

JÚLIO CÉSAR BATISTA

**MICROGERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA (ABAIXO DE 100 kW)
UTILIZANDO TURBINA TESLA MODIFICADA**

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia
do Campus de Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, para obtenção do título
de Doutor em Engenharia Mecânica na área
de Transmissão e Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Júnior

Co-Orientador: Prof. Dr. Heraldo da Silva Couto

Guaratinguetá
2009

Batista, Júlio César

B33 Microgeração de energia elétrica (abaixo de 100kw) utilizando turbina
3m tesla modificada. / Júlio César Batista – Guaratinguetá : [s.n], 2009.

107f. : il.

Bibliografia: f. 100-102

Tese (doutorado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2009.

Orientador: Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Júnior

Co-orientador: Heraldo da Silva Couto

1. Turbinas a vapor. I. Título

CDU 621.165



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

JULIO CÉSAR BATISTA

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA"

PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Marcelo dos Santos Pereira
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. JOÃO ANDRADE DE CARVALHO JUNIOR
Orientador - UNESP-FEG


Prof. Dr. LUIZ ROBERTO CARROCCI
UNESP-FEG


Prof. Dr. TEÓFILO MIGUEL DE SOUZA
UNESP-FEG


Prof. Dr. PAULO CÉSAR RAZUK
UNESP-FEG


Prof. Dr. ROGÉRIO JOSÉ DA SILVA
UNESP-FEG

Outubro de 2009

DADOS CURRICULARES**JÚLIO CÉSAR BATISTA**

NASCIMENTO 21.10.1960 – S. J. RIO PRETO/SP.

FILIAÇÃO Deoclécio Batista
Luzia Martins Batista

1979/1982 Curso de Graduação em Engenharia Elétrica
Universidade Federal de Brasília

1983/1985 Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica,
nível de Mestrado, na Universidade Estadual de
Campinas

em especial à minha esposa Simone, e à minha família, cujos apoios me permitiram chegar até aqui.

AGRADECIMENTOS

Ao orientador, Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Júnior.

Ao co-orientador, Prof. Dr. Heraldo da Silva Couto.

Ao professor Dr. Teófilo Miguel de Souza, pelo auxílio recebido.

Ao coordenador do projeto Fapesp, Dr. Demétrio Bastos Netto.

Ao INPE – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, pelo apoio institucional.

À Vale Soluções em Energia – VSE, por patrocinar a simulação computacional.

A todos aqueles que direta ou indiretamente contribuíram para este trabalho.

À PETROBRÁS, pelo recebimento do **PRÊMIO PETROBRÁS DE TECNOLOGIA EM ENERGIA**, Modalidade Doutorado – 2007, cujos recursos contribuíram para a pesquisa.

Este trabalho contou com o apoio da:

FAPESP – através do contrato nº 2006/52438-6 (Auxílio à Pesquisa).

“A paciência é amarga, mas seus frutos são doces”

Jean-Jacques Rousseau

BATISTA, J. C. **Micro-geração de Energia Elétrica (Abaixo de 100 kW) Utilizando Turbina Tesla Modificada**, 2009. 107f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá. Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2009.

RESUMO

Este trabalho desenvolve um sistema para gerar energia elétrica com caldeira e turbina, para ocupar um nicho de mercado em que os sistemas a vapor existentes não são economicamente viáveis. O sistema utiliza a turbina Tesla que é compatível para essa faixa e não possui pás, podendo operar com vapor saturado fornecido por uma pequena caldeira consumindo lenha. A micro-geração proposta pode levar energia a milhões de brasileiros no campo, onde se dispõe de algum tipo de biomassa. Apesar do baixo custo da turbina Tesla, por ser de simples construção e compacta, e de suas incontáveis possibilidades de aplicação, se desconhece, até então, aplicações comerciais massivas devido ao baixo torque obtido nos protótipos feitos desde 1910 e por essa razão foi modificada. Este trabalho inova ao desenvolver um protótipo da turbina Tesla modificado para fornecer maior torque e ao comparar à turbina Tesla original. Devido à inexistência de equações que descrevem a turbina Tesla, um modelo matemático que permite projetar a turbina Tesla foi desenvolvido e validado por resultados experimentais e de simulação. Testes comparativos com duas turbinas com as mesmas dimensões mostraram que a turbina Tesla modificada apresentou eficiência superior à turbina Tesla original. Desenvolveu-se, também, um protótipo do sistema para micro-geração utilizando a turbina Tesla modificada, caldeira e gerador elétrico. Os custos do sistema e da energia gerada foram comparados com os de outros meios de geração mostrando serem competitivos economicamente para essa faixa de operação.

PALAVRAS-CHAVE: turbina Tesla, turbina a vapor, micro-geração.

BATISTA, J. C., **Electric Energy Micro-generation (below 100 kW) With Modified Tesla Turbine**, 2009. 107f. Thesis (Doctorate in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2009.

ABSTRACT

This work develops a system to generate electric power with boiler and turbine that aims to occupy the niche of the market for which steam systems are not economically viable. The system uses a Tesla turbine, which is compatible to the range of power. Also, it does not have blades, being able to operate with steam delivered by a small boiler fed with wood. The proposed micro-generation system can take energy to millions of Brazilians living in the country, where some type of biomass is available. In despite of the low cost of the Tesla turbine, because it is compact and simple to build, and despite of its uncountable possibilities of applications, massive commercial applications of the technology are not found due to the low torque of the prototypes built since 1910. For this reason, the Tesla turbine was modified. This work is original since it develops a modified Tesla turbine prototype to furnish a higher torque when compared to an original Tesla turbine. Due to the lack of equations that model a Tesla turbine, a mathematical model was developed to allow the design of the Tesla turbine; it was validated by means of experimental and simulating results. The comparative tests with two turbines, with same dimensions, showed that the modified Tesla turbine presents a higher efficiency than the original Tesla turbine. A micro-generation system, using the modified Tesla turbine, boiler and electric generator, was also developed. The costs of the system and of the generated energy were compared with other means of generation and showed to be commercially competitive for that range

KEYWORDS: Tesla turbine, steam turbine, micro-generation.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - Turbina Tesla composta por discos lisos	20
FIGURA 2 - Esquema termodinâmico do sistema	24
FIGURA 3 - Esquema do sistema com condensador fechado	25
FIGURA 4 - Diagrama T x s para ciclo de Rankine	25
FIGURA 5 - Diagrama T x s para ciclo de Rankine do sistema	26
FIGURA 6 - Componentes da turbina Tesla	34
FIGURA 7 - Trajetória do fluido na turbina Tesla	35
FIGURA 8 - Bocal da Turbina Tesla	37
FIGURA 9 - Raio interno e externo do disco	40
FIGURA 10 - Desenho da Turbina Tesla projetada	46
FIGURA 11 - Desenho do disco “tipo Pelton” da turbina Tesla-Pelton	47
FIGURA 12 - Turbina de impulsão Roda Pelton	48
FIGURA 13 - Pá de turbina Pelton com a indicação dos ângulos	49
FIGURA 14 - Potência hidráulica de uma turbina Pelton em função de $\omega r/V_1$	50
FIGURA 15 - Rendimento hidráulico de uma turbina Pelton em função $\omega r/V_1$	51
FIGURA 16 - Geometria do injetor de fluido e dos discos “Pelton”	54
FIGURA 17 - Canais de passagem do fluido entre os discos	54
FIGURA 18 - Malha híbrida	55
FIGURA 19 - Camada de prismas para captura dos efeitos da camada limite	56
FIGURA 20 - Voluta, rotor, tampa e injetor	56
FIGURA 21 - Condições de contorno da turbina	58
FIGURA 22 - Planos de corte 1, 2, 3 e 4	58
FIGURA 23 - Campo de velocidades nos Planos dos discos	59
FIGURA 24 - Campo de velocidades próximo à injeção do fluido	59
FIGURA 25 - Número de Mach nos Planos dos discos	60
FIGURA 26 - Número de Mach na região de injeção do fluido	60
FIGURA 27 - Pressão nos discos	61
FIGURA 28 - Massa específica nos discos	61
FIGURA 29 - Temperatura nos discos	62
FIGURA 30 - Torque nas cavidades (blades) dos discos	63

FIGURA 31 - Torque nas superfícies das extremidades dos discos	64
FIGURA 32 - Tampas direita e esquerda	65
FIGURA 33 - Vetores de velocidade nos discos	66
FIGURA 34 - Vetores de velocidade na região de injeção do fluido	67
FIGURA 35 - Sentido de rotação do fluido nas saídas	67
FIGURA 36 - Planos de corte	68
FIGURA 37 - Campos de velocidade nas superfícies externas do rotor	68
FIGURA 38 - Número de Mach nas tampas	69
FIGURA 39 - Temperatura nas tampas	69
FIGURA 40 - Regiões de recirculação	70
FIGURA 41 - Vista da turbina acoplada ao gerador	71
FIGURA 42 - Vista da turbina acoplada ao sistema	72
FIGURA 43 - Vista da caldeira	73
FIGURA 44 - Vista do condensador	73
FIGURA 45 - Vista da válvula de controle de pressão	74
FIGURA 46 - Vista do sistema protegido por parede e grade	76
FIGURA 47 - Detalhe da montagem das Turbinas Tesla, Mista e Tesla-Pelton	77
FIGURA 48 - Sistema de aquisição	78
FIGURA 49 - Interface gráfica do Sistema de aquisição	78
FIGURA 50 - Banco de resistências	79
FIGURA 51 - Esquema de polias e correias entre a turbina e o gerador	80
FIGURA 52 - Gráfico de ω_{Turbina} , $\dot{w}_{\text{gerador}}$, ω_{Gerador} e $\eta_{\text{Combinado}}$ para a turbina Tesla ...	82
FIGURA 53 - Gráfico de ω_{Turbina} , $\dot{w}_{\text{gerador}}$, ω_{Gerador} e $\eta_{\text{Combinado}}$ para a Tesla-Pelton ...	83
FIGURA 54 - Gráfico entalpia-entropia (h-s) da expansão do vapor em turbina	84
FIGURA 55 - Sistema para medir o torque da turbina	92
FIGURA 56 - Torque medido em uma turbina de 3 discos	92
FIGURA 57 - Potência medida em uma turbina de 3 discos	93

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - Rendimento térmico para várias temperaturas e pressões	27
TABELA 2 - Poder calorífico, densidade e preço da lenha	31
TABELA 3 - Torque de pressão e viscoso nas concavidades dos discos	63
TABELA 4 - Torque de pressão e viscoso nos canais 1 a 5	64
TABELA 5 - Torque de pressão e viscoso nas superfícies das tampas	65
TABELA 6 - Proporção de torque de pressão e viscoso e a potência da turbina	65
TABELA 7 - Valores de ω_{Turbina} , $\dot{w}_{\text{gerador}}$, ω_{Gerador} e $\eta_{\text{Combinado}}$ para a turbina Tesla ..	82
TABELA 8 - Valores de ω_{Turbina} , $\dot{w}_{\text{gerador}}$, ω_{Gerador} e $\eta_{\text{Combinado}}$ para a Tesla-Pelton	83

LISTA DE SÍMBOLOS

a	distância de separação entre placas	(m)
d	distância entre discos	(m)
C_M	Torque obtido pelos dois lados do disco	(Nm)
D	diâmetro	(m)
D_{ef}	diâmetro efetivo	(m)
D_{ext}	diâmetro externo	(m)
D_h	diâmetro hidráulico	(m)
$D_{máx}$	diâmetro máximo	[1]
f_{lam}	fator de atrito laminar de Darcy	[1]
h	entalpia	(J/kg)
h_a	entalpia na entrada	(J/kg)
h_b	entalpia na saída	(J/kg)
$\dot{m}$	vazão mássica	(kg/s)
$\dot{m}_{lenha}$	vazão mássica de lenha	(kg/s)
$\dot{m}_{vapor}$	vazão mássica de vapor	(kg/s)
n	número de espaços consecutivos entre discos da turbina	[1]
P	perímetro molhado	[1]
P_h	potência hidráulica	[1]
P_j	potência do jato	[1]
p_i	pressão na entrada da turbina	(Pa)
p_o	pressão na saída da turbina	(Pa)
q_H	calor fornecido pela fonte quente por kilograma de fluído	(J/kg)
q_L	calor rejeitado pelo fluído de trabalho por kilograma de fluído	(J/kg)
$\dot{Q}_{lenha}$	calor fornecido pela lenha	(J)
r	raio do disco	(m)
Re	número de Reynolds	[1]
Re_d	número de Reynolds no duto	[1]
s	entropia	($J/kg\ K$)
S	área de escoamento	(m^2)
S_{ext}	área de escoamento entre discos consecutivos	(m^2)
S_{int}	área interna do disco	(m^2)
T_0	torque na face de um disco	[1]
T_H	temperatura da fonte quente	($^{\circ}C$)
T_i	temperatura na entrada da turbina	($^{\circ}C$)
T_L	temperatura da fonte fria	($^{\circ}C$)
T_o	temperatura na saída da turbina	($^{\circ}C$)

T_T	torque total da turbina	[1]
V	velocidade	(m/s)
V_i	velocidade de injeção	(m/s)
$\dot{U}_{\text{lenha}}$	consumo volumétrico de lenha	(m ³ /s)
ν	viscosidade cinemática	(m ² /s)
w_b	trabalho realizado pela bomba por kilograma de fluído	(J/kg)
w_{gerador}	trabalho realizado pelo gerador	(J)
$\dot{w}_{\text{gerador}}$	taxa de transferência de trabalho no gerador	(J/s)
w_{interno}	trabalho interno	(J/s)
$w_{\text{Líquido}}$	trabalho líquido	(J)
$\dot{w}_{\text{máx}}$	taxa de transferência de trabalho	(J/s)
W_t	trabalho realizado pela turbina	(J)
β_1	ângulo de entrada do jato na pá da roda Pelton	[1]
β_2	ângulo de saída do jato na pá da roda Pelton	[1]
Δh_s	diferença de entalpia na entrada e saída	(kJ/kg)
δ	espessura da camada limite	(m)
$\eta_{\text{ciclo térmico}}$	rendimento do ciclo térmico	[1]
$\eta_{\text{combinado}}$	rendimento combinado ou global	[1]
η_{freio}	rendimento no freio	[1]
η_g	rendimento do gerador	[1]
η_h	rendimento hidráulico	[1]
η_{interno}	rendimento interno	[1]
η_m	rendimento de máquina	[1]
η_{sistema}	rendimento do sistema	[1]
$\eta_{\text{Sistema Líquido}}$	rendimento líquido do sistema	[1]
η_{tr}	rendimento da transmissão	[1]
μ	coeficiente de viscosidade dinâmica do fluído	[1]
ν	coeficiente de viscosidade cinemática	[1]
ρ	massa específica do fluído	(kg/m ³)
ω	velocidade angular	(rad/s)
ω_{Turbina}	rotação da turbina (rpm)	(rpm)
ω_{Gerador}	rotação do gerador (rpm)	(rpm)

SUMÁRIO

RESUMO

ABSTRACT

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1. INTRODUÇÃO	18
1.1 Histórico	19
1.2 Características da micro-geração e do uso da turbina Tesla	21
1.3 Objetivos	22
1.4 Desenvolvimento dos capítulos	23
2. PROJETO DO CICLO TERMODINÂMICO	24
2.1 Determinação do modelo termodinâmico	24
2.2 Materiais e Métodos	26
2.3 Cálculo do rendimento térmico do sistema	28
2.3.1 Rendimento com condensação a 100°C (condensador aberto)	28
2.3.2 Rendimento com condensação a 45°C (condensador fechado)	30
2.4 Cálculo da quantidade de lenha consumida	31
2.4.1 Cálculo da lenha consumida com condensação a 100°C	31
2.4.2 Cálculo da lenha consumida com condensação a 45°C	32
3. PROJETO DAS TURBINAS	33
3.1 Turbina Tesla	33
3.1.1 Introdução	33
3.1.2 Princípios de operação	35
3.1.3 Projeto da turbina	36
3.1.3.1 Cálculo do bocal	36
3.1.3.2 Número de Reynolds	38
3.1.3.3 Cálculo da espessura da camada limite	39
3.1.3.3.1 Cálculo da espessura da camada limite turbulenta	39
3.1.3.3.2 Cálculo da espessura da camada limite laminar	40
3.1.3.4 Cálculo do número total de discos	41
3.1.3.5 Cálculo do torque total de discos	43
3.1.3.5.1 Cálculo do torque total para camada limite turbulenta	43
3.1.3.5.2 Cálculo do torque total para camada limite laminar	44
3.1.3.6 Desenho da turbina Tesla projetada	45
3.2 Turbina Tesla-Pelton	46
3.2.1 Descrição da turbina Tesla-Pelton	46
3.2.2 Princípios de operação da roda Pelton	48
3.2.3 Potência e potência máxima da roda Pelton	50
3.2.4 Rendimento e rendimento máximo da roda Pelton	51
3.2.5 Considerações	52
3.2.6 Estudo computacional do escoamento na turbina Tesla-Pelton	53
3.2.6.1 Introdução	53
3.2.6.2 Objetivo	53
3.2.6.3 Modelo computacional	53
3.2.6.3.1 Geometria	53

3.2.6.3.2 Malha computacional	55
3.2.6.3.3 Modelo numérico	57
3.2.6.3.4 Condições de contorno	57
3.2.6.4 Resultados	58
3.2.6.4.1 Campo de velocidade nos discos	59
3.2.6.4.2 Número de Mach nos discos	60
3.2.6.4.3 Campo de pressão nos discos	61
3.2.6.4.4 Massa específica nos discos	61
3.2.6.4.5 Campo de temperatura nos discos	62
3.2.6.4.6 Torque	63
3.2.6.4.7 Torque e potência total	65
3.2.6.4.8 Vetores de velocidade nas superfícies externas do rotor	66
3.2.6.4.9 Campo de velocidade nas superfícies externas do rotor	67
3.2.6.4.10 Número de Mach nas superfícies externas do rotor	68
3.2.6.4.11 Campo de temperatura nas superfícies externas do rotor	69
3.2.6.4.12 Vetores de velocidade nas superfícies externas do rotor	69
3.2.6.5 Análise da simulação	70
4. DESCRIÇÃO DO SISTEMA CONSTRUÍDO	71
4.1 Introdução	71
4.2 Componentes do sistema	71
4.3 Controle	74
4.4 Segurança	75
4.5 Operação	76
4.6 Turbinas tesla e Tesla-Pelton	77
5. TESTES DO SISTEMA	78
5.1 Equipamentos para testes	78
5.2 Procedimento de teste	80
5.3 Teste com turbina Tesla	81
5.4 Teste com turbina Tesla-Pelton	82
6. CÁLCULOS DOS RENDIMENTOS DAS TURBINAS E DO SISTEMA	84
6.1 Rendimento de turbina a vapor	84
6.2 Cálculo do rendimento efetivo da turbina Tesla e do sistema	86
6.2.1 Rendimento térmico	86
6.2.2 Rendimento combinado	87
6.2.3 Rendimento da turbina	87
6.2.4 Rendimento do sistema	87
6.2.4.1 Rendimento do sistema com condensação a 100°C	87
6.2.4.2 Rendimento do sistema com condensação a 45°C	88
6.2.5 Rendimento líquido do sistema	88
6.3 Cálculo do rendimento efetivo da turbina Tesla-Pelton e do sistema	88
6.3.1 Rendimento térmico	88
6.3.2 Rendimento combinado	89
6.3.3 Rendimento da turbina	89
6.3.4 Rendimento do sistema	90
6.3.4.1 Rendimento do sistema com condensação a 100°C	90
6.3.4.2 Rendimento do sistema com condensação a 45°C	90
6.3.5 Rendimento líquido do sistema	90

6.4	Rendimento com co-geração	91
6.5	Avaliação das perdas do gerador	91
6.6	Cálculo dos custos do sistema com turbina Tesla-Pelton	93
6.6.1	Cálculo do custo do kilowatt-hora produzido	93
6.6.2	Cálculo do custo do sistema	94
6.6.3	Comparações de custos	95
7.	CONCLUSÕES	97
8.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	99
	REFERÊNCIAS	100
	APÊNCIDE A: Potência do gerador com polias de 180 e 250 mm	103
	ANEXO A: Propriedades do vapor saturado	104
	ANEXO B: Especificações da caldeira	106
	ANEXO C: Rendimento de geradores elétricos	107

1 INTRODUÇÃO

Este trabalho consiste no desenvolvimento de um sistema para geração de energia elétrica com caldeira e turbina, que é a forma mais econômica (depois da hidroelétrica), na faixa até 100 kW, para ocupar um nicho de mercado em que os sistemas existentes não são economicamente viáveis.

Segundo conclusões das Centrais Elétricas Brasileiras (ELETROBRÁS) (ELETROBRÁS, 2008): “A opção mais econômica para a geração de energia elétrica com queima direta de biomassa, em escala relativamente pequena, seria a utilização do sistema de caldeira e turbina a vapor.... os sistemas de geração elétrica com biomassa baseados em caldeira e turbina a vapor só se tornam viáveis para potências acima de 250kW”.

O sistema utiliza a turbina Tesla, cujo custo de produção é baixíssimo e é apropriada para uso na faixa de 100 kW. A turbina Tesla utilizada consiste numa inovação, pois foi modificada para fornecer maior torque, superando tal deficiência das turbinas Tesla. A turbina Tesla modificada ou Tesla-Pelton (patente requerida), incorpora características da turbina de impulsão conhecida como roda Pelton, muito utilizada para produzir energia elétrica em quedas d’água. A turbina Tesla é uma turbina de discos e não apresenta o problema de cavitação que ocorre nas turbinas convencionais de pás, podendo operar com vapor saturado produzido por caldeira movida com biomassa, gás, biodiesel, ou qualquer outro combustível.

A utilização de biomassa é importante para levar energia a milhões de brasileiros no campo, onde se dispõe de lenha ou resíduos de produção agrícola como casca de arroz e bagaço de cana. Apenas a casca de arroz corresponde a 1.100.000 toneladas/ano.

Tal sistema consiste em micro-geração de energia elétrica com utilização de combustível disponível localmente e consumida onde é gerada, evitando os altos custos de transporte de combustíveis e de linhas de transmissão.

A turbina Tesla conhecida também por turbina de discos, foi inventada por Nikola Tesla, em 1910 (TESLA, 1911a, 1911b, 1911c, 1911d; CAIRNS, 2003). Diversas aplicações experimentais foram feitas desde então, citando como exemplos entre outros, turbina a vapor para gerar eletricidade, motor automotivo e compressor.

É importante notar que a teoria da camada limite, que alicerça o aspecto científico do funcionamento da turbina Tesla, foi concebida por L. Prandtl na mesma década (SCHLICHTING, 1962). O efeito da adesão e viscosidade aerodinâmica na superfície dos discos da turbina Tesla causa a resistência ao fluxo de vapor ou gás entre os discos, resultando em transferência de energia ao eixo. O vapor ou gás entra pelas extremidades dos discos e passa livremente entre os discos em trajetória espiral e finalmente escapa através da saída de exaustão localizada no centro dos discos.

Apesar do seu baixo custo, não há aplicações comerciais massivas devido ao baixo torque obtido nos protótipos feitos desde 1910. Outro fator limitador de seu uso foi à indisponibilidade, até recentemente, de equações que permitissem seu projeto.

Utilizou-se neste trabalho equações que auxiliam o projeto da turbina Tesla recentemente publicadas por Couto et al. (2006). Outros trabalhos analíticos sobre a turbina Tesla não foram encontrados na literatura de pesquisa corrente. Trabalhos relacionados com o assunto foram conduzidos por Rice (1965), Adams e Rice (1970), Lawn e Rice (1974), Schmidt (1991), e Rey (2004).

Deste trabalho resultaram protótipos da turbina Tesla-Pelton com torque e eficiência superiores à da turbina Tesla original, e o protótipo de um sistema para gerar energia elétrica com caldeira e gerador elétrico que fornece potência de até 5 kW utilizando turbinas com 5 discos de 0,21 m de diâmetro.

1.1 Histórico

Nikola Tesla, mais conhecido pela invenção da bobina elétrica e do motor à indução, patenteou em 1913 (TESLA, 1913), na Inglaterra, um compressor e um motor que utilizavam discos rotativos montados em um eixo. Tesla afirmou ser possível a construção de máquinas muito pequenas, mas extremamente poderosas, usando o princípio de discos rotativos (CAIRNS, 2003).

As máquinas eram similares e consistiam em uma série de discos finos montados em um eixo e separados por espaçadores, formando um rotor, como se observa na Figura 1. Um invólucro no formato de tubo (com tampas nas extremidades) condiciona os discos, sem ter contato com os mesmos. Os discos giram com a injeção tangencial de ar

ou gás por um bocal. O fluido passa por entre os discos e sai pelas aberturas situadas próximas ao eixo, fazendo-o girar.

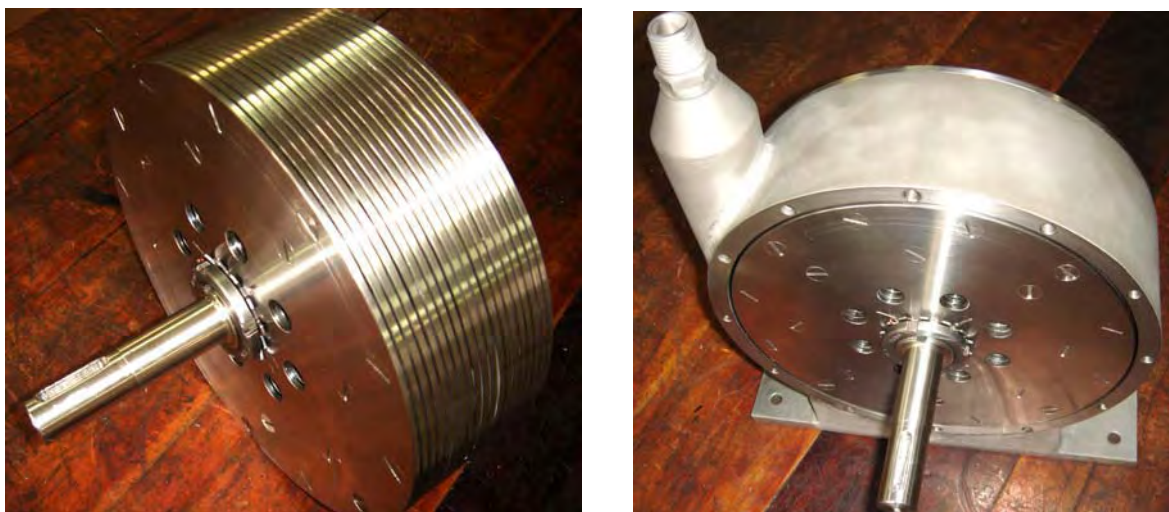


Figura 1 - Turbina Tesla composta por discos lisos, eixo, encapsulamento e bocal

A maior máquina construída foi de 500 kW, movida a vapor com pressão de 5,5 atm, com 60 discos de 1,5 m de diâmetro e rotação de 3.600 rpm. A máquina foi construída pela empresa Allis Chalmers (EUA) em acordo com Nikola Tesla. Após os testes realizados na turbina observou-se o alongamento radial dos discos de aço sob ação centrífuga. Na época, devido ao estado de desenvolvimento da metalurgia, não se dispunha de materiais para a utilização em altas temperaturas e elevadas velocidades de rotação.

A falta de recursos inibiu a continuação do desenvolvimento da turbina de discos, pois a empresa concentrou esforços na manufatura e exploração de máquinas do tipo impulsão Curtis e Parsons e máquinas do tipo Reação-Impulsão que estabeleceram o padrão a partir do qual evoluíram as subseqüentes turbinas a vapor, e, mais recentemente, as turbinas a gás.

Após a construção das máquinas pela empresa Allis Chalmers, o interesse pelo conceito de motor com discos rotativos de Nikola Tesla diminuiu. Entretanto, mais recentemente, algumas empresas passaram a se interessar pelo princípio para o desenvolvimento de motores e bombas. Com a disponibilidade de ligas mais resistentes à temperatura e à deformação, e a experiência atual na tecnologia de turbinas a gás, tornou-se viável a construção de máquinas práticas, de forma que a turbina de discos

rotativos pode vir a prover uma fonte de torque e potência alternativa às máquinas convencionais.

1.2 Características da micro-geração e do uso da turbina Tesla

A micro-geração, o uso de biomassa e a turbina Tesla apresentam muitas vantagens, especialmente em áreas rurais, podendo-se citar:

- A energia produzida pelo sistema de micro-geração é utilizada no mesmo local em que é produzida, dispensando linhas de transmissão e os custos associados a sua manutenção e perdas por dissipação.
- O combustível, lenha (ou outro tipo de biomassa), é normalmente disponível localmente ou pode ser cultivada nas quantidades moderadas requeridas na micro-geração. Economiza-se assim o transporte de combustível ao local de geração. O projeto aqui proposto viabiliza também o aproveitamento de resíduos agrícolas como a casca de arroz e bagaço de cana, desperdiçados em muitos locais. A biomassa é um combustível renovável e apresenta equilíbrio na produção (queima) e na absorção (cultivo) do CO₂.
- Há milhões de brasileiros no campo sem energia elétrica, mas com disponibilidade de algum tipo de biomassa ou com a possibilidade de cultivá-la nas pequenas quantidades necessárias para seu próprio consumo.
- O sistema para geração de energia elétrica com turbina a vapor fornece como subproduto água quente. A água aquecida pode ser utilizada em chuveiros e torneiras, os quais representam, em média, grande parte do consumo energético em uma residência, dispensando o uso de eletricidade para este fim.
- Não há grupos geradores que utilizam turbinas a vapor (de forma a permitir o aproveitamento de biomassa) economicamente viáveis abaixo de 100 kW. Segundo estudo da Eletrobrás (2008), sistemas para geração de eletricidade com turbina a vapor só são viáveis economicamente acima de 250 kW. O referido estudo foi feito para o projeto “Ribeirinhas” que visa levar energia elétrica às pequenas comunidades situadas às margens do rio Amazonas. Inclusive, descartou-se a utilização do ciclo Stirling, que também permite o aproveitamento da queima de biomassa, pelo preço excessivo. Praticamente todos os meios

existentes para geração de energia elétrica foram considerados e alguns implementados pelo Centro de Pesquisas da Eletrobrás (CEPEL) juntamente com universidades e as conclusões são apresentadas no referido material. Destacando-se o texto a seguir:

A opção mais econômica para a geração de energia elétrica com queima direta de biomassa, em escala relativamente pequena, seria a utilização do sistema de caldeira + turbina a vapor. A disponibilidade de pequenas turbinas a vapor a preços razoáveis é relativamente recente, e praticamente tirou o mercado potencial das locomóveis. O problema é que a "pequena escala" referida ainda é muito superior à escala aplicável às comunidades isoladas consideradas no Projeto Ribeirinhas. Neste projeto, contemplam-se comunidades que demandariam no máximo 40kW, ao passo em que a menor turbina a vapor disponível é projetada para até 500kW. Ela pode trabalhar gerando 50kW, mas o consumo de biomassa, o custo da caldeira, dos equipamentos auxiliares e das instalações, não decresceriam na mesma proporção. Operando com 50kW, o consumo de madeira seria de aproximadamente 10kg/kWh. **Desta forma, os sistemas de geração elétrica com biomassa baseados em caldeira e turbina a vapor só se tornam viáveis para potências acima de 250kW.**(ELETROBRÁS, 2008) (grifos do autor).

- A turbina Tesla tem custo de produção baixo e sua manutenção é simples, pois não possui partes móveis (além de seu eixo) e por serem essas fisicamente simples e extremamente compactas, fornecendo a menor relação peso e volume – potência, se comparada às outras máquinas (RICE, 1991).
- Neste trabalho é utilizada uma caldeira à lenha, mas é possível utilizar caldeiras operadas a gás ou outro combustível onde estes forem mais convenientes.

1.3 Objetivos

Objetivo Principal:

- Desenvolver um sistema utilizando uma turbina de baixo custo, comparado às máquinas convencionais, para micro-geração de energia elétrica.

Objetivos Complementares:

- Desenvolver uma turbina Tesla-Pelton para fornecer mais torque e eficiência do que a turbina Tesla original.
- Testar e comparar a eficiência da turbina Tesla desenvolvida com a turbina Tesla original.
- Projetar e montar um sistema para produzir energia elétrica com caldeira e gerador elétrico utilizando as turbinas construídas.
- Avaliar os custos da energia produzida e do sistema.

1.4 Desenvolvimento dos capítulos

Este capítulo apresentou o histórico da criação e aplicações da turbina Tesla e descreveu suas características. Abordou as vantagens da micro-geração e do sistema proposto, comparando-o a outros meios disponíveis para gerar energia e apresentou os objetivos desse trabalho.

O capítulo 2 apresenta a análise e o projeto do ciclo termodinâmico.

O capítulo 3 descreve a teoria que suporta o desenvolvimento da turbina Tesla. Apresenta o projeto das turbinas Tesla e da turbina Tesla-Pelton. Apresenta, também, os resultados da simulação em computador da turbina Tesla-Pelton.

O capítulo 4 descreve o sistema construído, seus componentes e os aspectos relativos a controle, segurança e a operação do sistema. Descreve também as turbinas construídas.

O capítulo 5 apresenta os resultados dos testes feitos com as turbinas e com o sistema para determinar a potência fornecida e, também, a rotação que as turbinas fornecem a maior potência e eficiência.

No capítulo 6 são calculados os rendimentos das turbinas e do sistema. Compara-se o desempenho das turbinas. Determinam-se as vantagens da turbina Tesla-Pelton em relação à turbina Tesla original. Calcula-se o custo do sistema e do kilowatt-hora gerado e compara-se com o de outros sistemas para gerar energia elétrica.

No capítulo 7 apresentam-se as conclusões.

No capítulo 8 apontam-se sugestões para melhorias do sistema e para novos estudos.

2 PROJETO DO CICLO TERMODINÂMICO

2.1 Determinação do modelo termodinâmico

O ciclo térmico do sistema Rankine (LEE e SEARS, 1969) é mostrado na Figura 2. Fazem parte do ciclo a caldeira, a turbina, o condensador e a bomba.

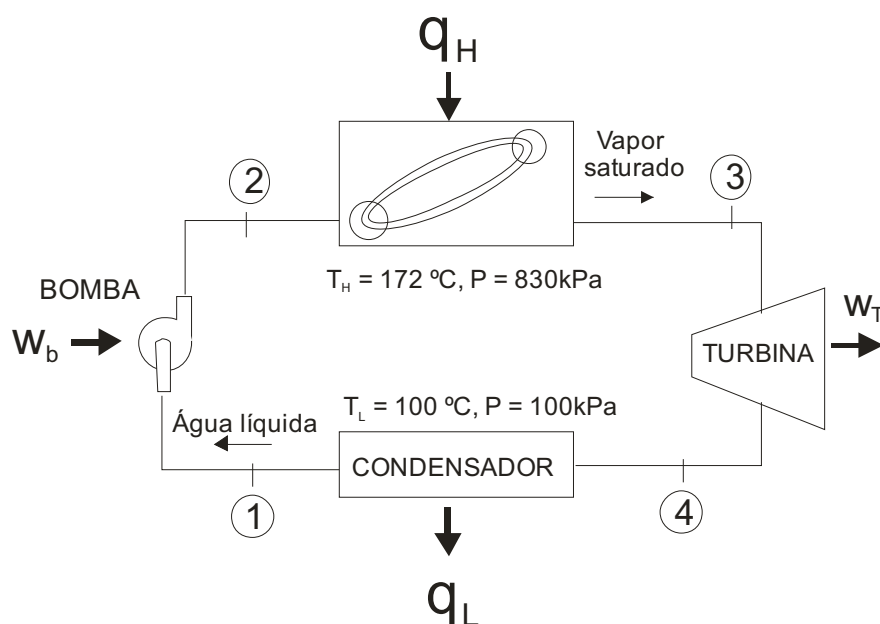


Figura 2 - Esquema termodinâmico do sistema para geração de energia elétrica

O vapor que sai da turbina pode ser condensado em um reservatório aberto (uma caixa d'água) submergindo a ponta de um tubo que recolhe o vapor da saída da turbina. Neste caso, tem-se uma condensação à pressão ambiente. A caixa d'água troca calor com o ambiente e sua temperatura não atinge a temperatura de evaporação, embora alguma evaporação ocorra.

O condensador também pode trocar calor com a água de um reservatório através de uma serpentina, de forma a ter um condensador fechado, como mostra a Figura 3. A pressão na saída da turbina então é mais baixa e corresponde a temperatura de condensação. A água no reservatório pode ser resfriada fazendo-a circular por aspersores, causando a perda de calor para o meio ambiente por evaporação e convecção, como em torres de resfriamento. Na eventualidade de haver um rio próximo ao sistema, pode-se circular a água deste para resfriar o condensador.

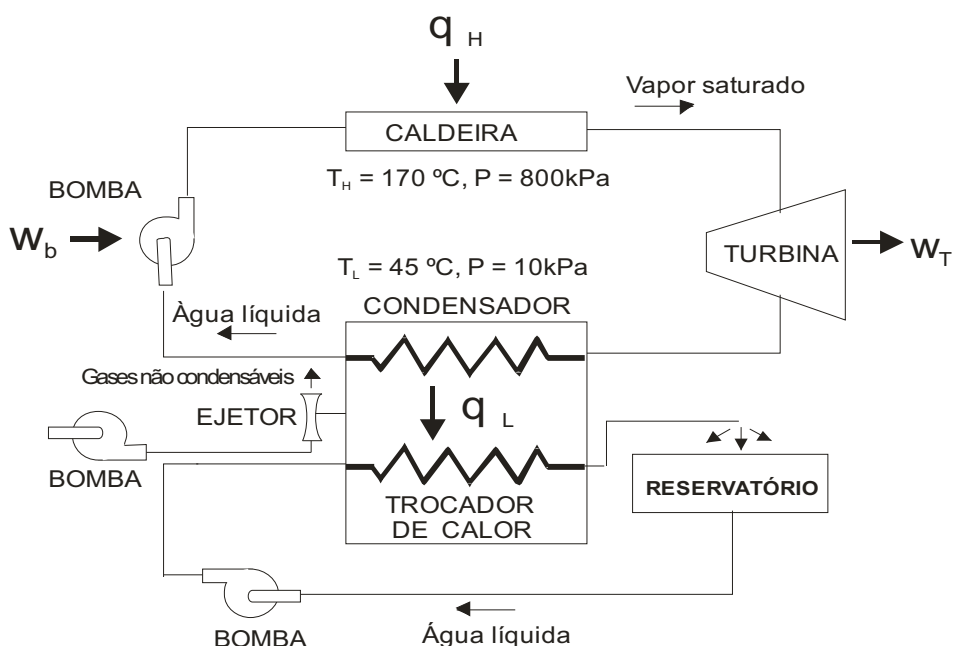


Figura 3 - Esquema do sistema com condensador fechado

Em um condensador fechado pode-se ter uma temperatura de condensação de 45°C (valor prático (LORA et al., 2004)) e cerca de 40°C no reservatório. A pressão de condensação para a temperatura de 45°C é 9,6 kPa (Tabelas de vapor d'água (WYLEN e BORGNAKKE, 2003)).

O rendimento do ciclo de Rankine depende da temperatura da fonte quente T_H e da fonte fria T_L . A Figura 4 mostra no diagrama temperatura (T) x entropia (s) as áreas correspondentes ao trabalho produzido pela turbina, w (área 1,2,3,4,5,6,1), o calor perdido na fonte fria, q_L (área 1,6,7,8,1) e o calor fornecido pela fonte quente, $q_H = w + q_L$. O rendimento do ciclo de Rankine é w/q_H (ou a divisão das respectivas áreas no gráfico).

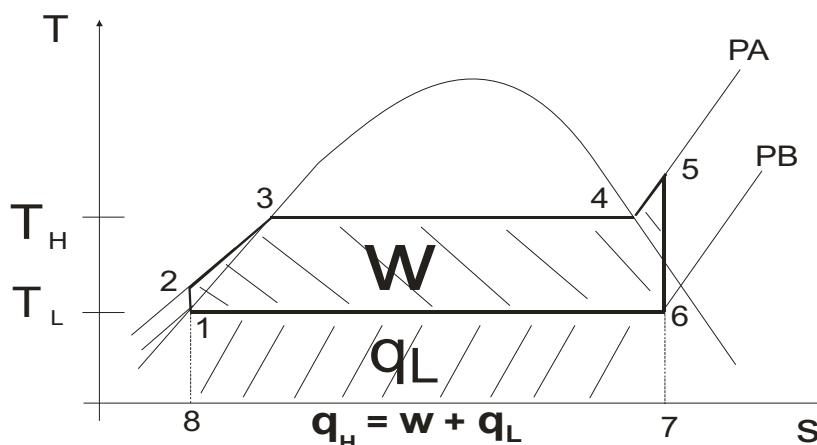


Figura 4 - Diagrama T x s (Temperatura x Entropia) para ciclo de Rankine

2.2 Materiais e Métodos

Um ciclo otimizado para a turbina, operando com vapor saturado, é mostrado na Figura 5. O superaquecimento do vapor mostrado pelo ponto 5 na Figura 4 não é utilizado no projeto por contribuir pouco para o aumento do rendimento e implicar em aumento do custo e em temperaturas elevadas. Para turbinas tipo Tesla é desnecessário superaquecer o vapor para diminuir o efeito de cavitação e erosão da turbina porque não há formação de bolhas de ar na camada limite.

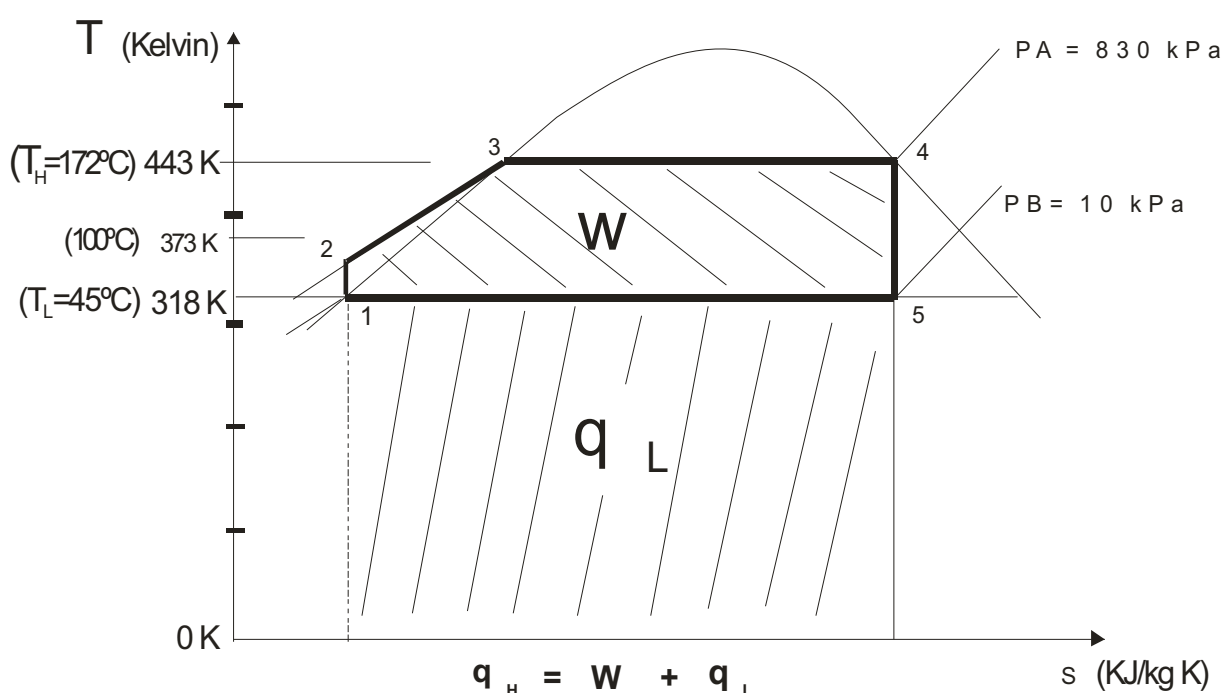


Figura 5 - Diagrama T x s para ciclo de Rankine do sistema

A caldeira utilizada produz 220 kg/h (máximo) de vapor saturado à temperatura de 172°C e pressão de 830 kPa. Esta temperatura e pressão, bastante inferiores às utilizadas em grandes termelétricas, resultam em um rendimento menor. A escolha destes valores, relativamente baixos, visa à obtenção de custos menores de materiais e componentes do sistema, resultando num sistema com preço mais acessível e riscos reduzidos. Avaliou-se que a temperatura de 172°C e pressão de 830 kPa fornecem boa relação de custo/benefício, como pode ser observado na Figura 5 e ilustrado na Tabela 1 que apresenta rendimentos obtidos para algumas temperaturas T_H e respectivas pressões

de saturação (em todos os casos considera-se $T_L = 45\text{ °C}$ em um condensador fechado à baixa pressão, ver seção 2.2.2):

Tabela 1 - Rendimento térmico para várias temperaturas e pressões

Rendimento do ciclo termodinâmico		
Temperatura	Pressão	Rendimento
152 °C	500 kPa	23,0%
172 °C	830 kPa	25,6%
212 °C	2 MPa	30,3%
311 °C	10 MPa	36,9%

O resfriamento no condensador, da água que sai da turbina, até a temperatura T_L de 45°C aumenta o trabalho produzido, w . Observa-se na Figura 5 que diminuindo T_L aumenta a área w , pois diminui a área q_L (calor rejeitado no condensador), sem alterar o calor fornecido pela caldeira q_H . Desta forma, aumenta-se significativamente o rendimento do ciclo térmico de 15,2% para 25,6% (calculado na seção 2.2).

A eficiência do ciclo térmico de 25,6 %, no caso do condensador fechado, significa que é esta a percentagem da energia térmica entregue à caldeira (com a queima da lenha) que será efetivamente fornecida à turbina. A eficiência global do sistema, ou seja, quanta energia elétrica será produzida no gerador para uma determinada quantidade de lenha queimada na caldeira depende, além da eficiência do ciclo térmico, do rendimento da turbina e do rendimento do gerador. As perdas nas tubulações não são significativas. O rendimento da turbina é avaliado no capítulo 6.

No cálculo do rendimento global do sistema deve ser somada a contribuição da água quente produzida e que pode ser utilizada em chuveiros e torneiras, pois esta evita a utilização da energia elétrica gerada para esta finalidade. Esta característica é importante uma vez que, em média, a energia gasta nos chuveiros corresponde a mais de 30% do consumo de residências.

De forma a simplificar, no protótipo desenvolvido o ciclo foi implementado utilizando a temperatura de condensação a pressão ambiente, ou seja, $T_L = 100\text{°C}$ em um condensador aberto. Uma caixa d'água de 1.000 litros foi utilizada como condensador (cujas temperatura não ultrapassou 60°C durante a operação devido às perdas de calor

para o ambiente). No entanto, esta implementação resulta no rendimento baixo do ciclo térmico de 15,2%, conforme calculado na seção 2.2.1. O benefício desta implementação é pequeno, pois o calor requerido pela caldeira, q_H , é reduzido em menos de 10% em relação à injeção de água na caldeira à temperatura de 45°C (reduz q_H de 2.581 kJ/kg para 2.352 kJ/kg conforme calculado na seção 2.2). Para exemplificar o pouco ganho, a caldeira utilizada neste trabalho tem produção de 170 kg/h de vapor utilizando água à 80°C e produção de 150kg/h de vapor utilizando água à 20°C (Anexo B).

Embora aumente significativamente o rendimento do ciclo termodinâmico, o condensador fechado não foi utilizado, pois se trata de tecnologia conhecida, não sendo objeto deste trabalho a sua implementação.

2.3 Cálculo do rendimento térmico do sistema

2.3.1 Rendimento com condensação a 100 °C

Calcula-se aqui a eficiência do ciclo térmico para condensação à temperatura de $T_L = 99,6^\circ\text{C}$ e pressão de 100 kPa (estado de saturação com condensador aberto). O vapor deixa a caldeira como vapor saturado seco (Título = 1). O esquema termodinâmico foi mostrado na Figura 2.

Indica-se por w_b o trabalho na bomba por kilograma de fluido que escoar no equipamento e por q_L o calor rejeitado pelo fluido de trabalho por kilo de fluido que escoar no equipamento, q_H o calor fornecido pela caldeira, w_T o trabalho produzido pela turbina, v o volume específico do fluido e x o título.

Volume de controle: Bomba. Análise dos estados 1 e 2 (Figura 2):

Primeira lei da termodinâmica:

$$w_b = h_2 - h_1 \quad (1)$$

Segunda lei da termodinâmica:

$$s_2 = s_1 \quad (2)$$

A temperatura no estado 1, $T_1 = 99,6^\circ\text{C}$, corresponde à pressão $p_1 = 100$ kPa para o vapor no estado de saturação e $h_1 = 417,4$ kJ/kg. O volume específico, v , para a água a

99,6°C e 100 kPa é 0,001043 m³/kg. A temperatura no estado 2 é T₂ = 99,6°C e a pressão p₂ = 830 kPa. Valores obtidos de tabelas de vapor (WYLEN e BORGNACKKE, 2003).

Admitindo-se que o líquido seja incompressível,

$$w_b = v \cdot (p_2 - p_1) = (0,001043) \cdot (830 - 100) = 0,761 \text{ kJ/kg} \quad (3)$$

$$h_2 = h_1 + |w_b| = 417,4 + 0,761 = 418,2 \text{ kJ/kg} \quad (4)$$

Volume de controle: Caldeira. Análise dos estados 2 e 3 (Figura 2):

Primeira lei:

$$q_H = h_3 - h_2 \quad (5)$$

A temperatura no estado 3, T₃ = 172°C, corresponde à pressão p₃ = 830 kPa para o vapor saturado (título 1) e h₃ = 2770,6 kJ/kg kPa. Valores obtidos de tabelas de vapor (WYLEN e BORGNACKKE, 2003).

$$q_H = h_3 - h_2 = 2.770,6 - 418,2 = 2.352,4 \text{ kJ/kg} \quad (6)$$

Volume de controle: Turbina. Análise dos estados 3 e 4 (Figura 2):

Primeira lei:

$$w_T = h_3 - h_4 \quad (7)$$

Segunda lei:

$$s_3 = s_4 = 6,6503 \text{ kJ/kg K} \quad (8)$$

O valor da entalpia no estado 3 é h₃ = 2770,6 kJ/kg.

A temperatura no estado 4, T₄ = 99,6 °C, corresponde à pressão p₄ = 100 kPa para o vapor no estado de saturação. Neste estado, a entropia do líquido saturado é s_{4l} = 1,3025 kJ/kg K e a diferença entre a entropia do líquido saturado e a entropia do vapor saturado é s_{4lv} = 6,0568 kJ/kg K. A entalpia do líquido saturado é h_{4l} = 417,4 kJ/kg e a diferença entre a entalpia do líquido saturado e a entalpia do vapor saturado é h_{4lv} = 2.258,0 kJ/kg. Valores obtidos de tabelas de vapor (WYLEN e BORGNACKKE, 2003).

Pode-se determinar o título no estado 4 a partir da entropia neste estado. Assim,

$$s_3 = s_4 = 6,6503 = 1,3025 + x_4 \cdot 6,0568 \rightarrow x_4 = 0,8829 \quad (9)$$

$$h_4 = 417,4 + (0,8829) \cdot (2.258,0) = 2410,9 \text{ kJ/kg} \quad (10)$$

$$w_T = h_3 - h_4 = 2.770,6 - 2410,9 = 359,7 \text{ kJ/kg} \quad (11)$$

Onde w_T é a energia térmica por unidade de massa do fluído máxima entregue a turbina.

Volume de controle: Condensador. Análise dos estados 1 e 4 (Figura 2):

Primeira lei:

$$q_L = h_4 - h_1 \quad (12)$$

$$q_L = h_4 - h_1 = 2410,9 - 417,4 = 1.993,5 \text{ kJ/kg} \quad (13)$$

Pode-se agora calcular o rendimento térmico:

O rendimento térmico é:

$$\eta_{\text{ciclo térmico}} = \frac{W_{\text{Líquido}}}{q_H} = \frac{q_H - q_L}{q_H} = \frac{w_T - w_b}{q_H} = \frac{359,7 - 0,8}{2.352,4} = 0,152 = \mathbf{15,2\%} \quad (14)$$

Considerando uma vazão mássica $\dot{m} = 220 \text{ kg/h} = 0,06111 \text{ kg/s}$ (máximo obtido na caldeira utilizada), tem-se a energia térmica máxima entregue à turbina:

$$\dot{w}_{\text{máx}} = (359,7) \cdot (0,06111) = 40,31 \text{ kJ/s} = 21,93 \text{ kW} \quad (15)$$

O energia gasta na bomba é:

$$\dot{w}_b = w_b \cdot \dot{m} = 0,8 \cdot (0,06111) = 0,049 \text{ kJ/s} = 49 \text{ W} \quad (16)$$

A energia entregue a caldeira pela lenha:

$$\dot{Q}_H = q_H \cdot \dot{m} = (h_3 - h_2) \cdot \dot{m} = (2.352,4) \cdot (0,06111) = 143,7 \text{ kJ/s} = 143,7 \text{ kW} \quad (17)$$

2.3.2 Rendimento com condensação a 45 °C

Calcula-se aqui a eficiência do ciclo térmico para condensação à temperatura de 45°C e pressão de 10 kPa (condensador fechado). O vapor deixa a caldeira como vapor saturado (título 1). O esquema termodinâmico foi mostrado na Figura 3.

Volume de controle: Bomba. Análise dos estados 1 e 2:

$$w_b = v \cdot (p_2 - p_1) = 0,001010 \cdot (830 - 9,6) = 0,828 \text{ kJ/kg} \quad (20)$$

$$h_2 = h_1 + |w_b| = 188,4 + 0,828 = 189,2 \text{ kJ/kg} \quad (21)$$

Volume de controle: Caldeira. Análise dos estados 2 e 3:

$$q_H = h_3 - h_2 = 2.770,6 - 189,2 = 2.581,4 \text{ kJ/kg} \quad (23)$$

Volume de controle: Turbina. Análise dos estados 3 e 4:

$$s_3 = s_4 = 6,6503 = 0,6386 + x_4 \cdot 7,5261 \rightarrow x_4 = 0,7988 \quad (26)$$

$$h_4 = 188,42 + 0,7988 \cdot 2394,8 = 2101,4 \text{ kJ/kg} \quad (27)$$

$$w_T = h_3 - h_4 = 2.770,6 - 2110,1 = 660,5 \text{ kJ/kg} \quad (28)$$

Volume de controle: Condensador. Análise dos estados 1 e 4:

$$q_L = h_4 - h_1 = 2101,4 - 188,4 = 1.913,0 \text{ kJ/kg} \quad (30)$$

O rendimento térmico é:

$$\eta_{\text{ciclo térmico}} = \frac{w_{\text{Líquido}}}{q_H} = \frac{q_H - q_L}{q_H} = \frac{w_T - w_b}{q_H} = \frac{660,5 - 0,8}{2.581,4} = 0,256 = \mathbf{25,6\%} \quad (31)$$

A energia térmica máxima entregue à turbina é:

$$\dot{w}_{\text{máx}} = (660,5) \cdot (0,06111) = 40,31 \text{ kJ/s} = 40,31 \text{ kW} \quad (32)$$

O energia gasta na bomba é:

$$\dot{w}_b = w_b \cdot \dot{m} = 0,8 \cdot (0,06111) = 0,049 \text{ kJ/s} = 49 \text{ W} \quad (33)$$

A energia entregue a caldeira pela lenha é:

$$\dot{Q}_H = q_H \cdot \dot{m} = (h_3 - h_2) \cdot \dot{m} = 2.581,4 \cdot (0,06111) = 157,8 \text{ kJ/s} = 157,8 \text{ kW} \quad (34)$$

2.4 Cálculo da quantidade de lenha consumida

2.4.1 Cálculo da lenha consumida com condensação a 100 °C

Considerando as propriedades da lenha (LORA et al, 2004)) e preço médio (ESCOLA SUPERIOR DE AGRICULTURA “LUIZ DE QUEIROZ” – USP, 2009), mostrados na Tabela 2.

Tabela 2 - Poder calorífico, densidade e preço da lenha ¹

Características da lenha	
Poder calorífico da lenha (pci)	3.300 kcal/kg
Densidade da lenha (ρ)	390 kg/m ³
Preço da lenha	R\$ 40,00/m ³

Da equação (17), convertendo em calorías o calor fornecido pela lenha a caldeira:

¹ Valor médio em região do estado de São Paulo. Metro cúbico com espaços entre as peças (estere).

$$\dot{Q}_H = 143,7 \text{ kJ/s} = 143,7 \cdot 0,239 \cdot 3600 \text{ kcal/h} = 123.639 \text{ kcal/h} \quad (35)$$

Da Tabela 5-1, o consumo mássico de lenha para entregar 21,93 kW (equação (15)) à turbina é:

$$\dot{m}_{\text{lenha}} = \frac{123.639 \text{ kcal/h}}{3.300 \text{ kcal/kg}} = 37,4 \text{ kg/h} \quad (36)$$

Ou o consumo volumétrico de lenha é:

$$\dot{U}_{\text{lenha/h}} = \frac{37,4 \text{ kg/h}}{390 \text{ kg/m}^3} \cong 0,096 \text{ m}^3/\text{h} \quad (37)$$

O consumo de lenha por kW de energia produzida pelo sistema depende da eficiência real do sistema, ou seja, deve-se medir a energia efetivamente gerada, a qual é reduzida devido às perdas na turbina, na transmissão (polias e correias) e no gerador. Tal cálculo é apresentado no capítulo 6 e são obtidos a partir dos testes feitos no sistema.

2.4.2 Cálculo da lenha consumida com condensação a 45 °C

Da equação (34), convertendo em calorías o calor fornecido pela lenha a caldeira:

$$\dot{Q}_H = 157,8 \text{ kJ/s} = 157,8 \text{ kJ/s} \cdot 0,239 \cdot 3600 = 135.771 \text{ kcal/h} \quad (38)$$

Da Tabela 3-2, o consumo mássico de lenha para entregar 40,31 kW (equação (32)) à turbina é:

$$\dot{m}_{\text{lenha}} = \frac{135.771 \text{ kcal/h}}{3.300 \text{ kcal/kg}} = 41,1 \text{ kg/h} \quad (39)$$

Ou o consumo volumétrico de lenha é:

$$\dot{U}_{\text{lenha}} = \frac{41,1 \text{ kg/h}}{390 \text{ kg/m}^3} = 0,105 \text{ m}^3/\text{h} \quad (40)$$

3 PROJETO DAS TURBINAS

Nesta seção são apresentados os conceitos relacionados às turbinas Tesla e Pelton, e são projetadas as turbinas Tesla e Tesla-Pelton para operar a potência de até 5 kW. Também é apresentada a simulação computacional da turbina Tesla-Pelton.

3.1 Turbina Tesla

3.1.1 Introdução

As equações de Euler (publicadas em 1775) para o movimento de um fluido não-viscoso contrariavam em muitos casos observações experimentais.

Posteriormente o movimento de um fluido viscoso foi completamente descrito pelas equações de Navier-Stokes (desenvolvidas por ambos independentemente, respectivamente em 1827 e 1845). As dificuldades matemáticas para a sua solução (exceto para alguns casos simples) proibem o tratamento teórico dos escoamentos viscosos. Só recentemente (no final do século 20), com modernos computadores e softwares para simulação de fluidos, as soluções por computador das equações de Navier-Stokes se tornaram comuns.

Em 1904 Ludwig Prandtl introduziu o conceito de camada limite.

Prandtl mostrou que muitos escoamentos viscosos podem ser analisados dividindo o escoamento em duas regiões, uma perto das fronteiras sólidas (camada limite) e a outra cobrindo o resto do escoamento. Na primeira o efeito da viscosidade é importante e na segunda é desprezível, podendo o fluido ser tratado como não-viscoso.

O conceito de camada limite permitiu solucionar analiticamente problemas de escoamentos viscosos que não era possível pela aplicação de equações de Navier-Stokes ao campo completo do escoamento.

A camada limite é uma região adjacente a uma superfície sólida na qual tensões viscosas estão presentes. Essas tensões estão presentes porque existe cisalhamento das camadas do fluido, isto é, gradientes de velocidade na camada limite. Tanto a camada limite laminar quanto a turbulenta apresentam tais gradientes.

Nikola Tesla em 1910 requereu na Inglaterra uma patente dupla (British Office Number 24001) para uma turbina e um compressor usando discos que giram em um eixo, como mostra a Figura 6. Estas máquinas usam o mesmo princípio e operam de modo similar. Consistem de um conjunto de finos discos paralelos dispostos muito próximos um do outro, com espaçadores entre eles e montados em um eixo, formando um rotor que é colocado em um invólucro cilíndrico (estator). As extremidades do cilindro são fechadas e nelas se encontram os rolamentos que sustentam o eixo. No centro dos discos, próximo ao eixo, há aberturas que permitem a saída do fluido para a atmosfera (ou condensador, dependendo do uso como turbina a gás ou a vapor). Um injetor é disposto tangencialmente na borda da turbina alimentado-a com o fluido de trabalho, que passa entre os discos e sai pelas aberturas de exaustão no centro do disco, como mostra a Figura 6 (CAIRNS, 2003).

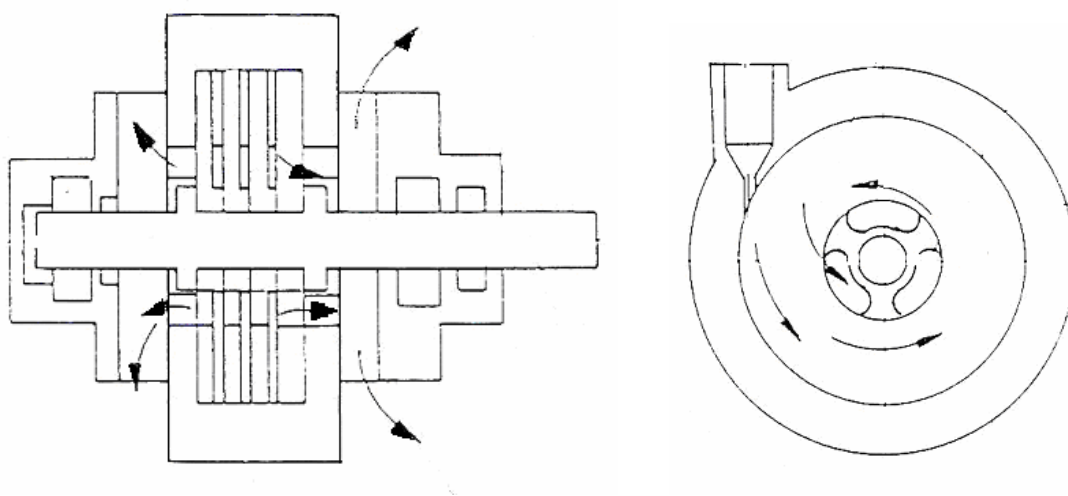


Figura 6 - Componentes da turbina Tesla

A Figura 7 mostra o movimento em forma de espiral que descreve o fluido da entrada até a saída. Em uma turbina real o fluido realiza muitas voltas até sair da turbina.

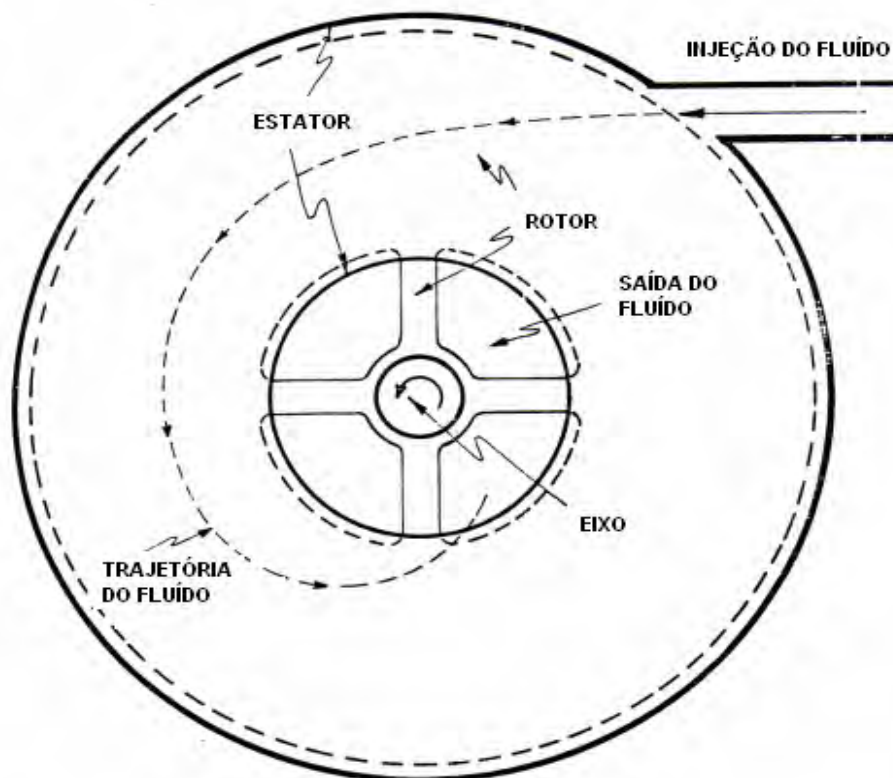


Figura 7 - Trajetória do fluido na turbina Tesla

Nas seções seguintes, após uma breve discussão do movimento relativo do fluido nas superfícies dos discos, serão estabelecidas as equações de transporte que descrevem o escoamento entre os discos paralelos que giram, e, também, calculadas a espessura da camada limite sob regime laminar e turbulento, de forma a obter a distância entre discos consecutivos mais apropriada ao projeto. Uma vez definido o fluido de trabalho, as condições de entrada e escolhida a potência de saída requerida, será calculado o número de discos necessários.

3.1.2 Princípios de operação

A aderência do fluido à parede do disco (condição de “não-deslizamento”) é o fenômeno básico por trás da turbina Tesla.

O disco tende a adquirir a velocidade do fluido escoando sobre ele. Se este fluido é injetado tangencialmente sobre a superfície do disco, então a componente tangencial do vetor velocidade do fluido é zero para o sistema de referência fixo na superfície do disco, movendo com ele, então a única componente da velocidade “vista” neste sistema

que influencia o escoamento do fluido é a componente de velocidade em direção ao centro do disco, que empurra o fluido em direção às saídas de exaustão próximas ao centro do disco. Mas, para um observador externo, o fluido descreve uma trajetória em espiral sobre a superfície do disco.

Assim que o disco adquirir a velocidade do fluido sobre ele, a única velocidade relativa não nula em relação aos discos será a da penetração do fluido entre os discos consecutivos em direção ao centro e será levada em conta para o cálculo do número de Reynolds do projeto (COUTO, 2006). Isto facilita o projeto, embora não seja a condição de operação da turbina.

Deve-se observar que quando a extremidade do disco atinge a velocidade do fluido injetado tangencialmente, a velocidade relativa entre fluido e disco é nula, e, portanto, não há forças do fluido sobre o disco e não há realização de trabalho ou potência no eixo.

Da mesma forma, se o disco estiver impedido de girar a velocidade relativa entre fluido e disco será máxima e igual à velocidade do fluido, mas também não será realizado trabalho ou potência sobre o eixo.

3.1.3 Projeto da turbina

O objetivo do projeto é obter um protótipo de turbina Tesla-Pelton que possa fornecer uma potência de até 5 kW para testar o sistema de micro-geração de energia elétrica com o ciclo térmico projetado no capítulo 2.

3.1.3.1 Cálculo do Bocal

A Figura 8 mostra o bocal que injeta o fluido tangencialmente nos discos da turbina Tesla.

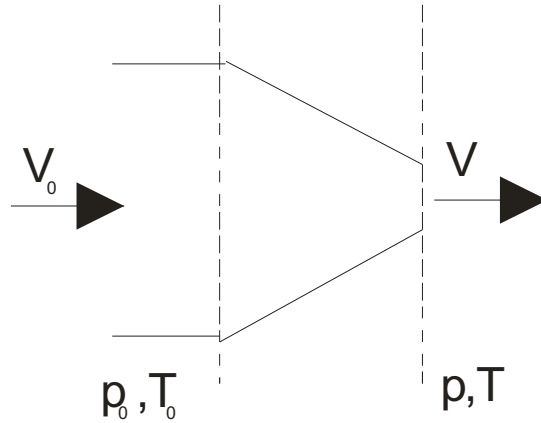


Figura 8 - Bocal da Turbina Tesla

Calcula-se nesta seção a área A da saída do bocal para que a velocidade do fluido na saída do bocal seja máxima, ou seja, igual à velocidade do som no fluido.

A tubulação de saída da caldeira possui diâmetro de 0,0254m com área $A_0 = 0,0005067\text{m}^2$. A vazão mássica de vapor é de $\dot{m} = 220\text{kg/h} = 0,06111\text{kg/s}$.

A pressão do vapor saturado que sai da caldeira é $p_0 = 830\text{kPa}$ que corresponde à temperatura $T_0 = 172^\circ\text{C}$ e $\rho_0 = 4,3029\text{kg/m}^3$ (WYLEN, 2003).

Para o cálculo do bocal considera-se o escoamento isentrópico e que a velocidade V_0 é desprezível na entrada do bocal (SHAMES, 1962), resultando as relações abaixo:

$$T = \frac{T_0}{1 + [(k-1)/2]M^2} = \frac{(172 + 273)}{1 + [(1,40-1)/2]1^2} \text{ K} = 370,83\text{K} = 97,83^\circ\text{C} \quad (41)$$

onde $k = c_p/c_v = 1,40$ é a constante do vapor (Anexo A) para $p = 830 \text{ kPa}$ e $T_0 = 172^\circ\text{C}$ e $M = 1$ é o número de Mach na saída do bocal.

$$p = \frac{p_0}{\{1 + [(k-1)/2]M^2\}^{k/(k-1)}} = \frac{830 \cdot 10^{-3}}{\{1 + [(1,40-1)/2]1^2\}^{1,40/(1,40-1)}} = 438,47\text{kPa} \quad (42)$$

$$\rho = \frac{\rho_0}{\{1 + [(k-1)/2]M^2\}^{1/(k-1)}} = \frac{4,3029}{\{1 + [(1,40-1)/2]1^2\}^{1/(1,40-1)}} = 2,7278 \text{ kg/m}^3 \quad (43)$$

A velocidade do som no fluido na saída do bocal, c , pode ser obtida aproximadamente utilizando a fórmula para gás perfeito (FOX, 2004):

$$c = \sqrt{kRT} = \sqrt{(1,34) \cdot (517) \cdot (97,83 + 273,15)} = 506,0 \text{ m/s} \quad (44)$$

onde k e R são obtidos da tabela do Anexo A.

A velocidade do som no vapor na saída do bocal, c , é melhor obtida da tabela de vapor do Anexo A onde $c = 493,3 \text{ m/s}$ para a pressão $p = 438,7 \text{ kPa}$. Será utilizado o valor aproximado $c = 493 \text{ m/s}$.

Como a vazão na saída é

$$\dot{m} = A\rho V \quad (45)$$

Calcula-se a área da saída do bocal para que o fluido atinja a velocidade do som ($V = c$):

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho V} = \frac{0,06111}{(2,73).(493)} = 4,54.10^{-5} \text{ m}^2 \quad (46)$$

Portanto a saída do bocal deve ter área de $4,54.10^{-5} \text{ m}^2$ e sua forma deve ser retangular para distribuir uniformemente o fluido entre os discos.

Observação:

No protótipo construído a pressão na saída da turbina é atmosférica (condensador aberto), sendo pouco abaixo de 100 kPa, que corresponde à temperatura de evaporação em torno 98°C para a altitude de Cachoeira Paulista, SP, onde foram realizados os experimentos. Pelas equações (41) e (42), para que o vapor esteja saturado na saída do bocal a cerca de 98°C tem-se uma pressão estática de cerca de 100 kPa e uma pressão dinâmica de 338 kPa. Nota-se na equação (41) que se for utilizada uma pressão menor que 830 kPa resulta da mesma forma vapor saturado na saída do bocal, mas o número de Mach será inferior a 1 (para obter a temperatura de 98°C na saída do bocal).

Se utilizar um condensador fechado com temperatura e pressão de condensação menores, implica pela equação (42), que será necessária uma pressão (do vapor saturado) menor na entrada do bocal para obter Mach 1 e, conseqüentemente, maior eficiência no ciclo térmico, pois a caldeira consumirá menos energia, conforme calculado no capítulo 2.

3.1.3.2 Número de Reynolds

A teoria estabelece (WHITE, 1979) que o fator de atrito laminar de Darcy, f_{lam} , para escoamentos laminares em dutos é:

$$f_{lam} = \frac{64.\mu}{\rho.V.d} \quad (47)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, V a velocidade relativa do escoamento, μ o coeficiente de viscosidade dinâmico do fluido e d o diâmetro do duto. Ou,

$$f_{\text{lam}} = \frac{64}{Re_d} \quad (48)$$

onde: Re_d é o número de Reynolds baseado no diâmetro do duto como comprimento característico.

A distância característica do escoamento entre discos consecutivos é

$$D_h = \frac{4S}{P} \quad (49)$$

onde D_h é o diâmetro hidráulico, S é a área do escoamento e P o perímetro molhado. Assim, D_{eff} , o diâmetro efetivo, pode ser escrito como

$$D_{\text{eff}} = \frac{2}{3} D_h \quad (50)$$

A teoria tem precisão razoável quando se usa o diâmetro hidráulico sendo muito precisa para o diâmetro efetivo.

Usando na equação (49) o valor a como a distância de separação entre os discos da turbina, vem:

$$D_h = \frac{4\pi \cdot D_{\text{ext}} \cdot a}{2(\pi \cdot D_{\text{ext}} + a)} \quad (51)$$

onde D_{ext} é o diâmetro externo do disco. Assim, como $a \ll D_{\text{ext}}$, resulta

$$D_h = 2a \Rightarrow D_{\text{eff}} = \frac{4}{3} a \quad (52)$$

Portanto, o número de Reynolds pode ser escrito como

$$Re_d = \frac{4}{3} \frac{\rho \cdot V \cdot a}{\mu} \quad (53)$$

3.1.3.3 Cálculo da espessura da camada limite

3.1.3.3.1 Cálculo da espessura da camada limite turbulenta

A Figura 9 mostra o raio interno r e o externo R do disco.

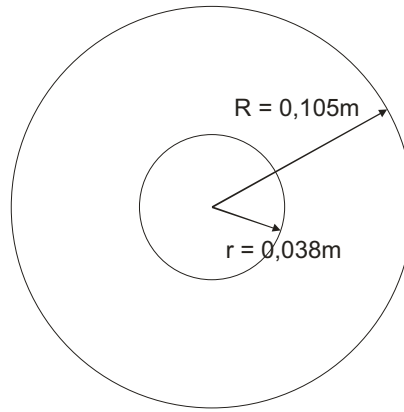


Figura 9 - Raio interno e externo do disco

A espessura da camada limite turbulenta sobre um disco girando pode ser calculada pela seguinte correlação (SCHLICHTING, 1962)

$$\delta = 0.526 r \left(\frac{\nu}{r^2 \omega} \right)^{1/5} \quad (54)$$

$$\delta = 0,526 \cdot 0,038 \left(\frac{21,84 \cdot 10^{-6}}{(0,038)^2 \frac{493}{0,105}} \right)^{1/5} = 1,59 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (55)$$

onde r é o raio do disco local, ν é o coeficiente de viscosidade cinemática do fluido (para $T = 98^\circ\text{C}$, Anexo A) e ω a velocidade angular.

Esta é a espessura máxima que deve ser admitida entre o encapsulamento do disco e o disco, porém entre discos há o desenvolvimento de duas camadas limites, uma para cada disco, portanto, a distância máxima de separação entre discos deverá ser de 2δ e dessa forma tem-se:

$$D_{\delta\text{máx}} = 2\delta \quad (56)$$

$$D_{\delta\text{máx}} = 2 \cdot (1,59 \cdot 10^{-3}) = 3,18 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (57)$$

onde $D_{\delta\text{máx}}$ é a distância máxima admitida entre discos.

3.1.3.3.2 Cálculo da espessura da camada limite laminar

Impondo que o escoamento deva ser laminar, pode-se usar a seguinte estimativa para a espessura da camada limite laminar (HAYES, 1998) de forma que a partir deste valor pode-se estimar uma distância de separação dos discos apropriada,

$$\delta \approx 5 \sqrt{\frac{\nu \cdot \pi \cdot D}{V}} = 5 \sqrt{\frac{21,84 \cdot 10^{-6} \cdot \pi \cdot 0,21}{493}} = 0,86 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (58)$$

onde ν é o coeficiente de viscosidade cinemática do fluido de trabalho (para $T = 98^\circ\text{C}$, Anexo A), πD é o comprimento do círculo de raio mais externo e $V = V_i = c$ é a velocidade de injeção.

Esta é a espessura máxima que deve ser admitida entre o encapsulamento do disco e o disco, porém entre discos há o desenvolvimento de duas camadas limites, uma para cada disco, portanto, a distância máxima de separação entre discos deverá ser de 2δ e dessa forma tem-se:

$$D_{\delta\text{máx}} = 2\delta \quad (59)$$

$$D_{\delta\text{máx}} = 2 \cdot 0,86 \cdot 10^{-3} = 1,72 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (60)$$

onde $D_{\delta\text{máx}}$ é a distância máxima admitida entre discos.

Dependendo do número de Reynolds tem-se um escoamento laminar ou turbulento. Portanto, deve-se utilizar uma distância entre os discos menor que $1,72 \cdot 10^{-3}$ para aproveitar o efeito de viscosidade da camada limite para gerar torque na turbina.

Como a potência da turbina é zero para rotação do disco correspondente a velocidade de injeção do fluido, $\omega = V_i / R$, a turbina irá operar a uma rotação menor que a máxima e δ será maior que o calculado na equação (55). Portanto a distância entre os discos deve ser menor que $D_{\delta\text{máx}}$ de forma a aproveitar todo o efeito da camada limite. Se for utilizada uma distância entre discos bem menor que $D_{\delta\text{máx}}$, o efeito das forças de cisalhamento sobre o disco será ainda maior, mas não pode ser muito pequeno a ponto de restringir muito a vazão, pois seria necessário utilizar muitos discos para obter a vazão requerida. Também uma distância entre os discos muito pequena é de difícil implementação. Utilizou-se $D = 0,7 \text{ mm}$ nas turbinas construídas.

3.1.3.4 Cálculo do número total de discos

Para estimar o número total de discos para a turbina, utiliza-se o seguinte procedimento: Impõe-se que o escoamento, da entrada na periferia do disco até o sumidouro no centro, seja laminar. Será atribuído um valor de Reynolds na transição entre o escoamento laminar e o turbulento, ou seja, inferior a 2300. A atribuição de um

valor para o número de Reynolds facilita o calculo do número de discos, como será visto a seguir, porque não requer os valores de massa específica ρ e velocidade V , que não são conhecidos uma vez que variam da periferia para o centro do disco. A vazão mássica do escoamento na turbina é:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot \pi \cdot D \cdot a \quad (61)$$

ou

$$Va = \frac{\dot{m}}{\pi \cdot \rho \cdot D} \quad (62)$$

Então a vazão mássica total, $\dot{m}_T$, pode ser escrita como

$$Vna = \frac{\dot{m}_T}{\pi \cdot \rho \cdot D} \quad (63)$$

ou

$$Va = \frac{\dot{m}_T}{n \cdot \pi \cdot \rho \cdot D} \quad (64)$$

onde n é o número de espaços entre discos e carcaça, logo o número de discos é igual a $n-1$, o que resulta:

$$Re = \frac{4}{3} \frac{\rho \cdot V \cdot a}{\mu} \quad (65)$$

ou

$$Va = \frac{3}{4} \frac{\mu \cdot Re}{\rho} \quad (66)$$

Utilizando-se equações (65) e (66),

$$n = \frac{4}{3} \frac{\dot{m}}{\pi \cdot \mu \cdot D \cdot Re} = \frac{4.0,06111}{3 \cdot \pi \cdot 1,22 \cdot 10^{-5} \cdot 0,21 \cdot 2000} = 5,1 \quad (67)$$

onde n é o número de espaços entre discos consecutivos (com as superfícies laterais do estator incluídas), de forma que o número total de discos requerido será $n-1$.

Utilizou-se no protótipo construído 5 discos ou $n = 6$, equivalendo a Reynolds = 1687.

Quanto menor o valor da distância de separação entre os discos da turbina, a , comparado a largura da camada limite calculada nas equações (54) e (58), maior a restrição ao movimento do fluido, ou seja, maior o efeito da camada limite, mas a distância entre os discos, a , sendo pequena, requer aumento no número de discos e

dificulta a implementação física da turbina. Utilizou-se no protótipo $a = 0,7\text{mm}$ que na equação (64) resulta numa velocidade radial do fluido de cerca de 9 m/s.

Quanto à velocidade tangencial do disco, pode-se afirmar que quando a velocidade do disco é zero a potência fornecida pela turbina é zero e quando a velocidade do disco atinge a velocidade de injeção do fluido V_i não há forças exercidas pelo fluido incidindo sobre os discos e, portanto, a potência também é zero. Portanto, para se ter uma referência, será considerado para o cálculo da potência máxima a velocidade do disco $V_i/2$, mas os testes da turbina mostram que a potência máxima ocorre em uma velocidade menor do disco.

3.1.3.5 Cálculo do torque total dos discos

Para o escoamento do fluido na direção radial impõe-se um escoamento laminar por meio da atribuição de um número de Reynolds abaixo de 2300 na equação (67). No entanto, para a componente de velocidade tangencial do fluido não se sabe se o escoamento é laminar ou turbulento, uma vez que ρ e V variam a medida que o fluido se aproxima do centro do disco. Também há uma desaceleração brusca do fluido ao entrar nos discos devido à distância entre os discos ser bem menor que a largura da camada limite restringindo o perfil de velocidade que teria caso a distância entre os discos fosse grande. Portanto, o torque e a potência serão calculados considerando as duas formas de escoamento, laminar e turbulento.

Deve-se observar que as equações utilizadas para o cálculo do torque fornecido por cada disco (equações (68) e (76)) são equações para disco girando livre e não para disco encapsulado como é o caso da turbina Tesla. Utiliza-se tais equações para ter uma referência de projeto quanto à potência fornecida pela turbina, pois não há na literatura equações que permitem calcular o torque fornecido por discos encapsulados.

3.1.3.5.1 Cálculo do torque e da potência para a camada limite turbulenta

Segundo Schlichting (1962), para o regime turbulento, o torque fornecido pela turbina, para uma face ativa do disco, pode ser calculado por:

$$T_0 = \frac{0,073}{2} \rho \omega^2 R^5 \left(\frac{\nu}{\omega R^2} \right)^{1/5} \Rightarrow \quad (68)$$

$$T_0 = \frac{0,073}{2} \cdot 0,559 \cdot \left(\frac{246,5}{0,105} \right)^2 \cdot 0,105^5 \left(\frac{\frac{21,84 \cdot 10^{-6}}{246,5}}{0,105^2} \right)^{1/5} = 0,0875 \text{ Nm}$$

onde R é o raio externo do disco; ω é a velocidade angular do disco na velocidade do disco de: $V/2 = 253 \text{ m/s}$; $\rho = 1/\nu = 1/1,79 = 0,559 \text{ kg/m}^3$ e $\nu = 21,84 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ são respectivamente a massa específica e a viscosidade cinemática do vapor a temperatura local ($T=98^\circ\text{C}$, Anexo A).

A massa específica na saída do bocal calculada na equação (43) é $\rho = 2,728 \text{ kg/m}^3$, mas dentro do disco na temperatura de 98°C é $\rho = 1/\nu = 1/1,79 = 0,559 \text{ kg/m}^3$ como mostra a tabela do Anexo A para vapor saturado.

A Torque total é:

$$T_T = 2(n-1) \cdot T_0 = 2 \cdot (6-1) \cdot 0,0875 = 0,875 \text{ Nm} \quad (69)$$

A Potência máxima da turbina é:

$$P = T_T \omega = 0,875 \cdot \left(\frac{246,5}{0,105} \right) = 2054 \text{ W} = 2,05 \text{ kW} \quad (70)$$

3.1.3.5.2 Cálculo do torque e da potência para a camada limite laminar

No regime laminar (com o escoamento sendo assumido próximo de incompressível) o torque $2T$, obtido pelos 2 lados do disco, pode se escrito como (HAYES, 1998):

$$C_M = \frac{2T_0}{\frac{1}{2} \rho \omega^2 R^5} \quad (71)$$

ou

$$T_0 = \frac{1}{4} \rho \omega^2 R^5 C_M \quad (72)$$

onde

$$C_M = 3.87 \text{ Re}^{-1/2} \quad (73)$$

e

$$Re = \frac{R^2 \omega}{\nu} \quad (74)$$

Portanto:

$$T_0 = \frac{1}{4} \rho \omega^2 R^5 \cdot 3,87 \left(\frac{R^2 \omega}{\nu} \right)^{-1/2} \quad (75)$$

ou

$$T_0 = 0,25 \cdot 0,559 \cdot \left(\frac{246,5}{0,105} \right)^2 \cdot 0,105^5 \cdot 3,87 \cdot \left(\frac{0,105 \cdot 246,5}{21,84 \cdot 10^{-6}} \right)^{-1/2} = 0,0350 Nm \quad (76)$$

e o torque total pode ser escrito como

$$T_T = 2(n-1)T_0 = 2 \cdot (6-1) \cdot 0,0350 = 0,350 Nm \quad (77)$$

A Potência máxima da turbina é:

$$P = T_T \omega = 0,350 \cdot \left(\frac{246,5}{0,105} \right) = 821 W = 0,81 kW \quad (78)$$

Observação: O valor calculado na equação (70) para a potência da turbina é de mesma magnitude do obtido nos testes, como será visto no capítulo 5.

3.1.3.6 Desenho da turbina tesla projetada

O protótipo da Turbina Tesla projetado e construído é mostrado nas Figuras 10. Este fornece potência em torno de 5 kW (como será demonstrado nas seções 6.3.3 e 6.3.4) e possui 5 discos lisos de 0,21 m de diâmetro.

A Figura 10 mostra os 5 discos montados no eixo, os mancais compostos por rolamentos de esferas. Os rolamentos podem ser refrigerados a óleo ou pode-se utilizar rolamentos engraxados blindados, dispensando refrigeração.

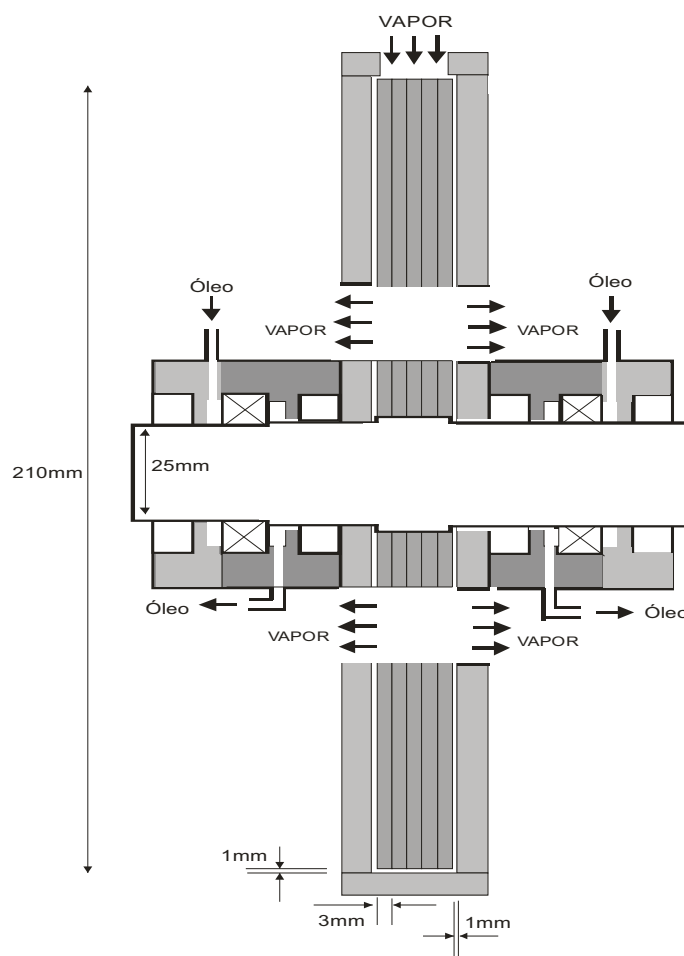


Figura 10 - Desenho da turbina Tesla projetada

3.2 Turbina Tesla-Pelton

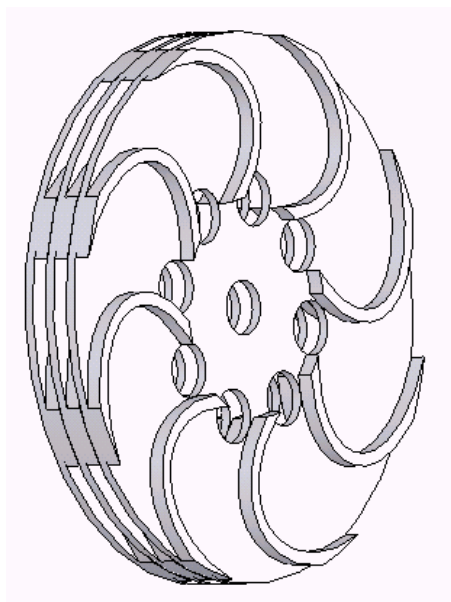
3.2.1 Descrição da turbina Tesla-Pelton

A turbina Tesla-Pelton tem a mesma construção da turbina Tesla mostrada na figura 10, exceto pelos discos que têm ressaltos no formato das pás de uma roda Pelton.

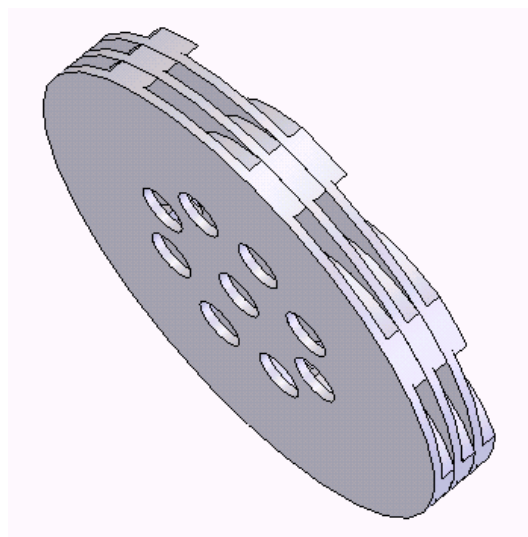
A idéia de modificar os discos lisos da turbina Tesla para obter maior torque consiste em juntar as forças de cisalhamento viscoso da camada limite com as forças resultantes da pressão exercida pelo fluido sobre a área de ressaltos colocados sobre os discos. Isto foi feito restringindo a trajetória espiral do movimento do fluido na turbina Tesla, impelindo-o para a saída de escoamento por meio de um obstáculo com geometria similar às pás da Roda Pelton, mostrado na Figura 11. O obstáculo que restringe o movimento do fluido tem o formato de um segmento de elipse ajustado entre a entrada do fluido e a abertura de saída do fluido. A implementação deste obstáculo é feita

acrescentando-se aos discos da turbina Tesla original ressaltos em forma de elipse com espessura igual à distância entre os discos calculada na seção 3.1.3.3. Os discos resultantes dessa alteração são denominados aqui por “discos tipo Pelton” e a turbina que utiliza esses discos é chamada de turbina Tesla-Pelton.

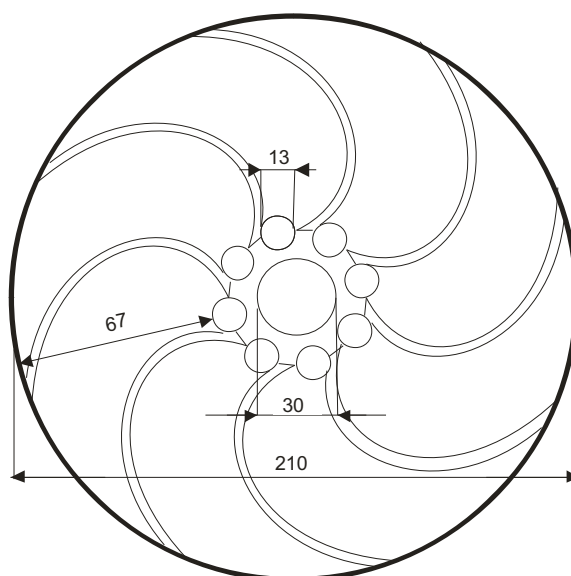
Os ressaltos em forma de elipse, mostrados nas Figura 11, são colocados apenas em uma das faces do disco e, quando os discos são montados, formam cavidades ou dutos por onde escoa o fluido. Ao montar os discos, o último disco do rotor deve ser fechado com um disco liso em ambas as faces. Assim, a turbina Tesla-Pelton do protótipo montado possui 4 discos tipo Pelton e 1 disco liso igual ao da turbina Tesla original.



(A)



(B)



(C)

Figura 11 - Desenho do disco “tipo Pelton” da turbina Tesla-Pelton projetada

3.2.2 Princípios de operação da roda Pelton

A turbina de impulsão roda Pelton, mostrada na Figura 12, baseia-se na deflexão do jato de fluido que é impelido pelo bocal em direção às pás da roda móvel, dando origem a uma força tangencial que impulsiona a roda.

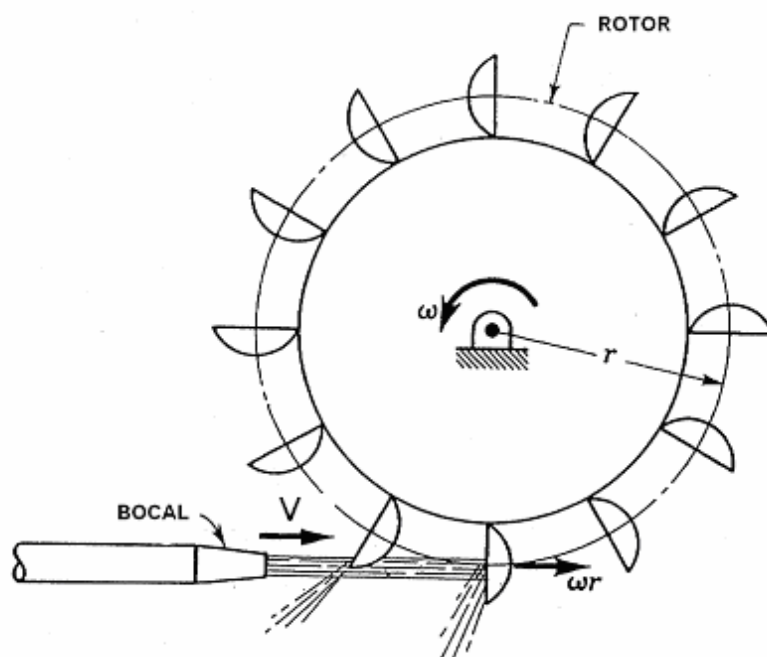


Figura 12 - Turbina de impulsão Roda Pelton

A velocidade absoluta do escoamento V_1 é dada pela diferença da velocidade do fluido com a velocidade da pá.

$$V_1 = V - \omega R \quad (79)$$

No estudo do princípio de funcionamento das turbinas de ação tangenciais despreza-se o regime de escoamento variável realmente existente sobre as pás e supõe-se que a ação do jato se faça sentir continuamente sobre uma só pá, situada em posição perpendicular ao jato (mostrada na Figura 12). A aproximação resultante desta hipótese, que corresponde a supor um número infinito de pás no rotor, é bastante satisfatória, dando resultados teóricos bem próximos dos experimentais (VIEIRA, 1971).

A força F resultante da ação do jato sobre a pá pode ser obtida através do teorema do Impulso.

$$F = \rho Q (V_1 + V_2) \quad (80)$$

Onde V_1 é dado pela equação (79) e $V_2 = \lambda V_1 \cos \beta_1 \cos \beta_2$.

Os ângulos β_1 e β_2 são os ângulos de entrada e de saída do fluido na pá, como mostra o corte transversal de uma pá apresentado na Figura 13. λ é o fator de desaceleração sofrido pelo jato em consequência da existência da camada limite sobre a superfície da pá. Resulta, assim:

$$F = \rho Q (V - \omega R) (1 + \lambda \cos \beta_1 \cos \beta_2) \quad (81)$$

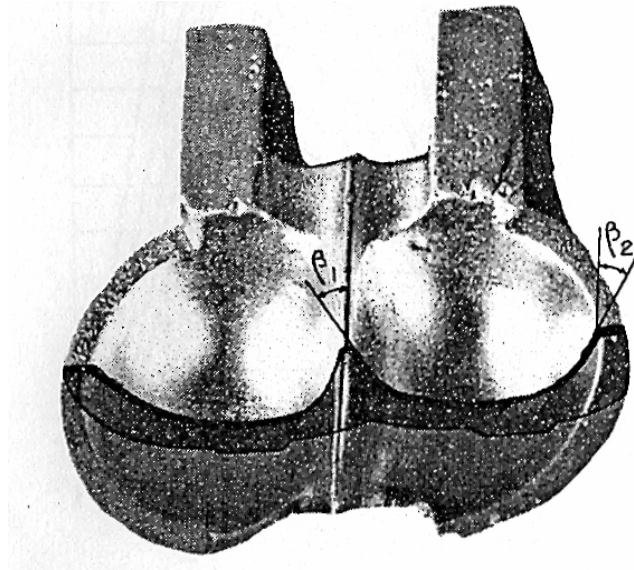


Figura 13 - Corte transversal de uma pá de turbina Pelton com a indicação dos ângulos de entrada e de saída

O torque é:

$$T = F R \quad (82)$$

ou

$$T = \rho Q V R (1 + \lambda \cos \beta_1 \cos \beta_2) \left(1 - \frac{\omega R}{V}\right) \quad (83)$$

ou

$$T = T_{\max} \left(1 - \frac{\omega R}{V}\right) \quad (84)$$

A equação (84) mostra não atuar força alguma sobre a pá quando for $\omega R = V_1$, e também ser máxima a força e o torque para $\omega R = 0$.

3.2.3 Potência e potência máxima da roda pelton

A potência hidráulica fornecida à roda dada por $P_h = T\omega$. Substituindo-se T da equação (83) obtém-se a variação de P_h em função de $\omega R/V$:

$$P_h = \rho Q V^2 (1 + \lambda \cos \beta_1 \cos \beta_2) \frac{\omega R}{V} \left(1 - \frac{\omega R}{V}\right) \quad (85)$$

ou

$$P_h = P_{\max} \frac{\omega R}{V} \left(1 - \frac{\omega R}{V}\right) \quad (86)$$

Correspondendo à variação parabólica da Figura 14. A Figura 14 apresenta a curva real obtida experimentalmente (VIEIRA, 1971), variando ligeiramente da curva obtida teoricamente. A potência máxima é atingida praticamente para a condição:

$$\frac{\omega R}{V} = 0,5 \quad (87)$$

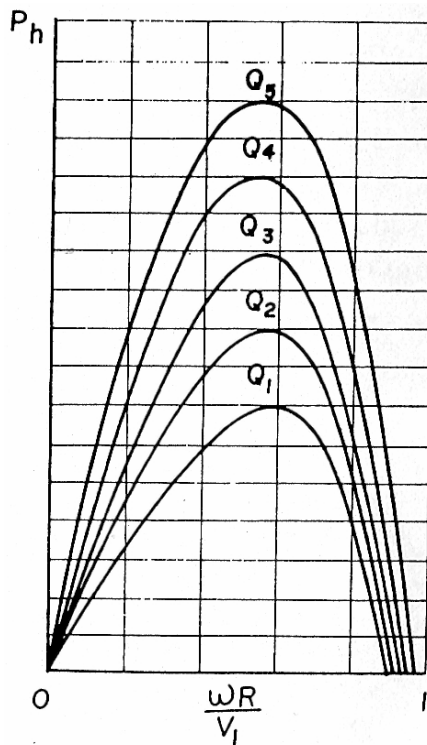


Figura 14 - Variação da potência hidráulica em função do coeficiente $\omega R/V$, tendo como parâmetro a vazão Q (VIEIRA, 1971)

3.2.4 Rendimento e rendimento máximo da roda Pelton

O rendimento hidráulico é:

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_j} \quad (88)$$

onde P_j é a potência do jato, dada por:

$$P_j = \frac{\rho V^2 Q}{2} \quad (89)$$

resulta a variação de η_h em função de $\omega R/V_1$ indicada na Figura 15:

$$\eta_h = 2(1 + \lambda \cos \beta_1 \cos \beta_2) \frac{\omega R}{V} \left(1 - \frac{\omega R}{V}\right) \quad (90)$$

apresentando o valor máximo para:

$$\frac{\omega R}{V} = 0,5 \quad (91)$$

Portanto:

$$\eta_{h \max} = \frac{1}{2} (1 + \lambda \cos \beta_1 \cos \beta_2) \quad (92)$$

Para obter um valor de $\eta_{h \max}$ mais elevado é necessário que λ , β_1 e β_2 sejam os maiores possíveis. Um elevado valor de λ é obtido com pás bem desenhadas e apresentando superfície bem polida.

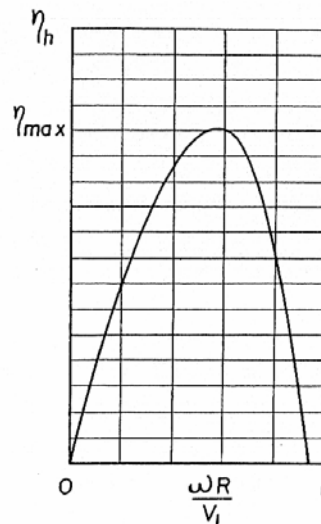


Figura 15 - Variação do rendimento hidráulico em função do coeficiente $\omega R/V_1$ (VIEIRA, 1971)

3.2.5 Considerações

No disco tipo Pelton, mostrado na Figura 11, tem-se $\beta_1 = 21^\circ$ e $\beta_2 = 8^\circ$. O raio do disco é $R = 0,105\text{m}$, a massa específica do fluido na saída do bocal é $\rho = 2,728 \text{ kg/m}^3$ e a velocidade de injeção do fluido é $V = 493\text{m/s}$. Das equações 85 e 92 e considerando $\omega R/V = 0,5$, resulta:

$$P_h = \rho Q V^2 (1 + \lambda \cos \beta_1 \cos \beta_2) \frac{\omega R}{V} \left(1 - \frac{\omega R}{V}\right) \Rightarrow \quad (93)$$

$$P_h = 2,728 \cdot 0,06111 \cdot 246,5^2 [1 + \lambda \cos(21^\circ) \cos(8^\circ)] \cdot 0,5(1 - 0,5) \Rightarrow$$

$$P_h = 2532(1 + 0,92 \lambda) \quad (94)$$

O efeito da camada limite é muito forte, fazendo o fluido sair com velocidade mais baixa, ou seja $\lambda < 1$. Portanto $P_h > 2532$ e $P_h << 2532(1 + 0,92)$

No capítulo 3 observa-se nos gráficos de velocidade e massa específica que a velocidade é pequena na saída, e:

$$\eta_{h \max} = \frac{1}{2} (1 + 0,92 \lambda) = 0,5 + 0,46 \lambda \quad (95)$$

$$\lambda < 1, \text{ portanto } \eta_{h \max} > 0,5 \text{ e } \eta_{h \max} << 0,96$$

Os dados da simulação em computador do funcionamento da turbina Tesla-Pelton são apresentados na seção 3.2.6. Esses mostram que o torque resultante da pressão exercida pelo fluido sobre a área dos obstáculos em forma de elipse é muito predominante em relação ao fornecido pelo ocasionado pela tensão de cisalhamento na camada limite, de forma que o comportamento da turbina Tesla-Pelton é semelhante ao de uma roda Pelton.

3.2.6 Estudo computacional do escoamento no interior de uma turbina Tesla-Pelton

3.2.6.1 Introdução

A simulação da turbina Tesla Pelton apresentada nesta seção foi encomendada e cedida gentilmente pela empresa Vale Soluções em Energia – VSE e realizada pela empresa Engineering Simulation and Scientific Software - ESSS.

3.2.6.2 Objetivo

Os objetivos desta simulação são:

- Compreender e avaliar as principais características do escoamento no interior de uma turbina Tesla-Pelton.
- Descobrir qual a proporção entre o torque resultante da força de pressão sobre as áreas das cavidades em forma de elipse (chamado nesta seção de “torque de pressão”) e o torque causado pela força de cisalhamento na camada limite que se desenvolve nas paredes dos discos (chamado nesta seção de “torque viscoso”), de forma a avaliar a contribuição dos obstáculos em forma de elipse implementados sobre os discos para o aumento do torque da turbina.
- Verificar se a turbina apresenta o comportamento esperado.

3.2.6.3 Modelo computacional

Para este estudo, foi implementado um modelo de CFD (Computer Fluid Dynamics) para o escoamento no interior de uma turbina Tesla-Pelton.

3.2.6.3.1 Geometria

A Figura 16 mostra a geometria do injetor de fluido e dos discos “tipo Pelton”.

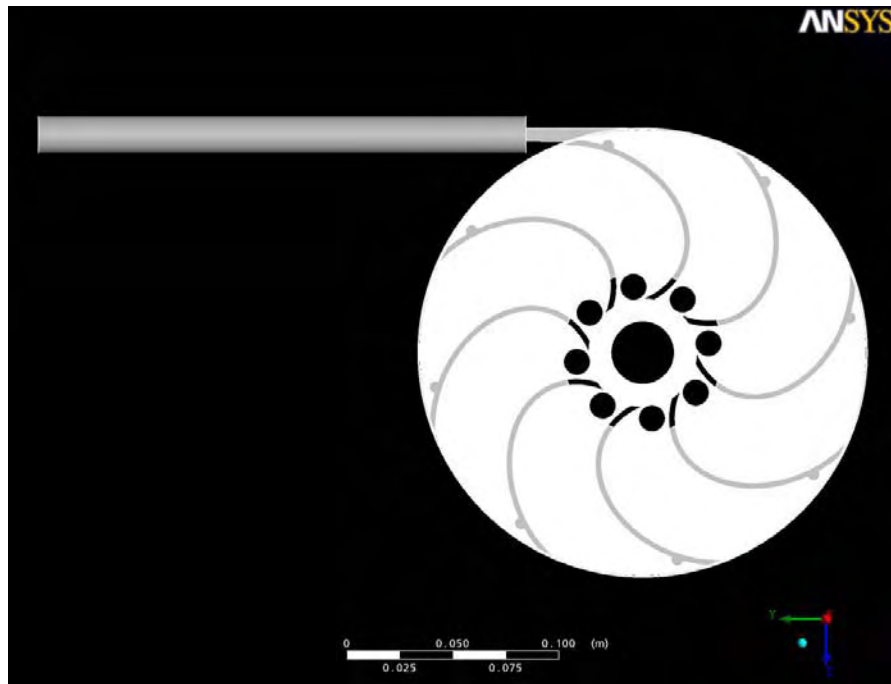


Figura 16 - Geometria do injetor de fluido e dos discos “Pelton”

A Figura 17 mostra os canais de passagem do fluido entre os discos.

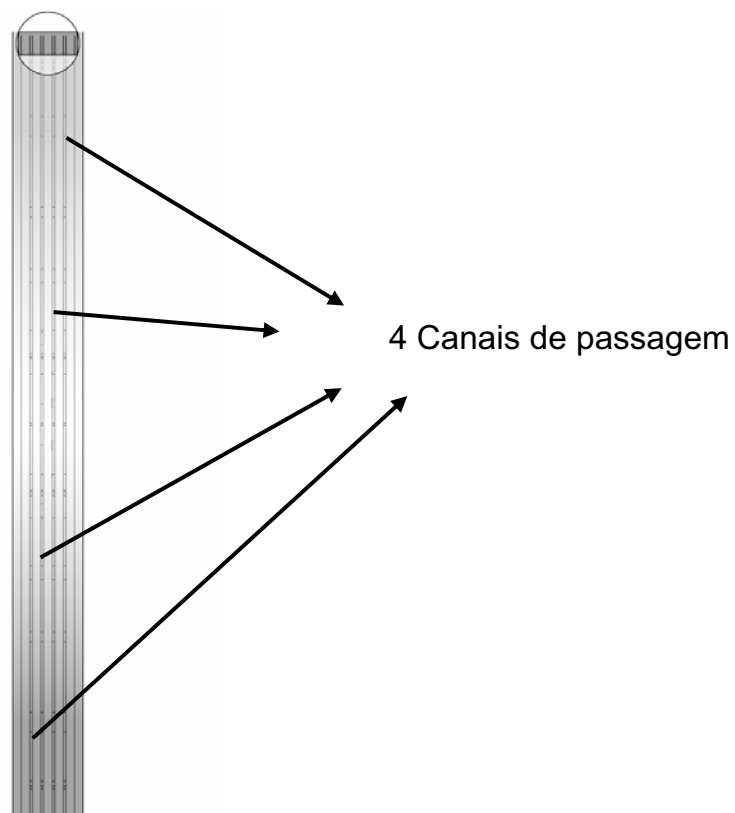


Figura 17 - Canais de passagem do fluido entre os discos

3.2.6.3.2 Malha computacional

A Figura 18 mostra a malha híbrida (hexa + tetra + prisma) utilizada, com aproximadamente 10.000.000 de nós.

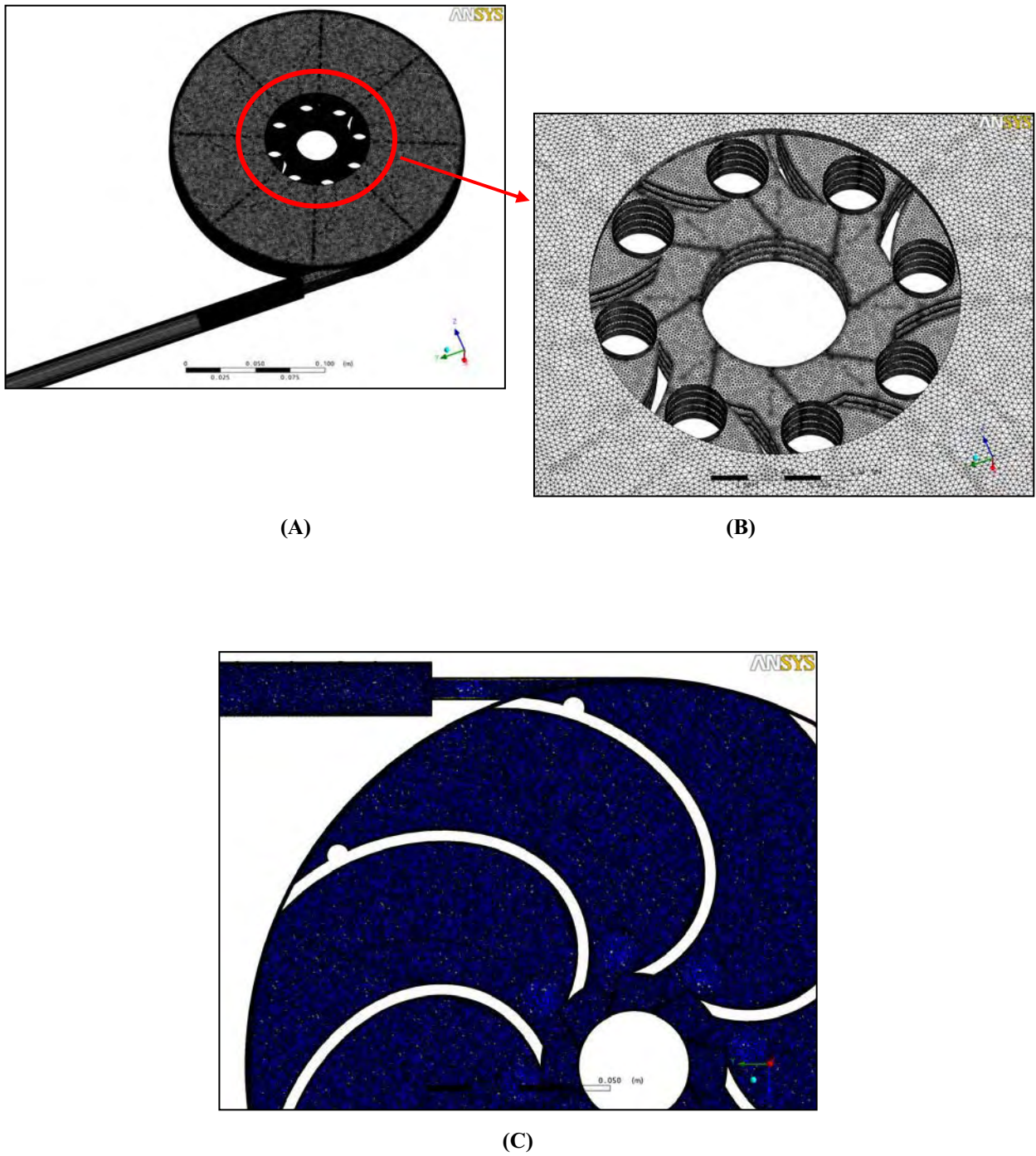


Figura 18 - Malha híbrida (hexa + tetra + prisma), com aproximadamente 10.000.000 de nós

A Figura 19 mostra a camada de prismas para captura dos efeitos da camada limite.

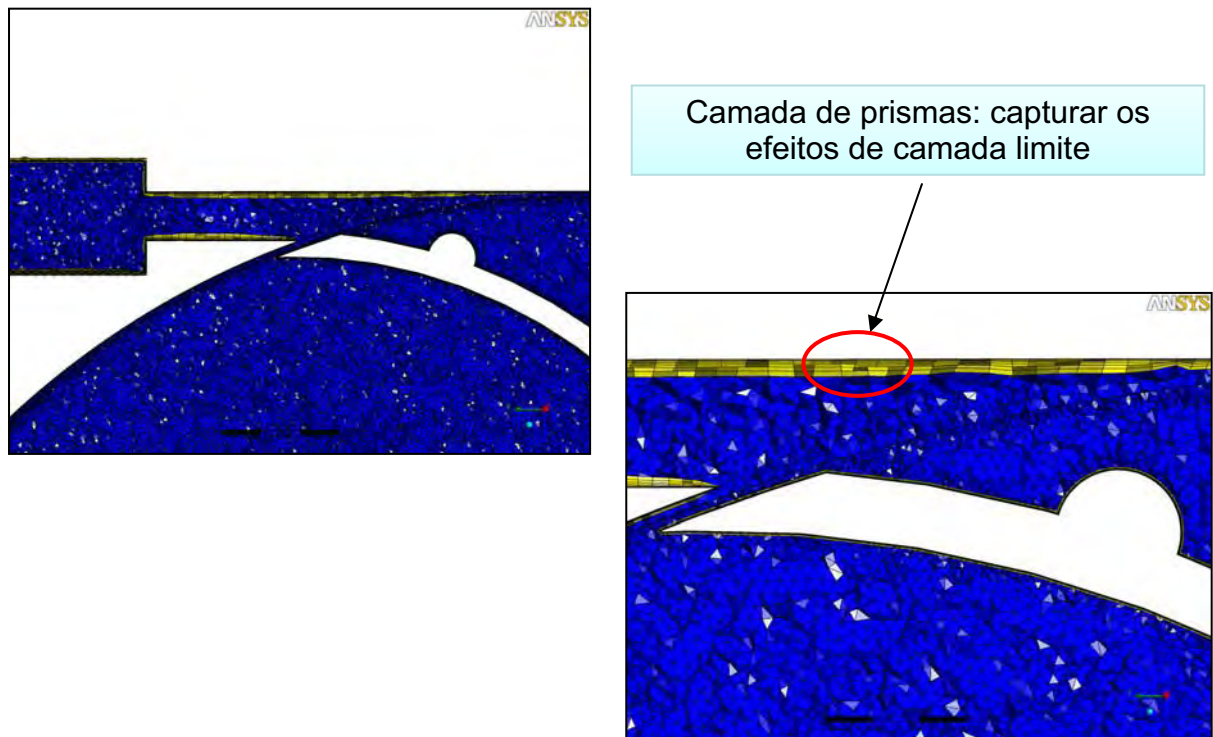


Figura 19 - Camada de prismas para captura dos efeitos da camada limite

A Figura 20 mostra a voluta, rotor, tampa e injetor.

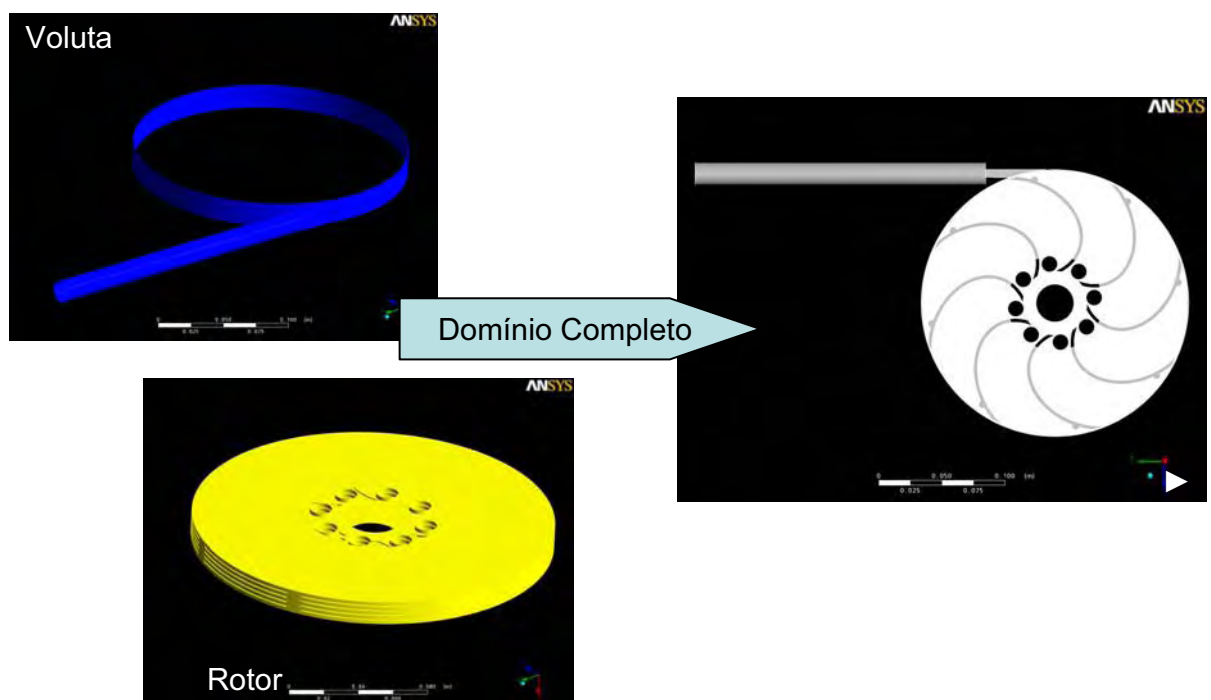


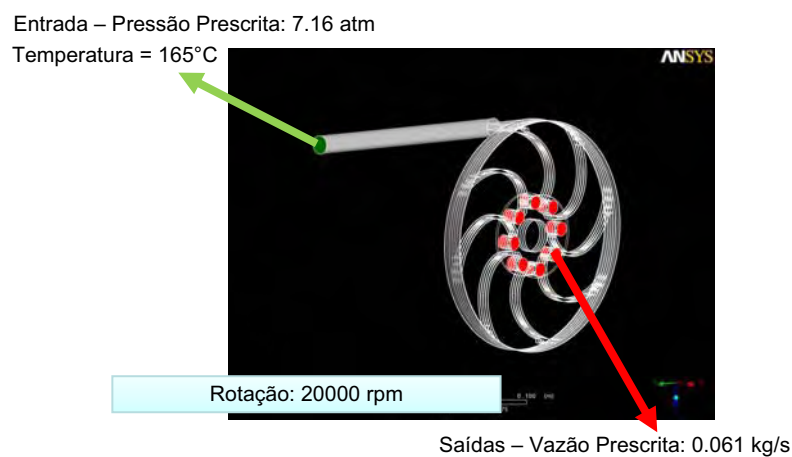
Figura 20 - Voluta, rotor, tampa e injetor

3.2.6.3.3 Modelo numérico utilizado

- Aproximações:
 - 1 Domínio Rotativo: Rotor
 - Frozen Rotor
 - 1 Domínio Estacionário: Voluta
 - Escoamento em regime permanente
 - Compressível
 - Turbulento
- Propriedades do fluido – Vapor d'água:
 - Viscosidade: $12.0 \times 10^{-6} \text{ [kg m}^{-1} \text{ s}^{-1}]$
 - Condutividade Térmica: $0.024 \text{ [W m}^{-1} \text{ K}^{-1}]$
 - Calor específico à pressão constante: $2029.0 \text{ [J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$
- Dados numéricos:
 - Solver: ANSYS CFX-11
 - Discretização dos termos advectivos:
 - High Resolution
 - Critério de Convergência: $< 1 \times 10^{-5} \text{ RMS}$

3.2.6.3.4 Condições de contorno

A Figura 21 apresenta as condições de contorno da turbina, ou seja:



(A)

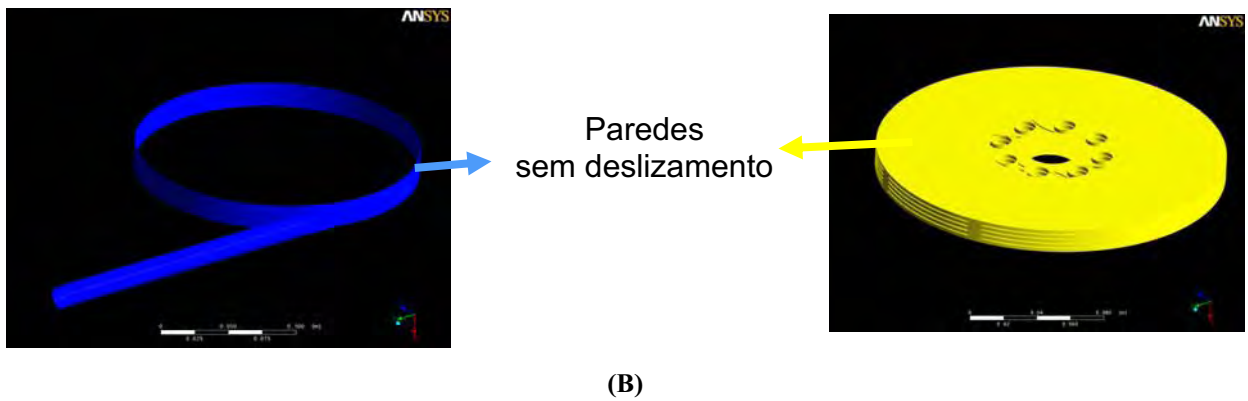


Figura 21 - Condições de contorno da turbina

3.2.6.4 Resultados

Os resultados são apresentados para os planos de corte mostrados na Figura 22. A turbina possui 5 discos com 4 entradas de fluido entre eles. Considera-se os planos mostrados na figura para analisar o que ocorre entre os discos.

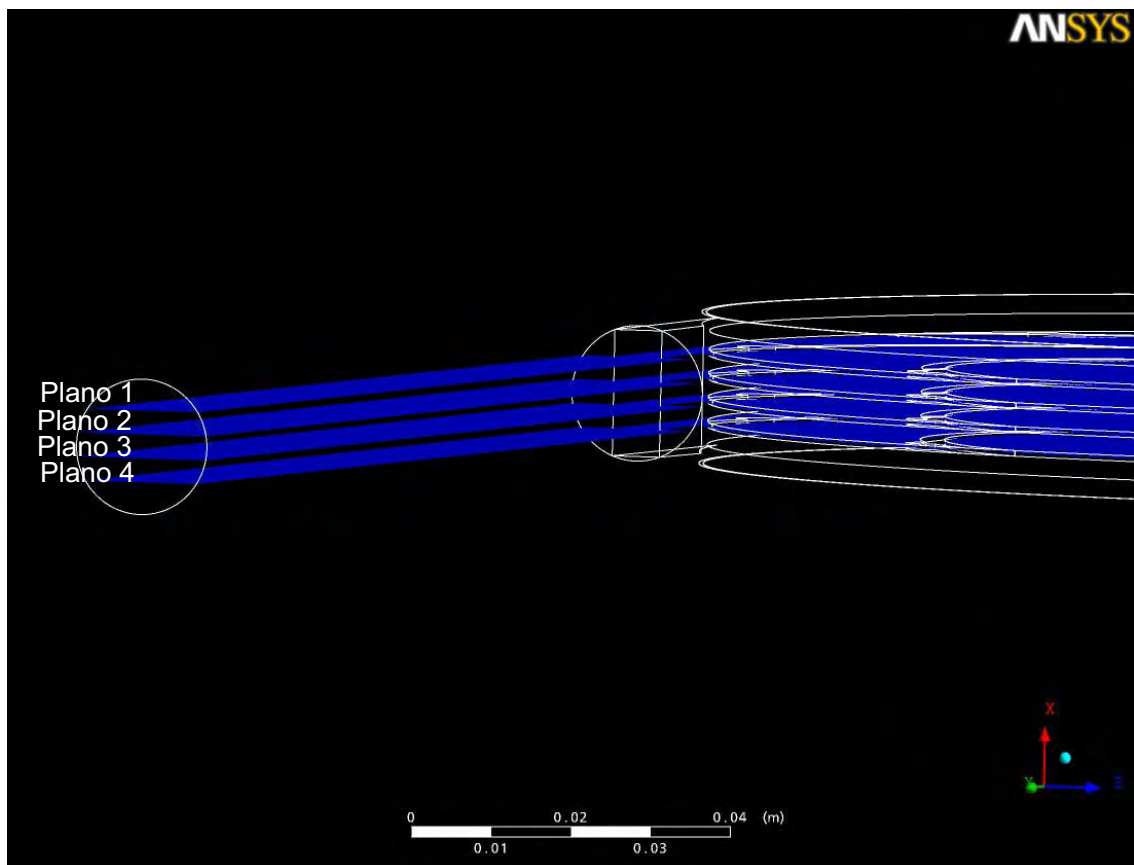


Figura 22 - Planos de corte 1, 2, 3 e 4

3.2.6.4.1 Campo de velocidade nos discos

As Figuras 23 e 24 mostram o campo de velocidades nos discos. A simulação mostra que a velocidade é inferior ao esperado que seria a velocidade do som.

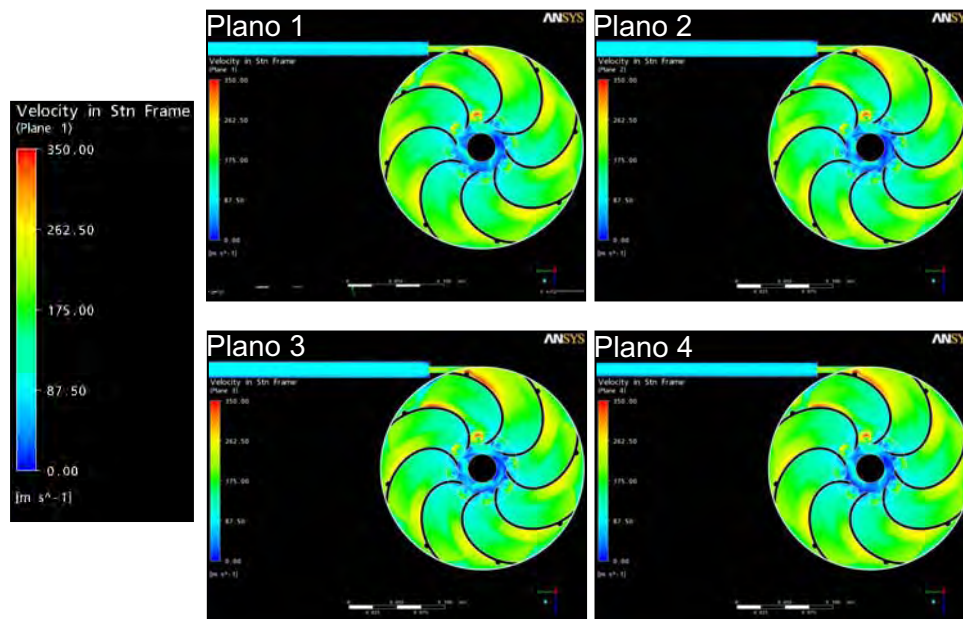


Figura 23 - Campo de velocidades nos Planos dos discos (em m/s)

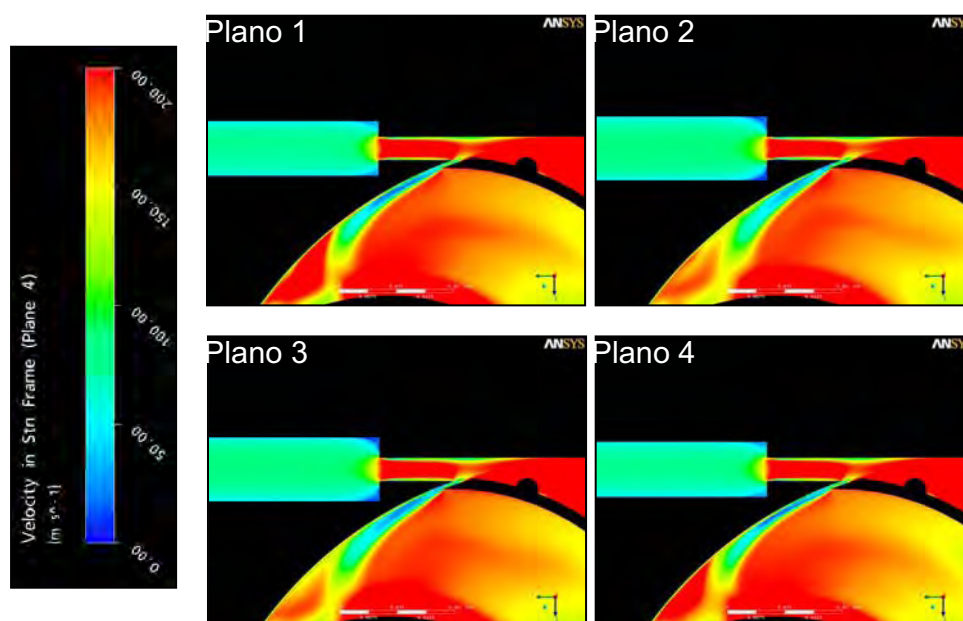


Figura 24 - Campo de velocidades próximo à injeção do fluido (em m/s)

3.2.6.4.2 Número de mach nos discos

As Figuras 25 e 26 mostram o número de Mach nos discos. A simulação mostra que a velocidade é inferior ao esperado que seria Mach 1.

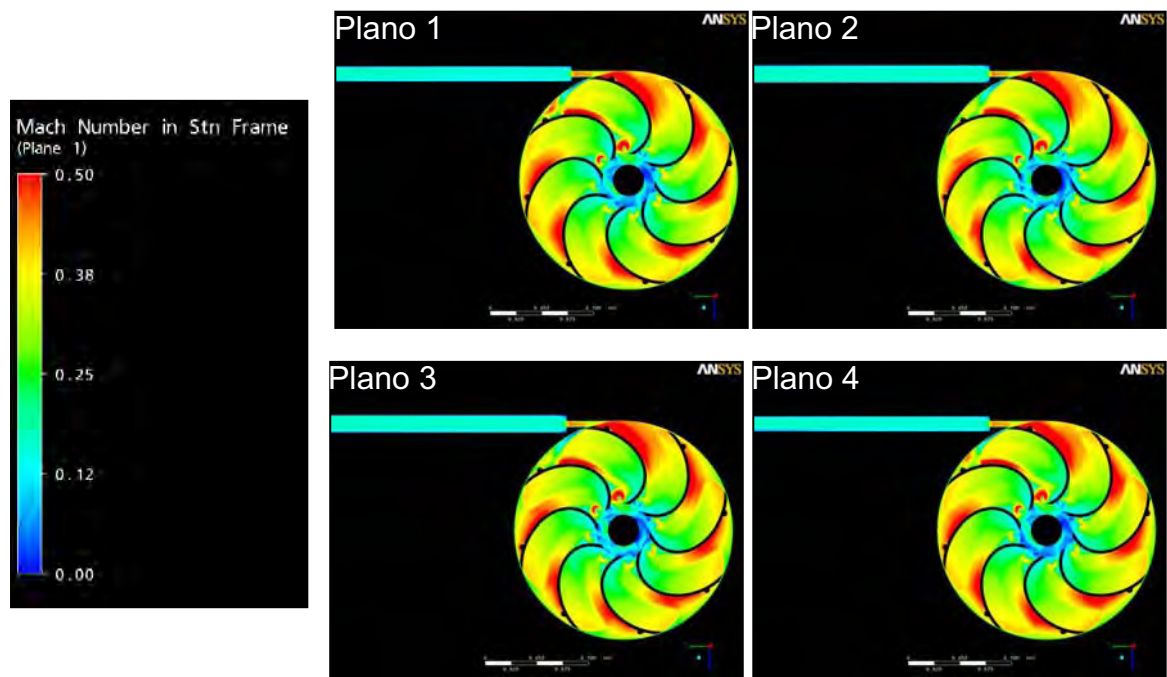


Figura 25 - Número de Mach nos Planos dos discos

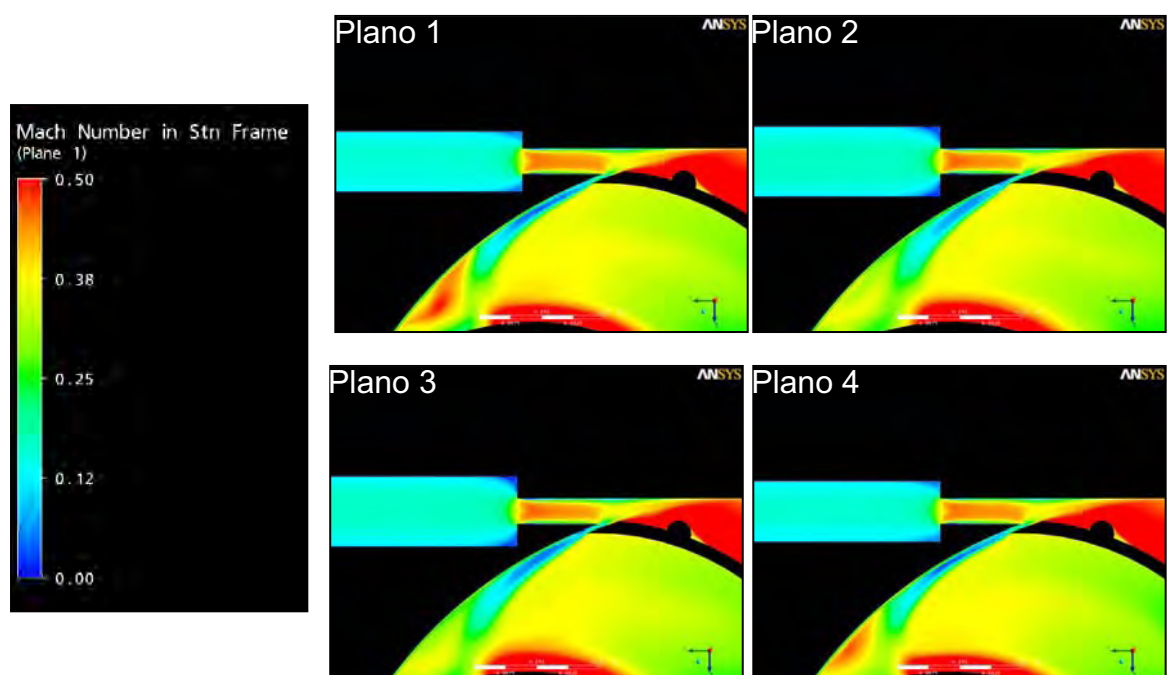
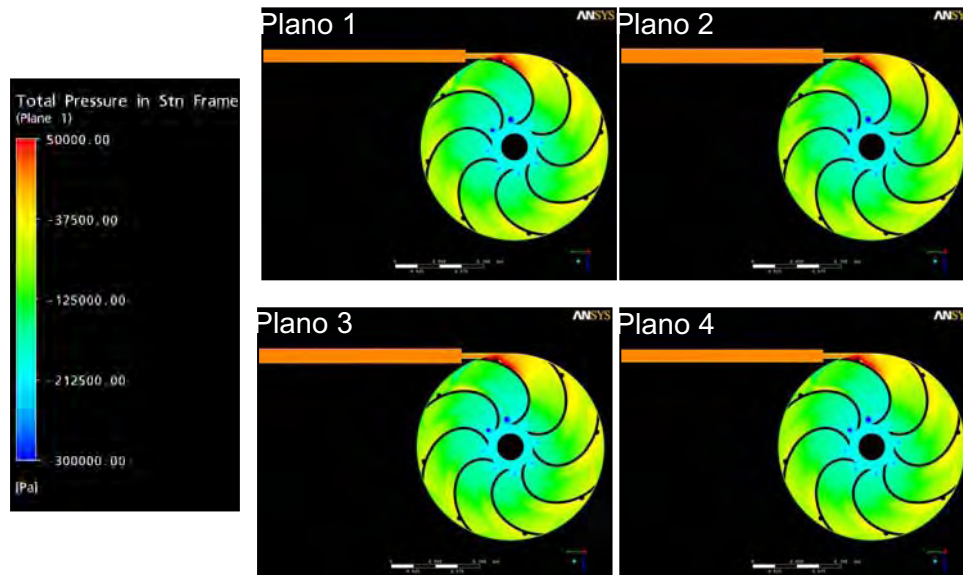


Figura 26 - Número de Mach na região de injeção do fluido

3.2.6.4.3 Campo de pressão nos discos

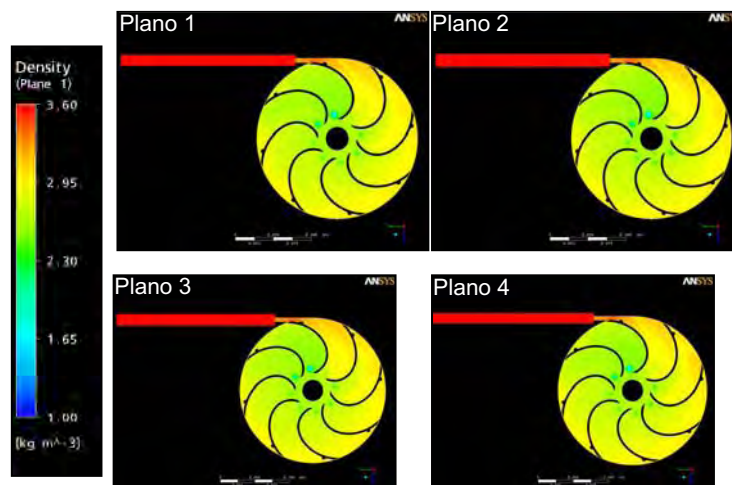
A Figura 27 mostra a pressão nos discos. Esta cai rapidamente quando o fluido entra nas cavidades.



Figuras 27 Pressão nos discos (em Pa)

3.2.6.4.4 Massa específica nos discos

A Figura 28 mostra a massa específica nos discos. Nota-se que o fluido se distribui uniformemente pelo disco, reduzindo ligeiramente após uma volta do disco.



Figuras 28 - Massa específica nos discos (em kg/m³)

- A massa específica é calculada no ANSYS CFX através da equação de estado para gases ideais:

$$\rho = \frac{w(p + p_{ref})}{R_0 T} \quad (96)$$

- Segundo a tabela termodinâmica de água saturada, o volume específico de gás para 167°C (440K) é 0,261 m³/kg, o que equivale a uma massa específica de 3,83 kg/m³, valor próximo ao obtido na região da entrada do estudo apresentado.

3.2.6.4.5 Campo de temperatura nos discos

A Figura 29 mostra a temperatura nos discos. A temperatura cai rapidamente junto com a pressão ao percorrer o disco, mantendo-se o estado de saturação do vapor.

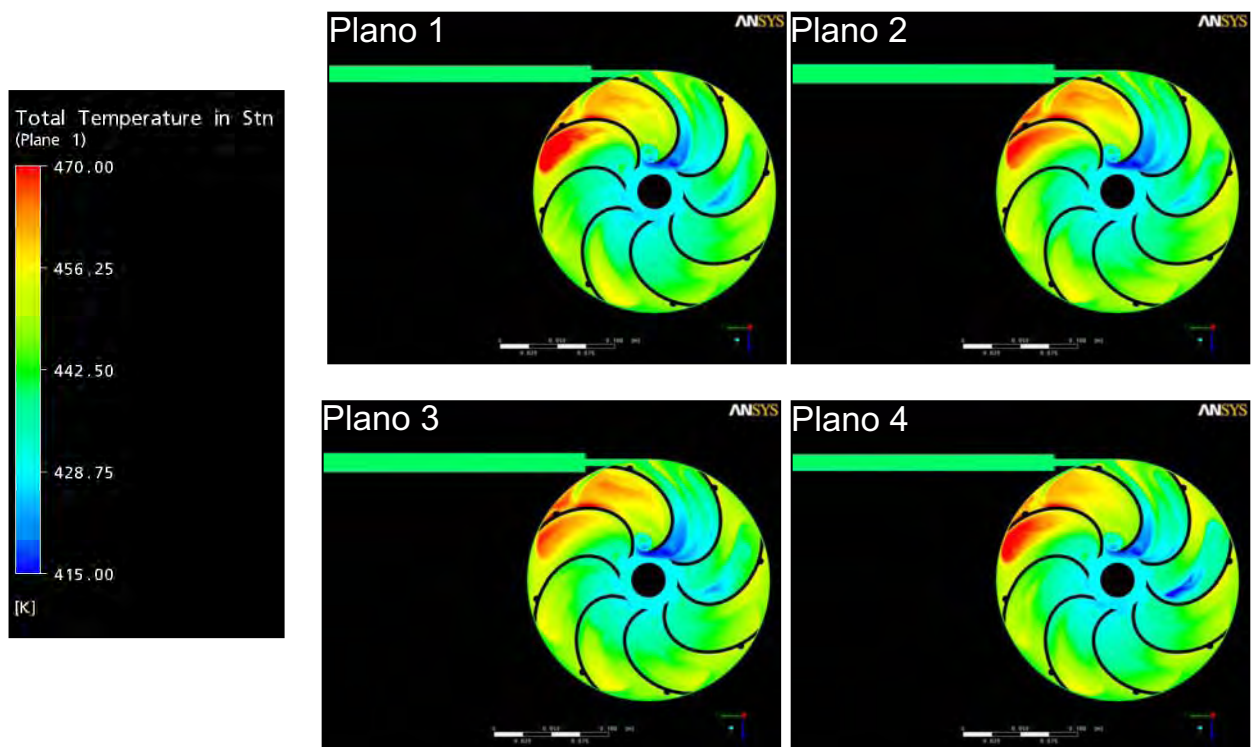


Figura 29 - Temperatura nos discos (em Kelvin)

3.2.6.4.6 Torque

A Figura 30 mostra as cavidades (blades) dos discos. A Tabela 3 mostra os torques causado por pressão e o torque causado por tensão de cisalhamento ou “torque viscoso” nas cavidades.

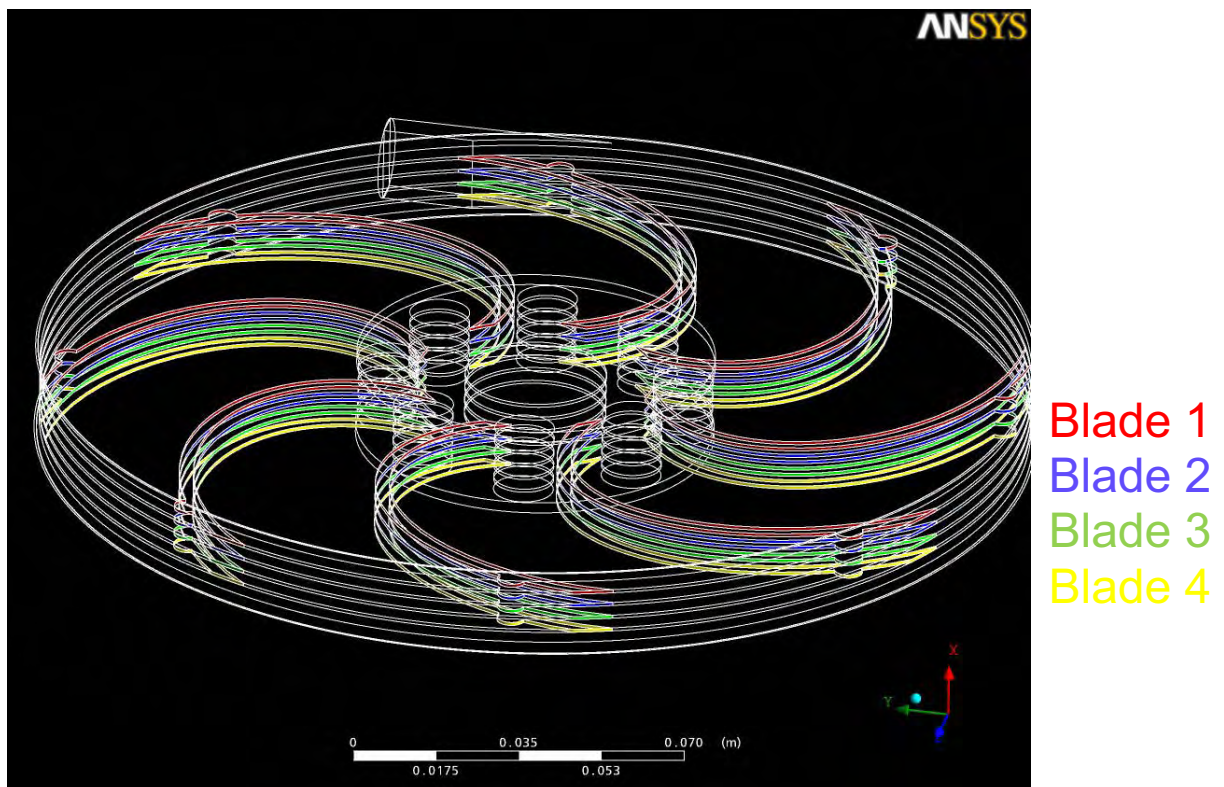


Figura 30 - Torque nas cavidades (blades) dos discos

Tabela 3 – “Torque de pressão” e “torque viscoso” nas concavidades dos discos (blades)

“Torque de pressão” e “torque viscoso” nas concavidades		
	Torque de pressão	Torque viscoso
Blade 1	-0,1806 N m	-0,000562 N m
Blade 2	-0,1785 N m	-0,000587 N m
Blade 3	-0,1738 N m	-0,000580 N m
Blade 4	-0,1737 N m	-0,000545 N m

A Figura 31 mostra o torque devido à pressão e à tensão de cisalhamento (“viscoso”) nas superfícies das extremidades dos discos. A Tabela 4 mostra o “torque de pressão” e “torque viscoso” nos canais 1 a 5.

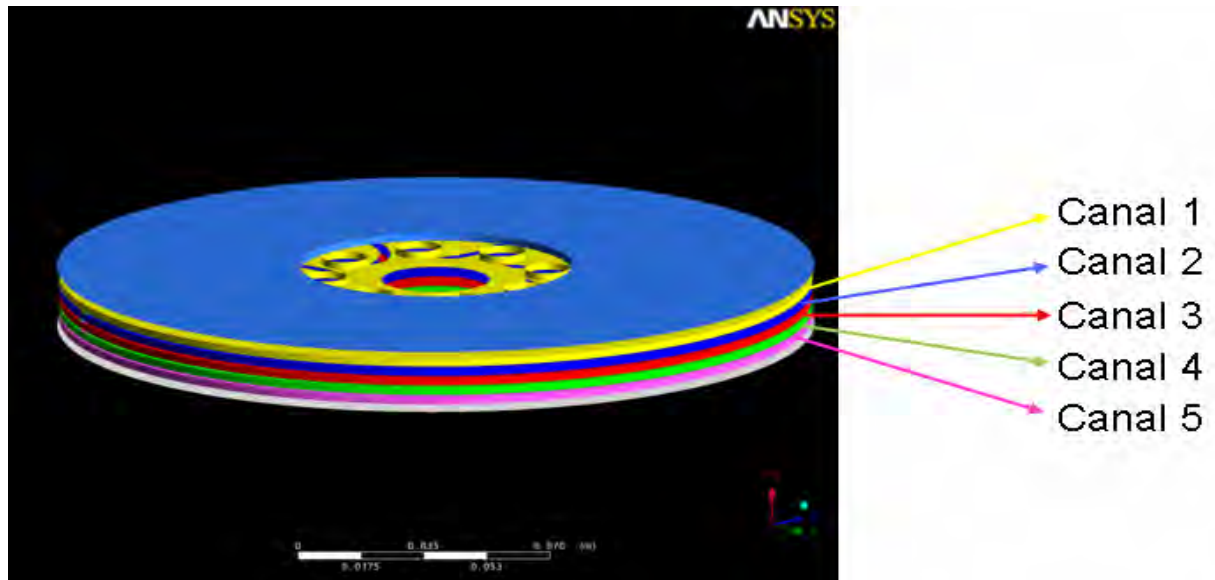


Figura 31 - Torque nas superfícies das extremidades dos discos.

Tabela 4 – “Torque de pressão” e “torque viscoso” nos canais 1 a 5

“Torque de pressão” e “torque viscoso” nos canais		
	Torque de pressão	Torque viscoso
Canal 1	-0,00757 N m	-0,11750 N m
Canal 2	-0,00546 N m	-0,01175 N m
Canal 3	-0,00618 N m	-0,00841 N m
Canal 4	-0,00568 N m	-0,01164 N m
Canal 5	-0,00627 N m	-0,11850 N m

A Figura 32 mostra as tampas e a Tabela 5 o torque devido à pressão e à tensão de cisalhamento (“viscoso”) nas superfícies das tampas.

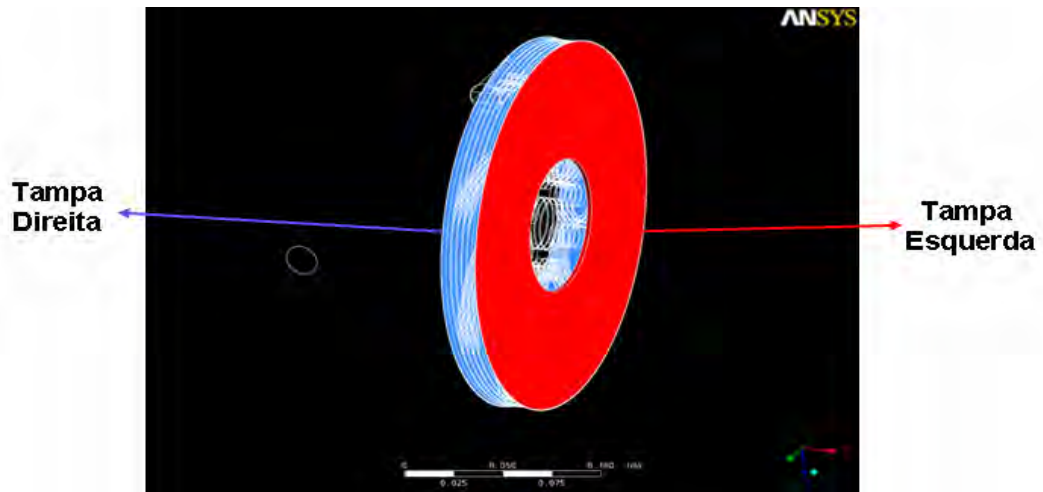


Figura 32 - Tampas direita e esquerda

Tabela 5 – “Torque de pressão” e “torque viscoso” nas superfícies das tampas

“Torque de pressão” e “torque viscoso” nas tampas		
	Torque de pressão	Torque viscoso
Tampa direita	0,0000013 N m	-0,1187 N m
Tampa esquerda	0,0000052 N m	-0,1204 N m

3.2.6.4.7 Torque e potência total

- O torque total foi calculado somando-se o torque resultante devido às forças de pressão e viscosas para todas as paredes do domínio Rotor;
- A Potência foi calculada como sendo.

$$P = \frac{2\pi nT}{60.75} \quad (97)$$

A tabela 6 mostra a proporção de “torque de pressão” e “torque viscoso” e a potência da turbina. O torque na turbina é predominantemente devido a pressão exercida pelo fluido sobre a área das elipes.

Tabela 6 - Proporção de “torque de pressão” e “torque viscoso” e a potência da turbina

Torque e potência			
		“Torque de pressão”	“Torque viscoso”
Torque total	-0,774 N m	95,2%	4,8%
Potência	1,49 kW		

3.2.6.4.8 Vetores de velocidade nos discos

A Figura 33 mostra os vetores de velocidade nos discos.

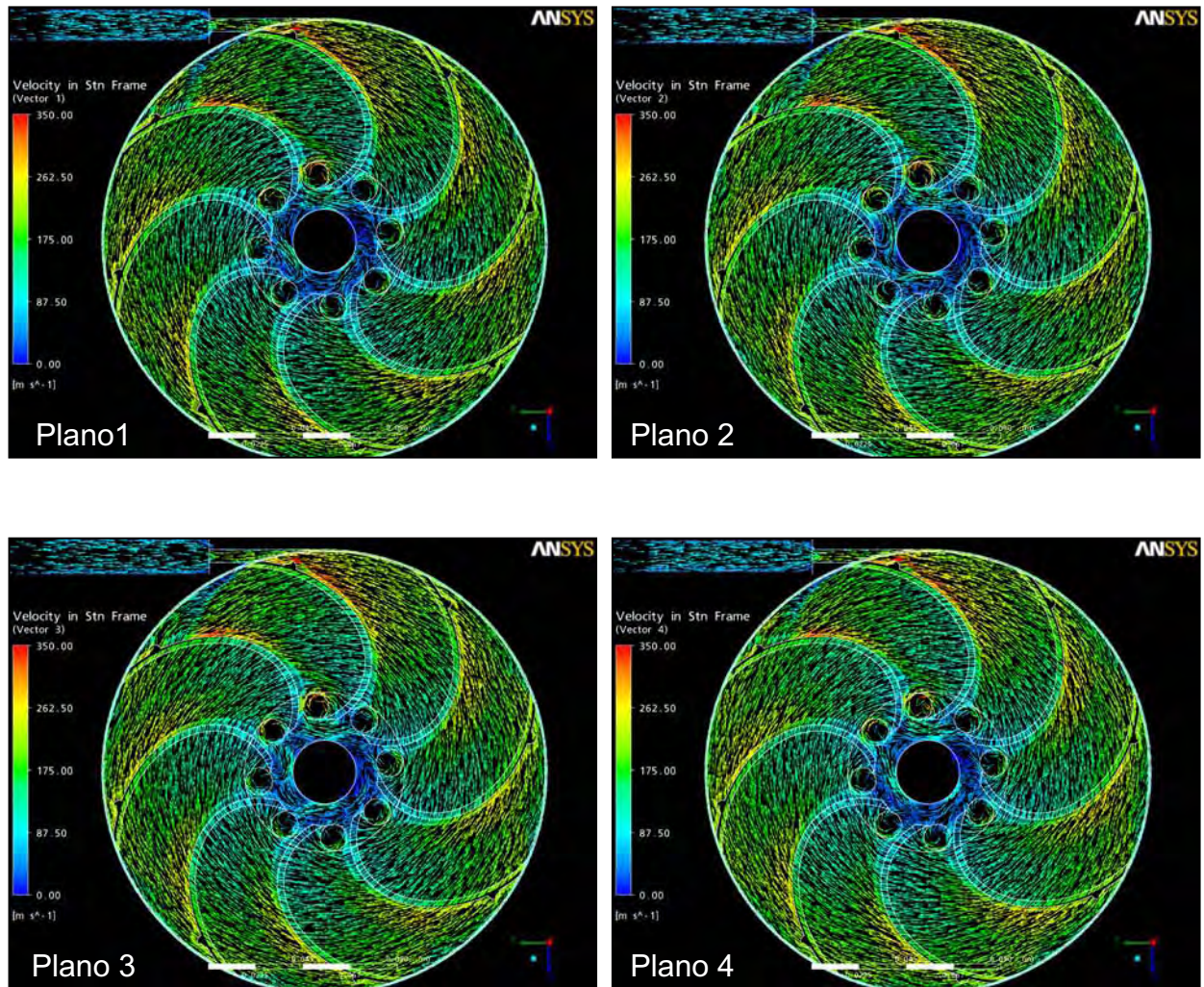
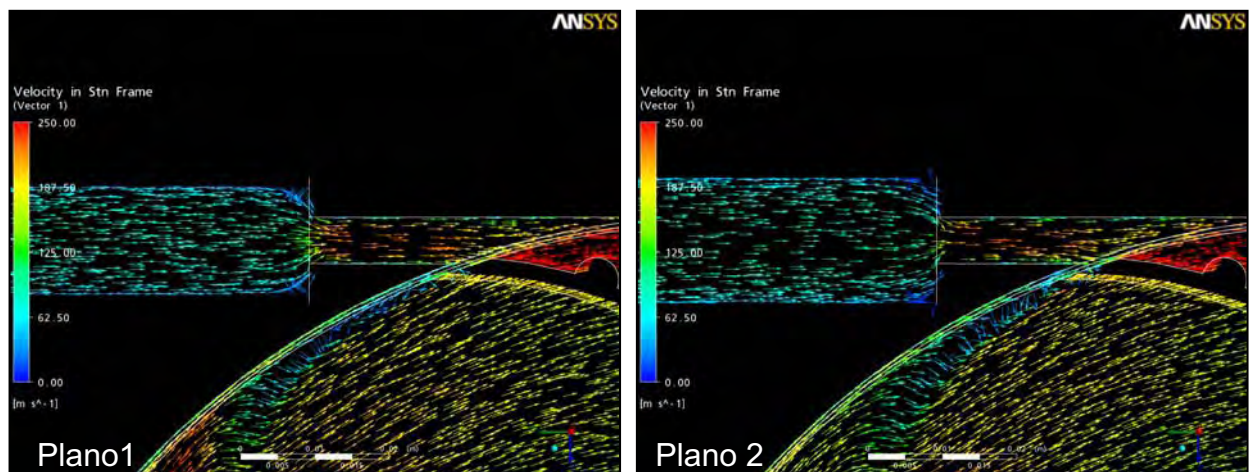


Figura 33 - Vetores de velocidade nos discos.

A Figura 34 mostra os vetores de velocidade na região de injeção do fluido.



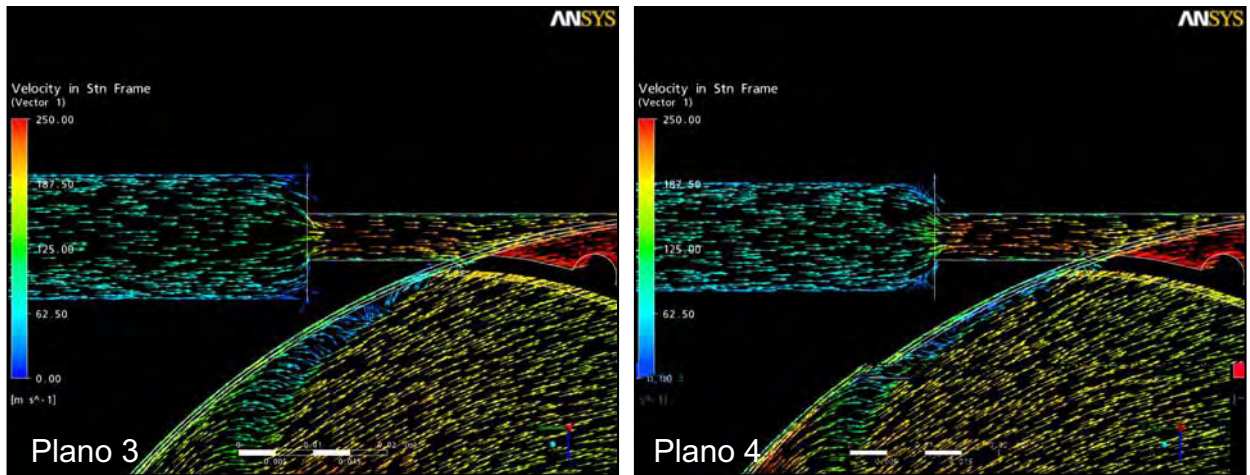


Figura 34 - Vetores de velocidade na região de injeção do fluido.

A Figura 35 mostra o sentido de rotação do fluido nas saídas.

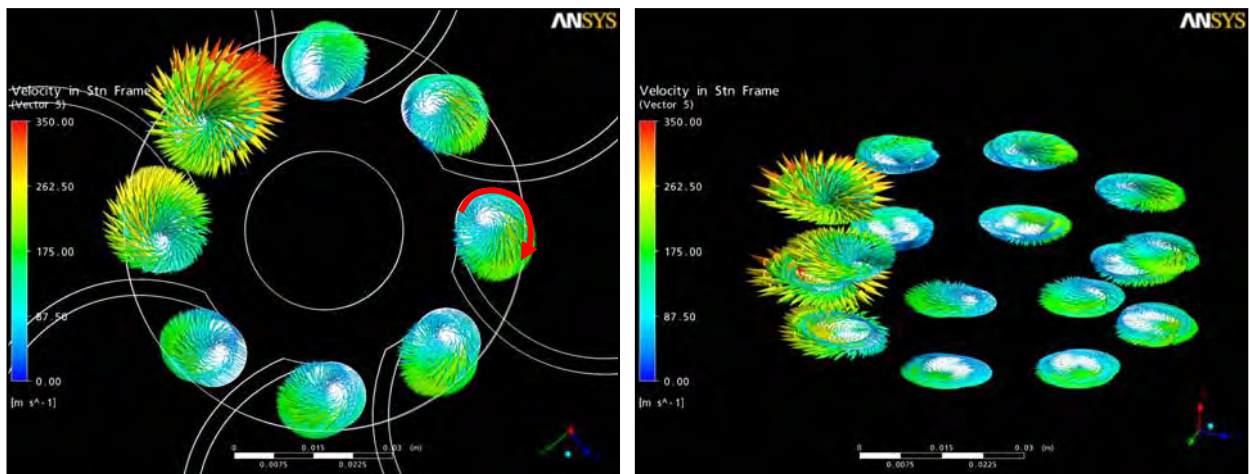


Figura 35 - Sentido de rotação do fluido nas saídas.

3.2.6.4.9 Campo de velocidade nas superfícies externas do rotor

A Figura 36 mostra os planos de corte considerados para apresentar os campos de velocidade nas superfícies externas do rotor.

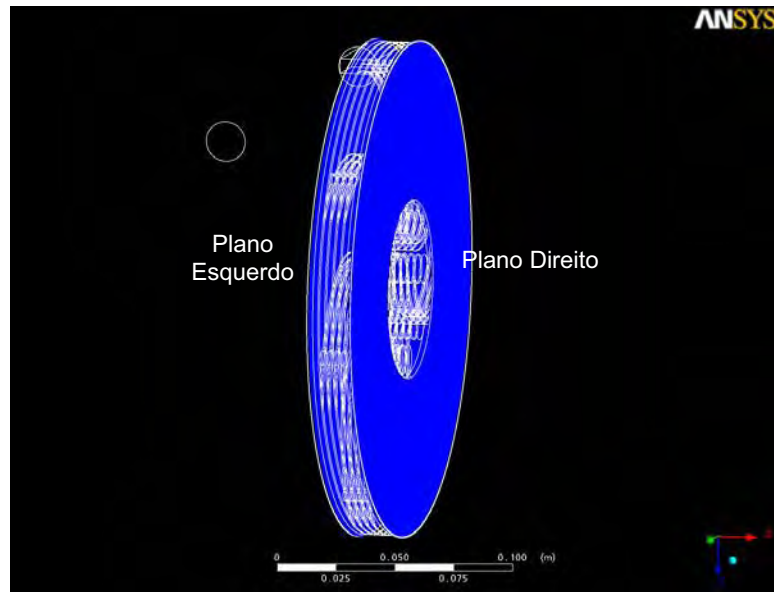


Figura 36 - Planos de corte.

A Figura 37 mostra os campos de velocidade nas superfícies externas do rotor.

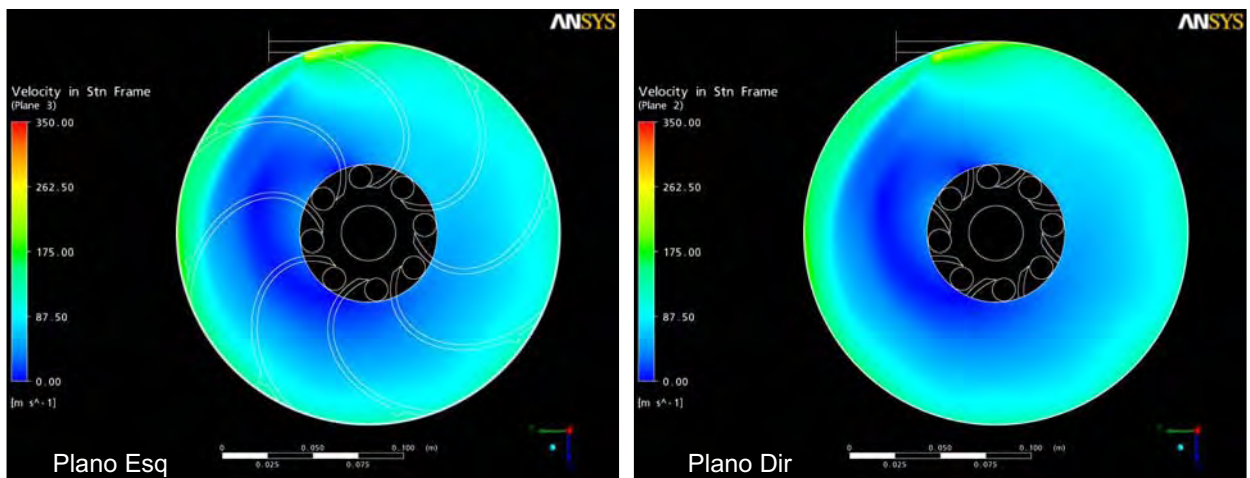


Figura 37 - Campos de velocidade nas superfícies externas do rotor.

3.2.6.4.10 Número de mach nas superfícies externas do rotor

A Figura 38 mostra o número de Mach nas superfícies externas do rotor.

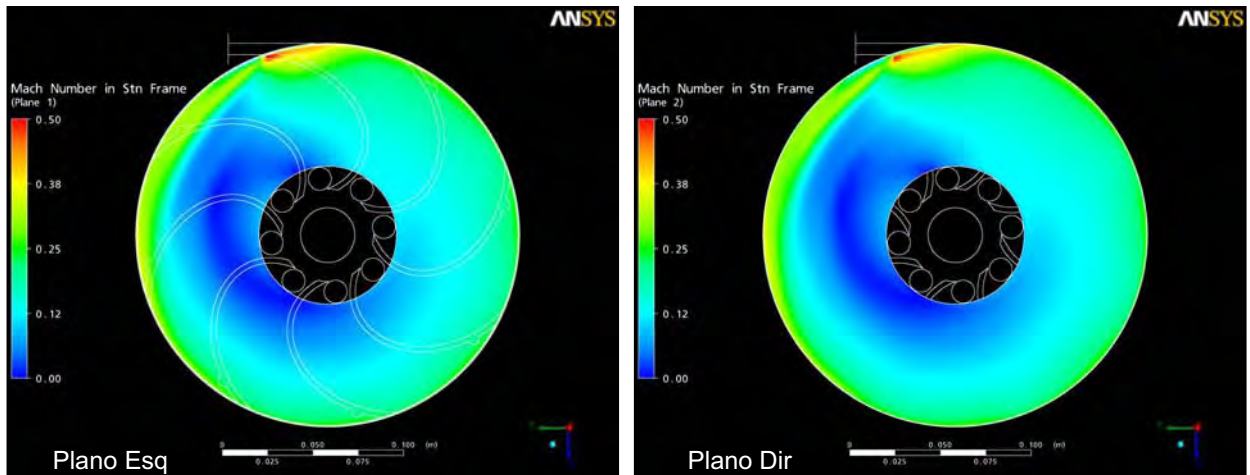


Figura 38 - Número de Mach nas superfícies externas do rotor

3.2.6.4.11 Campo de temperatura nas superfícies externas do rotor

A Figura 39 mostra a temperatura nas superfícies externas do rotor.

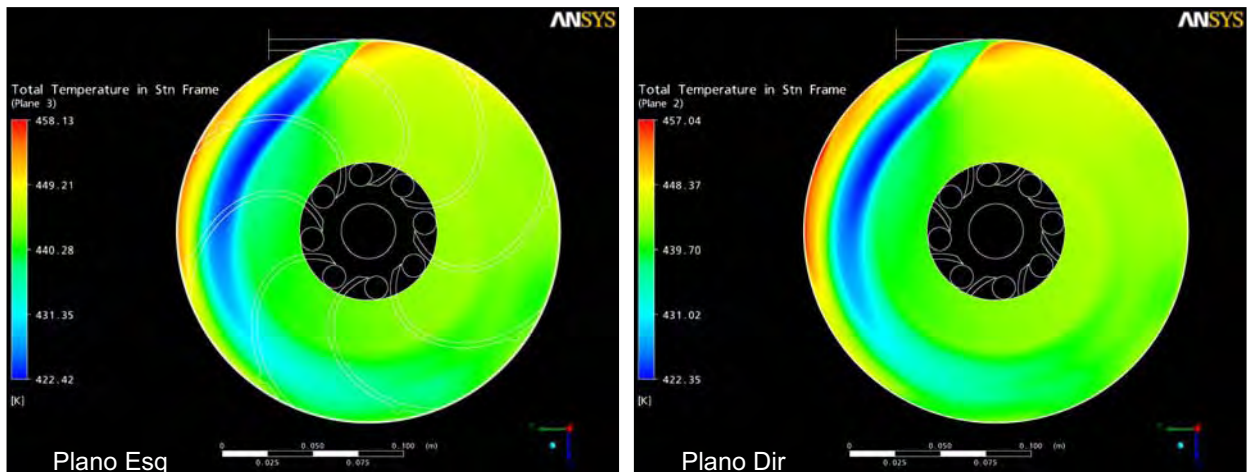


Figura 39 - Temperatura nas superfícies externas do rotor.

3.2.6.4.12 Vetores de velocidade nas superfícies externas do rotor

A Figura 40 mostra as regiões de recirculação. A recirculação do fluido, que ocorre entre os discos da extremidade do rotor e as paredes do estator, pode ser evitada utilizando-se mais injetores para distribuir o fluxo em torno dos discos.

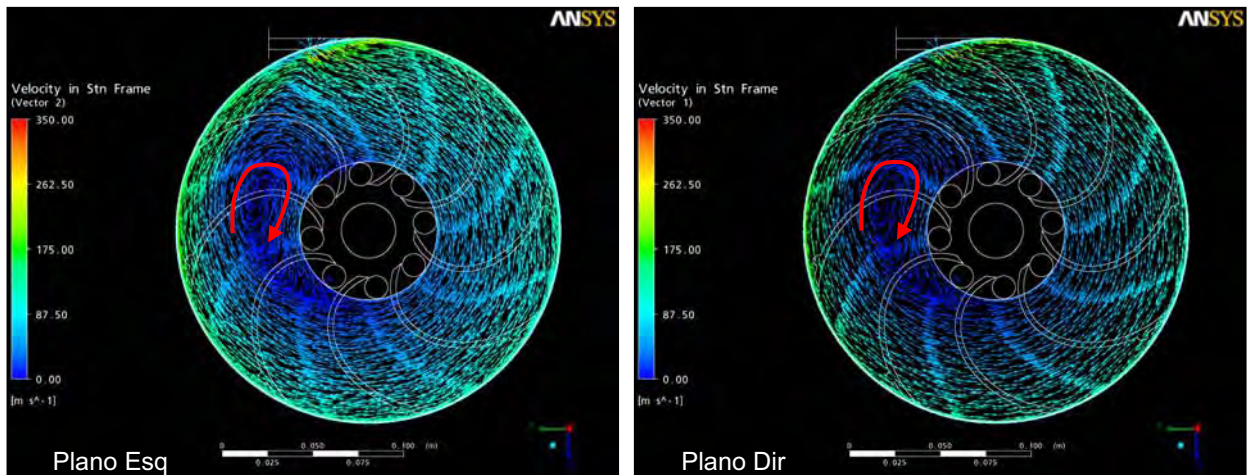


Figura 40 - Regiões de recirculação.

3.2.6.5 Análise da simulação

- Os resultados apresentaram boa distribuição e uniformidade entre os canais da turbina;
- A área de restrição na entrada (injetor) promove um aumento significativo de velocidade, porém não é o suficiente para que o escoamento atinja a condição de Mach igual a 1. Em média, o escoamento está atingindo Mach igual a 0,50 na região da entrada;
- 95% do torque gerado no rotor é devido aos efeitos de pressão e somente 5% devido aos efeitos viscosos;
- Os efeitos viscosos são responsáveis por 0,32% do torque resultante nas pás e 100% nos canais;
- As pás são responsáveis por 91,6% do torque na turbina;
- Os planos de velocidade próximos às tampas indicam regiões com recirculações;

4. DESCRIÇÃO DO SISTEMA CONSTRUÍDO

4.1 Introdução

O sistema construído é composto por caldeira à lenha (Anexo B), válvula reguladora de pressão, turbina Tesla ou turbina Tesla-Pelton, um condensador aberto, gerador elétrico e bomba.

O condensador fechado não foi implementado. Trata-se de tecnologia conhecida e amplamente utilizada, não sendo objeto deste trabalho sua implementação.

As turbinas Tesla e Tesla-Pelton utilizadas nos testes possuem 5 discos de 0,21 m de diâmetro e foram desenvolvidas para produzir até 5 kW nas condições do ciclo térmico utilizado.

4.2 Componentes do sistema

A Figura 41 mostra o “*rack*” com a turbina (ao fundo), a mangueira que conecta a turbina à caldeira (acima), o sistema de transmissão composto por duas correias e uma



Figura 41 - Vista da turbina acoplada ao gerador.

polia intermediária, o gerador elétrico de 7,5 kVA (à frente), bomba de óleo com tanque de óleo e radiador para refrigerar os mancais da turbina, o coletor de vapor da turbina que leva o vapor ao condensador aberto (caixa d'água à direita).

Utilizou-se um gerador elétrico AC fornecido pela NH Geradores (2009) com campo gerado por ímãs permanentes. Este gerador não possui regulagem eletrônica de tensão e opera em uma faixa grande de frequência. Isto permitiu testar a turbina sem o risco de danificar o gerador.

A Figura 42 mostra detalhes da montagem da turbina. Óleo flui através dos mancais para refrigerá-lo. Uma caixa lateral conduz o vapor que sai da turbina através de dutos coletores para o condensador. A figura mostra também sensores de temperatura e pressão instalados no duto de coleta de vapor.



Figura 42 - Vista da turbina acoplada ao sistema.

Utilizou-se uma caldeira à lenha disponível no mercado (Anexo B), mostrada na Figura 43, para gerar o vapor saturado utilizado no Sistema. A caldeira tem capacidade

para fornecer até 220 kg de vapor por hora à pressão máxima de 1.200 kPa. Atrás da caldeira encontram-se as paredes de alvenaria que abrigam o sistema.



Figura 43 - Vista da caldeira.

A Figura 44 mostra a caixa d'água e conexões utilizadas para implementar o condensador que liquefaz o vapor que sai da turbina e retorna à caldeira no estado líquido.



Figura 44 - Vista do condensador.

4.3 Controle

Para um consumo constante de energia, o controle da tensão e frequência da energia elétrica fornecida pelo gerador elétrico é feito mantendo-se a pressão da saída da caldeira constante. Isto é obtido por meio de uma válvula reguladora de pressão mostrada na Figura 45 (acima, no “by-pass”). A Figura 45 mostra também o medidor de vazão mássica, á esquerda.



Figura 45 - Vista da válvula de controle de pressão.

A pressão na saída da caldeira oscila 5% sem a válvula reguladora. Então, para estabilizar a pressão, operou-se a caldeira a uma pressão de 1.000 kPa e ajustou-se a válvula reguladora para na pressão desejada, inferior a pressão da caldeira, no caso 830 kPa.

Este controle fornece uma precisão maior que 3% na frequência e tensão, que é suficiente para aplicações em geral. No caso de ser necessária uma precisão maior, como, por exemplo, para alimentar computadores, pode-se utilizar um regulador de tensão que normalmente já são utilizados em residências.

Tal controle não é suficiente para gerar energia para injetar em redes de transmissão do sistema Eletrobrás, que requer uma precisão de 0,1%. No entanto, o sistema para micro-geração aqui proposto, a princípio, não tem tal finalidade.

Pequenas oscilações no consumo não alteram a frequência e tensão no gerador devido à inércia do sistema. Uma roda de inércia de cerca de 10 kg e 0,3 m de diâmetro é utilizada para esta finalidade.

Se houver mudança brusca no consumo de energia (carga do gerador), a caldeira não responde rapidamente a uma diminuição ou aumento na quantidade de lenha fornecida para adequar a produção de energia à demanda. Um controle eletrônico para esta finalidade não seria apropriado, mesmo com o uso de um alimentador de lenha automático.

No caso do aumento do consumo de energia elétrica, a pressão da caldeira cai e, conseqüentemente, a frequência e tensão do gerador cai. O foguista deve abrir mais a entrada de ar da caldeira, o que faz aumentar as chamas e manter a pressão, ao mesmo tempo em que coloca mais lenha na fornalha.

No caso de diminuição da demanda, a pressão da caldeira sobe e, conseqüentemente, a frequência e tensão do gerador sobe. O foguista deve fechar a entrada de ar o que reduz as chamas e impede que a pressão suba demasiadamente e reduzir a alimentação de lenha.

Esta operação do foguista mantém a pressão em torno de 1.000 kPa para que a válvula de segurança opere corretamente mantendo a pressão em 830 kPa. Grandes variações na carga podem ocasionar uma queda ou aumento de tensão acentuada que, no entanto, são toleradas, transitoriamente, por equipamentos elétricos em geral. Para citar um exemplo prático, sistemas com turbina de impulsão roda Pelton, como os fabricados pela NH Geradores (2009) são utilizados há muito tempo, e de modo generalizado em propriedades rurais que dispõem de rio com queda d'água suficiente; estas rodas Pelton são acopladas a geradores de imã permanente (como o que é utilizado neste trabalho) e os equipamentos dos usuários operam sujeitos às oscilações transitórias causadas por variações na carga.

4.4 Segurança

A Figura 46 mostra o sistema instalado dentro de paredes de alvenaria e grades, que protegem as pessoas próximas.

A caldeira utilizada é um produto de linha e devidamente homologada e com os dispositivos de segurança apropriados (Anexo B).

A pressão e temperatura utilizadas no projeto são muito inferiores às aquelas normalmente utilizadas em sistemas de geração de energia elétrica que utilizam turbinas a vapor. Esta imposição de projeto visou não só a redução do custo dos materiais e componentes do sistema como também a redução dos riscos.



Figura 46:- Vista do sistema protegido por parede e grade.

4.5 Operação

A caldeira mostrada na Figura 43 possui os mecanismos de proteção e alívio em caso de pressão excessiva. Também possui alarme para avisar caso haja falta de água na caixa d'água. A alimentação de água é feita automaticamente ligando e desligando a bomba para manter o nível adequado.

A alimentação de lenha na caldeira é bastante lenta, cerca de 40 kg de lenha por hora (ou 0,1 m³ de lenha por hora) para um consumo de energia de até 5 kW, de forma que é feita esporadicamente, podendo ser feita por alguém que esteja desempenhando outra função. Pode também ser feita por um mecanismo de alimentação automática.

4.6 Turbinas Tesla, Mista e Tesla-Pelton

A Figura 47 apresenta turbinas montadas para a realização de testes. Montou-se uma turbina Tesla original, denominada “turbina Tesla”, contendo apenas discos lisos, uma turbina Tesla Modificada que utiliza apenas discos “tipo Pelton”, denominada “turbina Tesla-Pelton”. Uma terceira turbina “tipo Pelton” foi montada como reserva.



Figura 47 - Detalhe da montagem das Turbinas Tesla e Tesla-Pelton

5. TESTES DO SISTEMA

5.1 Equipamentos para testes

A Figuras 48 e 49 mostram o sistema de aquisição composto por um computador contendo o software LabView e interfaces de aquisição de sinais dos sensores de temperatura, pressão, vazão, rotação, tensão e corrente.



Figura 48 - Sistema de aquisição.

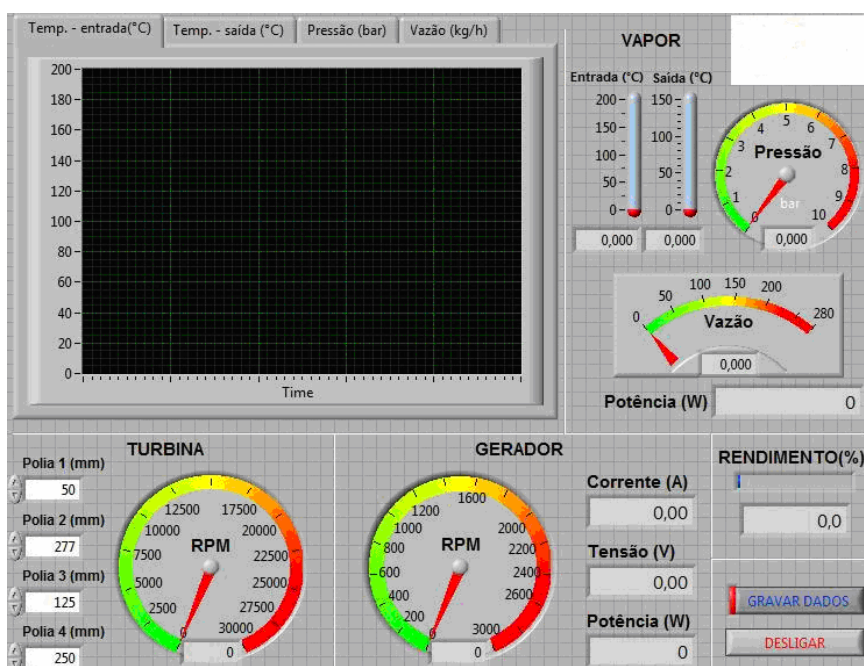


Figura 49 - Interface gráfica do Sistema de aquisição.

Foram instalados os seguintes medidores na entrada da turbina: vazão mássica (massímetro), pressão (transdutores com mostrador local), temperatura (termo-resistência com mostrador local) e rotação (tacômetro). Na saída da turbina foram instalados medidores de pressão (transdutores com mostrador local) e temperatura (termo-resistência com mostrador local). Na saída do gerador foram instalados medidores de tensão (voltímetro), corrente (amperímetro) e rotação (tacômetro). Todos os medidores possuem interface tipo “0-20 mA” para o sistema de aquisição com software LabView. Também foram monitoradas a temperatura no condensador aberto e a pressão na caldeira.

A Figura 50 mostra o banco de resistências (abaixo) e o painel de lâmpadas com interruptores (acima), utilizados para simular a carga do gerador. O painel de lâmpadas serviu como “ajuste fino”, pois o banco de resistências fornece carga em múltiplos de 1 kW.



Figura 50 - Banco de resistências.

5.2 Procedimento de teste

Os testes das turbinas foram realizados para as seguintes condições na entrada e na saída da turbina:

- Vazão de vapor constante, $\dot{m} = 220$ kg/h (vazão máxima da caldeira);
- Pressão na entrada constante, p_i , de 830 kPa (absoluta), correspondendo à temperatura, T_i , de 172°C (vapor saturado seco = título 1);
- Pressão na saída, $p_o \approx 100$ kPa (atmosférica), correspondendo à temperatura, $T_o \approx 100$ °C (estado de saturação = vapor e água líquida);

A Figura 51 apresenta o esquema da transmissão entre a turbina e o gerador utilizado no protótipo construído, composto por polias e correias.

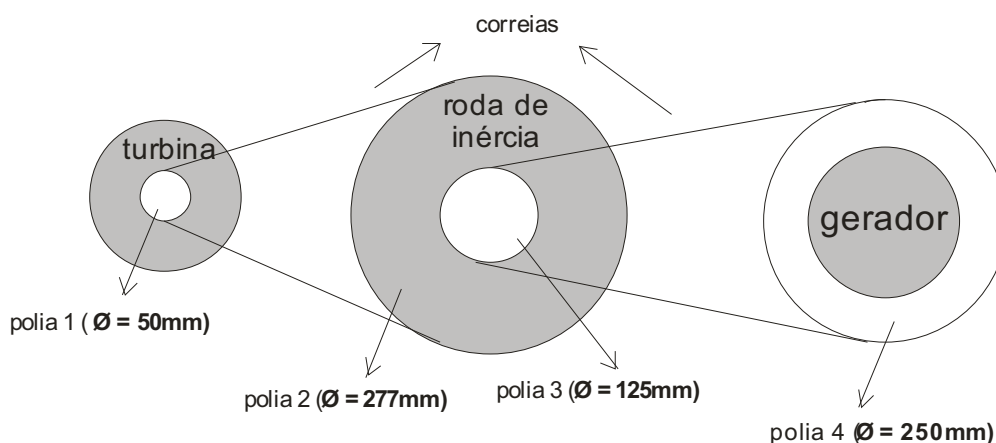


Figura 51 - Esquema de polias e correias entre a turbina e o gerador.

Foram colocadas diversas cargas resistivas na saída do gerador. Cargas maiores exigem mais potência da turbina, o que reduz sua rotação e vice-versa. Mediu-se, então, para cada carga, a rotação correspondente da turbina, ω_{Turbina} , (A rotação do gerador é obtida pelas dimensões das polias) e a tensão e corrente geradas pelo gerador. Com a tensão e corrente calculou-se a potência fornecida pelo gerador, $\dot{w}_{\text{gerador}}$. Desta forma obteve-se a potência que o gerador fornece em função da sua velocidade da turbina, ou seja, a energia elétrica que o sistema fornece em função da velocidade da turbina..

As polias mostradas na Figura 51 foram dimensionadas de forma que o gerador opere em torno de sua frequência nominal de 1800 rpm. O gerador utilizado é do tipo “rotor com ímã permanente”, ou seja, o campo magnético é gerado por ímãs

permanentes, não possuindo bobina para gerar campo. Também não possui circuito de regulação de tensão, o que permite operá-lo numa ampla faixa de rotação, possibilitando testar o desempenho da turbina em rotações diferentes, uma vez que reduzindo a velocidade de operação da turbina (ao introduzir mais carga) reduz-se a velocidade do gerador.

De forma a verificar se a operação do gerador em frequências maiores ou menores que a nominal tem impacto significativo no rendimento medido, realizou-se também testes com a Polia 4 (mostrada na Figura 51) com diâmetro = 180mm, de forma que foi possível medir a potência gerada pelo sistema com a turbina a uma dada rotação com o gerador operando em duas rotações diferentes (obtidas com a polia 4 = 180 mm ou 250 mm) e verificou-se resultados semelhantes, como mostra o gráfico do Apêndice A. De forma que constatou-se que o rendimento do gerador não varia significativamente com rotação 50% acima ou abaixo da sua rotação nominal (1800 rpm) e isto permitiu medir a potência gerada pelo sistema para varias rotações da turbina simplesmente variando-se a carga resistiva colocada no gerador.

5.3 Teste da turbina Tesla

A Tabela 7 e a Figura 52 mostram, para várias cargas resistivas colocadas no gerador, os valores medidos da rotação do eixo da turbina, ω_{Turbina} , da potência fornecida pelo gerador, $\dot{w}_{\text{gerador}}$, e, os valores calculados pela equação (110) da seção 6.2.2 do rendimento combinado (ou global), $\eta_{\text{Combinado}}$, que consiste no rendimento da turbina mais gerador.

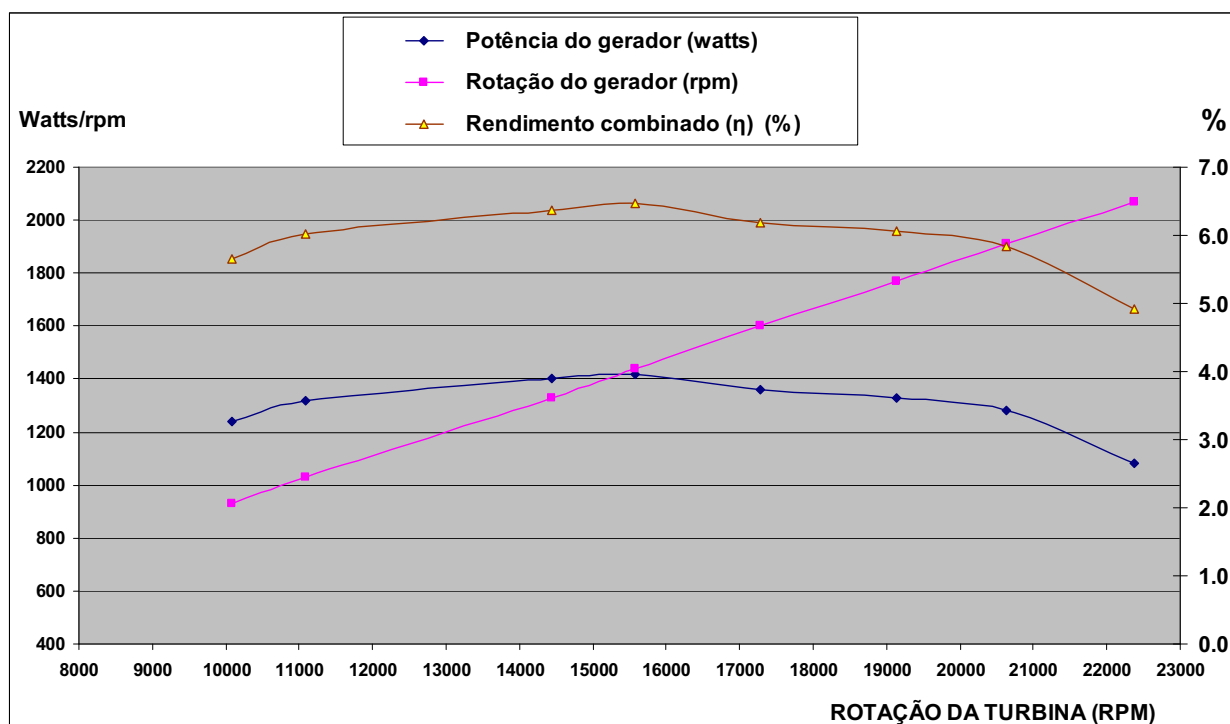


Figura 52 - Gráfico dos valores de ω_{Turbina} , $\dot{w}_{\text{gerador}}$, ω_{Gerador} e $\eta_{\text{Combinado}}$ para a turbina Tesla.

Observa-se na Figura 52 que a potência (e rendimento) máxima ocorre para uma rotação da turbina em torno de 15.000 rpm. Observa-se também que há um “patamar” em que se mantém estável a potência máxima entre rotações de 11.000 a 20.000 rpm.

Tabela 7 - Valores de ω_{Turbina} , $\dot{w}_{\text{gerador}}$, ω_{Gerador} e $\eta_{\text{Combinado}}$ para a turbina Tesla

ω_{Turbina} (rpm)	$\dot{w}_{\text{gerador}}$ (watts)	ω_{Gerador} (rpm)	$\eta_{\text{Combinado}}$ (%)
10090	1240	930	5,65
11090	1320	1030	6,01
14430	1400	1330	6,38
15580	1420	1440	6,47
17280	1360	1600	6,19
19130	1330	1770	6,06
20640	1280	1910	5,83

5.4 Teste da turbina Tesla-Pelton

A Tabela 8 e a Figura 53 mostram, para várias cargas resistivas colocadas no gerador, os valores medidos, da rotação do eixo da turbina, ω_{Turbina} , da potência fornecida

pelo gerador, $\dot{w}_{gerador}$, e, os valores calculados pela equação (110) da seção 6.2.2 do rendimento combinado (ou global), $\eta_{Combinado}$.

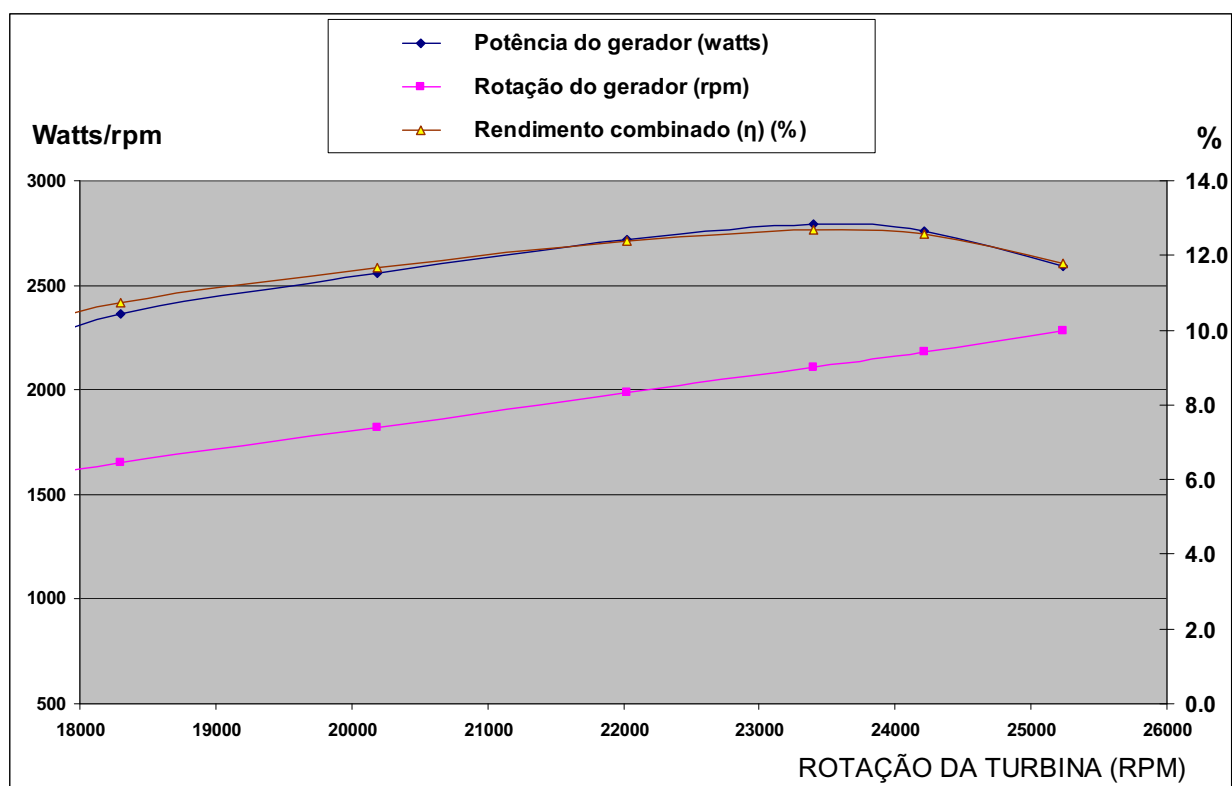


Figura 53 - Gráfico dos valores de $\omega_{Turbina}$, $\dot{w}_{gerador}$, $\omega_{Gerador}$ e $\eta_{Combinado}$ para a turbina Tesla-Pelton.

Observa-se na Figura 53 que a potência (e rendimento) máxima ocorre para uma rotação da turbina em torno de 23.500 rpm. Observa-se também que a um “patamar” em que se mantém estável a potência máxima entre rotações de 20.000 a 25.000 rpm.

Tabela 8 - Valores de $\omega_{Turbina}$, $\dot{w}_{gerador}$, $\omega_{Gerador}$ e $\eta_{Combinado}$ para a turbina Tesla-Pelton

$\omega_{Turbina}$ (rpm)	$\dot{w}_{gerador}$ (watts)	$\omega_{Gerador}$ (rpm)	$\eta_{Combinado}$ (%)
17200	2110	1540	9,61
18300	2360	1650	10,75
20190	2560	1820	11,66
22030	2720	1990	12,39
23400	2790	2110	12,70
24210	2760	2180	12,57
25240	2590	2280	11,79

6. CÁLCULOS DOS RENDIMENTOS DAS TURBINAS E DO SISTEMA

6.1 Rendimento de turbina a vapor

A Figura 54 mostra o processo de expansão no diagrama h-s para uma turbina de estágio único (LEE e SEARS, 1969).

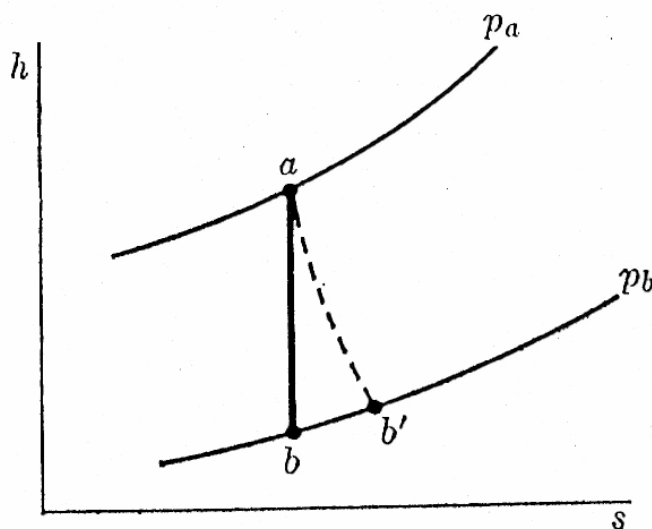


Figura 54 - Gráfico entalpia-entropia (h-s) da expansão do vapor em uma turbina

Admite-se que o processo seja adiabático; pode-se assim calcular o trabalho máximo supondo o processo adiabático reversível. Isto significa que a energia disponível para a conversão, dentro da conceituação do Segundo Princípio é toda convertida em trabalho. O estado final é definido pela entropia do vapor que entra na turbina e a sua pressão de escape. A pressão de escape é fixada pela pressão na região à qual escapa o vapor. Sendo permanente o escoamento, e desprezíveis as diferenças de energia cinética e potencial nos estados inicial e final, o trabalho máximo por unidade de massa do vapor, assim como o decréscimo de disponibilidade são iguais à variação isentrópica da entalpia, ou

$$w_{\text{máx}} = -\Delta h_s = h_a - h_b \quad (98)$$

Nenhum processo é reversível. Sabe-se pelo Segundo Princípio da termodinâmica que a entropia deve aumentar, mas este aumento depende das irreversibilidades encontradas no processo. Portanto o estado final pode ser representado pelo ponto b' no

diagrama h - s . O trabalho efetuado pela turbina na expansão adiabática irreversível de a até b' é

$$w_{\text{interno}} = -\Delta h_s = h_a - h_{b'} \quad (99)$$

Este trabalho chama-se *trabalho interno*, porque o estado do vapor é afetado apenas pelas irreversibilidades nas passagens de escoamento da turbina. As perdas externas incorridas devido ao atrito nos mancais, engrenagens, peças acessórias, etc. não podem influir no estado do vapor.

Define-se *rendimento de máquina de uma turbina* ou *rendimento da turbina* como a razão do trabalho executado pela máquina ao trabalho ideal dado pela equação (98). Supondo que a expansão é adiabática e que as variações da energia cinética são desprezíveis:

$$\eta_{\text{interno}} = \frac{h_a - h_{b'}}{h_a - h_b} \quad (100)$$

Se a turbina move um gerador, o *rendimento global ou combinado da máquina* é definido como o quociente do trabalho executado pelo gerador pelo trabalho ideal, ou

$$\eta_{\text{combinado}} = \frac{w_{\text{gerador}}}{h_a - h_b} \quad (101)$$

As perdas externas podem ser levadas em conta introduzindo o rendimento mecânico. Deduzindo as perdas externas do trabalho interno, resulta o rendimento final da turbina:

$$\eta_{\text{freio}} = \eta_{\text{interno}} \eta_m = \frac{(h_a - h_{b'})}{h_a - h_b} \eta_m \quad (102)$$

O primeiro termo na equação (102) é o rendimento térmico que constitui uma medida do desempenho do ciclo, ou ciclo e de sua fonte térmica e sumidouro, sendo de interesse do projetista da usina térmica. O segundo termo mede o desempenho da turbina e por isso é de particular interesse para o projetista da turbina.

Da equação (11) resulta que o trabalho máximo da turbina a vapor por unidade de massa do vapor é (para o ciclo térmico com condensação a 100°C)

$$w_{\text{máx}} = -\Delta h_s = h_a - h_b = 359,7 \text{ kJ/kg} \quad (103)$$

A vazão de vapor do sistema é

$$\dot{m} = 220 \text{ kg/h} = 0,06111 \text{ kg/s} \quad (104)$$

A potência máxima é

$$\dot{w}_{\text{máx}} = -\Delta h_s \cdot \dot{m} = (h_a - h_b) \cdot \dot{m} = 359,7 \text{ kJ/kg} \cdot 0,06111 \text{ kg/s} = 21,93 \text{ kW} \quad (105)$$

Da equação (102), o rendimento combinado (ou global) da turbina com o gerador é

$$\eta_{\text{combinado}} = \frac{W_{\text{gerador}}}{h_a - h_b} \quad (106)$$

Ou, analogamente,

$$\eta_{\text{combinado}} = \frac{\dot{W}_{\text{gerador}}}{\dot{W}_{\text{máx}}} \quad (107)$$

A equação (101) representa o rendimento combinado da turbina com o gerador. $h_a - h_b$ é a energia térmica do ciclo de vapor que é entregue a turbina. A energia térmica entregue à turbina sofre perdas até se converter na energia fornecida pelo gerador:

- Perdas devido à turbina não ser ideal e, portanto, irreversível, com perdas iguais a $(h_a - h_b) - (h_a - h_{b'})$ que são representadas pelo rendimento interno η_{interno} , de acordo com a equação (100).
- Perdas externas incorridas devido ao atrito nos mancais, engrenagens e peças acessórias. da turbina, representadas pelo rendimento de máquina, η_m de acordo com a equação (102).
- Perdas na transmissão entre a turbina e o gerador, composta pelas polias e seus mancais e correias, resultando em um rendimento da transmissão, η_{tr} .
- Perdas no gerador, representadas pelo rendimento do gerador, η_g .

Portanto, considerando-se as perdas apontadas acima, resulta que o rendimento combinado (ou global) da turbina com o gerador é

$$\eta_{\text{combinado}} = \frac{W_{\text{gerador}}}{h_a - h_b} = \eta_{\text{interno}} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{tr}} \cdot \eta_g \quad (108)$$

Ou, combinando a equações (101) e (102), o rendimento da turbina é

$$\eta_{\text{turbina}} = \eta_{\text{interno}} \cdot \eta_m = \frac{W_{\text{gerador}}}{h_a - h_b} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{tr}}} \cdot \frac{1}{\eta_g} \quad (109)$$

6.2 CÁLCULO DO RENDIMENTO DA TURBINA TESLA E DO SISTEMA

6.2.1 Rendimento térmico

Das equações (15) e (32) tem-se que a potência entregue pelo ciclo térmico de vapor à turbina com condensação a 100°C é 21,93 kW e para condensação a 45°C é 40,31 kW. Com estes valores calculam-se os rendimentos nas próximas secções.

6.2.2 Rendimento combinado

Da equação 107, o rendimento combinado (ou global) da turbina + gerador é:

$$\eta_{\text{combinado}} = \frac{\dot{w}_{\text{gerador}}}{\dot{w}_{\text{máx}}} \quad (110)$$

Para a turbina Tesla, a potência máxima medida no gerador, apresentada na Tabela 7 é 1,42 kW. Portanto, o rendimento combinado ou global é:

$$\eta_{\text{combinado}} = \frac{\dot{w}_{\text{gerador}}}{\dot{w}_{\text{máx}}} = \frac{1,42 \text{ kW}}{21,93 \text{ kW}} = 0,0647 \cong 6,5\% \quad (111)$$

6.2.3 Rendimento da turbina

Considerando-se que o rendimento do gerador de pequeno porte de 7,5kVA utilizado, operando a 23,7% da potência nominal, é de cerca de 59% (Anexo D), $\eta_g = 0,59$, e que valores típicos para perdas nos mancais das polias e correias utilizadas resultam em uma perda na transmissão de cerca de 10%, $\eta_{tr} = 0,9$, pode-se considerar que o rendimento da turbina é aproximadamente

$$\eta_{\text{turbina}} = \eta_{\text{interno}} \cdot \eta_m = \frac{w_{\text{gerador}}}{h_a - h_b} \cdot \frac{1}{\eta_{tr}} \cdot \frac{1}{\eta_g} \cong 6,5\% \cdot \frac{1}{0,59} \cdot \frac{1}{0,9} \cong 12,2\% \quad (112)$$

A potência fornecida pela turbina é igual à potência fornecida pelo gerador, descontadas as perdas do gerador e de transmissão:

$$\dot{w}_{\text{turbina}} = 1,42 \text{ kW} / (0,59 \cdot 0,9) = 2,7 \text{ kW} \quad (113)$$

Observação: O rendimento considerado para o gerador foi baseado em valores médios tabelados. Ensaio realizados no gerador utilizado, mostrados no Anexo E, sugerem que o rendimento desse gerador é menor que o considerado.

6.2.4 Rendimento do sistema

6.2.4.1 Rendimento do sistema com condensação a 100 °C

Das equações (107) e (14) resulta que a eficiência do sistema (ciclo térmico, turbina e gerador) é:

$$\eta_{\text{sistema}} = \eta_{\text{ciclo térmico}} \cdot \eta_{\text{combinado}} = 0,152 \cdot 0,0647 = 0,0098 = 0,98 \% \quad (114)$$

6.2.4.2 Rendimento do sistema com condensação a 45 °C

Das equações (114) e (10) resulta que a eficiência do sistema (ciclo térmico + turbina + gerador) é:

$$\eta_{\text{sistema}} = \eta_{\text{ciclo térmico}} \cdot \eta_{\text{combinado}} = 0,256 \cdot 0,0647 = 0,0165 = 1,65 \% \quad (115)$$

Devendo produzir no gerador com a mesma quantidade de lenha

$$\dot{w}_{\text{gerador}} = 0,256/0,152 \cdot 1,42 \text{ kW} = 2,02 \text{ kW} \quad (116)$$

e na turbina

$$\dot{w}_{\text{turbina}} = 2,02 \text{ kW}/(0,59 \cdot 0,9) = 3,8 \text{ kW} \quad (117)$$

6.2.5 Rendimento líquido do sistema

A energia gasta na bomba, 49 W (da equação (16)) é desprezível. Para a condensação a 100°C, se for descontada a energia gasta na bomba da energia produzida pelo gerador, resulta que a energia líquida produzida pelo sistema é:

$$\dot{w}_{\text{Sistema Líquida}} = \dot{w}_{\text{gerador}} - \dot{w}_b = 1,42 \text{ kW} - 0,049 \text{ kW} = 1,37 \text{ kW} \quad (118)$$

E o rendimento líquido do sistema:

$$\eta_{\text{Sistema Líquido}} = \eta_{\text{ciclo térmico}} \cdot \frac{\dot{w}_{\text{Sistema Líquida}}}{\dot{w}_{\text{máx}}} = 0,152 \cdot \frac{1,37 \text{ kW}}{21,93 \text{ kW}} = 0,152 \cdot 0,0624 = 0,95 \% \quad (119)$$

6.3 Cálculo do rendimento da turbina Tesla-Pelton e do sistema

6.3.1 Rendimento térmico

Das equações (15) e (32) tem-se que a potência entregue pelo ciclo térmico de vapor à turbina com condensação a 100°C é 21,93 kW e para condensação a 45°C é 40,31 kW.

6.3.2 Rendimento combinado

Da equação 107, o rendimento combinado (ou global) da turbina com gerador é

$$\eta_{\text{combinado}} = \frac{\dot{w}_{\text{gerador}}}{\dot{w}_{\text{máx}}} \quad (120)$$

Para a turbina Tesla-Pelton, a potência máxima medida no gerador, apresentado na Tabela 8 é 2,79 kW. Portanto, o rendimento combinado ou global é:

$$\eta_{\text{combinado}} = \frac{\dot{w}_{\text{gerador}}}{\dot{w}_{\text{máx}}} = \frac{2,79 \text{ kW}}{21,93 \text{ kW}} = 0,127 = 12,7\% \quad (121)$$

6.3.3 Rendimento da turbina

Considerando-se que o rendimento do gerador de pequeno porte de 7,5kVA utilizado, operando a 46,5% da potência nominal, é de cerca de 75% (Anexo C), $\eta_g = 0,75$, e que valores típicos para perdas nos mancais das polias e correias utilizadas resultam em uma perda na transmissão de cerca de 10%, $\eta_{tr} = 0,9$, pode-se considerar que o rendimento da turbina é aproximadamente

$$\eta_{\text{turbina}} = \eta_{\text{interno}} \cdot \eta_m = \frac{w_{\text{gerador}}}{h_a - h_b} \cdot \frac{1}{\eta_{tr}} \cdot \frac{1}{\eta_g} = 12,7\% \cdot \frac{1}{0,75} \cdot \frac{1}{0,9} = 18,8\% \quad (122)$$

Observações:

- 1) O rendimento considerado para o gerador foi baseado em valores médios tabelados. Ensaio realizado no gerador utilizado, mostrados no Apêndice B, sugerem que o rendimento desse gerador é menor que o considerado.
- 2) O rendimento da turbina é reduzido pelo atrito dos retentores montados junto aos rolamentos de esferas para que o óleo circulante para refrigerar os mancais não escape. Portanto, o uso de um outro tipo de mancal, como o magnético ou o hidráulico, poderia aumentar significativamente o rendimento da turbina.

A potência fornecida pela turbina (para condensação a 100°C) é igual à potência fornecida pelo gerador, descontadas as perdas do gerador e de transmissão:

$$\dot{w}_{turbina} = 2,79 \text{ kW} / (0,75 \cdot 0,9) = 4,1 \text{ kW} \quad (123)$$

6.3.4 Rendimento do sistema

6.3.4.1 Rendimento do sistema com condensação a 100 °C

Considerando perdas de 20% na caldeira à lenha (valor típico), tem-se da equação (14) que a energia entregue a turbina é 15,2 % da energia fornecida pela lenha. Portanto, resulta das equações (112) que a eficiência do sistema (ciclo térmico com turbina e gerador) é:

$$\eta_{\text{sistema}} = \eta_{\text{ciclo térmico}} \cdot \eta_{\text{combinado}} = 0,152 \cdot 0,127 = 0,0193 = 1,93\% \quad (124)$$

6.3.4.2 Rendimento do sistema com condensação a 45 °C

Das equações (107) e (31) resulta que a eficiência do sistema (ciclo térmico + turbina + gerador) é:

$$\eta_{\text{sistema}} = \eta_{\text{ciclo térmico}} \cdot \eta_{\text{combinado}} = 0,256 \cdot 0,127 = 0,0325 = 3,25\% \quad (125)$$

Devendo produzir no gerador com a mesma quantidade de lenha

$$\dot{w}_{gerador} = 0,256 / 0,152 \cdot 2,79 \text{ kW} = 4,70 \text{ kW} \quad (126)$$

e na turbina

$$\dot{w}_{turbina} = 4,70 \text{ kW} / (0,75 \cdot 0,9) = 7,0 \text{ kW} \quad (127)$$

6.3.5 Rendimento líquido do sistema

A energia gasta na bomba, 49 W (da equação (16)) é desprezível. Para a condensação a 100°C, se for descontada a energia gasta na bomba da energia produzida pelo gerador, resulta que a energia líquida produzida pelo sistema é:

$$\dot{w}_{\text{Sistema Líquida}} = \dot{w}_{gerador} - \dot{w}_b = 2,79 \text{ kW} - 0,049 \text{ kW} = 2,74 \text{ kW} \quad (128)$$

e o rendimento líquido do sistema:

$$\eta_{\text{Sistema Líquido}} = \eta_{\text{ciclo térmico}} \cdot \frac{\dot{w}_{\text{Sistema Líquido}}}{\dot{w}_{\text{máx}}} = 0,152 \cdot \frac{2,74 \text{ kW}}{21,93 \text{ kW}} = 0,152 \cdot 0,12 = 1,90 \% \quad (129)$$

6.4 Rendimento com co-geração

A equação (17) mostra que mais de 143 kW são entregues ao condensador e, portanto podem ser utilizados para aquecimento de água. A efetiva utilização desse calor eleva o rendimento do sistema até o limite em que apenas as perdas nos mancais, transmissão e gerador degradam o rendimento do sistema.

A energia térmica entregue à turbina, 21,93 kW (calculado na equação (15)), é um valor ideal calculado considerando que a turbina é reversível, mas na prática a queda de entalpia na turbina é menor e um valor menor de energia térmica é entregue a turbina, e, portanto, mais energia térmica é fornecida ao condensador.

6.5 Avaliação das perdas do gerador

Para avaliar a eficiência do gerador AC, foi utilizado o sistema mostrado na Figura B1, composto por freio, haste e balança. Foi utilizada uma turbina utilizada de 3 discos cuja potência gerada é apresentada no Apêndice A. O teste apresentado nesta seção ocorreu nas mesmas condições do teste mostrado no Apêndice A, ou seja, alimentada por 100 kg/h de vapor saturado à 170 °C e 830 kPa. Mediu-se a potência da turbina no eixo da turbina sem esta estar acoplada ao gerador, de forma a poder comparar com a potência medida no gerador e avaliar as perdas do gerador. Instalou-se um freio no eixo da roda de inércia que gira conectada à turbina, como mostra a Figura 55. A Figura 56 apresenta os valores de torque no eixo da turbina medidos para várias rotações e a Figura 57 apresenta os valores de potência correspondentes.



Figura 55- Sistema para medir o torque da turbina composto por freio, haste e balança.

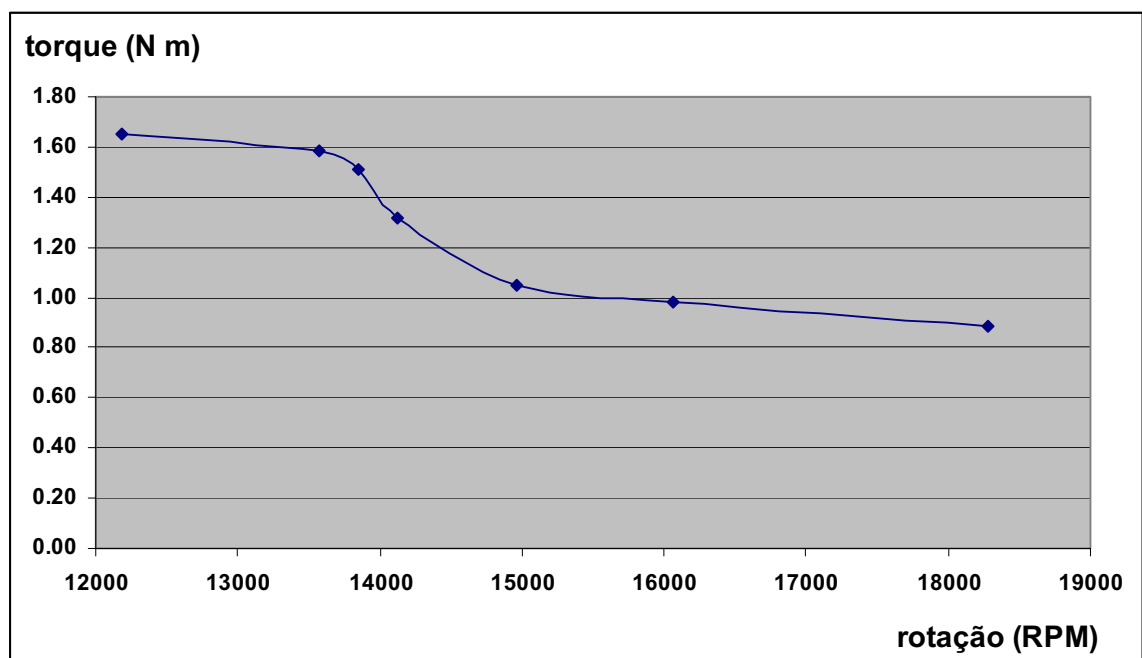


Figura 56 - Torque medido em uma turbina de 3 discos.

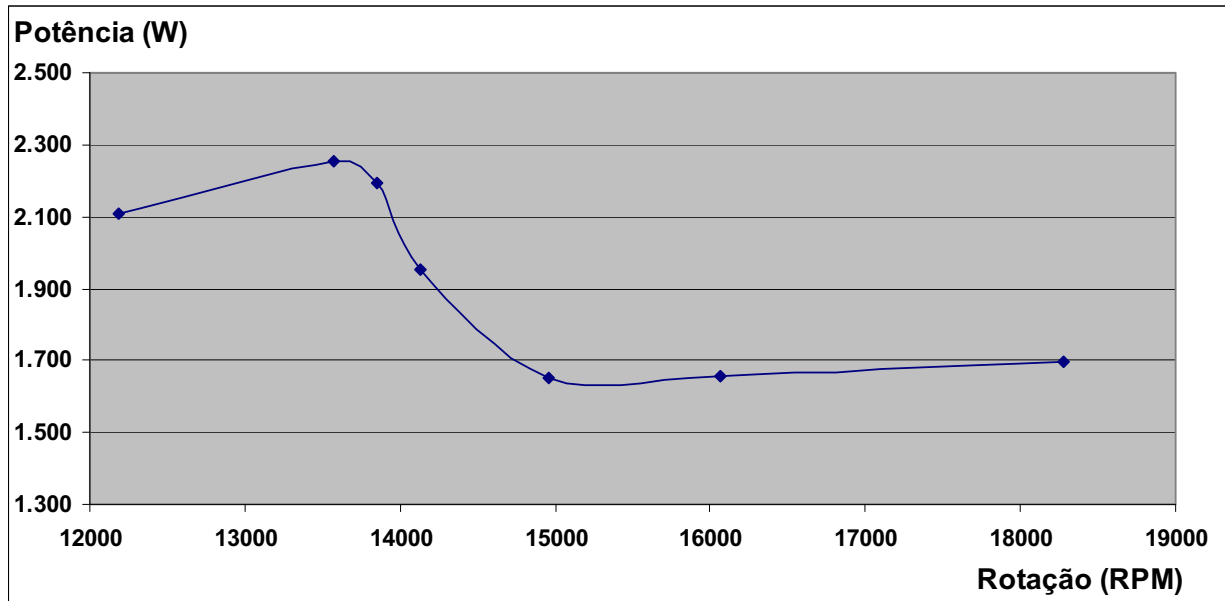


Figura 57: Potência medido em uma turbina de 3 discos.

Comparando-se o valor máximo da potência fornecida pelo gerador de 850W (apresentada no Apêndice A) com a potência média na turbina (sem o gerador) de 2.200W, mostrada na Figura 3, obteve-se o seguinte valor para o rendimento do gerador:

$$\text{Rendimento do gerador} = \frac{850\text{W}}{2200\text{W}} = 0,39 \equiv 39\% \quad (\text{B-1})$$

ou perdas de 61%.

Conclui-se que as perdas do gerador de ímãs permanentes de 7,5 kVA utilizado, operando abaixo do seu valor nominal, são bastante elevadas e que os valores para potência e rendimento para as turbinas calculados neste trabalho são na prática superiores.

6.6 Cálculo dos custos do sistema com turbina Tesla-Pelton

6.6.1 Cálculo do custo do kilowatt-hora produzido

Das equações (37) e (40), o consumo mássico de lenha é $\dot{V}_{\text{lenha}} \cong 0,10 \text{ m}^3/\text{h}$ para produzir 220 kg/h de vapor.

Da equação (128), para o condensador aberto (condensação a 100 °C), a energia líquida produzida pelo sistema é 2,74 kW. Da Tabela 2-2, o custo por kilowatt-hora é:

$$\text{custo}_{\text{kW}} = \frac{0,1 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{R\$ } 40,00/\text{m}^3}{2,74 \text{ kW}} = \text{R\$ } 1,46 / \text{kWh} \quad (130)$$

Da equação (126), para o condensador fechado (condensação a 45°C), a energia líquida produzida pelo sistema é 5,07 kW. Da Tabela 2-2, o custo por kilowatt-hora é:

$$\text{custo}_{\text{kW}} = \frac{0,1 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{R\$ } 40,00/\text{m}^3}{4,70 \text{ kW}} = \text{R\$ } 0,85 / \text{kWh} \quad (131)$$

Como referência para comparação, o preço do kilowatt-hora da concessionária Bandeirantes de S. Paulo é R\$ 0,42 / kWh para consumidor residencial (incluindo impostos).

Deve-se ressaltar que pequenas quantidades de lenha, necessárias à micro-geração, são normalmente disponíveis, ou podem ser cultivadas, em áreas rurais praticamente sem custo.

6.6.2 Cálculo do custo do sistema

O custo do sistema construído foi cerca de R\$ 35.000,00: a caldeira e seus acessórios custaram cerca de R\$ 20.000,00, uma turbina com acessórios custou aproximadamente R\$10.000,00, o gerador elétrico R\$ 2.500,00 e as instalações hidráulica, elétrica e alvenaria mais cerca de R\$ 2.500,00.

O custo do kilowatt instalado (no caso do uso de condensador aberto) é:

$$\text{custo}_{\text{kW instalado}} = \frac{\text{R\$ } 35.000,00}{2,74 \text{ kW}} = \text{R\$ } 12.774,00 / \text{kW} \quad (132)$$

Considerando um sistema com condensador fechado:

$$\text{custo}_{\text{kW instalado}} = \frac{\text{R\$ } 35.000,00}{4,70 \text{ kW}} = \text{R\$ } 7.447,00 / \text{kW} \quad (133)$$

Obs: Algum custo adicional deve ser considerado na implementação do condensador fechado.

O custo é expressivamente diluído em sistemas maiores, pois os preços dos componentes não aumentam proporcionalmente ao aumento da capacidade.

Porém, 80% das propriedades rurais utilizam até 3 kW e o consumo médio de residências é em torno de 300W. Portanto, o sistema desenvolvido poderia atender pequenas comunidades e propriedades rurais.

6.6.3 Comparações de custos

Considerando um consumo residencial médio inferior a 250 W (valor prático, se utilizar água quente para chuveiros fornecida pelo sistema), pode-se atender em torno de 20 famílias com um custo de implantação de R\$ 1.700,00/família. Considerando que a vida útil do sistema é superior a 10 anos, obtém-se um custo mensal referente à implantação de < R\$ 14,00/família mês.

A título de comparação, o preço de um sistema com células fotovoltaicas para gerar 140W custa R\$ 20.000,00, pois para gerar 100 kW.h em um mês (equivalente a potência média de $100.000\text{W}/(30.24) = 140\text{W}$) necessita de painéis fotovoltaicos com cerca de 650 W de capacidade nominal, com custo atual na faixa de US\$ 15,00/W – US\$ 20,00/W (SOLARTERRA, 2009). No caso de sistemas solares o custo não reduz significativamente com o aumento da capacidade instalada devido ao preço das células solares.

Novamente, a título de comparação, o preço de um pequeno sistema eólico para gerar 140W custa R\$ 20.000,00, pois para gerar 100 kW.h em um mês (equivalente a potência média de $100/30.24 = 0,14\text{ kW}$) necessitaria de uma turbo-gerador eólico com cerca de 1.000 W de capacidade nominal, gerando 100 kw.h efetivos por mês (considerando que o fator médio de aproveitamento de vento na região Sul é 0,2 e no nordeste é de 0,4 e também as perdas no sistema) (SOLARTERRA, 2009). No caso de sistemas eólicos o custo por kilowatt-hora se reduz com o aumento da capacidade instalada, chegando a ser pouco mais que o dobro, R\$ 230,00/MW.h, da energia hidroelétrica que é de R\$ 100,00/MW.h, para sistemas de grande porte.

Em comparação com conjuntos geradores a gasolina e diesel, o custo do combustível é elevado, comparado à lenha, além de muito poluente e não renovável, embora seu custo de implantação seja inferior.

Por fim, comparando-se a turbina Tesla-Pelton com a turbina Tesla oferecida por uma empresa americana (GERMANO, 2009), que, segundo o fabricante, custa US 20.000,00, possui 31 discos de 10” (0,254 m), opera a 13.000 rpm e fornece uma potência de 11 kW consumindo 363 kg/h de vapor, verifica-se que a turbina Tesla-Pelton que pode produzir 7,0 kW com 220 kg/h de vapor (com condensador fechado) apresenta

desempenho semelhante (produziria 11,5 kW com 363 kg/h de vapor), com a vantagem de ter custo muito inferior e utilizar apenas 5 discos de diâmetro menor.

Deve-se acrescentar que o preço considerado para o protótipo desenvolvido pode ser reduzido consideravelmente com a industrialização. O preço da caldeira, que vem a ser o mais significativo no sistema, dilui-se bastante em sistemas maiores, uma vez que seu preço não aumenta linearmente; no caso do protótipo construído a caldeira utilizada foi a menor caldeira encontrada no mercado. Os rendimentos obtidos também são relativos a um primeiro protótipo construído, havendo margem para ser aumentado com melhorias no projeto, de forma que, considerando que há sistemas sendo implementados por usineiros de álcool para vender energia com coeficiente de aproveitamento de energia de 7% (eletricidade gerada), há possibilidade de que mesmo sistemas maiores venham ser competitivos comercialmente.

Quanto ao custo de micro-turbinas comerciais já consolidadas no mercado, não se dispõe de modelos a vapor e são caras, podendo-se citar, por exemplo, a Capstone (CAPSTONE, 2009) para 30 kW, que funciona apenas com gás, que custa cerca de R\$ 200.000,00.

7 CONCLUSÕES

Não há equações disponíveis na literatura para o cálculo da potência de uma turbina Tesla que permita dimensionar ou projetar uma turbina para obter determinado torque e potência. As equações para o cálculo do torque e da potência fornecidas por Schlichting (1962) em um disco girando livre não servem no caso da turbina Tesla, onde os discos são encapsulados. De qualquer forma, usando tais equações obteve-se um valor de potência para a turbina Tesla projetada de 2,02 kW, próximo ao valor estimado nos testes de 2,7 kW (estimado descontando-se as perdas do gerador e polias de transmissão).

A simulação em computador da turbina Tesla-Pelton serviu para mostrar que o torque resultante da pressão do fluido sobre os obstáculos em forma de elipse é 95,2% do torque total fornecido pela turbina e o torque devido à tensão de cisalhamento na camada limite apenas 4,8%. Deste resultado conclui-se que a turbina Tesla-Pelton tem o comportamento bem próximo ao de uma turbina Pelton se comparado ao comportamento de uma turbina Tesla e, conseqüentemente, o modelo matemático utilizado para calcular a potência de uma turbina Pelton poderia ser utilizado em uma turbina Tesla-Pelton.

Os valores calculados de torque e potência para a turbina Tesla-Pelton, utilizando-se o modelo de uma turbina Pelton convencional, forneceram resultados próximos aos medidos; neste a potência calculada foi inferior a 5 kW e o valor medido foi de 4,1 kW (estimado descontando-se as perdas do gerador e polias de transmissão). Também observou-se nos testes que a turbina Tesla-Pelton apresentou maior potência em torno da condição $\omega R/V_i = 0,5$ ($\approx 22.000rpm$), como ocorreu nos cálculos de uma turbina Pelton, e diferente da turbina Tesla que tem maior rendimento e potência em torno de 15.000rpm.

Portanto, conclui-se que as equações para o cálculo do número de discos e distância entre eles, utilizado na turbina Tesla, associado às equações para o cálculo do torque, potência e da velocidade na qual a turbina fornece maior potência da turbina Pelton, permitem projetar a turbina Tesla-Pelton para atender uma dada necessidade de torque e potência, consistindo-se em um modelo com razoável precisão para fins práticos.

A turbina Tesla-Pelton que é obtida com a substituição dos discos lisos de uma turbina Tesla por discos “tipo Pelton” apresentou cerca do dobro do rendimento, torque e

potência comparada a uma turbina Tesla com as mesmas dimensões. Se comparada à uma turbina Tesla fabricada recentemente por uma empresa norte-americana (GERMANO, 2009), a turbina Tesla-Pelton permite obter a mesma potência com um número bem menor de discos e de menor tamanho, portanto mais compacta e de menor custo.

Por fim, a turbina Tesla-Pelton permite explorar as vantagens que a geração de energia elétrica com vapor tem em relação a outros meios em sistemas para micro-geração (abaixo de 100 kW), até então inviável com o uso de turbinas a vapor convencionais.

Conclui-se também que os valores obtidos de potência, rendimento e custos do protótipo construído, o tornam uma alternativa econômica para uso em locais não servidos por redes de distribuição. Os custos de implantação deste sistema, se comparados com sistemas fotovoltaicos e eólicos, são inferiores. Quanto ao consumo de combustível, a lenha é o combustível mais barato existente e geralmente disponível praticamente sem custo em áreas rurais, o que torna os custos da energia produzida muito inferiores, se comparados aos geradores a diesel ou gasolina. Também, a turbina Tesla-Pelton praticamente não tem manutenção, sendo esta outra vantagem em relação a motores de combustão interna ou mesmo com turbinas convencionais. Embora tenha sido focado o uso de caldeira a lenha, podem-se utilizar caldeiras operadas a gás e óleo, onde for mais conveniente.

8. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Quanto ao rendimento obtido para a turbina Tesla-Pelton de 18,8% (totalizados os rendimentos interno e mecânico), este pode ser aumentado reduzindo-se as perdas mecânicas, utilizando-se, por exemplo, mancais com filme de óleo ou magnéticos, de forma a diminuir as perdas do mancal com rolamento de esfera utilizado e aumentar a eficiência.

Quanto ao rendimento máximo obtido para o sistema de aproximadamente 3,25% na geração de energia elétrica a partir da lenha (utilizando-se condensador à baixa pressão), este pode ser aumentado dimensionando-se o gerador para operar na potência nominal da turbina de forma a reduzir as perdas no gerador que são bastante significativas. Quanto ao gerador, quanto maior, maior seu rendimento, sendo próximo a 100% para geradores de grande porte com mancais especiais.

Sistemas maiores podem ser construídos de forma que os discos possam ter diâmetros maiores e rotação igual ao do gerador, de forma a conectar o eixo da turbina diretamente no eixo do gerador e eliminar as perdas das polias e correias de transmissão.

Pode-se sugerir também o uso de superaquecedores, pressões e temperaturas maiores e turbinas com vários estágios, entre outras, para aumentar o rendimento do ciclo termodinâmico.

Quanto ao controle do sistema, uma forma simples de gerar energia regulada, é utilizar geradores de corrente contínua e inversores. O inversor converte a energia alternada com frequência precisa e tensão estabilizada.

O maior torque obtido na turbina Tesla-Pelton comparado à turbina Tesla convencional também permite explorar aplicações já experimentadas sem sucesso como, por exemplo, motor automotivo e perfuratriz de alta velocidade a ar comprimido para locais onde a presença de eletricidade não possa ser tolerada.

REFERÊNCIAS

ADAMS, R., RICE, W. Experimental Investigation of the Flow Between Corotating Disks, Journal of Applied Mechanics, Vol. 37, Trans. ASME, Vol. 92 series E, No. 3 September 1970, pp. 844-849.

ANEEL, Atlas da energia elétrica no Brasil. Agência Nacional de Energia Elétrica - Aneel, Brasília, 2008.

CAIRNS, W. M. J., The Tesla Disk Turbine. Published by Camdem Miniature Steam Services, GB, 2nd Edition, 2003.

CAPSTONE. Micro turbines. Disponível em: <http://www.capstoneturbine.com>. Acesso em: 22 set. 2009.

COUTO, H. S., Duarte, J. B. F. Netto, D. B. Tesla Turbine Revisited. Paper accepted for oral Presentation at the 8th APISCEU (Asian Pacific International Symposium on Combustion and Energy Utilization), Sochi, Russia, Oct. 2006.

COUTO, H. S., BATISTA, J. C., Turbina Híbrida Tesla-Roda Pelton. Patente Brasileira MU 8601863-9. 2006.

ELETROBRAS. Projeto Ribeirinhas: Biomassa Sólida. Centrais Elétricas Brasileiras SA, 2008. http://www.eletrobras.com.br/EM_Programas_Ribeirinhas/sistemas.asp

ESCOLA SUPERIOR DE AGRICULTURA “LUIZ DE QUEIROZ” – USP. Informativo CEPEA – Setor Florestal. Disponível em: <http://www.cepea.esalq.usp.br/florestal/files/2009/04abr.pdf> Acesso em: 10 nov. 2009.

FOX, R. W., Introdução à Mecânica dos Flúidos, LTC Rio de Janeiro, 2.004, 6^a edição.

GERMANO, F. Turbina Tesla. Disponível em: <http://www.frank.germano.com>. Acesso em: 22 set. 2009.

HAYES, J.A., The Boundary Layer Breakthrough – The Tesla Bladeless Turbine, pp 114-118.1998.

LAWN, Jr. J., RICE, W.: Calculated Design Data for the Multiple Disk Turbine using Incompressible fluid, Journal of Fluids Engineering, trans. ASME, Vol. 96 No. 3, September 1974, pp. 252-258.

LEE, J. F., SEARS, F. W. Termodinâmica, Ao livro técnico Editora e Editora USP, Rio de Janeiro, 1969.

LORA, ELECTO E. S., NASCIMENTO, M. A. R. (coordenadores), Geração Termelétrica – Planejamento, Projeto e Operação. Vol 1 e 2. Editora Interciência, Rio de Janeiro, 2004.

NH GERADORES. Geradores com ímãs permanentes. Disponível em: www.nhgeradores.com.br. Acesso em: 22 set. 2009.

PETERSON, G. L. The Tesla Bladeless Turbine and Related Turbo Machinery.

REY, A. F.: Numerical Simulation of the Flow Field in a Friction-Type Turbine (Tesla Turbine) Diploma thesis at the Institute of Thermal Powerplants, TUWien. Viena, Austria, July 2004.

RICE, W.: An Analytical and Experimental Investigation of Multiple-Disk Turbines. Journal of Engineering for Power. Trans. ASME, series A, Vol. 87, No. 1 Jan. 1965, pp. 29-36.

<http://www.cepea.esalq.usp.br/florestal/files/2009/04abr.pdf>

RICE, W. Tesla Turbomachinery. Conference Proceedings of the International Tesla Symposium, September 22-25, 1991, Serbian Academy of Sciences and Arts, Belgrade, Yugoslavia.

SHAMES, I. H., Mechanics of Fluids. McGraw-Hill, 1962.

SCHLICHTING, H., Boundary Layer Theory, McGraw-Hill Book Co., Inc., New York, NY, fourth Ed., 1962, p-547.

SCHMIDT, D.D.: Biomass Boundary Layer Turbine Power System. California Energy Commission (CEC), EISG PROGRAM [online]. Disponível em: <http://eisg.sdsu.edu/Fullsums/00-06.htm>> Acesso em: 22 set. 2009.
<http://eisg.sdsu.edu/shortsums/shortsum0006.htm>> Acesso em: 22 set. 2009, 1991. California, USA

SOLARTERRA. Energias Alternativas. Disponível em: <http://www.solarterra.com.br/>, Acesso em: 22 set. 2009.

TESLA, N.: Tesla Turbine .United States Patent No. 1061206. May 6, 1913.

TESLA, N. The Rotary Heat Motor Reduced to its Simplest Terms, Scientific American, Sept. 30, 1911, p – 296

TESLA, N. Dr. Tesla Talks of Gas Turbines .Motor World. September 18, 1911.

TESLA, N. “The Tesla Steam Turbine”, Scientific American, New York. September 30, 1911.

TESLA, N. From Complex to Simple, Scientific American, Sept. 30, 1911, p-290

VIEIRA, R. C. C., Atlas de Mecânica dos Fluídos. Edgard Bucher Ltda. São Paulo. 1971.

WHITE, F.M., Fluid Mechanics, McGraw-Hill Kogacucha, Ltd. Kosaido Publishing Co., Tokyo, Japan, 1979, p-325

WYLEN, G. V., BORGNACKE, R. S. Fundamentos da Termodinâmica Clássica. Edigar Blücher, 2003.

APÊNDICE A: POTÊNCIA DO GERADOR COM POLIAS DE 180 E 250 MM.

Potência medida com polias de 180 mm e 250 mm no eixo do gerador. A turbina utilizada possui 3 discos e foi alimentada com 100 kg/h de vapor saturado à 172 °C e 830 kPa. Observa-se que o sistema gera valores de potência semelhantes mesmo o gerador estando com rotações diferentes.

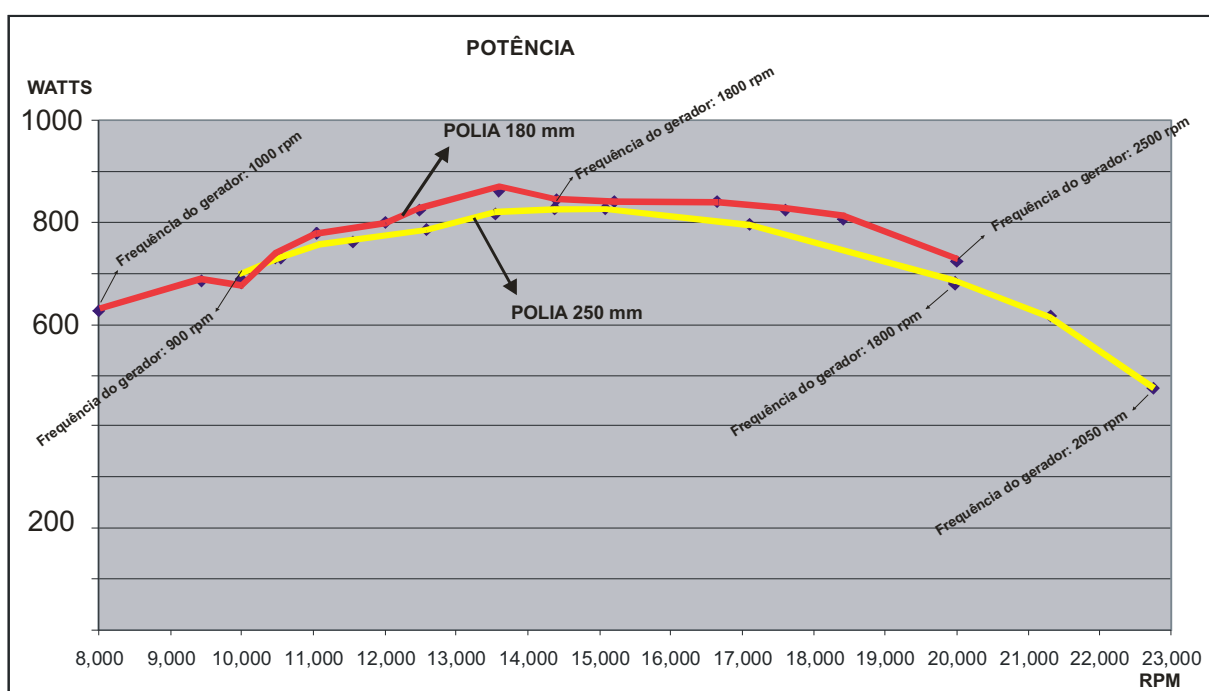


Figura A1 – Potência no gerador com polias de 180 mm e 250 mm

ANEXO A: PROPRIEDADES DO VAPOR SATURADO

Tabela A1 - Propriedades do vapor saturado.

°C	kPa	m³/kg	kJ/kg	kJ/kg °C	kJ/kg °C	kJ/kg °C	kg/ms		kJ/kg °C	cp/cv	m²/s
T	P	v	h	s	cp	cv	μ	c	R	k	ν
90	70.12	2.362	2660	7.478	2.011	1.504	0.00001193	467	0.507	1.337	2.818E-05
91	72.82	2.279	2661	7.466	2.014	1.506	0.00001196	467.6	0.508	1.337	2.726E-05
92	75.61	2.201	2663	7.453	2.017	1.508	0.000012	468.1	0.509	1.338	2.641E-05
93	78.49	2.125	2665	7.44	2.02	1.51	0.00001203	468.6	0.51	1.338	2.556E-05
94	81.47	2.052	2666	7.428	2.024	1.512	0.00001206	469.2	0.512	1.339	2.475E-05
95	84.53	1.983	2668	7.415	2.027	1.514	0.0000121	469.7	0.513	1.339	2.399E-05
96	87.69	1.916	2669	7.403	2.03	1.516	0.00001213	470.2	0.514	1.339	2.324E-05
97	90.94	1.852	2671	7.391	2.033	1.518	0.00001217	470.8	0.515	1.339	2.254E-05
98	94.3	1.79	2673	7.379	2.037	1.52	0.0000122	471.3	0.517	1.34	2.184E-05
99	97.76	1.731	2674	7.366	2.04	1.522	0.00001223	471.8	0.518	1.34	2.117E-05
100	101.3	1.674	2676	7.354	2.044	1.525	0.00001227	472.3	0.519	1.34	2.054E-05
101	105	1.619	2677	7.343	2.047	1.527	0.0000123	472.9	0.52	1.341	1.991E-05
102	108.8	1.566	2679	7.331	2.051	1.529	0.00001234	473.4	0.522	1.341	1.932E-05
103	112.7	1.516	2680	7.319	2.055	1.531	0.00001237	473.9	0.524	1.342	1.875E-05
104	116.7	1.467	2682	7.307	2.058	1.534	0.00001241	474.4	0.524	1.342	1.821E-05
105	120.8	1.42	2684	7.296	2.062	1.536	0.00001244	474.9	0.526	1.342	1.766E-05
106	125	1.375	2685	7.284	2.066	1.538	0.00001247	475.4	0.528	1.343	1.715E-05
107	129.4	1.331	2687	7.273	2.07	1.541	0.00001251	475.9	0.529	1.343	1.665E-05
108	133.9	1.29	2688	7.261	2.074	1.543	0.00001254	476.4	0.531	1.344	1.618E-05
109	138.5	1.249	2690	7.25	2.078	1.545	0.00001258	476.9	0.533	1.345	1.571E-05
110	143.2	1.211	2691	7.239	2.082	1.548	0.00001261	477.4	0.534	1.345	1.527E-05
111	148.1	1.173	2693	7.227	2.086	1.55	0.00001265	477.9	0.536	1.346	1.484E-05
112	153.1	1.137	2694	7.216	2.09	1.553	0.00001268	478.4	0.537	1.346	1.442E-05
113	158.3	1.103	2696	7.205	2.094	1.555	0.00001271	478.9	0.539	1.347	1.402E-05
114	163.6	1.069	2697	7.194	2.098	1.558	0.00001275	479.3	0.54	1.347	1.363E-05
115	169	1.037	2699	7.183	2.103	1.561	0.00001278	479.8	0.542	1.347	1.325E-05
116	174.6	1.006	2700	7.172	2.107	1.563	0.00001282	480.3	0.544	1.348	1.29E-05
117	180.3	0.9759	2702	7.162	2.112	1.566	0.00001285	480.8	0.546	1.349	1.254E-05
118	186.2	0.947	2703	7.151	2.116	1.568	0.00001289	481.2	0.548	1.349	1.221E-05
119	192.3	0.9191	2705	7.14	2.121	1.571	0.00001292	481.7	0.55	1.35	1.187E-05
120	198.5	0.8922	2706	7.13	2.125	1.574	0.00001296	482.2	0.551	1.35	1.156E-05
121	204.9	0.8662	2708	7.119	2.13	1.577	0.00001299	482.6	0.553	1.351	1.125E-05
122	211.4	0.8411	2709	7.109	2.135	1.579	0.00001302	483.1	0.556	1.352	1.095E-05
123	218.1	0.8169	2711	7.098	2.14	1.582	0.00001306	483.5	0.558	1.353	1.067E-05
124	225	0.7935	2712	7.088	2.144	1.585	0.00001309	484	0.559	1.353	1.039E-05
125	232	0.7709	2713	7.078	2.149	1.588	0.00001313	484.4	0.561	1.353	1.012E-05
126	239.2	0.749	2715	7.067	2.154	1.591	0.00001316	484.9	0.563	1.354	9.857E-06
127	246.7	0.7279	2716	7.057	2.16	1.594	0.0000132	485.3	0.566	1.355	9.608E-06
128	254.3	0.7075	2718	7.047	2.165	1.597	0.00001323	485.7	0.568	1.356	9.36E-06
129	262	0.6878	2719	7.037	2.17	1.6	0.00001327	486.2	0.57	1.356	9.127E-06
130	270	0.6687	2720	7.027	2.175	1.603	0.0000133	486.6	0.572	1.357	8.894E-06
131	278.2	0.6503	2722	7.017	2.181	1.606	0.00001334	487	0.575	1.358	8.675E-06
132	286.6	0.6325	2723	7.007	2.186	1.609	0.00001337	487.4	0.577	1.359	8.457E-06
133	295.1	0.6152	2725	6.998	2.192	1.612	0.0000134	487.9	0.58	1.36	8.244E-06
134	303.9	0.5985	2726	6.988	2.197	1.615	0.00001344	488.3	0.582	1.36	8.044E-06
135	312.9	0.5824	2727	6.978	2.203	1.619	0.00001347	488.7	0.584	1.361	7.845E-06
136	322.1	0.5667	2729	6.968	2.209	1.622	0.00001351	489.1	0.587	1.362	7.656E-06
137	331.6	0.5516	2730	6.959	2.215	1.625	0.00001354	489.5	0.59	1.363	7.469E-06
138	341.2	0.5369	2731	6.949	2.22	1.628	0.00001358	489.9	0.592	1.364	7.291E-06
139	351.1	0.5227	2733	6.94	2.226	1.632	0.00001361	490.3	0.594	1.364	7.114E-06

140	361.2	0.509	2734	6.93	2.233	1.635	0.00001365	490.7	0.598	1.366	6.948E-06
141	371.5	0.4957	2735	6.921	2.239	1.639	0.00001368	491.1	0.6	1.366	6.781E-06
142	382.1	0.4828	2736	6.911	2.245	1.642	0.00001372	491.5	0.603	1.367	6.624E-06
143	392.9	0.4703	2738	6.902	2.251	1.646	0.00001375	491.8	0.605	1.368	6.467E-06
144	404	0.4582	2739	6.893	2.258	1.649	0.00001378	492.2	0.609	1.369	6.314E-06
145	415.3	0.4464	2740	6.884	2.264	1.653	0.00001382	492.6	0.611	1.37	6.169E-06
146	426.9	0.435	2741	6.874	2.271	1.656	0.00001385	493	0.615	1.371	6.025E-06
147	438.7	0.424	2743	6.865	2.278	1.66	0.00001389	493.3	0.618	1.372	5.889E-06
148	450.8	0.4133	2744	6.856	2.284	1.664	0.00001392	493.7	0.62	1.373	5.753E-06
149	463.1	0.4029	2745	6.847	2.291	1.667	0.00001396	494.1	0.624	1.374	5.624E-06
150	475.7	0.3929	2746	6.838	2.298	1.671	0.00001399	494.4	0.627	1.375	5.497E-06
151	488.6	0.3831	2748	6.829	2.305	1.675	0.00001403	494.8	0.63	1.376	5.375E-06
152	501.8	0.3736	2749	6.82	2.312	1.679	0.00001406	495.1	0.633	1.377	5.253E-06
153	515.2	0.3644	2750	6.811	2.32	1.683	0.0000141	495.4	0.637	1.378	5.138E-06
154	529	0.3555	2751	6.802	2.327	1.687	0.00001413	495.8	0.64	1.379	5.023E-06
155	543	0.3468	2752	6.794	2.334	1.691	0.00001416	496.1	0.643	1.38	4.911E-06
156	557.3	0.3384	2753	6.785	2.342	1.695	0.0000142	496.5	0.647	1.382	4.805E-06
157	571.9	0.3302	2755	6.776	2.35	1.699	0.00001423	496.8	0.651	1.383	4.699E-06
158	586.9	0.3223	2756	6.768	2.357	1.703	0.00001427	497.1	0.654	1.384	4.599E-06
159	602.1	0.3146	2757	6.759	2.365	1.707	0.0000143	497.4	0.658	1.385	4.499E-06
160	617.7	0.3071	2758	6.75	2.373	1.711	0.00001434	497.7	0.662	1.387	4.404E-06
161	633.5	0.2998	2759	6.742	2.381	1.715	0.00001437	498.1	0.666	1.388	4.308E-06
162	649.7	0.2927	2760	6.733	2.389	1.72	0.00001441	498.4	0.669	1.389	4.218E-06
163	666.2	0.2859	2761	6.725	2.398	1.724	0.00001444	498.7	0.674	1.391	4.128E-06
164	683.1	0.2792	2762	6.716	2.406	1.728	0.00001447	499	0.678	1.392	4.04E-06
165	700.3	0.2727	2763	6.708	2.415	1.733	0.00001451	499.3	0.682	1.394	3.957E-06
166	717.8	0.2664	2764	6.699	2.423	1.737	0.00001454	499.5	0.686	1.395	3.873E-06
167	735.7	0.2603	2765	6.691	2.432	1.742	0.00001458	499.8	0.69	1.396	3.795E-06
168	753.9	0.2543	2766	6.683	2.441	1.746	0.00001461	500.1	0.695	1.398	3.715E-06
169	772.5	0.2485	2767	6.674	2.45	1.751	0.00001465	500.4	0.699	1.399	3.641E-06
170	791.5	0.2428	2768	6.666	2.459	1.755	0.00001468	500.7	0.704	1.401	3.564E-06
171	810.8	0.2373	2769	6.658	2.468	1.76	0.00001472	500.9	0.708	1.402	3.493E-06
172	830.5	0.232	2770	6.65	2.477	1.765	0.00001475	501.2	0.712	1.403	3.422E-06
173	850.5	0.2268	2771	6.642	2.487	1.769	0.00001478	501.5	0.718	1.406	3.352E-06
174	871	0.2217	2772	6.633	2.497	1.774	0.00001482	501.7	0.723	1.408	3.286E-06
175	891.8	0.2168	2773	6.625	2.506	1.779	0.00001485	502	0.727	1.409	3.219E-06
176	913	0.212	2774	6.617	2.516	1.784	0.00001489	502.2	0.732	1.41	3.157E-06
177	934.6	0.2073	2775	6.609	2.526	1.789	0.00001492	502.4	0.737	1.412	3.093E-06
178	956.7	0.2028	2776	6.601	2.536	1.794	0.00001496	502.7	0.742	1.414	3.034E-06
179	979.1	0.1983	2777	6.593	2.546	1.799	0.00001499	502.9	0.747	1.415	2.973E-06
180	1002	0.194	2778	6.585	2.557	1.804	0.00001503	503.1	0.753	1.417	2.916E-06

(Fonte: software Equation Engineering System)

ANEXO B: ESPECIFICAÇÕES DA CALDEIRA**GEROTHERMO**

IND. COM. E MANUT. LTDA

Rua: Benedito de Oliveira Nunes, 150
06720-000 - Caucaia do Alto - Cotia - SP
Fone: 11 4611-1053 Fax: 11 4611-1911
e-mail: gerothermocaldeiras@terra.com.br

CARACTERIZAÇÃO DA CALDEIRA**1 – IDENTIFICAÇÃO**

Marca : GEROTHERMO N° Série: 076 Ano Fabricação: 2007

Modelo: GVL 0.2 Potência: 200 Kgv/h

Tipo: Flamaquotubular (mista)

2- LOCALIZAÇÃO (Cliente)

Firma : LCP – Laboratório de Combustão e Propulsão
Endereço : Rod. Presidesnte Dutra, km 40
Cachoeira Paulista – SP 12.630-000

3 – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS**3.1 Funcional :**

Produção de Vapor Saturado: 200 Kgv/h
Pressão de Trabalho : 10,5 kgf/cm²
Pressão teste hidrostático : 13,65 kgf/cm²

Tipo de Combustível : Lenha
Consumo em : 0,1 m³/h

Automatização : Alimentação de água

Superfície de Aquecimento: 10,0 m²

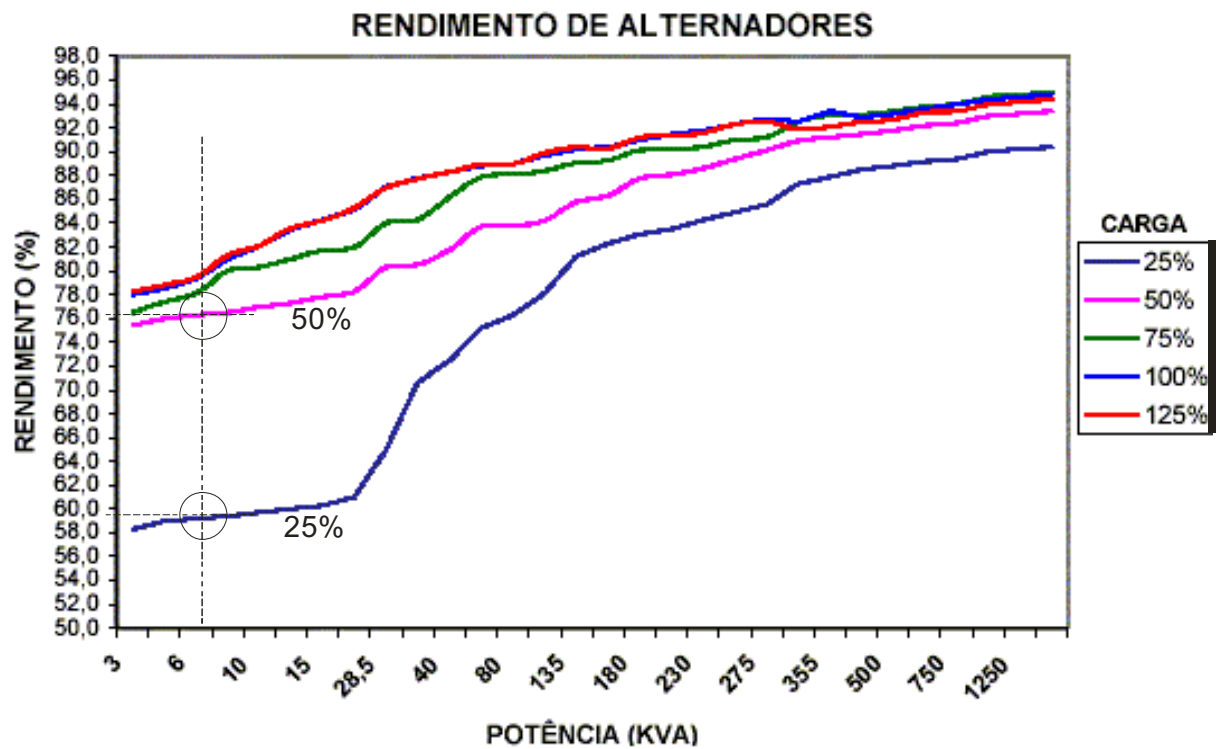
Número de passe : 01 passes de chama

3.2 - Construtiva

Atende a norma NBR 12177 – NB 227 ASME Boiler

Figura B1 – Especificações da Caldeira do sistema

ANEXO C: RENDIMENTO DE GERADORES ELÉTRICOS



$$1,42 \text{ kW} = 1,78 \text{ kVA} \rightarrow 1,78 \text{ kVA} / 7,5 \text{ kVA} = 23,7\%$$

$$2,79 \text{ kW} = 3,49 \text{ kVA} \rightarrow 3,49 \text{ kVA} / 7,5 \text{ kVA} = 46,5\%$$

Figura C1 – Gráfico do rendimento de gerador em função da carga e da potência (LORA et. al, 2004).