

Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia de Energia

**CONCEPÇÃO DE MODELO TEÓRICO SOBRE
ARMAZENAMENTO HIDRÁULICO**

Autor: Mariana Moronari Monteiro
Orientador: Luciano Gonçalves Noletto

Brasília, DF

2014



MARIANA MORONARI MONTEIRO

**CONCEPÇÃO DE MODELO TEÓRICO SOBRE ARMAZENAMENTO
HIDRÁULICO**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia de Energia da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Orientador: Dr. Luciano Gonçalves Noleto

Co-Orientadora: Dra. Maria Vitória Ferrari

Brasília, DF

2014

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Monteiro, Mariana Moronari.

Concepção de modelo teórico sobre armazenamento hidráulico / Mariana Moronari Monteiro. Brasília: UnB, 2014. 97 p.: il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília

Faculdade do Gama, Brasília, 2014. Orientação: Luciano Gonçalves Noleto.

1. Centrais hidrelétricas. 2. Sistema de bombeamento. 3. Máquinas hidráulicas I. Noleto, Luciano Gonçalves. II. Concepção de modelo teórico sobre armazenamento hidráulico.

CDU Classificação



CONCEPÇÃO DE MODELO TEÓRICO SOBRE ARMAZENAMENTO HIDRÁULICO

Mariana Moronari Monteiro

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 28/11/14 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr. : Luciano Gonçalves Noletto, UnB/ FGA

Orientador

Prof. Dra. : Maria Vitória Ferrari, UnB/ FGA

Co-Orientadora

Prof. Dra. : Cristina de Abreu Silveira, UnB/ FGA

Membro Convidado

Prof. Dra. : Paula Mayer Soares Passanezi, UnB/ FGA

Membro Convidado

Brasília, DF
2014

Dedico este trabalho a Deus, por ser essencial em minha vida e autor do meu destino. Seu fôlego de vida em mim me foi sustento e me deu coragem para questionar realidades e propor sempre um novo mundo de possibilidades.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar quero agradecer a Deus, que em todos os momentos é o maior mestre que alguém pode ter.

À minha mãe, Nislânia Pereira, que me deu apoio e incentivo nas horas difíceis, de desânimo e cansaço. Mãe, seu cuidado e dedicação me deram esperança para seguir. Sua presença significou a certeza de que não estou sozinha nessa caminhada.

Agradeço à minha filha, Manuela Moronari Monteiro, que embora não tenha conhecimento disso, ilumina de maneira especial os meus pensamentos e a minha vida. Cada sorriso seu me deu forças para continuar seguindo.

Agradeço também ao meu esposo, Gledson Monteiro Moreira, que me deu coragem e apoio nos momentos de dificuldades de forma especial, carinhosa e paciente. À minha avó, Sônia Moronari. Vó, obrigada pelo seu carinho e por sua capacidade de me trazer paz na correria de cada semestre. Por meio da senhora, aprendi o valor da minha fé.

Aos meus primos irmãos, Thamara Luiza Cavalcante, Rodrigo Cavalcante e Thauani Moronari Cavalcante que, nos momentos de minha ausência dedicados ao estudo superior, cuidaram da minha filha e mais do que isso, contribuíram na sua educação de uma forma muito especial e carinhosa. Serei eternamente grata a vocês.

Aos meus tios (pais) e tias que sempre me fizeram entender que o futuro é feito a partir da constante dedicação no presente. Obrigada pelo amor, incentivo e apoio incondicional. Aos meus primos e amigos que me acompanharam no decorrer de toda graduação.

A esta universidade, seu corpo docente, direção e administração. Ao meu orientador, Luciano Gonçalves Noletto, pela orientação, apoio e confiança. À minha co-orientadora Maria Vitória Ferrari, pelo suporte no pouco tempo que lhe coube, pelas suas correções e incentivos. Agradeço a todos os professores não somente por me ensinar, mas por me fazerem aprender. E a todos que direta ou indiretamente fizeram parte da minha formação, o meu muito obrigado.

Por fim, agradeço ao mundo por mudar as coisas, por nunca fazê-las serem da mesma forma, pois assim não teríamos o que pesquisar, o que descobrir e o que aprender.

“Alguns homens veem as coisas como são e dizem: ‘Por quê?’. Eu sonho com as coisas que nunca foram e digo: Por que não?”

George Bernard Shaw

RESUMO

O Armazenamento hidráulico é um processo utilizado em centrais hidrelétricas para armazenar energia na forma de energia potencial da água. Esse processo consiste em reutilizar a água do reservatório de jusante de uma central hidrelétrica bombeando-a para um reservatório de altitude mais elevada, o que aumenta a disponibilidade de energia hidráulica utilizada para a geração de energia elétrica. O objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo teórico de armazenamento hidráulico. Como resultados, são apresentadas as condições de operação do modelo teórico, as características das máquinas hidráulicas utilizadas, os parâmetros de funcionamento do sistema de bombeamento e geração dimensionados e a energia elétrica produzida e consumida em sua operação. Conclui-se que o modelo teórico foi concebido e permitiu uma representação do armazenamento hidráulico em condições simuladas. Com esse trabalho, foi possível entender e analisar o processo de armazenamento de água bem como o de produção de energia elétrica. Fazer apenas uma comparação direta entre a energia elétrica consumida e a produzida em sua operação é muito superficial e simplista para determinar a viabilidade da técnica.

Palavras-chaves: Centrais hidrelétricas. Sistema de bombeamento. Máquinas hidráulicas. Curvas características.

ABSTRACT

The hydraulic storage is a process used in hydroelectric power plants to store energy in the form of potential energy of water. This process is to reuse water from the downstream reservoir of a hydroelectric plant pumping it to a reservoir of higher altitude, which increases the availability of hydraulic energy used to generate electricity. The aim of this work is to develop a theoretical model of hydraulic storage. As a result, the operating conditions of the theoretical model, the characteristics of hydraulic machines used, the operating parameters of the pump and scaled generation system and electric power produced and consumed in its operation are presented. It is concluded that the theoretical model has been designed and allowed the representation of the hydraulic storage under simulated conditions. With this work, it was possible to understand and analyze the process of storing water as well as the process of production of electricity. Comparing directly the energy consumed and produced in its operation is very superficial and simplistic to determine the technique's availability.

Keywords: Hydroelectric plants. Pumping system. Hydraulic machines. Characteristic curve.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Esquema básico do armazenamento hidráulico em Rancoon Mountain. Fonte: Levine (2003)	26
Figura 2-Triângulo de velocidades de uma turbina axial.	35
Figura 3-Triângulo de velocidades de uma bomba axial.	36
Figura 4- Componentes para geração de energia elétrica. Adaptado de: Duke Energy (2014).	37
Figura 5- Fluxo de água e energia elétrica em uma central hidrelétrica que utiliza o armazenamento hidráulico.	38
Figura 6- Operação de sistemas independentes em unidades de armazenamento hidráulico.	40
Figura 7- Fluviograma.	45
Figura 8- Média mensal.	46
Figura 9- Curva de duração de vazões.	47
Figura 10- Curva de duração de potência.	48
Figura 11- Faixa de operação da bomba vertical de fluxo misto SJM. Adaptado de: Sulzer (2014).	52
Figura 12- Curva característica de altura manométrica e vazão do modelo SJM BSM 1400 para 320 rpm e diâmetro de a 1173mm. Adaptado de: Sulzer (2014).	53
Figura 13- Curva característica de altura manométrica e vazão do modelo SJM 60 LS para 355 rpm e diâmetro de 1042mm. Adaptado de: Sulzer (2014)	54
Figura 14-Pontos analisados da curva característica do modelo SJM 60 LS na definição do ponto de operação. Adaptado de: Sulzer (2014).	57
Figura 15- Ponto de operação desejado na curva característica do modelo SJM 60 LS para reduzir o fator de consumo do sistema. Adaptado de : Sulzer (2014)	59
Figura 16- Curva característica do novo diâmetro do rotor (D2) ajustado para o ponto de operação desejado. Adaptado de: Sulzer (2014).	61
Figura 17-Curvas características e pontos analisados para diferentes velocidades de rotação. Adaptado de: Sulzer (2014).	62
Figura 18-Pontos de máxima eficiência das curvas características para diferentes velocidades de rotação. Adaptado de : Sulzer (2014).	64
Figura 19-Arranjos típicos de centrais hidrelétricas: (a) Central hidrelétrica de desvio; (b) Central hidrelétrica de derivação; (c) Central hidrelétrica de represamento. Fonte: Souza <i>et al.</i> (1999).	95

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Capacidade instalada do AH em alguns países.....	23
Tabela 2- Dimensões segundo o sistema MLT Θ	31
Tabela 3-Valores da velocidade de rotação específica para diferentes tipos de máquinas de fluxo.	34
Tabela 4-Pontos de operação e de projeto, eficiências e o fator de consumo do sistema do sistema do modelo SJM BSM 1400.	54
Tabela 5-Pontos de operação e de projeto, eficiências e o fator de consumo do sistema do modelo SJM 60 LS.....	55
Tabela 6-Fator de consumo do sistema calculado na análise do ponto de operação.	57
Tabela 7-Fator de consumo do sistema calculado na análise da rotação.	63
Tabela 8-Fator de consumo do sistema da análise dos pontos de operação, do diâmetro do rotor e da rotação.	67
Tabela 9- Parâmetros de funcionamento do sistema de bombeamento para a condição de menor consumo de energia elétrica.	68
Tabela 10- Componentes dos triângulos de velocidade da turbina axial.	77
Tabela 11-Componentes dos triângulos de velocidade da bomba axial.	80
Tabela 12- Parâmetros de funcionamento do sistema de geração do modelo teórico.	81

LISTA DE SÍMBOLOS

E	Energia hidráulica média disponível (m)
γ	Peso específico (N/m ³)
p	Pressão (N/m ²)
v	Velocidade (m/s)
g	Aceleração da gravidade (m/s ²)
z	Altura (m)
Y	Energia específica (J/kg)
H	Altura de Queda efetiva (m)
P _b	Potência Bruta (W)
ρ	Massa específica (kg/m ³)
Q	Vazão (m ³ /s)
H _b	Altura Bruta (m)
Y _b	Energia específica bruta (J/kg)
H _{psa}	Perda de energia no sistema de admissão (m)
η	Rendimento (-)
η_h	Rendimento hidráulico (-)
η_m	Rendimento mecânico (-)
η_v	Rendimento volumétrico (-)
η_e	Rendimento elétrico (-)
Q _{95%}	Vazão firme (m ³ /s)
V _r	Volume do reservatório (m ³)
Q _T	Vazão total de operação (m ³ /h)

P	Potência hidráulica (W)
n	Rotação nominal (rpm)
D_R	Diâmetro do rotor (mm)
Π_1, Π_2 e Π_3	Grupos pi do teorema Pi de Buckingham
C_P	Coeficiente de potência (-)
C_Q	Coeficiente de vazão (-)
C_H	Coeficiente de altura (-)
E_C	Energia consumida (Wh)
n_b	Número de bombas instaladas (unidade)
H_m	Altura manométrica (m)
η_b	Rendimento da bomba (-)
η_m	Rendimento do motor elétrico (-)
t	Tempo (s)
F_C	Fator de consumo do sistema (m)
P_O	Ponto de operação
P_P	Ponto de projeto
F_{CPO}	Fator de consumo do sistema calculado na análise do ponto de operação
F_{CD}	Fator de consumo do sistema calculado na análise do diâmetro
F_{CR}	Fator de consumo do sistema calculado na análise da rotação
M_{OS}	Modo de operação ótimo do sistema
E_{C1}	Energia consumida para o fator de consumo do sistema F_{CPO} (Wh)
E_{C2}	Energia consumida para o fator de consumo do sistema F_{CR} (Wh)
R_C	Redução do consumo de energia (Wh)

Q_A	Vazão da associação de máquinas hidráulicas em paralelo (m^3/s)
Q_I	Vazão da máquina I (m^3/s)
Q_{II}	Vazão da máquina II (m^3/s)
n_{qa}	Velocidade de rotação específica
f	Frequência de corrente elétrica (Hz);
p_G	Número de pólos do gerador
A_s	Seção livre de passagem (m^2)
V_{n1}	Velocidade absoluta normal na entrada (m/s)
U_1	Velocidade tangencial do rotor na entrada (m/s)
U_2	Velocidade tangencial do rotor na saída (m/s)
V_{t1}	Velocidade absoluta tangencial na entrada (m/s)
α_1	Ângulo entre V_{n1} e U_1 ($^\circ$)
V_1	Velocidade absoluta na entrada (m/s)
W_{t1}	Velocidade relativa tangencial na entrada (m/s)
β_1	Ângulo de inclinação da pá na entrada ($^\circ$)
W_1	Velocidade relativa na entrada (m/s)
β_2	Ângulo de inclinação da pá na saída (m/s)
W_2	Velocidade relativa na saída (m/s)
V_{t2}	Velocidade absoluta tangencial na saída (m/s)
α_2	Ângulo entre V_2 e U_2 ($^\circ$)
V_2	Velocidade absoluta na saída (m/s)
W_{t2}	Velocidade relativa tangencial na saída (m/s)
β_2	Ângulo de inclinação da pá na saída ($^\circ$)

η_i	Rendimento interno da turbina
η_g	Rendimento do gerador
n_T	Número de turbinas instaladas (unidade)
η_t	Rendimento total da turbina
E_P	Energia elétrica produzida (Wh)
E_H	Energia hidráulica (Wh)
E_{perda}	Energia perdida na conversão de energia (Wh)
V_A	Valor da tarifa no período de alto consumo energético
V_B	Valor da tarifa no período de baixo consumo energético

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANA	Agência Nacional de Águas
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
CERPH	Centro Nacional de Referência em Pequenas Centrais Hidrelétricas
CESP	Companhia Energética de São Paulo
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
ELETROBRÁS	Centrais Elétricas Brasileiras S.A
Hidroweb	Sistema de informações hidrológicas
ONS	Operador Nacional do Sistema Elétrico
Sabesp	Companhia de Saneamento Básico do Estado de São Paulo
UHE	Usina Hidrelétrica
UHR	Usina Hidrelétrica Reversível

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	19
1.1 MOTIVAÇÃO	19
1.2 OBJETIVOS.....	21
1.3 ESTADO DA ARTE	22
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	25
2.1 ARMAZENAMENTO HIDRÁULICO.....	25
2.2 ENERGIA ELÉTRICA CONSUMIDA E PRODUZIDA.....	27
2.2.1 Energia elétrica consumida pelo sistema de bombeamento	27
2.2.2 Energia elétrica produzida pelo sistema de geração	29
2.3 ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS EM PARALELO	29
2.4 ANÁLISE DIMENSIONAL	30
2.5 ANÁLISE DE SEMELHANÇA.....	32
2.6 VELOCIDADE DE ROTAÇÃO ESPECÍFICA	33
2.7 TRIÂNGULO DE VELOCIDADES	34
3. CARACTERÍSTICAS DE UM SISTEMA HIDRELÉTRICO COM ARMAZENAMENTO HIDRÁULICO.....	37
3.1 CENTRAIS HIDRELÉTRICAS CONVENCIONAIS.....	37
3.2 CENTRAIS HIDRELÉTRICAS COM ARMAZENAMENTO HIDRÁULICO.....	38
3.2.1 Operação do armazenamento hidráulico.....	39
4. DESENVOLVIMENTO DO MODELO TEÓRICO	41
4.1 COEFICIENTES DE POTÊNCIA, VAZÃO E ALTURA.....	41
4.2 ESTUDO HIDROLÓGICO.....	43
4.2.1 Fluviograma	45
4.2.2 Curvas de duração de vazão e potência	46
4.3 DESCRIÇÃO DO MODELO TEÓRICO.....	48

5.	SISTEMA DE BOMBEAMENTO	51
5.1	SELEÇÃO DO MODELO DA BOMBA	52
5.2	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE	55
5.2.1	Análise do ponto de operação.....	56
5.2.2	Análise do diâmetro do rotor	58
5.2.3	Análise da Rotação	62
5.3	ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	66
5.4	REDUÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA.....	68
5.5	DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE BOMBEAMENTO	70
5.6	COEFICIENTES ADIMENSIONAIS.....	71
5.7	VELOCIDADE DE ROTAÇÃO ESPECÍFICA (n_{qa}).....	72
6.	SISTEMA DE GERAÇÃO	74
6.1	NÚMERO DE TURBINAS E ROTAÇÃO NOMINAL	74
6.2	VELOCIDADE DE ROTAÇÃO ESPECÍFICA (n_{qa}).....	75
6.3	TRIÂNGULO DE VELOCIDADES PARA TURBINA E BOMBA AXIAL.....	75
6.3.1	Turbina axial	75
6.3.2	Bomba axial	78
6.4	DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE GERAÇÃO	81
6.5	COEFICIENTES ADIMENSIONAIS.....	82
6.6	ENERGIA ELÉTRICA PRODUZIDA PELO SISTEMA DE GERAÇÃO.....	83
7.	ANÁLISE ENERGÉTICA.....	84
7.1	CONSIDERAÇÕES SOBRE O ESTUDO DE VIABILIDADE DO MODELO TEÓRICO	87
8.	CONCLUSÕES.....	89
9.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	91
	ANEXO I – Componentes principais de uma central hidrelétrica.....	94

1. INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

O sistema de produção de energia elétrica do Brasil é composto basicamente de hidrelétricas e termelétricas de grande porte, devido à capacidade instalada destas fontes. A energia hidráulica possui uma maior representatividade na matriz elétrica brasileira, devido também à grande disponibilidade de recurso hídrico no país (ANEEL, 2014).

Um dos principais fatores que interferem diretamente a produção de energia das usinas hidrelétricas é a vulnerabilidade do sistema em períodos de estiagem atípicos. Este fator aliado ao aumento da demanda de energia pelas cargas do sistema elétrico pode acentuar a crise energética no país.

A diversidade da matriz elétrica brasileira e o incentivo ao uso racional e ao consumo mais eficiente de energia elétrica são algumas alternativas para reduzir os impactos causados pela crise energética. Dessa forma, as usinas de energia renovável como a solar fotovoltaica, eólica e biomassa estão sendo inseridas no sistema elétrico brasileiro para diversificar sua matriz elétrica.

As usinas hidrelétricas (UHE's) podem gerar energia abaixo da sua capacidade de produção devido à diminuição da disponibilidade de água utilizada na produção de energia elétrica. A capacidade de geração de energia elétrica do país pode ser afetada pela disponibilidade hídrica dos rios e pelas condições hidrometeorológicas, uma vez que grande parte dessa geração advém de usinas hidrelétricas que dependem fundamentalmente do regime de chuvas (Ottoni *et al.*, 2005).

As mudanças das características físicas nas bacias hidrográficas alteram o regime hídrico dos rios, tornando-o mais irregular e suscetível às flutuações hidrológicas. A irregularidade da disponibilidade hídrica também influencia a operação dos reservatórios, que operam em condições hidrometeorológicas diferentes das previstas em projeto. Sendo assim, pode ocorrer o deplecionamento do volume útil dos reservatórios, o que significa uma perda de energia a ser gerada, pois a energia hidráulica armazenada diminui (Ottoni *et al.*, 2005).

Outro problema enfrentado entre a produção e o consumo de energia elétrica é o armazenamento, dado que a energia elétrica produzida precisa ser imediatamente consumida, pois não pode ser armazenada. Só é possível armazenar

os insumos do processo, como por exemplo, água e carvão. Muitas vezes, a água dos reservatórios das UHE'S não consegue atender a demanda de energia durante o ano, o que pode ser ocasionado devido aos aspectos hidrológicos e operacionais que afetam diretamente a produção de energia da central hidroelétrica (Abbud, 2012).

Um exemplo atual deste problema é a grande redução do nível dos reservatórios do Sistema Cantareira. O sistema Cantareira, utilizado para captação e tratamento de água, é o maior dos sistemas administrados pela Companhia de Saneamento Básico do Estado de São Paulo (Sabesp). As seis represas que o compõem estão interligadas com o objetivo de aproveitar os desníveis e a consequente acumulação da água por gravidade para abastecer a Grande São Paulo (Sabesp, 2014a).

O estado passa por sérios problemas para abastecer determinadas cidades devido ao período de seca acentuado, o que consequentemente reduziu o volume útil de seus reservatórios. Em 2013, o nível de água dos reservatórios estava em níveis mais altos do que o atual e, em 2014, níveis cada vez menores foram registrados (Sabesp, 2014b).

O aumento da demanda de energia elétrica no país, principalmente nas estações mais secas e quentes do ano, é outro fator que afeta diretamente o sistema de produção de energia elétrica. O consumo de energia elétrica de uma região varia consideravelmente durante as horas do dia e os meses do ano. Haverá, portanto, períodos em que a potência gerada nas hidrelétricas será superior à demanda da rede consumidora. Em outros, a demanda pode superar a carga de regime normal e de sobrecarga admissível nas unidades geradoras, sendo necessário complementar o déficit nessas pontas de carga com energia de uma unidade reserva ou de outra fonte (Macintyre, 1983).

Uma alternativa para minimizar tanto os impactos gerados pelas flutuações hidrológicas e irregularidade hídrica, quanto os problemas de atendimento de energia em horário de ponta é fornecida pelo desenvolvimento e implementação de processos para armazenar energia hidráulica.

Com relação aos recursos hídricos e o melhor aproveitamento destes para a produção de energia elétrica, surge uma alternativa de gerar mais energia elétrica por meio da reutilização da água já descarregada no reservatório de jusante das UHE'S.

O Armazenamento hidráulico é um processo utilizado em centrais hidrelétricas para armazenar energia na forma de energia potencial da água. Esse processo consiste em bombear a água do reservatório de jusante de uma central hidrelétrica para um reservatório de altitude mais elevada, o que aumenta a disponibilidade de energia hidráulica utilizada para a geração de energia elétrica (Jacob,1997). No Brasil, as usinas que utilizam este método de reutilização da água são denominadas Usinas Hidrelétricas Reversíveis (UHR's).

Esse trabalho tem como proposta desenvolver um modelo teórico de armazenamento hidráulico que possa ser utilizado em estudos de viabilidade que analisem a inserção das UHR's no sistema elétrico brasileiro, sejam estas usinas adaptadas às UHE's existentes ou novas usinas.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo geral do trabalho é conceber um modelo teórico de armazenamento hidráulico. O modelo teórico desenvolvido fornecerá subsídios que permitem o estudo da viabilidade técnica e econômica do armazenamento hidráulico. Os objetivos específicos do trabalho consistem em:

- Caracterizar estaticamente o regime hídrico do rio onde será instalado o modelo teórico, por meio de um estudo hidrológico;
- Definir a altura de queda, vazão disponível para a operação das máquinas hidráulicas e o volume do reservatório de armazenamento hidráulico do modelo teórico;
- Definir os critérios mínimos de semelhança entre as turbinas e bombas hidráulicas utilizadas em um contexto de armazenamento hidráulico, por meio da análise dimensional;
- Dimensionar o sistema de bombeamento e o sistema de geração do modelo teórico;
- Determinar os parâmetros de funcionamento do sistema de bombeamento para a condição de menor consumo de energia elétrica, por meio da análise de sensibilidade.

1.3 ESTADO DA ARTE

Além da irregularidade hídrica e flutuações hidrológicas, outros fatores influenciam a necessidade de se armazenar energia. Segundo o eng. Sérgio Zuculin da Companhia Energética de São Paulo (CESP) *apud* Galhardo (2012), o conceito de armazenamento hidráulico está em repercussão devido a uma tendência mundial relacionada à dificuldade de atendimento de carga em horário de pico e de fragilidades operativas do sistema elétrico.

No Brasil, a expansão do período de ponta, principalmente nas estações mais quentes e secas do ano, aliada à tendência de construção de usinas a fio d'água sem reservatórios de acumulação são fatores que incentivam o estudo do armazenamento hidráulico no país. O principal desafio é buscar a viabilidade comercial da técnica e estabelecer um modelo de negócio adequado à realidade nacional (Galhardo, 2012).

Conforme Maria Martinez do Operador Nacional do Sistema elétrico (ONS) *apud* Galhardo (2012), o armazenamento hidráulico ou qualquer outro recurso que esteja disponível para o atendimento em horário de pico e que proporcione disponibilidade a um custo menor é válido, já que o ONS trabalha sempre minimizando o custo da operação.

As primeiras unidades de armazenamento hidráulico foram instaladas nas regiões alpinas da Suíça, Áustria e Itália em 1890 para atender a demanda de energia nos horários de pico, complementando a energia produzida pelas usinas nucleares. Devido ao baixo preço do gás natural e aos impactos ambientais que causaram cancelamento de projetos, o desenvolvimento do armazenamento hidráulico diminuiu significativamente em muitos países (Yang, 2010).

Em 1997 na Suíça, vinte plantas de armazenamento hidráulico estavam em operação totalizando uma capacidade instalada de 1.768 MW. Este país possui vantagens geográficas e energéticas para o uso do armazenamento hidráulico, como paisagem alpina e energia térmica dominante, reduzindo a participação da energia térmica no sistema elétrico da Suíça. (Jacob, 1997).

Em 2010, a China possuía o plano mais agressivo para o aumento da capacidade de geração a partir de hidroelétricas com armazenamento hidráulico (Yang, 2010). No final de 2010, a capacidade instalada das usinas de armazenamento hidráulico correspondia a 6,7% da capacidade hidrelétrica instalada

no país. Mesmo assim, as termoelétricas a carvão continuaram atuando no sistema elétrico, pois as termoelétricas a gás e centrais hidrelétricas com armazenamento hidráulico ainda não eram suficientes (Ming *et al.* 2013).

A Tabela (1) apresenta a capacidade instalada em alguns países que utilizam esta técnica.

Tabela 1- Capacidade instalada do AH em alguns países.

País	Capacidade instalada (MW)
Japão	25.183
EUA	21.886
China	15.643
Itália	7.544
Espanha	5.347

Fonte: Adaptado de Yang (2010).

Em 2010, o Japão possuía a maior capacidade de armazenamento hidráulico no mundo (Yang, 2010). O Japão tinha como objetivo compor sua matriz elétrica principalmente de usinas nucleares e hidroelétricas incluindo o armazenamento hidráulico, devido ao fato de que a reserva de combustíveis fósseis estava diminuindo, aumentando o seu preço consideravelmente (Nishiwaki, 2009).

O sistema de geração de energia elétrica no Japão era composto por usinas hidroelétricas com armazenamento hidráulico complementando o fornecimento de energia em horários de pico e por usinas térmicas e nucleares como fornecedor de base (Nishiwaki, 2009).

De acordo com Crampes & Moreaux (2009), o uso de eletricidade provinda de térmicas a baixo custo pode ser utilizada em períodos de baixa demanda energética enquanto a água dos reservatórios é restaurada, para que se possa produzir energia elétrica nos horário de pico por meio do armazenamento hidráulico.

A implantação do armazenamento hidráulico requer terrenos adequados com diferença de elevação entre reservatórios. A sua construção requer muitos anos e mesmo que o custo de operação e manutenção seja baixo, o investimento inicial é elevado (Yang, 2010).

Os impactos ambientais gerados na instalação das UHR's e UHE's também são de grande preocupação e têm causado diversos cancelamentos de projetos. O

represamento do rio para criação dos reservatórios cria bloqueios do fluxo de água perturbando o ecossistema aquático e inunda grandes áreas, o que pode destruir habitats terrestres e alterar a paisagem local. O bombeamento de água pode aumentar a sua temperatura, agitar os sedimentos no fundo dos reservatórios e deteriorar a qualidade da água. Assim como em qualquer outro projeto, a viabilidade ambiental deve ser levada em consideração nas instalações de armazenamento hidráulico (Yang, 2010).

O projeto de Kannagawa, desenvolvido pela TEPCO (Tokyo Electric Power Company), é a maior instalação de armazenamento hidráulico do Japão. Possui potência máxima de 2.820 MW, sendo que a primeira unidade entrou em operação em 2005. Kannagawa foi o primeiro projeto em larga escala que obteve a certificação do Sistema de Gestão Ambiental ISO 14001, atraindo atenção para o esforço contínuo de mitigar os impactos ambientais e sociais em sua área de construção (Nishiwaki, 2009).

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 ARMAZENAMENTO HIDRÁULICO

O Armazenamento hidráulico é um processo utilizado em centrais hidrelétricas para armazenar energia na forma de energia potencial da água. Esse processo consiste em reutilizar a água do reservatório de jusante de uma central hidrelétrica bombeando-a para um reservatório de altitude mais elevada, o que aumenta a disponibilidade de energia hidráulica utilizada para a geração de energia elétrica (Jacob,1997).

Este recurso é inserido em centrais hidrelétricas para que uma maior quantidade de água seja reservada, o que possibilita sua utilização em períodos de grande demanda de energia elétrica. Geralmente, a água é bombeada para o reservatório superior em períodos de baixo consumo energético, pois o custo para a sua elevação é menor. Nos picos de demanda, onde o consumo é alto, a energia elétrica pode ser produzida. O armazenamento hidráulico permite o armazenamento sazonal de água, contribuindo na segurança e flexibilidade da operação do sistema de produção hidrelétrico (Jacob, 1997).

O armazenamento hidráulico usa eletricidade para bombear a água a ser armazenada e em seguida a energia é recapturada a partir de sua liberação. O sistema é considerado eficaz podendo atingir de 80% a 90% de eficiência (Levine, 2003). A Figura (1) ilustra um esquema básico da técnica, a partir da instalação de Raccoon Mountain localizado no estado do Tennessee (EUA). Em 2003, a sua capacidade de geração era de aproximadamente 1.600 MW.

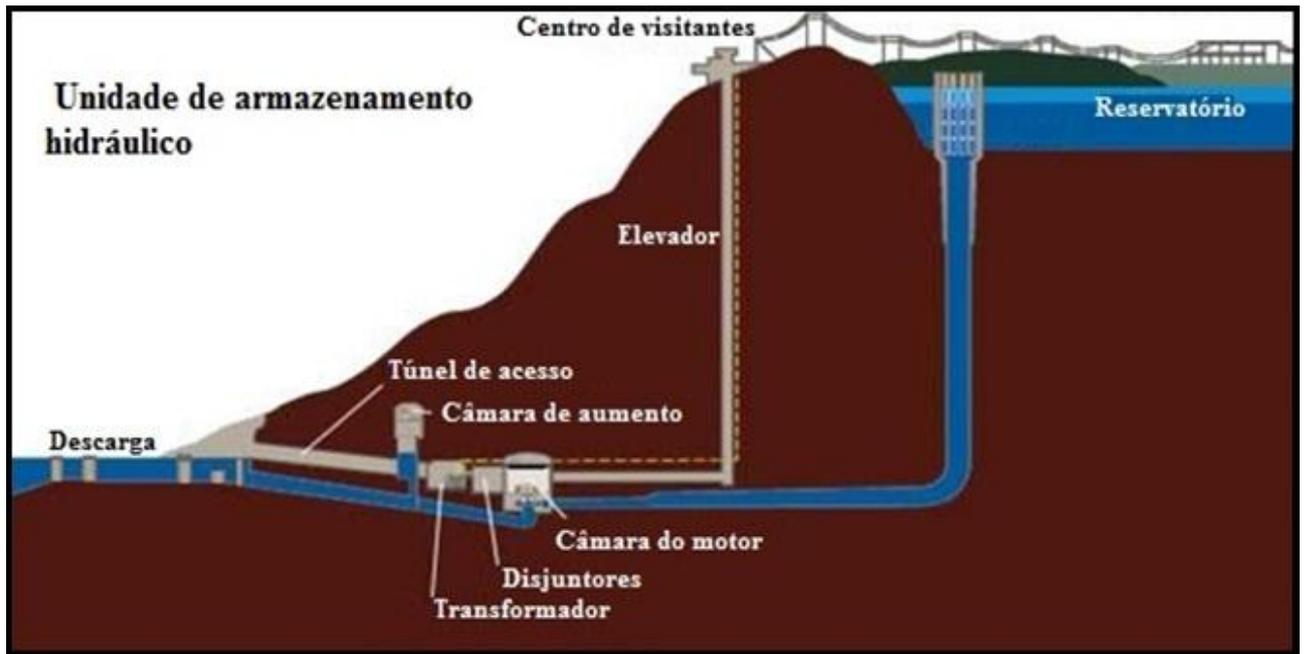


Figura 1- Esquema básico do armazenamento hidráulico em Ranccoon Mountain. Fonte: Levine (2003)

O armazenamento hidráulico baseia-se em bombear a água para um reservatório de maior elevação em relação ao ponto onde é feita a captação de água (reservatório de jusante), para que seja convertida em energia elétrica por meio de conjuntos turbogeradores ou turbobombas (Yang, 2010). O período estratégico para utilizar essa técnica pode ser influenciado pelas condições de operação da usina, pelas condições hidrológicas e pelo mercado de energia.

De acordo com a Army Corps (1985) *apud* Yang (2010), existem dois tipos principais de instalação de armazenamento hidráulico. O primeiro é considerado o sistema puro que utiliza somente a água bombeada para o reservatório superior na produção de energia elétrica. O outro sistema é denominado combinado e utiliza tanto a água bombeada quanto a própria vazão do rio que abastece a usina para produzir energia.

As usinas hidrelétricas reversíveis (UHR's), ao contrário das usinas termoelétricas, podem reagir a variações da demanda de energia elétrica da rede em um espaço de tempo mais curto. As instalações modernas requerem apenas 30 segundos para iniciar o funcionamento de bombas ou turbinas paradas. Em caso de falhas no sistema elétrico, as UHR's são capazes de restabelecer o fornecimento de energia à rede sem fontes externas de energia (Voith, 2014).

A operação do armazenamento hidráulico pode ser realizada por meio de máquinas reversíveis que operam tanto como turbinas, quanto como bombas. Outra alternativa, é a utilização de turbinas e bombas separadamente com mudança de válvulas para os respectivos modos (Jacob ,1997).

Em relação às máquinas reversíveis, o tempo de mudança entre a operação dessas máquinas como turbina ou como bomba torna-se curto, utilizando-se um conversor de torque. A capacidade das máquinas hidráulicas utilizadas na operação das UHR's , sejam elas reversíveis ou não, pode ser ajustada para utilizar apenas a quantidade de energia disponível no momento, variando-se a sua rotação (Voith, 2014).

2.2 ENERGIA ELÉTRICA CONSUMIDA E PRODUZIDA

2.2.1 Energia elétrica consumida pelo sistema de bombeamento

A energia consumida (E_C) pelo conjunto de bombas para encher o reservatório do armazenamento hidráulico é dada pela Eq.(1).

$$E_C = \frac{(\rho g n_b Q_0 H_m)(t)}{(3600) \eta_b \eta_m} \quad (1)$$

Tem-se:

E_C = energia consumida, em Wh;

ρ = massa específica do fluido de trabalho, em kg/m³;

g = aceleração da gravidade, em m/s²;

n_b = número de bombas instaladas, adimensional;

Q_0 = vazão de operação de uma unidade, em m³/h;

H_m = altura manométrica de operação das unidades, em m;

η_b = rendimento da bomba, adimensional;

η_m = rendimento do motor elétrico, adimensional;

t = tempo para encher o reservatório, em s.

Analisando a vazão de operação de uma unidade (Q_o), o número de bombas instaladas (n_b) e o tempo para encher o reservatório (t) na Eq.(1), pode-se concluir que a multiplicação desses termos é equivalente ao volume do reservatório (V_r). Ou seja, independente do ponto de operação de cada bomba o volume do reservatório (V_r) é sempre constante.

Sendo assim, o tempo para encher o reservatório depende proporcionalmente da vazão de operação e da quantidade de bombas instaladas. Como energia consumida (E_c) é função do volume do reservatório, a Eq.(1) resulta em:

$$E_c = \frac{(\rho g V_r H_m)}{(3600) \eta_m \eta_b} \quad (2)$$

Considerando que a massa específica do fluido de trabalho (ρ), aceleração da gravidade (g), eficiência do motor (η_m) e o volume do reservatório (V_r) permanecem constantes na equação, a energia consumida dependerá somente da altura manométrica e do rendimento da bomba. Dessa forma, como a altura manométrica e a eficiência da bomba são características específicas de cada máquina, é necessário selecionar bombas hidráulicas e determinar seus respectivos pontos de operação que minimizem o consumo de energia elétrica do modelo teórico de armazenamento hidráulico.

A energia consumida (E_c) depende somente da altura manométrica de operação (H_m) e do rendimento da bomba (η_b). Para que o consumo de energia seja minimizado, a razão entre altura manométrica e o rendimento da bomba deve ser a menor possível dentro dos limites de operação do modelo teórico. Desta forma, define-se essa razão como um fator de consumo do sistema de bombeamento (F_c), dado pela Eq.(3).

$$F_c = \frac{H_m}{\eta_b} \quad (3)$$

Atendendo as condições de operação do modelo teórico, quanto menor a altura manométrica e maior o rendimento da bomba, menor será o fator de consumo do sistema, o que implica em um menor consumo de energia elétrica.

2.2.2 Energia elétrica produzida pelo sistema de geração

A energia elétrica produzida (E_p) pelo conjunto de turbinas ao esvaziar o reservatório do armazenamento hidráulico é dada pela Eq.(4).

$$E_p = \frac{\eta_t \eta_G (\rho g n_T Q_0 H) (t)}{(3600)} \quad (4)$$

Onde:

E_p = energia elétrica produzida, em Wh;

ρ = massa específica do fluido de trabalho, em kg/m^3 ;

g = aceleração da gravidade, em m/s^2 ;

n_T = número de turbinas instaladas, adimensional;

Q_0 = vazão de operação de uma unidade, em m^3/h ;

H = altura de queda efetiva do modelo teórico, em m;

η_t = rendimento total da turbina, adimensional;

η_G = rendimento gerador elétrico, adimensional;

t = tempo para esvaziar o reservatório, em s.

2.3 ASSOCIAÇÃO DE BOMBAS EM PARALELO

A associação de máquinas de fluxo em série e em paralelo é um recurso bastante adotado por projetistas de uma instalação de bombeamento, visando à redução dos custos do projeto, ao aumento da segurança de operação ou à flexibilidade do processo de manutenção (Henn, 2006).

Duas ou mais máquinas de fluxo podem ser associadas em paralelo para aumentar a capacidade (vazão) de um sistema. A associação em paralelo possibilita o sistema funcionar com uma ou mais máquinas segundo a disponibilidade de energia hidráulica, o que permite retirar algumas unidades de operação para realizar a sua manutenção preventiva (Henn, 2006).

Na associação em paralelo, os saltos energéticos correspondentes a cada uma das bombas hidráulicas, entre os níveis de montante e jusante, são iguais, enquanto a vazão total do sistema corresponde à soma das vazões de cada bomba (Henn, 2006).

Pode-se, então, considerar para a associação em paralelo de bombas hidráulicas I e II que:

$$H_A = H_I = H_{II} \quad (5)$$

Onde,

H_A = altura manométrica da associação, em m;

H_I = altura manométrica da máquina I, em m;

H_{II} = altura manométrica da máquina II, em m;

$$Q_A = Q_I + Q_{II} \quad (6)$$

Onde,

Q_A = vazão da associação, em m³/s;

Q_I = vazão da máquina I, em m³/s;

Q_{II} = vazão da máquina II, em m³/s;

2.4 ANÁLISE DIMENSIONAL

A análise dimensional é um método utilizado para reduzir o número e a complexidade de variáveis experimentais que afetam um determinado fenômeno físico (White, 2011).

Segundo White (2011), se um fenômeno físico depende de n variáveis dimensionais, a análise dimensional reduzirá o problema para apenas k variáveis adimensionais. Geralmente, $n - k$ é igual ao número de dimensões diferentes que governam o problema.

Em mecânica dos fluidos, as quatro dimensões básicas utilizadas são a massa (M), comprimento (L), tempo (T) e temperatura (Θ), que formam o sistema

MLT Θ . A Tabela (2) apresenta as dimensões de algumas variáveis envolvidas na mecânica dos fluidos segundo o sistema MLT Θ .

Tabela 2- Dimensões segundo o sistema MLT Θ .

Símbolo	Variável	Dimensão
P	Potência	$[ML^2T^{-3}]$
ρ	Massa específica	$[ML^{-3}]$
Q	Vazão	$[L^3T^{-1}]$
dV/dt	Aceleração	$[LT^{-2}]$
L	Comprimento	$[L]$
N	Rotação	$[T^{-1}]$

Fonte: Adaptado de White (2011).

Ainda segundo White (2011), o princípio da homogeneidade afirma que: se uma equação exprime uma relação apropriada entre variáveis, então ela será dimensionalmente homogênea, ou seja, todos os termos terão a mesma dimensão.

O teorema dos Pi de Buckingham é um dos métodos utilizados para reduzir o número de variáveis dimensionais em um número menor de grupos adimensionais (White, 2011). A primeira parte desse teorema explica que: se um processo físico satisfaz o princípio da homogeneidade dimensional e envolve n variáveis, então ele pode ser reduzido para uma relação de $n - k$ variáveis adimensionais ou Π 's.

A segunda parte do teorema mostra como encontrar os grupos adimensionais, afirmando que: com $n - k$, formam-se $n - k$ grupos Π independentes e compostos por um grupo de potências das variáveis de mais generalidade e uma variável com um expoente convenientemente escolhido.

A análise dimensional é uma ferramenta útil para impor critérios a máquinas de fluxo consideradas semelhantes. Máquinas hidráulicas geometricamente semelhantes serão dinamicamente semelhantes se os coeficientes adimensionais forem iguais entre si (Cengel ; Cimbala 2008).

De acordo com Henn (2006), semelhança geométrica implica na proporcionalidade das dimensões lineares, igualdade de ângulos e nenhuma adição ou omissão de partes. A semelhança dinâmica implica que tipos idênticos de forças sejam vetores paralelos e que a relação entre seus módulos seja constante para pontos correspondentes.

As máquinas geometricamente semelhantes podem funcionar com diferentes rotações dentro dos limites práticos. Analisando-se as grandezas reais de cada máquina seria impossível caracterizar uma família de máquinas semelhantes pela grande quantidade de variáveis envolvidas. Esse problema é resolvido aplicando-se a análise dimensional (Alé, 2011).

Os coeficientes adimensionais, determinados por meio da análise dimensional, englobam em expressões homogêneas as variáveis mais importantes para a análise de um determinado tipo de situação. Eles são úteis para o estudo e classificação de máquinas de fluxo, principalmente para uma primeira orientação no projeto dessas máquinas (Henn, 2006).

2.5 ANÁLISE DE SEMELHANÇA

Na indústria de bombas, os fabricantes podem oferecer várias opções de diâmetros do rotor mantendo o corpo da bomba. No caso em que o ponto de operação não coincide com um ponto na curva característica de determinado rotor, os fabricantes podem apresentar alternativas de realizar corte nos rotores a fim de ajustar o ponto de operação (Alé, 2011). Com esse procedimento é possível maior versatilidade e opções para ajustar a bomba às demandas específicas.

O procedimento do corte do rotor consiste em realizar a redução do diâmetro externo numa operação de usinagem mecânica, sem alterar outros componentes da bomba. Existe um compromisso entre o percentual de redução do rotor com o desempenho da bomba já que resulta numa queda no rendimento da bomba (Alé, 2011).

Segundo Henn (2006), as leis da similaridade permitem prever a variação do comportamento da máquina com base nas suas dimensões e na sua rotação. As Equações (7) a (9) representam as leis da similaridade para uma mesma máquina ($D_1 = D_2$) em função de uma variação da velocidade de rotação.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (7)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (8)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (9)$$

As Equações (10) a (12) representam as leis da similaridade para máquinas diferentes em função de uma variação no diâmetro, quando as velocidades de rotação permanecem constantes ($n_1=n_2$).

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad (10)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (11)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (12)$$

2.6 VELOCIDADE DE ROTAÇÃO ESPECÍFICA

A velocidade de rotação específica (n_{qa}) está associada à forma e às proporções dos rotores de máquinas de fluxo. O seu valor é um elemento fundamental para a seleção do tipo de máquina mais adequado à determinada situação (Henn, 2006).

Cada família ou classe de máquinas hidráulicas apresenta uma faixa particular da rotação específica. O conceito é muito útil para engenheiros e projetistas, já que é possível selecionar o tipo de máquina mais eficiente para uma determinada aplicação. Os valores da vazão e altura manométrica correspondem ao ponto de máximo rendimento (Alé, 2011).

A Equação (13) expressa a velocidade de rotação específica (n_{qa}). Ela é adimensional, ou seja, seu valor numérico, que se mantém constante para máquinas de fluxo semelhantes, independe do sistema de unidade usado no cálculo (Henn, 2011).

$$n_{qa} = 10^3 n \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad (13)$$

Onde,

n_{qa} = velocidade de rotação específica, adimensional;

n = velocidade de rotação da máquina, em rps;

Q = vazão da máquina, em m^3/s ;

Y = energia específica, em J/kg.

Com base em ensaios de modelos, pesquisadores e fabricantes determinaram faixas de valores de n_{qa} , para as quais os diversos tipos de máquinas possuem seu máximo rendimento (Henn, 2011). A Tabela (3) apresenta os valores de n_{qa} indicados para diferentes tipos de máquinas de fluxo.

Tabela 3-Valores da velocidade de rotação específica para diferentes tipos de máquinas de fluxo.

Máquinas de Fluxo	n_{qa}
Turbina hidráulica do tipo Pelton	5 a 70
Turbina hidráulica do tipo Francis lenta	50 a 120
Turbina hidráulica do tipo Francis normal	120 a 200
Turbina hidráulica do tipo Francis rápida	200 a 320
Turbina hidráulica do tipo Michell-Banki	30 a 210
Turbina hidráulica do tipo Dériaz	200 a 450
Turbina hidráulica axial do tipo Kaplan e Hélice	300 a 1000
Bomba de deslocamento positivo	< 30
Bomba centrífuga	30 a 250
Bomba semi-axial ou de fluxo misto	250 a 450
Bomba axial	450 a 1000

Fonte: Adaptado de Henn (2006).

2.7 TRIÂNGULO DE VELOCIDADES

Os triângulos de velocidades são uma forma geométrica de expressar a equação vetorial que relaciona o movimento relativo com o movimento absoluto das partículas fluidas que percorrem o rotor de uma máquina de fluxo. O triângulo de velocidades é uma ferramenta indispensável para o estudo simplificado do complexo escoamento através desse tipo de máquina (Henn, 2006).

A determinação do triângulo de velocidades permite obter dados acerca do escoamento do fluido de trabalho nas máquinas hidráulicas, bem como mensurar o comportamento dessas máquinas sob as condições operacionais do modelo teórico. Ou seja, o triângulo de velocidades é indispensável para a construção das turbinas e bombas hidráulicas utilizadas em um contexto de armazenamento hidráulico.

O triângulo de velocidades é composto por três vetores de velocidades principais: a velocidade de rotação (U), a velocidade absoluta (V) e a velocidade relativa (W). A velocidade de rotação depende do raio do rotor e de sua rotação, portanto é uma característica da máquina (Henn, 2006).

A Figura (2) representa o triângulo de velocidades de uma turbina axial, onde os três vetores de velocidades principais podem ser visualizados, bem como suas respectivas componentes normais e tangenciais.

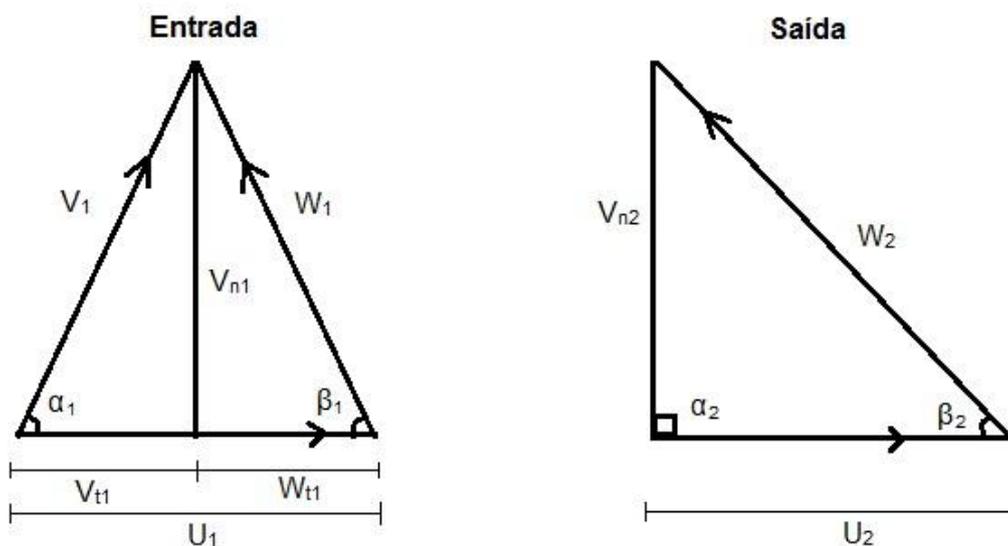


Figura 2-Triângulo de velocidades de uma turbina axial.

Conforme Henn (2006), é possível imaginar que o vetor velocidade absoluta (V) na saída, em máquinas motrizes, tenha um ângulo α_2 bem próximo a 90° . Assim, pode-se inferir que a velocidade na saída (V_2) coincide com a velocidade normal (V_{n2}) a superfície controle nesta região.

Em máquinas hidráulicas axiais, a velocidade absoluta normal na entrada (V_{n1}) é igual a velocidade absoluta normal na saída (V_{n2}) e a velocidade tangencial do rotor na entrada (U_1) é igual a velocidade tangencial do rotor na saída (U_2), já

que as linhas de corrente desenvolvem-se sobre superfícies cilíndricas com o mesmo eixo do rotor (Henn, 2006) . Assim, $U_1 = U_2$ e $V_{n1} = V_{n2}$.

A Figura (3) representa o triângulo de velocidades de uma bomba axial, onde podem ser visualizados os três vetores de velocidades principais, bem como suas respectivas componentes normais e tangenciais.

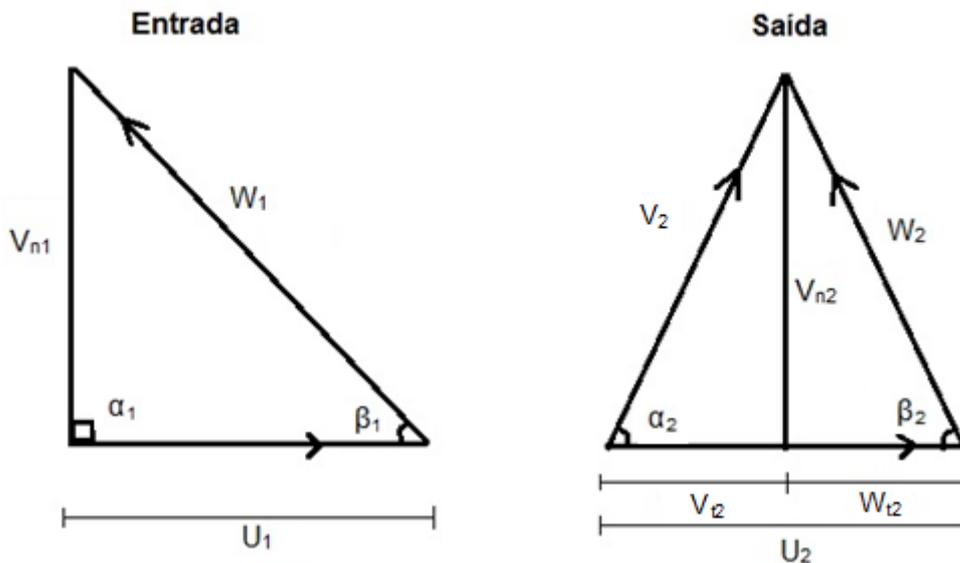


Figura 3-Triângulo de velocidades de uma bomba axial.

Nas máquinas geratrizes, também é possível estabelecer que o vetor velocidade absoluta (V) tenha um ângulo α_1 bem próximo a 90° . No entanto, esta consideração deve ser feita na superfície de controle de entrada.

3. CARACTERÍSTICAS DE UM SISTEMA HIDRELÉTRICO COM ARMAZENAMENTO HIDRÁULICO

3.1 CENTRAIS HIDRELÉTRICAS CONVENCIONAIS

A gestão de uma empresa sob uma ótica processual e não funcional é utilizada em diversas organizações. Isto ocorre devido à busca pela otimização e melhoria da sua cadeia produtiva, para que seja assegurado o melhor desempenho possível de seu sistema. Assim, as práticas organizacionais começaram a trabalhar orientadas a um processo de mudança organizacional para a gestão por processos (Santos *et al.*,2011). Utilizando-se o pensamento da gestão por processos, é possível mapear o processo de produção de uma central hidroelétrica e analisar cada etapa identificando os pontos em que se deseja atuar.

As usinas hidroelétricas têm por seu objetivo produzir energia elétrica a partir da energia hidráulica. A energia hidráulica é convertida em energia mecânica por meio de turbinas hidráulicas que é transformada em energia elétrica por meio de geradores elétricos. A Figura (4) ilustra as etapas que a água passa, desde o reservatório até o sistema de descarga, para que seja produzida a energia elétrica em uma usina hidrelétrica de repesamento.

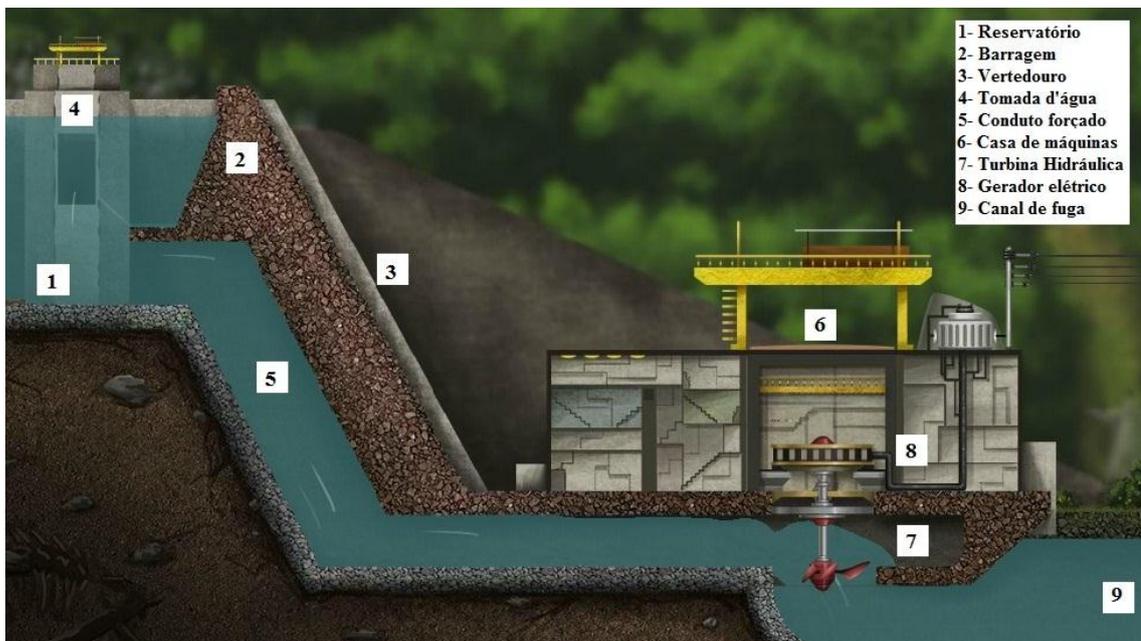


Figura 4- Componentes para geração de energia elétrica. Adaptado de: Duke Energy (2014).

Após a água ser armazenada no reservatório de montante da central hidrelétrica é captada pela tomada d'água e conduzida à turbina hidráulica por meio do conduto forçado para que seja produzida energia elétrica. Em seguida, a água é descarregada no reservatório de jusante. O escoamento do excesso de água acumulado pelo reservatório é realizado através do vertedouro para que o nível de água não ultrapasse o recomendado. O detalhamento dos componentes principais de uma central hidrelétrica está apresentado no Anexo 1 do trabalho.

3.2 CENTRAIS HIDRELÉTRICAS COM ARMAZENAMENTO HIDRÁULICO

O diagrama esquemático foi elaborado com objetivo de visualizar os pontos onde é possível inserir o armazenamento hidráulico no processo produtivo sob uma perspectiva sistêmica da central hidrelétrica. As atividades do processo de produção de energia elétrica foram mapeadas para representar o fluxo de água e energia elétrica em uma central hidrelétrica que implementa uma unidade de armazenamento hidráulico, desde a entrada da água no reservatório até as linhas de transmissão (Fig.5).

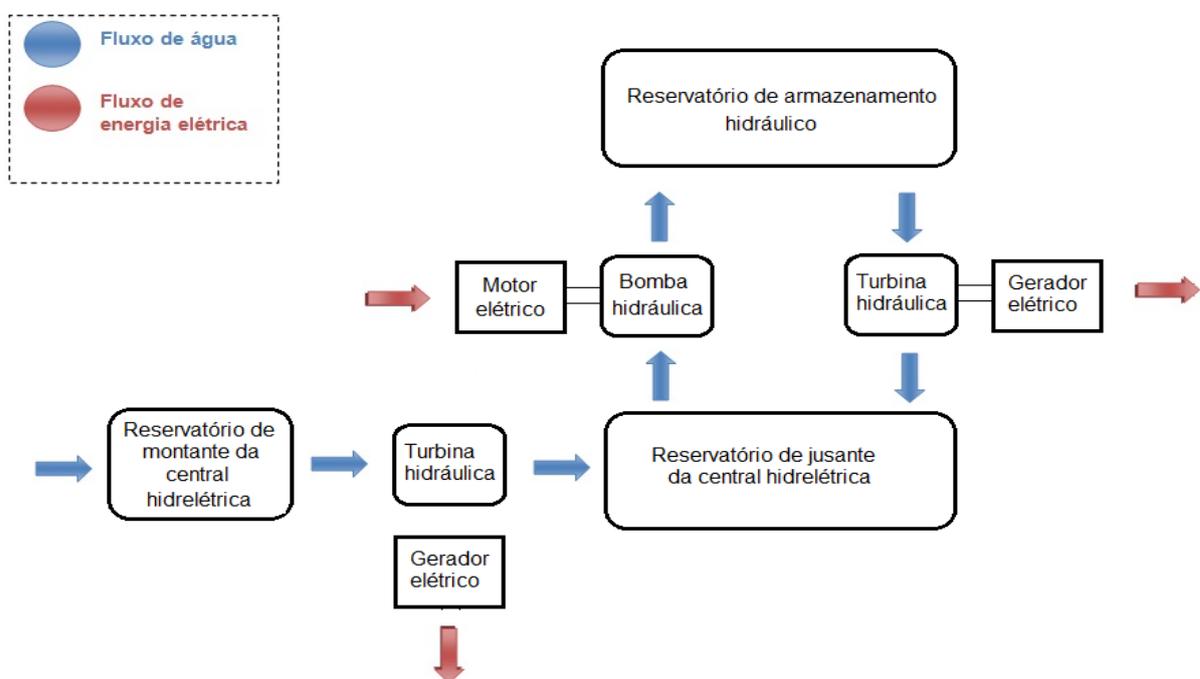


Figura 5- Fluxo de água e energia elétrica em uma central hidrelétrica que utiliza o armazenamento hidráulico.

As atividades do processo de produção de energia elétrica foram separadas para descrever as etapas que água passa na central hidrelétrica e na unidade de

armazenamento hidráulico. Baseado no diagrama esquemático (Fig.5), o princípio de funcionamento do modelo teórico foi descrito.

Após ser captada no reservatório de jusante, a água é elevada ao reservatório de armazenamento hidráulico por meio de bombas, acionadas por motores elétricos. Assim, energia elétrica é consumida para encher esse reservatório. A água pode ser armazenada por um determinado período de tempo e quando for necessário, pode-se esvaziar o reservatório do armazenamento hidráulico gerando energia elétrica pelas turbinas hidráulicas.

A energia gerada pela unidade de armazenamento hidráulico pode complementar a produção total de energia da central hidrelétrica. Após a energia elétrica ser produzida, a mesma é conduzida as cargas do sistema elétrico pelas linhas de transmissão.

Cabe ressaltar que a água armazenada pelo reservatório do armazenamento hidráulico circula somente entre ele e o reservatório de jusante da central. A elaboração do modelo teórico e as análises apresentadas neste trabalho estão restritas ao processo de armazenamento hidráulico. Assim, a central hidrelétrica não foi levada em consideração nas análises desenvolvidas.

3.2.1 Operação do armazenamento hidráulico

O armazenamento hidráulico pode ser realizado por meio de máquinas reversíveis que operam tanto como turbinas quanto como bombas, dependendo do sentido do fluxo de água através do rotor. Também, é possível utilizar turbinas e bombas separadamente com mudança de válvulas para os respectivos modos. No entanto, esta escolha não afeta o fluxo elementar de massa e energia (Fig.5), que permanecem iguais em ambos os modos de operação.

A utilização de sistemas independentes é mais caro, porém é o mais favorável quanto à mudança de operação (modo turbina e modo bomba) e disponibilidade de energia hidráulica, sendo indicado quando já existe uma usina hidrelétrica construída e se deseja fazer a instalação da unidade de armazenamento hidráulico (Macintyre,1983).

No modelo teórico proposto neste trabalho, o sistema de bombeamento (conjunto motobomba) é totalmente independente do sistema de geração (grupo turbogerador).

A Figura (6) ilustra como os sistemas independentes em unidades de armazenamento hidráulico podem ser operados separadamente. Em certos períodos, o sistema de bombeamento é operado para encher o reservatório e, em outros, o sistema de geração é operado para produzir energia elétrica.

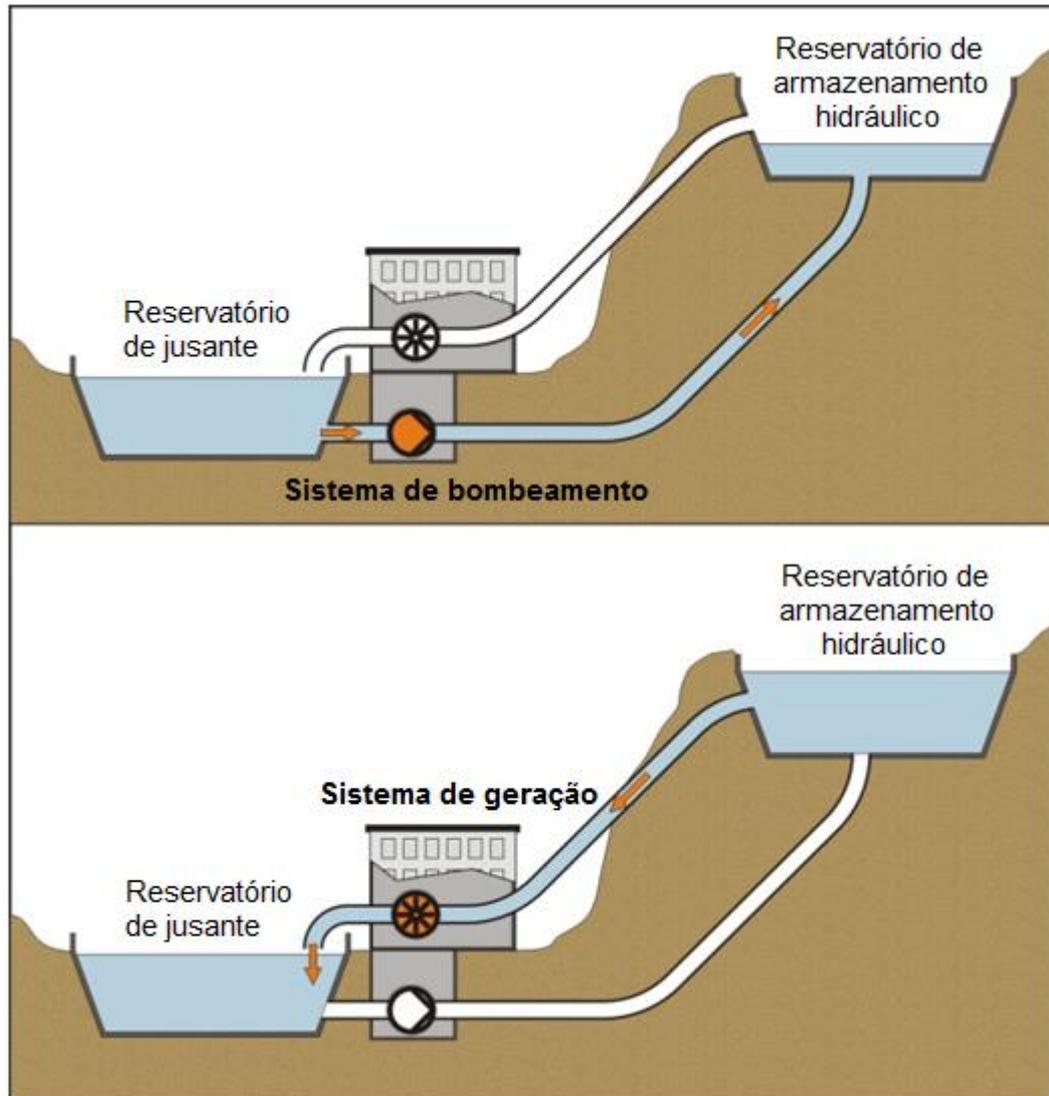


Figura 6- Operação de sistemas independentes em unidades de armazenamento hidráulico.

4. DESENVOLVIMENTO DO MODELO TEÓRICO

4.1 COEFICIENTES DE POTÊNCIA, VAZÃO E ALTURA

Os coeficientes adimensionais de potência, vazão e altura podem ser determinados por meio da análise dimensional, cuja fundamentação teórica envolvida foi apresentada na seção 2.3. As principais variáveis relacionadas ao escoamento de um fluido em máquinas hidráulicas são: potência hidráulica, massa específica, vazão volumétrica, gravidade, altura de queda efetiva, rotação nominal e comprimento característico.

A potência transferida entre a máquina e o fluido (P) depende da massa específica do fluido de trabalho (ρ), da vazão volumétrica (Q), da aceleração da gravidade (g), da altura de queda efetiva (H), da rotação nominal (n) e do comprimento característico (D).

Como H é a energia por unidade de peso do fluido, é preferível utilizar como variável o termo (gH), que representa a energia por unidade de massa, ou também chamada energia específica ($Y=gH$). As dimensões dessas variáveis (Tab.2), de acordo com o sistema MLT Θ , são:

- Potência hidráulica (P): $[ML^2T^{-3}]$
- Massa específica (ρ): $[ML^{-3}]$
- Vazão volumétrica (Q): $[L^3T^{-1}]$
- Energia específica (Y): $[L^2T^{-2}]$
- Rotação nominal (n): $[T^{-1}]$
- Comprimento característico (D): $[L]$

Aplicando-se o teorema Pi de Buckingham, as dimensões recorrentes (k) envolvidas são $[M]$ $[L]$ e $[T]$. O número de grupos Π adimensionais é dado pela subtração da quantidade de variáveis (n) pelo número de dimensões recorrentes (k) no problema. Assim, como $n = 6$ e $k = 3$:

$$n - k = 3$$

Desta forma, é necessário montar três grupos Π adimensionais.

$$\pi_1 = \rho^a n^b D^c P; \tag{14}$$

$$\pi_2 = \rho^d n^e D^f Q; \tag{15}$$

$$\pi_3 = \rho^g n^h D^i Y; \quad (16)$$

As equações dimensionais resultantes são:

$$a) \pi_1 \rightarrow [ML^{-3}]^a [T^{-1}]^b [L]^c [ML^2 T^{-3}] = M^0 L^0 T^0 \quad (17)$$

O valor dos coeficientes a, b e c é encontrado resolvendo-se o sistema linear:

$$(M): a + 1 = 0 \rightarrow a = -1$$

$$(T): -b - 3 = 0 \rightarrow b = -3$$

$$(L): -3a + c + 2 = 0 \rightarrow c = -5$$

Dessa maneira,

$$\pi_1 = \rho^{-1} n^{-3} D^{-5} P;$$

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho n^3 D^5}; \quad (18)$$

$$b) \pi_2 \rightarrow [ML^{-3}]^d [T^{-1}]^e [L]^f [L^3 T^{-1}] = M^0 L^0 T^0; \quad (19)$$

O valor dos coeficientes d, e, e f é encontrado resolvendo-se o sistema linear:

$$(M) d = 0$$

$$(T) -e - 1 = 0 \rightarrow e = -1$$

$$(L) -3d + f + 3 = 0 \rightarrow f = -3$$

Desta forma,

$$\pi_2 = \rho^0 n^{-1} D^{-3} Q;$$

$$\pi_2 = \frac{Q}{n D^3}; \quad (20)$$

$$c) \pi_3 \rightarrow [ML^{-3}]^g [T^{-1}]^h [L]^i [L^2 T^{-2}] = M^0 L^0 T^0; \quad (21)$$

O valor dos coeficientes g, h, e i são encontrados resolvendo-se o sistema linear:

$$(M) g = 0$$

$$(T) -h - 2 = 0 \rightarrow h = -2$$

$$(L) -3g + i + 2 = 0 \rightarrow i = -2$$

Assim sendo,

$$\pi_3 = \rho^0 n^{-2} D^{-2} Y;$$

$$\pi_3 = \frac{gH}{(nD)^2}; \quad (22)$$

São necessárias bombas e turbinas minimamente semelhantes para poder utilizá-las em um contexto de armazenamento hidráulico. A análise dimensional impõe critérios mínimos para esta semelhança por meio da determinação de coeficientes adimensionais.

Os grupos adimensionais π_1, π_2 e π_3 são, respectivamente, os coeficientes de potência (C_P), vazão (C_Q) e altura (C_H). A determinação desses coeficientes impõe os critérios mínimos de semelhança entre as máquinas hidráulicas utilizadas no modelo teórico proposto e as utilizadas em um contexto real. Isto permite seu uso na transposição de valores entre o modelo teórico e o real, dado que o valor entre os coeficientes deve ser igual para máquinas semelhantes.

4.2 ESTUDO HIDROLÓGICO

Segundo Souza *et al.* (1999), conhecer o comportamento dos cursos d'água é fundamental para os cálculos técnicos e econômicos de uma central hidrelétrica. O estudo hidrológico objetiva caracterizar estaticamente o regime hídrico do rio onde foi instalado o modelo teórico, fornecendo dados necessários para o estudo energético, operacional e de dimensionamento que são fundamentais para a elaboração do modelo teórico de armazenamento hidráulico.

A Agência Nacional de Águas (ANA) realiza o monitoramento hidrometeorológico no Brasil e opera as estações de monitoramento existentes em todo país. Os dados coletados pelos postos fluviométricos são utilizados para produzir estudos, definir políticas públicas, avaliar a disponibilidade hídrica e definir os períodos considerados críticos, como cheias e estiagem (ANA, 2014).

Por meio das informações hidrológicas coletadas, que são disponibilizadas no Sistema de informações hidrológicas (Hidroweb), é possível tratar estatisticamente os dados e caracterizar os ciclos hidrológicos dos rios.

O Rio Negro foi definido como o rio que fornecerá água ao modelo teórico. O regime hídrico do rio foi caracterizado estatisticamente utilizando-se os dados de vazão monitorados pela ANA, coletados no Hidroweb, referentes ao Rio Negro. O Quadro (1) apresenta os dados da estação que monitora o rio considerado no estudo hidrológico.

Quadro 1- Dados do posto fluviométrico do Rio Negro.

Código:	65100001
Nome:	Rio Negro
Código adicional:	COPEL
Bacia	Rio Paraná
Sub-Bacia:	Rios Paraná, Iguaçu e outros.
Rio:	Rio Negro
Estado:	Paraná
Município:	Rio Negro
Responsável:	COPEL
Operadora:	SIMEPAR
Latitude:	-26:6:35
Longitude:	-49:48:4
Área de drenagem	3450 m ²
Dados de vazão	m ³ /s
Período:	1982 até 2013

Fonte: Adaptado de Hidroweb (2014).

O estudo desenvolvido considera que o período tomado como base se repetirá em períodos iguais futuros. As séries históricas de dados brutos foram tratadas e analisadas no período de 1982 a 2013. Para a elaboração dos gráficos e tratamento estatístico dos dados, serão utilizadas as equações básicas da hidrologia bem como planilhas eletrônicas.

4.2.1 Fluviograma

Conforme Souza *et al.* (1999), denomina-se fluviograma o gráfico que representa as vazões em função do tempo, em uma seção transversal do rio. Os fluviogramas são os gráficos que melhor representam o comportamento passado do rio facilitando a compreensão das características da bacia hidrográfica.

A Figura (7) representa o fluviograma do Rio Negro considerando todos os dados de vazão média registrados em ordem cronológica. Pode-se verificar na Fig. (7) que, do período de 1982 a 2013, a máxima vazão registrada ocorreu em março de 1993, atingindo $1374,295 \text{ m}^3/\text{s}$, já a mínima foi registrada em agosto de 1991 como o valor de $3,5725 \text{ m}^3/\text{s}$.

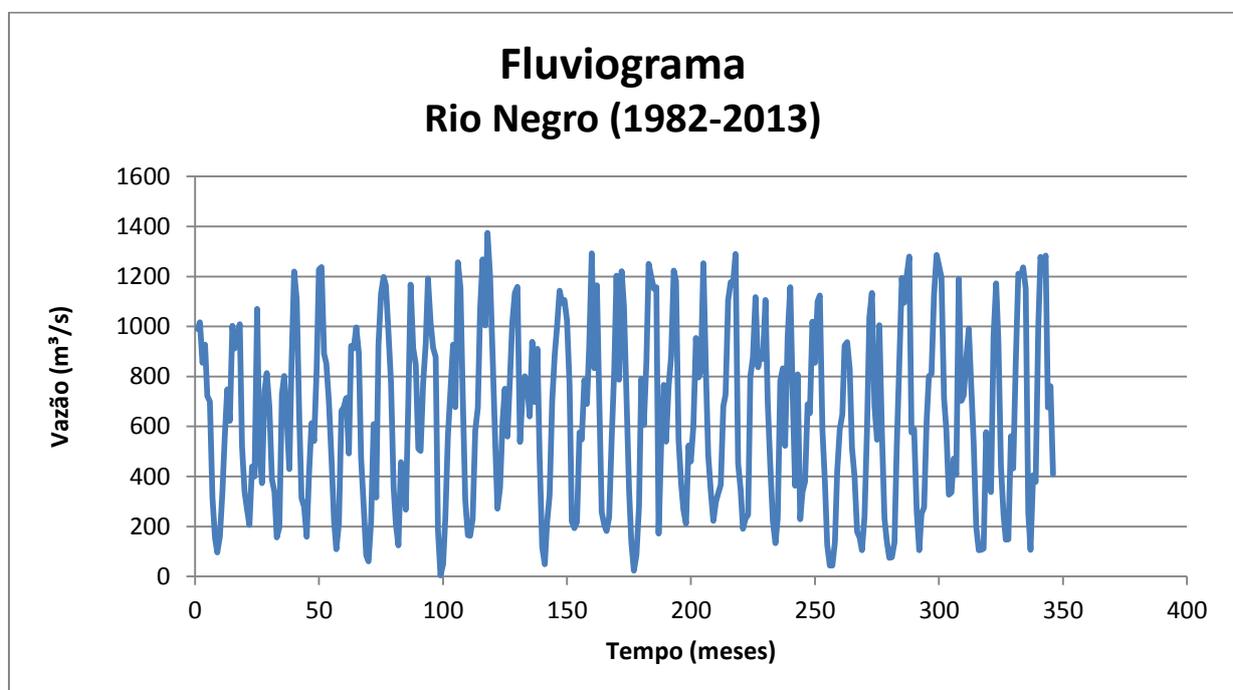


Figura 7- Fluviograma.

Segundo Souza *et al.* (1999), existem certos períodos, determinados em função das condições hidrológicas, de fundamental importância nos estudos hidrenergéticos de implantação de centrais hidrelétricas como, por exemplo, o período crítico.

Período crítico consiste no período que o reservatório está em seu nível máximo até o instante em que alcança seu nível mínimo sem que neste período tais níveis sejam alcançados. O ano hidrológico é caracterizado por períodos secos e

úmidos. O período seco corresponde aos meses do período crítico e os meses restantes compõem o período úmido (Souza *et al.*,1999).

A vazão máxima ocorre no mês Março como o valor respectivo a 1047,209 m³/s e a mínima ocorre no mês de Agosto equivalente a 152,20 m³/s, como pode ser observado pela Fig.(8).

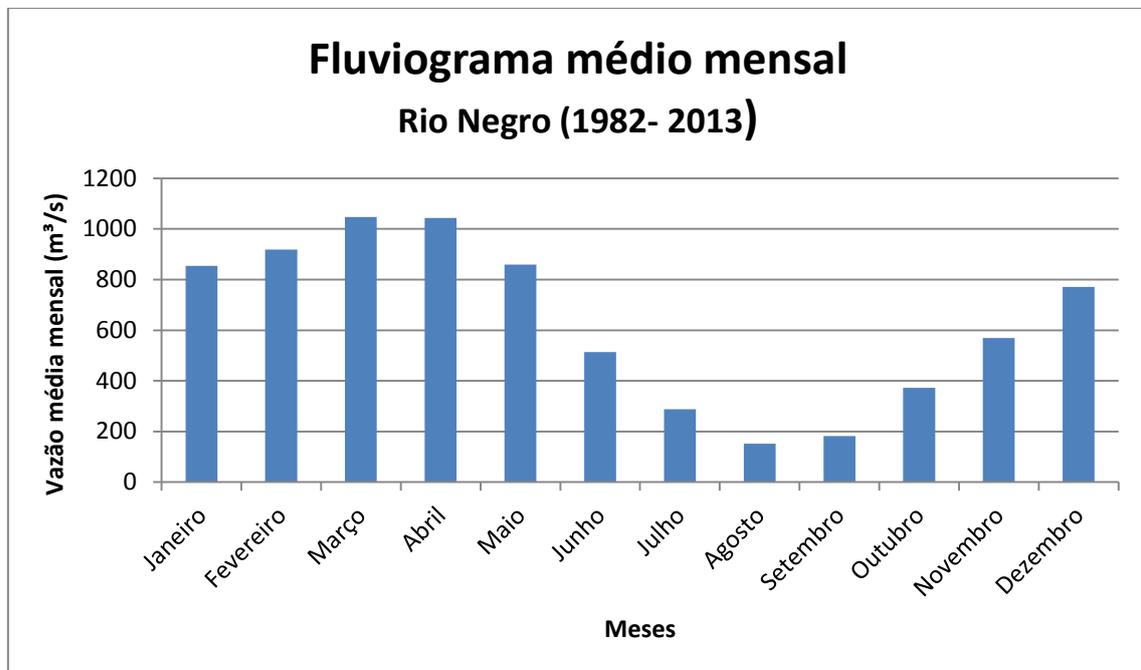


Figura 8- Média mensal.

O período crítico do modelo teórico começa em Março e termina em Agosto, o que corresponde então ao período seco. Ou seja, em Março o reservatório regulador está em seu nível máximo e em Agosto o reservatório está em seu nível mínimo.

Como período úmido corresponde aos meses restantes do período crítico, os meses de Setembro a Fevereiro compõem o período úmido. Assim, a água pode ser armazenada no período úmido onde há maior disponibilidade hídrica do rio.

4.2.2 Curvas de duração de vazão e potência

A curva de duração de vazões fornece, para cada vazão, o tempo ou a fração do período em que ocorreram vazões iguais ou superiores à fixada. Assim, ela mostra a probabilidade de uma dada vazão ser igualada ou superada. A vazão firme é aquela correspondente a uma frequência de 95% de incidência de vazões (Souza *et al.*,1999).

A curva de duração de vazões foi elaborada considerando a ordem de valores decrescentes das vazões fornecidas pelo Sistema de informações hidrológicas (Hidroweb) do período de 1982 a 2013. A Figura (9) apresenta a curva de duração de vazões para o Rio Negro. Por meio dessa curva, foi possível determinar quantas vezes um dado valor de vazão foi igualado ou superado. Alguns valores se apresentam muito fora da curva média, representando uma das piores cheias registradas no período considerado.

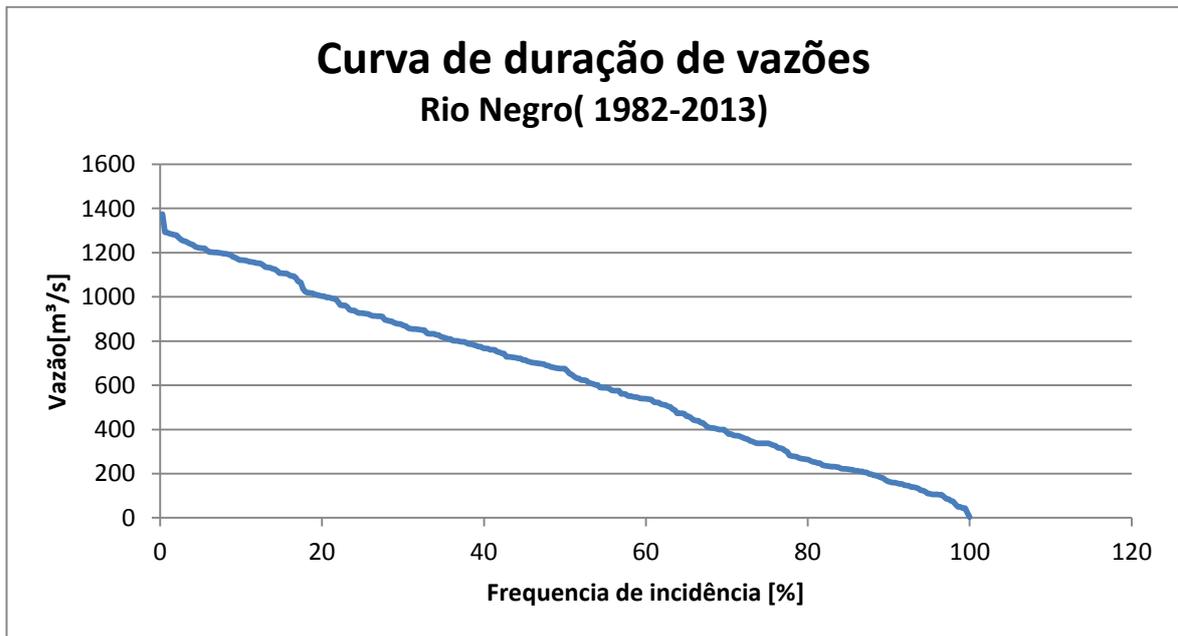


Figura 9- Curva de duração de vazões.

A vazão firme ($Q_{95\%}$) equivale a $109,09 \text{ m}^3/\text{s}$ (Fig.9). Para simplificar as análises desenvolvidas no trabalho, a vazão firme ($Q_{95\%}$) foi aproximada para $100 \text{ m}^3/\text{s}$.

Para um aproveitamento hidrelétrico, é importante considerar a vazão que permite uma maior capacidade de armazenamento e maior produção de energia elétrica. A vazão firme ($Q_{95\%}$) foi definida como a vazão disponível para a operação do armazenamento hidráulico. Para elaborar a curva de duração de potência foi usada a Eq.(23).

$$P = \eta \rho g QH; [W] \quad (23)$$

Onde η é a eficiência global, ρg é o peso específico, Q é vazão e H é a altura de queda efetiva.

Para a curva de duração de potência (Fig.10) foi utilizada uma queda de 10m, peso específico da água de 1000 N/m^3 e rendimento total de 90%. Esta curva permite a determinação da potencialidade do rio referente à potência gerada a partir da vazão firme. O seu valor observado, por meio da Fig.(10), é de 981,8361 kW .

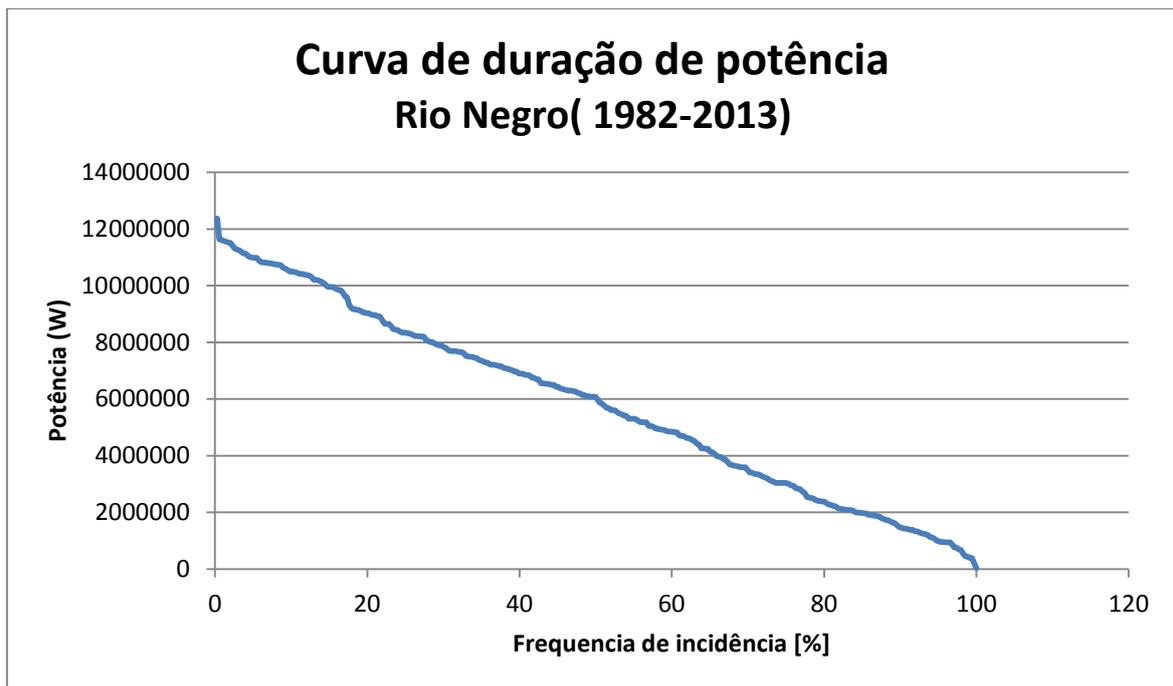


Figura 10- Curva de duração de potência.

4.3 DESCRIÇÃO DO MODELO TEÓRICO

A elaboração do modelo teórico e as análises apresentadas neste trabalho estão restritas ao processo de armazenamento hidráulico. Assim, a central hidrelétrica não foi levada em consideração nas análises desenvolvidas.

No modelo teórico proposto neste trabalho, o sistema de bombeamento é totalmente independente do sistema de geração (Fig.6). As máquinas só têm em comum as tubulações forçadas. Dessa forma, o sistema de bombeamento e o sistema de geração do modelo foram analisados separadamente.

O sistema de bombeamento foi analisado com um maior grau de detalhamento, porque ele é o sistema que diferencia as unidades de armazenamento hidráulico das centrais hidrelétricas convencionais.

A partir do estudo hidrológico feito na seção anterior, a vazão firme foi definida como a vazão máxima disponível para a operação do armazenamento hidráulico. O modelo teórico foi dimensionado para um cenário de produção contínua de energia elétrica pelo período de três meses. Esta escolha foi definida para dimensionar o volume do reservatório de armazenamento hidráulico.

A vazão firme do rio será considerada a vazão disponível para a operação das máquinas hidráulicas, o que permite reservar o máximo volume de água nesse período. Utilizando-se a vazão firme ($Q_{95\%}$), o volume armazenado pelo reservatório de armazenamento hidráulico para produzir energia elétrica continuamente por três meses é obtido pela Eq. (24).

$$V_r = Q_T \cdot t \quad (24)$$

Onde,

V_r = volume do reservatório, em m^3 ;

Q_T = vazão total de operação do sistema, em m^3/h ;

t = período de produção, em h;

Para:

$$Q_T = Q_{95\%} = 100 \text{ m}^3/\text{s} = 360000 \text{ m}^3/\text{h} ;$$

$$t = 3 \text{ meses} = 3 \times 30 \times 24 \text{ h} = 2160 \text{ h};$$

Tem-se que o volume do reservatório (V_r) equivale a:

$$V_r = \left(360000 \text{ m}^3/\text{h} \right) \cdot (2160 \text{ h}) = 777600000 \text{ m}^3$$

O reservatório tem capacidade de armazenar 777600000 m^3 de água. Quando as máquinas hidráulicas operarem com uma vazão de $360000 \text{ m}^3/\text{h}$ são necessários três meses tanto para encher quanto para esvaziar o reservatório.

No entanto, o armazenamento hidráulico pode ser operado em carga reduzida. Analisando a Eq.(24) e considerando o volume do reservatório constante, pode-se concluir que a vazão é inversamente proporcional ao tempo. O tempo para encher ou esvaziar o reservatório aumenta proporcionalmente com a diminuição da vazão de operação.

A capacidade do armazenamento hidráulico está diretamente relacionada com o volume de água armazenado pelo reservatório. Tanto a energia elétrica consumida pelas bombas, quanto a energia elétrica produzida pelas turbinas dependem da quantidade de água disponível no reservatório.

Foi definida uma altura de queda efetiva (H) de dez metros, incluindo-se as perdas de carga nas tubulações e as perdas localizadas, para o modelo teórico. As condições iniciais de operação do armazenamento hidráulico que são:

Volume do reservatório (V_r): 777600000 m³

Vazão total de operação (Q_T): 360000 m³/h

Altura de queda efetiva (H): 10 m

Conforme foi determinado na seção anterior, o período crítico da central hidrelétrica corresponde a seis meses. Como o modelo teórico foi dimensionado para um cenário de produção contínua pelo período de três meses, é possível produzir energia elétrica em 50% do período crítico nas condições de operação descritas. O armazenamento hidráulico poderá complementar a produção de energia elétrica da central hidrelétrica no período crítico e quando a demanda de energia elétrica aumentar.

O valor de algumas variáveis foi estabelecido no trabalho desenvolvido para poder dimensionar o sistema de bombeamento e de geração do modelo teórico, o que não exclui a possibilidade de serem feitas outras análises amarrando-se outras variáveis.

5. SISTEMA DE BOMBEAMENTO

O presente trabalho avaliou as curvas características de bombas hidráulicas de modo a selecionar o modelo de bomba que se ajusta melhor ao modelo teórico e verificar como elas podem ser operadas para reduzir o seu consumo de energia elétrica.

O conhecimento das curvas características de bombas hidráulicas e das peculiaridades inerentes a cada tipo de máquina fornece uma base confiável para o projetista de uma nova instalação. As curvas características representam o comportamento real das máquinas hidráulicas mostrando o relacionamento de interdependência entre as grandezas características de cada máquina. Alguns fabricantes de máquinas de fluxo fornecem essas curvas obtidas experimentalmente em laboratório. (Henn, 2006)

O programa Sulzer Select (Sulzer, 2014) foi utilizado para selecionar os modelos que mais se adequavam às condições de operação do modelo teórico e para gerar e as curvas características das bombas. As análises desenvolvidas no presente item estão restritas ao uso dos dados disponibilizados pela Sulzer.

Por meio de consultas às bombas da Sulzer, escolheu-se o modelo SJM que é uma bomba vertical de fluxo misto. Suas principais aplicações são: circulação de água de resfriamento em usinas de energias convencionais e renováveis, abastecimento de água, e irrigação (Sulzer, 2014).

Este modelo opera com vazões máximas de $58000 \text{ m}^3/\text{h}$, alturas manométricas de até 25 metros por estágio, temperatura máxima de $50 \text{ }^\circ\text{C}$ e velocidade de rotação até 1800rpm. A Figura (11) apresenta a faixa de operação da bomba vertical de fluxo misto SJM para 60 Hz.

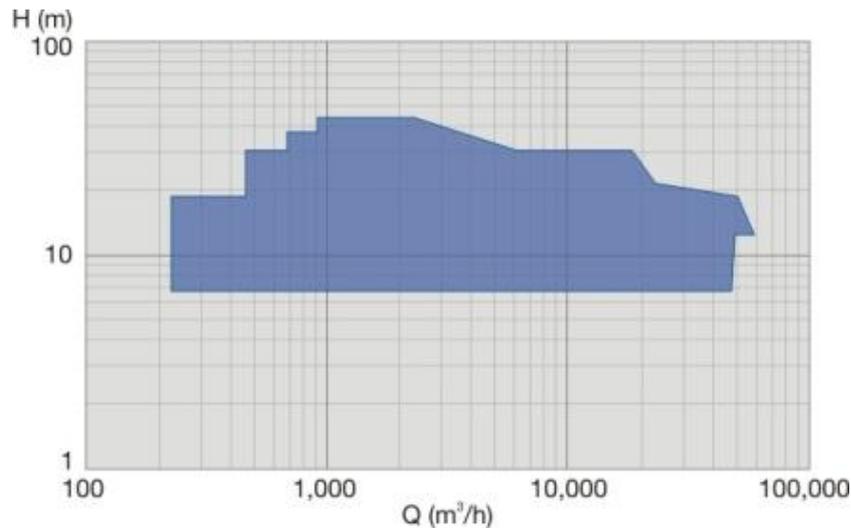


Figura 11- Faixa de operação da bomba vertical de fluxo misto SJM. Adaptado de: Sulzer (2014).

A bomba vertical de fluxo misto SJM, dentre os outros modelos fabricados pela Sulzer, é a máquina que opera com as maiores faixas de vazões e menores alturas manométricas, adequando-se melhor as características operativas do modelo teórico do presente trabalho.

5.1 SELEÇÃO DO MODELO DA BOMBA

O critério usado para selecionar o modelo da bomba foi o menor consumo de energia elétrica do sistema. Ou seja, o modelo de bomba que consome menos energia elétrica para encher o reservatório foi o selecionado para operar o modelo teórico de armazenamento hidráulico. Como a energia consumida pelo sistema de bombeamento depende apenas do fator de consumo do sistema (Eq. 3), o menor fator de consumo do sistema definiu o modelo de bomba utilizado.

Para analisar as curvas características dos modelos, é importante fazer uma distinção entre ponto de projeto e ponto de operação. O ponto de projeto é o ponto da curva característica da bomba para o qual esta foi projetada e deve corresponder ao ponto no qual o rendimento da máquina é máximo. O ponto de operação é o ponto da curva característica onde de fato a máquina está operando e eventualmente poderá coincidir com o de projeto (Heen, 2006).

O fator de consumo do sistema foi calculado, para ambos os modelos, tanto para o ponto de operação quanto para o ponto de projeto. Para o ponto de operação do sistema, a única restrição é a altura manométrica que deve ser superior a dez

metros para que o sistema de bombeamento consiga atender à demanda solicitada. No entanto, a vazão de operação de cada unidade não possui restrições, pois a vazão total bombeada dependerá do número de bombas utilizadas. Dessa forma, a operação do armazenamento hidráulico pode ser realizada para qualquer vazão desde que se mantenha uma altura manométrica superior a dez metros.

Dois modelos de bomba foram escolhidos do catálogo da Sulzer. Para cada modelo, avaliou-se o fator de consumo do sistema.

- Modelo: SJM BSM 1400

A Figura (12) representa a curva característica de altura manométrica e vazão do modelo SJM BSM 1400 para uma velocidade de rotação de 320 rpm e diâmetro do rotor da bomba igual a 1173mm. Os pontos de operação e de projeto, as eficiências e o fator de consumo do sistema do sistema são apresentados na Tab.(4). O fator de consumo do sistema do sistema foi calculado por meio da Eq.(3).

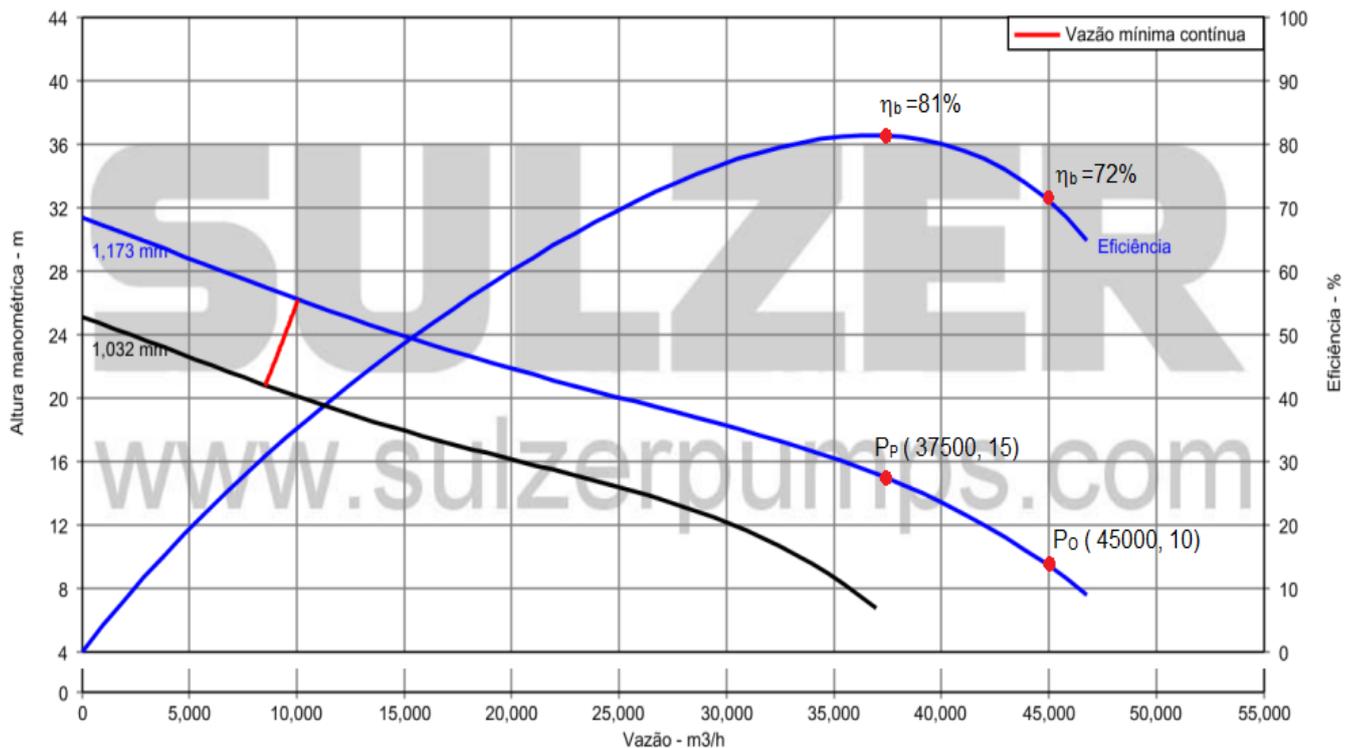


Figura 12- Curva característica de altura manométrica e vazão do modelo SJM BSM 1400 para 320 rpm e diâmetro de a 1173mm. Adaptado de: Sulzer (2014).

Tabela 4-Pontos de operação e de projeto, eficiências e o fator de consumo do sistema do sistema do modelo SJM BSM 1400.

Modelo SJM BSM 1400	Vazão de operação (Q)	Altura manométrica (Hm)	Eficiência da bomba (η_b)	Fator de consumo do sistema (Fc)
Ponto de operação (P _O)	45000 m ³ /h	10 m	72%	13,88
Ponto de projeto (P _P)	37500 m ³ /h	15m	81%	18,51

O modelo SJM BSM 1400 possui um fator de consumo do sistema menor no ponto de operação do que no ponto de projeto da máquina.

- Modelo: SJM 60 LS

A Figura (13) representa a curva característica de altura manométrica e vazão do modelo SJM 60 LS para uma velocidade de rotação de 355 rpm e diâmetro do rotor da bomba igual a 1042mm.

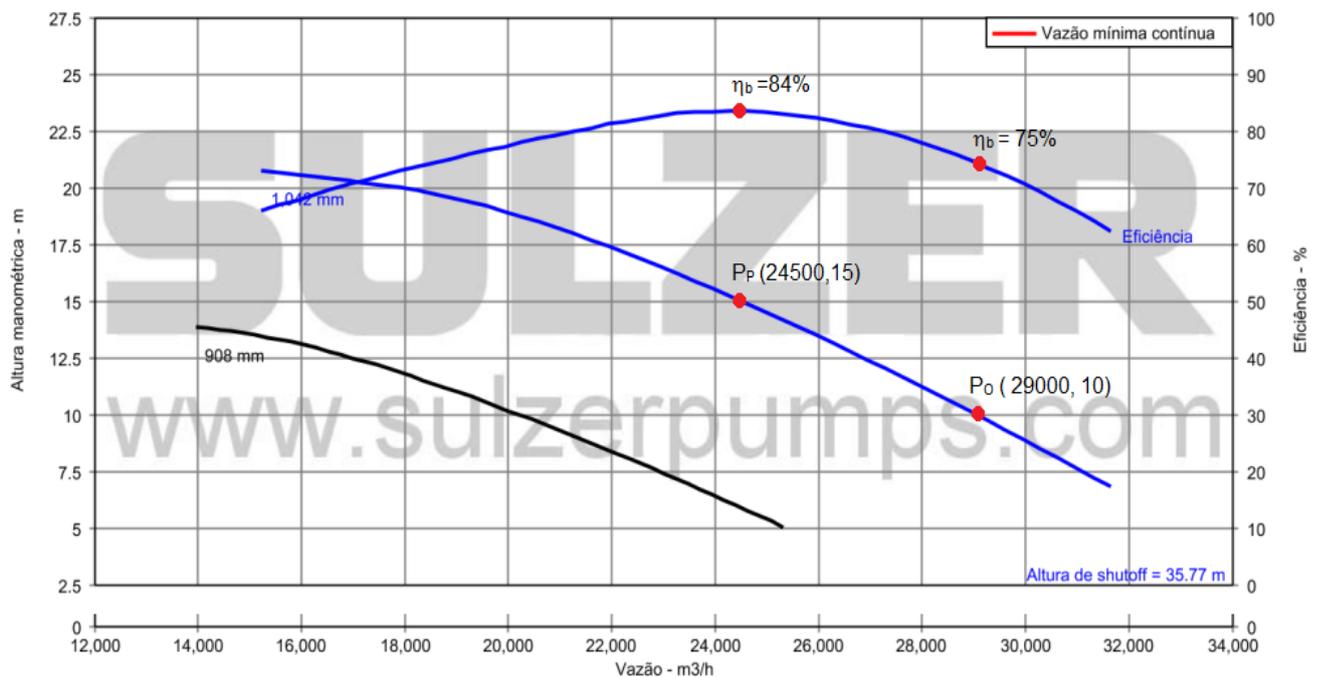


Figura 13- Curva característica de altura manométrica e vazão do modelo SJM 60 LS para 355 rpm e diâmetro de 1042mm. Adaptado de: Sulzer (2014)

Os pontos de operação e de projeto, as eficiências e o fator de consumo do sistema do sistema são apresentados na Tab. (5).

Tabela 5-Pontos de operação e de projeto, eficiências e o fator de consumo do sistema do modelo SJM 60 LS.

Modelo SJM 60 LS	Vazão de operação (Q)	Altura manométrica (Hm)	Eficiência da bomba (η_b)	Fator de consumo do sistema (Fc)
Ponto de operação (P _O)	29000 m ³ /h	10 m	75%	13,33
Ponto de projeto (P _P)	24500 m ³ /h	15m	84%	17,85

O modelo SJM 60 LS possui um fator de consumo do sistema menor também no ponto de operação. Analisando o fator de consumo do sistema dos pontos de operação dos dois modelos (Tab. 4 e Tab. 5), é possível verificar que o modelo SJM 60 LS possui um menor fator de consumo. De acordo com o critério de escolha mencionado anteriormente, esse modelo é o mais adequado para o sistema de bombeamento do modelo teórico.

5.2 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Definido o modelo de bomba utilizado, é possível determinar como sistema de bombeamento deve ser operado para minimizar o consumo de energia elétrica ao bombear a água para o seu reservatório de armazenamento hidráulico.

Para Casarotto e Koppitke (2000) *apud* Panochia (2008) , a análise de sensibilidade consiste em estudar o efeito que a variação de um dado de entrada pode ocasionar nos resultados. Sua contribuição consiste na identificação de variáveis que, quando alteradas, podem impactar na rentabilidade de um projeto.

A análise de sensibilidade é importante para a análise de novos cenários. Uma vez obtida um solução, variam-se alguns parâmetros para analisar o comportamento de um modelo (Silva; Belderrain , 2004).

Para Mattos e Vasconcellos (1989), a análise de sensibilidade é aplicada não apenas em finanças, mas em muitas outras áreas profissionais, tais como a engenharia. Segundo os autores, ao avaliar um investimento, é importante saber

qual é a sua sensibilidade a variações de dados que não conhecemos ou que não podemos estimar adequadamente.

A análise de sensibilidade permite analisar o modelo teórico de armazenamento hidráulico em diferentes condições de operação. O objetivo é determinar os parâmetros de funcionamento do sistema de bombeamento para a condição de menor consumo de energia elétrica.

Segundo Alé (2011), as condições de operação bem como as curvas características de bombas podem ser modificadas mudando-se o diâmetro do rotor, realizando um corte para diminuir seu diâmetro. E alterando a sua rotação, procedimento pelo qual a vazão e altura manométrica podem ser variadas (Alé, 2011).

A primeira análise desenvolvida nesse trabalho consiste em determinar o ponto da curva característica da bomba selecionada que possui menor fator de consumo do sistema. A segunda análise consiste em determinar o diâmetro da bomba que se ajusta melhor a demanda específica do sistema para o ponto de maior rendimento da máquina.

A terceira e última análise consiste determinar qual a velocidade de rotação da máquina que consome menos energia elétrica. Dessa forma, é possível comparar diferentes modos de operação do sistema de bombeamento e verificar, pelo fator de consumo do sistema, qual consome menos energia elétrica.

5.2.1 Análise do ponto de operação

O conjunto de bombas utilizadas no modelo teórico pode elevar a água em carga máxima reduzindo o tempo para encher o reservatório, ou em carga mínima aumentando-se o tempo. Em ambos os casos, deve ser analisado em que ponto será consumido menos energia.

A análise do ponto de operação consiste em determinar o fator de consumo do sistema para cinco pontos da curva característica da bomba selecionada e verificar em que ponto o sistema de bombeamento deve operar para reduzir o seu consumo de energia elétrica. Os pontos analisados foram escolhidos aleatoriamente, incluindo os pontos de operação e projeto.

A vazão e altura manométrica são variadas, enquanto a rotação (355 rpm) e o diâmetro do rotor (1042 mm) permanecem constantes ao longo da análise. Os pontos analisados estão indicados na Fig. (14).

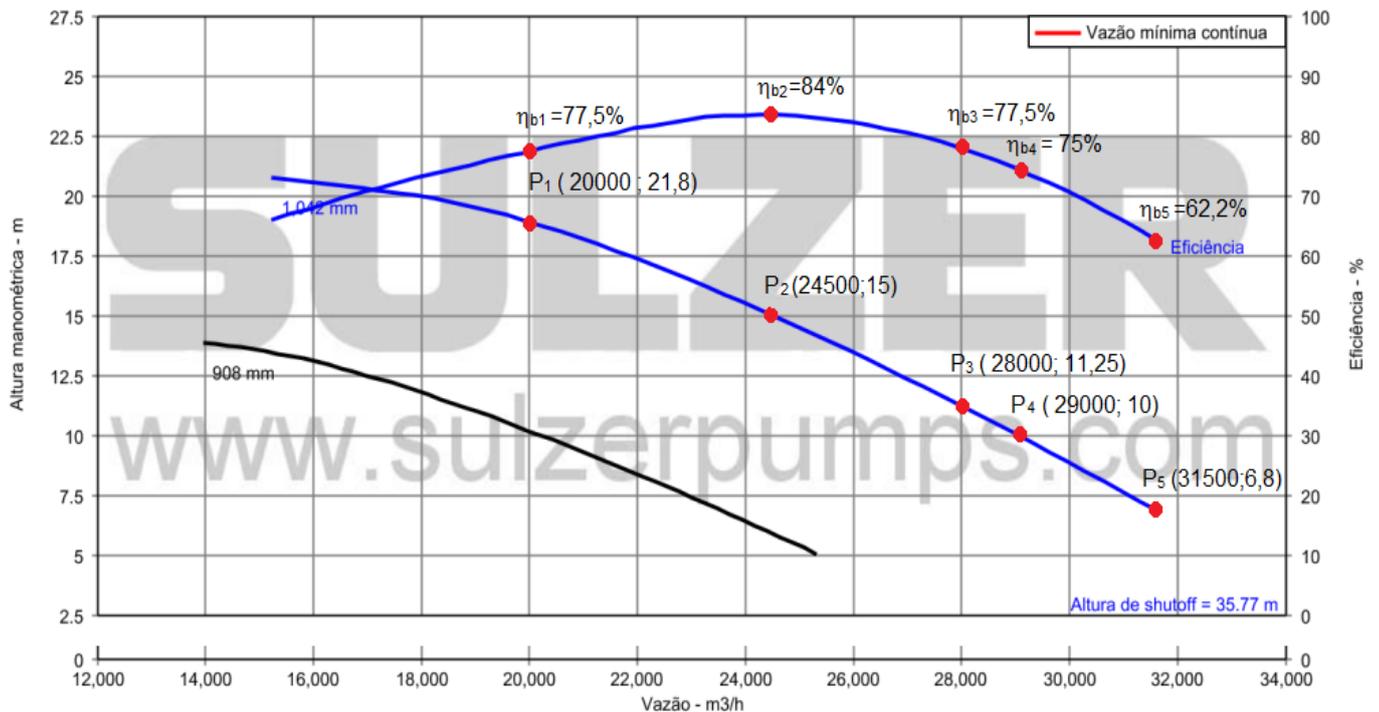


Figura 14-Pontos analisados da curva característica do modelo SJM 60 LS na definição do ponto de operação. Adaptado de: Sulzer (2014).

A Tabela (6) apresenta os resultados obtidos para o fator de consumo do sistema dos pontos indicados na curva característica da bomba (Fig. 14).

Tabela 6-Fator de consumo do sistema calculado na análise do ponto de operação.

Modelo SJM 60 LS	Vazão de operação (Q)	Altura manométrica (Hm)	Eficiência da bomba (η_b)	Fator de consumo do sistema (Fc)
Ponto 1 (P ₁)	20000 m ³ /h	21,8m	77,5%	28,12
Ponto 2 (P ₂)	24500 m ³ /h	15 m	84%	17,85
Ponto 3 (P ₃)	28000 m ³ /h	11,25 m	77,5%	14,51
Ponto 4 (P ₄)	29000 m ³ /h	10 m	75%	13,33
Ponto 5 (P ₅)	31500 m ³ /h	6,8 m	62,5%	10,88

Por meio da Tab.(6) é possível verificar que o menor fator de consumo do sistema corresponde ao ponto 5 (P_5) e equivale a 10,88. Entretanto, a altura manométrica desse ponto é menor do que 10 m, o que não atende a demanda solicitada pelo modelo teórico. Dessa forma, o ponto 4 (P_4) da curva característica da bomba representa o ponto de operação com o menor fator de consumo do sistema (F_{CPO}) que atende a altura manométrica do armazenamento hidráulico.

5.2.2 Análise do diâmetro do rotor

O ponto 4 (P_4) da curva característica da bomba (Fig. 14) representa o ponto com o menor fator de consumo do sistema. Ele possui altura manométrica de dez metros e vazão de $29000\text{m}^3/\text{h}$ e atende às condições de operação do modelo. Contudo, o ponto 5 (Fig. 14) trabalha com uma altura manométrica de quinze metros e vazão de $24500\text{m}^3/\text{h}$ que representa a vazão correspondente ao ponto de máxima eficiência.

O fator de consumo do sistema pode ser reduzido ainda mais se a bomba for operada com a altura manométrica do ponto 4 e a vazão do ponto 5 dado que na equação do fator de consumo do sistema (Eq.3), a altura manométrica será a menor possível e a eficiência aumentará.

O modelo teórico poderia operar com uma vazão de $24500\text{ m}^3/\text{h}$ e altura manométrica de dez metros para diminuir o fator de consumo. No entanto, pode ser observado, na Fig.(15), que esse ponto de operação (P_D) não coincide com um ponto na curva característica do rotor de diâmetro igual a 1042 mm. Ele se encontra entre as curvas dos rotores de 1042 mm e de 908 mm.

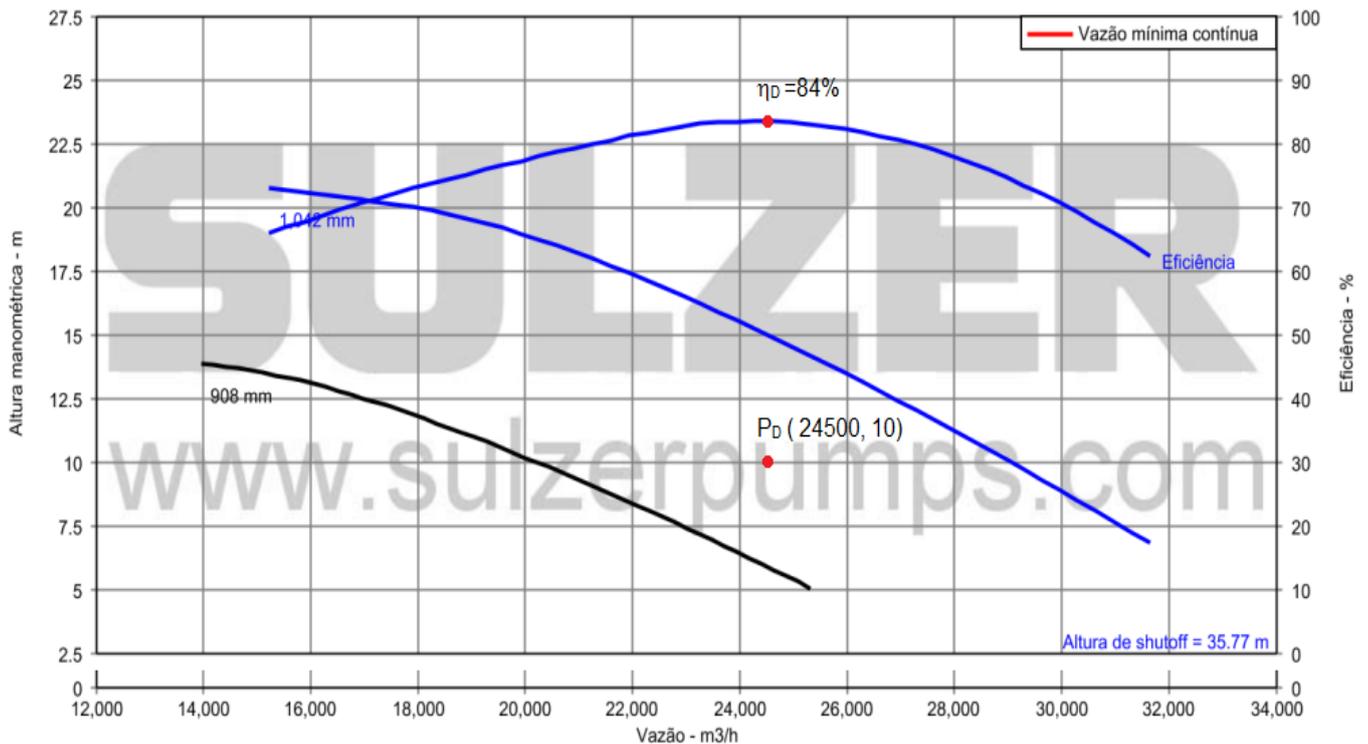


Figura 15- Ponto de operação desejado na curva característica do modelo SJM 60 LS para reduzir o fator de consumo do sistema. Adaptado de : Sulzer (2014)

O rotor de 908 mm não consegue atender essa demanda, já que sua altura manométrica (6,2 m) é menor do que a altura manométrica requerida. O rotor de 1042 mm consegue atender-la com muita folga, pois para a mesma vazão sua altura manométrica é de 15 m. Porém, utilizar o rotor de 1042 mm resulta um aumento desnecessário no consumo de energia elétrica para elevar a água a uma altura manométrica maior do que a necessária.

A análise desenvolvida nessa seção consiste em determinar o diâmetro do rotor da bomba que se ajusta melhor a demanda específica do modelo teórico e o seu fator de consumo do sistema. A rotação da máquina permaneceu constante (355rpm) ao longo da análise.

É possível determinar o diâmetro do rotor que atende exatamente o ponto de operação apresentado na Fig. (15). De acordo com Alé (2011), o método gráfico consiste em determinar um novo diâmetro (D_2) a partir de uma bomba que possui um rotor com diâmetro D_1 com sua curva característica de altura manométrica conhecida. Deseja-se, portanto que a bomba opere no ponto 2 com uma vazão Q_2 e altura manométrica H_2 .

Neste procedimento se escolhe um ponto A próximo e acima da curva com diâmetro D_1 para o qual se determina a vazão e altura manométrica (H_A e Q_A). Demarca-se uma linha reta unindo os pontos A e 2 interceptando assim a curva com diâmetro D_1 determinando-se a vazão Q_1 e H_1 . Tendo os valores de Q_1 e H_1 e os dados iniciais de Q_2 e H_2 , determina-se com as leis da similaridade o diâmetro D_2 do rotor da bomba para atender a demanda específica (Alé, 2011).

Considerando que ponto de operação desejado tenha a altura manométrica e vazão conhecidas, deseja-se determinar o diâmetro D_2 .

$$H_2 = 10\text{m}$$

$$Q_2 = 24500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$D_2 = ?$$

Um ponto A ligeiramente superior à curva da bomba foi escolhido (Fig.16). Os valores de altura manométrica e vazão foram determinados.

$$H_A = 15$$

$$Q_A = 27100 \text{ m}^3/\text{h}$$

Unindo o ponto A com o ponto 2 com uma linha reta que intercepta a curva da bomba com diâmetro D_1 , pode-se determinar a sua altura e vazão (Fig.16).

$$H_1 = 13,33 \text{ m}$$

$$Q_1 = 26250 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$D_1 = 1042 \text{ mm}$$

Com os valores do ponto 1 conhecidos e utilizando-se a Eq. (10) da lei da similaridade para máquinas diferentes, é possível determinar o diâmetro novo (D_2) do rotor.

$$D_2 = D_1 \frac{Q_2}{Q_1}$$

$$D_2 = 1042 \frac{24500}{26250} = 972,6$$

$$D_2 \cong 973\text{mm}$$

Desta forma, o diâmetro de 973 mm corresponde ao diâmetro do rotor que se ajusta ao ponto de operação desejado. A Figura (16) apresenta a curva característica do novo diâmetro do rotor (D_2), bem como os pontos utilizados para sua determinação. A curva característica da bomba para o diâmetro de 973 mm foi gerada pelo programa Sulzer Select inserindo seu valor no campo designado ao diâmetro do rotor.

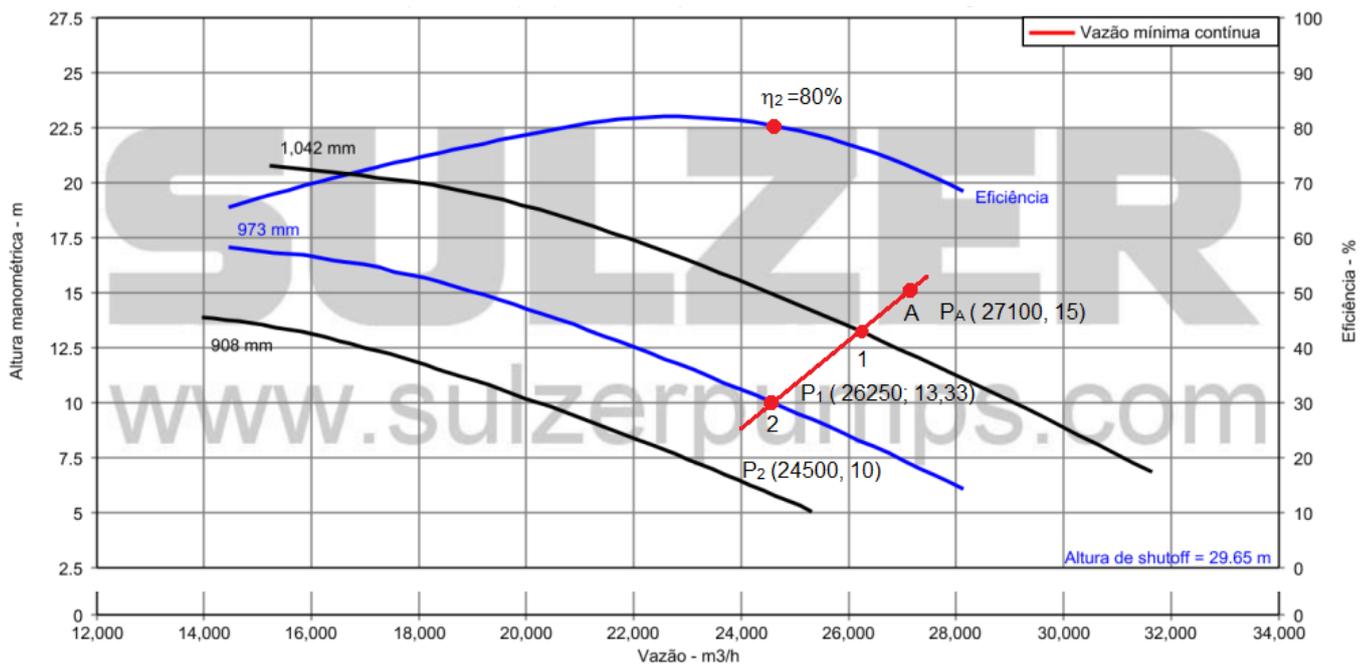


Figura 16- Curva característica do novo diâmetro do rotor (D_2) ajustado para o ponto de operação desejado. Adaptado de: Sulzer (2014).

Analisando as Figuras (15) e (16), pode-se verificar que a eficiência máxima da bomba reduziu de 84% para 80%. Dessa forma, devido à modificação do diâmetro do rotor houve uma redução de 4,76% do rendimento dessa máquina. O fator de consumo do sistema do ponto 2 (P_2) equivale a 12,5.

Existe um compromisso entre o percentual de redução do rotor com o desempenho da bomba já que resulta numa queda do seu rendimento (Alé, 2011). Mesmo havendo essa redução, o fator de consumo do sistema (F_{CD}) é o menor até então calculado.

5.2.3 Análise da Rotação

A análise da rotação consiste em determinar o fator de consumo do sistema para pontos da curva característica da bomba operando em três rotações diferentes, verificando para qual rotação o sistema de bombeamento consome menos energia elétrica e analisar o efeito da variação da rotação no comportamento do funcionamento da bomba.

As curvas características que foram analisadas possuem rotações de 355 rpm, 320 rpm e 284 rpm. O fator de consumo do sistema foi calculado para o ponto de cada curva que atende a altura mínima requerida pelo modelo teórico (10m). O diâmetro do rotor equivale a 1042 mm e permanece constante ao longo da análise. A Figura (17) apresenta as curvas características e os pontos analisados para a velocidade de rotação de 355 rpm, 320 rpm e 284 rpm.

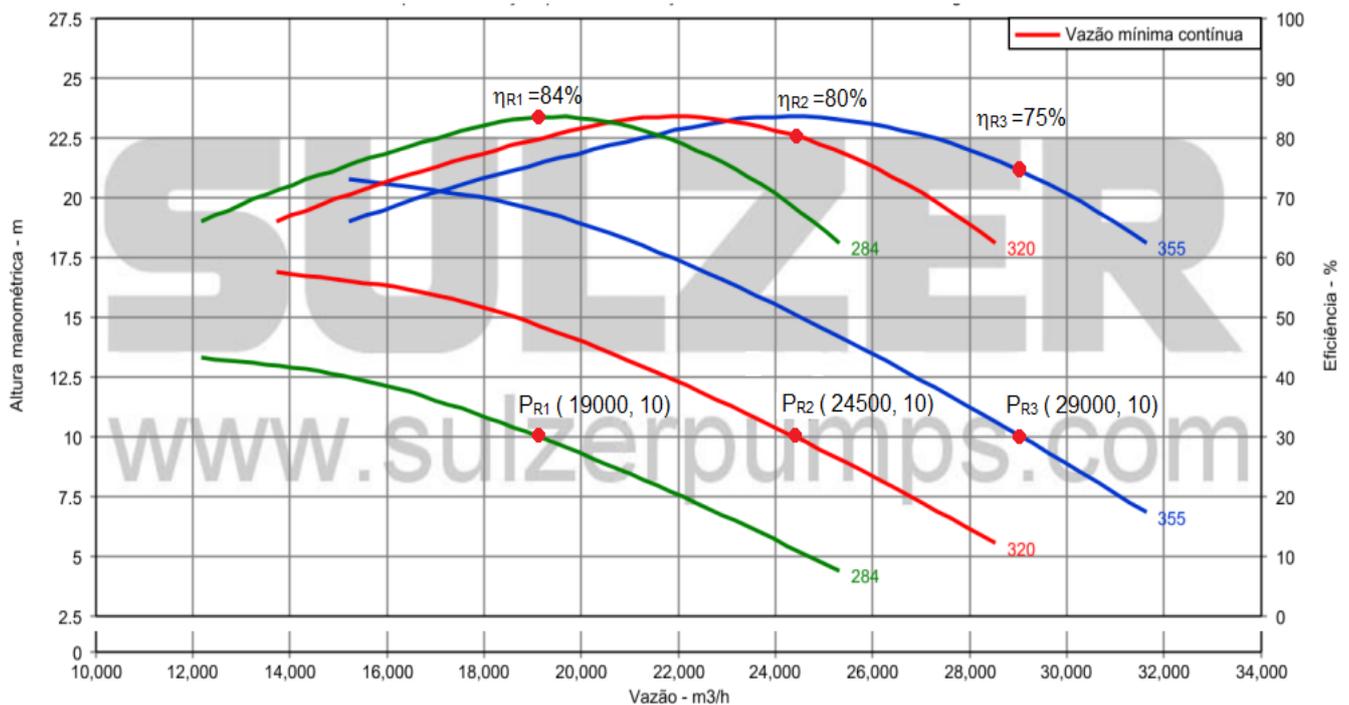


Figura 17-Curvas características e pontos analisados para diferentes velocidades de rotação. Adaptado de: Sulzer (2014).

A Tabela (7) apresenta os resultados obtidos para o fator de consumo do sistema dos pontos indicados na curva característica da bomba (Fig. 17).

Tabela 7-Fator de consumo do sistema calculado na análise da rotação.

Modelo SJM 60 LS	Vazão de operação (Q)	Altura manométrica (Hm)	Eficiência da bomba (η_b)	Fator de consumo do sistema (Fc)
Ponto para rotação de 284 rpm (P_{R1})	19000 m ³ /h	10m	84%	11,9
Ponto para rotação de 320 rpm (P_{R2})	24500 m ³ /h	10m	80%	12,5
Ponto para rotação de 355 rpm (P_{R3})	29000 m ³ /h	10m	75%	13,33

Na Tabela (7), é possível verificar que o menor fator de consumo do sistema corresponde ao ponto da curva característica para rotação de 284 rpm (P_{R1}). O fator de consumo do sistema F_{CR} equivale a 11,9 e atende a altura manométrica requerida pelo modelo teórico. Dessa forma, o sistema de bombeamento deve ser operado no ponto P_{R1} com uma velocidade de rotação igual a 284 rpm para diminuir o consumo de energia elétrica do sistema de bombeamento .

De acordo com as leis da similaridade, existe uma proporcionalidade entre a velocidade de rotação e as características de uma máquina (H, Q, P_e) de uma máquina de fluxo (Henn, 2006). As variações das características de uma bomba em função da variação da rotação podem ser resumidas como a seguir: a vazão varia diretamente proporcional com a variação da rotação, a altura manométrica varia proporcionalmente com o quadrado e a potência varia proporcionalmente com o cubo da variação da rotação.

As Equações (7) a (9) representam as leis da similaridade para uma mesma máquina em função de uma variação da velocidade de rotação. Conforme pode ser observada na Fig. (18), a eficiência máxima de cada curva permanece constante independentemente da rotação da máquina.

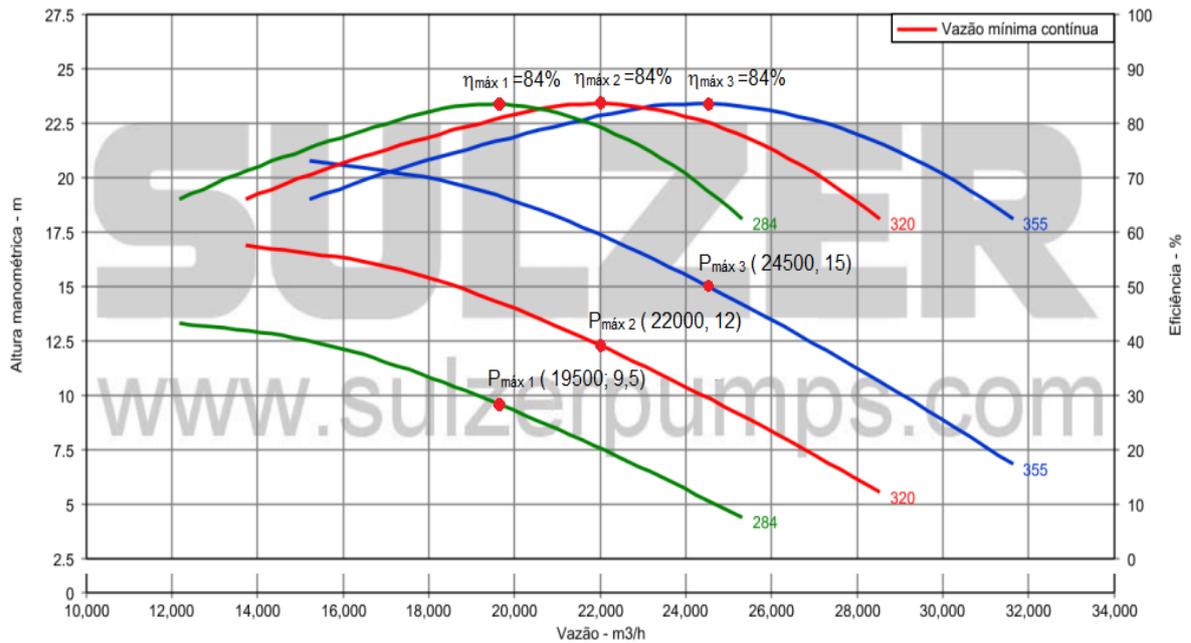


Figura 18-Pontos de máxima eficiência das curvas características para diferentes velocidades de rotação. Adaptado de : Sulzer (2014).

Aplicando as leis da similaridade, pode-se determinar como a vazão varia em função da velocidade de rotação para os pontos de máxima eficiência. Sendo assim, é possível comparar os valores obtidos com os pontos reais de projeto das curvas características apresentadas na Fig.(18).

De acordo com a Fig. (18), a bomba trabalhando com uma velocidade de rotação de 355 opera no seu ponto de máxima eficiência com a altura manométrica (H_3) e vazão (Q_3) conhecidas. Deseja-se determinar a altura manométrica (H_2) e vazão (Q_2) correspondente ao ponto de máxima eficiência variando-se a rotação para 320 rpm utilizando-se a Eq. (7) e (8). Para:

$$n_3 = 355 \text{ rpm}$$

$$Q_3 = 24500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_3 = 15 \text{ m}$$

$$n_2 = 320 \text{ rpm}$$

$$Q_2 = ?$$

$$H_2 = ?$$

A Vazão correspondente à eficiência máxima para a rotação de 320 rpm equivale a:

$$Q_2 = Q_3 \frac{n_2}{n_3}$$

$$Q_2 = 24500 \frac{320}{355} = 22084,5 \frac{m^3}{s}$$

$$Q_2 = 22084,5 \frac{m^3}{s} \cong 22000 \frac{m^3}{s}$$

A altura manométrica correspondente à eficiência máxima para a rotação de 320 rpm equivale a:

$$H_2 = H_3 \left(\frac{n_2}{n_3} \right)^2$$

$$H_2 = 15 \left(\frac{320}{355} \right)^2 = 12,18 \text{ m}$$

$$H_2 = 12,18 \text{ m} \cong 12 \text{ m}$$

Com os valores do ponto de máxima eficiência (Q_2 e H_2) para a rotação de 320rpm determinados, pode-se determinar a altura manométrica (H_1) e vazão (Q_1) correspondente ao ponto de máxima eficiência variando-se novamente a rotação para 284 rpm com a Eq.(7) e (8). Para:

$$n_2 = 320 \text{ rpm}$$

$$Q_2 = 22084,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_2 = 12,18 \text{ m}$$

$$n_1 = 284 \text{ rpm}$$

$$Q_1 = ?$$

$$H_1 = ?$$

A vazão correspondente à eficiência máxima para a rotação de 284 rpm equivale a:

$$Q_1 = Q_2 \frac{n_1}{n_2}$$

$$Q_1 = 22084,5 \frac{284}{320} = 19600 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_1 = 19600 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cong 19500 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

A altura manométrica correspondente à eficiência máxima para a rotação de 284 rpm equivale a:

$$H_1 = H_2 \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

$$H_1 = 12,18 \left(\frac{284}{320} \right)^2 = 9,6 \text{ m}$$

$$H_1 = 9,6 \text{ m} \cong 9,5 \text{ m}$$

Analisando os resultados obtidos pela aplicação das leis da similaridade (Eq.7 e 8), pode-se concluir que eles apresentam uma boa aproximação com os pontos de máximo rendimento das curvas características da Fig.(18).

5.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS

A curva característica do modelo SJM 60 LS pôde ser modificada diminuindo-se o diâmetro do rotor original, o que permitiu adequar o desempenho da bomba para um determinado ponto de operação.

O menor fator de consumo do sistema (F_{CPO}) calculado na análise dos pontos de operação foi 13,33 (Tab.6). Para esse fator de consumo do sistema a bomba possui diâmetro igual a 1042 mm e opera com velocidade de rotação de 355 rpm, vazão igual a 29000m³/h , altura manométrica de 10 m e eficiência de 75%.

O diâmetro calculado para reduzir o fator de consumo do sistema foi 973 mm e fator de consumo do sistema (F_{CD}) obtido foi 12,5. Nessas dimensões, a bomba opera com uma rotação de 355 rpm, vazão de 24500m³/h, altura manométrica de 10 metros e rendimento de 80%.

A vazão de operação do rotor de 1042 mm é maior do que a vazão máxima que o rotor de 973 mm consegue bombear. Porém, o consumo de energia elétrica será menor utilizando-se as bombas de 973 mm, já que nessas condições o seu

fator de consumo do sistema (F_{CD}) é menor. Dessa maneira, a vazão total bombeada para o reservatório pode ser aumentada acrescentando-se mais bombas ao sistema de bombeamento.

Por meio dos resultados obtidos com análise da rotação, foi possível determinar os parâmetros de funcionamento da bomba para atender demanda solicitada pelo modelo teórico com um fator de consumo do sistema ainda menor. Variando-se a velocidade de rotação da máquina de 355 rpm para 284 rpm, foi possível obter o fator de consumo do sistema (F_{CR}) igual a 11,9 (Tab.7).

A Tabela (8) apresenta o fator de consumo do sistema calculado em cada análise desenvolvida.

Tabela 8-Fator de consumo do sistema da análise dos pontos de operação, do diâmetro do rotor e da rotação.

Análise	Fator de consumo do sistema
Ponto de operação	$F_{CPO} = 13,33$
Diâmetro do rotor	$F_{CD} = 12,5$
Rotação	$F_{CR} = 11,9$

O efeito provocado pela variação da rotação no comportamento da bomba foi analisado, permitindo-se determinar o ponto de operação do sistema de bombeamento que consome menos energia elétrica dentre as três análises desenvolvidas.

A velocidade de rotação pode ser variada e controlada por meio da utilização de um inversor de frequência. Assim, a capacidade da bomba pode ser ajustada para usar apenas a quantidade de energia disponível no momento (Weg, 2014).

Quando as bombas operam em rotações mais baixas, a vazão máxima fornecida também é reduzida, o que aumenta o período de tempo para encher o reservatório. No entanto, isso não se torna um problema já que, dependendo de quão rápido deseja-se armazenar a água no reservatório, a rotação da bomba pode ser a qualquer momento elevada.

Mesmo que o fator de consumo do sistema calculado na análise do diâmetro (F_{CD}) fosse menor do que o calculado na análise da rotação (F_{CR}), a bomba com

rotor de 973 mm não seria capaz de se ajustar às variações da demanda do modelo teórico do presente trabalho tão bem quanto a bomba de 1042mm, dado que a sua rotação pode ser facilmente variada e o diâmetro não. A Tabela (9) apresenta os parâmetros de funcionamento do sistema de bombeamento para a condição de menor consumo de energia elétrica.

Tabela 9- Parâmetros de funcionamento do sistema de bombeamento para a condição de menor consumo de energia elétrica.

Modelo	SJM 60 LS
Vazão de operação (Q_O)	19000m ³ /h
Altura manométrica (H_m)	10m
Eficiência da bomba (η_b)	84%
Diâmetro do rotor (D_R)	1042 mm
Velocidade de rotação (n)	284 rpm
Fator de consumo do sistema (F_C)	11,9

A partir da próxima seção, a vazão, a rotação, a altura manométrica, a eficiência e o diâmetro da bomba selecionada serão sempre iguais aos definidos na Tab. (9), já que esses parâmetros determinam como reduzir o consumo de energia elétrica do sistema de bombeamento.

5.4 REDUÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA

Por meio da Eq.(2), é possível determinar a energia consumida em diferentes modos de operação do sistema de bombeamento. Substituindo-se o termo H_m/η_b pelo fator de consumo do sistema na Eq.(2), tem-se:

$$E_C = \left(\frac{\rho g V_r}{3600 \eta_m} \right) \cdot F_C \quad (25)$$

Considerando-se que a massa específica do fluido de trabalho (ρ), aceleração da gravidade (g), eficiência do motor (η_m) e o volume do reservatório (V_r) permanecem constantes na equação, a energia consumida depende somente do fator de consumo do sistema.

Segundo Souza et. al (1999), o rendimento de um gerador elétrico (η_g) varia de 70 % a 98%. O rendimento do motor elétrico (η_m) foi considerado como sendo a média desses valores, que equivale a 84%. Determinando-se o valor do termo entre parênteses da Eq. (25), a equação da energia consumida resulta na Eq. (26). Para: $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, $V_r = 777600000 \text{ m}^3$ e $\eta_m = 0,84$. Obtém-se:

$$E_C = 2522571429 \cdot F_C \quad (26)$$

A energia consumida (E_{C1}) para o fator de consumo do sistema F_{CPO} é dada pela Eq. (27). Para:

$$F_{CPO} = 13,33$$

$$E_{C1} = 2522571429 \cdot F_{CPO} \quad (27)$$

A energia consumida (E_{C2}) para o fator de consumo do sistema F_{CR} é dada pela Eq. (28).

$$F_{CR} = 11,9$$

$$E_{C2} = 2522571429 \cdot F_{CR} \quad (28)$$

A redução do consumo de energia (R_C) pode ser calculada por meio da Eq. (29).

$$R_C = E_{C1} - E_{C2} \quad (29)$$

$$E_{C1} - E_{C2} = 2522571429(F_{CPO} - F_{CR})$$

Assim,

$$E_{C1} - E_{C2} = 2522571429 (13,33 - 11,9) = 2522571429(1,43)$$

$$E_{C1} - E_{C2} = 3607277143 \text{ Wh}$$

$$R_C = 3,607 \text{ GWh}$$

Por meio da Eq.(27) e Eq. (28), pode-se concluir que a energia consumida pelo sistema de bombeamento reduziu de 33,625 GWh para 30,018GWh. Dessa forma, houve uma redução de 10,72% no consumo de energia do sistema de

bombeamento, quando operado sob os parâmetros de funcionamento apresentados na Tab. (9).

Uma redução no consumo de energia do sistema de bombeamento implica diretamente em uma maior produção de energia elétrica do armazenamento hidráulico.

A partir desses resultados é possível estabelecer cenários de viabilidade energética e econômica do modelo teórico. Ressalta-se que variáveis tais como o regime de utilização de ambas as máquinas de fluxo utilizadas não permite a comparação direta entre a energia produzida e consumida para analisar a viabilidade do armazenamento hidráulico.

5.5 DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE BOMBEAMENTO

Conforme foi definido na descrição do modelo teórico, a vazão disponível para a operação do armazenamento hidráulico é de $360000\text{m}^3/\text{h}$. Entretanto, a bomba selecionada para operar o modelo teórico fornece uma vazão de operação (Q_0) de $19000\text{m}^3/\text{h}$. Assim, é necessário utilizar mais bombas hidráulicas associadas para aumentar a capacidade do sistema de bombeamento.

A potência elétrica consumida pela associação em paralelo equivale à soma da potência elétrica consumida por cada unidade, conforme o apresentado na seção 2.3 do trabalho. O gerenciamento do número de bombas em operação facilita a adequação da instalação à demanda variável de água solicitada pelo modelo teórico de armazenamento hidráulico.

De acordo com a Eq.(6), são necessárias 18,9 unidades do modelo da bomba selecionada para bombear $360000\text{ m}^3/\text{h}$. Como o número de bombas deve ser um número inteiro, pode-se utilizar 18 bombas, cuja vazão total de operação (Q_T) do sistema de bombeamento equivale a $342000\text{ m}^3/\text{h}$. As dezoito bombas hidráulicas fornecem uma vazão menor do que a vazão disponibilizada pelo rio. No entanto se fossem escolhidas 19 bombas ($361000\text{ m}^3/\text{h}$), elas drenariam uma vazão maior do que a vazão firme fornecida pelo rio.

Se a vazão disponibilizada pelo rio for maior do que $342000\text{ m}^3/\text{h}$, é possível aumentar a rotação das máquinas para 355 rpm reduzindo-se o tempo para encher o reservatório. Se a vazão disponível for menor do que a vazão total drenada pelas

bombas, pode-se reduzir o número de unidades em operação. Assim, a utilização de 18 bombas operando com 19000 m³/h permite uma maior versatilidade quanto ao ajuste da operação em cenários diferentes.

O tempo necessário para encher o reservatório utilizando-se 18 unidades da bomba selecionada é calculado por meio da Eq. (24).

$$t = \frac{V_r}{Q_T}$$

Como o volume do reservatório (V_r) é de 777600000m³ e a vazão total de operação (Q_T) do sistema de bombeamento é de 342000m³/h, tem-se:

$$t = \frac{777600000m^3}{342000 m^3/h}$$

$$t = 2273,68 h$$

$$t = 3,15 meses$$

Sendo assim, são necessários aproximadamente três meses e quatro dias para encher o reservatório do armazenamento hidráulico. A redução da vazão total bombeada resultou um acréscimo de quatro dias no período de operação do sistema de bombeamento.

5.6 COEFICIENTES ADIMENSIONAIS

Os coeficientes de vazão (C_Q), altura (C_H) e potência (C_P) da bomba selecionada para o modelo teórico são determinados, respectivamente, por meio das Eq. (20), Eq. (22) e Eq.(18) quando operada sob os parâmetros de funcionamento apresentados na Tab. (9).

Assim, para: $Q= 19000 m^3/h$, $H_m=10 m$, $n= 284 rpm$, $D = 1,042 m$ e $\eta_b= 84\%$, tem-se :

$$C_Q = \frac{Q}{nD^3} = 59,13$$

$$C_H = \frac{gH}{(nD)^2} = 0,00112$$

$$C_P = \frac{P}{\rho n^3 D^5} = 0,078$$

Segundo Alé (2011), o rendimento é função dos coeficientes adimensionais, o que pode ser verificado pela Eq.(30).

$$\eta_b = \frac{C_Q C_H}{C_P} \quad (30)$$

$$\eta_b = \frac{59,13 \cdot 0,00112}{0,078} = 0,846 = 84,6\%$$

O valor do rendimento calculado é aproximadamente igual ao rendimento do ponto de operação considerado. Como para máquinas semelhantes os coeficientes adimensionais são iguais, as eficiências de bombas semelhantes à utilizada no modelo teórico também serão iguais em um mesmo ponto de análise.

Os valores obtidos correspondem ao ponto de operação determinado para o sistema de bombeamento. O mesmo pode ser feito para cada ponto das curvas características fornecidas pelos fabricantes de bombas. Dessa maneira, as curvas características de máquinas hidráulicas podem ser representadas em função desses coeficientes (Alé, 2011).

Os coeficientes de vazão (C_Q), altura (C_H) e potência (C_P) calculados constituem o conjunto característico que representa a família de máquinas semelhantes à bomba hidráulica selecionada para o modelo teórico. Ou seja, podem ser instaladas em diferentes contextos apresentando o mesmo desempenho.

Dessa forma, a redução do consumo de energia pode ser garantida em outros projetos, utilizando-se bombas semelhantes caracterizadas pelo valor calculado dos coeficientes adimensionais (C_Q , C_H e C_P).

5.7 VELOCIDADE DE ROTAÇÃO ESPECÍFICA (n_{qa})

A rotação específica (n_{qa}) da bomba selecionada para o modelo teórico é determinada por meio da Eq. (13), quando operada sob os parâmetros de funcionamento apresentados na Tab. (9). Para:

$$Q = 19000 \text{ m}^3/\text{h} = 5,27 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$n = 284 \text{ rpm} = 4,73 \text{ rps}$$

$$Y = gH_m = 98,1 \text{ J/kg}$$

$$n_{qa} = 10^3 n \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} = 384,82$$

Assim, uma bomba hidráulica operando nas condições descritas deve ser de fluxo misto, pois de acordo com a Tab.(3), a velocidade rotação específica calculada encontra-se na mesma faixa de velocidade para bombas de fluxo misto. Conclui-se então que a bomba selecionada é o tipo de bomba mais adequada para operar o modelo teórico, pois apresenta uma maior eficiência para a aplicação desejada.

6. SISTEMA DE GERAÇÃO

Este capítulo apresenta o dimensionamento do sistema de geração do modelo teórico de armazenamento hidráulico. Neste capítulo, são determinados: a energia produzida e os parâmetros de funcionamento do sistema de geração, a velocidade de rotação específica, os triângulos de velocidades e os coeficientes adimensionais da turbina hidráulica selecionada para operar o modelo teórico.

6.1 NÚMERO DE TURBINAS E ROTAÇÃO NOMINAL

A utilização de mais de uma turbina hidráulica para a geração de energia elétrica, é um recurso que pode ser adotado pelo projetista de uma instalação. Visando à redução de custos do projeto, ao aumento da segurança da operação ou à flexibilidade do processo de manutenção (Henn, 2006).

No sistema de geração, quatro unidades geradoras são utilizadas para turbinar a vazão máxima disponibilizada pelo rio. Conforme foi definido na descrição do modelo teórico, a vazão máxima disponível para a operação do armazenamento hidráulico é de $100\text{m}^3/\text{s}$. Assim, a vazão de operação (Q_0) da turbina é igual a $25\text{m}^3/\text{s}$.

A rotação nominal de uma turbina hidráulica pode ser determinada por meio da Eq.(31).

$$n = \frac{120f}{p_G} \quad (31)$$

Onde,

n = velocidade de rotação, em rpm;

f = frequência de corrente elétrica, em Hz;

p_G = número de pólos do gerador, adimensional;

Considerando um gerador elétrico com 20 pólos e frequência de corrente elétrica igual a 60 Hz, tem-se:

$$n = \frac{120f}{p_G} = 360 \text{ rpm}$$

A rotação nominal de cada turbina é igual a 360 rpm. Dessa forma, a turbina opera em sua carga máxima com uma vazão de operação (Q_0) igual a $25\text{m}^3/\text{s}$, altura de queda efetiva (H) de 10 metros e velocidade de rotação (n) igual a 360 rpm.

6.2 VELOCIDADE DE ROTAÇÃO ESPECÍFICA (n_{qa})

A velocidade de rotação é utilizada para selecionar o tipo de máquina mais eficiente para uma determinada aplicação. A rotação específica da turbina utilizada no sistema de geração pode ser calculada por meio da Eq.(13). Assim para:

$$Q=Q_0= 25 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$n= 360 \text{ rpm} = 6 \text{ rps}$$

$$Y= gH= 98,1 \text{ J/kg}$$

$$n_{qa} = 10^3 n \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} = 962,43$$

Comparando o valor da rotação específica com a Tab.(3), pode-se concluir que a turbina hidráulica axial é a mais adequada para operar o modelo teórico, pois é o tipo de máquina que apresenta o maior rendimento para a aplicação desejada.

6.3 TRIÂNGULO DE VELOCIDADES PARA TURBINA E BOMBA AXIAL

6.3.1 Turbina axial

De acordo com Macintyre (1983), o diâmetro do rotor (D_R) de uma turbina axial pode ser estimado pela Eq.(32). Como a turbina hidráulica opera com vazão de operação (Q_0) de $25 \text{ m}^3/\text{s}$ e rotação nominal (n) de 360 rpm, tem-se:

$$D_R = 4,8 \sqrt[3]{\frac{Q_0}{n}} = 1,97 \text{ m} \quad (32)$$

As velocidades e os ângulos que compõem os triângulos de velocidades (Fig. 2) são determinados por meio das relações trigonométricas e das equações fundamentais da mecânica dos fluidos conforme será demonstrado a seguir.

Determinação da seção livre de passagem da água (A_s):

$$A_s = (D_R^2 - d_1^2) \frac{\pi}{4}$$

$$d_1 = 0,4D_R$$

$$d_1 = 0,788 \text{ m}$$

$$A_s = 2,55 \text{ m}^2$$

Determinação da velocidade absoluta normal na entrada (V_{n1}):

$$Q = V_{n1} \cdot A_s$$

$$V_{n1} = 9,8 \text{ m/s}$$

Determinação da velocidade tangencial do rotor na entrada (U_1):

$$U_1 = w \cdot r$$

$$U_1 = 360 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0,985 = 37,11 \text{ m/s}$$

Determinação da velocidade absoluta tangencial na entrada (V_{t1}):

$$Y_\infty = U_1 \cdot V_{t1}$$

$$V_{t1} = \frac{gH}{U_1} = \frac{9,81 \cdot 10}{37,11} = 2,64 \text{ m/s}$$

Determinação do ângulo α_1 :

$$\tan \alpha_1 = \frac{V_{n1}}{V_{t1}} = 3,71$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1} 3,71 = 74,92^\circ$$

Determinação da velocidade absoluta na entrada (V_1):

$$\sin \alpha_1 = \frac{V_{n1}}{V_1}$$

$$V_1 = \frac{V_{n1}}{\sin \alpha_1} = \frac{9,8}{\sin 74,92^\circ} = 10,14 \text{ m/s}$$

Determinação da velocidade relativa tangencial na entrada (W_{t1}):

$$U_1 = V_{t1} + W_{t1}$$

$$W_{t1} = U_1 - V_{t1} = 37,11 - 2,64$$

$$W_{t1} = 34,47 \text{ m/s}$$

Determinação do ângulo de inclinação da pá na entrada (β_1):

$$\tan \beta_1 = \frac{V_{n1}}{W_{t1}} = \frac{9,8}{34,47}$$

$$\beta_1 = 15,87^\circ$$

Determinação da velocidade relativa na entrada (W_1):

$$\sin \beta_1 = \frac{V_{n1}}{W_1}$$

$$W_1 = \frac{V_{n1}}{\sin \beta_1} = \frac{9,8}{\sin 15,87^\circ} = 35,83 \frac{m}{s}$$

Determinação do ângulo de inclinação da pá na saída (β_2):

$$\tan \beta_2 = \frac{V_{n2}}{U_2} = \frac{9,8}{37,11}$$

$$\beta_2 = 14,79^\circ$$

Determinação da velocidade relativa na saída (W_2):

$$\sin \beta_2 = \frac{V_{n2}}{W_2}$$

$$W_2 = \frac{V_{n2}}{\sin \beta_2} = 38,38 \frac{m}{s}$$

As velocidades e os ângulos que compõem o triângulo de velocidades da turbina axial estão apresentados na Tab. (10).

Tabela 10- Componentes dos triângulos de velocidade da turbina axial.

Máquina hidráulica	Turbina axial
Seção livre de passagem (A_s)	2,55 m ²
Velocidade absoluta normal na entrada (V_{n1})	9,8 m/s
Velocidade tangencial do rotor na entrada (U_1)	37,11 m/s
Velocidade absoluta tangencial na entrada (V_{t1})	2,64 m/s
Ângulo α_1	74,92°
Velocidade absoluta na entrada (V_1)	10,14 m/s
Velocidade relativa tangencial na entrada (W_{t1})	34,47 m/s
Ângulo de inclinação da pá na entrada (β_1)	15,87°
Velocidade relativa na entrada (W_1)	35,83 m/s
Ângulo de inclinação da pá na saída (β_2)	14,79°
Velocidade relativa na saída (W_2)	38,38 m/s

Segundo Henn (2006), o sistema de regulação de uma turbina deve atuar sobre o sistema diretor da máquina, variando o seu grau de abertura. O sistema diretor possui ação diretriz conduzindo a água para o rotor. Nas turbinas axiais do tipo Kaplan, as pás do rotor podem mudar de inclinação, de maneira a adaptarem-se à variação da inclinação das pás do sistema diretor.

O grau de abertura é definido como a menor distância entre a cauda de uma pá e a seguinte. As turbinas hidráulicas são projetadas para um determinado grau de abertura onde o rendimento da máquina é máximo (Henn, 2006).

A mudança da direção e sentido da velocidade relativa na saída (W_2) permite controlar o modo de operação da turbina hidráulica. Assim, as turbinas podem ser operadas em carga máxima ou em carga reduzida, dependendo do ângulo de inclinação da pá na saída (β_2). A modificação desse ângulo implica uma variação do grau de abertura das pás, o que possibilita turbinar uma maior ou menor quantidade de água.

O conhecimento das componentes dos triângulos de velocidades da turbina hidráulica axial (Tab. 10) possibilita adequar a operação do sistema de geração à demanda variável de energia elétrica solicitada do modelo teórico.

6.3.2 Bomba axial

As máquinas de fluxo axiais são caracterizadas pelo escoamento da água em uma direção paralela ao eixo do rotor, sendo que essas máquinas podem ser operadas reversivelmente dependendo da direção do fluxo de água (Henn, 2006). Como as turbinas hidráulicas axiais podem ser operadas reversivelmente, os triângulos de velocidades também podem ser determinados para a turbina axial operada como bomba axial.

Para a construção do triângulo de velocidades da bomba axial, a vazão de operação, o diâmetro e a velocidade de rotação permanecem iguais as da turbina hidráulica, já que se trata da mesma máquina operando como bomba.

As velocidades e os ângulos que compõem os triângulos de velocidades da bomba axial (Fig.3) são determinados por meio das relações trigonométricas e das equações fundamentais da mecânica dos fluidos conforme será demonstrado a seguir.

Determinação da seção livre de passagem da água (A_s):

$$A_s = (D_1^2 - d_1^2) \frac{\pi}{4}$$

$$d_1 = 0,4D_1$$

$$d_1 = 0,788 \text{ m}$$

$$A_s = 2,55 \text{ m}^2$$

Determinação da velocidade absoluta normal na entrada (V_{n1}):

$$Q = V_{n1} \cdot A_s$$

$$V_{n1} = 9,8 \text{ m/s}$$

Determinação da velocidade tangencial do rotor na entrada (U_1):

$$U = w \cdot r = 360 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot 0,985 = 37,11 \text{ m/s}$$

Determinação do ângulo de inclinação da pá na entrada (β_1):

$$\tan \beta_1 = \frac{V_{n1}}{U_1} = \frac{9,8}{37,11}$$

$$\beta_1 = 14,80^\circ$$

Determinação da velocidade relativa na entrada (W_1):

$$\sin \beta_1 = \frac{V_{n1}}{W_1}$$

$$W_1 = \frac{V_{n1}}{\sin \beta_1} = \frac{9,8}{\sin 14,80} = 38,36 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Determinação da velocidade absoluta tangencial na saída (V_{t2}):

$$Y_\infty = U_2 \cdot V_{t2}$$

$$V_{t2} = \frac{gH}{U_2} = \frac{9,81 \cdot 10}{37,11} = 2,64 \text{ m/s}$$

Determinação do ângulo α_2 :

$$\tan \alpha_2 = \frac{V_{n2}}{V_{t2}} = \frac{9,8}{2,64} = 9,85$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} 9,85 = 74,92^\circ$$

Determinação da velocidade absoluta na saída (V_2):

$$\sin \alpha_2 = \frac{V_{n2}}{V_2}$$

$$V_2 = \frac{V_{n2}}{\sin \alpha_2} = 10,14 \text{ m/s}$$

Determinação da velocidade relativa tangencial na saída (W_{t2}):

$$U_2 = V_{t2} + W_{t2}$$

$$W_{t2} = U_2 - V_{t2} = 37,11 - 2,64$$

$$W_{t2} = 34,47 \text{ m/s}$$

Determinação do ângulo de inclinação da pá na saída (β_2):

$$\tan \beta_2 = \frac{V_{n2}}{W_{t2}} = \frac{9,8}{34,47}$$

$$\beta_2 = 15,87^\circ$$

Determinação da velocidade relativa na saída (W_2):

$$\sin \beta_2 = \frac{V_{n2}}{W_2}$$

$$W_2 = \frac{V_{n2}}{\sin \beta_2} = \frac{9,8}{\sin 15,87} = 35,83 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

As velocidades e os ângulos que compõem o triângulo de velocidades da bomba axial estão apresentados na Tab.(11).

Tabela 11-Componentes dos triângulos de velocidade da bomba axial.

Máquina hidráulica	Bomba axial
Seção livre de passagem (A_s)	2,55 m ²
Velocidade absoluta normal na entrada (V_{n1})	9,8 m/s
Velocidade tangencial do rotor na entrada (U_1)	37,11 m/s
Ângulo de inclinação da pá na entrada (β_1)	14,80°
Velocidade relativa na entrada (W_1)	38,36 m/s

Velocidade absoluta tangencial na saída (V_{t2})	2,64 m/s
Ângulo α_2	74,92°
Velocidade absoluta na saída (V_2)	10,14 m/s
Velocidade relativa tangencial na saída (W_{t2})	34,47 m/s
Ângulo de inclinação da pá na saída (β_2)	15,87°
Velocidade relativa na saída (W_2)	35,83 m/s

6.4 DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE GERAÇÃO

De acordo com Souza et. al (1999), o rendimento total de um aproveitamento hidrelétrico depende do rendimento interno e rendimento mecânico da turbina utilizada, bem como do rendimento do gerador elétrico. Para as turbina Kaplan, o rendimento interno da turbina (η_i) varia de 0,75 a 0,97, o rendimento mecânico (η_m) varia de 0,90 a 0,98 e o rendimento do gerador (η_g) varia de 0,70 a 0,98.

Adotando-se os maiores valores para o rendimento interno e mecânico da turbina e para o rendimento do gerador, tem - se que: $\eta_i = 97\%$, $\eta_m = 98\%$ e $\eta_g = 98\%$. Assim, o rendimento total da turbina (η_t) é dado pela Eq.(33).

$$n_t = n_i n_m \quad (33)$$

$$n_t = 0,97 \cdot 0,98 = 0,95 = 95\%$$

A Tabela (12) apresenta os parâmetros de funcionamento do sistema de geração bem como algumas características da turbina hidráulica utilizada.

Tabela 12- Parâmetros de funcionamento do sistema de geração do modelo teórico.

Tipo de turbina	Turbina axial
Vazão de operação (Q_0)	25 m ³ /s (90000 m ³ /h)
Altura de queda efetiva (H)	10m
Rendimento total da turbina (η_t)	95%
Diâmetro do rotor (D_R)	1970 mm
Velocidade de rotação (n)	360 rpm
Número de turbinas instaladas (n_T)	4 unidades

6.5 COEFICIENTES ADIMENSIONAIS

Os coeficientes de vazão (C_Q), altura (C_H) e potência (C_P) da turbina axial podem ser determinados, respectivamente, por meio da Eq.(20), Eq.(22) e Eq.(18), quando operada sob os parâmetros de funcionamento apresentados na Tab. (12). Assim, para: $Q_0 = 90000 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 10 \text{ m}$, $n = 360 \text{ rpm}$, $D = 1,97 \text{ m}$ e $\eta = 95\%$. Tem-se:

$$C_Q = \frac{Q}{nD^3} = 32,69$$

$$C_H = \frac{gH}{(nD)^2} = 0,000195$$

$$C_P = \frac{P}{\rho n^3 D^5} = 0,00605$$

Segundo Alé (2011), o rendimento é função dos coeficientes adimensionais, o que pode ser verificado pela Eq.(34).

$$\eta_T = \frac{C_P}{C_Q C_H} \quad (34)$$

$$\eta_T = \frac{0,00605}{32,69 \cdot 0,00019} = 0,949 = 94,9\%$$

O valor do rendimento calculado é aproximadamente igual ao rendimento total considerado para a turbina hidráulica. Como para máquinas semelhantes os coeficientes adimensionais são iguais, as eficiências de turbinas semelhantes à utilizada no modelo teórico também serão iguais.

Os coeficientes de vazão (C_Q), altura (C_H) e potência (C_P) calculados representam a família de máquinas semelhantes à turbina hidráulica utilizada no modelo teórico. Ou seja, podem ser instaladas em diferentes contextos apresentando o mesmo desempenho.

Os coeficientes adimensionais permitem estabelecer critérios mínimos de semelhança entre as bombas e turbinas utilizadas no modelo teórico. Essas máquinas podem ser dinamicamente semelhantes, dado que são instaladas em um mesmo contexto de armazenamento hidráulico. O objetivo não é a semelhança completa, mas sim uma semelhança aproximada.

6.6 ENERGIA ELÉTRICA PRODUZIDA PELO SISTEMA DE GERAÇÃO

O tempo necessário para esvaziar completamente o reservatório de armazenamento hidráulico também é calculado por meio da Eq.(24). Como o volume do reservatório (V_r) é de 777600000m^3 e a vazão total de operação do sistema (Q_T) é de $360000\text{ m}^3/\text{h}$ (quatro unidades de $90000\text{ m}^3/\text{h}$), tem-se:

$$t = \frac{V_r}{Q_T}$$

$$t = \frac{777600000\text{m}^3}{36000\text{ m}^3/\text{h}}$$

$$t = 2160\text{ h}$$

$$t = 3\text{ meses}$$

Sendo assim, será levado aproximadamente três meses para esvaziar o reservatório do armazenamento hidráulico. Por meio da Eq. (4), é possível determinar a energia produzida ao esvaziar o reservatório de armazenamento hidráulico. Assim, para: $\rho = 1000\text{ kg}/\text{m}^3$, $g = 9,81\text{ m}/\text{s}^2$, $n_T = 4$ unidades, $Q_O = 90000\text{ m}^3/\text{h}$, $H = 10\text{ m}$, $\eta_t = 95\%$, $\eta_G = 98\%$ e $t = 2160\text{ h}$. Tem-se:

$$E_p = 19727517600\text{ Wh}$$

$$E_p = 19,727\text{ GWh}$$

A energia elétrica produzida pelo sistema de geração é de 19,727 GWh.

7. ANÁLISE ENERGÉTICA

A primeira lei da termodinâmica enuncia que energia não pode ser criada nem destruída durante um processo, ela pode apenas mudar de forma. A segunda lei da termodinâmica afirma que toda transformação de energia envolve sempre rendimentos inferiores a 100% (Cengel; Boles, 2006).

O balanço de energia do processo de transformação de energia hidráulica em energia elétrica pelas turbinas hidráulicas e geradores elétricos pode ser representado pela Eq.(35) tal:

$$E_H = E_P + E_{perda} \quad (35)$$

A Equação (41) resulta na Eq.(36) isolando-se o termo da energia elétrica produzida. Assim,

$$E_P = E_H - E_{perda} \quad (36)$$

Onde,

E_H = energia hidráulica fornecida pelo fluido às turbinas;

E_P =energia elétrica produzida pelo conjunto turbogerador;

E_{perda} = Energia perdida na conversão de energia;

O balanço energético do processo de transformação de energia elétrica em energia hidráulica pelas bombas hidráulicas e motores elétricos pode ser representado pela Eq.(37).

$$E_C = E_H + E_{perda} \quad (37)$$

Onde,

E_C = energia elétrica consumida pelo conjunto motobomba;

E_H = energia hidráulica fornecida ao fluido pelas bombas;

E_{perda} = energia perdida na conversão de energia;

No modelo teórico, a energia cedida à água para elevá-la a uma altura de dez metros e encher o reservatório completamente é igual à energia fornecida pelo

fluido em uma queda de dez metros ao esvaziar o reservatório. A energia hidráulica recebida ou fornecida ao fluido de trabalho é dada pela Eq.(38).

$$E_H = \rho g V_r H \quad (38)$$

A energia hidráulica (Eq. 38) é igual em ambos os casos, pois o volume total do reservatório, o fluido de trabalho e a altura permanecem constantes. Comparando-se a Eq. (36) e Eq. (37), pode-se concluir que a energia elétrica consumida para encher completamente o reservatório de armazenamento hidráulico é sempre maior do que a energia produzida ao esvaziá-lo. Mesmo que as perdas de energia nos processos de conversão não fossem consideradas, a energia elétrica produzida e consumida seriam no máximo iguais.

A operação do armazenamento hidráulico consome mais energia elétrica do que é produzida e isso é inevitável, devido às perdas decorrentes do processo de conversão de energia. No entanto, uma comparação direta entre a energia elétrica consumida e a produzida é muito superficial e simplista, o que pode levar a conclusões errôneas em relação à viabilidade técnica e econômica do armazenamento hidráulico.

Segundo Macintyre (1983), mesmo levando em conta que a energia consumida para bombear a água é superior à energia gerada pelas turbinas, pois há que considerar as perdas elétricas, hidráulicas e mecânicas do sistema. Mesmo assim, o custo gerado para operar o armazenamento hidráulico pode ser inferior ao calculado com a hipótese de construir uma central termoeletrica de ponta.

A central termoeletrica atende apenas um aspecto em questão, que é o de suprir de energia a rede nos horários de pico, porém não utiliza a energia excedente da central termoeletrica nas horas de fraco consumo, o que continuaria consumindo combustível (Macintyre, 1983).

Os estudos de viabilidade do armazenamento hidráulico devem levar em consideração as variáveis externas e internas não controláveis no contexto analisado, para que seja possível determinar a sua viabilidade técnica e econômica. O Preço do combustível das termoeletricas, o custo de instalação, a diversidade da matriz elétrica de um país e o valor da tarifa de energia elétrica são algumas variáveis que interferem e influenciam a viabilidade do armazenamento hidráulico em cenários e circunstâncias diferentes.

Uma das variáveis externas e não controláveis que se pode citar é o valor da tarifa de energia elétrica. Sendo o valor da tarifa nas horas de ponta mais elevada do que horas de fraca demanda, pode-se observar que o armazenamento hidráulico trará vantagens ao processo de produção de energia.

Geralmente, a água é bombeada para o reservatório superior em períodos de baixo consumo energético, pois o custo gasto para a sua elevação é menor. Nos picos de demanda, onde o consumo de energia elétrica é alto, a energia é produzida. Pra que o valor da tarifa de energia elétrica no período de ponta compense o consumo de energia nos períodos de baixa demanda energética, a razão entre o valor das tarifas é dado pela Eq. (39). Assim, para que:

$$(E_P \cdot V_A) - (E_C \cdot V_B) > 0$$

Onde ,

E_P = energia produzida;

V_A = valor da tarifa no período de alto consumo energético;

E_C = energia consumida;

V_B = valor da tarifa no período de baixo consumo energético;

Como $E_C = 30,018$ GWh e $E_P = 19,727$ GWh, tem-se:

$$\frac{V_A}{V_B} > \frac{E_C}{E_P} \tag{39}$$

$$\frac{E_C}{E_P} = \frac{30,018}{19,727}$$

$$\frac{V_A}{V_B} > 1,52$$

A razão entre o valor da tarifa no período de ponta e no período de baixo consumo energético deve ser 1,52 para compensar o consumo de energia elétrica do sistema de bombeamento. Independentemente da viabilidade dessa técnica, é possível dimensionar e determinar como sistema de bombeamento deve ser operado para reduzir o consumo de energia elétrica.

7.1 CONSIDERAÇÕES SOBRE O ESTUDO DE VIABILIDADE DO MODELO TEÓRICO

Este trabalho apresenta o modelo teórico de armazenamento hidráulico, porém não é possível concluir sobre a sua viabilidade. Para que isso seja determinado, outras questões devem ser consideradas e detalhadamente analisadas.

As instruções para o estudo de viabilidade de aproveitamentos hidrelétricos, disponibilizado pela Eletrobrás, apresenta as atividades que devem ser desenvolvidas para a comprovação da viabilidade técnica, econômica e ambiental dos aproveitamentos em estudo (Eletrobrás, 1997).

O estudo de viabilidade é a etapa em que se define a concepção global de um aproveitamento hidrelétrico visando sua otimização técnico-econômica e ambiental e à obtenção de benefícios e custos associados. O estudo de viabilidade compreende o dimensionamento do aproveitamento, as obras de infra-estrutura local e regional necessárias à sua implantação, o reservatório, a área de influência, o uso da água e as ações socioambientais correspondentes (Eletrobrás, 1997).

O estudo de viabilidade técnica e econômica possui objetivos bem definidos, como:

- concluir sobre a execução ou não do aproveitamento hidrelétrico por meio de avaliações, análises e definições fundamentadas nos custos e nos benefícios múltiplos que podem ser obtidos.

Para iniciar o estudo de viabilidade, deve ser realizado o levantamento de dados do aproveitamento hidrelétrico. Os levantamentos que compõem esta parte inicial de atividades visam a obtenção de dados básicos para o desenvolvimento do estudo de viabilidade. Após o levantamento de dados, são desenvolvidos os estudos básicos que tem por objetivo a definição de todas as variáveis condicionantes e parâmetros básicos necessários ao completo conhecimento das características técnicas que vão influenciar as concepções alternativas do aproveitamento hidrelétrico (Eletrobrás, 1997).

Alguns dos estudos básicos que devem ser realizados são os estudos: hidrometeorológicos, geológicos e geotécnicos, socioambientais, mercadológicos,

de dimensionamento energético e de custos (obras civis, socioambientais e equipamentos eletromecânicos).

O modelo teórico concebido fornece subsídios que permitem o seu estudo de viabilidade técnica e econômica. O estudo hidrológico e o dimensionamento do sistema de bombeamento e de geração desenvolvidos no presente trabalho são algumas das etapas necessárias para o estudo básico hidrometeorológico e de dimensionamento energético do modelo teórico de armazenamento hidráulico.

8. CONCLUSÕES

A produção de energia elétrica das centrais hidrelétricas pode ser afetada por dois lados. Tanto a disponibilidade de energia hidráulica pode diminuir quanto o consumo de energia elétrica das cargas do sistema elétrico pode aumentar. O sistema de geração de energia dessas centrais deve ser versátil e se ajustar a essas situações. A confiabilidade do suprimento de energia elétrica se torna maior com a implantação do armazenamento hidráulico, pois o seu uso aumenta a disponibilidade de água utilizada para a produção de energia elétrica.

O presente trabalho tornou possível a concepção de um modelo teórico de armazenamento hidráulico. O dimensionamento dos seus sistemas de bombeamento e de geração foi necessário para desenvolver o modelo proposto.

O período crítico (período de estiagem) do modelo teórico vai de Março a Agosto. Assim, a água pode ser armazenada no período úmido, em que há maior disponibilidade hídrica do rio. A vazão disponibilizada pelo Rio negro (vazão firme) para a operação das máquinas hidráulicas do modelo teórico corresponde ao valor de aproximadamente $100 \text{ m}^3/\text{s}$. O reservatório de armazenamento hidráulico tem capacidade de armazenar 777600000 m^3 de água, o que permite uma produção contínua de energia elétrica pelo período de três meses.

Os coeficientes de vazão (C_Q), altura (C_H) e potência (CP) calculados constituem o conjunto característico que representa a família de máquinas semelhantes às utilizadas no modelo teórico, podendo ser instaladas em diferentes contextos apresentando o mesmo desempenho.

Por meio da análise de sensibilidade, foram determinados os parâmetros de funcionamento do sistema de bombeamento para a condição de menor consumo de energia elétrica, que são: $Q= 19000 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_m=10 \text{ m}$, $n= 284 \text{ rpm}$, $D = 1,042 \text{ m}$ e $\eta_b= 84\%$. Com esses parâmetros de funcionamento foi possível reduzir $3,607 \text{ GWh}$ no consumo de energia elétrica do sistema de bombeamento, o que representa uma redução de $10,72\%$.

O sistema de bombeamento é operado por 18 bombas hidráulicas verticais de fluxo misto associadas em paralelo com vazão de operação total de $342000 \text{ m}^3/\text{h}$. O sistema de bombeamento leva, aproximadamente, três meses e quatro dias para encher o reservatório do armazenamento hidráulico consumindo $30,018 \text{ GWh}$ de energia elétrica em sua operação.

O sistema de geração é operado por quatro turbinas hidráulicas axiais que turbinam uma vazão total de $360000 \text{ m}^3/\text{h}$, com uma altura de queda efetiva de 10 metros, eficiência de 95%, rotação nominal de 360 rpm e rotor de 1,97 metros de diâmetro. O sistema de geração pode produzir 19,72 GWh de energia elétrica ao esvaziar o reservatório do armazenamento hidráulico.

Além de descrever as características das máquinas hidráulicas utilizadas no modelo teórico, foi possível determinar os parâmetros de funcionamento dos seus sistemas, quantificando a energia elétrica produzida e consumida em sua operação.

O modelo teórico foi concebido e permitiu uma representação do armazenamento hidráulico em condições simuladas. Com o modelo teórico de armazenamento hidráulico, foi possível entender e analisar o processo de armazenamento de água bem como o de produção de energia elétrica.

Por meio desse trabalho, também foi possível concluir que fazer apenas uma comparação direta entre a energia elétrica consumida e a produzida em sua operação é muito superficial e simplista para determinar a viabilidade da técnica. Somente os estudos de viabilidade técnica e econômica podem determinar quando a operação desse sistema será viável, dado que devem levar em consideração as variáveis externas e internas não controláveis no contexto analisado.

Este trabalho apresentou o modelo teórico, mas não foi possível concluir sobre a sua viabilidade técnica e econômica. Para que isso seja determinado, outras questões devem ser consideradas e detalhadamente analisadas.

O modelo teórico desenvolvido fornece subsídios que permitem o seu estudo de viabilidade. O estudo hidrológico e de dimensionamento energético desenvolvido no presente trabalho são algumas das etapas necessárias para o estudo de viabilidade técnica e econômica do modelo teórico de armazenamento hidráulico.

Como sugestões de trabalhos futuros, é sugerido que esse estudo seja desenvolvido para determinar em quais cenários e circunstâncias é viável a operação do modelo teórico concebido. Outras análises podem ser feitas amarrando-se variáveis deferentes das que foram consideradas nesse trabalho.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABBUD, Omar. Brasil economia e governo. **Porque hidrelétricas são a melhor opção para o Brasil?**. Disponível em: < <http://www.brasil-economia-governo.org.br/2012/07/10/por-que-hidreletricas-com-reservatorio-sao-a-melhor-opcao-para-o-brasil/>>. Acessado em: : 17 set. 2014.
- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Matriz de energia elétrica**. Disponível em: < <http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/operacaocapacidadebrasil.asp> >. Acessado em: 12 de jun. 2014.
- ALÉ, Jorge A. Villar. **Sistemas fluido mecânicos: Sistemas de bombeamento**. Rio grande do sul: Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul, 2011.
- ANA. **Sistema de informações hidrológicas**. Disponível em: < <http://www2.ana.gov.br/Paginas/servicos/informacoeshidrologicas/redehidro.aspx>> . Acessado em: 28 ago. 2014.
- CENGEL, Y. A.; Cimbala, J. M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. Rio grande do sul: McGraw-Hill, 2008, 850p
- CENGEL, Y. A.; BOLES, M.A., **Termodinâmica**. 5ª ed. São Paulo. McGraw-Hill, 2006, 848p.
- CRAMPES, Claude; MOREAUX, Michel; **Pumped storage and energy saving**. Disponível em: <<http://www2.toulouse.inra.fr/lerna/travaux/cahiers2009/09.17.293.pdf>>. Acessado em: 10 de maio 2014.
- DUKE ENERGY. **Usina virtual**. Disponível em: <<http://www.duke-energy.com.br/usinas/Paginas/UsinaVirtual.aspx>>. Acessado em: 15 de maio 2014.
- EPE. **Relatório Síntese do Balanço Energético Nacional 2013**. Disponível em: <<https://ben.epe.gov.br/BENRelatorioSintese2013.aspx>>. Acessado em: 25 abr. 2014.
- CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS S.A - ELETROBRÁS. **Instruções para Estudos de Viabilidade de Aproveitamentos Hidrelétricos**; Rio de Janeiro, abr., 1997. Disponível em: < <http://www.eletrobras.com/elb/data/Pages/LUMIS4AB3DA57PTBRIE.htm> >. Acessado em: 05 dez. 2014.
- GALHARDO, Camila Rocha. Os desafios para implantação de usinas hidrelétricas reversíveis no Brasil. **Hidro & Hydro**. a.14, n.55,p.32,2012. Disponível em: < http://www.cerpch.unifei.edu.br/exibir_rev.php?id=55>. Acessado em: 25 set. 2014.
- HENN, É. A. L. **Máquinas de Fluido**. 2th. ed. Rio Grande do Sul: Universidade Federal de Santa Maria, 2006.

HIDROWEB. **Sistema de informações hidrológicas**. Disponível em: <<http://hidroweb.ana.gov.br/>>. Acessado em: 19 ago. 2014

JACOB, Thierry. **Pumped storage in Switzerland: An outlook beyond 2000**. Disponível em: <http://www.stucky.ch/en/contenu/pdf/Pumped_storage_in_Switzerland_Dr_Jacob.pdf>. Acessado em: 04 de maio 2014

LEVINE, Jonah G. **Pumped hydroelectric energy storage and spatial diversity of wind resources as methods of improving utilization of renewable energy sources**. Disponível em: <http://www.colorado.edu/regrid/files/MSThesis_JGLEvine_final.pdf>. Acessado em: 09 de maio 2014.

MACINTYRE, A. **Maquinas motrizes hidráulicas**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983.

MATTOS, A. C. M.; VASCONCELLOS, H. Análise de sensibilidade. **Revista de Administração de Empresas**. São Paulo, v.29, n.1, jan./mar. 1989. Disponível em: <http://www.scielo.br/scielo.php?pid=S0034-75901989000100011&script=sci_arttext>. Acessado em 15 out. 2014.

MING, Zeng *et al.* Development of China's pumped storage plant and related policy analysis. In: **ScienceDirect**, v.61, p. 104-113, out. 2013. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301421513005685>>. Acessado em: 10 de maio 2014.

NISHIWAKI, Yoshifumi. **A proposal to realize sustainable development of large hydropower Project**. Disponível em: <http://management.kochi-tech.ac.jp/PDF/ssms2009/sms09_118.pdf>. Acessado em: 11 de maio 2014.

OTTONI, Arthur Benedicto; FERREIRA, Aloisio Caetano; BATAGLIA, Vitor. Comitê Brasileiro de Barragens XXVI Seminário Nacional de grandes barragens. **Comprometimento hidrológico do volume útil de reservatórios em operação: Soluções alternativas de recuperação**. Disponível em: <www.cbdb.org.br/documentos/site/98/a01.doc>. Acessado em: 17 set. 2014.

PANOCHIA, Patrícia Juliana. **Análise de risco de projetos privados: Estudo dos métodos existentes e aplicação**. Disponível em: <http://dcm.ffclrp.usp.br/man/upload/Panochia_PJV.pdf> Acessado em: 17 out. 2014

SABESP. **Diário do sistema Cantareira:** Notícias e informações sobre o maior complexo de abastecimento da Grande São Paulo. Disponível em: <<http://sistemacantareira.com.br/>> . Acessado em: 29 de abr. 2014.

SABESP. **Sistema Cantareira:** Divulgação de mananciais. Disponível em: <<http://www2.sabesp.com.br/mananciais/divulgacaopcj.aspx> >. Acessado em: 29 de abr. 2014.

SANTOS, N. M.; SILVEIRA, R. I. M.; SANTOS, F. M. T. **Evolução da teoria organizacional:** as perspectivas da teoria sistêmica e da gestão por processos. Disponível em: <<http://pt.scribd.com/doc/200720633/80-395-1-PB-Artigo-Gestao-por-Processos-Evolucao-da-teoria-organizacional-pdf> > . Acessado em: 12 de jun. 2014.

SILVA, R. M. da ; BELDERRAIN, M. C.N. **Considerações sobre análise de sensibilidade em análise de decisão.** Disponível em: < <http://www.bibl.ita.br/xencita/Artigos/63.pdf> >. Acessado em: 18 set. 2014

SOUZA, Z; SANTOS, A. H. M; BORTONI, E. C. **Centrais hidrelétricas:** Estudos para implantação. Rio de Janeiro: ELETROBRÁS, 1999. 425 p.

SULZER. **Bombas e sistemas.** Disponível em: < <http://www.sulzer.com/pt/Products-and-Services/Pumps-and-Systems> > . Acessado em: 2 out. 2014.

VOITH. **Usinas hidrelétricas reversíveis.** Disponível em: <<http://voith.com/br/mercados-e-setores-de-negocios/energia-hidreletrica/usinas-hidreletricas-reversiveis-541.html> > Acessado em: 10 set. 2014

WEG. **Inversor de frequência.** Disponível em: < <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-cfw-11-completo-10510201-catalogo-portugues-br.pdf> >. Acessado em: 20 out. 2014

WHITE, F. M. **Mecânica dos Fluidos.** 6th. ed. Rio Grande do Sul: MCGRAW-HILL BRASIL, 2011.

YANG, Chi Jen. **Pumped hydroelectric Storage. Comunicação interna.** Disponível em: <<http://people.duke.edu/~cy42/PHS.pdf> >. Acessado em: 20 de maio 2014

ANEXO I – Componentes principais de uma central hidrelétrica

1. Arranjo das centrais hidrelétricas

As centrais hidrelétricas podem ser classificadas em relação ao seu tipo de arranjo, como:

- Centrais hidrelétricas de desvio;
- Centrais hidrelétricas de derivação;
- Centrais hidrelétricas de represamento;

Nas centrais de desvio, constrói-se uma barragem que permite a água ser conduzida por um canal aberto ou uma tubulação, que se liga a uma chaminé de equilíbrio. Desse ponto, ou de uma tomada d'água, a água é conduzida às turbinas pelos condutos forçados. As centrais de derivação são basicamente iguais às centrais de desvio. A única diferença entre elas é que, nas usinas de derivação, a água é descarregada em outro rio. Os arranjos de desvio e derivação acrescentam o sistema de baixa pressão em relação ao de represamento (Souza *et al.*, 1999)..

As Centrais de represamento são instaladas em um trecho do rio e tem ligação direta entre a barragem e a casa de máquinas sem o sistema de baixa pressão. Este é o arranjo típico de grandes centrais hidroelétricas. A Figura (2) apresenta os tipos de arranjos e seus principais componentes.

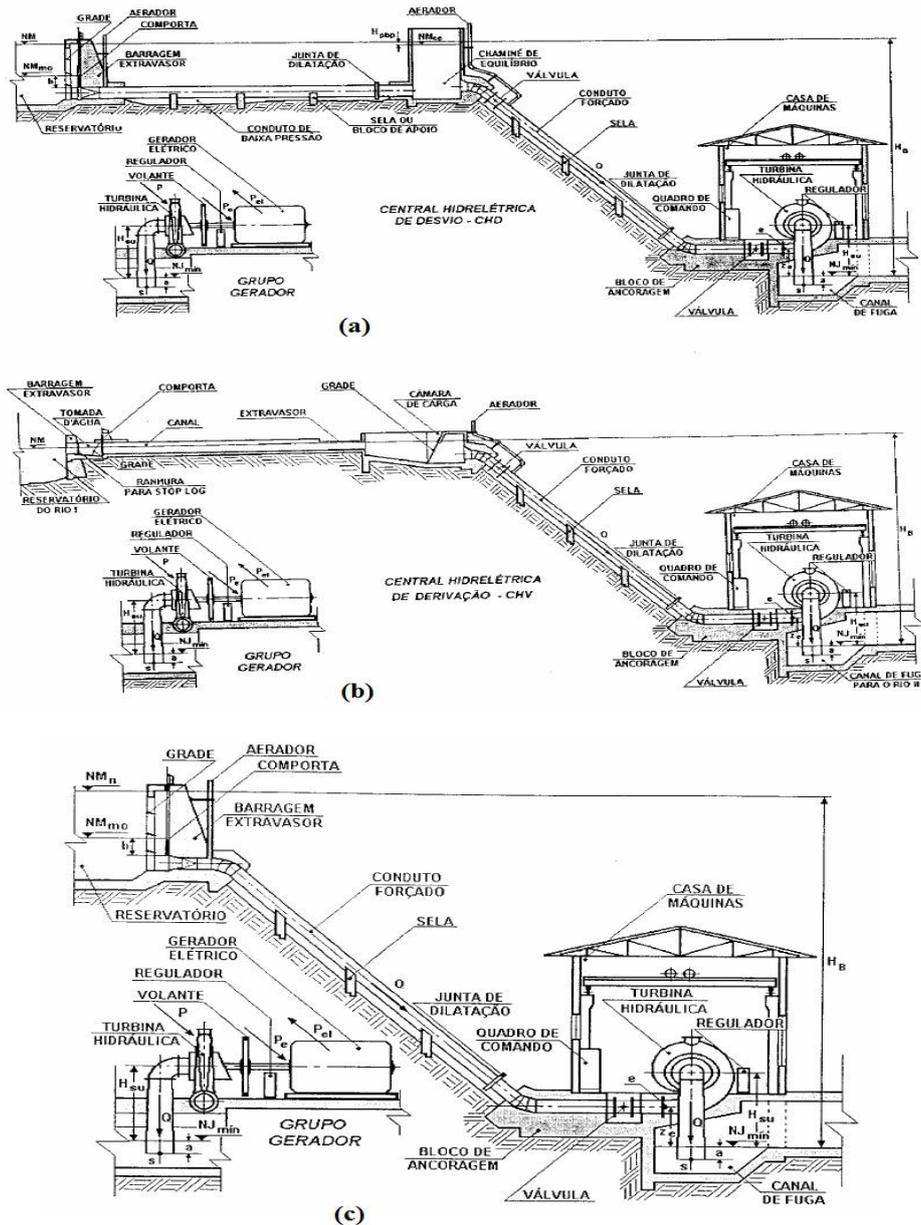


Figura 19-Arranjos típicos de centrais hidroelétricas: (a) Central hidroelétrica de desvio; (b) Central hidroelétrica de derivação; (c) Central hidroelétrica de represamento. Fonte: Souza *et al.* (1999).

2. Reservatório

O reservatório é uma das partes mais importantes da central hidroelétrica de represamento. Ele é construído quando a água de um rio é represada pela construção de uma barragem, onde é possível armazenar a água utilizada para a produção de energia.

O posicionamento da barragem, a fixação de sua altura e o volume do reservatório dependem de um estudo técnico-econômico que envolve o meio ambiente, o mercado, volume de regularização, localização da tomada d'água, entre outros. A capacidade do reservatório deve ser dimensionada segundo um ciclo que se deseja regularizar, podendo ser: ciclos de carga (regularização diária e semanal) ou ciclos hidrológicos (regularização anual e plurianual) (Souza *et al.*,1999).

3. Barragem e Vertedouro

A barragem é uma estrutura construída no leito de um rio, que permite reter água para aproveitar a energia disponível pelo desnível criado. Alguns exemplos do tipo de barragens são: as barragens à gravidade, de enrocamento, de terra e em arco. Devem ser previstos na estrutura da barragem sistemas que permitam escoar as vazões extremas e a remanescente. O vertedouro de um reservatório é uma obra projetada e construída com o objetivo de escoar o excesso de água acumulado pelo reservatório, evitando o risco do nível atingir a crista da barragem (Souza *et al.*,1999).

4. Tomada d'água

A tomada d'água é utilizada para captar a água necessária ao funcionamento das turbinas hidráulicas. A eliminação ou retenção de material sólido transportado pela água devem ser garantidas, pois podem danificar as turbinas. A sua forma geométrica e todos os seus componentes devem ser projetados considerando critérios que resultem em perdas mínimas de energia. O escoamento da água, se possível isento de qualquer perturbação e de baixa velocidade, deve possuir o mínimo transporte de material sólido submerso e de superfície para não causar problemas técnicos nos equipamentos eletromecânicos utilizados no processo de produção de energia hidroelétrica (Souza *et al.*,1999).

5. Condutos

Os condutos podem ser classificados em condutos forçados e livres. O primeiro é caracterizado pelo contato total do fluido com as paredes do conduto. E o segundo se caracteriza pelo contato parcial do fluido com as paredes. Quando os condutos possuem uma parte aberta, eles são chamados de canais. Os condutos forçados podem ser constituídos de chapas de aço soldadas, aço laminado sem costura, ferro fundido, cimento-amianto, PVC ou madeira, dependendo das

condições técnicas e econômicas existentes. Eles podem ser instalados a céu aberto ou enterrados, quando não necessitarem de juntas de dilatação (Souza *et al.*,1999).

6. Câmara de carga

Quando a central hidrelétrica possui um sistema a baixa pressão, a câmara de carga e a chaminé de equilíbrio são necessárias. A câmara de carga utiliza canais e a chaminé de equilíbrio utiliza condutos no sistema de baixa pressão. Ambas possuem a mesma finalidade que é interligar o sistema de alta e baixa pressão da central hidrelétrica (Souza *et al.*,1999).

7. Grupo gerador

O grupo gerador é responsável por transformar a energia hidráulica em energia elétrica por meio de uma turbina hidráulica e um gerador elétrico. O gerador converte a energia mecânica proveniente do eixo da turbina, que está acoplado a ele, em energia elétrica.

As turbinas hidráulicas são máquinas de fluxo motrizes que extraem energia do fluido e as transformam em energia mecânica. Elas podem ser classificadas em ação e reação de acordo com o modo de atuação do fluido (Henn, 2006).

Os geradores elétricos para centrais hidrelétricas podem ser síncronos ou assíncronos. Os primeiros são máquinas elétricas que trabalham com velocidade constante, igual à velocidade síncrona, que é uma função da frequência da tensão gerada e do número de pólos do rotor. Os geradores assíncronos possuem a característica de trabalhar com rotações diferentes da rotação síncrona (Souza *et al.*,1999).

8. Sistema de descarga, casa de máquinas e subestação

O sistema de descarga das centrais hidrelétricas compreende a descarga de água das turbinas hidráulicas, dos extravasadores, das válvulas e das comportas. A casa de máquinas é o local de onde se opera a usina e onde estão localizados o grupo gerador e os serviços auxiliares da central. A subestação da central recebe a energia elétrica produzida na usina elevando a sua tensão para que seja transportada, pelas linhas de transmissão a grandes distâncias e com a minimização de perdas (Souza *et al.*,1999).