

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO EXPERIMENTAL COMPARATIVO DA QUEDA DE PRESSÃO EM UM TUBO LISO
COM E SEM DIRECIONADOR ESPIRAL EM UMA BANCADA HIDRÁULICA

por

Breno Renato Strüssmann Junior

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2015

ESTUDO EXPERIMENTAL COMPARATIVO DA QUEDA DE PRESSÃO EM UM TUBO LISO
COM E SEM DIRECIONADOR ESPIRAL EM UMA BANCADA HIDRÁULICA

por

Breno Renato Strüssmann Junior

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Alexandre Vagtinski de Paula

Comissão de Avaliação:

Prof. Francis H. Ramos França

Prof. Volnei Borges

Prof. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 17, novembro de 2015.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha família, em especial a meus pais e irmão que sempre me apoiaram durante minha caminhada.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos os professores do Departamento de Engenharia Mecânica da UFRGS, em especial ao Professor Alexandre Vagtinski de Paula que me forneceu conhecimentos e desempenhou o importante papel de orientador.

Agradeço também aos meus amigos e colegas de curso que fizeram parte desta etapa durante a minha vida.

STRÜSSMANN, B. R. Jr. **Estudo experimental comparativo da queda de pressão em um tubo liso com e sem direcionador espiral em uma bancada hidráulica**. 2015. 25 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

RESUMO

Em escoamentos internos de tubulações circulares na indústria de máquinas operatrizes, como é o caso das fresadoras, retíficas e prensas hidráulicas, é desejável que o regime do escoamento seja laminar e com a menor perda de carga possível, atendendo assim à necessidade de menor potência de acionamento da bomba. Com o intuito de investigar o aumento ou a redução de perda de carga, este trabalho apresenta um estudo experimental da avaliação comparativa da queda de pressão em um tubo liso utilizando diferentes dispositivos geradores de rotação com aletas internas em formato espiral. A variação da queda de pressão é comparada através de um tubo liso posicionado a jusante do direcionador. Uma bancada hidráulica é utilizada nos experimentos, onde são mensuradas a velocidade média do escoamento na tubulação e a queda de pressão entre diferentes pontos do tubo liso. Também é efetuada a injeção de tinta para a visualização do comportamento do fluido sucedida internamente no duto. Este trabalho mostra, de forma experimental e comparativa com a teoria, a influência do número de Reynolds na queda de pressão de um fluido em um duto. A influência dos protótipos direcionadores em espiral não pode ser notada, bem como a sua interferência no escoamento, devido ao baixo ângulo de rotação aplicado. Contudo, a visualização interna do escoamento permite constatar a rotação angular do fluido para escoamentos em regime laminar.

PALAVRAS-CHAVE: dispositivo gerador de rotação; escoamento interno; laminar; escoamento em espiral.

STRÜSSMANN, B. R. Jr. **Comparative experimental study of pressure drop in a straight tube with and without swirl generator in a hydraulic bench.** 2015. 25 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

ABSTRACT

In internal flows of circular pipes in the machine tool industry, as the case of milling machines, grinding machines and hydraulic presses, it is desirable that the flow regime is laminar and with the least possible pressure loss, thus meeting the need for lower power pump drive. In order to investigate pressure drop reduction, this work presents an experimental study of the comparative evaluation of pressure drop in a smooth tube using different swirl generator devices with internal spiral fins spiral. The variation of the pressure drop is compared through a smooth tube positioned downstream of the driver. A hydraulic bench water is used in the experiments, which are measured the average flow velocity in the piping and the pressure drop between different points of the smooth tube. It is also performed the injection of ink for the fluid behavior visualization internally in the duct. This work proves, experimental and comparative basis to the theory, the influence of the Reynolds number on the pressure drop of a fluid in a duct. The influence of swirl generators prototypes may not be noticed, as well as its interference in the flow due to the low angle of rotation applied. However, internal view of the flow allows to perceive the angular rotation of the fluid flow in a laminar regime.

KEYWORDS: *swirl generator; internal flow; laminar flow; swirl flow.*

ÍNDICE

| | Pág. |
|---|------|
| 1. INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 MOTIVAÇÃO | 1 |
| 1.2 JUSTIFICATIVA | 1 |
| 1.3 OBJETIVOS | 1 |
| 2. REVISÃO DE LITERATURA | 2 |
| 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 4 |
| 3.1 ESCOAMENTO INTERNO | 4 |
| 3.2 NÚMERO DE REYNOLDS | 4 |
| 3.3 ESCOAMENTO LAMINAR | 5 |
| 3.4 ESCOAMENTO TURBULENTO | 5 |
| 3.5 ESCOAMENTO EM ESPIRAL (<i>SWIRLING FLOW</i>) | 6 |
| 4. METODOLOGIA | 7 |
| 5. RESULTADOS | 9 |
| 6. CONCLUSÕES | 13 |
| 6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS | 14 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 14 |
| ANEXO A - CÓDIGO COMPUTACIONAL DO SENSOR DE VAZÃO | 16 |
| ANEXO B - <i>DATASHEET</i> DO SENSOR DE VAZÃO UTILIZADO | 17 |
| APÊNDICE A - DETERMINAÇÃO DO FATOR DE ATRITO | 17 |
| APÊNDICE B - ANÁLISE DE INCERTEZA EXPERIMENTAL | 17 |
| APÊNDICE C – QUEDAS DE PRESSÃO NO MANÔMETRO | 19 |

1. INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

A inspiração na biomimética leva a engenharia a pensar novas soluções e diferentes meios de solucionar e caracterizar problemas. Baseado na observação e curiosidade, o engenheiro olha para a natureza, reflete e imagina criações de inovação como resposta a qualquer assunto em questão.

Como motivação tem-se: experimentar diferentes possibilidades de escoamento interno de forma visual e instrumental para diferentes velocidades de escoamento e também com diferentes dispositivos direcionadores em espiral. Com o intuito de explorar um método diferenciado de fabricação de geradores de rotação angular em escoamentos internos, utilizou-se impressão 3D.

Buscando a menor queda de pressão em escoamentos internos, este trabalho pesquisa de forma experimental a possibilidade de manter um escoamento laminar rotacional com a menor perda de carga possível.

1.2 JUSTIFICATIVA

“Escoamentos rotacionais são encontrados na natureza, como tornados, ciclones, em rios e tufões, e tem sido apresentado considerável interesse nas últimas décadas devido a suas promissoras características de aplicação em diferentes ramos na indústria. Algumas das aplicações mais comuns do escoamento rotacional são separação de fluidos, tubos criadores de vórtex, máquinas de spray, trocadores de calor, motores à gasolina, motores à diesel, turbinas à gás, fornos de aquecimento, coletores de partículas por vórtex e outros dispositivos de aquecimento.” [Lucca-Negro e O’Doherty, 2001].

Com o objetivo de otimizar a geometria e inovar na área de escoamentos rotacionais diferentes trabalhos, tanto experimentais como computacionais vêm sendo feitos. A infinidade de possibilidades de configuração de geradores de rotação é o que permite a expansão e o constante estudo nesta área, seja experimental ou computacional.

1.3 OBJETIVOS

Em escoamentos internos de tubulações circulares na indústria de máquinas operatrizes, como no caso de fresadoras, retíficas e prensas hidráulicas, é desejável que o regime do escoamento seja laminar e com a menor perda de carga possível, atendendo, assim, à necessidade de menor potência de acionamento da bomba. Sendo assim, este trabalho experimental trata de inovar na geometria dos geradores de rotação buscando o melhor protótipo que apresente uma menor perda de carga em um escoamento laminar.

Com a finalidade de determinar a menor perda de carga possível, dentre os modelos propostos, esta análise aborda um estudo experimental de avaliação comparativa de protótipos. A variação da queda de pressão será mensurada em diferentes pontos de tomada de pressão para cinco tubos modelos. Estes, por sua vez, diferem-se através da quantidade e do formato dos dispositivos direcionadores em espiral (geradores rotacionais) internos do tubo.

Para a visualização do decaimento da rotação em espiral que ocorre no escoamento, este trabalho utiliza da injeção de tinta no centro do escoamento. A injeção de tinta permite o acompanhamento visual da rotação interna do fluido após passar pelos dispositivos em espiral. Para a comparação de intensidade de giro, a injeção de tinta no eixo axial do escoamento permite a aferição do grau de rotação sucedida no escoamento.

2. REVISÃO DE LITERATURA

Uma visão de pesquisadores em energias renováveis sobre a importância do estudo de escoamentos rotacionais pode ser vista em Morris *et al.*, 2015: “Escoamentos rotacionais são observados na natureza, como em tornados e tufões, e têm sido amplamente usados, por variadas razões, em aplicações técnicas como na aeronáutica, troca de calor, secagem em spray, separação, combustão, etc. A sua importância e complexidade tem sido assunto de muitas pesquisas e investigações durante décadas e uma revisão completa da complexidade de pesquisa sobre escoamentos rotacionais e a formação de vórtex pode ser encontrada em Lucca-Negro e O’Doherty, 2001.”

Segundo Rocha *et al.*, 2015, trabalhos buscando a redução de atrito em escoamentos internos com rotação induzida são raros na literatura.

“Um escoamento em espiral é definido como um acontecimento simultâneo de movimentos axiais e de vórtex. Ele resulta da aplicação de um movimento em espiral, uma componente de velocidade rotacional (componente tangencial de velocidade) sendo imposta no escoamento por meio de paletas espirais, geradores de rotação axiais-tangenciais ou por entrada tangencial em uma câmara cilíndrica.” [Gupta *et al.*, 1984].

Como referência experimental tem-se o trabalho de Liu e Bay, 2015, que apresentam a relação do comprimento do duto a jusante com a rotação do fluido: “Foi observado que uma rotação turbulenta decai para 10 a 20% de sua intensidade inicial a uma distância de 50 vezes o diâmetro do duto. O decaimento é primeiramente influenciado pelo Número de Reynolds, pela geometria do formador de rotação e a intensidade inicial de rotação.”

Conforme Lucca-Negro e O’Doherty, 2001, existe uma correlação complicada entre os parâmetros de controle, como a taxa de escoamento (Re_{tubo}) e o ângulo das palhetas (responsáveis pela rotação) e o aumento de uma ou outra causa o aumento na vorticidade axial. Os mesmos autores também declaram que a maioria dos resultados qualitativos contidos na literatura utiliza o número de Reynolds baseado no diâmetro do duto o que dificulta a comparação de resultados entre diferentes autores.

Segundo Syred *et al.*, 1973, a formação de vórtice pode criar oscilações na pressão, alterando o comportamento fluidodinâmico do sistema.

Com o intuito de analisar o escoamento à jusante de uma turbina de geração marítima, Morris *et al.*, 2015, mostram que o valor da rotação (*swirl*) sofrida pelo fluido aumenta com o número de pás da turbina.

As características e capacidades de um escoamento rotacional induzido internamente em tubulações é analisada experimentalmente e numericamente por Rocha *et al.*, 2015, com o artigo *Numerical and experimental study of an axially induced swirling pipe flow*. Para a realização da análise experimental laminar, os autores utilizaram para o escoamento números de Reynolds inferiores a 2000. Foram medidas a queda de pressão, a velocidade axial e tangencial assim como a intensidade de rotação (*swirl intensity*) em um tubo de 3m de comprimento. Os autores concluíram que escoamentos em rotação elevam os fatores de atrito ao comparar seu experimento com a teoria de escoamentos internos sem rotação (puramente axiais).

Segundo Chen *et al.*, 2015, os escoamentos rotacionais podem ser genericamente categorizados em três grupos distintos de acordo com o perfil de velocidades: curvos, rotacionais e vórtex. Os escoamentos curvos são criados por inserção de bobinas, fitas torcidas e palhetas helicoidais, com o intuito de modificar o caminho do escoamento dentro da tubulação, com ou sem inserções de guias adicionais para dirigir o escoamento em seu caminho distinto. Como resultado da modificação do caminho de passagem, escoamentos curvos tendem a ser escoamentos de rotação contínua. Contudo, escoamentos rotacionais são parte de técnicas de rotação ativa, e este tipo de giro é criado seja rotacionando a parte interna ou externa de um duto anular. Tal escoamento requer a existência de uma fonte de energia externa para sustentar a rotação do escoamento constantemente. Por último, escoamentos com vórtex são usualmente criados por meio de entradas tangenciais, injeções radiais ou axiais, ou inserções de aletas rotacionais etc. A ideia deste último tipo de configuração é de

modificar o padrão de escoamento na entrada anular do duto e uma vez que o escoamento rotacionado ele tem seu decaimento fora do sistema.

Todavia, Bali e Sarac, 2014, comentam que os escoamentos rotacionais podem ser categorizados em dois tipos: sem decaimento (estáveis) e com decaimento (instáveis). Sendo que no primeiro tipo a rotação interna do fluido é contínua, ou seja, o escoamento mantém suas características por todo o comprimento do duto. No segundo tipo, a rotação é aplicada ao escoamento por meio de um gerador de rotação na entrada do duto e o efeito rotacional acaba decaindo na direção axial do escoamento.

Existe a dificuldade de se produzir peças geradoras de rotação devido ao difícil acesso interno para a fabricação interna em dutos. Portanto, o método mais empregado é o de geradores anulares, conforme visto em Chen *et al.*, 2015, Rocha *et al.*, 2015, Liu e Bay, 2015 e Eiamsa-ard *et al.*, 2014, onde uma peça com aletas ou fitas em espiral é inserida concentricamente ao duto de visualização de teste. Com isto o fluido é forçado a contornar o objeto que por sua vez emprega rotação ao fluido. Portanto, a inovação no presente trabalho consiste na impressão 3D da peça geradora de rotação, com as aletas direcionadoras fixadas na lateral da tubulação, permitindo a passagem do fluido também pelo centro da tubulação quando o mesmo está sendo rotacionado, o que possibilita a análise de um padrão diferente de escoamento experimental.

Conforme Foroutan e Yavuzkurt, 2014, o Número Rotacional (*swirl number*), definido pela razão entre o momento do fluxo circunferencial e o momento do fluxo axial, tem se mostrado de grande efeito no campo dos escoamentos. "Aumentando o Número Rotacional, um ponto de estagnação interna no eixo do vórtice é criado e é seguido por uma região de recirculação que age como bloqueio, que é chamado de quebra do vórtice." [Foroutan e Yavuzkurt, 2014].

De acordo com Foroutan e Yavuzkurt (2014, *apud* Harvey, 1962), Harvey foi o primeiro a visualizar o fenômeno de quebra de vórtice experimentalmente, em um escoamento rotacional de ar em um tubo reto. A formação de vórtice depende de diferentes combinações de Número de Reynolds com o Número Rotacional, conforme observado por Foroutan e Yavuzkurt (2014, *apud* Sarpkava, 1971).

Segundo Foroutan e Yavuzkurt (2014, *apud* Cassidy e Falvey, 1970), Cassidy e Falvey focaram seus estudos na forma helicoidal da formação dos vórtices, elaborando análises experimentais para estudar o fenômeno e medir as flutuações de pressão nas paredes relacionadas à antecessão da ocorrência do vórtice.

Takano *et al.*, 2015, mostram em sua experimentação que a transferência de massa e a energia turbulenta crescem com o aumento da intensidade de rotação do escoamento provocada por um direcionador rotacional.

Aydin *et al.*, 2014, apresentam um estudo experimental com o decaimento de um escoamento rotacional em um duto e para medir a queda de pressão é tomado como resultado a diferença de pressão total entre a entrada e a saída da seção tubular em teste. Aydin *et al.*, 2014 também concluem que: " Como esperado, o escoamento em rotação provoca aumento na queda de pressão. Contudo, a variação tanto do comprimento do gerador de rotação quanto do comprimento do tubo em relação ao diâmetro mostraram ter efeitos desprezíveis na queda de pressão."

Considerando as referências bibliográficas apresentadas anteriormente, este trabalho apresenta uma maneira nova de confecção de protótipos geradores de rotação por meio da impressão 3D, permitindo a fabricação de tubos com aletas partindo de sua parede interna com variadas geometrias e ângulos de hélice.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 ESCOAMENTO INTERNO

“Em escoamentos internos, após o encolhimento da região de escoamento não viscoso e com a fusão da camada-limite no eixo central do tubo, os efeitos viscosos se estendem ao longo de toda a seção transversal do tubo e o perfil de velocidades não mais se altera com o aumento da distância percorrida pelo fluido. Diz-se então, que o escoamento está plenamente desenvolvido.” [Incropera *et al.*, 2008].

Para o cálculo de perda de carga em escoamentos internos plenamente desenvolvidos utiliza-se a expressão:

$$\Delta p = f \frac{L}{d} \rho \frac{U^2}{2} \quad (3.1)$$

em que Δp é a diferença de pressão em Pa, L é o comprimento do tubo em metros, d é o diâmetro interno do tubo em metros, ρ é a massa específica do fluido em kg/m³, f é o fator de atrito adimensional e U é a velocidade média do fluido em m/s.

O fator de atrito é determinado experimentalmente e resultados podem ser retirados do Diagrama de Dutos Circulares de Moody, apresentado em anexo. Para determinar a perda de carga em um escoamento completamente desenvolvido sob condições conhecidas a partir do diagrama de Moody, o número de Reynolds é o primeiro parâmetro a ser avaliado. A rugosidade é obtida em tabelas de dados, e em seguida o fator de atrito pode ser lido da curva apropriada.

3.2 NÚMERO DE REYNOLDS

Conforme Incropera *et al.*, 2008, para um escoamento com um número de Reynolds na faixa de transição, entre escoamento laminar e turbulento, as condições de escoamento mudam com o tempo, com o escoamento às vezes mostrando comportamento laminar e às vezes exibindo características de escoamento turbulento.

A transição do escoamento laminar para o turbulento é, em última análise, devida a mecanismos de gatilho. O início da turbulência depende da amplificação ou atenuação dos mecanismos de gatilho na direção do escoamento do fluido, o que, por sua vez, depende de um agrupamento adimensional de parâmetros chamado de número de Reynolds.

Para Incropera *et al.*, 2008, o número de Reynolds representa a razão entre as forças de inércia e as viscosas. Se o número de Reynolds for pequeno, as forças de inércia serão insignificantes em relação às forças viscosas. Os distúrbios são, então, dissipados e o escoamento permanece laminar. Entretanto, para um número de Reynolds grande, as forças de inércia podem ser suficientes para amplificar os mecanismos de gatilho e a transição para a turbulência ocorre. E para Fox *et al.*, 2012, se o número de Reynolds não for nem pequeno, nem grande, nenhuma conclusão poderá ser tirada.

Segundo Incropera *et al.*, 2008, ao lidar com escoamentos internos, é importante ter conhecimento da extensão da região de entrada, que depende se o escoamento é laminar ou turbulento. O número de Reynolds para o escoamento em um tubo circular é definido por

$$Re_d = \frac{U \cdot d}{\nu} \quad (3.2)$$

onde Re é o número de Reynolds adimensional, d é o diâmetro interno da tubulação em metros e ν é a viscosidade cinemática do fluido em m²/s.

Em um escoamento plenamente desenvolvido, o número de Reynolds crítico, que corresponde ao surgimento de turbulência é de 2300.

3.3 ESCOAMENTO LAMINAR

“Um escoamento laminar é aquele em que as partículas fluidas movem-se em camadas lisas, ou lâminas.” [Fox *et al.*, 2012].

Segundo Incropera *et al.*, 2008, no escoamento laminar, o movimento do fluido é altamente ordenado, sendo possível identificar linhas de corrente ao longo das quais as partículas do fluido se movem.

Conforme Fox *et al.*, 2012, no escoamento laminar, a queda de pressão pode ser calculada analiticamente para o escoamento completamente desenvolvido em um tubo horizontal por

$$\Delta p = 32 \frac{L \mu U}{d^3} \quad (3.3)$$

onde Δp é a diferença de pressão em Pa, L é o comprimento da tubulação e μ é a viscosidade dinâmica do fluido em Pa.s, ou por meio da expressão:

$$\Delta p = \frac{64 L}{\text{Re} d} \rho \frac{U^2}{2} \quad (3.4)$$

No escoamento laminar, o fator de atrito é uma função apenas do número de Reynolds, como pode ser notado comparando as Equações 3.4 e 3.1.

3.4 ESCOAMENTO TURBULENTO

Segundo Fox *et al.*, 2012, um escoamento turbulento é aquele em que as partículas fluidas misturam-se rapidamente enquanto se movimentam ao longo do escoamento, devido a flutuações aleatórias no campo tridimensional de velocidades.

Para Incropera *et al.*, 2008, o escoamento turbulento é, em geral, altamente irregular, sendo caracterizado pelo movimento tridimensional aleatório de relativamente grandes parcelas do fluido. A maior parte da mistura é promovida por vórtices na direção do escoamento chamados de *streaks*, que crescem e decaem rapidamente. Os autores comentam que estudos analíticos e experimentais recentes sugerem que os *streaks* e outras estruturas coerentes no interior de escoamentos turbulentos podem se deslocar em ondas com velocidades que podem ser superiores a U_∞ (velocidade axial média), interagem não linearmente e geram as condições caóticas que caracterizam o escoamento turbulento.

Sobre escoamentos turbulentos, Fox *et al.*, 2012, dizem que não podemos avaliar a queda de pressão analiticamente; deve-se recorrer a resultados experimentais e utilizar a análise dimensional para correlacioná-los. Para escoamentos turbulentos completamente desenvolvidos, a queda de pressão, Δp , causada por atrito em um tubo horizontal de área constante, depende do diâmetro, d , do comprimento L , e da rugosidade do tubo, e , da velocidade média do escoamento, U , da massa específica, ρ , e viscosidade do fluido, μ .

A perda de carga H_f , é obtida de forma experimental e é diretamente proporcional a L/d . Mostrado por Fox *et al.*, 2012, tem-se a seguinte equação para a perda de carga em escoamentos turbulentos, considerando g como a aceleração da gravidade em m/s^2 .

$$H_l = f \frac{L}{d} \cdot \frac{U^2}{2g} \quad (3.5)$$

3.5 ESCOAMENTO EM ESPIRAL (SWIRLING FLOW)

Conforme Aydin *et al.*, 2014, em um escoamento em espiral existe um momento tangencial junto com o momento axial de deslocamento do fluido, que podem ser classificados em escoamento rotacional contínuo e escoamento rotacional em decaimento. O escoamento rotacional contínuo mantém suas características por todo o caminho do tubo. Já no escoamento rotacional em decaimento, como o nome já diz, a rotação é gerada na entrada da tubulação e os seus efeitos vão decaindo com o deslocamento axial do fluido.

O escoamento rotacional resulta da aplicação de um momento em espiral ao fluido, podendo ser gerado por uma componente tangencial de velocidade. A vorticidade presente nos escoamentos em espiral é simplesmente uma distorção do campo de velocidades causada pela rotação do fluido.

Segundo Morris *et al.*, 2015, a rotação interna do fluido e a distorção das velocidades angulares em diferentes anéis de particular faz com que o fluido viaje em um caminho espiral ao redor do seu próprio eixo.

O numero rotacional é um valor adimensional que expressa a relação do momento axial com o momento tangencial do escoamento ao redor do seu eixo axial de deslocamento, multiplicado pelo seu raio hidráulico, ou seja

$$S = \frac{\int_0^R uwr^2 \cdot dr}{R \int_0^R u^2 r \cdot dr} \quad (3.6)$$

em que w é a velocidade tangencial em m/s, u é a velocidade axial em m/s, r é o raio no ponto em que a velocidade tangencial é calculada em metros, e R é o raio da tubulação em metros.

De acordo com Li, *et al.*, 2015, o número rotacional ou também chamada de intensidade rotacional, é comumente utilizada para quantificar o grau de força rotacional do escoamento dentro de um duto.

Analisando o processo de decaimento da rotação do escoamento, Li *et al.*, 2015, quantificam o processo expressando a intensidade de rotação, S , de acordo com a posição do escoamento ao longo do tubo. A intensidade de rotação pode ser representada por uma função exponencial de decaimento como

$$S = S_0 e^{\frac{-\beta \cdot x}{D}} \quad (3.7)$$

onde β é a taxa de decaimento, S_0 é a intensidade de rotação inicial, D é o diâmetro do tubo e x é a posição no eixo axial do tubo.

A taxa de decaimento β pode ser descrita por

$$\beta = a \times f' \quad (3.8)$$

onde a é um coeficiente determinado numericamente ou empiricamente e f' é o fator de atrito encontrado no diagrama de Moody.

4. METODOLOGIA

O experimento foi realizado em uma bancada hidráulica utilizando-se um circuito fechado de circulação de água à temperatura ambiente. A disposição dos elementos na bancada pode ser vista na Figura 4.1. É possível visualizar o posicionamento do protótipo produzido à montante do tubo de acrílico. Nota-se também o manômetro confeccionado e como são posicionadas as tomadas de pressão no tubo liso de acrílico.

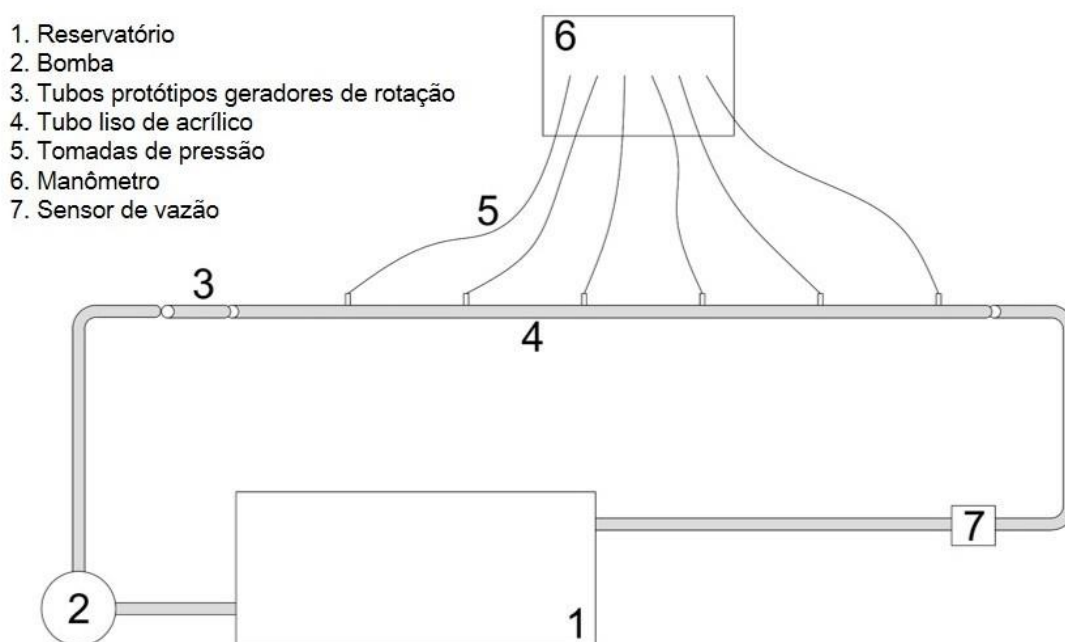


Figura 4.1 – Esquema do experimento na bancada hidráulica.

Na experimentação de cada protótipo gerador de rotação é necessária a medição da velocidade do escoamento para a determinação do Número de Reynolds. Também é necessária a medição da queda de pressão ao longo do duto. A visualização de escoamento é realizada com injeção de tinta nanquim no interior de um tubo transparente.

A medição da queda de pressão ao longo do tubo de acrílico é realizada por um manômetro de papel milimetrado, construído com mangueiras plásticas transparentes conectadas a diferentes pontos de tomada de pressão no tubo de acrílico.

O tubo de acrílico liso possui 2 metros de comprimento, com 19 mm de diâmetro interno e 25 mm de diâmetro externo. Seis pontos de tomada de pressão são distribuídos ao longo do tubo de acrílico. A distribuição das tomadas de pressão ocorre com um espaçamento de 20 vezes o diâmetro interno da tubulação, sendo a primeira tomada logo na saída do protótipo gerador de rotação e a sexta tomada de pressão ficando então à uma distância de 1,90 m, ou 100 vezes o diâmetro interno da tubulação.

A velocidade média do escoamento é obtida com um sensor de vazão, cujo *datasheet* encontra-se em anexo (anexo A), utilizando um Arduino para a obtenção dos valores. Um código de programação é utilizado no Arduino e pode ser encontrado no Anexo deste trabalho. A vazão é registrada a cada segundo e armazenada em forma de planilha eletrônica com o auxílio de um computador.

A injeção de tinta nanquim colorida no interior do tubo é feita por meio de uma agulha de 1 mm de diâmetro, logo após o protótipo gerador de rotação. Com a injeção, da tinta fotos e vídeos são capturados para comparação.

São realizados testes com a velocidade do escoamento proporcionando cinco números de Reynolds diferentes. Cada um dos cinco protótipos geradores de rotação é submetido aos mesmos cinco números de Reynolds para futura comparação da queda de pressão.

Para a experimentação de escoamentos laminares, transientes e turbulentos nos cinco protótipos geradores de rotação, é estipulado que os cinco números de Reynolds a serem testados são de aproximadamente: 1000, 3000, 6000, 10000 e 14000. Os valores a serem utilizados para a configuração do sensor de vazão podem ser vistos na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Números de Reynolds e vazões volumétricas utilizadas.

| Vazão [l/min] | 0,91 | 2,73 | 5,45 | 8,91 | 12,55 |
|---------------------------|-------------|------------|-------------|------------|-------------|
| Vazão [m ³ /s] | 1,51667E-05 | 0,00005 | 9,08333E-05 | 0,00015 | 0,00021 |
| Velocidade média [m/s] | 5,34925E-02 | 0,16048 | 3,20367E-01 | 0,52376 | 0,73773 |
| Re | 1,01636E+03 | 3049,07365 | 6,08698E+03 | 9951,37223 | 14016,80376 |
| Re [aproximado] | 1000 | 3000 | 6000 | 10000 | 14000 |

Com o objetivo de experimentar o comportamento do fluido ao passar por diferentes protótipos geradores de rotação, são utilizados 5 tubos produzidos com uma impressora 3D. Os tubos dispõem de configurações internas diferenciadas apresentadas na Figura 4.2. O Tubo 1 não possui aleta interna e serve como base para as comparações de resultados. O Tubo 2, conforme possui uma aleta interna em forma de espiral com 0,5 revoluções durante a extensão do comprimento do tubo. O Tubo 3 também possui uma aleta, mas se diferencia do Tubo 2 por completar uma revolução, ou seja, sua espiral é mais acentuada por possuir um passo menor. O Tubo 4 possui duas aletas em forma de espiral que completam meia revolução. Por fim, o Tubo 5 que possui oito aletas em espiral completando meia revolução na extensão do tubo.

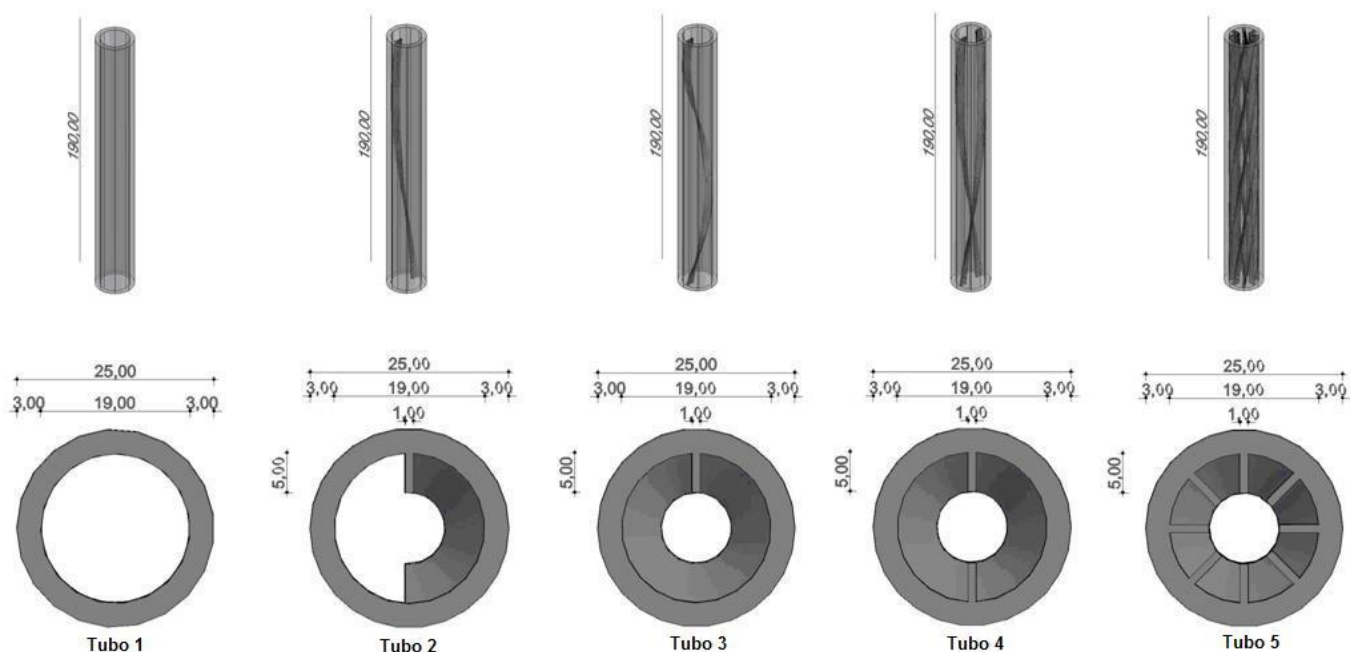


Figura 4.2 – Vista isométrica e superior dos protótipos (dimensões em milímetros).

Os dados de diferença de pressão obtidos com o manômetro possuem como unidade milímetros de coluna d'água (mm.c.a.). O cálculo de incerteza na medição de pressão é mostrado no Apêndice B deste trabalho.

O procedimento experimental é o seguinte: cada protótipo é inserido na bancada, a vazão é regulada e então os valores da queda de pressão são observados e registrados. Para cada protótipo é montada uma tabela com os valores obtidos conforme mostrado em Resultados.

5. RESULTADOS

As medições manométricas são realizadas para cada número de Reynolds com cada protótipo gerador de rotação, e suas fotos podem ser vistas no Apêndice C. Os dados medidos pelo manômetro são apresentados nas Tabelas 5.1 a 5.5.

Tabela 5.1 – Valores da queda de pressão para tubo liso sem aletas.

| Tubo Liso sem aleta: | | | | | |
|-----------------------------|---------|---------|---------|---------|----------|
| Re | 1116,35 | 3049,07 | 6086,07 | 9951,37 | 14016,80 |
| Re aprox. | 1000 | 3000 | 6000 | 10000 | 14000 |
| Vazão [l/min] | 0,91 | 2,73 | 5,45 | 8,91 | 12,55 |
| x1 - x2 [mmc.a.] | 1 | 4 | 12 | 25 | 35 |
| x2 - x3 [mmc.a.] | 1 | 4 | 12 | 25 | 35 |
| x3 - x4 [mmc.a.] | 1 | 5 | 12 | 25 | 35 |
| x4 - x5 [mmc.a.] | 0,5 | 3 | 12 | 25 | 36 |
| x5 - x6 [mmc.a.] | 0,5 | 4 | 12 | 25 | 34 |
| Soma [mmc.a.] | 4 | 20 | 60 | 125 | 175 |
| ΔP [Pa] | 39,24 | 196,2 | 588,6 | 1226,25 | 1716,75 |

Tabela 5.2 – Valores da queda de pressão para tubo de 1 aleta com 0,5 rev.

| Tubo de 1 Aleta com 0,5 Rev.: | | | | | |
|--------------------------------------|---------|---------|---------|---------|----------|
| Re | 1116,35 | 3049,07 | 6086,07 | 9951,37 | 14016,80 |
| Re aprox. | 1000 | 3000 | 6000 | 10000 | 14000 |
| Vazão [l/min] | 0,91 | 2,73 | 5,45 | 8,91 | 12,55 |
| x1 - x2 [mmc.a.] | 0,5 | 6 | 13 | 25 | 38 |
| x2 - x3 [mmc.a.] | 0,5 | 5,5 | 18 | 23 | 37 |
| x3 - x4 [mmc.a.] | 1 | 5,5 | 15 | 22 | 42 |
| x4 - x5 [mmc.a.] | 0,5 | 5 | 14 | 25 | 33 |
| x5 - x6 [mmc.a.] | 0,5 | 6 | 11 | 22 | 37 |
| Soma [mmc.a.] | 3 | 28 | 71 | 117 | 187 |
| ΔP [Pa] | 29,43 | 274,68 | 696,51 | 1147,77 | 1834,47 |

Tabela 5.3 – Valores da queda de pressão para tubo de 1 aleta com 1 rev.

| Tubo de 1 Aleta com 1 Rev.: | | | | | |
|------------------------------------|---------|---------|---------|---------|----------|
| Re | 1116,35 | 3049,07 | 6086,07 | 9951,37 | 14016,80 |
| Re aprox. | 1000 | 3000 | 6000 | 10000 | 14000 |
| Vazão [l/min] | 0,91 | 2,73 | 5,45 | 8,91 | 12,55 |
| x1 - x2 [mmc.a.] | 1 | 4 | 13 | 25 | 42 |
| x2 - x3 [mmc.a.] | 0,5 | 4 | 14 | 25 | 39 |
| x3 - x4 [mmc.a.] | 0,5 | 4 | 14 | 24 | 41 |
| x4 - x5 [mmc.a.] | 0,5 | 3,5 | 14 | 24 | 42 |
| x5 - x6 [mmc.a.] | 0,5 | 4,5 | 14 | 24 | 38 |
| Soma [mmc.a.] | 3 | 20 | 69 | 122 | 202 |
| ΔP [Pa] | 29,43 | 196,2 | 676,89 | 1196,82 | 1981,62 |

Tabela 5.4 – Valores da queda de pressão para tubo de 2 aletas com 0,5 rev.

| Tubo de 2 Aletas com 0,5 Rev.: | | | | | |
|---------------------------------------|---------|---------|---------|---------|----------|
| Re | 1116,35 | 3049,07 | 6086,07 | 9951,37 | 14016,80 |
| Re aprox. | 1000 | 3000 | 6000 | 10000 | 14000 |
| Vazão [l/min] | 0,91 | 2,73 | 5,45 | 8,91 | 12,55 |
| x1 - x2 [mmc.a.] | 0,5 | 4 | 9 | 24 | 39 |
| x2 - x3 [mmc.a.] | 0,5 | 4 | 14 | 23 | 38 |
| x3 - x4 [mmc.a.] | 1 | 4 | 7 | 25 | 40 |
| x4 - x5 [mmc.a.] | 0,5 | 4 | 12 | 22 | 41 |
| x5 - x6 [mmc.a.] | 0,5 | 4 | 11 | 22 | 44 |
| Soma [mmc.a.] | 3 | 20 | 53 | 116 | 202 |
| ΔP [Pa] | 29,43 | 196,2 | 519,93 | 1137,96 | 1981,62 |

Tabela 5.5 – Valores da queda de pressão para tubo de 8 aletas com 0,5 rev.

| Tubo de 8 Aletas com 0,5 Rev.: | | | | | |
|---------------------------------------|---------|---------|---------|---------|----------|
| Re | 1116,35 | 3049,07 | 6086,07 | 9951,37 | 14016,80 |
| Re aprox. | 1000 | 3000 | 6000 | 10000 | 14000 |
| Vazão [l/min] | 0,91 | 2,73 | 5,45 | 8,91 | 12,55 |
| x1 - x2 [mmc.a.] | 0,5 | 3 | 10 | 20 | 34 |
| x2 - x3 [mmc.a.] | 0,5 | 3 | 11 | 23 | 38 |
| x3 - x4 [mmc.a.] | 0,5 | 4 | 11,5 | 22 | 41 |
| x4 - x5 [mmc.a.] | 0,5 | 3 | 11,5 | 25 | 41 |
| x5 - x6 [mmc.a.] | 0,5 | 3,5 | 11 | 24 | 39 |
| Soma [mmc.a.] | 2,5 | 16,5 | 55 | 114 | 193 |
| ΔP [Pa] | 24,525 | 161,865 | 539,55 | 1118,34 | 1893,33 |

As Tabelas 5.1 a 5.5 apresentam os valores de queda de pressão, sendo que para o escoamento em regime laminar ($Re = 1000$) a menor queda de pressão total foi de 24,52 Pa com o protótipo de 8 aletas e 0,5 revoluções. E para o escoamento interno em regime turbulento ($Re = 14000$) a menor queda de pressão foi de 1716,75 Pa para o escoamento com o protótipo de tubo liso sem aletas.

A partir das tabelas anteriores é possível plotar os gráficos das Figuras 5.1 e 5.2.

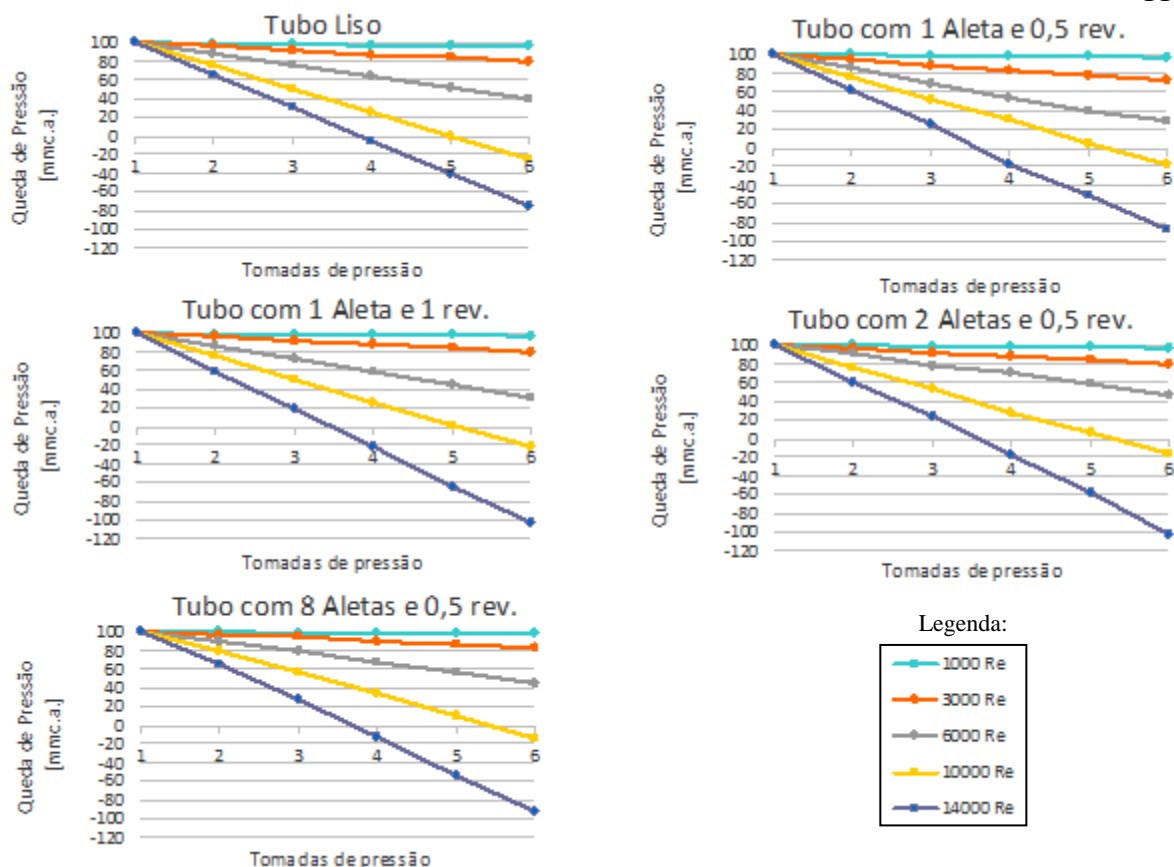


Figura 5.1 – Gráficos da queda de pressão para cada protótipo gerador de rotação.

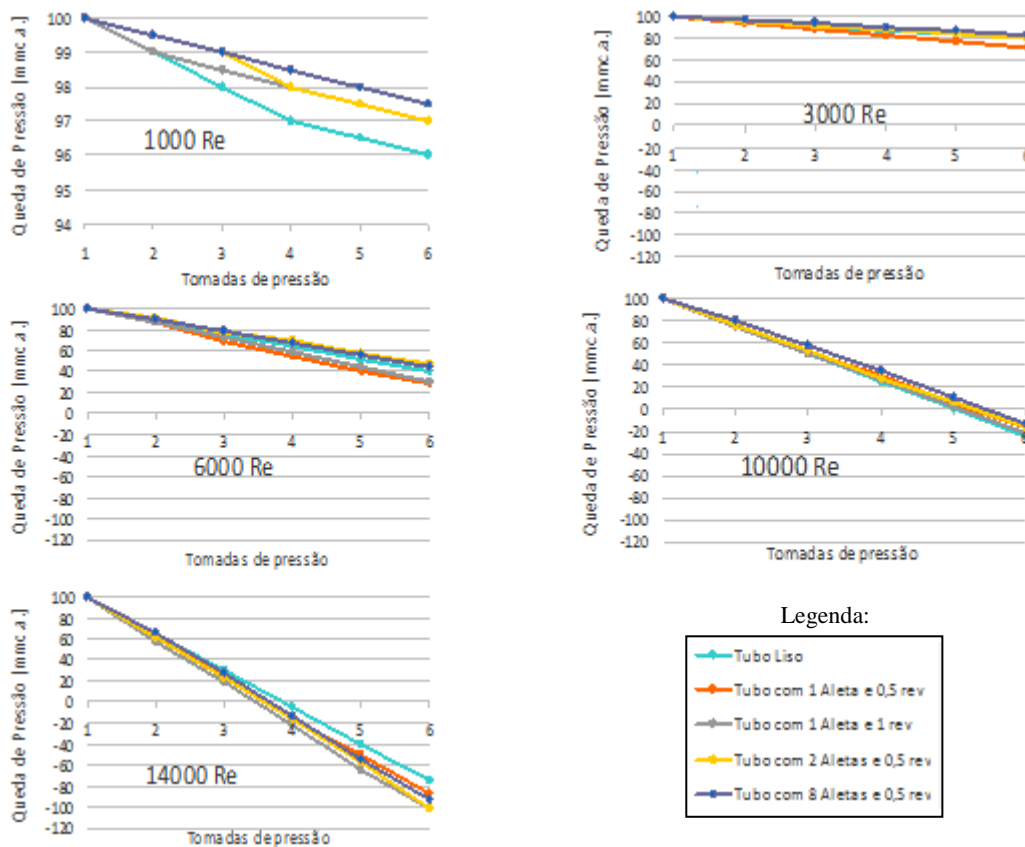


Figura 5.2 – Gráficos da queda de pressão para cada número de Reynolds.

Percebe-se nos gráficos da Figura 5.2 que mesmo com tubos geradores de rotação diferentes as curvas de decaimento de pressão ao longo da tubulação são semelhantes, incluindo o caso do protótipo sem aletas.

Na Figura 5.2 temos os gráficos da queda de pressão tendo como base o número de Reynolds com curvas para os diversos tubos geradores de rotação, sendo assim, a curva que possui o maior decaimento é o protótipo que gerou maior perda de carga ao escoamento. Mas os resultados apontados pela Figura 5.2 são inconclusivos, porque não podem ser encontrados padrões que comprovem diferença entre os protótipos analisados.

É possível notar a grande influência do número de Reynolds na queda de pressão nos gráficos representados na Figura 5.1.

A queda de pressão pode ser calculada utilizando a Equação 3.4 para escoamentos em regime laminar e a Equação 3.5 para escoamentos em regime turbulento. A perda de carga do experimento é obtida com a variação da altura de coluna d'água ao longo do tubo de acrílico. As incertezas relacionadas à medição de queda de pressão são apresentadas no Apêndice deste trabalho.

Com o auxílio do diagrama de Moody e considerando toda a tubulação como um tubo liso, a Tabela 5.6 apresenta o resultado do cálculo da queda de pressão no tubo.

Tabela 5.6 – Cálculo da queda de pressão.

| | | Re | | | | |
|-----------------|-------------------------------|---------|--------|---------|---------|---------|
| | | 1000 | 3000 | 6000 | 10000 | 14000 |
| | | 1116,35 | 3049,7 | 6086,07 | 9951,37 | 14016,8 |
| ΔP [Pa] | Tubo liso sem aletas | 39,24 | 196,20 | 588,60 | 1226,25 | 1716,75 |
| | Tubo com 1 aleta e 0,5 rev. | 29,43 | 274,68 | 696,51 | 1147,77 | 1834,47 |
| | Tubo com 1 aleta e 1 rev. | 29,43 | 196,20 | 676,89 | 1196,82 | 1981,62 |
| | Tubo com 2 aletas e 0,5 rev. | 29,43 | 196,20 | 519,93 | 1137,96 | 1981,62 |
| | Tubo com 8 aletas e 0,5 rev. | 24,52 | 161,86 | 539,55 | 1118,34 | 1893,33 |
| | Calculado (diagrama de Moody) | 8,20 | 56,01 | 179,61 | 411,49 | 693,91 |

Os resultados obtidos com o experimento apresentam valores muito acima do calculado com as equações juntamente com a utilização do diagrama de Moody. A diferença entre os valores calculados e os coletados no experimento ocorre, além da imprecisão do sensor de vazão, devido ao fato de o escoamento do fluido no experimento não estar plenamente desenvolvido ao passo que as equações utilizadas para o cálculo de perda de carga teórico são modeladas para casos de fluido em regime plenamente desenvolvido.

Contudo, o valor médio aferido experimentalmente não variou de forma significativa entre os diferentes tipos de protótipos utilizados. Como pode ser visto com a Tabela 5.6, nenhum padrão pode ser definido considerando que o tubo que promove a maior perda de carga em cada número de Reynolds não segue um padrão.

A visualização de escoamento com injeção de tinta nanquim vermelha foi realizada para os diferentes protótipos. Os resultados são apresentados nas Figuras. 5.3 e 5.4.

A Figura 5.3a mostra a injeção de tinta em um escoamento interno com regime turbulento ($Re = 14000$) com o protótipo liso sem aletas direcionadoras, enquanto que a Figura 5.3b apresenta o resultado para o protótipo gerador de rotação de 8 aletas com 0,5 revoluções. Não há presença de diferenças notórias entre os escoamentos. O escoamento turbulento apresenta características de vórtices e muita agitação se misturando rapidamente por todo o duto.

As visualizações para escoamento em regime laminar são apresentadas na Figura 5.4 para um número de Reynolds igual a 1000.

O escoamento laminar fica evidenciado na foto da Figura 5.4a onde é possível ver apenas um filete de tinta localizado no centro do tubo, mostrando um escoamento ordenado e

de pouca agitação. Da Figura 5.4b é possível visualizar o efeito de rotação causado pelo protótipo de 8 aletas quando comparado com protótipo sem aletas (5.4a). A rotação da tinta na foto mostra a baixa intensidade da rotação do fluido. Percebe-se também que a tinta em rotação se mantém no centro do duto e ao chegar ao comprimento de 20 vezes o diâmetro do tubo já é vencida pela força axial perdendo sua força angular.

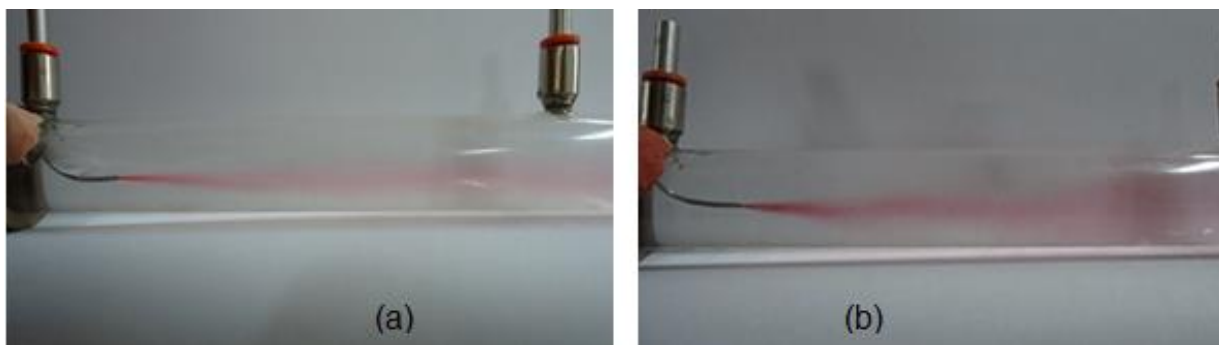


Figura 5.3 – Visualização de escoamento turbulento ($Re = 14000$).
(a) protótipo sem aletas. (b) protótipo de 8 aletas.

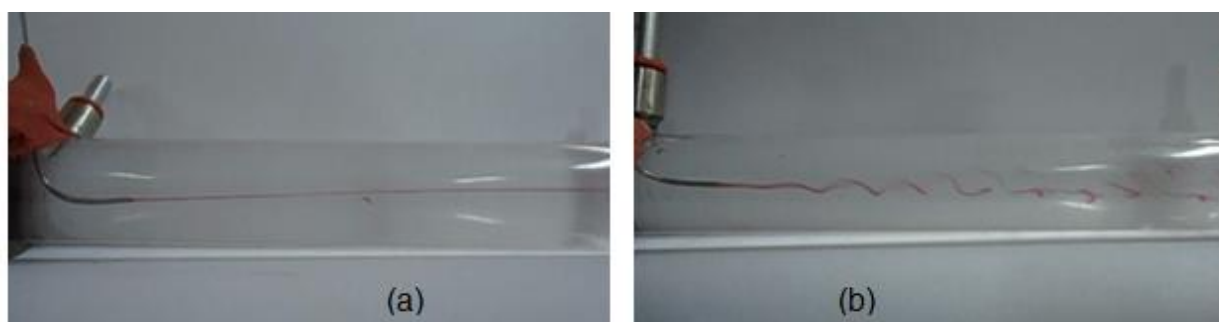


Figura 5.4 – Visualização de escoamento laminar ($Re = 1000$).
(a) protótipo sem aletas. (b) protótipo de 8 aletas.

6. CONCLUSÕES

Como já era esperado, a queda de pressão aumenta de forma linear ao longo do comprimento da tubulação, podendo ser visualizada em todos os protótipos e em qualquer faixa de número de Reynolds. Esta queda de pressão linear pode ser vista claramente nos gráficos das Figuras 5.1 e 5.2. Neste trabalho nota-se que a influência principal atuante no decaimento de pressão ao longo da tubulação é o Número de Reynolds, indo ao encontro com trabalhos experimentais referenciados como, por exemplo, Liu e Bay, 2015.

Comparando a perda de carga entre diferentes números de Reynolds percebe-se claramente o aumento da queda de pressão com o aumento do número de Reynolds. O escoamento laminar apresenta a menor perda de carga, e o escoamento turbulento apresenta a maior perda de carga. Entre todos os cinco protótipos a maior perda de carga teve o valor médio de 1981 Pa e aconteceu com o maior número de Reynolds analisado (14000), e a menor perda de carga tem valor médio de 24 Pa para o menor número de Reynolds analisado (1000). Como também já era esperado, a menor perda de carga com o escoamento mais turbulento ocorreu com o protótipo de tubo sem aletas com um valor de 1716,75 Pa.

Ao analisar os resultados obtidos após a experimentação, pode-se constatar que a diferença de perda de carga entre os escoamentos com diferentes protótipos geradores de rotação não é perceptível. Como já concluído por Lucca-Negro e O'Doherty, 2001, a correlação

entre os parâmetros de controle utilizadas, que é o ângulo das aletas e o Numero de Reynolds, é complicada e também de difícil comparação.

O manômetro com escala milimétrica mostrou-se inadequado para as medições frente a sua baixa resolução, não captando pequenas variações de pressão.

Com o escoamento em regime turbulento (elevado Re) o ângulo das aletas nos tubos é pequena, de modo que a velocidade axial do escoamento é maior que a velocidade tangencial espiral gerada e a rotação com relação ao eixo não é transferida ao escoamento. Sendo assim, ao aferir a pressão em altos números de Reynolds não é possível obter resultados passíveis de comparação. Como constatado também por Syred *et al.*, 1973, o escoamento turbulento gera vorticidades que dificultam a aferição, pois as oscilações de pressão alteram o comportamento fluido-dinâmico do sistema.

Já em escoamentos laminares (baixos números de Reynolds) pode-se visualizar pequena rotação interna do fluido quando comparamos as fotos da Figura 5.4, mas a velocidade do escoamento é tão baixa que a diferença entre as quedas de pressão medidas para os diferentes protótipos aplicados não foi captada com a instrumentação utilizada.

Como conclusão, tem-se que a intensidade de rotação aplicada (*swirl number*) pelos protótipos com aletas é de baixa intensidade, como pode ser percebido quando comparamos as Figuras 5.3 e 5.4. Mas também se percebe nos escoamentos laminares com injeção de tinta, que a rotação do escoamento acontece de forma mais acentuada com a aplicação do protótipo gerador de rotação com 8 aletas. Conforme visto também por Morris *et al.*, 2015, o valor do rotação aplicada ao fluido aumenta com o número de aletas direcionadoras.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para trabalhos futuros recomenda-se que seja aumentada a repetibilidade de medições para cada protótipo, para que valores médios dos resultados possam ser coletados. Com um maior número de medições coletadas, os erros de histerese dos instrumentos, bem como a incerteza associada às medições, poderão diminuir.

O experimento pode ser repetido com outros fluidos com diferentes viscosidades e aplicando também diferentes protótipos geradores de rotação confeccionados com novas geometrias ou ângulos de hélice das aletas direcionadoras.

Um importante parâmetro que define a característica de giro do gerador de rotação, chamado de *swirl number*, pode ser calculado em trabalhos futuros visando uma comparação deste entre diferentes protótipos, a fim de determinar qual possui a melhor relação do momento axial com o momento tangencial do escoamento.

Em trabalhos futuros sugere-se também a utilização de instrumentos de medição mais precisos, como transdutores de pressão e sensores de vazão volumétrica para a melhor medição das pequenas diferenças de pressão causada pelos diferentes protótipos geradores de rotação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Aydin, O.; Avci, M.; Markal, B.; Yazici, M. Y.; “**An experimental study on the decaying swirl flow in a tube**”, International Communications in Heat and Mass Transfer, 2014.

Bali, T.; Sarac, B. A.; “**Experimental investigation of decaying swirl flow through a circular pipe for binary combination of vortex generators**”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 53, Pages 174-179, 2014.

Chen, B.; Ho, K.; Abakr, Y. A.; Chan, A.; “**Fluid dynamics and heat transfer investigations of swirling decay flow in an annular pipe Part1: Review, problem description, verification and validation**”, Journal of Heat and Mass Transfer, 2015.

Eiamsa-ard, P.; Piriyaungroj, N.; Thianpong, C.; Eiamsa-ard, S.; **“A case study on thermal performance assessment of heat exchanger tube equipped with regularly-spaced twisted tapes as swirl generators”**, Case Studies in Thermal Engineering, Volume 3, 2014.

Foroutan, H.; Yavuzkurt, S.; **“A partially-averaged Navier-Stokes model for the simulation of turbulent swirling flow with vortex breakdown”**, International Journal of Heat and Fluid Flow, 2014.

Fox, R. W.; Pritchard, P. J.; McDonald, A. T.; **“Introdução à Mecânica dos Fluidos”**, LTC, Brasil, 7ª edição, 2012.

Gupta, A. K.; Lilley, D. G.; Syred, N.; **“Swirl Flows, Energi and Engineering Science Series”**, Abacus Press, 1984.

Incropera, F. P.; Dewitt, D. P.; Bergman, T. L.; Lavine, A. S.; **“Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”**, LTC, Brasil, 6ª edição, 2008.

Li, G.; Hall, P.; Miles, N.; Wu, T.; **“Improving the efficiency of ‘Clean-In-Place’ procedures using a four-lobed swirl pipe: A numerical investigation”**, Computers & Fluids Journal, 2015.

Liu, W.; Bai, B.; **“Swirl decay in gas-liquid two-phase swirling flow inside a circular straight pipe”**, Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 68, Pages 187-195, 2015.

Lucca-Negro, O.; O’Doherty, T.; **“Vortex breakdown: a review”**, Prog. Energy Combust, Sci., 27, pp. 431-481, 2001.

Morris, C. E.; O’Doherty, D. M.; Mason-Jones, A.; O’Doherty, T.; **“Evaluation of the swirl characteristics of a tidal stream turbine wake”**, Open Acces funded by Engineering and Physical Sciences Research Council, 2015.

Rocha, A. D.; Bannwart, A. C.; Ganzarolli, M. M.; **“Numerical and experimental study of an axially induced swirling pipe flow”**, International Journal of Heat and Fluid Flow, Volume 53, Pages 81-90, 2015.

Syred, N.; Hanby, V. I.; Gupta, A. K.; **“Resonant instabilities generated by swirl burners”**, J Inst Fuel, pp. 402-407, 1973.

Takano, T.; Ikarashi, Y.; Uchiyama, K.; Yamagata, T.; Jujisawa, N.; **“Influence of swirling flow on mass and momentum transfer downstream of a pipe with elbow and orifice”**, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015.

ANEXO A - CÓDIGO COMPUTACIONAL DO SENSOR DE VAZÃO

O código computacional utilizado para a leitura de vazão de água com um sensor e auxílio de um Arduino é descrito a seguir, de acordo com <http://labdegaragem.com/profiles/blogs/tutorial-como-utilizar-o-sensor-de-fluxo-de-agua>, acessado em outubro de 2015:

```

“float vazao; //Variável para armazenar o valor em L/min
float media=0; //Variável para tirar a média a cada 1 minuto
int contaPulso; //Variável para a quantidade de pulsos
int i=0; //Variável para contagem
void setup()
{
  Serial.begin(9600); //Inicia a serial com um baud rate de 9600
  pinMode(2, INPUT);
  attachInterrupt(0, incpulso, RISING); //Configura o pino 2(Interrupção 0) para trabalhar como
interrupção
  Serial.println("\n\nInicio\n\n"); //Imprime Inicio na serial
}
void loop ()
{
  contaPulso = 0; //Zera a variável para contar os giros por segundos
  sei(); //Habilita interrupção
  delay (1000); //Aguarda 1 segundo
  cli(); //Desabilita interrupção
  vazao = contaPulso / 5.5; //Converte para L/min
  media=media+vazao; //Soma a vazão para o calculo da media
  i++;
  Serial.print(vazao); //Imprime na serial o valor da vazão
  Serial.print(" L/min - "); //Imprime L/min
  Serial.print(i); //Imprime a contagem i (segundos)
  Serial.println("s"); //Imprime s indicando que está em segundos
  if(i==60)
  {
    media = media/60; //Tira a media dividindo por 60
    Serial.print("\nMedia por minuto = "); //Imprime a frase Media por minuto =
    Serial.print(media); //Imprime o valor da media
    Serial.println(" L/min - "); //Imprime L/min
    media = 0; //Zera a variável media para uma nova contagem
    i=0; //Zera a variável i para uma nova contagem
    Serial.println("\n\nInicio\n\n"); //Imprime Inicio indicando que a contagem iniciou
  }
}
void incpulso ()
{
  contaPulso++; //Incrementa a variável de contagem dos pulsos
}”

```

ANEXO B - DATASHEET DO SENSOR DE VAZÃO UTILIZADO

O *datasheet* do instrumento de vazão utilizado está disponível no endereço eletrônico apresentado a seguir:

http://www.seeedstudio.com/wiki/G3/4_Water_Flow_sensor

APÊNDICE A - DETERMINAÇÃO DO FATOR DE ATRITO

A determinação do fator de atrito pode ser realizada de acordo com o diagrama de Moody, ilustrado na Fig. A.1, em que o eixo horizontal representa o número de Reynolds (Re), o eixo vertical à direita representa a rugosidade relativa (e/D) e o eixo vertical à esquerda representa o fator de atrito (f).

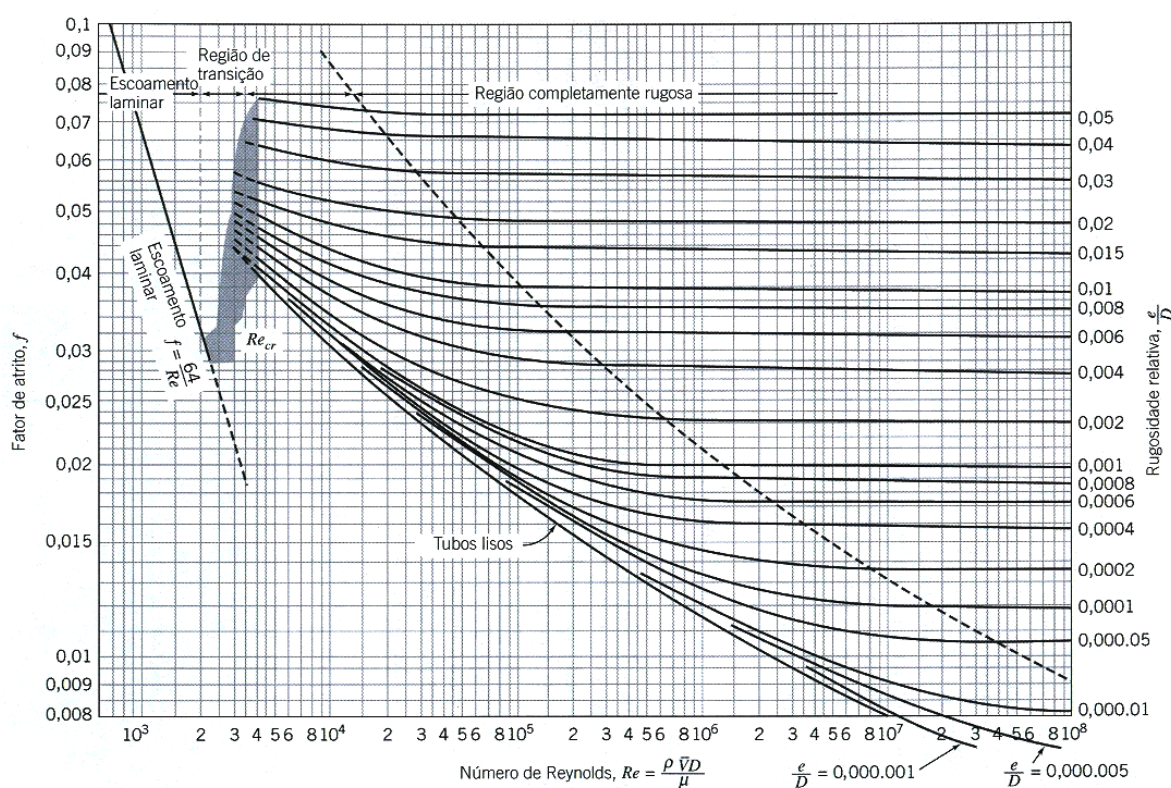


Figura A.1 – Diagrama de Moody [Fox *et al.*, 2012].

APÊNDICE B - ANÁLISE DE INCERTEZA EXPERIMENTAL

Incerteza na Diferença de Pressão:

Segundo Fox *et al.*, 2012, a incerteza experimental é o estudo das incertezas nas medições e dos seus efeitos nos resultados globais.

Para analisar a incerteza referente à pressão medida com o manômetro analógico de escala milimétrica considera-se uma estimativa razoável de mais ou menos metade da menor divisão da escala do instrumento, conforme Fox *et al.*, 2012. Sendo assim, o erro associado ao manômetro utilizado no experimento é de $\pm 0,5$ mm.

Como para cada milímetro de coluna d'água medido o valor da pressão considerada é de 9,81 Pa, a incerteza associada ao valor de diferença de pressão utilizada neste trabalho é de $\pm 4,905$ Pa.

Incerteza no Número de Reynolds:

Para o cálculo do número de Reynolds utilizamos a Equação 3.2, e para o cálculo da incerteza no número de Reynolds utilizamos a Equação A.1 retirada de Fox *et al.*, 2012.

$$u_{Ri} = \frac{x_i}{R} \cdot \frac{\delta R}{\delta x_i} \cdot u_{x_i} \quad (\text{A.1})$$

onde u_{Ri} é o intervalo de incerteza relativa, x_i é a variável independente, R é o resultado a ser medido e u_{x_i} é a incerteza relativa da variável independente.

A incerteza da leitura de velocidade considerada é de $\pm 0,03$ já que a incerteza relativa da leitura de vazão é de $\pm 0,03$, dado retirado do *datasheet* do sensor de vazão apresentado no anexo.

Utilizando um paquímetro para medir o diâmetro interno da tubulação (d), temos uma resolução de 0,1mm. Sendo assim, a incerteza relativa no diâmetro é estimada como

$$u_d = \pm \frac{0,05mm}{19,00mm} = \pm 0,00263$$

A viscosidade da água depende da temperatura. Esta é estimada como $T = 24 \pm 0,5^\circ\text{C}$. Segundo Fox *et al.*, 2012, um modo de estimar a incerteza relativa na temperatura seria assim:

$$u_{\mu(T)} = \pm \frac{\delta\mu}{\mu} = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{d\mu}{dT} (\pm\delta T) \quad (\text{A.2})$$

onde T é a temperatura.

A derivada pode ser estimada a partir de dados tabulados de viscosidade perto da temperatura nominal considerada de 24°C . Assim temos:

$$\frac{d\mu}{dT} \approx \frac{\Delta\mu}{\Delta T} = \frac{\mu(25^\circ\text{C}) - \mu(23^\circ\text{C})}{(25 - 23)^\circ\text{C}} = (0,000890 - 0,000933) \frac{Ns}{m^2} \times \frac{1}{2^\circ\text{C}}$$

$$\frac{d\mu}{dT} = -2,15 \times 10^{-5} \text{Ns}/(m^2^\circ\text{C})$$

Segue-se, da Equação A.2, que a incerteza na viscosidade devida à temperatura é

$$u_{\mu(T)} = \frac{1}{0,000911} \frac{m^2}{Ns} \times -2,15 \times 10^{-5} \frac{Ns}{m^2^\circ\text{C}} \times (\pm 0,5^\circ\text{C})$$

$$u_{\mu(T)} = \pm 0,0118$$

Os próprios dados tabulados de viscosidade também têm alguma incerteza, segundo Fox *et al.*, 2012, ela pode ser de $\pm 1,0\%$, então uma estimativa para a incerteza relativa resultante na viscosidade será:

$$u_{\mu(T)} = \pm[(\pm 0,01)^2 + (\pm 0,0118)^2]^{1/2} = \pm 0,0155$$

As incertezas na velocidade, diâmetro do tubo e viscosidade, necessárias para calcular o número de Reynolds, são agora conhecidas. As derivadas parciais requeridas, determinadas a partir da Equação 3.2, são:

$$\frac{v}{\text{Re}} \frac{\delta \text{Re}}{\delta v} = \frac{v}{\text{Re}} \frac{d}{\mu} = \frac{\text{Re}}{\text{Re}} = 1$$

$$\frac{\mu}{\text{Re}} \frac{\delta \text{Re}}{\delta \mu} = (-1) \frac{\mu}{\text{Re}} \frac{vd}{\mu^2} = -\frac{\text{Re}}{\text{Re}} = -1$$

$$\frac{d}{\text{Re}} \frac{\delta \text{Re}}{\delta d} = \frac{d}{\text{Re}} \frac{v}{\mu} = \frac{\text{Re}}{\text{Re}} = 1$$

Substituindo na Equação A.1, obtém-se

$$u_{\text{Re}} = \pm \left\{ \left[\frac{v}{\text{Re}} \frac{\delta \text{Re}}{\delta v} u_v \right]^2 + \left[\frac{\mu}{\text{Re}} \frac{\delta \text{Re}}{\delta \mu} u_\mu \right]^2 + \left[\frac{d}{\text{Re}} \frac{\delta \text{Re}}{\delta d} u_d \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$u_{\text{Re}} = \pm \left\{ [(1)(\pm 0,03)]^2 + [(-1)(\pm 0,0155)]^2 + [(1)(\pm 0,00263)]^2 \right\}^{1/2}$$

$$u_{\text{Re}} = \pm 0,034$$

Então, a incerteza associada à medição do número de Reynolds utilizado neste trabalho possui um valor de $\pm 0,034$ ou $\pm 3,4\%$.

APÊNDICE C – QUEDAS DE PRESSÃO NO MANÔMETRO

As Figuras C.1 a C.5 mostram as quedas de pressão ocorridas no tubo à jusante dos protótipos direcionadores, medidas pelo manômetro. As cinco fotos apresentadas em cada figura são para cada número de Reynolds, 1000, 3000, 6000, 10000 e 14000, respectivamente, da esquerda para a direita.

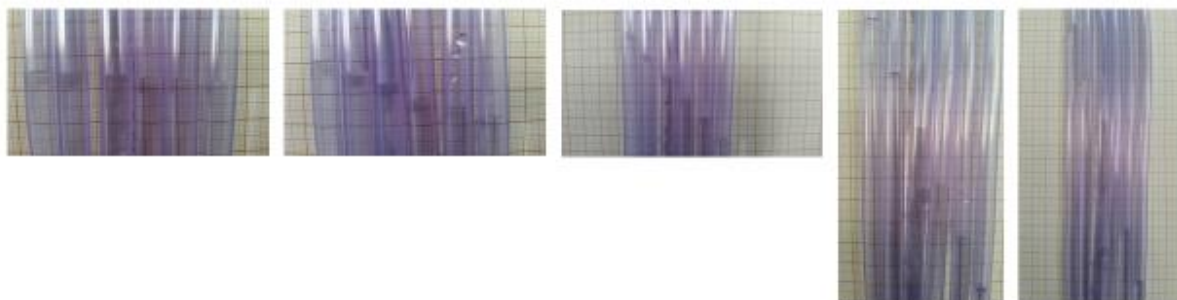


Figura C.1 – Medição manométrica com protótipo sem aletas.

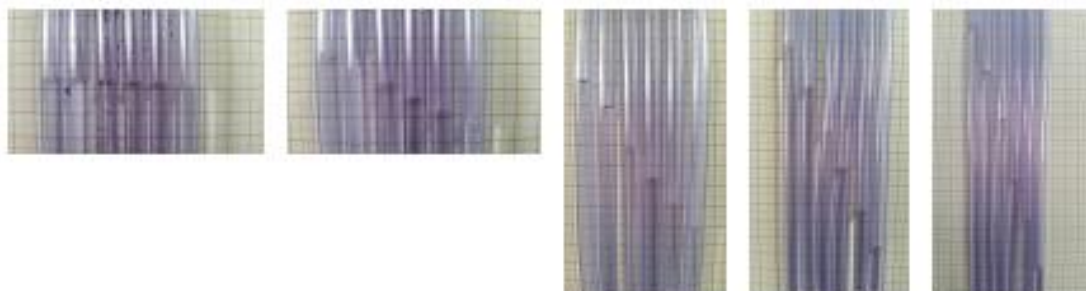


Figura C.2 – Medição manométrica com protótipo de 1aleta com 0,5 revoluções.



Figura C.3 – Medição manométrica com protótipo de 1 aleta com 1 revolução.

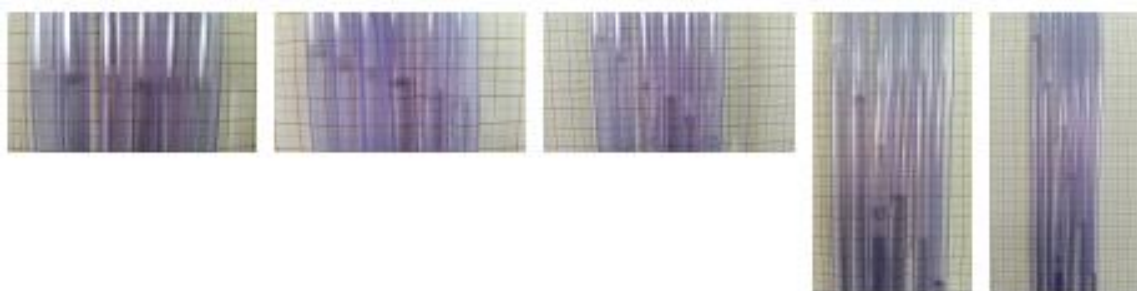


Figura C.4 – Medição manométrica com protótipo de 2 aletas com 0,5 revoluções.

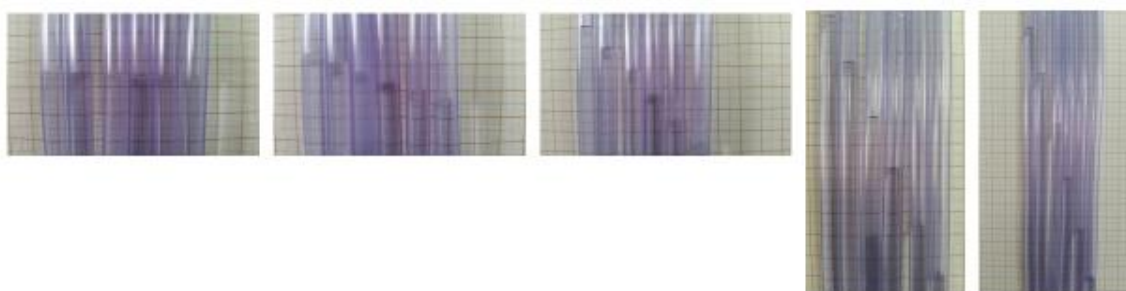


Figura C.5 – Medição manométrica com protótipo de 8 aletas com 0,5 revoluções.