

PROJETO DE TURBINA A VAPOR AXIAL DE SIMPLES ESTÁGIO

Pedro Souza Mugnol, p.sm2000@hotmail.com¹

Sérgio Wortmann, sergio.wortmann@farroupilha.ifrs.edu.br²

¹Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul – Campus Farroupilha, Avenida São Vicente, 785, Bairro Cinquentenário, CEP 95180-000, Farroupilha – RS.

²Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul – Campus Farroupilha, Avenida São Vicente, 785, Bairro Cinquentenário, CEP 95180-000, Farroupilha – RS.

Resumo: *Este trabalho teve como objetivo realizar o dimensionamento de uma turbina a vapor axial de simples estágio. Para isso, foi determinada uma metodologia de projeto, obtendo as principais características técnicas do equipamento com o fornecimento de alguns parâmetros de entrada. Tendo em vista uma padronização dos cálculos, e um maior detalhamento de cada etapa do dimensionamento, foi desenvolvido um roteiro. Esse utiliza as equações analíticas das turbomáquinas e o método empírico de determinação de eficiência de Ainley e Mathieson, formando um algoritmo iterativo de aprimoramento do projeto. Os resultados obtidos são aproximações experimentais, sendo necessário testes em um modelo físico para sua validação. O roteiro apresentou um grande número de variáveis relacionadas simultaneamente, sendo necessárias algumas modificações nos parâmetros de entrada da turbomáquina para a convergência dos resultados.*

Palavras-chave: turbomáquinas, turbina a vapor, turbina axial, projeto.

1 INTRODUÇÃO

A demanda mundial por eletricidade cresceu 35,5% nos primeiros vinte anos do século 21, conforme demonstrado na figura 1. No ano de 2021, 87,4% da eletricidade teve como princípio gerador uma fonte térmica (RITCHIE; ROSER, 2022). Na grande parte dos casos, a conversão de energia térmica em mecânica tem como intermediário uma turbina a vapor. Logo, isso comprova a importância global desse tipo de turbomáquina para a sociedade.

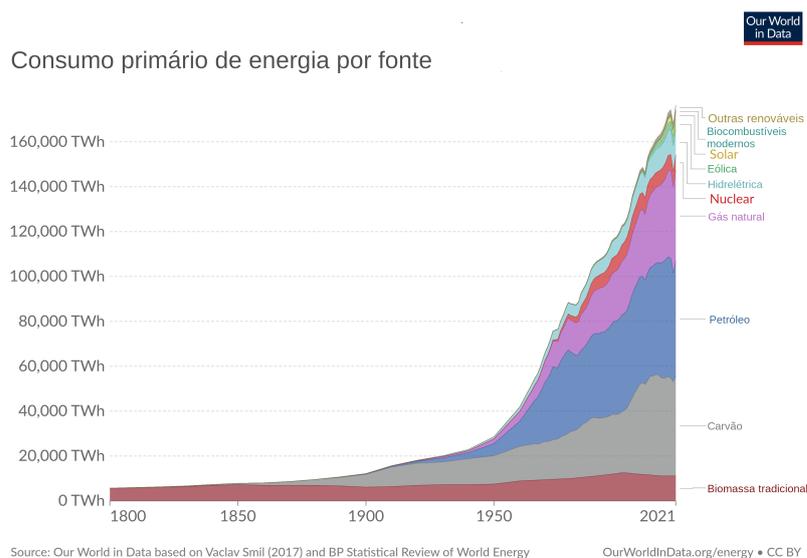


Figura 1 – Consumo global de energia por fonte. Fonte: adaptado de Ritchie e Roser, 2022.

As turbomáquinas são dispositivos capazes de efetuar a transferência de energia de um fluido com fluxo constante através de uma ou mais pás rotativas (DIXON; HALL, 2014). Esses equipamentos podem ser classificados em axiais ou radiais, ou seja, quando o escoamento do fluido ocorre em uma direção paralela ou predominantemente perpendicular ao eixo do rotor, respectivamente. Dentre essas máquinas, uma das mais importantes é a turbina a vapor.

Uma turbina a vapor é um dispositivo capaz de absorver a entalpia de um fluxo de vapor e convertê-la em trabalho através de um eixo rotativo (TOTH; BOO, 2017). Após o aquecimento da água/vapor em um sistema de caldeira, o gás aquecido é direcionado até os expansores da turbina. Esses expansores direcionam o jato de vapor em alta velocidade para as pás do rotor da máquina, onde a energia cinética do gás é transformada em potência de eixo. Logo após passar pelo corpo da turbina, o gás pode passar por um condensador para a reutilização no ciclo, ser direcionado para outros processos ou descartado (BLOCH; SINGH, 2014).

A primeira turbina a vapor é atribuída a Heron, onde um pequeno globo de metal girava devido a reação ao escape do vapor de água (HENN, 2006). No final do século XIX, Laval e Parson desenvolveram as primeiras aplicações comerciais para esse tipo de máquina (BLOCH; SINGH, 2014).

A turbina desenvolvida por Laval utilizava apenas um estágio, porém necessitava operar em rotações elevadas para garantir a eficiência, chegando a 26.000 RPM. Isso gerava problemas de fabricação e operação do equipamento. Observando essas dificuldades, Parson desenvolveu uma turbina de múltiplos estágios, capaz de operar na faixa de rotação de 4800 RPM e mantendo a eficiência do conjunto elevada (DIXON; HALL, 2014).

A bibliografia presente sobre turbomáquinas apresenta um detalhamento maior para os equipamentos radiais quando comparado com as máquinas axiais. Logo, fica evidente a necessidade de uma demonstração do processo de projeto de uma turbina a vapor. Portanto, esse trabalho irá auxiliar os estudantes de engenharia a entender melhor os conceitos do funcionamento desse tipo de máquina, que apresentam princípios mais complexos que as radiais.

O trabalho desenvolveu uma metodologia de pré-projeto para uma turbina a vapor axial de simples estágio. Através do fornecimento de alguns parâmetros de entrada, foi efetuado o dimensionamento do expensor e do rotor da turbomáquina.

Visando a padronização do processo de cálculo, foi necessário desenvolver um roteiro específico para a turbina axial. Ademais, isso irá permitir a um futuro projetista fazer as modificações dos parâmetros necessárias conforme sua necessidade.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Dentre os trabalhos acadêmicos existentes sobre o assunto, selecionou-se alguns para a revisão bibliográfica. Entre as abordagens apresentadas, consta o projeto analítico da turbina, o numérico e um sistema de malha de controle. Com o foco do trabalho na forma analítica, foi concedido uma maior ênfase nesse tópico.

Em Saad (2008) foi utilizada uma metodologia de cálculo analítica para o projeto de uma turbina a vapor axial. O fluxo do vapor foi dimensionado através da queda de entalpia, adicionando o componente da perda posteriormente. Nas palhetas, o dimensionamento dos ângulos ocorreu através dos triângulos de velocidade, que foram modificados com a adição de uma eficiência empírica no escoamento. A geometria do canal foi determinada pela equação da continuidade, mantendo a mesma velocidade de rotação média das pás para diferentes volumes específicos de vapor no corpo da turbina. As dimensões básicas das palhetas foram determinadas com equações empíricas. O modelo de ineficiência da turbina utilizado foi o de Ainley e Mathieson (1952), sendo experimental mas apresentando uma aproximação razoável.

O trabalho de Barbosa (2014) apresenta um procedimento analítico para o cálculo de uma turbina axial de simples estágio. Através de alguns parâmetros de entrada, foi possível obter a queda de entalpia do vapor dentro da turbina. Com isso, a velocidade de saída do bocal foi adquirida. A geometria básica das palhetas/bocais foi determinada pelos triângulos de velocidade. Um componente empírico de eficiência foi considerado para o cálculo dessas. A forma final das palhetas/bocais foram estabelecidas através de equações empíricas e métodos gráficos para a definição de curvaturas. As ineficiências da turbina foram computadas com aproximações analíticas e experimentais.

Ambos os trabalhos utilizaram algoritmos iterativos para ajustes no valor da eficiência, inicialmente atribuído. O trabalho de Saad (2008) comparou o resultado do algoritmo com uma turbina comercial, apresentando aproximações razoáveis com o modelo real.

Dulau e Bica (2014) apresentaram uma abordagem diferente de projeto, no qual o foco foi a montagem de uma malha de controle para a simulação do comportamento da turbina. Essa malha teve o objetivo de controlar a alimentação da turbomáquina conforme a variação da potência de eixo demandada, mantendo a rotação constante. Com a simulação, foi possível realizar uma análise gráfica da eficiência da turbina.

A tese de Sarmiento (2016) apresentou o projeto e a simulação de uma turbina radial operando no ciclo Rankine orgânico. Após o projeto analítico da turbina, esse foi refinado através de um algoritmo numérico, sendo possível simular o comportamento do gás real. Em seguida, outra rotina computacional foi implementada com técnicas CFD (dinâmica de fluidos computacionais). Após a construção de uma malha tridimensional de componentes, verificou-se a obtenção de superfícies gráficas com as características de funcionamento da máquina, permitindo uma avaliação do projeto realizado.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Uma turbina a vapor possui diversos componentes necessários para o seu funcionamento. Entre eles, os principais são os expansores, estatores e rotor, conforme detalhado abaixo. Com foco do trabalho em uma turbina de simples estágio, não será necessário dimensionar o estator. A figura 2 apresenta a localização desses componentes. A seguir, é detalhada a função de cada

componente:

- **Expansor:** direcionar o fluxo de vapor em alta velocidade para o rotor da turbina através da queda de pressão;
- **Estator:** redirecionar o fluxo de vapor entre os estágios;
- **Rotor:** converter a energia cinética do vapor em potência de eixo.

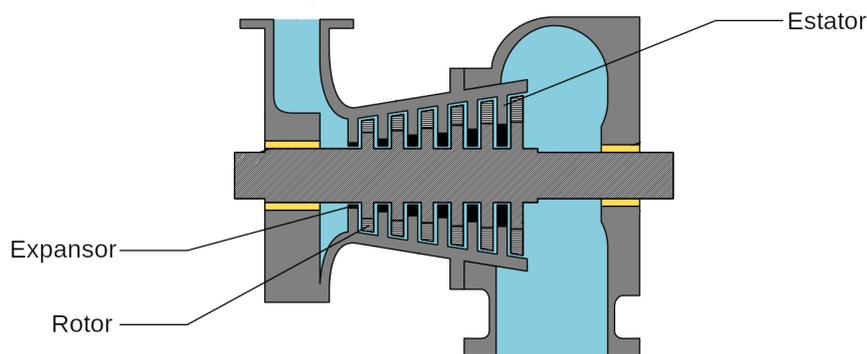


Figura 2 – Componentes de uma turbina a vapor.

O ciclo de potência que está presente nas turbinas a vapor é o Rankine, sendo responsável por representar a conversão do calor em potência de eixo. O ciclo Rankine ideal, ou seja sem perdas, pode ser representado pela compressão adiabática, adição de calor, expansão adiabática e rejeição de calor (SHAPIRO; MORAN, 2009).

Em uma situação prática, o ciclo Rankine apresenta diversas irreversibilidades. Isso tem como consequência a diminuição de sua eficiência. A transferência de calor entre a turbina/meio na expansão do gás, ineficiências no escoamento e a transmissão de entropia da bomba para o fluido de trabalho na compressão são exemplos de ineficiências.

O comportamento do vapor no interior da turbina pode ser de impulso ou de reação. Nas máquinas de impulso, a queda da pressão do vapor no rotor é pequena ou quase inexistente, sendo que essa ocorre nos expansores. Nos equipamentos de reação, a queda de pressão ocorre nos rotores e expansores (BLOCH; SINGH, 2014).

A máquina de impulso apresenta maior eficiência em altas pressões, enquanto a de reação se comporta melhor em baixas pressões. As turbinas comerciais apresentam uma estrutura impulso-reação, visando maximizar a eficiência do equipamento. A figura 3 apresenta uma comparação entre os dois tipos de turbinas.

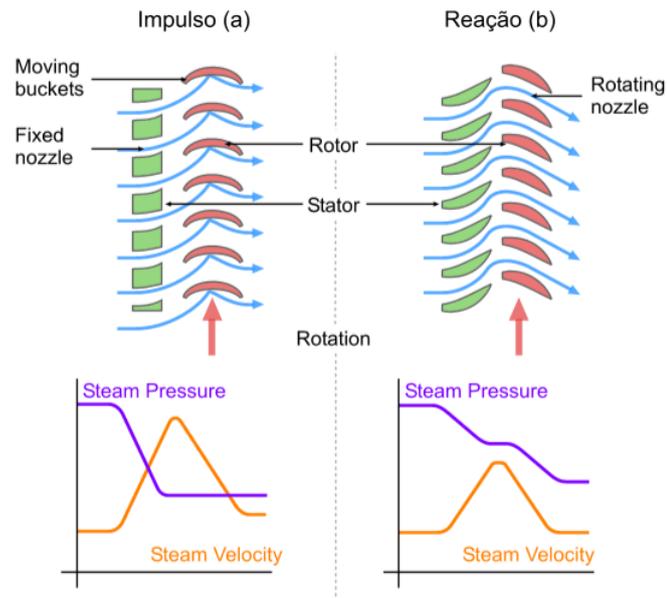


Figura 3 – Comparação das turbinas de impulso (a) e de reação (b).

As turbinas podem ser de simples estágio, com um único rotor, ou de múltiplos estágios, com dois ou mais rotores. As máquinas de múltiplos estágios podem apresentar uma combinação de seções de impulso ou/com reação. As combinações de estágio de impulso podem ser classificadas como *Curtis* ou *Rateau*.

O estágio *Curtis* apresenta uma queda súbita de pressão nos expansores e uma queda de velocidade gradual conforme avança nos estágios, sendo usual a denominação de composição de velocidade. Já o *Rateau* apresenta uma queda gradual de pressão do vapor nas partes fixas da turbina, variando a sua velocidade na seção conhecida como composição de pressão (BLOCH; SINGH, 2014). A figura 4 apresenta o comportamento do vapor na combinação desses dois estágios de impulso.

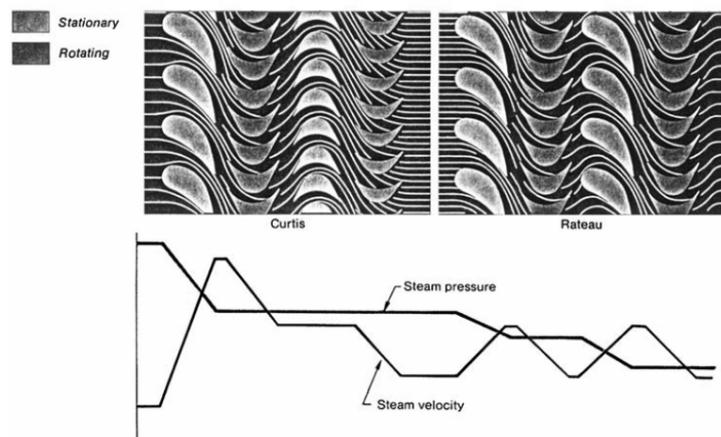
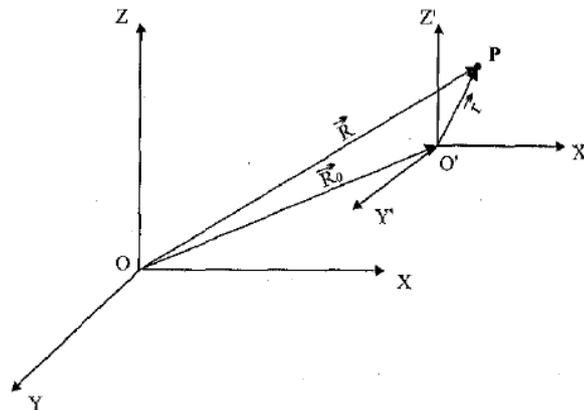
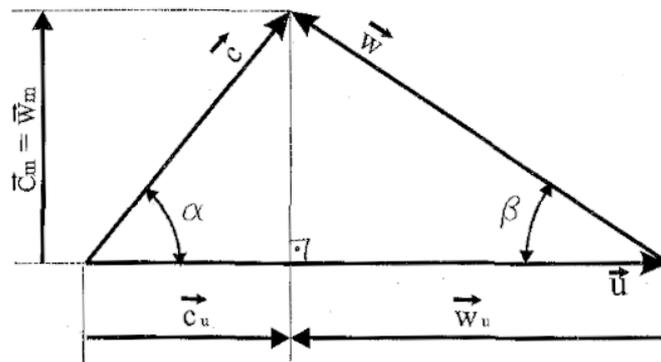


Figura 4 – Detalhamento do estágios *Curtis* e *Rateau*. Fonte: Bloch e Singh, 2014.

Devido a natureza rotativa de uma máquina de fluxo, uma partícula pode apresentar um sistema de coordenadas absoluto ou relativo. Conforme apresentado nas figuras 5a e 5b, esses dois sistemas de coordenadas podem ser representados por vetores. Após algumas simplificações, é possível aplicar a equação 1 para obter as velocidades de uma partícula no interior de uma turbina (HENN, 2006).



(a)



(b)

Figura 5 – (a) Sistema de coordenadas com referencial absoluto e relativo. (b) Triângulo de velocidades. Fonte: Henn (2006).

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \quad (1)$$

Onde: \vec{C} = velocidade absoluta da corrente fluida;

\vec{W} = velocidade da corrente fluida relativa ao rotor;

\vec{U} = velocidade tangencial do rotor no referido ponto.

4 METODOLOGIA

A sequência de cálculo pode ser sintetizada pela figura 6.

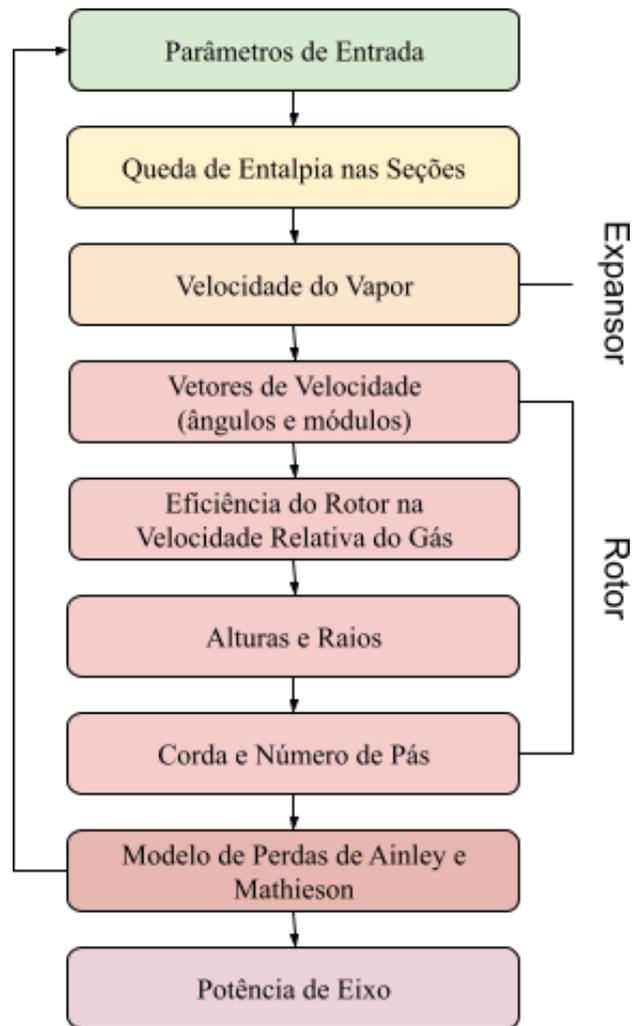


Figura 6 – Fluxograma de cálculo.

4.1 DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS INICIAIS

Para o início do cálculo, é necessário estabelecer algumas restrições para a turbina a vapor. Os parâmetros de entrada estão discriminados a seguir. Importante destacar que o vapor admitido deve estar no estado superaquecido.

- Pressão de admissão;
- Temperatura de admissão;
- Pressão de escape;
- Rotação da turbina;
- Vazão mássica de vapor;
- Velocidade tangencial média do rotor;
- Ângulo de entrada entre os vetores de velocidade absoluta do fluido e tangencial do rotor;

A eficiência deve ser inicialmente arbitrada, sendo ajustada de forma iterativa conforme o desenvolvimento dos cálculos.

4.2 QUEDA DE ENTALPIA

A entalpia inicial e final do gás em uma turbina a vapor pode ser obtida pelos parâmetros definidos para um vapor superaquecido. A equação 2 apresenta a queda de entalpia total.

A entalpia de saída do vapor do expensor deve ser determinada por um limitante na queda de pressão, sendo esse 54,6% da pressão inicial (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2009). O processo que o vapor sofre pode ser considerado isoentrópico nessa etapa. A equação 3 apresenta a queda de entalpia no expensor.

O saldo resultante da subtração entre a queda de entalpia total e do expensor representa a variação de entalpia no rotor, podendo ser representada pela equação 4..

$$\Delta H_{turbina} = H_{inicial} - H_{final} \quad (2)$$

$$\Delta H_{expansor} = H_{inicial} - H_{saida-expansor} \quad (3)$$

$$\Delta H_{rotor} = \Delta H_{turbina} - \Delta H_{expansor} \quad (4)$$

Onde: $\Delta H_{turbina}$ = queda de entalpia total do vapor na turbina em J/kg ;
 $\Delta H_{expansor}$ = queda de entalpia do vapor no expensor em J/kg ;
 ΔH_{rotor} = queda de entalpia do vapor no rotor da turbina em J/kg ;
 $H_{inicial}$ = entalpia do vapor na admissão em J/kg ;
 H_{final} = entalpia do vapor no escape da turbina em J/kg ;
 $H_{saida-expansor}$ = entalpia do vapor na saída do expensor em J/kg .

4.3 EXPANSOR

Através de uma transformação isoentrópica, foi possível considerar que a energia do gás na entrada e na saída do expensor são iguais. Com isso, a lei da conservação de energia para um volume de controle em regime permanente foi simplificada com a equação 5. Desconsiderando a velocidade de entrada, a equação 6 foi obtida (SHAPIRO; MORAN, 2009).

$$h_e + \frac{C_e^2}{2} = h_s + \frac{C_s^2}{2} \quad (5)$$

$$C_s = \sqrt{2(\Delta H_{expansor})} \quad (6)$$

Onde: h = entalpia do vapor em J/kg ;
 C = velocidade do vapor em m/s ;
 $\Delta H_{expansor}$ = queda de entalpia do vapor no expansor em J/kg ;
 e = subíndice de entrada do expansor;
 s = subíndice de saída do expansor.

O processo real do fluxo de vapor no expansor contém perdas. As equações empíricas 7 e 8 apresentam o valor da velocidade real na saída do bocal e a perda energética no canal, respectivamente.

$$C_{s,real} = 0,95C_s \quad (7)$$

$$\psi = 0,10803 \frac{C_s^2}{2} \quad (8)$$

Onde: ψ = perda energética do vapor em J/kg ;
 C = velocidade do vapor em m/s ;
 s = subíndice de saída do expansor;
 $s, real$ = subíndice de saída do expansor em condições reais.

4.4 ROTOR

Utilizando a velocidade de saída do expansor e outros parâmetros de entrada, são obtidas as equações 9 e 10 através de relações trigonométricas. O perfil das pás foi considerado constante para a simplificação dos cálculos.

$$W_e = \sqrt{C_e^2 + U_e^2 - 2U_e C_e \cos(\alpha_e)} \quad (9)$$

$$\beta_e = \arcsin\left(\frac{C_e}{W_e} \sin(\alpha_e)\right) \quad (10)$$

Onde: W_e = velocidade de entrada do fluxo de vapor relativa ao rotor em m/s ;
 C_e = velocidade de entrada absoluta do vapor em m/s ;
 U_e = velocidade de entrada tangencial do rotor em m/s ;
 α_e = ângulo de entrada entre os vetores das velocidades \vec{U} e \vec{C} em *graus*;
 β_e = ângulo de entrada entre os vetores das velocidades \vec{U} e \vec{W} em *graus*.

O ângulo de saída entre os vetores de velocidade tangencial e relativa ao rotor geralmente é menor, e pode ser definido pela equação 11. Inserindo o componente de ineficiência do rotor, a velocidade relativa do fluido é obtida através da equação 12. A velocidade absoluta de saída do vapor e o ângulo entre os vetores \vec{U} e \vec{C} são obtidos através das equações 13 e 14.

$$\beta_s = \beta_e - 10 \quad (11)$$

$$W_s = \eta W_e \quad (12)$$

$$C_s = \sqrt{W_s^2 + U_s^2 - 2U_s W_s \cos(\beta_s)} \quad (13)$$

$$\alpha_s = \arcsin\left(\frac{W_s}{C_s} \sin(\beta_s)\right) \quad (14)$$

Onde: W_s = velocidade de saída do fluxo de vapor relativa ao rotor em m/s ;
 W_e = velocidade de entrada do fluxo de vapor relativa ao rotor em m/s ;
 C_s = velocidade de saída absoluta do vapor em m/s ;
 U_s = velocidade de saída tangencial do rotor em m/s ;
 α_s = ângulo de saída entre os vetores das velocidades \vec{U} e \vec{C} em *graus*;
 β_e = ângulo de entrada entre os vetores de velocidade \vec{U} e \vec{W} em *graus*;
 β_s = ângulo de saída entre os vetores das velocidades \vec{U} e \vec{W} em *graus*;
 η = valor de eficiência atribuído ao rotor.

Utilizando as propriedades de conservação de massa, foi possível definir a área transversal do rotor através da equação 15, considerando uma admissão homogênea do rotor. Uma turbina de impulso não apresenta variação de pressão durante a passagem do rotor/estator, logo foi obtido a densidade do gás nas posições de entrada e saída.

$$A_{e,s} = \frac{\dot{m} v_{e,s}}{C_{e,s} \sin(\alpha_{e,s})} \quad (15)$$

Onde: A = área transversal do rotor em m^2 ;
 C = velocidade absoluta do vapor m/s ;
 \dot{m} = vazão mássica do vapor em kg/s ;
 v = densidade do vapor em m^3/kg ;
 α = ângulo entre os vetores de velocidade \vec{U} e \vec{C} em *graus*;
 s = subíndice de saída do rotor;
 e = subíndice de entrada do rotor.

Após a obtenção das áreas, foi determinada a altura da pás do rotor através de relações geométricas, conforme a equação 16.

$$h_{e,s} = \frac{A_{e,s} N}{60U} \quad (16)$$

Onde: h = altura da pá do rotor em m ;
 A = área transversal na seção do rotor em m^2 ;
 N = rotação da turbina em rpm ;
 U = velocidade tangencial do rotor em m/s ;
 e = subíndice de entrada do rotor;
 s = subíndice de saída do rotor.

Os raios inferiores e superiores são obtidos através da velocidade tangencial média do rotor e sua altura. Isso pode ser simplificado através das equações 17 e 18.

$$R_{S_{e,s}} = \frac{30U}{\pi N} + \frac{h_{e,s}}{2} \quad (17)$$

$$R_{I_{e,s}} = \frac{30U}{\pi N} - \frac{h_{e,s}}{2} \quad (18)$$

Onde: R_S = raio superior do rotor em m ;
 R_I = raio inferior do rotor em m ;
 N = rotação da turbina em rpm ;
 U = velocidade tangencial do rotor em m/s ;
 h = altura do rotor em m ;
 e = subíndice de entrada do rotor;
 s = subíndice de saída do rotor.

A corda e o passo do rotor são medidas essenciais para a turbina, demonstradas na figura 7. O valor da corda pode ser definida pela equação empírica 19, determinada por Cohen et al., 2017. O passo do rotor é definido com a equação experimental 20, apresentada por Dixon e Hall, 2014. Com relações geométricas, foi encontrado o número de pás do rotor pela equação 21.

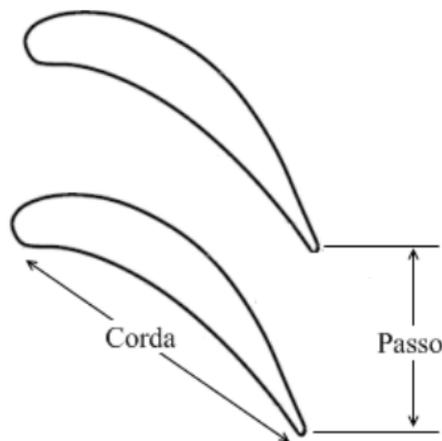


Figura 7 – Representação da corda e do passo em um rotor.

$$c = \frac{h}{3} \quad (19)$$

$$s = \frac{0,4c}{(\cos^2(\alpha_s))(\tan(\alpha_e) + \tan(\alpha_s))} \quad (20)$$

$$N = \frac{60U}{\omega s} \quad (21)$$

Onde: c = corda do rotor em m ;

h = altura do rotor média em m ;

s = passo do rotor em m ;

U = velocidade tangencial do rotor em m/s ;

ω = velocidade angular do rotor em rpm ;

α_e = ângulo na entrada do rotor entre os vetores de velocidade \vec{U} e \vec{C} em $graus$;

α_s = ângulo na saída do rotor entre os vetores de velocidade \vec{U} e \vec{C} em $graus$.

4.5 PERFORMANCE DA TURBINA

A eficiência da turbina pode ser obtida pelo método empírico demonstrado por Ainley e Mathieson, 1952, apresentando resultados aproximados. Para valores mais exatos é necessário construir um modelo em laboratório. A três ineficiências presentes em uma turbina são as perdas de perfil, secundárias e folga de topo. O coeficiente de perda total da turbina pode ser descrito pela equação 22.

$$Y_t = Y_p + Y_s + Y_f \quad (22)$$

Onde: Y_t = fator de perda de total da turbina, adimensional;

Y_p = fator de perda de perfil da turbina, adimensional;

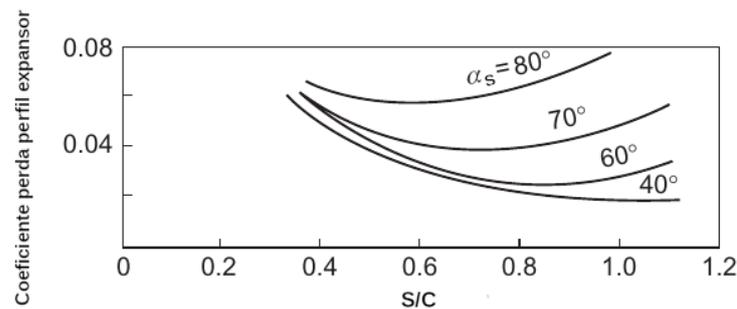
Y_s = fator de perdas secundárias da turbina, adimensional;

Y_f = fator de perdas por folga de topo da turbina, adimensional.

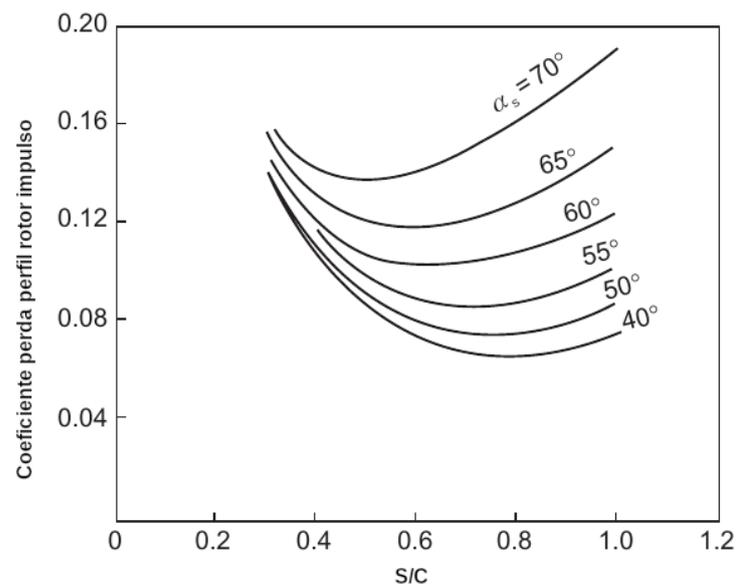
As perdas de perfil são causadas pela geração e aumento da camada limite no rotor, gerando turbulência. A equação 23 apresenta o coeficiente de perda de perfil. A razão entre a espessura do rotor e a sua corda deve ser mantida entre 0,15 e 0,25 (DIXON; HALL, 2014). Os valores do coeficientes de perda por perfil do expensor e estator podem ser encontrados na figura 8a e 8b.

$$Y_p = \left(y_{p1} + \left(\frac{\alpha_e}{\alpha_s} \right)^2 (y_{p2} - y_{p1}) \right) \left(\frac{t/c}{0.2} \right) \frac{\alpha_e}{\alpha_s} \quad (23)$$

Onde: Y_p = fator de perda de perfil da turbina, adimensional;
 y_{p1} = coeficiente de perda do perfil para expensor, adimensional;
 y_{p2} = coeficiente de perda do perfil para rotor de impulso, adimensional;
 α_e = ângulo na entrada do rotor entre os vetores de velocidade \vec{U} e \vec{C} em graus;
 α_s = ângulo na saída do rotor entre os vetores de velocidade \vec{U} e \vec{C} em graus.



(a)



(b)

Figura 8 – (a) Coeficiente de perda de perfil para expensor. (b) Coeficiente de perda de perfil para rotor de impulso. Fonte: Dixon e Hall, 2014

As perdas secundárias são escoamentos gerados entre as pás de um mesmo rotor devido a existência de gradientes de pressão e efeitos viscosos no gás. A equação 24 apresenta o valor dessas perdas secundárias. Nessa há um coeficiente que deve ser determinado de forma gráfica na figura 9, utilizando como meio a equação 25.

$$Y_s = 4\lambda \frac{\cos^2(\alpha_s)(2 \tan(\alpha_e) + \tan(\alpha_s))^2}{\cos\left(\arctan\left(\frac{\tan(\alpha_e) + \tan(\alpha_s)}{2}\right)\right)} \quad (24)$$

$$x = \frac{\left(\frac{A_s \cos(\alpha_s)}{A_e \cos(\alpha_e)}\right)}{1 + \frac{R_I}{R_S}} \quad (25)$$

- Onde: Y_s = fator de perdas secundárias da turbina, adimensional;
 λ = coeficiente determinado de forma gráfica, adimensional;
 α = ângulo entre os vetores de velocidade \vec{U} e \vec{C} do rotor em *graus*;
 A = área transversal do rotor em m^2 ;
 R_S = raio superior do rotor em m ;
 R_I = raio inferior do rotor em m ;
 x = coeficiente auxiliar gráfico, adimensional;
 s = subíndice de saída do rotor;
 e = subíndice de entrada do rotor.

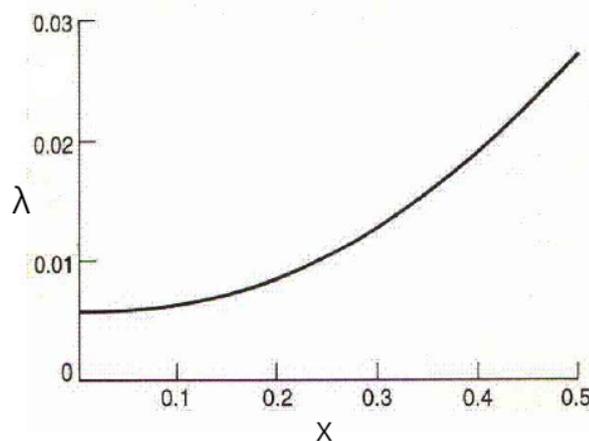


Figura 9 – Relação entre o coeficiente X e λ para perdas secundárias. Fonte: Saad, 2008.

As perdas por folga de topo acontecem devido ao escape do vapor na folga entre o rotor da turbina e a carcaça, gerando ineficiência. A equação 26 apresenta o valor dessa perda. A razão entre a folga de topo e a altura da turbina deve estar em um intervalo entre 0,01 e 0,02.

$$Y_f = 0,5 \frac{k}{h_m} \frac{4 \cos^2(\alpha_s)(2 \tan(\alpha_e) + \tan(\alpha_s))^2}{\cos\left(\arctan\left(\frac{\tan(\alpha_e) + \tan(\alpha_s)}{2}\right)\right)} \quad (26)$$

Onde: Y_f = fator de perdas por folga de topo da turbina, adimensional;
 k = folga entre o rotor e a carcaça da turbina em m ;
 h_m = altura média entre do rotor em m ;
 α = ângulo os vetores de velocidade \vec{U} e \vec{C} do rotor em *graus*;
 s = subíndice de saída do rotor;
 e = subíndice de entrada do rotor.

4.6 POTÊNCIA

A diferença entre a entalpia de entrada e saída do gás, considerando sua eficiência, fornece a taxa de energia fornecida pela turbina. A equação 27 apresenta a potência de eixo da turbina.

$$P_{eixo} = (0,95\eta)\Delta H_{total}\dot{m} \quad (27)$$

Onde: P_{eixo} = potência de eixo em *Watt*;
 ΔH_{total} = queda de entalpia total da turbina em J/kg ;
 η = eficiência do rotor da turbina, adimensional;
 \dot{m} = vazão mássica em kg/s ;

5 RESULTADOS

Os parâmetros iniciais utilizados para os cálculos foram baseados nos valores utilizados por Saad, 2008. Esses estão demonstrados na tabela 1.

Tabela 1 – Parâmetros iniciais.

Parâmetros de Entrada		
Item	Valor	Unidade
Pressão de Admissão	6000000	N/m^2
Temperatura de Admissão	500	$^{\circ}C$
Pressão de Escape	1000000	N/m^2
Rotação da Turbina	6000	rpm
Velocidade Tangencial Média do Rotor	150	m/s
Vazão Mássica	20	kg/s
Eficiência Inicial Arbitrada Rotor	0,3	-
Ângulo de Entrada Arbitrado (Alpha E) do Rotor	30	<i>graus</i>

As quedas de entalpia foram calculadas para cada seção da turbina, sendo representados pela tabela 2.

Tabela 2 – Queda de entalpia para cada seção da turbina.

Quedas de Entalpia		
Item	Valor	Unidade
ΔH Turbina	502490	<i>J/kg</i>
ΔH Expansor	233160	<i>J/kg</i>
ΔH Rotor	269330	<i>J/kg</i>

Os resultados encontrados para o expansor estão apresentados na tabela 3.

Tabela 3 – Resultados do expansor.

Resultados do Expansor		
Item	Valor	Unidade
Velocidade Ideal de Saída do Expansor	682,87	<i>m/s</i>
Velocidade Real de Saída do Expansor	648,73	<i>m/s</i>
ψ - Perda Energética do Vapor no Expansor	25188,27	<i>J/kg</i>

Os valores para o rotor estão representados na tabela 4.

Tabela 4 – Resultados do rotor 1.

Resultados Rotor 1		
Item	Valor	Unidade
$C_{entrada}$	648,73	<i>m/s</i>
$W_{entrada}$	524,22	<i>m/s</i>
C_{saida}	75,25	<i>m/s</i>
W_{saida}	157,26	<i>m/s</i>
$\beta_{entrada}$	38,22	<i>graus</i>
α_{saida}	81,26	<i>graus</i>
β_{saida}	28,22	<i>graus</i>
Área Entrada	0,005517	<i>m²</i>
Área Saída	0,020135	<i>m²</i>
Altura do Rotor Entrada	0,003678	<i>m</i>
Altura do Rotor Saída	0,013423	<i>m</i>
Raio Superior Entrada	0,240571	<i>m</i>
Raio Inferior Entrada	0,236893	<i>m</i>
Raio Superior Saída	0,245444	<i>m</i>
Raio Inferior Saída	0,232020	<i>m</i>
Número de Pás	215	-
Fator de Perda Total (Ainley-Mathieson)	0,7045	-
Eficiência da Turbina	29,55%	-

A potência de eixo fornecida pela turbina é de 2821,23 kW.

A queda de velocidade do gás durante a passagem pelo rotor foi de 88,4%. Isso demonstra a grande capacidade que o rotor tem de absorver a energia cinética do fluido.

As dimensões das pás apresentaram-se reduzidas devido a consideração de admissão total de vapor pelo rotor.

A eficiência do conjunto foi baixa, tendo como principais causas a existência de apenas um estágio operando em uma baixa rotação. Essa era uma complicação existente no projeto de Laval, semelhante a concebida neste trabalho.

6 CONCLUSÃO

A elaboração de uma metodologia de pré-projeto foi essencial para entender os conceitos do funcionamento de uma turbina a vapor axial. O roteiro confirmou-se como uma ferramenta de simples utilização, obtendo os principais dados da turbina a vapor de maneira rápida e direta.

Os resultados do dimensionamento apresentados foram satisfatórios, com os dados obtidos adequados aos parâmetros iniciais propostos. Alguns resultados requerem cautela por parte do projetista. A existência de apenas um estágio resultou em uma baixa eficiência da turbina. Além disso, a presença de um grande número de variáveis relacionadas dificultou a convergência dos resultados. Isso teve como consequência a necessidade de algumas modificações nos parâmetros de entrada da turbomáquina, demonstrando uma possível dificuldade no uso do roteiro para o cálculo de turbinas de múltiplos estágios.

É importante salientar que o roteiro de dimensionamento não substitui a simulação CFD. Essa é uma técnica mais complexa, ocorrendo o refinamento do projeto inicial. A figura 10 apresenta um exemplo de uma malha utilizada em simulação CFD.

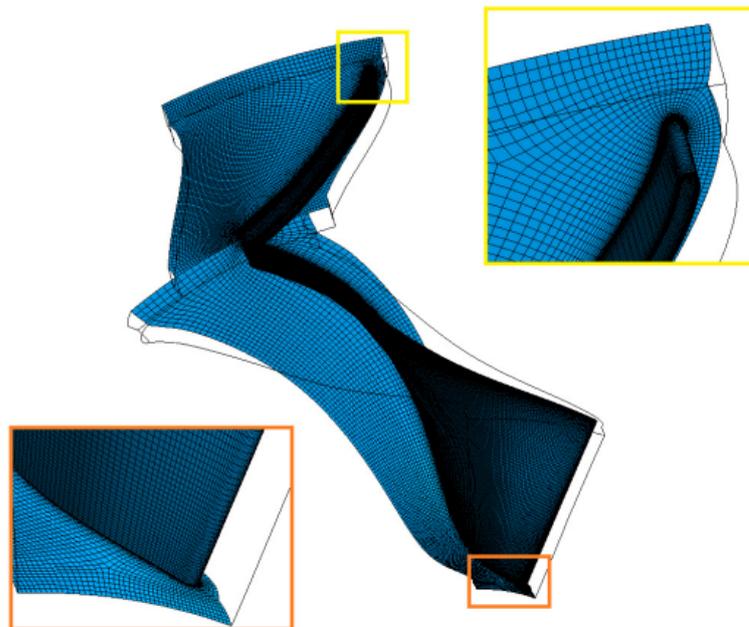


Figura 10 – Exemplo de malha para simulação CFD. Fonte: Sarmiento, 2016.

Por fim, sugere-se a construção de um algoritmo computacional com as informações do roteiro para o dimensionamento da turbina. Uma biblioteca com as propriedades do vapor e os dados do método de Ainley e Mathieson irá possibilitar maior agilidade nos cálculos, facilitando a convergência desses.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AINLEY, D.; MATHIESON, R. A method of performance estimation for axial-flow turbines. **ARC Reports and Memoranda**, 1952.
- BARBOSA, T. R. **Projeto e Análise Aerodinâmica de uma Turbina a Vapor de Simples Estágio na Faixa de 500 kW**. Trabalho de Graduação, 2014.
- BLOCH, H.; SINGH, M. **Steam Turbine: Design, Applications and Re-rating**. 2. ed. New York: The McGraw-Hill, 2014.
- COHEN, H. et al. **Gas Turbine Theory**. 7. ed. UK: Pearson, 2017.
- DIXON, S. L.; HALL, C. A. **Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery**. 7. ed. Oxford: Elsevier, 2014.
- DULAU, M.; BICA, D. Mathematical modelling and simulation of the behaviour of the steam turbine. **Elsevier**, p. 723–729, 2014.
- FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. t. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.
- HENN, E. A. L. **Máquinas de Fluido**. 2. ed. Santa Maria: Editora UFSM, 2006.
- RITCHIE, H.; ROSER, M. **Energy Production and Consumption**. 2022. Disponível em: <<https://ourworldindata.org/energy-production-consumption>>.
- SAAD, F. M. **Projeto de Turbina Axial a Vapor**. Trabalho de Graduação, 2008.
- SARMIENTO, A. L. E. **Projeto de Turbinas Radiais Operando no Ciclo Rankine Orgânico Utilizando Metodologias de Otimização e CFD**. Tese (Doutorado), 2016.
- SHAPIRO, H.; MORAN, M. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2009.
- TOTH, A.; BOO, E. Flow and heat transfer in geothermal systems. **Elsevier**, p. 243–273, 2017.

SINGLE STAGE AXIAL STEAM TURBINE DESIGN

Pedro Souza Mugnol, p.sm2000@hotmail.com¹

Sérgio Wortmann, sergio.wortmann@farroupilha.ifrs.edu.br²

¹Federal Institute of Education, Science and Technology of Rio Grande do Sul - Farroupilha Campus, São Vicente Avenue, 785, Bairro Cinquentenário, CEP 95180-000, Farroupilha - RS.

²Federal Institute of Education, Science and Technology of Rio Grande do Sul - Farroupilha Campus, São Vicente Avenue, 785, Bairro Cinquentenário, CEP 95180-000, Farroupilha - RS.

Abstract: *This paper aims to achieve the design of a single stage axial gas turbine. Therefore, a design methodology was selected, by which it was obtained the equipment main technical features through the input parameters. In order to achieve calculation model, as well as superior details in every stage of the design, a script was developed. This script makes use of the turbomachine analytical expressions and the Ainley-Mathieson empirical method of efficiency measurement, leading to an iterative algorithm for desing improvement. The obtained results are estimated and its validation would require physical model testing. The script also manifested a vast quantity of simultaneously related parameters, which shows the need of a few turbomachines's input parameter modifications in order to attain convergent results.*

Keywords: *turbomachinery, steam turbine, axial turbine, design.*