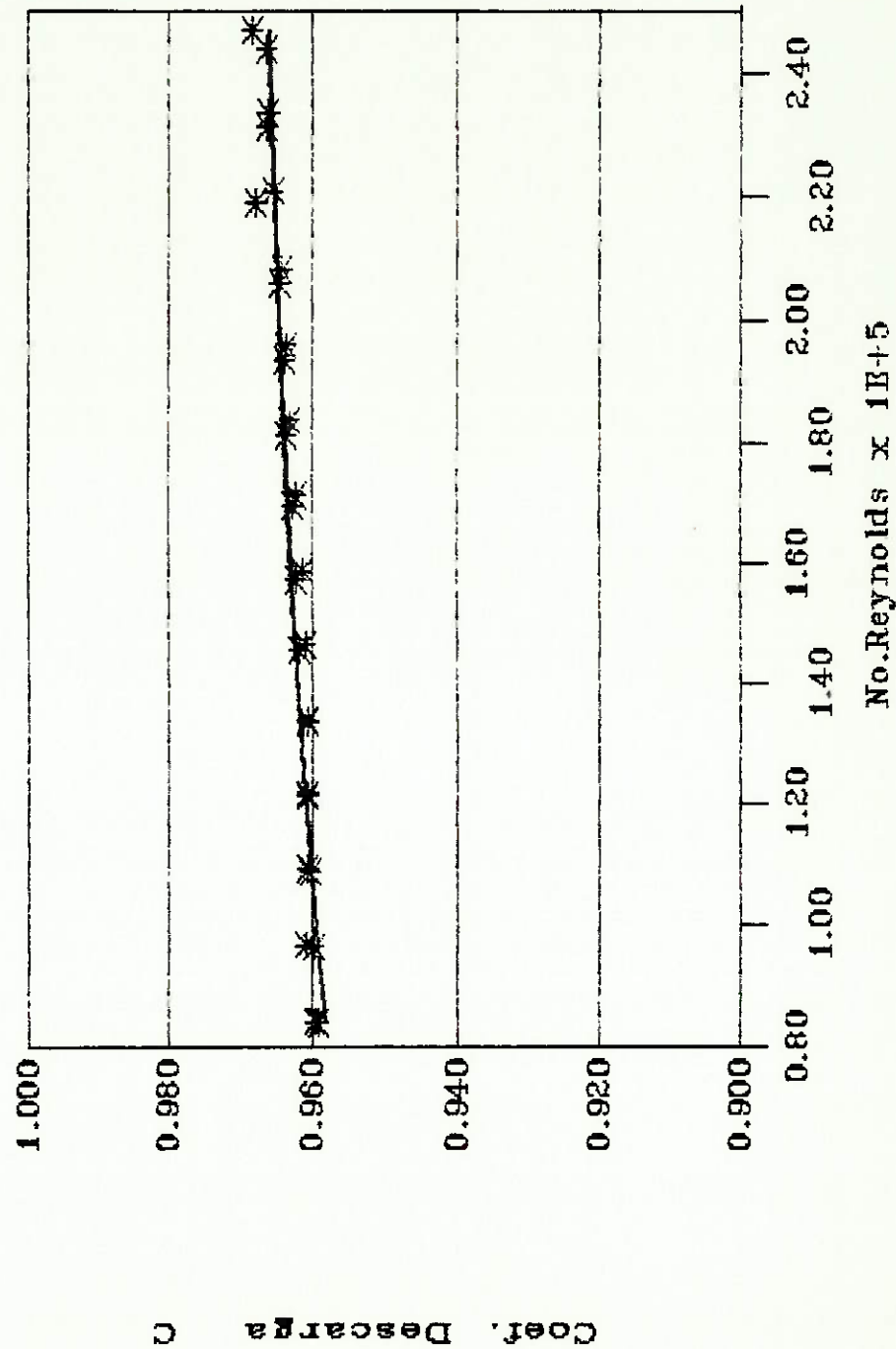


Figura 37 - C em funcao do No. Reynolds
 Bocal A \ Divergente B 5,26 mm

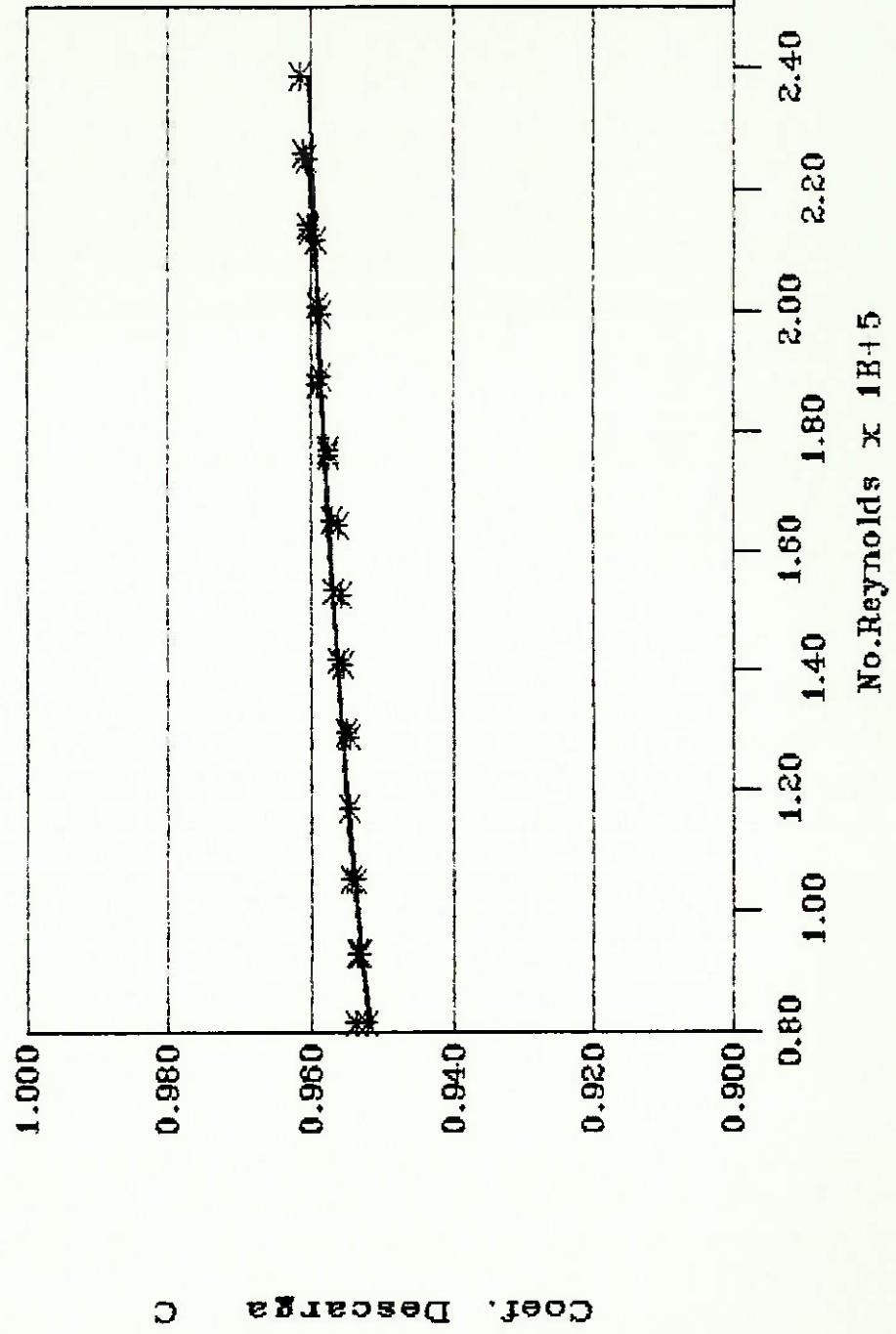


Figura 38 - C em funcao do No. Reynold
 Bocal A / Divergente 5,33 mm

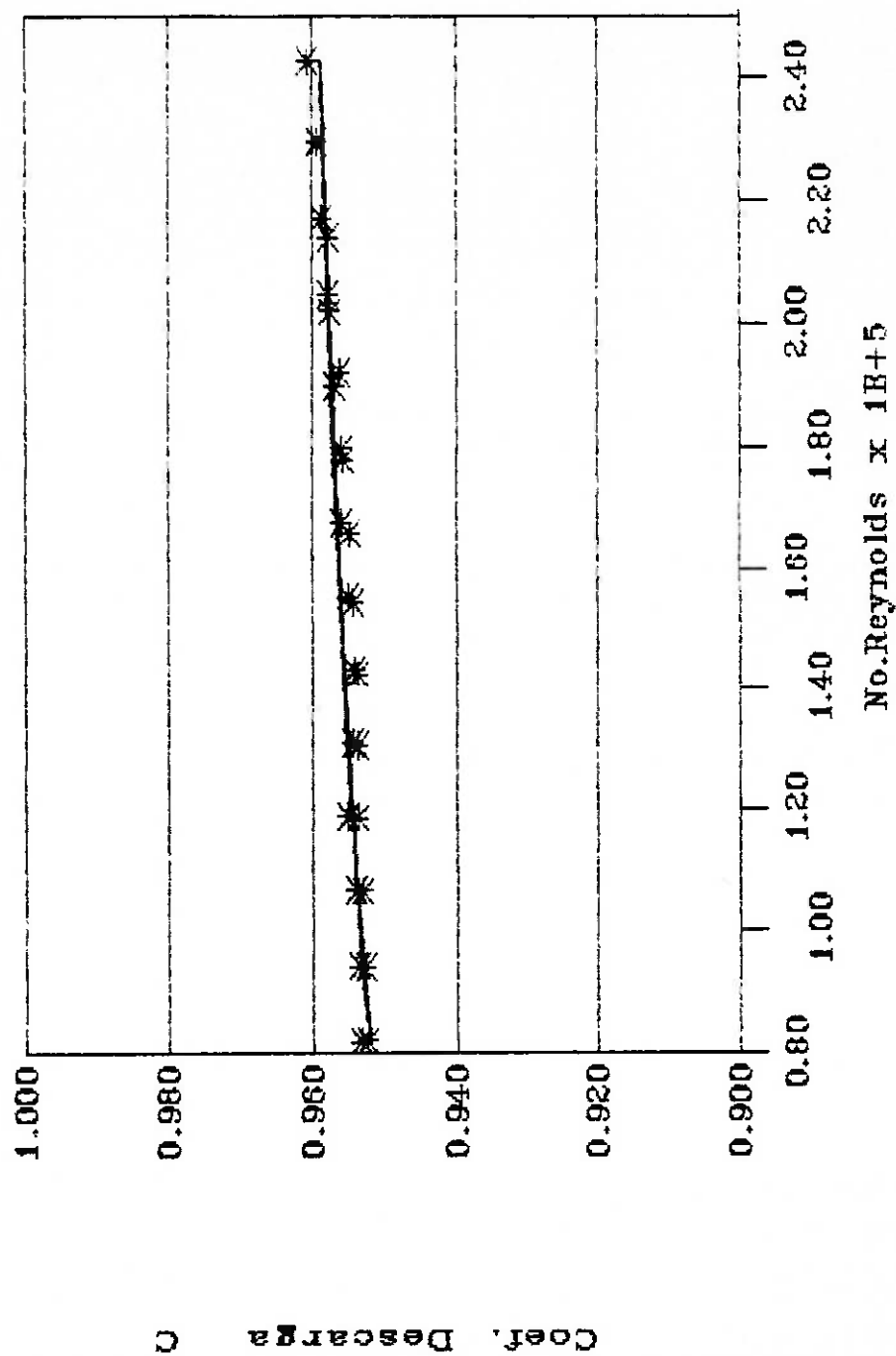


Figura 39 - C em funcao do No. Reynolds
 Bocal D \ Divergente B 5,33 mm

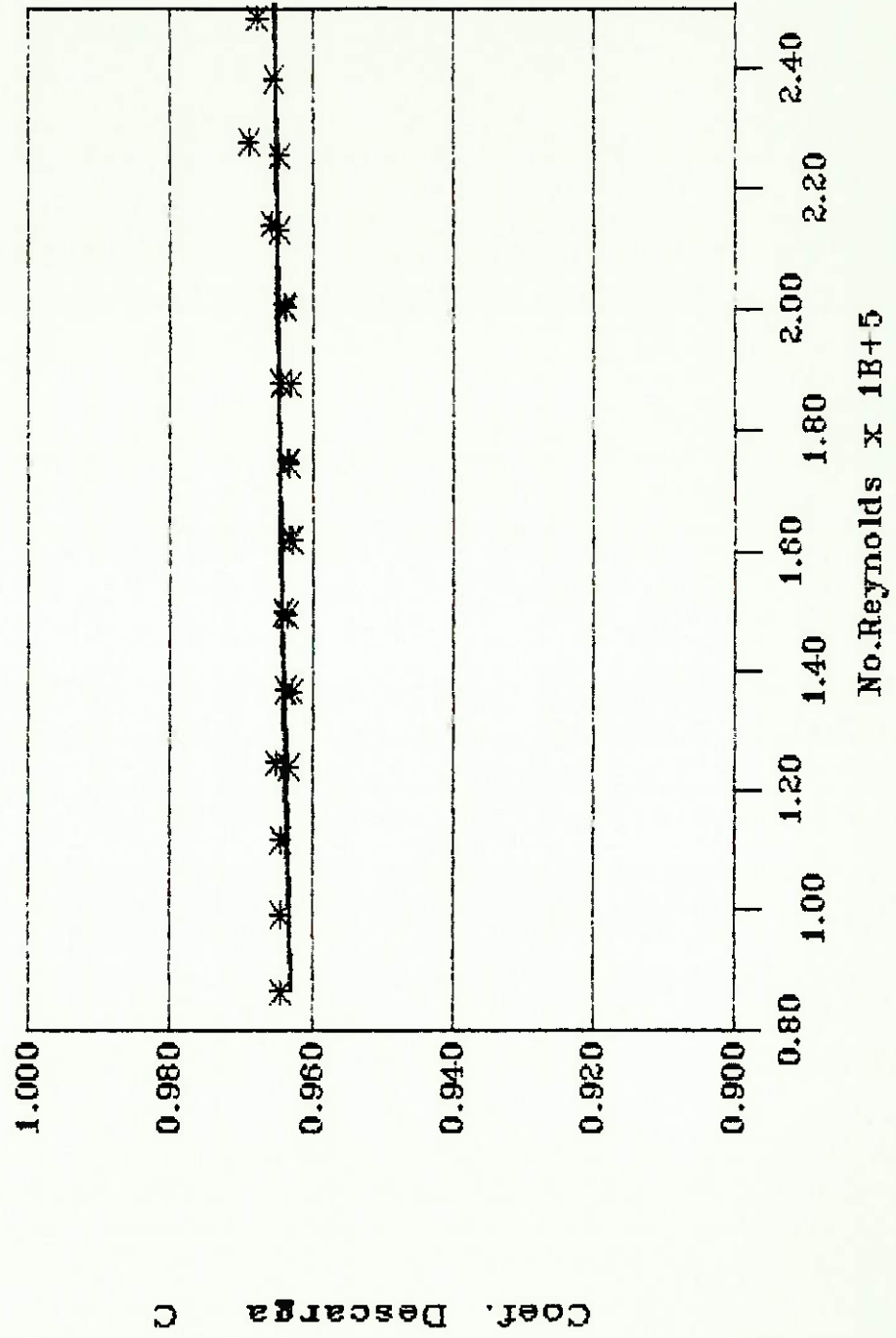


Figura 40 - C em funcao do No. Reynolds
Bocal A \ Divergente B 5,50 mm

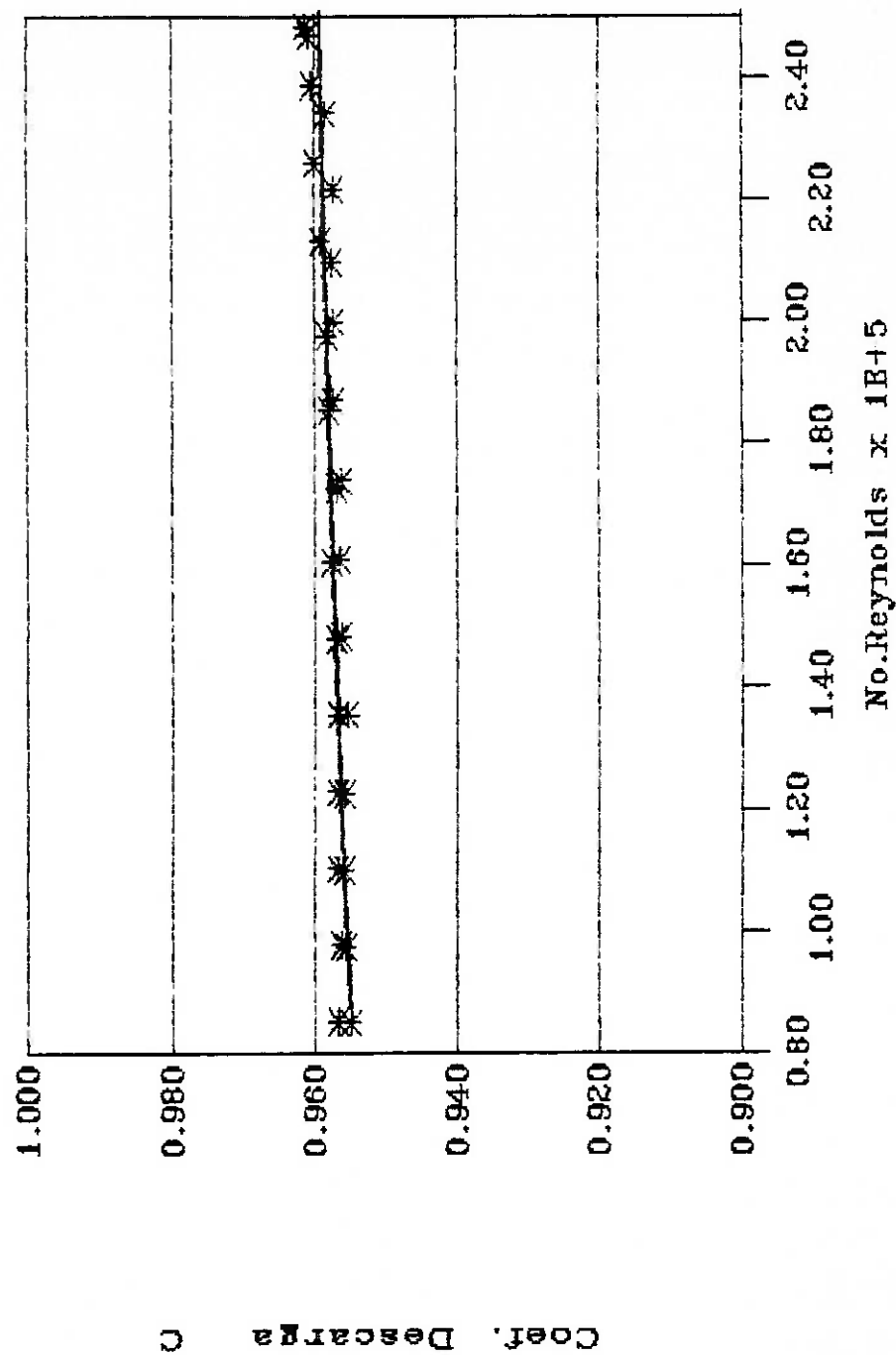


Figura 41 - C em funcao do No. Reynolds
 Bocal D \ Divergente B 5,50 mm

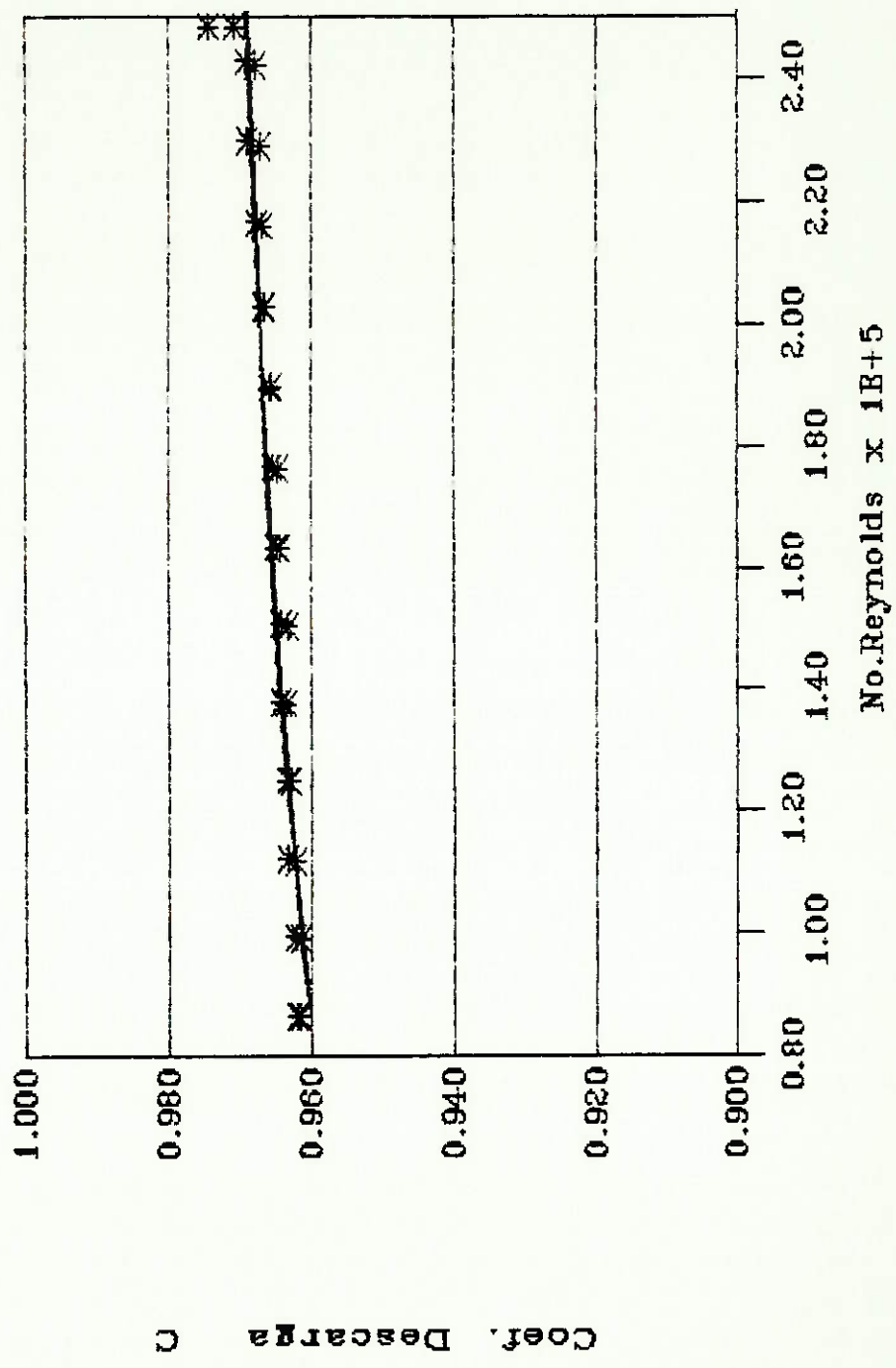


Figura 42 - C em funcao do No. Reynolds
 Bocal A e D s/ Divergente

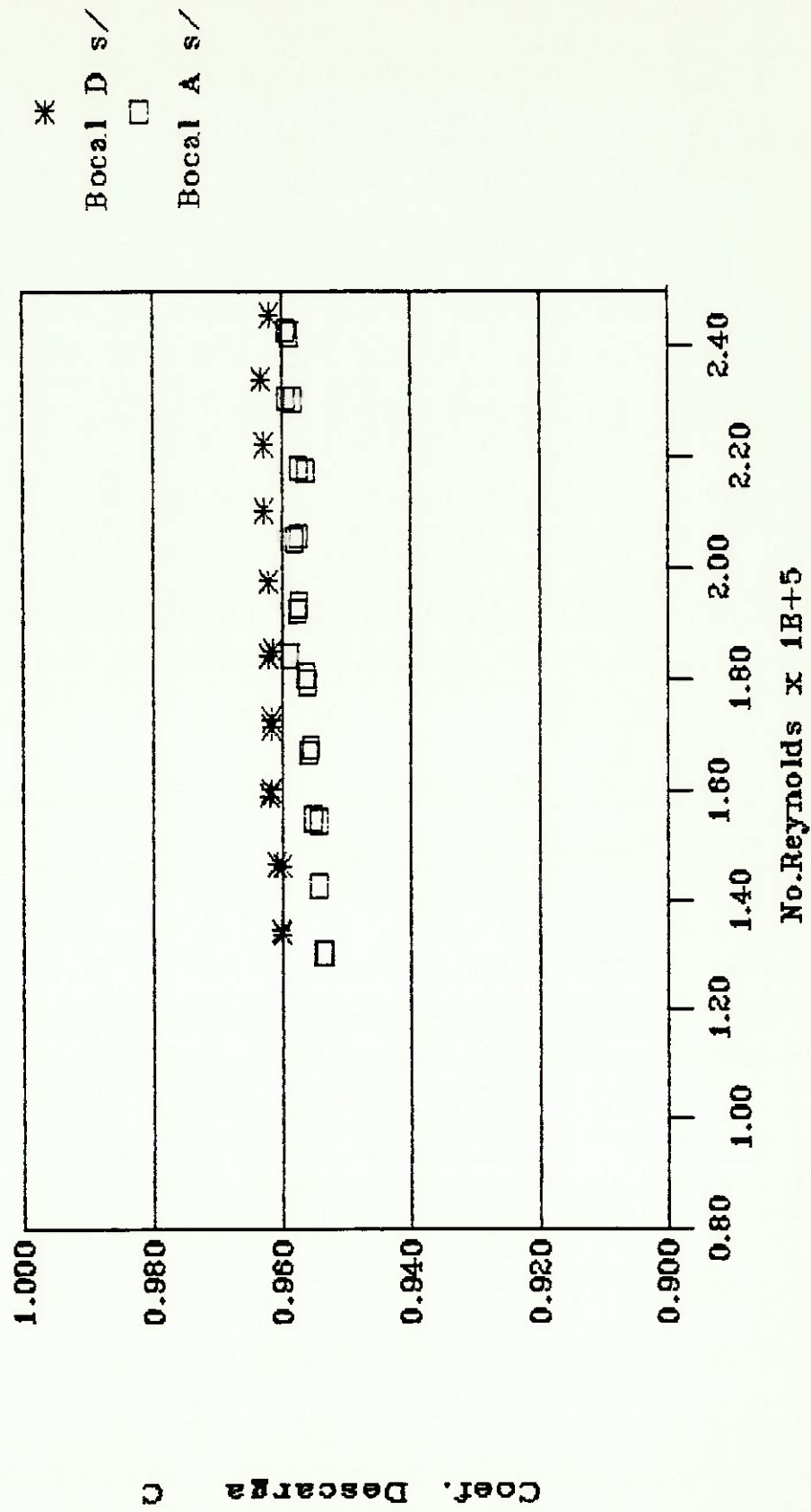


Figura 43 - C em funcao do No. Reynolds

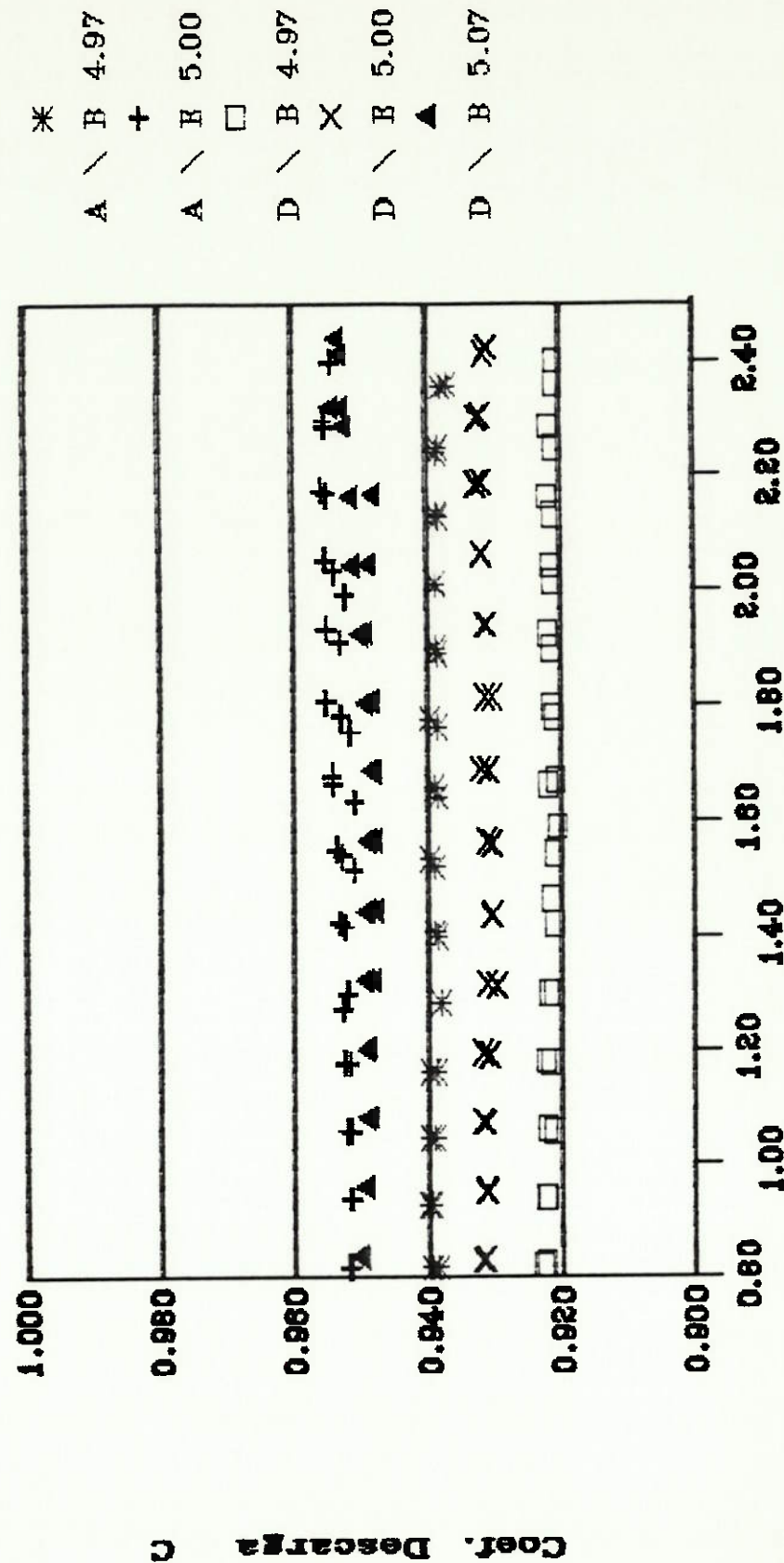


Figura 44 -- C em funcao do No. Reynolds

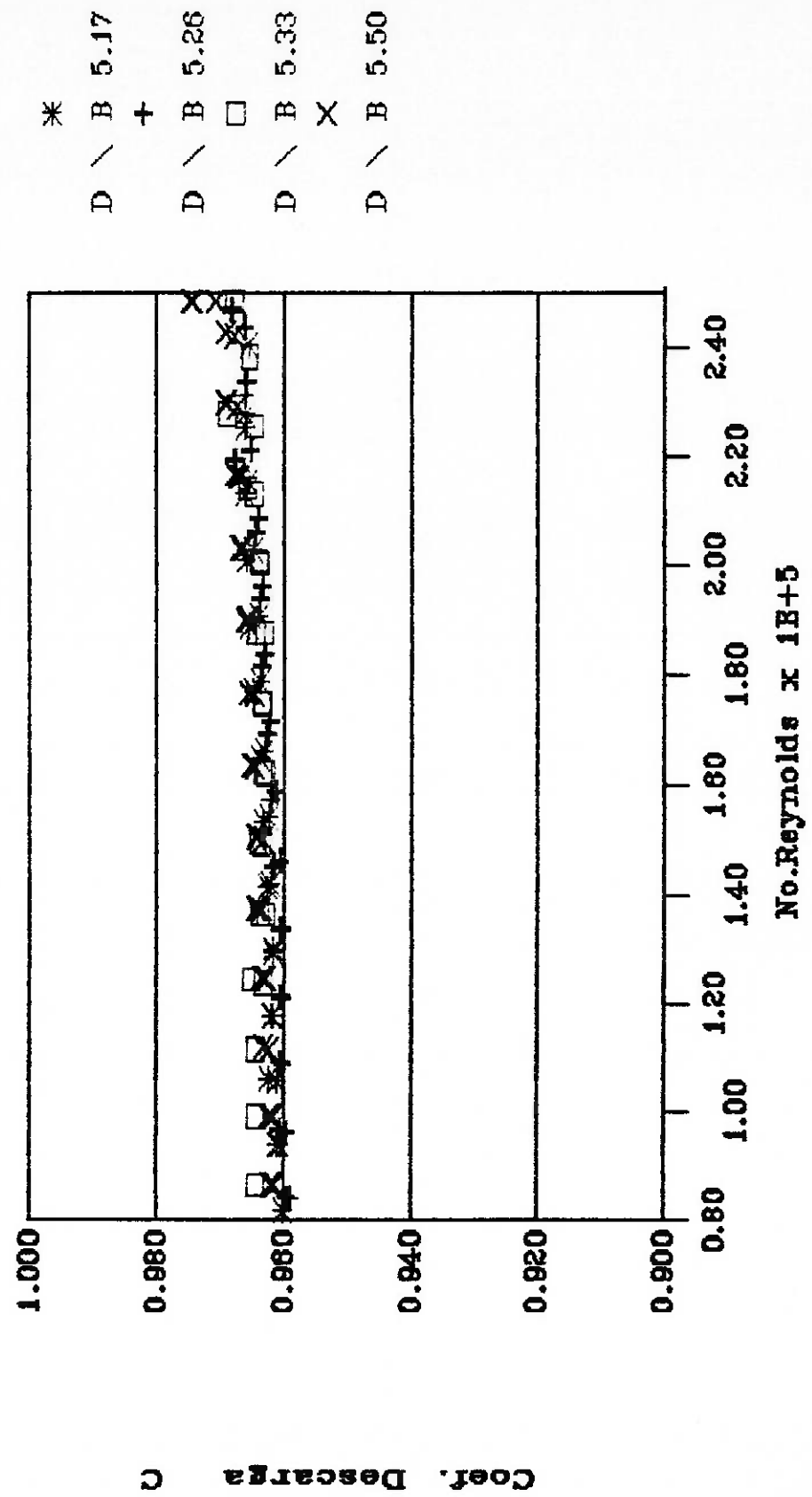


Figura 45 - C em funcao do No. Reynolds

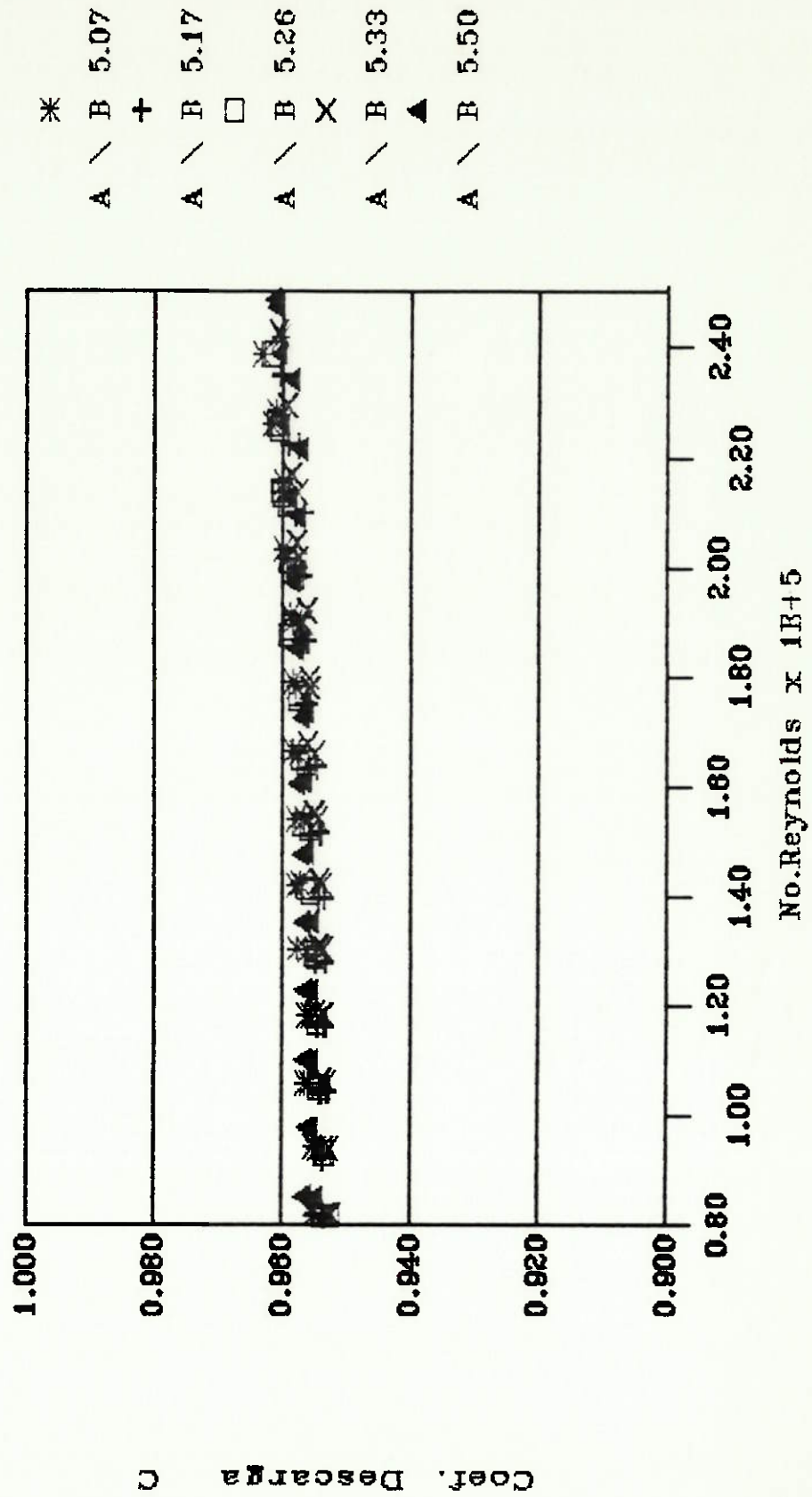


Figura 46 - C em funcao do No. Reynolds

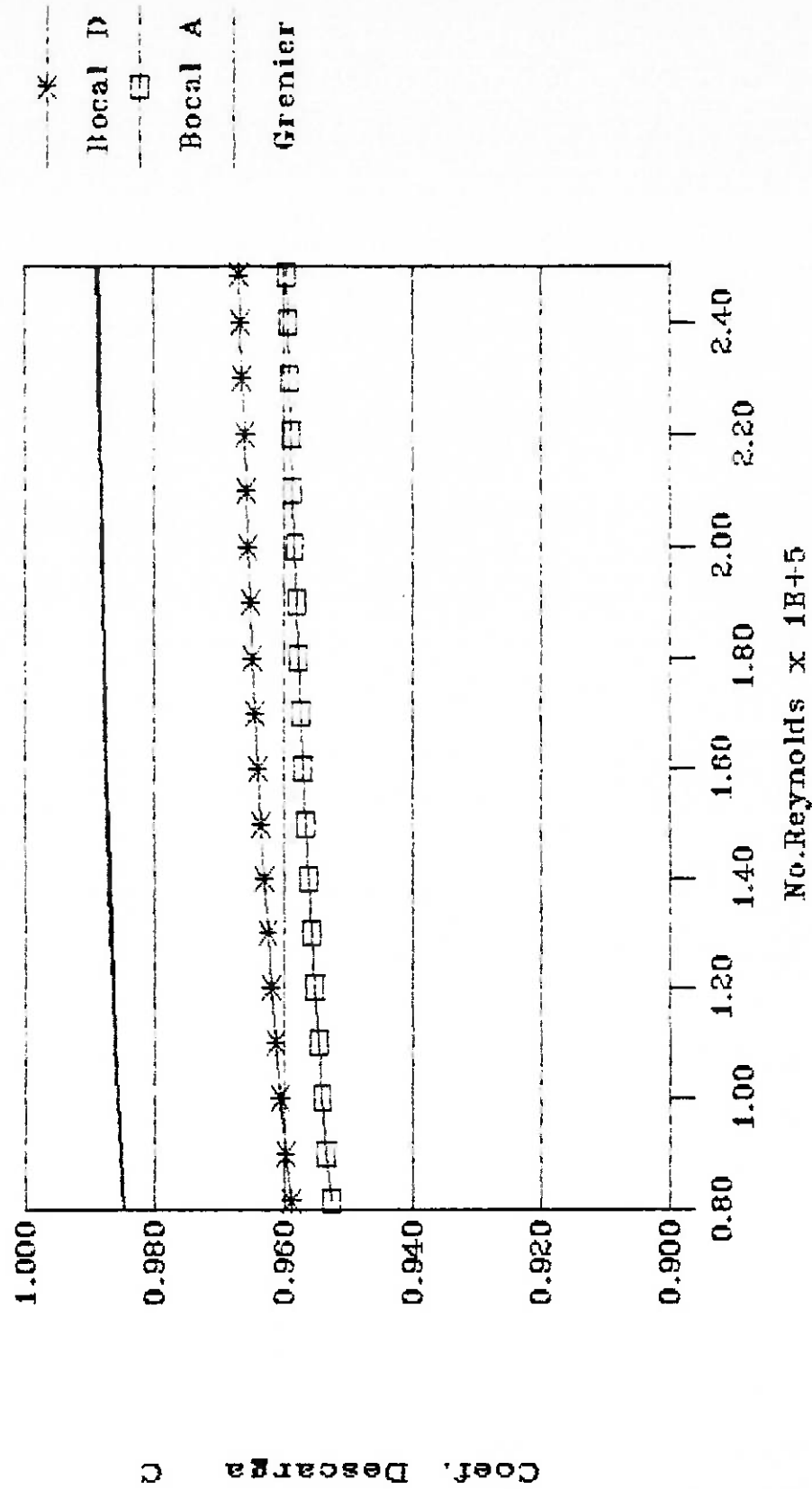


Figura 47 - C em funcao do No. Reynolds

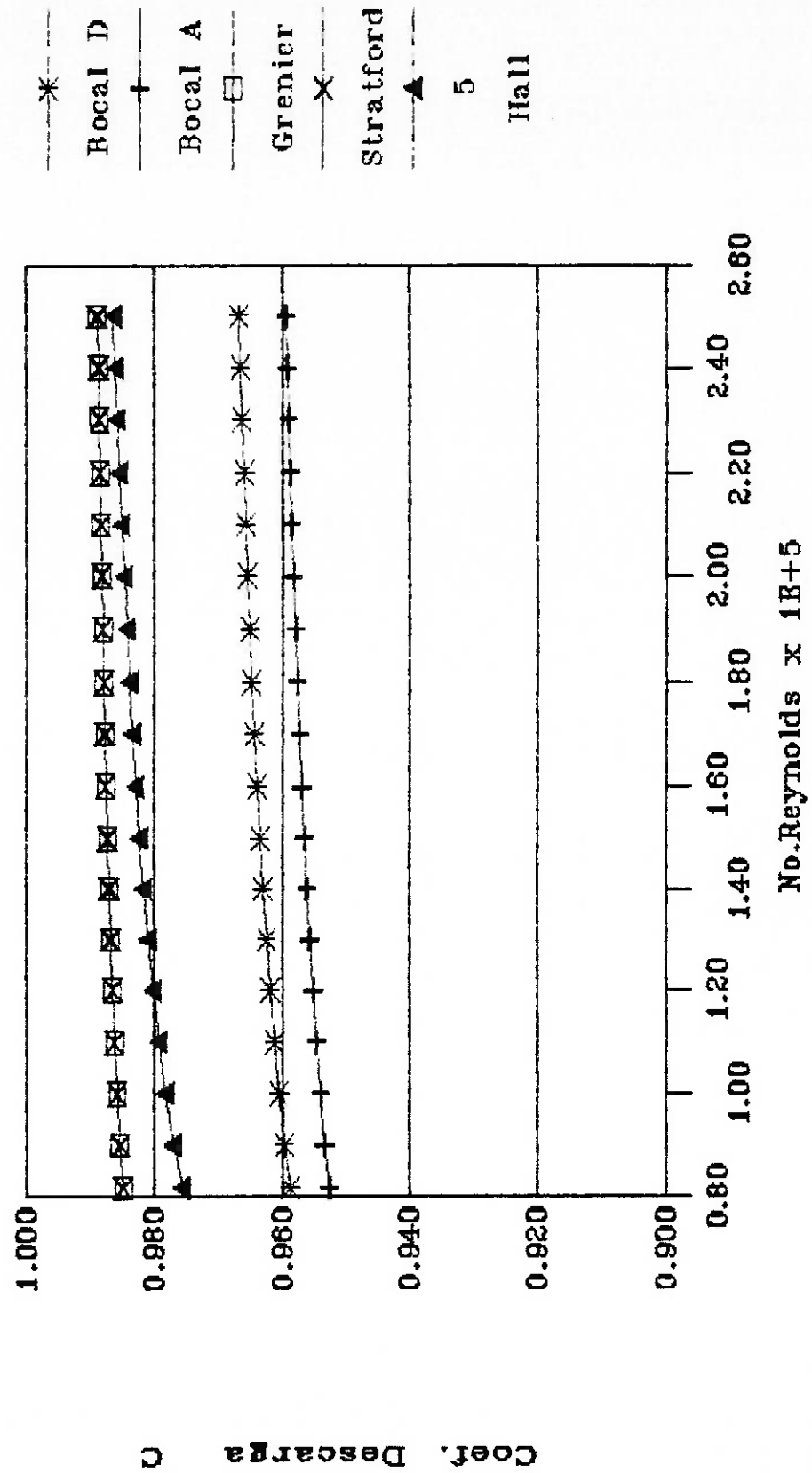


Figura 48 - RPB funcao do No. Reynolds

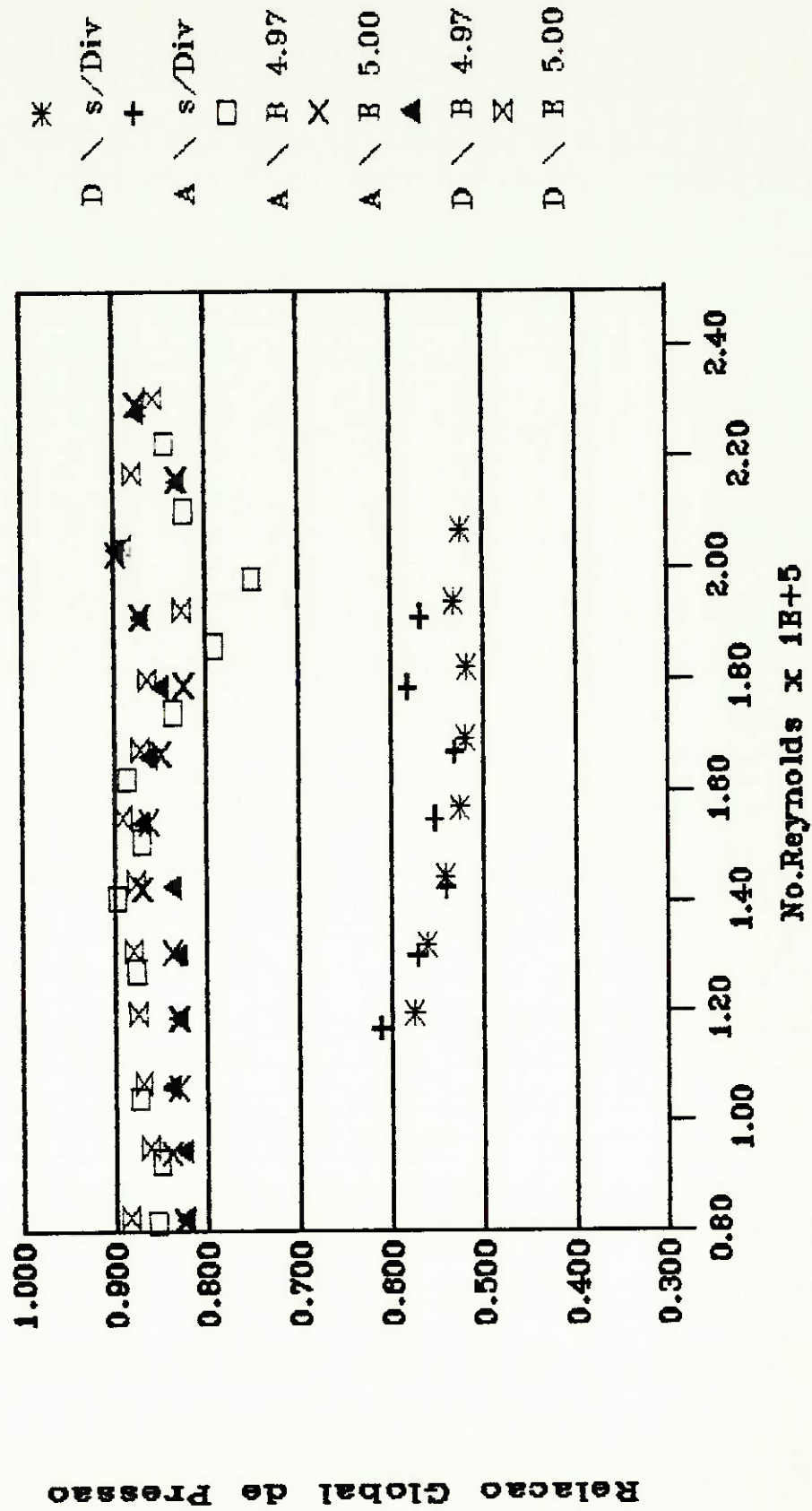


Figura 49 - RPB funcao do No. Reynolds

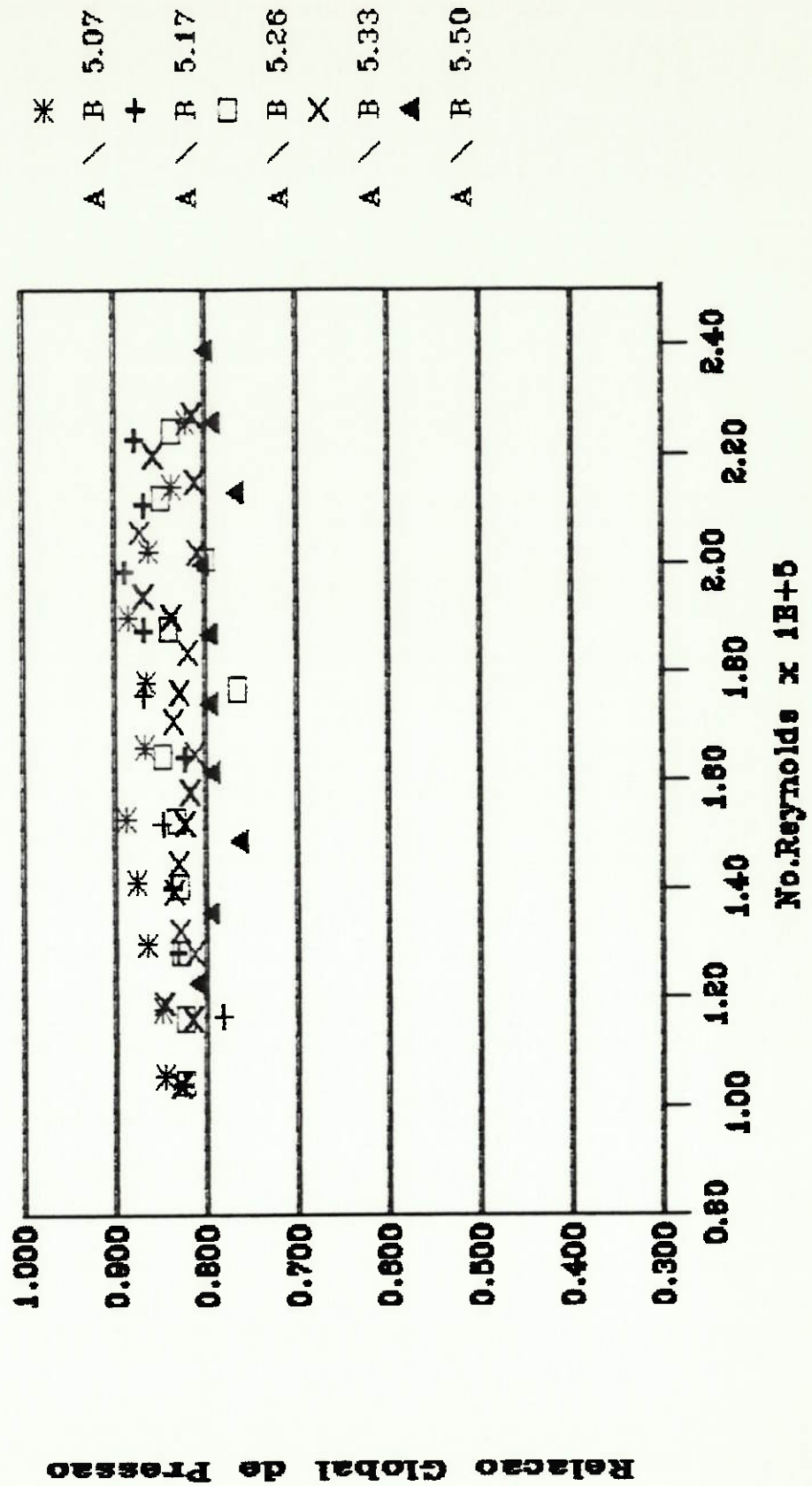
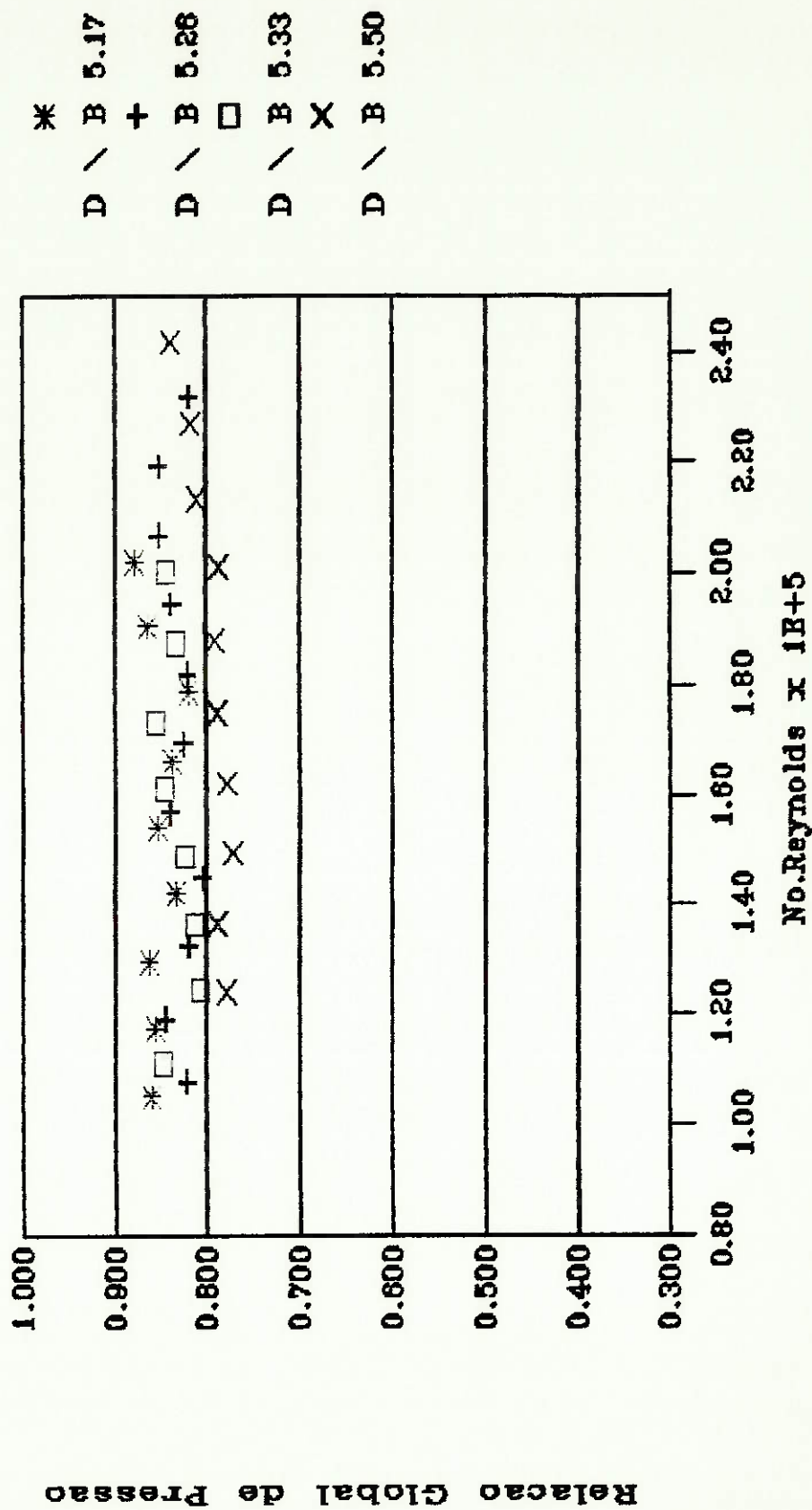


Figura 50 - RPB funcao do No. Reynolds



8. ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

8.1. Análise dos Resultados

Na tabela 6 são mostradas as equações obtidas, com as incertezas associadas, para cada arranjo do bocal.

Tabela 6 - Resultados das aferições

CONDIÇÃO	EQUAÇÃO	INCERTEZA
Bocal D, s/divergente	$C=1-0,1672 R_{ed} -0,122$	$\pm 0,0006$
Bocal A, s/divergente	$C=1-0,5452 R_{ed} -0,208$	$\pm 0,0007$
Bocal A, div. B 4,97	$C=0,939$	$\pm 0,0005$
Bocal A, div. E 5,00	$C=0,953$	$\pm 0,0009$
Bocal D, div. B 4,97	$C=0,922$	$\pm 0,0004$
Bocal D, div. E 5,00	$C=0,931$	$\pm 0,0005$
Bocal D, div. B 5,07	$C=0,950$	$\pm 0,0014$
Bocal A, div. B 5,07	$C=1-0,2398 R_{ed} -0,146$	$\pm 0,0008$
Bocal A, div. B 5,17	$C=1-0,1875 R_{ed} -0,121$	$\pm 0,0001$
Bocal D, div. B 5,17	$C=1-0,2317 R_{ed} -0,154$	$\pm 0,0015$
Bocal D, div. B 5,26	$C=1-0,3701 R_{ed} -0,192$	$\pm 0,0011$
Bocal A, div. B 5,26	$C=1-0,3745 R_{ed} -0,181$	$\pm 0,0026$
Bocal A, div. B 5,33	$C=1-0,2445 R_{ed} -0,137$	$\pm 0,0026$
Bocal D, div. B 5,33	$C=1-0,07655 R_{ed} -0,064$	$\pm 0,0016$
Bocal A, div. B 5,50	$C=1-0,1374 R_{ed} -0,0978$	$\pm 0,0009$
Bocal A, div. B 5,50	$C=1-0,5781 R_{ed} -0,235$	$\pm 0,0015$
Todos ensaios Bocal A	$C=1-0,2272 R_{ed} -0,139$	$\pm 0,0005$
Todos ensaios Bocal D	$C=1-0,1652 R_{ed} -0,127$	$\pm 0,0022$
Grenier	$C=1-6,327 R_{ed} -0,5$	
Stratford	$C=0,99375-2,55 R_{ed} -0,5$	

Na figura 42 são mostradas as curvas dos bocais A e D sem divergente, onde se observa um desvio entre as curvas, com os resultados do Bocal D sendo 0,5%, em média, maiores que os do Bocal A.

Na figura 43 são mostrados os resultados de todos os bocais ensaiados com degraus negativos. Especialmente para os degraus negativos maiores há uma tendência dos valores definirem uma reta paralela ao eixo das abscissas, sempre com valores bem abaixo dos valores com degraus positivos. Foi aberta casualmente, portanto, uma nova opção de medidores, vantajosos por não ser necessário corrigir o valor do coeficiente de descarga para esta faixa de números de Reynolds, o que elimina inclusive uma das fontes de erros dos resultados.

Pode-se observar ainda na figura 43 que a curva é mais baixa quanto maior for o valor do degrau negativo, a menos da inversão de posições em torno de $C = 0,950$. Isto pode significar inclusive um indício de que é possível se encontrar uma lei que consiga relacionar o tamanho do degrau com o valor de C.

Para os degraus negativos maiores (-0,01 no bocal A, -0,015 no bocal D e -0,02 no bocal D), as curvas são idênticas na forma: retas muito levemente onduladas com pequenos vales e cristas nos mesmos números de Reynolds, independente de ser o bocal A ou D ou o divergente E ou B, o que representa mais um indício de que será possível obter uma relação funcional entre o valor de C e o degrau.

Deve-se pesquisar até que ponto se pode estender o número de Reynolds, sem que isto influencie o coeficiente de descarga do bocal, e também qual é a relação entre as dimensões do bocal e do ressalto negativo, com o valor do coeficiente de descarga.

Na figura 44 são traçados todos os pontos realizados para degraus positivos com o bocal D. Deve ser observado que a repetibilidade dos pontos é muito boa, e definem a equação $C = 1 - 0,1652 R_{ed}^{-0,127}$, com uma incerteza de $\pm 0,0022$ no valor de C, para um nível de confiança de 95%.

O mesmo tipo de gráfico é traçado na figura 45 para o bocal A, obtendo-se a curva $C = 0,2272 R_{ed}^{-0,139}$, com incerteza de $\pm 0,0005$ no valor de C, para um nível de confiança de 95%.

Comparando os resultados obtidos, com os trabalhos de outros pesquisadores, são apresentadas nas figuras 46 e 47 algumas curvas de interesse. Na figura 46 são apresentadas as curvas resultantes do ensaio do bocal A e do bocal D para degraus positivos, e a curva obtida por Grenier, através de ensaios. É evidente que as três curvas são paralelas, e a diferença média em termos absolutos entre as curvas do bocal D e A é de $\pm 0,5\%$, confirmando a mesma diferença média obtida entre os mesmos bocais, sem divergente. Já a diferença entre a curva do bocal D e a de Grenier é de $2,5\%$ em média.

Na figura 47 são apresentadas, além das três curvas obtidas na figura 46, as curvas teóricas obtidas por Hall e por Stratford, que confirmam as diferenças existentes.

No trabalho de Dudzinski e Johnson, sobre Venturis bipartidos, não é fornecida uma curva do ajuste dos pontos obtidos. No entanto, num pequeno gráfico de leitura muito imprecisa, é mostrado que o C variou entre 0,980 e 0,987, com uma variação de $\pm 0,7\%$ em torno destes valores, se aproximando da curva obtida por Hall, e portanto, com valores superiores aos obtidos neste trabalho.

Nas figuras 48, 49 e 50 são mostrados os valores das Relações de Pressão de Blocagem (RPB) para cada condição ensaiada, onde se

pode observar que a dispersão dos resultados é maiores que para os gráficos do valor do coeficiente de descarga, devido à natureza do processo de medição.

Os valores de RPB medidos para os bocais A e D sem divergente encontram-se entre 0,52 e 0,58, próximos do valor teórico de 0,528.

Quanto às outras condições de ensaio, os valores da RPB encontram-se entre 0,80 e 0,90, mesmo para valores de degraus negativos.

8.2. Avaliação dos Resultados

O erro sistemático, que afetou as medições produzindo um resultado do valor do coeficiente de descarga inferior ao valor esperado pode ser originário de várias causas:

A) erro de forma dos bocais: conforme mostrado no capítulo 5, os convergentes possuem desvios cerca de 10 vezes superiores ao permitidos pela norma, no caso do bocal A, e cerca de 20 vezes no caso do bocal D. É bom ressaltar que estes perfis foram medidos em um único plano, e da figura 17 se percebe que ambos apresentam também desvios razoáveis (2 vezes maiores que os permitidos por norma) em relação à cilindricidade, também medida em um único diâmetro. Estes erros certamente introduziram um erro sistemático no valor final, porém é impossível avaliar a magnitude deste erro, conforme explicado no capítulo 6 e no anexo 5.

B) erro no cálculo das propriedades: no capítulo 4 foi apresentado o método de cálculo das propriedades, baseado nos trabalhos de Johnson, que foram apresentados nos anexos 3 e 4. Os valores das

propriedades foram conferidos com os obtidos por Johnson, e verificou-se que não há diferença entre eles, o que elimina a possibilidade destes erros influenciarem os cálculos.

C) erro nas equações utilizadas: todas as equações utilizadas são especificadas em normas e foram verificadas várias vezes. A única possibilidade de erro seria na avaliação da massa específica, por se ter considerado o ar seco. Foi efetuada uma medição de umidade do ar utilizado, após o secador, e se constatou que pode ser efetivamente considerado seco, e portanto não introduzindo erros adicionais.

D) erros nas aferições dos instrumentos: tanto os termopares, transdutores de pressão e os medidores de dimensão utilizados foram aferidos contra padrões rastreados a instituições do exterior, descartando-se portanto a hipótese de que possam ter sido causadores de desvios sistemáticos da magnitude apresentada (2,5%).

E) erro no coeficiente de descarga da placa de orifício: conforme explanado no capítulo 6 e no anexo 5, existe sem dúvida um erro sistemático no valor do coeficiente de descarga da placa, que não pode ser avaliado nas instalações existentes.

Em resumo, as fontes do desvio sistemático de 2,5% são fundamentalmente o valor do coeficiente de descarga da placa de orifício, e o erro de forma do bocal.

8.3. Possibilidades de Desenvolvimento de Pesquisa

Apesar de todo o levantamento já realizado pelos vários pesquisadores citados, há uma série de dúvidas que necessitam ser esclarecidas quanto ao comportamento e quanto às características de usinagem dos Venturis.

Ainda não se chegou a uma normalização razoável quanto a utilização de Venturis com diâmetro de garganta pequeno, para números de Reynolds na garganta abaixo de 10^6 . Aparentemente há necessidade de se aferir o Venturi quando se desejar baixas incertezas de medição pois, conforme já mencionado, é bastante difícil a medição das dimensões e da rugosidade na garganta, para atender aos requisitos da norma existente.

Brain e Reid inclusive mencionam que se pode utilizar rugosidades até 5 vezes maior que a especificada pelas normas sem que haja variações no coeficiente de descarga.

A investigação sobre a influência de desvios no perfil do convergente é necessária, pois não há referências na literatura sobre este assunto, do que resulta que, por uma questão de segurança, a norma faça exigências muito apertadas. É necessário pesquisar se o nível de exatidão do perfil exigido pela norma não pode ser diminuído, facilitando o controle dimensional. A mesma observação se aplica à exigência de rugosidade superficial no convergente.

A influência da tolerância de fabricação no coeficiente de descarga é portanto um assunto que ainda necessita ser extensamente pesquisado.

Quanto à transferência para as condições de operação, do coeficiente de descarga medido no laboratório, há diversas possibilidades de pesquisa:

A) influência no coeficiente de descarga, de diferenças entre o nível da turbulência no circuito de aferição e na instalação onde o Venturi irá operar.

B) influência de diferenças do perfil de velocidades, entre o circuito de aferição e o de operação, no coeficiente de descarga.

C) influência de camadas limites de entrada diferentes, no valor do coeficiente de descarga.

Com relação aos Venturis bipartidos ensaiados, há dois caminhos que, se investigados, podem levar a bons resultados, conforme este trabalho abordou.

Uma das possibilidades se refere à pesquisa de quais faixas de degraus positivos e de números de Reynolds podem ser utilizadas para efeito de normalização. Esta pesquisa pode significar o desenvolvimento de uma série de Venturis sônicos mais fáceis de serem usinados e controlados dimensionalmente, em relação aos Venturis inteiriços.

O outro campo de pesquisa deve se orientar para o estudo da correlação entre o tamanho do degrau negativo e o valor do coeficiente de descarga, e em qual faixa de números de Reynolds o valor do coeficiente é constante.

8.4. Conclusões

Foi confirmado, pelas experiências, que é possível se obter curvas dos valores dos coeficientes de descarga de Venturis sônicos bipartidos com ressalto, em função do número de Reynolds, dentro de incertezas aleatórias bem pequenas.

Os resultados são repetitivos e permitem concluir que é possível normalizar a utilização de Venturis sônicos bipartidos com ressalto, para utilização como medidores industriais ou como padrões de referência, na medição de vazão de gás.

Estes Venturis bipartidos, de construção e de controle dimensional mais simples, possuem relação de pressão de blocagem de valor equivalente a dos Venturis sônicos inteiriços, o que vale dizer que possuem eficiência tão boa quanto aqueles.

Foi demonstrado também, que dentro da faixa de degraus pesquisada, o valor do coeficiente de descarga não sofre alteração, podendo-se portanto trabalhar com uma folga de usinagem razoável. Isto confirma a hipótese de Johnson, de que os resultados obtidos para seu Venturi bipartido, com $d = 12,7\text{mm}$, talvez fossem válidos para diâmetros diferentes.

É proposto ainda o desenvolvimento de uma nova família de medidores de vazão por perda de carga, consistindo de um Venturi sônico, com garganta cilíndrica e com um degrau negativo entre a garganta e o divergente.

Os resultados obtidos para a faixa de Reynolds pesquisados (entre $0,8 \times 10^5$ e $2,5 \times 10^5$) mostram claramente que o coeficiente de descarga deste medidor não depende de Reynolds, e depende do valor do ressalto.

Este resultado, apesar de ainda inexplicado e muito pouco investigado, se for confirmado por mais pesquisas, é muito

importante na medida em que não se conhecem outros medidores de vazão por perda de carga, com as características dos Venturis sônicos, e que sejam independentes do número de Reynolds, dentro da faixa pesquisada neste trabalho.

BIBLIOGRAFIA

- [1] ARNBERG, B. T. Review of critical flowmeters for gas flow measurements. Journal of Basic Engineering, Dec. 1962.
- [2] ARNBERG, B. T. & BRITTON, C. L. Discharge coefficient correlations for circular arc venturi flowmeters at critical (sonic) flow. Journal of Fluids Engineering, Jun. 1974.
- [3] ASHRAE. Laboratory methods of testing fans for rating (Ashrae 51-75) New York, 1975.
- [4] ASME/ANSI. Measurement of gas flow by means of critical flow venturi nozzles. (ASME/ANSI MFC-7M-1987).
- [5] ASASHI, K.; WATANABE, H. & KOGA, K. Development of new flow rectifier for shortening upstream straight pipe length of flowmeter. In: IMEKO SYMPOSIUM ON FLOW MEASUREMENT AND CONTROL IN INDUSTRY, Tokyo, November 1979. Proc.
- [6] AZEM, M. Contribution a la mesure du débit au moyen de tuyères soniques et de diaphragmes al' aspiration. Société d'étude et diffusion des industries thermiques et aerauliques, 8 (31), 1971.
- [7] BEAN, H. S.; JOHNSON, R. M. Small nozzles and low values of diameter ratio. Transactions of the ASME, Aug. 1954.

- [8] BLAKE, K. A. The design of piezometer rings: part 2 Journal of Fluid Mechanics, 78, 1976.
- [9] BONNES, J. A. & SNIJDER, R. How european gas companies compute compressibility factors. Pipe line Industry, Feb. 1979.
- [10] BRAGG, S. L. Effect of compressibility on the discharge coefficient of orifices and convergent nozzles. Journal of Mechanical Engineering Science, 2 (1), 1960.
- [11] BRAIN, T. J. S. & CHIPCHASE, R. High pressure gas flow nozzle exchange tests undertaken between the National Engineering Laboratory and the Engineering Station of the British Gas Corporation. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCES IN FLOW MEASUREMENT TECHNIQUES, Sept. 1989. Proc.
- [12] _____ & REID, J. NEL Test undertaken as part of the high pressure gas: exchange programme carried out between ERS, GSB and NEL. Glasgow, NEL, (Flow measurement memo 302), May 1980).
- [13] _____ & _____ Performance of small diameter cylindrical critical flow nozzles, Glasgow, NEL, Jun. 1973. (NEL Report n^o 546).
- [14] _____ & _____ Primary calibration of critical flow venturi nozzles on high pressure gas. NEL, 1980. (NEL Report n^o 556)

- [15] _____ & _____ NEL tests undertaken as part of the high pressure gas exchange program carried out between ERS, GSB and NEL. Glasgow, NEL, May 1980.
- [16] _____ & _____ An investigation of the discharge coefficient characteristics and manufacturing specification of toroidal inlet critical flow venturi nozzles proposed as ISO standards flowmeters. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCES IN FLOW MEASUREMENT TECHNIQUES, September 1981. Proc.
- [17] _____ Reference standards for gas flow measurement. Measurement and Control, vol. II, August 1978.
- [18] _____ Survey of pipeline flowmeters. Journal of Physics Sci. Instrum., 15, 1982.
- [19] _____ & BLAKE, K. A. Transducer practice: flow. In: HANDBOOK of measurement science. New York, John Wiley & Sons, 1983. V. 2.
- [20] _____ & _____ Flow measurements methods. Glasgow, NEL, Sept. 1980 (Flow Measurement Memo 297).
- [21] _____ Reference standards for flow measurement, Measurement and Control, Aug. 1978.

- [22] _____ & REID, J. Operating characteristics of circular arc critical flow venturis. Glasgow, NEL, May 1974.
- [23] _____ & MACDONALD, L. M. Evaluation of the performance of small scale critical flow venturis using the NEL gravimetric gas flow standard test facility. in: NEL CONFERENCE ON FLUID FLOW MEASUREMENT IN THE MID 1970 s, April 1975. Proc.
- [24] BRITTON, C. & MESNARD, D. A performance summary of round and diamond shaped averaging pitot type primaries. Measurement and Control. 15, September 1982.
- [25] BROWN, E. F. & HAMILTON, G. L. A comparison of three critical flow venturi designs. Journal of Fluids Engineering. 107, September 1985.
- [26] BS 1042. Measurement of fluid flow in closed conduits. Part 1. Pressure differential devices: specification for square edged orifice plates and nozzles (with drain holes, in pipes below 50 mm diameters, as inlet and outlet devices) and other orifice plates and borda inlets. (BS 1042 Part 1/Section 1.2) 1984.
- [27] CLIFFORD, P. M. The international vocabulary of basic and general terms in metrology. Measurement, 3 (2), April/June 1985.

- [28] CUNNINGHAM, R. G. Orifice meters with supercritical compressible flow. Transactions of the ASME, Jul. 1951.
- [29] DECKKER, B. E. L. & CHANG, Y. F. An investigation of steady compressible flow through thick orifices. Proceedings Inst. Mech. Engrs., 1956.
- [30] DUDZINSKI, T. J & JOHNSON, R. C. Venturi meter with separable diffuser. Journal of Basic Engineering, March 1959.
- [31] FURNESS, R. A. & HERITAGE, J. E. Commercially available flowmeters and future trends. Measurement & Control, 19, June 1986.
- [32] _____ Calibration and accuracy, Cranfield Institute of Technology, s. d. . (published by The flow Measurement Centre).
- [33] GOLD, R. C. Flow metering in the oil industry. Measurement & Control, 19, Jun. 1986.
- [34] GRACE, H. F. & LAPPLE, C. E. Discharge coefficients of small diameter orifices and flow nozzles, Transactions of the ASME, Jul. 1951.
- [35] GRENIER, G. Discharge coefficient of cylindrical nozzles used in sonic conditions. in: FLUID MECHANICS SILVER JUBILEE CONFERENCE (OF NEL). November 1979. Proc.

- [36] HALL, G.W. Application of boundary layer theory to explain some nozzle and venturi flow peculiarities. Proc. Inst Mech. Engrs., 173, (36), 1959. Proc.
- [37] HALSEY, D.M. A survey of industrial flowmeters. Measurement + Control, 10 (5), Jun. 1986.
- [38] HARRISON, P. State of the art review: flow measurement. (monografia/NEL).
- [39] HAYWARD, A.T.J. How to calibrate flowmeters. Engineering, Aug. 1977.
- [40] HEERES, J. Test installation for gas meters with a maximum capacity of 12.000 m³/h. Bulletin OIML, (98), Mar. 1985.
- [41] HILLBRATH, H.S.; DILL, W.P. and WACKER, W.A. The choking pressure ratio of a critical flow Venturi New York, ASME, 1973. (ASME Paper no. 73 WA/FM-7).
- [42] HOBBS, M. Instalation and calibration of industrial flowmeters. Control Systems, March 1984.
- [43] HOEKS, C.P. Legal aspects and traceability of high pressure gas measurement in the Netherlands. In: Flow Measurement of Fluids. Amsterdam, North Holland Publications, 1978.
- [44] _____ Overall gas measurement accuracy. Oklahoma, The University of Oklahoma, May 1986.

- [45] HOGLUND, P.A. The american gas industry measurement plan.
In: FLOW MEASUREMENT IN THE MID 80's, Glasgow, Jun. 9-12,
1986. Proc.
- [46] ISO DIS 9300. Measurement of gas flow by means of critical
flow Venturi nozzles: (Switzerland, ISO, 1989).
- [47] ISO Draft proposal for an international standard: gas flow
rate measurement - volumetric method. (ISO TC 30/SC, n^o
94E / Part 2).
- [48] ISO 5167 Measurement of fluid flow by means of orifice
plates, nozzles and Venturi tubes inserted in circular
cross section conduits running full. (Norma ISO 5167),
1984.
- [49] ISO DIS 5168. Measurement of fluid flow - Evaluation of
uncertainties. 1990 - Revision of ISO 5168-1978.
- [50] ITO, Y. and KOBORI, Y. Ultrasonic gas flowmeter, GF series.
In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON FLUID FLOW MEASUREMENT [OF
AGA], 1986. Proc.
- [51] IULEV, A. I. & VINNIK, V. I. State system of provision for
measurements of the flow, quantity, capacity and level of
substances. Measurement Techniques, 19, Jun. 1976.
- [52] JOBSON, D.A. On the flow of a compressible fluid through
orifices. Proceedings of Inst. Mech. Engrs., 1955.

- [53] JOHNSON, R. C. Calculations of real gas effects in flow through critical flow nozzles. Journal of Basic Engineering, Sept. 1964.
- [54] _____ Calculations of the flow of natural gas through critical flow nozzles. Journal of basic Engineering, Sept. 1970.
- [55] _____ Real gas effects in critical flow through nozzles and tabulated thermodynamics properties. Washington, NASA, 1965. (NASA T.N. D 2565).
- [56] KASTNER, L. J., WILLIAMS, T. J. & SOWDEN, R. A. Critical flow nozzle meter and its application to the measurement of mass flow rate in steady and pulsating streams of gas. Journal of Mechanical Engineering Science, 6, (1), 1964.
- [57] KAWAKITA, K. & PEREIRA, M. T. Projeto e construção de sistema de aferição de medidores de vazão de gás por aspiração. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECANICA - IX COBEM, Florianópolis, Dez. 1987. Anais
- [58] KINGHORN, F. C. Preparation of a code of practice for ISO 5167. In: NORTH SEA FLOW FLOW METERING WORKSHOP, 16, Oct. 1984. Proc.
- [59] _____ Measurement uncertainty in flow meter calibration - private communication.

- [60] LEVY, A. The accuracy of the bubblemeter method for gas flow measurement. Journal of Scientific Instruments, 41, 1964.
- [61] MANSFIELD, J. N. & BRAIN, T. J. S. The choice of a gravimetric gas flow standard. Glasgow, NEL, (Flow measurement memo no 39).
- [62] MATTINGLY, G. E. Volume flow measurements, In: Fluid mechanics measurements, Washington, Hemisphere Publications, 1983.
- [63] MEDLOCK, R. S. The historical development of flowmetering. Measurement and Control, 19, Jun. 1986.
- [64] NOLAN, M. E and O'HAIR, J. G. The measurement of high pressure natural gas flow using the four path ultrasonic flowmeter developed by British Gas. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON FLUID FLOW MEASUREMENT, (OF AGA), 1986. Proc.
- [65] N. V. NEDERLANDSE GASUNIE. Physical properties of natural gases. Groningen, Jun. 1988.
- [66] OLSEN, L. & BAUMGARTEN, G. P. Gas flow measurement by collection time and density in a constant volume. (published by the NBS).

- [67] PAMP, H. & MAHR, P. Standards for the calibration of gas flowmeters. (published by the Office of Standardization, Metrology and Quality Control of the German Democratic Republic).
- [68] PEREIRA, M. T. Medidores e medição de vazão de fluidos no país: perspectivas e desenvolvimento da área. Informação em instrumentação (CETEC), Belo Horizonte, dez. 1988.
- [69] _____ & KAWAKITA, K. Projeto e construção de um laboratório de gás. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECANICA - X COBEM, Rio de Janeiro, dezembro 1989. Anais.
- [70] _____ Normalização de medidores de Vazão. In: 1º SIMPÓSIO BRASILEIRO DE MEDIÇÃO DE VAZÃO. São Paulo, 17 a 19 de out. de 1989.
- [71] _____ & RUIS, V. Projeto e construção de um gasômetro de alta capacidade para aferição de medidores de vazão. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECANICA - X COBEM, Rio de Janeiro, Dez. 1989. Anais.
- [72] PERRY, J.A. Critical flow through sharp edged orifices. Transactions of the ASME, Oct. 1949.
- [73] PURSLEY, W.C. The intercomparison of large volumetric measures of six european standards authorities. Journal of International Measurement Confederation, 2 (4), 1984

- [74] PURSLEY, W.C. Review of compact provers. In: NORTH SEA FLOW METERING WORKSHOP, Glasgow, 16-18 Oct. 1984. Proc.
- [75] RAMSAY, W.J. A survey of industrial flow metering. Glasgow, NEL, Feb. 1964. (NEL Report n° 134).
- [76] RIVAS, M.A. & SHAPIRO, A.H. On the theory of discharge coefficients for rounded entrance flowmeters and venturis. Transactions of the ASME, Apr. 1956.
- [77] SCOTT, R.W.W. Interim Technical Report for ISO/TC/30/WG2: Flow measurement calibration facilities in the world. Glasgow, NEL, 1984. (Flow measurement memo n° 136).
- [78] _____ & CLAY, C.A.E. Intercomparison of flow measurement laboratories using audited flowmeter packages as transfer standards. Glasgow, NEL. (NEL Report 665). Jun. 1978.
- [79] SHAPIRO, A.H. The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow. New York. The Ronald Co., 1953.
- [80] SMITH, R.E. & MATZ, R.J. A theoretical method of determining discharge coefficient for Venturis operating at critical flow conditions. Transactions of the ASME - Dec. 1962.
- [81] SMITH, A.J. & DUNFORD, P.J. Critical Flowmetering: the characteristics of cylindrical nozzles with sharp upstream edges. (Personal communication).

- [82] SPENCER, E. A. Proving the traceability of flow measurement laboratory. Glasgow, NEL, s. d. (NEL Report nº 670).
- [83] SPENCER, E. A. Flow standards: past and present. In: IMEKO SYMPOSIUM ON FLOW MEASUREMENT AND CONTROL IN INDUSTRY, Tokyo, Nov. 1979. Proc.
- [84] SPENCER, E. A. & SCOTT, R. W. W. Methods and means of calibrating flow measuring instruments. Glasgow, NEL, s. d. .
- [85] STANTON, T. E. On the flow of gases at high speeds. Proceedings of the Royal Society, London, 1926.
- [86] STRATFORD, B. S. The calculation of the discharge coefficient of profiled choked nozzle and the optimum profile for absolute air flow measurement. Journal of Royal Aeronautical Society, 1964.
- [87] SUTTAN, R. A. What's new in metering and measurement. Pipeline industry, Jun. 1971.
- [88] THORNOCK, R. L. & BROWN, E. F. An experimental study of compressible flow through convergent-conical nozzles, including a comparison with theoretical results. Journal of Basic Engineering, Dec. 1972.
- [89] TINHAM, B. Is flow technology still in its infancy? Measurement and Control, Feb. 1988.

- [90] van der KAM, P. A. M. Volume and flow measurement of gas.
Netherlands Service of Metrology, Gas Dept., Amsterdam,
Oct. 1985.
- [91] WANG, Z. H. The theoretical analysis of the quadrant
compensation on the bell prover. In: IMEKO SYMPOSIUM ON
FLOW MEASUREMENT AND CONTROL IN INDUSTRY, Tokyo, Nov.
1979. Proc.
- [92] WEBERG, T. & THOMASSEN, D. Sonic nozzles in natural gas.
In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON FLOW MEASUREMENT IN THE
80's, Glasgow, 9-12 Jun. 1986. Proc.
- [93] ZANKER, K. J. Advances in the measurement of big three
process parameters: flow, density, viscosity. Process
Engineering, Mar. 1971.
- [94] _____ Cost effectiveness of calibrating flowmeters, part
1: Process Engineering, Oct. 1970.
- [95] _____ Cost effectiveness of calibrating flowmeters, part
2: Process Engineering, Oct. 1970.
- [96] ZUCROW, M. J. & HOFFMAN, J. D. Gas dynamics. New York, John
Wiley and Sons, 1976.

SIGLAS UTILIZADAS

- AGA - American Gas Association
- ISO - International Organization for Standardization
- ISO/TC - International Organization for Standardization /
Technical Committee
- NEL - National Engineering Laboratory, of the Department
of Trade and Industry (UK)

ANEXO 1

LABORATÓRIOS E CADEIAS DE AFERIÇÃO

Conforme mencionado anteriormente, qualquer medição efetuada deve estar relacionada a uma cadeia hierárquica de calibração, para que a medição tenha um significado confiável. As duas cadeias de aferição de medidores de vazão melhor estruturadas e documentadas são a dos Estados Unidos e a do Reino Unido, descritas em seguida. No Brasil a metrologia de gases está se iniciando, e o único laboratório que está sendo montado até o momento é o Laboratório de Gás do IPT, também descrito nesta anexo.

1. ESTADOS UNIDOS

Os Estados Unidos possuem dezenas de laboratórios de vazão de referência, tanto em empresas produtoras de medidores de vazão, quanto em universidades e instituições governamentais.

Na tabela A1 é apresentado um resumo das instalações existentes no NIST (National Institute for Standards and Technology, antigo NBS - National Bureau of Standards), que é o laboratório primário americano de medição de vazão. Observar que bocais sônicos são utilizados como padrões, tanto nas baixas quanto nas altas vazões de ar.

Tabela A1 -Instalações para aferição do NIST

Instalação	Capacidade Máxima	Sistema	Incerteza
baixa vazão de ar	1,5m ³ /min	gasômetro, pistão com sêlo de mercúrio, bocal sônico	±0,25%
alta vazão de ar	83m ³ /min	tanque de volume constante, bocal sônico	±0,25%
baixa vazão de água	2,5kg/s	pesagem dinâmica	±0,13%
alta vazão de água	6,25kg/s	pesagem estática	±0,13%
baixa vazão de hidrocarbonetos	10kg/s	pesagem dinâmica	±0,13%
alta vazão de hidrocarbonetos	100,0kg/s	pesagem estática	±0,13%
túnel de vento	9,0m/s	anemômetro de fio quente, sistema laser	±1,0%
túnel de vento	46,0m/s	anemômetro de fio quente, tubo de Pitot estático	±0,3%
	82,0m/s	anemômetro de fio quente, tubo de Pitot estático	±0,3%
túnel de vento	27m/s	***	

*** utilizado para operar com escoamento transitório(0,1 a 25 Hz)

2. GRÃ-BRETANHA

A Grã Bretanha possui diversos laboratórios de medição de vazão de referência, sendo que o laboratório guardião dos padrões de vazão do Reino Unido é o do NEL (National Engineering Laboratory), que é inclusive um laboratório de referência para todo o setor de medição de vazão em termos mundiais. Na tabela A2 é apresentada uma descrição sucinta de seus meios de medição, com destaque para o método gravimétrico de aferição de medidores de vazão de gás e para os Venturis sônicos utilizados como padrões.

Tabela A2 - Sistemas de Medição de Vazão de Gás do NEL

Método de Medição	Vazão Máxima	Pressão	Incerteza (%)
bureta com filme de sabão	0,0002 m ³ /s	ambiente	±0,5
gasômetros	0,01 m ³ /s	ambiente	±0,2
Venturis sônicos pequenos	0,005 m ³ /s	7 bar	±0,5
medidores de deslocamento positivo	0,2 m ³ /s	7 bar	±1,0
placas de orifício	3,0 m ³ /s	próxima à ambiente	±1,0
medidores de baixa perda de carga	3,0 m ³ /s	próxima à ambiente	±1,0
tubos de Pitot	acima 15 m/s	próxima à ambiente	±1,0
método gravimétrico	5 kg/s	50 bar	±0,2
Venturis sônicos	5 kg/s	50 bar	±0,3

3. BRASIL

Para a aferição de medidores de gás natural, está sendo completada a montagem de um Laboratório de Gás, no IPT. Este laboratório acompanha a cadeia apresentada na figura A1, e é composto dos seguintes elementos:

- . Sistema Básico de Verificação - este sistema, utilizado na aferição de medidores volumétricos de gás, emprega o princípio de aspiração de ar através do instrumento, provocada pelo escoamento de óleo por gravidade, desde um reservatório hermético até um recipiente de pesagem, com uma determinada vazão constante, sendo o volume de óleo deslocado obtido pela sua pesagem em uma balança de alta resolução. Devido às características de exatidão na medição de parâmetros como massa, tempo, temperatura e massa específica, esta instalação possibilita medições com reduzido nível de incerteza, inferior a $\pm 0,1\%$. Para tanto, sua instrumentação é aferida por laboratórios padrões de referencia que garantem a rastreabilidade metrológica de cada parâmetro específico.
- . Gasômetro de 500 litros - este equipamento tem a sua utilização mundialmente difundida na aferição laboratorial de medidores de vazão de gás. Possui como elemento principal uma campânula, de dimensões muito bem conhecidas, que se move verticalmente deslocando um determinado volume de gás, a uma vazão estabelecida. A campânula é sustentada por uma corrente, equilibrada por um contrapeso e separada do tanque estacionário por uma interface de líquido selante, normalmente um óleo leve e de baixa viscosidade. Um sistema de leitura óptica fixado ao lado do tanque estacionário possibilita, através do deslocamento

da campânula, a leitura do volume de gás que entra ou sai do equipamento num determinado intervalo de tempo. Uma pressão interna de aproximadamente 500 Pa é normalmente suficiente para movimentar a campânula. Esta pressão é mantida constante através de um camo que compensa automaticamente a variação do empuxo exercido pela imersão da campânula no meio líquido. Este equipamento permite atingir vazões de até $50\text{m}^3/\text{h}$ dentro de um nível de incerteza de medição da ordem de $\pm 0,2\%$, constituindo-se no padrão de aferição do gasômetro de 4.000 litros, e dos medidores volumétricos do tipo rotor semi-submerso.

Gasômetro de 4.000 litros - é um gasômetro de alta capacidade, e de difícil construção devido às grandes dimensões, face às tolerâncias exigidas. Para a fabricação foi exigido que a boca da campânula mantivesse a horizontalidade dentro de ± 1 mm quando suspensa pelo pino central, e que a variação no diâmetro da seção cilíndrica não excedesse ± 1 mm, características que se verificaram satisfeitas nas inspeção final. Com este gasômetro é possível alcançar níveis de incerteza de medição inferiores a $\pm 0,3\%$, constituindo-se no padrão de transferência para as linhas de aferição contínua do laboratório e para medidores de referência de interessados, até uma vazão máxima de $400\text{m}^3/\text{h}$.

Medidores do Tipo Rotor Semi-Submerso - estes medidores volumétricos de gás, também conhecidos como "Wet Test Meters", permitem medições com reduzido nível de incerteza, da ordem de $\pm 0,5\%$. São do tipo de deslocamento positivo, consistindo essencialmente de um rotor compartimentado dentro de um recipiente hermético, sendo este conjunto preenchido com água ou óleo até aproximadamente $2/3$ do seu volume. A entrada e a saída

do gás são dispostos de forma que o escoamento de gás passa necessariamente pelo rotor de medição. Deste modo, continuamente, o líquido selante é substituído por gás, forçando o rotor girar. O eixo do rotor é solidário a um ponteiro que indica, no visor frontal do aparelho, o volume de gás que passa através do medidor. Para o laboratório, foram importados 8 destes medidores com diferentes capacidades atendendo vazões desde 0,5 litros/min. até 400 litros/min., e com curvas de aferição rastreáveis às cadeias inglesa e holandesa.

Medidores Tipo Pistão Rotativo - são medidores volumétricos de vazão que são utilizados como padrões na linha de aferição contínua do laboratório, juntamente com os medidores tipo turbina. Foram importados 4 destes medidores de diferentes capacidades, atendendo vazões na faixa de 6 até 300 m³/h e com curvas de aferição rastreáveis à cadeia americana. Uma das grandes vantagens deste tipo de medidor reside no fato de que seu desempenho praticamente independe do perfil de velocidades do escoamento na entrada do medidor, o que, associado à sua robustez e ao reduzido nível de incerteza de medida (menos de 1%), fazem deste equipamento um padrão adequado a serviços de intercomparação laboratorial.

Medidores do Tipo Turbina - nesta fase inicial de implementação do laboratório de gás, estes são os medidores de maior capacidade, constituindo-se no elo final da cadeia de aferição interna. Foram importadas 3 turbinas, do tipo G-400, G-650 e G-1.000, rastreadas à cadeia francesa de aferição e capazes de atender vazões desde 32 até 1.600 m³/h, individualmente ou até 3.000 m³/h se operados conjuntamente, em paralelo, com incerteza de medição ao redor de ± 1%.

Além desses elementos componentes da cadeia principal de aferição, o Laboratório de Gás possui vários outros padrões de faixas de vazão complementares, como por exemplo um medidor padrão para baixas vazões, dois medidores do tipo elemento de fluxo laminar, três medidores do tipo lóbulos, vários medidores do tipo diafragma, além de bancadas normalizadas para operação com placas de orifício.

Na tabela A3 é fornecida a relação dos principais equipamentos e medidores, suas faixas de operação e o nível de incerteza de medida de cada um.

Tabela A3 - Meios de Aferição disponíveis no Laboratório de Gás do IPT

EQUIPAMENTOS/MEDIDORES	CAPACIDADE (m ³ /h)	NÍVEL DE INCERTEZA (%)
Sistema Básico de Verificação	18	± 0,1
Gasômetro de 500 litros	50	± 0,2
Gasômetro de 4.000 litros	400	± 0,3
Rotor Semi-Submerso	0,15	± 0,5
Rotor Semi-Submerso	0,90	± 0,5
Rotor Semi-Submerso	0,7	± 0,5
Rotor Semi-Submerso	0,7	± 0,5
Rotor Semi-Submerso	3	± 0,5
Rotor Semi-Submerso	3	± 0,5
Rotor Semi-Submerso	8	± 0,5
Rotor Semi-Submerso	24	± 0,5
Diafragma	3,2	± 1,0
Padrão p/baixas Vazões	1,2	± 0,5
Elemento Fluxo Laminar	170	± 0,5
Elemento Fluxo Laminar	680	± 0,5
Lóbulos	3-65	± 1,0
Lóbulos	8-160	± 1,0
Lóbulos	20-400	± 1,0
Pistão Rotativo	6-60	± 1,0
Pistão Rotativo	10-100	± 1,0
Pistão Rotativo	16-160	± 1,0
Pistão Rotativo	30-300	± 1,0
Turbina	32-650	± 1,0
Turbina	50-1.000	± 1,0
Turbina	80-1.600	± 1,0

CADEIA DE AFERIÇÃO DO LABORATÓRIO DE GÁS DO IPT

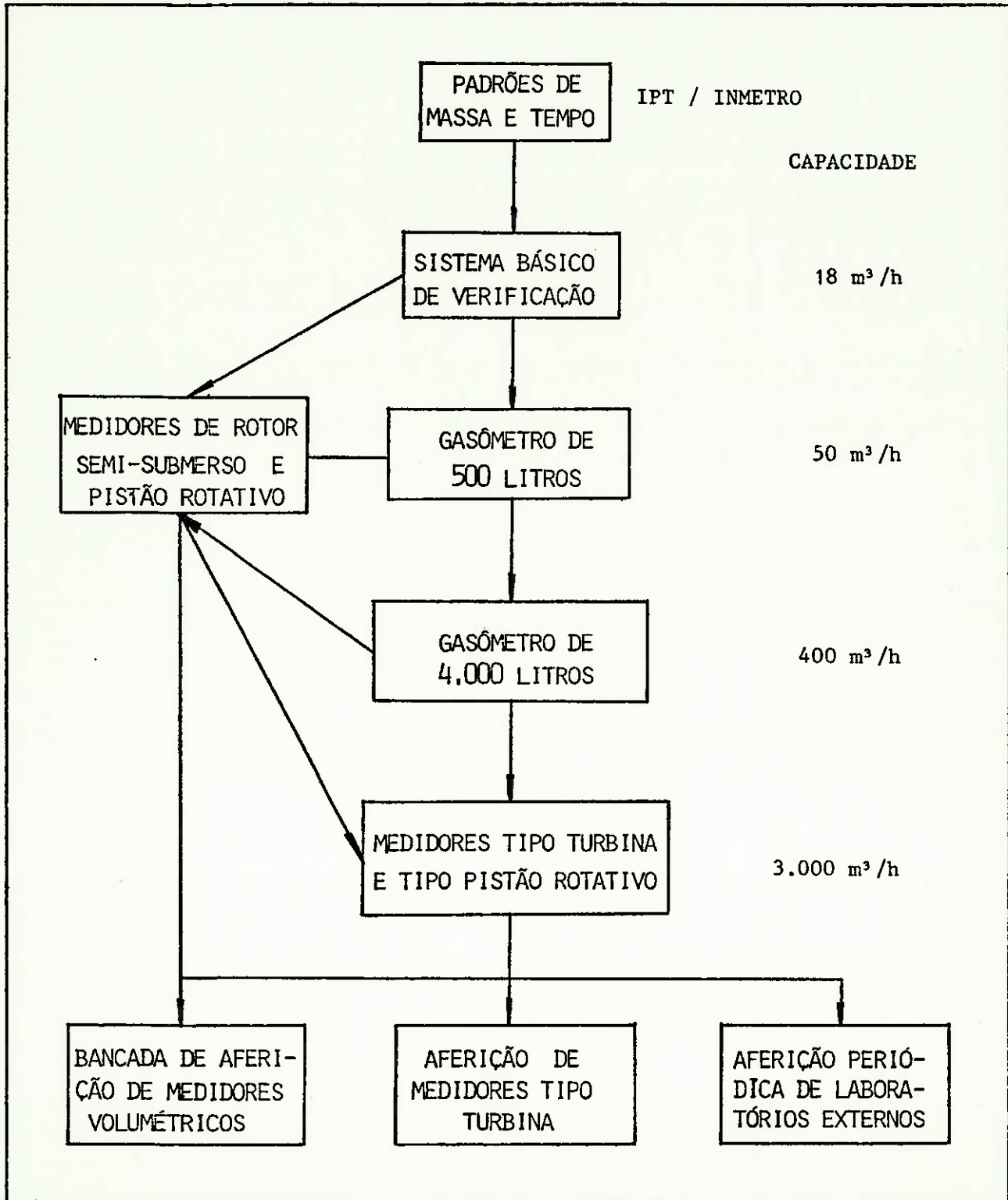


FIGURA A1 - Cadeia de aferição do Laboratório de Gás do IPT

A N E X O 2

ALGORITMOS PARA O CÁLCULO DO FATOR DE COMPRESSIBILIDADE

Para a correção dos efeitos devido ao fato de o gás ser real é introduzido na equação de Clapeyron o fator de compressibilidade Z, resultando:

$$PV = ZRT$$

Há diversos algoritmos que podem ser utilizados para o cálculo de Z. Dentre os mais importantes métodos podem ser citados o algoritmo AGA NX-19, o de Benedict-Webb-Rubin, o da Norma ISO 6976, o da Universidade de Amsterdam e o de Edmister, além do algoritmo de R. C. Johnson, utilizado neste trabalho e apresentado com maiores detalhes anteriormente.

Todos estes algoritmos são apresentados neste anexo, com a finalidade de fornecer subsídios a outros pesquisadores, e são baseados nas informações do livro "Physical properties of natural gases", publicado pela companhia N. V. Nederlandse Gasunie, distribuidora de gás na Holanda.

B1 - ALGORITMO AGA N X 19

(Research Project N X 19- Manual for the determination of supercompressibility factors for natural gas - New York, American Gas Association 1962)

O método foi desenvolvido para o cálculo de Z ou do fator de supercompressibilidade $F_{pv} = 1 / (Z)^{0,5}$, para metano puro e para alguns tipos de gás natural.

Faixa de aplicação

pressão = 100 a 35.000kPa (1 a 350 bar)

temperatura = 233 a 388K (-40 a 115°C)

densidade relativa = 0.554 a 1.000

conteúdo de CO₂ = 0 a 15% (mol)

conteúdo de N₂ = 0 a 15% (mol)

cálculo:

$$F_P = \frac{156,47}{160,8 - 7,22 d + n_{CO_2} - 0,392 n_{N_2}} \quad (1)$$

$$F_T = \frac{226,29}{99,15 + 211,9 d - n_{CO_2} - 1,681 n_{N_2}} \quad (2)$$

(F_P=F_T=1 para n_{CO₂} = n_{N₂} = 0 and d = 0.6)

$$P_{adj} = 14,50376 P F_P / 100 \quad (3)$$

$$t_{adj} = 1,8 T F_T - 459,67 \quad (4)$$

$$p_1 = (P_{adj} + 14,7) / 1000 \quad (5)$$

$$t_{a1} = (t_{adj} + 459,67) / 500 \quad (6)$$

$$m = 0,0330378 t_{a1}^{-2} - 0,0221323 t_{a1}^{-3} + 0,0161353 t_{a1}^{-5} \quad (7)$$

$$n = \frac{0.265\ 827\ tal^{-2} + 0.045\ 7697\ tal^{-4}}{m} - \frac{0.133\ 185\ tal^{-1}}{m} \quad (8)$$

$$B = (3-m n^2) / (9 m p_1^2) \quad (9)$$

$$b = (9 n - 2 m n^3) / (54 m p_1^3) - E / (2 m p_1^2) \quad (10)$$

$$D = (b + (b^2 + B^3)^{0,5})^{1/3} \quad (11)$$

$$F_{pv} = \frac{(B/D - D + n/(3 p_1))^{0,5}}{1 + 0.00132/tal^{3.25}} \quad (12)$$

$$Z = 1/F_{pv}^2 \quad (13)$$

No caso, E é uma função de p₁ e de tal e varia para várias faixas destes valores:

a) 1,09 < tal < 1,4

$$0 < p_1 < 2$$

$$E_1 = 1 - 0,00075 p_1^{2,3} e^{-20(tal-1,09)} - \quad (14)$$

$$- 0,0011(tal - 1,09)^{0,5} p_1^2 (2,17 + 1,4(tal-1,09)^{0,5} - p_1)^2$$

b) $0.84 < tal < 1.09$

$0 < p_1 < 1.3$

$$E_2 = 1 - 0.00075 p_1^{2.3} (2 - e^{-20(1.09 - p_1)}) + \\ - 1.317 (1.09 - tal)^4 p_1 (1.69 - p_1^2) \quad (15)$$

c) $0.88 < tal < 1.09$

$1.3 < p_1 < 2.0$

$$E_3 = 1 - 0.00075 p_1^{2.3} (2 - e^{-20(1.09 - tal)}) + \\ + 0.455 (200(1.09 - tal)^6 - 0.03249(1.09 - tal) + \\ + 2.0167(1.09 - tal)^2 - 18.028(1.09 - tal)^3 + \\ + 42.844(1.09 - tal)^4) (p_1 - 1.3) (1.69x2^{1.25} - p_1^2) \quad (16)$$

d) $0.84 < tal < 0.88$

$1.3 < p_1 < 2.0$

E_4 é igual a E_3 , exceto no último termo : (17)
 $(1.69x2^{1.25} - p_1^2)$ se torna $(1.69x2^{1.25} + 80(0.88 - tal)^2 - p_1^2)$

e) $0.84 < tal < 0.88$

$2.0 < p_1 < 5.0$

$E_{5a} = E_4^*) - Y \quad (18)$

f) $0.88 < tal < 1.09$

$2.0 < p_1 < 5.0$

$E_{5b} = E_3^*) - Y \quad (19)$

g) $1.09 < tal < 1.32$

$2.0 < p_1 < 5.0$

$E_{5c} = E_1^*) - Y \quad (20)$

* Nestes casos, calcula-se E_1 , E_3 e E_4 usando $p_1=2$

$$h) 1.32 < tal < 1.40$$

$$2.0 < pi < 5.0$$

$$E_6 = E_{5c} - U \quad (21)$$

Para E_{5a} a E_{5c} inclusive:

$$A = 1.71720 - 2.33123 tal - 1.56796 tal^2 + 3.47644 tal^3 - 1.28603 tal^4 \quad (22)$$

$$A_1 = 0.016299 - 0.028094 tal + 0.48782 tal^2 - 0.728221 tal^3 + 0.27839 tal^4 \quad (23)$$

$$A_2 = -0.35978 + 0.51419 tal + 0.16453 tal^2 - 0.52216 tal^3 + 0.19687 tal^4 \quad (24)$$

$$A_3 = 0.075255 - 0.10573 tal - 0.058598 tal^2 + 0.14416 tal^3 - 0.054533 tal^4 \quad (25)$$

$$Y = A(pi-2) + A_1(pi-2)^2 + A_2(pi-2)^3 + A_3(pi-2)^4 \quad (26)$$

Para E_6 :

$$U = (tal - 1.32)^2 (pi - 2) [3 - 1.483(pi - 2) - 0.10(pi - 2)^2 + 0.0833(pi - 2)^3] \quad (27)$$

onde:

d = densidade relativa

n_{CO_2} = concentração de CO_2 no gás natural % (mol)

n_{N_2} = N_2 concentração de N_2 no gás natural % (mol)

P = pressão absoluta kPa

T = temperatura absoluta K

Testes realizados mostraram que o método é muito bom para metano puro e gases naturais com alto conteúdo de nitrogênio N_2 (até 18% na base molar). Para gases naturais com alto conteúdo de CO_2 (até 28% em mol) o método é razoavelmente bom. Para gases naturais com alto conteúdo de C_2H_6 (até 10% em mol) e com alto conteúdo de C_3H_8 (até 5% em mol), não é muito satisfatório.

B. 1. 1 Correção para o algoritmo AGA NX19

Para gases naturais com alto calor específico, Jaeschke e Harbrink desenvolveram uma expressão com um fator de correção f para o algoritmo NX 19, calculando o fator de compressibilidade real através de:

$$Z_{con} = Z_{NX19} \cdot f$$

sendo que:

$$\begin{aligned}
 f = & 1 - 1.233\ 507 \times 10^{-8} \cdot P \cdot H^3_2 \cdot d^2 \\
 & + 9.584\ 050 \times 10^{-7} \cdot P \cdot T \\
 & - 9.218\ 982 \times 10^{-10} \cdot P \cdot T \cdot H^2_s \cdot d^2 \cdot H^2 \cdot n^2_{CO2} \\
 & - 1.764\ 190 \times 10^{-12} \cdot P \cdot T^2 \cdot H^2_s \cdot n^2_{CO2} \\
 & + 5.449\ 614 \times 10^{-12} \cdot P \cdot T^2 \cdot H^2_s \cdot d \cdot n^2_{CO2} \\
 & - 1.350\ 988 \times 10^{-14} \cdot P \cdot T^2 \cdot H^3_s \cdot n_{CO2} \\
 & - 7.622\ 085 \times 10^{-12} \cdot P^2 \cdot H^3_2 \cdot n_{CO2} \\
 & - 5.433\ 670 \times 10^{-9} \cdot P^2 \cdot T \cdot d^2 \\
 & + 1.479\ 580 \times 10^{-11} \cdot P^2 \cdot d^2 \cdot n_{CO2} \cdot T^2
 \end{aligned} \tag{28}$$

e onde:

f = fator de correção -
 P = pressão absoluta [bar]
 T = temperatura absoluta [K]
 H_g = poder calorífico superior [MJ/m³]
 d = densidade relativa -
 n_{CO2} = concentração de CO₂ no gás [% (mol)]

faixa de validade

0 <= P <= 90 bar 0 <= n_{CO2} <= 2.5% (mol)
 -10 <= T <= 30°C 0 <= n_{N2} <= 7% (mol)
 39 <= H_g <= 47MJ/m³ 0 <= n_{H2} <= 4% (mol)
 0.55 <= d <= 0.70

B. 2 ALGORITMO BWR - Benedict Webb Rubin

A equação de estado de BWR é utilizada para calcular Z para gases naturais e gases puros.

$$P = R_a T \rho_0 + (B_0 R_a T - A_0 - C_0/T^2) \rho_0^2 + (b R_a T - a) \rho_0^3 + c \cdot \rho_0^3$$

$$+ a \cdot \alpha \cdot \rho_0^6 + \frac{1 + \gamma \cdot \rho_0^2}{T^2} e^{-\gamma \cdot \rho_0 \cdot \rho_0}$$

onde :

P = pressão absoluta atm
 T = temperatura absoluta K

R_a = constante universal dos gases (0,08206 atm.L(mol.K)

ρ_0 = densidade mol/L

Coefficientes para misturas de gases :

$$B_{O,m} = \frac{1}{4} \sum n_i B_{O,m} + \frac{3}{4} \sum n_i B_{O,i}^{1/3} \times \sum n_i B_{O,i}^{2/3}$$

$$A_{O,m} = (\text{somatória } n_i A_{O,i}^{1/2})^2$$

$$C_{O,m} = (\text{somatória } n_i C_{O,i}^{1/2})^2$$

$$a_m = (\text{somatória } n_i a_i^{1/3})^3$$

$$b_m = (\text{somatória } n_i b_i^{1/3})^3$$

$$c_m = (\sum n_i c_i^{1/3})^3$$

$$d_m = (\sum n_i d_i^{1/3})^3$$

$$e_m = (\sum n_i e_i^{1/3})^3$$

onde:

n_i = fração molar do componente i

n = número de componentes

m = mistura

Na tabela B1 são fornecidos os valores dos coeficientes para alguns gases puros.

Tabela B1 - Coeficientes para a equação de BWR

	<u>Metano</u>	<u>Etano</u>	<u>Propano</u>	<u>Nitrogênio</u>	<u>Oxigênio</u>
$A_0 \times 10^{-1} *)$	0.1871241	0.3369451	0.5999579	0.1265483	0.0950852
$B_0 \times 10$	0.4320205	0.4783625	0.7377140	0.4717011	0.0000003
$C_0 \times 10^{-5}$	0.2350013	2.1242566	5.0824370	0.0483614	0.3264351
$a \times 10$	0.6919799	4.3040066	9.3265688	0.2309454	1.6268994
$b \times 10$	0.3978738	1.2548604	2.4228587	0.2548318	0.3588347
$c \times 10$	0.3017929	3.6099896	11.877364	0.0577557	1.2827374
$d \times 10^4$	0.9683576	2.1688803	4.8673088	0.9803211	-39270.58
$e \times 10^2$	0.5711812	1.0970452	1.8911758	0.5210457	3.01

*) O * significa que o valor numérico de A_0 foi multiplicado por 10^{-1} na tabela.

B.3 ALGORITMO ISO 6976

Segundo este algoritmo, o fator de compressibilidade Z para misturas de gás pode ser calculado para uma pressão de 101,325 kPa com a seguinte fórmula:

$$Z = 1 - \left(\sum_{i=1}^n \frac{n_i (b_i)^{0,5}}{100} \right)^2 +$$

$$+ 0,0005 \left(\frac{2 n_{H_2}}{100} - \left(\frac{n_{H_2}}{100} \right)^2 \right)$$

onde:

n = número de componentes

n₁ = concentração do componente 1 % (mol)

n_{H₂} = concentração de H₂ % (mol)

b₁^{0,5} = fator de soma (b₁^{0,5} = (1-Z₁)^{0,5}) para o componente 1, na tabela B2

Z₁ = fator de compressibilidade Z₁ para o componente 1 na temperatura T (K) (tabela A2), Z₁ calculado usando a fórmula API.

Tabela B2 - Comparação de Fatores

	<u>Metano</u>	<u>Etano</u>	<u>Propano</u>	<u>Nitrogênio</u>	<u>Oxigênio</u>
ISO 6976					
Z	0.9976	0.9897	0.9766	0.9995	0.9990
API					
w	0.0104	0.0986	0.1524	0.045	0.019
Z	0.9976	0.9899	0.9784	0.9996	0.9990

DIN

$B_{ij} \times 10^3$	-2.4	-9.5	-21	-0.45	-0.97
Z	0.9976	0.9901	0.9783	0.9995	0.9989

B. 4. ALGORITMO DO LABORATÓRIO VAN DER WAALS da Universidade de Amsterdam

Desenvolveram a seguinte fórmula (outubro de 1984) :

$$Z = 1 + \frac{1}{V} \sum_{i,j=1}^{13} B_{ij} n_i n_j + \frac{1}{V^2} \sum_{i,j,k=1}^{13} C_{ijk} n_i n_j n_k$$

onde

V	= volume molar	L/mol
n_i	= fração molar do componente i	-
n_j	= fração molar do componente j	-
n_k	= fração molar do componente k	-

Faixa de validade

temperatura	:	0-40 ° C
pressão absoluta	:	80 bar

Os coeficientes viriais B_{ij} e C_{ijk} são funções somente da temperatura e são calculados por:

B_{ij}	= A+B. T+C. T ²	L/mol
C_{ijk}	= A+B. T+C. T ²	L ² /mol ²

onde:

T = temperatura da mistura gasosa K

As constantes utilizadas no cálculo dos coeficientes viriais B_{ij} e C_{ijk} são fornecidas na tabela B3 e na tabela B4 são fornecidos os valores da faixa de validade e dos componentes para os quais a fórmula acima é válida.

Tabela B3 - Constantes para o Coeficiente Virial
 $B_{1j} = A + B \cdot T + C \cdot T^2$

1, j	A	B	C
1. 1	-. 305530 E+0	. 138050 E-2	-. 167430 E-5
1. 2	-. 162897 E+0	. 723055 E-3	-. 796055 E-6
1. 3	-. 377721 E+0	. 161771 E-2	-. 190044 E-5
1. 4	-. 534311 E+0	. 228510 E-2	-. 270302 E-5
1. 5	-. 144562 E+0	. 921030 E-3	-. 135212 E-5
1. 6	-. 808030 E+0	. 362500 E-2	-. 455555 E-5
1. 8	-. 133598 E+1	. 650241 E-2	-. 857077 E-5
1. 10	-. 148583 E+1	. 694054 E-2	-. 866938 E-5
1. 11	-. 775140 E+0	. 184050 E-2	-. 400000 E-6
1. 12	-. 209989 E+1	. 979707 E-2	-. 125373 E-4
1. 13	-. 239409 E+1	. 112199 E-1	-. 143976 E-4
2. 2	-. 144600 E+0	. 740910 E-3	-. 911950 E-6
2. 3	-. 191944 E+0	. 666407 E-3	-. 537698 E-6
2. 4	-. 412214 E+0	. 203558 E-2	-. 270693 E-5
2. 5	-. 237582 E-1	. 179302 E-3	-. 194991 E-6
2. 6	-. 442660 E-0	. 204986 E-2	-. 261400 E-5
3. 3	-. 868340 E-0	. 403760 E-2	-. 516570 E-5
3. 4	-. 901431 E-0	. 431802 E-2	-. 577366 E-5
3. 6	-. 126372 E+1	. 584661 E-2	-. 747500 E-6

3. 8	-. 188108 E+1	. 926431 E-2	-. 124525 E-4
3. 10	-. 202135 E+1	. 954081 E-2	-. 121639 E-4
4. 4	-. 107320 E+1	. 464810 E-2	-. 560520 E-5
4. 5	+. 266450 E-2	. 102765 E-3	+. 374149 E-6
4. 6	-. 142020 E+1	. 575230 E-2	-. 640000 E-5
4. 8	-. 283644 E+1	. 136800 E-1	-. 181244 E-4
4. 10	-. 331426 E+1	. 152019 E-1	-. 189007 E-4
5. 5	-. 175160 E-2	. 849590 E-4	-. 103660 E-6
6. 6	-. 259920 E+1	. 119650 E-1	-. 152910 E-4
6. 8	-. 435393 E+1	. 213786 E-1	-. 287483 E-4
7. 7	-. 130820 E+0	. 602540 E-3	-. 644300 E-6
8. 8	-. 708016 E+1	. 363100 E-1	-. 503829 E-4
9. 9	+. 206740 E-1	. 513060 E-4	+. 724000 E-1
10. 10	-. 111580 E+2	. 535740 E-1	-. 684970 E-4

1, 1, k	A	B	C
1. 1. 1	. 110140 E-1	-. 492640 E-4	. 683960 E-7
1. 1. 2	. 950336 E-2	-. 446604 E-4	. 646311 E-7
1. 1. 3	. 921537 E-2	-. 326297 E-4	. 384277 E-7
1. 1. 4	. 471391 E-2	. 131521 E-4	-. 450064 E-7
1. 1. 5	. 252725 E-2	-. 904332 E-5	. 115616 E-7
1. 1. 6	. 145768 E-1	-. 278502 E-4	0
1. 1. 8	. 692768 E-1	-. 214852 E-3	0
1. 1. 10	. 892362 E-1	-. 272925 E-3	0
1. 2. 2	. 866892 E-2	-. 424907 E-4	. 635102 E-7
1. 2. 3	. 900338 E-2	-. 355487 E-4	. 467680 E-7
1. 2. 4	. 449508 E-2	. 530233 E-6	-. 152576 E-7
1. 2. 5	. 360589 E-2	-. 145437 E-4	. 204722 E-7
1. 2. 6	-. 187767 E-1	. 142145 E-3	-. 221855 E-6

1. 3. 3	. 637108 E-2	-. 747903 E-5	-. 643736 E-8
1. 3. 4	-. 176574 E-2	. 597684 E-4	-. 123785 E-6
1. 3. 6	-. 623055 E-1	. 459485 E-3	-. 733765 E-6
1. 4. 4	-. 180009 E-1	. 187768 E-3	-. 344478 E-6
1. 4. 5	-. 116095 E-2	. 263812 E-4	-. 512600 E-7
1. 4. 6	-. 992498 E-1	. 713458 E-3	-. 114420 E-5
1. 4. 8	-. 992498 E-1	. 713458 E-3	-. 114420 E-5
1. 4. 10	-. 992498 E-1	. 713458 E-3	-. 114420 E-5
1. 5. 5	. 113514 E-2	-. 101196 E-5	-. 316717 E-9
1. 6. 6	. 107132 E+0	. 711300 E-3	-. 107919 E-5
2. 2. 2	. 784980 E-2	-. 398950 E-4	. 611870 E-7
2. 2. 3	. 776648 E-2	-. 333367 E-4	. 470391 E-7
2. 2. 4	. 473374 E-2	-. 715042 E-5	. 165190 E-8
2. 2. 5	. 335086 E-2	-. 147638 E-4	. 220414 E-7
2. 2. 6	-. 139981 E-1	. 106230 E-3	-. 162413 E-6
2. 3. 3	. 570471 E-2	-. 127157 E-4	. 865358 E-8
2. 3. 4	. 768174 E-5	. 385226 E-4	. 817506 E-8
2. 3. 5	. 269108 E-2	-. 596904 E-5	-. 540142 E-8
2. 3. 6	-. 301719 E-1	. 222387 E-3	. 350693 E-6
2. 4. 4	-. 113332 E-1	. 123463 E-3	-. 225648 E-6
2. 4. 5	-. 297743 E-3	. 168641 E-4	-. 330680 E-7
2. 4. 6	-. 506529 E-1	. 363400 E-3	-. 577241 E-6
2. 5. 5	. 106796 E-2	-. 252397 E-5	. 310904 E-8
2. 6. 6	-. 844178 E-1	. 557418 E-3	-. 835447 E-6
3. 3. 3	. 205130 E-2	. 348880 E-4	-. 837030 E-7
3. 3. 4	-. 109855 E-1	. 133800 E-3	-. 252624 E-6
3. 3. 5	. 430967 E-3	. 160191 E-4	-. 345955 E-7
3. 3. 6	-. 594074 E-1	. 430798 E-3	-. 691157 E-6
3. 4. 4	-. 313527 E-1	. 284509 E-3	-. 508173 E-6
3. 4. 5	-. 516317 E-2	. 579276 E-4	-. 105347 E-6

3. 4. 6	-. 944235 E-1	. 671721 E-3	-. 108080 E-5
3. 5. 5	. 522574 E-4	. 693387 E-5	-. 136454 E-7
3. 6. 6	-. 149820 E+0	. 994385 E-3	-. 152037 E-5
4. 4. 4	-. 621000 E-1	. 508050 E-3	-. 885260 E-6
4. 4. 5	-. 185994 E-1	. 163195 E-3	-. 284869 E-6
4. 4. 6	-. 144234 E+0	. 101275 E-2	-. 163277 E-5
4. 5. 5	-. 370635 E-2	. 390658 E-4	-. 684792 E-7
4. 6. 6	-. 216734 E+0	. 143604 E-2	-. 221182 E-5
5. 5. 5	-. 932310 E-5	. 283770 E-5	-. 507540 E-8
6. 6. 6	-. 270290 E+0	. 171040 E-2	-. 250010 E-5
7. 7. 7	. 190870 E-2	. 420040 E-5	-. 156800 E-7
9. 9. 9	-. 779620 E-2	. 491760 E-4	-. 774240 E-7

Tabela B4 - Faixa de velocidade para a fórmula do Laboratório Vander Waals

i, j, k	componentes	Faixa % (mol)
1	CH ₄	250
2	N ₂ , O ₂ , Ar	150
3	CO ₂ , C ₂ H ₄	130
4	C ₂ H ₆	120
5	H ₂	110
6	C ₃ H ₈ , C ₃ H ₆	15
7	CO	13
8	C ₄ H ₁₀ , C ₄ H ₁₀	11.5
9	He	10.5
10	C ₅ H ₁₂ , C ₅ H ₁₂ , C ₅ H ₁₂	1.5
	C ₆ H ₆ , C ₅ H ₁₀	
11	C ₆ H ₁₄ , C ₆ H ₁₄ , C ₆ H ₁₂ ,	1.5
	C ₈ H ₁₀	

12	$C_7H_{16}, C_7H_{16}, C_7H_8$	1.5
13	$C_8H_{18}, C_9H_{20}, C_{10}H_{22}$	1.5

B. 5 ALGORITMO DE EDMISTER

Edmister melhorou o trabalho de Pitzer para o cálculo do fator de compressibilidade Z para misturas e gases puros.

$$B = b_1 - b_2/T_r - b_3/T_r^2 - b_4/T_r^3$$

$$C = c_1 - c_2/T_r + c_3/T_r^3$$

$$D = d_1 + d_2/T_r$$

$$V_r = \frac{T_r}{P_r} \left(1 + \frac{B}{V_r} + \frac{C}{V_r^2} + \frac{D}{V_r^5} + \right.$$

$$\left. + \frac{c_4}{T_r^3 V_r^2} (\beta + \gamma/V_r^2) e^{-\gamma/(V_r \cdot V_r)} \right)$$

$$Z = P_r V_r / T_r$$

onde:

b, c, d, beta, gama e w são constantes dadas pela tabela

B5, e

T_r	= temperatura reduzida ($=T/T_c$)	-
T	= temperatura da mistura gasosa	K
T_c	= temperatura (pseudo) crítica	K
P_r	= pressão reduzida ($=P/P_c$)	-
P	= pressão da mistura gasosa	kPa
P_c	= pressão (pseudo) crítica	kPa

As equações acima devem ser aplicadas 2 vezes, uma utilizando as equações para fluidos simples e outra utilizando as constantes para o fluido de referência (tabela B5)

As duas soluções originam um valor Z^0 para fluidos simples e um valor Z^r para o fluido de referência, de onde se obtém o valor de Z :

$$Z = Z^0 + \frac{w}{w^r} (Z^r - Z^0)$$

onde

Z^0 = fator de compressibilidade para fluidos simples

Z^r = idem, fluido referência

w : fator acêntrico, para misturas

$$w = \text{Somatória} \frac{n_i w_i}{100}$$

n_i $n_i w_i$
 $i=1$ 100

w_1 = fator acêntrico para o componente 1 - tabela A3
 n = número de componentes -
 n_1 = concentração do componente 1 % (mol)
 w^r = 0.397 8

Tabela B5 Constantes para o algoritmo de Edmister

	<u>Fluido Simples</u>	<u>Fluido de Referência</u>
b_1	0.118 119 3	0.202 657 9
b_2	0.265 728	0.331 511
b_3	0.154 790	0.027 655
b_4	0.030 323	0.203 488
C_1	0.023 674 4	0.031 338 5
C_2	0.018 698 4	0.050 361 8
C_3	0.0	0.016 901
C_4	0.042 724	0.041 577
$d_1 \times 10^4$	0.155 488	0.487 36
$d_2 \times 10^4$	0.623 689	0.074 033 6
Beta	0.653 92	1.226
Gama	0.060 167	0.037 54
w^r	-	0.397 8

B.6 ALGORITMO API (American Petroleum Institute)

Desenvolveram a seguinte expressão para z , válida para hidrocarbonetos e gases não polares:

$$Z = 1 + P_r \cdot T_r^{-1} (0.1445 + 0.073 \cdot w) - (0.330 - 0.46 \cdot w) T_r^{-1} - \\ - (0.1385 + 0.50 \cdot w) T_r^{-2} - (0.0121 + 0.097 \cdot w) T_r^{-3} - 0.0073 \cdot w \cdot T_r^{-6}$$

onde:

P_r = pressão reduzida ($=P/P_c$)

P = pressão absoluta kPa

P_c = pressão crítica kPa

T_r = temperatura reduzida ($=T/T_c$) K

T = temperatura absoluta K

T_c = temperatura crítica K

w = fator acêntrico - (tabela A3)

Esta fórmula pode ser utilizada, dentro de limites, para misturas gasosas.

B.7 ALGORITMO DIN

Permite calcular Z para gases puros a 273,15 K e 101,325 kPa

$$Z = 1 + p B_n$$

onde

p = 1,01325 bar (101,325 kPa)

B_n = coeficiente virial, apresentado na tabela B3

ANEXO 3

Equacionamento analítico para o cálculo de propriedades

Há diversas abordagens para o cálculo das propriedades do gás, em um escoamento sônico de gás real. No cálculo destas propriedades, neste trabalho, será empregada a metodologia desenvolvida por R. C. Johnson, divulgada em diversos trabalhos publicados nas décadas de 60 e 70 .

Johnson utilizou as informações e tabelas do livro de Hilsenrath, "Tables of thermodynamic and transport properties", para ajustar polinômios das propriedades desejadas, em função das temperaturas e outras propriedades (p ou ρ_0), dos dados tabulados.

Para o caso de escoamento de ar, foi verificado por Johnson que o fator de compressibilidade é melhor expresso em função da massa específica e da temperatura:

$$Z = Z (\rho_0, T) \quad (1)$$

e a equação de estado pode ser expressa por:

$$Z = Z (\rho_0, T) = 1 + B \rho_0 + C \rho_0^2 + D \rho_0^3 \quad (2)$$

onde B, C e D são coeficientes viriais fornecidos por equações analíticas resolvidas no programa de computador do anexo 4.

Foi assumido que o escoamento é isoentrópico desde o plenum até a garganta, onde a velocidade é sônica. Assume-se também que o escoamento é unidimensional, e com estas hipóteses se pode escrever a equação da entropia (S) e a equação da energia (U):

$$dS = C_v \frac{dT}{T} - \frac{1}{\rho_0^2} \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{\rho_0} d\rho_0 \quad (3)$$

$$dU = T dS + \frac{P}{\rho_0^2} d\rho_0 \quad (4)$$

onde del significa diferencial.

Utilizando-se então a equação de estado para eliminar P nas equações 3 e 4 , resulta :

$$\frac{dS}{R} = \frac{C_v}{R} \frac{dT}{T} - \left(Z + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_0} \right) \frac{d\rho_0}{\rho_0} \quad (5)$$

$$\frac{dV}{R} = \frac{C_v}{R} dT - T^2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_0} \frac{d\rho_0}{\rho_0} \quad (6)$$

Estas equações podem ser integradas ao longo do caminho indicado na figura 1, entre os pontos índice 0, nas condições de estagnação, e o ponto 1, nas condições da garganta.

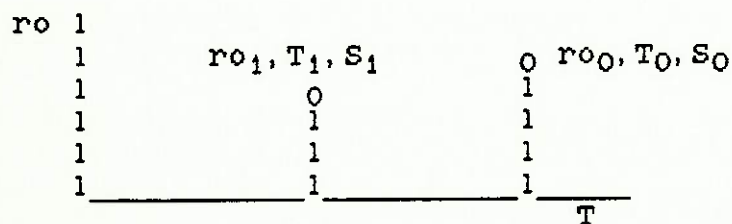


Figura 1- Caminho de integração da função rho x T

e as equações 5 e 6 se tornam, na forma integral, ao longo do caminho indicado:

$$\frac{S_1 - S_0}{R} = \ln \frac{\rho_{00}}{\rho_{01}} - \frac{0}{\rho_{00}} \left(Z - 1 + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_0} \right)_{T=T_0} \frac{d\rho_0}{\rho_0} +$$

$$+ \frac{T_1}{T_0} \left(\frac{C_{p0}}{R} - 1 \right) \frac{dT}{T} - \frac{\rho_{01}}{0} \left(Z - 1 + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_0} \right)_{T=T_1} \frac{d\rho_0}{\rho_0}$$

$$\frac{U_1 - U_0}{R} = \frac{0}{\rho_{00}} \left(T^2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_0} \right)_{T=T_0} \frac{d\rho_0}{\rho_0} +$$

$$+ \frac{T_1}{T_0} \frac{C_{p0}}{R} dT - \frac{\rho_{01}}{0} \left(T^2 \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{\rho_0} \right)_{T=T_1} \frac{d\rho_0}{\rho_0}$$

A equação 7 pode ser resolvida para achar ρ_{01} e a variação de energia interna do gás, dentro da consideração de que $S_1 = S_0$ (escoamento isoentrópico). Com este valor e mais o conhecimento de que :

$$\frac{dU}{R} = - \frac{VdV}{R} - d (ZT) \tag{9}$$

pode ser então obtido o valor de V_1 , a velocidade do gas na garganta do bocal :

$$V_1 = \left(2 R \left(\frac{V_0 - V_1}{R} + Z_0 T_0 - Z_1 T_1 \right) \right)^{0,5}$$

Para calcular então a velocidade do som se utiliza a relação termodinâmica:

$$a^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial r_0} \right)_S = \left(\frac{\partial P}{\partial r_0} \right)_T + \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{r_0} \left(\frac{\partial T}{\partial r_0} \right)_S$$

onde $\left(\frac{\partial P}{\partial r_0} \right)_T$ e $\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_{r_0}$ podem ser avaliados a

partir da equação de estado $Z = Z(r_0, T)$ e o último termo é avaliado a partir da equação 7

A expressão resultante é portanto:

$$a^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial r_0} \right)_S = RT \left(Z + r_0 \left(\frac{\partial Z}{\partial r_0} \right)_T + \right. \\ \left. + \frac{(Z + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{r_0})^2}{R} \right) \\ - 1 - T \left(\frac{\partial}{\partial T} \left((Z-1 + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_{r_0}) \frac{d r_0}{r_0} \right) \right)_{r_0}$$

Com isto pode-se calcular o número de Mach:

$$M' = \frac{V_1}{a_1}$$

É necessário então um processo iterativo até se encontrar o valor real de T_1 , pois no que foi feito até aqui se assumiu um valor de temperatura T_1 que não é real, o que fornece geralmente $M' < 1$, que é evidentemente incorreto, uma vez que se sabe que o escoamento está bloqueado e que $M_1 = 1$.

Uma correção de temperatura T deve ser adicionada a T_1 , e pode ser calculada a partir de relações isoentrópicas para gás ideal:

$$T = \left(\left(\frac{dT}{dM} \right)_S \right)_1 M$$

Este processo é repetido até que $M < 10^{-5}$.

$d T / d M$ é estimado a partir de relações de gás perfeito e M é a diferença entre o Mach real e o desejado. Com o valor de ρ_{01} , calculado anteriormente, mais estes valores de T_1 , $M_1 = 1$, V_1 e a_1 calculados a partir destas considerações, pode-se calcular a pressão p_1 através da equação de estado.

Aplicando-se agora a equação da continuidade para escoamento unidimensional em regime permanente se tem:

$$q = \rho_0 A V = \rho_{01} A_1 V_1$$

Tem-se, para as relações críticas:

$$\frac{\rho_{0*}}{\rho_{00}} = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{1/(K+1)}$$

$$V_* = (K R T)^{0.5}$$

$$\frac{T_*}{T_0} = \frac{2}{K+1}$$

Estas relações, substituídas na equação da continuidade, permitem escrever:

$$q = A_* \rho_{00} \left(\frac{2}{K+1} \right)^{1/(K-1)} \left(\frac{K R 2 T_0}{K+1} \right)^{0.5}$$

e, como

$$r_{00} = \frac{P_0}{Z_0 R T_0}$$

rearranjando:

$$q = A_* \left(k^{0,5} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/2(k+1)} \right) \frac{P_0}{Z_0 (R T_0)^{0,5}}$$

esta expressão também pode ser escrita:

$$q_m = A_* C_* \frac{P_0}{(R T_0)^{0,5}}$$

e, se esta expressão for igualada à $r_{0*} A_* V_*$, resulta:

$$C_* = \frac{r_{0*} V_* (R T_0)^{0,5}}{P_0}$$

O fator C_* , como apresentado em capítulo anterior, é fundamental para a correção das propriedades do gás quando se trabalha em condições afastadas das ideais. Com este resultado, já se pode determinar todas as propriedades e estados de interesse.

Descrição do programa utilizado no cálculo das propriedades

No programa são calculadas todas as propriedades de interesse a partir do valor de Z calculado com a equação virial baseada nas tabelas de Hilsenrath. Com esta finalidade foram definidas por Johnson diversas funções E_1 , que dependem de Z , T e r_0 .

No caso, como $Z = Z (r_0 , T)$, foram definidas as seguintes funções :

$$E_1 = Z - 1$$

$$E_2 = T \left(\frac{\text{del } Z}{\text{del } T} \right)_{r_0}$$

$$E_3 = \left(Z - 1 + T \left(\frac{\text{del } Z}{\text{del } T} \right)_{r_0} \right) \frac{\text{del } r_0}{r_0}$$

$$E_4 = T \left(\frac{\text{del } Z}{\text{del } T} \right)_{r_0} \frac{\text{del } r_0}{r_0}$$

$$E_5 = Z - 1 + r_0 \left(\frac{\text{del } Z}{\text{del } r_0} \right)_T$$

$$E_6 = T \left(\frac{\text{del} \left(\left(Z - 1 + T \left(\frac{\text{del } Z}{\text{del } T} \right)_{r_0} \right) \frac{\text{del } r_0}{r_0} \right)}{\text{del } T} \right)_{r_0}$$

Deve ser observado que para gas ideal E_1 a E_6 valem zero

Definem-se ainda :

$$\text{qzeta}_1 (T_0, T_1) = \left(\frac{C_{p,1}}{R} - 1 \right) \frac{dT}{T}$$

$$\text{qzeta}_2 (T_0, T_1) = \left(\frac{C_{p,1}}{R} - 1 \right) dT$$

Com o valor de Z e estas funções pode-se escrever as equações da entropia e da energia sob a seguinte forma :

$$\frac{S_0 - S_1}{R} = \zeta_1 - \ln \frac{r_{00}}{r_{01}} - E_3(r_{00}, T_0) + E_3(r_{01}, T_1) = 0$$

$$\begin{aligned} \frac{H_0 - H_1}{R} &= \zeta_2 + T_0(1 + E_1(r_{00}, T_0) - E_4(r_{00}, T_0)) - \\ &- T_1(1 + E_1(r_{01}, T_1) - E_4(r_{01}, T_1)) = \frac{1}{2} \frac{v_1^2}{R} \end{aligned}$$

Para a velocidade do som , ter-se ia:

$$a^2 = R T \left(1 + E_5 + \frac{(1 + E_1 + E_2)^2}{\frac{C_{p,1}}{R} - 1 - E_6} \right)$$

Como esta equação depende implicitamente de r_0 , deve-se calcular esta variável a partir de P , T e M , com a seguinte equação:

$$P_0 = Z_0 r_{00} R T_0 = (1 + E_1(r_{00}, T_0)) r_{00} R T_0$$

que deve ser resolvida através de um processo iterativo, onde numa primeira aproximação se tem:

$$r_{00, a} = \frac{P_0}{R T_0}$$

e, em uma segunda aproximação:

$$r_{00,b} = \frac{P_0}{(1 + E_1(r_{00,a}, T_0)) R T_0}$$

o processo é repetido até que

modulo $((r_{00,b} - r_{00,a}) / r_{00,a}) < 10^{-6}$, e com isto se obtêm o valor de r_{00} .

No anexo 4 é apresentado o programa de cálculo de propriedades utilizado.

ANEXO 4

Neste anexo são apresentados os programas utilizados nos cálculos de vazão com a placa de orifício e com o Venturi Sônico, além do algoritmo de Johnson para o cálculo de propriedades e do programa gerenciador de todos os subprogramas.

UNIT CALCULO;

d.2

INTERFACE

USES CRT, PRINTER;

TYPE TIPO_FLUIDO=(AGUA, AIR, N2, CO2, AR);

FUNCTION VISCOSIDADE(TEMPERATURA:REAL):REAL;

PROCEDURE VAZAO_PLACA(FLUIDO:TIPO_FLUIDO;

D_TUBO, d_ORIF, DP, PRESSAO, DENS, VISC :REAL;

var Q_Massa :REAL);

PROCEDURE VAZAO_BOCAL(d_ORIF, C_CRIT, Z, PRESSAO, DENS, VISC :REAL;

var NRey, Q_Massa :REAL);

IMPLEMENTATION

(-----)

FUNCTION VISCOSIDADE;

VAR AUX:REAL;

BEGIN

AUX:=(17.23+0.048*TEMPERATURA)*1E-6;

VISCOSIDADE:=AUX;

END;

(-----)

PROCEDURE VAZAO_PLACA;

VAR

C_INT, Cd, NRey, NRey_INT, BETA, F_EXP, E:REAL;

BEGIN

NRey_INT:=100;

BETA:=d_ORIF/D_TUBO;

IF FLUIDO=AGUA THEN F_EXP:=1

ELSE F_EXP:=1-(0.41+0.35*EXP(4*LN(BETA)))*DP/(1.4*PRESSAO);

E:=1/EXP(0.5*LN((1-EXP(4*LN(BETA)))));

REPEAT

NRey:=NRey_INT;

Cd:=0.5959+0.0312*EXP(2.1*LN(BETA))-0.1840*EXP(8*LN(BETA))+0.0029*

EXP(2.5*LN(BETA))*EXP(0.75*LN(1E6/NRey))+0.039*EXP(4*LN(BETA))/
(1-EXP(4*LN(BETA)))-0.0158*EXP(3*LN(BETA));

Q_massa:=Cd*PI*d_ORIF*d_ORIF/4*E*F_EXP*EXP(0.5*LN(2*DP*DENS));

NRey_INT:=4*Q_massa/(PI*VISC*D_TUBO);

UNTIL ABS(NRey-NRey_INT)<1;

END;

(-----)

PROCEDURE VAZAO_BOCAL;

VAR AREA:REAL;

BEGIN

AREA:=PI*d_ORIF*d_ORIF/4;

Q_Massa:=AREA*C_CRIT*EXP(0.5*LN(PRESSAO*DENS));

NRey:=4*Q_massa/(PI*VISC*d_ORIF);

END;

(-----)

```
UNIT C_CRITICAL;
```

```
INTERFACE
```

```
(*****)
```

```
{
```

```
PROCEDURE CRITICAL (PRESSAO,TEMPERATURA:REAL;
                    VAR ZGAS,CCRIT,PP,TT,VEL:REAL);
```

```
(*-----*)
```

```
(* ESTE PROCEDIMENTO CALCULA O FATOR CRITICO DE VAZAO *)
```

```
(* C*, ATRAVES DAS RELACOES DE RECORRENCIA ESTABELE- *)
```

```
(* CIDAS POR R.C.JOHNSON PARA GASES REAIS. *)
```

```
(*=====*)
```

```
(* AUTOR: NILSON M.T. IPT/EPUSP *)
```

```
(* OUT/87 VERSAO 1.4 *)
```

```
(*-----*)
```

```
IMPLEMENTATION
```

```
PROCEDURE CRITICAL;
```

```
CONST RGAS=45.5889; (* ATM.CM3/G.R *)
```

```
TYPE FUNCAO =(BT,CT,DT);
```

```
CP =(CP1,CP2,CP3);
```

```
IMPRESSAO =(CFF,FCP,CPR,CTR);
```

```
RECORRENCIA=(ER1,ER2,ER3,ER4,ER5,ER6);
```

```
VAR I,J,ITMAX,NJ,PONTO :INTEGER;
```

```
P0,T1,T0,MACH1,DENS1,DENS0,V1,V0:REAL;
```

```
A :ARRAY[0..4] OF REAL;
```

```
B :ARRAY[BT..DT,0..6] OF REAL;
```

```
(*-----*)
```

```
(* FUNCAO CONSTANTE VIRIAL DE Z *)
```

```
(*-----*)
```

```
FUNCTION VIRIAL(TIPO:FUNCAO;T:REAL):REAL;
```

```
VAR LIMITE,J :INTEGER;
```

```
SS,LOGT,LOGCEM :REAL;
```

```
BEGIN
```

```
CASE TIPO OF
```

```
BT:LIMITE:=4;
```

```
CT:LIMITE:=5;
```

```
DT:LIMITE:=6;
```

```
END;
```

```
SS:=0.0;
```

```
LOGT:=LN(T);
```

```
LOGCEM:=LN(100.0);
```

```
FOR J:=0 TO LIMITE DO
```

```
BEGIN
```

```
CASE TIPO OF
```

```
BT:SS:=SS+B[TIPO,J]*EXP(J*LOGCEM)*EXP(-J*LOGT);
```

```
CT:SS:=SS+B[TIPO,J]*EXP(2*J*LOGCEM)*EXP(-2*J*LOGT);
```

```
DT:SS:=SS+B[TIPO,J]*EXP(2*J*LOGCEM)*EXP(-2*J*LOGT);
```

```
END;
```

```
END;
```

```
VIRIAL:=SS;
```

```
END;
```

```
(*-----*)
```

```
(* FUNCAO DERIVADA PRIMEIRA *)
```

```
(*-----*)
```

```
FUNCTION DERIVADA1(TIPO:FUNCAO;T:REAL):REAL;
```

```
VAR J,LIMITE :INTEGER;
```

```

    SS,LOGT,LOGCEM :REAL;
BEGIN
  CASE TIPO OF
    BT:LIMITE:=4;
    CT:LIMITE:=5;
    DT:LIMITE:=6;
  END;
  SS:=0.0;
  LOGT:=LN(T);
  LOGCEM:=LN(100.0);
  FOR J:=1 TO LIMITE DO
  BEGIN
    CASE TIPO OF
      BT:SS:=SS+B[TIPO,J]*EXP(J*LOGCEM)*(-J)*EXP((-J-1)*LOGT);
      CT:SS:=SS+B[TIPO,J]*EXP(2*J*LOGCEM)*(-2*J)*EXP((-2*J-1)*LOGT);
      DT:SS:=SS+B[TIPO,J]*EXP(2*J*LOGCEM)*(-2*J)*EXP((-2*J-1)*LOGT);
    END;
  END;
  DERIVADA1:=SS;
END;
(*-----*)
(*          FUNCAO DERIVADA 2          *)
(*-----*)
FUNCTION DERIVADA2(TIPO:FUNCAO;T:REAL):REAL;
VAR J,LIMITE          :INTEGER;
    SS,LOGT,LOGCEM :REAL;
BEGIN
  CASE TIPO OF
    BT:LIMITE:=4;
    CT:LIMITE:=5;
    DT:LIMITE:=6;
  END;
  SS:=0.0;
  LOGT:=LN(T);
  LOGCEM:=LN(100.0);
  FOR J:=1 TO LIMITE DO
  BEGIN
    CASE TIPO OF
      BT:SS:=SS+B[TIPO,J]*EXP(J*LOGCEM)*J*(J+1)*EXP((-2-J)*LOGT);
      CT:SS:=SS+B[TIPO,J]*EXP(2*J*LOGCEM)*2*J*(2*J+1)*EXP((-2*J-2)*LOGT);
      DT:SS:=SS+B[TIPO,J]*EXP(2*J*LOGCEM)*2*J*(2*J+1)*EXP((-2*J-2)*LOGT);
    END;
  END;
  DERIVADA2:=SS;
END;
(*-----*)
(*          FUNCAO C_ESP CALOR ESPECIFICO          *)
(*-----*)
FUNCTION CESP(TIPO:CP;T0,T1:REAL):REAL;
VAR J,LIMITE          :INTEGER;
    SS,LOGT0,LOGT1,LOGCEM:REAL;
BEGIN
  LOGT0:=LN(T0);
  CASE TIPO OF
    CP1:BEGIN

```

```

      LOGCEM:=LN(100.0);
      SS:=0.0;
      LIMITE:=0;
    END;
  CP2:BEGIN
    LOGT1:=LN(T1);
    LOGCEM:=LN(0.01);
    SS:=(A[0]-1.0)*(LOGT0-LOGT1);
    LIMITE:=1;
  END;
  CP3:BEGIN
    LOGT1:=LN(T1);
    LOGCEM:=LN(0.01);
    SS:=T1-T0;
    LIMITE:=0;
  END;
END;
FOR J:=LIMITE TO 4 DO
BEGIN
  CASE TIPO OF
    CP1:SS:=SS+A[J]*EXP(J*(LOGT0-LOGCEM));
    CP2:SS:=SS+A[J]/J*EXP(J*LOGCEM)*(EXP(J*LOGT0)-EXP(J*LOGT1));
    CP3:SS:=SS+A[J]/(J+1)*EXP(J*LOGCEM)*(EXP((J+1)*LOGT0)-EXP((J+1)*LOGT1));
  END;
  CESP:=SS;
END;
END;
(*-----*)
(*          FUNCAO DE RECORRENCIA          *)
(*-----*)
FUNCTION RCRITICO(TIPO:RECORRENCIA;R,T:REAL):REAL;
VAR SS:REAL;
BEGIN
  SS:=0.0;
  IF R(>)0.0 THEN
  BEGIN
    CASE TIPO OF
      ER1:SS:=VIRIAL(BT,T)*R+VIRIAL(CT,T)*R*R+VIRIAL(DT,T)*R*R*R;
      ER2:SS:=T*R*DERIVADA1(BT,T)+T*R*R*DERIVADA1(CT,T)+T*R*R*R*DERIVADA1(DT,T);
      ER3:SS:=R*(VIRIAL(BT,T)+T*DERIVADA1(BT,T))+R*R/2*(VIRIAL(CT,T)
        +T*DERIVADA1(CT,T))+R*R*R/3*(VIRIAL(DT,T)+T*DERIVADA1(DT,T));
      ER4:SS:=T*R*DERIVADA1(BT,T)+T*R*R/2*DERIVADA1(CT,T)
        +T*R*R*R/3*DERIVADA1(DT,T);
      ER5:SS:=2*VIRIAL(BT,T)*R+3*VIRIAL(CT,T)*R*R+4*VIRIAL(DT,T)*R*R*R;
      ER6:SS:=2*R*T*DERIVADA1(BT,T)+R*T*T*DERIVADA2(BT,T)+R*R*T*DERIVADA1(CT,T)
        +R*R*T*T/2*DERIVADA2(CT,T)+2*R*R*R*T/3*DERIVADA1(DT,T)+R*R*R*T*T/
        DERIVADA2(DT,T);
    END;
  END;
  RCRITICO:=SS;
END;
(*-----*)
(*          FUNCAO RO MASSA EXPECIFICA DE ESTAGNACAO          *)
(*-----*)
FUNCTION R0:REAL;

```

```

VAR ITMAX : INTEGER;
    RI,AUX : REAL;
BEGIN
  ITMAX:=0;
  AUX:=P0/(RGAS*T0);
  RI:=P0/((1.0+RCRITICO(ER1,AUX,T0))*RGAS*T0);
  WHILE (ITMAX<=30) AND (ABS((AUX-RI)/RI)>1E-6) DO
    BEGIN
      AUX:=RI;
      RI:=P0/((1+RCRITICO(ER1,AUX,T0))*RGAS*T0);
      ITMAX:=ITMAX+1;
    END;
  R0:=AUX;
END;
(*-----*)
(*      FUNCAO R1 MASSA ESPECIFICA NA GARGANTA      *)
(*-----*)
FUNCTION R1:REAL;
VAR ITMAX : INTEGER;
    R1I,AUX,AUX1:REAL;
BEGIN
  ITMAX:=0;
  AUX:=CESP(CP2,T0,T1);
  AUX1:=DENS0*(EXP(-AUX));
  R1I:=DENS0*(EXP(-AUX+RCRITICO(ER3,DENS0,T0)-RCRITICO(ER3,AUX1,T1)));
  WHILE (ITMAX<=30) AND (ABS((R1I-AUX1)/R1I)>1E-6) DO
    BEGIN
      AUX1:=R1I;
      R1I:=DENS0*(EXP(-AUX+RCRITICO(ER3,DENS0,T0)-
        -RCRITICO(ER3,AUX1,T1)));
      ITMAX:=ITMAX+1;
    END;
  R1:=R1I;
END;
(*-----*)
(*      FUNCAO VSOM CALCULO DA VELOCIDADE DO SOM      *)
(*-----*)
FUNCTION VSOM:REAL;
VAR SS:REAL;
BEGIN
  SS:=((EXP(2*LN(1+RCRITICO(ER1,DENS1,T1)+RCRITICO(ER2,DENS1,T1)))/
    (CESP(CP1,T1,0.0)-1-RCRITICO(ER6,DENS1,T1))+
    (1+RCRITICO(ER5,DENS1,T1))*T1);
  VSOM:=SQRT(SS);
END;
(*-----*)
(*      FUNCAO VGARG CALCULO DA VELOCIDADE NA GARGANTA *)
(*-----*)
FUNCTION VGARG:REAL;
VAR VEL2,AUX:REAL;
BEGIN
  AUX:=CESP(CP3,T0,T1);
  VEL2:=2*(AUX+T0*(1+RCRITICO(ER1,DENS0,T0)-
    RCRITICO(ER4,DENS0,T0))-T1*(1+RCRITICO(ER1,DENS1,T1)-
    RCRITICO(ER4,DENS1,T1)));

```

```

      VGARG:=SQRT(VEL2);
END;
(*-----*)
(*          FUNCAO GAMAI(T) COEF.ISENTROPICO          *)
(*-----*)
FUNCTION GAMAI(T:REAL):REAL;
VAR AUX:REAL;
BEGIN
  AUX:=CESP(CP1,T,0.0);
  GAMAI:=AUX/(AUX-1.0);
END;

(*-----*)
(*          P R O G R A M A   P R I N C I P A L          *)
(*-----*)
BEGIN
(*----- DADOS PARA A EQ.DE CALOR ESPECIFICO -----*)
A[0]:=3.45849 ; A[1]:=3.13625E-2 ; A[2]:=-1.06296E-2;
A[3]:=1.44603E-3 ; A[4]:=-5.30303E-5;
(*----- DADOS PARA SEGUNDA CONST. VIRIAL DE BT -----*)
B[BT,0]:=38.7361 ; B[BT,1]:=-167.218 ; B[BT,2]:=-584.145;
B[BT,3]:=904.752 ; B[BT,4]:=-814.723;
(*----- DADOS PARA TERCEIRA CONST. VIRIAL DE CT -----*)
B[CT,0]:=960.767 ; B[CT,1]:=1.55312E4 ; B[CT,2]:=-2.70131E5;
B[CT,3]:=2.37506E6 ; B[CT,4]:=-1.34407E7 ; B[CT,5]:=2.94026E7;
(*----- DADOS PARA QUARTA CONST. VIRIAL DE DT -----*)
B[DT,0]:=-3.4286E3 ; B[DT,1]:=1.58277E6 ; B[DT,2]:=-1.50611E7;
B[DT,3]:=1.38162E6 ; B[DT,4]:=1.43166E9 ; B[DT,5]:=-1.17452E10;
B[DT,6]:=2.99748E10;
  P0:=PRESSAO;
  T0:=(TEMPERATURA+273.15)*1.8;
  DENS0:=R0;
  T1:=T0*(2/(GAMAI(T0)+1.0));
  ITMAX:=0;
  MACH1:=0.0;
  WHILE (ITMAX<=10) AND (ABS(MACH1-1.0)>1E-3) DO
  BEGIN
    DENS1:=R1;
    V1:=VGARG;
    V0:=VSOM;
    MACH1:=V1/V0;
    T1:=T1+T1*MACH1/T0*(GAMAI(T1)-1.0)*MACH1*(MACH1-1.0);
    ITMAX:=ITMAX+1;
  END;
  ZGAS:=P0/(DENS0*RGAS*T0);
  CCRIT:=DENS1/DENS0*(1.0/(ZGAS*SQRT(T0)))*V1;
  PP:=DENS1/DENS0*T1/T0*(1.0+RCRITICO(ER1,DENS1,T1))/ZGAS;
  TT:=T1/T0;
  VEL:=V1*RGAS*0.3048;

END;
END.

```

```
( $M 65520,0,655360 )
```

```
PROGRAM BOCAL_SONICO_AFERICAO;
```

```
USES CRT,PRINTER,DIVERSOS,C_CRITICAL,CALCULO;
```

```
CONST LIMITE=100;
```

```
  Pkgf=9.80665e4;
```

```
  Pmmca=9.7864;
```

```
  PHg =133.322;
```

```
  Kt =128.8;
```

```
TYPE MATRIZ =ARRAY[1..LIMITE] OF REAL;
```

```
  MATRIZI=ARRAY[1..LIMITE] OF INTEGER;
```

```
VAR
```

```
  N_ARQUIVO :STRING[3];
```

```
  LE_TECLE :CHAR;
```

```
  I,NPONTOS,J :BYTE;
```

```
  PONTO :MATRIZI;
```

```
  CODE :INTEGER;
```

```
  T_BOCAL,
```

```
  P_atm,
```

```
  P_IN_BOCAL,
```

```
  P_OUT_BOCAL,
```

```
  DELTA_P,
```

```
  P_IN_PLACA,
```

```
  Z,
```

```
  C,
```

```
  REL_P,
```

```
  REL_T,
```

```
  VEL_G :MATRIZ;
```

```
  d_BOCAL,
```

```
  PRESSAO_PLACA,
```

```
  VAZAO_BOC,
```

```
  PRESSAO_BOC :REAL;
```

```
  VAZAO_MASSA,
```

```
  DEN_PLACA,
```

```
  DEN_BOCAL,
```

```
  MACH,
```

```
  Cd_BOCAL,
```

```
  Red_BOCAL,
```

```
  REL_GLOBAL :MATRIZ;
```

```
(*****)
```

```
procedure DiskInterface(Número :Byte;
```

```
  var A :matrizI;
```

```
  var B,C,D,E,F,G:matriz;
```

```
  EscreveLe :boolean);
```

```
{EscreveLe: TRUE => escreve no disco, FALSE => le disco}
```

```
var NomeArquivo :string[45];
```

```
  Arquivo :text;
```

```
  linha :string[40];
```

```
  V_A :string[3];
```

```
  V_B :string[4];
```

```
  V_C,V_D,V_E,V_F,V_G :string[5];
```

```
  codigo :integer;
```

```

( K1          : real; ) (variavel Numero transformada em real)
  ErrorCode,Count : byte;
  ErrorFlag       : boolean;
begin
  ClrScr;
  GoToXY(5,5);
  if EscreveLe=TRUE then writeln('SAIDA DE DADOS - DISCO') else writeln('ENTRAD
writeln;
  if EscreveLe=TRUE then
    NomeArquivo:='RESULT'+N_LARQUIVO+'.DAT'
  else
    NomeArquivo:='ENSAIO'+N_LARQUIVO+'.DAT';

  ErrorFlag:=TRUE;
($I-)
  assign(Arquivo,NomeArquivo);
  if EscreveLe=TRUE then begin
    rewrite(arquivo);
    ErrorCode:=IOResult;
    VerifyError(ErrorCode,ErrorFlag,NomeArquivo);
    if ErrorCode=0 then begin
      for count:=1 to Numero do
        begin

          writeln(arquivo,
                A[count],', ',
                B[count]:1:5,', ',
                C[count]:2:5,', ',
                D[count]:2:5,', ',
                E[count]:8:0,', ',
                F[count]:2:5,', ',
                G[count]:2:5);

          end;
        end;
      close(arquivo);
      ErrorCode:=IOResult;
      VerifyError(ErrorCode,ErrorFlag,NomeArquivo);
    end
  else begin
    reset(arquivo);
    ErrorCode:=IOResult;
    VerifyError(ErrorCode,ErrorFlag,NomeArquivo);
    if ErrorCode=0
    then begin
      for count:=1 to Numero do
        BEGIN
          READLN(arquivo,LINHA);
          V_A:=COPY(LINHA,1,3);
          V_B:=COPY(LINHA,5,4);
          V_C:=COPY(LINHA,10,5);
          V_D:=COPY(LINHA,16,5);
          V_E:=COPY(LINHA,22,5);
          V_F:=COPY(LINHA,28,5);
          V_G:=COPY(LINHA,34,5);

```



```

    VAL(V_A,A[count],codigo);
    VAL(V_B,B[count],codigo);
    VAL(V_C,C[count],codigo);
    VAL(V_D,D[count],codigo);
    VAL(V_E,E[count],codigo);
    VAL(V_F,F[count],codigo);
    VAL(V_G,G[count],codigo);
  END;
end;
close(arquivo);
(  ErrorCode:=IOResult;)
(  FOR COUNT:=1 TO NUMERO DO)
  VerifyError(ErrorCode,ErrorFlag,NomeArquivo);
end;
($I+)
end;
(-----)
(*****
(-----*)
(          PROCEDIMENTO TITULO          *)
(-----*)
PROCEDURE DADOS_IN;
VAR I,J,K:INTEGER;
(-----)
PROCEDURE TELA_DADOS;
VAR I:INTEGER;
BEGIN
  CLRSCR;
  WRITELN('jaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaa ENTRADA DE DADOS aaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaa');
  WRITELN('o
  WRITELN('o PONTO      T_bocal  P_atm      PRESSAO   PRESSAO   DELTA_P   PRESSAO
  WRITELN('o                               MONTANTE   JUSANTE   PLACA     PLACA
  WRITELN('o      (-)      (oC)      (mmHg)   (kgf/cm2) (kgf/cm2)   (mV)     (kgf/cm2)
  WRITELN('iaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaaa');
END;
(-----)
BEGIN
  TELA_DADOS;
  NPONTOS:=0;
  I:=1;
  K:=0;
  REPEAT

  LE_TECLA:=READKEY;
  IF LE_TECLA<>'*'
    THEN

```

```

BEGIN
  GOTOXY(5,8+K);READLN(J);
  PONTO[I]:=J;
  GOTOXY(13,8+K);READLN(T_bocal[J]);
  GOTOXY(22,8+K);READ(P_atm[J]);
  GOTOXY(32,8+K);READ(P_IN_BOCAI[J]);
  GOTOXY(42,8+K);READ(P_OUT_BOCAI[J]);
  GOTOXY(52,8+K);READ(DELTA_P[J]);
  GOTOXY(62,8+K);READ(P_IN_PLACA[J]);
  NPONTOS:=NPONTOS+1;
  I:=I+1;
  K:=K+1;
  IF (NPONTOS=15) OR (NPONTOS=30) OR (NPONTOS=45)
    THEN BEGIN
      K:=0;
      TELA_DADOS;
    END;
  END;
UNTIL LE_TECLA='*';
END;

```

```

-----
BEGIN
(CheckBreak:=TRUE; ) (ativa Contr1-C checking)
(DADOS_IN; )

```

```

CLRSCR;
WRITE('ENTRE COM O DIAMETRO DA GARGANTA DO BOCAL (mm)=');
READLN(d_BOCAI);
d_BOCAI:=d_BOCAI*0.001;
WRITELN;
WRITE('      QUAL O No. DE PONTOS A SER LIDO?');
READLN(NPONTOS);
WRITELN;
WRITE(' ENTRE COM O NUMERO DO ENSAIO ---->');
READLN(N_ARQUIVO);

```

```

DiskInterface(NPONTOS,
  PONTO,
  T_BOCAI,
  P_atm,
  P_IN_BOCAI,
  P_OUT_BOCAI,
  DELTA_P,
  P_IN_PLACA,
  FALSE);

```

```

writeln('      CALCULANDO!!!!!!');

```

```

for I:=1 to NPONTOS DO
  BEGIN

```

```

  PRESSAO_PLACA:=(P_IN_PLACA[I]*Pkgf+P_atm[I]*PHg);
  DEN_PLACA[I]:=PRESSAO_PLACA/(287.055*(T_BOCAI[I]+273.15));

```

```

VAZAO_PLACA(AIR,
             0.0257,
             0.010003,
             ((DELTA_P[I]-20)*Pmmca*Kt),
             PRESSAO_PLACA,
             DEN_PLACA[I],
             VISCOSIDADE(T_BOICAL[I]),
             VAZAO_MASSA[I]);

```

```

CRITICAL((P_IN_BOICAL[I]*Pkgf+P_atm[I]*PHg)/1.01325E+5,
          T_BOICAL[I],
          Z[I],
          C[I],
          REL_P[I],
          REL_T[I],
          VEL_G[I]);

```

```

DEN_BOICAL[I]:=(P_IN_BOICAL[I]*Pkgf+P_atm[I]*PHg)/
               (287.055*(T_BOICAL[I]+273.15))*Z[I];

```

```

writeln('CALCULANDO PONTO No.',PONTO[I]);

```

```

P_IN_BOICAL[I]:=(P_IN_BOICAL[I]*Pkgf+P_atm[I]*PHg);

```

```

VAZAO_BOICAL(d_BOICAL,
             C[I],
             Z[I],
             P_IN_BOICAL[I],
             DEN_BOICAL[I],
             VISCOSIDADE(T_BOICAL[I]),
             Red_BOICAL[I],VAZAO_BOC);

```

```

Cd_BOICAL[I]:=VAZAO_MASSA[I]/VAZAO_BOC;
Red_BOICAL[I]:=Red_BOICAL[I]*Cd_BOICAL[I];
REL_GLOBAL[I]:=(P_OUT_BOICAL[I]*Pkgf+P_atm[I]*PHg)/P_IN_BOICAL[I];

```

```

END;

```

```

DiskInterface(NPONTOS,
              PONTO,
              DEN_BOICAL,
              VAZAO_MASSA,
              Cd_BOICAL,
              Red_BOICAL,
              REL_GLOBAL,
              C,
              TRUE);

```

```

writeln(' P R O N T O !!!!!!!');
SOUND(700);

```

```
DELAY(1000);  
le_tecla:=readkey;  
IF LE_TECLA<>' ' THEN NOSOUND;  
END.
```

{-----}

ANEXO 5

CÁLCULOS AUXILIARES: PLACA DE ORIFÍCIO E INCERTEZAS

Neste anexo são apresentados os métodos utilizados nos cálculos da placa de orifício e na determinação das incertezas associadas aos resultados.

E. 1 Cálculo da Vazão Mássica

A vazão mássica foi calculada através dos valores obtidos para placa de orifício, de acordo com as orientações fornecidas pela norma ISO 5167. A equação da vazão mássica é dada por:

$$q = C_d E_{ps} 3,1415 d^2 \frac{[2 (P_1 - P_2) r_0]^{0,5}}{4 (1 - B^4)^{0,5}} \quad (5.1)$$

onde r_0 = massa específica calculada através do método de Johnson, apresentado nos anexos 3 e 4

$$E_{ps} = 1 - (0,41 + 0,35 B^4) \frac{P_1 - P_2}{1,4 P_1} \quad (5.2)$$

$$C_d = 0,5959 + 0,0312 B^{2,1} - 0,1840 B^8 + 0,0029 B^{2,5} \times (10^6 / Re_D)^{0,75} + 0,0390 B^4 (1 - B^4)^{-1} - 0,015839 B^3 \quad (5.3)$$

$$B = 0,3892$$

$$Re_D = \frac{4 q}{3,1415 m_{10}} \quad (5.4)$$

$$m_{10} = (17,23 + 0,048 T) 10^{-6} \quad (5.5)$$

onde m_{10} é calculada de acordo com a norma ASHRAE, relacionada como referência [3].

Como o C_d depende de Reynolds, referido ao diâmetro da tubulação, era sempre necessário um cálculo iterativo até a obtenção do valor exato do C_d .

E. 2 Aferição da placa de orifício

Pelo fato da placa de orifício ter sido utilizada segundo a norma BS 1042, a qual especifica uma incerteza elevada para as dimensões empregadas, seria necessário efetuar a aferição da placa

Para esta finalidade foi montado um circuito de aferição que consistia de uma bomba alimentando com água o trecho de tubulação com a placa de orifício utilizada no ensaio do Venturi. O escoamento era desviado, por intermédio de uma mangueira flexível à saída do trecho da tubulação, ora para uma balança com um tanque, ora para um reservatório.

O tempo de enchimento do tanque de pesagem era cronometrado e ao final de cada ensaio tinham-se anotados a massa de água desviada, o tempo de enchimento (obtendo-se, portanto, a vazão mássica), a temperatura da água e o diferencial de pressão estabelecido.

Com este procedimento, e utilizando-se as equações para placa de orifício, era possível calcular o coeficiente de descarga real da placa para os números de Reynolds necessários, obtidos no ensaio do Venturi.

Após a montagem do circuito, foi verificado que não era possível efetuar a avaliação, de maneira razoável, da incerteza cometida no cálculo do coeficiente de descarga da placa de orifício, por dois motivos:

. o processo do desvio do escoamento para a pesagem, era uma operação não repetitiva, dentro da faixa de incerteza que se buscava atingir, pois esta operação era efetuada manualmente, sem a repetibilidade que mecanismos de acionamento pneumáticos ou hidráulicos oferecem.

. o diferencial de pressão na placa de orifício foi medido com muita dificuldade, devido à oscilação causada pela bomba: para leituras de 55mV do transdutor, a oscilação atingia 0,3 mV, enquanto que nos ensaios do Venturi com ar, esta oscilação não ultrapassava 0,03mV, ou seja, a leitura do diferencial de pressão no circuito com água era dez vezes mais instável que no circuito de ar.

Estes fatos acabaram por inviabilizar o levantamento da incerteza da placa de orifício neste circuito, mas de qualquer modo, são apresentados na tabela E1 os resultados obtidos no ensaio.

Tabela E1 - Resultados da aferição tentativa da placa de orifício

R do Bocal $Q^d = 5\text{mm}$	C placa, teor.	C placa, "real"	diferença % entre C _d
81.830	0,6062	0,6090	- 0,46
95.640	0,6055	0,6073	- 0,29
100.150	0,6053	0,6105	- 0,84
111.100	0,6050	0,6095	- 0,75
111.460	0,6049	0,6106	- 0,93
124.686	0,6045	0,6084	- 0,63
142.095	0,6041	0,6095	- 0,88
156.980	0,6038	0,6075	- 0,62

Os resultados aparentemente indicam que havia de fato erro sistemático provocado pela placa de orifício considerada, e que os valores reais da vazão poderiam ser ao redor de 0,7% maiores que os calculados. Isto implicaria que os valores dos coeficientes de descarga dos bocais poderiam ser em média cerca de 0,7% maiores que os valores calculados.

Porém, conforme afirmado anteriormente, devido às dificuldades de avaliação da incerteza sobre estes resultados, fica impraticável justificar a utilização destes dados para corrigir os valores dos coeficientes de descarga destes bocais.

De qualquer forma, não há um grande prejuízo quanto à qualidade dos resultados obtidos para o Venturi, ao não se incorporar o cálculo destes erros sistemáticos. Isto porque a maneira correta de avaliar os erros sistemáticos cometidos com a utilização destes bocais é através de uma intercomparação laboratorial, utilizando equipamentos de aferição, instrumentação secundária e operadores diferentes para a avaliação de possíveis desvios.

Os erros aleatórios poderão ser calculados conforme explanado em seguida.

E. 3 Cálculo da Incerteza da Medição

O resultado de qualquer medição é simplesmente uma estimativa de um valor pois, segundo Kinghorn [59], nunca é possível se saber exatamente quão distantes estes valores estão um do outro. No desenvolvimento de métodos para se avaliar a incerteza em um resultado procura-se obter uma estimativa tão boa quanto possível de uma faixa dentro da qual se pode esperar estatisticamente que o valor verdadeiro se situe.

Este preâmbulo cuidadoso e com condicionantes, elaborado por Kinghorn dá uma idéia da dificuldade de se formular um conjunto de procedimentos aceito por todos os envolvidos em uma medição. A discussão sobre normalização da linguagem e de métodos estatísticos para o cálculo de incertezas no setor de medição de vazão teve início somente na década de 70. A partir de então surgiram diversas normas e propostas de normas ISO que trataram de resolver alguns problemas, embora somente em 1989 tenha sido publicada uma proposta de norma ISO [49] abrangente sobre incertezas em medição de vazão.

No Brasil, a primeira tentativa de se introduzir um cálculo normalizado de incertezas em medição de vazão foi a inclusão de um capítulo sobre cálculo de incertezas no projeto de norma "Medição de vazão através de placa de orifício, bocais e tubos de Venturi inseridos em condutos forçados com seção transversal circular", do grupo de trabalho de "Medidores de Vazão por Pressão Diferencial" da ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas), entregue aquela entidade em março de 1990 para publicação e discussão.

Inicialmente, para clareza de linguagem, deve-se distinguir entre erro e incerteza. O erro é a diferença entre o valor medido e o valor real, e é desconhecido (caso fosse conhecido, uma simples correção seria feita e não haveria mais erro). Já a incerteza é a metade da faixa dentro da qual se espera que o valor real se encontre, com um nível de probabilidade pré-estabelecido.

Portanto, a incerteza, ao contrário do erro, pode ser calculada e não deve nunca ser enunciada separada da probabilidade ou do nível de confiança com o qual está associada. Em medição de vazão, o nível de confiança mais utilizado é o de 95%, o que significa que de cada 100 medições efetuadas, se espera que pelo menos 95 estejam dentro do intervalo calculado.

Hã quatro tipos de erros presentes em qualquer medição:

- a) Erros acidentais - são enganos claramente identificáveis, e que por isso podem ser descartados, como a transposição errada de uma coluna de resultados, por exemplo.
- b) Erros aleatórios - são aqueles que causam uma variação nos resultados, mesmo se o valor da quantidade medida não tenha mudado. Quanto maior o número de pontos experimentais, menor o valor destes erros.
- c) Erros sistemáticos constantes - são erros que não variam com o tempo, nem se a medição for feita sob as mesmas condições, mas que podem variar com o valor da medida. Por exemplo, o erro de ajuste de zero num manômetro afeta de um mesmo valor, todas as medidas efetuadas .

d) Erros sistemáticos variáveis - surgem em função de variações de parâmetros ao longo do tempo, tais como influência de desgaste progressivo do mancal de turbinas ou flutuações de pressão, temperatura e umidade do ambiente.

Há métodos para se calcular cada um destes erros, desde que se disponham de informações suficientes.

E. 3. 1. Análise dos Erros Acidentais

Deve-se fazer uma análise cuidadosa e, se for possível identificar as fontes destes erros, eles devem ser descartados. Foram identificados os seguintes pontos com erros evidentes identificados e que puderam ser descartados, entre os pontos de ensaio de 1 a 732:

. Pontos de 1 a 42 - foram descartados não por apresentarem erros evidentes, mas porque foram obtidos com configuração de tubulação diferente em relação à utilizada nos demais pontos. Foi mudada a posição de uma válvula, o que alterava significativamente as condições de pressão e temperatura em um trecho da tubulação.

. Pontos de 48 a 56 - foram descartados porque foram realizados com condições de escoamento subsônico.

. Pontos de 66 a 73 - representam pontos onde se procurava atingir o limite onde o escoamento se transformava de sônico em subsônico, ou seja, onde era procurado o valor experimental da relação de pressão de blocagem. Como se tratava de um processo iterativo, de fechamento e abertura de válvulas, às vezes o valor anotado já poderia estar dentro da região de escoamento subsônico, e às vezes não, o que é possível se assegurar a partir dos dados obtidos.

Por este motivo foram tratados à parte, sendo utilizados apenas para a determinação da relação da pressão de blocagem.

. Ponto 82 - Foi descartado por apresentar um erro evidente de anotação do resultado de pressão diferencial na placa (valor bem inferior ao das leituras de pontos de vazão inferiores).

. Pontos 84 à 91 - escoamento subsônico.

. Pontos 102 à 108 - pontos de procura de relação de pressão de blocagem.

. Ponto 118 - foi descartado porque houve erro evidente quando se anotou o valor da tensão do transdutor diferencial (o valor anotado era muito maior que os valores de condições de pressão de montante imediatamente acima e abaixo).

. Ponto 123 - escoamento subsônico.

. Pontos 138 - 150 pontos de procura de relação de pressão de blocagem.

. Ponto 165 - escoamento subsônico

. Pontos 179 à 191 - pontos de procura de relação de pressão de blocagem (RPB)

. Ponto 206 - escoamento subsônico.

. Pontos 221 a 233 - pontos de procura de RPB

. Ponto 248 - escoamento subsônico.

. Pontos 263 a 275 - pontos de procura de RPB

. Ponto 290 - escoamento subsônico.

. Pontos 307 à 317 - pontos de procura de RPB.

. Ponto 333 - escoamento subsônico.

. Pontos 348 à 358 - pontos de procura de RPB.

. Ponto 373 - escoamento subsônico.

. Ponto 412 - escoamento subsônico.

. Pontos 427 à 435 - pontos de procura de RPB.

. Ponto 450 - escoamento subsônico.

- . Pontos 465 à 475 - pontos de procura de RPB.
- . Ponto 491 - escoamento subsônico.
- . Pontos 506 à 516 - pontos de procura de RPB.
- . Ponto 536 - escoamento subsônico.
- . Pontos 551 à 561 - pontos de procura de RPB
- . Pontos 562 à 600 - rejeitados porque todas as medições de temperatura estão sob forte suspeita de terem sido efetuadas de maneira incorreta. Apesar de o ensaio ter sido realizado em uma noite muito fria (temperatura ao redor de 13°C no reservatório de ar comprimido) as temperaturas medidas no interior da tubulação eram superiores a 26°C, o que não ocorria nem em dias bem mais quentes, com temperatura ambiente ao redor de 24°C. O ensaio foi interrompido e após cuidadoso exame, foi verificado que os cabos do termopar (de cobre-constantan) foram invertidos em outra experiência do laboratório, no dia anterior. Os pontos foram repetidos em seguida, com bons resultados.

- . Ponto 615 - escoamento subsônico.
- . Pontos 625 à 632 - pontos de procura de RPB.
- . Pontos 646 à 654 - pontos de procura de RPB.
- . Ponto 669 - escoamento subsônico.
- . Pontos 684 à 693 - pontos de procura de RPB.
- . Ponto 708 - escoamento subsônico.
- . Pontos 723 à 732 - pontos de procura de RPB.

Com estas modificações, o ensaio de número 15 é totalmente descartado e o ensaio de número 17 também desaparece, pois é anexado ao ensaio de número 14, uma vez que se trata da mesma condição de ensaio. O ensaio 13 desaparece, sendo anexado ao

ensaio 4, pois se trata da mesma condição de ensaio, realizado em período diferente.

E. 3. 2 Análise dos Erros Sistemáticos

Quanto aos erros sistemáticos, a norma ISO/DIS 9300 especifica que o erro sistemático porcentual em uma medição com um Venturi sônico pode ser calculado por:

$$E(q) = [E^2(C_{RG}) + E^2(C) + E^2(A_*) + 1/4E^2(P_0) - 1/4E^2(r_0)]^{1/2} \quad (5.6)$$

onde os "E" representam os erros sistemáticos porcentuais de cada parâmetro.

Devido à impossibilidade de avaliação correta do erro sistemático cometido no cálculo do coeficiente de descarga da placa de orifício, foi considerado que o cálculo do erro sistemático correto do Venturi não seria tampouco possível.

Como são desejados resultados comparativos entre as várias situações (bocal sem divergente, e com divergente com degraus variados), foi avaliado que o cálculo da incerteza aleatória seria suficiente para dar uma visão clara da repetibilidade do valor do coeficiente de descarga do bocal para as várias situações, ou seja, se teriam em mãos valores comparativos entre as várias situações para avaliar se as modificações sugeridas no divergente afetam as condições de operação de venturis semelhantes aos ensaiados.

E. 3. 3 Análise dos Erros Aleatórios

Para possibilitar a comparação com trabalhos já publicados será efetuada a análise da incerteza aleatória do valor do coeficiente de descarga C, que deve variar em função do número de Reynolds segundo:

$$(1-C) = b \times Red^n \quad (5.7)$$

Tratando-se de uma relação exponencial, será necessário tomar o logaritmo de ambos os membros para verificar se é possível encontrar uma reta que represente a variação de C em função do logaritmo do número de Reynolds, e que seja aceitável do ponto de vista de incerteza dentro de um intervalo de confiança de 95%.

Para o caso de uma regressão linear, tem-se:

$$Y = b_0 + b_1 x \quad (5.8)$$

onde os coeficientes b_0 e b_1 são dados por:

$$b_1 = \frac{\text{somatória } (xy) - (\text{somatória}(x) \text{ somatória } (y))/n}{\text{somatória}(x^2) - (\text{somatória } x)^2/n} \quad (5.9)$$

$$b_0 = \bar{y} - b_1 \bar{x} \quad (5.10)$$

(onde o sufixo 1 foi retirado de x_1 e y_1 para clareza)

Uma vez obtida a reta da calibração, deve-se calcular a incerteza associada à esta reta. A incerteza aleatória é visível como a dispersão dos pontos experimentais ao redor da reta média. A incerteza, à partir de causas aleatórias pode ser expressa em termos dos limites de confiança da reta:

$$\bar{y} \pm e_p \quad (5.11)$$

A incerteza aleatória, e_r , é normalmente calculada para o intervalo de confiança de 95%, de modo que assumindo que não há erro sistemático, há uma chance de 95% de o valor correto se encontrar dentro do intervalo de confiança. O valor de e_r pode ser calculado por:

$$e_r = \frac{S \cdot t_{95\%}}{n^{0,5}} \quad (5.12)$$

Como será utilizada uma relação linear para representar a variação do C_d numa faixa exponencial do número de Reynolds, então e_r possuirá valores diferentes em pontos diferentes da faixa de variação do Re_d , e seu valor em $x = x_r$ é:

$$e_r = t_{95\%} S \left[\frac{1}{n} + \frac{(x_r - \bar{x})^2}{\text{somat\u00f3ria}(x_i - \bar{x})^2} \right]^{1/2}$$

e

$$S = \left[\frac{\text{somat\u00f3ria} (y_i - b_0 - b_1 x_i)^2}{n-2} \right]^{1/2}$$

Os limites de confiança de 95% para a equação linear tornam-se, então: $b_0 + b_1 x \pm e_r$

ANEXO 6

Neste anexo são apresentadas as tabelas geradas através das medidas realizadas.

Tabela F1 - Resultados de aferição de Venturi Sônico

IDENTIFICAÇÃO DO BOCAL : D -0.12203
 DIÂMETRO DA GARGANTA : 5.08 mm Equação calculada $C = 1 - 0.1672 * Re$
 IDENTIFICAÇÃO DIVERGENTE: -
 DIÂMETRO DIVERGENTE : - mm Incerteza máxima da equação a 95% = 0.0006

PONTO	PRESSAO ABS.IN BOCAL	PRESSAO ABS.OUT BOCAL	DENS. BOCAL	COEF. CRITICO C*	VAZAO MASSICA	C Bocal	No.Rey BOCAL	RELACAO GLOBAL	Condicao
(-)	(1E+5 Pa)	(1E+5 Pa)	(kg/m ³)	(-)	kg/s 1E-2	(-)	(1E+5)	(-)	(-)
43	2.901	1.124	3.445	0.6857	1.34	0.962	1.84	0.388	
44	2.707	1.098	3.213	0.6856	1.25	0.962	1.72	0.406	
45	2.511	1.074	2.981	0.6856	1.16	0.962	1.59	0.428	
46	2.314	1.052	2.750	0.6855	1.06	0.961	1.47	0.455	
47	2.121	1.031	2.522	0.6855	0.98	0.960	1.35	0.486	S
56	2.117	1.029	2.514	0.6855	0.97	0.960	1.34	0.486	O
57	2.313	1.049	2.749	0.6855	1.06	0.960	1.47	0.453	N
58	2.516	1.072	2.996	0.6856	1.16	0.962	1.60	0.426	I
59	2.711	1.096	3.233	0.6856	1.25	0.962	1.73	0.404	C
60	2.905	1.121	3.464	0.6857	1.34	0.962	1.85	0.386	O
61	3.097	1.148	3.690	0.6857	1.43	0.962	1.98	0.371	
62	3.295	1.179	3.924	0.6858	1.52	0.963	2.10	0.358	
63	3.490	1.210	4.146	0.6858	1.61	0.963	2.22	0.347	
64	3.686	1.241	4.370	0.6859	1.70	0.963	2.34	0.337	
65	3.882	1.273	4.593	0.6859	1.79	0.962	2.46	0.328	
66	3.294	1.721	3.887	0.6858	1.51	0.959	2.07	0.522	
67	3.097	1.644	3.651	0.6857	1.41	0.957	1.94	0.531	procura
68	2.905	1.500	3.423	0.6856	1.33	0.959	1.82	0.516	
69	2.707	1.404	3.187	0.6856	1.24	0.959	1.69	0.519	
70	2.509	1.316	2.955	0.6855	1.15	0.960	1.57	0.525	
71	2.315	1.249	2.730	0.6855	1.06	0.956	1.45	0.539	RPB
72	2.122	1.190	2.502	0.6854	0.97	0.953	1.32	0.561	
73	1.925	1.106	2.272	0.6854	0.87	0.948	1.20	0.575	
48	1.922	1.012	2.286	0.6854	0.88	0.959	1.22	0.526	SUB
49	1.724	0.995	2.051	0.6853	0.78	0.949	1.08	0.577	
50	1.532	0.979	1.824	0.6853	0.68	0.926	0.94	0.639	S
51	1.333	0.963	1.582	0.6852	0.55	0.863	0.76	0.723	O
52	1.336	0.963	1.582	0.6852	0.55	0.865	0.76	0.721	N
53	1.533	0.979	1.819	0.6853	0.68	0.926	0.94	0.639	I
54	1.724	0.994	2.047	0.6853	0.78	0.950	1.08	0.576	C
55	1.922	1.011	2.279	0.6854	0.88	0.958	1.21	0.526	O

IDENTIFICACAO DO BOCAL : A -0.20858
 DIAMETRO DA GARGANTA : 5.02 mm Equacao calculada $C = 1 - 0.5452 * Re$
 IDENTIFICACAO DIVERGENTE: -
 DIAMETRO DIVERGENTE : - mm Incerteza maxima da equacao a 95% = 0.0007

PONTO	PRESSAO ABS. IN BOCAL	PRESSAO ABS. OUT BOCAL	DENS. BOCAL	COEF. CRITICO C*	VAZAO MASSICA	C Bocal	No. Rey BOCAL	RELACAO GLOBAL	Condicao
(-)	(1E+5 Pa)	(1E+5 Pa)	(kg/m ³)	(-)	kg/s 1E-2	(-)	(1E+5)	(-)	(-)
74	3.882	1.259	4.596	0.6859	1.74	0.959	2.42	0.324	
75	3.687	1.227	4.374	0.6859	1.65	0.959	2.31	0.333	
76	3.491	1.195	4.142	0.6858	1.56	0.956	2.18	0.342	
77	3.296	1.166	3.900	0.6858	1.47	0.958	2.05	0.354	S
78	3.097	1.139	3.661	0.6857	1.38	0.958	1.92	0.368	O
79	2.905	1.113	3.427	0.6856	1.29	0.956	1.80	0.383	N
80	2.708	1.088	3.192	0.6856	1.21	0.956	1.67	0.402	I
81	2.510	1.064	2.960	0.6855	1.12	0.954	1.55	0.424	C
83	2.121	1.024	2.500	0.6854	0.94	0.953	1.31	0.483	O
92	2.120	1.024	2.499	0.6854	0.94	0.953	1.31	0.483	
93	2.316	1.043	2.733	0.6855	1.03	0.954	1.43	0.450	
94	2.509	1.064	2.965	0.6855	1.12	0.955	1.55	0.424	
95	2.707	1.087	3.206	0.6856	1.21	0.955	1.68	0.402	
96	2.904	1.112	3.442	0.6857	1.30	0.956	1.81	0.379	
97	3.099	1.137	3.678	0.6857	1.39	0.957	1.93	0.367	
98	3.295	1.166	3.912	0.6858	1.47	0.957	2.06	0.354	
99	3.491	1.195	4.143	0.6858	1.56	0.957	2.18	0.342	
100	3.687	1.227	4.374	0.6859	1.65	0.958	2.30	0.333	
101	3.882	1.259	4.606	0.6859	1.74	0.959	2.43	0.324	
102	3.098	1.755	3.662	0.6857	1.38	0.952	1.91	0.567	
103	2.906	1.689	3.435	0.6857	1.29	0.948	1.79	0.581	procura
104	2.704	1.433	3.196	0.6856	1.20	0.954	1.67	0.530	
105	2.513	1.385	2.970	0.6855	1.12	0.953	1.55	0.551	
106	2.314	1.248	2.736	0.6855	1.03	0.953	1.43	0.539	
107	2.116	1.209	2.503	0.6854	0.94	0.948	1.30	0.571	RPS
108	1.923	1.175	2.275	0.6854	0.84	0.937	1.17	0.611	
84	1.924	1.008	2.267	0.6854	0.85	0.952	1.18	0.524	SUB
85	1.727	0.992	2.036	0.6853	0.76	0.945	1.05	0.574	
86	1.529	0.977	1.802	0.6853	0.66	0.922	0.91	0.639	S
87	1.334	0.963	1.573	0.6852	0.54	0.865	0.74	0.722	O
88	1.335	0.963	1.574	0.6852	0.54	0.866	0.75	0.722	N
89	1.531	0.977	1.804	0.6853	0.66	0.922	0.91	0.638	I
90	1.724	0.991	2.030	0.6853	0.76	0.945	1.05	0.575	C
91	1.921	1.008	2.262	0.6854	0.85	0.953	1.18	0.525	O

IDENTIFICACAO DO BOCAL : A
 DIAMETRO DA GARGANTA : 5.02 mm Equacao calculada C = 0.9391
 IDENTIFICACAO DIVERGENTE: B
 DIAMETRO DIVERGENTE : 4.97 mm Incerteza maxima da equacao a 95% = 0.0005

PONTO	PRESSAO ABS. IN BOCAL	PRESSAO ABS. OUT BOCAL	DENS. BOCAL	COEF. CRITICO C*	VAZAO MASSICA	C Bocal	No. Rey BOCAL	RELACAO GLOBAL	Condicao
(-)	(1E+5 Pa)	(1E+5 Pa)	(kg/m3)	(-)	kg/s 1E-2	(-)	(1E+5)	(-)	(-)
109	3.881	1.264	4.583	0.6859	1.70	0.937	2.36	0.326	
110	3.684	1.234	4.358	0.6859	1.62	0.939	2.25	0.335	
111	3.488	1.203	4.130	0.6858	1.53	0.939	2.13	0.345	
112	3.293	1.175	3.897	0.6858	1.44	0.939	2.01	0.357	
113	3.099	1.147	3.663	0.6857	1.36	0.939	1.89	0.370	
114	2.901	1.120	3.423	0.6856	1.27	0.939	1.76	0.386	
115	2.707	1.096	3.190	0.6856	1.18	0.939	1.64	0.405	
116	2.508	1.074	2.953	0.6855	1.10	0.939	1.52	0.428	
117	2.312	1.052	2.723	0.6855	1.01	0.939	1.40	0.455	
119	1.920	1.018	2.260	0.6854	0.84	0.939	1.16	0.530	S
120	1.725	1.003	2.031	0.6853	0.75	0.939	1.04	0.582	D
121	1.530	0.990	1.802	0.6853	0.67	0.940	0.93	0.647	N
122	1.333	0.978	1.571	0.6852	0.58	0.940	0.81	0.734	I
124	1.336	0.978	1.573	0.6852	0.58	0.939	0.81	0.732	C
125	1.528	0.989	1.798	0.6853	0.67	0.940	0.93	0.647	D
126	1.723	1.003	2.027	0.6853	0.75	0.940	1.04	0.582	
127	1.920	1.018	2.259	0.6854	0.84	0.940	1.16	0.530	
128	2.117	1.034	2.495	0.6854	0.92	0.938	1.28	0.488	
129	2.312	1.053	2.733	0.6855	1.01	0.939	1.41	0.455	
130	2.510	1.075	2.974	0.6855	1.10	0.940	1.53	0.428	
131	2.707	1.097	3.211	0.6856	1.19	0.939	1.66	0.405	
132	2.900	1.121	3.440	0.6857	1.27	0.940	1.78	0.387	
133	3.098	1.146	3.672	0.6857	1.36	0.939	1.89	0.370	
134	3.292	1.174	3.898	0.6858	1.44	0.939	2.01	0.357	
135	3.488	1.202	4.125	0.6858	1.53	0.939	2.12	0.345	
136	3.684	1.233	4.348	0.6859	1.61	0.939	2.24	0.335	
137	3.882	1.265	4.575	0.6859	1.70	0.938	2.35	0.326	
138	3.675	3.096	4.320	0.6858	1.61	0.939	2.22	0.843	
139	3.488	2.870	4.090	0.6858	1.52	0.939	2.10	0.823	
140	3.292	2.468	3.856	0.6857	1.44	0.938	1.98	0.750	procura
141	3.096	2.449	3.624	0.6857	1.35	0.938	1.86	0.791	
142	2.904	2.424	3.397	0.6856	1.27	0.939	1.74	0.835	
143	2.707	2.394	3.166	0.6856	1.18	0.938	1.62	0.884	
144	2.509	2.182	2.938	0.6855	1.10	0.943	1.51	0.870	R
145	2.312	2.072	2.707	0.6855	1.02	0.953	1.41	0.896	P
146	2.116	1.854	2.483	0.6854	0.92	0.939	1.28	0.876	B
148	1.724	1.503	2.027	0.6853	0.75	0.939	1.04	0.872	
149	1.529	1.299	1.798	0.6853	0.67	0.941	0.93	0.850	
150	1.332	1.138	1.568	0.6852	0.58	0.942	0.81	0.854	
123	1.136	0.967	1.339	0.6852	0.50	0.938	0.69	0.851	SUBSONICO

Tabela F4 - Resultados de afericao de Venturi Sonico

IDENTIFICACAO DO BOCAL : A
 DIAMETRO DA GARGANTA : 5.02 mm Equacao calculada C = 0.9532
 IDENTIFICACAO DIVERGENTE: E
 DIAMETRO DIVERGENTE : 5.00 mm Incerteza maxima da equacao a 95% = 0.0009

PONTO	PRESSAO ABS. IN BOCAL	PRESSAO ABS. OUT BOCAL	DENS. BOCAL	COEF. CRITICO C*	VAZAO MASSICA	C Bocal	No.Rey BOCAL	RELACAO GLOBAL	Condicao
(-)	(1E+5 Pa)	(1E+5 Pa)	(kg/m ³)	(-)	kg/s 1E-2	(-)	(1E+5)	(-)	(-)
151	3.882	1.274	4.580	0.6859	1.73	0.954	2.40	0.328	
152	3.686	1.245	4.357	0.6859	1.64	0.955	2.28	0.338	
153	3.491	1.215	4.129	0.6858	1.56	0.955	2.16	0.348	
154	3.300	1.185	3.885	0.6858	1.47	0.954	2.03	0.350	
155	3.107	1.159	3.651	0.6857	1.38	0.953	1.91	0.373	
156	2.901	1.131	3.410	0.6856	1.29	0.953	1.78	0.390	
157	2.708	1.106	3.183	0.6856	1.20	0.954	1.66	0.408	
158	2.513	1.083	2.953	0.6855	1.11	0.953	1.54	0.431	
159	2.313	1.060	2.710	0.6855	1.03	0.953	1.42	0.458	
160	2.118	1.041	2.489	0.6854	0.94	0.952	1.30	0.492	S
161	1.923	1.023	2.259	0.6854	0.85	0.952	1.18	0.532	D
162	1.725	1.008	2.028	0.6853	0.76	0.952	1.06	0.584	N
163	1.529	0.994	1.799	0.6853	0.68	0.952	0.94	0.650	I
164	1.335	0.982	1.570	0.6852	0.59	0.952	0.82	0.736	C
166	1.334	0.982	1.569	0.6852	0.59	0.952	0.82	0.736	O
167	1.531	0.994	1.799	0.6853	0.68	0.952	0.94	0.649	
168	1.726	1.008	2.028	0.6853	0.76	0.952	1.06	0.584	
169	1.924	1.023	2.259	0.6854	0.85	0.953	1.18	0.532	
170	2.118	1.041	2.492	0.6854	0.94	0.952	1.30	0.492	
171	2.314	1.061	2.726	0.6855	1.03	0.953	1.42	0.458	
172	2.512	1.083	2.966	0.6855	1.12	0.954	1.55	0.431	
173	2.706	1.107	3.203	0.6856	1.21	0.954	1.68	0.409	
174	2.903	1.132	3.441	0.6857	1.30	0.955	1.80	0.390	
175	3.097	1.162	3.675	0.6857	1.38	0.955	1.93	0.375	
176	3.294	1.191	3.908	0.6858	1.47	0.955	2.05	0.361	
177	3.490	1.216	4.138	0.6858	1.56	0.956	2.17	0.349	
178	3.690	1.247	4.373	0.6859	1.65	0.955	2.29	0.338	
517	2.508	1.079	2.918	0.6855	1.10	0.951	1.52	0.430	
518	2.704	1.101	3.145	0.6855	1.19	0.951	1.63	0.407	
519	2.901	1.128	3.372	0.6856	1.28	0.952	1.75	0.389	
520	3.292	1.182	3.822	0.6857	1.45	0.952	1.99	0.359	
521	2.116	1.038	2.450	0.6854	0.93	0.953	1.27	0.490	
179	3.690	3.225	4.373	0.6859	1.65	0.955	2.29	0.874	
180	3.492	2.898	4.125	0.6858	1.56	0.955	2.16	0.830	procura
181	3.294	2.953	3.888	0.6858	1.46	0.950	2.03	0.897	
182	3.098	2.697	3.657	0.6857	1.27	0.954	1.91	0.871	
183	2.706	2.298	3.194	0.6856	1.20	0.954	1.67	0.849	
184	2.511	2.166	2.963	0.6855	1.11	0.953	1.55	0.863	R
185	2.315	2.014	2.732	0.6855	1.03	0.953	1.43	0.870	P
186	2.121	1.775	2.503	0.6854	0.94	0.953	1.31	0.837	B
187	1.925	1.598	2.272	0.6854	0.85	0.953	1.19	0.830	
188	1.727	1.436	2.040	0.6853	0.77	0.951	1.06	0.831	
189	1.528	1.282	1.806	0.6853	0.68	0.951	0.94	0.839	
190	1.331	1.099	1.574	0.6852	0.59	0.952	0.82	0.825	
191	2.902	2.391	3.426	0.6856	1.29	0.953	1.79	0.824	
165	1.137	0.971	1.337	0.6852	0.50	0.943	0.69	0.654	SUBSONICO

IDENTIFICACAO DO BOCAL : D
 DIAMETRO DA GARGANTA : 5.08 mm Equacao calculada C = 0.9216
 IDENTIFICACAO DIVERGENTE: B
 DIAMETRO DIVERGENTE : 4.97 mm Incerteza maxima da equacao a 95% = 0.0004

PONTO	PRESSAO ABS. IN BOCAL	PRESSAO ABS. OUT BOCAL	DENS. BOCAL	COEF. CRITICO C*	VAZAO MASSICA	C Bocal	No. Rey BOCAL	RELACAO GLOBAL	Condicao
(-)	(1E+5 Pa)	(1E+5 Pa)	(kg/m3)	(-)	kg/s 1E-2	(-)	(1E+5)	(-)	(-)
192	3.885	0.334	4.611	0.6859	1.71	0.921	2.36	0.328	
193	3.692	0.302	4.385	0.6859	1.63	0.921	2.25	0.336	
194	3.495	0.271	4.154	0.6858	1.54	0.921	2.13	0.346	
195	3.297	0.241	3.925	0.6858	1.46	0.921	2.01	0.358	
196	3.101	0.214	3.697	0.6857	1.37	0.922	1.90	0.372	
197	2.905	0.186	3.467	0.6857	1.29	0.921	1.78	0.388	
198	2.709	0.162	3.234	0.6856	1.20	0.922	1.66	0.407	
199	2.515	0.139	3.000	0.6857	1.13	0.921	1.59	0.430	
200	2.318	0.119	2.839	0.6856	1.04	0.921	1.47	0.457	
201	2.121	0.100	2.533	0.6855	0.94	0.922	1.30	0.491	S
202	1.926	0.083	2.301	0.6854	0.85	0.922	1.18	0.532	U
203	1.729	0.066	2.066	0.6854	0.77	0.922	1.06	0.583	N
204	1.532	0.052	1.832	0.6853	0.68	0.922	0.94	0.649	I
205	1.338	0.040	1.601	0.6852	0.59	0.922	0.82	0.734	C
207	1.336	0.039	1.597	0.6852	0.59	0.923	0.82	0.734	U
208	1.533	0.052	1.830	0.6853	0.68	0.922	0.94	0.649	
209	1.730	0.066	2.065	0.6854	0.77	0.921	1.06	0.583	
210	1.925	0.082	2.298	0.6854	0.85	0.922	1.18	0.532	
211	2.121	0.099	2.534	0.6855	0.94	0.921	1.30	0.491	
212	2.318	0.118	2.771	0.6855	1.03	0.921	1.42	0.457	
213	2.513	0.138	3.008	0.6856	1.11	0.921	1.54	0.430	
214	2.711	0.161	3.252	0.6856	1.20	0.921	1.67	0.407	
215	2.905	0.186	3.491	0.6857	1.29	0.922	1.79	0.388	
216	3.102	0.212	3.733	0.6858	1.38	0.922	1.92	0.372	
217	3.298	0.241	3.968	0.6858	1.47	0.921	2.04	0.358	
218	3.494	0.270	4.202	0.6859	1.55	0.922	2.16	0.347	
219	3.693	0.300	4.439	0.6860	1.64	0.922	2.28	0.336	
220	3.886	0.332	4.671	0.6860	1.73	0.921	2.40	0.327	
221	3.690	2.249	4.434	0.6859	1.64	0.921	2.28	0.864	
222	3.491	2.060	4.195	0.6859	1.55	0.921	2.16	0.860	procura
223	3.296	1.819	3.956	0.6858	1.46	0.921	2.03	0.838	
224	3.101	1.601	3.722	0.6858	1.38	0.921	1.91	0.820	
225	2.905	1.464	3.485	0.6857	1.29	0.921	1.79	0.828	
226	2.705	1.319	3.245	0.6856	1.20	0.921	1.66	0.836	R
227	2.516	1.181	3.016	0.6856	1.11	0.921	1.55	0.844	P
228	2.325	0.921	2.788	0.6855	1.03	0.921	1.43	0.801	B
229	2.122	0.835	2.544	0.6855	0.94	0.921	1.30	0.838	
230	1.928	0.671	2.311	0.6854	0.85	0.922	1.19	0.837	
231	1.728	0.450	2.073	0.6854	0.77	0.921	1.06	0.806	
232	1.533	0.364	1.840	0.6853	0.68	0.923	0.95	0.852	
233	1.339	0.225	1.607	0.6853	0.59	0.921	0.82	0.873	
206	1.142	0.029	1.366	0.6852	0.51	0.922	0.70	0.851	SUBSONICO

IDENTIFICACAO DO BOCAL : D
 DIAMETRO DA GARGANTA : 5.00 mm Equacao calculada C = 0.9314
 IDENTIFICACAO DIVERGENTE: E
 DIAMETRO DIVERGENTE : 5.00 mm Incerteza maxima da equacao a 95% = 0.0006

PONTO (-)	PRESSAO ABS.IN BOCAL (1E+5 Pa)	PRESSAO ABS.OUT BOCAL (1E+5 Pa)	DENS. BOCAL (kg/m3)	COEF. CRITICO C* (-)	VAZAO MASSICA kg/s 1E-2	C Bocal (-)	No.Rey BOCAL (1E+5)	RELACAO GLOBAL (-)	Condicao (-)
234	3.886	1.285	4.648	0.6860	1.74	0.931	2.41	0.331	
235	3.690	1.250	4.422	0.6859	1.66	0.933	2.30	0.339	
236	3.496	1.221	4.196	0.6859	1.57	0.933	2.18	0.349	
237	3.298	1.193	3.962	0.6858	1.48	0.932	2.06	0.362	
238	3.101	1.160	3.728	0.6858	1.39	0.931	1.94	0.374	
239	2.907	1.134	3.490	0.6857	1.30	0.931	1.81	0.390	
240	2.710	1.111	3.250	0.6856	1.22	0.932	1.69	0.410	
241	2.515	1.086	3.014	0.6856	1.13	0.931	1.56	0.432	
242	2.318	1.064	2.776	0.6855	1.04	0.930	1.44	0.459	
243	2.123	1.044	2.541	0.6855	0.95	0.931	1.32	0.492	S
244	1.928	1.026	2.308	0.6854	0.86	0.932	1.20	0.532	D
245	1.730	1.011	2.072	0.6854	0.78	0.932	1.07	0.584	N
246	1.534	0.997	1.837	0.6853	0.69	0.931	0.95	0.650	I
247	1.338	0.986	1.602	0.6852	0.60	0.931	0.83	0.737	C
249	1.336	0.985	1.599	0.6852	0.60	0.932	0.83	0.737	C
250	1.534	0.997	1.834	0.6853	0.69	0.931	0.95	0.650	
251	1.730	1.011	2.068	0.6854	0.77	0.931	1.07	0.584	
252	1.926	1.026	2.301	0.6854	0.86	0.931	1.19	0.533	
253	2.124	1.044	2.539	0.6855	0.95	0.930	1.31	0.492	
254	2.318	1.064	2.773	0.6855	1.04	0.931	1.44	0.459	
255	2.513	1.088	3.010	0.6856	1.12	0.930	1.56	0.433	
256	2.711	1.109	3.252	0.6856	1.21	0.931	1.69	0.409	
257	2.907	1.133	3.494	0.6857	1.30	0.930	1.81	0.390	
258	3.101	1.162	3.728	0.6858	1.39	0.931	1.94	0.375	
259	3.298	1.194	3.966	0.6858	1.48	0.932	2.06	0.362	
260	3.498	1.219	4.204	0.6859	1.57	0.932	2.19	0.348	
261	3.690	1.249	4.430	0.6859	1.66	0.932	2.30	0.338	
262	3.886	1.282	4.665	0.6860	1.74	0.931	2.42	0.330	
263	3.690	3.164	4.427	0.6859	1.66	0.933	2.30	0.858	procura
264	3.494	3.078	4.180	0.6859	1.57	0.932	2.17	0.881	
265	3.298	2.939	3.935	0.6858	1.47	0.932	2.04	0.891	
266	3.101	2.568	3.714	0.6858	1.39	0.931	1.93	0.828	
267	2.905	2.514	3.476	0.6857	1.30	0.931	1.80	0.865	R
268	2.709	2.365	3.238	0.6856	1.21	0.931	1.68	0.873	P
269	2.514	2.240	3.005	0.6856	1.12	0.930	1.56	0.891	B
270	2.320	2.037	2.773	0.6855	1.04	0.932	1.44	0.878	
271	2.123	1.869	2.537	0.6855	0.95	0.931	1.31	0.880	
272	1.930	1.691	2.307	0.6854	0.86	0.932	1.20	0.876	
273	1.728	1.504	2.067	0.6854	0.77	0.931	1.07	0.870	
274	1.538	1.326	1.839	0.6853	0.69	0.931	0.95	0.862	
275	1.343	1.189	1.606	0.6852	0.60	0.925	0.83	0.885	
248	1.141	0.974	1.367	0.6852	0.51	0.928	0.71	0.854	SUBSONICO

IDENTIFICACAO DO BOCAL : D
 DIAMETRO DA GARGANTA : 5.08 mm Equacao calculada C = 0.9495
 IDENTIFICACAO DIVERGENTE: B
 DIAMETRO DIVERGENTE : 5.07 mm Incerteza maxima da equacao a 95% = 0.0014

PONTO	PRESSAO ABS.IN BOCAL	PRESSAO ABS.OUT BOCAL	DENS. BOCAL	COEF. CRITICO C*	VAZAO MASSICA	C Bocal	No.Rey BOCAL	RELACAO GLOBAL	Condicao
(-)	(1E+5 Pa)	(1E+5 Pa)	(kg/m3)	(-)	kg/s 1E-2	(-)	(1E+5)	(-)	(-)
276	3.886	1.296	4.567	0.6859	1.76	0.953	2.41	0.334	
277	3.696	1.262	4.331	0.6858	1.67	0.952	2.29	0.342	
278	3.494	1.228	4.101	0.6858	1.58	0.951	2.16	0.352	
279	3.298	1.197	3.872	0.6857	1.49	0.951	2.04	0.363	
280	3.101	1.169	3.647	0.6857	1.40	0.950	1.92	0.377	
281	2.905	1.138	3.423	0.6856	1.31	0.949	1.80	0.392	
282	2.709	1.111	3.201	0.6856	1.23	0.948	1.68	0.410	
283	2.515	1.087	2.974	0.6855	1.14	0.949	1.57	0.432	
284	2.317	1.066	2.742	0.6855	1.05	0.949	1.44	0.460	
285	2.121	1.044	2.511	0.6854	0.96	0.949	1.32	0.492	S
286	1.925	1.025	2.281	0.6854	0.87	0.949	1.20	0.533	O
287	1.732	1.010	2.053	0.6853	0.79	0.949	1.08	0.583	N
288	1.536	0.994	1.823	0.6853	0.70	0.949	0.96	0.647	I
289	1.337	0.981	1.584	0.6852	0.61	0.950	0.83	0.734	C
291	1.337	0.981	1.586	0.6852	0.61	0.950	0.84	0.734	O
292	1.533	0.993	1.820	0.6853	0.70	0.949	0.96	0.648	
293	1.731	1.008	2.056	0.6853	0.79	0.948	1.08	0.582	
294	1.926	1.024	2.286	0.6854	0.87	0.949	1.20	0.532	
295	2.122	1.041	2.517	0.6855	0.96	0.948	1.32	0.491	
296	2.319	1.064	2.749	0.6855	1.05	0.948	1.45	0.459	
297	2.515	1.085	2.979	0.6855	1.14	0.948	1.57	0.431	
298	2.710	1.109	3.204	0.6856	1.23	0.948	1.69	0.409	
299	2.906	1.135	3.430	0.6856	1.32	0.948	1.80	0.391	
300	3.101	1.163	3.654	0.6857	1.40	0.949	1.92	0.375	
301	3.298	1.191	3.884	0.6857	1.49	0.948	2.04	0.361	
302	3.494	1.220	4.117	0.6858	1.58	0.948	2.17	0.349	
303	2.905	1.106	3.430	0.6856	1.31	0.948	1.80	0.381	
304	3.690	1.261	4.378	0.6859	1.68	0.953	2.32	0.342	
305	3.887	1.299	4.605	0.6859	1.77	0.953	2.44	0.334	
306	3.692	1.262	4.374	0.6859	1.69	0.954	2.32	0.342	
307	3.485	3.062	4.122	0.6858	1.59	0.953	2.18	0.879	procura
308	3.296	2.949	3.899	0.6858	1.49	0.949	2.05	0.895	
309	3.097	2.759	3.657	0.6857	1.40	0.949	1.93	0.891	
310	2.909	2.471	3.436	0.6856	1.32	0.951	1.81	0.849	
311	2.713	2.313	3.205	0.6856	1.23	0.951	1.69	0.853	R
312	3.686	3.065	4.364	0.6859	1.68	0.953	2.31	0.832	P
313	2.519	2.115	2.975	0.6855	1.14	0.951	1.57	0.840	B
314	2.328	1.881	2.750	0.6855	1.06	0.951	1.45	0.808	
315	2.125	1.881	2.511	0.6854	0.96	0.948	1.32	0.866	
316	1.925	1.607	2.272	0.6854	0.87	0.951	1.20	0.835	
317	1.731	1.496	2.043	0.6853	0.79	0.951	1.08	0.864	
318	2.320	2.021	2.741	0.6855	1.05	0.952	1.45	0.871	
290	1.143	0.970	1.354	0.6852	0.52	0.949	0.71	0.849	SUBSONICO

IDENTIFICACAO DO BOCAL : A -0.14618
 DIAMETRO DA GARGANTA : 5.02 mm Equacao calculada $C = 1 - 0.23979 * Re$
 IDENTIFICACAO DIVERGENTE: B
 DIAMETRO DIVERGENTE : 5.07 mm Incerteza maxima da equacao a 95% = 0.0008

PONTO	PRESSAO ABS. IN BOCAL	PRESSAO ABS. OUT BOCAL	DENS. BOCAL	COEF. CRITICO C*	VAZAO MASSICA	C Bocal	No. Rey BOCAL	RELACAO GLOBAL	Condicao
(-)	(1E+5 Pa)	(1E+5 Pa)	(kg/m3)	(-)	kg/s 1E-2	(-)	(1E+5)	(-)	(-)
319	3.886	1.282	4.587	0.6859	1.74	0.960	2.42	0.330	
320	3.690	1.250	4.337	0.6858	1.65	0.961	2.28	0.339	
321	3.494	1.217	4.102	0.6858	1.56	0.960	2.16	0.348	
322	3.298	1.189	3.871	0.6857	1.47	0.960	2.03	0.360	
323	3.102	1.161	3.641	0.6857	1.38	0.959	1.91	0.374	
324	2.909	1.132	3.412	0.6856	1.30	0.958	1.79	0.389	
325	2.709	1.109	3.175	0.6856	1.21	0.958	1.67	0.409	
326	2.515	1.086	2.948	0.6855	1.12	0.958	1.55	0.432	
327	2.317	1.064	2.715	0.6855	1.03	0.958	1.42	0.459	
328	2.126	1.044	2.493	0.6854	0.95	0.958	1.31	0.491	S
329	1.928	1.025	2.261	0.6854	0.86	0.957	1.18	0.532	D
330	1.728	1.009	2.027	0.6853	0.77	0.957	1.06	0.584	N
331	1.537	0.995	1.802	0.6853	0.68	0.955	0.94	0.647	I
332	1.343	0.983	1.575	0.6852	0.60	0.955	0.82	0.732	C
334	1.337	0.983	1.570	0.6852	0.59	0.955	0.82	0.735	D
335	1.536	0.995	1.804	0.6853	0.68	0.955	0.94	0.648	
336	1.728	1.008	2.031	0.6853	0.77	0.956	1.06	0.583	
337	1.927	1.024	2.263	0.6854	0.86	0.956	1.18	0.532	
338	2.121	1.044	2.490	0.6854	0.94	0.956	1.30	0.492	
339	2.319	1.064	2.720	0.6855	1.03	0.957	1.42	0.459	
340	2.514	1.086	2.947	0.6855	1.12	0.957	1.54	0.432	
341	2.709	1.108	3.172	0.6856	1.21	0.958	1.66	0.409	
342	2.907	1.133	3.399	0.6856	1.29	0.958	1.78	0.390	
343	3.106	1.160	3.628	0.6857	1.38	0.959	1.90	0.373	
344	3.298	1.188	3.848	0.6857	1.47	0.959	2.02	0.360	
345	3.498	1.219	4.077	0.6858	1.56	0.960	2.14	0.348	
346	3.691	1.250	4.300	0.6858	1.65	0.962	2.26	0.339	
347	3.889	1.282	4.532	0.6859	1.74	0.963	2.39	0.330	
348	3.690	3.033	4.303	0.6858	1.64	0.961	2.26	0.822	procura
349	3.496	2.933	4.080	0.6858	1.56	0.961	2.14	0.839	
350	3.299	2.845	3.856	0.6857	1.47	0.959	2.02	0.862	
351	3.104	2.748	3.631	0.6857	1.38	0.957	1.90	0.885	
352	2.906	2.518	3.401	0.6856	1.29	0.957	1.78	0.866	R
353	2.711	2.354	3.173	0.6856	1.20	0.957	1.66	0.868	P
354	2.516	2.233	2.946	0.6855	1.11	0.949	1.53	0.888	B
355	2.319	2.035	2.715	0.6855	1.03	0.952	1.41	0.878	
356	2.123	1.838	2.485	0.6854	0.94	0.955	1.30	0.866	
357	1.927	1.637	2.256	0.6854	0.85	0.955	1.18	0.850	
358	1.732	1.469	2.028	0.6853	0.77	0.954	1.06	0.848	
333	1.142	0.972	1.339	0.6851	0.50	0.946	0.69	0.851	SUBSONICO

IDENTIFICACAO DO BOCAL : A -0.12078
 DIAMETRO DA GARGANTA : 5.02 mm Equacao calculada C = $1 - 0.18751 * Re$
 IDENTIFICACAO DIVERGENTE: B Repetibilidade do Coef. C =
 DIAMETRO DIVERGENTE : 5.17 mm Incerteza maxima erros aleatorios= 0.0010

PONTO	PRESSAO ABS.IN BOCAL	PRESSAO ABS.OUT BOCAL	DENS. BOCAL	COEF. CRITICO C*	VAZAO MASSICA	C Bocal	Nd.Rey BOCAL	RELACAO GLOBAL	Condicao
(-)	(1E+5 Pa)	(1E+5 Pa)	(kg/m3)	(-)	kg/s 1E-2	(-)	(1E+5)	(-)	(-)
359	3.803	1.280	4.486	0.6858	1.72	0.960	2.35	0.330	
360	3.688	1.248	4.254	0.6858	1.63	0.959	2.22	0.338	
361	3.490	1.214	4.024	0.6857	1.54	0.958	2.10	0.348	
362	3.294	1.185	3.800	0.6857	1.46	0.958	1.98	0.360	
363	3.099	1.155	3.577	0.6856	1.37	0.957	1.87	0.373	
364	2.904	1.127	3.353	0.6856	1.28	0.957	1.75	0.388	
365	2.708	1.101	3.131	0.6855	1.19	0.956	1.63	0.407	
366	2.511	1.079	2.906	0.6855	1.11	0.956	1.51	0.430	
367	2.317	1.056	2.685	0.6854	1.02	0.954	1.40	0.456	
368	2.122	1.037	2.462	0.6854	0.94	0.955	1.28	0.488	S
369	1.926	1.019	2.236	0.6853	0.85	0.955	1.16	0.529	O
370	1.727	1.001	2.005	0.6853	0.76	0.954	1.04	0.580	N
371	1.529	0.988	1.775	0.6852	0.67	0.954	0.92	0.646	I
372	1.336	0.976	1.551	0.6852	0.59	0.953	0.81	0.731	C
374	1.334	0.975	1.551	0.6852	0.59	0.953	0.81	0.731	O
375	1.532	0.987	1.782	0.6852	0.68	0.954	0.93	0.644	
376	1.729	1.000	2.012	0.6853	0.76	0.953	1.05	0.579	
377	1.923	1.016	2.238	0.6853	0.85	0.953	1.16	0.528	
378	2.117	1.033	2.463	0.6854	0.93	0.953	1.28	0.488	
379	2.315	1.053	2.690	0.6854	1.02	0.953	1.40	0.455	
380	2.512	1.075	2.916	0.6855	1.11	0.954	1.52	0.428	
381	2.708	1.098	3.141	0.6855	1.19	0.955	1.64	0.406	
382	2.905	1.124	3.359	0.6856	1.28	0.956	1.75	0.387	
383	3.100	1.151	3.581	0.6856	1.37	0.956	1.87	0.371	
384	3.298	1.168	3.805	0.6857	1.45	0.957	1.98	0.354	
385	3.493	1.210	4.030	0.6857	1.54	0.957	2.10	0.346	
386	3.687	1.241	4.257	0.6858	1.63	0.958	2.22	0.337	
387	3.687	3.223	4.265	0.6858	1.63	0.958	2.23	0.874	procura
388	3.491	3.019	4.044	0.6857	1.54	0.956	2.11	0.865	
389	3.295	2.917	3.824	0.6857	1.45	0.951	1.98	0.885	
390	3.099	2.680	3.603	0.6856	1.37	0.954	1.88	0.865	
391	2.903	2.512	3.375	0.6856	1.28	0.953	1.76	0.866	
392	2.707	2.222	3.149	0.6855	1.20	0.954	1.64	0.821	R
393	2.514	2.126	2.926	0.6855	1.11	0.953	1.52	0.846	P
394	2.316	1.936	2.694	0.6854	1.02	0.953	1.40	0.836	B
395	2.123	1.761	2.470	0.6854	0.94	0.953	1.28	0.830	
396	1.927	1.504	2.241	0.6853	0.85	0.953	1.17	0.781	
397	1.731	1.425	2.012	0.6853	0.76	0.951	1.04	0.823	
373	1.138	0.963	1.321	0.6851	0.50	0.946	0.68	0.847	SUBSONICO

IDENTIFICACAO DO BOCAL : D -0.15431
 DIAMETRO DA GARGANTA : 5.08 mm Equacao calculada $C = 1 - 0.23171 * Re$
 IDENTIFICACAO DIVERGENTE: B
 DIAMETRO DIVERGENTE : 5.17 mm Incerteza maxima da equacao a 95% = 0.0015

PONTO	PRESSAO ABS.IN BOCAL (-)	PRESSAO ABS.OUT BOCAL (1E+5 Pa)	DENS. BOCAL (kg/m3)	COEF. CRITICO C*	VAZAO MASSICA kg/s 1E-2	C Bocal (-)	No.Rey BOCAL (1E+5)	RELACAO GLOBAL (-)	CONDICAO (-)
398	3.883	1.302	4.505	0.6858	1.77	0.966	2.40	0.335	
399	3.687	1.269	4.268	0.6858	1.69	0.966	2.28	0.344	
400	3.491	1.235	4.036	0.6857	1.59	0.966	2.15	0.354	
401	3.297	1.203	3.808	0.6857	1.50	0.965	2.03	0.365	
402	3.100	1.172	3.581	0.6856	1.41	0.964	1.90	0.378	
403	2.907	1.144	3.359	0.6856	1.32	0.964	1.79	0.394	
404	2.706	1.120	3.129	0.6855	1.23	0.963	1.66	0.414	
405	2.511	1.092	2.910	0.6855	1.14	0.962	1.54	0.435	
406	2.315	1.070	2.681	0.6854	1.05	0.962	1.42	0.462	
407	2.119	1.048	2.454	0.6854	0.96	0.962	1.30	0.495	S
408	1.923	1.030	2.226	0.6853	0.87	0.962	1.18	0.535	D
409	1.727	1.012	1.999	0.6853	0.78	0.962	1.06	0.586	N
410	1.531	0.997	1.772	0.6852	0.69	0.961	0.94	0.651	I
411	1.334	0.984	1.544	0.6852	0.60	0.960	0.82	0.738	C
413	1.334	0.984	1.545	0.6852	0.60	0.960	0.82	0.738	D
414	1.532	0.997	1.773	0.6852	0.69	0.961	0.94	0.651	
415	1.727	1.012	1.998	0.6853	0.78	0.961	1.06	0.586	
416	1.925	1.030	2.225	0.6853	0.87	0.962	1.18	0.535	
417	2.118	1.047	2.446	0.6854	0.96	0.962	1.30	0.494	
418	2.315	1.069	2.670	0.6854	1.05	0.962	1.42	0.462	
419	2.511	1.091	2.891	0.6855	1.14	0.963	1.53	0.435	
420	2.706	1.117	3.109	0.6855	1.23	0.964	1.65	0.413	
421	2.906	1.145	3.332	0.6855	1.32	0.965	1.77	0.394	
422	3.103	1.175	3.553	0.6856	1.41	0.965	1.89	0.379	
423	3.296	1.204	3.775	0.6856	1.50	0.966	2.01	0.365	
424	3.492	1.235	4.003	0.6857	1.59	0.966	2.13	0.354	
425	3.688	1.268	4.234	0.6857	1.68	0.966	2.25	0.344	
426	3.883	1.299	4.467	0.6858	1.77	0.965	2.37	0.335	
427	3.295	2.893	3.807	0.6857	1.50	0.963	2.02	0.878	procura
428	3.099	2.675	3.588	0.6856	1.41	0.963	1.91	0.863	
429	2.903	2.375	3.362	0.6856	1.33	0.966	1.79	0.818	
430	2.706	2.265	3.136	0.6855	1.23	0.962	1.66	0.837	
431	2.513	2.140	2.910	0.6855	1.14	0.962	1.54	0.851	R
432	2.316	1.928	2.682	0.6854	1.05	0.962	1.42	0.832	P
433	2.122	1.829	2.456	0.6854	0.96	0.958	1.30	0.862	B
434	1.922	1.644	2.224	0.6853	0.87	0.958	1.17	0.856	
435	1.728	1.485	1.999	0.6853	0.78	0.953	1.05	0.859	
412	1.137	0.973	1.319	0.6851	0.51	0.949	0.69	0.855	SUBSONICO

IDENTIFICACAO DO BOCAL : D -0.19225
 DIAMETRO DA GARGANTA : 5.08 mm Equacao calculada C = 1-0.37007 * Re
 IDENTIFICACAO DIVERGENTE: B
 DIAMETRO DIVERGENTE : 5.26 mm Incerteza maxima da equacao a 95% = 0.0011

PONTO	PRESSAO ABS. IN BOCAL	PRESSAO ABS. OUT BOCAL	DENS. BOCAL	COEF. CRITICO C*	VAZAO MASSICA	C Bocal	No.Rey BOCAL	RELACAO GLOBAL	Condicao
(-)	(1E+5 Pa)	(1E+5 Pa)	(kg/m3)	(-)	kg/s 1E-2	(-)	(1E+5)	(-)	(-)
436	3.881	1.304	4.591	0.6859	1.80	0.968	2.47	0.336	
437	3.684	1.266	4.354	0.6859	1.70	0.966	2.34	0.344	
438	3.488	1.232	4.122	0.6858	1.61	0.965	2.21	0.353	
439	3.292	1.198	3.891	0.6858	1.52	0.964	2.08	0.364	
440	3.096	1.169	3.662	0.6857	1.43	0.964	1.96	0.378	
441	2.902	1.141	3.434	0.6857	1.34	0.963	1.84	0.393	
442	2.705	1.113	3.205	0.6856	1.24	0.962	1.71	0.412	
443	2.509	1.088	2.974	0.6855	1.15	0.961	1.59	0.434	
444	2.312	1.064	2.743	0.6855	1.06	0.961	1.46	0.460	S
445	2.117	1.044	2.512	0.6854	0.97	0.961	1.34	0.493	O
446	1.920	1.023	2.278	0.6854	0.88	0.961	1.22	0.533	N
447	1.725	1.007	2.047	0.6853	0.79	0.961	1.09	0.584	I
448	1.530	0.993	1.814	0.6853	0.70	0.961	0.97	0.649	C
449	1.333	0.980	1.580	0.6852	0.61	0.960	0.84	0.735	O
451	1.332	0.982	1.579	0.6852	0.61	0.959	0.84	0.737	
452	1.527	0.992	1.810	0.6853	0.70	0.960	0.96	0.649	
453	1.724	1.005	2.041	0.6853	0.79	0.960	1.09	0.583	
454	1.920	1.023	2.272	0.6854	0.88	0.961	1.21	0.533	
455	2.118	1.042	2.504	0.6854	0.97	0.961	1.33	0.492	
456	2.313	1.063	2.729	0.6855	1.06	0.962	1.46	0.460	
457	2.510	1.086	2.952	0.6855	1.15	0.962	1.57	0.433	
458	2.705	1.111	3.177	0.6856	1.24	0.963	1.69	0.411	
459	2.901	1.138	3.399	0.6856	1.33	0.964	1.81	0.392	
460	3.096	1.166	3.625	0.6857	1.42	0.964	1.93	0.377	
461	3.292	1.197	3.856	0.6857	1.51	0.965	2.06	0.363	
462	3.490	1.229	4.089	0.6858	1.61	0.968	2.19	0.352	
463	3.685	1.262	4.320	0.6858	1.70	0.966	2.31	0.342	
464	3.882	1.297	4.551	0.6859	1.79	0.966	2.44	0.334	
465	3.684	3.021	4.325	0.6858	1.70	0.967	2.32	0.820	procura
466	3.488	2.971	4.097	0.6858	1.60	0.965	2.19	0.852	
467	3.292	2.803	3.868	0.6857	1.51	0.964	2.07	0.851	
468	3.098	2.599	3.641	0.6857	1.42	0.964	1.94	0.839	
469	2.902	2.380	3.410	0.6856	1.33	0.963	1.82	0.820	R
470	2.705	2.231	3.179	0.6856	1.24	0.963	1.70	0.825	P
471	2.509	2.108	2.948	0.6855	1.15	0.962	1.57	0.840	B
472	2.313	1.857	2.717	0.6855	1.06	0.962	1.45	0.803	
473	2.116	1.733	2.485	0.6854	0.97	0.962	1.32	0.819	
474	1.927	1.626	2.259	0.6854	0.87	0.952	1.19	0.844	
475	1.729	1.421	2.028	0.6853	0.79	0.960	1.08	0.821	
450	1.136	0.967	1.345	0.6852	0.52	0.949	0.71	0.851	SUBSONICO

IDENTIFICACAO DO BOCAL : A -0.18136
 DIAMETRO DA GARGANTA : 5.02 mm Equacao calculada $C = 1-0.37447 * Re$
 IDENTIFICACAO DIVERGENTE: B
 DIAMETRO DIVERGENTE : 5.26 mm Incerteza maxima da equacao a 95% = 0.0026

PONTO	PRESSAO ABS.IN BOCAL	PRESSAO ABS.OUT BOCAL	DENS. BOCAL	COEF. CRITICO C*	VAZAO MASSICA	C Bocal	No.Rey BOCAL	RELACAO GLOBAL	Condicao
(-)	(1E+5 Pa)	(1E+5 Pa)	(kg/m ³)	(-)	kg/s 1E-2	(-)	(1E+5)	(-)	(-)
477	3.881	1.280	4.538	0.6859	1.73	0.962	2.39	0.330	
478	3.685	1.247	4.301	0.6858	1.64	0.961	2.26	0.338	
479	3.488	1.215	4.066	0.6858	1.55	0.960	2.13	0.348	
480	3.293	1.184	3.836	0.6857	1.46	0.959	2.01	0.360	
481	3.097	1.156	3.608	0.6857	1.38	0.959	1.89	0.373	
482	2.901	1.129	3.382	0.6856	1.29	0.958	1.77	0.389	
483	2.705	1.103	3.157	0.6856	1.20	0.957	1.65	0.408	
484	2.510	1.081	2.931	0.6855	1.11	0.957	1.53	0.431	
485	2.318	1.063	2.709	0.6855	1.03	0.956	1.42	0.458	S
486	2.123	1.043	2.486	0.6854	0.94	0.955	1.29	0.491	O
487	1.920	1.020	2.244	0.6854	0.85	0.955	1.17	0.531	N
488	1.726	1.005	2.016	0.6853	0.76	0.954	1.05	0.582	I
489	1.530	0.991	1.787	0.6852	0.68	0.954	0.93	0.647	C
490	1.331	0.979	1.554	0.6852	0.59	0.952	0.81	0.735	O
492	1.334	0.979	1.559	0.6852	0.59	0.954	0.81	0.734	
493	1.528	0.991	1.787	0.6852	0.68	0.953	0.93	0.648	
494	1.724	1.004	2.016	0.6853	0.76	0.954	1.05	0.583	
495	1.920	1.020	2.244	0.6854	0.85	0.955	1.17	0.531	
496	2.116	1.038	2.471	0.6854	0.94	0.955	1.29	0.490	
497	2.312	1.057	2.699	0.6855	1.02	0.956	1.41	0.457	
498	2.510	1.079	2.925	0.6855	1.11	0.956	1.53	0.430	
499	2.705	1.103	3.146	0.6855	1.20	0.956	1.64	0.408	
500	2.902	1.128	3.369	0.6856	1.29	0.958	1.76	0.389	
501	3.097	1.155	3.588	0.6856	1.37	0.959	1.88	0.373	
502	3.293	1.185	3.815	0.6857	1.46	0.959	1.99	0.360	
503	3.489	1.214	4.044	0.6857	1.55	0.959	2.12	0.348	
504	3.684	1.242	4.273	0.6858	1.64	0.961	2.14	0.338	
505	3.881	1.281	4.505	0.6858	1.72	0.961	2.25	0.330	
506	3.685	3.088	4.277	0.6858	1.64	0.960	2.24	0.838	procura
507	3.489	2.963	4.058	0.6858	1.55	0.957	2.12	0.849	
508	3.292	2.633	3.833	0.6857	1.46	0.958	2.01	0.800	
509	3.096	2.602	3.606	0.6856	1.37	0.954	1.88	0.840	R
510	2.901	2.222	3.380	0.6856	1.29	0.957	1.77	0.766	F
511	2.706	2.294	3.152	0.6855	1.20	0.954	1.64	0.848	B
512	2.510	2.093	2.925	0.6855	1.11	0.955	1.53	0.834	
513	2.312	1.919	2.695	0.6855	1.02	0.954	1.40	0.830	
514	2.115	1.754	2.464	0.6854	0.93	0.954	1.28	0.829	
515	1.919	1.581	2.234	0.6853	0.85	0.953	1.16	0.824	
516	1.725	1.420	2.008	0.6853	0.76	0.952	1.04	0.823	
491	1.136	0.960	1.326	0.6851	0.49	0.933	0.68	0.851	(SUBSONICO)

IDENTIFICACAO DO BOCAL : A -0.13668
 DIAMETRO DA GARGANTA : 5.02 mm Equacao calculada C = 1-0.22454 * Re
 IDENTIFICACAO DIVERGENTE: B
 DIAMETRO DIVERGENTE : 5.33 mm Incerteza maxima da equacao a 95% = 0.0008

PONTO	PRESSAO ABS. IN BOCAL	PRESSAO ABS. OUT BOCAL	DENS. BOCAL	COEF. CRITICO C*	VAZAO MASSICA	C Bocal	No.Rey BOCAL	RELACAO GLOBAL	Condicao
(-)	(1E+5 Pa)	(1E+5 Pa)	(kg/m3)	(-)	kg/s 1E-2	(-)	(1E+5)	(-)	(-)
522	3.880	1.279	4.595	0.6859	1.74	0.961	2.42	0.330	
523	3.682	1.245	4.359	0.6859	1.65	0.959	2.30	0.338	
524	3.486	1.212	4.125	0.6858	1.56	0.959	2.17	0.348	
525	3.290	1.182	3.892	0.6858	1.47	0.959	2.05	0.359	
526	3.094	1.152	3.660	0.6857	1.38	0.956	1.92	0.372	
527	2.898	1.125	3.427	0.6857	1.29	0.956	1.80	0.388	
528	2.702	1.099	3.197	0.6856	1.21	0.956	1.68	0.407	
529	2.507	1.076	2.966	0.6855	1.12	0.955	1.55	0.429	
530	2.311	1.052	2.735	0.6855	1.03	0.954	1.43	0.455	
531	2.114	1.034	2.502	0.6854	0.94	0.954	1.31	0.489	
532	1.917	1.015	2.268	0.6854	0.85	0.955	1.19	0.529	
533	1.722	0.999	2.037	0.6853	0.77	0.954	1.07	0.580	
534	1.525	0.986	1.803	0.6853	0.68	0.954	0.94	0.646	
535	1.329	0.974	1.570	0.6852	0.59	0.953	0.82	0.733	
537	1.330	0.973	1.572	0.6852	0.59	0.952	0.82	0.732	S
538	1.525	0.984	1.803	0.6853	0.68	0.953	0.94	0.645	O
539	1.721	0.996	2.035	0.6853	0.77	0.953	1.06	0.579	N
540	1.918	1.012	2.266	0.6854	0.85	0.954	1.18	0.528	I
541	2.113	1.030	2.495	0.6854	0.94	0.954	1.30	0.487	C
542	2.310	1.050	2.724	0.6855	1.03	0.954	1.42	0.455	O
543	2.506	1.071	2.951	0.6855	1.11	0.955	1.54	0.427	
544	2.703	1.094	3.173	0.6856	1.20	0.955	1.66	0.405	
545	2.898	1.121	3.402	0.6856	1.29	0.956	1.78	0.387	
546	3.094	1.147	3.626	0.6857	1.38	0.957	1.90	0.371	
547	3.291	1.177	3.854	0.6857	1.46	0.958	2.02	0.358	
548	3.487	1.208	4.082	0.6858	1.55	0.958	2.14	0.346	
549	3.683	1.238	4.314	0.6858	1.64	0.958	2.26	0.336	
550	3.881	1.269	4.548	0.6859	1.73	0.956	2.38	0.327	
633	3.685	1.248	4.415	0.6859	1.66	0.960	2.34	0.339	
634	3.489	1.217	4.185	0.6859	1.57	0.960	2.21	0.349	
635	3.294	1.186	3.951	0.6858	1.49	0.959	2.09	0.360	
636	3.097	1.158	3.714	0.6858	1.40	0.959	1.96	0.374	
637	2.901	1.130	3.479	0.6857	1.31	0.959	1.84	0.390	
638	2.704	1.104	3.245	0.6856	1.22	0.957	1.71	0.408	
639	2.509	1.081	3.010	0.6856	1.13	0.957	1.59	0.431	
640	2.312	1.059	2.773	0.6855	1.04	0.957	1.46	0.458	
641	2.118	1.039	2.540	0.6855	0.95	0.956	1.34	0.491	
642	1.921	1.022	2.303	0.6854	0.86	0.956	1.21	0.532	
643	1.724	1.006	2.068	0.6854	0.77	0.955	1.09	0.584	
644	1.528	0.992	1.832	0.6853	0.68	0.953	0.96	0.649	
645	1.333	0.980	1.598	0.6852	0.60	0.953	0.84	0.736	

551	3.684	3.006	4.337	0.6859	1.64	0.956	2.27	0.816	
552	3.488	2.835	4.106	0.6858	1.55	0.956	2.15	0.813	
553	3.292	2.668	3.864	0.6857	1.46	0.955	2.02	0.811	
554	3.095	2.599	3.626	0.6857	1.38	0.957	1.90	0.840	
555	2.899	2.408	3.383	0.6856	1.28	0.953	1.76	0.831	
556	2.703	2.201	3.160	0.6856	1.20	0.954	1.65	0.814	procura
557	2.506	2.069	2.927	0.6855	1.11	0.952	1.52	0.825	
558	2.311	1.935	2.698	0.6855	1.01	0.947	1.40	0.837	
559	2.115	1.725	2.469	0.6854	0.93	0.951	1.28	0.815	
560	1.920	1.571	2.241	0.6854	0.84	0.949	1.16	0.818	
561	1.724	1.431	2.012	0.6853	0.76	0.945	1.04	0.830	R
646	3.489	2.997	4.173	0.6859	1.57	0.956	2.20	0.859	P
647	3.293	2.876	3.944	0.6858	1.47	0.947	2.06	0.873	B
648	3.097	2.694	3.714	0.6858	1.38	0.948	1.94	0.870	
649	2.901	2.384	3.476	0.6857	1.31	0.958	1.83	0.822	
650	2.704	2.266	3.236	0.6856	1.22	0.960	1.71	0.838	
651	2.510	2.057	3.002	0.6856	1.13	0.955	1.58	0.820	
652	2.314	1.926	2.766	0.6855	1.03	0.952	1.45	0.832	
653	2.117	1.759	2.530	0.6855	0.95	0.952	1.32	0.831	
654	1.921	1.631	2.295	0.6854	0.85	0.942	1.19	0.849	
536	1.133	0.956	1.338	0.6852	0.49	0.932	0.68	0.846	SUBSONIC

IDENTIFICACAO DO BOCAL : D -0.06402
 DIAMETRO DA GARGANTA : 5.08 mm Equacao calculada $C = 1 - 0.07655 * Re$
 IDENTIFICACAO DIVERGENTE: B
 DIAMETRO DIVERGENTE : 5.33 mm Incerteza maxima da equacao a 95% = 0.0016

PONTO	PRESSAO ABS. IN BOCAL	PRESSAO ABS. OUT BOCAL	DENS. BOCAL	COEF. CRITICO C*	VAZAO MASSICA	C	No. Rey BOCAL	RELACAO GLOBAL	Condicao
(-)	(1E+5 Pa)	(1E+5 Pa)	(kg/m ³)	(-)	kg/s 1E-2	(-)	(1E+5)	(-)	(-)
601	3.882	1.302	4.654	0.6860	1.81	0.968	2.51	0.335	
602	3.686	1.268	4.422	0.6859	1.71	0.966	2.38	0.344	
603	3.490	1.229	4.188	0.6859	1.62	0.965	2.25	0.352	
604	3.294	1.203	3.957	0.6858	1.53	0.965	2.13	0.365	
605	3.097	1.171	3.723	0.6858	1.44	0.964	2.00	0.378	
606	2.903	1.145	3.493	0.6857	1.35	0.963	1.88	0.394	
607	2.705	1.115	3.256	0.6857	1.26	0.964	1.75	0.412	
608	2.509	1.092	3.021	0.6856	1.17	0.963	1.62	0.435	
609	2.314	1.070	2.787	0.6855	1.08	0.964	1.50	0.463	
610	2.117	1.053	2.550	0.6855	0.98	0.964	1.37	0.497	S
611	1.922	1.030	2.315	0.6854	0.89	0.965	1.25	0.536	O
612	1.725	1.012	2.080	0.6854	0.80	0.964	1.12	0.587	N
613	1.530	0.998	1.844	0.6853	0.71	0.965	0.99	0.652	I
614	1.332	0.986	1.606	0.6853	0.62	0.964	0.86	0.740	C
616	1.921	1.028	2.309	0.6854	0.89	0.963	1.24	0.535	O
617	2.119	1.048	2.547	0.6855	0.98	0.963	1.37	0.495	
618	2.315	1.058	2.782	0.6855	1.07	0.964	1.49	0.457	
619	2.510	1.091	3.018	0.6856	1.17	0.963	1.62	0.435	
620	2.706	1.115	3.255	0.6857	1.26	0.963	1.75	0.412	
621	2.902	1.143	3.491	0.6857	1.35	0.964	1.88	0.394	
622	3.097	1.171	3.730	0.6858	1.44	0.964	2.01	0.378	
623	3.294	1.203	3.969	0.6858	1.54	0.966	2.14	0.365	
624	3.490	1.232	4.209	0.6859	1.63	0.969	2.28	0.353	
625	1.724	1.465	2.080	0.6854	0.80	0.956	1.11	0.849	procura
626	1.921	1.552	2.311	0.6854	0.89	0.963	1.24	0.808	
627	2.119	1.724	2.545	0.6855	0.98	0.961	1.36	0.814	
628	2.313	1.908	2.776	0.6855	1.07	0.962	1.49	0.825	R
629	2.509	2.126	3.010	0.6856	1.16	0.961	1.61	0.847	P
630	2.706	2.319	3.248	0.6856	1.25	0.958	1.73	0.857	B
631	2.901	2.422	3.484	0.6857	1.35	0.964	1.87	0.835	
632	3.099	2.622	3.724	0.6858	1.44	0.963	2.00	0.846	
615	1.136	0.971	1.370	0.6852	0.52	0.945	0.72	0.855	SUBSONICO

IDENTIFICACAO DO BOCAL : A -0.09782
 DIAMETRO DA GARGANTA : 5.02 mm Equacao calculada C = 1-0.13738 * Re
 IDENTIFICACAO DIVERGENTE: B
 DIAMETRO DIVERGENTE : 5.50 mm Incerteza maxima da equacao a 95% = 0.0009

PONTO	PRESSAO ABS. IN BOCAL	PRESSAO ABS. OUT BOCAL	DENS. BOCAL	COEF. CRITICO C*	VAZAO MASSICA	C Bocal	No. Rey BOCAL	RELACAO GLOBAL	Condicao
(-)	(1E+5 Pa)	(1E+5 Pa)	(kg/m3)	(-)	kg/s 1E-2	(-)	(1E+5)	(-)	(-)
655	3.883	1.284	4.661	0.6860	1.75	0.961	2.47	0.331	
656	3.686	1.249	4.429	0.6859	1.66	0.959	2.34	0.339	
657	3.490	1.220	4.196	0.6859	1.57	0.957	2.22	0.350	
658	3.294	1.183	3.965	0.6858	1.49	0.958	2.09	0.361	
659	3.099	1.156	3.734	0.6858	1.40	0.958	1.97	0.373	
660	2.902	1.130	3.502	0.6857	1.31	0.958	1.85	0.389	
661	2.706	1.102	3.269	0.6857	1.22	0.957	1.73	0.407	
662	2.512	1.080	3.037	0.6856	1.14	0.958	1.60	0.430	
663	2.314	1.058	2.799	0.6856	1.04	0.957	1.48	0.457	
664	2.118	1.037	2.564	0.6855	0.96	0.957	1.35	0.489	S
665	1.922	1.018	2.328	0.6854	0.87	0.957	1.23	0.530	D
666	1.725	1.005	2.090	0.6854	0.78	0.957	1.10	0.583	N
667	1.530	0.992	1.854	0.6853	0.69	0.956	0.98	0.648	I
668	1.334	0.976	1.617	0.6853	0.60	0.957	0.85	0.732	C
670	1.334	0.975	1.616	0.6853	0.60	0.955	0.85	0.731	D
671	1.529	0.991	1.851	0.6853	0.69	0.956	0.98	0.648	
672	1.725	1.003	2.088	0.6854	0.78	0.956	1.10	0.582	
673	1.922	1.016	2.327	0.6854	0.87	0.956	1.23	0.529	
674	2.118	1.035	2.567	0.6855	0.96	0.955	1.35	0.488	
675	2.314	1.053	2.805	0.6856	1.05	0.956	1.48	0.455	
676	2.510	1.076	3.045	0.6856	1.14	0.957	1.61	0.429	
677	2.708	1.099	3.287	0.6857	1.22	0.956	1.74	0.406	
678	2.903	1.130	3.528	0.6858	1.31	0.957	1.87	0.389	
679	3.099	1.151	3.772	0.6858	1.41	0.957	2.00	0.372	
680	3.295	1.186	4.013	0.6859	1.50	0.959	2.13	0.360	
681	3.492	1.220	4.254	0.6859	1.59	0.960	2.26	0.349	
682	3.687	1.252	4.490	0.6860	1.68	0.960	2.39	0.340	
683	3.884	1.282	4.729	0.6861	1.77	0.961	2.52	0.330	
684	3.687	2.955	4.485	0.6860	1.68	0.963	2.39	0.801	procura
685	3.493	2.773	4.248	0.6859	1.59	0.961	2.26	0.794	
686	3.295	2.530	4.006	0.6859	1.50	0.961	2.13	0.768	
687	3.099	2.496	3.766	0.6858	1.41	0.959	2.00	0.805	R
688	2.903	2.313	3.528	0.6858	1.32	0.958	1.87	0.797	P
689	2.706	2.157	3.290	0.6857	1.23	0.957	1.74	0.797	B
690	2.513	1.995	3.055	0.6856	1.14	0.956	1.61	0.794	
691	2.316	1.772	2.816	0.6856	1.05	0.957	1.49	0.765	
692	2.118	1.686	2.575	0.6855	0.95	0.953	1.36	0.796	
693	1.922	1.559	2.337	0.6855	0.86	0.950	1.23	0.811	
669	1.137	0.963	1.378	0.6852	0.49	0.918	0.70	0.847	SUBSONICO

IDENTIFICACAO DO BOCAL : D -0.23522
 DIAMETRO DA GARGANTA : 5.08 mm Equacao calculada $C = 1-0.57808 * Re$
 IDENTIFICACAO DIVERGENTE: B
 DIAMETRO DIVERGENTE : 5.50 mm Incerteza maxima da equacao a 95% = 0.0015

PONTO (-)	PRESSAO ABS.IN BOCAL (1E+5 Pa)	PRESSAO ABS.OUT BOCAL (1E+5 Pa)	DENS. BOCAL (kg/m ³)	COEF. CRITICO C* (-)	VAZAO MASSICA kg/s 1E-2	C BOCAL (-)	No.Rev BOCAL (1E+5)	RELACAO GLOBAL (-)	Condicao (-)
694	3.883	1.310	4.707	0.6861	1.82	0.971	2.56	0.337	
695	3.688	1.274	4.477	0.6860	1.73	0.969	2.43	0.345	
696	3.491	1.241	4.241	0.6859	1.64	0.969	2.30	0.356	
697	3.296	1.211	4.003	0.6859	1.54	0.968	2.17	0.367	
698	3.099	1.176	3.758	0.6858	1.45	0.967	2.03	0.379	
699	2.904	1.148	3.518	0.6857	1.36	0.966	1.90	0.395	
700	2.707	1.120	3.276	0.6857	1.26	0.966	1.77	0.414	
701	2.510	1.096	3.036	0.6856	1.17	0.965	1.64	0.437	
702	2.316	1.073	2.800	0.6856	1.08	0.964	1.51	0.463	
703	2.119	1.052	2.561	0.6855	0.99	0.964	1.38	0.496	S
704	1.922	1.031	2.323	0.6854	0.89	0.963	1.25	0.537	D
705	1.727	1.015	2.088	0.6854	0.80	0.963	1.12	0.588	N
706	1.531	1.002	1.851	0.6853	0.71	0.962	0.99	0.655	I
707	1.334	0.989	1.614	0.6853	0.62	0.962	0.87	0.741	C
709	1.334	0.989	1.612	0.6853	0.62	0.962	0.87	0.741	O
710	1.531	1.002	1.848	0.6853	0.71	0.962	0.99	0.655	
711	1.727	1.015	2.084	0.6854	0.80	0.962	1.12	0.588	
712	1.923	1.031	2.321	0.6854	0.89	0.963	1.25	0.536	
713	2.119	1.050	2.558	0.6855	0.99	0.964	1.38	0.496	
714	2.315	1.071	2.796	0.6855	1.08	0.963	1.50	0.462	
715	2.510	1.094	3.034	0.6856	1.17	0.965	1.63	0.436	
716	2.708	1.120	3.275	0.6857	1.26	0.965	1.77	0.413	
717	2.905	1.147	3.516	0.6857	1.36	0.966	1.90	0.395	
718	3.100	1.179	3.756	0.6858	1.45	0.967	2.03	0.380	
719	3.297	1.209	3.998	0.6859	1.54	0.967	2.16	0.367	
720	3.491	1.239	4.232	0.6859	1.64	0.967	2.29	0.355	
721	3.688	1.274	4.469	0.6860	1.73	0.968	2.42	0.345	
722	3.883	1.311	4.702	0.6861	1.83	0.974	2.56	0.338	
723	3.687	3.100	4.459	0.6860	1.73	0.970	2.42	0.841	
724	3.492	2.857	4.216	0.6859	1.63	0.964	2.27	0.818	procura
725	3.296	2.676	3.971	0.6858	1.53	0.963	2.14	0.812	
726	3.100	2.443	3.735	0.6858	1.44	0.964	2.01	0.788	
727	2.904	2.298	3.498	0.6857	1.35	0.963	1.88	0.792	
728	2.706	2.137	3.261	0.6857	1.26	0.963	1.75	0.789	R
729	2.511	1.957	3.025	0.6856	1.17	0.962	1.62	0.779	P
730	2.315	1.791	2.789	0.6855	1.07	0.963	1.50	0.773	B
731	2.119	1.673	2.553	0.6855	0.98	0.960	1.37	0.789	
732	1.923	1.498	2.317	0.6854	0.89	0.960	1.24	0.779	
708	1.139	0.972	1.378	0.6852	0.51	0.924	0.71	0.853	SUBSONICO