



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ENGENHARIA MECÂNICA

**VALIDAÇÃO DE EQUAÇÕES PARA CÁLCULO DE LABIRINTO
DO TIPO PLANO USADOS EM TURBINAS HIDRÁULICAS**

GLYCON PENA DE SOUZA BARROS

Belo Horizonte, 28 de agosto de 2020

Glycon Pena de Souza Barros

**VALIDAÇÃO DE EQUAÇÕES PARA CÁLCULO DE LABIRINTO
DO TIPO PLANO USADOS EM TURBINAS HIDRÁULICAS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Edna Maria de Faria Viana

Coorientador: Carlos Barreira Martinez

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2020

B277v

Barros, Glycon Pena de Souza.

Validação de equações para cálculo de labirinto do tipo plano usados em turbinas hidráulicas [recurso eletrônico] / Glycon Pena de Souza Barros. - 2020.

1 recurso online (56 f. : il., color.) : pdf.

Orientadora: Edna Maria de Faria Viana.

Coorientador: Carlos Barreira Martinez.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Bibliografia: f. 54-56.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Turbinas Hidráulicas - Teses. 3. Mecânica dos fluidos – Teses. I. Viana, Edna Maria de Faria. II. Martinez, Carlos Barreira. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621 (043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

VALIDAÇÃO DE EQUAÇÕES PARA CÁLCULO DE LABIRINTO DO TIPO PLANO USADOS EM TURBINAS HIDRÁULICAS

GLYCON PENA DE SOUZA BARROS

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Dra. Edna Maria de Faria Viana (orientadora/Departamento de Engenharia Hidráulica e Recursos Hídricos/UFMG), Dr. Carlos Barreira Martinez (Universidade Federal de Itajubá/UNIFEI), Dr. Eduardo Bauzer Medeiros (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG) e Dr. José Antônio Perrella Balestieri (Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho/UNESP), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Dissertação aprovada no dia 28 de agosto de 2020.

Por:



Documento assinado eletronicamente por **Edna Maria de Faria Viana, Professora do Magistério Superior**, em 16/09/2020, às 09:23, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Eduardo Bauzer Medeiros, Membro**, em 20/09/2020, às 13:43, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Carlos Barreira Martinez, Usuário Externo**, em 20/09/2020, às 21:42, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **José Antônio Perrella Balestieri, Usuário Externo**, em 22/09/2020, às 08:17, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0261649** e o código CRC **B827CE04**.

“Jesus, o Mestre dos mestres”

Vós me chamais de Mestre e Senhor e dizeis bem, pois eu o sou.

(João 13:13)

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, por ter enviado seu filho Jesus Cristo para morrer em um madeiro ao meu lugar. Sem isto, nada seria do que é hoje.

Em especial ao meu pai Wilson pelo esforço financeiro incansável aos meus estudos. Ainda me recordo quando no ano de 2002 visitamos o laboratório de mecatrônica da Puc Minas para avaliarmos se o curso de engenharia seria promissor e a minha mãe Cleonice pela presença constante e exemplo. Costumo dizer que “palavras falam e exemplos gritam”. Minha mãe é um exemplo de vida.

A minha irmã Giselle pela companhia diária e provisão de momentos de descontrações úteis ao refrigério.

A minha irmã Alexandra que sem palavras demonstra que o sucesso é árduo, porém alcançável.

A minha namorada Andréa, que sempre enxergou a vida ao ângulo de 45°, visualizando a vida de dois modos diferentes e com a costumeira palavra de encorajamento: “Por que não fazer?”

Ao meu cunhado Breno, que com doses homeopáticas de exemplo de trabalho demonstra possibilidades de crescimento pessoal ao se dedicar ao trabalho.

Ao meu cunhado Everton por prezar a comunhão em família e estar próximo em cada momento da vida, sendo tristes ou felizes.

Aos sobrinhos Ester e Samuel, que ainda sem conhecimento ensinam que a vida é simples.

A orientadora professora dr^a. Edna Faria, que com dedicação me orientou nos passos a seguir na elaboração desta dissertação.

Ao coorientador professor dr. Carlos Martinez, que com exemplo de vida e dedicação profissional me envolveu na redação desta dissertação, me mostrando diversas possibilidades de erros, acertos e guiando ao resultado plausível. Exemplo de professor e de prazer em ensinar.

Aos amigos Tomás Pessoa, Hélio Augusto e Ana Letícia que diversas vezes me orientaram nas pesquisas bibliográficas, redação de artigos pertinentes as atividades do mestrado e entendimento do aparato existente no CPH.

Aos amigos Marcelo, Ruth, afilhada Carol e demais membros de minha família que tornam os dias mais prazerosos.

Ao amigo Ramom que de forma significativa me orientou em como realizar a aquisição de dados, criação do circuito eletrônico e telas do *LabView*.

A Ana Paula (biblioteca central UFMG) que com empenho alargou o caminho para obtenção de referência bibliográfica importante.

Ao professor dr. Matheus Porto e professor dr. Rafael Ferreira pela confiança no empréstimo de material do laboratório de termometria.

A Marina da secretária do departamento de engenharia que com paciência me orientou nos tramites necessários desde a inscrição no mestrado como na conclusão.

A todos os funcionários do departamento de engenharia mecânica, CPH e UFMG que de alguma forma contribuíram para conclusão deste trabalho.

A sensação que se tem agora é de dever cumprido!

Meus sinceros agradecimentos.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	3
2.1 OBJETIVOS GERAIS	3
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
3.1 TURBINAS	4
3.1.1 TURBINA FRANCIS	5
3.2 LABIRINTOS HIDRÁULICAS	9
3.3 ESTUDOS ANTERIORES	12
4. FORMULAÇÃO TEÓRICA	20
4.1 FLUXO NO LABIRINTO	20
4.2 COEFICIENTE DE VAZÃO (μ)	25
4.3 COEFICIENTE (α)	28
4.4 COEFICIENTE DE RESISTÊNCIA (λ)	30
4.5 DIFERENÇA DE PRESSÃO (ΔP)	32
4.6 QUADRO RESUMO DAS EQUAÇÕES	33
5. MATERIAIS E MÉTODOS	35
5.1 APARATO DE TESTES BR 10 2019 013739 8, INPI/2019	35
5.2 CÂMARA E ROTOR	40
5.3 CIRCUITO PARA CONVERSÃO DA CORRENTE EM TENSÃO	42
5.4 TELA DO LABVIEW	43
5.5 DIVISÃO E PLANEJAMENTO DOS ENSAIOS	43
6. RESULTADOS	45
6.1 DADOS COLETADOS DE PRESSÃO EM CADA PONTO	45
6.2 AVALIAÇÃO DO COEFICIENTE DE CONTRAÇÃO, ATRITO E FORNECIMENTO DE ENERGIA (α)	46
6.3 AVALIAÇÃO DO COEFICIENTE DE VAZÃO (μ)	48
6.4 AVALIAÇÃO DO COEFICIENTE DE RESISTÊNCIA (λ)	49
7. CONCLUSÕES	52
8. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	53

NOMENCLATURAS

Letras Grega

α	Coeficiente de contração, atrito e fornecimento de energia [adimensional]
γ	Peso específico do fluido [$kg.m^{-3}$]
Δ	Varição (inicial menos a final)
λ	Coeficiente de resistência [adimensional]
μ	Coeficiente de vazão [adimensional]
ν	Viscosidade cinemática do fluido [$m^2.s$]
ζ	Coeficiente de perda por energia cinética [m]
ρ, ϱ	Massa específica do fluido [$kg.m^{-3}$]
Σ	Somatório
ω	Velocidade angular [rpm]

Letras Latina

A	Área [m^2]
C, \vec{V}	Velocidade média do fluxo [m/s]
d	Diâmetro hidráulico [m]
$d\vec{A}$	Elemento de área para integração [m]
D	Diâmetro do rotor [m]
g	Aceleração da gravidade [$m . s^{-2}$]
h	Altura geométrica [m]

hg	Energia potencial gravitacional [m]
l	Profundidade [m]
L	Comprimento [m]
mca	Metros de coluna d'água
mmca	Milímetros de coluna d'água
n_s	Rotação específica
P_m	Perímetro molhado [m]
p	Pressão [mca]
Δp	Diferença de pressão entre a entrada e saída do labirinto [mca]
Q	Vazão volumétrica [$m^3 \cdot s^{-1}$]
r	Raio [m]
Re_u	Reynolds relacionado a velocidade tangencial [adimensional]
Re_c	Reynolds relacionado a velocidade média do fluxo [adimensional]
rpm	Rotações por minuto
s	Largura do labirinto [m]
T	Período [minutos]
u	Velocidade tangencial [m/s]
U_1	Velocidade periférica ou circunferencial
V_1	Velocidade tangencial
V	Velocidade [m/s]
W_1	Velocidade tangencial relativa
z	Número de dentes [unitário]

Subscritos

<i>I</i>	Entrada de um sistema ou ponto de análise inicial
<i>2</i>	Saída de um sistema ou ponto de análise final
<i>sc</i>	Superfície de volume de controle
<i>e</i>	Indicação da entrada do sistema
<i>s</i>	Indicação da saída do sistema
<i>ec</i>	Energia cinética
<i>at</i>	Atrito
<i>fl</i>	Fluido

LISTA DE FIGURAS

<i>FIGURA 3.1 - Rotor de turbina Francis.</i>	6
<i>FIGURA 3.2 - Modelo de turbina Francis.</i>	6
<i>FIGURA 3.3 - Evolução na forma dos receptores das turbinas Francis.</i>	7
<i>FIGURA 3.4 - Modelo de distribuidor para turbina Francis.</i>	8
<i>FIGURA 3.5 - Diagramas das velocidades no rotor Francis.</i>	9
<i>FIGURA 3.6 - Queda de pressão em um labirinto do tipo plano (direto).</i>	10
<i>FIGURA 3.7- Destaque do labirinto em turbina Francis.</i>	10
<i>FIGURA 3.8 - Labirintos para rotor Francis em função da queda de água.</i>	11
<i>FIGURA 3.9 - Tipos de labirintos: (a) direto; (b) intercalado; (c) degrau convergente; (d) degrau divergente.</i>	11
<i>FIGURA 3.10 - Principais parâmetros geométricos de um labirinto do tipo direto.</i>	12
<i>FIGURA 3.11 - Linhas de corrente em labirintos para quatro tipos de geometrias diferentes.</i>	15
<i>FIGURA 3.12 - Aumento dos dentes em um labirinto de turbina a gás.</i>	16
<i>FIGURA 3.13 - Contato entre o labirinto e parte abrasiva para várias rotações.</i>	16
<i>FIGURA 3.14 - Exames micrográficos realizados nos dentes de vedações tipo labirinto.</i>	17
<i>FIGURA 3.15 - Trajeto de uma partícula de areia em um labirinto de turbina Francis.</i>	17
<i>FIGURA 3.16 - Predição de erosão no labirinto de turbina Francis devido a partículas de areia com diâmetro de 15 μm, 60 μm, 120 μm e 200 μm.</i>	17
<i>FIGURA 3.17 - Fluxo em labirinto do tipo intertravado (a) e tipo degrau (b).</i>	18
<i>FIGURA 3.18 - Energia cinética do regime turbulento em labirinto do tipo intertravado (a) e tipo degrau (b).</i>	19
<i>FIGURA 4.19 - Modelo de placa de orifício.</i>	20
<i>FIGURA 4.20 - Atrito em junta com superfícies cilíndricas.</i>	26
<i>FIGURA 4.21 - Vedação tipo labirinto composto por 3 labirintos: $Z=3$.</i>	27
<i>FIGURA 4.22 - Coeficiente α para labirinto tipo plano com um labirinto.</i>	30
<i>FIGURA 4.23 - Coeficiente α para labirinto tipo plano com mais de um labirinto.</i>	30
<i>FIGURA 4.24 - Coeficiente de resistência em função do número de Reynolds Re_c e Re_u.</i>	31
<i>FIGURA 4.25 – Rotor Francis com indicação da posição da partícula de água.</i>	32
<i>FIGURA 5.26 - Aparato de testes de labirinto.</i>	36
<i>FIGURA 5.27 - Instrumentação instalada.</i>	36

<i>FIGURA 5.28 - Sistema de bombeamento do aparato bancada.....</i>	<i>36</i>
<i>FIGURA 5.29 - Painel de comando (vista externa).....</i>	<i>37</i>
<i>FIGURA 5.30 - Painel de comando (vista interna).....</i>	<i>37</i>
<i>FIGURA 5.31 – Placa de aquisição de dados.</i>	<i>37</i>
<i>FIGURA 5.32 - Micro de leitura dos valores e placa de aquisição de dados.....</i>	<i>37</i>
<i>FIGURA 5.33 - Desenho esquemático do aparato.</i>	<i>38</i>
<i>FIGURA 5.34 - Turbina Francis com detalhe do labirinto.....</i>	<i>41</i>
<i>FIGURA 5.35 - Dimensão do conjunto de testes rotor e câmara.....</i>	<i>41</i>
<i>FIGURA 5.36 - Circuito eletrônico para converter corrente em tensão.....</i>	<i>42</i>
<i>FIGURA 5.37 - Tela do LabView para aquisição de dados.</i>	<i>43</i>
<i>FIGURA 5.38 - Curva de calibração dos sensores hidrostáticos.....</i>	<i>44</i>
<i>FIGURA 6.39 - Rotação versus diferença de pressão para vazão de 0,77m³/h e pressão de entrada de 10,0mca.</i>	<i>46</i>
<i>FIGURA 6.40 - Avaliação de α obtido nos testes versus α calculado de forma teórica.</i>	<i>47</i>
<i>FIGURA 6.41 - Avaliação de μ obtido nos testes versus μ calculado de forma teórica.....</i>	<i>49</i>
<i>FIGURA 6.42 - Avaliação de λ obtido nos testes versus λ calculado de forma teórica.</i>	<i>50</i>

LISTA DE QUADROS

<i>QUADRO 3.1</i>	5
<i>QUADRO 3.2</i>	7
<i>QUADRO 3.3</i>	13
<i>QUADRO 3.4</i>	14
<i>QUADRO 4.5</i>	28
<i>QUADRO 4.6</i>	33
<i>QUADRO 4.7</i>	34
<i>QUADRO 5.8</i>	38
<i>QUADRO 5.9</i>	41
<i>QUADRO 6.10</i>	45
<i>QUADRO 6.11</i>	47
<i>QUADRO 6.12</i>	48
<i>QUADRO 6.13</i>	50

LISTA DE ABREVIATURAS

CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CPH	Centro de Pesquisa Hidráulica
DAQ	<i>Data Acquisition Systems</i>
NI	<i>National Instruments</i>
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais

RESUMO

Turbina hidráulica é uma máquina motriz que transforma a energia hidráulica em energia mecânica. Existe na máquina hidráulica (turbinas) uma fuga de fluido, devido à diferença de pressões entre a entrada, a saída e a tampa do rotor. Essa fuga ocorre através dos labirintos que são peças ou dispositivos utilizados para garantir estanqueidade (vedação), ou pequena fuga de um determinado fluido existente entre parte fixa e móvel de uma turbomáquina. O enfoque deste trabalho é aplicado a labirintos do tipo direto ou também chamado de plano em turbinas hidráulicas do tipo Francis, sendo pouco explorado na literatura. Através de pesquisas bibliográficas, foram estudados os tipos de labirintos e as equações relacionadas ao fluxo de fluido (Q), diferença de pressão (perda de carga) (Δp), coeficiente de vazão (μ), coeficiente de contração do jato fluido e/ou atrito e/ou fornecimento de energia (α) e o coeficiente de resistência (λ). Após levantamento das equações, foram feitos testes em uma bancada de teste de labirinto em rotor de turbina hidráulica patenteada pela Universidade Federal de Minas Gerais, sob o registro BR 10 2019 013739 8, INPI/2019, Brasil (UFMG, 2019) e instalada no Centro de Pesquisas Hidráulicas (CPH) da UFMG. O aparato disposto no CPH simula condições de um labirinto de turbina Francis, permitindo obter a variação das pressões no labirinto em função da variação da vazão e da rotação do rotor da máquina. Foram simuladas condições reais de funcionamento tendo por objetivo comparar os coeficientes (μ , α e λ) obtidos nos testes com os valores calculados de forma teórica descritos nas referências bibliográficas. Os resultados demonstraram que os valores de (μ) e (α) obtidos nos testes estão próximos a valores referenciados nas pesquisas bibliográficas e calculados de forma teórica. O coeficiente (λ) obtido nos testes distanciou bastante dos valores calculados. Entende-se que os vórtices de Taylor e outros fenômenos influenciaram nos resultados de (λ). É importante conhecer os tipos de labirintos e as equações que descrevem cada labirinto para que este seja dimensionado de forma correta para cada aplicação.

Palavras-Chave: *Labirinto, perda de carga, turbinas, Francis.*

ABSTRACT

The hydraulic turbine is a driving machine that converts hydraulic power into mechanical power. There is some fluid loss in the hydraulic machine (turbines) due to a pressure difference between its inlet, outlet and rotor cover. This loss occurs through the labyrinths, which are parts or devices used to assure sealing, or some small loss of specific fluid existing between the fixed and the mobile portions of the turbomachinery. This study focuses on the straight-through type, also known as plane labyrinths in the Francis hydraulic turbines, which is not largely discussed in literature. Through bibliographic research, the types of labyrinths and the equations related to the fluid flow (Q), the pressure difference (head loss) (Δp), the flow coefficient (μ), the fluid jet contraction coefficient and / or friction and / or the power supply (α) and the resistance coefficient (λ) have been studied. After surveying the equations, tests were carried out on a labyrinth test bench on a hydraulic turbine rotor patented by the Federal University of Minas Gerais, under registration BR 10 2019 013739 8 INPI/2019, Brazil (UFMG, 2019) and installed in the UFMG Hydraulic Research Center (CPH). The equipment placed in the CPH simulates conditions in a Francis turbine labyrinth, assessing the pressure variation in the labyrinth according to the flow variation and the rotation of the machinery rotor. Real operating conditions were simulated with the aim of comparing the coefficients (μ , α and λ) obtained in the tests with theoretically calculated values described in literature. The results showed that the values of (μ) and (α) obtained in the tests are close to values referred to in bibliographic research and theoretically calculated. On the contrary, the coefficient (λ) obtained in the tests was quite different from the calculated values. It is believed that Taylor's vortices and other phenomena may have influenced the (λ) results. The conclusion is that it is important to understand the types of labyrinths and the equations that describe each one, so that they are sized correctly for each application.

Keywords: *Labyrinth seal, head loss, turbines, Francis.*

1. INTRODUÇÃO

Segundo Carvalho e Lemos (1970), uma turbina hidráulica é capaz de transformar a energia hidráulica em energia mecânica. Basicamente, uma turbina é composta de dois componentes - rotor e distribuidor. O rotor é um componente móvel, sobre o qual atua a água aduzida pelo distribuidor. É dotado de pás ou de conchas sobre as quais atua a água em escoamento, sendo que as forças decorrentes da velocidade da água originam um conjugado de rotação, que dá ao eixo a potência e o movimento desejado. O distribuidor, componente fixo da turbina, exerce sobre a água uma ação diretriz, que conduz o fluido ao rotor. É sua função também, além de transformar a energia de pressão da água em energia cinética, regular a vazão que flui para o rotor (CARVALHO; LEMOS, 1970). As turbinas podem ser classificadas em radial, axial ou de ação parcial (MACINTYRE, 1983).

Existem diversos tipos de turbinas como por exemplo, Francis, Kaplan, Pelton, Bulbo e outras (MACINTYRE, 1983).

Este trabalho tem como foco o estudo de labirintos que equipam as turbinas tipo Francis. Escolheu-se essa turbina, como objeto de investigação, devido ao seu amplo campo de aplicação e a dificuldade de se encontrar estudos atualizados referentes aos labirintos que fazem parte desse equipamento.

Os labirintos hidráulicos são peças ou dispositivos utilizados para garantir estanqueidade (vedação) ou pequena fuga de um determinado fluido existente entre parte fixa e móvel de uma turbomáquina, como por exemplo na turbina Francis (MACINTYRE, 1983). É um tipo de vedação sem contato, denominada vedação por labirintos ou selo por labirintos (FREITAS, 2012). Este tipo de vedação foi uma inovação introduzida por Charles Algernon Parsons, objetivando reduzir vazamentos entre parte fixa e parte móvel de turbomáquinas (SNECK, 1974; ZHAO, 2012). Diversos autores pesquisaram o comportamento do fluxo nos labirintos, geometrias associadas aos tipos de labirintos, erosão, perda de carga, atrito, fenômenos térmicos e outros (CASTRO, 2018; CASTRO *et. al.*, 2017; DELEBARRE *et. al.*, 2014; DOLAN *et. al.*, 1985; FREITAS, 2012; KIRK e GAO, 2012; MACINTYRE, 1983; MACK *et. al.*, 1999; MAZUR *et. al.*, 2002; PFLEIDERER, 1960; PFLEIDERER e PETERMANN, 1979; SNECK, 1974; SUBRAMANIAN *et. al.*, 2016; WANG *et. al.*, 2007; ZHAO, 2012). Na literatura especializada são encontrados os labirintos do tipo plano, intercalado, degrau convergente e degrau divergente (FREITAS, 2012; PFLEIDERER, 1960; PFLEIDERER e PETERMANN, 1979).

Esta dissertação é composta por 8 capítulos, sendo o Capítulo 1 representado pela introdução onde é apresentado uma breve descrição do tema proposto nesta dissertação bem como a composição

das divisões dos capítulos. De forma a nortear o leitor, o capítulo 2 descreve os objetivos gerais e específicos. O capítulo 3 apresenta uma pesquisa bibliográfica contendo estudos relacionados aos vários tipos de labirintos e não somente aqueles aplicados às turbinas hidráulicas, mas também para turbomáquinas de forma geral que utilizam como fluido de trabalho gás, combustível e ar comprimido. No capítulo 4 apresenta-se a formulação teórica para as equações que regem os labirintos hidráulicos como fluxo de fluido (Q), diferença de pressão (perda de carga) (Δp), coeficiente de vazão (μ), coeficiente de contração do jato fluido e/ou atrito e/ou fornecimento de energia (α) e coeficiente de resistência (λ). Os materiais e métodos são apresentados no capítulo 5. Nele são detalhadas a bancada de testes, as especificações técnicas dos equipamentos utilizados e a divisão e planejamento dos ensaios realizados. O capítulo 6 é dedicado aos resultados. É neste capítulo que são apresentados os dados obtidos nos testes e os resultados obtidos pelas formulações teóricas descritas no capítulo 4. Em seguida apresentam-se análises comparativas entre os valores obtidos. Em penúltimo, o capítulo 7 apresenta as conclusões, e recomendações de forma a dar subsídios para a continuidade de trabalhos futuros. O tema labirinto é amplo e carece de pesquisas e testes variados. Desta forma o capítulo 8 apresenta sugestões de novas pesquisas relacionadas ao tema apresentado nesta dissertação.

2. OBJETIVOS

2.1 Objetivos gerais

Validar as equações levantadas para labirinto do tipo plano usados em turbinas hidráulicas do tipo Francis utilizando aparato de testes denominado “Dispositivo de ensaio do labirinto e sistema para simulação do comportamento de labirintos de turbinas”, patenteado pela Universidade Federal de Minas Gerais, número BR 10 2019 013739 8, INPI/2019, Brasil (UFMG, 2019).

2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos são caracterizados pelos seguintes itens:

- a) Ajustar aparato de teste de labirintos para ser utilizado com labirintos planos;
- b) Realizar testes em aparato de ensaio de labirintos;
- c) Deduzir as equações teóricas para o labirinto do tipo plano de acordo com a literatura;
- d) Correlacionar os resultados analíticos das equações disponíveis na literatura com os obtidos nos testes em laboratório;
- e) Validar as equações e coeficientes obtidos.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Preâmbulo

Neste item de revisão bibliográfica, o objetivo foi coletar e analisar os trabalhos existentes a respeito do tema vedação por labirintos. Existem diversos trabalhos sobre vedação por labirintos aplicados a turbinas que utilizam fluido compressível como gás, ar comprimido e vapor. O enfoque deste trabalho é aplicado a labirintos do tipo plano ou direto em turbinas hidráulicas do tipo Francis, sendo pouco explorado na literatura.

3.1 Turbinas

As turbinas hidráulicas, cuja origem remonta ao ano de 1827, evoluíram de uma forma acelerada e no final do século XIX já se apresentavam como uma solução tecnológica bastante eficiente para a conversão de energia potencial em energia mecânica. De algumas dezenas de cavalos vapor (c.v.) fornecidos pelos modelos primitivos alcançaram, em menos de um século, potências superiores a milhares de quilowatts. Atualmente as grandes turbinas tem potências dezenas de vezes superiores as máquinas do final do século XIX e início do século XX, apesar de sua concepção ter mudado muito pouco nesse período. O cientista do século XVIII Leonard Euler (1707-1783), desenvolveu uma roda de reação com distribuidor fixo, verdadeira precursora da turbina. Ele publicou em 1751 seus primeiros trabalhos sobre turbomáquinas. Credita-se o nome de turbina a Claude Burdim (1790-1873) que publicou sob o título: “Das turbinas hidráulicas ou máquinas rotativas de grande velocidade” (MACINTYRE, 1983).

Classificam-se as turbinas hidráulicas quando ao modo de atuar a água e ao trajeto da partícula de água. Em relação ao modo de atuar a água, existem as turbinas de ação e reação.

As turbinas de ação operam pelo princípio de funcionamento pela ação. A água ao incidir contra o rotor possui quase que exclusivamente energia cinética. Não existe diferença de pressão entre a parte superior e inferior do rotor, onde a pressão é a atmosférica. O rotor não se encontra em contato com o nível inferior da água, pois o rotor está suspenso (CARVALHO; LEMOS, 1970). Nas turbinas de reação, a água ao entrar no rotor está dotada de energia cinética e energia de pressão. Existe uma diferença de pressão entre a parte superior e inferior do rotor. O rotor se encontra em contato com o nível inferior da água (canal de fuga), através do tubo de sucção (CARVALHO; LEMOS, 1970).

Quanto ao trajeto da partícula de água, existem as turbinas do tipo radial, axial e tangencial ou de ação parcial. As turbinas do tipo radial é aquela em que a partícula líquida na sua ação sobre o

receptor mantém-se aproximadamente sobre um plano normal ao eixo da turbina (MACINTYRE, 1983). Nas turbinas axiais, as partículas líquidas percorrem trajetórias contidas em superfícies cilíndricas de revolução em torno do eixo da turbina (MACINTYRE, 1983). Na turbina tangencial ou de ação parcial: A água é projetada sob a forma de um jato sobre um número limitado de pás do receptor (MACINTYRE, 1983).

O QUADRO (3.1) apresenta o comparativo das classificações das turbinas hidráulicas.

QUADRO 3.1
Comparativo das classificações das turbinas.

Classificação	Tipo	Observação
Radial	Girard, Fourneyron	Centrífuga ou exterior - Obsoleta
	Francis lenta	Centrípeta ou interior
Axial	Jonval, Fontaine	Obsoletas
	Hélice (propeller)	Em uso
	Kaplan	Em uso
	Tubular, Bulbo, Straflo	Em uso
Misto ou diagonal	Francis normal, rápida e extra-rápida	-
	Dériez	Semelhante a Francis rápida, porém as pás do receptor são orientáveis de modo semelhante ao da Kaplan
Tangencial ou ação parcial	Girard	Obsoleta
	Schwamkrug	Obsoleta
	Zuppinger	Obsoleta
	Michel	Em uso
	Banki	Em uso
	Pelton	Em uso (mais comum)

FONTE - Próprio autor.

3.1.1 Turbina Francis

O enfoque deste trabalho será para turbinas Francis, sendo este tipo de turbina amplamente utilizada e carente de estudos relacionados a labirintos hidráulicos.

James Bicheno Francis (1815-1892) nascido na Inglaterra foi o desenvolvedor das turbinas Francis (LOWELL, 2020). Propôs métodos científicos para testar máquinas hidráulicas e foi membro da Sociedade Americana de Engenheiros Civis (LOWELL, 2020). Em 1874 ficou encarregado de estudar uma turbina para o aproveitamento energético do desnível de um rio, tendo como foco uma máquina centrípeta de Samuel Dowd (1804-1879) (LOWELL, 2020). A turbina levou o nome de Francis por ter realizado modificações na máquina de Dowd, sendo estas modificações bastantes

relevantes (JUNIOR, 2015). Estas turbinas são as mais comuns em uso atualmente. Normalmente são projetadas para operar a uma velocidade constante em torno de um ponto de melhor operação (HECKELSMUELLER, 2015). São equipamentos com velocidade específica (n_s) maior que as turbinas Pelton. Trabalham no intervalo de rotação de 21 até 120 rpm e quedas de até 600m, sendo que o volume de fluxo é limitado por considerações de cavitação (PFLEIDERER; PETERMANN, 1979).

As turbinas Francis são rigorosamente centrípetas e utilizam tubo de sucção (também chamado de tubo de aspiração, difusor ou tubo recuperador) para conduzir a água na descarga da turbina. O ganho na energia cinética na saída do rotor e no desnível geométrico entre a saída do rotor e o nível de água no poço é obtido utilizando-se do tubo de sucção, sendo que este tubo permite que a água escoe de forma contínua ao invés de ser descarregada de forma abrupta na atmosfera (JUNIOR, 2015; MACINTYRE, 1983). As FIG 3.1 e 3.2 apresentam um modelo típico de uma turbina Francis.



FIGURA 3.1 - Rotor de turbina Francis.
FONTE - Hidro Energia (2020).

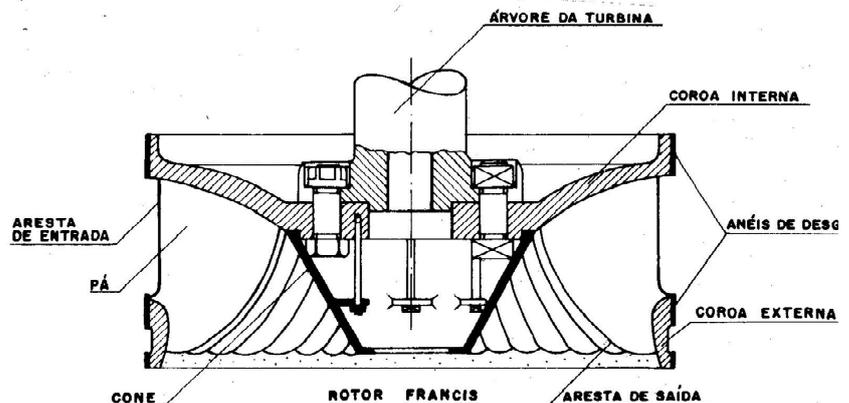


FIGURA 3.2 - Modelo de turbina Francis.
FONTE – Macintyre (1983, p. 136).

Neste tipo de turbina, o receptor fica internamente ao distribuidor, de modo que a água ao atravessar o rotor aproxima-se constantemente ao eixo. O formato do receptor foi evoluindo à medida que se procurava aumentar sua velocidade específica (n_s) e se ampliavam a faixa de valores de queda. Conforme os valores da descarga, da queda e do número de rotações, estas grandezas definiram a velocidade específica (n_s) que caracteriza o formato do rotor adequado a cada caso de instalação (MACINTYRE, 1983). A velocidade específica designada por (n_s) representa o número específico de rotações por minuto de uma turbina unitária e de todas as que lhe foram geometricamente semelhantes (MACINTYRE, 1983). Uma turbina unitária é uma denominação dada a uma turbina geometricamente semelhante a esta própria turbina, e que, sob a queda disponível de 1,0 metros fornece a potência útil de 1,0 cv, funcionando em condições análogas (MACINTYRE, 1983).

A FIG 3.3 demonstra a evolução na forma dos receptores das turbinas.

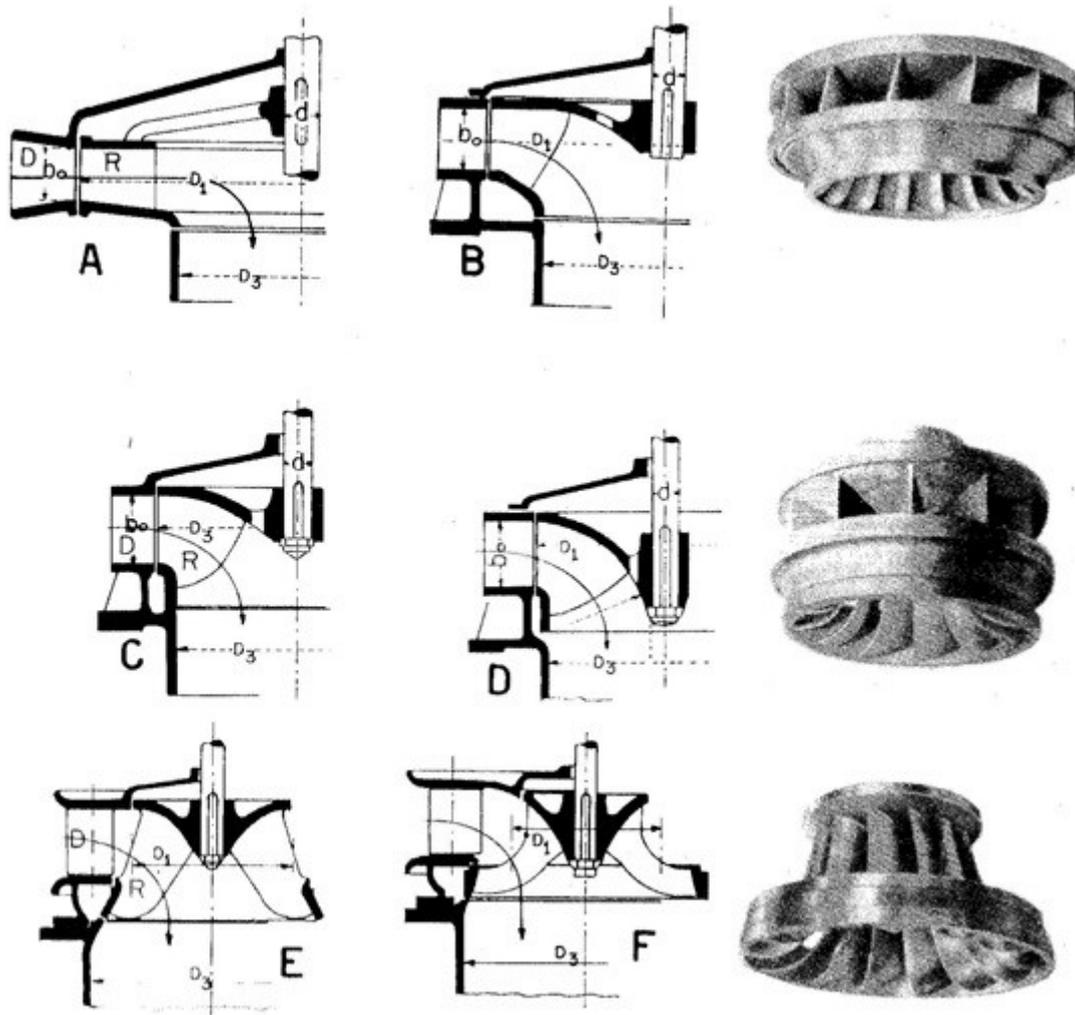


FIGURA 3.3 - Evolução na forma dos receptores das turbinas Francis.
 FONTE – Macintyre (1983, p. 35). Adaptado.

As configurações descritas em “A” e “B” são caracterizadas por turbinas lentas (baixo n_s), “C” e “D” normais, “E” rápidas e “F” extra rápida ou ultra rápida (n_s elevado).

Encinas (1975), classificou as turbinas em função da velocidade específica (n_s) como pode ser visto no QUADRO (3.2):

QUADRO 3.2
 Classificação das turbinas segundo Encinas

Tipo	Rotação específica
Lentas	$55 < n_s < 120$ rpm
Normais	$120 < n_s < 200$ rpm
Rápidas	$200 < n_s < 300$ rpm
Extra rápida	$300 < n_s < 450$ rpm

FONTE – Encinas (1975).

Através de uma ação de comando acoplada a um dispositivo chamado distribuidor é possível, para cada valor de descarga, ajustar o ângulo mais conveniente de entrada da água no receptor, fazendo com que o escoamento varie para a máxima admissão ou fechamento total, obtendo desta forma um escoamento com um mínimo de perdas hidráulicas (MACINTYRE, 1983). Na FIG 3.4 é apresentado um esquema do distribuidor em sua concepção mais comum.

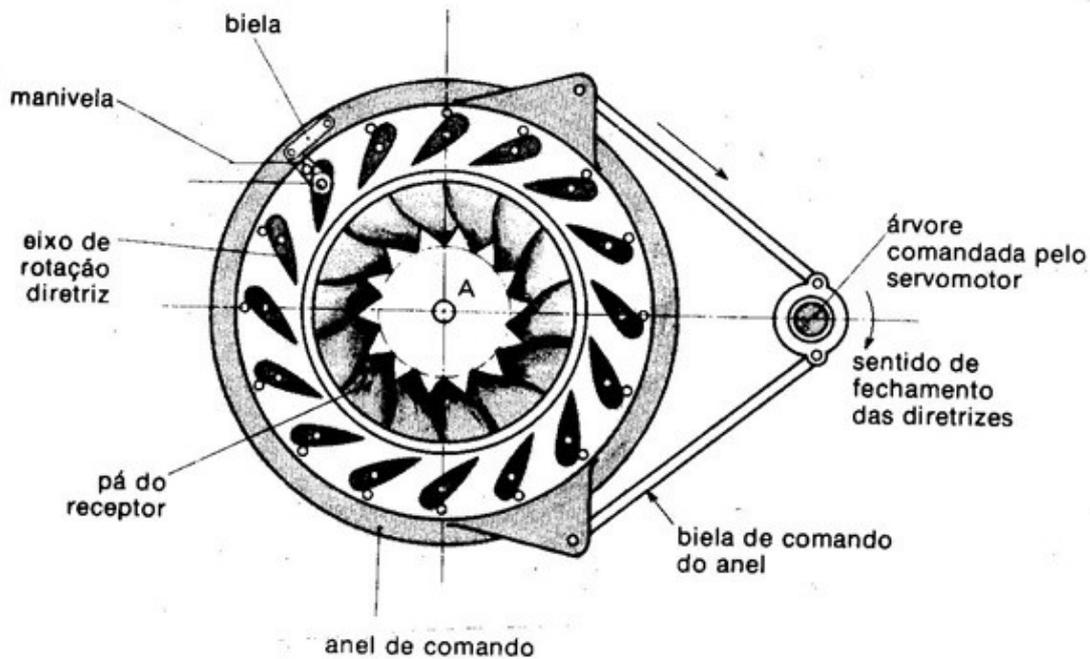


FIGURA 3.4 - Modelo de distribuidor para turbina Francis.
 FONTE - Macintyre (1983, p. 37).

De uma forma simplificada, conforme FIG 3.5, a água penetra no rotor com uma velocidade V_1 tangencial à pá do distribuidor. Em relação à pá do receptor à entrada, possui velocidade relativa W_1 , tangencial ao início da pá. O ponto 1 da pá do receptor que coincide com a partícula líquida, à entrada, tem uma velocidade no seu movimento de rotação (velocidade periférica ou circunferencial ou de arrastamento – U_1). Desses movimentos, as componentes resultam em movimento absoluto da partícula em relação a base da turbina (sistema fixo), de forma que a velocidade absoluta V_1 é a resultante geométrica da velocidade relativa W_1 com a velocidade periférica U_1 , resultando então a EQUAÇÃO (3.1) a seguir (MACINTYRE, 1983).

$$\vec{V}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U}_1 \quad (3.1)$$

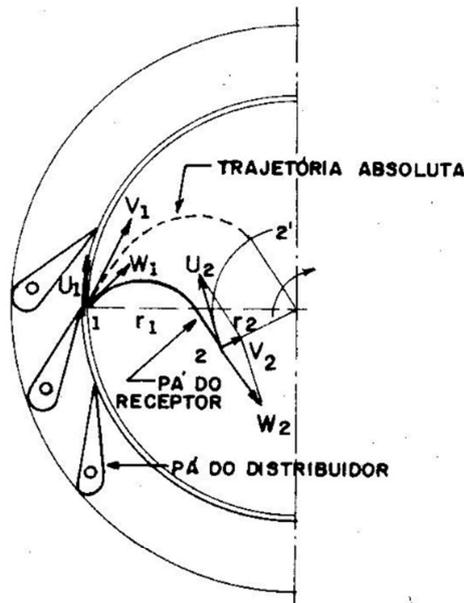


FIGURA 3.5 - Diagramas das velocidades no rotor Francis.
 FONTE – Macintyre (1983, p. 39).

3.2 Labirintos hidráulicas

Os labirintos hidráulicos são dispositivos que visam a vedação ou uma fuga muito pequena do fluido de trabalho da turbomáquina, entre a parte fixa e móvel (MACINTYRE, 1983). É um tipo de vedação sem contato, denominada vedação por labirintos ou selo por labirintos (FREITAS, 2012).

A vedação por selo do tipo labirinto é a principal vedação para turbomáquinas, sendo utilizada amplamente por mais de 100 anos. Esta adoção é devido a simplicidade de utilização, confiabilidade e custo baixo (ZHAO, 2012). Esta vedação foi uma inovação em conjunto com o desenvolvimento da turbina a vapor perto da virada do século. O objetivo era reduzir vazamentos entre a parte fixa e a parte móvel de turbomáquinas. A ideia principal era impor um trajeto tortuoso com uma série de restrições para passagem do fluxo do fluido de trabalho objetivando queda de pressão entre as regiões de alta pressão para regiões de baixa pressão. Através do trajeto tortuoso, a energia da pressão seria convertida em energia cinética que então seria dissipada (SNECK, 1974; ZHAO, 2012). A FIG 3.6 demonstra a queda de pressão em um labirinto do tipo direto (plano ou em anel cilíndrico).

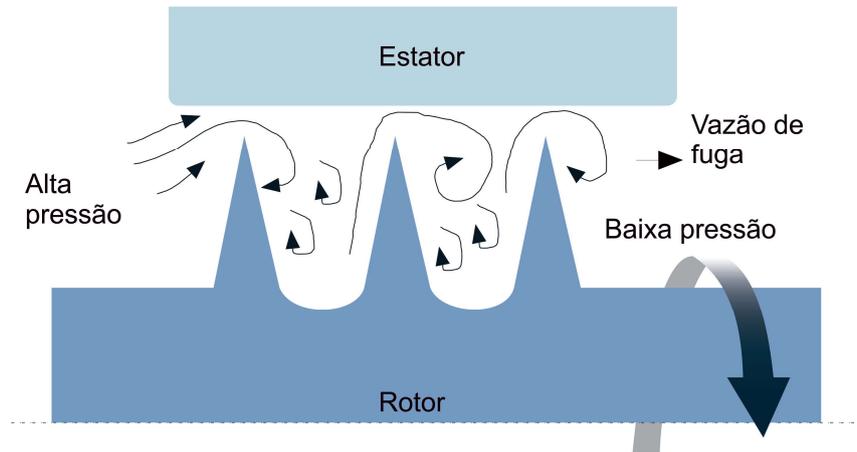


FIGURA 3.6 - Queda de pressão em um labirinto do tipo plano (direto).
 FONTE - Aviation Dictionary (2020). Adaptado.

Estes caminhos tortuosos são chamados de labirintos, que são peças ou dispositivos que visam obter a estanqueidade, ou melhor dizendo, conseguem uma fuga de água (ou fluido) muito pequena (MACINTYRE, 1976). Em turbinas hidráulicas, objeto dessa investigação, os labirintos são os interstícios formados pelos pares de anéis de desgaste fixo e móvel que estão posicionados de modo que tenham à função de vedação sem contato, fazendo com que os anéis tenham a menor distância entre a parte rotativa e fixa do rotor da turbina, resultando assim em uma pequena vazão (FREITAS, 2012). No caso de turbinas Francis, a fuga se verifica na periferia dos rotores Francis, entre a entrada do rotor e o tubo de sucção, e entre o rotor e a tampa superior. A vedação é obtida impondo um valor pequeno para a folga radial (entre 0,5 a 2 mm) ou empregando-se labirintos ou chicanas (FREITAS, 2012) conforme FIG 3.7.

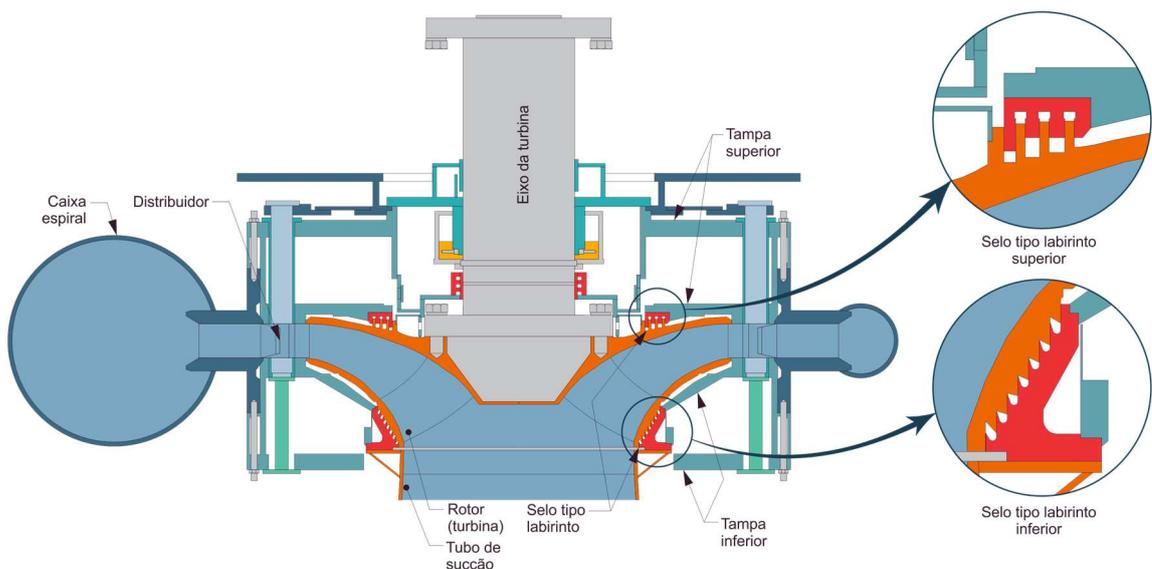


FIGURA 3.7- Destaque do labirinto em turbina Francis.
 FONTE – Koirala *et. al.* (2015, p. 5). Adaptado.

A medida que a carga disponível (queda líquida) varia na entrada da máquina, os labirintos modificam-se como indicado pelo retângulo pontilhado apresentado na FIG 3.8.

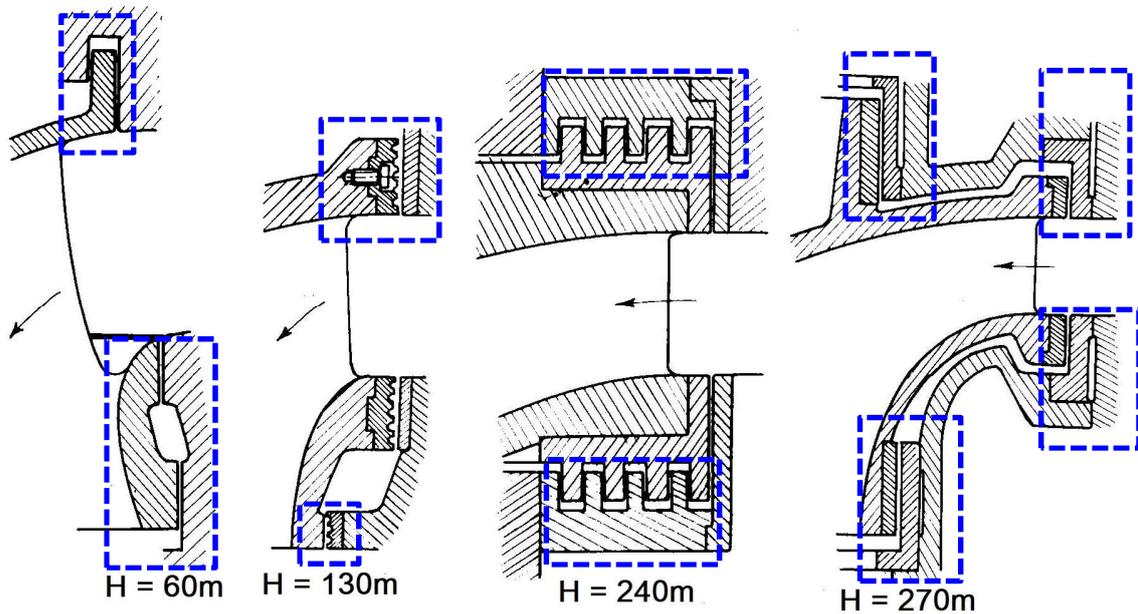


FIGURA 3.8 - Labirintos para rotor Francis em função da queda de água.
 FONTE – Macintyre (1983, p. 641). Adaptado.

Observa-se, que à medida que a carga na entrada H aumenta, a geometria do labirinto é modificada, onde a carga H é o desnível geométrico entre o nível de água na tomada d'água até o rotor Francis deduzindo as perdas de energia ao longo do trecho. Esta carga H também pode ser definida como queda líquida. Encontram-se na literatura especializada labirintos do tipo direto, intercalado, degrau convergente e degrau divergente (*straight-through, staggered, stepped converged and stepped diverged*) (FREITAS, 2012). A FIG 3.9 apresenta os labirintos supracitados.

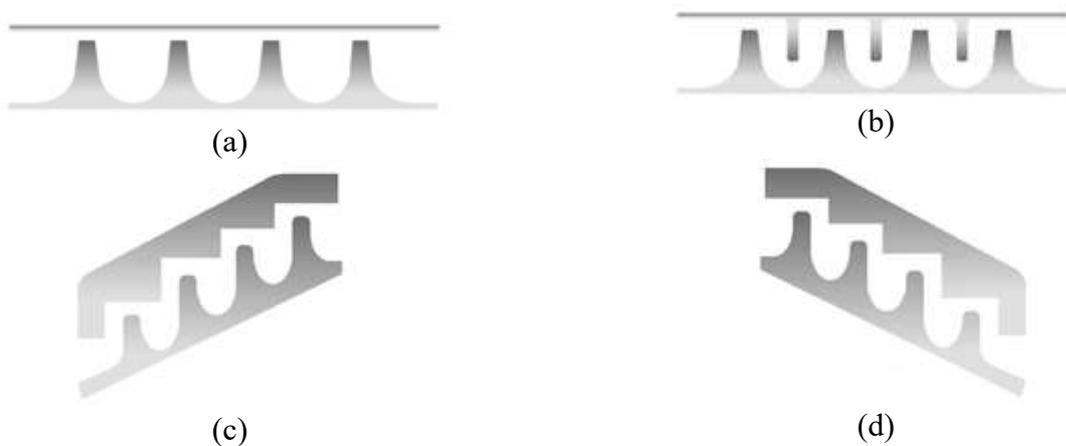


FIGURA 3.9 - Tipos de labirintos: (a) direto; (b) intercalado; (c) degrau convergente; (d) degrau divergente.
 FONTE – Freitas (2012, p. 26).

Algumas referências tratam o labirinto tipo direto como plano ou em anel cilíndrico. Quando se tem mais de uma restrição, é denominado selo do tipo labirinto com vários labirintos (PFLEIDERER; PETERMANN, 1979), que é o caso da FIG 3.9. A configuração intercalada, assim como a convergente e divergente, possibilita maior controle do vazamento de um lado ao outro do labirinto. O projeto de um selo do tipo de labirinto, é realizado através da determinação dos números de dentes e cavidades, bem como do dimensionamento do comprimento deles. Os principais parâmetros geométricos de interesse são: a espessura do dente t_d , o passo l , a altura do dente h , folga radial c , ângulo de inclinação do dente β , raio interno r_i , raio externo r_o e o raio do dente r_{dente} . A FIG 3.10 detalha os parâmetros para um labirinto composto por várias seções. As condições de escoamento também possuem forte influência sobre o desempenho de um selo do tipo labirinto (FREITAS, 2012).

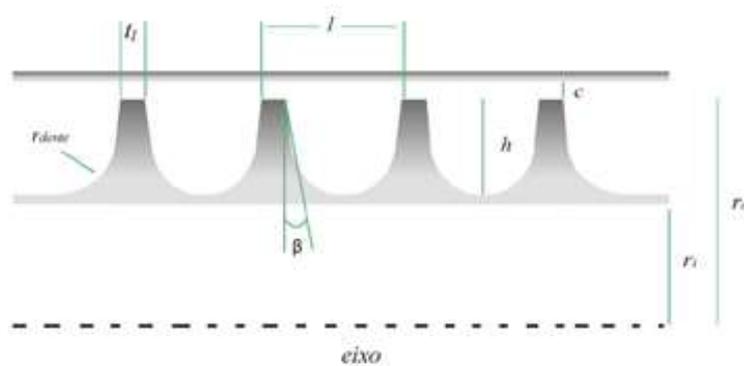


FIGURA 3.10 - Principais parâmetros geométricos de um labirinto do tipo direto.
 FONTE – Freitas (2012, p. 27).

3.3 Estudos anteriores

Diversos autores realizaram pesquisas tendo por objetivo avaliarem o comportamento do fluxo do fluido nos labirintos bem como a sua durabilidade (CASTRO, 2018; CASTRO *et. al.*, 2017; DELEBARRE *et. al.*, 2014; DOLAN *et. al.*, 1985; FOX *et. al.*, 2006; FREITAS, 2012; KIRK e GAO, 2012; MACINTYRE, 1983; MACK *et. al.*, 1999; MAZUR *et. al.*, 2002; NETO *et. al.*, 2015; PFLEIDERER; PETERMANN, 1979; SNECK, 1974; SUBRAMANIAN *et. al.*, 2016; ZHAO, 2012). Os estudos referem-se à determinação do fluxo do fluido no labirinto, a perda de carga nos labirintos, os diferentes tipos e geometrias, atritos devido ao contato entre a parte fixa e móvel, erosão devido a partículas sólidas presentes no fluido de trabalho, fenômenos térmicos e outros que podem ocorrer no interior dos labirintos. Na maioria das referências pesquisadas, os autores focaram em líquidos compressíveis, direcionando os estudos para turbinas a gás e vapor (CARVALHO; LEMOS, 1970; DELEBARRE *et. al.*, 2014; FREITAS, 2012; KIRK; GAO, 2012; MAZUR *et. al.*, 2002; PFLEIDERER, 1960; PFLEIDERER; PETERMANN, 1979; SUBRAMANIAN *et. al.*, 2016). Esta

dissertação apresenta estudos relacionados a líquidos incompressíveis, como por exemplo água, utilizada em turbinas hidráulicas e bombas. O QUADRO (3.3) apresenta um resumo geral do tema central da pesquisa de cada autor.

QUADRO 3.3
Pesquisas relacionadas ao tema

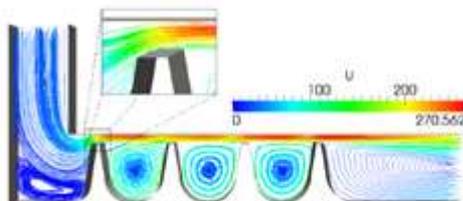
TEMA PRINCIPAL	FLUIDO	REFERÊNCIA
Tipos de labirintos aplicados em turbinas e bombas.	Água/Gás	Macintyre (1983)
Estudos de equações para vedações do tipo labirinto.	Água/Gás	Pfleiderer e Petermann (1979)
Análise do poder abrasivo da casca do “Limnoperma Fortunei” em labirintos hidráulicos de turbina Francis.	Água	Castro <i>et. al.</i> (2017)
Estudos de labirintos em turbina Francis.	Água	Zhao (2012)
Teoria das vedações tipo labirinto analisadas pela termodinâmica e mecânica dos fluidos.	-	Sneck (1974)
Perda de carga em labirintos sob pressão.	Água	Castro <i>et. al.</i> (2017)
Influência da variação de geometria do labirinto sobre o fluxo mássico de ar.	Gás	Freitas (2012)
Influência de vórtices em vedações por labirintos.	Gás	Kirg e Gao (2012)
Fissuras nas vedações tipo labirinto e seleção de novos materiais.	hidrogênio líquido	Dolan <i>et. al.</i> (1985)
Avaliações roto dinâmicas devido a rotações em labirintos, explorando o tema referente ao aumento dos dentes.	Gás	Sobramanian <i>et. al.</i> (2016)

QUADRO 3.4
Pesquisas relacionadas ao tema

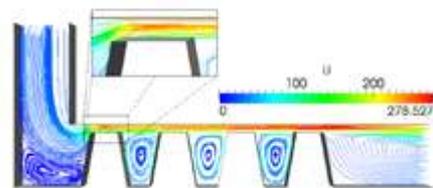
TEMA PRINCIPAL	FLUIDO	REFERÊNCIA (conclusão)
Avaliação da interação de alta velocidade entre vedação do tipo labirinto com revestimento abrasivo para motor turbo.	Gás	Delebarre <i>et. al.</i> (2014)
Presença de partículas no fluxo de água como causador de degradação abrasiva do labirinto.	Água	Mack <i>et. al.</i> (1999)
Ocorrência de erosão devido a partículas duras de silício, enxofre, fósforo e outros elementos presentes no vapor.	Vapor	Mazur <i>et. al.</i> (2002)
Comportamento do fluxo de água em função da geometria dos dentes em labirintos do tipo intertravado e tipo degrau.	Água	Wang <i>et. al.</i> (2007)
Estudos de equações para vedações do tipo labirinto.	Água/Gás	Pfleiderer (1960)

FONTE – Próprio autor.

Freitas (2012) realizou simulações em CFD para labirintos do tipo plano utilizados em turbinas a gás, tendo o objetivo de investigar a influência da variação de geometria sobre o fluxo mássico de ar, realizando modificações geométricas da cavidade, comprimento do dente e adição de ranhuras. A FIG 3.11 ilustra as modificações realizadas e como consequência o comportamento do fluxo de ar, indicando as linhas de corrente e magnitude de velocidade. Em cada figura é detalhado o comportamento do fluxo ao passar pela cavidade modificada.



(a)



(b)



FIGURA 3.11 - Linhas de corrente em labirintos para quatro tipos de geometrias diferentes.
 FONTE – Freitas (2012, p. 74).

Freitas (2012) adotou quatro tipos de geometrias diferentes para analisar o comportamento do fluxo tendo reduzido o comprimento do dente (FIG 3.11-a), cavidade modificada para tipo reto (FIG 3.11-b), comprimento do dente reduzido e cavidade reta (FIG 3.11-c) e por último, a inclusão de ranhura a montante do dente (FIG 3.11-d). Em todos os resultados, verifica-se que existe um turbilhonamento do fluido logo na entrada do labirinto. Este fato deve-se a curva de 90° existente. À medida que o comprimento do dente é reduzido, percebe-se um aumento na área de expansão do fluido, obtendo então a redução do coeficiente de descarga (FIG 3.11-c). O labirinto com cavidade circular apresentou um menor turbilhonamento, porém a velocidade do fluido se manteve semelhante as demais geometrias. As ranhuras apresentadas na FIG 3.11-d permitiram uma contração do fluido, resultando em uma queda no coeficiente de descarga. A expansão do fluido seguido por uma contração aumenta a perda de carga no labirinto (FREITAS, 2012).

Kirk e Gao (2012) avaliaram a influência do pré turbilhonamento ou também chamados de vórtices nas características de vedações por labirintos em turbinas a gás. Observaram que os vórtices gerados no labirinto podem influenciar significativamente na estabilidade do mancal do rotor. Os resultados mostraram que um aumento na taxa do pré turbilhonamento levou a diminuição na estabilidade do rotor. As análises foram feitas também por meio de *Computational Fluid Dynamics* (CFD).

Dolan *et al.* (1985) pesquisaram fissuras observadas nas vedações tipo labirinto em bombas de alta pressão para combustíveis do motor principal de ônibus espacial em casos ocasionados por atrito entre o labirinto e o hidrogênio líquido.

Em um experimento com situações semelhantes a bomba de combustível e utilização de liga de titânio no labirinto, verificou que as trincas em liga de titânio ocorreram em situações em que ciclos térmicos eram repetidos em uma ampla faixa de temperatura, semelhante ao atrito na bomba de combustível de hidrogênio líquido. Materiais alternativos foram avaliados para aprimorar as vedações do tipo labirinto. Em particular, o grafite de alumínio pulverizado a plasma é melhor que ao com vedações de liga de alumínio do ponto de vista de atrito.

Subramanian *et. al* (2016) estudaram avaliações roto dinâmicas devido a rotações em labirintos de turbinas a gás, explorando o tema referente ao aumento dos dentes dos labirintos do tipo plano devida a forças centrífugas (*centrifugal growth*). Pelo tema ser escasso, optou por focar no impacto que as forças centrífugas causam nos labirintos. Em uma simulação por CFD, observou um aumento significativo nos dentes, estando em torno de 0,0293 mm conforme FIG 3.12 .

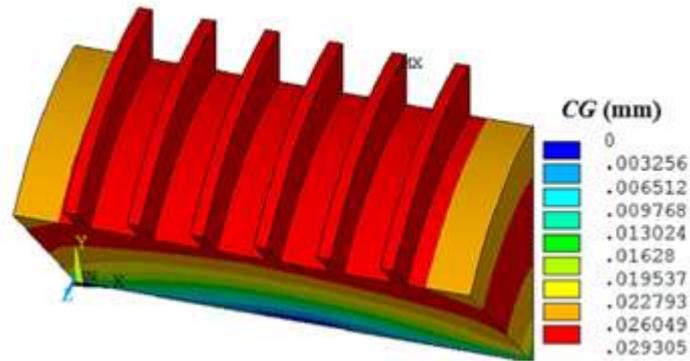


FIGURA 3.12 - Aumento dos dentes em um labirinto de turbina a gás.
 FONTE - Subramanian *et. al.* (2016, p. 354).

Delebarre *et al.* (2014) realizaram experimentos para avaliar a interação de alta velocidade entre vedação do tipo labirinto com revestimento abrasivo para motor turbo conforme FIG. 3.13. Os autores simularam para várias rotações e observaram que ao longo dos testes ocorre uma área de contato, explicada talvez por fenômenos térmicos.

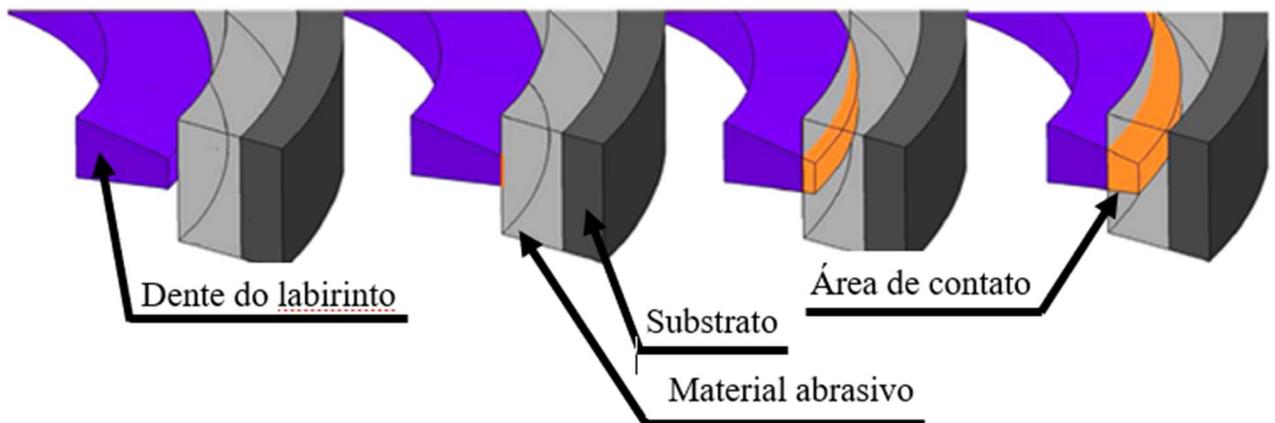


FIGURA 3.13 - Contato entre o labirinto e parte abrasiva para várias rotações.
 FONTE - Delebarre *et. al.* (2014, p. 112). Adaptado.

Esta área de contato foi em função do alongamento da ranhura ou dente do labirinto, havendo também deformação plástica próxima a base do dente. Os exames micrográficos da FIG 3.14 detalham o alongamento do dente, sendo que inicialmente o dente possuía altura de 200 μm e largura

da base de 403 μm . Após início do experimento, o dente alongou-se para um comprimento de 280 μm e base de 420 μm . Com isso concluiu-se que a velocidade de rotação influencia na interação entre a vedação do tipo labirinto com o material de base (revestimento) e portanto os materiais devem ser melhor avaliados para fabricação de labirintos (DELEBARRE *et al.* 2014).

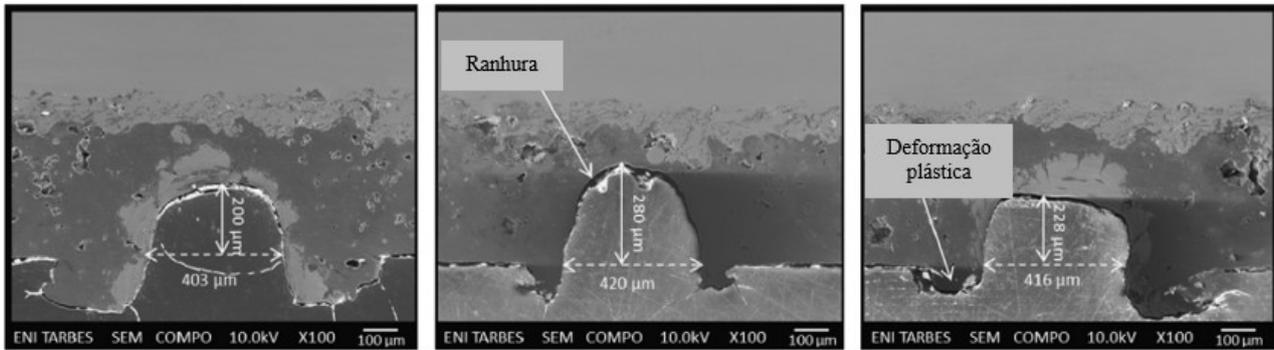


FIGURA 3.14 - Exames micrográficos realizados nos dentes de vedações tipo labirinto.
 FONTE - Delebarre *et al.* (2014, p. 116). Adaptado.

No caso de turbinas hidráulicas, a presença de partículas no fluxo de água causa degradação abrasiva do labirinto. Mack *et al.* (1999) também realizaram experimentos para avaliar a degradação do labirinto devido a partículas presentes no fluxo correlacionando com a velocidade de rotação do rotor. Mack *et al.* (1999) simularam o trajeto de uma partícula de areia de dimensão de 200 μm conforme FIG 3.15 e a predição de erosão para partículas de 15 μm , 60 μm , 120 μm e 200 μm descritas na FIGURA 3.16.

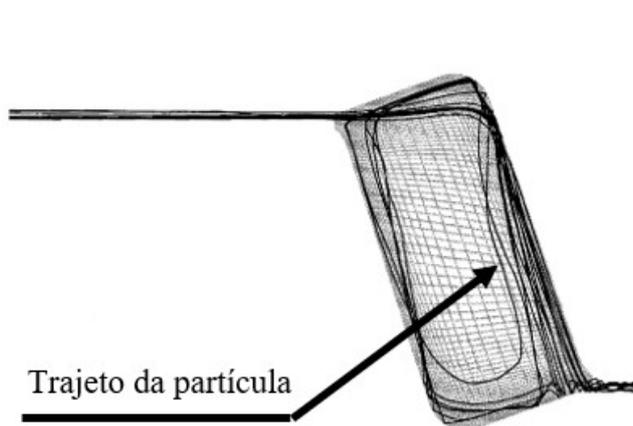


FIGURA 3.15 - Trajeto de uma partícula de areia em um labirinto de turbina Francis.
 FONTE - Mack *et al.* (1999, p. 688).

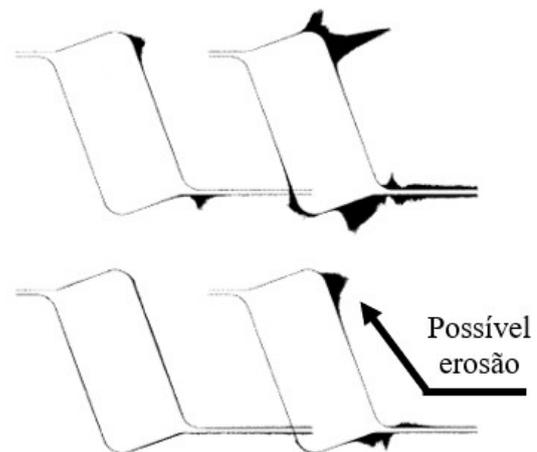


FIGURA 3.16 - Predição de erosão no labirinto de turbina Francis devido a partículas de areia com diâmetro de 15 μm , 60 μm , 120 μm e 200 μm .
 FONTE - Mack *et al.* (1999, p. 688).

A FIG 3.15 demonstra o trajeto que uma partícula de areia percorre em um labirinto. Observa-se que o trajeto é feito contornando toda a periferia do labirinto.

Conforme demonstrado na FIG 3.16, os locais de possíveis erosões ocorrem em regiões de interface da partícula de areia com a periferia, justamente devido ao choque contra a parede do labirinto. Verificou-se então que o processo de erosão é forte e depende do tamanho das partículas, geometria do labirinto e velocidade de rotação do rotor.

Em turbinas térmicas também ocorre erosão no labirinto. Mazur *et al.* (2002) investigaram este fenômeno em turbinas com potência de 110 MW. A erosão ocorre devido a partículas duras de silício, enxofre, fósforo e outros elementos presentes no vapor, oriundos de contaminação. Mazur *et al.* (2002) concluíram que o choque das partículas está relacionado com a velocidade com que são arremessadas, correlacionadas com a velocidade de rotação do rotor e com a geometria do labirinto.

Em seus trabalhos, Mazur *et al.* (2002) propuseram a instalação de um defletor, tendo por objetivo reduzir a velocidade das partículas, diminuindo então o choque contra o labirinto. Os resultados foram positivos, conseguindo cerca de 80% de redução da erosão.

Wang *et al.* (2007) conduziram os estudos para avaliar a influência do arranjo dos dentes no fluxo em dois tipos de labirintos utilizados entre a carcaça e o eixo de uma turbomáquina. Os tipos de labirintos analisados foram o tipo intertravado e tipo degrau, representados pela FIG 3.17.

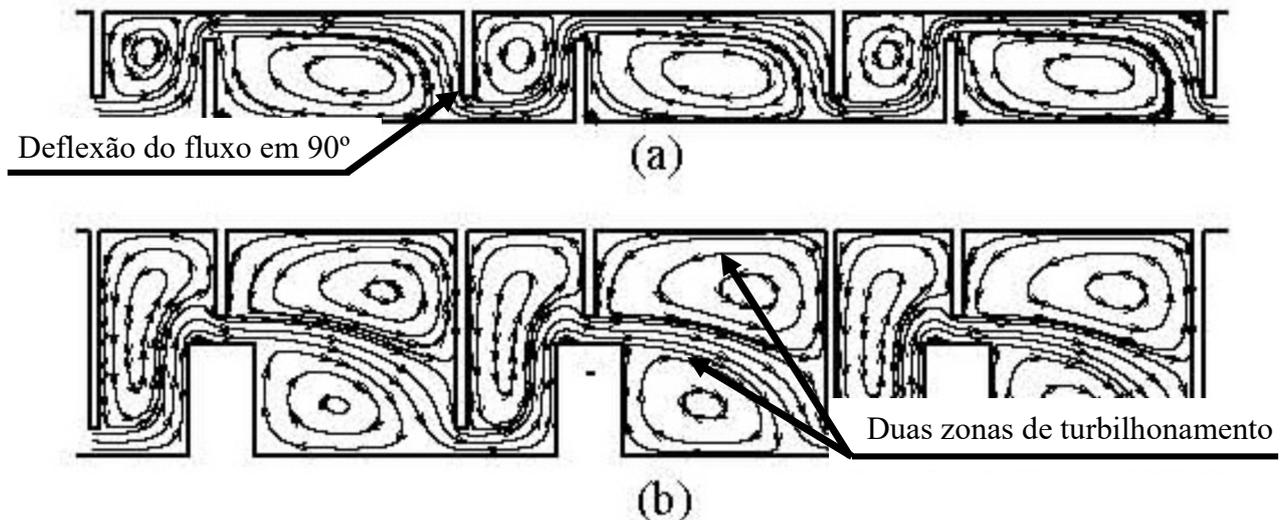


FIGURA 3.17 - Fluxo em labirinto do tipo intertravado (a) e tipo degrau (b).
FONTE - Wang *et al.* (2007, p. 110). Adaptado.

No labirinto tipo intertravado, Wang *et al.* (2007) observaram que o fluxo é defletido em aproximadamente 90° pelo dente do labirinto quando passado de uma cavidade para outra. Já no tipo degrau, a deflexão não é aproximadamente maior que 90° e ocorrem duas zonas de turbilhonamento em cada cavidade (WANG *et al.* 2007).

A FIG 3.18 ilustra a energia cinética proveniente do regime turbulento quando o fluxo é conduzido de uma cavidade para outra.

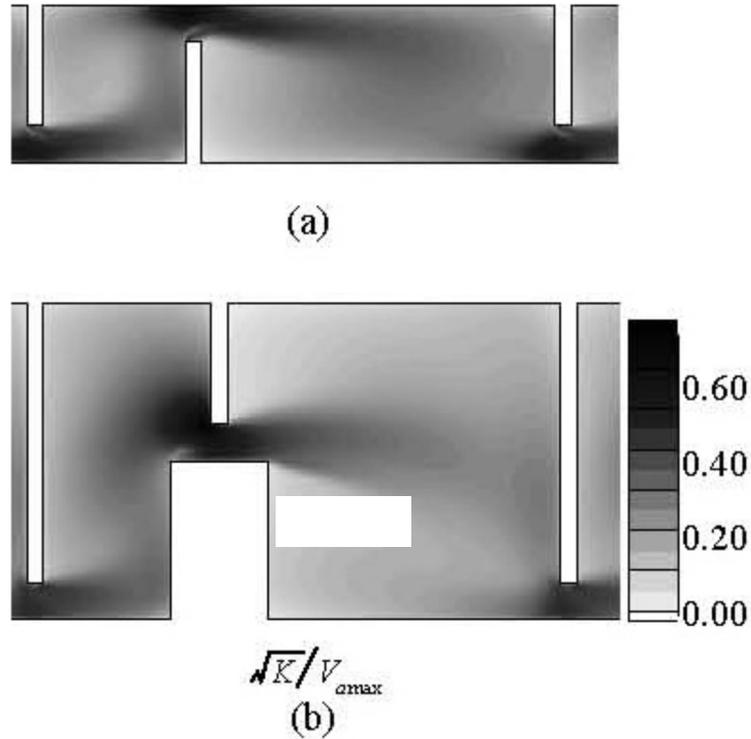


FIGURA 3.18 - Energia cinética do regime turbulento em labirinto do tipo intertravado (a) e tipo degrau (b).

FONTE - Wang *et. al.* (2007, p. 111).

Wang *et al.* (2007) observaram que no labirinto intertravado, a energia cinética é maior na interface entre o dente e a periferia da vedação. No tipo degrau, é maior entre dois dentes. Wang *et. al.* (2007) afirmaram que sem dúvida a compreensão aprofundada da influência dos dentes no arranjo no fluxo de vazamento é de grande importância.

4. FORMULAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo, serão apresentadas as formulações teóricas para determinação do coeficiente de vazão (μ), coeficiente de contração do jato fluido e/ou atrito e/ou fornecimento de energia (α) e o coeficiente de resistência (λ)

4.1 Fluxo no labirinto

Para determinar a equação que rege o fluxo no labirinto, será necessário utilizar-se das equações de balanço de energia de um fluido denominado equação de Bernoulli (FOX *et. al.*, 2006; PFLEIDERER, 1960) e equação da conservação de massa que relaciona o fluxo de um fluido com a área e velocidade de um volume de controle (FOX *et. al.*, 2006).

Um modelo de placa de orifício será utilizado para correlacionar a equação de Bernoulli com a equação da conservação de massa, conforme FIG 4.19.

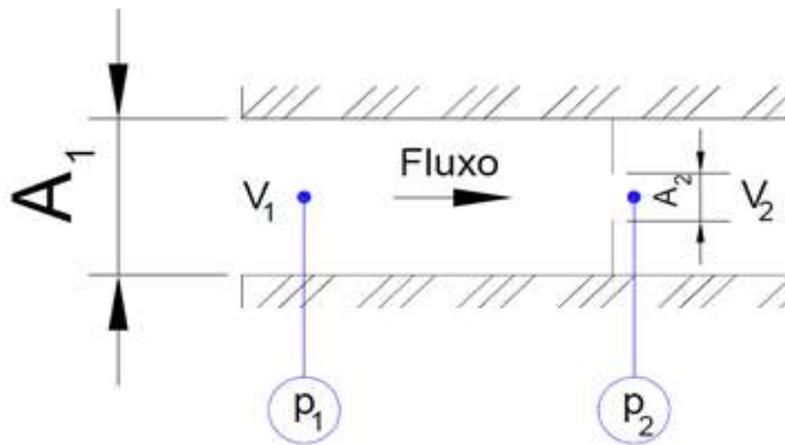


FIGURA 4.19 - Modelo de placa de orifício.
FONTE - Próprio autor.

Nesta figura, é apresentado um conduto onde o fluxo está no sentido da seção A_1 para A_2 , sendo que a seção A_2 representa uma placa de orifício. O fluido aduzido pela seção A_1 sofre aumento de velocidade $V_2 > V_1$ ao passar pela seção A_2 e conseqüentemente um decréscimo de pressão, resultando em $p_2 < p_1$.

Para relacionar as grandezas descritas na FIG 4.19, será utilizada a equação de Bernoulli conforme descrita na EQUAÇÃO (4.1), em que é demonstrado o comportamento do fluido entre dois

pontos de uma linha de corrente para escoamento incompressível em um mesmo nível geométrico onde há redução de área. É realizado o balanço de igualdade entre as energias de um fluido em seu fluxo: energia potencial gravitacional hg devido a carga do fluido, energia cinética devido a velocidade do fluido $\frac{v^2}{2g}$ e energia de pressão $\frac{p}{\gamma}$ devido a pressão do fluido (MUNSON *et. al.*, 2004).

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + hg_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + hg_2 \quad (4.1)$$

Como o sistema ilustrado pela FIG 4.19 não apresenta diferença de posicionamento (altura) entre a seção 1 e seção 2, o termo “ hg ” da EQUAÇÃO (4.1) será cancelado, resultando então na EQUAÇÃO (4.2) de Bernoulli que será utilizada na dedução da equação do fluxo em labirintos.

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (4.2)$$

Para relacionar a equação de Bernoulli com o volume de controle analisado para obtenção do fluxo em função da velocidade de escoamento e área analisada, é necessário introduzir o conceito da conservação de massa. Este conceito é um princípio físico ao qual aplica-se a relação entre as formulações de sistema e de volume de controle: A massa de um sistema permanece constante (FOX *et. al.*, 2006).

Para um volume de controle não deformável, de forma e tamanhos fixos, volume constante e escoamento incompressível através de um volume de controle fixo é dado pela EQUAÇÃO (4.3), denominada taxa de fluxo de volume ou vazão em volume (FOX *et. al.*, 2006).

$$\int_{SC} \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (4.3)$$

Sendo \vec{V} a velocidade média em relação a superfície do volume de controle (SC) e $d\vec{A}$ o elemento de área de integração.

Para um escoamento incompressível, a vazão em volume para dentro de um volume de controle deve ser igual à vazão em volume para fora do volume de controle, que é dada pela EQUAÇÃO (4.4).

$$Q = \int_A \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (4.4)$$

Onde Q é a vazão de fluido, \vec{V} a velocidade média do fluxo e $d\vec{A}$ o elemento de área de integração.

A velocidade média \vec{V} em uma seção é definida pela EQUAÇÃO (4.5).

$$\vec{V} = \frac{Q}{A} = \frac{1}{A} \int_A \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (4.5)$$

E conseqüentemente, a vazão Q definida na EQUAÇÃO (4.4) se torna na EQUAÇÃO (4.6).

$$Q = V \cdot A \quad (4.6)$$

Onde Q é a vazão do fluido, V é velocidade e A é a seção de passagem do fluxo.

Para a placa de orifício apresentada na FIG 4.19, a EQUAÇÃO (4.6) pode ser reescrita na EQUAÇÃO (4.7), em que o fluxo que entra no sistema deverá ser igual ao fluxo que sai.

$$Q = V \cdot A \rightarrow A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 \rightarrow A_1^2 \cdot V_1^2 = A_2^2 \cdot V_2^2 \quad (4.7)$$

Onde A_1 corresponde a seção de entrada e A_2 a seção de saída. A velocidade de entrada é representada por V_1 e velocidade de saída por V_2 .

Tendo as EQUAÇÃO (4.2) e EQUAÇÃO (4.6) é possível determinar o fluxo no labirinto. Os cinco passos descritos abaixo apresentam as etapas para determinação da equação do fluxo em labirintos.

Primeiro passo: Explicitar EQUAÇÃO (4.2) em termos de V_1^2 conforme EQUAÇÃO (4.8).

$$\frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \therefore V_1^2 = \frac{2g(p_2 - p_1)}{\gamma} + \frac{2gV_2^2}{2g} \therefore V_1^2 = \frac{2g(p_2 - p_1)}{\gamma} + V_2^2 \quad (4.8)$$

Onde p_1 é pressão de entrada, p_2 a pressão de saída, g a aceleração da gravidade e γ o peso específico do fluido.

Segundo passo: Substituir V_1^2 explicitado na EQUAÇÃO (4.8) para obter a EQUAÇÃO (4.9):

$$\frac{2g(p_2 - p_1)}{\gamma} + V_2^2 = \frac{A_2^2}{A_1^2} \cdot V_2^2 \therefore \frac{A_2^2 \cdot V_2^2}{A_1^2} - V_2^2 = \frac{2g(p_2 - p_1)}{\gamma} \therefore \frac{A_2^2 \cdot V_2^2 - A_1^2 \cdot V_2^2}{A_1^2} = \frac{2g(p_2 - p_1)}{\gamma}$$

$$\therefore A_2^2 \cdot V_2^2 - A_1^2 \cdot V_2^2 = \frac{A_1^2 \cdot 2g(p_2 - p_1)}{\gamma} \therefore V_2^2 (A_2^2 - A_1^2) = \frac{A_1^2 \cdot 2g(p_2 - p_1)}{\gamma} \therefore V_2^2 = \frac{A_1^2 \cdot 2g(p_2 - p_1)}{(A_2^2 - A_1^2)\gamma}$$

$$\therefore V_2^2 = \frac{A_1^2}{A_2^2 - A_1^2} \cdot \frac{2g(p_2 - p_1)}{\gamma} \therefore V_2^2 = \frac{1}{\frac{A_2^2 - A_1^2}{A_1^2}} \cdot \frac{2g(p_2 - p_1)}{\gamma} \therefore V_2^2 = \frac{1}{1 - \frac{A_2^2}{A_1^2}} \cdot \frac{2g(p_2 - p_1)}{\gamma}$$

$$\therefore V_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{\frac{2g(p_2 - p_1)}{\gamma}} \quad (4.9)$$

Terceiro passo: Sabendo que $\gamma = \rho g$, substituir γ na EQUAÇÃO (4.9) resultando na EQUAÇÃO (4.10):

$$V_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{\frac{2(p_2 - p_1)}{\rho}} \quad (4.10)$$

Onde ρ corresponde a massa específica do fluido.

Quarto passo: Sabendo que a pressão hidrostática é dada por $p = \rho gh$, substituir p na EQUAÇÃO (4.10) para obter a EQUAÇÃO (4.11):

$$V_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{\frac{2\rho g(h_2 - h_1)}{\rho}} \quad (4.11)$$

Onde V_2 é a velocidade do fluxo na saída da placa de orifício, A_1 a seção de entrada, A_2 a seção de saída, h_1 a coluna de fluido na entrada e h_2 a coluna de fluido na saída da placa.

Em placas de orifício, a área da placa é muito pequena em relação a área da seção onde se encontra instalada a placa de orifício, ou seja, $A_2 \ll A_1$ e portanto A_2/A_1 tende a zero e conseqüentemente a parcela $\frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}}$ da EQUAÇÃO (4.11) é aproximadamente igual a 1, resultando então na EQUAÇÃO (4.12).

$$V_2 = \sqrt{2g\Delta p} \quad (4.12)$$

Onde Δp é a diferença de pressão entre a entrada e saída da placa de orifício.

Quinto passo: Substituir a velocidade V_2 obtida na EQUAÇÃO (4.12), na equação de conservação da massa descrita na EQUAÇÃO (4.7) para a área de saída. A equação para fluxo se torna na EQUAÇÃO (4.13).

$$Q = A_2 \cdot \sqrt{2g\Delta p} \quad (4.13)$$

A EQUAÇÃO (4.13) ainda não está completa. Existem perdas por atrito ao longo do sistema, também designado por coeficiente de vazão que considera as resistências no labirinto e por isto é inserido na equação um coeficiente chamado de μ (PFLEIDERER; PETERMANN, 1979) que será discutido na seção 4.2. A equação final para determinar o fluxo no labirinto se torna em:

$$Q = \mu A_2 \sqrt{2g\Delta p} \quad (4.14)$$

Onde μ corresponde ao coeficiente de vazão.

A EQUAÇÃO (4.14) pode ser reescrita utilizando a massa específica do fluido, que então se torna na EQUAÇÃO (4.15).

$$Q = \mu A_2 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (4.15)$$

Onde Q representa a vazão de fluido que atravessa o sistema, μ o coeficiente de vazão, ρ a massa específica do fluido de trabalho e Δp representa a diferença de pressão entre ambos os lados do labirinto, ou seja, entre a entrada e a saída. A área A_2 corresponde a área da seção de passagem do labirinto calculada pela EQUAÇÃO (4.16) (PFLEIDERER; PETERMANN, 1979).

$$A = \pi D * s \quad (4.16)$$

Sendo “D” e “s” o diâmetro e a largura do labirinto respectivamente.

4.2 Coeficiente de vazão (μ)

O coeficiente de vazão considera as resistências no labirinto, também chamadas de perdas no labirinto. São provenientes da perda por energia cinética como na entrada devido à contração brusca e saída devido a expansão brusca e perdas por atrito (AVIATION DICTIONARY, 2020; SANTOS, 2009; PFLEIDERER, 1960; PFLEIDERER; PETERMANN, 1979).

A) Perda de energia cinética (Δp_{ec})

Supondo um labirinto do tipo liso, a perda de energia cinética esta correlacionada a $\frac{V^2}{2g}$, sendo que esta parcela de energia cinética deverá ser multiplicada por um coeficiente que corrija as perdas de energia na entrada do labirinto devido a contração do jato fluido e as perdas na saída devido a expansão brusca, ambos devido aos cantos vivos que promovem descolamento do escoamento e pontos de recirculação.

Pfleiderer (1960); Pfleiderer *et. al.* (1979); Santos (2009) definiram o coeficiente de correção das perdas na entrada e saída como sendo $\zeta_e = 1,0 \frac{V^2}{2g}$, e $\zeta_s = 0,5 \frac{V^2}{2g}$, respectivamente e por tanto a equação das perdas por energia cinética (Δp_{ec}) é definida através da EQUAÇÃO (4.17).

Mais adiante será discutido os valores 1,0 e 0,5 adotados nas correções das perdas na entrada e na saída.

$$\Delta p_{ec} = (1,0 + 0,5) \frac{V^2}{2g} \quad (4.17)$$

Onde Δp_{ec} corresponde a perda por energia cinética, V a velocidade do fluxo e g a aceleração da gravidade.

B) Perda por atrito (Δp_{at})

A perda de energia por atrito ocorre entre as superfícies de passagem do fluxo ao longo de um comprimento L, (FIG 4.20) que neste caso representarei como superfícies cilíndricas análogas a um labirinto do tipo plano (PFLEIDEIRER, 1960).

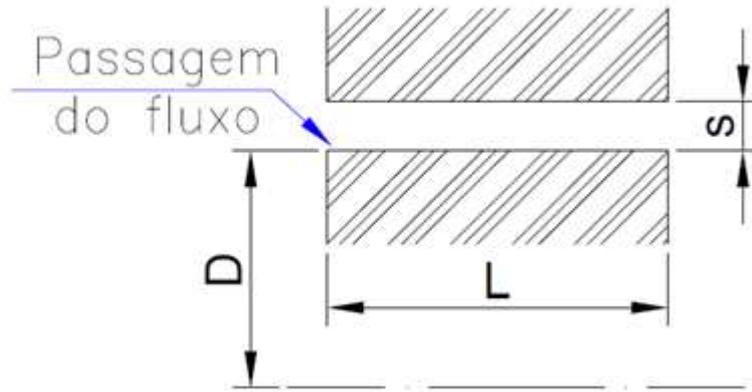


FIGURA 4.20 - Atrito em junta com superfícies cilíndricas.
 FONTE – Pfleiderer (1960, p. 96). Adaptado.

Tomando novamente a energia cinética por $\frac{V^2}{2g}$, a perda de pressão é dada pela EQUAÇÃO (4.18), onde λ representa o coeficiente de resistência à passagem do fluido que será discutido na secção 4.4 e “d” é o diâmetro hidráulico.

$$\Delta p_{at} = \lambda \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g} \quad (4.18)$$

O diâmetro hidráulico “d” é calculado como mostrado na EQUAÇÃO (4.19):

$$d = \frac{4 \cdot \text{área da seção}}{P_m} = \frac{4D\pi s}{2D\pi} = 2s \quad (4.19)$$

Onde P_m representa o perímetro molhado.

Logo, a perda por energia cinética mais perda por atrito se torna em:

$$\Delta p = \Delta p_{ec} + \Delta p_{at} = (1,0 + 0,5) \frac{V^2}{2g} + \lambda \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g} = \left(\lambda \frac{L}{2s} + 1,5 \right) \frac{V^2}{2g} \quad (4.20)$$

Pela EQUAÇÃO (4.14), pode-se chamar a velocidade V igual a $\mu \sqrt{2g\Delta p}$ de forma que $\mu \sqrt{2g\Delta p} = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \lambda \frac{L}{2s}}} \sqrt{2g\Delta p}$. Portanto a equação para o cálculo do coeficiente de vazão μ resulta na EQUAÇÃO (4.21).

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \lambda \frac{L}{2s}}} \quad (4.21)$$

No caso de vedações do tipo labirinto possuírem mais de um labirinto, é necessária a inclusão de perdas de pressão para cada ranhura ou para cada dente, determinada por “z”, onde “z” representa o número de dentes. Também é necessário somar o comprimento L de cada dente conforme demonstrado na FIG 4.21.

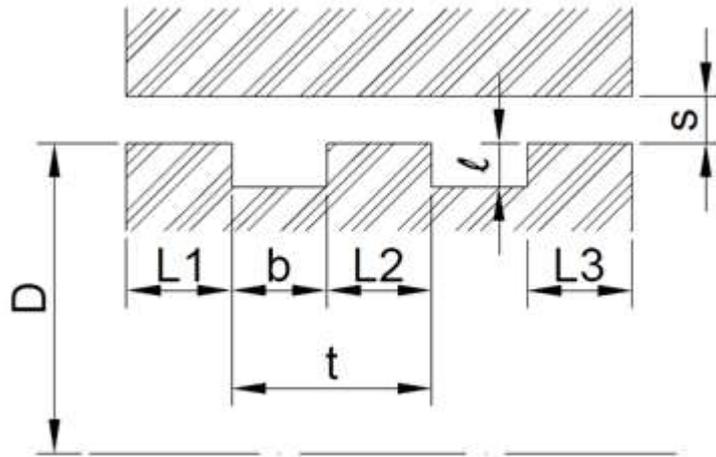


FIGURA 4.21 - Vedação tipo labirinto composto por 3 labirintos: Z=3.
 FONTE - Pfleiderer e Petermann (1979, p. 228). Adaptado.

Adicionando o número de dentes na EQUAÇÃO (4.21), a equação para o coeficiente de vazão é transformada na EQUAÇÃO (4.22).

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \lambda \frac{\sum L}{2s} + z}} \quad (4.22)$$

Em outras referências, Pfleiderer e Petermann (1979); Zhao (2012) substituíram os coeficientes de expansão e contração descritos na seção “4.2 A” citados como $\zeta = 0,5$ e $\zeta = 1,0$ por um coeficiente α variável, substituindo os valores fixos de 0,5 e 1,0.

O coeficiente α considera a contração do jato fluido, o atrito e em alguns casos o fornecimento de energia devido à rotação do eixo. Esta adoção parece ser mais sensata, já que os valores de α podem ser obtidos por ábacos conforme será descrito na seção 4.3.

Por fim, a equação para o cálculo do coeficiente de vazão μ se ajusta na EQUAÇÃO (4.23):

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{z}{\alpha} + \lambda \frac{\Sigma L}{2s}}} \quad (4.23)$$

Sendo “z” o número de dentes, α as perdas de energia por contração, expansão e atrito, L o comprimento de cada dente e s a largura do labirinto.

No caso de labirintos com apenas um dente, Pfleiderer e Petermann (1979) destaca que (μ) é igual ao coeficiente α , então a EQUAÇÃO (4.23) pode ser definida conforme a EQUAÇÃO (4.24).

$$\mu = \alpha \quad (4.24)$$

4.3 Coeficiente (α)

O coeficiente α leva em conta as juntas anulares e dependem das disposições considera a contração do jato fluido, o atrito e, e ocasionalmente o fornecimento de energia devido a rotação do eixo dos anéis (PFLEIDERER; PETERMANN, 1979). A disposição de anéis cônicos diminui bastante o valor de α (PFLEIDERER, 1960).

Segundo Pfleiderer e Petermann (1979), α pode ser admitido como valores entre 0,7 a 0,95 e podem subir até para valores acima de 1.

Se não possuem cantos vivos, α aumenta. Se for feito um ligeiro chanfro, α se aproxima de 0,7 a 0,8 e caso feito um arredondamento em forma de bocal α eleva até quase 1 (PFLEIDERER, 1960).

Pfleiderer (1960) descreve várias situações para α conforme apresentados no QUADRO (4.4).

QUADRO 4.5
Análises resumida para valores de (α).

Análises	Valores
Anéis com cantos vivos. Proposto por Kirchoff	$\alpha = \pi (\pi + 2) = 0,612$
Em função da profundidade “l” e da largura “s”	$\alpha = 0,63 + 0,37 l/s$
Sem cantos vivos	α aumenta
Chanfrado	$0,7 < \alpha < 0,8$
Com cantos vivos	$\alpha = 0,95$
Arredondamento em forma de bocal	$\alpha \cong 1$

FONTE – Pfleiderer (1960). Adaptado.

O ábaco da FIG 4.22 apresenta o coeficiente α para labirintos em anel contendo apenas uma vedação.

Na abscissa é representado a rotação do eixo pelo número de Reynolds relacionado a velocidade tangencial u existente no labirinto, dados pela EQUAÇÃO (4.25).

$$Re_u = \frac{2su}{\nu} \quad (4.25)$$

A velocidade tangencial u é calculada pela EQUAÇÃO (4.26):

$$u = r\omega_{fl} \quad (4.26)$$

Sendo r o raio do disco do rotor.

ω_{fl} é a velocidade angular do fluido.

Hipóteses realizadas afirmam que a velocidade é constante ao longo do raio e que geralmente corresponde a $0,4\omega$ e $r = D/2$ (PFLEIDERER; PETERMANN, 1979), onde (ω) é a velocidade angular do disco do rotor e, portanto, a equação da velocidade tangencial u se resume na EQUAÇÃO (4.27).

$$u = \frac{D}{2} 0,4\omega \quad (4.27)$$

A velocidade angular ω é calculada pela EQUAÇÃO (4.28), em que “T” representa o período.

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (4.28)$$

A FIG 4.23 ilustra o ábaco para labirintos com vários labirintos. Neste caso, α assume valores válidos para a relação $15 \leq \frac{t}{s} \leq 25$; $3 \leq \frac{l}{s} \leq 10$ e $0 \leq Re_u \leq 15.000$, onde os parâmetros “t”, “s”, “l” e “s” estão indicados na FIG. 4.21.

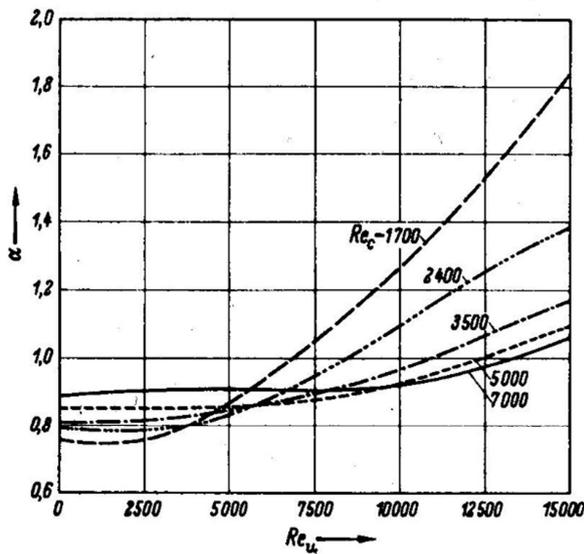


FIGURA 4.22 - Coeficiente α para labirinto tipo plano com um labirinto.
 FONTE - Pfleiderer e Petermann (1979, p. 227).

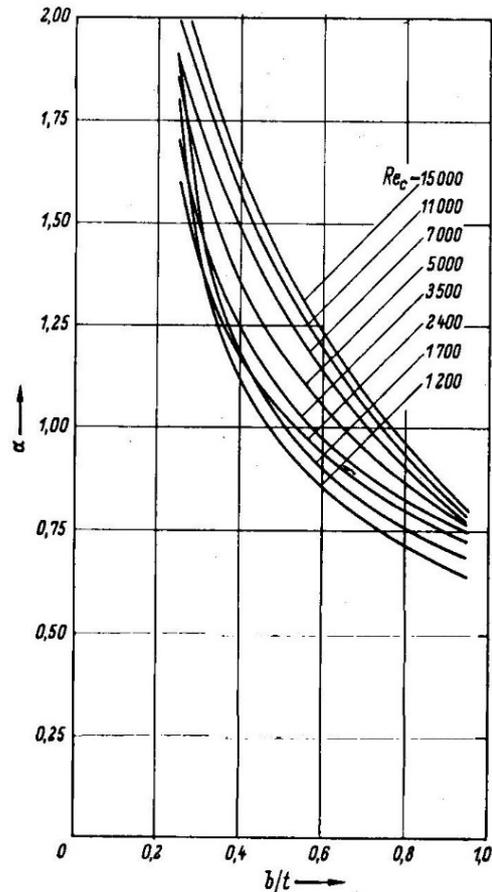


FIGURA 4.23 - Coeficiente α para labirinto tipo plano com mais de um labirinto.
 FONTE - Pfleiderer e Petermann (1979, p. 228). Adaptado.

Em todos os casos, recomenda-se que α não assuma valores muito pequenos.

4.4 Coeficiente de resistência (λ)

O coeficiente de resistência λ descrito na EQUAÇÃO (4.23) é determinado pelo ábaco da FIG 4.24, em função do número de Reynolds correspondente a velocidade média " Re_c " do fluxo no labirinto $\left(c = \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}\right)$ (PFLEIDERER, 1960; PFLEIDERER e PETERMANN, 1979), sendo determinado pela EQUAÇÃO (4.29).

$$Re_c = \frac{2sc}{\nu} \tag{4.29}$$

Onde s é a largura do labirinto. Esta largura é a distância entre o rotor e a parte fixa. A FIG 4.21 ilustra a largura “ s ”.

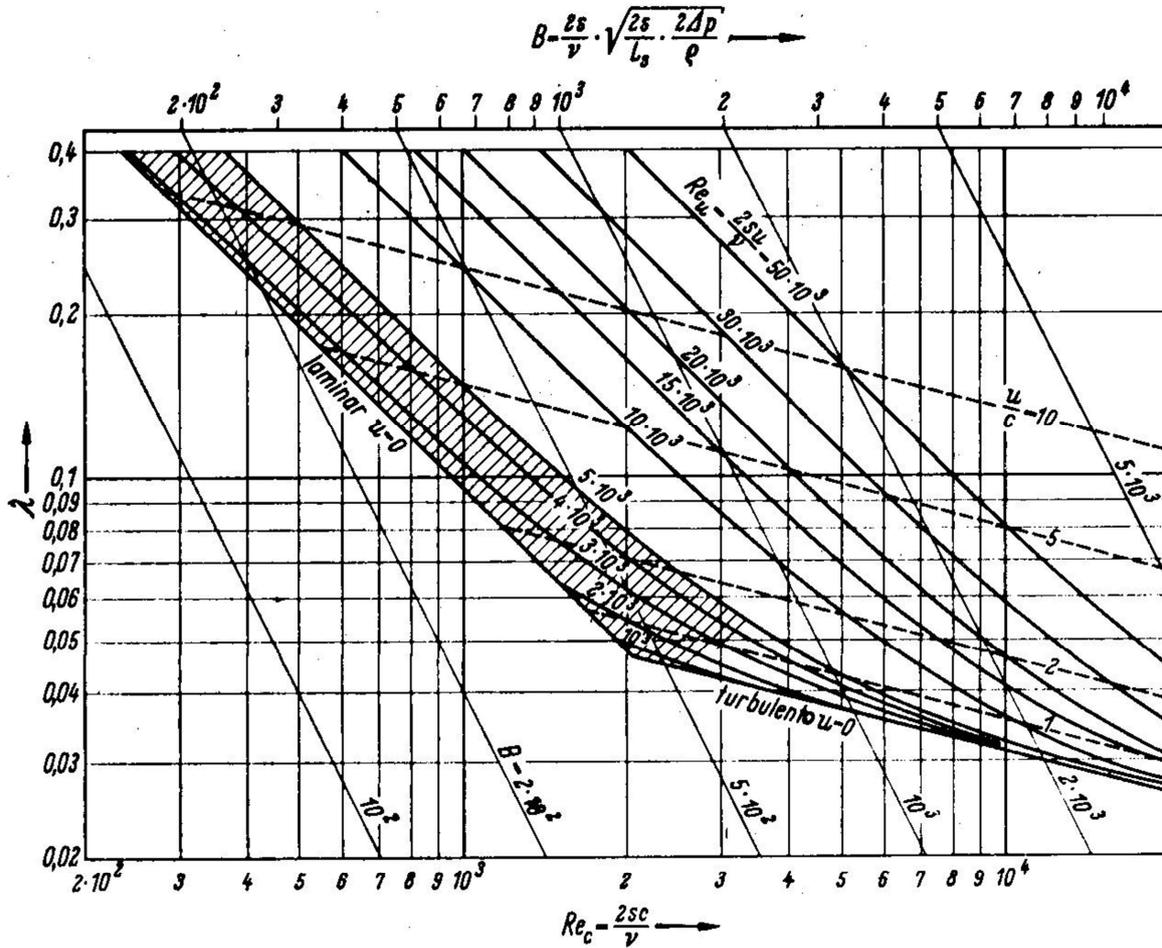


FIGURA 4.24 - Coeficiente de resistência em função do número de Reynolds Re_c e Re_u .
 FONTE - Pfleiderer e Petermann (1979, p. 229).

Sabe-se que inicialmente a velocidade do fluxo não pode ser determinada, a não ser por iterações. Para realizar este cálculo, Pfleiderer e Petermann (1979) propuseram calcular a velocidade tangencial Re_u através da EQUAÇÃO 4.25 e então obter através do ábaco da FIG 4.23, o valor da velocidade média do fluxo Re_c pela interseção entre o valor de “ B ” e o “ Re_u ”. O valor de “ B ” é determinado pela EQUAÇÃO (4.30).

$$B = \frac{2s}{v} \sqrt{\frac{2s}{L} \cdot \frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (4.30)$$

Onde “B” é a variável auxiliar para determinação do valor de Re_c , s a largura do labirinto, Δp a diferença de pressão, L o comprimento do labirinto, ν a viscosidade cinemática do fluido e ρ a massa específica do fluido.

Ressalta-se que para a EQUAÇÃO (4.30), Δp não se refere a diferença de pressão entre ambos os lados do labirinto, somente a diferença de pressão necessária para vencer as perdas por atrito relacionadas ao coeficiente λ (PFLEIDERER; PETERMANN, 1979).

Para o valor teórico de λ , Pfleiderer (1960) definiu λ pela EQUAÇÃO (4.31).

$$\lambda = \frac{96}{Re_u} \quad (4.31)$$

Onde λ é o coeficiente de resistência e Re_u Reynolds relacionado a velocidade tangencial.

4.5 Diferença de pressão (Δp)

A diferença de pressão (Δp) entre ambos os lados do labirinto pode ser determinada através da EQUAÇÃO (4.32) (PFLEIDERER; PETERMANN, 1979).

$$\Delta p = p_2 - p_1 - \omega^2_{Fl} \rho \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \quad (4.32)$$

Pfleiderer e Petermann (1979) designam a diferença de pressão existente entre o rotor e a carcaça como sendo $(p_2 - p_1)$. O índice “2” é a representação da partícula de água na periferia do rotor, ou seja, no final da paleta. O índice “1” representa a partícula próxima ao eixo do rotor, no início da paleta. A FIG 4.25 ilustram os índices “1” e “2” na posição do rotor Francis.

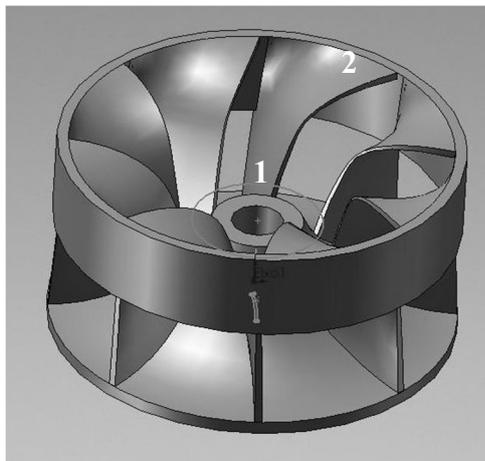


FIGURA 4.25 – Rotor Francis com indicação da posição da partícula de água.
FONTE – Faria *et. al.* (2009, p. 6). Adaptado.

4.6 Quadro resumo das equações

De forma a organizar o entendimento das equações apresentadas nos itens 4.1 a 4.5, segue no QUADRO (4.5) o resumo das equações e variáveis relacionadas.

QUADRO 4.6
Resumo das equações.

(continua)

DESCRIÇÃO	EQUAÇÃO OU ÁBACO OU FIGURA	REFERÊNCIA
Fluxo no labirinto	$Q = \mu A \sqrt{2g\Delta p}$ ou $Q = \mu A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$	Equação 4.14 ou Equação 4.15
Área da seção do labirinto	$A = \pi D * s$	Equação 4.16
Coefficiente de vazão para labirintos com $Z > 1$ (μ)	$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{Z}{\alpha^2} + \lambda \frac{\Sigma L}{2S}}}$	Equação 4.23
Coefficiente de vazão para labirintos com $Z = 1$ (μ)	$\mu = \alpha$	Equação 4.24
Coefficiente (α)	Lido no ábaco da figura 4.22 e 4.23 e quadro 4.4	Figura 4.22 e 4.23 e quadro 4.4
Reynolds para velocidade tangencial	$Re_u = \frac{2su}{\nu}$	Equação 4.25
Velocidade tangencial	$u = \frac{D}{2} 0,4\omega$	Equação 4.27
Velocidade angular (ω)	$\omega = \frac{2\pi}{T}$	Equação 4.28
Coefficiente de resistência (λ)	Lido no ábaco da figura 4.24	Figura 4.24
Coefficiente de resistência teórico (λ)	$\lambda = \frac{96}{Re_u}$	Equação 4.31
Reynolds para velocidade média	$Re_c = \frac{2sc}{\nu}$	Equação 4.29
Velocidade média do fluxo (c) por processo de iterações	$c = \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$	-

QUADRO 4.7
Resumo das equações.

(conclusão)

DESCRIÇÃO	EQUAÇÃO OU ÁBACO OU FIGURA	REFERÊNCIA
Variável auxiliar para velocidade média do fluxo sem o processo de iterações	$B = \frac{2s}{v} \sqrt{\frac{2s}{L} \cdot \frac{2\Delta p}{\rho}}$ e figura 4.24	Equação 4.30 e figura 4.24
Diferença de pressão (Δp) somente para vencer as perdas indicadas por λ	$\Delta p = p_2 - p_1 - \omega^2_{Fl} \rho \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}$	Equação 4.32

FONTE: Próprio autor.

5. MATERIAIS E MÉTODOS

Foram pesquisados e estudados os diversos tipos de labirintos, focando nas formas construtivas (FREITAS, 2012; KIRG; GAO, 2012; SNECK, 1974; SOBRAMANIAN *et. al.*, 2016), tipos de labirintos (MACINTYRE, 1983; ZHAO, 2012), aplicações (CASTRO *et. al.*, 2017; DELEBARRE *et. al.*, 2014; DOLAN *et. al.*, 1985; MACK *et. al.*, 1999; MAZUR *et. al.*, 2002) e equações relacionadas ao fluxo de fluido (PFLEIDERER, 1960; PFLEIDERER; PETERMANN, 1979; WANG *et. al.*, 2007; CASTRO *et. al.*, 2017) (Q), diferença de pressão (perda de carga) (Δp), coeficiente de vazão (μ), coeficiente de contração do jato fluido e/ou atrito e/ou fornecimento de energia (α) e coeficiente de resistência (λ).

Após levantamento das equações, foram feitos testes em uma bancada de teste de labirinto em rotor de turbina hidráulica patenteada pela Universidade Federal de Minas Gerais, sob o registro BR 10 2019 013739 8, INPI/2019, Brasil (UFMG, 2019) e instalada no Centro de Pesquisas Hidráulicas (CPH) da UFMG. O aparato disposto no CPH simula condições de um labirinto de turbina Francis, permitindo obter a variação das pressões internas em função da variação da vazão e da rotação do rotor da máquina. A bancada existente no CPH foi modificada para atender as condições descritas neste trabalho. Este tipo de bancada é pouco explorada em literaturas e carece de resultados experimentais consistentes.

Foram simuladas condições reais de funcionamento, tendo por objetivo, comparar os coeficientes (μ , α e λ) obtidos nos testes com os valores calculados de forma teórica descritos nas referências bibliográficas e equações descritas no capítulo 4.

Este capítulo é dedicado ao detalhamento da bancada, apresentando seus componentes, especificações técnicas e procedimentos de ensaios.

5.1 Aparato de testes BR 10 2019 013739 8, INPI/2019

Apresenta-se nas FIG 5.26 a 5.30 o aparato montado em bancada e sob diversos ângulos.

A FIG 5.24 ilustra o conjunto do aparato montado, composto por reservatório de água (1), câmara com rotor (2), motor de acionamento do rotor (3), bomba centrífuga (4), instrumentação (5) e estrutura de suporte (6). A câmara com rotor e instrumentação é detalhada na FIG 5.27 onde se pode observar os manômetros que monitoram a pressão na câmara (1), no início do labirinto plano (2), no

final do trecho em anel do labirinto plano (3), no início da parte superior do disco girante (4), no final do disco girante (5) e os transdutores de pressão (PT-01 a PT-04) (6).

Conforme mostrado na FIG 5.28, foi utilizado uma bomba centrífuga (1) para pressurizar a câmara contendo o rotor de testes, na saída dessa bomba foi instalado um medidor de vazão eletromagnético (2). Na FIG 5.29 pode-se ver o painel de acionamento com as botoeiras de acionamento (1) e na FIG 5.30 se observa o inversor de acionamento (2) e o sistema de proteção elétrico (3). Esse painel foi utilizado para acionamento e controle da bomba centrífuga e para variação da rotação do rotor dentro da câmara.

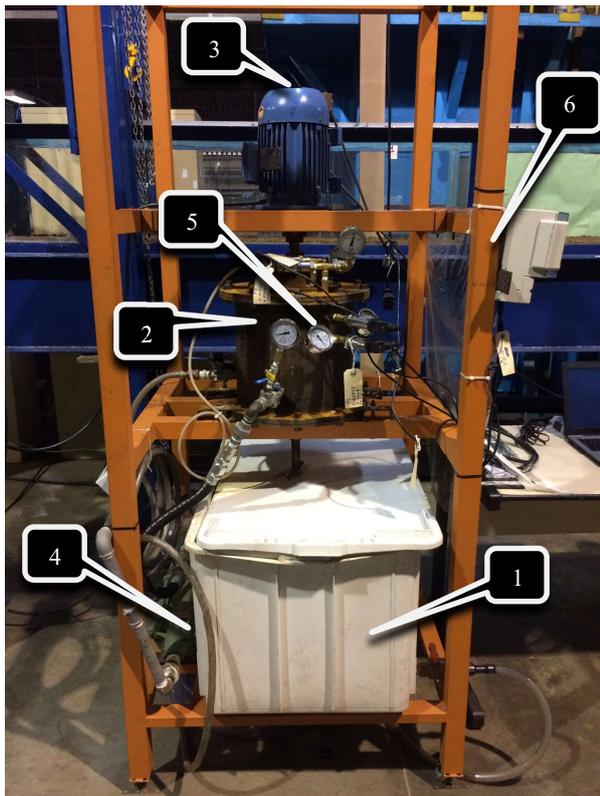


FIGURA 5.26 - Aparato de testes de labirinto.

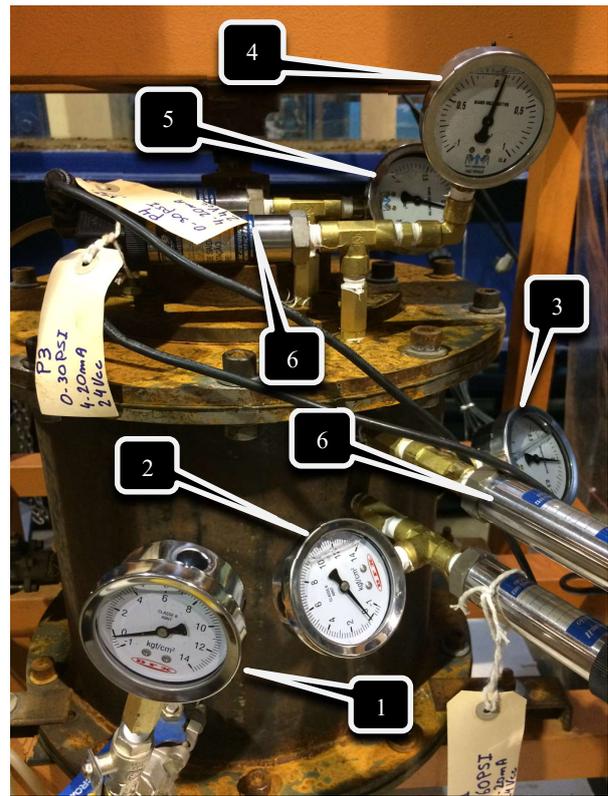


FIGURA 5.27 - Instrumentação instalada.

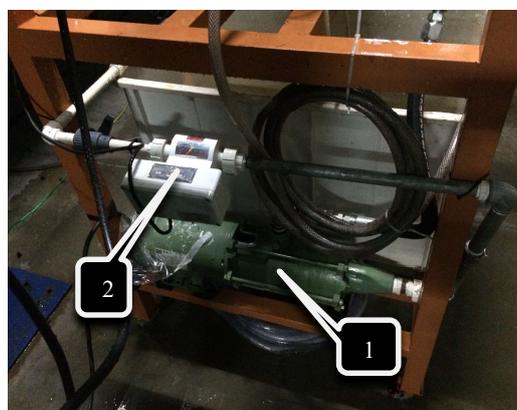


FIGURA 5.28 - Sistema de bombeamento do aparato bancada.

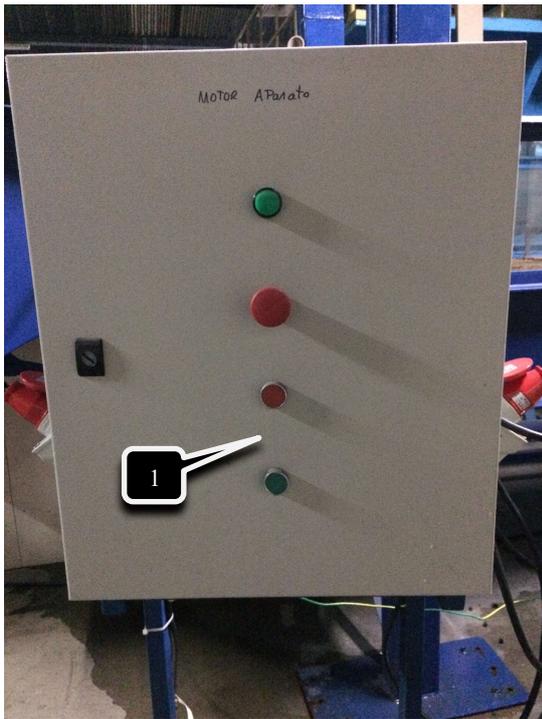


FIGURA 5.29 - Painel de comando (vista externa).

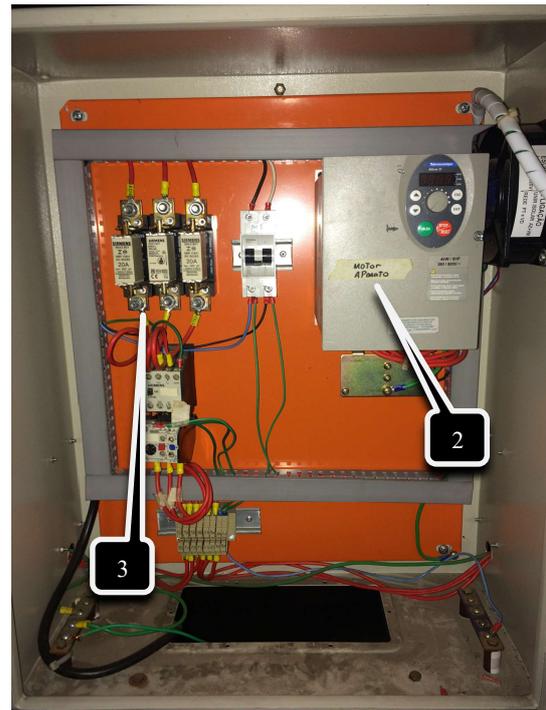


FIGURA 5.30 - Painel de comando (vista interna).

A aquisição dos dados coletados pelos instrumentos foi realizada pela placa de aquisição da *National Instruments* (1) e a leitura sendo feita pelo microcomputador (2) conforme ilustrado respectivamente nas FIG 5.31 e FIG 5.32.

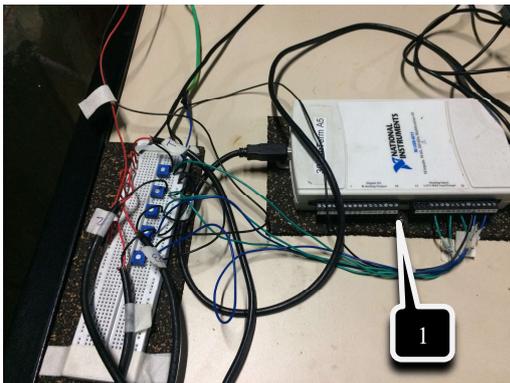


FIGURA 5.31 – Placa de aquisição de dados.



5.32 - Micro de leitura dos valores e placa de aquisição de dados.

Na FIG 5.33 é ilustrado o desenho esquemático da bancada. No QUADRO (5.6) estão descritos de forma detalhada os equipamentos da bancada.

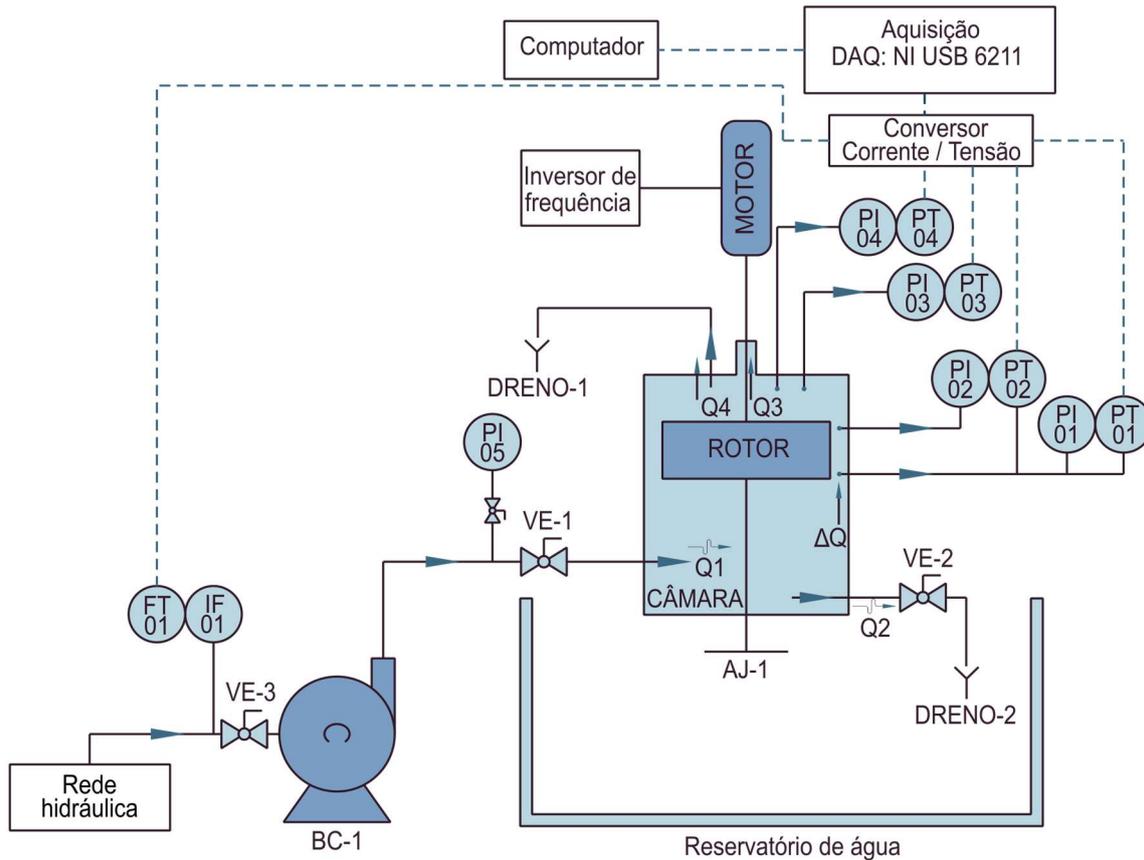


FIGURA 5.33 - Desenho esquemático do aparato.
 FONTE - Próprio autor.

QUADRO 5.8
 Descrição dos equipamentos do aparato

(continua)

ITEM	DESCRIÇÃO	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS
Motor	Motor acionador do rotor	3,0 cv, 220/380 Vca
BC-1	Bomba centrífuga	Centrífuga, vazão de 2,0 m ³ /h a 8,0 m ³ /h, pressão de 47,0 mca a 89,0 mca, rotação de 3450 rpm
FT-01	Transmissor de fluxo	Magnético, fator K = 884,89, DN 12
IF-01	Indicador de fluxo local	Digital, modelo MEV-1000, fabricante Incontrol, vazão e totalizador em m ³ /h
PI-01 e PI-05	Monovacúômetro	Escala de -1 a 14 kgf/cm ²
PI-02, PI-03 e PI-04	Monovacúômetro	Escala de -1 a 1 kgf/cm ²

QUADRO 5.9
Descrição dos equipamentos do aparato

(conclusão)

ITEM	DESCRIÇÃO	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS
PT-01 e PT-02	Transmissor de pressão	Escala de 0 a 4,21 kgf/cm ² (0 a 60 PSI), sinal de saída de 4-20 mA
PT-03 e PT-04	Transmissor de pressão	Escala de 0 a 2,10 kgf/cm ² (0 a 30 PSI), sinal de saída de 4-20 mA
Reservatório de água	Caixa coletora para receber os drenos de água	84 cm x 46 cm x 55 cm (comprimento, altura, largura)
VE-01	Válvula esfera p/ regulagem da vazão recalcada pela bomba	-
VE-02	Válvula esfera p/ regulagem da vazão de saída da câmara	-
VE-03	Válvula esfera p/ regulagem da vazão succionada pela bomba	-
Inversor de frequência	Inversor para variação da rotação do motor do rotor	Altivar 31, Telemecanique, 4 kW / 5 HP, 380 / 500 Vac
DAQ NI USB 6211	Placa para aquisição dos dados dos transmissores e exibição no computador	<i>National Instruments</i> , USB 6211, aquisição para sinal de tensão, de 0 a 10 V. Terra na placa.
Conversor corrente p/ tensão	Circuito eletrônico para conversão dos sinais em corrente dos transmissores 4-20mA para tensão (0 a 10V)	“Próprio autor”.
Computador	Microcomputador com tela supervisória	Tela supervisória criada pelo próprio autor no software <i>LabView</i> .

No aparato existe a possibilidade de se fazer as leituras de pressão e vazão de forma local e remotamente. As leituras remotas de pressão são enviadas através dos transdutores de pressão (PT-01 a PT-04) com um sinal analógico de 4-20 mA (FIG 5.27) item 6. Os dados de vazão também são

transmitidos ao computador por um sinal de 4-20 mA. Estes sinais são enviados para a placa de aquisição da *National Instruments* NI USB 6211 (FIG 29 e 30) item 1 e então mostrados no computador através de uma plataforma criada no software *LabView* pelo próprio autor. Ressalta-se que esta placa possui aquisição somente para sinal de tensão de 0 a 10 V e por este motivo foi necessário a elaboração de um circuito eletrônico (próprio autor) para converter os dados de corrente em tensão. A seção 5.3 apresenta o circuito elaborado e a seção 5.4 descreve a tela criada no *LabView* para fazer as leituras no tempo.

Ao se acionar a bomba centrífuga (BC-1) a água flui para dentro da câmara a uma determinada vazão e pressão indicada em IF-01 e PI-05 respectivamente. A vazão é transmitida ao computador e possui uma leitura local por um display digital. A vazão pode ser regulada na sucção da bomba pela válvula VE-03 ou pela válvula VE-01 na saída da bomba.

A câmara é pressurizada na mesma pressão indicada em PI-05. Ao acionar o inversor de frequência, o motor aciona o rotor da câmara.

A dimensão do labirinto (espessura) é representada pela cota “b”. A água flui na passagem lateral do rotor até a parte superior do rotor representada por ΔQ . A parcela da água que não flui pelo lado “a” é drenada pelo dreno-2, podendo ser regulada pela válvula VE-2. A outra parcela de água que circula pela parte superior do rotor indicado pela cota “a” é drenada pelo dreno-1 e também pela folga existente entre a carcaça superior da câmara e o eixo do motor.

O ajuste da cota “a” pode ser realizado pela manivela AJ-1, de forma a aproximar ou afastar o rotor da carcaça superior.

À medida que a vazão e rotação são variadas, os dados de pressão (1 a 5) e vazão são lidos e registrados em gráficos no tempo para avaliação dos parâmetros estudados.

5.2 Câmara e rotor

Esta parte é a mais importante do aparato. É nela que ocorre a simulação do labirinto do tipo plano (liso).

O rotor de uma turbina Francis foi simulado por um cilindro girante dentro de uma câmara hermética. A FIG 5.34 apresenta a modelagem de uma turbina Francis com detalhes do labirinto.

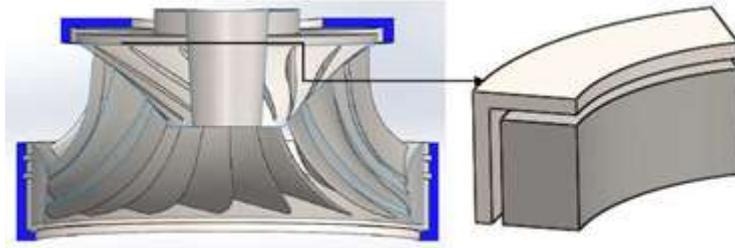


FIGURA 5.34 - Turbina Francis com detalhe do labirinto.
 FONTE – Castro (2018, p. 41).

Este modelo de labirinto foi simulado no aparato conforme FIG 5.35, tendo as dimensões mostrada no QUADRO (5.7).

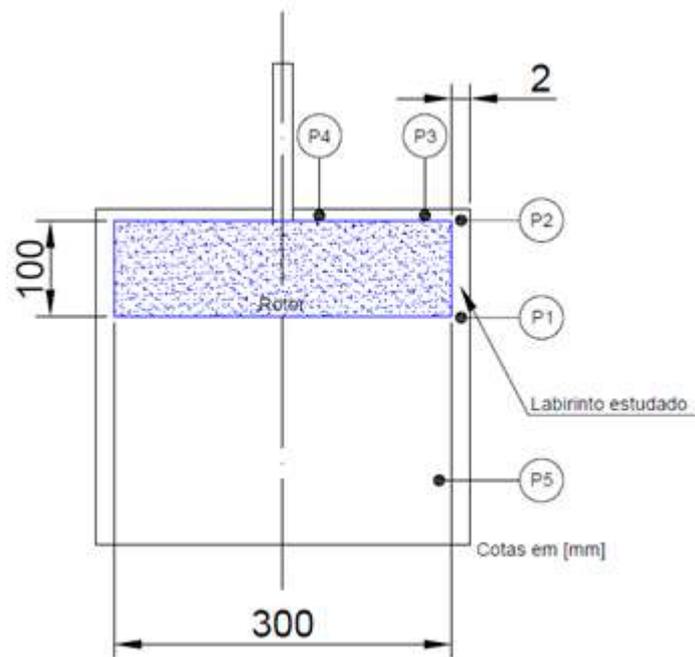


FIGURA 5.35 - Dimensão do conjunto de testes rotor e câmara
 FONTE - Próprio autor.

QUADRO 5.10
 Dimensões do conjunto do aparato

DESCRIÇÃO	SIMBOLOGIA	COTA
Diâmetro externo do rotor	D	300,0 mm
Raio externo do rotor	r_2	150,0 mm
Largura do labirinto lateral	s	2,0 mm
Comprimento do labirinto	L	100,0 mm
Número de dentes	z	1,0

Observe que no caso em estudo, o labirinto é do tipo plano. Nas referências estudadas, não é descrito se no labirinto do tipo plano sem dentes o número de dentes “Z” corresponde a 0 ($Z = 0$) ou

se “Z” é igual a 1. Para efeitos de pesquisa, foi adotado o número de dentes igual a 1, ou seja, o labirinto do tipo plano possui apenas um dente com comprimento L.

5.3 Circuito para conversão da corrente em tensão

Foi necessária a conversão dos sinais dos transmissores de pressão e vazão de 4-20 mA em tensão de 0 a 10,0 V para que a placa de aquisição de dados pudesse fazer a leitura dos sinais.

Utilizando a EQUAÇÃO (5.1) para resistência, foi calculada uma resistência para a corrente máxima do transmissor de pressão.

$$R_{m\acute{a}x.} = \frac{V_{m\acute{a}x.}}{I_{m\acute{a}x.}} = \frac{10,0 \text{ Volts}}{20 \cdot 10^{-3}} = 500 \Omega \quad (5.1)$$

Onde $R_{m\acute{a}x.}$ é a resistência máxima do circuito, $V_{m\acute{a}x.}$ a tensão máxima de leitura da placa de aquisição e $I_{m\acute{a}x.}$ a corrente máxima do transmissor de pressão.

Esta resistência de 500 Ω foi inserida no circuito eletrônico conforme FIG 5.36.

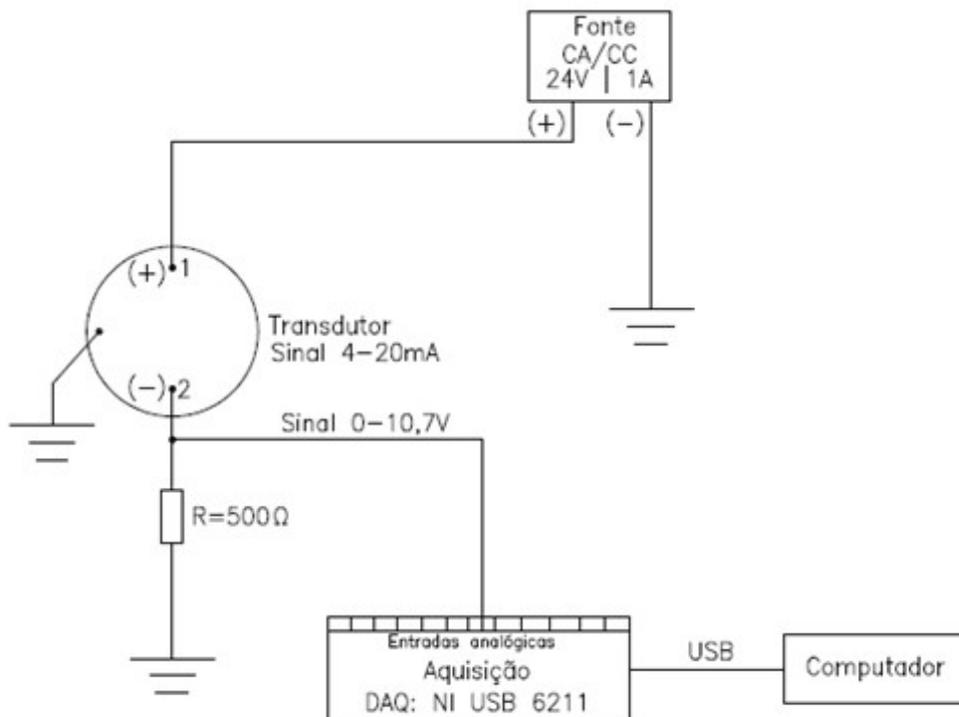


FIGURA 5.36 - Circuito eletrônico para converter corrente em tensão.
FONTE - Próprio autor.

A FIG 5.36, apresenta o esquema de montagem do sensor de pressão conectado ao computador, de forma que o valor coletado de 4-20 mA seja convertido em tensão. Esta conversão de corrente em

tensão foi necessária devido a placa de aquisição da *National Instruments* disponível no laboratório ler somente valores de tensão.

5.4 Tela do Labview

Para realizar a leitura dos transdutores de pressão e de vazão foi desenvolvida uma tela no software *LabView*. Esta tela permite realizar análises para as pressões e vazão de forma instantânea e através de gráficos no tempo.

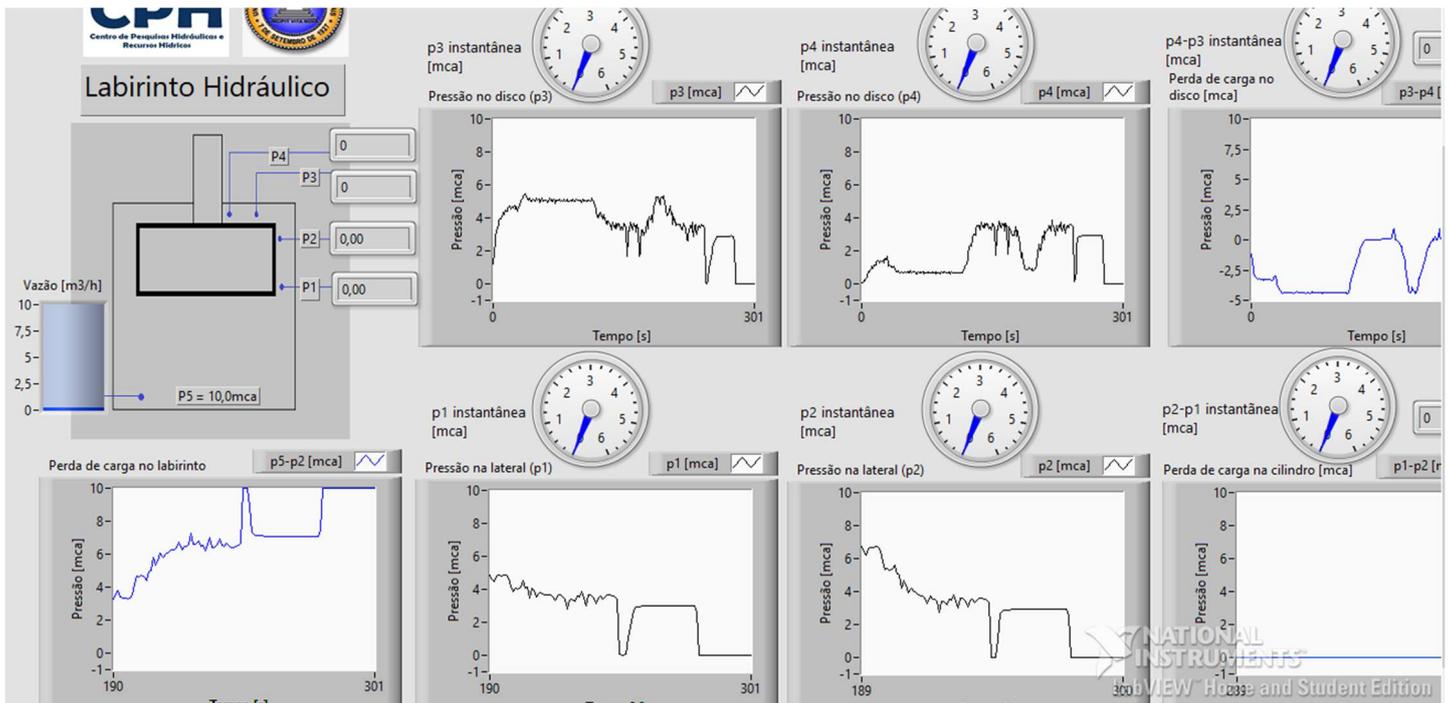


FIGURA 5.37 - Tela do *LabView* para aquisição de dados.
 FONTE - Próprio autor.

A FIG 5.37, apresenta a interface criada no *LabView*. Esta tela permitiu realizar as leituras de vazão e pressão em tempo real. Nela podemos observar as pressões instantâneas em cada ponto do aparato, diferença de pressão no tempo e vazão instantânea.

5.5 Divisão e planejamento dos ensaios

O objetivo dos ensaios é confrontar os parâmetros das equações descritas no QUADRO (4.5) pelo método experimental versus método algébrico. Para isto, foram criados quadros comparativos simulando os valores obtidos no *LabView* com valores calculados. Os passos a seguir descrevem os procedimentos adotados.

Primeiro passo: Inserir no *LabView* a curva característica dos transmissores de pressão de forma que o input no supervisor seja em volts e não em corrente. Esta curva característica é fornecida pelo fornecedor do instrumento.

A FIG 5.38 apresenta a equação da reta que foi inserida no *LabView* para dois tipos de transmissores de pressão: 0 a 2,10 kgf/cm² (0 a 30 PSI) e 0 a 4,21 kgf/cm² (0 a 60 PSI).

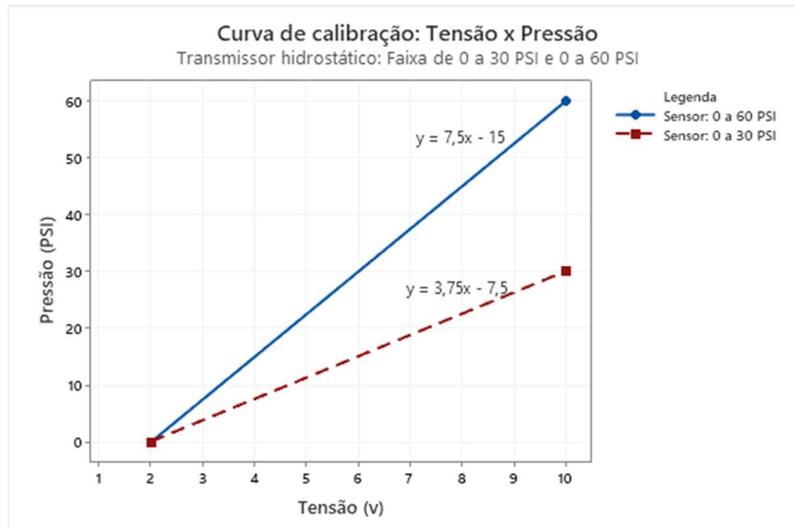


FIGURA 5.38 - Curva de calibração dos sensores hidrostáticos.
 FONTE - Próprio autor.

Segundo passo: Fixar a pressão e vazão de água na entrada da câmara e variar a rotação do rotor. A pressão e vazão de entrada foram definidas com base na estabilidade das leituras de PI-01 a PI-05. A vazão de recalque da bomba foi variada de 0,60 m³/h até 1,9 m³/h. A pressão foi resultante da vazão variada no registro de recalque da bomba. Nesta faixa de vazão e pressão, os valores que se mostram adequados para realizar leituras nos manômetros locais e sensores de pressão foi o par de vazão e pressão de Q = 0,77 m³/h e PI-5 = 10,0 mca. Para valores de vazão e pressão abaixo ou acima dos valores descritos neste segundo passo, havia uma grande instabilidade das pressões, dificultando a leitura dos valores de pressão.

Terceiro passo: Coletar as medidas mostradas no *LabView* e nos manômetros e então analisar os resultados confrontando com as equações. Os parâmetros analisados foram o coeficiente de vazão (μ), coeficiente de contração do jato fluido e/ou atrito e/ou fornecimento de energia (α) e o coeficiente de resistência (λ).

6 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados coletados nos testes e as análises destes resultados confrontando-os com o cálculo teórico através das equações descritas no capítulo 4.

6.1 Dados coletados de pressão em cada ponto

O QUADRO (6.8) apresenta os dados coletados no aparato. Ressalta-se que os dados coletados de pressão estão em mca, exceto a diferença de pressão entre o início e o final do labirinto que estão em mmca. Desta forma a visualização fica mais clara. Os pontos de pressão indicados no QUADRO (6.8) estão detalhados na FIG 5.33.

QUADRO 6.10
Dados coletados no aparato

Vazão [m ³ /h]	Rotação (rps)	Rotação (rpm)	Temp. água [°C]	p5 [mca]	p1 [mca]	p2 [mca]	p3 [mca]	p4 [mca]	$\Delta p = p2-p1$ [mmca]	$\Delta p = p5-p2$ [mca]
	0,00	0,00		10,00	1,58	1,54	1,40	1,40	-40,00	8,46
	7,00	420,00		10,00	1,79	1,80	1,60	1,50	10,00	8,20
0,77	14,00	840,00	22,0	10,00	1,75	1,93	1,60	1,10	180,00	8,07
	21,00	1.260,00		10,00	1,88	2,35	1,70	0,73	470,00	7,65
	28,00	1.680,00		10,00	2,10	2,99	2,10	0,16	890,00	7,01
	35,00	2.100,00		10,00	2,39	3,80	2,50	0,0017	1.410,00	6,20

De forma a facilitar a visualização e entendimento, a FIG 6.39 apresenta o gráfico contendo os dados do QUADRO (6.8).

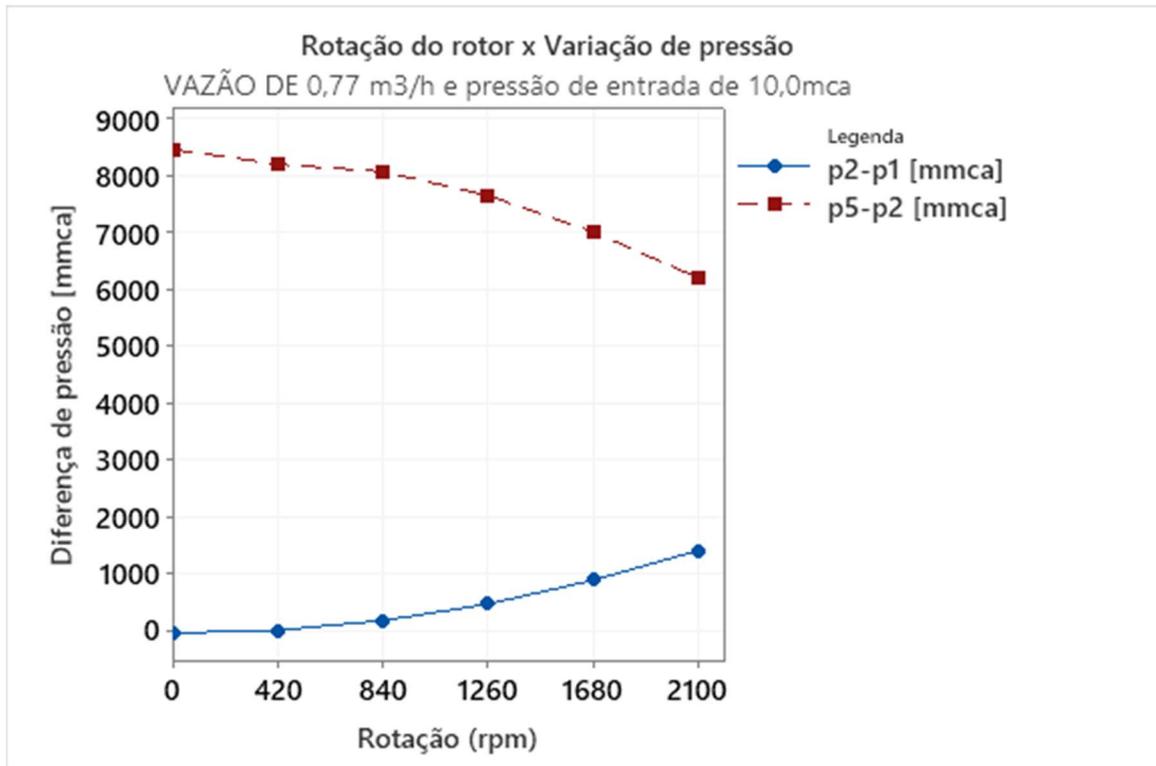


FIGURA 6.39 - Rotação versus diferença de pressão para vazão de 0,77m³/h e pressão de entrada de 10,0mca.

O único ponto de pressão negativa obtido no cilindro corresponde ao valor de $\Delta p = p_2 - p_1$, sendo $\Delta p = -40,0$ mmca. Este valor é explicado pelo fato do rotor estar parado e, portanto, existe uma perda de energia “p1” para o ponto “p2” devido ao fluxo de água que circula na câmara. A partir do acionamento do rotor, este ponto passa a ser positivo, indicando o ganho de energia devido a rotação do rotor. Caso fosse necessário verificar a perda de carga exatamente no trecho p2-p1 com o rotor girando, seria necessário ajustar a vazão de fuga do labirinto superior indicado pela cota “a” conforme FIG 5.33 disposto no disco de forma que não houvesse vácuo na lateral do cilindro impedindo desta forma o ganho de energia. Neste caso, a diferença de pressão seria negativa.

A perda de carga no labirinto objeto deste estudo é representado pela diferença de pressão p5-p2, sendo p5 a pressão de entrada na câmara e p2 a pressão imediatamente na saída do labirinto.

6.2 Avaliação do coeficiente de contração, atrito e fornecimento de energia (α)

O coeficiente α leva em conta as juntas anulares e dependem das disposições, considera a contração do jato fluido e o atrito. O QUADRO (6.9) apresenta os dados obtidos nos testes e o cálculo teórico para o coeficiente α . A FIG 6.40 ilustra os resultados em forma de gráfico, facilitando a comparação dos dados obtidos.

O valor de α obtido nos testes é determinado pelo ábaco da FIG 4.22 em função de Re_c e Re_u . O valor de Re_u é calculado pela EQUAÇÃO (4.25) e o valor de Re_c é determinado pelo ábaco da FIG 4.24 através da interseção da variável auxiliar “B” calculada pela EQUAÇÃO (4.30) e Re_u . Para a rotação “0”, não há perda de carga Δp e então o valor de “B” se torna muito pequeno e por isto não foi possível determinar a variável “B” pelo ábaco da FIG 4.24, os valores de Re_u e Re_c e α para rotação “0”.

Para a rotação de 420,00 rpm, também não foi possível determinar o valor de α . Nesta rotação, o valor de Re_c corresponde a 900,0, obtido pelo ábaco da FIG 4.22 e neste mesmo ábaco, a curva de Re_c começa em 1.700,00.

QUADRO 6.11
Avaliação do coeficiente (α)

Vazão [m ³ /h]	Rotação (rps)	Rotação (rpm)	α obtido nos testes (FIG 4.22)	α calculado (QUADRO 4.4)	Diferença percentual [%]
0,77	0,00	0,00	Fora do ábaco	0,97	-
	7,00	420,00	Fora do ábaco	0,97	-
	14,00	840,00	0,81	0,97	16,49
	21,00	1.260,00	0,82	0,97	15,46
	28,00	1.680,00	0,90	0,97	7,22
	35,00	2.100,00	0,95	0,97	2,06

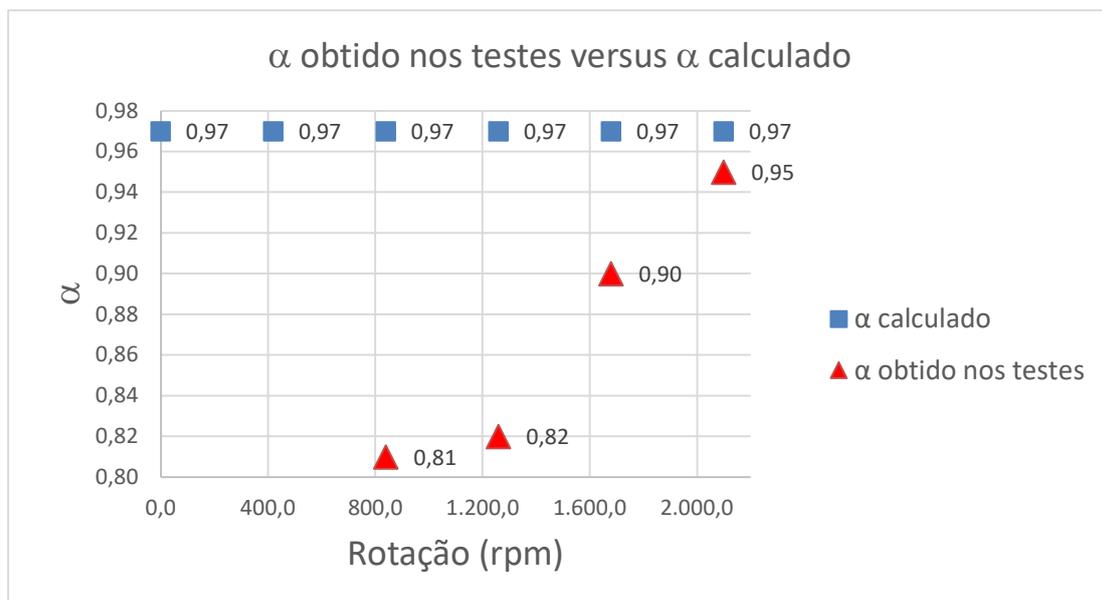


FIGURA 6.40 - Avaliação de α obtido nos testes versus α calculado de forma teórica.

Conforme FIG 6.40, os valores de α coletados nos testes (0,90 e 0,95) para rotação de 1.680,0 e 2.100 rpm estão próximos dos valores obtidos pelo QUADRO (4.4), em que Pfleiderer (1960) define $\alpha = 0,97$ para casos em que a entrada do labirinto possui cantos vivos. O aparato do CPH possui o rotor com cantos vivos. Para a rotação de 840,00 rpm e 1.260,00 rpm, os valores de α obtidos nos testes distanciaram significativamente dos valores listados em referências.

O coeficiente α é uma grandeza que considera a contração do jato fluido, o atrito e o fornecimento de energia devido a rotação do eixo, assim ele dificilmente é linear, dessa forma os resultados encontrados são mais coerentes com o fenômeno investigado.

6.3 Avaliação do coeficiente de vazão (μ)

A avaliação do coeficiente de vazão μ é apresentado no QUADRO (6.10) e na FIG 6.41 a comparação realizada com o valor obtido no teste e o valor calculado.

Para o valor calculado, foram utilizados dois métodos: Método 1 correspondente a determinação do coeficiente μ utilizando a EQUAÇÃO (4.23). Nesta equação, o valor de μ é dependente do coeficiente α , λ e demais parâmetros geométricos do labirinto. O método 2 corresponde a EQUAÇÃO (4.24), onde o coeficiente μ é dependente apenas do coeficiente α . Como o método 2 está relacionado com α teórico, conforme discutido na seção 6.2, não foi possível determinar o valor de μ para as rotações de 0,00 rpm e 420,00 rpm em função do α não poder ser determinado pelo ábaco da FIG 4.22.

QUADRO 6.12
Avaliação do coeficiente (μ)

Vazão [m ³ /h]	Rotação (rps)	Rotação (rpm)	μ obtido nos testes (Equação 4.15)	μ calculado “Método 1” (Equação 4.23)	μ calculado “Método 2” (Equação 4.24)	Diferença percentual para “Método 2” [%]
0,77	0,00	0,00	0,87	0,30	α fora do ábaco	-
	7,00	420,00	0,88	0,29	α fora do ábaco	-
	14,00	840,00	0,89	0,29	0,81	9,88
	21,00	1.260,00	0,92	0,29	0,82	12,20
	28,00	1.680,00	0,96	0,28	0,90	6,67
	35,00	2.100,00	1,02	0,28	0,95	7,37

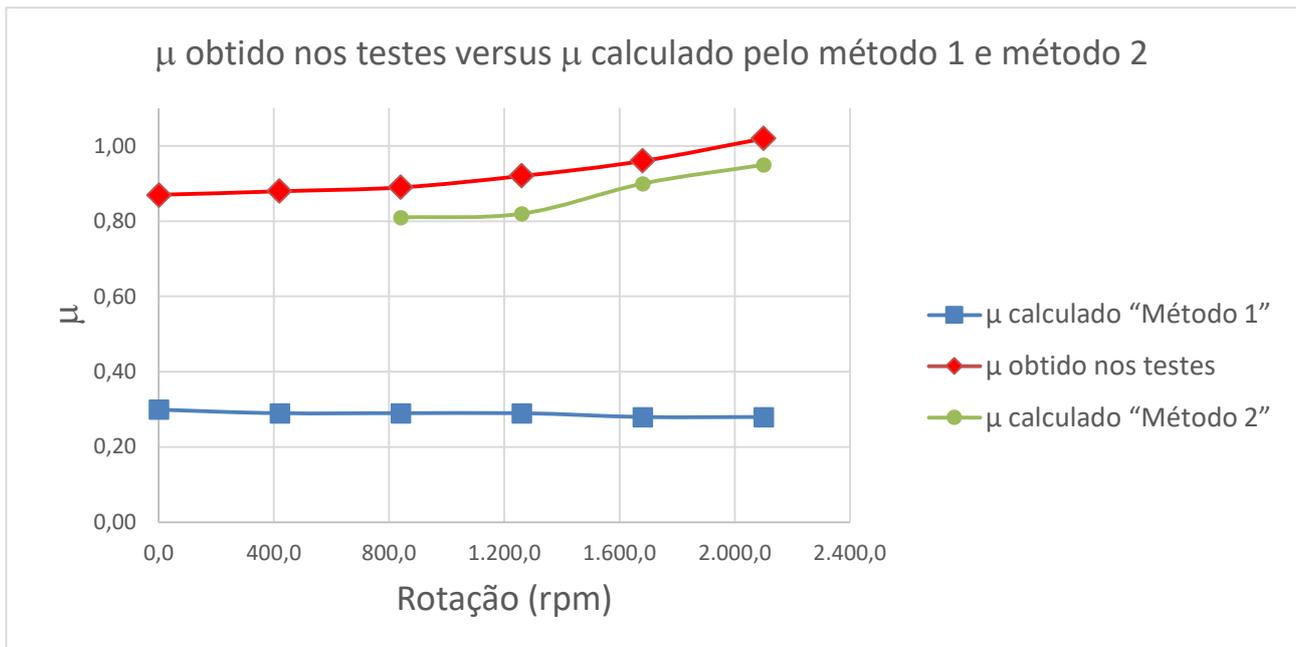


FIGURA 6.41 - Avaliação de μ obtido nos testes versus μ calculado de forma teórica

O coeficiente de vazão μ é dependente da variação da vazão no sistema e assim semelhante ao coeficiente α , considera as resistências no labirinto, perda por energia cinética como na entrada devido à contração brusca e saída devido a expansão brusca e perdas por atrito. Dessa forma ele dificilmente pode assumir um comportamento linear, sendo que os resultados encontrados são mais coerentes com o fenômeno investigado.

O Cálculo de μ realizado pelo método 1 obtido pela EQUAÇÃO (4.23) distanciou bastante dos valores coletados nos testes. Esta divergência significativa pode estar relacionada com o valor de (λ) existente na equação. Na seção 6.4 será avaliado o valor de λ .

Por outro lado, os dados calculados pelo método 2 conforme EQUAÇÃO (4.24) em que $\mu = \alpha$, os valores se aproximaram bastante. Ressalta-se que o parâmetro λ não é descrito no método 2.

Adotando o método 2, os testes foram satisfatórios.

6.4 Avaliação do coeficiente de resistência (λ)

O coeficiente de resistência λ sofre variação em função do número de Reynolds e correspondente a velocidade média " Re_c " do fluxo no labirinto. No QUADRO (6.11) e na FIG 6.42 apresenta-se os resultados dos valores calculados e obtidos nos ensaios.

QUADRO 6.13
Avaliação do coeficiente (λ)

Vazão [m ³ /h]	Rotação (rps)	Rotação (rpm)	λ obtido nos testes (Figura 4.24)	λ calculado (Equação 4. 31)	Diferença percentual [%]
0,77	0,00	0,00	Fora do ábaco	0,207	-
	7,00	420,00	0,110	0,210	47,62
	14,00	840,00	0,055	0,212	74,06
	21,00	1.260,00	0,044	0,217	79,72
	28,00	1.680,00	0,043	0,227	81,06
	35,00	2.100,00	0,040	0,241	83,40

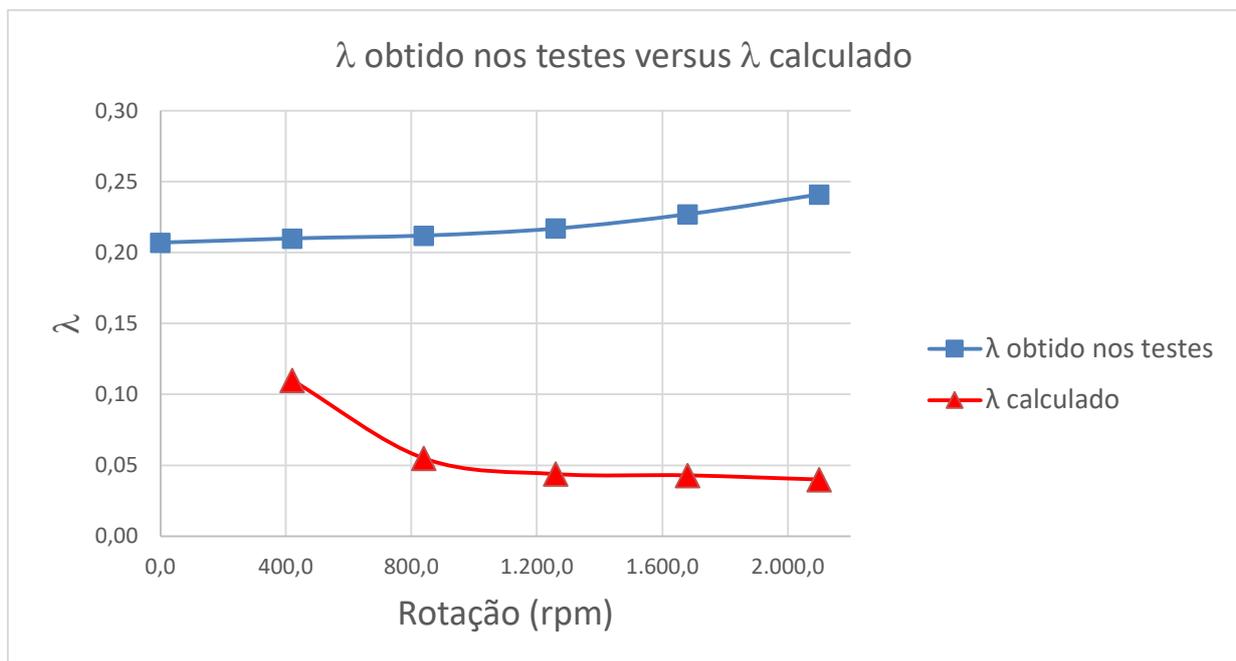


FIGURA 6.42 - Avaliação de λ obtido nos testes versus λ calculado de forma teórica.

Semelhante ao item discutido na seção 6.2, não foi possível determinar o valor da variável auxiliar “B” para rotação “0” e por este motivo λ não pode ser determinado.

Para rotações de 420,00 rpm e 840,00 rpm, Pfleiderer e Pertermann (1979) sugerem não obter o valor de λ pelo ábaco da FIG 4.24, pois estes estão na região hachurada onde o vórtice de Taylor pode ter influência em λ . Para fins comparativos, ainda que inapropriado, os valores foram obtidos pelo ábaco da FIG 4.24.

Os valores testados distanciaram bastante dos valores calculados. Entende-se que este distanciamento se deve ao fato de que até um determinado número de Reynolds relacionado a velocidade tangencial (Re_u), o fluxo laminar não é influenciado pela rotação do eixo. Na faixa de rotações onde o fluxo no labirinto cai, ocorrem vórtices de Taylor, fazendo com que a resistência

cresça muito. Portanto, os vórtices de Taylor aumentam o coeficiente de resistência λ (PFLEIDERER; PETERMANN, 1979).

Na comparação entre os valores de λ obtidos nos testes e calculados, nota-se que não houve convergência entre eles. Uma das justificativas para isso é que existem outros fenômenos a serem estudados que podem estar interferindo nos valores analisados, principalmente no que foi calculado. Uma das explicações é que como esse coeficiente também depende da variação da velocidade e que depende o Re é possível que seu comportamento tenha uma variação exponencial. Assim os resultados experimentais também seriam mais coerentes com o fenômeno.

7 CONCLUSÕES

O aparato disponível no CPH foi ajustado de forma satisfatória para possibilitar os testes em labirintos do tipo plano.

As equações teóricas aplicadas aos labirintos do tipo plano foram deduzidas de acordo com a literatura e os parâmetros estudados foram o coeficiente (α) que considera a contração do jato fluido, o atrito e, ocasionalmente o fornecimento de energia devido a rotação do eixo, coeficiente de vazão (μ), e o coeficiente de resistência (λ).

Os resultados analíticos das equações disponíveis na literatura com os obtidos nos testes foram realizados e foi concluído que para rotações de 1.680,0 rpm e 2.100,0 rpm os valores do coeficiente (α) coletado nos testes de 0,90 e 0,95 respectivamente estão próximos do valor descrito em referências bibliográficas que corresponde a 0,97, uma diferença de 7,22% e 2,06% respectivamente.

Os valores do coeficiente de vazão (μ) coletados nos testes também se aproximaram bastante dos valores calculados pelo método teórico, estando a diferença entre os valores na faixa de 6,67% a 12,20% para rotações entre 840,0 rpm e 2.100,0 rpm.

Já os resultados para o coeficiente de resistência (λ), houve uma divergência considerável entre o valor obtido nos testes com o valor calculado pelas equações listadas em referências bibliográficas, variando entre 47,62% a 83,40%. Entende-se que estas divergências foram devido a formação de vórtices de Taylor e outros fenômenos que podem estar ocorrendo. Esta divergência induz a novos estudos para avaliação do coeficiente de resistência e outros fenômenos que podem ocorrer no labirinto.

Todos esses coeficientes são influenciados ou pela vazão do sistema ou pela velocidade de rotação do rotor. Dessa forma a sua variação deve seguir o formato exponencial. Assim os resultados experimentais também seriam mais coerentes com o fenômeno. Também há que se considerar que tanto a câmara de testes, o labirinto e o rotor foram construídos em aço carbono que estão sujeitos ao fenômeno de corrosão que pode ter influenciado nos resultados obtidos. Isso pode explicar o fato da variação do coeficiente de vazão (μ) calculado pelo método 2 e o obtido nos ensaios siga uma mesma tendência afastando-se em torno de 10 % um do outro.

Além das análises analíticas e testes realizados, destaca-se que vedações por labirintos hidráulicos são essenciais para garantir a menor fuga possível de fluido entre a parte fixa e móvel de uma turbina. É importante conhecer os diversos tipos de labirintos e sua aplicabilidade para dimensionar e especificar de forma correta o labirinto para cada situação.

8 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

De forma a explorar mais o tema apresentado nesta dissertação, sugere-se modificar o rotor do aparato para substituir o labirinto do tipo plano por outros tipos de labirinto, como por exemplo ranhurado com número de dentes $z > 1$.

Sugere-se também variar a vazão de entrada e de saída, de forma a estudar a variação da vazão em função da rotação do rotor e da perda de carga no labirinto.

Entende-se que parâmetros como rugosidade superficial e características dos materiais utilizados também podem ser analisados. Para isso sugere-se a construção de uma nova câmara e de rotor em material que sofra uma influência menos significativa do fenômeno de corrosão.

Da mesma forma sugere-se investigar o efeito de aquecimento entre estator e o rotor, efeitos de vórtices de Taylor devem ser aprofundados e detalhados nos próximos trabalhos e por fim, entende-se que é necessário fazer uma análise detalhada sobre os efeitos que podem ser causados no interior dos labirintos devido a qualidade da água aduzidas nas turbinas. Sabe-se que a água de rio possui sólidos em suspensão e micropartículas abrasivas. É interessante avaliar o comportamento destes sólidos e partículas no fluxo e em relação ao desgaste abrasivo que pode ocorrer nos labirintos, e propor diferentes tipos de materiais para construção dos labirintos ou estudar formas de vedar o próprio labirinto com fluido filtrado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 CARVALHO, D. F.; LEMOS, P. R. G. **Turbinas hidráulicas**. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia: [s.n], [1970?]. 111 p.
- 2 CASTRO, A.L.P. **Estudo do poder abrasivo da casca do “Limnoperna Fortunei” com enfoque no labirinto hidráulico de turbina Francis**. 2018. 140 p. (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2018.
- 3 CASTRO, A. L. P. *et al.* Perda de carga em labirintos sob pressão. *In: LATIN-AMERICAN CONGRESS ON ELECTRICITY GENERATION AND TRANSMISSION - CLAGTEE, 12., 2017, Mar del Plata. Anais [...].* Argentina, 2017. Disponível em: <http://www3.fi.mdp.edu.ar/clagtee/2017/articles/05-002.pdf> . Acesso em 23 jan. 2020.
- 4 Aviation Dictionary. Disponível em: http://aviation_dictionary.enacademic.com/4047/labyrinth_seal. Acesso em: 17 jan. 2020.
- 5 DELEBARRE, C. *et al.* An experimental study of the high speed interaction between a labyrinth seal and an abradable coating in a turbo-engine application. **Wear**, v. 316, p. 109-118, ago. 2014. DOI 10.1016/j.wear.2014.04.023. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2014.04.023>. Acesso em: 30 jan. 2020.
- 6 DOLAN, F. X; KENNEDY, F. E; SCHULSON, E. M. An experimental investigation of rubbing interaction in labyrinth seals at cryogenic temperature. **Wear**, v. 102, p. 51-66, mar. 1985. DOI 10.1016/0043-1648(85)90091-2. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(85\)90091-2](https://doi.org/10.1016/0043-1648(85)90091-2). Acesso em: 26 mar. 2018.
- 7 ENCINAS, M. P. **Turbo máquinas hidráulicas, princípios fundamentais**. 2. ed. México: Limusa, 1980. 291p.
- 8 FOX, R. W; McDONALD, A.T; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. Tradução: Ricardo N. N. Koury e Geraldo A. C. França. 6. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 2006. 798 p.
- 9 FREITAS, R. B. **Simulação numérica de perdas em selo do tipo labirinto com aplicações em turbinas a gás**. 2012. 134 p. Dissertação (Mestrado profissional em turbina a gás) - Programa de pós-graduação em engenharia aeronáutica e mecânica, Instituto Tecnológico de Aeronáutica. São José dos Campos, 2012.

- 10 HECKELSMUELLER, G. P. Application of variable speed operation on Francis turbines. **Ingeniería e Investigación**, v. 35, n. 1, p. 12-16, abr. 2015. DOI 10.15446/ing.investig.v35n1.44995. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.15446/ing.investig.v35n1.44995>. Acesso em 23 jan. 2020.
- 11 HIDRO ENERGIA. Disponível em: <http://www.hidroenergia.com.br/produtos/turbinas/turbina-francis/#more-771>. Acesso em: 17 JAN. 2020.
- 12 JUNIOR, R. M. **Monitoramento da cavitação em turbinas hidráulicas Francis operando em condições de escassez hídrica utilizando análise de vibração**. 2015. 106 p. Dissertação (Mestrado em engenharia de energia) - Programa de pós-graduação em engenharia de energia, Universidade Federal de Itajubá. Itajubá, 2015.
- 13 KIRK, G; GAO, R. Influence of Preswirl on Rotordynamic Characteristics of Labyrinth Seals. **Tribology Transactions**, v.55, p. 357-364, jun. 2012. DOI 10.1080/10402004.2012.656880. Disponível em: <https://doi.org/10.1080/10402004.2012.656880>. Acesso em: 23 maio 2018.
- 14 KOIRALA, R. *et. al.* Implementation of Computer Aided Engineering for Francis Turbine Development in Nepal. **Journal of Manufacturing Engineering**, v. 2015, p. 1-9, ago. 2015. DOI 10.1155/2015/509808. Disponível em: <https://doi.org/10.1155/2015/509808>. Acesso em: 12 jul. 2020
- 15 LOWELL CEMETERY. Disponível em: <https://www.lowellcemetery.com/our-history/notables/james-bicheno-francis/>. Acesso em: 17 jan. 2020.
- 16 MACINTYRE, A. J. **Máquinas Motrizes hidráulicas**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983. 649 p.
- 17 MACK, R; DRTINA, P; LANG, E. Numerical prediction of erosion on guide vanes and in labyrinth seals in hydraulic turbines. **Wear**, 233–235, p. 685-691, dez. 1999. DOI 10.1016/S0043-1648(99)00196-9. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(99\)00196-9](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(99)00196-9). Acesso em: 26 mar. 2018.
- 18 MAZUR, Z. *et. al.* Numerical analysis of erosion of the rotor labyrinth seal in a geothermal turbine. **Geothermics**, v.31, p. 563-577, out. 2002. DOI 10.1016/S0375-6505(02)00014-7. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/S0375-6505\(02\)00014-7](https://doi.org/10.1016/S0375-6505(02)00014-7). Acesso em: 26 mar. 2018.
- 19 MUNSON, B. R; YOUNG, D. F; OKIISHI, T. H. **Fundamentos de Mecânica dos Fluidos**. Tradução: Euryale de J. Zerbini. 4. ed. São Paulo: Blucher, 2004. 571 p.
- 20 NETO, A.; MARTINIANO, J.; FERNÁNDEZ, M. F. **Manual de Hidráulica**. 9. ed. edição. São Paulo: Edgar Blucher, 2015. 632 p.

- 21 PFLEIDERER, C; PETERMANN, H. **Máquinas de Fluxo**. Tradução: Ana L. S. de Almeida, José A. R. dos Santos, Zulcy de Souza. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1979. 454 p.
- 22 PFLEIDERER, C. **Bombas Centrífugas y Turbocompresores**. Barcelona: Labor, 1960. 631 p.
- 23 SANTOS, M. A. R. **Otimização de bomba-turbina utilizando programação quadrática sequencial e algoritmos Genéticos**. 2009. 200 p. Dissertação (Mestrado em engenharia mecânica) - Programa de pós-graduação em engenharia mecânica, Universidade Federal de Itajubá. Itajubá, 2009.
- 24 SNECK, H.J. Labyrinth Seal Literature Survey. **Journal of Tribology**, p. 579-581, out. 1974. DOI 10.1115/1.3452498. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.3452498>. Acesso em: 23 jan. 2020.
- 25 SUBRAMANIAN, S; SEKHAR, A.S; PRASAD, B.V.S.S.S. Rotordynamic characteristics of rotating labyrinth gas turbine seal with centrifugal growth. **Tribology International**, v. 97, p. 349-359, maio 2016. DOI 10.1016/j.triboint.2016.01.003. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.01.003>. Acesso em: 23 mar. 2018.
- 26 MARTINEZ, C. B. *et. al.* **Dispositivo de ensaio do labirinto e sistema para simulação do comportamento de labirintos de turbinas**. Depositante: Universidade Federal de Minas Gerais (BR/MG). BR 10 2019 013739 8. Depósito: 02 jul. 2019.
- 27 WANG, W. *et. al.* Numerical analysis of leakage flow through two labyrinth seals. **Journal of hydrodynamics**, Ser.B, v. (19) 1, p. 107-112, fev. 2007. DOI 10.1016/S1001-6058(07)60035-3. Disponível em: [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(07\)60035-3](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(07)60035-3). Acesso em: 07 jun. 2018.
- 28 ZHAO, W. **Investigation of seal technology for Francis turbine**. 2012:50. 156 p. Tese (Doutorado) - Departamento de energia e processos de engenharia, Faculdade de Ciências da Engenharia e Tecnologia. Noruega, 2012.