

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA  
DO RIO DE JANEIRO



**David Iván Maldonado Távora**

**Queda de Pressão em escoamento Axial  
através de Região Anular com  
Rotação do Cilindro Interno**

**Dissertação de Mestrado**

Dissertação apresentada como requisito parcial para  
obtenção de título de Mestre pelo Programa de Pós -  
Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio.

Orientador: Prof. Luis Fernando Alzuguir Azevedo

Rio de Janeiro  
Outubro de 2005

# **Livros Grátis**

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.



**David Iván Maldonado Távora**

**Queda de Pressão em Escoamento Axial através de  
Região Anular com Rotação do Cilindro Interno**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção de grau de Mestre pelo Programa de Pós - graduação em Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Técnico Científico da PUC-Rio. Aprovada pela Comissão Examinadora abaixo assinada.

**Prof. Luis Fernando Alzuguir Azevedo**

Orientador

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

**Prof. Paulo Roberto de Souza Mendes**

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

**Prof. Sidney Stuckenbruck**

Olympus Software Científico e Engenharia

**Prof. José Eugenio Leal**

Coordenador Setorial do Centro

Técnico Científico– PUC-Rio

Rio de Janeiro, 14 de Outubro de 2005

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, do autor e do orientador.

### **David Iván Maldonado Távora**

Graduou-se em Engenharia Mecânica na *Universidad Nacional de Trujillo* – UNT (Trujillo – Perú) em 2002.

#### Ficha Catalográfica

Maldonado Távora, David Iván

Queda de pressão em escoamento axial através de região anular com rotação do cilindro interno / David Ivan Maldonado Távora ; orientador: Luis Fernando Alzuguir Azevedo. – Rio de Janeiro : PUC, Departamento de Engenharia Mecânica, 2005.

65 f. : il. ; 30 cm

Dissertação (mestrado) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica.

Inclui referências bibliográficas.

1. Engenharia Mecânica – Teses. 2. Queda de Pressão. 3. Escoamento Axial. 4. Região Anular. 5. Rotação do Cilindro Interno. I. Azevedo, Luis Fernando Alzuguir. II. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. III. Título.

CDD: 621.3

Para os meus pais Luz e Germán, pela compreensão e carinho, meus irmãos, Irmã, William, Nancy e Edwin pela amizade, e apoio em todo momento.

## Agradecimentos

Ao meu orientador, Professor Luis Fernando A. Azevedo, pelo apoio, e a orientação neste trabalho.

À CAPES e à PUC-Rio pelo apoio financeiro através das bolsas de estudo.

Aos amigos do Laboratório de Termociências e do sexto andar da pós-graduação em Engenharia Mecânica pela amizade.

Aos meus maiores amigos; Jorge Leônidas Lafitte Vega e Jose Luis Plasencia Cabanillas, pela amizade e ajuda nesta etapa do Mestrado.

A Hugo Barreda e Jaime M. Ticona que contribuíram de diferentes maneiras no desenvolvimento do projeto, na etapa final.

Aos alunos de iniciação científica, pela ajuda prestada na montagem do experimento: Leonardo, Pedro, Daniel, Gabriel e Rafael.

A Deivid, técnico do Laboratório de Termociências, pela construção do experimento com dedicação.

A Reginaldo Rosa Cotto de Paula, pelas sugestões ao presente trabalho, e pela amizade nesta etapa do Mestrado.

A Grace Mary dos Santos Silva, Rosely Ribeiro de Almeida Marins, e ao Senhor Lourenço Ribeiro pelo apoio.

A Julio Manoel Barros Júnior pela grande ajuda prestada no desenvolvimento deste trabalho, e pela amizade consolidada.

Muito Grato,

## Resumo

Maldonado Távora, David Iván. **Queda de Pressão em Escoamento Axial através de Região Anular com Rotação do Cilindro Interno**. Rio de Janeiro, 2005. 65p. Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

O presente trabalho investigou a queda de pressão em escoamento através de um espaço anular com rotação do cilindro interno. A motivação para o trabalho veio da aplicação desta configuração em diversas situações de interesse industrial, como reatores químicos catalíticos, filtros e nas operações de perfuração de poços produtores de petróleo e gás. O estudo realizado foi conduzido em uma seção de testes especialmente projetada e construída, formando um espaço anular com razão de raios de 0,65 e com um comprimento de 256 diâmetros hidráulicos, suficiente para garantir o desenvolvimento hidrodinâmico do escoamento nos regimes laminar e turbulento. O trabalho investigou a queda de pressão ao longo do espaço anular como função da vazão, dada pelo número de Reynolds, e da rotação do cilindro interno, caracterizada pelo número de Reynolds rotacional. A faixa de números de Reynolds investigada foi de 260 a 10000, enquanto o Reynolds rotacional variou de 60 a 1000. Dois fluidos de trabalho foram utilizados nos testes: água e uma mistura de água e glicerina. Os resultados para a queda de pressão foram apresentados na forma de fatores de atrito hidrodinâmicos. Testes preliminares para o caso do cilindro interno sem rotação foram realizados e comparados com resultados da literatura, com o objetivo de validar a seção de testes e o procedimento experimental. Os resultados apresentados mostraram boa concordância com valores disponíveis na literatura tanto para o caso de escoamento laminar, quanto para escoamento turbulento. Para os casos de baixos números de Reynolds, os resultados mostraram que a rotação do cilindro interno provocava um pico na razão entre o fator de atrito com rotação e sem rotação para um valor do número de Reynolds da ordem de 500. Aumentos da ordem de 15% foram verificados.

## Palavras- chave

Queda de Pressão, Escoamento Axial, Região Anular, Rotação do Cilindro Interno.

## Abstract

Maldonado Távora, David Iván. **Pressure Drop in Axial Flow through Annular Region with Inner Cylinder Rotation**. Rio de Janeiro, 2005. 65p. Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

The present work investigated the pressure drop generated by the flow through an annular configuration with rotation of the inner cylinder. The motivation for the work comes from the several industrial application of the configuration, such as chemical reactors, filters and in drilling operations for oil and gas wells. The experimental study was conducted in a specially designed test section forming an annular space with radius ratio of 0.65 and a length equivalent to 265 hydraulic diameters, what guaranteed the hydrodynamic development of the flow for the laminar and turbulent regimes. The study investigated the pressure drop along the annular space as a function of the flow rate, given by the Reynolds number, and of the rotation of the inner cylinder, given by the rotational Reynolds number. The range of Reynolds number investigated was from 260 to 10,000, while the rotational Reynolds number was varied from 60 to 1,000. Two fluids were employed in the testes; water and a mixture of water and glycerol. The pressure drop results were presented in the form of dimensionless friction factors. Preliminary tests for the case of no rotation of the inner cylinder were compared with results available in the literature, in order to validate the test section and the experimental procedure. The results displayed good agreement with the literature for both laminar and turbulent regimes.

For the low Reynolds number test cases, the results obtained have shown that the inner cylinder rotation induces a peak in the distribution of the ratio of friction factor to the friction factor without rotation. The peak, of about 15%, is found for Reynolds numbers of the order of 500.

## Keywords

Pressure Drop, Axial Flow, Annular Flow, Inner-Cylinder Rotation.

# Sumário

<b>1 Introdução</b>	<b>15</b>
1.1. Objetivo.	17
1.2. Roteiro da Tese.	17
<b>2 Revisão Bibliográfica</b>	<b>18</b>
<b>3 Descrição dos Experimentos</b>	<b>28</b>
3.1. Visão Geral da Seção de Testes.	26
3.2. Região Anular.	27
3.2.1. Tubo Interno de Alumínio.	28
3.2.2. Tubo Externo de Acrílico.	30
3.2.3. Caixas de Entrada e Saída.	34
3.3. Sistema de Alimentação do Fluido.	36
3.4. Medida de Pressão.	40
3.5. Redução de Dados.	39
3.5.1. Número de Reynolds.	39
3.5.2. Número de Reynolds Rotacional.	40
3.6. Fluidos.	41
<b>4 Procedimento Experimental</b>	<b>43</b>
<b>5 Resultados e Discussão</b>	<b>45</b>
5.1. Qualificação da Seção de Testes.	45
5.2. Efeito da Rotação do Cilindro Interno sobre o Fator de Atrito.	50
5.2.1. Efeito da Rotação sobre o Fator de Atrito: Experimentos com glicerina e água.	51
5.2.2. Efeito da Rotação sobre o Fator de Atrito: Experimentos com água.	54

<b>6 Conclusões e Recomendações para Trabalhos Futuros</b>	<b>57</b>
6.1. Conclusões.	58
6.2. Recomendações para Trabalhos Futuros.	58
<b>Referências Bibliográficas</b>	<b>60</b>

## Lista de Figuras

1.1 Esquema do processo de perfuração.	15
1.2 Progressão do número de poços horizontais.	16
2.1 Representação esquemática dos vórtices de Taylor.	19
2.2 Valores críticos do $Re_{rot}$ , em função da razão de raios.	20
2.3 Relação entre $Re$ e $Re_{rot}$ segundo Wereley & Lueptow.	21
2.4 Vórtices de Taylor.	22
2.5 Vórtices Helicoidais.	22
3.1 Visão Geral da Seção de Testes.	26
3.2 Desenho da Luva Interna.	29
3.3 Fotografia Luva Interna.	29
3.4 Ponta do eixo de alumínio.	29
3.5 Luva de Polipropileno.	30
3.6 Luva de Polipropileno (Isométrico).	30
3.7 Luva de Polipropileno (Corte).	31
3.8 Luva de Polipropileno (Na Montagem).	31
3.9 Luva externa real (apoio eixo de acrílico) com os pinos centralizadores (apoio eixo interno de alumínio).	33
3.10 Vista frontal do espaço anular.	33
3.11 Vista isométrica do espaço anular.	34
3.12 Desenho da caixa de entrada.	34
3.13 Fotografia da caixa de entrada.	35
3.14 Fotografia da caixa de saída.	36
3.15 Fotografia, tanque superior, bomba e inversor de frequência	37
3.16 Fotografia tanque superior, válvula tipo esfera, e mangueira de retorno.	38
3.17 Desenho esquemático de uma tomada de pressão típica Construída.	38
3.18 Viscosidade da solução água-glicerina vs. Concentração em massa. $T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , Loureiro (2004).	41

3.19 Densidade da solução água-glicerina. Vs. Concentração em massa. T = 25 °C, Loureiro (2004).	42
5.1 Distribuição experimental de pressão ao longo da seção de testes para Re = 1009, sem rotação do cilindro interno. O fluido de trabalho é glicerina com água (50% em massa).	46
5.2 Comparação entre fatores de atrito medidos e da literatura para $Re_r = 0$ . Dados da literatura de White (1978) e Rhosenow & Hartnet (1982).	49
5.3 Efeito da rotação do cilindro interno, dada pelo $Re_{rot}$ , sobre o fator de atrito hidrodinâmico. Fluido: glicerina com água.	52
5.4 Efeito da rotação sobre o fator de atrito. Razão entre fator de atrito com rotação e sem rotação, $f/f_0$ . Fluido: glicerina com água.	53
5.5 Efeito da rotação do cilindro interno, dada pelo $Re_{rot}$ , sobre o fator de atrito hidrodinâmico. Fluido: água.	55
5.6 Efeito da rotação sobre o fator de atrito. Razão entre fator de atrito com rotação e sem rotação, $f/f_0$ . Fluido: água.	56
I.1 Esquema para a calibração dos rotâmetros.	62
I.2 Obtenção da massa do fluido para diferente (VR), com t=60s.	63
I.3 Curva da calibração do rotâmetro.	64
I.4 Ajuste de curva na Calibração do rotâmetro.	65

## Lista de tabelas

3.1 Tabela de propriedades da solução (50%Gl)-(50%Ag) vs. Concentração em massa. T = 25 °C, Loureiro (2004).	42
5.1 Comparação entre fatores de atrito hidrodinâmicos.	48
5.2 Efeito da Rotação sobre o Fator de Atrito. Fluido: glicerina com Água.	51
5.3 Efeito da Rotação sobre o Fator de Atrito: Razão $f/f_0$ Fluido: glicerina com água.	52
5.4 Efeito da Rotação sobre o Fator de Atrito. Fluido: água.	54
5.5 Efeito da Rotação sobre o Fator de Atrito: Razão $f/f_0$ . Fluido: água.	55
I.1 Massas obtidas em t=60s, para vazões distintas nos rotâmetros.	63
I.2 Vazões calculadas na calibração dos rotâmetros.	64
I.3 Desvio Padrão na calibração do rotâmetro.	65

## Lista de símbolos

$Q$ :	Vazão volumétrica de fluido ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
$D_H$ :	Diâmetro hidráulico da seção anular (m), $D_H = D_e - D_i$
$D_e$ :	Diâmetro interno do tubo de acrílico (m)
$D_i$ :	Diâmetro externo do tubo de alumínio (m)
$A$ :	Área da seção reta do espaço anular ( $\text{m}^2$ ), $A = \pi (D_e^2 - D_i^2)/4$
$d$ :	Gap (m), $d = (D_e - D_i)/2$
$r_i$ :	Raio externo do tubo de alumínio (m), $r_i = D_i/2$
$P$ :	$\Delta P$ , desde a entrada até a saída (Pa)
$L$ :	Comprimento do anular (m)
$v$ :	Velocidade do escoamento no anular (m/s)
$RR$ :	Razão de raios ( $D_i/D_e$ )= 0.65
$f$ :	Fator de atrito
$L$ :	Comprimento axial dos tubos (m)
$P$ :	Pressão estática (Pa)
$r_i$ :	Raio interno (m)
$MO_i$ :	Massa obtida experimentalmente (kg)
$VR$ :	Vazão do Rotâmetro Real (VR), l/h
$VC_i$ :	Vazão Calculada (VC), l/h
$\bar{V}$ :	Vazão Média ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$r_e$ :	Raio externo (m)
$Re_{rot}$	Número de Reynolds rotacional
$R^2$	Coefficiente de correlação ao quadrado
$t$	tempo (s)
$T$	Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ )

## Símbolos gregos

$\rho$ :	Massa específica do fluido ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$\mu$ :	Viscosidade dinâmica do fluido ( $\text{kg}/\text{ms}$ )
$\Omega$ :	Velocidade angular ( $\text{rad}/\text{s}$ )

$\Omega_i$ : Freqüência angular do eixo interno ( $s^{-1}$ )

$\sigma$  : Desvio padrão

$\sigma^2$  : Erro

# 1

## Introdução

O escoamento através de regiões anulares com rotação do cilindro interno é um dos problemas clássicos em mecânica dos fluidos. A combinação do escoamento axial com a rotação induzida pelo cilindro produz diversos padrões de escoamento que têm sido alvo de estudos continuados.

Além do aspecto fundamental, escoamentos em regiões anulares encontram aplicações industriais relevantes, como reatores catalíticos, filtros e na perfuração de poços de petróleo e gás. Esta última aplicação foi a principal motivação do presente trabalho.

Na perfuração de poços a broca acionada pela coluna de perfuração gira modo a produzir o corte da rocha. Fluido de perfuração é bombeado pelo interior da coluna de perfuração até sair na extremidade da broca, retornando à superfície pelo espaço anular formado entre a coluna girante e a parede do poço. A figura 1.1 ilustra esta operação.

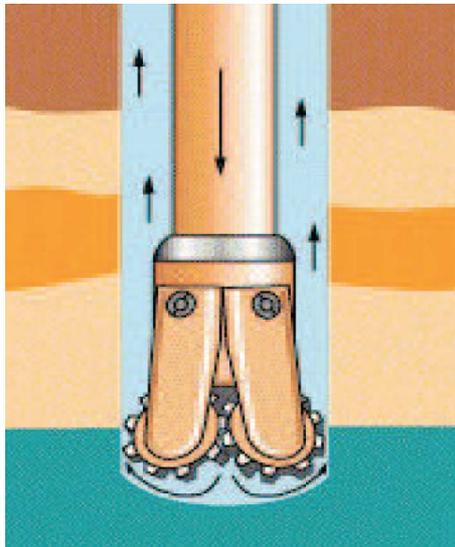


Figura 1.1 - Esquema do processo de perfuração

O fluido de perfuração possui diversas funções. Ele é responsável pelo resfriamento da broca, pela manutenção da pressão ideal no fundo do poço e deve

promover a limpeza do poço durante a perfuração através da remoção do cascalho gerado pela broca. Os padrões de escoamento que prevalecem no espaço anular determinam a capacidade de carregamento de cascalho e o nível de perda de carga a ser superada pela bomba na superfície.

Os simuladores de escoamento são ferramentas importantes no projeto e acompanhamento de operações de perfuração. Estes simuladores buscam prever a capacidade de carregamento do cascalho para um conjunto de variáveis de operação e para determinadas propriedades do fluido de perfuração. Um dado importante para estes simuladores é o padrão de escoamento que prevalece no espaço anular que permite obter o nível de carregamento de cascalho a ser obtido, bem como os níveis de queda de pressão esperados e, por consequência, a potência de bombeamento necessária.

Poços horizontais têm sido cada vez mais utilizados como solução para aumento da produção de reservatórios. Nestes casos a área de contato com a região produtora do reservatório é maior o que eleva a produção. A figura 1.2 mostra o número crescente de poços horizontais perfurados no mundo até o ano 2000.



Figura 1.1 - Progressão do número de poços horizontais

Devido à direção de atuação da gravidade, poços horizontais apresentam maiores problemas de remoção de cascalho, quando comparado a poços verticais. Por esta razão torna-se importante o estudo dos padrões de escoamento no interior do espaço anular, pois estes influenciarão a capacidade de remoção dos cascalhos.

## 1.1. Objetivo

O objetivo do presente trabalho é contribuir para o melhor conhecimento do escoamento axial através de espaços anulares de modo a permitir uma melhor previsão deste escoamento. Em particular, o estudo que será descrito a seguir direcionou sua atenção para a avaliação dos efeitos da rotação do cilindro interno na queda de pressão ao longo do espaço anular. Para isto foi construída uma seção de testes para estudos experimentais de laboratório que produzisse informações que possam ser utilizadas no projeto de operações de perfuração e, principalmente, para validar códigos numéricos de simulação

## 1.2. Roteiro da Tese

No capítulo 2, é apresentada a revisão bibliográfica, sobre o escoamento através de um espaço anular.

No capítulo 3, é apresentada a descrição da seção de testes: a seção do anular, o eixo interno, o eixo externo, os apoios, as uniões, o sistema de entrada do escoamento, o sistema de saída do escoamento, o sistema de impulsão (de retorno), e as tomadas de pressão.

No capítulo 4, é descrito o procedimento experimental, as análises das medições, e os equipamentos utilizados na medições.

No capítulo 5, são apresentados os resultados obtidos e a discussão dos mesmos.

Por último no capítulo 6, são apresentadas as conclusões finais e as recomendações para trabalhos futuros.

## 2

### Revisão Bibliográfica

Os primeiros trabalhos referentes ao estudo do escoamento através de um espaço anular formado entre cilindros concêntricos datam de inícios do século XX. Estes estudos foram inicialmente realizados para medir a viscosidade da água.

Couette<sup>1</sup> realizou experiências onde o cilindro interno foi mantido fixo, enquanto o externo foi rodado. Ele concluiu que o arrasto que o fluido exerce sobre o cilindro interno é proporcional à velocidade do cilindro externo, isto até um certo valor da velocidade. Acima desta velocidade crítica, o crescimento do arrasto tornava-se não linear com a velocidade. Esta mudança de comportamento foi atribuída à mudança do padrão do escoamento entre os cilindros.

Mallock<sup>2</sup> encontrou os mesmos resultados que Couette, porém, em seu estudo, o cilindro interno foi rodado e o externo mantido fixo. Neste caso, ele observou instabilidade para todas as velocidades do cilindro interno.

Taylor [20], foi o primeiro a realizar um estudo tanto teórico como experimental do problema. Os resultados apresentados estão completamente em desacordo com os estudos experimentais obtidos por Couette e Mallock. Segundo Taylor [20], essas diferenças nos resultados podem ser atribuídas às diferentes bancadas utilizadas nos testes experimentais de Couette e Mallock, que segundo ele apresentavam muitas falhas.

Nos experimentos de Taylor [20], no caso onde o cilindro interno é mantido fixo, o movimento foi estável até elevadas velocidades do cilindro externo. No caso em que o cilindro interno foi rodado e o externo mantido fixo, o movimento foi

---

<sup>1</sup>É mencionado no trabalho de Taylor [20]

<sup>2</sup>É mencionado no trabalho de Taylor [20]

estável somente a baixas velocidades do cilindro interno. Acima de uma velocidade crítica, o movimento tornou-se instável, isto é, recirculações apareceram e o escoamento deixou de ser puramente azimuthal. Taylor [20], também estudou o caso onde os dois cilindros foram rodados tanto na mesma direção como em direções opostas. Ele observou a presença de um fluxo secundário com uma estrutura em forma de toróides. Atualmente estes toróides são denominados na literatura como vórtices de Taylor, pois ele foi o primeiro a estudar a instabilidade do escoamento de Couette (escoamento em placas infinitas). A figura 2.1 apresenta uma representação esquemática dos vórtices de Taylor [20].

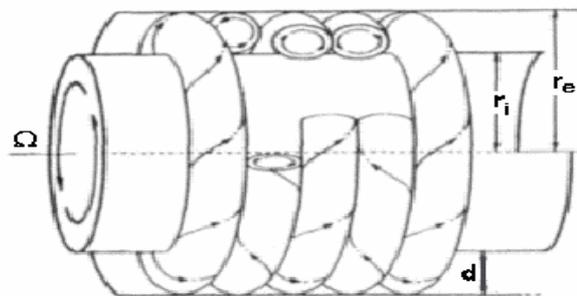


Figura 2.1- Representação esquemática dos vórtices de Taylor [20].

Quando aumentava a rotação do cilindro interno ocorria a formação dos vórtices de Taylor. Eles poderiam mudar de geometria no caso de rotações mais elevadas, assim tornando-se vórtices helicoidais.

Após o trabalho de Taylor, diversos estudos foram realizados sobre o escoamento através do espaço anular.

DiPrima [6], realizou um estudo do problema do escoamento axial através da seção anular. Ele analisou teoricamente a instabilidade do fluido, quando este foi submetido a um gradiente de pressão axial e os cilindros estavam girando na mesma direção. De acordo com DiPrima, o início da formação dos vórtices de Taylor, identificados pelo número de Reynolds crítico, apresentaram uma diminuição a medida que a razão de raios aumentava até  $\xi = 0.450$ , a partir de essa razão de raios, a transição entre os regimes crescia com a razão de raios, como pode-se observar na figura 2.2.

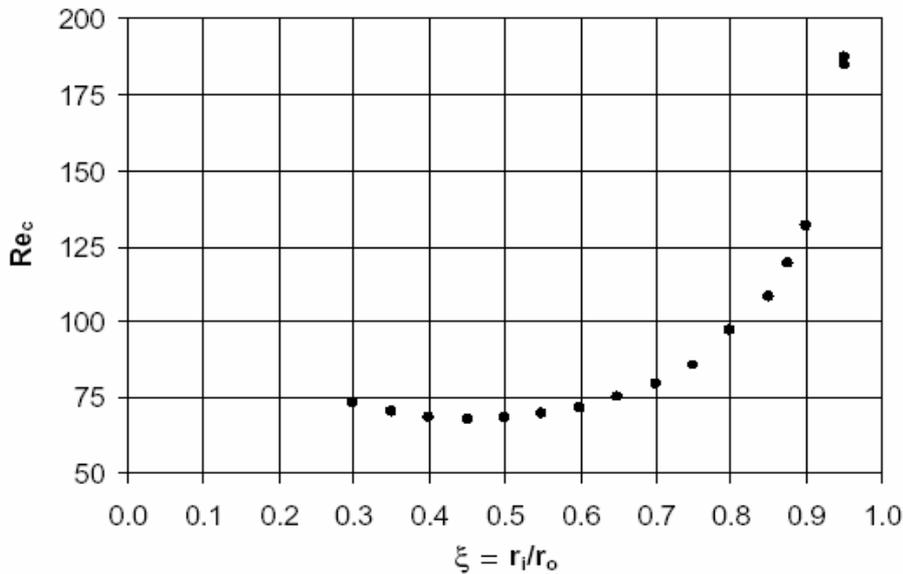


Figura 2.2 - Valores críticos do  $Re_{rot}$ , em função da razão de raios, DiPrima [6].

Sparrow et al. [18], mostraram que à transição do regime de Couette para o regime dos vórtices de Taylor foi possível também para razões de raios da ordem de 0,1. Os resultados apresentados por Sparrow e co-autores foram tanto para rotação dos cilindros no mesmo sentido e em sentidos opostos.

Recktenwald [17], Tsameret [22], e Babcock [2], recentemente compararam as instabilidades dos regimes para um escoamento cilíndrico de Couette, na presença de um escoamento axial imposto.

Segundo Jones [13], os experimentos do escoamento indicaram que à transição dos vórtices de Taylor para vórtices ondeantes poderia ocorrer para razões de raios da ordem de 0,5. Porém, a transição ocorria para números de Reynolds bem mais altos, que normalmente poderia ocorrer para geometrias com razões de raios superiores a 0,8. Para razões de raios igual a 0,8, à transição para vórtices ondeantes ocontecia para um determinado número de Reynolds crítico, o qual identificava à transição do fluxo de Couette para os regimes de vórtices de Taylor. Para razões de raios igual a 0,5, pode-se chegar até 80% de Reynolds crítico, identificando a transição para vórtices de Taylor, sem a presença dos vórtices ondeantes.

Cole, J.A [3], DiPrima et al. [6], obtiveram diferentes características do escoamento supercrítico de Couette. Estas características dos regimes do escoamento

super-crítico foram posteriormente caracterizadas por Andereck et al. [1], e Wereley & Lueptow [18], através do escoamento circular de Couette. Estes autores empregaram a técnica do campo total de velocidade para medir no plano meridional o campo de velocidade.

Recktenwald [17] e DiPrima & A. Pridor [7], sugeriram que na transição para um escoamento super-crítico, o escoamento consiste de vórtices toroidais de Taylor movimentando-se com a velocidade do escoamento imposta.

Resultados experimentais obtidos os feitos por Takeuchi [20], e Giordano [12], confirmaram o aparecimento de deslocamentos de vórtices toroidais para baixos números de Reynolds e o aparecimento de deslocamentos de vórtices helicoidais para elevados números de Reynolds.

Wereley & Lueptow [19], usando à técnica de Velocimetria por Imagem de Partículas (PIV), identificaram uma variedade rica de regimes do escoamento, figura 2.3. Incluindo o deslocamento do escoamento com vórtices ondulados, o deslocamento de vórtices ondulados helicoidais, os vórtices ondulados turbulentos, e os vórtices com ondas aleatórias.

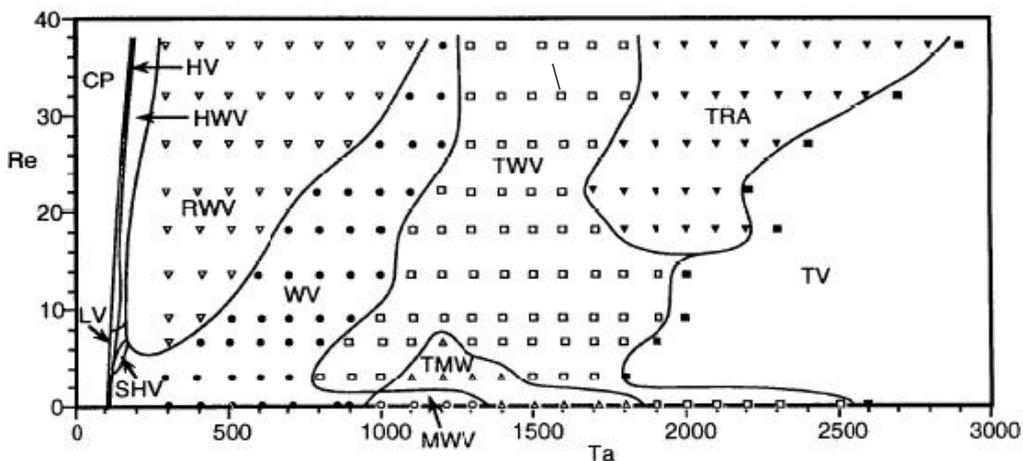


Figura 2.3 - Relação entre  $Re$  e  $Re_{rot}$  segundo Wereley & Lueptow [19].

No presente trabalho pretende-se investigar a variação da queda da pressão, com diferentes números de Reynolds ( $Re$ ) e números de Reynolds Rotacional ( $Re_{rot}$ ), para a água, e para uma mistura água(50%)-glicerina(50%), em massa. Além disso, pretende-se obter o fator de atrito para o sistema sem influência da rotação do eixo.

As análises da queda da pressão será realizada através de tomadas de pressão estática ao longo do espaço anular.

Quando o escoamento axial é imposto, para baixos números de Reynolds os vórtices são toroidais, figura 2.4 e tornam-se helicoidais, para elevados números de Reynolds, figura 2.5. Em todos os casos, o fluxo axial estabiliza o fluxo circular de Couette, de forma que o aparecimento de vórtices de Taylor ocorre a números  $Re_{rot}$  maiores que para um fluxo sem escoamento axial.

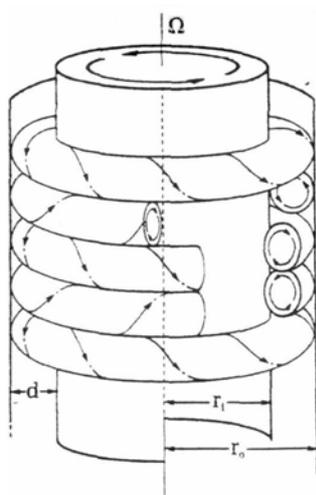


Figura 2.4 - Vórtices de Taylor [20].

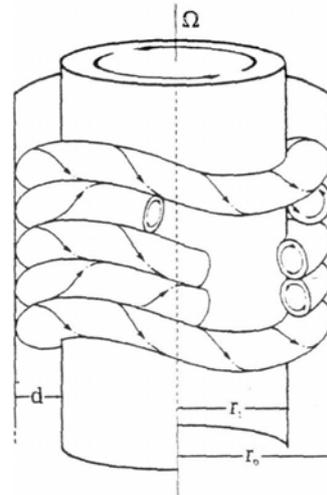


Figura 2.5 - Vórtices Helicoidais [20].

Estudos mais recentes, por exemplo Lockett et al. [14], consideram que a presença de vórtices de Taylor gerados pela rotação da coluna são eficientes na limpeza do poço. Martins et al. [16], observaram a influência da rotação da coluna sobre o leito de cascalhos depositados na parte inferior de um espaço anular. Eles verificaram a existência de quatro padrões de leito: (1) Para baixas rotações, o leito permanecia inalterado; (2) à medida que se aumentava a rotação, o leito começava a deformar; (3) e posteriormente ocorria a deformação e a suspensão de cascalhos; (4) com um aumento adicional na rotação, observou-se também a formação de vórtices de Taylor no espaço anular.

Na literatura encontram-se poucos resultados experimentais referentes a queda de pressão em escoamento axial. Escudier et al. [8], mostraram resultados da influência da rotação do eixo interno na queda da pressão no anular. A geometria utilizada foi para uma razão de raios igual a 0,506, com um comprimento total de 5,775 m do anular. O fluido utilizado neste estudo foi glicose. Eles concluíram que a medida que aumentavam as rotações do cilindro interno, a queda de pressão era maior para baixos números de Reynolds. Essa influência da rotação tendia a desaparecer, para regimes mais elevados (maiores números de Reynolds).

### 3

## Descrição dos Experimentos

Neste capítulo, será descrita a seção de teste projetada e construída para a realização dos experimentos envolvendo o escoamento de fluido em região anular com rotação do cilindro interno. É importante destacar que a seção de testes foi projetada com o objetivo de atender a trabalhos futuros. Neste caso, poderão ser realizados estudos relacionados ao escoamento de fluidos de perfuração em poços horizontais. Assim, poderão ser investigados detalhes do escoamento através da utilização de técnicas ópticas avançadas para medição de campos de velocidade, e o estudo do escoamento em regiões anulares parcialmente obstruídas. Além disso, pode-se realizar pesquisas sobre as características dinâmicas do movimento de leitos de esferas depositadas na região anular, representando o cascalho removido durante operações de perfuração.

O projeto da seção de testes buscou conciliar várias exigências consideradas relevantes para os experimentos. Assim, desejava-se realizar medidas que permitissem a determinação da influência da rotação do cilindro interno sobre a queda de pressão ao longo de uma região anular. Para isso era necessário considerar a existência da condição de escoamento hidrodinamicamente desenvolvido na região anular. As faixas de vazão de fluido e rotação do cilindro interno deveriam permitir a realização de testes em regimes de escoamento laminar e turbulento. Neste caso, foram consideradas as faixas de rotação relevantes para as aplicações de perfuração de poços de petróleo, as quais motivaram a realização do presente estudo.

Uma importante característica desejável da seção de testes projetada seria a possibilidade de utilização de técnicas ópticas para a medição dos campos instantâneos de velocidade na região anular. Para isso, seria necessário prever a visualização óptica do interior da seção de testes. Além disso, a estabilidade no fornecimento de fluido deveria ser garantida, visto que o escoamento em regiões anulares com rotação do cilindro interno é conhecido pelos diversos padrões que assume em função das variáveis de operação.

Flutuações externas são indesejáveis, pois podem distorcer os resultados obtidos. Além destas exigências, o projeto deveria ser adequado às limitações de espaço e potência de bombeamento existentes no laboratório, onde os testes foram conduzidos.

Entretanto, no presente estudo não foram utilizadas técnicas ópticas para a visualização do escoamento.

A seguir são apresentados os detalhes da seção de testes construída.

### **3.1. Visão Geral da Seção de Testes**

A seção de testes projetada é apresentada esquematicamente na figura 3.1. Uma importante parte da seção era constituída por um tubo cilíndrico de alumínio com 41,4 mm de diâmetro externo e 6 m de comprimento. Este tubo foi montado de forma concêntrica no interior de um tubo de acrílico com 64 mm de diâmetro interno e com aproximadamente 6 m de comprimento. Com estas dimensões básicas, a seção de testes apresentava uma razão entre o comprimento e o diâmetro hidráulico de aproximadamente de 265. Esta razão garantia o desenvolvimento hidrodinâmico do escoamento, para os regimes laminar ou turbulento, conforme desejado. Como pode ser visto na figura 3.1, e que será detalhado mais adiante, o cilindro interno de alumínio era apoiado em dois rolamentos de esferas em suas extremidades, e ligado a um motor elétrico de rotação variável, por meio de um sistema de polias e correias sincronizadas. Isto permitia o ajuste da velocidade angular de rotação do cilindro durante a realização dos experimentos.

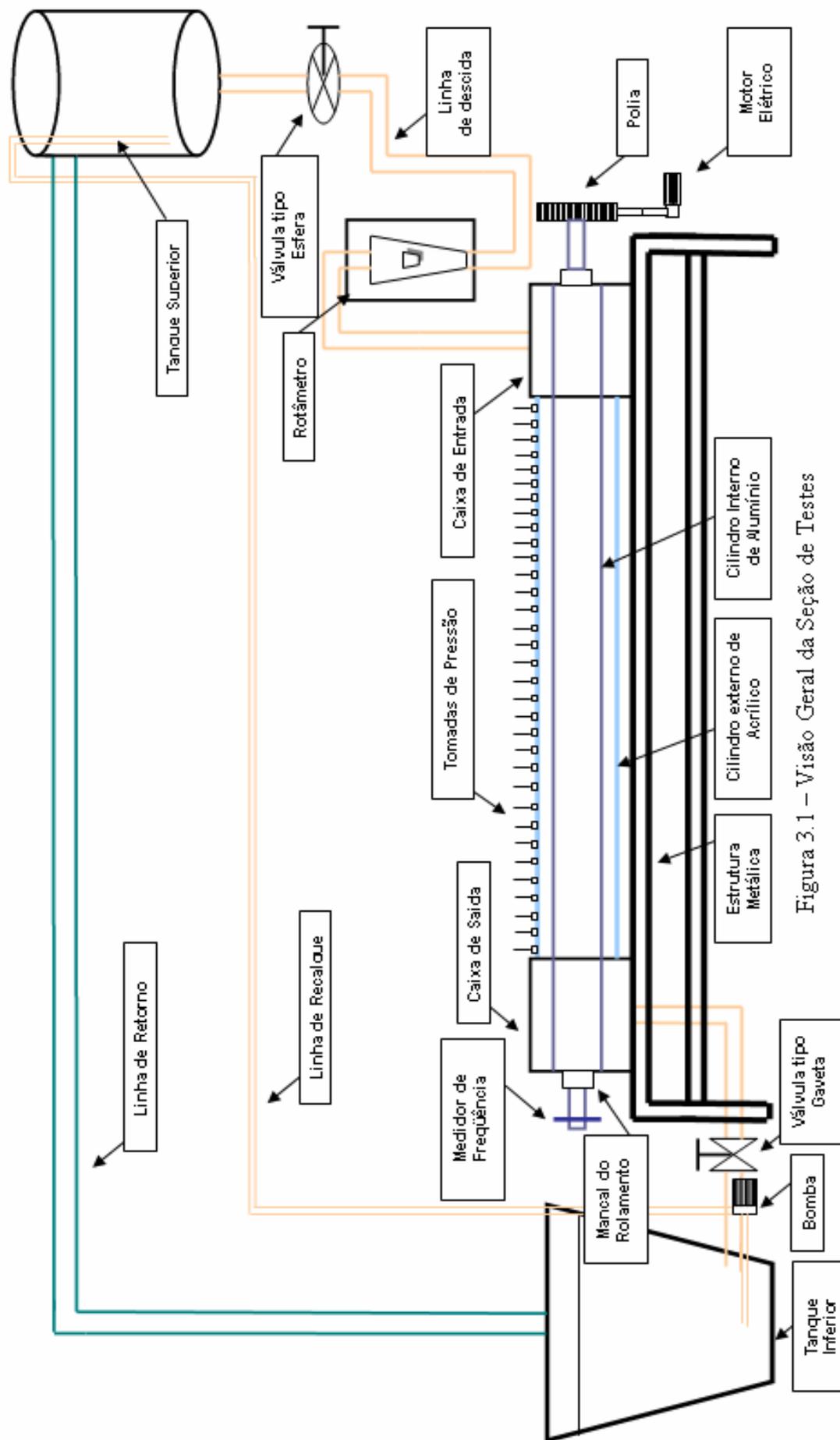


Figura 3.1 – Visão Geral da Seção de Testes

Para evitar as pulsações típicas das bombas de cavidades progressivas, a alimentação do fluido para a seção anular foi realizada por gravidade. Um tanque de 150 litros foi montado em um mezanino disponível no espaço do laboratório, situando-se aproximadamente 4 metros acima do nível da seção de testes. O fluido recolhido pelo fundo do tanque passava por um rotâmetro, a seguir era levado para uma caixa de entrada que funcionava como uma câmara plena, permitindo assim uma entrada suave do fluido na região anular. Na extremidade oposta da região anular, outra câmara plena semelhante à da entrada recebia o fluido proveniente do anular, conduzindo-o a um reservatório posicionado no piso do laboratório. Uma válvula do tipo globo permitia o controle da vazão através do espaço anular.

Uma bomba centrífuga, acionada por um motor elétrico com rotação controlada, bombeava o fluido de teste do reservatório inferior de volta ao reservatório superior. Para manter o nível de fluido no reservatório superior constante, e assim, garantir a estabilidade da vazão no espaço anular, uma mangueira de retorno posicionada na parte superior do tanque. Isto permitia o retorno do excesso de fluido do reservatório superior para o inferior.

Trinta e três tomadas de pressão estática foram instaladas ao longo da região anular para permitir a medição da queda de pressão axial. Uma caixa de visualização com paredes de vidro planas foi instalada no final da seção anular, a fim de facilitar a observação e medição do escoamento no interior da seção. Devido a limitações de tempo, não foi possível realizar os testes de medição e visualização de escoamento no presente estudo.

### **3.2. Região Anular**

A região anular era formada por um tubo interno de alumínio montado de forma concêntrica em um tubo de acrílico. Esta montagem aparentemente simples requereu um elaborado projeto e um processo construtivo cuidadoso, de modo a produzir uma rotação concêntrica do eixo sem vibrações excessivas. A seguir são descritos os componentes projetados e construídos especialmente para os testes experimentais.

### 3.2.1. Tubo Interno de Alumínio

Devido ao longo comprimento total do tubo de alumínio – 6 m – foi necessário, por razões construtivas, dividir o seu comprimento em quatro trechos de 1,5 m. Os tubos, adquiridos com 4,5 mm de espessura de parede, foram usinados externamente em um torno para minimizar sua ovalização. Após a operação de usinagem, o diâmetro externo dos tubos foi de  $41,5 \pm 0,1$  mm e a espessura da parede de cerca de 3 mm.

Para garantir a rigidez na união dos quatro tubos de alumínio, luvas internas na forma de eixos curtos de alumínio com 400 mm de comprimento, foram especialmente projetadas e fabricadas. Estas luvas tinham uma dupla função: conectar dois tubos adjacentes de alumínio mantendo seus alinhamentos e impedir que o fluido de trabalho penetrasse no interior do tubo de alumínio. Pois isto poderia aumentar seu peso e produzir uma deformação indesejável ao longo eixo de alumínio.

A figura 3.2, apresenta um desenho esquemático da luva interna que foi construída. Cada luva foi usinada de modo que o diâmetro externo se ajustasse ao interior dos tubos de alumínio. Na região central da luva tem-se uma elevação com diâmetro igual ao diâmetro externo do eixo. Assim, quando uma luva era introduzida na extremidade de dois tubos para realizar a conexão, a superfície externa formada era contínua e sem ressaltos. Em cada lado da elevação central da luva foi usinada uma rosca externa que se adaptava à uma rosca interna usinada na extremidade dos tubos de alumínio. Ao lado de cada rosca, duas canaletas foram usinadas para receber anéis de vedação de borracha. Estes anéis faziam contato com a parte interna dos tubos de alumínio evitando a penetração do fluido no interior dos tubos. Este mecanismo de união dos tubos mostrou-se eficiente, produzindo uma união firme e alinhada entre os tubos, além de efetivamente impedir a penetração do fluido de trabalho no interior do tubo de alumínio. A figura 3.3, apresenta uma fotografia de uma das luvas de união.



Figura 3.2 - Desenho da Luva Interna



Figura 3.3 - Fotografia Luva Interna

O eixo de alumínio montado conforme descrito nos parágrafos anteriores formava uma peça de 6 m de comprimento que deveria ser dotada de um movimento de rotação suave. Para tal, o eixo foi suportado por dois rolamentos de esferas, localizados nas extremidades do eixo. Para receber os rolamentos, foram construídas duas pontas de eixo que se encaixavam nas extremidades dos tubos, sendo fixadas por meio de um ajuste com interferência. A fotografia de uma das pontas é apresentada na figura 3.4.



Figura 3.4 - Ponta do eixo de alumínio

Como pode ser observado na figura 3.4, a ponta de eixo possuía um diâmetro maior que se encaixava no interior do eixo de alumínio, deixando

exposto um eixo com diâmetro menor que se encaixava no rolamento de esferas. Na parte da peça que penetrava no eixo de alumínio foi usinada uma canaleta para receber um anel de vedação, com o objetivo de impedir a penetração de fluido de trabalho no interior do eixo.

### 3.2.2. Tubo Externo de Acrílico

O tubo externo que formava o espaço anular foi montado a partir de três tubos de acrílico cristal polido, formando um conjunto com 6 m de comprimento total. Cada tubo de acrílico apresentava um diâmetro externo de  $70 \pm 0,1$  mm e diâmetro interno de  $64 \pm 0,1$  mm, formando assim uma parede de espessura de 3 mm. Os três tubos de acrílico foram acoplados por meio de luvas de união especialmente projetadas e construídas para esta tarefa. As luvas, apresentadas nas figuras 3.7, 3.8 e 3.9, respectivamente, foram usinadas em polipropileno e tinham a dupla finalidade de alinhar os tubos de acrílico e vedar o fluido dentro do espaço anular.

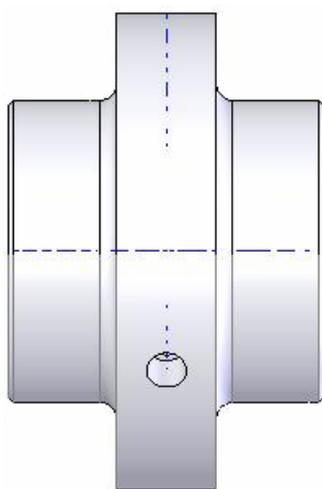


Figura 3.5 - Luva de Polipropileno

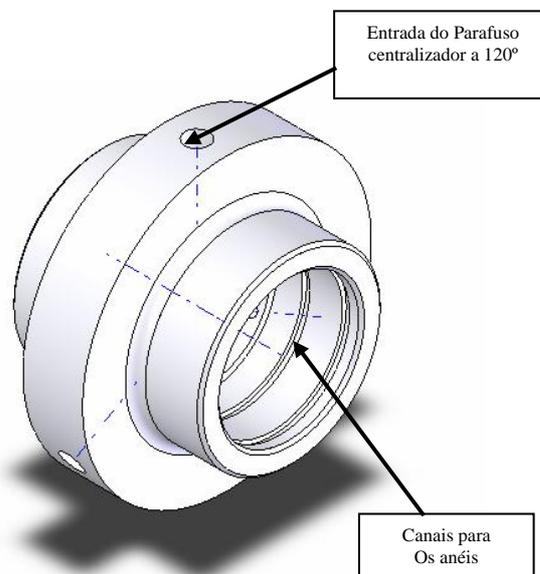


Figura 3.6 - Luva de Polipropileno (Isométrico)

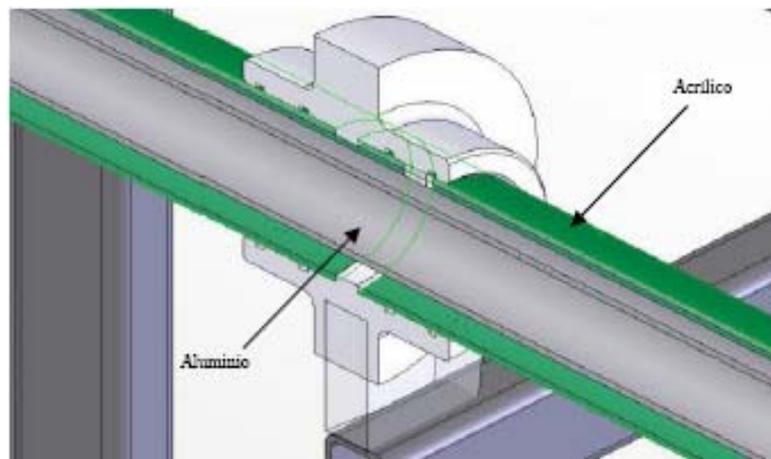


Figura 3.7 - Luva de Polipropileno (Corte)

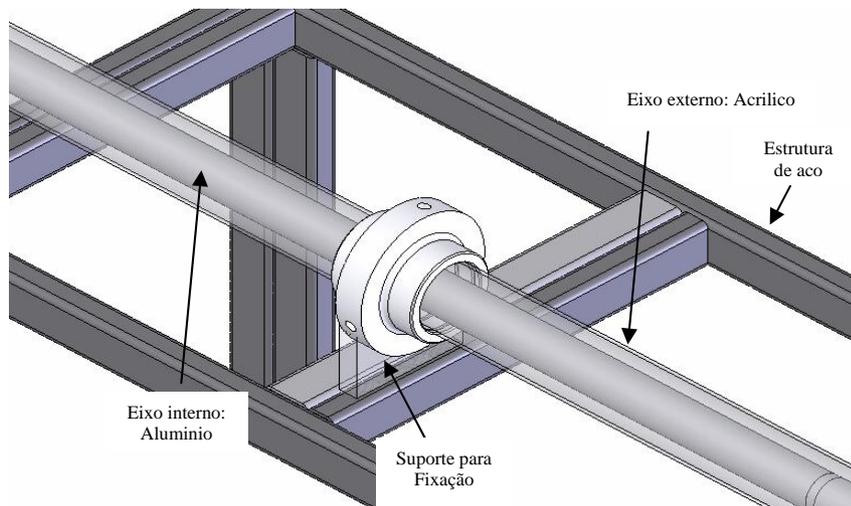


Figura 3.8 - Luva de Polipropileno (Na Montagem)

Como pode ser observado nas figuras 3.5 e 3.6, respectivamente a luva possuía um ressalto interno com diâmetro igual ao diâmetro interno do tubo de acrílico. Este ressalto servia como batente para os tubos de acrílico que, uma vez montados, formavam uma superfície contínua, assim, evitava-se perturbar o escoamento no espaço anular. Em cada lado da luva foram usinadas duas canaletas para receber anéis de vedação de borracha. Na montagem dos tubos de acrílico, estes anéis faziam contato com a superfície externa dos tubos. Na figura 3.7, têm-se uma representação esquemática tridimensional de um corte na luva de polipropileno. Na figura 3.8, pode ser observado como foi montada a luva de polipropileno na seção de testes, o eixo de alumínio e os dois tubos de acrílico

montados. Além disso, pode-se observar na figura 3.8, que a luva era usada para apoiar o tubo de acrílico sobre a estrutura de aço que suportava toda a seção de testes. Para isso, um suporte em acrílico no formato tipo meia cana foi usinado e montado entre cada luva e a mesa de aço. A fixação deste suporte de acrílico na estrutura de aço foi feita de modo a permitir seu deslocamento lateral, e assim alinhar o espaço anular ao longo de seu comprimento, como mostrado na figura 3.8. Esta operação de alinhamento era guiada por um fio de aço esticado entre as extremidades da seção de testes. Após o alinhamento, os suportes de acrílico eram fixados firmemente à estrutura de aço.

As luvas de polipropileno também foram projetadas para, caso fosse necessário, suportar o eixo de alumínio evitando seu empenamento. Como já foi descrito anteriormente, o eixo de alumínio, depois de montado, formava uma peça de 6 m de comprimento apoiado apenas em suas extremidades. Assim, apesar de oco, seu próprio peso provocava uma flecha de deformação. Isto era um procedimento indesejável para os experimentos, pois poderia comprometer a simetria da geometria do espaço anular e, quando em rotação poderia gerar níveis elevados de vibração. O eixo de alumínio foi projetado de forma que quando o espaço anular estivesse preenchido com um fluido de massa específica igual à d'água, fosse produzida uma força de empuxo que equilibrasse com o peso do cilindro. Este procedimento foi realizado a fim de evitar a deformação do eixo por flexão. Entretanto, como o fluido de trabalho somente seria introduzido no espaço anular na etapa final da montagem, poderia ocorrer a deformação do eixo de alumínio portanto, optou-se por apoiá-lo nas luvas de polipropileno.

Nas figuras 3.5 e 3.6, respectivamente, pode-se observar que nas luvas têm-se três furos radiais dispostos circunferencialmente a  $120^\circ$ . Estes furos roscados alojavam pinos centralizadores usinados em latão. A parte dos pinos de menor diâmetro penetrava no espaço anular tocando no eixo de alumínio e, desta forma, centralizando-o. A parte de maior diâmetro era roscada e adaptava-se aos furos da luva. Anéis de borracha garantiam a vedação do fluido no interior do espaço anular. Para minimizar o atrito entre o eixo girante e o pino, foi instalado Teflon na ponta de cada pino de latão. Na extremidade de cada pino foi usinada uma fenda, de forma a permitir que os pinos pudessem ser girados com uma chave de fenda convencional, e ajustados para somente tocar o eixo de alumínio, sem pressioná-lo em demasia. A figura 3.9, apresenta uma foto da luva de

polipropileno onde podem ser observados os pinos centralizadores em posição para suportar o eixo. Caso não houvesse necessidade de utilizar os pinos para o suporte do eixo, eles poderiam ser retraídos até que suas pontas facessem o interior da luva, deixando o espaço anular inteiramente livre para o escoamento.



Figura 3.9 - Luva externa real (apoio eixo de acrílico) com os pinos centralizadores (apoio eixo interno de alumínio).

Uma vista geral do espaço anular montado sobre a mesa de apoio confeccionada em estrutura de aço é apresentada nas figuras 3.10 e 3.11, respectivamente. A mesa de apoio era formada por 7 mesas aparafusadas umas às outras, de modo assim, a formar um conjunto rígido. Os pés de cada mesa era ajustáveis, facilitando a operação de nivelamento do conjunto.

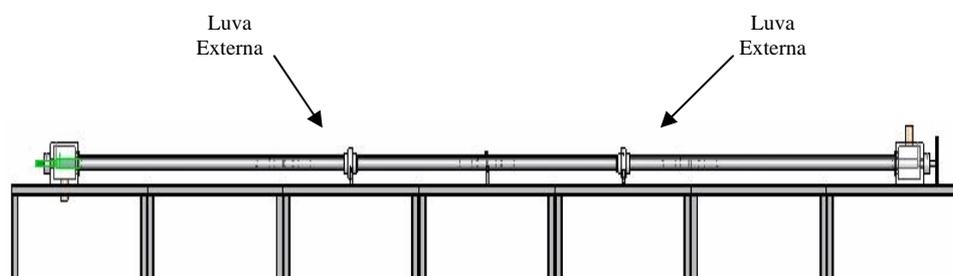


Figura 3.10 - Vista frontal do espaço anular.

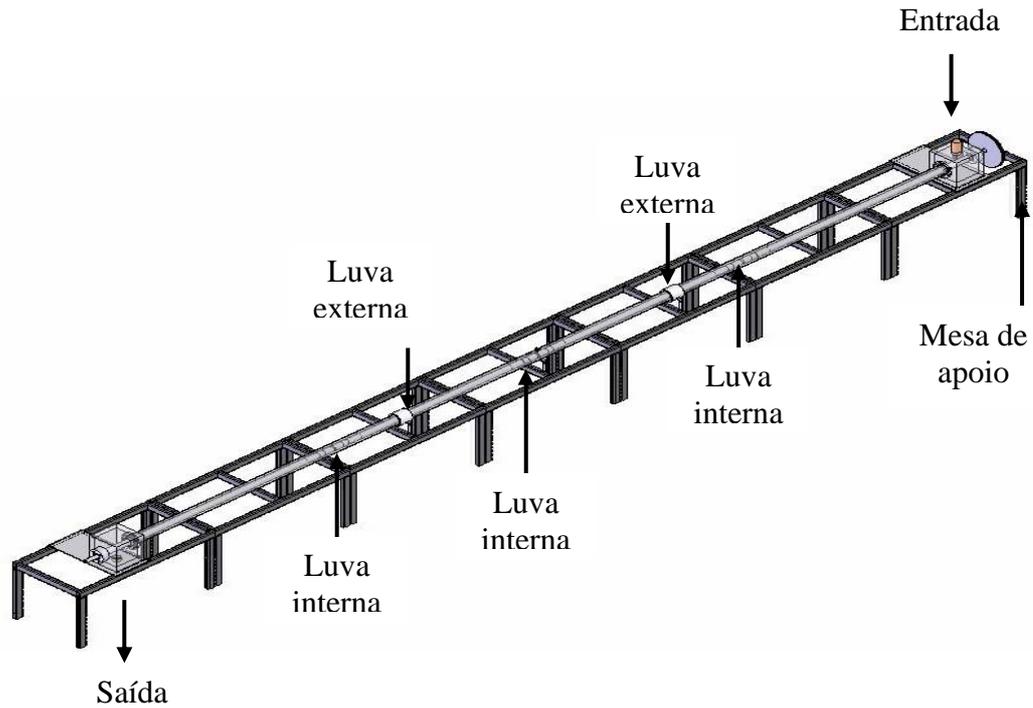


Figura 3.11 - Vista isométrica do espaço anular.

### 3.2.2. Caixas de Entrada e Saída

Caixas de entrada e saída de fluido foram projetadas para serem instaladas nas extremidades do espaço anular, como pode ser visto na figura 3.12.

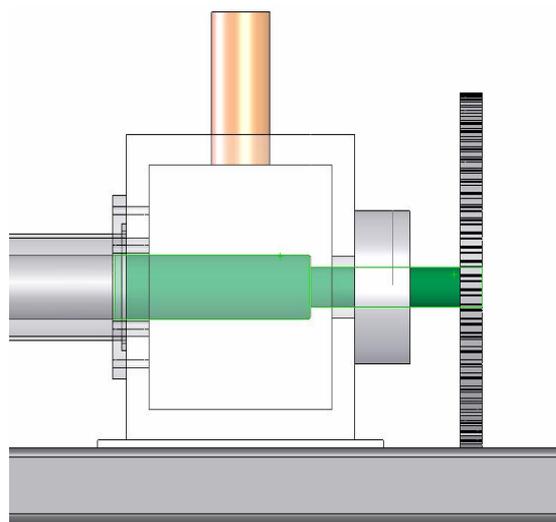


Figura 3.12 - Desenho da caixa de entrada.

Estas caixas, na realidade, tinham as seguintes funções na seção de testes:

A primeira função das caixas de entrada e saída de fluido era receber os rolamentos de esfera e os selos mecânicos que suportavam o eixo de alumínio. As caixas foram construídas com acrílico de 20 mm de espessura e formavam cubos com dimensão interna de 200 mm. A caixa de entrada possuía três furos em suas paredes, dois em paredes verticais opostas e um na tampa superior. O furo da tampa superior era usado como entrada do fluido vindo do sistema de alimentação, como será descrito mais adiante. Os furos nas paredes verticais davam passagem à ponta do eixo de alumínio. Uma peça em alumínio foi usinada para servir de sede para o rolamento de esferas que suportava o eixo de alumínio, conforme mostra a figura 3.13. A sede do rolamento era aparafusada à parede vertical da caixa e recebia o rolamento que sustentava o eixo. Um selo mecânico de cerâmica montado na parte interna da sede do rolamento garantia a vedação de fluido.

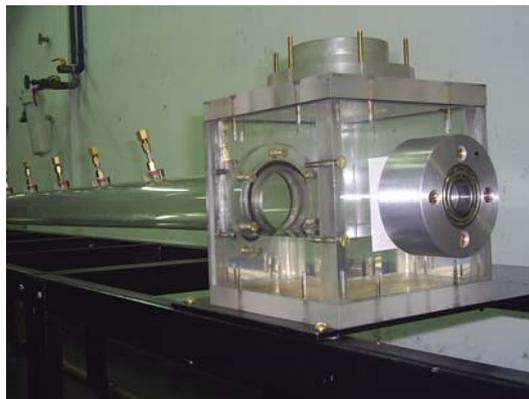


Figura 3.13 - Fotografia da caixa de entrada.

Na caixa de entrada, a ponta do eixo de alumínio ultrapassava o rolamento e era conectada a uma polia dentada com diâmetro de 300 mm. Esta polia ligava ao motor elétrico por meio de uma correia sincronizadora, sendo utilizada para movimentar o eixo. Na parede vertical oposta àquela onde a sede do rolamento foi instalada, um flange de acrílico recebia o tubo de acrílico que formava a parte externa do espaço anular.

A caixa de entrada assim, tinha a importante função de agir como uma câmara plena propiciando uma entrada uniforme do fluido no espaço anular.

Na outra extremidade do espaço anular estava posicionada a caixa de saída. Esta caixa era praticamente idêntica à caixa de entrada, diferindo apenas na posição do furo na tampa horizontal, que era posicionado na parte inferior da caixa e servia para conduzir o fluido ao reservatório inferior da seção de testes. Uma fotografia da caixa de saída é apresentada na figura 3.14.

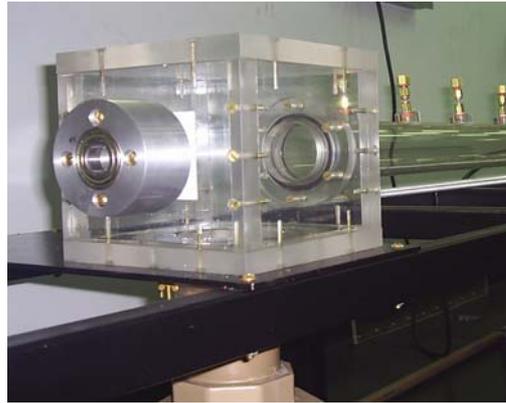


Figura 4.14 - Fotografia da caixa de saída

### 3.3. Sistema de Alimentação de Fluido

O fluido de trabalho penetrava na seção de testes através de um sistema de alimentação por gravidade. Um tanque cilíndrico de polipropileno com capacidade de 150 litros foi utilizado como reservatório superior para o fluido de trabalho. Este tanque foi posicionado sobre uma estrutura de aço em um mezanino do laboratório, ficando a superfície livre do fluido, quando o tanque estava cheio, a cerca de 4 metros acima do nível do espaço anular. Para minimizar as quedas de pressão e maximizar a máxima vazão através da seção de testes, foi utilizada uma tubulação de PVC de 3" de diâmetro para conectar o fundo do tanque à caixa de entrada. No trajeto da linha de 3" para a caixa de entrada foi instalado um par de rotâmetros para as medidas de vazão. Uma ligação dos rotâmetros em paralelo, permitia que um ou dois rotâmetros fossem utilizados nos testes ampliando a faixa de vazão medida. Os rotâmetros foram fabricados pela Omel, série 169.967 com fundo de escala de 5000 litros/hora operando com água. A menor divisão da escala do rotâmetro era de 5 litros/hora. Os rotâmetros foram calibrados utilizando uma balança para cada fluido utilizado.

A caixa de saída era conectada por meio de um tubo de PVC de 3” de diâmetro a um reservatório de polipropileno com capacidade de 180 litros e posicionado no solo do laboratório. Entre a caixa de saída e o reservatório inferior foi instalada uma válvula tipo gaveta de 3” para controle da vazão através da seção de testes.

Uma bomba centrífuga, fabricada pela Dancor modelo CAM, W6 TNEMA 56, acionada por um motor trifásico de 1,5 CV, foi instalada junto ao reservatório inferior. A função desta bomba era retornar o fluido para o reservatório superior. A tubulação de retorno de 1” de PVC, entrava no tanque cilíndrico superior através de sua tampa e penetrava até a região do fundo do tanque, longe da saída central. Para manter o nível do tanque superior constante foi instalada uma mangueira flexível de 75mm de diâmetro interno, na parte superior da lateral do tanque, figura 3.16. Esta tubulação foi conectada a uma mangueira plástica espiralada de 75 mm de diâmetro, que foi conectada em sua outra extremidade à tampa do tanque inferior. A vazão da bomba foi ajustada de modo a fornecer uma vazão maior que a vazão do teste conduzido. Assim, o fluido em excesso retornava ao tanque inferior através da mangueira plástica, mantendo desta forma o nível do tanque superior constante, conforme desejado. A vazão da bomba centrífuga era controlada através do ajuste da rotação do motor elétrico, com um inversor de frequência da marca WEG, modelo ML 2.6. As figuras 3.15 e 3.16, respectivamente, apresentam as fotografias dos tanques inferior e superior, onde podem ser vistos a bomba centrífuga, a mangueira de retorno e o tubo de alimentação do tanque superior.



Figura 3.15 - Fotografia , tanque inferior, bomba e inversor de frequência.



Figura 3.16 - Fotografia do tanque superior, da válvula esfera, e da mangueira de retorno.

### 3.4. Medida de Pressão

Para medir a distribuição de pressão ao longo do espaço anular foram utilizadas 33 tomadas de pressão estática. Estas foram instaladas com espaçamentos constantes de 200 mm, nos dois primeiros tubos, e com espaçamentos constantes de 150 mm no último tubo. A figura 3.17, apresenta um desenho esquemático de uma tomada de pressão típica. Durante a realização dos experimentos foram utilizados líquidos de significativa viscosidade. Neste caso, optou-se por construir as tomadas de pressão com furos com diâmetro um pouco superior aos normalmente recomendados para tomadas de pressão. Assim, os furos das tomadas de pressão foram fabricados com 3 mm de diâmetro.

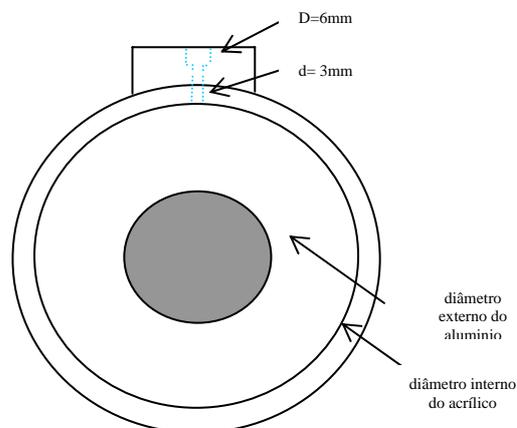


Figura 3.17 - Desenho esquemático de uma tomada de pressão típica construída

Cada tomada de pressão foi conectada a um trecho de mangueira plástica de 6 mm de diâmetro interno. As mangueiras foram conduzidas ao andar superior do laboratório e ligadas ao tanque cilíndrico de alimentação e presas lado a lado, em posição vertical, sobre uma placa de madeira. Sobre a placa de madeira foi colado papel milimetrado para servir de referência nas medições. As extremidades de cada mangueira situavam-se em posição acima do nível do tanque superior. Quando a vazão da seção de testes era nula, o nível de fluido nas mangueiras era constante e igual ao nível do tanque. Quando havia escoamento, a leitura da altura de líquido nas mangueiras fornecia a distribuição de pressão na seção de testes conforme desejado.

### 3.5. Redução de Dados

Os parâmetros adimensionais que governam o problema são o número de Reynolds, o número de Reynolds rotacional e o fator de atrito. A seguir são apresentadas as equações e os procedimentos utilizados na obtenção destes parâmetros adimensionais a partir dos dados experimentais medidos.

#### 3.5.1. Número de Reynolds

O número de Reynolds foi calculado a partir da vazão volumétrica medida nos rotâmetros. A calibração dos rotâmetros, fornecia a vazão mássica para a temperatura dos experimentos. A viscosidade dinâmica do fluido foi avaliada nos Laboratório de Calibração de Fluidos (LCF) do Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio. Assim, o número de Reynolds foi obtido através da equação:

$$\text{Re} = \frac{\rho Q D_H}{A \mu} \quad (3-1)$$

Onde,

$\rho$ : massa específica do fluido ( $\text{kg/m}^3$ )

$\mu$ : viscosidade dinâmica do fluido ( $\text{kg/ms}$ )

$Q$ : vazão volumétrica de fluido ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$D_H$ : diâmetro hidráulico da seção anular (m),  $D_H = D_e - D_i$

$D_e$ : diâmetro interno do tubo de acrílico (m)

$D_i$ : diâmetro externo do tubo de alumínio (m)

$A$ : área da seção reta do espaço anular ( $m^2$ ),  $A = \pi(D_e^2 - D_i^2)/4$

### 3.5.2. Número de Reynolds Rotacional

O número de Reynolds rotacional foi avaliado pela seguinte expressão,

$$Re_R = \frac{\rho \Omega d r_i}{\mu} \quad (3-2)$$

Onde,

$\Omega$ : Velocidade Angular (rad/s)

$d$ : gap (m),  $d = (D_e - D_i)/2$

$r_i$ : radio externo do tubo de aluminio (m),  $r_i = D_i/2$

A transmissão de potência foi obtida por um motor elétrico de corrente alternada (CA) trifásico, que possibilitava o controle da rotação através da frequência, um par de polias sincronizadoras e uma correia dentada opitbelt-ZR050/510L4 de 12,7 mm de largura e 1,5 mm de espessura. A polia montada no eixo do motor tem 10 dentes, enquanto a segunda, montada na ponta do eixo do cilindro interno, tem 84 dentes. A relação de transmissão estabelecida nessa montagem foi de 8.4:1. Foi usado um motor trifásico WEG 0,25CV com quatro pólos. O motor apresentava rotação nominal de 1720 RPM. A utilização do inversor de frequência WEG CFW 08, com faixa máxima de 50-60 Hz, possibilitou variar a rotação do motor, aumentando ou diminuindo a frequência.

Um medidor de frequência angular (encoder), foi montado na saída do eixo. Este eixo de alumínio, tem 2 mm de espessura, com 90 rasgos (divisões). Em conjunto com o encoder montou-se uma placa de aquisição de sinal, na qual registrava-se a velocidade com o encoder se movimentava. Assim, pode-se obter diretamente a rotação do eixo. Os terminais da placa de aquisição de sinal estavam conectados a um Osciloscópio Hewlet Packard 54603 B (0V – 5V), através deste aparelho podia-se obter a rotação do eixo em Hertz, para diferentes velocidades do motor.

### 3.6. Fluidos

No presente trabalho utilizou-se dois fluidos: água tratada e uma mistura (50% Glicerina – 50% água) em massa.

Como o rotâmetro era calibrado para a água não ocorreram problemas na realização dos experimentos. Porém, para o caso da mistura de glicerina e água, definiu-se primeiro o volume da mistura. O volume definiu-se tirando a metade do peso da água, e depois jogou-se a quantidade faltante em peso de glicerina, para assim deste jeito ter no sistema o peso e volume da mistura desejada. Logo procedeu-se a calibração do rotâmetro para tal mistura.

A fim de identificar as propriedades ótimas, realizou-se a caracterização do fluido de mistura no (LCF) da PUC-Rio. A viscosidade foi testada a uma temperatura 24,3 °C ,correspondente a viscosidade de um fluido de mistura (50% glicerina – 50% água). Os resultados da viscosidade da mistura obtida no presente trabalho apresentam boa concordância com os dados experimentais de Loureiro (2004), conforme a figura 3.18.

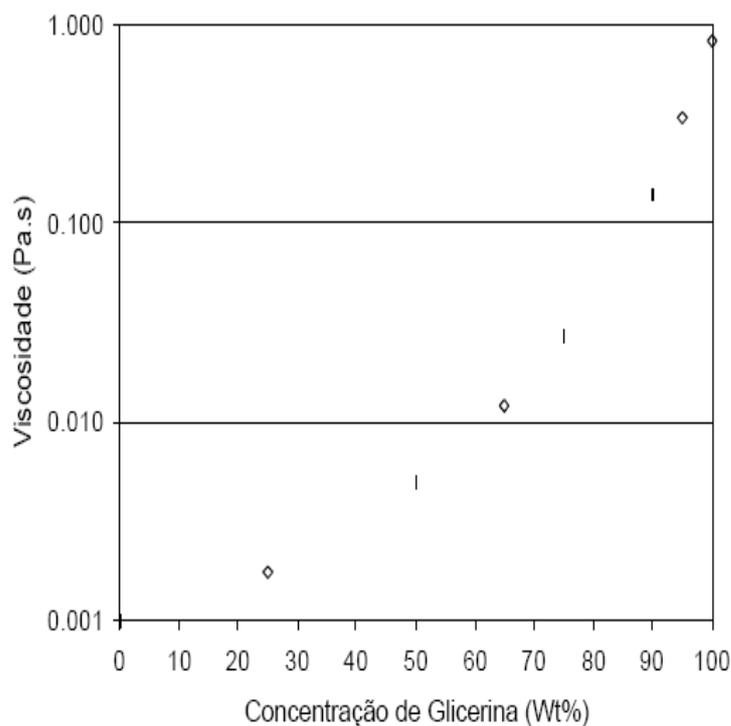


Figura 3.18 -Viscosidade da solução água-glicerina vs. Concentração em massa. T = 25 °C. Loureiro (2004).

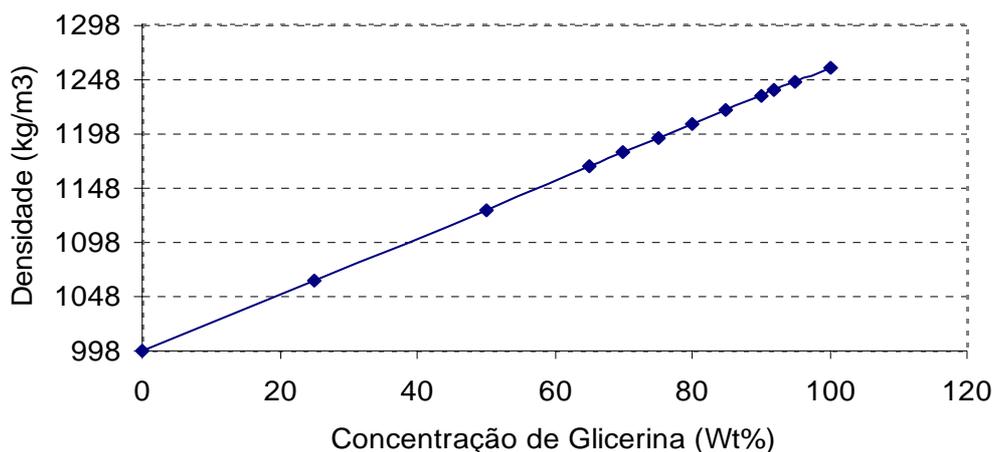


Figura 3.19 - Densidade da solução água-glicerina vs. Concentração em massa. T = 25 °C, Loureiro (2004).

Tabela 3.1 - Tabela de propriedades da solução (50%GI)-(50%Ag) vs. Concentração em massa. T = 25 °C. Loureiro (2004).

Propriedades		
CONCENTRAÇÃO DE GLICERINA	$\mu$ (kg/m.s)	$\rho$ (kg/m3)
0	$1,00 \times 10^{-3}$	998,00
25	$1,75 \times 10^{-3}$	1063,25
<b>50</b>	<b><math>5,67 \times 10^{-3}</math></b>	<b>1128,50</b>
65	$1,21 \times 10^{-2}$	1167,65
70	$1,80 \times 10^{-2}$	1180,70
75	$2,66 \times 10^{-2}$	1193,75
80	$4,30 \times 10^{-2}$	1206,80
85	$7,50 \times 10^{-2}$	1219,85
90	$1,39 \times 10^{-1}$	1232,90
92	$2,05 \times 10^{-1}$	1238,12
95	$3,38 \times 10^{-1}$	1245,95
100	$8,30 \times 10^{-1}$	1259,00

A viscosidade utilizada nos cálculos do número de Reynolds experimental para a mistura foi obtida por um Reômetro ARES, (Advanced Rheometric Expansion System, ARES3-LS).

## 4

### Procedimento Experimental

Para obter as quedas de pressão no comprimento total do espaço anular, com rotação concêntrica do cilindro interno, foi necessário que este estivesse alinhado. Assim, pode-se obter os resultados desejados.

Foi importante tomar o cuidado de que o cilindro interno sem rotação estivesse centralizado com o tubo externo. Desta forma, quando este girasse seria possível controlar através dos ajustes nos pinos centralizadores situados nas luvas de polipropileno, as flexões que poderiam surgir.

A seguir, abria-se a válvula tipo esfera situada baixo do tanque superior e com os rotômetros abertos conhecia-se a vazão que circulava pelo sistema. A válvula que ficava no piso também permanecia aberta (abrindo ou fechando esta válvula controlava-se a vazão que entrava na seção de testes). A bomba situada no piso situada ao lado do tanque inferior bombeava o fluido até o tanque superior, e o fluido em excesso era conduzido ao tanque inferior. Quando cessava a recirculação do fluido, mantendo-se uma vazão estável no sistema, girava-se o eixo de alumínio. Deste modo o sistema estava pronto para fazer as medições da queda de pressão.

As mangueiras “de poliflux de 1/4”, que conectavam-se as 33 tomadas de pressão estática eram levadas até o segundo nível. Através de um manômetro vertical formado por estas mangueiras foram lidas as quedas de pressão, para diferentes fluidos e rotações do cilindro interno.

A queda de pressão foi obtida através do fator de atrito hidrodinâmico, o qual é calculado pela seguinte expressão:

$$f = \frac{2PD_H}{\rho Lv^2} \quad (4-1)$$

Onde,

$P$ :  $\Delta P$ , desde a entrada ate a saída (Pa)

$L$ : Comprimento do anular (m)

$v$ : Velocidade do escoamento no anular (m/s)

$\rho$ : Densidade ( $\text{Kg/m}^3$ )

$D_H$ : Diâmetro hidráulico (m)

## 5

### Resultados e Discussão

Neste capítulo, serão apresentados os resultados experimentais obtidos na seção de testes. Um dos principais objetivos do presente trabalho foi projetar e construir uma seção de testes que permitisse o desenvolvimento de estudos sobre escoamento axial em espaços anulares com rotação do cilindro interno. Este estudo inicial é parte de um programa de pesquisa mais amplo, que no futuro poderá investigar o comportamento do escoamento com a obstrução parcial do espaço anular e os efeitos do escoamento sobre um leito de cascalho em uma operação de perfuração. Para isso foi de importância fundamental que a seção de testes projetada e construída fosse devidamente qualificada, o que foi realizado no presente trabalho. Em seguida, como outro objetivo do presente trabalho, foram estudados os efeitos da rotação do cilindro interno sobre a queda de pressão ao longo do duto anular ou, em termos adimensionais, os efeitos do número de Reynolds Rotacional sobre o fator de atrito hidrodinâmico. A seguir serão apresentados e discutidos os resultados obtidos.

#### 5.1. Qualificação da Seção de Testes

A seção de testes projetada e construída, conforme descrito em detalhes no capítulo 3, foi qualificada através da realização dos experimentos. Pretendia-se assim determinar o fator de atrito para o escoamento hidrodinamicamente desenvolvido através da região anular sem rotação do cilindro interno. Os testes realizados abrangeram os regimes de escoamento laminar, de transição laminar-turbulento e o início do regime turbulento. Para o regime laminar, uma forma de qualificar a seção de testes foi através da comparação com resultados analíticos disponíveis na literatura. Para o regime turbulento, foi utilizada a correlação proposta por Jones & Leung (1981) apresentada em Escudier & Goulson (1995). Esta correlação aplica-se a uma razão de raios de 0,5, diferente portanto da razão de raios da seção de testes

construída que era de aproximadamente 0,6. No entanto, informações da literatura (Rohsenow & Hartnet, 1982) indicam que a dependência do fator de atrito com a razão de raios não é forte, o que possibilitou a comparação desejada. Além disso, Rohsenow & Hartnet (1982) recomendam que o fator de atrito para o escoamento turbulento hidrodinamicamente desenvolvido na região anular seja avaliado utilizando-se o diagrama de Moody, acrescido em 10%, com o número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico da seção de escoamento.

O procedimento experimental adotado para determinar o fator de atrito hidrodinâmico foi descrito no capítulo 3. Este procedimento teve como base a determinação do gradiente de pressão na região do escoamento desenvolvido. A figura 5.1 apresenta um conjunto de medições típicas para a variação da pressão ao longo da seção de testes. O caso apresentado na figura 5.1, corresponde a um número de Reynolds de 1009 e rotação nula. A diferença de pressão em relação à primeira tomada de pressão,  $P(0)$ , dada em milímetros de coluna de fluido, é apresentada em função da coordenada axial ao longo da seção de testes, dada em milímetros. O fluido utilizado nos testes era uma mistura de água e glicerina na proporção de 50% em massa.

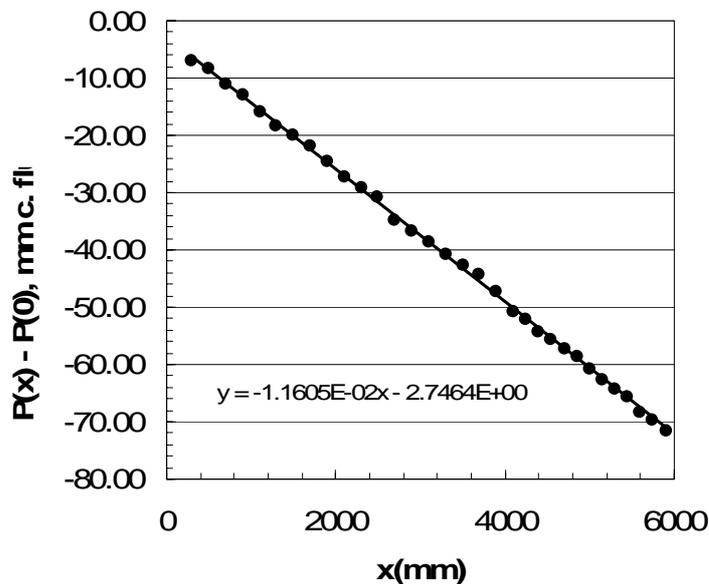


Figura 5.1 – Distribuição experimental de pressão ao longo da seção de testes para  $Re = 1009$ , sem rotação do cilindro interno. O fluido de trabalho é glicerina com água (50% em massa).

É importante notar na figura 5.1, que a distribuição de pressão no escoamento apresenta um comportamento linear desde uma posição muito próxima à entrada da região anular, para  $Re=1009$ , indicando um rápido desenvolvimento do escoamento. A equação de uma reta foi ajustada aos dados de pressão em função da coordenada axial, através de um procedimento baseado no método dos mínimos quadrados. O coeficiente angular da reta representa o gradiente de pressão utilizado no cálculo do fator de atrito,  $\Delta P/L$ . Assim, o fator de atrito foi calculado pela equação (5-1).

$$f = \frac{2(\Delta P/L)D_H}{\rho(Q/A)^2} \quad (5-1)$$

O número de Reynolds foi determinado com base nas propriedades medidas para a mistura de glicerina e água. Verificou-se a presença de oscilações na pressão, durante a realização de vários experimentos, onde a queda de pressão total era pequena. Estas oscilações da pressão podem ter sido causadas pelo elevado nível de incerteza experimental dos instrumentos utilizados nas medições da distribuição da pressão. Portanto, não foi possível obter-se dados com o mesmo nível de linearidade e com as mesmas características dos dados apresentados na figura 5.1. Mesmo nestes casos, o procedimento descrito para a determinação do gradiente de pressão apresentam resultados satisfatórios.

A tabela 5.1, apresenta os resultados para o fator de atrito obtido na faixa de número de Reynolds investigado. Para os valores mais baixos do número de Reynolds, o fluido de trabalho utilizado foi uma mistura de glicerina e água. Para os maiores valores de número de Reynolds investigados utilizou-se água filtrada. A tabela 5.1 indica qual o fluido utilizado em cada medição. A tabela 5.2 apresenta também os valores da literatura usados para validação dos experimentos. Para o regime de escoamento laminar foi utilizada a solução analítica clássica dada por White (1978).

$$f = \eta \cdot 64 / Re_{D_H} \quad (5-2)$$

Onde,

$$\eta = \frac{(r_e - r_i)^2 \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{(r_e^4 - r_i^4) - \frac{(r_e^2 - r_i^2)^2}{\left(\ln \frac{r_e}{r_i}\right)}}$$

$Re_{DH}$  : Número de Reynolds avaliado no diâmetro hidráulico

$r_e$  : Raio interno do tubo externo do anular.

$r_i$  : Raio externo do tubo interno do anular.

Para os regimes de transição e turbulento, foram utilizadas duas alternativas que produziram resultados coincidentes, dentro de uma faixa de 1%: (1) A correlação de Miller indicada em Fox e McDonald (1990), é uma expressão que aproxima os resultados do diagrama de Moody. Os valores previstos por esta expressão foram acrescidos de 10%, conforme sugerido por Rohsenow et al. (1982); (2) A expressão de Jones & Leung (1981) citada em Escudier et al. (1995), é uma expressão transcendental para o fator de atrito para escoamento em regiões anulares sem rotação. A expressão é válida para razão de raios igual a 0,5. Uma comparação entre as previsões das duas alternativas na estimativa do fator de atrito apresentou uma ótima concordância, com desvios nunca superiores a 1% para a faixa de parâmetros relevantes no presente estudo. Os dados apresentados na tabela 5.2, foram calculados através da equação 5.2, White (1978).

Tabela 5.1 – Comparação entre fatores de atrito hidrodinâmicos.

Fluido	Re	$f$ medido	$f$ teórico/correlação	Diferença (%)
Glicerina/água	269	0,3871	0,3558	8,8
Glicerina/água	471	0,2158	0,2032	6,2
Glicerina/água	673	0,1541	0,1422	8,4
Glicerina/água	1009	0,1026	0,0948	8,1
Glicerina/água	1345	0,0828	0,0712	16,4
Água	2342	0,0581	0,0532	9,2
Água	3345	0,0392	0,0472	-16,7
Água	5018	0,0440	0,0416	5,9
Água	8364	0,0407	0,0358	13,6
Água	10040	0,0377	0,0340	10,7

A análise dos resultados apresentados na tabela 5.1, mostra que a seção de testes produziu resultados confiáveis, com níveis aceitáveis de concordância com os valores da literatura. Pode ser observado que a diferença percentual entre os valores medidos e da literatura cresce para os experimentos de maior número de Reynolds, onde a água foi utilizada como fluido de trabalho. Este comportamento pode ser explicado pelos maiores níveis de incerteza associados às medições da queda de pressão que prevalecem nestes experimentos. Realmente, para estes experimentos a queda de pressão total ao longo da seção de testes era pequena, o que acarretava maiores níveis de incerteza experimental nas medições realizadas com o manômetro vertical de coluna de líquido. Portanto, é muito importante que na continuação deste trabalho seja utilizado um instrumento de medição de pressão com melhor resolução.

Os resultados apresentados na tabela 5.1, são reproduzidos na forma gráfica na figura 5.2. Nota-se na figura 5.2, e também na tabela 5.1, que a transição para o escoamento turbulento se processa entre os valores do número de Reynolds de 1345 e 2342, de acordo com o esperado.

Após a análise dos dados para a configuração sem rotação do cilindro interno, os resultados sugerem que a seção de testes e os procedimentos experimentais adotados foram considerados satisfatórios.

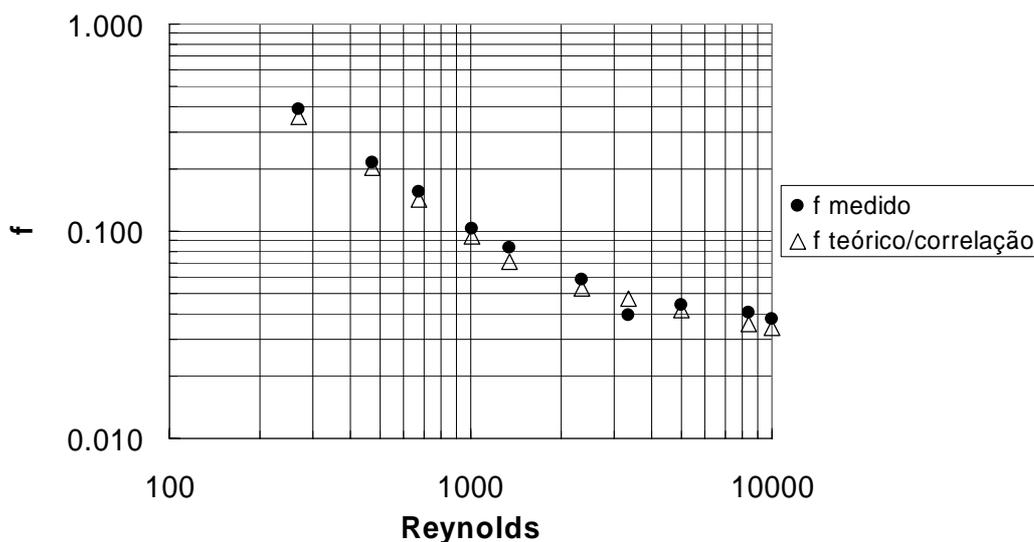


Figura 5.2 – Comparação entre fatores de atrito medidos e da literatura para  $Re_r = 0$ .  
Fontes: White (1978) e Rhosenow & Hartnet (1982).

## 5.2. Efeito da Rotação do Cilindro Interno sobre o Fator de Atrito

Os efeitos da rotação do cilindro interno sobre o fator de atrito hidrodinâmico para a configuração anular serão apresentados nesta seção. A matriz de testes selecionada para a realização dos experimentos englobou valores do número de Reynolds desde 269 até 10040. Como já mencionado, para os valores de Reynolds mais baixos, utilizou-se uma mistura de glicerina e água, para obter-se um valor mais elevado da viscosidade. Para Reynolds mais elevados utilizou-se somente água. A utilização dos dois fluidos de trabalho impediu que os resultados de Reynolds baixo e alto pudessem ser comparados para os mesmos valores do número de Reynolds Rotacional, que caracteriza a rotação do cilindro interno. Isto ocorria pois a velocidade angular do cilindro interno estava limitada a cerca de 260 RPM. Acima deste nível de rotação verificou-se a existência de vibrações na seção de testes. Assim, para os experimentos com glicerina e água, a rotação máxima produzia um número de Reynolds Rotacional de 200. No caso dos experimentos com água, a mesma rotação produzia um valor para o número de Reynolds Rotacional de 1000. Devido a limitações do inversor de frequência, que controlava o motor elétrico que acionava o eixo, havia também um limite inferior para a rotação do eixo de cerca de 75 RPM que garantia rotação sem oscilações. Por esta razão, os experimentos com glicerina e água foram realizados para um número de Reynolds Rotacional mínimo de 60, enquanto os experimentos com água foram realizados com um valor mínimo de 400. Portanto, verifica-se que não houve possibilidade realização de experimentos com baixos números de Reynolds e elevados números de Reynolds Rotacionais. Por esta razão, na apresentação que se segue, os experimentos realizados com a mistura glicerina e água serão apresentados separadamente dos experimentos onde somente água foi usada como fluido de trabalho.

### 5.2.1. Efeito da Rotação sobre o Fator de Atrito: Experimentos com glicerina e água

Os resultados da influência da rotação do cilindro interno sobre o fator de atrito para os experimentos com menores valores de  $Re$ , realizados com glicerina e água na proporção de 50% em massa, são apresentados na tabela 5.2. As propriedades deste fluido de trabalho foram determinadas no LCF da PUC-Rio, onde sendo  $\rho = 1128 \text{ kg/m}^3$  e  $\mu = 5,624 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$ .

Tabela 5.2 – Efeito da Rotação sobre o Fator de Atrito. Fluido: glicerina com água.

<b>Re</b>	<b>Fator de Atrito Hidrodinâmico, <math>f</math></b>			
	<b>Re<sub>rot=0</sub></b>	<b>Re<sub>rot=60</sub></b>	<b>Re<sub>rot=100</sub></b>	<b>Re<sub>rot=200</sub></b>
269	0,3871	0,4021	0,4086	0,4156
471	0,2158	0,2222	0,2293	0,2413
673	0,1541	0,1572	0,1618	0,1676
1009	0,1026	0,1033	0,1057	0,1086
1345	0,0828	0,0831	0,0846	0,0865

Os resultados da tabela 5.2, são também apresentados na forma de um gráfico na figura 5.3. A influência da rotação do cilindro interno pode ser observada através da tabela 5.2 e com menos clareza no gráfico da figura 5.3. Entretanto, esta influência pode ser observada mais facilmente quando se considera que o fator de atrito para os casos com rotação é dividido pelo valor do fator de atrito para o caso sem rotação, para os números de Reynolds correspondentes. Estes resultados são apresentados na tabela 5.3 e na figura 5.4, respectivamente.

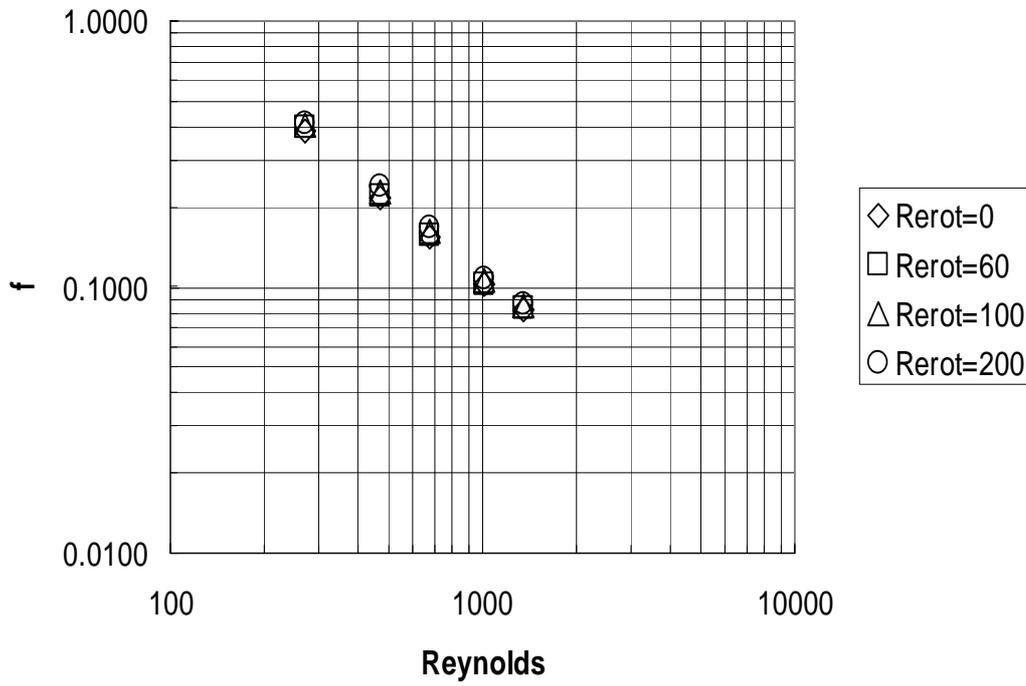


Figura 5.3 - Efeito da rotação do cilindro interno, dada pelo  $Re_{rot}$ , sobre o fator de atrito hidrodinâmico. Fluido: glicerina com água.

Tabela 5.3 - Efeito da Rotação sobre o Fator de Atrito: Razão  $f/f_o$ . Fluido: glicerina com água.

Re	Razão de Fatores de Atrito Hidrodinâmicos, $f/f_o$		
	Re <sub>rot=60</sub>	Re <sub>rot=100</sub>	Re <sub>rot=200</sub>
269	1,04	1,06	1,07
471	1,03	1,06	1,12
673	1,02	1,05	1,09
1009	1,01	1,03	1,06
1345	1,00	1,02	1,04

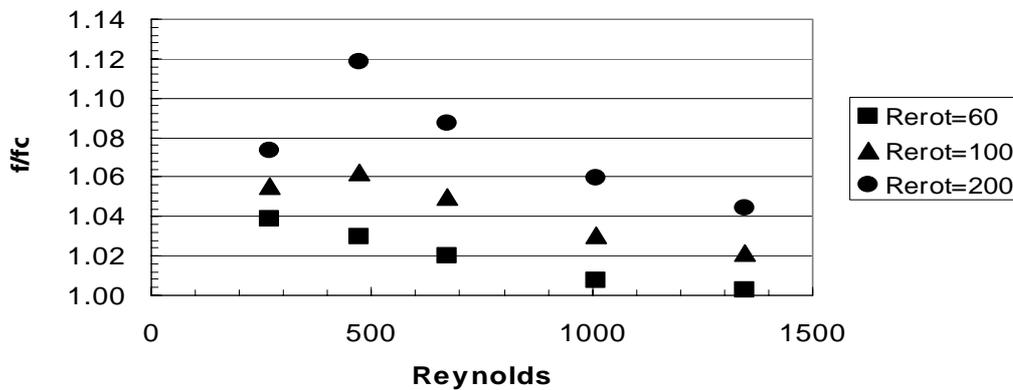


Figura 5.4 – Efeito da rotação sobre o fator de atrito. Razão entre fator de atrito com rotação e sem rotação,  $f/f_c$ . Fluido: glicerina com água.

A análise dos resultados da figura 5.4, mostra que, para as faixas de número de Reynolds onde o escoamento sem rotação seria laminar, existe um aumento mais pronunciado quanto menor o número de Reynolds, e maior a rotação do cilindro interno. Para a menor rotação, caracterizada por  $Re_{rot} = 60$ , verifica-se um aumento no fator de atrito da ordem de 4% para os menores valores de  $Re$  investigados. Este aumento praticamente desaparece para valores de  $Re$  em torno de 1300.

Para os dois outros níveis de rotação investigados, correspondendo a  $Re_{rot}$  iguais a 100 e 200, nota-se um pico significativo na razão de fatores de atrito, indicando, provavelmente, algum tipo de transição na estrutura do escoamento. Medidas do campo de velocidade para estas configurações certamente ajudariam a identificar estes padrões do escoamento. Apesar da seção de testes ter sido projetada para a realização de medidas utilizando a técnica de velocimetria por imagem de partículas, não houve tempo hábil para a condução destes experimentos. Escudier et al. (1995), realizaram medidas das componentes axial e circunferencial da velocidade no espaço anular para uma situação similar à estudada no presente trabalho. Os resultados mostraram que para rotações da mesma ordem das rotações máximas investigadas no presente trabalho as flutuações de velocidade axial atingiram valores elevados, da ordem de 50%, para  $Re$  da ordem de 100, diminuindo até cerca de 20% para  $Re$  da ordem de 800. Segundo os autores, isto ocorria devido aos vórtices de Taylor carregados pelo escoamento que produziam flutuações na velocidade. Com o

aumento do número de Reynolds esta estrutura de vórtices tendia a desaparecer, iniciando-se um escoamento turbulento. Estas observações podem explicar o pico na razão de fatores de atrito apresentado na figura 5.4.

### 5.2.2. Efeito da Rotação sobre o Fator de Atrito: Experimentos com água

Os resultados apresentados nesta seção correspondem aos experimentos com números de Reynolds mais elevados, obtidos utilizando-se somente água como fluido de trabalho.

A tabela 5.4 apresenta os resultados obtidos mostrando a influência da rotação sobre o fator de atrito. As propriedades da água utilizadas para o cálculo do fator de atrito foram  $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$  e  $\mu = 1 \times 10^{-3} \text{ kg/ms}$ .

Tabela 5.4 – Efeito da Rotação sobre o Fator de Atrito. Fluido: água.

	Fator de Atrito Hidrodinâmico, $f$				
Re	Re <sub>rot=0</sub>	Re <sub>rot=400</sub>	Re <sub>rot=600</sub>	Re <sub>rot=800</sub>	Re <sub>rot=1000</sub>
1338	0,1178	0,1188	0,1200	0,1175	0,1163
2342	0,0581	0,0612	0,0618	0,0609	0,0672
3345	0,0392	0,0381	0,0386	0,0381	0,0386
5018	0,0440	0,0419	0,0417	0,0418	0,0440
8364	0,0407	0,0380	0,0381	0,0382	0,0401
10000	0,0377	0,0359	0,0368	0,0368	0,0372

Os resultados apresentados na tabela 5.4 são melhor visualizados na forma gráfica apresentada na figura 5.5.

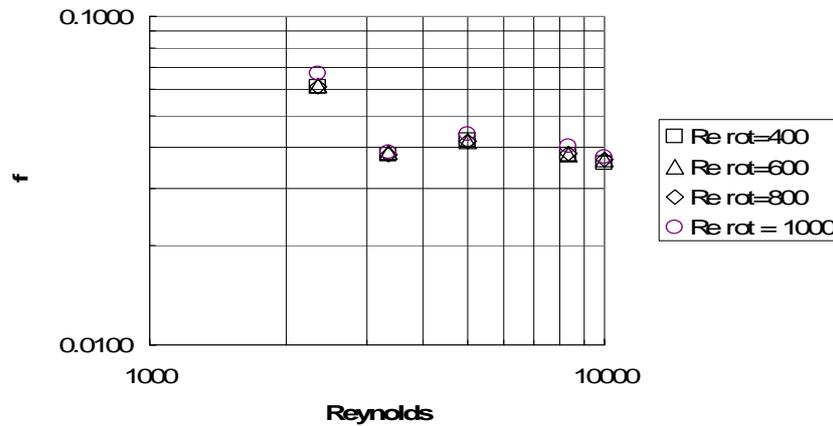


Figura 5.5 - Efeito da rotação do cilindro interno, dada pelo  $Re_{rot}$ , sobre o fator de atrito hidrodinâmico. Fluido: água.

Como mencionado para o caso dos experimentos de menor número de Reynolds, o gráfico da figura 5.5 em escala logarítmica torna difícil a avaliação da influência da rotação sobre o fator de atrito. Por esta razão, foram preparadas a tabela 5.5 e a figura 5.6, onde é apresentada a razão entre o fator de atrito para os experimentos com rotação divididos pelo fator de atrito para os experimentos sem rotação, para números de Reynolds correspondentes.

Tabela 5.5 – Efeito da Rotação sobre o Fator de Atrito: Razão  $f/f_o$ . Fluido: água.

Re	Fator de Atrito Hidrodinâmico, $f$			
	Re <sub>rot</sub> =400	Re <sub>rot</sub> =600	Re <sub>rot</sub> =800	Re <sub>rot</sub> =1000
1338	1,0087	1,0193	0,9980	0,9873
2342	1,0539	1,0639	1,0499	1,1568
3345	0,9726	0,9837	0,9726	0,9837
5018	0,9513	0,9473	0,9497	1,0000
8364	0,9344	0,9355	0,9399	0,9868
10000	0,9529	0,9785	0,0368	0,9891

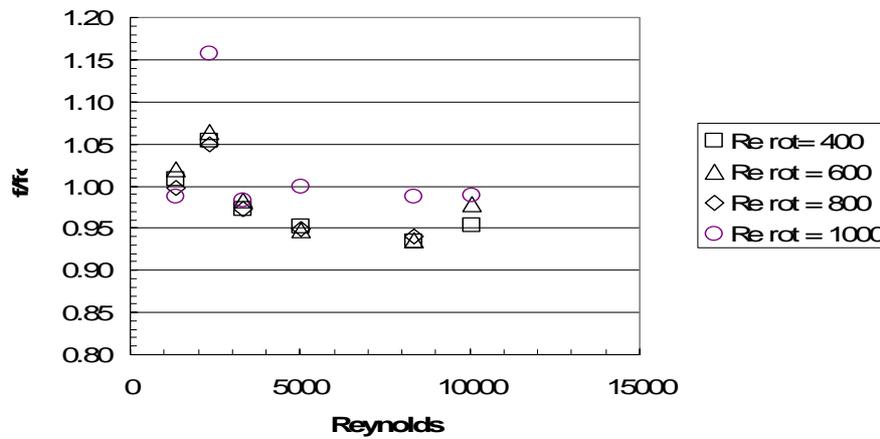


Figura 5.6 - Efeito da rotação sobre o fator de atrito. Razão entre fator de atrito com rotação e sem rotação,  $ff_o$ . Fluido: água.

É importante notar que os resultados apresentados na tabela 5.5 e na figura 5.6, mostram um comportamento semelhante àquele observado na figura 5.4, para os casos de baixos números de Reynolds. Pode-se observar um pico na distribuição de  $ff_o$  para valores de Re em torno de 2000, sendo mais pronunciado para o maior valor de  $Re_{rot}$  investigado. Neste caso, um aumento de cerca de 15% é observado no fator de atrito. Para os outros valores de  $Re_{rot}$  o aumento é da ordem de 5%. Um comportamento distinto daquele apresentado na figura 5.4, é o fato de que para maiores valores de Re verifica-se uma pequena diminuição no fator de atrito com a rotação. Estes resultados porém, devem ser olhados com cautela, tendo em vista as dificuldades experimentais encontradas na medição da queda de pressão para os experimentos com água. É possível que estes resultados sejam resultantes dos elevados níveis de incerteza experimental. Portanto, é de fundamental importância em futuros trabalhos a realização de experimentos utilizando instrumentação com melhor resolução.

## Conclusões e Recomendações para Trabalhos Futuros

O presente trabalho estudou a queda de pressão em um escoamento através de um espaço anular com rotação do cilindro interno. O estudo foi motivado pela aplicação desta configuração na perfuração de poços horizontais de petróleo.

Para a condução do estudo foi projetada e construída uma seção de testes formada por um espaço anular com razão de raios de 0,6 e 6 metros de comprimento, de modo a garantir a obtenção da condição de escoamento hidrodinamicamente desenvolvido. A seção de testes foi projetada para permitir a medição do campo de escoamento de velocidade por meio de técnicas óticas como anemometria Laser-Doppler ou velocimetria por imagem de partículas. No entanto, devido a limitações de tempo, medidas de velocidade não foram realizadas.

A queda de pressão ao longo da seção de testes foi obtida por meio de manômetros de coluna de líquido, para diversos valores da vazão dada pelo número de Reynolds e da rotação do cilindro interno, caracterizada pelo número de Reynolds Rotacional. Dois fluidos de trabalho foram utilizados nos testes: água e uma mistura de água e glicerina. Os experimentos com menores valores do número de Reynolds foram realizados com a mistura, enquanto aqueles de maior número de Reynolds foram realizados com água.

Os resultados para a queda de pressão foram apresentados na forma de fatores de atrito hidrodinâmicos. Testes preliminares para o caso do cilindro interno sem rotação foram realizados e comparados com resultados da literatura, com o objetivo de validar a seção de testes e os procedimentos experimentais. Os resultados apresentados mostraram uma boa concordância com os valores disponíveis na literatura tanto para o caso de escoamento laminar, quanto para escoamento turbulento.

## 6.1. Conclusões

Para os casos de números de baixo Reynolds, os resultados mostraram que a rotação do cilindro interno provocava um pico na razão entre o fator de atrito com rotação e sem rotação, para um número de Reynolds da ordem de 500. Uma possível explicação para este comportamento é atribuída à presença de vórtices de Taylor carregados pelo escoamento axial que provocam aumentos sensíveis nos níveis de flutuações de velocidade axial. Aumentos da ordem de 15% foram verificados. O aumento no fator de atrito diminuía com o número de Reynolds.

Para o caso dos números de Reynolds mais elevados em torno de  $Re=1500$ ), obtidos nos experimentos com água, foi também observada um pico na razão de fatores de atrito, sendo verificada também pequena diminuição no fator de atrito para maiores valores do número de Reynolds. Devido aos elevados níveis de incerteza experimental que prevaleceram para os experimentos com água como fluido de trabalho, esta conclusão deve ser vista com cuidado, devendo ser alvo de novos estudos utilizando instrumentação com melhor incerteza experimental.

## 6.2. Recomendações para Trabalhos Futuros

O estudo realizado apenas iniciou as investigações sobre escoamentos em regiões anulares com rotação do cilindro interno. Por esta razão, várias sugestões para trabalhos futuros podem ser oferecidas. Em primeiro lugar deve-se repetir alguns experimentos utilizando medidores de pressão que apresentem menores níveis de incerteza experimentais. Isto poderá esclarecer os resultados sobre a diminuição do fator de atrito verificados nos experimentos com maiores valores do número de Reynolds. Além disso, seria interessante que a seção de testes fosse ajustada de modo a permitir a condução de ensaios com maiores níveis de rotação do cilindro interno, de modo que ensaios com o fluido mais viscoso pudessem ser realizados com maiores valores do número de Reynolds Rotacional.

Uma continuação natural do presente trabalho seria a determinação dos campos de velocidade que prevalecem sob cada condição de operação no interior da região anular. O conhecimento dos padrões de escoamento e dos níveis de intensidade da turbulência será de grande valia para auxiliar no entendimento do comportamento da queda de pressão na região anular.

A motivação original do trabalho foi a perfuração de poços horizontais. Nestes casos, o leito de cascalho removido pela operação de perfuração pode-se depositar na geratriz interna da parede do poço, destruindo a simetria circunferencial existente quando os depósitos não estão presentes. Um estudo relevante que poderia ser conduzido na seção de testes seria a determinação do efeito da presença de um leito rígido no fator de atrito e nos padrões de escoamento. Em um passo posterior, este leito poderia ser móvel simulando a presença do cascalho.

## Referências Bibliográficas

- [1] ANDERECK, C.; LIU, S.S. & SWINNEY., *Flow Regimes in a Circular Couette system with independently rotating cylinders*. Journal of Fluid Mechanics. vol. 164, 1986, pp 155-183.
- [2] BABCOCK, K.L.; AHLERS. & CANNELL, D.S., *Noise-sustained structure in Taylor-Couette flow with through flow*, Phys.Rev, 1991, Rett.67, 3388.
- [3] COLE, J.A., *Taylor-vortex instability and annulus-length effects*. Journal of Fluid Mechanics. vol. 75, 19976, pp 1-15.
- [4] DIPRMA, R.C., *The stability of a viscous fluid between rotating cylinders with an axial flow*. Journal of Fluid Mechanics. 9: (4), 1960, pp. 621-631.
- [5] DIPRIMA, R.C. & STUART J.T., *Non-local effects in the stability of flow between eccentric rotating cylinders*. Journal of Fluid Mechanics, vol. 54, 1972, pp. 393 - 415.
- [6] DIPRIMA R.C. & EAGLES, P.M., *The effect of radius ratio on the stability of Couette flow and Taylor vortex flow*. Phys. Fluids 27, n. 10, 1984, pp. 2403 – 2411.
- [7] DIPRIMA R.C. & PRIDOR A., *The stability of viscous flow between rotating concentric cylinders with an axial flow*. Proc. R. Soc. London, Ser. A, 1979, 366,555.
- [8] ESCUDIER, M. P. & GOULDSON, I. W., *Concentric annular-flow with centerbody rotation of a Newtonian and a shear-thinning liquid*. International Journal of Heat and Fluid Flow, v. 16, n. 3, 1995, pp. 156-162.
- [9] ESCUDIER, M. P.; & GOULDSON, I. W. & JONES, D. M., *Taylor vortices in Newtonian and shear-thinning liquids*. Proc. R. Soc. London A, vol. 449, 1995, pp. 155-176.
- [10] ESCUDIER, M.P.; GOULDSON, I.W; OLIVERA, P.J. & PINHO, F.T., *Effects of inner cylinder rotation on laminar flow of a Newtonian fluid through an annulus*. International of Heat and Fluid Flow, 2000, vol. 21, pp. 92-103.
- [11] ESCUDIER, M. P.; OLIVEIRA, P.J. & PINHO, F.T., *Fully developed laminar low of purely viscous non-Newtonian liquids through annuli, including the effects of eccentricity and inner-cylinder rotation*. International Journal of Heat and Fluid Flow, v. 23, 2002, pp. 52-73.

- [12] GIORDANO, R.C.; PRAZERES, D.M.F. & COONEY C.L., *Analysis of a Taylor-Poiseuille vortex flow reactor*. Flow patterns and mass transfer characteristics, Chem. Eng. Sci. 1998, 53, 3635.
- [13] JONES, C.A., *The transition to wavy Taylor vortices*. Journal of Fluid Mechanics, v. 157, 1985, pp. 135-162.
- [14] LOCKETT, T. J.; RICHARDSON, S. M. & WORRAKER, W. J., *The importance of rotation effects for efficient cuttings removal during drilling*, SPE 25768, 1993, pp 861-869.
- [15] LOUREIRO, B.V., *Escoamento secundário em um anular parcialmente obstruído com rotação do cilindro interno*, Tese de Doutorado, DEM-PUC-Rio, Dezembro de 2004.
- [16] MARTINS, A. L.; LEAL, R. A. F. & LIBERATORI, J. W. C., *Metodologia para avaliação dos efeitos da rotação da coluna no transporte de cascalhos durante a perfuração de poços de petróleo horizontais*, In: XXVIII Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados. Teresópolis, Anais ... Teresópolis: (2000).
- [17] RECKTENWALD, A.; LUCKE M. & H.W.MULLER., *Taylor formation in axial through-flow: Linear and weakly nonlinear analysis*. Phys.Rev. 1993, E48, 4444.
- [18] SPARROW, E.M.; MUNRO, W.D. & JONSSON, V.K., *Instability of the flow between rotating cylinders: the wide-gap problem*, Journal of Fluid Mechanics, v. 20, 1964, pp. 35-46.
- [19] STEVEN T. W. & RICHARD M. L., *Velocity field for Taylor-Couette flow with an axial flow*. American Institute of Physics, vol. 11, 1999, pp. 3637-3649.
- [20] TAKEUCHI, D.I. & KOWSKI D.F., *A numerical and experimental investigation of the stability of spiral Poiseuille Flow*, Journal of Fluid Mechanics. 1981, 102, 101.
- [21] TAYLOR, G.I., *Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders*. Philos. Trans.R.Soc.London,Ser.A, 1923, pp.223,289.
- [22] TSAMERET, A. & STEINBERG, V., *Absolute and convective instabilities and noise-sustained structures in the Couette-Taylor system with an axial flow*, Phys.Rev. 1994, E49,1291.

## Apêndice I

### Incerteza da calibração de vazão

Para a calibração dos rotâmetros utilizou-se a mistura de 50% Glicerina – 50% água, em massa, a uma temperatura de 25°C ( $\rho=1128.5 \text{ Kg/m}^3$ ). A metodologia para a calibração dos rotâmetros é descrita através do seguinte esquema, figura I.1 :

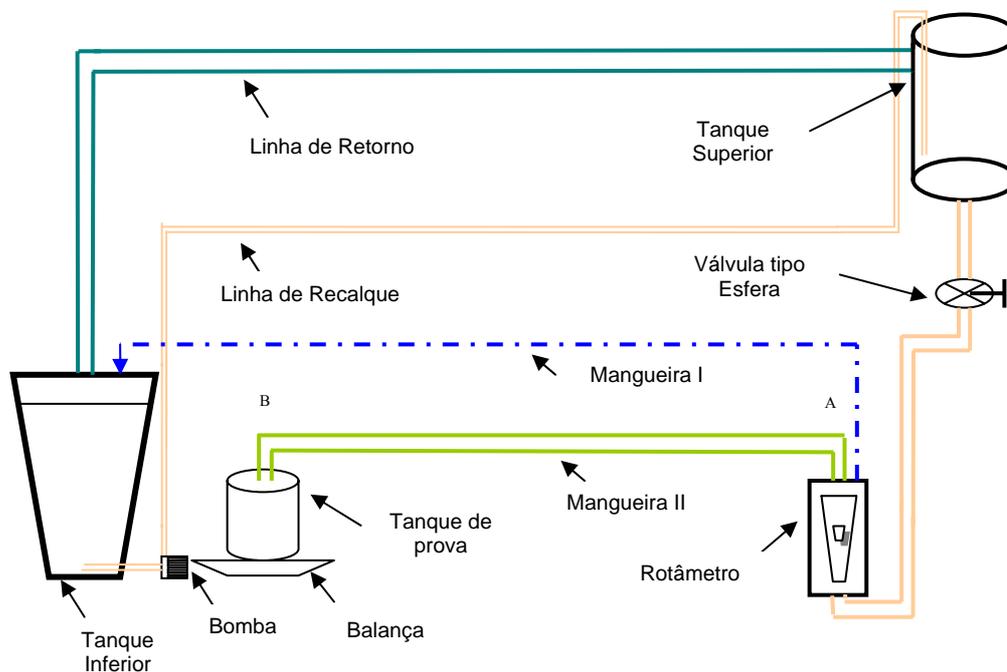


Figura I.1 - Esquema para a calibração dos rotâmetros.

O nível de fluido no tanque superior deveria ser estável, sem variação, para garantir o regime permanente, e assim, poder medir corretamente as vazões. A bomba injetava fluido do tanque inferior para o tanque superior, e pela linha de retorno, saía o volume de líquido em excesso.

A mangueira II, figura I.1, era conectada desde a saída do rotâmetro, ponto A, até chegar a um tanque de prova, ponto B, cuja capacidade volumétrica era de 20 litros. A balança situada na parte de baixo deste tanque possibilitava a obtenção da massa do fluido. O intervalo de tempo para este procedimento de calibração era de 60 s. Assim a vazão do ponto

B, lembrando que pontos no mesmo nível tem a mesma vazão, obtinha-se a vazão do ponto A, este valor era registrado no rotâmetro. As massas e as vazões obtidas durante os intervalos de tempo a 60 s , encontram-se na tabela I.1. A partir dos valores da vazão para a mistura glicerina-água foi construída a escala do rotâmetro no presente trabalho. Repetiu-se este procedimento três vezes para cada processo de calibração, a fim de diminuir o grau de incerteza experimental.

Tabela I.1- Massas obtidas em  $t=60s$ , para vazões distintas nos rotômetros.

Vazão do rotâmetro Real (VR), l/h	Tempo (s)	Massa 1 Obtida ( $MO_1$ ), Kg	Massa 2 Obtida ( $MO_2$ ), Kg	Massa 3 Obtida ( $MO_3$ ), Kg
500	60	7,91	7,93	7,92
1000	60	16,49	16,56	16,59
1500	60	25,44	25,44	25,61
2000	60	34,37	34,03	34,21
2500	60	42,56	42,76	42,70

Na figura I.1 têm-se a curva da massa do fluido obtida para diferentes vazões do rotâmetro (VR), com  $t=60s$ .

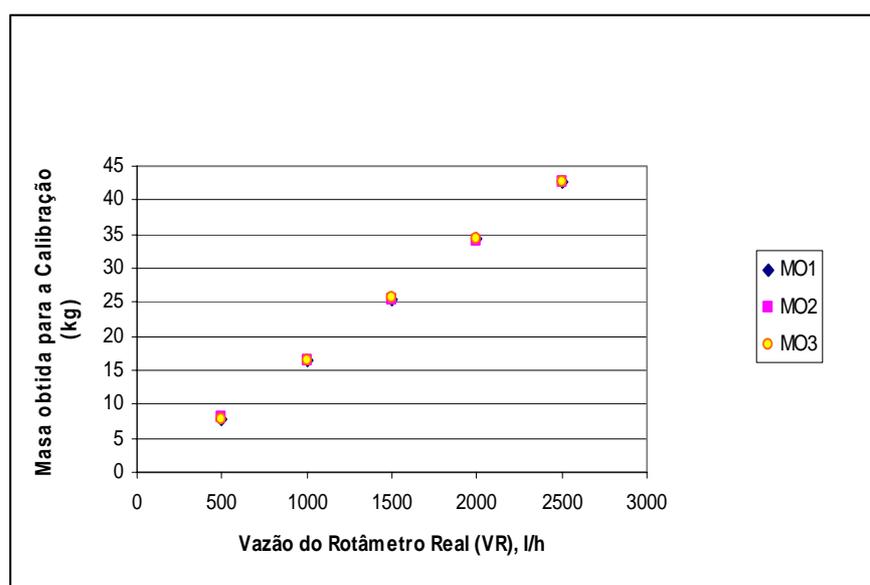


Figura I.2 - Obtenção da massa do fluido para diferente (VR), com  $t=60s$ .

Na tabela I.2 têm-se os valores das massas obtidas durante o intervalo de 60s, estes resultados foram convertidos em unidades de vazão.

Tabela I.2 - Vazões calculadas na calibração dos rotômetros.

Vazão do rotômetro Real (VR), l/h	Tempo (s)	Vazão1 Calculada (VC <sub>1</sub> ), l/h	Vazão 2 Calculada (VC <sub>2</sub> ), l/h	Vazão 3 Calculada (VC <sub>3</sub> ), l/h
500	60	420,56	421,83	421,20
1000	60	876,53	881,31	881,84
1500	60	1352,75	1352,43	1361,37
2000	60	1827,54	1809,04	1818,87
2500	60	2262,30	2273,46	2270,06

Na figura I.3, pode-se observar que durante os experimentos de calibração dos rotômetros os dados obtidos apresentam boa concordância .

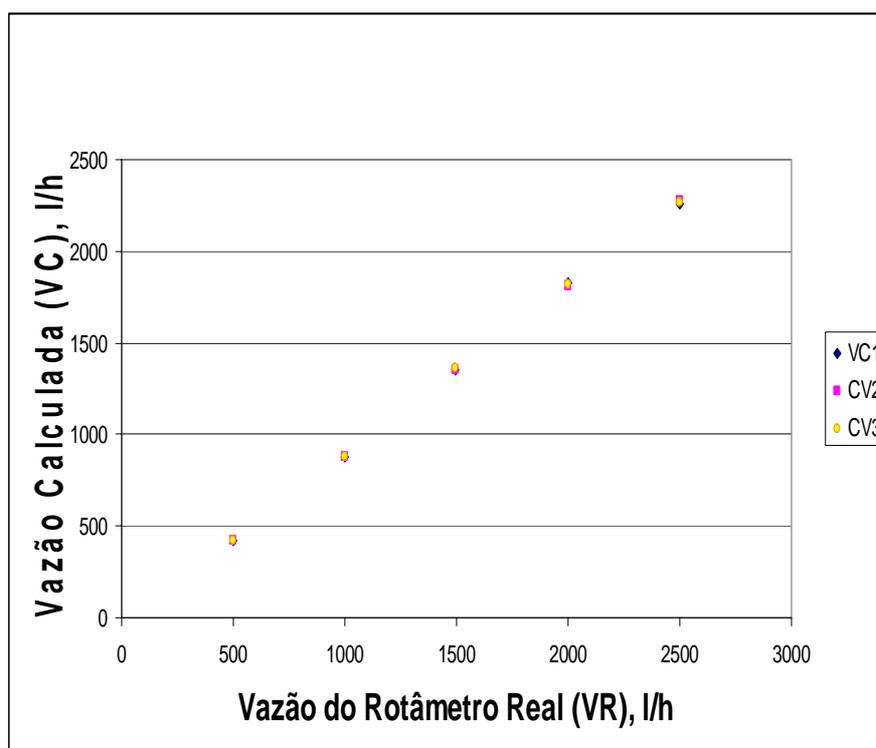


Figura I.3 - Curva da Calibração do rotômetro.

Tabela I.3 - Desvio Padrão na calibração do rotâmetro.

Vazão do rotâmetro Real (VR), l/h	Vazão1 Calculada (VC <sub>1</sub> ), l/h	Vazão 2 Calculada (VC <sub>2</sub> ), l/h	Vazão 3 Calculada (VC <sub>3</sub> ), l/h	Média da Vazão ( $\bar{V}$ ), l/h	Desvio Padrão ( $\sigma$ )	Erro (2 $\sigma$ )
500	420,56	421,83	421,20	421,20	0,635	1,270
1000	876,53	881,31	881,84	879,89	2,925	5,850
1500	1352,75	1352,43	1361,37	1355,52	5,072	10,144
2000	1827,54	1809,04	1818,87	1818,48	9,256	18,512
2500	2262,30	2273,46	2270,06	2268,61	5,720	11,440

Na tabela I.3 têm-se os valores do desvio padrão para o ponto de calibração do rotâmetro.

Onde o Desvio padrão é dado por:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VC_i - \bar{V})^2}{n-1}}, \text{ para } n=3$$

A Vazão média é obtida pela equação:

$$\bar{V} = \frac{\sum_{i=1}^n VC_i}{n}, \text{ para } n=3$$

A partir dos valores da tabela I.3 e considerando-se um erro (2 $\sigma$ ) para cada medida de vazão (VR), obteve-se tem-se a curva de calibração do rotâmetro para a mistura (50% Glicerina - 50% água). A figura I.4 mostra o ajuste da calibração do rotâmetro.

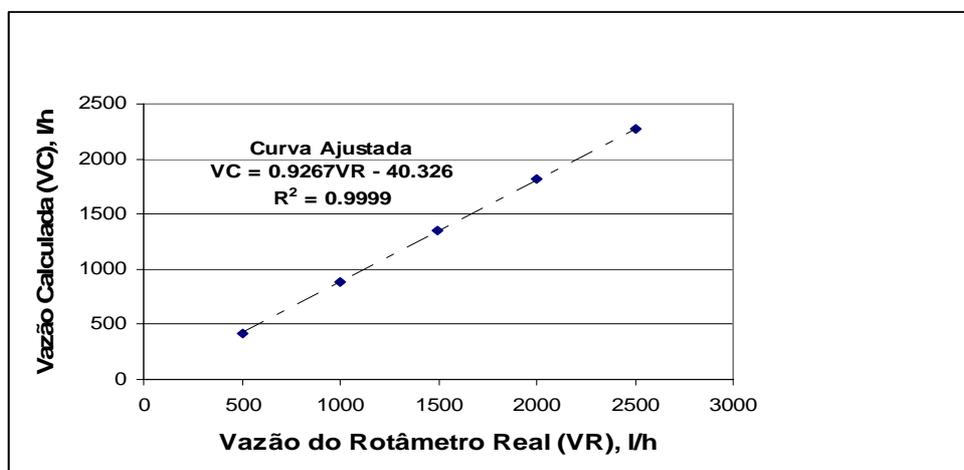


Figura I.4 - Ajuste de Curva na Calibração do rotâmetro.

# Livros Grátis

( <http://www.livrosgratis.com.br> )

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)  
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)  
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)  
[Baixar livros de Matemática](#)  
[Baixar livros de Medicina](#)  
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)  
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)  
[Baixar livros de Meteorologia](#)  
[Baixar Monografias e TCC](#)  
[Baixar livros Multidisciplinar](#)  
[Baixar livros de Música](#)  
[Baixar livros de Psicologia](#)  
[Baixar livros de Química](#)  
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)  
[Baixar livros de Serviço Social](#)  
[Baixar livros de Sociologia](#)  
[Baixar livros de Teologia](#)  
[Baixar livros de Trabalho](#)  
[Baixar livros de Turismo](#)