



Anais do XXXIV COBENGE. Passo Fundo: Ed. Universidade de Passo Fundo, Setembro de 2006.
ISBN 85-7515-371-4

UMA METODOLOGIA PARA CÁLCULO E DESENHO DE ROTOR FRANCIS LENTO: ESTUDO DE CASO

Jair Nascimento Filho – jair@demec.ufmg.br
Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG / Centro de Pesquisas Hidráulicas – CPH
Av. Antônio Carlos 6627
31270-901 – Belo Horizonte – M.G.
Bruno Roberto Iori – bruniori@gmail.com
VOEST-ALPINE
Rua Mato Grosso 960 – 4º andar
30190-081 – Belo Horizonte – M.G.

***Resumo:** A partir de um método apresentado por Albrecht (1951), de cálculo e desenho de rotores de turbinas hidráulicas, foi realizado um estudo de caso utilizando programas computacionais de desenho. Utilizando os dados de uma turbina existente, foi realizado com ajuda do método apresentado por Albrecht o cálculo e desenho do rotor, e um estudo comparativo entre resultados obtidos e características da turbina. Ao se comparar a predição de potência hidráulica no ponto de projeto obtida com esse método, com aquela da turbina existente observa-se que são valores distantes. No entanto, considerando a potência hidráulica encontrada para a vazão total, os valores estão bem mais próximos. Quanto à utilização de programas computacionais na elaboração de desenhos, esse procedimento é interessante na realização de projetos obtidos por método de tentativas fundamentados em determinados desenhos base. Os chamados desenhos base são aqueles em cima dos quais são elaborados os testes de convergência.*

***Palavras-chave:** Francis, Turbina Hidráulica, Desenho Rotor*

1. INTRODUÇÃO

O rotor é um dos principais componentes de uma turbina, e sua importância se deve ao fato de ser ele o responsável pela transformação de energia hídrica em energia mecânica. Sua geometria tem grande influência na transformação dessa energia. Os objetivos desse trabalho são o estudo do desenvolvimento de uma metodologia de projeto de rotor de uma turbina Francis Lenta e a utilização de programas computacionais de desenho nessa metodologia. A bibliografia nesse assunto é escassa e encontramos poucas publicações disponíveis (Albrecht,

K., 1951; Bran, Richard & Souza, Zulcy de, 1969; Macintyre, J. A., 1983). Nesse trabalho será estudado o método proposto por Albrecht.

2. O MÉTODO APRESENTADO POR ALBRECHT (1951)

O método é fundamentado na equação da energia (eq. das turbomáquinas), consideração de máximo rendimento quando a vazão é $\frac{3}{4}$ da total, e em duas regras construtivas.

2.1 Equação das turbomáquinas

A equação das turbomáquinas aplicada às turbinas hidráulicas pode ser escrita como eq. (1) onde V , W e U são respectivamente velocidade absoluta, velocidade relativa e velocidade tangencial e H_m queda motriz. Índice 1 indica entrada, e 2 saída do rotor.

$$H_m = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2g} \quad (1)$$

2.2 Condição de máximo rendimento e regras construtivas

Na condição de máximo rendimento (vazão $\frac{3}{4}$ da vazão total), a entrada do filete líquido no rotor se dá com $\beta_1 = 90^\circ$, e à saída $W_2 = U_2$. Para que o líquido tenha uma entrada sem choques, a pá deve ser construída com o ângulo de entrada igual a 90° . A primeira regra construtiva é representada pela eq. (2) onde a admissão λ é igual $\frac{3}{4}$. Quando λ é igual a 1 obtém-se W_2 a partir da eq. (3). A segunda é representada pela eq. (4).

$$W_{2(3/4)} = U_2 \quad (2)$$

$$W_{2(1/1)} = 4/3 U_2 \quad (3)$$

$$W_{2(1/1)} = c'_e \quad (4)$$

Inicialmente determina-se $W_{2(1/1)}$ (eq. 3), e em seguida calcula-se c'_e .

$$c'_e{}^2 = V_1^2 - W_1^2 + W_2^2 \quad (5)$$

$$c'_e{}^2 = c_e^2 - (U_1^2 - U_2^2) \quad (6)$$

Se $W_{2(1/1)} < c'_e$, utiliza-se a primeira regra. Se $W_{2(1/1)} \geq c'_e$, W_1 é maior que V_1 . Albrechet estabelece o limite $V_{1(1/1)} = W_{1(1/1)}$, que acarreta que a expressão (5) assumira a forma da expressão (4). Aplica-se nesse caso a segunda regra.

2.3 Velocidade c_e e velocidade c'_e

A partir da equação das turbomáquinas, Albrechet apresenta a equação (7), que não considera a energia cinética δ indispensável para a partícula fluida escapar do rotor.

$$V_1^2 - W_1^2 + W_2^2 + U_1^2 - U_2^2 = 2g\phi H \quad (7)$$

$$c_e^2 = 2g\varphi H \quad (8)$$

O coeficiente de contração φ considera apenas perdas por atrito ρ nas pás do rotor. No cálculo do rendimento hidráulico ε , aparece δ , e h_s que representa as perdas por choque, que para $\lambda = 3/4$ se anula. E c_e' é calculado a partir de c_e com a ajuda da eq. (6).

$$\varphi = 1 - \rho \quad (9)$$

$$\varepsilon = 1 - \rho - \delta - h_s \quad (10)$$

$$\frac{V_2^2}{2g} = \delta \quad (11)$$

2.4 Utilização dos dados de entrada na elaboração do projeto

A velocidade específica n_s , em rpm, que define o modelo da turbina, é obtida com ajuda da eq. (12), em que n é velocidade de rotação do eixo do rotor, em rpm, N , potência de eixo, em CV, e H é queda disponível, em m. N , em kgf.m, é determinada a partir da eq. 13, onde Q é a vazão $Q_{(1/1)}$ em m^3/s , γ , em kgf/m^3 é peso específico da água, e η , rendimento total da turbina. H , Q e n são dados de entrada do projeto de uma turbina, todavia seu desenho é elaborado a partir de queda unitária e correspondentes valores de Q_1 e n_1 (equações 14 e 15) onde o índice 1 indica queda unitária, e c_e é obtido com a eq. (16).

$$n_s = \frac{n\sqrt{N}}{H^4\sqrt{H}} \quad (12)$$

$$N = \gamma Q H \eta \quad (13)$$

$$Q_1 = \frac{Q_{(1/1)}}{\sqrt{H}} \quad (14)$$

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} \quad (15)$$

$$c_e = \sqrt{2g\varphi} \quad (16)$$

2.5 Velocidade tangencial à entrada

U_1 é obtida da eq. (7) e das premissas (eq. 2 e eq. 17) da metodologia proposta. Além disso, arbitra-se φ (eq. 18), e de (2), (7), (17) e (18), obtém-se a eq. (19).

U_1 determinado a partir de φ arbitrado, pode assumir outros valores (tabela 1).

$$V_1^2 - W_1^2 + W_2^2 + U_1^2 - U_2^2 = 2g\varphi H$$

$$W_{2(3/4)} = U_2$$

$$\beta_1 = 90^\circ \quad (17)$$

Tabela 1 – Velocidade tangencial em função do coeficiente de contração (Albrecht, 1951).

Tabela I	
U_1	$\varphi = 1 - \rho$
2,5	0,856
2,7	0,860
2,9	0,870
3,0	0,865
3,2	0,860
3,5	0,850
3,6	0,845
3,8	0,840

$$\varphi = 0,87 \quad (18)$$

$$U_1 = 2,92\sqrt{H} = U_1 = 2,92 \text{ m/s} \quad (19)$$

2.6 Diâmetro à entrada

D_1 é determinado em verdadeira grandeza a partir da eq. (20).

$$D_1 = \frac{60U_1}{\pi.n_1} \quad (20)$$

2.7 Capacidade de admissão e seus limites práticos

A capacidade relativa de admissão Sr (equação 21), adimensional, corresponde ao número de vezes que um rotor pode admitir menos ou mais água que um normal. Para rotor Francis Normal $Sr=1$. $Sr < 1$, corresponde a rotor lento e $Sr > 1$ rotor rápido. A relação b_0/D_1 , onde b_0 é a largura da palheta do distribuidor, pode ser determinada com o auxílio da tabela II, e b_1 , que é a largura da entrada do rotor, pode ser aproximada para largura do distribuidor b_0 .

$$Sr = \frac{Q_1}{0,75.D_1^2} \quad (21)$$

A partir de b_0/D_1 , pode-se determinar com o auxílio da tabela III a velocidade meridiana ou normal à saída $V_{n(1/1)}$, a velocidade normal (ou radial, ou meridiana) à entrada $y_{(1/1)}$, e a razão entre diâmetros de referência à saída e diâmetro à entrada D_{2m}/D_1 . As tabelas I, II, III referem-se à queda unitária. Calcula-se o diâmetro à entrada do tubo de sucção D_3 a partir da eq. (22), em que o valor médio da velocidade absoluta à entrada do tubo de sucção $V_{3(1/1)}$ para turbinas lentas pode ser calculado com ajuda da eq. (23).

Tabela 2 – Relação entre Sr, D₁ e b₀ (Albrecht, 1951).

Tabela II									
b ₀ / D ₁	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
Sr	0,35	0,7	1	1,3	1,6	1,9	2,25	2,57	2,9

$$D_3 = \sqrt{\frac{4Q_1}{\pi.V_{3(1/1)}}} \quad (22)$$

$$V_{3(1/1)} = 0,88.V_{n(1/1)} \quad (23)$$

Tabela 3 – Outras relações admitidas a partir de D₁ e de b₀ (Albrecht, 1951).

Tabela III									
b ₀ / D ₁	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
V _{n(1/1)}	1,12	1,19	1,25	1,32	1,37	1,43	1,49	1,54	1,6
y(1/1)	0,86	1,1	1,2	1,25	1,28	1,31	1,34	1,37	1,4
D _{2m} / D ₁	0,55	0,64	0,7	0,74	0,76	0,78	0,7	0,8	0,8

2.8 Diâmetro do eixo do rotor

O diâmetro do eixo d é calculado a partir da eq. (24) onde N_a é a potência total.

$$d = \sqrt[3]{\frac{5.71620.N_a}{200.n}} \quad (24)$$

2.9 Testes de convergência

A largura b₂, e a distância entre duas pás consecutivas, a₂, são obtidas por tentativas, em dois testes de convergência. A determinação de b₂ é realizada a partir da determinação de Δb_{2I}, Δb_{2II}, Δb_{2III}, etc., correspondentes às larguras às saídas de turbinas parciais. Para os cálculos referentes à saída do rotor, imagina-se a turbina subdividida em certo número m de turbinas parciais, de modo que cada uma admita a mesma quantidade de água (equação 25).

$$q_1 = \frac{Q_1}{m} \quad (25)$$

2.9.1 1º teste de convergência

Determinado D₁, D₃, D_{2m}, d, b₁, e b₂, procede-se ao traçado da projeção meridiana, a sentimento, em um método de tentativas (Figura 4). São traçadas paralelas à linha de eixo, a distâncias D₁/2, D_{2m}/2, D₃/2, d/2. Definida a entrada do rotor em b₁, a saída será obtida em tentativas. Será traçada uma circunferência de raio b₂/2 com centro sobre a linha de D_{2m}/2, mas a localização do seu centro não é conhecida, sendo inicialmente arbitrada. Em seguida traçam-se os perfis limites a sentimento, que devem possuir uma curvatura suave e tangenciar a circunferência. Aos pontos de tangência, 2_a, mais afastado do eixo, e 2_i, mais próximo, correspondem os diâmetros D_{2a} e D_{2i}. O teste consiste em verificar se os pontos de tangência

satisfazem a condição expressa na eq. (26). Se D_{2m} for diferente daquele obtido na tabela III, desloca-se a circunferência sobre a linha $D_{2m}/2$, até que a convergência seja satisfeita.

$$D_{2m} = \frac{D_{2a} + D_{2i}}{2} \quad (26)$$

2.9.2 2º teste de convergência

O desenho do perfil do rotor é construído a partir de desenhos das turbinas parciais (perfis parciais) (Figura 4). Às turbinas parciais I, II, III, etc., correspondem as larguras Δb_{2I} , Δb_{2II} , Δb_{2III} , etc. Inicialmente arbitram-se valores para os Δb_2 . Os perfis limites da turbina parcial I, por exemplo, devem tangenciar a circunferência de diâmetro Δb_{2I} , cujo centro se encontra localizado na linha b_2 . Traça-se a sentimento, os perfis da turbina parcial. A partir do desenho da turbina parcial pode-se levantar o correspondente diagrama de velocidades e se obter o valor da velocidade relativa média W_{2m} da turbina parcial. Calcula-se então o valor do correspondente Δb_2 (ver item 3.6) verificando a diferença relativa ao seu valor inicial, e repete-se o procedimento de determinação de W_{2m} e Δb_2 até sua convergência.

3. ESTUDO DE CASO

Foi realizado com ajuda do método de Albrecht (1951) um estudo comparativo entre os resultados obtidos, e as características da turbina MORGAN SMITH Co., tipo Francis Lenta horizontal, H de 173m, Q de 2,82 m³/s, n de 900 rpm, e potência Hidráulica N_h de (5373,6cv).

3.1 Velocidade específica n_s

A partir da eq. (12) e $H=173m$, $n=900rpm$, e $N=5373,6CV$, obtêm-se $n_s=105rpm$.

3.2 Determinação das dimensões do rotor

Determina-se Q_1 e n_1 (equações 14 e 15). A partir da eq. (20) calcula-se D_1 , com ajuda da eq. (21) obtêm-se Sr , e com ajuda da Tabela II obtêm-se b_0/D_1 e a largura de saída do distribuidor b_0 : $Q_1=0,214m^3/s$; $n_1=68rpm$; $D_1=815mm$; $Sr=0,43$; $b_0/D_1=0,11$; $b_0=91mm$. A partir da relação b_0/D_1 e da Tabela III obtêm-se $V_{n(1/1)}=1,14m/s$, $y_{(1/1)}=0,92m/s$, e $D_{2m}/D_1=0,571$, que acarreta $D_{2m}=465mm$. Calcula-se D_3 com ajuda da equação (22), onde $V_{3(1/1)}$ é obtido da equação (23). Calcula-se d a partir de N_a e da equação (24). Um aumento de 20% para a chaveta acarreta d de 305mm. Calcula-se novo D_3 considerando d . Obtêm-se

$D_3=523mm$; $N_a=6505CV$; $d=235mm$. A relação $\frac{\pi \cdot D_3^2}{4} + \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,214 + 0,073 = 0,287$

acarreta D_3 de 605mm. Com os diâmetros D_1, D_3, D_{2m} e d , inicia-se o traçado do perfil do rotor. Traça-se a linha de eixo da turbina e paralelas correspondentes às distância $D_1/2, D_2/2, D_3/2, D_{2m}/2$ e $d/2$. Naquela relativa à $D_1/2$ traça-se à entrada do rotor $b_1=b_0=91mm$. Calcula-se b_2 com ajuda da eq. (27), onde k_2 é um fator de correção que pode ser considerado 0,88 (Albrecht, 1951). Em seguida traça-se uma circunferência de raio $b_2/2$, ou seja, de 73,5mm com centro sobre a linha de $D_{2m}/2$ (Figura 1). Ela será tangente aos perfis $1i-2i$ e $1a-2a$, traçados a sentimento devendo posteriormente ser corrigidos. Traçando tangentes aos limites do perfil nos pontos $2a$ e $2i$ encontramos na sua intercessão o centro do arco da linha de saída.

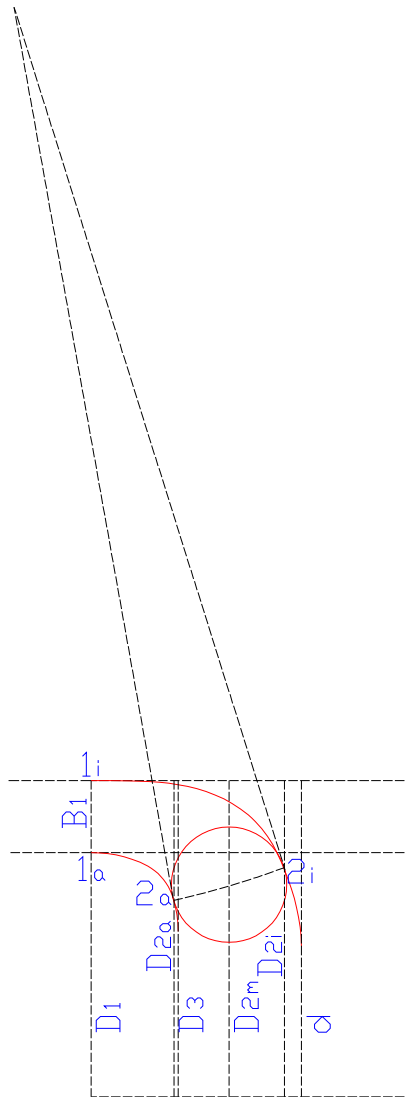


Figura 1: Traçado do perfil do rotor em elevação

$$b_2 = \frac{Q_1}{k_2 \cdot \pi \cdot D_{2m} \cdot V_{n(1/1)}} = b_2 = \frac{2,82}{0,88 \cdot 3,14 \cdot 0,22 \cdot 1,12} = 147 \text{ mms} \quad (27)$$

3.3 Diâmetros D_{2i} , D_{2m} , D_{2a} (1º teste de convergência)

D_{2a} =605mm e D_{2i} =325mm, D_{2m} =465mm calculado (eq. 26), converge com aquele obtido com ajuda da tabela III.

3.4 Divisão do rotor em turbinas parciais

Considera-se a turbina dividida em “m” (no caso, m=3) turbinas parciais (Figura 4). Determina-se o número de pás z do rotor (Tabela IV), para calcular a vazão Δq_1 (eq. 28) entre duas pás consecutivas de uma turbina parcial. Divide-se as turbinas parciais pelos perfis 1'-2' e 1''-2''. Determina-se os diâmetros das 3 circunferências que tangenciarão os perfis das turbinas parciais, a partir da eq. (29) obtida da Figura 2, onde a_2 é distância entre pás, determinada a partir da eq. (30), obtida das relações da Figura 3 ($\text{sen}\beta_2=(a_2+s_2)/t_2$ e $\text{sen}\beta_2=V_{n(3/4)}/U_2$). Considera-se espessura da pá s_2 entre 2 e 10mm. Se $s_2=3,9\text{mm}$, $a_2=39\text{mm}$.

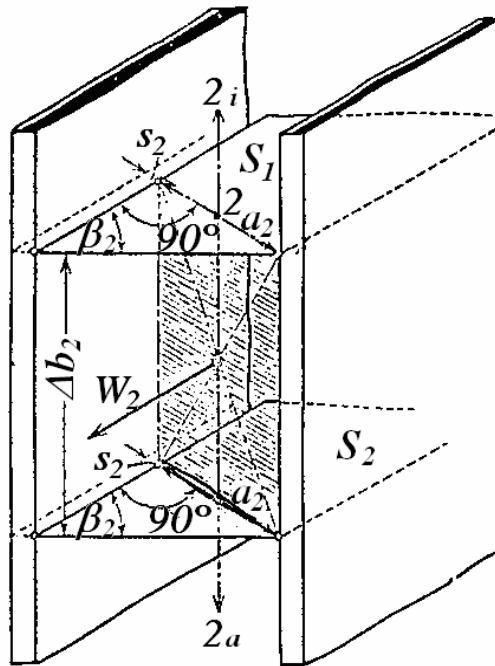


Figura 2: Duas pás consecutivas na saída do rotor (Albrecht, 1951).

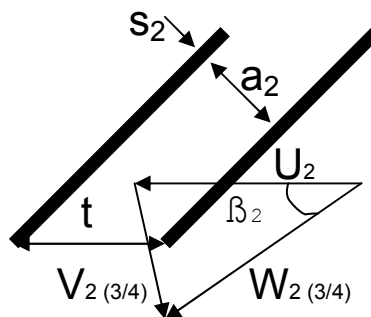


Figura 3: Triângulo de velocidades com saída do rotor.

Tabela 4-Números de pás de uma turbina de acordo com seu diâmetro.

Tabela IV					
200 a 450	500 a 750	800 a 1100	1200 a 1500	1600 a 1900	2000 a 2500
13	15	17	19	21	23

$$\Delta q_1 = \frac{Q_1}{m.z} \frac{2,82}{3,17} = 0,0042 \text{ m}^3/\text{s} \quad (28)$$

$$\Delta b_2 = \frac{\Delta q_1}{a_2 \cdot W_2} \quad (29)$$

$$a_2 + s_2 = \frac{60 \cdot V_{n(3/4)}}{z \cdot n_1} = \frac{60(0,75 \cdot 1,14)}{17,68} = 43,9 \text{ mm} \quad (30)$$

3.5 Determinação do diagrama de velocidades

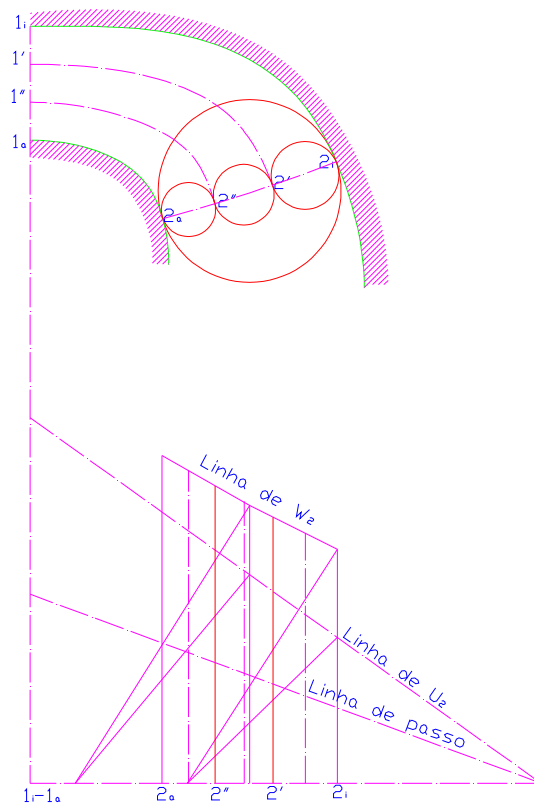


Figura 4: Turbinas parciais

Determinam-se W_2 a partir do diagrama de velocidades (escala de 1:100). A partir da linha de U_2 obtém-se U_{2m} (Figura 4) e da eq. (3) obtém-se $W_{2m(1/1)}$. Utilizando o diagrama de velocidades, determina-se a linha de W_2 em que $W_{2a}=2,62\text{m/s}$ e $W_{2i}=1,87\text{m/s}$. Os índices $2a$, $2m$, $2i$ indicam respectivamente ponto mais externo, médio e mais interno na saída do rotor.

$$W_{2m(1/1)} = 4/3 U_{2m} = (4/3) \cdot 1,66 = 2,22\text{m/s}$$

$$W_{2a(1/1)}^2 - W_{2m(1/1)}^2 = U_{2a}^2 - U_{2m}^2 = c_{(2a-2m)}^2 \quad (31)$$

$W_{2a(1/1)}^2 - (2,22)^2 = (2,17)^2 - (1,66)^2 = (1,39)^2$	
---	--

$$W_{2m(1/1)}^2 - W_{2i(1/1)}^2 = U_{2m}^2 - U_{2i}^2 = c_{(2m-2i)}^2 \quad (32)$$

$$(2,22)^2 - W_{2i(1/1)}^2 = (1,66)^2 - (1,16)^2 = (1,20)^2$$

3.6 Cálculo das turbinas parciais (2º teste de convergência)

Determinam-se os valores Δb_2 com ajuda da eq. (29). Eles devem atender a condição de que as 3 circunferências de diâmetro Δb_2 sejam posicionadas com centro na linha de saída b_2 , e que sejam tangentes aos perfis limites das turbinas parciais. Arbitramos inicialmente

$\Delta b_{2III}=47,8\text{mm}$ e traçamos o perfil 1''-2'' projetando o ponto 2'' no diagrama de velocidades (Figura 4), obtendo-se o perfil de velocidades na saída 2a-2'' e a velocidade $W_{2m}=2,49\text{m/s}$. Utilizando a eq. (29) obtém o novo valor de Δb_{2III} .

$$\Delta b_{2III} = \frac{\Delta q_1}{a_2 \cdot W_{2m(2a-2'')}} = \frac{4,2}{0,39 \cdot 24,9} = 0,43 \text{ dm}$$

Como Δb_{2III} calculado foi diferente, traçamos um novo perfil 1''-2'' e diagrama de velocidades obtendo-se $W_{2m(2a-2'')}=2,5\text{m/s}$, o que acarreta a convergência do valor de Δb_{2III} .

$$\Delta b_{2III} = \frac{\Delta q_1}{a_2 \cdot W_{2m(2a-2'')}} = \frac{4,2}{0,39 \cdot 25} = 0,43 \text{ dm}$$

Repete-se o procedimento para as saídas 2''-2' e 2'-2_i até a convergência. Obtém-se 0,48dm, 2,25m/s, 0,54dm, e 2,0m/s, respectivamente para Δb_{2II} , $W_{2m(2'-2')}$, Δb_{2I} e $W_{2m(2'-2_i)}$. Deve ser observado que ao refazer o perfil 1i-2i, o ponto 2i deve estar sobre a linha de $D_{2i}/2$.

3.7 Determinação da linha de passo (t)

A linha de passo é a hipotenusa do triângulo cujos catetos são o passo (eq. 33) e o raio à entrada do rotor (Figura 4).

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z} = \frac{\pi \cdot 815}{17} = 151 \text{ mm} \quad (33)$$

3.8 Desenho do perfil em planta

Inicialmente determina-se a geometria das turbinas parciais à saída. As extremidades das pás vizinhas devem ser paralelas e equidistantes, geometria típica de evolventes.

3.8.1 Determinação da evolvente

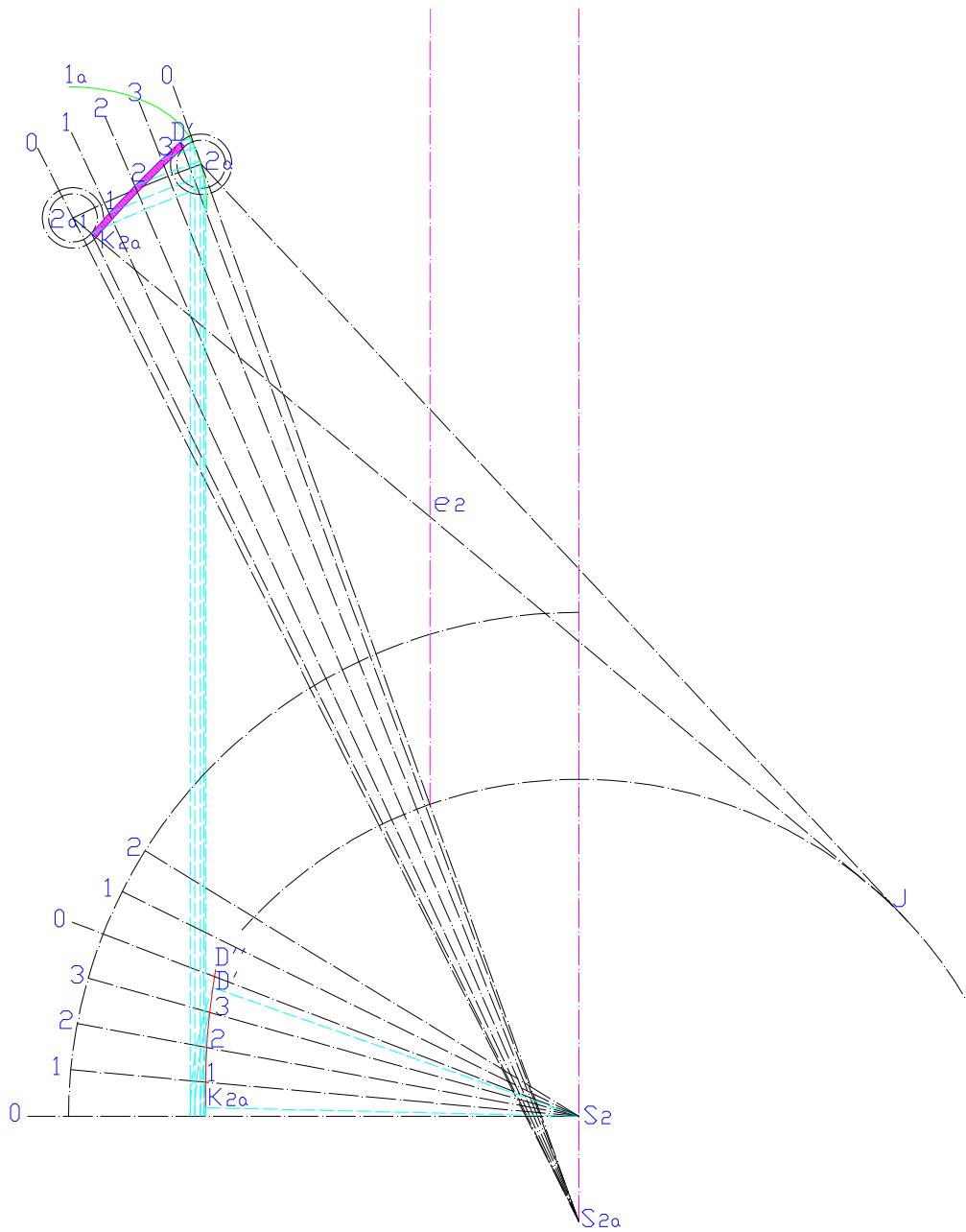


Figura 5: Traçado do perfil em planta e em elevação.

$$e_2 = \frac{z(a_2 + s_2)}{\pi} = \frac{17 \cdot (39 + 4,9)}{\pi} = 238 \text{ mm} \quad (34)$$

As evolventes são desenhadas com base na Figura 4, utilizando-se do perfil 1_a-2_a e da linha de eixo do rotor. A tangente à curva 1_a-2_a, no ponto 2_a, corta a linha de eixo do rotor no ponto S_{2a} (Figura 5). Ela é a geratriz S_{2a}2_a de um cone de diâmetro base D_{2a}. Determina-se o diâmetro e₂ do círculo base da evolvente a partir da eq. (34). Como a₂ + s₂ não varia na linha 2i-2a, tem-se uma paralela ao eixo da turbina à distância de e₂/2. A paralela à distância e₂/2 do eixo da turbina intercepta a geratriz S_{2a}2_a. A distância entre a interseção e a linha de eixo é o raio do círculo base da evolvente.

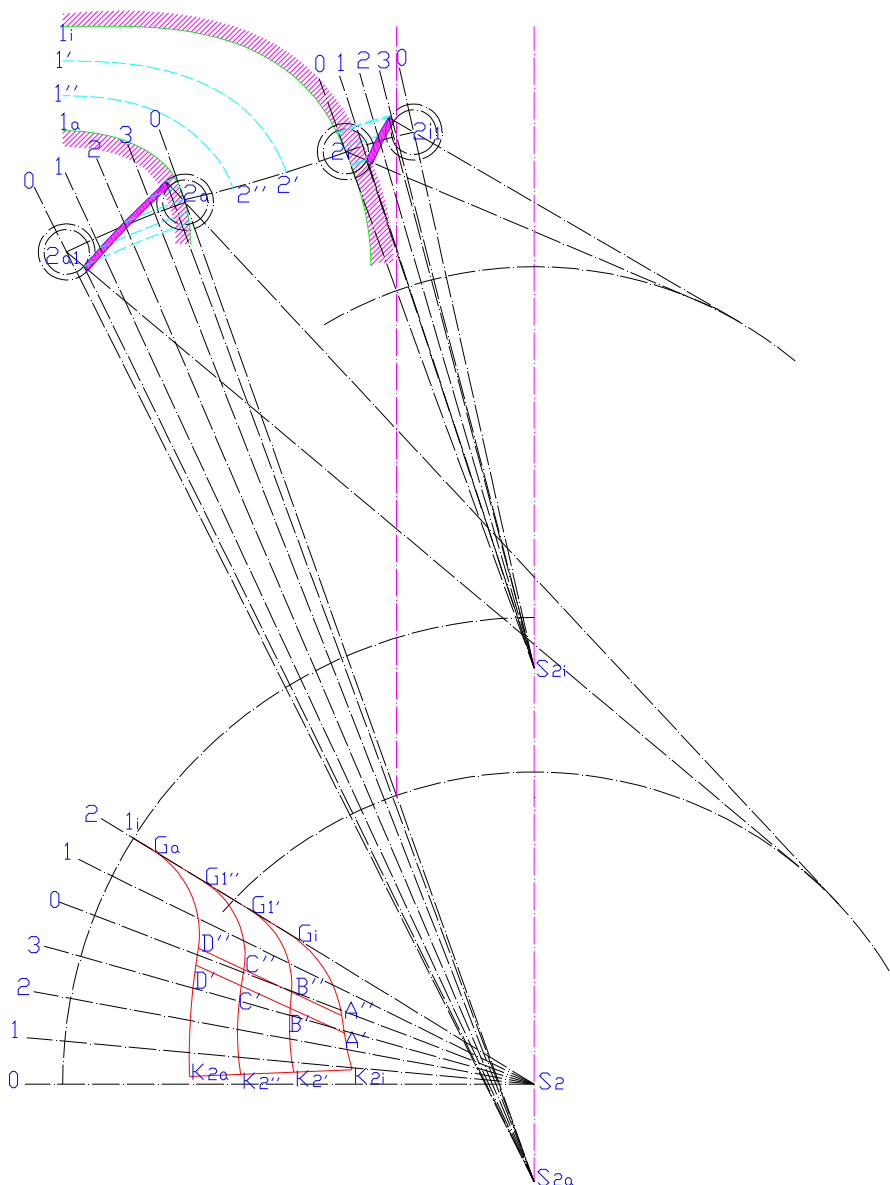


Figura 6: Traçado da pá do rotor em planta e em elevação

Determina-se 2_{a1} traçando-se no sentido anti-horário, um arco a partir de 2_a com centro em S_{2a} a uma distância t_{2a} . Com centro em 2_a traçam-se duas circunferências, uma de diâmetro a_2 e outra de $a_2 + 2s_2$. O mesmo para 2_{a1} . A partir de 2_a e 2_{a1} , traçam-se tangentes ao círculo base da evolvente que se cruzam em J . A reta 2_a - J intercepta a circunferência de diâmetro $a_2 + 2s_2$ em D' , e a reta 2_{a1} - J intercepta a circunferência de diâmetro a_2 em K_{2a} . Com o centro em J , traça-se um arco entre D' e K_{2a} . Com o centro em J traça-se outro arco, distante s_2 do anterior. Determina-se assim a envolvente de espessura s_2 do filete $1a$ - $2a$ (Figura 5). O mesmo para $1i$ - $2i$, $1'$ - $2'$, $1''$ - $2''$.

3.8.2 Determinação do perfil em planta

Admite-se a linha de saída $2i$ - $2a$ em planta como uma reta $2i$ - $2'$ - $2''$ - $2a$ (Figura 6). Divide-se a evolvente em elevação e o passo por radiais (radiais 0, 1, 2, 3) em quatro partes iguais (Figura 5). A radial 0 em planta é uma reta normal à linha de eixo no ponto S_2 . Dividindo-se os 360° da circunferência pelo número de pás obtém-se o arco entre duas radiais

consecutivas. Divide-se o arco em quatro partes iguais e obtém-se as radiais 1, 2 e 3. Com arco de centro em S_{2a} , projeta-se o ponto 1 do desenho em elevação, na radial 0 que passa em 2a. O mesmo para os pontos 2 e 3. Projeta-se os pontos 1, 2, 3 da radial 0 em elevação, na radial 0 em planta. De cada um, traça-se um arco com centro em S_2 até a radial correspondente, obtendo-se o arco 1-2-3. Faz-se um prolongamento até o pontos D' e K_{2a} , determinados como no caso dos pontos 1, 2 e 3 (Figura 5). O mesmo para os demais perfis (Figura 6). Na região de transição, para evitar inflexão entre duas curvas, traça-se pequenas retas de cerca de 15 mm ainda nas evolventes. A linha li-1a de entrada em elevação se apresenta como um ponto na planta. A aresta de entrada é definida em planta pelo segmento de reta 1_i-G_i . Traçam-se a sentimento curvas entre G_i e A'' , $G_{1'}$ e B'' , $G_{1''}$ e C'' e G_a e D'' .

3.9 Determinação da potência efetiva e hidráulica

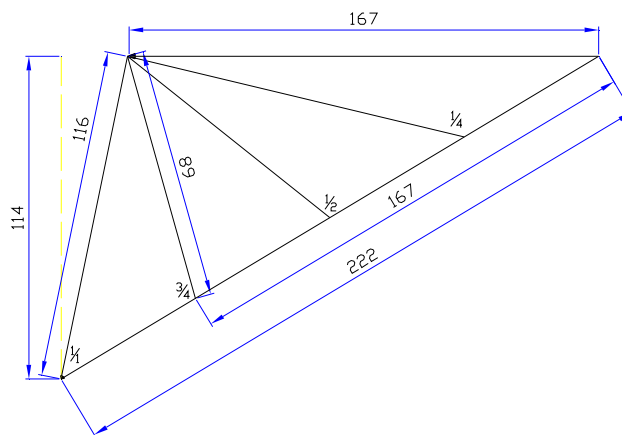


Figura 7: Diagrama de velocidades na saída do rotor

Determina-se potência hidráulica N_h e efetiva N_e a partir das eqs. (35) e (36). Obtém-se ϵ a partir da eq. (10). Determina-se $\delta_m(1/1) \approx 0,069$ a partir da Figura 7, em que $U_{2m} = 1,67$ m/s, $W_{2m(1/1)} = 2,22$ m/s, $V_{n(1/1)} = 1,14$ m/s, e $V_{2m(1/1)} = 1,16$ m/s, e da eq. (11). A partir da eq. (37) determina-se $h_{s(1/1)} = 0,007$, em que $U_{s(1/1)} = 0,37$ m/s é determinado a partir das relações da parábola de entrada, eqs. (38), (39), (40) (Figura 8). Considera-se ϕ igual a 0,87 (Albrecht, 1951), obtém-se $\rho = 0,13$ eq. (9), c_e^2 igual a $17,1$ m²/s² (eq. 16). $U_{2m} = 2,76$ m/s (Figura 4). Obtém-se $\epsilon = 0,794$. Considerando perdas mecânicas μ de cerca de 0,008, o rendimento total η seria de $0,794 - 0,008 = 0,786$. A partir de (35) e (36) obtém-se $N_h = 5164$ CV e $N_e = 5112$ CV. Obtém-se a potência no ponto de melhor rendimento, em que $h_{s(e/4)}$ é 0, e a vazão é 0,75 da vazão total. Calcula-se $\delta_m(3/4)$ (eq. 11 e Figura 8), e correspondentes $\epsilon = 0,83$ e $\eta = 0,82$. Nesse caso, $N_h = 4049$ CV e $N_e = 4010$ CV.

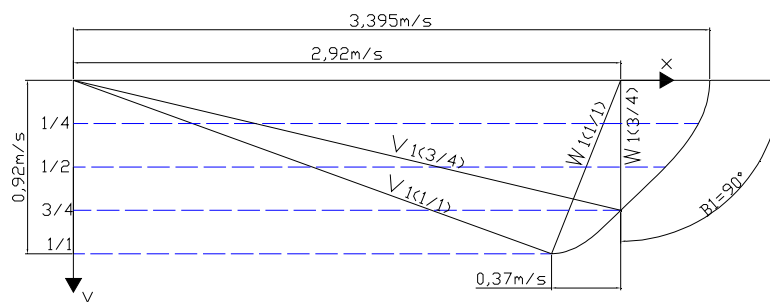


Figura 8: Estudo das velocidades na entrada do rotor

$$N_h = \varepsilon.N_a = 0,794.6505 = 5164\text{CV} \quad (35)$$

$$N_e = \eta.N_a = 0,786.6505 = 5112\text{CV} \quad (36)$$

$$h_{s(1/1)} = \frac{U_{s(1/1)}^2}{2g} \quad (37)$$

$$x_{(0)} = \frac{c_e^2 + U_{2m}^2}{2U_1} = \frac{17,1 + 2,76}{2.2,92} = 3,39 \text{ m/s} \quad (38)$$

$$x_{(1/1)} = \frac{c_e^2 + U_{2m}^2 - W_{2m}^2}{2U_1} = \frac{17,1 + 2,76 - 4,93}{2.2,92} = 2,25 \text{ m/s} \quad (39)$$

$$y_{(1/1)} = \frac{Q_1}{\pi D_1 . b_0} = \frac{0,214}{\pi . 0,815 . 0,091} = 0,92 \text{ m/s} \quad (40)$$

4. CONCLUSÃO

Ao se comparar a potência hidráulica, 4049cv, no ponto de projeto utilizando o método de Albrecht com aquela, 5372cv, da turbina existente, nota-se que são pontos muito distantes. No entanto, considerando a potencia hidráulica para uma vazão total, 5164cv, com aquela, 5373,6CV, da turbina existente, os valores estão mais próximos. O projeto de turbinas é realizado para vazão nominal, um pouco menor do que a vazão total, mas no caso de Albrecht a admissão de projeto é bem abaixo (3/4 da total), e essa pode ser a causa de potências tão distantes. Albrecht não explica porque utiliza admissão de 3/4 da total, mas foi observado que isso facilita o cálculo para o dimensionamento. Pode-se afirmar que ao se utilizar programas de computador próprios para desenho consegue-se com rapidez alterá-los, aspecto interessante quando se utiliza métodos de tentativas fundamentados em determinados desenhos base. Os desenhos base são aqueles em cima dos quais são elaborados os testes de convergência.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BRAN, R. & De Souza, Z. **Máquinas de Fluxo**. Rio de Janeiro, 1980, 262p.

MACINTYRE, J. A. **Máquinas Motrizes Hidráulicas**. Rio de Janeiro, Editora Guanabara Dois S.A. 1983, 649p.

SARRATE, I. L. & ALBRECHT, K. Hidráulica, Motores Hidráulicos, Bombas In: WEITZEL, K. G. & HOLTZ, A. **La Escuela del Técnico Mecânico**. Barcelona: Editora Labor S. A. 1951.

AN APPROACH FOR CALCULATING AND DRAWING A SLOW FRANCIS ROTOR: CASE STUDY

Abstract: *Computer aided design was employed in the present work aiming to calculate and draw rotors for hydraulic turbines using Albrecht (1951) approach. Data from an actual turbine were used to calculate and draw the rotor, followed by a comparative study considering the obtained results and the turbine characteristics. When comparing the predicted hydraulic power obtained by means of the Albrecht technique with the actual turbine, distinct values were obtained. However, when considering the hydraulic power for total flow rate, the results are closer. As far as the use of computer aided design is concerned, this approach is interesting when design is conducted based on trials using specific base drawings. Base drawings are those on which convergence tests are carried out.*

Key-words: *Francis, hydraulic turbine, rotor design.*