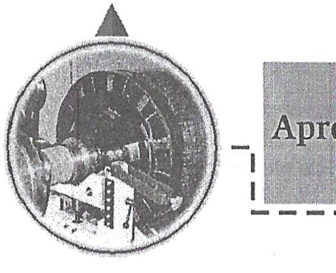
3.7: BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA PARA O CAPÍTULO

Albuquerque, R. A. (1995). Análise de Circuitos em Corrente Alternada. 6ª Edição. Editora Érica Ltda. São Paulo, S. P. 142 p.

Bossi, A. e E. Sexto. (1978). Instalações Elétricas. Hemus Livraria e Editora Ltda. São Paulo, S. P. 1070 p.

Sarrate, I. L. et al. (1959). Hidráulica, Motores Hidráulicos e Bombas. Editorial Labor. S. A. Barcelona, Espanha. 458 p.

4 Aproveitamento Hidrelétrico



4.1: FUNDAMENTOS

Neste capítulo, estudar-se-ão algumas definições básicas, apresentando, quando estritamente necessário, a demonstração matemática da equação sob análise para que o leitor possa melhor estabelecer relações entre equações matematicamente deduzidas e equações de natureza empírica, quando essas existirem.

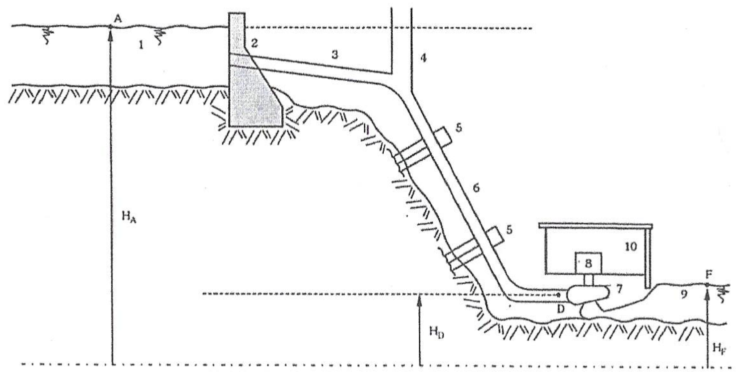


Figura 4.1: Aproveitamento Hidrelétrico dotado de uma Turbina de Reação.

Para a figura 4.1:

1: Reservatório Superior.
2: Barragem.
3: Tubulação de Pressão.
4: Chaminé de Equilíbrio.
5: Blocos de Ancoragem.
6: Tubulação Forçada.
7: Tubulação de Reação.
8: Gerador.
9: Canal de Fuga.
10: Casa das Máquinas.

4.2: DEFINIÇÕES E CONCEITOS

4.2.1: ALTURA TOPOGRÁFICA (H_{TOP})

De acordo com o tipo de turbina, de sua forma de operar, ela pode ter o seu rotor recebendo unicamente energia cinética do fluido e convertendo-a em energia mecânico-motriz, como é o caso das turbinas PELTON, ou pode ter o seu rotor recebendo energia cinética e energia de pressão, como é o caso das turbinas FRANCIS. Ver-se-á em capítulo posterior, que as turbinas FRANCIS possuem um tubo de aspiração colocado à saída do rotor e esse tubo eleva o rendimento da turbina, convertendo parte daquela energia que seria dissipada no canal de fuga. Por essa e outras razões, deve-se estudar a altura topográfica, levando-se em conta a natureza da turbina. As turbinas Pelton, pela sua forma de receber energia no rotor e de converter essa energia, são denominadas TURBINAS DE AÇÃO. As turbinas Francis, Kaplan, Hélice, Dériaz, por exemplo, são TURBINAS DE REAÇÃO.

4.2.1.1: ALTURA TOPOGRÁFICA PARA TURBINAS DE AÇÃO A EIXO HORIZONTAL (H_{TOP_A})

"É o desnível existente entre um ponto A, parado ou dotado de movimento aleatório, e colocado no reservatório superior, e um ponto D colocado à saída do injetor de uma turbina de ação".

$$\boxed{H_{TOP_A} = H_A - H_D} \tag{4.1a}$$

4.2.1.2: ALTURA TOPOGRÁFICA PARA TURBINAS DE REAÇÃO (H_{TOP_R})

"É o desnível existente entre um ponto A, parado ou dotado de movimento aleatório, e colocado no reservatório superior, e um ponto F colocado no canal de fuga".

$$\boxed{H_{TOP_R} = H_A - H_F} \tag{4.1b}$$

4.2.2: ALTURA BRUTA DE UM APROVEITAMENTO (H_{BR})

4.2.2.1: DEFINIÇÃO

Examinada do ponto de vista energético, "altura bruta de um aproveitamento corresponde à altura topográfica de um reservatório hipotético, da qual foram extraídas as perdas energéticas presentes no canal de fuga".

4.2.2.2: EQUAÇÃO DE BERNOULLI

Tome-se um duto de aço com paredes perfeitamente lisas de forma que um fluido de peso específico γ possa escoar sem atrito com as paredes do referido tubo. A seção reta desse tubo vai decrescendo muito lentamente de forma que a velocidade do fluido vai elevando-se sem que o movimento perca sua característica laminar, isto é, que o fluido flua formando perfeitas linhas de escoamento. Para um ponto 1, escolhido no seio da tubulação, dotado de uma altura relativa maior do que a de um ponto 2, na mesma linha de corrente do fluido, pode-se escrever:

"A energia específica de velocidade associada à energia específica de pressão e à energia específica potencial formam a energia específica do fluido, num referido ponto 1". Na forma de uma equação, tal afirmação tem por expressão:

$$E_1 = \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + \frac{P_1}{\gamma} + Z_1 \tag{4.2}$$

Para o ponto 2 colocado na mesma linha de corrente, a afirmação acima tem por expressão:

$$E_2 = \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 \tag{4.3}$$

em que E é a energia específica total do fluido num referido ponto, P é a pressão exercida sobre ele, g é a aceleração da gravidade e Z é a altura relativa do referido ponto. Analisando qualquer termo da EQUAÇÃO DE BERNOULLI, constata-se que o referido tem dimensão de comprimento. Assim, a dimensão da energia específica num ponto é "metro", no sistema MKS-Giorgi.

Essa equação, que leva seu nome, foi proposta por Daniel Bernoulli, pesquisador suíço, que viveu entre 1700 e 1782 da Era Cristã.

4.2.2.3: EQUACIONAMENTO

Na figura 4.1, encontram-se os pontos A e F. O ponto A é genérico colocado no reservatório superior de um aproveitamento hidrelétrico e dotado de movimento aleatório. Portanto, sua velocidade média é nula. O ponto F está colocado no canal de fuga do referido aproveitamento e sua velocidade V_F é diferente de zero.

Se E_A é a energia específica do fluido no ponto A, a partir da Equação de Bernoulli aplicada a esse ponto, pode-se escrever:

$$E_A = \frac{V_A^2}{2 \cdot g} + \frac{P_A}{\gamma} + H_A \tag{4.4}$$

Para o ponto F colocado no canal de fuga, pode-se escrever:

$$E_F = \frac{V_F^2}{2 \cdot g} + \frac{P_F}{\gamma} + H_F \tag{4.5}$$

Se houver perdas energéticas no canal de fuga, as energias específicas E_A e E_F serão diferentes e a diferença entre elas caracterizará as perdas no referido canal. Dessa forma:

$$H_{BR} = E_A - E_F \tag{4.6a}$$

$$H_{BR} = \left[\frac{V_A^2}{2.g} - \frac{V_F^2}{2.g}\right] + \left[\frac{P_A}{\lambda} - \frac{P_F}{\gamma}\right] + [H_A - H_F] \tag{4.6b}$$

Se as cotas dos pontos A e F não forem muito diferentes, poder-se-á escrever:

$$P_A \cong P_F \tag{4.7a}$$

Se o ponto A, na superfície do resevatório superior, estiver parado ou em movimento aleatório, ter-se-á:

$$V_A = 0 \tag{4.7b}$$

levando as equações (4.7a) e (4.7b) à equação (4.6b), resulta:

$$H_{BR} = [H_A - H_F] - \left[\frac{V_F^2}{2.g}\right] \tag{4.7c}$$

Observando a figura 4.1, constata-se que:

$$H_{TOP_R} = (H_A - H_F) \tag{4.7d}$$

que levadas à equação (4.7c), resulta:

$$\boxed{H_{BR} = [H_{TOP_R}] - \left[\frac{V_F^2}{2.g}\right]} \tag{4.7e}$$

que é a equação da altura bruta para um aproveitamento hidrelétrico de reação. Para um aproveitamento hidrelétrico de ação, escreve-se:

$$H_{BR} = [H_A - H_D] - \left[\frac{V_F^2}{2.g}\right] \tag{4.8a}$$

Como:

$$H_{TOP_A} = (H_A - H_D) \tag{4.8b}$$

Resulta:

$$\boxed{H_{BR} = [H_{TOP_A}] - \left[\frac{V_F^2}{2.g}\right]} \tag{4.8c}$$

que permite calcular a ALTURA BRUTA em um aproveitamento que trabalha com uma turbina de ação.

4.2.3: ALTURA DISPONÍVEL DE UM APROVEITAMENTO (H)

Analisada de forma energética, a "altura disponível de um aproveitamento corresponde à altura topográfica de um aproveitamento hipotético que não possua perdas na tomada de água e cuja canalização seja ideal". Assim, um aproveitamento real que possua um rendimento de tubulação igual a η_C terá uma "altura disponível H" expressa por:

$$H = H_{TOP} - \Delta H_{\text{tomada de água}} - \Delta H_{\text{canalização}} \tag{4.9a}$$

Ou ainda:

$$\boxed{H = H_{TOP} - \Delta H_{TA} - \Delta H_{CA}} \tag{4.9b}$$

Remanejando termos na equação (4.9b), resulta:

$$H + \Delta H_{CA} = H_{TOP} - \Delta H_{TA} \tag{4.9c}$$

Define-se como "rendimento de uma canalização ou de uma tubulação" a relação estabelecida entre a altura disponível do aproveitamento e a soma da altura disponível associada às perdas na canalização ou tubulação, vista como um todo:

$$\boxed{\eta_C = \frac{H}{(H + \Delta H_{CA})}} \qquad (4.9d)$$

equação que levará à determinação do "rendimento de uma tubulação".

Por outro lado, ΔH_{TA} é o conjunto de perdas energéticas inseridas pela TOMADA DE ÁGUA do aproveitamento, tais como:

I) Perdas no bocal de tomada.

II) Perdas por aceleração da água no reservatório.

III) Perdas nas grades de proteção do sistema adutor.

IV) Perdas nos trilhos das comportas.

A altura disponível permite a determinação da potência mecânico-hidráulica do aproveitamento. Será demonstrado em item posterior que:

$$\boxed{P_H = \gamma \cdot Q \cdot H} \qquad (4.10a)$$

Em Watts, e:

$$\boxed{P_{H(CV)} = \frac{1000}{75} \cdot Q \cdot H} \qquad (4.10b)$$

Em cavalos-vapor.

4.2.4: TOMADA DE ÁGUA

Denomina-se "tomada de água" o conjunto de componentes e dispositivos que direcionam, seccionam e conectam o reservatório à tubulação de pressão ou à canalização de pressão. Entre os órgãos que compõem a tomada de água, encontram-se:

I) Canalização de entrada ou bocal.

II) Grades de proteção e prevenção.

III) Montantes ou trilhos das comportas de emergência (stop-logs) e serviço.

4.2.5: VAZÃO FIRME OU VAZÃO EFETIVA DE UM APROVEITAMENTO (Q)

Vazão é a quantidade de fluido por unidade de tempo, que se pode fazer passar pela seção reta de uma tubulação ou canalização. Denomina-se vazão firme de uma turbina a quantidade de fluido por unidade de tempo,

que se pode fazer passar por uma turbina sem que haja alteração da altura relativa do ponto A. É também chamada de "engolimento" da turbina.

Denomina-se vazão firme de um aproveitamento a quantidade de fluido, por unidade de tempo, que se pode levar às turbinas, que se pode "turbinar" sem que haja alteração da altura relativa do ponto A.

Pela Equação da Continuidade, escreve-se:

$$\boxed{Q = Vel \cdot S} \qquad (4.11)$$

em que Vel é a velocidade do fluido num ponto P de uma canalização na qual a seção reta é S.

4.2.6: TURBINA LIMITE

"É uma turbina hipotética que trabalha na linha divisória entre uma turbina de ação e uma de reação". Na atividade real, a turbina que mais se aproxima da turbina limite é a BANKI.

4.2.7: TURBINA PNEUMÁTICA

É uma turbina na qual é injetado ar comprimido para acelerar o seu esvaziamento e manter o rendimento da turbina em condições nominais. A turbina Pelton de eixo vertical, dada a maneira como o rotor opera, deve ter injeção de ar comprimido para acelerar a saída da água.

4.2.8: TURBINAS GEOMETRICAMENTE SEMELHANTES

São turbinas desenvolvidas sob o mesmo desenho com alteração de suas dimensões e de suas potências, ou ainda, são turbinas **cuj**as dimensões se alteram simultânea e proporcionalmente sem que sejam **altera**das suas formas geométricas.

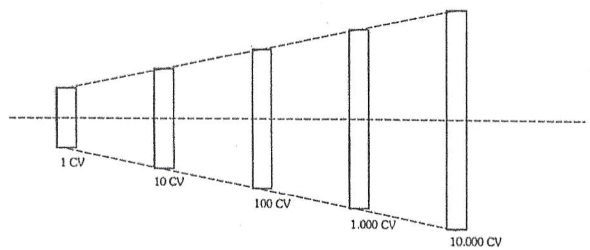


Figura 4.2: Turbinas Geometricamente Semelhantes.

4.2.9: TURBINA UNIDADE

"É uma turbina hipotética, geometricamente semelhante a uma família de turbinas, que operando a uma altura disponível H = 1 m, fornece uma potência mecânico-motriz igual a 1 cv, operando em condições semelhantes a todos os outros membros da família. A turbina unidade é a mesma para todas as turbinas geometricamente semelhantes de uma família e que constituem uma série de turbinas". Ressaltar que, quando analisados, todos os membros da família operam com o mesmo rendimento.

4.2.10: VELOCIDADE ESPECÍFICA DE UMA TURBINA OU DE UMA FAMÍLIA DE TURBINAS GEOMETRICAMENTE SEMELHANTES

"É a velocidade real da TURBINA UNIDADE e a velocidade qualificatória de todas as turbinas que lhe sejam geometricamente semelhantes". Assim, se uma família de turbinas Pelton, que são turbinas de ação, tem as mais variadas potências, aquela turbina da família que, sob uma altura disponível de H = 1m, fornecer em seu eixo mecânico uma potência igual a 1 cv será a TURBINA UNIDADE da família. A velocidade dessa turbina será numericamente igual à velocidade específica da família. Todas as demais turbinas dessa família poderão ter outras potências e outras velocidades reais, mas terão a velocidade específica definida pela turbina unidade. No quadro 4.1, observa-se, comparativamente, a forma de qualificar ar turbinas geometricamente semelhantes.

Quadro 4.1: Turbinas Geometricamente Semelhantes.

	Velocidade Específica	Velocidade Real
Turbina Unidade	ns	$n_T = ns$
Turbina Semelhante	ns	$n_T \neq ns$

4.2.11: EQUAÇÕES EMPÍRICAS PARA O CÁLCULO DA VELOCIDADE ESPECÍFICA DE TURBINAS GEOMETRICAMENTE SEMELHANTES

A velocidade específica de uma família geometricamente semelhante de turbinas é um elemento extremamente importante para a sua classificação, como ver-se-á em item posterior. Assim, uma turbina a ser especificada é classificada a partir de sua velocidade específica. Tome-se, para exemplo, uma turbina de reação da família Francis, que tenha uma velocidade específica igual a 400 rpm. Essa informação permite classificar a citada turbina e todas as que lhe sejam geometricamente semelhantes. Por outro lado, essa turbina referida, real, em face de sua potência nominal, de sua vazão nominal e da

queda disponível necessária para sua operação nominal, tem uma velocidade angular nominal de 72 rpm. Dessa forma, pode-se estabelecer a diferença entre a velocidade angular da turbina e sua velocidade específica, que é a velocidade específica da família que lhe é geometricamente semelhante.

A velocidade específica, portanto, é base para uma série de análises que se desenvolverá no estudo das turbinas. As equações empíricas relacionadas abaixo permitem a determinação da referida a partir da família da turbina e da altura topográfica do aproveitamento:

4.2.11.1: TURBINAS FRANCIS:

$$n_S = \frac{A_{FRA}}{\sqrt{H_{TOP}}} \qquad (4.4a)$$

Com:

$$\boxed{1530 \leq A_{FRA} \leq 2330}$$

Para o presente estudo usar-se-á:

$$\boxed{A_{FRA} = 2300}$$

4.2.11.2: TURBINAS KAPLAN:

$$\boxed{n_S = \frac{3100}{\sqrt{H_{TOP}}}} \qquad (4.4b)$$

4.2.11.3: TURBINAS HÉLICE:

$$\boxed{n_S = \frac{2600}{\sqrt{H_{TOP}}}} \qquad (4.4c)$$

4.2.11.4: TURBINAS PELTON:

$$\boxed{n_S = \sqrt{Ro} \cdot \frac{A_{PE}}{\sqrt{H_{TOP}}}} \qquad (4.4d)$$

Onde:

Ro: número de Rotores que a Turbina possui.

$$485 \leq A_{PE} \leq 535 \qquad (4.5)$$

Para a presente obra, normalmente empregou-se:

$$A_{PE} = 510 \qquad (4.6)$$

4.2.12: VELOCIDADE ESPECÍFICA DE TURBINAS GEOMETRICAMENTE SEMELHANTES

As turbinas, sejam elas de ação ou de reação, possuem certa especificidade e certo tradicionalismo em sua aplicação. Por exemplo, para grandes alturas topográficas é tradicional o emprego de turbinas de ação tipo Pelton. Para pequenas alturas topográficas encontram-se, normalmente, as turbinas Francis. Porém, examinando demoradamente a tabela 4.1, pode-se observar que as turbinas Francis podem trabalhar em aproveitamentos com alturas topográficas até superiores a 400m. Como no Brasil as alturas topográficas não são muito pronunciadas, principalmente no Brasil central, a turbina Francis é uma solução interessante para a maioria dos aproveitamentos convencionais. Assim, a tabela 4.1 tem por objetivo maior situar o projetista com relação ao tipo de turbina que, em primeira análise, irá adotar. Logicamente, não é somente a altura topográfica que será o elemento de definição de uma turbina, porém é um dos fatores preponderantes na escolha.

TABELA 4.1: TIPOS DE TURBINAS E SUAS VELOCIDADES ESPECÍFICAS

MODO DE OPERAR	VELOCIDADE ESPECÍFICA (RPM)	TIPO DE TURBINA		ALTURA DISPONÍVEL DO APROVEITAMENTO
A	Até 18 rpm	PELTON	1 injetor	até 800 m
A	18 a 25 rpm	PELTON	1 injetor	400 a 800 m
A	26 a 35 rpm	PELTON	1 injetor	100 a 400 m
A	26 a 35 rpm	PELTON	2 injetores	400 a 800 m
A	36 a 50 rpm	PELTON	2 injetores	100 a 400 m
A	51 a 72 rpm	PELTON	4 injetores	100 a 400 m
R	55 a 70 rpm	FRANCIS LENTÍSSIMA		200 a 400 m
R	70 a 120 rpm	FRANCIS LENTA		100 a 200 m
R	120 a 200 rpm	FRANCIS MÉDIA		50 a 100 m
R	200 a 300 rpm	FRANCIS VELOZ		25 a 50 m
R	300 a 450 rpm	FRANCIS ULTRAVELOZ		15 a 25 m
R	400 a 500 rpm	HÉLICE VELOZ		até 15 m
R	270 a 500 rpm	KAPLAN LENTA		15 a 50 m
R	500 a 800 rpm	KAPLAN VELOZ		05 a 15 m
R	800 a 1100 rpm	KAPLAN VELOCÍSSIMA		até 05 m

A → TURBINA DE AÇÃO R → TURBINA DE REAÇÃO

4.3: EXERCÍCIOS RESOLVIDOS

4.3.1: EXERCÍCIO RESOLVIDO 1

Um parque gerador trabalha com turbinas Kaplan. Sabe-se que a velocidade angular nominal das turbinas é de 67 rpm e a altura topográfica do aproveitamento é de 19,2 m. A partir da equação empírica adequada, determine a velocidade específica dessa família de turbinas e, com a ajuda da tabela 4.1, determine, dentre as turbinas Kaplan disponíveis, qual a subclasse que foi empregada no referido aproveitamento.

RESOLVENDO

As turbinas Kaplan têm sua velocidade específica determinada a partir da equação empírica:

$$n_S = \frac{3100}{\sqrt{H_{TOP}}} \qquad (4.4b)$$

Levando à equação (4.4b) a altura topográfica do aproveitamento sob análise, resulta:

$$n_S = \frac{3100}{\sqrt{19{,}2}} \qquad (e1.1)$$

Em que:

$$\boxed{n_S = 707 \text{ rpm}} \qquad (e1.2)$$

A tabela 4.1 esclarece: "altura disponível entre 05 e 15 m, a turbina a ser empregada é uma TURBINA KAPLAN VELOZ, com velocidade específica de 500 a 800 rpm". Portanto, a turbina empregada nesse aproveitamento deveria ser, realmente, a turbina Kaplan e, provavelmente, seja da subclasse das Turbinas Kaplan Veloz. A palavra VELOZ está intimamente ligada à velocidade específica do rotor da turbina e não à sua velocidade nominal.

4.3.2: EXERCÍCIO RESOLVIDO 2

O gerador de uma turbina de um parque gerador é síncrono e trabalha com uma corrente de 155 A na tensão de 4.160 V e a um fator de potência de 0,85. Sabe-se que a velocidade angular nominal desse gerador é de 600 rpm, que a turbina a ser adotada é uma Francis de eixo horizontal e que a altura topográfica do aproveitamento é de 85 m. Adotando rendimentos estimados ao longo do estudo, determine a vazão firme dessa turbina.

RESOLVENDO

I: Determinação da velocidade específica da turbina a ser empregada no aproveitamento:

As turbinas Francis têm sua velocidade específica determinada a partir da equação empírica:

$$n_S = \frac{2300}{\sqrt{H_{TOP}}} \tag{4.4a}$$

Levando à equação (4.4a) valores numéricos, resulta:

$$n_S = 250 \text{ rpm} \tag{e2.1}$$

que é a velocidade específica da família de turbinas Francis que operam sob uma altura topográfica de 85 m, aproximadamente.

II: Determinação da potência mecânico-motriz que deve ser entregue ao eixo mecânico do gerador para que ele desenvolva os valores fornecidos na introdução do exercício:

$$S_G = \sqrt{3} \cdot V_L \cdot I_L \tag{e2.2}$$

que é a potência aparente disponibilizada pela rede de fornecimento de energia para esse conversor eletromecânico. Levando à equação (e2.2) valores numéricos, resulta:

$$S_G = \sqrt{3} \cdot 4160 \cdot 155 \tag{e2.3}$$

Em que:

$$\boxed{S_G = 1.116.800 \text{ VA}} \tag{e2.4}$$

que é a potência aparente desenvolvida pelo gerador síncrono. A potência ativa desenvolvida será expressa por:

$$P_G = S_G \cdot \cos(\varphi) \tag{e2.5}$$

Ou ainda:

$$P_G = 1.116.800 \cdot 0{,}85 \tag{e2.6}$$

Em que:

$$\boxed{P_G = 949.280 \text{ W}} \tag{e2.7}$$

Um gerador com tal nível de potência, normalmente, tem rendimentos bastante elevados. Assim, um valor de 0,95 para gerador de tal potência operando com fator de potência igual a 0,85, é bastante aceitável. Portanto:

$$\boxed{\eta_g = \frac{P_G}{P_{MG}}} \tag{e2.7}$$

em que P_{MG} é a potência mecânica disposta no eixo motriz do gerador. Assim:

$$P_{MG} = \frac{949.280}{0{,}95} \tag{e2.7}$$

Ou ainda:

$$P_{MG} = 999.240 \text{ W} \tag{e2.8}$$

que representa a potência mecânico-motriz disposta no eixo motor do gerador. Como as turbinas, à semelhança dos acionadores a explosão, têm suas potências aquilatadas em cv, resulta:

$$\boxed{P_{MG_{(CV)}} = \frac{P_{MG_{(W)}}}{75 \cdot 9{,}81}} \tag{e2.9}$$

levando à equação (e2.9) valores numéricos, resulta:

$$\boxed{P_{MG_{(CV)}} = 1358 \text{ cv}} \tag{e2.10}$$

que, em última análise, represente a potência da turbina acionadora, dado que o acoplamento entre turbina e gerador é rígido e de eficiência máxima.

$$P_{MT_{(CV)}} = P_{MG_{(CV)}} \tag{e2.11}$$

A potência mecânico-hidráulica do fluido que demanda a turbina é determinada a partir do conhecimento do rendimento da turbina. Turbinas hidráulicas são máquinas hidráulicas de elevado rendimento, quando projetadas e construídas segundo os ditames da técnica atual. Assim, um rendimento de 0,90 para a turbina em destaque, a qual possui uma potência de 1358 cv, é bastante aceitável. Assim:

$$\boxed{\eta_T = \frac{P_{MT}}{P_H} = \frac{P_{MT_{(CV)}}}{P_{H_{(CV)}}}} \tag{e2.12}$$

em unidades coerentes. Assim:

$$P_{H_{(CV)}} = \frac{1358}{0{,}90} \tag{e2.13}$$

em que:

$$\boxed{P_{H(CV)} = 1509 \ \text{cv}} \tag{e2.14}$$

III: Determinação da altura topográfica do aproveitamento e da vazão firme da turbina para alcançar a potência estabelecida na equação (e2.14).

O item 4.2.3 explica:

Analisada de forma energética, a "altura disponível de um aproveitamento" corresponde à altura topográfica de um aproveitamento hipotético que não possua perdas na "tomada de água" e cuja canalização seja ideal. Assim, um aproveitamento real que possua um rendimento de tubulação igual a ηc terá uma "altura disponível" expressa por:

$$\boxed{\eta_c = \frac{H}{H + \Delta H_{CA}}} \tag{4.9d}$$

em que ΔH_{TA} é o conjunto de perdas inseridas pela "tomada de água" do aproveitamento:

- *Perdas no bocal adutor.*
- *Perdas por aceleração.*
- *Perdas nas grades.*
- *Perdas nos suportes das comportas.*

A altura disponível permite a determinação da potência mecânico-hidráulica do aproveitamento. Será demonstrado em item posterior, que:

$$\boxed{P_H = \gamma \cdot Q \cdot H} \tag{4.10a}$$

em Watts, e:

$$\boxed{P_{H(CV)} = \frac{1000}{75} \cdot Q \cdot H} \tag{4.10b}$$

em cavalos-vapor. Como se pode observar, essas são informações que demandarão estudos realizados em capítulos posteriores. Assim, admitir-se-á que a canalização tem perdas, mas a tomada de água é ideal. Para a canalização admitir-se-á um rendimento de 0,89, e:

$$\Delta P_{CA} = [H_{TOP}] \cdot (1 - \eta_C) \tag{e2.15}$$

para $\Delta H_{TA} = 0$. A equação (e2.15) é demonstrada no item 4.4.

Levando à equação (e2.15) valores numéricos e assumindo que a tomada de água é ideal, resulta:

$$\Delta H_{CA} = [85] \cdot (1 - 0{,}89)$$

Em que:

$$\boxed{\Delta H_{CA} = 9.35 \ \text{m}} \tag{e2.16a}$$

Por outro lado, a equação (4.9b) fornece:

$$\boxed{H = H_{TOP} - \Delta H_{TA} - \Delta H_{CA}} \quad (4.9b) \quad (e2.16b)$$

Como assumiu-se que as perdas na tomada de água são desprezíveis, resulta:

$$H = 85 - 0 - 9.35$$

em que:

$$\boxed{H = 75{,}65 \ \text{m}} \tag{e2.16c}$$

que representa o valor da altura disponível do aproveitamento, considerando-se que as perdas na tomada de água são desprezíveis.

Determinado um valor para a altura disponível do aproveitamento, pode-se determinar a potência mecânico-hidráulica que o aproveitamento disponibiliza ou a vazão firme necessária para:

$$P_{H(CV)} = \frac{1000}{75} \cdot Q \cdot H \tag{e2.17}$$

Em que:

$$1509 = \frac{1000}{75} \cdot Q \cdot 75{,}65$$

Ou ainda:

$$\boxed{Q = 1{,}500 \ \text{m}^3/\text{s}} \tag{e2.18}$$

Portanto, deve-se prever uma "vazão firme" maior do que $1{,}500 \ \text{m}^3/\text{s}$ para a referida turbina, dado que as perdas na tomada de água não foram computadas. Da tabela 4.1, para uma velocidade específica de 250 rpm, a turbina a ser escolhida terá as seguintes especificações:

TURBINA FRANCIS VELOZ

E as informações complementares:

Velocidade Específica: 250 rpm.

Altura Topográfica: 85 m.

Vazão Firme: $1{,}5 \ \text{m}^3/\text{s}$.

Velocidade Angular Nominal: 600 rpm.

IV: CONSIDERAÇÕES:

Exames às especificações da turbina mostram bem a diferença entre Velocidade Específica e Velocidade Angular da Turbina. A Velocidade Angular está ligada à freqüência do sinal elétrico gerado pela armadura do gerador e ao número de pólos do estator da máquina, que é igual ao número de pólos do rotor. Em item posterior, apresentar-se-á equação que permite determinar a velocidade angular mais adequada à turbina, função da potência mecânica disposta em seu eixo motriz, da altura disponível do aproveitamento e da velocidade específica da turbina.

4.4: VELOCIDADE DA ÁGUA À SAÍDA DO INJETOR DE UMA TURBINA PELTON

As turbinas Pelton possuem, ao final da tubulação forçada (penstock), um mecanismo de controle de vazão e direção do jato de água. Esse mecanismo é acionado por potente sistema mecânico e controlado por um servomecanismo de malha fechada que sensoria a velocidade angular da turbina. Portanto, o jato de água que deixa o injetor da turbina tem seu diâmetro controlado por uma "agulha controladora" comandada. Assim, a vazão do fluido que chega à turbina é controlada. A velocidade do fluido à saída do injetor é função da altura disponível e pode ser determinada. A figura 4.3 mostra, de forma esquemática, um aproveitamento Pelton. À saída do injetor está o ponto D.

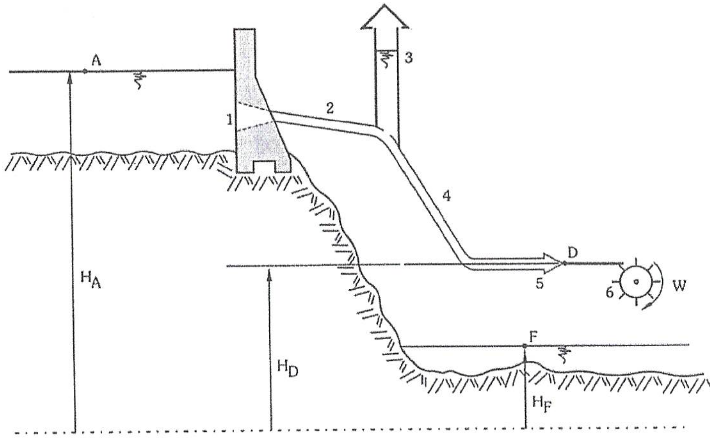


Figura 4.3: Aproveitamento Pelton.

Para a figura 4.3:

1: Tomada de Água.
2: Tubulação de Pressão.
3: Chaminé de Equilíbrio.
4: Tubulação Forçada.
5: Injetor Pelton.
6: Rotor Pelton.

Um ponto A colocado na superfície do reservatório superior está a pressão atmosférica local que será tomada como referência ($P_A = 0$ por convenção). Esse ponto está parado ou em movimento aleatório e sua altura, em relação ao referencial genérico, traçado na figura 4.3, vale H_A.

Pela Equação de Bernoulli, a energia específica no ponto A referido, vale:

$$E_A = \frac{V_A^2}{2.g} + \frac{P_A}{\gamma} + H_A \qquad (4.13)$$

Um segundo ponto, o ponto D, colocado à saída do injetor da turbina Pelton está a pressão atmosférica e se a cota do ponto D não for muito diferente da cota do ponto A, poder-se-á dizer:

$$P_A = P_D \qquad (4.14)$$

A altura desse ponto D em relação ao mesmo referencial do ponto A vale H_D. Assim, a energia específica desse ponto, a partir da Equação de Bernoulli, vale:

$$E_D = \frac{V_D^2}{2.g} + \frac{P_D}{\gamma} + H_D \qquad (4.15)$$

Como a altura disponível leva em conta o rendimento da canalização e as PERDAS NA TOMADA DE ÁGUA, pode-se escrever:

$$H = \left[H_{TOP_A} - \Delta H_{TA} - \Delta H_{CA}\right] \qquad (4.9b)$$

e:

$$E_D = E_A - \left[\Delta H_{\text{tomada de água}} + \Delta H_{\text{canalização}}\right] \qquad (4.16)$$

escrita a partir da conservação da energia.

Levando à equação (4.16) as equações (4.13) e (4.15), resulta:

$$\frac{V_D^2}{2.g} + \frac{P_D}{\gamma} + H_D = \frac{V_A^2}{2.g} + \frac{P_A}{\gamma} + H_A - \left[\Delta H_{TA} + \Delta H_{CA}\right] \qquad (4.17)$$

Levando em conta a equação (4.14) e suas considerações, resulta:

$$\frac{V_D^2}{2.g} + H_D = \frac{V_A^2}{2.g} + H_A - \left[\Delta H_{tomada} + \Delta H_{canalização}\right] \qquad (4.18a)$$

Como o ponto A, no reservatório superior, está parado ou em movimento aleatório, resulta:

$$\frac{V_D^2}{2.g} = (H_A - H_D) - \left[\Delta H_{tomada} + \Delta H_{canalização}\right] \qquad (4.18b)$$

Como (H_A - H_D) é a ALTURA TOPOGRÁFICA DE UM APROVEITAMENTO DE AÇÃO, resulta:

$$\frac{V_D^2}{2.g} = (H_{TOP_A}) - \left[\Delta H_{tomada} + \Delta H_{canalização}\right] \qquad (4.19)$$

Porém, subtraindo da altura topográfica as perdas na tomada de água e as perdas na tubulação, em termos de coluna de água, resulta a ALTURA DISPONÍVEL DO APROVEITAMENTO, como mostra a equação (4.9b).

Assim:

$$\boxed{H = (H_{TOP_A}) - \left[\Delta H_{tomada} + \Delta H_{canalização}\right]} \qquad (4.9b) \quad (4.20)$$

Levando a equação (4.20) à equação (4.19), resulta:

$$\frac{V_D^2}{2.g} = H \qquad (4.21)$$

para um aproveitamento de ação e, portanto:

$$\boxed{V_D = \sqrt{(2 \cdot g \cdot H)}} \qquad (4.22)$$

que é a velocidade do fluido à saída do injetor de uma TURBINA DE AÇÃO da família Pelton. Muitos pesquisadores do campo da hidráulica asseguram que a velocidade real do fluido à saída do injetor é um pouco menor do que aquela calculada segundo a equação (4.22) e fornecem:

$$\boxed{0{,}96 \cdot V_D \leq V_{D_{real}} \leq 0{,}98 \cdot V_D} \qquad (4.23)$$

Por outro lado, as equações (4.9b) e (4.9d) explicitam:

$$H = (H_{TOP_A}) - \left[\Delta H_{TA} + \Delta H_{CA}\right] \qquad (4.9b) \quad (4.24)$$

A partir da definição de altura disponível, equação (4.9d), escreve-se:

$$H = \left[H + \Delta H_{CA}\right] \cdot \eta_C \qquad (4.9d) \quad (4.25)$$

Levando a equação (4.9d) à equação (4.9b), resulta:

$$\left[H \cdot \eta_C + \Delta H_{CA} \cdot \eta_C\right] = H_{TOP_A} - \Delta H_{canalização} - \Delta H_{tomada} \qquad (4.26)$$

Por outro lado, trabalhando a equação (4.25), em que:

$$\Delta H_{CA} \cdot \eta_C = \left[1 - \eta_C\right] \cdot H \qquad (4.27)$$

Em que:

$$\boxed{H = \left[\frac{\Delta H_{CA} \cdot \eta_{CA}}{(1 - \eta_C)}\right]} \qquad (4.28)$$

Levando a equação (4.28) à equação (4.24), resulta:

$$\left[\frac{\Delta H_{CA} \cdot \eta_{CA}}{(1 - \eta_C)}\right] = H_{TOP_A} - (\Delta H_{TA} + \Delta H_{CA}) \qquad (4.29)$$

Operando os termos da equação (4.29), encontra-se:

$$\boxed{\Delta H_{CA} = \left[H_{TOP_A} - \Delta H_{TA}\right] \cdot (1 - \eta_C)} \qquad (4.30)$$

que permite determinar as perdas ocorridas na canalização de adução, em metros de coluna de água, para um aproveitamento de ação. O aproveitamento de reação possui um TUBO DE ASPIRAÇÃO à saída da turbina e isso tem que ser levado em conta quando da determinação do rendimento da tubulação. Assim, de uma forma geral, pode-se escrever:

$$\boxed{\Delta H_{CA} = \left[H_{TOP} - \Delta H_{TA}\right] \cdot (1 - \eta_C)} \qquad (4.31)$$

para um aproveitamento genérico de ação ou de reação.

4.5: POTÊNCIA MECÂNICO HIDRÁULICA DE UM APROVEITAMENTO IDEAL

4.5.1: APROVEITAMENTO IDEAL

Denomina-se APROVEITAMENTO IDEAL aquele isento de perdas de toda natureza. Assim, se um determinado aproveitamento real puder ter suas

PERDAS NA TOMADA DE ÁGUA e na canalização de adução desprezadas, ele poderá ser considerado um aproveitamento ideal. As perdas no CANAL DE FUGA e na TURBINA serão posteriormente analisadas.

Tome-se, para análise, o aproveitamento de ação mostrado na figura 4.4. Um ponto A colocado no reservatório superior está, por hipótese, parado ou em movimento aleatório, de forma que a velocidade média desse ponto, para qualquer intervalo de tempo, é nula. As dimensões do referido reservatório são tais que as turbinas "engolindo" a vazão plena não produzem variação na altura do ponto A, em relação ao referencial tomado e mostrado na figura 4.4.

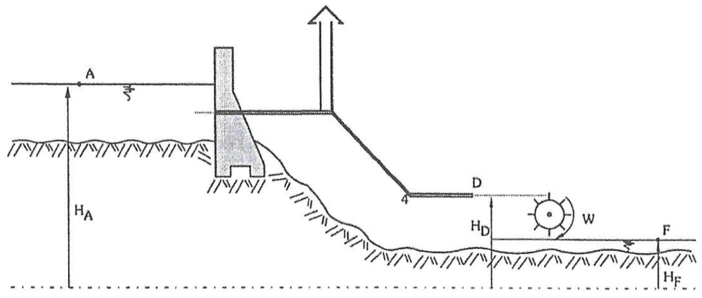


Figura 4.4: Aproveitamento Ideal de Ação.

Na figura 4.4, o aproveitamento hidrelétrico não admite perdas de natureza alguma.

4.5.2: EQUACIONAMENTO

Para análise da potência mecânico-hidráulica que um aproveitamento pode entregar a um sistema hidráulico, um amplo campo de hipóteses deve ser realizado. Além das hipóteses já realizadas acima, admitir-se-á que:

I) O fluido é incompressível. Dessa forma, o seu peso específico é constante.

II) O trabalho realizado pelo fluido é conservativo. Essa hipótese nasce da hipótese que o aproveitamento é ideal.

III) A aceleração da gravidade (g) não sofre variação em seu valor, entre as cotas dos pontos A e D.

Para determinar a potência que o fluido pode fornecer à máquina hidráulica conectada ao ponto D da tubulação, tome-se um volume de controle ΔV, suficientemente pequeno, porém que contenha um ponto T que viaja com o referido volume.

O peso do volume de controle em questão é determinado por:

$$\Delta Peso = \gamma \cdot \Delta V \qquad (4.32)$$

Até um instante t_1 a energia transportada pelo fluido e que atravessou uma seção S de controle da tubulação, seção essa que é a residência do ponto D, é expressa por:

$$W_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot V_D^2 \qquad (4.33)$$

Até um instante t_2 a energia transportada pelo fluido e que atravessou uma referida seção S de controle é expressa por:

$$W_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot V_D^2 \qquad (4.34)$$

No intervalo de tempo $\Delta t = (t_2 - t_1)$, a energia que atravessou a mencionada seção reta tem por expressão:

$$\Delta W = \frac{1}{2} \cdot \Delta m \cdot V_D^2 \qquad (4.35)$$

em que Δm representa a massa de fluido que atravessou a seção S, no intervalo de tempo Δt. A potência média que o fluido fez atravessar pela referida seção S é expressa por:

$$P_{média} = \frac{\Delta W}{\Delta t} \qquad (4.36)$$

Levando a equação (4.35) à equação (4.36), resulta:

$$P_{média} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta m}{\Delta t} \cdot V_D^2 \qquad (4.37)$$

A variação da massa em relação ao tempo é proporcional ao volume de água que atravessou a seção em que reside o ponto D, no intervalo de tempo Δt. Dessa forma:

$$\Delta Peso = g \cdot \Delta m \qquad (4.38)$$

Como o fluido tem peso específico γ, resulta:

$$\Delta V \cdot \gamma = g \cdot \Delta m \qquad (4.39)$$

Levando a equação (4.39) à equação (4.37), resulta:

$$\boxed{P_{média} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta t} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot V_D^2} \qquad (4.40)$$

Demonstrou-se no item 4.4 expressão para a velocidade da água à saída do bico injetor da turbina Pelton, que é residência do referido ponto D, num aproveitamento de ação. Assim:

$$V_D^2 = 2 \cdot g \cdot H \qquad (4.41)$$

Levando a equação (4.41) à equação (4.40), resulta:

$$P_{média} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta V}{\Delta t} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot (2 \cdot g \cdot H) \qquad (4.42)$$

Efetuando os cancelamentos possíveis, resulta:

$$P_{média} = \gamma \cdot \frac{\Delta V}{\Delta t} \cdot (H) \qquad (4.43a)$$

Como a variação do volume em relação ao tempo representa a vazão de um fluido e, no caso presente, a seção de controle é residência do ponto D, pode-se dizer que a vazão sob análise é aquela que atravessa a referida seção. Assim:

$$P_{média} = \gamma \cdot Q_{média} \cdot H \qquad (4.43b)$$

Passando o limite para $\Delta t \to 0$, resulta:

$$\boxed{P = \gamma \cdot Q \cdot H} \qquad (4.44)$$

que permite determinar a potência mecânico-hidráulica disponibilizada por um aproveitamento hidrelétrico, em um sistema coerente de unidades. Para o sistema MKS - Giorgi, ter-se-á:

$$[P] = W$$
$$[\gamma] = N/m^3$$
$$[Q] = m^3/s$$
$$[H] = m$$

4.5.3: CONSIDERAÇÕES

Para um aproveitamento de reação, a turbina pode estar dotada de um tubo de aspiração, porém a altura topográfica é tomada, para determinação da potência mecânico-hidráulica, não em relação ao CANAL DE FUGA e sim em relação a um ponto D colocado no extremo inferior da TUBULAÇÃO FORÇADA (penstock) e isso faz com que a equação (4.44) possa ser empregada para a determinação da POTÊNCIA MECÂNICO-HIDRÁULICA de aproveitamentos de ação e de reação indeterminadamente. A figura 4.5

mostra um aproveitamento de reação e a região do aproveitamento em que o ponto D é tomado. As perdas no caracol da turbina e nas pás diretoras fixas e móveis são consideradas quando da determinação do RENDIMENTO DA TURBINA DE REAÇÃO.

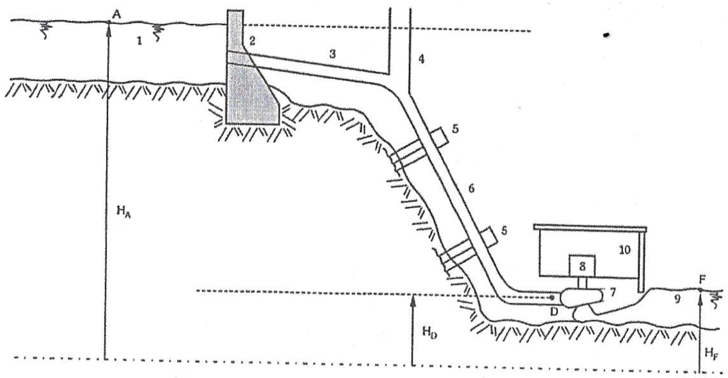


Figura 4.5: Aproveitamento de ReaçãoReal.

Para a figura 4.5:

1: Reservatório Superior.
2: Barragem.
3: Tubulação de Pressão.
4: Chaminé de Equilíbrio.
5: Blocos de Ancoragem.
6: Tubulação Forçada.
7: Tubulação de Reação.
8: Gerador.
9: Canal de Fuga.
10: Casa das Máquinas.

4.5.4: POTÊNCIA DE UM APROVEITAMENTO HIDRÁULICO EM CAVALOS-VAPOR

4.5.4.1: ASPECTOS GERAIS

As máquinas elétricas assíncronas, as turbinas hidráulicas e os motores a combustão, no Brasil, têm suas potências dadas em CAVALOS-VAPOR e em WATTS.

O CAVALO-VAPOR é a potência de um dispositivo que, ao nível do mar, eleva de um metro, a partir do solo, uma massa de 75 kg num intervalo de tempo de 1 segundo. Assim. a força desenvolvida por esse dispositivo, contrariando as forças gravitacionais terrestres, pode ser equacionada por:

$$| f_{dispositivo} | = m \cdot | g | \qquad (4.45)$$

O trabalho desenvolvido pelo dispositivo é equacionado por:

$$\Delta T = \left| f_{dispositivo} \right| \cdot \Delta x \qquad (4.46)$$

A potência média desenvolvida pelo dispositivo, no intervalo de tempo Δt, é expressa por:

$$P_{média} = \frac{\Delta T}{\Delta t} \qquad (4.47)$$

Levando a equação (4.46) à equação (4.47), resulta:

$$P_{média} = \frac{\left| f_{dispositivo} \right| \cdot \Delta x}{\Delta t} \qquad (4.48)$$

Passando o limite para Δt tendendo a zero, resulta:

$$P = \left| f_{dispositivo} \right| \cdot \frac{dx}{dt} \qquad (4.49)$$

Levando a equação (4.45) à equação (4.49), resulta:

$$\boxed{P = m \cdot \left| g \right| \cdot \frac{dx}{dt}} \qquad (4.50)$$

Portanto, um dispositivo que apresente uma potência de 1 cv realizará:

$$1 \text{ cv} = 75 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot \frac{1 \text{ m}}{1 \text{ s}} \qquad (4.51a)$$

Ou ainda:

$$1 \text{ cv} = 75 \cdot 9.81 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{m/s}^3 \qquad (4.51b)$$

Em que:

$$\boxed{1 \text{ cv} = (75 \cdot 9.81) \text{ W}} \qquad (4.52)$$

Por outro lado:

$$\boxed{\gamma_{água} = (1000 \cdot 9.81) \text{ N/m}^3} \qquad (4.53)$$

Levando as contatações (4.52) e (4.53) à equação (4.44), resulta:

$$P_{H_{(CV)}} = (1000 \cdot 9{,}81) \cdot Q \cdot H \cdot \left[\frac{\text{cv}}{75 \cdot 9{,}81} \right] \qquad (4.54)$$

Resultando:

$$\boxed{P_{H_{(CV)}} = \frac{1000}{75} \cdot Q \cdot H \quad \text{em cv}} \qquad (4.55)$$

que permite determinar a potência mecânico-hidráulica de um aproveitamento, seja de ação ou de reação, em CAVALOS-VAPOR.

4.6: VELOCIDADE DO EIXO MOTRIZ DE UMA TURBINA HIDRÁULICA

Tem-se comentado nos itens anteriores e nos exercícios resolvidos que a velocidade do eixo motriz de uma turbina, na quase totalidade dos casos, é diferente da velocidade específica da referida turbina. A partir das definições de turbina unidade e de velocidade específica de uma família geometricamente semelhante de turbinas, pode-se demonstrar que a velocidade angular do eixo motriz de uma turbina está relacionada a elementos da turbina e a elementos do aproveitamento hidrelétrico em que está colocada:

$$\boxed{n_S = n_T \cdot \frac{(P_{MT_{(CV)}})^{0,5}}{(H)^{1,25}}} \qquad (4.56)$$

que permite calcular a velocidade angular do eixo motriz de uma turbina a partir da sua velocidade específica, da sua potência mecânica em cv e da altura disponível do aproveitamento sob análise. Para a equação (4.56), empregar:

$n_S \Rightarrow$ Velocidade específica da família geometricamente semelhante em rpm.

$n_T \Rightarrow$ Velocidade angular do eixo motriz da turbina em rpm.

$P_{MT_{(CV)}} \Rightarrow$ Potência mecânico - motriz da turbina em cv.

$H \Rightarrow$ Altura disponível do aproveitamento em m.

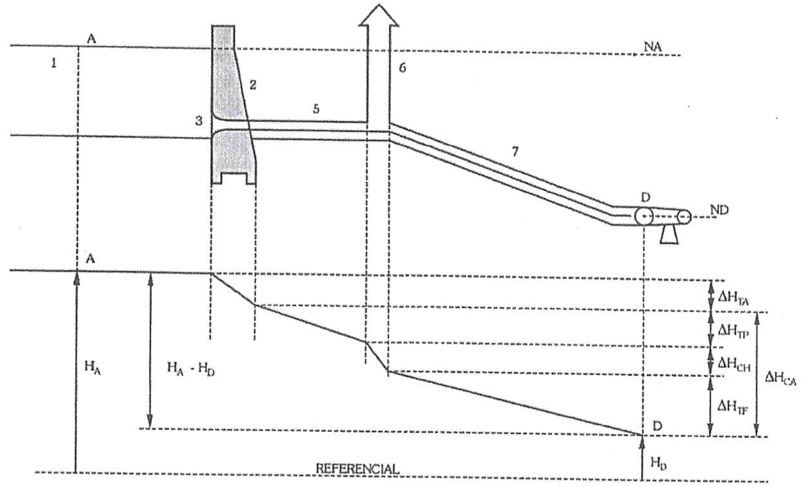


Figura 4.6 – Linha Energética de um Aproveitamento.