

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE TURBINAS DE MÚLTIPLOS DISCOS: ESTUDO DE
MODELOS ANALÍTICOS E ANÁLISE EXPERIMENTAL

por

Cristiano Frandalozo Maidana

Porto Alegre, maio de 2015

DESENVOLVIMENTO DE TURBINAS DE MÚLTIPLOS DISCOS: ESTUDO DE
MODELOS ANALÍTICOS E ANÁLISE EXPERIMENTAL

por

Cristiano Frandalozo Maidana
Mestre em Engenharia

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Aprovada por:

Prof. Dr^a. Adriane Prisco Petry

PROMECC/UFRGS

Prof. Dr. Marcelo Godinho

PGEPROTEC/UCS

Prof. Dr. Charles Rech

ULBRA

Prof. Dr. Fabiano Disconzi Wildner

DEMEC/UFRGS

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 26, maio de 2015

AGRADECIMENTOS

Ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico) pela bolsa de doutorado. Ao professor orientador, Paulo Smith Schneider pela ajuda e dedicação. Aos colegas do LETA (Laboratório de Estudos Térmicos e Aerodinâmicos) e do GESTE (Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos) pelo auxílio e recursos proporcionados. A minha família pelo apoio dado.

RESUMO

Neste trabalho é realizada a concepção, projeto, construção e ensaio de turbinas de múltiplos discos para a verificação dos principais parâmetros e metodologias utilizadas para o projeto e análise do equipamento, além de estudar formas de otimização do equipamento. Assim, uma turbina de múltiplos discos é construída e testada com diferentes configurações de rotores, em uma bancada experimental construída e dimensionada especialmente para esse fim, além da implementação dos métodos analíticos pesquisados no *software Engineering Equation Solver* (EES). Assim, uma comparação entre os resultados experimentais obtidos por Rice e os modelos de analíticos disponíveis, mostra que o modelo do fator de atrito (FA) é o que melhor representa a operação do equipamento, além de ser o mais versátil dos métodos testados, permitindo que a turbina seja dimensionada e otimizada para várias configurações de construção. Já os resultados experimentais obtidos com um dos protótipos de turbina construído e operado com ar comprimido, mostram que, com modificações simples da geometria, configuração e acabamento superficial dos discos que compõem o rotor, é possível aumentar a eficiência isentrópica em até 35% em relação a turbina padrão montada com a configuração padrão de rotor (discos lisos), sem acarretar prejuízo em alguns dos principais benefícios da utilização deste tipo de equipamento. Os resultados experimentais obtidos mostram também que a eficiência diminui significativamente com o aumento da folga entre o raio externo do rotor e a parte interna da carcaça.

Palavras-chave: turbina de múltiplos discos; TMD, turbina tesla, projeto de turbomáquinas, otimização.

ABSTRACT

This work is performed conception, design, construction and testing of multiple-disks turbines (MDTs) for the verification of key parameters and methodologies used for the design and analysis of machine as well as consider ways to equipment optimization. Thus, a multiple-disk turbine is constructed and tested with different impeller configurations, in a test rig especially constructed and dimensioned for this purpose, besides the implementation of the analytical methods in software Engineering Equation Solver (ESS). Thus, a comparison between the experimental results obtained by Rice and analytical models available, shows that the friction factor model (FF) is what best represents the operation of the equipment, and is the most versatile of the tested methods, allowing the turbine is sized and optimized for various building configurations. Since the experimental results obtained with one of the turbine prototypes built and operated with compressed air, show that with simple modifications of geometry, configuration and surface finish of the disks that make up the rotor, it is possible to increase the isentropic efficiency by up to 35% compared the standard turbine rotor mounted with the default configuration (flat disks), without causing damage in some of the major benefits of using this type of equipment. The experimental results also show that efficiency decreases significantly with increasing clearance between the outer radius of the rotor and the internal part of the housing.

Keywords: multiple disk turbine; MDT, Tesla turbine, turbomachinery design, optimization.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Histórico e perspectivas para o uso das turbinas de múltiplos discos	1
1.2	Revisão bibliográfica	3
1.3	Escopo e objetivos do trabalho	10
2.	A TURBINA DE MÚLTIPLOS DISCOS	11
2.1	Princípio de funcionamento das turbinas de múltiplos discos.....	11
2.1.1	Bocal	12
2.1.2	Rotor	14
2.2	Caracterização do equipamento	14
2.3	Dimensionamento da TMD	15
2.1.2	Dimensionamento do rotor	15
2.3	Projeto do bocal injetor.....	22
2.3.2	Equacionamento do bocal através do método do escoamento adiabático com atrito ...	24
2.3.3	Equacionamento do bocal através do método das características	25
3.	COMPARAÇÃO ENTRE OS MODELOS ANALÍTICOS.....	26
3.1	Descrição da TMD analisada.....	26
3.2	Comparativo com os resultados obtidos analiticamente.....	28
3.2.1	Resultados obtidos com o método do fator de atrito (FA).....	30
3.2.2	Resultados obtidos pelo método do disco livre (DL)	32
3.2.3	Resultados obtidos com o método da placa plana (PP)	34
3.2.4	Resultados obtidos com o método do vórtice (V)	36
3.2	Otimização da TMD	37
3.3	Conclusões parciais	45
4	PROTÓTIPOS CONSTRUÍDOS.....	46
4.1	Primeiro Protótipo Construído da Turbina de Múltiplos Discos	46
4.2	Segundo Protótipo Construído da Turbina de Múltiplos Discos	47
4.3	Terceiro Protótipo Construído da Turbina de Múltiplos Discos	48
5	A BANCADA EXPERIMENTAL.....	51
5.1	Visão Geral da Bancada Experimental	51
5.2	Principais Componentes	52
5.2.1	Dispositivos de aquisição de dados	52
5.2.2	Medidor de vazão	53
5.2.3	Sensores de temperatura	55
5.2.4	Sensores de pressão	55
5.2.5	Sensor de rotação	56
5.2.6	Freio dinamométrico.....	57
5.2.7	Alimentação	58
5.3	Procedimento Experimental.....	58
6	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	61
6.1	Estimativa das perdas da TMD	61

6.2	TMD com discos lisos	63
6.2.1	Teste estático	63
6.2.2	Teste dinâmico.....	64
6.3	TMD com discos rugosos	65
6.4	TMD com discos vazados.....	68
6.5	TMD com discos de diâmetros variados	74
6.6	Comparação entre os resultados obtidos.....	77
6.7	Conclusões parciais	81
7.	CONCLUSÕES.....	83
7.1	Sugestões para trabalhos futuros	84
	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICAS.....	85
	APÊNDICE A	88
	APÊNDICE B.....	90
	APÊNDICE C	96
	APÊNDICE D	98
	APÊNDICE E.....	99
	ANEXO I.....	101

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Desenho da turbina de múltiplos discos patenteada por Nikola Tesla em 1910 [adaptado de Cairns, 2001].	2
Figura 1.2 – Eficiência em função da potência para as turbinas de múltiplos discos e as turbinas convencionais [adaptado de Lampart <i>et al.</i> , 2009].	3
Figura 1.5 – Desenho do rotor híbrido desenvolvido por Batista, 2009.	9
Figura 1.6 – Desenho esquemático com os principais componentes do motor a combustão interna, baseado no princípio das TMDs, patenteado por Wood, 2013 [adaptado de Cairns, 2001].	9
Figura 2.1 – Desenho esquemático da trajetória do fluido no interior da turbina de múltiplos discos.	11
Figura 2.2 – Variação de pressão de um fluido ao longo de um bocal convergente, inicialmente a pressão p_o . Os rótulos a , b , c e d indicam níveis diferentes da pressão de descarga p_B . [adaptado de Wylen <i>et al.</i> , 2003].	12
Figura 2.3 – Variação de pressão ao longo de um bocal convergente-divergente que descarrega para um meio cuja pressão é p_B . Os rótulos a , b , c , d e e indicam níveis diferentes da pressão p_B . A pressão na alimentação do bocal é indicada pela variável p_o e na seção de descarga por os [adaptado de Wylen <i>et al.</i> , 2003].	13
Figura 2.4 – Desenho esquemático do rotor junto ao eixo da TMD [Allen, 1990].	14
Figura 2.5 – Desenho das linhas características em um bocal convergente-divergente [adaptado de Anderson, 1990].	25
Figura 3.1 – Desenho esquemático da turbina de múltiplos discos estudada experimentalmente por Rice, 1965, mostrando os principais componentes e a notação utilizada nas principais equações.	27
Figura 3.2 – Valores em módulo da diferença relativa para eficiência isentrópica, $\Delta\eta_{FA}$, obtida com o método do fator de atrito, em função da eficiência isentrópica experimental.	30
Figura 3.3 – Valores em módulo da diferença relativa para eficiência isentrópica, $\Delta\eta_{FA}$, obtida com o método do fator de atrito, em função do número de Reynolds no rotor.	31
Figura 3.4 – Eficiência isentrópica prevista para a TMD, $\eta_{iso,calc}$ obtido através do método do fator de atrito, em função do espaçamento entre os discos b_{calc} . Resultados obtidos para a primeira condição de operação apresentado na Tabela 3.1.	32

Figura 3.5 – Valores em módulo da diferença relativa para eficiência isentrópica, $\Delta\eta_{DL}$, obtida com o método do disco livre, em função da eficiência isentrópica experimental, η_{exp} .	33
Figura 3.6 – Diferença relativa para a eficiência isentrópica, $\Delta\eta_{DL}$, obtida com o método do disco livre, em função da diferença relativa de espaçamento entre os discos do rotor, Δb_{DL} , ambos obtidos com o método do disco livre. Valores apresentados em módulo.	34
Figura 3.7 – Módulo da diferença relativa obtida para eficiência isentrópica determinada com o método do disco livre, $\Delta\eta_{pp}$, em função da eficiência isentrópica determinada experimentalmente η_{exp} .	35
Figura 3.8 – Diferença relativa obtida para a eficiência isentrópica determinada com o método da placa plana, $\Delta\eta_{pp}$, em função da diferença relativa obtida para o espaçamento entre os discos do rotor Δb_{pp} . Valores de $\Delta\eta_{pp}$ e Δb_{pp} dados em módulo.	36
Figura 3.9 – Módulo da diferença relativa da eficiência isentrópica determinada com o método do vórtice, $\Delta\eta_v$, em função da eficiência isentrópica obtida experimentalmente η_{exp} .	37
Figura 3.10 – Desenho esquemático mostrando a divisão hipotética dos discos do rotor da turbina de Rice, 1965, utilizada para a análise da potência produzida pela turbina em função do raio do rotor.	38
Figura 4.1 – Foto do primeiro protótipo construído da TMD.	46
Figura 4.2 – Fotos do segundo protótipo da TMD construído, mostrando o rotor da turbina (esquerda) e o equipamento montado para os testes com ar comprimido (direita).	47
Figura 4.3 – Imagens do terceiro protótipo da TMD construído inteiramente em aço, mostrando a turbina montada sem o sistema de freio (esquerda) e a turbina aberta.	48
Figura 4.4 – Vista em corte da seção circular do bocal projetado com as principais dimensões (em milímetros). A alimentação do fluido de trabalho é feita na seção de maior diâmetro.	49
Figura 4.5 – Imagens do quarto protótipo da TMD construído, mostrando a turbina montada (esquerda) e o detalhe do bocal inserido em uma das chapas que constitui o carcaça do equipamento (direita).	50
Figura 5.1 – Desenho esquemático da bancada experimental mostrando esquematicamente a disposição dos principais componentes.	51
Figura 5.2 – Placa de aquisição NI PCIe-6363 utilizada para a leitura do sensor de rotação e força, montados na bancada experimental.	52
Figura 5.3 – Sistema de aquisição Agilent 34970A utilizado para a leitura dos sensores de pressão, vazão e temperatura utilizados na bancada experimental.	53

Figura 5.4 – Medidor de vazão modelo VTG-015 (esquerda) e micro controlador modelo MEV-3000 (direita).	54
Figura 6.1 – Variação da rotação da TMD, ω , em função do tempo, t , adquiridos durante o teste transiente. Resultados obtidos para o protótipo com o rotor composto por discos lisos (discos tipo A) e sem carga imposta ao eixo.	62
Figura 6.2 – Valores de torque obtidos no teste estático da turbina para três níveis de abertura dos orifícios de exaustão da turbina, assim como a média desses valores. Resultados apresentados em função da pressão de alimentação $p_{e,bocal}$	63
Figura 6.4 – Comparativo entre os valores médios da eficiência isentrópica, $\eta_{iso,exp}$, obtidas experimentalmente para o disco central do rotor constituído pelos discos A, B, C, D, E, F, G e H, em função da pressão de admissão no bocal, $p_{e,bocal}$. A linha vermelha representa a curva de ajuste obtida com os dados da turbina na configuração padrão. Resultados apresentados para a rotação de 3000 rpm.	78
Figura 6.4 – Comparativo entre os valores médios da eficiência isentrópica, $\eta_{iso,exp}$, obtidas experimentalmente para o disco central do rotor constituído pelos discos A, B, C, D, E, F, G e H, em função da pressão de admissão no bocal, $p_{e,bocal}$. A linha vermelha representa a curva de ajuste obtida com os dados da turbina na configuração padrão. Resultados apresentados para a rotação de 6000 rpm.	79
Figura 6.5 – Comparativo entre os valores médios da eficiência isentrópica, $\eta_{iso,exp}$, obtidas experimentalmente para o disco central do rotor constituído pelos discos A, I, J, K e J (somente disco central do rotor), em função da pressão de admissão no bocal, $p_{e,bocal}$. A linha vermelha representa a curva de ajuste obtida com os dados da turbina na configuração padrão. Resultados apresentados para a rotação de 3000 rpm.	80
Figura 6.6 – Comparativo entre os valores médios da eficiência isentrópica, $\eta_{iso,exp}$, obtidas experimentalmente para o disco central do rotor constituído pelos discos A, I, J, K e J (somente disco central do rotor), em função da pressão de admissão no bocal, $p_{e,bocal}$. A linha vermelha representa a curva de ajuste obtida com os dados da turbina na configuração padrão. Resultados apresentados para a rotação de 6000 rpm.	81
Figura A.1– Desenhos das tampas do segundo protótipo de TMD construído. Dimensões dadas em milímetros.	88
Figura A.2 – Desenhos dos discos do rotor do segundo protótipo de TMD construído. Dimensões dadas em milímetros.	88

Figura A.3 – Vista explodida do terceiro protótipo da TMD, mostrando o eixo, tampas, carcaça, anéis separadores e discos do rotor do equipamento.	89
Figura B.1 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo A e B.....	90
Figura B.2 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo C.	91
Figura B.3 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo D.	91
Figura B.4 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo E.	92
Figura B.5 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo F.....	92
Figura B.6 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo G.	93
Figura B.7 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo H.	93
Figura B.8 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo I.....	94
Figura B.9 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo J.	94
Figura B.10 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo K.	95
Figura C.1 – Tensão elétrica gerada na célula de carga em função massa aplicada no dispositivo.....	97
Figura D.1 – Tela de aquisição e leitura dos dados criada no <i>software</i> Labview®.	98

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Valores de eficiência e potência obtidos experimentalmente por Rice, 1965. Resultados apresentados para cada conjunto de condições de operação, $p_{e,bocal}$, $T_{e,bocal}$ e \dot{m} ..	27
Tabela 3.1 – Valores de eficiência e potência obtidos experimentalmente por Rice, 1965. Resultados apresentados para cada conjunto de condições de operação, $p_{e,bocal}$, $T_{e,bocal}$ e \dot{m} (continuação). ..	28
Tabela 3.2 – Contribuição de cada seção do rotor para a potência total obtida para a turbina com a configuração original, $\Delta\dot{W}_i$, em função da seção do rotor analisada, $\Delta\xi$. Resultados obtidos com o método FA para a superfície dos discos do rotor divididos hipoteticamente em vinte seções iguais.	39
Tabela 3.3 – Condições de operação consideradas no processo de otimização da TMD.....	41
Tabela 3.4 – Valores de rugosidade obtidos através do processo de otimização, para cada seção do rotor com dimensão $\Delta\xi$	41
Tabela 3.5 – Ganho de eficiência, $\Delta\dot{W}_{optim}$, obtido com o uso dos parâmetros otimizados (Tab. 3.3), em relação aos obtidos com a turbina convencional, ambos calculados.....	43
Tabela 5.1 – Descrição dos discos utilizados no rotor da TMD testada (terceiro protótipo). ..	59
Tabela 6.1 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o rotor formado por discos tipo A (discos lisos).....	64
Tabela 6.2 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para as condições de operação apresentados na Tabela 6.1.....	65
Tabela 6.3 – Medidas de rugosidade obtidas para a superfície dos discos tipo A e tipo B. Valores correspondem ao parâmetro Ra da norma ISO 4287.	65
Tabela 6.4 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o rotor formado por discos tipo B.....	66
Tabela 6.5 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para as condições de operação da Tabela 6.4.....	67
Tabela 6.6 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo C.	68
Tabela 6.7 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo D.	69

Tabela 6.8 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo E.....	69
Tabela 6.9 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo F.....	70
Tabela 6.10 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo G.	70
Tabela 6.11 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo H.	71
Tabela 6.12 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo C.....	71
Tabela 6.13 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo D.....	72
Tabela 6.14 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo E.....	72
Tabela 6.15 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo F.....	73
Tabela 6.16 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo G.....	73
Tabela 6.16 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo G (continuação).....	74
Tabela 6.17 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo H.....	74
Tabela 6.18 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo I.....	75
Tabela 6.19 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo J.....	75
Tabela 6.20 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo K.	76
Tabela 6.21 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor composto por um disco tipo J e os discos periféricos compostos pelos do tipo A.	76

Tabela C.1 – Tensão elétrica de saída fornecida pela célula, em função das massas impostas ao dispositivo.....	96
Tabela E.1 – Faixa de valores de N_s para diversos tipos de turbinas.	99

LISTA DE SIMBOLOS

A	Área, m^2
b	Espaçamento entre os discos do rotor, m
C_1	Constante 1 determinada para o sensor de vazão, m^{-3}
C_2	Constante 2 determinada para o sensor de vazão, $kg^{0,4}/m^{3,6} s^{0,2}$
C_d	Coefficiente de descarga do bocal
C_v	Coefficiente de velocidade do bocal
D	Diâmetro, m
f	Fator de atrito do escoamento, –
F	Frequência do sensor de vazão, Hz
I	Momento de inercia do rotor e eixo da turbina, $kg\ m^2$
k	Razão entre os calores específicos do gás, –
K	Constante do sensor de vazão, m^{-3}
\dot{m}	Vazão mássica do fluido, kg/s
M	Número de Mach, –
n	Número de discos do rotor, –
NRA	Razão entre as áreas de descarga e admissão do bocal sônico, –
N_s	Rotação específica do rotor, –
p	pressão, kPa
Po	Número de Poiseuille, –
\dot{Q}	Vazão volumétrica do fluido, m^3/s
r	Posição radial medida a partir do centro do rotor, m
\bar{r}	Raio médio do rotor, m
R	Constante do gás, $kJ/kg\ K$
Re	Número de Reynolds
Re_m^*	Número de Reynolds modificado, –
s	Comprimento de arco na posição \bar{r} , m
T	Temperatura, K
u	incerteza de medição genérica
U	Velocidade tangencial do rotor, m/s
v	Velocidade absoluta do fluido no rotor, m/s

V	velocidade relativa do fluido, m/s
\dot{W}	Potência, kW
\hat{W}	Velocidade adimensional do fluido no interior do rotor, –
x	Coordenada ao longo do comprimento do bocal, m
X_j	Variável genérica j
Y	Variável genérica

SUBÍNDICES

<i>accel</i>	Refere-se a aceleração angular do rotor e eixo da turbina
<i>B</i>	Refere-se a pressão total do meio externo ao bocal
<i>bocal</i>	Refere-se a condição do escoamento no bocal
<i>calc</i>	Parâmetro calculado
<i>cf</i>	Refere-se a superfícies rugosas
<i>DL</i>	Refere-se ao método do disco livre
<i>desaccel</i>	Refere-se a desaceleração angular do rotor e eixo da turbina
<i>e</i>	Refere-se a posição $r = r_e$
<i>exp</i>	Refere-se as medidas e condições experimentais
<i>FA</i>	Refere-se ao método do fator de atrito
<i>G</i>	Refere-se a potência efetivamente gerada pela turbina
<i>h</i>	Refere-se ao diâmetro hidráulico do rotor
<i>i</i>	Refere-se a seção da superfície do rotor
<i>iso</i>	Refere-se a condição Isentrópica
<i>l</i>	Refere-se a área lateral do bocal
<i>L</i>	Regime de escoamento laminar
<i>o</i>	Refere-se a pressão total do fluido
<i>PP</i>	Refere-se ao método da placa plana
<i>real</i>	Refere-se a condição real
<i>s</i>	Refere-se a posição $r = r_s$
<i>sensor</i>	Refere-se as grandezas físicas relacionadas ao sensor de vazão
<i>T</i>	Regime de escoamento turbulento
<i>V</i>	Refere-se ao método do vórtice

SÍMBOLOS GREGOS

Γ	Grau de reação
Δ	Varição
θ	Coordenada angular medida na superfície do rotor, rad
η	Eficiência isentrópica
ξ	Posição radial adimensional medida a partir do centro do rotor
μ	Viscosidade, Pa.s
ρ	Massa específica, kg/m ³
ω	Rotação do rotor, rad/s
ε	Rugosidade, m
α	Aceleração e desaceleração angular, rad/s ²
Φ	Coefficiente de fluxo adimensional da turbina, –
Π	Coefficiente de potência adimensional da turbina, –

LISTA DE ABREVIATURAS

FA	Método do fator de atrito
DL	Método do disco livre
PP	Método da placa plana
TMD	Turbina de múltiplos discos
V	Método do vórtice

1 INTRODUÇÃO

Com o aumento da pressão da sociedade para a redução do uso de combustíveis fósseis, a indústria tem buscado novas fontes de energia limpas e renováveis. Entretanto, devido a restrições técnicas e econômicas, ainda não é possível substituir totalmente as fontes mais tradicionais de energia.

Algumas formas para diminuir o consumo dos combustíveis fósseis consistem no aumento da eficiência dos sistemas existentes e no aproveitamento energético de correntes de baixo potencial. Uma das opções é o uso de sistemas complexos. Um exemplo é a utilização de ciclos térmicos a vapor orgânicos ou reversos para que a potência seja extraída com o uso de turbinas a vapor. Entretanto, esses sistemas possuem alto custo e exigem alto controle operacional, o que muitas vezes inviabiliza o projeto.

Outra estratégia para a redução do consumo de combustíveis fósseis, que vem ganhando importância atualmente, consiste no aumento da eficiência dos dispositivos e processos industriais conhecidos atualmente. As turbinas convencionais operam com alta eficiência em aplicações que envolvem a geração de grandes potências. Entretanto, assim como outras máquinas térmicas, sua eficiência é pequena em aplicações onde a potência exigida é baixa.

Desta forma, a utilização das turbinas de múltiplos discos (conhecida também como Turbina de Tesla) surge como uma oportunidade onde o potencial energético disponível é baixo ou em aplicações que exigem pequenas gerações de energia com alta eficiência. Devido a sua construção simples e as suas características operacionais, sua utilização para estas aplicações pode ser facilmente viabilizada.

1.1 Histórico e perspectivas para o uso das turbinas de múltiplos discos

A turbina de múltiplos discos (TMD), ou turbina Tesla, tem a sua invenção creditada a Nikola Tesla, engenheiro e inventor Croata. Esta invenção resultou em uma série de patentes do autor a partir de 1910 (Cairns, 2001), que inclusive considerou a construção de vários dispositivos que utilizariam o mesmo princípio de operação.

Motivado por estas e outras vantagens relacionadas a utilização das TMDs, Nikola Tesla e outros colaboradores construíram vários protótipos de TMD de diferentes potências (Cairns, 2001). O maior equipamento construído foi uma turbina a vapor de 500kW, que foi

testada e construído na Allis Chalmers Company, em Milwaukee, EUA. Os resultados destes e outros testes realizados na New York Edison Company, mostraram que a turbina não era competitiva em comparação as convencionais que estavam em desenvolvimento na época. Ainda segundo o mesmo autor, os resultados não foram promissores, devido, principalmente, à baixa qualidade dos materiais empregados (que resultaram em estiramento dos discos), ao baixo torque produzido e a baixa eficiência do equipamento. Esses resultados desmotivaram estudos futuros.

A Figura 1.1 apresenta o desenho do equipamento patenteado por Nikola Tesla em 1910:

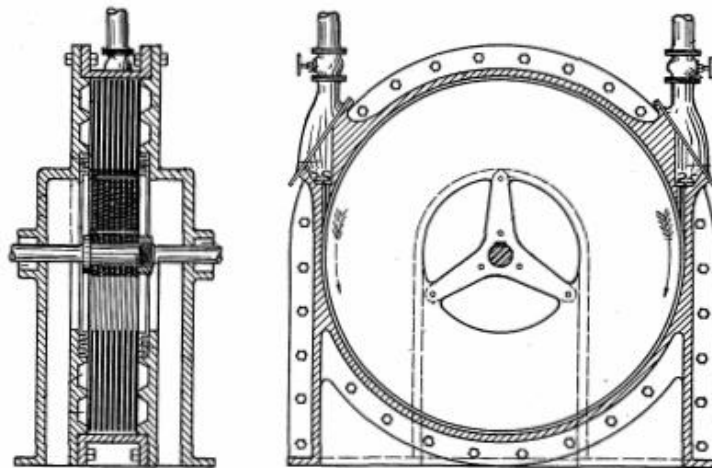


Figura 1.1 – Desenho da turbina de múltiplos discos patenteada por Nikola Tesla em 1910 [adaptado de Cairns, 2001].

Algumas análises mais recentes realizadas no projeto da TMD e em outros dispositivos que operam com o mesmo princípio físico mostraram que esse dispositivo pode ser competitivo em aplicações que exigem baixa potência e baixo custo (Cairns, 2001). Isso se deve ao fato de ser um equipamento versátil, capaz de operar em condições adversas, como por exemplo, com fluidos suscetíveis a mudança de fase, com impurezas ou muito viscosos.

Desta forma, as TMDs poderiam ser utilizadas em situações onde as turbinas convencionais apresentam baixo desempenho, com a vantagem de serem equipamentos de menor custo e de maior versatilidade (Rice, 1991). A Figura 1.2 mostra esquematicamente um comparativo de desempenho entre as TMDs e as turbinas convencionais:

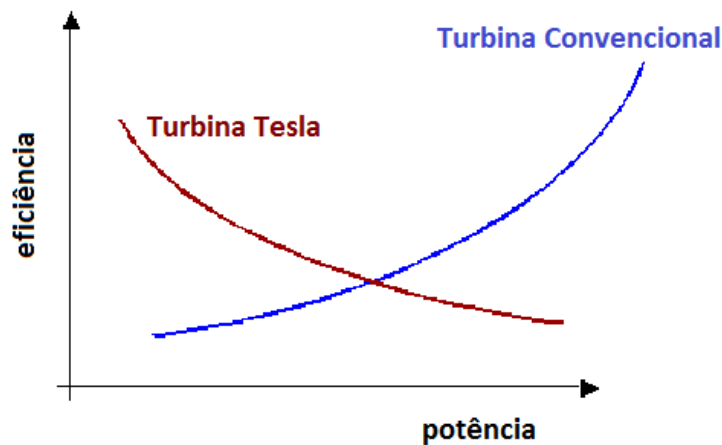


Figura 1.2 – Eficiência em função da potência para as turbinas de múltiplos discos e as turbinas convencionais [adaptado de Lampart *et al.*, 2009].

As turbinas convencionais e as de múltiplos discos operam com máxima eficiência em regimes de escoamentos distintos. Segundo Batista, 2009, para as turbinas a vapor, o ponto de intersecção das curvas da Fig. 1.2 ocorre atualmente próximo da potência de 100 kW.

1.2 Revisão bibliográfica

1.2.1 Publicações em periódicos

A partir da década de 1960, iniciou-se um novo interesse nas turbinas de múltiplos discos (TMD), visando aplicações pouco adequadas para as turbinas convencionais, seguido pela identificação dos parâmetros que mais influenciam no seu desempenho. A seguir são listados, em ordem cronológica, os trabalhos mais relevantes.

Rice, 1965, apresentou uma série de experimentos realizados com turbinas constituídas por múltiplos discos lisos. Seis pequenas turbinas foram testadas com ar como fluido de trabalho com pressões de admissão entre 690 kPa e 860 kPa, para diferentes ângulos de injeção do fluido, espaçamentos entre discos e número de discos. Foram obtidas para as turbinas testadas eficiências isentrópicas entre 16,5% e 25,8%. Segundo o autor, as perdas de energia nos bocais, a fuga de fluido entre as folgas existentes entre os discos e a carcaça (estator) e o atrito nos mancais, contribuíram para os valores baixos de eficiência isentrópica das TMDs testadas.

Boyack *et al.*, 1971, desenvolveram um método integral para caracterizar o escoamento do fluido de trabalho entre os discos do equipamento, através do emprego de funções polinomiais para a solução integral das equações diferenciais tridimensionais que governam o movimento do fluido entre os discos da turbina. Essas equações são dadas em termos de somatórios para as três componentes da velocidade do fluido. Os resultados mostraram que para uma função polinomial de grau oito, as expressões obtidas forneceram uma boa concordância com os valores experimentais de pressão e velocidade do fluido obtidos anteriormente pelos autores.

Truman *et al.*, 1978, analisaram numericamente o funcionamento de uma TMD para a qual o fluido de trabalho consistia de uma mistura bifásica de vapor e líquido. Para isto, eles desenvolveram um modelo matemático baseado na força de arrasto que ocorre entre as gotas de líquido e vapor no estado saturado. Os resultados, obtidos através da solução numérica das equações diferenciais obtidas, mostraram que o torque e o título são maiores na região de próxima ao centro do rotor. Os principais resultados obtidos analiticamente mostraram também boa concordância com aqueles obtidos experimentalmente pelos autores nas mesmas condições de operação.

Felsch *et al.*, 1981, desenvolveram expressões para o comportamento de um fluido incompressível em escoamento laminar e não-isotérmico no interior de uma TMD. O conjunto de equações obtidas foi resolvido através do método das diferenças finitas para alguns casos particulares. Os resultados mostraram que a diferença entre os valores obtidos no estudo e aqueles obtidos considerando-se escoamento isotérmico são pequenos, já que o número de Eckert determinado para a turbina é menor que a unidade.

Miller *et al.*, 1990, analisou a utilização de uma bomba, baseada no princípio de funcionamento e construção das TMDs, para a circulação de sangue no corpo humano. Uma pequena bomba foi construída e comparada com uma bomba de pistão construída para este fim. As medidas realizadas mostraram que as pressões produzidas e vazões produzidas pela bomba operada em modo pulsante são compatíveis com os necessários para o uso fisiológico.

Cairns, 2001, apresenta no seu trabalho uma revisão do estado da arte das turbinas de múltiplos até o momento. Segundo o autor, com base na revisão realizada, as TMDs seriam uma promissora alternativa aos convencionais motores de combustão interna, principalmente na indústria automotiva e aeronáutica.

Schmidt, 2002, analisou o potencial de produção de eletricidade com baixo custo a partir da combustão de biomassa. Para isto, uma turbina a gás composta por um compressor

convencional e uma turbina de múltiplos discos foi testada continuamente durante 40 horas. O equipamento testado produziu uma potência de 3,2 kW com eficiência isentrópica de 11%. Após os ensaios, uma inspeção visual nos discos da turbina não constatou nenhum dano às partes móveis do equipamento devido à presença das partículas de biomassa.

Couto *et al.*, 2006, apresentaram uma metodologia para o projeto de TMD baseada nas equações desenvolvidas para o movimento de um fluido na superfície de discos em rotação. Segundo os autores, esta metodologia pode ser aplicada a turbinas e compressores de múltiplos discos com escoamentos em regime laminar e turbulento.

Lemma *et al.*, 2008, analisaram as principais características que influenciam no desempenho de turbinas de múltiplos discos de pequenas dimensões. Para isto, foi construído um pequeno protótipo, acompanhado de um estudo numérico. Os resultados mostraram que a eficiência adiabática do dispositivo foi de 25%. O estudo numérico, apesar de preliminar, mostrou com base no perfil de velocidade e pressão obtida, que o bocal na forma de voluta tem potencial para reduzir perdas na admissão da turbina.

Batista, 2009, analisou a utilização de TMDs para a microgeração de energia elétrica a partir de sistemas a vapor. Um protótipo do sistema foi projetado e desenvolvido, junto com uma turbina de múltiplos discos modificada (denominada de Tesla-Pelton), baseada nas turbinas Pelton. Os resultados mostraram que a turbina Tesla-Pelton construída apresentou rendimento, potência e torque até duas vezes maiores que a turbina de múltiplos discos convencional, além de mostrar que o sistema a vapor desenvolvido é viável economicamente para microgeração de energia elétrica.

Hoya *et al.*, 2009, desenvolveram uma bancada experimental para a análise da influência dos parâmetros construtivos da turbina Tesla no seu desempenho. No estudo, vários métodos experimentais para a obtenção da potência e torque do equipamento foram comparados e desenvolvidos, além de identificados vários parâmetros que podem influenciar no desempenho do equipamento. Foram obtidas como resultado as curvas de eficiência, potência e torque para uma TMD de 92 mm de diâmetro, além de verificado uma significativa perda de pressão total no bocal (cerca de 20%).

Guha *et al.*, 2010, estudaram as perdas relacionadas a injeção de fluido na TMD. Para isto, foram medidas as perdas da pressão total de bocais selecionados. Os resultados mostraram que entre 13% e 24% da energia total do fluido foi perdida nos bocais analisados.

Deam *et al.*, 2010, analisaram a menor escala para a viabilidade da utilização das turbinas convencionais a gás e as possíveis faixas de potência e de melhor operação das

turbinas de escoamento viscoso (tais como as turbinas de múltiplos discos). Para isto, os autores desenvolveram modelos semi-analíticos que foram comparados com as especificações de vários equipamentos comerciais. Os autores concluíram que para rotores com diâmetros menores que aproximadamente 7 mm, que o rendimento térmico das turbinas a gás viscosas (como as TMDs) sempre serão maiores que as das turbinas convencionais.

Carey, 2010, avaliou a utilização de uma TMD para geração residencial de energia elétrica a partir da energia solar. Para isto, ele desenvolveu um equacionamento para a determinação do desempenho do equipamento, considerando fluido de trabalho em regime laminar, invíscido e incompressível. Os resultados mostraram que é possível dimensionar uma TMD com alta eficiência isentrópica (maior que 70%) para operar com vapor d'água com pressão de 150 kPa e 436K. Além disso, o modelo proposto mostrou uma boa concordância com os resultados obtidos por Rice, 1965.

Tamir *et al.*, 2010, construíram uma bancada experimental com o objetivo de verificar a aplicação de turbinas de múltiplos discos como pequenos dinamômetros. Neste trabalho, os autores apresentaram em detalhes o procedimento experimental da forma como foi medido o torque estático e dinâmico de uma TMD com 18 discos e raio externo de 37,6mm. Com base nos resultados encontrados, os autores propuseram um método para o dimensionamento e análise de turbinas de múltiplos discos, baseado no escoamento sobre uma série de placas planas.

Placo *et al.*, 2010, projetaram e desenvolveram uma TMD com o objetivo de estudar algumas das suas possíveis aplicações. Os autores testaram seu protótipo com ar comprimido com o objetivo de avaliar alguns dos principais parâmetros relacionados ao desempenho e operação da turbina. Os resultados mostraram que a potência da turbina aumenta cerca de 50% ao dobrar o número de discos da turbina e a defasagem de 30° entre os orifícios de descarga dos discos do rotor, resulta em um ganho de potência de até 12%.

Krishnam *et al.*, 2011, analisaram a utilização de micro TMD em pequenas alturas de queda e baixas vazões, tais como as condições encontradas próximas aos vegetais por conta da evaporação de vapor d'água. Desta forma, foram projetados e construídos vários rotores e injetores com diversas configurações, que foram testadas em uma bancada experimental construída para baixas vazões de água. Os autores conseguiram, para uma das configurações do dispositivo testado, eficiência energética de 36% e potência de 0,4mW, com a utilização de 2 cm³/s de água.

Lampart *et al.*, 2011, investigaram a utilização de TMD em ciclos térmicos orgânicos de pequena potência (20 kW). Neste estudo, analisou-se numericamente a influência do número de injetores e da rotação dos discos no desempenho do equipamento. Os resultados mostraram que a potência e a eficiência das turbinas de múltiplos discos são bastante suscetíveis a variação da rotação, enquanto o número de injetores.

Gupta *et al.*, 2013, apresentaram o estado da arte do estudo e desenvolvimento de turbomáquinas que operam segundo o princípio das TMDs. O autor destaca os principais parâmetros que influenciam no desempenho destes dispositivos e os principais resultados obtidos até o momento.

Neckel, 2013, desenvolveu uma bancada experimental para o estudo de bocais para geração de escoamentos supersônicos para a utilização em TMDs. Nesta bancada, foram testados alguns bocais projetados com a utilização do método das características e do modelo unidimensional. Os resultados mostraram que a maior eficiência isentrópica do bocal (cerca de 87%) foi obtida com o bocal projetado com o método das características. A partir do método de Schilieren, o autor constatou que as ondas de choque na descarga dos bocais contribuíram para a maior parte das irreversibilidades.

1.2.1 Principais patentes registradas

Os trabalhos publicados a partir da década de 60 também incentivaram a busca de novas aplicações para as turbinas de múltiplos discos. Dessa forma, várias patentes foram registradas recentemente, propondo modificações e novos arranjos visando uma determinada aplicação das TMDs.

Em 1982, a empresa *Discflo* começou a produzir as primeiras bombas comerciais constituídas por múltiplos discos lisos. Em 1988, a empresa registrou uma patente de modificação da superfície dos discos da turbina com o objetivo de melhorar o escoamento na camada limite do rotor. As bombas produzidas pela empresa visam principalmente o transporte de fluidos pastosos e abrasivos, presentes em indústrias alimentícias, farmacêuticas, metalúrgicas e químicas. A Fig. 1.3 apresenta esquematicamente a configuração do rotor e a trajetória do fluido no interior de uma bombas fabricadas pela empresa:

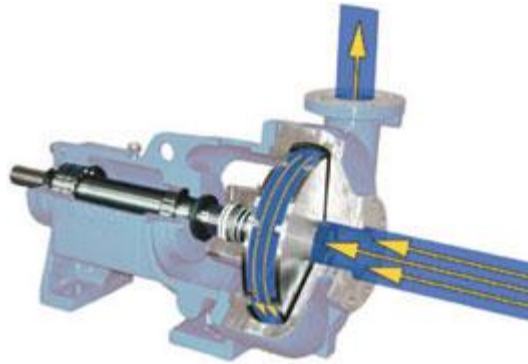


Figura 1.3 – Desenho esquemático em corte de bomba de múltiplos discos fabricada pela empresa *DiscFlo*.

Em 2010 a empresa *Solar Aero Research* registrou uma patente de uma turbina eólica baseada no conceito das turbinas de múltiplos discos. Conforme mostrado na Fig. 1.4, este dispositivo apresenta um estator semelhante a uma voluta para captação e direcionamento do vento. O rotor também sofreu uma pequena modificação com a inserção de pequenas lâminas com perfil aerodinâmico para direcionamento do fluido de trabalho.

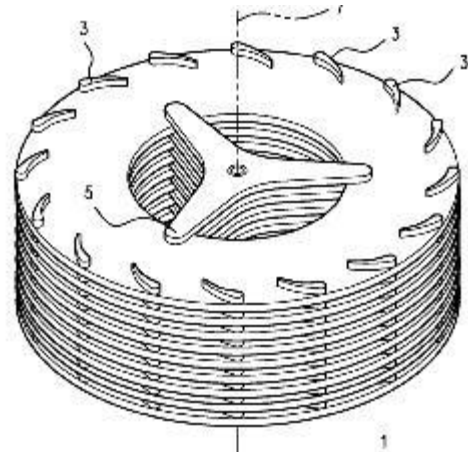


Figura 1.4 – Protótipo da turbina eólica de múltiplos discos criada pela empresa *Solar Aero Research* em 2010. A direita é apresentado mais detalhadamente o rotor do equipamento.

Em 2011, foi publicada uma patente de um rotor desenvolvido durante o trabalho de Batista, 2009. O rotor híbrido foi desenvolvido utilizando conceitos da TMD convencional e turbinas Pelton (Fig. 1.5), com o objetivo inicial de reduzir o torque necessário para a partida da turbina.

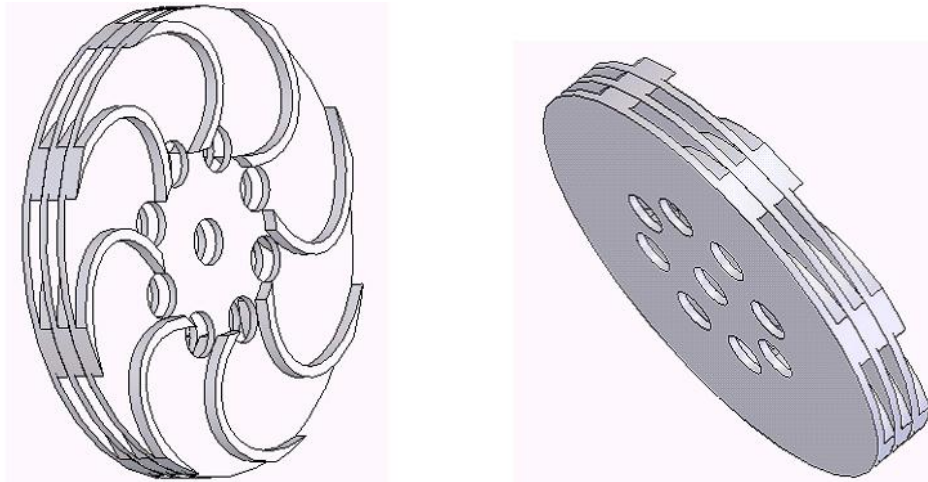


Figura 1.3 – Desenho do rotor híbrido desenvolvido por Batista, 2009.

Vários trabalhos relacionados a aplicação de TMDs como alternativa aos motores convencionais a pistão estão sendo realizados. Em 2013, Wood registrou uma patente de um motor automotivo simples, formado por vários discos divididos em zonas (Fig. 1.6). Cairns, 2001, cita várias aplicações e patentes de motores baseado no conceito das TMDs.

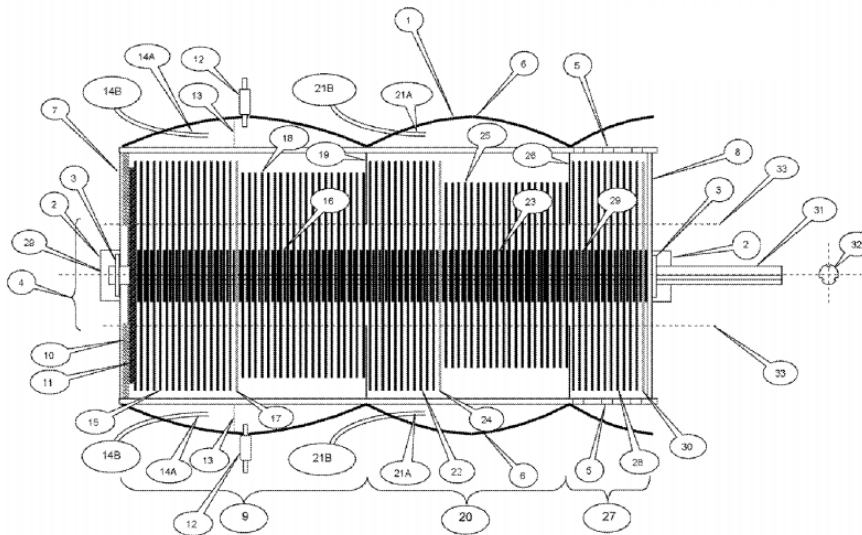


Figura 1.4 – Desenho esquemático com os principais componentes do motor a combustão interna, baseado no princípio das TMDs, patentado por Wood, 2013 [adaptado de Cairns, 2001].

O motor a combustão da Fig. 1.6 é constituído de várias seções de compressão e expansão de múltiplos discos, onde a mistura combustível/ar é injetada e queimada no espaçamento formado entre a carcaça e o rotor.

1.3 Escopo e objetivos do trabalho

Verifica-se através da revisão bibliográfica que alguns dos principais esforços no desenvolvimento de turbinas de múltiplos discos concentram-se na investigação dos parâmetros determinantes no desempenho de turbinas de múltiplos discos, na identificação de aplicações e no aumento da eficiência. Em paralelo a isto, tem-se buscado métodos de cálculo que permitam o dimensionamento das turbinas de múltiplos para diferentes configurações geométricas e condições do fluido de trabalho.

Com base nestas premissas, o presente trabalho tem como principais objetivos a análise, projeto, construção e a otimização de turbinas de múltiplos discos. Assim, os objetivos específicos do estudo são:

- Identificar as principais variáveis que influenciam no funcionamento da TMD;
- Identificar as equações utilizadas para o cálculo da potência, torque e eficiência produzida pela TMD, comparando os principais modelos existentes.
- Verificar a validade dos modelos utilizados para dimensionar as TMDs;
- Otimizar alguns dos principais parâmetros geométricos das TMDs;
- Construção de vários protótipos de turbinas de múltiplos discos, com o objetivo de ganhar experiência e melhorar o projeto do equipamento.
- Consolidar a bancada de ensaios para o teste de TMDs de pequeno porte;
- Experimentar um os mais protótipos de TMD de pequeno porte na bancada experimental, a fim de verificar o equacionamento e suas hipóteses, além de analisar como alterações propostas na construção e montagem podem influenciar na eficiência isentrópica e potência gerada pelo equipamento.
- Utilizar os resultados obtidos para evoluir o modelo matemático da TMD.

2. A TURBINA DE MÚLTIPLOS DISCOS

Neste capítulo são descritos os principais componentes da turbina de múltiplos discos (TMD). Ademais, são apresentadas as equações geralmente utilizadas para o dimensionamento do equipamento, juntamente com as suas considerações e restrições de uso.

2.1 Princípio de funcionamento das turbinas de múltiplos discos

A turbina de múltiplos discos (TMD), também conhecida como turbina Tesla, é um equipamento singular, tanto pela sua forma construtiva como pelo seu princípio de funcionamento. Apesar disto, assim como a maior parte das turbomáquinas, ela é constituída basicamente por um rotor, um estator (carcaça) e por um ou vários bocais. A Fig. 2.1 a seguir apresenta esquematicamente o princípio de operação das turbinas de múltiplos discos:

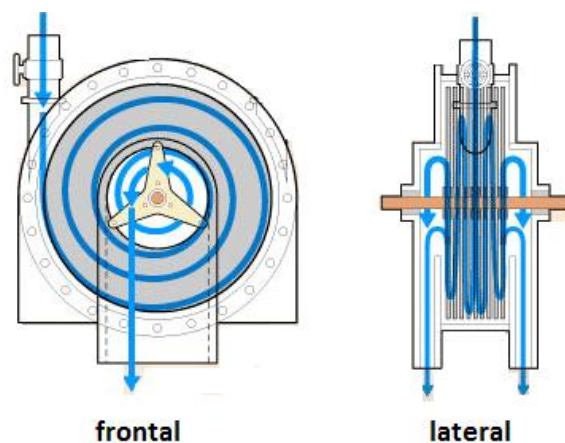


Figura 2.1 – Desenho esquemático da trajetória do fluido no interior da turbina de múltiplos discos.

Como mostrado na Figura 2.1, o fluido, após ser injetado na periferia do rotor pelo bocal, percorre uma trajetória espiral até ser descarregado por orifícios localizados próximos ao eixo do equipamento, em direção ortogonal em relação ao bocal de admissão e paralelo ao eixo central. Os detalhes de cada um desses componentes são dados a seguir:

2.1.1 Bocal

É o componente responsável por acelerar o fluido de trabalho de forma a ser injetado no rotor da turbina. Assim, um fluido com alta pressão e baixa velocidade na admissão do bocal é acelerado de forma que seja ejetado do bocal com alta velocidade e baixa pressão. Baseado na velocidade de injeção pretendida para o fluido, Wylen *et al.*, 2003, classifica os bocais em basicamente dois tipos: bocais convergentes e bocais do tipo convergente-divergente.

Nos bocais convergentes, o fluido é acelerado de tal forma a atingir no máximo a velocidade do som. Seu formato longitudinal é basicamente cônico, podendo a seção transversal ser de várias formas geométricas. A razão entre as áreas de entrada e saída, o ângulo de variação de inclinação das paredes e o estado do fluido na admissão influenciam a velocidade atingida pelo fluido na seção de descarga do bocal. A Fig. 2.2 apresenta esquematicamente a variação da pressão do fluido no interior do bocal, em função da pressão na admissão p_o no bocal:

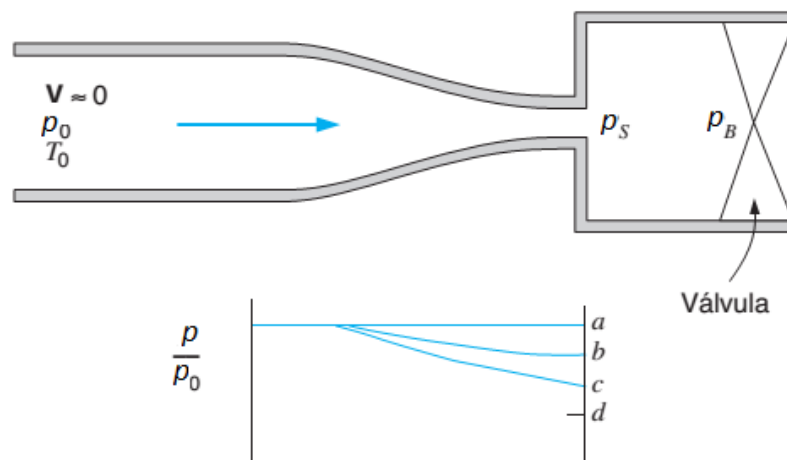


Figura 2.2 – Variação de pressão de um fluido ao longo de um bocal convergente, inicialmente a pressão p_o . Os rótulos a , b , c e d indicam níveis diferentes da pressão de descarga p_B . [adaptado de Wylen *et al.*, 2003].

Em um bocal convergente, como o da Fig. 2.2, a velocidade sônica na seção de descarga é atingida quando a razão entre a pressão do meio p_B e a pressão p_o for de 0,52. Se

essa razão for menor que esse valor, existe variação de pressão de forma irreversível até atingir o valor de p_B .

Nos bocais supersônicos, o fluido pode ser acelerado até atingir velocidades acima da velocidade do som. De forma similar ao bocal sônico, a velocidade de saída (e consequentemente a sua eficiência), depende do ângulo de inclinação do bocal, do estado do fluido na admissão e da razão entre as áreas de entrada e da garganta (região de menor seção transversal) do bocal. A Fig. 2.3 a seguir apresenta a variação da pressão do fluido ao longo de um bocal supersônico:

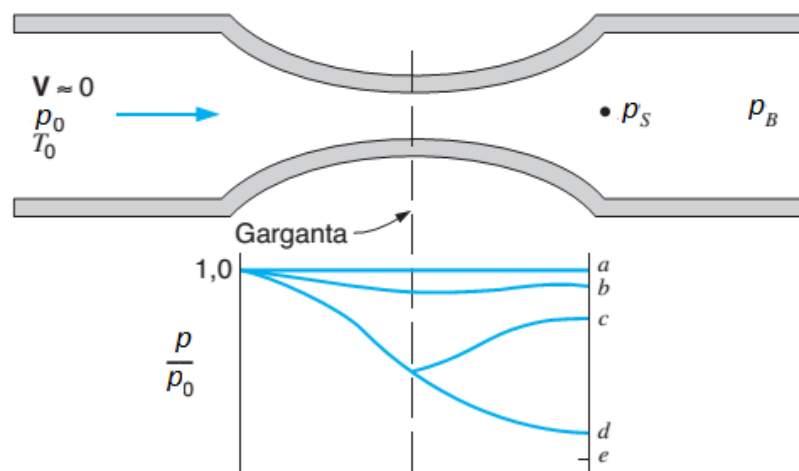


Figura 2.3 – Variação de pressão ao longo de um bocal convergente-divergente que descarrega para um meio cuja pressão é p_B . Os rótulos a , b , c , d e e indicam níveis diferentes da pressão p_B . A pressão na alimentação do bocal é indicada pela variável p_o e na seção de descarga por p_B [adaptado de Wylen *et al.*, 2003].

O gráfico na Fig. 2.3 indica esquematicamente a variação da pressão ao longo de um bocal supersônico em relação a pressão na admissão. Assim como o bocal sônico, a velocidade máxima na seção de descarga é atingida quando a razão entre a pressão p_B e a pressão p_o for de 0,52. Na fig. 2.3, esta situação corresponde a razão de pressão representada pelo ponto d . Se a razão entre as pressões for menor que este valor, existe variação de pressão de forma irreversível até atingir o valor de p_B . Na Fig. 2.3, esta situação pode ser representada por uma linha quase vertical ligando os pontos d e e .

Vários dos trabalhos realizados na área sugerem que a variação de pressão do fluido no interior das TMDs ocorre inteiramente no bocal. Turbinas com esta característica são denominadas como sendo de ação.

2.1.2 Rotor

É o componente responsável em transformar a energia devido ao movimento do fluido em potência de eixo. O rotor nas TMDs é constituído por vários discos paralelos, intercalados entre si, e dispostos ao longo do eixo, como mostra o desenho esquemático da Fig. 2.4:

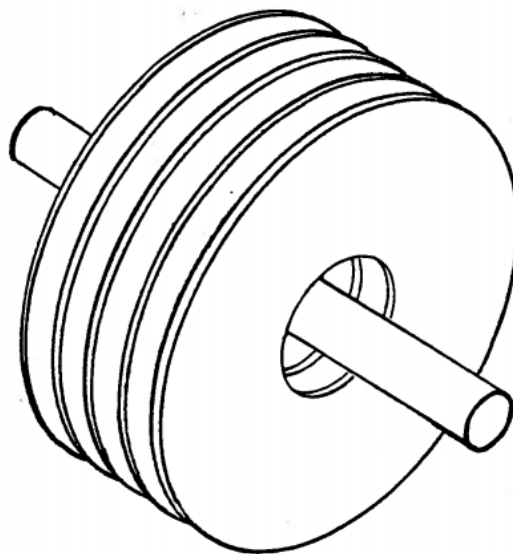


Figura 2.4 – Desenho esquemático do rotor junto ao eixo da TMD [Allen, 1990].

Após ser descarregado pelo bocal, o fluido escoar no interior do rotor, entre os espaçamentos formados pelos discos. Durante esta trajetória, o fluido transfere sua energia cinética para os discos, para depois ser descarregado para o exterior, por meio de orifícios de exaustão posicionados próximos ao eixo do rotor. A potência gerada pela TMD depende, além de outros parâmetros, do número e do espaçamento dos discos do rotor.

2.2 Caracterização do equipamento

Segundo Fox *et al.*, 2001 e Heen, 2006, as principais grandezas adimensionais utilizadas para classificar e caracterizar as máquinas de fluxo são: a rotação específica, o

coeficiente de fluxo, o coeficiente de carga, o coeficiente de torque e o grau de reação. As definições de cada uma dessas grandezas são dadas no Apêndice E.

Considerando a avaliação das hipóteses utilizadas no dimensionamento de turbinas de múltiplos discos, o grau de reação, Γ , é a grandeza adimensional de maior interesse no estudo do equipamento. Dependendo do tipo de turbomáquinas, o grau de reação pode ser definido de diversas formas. Lampart, 2011, utiliza a seguinte relação para a avaliação de turbinas de múltiplos discos:

$$\Gamma = \frac{P_e - P_s}{P_{e,bocal} - P_s} \quad (2.1)$$

onde p_e e p_s , se referem a pressão do fluido na entrada e saída do rotor, respectivamente. A grandeza $p_{e,bocal}$ representa a pressão do fluido avaliada na admissão do bocal.

2.3 Dimensionamento da TMD

2.1.2 Dimensionamento do rotor

Vários modelos foram propostos para modelar o escoamento do fluido no interior do rotor das TMDs. Com base nestas equações, a potência produzida pelo rotor da turbina de múltiplos discos, e como consequência a eficiência isentrópica, podem ser determinadas. Uma classificação e explanação geral desses modelos foram dadas por Rice, 2003, que cita, inclusive, alguns modelos não disponíveis na literatura aberta. Apesar de partirem de considerações diferentes, todos os modelos utilizam como base a interação entre o fluido e os discos do rotor. Além disso, a maior parte destes considera desprezível a variação da pressão do fluido no interior do rotor.

Nessa seção é apresentada com mais detalhes os principais modelos analíticos, citados por Rice, 1991, utilizados para o equacionamento fluidodinâmico do rotor.

2.2.1 Dimensionamento do rotor através do método do fator de atrito

Neste método, as equações para a determinação da eficiência isentrópica da turbina e potência produzida pelo rotor da TMD são obtidas através da consideração de que fluido de

trabalho se comporta como um fluido invíscido no interior do rotor. Desta forma, a interação entre o fluido e o rotor é dada por um fator de atrito, f , através do termo que representa as forças de campo nas equações de Navier-Stokes. As principais contribuições para o método do fator de atrito foram dadas por Rice, 1965, e Carey, 2010.

De acordo com Carey, 2010, a potência produzida por uma TMD pode ser determinada por:

$$\dot{W}_{FA-L} = \dot{m}(v_{\theta,e}U_e - v_{\theta,s}U_s) \quad (2.2)$$

onde $v_{\theta,e}$ é a velocidade tangencial de entrada do fluido no rotor (raio externo) e $v_{\theta,s}$ na saída do rotor (próximo ao eixo central). As velocidades U_e e U_s correspondem as velocidades tangenciais nos raios externo e interno dos discos do rotor, respectivamente.

Pelo método FA, a eficiência isentrópica da TMD pode ser calculada pela Equação 2.2:

$$\eta_{iso-FA} = \frac{(\hat{W}_e + 1)U_e^2 - (\hat{W}_s + \zeta_s)\zeta_s U_s^2}{\frac{k}{k-1}RT_{e,bocal} \left[1 - \left(\frac{P_{s,bocal}}{P_{e,bocal}} \right)^{(k-1)/k} \right]} \quad (2.2)$$

onde, ζ_s é a razão entre o raio de entrada e o raio de saída do fluido de trabalho no rotor. As propriedades do fluido de trabalho são dadas pelas constantes R e k , sendo $T_{e,bocal}$ a sua temperatura na admissão do bocal. As grandezas físicas \hat{W}_e e \hat{W}_s correspondem a velocidade adimensional do fluido nos raios r_e e r_s do rotor (posições de entrada e saída do fluido, respectivamente), sendo definidas pela Equação 2.3:

$$\hat{W} = \frac{v_{\theta} - U}{U_e} \quad (2.3)$$

Segundo Carey, 2010, a velocidade adimensional, \hat{W} , em qualquer posição do rotor, pode ser calculada através da Equação 2.4:

$$\hat{W} = \frac{e^{24\zeta^2/\text{Re}_m^*}}{\xi} \left[\frac{\text{Re}_m^*}{24} e^{-24\zeta^2/\text{Re}_m^*} + \left(\hat{W}_e - \frac{\text{Re}_m^*}{24} \right) e^{-24\zeta^2/\text{Re}_m^*} \right] \quad (2.4)$$

onde Re_m^* é denominado de número de Reynolds modificado, sendo definido por:

$$\text{Re}_m^* = \frac{D_h}{r_e} \text{Re}_{FA} \quad (2.5)$$

onde D_h é o diâmetro hidráulico do rotor (sendo igual a duas vezes o espaçamento entre os discos) e Re_{FA} é o número de Reynolds utilizado pelo método do fator de atrito para definir o regime de escoamento, sendo dado pela Eq. (2.6):

$$\text{Re}_{FA} = \frac{\dot{m}}{\pi r_e n \mu_e} \quad (2.6)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica total, n o número de discos do rotor e μ_e a viscosidade do fluido na posição r_e . Dessa forma, o escoamento é considerado laminar quando $\text{Re}_{FA} < 2300$.

Da forma como foi definido por Rice, 1965, e Carey, 2010, as equações do método do fator de atrito são válidas somente para regime de escoamento laminar. Entretanto, é possível obter uma equação mais geral para a velocidade adimensional do fluido, válida para qualquer condição do escoamento, conforme descrito na Equação (2.7):

$$\hat{W} = \frac{e^{Po\zeta^2/\text{Re}_m^*}}{\xi} \left[\frac{\text{Re}_m^*}{Po} e^{-Po\zeta^2/\text{Re}_m^*} + \left(\hat{W}_e - \frac{\text{Re}_m^*}{Po} \right) e^{-Po\zeta^2/\text{Re}_m^*} \right] \quad (2.7)$$

onde Po é referenciado muitas vezes como coeficiente de Poiseuille (Romanin, 2012). Dessa forma, a partir da Eq. 2.7, é possível deduzir expressões gerais válidas para diversos padrões de escoamento ou tipos de fluidos.

2.2.2 Equacionamento do rotor através do método do disco livre

Este método analítico para o cálculo da potência produzida e da eficiência isentrópica de TMDs foi sugerido por Couto, 2006, e se baseia na solução das equações de Navier-Stokes para o escoamento de um fluido sobre um disco imerso neste meio. Dessa forma, diferente do método do fator de atrito, a potência e eficiência isentrópica da TMD são obtidas através do cálculo da tensão de cisalhamento gerada pelo escoamento.

A potência produzida pela TMD é calculada pela Equação 2.8:

$$\dot{W}_{DL-L} = 1,936 \dot{m} n \rho_e \omega^3 r_s^5 \text{Re}_{DL}^{-1/2} \quad (2.8)$$

E quando o escoamento no interior do rotor é considerado turbulento, tem-se:

$$\dot{W}_{DL-T} = 0,073 \dot{m} n \rho_e \omega^2 r_s^5 \left(\frac{\mu_e}{\rho_e \omega r_s^2} \right)^{1/5} \quad (2.9)$$

Nas equações anteriores, ω é a velocidade de rotação angular do rotor e ρ_e a massa específica do fluido de trabalho. A partir dessas equações é possível obter expressões para a eficiência isentrópica em regime de escoamento laminar e turbulento, conforme apresentado respectivamente pelas Equações 2.10 e 2.11:

$$\eta_{iso,DL-L} = \frac{1,936 n \rho_e \omega r_s^5 \text{Re}_{DL}^{-1/2}}{\frac{k}{k-1} \dot{m} R T_{e,bocal} \left[1 - \left(\frac{P_s}{P_{e,bocal}} \right)^{(k-1)/k} \right]} \quad (2.10)$$

$$\eta_{iso,DL-T} = \frac{0,073 n \rho_e \omega^2 r_s^5 \left(\frac{\mu_e}{\rho_e \omega r_s^2} \right)^{1/5}}{\frac{k}{k-1} \dot{m} R T_{e,bocal} \left[1 - \left(\frac{P_s}{P_{e,bocal}} \right)^{(k-1)/k} \right]} \quad (2.11)$$

Couto, 2006, sugere para o método do disco livre uma expressão para determinar o espaçamento requerido entre os discos que compõem o rotor da TMD. Assim, para um fluido que escoar pelo rotor em regime laminar, o espaçamento requerido, b_{DL-L} , é dado por:

$$b_{DL-L} = 10 \sqrt{\frac{2\mu_e \pi r_e}{\rho_e v_{\theta,e}}} \quad (2.12)$$

E para escoamento em regime turbulento, o espaçamento requerido entre os discos, b_{DL-T} , é obtido por:

$$b_{DL-T} = 1,052 r_s \left(\frac{\mu_e}{\rho_e r_s^2 \omega} \right)^{1/5} \quad (2.13)$$

Segundo Couto *et al.*, 2006, e Batista, 2009, a Eq. 2.12 e a Eq. 2.13 são obtidas considerando que o espaçamento entre os discos do rotor deve ser o dobro da espessura da camada limite formada pelo escoamento, utilizando como base os raios apresentados na Eq. 2.12 e 2.13.

No método do disco livre (DL), o número de Reynolds é definido como:

$$Re_{DL} = \frac{r_e \omega \rho_e}{\mu_e} \quad (2.13)$$

Assim, pelo método do disco livre, o escoamento é considerado laminar geralmente quando $Re_{DL} < 10^5$.

2.2.3 Equacionamento do rotor através do método da placa plana

O método da placa plana, proposto por Emran, 2011, baseia-se na consideração que o escoamento do fluido, sobre a superfície dos discos do rotor, é similar ao que ocorre na superfície de placas planas. Diferente dos demais modelos analíticos analisados, no método da placa plana (PP) é possível considerar o número de bocais injetores existentes na TMD. Assim, a potência produzida pelo eixo da turbina pode ser determinada por:

$$\dot{W}_{PP-L} = (n-1)\dot{m}n\omega \left[0,332V_e^{3/2} \sqrt{\rho_e \mu_e} (r_e - r_s) \bar{r} \int_0^\theta \frac{1}{\theta} d\theta \right] \quad (2.14)$$

Apesar de não ser citado por Emran, 2011, é possível deduzir, baseado nas mesmas considerações, uma expressão para a potência produzida quando o regime de escoamento no rotor é turbulento. Assim:

$$\dot{W}_{PP-T} = (n-1)\dot{m}n\omega \left[0,01575V_e^{13/7} \rho_e^{6/7} \mu_e^{1/7} (r_e - r_s) \bar{r} \int_0^\theta \frac{1}{\theta} d\theta \right] \quad (2.15)$$

As correspondentes eficiências isentrópicas, pelo método da placa plana, são dadas pela Eq. 2.16 e 2.17, respectivamente a seguir:

$$\eta_{iso,PP-L} = \frac{(n-1)\dot{m}n\omega \left[0,332V_e^{3/2} \sqrt{\rho_e \mu_e} (r_e - r_s) \bar{r} \int_0^\theta \frac{1}{\theta} d\theta \right]}{\frac{k}{k-1} \dot{m}RT_{e,bocal} \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_{e,bocal}} \right)^{(k-1)/k} \right]} \quad (2.16)$$

$$\eta_{iso,PP-T} = \frac{(n-1)\dot{m}n\omega \left[0,01575V_e^{13/7} \rho_e^{6/7} \mu_e^{1/7} (r_e - r_s) \bar{r} \int_0^\theta \frac{1}{\theta} d\theta \right]}{\frac{k}{k-1} \dot{m}RT_{e,bocal} \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_{e,bocal}} \right)^{(k-1)/k} \right]} \quad (2.17)$$

Nas equações anteriores, V_e é a velocidade do fluido na saída do bocal em relação a velocidade periférica do rotor em U_e , θ o ângulo formado entre os bocais e \bar{r} o raio médio do rotor entre r_e e r_s . As integrais que aparecem nessas expressões dependem do comprimento aproximado de cada placa plana considerada, \bar{s} , que é determinado pela Eq. 2.18:

$$\bar{s} = \bar{r}\theta \quad (2.18)$$

Apesar de não ser apresentado por Emran, 2011, é possível obter, de forma similar ao método do disco livre, expressões analíticas para o cálculo do espaçamento requerido entre os discos do rotor através do modelo da placa plana. Dessa forma, considerando também que a distância entre os discos deve ser igual ao dobro da espessura da camada limite formada sobre uma placa plana de comprimento \bar{s} , temos, respectivamente, as seguintes equações para o espaçamento quando o escoamento está em regime laminar, b_{PP-L} , e turbulento, b_{PP-T} :

$$b_{PP-L} = 5,48\bar{s} \text{Re}_{PP}^{-1/2} \quad (2.19)$$

$$b_{PP-T} = 0,382\bar{s} \text{Re}_{PP}^{-1/5} \quad (2.20)$$

No método da placa plana (PP), o número de Reynolds é definido como:

$$\text{Re}_{PP} = \frac{\rho_e V_e \bar{s}}{\mu_e} \quad (2.21)$$

Assim, pela Eq. 2.21, o escoamento é considerado laminar quando $\text{Re}_{PP} < 10^5$.

2.2.4 Equacionamento do rotor através do método do vórtice

Proposto por Tahil, 1998, as equações utilizadas para o cálculo da turbina de múltiplos discos são deduzidas a partir da teoria de escoamento potencial em coordenadas cilíndricas. Assim, pelo método do vórtice (V), as respectivas potência e eficiência isentrópica da TMD são:

$$\dot{W}_{V-T} = 3\pi\dot{m}\mu_e n r_e V_{rel,e} \omega b_V^{-1} (r_e^2 - r_s^2) \quad (2.22)$$

$$\eta_{iso,V-T} = \frac{3\pi\dot{m}\mu_e n r_e V_{rel,e} \omega b_V^{-1} (r_e^2 - r_s^2)}{\frac{k}{k-1} \dot{m} R T_{e,bocal} \left[1 - \left(\frac{P_s}{P_{e,bocal}} \right)^{(k-1)/k} \right]} \quad (2.23)$$

onde b_V é o espaçamento escolhido ou existente entre os discos do rotor.

Como o método tem como base a teoria do escoamento potencial, a Eq. 2.22 e a Eq. 2.23 são válidas somente quando o escoamento do fluido está em regime turbulento, que é definido, segundo Tahil, 1998, por:

$$Re_V = \frac{\rho_e V_{rel,e} b_V}{\mu_e} \quad (2.24)$$

Pela Eq. 2.24, o método do vórtice é válido quando Re_V é maior que 4000.

2.3 Projeto do bocal injetor

Para o dimensionamento adequado do bocal para aplicação em TMDs, é necessário considerar os seguintes critérios: o estado do fluido de trabalho na admissão do bocal, a velocidade desejada na sua saída (subsônica, sônica, ou supersônica), o espaçamento entre os discos e o diâmetro do duto de admissão. Estes critérios irão influenciar principalmente na geometria e na escolha da metodologia de dimensionamento.

Independente da metodologia utilizada, a eficiência do bocal η_{bocal} pode ser determinada por:

$$\eta_{bocal} = \frac{v_{s,bocal,real}^2}{v_{s,bocal,iso}^2} \quad (2.25)$$

onde $v_{s,bocal,iso}$ é igual a velocidade de injeção do fluido no rotor, $v_{\theta,e}$, sendo determinada conforme a metodologia de cálculo escolhida.

Os bocais podem ser caracterizados também pelo coeficiente de descarga e coeficiente de velocidade (Fox et. al., 2001), conforme definidos respectivamente pela Eq. 2.26. e Eq. 2.27 a seguir:

$$C_d = \frac{\dot{m}_{bocal,real}}{\dot{m}_{bocal,iso}} \quad (2.26)$$

$$C_v = \frac{v_{bocal,real}}{v_{bocal,iso}} \quad (2.27)$$

onde $\dot{m}_{bocal,iso}$ é a vazão mássica que seria obtida em um escoamento isentrópico através do bocal e $\dot{m}_{bocal,real}$ a vazão mássica real do fluido, que é igual a vazão total (\dot{m}).

Nos métodos apresentados a seguir, sempre é levado em consideração que o fluido é um gás compressível e ideal e que a sua velocidade na descarga do bocal é sônica. Para o caso de o fluido ser incompressível, as dimensões da seção de saída do bocal podem ser determinadas simplesmente através da aplicação da equação de balanço de massa.

2.3.1 Equacionamento do bocal através do método unidimensional

A forma mais simples de dimensionar um bocal injetor é através da modelagem unidimensional do escoamento. Neste método, apresentado em detalhes por Anderson, 1990, e John, 1984, considera-se que a única componente relevante da velocidade é a axial:

A razão entre as áreas de descarga do bocal $A_{s,bocal}$ e admissão $A_{e,bocal}$ para bocais sônicos, denominada de *NRA* (Neckel *et. al.*, 2015), baseada nas considerações adicionais apresentadas, é dada por:

$$NRA = \frac{M_{s,bocal} \sqrt{k} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{s,bocal}^2 \right)^{(k+1)/(2-2k)}}{\sqrt{k} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{(k+1)/(2-2k)}} \quad (2.28)$$

onde $M_{s,bocal}$ é o número de Mach na saída do bocal. A razão $A_{s,bocal}/A_{e,bocal}$ é conhecida também como razão entre

A pressão $p_{s,bocal}$ e a temperatura $T_{s,bocal}$ na saída do bocal são dadas respectivamente por:

$$p_{s,bocal} = \frac{P_{e,bocal}}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M_{s,bocal}^2 \right)^{k/(k-1)}} \quad (2.29)$$

$$T_{s,bocal} = \frac{T_{e,bocal}}{1 + \frac{k-1}{2} M_{s,bocal}^2} \quad (2.30)$$

A vazão mássica total através do bocal, considerando escoamento isentrópico, $\dot{m}_{bocal,iso}$, é determinada através do conhecimento das condições na admissão e descarga do bocal, conforme apresentado em:

$$\dot{m}_{bocal,iso} = \frac{P_{e,bocal}}{\sqrt{RT_{e,bocal}}} A_{s,bocal} M_{s,bocal} \sqrt{k} \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{s,bocal}^2 \right)^{(k+1)/(2-2k)} \quad (2.31)$$

Segundo Carey, 2010, a máxima velocidade que pode ser obtida do escoamento e máxima velocidade na saída de um bocal convergente, podem ser calculadas, respectivamente, através da Eq. 2.32 e 2.33 a seguir:

$$v_{s,bocal,iso} = \sqrt{2c_p T_{e,bocal} \left[1 - \left(p_{s,turb} / p_{e,bocal} \right)^{(k-1)/k} \right]} \quad (2.32)$$

$$v_{s,bocal,real} = \sqrt{kR \left(p_{s,bocal} / p_{e,bocal} \right)^{(k-1)/k}} \quad (2.33)$$

2.3.2 Equacionamento do bocal através do método do escoamento adiabático com atrito

Este método, diferente do método unidimensional, considera que o escoamento do fluido através do bocal ocorre com atrito. Semelhante às equações do método do fator de atrito, este efeito é inserido nas equações através do fator de atrito f , resultando na seguinte equação diferencial para o escoamento através do bocal, obtida a partir das equações de conservação de massa, energia e do momento:

$$\frac{1}{2} k M^2 \frac{f}{D} = \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} + \frac{dM}{dx} \frac{(1-M^2)}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} / M \quad (2.34)$$

onde M é o número de Mach em qualquer posição longitudinal do bocal. Segundo John, 1984, esta equação não pode ser resolvida por integração direta, exceto em casos especiais, onde o número de Mach ou a área ao longo do bocal são constantes.

2.3.3 Equacionamento do bocal através do método das características

Este método considera que o escoamento do fluido é bidimensional, e procura determinar as de descontinuidade no gradiente de velocidade. O método das características é deduzido a partir da equação potencial para escoamento isentrópico, irrotacional e em regime permanente. A Figura 2.5 mostra esquematicamente as linhas características determinadas para um bocal convergente-divergente:

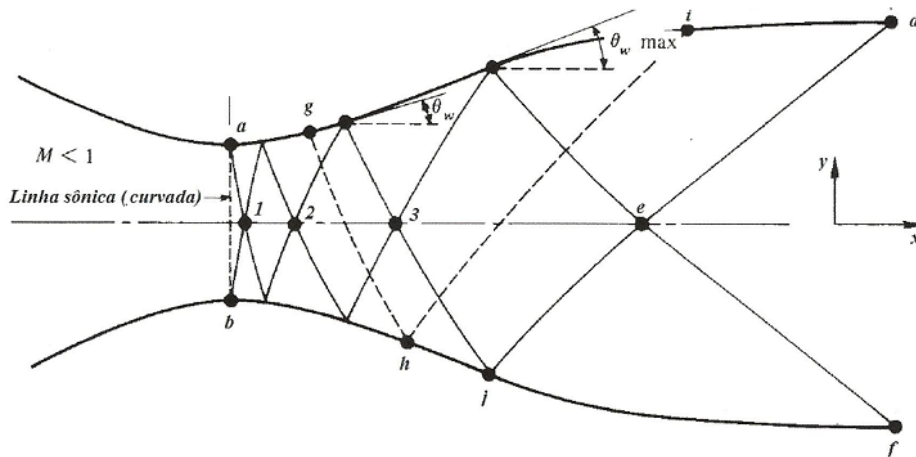


Figura 2.5 – Desenho das linhas características em um bocal convergente-divergente [adaptado de Anderson, 1990].

Como as descontinuidades buscadas pelo método das características ocorrem devido principalmente ao choque sônico, esta metodologia é mais adequada para o projeto de bocais supersônicos, que o bocal possui geralmente formato mais complexo.

3. COMPARAÇÃO ENTRE OS MODELOS ANALÍTICOS

Esse capítulo apresenta uma comparação dos modelos analíticos para a análise e dimensionamento de TMDs apresentados no Cap. 2. Para isto, foram utilizados os resultados experimentais obtidos por Rice, 1965, de uma TMD impulsionada a ar comprimido para várias condições de operação. Os resultados dessa comparação auxiliaram no projeto das turbinas construídas no presente trabalho, detalhada no Capítulo 4, além servir de base para um estudo de otimização da TMD analisada.

3.1 Descrição da TMD analisada

Rice, a partir da década de 50, realizou uma série de estudos, principalmente experimentais, relacionados às turbinas de múltiplos discos. Assim, a verificação das previsões de potência e eficiência isentrópica obtida através dos modelos analíticos da seção 2.2 apoiou-se em uma TMD estudada experimentalmente por Rice, 1965. Embora existam estudos experimentais mais recentes, foi escolhido o de Rice, 1965, pois este fornece informações suficientes da TMD estudada e dos resultados obtidos, o que permite a comparação dos diferentes métodos analíticos.

Um desenho esquemático mostrando os principais componentes da TMD testada por Rice, 1965, é apresentado na Fig. 3.1 a seguir. A turbina foi construída em aço com um rotor formado por 11 discos lisos, com raio externo dos discos de 88,9mm, e furos de exaustão posicionados a distância de 33.5mm do centro do eixo. Além disso, foi equipada com dois bocais de admissão posicionados diametralmente entre si.

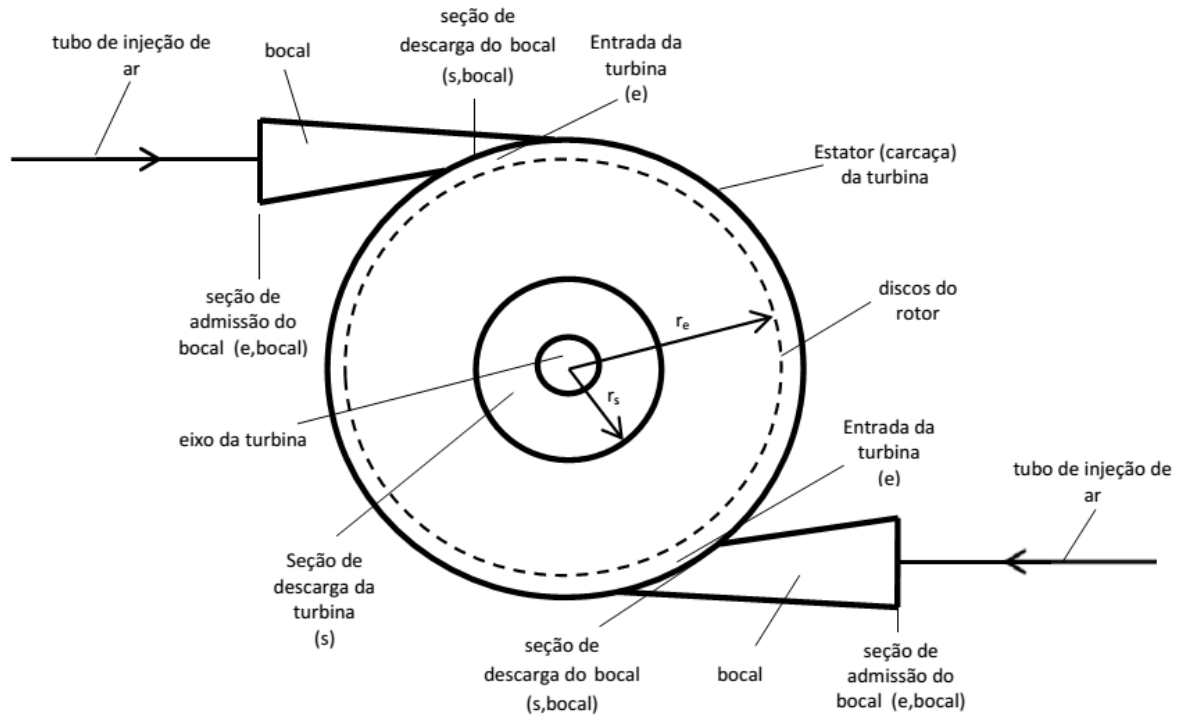


Figura 3.1 – Desenho esquemático da turbina de múltiplos discos estudada experimentalmente por Rice, 1965, mostrando os principais componentes e a notação utilizada nas principais equações.

Além do desenho esquemático dos principais componentes, a figura traz a notação dos subíndices utilizada nas equações apresentadas na seção 2.2 e 2.3.

Na Tabela 3.1 a seguir são apresentadas as condições de operação da TMD analisada e os principais resultados obtidos experimentalmente por Rice, 1965:

Tabela 3.1 – Valores de eficiência e potência obtidos experimentalmente por Rice, 1965. Resultados apresentados para cada conjunto de condições de operação, $p_{e,bocal}$, $T_{e,bocal}$ e \dot{m}

$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (K)	\dot{m}_{exp} (kg/s)	ω_{exp} (rpm)	\dot{W}_{exp} (kW)	$\eta_{iso,exp}$ (%)
377	368	0,02134	6300	0,500	21,7
377	368	0,02134	8500	0,625	25,4
377	368	0,02134	9200	0,633	25,8
515	352	0,03069	8000	0,831	21,2

Tabela 3.2 – Valores de eficiência e potência obtidos experimentalmente por Rice, 1965. Resultados apresentados para cada conjunto de condições de operação, $p_{e,bocal}$, $T_{e,bocal}$ e \dot{m} (continuação).

515	352	0,03069	10000	0,948	23,8
515	352	0,03069	11000	0,971	24,4
552	356	0,02629	8000	0,823	21,7
552	356	0,02629	10000	0,911	23,8
552	356	0,02629	11000	0,911	23,8
690	353	0,03311	9000	1,10	21,6
690	353	0,03311	11000	1,23	24,1
690	353	0,03311	12000	0,970	19,0
827	347	0,04007	9300	1,38	21,2
827	347	0,04007	11000	1,48	22,9
827	347	0,04007	12200	0,853	13,5
965	347	0,04536	11800	1,77	23,2
965	347	0,04536	12500	0,868	11,9

Na Tab. 3.1, cada conjunto de linhas (destacado pelas cores cinza e branco) representa um determinado conjunto de condições de operação, com mesma vazão total, pressão e temperatura de admissão nos bocais ($p_{e,bocal}$, $T_{e,bocal}$ e \dot{m}_{exp}). Assim, a potência líquida \dot{W}_{exp} e a eficiência isentrópica $\eta_{iso,exp}$ foram obtidas para cada uma dessas condições de operação, para três níveis de rotação, ω_{exp} , impostos à TMD.

3.2 Comparativo com os resultados obtidos analiticamente

Para a comparação entre os resultados obtidos experimentalmente por Rice, 1965, e aqueles determinados analiticamente nas mesmas condições de operação apresentadas na Tab. 3.1, algumas considerações foram utilizadas, principalmente relacionadas ao funcionamento do bocal.

Primeiramente, foi escolhido o modelo unidimensional apresentado em 2.3.1, para representar o comportamento do fluido no bocal. Conforme demonstrado por John, 1984, o

modelo unidimensional geralmente apresenta resultados muito próximos aos obtidos por métodos mais elaborados. Esta mesma consideração é utilizada por Carey, 2010, na análise preliminar feita com o método do fator de atrito (FA).

Outra consideração utilizada está relacionada a velocidade de saída do fluido de trabalho (ar) do bocal. Embora Rice, 1965, tenha afirmado que os bocais utilizados na sua TMD foram construídos especialmente para se obter escoamento supersônico na descarga do bocal, os valores de desempenho da TMD foram próximos daqueles reportados para uma turbina testada preliminarmente por Rice no mesmo estudo, cujo bocal não foi construído com este propósito. Dessa forma, foi considerada, para todas as condições de operação, velocidade sônica do escoamento na descarga do bocal. O fato de não ter sido relatado por Rice, 1965, condensação ou formação de gelo na descarga do bocal corrobora esta consideração, já que estes efeitos poderiam ser obtidos caso o escoamento fosse supersônico. Assim, com base nestas considerações, são obtidas, pela Eq. 2.25, eficiências de bocal entre 34% e 47%.

Os resultados obtidos em todos os métodos analíticos são dados em termos da diferença (erro) da eficiência isentrópica determinada analiticamente, $\eta_{iso,calc}$, em relação a eficiência isentrópica determinada experimentalmente por Rice, 1965, $\eta_{iso,exp}$, como segue:

$$\Delta\eta = \frac{\eta_{iso,calc} - \eta_{iso,exp}}{\eta_{iso,exp}} \quad (3.1)$$

Baseado na mesma ideia da diferença relativa para a eficiência isentrópica, a diferença relativa de espaçamento entre os discos do rotor, Δb , aplicável apenas para os métodos do disco livre (DL) e da placa plana (PP), é definido por:

$$\Delta b = \frac{b_{calc} - b_{exp}}{b_{exp}} \quad (3.2)$$

onde b_{calc} corresponde o espaçamento entre os discos do rotor calculado analiticamente e b_{exp} o respectivo valor utilizado experimentalmente (1,02mm), para a mesma condição de operação.

3.2.1 Resultados obtidos com o método do fator de atrito (FA)

A Fig. 3.2 apresenta os valores obtidos da diferença relativa para a eficiência isentrópica determinada através da Eq. 3.1, em função da eficiência isentrópica determinada experimentalmente em cada ponto de operação da Tabela 3.1:

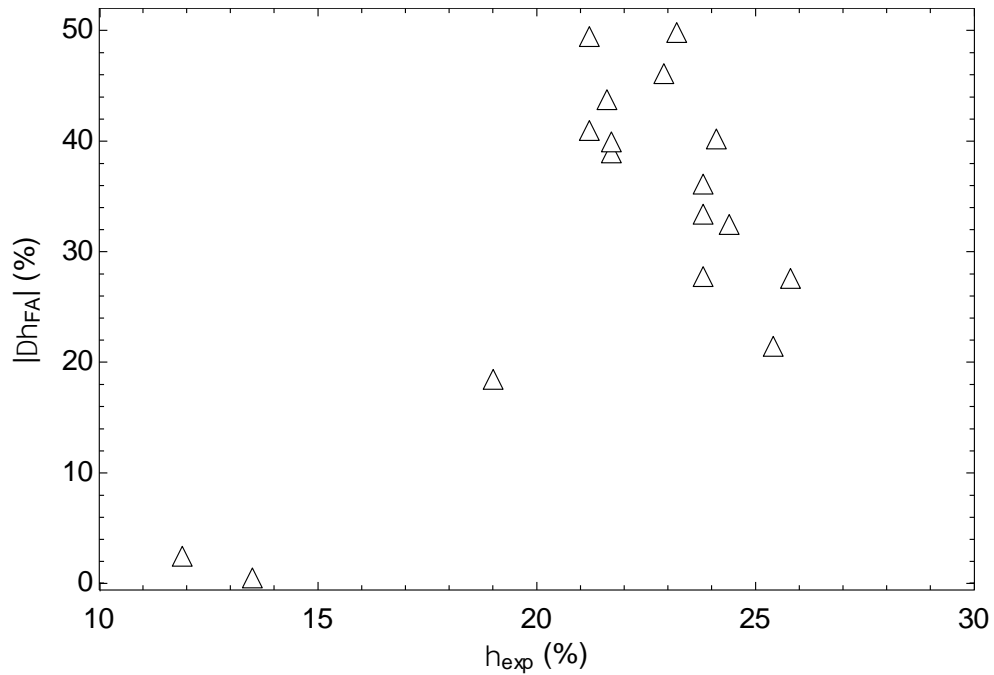


Figura 3.2 – Valores em módulo da diferença relativa para eficiência isentrópica, $\Delta\eta_{FA}$, obtida com o método do fator de atrito, em função da eficiência isentrópica experimental.

onde cada $\Delta\eta_{FA}$ corresponde ao valor de $\Delta\eta$ calculado para η_{calc} igual a $\eta_{iso,FA}$. Os valores de $\Delta\eta_{FA}$ são dados em módulo, mas os valores encontrados foram todos negativos, o que representa que os valores de eficiência isentrópica determinadas analiticamente pelo método FA são todos menores que η_{exp} . Os resultados mostram que o valor médio de $\Delta\eta_{FA}$ foi de 32,3%, com desvio padrão de 14,2%. Esta diferença do valor da eficiência isentrópica calculado pelo método FA e o obtido experimentalmente é maior conforme maior o número de Reynolds, conforme mostra a figura a seguir:

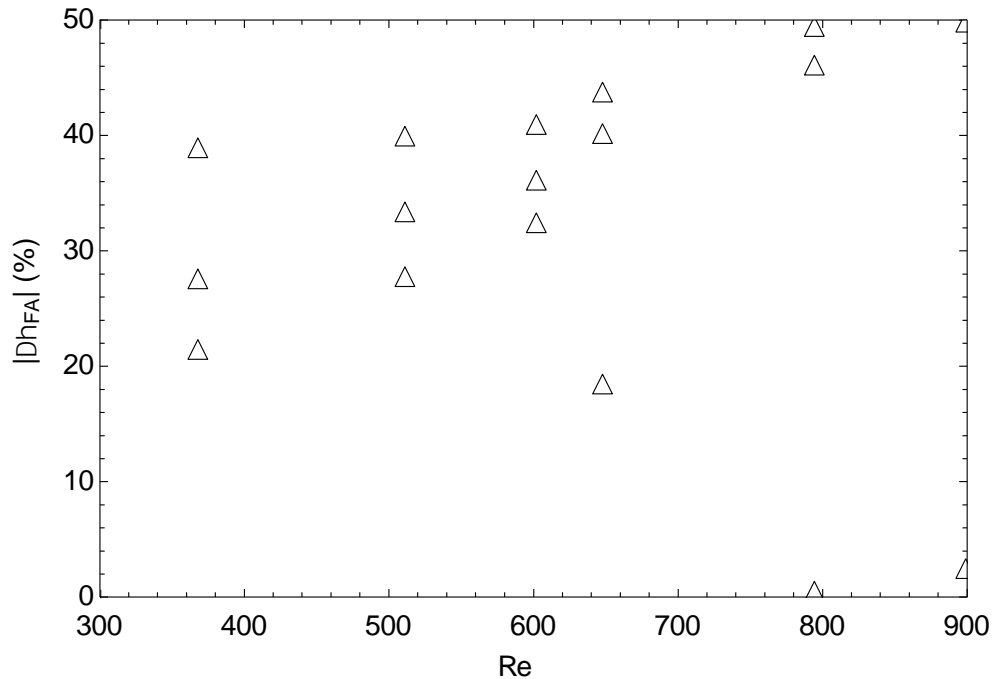


Figura 3.3 – Valores em módulo da diferença relativa para eficiência isentrópica, $\Delta\eta_{FA}$, obtida com o método do fator de atrito, em função do número de Reynolds no rotor.

Desta forma, os resultados da Fig. 3.2 e 3.3 comparados com os dados apresentados na Tab. 3.1, mostram que o método do fator de atrito é mais adequado para a determinação da eficiência de turbinas operando com baixas vazões, uma vez que as equações apresentadas por Carey, 2010, foram deduzidas para o regime laminar de escoamento.

Carey, 2010, não especifica um cálculo para a determinação do espaçamento de projeto entre os discos do rotor baseado no método do fator de atrito. Entretanto, é possível verificar qual o efeito do espaçamento dos discos em uma TMD através do uso das equações complementares do método do fator de atrito, com as mesmas características e condições de operação da turbina descrita na seção 3.1, já que o número de Reynolds modificado, Re^*_m , depende deste espaçamento.

A Fig. 3.4 apresenta o efeito do espaçamento entre discos na TMD de Rice, 1965, para o primeiro conjunto de condições de operação ($p_{e.bocal}$, $T_{e.bocal}$, \dot{m}_{exp}) descrito na Tab. 3.1:

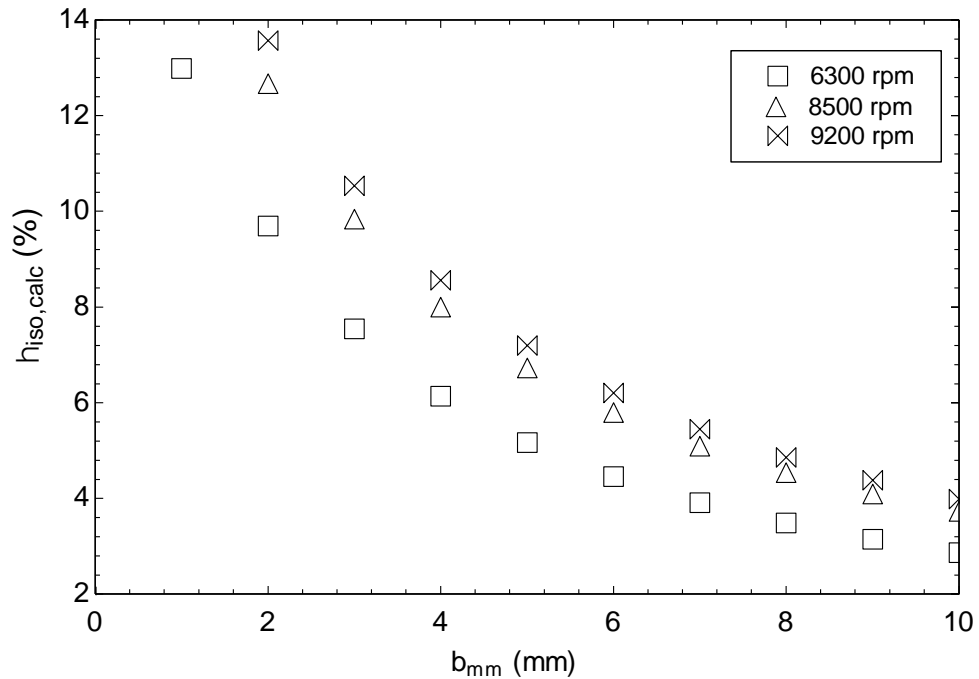


Figura 3.4 – Eficiência isentrópica prevista para a TMD, $\eta_{iso,calc}$ obtido através do método do fator de atrito, em função do espaçamento entre os discos b_{calc} . Resultados obtidos para a primeira condição de operação apresentado na Tabela 3.1.

Dessa forma, pela Fig. 3.4, quanto menor o espaçamento entre os discos, segundo o método FA, maior a eficiência isentrópica esperada para a TMD.

3.2.2 Resultados obtidos pelo método do disco livre (DL)

A Fig. 3.5 apresenta a diferença relativa para a eficiência isentrópica obtida com o método DL, $\Delta\eta_{DL}$, em função da eficiência isentrópica, η_{exp} , para os dados da Tabela 3.1:

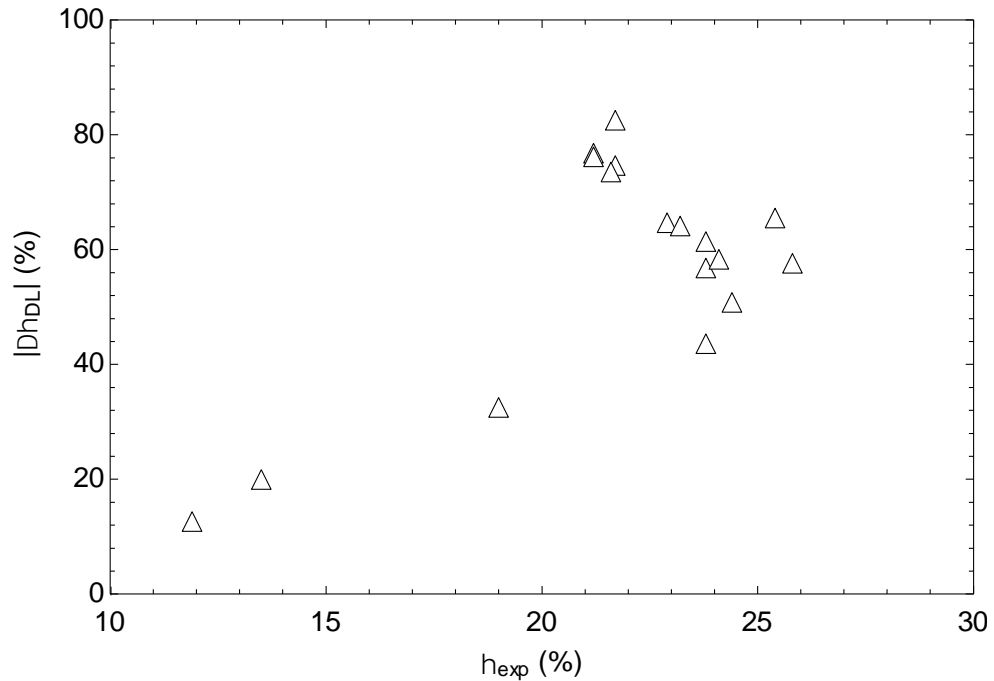


Figura 3.5 – Valores em módulo da diferença relativa para eficiência isentrópica, $\Delta\eta_{DL}$, obtida com o método do disco livre, em função da eficiência isentrópica experimental, η_{exp} .

Para as condições de operação analisadas, o escoamento foi classificado como turbulento, levando a utilização da Eq. 2.11 para o cálculo da eficiência isentrópica. Assim como na Fig. 3.2, os valores reais de $\Delta\eta_{iso,DL}$ apresentados na Fig. 3.5, são todos negativos, o que significa que os valores de $\eta_{iso,DL}$ são menores que aqueles obtidos experimentalmente.

Os resultados apresentados pela Fig. 3.5 correspondem uma diferença relativa média de 54,2%, com desvio padrão de 19,7%. O valor de $\Delta\eta_{iso,DL}$ aumenta conforme incrementa a diferença entre o espaçamento de projeto e o espaçamento real adotado para os discos da TMD, conforme apresentado na Fig. 3.6 a seguir:

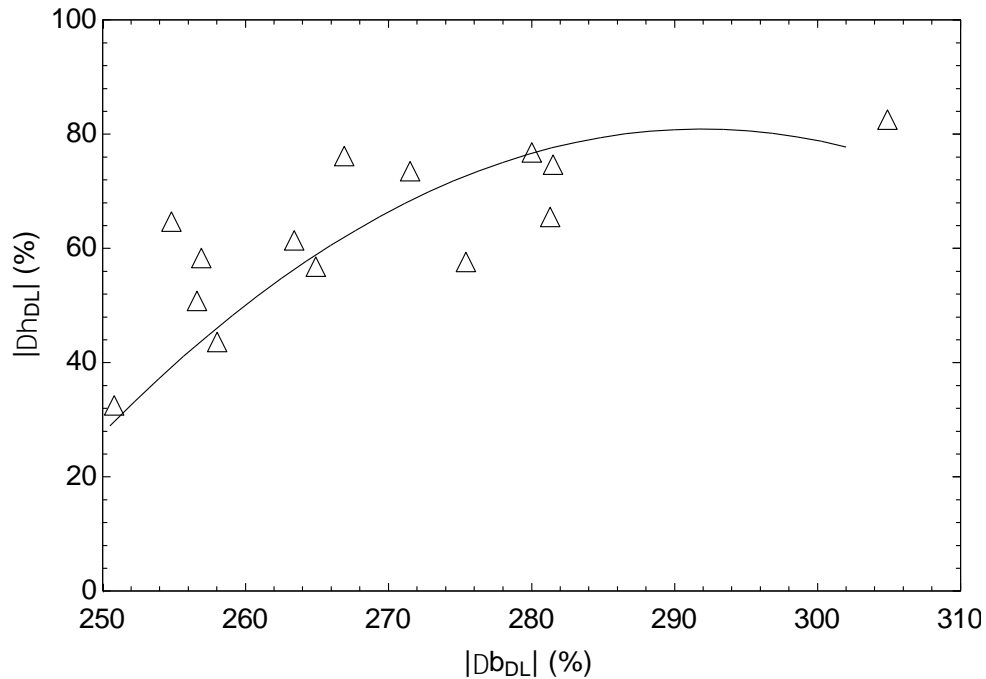


Figura 3.6 – Diferença relativa para a eficiência isentrópica, $\Delta\eta_{DL}$, obtida com o método do disco livre, em função da diferença relativa de espaçamento entre os discos do rotor, Δb_{DL} , ambos obtidos com o método do disco livre. Valores apresentados em módulo.

A linha apresentada na Fig. 3.6 corresponde a curva de tendência que melhor representa o comportamento dos resultados obtidos. Fica evidenciado através dela que quanto menor o valor b_{DL} , menor o valor obtido para $\Delta\eta_{DL}$ através do método do disco livre, ou seja, menor a diferença entre os valores preditos de eficiência isentrópica pelo método DL e os experimentais. Os valores de b_{DL-T} , utilizados para determinar os valores calculados para b_{DL} , variam entre 3,53mm e 4,13mm.

4.2.3 Resultados obtidos com o método da placa plana (PP)

A Fig. 3.7 a seguir apresenta a diferença relativa para a eficiência isentrópica obtida com base no método da placa plana, $\Delta\eta_{PP}$, calculada a partir da Equação 3.1:

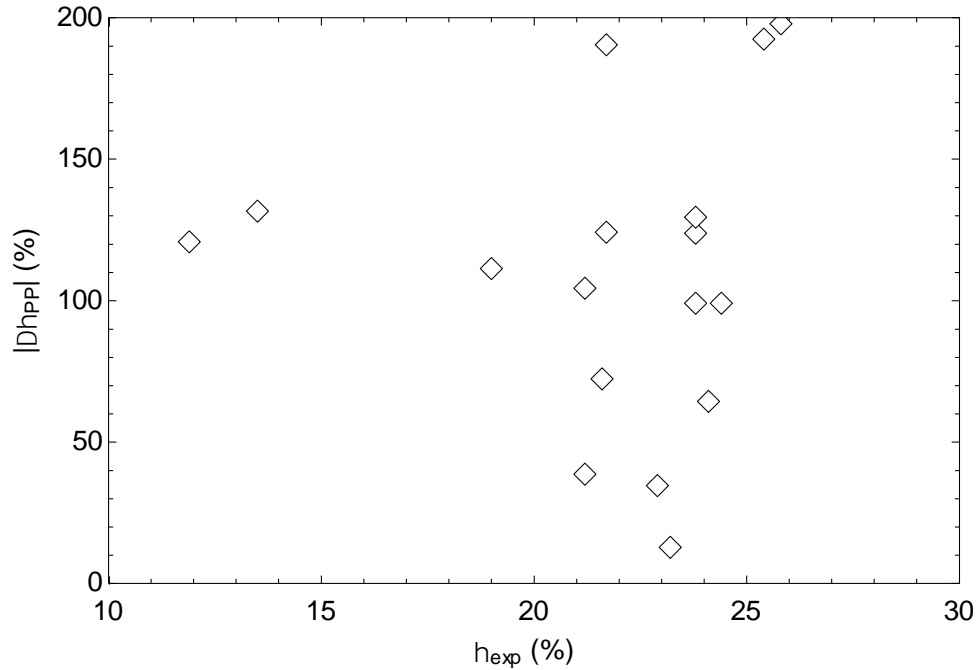


Figura 3.7 – Módulo da diferença relativa obtida para eficiência isentrópica determinada com o método do disco livre, $\Delta\eta_{PP}$, em função da eficiência isentrópica determinada experimentalmente η_{exp} .

Os resultados na Fig. 3.7 foram obtidos considerando a TMD formada por dois bocais ($n = 2$) diametralmente opostos ($\theta = 180^\circ$). Como o escoamento é turbulento segundo os valores obtidos para Re_{PP} para todas as condições de operação, o cálculo de $\eta_{iso,calc}$ na Eq. 3.1 foi determinada com a Eq. 2.17. Dessa forma, os valores apresentados na Fig. 3.7 apresentam uma diferença relativa média de 109%, com desvio padrão de 52,2%.

Diferente dos valores determinados para $\Delta\eta_{FA}$ e $\Delta\eta_{DL}$, aqueles obtidos para $\Delta\eta_{PP}$, nas mesmas condições de operação, são todos positivos, indicando que a eficiência isentrópica determinada pelo método PP é sempre maior que o respectivo valor determinado experimentalmente.

A Fig. 3.8 apresenta os valores de $\Delta\eta_{PP}$ em função da diferença relativa de espaçamento entre os discos do rotor, Δb_{PP} , determinado com o uso das equações 2.20 e 3.2:

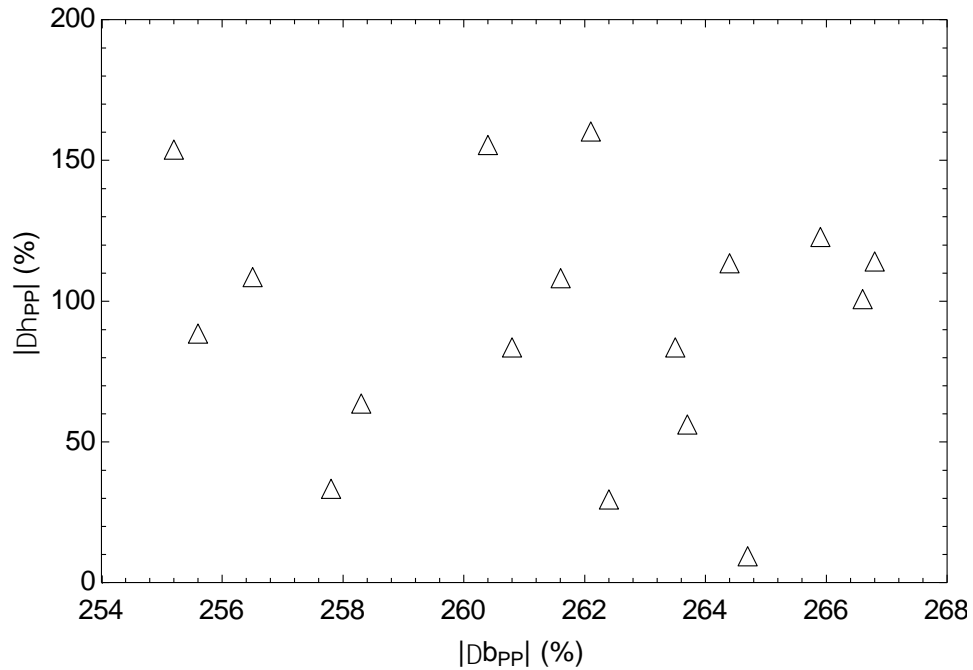


Figura 3.8 – Diferença relativa obtida para a eficiência isentrópica determinada com o método da placa plana, $\Delta\eta_{PP}$, em função da diferença relativa obtida para o espaçamento entre os discos do rotor Δb_{PP} . Valores de $\Delta\eta_{PP}$ e Δb_{PP} dados em módulo.

Os valores de b_{calc} encontrados para as condições da Tab. 3.1 foram entre 18,8 mm e 19,1mm. Utilizando o padrão os resultados encontrados na Fig. 3.6, é possível inferir que os altos valores obtidos para $\Delta\eta_{PP}$ estão relacionados em parte com a grande diferença entre b_{calc} e b_{exp} .

3.2.4 Resultados obtidos com o método do vórtice (V)

A Fig. 3.9 a seguir apresenta os resultados obtidos para a diferença relativa da eficiência isentrópica $\Delta\eta_V$ a partir do método do vórtice (Eq. 2.23), em função de cada ponto de operação da Tab. 3.1.

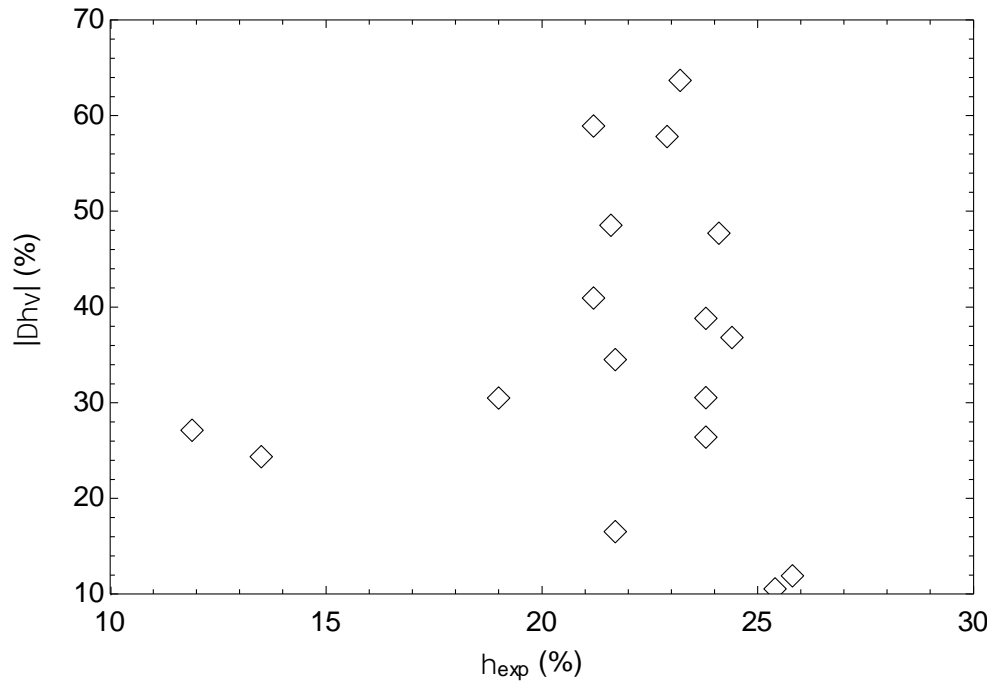


Figura 3.9 – Módulo da diferença relativa da eficiência isentrópica determinada com o método do vórtice, $\Delta\eta_v$, em função da eficiência isentrópica obtida experimentalmente η_{exp} .

Assim como os métodos FA e DL, os valores verdadeiros (ou seja, sem módulo) de $\Delta\eta_v$ apresentados na Fig. 3.9, são todos negativos, sendo, portanto, a eficiência isentrópica determinada pelo método do vórtice menor do que aquela obtida experimentalmente. Na média, foi encontrada para $\Delta\eta_v$ um valor de 35,6%, com desvio padrão de 15,5%.

Apesar da $\Delta\eta_v$ obtida com o método do vórtice ser considerável, houve pouca dispersão dos resultados quando comparados com os métodos PP e DL, sendo na média, o erro próximo dos valores obtidos pelo método FA.

3.2 Otimização da TMD

Baseado no comparativo apresentado na seção 3.1, é possível constatar que o método FA é o mais adequado para representar o comportamento da TMD analisada. Assim, é possível verificar, através deste método, como alguns parâmetros geométricos, como por exemplo o raio do rotor, influenciam no desempenho da TMD. Para isto, a superfície do rotor da TMD de Rice, 1965, foi dividida em 20 seções iguais, conforme está na Fig. 3.10 a seguir.

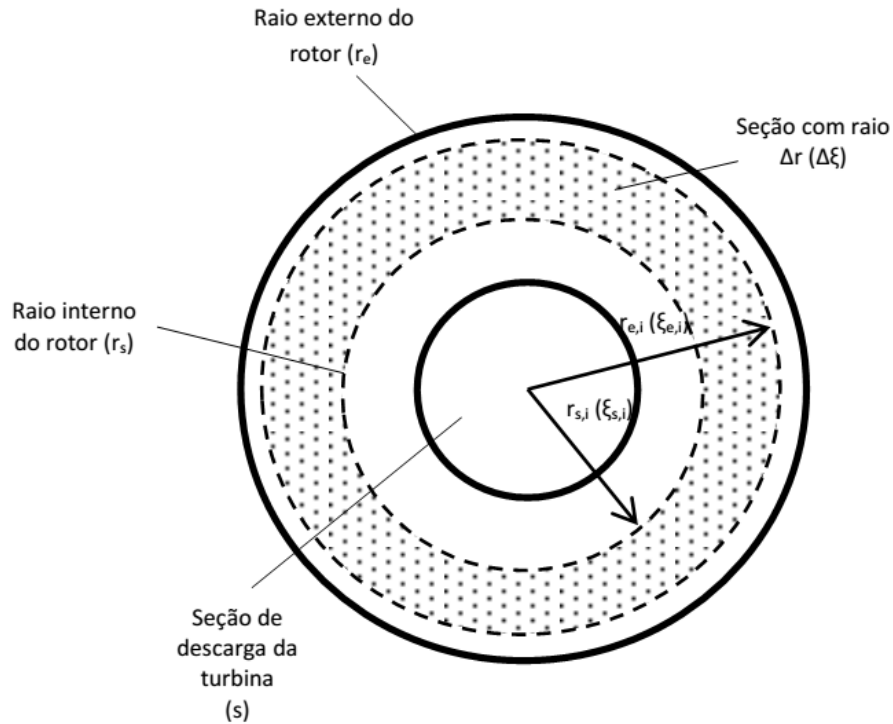


Figura 3.10 – Desenho esquemático mostrando a divisão hipotética dos discos do rotor da turbina de Rice, 1965, utilizada para a análise da potência produzida pela turbina em função do raio do rotor.

Na Fig. 3.10, a área hachurada representada por Δr (ou, na forma adimensional, como $\Delta \xi$) representa cada uma das vinte divisões hipotéticas consideradas na análise. Cada uma dessas seções possui área A_i , raio externo $r_{e,i}$ e raio interno $r_{s,i}$. Assim, a potência gerada em cada seção, \dot{W}_i , é determinada através da Eq. 2.2, sabendo que $v_{\theta,e,i} = v_{\theta,s,i-1}$.

Os resultados obtidos pelo método FA para a potência gerada em cada conjunto de áreas A_i , em termos percentuais, em função do raio adimensional ξ , são apresentados na Tab. 3.2 a seguir:

Tabela 3.3 – Contribuição de cada seção do rotor para a potência total obtida para a turbina com a configuração original, $\Delta\dot{W}_i$, em função da seção do rotor analisada, $\Delta\xi$. Resultados obtidos com o método FA para a superfície dos discos do rotor divididos hipoteticamente em vinte seções iguais.

Seção do rotor ($\Delta\xi$)	Contribuição percentual para a potência total ($\Delta\dot{W}_i$)
1,00 – 0,97	9,94
1,00 – 0,94	19,0
1,00 – 0,91	27,4
1,00 – 0,88	35,0
1,00 – 0,84	42,0
1,00 – 0,81	48,5
1,00 – 0,78	54,4
1,00 – 0,75	59,9
1,00 – 0,72	65,0
1,00 – 0,69	69,7
1,00 – 0,66	73,9
1,00 – 0,63	77,9
1,00 – 0,59	81,5
1,00 – 0,56	84,9
1,00 – 0,53	88,0
1,00 – 0,50	90,8
1,00 – 0,47	93,4
1,00 – 0,44	95,8
1,00 – 0,41	98,0
1,00 – 0,38	100

onde $\Delta\dot{W}_i$ é o somatório da potência obtida pela contribuição de várias seções de área A_i de ξ_e até $\xi_{s,i}$, sendo obtidos para o primeiro conjunto de condições de operação apresentado na Tab. 3.2. Desta forma, é possível constatar, a partir dos resultados, que em torno de 50% da potência produzida pelo rotor é gerada na seção com 20% do raio externo, ou seja, próximo da região de admissão do rotor. Assim, a proposta sugerida para a otimização da TMD

consiste no aumento da potência gerada pelas seções inferiores do rotor, de forma a reduzir a variação de potência entre as diversas seções do rotor. Isto equivale a minimizar a função objetivo dada por:

$$S_{\dot{W}_i} = \sqrt{\frac{1}{1-n_{\dot{W}_i}} \sum (\Delta \dot{W}_i - \overline{\Delta \dot{W}_i})} \quad (3.3)$$

onde $S_{\dot{W}_i}$ é o desvio padrão relacionado a potência gerada em cada conjunto de seções do rotor com tamanho adimensional $\Delta \xi$, $n_{\dot{W}_i}$ é o número de divisões hipotéticas do rotor e $\overline{\Delta \dot{W}_i}$ a média da potência obtida no conjunto de seções.

A otimização proposta consiste em determinar a rugosidade da superfície de cada seção com área A_i do rotor, de forma a minimizar a função dada pela Eq. 3.3. Conforme relatado por Kandlikar *et al.*, 2005, o fator de atrito de escoamentos em superfícies altamente rugosas é maior do que em superfícies lisas, mesmo para baixos números de Reynolds. Assim, o correspondente fator de atrito utilizado para calcular a eficiência isentrópica pelo método FA é obtido através da equação sugerida por Kandlikar *et al.*, 2005, dado por:

$$f_{cf} = \frac{24}{Re_{cf}} \quad (3.4)$$

onde f_{cf} e Re_{cf} são, respectivamente, o fator de atrito e o número de Reynolds modificado para considerar os efeitos da rugosidade para escoamentos em regime laminar. Assim, Re_{cf} é obtido considerando que o diâmetro hidráulico é dado por:

$$D_{h,cf} = D_h - 2\varepsilon \quad (3.5)$$

As condições de operação para o qual a turbina foi otimizada é descrita na Tab. 3.3 a seguir:

Tabela 3.4 – Condições de operação consideradas no processo de otimização da TMD.

Grandeza	Valor
ω_{exp}	6300 rpm
$p_{e.bocal}$	965 kPa
$T_{e.bocal}$	347 K
\dot{m}_{exp}	0,04536

A rugosidade máxima permitida para a superfície dos discos foi a principal restrição utilizada no processo de otimização. Desta forma, foi estabelecida que a rugosidade poderia assumir valores entre 0 e 300 μm . Segundo Moody, 1944, e Momber, 2008, esta faixa de valores de rugosidade pode ser encontrada facilmente em alguns materiais metálicos ou realizado através de processos de acabamento superficial.

Para o processo de otimização foi utilizado o algoritmo genético presente no *software* EES, que é baseado no método de otimização evolutiva chamado de PIKAIA, versão 1.2 (Charbonneau, 2002). Desta forma, os valores de rugosidade obtidos para cada seção $\Delta\xi$, de forma a minimizar a função objetivo dada pela Eq. 3.3, são apresentados na Tab. 3.4 a seguir:

Tabela 3.5 – Valores de rugosidade obtidos através do processo de otimização, para cada seção do rotor com dimensão $\Delta\xi$.

Seção do rotor ($\Delta\xi$)	Rugosidade média da seção (ϵ_i)
1,00 – 0,97	3,07
1,00 – 0,94	6,04
1,00 – 0,91	5,40
1,00 – 0,88	6,91
1,00 – 0,84	7,65
1,00 – 0,81	11,3
1,00 – 0,78	18,4
1,00 – 0,75	28,8
1,00 – 0,72	39,7
1,00 – 0,69	81,1

Tabela 3.4 – Valores de rugosidade obtidos através do processo de otimização, para cada seção do rotor com dimensão $\Delta\xi$ (continuação).

1,00 – 0,66	135
1,00 – 0,63	207
1,00 – 0,59	262
1,00 – 0,56	273
1,00 – 0,53	276
1,00 – 0,50	283
1,00 – 0,47	290
1,00 – 0,44	289
1,00 – 0,41	286
1,00 – 0,38	285

Os valores apresentados na Tab. 3.4 correspondem aos valores médios de rugosidades obtidos após 20 simulações realizadas com a taxa de mutação de 0,1. Cada simulação foi realizada estabelecendo o número máximo de avaliações da função objetivo permitida pelo *software* (262.000 avaliações), tendo sido avaliadas sete taxas de mutação (entre 0,1 e 0,7), totalizando assim 140 simulações com o código escrito no *software* EES. Os valores de ϵ apresentados na Tab. 3.4, obtidos com a taxa de mutação de 0,1, são os que melhor minimizam a função objetivo dada pela Equação 3.3.

Assim, avaliando a turbina de Rice, 1965, para as mesmas condições de operação descritas na Tab. 3.1, com as rugosidades dadas na Tab. 3.4, o incremento de potência em relação ao rotor convencional, formado somente por discos lisos, é apresentado na Tab. 3.5 a seguir:

Tabela 3.6 – Ganho de eficiência, $\Delta\dot{W}_{otim}$, obtido com o uso dos parâmetros otimizados (Tab. 3.3), em relação aos obtidos com a turbina convencional, ambos calculados a partir do método do fator de atrito.

$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (K)	\dot{m}_{exp} (kg/s)	ω_{exp} (rpm)	$\Delta\dot{W}_{otim}$ (%)
377	368	0,02134	6300	11,6
377	368	0,02134	8500	11,4
377	368	0,02134	9200	11,5
515	352	0,03069	8000	6,67
515	352	0,03069	10000	7,00
515	352	0,03069	11000	7,16
552	356	0,02629	8000	5,74
552	356	0,02629	10000	6,06
552	356	0,02629	11000	6,24
690	353	0,03311	9000	7,23
690	353	0,03311	11000	7,56
690	353	0,03311	12000	7,74
827	347	0,04007	9300	8,37
827	347	0,04007	11000	8,65
827	347	0,04007	12200	8,86
965	347	0,04536	11800	9,41
965	347	0,04536	12500	9,56

Assim, os resultados da Tab. 3.5 mostram um ganho de potência de até 11,6% em relação a turbina com a configuração original. A contribuição percentual de potência em função do raio do rotor para a condição de otimização, $\Delta\dot{W}_{otimizadaj}$, é mostrada na Tab. 3.6 a seguir:

Tabela 3.6 – Comparação entre a contribuição de cada seção do rotor para a potência total obtida para a turbina original, $\Delta\dot{W}_i$, e a obtida através da otimização sugerida, $\Delta\dot{W}_{otimizadai}$, para cada seção adimensional do rotor, $\Delta\xi$. Resultados obtidos com o método FA para os discos do rotor divididos hipoteticamente em 20 seções iguais.

$\Delta\xi$	$\Delta\dot{W}_i$ (%)	$\Delta\dot{W}_{otimizadai}$ (%)
1,00 – 0,97	9,94	9,195
1,00 – 0,94	19,0	17,62
1,00 – 0,91	27,4	25,34
1,00 – 0,88	35,0	32,42
1,00 – 0,84	42,0	38,92
1,00 – 0,81	48,5	44,93
1,00 – 0,78	54,4	50,49
1,00 – 0,75	59,9	55,65
1,00 – 0,72	65,0	60,48
1,00 – 0,69	69,7	65,09
1,00 – 0,66	73,9	69,58
1,00 – 0,63	77,9	74,05
1,00 – 0,59	81,5	78,41
1,00 – 0,56	84,9	83,43
1,00 – 0,53	88,0	86,09
1,00 – 0,50	90,8	89,45
1,00 – 0,47	93,4	92,51
1,00 – 0,44	95,8	92,28
1,00 – 0,41	98,0	97,77
1,00 – 0,38	100	100

Assim, nota-se que a distribuição de rugosidades encontrada no processo de otimização e apresentada na Tab. 3.3 minimiza a variação de potência do rotor formado somente por discos lisos, onde cada seção contribuiu em uma menor quantidade na potência total gerada no rotor.

3.3 Conclusões parciais

Neste capítulo, foi apresentado um comparativo entre os modelos analíticos da seção 2.2 e os dados experimentais obtidos para a TMD de Rice, 1965. Com base nos resultados desta comparação, foi proposta uma otimização das características geométricas da TMD analisada, com o objetivo de melhorar os resultados de desempenho obtidos experimentalmente.

A comparação entre os modelos analíticos mostrou que o modelo FA foi o que obteve a melhor previsão dos resultados experimentais da Tab. 3.1, com menor erro médio e com menor variação média da previsão dos resultados. Diferente dos outros modelos, que consistem basicamente em adaptações de equações obtidas para outros problemas, o modelo FA foi desenvolvido exclusivamente para os problemas relacionados às TMDs. A versatilidade do modelo também permite que o mesmo seja utilizado em outras condições não previstas inicialmente por Carey, 2010, através da escolha apropriada do fator de atrito.

A aplicação do método FA com o objetivo de otimizar o desempenho da turbina de Rice, 1965, mostrou que com o aumento da rugosidade da superfície é possível obter um aumento significativo da eficiência isentrópica da TMD e da potência produzida, em todas as condições de operação apresentadas na Tab. 3.1. Com o conhecimento da geometria do bocal utilizada na TMD, números mais expressivos de aumento de eficiência isentrópica e de potência poderiam ser obtidos com uma otimização do bocal, através da aplicação do método unidimensional descrito na seção 2.3.1. Além disso, uma maior rugosidade, ou através de outros métodos que permitam o aumento do fator de atrito do escoamento sobre a superfície do rotor, contribuiria também para reduzir a variação da potência gerada em função do raio do rotor.

4 PROTÓTIPOS CONSTRUÍDOS

Ao longo do trabalho foram construídos vários protótipos da turbina de múltiplos discos com o objetivo de ganhar experiência e obter alguns resultados qualitativos até chegar a versão testada definitivamente na bancada experimental. Ao total foram construídos quatro protótipos que são descritos, em ordem cronológica, nas seções a seguir.

4.1 Primeiro Protótipo Construído da Turbina de Múltiplos Discos

A primeira versão da TMD foi construída a partir de discos de CDs (*compact disks*) e tubos de PVC, com carcaça de material plástico, conforme mostrado na Figura 4.1 a seguir. O objetivo foi o de verificar se a operação da turbina seria possível, mesmo se construída de forma bem rudimentar.



Figura 4.1 – Foto do primeiro protótipo construído da TMD.

Neste protótipo, os discos utilizados para constituir o rotor foram apoiados diretamente no eixo do suporte de CDs, que serviu como carcaça para o protótipo construído. Assim, para facilitar o deslizamento dos discos, o eixo central foi lubrificado com graxa. Os discos foram

unidos com parafusos de forma a se moverem solidariamente, sendo que o espaçamento necessário para que o fluido escoasse entre os discos foi garantido com o uso de arruelas.

Nos testes realizados com este protótipo, foi empregado água como fluido de trabalho, já que não foi possível movimentar o rotor do protótipo com a utilização de ar comprimido. Apesar da simplicidade e das dificuldades de operação, esse protótipo serviu para demonstrar o princípio básico de funcionamento das turbinas de múltiplos discos e verificar que a redução do atrito no eixo central e a vedação da carcaça são pontos importantes a serem considerados na construção de turbinas de múltiplos discos.

4.2 Segundo Protótipo Construído da Turbina de Múltiplos Discos

O segundo protótipo, com aproximadamente o mesmo tamanho do primeiro protótipo, foi construído de forma mais elaborada, com rotor constituído de discos de HD (*hard drive*) de computador, mancal de rolamento e carcaça em acrílico e baquelite. O objetivo principal da construção deste protótipo foi o de verificar o efeito da redução do atrito no eixo central. Algumas imagens deste protótipo são apresentadas na Fig. 4.2 a seguir:

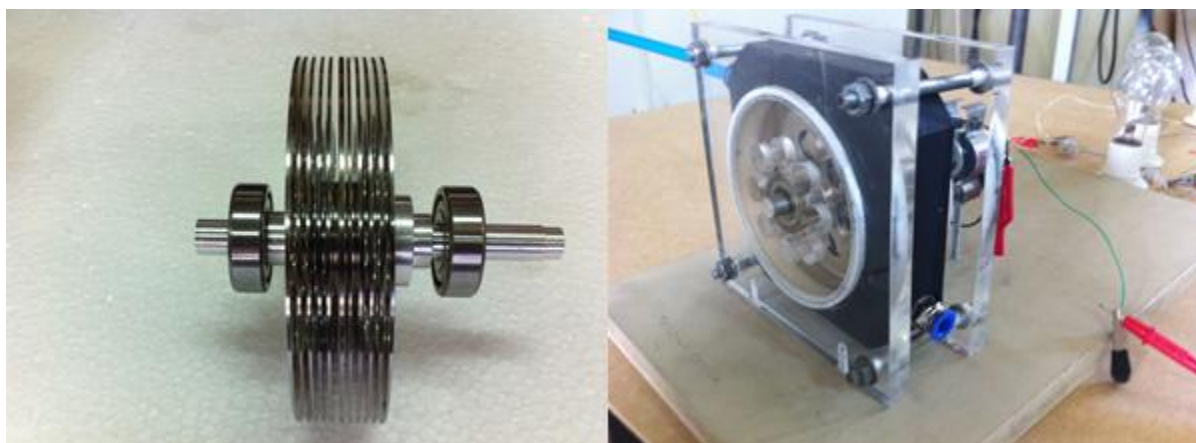


Figura 4.2 – Fotos do segundo protótipo da TMD construído, mostrando o rotor da turbina (esquerda) e o equipamento montado para os testes com ar comprimido (direita).

O rotor desta turbina foi montado com 11 discos de 95 mm de diâmetro e possibilidade uso de dois bocais de injeção diametralmente opostos. Foi acoplado ao eixo do protótipo um pequeno motor elétrico, de forma que durante a operação do protótipo, funcionasse como um gerador elétrico, alimentando um conjunto de lâmpadas elétricas. Desta

forma, a potência gerada pelo protótipo poderia ser estimada através das medidas da tensão e corrente associadas. Outros detalhes construtivos do protótipo são apresentados no Apêndice A.

Os testes realizados com ar comprimido e água mostraram que a potência produzida pelo protótipo foi menor que a esperada inicialmente, sendo suficiente apenas para gerar em torno de 15W de potência, o que permitiu acender de forma parcial uma das lâmpadas do conjunto. Em uma análise mais criteriosa após os testes constatou-se que a potência menor que a esperada deveu-se a grande folga lateral entre o rotor e a carcaça, além da falta de um bocal injetor para acelerar o escoamento. Entretanto, foi possível com esta turbina solucionar os problemas de atrito de rolamento dos discos apresentado no primeiro protótipo e verificar algumas das hipóteses utilizadas nos modelos matemáticos descritos no Capítulo 2.

4.3 Terceiro Protótipo Construído da Turbina de Múltiplos Discos

O terceiro protótipo foi construído com um rotor formado por três discos de 200mm, sendo maior que os demais protótipos construídos anteriormente. Especial atenção foi dada as folgas da turbina e ao projeto do bocal, de forma a diminuir as perdas de potência e eficiência que ocorreram com o segundo protótipo. A Fig. 4.3 apresenta algumas imagens desse protótipo:



Figura 4.3 – Imagens do terceiro protótipo da TMD construído inteiramente em aço, mostrando a turbina montada sem o sistema de freio (esquerda) e a turbina aberta para destaque dos discos internos do rotor e do ponto de injeção do bocal (direita).

Neste último protótipo, a distância (folga) entre o rotor e a carcaça da turbina foi mantida em 0,5 mm, sendo os discos do rotor montados com espaçamentos de 1,0 mm entre si. Os furos de exaustão foram posicionados a distância de aproximadamente 60 mm em relação ao eixo central. Para os mancais foram utilizados rolamentos blindados de esferas, modelo NTN-SNR 6004 HVZZ, capaz de operar, segundo o fabricante, até 22500 rpm.

O terceiro protótipo foi escolhido para ser montado em uma bancada experimental capaz de medir a potência da TMD com várias configurações de rotor e condições de operação. Desta forma, além da instrumentação para medir as condições e a vazão do fluido de alimentação, foram acopladas à turbina um freio magnético e um sistema para medição de potência, rotação e torque.

Para o projeto do bocal deste protótipo, foram adotadas as equações apresentadas nas seções 2.3.1 e 2.3.2, além das seguintes premissas:

- Número e espaçamento entre os discos;
- Diâmetro do duto de injeção;
- Faixa de pressões de operação.
- Velocidade de injeção.

Assim, com base nestas condições, a Fig. 4.4 apresenta esquematicamente as principais dimensões do bocal projetado:

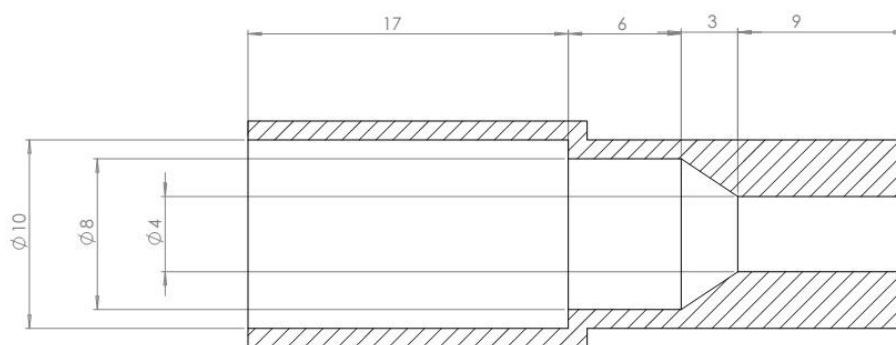


Figura 4.4 – Vista em corte da seção circular do bocal projetado com as principais dimensões (em milímetros). A alimentação do fluido de trabalho é feita na seção de maior diâmetro.

Considerou-se para o projeto a pressão de alimentação entre 0 e 6 bar, sendo constatada, através de testes, que era a faixa de pressão que poderia ser obtido do ar comprimido do sistema de alimentação presente no laboratório. Desta forma, o objetivo deste

bocal foi o de fornecer, ao rotor da TMD, ar comprimido na velocidade do som na maior faixa de pressões possíveis.

Juntamente com este protótipo, foi construído também um quarto protótipo de TMD. A configuração geométrica deste é semelhante ao do terceiro protótipo, com a principal diferença relacionada ao bocal, que foi construído diretamente na carcaça da turbina, conforme apresentado na Fig. 4.5 a seguir:

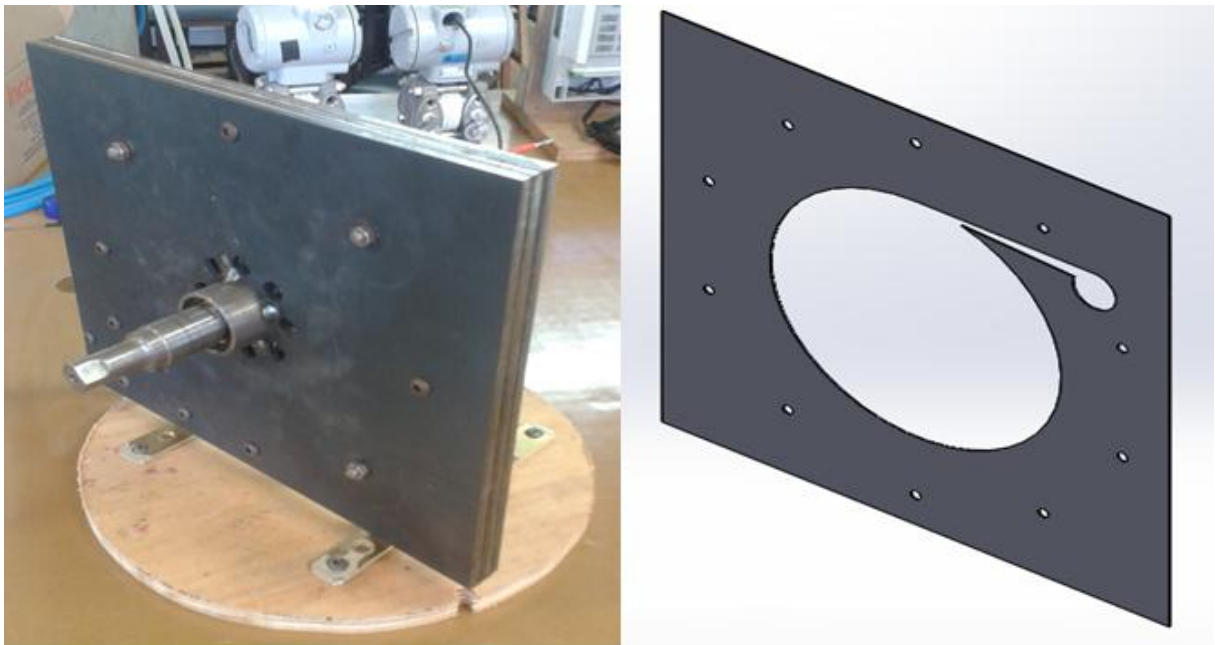


Figura 4.5 – Imagens do quarto protótipo da TMD construído, mostrando a turbina montada (esquerda) e o detalhe do bocal inserido em uma das chapas que constitui o carcaça do equipamento (direita).

Devido principalmente a falta de instrumentos, o quarto protótipo da Fig. 4.5 não foi testado e instrumentado.

5 A BANCADA EXPERIMENTAL

Neste capítulo é apresentado o aparato experimental construído para medir as principais grandezas físicas relacionadas à turbina de múltiplos discos estudada. Conforme descrito no Capítulo 4, a terceira turbina construída foi inteiramente instrumentada, sendo portanto a bancada experimental dimensionada de forma que pudesse acomodar este protótipo.

5.1 Visão Geral da Bancada Experimental

A Figura 5.1 apresenta esquematicamente a disposição dos principais componentes da bancada experimental e alguns detalhes da turbina:

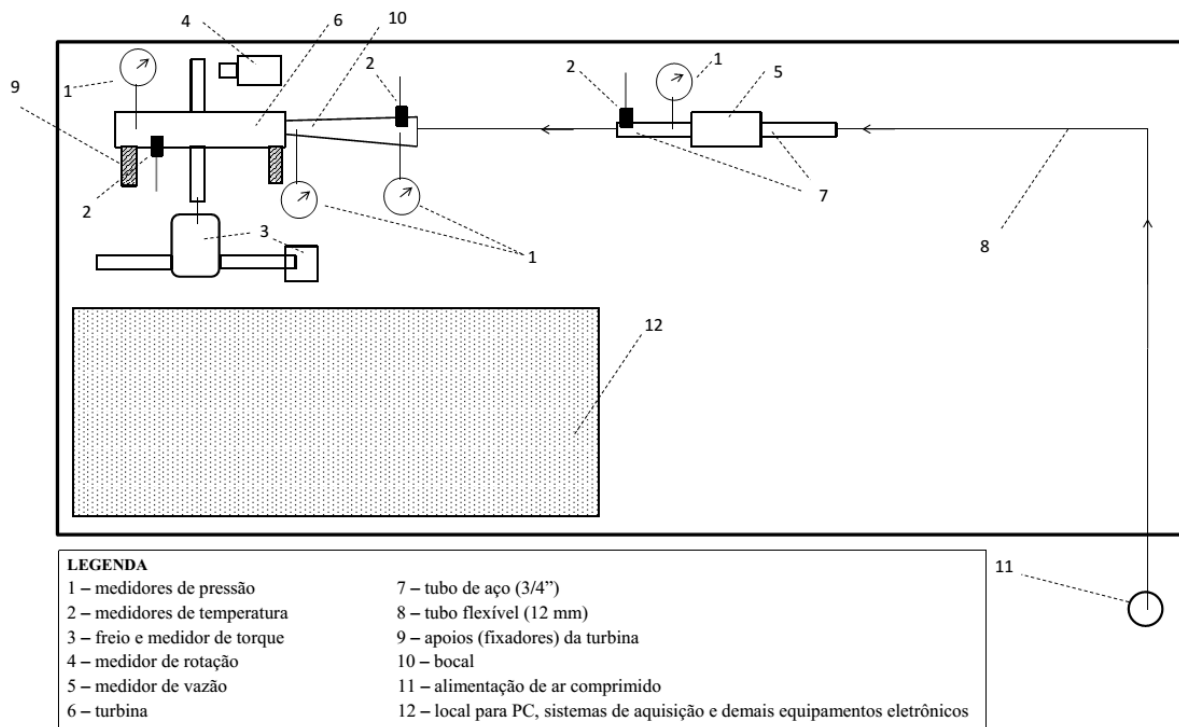


Figura 5.1 – Desenho esquemático da bancada experimental mostrando esquematicamente a disposição dos principais componentes.

Na Figura 5.1, ar comprimido é admitido no ponto 11, onde a vazão correspondente é medida no componente 5, para depois ser injetada através do bocal (componente 10) na

turbina de múltiplos discos (localizada em 6). A potência e rotação da turbina são medidas através dos componentes 3 e 4, respectivamente. As temperaturas e pressões do fluido ao longo da bancada são medidas nos pontos 1 e 2. Todos os dados medidos são registrados através do computador e placas de aquisição instaladas em 12.

As seções a seguir apresentam os detalhes dos principais componentes descritos anteriormente na Figura 5.1.

5.2 Principais Componentes

5.2.1 Dispositivos de aquisição de dados

Para fazer a leitura dos sinais elétricos enviados pelos diferentes sensores instalados na bancada experimental, dois dispositivos de aquisição de dados foram utilizados. Para os sensores de rotação e de força, que exigiam alta taxa de amostragem, foi utilizado a placa de aquisição NI PCIe-6363, fabricado pela National Instruments. Esta placa de aquisição, apresentado na Fig. 5.2, é conectada ao computador através de uma entrada padrão PCI-express, possui taxa de amostragem multicanal de até 1 milhão de amostras por segundo, com 32 canais analógicos de entrada e 16 bits de resolução.



Figura 5.2 – Placa de aquisição NI PCIe-6363 utilizada para a leitura do sensor de rotação e força, montados na bancada experimental.

Para os demais sensores a aquisição foi feita pelo sistema de aquisição, modelo 34970A, fabricada pela Agilent/HP (Fig. 5.3), que possui três módulos com encaixes para placas de aquisição, sendo o conjunto conectado ao computador através de uma porta padrão

serial. Apesar da menor taxa de aquisição, este dispositivo de aquisição foi escolhido por possuir filtros internos, já que foi inicialmente constatada uma grande oscilação nos sinais provenientes dos sensores de pressão, vazão e temperatura, mesmo após o aterramento da bancada experimental.



Figura 5.3 – Sistema de aquisição Agilent 34970A utilizado para a leitura dos sensores de pressão, vazão e temperatura utilizados na bancada experimental.

Com todos os sensores de pressão, temperatura e vazão conectados, a máxima taxa de aquisição obtida com o sistema Agilent 34970A foi de 1 amostra por segundo. Este valor foi considerado adequado para a proposta do experimento, já que a turbina foi operada de tal forma que permanecesse em regime permanente durante a aquisição dos dados experimentais.

5.2.2 Medidor de vazão

A vazão total de ar através da turbina foi registrada por um sensor de vazão volumétrica, do tipo turbina, modelo VTG-015, fabricado pela empresa Incontrol. Este sensor é capaz de medir vazões volumétricas entre 2,5 m³/h e 25,0 m³/h em condições atmosféricas. Acoplado ao sensor, está conectado um micro controlador modelo MEV-3000 que converte o sinal de saída do medidor de vazão (dado em frequência) em vazão volumétrica ou mássica, considerando a condição ambiente.

A Fig. 5.4 a seguir mostra o medidor de vazão VTG-015 e o micro controlador MEV-3000:



Figura 5.4 – Medidor de vazão modelo VTG-015 (esquerda) e micro controlador modelo MEV-3000 (direita).

Como o medidor de vazão de vazão foi calibrado somente para condições próximas da atmosférica, foi necessário utilizar algumas equações características de sensores do tipo turbina, com o intuito de corrigir a vazão registrada na condição de calibração para a condição de temperatura e pressão do ar comprimido no local de instalação do sensor de vazão, obtendo assim, a vazão mássica total de ar comprimido. Para isto, a frequência de saída do sensor VTG-015 foi medida através do sistema de aquisição Agilent 34970A. Dessa forma, sabendo que a frequência é proporcional a vazão, temos a partir da equação apresentada por Webster *et al.*, 2014:

$$K_{sensor} = \frac{F_{sensor}}{\dot{Q}_{sensor}} = \frac{F_{sensor}}{\rho_{sensor} \dot{m}_{sensor}} \quad (5.1)$$

Sendo a constante do sensor de vazão, K_{sensor} , obtida através da Equação 5.2:

$$K_{sensor} = C_1 - C_2 \left(\frac{\rho_{sensor}^2 \dot{m}_{sensor}}{\mu_{sensor}} \right)^{-0,2} \quad (5.2)$$

onde ρ_{sensor} e μ_{sensor} são as respectivas massa específica e viscosidade absoluta do fluido determinadas no ponto de instalação do sensor de vazão, a partir das medidas de temperatura e pressão neste ponto. As grandezas físicas C_1 e C_2 são constantes que dependem somente das

características geométricas do sensor turbina, podendo ser obtidas através do conhecimento da vazão medida pelo sensor na condição de calibração (932 kPa e 26,8°C). Esses valores são obtidos através do certificado de calibração apresentado no Anexo I.

5.2.3 Sensores de temperatura

Foram utilizados termopares do tipo J, modelo padrão (*standard*), para as medidas da temperatura do gás em três posições ao longo da bancada e turbina. Os pontos de instalação dos termopares estão indicados pela numeração apresentada na Fig. 5.1, sendo as medidas adquiridas com o sistema de aquisição Agilent 34970A.

5.2.4 Sensores de pressão

Sensores de pressão do tipo capacitivo, com alimentação de 0 a 5V, em corrente contínua, foram utilizados para medir a pressão manométrica do gás ao longo da bancada.

Ao total foram instalados quatro sensores de pressão, sendo dois com capacidade para medir pressões manométricas entre 0 e 10 bar e dois para medir pressões entre 0 e 1 bar. Dois desses pontos foram montados na TMD, e detalha dois esquematicamente na Fig. 5.5 a seguir:

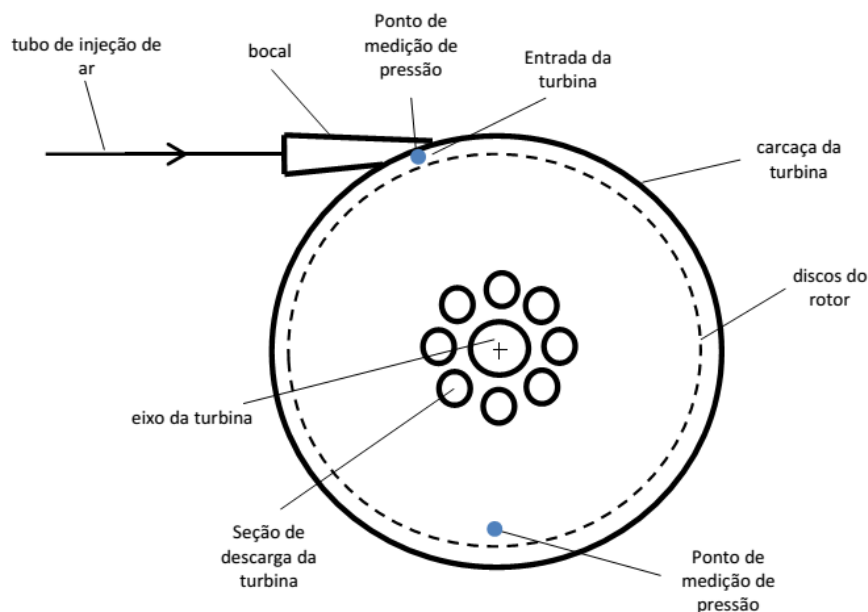


Figura 5.5 – Desenho esquemático da TMD mostrando os pontos de medição de pressão na carcaça (estator) da turbina testada.

Na saída do bocal foi instalado um sensor com faixa de medição entre 0 e 10 bar e na parte inferior da turbina um sensor com faixa de medição entre 0 e 1 bar, conforme apresentado na Figura 5.5. Esta montagem possibilitou a medidas de pressão à jusante do bocal injetor e no rotor da TMD testada.

A calibração dos sensores de pressão foi realizada com a utilização de vários manômetros analógicos do tipo Bourdon, de resolução máxima de até 0,2 bar, e um sensor eletrônico, modelo PTJ303, fabricado pela Vaisala, que também foi usado como sensor para a determinação da pressão atmosférica no local de instalação da bancada experimental. A alimentação dos sensores foi realizada através de uma fonte controladora de tensão (modelo Hikari HK-3003D), ajustada para a tensão de 24V.

5.2.5 Sensor de rotação

Para a medição da rotação do eixo da TMD, foi utilizado um dispositivo eletrônico do tipo chave ótica, igual ao mostrado na Fig. 5.6 a seguir:



Figura 5.6 – Sensor eletrônico, do tipo chave ótica, utilizado para medir a rotação da TMD.

A chave ótica possui um LED em uma das suas hastes, que emite um sinal ótica em infravermelho, sendo detectado por um foto sensor presente na outra haste, de forma que o sensor emita um sinal na forma de tensão elétrica (entre 0 e 5V), dependendo da quantidade de luz infravermelha recebida pelo foto-sensor. Assim, a medida da rotação é obtida cada vez que uma fenda, presente em um pequeno disco fixado no eixo da TMD, passe entre as duas hastes do sensor ótico da Figura 5.6. O sinal em tensão, depois de retificado por um circuito eletrônico, é recebido pela placa de aquisição NI PCIe-6363.

5.2.6 Freio dinamométrico

Para frear a turbina, de forma a obter a rotação desejada, foi montado na bancada experimental um freio magnético do tipo Foucault. Esse freio funciona quando correntes parasitas, J_{mag} , são geradas em um material metálico em movimento a uma velocidade, v_{met} , através de campo magnético, B_{mag} . Como consequência, essas correntes parasitas, geram uma força, F_{mag} , que se opõe ao campo magnético.

A Fig. 5.7 mostra esquematicamente o princípio de funcionamento do freio de Foucault e os vetores das grandezas físicas mais importantes, quando uma placa de metal (material ferromagnético) atravessa um campo magnético, induzido por uma corrente elétrica I_{mag} :

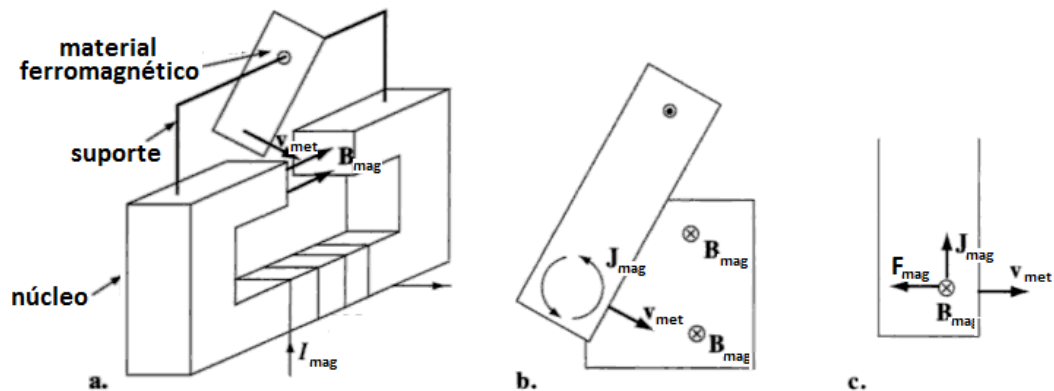


Figura 5.7 – Desenho esquemático do princípio de funcionamento de um freio de Foucault [adaptado de Ida, 2000].

Assim, se um braço de alavanca for conectado a placa ou ao núcleo da Fig. 5.7, a força de reação devido ao freio pode ser medido através de uma célula de carga.

Para medir a força, foi utilizada uma célula de carga com capacidade para medir forças entre aproximadamente 0 e 9,8 N, que foi conectada, através de um braço de alavanca em equilíbrio, ao freio dinamométrico. A célula de carga utilizada é mostrada na Fig. 5.8 a seguir:



Figura 5.8 – Célula de carga utilizada na bancada experimental para a obtenção das medidas de torque e potência produzidas pela TMD

A célula de carga foi alimentada através de uma fonte de corrente contínua. O sinal em tensão elétrica, correspondente a carga aplicada pelo freio, foi captado pela placa de aquisição NI PCIe-6363, depois de retificado por um circuito eletrônico.

A célula de carga foi calibrada com a utilização de um conjunto de pesos padrões. A curva e equação de calibração obtida são apresentadas no Apêndice C.

5.2.7 Alimentação

A alimentação do ar comprimido (ponto 11 na Fig. 5.1) necessária para operar a turbina foi suprida através de uma mangueira de silicone e tubulação de aço, ambas conectadas a um compressor de ar.

5.3 Procedimento Experimental

Vários testes foram realizados com o último protótipo de TMD construído (descrito na seção 3.4), com o objetivo de determinar o torque e/ou a potência produzida em várias condições de alimentação e operação. A integração da instrumentação foi feita com o auxílio do *software* Labview.

As configurações de rotor na TMD testadas são apresentadas na Tab. 5.1.

Tabela 5.1 – Descrição dos discos utilizados no rotor da TMD testada (terceiro protótipo).

Disco	Descrição
Tipo A	Disco de superfície lisa de 200mm de diâmetro externo
Tipo B	Disco de superfície rugosa com 200mm de diâmetro externo.
Tipo C	Disco de superfície lisa, com 16 furos de 50mm x 10mm, localizados a 5mm da borda externa. Diâmetro externo de 200mm.
Tipo D	Disco de superfície lisa, vazado com 16 furos de dimensões 30mm x 10mm, localizados a 5mm da borda externa. Diâmetro externo de 200mm.
Tipo E	Disco de superfície lisa, vazado com 16 furos de dimensões 20mm x 10mm, localizados a 5mm da borda externa. Diâmetro externo de 200mm.
Tipo F	Disco de superfície lisa, vazado com 16 furos de dimensões 20mm x 10mm, localizados a 34,25mm da borda externa. Diâmetro externo de 200mm.
Tipo G	Disco de superfície lisa, vazado com 32 furos de dimensões 50mm x 5mm, localizados a 5mm da borda externa. Diâmetro externo de 200mm.
Tipo H	Disco de superfície lisa, vazado com 16 furos de dimensões 50mm x 5mm, localizados a 5mm da borda externa. Diâmetro externo de 200mm.
Tipo I	Disco de superfície lisa de diâmetro externo de 190mm.
Tipo J	Disco de superfície lisa de diâmetro externo de 180mm.
Tipo K	Disco de superfície lisa de diâmetro externo de 170mm.

Todos os discos descritos na Tab. 5.1 possuem furos de exaustão localizados a 38,5mm de diâmetro em relação ao eixo central e foram construídos com chapas planas de 2mm. Os desenhos dos discos, com as suas principais dimensões, são apresentados no Apêndice B.

Basicamente, os testes na bancada experimental foram realizados estabelecendo inicialmente a pressão do fluido de trabalho, através da válvula de alimentação. Em seguida, a rotação do eixo da TMD foi ajustada com auxílio do freio magnético, para então iniciar-se a aquisição de dados. Esse tipo de teste, denominado de teste dinâmico, foi realizado várias vezes para cada configuração do rotor e para várias rotações de operação.

Com os discos tipo A (discos lisos), também foi realizado o teste denominado estático. Nele, a turbina é impedida de girar a fim de medir-se o torque gerado pelo protótipo, para várias pressões de alimentação do fluido de trabalho e com vários níveis de abertura da seção de descarga do rotor.

A estimativa da potência perdida devido ao atrito nos mancais no eixo da turbina foi obtida durante o teste de aceleração e desaceleração da turbina, ou seja, operando-a em regime transiente. Este teste é realizado sem carga imposta ao eixo da turbina, conforme descrito por Guha, 2010. Desta forma, foi medido neste teste a velocidade angular do eixo da turbina e o tempo necessário para aceleração, até atingir a velocidade de rotação máxima, e o tempo necessário até o repouso, após a vazão de ar de alimentação ser restringida a valores mínimos (2,5 m³/h ou menor).

Antes de realizar os testes, todos os instrumentos foram testados e comparados com os instrumentos de referência descritos na seção 5.2. Alguns desses instrumentos também foram calibrados junto ao próprio fabricante.

As incertezas de medição de cada grandeza física medida diretamente foram determinadas a partir dos cálculos das médias e desvios padrões em cada teste experimental. As demais incertezas das grandezas físicas determinadas a partir dessas medidas foram determinadas através do cálculo de propagação de incertezas, dada pela Eq. 5.3 a seguir:

$$u_Y = \sqrt{\sum_j \left(\frac{\partial Y}{\partial X_j} \right)^2 u_{X_j}^2} \quad (5.3)$$

onde u_Y é a incerteza de medição da variável genérica Y , que depende da variável genérica X_j .

6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo são apresentados os principais resultados determinados para o terceiro protótipo de TMD construído, descrito na seção 4.3, obtidos através da bancada experimental descrita no capítulo 5. Esses resultados consistem no resumo de mais de 200 testes realizados, onde a TMD foi testada para várias condições de operação e com várias combinações e tipos de rotores, conforme descrito na seção 5.3. Todos os resultados experimentais são apresentados com nível de confiabilidade 95,5%.

6.1 Estimativa das perdas da TMD

As perdas ocorridas devido ao atrito nos rolamentos e vibração do rotor podem ser estimadas a partir do método sugerido por Guha, 2010. O método inicia com a determinação da potência efetivamente gerada pelo protótipo da turbina, \dot{W}_{exp-G} , dada por:

$$\dot{W}_{exp-G} = I\alpha_{exp-acel}\omega_{exp} + I|\alpha_{exp-desacel}|\omega_{exp} \quad (6.1)$$

onde I é momento de inércia calculado para o rotor e todas as peças que giram na mesma velocidade de rotação do eixo, $\alpha_{exp-acel}$ a aceleração angular da turbina até atingir uma dada rotação constante e $\alpha_{exp-desacel}$ a desaceleração da TMD até o repouso, após reduzir a valores mínimos (menores que 2,5 m³/h) a vazão de injeção do fluido de trabalho. Assim, o produto $I\alpha_{acel}\omega_{exp}$ corresponde a potência obtida através do eixo da TMD, determinadas através das medidas realizadas pela célula de carga e sensor de rotação, e $I|\alpha_{desacel}|\omega_{exp}$ a potência devido ao atrito nos mancais. Dessa forma, a potência perdida no eixo da TMD pode ser estimada através do produto $I|\alpha_{desacel}|\omega_{exp}$, onde ω_{exp} é a rotação do rotor quando em regime permanente.

As perdas de potência foram estimadas a partir das medidas da rotação e o tempo durante a aceleração e desaceleração da turbina realizadas repetidas vezes. Nestas medidas, o protótipo foi medido sem carga imposta ao eixo, com o freio magnético desligado, e com o rotor formado por discos tipo A (discos lisos). A Fig. 6.1 apresenta os resultados obtidos durante o teste transiente:

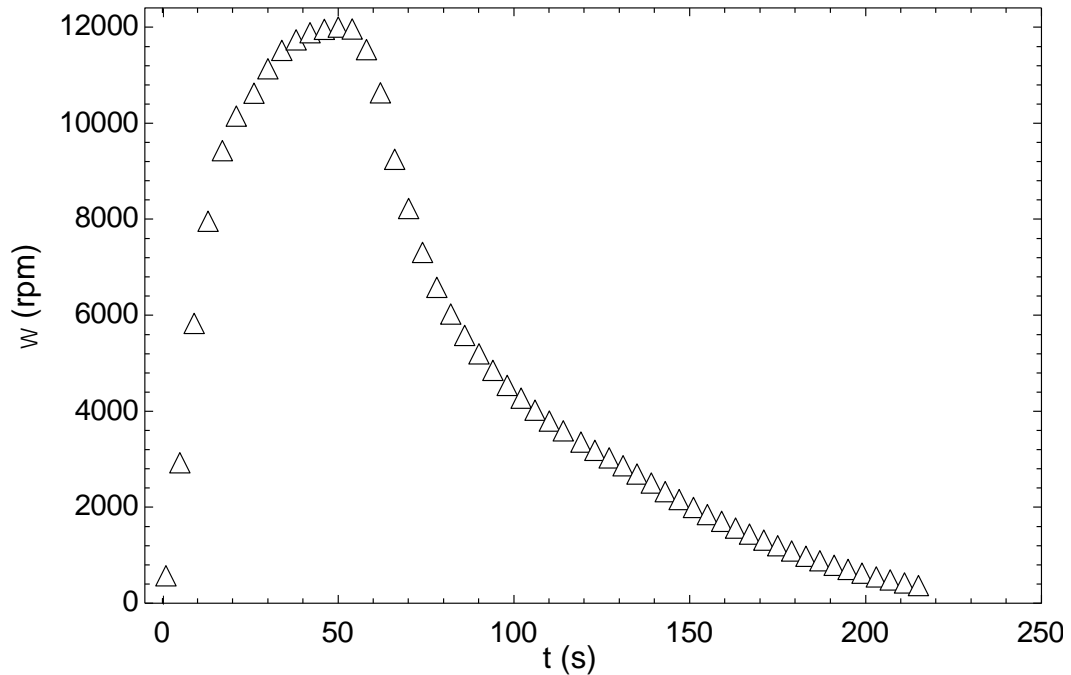


Figura 6.1 – Variação da rotação da TMD, ω , em função do tempo, t , adquiridos durante o teste transiente. Resultados obtidos para o protótipo com o rotor composto por discos lisos (discos tipo A) e sem carga imposta ao eixo.

A incerteza máxima de medição calculada para os resultados do teste transiente (Fig. 6.1), foi de no máximo 80 rpm. Na Fig. 6.1, a curva descendente representa o intervalo de tempo que a TMD sofre desaceleração. Logo, a estimativa da energia perdida no eixo da TMD pode ser determinada através da avaliação desta curva a partir da rotação para o qual se deseja determinar as perdas de energia. Assim, a partir de 6000 rpm, que corresponde a máxima rotação imposta a turbina durante os testes em regime permanente, a desaceleração pode ser determinada a partir da seguinte equação de ajuste aplicada aos resultados da Figura 6.1:

$$\omega_{\text{exp-desacel}} = 0,2249t^2 - 106,53t + 12923 \quad (6.2)$$

e a respectiva desaceleração angular, obtida através da derivada da Eq. 5.2, é dada por:

$$\alpha_{\text{exp-desacel}} = 0,44989t - 106,53 \quad (6.3)$$

Sabendo que o momento de inércia da TMD, I , determinado a partir da geometria do rotor desenhado no *software* Solidworks®, é de $0,001277 \text{ kgm}^2$, a potência máxima perdida pela TMD, devido ao atrito no eixo e mancais, é estimada em $7,5 \pm 0,12 \text{ W}$.

Nas seções a seguir, os resultados se referem à potência líquida gerada pela TMD, ou seja, já desconsideradas as perdas de potência devido ao atrito no eixo e mancal.

6.2 TMD com discos lisos

Nesse teste o rotor da TMD foi montada somente com discos lisos de 200mm de diâmetro (discos tipo A da seção 4.3). Com esta configuração do rotor, foram realizados testes dinâmicos e estáticos, onde os principais resultados foram comparados com o modelo analítico FA.

6.2.1 Teste estático

Na Fig. 6.2 a seguir é apresentado o resultado do torque obtido para cinco valores de pressão de alimentação $p_{e;bocal}$ do fluido de trabalho (ar) e três níveis de abertura dos furos de descarga, assim como os valores médios obtidos, conforme apresentado a seguir:

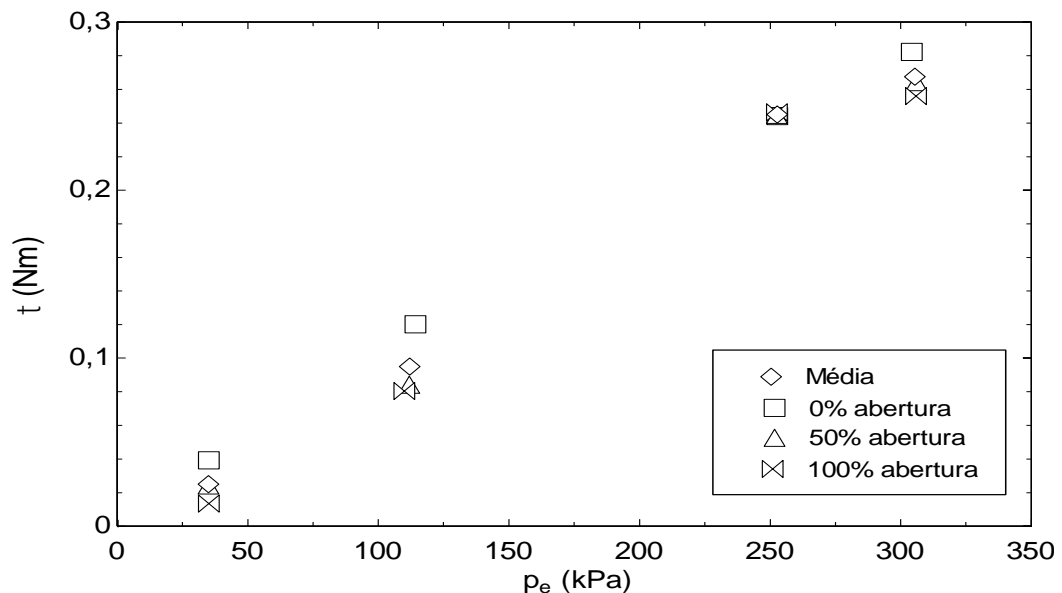


Figura 6.2 – Valores de torque obtidos no teste estático da turbina para três níveis de abertura dos orifícios de exaustão da turbina, assim como a média desses valores. Resultados apresentados em função da pressão de alimentação $p_{e;bocal}$.

Na Fig. 6.2, o nível de abertura dos orifícios de descarga é representado pela correspondente porcentagem de área aberta da seção. Considerando as incertezas de medição (entre 0,017Nm e 0,038 Nm) os resultados mostram que a variação do torque da turbina obtido para os três níveis de abertura da seção de saída é desprezível para a faixa de pressões que o equipamento foi testado. Conforme esperado, quanto maior a pressão de alimentação, maior o torque obtido pela turbina.

6.2.2 Teste dinâmico

O teste dinâmico com o rotor formado por discos lisos foi realizado com duas rotações de operação e pressão de alimentação $p_{e,bocal}$ variável. A Tab. 6.1 a seguir apresenta os resultados de eficiência isentrópica e potência obtidos a partir dos testes experimentais realizados:

Tabela 6.1 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o rotor formado por discos tipo A (discos lisos).

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	\dot{m}_{exp} (kg/s)	\dot{W}_{exp} (W)	$\eta_{iso,exp}$ (%)
3023,2 ± 171	514,3 ± 35,2	23,7 ± 0,09	0,01986 ± 0,0018	102,7 ± 15,2	4,69 ± 0,8
2996,4 ± 29,2	343,0 ± 44,0	24,0 ± 0,04	0,01346 ± 0,0012	59,61 ± 6,30	5,05 ± 0,8
2991,7 ± 19,2	254,6 ± 11,5	24,2 ± 0,20	0,01021 ± 0,0007	37,88 ± 3,26	5,38 ± 0,6
2996,1 ± 8,86	209,8 ± 6,00	24,6 ± 0,20	0,00841 ± 0,0005	26,73 ± 1,42	5,66 ± 0,5
5958,5 ± 8,86	491,3 ± 34,6	24,2 ± 0,56	0,01894 ± 0,0017	126,9 ± 9,50	6,20 ± 0,8
5994,8 ± 13,9	369,2 ± 27,1	24,0 ± 0,57	0,01466 ± 0,0013	86,91 ± 13,9	6,44 ± 1,2
5997,6 ± 6,54	290,2 ± 20,8	24,1 ± 0,40	0,01154 ± 0,0011	51,96 ± 8,48	5,82 ± 1,2

Os resultados da Tab. 6.1 foram obtidos para duas rotações do rotor (aproximadamente 3000 rpm e 6000 rpm), para várias pressões de alimentação de ar, com o rotor formado exclusivamente por discos lisos (discos tipo A). Os valores apresentados mostram um aumento significativo de potência e eficiência com o incremento da rotação.

O grau de reação Γ , calculado para as condições de operação apresentadas na Tab. 6.1, são apresentados para duas rotações, em função da vazão e pressão, na Tab. 6.2 a seguir:

Tabela 6.2 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para as condições de operação apresentados na Tabela 6.1.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ ($^{\circ}\text{C}$)	Γ_{exp} (%)
$3023,2 \pm 171$	$514,3 \pm 35,2$	$23,7 \pm 0,09$	$4,68 \pm 0,795$
$2996,4 \pm 29,2$	$343,0 \pm 44,0$	$24,0 \pm 0,04$	$4,74 \pm 0,923$
$2991,7 \pm 19,2$	$254,6 \pm 11,5$	$24,2 \pm 0,20$	$5,20 \pm 0,663$
$2996,1 \pm 8,86$	$209,8 \pm 6,00$	$24,6 \pm 0,20$	$4,47 \pm 0,444$
$5958,5 \pm 8,86$	$491,3 \pm 34,6$	$24,2 \pm 0,56$	$4,84 \pm 0,693$
$5994,8 \pm 13,9$	$369,2 \pm 27,1$	$24,0 \pm 0,57$	$5,09 \pm 0,629$
$5997,6 \pm 6,54$	$290,2 \pm 20,8$	$24,1 \pm 0,40$	$5,85 \pm 0,926$

Os resultados apresentados na Tab. 6.2 mostram que o máximo valor obtido para Γ_{exp} foi de 8,29% para a condição de máxima rotação, vazão e pressão. Estes valores de grau de são característicos de turbinas de classificadas como de ação (Henn, 2006).

6.3 TMD com discos rugosos

Nesse tipo de teste, os discos do rotor foram substituídos por discos rugosos (discos tipo B) e testados nas mesmas condições de operação dos discos tipo A (discos lisos). As medidas de rugosidade para os discos tipo A e B foram realizadas com um sensor modelo Mitutoyo ST 201. Os valores obtidos são apresentados na Tab. 6.3 a seguir:

Tabela 6.3 – Medidas de rugosidade obtidas para a superfície dos discos tipo A e tipo B. Valores correspondem ao parâmetro Ra da norma ISO 4287.

Medida	Rugosidade Disco Tipo A (μm)	Rugosidade Disco Tipo B (μm)
1	0,71	3,07

Tabela 6.3 – Medidas de rugosidade obtidas para a superfície dos discos tipo A e tipo B. Valores correspondem ao parâmetro Ra da norma ISO 4287 (continuação).

2	0,51	3,32
3	0,82	3,21
4	0,65	3,24
5	0,65	3,21
6	0,95	2,88
7	0,62	4,72
8	0,54	2,87
9	0,49	3,47
10	0,57	3,55
Média	0,65	3,35
Desvio Padrão	0,13	0,50

Na Tab. 6.3 a grandeza Ra , segundo a norma ISO 4287, representa a média aritmética da rugosidade da superfície. Conforme, Taylor *et al.*, 2006, o parâmetro Ra das medidas apresentadas na Tab. 6.3 é geralmente a grandeza física mais comum utilizada para caracterizar a rugosidade das superfícies, principalmente em problemas de mecânica dos fluidos. Os resultados da Tab. 6.3 mostram que na média a superfície dos discos tipo B é cerca de cinco vezes mais rugosa que a dos discos tipo A.

Os valores medidos de potência e eficiência isentrópica para a turbina estudada, para várias condições de operação, são apresentados, para o rotor formado por discos tipo B, na Tab. 6.4 a seguir:

Tabela 6.4 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o rotor formado por discos tipo B.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	\dot{m}_{exp} (kg/s)	\dot{W}_{exp} (W)	$\eta_{iso,exp}$ (%)
2999,7 ± 46,2	484,1 ± 52,8	23,3 ± 0,11	0,01863 ± 0,0022	115,4 ± 14,3	5,79 ± 1,0
2998,8 ± 14,0	350,7 ± 25,6	23,6 ± 0,05	0,01403 ± 0,0013	80,40 ± 7,03	6,45 ± 0,9
2998,7 ± 5,10	280,2 ± 16,0	23,7 ± 0,06	0,01146 ± 0,0008	61,54 ± 5,64	7,15 ± 0,9

Tabela 6.4 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o rotor formado por discos tipo B (continuação).

2992,5 ± 8,00	235,4 ± 10,2	23,9 ± 0,07	0,00976 ± 0,0006	47,71 ± 3,35	7,66 ± 0,8
3013,1 ± 22,6	192,2 ± 1,70	24,1 ± 0,05	0,00796 ± 0,0005	36,64 ± 1,50	9,24 ± 0,7
6000,5 ± 49,0	423,9 ± 26,4	23,0 ± 0,12	0,01732 ± 0,0013	137,9 ± 18,1	7,99 ± 1,2
5989,4 ± 7,96	328,9 ± 22,7	22,8 ± 0,07	0,01364 ± 0,0011	99,90 ± 12,4	8,64 ± 1,4
5976,5 ± 23,8	267,8 ± 13,7	22,9 ± 0,04	0,01112 ± 0,0009	76,67 ± 13,6	9,57 ± 1,9
5990,6 ± 8,32	228,6 ± 8,66	23,1 ± 0,06	0,00962 ± 0,0006	53,94 ± 4,40	9,09 ± 1,0
5998,6 ± 7,87	197,2 ± 2,02	23,3 ± 0,04	0,00835 ± 0,0004	30,06 ± 3,42	7,08 ± 0,9

Os resultados da Tab. 6.4 foram obtidos para condições de escoamento similares aos apresentados na seção 6.2. Da mesma forma, os maiores valores de potência e eficiência foram obtidos para os testes realizados em maiores rotações.

A Tab. 6.5 apresenta os valores obtidos para o grau de reação nas mesmas condições da Tabela 6.4:

Tabela 6.5 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para as condições de operação da Tabela 6.4.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	Γ_{exp} (%)
2999,7 ± 46,2	484,1 ± 52,8	23,3 ± 0,11	5,17 ± 1,21
2998,8 ± 14,0	350,7 ± 25,6	23,6 ± 0,05	4,95 ± 0,638
2998,7 ± 5,10	280,2 ± 16,0	23,7 ± 0,06	5,56 ± 0,614
2992,5 ± 8,00	235,4 ± 10,2	23,9 ± 0,07	5,20 ± 0,767
3013,1 ± 22,6	192,2 ± 1,70	24,1 ± 0,05	4,38 ± 0,152
6000,5 ± 49,0	423,9 ± 26,4	23,0 ± 0,12	4,24 ± 0,546
5989,4 ± 7,96	328,9 ± 22,7	22,8 ± 0,07	4,30 ± 0,475
5976,5 ± 23,8	267,8 ± 13,7	22,9 ± 0,04	5,17 ± 0,508
5990,6 ± 8,32	228,6 ± 8,66	23,1 ± 0,06	4,91 ± 0,570
5998,6 ± 7,87	197,2 ± 2,02	23,3 ± 0,04	4,50 ± 0,181

A Tab. 6.5 mostra que, assim como ocorreu com a turbina formada por discos tipo A, os valores do grau de reação obtido com o uso dos discos rugosos (tipo B) também foram pequenos e com pouca variação entre as diversas condições de teste.

6.4 TMD com discos vazados

Nesses testes, foram testados e comparados a eficiência isentrópica e potência líquida obtidas experimentalmente com os discos tipo C, D, E, F, G e H. A construção deste discos teve como motivação as patentes depositadas por Batista, 2009, e pela empresa *Discflo*[®], descritas na seção 1.2.1, com o objetivo de avaliar qual o resultado que certas modificações na geometria dos discos no desempenho das TMDs. Para evitar vazamentos através do estator, nos testes com os discos vazados, somente o disco central do rotor foi substituído pelos discos C, D, E, F, G e H.

As Tabelas 6.6, 6.7, 6.8, 6.9, 6.10 e 6.11 apresentam os resultados de eficiência isentrópica e potência líquida da TMD, em várias condições de operação, para o disco central do rotor substituído pelos discos C, D, E, F, G e H, respectivamente:

Tabela 6.6 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo C.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	\dot{m}_{exp} (kg/s)	\dot{W}_{exp} (W)	$\eta_{iso,exp}$ (%)
2992,6 ± 41,0	503,9 ± 35,2	23,8 ± 0,113	0,01964 ± 0,0015	90,29 ± 13,9	4,21 ± 0,4
2991,7 ± 30,1	380,5 ± 29,7	23,6 ± 0,158	0,01501 ± 0,0013	62,06 ± 6,04	4,41 ± 0,5
2992,6 ± 13,7	297,4 ± 17,8	23,9 ± 0,114	0,01193 ± 0,0010	43,38 ± 4,62	4,61 ± 0,5
2999,8 ± 7,82	247,4 ± 11,4	24,1 ± 0,057	0,01011 ± 0,0007	32,27 ± 2,68	4,75 ± 0,5
3000,6 ± 4,74	229,6 ± 8,93	24,2 ± 0,081	0,00887 ± 0,0005	28,36 ± 2,08	5,52 ± 0,5
3013,3 ± 30,3	204,8 ± 5,62	24,4 ± 0,072	0,00854 ± 0,0021	21,93 ± 1,92	4,72 ± 1,9
6010,3 ± 172	508,0 ± 39,3	23,7 ± 0,036	0,02033 ± 0,0017	170,3 ± 27,9	7,64 ± 1,4
5998,1 ± 27,6	381,84 ± 29,7	23,6 ± 0,061	0,01559 ± 0,0011	115,7 ± 15,5	7,91 ± 1,2
5993,8 ± 19,5	300,75 ± 18,3	23,8 ± 0,045	0,01242 ± 0,0011	80,21 ± 19,6	8,11 ± 2,1
6000,6 ± 14,3	253,80 ± 6,88	23,9 ± 0,022	0,01061 ± 0,0007	59,21 ± 6,92	8,11 ± 1,1

Tabela 6.7 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo D.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	\dot{m}_{exp} (kg/s)	\dot{W}_{exp} (W)	$\eta_{iso,exp}$ (%)
2994,4 ± 33,8	530,8 ± 44,8	23,7 ± 0,04	0,02164 ± 0,0022	85,90 ± 13,3	3,53 ± 0,4
3002,8 ± 42,2	389,6 ± 23,7	23,8 ± 0,05	0,01625 ± 0,0012	57,24 ± 5,60	3,71 ± 0,5
2996,4 ± 11,0	300,2 ± 20,4	24,0 ± 0,07	0,01261 ± 0,0011	38,24 ± 4,88	3,81 ± 0,6
2998,5 ± 4,32	244,1 ± 14,7	24,3 ± 0,12	0,01038 ± 0,0008	25,26 ± 4,00	3,67 ± 0,7
3001,7 ± 5,01	206,8 ± 9,52	24,6 ± 0,11	0,00885 ± 0,0007	14,00 ± 3,60	2,87 ± 0,8
6020,1 ± 122	482,6 ± 32,5	22,4 ± 0,07	0,01956 ± 0,0015	153,2 ± 36,1	7,36 ± 0,6
5994,3 ± 10,8	367,5 ± 23,3	22,3 ± 0,04	0,01518 ± 0,0012	102,6 ± 9,04	7,41 ± 0,9
5994,3 ± 14,9	289,8 ± 22,1	22,4 ± 0,08	0,01208 ± 0,0011	53,05 ± 27,8	5,71 ± 3,1

Tabela 6.8 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo E.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	\dot{m}_{exp} (kg/s)	\dot{W}_{exp} (W)	$\eta_{iso,exp}$ (%)
2995,6 ± 38,9	476,8 ± 38,2	23,1 ± 0,05	0,02000 ± 0,0019	83,41 ± 10,8	3,93 ± 0,5
2991,3 ± 19,7	355,5 ± 20,2	23,2 ± 0,07	0,01505 ± 0,0011	56,38 ± 3,32	4,18 ± 0,4
2999,8 ± 16,0	288,7 ± 18,0	23,6 ± 0,09	0,01103 ± 0,0010	38,84 ± 4,71	4,58 ± 0,7
2999,4 ± 8,21	230,9 ± 12,0	23,9 ± 0,11	0,00994 ± 0,0008	27,39 ± 3,29	4,08 ± 0,7
3001,5 ± 11,2	203,3 ± 3,95	24,2 ± 0,06	0,00876 ± 0,0006	20,29 ± 1,18	4,30 ± 0,4
6065,4 ± 166	485,3 ± 40,9	24,0 ± 0,06	0,02053 ± 0,0018	150,2 ± 27,5	6,82 ± 1,4
5984,9 ± 24,1	340,0 ± 21,5	23,9 ± 0,05	0,01545 ± 0,0013	87,77 ± 11,3	6,52 ± 1,0
5996,1 ± 10,8	282,7 ± 18,2	24,1 ± 0,07	0,01222 ± 0,0010	60,46 ± 9,44	6,53 ± 1,2
6002,7 ± 17,2	232,2 ± 11,7	24,3 ± 0,04	0,01012 ± 0,0008	30,96 ± 8,02	4,86 ± 1,3
5995,0 ± 7,83	207,4 ± 4,11	23,0 ± 0,05	0,00914 ± 0,0007	16,02 ± 2,13	3,19 ± 0,5

Tabela 6.9 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo F.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	\dot{m}_{exp} (kg/s)	\dot{W}_{exp} (W)	$\eta_{iso,exp}$ (%)
3006,1 ± 202	520,2 ± 25,8	22,8 ± 0,04	0,02138 ± 0,0017	96,97 ± 19,0	4,09 ± 0,9
3000,6 ± 10,7	392,1 ± 25,1	22,8 ± 0,03	0,01655 ± 0,0010	65,58 ± 5,51	4,17 ± 0,5
2992,2 ± 22,0	301,6 ± 10,7	23,2 ± 0,15	0,01248 ± 0,0017	44,97 ± 5,53	4,53 ± 0,8
3017,7 ± 90,8	228,4 ± 9,58	23,7 ± 0,09	0,00933 ± 0,0007	24,27 ± 3,08	4,21 ± 0,5
6043,3 ± 141	429,9 ± 40,6	23,1 ± 0,81	0,02013 ± 0,0019	145,7 ± 20,6	7,21 ± 1,3
5992,7 ± 19,6	398,9 ± 23,2	22,9 ± 0,66	0,01549 ± 0,0012	111,1 ± 40,0	7,46 ± 2,8
5996,8 ± 8,34	312,8 ± 21,0	22,8 ± 0,62	0,01261 ± 0,0010	54,53 ± 14,2	5,29 ± 1,5
6000,4 ± 12,8	255,0 ± 14,0	23,1 ± 0,36	0,01025 ± 0,0008	32,70 ± 7,58	4,63 ± 1,1
5999,2 ± 22,6	221,2 ± 6,44	23,5 ± 0,13	0,00896 ± 0,0006	19,29 ± 5,20	3,62 ± 1,0

Tabela 6.10 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo G.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	\dot{m}_{exp} (kg/s)	\dot{W}_{exp} (W)	$\eta_{iso,exp}$ (%)
3001,3 ± 41,2	500,4 ± 21,0	25,2 ± 0,04	0,01964 ± 0,0021	95,2 ± 10,7	4,43 ± 0,7
3001,8 ± 17,7	368,0 ± 12,9	25,4 ± 0,08	0,01472 ± 0,0027	60,3 ± 8,46	4,44 ± 1,0
2999,6 ± 6,92	291,4 ± 9,28	25,7 ± 0,07	0,01184 ± 0,0010	41,7 ± 4,35	4,51 ± 0,6
2998,3 ± 14,1	243,4 ± 9,82	25,7 ± 0,07	0,01002 ± 0,0007	29,1 ± 3,42	4,37 ± 0,6
3004,5 ± 21,1	213,6 ± 6,79	25,8 ± 0,07	0,00885 ± 0,0006	21,7 ± 1,91	4,26 ± 0,5
6141,7 ± 191	468,1 ± 33,9	23,4 ± 0,05	0,01927 ± 0,0021	174,4 ± 36,1	8,60 ± 2,0
5985,3 ± 31,2	349,4 ± 12,9	23,2 ± 0,05	0,01461 ± 0,0014	91,1 ± 30,6	7,04 ± 2,5
5994,6 ± 10,4	277,6 ± 15,7	23,2 ± 0,05	0,01194 ± 0,0010	42,7 ± 7,38	4,51 ± 0,9
5992,9 ± 16,6	234,1 ± 9,36	23,4 ± 0,07	0,01014 ± 0,0008	23,0 ± 3,74	3,32 ± 0,5
5997,1 ± 17,4	218,5 ± 8,67	23,5 ± 0,09	0,00949 ± 0,0007	15,0 ± 3,00	2,48 ± 0,5

Tabela 6.11 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo H.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	\dot{m}_{exp} (kg/s)	\dot{W}_{exp} (W)	$\eta_{iso,exp}$ (%)
2983,3 ± 43,3	497,6 ± 33,6	25,7 ± 0,08	0,01951 ± 0,0015	104,9 ± 9,04	4,92 ± 0,6
3000,0 ± 12,8	379,1 ± 19,2	25,7 ± 0,08	0,01510 ± 0,0012	76,34 ± 6,50	5,38 ± 0,6
2997,1 ± 8,96	301,5 ± 19,6	26,0 ± 0,08	0,01206 ± 0,0010	53,20 ± 5,94	5,38 ± 0,6
3000,4 ± 13,9	246,4 ± 13,6	26,2 ± 0,06	0,01012 ± 0,0008	37,75 ± 5,10	5,49 ± 0,8
3000,8 ± 74,6	208,7 ± 10,9	26,3 ± 0,05	0,00871 ± 0,0006	29,45 ± 2,59	6,03 ± 0,8
6075,8 ± 108	506,7 ± 79,3	24,3 ± 0,52	0,01768 ± 0,0031	183,6 ± 40,0	9,45 ± 2,5
5993,2 ± 18,6	358,5 ± 26,3	24,3 ± 0,61	0,01297 ± 0,0010	107,4 ± 22,0	9,16 ± 2,1
5994,9 ± 7,52	288,6 ± 15,5	24,5 ± 0,27	0,01052 ± 0,0007	48,93 ± 10,8	6,03 ± 1,4
5997,6 ± 7,24	250,2 ± 58,2	23,7 ± 1,81	0,00918 ± 0,0020	28,19 ± 4,32	4,53 ± 1,6
5999,7 ± 19,1	228,0 ± 10,3	24,8 ± 0,32	0,00837 ± 0,0007	19,54 ± 6,94	3,78 ± 1,4

Os resultados apresentados da Tab. 6.6 a Tab 6.11 apresentam os valores obtidos experimentalmente de potência e eficiência para rotações próximas de 3000 rpm e 6000 rpm, para várias pressões de entrada do bocal. Os maiores valores médios obtidos de eficiência e potência líquida, foram obtidos para as maiores pressões de alimentação, assim como os maiores valores de incerteza.

As Tabelas 6.12, 6.13, 6.14, 6.15, 6.16 e 6.17 apresentam os valores de grau de reação, Γ_{exp} , determinados para os testes realizados com os discos C, D, E, F, G e H:

Tabela 6.12 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo C.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	Γ_{exp} (%)
2992,6 ± 41,0	503,9 ± 35,2	23,8 ± 0,113	5,07 ± 0,698
2991,7 ± 30,1	380,5 ± 29,7	23,6 ± 0,158	5,64 ± 0,686
2992,6 ± 13,7	297,4 ± 17,8	23,9 ± 0,114	6,88 ± 0,722
2999,8 ± 7,82	247,4 ± 11,4	24,1 ± 0,057	7,21 ± 0,803

Tabela 6.12 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo C (continuação).

$3000,6 \pm 4,74$	$229,6 \pm 8,93$	$24,2 \pm 0,081$	$6,98 \pm 0,674$
$3013,3 \pm 30,3$	$204,8 \pm 5,62$	$24,4 \pm 0,072$	$6,84 \pm 0,562$
$6010,3 \pm 172$	$508,0 \pm 39,3$	$23,7 \pm 0,036$	$5,60 \pm 0,689$
$5998,1 \pm 27,6$	$381,84 \pm 29,7$	$23,6 \pm 0,061$	$6,27 \pm 0,762$
$5993,8 \pm 19,5$	$300,75 \pm 18,3$	$23,8 \pm 0,045$	$7,71 \pm 0,784$
$6000,6 \pm 14,3$	$253,80 \pm 6,88$	$23,9 \pm 0,022$	$8,29 \pm 0,552$

Tabela 6.13 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo D.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	Γ_{exp} (%)
$2994,4 \pm 33,8$	$530,8 \pm 44,8$	$23,7 \pm 0,04$	$5,04 \pm 0,963$
$3002,8 \pm 42,2$	$389,6 \pm 23,7$	$23,8 \pm 0,05$	$4,85 \pm 0,563$
$2996,4 \pm 11,0$	$300,2 \pm 20,4$	$24,0 \pm 0,07$	$5,89 \pm 0,624$
$2998,5 \pm 4,32$	$244,1 \pm 14,7$	$24,3 \pm 0,12$	$6,36 \pm 1,11$
$3001,7 \pm 5,01$	$206,8 \pm 9,52$	$24,6 \pm 0,11$	$5,70 \pm 0,815$
$6020,1 \pm 122$	$482,6 \pm 32,5$	$22,4 \pm 0,07$	$5,53 \pm 0,621$
$5994,3 \pm 10,8$	$367,5 \pm 23,3$	$22,3 \pm 0,04$	$6,18 \pm 0,622$
$5994,3 \pm 14,9$	$289,8 \pm 22,1$	$22,4 \pm 0,08$	$7,40 \pm 0,993$

Tabela 6.14 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo E.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	Γ_{exp} (%)
$2995,6 \pm 38,9$	$476,8 \pm 38,2$	$23,1 \pm 0,05$	$2,92 \pm 0,816$
$2991,3 \pm 19,7$	$355,5 \pm 20,2$	$23,2 \pm 0,07$	$2,07 \pm 0,265$
$2999,8 \pm 16,0$	$288,7 \pm 18,0$	$23,6 \pm 0,09$	$3,26 \pm 0,468$
$2999,4 \pm 8,21$	$230,9 \pm 12,0$	$23,9 \pm 0,11$	$3,83 \pm 0,681$
$3001,5 \pm 11,2$	$203,3 \pm 3,95$	$24,2 \pm 0,06$	$3,54 \pm 0,335$

Tabela 6.4 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo E (continuação).

6065,4 ± 166	485,3 ± 40,9	24,0 ± 0,06	3,89 ± 0,917
5984,9 ± 24,1	340,0 ± 21,5	23,9 ± 0,05	3,63 ± 0,384
5996,1 ± 10,8	282,7 ± 18,2	24,1 ± 0,07	4,78 ± 0,548
6002,7 ± 17,2	232,2 ± 11,7	24,3 ± 0,04	5,26 ± 0,794
5995,0 ± 7,83	207,4 ± 4,11	23,0 ± 0,05	5,09 ± 2,59

Tabela 6.15 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo F.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	Γ_{exp} (%)
3006,1 ± 202	520,2 ± 25,8	22,8 ± 0,04	3,64 ± 0,595
3000,6 ± 10,7	392,1 ± 25,1	22,8 ± 0,03	2,41 ± 0,396
2992,2 ± 22,0	301,6 ± 10,7	23,2 ± 0,15	2,22 ± 0,206
3017,7 ± 90,8	228,4 ± 9,58	23,7 ± 0,09	2,50 ± 0,290
6043,3 ± 141	429,9 ± 40,6	23,1 ± 0,81	4,44 ± 1,11
5992,7 ± 19,6	398,9 ± 23,2	22,9 ± 0,66	1,88 ± 0,228
5996,8 ± 8,34	312,8 ± 21,0	22,8 ± 0,62	2,74 ± 0,373
6000,4 ± 12,8	255,0 ± 14,0	23,1 ± 0,36	2,84 ± 0,358
5999,2 ± 22,6	221,2 ± 6,44	23,5 ± 0,13	3,04 ± 0,205

Tabela 6.16 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo G.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	Γ_{exp} (%)
2992,6 ± 41,0	503,9 ± 35,2	23,8 ± 0,113	5,57 ± 0,370
2991,7 ± 30,1	380,5 ± 29,7	23,6 ± 0,158	5,85 ± 0,654
2992,6 ± 13,7	297,4 ± 17,8	23,9 ± 0,114	6,87 ± 0,709
2999,8 ± 7,82	247,4 ± 11,4	24,1 ± 0,057	7,11 ± 1,07
3000,6 ± 4,74	229,6 ± 8,93	24,2 ± 0,081	8,10 ± 1,33

Tabela 6.17 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo G (continuação).

3013,3 ± 30,3	204,8 ± 5,62	24,4 ± 0,072	7,29 ± 0,718
6010,3 ± 172	508,0 ± 39,3	23,7 ± 0,036	3,61 ± 0,792
5998,1 ± 27,6	381,8 ± 29,7	23,6 ± 0,061	3,30 ± 0,359
5993,8 ± 19,5	300,7 ± 18,3	23,8 ± 0,045	5,14 ± 0,490
6000,6 ± 14,3	253,8 ± 6,88	23,9 ± 0,022	5,33 ± 0,479

Tabela 6.18 – Grau de reação, Γ_{exp} , obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco tipo H.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	Γ_{exp} (%)
2983,3 ± 43,3	497,6 ± 33,6	25,7 ± 0,08	4,32 ± 0,479
3000,0 ± 12,8	379,1 ± 19,2	25,7 ± 0,08	4,04 ± 0,453
2997,1 ± 8,96	301,5 ± 19,6	26,0 ± 0,08	4,40 ± 0,512
3000,4 ± 13,9	246,4 ± 13,6	26,2 ± 0,06	4,88 ± 0,762
3000,8 ± 74,6	208,7 ± 10,9	26,3 ± 0,05	4,36 ± 0,734
6075,8 ± 108	506,7 ± 79,3	24,3 ± 0,52	4,42 ± 1,41
5993,2 ± 18,6	358,5 ± 26,3	24,3 ± 0,61	4,58 ± 0,523
5994,9 ± 7,52	288,6 ± 15,5	24,5 ± 0,27	5,47 ± 0,548
5997,6 ± 7,24	250,2 ± 58,2	23,7 ± 1,81	5,58 ± 3,15
5999,7 ± 19,1	228,0 ± 10,3	24,8 ± 0,32	5,62 ± 0,632

O valor máximo obtido para o grau de reação com a turbina operando com os discos C, D, E, F, G e H foram de no máximo 8,29% (valor médio). Na média, os maiores valores de Γ_{exp} foram obtidos com os discos tipo C e D.

6.5 TMD com discos de diâmetros variados

Nestes testes, o objetivo foi avaliar o efeito que a folga superior entre a carcaça e os discos do rotor no desempenho da TMD. Para isto, os três discos que formam o rotor da

turbina, foram substituídos pelos discos tipo I, J e K (com 190 mm, 180 mm e 170 mm de diâmetro, respectivamente), em cada um dos testes experimentais. Os resultados médios de potência e eficiência isentrópica, juntamente com as incertezas de medição, são apresentados nas Tabelas 6.18 e 6.19:

Tabela 6.19 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo I.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	\dot{m}_{exp} (kg/s)	\dot{W}_{exp} (W)	$\eta_{iso,exp}$ (%)
2991,1 ± 23,0	441,9 ± 31,5	22,3 ± 0,09	0,01799 ± 0,0016	70,77 ± 8,30	3,87 ± 0,6
2995,0 ± 6,68	340,5 ± 17,8	22,2 ± 0,05	0,01432 ± 0,0011	47,97 ± 4,10	3,85 ± 0,5
2995,4 ± 5,43	273,8 ± 16,1	22,2 ± 0,05	0,01151 ± 0,0009	32,25 ± 3,82	3,85 ± 0,6
2998,2 ± 8,42	228,8 ± 12,0	22,4 ± 0,08	0,00977 ± 0,0008	22,23 ± 2,66	3,70 ± 0,6
2999,9 ± 9,39	201,3 ± 5,12	22,6 ± 0,08	0,00867 ± 0,0005	16,33 ± 1,42	3,56 ± 0,4
5930,0 ± 93,3	476,9 ± 22,2	23,2 ± 0,04	0,02003 ± 0,0013	156,8 ± 22,5	7,38 ± 1,2
5995,6 ± 5,08	363,1 ± 21,6	23,3 ± 0,04	0,01551 ± 0,0012	115,5 ± 2,74	8,20 ± 0,7
5996,2 ± 13,4	285,3 ± 20,0	23,3 ± 0,05	0,01230 ± 0,0010	67,57 ± 12,8	7,22 ± 1,5
5994,6 ± 11,3	232,2 ± 12,6	23,6 ± 0,10	0,01017 ± 0,0007	14,01 ± 10,6	2,19 ± 1,7

Tabela 6.20 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo J.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	\dot{m}_{exp} (kg/s)	\dot{W}_{exp} (W)	$\eta_{iso,exp}$ (%)
3040,2 ± 140	496,5 ± 67,2	23,1 ± 0,08	0,02062 ± 0,0031	47,81 ± 17,2	2,14 ± 0,8
2998,4 ± 6,40	343,7 ± 29,6	23,2 ± 0,08	0,01461 ± 0,0015	22,80 ± 4,03	1,78 ± 0,4
3005,0 ± 11,0	266,2 ± 16,6	23,3 ± 0,06	0,01155 ± 0,0009	11,71 ± 2,40	1,46 ± 0,3
3012,2 ± 131	221,3 ± 9,60	23,6 ± 0,05	0,00966 ± 0,0005	5,950 ± 2,58	1,03 ± 0,3
6008,7 ± 39,8	493,9 ± 28,6	22,4 ± 0,06	0,02055 ± 0,0007	110,2 ± 4,76	4,98 ± 0,3
5995,1 ± 16,3	363,1 ± 32,4	22,7 ± 0,07	0,01534 ± 0,0014	68,18 ± 11,6	4,90 ± 1,0
5993,2 ± 15,6	279,0 ± 18,0	22,9 ± 0,08	0,01200 ± 0,0005	31,78 ± 7,38	3,54 ± 0,7

Tabela 6.21 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor substituído pelo disco tipo K.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	\dot{m}_{exp} (kg/s)	\dot{W}_{exp} (W)	$\eta_{iso,exp}$ (%)
2983,1 ± 48,3	484,9 ± 51,2	22,6 ± 0,03	0,01876 ± 0,0015	35,71 ± 9,04	1,78 ± 0,5
3008,5 ± 105	348,5 ± 29,0	22,7 ± 0,06	0,01370 ± 0,0014	17,87 ± 4,00	1,48 ± 0,4
3001,8 ± 11,4	247,1 ± 13,0	22,7 ± 0,06	0,00996 ± 0,0008	4,016 ± 1,86	0,60 ± 0,3
5982,5 ± 44,2	468,8 ± 18,5	22,9 ± 0,06	0,01972 ± 0,0010	38,82 ± 3,26	1,90 ± 0,2
5990,0 ± 19,4	414,6 ± 41,6	22,9 ± 0,04	0,01725 ± 0,0019	22,30 ± 13,6	1,30 ± 0,8
5986,1 ± 22,0	353,3 ± 21,2	22,9 ± 0,03	0,01399 ± 0,0010	6,868 ± 6,22	0,55 ± 0,5

Assim como os resultados apresentados na seção 6.3, os resultados apresentados nas Tabelas 6.18, 6.20 e 6.21 foram obtidos para rotações próximas de 3000 rpm e 6000 rpm. Os valores médios de eficiência isentrópica foram, na média, entre 8,20% e 0,55%, sendo os menores valores obtidos para a turbina montada com os discos tipo K, para altas rotações e baixas pressões de operação.

A turbina também foi testada com os dois discos periféricos do rotor composto por discos tipo A (de 200 mm de diâmetro) e com o disco central composto por pelo disco tipo J. O objetivo foi testar a redução do efeito de borda no ponto de injeção de ar no rotor. A Tab. 6.21 apresenta os resultados de eficiência e potência líquida para a turbina com esta configuração de rotor:

Tabela 6.22 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor composto por um disco tipo J e os discos periféricos compostos pelos do tipo A.

ω_{exp} (rpm)	$p_{e,bocal}$ (kPa)	$T_{e,bocal}$ (°C)	\dot{m}_{exp} (kg/s)	\dot{W}_{exp} (W)	$\eta_{iso,exp}$ (%)
3002,3 ± 60,6	484,2 ± 15,7	22,6 ± 0,03	0,02029 ± 0,0017	78,40 ± 4,42	3,60 ± 0,4
2995,1 ± 8,15	369,0 ± 22,2	23,0 ± 0,10	0,01558 ± 0,0013	58,39 ± 7,57	4,10 ± 0,5
2996,7 ± 14,6	287,0 ± 19,5	23,2 ± 0,06	0,01233 ± 0,0010	30,03 ± 4,01	3,20 ± 0,5
2999,9 ± 6,59	233,0 ± 13,0	23,5 ± 0,06	0,01026 ± 0,0008	17,78 ± 2,62	2,70 ± 0,5

Tabela 6.21 – Valores de potência e eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para o protótipo testado com o disco central do rotor composto por um disco tipo J e os discos periféricos compostos pelos do tipo A (continuação).

3002,1 ± 5,96	201,6 ± 12,2	23,7 ± 0,07	0,00890 ± 0,0024	10,59 ± 2,24	2,20 ± 0,8
6025,8 ± 160	471,4 ± 30,0	22,0 ± 0,05	0,01950 ± 0,0017	165,6 ± 17,3	8,10 ± 1,1
5985,6 ± 9,74	358,6 ± 20,2	22,2 ± 0,05	0,01507 ± 0,0013	104,8 ± 14,6	7,70 ± 1,3
5995,6 ± 11,3	282,3 ± 18,5	22,3 ± 0,09	0,01230 ± 0,0010	59,43 ± 8,52	6,41 ± 1,1
5996,2 ± 14,3	214,0 ± 7,80	22,6 ± 0,04	0,00939 ± 0,0007	23,34 ± 3,20	4,35 ± 1,7

Assim como os resultados anteriores, os valores apresentados na Tab.6.21 foram determinados para rotações próximas de 3000 rpm e 6000 rpm. Comparados com os resultados da Tab. 6.19, os valores médios de $\eta_{iso,exp}$ e \dot{W}_{exp} foram maiores com a configuração correspondente aos resultados da Tabela 6.21.

Como os pontos de medição de pressão são fixos na carcaça, não foi possível determinar o grau de reação relacionado correspondente aos resultados das Tabelas 6.18, 6.19, 6.20 e 6.21.

6.6 Comparação entre os resultados obtidos

A Fig. 6.3 a seguir apresenta um comparativo entre os valores médios da eficiência isentrópica obtidos experimentalmente para as configurações do rotor descritas nas seções 6.2, 6.3 e 6.4. Os resultados são apresentados para a rotação do rotor de 3000 rpm:

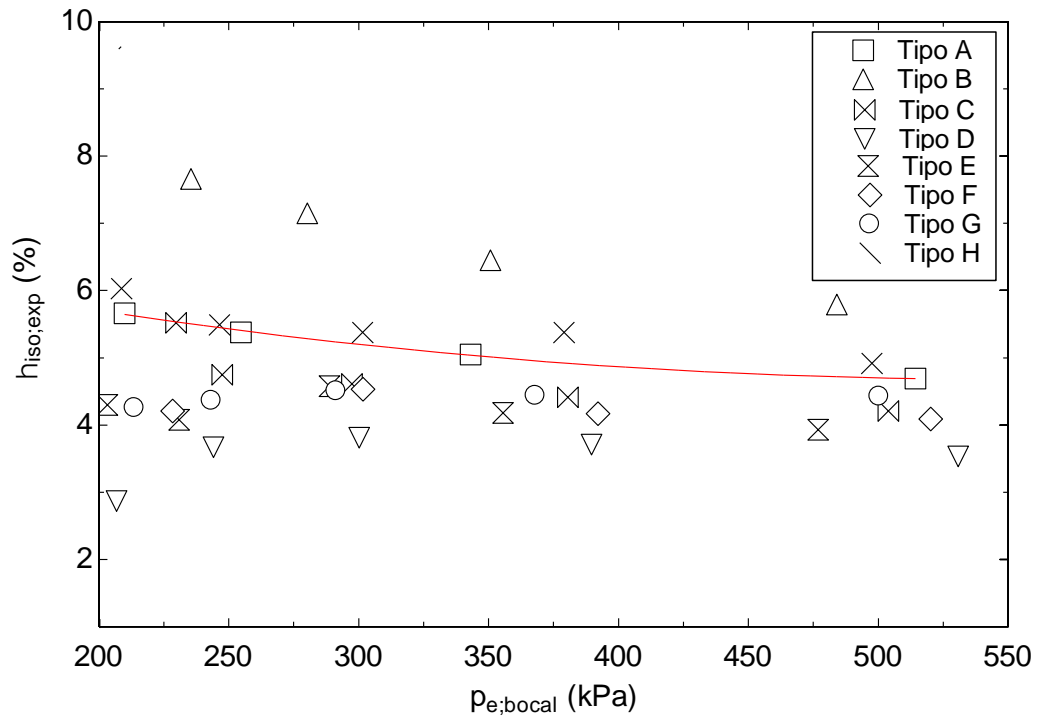


Figura 6.3 – Comparativo entre os valores médios da eficiência isentrópica, $\eta_{iso,exp}$, obtidas experimentalmente para o disco central do rotor constituído pelos discos A, B, C, D, E, F, G e H, em função da pressão de admissão no bocal, $p_{e,bocal}$. A linha vermelha representa a curva de ajuste obtida com os dados da turbina na configuração padrão. Resultados apresentados para a rotação de 3000 rpm.

e para a rotação do rotor de 6000 rpm, os resultados médios obtidos nas seções 6.2, 6.3 e 6.4 são apresentados a seguir:

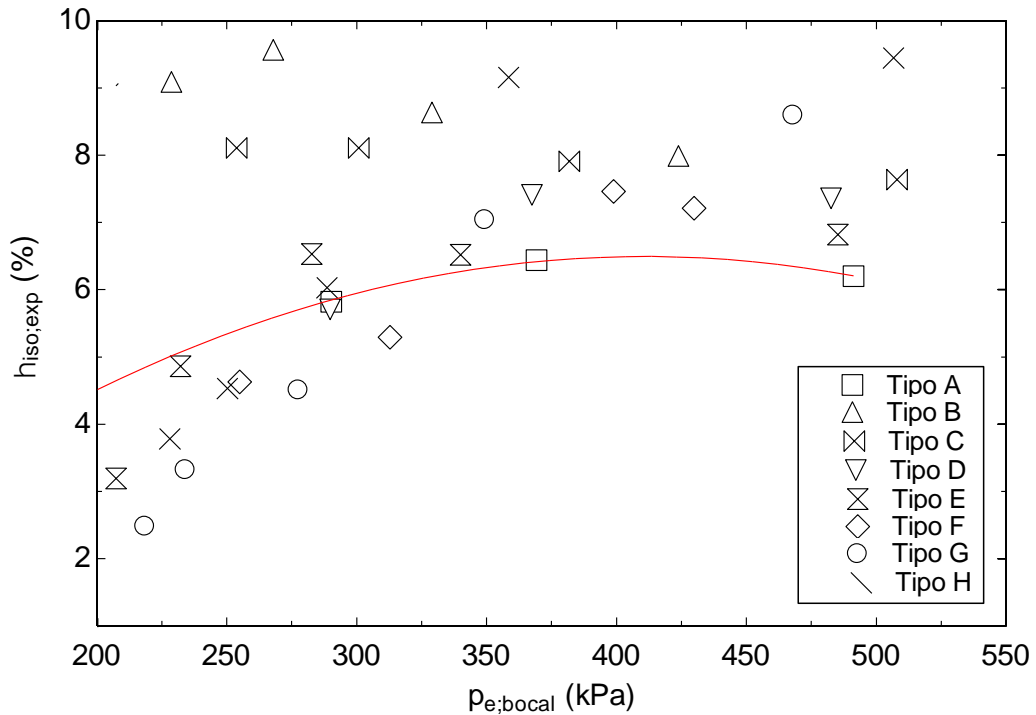


Figura 6.4 – Comparativo entre os valores médios da eficiência isentrópica, $\eta_{íso,exp}$, obtidas experimentalmente para o disco central do rotor constituído pelos discos A, B, C, D, E, F, G e H, em função da pressão de admissão no bocal, $p_{e,bocal}$. A linha vermelha representa a curva de ajuste obtida com os dados da turbina na configuração padrão. Resultados apresentados para a rotação de 6000 rpm.

Considerando as incertezas de medição determinadas nas seções anteriores, constata-se a partir das Figuras 6.3 e 6.4 que o aumento da rugosidade na superfície do rotor proporcionada pelos discos tipo B proporciona um aumento marginal da eficiência isentrópica, principalmente para baixas pressões de admissão. Em termos de valores médios, este aumento é de até 35%, para 3000 rpm, e de até 115%, para 6000 rpm, em relação a configuração padrão do rotor nas mesmas condições. Verifica-se também comportamento semelhante obtido com o uso do disco tipo C, entretanto, o aumento de eficiência foi menor, sendo significativo somente para a rotação de 6000 rpm (aproximadamente 54%, em valores médios).

As Figuras 6.5 e 6.6 a seguir apresentam uma comparação entre os resultados de eficiência isentrópica determinados para a configuração padrão e os apresentados na seção 6.5, para a rotação de 3000 rpm:

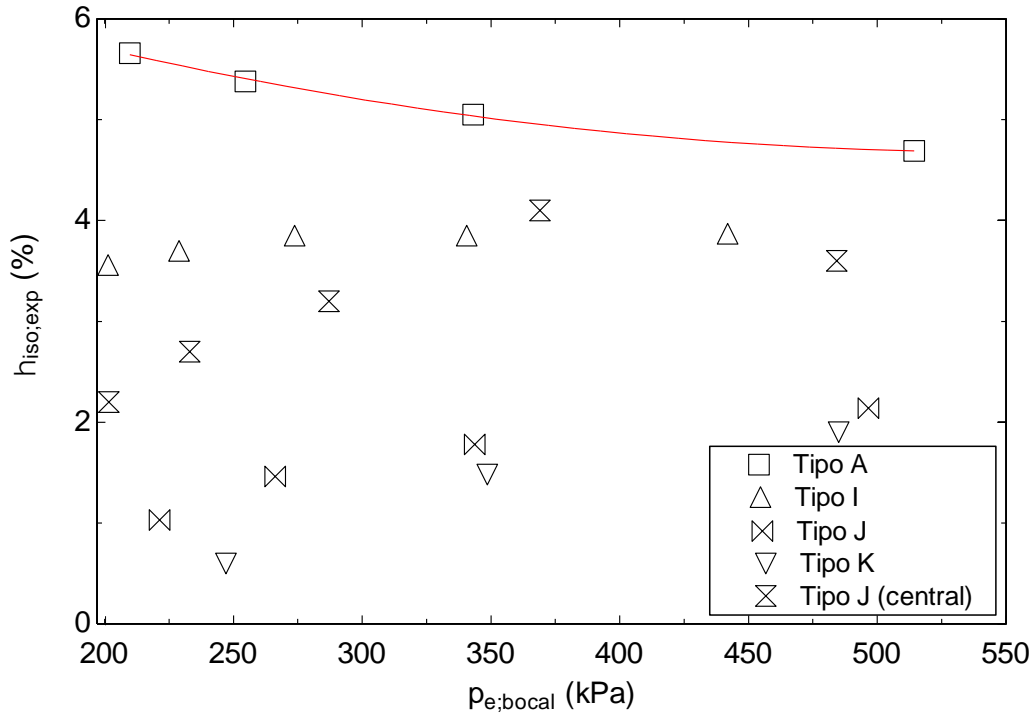


Figura 6.5 – Comparativo entre os valores médios da eficiência isentrópica, $\eta_{íso,exp}$, obtidas experimentalmente para o disco central do rotor constituído pelos discos A, I, J, K e J (somente disco central do rotor), em função da pressão de admissão no bocal, $p_{e,bocal}$. A linha vermelha representa a curva de ajuste obtida com os dados da turbina na configuração padrão.

Resultados apresentados para a rotação de 3000 rpm.

e para a rotação de 6000 rpm, os respectivos resultados médios obtidos são dados na Fig. 6.6 a seguir:

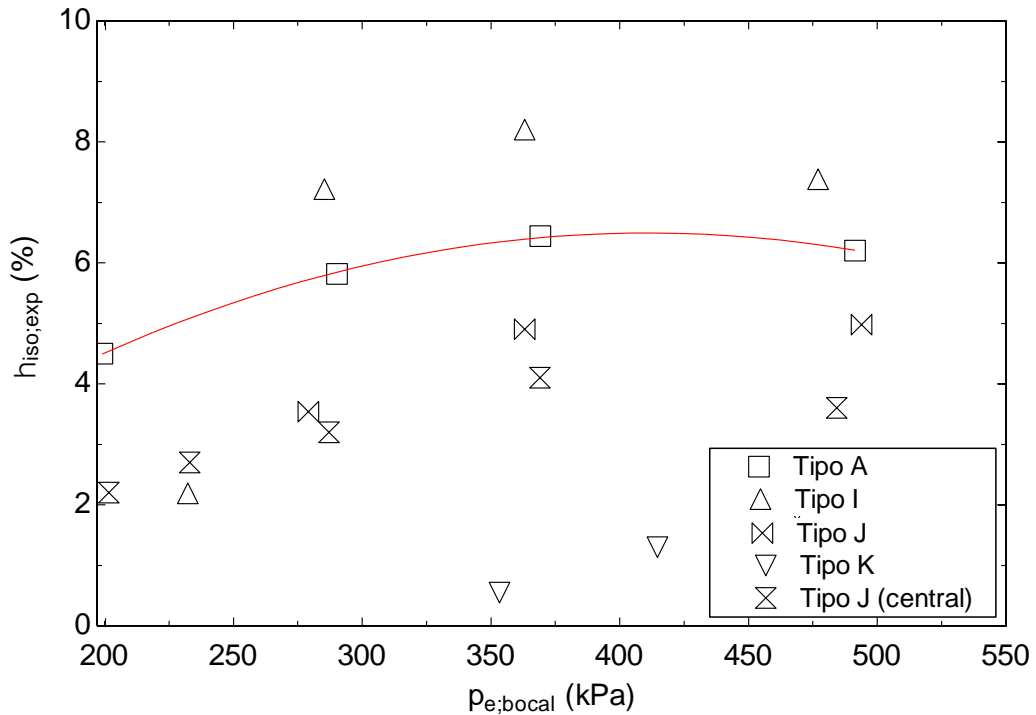


Figura 6.6 – Comparativo entre os valores médios da eficiência isentrópica, $\eta_{íso,exp}$, obtidas experimentalmente para o disco central do rotor constituído pelos discos A, I, J, K e J (somente disco central do rotor), em função da pressão de admissão no bocal, $p_{e,bocal}$. A linha vermelha representa a curva de ajuste obtida com os dados da turbina na configuração padrão. Resultados apresentados para a rotação de 6000 rpm.

Considerando as incertezas de medição, os resultados da Fig. 6.6 mostram que a eficiência isentrópica é reduzida significativamente, para ambas as rotações, com o aumento da folga entre os discos do rotor (raio externo) e o estator (carcaça da turbina). A configuração mista do rotor, onde o disco central é composto pelo tipo J (de 180 mm de diâmetro) e os demais pelo tipo A (de 200 mm de diâmetro), mostram que foi possível manter praticamente o mesmo valor de eficiência para a rotação de operação de 6000 rpm, o que não ocorreu com a rotação de 3000 rpm.

6.7 Conclusões parciais

Neste capítulo foram apresentados os resultados experimentais de eficiência isentrópica, potência e grau de reação, obtidos com a TMD composta por diversas

configurações de rotor. Com base em alguns destes resultados, foram propostas algumas equações para o fator de atrito nos discos vazados e para a perda de potência em função do diâmetro externo do rotor.

Os testes realizados com os discos rugosos (tipo B) mostraram que com o aumento da rugosidade realizado através do processo mecânico de jateamento, é possível aumentar a eficiência isentrópica e a potência da turbina. Esta diferença foi mais significativa para a rotação de 6000 rpm, chegando em 115% em termos de valores médios.

Os resultados com os discos vazados mostraram também um aumento de potência e eficiência isentrópica em relação aos discos convencionais (tipo A), sendo somente significativo para o rotor com discos tipo C para a rotação de 6000 rpm e para baixas pressões, com incremento máximo de 54%. Isto significa que os discos vazados contribuem significativamente somente para baixas velocidades relativas de escoamento no interior do rotor. Para os demais discos vazados, principalmente os que possuem menor área vazada que os discos C, não houve aumento perceptível do desempenho da turbina em relação a configuração padrão.

Os resultados apresentados na seção 6.4 mostraram que pode ocorrer uma grande redução na eficiência isentrópica da TMD ao reduzir o diâmetro dos discos do rotor, o que equivale a aumentar a folga entre o rotor e a carcaça da turbina. A aplicação do método da regressão múltipla a esses resultados mostrou que existe uma forte relação entre a pressão e a temperatura de entrada do bocal. Os resultados também mostraram que ao trocar somente o disco central por um disco de diâmetro um pouco menor que os utilizados na configuração padrão (disco tipo A), é possível obter um aumento na eficiência isentrópica em relação aos discos reduzidos. Isto indica que ocorre redução dos efeitos do impacto do jato de ar que sai do bocal nos discos da TMD, além da possível redução da vazão de ar no espaçamento formado pelos discos e a carcaça, já que, com o disco central menor, o ar é “canalizado” para o interior do rotor.

O grau de reação em todos os testes realizados não ultrapassou o valor de 10%. Como os valores obtidos foram pequenos, isto indica que existe pouca chance de ocorrer cavitação e troca de fase na utilização do equipamento com fluidos suscetíveis a troca de fase.

7. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentado um estudo analítico e experimental de turbinas de múltiplos discos, com foco na caracterização e em algumas formas simples de aumentar a potência e eficiência obtidas com este tipo de equipamento. Também foram analisadas diferentes metodologias para projeto e estudo de TMDs.

Os valores obtidos com modelos analíticos analisados foram comparados com os resultados experimentais determinados por Rice, 1965. Os resultados mostraram que o método do fator de atrito, sugerido por Carey, 2010, é o mais adequado para o projeto e análise de TMDs, com erro médio de 28% em relação aos resultados experimentais. Além de apresentar menor diferença média em relação aos resultados experimentais é o mais versátil dos métodos testados, podendo ser facilmente adaptado para diferentes fluidos, condições de escoamento e geometrias da TMD. Desta forma, com o método FA foi possível fazer uma proposta de otimização da TMD construída por Rice, 1965. Os resultados desta análise mostraram que é possível um aumento de até 12% da eficiência isentrópica, através do aumento da rugosidade e de uma melhor uniformização da potência obtida por cada seção dos discos do rotor.

Com relação ao estudo experimental realizado, os resultados mostraram que é possível obter ganhos significativos de potência e eficiência das TMDs com modificações relativamente simples de serem implementadas na superfície dos discos do rotor. Com o disco rugoso (disco tipo B), foi possível obter um incremento de eficiência de até 115% em relação a turbina montada com discos lisos (tipo A). Os ganhos máximos de eficiência isentrópica foram obtidos com os discos tipo C (disco vazado), que, dos discos testados, era o que possuía maior área vazada. O incremento de eficiência e potência isentrópica obtida foi de no máximo de aproximadamente de 54% para este tipo de disco. Estes resultados estão de acordo com os obtidos por Couto, 2009, cujo aumento de eficiência foi de aproximadamente 100%, uma vez que os discos do rotor possuíam pás com certos perfis, o que impõe maior resistência a passagem do fluido do que os discos vazados. Para as outras configurações de disco que possuíam menor área vazada, ou seja, com disco central formado pelos tipos H, D, E e F, o ganho de eficiência isentrópica e potência não foi significativo, ficando dentro da margem de erro da medição, quando comparados com os resultados obtidos com os discos convencionais (discos tipo A).

Nos testes realizados com os discos tipo I, J, K, que possuíam, respectivamente, 190mm, 180mm e 170mm de diâmetro, respectivamente, os resultados mostraram que a eficiência isentrópica da TMD diminui significativamente com o aumento da folga entre o disco e o rotor, com perda de eficiência isentrópica maiores que 70% para os discos testados. Os resultados mostram também que a perda de potência é similar nas duas rotações testadas em todas as configurações testadas. Entretanto, se somente o disco central for trocado por um disco diâmetro ligeiramente menor que os discos adjacentes, ocorre um aumento de potência e eficiência isentrópica devido a redução das perdas relacionadas a injeção de ar no rotor.

Os resultados experimentais mostraram também que o grau de reação da TMD convencional, ou seja, com rotor constituído somente por discos tipo A, é pequeno. Dessa forma, a variação de pressão na TMD ocorre inteiramente entre a admissão e descarga do bocal. Valores pequenos de Γ foram obtidos também para todas as configurações de rotor cujas pressões puderam ser corretamente medidas. Estes valores indicam que em aplicações com troca de fase de fluido, a possibilidade deste efeito ocorrer dentro do rotor é pequena. Isto significa que a chance de ocorrer problemas devido a efeito de choque ou cavitação em equipamentos que operam segundo o princípio das TMDs é pequena.

7.1 Sugestões para trabalhos futuros

Apesar de ser um equipamento com aproximadamente 100 anos de invenção, infelizmente, os estudos com TMDs ainda são escasso, sendo que muitos dos trabalhos realizados não foram publicados ou não estão disponíveis na literatura aberta. Entretanto, o recente interesse industrial nas TMDs se faz necessário mais estudos relacionados às características de operação e otimização do equipamento.

Dessa forma, para trabalhos futuros nesta linha, sugere-se principalmente que sejam testadas propostas novas de modificações para a geometria dos discos, assim como uma análise experimental, analítica e computacional dos efeitos da geometria e ângulo dos bocais injetores no desempenho das TMDs. Um estudo experimental mais detalhado da aplicação das TMDs com diferentes fluidos, incluindo fluidos não-newtonianos, também se faz necessário.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICAS

- Anderson, J. D.; **Modern Compressible Flow**, Mcgraw-Hill, Singapore, 1990.
- Allen, J. S., **A Model for Fluid Flow Between Parallel, Co-Rotating Annular Disks**, Tese de Doutorado, University of Dayton, 1990.
- Batista, J. C.; **Microgeração de Energia Elétrica, (Abaixo de 100kW) Utilizando Turbina Tesla Modificada**, Tese de Doutorado, Universidade Estadual Paulista, 2009.
- Cairns, W. M. J.; **The Tesla Disc Turbine**, Camden Miniature Steam Services, Grã-Bretanha, 2001.
- Carey, V. P.; Performance for Small Scale Rankine Combined Heat and Power Systems, **Journal of Engineering for Gas Turbine and Power**, v.132, 2010.
- Charbonneau, P., **Release Notes for PIKAIA 1.2**, NCAR Technical Note 451+STR, National Center for Atmospheric Research, Boulder, 2002.
- Couto, H. S.; Duarte, J. B. F.; Bastos-Netto, D., The Tesla Turbine Revisited, **8° Asia-Pacific International Symposium on Combustion and Energy Utilization**, Sochi, 2006.
- Deam, R. T.; Lemma, E.; Mace, B.; Collins, R., On Scaling Down Turbines to Millimeter Size, **Journal of Engineering for Gas Turbine and Power**, v.130, 2010.
- Felsh, K. O.; Piesche, M., Ein Beitrag zur Berechnung der Strömung in Einer Tesla-Turbine bei Temperaturabhängiger Zähigkeit des Fördermediums, **Archive of Applied Mechanics**, v.50, 1981.
- Fox, R. W.; Mcdonald, A. T.; **Introdução a Mecânica dos Fluidos**, LTC, Rio de Janeiro, 2001.
- Guha, A.; Smiley, B.; Experiment and analysis for an improved design of the inlet and nozzle in Tesla disc turbines, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, v.224, 2010.
- Gupta, H.; Kodali, S.; Design and Operation of Tesla Turbo Machine – A State of the Art Review, **International Journal of Advanced Transport Phenomena**, v.2, 2013.
- Henn, E. A. L.; **Máquinas de Fluido**, Editora UFSM, Santa Maria, 2006.
- Hoya, G. P.; Guha, A.; The Design of a Test Rig and Study of the Performance and Efficiency of a Tesla Disc Turbine, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, v.223, 2009.
- Ida, N.; **Engineering Electromagnetics**, Editora Springer, New York, 2000.
- John, J. E. A.; **Gas Dynamics**, Allyn and Bacon, E.U.A, 1984.

Kandlikar, S. G.; Schmitt, D.; Carrano, A. L.; Taylor, J. B., Characterization of Surface Roughness Effects on Pressure Drop in Single-Phase Flow in Microchannels, **Physics Fluids**, v.17, 2005.

Krishnam, V. G.; Igdal, Z.; Maharbiz, M. M.; A Micro Tesla Turbine for Power Generation from Low Pressure Heads and Evaporation Driven Flows, **The 16^o International Conference on Solid-State Sensors, Actuators and Microsystems**, Beijing, 2011.

Lampart, P.; Jedrzejewski, L, Investigations of Aerodynamics of Tesla Bladeless Microturbines, **Journal of Theoretical and Applied Mechanics**, v.49, 2, 2011.

Lampart, P.; Kosowski, K.; Piwowarski, M.; Jedrzejewski, L.; Design Analysis of Tesla Micro-Turbine Operating on a Low-Boiling Medium, **Polish Maritime Research**, S1, 2009.

Lemma, E.; Deam, R. T.; Toncich, D.; Collins, R., Characterization of a Small Viscous Flow Turbine, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v.33, 2008.

Miller, G. E.; Etter, B. D.; Dorsi, J. M.; A Multiple Disk Centrifugal Pump as a Blood Flow Device, **IEEE Transactions on Bio-Medical Engineering**, v. 37, 1990

Momber, A., **Blast Cleaning Technology**, Springer, E.U.A., 2008.

Moody, L. F., Friction Factors For Pipe Flow, **Transactions of the ASME**, v. 66, 1944.

Neckel, A. L.; **Influência da Geometria Sobre o Rendimento de Bocais Injetores de Turbinas Tesla no Escoamento Compressível Supersônico**, Dissertação de Mestrado, Universidade de Caxias do Sul, 2013.

Neckel, A. L.; Godinho, M.; Influence of Geometry on Efficiency of Convergent-Divergent Nozzles Applied to Tesla Turbines, **Experience Thermal and Fluid Analysis**, v. 62, 2015.

Placo, G. M.; Guimarães, N. L.; Camillo, G. P.; Parâmetros de Funcionamento de uma Turbina de Tesla Operando a Ar Comprimido, **IV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, 2010.

Rice, R.; An Analytical and Experimental Investigation of Multiple-Disk Turbines, **Journal of Engineering for Power**, v.87 , 1965.

Boyack, B. E.; Rice, R.; Integral Method for Flow Between Corotating Disks, **Journal of Engineering for Power**, v.93 , 1971.

Rice, W.; Tesla Turbomachinery, **Proceedings of IV International Nikola Tesla Symposium**, 1991.

Romanin, V. D.; **Theory and Performance of Telsa Turbine**, Tese de Doutorado, University of California, 2012.

Suh, J.; Greif, R.; Grigoropoulos, C. P.; Friction in micro-channel flows of a liquid and vapor in trapezoidal and sinusoidal grooves, **Internacional Journal of Heat and Mass Transfer**, v.44, 2001.

Schmidt, D. D.; **Biomass Boundary Layer Turbine Power System**, EISG Final Report, Grand Forks, 2002.

Stevanovic , V. D.; Gajic, A.; Savic, L.; Kuzmanovic, V.; Arnautovic, D.; Dasic, T.; Maslovaric, B.; Prica, S.; Milovanic, B; Hydro Energy Potential of Cooling Water at the Thermal Power Plant, **Applied Energy**, v.88, 2011.

Taylor, J. B.; Rice, Carrano, A. L.; Kandlikar, S. G. Characterization of The Effect of Surface Roughness and Texture on Fluid Flow – Past, Present and Future, **Internacional of Thermal Sciences**, v.45, 1978.

Tamir, A. E.; Alexander, R. C.; Stallings, C. T., DeMay; M. A.; Traum, M. J; Method to Accurately Estimate Tesla Turbine Stall Torque for Dynamometer or Generator Load Selection, **ASME Early Career Technical Conference**, 2010.

Truman, C. R.; Rice, W.; Jankowski, D. F.; Laminar Throughflow of Varying-Quality Steam Between Corotating Disks, **Journal of Fluids Engineering**, v.100, 1978.

Webster, J. G., Eren, H., Wadlow, D., **Measurement Instrumentation and Sensors Handbook**, CRC Press, E. U. A., 2014.

Wylen, G. J. V., Sonntag, R. E.; Borgnakke, R. E.; **Fundamentos da Termodinâmica**, Edgard Blücher, São Paulo, 2003.

APÊNDICE A

Desenho geral da TMD

Neste apêndice são apresentados os principais desenhos de todos os protótipos de TMDs construídos, com exceção do primeiro protótipo (construídos de discos de CD), que, devido a simplicidade, não teve um desenho em CAD elaborado.

A Fig. A.1 e Fig. A.2 apresentam os desenhos de fabricação dos principais componentes do primeiro protótipo:

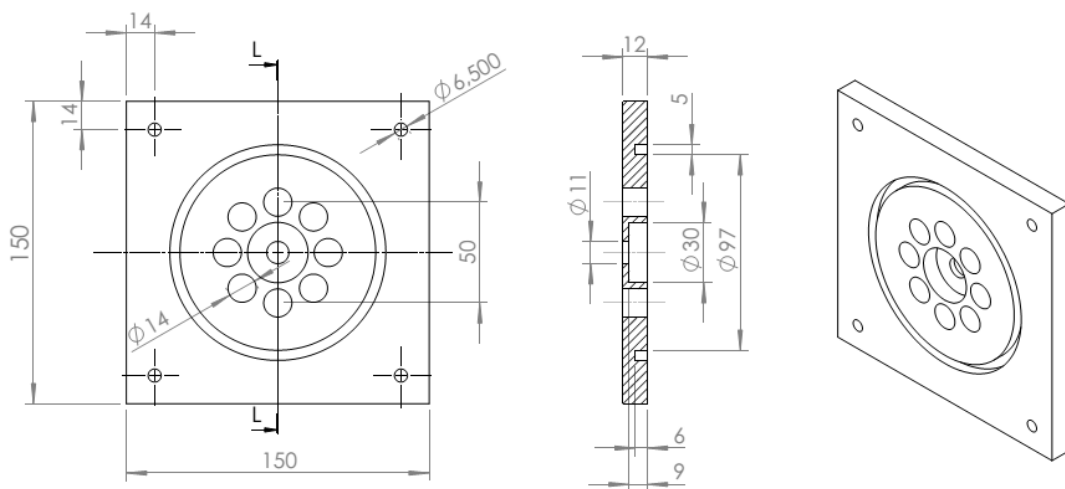


Figura A.1– Desenhos das tampas do segundo protótipo de TMD construído. Dimensões dadas em milímetros.

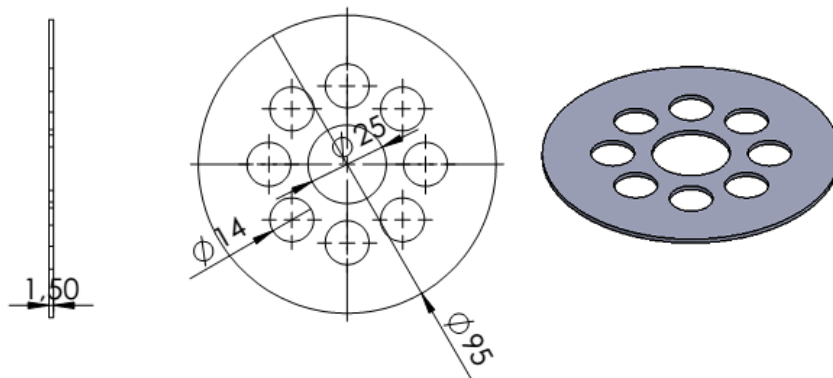


Figura A.2 – Desenhos dos discos do rotor do segundo protótipo de TMD construído. Dimensões dadas em milímetros.

A Fig. A.3 apresenta uma vista explodida com os principais componentes do segundo protótipo de TMD construído:

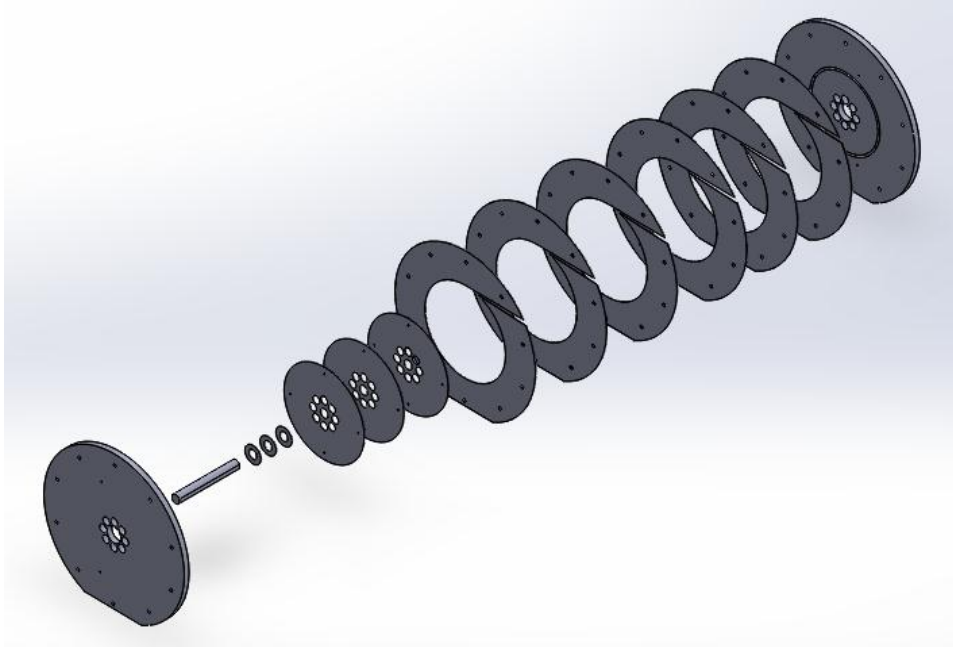


Figura A.3 – Vista explodida do terceiro protótipo da TMD, mostrando o eixo, tampas, carcaça, anéis separadores e discos do rotor do equipamento.

APÊNDICE B

Discos utilizados no protótipo construído

Neste apêndice são apresentadas em detalhes as principais dimensões dos discos do rotor utilizados no trabalho experimental, cujos resultados são apresentados em detalhes no Capítulo 5. Todos os discos foram construídos com chapas planas de aço com 2 mm de espessura e, exceção dos discos G, H e I, todos possuem diâmetro externo de 200 mm.

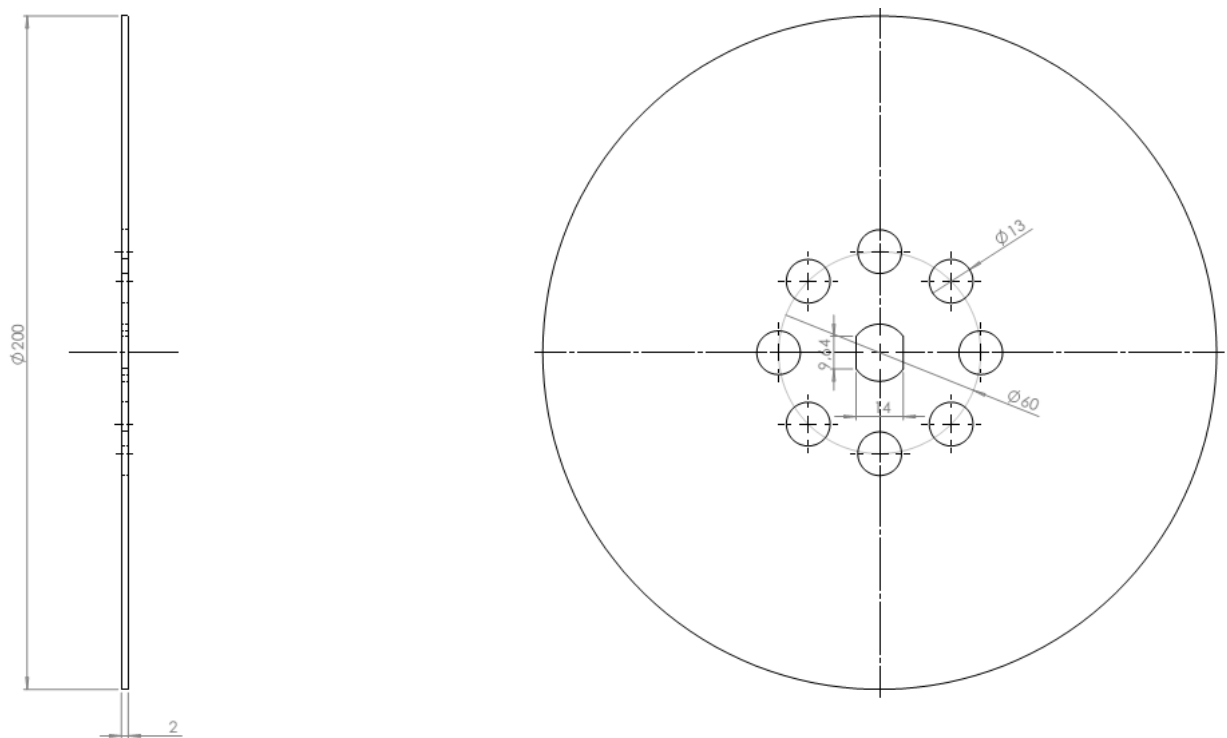


Figura B.1 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo A e B.

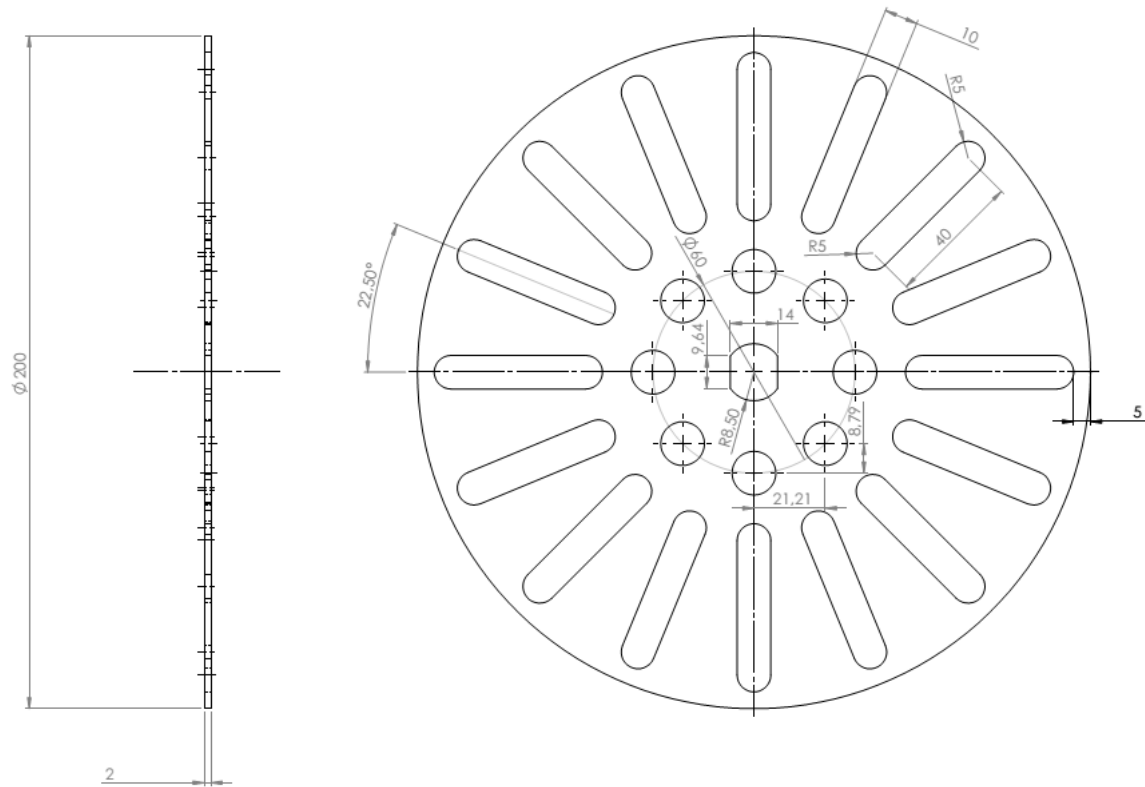


Figura B.2 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo C.

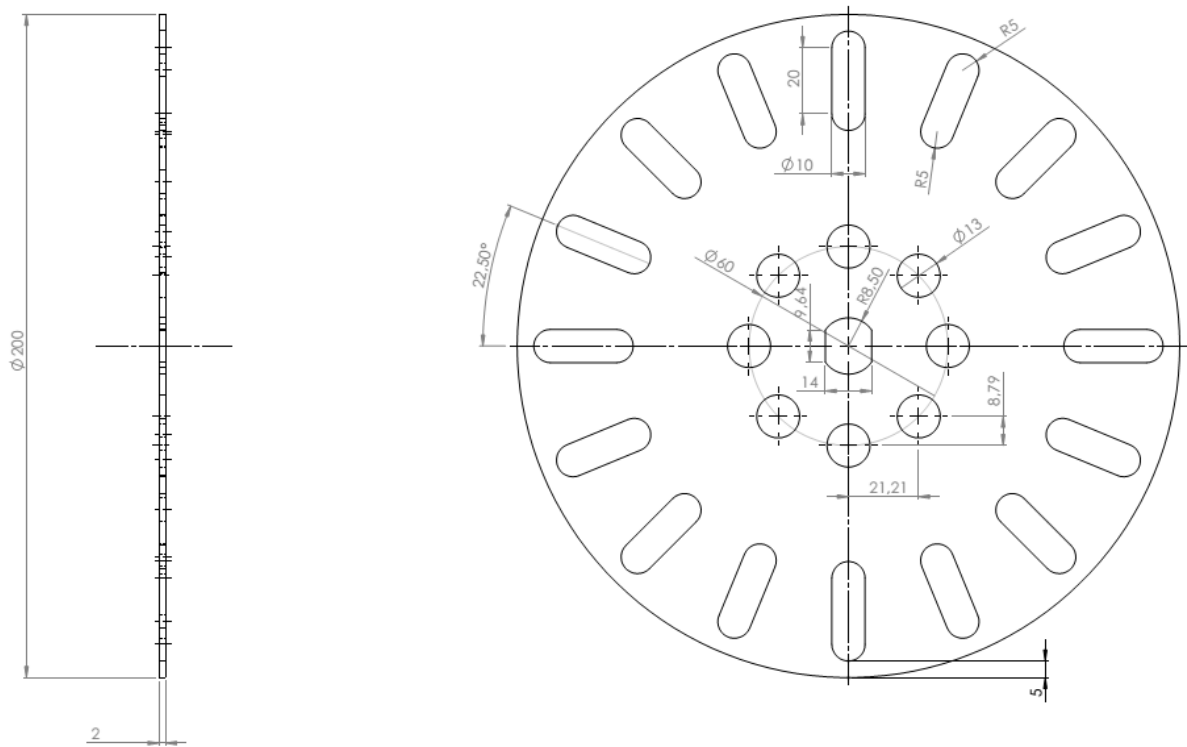


Figura B.3 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo D.

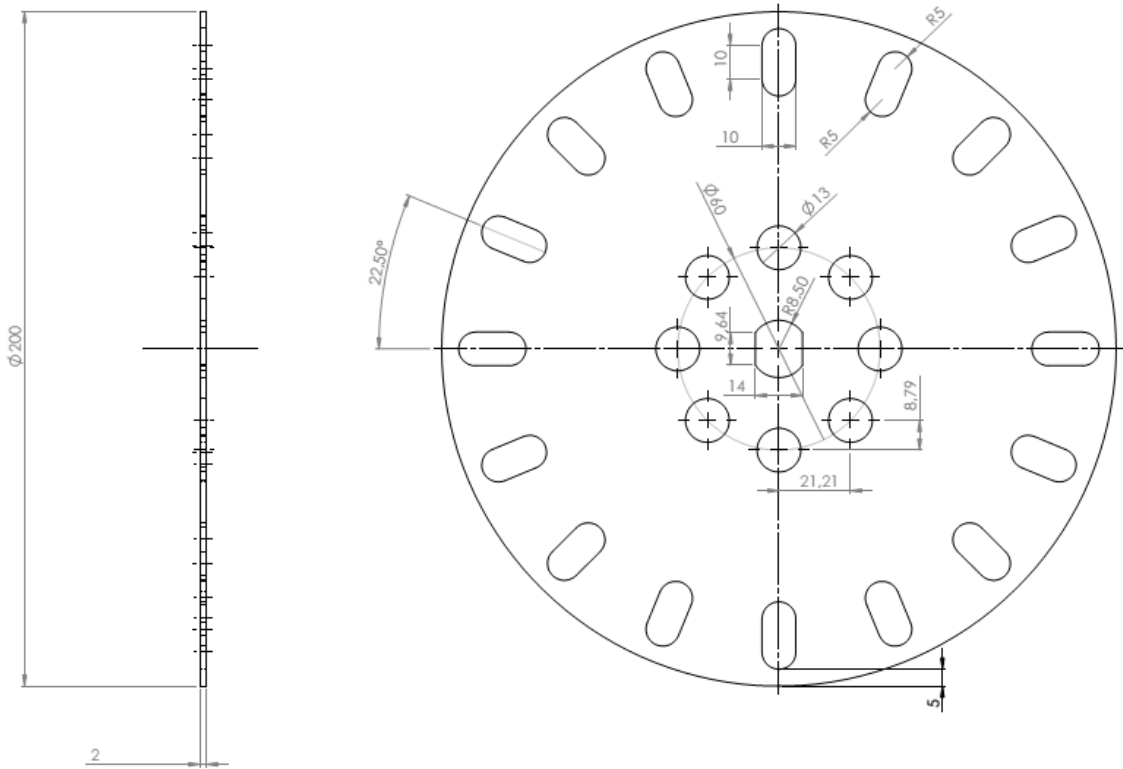


Figura B.4 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo E.

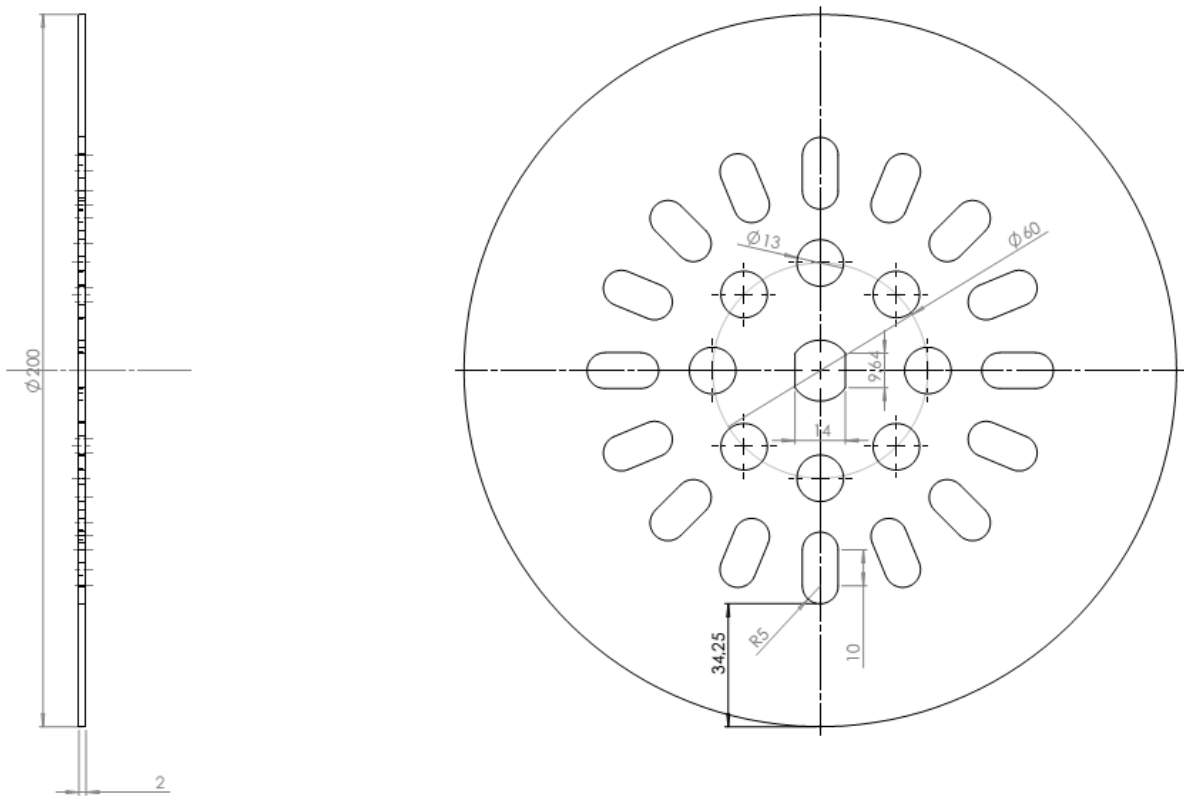


Figura B.5 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo F.

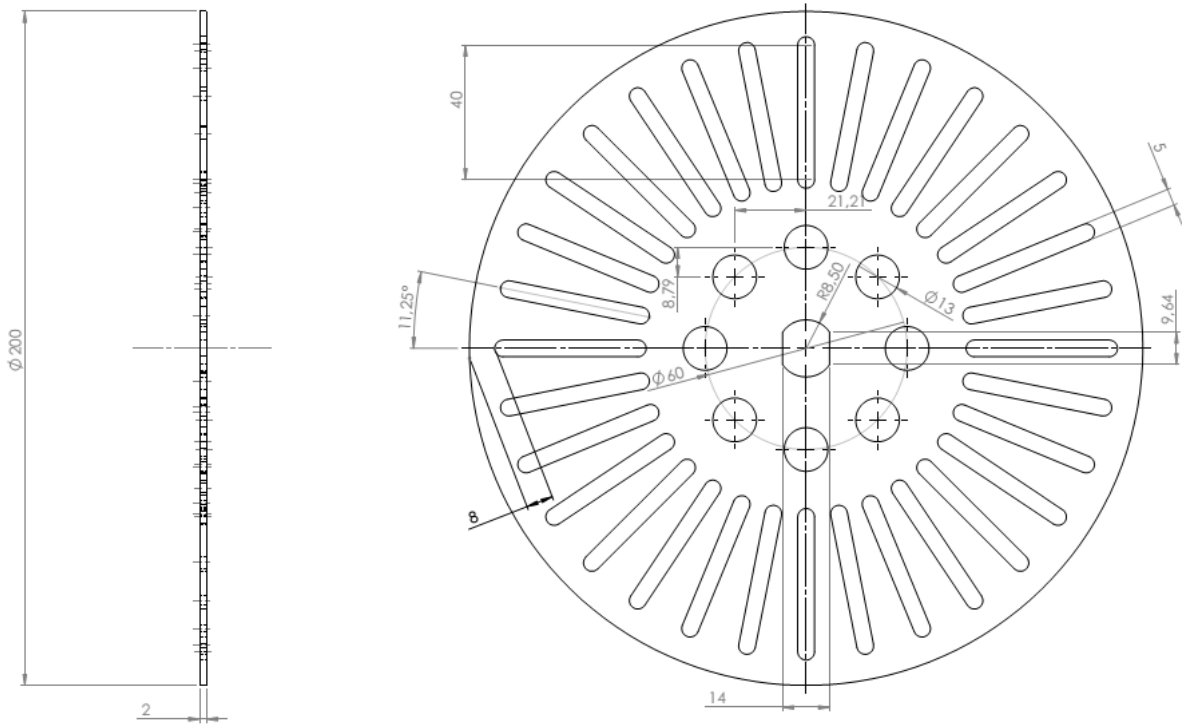


Figura B.6 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo G.

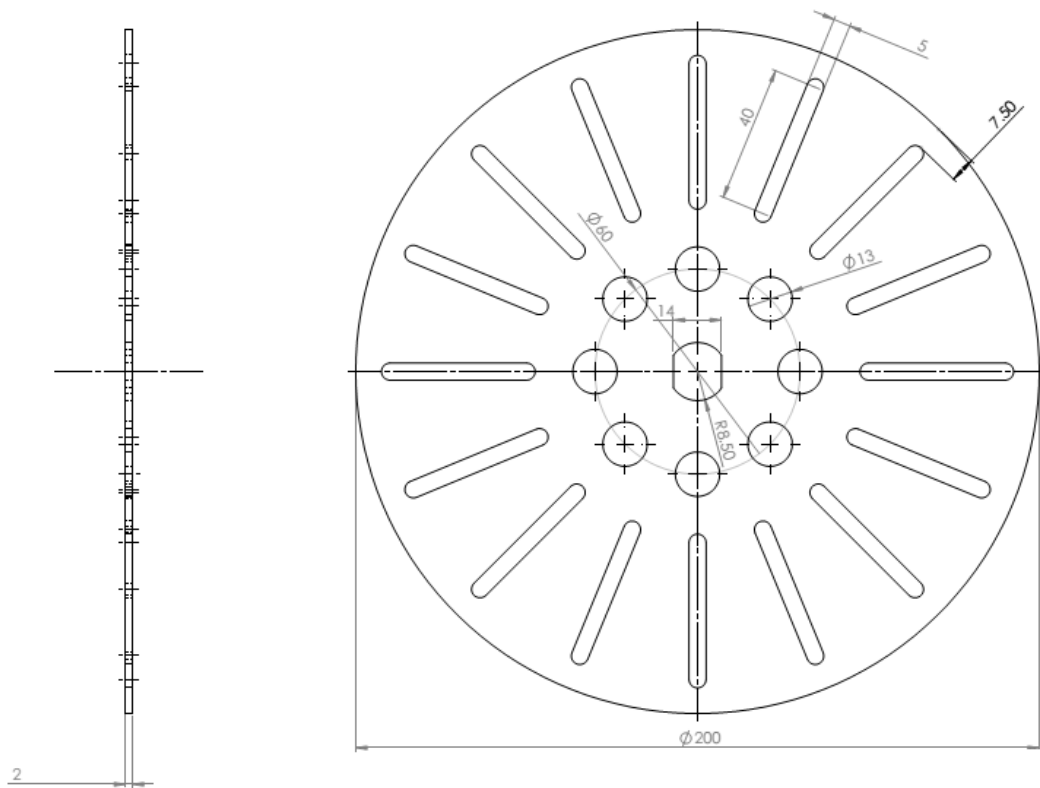


Figura B.7 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo H.

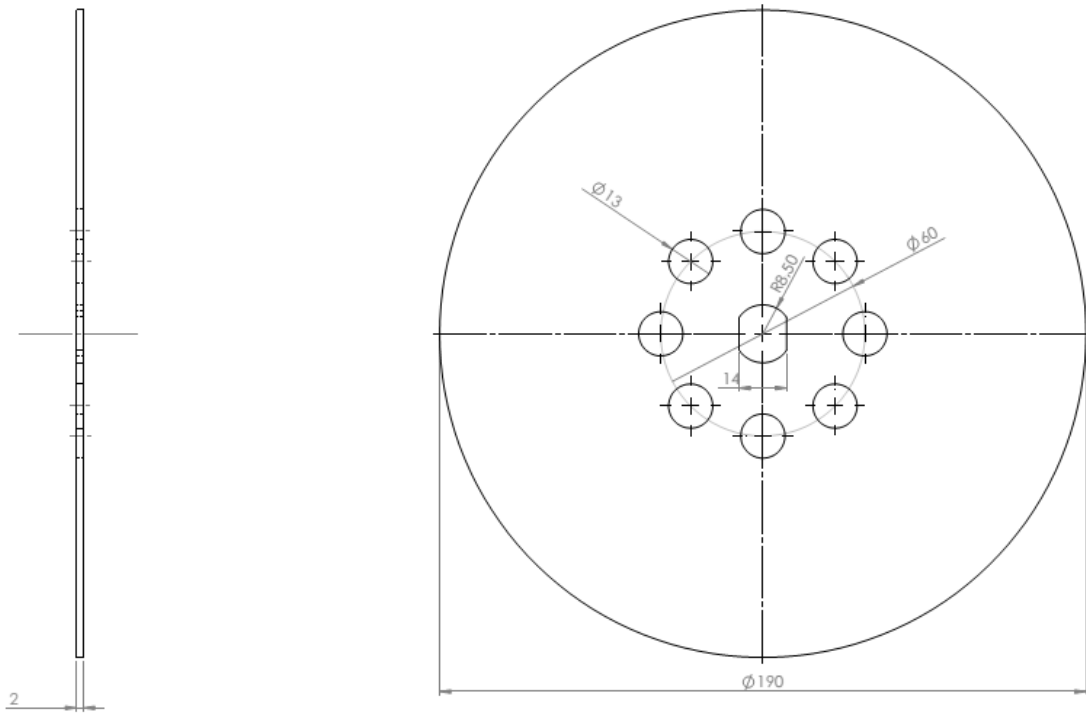


Figura B.8 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo I.

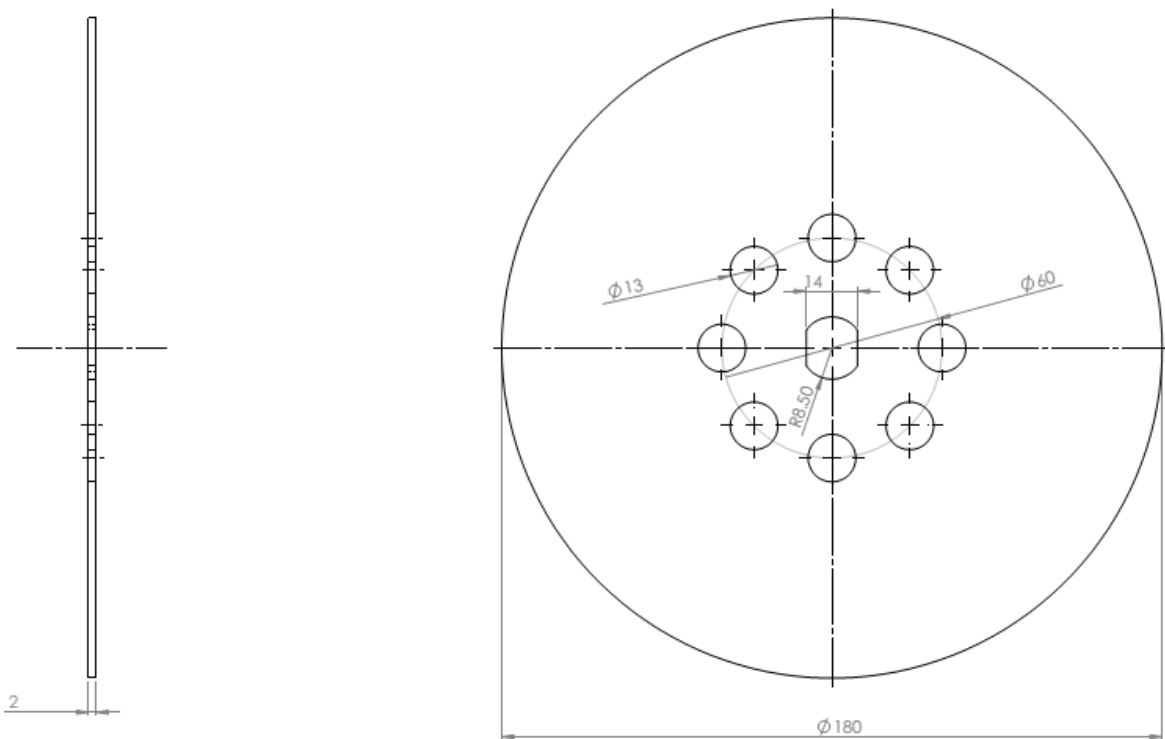


Figura B.9 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo J.

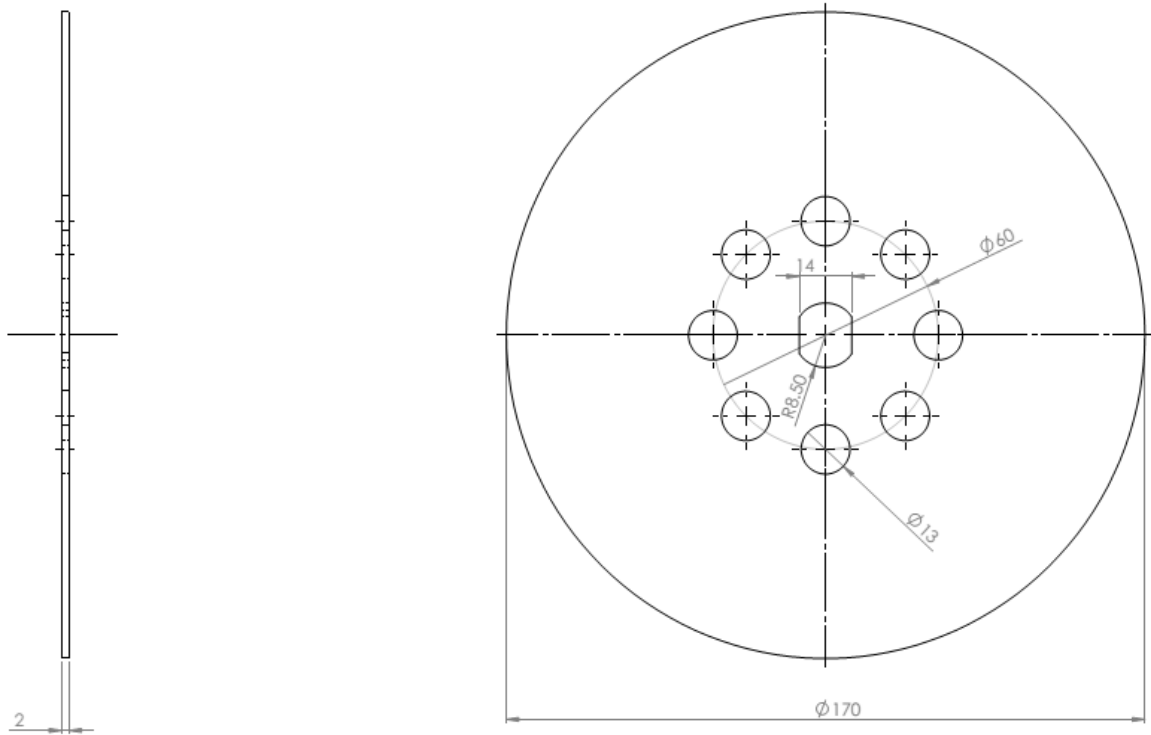


Figura B.10 – Dimensões (em milímetros) dos discos do rotor tipo K.

APÊNDICE C

Calibração da célula de carga

Conforme mencionado no Capítulo 3, a célula de carga utilizada na bancada experimental, foi calibrada com a utilização de um conjunto de pesos padrões que foram verificados através de balança digital. A Tab. C.1 a seguir apresenta os valores obtidos durante o processo de calibração:

Tabela C.1 – Tensão elétrica de saída fornecida pela célula, em função das massas impostas ao dispositivo.

Massa (g)	Tensão Elétrica (mV)
0	32,0103
50,32	267,349
100,32	501,53
200,26	965,332
300,55	1429,64
400,87	1895,14
500,08	2354,09
600,4	2818,23
700,34	3279,08
800,66	3741,06
900,95	4204,45

As informações da Tab. C.1 foram utilizadas para gerar o gráfico apresentado na Fig. C.1 a seguir:

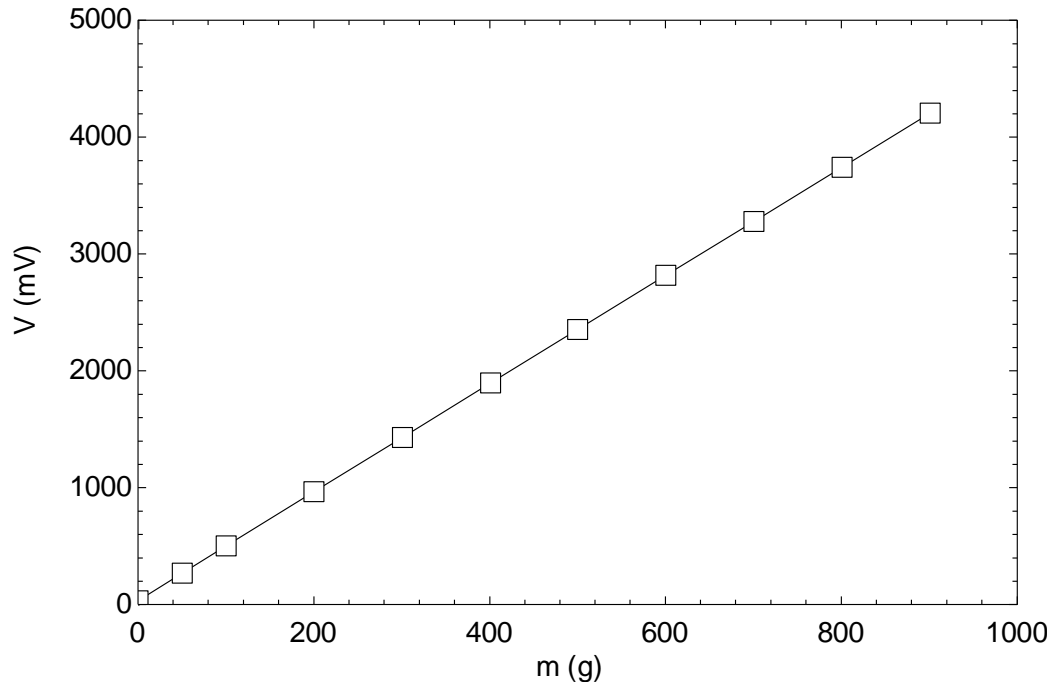


Figura C.1 – Tensão elétrica gerada na célula de carga em função massa aplicada no dispositivo.

Na Fig. C.1, a linha que conecta os pontos representa o ajuste obtido a partir dos pontos medidos.

$$V = 215,99m - 7,8602 \quad (\text{C.1})$$

onde V é a tensão em milivolts e m a massa em gramas. O coeficiente de determinação, R^2 , da Eq. C.1 em relação aos valores apresentados na Fig. C.1 é igual a 0,9998.

A Eq. C.1 foi utilizada no *software* Labview[®] para determinar a força aplicada pelo freio magnético na turbina.

APÊNDICE D

Aquisição de dados no labview

Conforme mencionado no Capítulo 3, a leitura dos dados adquiridos pelas duas placas de aquisição, foram realizada através de um microcomputador com o uso do *software* comercial Labview[®]. Dessa forma, os dados adquiridos puderam ser registrados para posterior análise, além de permitir o controle em tempo real do experimento. A Fig. D.1 apresenta a tela gráfica criada no software que permitiu acompanhar em tempo real os valores registrados pelos sensores instalados na bancada experimental:

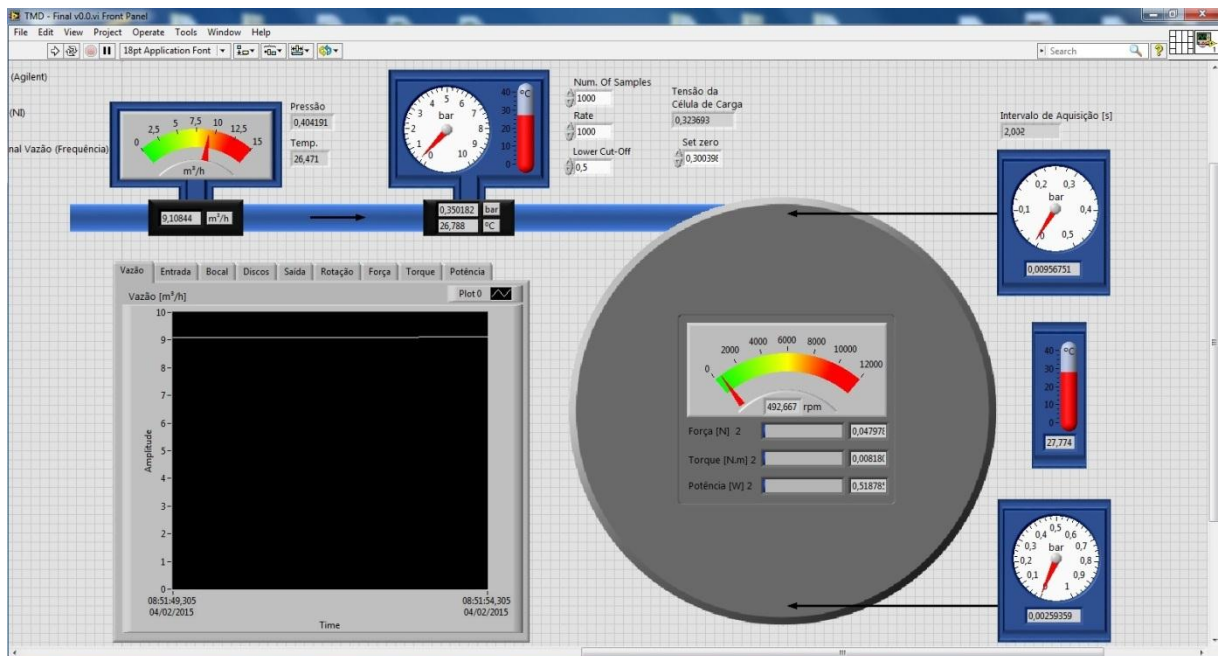


Figura D.1 – Tela de aquisição e leitura dos dados criada no *software* Labview[®].

Na Fig. D.1 a TMD é representada por um disco cinza e o tubo de alimentação por um retângulo azul, onde, além dos valores de pressão e temperatura em cada ponto, visualizar a rotação, torque e potência desenvolvidas pela TMD (centro do disco cinza). No retângulo mais a direita é possível acompanhar graficamente os sinais brutos (em termos de tensão e corrente) dos sensores instalados na bancada experimental.

APÊNDICE E

Nesta seção são apresentadas algumas grandezas adimensionais utilizadas algumas vezes para caracterizar e classificar as máquinas de fluxo.

A expressão da rotação específica N_s é dada por:

$$N_s = 10^3 \frac{\omega \dot{Q}^{1/2}}{w^{3/4}} \quad (\text{E.1})$$

onde w é o trabalho específica desenvolvido pelo equipamento e \dot{Q} a vazão volumétrica total do fluido de trabalho. O fator 10^3 é chamado de coeficiente de Addison, utilizado para que N_s tenha um valor maior que 1,0. Segundo Heen, 2006, essa grandeza pode ser definida como a rotação produzida por uma máquina com potência específica e vazão unitária.

A Tab. E.1 mostra a faixa de valores típicos de algumas das principais turbomáquinas:

Tabela E.1 – Faixa de valores de N_s para diversos tipos de turbinas.

Turbomáquina	N_s
Turbina hidráulica Pelton	50 a 70
Turbina hidráulica Francis (normal)	120 a 200
Turbina hidráulica Kaplan e Hélice	300 a 1000
Turbina a vapor e a gás com admissão total	30 a 300

O coeficiente de fluxo adimensional Φ é definido pela normalização da vazão volumétrica em relação área e a velocidade tangencial de entrada do rotor, conforme a Equação E.2 a seguir:

$$\Phi = \frac{\dot{Q}}{A_{e,l} U_e} \quad (\text{E.2})$$

sendo $A_{e,l}$ é a área lateral dos discos e U_e a velocidade tangencial do rotor na sua periferia externa.

O coeficiente de potência adimensional Π , que é a razão da potência obtida na turbina pela energia cinética contida no fluido, pode ser definido como:

$$\Pi = \frac{\dot{W}}{\rho \dot{Q} U_e^2} \quad (\text{E.3})$$

De forma semelhante ao coeficiente de potência adimensional, o coeficiente de torque adimensional Ψ é geralmente definido pela expressão a seguir:

$$\Psi = \frac{\tau}{\rho_e A_{e,l} U_e^2 r_e} \quad (\text{E.4})$$

ANEXO I

Calibração do sensor de vazão

O sensor de vazão tipo turbina foi calibrado no próprio fabricante para as condições de operação próximas da prevista para a operação da bancada experimental. A Fig. I.1 a seguir apresenta o atestado de calibração fornecido pelo fabricante, onde foram obtidas as constantes C_1 e C_2 da Equação 3.2:

incontrol[®]
intelligent control

Ficha de Calibração
Medidor de vazão tipo turbina para gás

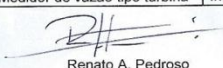
Certificado nº	:	V016414
Cliente	:	Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Referência	:	R0041403
Equipamento	:	Medidor de Vazão Tipo Turbina
Modelo do medidor	:	VTG-015020211RCF10
Nº de série	:	VG102B3
TAG	:	Não consta
Sensor	:	Pick-up RF
Amplificador	:	TRF
Modelo do indicador	:	MEV30F 2 040T0
Nº de série	:	IX04714
Vazão mínima	:	2,5 m ³ /h
Vazão máxima	:	25,0 m ³ /h
Pressão atm	:	932 mbar
Temp. amb.	:	26,8 °C

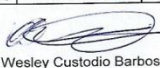
Fator Admitido	
Frequencia (Hz)	Fator K (P/L)
902	931,4
1977	1059,5
3156	1132,2
4212	1166,6
5091	1040,5

Resultados da calibração					
Frequência de saída do medidor referência	Frequência de saída do medidor em teste	Vazão do medidor referência	Vazão do medidor em teste	Erro de fundo de escala	Referência
(Hz)	(Hz)	(m ³ /h)	(m ³ /h)	(%)	(%)
496,56	498,01	16,8832	16,932	0,218	100
496,91	499,25	16,8951	16,974	0,353	100
496,74	498,63	16,8891	16,953	0,286	100
390,91	390,09	13,2908	13,263	-0,123	75
390,86	390,44	13,2892	13,275	-0,063	75
390,88	390,27	13,2900	13,269	-0,093	75
297,85	297,10	10,1269	10,101	-0,113	50
298,18	297,20	10,1380	10,105	-0,148	50
298,01	297,15	10,1324	10,103	-0,130	50
195,17	195,20	6,6358	6,637	0,004	25
195,18	195,11	6,6362	6,634	-0,011	25
195,18	195,15	6,6360	6,635	-0,004	25
102,82	103,46	3,4960	3,518	0,097	Min.
101,35	102,61	3,4460	3,489	0,190	Min.
102,09	103,03	3,4710	3,503	0,143	Min.

Instrumentos Utilizados

Equipamento	Fabricante/Modelo	Orgão Calibrador	N.C.C.	Data de Venc.
Contador-Timer	Incontrol/CTL-1000	Balitek/RBC	R2484/2013	Out./2015
Medidor de vazão tipo turbina	Incontrol/VTG-019	IPT/RBC	135 682-101	Fev./2016


 Renato A. Pedroso
 Calibrador Responsável


 Wesley Custodio Barbosa
 Gerente Técnico

Data da Calibração:
04 de Abril de 2014.

INCONTROL S.A.
 R. João Serrano, 250 - São Paulo/SP - BRASIL - CEP 02551-060
 Fone: (11) 3488-8999 - FAX: (11) 3488-8980
www.incontrol.ind.br - email: vendas@levelcontrol.com.br

Figura I.1 – Atestado de calibração do sensor de vazão modelo VTG-015.