

EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE BOMBEAMENTO



ELETRÓBRÁS Centrais Elétricas Brasileiras
Praia do Flamengo, 66 - Bloco A - 14º andar - Flamengo
CEP 22210-030 - Rio de Janeiro - RJ
Tel.: (21) 2514-5151 - Fax: (21) 2507-2474

PROCEL Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
Av. Rio Branco, 53 - 20º andar - Centro
CEP 20090-004 - Rio de Janeiro - RJ
Tel.: (21) 2514-5197 - Fax: (21) 2514-5155

FICHA CATALOGRÁFICA

CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, FUPAI/EFFICIENTIA

Eficiência Energética em Sistemas de Bombeamento. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

272p. ilustr. (Contém CD)

1.Conservação de Energia Elétrica.2.Racionalização no Uso da Energia Elétrica.
3.Bomba.4.Bomba Hidráulica.5.Bomba Centrífuga.I.Título.II.Gaio, Marcelo Monachesi.

CDU: 621.3.004
621.3.004.14.004.1
621.65
621.651
621.67

Trabalho elaborado no âmbito do contrato realizado entre a ELETROBRÁS/PROCEL e o consórcio EFFICIENTIA/FUPAI

MME - MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA
Esplanada dos Ministérios Bloco "U" - CEP. 70.065-900
- Brasília - DF - www.mme.gov.br

Ministra
Dilma Rousseff

ELETROBRÁS/PROCEL

Av. Rio Branco, 53 - 20º andar - Centro - CEP 20090-004 - Rio de Janeiro - RJ
www.eletronbras.com/procel - procel@eletronbras.com

Presidente
Silas Rondeau Cavalcante Silva

Diretor de Projetos Especiais e Desenvolvimento Tecnológico e Secretário Executivo do PROCEL
Aloisio Marcos Vasconcelos Novais

Chefe de Departamento de Planejamento e Estudos de Conservação de Energia e Coordenador Geral do Projeto de Disseminação de Informações de Eficiência Energética
Renato Pereira Mahler

Chefe da Divisão de Suporte Técnico de Conservação de Energia e Coordenador Técnico do Projeto de Disseminação de Informações de Eficiência Energética
Luiz Eduardo Menandro Vasconcellos

Chefe da Divisão de Planejamento e Conservação de Energia
Marcos de Queiroz Lima

Chefe de Departamento de Projetos Especiais
George Alves Soares

Chefe da Divisão de Desenvolvimento de Projetos Setoriais de Eficiência Energética
Fernando Pinto Dias Perrone

Chefe da Divisão de Desenvolvimento de Projetos Especiais
Solange Nogueira Puente Santos

EQUIPE TÉCNICA

Coordenador Geral
Marcos Luiz Rodrigues Cordeiro

Apoio Técnico
Bráulio Romano Motta
Marco Aurélio R. G. Moreira
Michel Gonçalves Pinheiro

CONSÓRCIO EFFICIENTIA/FUPAI

EFFICIENTIA
Av. Afonso Pena, 1964 - 7º andar - Funcionários
CEP 30130-005 - Belo Horizonte - MG
www.efficientia.com.br -
efficientia@efficientia.com.br

Diretor Presidente da Efficientia
Elmar de Oliveira Santana

Coordenador Geral do Projeto
Jaime A. Burgoa/Tulio Marcus Machado Alves

Coordenador Operacional do Projeto
Ricardo Cerqueira Moura

Coordenador do Núcleo Gestor dos Guias Técnicos
Marco Aurélio Guimarães Monteiro

Coordenador do Núcleo Gestor Administrativo-Financeiro
Cid dos Santos Scala

FUPAI - Fundação de Pesquisa e Assessoramento à Indústria
Rua Xavier Lisboa, 27 - Centro - CEP 37501-042 - Itajubá - MG
www.fupai.com.br - fupai@fupai.com.br

Presidente da FUPAI
Djalma Brighenti

Coordenador Operacional do Projeto
Jamil Haddad*
Luiz Augusto Horta Nogueira*

Coordenadora do Núcleo Gestor Administrativo-Financeiro
Heloisa Sonja Nogueira

EQUIPE TÉCNICA

Apoio Técnico
Adriano Jack Machado Miranda
Maria Aparecida Morangon de Figueiredo
Micael Duarte França

Fotografia
Eugênio Paccelli

Autor: Marcelo Gaio Monachesi

* Professores da Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI

SUMÁRIO

Apresentação		
Considerações Iniciais		
Siglas e Abreviaturas		
1	Introdução	13
2	Conceitos Básicos	16
2.1	Sistema de unidades	16
2.2	Conversão de unidades	17
2.3	Conceitos básicos e propriedades da água	19
3	Sistemas de Bombeamento de Água	63
3.1	Modelos hidráulicos	63
3.2	Tipos de bomba	66
3.3	Como selecionar uma bomba	68
3.4	Curvas de desempenho das bombas centrífugas	68
3.4.1	Curva: altura x vazão	69
3.4.2	Curva: potência x vazão	73
3.4.3	Curva: rendimento x vazão	74
3.4.4	Curva: npsh x vazão	75
3.5	Leis de similaridade	76
3.6	Boosters	79
3.7	Poços profundos (alturas estática e dinâmica)	80
3.8	Medições e parâmetros de controle	81
3.8.1	Medidores de pressão, de nível e de vazão	82
3.9	Reservatórios	87
3.10	Automação	94
3.11	Válvulas	95
3.12	Cálculo da economia de energia e redução de demanda	98
3.13	Programas de inspeção, operação e manutenção	99
4	Aplicações	101
4.1	Utilização das bombas	101
4.2	Velocidade específica	101

4.3	Classificação das bombas quanto ao tipo de rotor	103
4.4	Vantagens e desvantagens para cada tipo de bomba	107
4.5	CrITÉrios para a escolha do melhor equipamento	118
5	Oportunidades de Uso	123
5.1	Variações do ponto de funcionamento das bombas	123
5.2	Associações em sÉrie	130
5.3	Associações em paralelo	135
5.4	Seleção de bombas otimizadas com auxílio de software fornecido por fabricantes	145
6	Problemas na Instalação (cavitação)	148
7	Medidas de Economia	166
7.1	Indicadores de eficiência	167
7.2	Eficiência energética conseguida a partir da interferência nos elementos hidráulicos	169
7.2.1	Rendimento da bomba	169
7.2.2	Rendimento do motor	171
7.2.3	Peso específico	172
7.2.4	Vazão recalçada	172
7.2.5	Altura manométrica	174
7.2.6	Velocidade (rotação da bomba)	183
7.3	Deslocamento da carga para fora das horas de pico	186
7.4	Perdas e redução de desperdício com energia elétrica	188
8	Casos Práticos	191
8.1	Caso prático N° 1	192
8.2	Caso prático N° 2	199
8.3	Caso prático N° 3	202
8.4	Caso prático N° 4	204
8.5	Caso prático N° 5	210
8.6	Resumo	217
9	Bibliografia	218
10	Links Úteis	219
	Anexo A	220
	A - Gestão energética	220
	Anexo B	240
	B - Viabilidade econômica	240

APRESENTAÇÃO

Em 1985, o Governo Federal criou o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL), coordenado pelo Ministério de Minas e Energia e implementado pela Eletrobrás, com o objetivo principal de contribuir para a redução do consumo e da demanda de energia elétrica no país, mediante o combate ao desperdício desse valioso insumo.

A Eletrobrás/Procel mantém estreito relacionamento com diversas organizações nacionais e internacionais cujos propósitos estejam alinhados com o citado objetivo, destacando-se o Banco Mundial (BIRD) e o Global Environment Facility (GEF), que têm se constituído em importantes agentes financiadores de projetos na área da eficiência energética.

O GEF, que concede suporte financeiro às atividades relacionadas com a mitigação de impactos ambientais, como o uso racional e eficiente da energia, doou recursos à Eletrobrás/Procel, por intermédio do Bird, para o desenvolvimento de vários projetos, com destaque para "Disseminação de Informações em Eficiência Energética", tema deste trabalho. Concebido e coordenado pela Eletrobrás/Procel, este projeto foi realizado pelo Consórcio Efficientia/Fupai, com o apoio do Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento (PNUD). Objetiva, basicamente, divulgar informações sobre tecnologias de uso eficiente de energia para profissionais de setores diretamente envolvidos, como o industrial e o comercial, bem como para aqueles vinculados a prédios públicos e órgãos de saneamento, relativos a aspectos tecnológicos e operacionais que permitam reduzir o desperdício de energia elétrica. Este projeto também engloba a elaboração de casos de sucesso e treinamentos específicos que retratem os conceitos do uso racional e eficiente da energia.

CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Em 2001, o Brasil vivenciou uma crise de abastecimento no setor elétrico. Duas consequências positivas sobressaíram desta crise: a forte participação da sociedade na busca da solução; e a valorização da eficiência no uso de energia. Em decorrência desse processo involuntário de aprendizagem, vem se formando uma consciência de que a eficiência energética não pode estar vinculada apenas a questões conjunturais. Deve, sim, fazer parte, de forma definitiva, da política energética nacional, mediante a valorização das iniciativas já em andamento no País, o desenvolvimento de produtos e processos mais eficientes e a intensificação de programas que levem à mudança nos hábitos de consumo.

A energia é um insumo fundamental para assegurar o desenvolvimento econômico e social de um país. A racionalização de seu uso apresenta-se como alternativa de baixo custo e de curto prazo de implantação. Em alguns casos, significativas economias podem ser obtidas apenas com mudanças de procedimentos e de hábitos, além de impactar positivamente o meio ambiente.

Dentre os aspectos econômicos envolvidos na atividade de racionalização do uso de energia, deve-se destacar a valorização da imagem e da visão estratégica da empresa. Hoje, o mercado está cada vez mais orientado a dar preferência a produtos de empresas comprometidas com ações de proteção ao meio ambiente.

Uma empresa que deseja alcançar uma estrutura de custos racionalizada e tornar-se mais competitiva não pode admitir o desperdício ou usar a energia de forma ineficiente e irresponsável. É necessário, pois, incentivar todos os empregados a obter o mesmo produto ou serviço com menor consumo de energia, eliminando desperdícios e assegurando a redução dos custos.

Espera-se que as informações contidas neste Livro sejam úteis aos técnicos das empresas brasileiras, capacitando-os a implementar melhorias que resultem no uso responsável dos recursos naturais e energéticos, bem como no aumento da competitividade dos setores produtivos e de serviços do País.

A Eletrobrás / Procel e o Consórcio Efficientia / Fupai agradecem os esforços de todos aqueles que participaram dos vários estágios da elaboração deste documento, incluindo as fases de concepção inicial e de revisão final do texto. Registramos as contribuições, notadamente, de Paulo da Silva Capella, Osvaldo Luiz Cramer de Otero e Edson Szyszka (Cepel); Prof. Augusto Nelson Carvalho Viana (Unifei); Ayrton Sampaio Gomes (Ministério das Cidades); Carlos Henrique Moya, Angélica da Silva Sobral, Marcos Luiz Rodrigues Cordeiro e Rose Pires Ribeiro (Consultores).

SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
AT	Alta tensão
BHP	Brake Horse Power
BT	Baixa tensão
CD	"Compact disk" - disco ótico
CICE	Comissão Interna de Conservação de Energia
CNTP	Condições Normais de Temperatura e Pressão
ESCO	Energy saving company, ou empresa de serviço em conservação de energia
FC	Fator de carga
FP	Fator de potência
FS	Horário fora de ponta em período seco
FU	Horário fora de ponta em período úmido
HFP	Horário fora de ponta
HP	Horário de ponta
ICMS	Imposto Sobre Circulação de Mercadorias
IWA	International Water Association
MME	Ministério de Minas e Energia
MT	Média tensão
NHFP	Número de horas fora de ponta
NHP	Número de horas de ponta
NPSH	Net Positive Suction Head
PGE	Programa de Gestão Energética
PMR	Ponto de Máximo Rendimento
Procel	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
PS	Horário de ponta em período seco
PU	Horário de ponta em período úmido
S	Período seco
SI	Sistema Internacional
THS	Tarifação horo-sazonal
TIR	Taxa Interna de Retorno
U	Período úmido
VPL	Valor presente líquido

1 Introdução

O uso irresponsável dos recursos naturais vem fazendo da espécie humana refém de seus próprios erros. Em particular, o abastecimento público de água, que até há poucos anos era feito por meio de fontes limpas captadas nas encostas e trazidas às comunidades pela ação da gravidade, atualmente depende praticamente na totalidade de bombeamento.



Aqueduto Romano - Século II a.C. (região do Vale da Aosta - Itália)

reduzir os custos dos serviços, que, em última análise, serão sempre pagos pela sociedade, não importando se o arranjo para a prestação desse benefício venha a ser patrocinado pelo público ou pelo privado.

O uso de bombas de água tornou-se indispensável e, como consequência, também o uso da energia elétrica para o acionamento dos motores que fazem funcionar as bombas. Assim, se não foi possível evitar a degradação ambiental até aqui, importa agora tentar evitar a continuidade das ações que nos levaram a essa situação. E uma importante contribuição nesse contexto consiste em reduzir ao máximo o uso irracional da energia, se não pela consciência ambiental da necessidade de deixar para as futuras gerações um planeta em melhores condições de habitabilidade, ao menos pela

O Livro Eficiência Energética em Sistemas de Bombeamento está dividido em capítulos, de modo a destacar os assuntos, permitindo a consulta a temas específicos. Inicia-se pela

abordagem dos temas diretamente relacionados ao uso de bombas de água, passando pelos conceitos mais comuns de hidráulica, abordando o funcionamento das bombas e o modo de lidar com elas do ponto de vista de seu funcionamento nos sistemas de abastecimento de água, até se chegar a exemplos retirados da experiência prática, em que casos reais são comentados com um elevado grau de detalhamento, facilitando a comparação com outras situações com as quais eventualmente o profissional que consultar o Livro estará lidando no seu dia-a-dia.

No capítulo 2, apresentam-se os conceitos básicos da Mecânica dos Fluidos e da Hidráulica aplicados ao abastecimento de água.

No capítulo 3, são introduzidas as bombas nos sistemas de abastecimento de água a partir do princípio de funcionamento das bombas centrífugas. É dada ênfase especial às curvas de desempenho das bombas, fundamentais para o entendimento das ações possíveis para racionalizar o consumo de energia elétrica quando do seu funcionamento. Também, encontra-se neste capítulo uma abordagem das unidades componentes dos sistemas de abastecimento público mais comumente encontradas os poços profundos, os boosters e os reservatórios, além dos critérios de automação e controle.

No capítulo 4, estão abordados os diversos tipos de bombas, entrando em detalhes construtivos e mostrando os equipamentos em corte, suas tabelas de seleção, faixas de aplicação e outras características, de modo a melhor caracterizar as bombas quanto às suas aplicações nos sistemas de água.

No capítulo 5, estão as associações de bombas em série e em paralelo (dor de cabeça de muitos profissionais do ramo), assim como o detalhamento completo da variação do ponto de funcionamento das bombas em relação aos sistemas hidráulicos nos quais se inserem, estando ou não associadas. São mostrados, também, exemplos de utilização de softwares para facilitar o estudo das associações, sem deixar de detalhar o procedimento clássico do traçado dos diagramas de curva de bomba versus curva de sistema.

O capítulo 6 trata do problema da cavitação nas bombas nas instalações de recalque, embora seja um assunto vastíssimo e de uma complexidade que extrapola os objetivos deste Livro. Apresentam-se os conceitos fundamentais que devem nortear o profissional no estudo da solução de problemas nas instalações de bombeamento. Um exemplo numérico é discutido, tanto no método clássico do traçado dos diagramas como com o auxílio de um simulador hidráulico, com o intuito de facilitar a compreensão do fenômeno e de mostrar como evitá-lo, sem que o leitor tenha sua atenção absorvida pelos cálculos, podendo assim concentrar-se no fundamento da ques-

tão. É abordado, também, outro problema freqüente que costuma ser confundido com a cavitação: a recirculação.

A partir da expressão matemática para o cálculo da potência consumida para o funcionamento de uma bomba centrífuga, no capítulo 7, exploram-se as oportunidades de melhorar a eficiência energética do sistema, objetivo deste Livro. Abordam-se desde as possibilidades mais óbvias de trabalhar com equipamentos de melhor rendimento até as oportunidades menos evidentes de deslocamento de consumo do horário de ponta, este último exemplo mostrado com o auxílio de um simulador hidráulico, sem dúvida, a ferramenta atualmente indispensável para o profissional de engenharia que se dedica aos sistemas de abastecimento de água.

No capítulo 8, estão abordados cinco casos reais, procurando-se, sempre que necessário, fazer referência aos conceitos mostrados nos capítulos anteriores.

Os capítulos finais apresentam as referências bibliográficas e os links, da Internet, utilizados na confecção deste Livro, os quais servem também para a consulta dos profissionais que dele farão uso.

Em todos os capítulos, são mostrados exercícios numéricos de fácil compreensão, que complementam a abordagem teórica.

Os conceitos e uma metodologia de gestão energética são abordados no Anexo A, visando a um nivelamento das informações profissionais que estejam pouco familiarizados com o setor elétrico.

O Anexo B aborda os conceitos fundamentais à análise econômica e financeira de um determinado projeto, seja de implantação de um sistema, seja de um aperfeiçoamento, com a finalidade de melhorar a eficiência energética da instalação. Inicia com a abordagem dos conceitos básicos de Matemática Financeira até se chegar aos fundamentos da análise de viabilidade econômica, explorando, com ênfase, os conceitos mais utilizados no setor: o Valor Presente Líquido (VPL) e a Taxa Interna de Retorno (TIR).

Acompanha esse Livro um CD com diversos arquivos e softwares de apoio e complementação para os usuários deste Livro.

2 Conceitos Básicos

2.1 Sistema de unidades

Este Livro apóia-se, principalmente, nas unidades do Sistema Internacional (SI), embora no estudo de bombas eventualmente sejam encontradas unidades do sistema inglês. Quando necessário, serão apresentados os respectivos fatores de conversão.

As unidades que aparecerão neste Livro são derivadas das unidades fundamentais. Nem sempre aquelas extraídas diretamente do SI. Serão utilizadas as unidades mais comuns na prática da engenharia voltada para o saneamento, as quais estão descritas na Tabela 2.1:

TABELA 2.1: GRANDEZAS E UNIDADES DE MEDIDAS

	GRANDEZA	SÍMBOLO	UNIDADE	UNIDADES PRÁTICAS
I	Massa específica	ρ	kg/m ³	
II	Peso específico	γ	N/m ³	kgf/m ³
III	Pressão	p	N/m ² (Pascal - Pa)	kgf/cm ²
IV	Vazão (volumétrica)	Q	m ³ /s	l/s, m ³ /h
V	Viscosidade absoluta	μ	N . s/m ² (ou Pa . s)	cP (centipoise)
VI	Viscosidade cinemática	ν	m ² /s	cSt (centistoke)
VII	Energia (Trabalho)	W	J (Joule) (N x m)	kWh, MWh
VIII	Potência	P	Watt (J/s)	hp e cv
IX	Frequência	F	Hz (Hertz) - 1 s ⁻¹	rpm (rotação por minuto)
X	Carga Hidráulica (energia/volume)	H	m.c.a. (metros de coluna de água)	m

2.2 Conversão de unidades

Os fatores de conversão de uma unidade para outra são mostrados a seguir:

I Massa Específica

Embora seja possível expressar massa específica em utm/m^3 , este não é o procedimento usual. Em todo caso, a conversão é:

$$1 \text{ utm/m}^3 = 9,81 \text{ kg/m}^3.$$

II Peso específico

$$1 \text{ kgf/m}^3 = 9,81 \text{ N/m}^2$$

III Pressão

$$1 \text{ kgf/cm}^2 = 9,81 \text{ N/cm}^2 = 9,81 \text{ N} / 0,0001 \text{ m}^2 = 98100 \text{ N/m}^2 = 98,1 \times 10^3 \text{ Pa}$$

Observação: Em razão de a unidade Pascal apresentar valores numéricos altos quando se trata dos valores de pressão usuais no saneamento, é costume usar-se o kPa (quilo Pascal), que vale, obviamente, 1000 Pa. Assim, também se pode escrever: $1 \text{ kgf/cm}^2 = 98,1 \text{ kPa}$.

IV Vazão

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = 1000 \text{ l/s}$$

É também muito usual a unidade m^3/h , principalmente nos catálogos de bombas.

$$1 \text{ l/s} = 3,6 \text{ m}^3/\text{h}.$$

V Viscosidade absoluta

$$1 \text{ cP (centipoise)} = 0,001 \text{ Pa} \cdot \text{s (Pascal segundo)}$$

VI Viscosidade cinemática

$$1 \text{ cSt (centistoke)} = 0,000001 \text{ m}^2/\text{s}$$

VII Energia (trabalho)

$$1 \text{ J} = 1 \text{ W} \times \text{s} = 0,001 \text{ kW} \times (1/3600) \text{ h} = 1/3600000 \text{ kWh}$$

$$\text{Ou } 1 \text{ kWh} = 3.600.000 \text{ J}$$

Observação: Por isso, as concessionárias não utilizam a unidade do SI para apresentar as contas de energia elétrica. Não seria prático entregar a um cliente residencial uma conta de 720.000.000 de Joules. É bem mais prático apresentar uma conta de 200 kWh, além do que é mais fácil de entender um consumo de uma carga (potência) de 1 kW durante 200 horas.

VIII Potência

$1 \text{ W} = 0,001341 \text{ hp (horse power)}$. A unidade hp deriva do sistema inglês.

Ou $1 \text{ hp} = 746 \text{ W}$ como é mais comum de ser usada.

Observação. A unidade cv (cavalo vapor), muito comum no Brasil, não é a mesma de hp.

$$1 \text{ cv} = 735 \text{ W}$$

IX Freqüência

1 Hertz (Hz) equivale, nos movimentos de rotação, a uma volta por segundo. Assim, 1 r.p.m. (rotação por minuto) equivale a 60 Hz.

Ou 1 Hz = 60 r.p.m. Ou 1 r.p.m. = 1/60 Hz.

X Carga hidráulica

Em unidades do SI, a grandeza carga hidráulica deveria ser escrita como J/m^3 (Joule por metro cúbico), pois, afinal, trata-se de energia por unidade de volume. No entanto, é muito mais prático entender a carga hidráulica como uma coluna de água, tal qual um piezômetro. Daí o uso da unidade metros de coluna de água (m.c.a.).

Softwares de conversão de unidades (completo) podem ser baixados nos sites:

<http://www.bossintl.com/products/download/item/MIKE+NET.html#11> ou,
<http://www.haestad.com/softWare/flexunits/default.asp>

São sites de desenvolvedores e fornecedores de softwares de modelamento hidráulico e hidrológico. No CD que acompanha este Livro estão disponíveis os softwares citados.

2.3 Conceitos básicos e propriedades da água

a) Massa específica

É a relação entre a massa de um corpo e seu volume. É representada normalmente pela letra grega ρ . É expressa assim:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.1)$$

Para a água, nas condições normais de temperatura e pressão (CNTP), seu valor é igual a 1000 kg/m³.

b) Peso específico

É a relação entre o peso de um corpo (w) e o volume por ele ocupado. É representado normalmente pela letra grega γ . É expresso como abaixo:

$$\gamma = w / V \quad (2.2)$$

Para a água, nas condições normais de temperatura e pressão (CNTP) seu valor é igual a 1000 kgf/m³, ou 9800 N/m³.

Para os líquidos, a variação da massa específica com a temperatura e a pressão é muito pequena, podendo ser considerada, para as finalidades deste Livro, constante a mesma observação vale para o peso específico, pois é óbvia sua relação com a massa específica:

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (2.3)$$

c) Densidade

É a relação entre a massa específica de uma substância e a massa específica de outra adotada como referência em condições padrão. Para os líquidos, a referência é a água. Assim, a densidade da água é igual a 1. Pela sua definição, é um valor adimensional.

d) Viscosidade absoluta (ou dinâmica)

É a capacidade do líquido de resistir a um esforço de cisalhamento. É representada pela letra grega μ na equação:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (2.4)$$

onde $\frac{dv}{dy}$ é a variação da velocidade de escoamento de uma "placa" num fluido em relação à distância que as separa; e τ é a tensão de cisalhamento aplicada à "placa" considerada, igual a F/S (força sobre a superfície).

A Figura 2.1 mostra a interpretação da expressão anterior

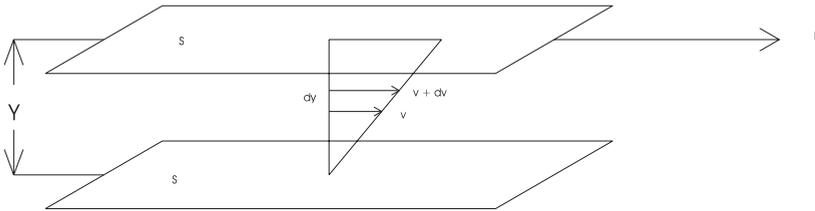


Figura 2.1: Representação da expressão da viscosidade absoluta

Nem todos os fluidos se comportam assim, isto é, a resistência ao cisalhamento sendo proporcional ao gradiente de velocidade, na direção perpendicular à tensão. Aqueles fluidos para os quais essa relação é verdadeira são chamados “fluidos Newtonianos”. É o caso da água, cujo “ μ ” permanece constante e igual a $0,0001568 \text{ N x s/m}^2$, na temperatura de 4°C .

e) Viscosidade cinemática

Para as equações da hidráulica que correlacionam as grandezas intervenientes, o que interessa, no entanto, é a viscosidade cinemática, que é a razão entre a viscosidade absoluta e a massa específica da substância em questão. No caso, a água. É representada pela letra grega ν na equação:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.5)$$

Seu valor, nos mesmos 4°C , é $0,000001586 \text{ m}^2/\text{s}$. Usualmente, o valor da viscosidade cinemática nas questões que envolvem a hidráulica é tomado para a temperatura de 20°C , que é de $0,000001003 \text{ m}^2/\text{s}$ ou, praticamente, 1×10^{-6} .

A Tabela 2.2 ilustra a variação da viscosidade com a temperatura.

TABELA 2.2: VARIAÇÃO DA VISCOSIDADE COM A TEMPERATURA.

TEMPERATURA (°C)	VISCOSIDADE DINÂMICA (N.s/m ²)	VISCOSIDADE CINEMÁTICA (m ² /s)
0	0,001781	0,000001793
4	0,001568	0,000001586
10	0,001307	0,000001309
20	0,001002	0,000001003

Fonte: ANEXO A da NB - 591 - ABNT

A viscosidade pode ser entendida, para fins práticos, como a resistência oferecida pelo líquido ao escoamento. É intuitivo que fluidos de maior viscosidade (mais “espessos”) tenham maior resistência ao escoamento que fluidos menos viscosos.

f) Número de reynolds

É um número adimensional que retrata o tipo de movimento de um fluido: se laminar (calmo, linhas de fluxo paralelas ao escoamento) ou turbulento (movimento caótico das moléculas).

É calculado em função da velocidade do escoamento, do diâmetro interno da tubulação e do coeficiente de viscosidade cinemática do fluido (ν). Escreve-se assim:

$$Re = \frac{U \cdot D}{\nu} \quad (2.6)$$

onde “Re” é o número de Reynolds, U é a velocidade média do escoamento e D o diâmetro da tubulação por onde o escoamento se dá.

O escoamento é considerado turbulento quando esse número é superior a 4000 e laminar quando ele é inferior a 2000, havendo uma zona considerada de transição entre esses dois limites.

Para valores usualmente encontrados nas tubulações das redes de distribuição de água, U é da ordem de 1 m/s, podendo ser superior nas tubulações de recalque, principalmente no barrilete de saída das elevatórias; e ν , como já foi visto anteriormente, na temperatura ambiente média de 20°C, é da ordem de 0,000001 m²/s.

Os valores do número de Reynolds para diversos diâmetros comerciais estão mostrados na Tabela 2.3.

TABELA 2.3: VARIAÇÃO DO NÚMERO DE REYNOLDS COM O DIÂMETRO

DIÂMETRO (mm)	NÚMERO DE REYNOLDS (PARA VELOCIDADES DE 1 m/s)
100	100.000
150	150.000
200	200.000
250	250.000
300	300.000
400	400.000
500	500.000
600	600.000
800	800.000
1000	1.000.000

O movimento só será laminar para velocidades menores que 0,02 m/s.

g) Pressão

Nos fluidos, só é possível aplicar forças através de superfícies, ao contrário do que ocorre com os sólidos, nos quais se pode considerar a ação de uma força pontual. Por isso, é conveniente estudar as forças que atuam nos líquidos a partir do conceito de pressão, que pode ser entendida como uma força, por unidade de superfície, aplicada perpendicularmente a essa superfície por um fluido com o qual está em contato.

Pressão é a força dividida pela área.

$$\text{PRESSÃO} = \text{FORÇA} / \text{ÁREA}$$

Conceituação prática

Consideremos o reservatório da Figura 2.2 e um ponto na base, onde a força a que está submetido é o "peso" da água sobre a superfície da base. Considerando que a água está em repouso no reservatório, qualquer ponto da base serve como referência.

Seja "S" a área da base e "h" a altura do reservatório. O "peso" da água sobre a base (força sobre superfície) será igual ao produto do volume de água ($V = S \times h$) pelo seu peso específico γ . Assim, a pressão num ponto qualquer da base do reservatório será dada por:

$$p = \frac{V \cdot \gamma}{S} \quad (2.7)$$

Ou, simplificando,

$$p = \gamma \cdot h \quad (2.8)$$

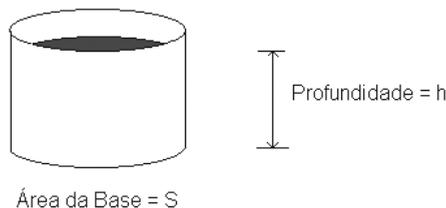


Figura 2.2: Reservatório

Há a tendência entre o pessoal operacional menos especializado de, nos serviços de abastecimento de água, relacionar o “peso” da água com a pressão e, erroneamente, de achar que um reservatório de grande capacidade proporcionará maior pressão no sistema distribuidor.

O argumento em que se apóiam para afirmar que a pressão está relacionada apenas com a coluna de água acima do ponto é a lembrança de que a pressão que se sofre ao mergulhar a um metro de profundidade no mar é a mesma quando se mergulha um metro numa piscina pequena.

Uma vez que as pressões dependem somente de altura da coluna de líquido, pode-se concluir facilmente que as pressões em qualquer ponto no interior do líquido não dependem do formato ou do volume do reservatório. Ver Figura 2.3:

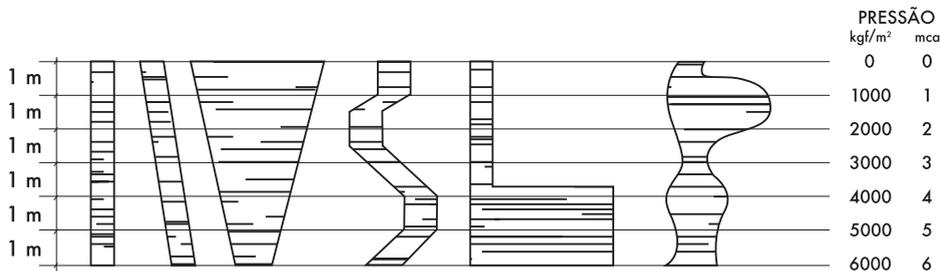


Figura 2.3: Medida da pressão em relação ao formato do reservatório.

Fonte: adaptado de JACUZZI

A pressão total ou absoluta é dada por:

$$P_{\text{abs}} = P_{\text{atm}} + (\gamma \cdot h) \quad (2.9)$$

Nessa expressão, a primeira parcela do lado direito refere-se à pressão quando a profundidade é igual a zero, isto é, na superfície livre do líquido. A essa pressão dá-se o nome de “pressão atmosférica”. À pressão assim determinada dá-se o nome de “pressão absoluta”.

Nos trabalhos de engenharia, principalmente no setor de saneamento, é conveniente considerar o referencial de pressão igual à pressão atmosférica. Em outras palavras deve-se fazê-la igual a zero. À pressão assim determinada dá-se o nome de “pressão manométrica” (gauge pressure na bibliografia em língua inglesa) ou “pressão relativa” (p_r).

$$p_r = \gamma \cdot h \quad (2.10)$$

Assim, é comum encontrar a equação

$$p_{abs} = p_{atm} + p_r \quad (2.11)$$

O fato de a pressão atmosférica variar com a altitude não implica que se incorre em erro quando a tomamos como referencial nos trabalhos de saneamento, pois os sistemas de água normalmente estão restritos a uma área onde a pressão atmosférica não varia significativamente. Além do que, como em todos os problemas da física, o que interessa para se realizar trabalho é o diferencial de energia, e não a energia absoluta.

Carga de pressão (energia de pressão)

A expressão (2.8) para a determinação da pressão a uma profundidade "h" pode ser reescrita da forma:

$$h = \frac{p}{\gamma} \quad (2.12)$$

A esta expressão dá-se o nome de "carga hidráulica de pressão". Note-se que, dimensionalmente, tem o valor de uma unidade de comprimento [L].

$$[h] = \frac{N/m^2}{N/m^3}$$

ou $[h] = \text{metro}$

Essa é uma das considerações mais úteis na hidráulica aplicada aos sistemas de abastecimento de água, pois permite entender a carga hidráulica de pressão como a altura de água. Daí decorre uma das unidades mais comuns com as quais se lida no dia a dia dos sistemas de abastecimento de água, que é o "m.c.a." (metros de coluna de água).

Essa unidade de energia de pressão é utilizada, também, em outros ramos. Por exemplo, quando tomamos nossa pressão nos consultórios médicos, ela é dada em milímetros de coluna de mercúrio (ex. 12 x 8 mm Hg).

Relação prática entre unidades usuais de pressão

Da relação entre a pressão relativa e o peso específico da água decorre uma das mais práticas relações da hidráulica aplicada:

$$1\text{kgf/cm}^2 = 10 \text{ m.c.a.}$$

É importante notar que a facilidade numérica para a conversão de pressão "p" em carga de pressão " p/γ " só ocorre quando se usam unidades do SI. Utilizando unidades do sistema inglês, é preciso considerar outro fator de conversão de unidades. Para pressão em psi (pounds per square inch) e carga de pressão em ft (pés), por exemplo, ele é igual a 2,31. Em outras palavras, $1 \text{ psi} = 2,31 \text{ ft}$ (feet), entendido "ft" como pés de coluna de água.

h) Vazão

A vazão que escoar numa determinada tubulação é o volume de líquido escoado num determinado tempo. Matematicamente, é escrito como:

$$Q = \frac{V}{T} \quad (2.13)$$

onde "Q" é a vazão, "V" é o volume de líquido escoado e "T" é o tempo decorrido para que o escoamento se dê.

A vazão medida pela maioria dos medidores de pressão diferencial (tubo de Pitot, Venturi) ou, mesmo, por medidores eletromagnéticos ou de ultra-som leva em conta a velocidade média da seção transversal do tubo.

Equação da continuidade

Em consequência da consideração estatística de velocidade média, que permite admitir o escoamento nas canalizações sob pressão como permanentes e uniformes, decorre a equação da continuidade, outra das equações de grande utilidade prática na hidráulica aplicada.

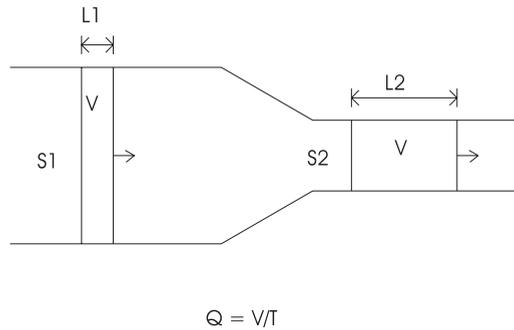


Figura 2.4: Representação da equação da continuidade

Considerando os dados da Figura 2.4, verifica-se que o volume escoado pela tubulação de diâmetro "d" na unidade de tempo deve ser o mesmo escoado na tubulação de diâmetro "D", uma vez que parte-se do princípio de regime permanente e uniforme; isto é, não há fonte nem sumidouro entre os trechos de tubulação considerados. Em outras palavras, a vazão é constante no trecho considerado.

$$Q_1 = Q_2$$

Assim, é possível escrever que:

$$\frac{S_1 \times L_1}{T} = \frac{S_2 \times L_2}{T}$$

Sendo $\frac{L_i}{T} = U_i$ a velocidade média de escoamento no trecho i, a mesma equação pode ser escrita da forma: $S_1 \cdot U_1 = S_2 \cdot U_2$, expressão conhecida como "equação da continuidade".

Decorre da equação da continuidade outra expressão para a vazão:

$$Q = S \cdot U \quad (2.14)$$

onde "S" é a área da seção transversal da tubulação por onde flui o líquido a uma velocidade média "U".

Exemplo numérico:

Numa tubulação de 200 mm de diâmetro interno, flui um líquido a uma vazão de 50 l/s. Qual é a velocidade desse escoamento?

Dica: utilizar unidades homogêneas.

$$50 \text{ l/s} = 0,050 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$200 \text{ mm} = 0,200 \text{ m}.$$

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \pi \cdot (0,200)^2 \div 4 = 0,0314$$

Da aplicação direta da equação da continuidade, tem-se: $U = 0,050/0,0314$. Ou: a velocidade média "U" é igual a 1,59 m/s.

Carga hidráulica e o teorema de Bernoulli

A Figura 2.5 mostra as "cargas" (parcelas de energia) estáticas relativas ao escoamento da água nas canalizações sujeitas a uma pressão maior que a atmosférica. Esse tipo de escoamento é denominado "conduto forçado". Pode ser por gravidade (caso em que o consumo de energia elétrica é nulo - não há necessidade de fornecimento de energia externa ao sistema) ou por recalque (quando se torna necessário adicionar energia externa em parte ou em todo o sistema), caso mais comum e objeto deste Livro.



Figura 2.5: Linha de carga estática

Observe que, dimensionalmente, as três “cargas” são expressas em unidades de comprimento.

a) $Z = [L]$

b)
$$\frac{U^2}{2 \cdot g} = \frac{[L]^2}{[T]^2} \cdot \frac{1}{\frac{[L]}{[T]^2}} = [L]$$

c)
$$\frac{p}{\gamma} = \frac{\frac{[L] \cdot [M] \cdot [T]^{-2}}{[L]^2}}{\frac{[L] \cdot [M] \cdot [T]^{-2}}{[L]^3}} = [L]$$

À linha que representa a soma das três parcelas de energia dá-se o nome de “linha de carga dinâmica”.

À linha que representa somente a soma das cargas de posição (cota) e de pressão, dá-se o nome de “linha piezométrica”.

A parcela responsável pela “inclinação” da linha de carga estática é o que se denomina “perda de carga”.

A Figura 2.7 ilustra as três parcelas da energia (carga) envolvidas nos escoamentos em condutos forçados e também as linhas de carga (LC) e linha piezométrica (LP).

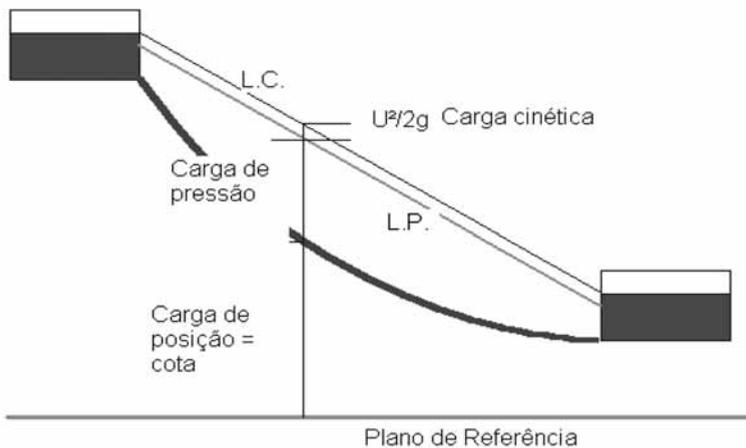


Figura 2.7: Tipos de carga, linhas de carga e linha piezométrica envolvidos em escoamento em condutos forçados

A Figura 2.8 mostra também que a diferença entre a energia total (soma das três parcelas) do líquido em escoamento num conduto forçado em regime uniforme e permanente, em dois pontos distintos equivale à perda de carga ocorrida entre esses dois pontos. A expressão matemática dessa constatação é o famoso "teorema de Bernoulli".

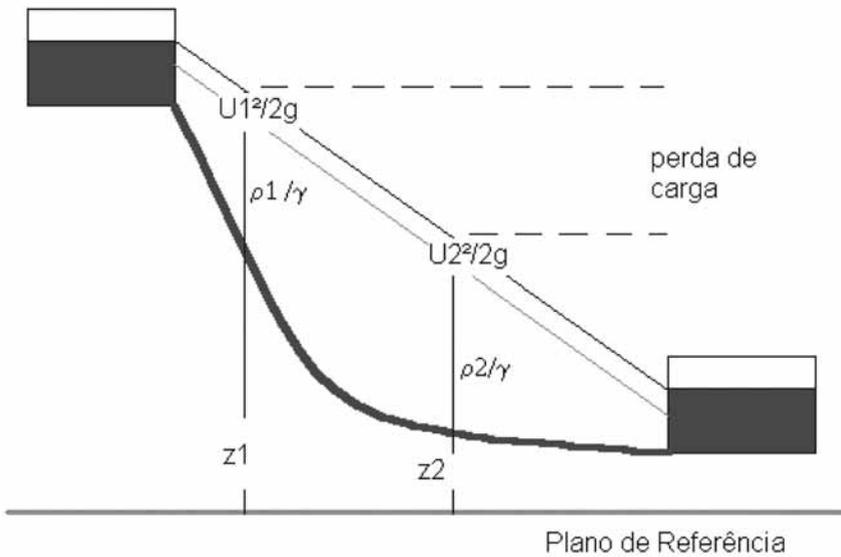


Figura 2.8: Perda de carga entre dois pontos de um conduto forçado em regime uniforme e permanente

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{U_1^2}{2 \times g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2 \times g} + h_{12} \quad \text{"Teorema de Bernoulli"} \quad (2.15)$$

onde o termo h_{12} é a notação clássica para a perda de carga no trecho entre os pontos "1" e "2".

i) Perdas de carga

As perdas de carga são divididas, para melhor compreensão do fenômeno, em dois tipos, embora decorram do mesmo processo natural de degradação da energia na natureza (entropia).

Chama-se de “perda de carga distribuída” a perda que se dá ao longo das tubulações, de forma contínua.

Chama-se de “Perda de carga localizada” a perda que se dá quando ocorrem “descontinuidades” na perda distribuída; isto é, quando existem pontos singulares na tubulação que provocam um atrito significativamente maior que o provocado pelo escoamento contínuo. São as perdas causadas por reduções “bruscas” no diâmetro das canalizações, por curvas, derivações, bolsões de ar preso nos tubos, válvulas parcialmente fechadas, entradas e saídas de reservatórios, etc...

Fórmulas para a determinação das perdas de carga

Perda de carga distribuída

Existe uma grande quantidade de fórmulas para a determinação das perdas de carga distribuídas nos condutos forçados. Neste Livro, serão mencionadas as duas mais utilizadas no saneamento.

A primeira delas, empírica, chamada de “fórmula de Hazen-Williams”, em homenagem aos pesquisadores que a desenvolveram (1920), é a mais utilizada, principalmente nos Estados Unidos, pela sua praticidade. Sua expressão matemática é:

onde “h” é a perda de carga distribuída ao longo do trecho de canalização de comprimento “L” e diâmetro “D”, por onde flui uma vazão “Q”:

$$h = \frac{10,65 \times Q^{1,852} \times L}{C^{1,852} \times D^{4,87}} \quad (2.16)$$

O termo “C” procura representar nessa expressão o estado de conservação das paredes internas da tubulação. Se muito rugosas, isto é, se oferecem grande resistência ao escoamento e, portanto, muito atrito, provocando muita perda de carga, tem um valor baixo. Se, ao contrário, as paredes estão lisas, oferecendo pouca resistência ao escoamento, tem um valor mais alto. A Tabela 2.4 mostra os valores de “C” usuais.

TABELA 2.4: VALORES DE "C" POR TIPO DE TUBO, IDADE E QUALIDADE DE ÁGUA

TIPO DE TUBO	25 mm	75 mm	150 mm	300 mm
ferro fundido novo cimentado	-	129	133	138
Água moderadamente agressiva - 30 anos	-	83	90	97
Água moderadamente agressiva - 60 anos	-	69	79	85
Água moderadamente agressiva - 100 anos	-	61	70	78
Condições severas - 30 anos	-	41	50	58
Condições severas - 60 anos	-	30	39	48
Condições severas - 100 anos	-	21	30	39
Aço galvanizado novo	120	129	133	-
PVC novo	134	142	145	147

Fonte: Haestad, Walski, Chase e Savic em "Water Distribution Modeling"

A segunda expressão, racional, pois derivada de considerações físicas e matemáticas, chamada "fórmula de Darcy-Weisbach", também em homenagem aos pesquisadores que a demonstraram, é de conceituação mais precisa e recomendada pela Norma Brasileira (ABNT - NBR 12218 - Projeto de rede de distribuição de água para abastecimento público). É mais utilizada na Europa, porém aqui é menos utilizada na prática.

Esse fato decorre da dificuldade que existia antes do advento das calculadoras científicas, dos computadores e dos modelos de simulação hidráulica, quando os engenheiros trabalhavam com tabelas de "bolso". Hoje em dia, a tendência natural é seu uso se tornar cada vez mais corrente em detrimento da "velha" fórmula empírica de Hazen-Williams. Sua expressão matemática é:

$$h = \frac{8 \times f}{\rho^2 \times g} \times \frac{Q^2 \times L}{D^5} \quad (2.17)$$

onde, da mesma forma, "h" é a perda de carga distribuída ao longo do trecho de canalização de comprimento "L" e diâmetro "D", por onde flui uma vazão "Q".

Nessa expressão, "g" é a aceleração da gravidade no local (9,81 m/s²), (é a razão entre o

comprimento das circunferências e seu diâmetro (3,14) e “f” é o fator que procura representar o estado de conservação das paredes internas da tubulação.

Ao comparar as duas expressões, nota-se que os expoentes das grandezas envolvidas no escoamento se assemelham. A vazão entra ao quadrado (na expressão de Hazen-Williams, elevada à potência 1,852), o diâmetro e elevado à quinta potência (na expressão de Hazen-Williams, elevada à potência 4,87) e o comprimento da tubulação influencia linearmente na perda de carga em ambas as expressões.

Quanto ao valor de “f”, sua determinação é um tanto complexa, feita sem o auxílio de calculadoras científicas ou de computadores pessoais. Provavelmente, decorre desse fato sua pouca popularidade entre nós, até agora.

Em regimes turbulentos, o valor de “f” é dado pela expressão de Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 0,8 \times \ln \left(\frac{\epsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \quad (2.18)$$

onde “D” é o diâmetro da tubulação, “Re” é o número de Reynolds e ϵ é a rugosidade (“aspereza”) da parede interna do tubo. Os valores de ϵ para algumas situações estão mostrados na Tabela 2.5.

TABELA 2.5: VALORES DA RUGOSIDADE ABSOLUTA PARA DIVERSOS MATERIAIS

TIPO DE TUBO	VALOR DA RUGOSIDADE EM mm
Ferro fundido novo cimentado	0,102
Aço galvanizado novo	0,102 a 4,6
Aço sem revestimento novo	0,028
PVC novo	0,0015

Fonte: Haestad, Walski, Chase e Savic em “Water Distribution Modeling”

Tabelas completas podem ser encontradas na bibliografia sobre o assunto.

Tradicionalmente, o valor de “f” (coeficiente de atrito de Darcy-Weisbach) é obti-

do por meio de ábacos, já que sua formulação mais largamente utilizada é a equação de Colebrook:

$$\frac{1}{f^{0,5}} = 2,0 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{\text{Re} \cdot f^{0,5}} \right) \quad (2.19)$$

Esta equação é impossível de ser resolvida algebricamente (não é possível explicitar o valor de "f" na expressão matemática).

No entanto, mais recentemente (1976), foi apresentada à comunidade científica que se dedica à hidráulica aplicada a expressão desenvolvida por Swamee e Jain, que aproxima a menos de 1% dos resultados da fórmula de Colebrook, desde que o número de Reynolds esteja no intervalo de 4.000 a 100.000.000 e a razão entre ε e "D" entre os valores de 0,000001 e 0,01.

São exatamente as faixas onde se situam os valores usuais no saneamento. Daí a fórmula de Swamee-Jain ser empregada na maioria dos modelos de simulação hidráulica disponíveis. A grande vantagem dessa expressão é a explicitação do valor de "f" em função do número de Reynolds e da relação entre ε e "D", denominada "rugosidade relativa". Sua expressão matemática é:

$$f = \frac{1,325}{\left[\ln \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (2.20)$$

A mesma expressão costuma aparecer nos manuais de hidráulica na forma de logaritmos de base 10 (Miller, R.W., Flow Measurement Engineering Handbook), (McGraW-Hill, 1983):

$$f = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (2.21)$$

Lembrando que o número de Reynolds é dado pela relação $U \cdot D / \nu$, o problema continua interativo, quando se está dimensionando o diâmetro de uma tubulação para escoar uma determinada vazão, já que as grandezas envolvidas para a estimativa do coeficiente de atrito "f" são interdependentes; isto é, só é possível conhecer o número de Reynolds a partir da velocidade, que depende do diâmetro, que é o que se está procurando determinar.

Então, a solução para esse tipo de problema é sempre interativa. A experiência e a padronização de diâmetros fazem com que o problema seja facilmente resolvido, no máximo, na segunda tentativa.

No entanto, quando são utilizados os simuladores hidráulicos, a convergência da solução se dá de forma quase instantânea, não havendo maiores problemas para a utilização da expressão de Darcy-Weisbach, como sugere a norma brasileira.

Comentário: A conceituação do estado de conservação das paredes internas do tubo é bem mais preciso como feito por Darcy-Weisbach do que por Hazen-Williams. Observe-se que na expressão empírica desses últimos, o valor de "C" independe do diâmetro (D) e do tipo de escoamento (número de Reynolds) considerados. Na verdade, uma parede com uma aspereza maior será tão mais significativa quanto menor for o diâmetro em questão. Em outras palavras, uma aspereza da ordem de 1 mm em uma tubulação de 50 mm de diâmetro tem um significado muito maior para o atrito do que essa mesma aspereza numa tubulação de 1000 mm de diâmetro. Analogamente, quanto mais turbulento for o escoamento, maior o significado da aspereza interna da tubulação para o atrito e, conseqüentemente, para a perda de carga, que, no final das contas, será traduzida em perda de energia elétrica nos sistemas bombeados (por recalque).

Exemplos numéricos:

1 - Considere uma tubulação de 250 mm de 2.800 metros de extensão por onde deve circular uma vazão de 100 l/s. Determine a perda de carga ao longo do trecho, considerando "C" igual a 120.

$$h_p = \frac{10,65 \cdot 0,100^{1,852} \cdot 2.800}{120^{1,852} \cdot 0,250^{4,87}}$$

Efetando os cálculos, $h_p = 51$ metros de coluna de água.

2 - Observe que se a tubulação estivesse velha e o coeficiente "C" fosse da ordem de 80, a perda de carga seria igual a 107 metros, mais que o dobro.

3 - Considere uma tubulação de 150 mm, coeficiente de atrito de Darcy Weisbach "f" igual a 0,022 e extensão de 1 km. Calcule a perda de carga quando por esse trecho circula uma vazão de 50 l/s.

$$h_p = \frac{8 \cdot 0,022}{3,14^2 \cdot 9,8} \times \frac{0,050^2 \cdot 1000}{0,150^5}$$

Efetando os cálculos, $h_p = 60$ metros de coluna de água.

Perda de carga localizada

A determinação das perdas de carga localizadas se faz utilizando a expressão:

$$h_L = K \cdot \frac{U^2}{2 \cdot g} \quad (2.22)$$

sendo "k" chamado de "coeficiente de perda de carga localizada", que é tabelado para as diversas peças possíveis de serem encontradas nas canalizações hidráulicas. A Tabela 2.6 mostra os valores de k para algumas dessas peças. A Norma Brasileira NBR 12214 (Projeto de sistema de bombeamento de água para abastecimento público) apresenta uma tabela completa.

TABELA 2.6: VALORES DE "K" - COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA LOCALIZADA PARA DIVERSAS PEÇAS

TIPO DE PEÇA	VALOR DE "K"
Ampliação gradual (velocidade na seção menor)	0,3
Bocais	2,75
Comporta aberta	1
Cotovelo de 90 graus	0,9
Cotovelo de 45 graus	0,4
Crivo	0,75
Curva de 90 graus	0,4
Curva de 45 graus	0,2
Entrada normal em canalização	0,5
Registro de Gaveta aberto	0,2
Registro de Globo aberto	10
Tê passagem direta	0,6
Tê saída de lado	1,3
Válvula de pé	1,75
Válvula de retenção	2,5

Fonte: Azevedo Neto. Manual de Hidráulica - 1973

A soma das duas parcelas das perdas de carga (distribuída e localizada) equivale à perda de carga total do sistema considerado. Em alguns casos (adutoras muito longas em relação ao diâmetro), as perdas de carga localizadas não são significativas se comparadas com a perda distribuída. Todavia, a Norma Brasileira NB-591 (Projeto de adutora de água para abastecimento público) recomenda, no item 5.4.6.2, que "as perdas de carga singulares devem sempre ser consideradas no cálculo da perda de carga total".

Perdas no sistema de abastecimento

As companhias de saneamento e os serviços municipais de abastecimento de água no

Brasil trabalham, tradicionalmente, com três indicadores de perdas, cuja simbologia e definições estão descritas a seguir.

Volume apurado no sistema de produção de água

M - VOLUME DISTRIBUÍDO (m³). É o volume medido na saída do reservatório ou, se houver mais de um, nas saídas dos reservatórios. Em suma, é o volume disponibilizado para o consumo.

Volumes apurados junto aos clientes (V_i)

F - Volume Faturado (m³). É a soma dos volumes considerados para efeito de faturamento em todas as economias. (Se o volume medido é inferior ao mínimo, considera-se o mínimo - para economias residenciais, esse mínimo é igual a 10 m³, para a maioria das companhias, embora em alguns casos esse mínimo tenha sido abolido - que representa, aproximadamente, o conceito de demanda para as concessionárias de energia elétrica).

C - Volume consumido (m³). É a soma dos volumes efetivamente medidos em cada economia. Para as economias não hidrometradas, considera-se o volume mínimo da categoria (Ex. 10 m³ para residencial, se o volume mínimo for igual a 10 m³ por mês, etc.)

m - Volume micromedido (m³). É a soma dos volumes efetivamente medidos em cada economia. As economias não hidrometradas não entram nessa soma.

O cálculo da perda se faz sempre da mesma forma. Corresponde à razão entre a diferença entre o volume distribuído (disponibilizado para a rede de distribuição) e um volume (faturado, medido ou micromedido), e o volume distribuído. Assim:

$$Perda = \left(\frac{M - \sum_1^n V_i}{M} \right) \cdot 100 \quad (2.23)$$

- Se o " ΣV_i " considerado for o faturado, a perda se chama "perda faturada".
- Se o " ΣV_i " considerado for o medido, a perda se chama "perda medida".
- Se o " ΣV_i " considerado for o micromedido, a perda se chama "perda estimada".

ATENÇÃO: No último caso, apenas são somados os volumes medidos onde tem hidrômetro. E onde não tem? Ai, faz-se o seguinte: divide-se o somatório dos volumes micromedidos pelo número de economias onde eles foram micromedidos (economias hidrometradas) e multiplica-se pelo número de economias totais para se ter o volume micromedido "estimado" para todas elas, inclusive as não hidrometradas. Por isso, o nome dessa perda de "estimada".

Observe que:

- A perda faturada será sempre a menor de todas.
- Se o percentual de hidrometração for igual a 100%, a perda medida será rigorosamente igual à perda estimada.
- Quanto mais próximo de 100% o percentual de hidrometração, mais próximos serão os valores das perdas estimada e medida.
- Estimar a perda por meio dos volumes das economias hidrometradas significa atribuir às ligações não hidrometradas um volume medido igual à média das ligações hidrometradas, o que parece mais próximo da realidade do que considerar o volume mínimo, como é feito no cálculo da perda medida.
- Para ser mais rigoroso, onde está escrito "perda", deve-se ler "índice de perda". A perda é o que acontece de fato. O número utilizado para medir o evento é um índice.

A International Water Association (IWA) vem propondo algumas definições para a determinação das perdas, visando padronizar a nomenclatura e os procedimentos, ainda bastante desiguais no mundo. (www.iwahq.org.uk)

j) Altura estática (geométrica)

Outro conceito importante quando se consideram as oportunidades de eficiência energética nos bombeamentos de água é a altura em que se deve bombear o líquido. É chamada "altura estática" ou "altura geométrica". Equivale, exatamente, à diferença de cotas entre a superfície livre da água do local para onde se deseja bombear e a superfície livre da água de onde ela será bombeada. A Figura 2.9 ilustra o conceito.

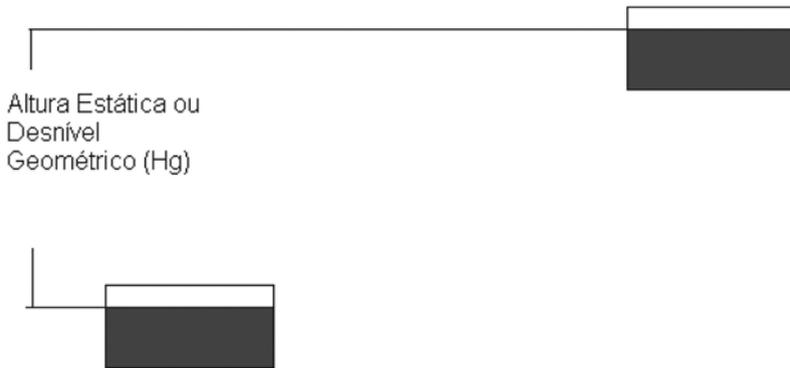


Figura 2.9: Altura estática ou altura geométrica

Importante observar que, no caso de poços profundos, essa altura deve ser medida a partir do nível dinâmico do poço, e não a partir da cota de instalação da bomba. A cota do nível dinâmico do poço deve ser obtida a partir das folhas de ensaio de vazão, elaboradas quando da perfuração.

k) Altura manométrica

Quando se considera um bombeamento, é preciso vencer tanto a altura geométrica (estática) quanto as perdas de carga que ocorrerão na tubulação. A essa altura, dá-se o nome de "altura manométrica", ou "altura total" de elevação, ou "altura manométrica total". É normalmente representada na literatura especializada por HMT.

Do que já foi conceituado até aqui, pode-se escrever:

$$\text{HMT} = H_G + h_p + h_L \quad (2.24)$$

l) Curvas de sistema

Quando se consideram um sistema formado por uma ou várias tubulações e a vazão que flui por ele, é muito útil representar num gráfico a variação da perda de carga em função da vazão. A curva assim obtida tem o nome de “curva do sistema”. Como nas fórmulas para a determinação da perda de carga a vazão entra elevada ao quadrado (1,852 na expressão de Hazen-Williams) e também na expressão para o cálculo da perda localizada (pois a vazão varia diretamente com a velocidade, conforme a equação da continuidade), o aspecto dessa curva é o de uma parábola do segundo grau. Genericamente, ela pode ser escrita como:

$$\text{HMT} = H_G + \alpha \cdot Q^2 \quad (2.25)$$

Exemplo numérico

Trace a curva do sistema formado por uma tubulação de 300 mm de diâmetro e de 2,5 km de comprimento cujo coeficiente “C” de Hazen -Williams é de 130, sendo o desnível geométrico igual a 60 metros.

Solução:

Perda de carga:

$$h_p = \frac{10,65 \times Q^{1,852} \times 2500}{130^{1,852} \times 0,300^{4,87}}, \quad \text{ou } h_p = 1139,4257 \times Q^{1,852}$$

Traçado da curva. Basta atribuir valores para a vazão (converter para m³) e obter os valores da perda de carga. Depois é só plotar no gráfico, observando que para cada valor da perda de carga deve-se adicionar o desnível geométrico. As planilhas eletrônicas são uma boa ferramenta para isso. A Figura 2.10 ilustra o traçado da curva desse sistema:

Q (l/s)	hp (mca)
0	60
20	60,8132
40	62,9356
60	66,2205
80	70,5976
100	76,0209
120	82,4559
140	89,8755
160	98,2575
180	107,583
200	117,835

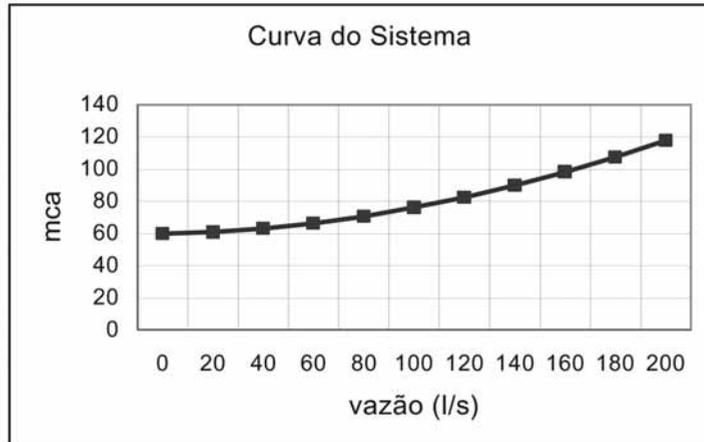


Figura 2.10: Traçado da curva do exemplo

Como os pontos de funcionamento das bombas normalmente são dados por curvas nos catálogos, a curva do sistema tem um significado especial quando se deseja mostrar graficamente os pontos de funcionamento das diversas bombas possíveis para um determinado sistema. Basta sobrepor as duas curvas, desde que utilizada a mesma escala em ambas, e todos os aspectos do funcionamento do sistema com a bomba estarão aparentes na figura assim obtida.

Modernamente, o uso dos simuladores hidráulicos simplifica significativamente o problema. É o que será visto nas aplicações práticas analisadas nos capítulos seguintes.

Tubulações associadas

Outra questão que se coloca quando se desenvolvem os cálculos com o auxílio de tabelas (em desuso) ou com calculadoras (mais prático quando se vai a campo) é a de se ter na prática diferentes diâmetros numa canalização longa. Isso é chamado de "tubulação em série" à semelhança com outros aspectos da engenharia (circuitos elétricos, bombas, etc.).

Também nesse caso a utilização dos simuladores hidráulicos simplifica a questão enormemente. Não se dispondo do computador à mão, o conceito exposto a seguir ajuda a resolver a questão.

Basta lembrar que a perda de carga ao longo da linha em estudo será a mesma, somando-se as perdas em cada trecho de diâmetro constante ou calculando-se a perda total para um diâmetro hipotético constante.

Em outros termos, um diâmetro equivalente de uma associação de tubulações é aquele cuja perda de carga equivale à perda de carga na tubulação real de diâmetros variados.

Podem ser obtidos por meio de Hazen-Williams ou de Darcy-Weisbach. A formulação geral é:

1 Para tubos em paralelo:

$$D_{eq} = \left(\frac{L_{eq}^{0,54}}{C_{eq}} \cdot \sum_1^n \frac{C_i \cdot D_i^{2,63}}{L_i^{0,54}} \right)^{0,38} \quad (2.26 \text{ a}) - \text{Hazen-Williams}$$

$$D_{eq} = \left[(f_{eq} \cdot L_{eq})^{0,5} \cdot \sum_1^n \frac{D_i^{2,5}}{(f_i \cdot L_i)^{0,5}} \right]^{0,4} \quad (2.26 \text{ b}) - \text{Darcy-Weisbach}$$

1.a Configuração geral:

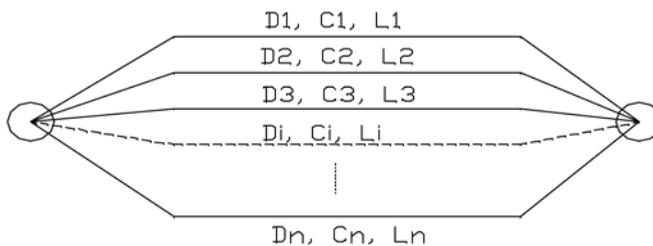


Figura 2.11: Associação de tubulações para tubos em paralelo

2 Para tubos em série:

$$D_{eq} = \frac{1}{C_{eq}^{0,38}} \times \left(\frac{\sum_1^n L_i}{\sum_1^n \frac{L_i}{C_i^{1,852} \times D_i^{4,87}}} \right)^{0,205} \quad (2.27 \text{ a}) - \text{Hazen-Williams}$$

$$D_{eq} = \left(\frac{f_{eq} \cdot \sum_1^n L_i}{\sum_1^n \frac{f_i \cdot L_i}{D_i^5}} \right)^{0,2} \quad (2.27 \text{ b}) - \text{Darcy-Weisbach}$$

2.a Configuração geral:

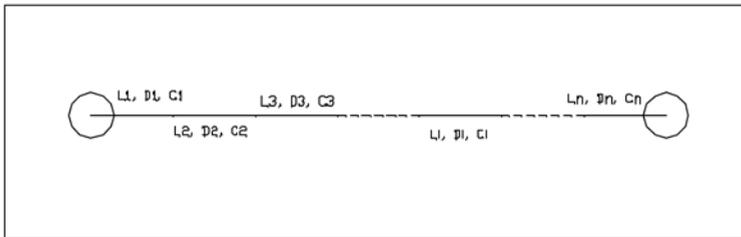


Figura 2.12: Associação de tubulação para tubos em série

Para chegar a esta expressão, basta lembrar que a perda de carga total ao longo da tubulação em série equivale à soma das perdas de carga para cada trecho de tubulação (i).

Exemplo numérico:

1 - A planilha ilustrada na Figura 2.13 é um auxílio no cálculo dos diâmetros equivalentes. Os valores inseridos são um mero exemplo teórico.

TUBOS EM PARALELO				TUBOS EM SÉRIE			
TUBOS EXISTENTE				TUBOS EXISTENTE			
Identif.	C	Diâmetro (mm)	Extensão (m)	Trecho	C	Diâmetro (mm)	Extensão (m)
1	130	100	200,00	1	130	125	500,00
2	110	150	200,00	2	130	150	500,00
3				3	120	100	300,00
4				4	125	250	250,00
5				5	118	200	620,00
6							
Tubo equivalente				Tubo equivalente			
Identif.	C	Diâmetro (mm)	Extensão (m)	Trecho	C	Diâmetro (mm)	Extensão (m)
Teq	130	159,79	200	Teq	1130	129,80	2.170,00

↑
Escolher

↑
Calculado

↑
Escolher

↑
Escolher

↑
Calculado

↑
Escolher

Figura 2.13: Planilha de cálculo de diâmetros equivalentes

2 - Trace a curva do sistema para uma adutora formada por três trechos de diâmetros 300 mm (1800 m), 250 mm (2000 m) e 150 mm (400 m). Considere para os diâmetros de 300 mm e 250 mm "C" igual a 130 e para o diâmetro de 150 mm "C" igual a 120. O desnível geométrico é igual a 40 metros.

Solução:

$$h_p = 10,65 \times \left(\frac{1800}{130^{1,852} \cdot 0,300^{4,87}} + \frac{2000}{130^{1,852} \cdot 0,250^{4,87}} + \frac{400}{120^{1,852} \cdot 0,150^{4,87}} \right) \cdot Q^{1,852}$$

Ou, $h_p = 10,65 \times (77,0 + 207,99 + 580,57) \cdot Q^{1,852}$

As curvas do sistema está mostrada na Figura 2.14:

Q (l/s)	Hg (m)	hp (mca)	hp (mca)	hp (mca)	HMT (mca)
10	40,00	0,16	0,44	1,22	41,82
20	40,00	0,59	1,58	4,41	46,58
30	40,00	1,24	3,35	9,35	53,94
40	40,00	2,11	5,71	15,93	63,75
50	40,00	3,20	8,63	24,08	75,90
60	40,00	4,48	12,09	33,75	90,33
70	40,00	5,96	16,09	44,91	106,95
80	40,00	7,63	20,60	57,51	125,74
90	40,00	9,49	25,62	71,53	146,64
100	40,00	11,54	31,15	86,94	169,62

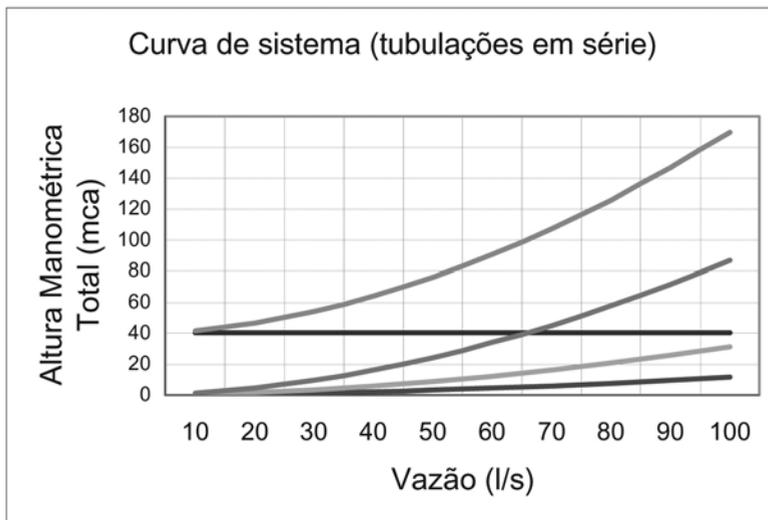


Figura 2.14: Curvas do sistema da adutora (exercício 2)

3 - Considere que paralelamente a uma tubulação existente de 200 mm de 3200 metros de extensão, já velha ($C = 100$), foi construída outra de igual diâmetro, porém nova ($C = 130$), de mesma extensão. Trace a curva dos sistemas formados pela tubulação velha, pela tubulação nova e pelas duas juntas, funcionando em paralelo. Para essa última curva, utilize o diâmetro equivalente, calculado conforme a formulação proposta. Considere o desnível geométrico igual a 30 metros.

Solução:

Perda de carga da tubulação velha:

$$h_p = \frac{10,65 \times Q^{1,852} \times 3200}{100^{1,852} \times 0,200^{4,87}}$$

Ou

$$h_p = 17079,83 \times Q^{1,852}$$

Perda de carga da tubulação nova:

$$h_p = \frac{10,65 \times Q^{1,852} \times 3200}{130^{1,852} \times 0,200^{4,87}}$$

Ou

$$h_p = 10506,55 \times Q^{1,852}$$

Diâmetro equivalente (adotando um coeficiente "C" equivalente de 130):

$$\frac{130 \times D_{eq}^{2,63}}{3200^{0,54}} = \frac{100 \times 0,200^{2,63}}{3200^{0,54}} + \frac{130 \times 0,200^{2,63}}{3200^{0,54}}$$

Ou, $D_{eq} = 248,45 \text{ mm}$

As curvas do sistema estão mostradas na Figura 2.15.

VAZÃO (l/s)	ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL			
	Hg (metros)	Tubo velho	Tubo novo	Tubo equivalente
5	30,00	30,94	30,58	30,20
10	30,00	33,38	32,08	30,72
15	30,00	37,15	34,40	31,53
20	30,00	42,19	37,50	32,61
25	30,00	48,43	41,34	33,94
30	30,00	55,83	45,89	35,52
35	30,00	64,36	51,14	37,35
40	30,00	74,00	57,07	39,41
45	30,00	84,73	63,67	41,71
50	30,00	96,52	70,92	44,23

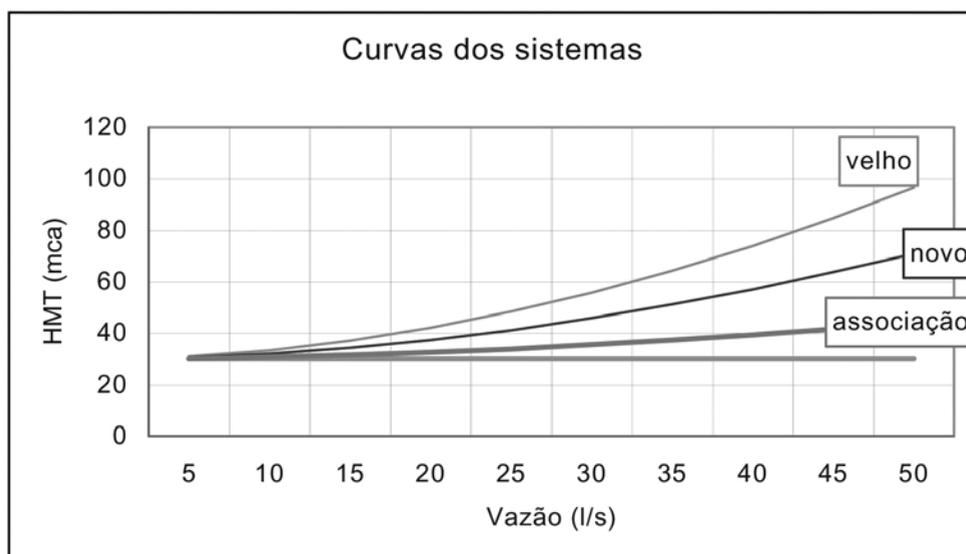
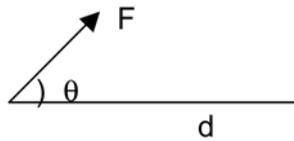


Figura 2.15: Curvas do sistema da adutora (exercício 3)

m) Trabalho

É o produto de um deslocamento (d) pela componente da força (F) que o realiza na direção desse deslocamento. Conforme a notação clássica, escreve-se escalarmente:

$$W = F \cdot \cos\theta \cdot d \quad (2.28)$$



n) Potência

É a relação entre o trabalho realizado e o tempo gasto para tal.

$$P = \frac{W}{T} \quad (2.29)$$

No caso do abastecimento de água, a força envolvida é o “peso” da água que deverá ser transferida entre os dois pontos, sendo igual ao produto do peso específico pelo volume que será deslocado.

$$W = \gamma \cdot V \cdot HMT \quad (2.30)$$

Sendo HMT a altura total de elevação (simplificadamente para maior facilidade do entendimento de acordo com o objetivo desse Livro, no termo “HMT” estão embutidas as projeções na vertical das diversas direções dos deslocamentos através da tubulação assim como as perdas de carga ao longo do percurso, também dadas em unidades de comprimento).

Assim,

$$P = \frac{\gamma \cdot V \cdot HMT}{T} \quad (2.31)$$

Sendo a vazão “Q” a razão entre um determinado volume escoado num certo tempo, a razão V/T pode ser substituída pelo termo “Q” (vazão de escoamento).

Portanto,

$$P = \gamma \cdot Q \cdot \text{HMT} \quad (2.32)$$

Potência hidráulica útil é a expressão teórica da potência necessária para fazer escoar água numa taxa “Q” (vazão) entre dois pontos cuja diferença de energia é “HMT”.

Expressão prática

Com sempre ocorre nos processos naturais de transformação de energia, ocorrem perdas no processo, representadas pelos rendimentos da bomba η_b e do motor elétrico η_M .

Finalmente, a expressão com a qual os técnicos devem se ocupar, quando pretendem estudar a eficiência energética no uso de bombas, é:

$$P = \frac{\gamma \cdot Q \cdot \text{HMT}}{\eta_b \cdot \eta_M} \quad (2.33)$$

onde HMT é a altura manométrica total. Ao produto dos rendimentos da bomba e do motor, ou seja, ao rendimento do conjunto motobomba, é costume dar-se o nome de “rendimento total” (η_t).

Quando se trabalha em unidades do SI: γ em N/m^3 (no caso da água, $\gamma = 98.000 \text{ N/m}^3$), “Q” em m^3/s e “HMT” em m, a potência assim calculada será dada em W (Watt), já que os termos que representam os rendimentos η da bomba e do motor são adimensionais. A conversão para outras unidades correntes (hp e cv) encontra-se no final deste capítulo.

Exemplos numéricos:

1 - Qual é a potência necessária para elevar água de um reservatório cuja cota do nível de água é de 800 metros a outro cuja cota da “boca” da tubulação é de 870 metros, a uma taxa (vazão) de 100 l/s, através de uma tubulação de 200 mm, cujo

comprimento é de 1500 metros e coeficiente de atrito é de Darcy Weisbach de 0,022? (Desprezar as perdas localizadas e considerar o rendimento do conjunto motobomba igual a 0,55.)

Solução:

Altura geométrica = 70 metros (dado)

$$\text{Perda de carga total: } h_p = \frac{8 \cdot 0,022}{\pi^2 \cdot 9,8} \cdot \frac{0,100^2 \cdot 1500}{0,200^5} = 85,4 \text{ metros}$$

$$\text{Potência: } P = \frac{98000 \cdot 0,100 \cdot (70 + 85,4)}{0,55} = 276,9 \text{ kW.}$$

2 - Qual seria o consumo de energia elétrica se esse conjunto motobomba funcionasse em média 15 horas por dia durante 30 dias?

Solução:

$$\text{Consumo} = 276,9 \times 15 \times 30 = 124.605 \text{ kWh.}$$

3 - E se fosse feita a opção de um conjunto um pouco menor, que fosse capaz de bombear apenas 80 l/s, funcionando, portanto, 18:45 horas em média por dia (18,75 horas no sistema decimal), para produzir o mesmo volume diário? (Suponha que esse novo conjunto tenha o mesmo rendimento total.)

Solução:

$$\text{Perda de carga total: } h_p = \frac{8 \cdot 0,022}{\pi^2 \cdot 9,8} \cdot \frac{0,080^2 \cdot 1500}{0,200^5} = 54,7 \text{ metros}$$

$$\text{Potência: } P = \frac{98000 \cdot 0,080 \cdot (70 + 54,7)}{0,55} = 177,8 \text{ kW.}$$

$$\text{Consumo} = 177,8 \times 18,75 \times 30 = 100.013 \text{ kWh.}$$

Observe que a redução no consumo (trabalho realizado) está diretamente ligada à redução da perda de carga hidráulica, que reduziu a potência necessária. Quanto ao custo entre uma e outra solução, o assunto está detalhado nos próximos capítulos, pois ele depende da estruturação tarifária da concessionária de energia elétrica. Vale lembrar que nem sempre é conveniente, do ponto de vista econômico, trabalhar com potências menores durante mais tempo. O exercício anterior é apenas ilustrativo de como obter os valores de potência e consumo nos sistemas de bombeamento.

o) Pressão de vapor

Pode ser entendida como a pressão de equilíbrio entre a evaporação e a condensação de um líquido exposto à atmosfera, numa determinada temperatura.

Essa “pressão de equilíbrio” ou “pressão de saturação”, explica por que a água “ferve” a uma temperatura menor que os 100 (C se estiver numa altitude mais elevada que o nível do mar e, ao contrário, por que a água vira vapor se a pressão cair abaixo de um certo valor, na temperatura ambiente. Esse segundo caso é o que interessa nos bombeamentos, em que as condições de entrada da água na bomba podem ser tais que a pressão se reduza à chamada “pressão de vapor”. Como as bombas hidráulicas são construídas para recalcar líquidos, e não gases, ocorrem sérios problemas de desgaste e perda de eficiência quando isso acontece. É o que se denomina “cavitação” (formação de cavidades), que será detalhado adiante.

O importante é que a pressão de vapor depende exclusivamente do líquido (no caso deste Livro, o líquido é a água) e da temperatura.

Os valores da pressão de vapor para a água, nas diversas temperaturas, encontram-se na Tabela 2.7.

TABELA 2.7: PRESSÃO DE VAPOR PARA A ÁGUA DE ACORDO COM A TEMPERATURA

TEMP °C	pv kPa	pv kgf/cm ²	pv mca	pv atm
5,0	0,88	0,00895	0,09	0,009
10,0	1,23	0,01252	0,13	0,012
15,0	1,84	0,01878	0,19	0,018
20,0	2,35	0,02403	0,24	0,023
25,0	3,20	0,03261	0,33	0,032
30,0	4,28	0,04371	0,44	0,042
35,0	5,68	0,05791	0,58	0,056
40,0	7,56	0,07718	0,77	0,075
45,0	9,87	0,10068	1,01	0,097
50,0	12,48	0,12738	1,27	0,123
55,0	16,19	0,16525	1,65	0,160
60,0	19,91	0,20312	2,03	0,197
65,0	25,65	0,26171	2,62	0,253
70,0	31,39	0,32030	3,20	0,310
75,0	39,34	0,40146	4,02	0,389
80,0	47,93	0,48907	4,89	0,473
85,0	58,66	0,59859	5,99	0,579
90,0	71,11	0,72565	7,26	0,702
95,0	84,88	0,86608	8,66	0,838
100,0	101,26	1,03323	10,34	1,000

p) NPSH requerido

O NPSH (NET POSITIVE SUCTION HEAD) é a carga mínima com a qual o líquido deve chegar ao ponto do rotor em que ganhará energia e será recalcado, ainda como líquido. É determinado nos laboratórios de hidráulica dos fabricantes de bombas e varia com a vazão (diretamente), como mostrado na Figura 2.16. É uma característica do projeto de cada bomba.

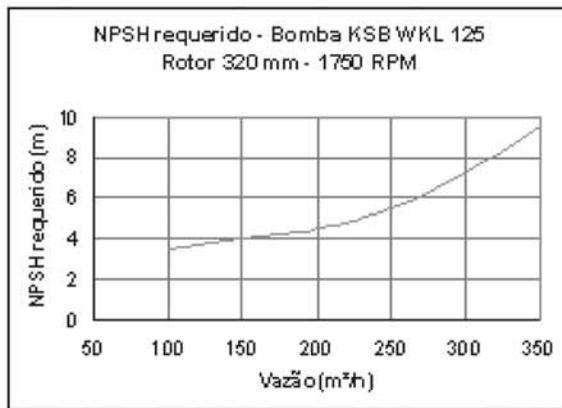


Figura 2.16: Representação do NPSH requerido

Alguns autores sugerem uma equação que se aproxima da curva de NPSH requerido pelas bombas em função da sua rotação específica, no ponto de melhor rendimento (ver, por exemplo, "Centrifugal and Axial Flow Pumps THEORY, DESIGN, AND APPLICATION - A.J. Stepanoff - 1948).

No entanto, como as bombas raramente funcionam exatamente nesse ponto durante sua vida útil e ao longo do ciclo diário de funcionamento, essas aproximações não são seguras para os demais pontos, causando erros consideráveis (da ordem de 50% ou mais). Para efeitos práticos na engenharia, portanto, não devem ser consideradas. O projetista ou engenheiro responsável pela operação da elevatória deve sempre se fiar na curva fornecida pelo fabricante.

Cavitação

Caso a energia com a qual o líquido chega ao "olho" do rotor seja inferior a essa carga mínima, característica de cada bomba, denominada "NPSH requerido pela bomba", "bolhas" (cavas) de vapor serão formadas (o líquido estará com uma carga inferior à sua pressão de vapor), que, arrastadas pelo fluxo para os pontos de maior pressão no rotor,

$\frac{P_{atm}}{\gamma}$ = "carga" devida à pressão atmosférica (responsável por fazer a água "subir" até a bomba).

$\frac{P_v}{\gamma}$ = "carga" da pressão de vapor na temperatura de funcionamento da água durante o bombeamento

$\frac{U_s^2}{2g}$ = "carga" de velocidade na entrada da bomba (sucção)

h_{ps} = perda de carga na tubulação de sucção

H_s = Altura de sucção (diferença de cota entre a superfície livre da água no poço de sucção e o eixo da bomba).

Define-se "NPSH disponível de uma instalação de bombeamento" com a energia que o líquido possui quando chega à sucção da bomba (entrada do rotor).

Como o líquido deve permanecer como tal (estado líquido), durante o bombeamento, de modo a evitar os problemas causados pela cavitação, o "saldo" (NET POSITIVE) de carga na sucção da bomba (SUCTION HEAD) é dado por:

$$NPSH_d = \frac{P_{atm}}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - H_s - h_{ps} \quad (2.34)$$

(Fonte: ANEXO A da NBR 12214 - Projeto de sistema de bombeamento de água para abastecimento público)

Exemplo de aplicação prática:

Seja um bombeamento de água fria (20°C - pressão de vapor igual a 0,24 m.c.a.), a uma altitude de 1.200 metros acima do nível do mar (pressão atmosférica igual a 9,89 m.c.a.), de uma vazão de 33,3 l/s, cujo eixo da bomba situa-se a 3 metros acima da superfície livre da água na instalação e cujo diâmetro da tubulação de sucção é de 200 mm, comprimento da tubulação de sucção de 8 m, representada na Figura 2.18. Determine o NPSH disponível dessa instalação.

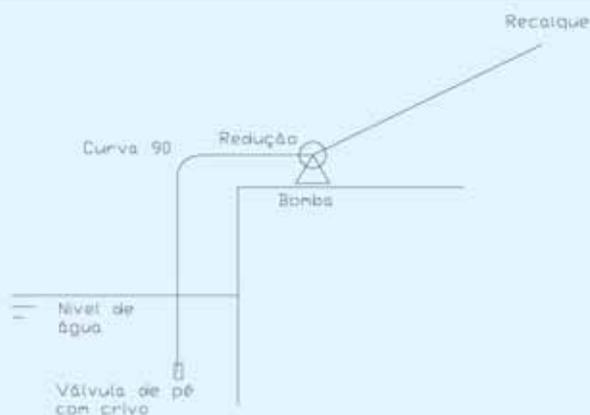


Figura 2.18: Representação do NPSH disponível de uma instalação (aplicação prática)

Solução:

Perda de carga distribuída:

$$h_p = \frac{10,65 \times 0,0333^{1,852} \times 8}{120^{1,852} \times 0,200^{4,87}} = 0,055 \text{ m.c.a.}$$

Perda de carga localizada:

TABELA 2.8: PERDA DA CARGA LOCALIZADA

PEÇA	QUANT.	"K"	TOTAL
Válvula de pé com crivo	01	2,50	2,50
Curva de 90°	01	0,40	0,40
Redução	01	0,15	0,15
Total	-	-	3,05

Velocidade na linha de sucção (equação da continuidade):

$$U = \frac{\mu \times Q}{\pi \times D^2} = \frac{\mu \times 0,0333}{\pi \times 0,200^2} = 1,06 \text{ m/s}$$

A carga cinética $U^2/2g$ vale então 0,06 m.

A perda na válvula de pé e na curva é igual a $2,90 \times 0,06 = 0,17$ m.c.a.

Supondo a redução de 200 para 100 mm na entrada da bomba, a velocidade na seção menor seria de 4,24 m/s. A carga cinética é igual a 0,92 m e a perda localizada devido à redução é igual a $0,15 \times 0,92 = 0,14$ m.c.a.

A perda localizada total é, então, igual a 0,31 m.c.a.

A perda de carga total na sucção é, então, igual a 0,365 m.c.a.

Assim, o NPSH disponível para essa instalação, funcionando com uma vazão de 33,3 l/s (120 m₃/h), será de:

$$\text{NPSH}_D = 9,89 - 0,24 - 3,00 - 0,365 = 6,29 \text{ m.c.a.}$$

Outro modo de obter o NPSH disponível:

Se for aplicada a equação de energia (Bernoulli) entre a superfície da água e o ponto "s" na entrada da bomba, pode-se escrever, conforme a equação a seguir:

$$0 + \frac{p_{atm}}{\gamma} + 0 = H_s + \frac{p_s}{\gamma} + \frac{U_s^2}{2g} + h_{ps}$$

Ou que:

$$\frac{p_{atm}}{\gamma} - H_s - h_{ps} = \frac{p_s}{\gamma} + \frac{U_s^2}{2g}$$

E, assim, substituindo os termos na expressão anterior, verifica-se que o NPSH disponível pode também ser obtido da expressão:

$$\text{NPSH}_d = \frac{p_s}{\gamma} + \frac{U_s^2}{2g} - \frac{p_v}{\gamma} \quad (2.35)$$

Onde a carga de pressão absoluta p_s/γ é medida (manômetro ou vacuômetro na entrada da bomba) e a carga cinética é calculada na equação da continuidade, para o diâmetro menor da redução na entrada da bomba, em função da vazão de bombeamento medida.

Em outros termos, é a expressão com a qual se obtém a “medição” do NPSH disponível em campo (na instalação em funcionamento).

Observações:

1 - É dessa expressão que os fabricantes se valem para realizar os ensaios de cavitação. Varia-se uma ou mais das grandezas envolvidas na expressão para determinação do NPSH disponível, até que ele fique ligeiramente superior ao requerido pela bomba que está sendo ensaiada. Aos primeiros sinais de cavitação, considera-se o NPSH disponível assim medido como o requerido pela bomba para esse ponto de operação (vazão). Repete-se o ensaio para os demais pontos, e obtém-se a curva mostrada anteriormente (NPSH requerido x vazão). Os fatores que modificam o NPSH disponível são:

Altura de sucção: tem relação direta com o NPSH disponível, como a própria fórmula mostra. Assim, as bombas não devem estar em cota muito acima da superfície livre da água. Nas instalações em geral, o nível da água no poço de sucção varia conforme o sistema de montante. É preciso verificar o NPSH disponível para a pior situação, que é o menor nível de água no poço de sucção.

Peças da linha de sucção: como pode ser observado no exemplo numérico, as perdas de carga localizadas são importantes componentes da perda de carga na sucção (hs). Um crivo com furos menores, por exemplo, modifica sensivelmente a perda de carga e, conseqüentemente, o NPSH disponível.

A temperatura do líquido bombeado influencia pouco quando se trata de bombeamento de água para abastecimento público, pois as temperaturas usuais não variam muito em torno dos 20°C, o que faz a pressão de vapor ser considerada praticamente constante.

Quanto à altitude, que interfere na pressão atmosférica, a variação não é significativa.

Quando não se podem modificar as condições da instalação para aumentar o NPSH disponível, pode-se optar por utilizar um “indutor”, que é uma peça colocada na entrada do rotor, capaz de direcionar o fluxo já na tubulação de sucção, reduzindo o NPSH requerido pela bomba. Normalmente, é uma peça oferecida pelos fabricantes de bombas maiores como item opcional.

2 - A NBR 12.214 (Projeto de sistema de bombeamento de água para abastecimento público) recomenda as seguintes velocidades máximas nas tubulações de sucção:

TABELA 2.9: VELOCIDADE MÁXIMAS, POR DIÂMETRO NOMINAL

DIÂMETRO NOMINAL (DN mm)	VELOCIDADE (m/s)
50	0,70
75	0,80
100	0,90
150	1,00
200	1,10
250	1,20
300	1,40
≥ 400	1,50

Fonte: NBR 12.214

E sugere que para bombas “afogadas” essas velocidades podem ser excedidas, desde que devidamente justificado. A intenção da norma é evitar que velocidades elevadas causem perdas de carga elevadas, e conseqüentemente, NPSH disponíveis muito baixos.

3 - Quando a bomba está “afogada”, isto é, quando o nível de água no poço de sucção é superior à cota do eixo da bomba (ou quando o poço de sucção é um tanque pressurizado, com pressão absoluta maior que a atmosférica), a expressão para a determinação do NPSH disponível é a mesma, porém considerando a altura de sucção negativa, fazendo com que a parcela referente a ela seja somada, e não subtraída à diferença ente a pressão atmosférica e a pressão de vapor.

3 Sistemas de Bombeamento de Água

Em geral, atribui-se o termo bomba a todo equipamento capaz de transferir energia de determinada fonte para um líquido, de modo que esse líquido possa realizar determinado trabalho.

No abastecimento público de água, esse trabalho corresponde ao deslocamento de um volume de água, através de uma tubulação, entre dois pontos.

Antes de abordarmos os sistemas de bombeamento, convém ressaltar que no mundo moderno todos os conceitos vistos no capítulo anterior e sua utilização para a definição dos sistemas de captação e distribuição de água estão automatizados em simuladores hidráulicos, que serão referenciados a seguir.

3.1 Modelos hidráulicos

Assim como os modelos reduzidos - muito utilizados até as décadas de 60 e 70 no estudo e projeto das grandes obras de engenharia - estavam para a obra em escala real, os modelos simuladores, seus "descendentes" da era da informática, estão para os sistemas operacionais que tentam representar.

Os modelos hidráulicos de sistemas de abastecimento de água tentam representar o funcionamento hidráulico dos condutos sob pressão, incluindo as unidades não lineares, tais como bombas, válvulas e reservatórios, normalmente chamados "tanques" (tanks), dada a origem dos softwares que utilizamos, em língua inglesa.

Resumindo, um modelo pode ser considerado como a união de um software com os respectivos dados de entrada.

Softwares (um breve histórico)

São inúmeros os softwares existentes nessa área, tendo sua origem na década de 1970, ainda utilizando computadores de grande porte. São mais divulgados os trabalhos desenvolvidos nas universidades americanas.

No início da década de 1980, a introdução dos microcomputadores facilitou a utilização dos modelos, com a possibilidade de o estudo ser feito na própria mesa de trabalho do engenheiro. Embora a capacidade de processamento fosse ainda limitada no início, a enorme velocidade com que evoluiu fez dos micros ferramentas indispensáveis nas empresas em geral e dos modelos simuladores, a ferramenta de análise hidráulica por excelência. Também nessa década foram introduzidos os primeiros módulos de análise de qualidade de água. Em 1988, após a publicação do trabalho dos professores italianos Ezio Todini e S. Pilati (*A Gradient Algorithm for the Analysis of Pipe Networks*), a velocidade computacional dos modelos foi muito incrementada, tornando-os, definitivamente, a ferramenta de trabalho dos engenheiros responsáveis pelos sistemas de abastecimento de água das maiores e melhores empresas do mundo desenvolvido.

Dados

No caso dos modelos de simulação de sistemas de abastecimento de água sob pressão, são os seguintes os dados de entrada:

Tubos:	Extensão Diâmetro f ou C
Nós (junções):	Cota Demandas (curva horária - se for o caso)
Fontes:	Nível de água (reservoirs) Nível máximo (tanks) Nível mínimo (tanks) Nível inicial (tanks)

Outros: Bombas (curva característica)
Válvulas (tipo, regulação e curva característica - se for o caso)
Qualidade de água (concentração inicial, coeficientes de reação)

Dependendo, ainda, da finalidade e da situação que se queira simular, outros dados poderão ser necessários, tais como curva de perda de carga localizadas para medidores e bocais (testes de hidrantes).

Tipos clássicos de aplicação dos modelos simuladores

Sob a ótica do planejamento e do projeto, as análises são feitas, dentre outras funções, para: prevenir o colapso dos sistemas (possibilitando a execução de obras de ampliação no momento ótimo); estudar que alteração seria necessária no sistema no caso da introdução de um consumo significativo (indústria, bairro, etc...); avaliar o período de vida útil do sistema existente em função da projeção do crescimento demográfico; estabelecer etapas de obras, otimizando a aplicação dos recursos financeiros; e estudar a circulação da água, evitando problemas de qualidade devido a "pontos mortos" no sistema.

Sob o foco do operador, as análises hidráulicas podem ser úteis, dentre outras finalidades, para a identificação de problemas de abastecimento (pressão insuficiente ou exagerada e/ou qualidade de água distribuída); a otimização energética de sistemas de bombeamento e reservação (estudo de paralisação de elevatórias em horários críticos); a detecção de perdas; o treinamento de operadores (encarregados de operação e de manutenção); o simples entendimento do funcionamento do sistema que se opera; e o controle em tempo real.

Também se prestam a tarefas mais simples como a escolha da bomba ótima para determinada estação elevatória; a verificação do ponto de funcionamento de uma determinada bomba em uma determinada estação elevatória; e o estudo para a otimização de adutoras em sistemas produtores, além de outras situações semelhantes, nas quais os cálculos podem ser feitos pelo processo tradicional sem grande problema, mas cujos modelos ajudam a reduzir substancialmente o tempo de cálculo.

Exemplos clássicos são o problema da escolha das bombas para a alimentação de uma linha adutora comum a mais de três poços ou a verificação do funcionamento de determinado conjunto em um poço que deve ser "injetado" no sistema distribuidor.

Como funcionam

O funcionamento dos simuladores hidráulicos baseia-se nos conceitos de conservação de massa e de conservação de energia, como nos problemas clássicos de hidráulica em geral. Assim, para cada nó, a soma das vazões afluentes deve ser igual à soma das vazões efluentes (normalmente demandas), e para cada trecho, deve ser verificada a equação de Bernoulli.

A solução desse sistema de “n” equações (chegando à casa dos milhares para sistemas de redes de abastecimento reais) é feita utilizando o método desenvolvido pelo Prof. Todini, chamado “método do gradiente”. Obviamente, não será exposto, por fugir ao escopo deste Livro.

No site www.epa.gov, da agência de proteção ambiental do governo norte-americano, pode ser “baixado” um software de código fonte livre (open-source), chamado “EPANET”, que é o simulador hidráulico no qual se baseia a maioria dos softwares comerciais para essa finalidade, como, por exemplo, o WaterCad (www.haestad.com) e o MikeNet (www.boosintl.com).

Vale dizer que, além do simulador EPANET, é encontrado no site, para download gratuito, o manual e um kit de “ferramentas de programação”, que permite ao usuário avançado a personalização do próprio software. O CD que acompanha este Livro traz o simulador EPANET e seus acessórios.

3.2 Tipos de bomba

Basicamente, as bombas podem ser divididas em duas grandes “famílias”:

- as bombas de deslocamento positivo (volumógenas); e
- as turbobombas, também conhecidas como “rotodinâmicas”, “hidrodinâmicas” ou, simplesmente, “dinâmicas”.

Das primeiras, o exemplo mais comum são as bombas de concreto (que equipam os caminhões betoneira das centrais de concreto). No abastecimento de água, são utilizadas as bombas centrífugas, mistas e axiais, que são os tipos mais comuns das turbobombas.

Componentes principais

Simplificadamente, pode-se considerar que suas principais partes são:

- o rotor (solidário a um eixo - parte móvel);
- a carcaça; e
- o difusor (partes fixas).

A finalidade do rotor, também chamado “impelidor”, é transmitir energia cinética à massa líquida por meio da energia mecânica da qual está animado (rotação), possibilitando a conversão dessa energia em energia de pressão, por meio do difusor. Essas transformações se dão conforme o teorema de Bernoulli e a equação da continuidade, pois, sendo o difusor, em geral, de seção crescente, proporciona a redução de velocidade da água que por ele escoar, com o conseqüente aumento da pressão na saída da carcaça.

Quando se bombeia água limpa, opta-se, normalmente, por uma bomba de rotor fechado. Há um disco protetor, que ajuda no direcionamento do fluxo. Quando, ao contrário, bombeia-se água com partículas (areia ou outros sólidos em suspensão), é comum optar-se por bombas com rotores abertos e semi-abertos, de modo a que essas partículas não obstruam o fluxo. São exemplos comuns as bombas de esgotamento de valas utilizadas em obras que envolvem a escavação do terreno natural.

Outros componentes importantes das bombas

Entre a parte fixa e a parte móvel das bombas centrífugas, chamado “conjunto girante”, é necessário “vedar” a água que circula entre essas partes. Isso é feito por meio de gaxetas, que são cordões de material flexível, ou de selos mecânicos, que cumprem a mesma finalidade. Além da vedação, o giro do rotor provoca atrito entre as partes que ficam em contato direto. Para evitar a substituição completa dessas partes, sempre que o atrito tiver provocado um desgaste além do tolerável, existem os chamados “anéis de desgaste”, que como o próprio nome diz, devem ser trocados sempre que seu desgaste atingir valores próximos ao limite considerado ótimo pelo fabricante.

Embora não seja objeto deste Livro detalhar o funcionamento e a manutenção das bombas centrífugas, essas considerações são importantes, porque interferem diretamente no rendimento da bomba, que, como foi visto no capítulo anterior, é inversamente proporcional à potência requerida para o recalque da água no sistema de abastecimento.

3.3 Como selecionar uma bomba

- Determine a vazão e a altura manométrica total requerida.
- Procure a bomba de menor potência que satisfaça esses valores, ou seja, a bomba mais eficiente, de melhor rendimento.

Para determinar a potência aproximada da bomba, calcule-a utilizando um rendimento de 0,50, pois só coincidentemente você encontrará uma bomba comercial exatamente adequada às suas necessidades (usar a equação 2.33).

3.4 Curvas de desempenho das bombas centrífugas

As características de desempenho das bombas centrífugas são representadas por curvas fornecidas pelos fabricantes. Elas traduzem o desempenho esperado de cada bomba. Embora possam ser estimadas quando da fase de projeto da bomba, somente em casos muito especiais de bombas de grandes dimensões, fabricadas especialmente para um determinado projeto, é que isso é feito.

O usual é a utilização das bombas da linha de fabricação, cujas curvas características são levantadas no laboratório do fabricante e disponibilizadas em catálogos técnicos, alguns deles disponíveis na Internet; outros, nos respectivos representantes.

Em alguns casos, o fabricante disponibiliza um software próprio para a escolha da bomba que melhor se adapta à situação desejada. Veja, por exemplo, o site <http://www.flygt.com.br>, onde se pode fazer o download de um software gratuito denominado "FLYPS 2.1", com o qual se escolhe a melhor bomba, seja do ponto de vista hidráulico, seja do ponto de vista da eficiência energética, além de possibilitar uma visão completa para o projetista com relação à instalação, aos materiais de fabricação dos componentes, etc. Cópia desse software encontra-se no CD que acompanha este Livro.

São, basicamente, três as curvas características tradicionais:

- curva de carga x vazão;
- curva de potência absorvida x vazão; e
- curva de rendimento x vazão.

Há, ainda outra curva, que traduz o NPSH requerido pela bomba, o qual deve ser comparado ao NPSH disponível do sistema.

3.4.1 Curva: altura x vazão

É obtida a partir dos ensaios de pressão e vazão da bomba. Embora seja, teoricamente, uma parábola, devem-se descontar os efeitos do atrito, que mudam a curva teórica. Nos modelos simuladores, costuma ser interpolada por uma curva do segundo grau (parábola). Desde que se considerem apenas os pontos próximos ao ponto de funcionamento, essa aproximação não traz maiores problemas. Não deve, contudo, ser utilizada para toda a faixa de funcionamento dada pelo catálogo.

Representa a relação entre a vazão que a bomba é capaz de recalcar e a altura manométrica total “contra” a qual essa vazão pode ser recalçada. O ponto de funcionamento dessa bomba em um determinado sistema é dado pelo cruzamento da curva do sistema (Capítulo 2) com a curva da bomba. É importante notar que a curva da bomba nada tem a ver com a curva do sistema. Ela é uma característica da bomba, assim como a curva do sistema nada tem a ver com a curva da bomba. É uma característica da hidráulica do sistema de tubulações, reservatórios e cotas dos níveis de água de onde e para onde se quer recalcar. O aspecto da curva da bomba é apresentado na Figura 3.1

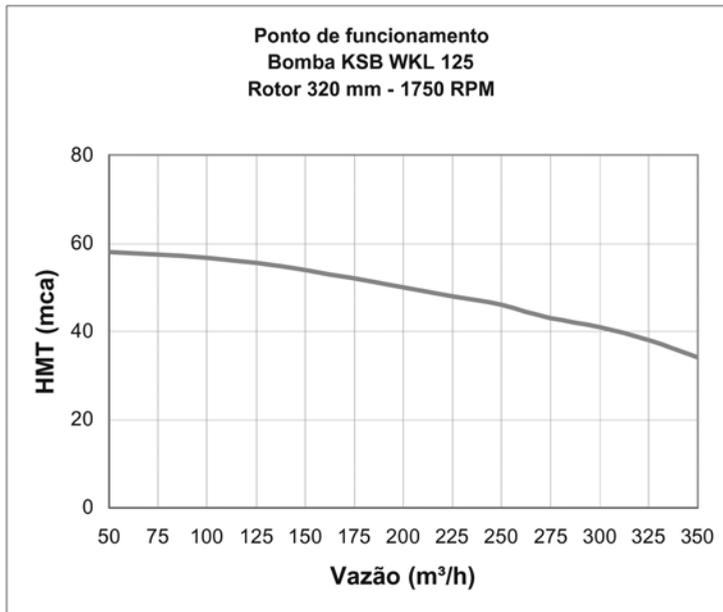


Figura 3.1: Aspecto da curva da bomba KSB WKL 125

A junção das duas curvas é que mostra como aquela bomba escolhida se adapta ao sistema. A eficiência energética deve ser buscada escolhendo uma bomba cujo ponto de funcionamento se dê o mais próximo possível do ponto de melhor rendimento da bomba.

Exemplos numéricos:

3.1 - Verifique qual seria a vazão de funcionamento da bomba cuja curva altura x vazão é a da Figura 3.1, se instalada no sistema formado por uma adutora de 2.800 metros de comprimento, 200 mm de diâmetro, coeficiente "C" de Hazen-Williams igual a 120, que interliga uma barragem cuja cota do nível da água é de 680,00 metros, a um reservatório cuja cota da tubulação na entrada é igual a 700 metros, (desprezar as perdas de carga localizadas).

Solução:

Perda de carga:

$$h_p = \frac{10,65 \cdot Q^{1,852} \cdot 2.800}{120^{1,852} \cdot 0,200^{4,87}} = 10.662,23 \times Q^{1,852}$$

Curva do sistema: $HMT = 20 + 10.662,23 \times Q^{1,852}$

O cruzamento das curvas está representado na Figura 3.2.

Assim, espera-se uma vazão de aproximadamente 160 m³/h quando essa bomba estiver instalada nesse sistema (se valor mais preciso obtido utilizando o simulador EPANET é igual a 157,36 m³/h, ou 43,71 l/s).

3.2 - Verifique qual seria o ponto de funcionamento dessa bomba, nesse sistema, se o coeficiente "C" de Hazen Williams fosse alterado para 130.

Solução:

$$h_p = \frac{10,65 \times Q^{1,852} \times 2.800}{130^{1,852} \times 0,200^{4,87}} = 9193,237 \times Q^{1,852}$$

Curva do sistema: $HMT = 20 + 9193,237 \times Q^{1,852}$

O cruzamento das curvas está representado na Figura 3.3.

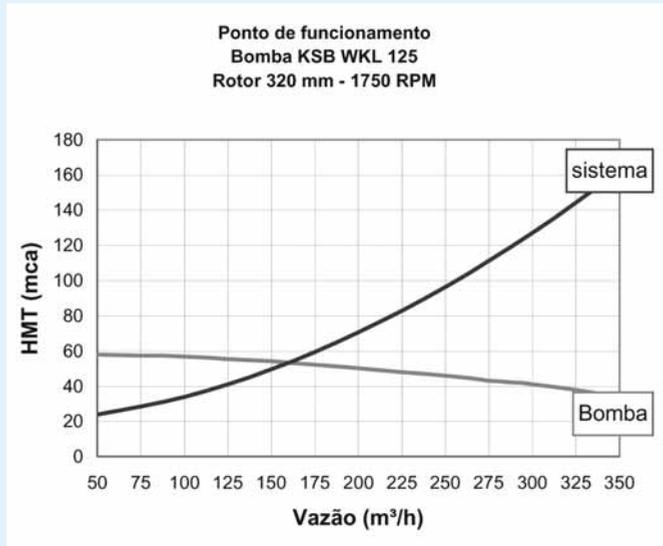


Figura 3.2: Cruzamento da curva de perda de carga com a curva do sistema

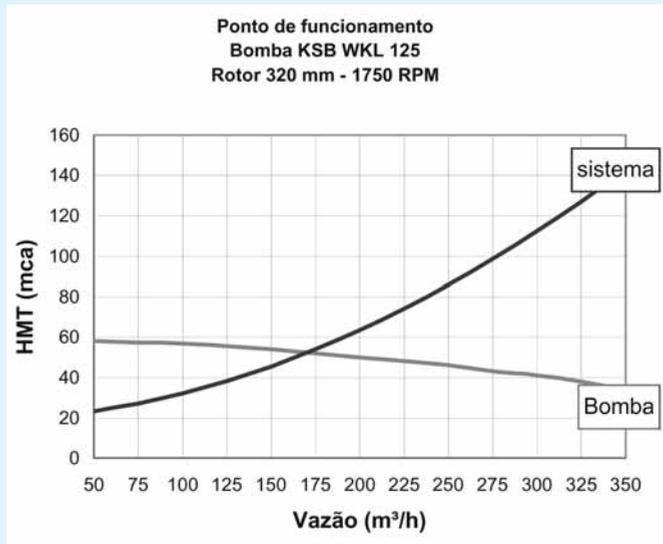


Figura 3.3: Cruzamento das curvas do sistema e da bomba

O cruzamento das curvas indica que a nova vazão produzida pela mesma bomba quando se conseguiu melhorar (reduzir) o coeficiente de atrito da tubulação é, agora, superior a 170 m³/h (o valor mais preciso obtido utilizando o simulador EPA-NET é igual a 168,12 m³/h, ou 46,70 l/s).

O importante a observar nesse exemplo é que uma simples variação do coeficiente de atrito (de 120 para 130), que pode ser obtido com a limpeza da tubulação (um método largamente utilizado nas adutoras é a passagem de "pigs"), causa um aumento de vazão de cerca de 8,4% em relação à vazão original e um deslocamento para a direita do ponto de funcionamento da bomba. O novo ponto de funcionamento pode ter um rendimento maior ou menor, dependendo da bomba. Daí o cuidado ao se escolher determinada bomba para determinado sistema consiste em observar todos os possíveis pontos de funcionamento.

Se do ponto de vista hidráulico é vantajoso obter maior vazão em função de uma menor perda de carga, do ponto de vista energético devem-se observar as características do equipamento, que pode não estar mais nas proximidades do ponto de melhor rendimento.

3.4.2 Curva: potência x vazão

Também é obtida dos ensaios no laboratório de hidráulica do fabricante. Representa a relação entre a vazão bombeada e a potência necessária para tal. Aqui, vale uma observação sobre essa potência: ela é denominada usualmente de BHP (Brake Horse Power, do inglês) e quer dizer a potência hidráulica absorvida pela bomba. É a potência que o motor deve fornecer ao eixo da bomba. Não é a potência que é demandada da concessionária de energia elétrica. Essa é o resultado da divisão da potência dada pelo catálogo do fabricante (BHP) pelo rendimento do motor e pelo fator de potência da instalação. Seu aspecto é apresentado na Figura 3.4.

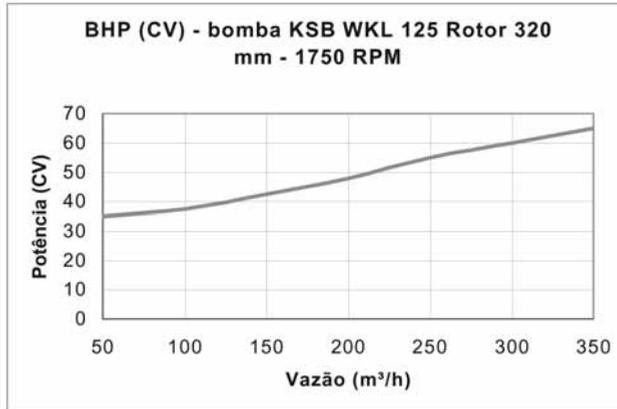


Figura 3.4: Curva potência x vazão

3.4.3 Curva: rendimento x vazão

É a curva que mostra a “região” do intervalo de vazões possível para a bomba, onde se dá o melhor rendimento (máximo da curva) e seu valor. O aspecto das curvas de rendimento x vazão é o mostrado na Figura 3.5.

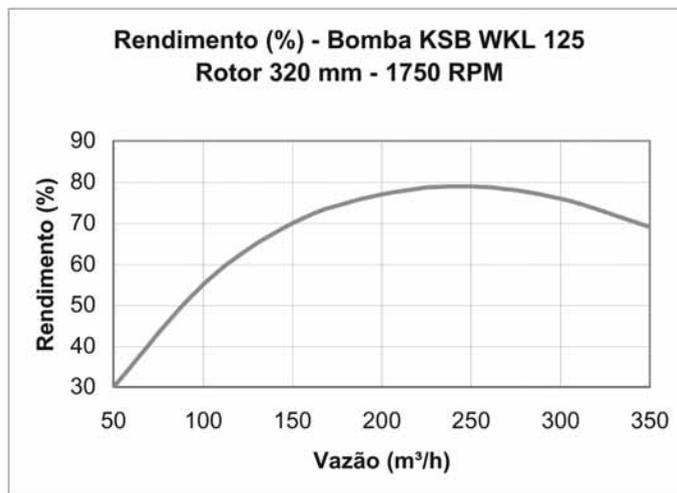


Figura 3.5: Curva: rendimento x vazão

Observação:

Nas duas situações abordadas no exemplo anterior, onde se melhorou o coeficiente de atrito da tubulação (120 para 130) também o rendimento melhorou, pois o aumento de vazão se deu no ramo ascendente da curva rendimento x vazão.

Nesse caso, houve, de fato, uma melhoria significativa da eficiência energética, pois passou-se a trabalhar num ponto de melhor rendimento com uma vazão superior.

Apesar de a potência consumida ser também superior, ela será compensada pelo menor tempo de funcionamento da bomba no sistema, já que a energia consumida, simplificada, é o produto da potência pelo tempo de funcionamento.

3.4.4 Curva: NPSH x vazão

Outra curva que caracteriza as bombas centrífugas é a que relaciona o NPSH requerido com a vazão. O conceito do NPSH (NET POSITIVE SUCTION HEAD), que normalmente é traduzido como carga requerida na entrada do rotor, foi descrito no capítulo anterior. Como traduz uma "carga", tem unidades métricas (metros de coluna de água, m.c.a), como já abordado no Capítulo 2.

A curva tem o aspecto da Figura 3.6.

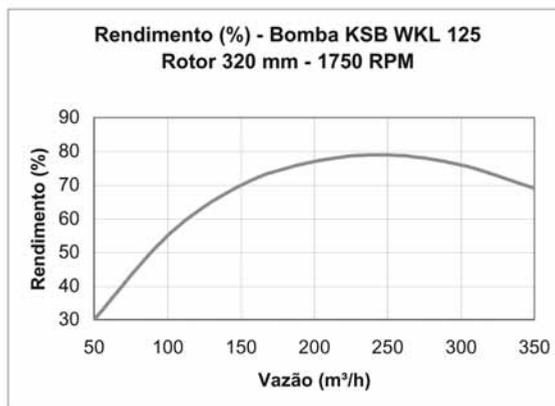


Figura 3.6: Curva NPSH x vazão

3.5 Leis de similaridade

Da aplicação do “teorema π ” (base da análise dimensional) às grandezas envolvidas na mecânica dos fluidos e no estudo das máquinas hidráulicas, chega-se às relações que interessam particularmente ao estudo de eficiência das bombas centrífugas, às quais se dá usualmente o nome de “leis de similaridade”. Elas refletem a variação das características da bomba (vazão, altura manométrica e potência) quando outras grandezas variam (rotação, diâmetro do rotor, peso específico do líquido bombeado, viscosidade, etc.).

Neste Livro, interessa apenas identificar como as curvas características variam com a rotação do motor (permitem utilizar os variadores de velocidade para obter maior eficiência energética em bombeamento com demanda variável - na distribuição em marcha encontram o maior potencial de aplicação) e com o diâmetro do rotor, relação que permite ajustar em campo o diâmetro do rotor ao ponto de funcionamento real - “usinagem de rotores”, obtendo melhor eficiência do conjunto motobomba instalado.

Nas relações a seguir, o índice “1” representa as condições após a modificação do parâmetro (rotação ou diâmetro do rotor).

Variação com a rotação:

- $Q_1 = \frac{n_1}{n} \times Q$ (vazão) (3.1)

- $H_1 = \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 \times H$ (altura manométrica total) (3.2)

- $P_1 = \left(\frac{n_1}{n} \right)^3 \times P$ (potência) (3.3)

Varição com o diâmetro do rotor:

- $Q_1 = \frac{d_1}{d} \times Q$ (vazão) (3.4)
- $H_1 = \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \times H$ (altura manométrica total) (3.5)
- $P_1 = \left(\frac{d_1}{d} \right)^3 \times P$ (potência) (3.6)

Observações sobre a relação da variação da vazão com o diâmetro dos rotores

A relação direta (razão simples entre os diâmetros) vale para “cortes” nos rotores até aproximadamente 20%. Esse é o caso comum que ocorre na prática. Alguns autores adotam a relação quadrática $Q_1 = \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \times Q$ (Ref. Bibliográfica - Bombas e Instalações de Bombeamento - Archibald Joseph Macintyre).

Em A. J. Stepanoff (Centrifugal and Axial Flow Pumps - Theory, Design and Application), recomenda-se uma tabela de correção dos valores calculados pela relação linear entre os diâmetros, mostrada na Figura 3.7.

% diâmetro original calculado	67,0	70,0	75,0	80,0	85,0	90,0	95,0	100,0
% diâmetro original real	70,5	73,2	77,6	82,5	86,8	90,8	95,2	100,0

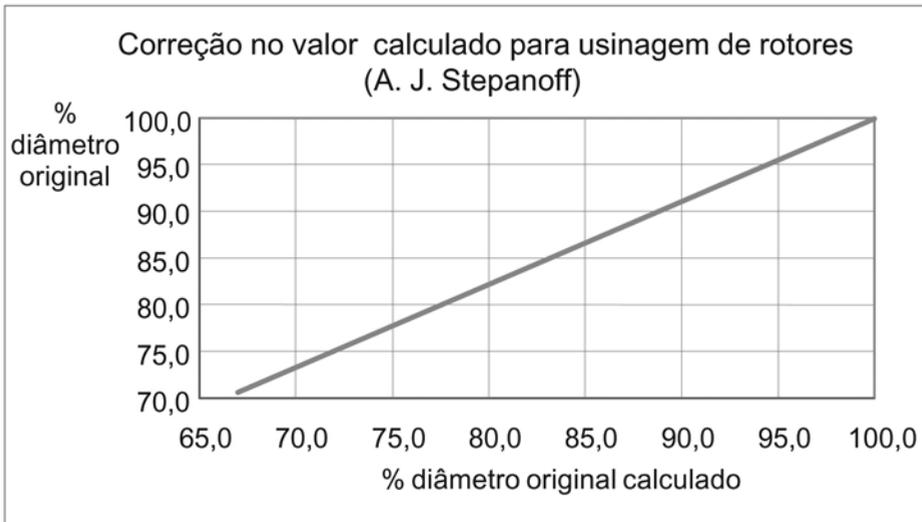


Figura 3.7: Correção no valor calculado para usinagem de rotores (A.J. Stepanoff)

Há outro caso que interessa mais aos fabricantes quando as bombas são geometricamente semelhantes, isto é, considerando o diâmetro como dimensão representativa, e quando as demais dimensões físicas do rotor (ângulo das palhetas, espaçamento, etc.) guardam uma proporcionalidade constante entre si. Para esse caso, a relação entre os diâmetros é cúbica, sendo utilizada na confecção dos catálogos técnicos das bombas de fabricação em série, onde se ensaia apenas o protótipo. (Referência bibliográfica: Bombas Industriais - Edson Ezequiel de Matos e Reinaldo de Falco)

Exemplo numérico:

Seja a relação entre a vazão com a qual se deseja que a bomba funcione e a vazão com a qual ela funciona de fato igual a 0,85 e o diâmetro existente de 250 mm. Pela relação linear entre os diâmetros, tem-se:

$$Q_1 = \frac{d_1}{d} \times Q$$

logo, $d_1 = 0,85 \times 250 = 212,5$ mm, que corresponde a 85% do diâmetro original.

Pelo ábaco de correção de Stepanoff, ao percentual de 85% corresponde um percentual real de 87%. Logo, deve-se providenciar a usinagem de apenas 16,25 mm no raio do rotor para se ter 32,50 mm de redução no diâmetro, que corresponde aos 87% do diâmetro original ($0,87 \times 250 = 217,50$, o mesmo que $250 \text{ mm} - 32,50 \text{ mm} = 217,50 \text{ mm}$).

Deve-se observar que essas são relações aproximadas, sendo prudente usinar da primeira vez um pouco menos que o calculado, testar a vazão após a colocação do rotor na bomba e, se for necessário, complementar o “corte”.

Esse procedimento é muito comum nos casos em que se “estrangula” o registro de recalque para que a vazão recalcada permaneça no ponto desejado.

3.6 Boosters

São instalações de bombeamento em que não há poço de sucção a montante da bomba ou, em outras palavras, onde a pressão na sucção é a pressão do sistema a montante da bomba.

Todas as considerações feitas neste Livro para as bombas e estações elevatórias são válidas para os boosters. O esquema da linha de carga de um sistema com um booster são mostrados nas Figuras 3.8 e 3.9:

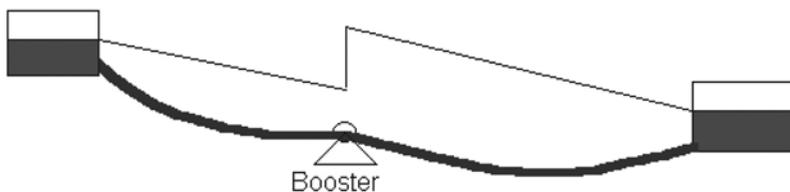


Figura 3.8: Linha de carga de um sistema com um booster

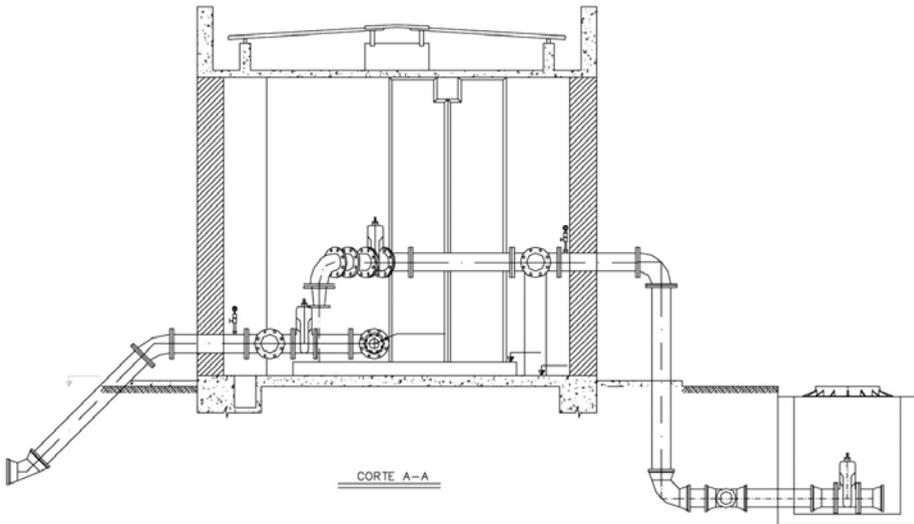


Figura 3.9: Corte numa instalação típica tipo booster

3.7 Poços profundos (alturas estática e dinâmica)

Outro tipo de instalação que deve ser comentado é o poço profundo com uma bomba submersível instalada. Basta considerar a bomba submersível como outra bomba qualquer, numa instalação com bomba “afogada”

A altura geométrica deverá ser tomada a partir da superfície livre da água no poço, denominada “nível dinâmico”, até o ponto de descarga da linha adutora. Quanto às perdas de carga, devem ser consideradas desde o conjunto motobomba submersível até o final da linha. Nesse caso, não existe a tubulação de sucção, e a perda de carga se dá somente na tubulação de recalque.

A Figura 3.10 ilustra o esquema:

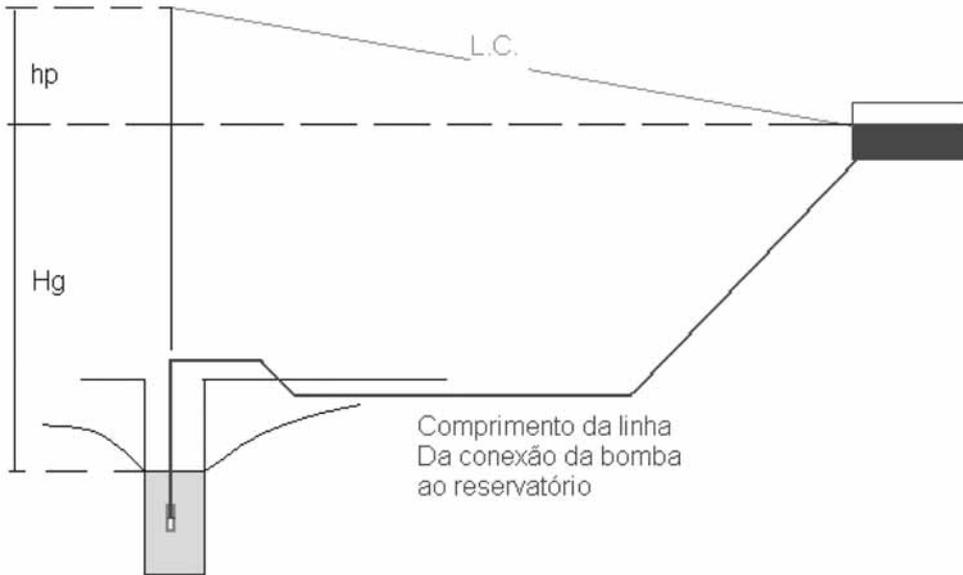


Figura 3.10: Poço profundo com bomba submersível

3.8 Medições e parâmetros de controle

Nas instalações de bombeamento, devem medir sistematicamente a pressão na sucção, a pressão no recalque e a vazão bombeada.

As duas pressões (sucção e recalque) permitem determinar a altura manométrica total, “contra” a qual a bomba estará recalcando a vazão medida. Esse ponto de funcionamento deve estar de acordo com a curva da bomba fornecida pelo fabricante. Caso contrário, manutenções deverão ser feitas de modo a que o equipamento volte a operar conforme o projeto, sem queda no rendimento.

A determinação dessa altura manométrica total é feita com base nas medições de campo da vazão e das pressões na sucção e no recalque. A expressão que relaciona essas grandezas é a seguinte:

$$\text{HMT} = Z_R + \frac{p_R}{\gamma} + \frac{U_R^2}{2g} - \left(Z_S + \frac{p_S}{\gamma} + \frac{U_S^2}{2g} \right) \quad (3.7)$$

sendo Z_S e Z_R as cotas da tubulação onde as pressões estão medidas na sucção e no recalque; e U_S e U_R as velocidades nesses pontos, em que as pressões medidas são p_S e p_R , respectivamente, na sucção e no recalque.

Outras medidas elétricas podem dar indicações importantes, tais como a medida da corrente elétrica, que pode ser associada diretamente à vazão de bombeamento.

Além disso, a medida dessa grandeza elétrica, em conjunto com a tensão em cada uma das fases (normalmente as instalações de bombeamento são trifásicas), é que permite avaliar a potência elétrica que está sendo absorvida da rede da concessionária.

Medidas como o fator de potência auxiliam também na correção desse valor, evitando a geração de cargas indutivas na rede. As concessionárias, normalmente, cobram a energia reativa excedente se o fator de potência for menor que 0,92.

3.8.1 Medidores de pressão, de nível e de vazão

Medição de pressão

Os medidores de pressão disponíveis no mercado, conhecidos como “manômetros”, normalmente são identificados visualmente pelo mostrador, onde se lê a grandeza que se está medindo. No caso, a pressão. Seu princípio de funcionamento está baseado no conceito de pressão ($p = \gamma \cdot h$).

Na Figura 3.11 está ilustrada uma medição de pressão através de um tubo “U”, no qual existe um líquido com um peso específico diferente do peso específico da água (normalmente, as equipes de campo trabalham com mercúrio - $\gamma = 13.600 \text{ kgf/m}^3$).

Determine a pressão na tubulação mostrada na Figura 3.11 pelo manômetro nela instalado (tubo “U”):

Solução:

Se a altura da superfície inferior do líquido estiver a 3,50 metros da tubulação ($X = 3,50$ m) e a diferença de altura do líquido manométrico (h) for igual a 1,50 m, a pressão nesse ponto será dada por:

$$p_A = h \times \gamma_{Hg} + X \times \gamma_{\text{água}}$$

Ou $P_A = 3,50 \times 1.000 + 13600 \times 1,50 = 23.900$ kgf/m² ou 2,39 kgf/cm² ou ainda cerca de 24 m.c.a., que seria a pressão lida no manômetro instalado nesse ponto, representado na Figura esquemática.

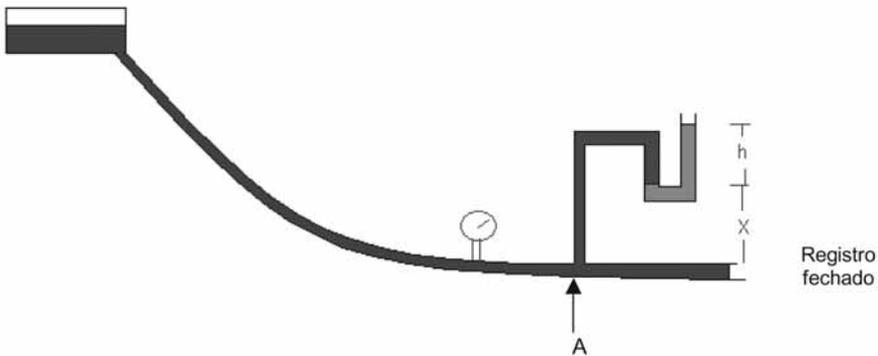


Figura 3.11: Medida da pressão na tubulação pelo manômetro nela instalado

Outros tipos de manômetros são mais usuais - por exemplo, os que funcionam à base de uma mola - sendo a tensão da mola calibrada conforme a pressão que o líquido exerce sobre ela. Mas sempre a calibração dos aparelhos passa pelo manômetro hidrostático, mostrado no exemplo como fundamento (normalmente conhecido como "manômetro de mercúrio"), em função do "líquido manométrico" utilizado.

Medição de nível de reservatório

Medir o nível de água no interior de um reservatório nada mais é que medir a pressão da água a partir de um ponto tomado como referência (normalmente, o piso no exterior do reservatório). Assim, os conceitos de medição de pressão valem integralmente para a

medição de nível, sendo comum a utilização de medidores de pressão (registradores) para avaliar o comportamento piezométrico de um determinado reservatório, controle esse que servirá para acionar o dispositivo de automação escolhido para a função de liga/desliga das bombas que para ele recalcam.

É claro que sendo a água um condutor de eletricidade, outros dispositivos de medição de nível existem no mercado, baseados, por exemplo, no fechamento de um circuito elétrico que indica a existência de água naquele nível.

À variação do nível associa-se um dispositivo de controle capaz de acionar uma ou mais bombas, conforme o esquema de operação adotado, que, em termos de eficiência energética, dependerá da forma da curva de demanda horária daquele sistema de abastecimento de água.

Eventualmente, pode ser difícil a instalação de um medidor de vazão na saída do reservatório, em função da possibilidade do esvaziamento deste, o que faria com que o medidor apresentasse resultados incorretos. Nesses casos, utiliza-se o artifício de medir a vazão na entrada do reservatório e, simultaneamente, a variação do nível deste. A equação 3.8 relaciona a vazão de entrada com a variação do volume no reservatório em função do tempo (vazão), fornecendo a vazão de saída. Esta é a curva de demanda horária que orientará os dispositivos de automação e controle mencionados anteriormente.

$$Q_s = Q_e \pm h \times A \quad (3.8)$$

sendo "A" a área da base do reservatório.

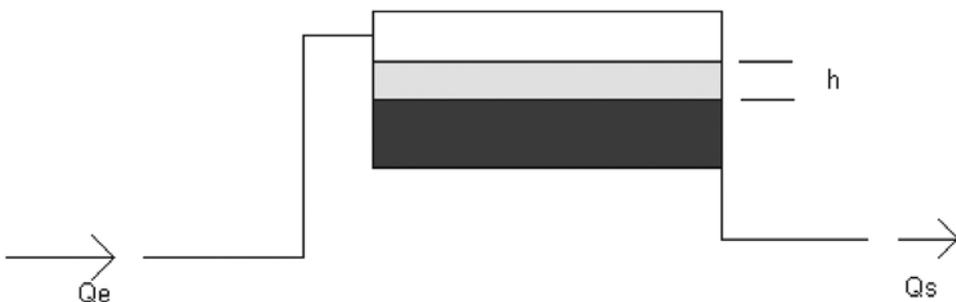


Figura 3.12: Área da base do reservatório

Medição de vazão

Dentre as medições das grandezas físicas da natureza, a medição de vazão é uma das mais difíceis, considerando o escoamento nos condutos forçados. Uma das razões é que a velocidade ao longo da seção transversal não é uniforme, com já foi mostrado anteriormente.

Embora existam diferentes tipos de medidores de vazão e de volume (taquimétricos, ultra-sônicos, eletromagnéticos), o dispositivo mais usual para a aferição dos medidores é o tubo de Pitot, cuja precisão não vai além dos $\pm 4\%$, embora seja um dos métodos mais precisos para esse tipo de medição.

Ele não mede diretamente a vazão, mas um diferencial de pressão, que está associado à velocidade, e esta, por sua vez, com a vazão, por meio da equação da continuidade.

O tubo de Pitot baseia-se no teorema de Bernoulli e na equação manométrica, como mostra o exemplo numérico ilustrado a seguir.

A Figura 3.13 representa, esquematicamente, um tubo de Pitot do tipo Cole inserido numa tubulação de 200 mm (as dimensões na figura estão em cm), em que se deseja saber a velocidade da água no centro da seção do tubo circular.

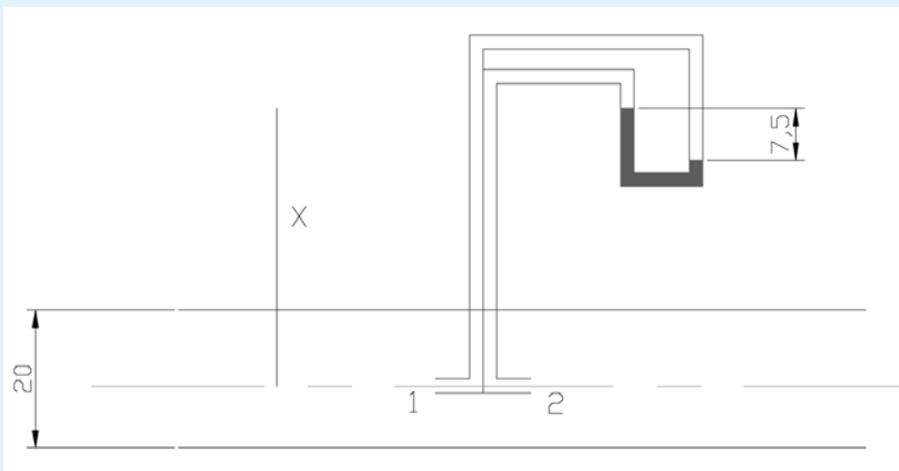


Figura 3.13: Esquema de um tubo Pitot do tipo Cole

Solução:

Equação manométrica:

$$p_1 - \gamma \cdot X + \gamma \cdot 0,075 - \gamma_{Hg} \cdot 0,075 + \gamma \cdot X = p_2 \quad (\gamma \text{ é o peso específico da água})$$

Ou,

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = 0,075 \times \left(\frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} - 1 \right)$$

Da aplicação do teorema de Bernoulli entre os pontos 1 e 2 tira-se a relação:

$$0 + \frac{p_1}{\gamma} + 0 = 0 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{U_2^2}{2g}$$

Utilizando as duas equações obtidas, pode-se escrever:

$$\frac{U_2^2}{2g} = 0,075 \times \left(\frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} - 1 \right)$$

sendo $\frac{\gamma_{Hg}}{\gamma} = 13,6$ a densidade do mercúrio, a velocidade no ponto 2 assim determinada será igual a 4,3 m/s (tomando a aceleração da gravidade igual a 9,81 m/s²).

Na prática, esse procedimento deve ser repetido para diversos pontos da seção transversal, de modo a se traçar o diagrama de velocidades. A velocidade média, então, determinada entre os pontos medidos, conforme a Figura 3.14:

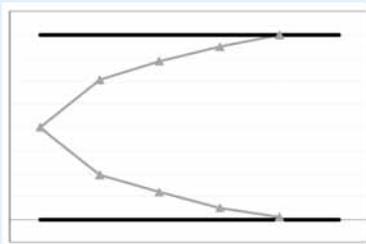


Figura 3.14: Medida da velocidade entre dois pontos

E é assim que se determina a vazão de um determinado escoamento num conduto forçado em campo. É com esse dispositivo que se aferem os demais medidores de vazão de características mais sofisticadas (ultra-sônicos e eletromagnéticos), e os medidores de turbina vertical, os mais utilizados para medições de vazões maiores.

3.9 Reservatórios

O reservatório é a unidade do sistema de abastecimento de água responsável pelo equilíbrio entre a demanda e a oferta, entendido como tal o consumo dos clientes, que é função dos hábitos de consumo, das condições socioeconômicas da população abastecida e das condições meteorológicas, e a capacidade de produção da instalação, em última análise, da bomba ou conjunto de bombas da elevatória.

O dimensionamento dos reservatórios é um dos fatores cruciais para uma boa eficiência energética, pois é com base na sua operação que se podem modular cargas ou utilizar a estação de bombeamento nos horários mais favoráveis, evitando as horas de pico.

Para um correto dimensionamento, é importante ter em mãos a curva de demanda da zona de abastecimento do reservatório e utilizar os simuladores hidráulicos, dos quais o EPANET, distribuído gratuitamente no site da agência de proteção ambiental americana (EPA) é uma das boas alternativas.

A análise econômica das opções de bomba, tubulação e reservatório é que dirá qual é a melhor solução do ponto de vista da eficiência energética.

Considerando a variação diária da demanda (variação no ciclo de 24 horas), os reservatórios devem ser capazes de armazenar um volume suficiente para fazer face aos horários em que a demanda é maior do que a capacidade de bombeamento.

Com o auxílio dos simuladores hidráulicos, podem-se “ensaiar” paralisações do bombeamento e verificar como o sistema se comporta, analisando a conveniência da realização de investimentos em aumento de capacidade de reservação, ou aumento de capacidade de bombeamento, de modo a otimizar o sistema. Em tese, um reservatório pequeno implica uma estação de bombeamento para uma vazão grande. Ao contrário, a um bombeamento de vazão menor deve corresponder um reservatório de maior capacidade, de modo que este não esvazie enquanto a demanda está maior que a oferta.

A Figura 3.15 e a Figura 3.16 mostram, respectivamente, uma curva de demanda horária e a variação de nível de um reservatório de um conjunto habitacional cuja elevatória tem uma capacidade de produção fixa (reservatório de montante).

Na Figura 3.16, observa-se que o reservatório já está trabalhando próximo ao seu limite, pois o nível chega quase ao mínimo próximo das 19:00 horas. Esse exemplo é uma situação de projeto para o final de plano, na qual as condições limite são atingidas.

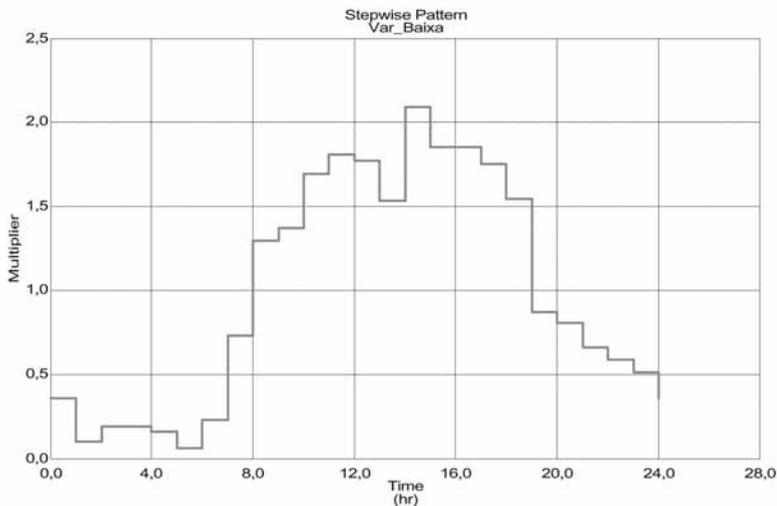


Figura 3.15: Curva de demanda horária

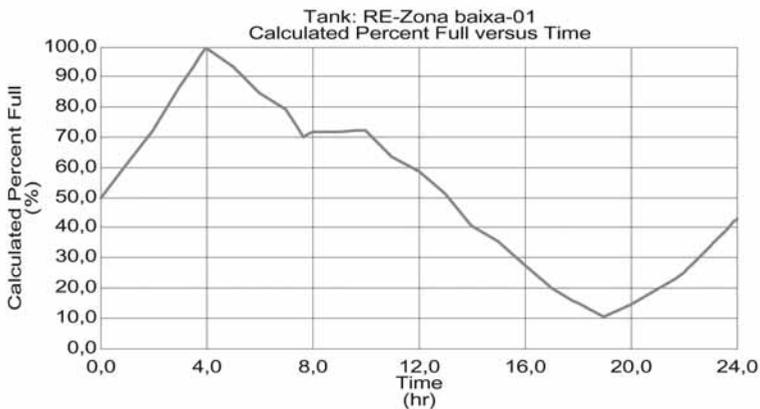


Figura 3.16: Curva de variação de nível de um reservatório

A Figura 3.17 mostra como é o comportamento da estação de bombeamento nesse sistema.

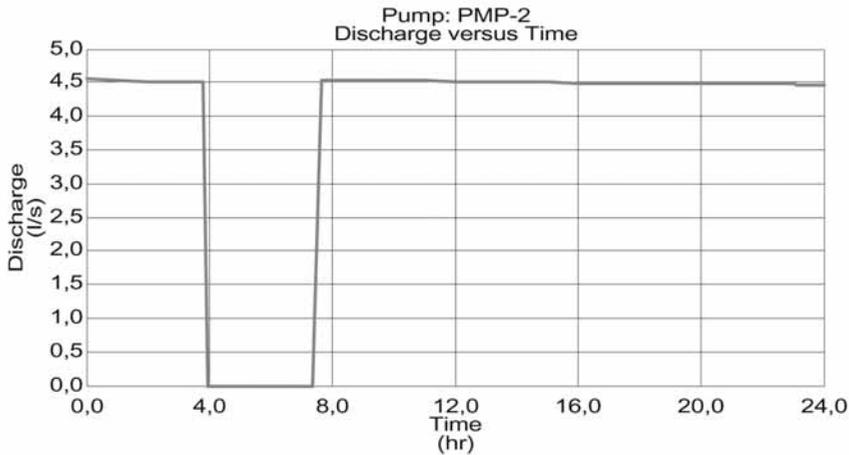


Figura 3.17: Comportamento da estação de bombeamento

Nota-se que a elevatória foi paralisada no período de 4:00 horas até próximo das 8:00 horas da manhã, uma vez que o reservatório atingiu o nível máximo. O desligamento de bombas normalmente é automatizado, de modo a evitar erros de operação, que provocam desperdício de água e, conseqüentemente, de energia.

Reservatórios de jusante e abastecimento em marcha

Um arranjo muito comum em projetos com vistas à obtenção de economia consiste na utilização de reservatórios de jusante ou de sobra. São reservatórios dimensionados para receber o excedente de consumo durante o período em que a produção o supera e para abastecer quando o consumo supera a produção. A diferença básica para o reservatório de montante, mais comum entre nós no Brasil, é que o consumo se dá entre o bombeamento e a reservação. Isto é, a bomba trabalha com o ponto de funcionamento móvel, percorrendo sua curva característica conforme a demanda aumenta ou diminui.

O cálculo das perdas de carga ao longo da tubulação que distribui em marcha é feito considerando que quando o consumo é igual ao máximo a perda de carga se aproxima de 1/3 da perda que existiria para a mesma vazão se não houvesse consumo em marcha.

Essa é uma hipótese de cálculo largamente utilizada quando as planilhas de cálculo hidráulico da rede são feitas sem o uso dos simuladores.

O exemplo a seguir, elaborado com o auxílio do EPANET, ilustra como um bombeamento em marcha funciona, assim como a relação entre a capacidade de bombeamento, a curva de consumo e a capacidade de reservação. A curva característica da bomba da elevatória E-01 é apresentada na Tabela 3.1.

TABELA 3.1: REPRESENTAÇÃO DA CURVA CARACTERÍSTICA DA BOMBA ELEVATÓRIA E-01

ALTURA (mca)	VAZÃO (l/s)
48	6
45	12
40	18
34	24
25	30

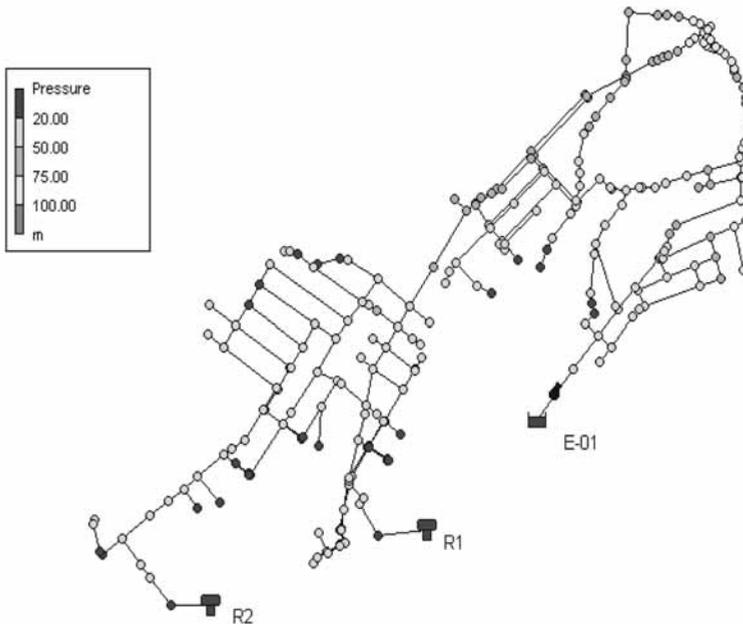


Figura 3.18: Esquema hidráulico

A curva de demanda horária está apresentada na Figura 3.19.

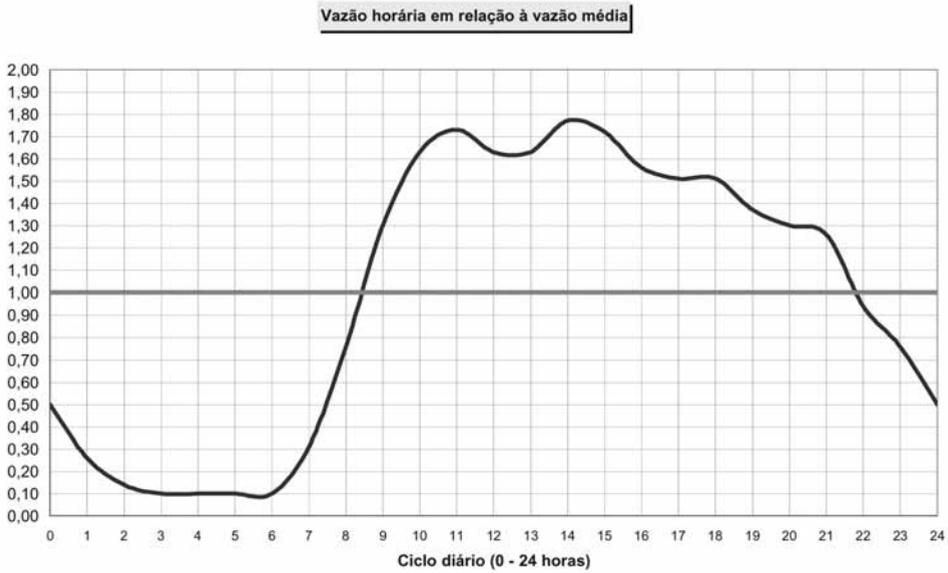


Figura 3.19: Curva de demanda horária

As curvas de variação de nível dos reservatórios R1 e R2 estão mostradas nas Figuras 3.20 e 3.21.

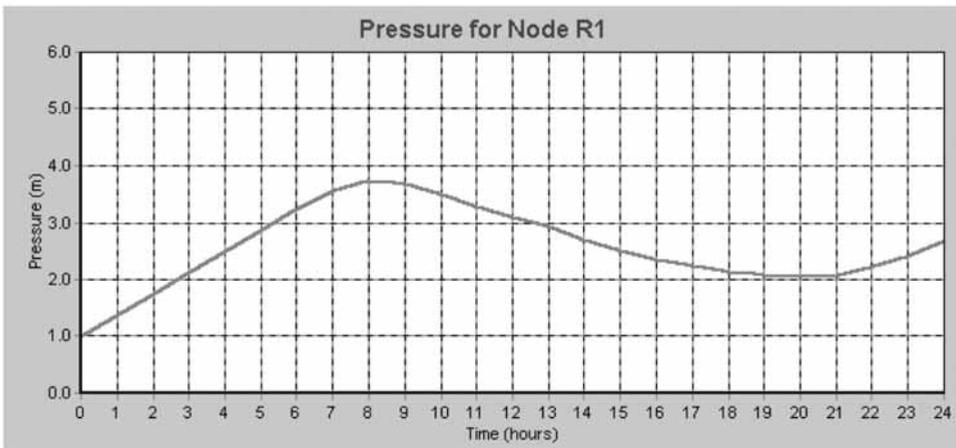


Figura 3.20: Curva de variação de nível do reservatório R.1

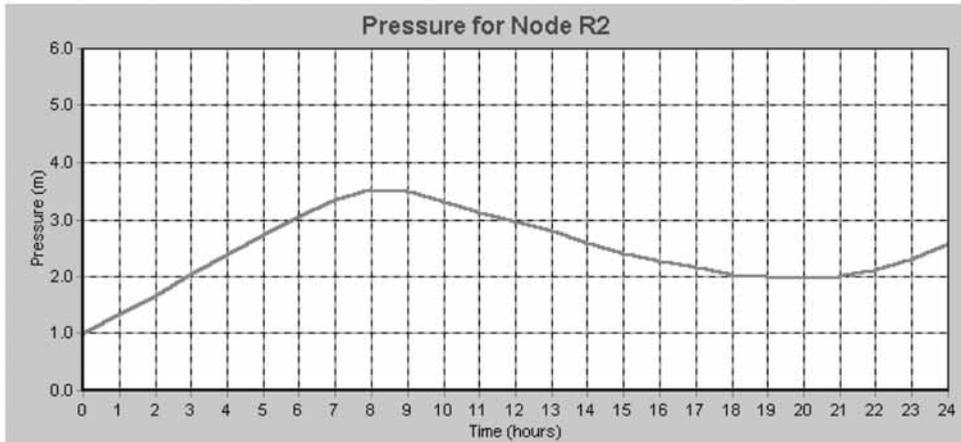


Figura 3.21: Curva de variação de nível do reservatório R.2

As curvas se assemelham, devido às características iguais dos reservatórios e a seu posicionamento na rede em pontos de cota muito próxima. Ao final do dia, as curvas mostram que o nível do reservatório está mais alto que no início, se as condições de demanda fossem verificadas. Caso simulássemos mais alguns dias no software, veríamos o reservatório atingir o nível máximo.

A Figura 3.18 refere-se a uma situação real de campo, onde se notam pressões excessivas (maiores que 50 m.c.a.).

Tipos de reservatórios

As Figuras 3.22 e 3.23 mostram os dois tipos básicos de reservatórios: elevados e apoiados. Os primeiros são mais comuns nas regiões mais planas, onde é necessário se valer deles para a manutenção das linhas pressurizadas, nas horas em que as bombas estão desligadas.

Os segundos são mais comuns nas localidades montanhosas, onde se aproveitam as elevações naturais do terreno para a mesma finalidade descrita acima.

A Figura 3.23 mostra um reservatório apoiado ao lado de um reservatório elevado. É um arranjo onde se procura promover maior eficiência energética bombeando para o reservatório elevado somente a vazão necessária para a parte superior da região a ser abastecida, isto é, utilizando os conceitos de zonas de pressão.

A opção por um dos dois tipos se faz de acordo com a concepção de projeto, procurando, sempre que possível, utilizar os reservatórios apoiados, pois são de menor custo estrutural.



Figura 3.22: Reservatório elevado



Figura 3.23: Reservatórios apoiado e elevado

Do ponto de vista da economia de energia, o arranjo correto das zonas de pressão, seja com reservatórios elevados ou com reservatórios enterrados, é que fará com que o sistema apresente maior ou menor eficiência energética em função do volume de reservação e da capacidade das bombas, e não propriamente o tipo de reservatório.

O conjunto formado pela elevatória e pelo reservatório é que deve ser capaz de fazer frente à demanda (e sua curva horária), permitindo, por exemplo, paralisações nos horários de ponta e economia de custo.

3.10 Automação

Conforme ilustrado no exemplo anterior, o desligamento das elevatórias e dos boosters deve ser automatizado, para evitar falhas humanas e desperdícios desnecessários. A eficiência de um sistema de bombeamento começa pelo tipo de controle operacional selecionado para as operações de liga/desliga das elevatórias.

Além dos controladores lógico programáveis, utilizados nas estações de grande porte, são largamente utilizados os sistemas de pressostato, chaves-bóia e pressostato-timer ou outra combinação entre si desses elementos.

O quadro de comando elétrico da estação elevatória precisa “sentir” o nível do reservatório e, conseqüentemente, programar uma operação, seja ela simplesmente de desligar/ligar o único conjunto ou de desligar um dos vários conjuntos das elevatórias maiores, analisando logicamente o gradiente da variação de nível no reservatório e comandando a operação de acionamento de um ou mais dos conjuntos moto-bomba existentes na elevatória.

Há, ainda, a alternativa de comandar um variador de velocidade do motor, que fará com que a bomba opere em pontos diferentes, de acordo com a demanda ao longo do ciclo diário de abastecimento. No caso dos grandes sistemas, cada alternativa deve ser estudada cuidadosamente, de modo a selecionar a que melhor se adapte ao sistema em questão.

Qualquer que seja a alternativa tecnológica selecionada, a regra será sempre procurar fazer com que a bomba trabalhe o mais próximo possível do seu ponto de melhor rendimento, sem permitir extravasamento no reservatório nem seu esvaziamento total.

3.11 Válvulas

Há uma enorme quantidade de tipos de válvulas e de combinações destas; algumas hidráulicas, outras com atuador elétrico. Dentre aquelas que podem interessar ao controle de bombeamento, visando à obtenção maior eficiência energética, podem ser destacadas as seguintes, com suas respectivas funções:

- Válvulas do tipo on/off. Servem, basicamente, para o acionamento remoto de unidades ou, mesmo, para operar registros de grandes dimensões sem esforço físico.
- Válvulas redutoras de pressão. Estas, sim, são de grande utilidade no campo do abastecimento de água. Têm como utilidade principal na reduzir a pressão a jusante do ponto de instalação, evitando as pressões excessivas indutoras de maiores perdas físicas nas redes de distribuição, indústrias, prédios altos, etc.
- Válvulas sustentadoras de pressão e válvulas de alívio. Têm funcionamento semelhante e aplicam-se onde é necessário manter uma pressão inferior a um determinado limite. Por exemplo, na linha de recalque das estações elevatórias. Regulam automaticamente para manter a pressão preestabelecida, de acordo com a variação da vazão. São muito utilizadas para limitar a vazão num bombeamento com desnível negativo (bombeamento para “baixo” quando da partida do motor) e para limitar a vazão às zonas baixas, mantendo pressão nas zonas altas, etc. Quando funcionam como válvulas de alívio, processam uma abertura de by-pass da tubulação de recalque para a de sucção, de modo a impedir o aumento de pressão a jusante da bomba.
- Válvulas controladoras de nível. Têm seu campo de atuação preferido na prevenção de extravasamentos. Quando associadas a um controlador programável, podem comandar a operação das bombas da elevatória ou de outra válvula que limite a vazão, por exemplo, ou atuar no variador de velocidade, se este for o caso.
- Válvulas limitadoras de vazão. Mantêm a vazão do sistema de abastecimento de água (ou trecho) dentro dos limites preconizados ou, eventualmente, negociados com clientes especiais. Servem também para controlar a vazão de uma bomba de curva “chata” (bomba cuja pequena variação de altura manométrica promove uma grande variação de vazão recalçada), evitando sobrecargas ao motor. Assim como as demais, funcionam baseadas na pressão diferencial gerada pela variação do fluxo.
- Válvulas para a prevenção de golpe de aríete. Embora de grande utilização nas elevatórias, têm pouca afinidade com o assunto deste Livro. Abrem-se vagarosamente quando da partida dos motores e fecham-se lentamente quando do desligamento rápido,

evitando os transientes de pressão, que podem levar ao colapso da estação de bombeamento.

- Válvulas de alívio rápido. Também se aplicam à prevenção de golpes de aríete, existindo ainda uma outra grande variedade de combinações possíveis nas diversas situações de campo que se apresentam na prática.

Todas têm uma curva de perda de carga, que é função do tipo e da faixa de operação (variação da vazão de operação), como pode ser visto na Figura 3.24, que ilustra uma perda de carga de uma válvula Bermad de disco plano.

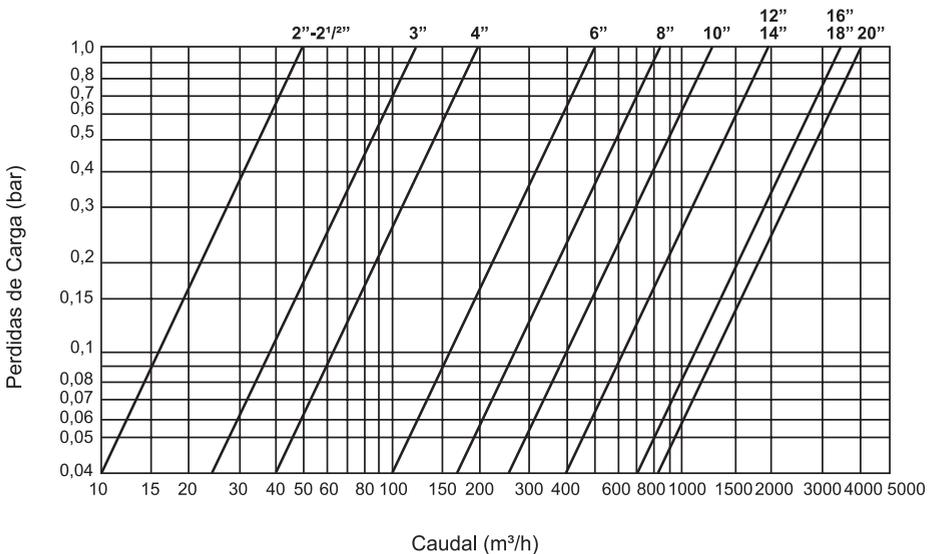


Figura 3.24: Perda de carga de uma válvula Bernard de disco plano

Dos fabricantes desses tipos de válvulas, podem-se citar dois dos maiores: Dorot (www.dorot.com) e Bermad (www.bermad.com.br), em cujo site podem se encontrar informações técnicas e solicitar catálogos interativos, nos quais o dimensionamento e a escolha das válvulas são assistidos, facilitando o entendimento por parte do técnico interessado.

Na Figura 3.25, vê-se uma válvula genérica de fabricação Bermad em corte.

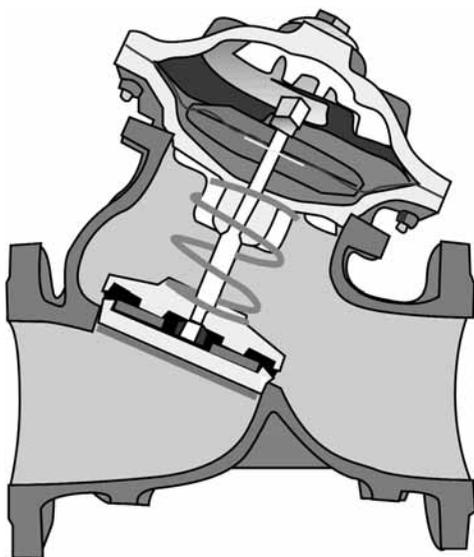


Figura 3.25: Válvula genérica de fabricação Bernard

Na Figura 3.26, mostra-se um tipo de válvula de fabricação Dorot:

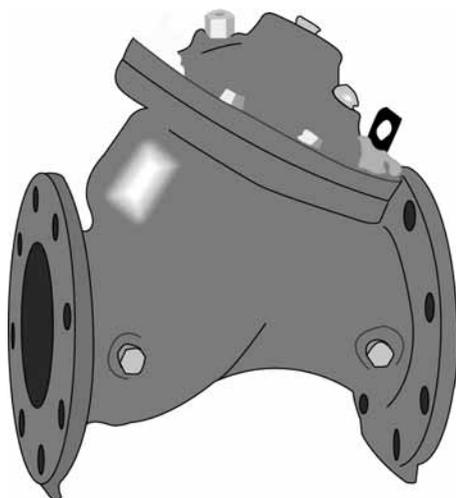


Figura 3.26: Válvula de fabricação Dorot

E uma outra válvula em corte, permitindo identificar as partes componentes.

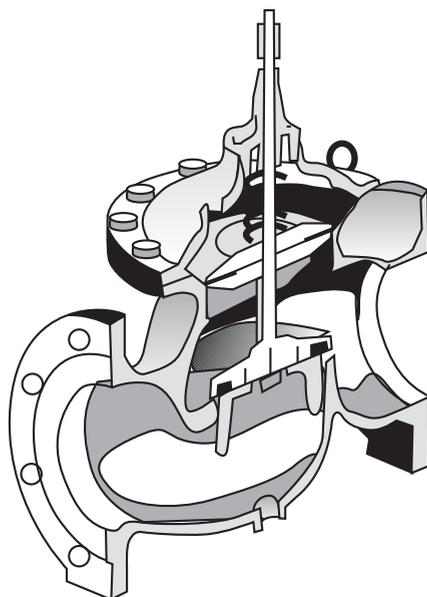


Figura 3.27: Detalhe de uma válvula de fabricação Dorot

3.12 Cálculo da economia de energia e redução de demanda

O equilíbrio entre a demanda de água, a capacidade de produção e o volume disponível para reservação, conforme os conceitos anteriormente referidos, são a espinha dorsal para qualquer trabalho visando à economia de energia.

Como mostrado anteriormente, pressões excessivas podem ser causas importantes de perdas de água na rede de distribuição, ocasionando um consumo irreal além do previsto. Com isso, as elevatórias trabalham por mais tempo, consumindo, obviamente, mais energia.

Além disso, o reservatório deve oscilar entre seus níveis máximo e mínimo, de modo a otimizar a potência instalada das elevatórias. Eventualmente, quando se trata de elevatórias acima de uma certa potência instalada, em que se torna possível optar pela tarifação horo-sazonal, vale a pena sempre estudar um possível aumento da capacidade de reservação, de modo a poder fazer uso dessa alternativa dada pelas concessionárias.

Convém lembrar que a curva de demanda horária para o consumo de água, embora seja mais ou menos constante ao longo do tempo, varia nos dias feriados, bem como nos dias chuvosos, e é função dos clientes e seus hábitos de vida. Cidades com apelo turístico, por exemplo, têm suas curvas de demanda horária fortemente influenciadas pelos finais de semana, não só na magnitude das vazões como na forma de distribuição ao longo do dia. Assim também as cidades-dormitório têm curvas de demanda diária com formato diferente das demais, não havendo um padrão a adotar. Deve sempre ser obtida de medição de campo.

O cálculo da economia de energia em função da eventual redução da demanda (de água por parte dos clientes da companhia de abastecimento de água) se faz proporcionalmente ao tempo médio de funcionamento.

Já o cálculo de uma eventual redução do valor da fatura de energia se faz em função do contrato com a concessionária e das horas negociadas de paralisação nos horários de ponta.

3.13 Programas de inspeção, operação e manutenção

Não existem nos sistemas de água no Brasil inspeções de tubulações para a prevenção de rompimentos, a não ser uma inspeção visual nas linhas de maior responsabilidade, muito mais para prevenir problemas estruturais (taludes com ameaça de deslizamento, pilares de sustentação trincados ou com recalques diferenciais, etc.) do que para prevenir fadiga do material, o que seria, de certa forma, praticamente inexecutável. É mediante o controle de pressões que se pode atuar não preventivamente mas correlativamente de modo mais ágil quando da ocorrência de vazamentos. A queda de pressão é o fator indicador de vazamento, embora o dano causado por ele, quando se trata de vazamento de grande porte, alagamento de ruas, buracos no pavimento, etc. não sejam evitáveis. Existem, sim, programas de manutenção preditivas (preferencialmente, quanto aos programas de manutenção preventivas) para as unidades de bombeamento, sendo realizadas inspeções elétricas e mecânicas para acompanhar as grandezas indicativas de exaustão (basicamente, no caso das grandezas elétricas a temperatura; e, no caso de grandezas mecânicas, a vibração).

O uso de equipamentos de detecção de vazamentos deve estar inserido em uma estratégia de controle de perdas. Segue uma estratégia adaptada de Tsutiya.

Estratégia:

- a) Implantar modelo de gerenciamento da rotina do trabalho da operação;
- b) Democratizar as informações por criação de consciência;
- c) Bloquear as causas predominantes.

A estratégia C deve englobar obrigatoriamente as seguintes ações:

- C1) Controle das perdas físicas;
- C2) Controle das perdas não físicas;
- C3) Plano de ação para controle das perdas.

A ação C1, por sua vez, pode ser desdobrada em:

- C1.1) Controle das pressões;
- C1.2) Pesquisa de vazamentos;
- C1.3) Redução no tempo de reparo dos vazamentos;
- C1.4) Gerenciamento da Rede.

A ação C1.2, ainda, deve ser subdividida em:

- C1.2.1) Pesquisa de vazamentos visíveis
- C1.2.2) Pesquisa de vazamentos não visíveis

É somente nesse último caso que se faz uso dos equipamentos de detecção de vazamentos. Dentre os mais utilizados, a "haste de escuta" destaca-se, pelo seu preço mais acessível e facilidade de uso. Também são usados o "geofone eletrônico" e o "correlacionador de ruídos". Deve-se observar que todos esses equipamentos baseiam-se nas vibrações acústicas causadas pelos vazamentos e que seu uso costuma sofrer as interferências dos ruídos urbanos. É costume trabalhar-se com a haste de escuta nos períodos noturnos para evitar essas interferências.

4 Aplicações

4.1 Utilização das bombas

Utilizando os termos técnicos da hidráulica aplicada, pode-se dizer que uma bomba faz-se necessária toda vez que o deslocamento da água ocorra no sentido do ponto de menor energia (carga) para o de maior energia (carga). Pois que, quando o sentido é o oposto, esse trabalho é realizado pela força gravitacional. Esse movimento é normalmente chamado de “escoamento por gravidade”.

É importante observar que nem sempre o ponto de menor energia estará na cota topográfica inferior. Não é incomum encontrar situações de campo em que a diferença de cota não seja suficiente para produzir o escoamento na vazão desejada, sendo necessário adicionar energia à água, de modo a vencer as perdas de carga no percurso.

Quando isso acontece, é sempre razoável estudar o problema com mais profundidade e verificar outras alternativas para fazer face às perdas de carga envolvidas, comparando as soluções sob o ponto de vista econômico.

Como normalmente a fonte de energia externa que é transferida à bomba é a energia elétrica, essa é uma das várias situações em que se verifica a uma oportunidade de buscar maior eficiência energética.

4.2 Velocidade específica

Decorrente das leis de similaridade, define-se a “velocidade específica” n_s com a seguinte relação:

$$n_s = 3,65 \times \frac{n \times \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (4.1) \text{ - no Sistema Técnico (ST)}$$

$$n_s = 1.000 \times \frac{n \times \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{(H \cdot g)^3}} \quad (4.2) \text{ - no Sistema Internacional (SI)}$$

onde "Q" e "H" forma o par de valores do ponto de máximo rendimento da bomba.

Nesta expressão, devem ser utilizadas as seguintes unidades:

n	em rpm, no ST e rps, no SI	H	em m
Q	em m ³ /s	g	em m/s ²

Significado: Da forma como definido para o ST, o conceito de velocidade específica pode ser definido como "o número de rotações por minuto de uma bomba geometricamente semelhante à bomba em estudo, que recalca 1 m³ de água em 1 segundo a uma altura de 1 metro."

Finalidade: O conceito de velocidade específica se presta para servir de termo comparativo entre bombas com alturas de elevação e descarga diferentes entre si. Em outras palavras, pelo valor da velocidade específica se pode saber a forma do rotor e a faixa de valores de "Q" e "H" em que esse tipo de rotor apresenta melhor rendimento.

Observação: Para o fabricante, a velocidade específica é um primeiro indicador da geometria básica do rotor. Não é o caso de interesse deste Livro.

Às vezes, são encontradas definições parecidas na literatura, o que causa alguma confusão quando se analisam os limites para o número "velocidade específica". Se em vez de considerar a vazão de 75 l/s for considerada a vazão de 1 m³/s para uma elevação total também igual a 1 metro, a relação assim definida tem o nome usual de "rotação específica" (n_q - na notação de Macintyre - ref. Bibliográfica Bombas e Instalações de Bombeamento ou N_s na notação de Walter K. Jekat - Ref. Bibliográfica - Pump Handbook - Section 2.1 - Centrifugal Pump Theory). É claro que a rotação específica assim definida é igual à velocidade específica dividida por 3,65, ou, na notação de Macintyre, $n_s = 3,65 \times n_q$.

A velocidade específica só é um número adimensional se for usada a equação 4.2. Já a velocidade específica, no ST, depende das unidades utilizadas, e é dada em rpm. Assim, deve-se estar atento aos valores quando da comparação com tabelas de utilização dos rotores.

Exemplo numérico:

4.1 Seja uma bomba de 1780 rpm, para recalcar 1000 gpm (0,063 m³/s) a uma altura manométrica total igual a 200 ft (60,96 m). Calcule a rotação específica e a velocidade específica desta bomba.

Nas unidades inglesas:
$$n_q(\text{US}) = \frac{1780 \times \sqrt{1000}}{\sqrt[4]{200^3}} = 1058$$

Nas unidades métricas:
$$n_q(\text{ST}) = \frac{1780 \times \sqrt{0,063}}{\sqrt[4]{60,96^3}} = 20,48$$

Observe que
$$\frac{n_q(\text{US})}{n_q(\text{SI})} = 52$$

Essa relação vale para converter os valores de rotação específica em unidades do sistema inglês (gpm e ft) em unidades do ST (m³/s e m).

Observe ainda que a velocidade específica, n_s , será dada por 3,65 multiplicada pela rotação específica. Neste exemplo,

$$n_s = 3,65 \times n_q = 3,65 \times 20,48 = 74,8$$

4.3 Classificação das bombas quanto ao tipo de rotor

De acordo com a direção do fluxo, as bombas centrífugas são agrupadas em:

- bombas centrífuga radiais, nas quais a direção do fluxo é perpendicular (radial) em relação ao eixo de rotação (n_s até cerca de 200 rpm);
- centrífugas helicoidais, nas quais o fluxo faz um ângulo menor que 90 graus com relação ao eixo de rotação ($200 < n_s < 500$);
- bombas centrífugas axiais, em que a direção do fluxo é a mesma do eixo de rotação ($n_s > 500$).

Os limites para a velocidade específica aqui citados estão de acordo com a definição do item anterior.

Como regra geral, as bombas destinadas a recalcar grandes vazões a pequenas alturas têm velocidades específicas grandes e seus rotores são de fluxo axial, geometria que lhes confere maior rendimento e menor custo. No outro extremo, bombas destinadas a recalcar pequenas vazões a grandes alturas têm velocidades específicas baixas, sendo a geometria otimizada dos seus rotores aquelas que lhes conferem fluxos radiais puros. Entre esses dois extremos há uma certa sobreposição entre dos tipos de fluxo, principalmente nas situações limite de cada faixa.

No exemplo numérico 4.1, em que o valor da velocidade específica foi de 74,8 rpm, a geometria de rotor capaz de conferir a esse escoamento um melhor rendimento é o da bomba centrífuga radial.

Ábacos de seleção

Os fabricantes facilitam muito o trabalho dos engenheiros na escolha da melhor bomba para um certo ponto de funcionamento, apresentando seus produtos por faixas de vazão e altura, sendo esta uma primeira indicação do melhor produto. Com o catálogo técnico, em que se descrevem as curvas características, pode-se fazer a seleção mais fina, chegando-se ao equipamento ótimo, em que todos os fatores envolvidos são levados em conta, principalmente o rendimento hidráulico, visando à eficiência energética da elevatória.

A Figura 4.1 mostra um diagrama de seleção de bombas de um fabricante tradicional.

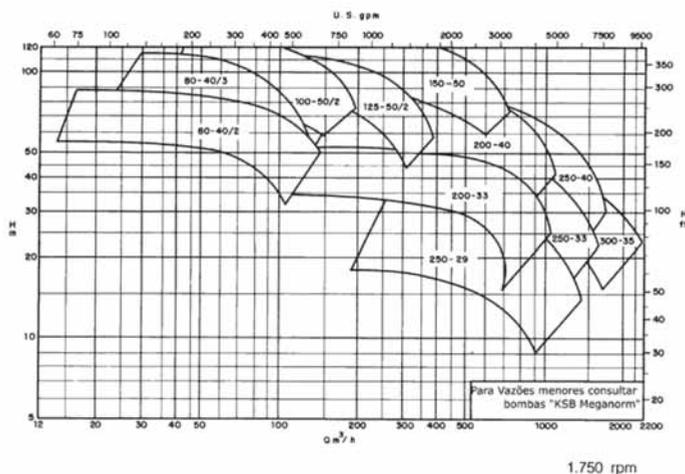


Figura 4.1: Diagrama de seleção de bombas de um fabricante tradicional

Nesses ábacos, devem-se observar, primeiramente, o ponto de operação desejado e a rotação do motor que deverá se acoplado à bomba. Em geral, motores de baixa rotação apresentam menor custo de manutenção (menor desgaste das peças móveis em função da menor rotação) e menor ruído. Em áreas urbanizadas, costumam ser a melhor solução, embora tenham um custo geralmente superior às bombas de alta rotação (3500 rpm) que ofereçam as mesmas características.

Em outras situações, o fabricante apresenta a tabela de seleção para as duas rotações disponíveis para aquele tipo de bomba, como nas Figuras 4.2 e 4.3.

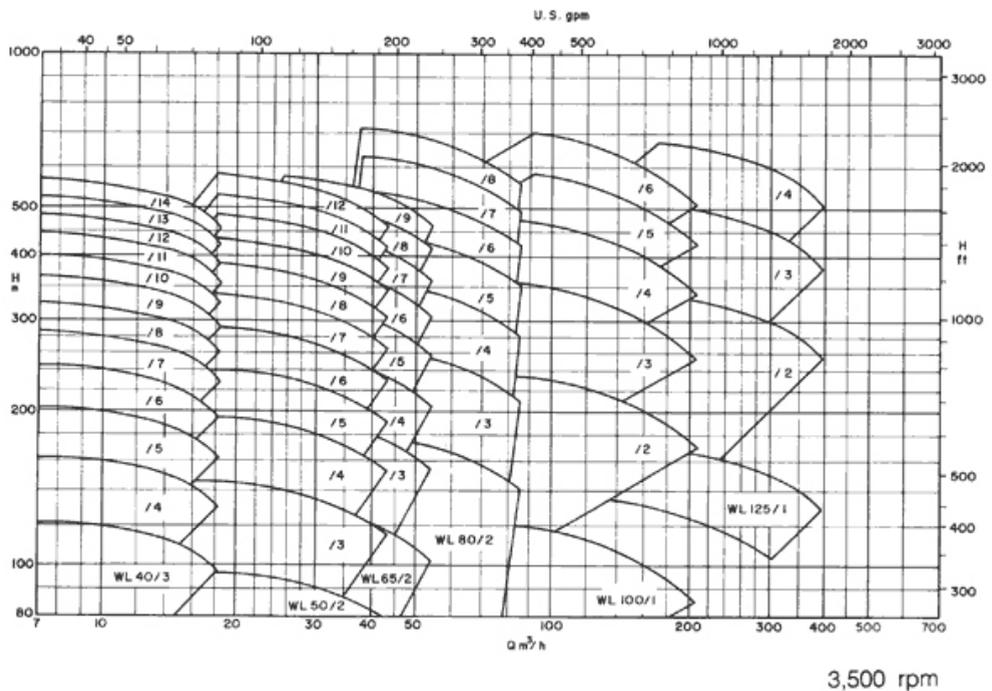


Figura 4.2: Seleção para uma rotação disponível

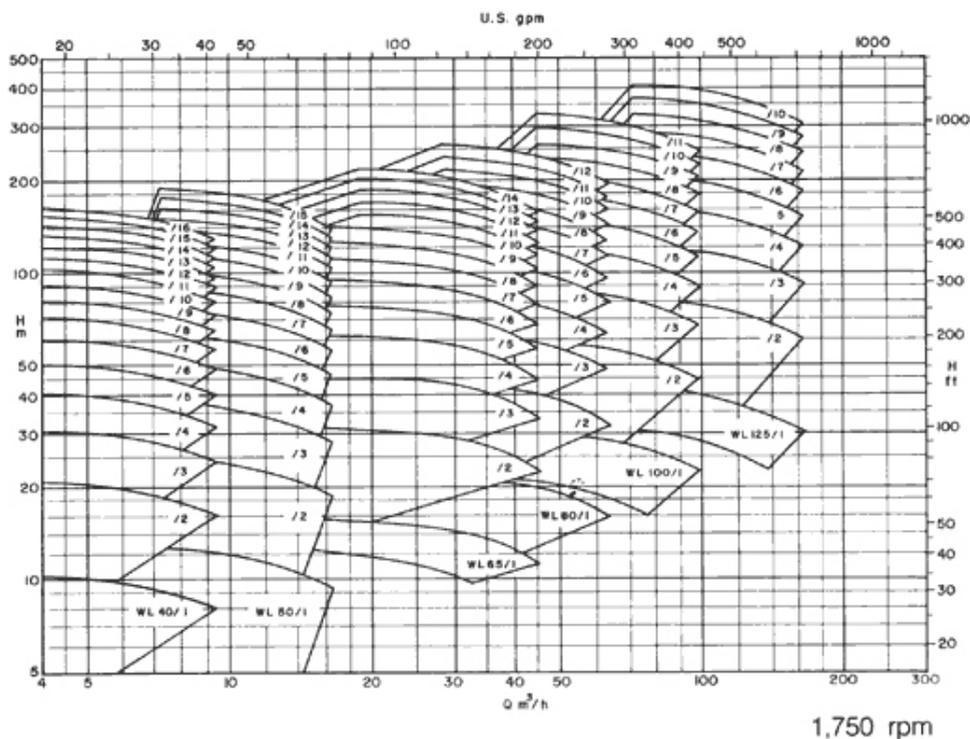


Figura 4.3: Seleção para outra rotação disponível

A Figura 4.4 ilustra o campo de aplicação das bombas, segundo Macintyre (Bombas e Instalações de Bombeamento):

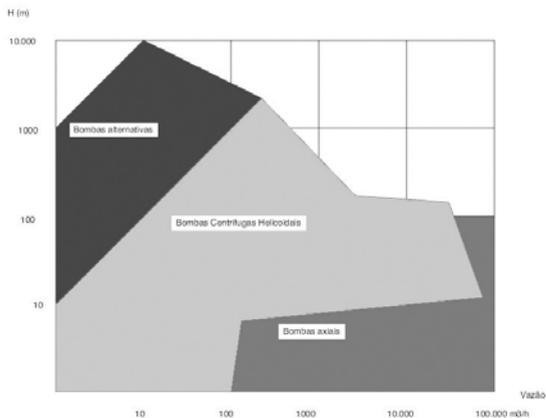


Figura 4.4: Campo de aplicação das bombas

4.4 Vantagens e desvantagens para cada tipo de bomba

Os catálogos dos fabricantes de bomba já apresentam os pontos fortes de cada produto de sua linha. As figuras que seguem (disponíveis na Internet nos sites de fabricantes de bombas) ilustram as aplicações dos diversos tipos de bombas mais encontradas nos sistemas destinados ao abastecimento público de água.

Bomba centrífuga radial monobloco e monoestágio

É um tipo de bomba em que o motor elétrico que a aciona está a ela acoplado, como um único bloco. Daí o nome. Apresenta baixa potência para pequenas vazões. A Figura 4.5, do catálogo de um fabricante conhecido, ilustra o seu aspecto:

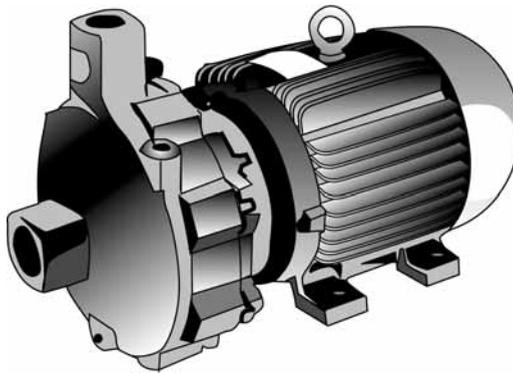


Figura 4.5: Bomba centrífuga radial monobloco e monoestágio

Bomba centrífuga radial com acoplamento e único estágio

É provavelmente, a bomba mais comum de ser encontrada nos sistemas de abastecimento de água. Recalca, normalmente, vazões da ordem de 5 a 100 l/s (18 a 360 m³/h) a alturas manométricas totais que variam de 40 a quase 200 m.c.a., em casos extremos. É claro que esses limites são apenas e exclusivamente uma ordem de grandeza orientativa. Existem outros tipos de bomba que atuam bem nessa faixa, assim como esse tipo de bomba pode ser encontrado também em outras faixas com bons rendimentos.

A Figura 4.6 ilustra o aspecto desse tipo de bomba:

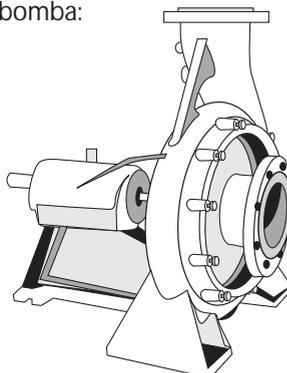


Figura 4.6: Bomba centrífuga radial com acoplamento e único estágio

Na Figura 4.7, uma bomba desse tipo da linha de outro fabricante, com as respectivas recomendações de utilização fornecidas pelo fabricante:

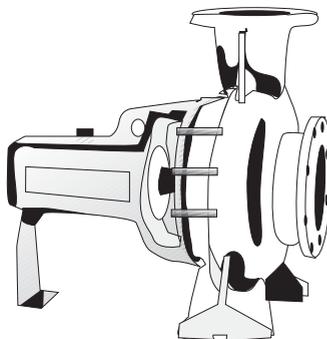


Figura 4.7: Bomba centrífuga radial com acoplamento e único estágio - modelo 2

As bombas da linha INI são indicadas para irrigação, sistemas de água gelada e água de condensação (ar condicionado), saneamento, indústrias químicas e petroquímicas, papel e celulose, usinas de açúcar e destilarias.

Vazão até:	700 m ³ /h
Altura manométrica até:	200 m.c.a
Temperatura até:	350° C

Na Figura 4.8, vê-se uma bomba própria para abastecimento de água, cujo limite para altura manométrica de recalque informada pelo fabricante é de 120 m.c.a.

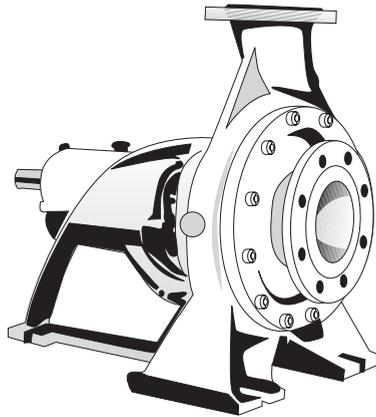


Figura 4.8: Bomba para abastecimento de água

As bombas da linha ITAP são indicadas para saneamento, abastecimento de água, irrigação, usinas de açúcar, destilarias, circulação de óleo térmico, indústrias têxteis e bombeamento de líquidos em geral.

Vazão até: 3500 m³/h

Altura manométrica até: 120 m.c.a

São os casos mais comuns. Bombas com alturas superiores a esse limite, caso não tenham dispositivos construtivos especiais, tendem a apresentar problemas de vedação, recirculação e conseqüentemente, baixo rendimento. Para maiores alturas, são recomendadas bombas de múltiplos estágios.

Bomba centrífuga radial de múltiplos estágios

Quando é necessário recalcar contra alturas manométricas totais maiores, da ordem de 100 m.c.a. ou mais, recorre-se normalmente às bombas de múltiplos estágios. São como bombas em série (assunto abordado no Capítulo 5), cuja vantagem principal é propiciar grandes pressões, porém separadas em faixas (estágios), evitando problemas de desgaste das peças de vedação (anéis, buchas, gaxetas, etc...). A Figura 4.9 ilustra seu aspecto:

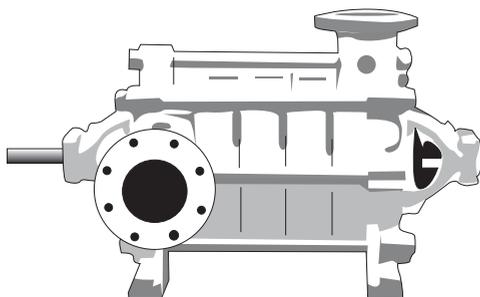


Figura 4.9: Bomba centrífuga radial de múltiplos estágios

Também as bombas submersas, utilizadas nos poços, mostradas no item seguinte, possuem múltiplos estágios.

Bombas submersas (poços)

Apresenta motor acoplado num único conjunto (como nas bombas monobloco), porém com a característica de trabalhar submerso no líquido a recalcar (no caso, a água). É construída de modo a ter dimensões externas reduzidas, para que possa ser utilizada nos poços profundos, cujo diâmetro é da ordem de 150 mm, sendo esse valor excedido quando se trata de poços com vazões maiores (na região do Vale do Aço em Minas Gerais, por exemplo, existem poços de 330 mm de diâmetro, que recalcam cada um vazões da ordem de 180 m³/h).

A Figura 4.10 mostra uma dessas bombas em corte.

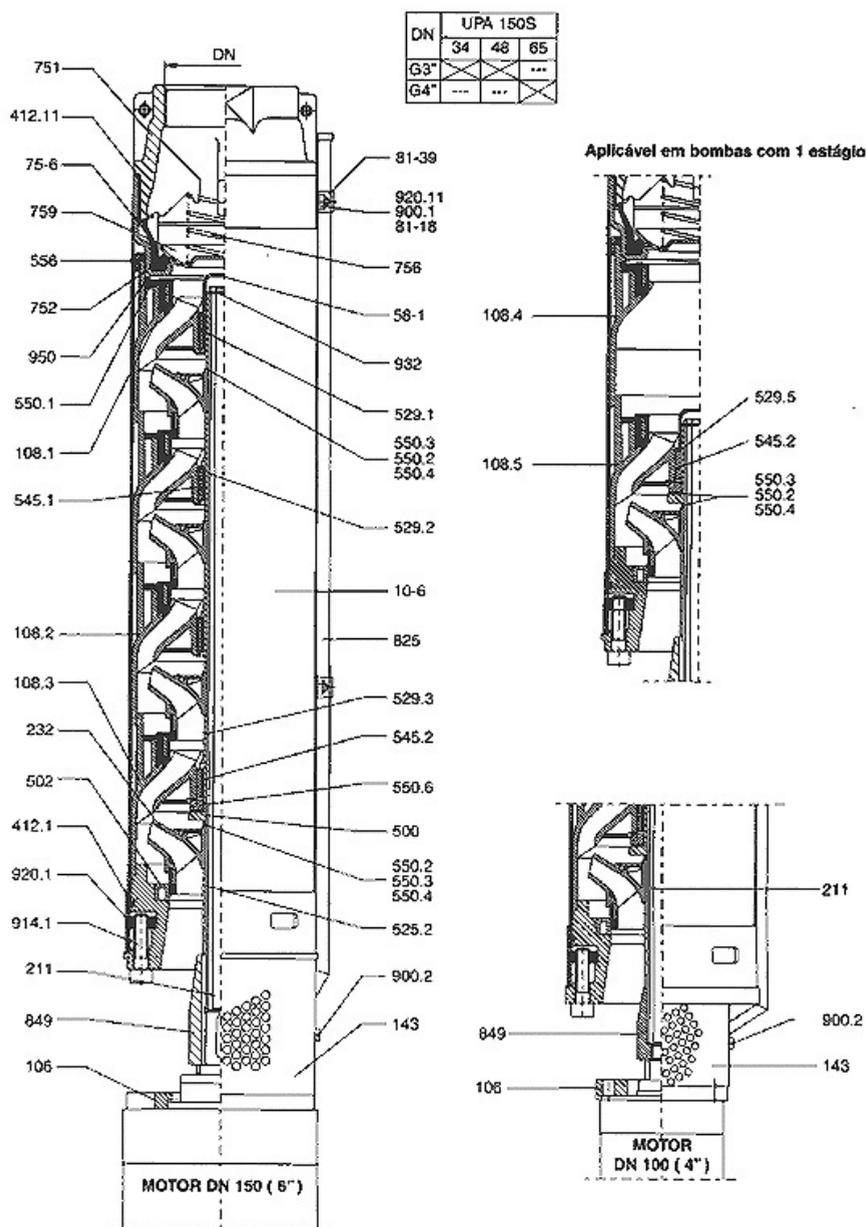


Figura 4.10: Bomba submersa (poços)

São vários os fabricantes desse tipo de bomba. A Figura 4.11 mostra uma linha de um fabricante tradicional, para poços de 150 mm e 200 mm, com as respectivas faixas ótimas de operação indicadas pelo fabricante:

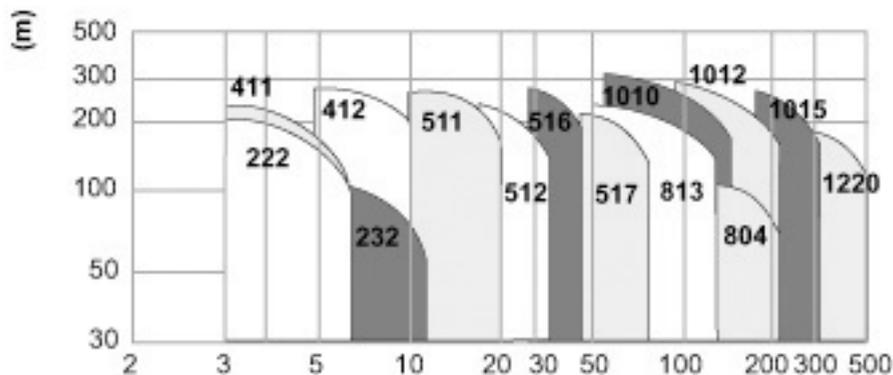


Figura 4.11: Bomba para poços de 150mm e 200mm

TABELA 4.1: LINHA DE MOTOBOMBAS SUBMERSAS TRIFÁSICAS 60 HZ

BHS 516		PARA POÇOS DE 6" E 8"									
Modelo	Est.	HP	D	Ø	L	Vazão e altura elevatória					
			mm	Pol	mm	28	30	40	45	50	m/h
BHS 516-1	1	3	143	3	952	12.9	12.4	9	6.8	4.4	m
BHS 516-2	2	4.5	143	3	1082	26.5	25.5	20	16	11	m
BHS 516-3	3	8	143	3	1292	41.5	40.5	32.5	26.5	19.5	m
BHS 516-4	4	10	143	3	1457	55.5	54	43.5	36	28	m
BHS 516-5	5	12.5	143	3	1617	69.5	67.5	54.5	46	36	m
BHS 516-6	6	15	143	3	1792	83.5	81.5	66	55.5	43	m
BHS 516-7	7	20	143	3	2197	98	96	77	65	49	m
BHS 516-8	8	20	143	3	2307	112	109	89	74	58	m
BHS 516-9	9	20	143	3	2417	125	122	99.5	84	65.5	m
BHS 516-10	10	25	143	3	2597	137	134	108	91	71	m

TABELA 4.1: CONTINUAÇÃO

BHS 516		PARA POÇOS DE 6" E 8"									
Modelo	Est.	HP	D	Ø	L	Vazão e altura elevatória					
			mm	Pol	mm	28	30	40	45	50	m/h
BHS 516-11	11	25	143	3	2707	151	147	119	100	78	m
BHS 516-12	12	30	143	3	2907	164	159.5	129	109	84	m
BHS 516-13	13	30	143	3	3017	177	172	140	117	91	m
BHS 516-14	14	35	180	3	2980	200	195	160	136	110	m
BHS 516-15	15	35	180	3	3090	215	108	172	144	117	m
BHS 516-16	16	40	180	3	3200	228	223	182	157	126	m
BHS 516-17	17	40	180	3	3310	241	136	194	166	132	m
BHS 516-18	18	45	180	3	3480	255	250	206	176	140	m
BHS 516-19	19	45	180	3	3590	268	262	216	186	148	m
BHS 516-20	20	50	180	3	3700	284	276	226	194	156	m

A seleção do equipamento deve, contudo, ser feita com base nas curvas de performance, de modo a escolher aquele com melhor rendimento total, quando a finalidade é a maior eficiência energética.

Bombas submersas com fonte de energia alternativa:



Figura 4.12: Bomba submersa com fonte de energia alternativa

Atualmente, já existem no mercado bombas submersas com fontes de energia eólica e solar, cuja aplicação se dá em regiões remotas, pequenos vilarejos onde a energia elétrica ainda não está disponível pela rede de distribuição da concessionária.

Tem tido essa limitação ainda em função de o custo inicial da instalação ser superior às soluções convencionais. No entanto, em termos de eficiência energética. Constitui excelente solução pois contribui de forma significativa para a economia de energia elétrica gerada pela fonte convencional (hidrelétricas).

Certamente, terá seu campo de aplicação ampliado à medida que ganhe escala com custos iniciais mais baixos.

Bomba centrífuga radial de coluna

É uma bomba de eixo vertical, cujo motor, no entanto, trabalha a seco. Sua aplicação é enorme quando as condições de captação são tais que impediriam uma adequada altura de sucção, por exemplo, áreas inundáveis, onde seria necessária uma obra de grande porte para a proteção da elevatória, ou uma altura de sucção muito grande.

A solução para esses casos é a utilização de bombas de eixo vertical, em que o motor está protegido acima da cota de inundação e a bomba não está obrigada a trabalhar com alturas de aspiração elevadas, em que o NPSH disponível seria baixo.

Como foi visto, além do problema de custo elevado de manutenção decorrente do mau funcionamento de bombas com altura de sucção elevada, há uma considerável perda de rendimento da bomba quando esta funciona próximo aos limites de cavitação.

A Figura 4.13 mostra o aspecto de uma dessas bombas, com três estágios (note a parte baixa da Figura):



Figura 4.13: Bomba centrífuga radial de coluna

É importante observar que quando o eixo tem comprimento muito grande (mais de 40 metros como referência) cuidados especiais devem ser observados na fixação do eixo nas paredes do tubo edutor (mancais), evitando problemas de empenamento e, conseqüentemente, perda de rendimento do conjunto. Diversas captações de água dos serviços públicos estaduais e municipais utilizam esse tipo de equipamento, inclusive nas instalações de grande porte.

Bomba submersível



Figura 4.14: Bomba submersível

Os dados abaixo são do fabricante desse tipo bomba.

Utilização:

- bombeamento e drenagem - irrigação;
- água de instalação industrial, de irrigação, pluvial, de arrefecimento e água do mar;
- sistemas de bombeamento secundários, especiais e de alimentação, em mineração subterrânea e a céu aberto; e
- poços coletores em áreas perigosas; meios abrasivos, corrosivos e viscosos, aplicações várias, portáteis, para medidas de emergência.

Esse tipo de equipamento, embora seja largamente utilizado em sistemas de abastecimento de água, nas captações de água bruta (águas com presença de areia), destinam-se primordialmente a águas mais abrasivas, com maior quantidade de sólidos em suspensão, como esgotos, lamas de fundos de vala. Portanto, sua aplicação principal ocorre nas obras de drenagem e esgotamento de fundos de vala, caixas coletoras de esgoto em cota abaixo da rede pública, etc.



A Figura 4.15 mostra outro modelo do mesmo fabricante desse tipo de bomba, com o campo de utilização sugerido por esse fabricante tradicional desse equipamento:

Figura 4.15: Bomba submersível - modelo 2

- águas residuais municipais, domésticas e industriais;
- recirculação de lodo em ETE's;
- remoção de lamas em ETA's;
- controle de Inundações Urbanas;
- recirculação de águas de refrigeração em indústrias;
- líquidos corrosivos ou com sólidos abrasivos; e
- captação de água bruta e Irrigação.

Outro modelo está mostrado na Figura 4.16, com as características mais indicadas para utilização segundo o fabricante:

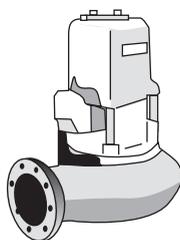


Figura 4.16: Bomba submersível - modelo 3

- aplicação em Estações Elevatórias de Esgoto ou Efluentes, especialmente em locais onde não seja possível a utilização de bomba horizontal do tipo re-autoescorvante, devido ao fato de o espaço superior não poder ser ocupado ou quando a altura de sucção for elevada, isto é, baixo NPSH disponível.

- bombas submersíveis são também indicadas para instalações provisórias como drenagens de valas, garagens, solos, piscinas, cisternas e tanques.

Bomba bipartida

É um equipamento, normalmente, de maior porte, destinado a bombeamentos de maiores vazões. Tem a vantagem de equilibrar melhor os empuxos, sendo esta uma característica que interessa mais à equipe de manutenção.

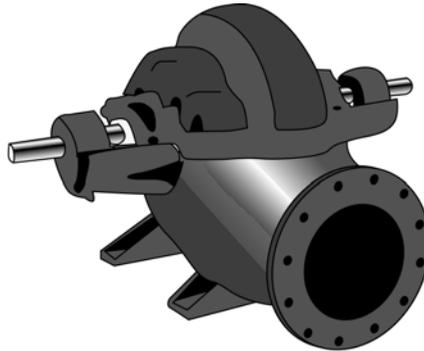


Figura 4.17: Bomba bipartida

Os dados e características abaixo são do catálogo do fabricante:

- As bombas da linha BP possuem um estágio. São indicadas para: grandes abastecimentos de água, grandes irrigações, drenagens, combate à incêndio, resfriamento de líquidos em indústrias químicas, petroquímicas, papel e celulose, indústrias têxteis, entre outras.

Vazão até:	4.000 M ³ /h
Altura manométrica até:	150 m.c.a
Diâmetro de flange recalque:	75mm até 500mm
Temperatura até:	105° C
Rotação até	3500 RPM

4.5 Critérios para a escolha do melhor equipamento

Em primeiro lugar, deve-se estar atento à finalidade do bombeamento. É necessário observar a qualidade da água que se quer recalcar. As alturas e vazões a bombear vão indicar o tipo de bomba a procurar nos catálogos dos diversos fabricantes. Por fim, as curvas características, observando os pontos de trabalho mais próximos possível daqueles de melhor rendimento, levarão à escolha do equipamento de maior eficiência energética disponível no mercado.

Outros fatores também precisam ser analisados pelo projetista, como dimensões do equipamento, tipo de entrada e saída para escolher o melhor arranjo da elevatória (construção civil), o NPSH requerido pela bomba e o NPSH disponível na instalação e histórico de manutenção de equipamento semelhante.

Devem-se sempre procurar informações de outros usuários dos equipamentos em análise para obter dados de custo de manutenção. A composição de um quadro levando em conta o custo da aquisição do equipamento, seu rendimento hidráulico e, conseqüentemente, o custo com energia elétrica ao longo da sua vida útil naquele projeto, além dos custos de manutenção durante o período de estudo, é que levará à escolha do equipamento mais econômico. O Anexo B apresenta um exemplo de análise de viabilidade econômica comparativa entre equipamentos que atendem às condições hidráulicas de um projeto levando em conta esses fatores mencionados.

Seleção de bombas

Cada vez mais o uso de softwares de modelamento hidráulico de sistemas de abastecimento de água se torna a ferramenta indispensável do engenheiro ligado ao assunto. Nesses softwares, pode-se fazer o ensaio de várias alternativas e verificar aquela de melhor rendimento energético.

Encontram-se também disponíveis softwares de fabricantes que facilitam o trabalho dos engenheiros na seleção de equipamentos destinados às mais diversas finalidades. No caso das bombas centrífugas para abastecimento de água e outras aplicações, pode-se consultar, por exemplo, no site www.flygt.com.br, o software FLIPS 2.1, por meio do qual se realizam as mais diversas tarefas, desde a seleção de vários equipamentos do fabricante que atendem a determinadas características hidráulicas de um bombeamento até os dados dimensionais para o projeto civil da instalação. É claro, com todas as curvas caracte-

rísticas inseridas, permitindo realizar, do ponto de vista da melhor eficiência energética, a escolha do equipamento necessário.

As Figuras 4.18 e 4.19 ilustram a comparação entre duas bombas do mesmo fabricante feitas no FLYPS 2.1 citado anteriormente.

A Figura 4.18 mostra as definições das características hidráulicas do sistema (tubulações, peças, vazão necessária e altura geométrica) para o qual se deseja escolher uma bomba.

F10: Dsnho sist. de tubos

Perdas de carga
 Caudal total: 30,0 l/s
 Altura Geodésica: 20,0 m

Nº de perdas de carga	Altura total [m]
1	3,6
	23,6

Única
 Multi

Individual 1 Individual 2 Comum 1 Comum 2 Comum 3

Especificação tubo
 Comprimento: 10,0 m
 Tubos standard
 Material: Ferro
 Classe de pres.: NORM
 Dimensão: 150
 Tubos novos
 Rugosidade: 0,30 mm
 Diâm. interior: 137,40 mm
 Velocidade água: 2,0 m/s

Pontos de perdas

		Nº de
Base assentam.	0,6	1
Ângulo 90°	0,3	
Válvula	0,4	
Ligação-T	0,5	1
Válv. retenção	0,7	1
Saída	1	
Próprio	0,00	
Total:		1,8

Perda na secção do: 0,7 m

OK
 Cancelar
 Imprimir
 Exportar
 Ajuda

Figura 4.18: Definição das características hidráulicas do sistema

A Figura 4.19 mostra as opções oferecidas pelo software, naturalmente dentre aquelas da sua linha de fabricação. Observa-se também a análise comparativa da energia consumida em função do rendimento da bomba e do motor, conforme as especificações do fabricante, além do cálculo da energia específica para cada modelo, operando-se no sistema imaginado no exemplo.

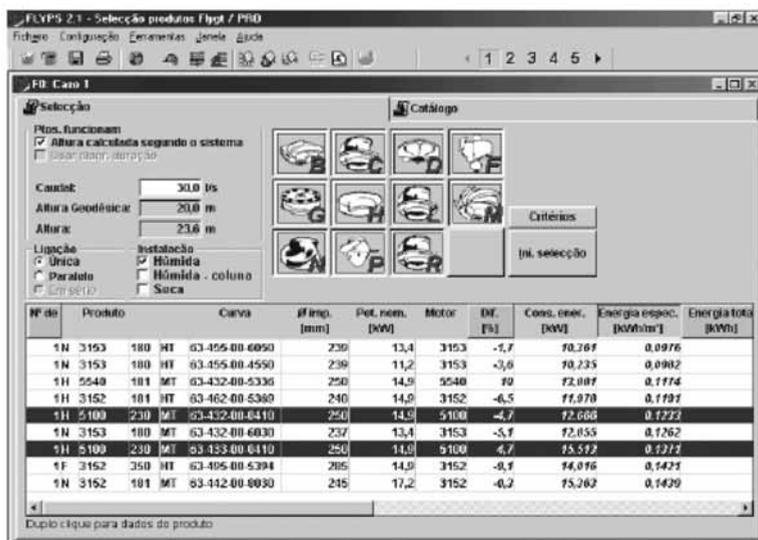


Figura 4.19: Opções de bombas oferecidas pelo software

As Figuras 4.20 e 4.21 mostram as curvas características dos dois modelos seleccionados.

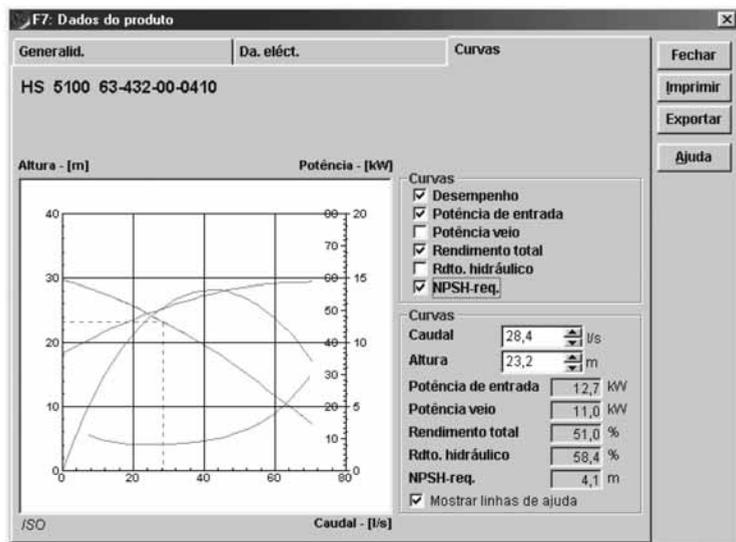


Figura 4.20: Curva do modelo 1

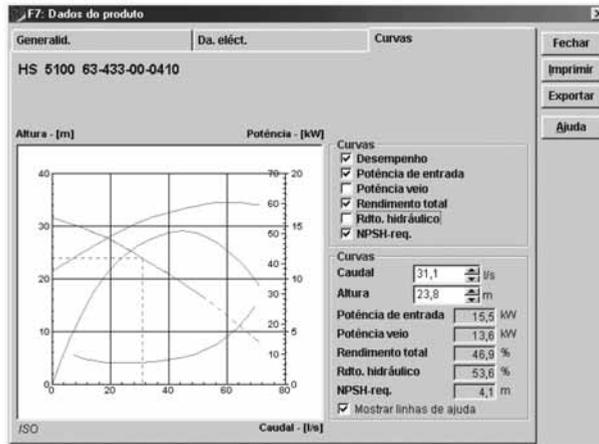


Figura 4.21: Curva do modelo 2

É claro que o software em questão limita-se ao fabricante que o disponibiliza. É, no entanto, uma ferramenta muito útil na escolha da bomba com melhores características de eficiência energética.

O mesmo tipo de procedimento pode ser adotado utilizando os modelos hidráulicos. A vantagem nesse caso está em não ficar preso a um determinado fabricante. No entanto, há o trabalho adicional de editar os dados das curvas características da bomba pré-selecionada que se quer comparar.

As Figuras 4.22 e 4.23 ilustram o mesmo exemplo (mesmos dados para o sistema), porém com a utilização de outros tipos de bombas.

A Figura 4.22 mostra o esquema hidráulico como deve ser montado com os elementos disponíveis no EPANET (www.epa.gov) e um relatório com os cálculos do consumo específico e da potência consumida, em função dos dados de entrada editados no software, de acordo com uma determinada bomba pré-selecionada. Neste caso, um pouco de trabalho adicional é necessário, pois o software não tem banco de dados com todas as bombas de todos os fabricantes, o que não seria sensato.

O engenheiro que lida com o assunto, no entanto, pode ir formando sua biblioteca de dados de bombas à medida que foi fazendo seus estudos e projetos. Ao final de um certo tempo, esse trabalho de edição fica minimizado com o uso da própria biblioteca de "curvas de bombas" do profissional.

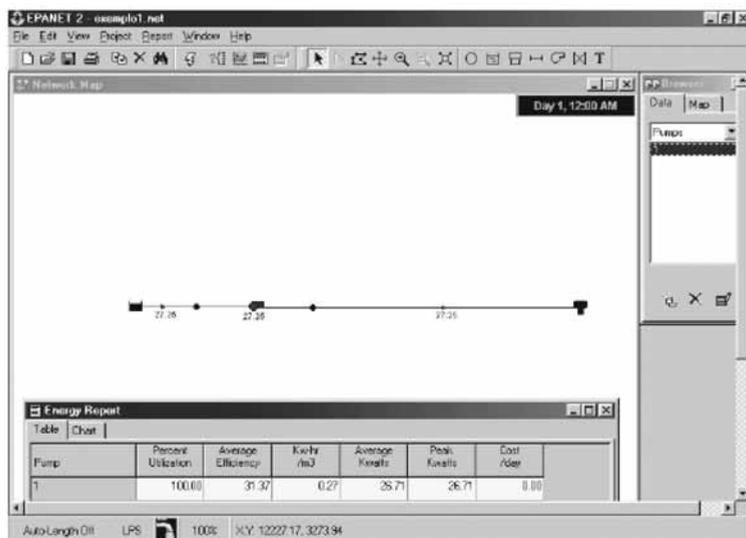


Figura 4.22: Esquema hidráulico montado com os elementos disponíveis no EPANET

A Figura 4.23 mostra os dados, agora com a seleção de outra bomba, para operar no mesmo sistema.

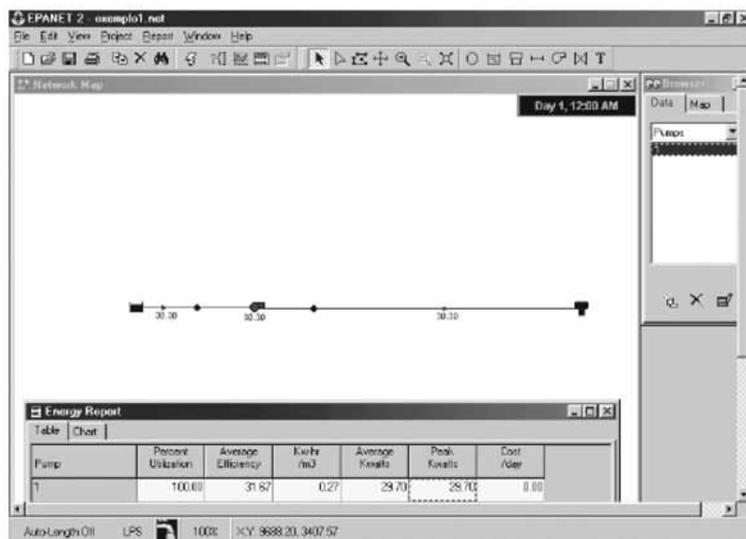


Figura 4.23: Esquema hidráulico com seleção de outra bomba

5 Oportunidades de Uso

Nem sempre será possível encontrar no mercado uma bomba que funcione no ponto de trabalho desejado, próximo ao ponto de melhor rendimento, durante o tempo de vida útil para ela programado num determinado projeto. Isso quase sempre é impossível. No entanto, as bombas podem ser associadas de modo a se obter uma melhor performance da associação. Neste capítulo, concentram-se as associações e mostra-se como fazer com as curvas características das bombas individualmente para representar as diversas associações possíveis. O objetivo sempre é fazer com que as bombas trabalhem o mais próximo possível do seu ponto de melhor rendimento, nas diversas situações imaginadas no projeto.

Também nesse tópico, os simuladores hidráulicos são uma ferramenta poderosíssima, na medida em que facilitam e tornam mais precisas as análises dos pontos de funcionamento do sistema de bombeamento para as diversas situações.

Desse modo, o tema das associações será abordado do modo convencional e, logo a seguir, será mostrado como os simuladores trabalham, dando ênfase ao EPANET, pela sua característica de software livre (grátis) e de código fonte aberto (open source), tal como encontrado no site da agência de proteção ambiental norte-americana (EPA - www.epa.gov), estando disponível no CD que acompanha este Livro.

O tema “associações de bombas” é tratado na bibliografia com a mesma terminologia das associações de tubo, e dos elementos dos circuitos elétricos.

5.1 Variações do ponto de funcionamento das bombas

Durante o ciclo diário de funcionamento de uma bomba em um sistema de abastecimento de água ocorrem variações que modificam o ponto de funcionamento do equipamento. Também ao longo do tempo, à medida que a demanda aumenta, pode ser que o ponto de funcionamento mude, dependendo do tipo de reservatório para o qual a elevatória recalca.

Também com o decorrer do tempo podem ocorrer mudanças importantes nas características de rugosidade das tubulações, o que certamente modificará o ponto de funciona-

mento inicialmente previsto. Essas variações estão mostradas nos exemplos a seguir, que ilustram como as bombas se comportam nos sistemas nos quais estão instaladas, em função das características físicas e hidráulicas destes.

Variação da altura de sucção

Quando se diz que uma bomba recalca água a uma determinada altura, deve-se ter em conta que essa altura, denominada “altura manométrica” total, precisa ser pensada nas suas duas componentes. A primeira refere-se ao desnível geométrico entre os níveis de água de onde se quer recalcar e para onde a água será recalçada. É a diferença entre as cotas desses níveis.

Considerando um recalque para um reservatório de montante, onde a água entra por “cima” do nível de água, a variação na altura geométrica se dará quando o nível do poço de sucção variar. Isso pode acontecer em várias situações: por exemplo, se a elevatória recalca de um poço de sucção, cujo abastecimento se faz com a “sobra” de outro abastecimento a montante (caso de elevatórias na rede de distribuição de uma cidade). É claro que essa “sobra” será tanto menor quanto maior for a demanda a montante. É provável que o nível do poço de sucção, de onde a bomba está recalcando, se situe numa cota inferior. Ou, mesmo, se a bomba recalca a partir de um reservatório de grandes proporções (água acumulada por uma barragem de acumulação, por exemplo) nos períodos de estiagem, o nível na barragem certamente será inferior ao nível nas épocas de cheia. A variação da altura geométrica influi no ponto de funcionamento de uma bomba inserida nesse sistema, como mostrado na Figura 5.1:

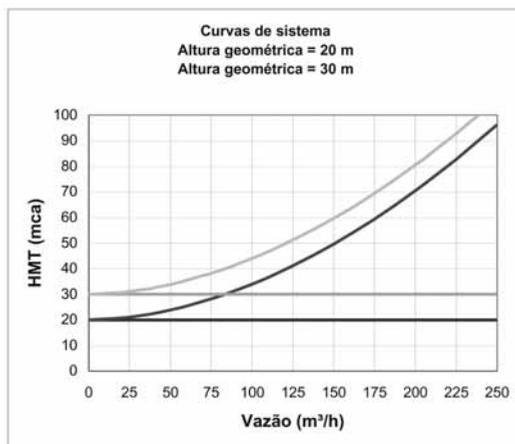


Figura 5.1: Variação da altura de sucção

O esquema pode ser o de um abastecimento com reservatório de montante (a diferença de nível é contada entre a superfície livre e a cota da “boca” da tubulação de adução) ou de um abastecimento com reservatório de jusante, quando a diferença de nível é contada entre as duas superfícies livres, como ilustram as Figuras 5.2 e 5.3. Neste último caso, é de se observar que, normalmente, nos horários de alta demanda de água (como, regra geral, em torno das 12:00 horas), tanto o nível do reservatório de jusante quanto o do poço de sucção devem estar baixos, havendo uma certa compensação. No entanto, devem-se sempre pesquisar os pontos de funcionamento das bombas para as situações limite, de modo a estar sempre a favor da segurança. Mais uma vez, os modelos simuladores são uma ferramenta poderosíssima para esse tipo de trabalho, quando se está diante de uma situação mais complexa de redes de distribuição reais.

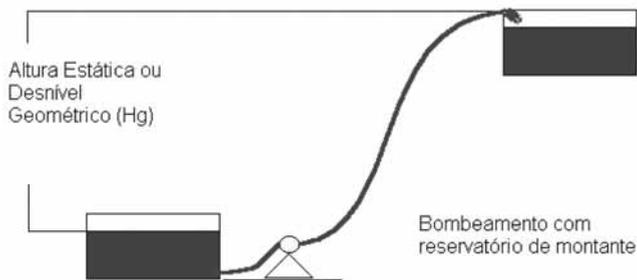


Figura 5.2: Bombeamento com reservatório de montante

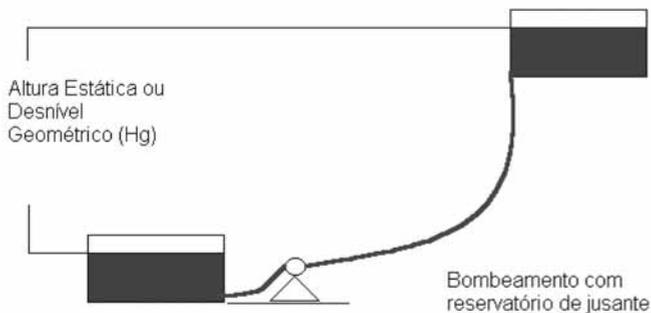


Figura 5.3: Bombeamento com reservatório de jusante

Se, ao invés de uma elevatória, estivéssemos tratando de um booster, o raciocínio seria o mesmo, porém o nível de água a considerar a montante da bomba não seria a superfície livre (que não existiria neste caso), mas a carga hidráulica a montante da bomba (carga piezométrica somada à carga cinética). Como normalmente a carga cinética é de peque-

no valor na maioria dos casos, é usual tomar-se a pressão na sucção da bomba do booster para se obter a referência a partir da qual se estará tomando a altura geométrica.

Uma regra simples consiste em tomar a diferença de nível entre as superfícies livres do líquido para obter a altura geométrica.

Quando se procura verificar o ponto de funcionamento de uma determinada bomba inserida nesse sistema, cuja altura geométrica possa variar conforme a Figura 5.3.

O diagrama da Figura 5.4 (cruzamento da curva do sistema com a curva da bomba) ilustra os dois pontos extremos de funcionamento, sendo certo que a bomba estará funcionando sempre em um ponto intermediário quando a diferença de nível entre as superfícies livres no poço de sucção e na chegada da adutora variar entre os extremos (na figura, os 10 metros do exemplo numérico utilizado).

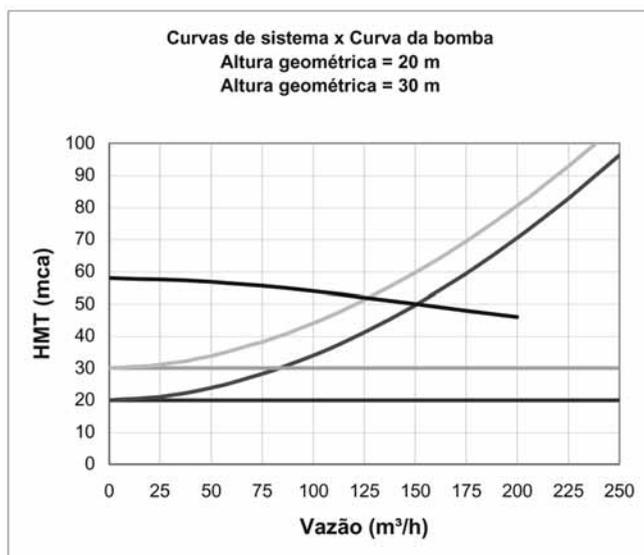


Figura 5.4: Curvas de sistema x curva da bomba

No exemplo numérico utilizado, a bomba fornecerá uma vazão de cerca de 150 m³/h quando trabalhando normalmente e de cerca de apenas 125 m³/h na situação limite quando a diferença de carga hidráulica entre os pontos ligados pela adutora aumentar de 10 metros no caso de considerarmos a figura do reservatório de jusante, quando o desnível geométrico entre as superfícies livres da água for acrescido de 10 metros).

Deve-se observar que o uso da expressão “diferença de carga hidráulica” no parágrafo anterior é proposital. Com ela, o exemplo mostrado na figura serve tanto para o caso de elevatórias com reservatório de montante, de jusante, ou para o caso de boosters, seja o reservatório para onde se bombeia de montante ou de jusante. O raciocínio será sempre o mesmo, e o diagrama também. Basta estar atento a como medir a altura geométrica entre os pontos “de” e “para” onde se bombeia.

Variação da perda de carga

Outra situação que necessita ser estudada é quando a perda de carga na tubulação que aduz a água bombeada (a adutora) varia, seja por envelhecimento natural, seja pela introdução de uma perda de carga localizada.

Da mesma forma que na situação anterior, a Figura 5.5 mostra o que acontece com a curva do sistema quando a perda de carga (distribuída ou localizada) é alterada em relação à situação original. Considere que no exemplo anterior o coeficiente “C” daquela linha (considerado originalmente igual a 130) foi reduzido com o passar dos anos para um valor igual a 100. A Figura 5.5 mostra as duas curvas de sistema para essas duas situações extremas.

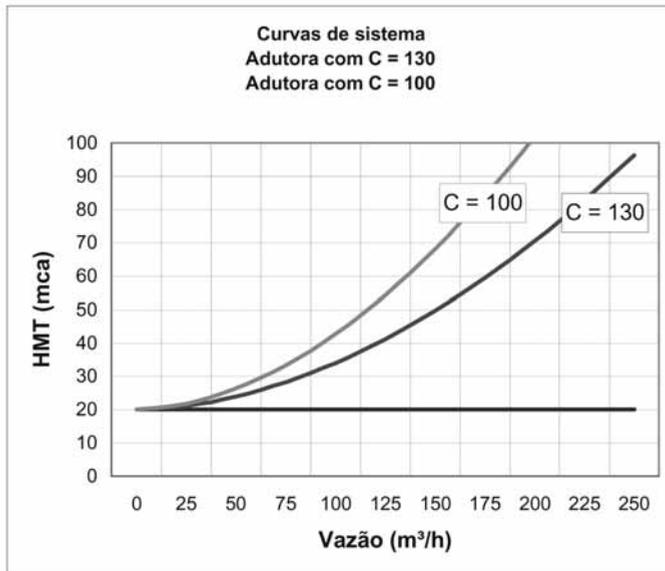


Figura 5.5: Variação da curva do sistema com a perda de carga

Do mesmo modo que no caso anterior, se for colocada a curva de uma determinada bomba nesse sistema, poderão ser observados dois pontos de funcionamento possíveis nas situações limite, sendo certo que o ponto de funcionamento da bomba estará entre os limites quando o coeficiente "C" da linha adutora "caminha" de um valor igual a 130 para outro menor (no exemplo, igual a 100). A Figura 5.6 ilustra a situação descrita.

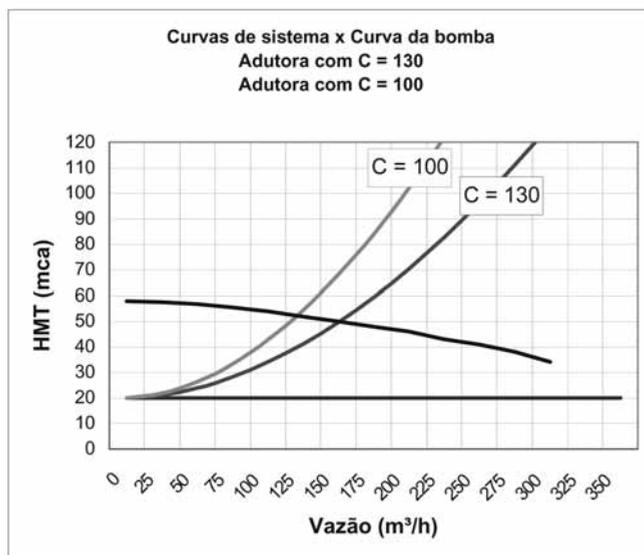


Figura 5.6: Curva do sistema x curva da bomba

E os pontos de funcionamento também neste caso são diferentes para as duas situações limite.

Variação da demanda a jusante (abastecimento em marcha)

Demonstra-se, por meio de relações algébricas simples, que em um abastecimento em marcha, quando o consumo é máximo e equivalente à vazão de produção, não havendo nem sobra nem falta, a perda de carga ao longo da linha que vai do bombeamento até o reservatório de jusante (que, nesta situação, permanece com nível constante) é igual a 1/3 da que seria quando o consumo é nulo; isto é, se não houvesse abastecimento em marcha.

Sendo assim, a curva do sistema é variável durante o ciclo de um dia, sendo o ponto de funcionamento da bomba inserida num sistema como esse um ponto intermediário entre as duas situações limite, como mostrado na Figura 5.7.

Este caso é muito comum nas redes de distribuição com booster inserido, onde se utiliza tal expediente para o abastecimento de regiões em cotas elevadas.

Pela sua própria característica de variabilidade não controlada - isto é, a variação depende da demanda dos clientes - é uma situação muito típica para a utilização de motores com velocidade variável. Variar a rotação do motor conforme a demanda aumenta faz com que a bomba trabalhe sempre próximo ao ponto de melhor rendimento, de acordo com as leis de similaridade mostradas no Capítulo 3. O problema a resolver está na escolha do parâmetro que deverá comandar o variador de frequência, se esta for a solução escolhida para variar a rotação do motor. É necessário desenvolver a equação própria para o sistema em estudo e utilizar um controlador lógico programável para cumprir a finalidade de comandar a variação de velocidade.

Quando se trata de instalações pequenas, e a maioria dos booster em redes de distribuição reais se enquadrará nessa situação, mesmo nas grandes cidades, o custo desse arranjo costuma não ser compensador. É preciso fazer a análise de viabilidade econômica, como está mostrado Anexo B.

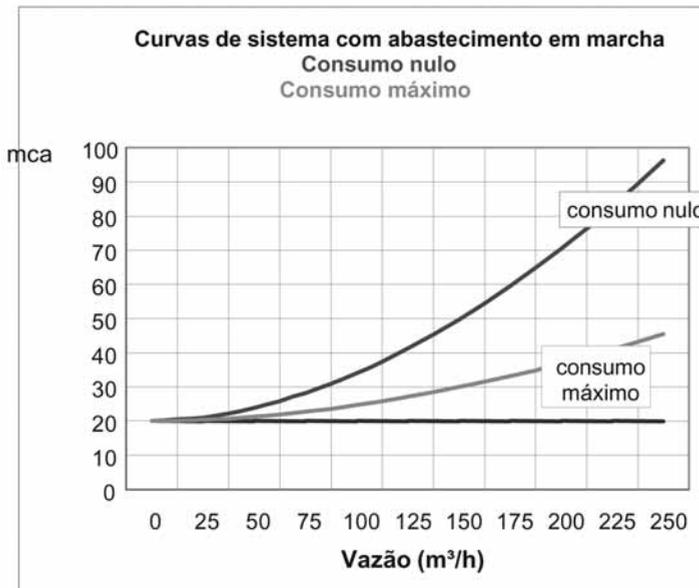


Figura 5.7: Curvas de sistema com abastecimento em marcha

Uma bomba colocada nesse sistema irá operar entre os limites máximo e mínimo conforme o consumo (demanda ao longo da linha). É o que mostra a Figura 5.8.

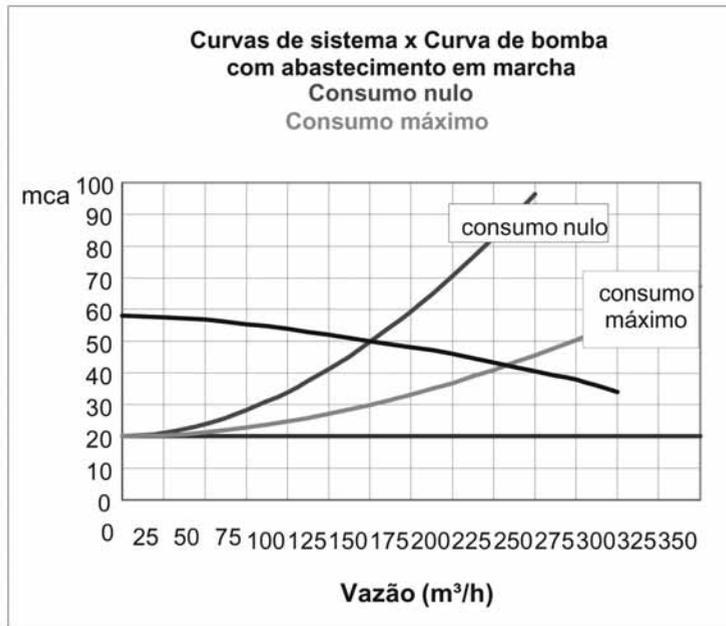


Figura 5.8: Curvas de sistema x curva de bomba com abastecimento em marcha

Tendo sido mostradas as diversas variações da curva do sistema em função das possibilidades existentes na prática com relação aos sistemas, daqui por diante serão mostradas as curvas de bomba, quando essas são associadas. E, como já está mostrado, os pontos de funcionamento variam em cada caso, podendo-se obtê-los com o auxílio dos diagramas curva de sistema x curva de bomba (ou associação), objeto deste capítulo.

5.2 Associações em série

Diz-se que uma bomba está associada em série com outra quando o recalque da primeira coincide com a sucção da seguinte (como se a bomba de jusante fosse um booster).

Assim, para cada vazão, as alturas manométricas serão a soma das alturas individuais de cada bomba.

A Figura 5.9 ilustra como fica a curva da associação de duas bombas em série. A curva da asso-

ciação de várias bombas em série é obtida da mesma maneira, somando-se, para cada vazão, as alturas manométricas de cada bomba individualmente, sejam as bombas iguais ou diferentes. É claro que não é usual fazer a associação de bombas de características diferentes. No entanto, se este for o caso, a curva é obtida da forma como está mostrado na Figura 5.9 para duas bombas.

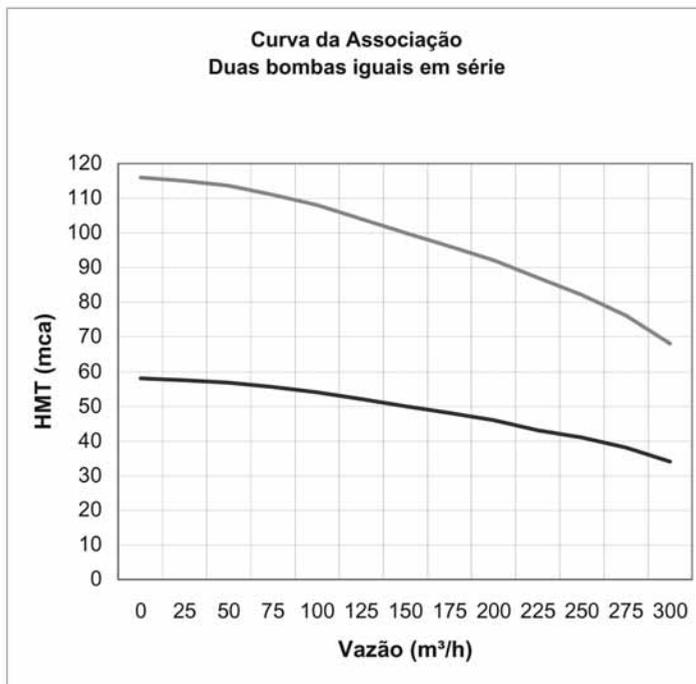


Figura 5.9: Curva da associação - duas bombas em série

Um exemplo prático de associação em série são as bombas para poços profundos, o que, na verdade é uma associação de várias bombas em série. As curvas características disponibilizadas nos catálogos dos fabricantes mostram isso claramente, em que cada curva de uma determinada bomba representa o número de estágios do modelo, sendo, de fato, o número de bombas em série, já que a bomba propriamente dita é o rotor com sua carga, ou seja, o estágio de uma bomba de vários estágios.

Alguns fabricantes divulgam seus catálogos, quando a bomba é de múltiplos estágios, para um único estágio, cabendo ao engenheiro fazer a multiplicação da altura manométrica de um único estágio pelo número deles, para obter a altura manométrica total, para cada vazão do campo de aplicação daquele modelo de bomba.

As Figuras 5.10 e 5.11 ilustram o texto.

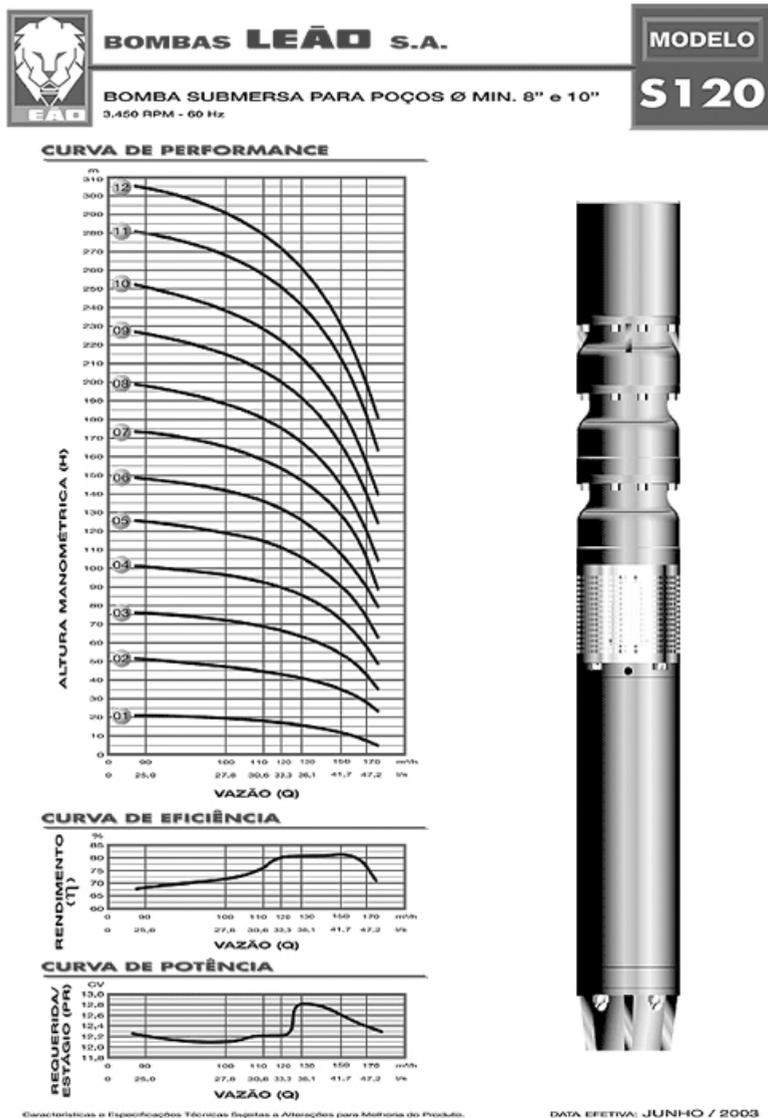


Figura 5.10: Bomba submersa para poços 0min. 8" e 10"

Figura disponibilizada na Internet no site www.leao.com.br

A Figura 5.11 mostra os campos de aplicação de uma bomba multiestágio, onde o número à direita em cada setor é o número de estágios; em outras palavras, a quantidade de “bombas em série”.

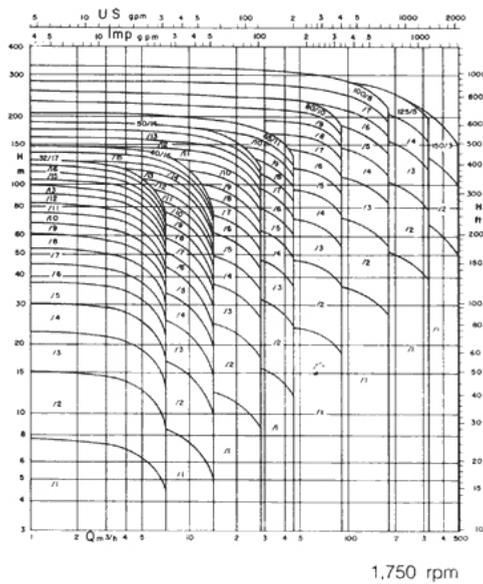
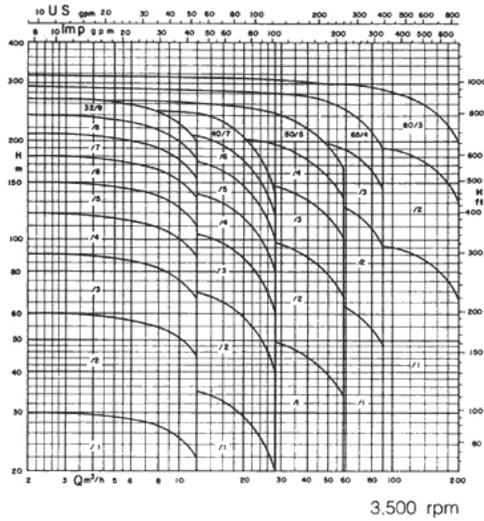


Figura 5.11: Campos de aplicação de uma bomba multiestágio

A figura disponibilizada no site da KSB www.ksbbombas.com.br refere-se à Bomba WL, recomendada para alimentação de caldeiras, estações de bombeamento de água, bombeamento de condensados e circulação de água quente.

Se for colocada a curva do sistema juntamente com a curva da associação, torna-se possível verificar os pontos de funcionamento de cada bomba quando trabalhando na associação. A Figura 5.12, relativa à associação das duas bombas em série mostradas anteriormente (Figura 5.9), ilustra o ponto de funcionamento da associação:

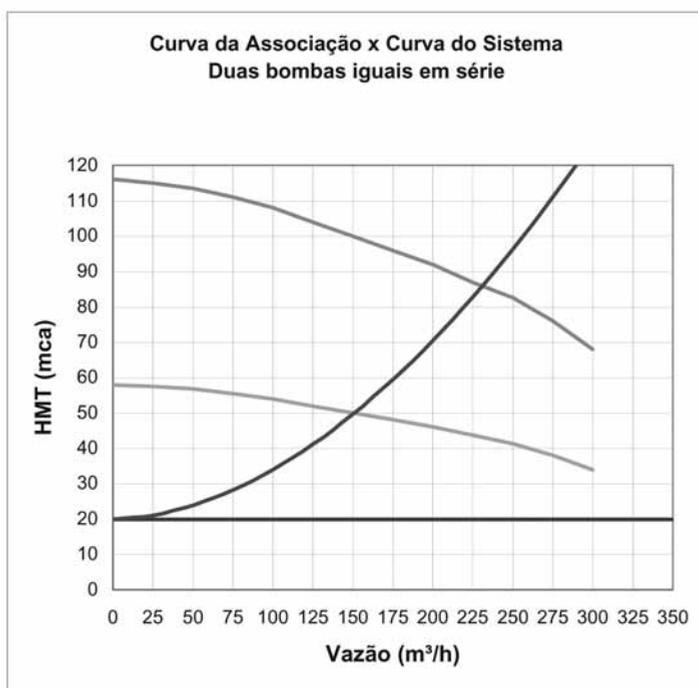


Figura 5.12: Curva da associação x curva do sistema - duas bombas iguais em série

Neste diagrama, observa-se que as bombas, quando trabalhando associadas, funcionam, cada uma, fornecendo uma altura manométrica de cerca de 43 metros de coluna de água, na vazão de pouco mais de 225 m³/h (em torno de 230).

Se apenas uma bomba estivesse instalada no sistema mostrado na Figura 5.12, ela estaria fornecendo uma vazão de 150 m³/h contra uma altura manométrica de 50 m.c.a.

Um diagrama como este permite analisar se as bombas associadas dessa forma trabalham em um ponto de melhor rendimento ou não.

Normalmente, esse tipo de associação não é usual, sendo mais freqüente a escolha de bombas de mais de um estágio, quando a situação mostrada indica um rendimento melhor para a associação em série. O caso mais comum é a associação de bombas em paralelo, como mostrado a seguir.

5.3 Associações em paralelo

Diz-se que duas ou mais bombas estão associadas em paralelo quando bombeiam em uma única tubulação simultaneamente.

A Figura 5.13 mostra uma associação em paralelo típica. No entanto, se a distância entre as bombas e o ponto de união das tubulações for significativamente distante, é preciso fazer a correção da curva da associação. Caso contrário, haverá uma diferença importante na curva da associação, confirmando um caso especial de bombeamento simultâneo, que será tratado mais adiante nesse capítulo.

A curva desse tipo de associação (no caso em que a distância entre as bombas e o ponto de junção é pequena - menos de 10 metros) é obtida somando-se, para cada altura manométrica, as vazões indicadas nas curvas individuais de cada bomba.

A Figura 5.13 ilustra a associação em paralelo de duas bombas iguais; e a Figura 5.17, de duas bombas desiguais:

Imagine um sistema com tubulação de recalque de 200 mm, na extensão de 1000 metros, com coeficiente "C" de Hazen-Williams igual a 130, uma tubulação de sucção de 10 metros de extensão com diâmetro de 250 mm e o mesmo coeficiente "C"; consideradas as peças normais de uma montagem de uma elevatória (tês, curvas, registros e válvulas), bombeando contra uma altura geométrica de 40 metros, a curva deste sistema está mostrada na Figura 5.14, juntamente com a associação de duas bombas iguais.

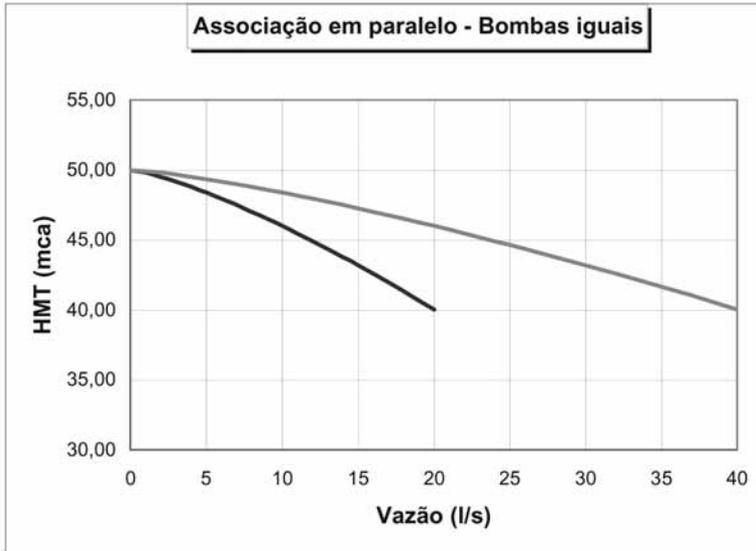


Figura 5.13: Associação em paralelo - bombas iguais

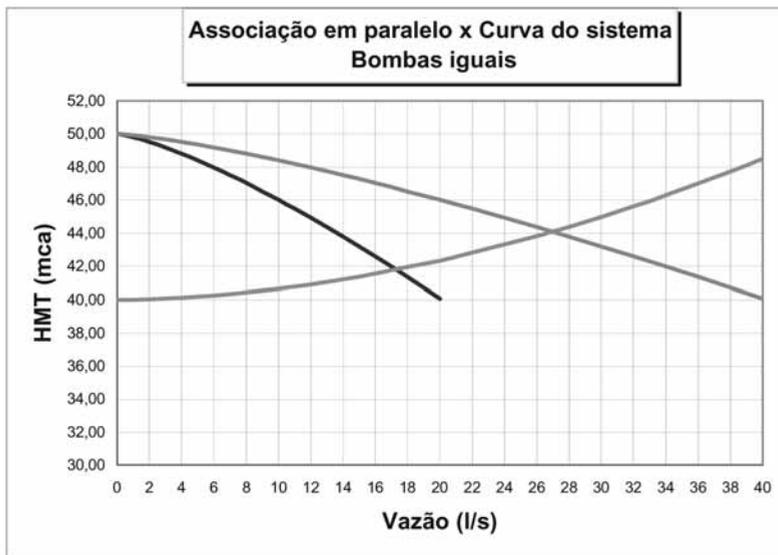


Figura 5.14: Associação em paralelo x curva do sistema (bombas iguais)

Nesta figura, os pontos de interseção das linhas mostram o funcionamento deste sistema em diversas situações:

- O cruzamento da curva do sistema com a curva de associação das bombas em paralelo mostra o ponto de funcionamento deste sistema quando se opera com as duas bombas em paralelo ligadas. Isto é, a vazão recalçada será igual a cerca de 27,0 l/s, com cada bomba contribuindo com a metade desse valor, cerca de 13,5 l/s.
- O cruzamento da curva do sistema com a curva de uma bomba mostra o ponto de funcionamento deste sistema quando somente uma das bombas estiver em operação, com a outra desligada, com vazão de aproximadamente 17 l/s, maior que quando funcionando em paralelo.

Essa figura é capaz por si só de mostrar as diversas opções de funcionamento de uma elevatória, mostrando ainda com qual rendimento cada bomba trabalhará em cada situação, uma vez que o rendimento varia com a vazão recalçada.

É de suma importância que o profissional de engenharia fique atento para o fato de que quando associadas cada bomba produz uma vazão menor do que produziria se não estivesse associada. No caso em questão, uma única bomba trabalhando sozinha produziria neste sistema a vazão de aproximadamente 17,5 l/s, enquanto que associada estaria produzindo apenas 13,5 l/s. Como estariam associadas duas bombas neste caso, a vazão total produzida seria o dobro, isto é, cerca de 27 l/s, e não 35 l/s, como muitos acreditam que seria.

Com diversos tipos de arranjo de bombas em paralelo, operando uma, duas três ou mais, em cada situação, e analisando as diversas opções de bombas no mercado, o profissional de engenharia pode fazer a seleção do arranjo que melhor atenda do ponto de vista da economia de energia (melhor rendimento nas diversas situações de funcionamento), comparar custos das diversas opções e optar por aquela mais viável do ponto de vista econômico, como está mostrado no Anexo B.

O exemplo mostrado refere-se a um caso simples de duas bombas iguais, que é um dos mais comuns também. Quando se têm mais de dois conjuntos, e eventualmente bombas diferentes, começa a ficar um pouco confuso compreender o diagrama assim traçado. A visualização fica ruim, além do que a precisão gráfica pode não ser suficientemente boa. Nesses casos, passa a ser fundamental utilizar softwares de modelamento hidráulico, como os já citados em capítulos anteriores.

As Figuras 5.15 e 5.16 mostram o esquema com os valores exatos calculados por meio da utilização de dois softwares conhecidos.

A Figura 5.15 mostra o esquema traçado no EPANET (www.epa.gov). Nesse mesmo site encontra-se um manual de operação do software. A Tabela 5.1 mostra alguns dos resultados do cálculo desse sistema simples (dados em inglês conforme gerado pelo software).

TABELA 5.1: RESULTADO DO CÁLCULO DO SISTEMA SIMPLES EPANET

NETWORK TABLE - LINKS							
	Length	Diameter	Roughness	Flow	Velocity	Unit Headloss	Friction Factor
Link ID	m	mm		LPS	m/s	m/km	
Pipe 1	10	250	130	26.88	0.55	1.37	0.022
Pipe 2	1000	200	130	26.88	0.86	4.06	0.022
Pump 3	#N/A	#N/A	#N/A	13.44	0.00	-44.09	0.000
Pump 4	#N/A	#N/A	#N/A	13.44	0.00	-44.09	0.000

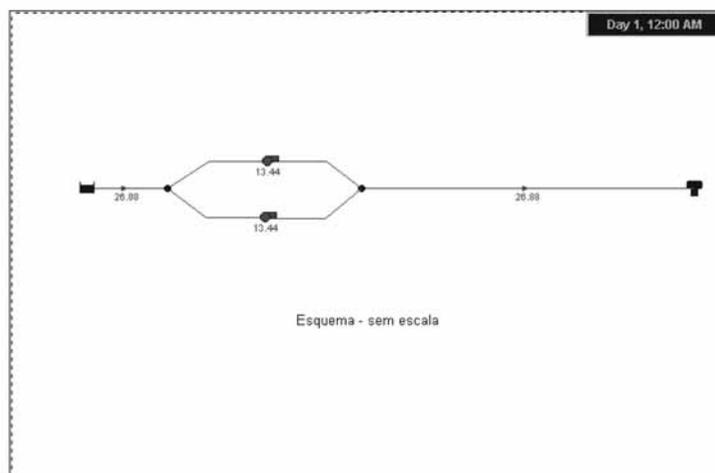


Figura 5.15: Esquema com os valores exatos calculados por meio de software.1

A Figura 5.16 mostra o esquema do mesmo exemplo executado com a utilização do software comercial WaterCad (www.haestad.com), disponível para aquisição no site indicado.

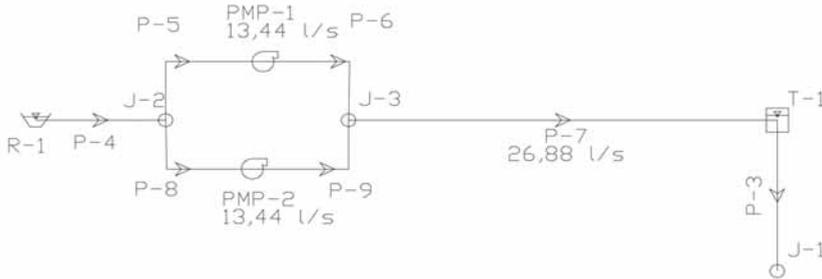


Figura 5.16: Esquema com os valores exatos calculados por meio de software. 2

Neste exemplo simples, a utilização de software como os citados pode ser dispensável, já que o traçado do diagrama pode ser feito em planilhas eletrônicas sem grandes problemas. Mais adiante neste capítulo será mostrado um exemplo real, em que o traçado do diagrama, além de trabalhoso, perde muito em precisão quando feito em planilhas (ou mesmo calculadoras e desenhado a mão), por se tratar de um caso pouco mais complexo.

Quando as duas bombas são diferentes, não há o menor problema para o traçado da curva da associação. Basta seguir o conceito. As vazões se somam para cada altura manométrica. A Figura 5.17 ilustra este caso.

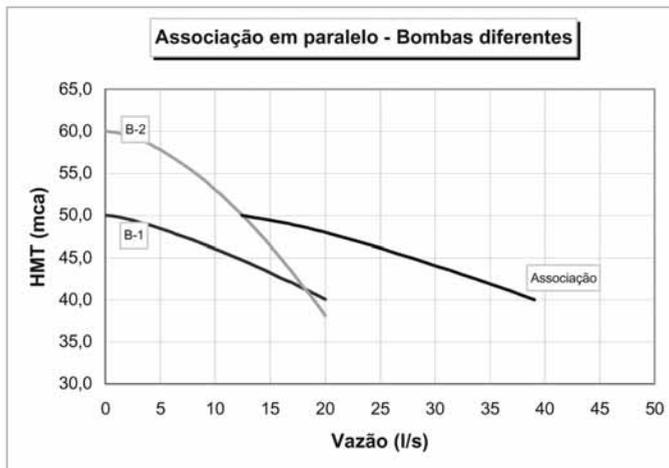


Figura 5.17: Associação em paralelo - bombas diferentes

Da mesma forma que no caso anterior, é possível estudar o funcionamento das bombas nesse sistema mediante a sobreposição da curva do sistema. Supondo o mesmo sistema, a Figura 5.18 ilustra a operação.

A Figura 5.18 permite concluir que o sistema que opere com as duas bombas em paralelo produzirá uma vazão de cerca de 28 l/s, sendo que a bomba 1 contribuirá com aproximadamente 12 l/s e a bomba 2 com o restante (cerca de 16 l/s). Nota-se que, por mais capricho que seja utilizado no traçado do gráfico, será sempre uma solução gráfica com a precisão característica desse tipo de solução.

O uso dos simuladores, no entanto, além de oferecer uma precisão muito melhor, permite realizar ensaios de uma grande quantidade de bombas no mesmo sistema, rapidamente, bastando editar os pontos da bomba no entorno da solução procurada, e assim fazer a escolha do conjunto que melhor atenda do ponto de vista da eficiência energética.

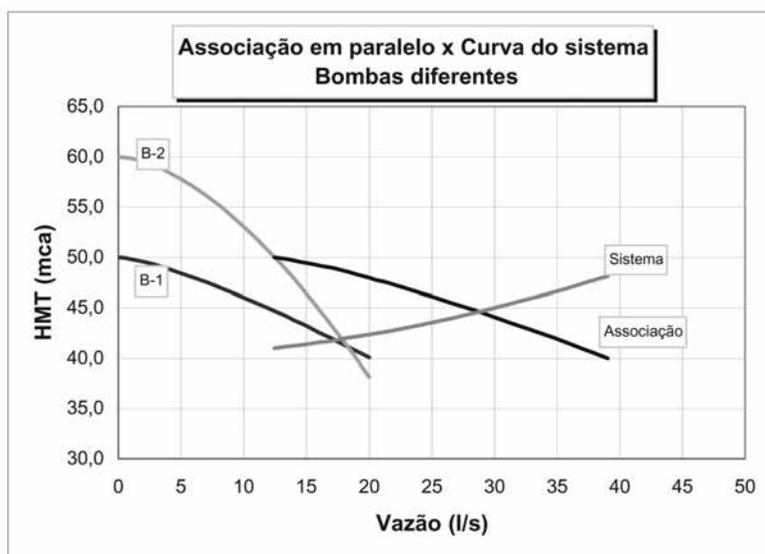


Figura 5.18: Associação em paralelo x curva do sistema (bombas diferentes)

A Figura 5.19 ilustra o diagrama traçado no EPANET. A Tabela 5.2 mostra o consumo de energia obtido da curva de rendimento editada no EPANET. Para este exemplo as curvas das bombas utilizadas e seus respectivos rendimentos estão mostrados na Tabela 5.3 (dados em inglês conforme gerado pelo software).

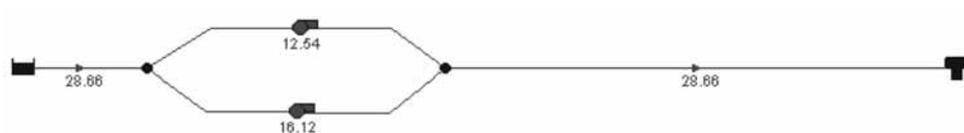


Figura 5.19: Diagrama traçado no EPANET

TABELA 5.2: CONSUMO DE ENERGIA OBTIDO DA CURVA DE RENDIMENTO EDITADO NO EPANET

ENERGY REPORT						
Pump	Percent Utilization	Average Efficiency	kWh/m ³	Average kW	Peak kW	Cost/day
B-1	100.00	50.00	0.24	10.97	10.97	0.00
B-2	100.00	63.78	0.19	11.05	11.05	0.00

O software possui diversas facilidades; dentre elas, a análise da eficiência energética. Não foi colocado o valor do custo do kWh, razão pela qual, a coluna correspondente tem valores iguais a zero.

Observa-se que neste exemplo a bomba 2 trabalha com melhor eficiência que a bomba 1, apresentando, conseqüentemente, um consumo específico (kWh/m³) significativamente superior.

Os gráficos extraídos do EPANET mostrados nas Figuras 5.20 e 5.21 ilustram as conclusões a respeito da melhor eficiência energética para a bomba 2 neste sistema. Os rendimentos no ponto de trabalho, quando associadas em paralelo, estão mostrados na Figura 5.20.

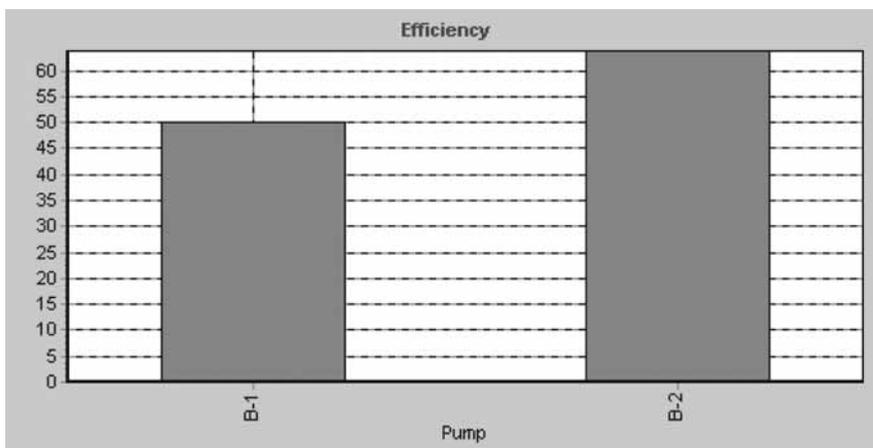


Figura 5.20: Rendimentos no ponto de trabalho com associação em paralelo

A Figura 5.21 mostra a energia específica (kWh/m³) do bombeamento para cada uma das bombas quando opera em paralelo neste sistema.

Fica claro que é preciso editar as curvas de rendimento de cada bomba (curvas essas tiradas dos catálogos dos fabricantes), para que o software possa efetuar os cálculos. No entanto, é possível formar um banco de dados com as bombas mais usuais e editá-las rapidamente por meio da ferramenta de “carregar” curvas de bomba.

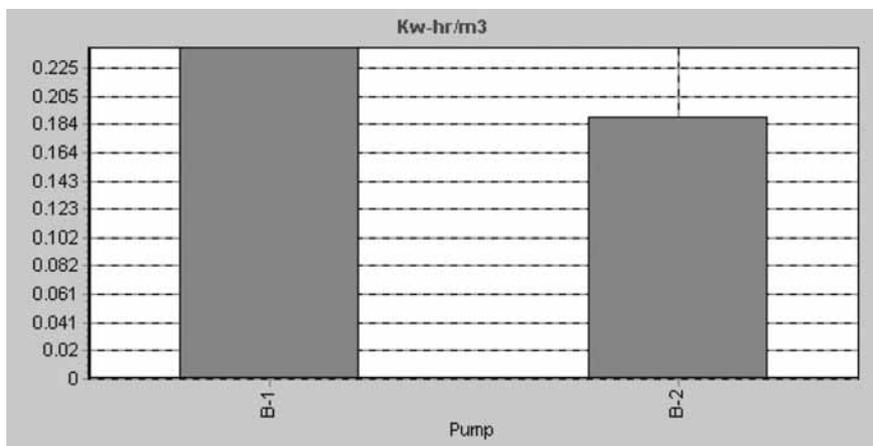


Figura 5.21: Energia específica do bombeamento para cada uma das bombas

Para o exemplo em questão, foram usados os dados apresentados na Tabela 5.3.

TABELA 5.3: EPANET CURVE DATA

Q (l/s)	PUMP			
	1	1	2	2
	H	Eff (%)	H	Eff (%)
0	50	50	60	60
10	46	55	53	65
20	40	48	38	63

Quando se opera isoladamente, isto é, sem o paralelismo, o diagrama mostra que o sistema produzirá apenas cerca de 17l/s com a bomba 1 ou 17,5 l/s com a bomba 2. Para se obter o valor do rendimento com o qual as bombas funcionariam nessa situação, seria necessário recorrer à curva dos catálogos e verificar o consumo específico nesses pontos. No EPANET, basta “rodar” o cálculo com a condição de cada bomba “desligada” separadamente e verificar o relatório de energia.

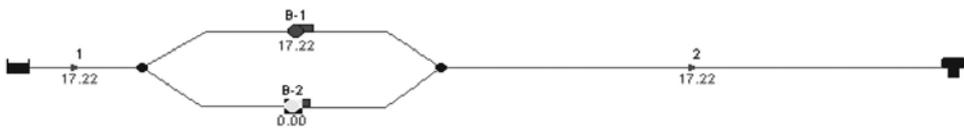


Figura 5.22: Bomba 2 desligada

Nesta condição de não paralelismo, a energia específica consumida pela bomba 1 está mostrada na Figura 5.23:

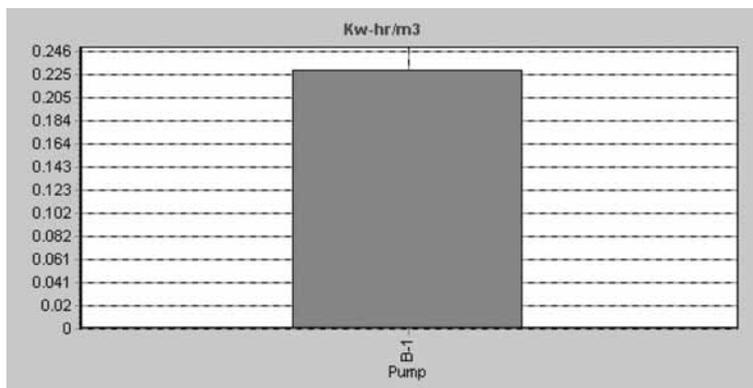


Figura 5.23: Energia específica consumida pela bomba 1

Se em vez de desligar a bomba 2 fosse desligada a bomba 1, operando somente com a de número 2, a vazão do sistema seria ligeiramente superior, como mostrado no esquema do EPANET na Figura 5.24:

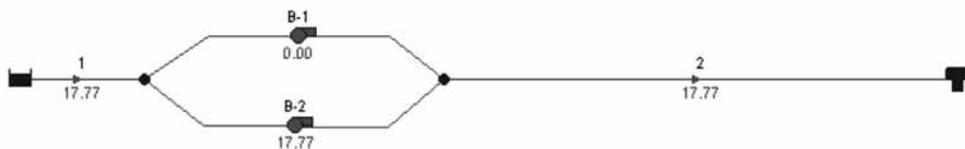


Figura 5.24: Energia específica consumida pela bomba 2

A diferença no consumo específico seria ainda mais acentuada, como mostra a Figura 5.25:

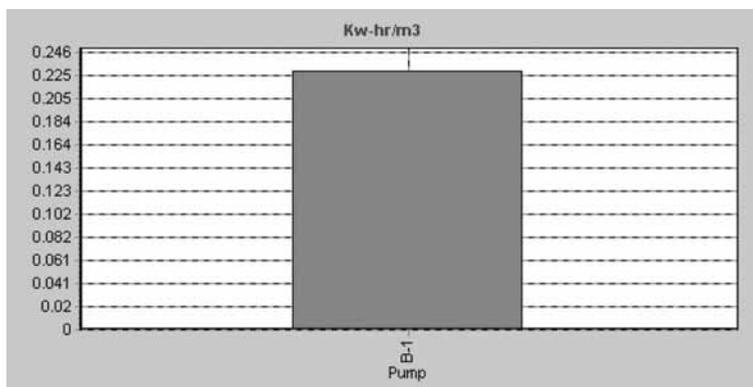


Figura 5.25: Diferença no consumo específico com a bomba 2 ligada

O esquema de operação para um caso como esse deveria sempre priorizar a bomba 2 como preferencial quando o sistema tiver de funcionar com uma vazão menor (ainda que quando trabalhando sozinha esta bomba produza uma vazão ligeiramente superior que a bomba 1), em função da maior economia de energia que ela propicia.

O exemplo mostrado, embora simples, revela a grande utilidade dos simuladores hidráulicos, principalmente se forem considerados os sistemas mais complexos, em que se torna necessário consultar diversos catálogos de fabricantes, para a escolha de diversas possibilidades de bombas, e o desenho dos diagramas das associações de bombas e curvas de sistema, para diversas combinações.

Com a utilização de softwares como esse, torna-se possível a otimização energética dos sistemas de bombeamento, mesmo na fase de operação, permitindo a escolha da combinação de bombas de maior eficiência energética.

5.4 Seleção de bombas otimizadas com auxílio de software fornecido por fabricantes

Alguns fabricantes de bombas disponibilizam softwares para o dimensionamento otimizado dos sistemas de bombeamento, utilizando porém equipamentos de sua fabricação. Um deles é o FLYPS 2.1, já mencionado, encontrado no site da FLYGT (www.flygt.com.br)

A Figura 5.26 mostra a seleção de bombas feita pelo software, quando se entra com os dados do sistema e se escolhem determinados modelos para compor a seleção. (Essa escolha deve ser feita em função do tipo de líquido que se quer bombear, comparada com a linha de fabricação da marca.)

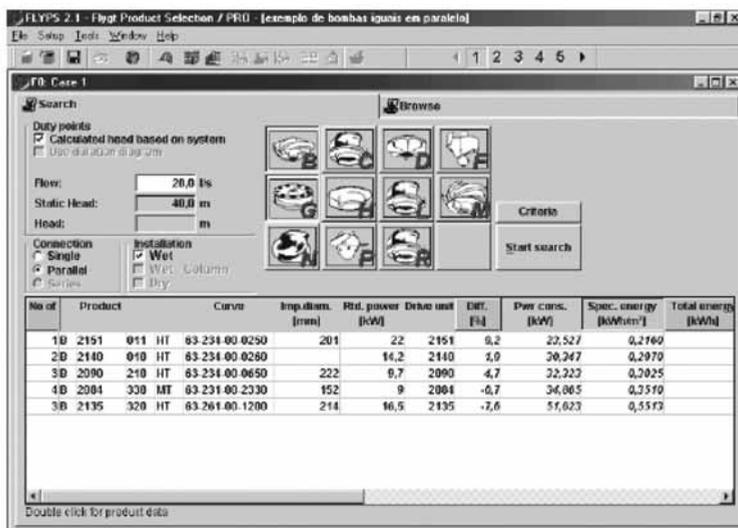


Figura 5.26: Seleção de bombas a partir da entrada de dados do sistema

Pode-se também obter o traçado das curvas das bombas selecionadas para a averiguação dos pontos de funcionamento de modo gráfico, como mostra a Figura 5.27.

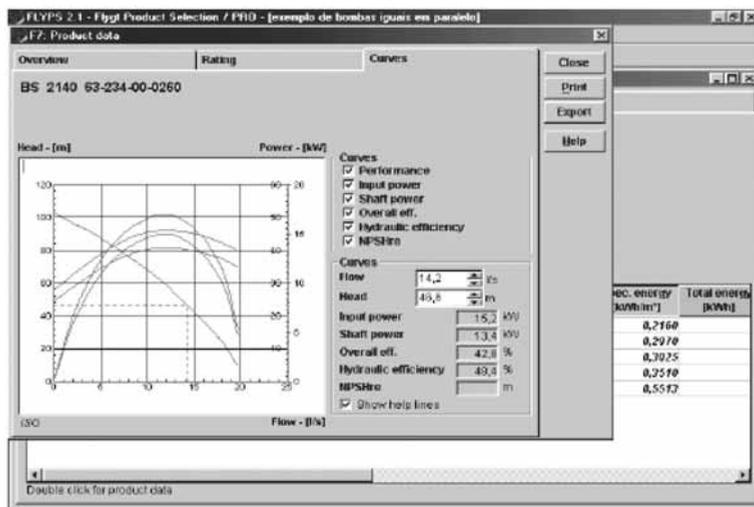


Figura 5.27: Obtenção do traçado das curvas das bombas selecionadas para a averiguação dos pontos de funcionamento do modo gráfico

Da mesma forma que no caso anterior, deve-se procurar a associação que melhor atenda à vazão desejada, observando as diversas combinações de funcionamento possíveis e priorizando no manual de operação aquelas de melhor eficiência energética.

Caso geral - softwares de simulação hidráulica

Deve-se observar, por fim, que softwares como esse permitem simulações de situações específicas utilizando as bombas do fabricante, que os disponibiliza gratuitamente.

No caso geral, quando se fazem necessárias simulações de qualquer tipo nos diversos casos dos sistemas de abastecimento de água em condutos forçados, deve ser utilizado um software genérico, como os que foram mencionados até aqui, sendo o EPANET um software de distribuição gratuita, sem limitação de número de trechos, inclusive com ferramentas para programação, distribuídas no mesmo site onde ele é encontrado (www.epa.gov).

6 Problemas na Instalação (cavitação)

A cavitação é um dos principais problemas que ocorrem na instalação de bombeamento de água para abastecimento público, por afetar diretamente a eficiência energética do bombeamento.

Outros problemas podem ser um barrilete de recalque complexo ou a utilização de conexões em excesso, que comprometem também afetam o desempenho geral, na medida em que afetam a perda de carga. Mas estes são de fácil identificação e correção, podendo ser evitados durante a fase de construção da própria estação de bombeamento, pela utilização de um esquema lógico de conexão dos conjuntos motobomba ou de conjuntos padronizados, o que facilita muito o projeto do barrilete, reduzindo as perdas de carga localizadas e, conseqüentemente, a perda de carga total e o consumo de energia elétrica.

Neste capítulo, é dada ênfase especial ao problema da cavitação, não só por ser de difícil entendimento, mas por ser o mais comum.

O que é a cavitação

Denomina-se cavitação a formação de “bolhas” de vapor no meio da massa líquida durante um escoamento, devido à ocorrência de pressões inferiores à pressão do vapor na temperatura do escoamento.

Essas “bolhas”, ou “cavas” - daí o nome de cavitação - implodem quando atingem um ponto de maior pressão ao longo do fluxo, causando desgaste do material de que é feita a peça por onde está ocorrendo o escoamento, que, com o passar do tempo, acentuará o efeito de queda de rendimento, alterando mesmo as curvas características do equipamento.

Em se tratando de bombas, o efeito da cavitação é notado nos rotores, desde a entrada até os pontos na periferia, bem como, eventualmente, na própria voluta (carcaça da bomba).

Segundo a conceituação moderna do fenômeno da cavitação, admite-se que a água contendo impurezas é mais suscetível à sua ocorrência do que água limpa, já que a ruptura está associada de forma mais intensa à resistência à tração, esta última relacionada com a tensão superficial do líquido na temperatura do bombeamento do que à pressão de vapor do líquido.

Embora o assunto seja objeto de pesquisas constantes, continua sendo, de certa forma, um fenômeno não compreendido na totalidade, por se tratar de um efeito microscópico e de frequência elevada. (Admitem-se frequências da ordem de 25.000 Hz para o processo completo de formação da “cava” e sua implosão final.)

As principais conseqüências da ocorrência da cavitação são: barulho, vibração excessiva do conjunto motobomba, alteração das curvas características (vazão x altura, vazão x rendimento) e danificação do material.

À exceção do barulho, que pode ser considerado mais um problema estético, e da vibração em excesso, cujas conseqüências são mais sérias do ponto de vista dos custos de manutenção, as demais conseqüências da cavitação têm relação direta com a eficiência energética.

Ocorrência da cavitação

A partir do conceito de NPSH (requerido e disponível), é possível equacionar o problema comparando os dois valores de NPSH.

Simplificadamente, basta que o NPSH disponível pela instalação seja superior ao NPSH requerido pela bomba para que o problema da cavitação não ocorra. Na prática, é costume dar-se uma certa margem de segurança, pois os ensaios de laboratório para a determinação do NPSH requerido pelas bombas são relativamente difíceis, não sendo muito precisa a determinação exata da vazão na qual a cavitação passa a se dar, já que o próprio fenômeno, como está dito anteriormente, não é compreendido ainda na sua total essência.

A norma brasileira NBR 12.214 (Projeto de sistema de bombeamento de água para abastecimento público) recomenda que o NPSH disponível calculado “deve ser superior em 20% e no mínimo em 0,50 m o NPSH requerido pela bomba em todos os pontos de operação”.

É preciso ainda estar atento para o fato de que nos poços de sucção o nível da água normalmente não se mantém constante ao longo do ciclo diário de consumo (o mesmo ocorrendo com as estações booster, em que a pressão na sucção também varia ao longo do ciclo de consumo diário). Por isso, a norma é bastante explícita quando se refere a “todos os pontos de operação”.

O exemplo de uma condição real, a seguir, ilustra o procedimento de verificação da cavitação.

Exemplo numérico

Seja uma estação elevatória com dois conjuntos iguais funcionando em paralelo e um terceiro de reserva. Verifique se as bombas estarão sujeitas ao fenômeno da cavitação nas diversas condições de operação.

As linhas de sucção têm 10 metros de comprimento, são de ferro fundido cimentado internamente em bom estado de conservação ($C = 130$), diâmetro de 250 mm, com as seguintes peças e seus respectivos valores do coeficiente “K” de perda de carga localizada:

TABELA 6.1: PEÇAS DE UMA LINHA DE SUCÇÃO E RESPECTIVOS VALORES DO COEFICIENTE “K” DE PERDA DE CARGA LOCALIZADA

PEÇA	QUANT.	“K”	TOTAL
Válvula de pé com crivo	01	2,50	2,50
Curva de 90°	01	0,40	0,40
Redução excêntrica	01	0,15	0,15
Registro de gaveta aberto	01	0,20	0,20
Total	-	-	3,25

O esquema da Figura 6.1 mostra a disposição dos conjuntos motobomba:

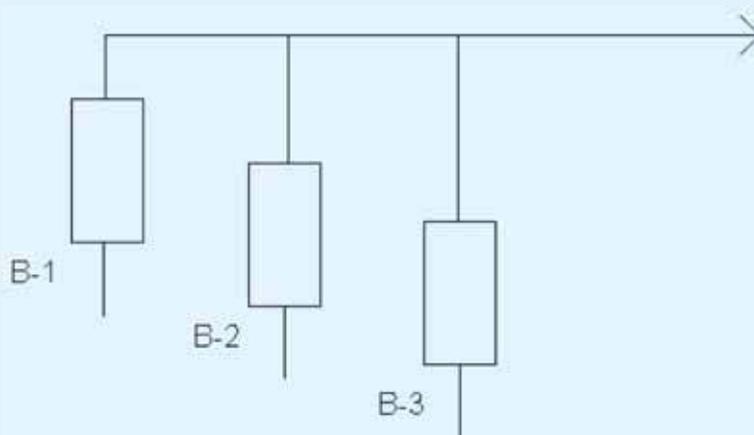


Figura 6.1: Disposição dos conjuntos motobombas

O barrilete de recalque é formado por linhas de 4 metros de comprimento, do mesmo material ($C = 130$), porém com diâmetro de 200 mm. As peças para cada linha de cada bomba estão na tabela 6.2:

TABELA 6.2: PEÇAS DE CADA UMA DAS LINHAS DE SUÇÃO E RESPECTIVOS VALORES DO COEFICIENTE "K" DE PERDA DE CARGA LOCALIZADA

PEÇA	QUANT.	"K"	TOTAL
Redução concêntrica	01	0,18	0,18
Registro de Gaveta aberto	01	0,20	0,20
Válvula de retenção	01	2,50	2,50
Tê saída de lado	01	1,30	1,30
Total	-	-	4,18

Após o barrilete, a linha de adução tem 962 metros de comprimento, diâmetro de 250 mm e coeficiente "C" de Hazen-Williams igual a 130 (mesmo tubo de ferro fundido relativamente novo, cimentado internamente).

O desnível geométrico entre o eixo da bomba e a entrada do reservatório (montante) é igual a 14 metros. A altura de sucção (diferença de cota entre o eixo da bomba e o nível da água no poço de sucção) varia de um mínimo de 2 metros a um máximo de 4 metros.

As bombas instaladas nesta estação elevatória são da marca IMBIL, modelo ITA 80.160, alta rotação (3500 RPM) com rotor de 150 mm.

Os dados dessa bomba, retirados do catálogo do fabricante, estão apresentados na Tabela 6.3

TABELA 6.3: DADOS DA BOMBA IMBIL, MODELO ITA 80.160, ALTA ROTAÇÃO

VAZÃO (m ³ /h)	ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL (m.c.a.)	ALTURA MÁXIMA DE SUÇÃO (Hs)
50	40	6,52
100	38	6,43
150	33	5,90
200	24	4,25

Como foi dito no início da descrição da situação, trabalham normalmente duas bombas em paralelo, ficando uma terceira como reserva. Eventualmente, pode trabalhar uma única bomba, principalmente nos períodos de baixo consumo, quando o reservatório “perde” nível vagarosamente.

O objetivo deste exemplo numérico de uma situação de campo real é verificar qual é a expectativa de vazão para este sistema e avaliar as condições de funcionamento desses conjuntos motobomba, no que toca à possibilidade de existir o fenômeno da cavitação, considerando os dados apresentados.

Equacionamento do problema do modo tradicional (sem uso de simuladores hidráulicos):

O procedimento tradicional consiste em fazer o traçado da curva do sistema,

sobrepondo-a à curva da bomba e da associação (duas bombas em paralelo), e, então, verificar os pontos notáveis do diagrama para, posteriormente, conferir na curva de catálogo o NPSH requerido.

Em seguida, deve-se calcular o NPSH disponível pela instalação para as situações previstas de funcionamento. A comparação desse ponto com o NPSH disponível pela instalação para as diversas possibilidades de funcionamento indicará a possibilidade ou não da ocorrência da cavitação.

Observação sobre a expressão “altura máxima de sucção”

Alguns catálogos de fabricantes, como é o caso desta situação real, apresentam, em vez do NPSH requerido, a altura máxima de sucção para cada bomba de sua fabricação. Isso é obtido a partir da consideração de que a pressão atmosférica não varia tanto, para as nossas condições no Brasil, assim como a pressão do vapor, para as temperaturas usuais de bombeamento em sistemas de abastecimento de água (em torno de 20 °C, $p_v/\gamma = 0,24$ m.c.a.).

A Tabela 6.4 mostra a variação da pressão atmosférica com a altitude:

TABELA 6.4: VARIAÇÃO DA PRESSÃO ATMOSFÉRICA COM A ALTITUDE

ALTITUDE (metros)	PRESSÃO ATMOSFÉRICA (m.c.a.)
0	10,33
500	9,73
1000	9,17
1500	8,63

Fonte: Bombas Industriais (Edson Ezequiel de Mattos e Ronaldo de Falco)

Considerando que as linhas de sucção são geralmente curtas e que as peças existentes são praticamente as mesmas (as que estão apresentadas no exemplo em estudo), é possível estabelecer uma relação entre o NPSH requerido e a altura máxima de sucção a partir da comparação do NPSH requerido com a expressão do NPSH disponível, como mostrado abaixo:

Se a condição para não existir o fenômeno da cavitação é o NPSH disponível do sistema ser maior que o NPSH requerido pela bomba, pode-se escrever a seguinte inequação:

$$\text{NPSH}_d > \text{NPSH}_r$$

$$\text{Ou } \text{NPSH}_d = \frac{P_{atm}}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - H_s - h_{ps} > \text{NPSH}_r \quad (6.1)$$

Escrevendo de outra maneira, fica:

$$H_{smax} < \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} - h_{ps} - \text{NPSH}_r \quad (6.2)$$

Assumindo valores usuais para a diferença entre a pressão atmosférica e a pressão de vapor, levando-se em conta a restrição da norma NBR 12214 para as velocidades nas linhas de sucção e, também, o coeficiente de segurança recomendado para a comparação entre os valores do NPSH disponível e requerido, é possível estabelecer, em função do NPSH requerido, obtido nos ensaios de laboratório do fabricante, o valor da altura máxima de sucção recomendada, visando, dessa forma, facilitar a escolha de bombas pelo pessoal leigo.

Alguns autores apresentam também fórmulas para a determinação do NPSH requerido, geralmente em função da velocidade específica. São, todavia, limitadas a determinadas condições de operação (geralmente para o ponto de máximo rendimento da bomba) e de precisão discutível. Por isso, não devem ser utilizadas para fins práticos na engenharia.

Feitas essas observações sobre a “altura máxima de sucção”, a questão no exemplo numérico em estudo consiste em traçar as curvas de sistema para as diversas possi-

bilidades de funcionamento (nível do tanque de sucção na posição de mínimo e na posição de máximo).

A Tabela 6.5 e as figuras 6.2 e 6.3 mostram o procedimento convencional:

Perdas na sucção:

Distribuídas:

$$h_p = \frac{10,7 \times Q^{1,852} \times 10}{130^{1,852} \times 0,25^{4,87}} = 11,127 \times Q^{1,852}$$

Localizadas:

$$h_l = 3,25 \times \left[\frac{4 \times Q}{p \times 0,25^2} \right]^2 \times \frac{1}{2 \times 9,8} = 68,886 \times Q^2, \text{ por tubulação.}$$

Perdas no recalque:

Distribuídas:

$$h_p = \frac{10,7 \times Q^{1,852} \times 962}{130^{1,852} \times 0,25^{4,87}} + \frac{10,7 \times Q^{1,852} \times 4}{130^{1,852} \times 0,20^{4,87}} = 1070,454 \times Q^{1,852} + 13,195 \times Q^{1,852} = 1083,649 \times Q^{1,852}$$

Localizadas:

$$h_l = 4,18 \times \left[\frac{4 \times Q}{p \times 0,20^2} \right]^2 \times \frac{1}{2 \times 9,8} = 216,302 \times Q^2$$

, para cada trecho do barrilete até a junção.

Na verdade, quando as bombas funcionam em paralelo, o trecho do barrilete de cada bomba (4 metros nessa instalação) não é uma linha comum às duas bombas, como o é o restante da linha adutora. Por cada trecho do barrilete circula apenas a metade da vazão total, o mesmo acontecendo com as tubulações de sucção. Quando, no entanto,

uma das bombas trabalha só, a vazão que circula na tubulação de sucção, assim como no barrilete, é a mesma que circula pela adutora. É preciso, portanto, estar atento a esses detalhes na hora de optar pelo traçado da curva do sistema para as diversas situações. Dependendo do valor das perdas localizadas, alguma simplificação no traçado dessas curvas pode resultar em estimativas incorretas da vazão de funcionamento do sistema.

Quando se utilizam os simuladores hidráulicos, não há necessidade de se ficar atento a esses detalhes, que, na verdade, tomam tempo do engenheiro que estuda o problema. Basta inserir as perdas localizadas nos seus respectivos lugares (nos modelos, os coeficientes "k" são colocados como elementos dos tubos nos quais estão de fato instalados) e, simplesmente, "rodar" o modelo. Os cálculos são realizados pelo algoritmo matemático do simulador.

Este mesmo exemplo está mostrado logo a seguir, calculado com o auxílio de um simulador.

Feitas essas observações, a Tabela 6.5 mostra o resultado dos cálculos para o traçado da curva do sistema:

TABELA 6.5: RESULTADO DOS CÁLCULOS PARA O TRAÇADO DA CURVA DO SISTEMA

Vazão (m/h)	Vazão (l/s)	Perda na sucção (m)		Perda no recalque (m)		Perda de carga (m)	Altura geométrica (m)		Curva do sistema	
		Distribuída	Localizada	Distribuída	Localizada		NA min	NA máx	NA min	NA máx
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	18	16	18,00	16,00
50	13,89	0,00	0,00	0,39	0,01	0,41	18	16	18,41	16,41
100	27,78	0,01	0,01	1,42	0,04	1,49	18	16	19,49	17,49
150	41,67	0,03	0,03	3,01	0,09	3,17	18	16	21,17	19,17
200	55,56	0,05	0,05	5,13	0,17	5,40	18	16	23,40	21,40
250	69,44	0,08	0,08	7,76	0,26	8,18	18	16	26,18	24,18
300	83,33	0,11	0,12	10,87	0,38	11,48	18	16	29,48	27,48
350	97,22	0,15	0,16	14,46	0,51	15,28	18	16	33,28	31,28
400	111,11	0,19	0,21	18,52	0,67	19,59	18	16	37,59	35,59

A Figura 6.2 mostra o traçado da curva do sistema para as condições de nível mínimo e máximo no poço de sucção.

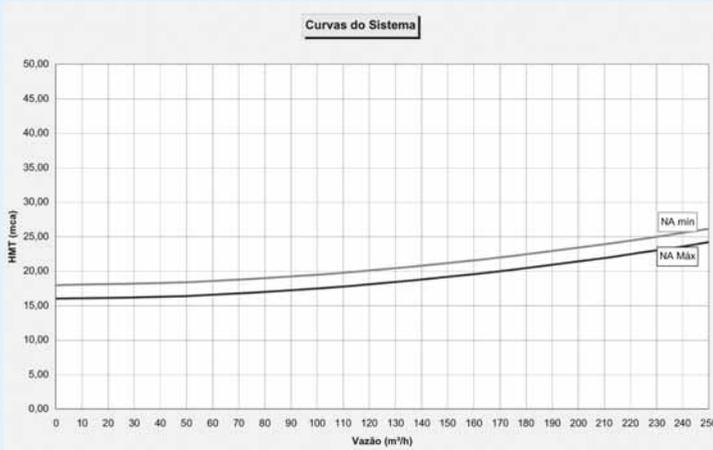


Figura 6.2: Traçado da curva do sistema para as condições de nível mínimo e máximo no poço de sucção

Sobrepondo a ela a curva da associação das bombas em paralelo, a interseção das linhas mostra os pontos de funcionamento para as diversas situações:

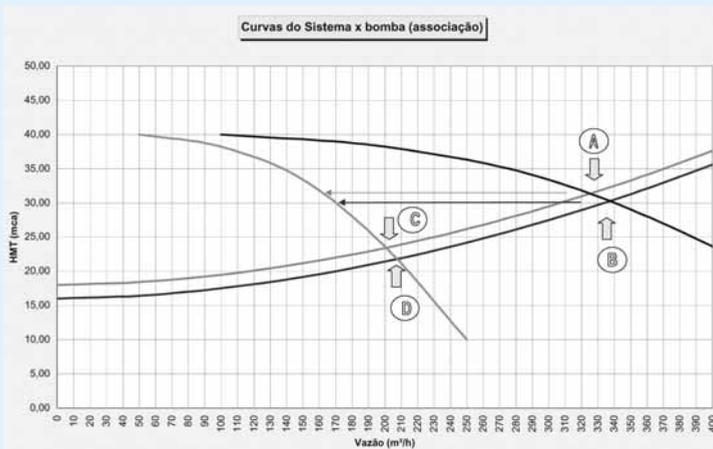


Figura 6.3: Curvas do sistema x bomba (associação)

O diagrama mostra as diversas opções de funcionamento dessa elevatória, de modo que podem-se estudar as vazões em cada situação, verificar a condição do NPSH disponível para cada uma delas e comparar com o NPSH requerido pela bomba em cada um dos pontos de funcionamento possíveis. Isto está mostrado na seqüência.

Ponto A: Vazão esperada do sistema, para a situação de dois conjuntos funcionamento em paralelo, quando o nível de água no tanque de sucção estiver no mínimo (altura de sucção máxima). Da Figura 6.3 extrai-se o valor de cerca de 325 m³/h, sendo que cada bomba estará contribuindo com a metade da vazão do sistema, ou seja, aproximadamente 163 m³/h, conforme a figura mostra.

Ponto B: Vazão esperada do sistema, para a situação de dois conjuntos funcionamento em paralelo, quando o nível de água no tanque de sucção estiver no máximo (altura de sucção mínima). Da Figura 6.3 extrai-se o valor de cerca de 340 m³/h, sendo que cada bomba estará contribuindo com a metade da vazão do sistema, ou seja, aproximadamente 170 m³/h, conforme a figura mostra.

Ponto C: Vazão esperada do sistema, para a situação de apenas um conjunto funcionamento, quando o nível de água no tanque de sucção estiver no mínimo (altura de sucção máxima). Da figura, extrai-se o valor de cerca de 200 m³/h.

Ponto D: Vazão esperada do sistema, para a situação de apenas um conjunto funcionamento, quando o nível de água no tanque de sucção estiver no máximo (altura de sucção mínima). Da Figura 6.3, extrai-se o valor de cerca de 208 m³/h.

Embora o sistema esteja projetado para o funcionamento de dois conjuntos em paralelo, deve-se sempre considerar a possibilidade do funcionamento de apenas um deles, o que ocorrerá sempre que o consumo for inferior à capacidade de bombeamento de um dos conjuntos.

Na operação das elevatórias, deve-se procurar sempre fazer com que o movimento do nível de água no interior do reservatório seja o mais suave possível. Isso, além de manter as pressões na rede mais estáveis, evita o liga/desliga freqüente.

Além disso, é a recomendação da norma citada no início do exemplo "...o NPSH disponível calculado "[] deve ser superior em 20% e no mínimo em 0,50 m o NPSH requerido pela bomba em todos os pontos de operação:"

Do ponto de vista da análise da probabilidade de a bomba cavitatar ou não, basta calcular o NPSH disponível para as vazões de funcionamento para cada situação extrema e comparar com o NPSH requerido nessas vazões.

Como foi mostrado anteriormente, o catálogo dessa bomba dá a altura máxima de sucção recomendada para cada vazão, conforme a Tabela 6.6, evitando o trabalho de calcular o NPSH disponível:

TABELA 6.6: CÁLCULO DA ALTURA MÁXIMA DE SUÇÃO RECOMENDADA PARA CADA VAZÃO

VAZÃO (m ³ /h)	ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL (m.c.a.)	ALTURA MÁXIMA DE SUÇÃO (Hs)
50	40	6,52
100	38	6,43
150	33	5,90
200	24	4,25

Recapitulando, a condição de sucção apresentada nos dados iniciais, tem-se que "... o desnível geométrico entre o eixo da bomba e a entrada do reservatório (montante) é igual a 14 metros. A altura de sucção (diferença de cota entre o eixo da bomba e o nível da água no poço de sucção) varia de um mínimo de 2 metros a um máximo de 4 metros". As vazões esperadas para cada situação são:

Ponto A: 163 m³/h - altura máxima aproximadamente 5,7 metros, valor obtido interpolando-se essa vazão nos dados apresentados pelo fabricante. Esta situação refere-se ao extremo do nível mínimo no poço de sucção, o que corresponde à altura de sucção máxima (4 metros). Não há qualquer probabilidade da ocorrência de cavitação para essa situação de funcionamento.

Ponto B: 170 m³/h - altura máxima de aproximadamente 5,4 metros. Ainda que essa situação de funcionamento indique uma vazão esperada maior, o que corresponde a um NPSH requerido maior e, conseqüentemente, a uma altura máxima de sucção menor, o valor interpolado nos dados do fabricante também não mostra

qualquer perigo com relação à cavitação, pois este extremo será alcançado quando o nível no poço de sucção estiver no máximo, indicando uma altura de sucção mínima (2 metros conforme os dados desta elevatória).

No entanto, para o ponto C, cuja vazão esperada é de 200 m³/h, a altura máxima de sucção indicada pelo fabricante será de cerca de 4,20 m. Esta situação corresponde à lâmina mínima no tanque de sucção, isto é, altura de sucção máxima igual a 4 metros, de acordo com os dados. É uma situação muito próxima do limite em que a prudência manda, no mínimo, verificar com mais precisão o NPSH requerido pela bomba, ao invés de utilizar o valor de altura máxima de sucção informada pelo fabricante.

Se for necessário fazer o sistema funcionar assim como está e se for detectado barulho anormal quando do funcionamento de um dos conjuntos, uma das soluções possíveis é instalar um indutor na entrada da bomba, o que reduz substancialmente o NPSH requerido, ou, em outras palavras, aumenta a altura máxima de sucção possível, eliminando a situação limite do início incipiente da cavitação. Esta seria, em princípio, a solução mais indicada do ponto de vista da eficiência energética.

Outra solução possível para evitar a cavitação, caso esteja ocorrendo a situação descrita, seria a instalação de automação por meio de válvulas próprias que impeça o funcionamento da bomba quando próxima da vazão de 200 m³/h e com nível no tanque de sucção abaixo, por exemplo, de 3 metros. Não seria, em princípio, a solução mais indicada, já que traz custos adicionais para a instalação, assim como maior consumo de energia, na medida em que o aumento da altura manométrica para a redução de vazão, que é como as válvulas reguladoras de pressão trabalham, traria uma perda de carga hidráulica adicional, que deveria ser compensada com um maior dispêndio de energia elétrica do motor.

De qualquer forma, essa é a análise que deve ser feita sempre quando se estuda o funcionamento de elevatórias, no que se refere ao cuidado com o problema da cavitação.

A título de informação adicional, o mesmo problema será tratado a seguir com o auxílio de um software comercial de modelamento hidráulico de condutos forçados, o WaterCad, desenvolvido e distribuído pela Haestad Methods (www.haestad.com). Por tratar-se de um software norte-americano, os elementos são mostrados com seu nome em inglês.

A Figura 6.4 mostra o esquema da elevatória com os dados de edição da tubulação de sucção de uma das bombas.

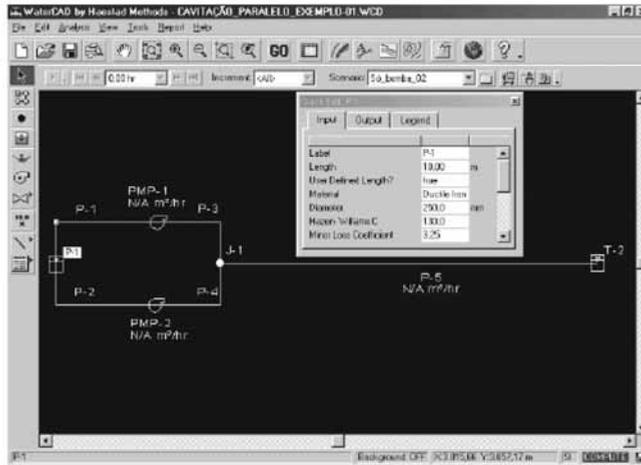


Figura 6.4: Esquema da elevatória com os dados de adição da tubulação de sucção de uma das bombas

A Figura 6.5 mostra os dados de edição de uma das bombas

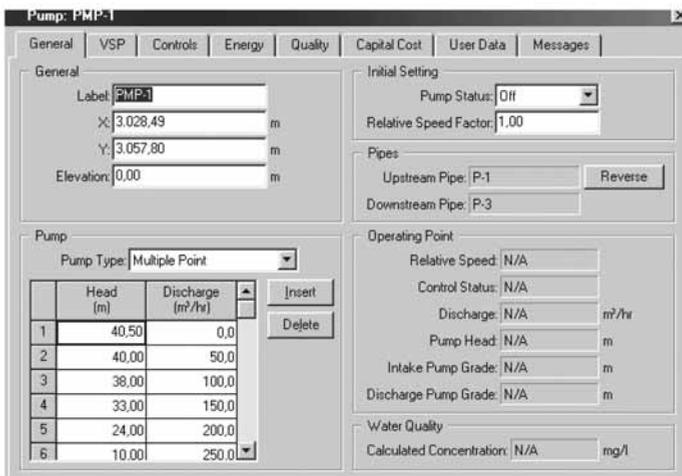


Figura 6.5: Dados de edição de uma das bombas

Neste tipo de software, podem-se, ainda, criar cenários diversos, cujos cálculos podem ser feitos de uma só vez para as diversas situações (cenários), evitando-se trabalho em duplicidade. É o que está mostrado na Figura 6.6, tendo sido feitos os cenários para as duas situações extremas de nível de água no poço de sucção.

Por fim, estão mostrados nas Figuras 6.7 e 6.8 os resultados para uma só bomba funcionando e para as duas em paralelo.

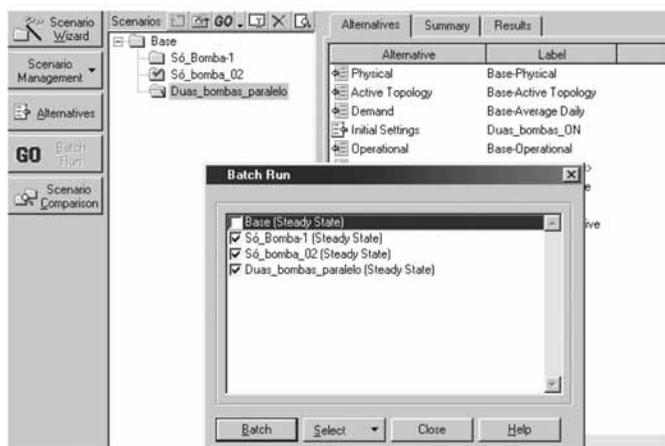


Figura 6.6: Cálculo de duas situações extremas de nível no poço de sucção

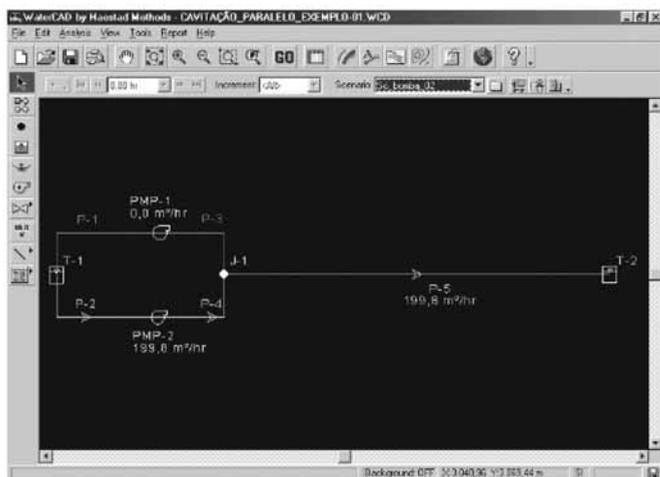


Figura 6.7: Resultado para uma só bomba funcionando

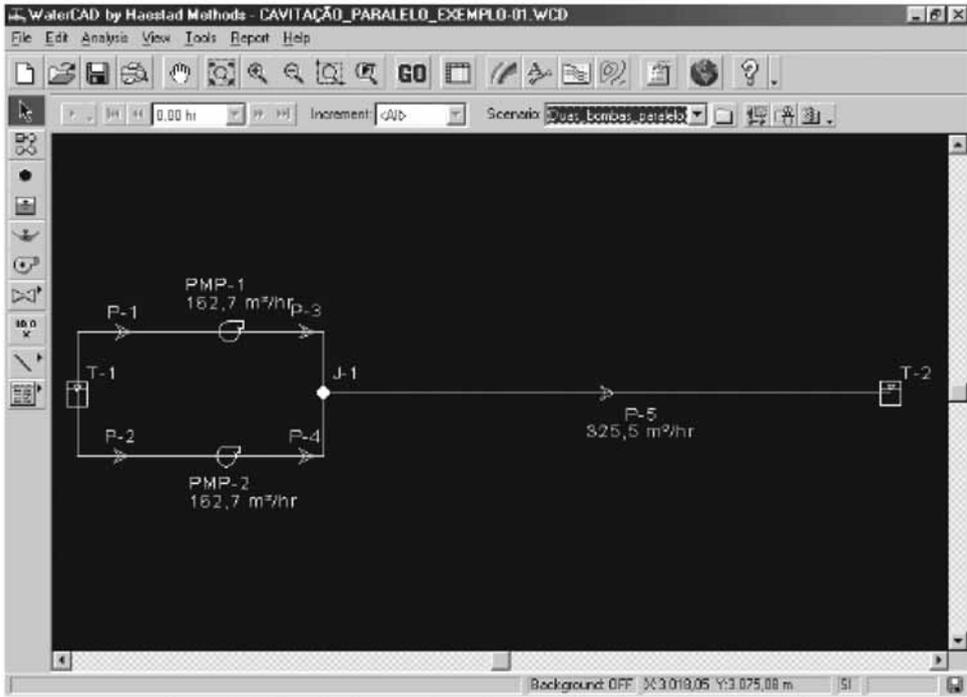


Figura 6.8: Resultado para duas bombas funcionando em paralelo

Como já mencionado, os simuladores são uma ferramenta de extrema utilidade, pela rapidez com que efetuam os cálculos hidráulicos e pela flexibilidade de se proceder a análises de situações alternativas para a solução dos problemas nos sistemas de abastecimento de água.

Como já foi mencionado em capítulos anteriores, os softwares de modelamento hidráulico também permitem estimar o consumo de energia das bombas inseridas no modelo, de modo a se fazer a análise das melhores alternativas sob os vários pontos de vista.

A Figura 6.9 mostra o cenário para as duas bombas funcionando em paralelo, com o nível de água no tanque de sucção no seu ponto extremo máximo, o que corresponde a uma altura manométrica total mínima e, conseqüentemente, a vazões maiores.

Embora na figura não seja possível observar, a obtenção de cada um desses resultados é imediata, após a edição dos elementos (tubos, nós, bombas e níveis nos reservatórios).

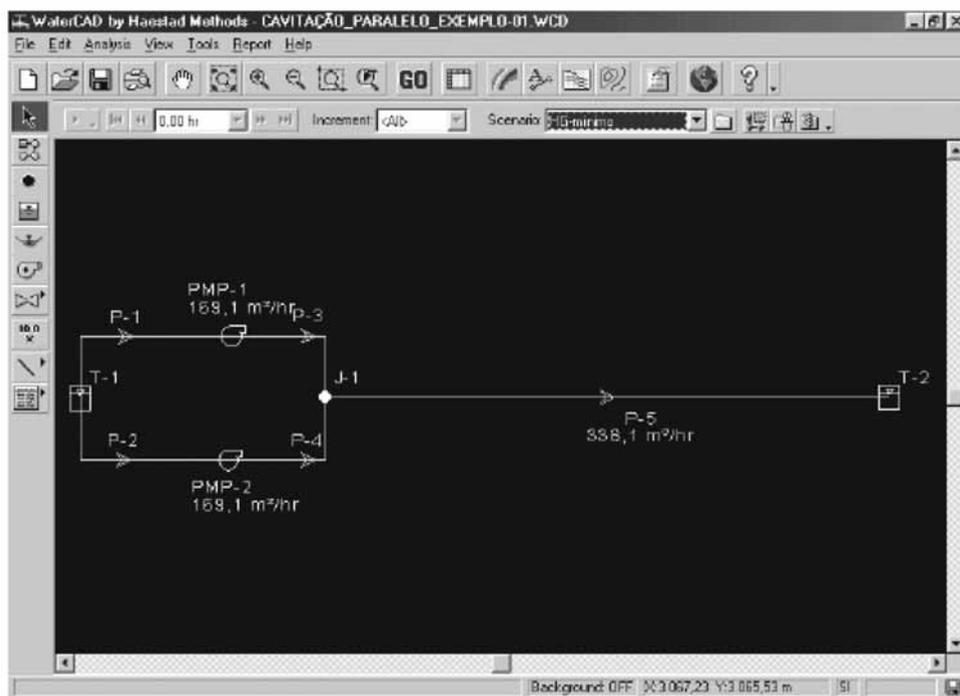


Figura 6.9: Duas bombas funcionando em paralelo, com o nível de água no tanque de sucção no ponto extremo máximo

Como evitar a cavitação:

Observando-se a expressão:

$$NPSH_d = \frac{P_{atm}}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - H_s - h_{ps} > NPSH_r \quad (6.1)$$

nota-se que os elementos que nela interferem e que estão sob o domínio do engenheiro são a altura de sucção e a perda de carga na sucção. Partindo-se do pressuposto de que a instalação trabalharia numa determinada cota (o que define a pressão atmosférica) e com água a uma determinada temperatura (o que define a pressão de vapor), resta procurar quando na fase de projeto, trabalhar na medida do possível com alturas de sucção pequenas e com perdas de carga na sucção minimizadas.

Quando, de outro lado, a instalação já está em funcionamento e o problema é detectado, uma das possíveis e boas soluções, antes de se pensar em trocar o conjunto motobomba, consiste em utilizar indutores, especialmente fabricados pelos próprios fornecedores dos conjuntos, embora a maioria não os fabrique.

Há, ainda, uma alternativa para a redução do incômodo do barulho, que é a injeção de pequenas quantidades de ar comprimido na tubulação de sucção. De fato, isso atenua o barulho, chegando até mesmo a atenuar o desgaste do material, na medida em que as bolhas de ar funcionam como amortecedores do choque quando da implosão das “cavas”. É, no entanto, uma medida paliativa, mais efetiva quanto à redução dos problemas ligados à manutenção do que à eventual e provável queda no rendimento do conjunto, não se constituindo, portanto, em solução do ponto de vista da eficiência energética.

Recirculação

Ainda ligado aos problemas na instalação, vale a pena mencionar um problema mais diretamente ligado à manutenção dos equipamentos do que à instalação propriamente dita, uma vez que os efeitos sonoros por ele causados assemelham-se muito ao problema da cavitação, chegando a causar confusão e providências incorretas por parte dos responsáveis pela instalação quando não têm um bom conhecimento do problema. Trata-se da recirculação, fenômeno que ocorre quando os anéis de desgaste ou outros dispositivos de vedação não estão com as folgas corretas, fazendo com que a água da região de alta pressão da bomba recircule para a região de baixa pressão.

Ainda pode ser citada outra condição em que a recirculação ocorre: quando, em baixas vazões, a água não entra no rotor na totalidade, sendo parte recirculada ainda na tubulação de sucção.

Ambos são casos em que, certamente, o conjunto moto-bomba estará trabalhando numa região de baixo rendimento, devendo ser evitados quando se procura uma maior eficiência energética.

7 Medidas de Economia

Basicamente, duas são as formas de se otimizar o custo com o uso da energia elétrica no funcionamento dos motores que impulsionam as bombas que pressurizam os sistemas de abastecimento de água:

A primeira delas, direta, consiste em utilizar instalações adequadas do ponto de vista da hidráulica, isto é:

- utilizar tubulações com diâmetros bem dimensionados;
- manter a tubulação em bom estado de conservação quanto à rugosidade interna (coeficiente "C" alto ou coeficiente "f" baixo);
- trabalhar com arranjos de concepção de projeto e de operação que sejam norteados pela melhor setorização das zonas de pressão, evitando-se o desperdício com altas pressões na rede, que, além de tudo, são um fator de indução de perdas hidráulicas reais e que se traduzem, em última análise, em ineficiência energética;
- variar a velocidade dos motores elétricos de modo a adequar o ponto de funcionamento da bomba ao seu máximo rendimento, conforme a demanda varie (procedimento mais usual em abastecimento em marcha); e
- escolher o conjunto moto-bomba com melhor rendimento para o ponto de trabalho desejado (pode parecer óbvio, mas é um ponto importante e, de certa forma, trabalhoso quando se verifica o funcionamento para as diversas condições possíveis de operação).

A segunda, que não economiza propriamente energia em quantidade, mas em qualidade, consiste em evitar ou se reduzir o consumo energético nas horas de ponta (horas em que o sistema produtor/distribuidor da concessionária de energia elétrica é mais demandado pelos clientes), possibilitando à concessionária um melhor equilíbrio do seu sistema e ao operador do serviço de abastecimento de água uma economia de recursos financeiros, na medida em que as concessionárias incentivam esse procedimento por intermédio de sua estrutura tarifária diferenciada.

Isso pode ser conseguido mediante um arranjo adequado entre produção (vazão de bombeamento) e reservação, de modo que a paralisação ou redução da vazão bombeada em determinadas horas possa ser feita sem prejuízo do abastecimento, cuja curva de demanda horária precisa ser conhecida para que o projetista ou analista operacional possa contar com essa oportunidade de eficiência energética.

Em qualquer das situações abordadas anteriormente, uma análise da viabilidade econômica por meio do valor presente líquido (VPL - mais usual na comparação de alternativas de projeto) ou da TIR (taxa interna de retorno) deve ser efetuada, como está mostrado no Anexo B, uma vez que o investimento a ser feito para se conseguir a redução do consumo de energia pode, eventualmente, não compensar a redução da despesa com a energia elétrica.

Adiante, será abordada com mais detalhamento cada uma das oportunidades de eficiência energética citadas anteriormente.

7.1 Indicadores de eficiência

Os indicadores de eficiência energética mais usuais nos serviços de abastecimento público, normalmente, são os de custo unitário da energia adquirida da concessionária (custo específico) e os que relacionam a energia consumida com o volume de água bombeado (consumo específico).

O primeiro, normalmente formulado como R\$/MWh (reais por megawatt hora), tem por finalidade aferir com que eficiência a empresa/serviço está adquirindo energia, levando em conta que para elevatórias a partir de um certo porte (potência instalada), as concessionárias de energia elétrica oferecem vantagens no preço para compromissos de desligamento ou redução de consumo em determinadas horas do dia e/ou do ano. É a chamada "tarifação horo-sazonal", já referida em capítulos anteriores neste Livro. Serve ainda, para aferir se as contratações de demanda estão sendo feitas de forma racional.

O segundo costuma ser expresso como kWh/m³ (quilowatt hora por metro cúbico bombeado, ou metro cúbico produzido, ou, em alguns casos, por metro cúbico faturado), com o qual se mede a performance dos equipamentos de bombeamento do sistema em termos de rendimento, além da concepção do próprio sistema, uma vez que valores elevados desse indicador podem significar perdas de carga excessivas nas linhas de recalque ou má concepção de zonas de pressão (excesso de bombeamentos), dentre outras possi-

bilidades. Embora muito útil no acompanhamento em séries temporais de uma determinada elevatória ou de um determinado sistema, presta-se pouco à comparação entre sistemas de características físicas diferentes, pois em casos de grandes alturas de recalque por insuficiência de mananciais em cotas favoráveis (situação cada vez mais comum no nosso país, infelizmente) não há como o indicador apresentar valor inferior a outro sistema em que as alturas sejam menores.

Ainda são utilizados o kWh/m³ de esgoto tratado e o fator de carga. É comum também haver uma análise sistemática por parte das unidades de controle operacional das companhias de saneamento ou dos serviços municipais, do fator de potência, de modo a evitar custos com energia reativa. Tsutuya (9)

Indicadores padronizados da IWA

Em 1997, foi criada uma força tarefa pela IWA para definir padrões para indicadores de performance que deveriam ser adotados no campo do abastecimento de água. Os indicadores foram discutidos em diversos encontros técnicos em vários países, dentre os quais o Brasil.

Dentre os indicadores apresentados na publicação "Manual of Best Practice - Performance Indicators for Water Supply Services", no ano 2000, três referem-se ao bombeamento:

O primeiro refere-se à energia recuperada (pelo uso de turbinas) em relação à energia total consumida. Por tratar-se de casos extremamente particulares, entendemos não ser de interesse direto para este Livro.

O segundo está formulado como a razão entre a energia reativa e a energia total consumida. Da mesma forma que no caso anterior, não vemos maior interesse nesse indicador, já que o acompanhamento sistemático do fator de potência, medido pelas próprias concessionárias, é bem mais prático.

O terceiro, denominado "Consumo de Energia Padronizado" (no original "Standardised Energy Consumption"), é definido como o resultado da divisão do consumo anual de energia de todas as unidades de bombeamento de um determinado sistema, excluídas as bombas de processo das estações de tratamento, pela somatória dos produtos do volume total bombeado em cada unidade pela altura de elevação respectiva, dividido por 100 metros, no mesmo período.

Na verdade, é, basicamente, o mesmo indicador já largamente utilizado pelas companhias de saneamento e serviços municipais no Brasil (kWh/m³), com a “novidade” de introduzir o que foi chamado pela IWA como “fator de padronização” (Standardisation Factor, conforme original em ALEGRE, H., HIRNER, W., BAPTISTA, J.M. e PARENA, R., Performance Indicators for Water Supply Services, Londres, IWA Publishing, 2000, pág. 44 e 105).

A despeito de fazer parte do esforço internacional para padronizar os indicadores de desempenho dos serviços de abastecimento de água em todo o mundo, esse indicador ainda não vem sendo sistematicamente utilizado nos sistemas públicos de abastecimento de água em geral, sendo necessário algum tempo para ocorrer a assimilação e o rearranjo dos sistemas de controle operacional de modo a introduzi-lo na rotina.

7.2 Eficiência energética conseguida a partir da interferência nos elementos hidráulicos

Em qualquer caso, sempre, o fator principal, do ponto de vista da otimização energética, é a potência dos motores, cujo modo de funcionamento gerará consumo de energia elétrica e demanda da rede.

Expressão para o cálculo da potência elétrica necessária para o funcionamento de uma bomba centrífuga. (2.33)

$$P = \frac{\gamma \cdot Q \cdot HMT}{\eta_b \cdot \eta_M}$$

Verifica-se que são cinco os elementos interferentes no cálculo da potência elétrica, sendo que dois - o rendimento da bomba e o rendimento do motor -, influem de forma inversamente proporcional e os outros três - peso específico, vazão bombeada e altura manométrica total - afetam diretamente no resultado da potência necessária para realizar tal trabalho.

7.2.1 Rendimento da bomba

Os catálogos dos fabricantes de bombas apresentam os seus diversos produtos com as respectivas curvas de rendimento associadas às curvas de performance, facilitando a escolha do equipamento com melhor rendimento total da bomba em função da curva do sistema.

A Figura 7.1 mostra a seleção de uma determinada bomba para trabalhar no ponto de vazão igual a $100 \text{ m}^3/\text{h}$ contra uma altura de cerca de 42 m.c.a. A bomba selecionada trabalhará nesse ponto com um rendimento de aproximadamente 70% .

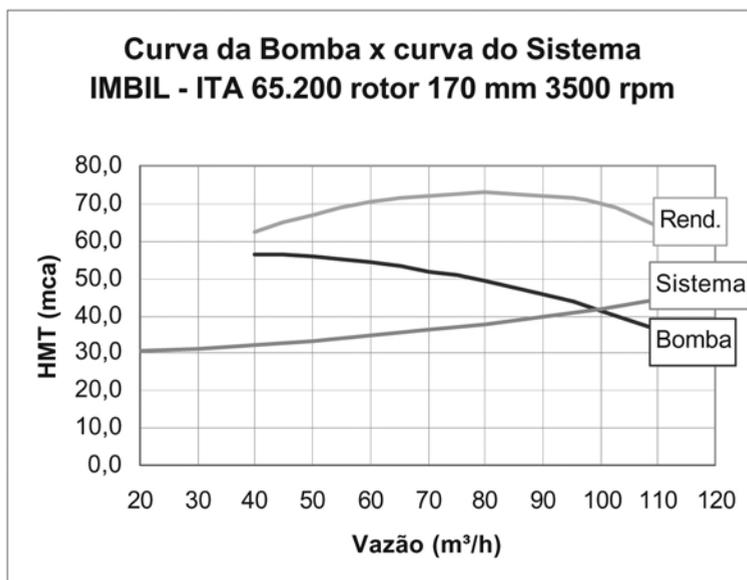


Figura 7.1: Curva da bomba x curva do sistema - IMBIL - ITA 65.200 rotor 170 mm 3500 rpm

Na Figura 7.2, tem-se a seleção de uma outra bomba do mesmo fabricante, porém de outro modelo, que, trabalhando no mesmo ponto de operação apresenta um rendimento um pouco melhor, de cerca de 75% .

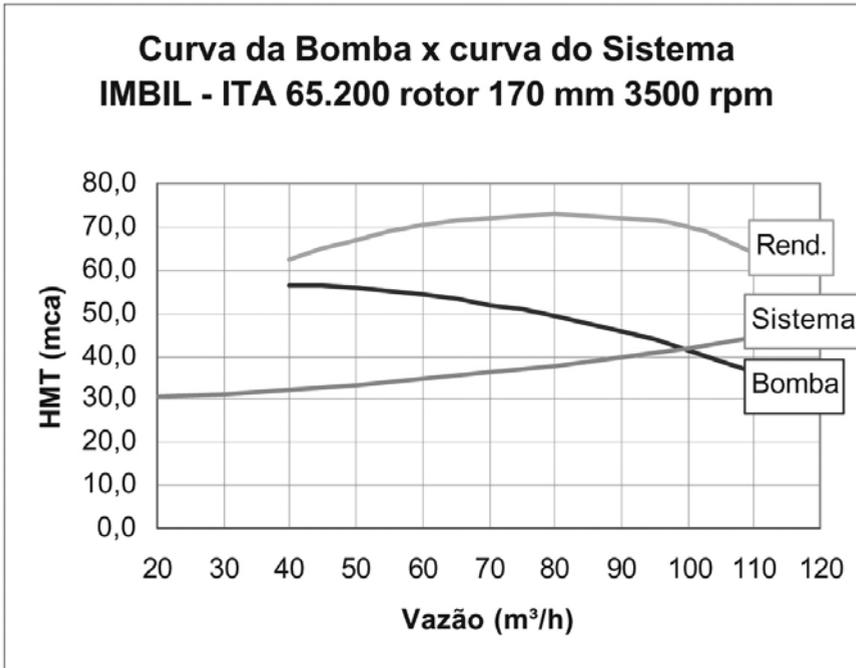


Figura 7.2: Curva da bomba x curva do sistema - IMBIL - ITA 80.160 rotor 160 mm usinado 3500 rpm

7.2.2 Rendimento do motor

Incide na expressão para o cálculo da potência da mesma forma que o rendimento da bomba, ou seja, inversamente proporcional.

Outra opção é a utilização de motores de alto rendimento, que, embora mais caros, eventualmente podem compensar o investimento incremental inicial com um menor custo operacional. Dependerá do tempo de funcionamento diário previsto ao longo da vida útil do equipamento ou do alcance do projeto - o que ocorrer primeiro.

Motores, ao serem rebobinados, perdem rendimento. Logo, compare a eficiência entre motores (novo padrão, novo de alto rendimento ou rebobinado) para verificar se a economia obtida no investimento para rebobiná-lo não será compensada pelo maior custo operacional.

7.2.3 Peso específico

Já no numerador da expressão da potência, o primeiro fator é o peso específico do líquido bombeado. No caso em análise neste Livro, a água. A chance de atuação para reduzir a potência necessária seria optar quando da concepção do sistema por bombeamentos de menor potência na água bruta, deixando as maiores elevações para a água tratada.

No entanto a variação do peso específico da água tratada em relação à água bruta é irrelevante, sendo o estudo dessa opção de projeto mais voltado para os custos operacionais com a manutenção da bomba do que com o consumo energético propriamente.

Basicamente, não existem diferenças significativas do ponto de vista da economia de energia, já que a densidade da água bruta não difere de maneira apreciável da densidade da água tratada. O que ocorre são desgastes nos rotores quando do bombeamento de água bruta, principalmente quando contêm muita quantidade de areia, sendo que neste caso deve-se optar por bombas especiais ou limitar a altura manométrica, bombeando água bruta somente para um ponto próximo à captação, uma caixa de areia, da qual a vazão total será recalçada para a estação de tratamento, na altura manométrica total. Assim, se o desgaste não for evitável escolhendo-se outro ponto para a captação, trabalhe-se com bombas menores, reduzindo-se o custo de manutenção.

São particularmente comuns as captações do tipo balsa, seguidas de uma caixa de areia na margem ou, até mesmo, da própria estação de tratamento.

7.2.4 Vazão recalçada

Quando se reduz a vazão bombeada, reduz-se diretamente a potência requerida e, conseqüentemente, o consumo de energia.

No entanto, a vazão a ser bombeada é função da população a ser abastecida e de seus hábitos de consumo. O que pode ser feito pelo operador do sistema é, quando do projeto, procurar a melhor setorização possível, de modo a evitar bombeamentos desnecessários, além de procurar minimizar as perdas reais, que são inerentes ao tipo de material utilizado nas redes, à qualidade construtiva e ao comportamento piezométrico do sistema ao longo do ciclo diário de consumo.

O exemplo da Figura 7.3 sintetiza a oportunidade de aumentar a eficiência energética de um sistema de abastecimento de água, atuando na otimização das zonas de pressão, reduzindo a vazão a ser bombeada.

Na Figura 7.3, representa-se um problema de abastecimento de uma zona alta, com uma possível solução: elevar toda a vazão necessária para a região.

Eventualmente, além de o bombeamento de toda a vazão implicar um custo maior, em função da maior potência necessária, pode haver problema de pressões excessivas na região mais próxima à estação de bombeamento.

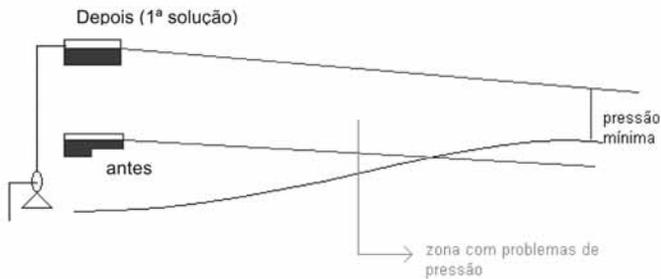


Figura 7.3: Representação de um problema de abastecimento de uma zona alta

A Figura 7.4 ilustra outra possível solução, em que se procura racionalizar o porte da estação elevatória, restringindo-a à região onde havia problemas no abastecimento. Esta solução implica uma elevatória de porte menor, com menor custo de implantação e menor custo operacional em função do custo com a energia elétrica.

Embora esta segunda solução possa parecer óbvia, outros fatores de ordem local, como interferências com a urbanização, podem dificultá-la, sendo sempre necessária a realização de estudos de viabilidade de modo a fazer a melhor opção pelo arranjo no projeto.

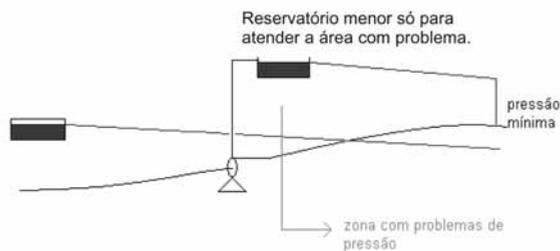


Figura 7.4: Proposta de solução para um problema de abastecimento de uma zona alta

7.2.5 Altura manométrica

Finalmente, o fator mais comum em que atuar para melhorar a eficiência energética é a altura manométrica total. Sendo ela composta de duas parcelas, a altura geométrica e a perda de carga, pode-se atuar nas duas de forma diferenciada.

O exemplo mostrado nas Figuras 7.3 e 7.4 ilustra também a possibilidade em que se pode dividir a altura geométrica em duas partes, reduzindo-se a potência total do sistema. É uma atuação na parcela da altura manométrica total, denominada "altura geométrica".

Para o estudo das outras oportunidades de atuação na altura manométrica total, relacionadas com a parcela da altura manométrica, denominada "perda de carga", é preciso "abrir" a expressão da perda de carga para o estudo de cada uma de suas componentes.

Conforme está mostrado no Capítulo 2, seja por Darcy-Weisbach, seja por Hazen-Williams, a expressão para o cálculo da perda de carga distribuída é dada por:

$$h_p = A \times \frac{Q^\alpha \times L}{D^\beta}$$

onde α e β são valores próximos nas duas expressões:

TABELA 7.1: EXPRESSÃO PARA CÁLCULO DA PERDA DE CARGA DISTRIBUÍDA

Expressão	α	β
Hazen-williams	1,852	4,87
Darcy-Weisbach	2,000	5,00

"A" é um coeficiente que depende da rugosidade interna da tubulação, assunto que será abordado no item seguinte.

Para as perdas localizadas (h_L), utiliza-se usualmente a expressão (2.22)

$$h_L = K \cdot \frac{U^2}{2 \times g}$$

Essa equação, combinada com a equação da continuidade (2.14)

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot U$$

pode ser escrita como:

$$h_L = \frac{8 \cdot K \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D^4}$$

sendo "K" o coeficiente de perda localizada para cada peça; "Q", a vazão que circula, em m³/s; "g", o valor da aceleração da gravidade onde se dá o escoamento, em m/s²; e "D", o diâmetro da tubulação, conforme a notação usual, em m.

A Influência do diâmetro na perda de carga

Pelas expressões, nota-se a enorme influência do diâmetro no valor da perda de carga, seja a distribuída, sejam as localizadas. Dessa forma, nos sistemas de bombeamento, em geral, cabe sempre estudar o arranjo mais econômico, pois para um diâmetro menor (de menor custo) corresponderá uma perda de carga maior, uma bomba "maior" (de maior custo) e um custo operacional maior, em função da maior potência necessária para vencer essa perda de carga.

Ao contrário, adotando-se um diâmetro maior, têm-se menor perda, custos de aquisição dos conjuntos moto-bomba menores (menor potência, em função da menor perda de carga a ser "vencida") e, igualmente, menor consumo de energia ao longo do alcance do projeto, que deverá compensar o maior custo da tubulação de maior diâmetro.

De modo a simplificar o raciocínio, não está sendo considerada nessa análise simplificada a influência do reservatório, de modo a não fugir do objetivo de analisar cada uma das oportunidades em separado.

É preciso sempre, tendo o conhecimento de todos os fatores intervenientes, ter uma visão de conjunto do sistema de abastecimento de água para se chegar ao arranjo mais econômico, seja do ponto de vista da eficiência energética, seja do ponto de vista geral, em que o custo com mão-de-obra ou eventuais automações também deverá ser considerado.

Exemplo numérico:

Considere uma linha adutora simples. Estude para dois diâmetros comerciais vizinhos uma possível seleção de bombas, com os respectivos valores da potência consumida esperada para cada situação.

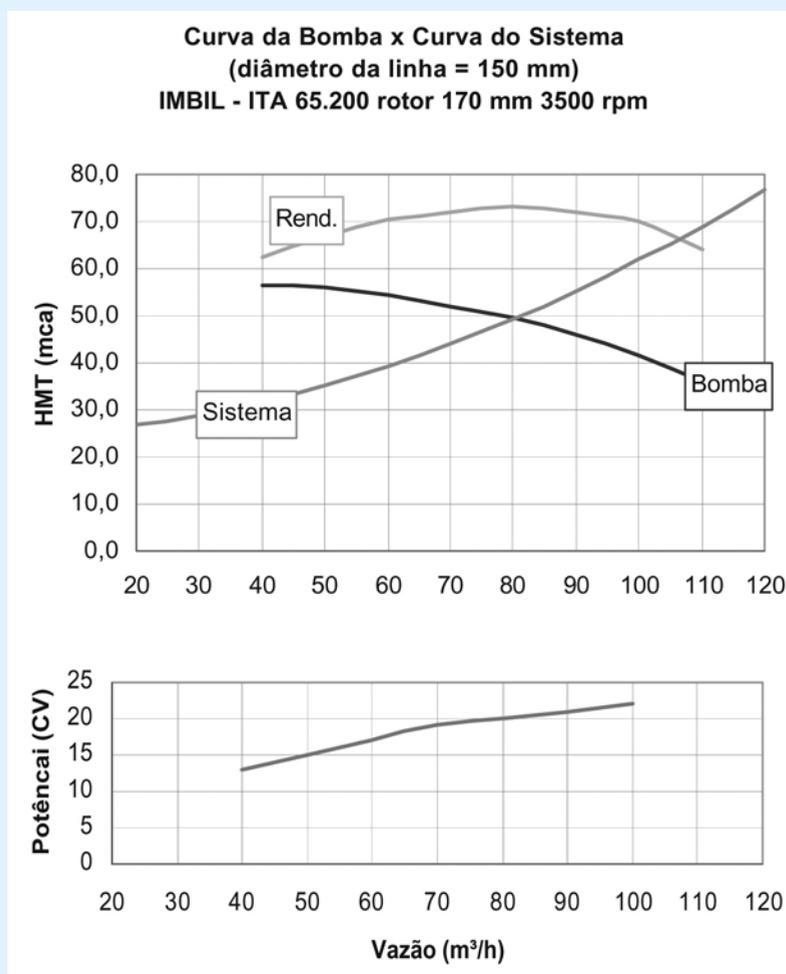


Figura 7.5: Curva da bomba x curva do sistema (diâmetro da linha = 150 mm) - IMBIL - ITA 65.200 rotor 170 mm 3500 rpm

Na Figura 7.6, mostra-se a curva do mesmo sistema, porém com diâmetro de 200 mm e uma possível seleção de outra bomba com uma potência significativamente menor do que no primeiro caso, como mostrado no diagrama, com dados do catálogo do fabricante.

Uma vez que a perda de carga para esse diâmetro é significativamente menor, a altura manométrica total também ficou reduzida ao valor de aproximadamente 31 m.c.a., o que permite a seleção de um outro conjunto. Nesse caso, até com rendimento melhor, o que é apenas uma coincidência, pois o que interessa no exemplo é que a altura manométrica menor, para a mesma vazão de operação, requer uma potência bastante menor.

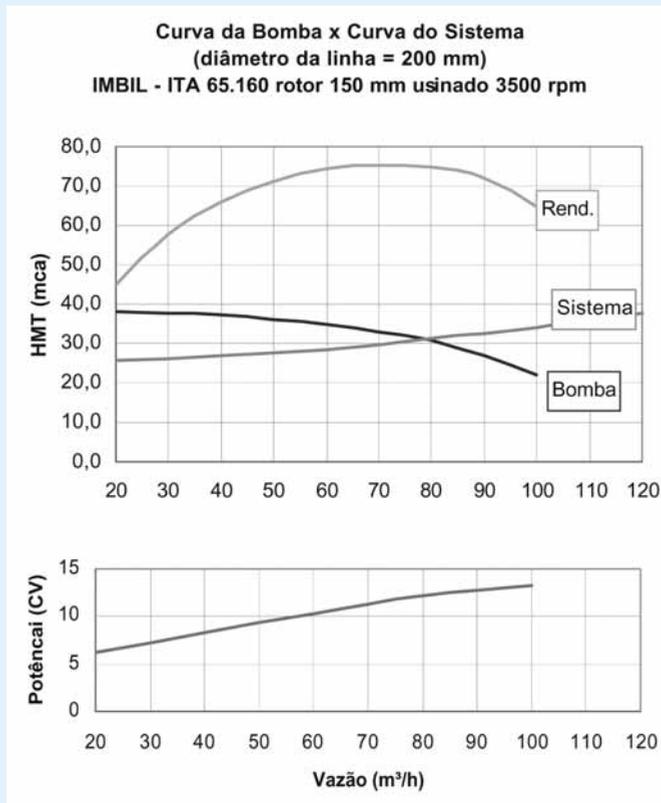


Figura 7.6: Curva da bomba x curva do sistema (diâmetro da linha = 200 mm) - IMBIL - ITA 65.160 rotor 150 mm usinado 3500 rpm

Deve-se sempre verificar o custo adicional do diâmetro maior, comparado com o custo menor do equipamento de menor potência e o custo operacional também menor, dependendo do tempo médio diário de funcionamento previsto ao longo da vida útil do conjunto ou do alcance do projeto.

B Influência da rugosidade na perda de carga

Quanto à rugosidade interna, ou estado de conservação da tubulação de recalque, a expressão algébrica que detalha sua influência na perda de carga distribuída, na altura manométrica total e, conseqüentemente, na potência elétrica que compõe o consumo de energia, representada pela letra "A" na expressão anterior, tem a seguinte composição:

$$A = \frac{1}{C^{1,852}}$$

segundo a expressão de Hazen-Williams e

$$A = \frac{8 \cdot f}{\pi^2 \cdot g}$$

quando se utiliza a expressão de Darcy-Weisbach.

Tipos de materiais

Do ponto de vista do escoamento, interessa somente o valor do coeficiente "C" e não o tipo de revestimento propriamente dito, já que os fabricantes fornecem sempre o valor do coeficiente a utilizar com os tubos de sua fabricação.

Em linhas gerais, pode-se separar os tubos em metálicos e não-metálicos. Os primeiros (aço, aço galvanizado e ferro fundido), em geral, são utilizados quando se trabalha com pressões maiores ou quando se trabalha com diâmetros de maior dimensão (caso do

aço). Caso contrário, eles não concorrem em preço com os não-metálicos. Enquanto os tubos de aço não têm revestimento interno em geral, as tubulações de ferro fundido são, normalmente, cimentadas internamente. Encontram-se muitas linhas antigas de tubulações de ferro fundido sem cimentação, o que lhes confere um coeficiente "C" significativamente menor.

As tubulações não-metálicas, normalmente, não têm qualquer revestimento, uma vez que a característica do material (bastante liso) já lhes confere um valor de "C" significativamente alto (da ordem de 140 - PVC ou 150 PEAD e outros).

Apareceram no mercado, mais recentemente, tubulações de PVC revestidas com fibra de vidro, cuja característica hidráulica assemelha-se à do PVC comum.

Outro tipo de revestimento é utilizado nas tubulações em aço, mas destinado a evitar a corrosão, não melhorando em nada as condições de escoamento e, portanto, a eficiência do bombeamento. Assim como a proteção catódica, tem também a finalidade de evitar a corrosão através de correntes elétricas induzidas na tubulação. Nada tem a ver, portanto, com as condições de escoamento, razão pela qual não estão detalhadas neste Livro.

Exemplo numérico:

1 - Seja uma linha de adução com 7200 metros de comprimento, diâmetro de 250 mm, para atender a uma demanda de 1500 m³/dia. Supondo um coeficiente "C" da ordem de 90, equivalente a uma tubulação antiga com incrustações ao longo do caminhamento. Compare as curvas de sistema e pontos de funcionamento para o mesmo conjunto motobomba marca IMBIL modelo ITA-65.200 com o rotor máximo de 205 mm, 3500 RPM.

O ponto de funcionamento desse sistema está mostrado na Figura 7.7.

Com o conjunto motobomba selecionado, será possível recalcar uma vazão de cerca de 95 m³/h, sendo necessário seu funcionamento durante quase 16 horas diárias.

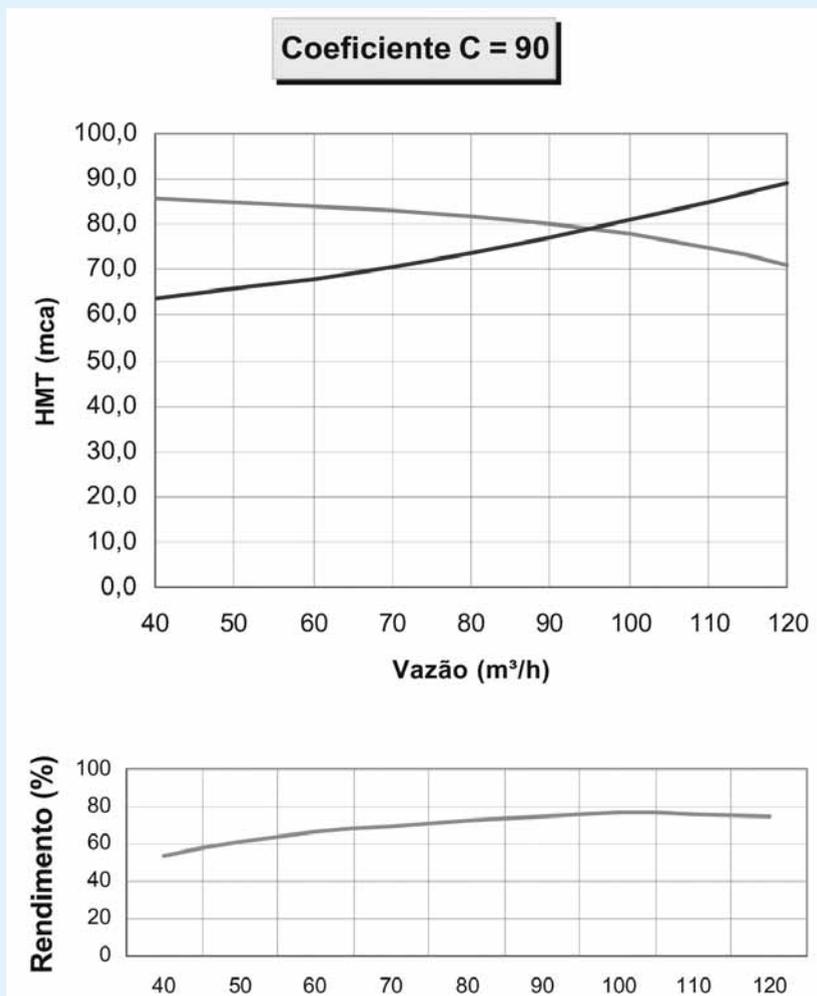


Figura 7.7: Ponto de funcionamento do sistema

Agora, supondo um trabalho de recuperação da linha em que o coeficiente “C” aumentasse para um valor próximo de 120, a nova curva do sistema com a mesma bomba está mostrada na Figura 7.8, indicando uma vazão de funcionamento maior, podendo reduzir o tempo de funcionamento.

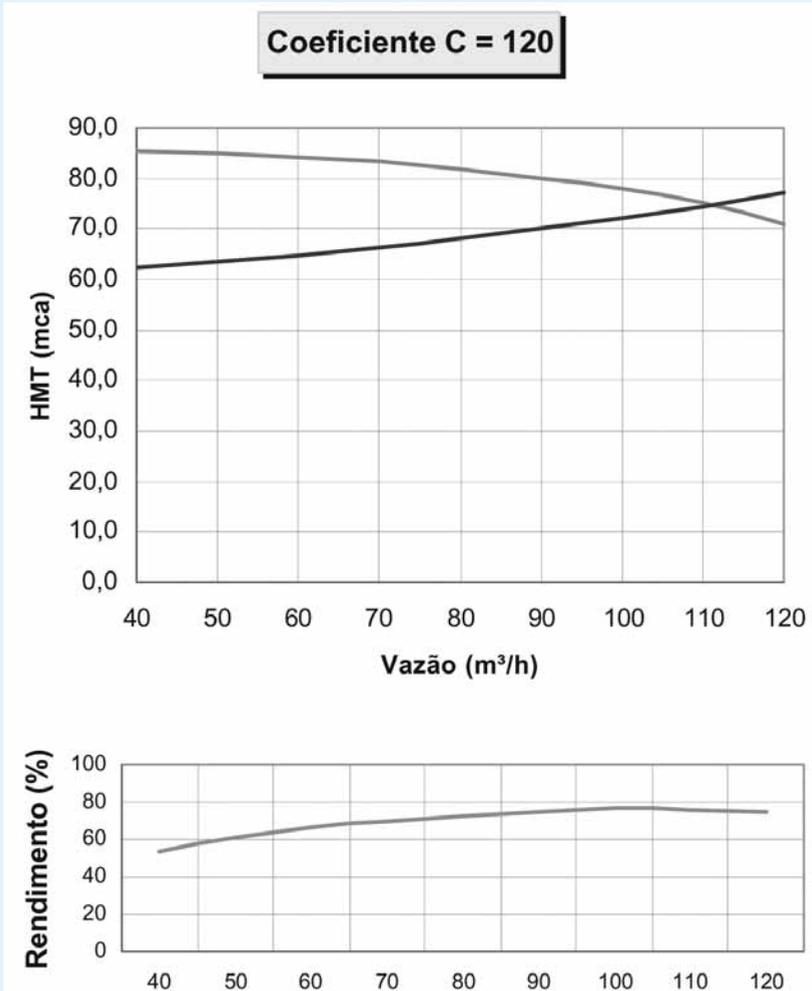


Figura 7.8: Nova curva do sistema com a mesma bomba com o aumento do coeficiente "C"

Nesse caso, com a vazão recalçada aumentada para cerca de 110 m³/h, o tempo de funcionamento pode ser reduzido para cerca de 13,5 horas diárias para produzir os mesmos 1500 m³ por dia, reduzindo o consumo de energia, pois o rendimento praticamente não alterou para o novo ponto de operação.

No caso de se utilizar a expressão de Darcy-Weisbach, deve-se estar atento para o fato de que o valor do coeficiente "f" que aparece na fórmula não é a rugosidade propriamente dita. Esta é representada pela letra "ε" na expressão de Swamee - Jain, que relaciona o coeficiente "f" com a rugosidade. (2.20)

$$f = \frac{1,325}{\left[\ln \left(\frac{\epsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2}$$

Ou, na expressão iterativa de Colebrook-White (2.19)

$$\frac{1}{f^{0,5}} = 2,0 \cdot \log \left(\frac{\epsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{\text{Re} \cdot f^{0,5}} \right)$$

normalmente apresentada na forma de ábaco.

Sendo "Re" o número de Reynolds, dado por (2.6)

$$\text{Re} = \frac{U \cdot D}{\nu}$$

A Figura 7.9 mostra o comportamento de "f" quando se varia a velocidade de escoamento para cada diâmetro comercial, mantida constante a rugosidade interna "ε" (nesse exemplo, tomada a do PVC novo igual a 0,0015.

Este gráfico mostra a vantagem da utilização do conceito de rugosidade embutido na expressão de Darcy-Weisbach, ao invés do conceito adotado na expressão empírica de Hazen-Williams, em que se admite que a aspereza da tubulação tem a mesma influência, quer o diâmetro seja de 50 mm, quer seja de 1000 mm, o que até intuitivamente dá para perceber que não deve corresponder à realidade.

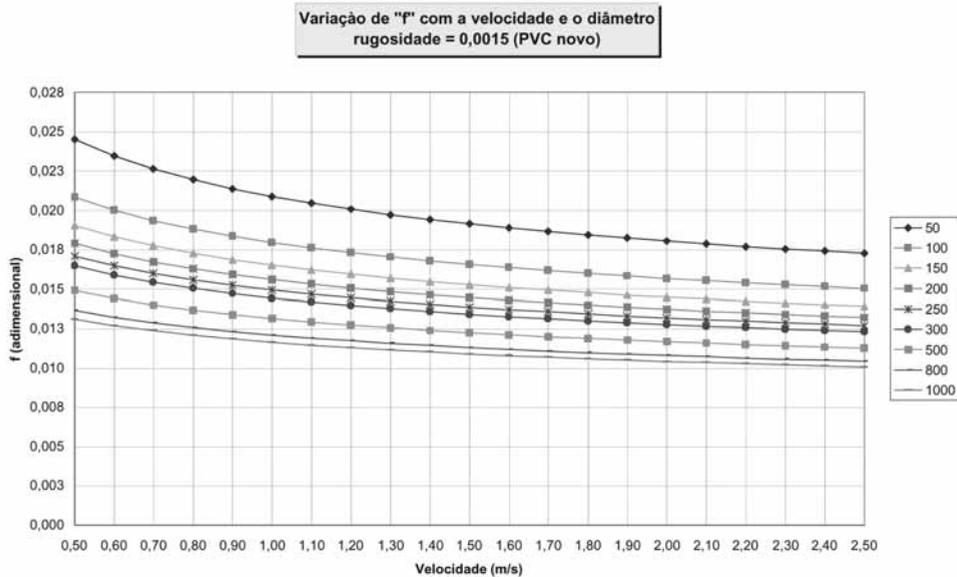


Figura 7.9: Variação de "f" com a velocidade e o diâmetro - rugosidade = 0,0015 (PVC novo)

Como já foi dito em outros trechos deste Livro, a prática assimilou a expressão de Hazen-Williams, apesar da deficiência com relação à consideração da rugosidade.

7.2.6 Velocidade (rotação da bomba)

Nos bombeamentos em marcha, o ponto de funcionamento da bomba varia ao longo da sua curva, de acordo com a variação da curva do sistema, cuja perda de carga aumenta ou diminui conforme a demanda se reduz ou tende ao máximo, respectivamente (Figura 7.10).

Conseqüentemente, o rendimento da bomba estará variando também ora para melhor, ora para pior, dependendo do ponto de funcionamento do sistema.

A eficiência energética, nesse caso, pode ser buscada procurando-se manter o rendimento o mais próximo possível do PMR (Ponto de Máximo Rendimento), variando a curva de performance da bomba por meio da variação da sua rotação (velocidade) para compensar a variação da curva do sistema.

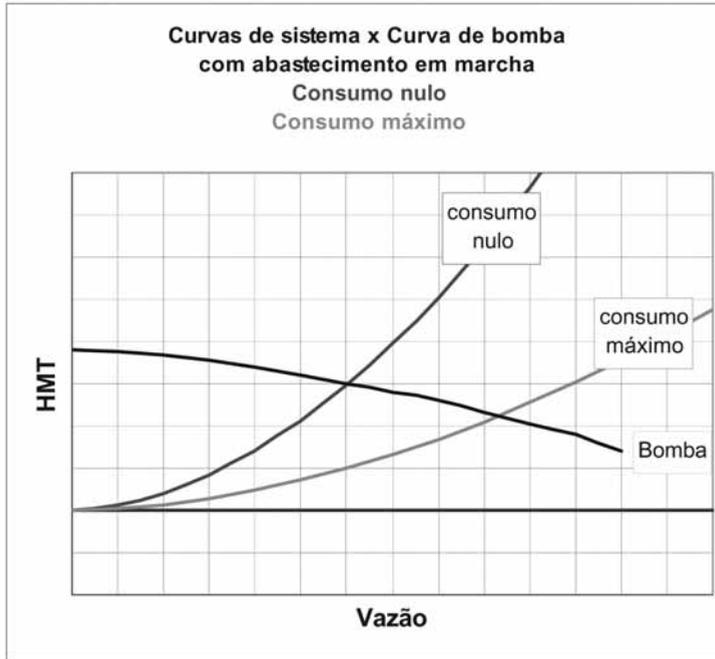


Figura 7.10: Curvas de sistema x curva de bomba com abastecimento em marcha

O equacionamento se faz utilizando as leis de similaridade que relacionam a rotação com a vazão (3.1), com a altura manométrica (3.2) e com a potência (3.3)

$$Q_1 = \frac{n_1}{n} \times Q \quad H_1 = \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 \times H \quad \text{e} \quad P_1 = \left(\frac{n_1}{n} \right)^3 \times P$$

Assim, quando se varia a rotação de uma bomba centrífuga, varia-se também sua curva característica (curva de performance Q x H), conforme a Figura 7.11.

Das fórmulas acima, verifica-se que reduzindo a rotação e, conseqüentemente, a vazão em 10%, a nova potência será 27% menor.

$$P_1 = P \times (n_1 / n)^3 = P_1 \times (0,9 \times n / n)^3 = 0,73 P$$

Conseqüentemente, ao se utilizar uma bomba de rotação variável num abastecimento com curva de sistema variável, procura-se compensar a variação do ponto de funcionamento com a variação da curva da bomba (variando sua rotação), de modo a que este ponto esteja sempre o mais próximo possível do PMR da bomba.

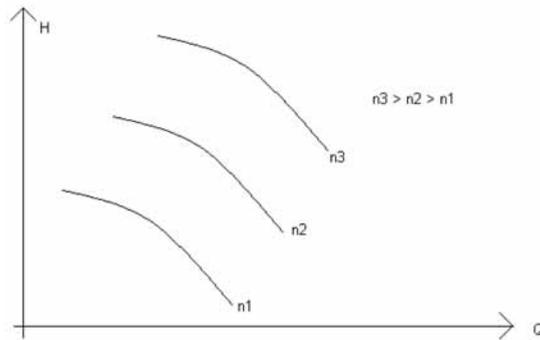


Figura 7.11: Variação da rotação de uma bomba centrífuga com a variação de sua curva característica

Deve ser observado que pequenas variações na rotação da bomba não interferem significativamente na curva de rendimento. Entretanto, grandes variações podem fazer cair o rendimento.

Embora esta seja uma situação freqüentemente encontrada nos sistemas de abastecimento de água, o uso dos variadores de velocidade ainda não é uma prática corriqueira, principalmente, em função do seu custo, que nem sempre é compensado pela redução de custo conseguido em decorrência da economia de energia.

Outro fator a ser considerado é que deve ser desenvolvida uma equação para os dados reais de campo, que deve ser inserida no dispositivo de controle que deverá atuar no variador de velocidade do motor (em geral um inversor de freqüência), em função das medições em tempo real de pressão e vazão.

Também esse "arranjo" de automação e controle tem um custo (não só de equipamento mas também de engenharia), que deve ser compensado pela redução de custo conseguido com a maior eficiência energética.

Sempre o estudo econômico comparativo entre as alternativas é que determinará a conveniência ou não do aproveitamento de uma ou mais oportunidades de economia de energia.

7.3 Deslocamento da carga para fora das horas de pico

Como já foi mencionado, é uma medida que não reduz o consumo de energia total, mas “desloca” esse consumo das horas de maior demanda energética, possibilitando um equilíbrio melhor no sistema produtor/distribuidor da concessionária.

Para isso, normalmente, as concessionárias oferecem tarifas menores para contratos de fornecimento firmados com essa característica, que é o ganho que o cliente pode conseguir quando adota essa medida.

O exemplo a seguir mostra que para efetuar uma paralisação das elevatórias na hora de pico é necessário realizar um investimento no aumento da capacidade de reservação de um determinado sistema de abastecimento de água.

No sistema em estudo, ensaia-se uma paralisação da elevatória das 18:00 às 20:00 horas e quer-se saber se haverá prejuízo para os clientes. Com o auxílio do simulador hidráulico EPANET, pode-se estudar o comportamento piezométrico do reservatório, cujo volume é de 1.100 m³.

A Figura 7.12 mostra o nível previsto do reservatório de um determinado sistema quando foi ensaiada a paralisação da elevatória no horário de 18:00 às 20:00 horas. Observa-se que haveria problema se esse esquema operacional fosse adotado, pois o reservatório não sustentaria o nível no entorno do horário de paralisação (no caso entre as 15:00 horas e 21:00 horas).

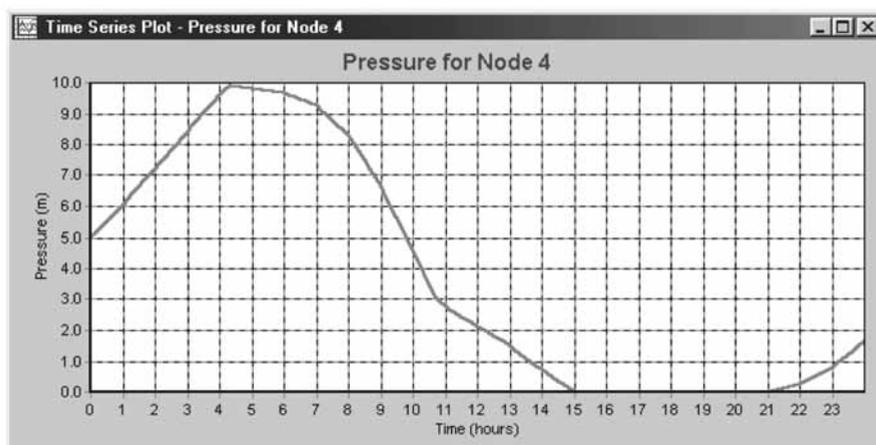


Figura 7.12: Nível previsto do reservatório quando ensaiada a paralisação da elevatória entre 18h e 20h

Se, todavia, o volume de reservação for aumentado para cerca de 1.700 m^3 ou se for construído um reservatório paralelo no mesmo nível com volume de 600 m^3 , a situação passa a ser a mostrada na Figura 7.13.

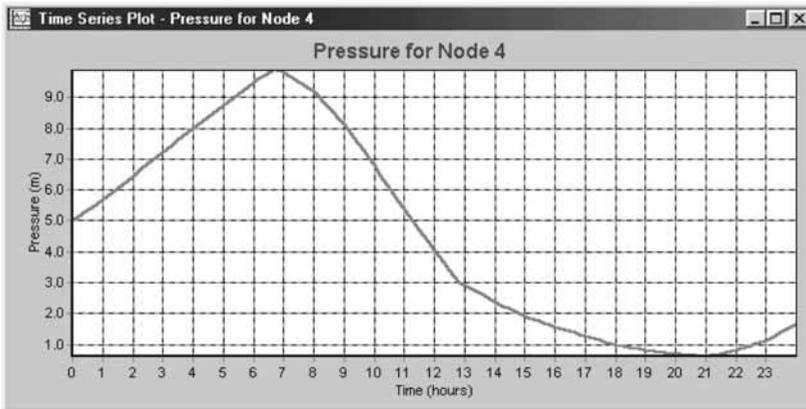


Figura 7.13: Nível previsto do reservatório quando aumenta-se o volume para cerca de 1.700 m^3

Neste caso, o ciclo de um dia (24 horas) foi vencido sem que o reservatório atingisse o nível zero. No entanto, fica a dúvida se no dia seguinte haveria problema, pois o nível do reservatório no término do ciclo é inferior ao nível no início. Rodando o programa para um ciclo maior (72 horas, por exemplo), verifica-se que, de fato, não haveria problema, pois o reservatório flutua em função da curva de demanda do sistema, da bomba que para ele recalca e do seu volume.

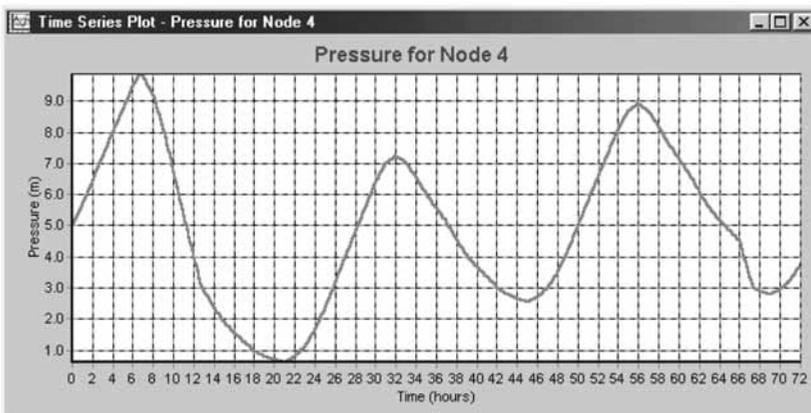


Figura 7.14: Nível previsto do reservatório quando o programa é rodeado para um ciclo maior

A comparação do custo operacional menor em função da menor tarifa com o investimento necessário para possibilitar essa providência (nesse caso, um acréscimo na capacidade de reserva de 600 m³), sem prejuízo do abastecimento (dos clientes em última análise), é que determinará a pertinência do investimento.

7.4 Perdas e redução de desperdício com energia elétrica

Sendo a maioria dos sistemas de abastecimento de água bombeados, é óbvio que a redução da perda se traduz em redução de consumo de energia elétrica. O cruzamento das informações do volume disponibilizado para a rede de distribuição com a somatória dos volumes apurados nos medidores dos clientes permite, de forma sistemática, conhecer o valor dessa perda. No entanto, deve ser observado o seguinte ponto: nem toda a perda é física - isto é, pode ser traduzida como vazamento: uma parte importante deve-se à imprecisão dos próprios medidores taquimétricos (as normas NBR 8194 e 8009 da ABNT regulam esse tipo de medidor), outra parte deve-se aos consumidores clandestinos e outra parte deve-se àqueles que "violam" o medidor, de várias formas. Assim, parte da perda, se corrigida ou minimizada, não representará redução de consumo de energia elétrica, mas em redução de faturamento do serviço de água considerado.

Sobre o assunto, a Figura 7.15 mostra a influência dos erros na medição do volume distribuído no índice de perdas:

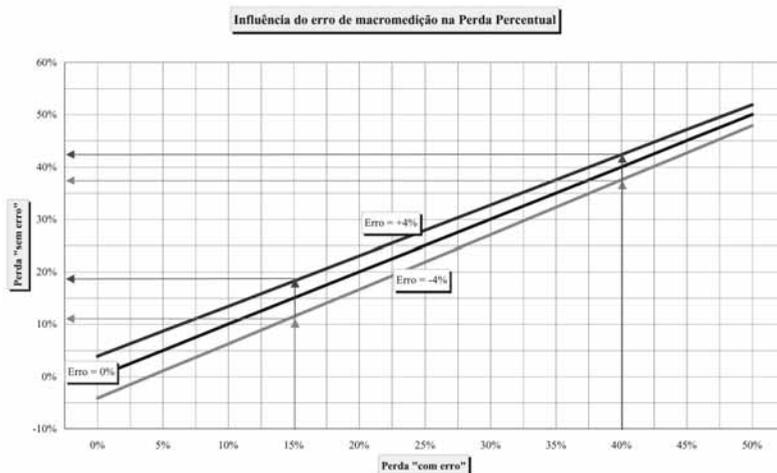


Figura 7.15: Influência do erro de macromedição na perda percentual

A revista Engenharia Sanitária e Ambiental órgão oficial de informação técnica da (Associação Brasileira de Engenharia Sanitária e Ambiental (ABES) - www.abes-dn.org.br), edição de jul/set de 2002, publicou um interessante trabalho desenvolvido por técnicos da SANEPAR sobre o que denominaram a “eficiência do parque de medidores” de consumo de água, significando essa eficiência a relação entre o que foi medido e o que efetivamente deveria ter sido, descontados os erros de medição de acordo com as características dos medidores taquimétricos em uso no Brasil.

É claro que para cada localidade a realidade do estado dos medidores será diferente, seja pelo esquema de manutenção adotado pelo serviço de água, seja pela marca e modelo do medidor utilizado, seja pela própria qualidade da água em questão. No entanto, os valores obtidos nesse estudo mostram claramente que a parcela de perdas decorrentes dos problemas de medição pode atingir valores muito significativos, fazendo com que ações de combate a perdas voltadas exclusivamente para a correção de vazamentos possam se mostrar inócuas em determinadas situações. A Figura 7.16 ilustra a variação do índice de perdas com a “eficiência do parque” de medidores:

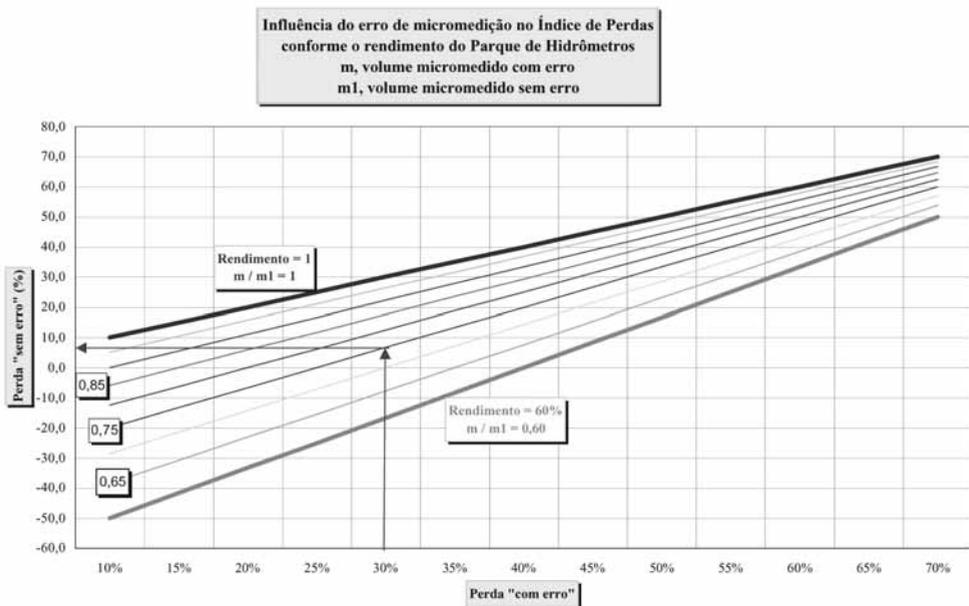


Figura 7.16: Influência do erro de micromedição no índice de perdas conforme o rendimento do parque de hidrômetros

Assim, o cruzamento das informações de vazão em diferentes pontos da tubulação principal, por exemplo, pode dar uma idéia da perda física no trecho, se não existissem derivações. Caso contrário, haverá sempre a possibilidade de ocorrerem perdas devidas não aos vazamentos, mas aos problemas já relatados, seja de imprecisão nas medições ou seja de interferências clandestinas no medidor e no padrão de ligação de água.

8 Casos Práticos

Neste capítulo, estão apresentados cinco casos práticos, sendo três de aumento de eficiência energética, um de modulação no horário de ponta e outro que se mostrou inviável, explorando diferentes oportunidades, em que a maioria dos conceitos apresentados nos capítulos anteriores aparecem como aplicação prática.

No primeiro caso procurou-se mostrar um estudo cujo resultado indicou a inviabilidade de um reforço de produção, a partir do aproveitamento de uma linha adutora existente, à qual se pretendia interligar a produção de um poço artesiano. Na verdade, é um caso de ineficiência que, muitas vezes, é realizado pelas empresas quando expandem suas linhas para atender ao crescimento de determinadas regiões já atendidas por rede de distribuição.

No segundo caso, mostra-se como o estudo conjugado de alternativas de diâmetro com alternativas de conjunto moto-bomba pode levar a uma solução mais econômica do ponto de vista da eficiência energética quando se leva em conta a importante parcela do custo variável de operação de uma estação elevatória: a energia elétrica.

A seguir, é apresentado um caso curioso, em que a perda pode estar relacionada com o desperdício de energia elétrica, no extremo. Embora o caso relatado refira-se a uma pequena unidade de bombeamento, considerando os elevados índices de perda da maioria dos sistemas de abastecimento de água do país, é provável que um trabalho sistemático de conhecimento mais aprofundado dos sistemas, com o auxílio dos modelos hidráulicos, possa levar a outros inúmeros casos semelhantes.

O quarto caso refere-se à retirada de carga no horário de ponta, quando a energia é mais cara, por meio da inserção de um reservatório na rede de distribuição de água, evitando o bombeamento nesse período e utilizando as horas ociosas do período de fora de ponta para encher o reservatório. Trata-se de uma medida de modulação na ponta e de economia financeira para a concessionária de água.

Finalmente, no último caso analisado neste capítulo, mostra-se como uma providência de manutenção (limpeza interna de uma adutora para recuperação de coeficiente "C") pode interferir diretamente, e de modo significativo, no aumento da eficiência energética.

8.1 Caso prático nº 1

Estudo do reforço de produção com a interligação de um poço a uma adutora de um sistema produtor existente

O objetivo deste estudo foi analisar o comportamento hidráulico do sistema de produção existente ao se introduzir mais uma unidade de produção, a partir de um poço, interligando sua adutora à linha existente.

a) Esquema hidráulico

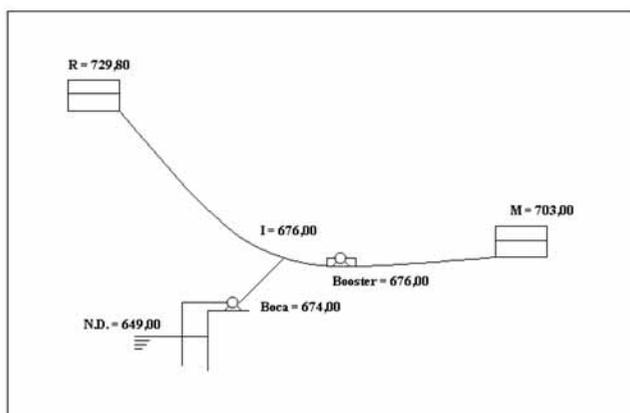


Figura 8.1: Esquema hidráulico - caso 1

b) Características físicas e dados das bombas dos poços:

TABELA 8.1: CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DAS BOMBAS DOS POÇOS

POÇO	C-32	C-33
N.E. (m em relação à boca)	22,36	12,40
N.D. (m em relação à boca)	27,11	22,36
Q exp. (l/s)	65,85	58,85
Bomba	Leão EP 65/11	Ebara BHS 804/3
Motor	50 cv	60 cv
Prof. Instalação	53 m	50 m

N.D. significa nível dinâmico. É o nível de água no interior de um poço em operação. A Figura 8.2 ilustra o que ocorre quando um poço entra em operação. A superfície da água, que inicialmente estava paralela à superfície da terra, tinha um nível chamado “estático” (N.E.), pois não havia bombeamento. A partir do início deste, começa a haver um rebaixamento, formando um “cone de depressão”, conforme o jargão da área, ficando a superfície livre da água num outro nível, mais abaixo que o inicial (estático), chamado “nível dinâmico”.

Ao se paralisar o bombeamento, o nível de água volta à posição original (nível estático). A isso se dá o nome de “recarga do aquífero”.

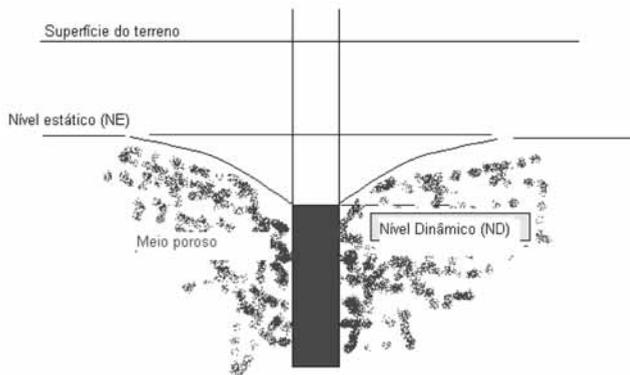


Figura 8.2: Situação quando um poço entra em operação



Figura 8.3: Potência requerida (bomba Leão EP 6,5 11 estágios)

c) Características das linhas adutoras

TABELA 8.2

TRECHO	DE	PARA	COTA MONTANTE	COTA JUSANTE	EXTENSÃO (m)	DIÂMETRO (mm)	C
1	Barragem	Interligação	729,80	676,00	3.095	350	120
2	Interligação	ETA	676,00	703,00	11.200	350	120
3	N.D. C-32	Boca Poço	649,00	674,00	60	150	120
4	Boca Poço	Interligação	674,00	676,00	147	250	120
5	N.D. C-33	Boca Poço	651,50	671,50	55	150	120
6	Boca Poço	Interligação	671,50	676,00	463	250	120

Os dados constantes desses quadros foram fornecidos pelo pessoal da operação do sistema.

d) Traçado do diagrama (Figura 8.4)

O diagrama foi traçado associando-se em paralelo o trecho por gravidade da barragem (R), até o ponto de interligação (I), com o trecho em recalque do Poço (ND), até a mesma interligação (I). A este "sistema" foi associada, em série, a bomba do booster, cujo cruzamento com a curva do sistema do ponto de interligação (I) até a ETA (M) dá o ponto de funcionamento do sistema, com o booster e o poço ligados.

Não foi estudada a associação com os dois poços ligados, pois, como se verá na análise do diagrama, praticamente não há ganho significativo se o segundo poço for ligado simultaneamente com o primeiro.

e) Análise dos diagramas (Figuras 8.4 a 8.6):

e-1 - Poço C-32 funcionando em conjunto com o sistema por gravidade (booster desligado) - (Figura 8.4)

a - A vazão do sistema passa de cerca de 71 l/s para aproximadamente 78 l/s, com um ganho de apenas 7 l/s (pontos G e P, respectivamente).

b - A contribuição da bomba do poço todavia será de cerca de 34 l/s (no gráfico, é indi-

cada pelos triângulos), sendo a contribuição do trecho por gravidade reduzida para aproximadamente 44 l/s, mostrando claramente que o funcionamento do poço “atrapalha” o trecho por gravidade, conforme a intuição, pois a altura de recalque é bastante elevada no ponto de interligação, além do que ele encontra-se muito mais próximo do início do trecho (barragem) do que do seu final (ETA). Além disso, nota-se que o ponto de funcionamento da bomba do poço fica muito “à direita” da curva da bomba, indicando uma potência requerida da ordem de 48 hp, muito próxima à capacidade do motor instalado.

c - O consumo específico de energia elétrica fica muito alto, como se segue:

$$\text{C.E.} = \frac{48 \times 0,746}{7 \times 3,6} = 1,42 \text{ kWh/m}^3$$

d - Como se observa ainda pelo diagrama, não é possível obter mais do que 10 l/s com essa configuração (esses 10 l/s seriam a condição teórica máxima se a perda de carga no trecho R-I fosse nula). Não adianta sequer alterar a bomba, pois o “ganho” máximo possível está confinado entre as abcissas 71 e 81 l/s.

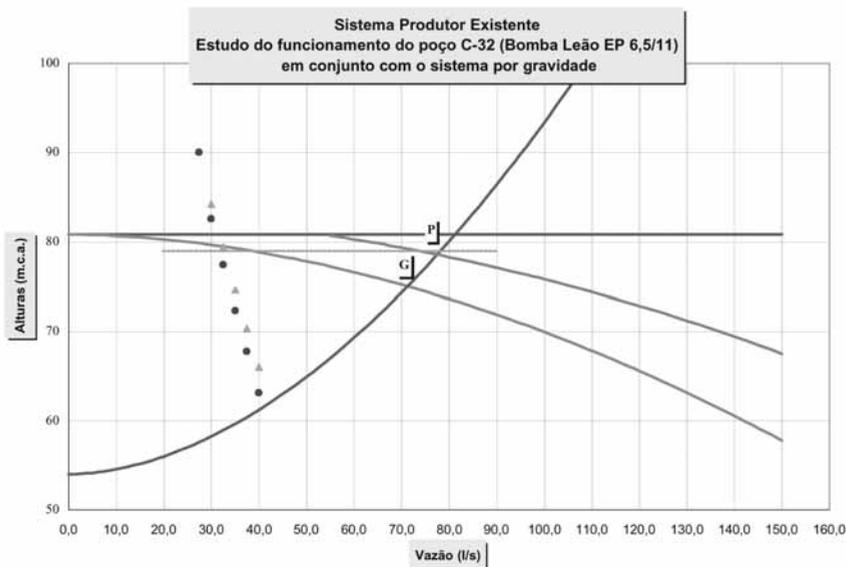


Figura 8.4: Diagrama poço e gravidade

Pontos notáveis no diagrama

Ponto "G": A abcissa deste ponto (≈ 71 l/s) dá a vazão de funcionamento do sistema por gravidade (conforme dados fornecidos).

Ponto "P": A abcissa deste ponto (≈ 78 l/s) dá a vazão de funcionamento do sistema com o poço C-32 operando e o booster desligado.

A reta horizontal traçada pelo ponto "P" intercepta as curvas à esquerda do diagrama, fornecendo as contribuições da bomba do poço (≈ 34 l/s) e da barragem (≈ 44 l/s), para esta situação.

e-2 - Poço funcionando em conjunto com o sistema com o booster ligado (diagrama na Figura 8.5):

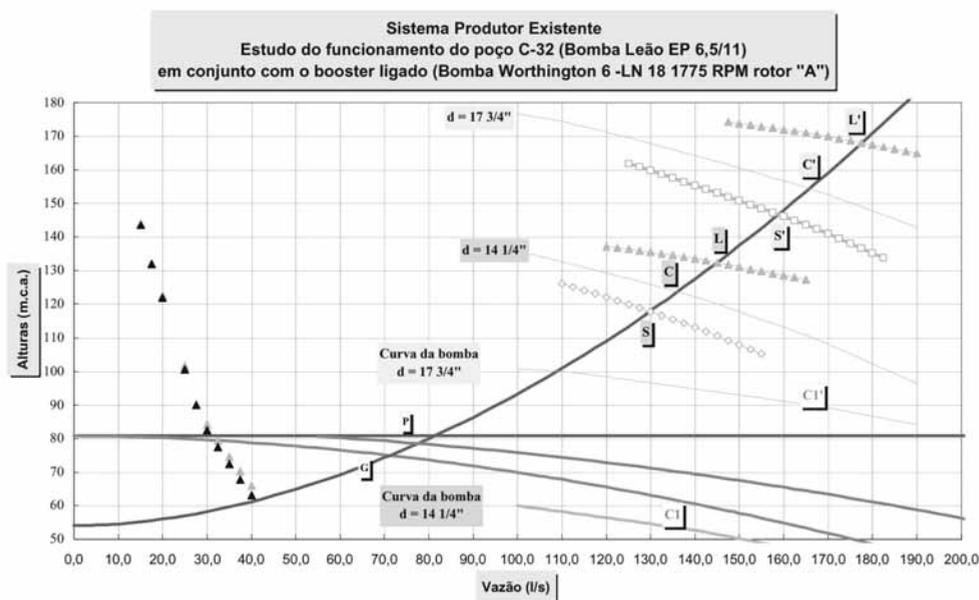


Figura 8.5: Diagrama Geral (rotor "A")

a - alteração na vazão do sistema em função da contribuição do poço é praticamente a mesma da situação anterior (pontos S e C para o rotor menor e S e C para o rotor maior, respectivamente), com o booster desligado, embora a contribuição da bomba do poço tenda a ser maior, em função de a linha de carga estar rebaixada na sucção do booster, quando este está ligado.

- b - Com a bomba existente no poço, todavia, é provável que essa condição não contribua em nada, pois ela já opera quase no limite na situação anterior. Talvez seja até necessário “estrangular” um pouco o registro na saída do poço, para que o relé de sobrecarga não “tire” a bomba de funcionamento, pois quando o ponto de funcionamento é muito à direita da curva a potência requerida é maior, aumentando a corrente no motor eventualmente a um ponto superior à regulagem do citado relé. Esta conclusão vale para o rotor tipo “A” de diâmetro 14^{1/4}. Se o rotor existente na bomba do booster for maior, essa manobra será inevitável.
- c - Da mesma forma, o consumo específico de energia elétrica será muito alto, e maior que no caso anterior, já que toda a potência do motor (50 cv) estará sendo utilizada.
- d - Nesta condição de booster ligado, é possível conseguir um “ganho” maior de vazão, se for selecionada para o poço uma bomba de características um pouco diferentes (maior vazão e menor altura de recalque), que, de outro lado, não contribuirá em nada na condição de booster desligado. Os limites máximos teóricos (condição de perda nula no trecho Barragem - Interligação) estão indicados no diagrama pelas letras L e L' (referentes aos rotores de 14^{1/4}” e 17^{3/4}”, respectivamente)

Pontos notáveis no diagrama

Ponto S: Ponto cuja abcissa fornece a vazão de operação do sistema com o booster operando (rotor “A” 14^{1/4}”) e o poço desligado (-130 l/s).

Ponto C: Ponto cuja abcissa fornece a vazão de operação do sistema com o booster operando (rotor “A” 14^{1/4}”) e o poço ligado (-136 l/s).

Ponto L: Ponto cuja abcissa fornece a vazão limite (condição de perda nula no trecho R-l) com a contribuição do Poço C-32 (-145 l/s).

Pontos S, C e L: Mesmo significado dos pontos anteriores para o rotor tipo “A” com diâmetro 17^{3/4}” na bomba do booster.

Curvas C1 e C1: Curvas da bomba do booster para os rotores tipo “A” menor (14^{1/4}”) e maior (17^{3/4}”), respectivamente.

Os pontos G e P são os mesmos do diagrama anterior.

e-3 Diagrama para o rotor tipo "D" (diagrama na Figura 8.6):

Foi estudada a possibilidade de se trabalhar com outro rotor na bomba existente, também possível para esse modelo de bomba.

Embora com pequenas alterações nos valores, as conclusões são as mesmas. Isto é, não vale a pena essa solução, em função das características topográficas locais. O acréscimo de vazão seria conseguido em valores muito baixos, a um custo energético muito alto.

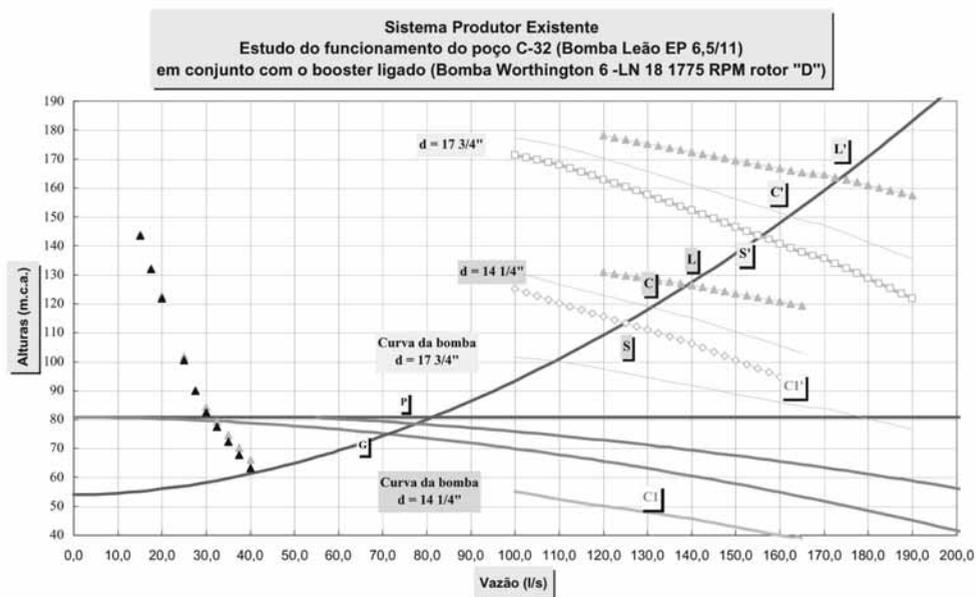


Figura 8.6: Diagrama Geral (rotor "D")

Em casos semelhantes de necessidade de aumento de produção, nem sempre a interligação na linha existente de uma outra unidade se traduz em ganhos. É preciso estudar alternativas.

Este é um caso bastante comum nos sistemas de abastecimento de água, quando em determinadas épocas do ano há escassez nos sistemas produtores superficiais (em algumas regiões, isso é crônico), e faz-se necessário buscar alternativas para acréscimo da oferta. A solução estudada, embora mostre um pequeno aumento na produção, do ponto de vista da eficiência energética, é totalmente desaconselhada.

Este mesmo estudo, se feito com o auxílio de um simulador hidráulico, como o EPANET (www.epa.gov), fica significativamente mais simples de entender. O traçado de diagramas de funcionamento de sistemas com muitas variáveis em jogo fica sobrecarregado, dificultando e, até mesmo, confundindo o engenheiro que o analisa. No CD que acompanha este Livro, consta o arquivo “casoprático 1EPANET”, que apresenta o mesmo caso usando o software EPANET.

8.2 Caso Prático nº2

Estudo do diâmetro mais econômico para substituição de uma adutora existente

Neste caso prático, procura-se mostrar o efeito do custo operacional com energia elétrica no estudo para definir o diâmetro mais econômico para uma determinada obra de reforço de uma adutora.

Este caso trata-se de uma pequena localidade, com cerca de 3000 habitantes, situada a uma distância de aproximadamente 12 km da fonte de produção. Embora o desnível geométrico seja praticamente nulo (a diferença de cota entre o nível da água no ponto de tomada e na chegada à Estação de Tratamento é de apenas 3 metros), esta carga não é suficiente para a vazão necessária, mesmo se utilizados diâmetros consideravelmente grandes. Em resumo, é necessário bombeamento.

A questão é escolher um “par” de conjunto moto-bomba e diâmetro da adutora que será substituída que produza o menor custo econômico durante a vida útil do sistema projetado - no caso, de 30 anos.

A escolha do conjunto moto-bomba e do diâmetro é feita da mesma forma que já mostrado em exemplos numéricos em capítulos anteriores, por meio da sobreposição das curvas de sistema e de bomba. Esta seleção não está aqui apresentada, por ser repetitiva.

O que interessa, no caso, é que os conjuntos selecionados têm potências diferentes, para trabalhar nos pontos de operação correspondentes às curvas de sistema para as tubulações de 100 mm, 150 mm e 200 mm, que foram as alternativas escolhidas a princípio.

De acordo com a projeção populacional (pop), o número de habitantes (hab), o consumo percapita (cpc), em l/hab.dia, e o coeficiente do dia de máximo consumo (k_1), calcula-

se a demanda máxima diária para o final de plano (D_{max}), em m^3/dia . Foram selecionados os conjuntos possíveis.

$$D_{max} = pop \cdot k1 \cdot cpc / 1000 \quad (8.1)$$

Para cada conjunto selecionado capaz de atender à produção no último ano do projeto (final de plano), do dia de maior consumo, verifica-se o ponto de funcionamento em relação à curva de sistema para cada um dos diâmetros inicialmente selecionados, tomando-se como vazão de funcionamento a correspondente à demanda média diária. Com esse ponto lê-se, na própria curva fornecida pelo fabricante, o valor do consumo de energia elétrica, função do rendimento da bomba e do motor a ela associado.

Tendo-se a capacidade de produção (ponto de funcionamento) diária para cada situação, basta calcular o tempo de funcionamento médio para cada ano (função da demanda média diária e da capacidade de produção).

Com esse valor, e de acordo com a forma de tarifação selecionada para a elevatória, calcula-se o custo da energia elétrica para cada ano do projeto. Neste caso, tratando-se de um consumo baixo, a única forma de tarifação possível é a da classe B-3.

Para essa série de valores, calcula-se o Valor Presente Líquido (VPL) desse "fluxo de caixa", que, somado ao custo dos investimentos iniciais (material da adutora, obra de assentamento e custo do conjunto moto-bomba) dará a opção mais econômica do projeto.

A Tabela 8.3 mostra a metodologia para a determinação do custo médio anual com energia elétrica e o fluxo para o cálculo do valor presente líquido:

TABELA 8.3: DETERMINAÇÃO DO CUSTO MÉDIO ANUAL COM ENERGIA ELÉTRICA E O FLUXO PARA O CÁLCULO DO VALOR PRESENTE LÍQUIDO

ANO	2005	2006	2007	2008	2034
População	2.622	2.687	2.755	2.823	
Consumo percapita (l/habxdia)	125	125	125	125	
Demanda média diária (m ³ /dia)	327,75	335,875	344,375	352,875	
K1	1,2	1,2	1,2	1,2	
Demanda máxima diária (dia de máximo consumo - m ³ /dia)	393,3	403,05	413,25	423,45	
Cap. Nominal bomba alt 1 (m ³ /dia)	636,77	636,77	636,77	636,77	
Cap. Nominal bomba alt 2 (m ³ /dia)	640,22	640,22	640,22	640,22	
Cap. Nominal bomba alt 3 (m ³ /dia)	691,2	691,2	691,2	691,2	
Func. Média (horas/dia) alt. 1	12,35	12,66	12,98	13,30	
Func. Média (horas/dia) alt. 2	12,29	12,59	12,91	13,23	
Func. Média (horas/dia) alt. 3	11,38	11,66	11,96	12,25	
Consumo (Kwh/ano) alt 1	75.703	77.580	79.543	81.507	
Consumo (Kwh/ano) alt 2	9.014	9.237	9.471	9.705	
Consumo (Kwh/ano) alt 3	1.080	1.107	1.135	1.163	
Custo (R\$/ano) alt. 1	29.137,00	29.859,32	30.614,97	31.370,62	
Custo (R\$/ano) alt. 2	3.469,31	3.555,32	3.645,29	3.735,27	
Custo (R\$/ano) alt. 3	415,67	425,97	436,75	447,53	

Repetindo-se os cálculos para os anos subseqüentes, calcula-se o VPL para cada alternativa (seqüência de valores em cada linha). Adicionando-se ao VPL do custo de energia elétrica o custo do material, obra e bombas (investimento inicial), pode-se, enfim, comparar as alternativas e fazer a opção pela mais econômica.

A Tabela 8.4 mostra os valores desse caso específico, indicando como a opção mais econômica do ponto de vista da eficiência energética a tubulação de 150 mm para essa linha adutora.

TABELA 8.4: ESCOLHA DA OPÇÃO MAIS ECONÔMICA DO PONTO DE VISTA DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

ALTERNATIVA	ALT. 1 (100 mm)	ALT. 2 (150 mm)	ALT. 3 (200 mm)
VPL - Energia	R\$ 272.682,25	R\$ 32.467,70	R\$ 3.890,07
Custo Obra	R\$ 153.500,00	R\$ 185.300,00	R\$ 207.800,00
Custo Material	R\$ 230.000,00	R\$ 394.000,00	R\$ 638.280,00
Custo Bomba	R\$ 10.000,00	R\$ 3.000,00	R\$ 1.200,00
Total	R\$ 666.182,25	R\$ 614.767,70	R\$ 851.170,07

O que se observa é que, a princípio, poder-se-ia optar pela tubulação de menor diâmetro, em função do seu custo mais baixo. No entanto, quando se leva em conta o custo operacional - nesse caso, o custo da energia elétrica - a situação muda, e a opção mais econômica passa a ser uma tubulação com custo inicial mais elevado.

Nesta planilha apresentada, estão mostrados apenas os principais custos interferentes nessa decisão. Considerando o porte pequeno da elevatória, os custos com a construção foram os mesmos para as três alternativas.

8.3 Caso prático nº 3

Eliminação do funcionamento de um booster, reduzindo a zero o consumo de energia, mediante a redução de perdas

Este caso é de uma pequena localidade (cerca de 20.000 habitantes), onde, ao assumir a operação do sistema de água, o operador se deparou com um problema crônico de intermitência de abastecimento numa região da cidade, como mostrado na Figura 8.7, que é um dos relatórios de saída do EPANET.

A solução para a pequena região com problema de falta d' água foi a instalação de um booster.

Após o modelamento do sistema distribuidor dessa localidade, verificou-se que as pressões esperadas para a área do booster eram bastante superiores às medidas em campo, como mostra a Figura 8.8.

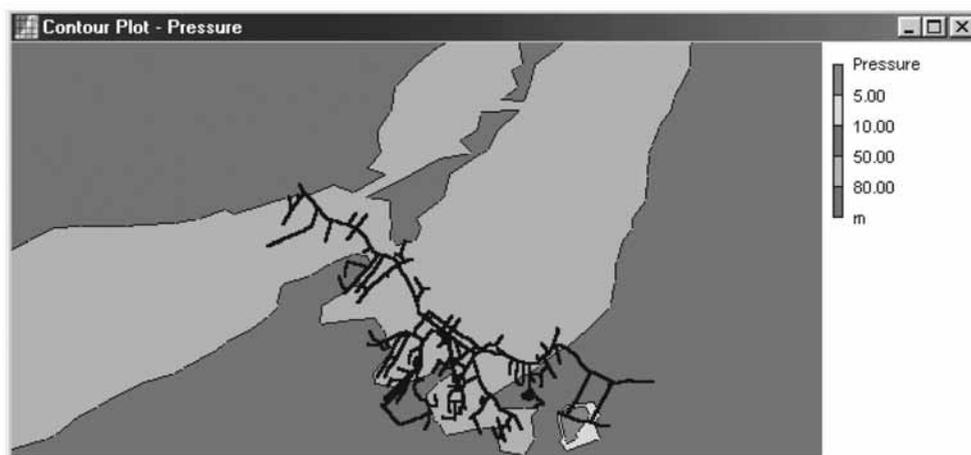


Figura 8.7: Problema crônico de intermitência de abastecimento de energia elétrica



Figura 8.8: Apuração das pressões para a área do booster após o modelamento do sistema distribuidor

Iniciou-se, assim, a análise do que poderia estar causando a queda de pressão na região. Checaram-se as cotas e mediram-se pressões durante a noite (consumo teoricamente nulo) para checar possibilidade de entupimento, até que se chegou à conclusão de que somente um consumo significativamente maior do que o esperado poderia estar causan-

do tamanha queda de pressão. Por meio da rotina de pesquisa de vazamentos, foi encontrada uma perda da ordem de 2 l/s, que, quando reparada, fez o sistema voltar à normalidade, eliminando a necessidade do booster.

Neste caso, embora o consumo de energia seja muito pequeno, pois tratava-se de um booster de apenas 5 cv, é interessante notar como as grandezas hidráulicas são inter-relacionadas.

A análise das causas da queda de pressão, embora aparentemente simples, é, na verdade, um quebra-cabeça, pois pode variar desde um vazamento, como foi o caso, até um erro de cadastramento de unidades ou, mesmo, um erro de levantamento de cotas topográficas. A utilização do simulador hidráulico, nesses casos, é de extrema utilidade, principalmente em sistemas maiores.

8.4 Caso Prático nº 4

O objetivo é racionalizar a utilização de demanda de potência no horário de ponta na unidade do sistema de produção de água tratada EEAB / EEAT I (Estação Elevatória de Água Bruta / Estação Elevatória de Água Tratada) e Booster (Unidade de pressurização) de uma cidade, implantando capacidade adicional de reserva de água tratada, fazendo uso da ociosidade das instalações de bombeamento durante as horas fora de ponta do sistema elétrico, armazenando, nestes horários, volumes de água a serem distribuídos durante o horário de ponta, sem a utilização do bombeamento, reduzindo assim o custo de energia elétrica.

O projeto compreende, basicamente:

- implantação de reservatório de 300 m³; e
- redução da demanda de potência no horário de ponta, na unidade consumidora denominada EEAB/EEAT 1 e no Booster, atendidos em 13,8 kV.

Situação anterior

- EEAB - dois motores de 8,54 kW, sendo uma de reserva e funcionando em sistema de rodízio;

- EEAT-1 - dois motores de 106,72 kW, sendo uma de reserva e funcionando em sistema de rodízio;
- EEAB/EEAT-1 - funcionamento em média de 0,91 horas/dia no horário de ponta e 13,9 horas/dia no horário fora de ponta;
- a capacidade de reservação à montante do booster era de 600 m³, insuficiente para atender simultaneamente à região e ao booster, sem que o sistema funcionasse no horário de ponta;
- as elevatórias funcionam automatizadas com o reservatório;
- Booster - dois motores de 51,23 kW, sendo um de reserva e funcionando em sistema de rodízio, vazão de 33 l/s;
- funcionamento, em média, de 1,53 horas/dia no horário de ponta;
- funcionamento, em média, de 13,20 horas/dia no horário fora de ponta;
- a reservação atual na área atendida pelo booster é de 366,5 m³, insuficientes para suprir a demanda nos horários de ponta; e
- o booster está automatizado com os reservatórios.

Situação posterior

As EEAB e EEAT-1 e o booster não funcionam no horário de ponta.

- Com o booster deixando de funcionar no horário de ponta, automaticamente, a água do reservatório de 600 m³ não é recalçada e, conseqüentemente, não são ligados os conjuntos de moto-bombas das EEAB e EEAT-1.
- O sistema continua automatizado.

Cálculo do volume de reservação.

- volume = 1,53 horas x 3.600 segundos x 33 l/s = 181.764 litros. Foi projetado o crescimento vegetativo, para 10 anos, de 22,78 %;

- volume necessário = $1,2278 \times 181.764$ litros = 223.169 litros;
- como se trata de uma região com grandes possibilidades de crescimento, optou-se pela implantação de um reservatório de 300.000 litros ou 300m^3 ; e
- o booster mantém-se automatizado com os reservatórios.

Os principais resultados são listados a seguir:

Para o sistema elétrico:

- redução de 163 kW de potência no horário de ponta;
- transferência de 47,4 MWh/ano de consumo de energia elétrica do horário de ponta para o horário fora de ponta;
- redução de 1 MWh/ano, em função de melhoria do rendimento dos conjuntos moto-bombas.

Cálculo dos resultados

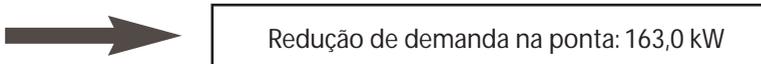
Para o cálculo comparativo do consumo de energia nas duas situações, foi feito um levantamento de cargas, que permitiu as seguintes conclusões:

a) Redução de demanda no horário de ponta

Para chegar a esse valor de demanda, tomou-se por base a média dos valores de demanda registrada dos últimos seis meses.

- demanda atual da EEAB/EEAT 1: 112 kW;
- demanda atual do Booster: 51 kW;

- demanda atual total: 163 kW;
- demanda futura: 0 kW.



Economia de energia projetada com a melhoria da eficiência dos conjuntos moto-bombas, em função do melhor carregamento dos mesmos: 1 MWh/ano (estimativa)



Modulação do consumo mensal:

Considerando que o projeto, por meio da implantação de uma capacidade de reserva adicional de 300 m³, usando a ociosidade das instalações de bombeamento durante as horas fora de ponta do sistema elétrico, armazena neste horário a água tratada a ser distribuída durante o horário de ponta, sem a utilização do bombeamento. Isso acarreta uma transferência de parte do consumo de energia elétrica do período de ponta para o período de fora da ponta.

b) Consumo na ponta

Booster

- número de horas de operação por ano, no horário de ponta: 403,9 h/ano
- demanda dos conjuntos moto-bombas: 51 kW = 0,051 MW
- consumo anterior no horário de ponta: $403,9 \times 0,051 = 20,59$ MWh/ano
- consumo posterior no horário de ponta: 0 MWh/ano

EEAB/EEAT I

- número de horas de operação por ano, no horário de ponta: 240,24 h/ano
- demanda dos conjuntos moto-bombas: 112 kW = 0,112 MW
- consumo anterior no horário de ponta: 26,9 MWh/ano ($240,24 \times 0,112 = 26,9$ MWh/ano)
- consumo posterior no horário de ponta: 0 MWh/ano

Consumo total no horário de ponta: 47,4 MWh/ano (20,59MWh/ano + 26,9MWh/ano)



Redução de consumo na ponta: 47,4 MWh/ano

c) Consumo Fora da Ponta

Booster

- número de horas de operação por ano, no horário fora de ponta: 4.752 h/ano
- demanda dos conjuntos moto-bombas: 51 kW
- consumo fora do horário de ponta: $4.752 \times 0,051 = 242,35$ MWh/ano

EEAB/EEAT I

- número de horas de operação por ano, no horário de ponta: 4924 h/ano
- demanda dos conjuntos moto-bombas: 112 kW = 0,112 MW
- consumo anterior no horário de ponta: $4924 \times 0,112 = 551,49$ MWh/ano

Consumo total no horário fora de ponta: 793,84 MWh/ano (242,35 + 551,49)

Economia de energia com a melhoria da eficiência dos conjuntos moto-bombas, em função do melhor carregamento dos mesmos: 1 MWh/ano.

Consumo posterior fora do horário de ponta: 840,24 MWh/ano (793,84 + 47,4 -1)

Transferência de consumo do horário de ponta para o horário fora de ponta = 840,24MWh/ano - 793,84 = 46,4 MWh/ano



Transferência de consumo: 46,4 MWh/ano

Observação: É importante ressaltar que o grande ganho do projeto está na retirada total de demanda no horário de ponta e na transferência de parte do consumo de energia do horário de ponta para fora de ponta.

d) Custos e Benefícios

Custo total = R\$ 150.000,00.

Diferença tarifária (ponta - fora de ponta) = 110 R\$/MWh

Tarifa de ponta = 36 R\$/kW

Benefício anual = 46,4 x 110 + 163 x 36 x 12 = R\$ 75.520,00

Retorno simples = 2 anos

VPL (taxa = 12%, 10 anos) = 247.057,896

TIR = 49%

8.5 Caso Prático nº 5

Redução da rugosidade interna de uma adutora, pela utilização de PIG

Antes de relatar este caso prático, vale a pena informar sobre o que são PIGs e como utilizá-los. Trata-se de cilindros de espuma de poliuretano, com a ponta cônica, que são introduzidos nas tubulações com a finalidade de efetuar sua limpeza interna.

Existem vários tipos, como mostram as Figuras 8.9 e 8.10, de diversos fabricantes.



Figura 8.9: Modelos de PIGs do fabricante 1

A Figura 8.9 foi obtida no site do fabricante (www.cleaningwork.co.kr/Eng)

Seu formato varia em função do serviço a executar, pois têm finalidades distintas, desde a limpeza de tubulações de água à limpeza de tubulações com outros fluidos. Geralmente, dependendo do grau de incrustação, utilizam-se PIGs com ou sem revestimento externo, sendo este variável conforme o tipo de material aderente às paredes internas da tubulação.

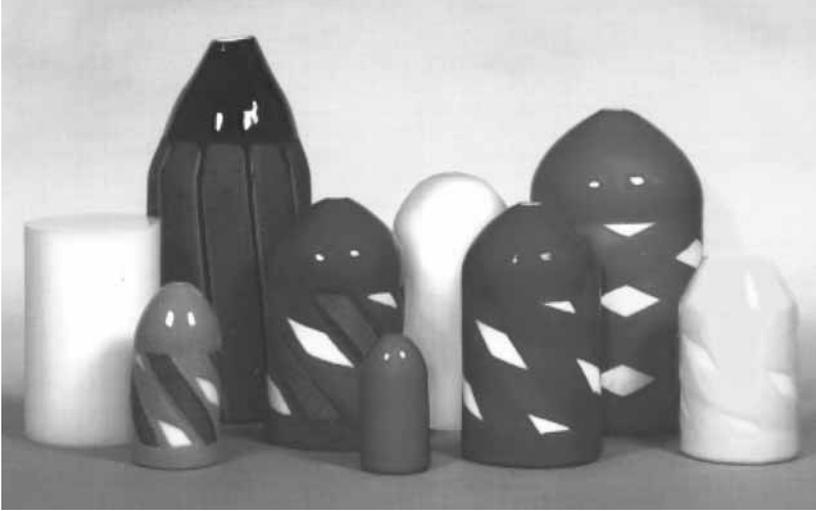


Figura 8.10: Modelos de PIGs do fabricante 2

Os modelos acima estão no site www.pollypig.com.

São fabricados em diversos diâmetros e podem ser utilizados tanto em adutoras por gravidade quando em adutoras por recalque. A Figura 8.11 mostra uma imagem de um PIG de grande diâmetro fabricado pela WOMA, uma tradicional indústria no ramo de ferramentas de apoio à operação de sistemas hidráulicos (www.woma.com.br).



Figura 8.11: PIG de grande diâmetro fabricado pela WOMA

Passam pelas conexões tipo “tês”, curvas, etc., sem qualquer problema. No site www.girardind.com/videos, por exemplo, pode-se ver uma operação de limpeza em vídeo (mostrando a saída do PIG), assim como uma série de outras informações técnicas.

No caso ora relatado, as características geométricas da adutora para o traçado das curvas do sistema estão na Tabela 8.4.

TABELA 8.4: CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DA ADUTORA PARA TRAÇADO DAS CURVAS DO SISTEMA

NA SUÇÃO		NA - RES	HG	
MÍNIMO	MÁXIMO		MÁX	MÍN
232,70	234,46	327,90	95,20	93,44
232,70	234,46	327,90	95,20	93,44
232,70	234,46	327,90	95,20	93,44
232,70	234,46	327,90	95,20	93,44
232,70	234,46	327,90	95,20	93,44
232,70	234,46	327,90	95,20	93,44
232,70	234,46	327,90	95,20	93,44

Essa linha adutora era formada por uma tubulação de 400 mm, com 3.425 metros de extensão. As perdas localizadas para a vazão de projeto não passavam de 1,5 m.c.a., razão por que não estão explicitadas aqui, considerando a altura geométrica de quase 100 metros.

Após alguns anos de uso, em função da característica química da água no local, o coeficiente de rugosidade foi diminuindo, chegando a um valor extremo de “C” igual a 78, quando a operação de limpeza foi executada. Com esse valor de “C”, a curva do sistema está apresentada na Figura 8.12:

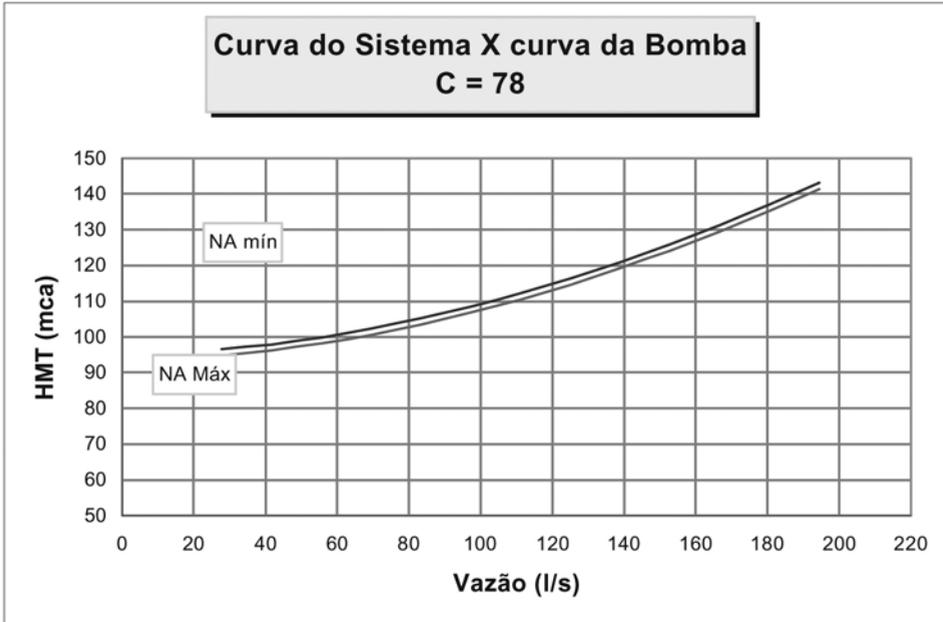
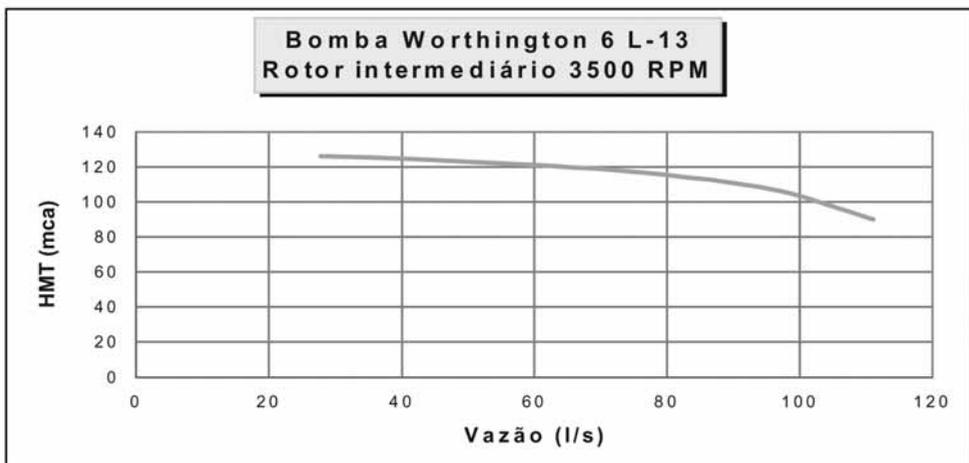


Figura 8.12: Curva do sistema x curva da bomba (c=78)

A estação elevatória funcionava com dois conjuntos Worthington 6-L13 operando simultaneamente com um de reserva. A curva dessa bomba está na Figura 8.13.



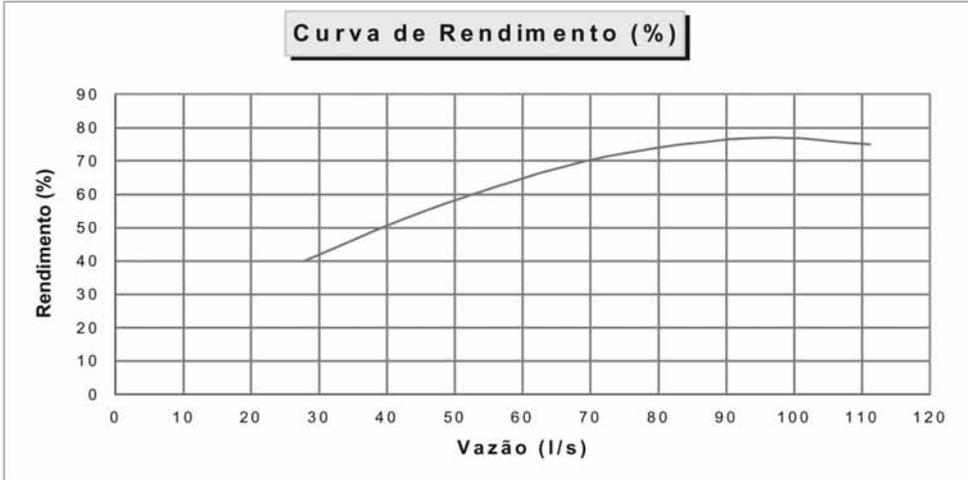


Figura 8.13: Curvas de dois conjuntos Worthington 6 L-13 operando simultaneamente, com um de reserva

As curvas de sistema com a curva da associação das duas bombas em paralelo, para este valor de C (78) estão mostradas na Figura 8.14.

Pelo diagrama, observa-se que a vazão do sistema para esse valor de C não passava de cerca de 140 l/s, correspondendo a aproximadamente 70 l/s por bomba, trabalhando cada uma na faixa de rendimento bastante baixo da ordem de 68%.

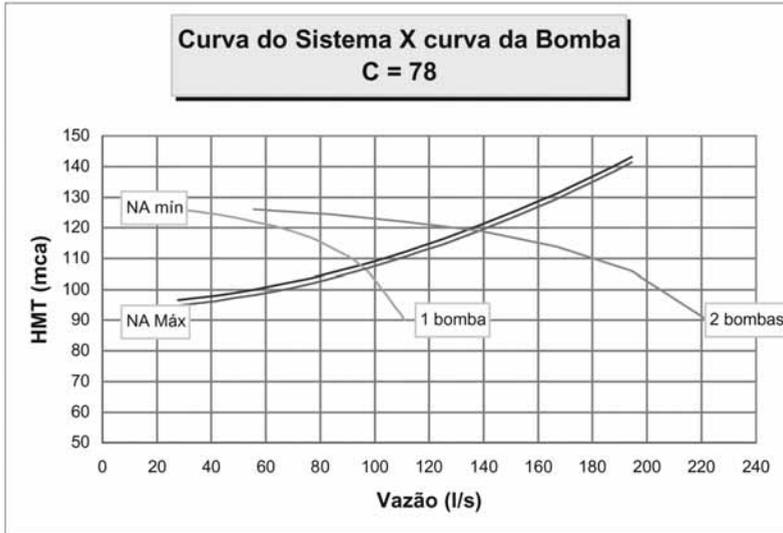


Figura 8.14: Curva do sistema x curva da bomba (c=78)

Após a limpeza da tubulação através da passagem do PIG, o coeficiente "C" medido em campo passou para o valor de 126, passando a vazão média do sistema para cerca de 175 l/s como mostrado na Figura 8.15.

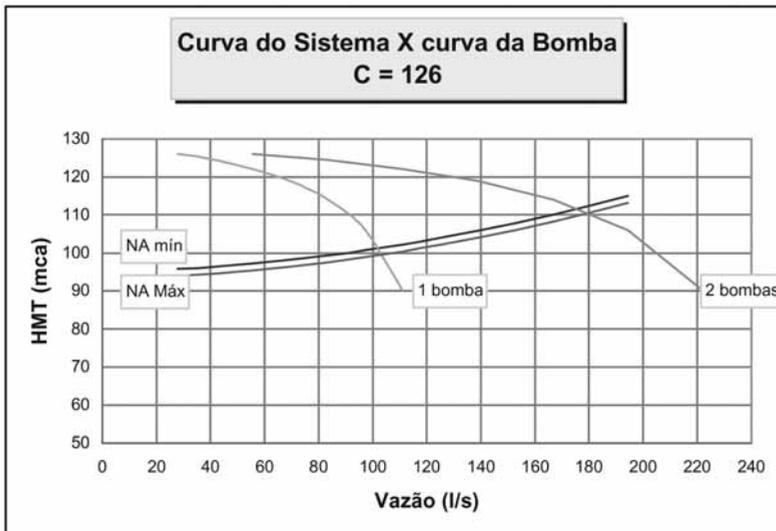


Figura 8.15: Curva do sistema x curva da bomba (c=126)

Para esse ponto de operação (cada bomba contribuindo com cerca de 87,5 l/s), o rendimento de cada bomba passou a ser de aproximadamente 75%, valor lido no gráfico de rendimento da bomba deste sistema.

Em termos de economia energética, como depois de limpa a tubulação a bomba passou a trabalhar num ponto mais "à direita" na curva, significa uma potência requerida maior.

Seja P_1 a potência para o valor de "C" igual a 78 e P_2 a potência requerida após a limpeza (C = 126), consideremos as duas situações, antes e depois da passagem do PIG.

TABELA 8.5: SIMULAÇÃO DO RENDIMENTO DE CADA BOMBA

GRANDEZA	C = 78 SITUAÇÃO (1)	C = 126 SITUAÇÃO (2)	VARIAÇÃO (2)/(1)
Vazão	70	120	1,25
Altura	120	112	0,93
Rendimento da Bomba	68	75	1,10
Rendimento do Motor	-	-	-

Admitindo que a variação no rendimento do motor não é significativa, a potência requerida na situação de adutora limpa (P_2) pode ser expressa em função da potência requerida na situação de adutora com rugosidade alta, da seguinte forma:

$$P_2 = \rho \times \frac{1,25 \times Q_1 \times 0,93 \times H_1}{1,10 \times \eta_{b1} \times \eta_m} = \frac{1,25 \times 0,93}{1,10} \times P_1 = 1,057 \times P_1$$

Isto é, a bomba passou a trabalhar em um ponto que requer uma potência ligeiramente superior (5,7%). Em compensação passou a bombear uma vazão 25% superior, fazendo com que o consumo específico (kWh/m³) reduzisse em quase 15%, para um mesmo tempo de funcionamento.

$$\frac{P_2}{Q_2} = \frac{1,057 \times P_1}{1,25 \times Q_1} = 0,85 \times \frac{P_1}{Q_1}$$

Resumindo, a operação de limpeza, que durou aproximadamente 12 horas, consumindo apenas equipamento e pessoal do próprio sistema, propiciou uma economia de energia para os meses que se seguiram de 15%.

É importante ressaltar que no caso de bombeamento de água para abastecimento público a paralisação de algumas horas para a realização de um determinado serviço não implica perda de faturamento na mesma proporção, pois os clientes, quando avisados, procuram acumular água para uso imediato em vasilhas, postergando outros usos para quando o sistema voltar à normalidade. Assim, os próprios clientes fazem um deslocamento do consumo do dia paralisado para as horas imediatamente anteriores à paralisação e para o dia posterior, não representando assim uma perda de faturamento que devesse ser considerada no custo da operação, que se resume, basicamente, no custo do PIG.

8.6 Resumo

Quase sempre é possível conseguir algum ganho quando se estuda um pouco mais detalhadamente o sistema de adução/distribuição de água com o foco na eficiência energética.

Neste Livro estão apresentadas as ferramentas da hidráulica que permitem ao engenheiro atuar nesse campo, cujos benefícios devem ser considerados não somente no campo da economia, mas também na sustentabilidade do meio ambiente, uma vez que tanto energia elétrica quanto água são bens cada vez mais escassos no nosso ecossistema.

Bibliografia

ALEGRE, Helena, HIRNER, Wolfram, BAPTISTA, Jamie Melo e PARENA, Renato, Performance indicators for water supply services, Londres, IWA Publishing, 2000.

CAMPOS, Breno de, Viabilidade econômico financeira de projetos, Belo Horizonte, IETEC, 1999.

COSTA, Ênio Cruz da, Mecânica dos fluidos, Porto Alegre, Editora Globo, 1973.

CYPRIANO, José Márcio; LUCARELLI, Drausio L.; MERINO, Ramon W. Bonzi; NOGAMI, Paulo S; e SARTORI, José Ricardo, São Paulo, CETESB, 1974.

FALCO, Reinaldo de E MATTOS, Edson Ezequiel de. Bombas industriais, Rio de Janeiro, JR Editora Técnica, 1989.

JACUZZI, Noções de Hidráulica em www.jacuzzi.com.br/HTML/geral/infouteis.htm

KARASSIK, Igor J.; KRUTZSCH, William C.; FRASER, Warren H.; e MESSINA, Joseph P., Pump Handbook, McGraw-Hill, Inc, 1986.

MACINTYRE, Archibald Joseph, Bombas e instalações de bombeamento, Rio de Janeiro, Editora Guanabara, 1987.

STEPANOFF, A. J., Centrifugal and axial flow pumps (Theory, Design and Application), New York, John Wiley & Sons, Inc, 1957.

TSUTIYA, Milton Tomoyuki, Redução do custo de energia elétrica em sistemas de abastecimento de água, São Paulo, Associação Brasileira de Engenharia Sanitária e Ambiental, 2001.

WALSKI, Thomas M., CHASE, Donald V. e DRAGANA, Savic, Water distribution modeling, waterbury, CT, Haestad Press, 2001.

10 Links Úteis

Vários sites estão citados nos diversos capítulos, sejam de fabricantes de equipamentos ou de instituições governamentais. Dentre todos, salientamos, por seu conteúdo interessante e por oferecer um software de simulação hidráulica extremamente útil e gratuitamente (fonte aberta): www.epa.gov .

Lista dos sites referenciados:

www.abes-dn.org.br

www.bermad.com.br

www.boosintl.com

www.bossintl.com/products/download/item/MIKE+NET.html#11

www.cleaningwork.co.kr/Eng

www.dorot.com

www.epa.gov

www.flygt.com.br

www.haestad.com

www.iwahq.org.uk

www.jacuzzi.com.br

www.ksbbombas.com.br

www.leao.com.br

www.pollypig.com

www.woma.com.br

Outros links úteis:

www.cemig.com.br

www.aneel.org.br

www.eletrobras.gov.br/procel

www.inmetro.gov.br

A Anexo

A Gestão energética

A implantação de um programa de Gestão Energética deve ser a primeira iniciativa ou ação visando à redução de custos com energia em uma empresa. Sua importância se deve ao fato de que ações isoladas, por melhores resultados que apresentem, tendem a perder o seu efeito ao longo do tempo.

A Gestão Energética visa otimizar a utilização de energia elétrica por meio de orientações, ações e controles sobre os recursos humanos, materiais e econômicos, reduzindo os índices globais e específicos da quantidade de energia elétrica necessária à obtenção do mesmo resultado ou produto.

Na maioria das empresas, a preocupação com a gestão de energia elétrica, geralmente, é de caráter pontual e eventual, não tendo continuidade, sendo delegada a escalões inferiores da organização. Não quer dizer que a gestão da energia elétrica seja negligenciada. Na verdade, muito esforço nesse sentido já foi realizado e muitos resultados relevantes foram colhidos. Entretanto, existe a consciência de que, cada vez mais, o tema “Gestão Energética” passará a merecer atenção e empenho da direção das empresas.

Atualmente, estamos assistindo a importantes transformações em nosso País e no mundo com respeito à preocupação com a preservação do meio ambiente. É importante que as empresas procurem se antecipar às mudanças que ocorrerão quanto às exigências de um novo mercado consumidor que dará preferência e reconhecerá produtos de empresas que possuam o compromisso com a preservação do meio ambiente e com a conservação dos recursos naturais.

A Gestão Energética é uma das alternativas para a empresa ser reconhecida pelo mercado como uma comprometida com esses valores. Inclusive, para reivindicar a ISO 14000 é exigida a implantação de um programa de conservação de energia. Para demonstrar a importância que esse Programa passa a ter na política administrativa interna, ele deve ser lançado como um marco na existência da empresa, e isso deverá ocorrer por meio de um documento ou evento formal e da participação efetiva da direção da mesma.

A.1 Aspectos administrativos

É possível afirmar que a Gestão Energética, sendo delegada a níveis mais baixos ou com pouca participação nas decisões da empresa, acarreta duas consequências negativas: a imagem de que o assunto é de pouca importância; e, no caso em que as providências envolvam decisão superior, a demora na tomada de decisões que concretizem as soluções encontradas.

A implantação da Gestão Energética exige iniciativa, criatividade e, acima de tudo, necessita do respaldo da direção, pois diversas ações demandam recursos, decisões e mudanças de hábitos. Para contornar os problemas de implantação, a direção deve mostrar claramente que o programa está inserido na política administrativa e de planejamento estratégico da empresa. Sua elaboração deve ser resultado do esforço e da participação de todos empregados dos diversos setores da empresa.

A direção deverá estabelecer objetivos claros e apoiar a implantação da Gestão Energética, enfatizando a sua necessidade e importância, aprovando e estabelecendo metas a serem atingidas ano a ano, efetuando um acompanhamento rigoroso, confrontando os resultados obtidos com as metas previstas, analisando os desvios e propondo medidas corretivas em caso de distorções, além de providenciar revisões periódicas e oportunas nas previsões estabelecidas.

Tal posicionamento acarretará o aumento de produtividade de que as empresas tanto necessitam e buscam.

A.2 Gerenciamento da energia

O gerenciamento energético de qualquer instalação requer o pleno conhecimento dos sistemas energéticos existentes, dos hábitos de utilização da instalação e da experiência dos usuários e técnicos da edificação.

O primeiro passo consiste em conhecer como a energia elétrica é consumida na sua instalação e acompanhar o custo e o consumo de energia elétrica por produto/serviço produzido, mantendo um registro cuidadoso. Os dados mensais e históricos são de grande importância para a execução do diagnóstico, podendo ser extraídos da conta de energia elétrica.

Esses dados poderão fornecer informações preciosas sobre a contratação correta da energia e seu uso adequado, bem como analisar seu desempenho, subsidiando tomadas de decisões visando à redução dos custos operacionais.

A.2.1 Conceitos

Antes de aprofundar-se na gestão da energia, é necessário conhecer os conceitos empregados pelas empresas de energia. São eles:

- Energia Ativa - É a energia capaz de produzir trabalho. A unidade de medida usada é o quilowatt-hora (kWh).
- Energia Reativa - É a energia solicitada por alguns equipamentos elétricos, necessária à manutenção dos fluxos magnéticos e que não produz trabalho. A unidade de medida usada é o quilovar-hora (kvarh).
- Potência - É a quantidade de energia solicitada na unidade de tempo. A unidade usada é o watt (W) e seus múltiplos: quilowatt (kW - 1.000 W); megawatt (MW - 1.000.000 W).
- Demanda - É a potência média, medida por aparelho integrador, durante qualquer intervalo de tempo: minuto, hora, mês e ano.
- Demanda contratada - Demanda a ser obrigatória e continuamente colocada à disposição do cliente, por parte da concessionária, no ponto de entrega, a preço e pelo período de vigência fixado em contrato.
- Carga instalada - Soma da potência de todos os aparelhos instalados nas dependências da unidade consumidora que, em qualquer momento, podem utilizar energia elétrica da concessionária.
- Fator de carga (FC) - Relação entre a demanda média e a demanda máxima ocorrida no período de tempo definido.
- Fator de potência (FP) - Obtido da relação entre energia ativa e reativa horária, a partir das leituras dos respectivos aparelhos de medição. $FP = \text{energia ativa (kW)} / \text{energia aparente (kVA)}$.
- Tarifa de demanda - Valor em reais do kW de demanda, em um determinado segmento horo-sazonal.

- Tarifa de consumo - Valor, em reais, do kWh ou MWh de energia utilizada em um determinado segmento horo-sazonal.
- Tarifa de ultrapassagem - Tarifa a ser aplicada ao valor de demanda registrada que superar o valor da demanda contratada, respeitada a tolerância.
- Horário de ponta (HP ou P) - Período definido pela concessionária e composto por três horas consecutivas, compreendidas entre 17:00 e 22:00, exceção feita aos sábados e domingos, terça-feira de Carnaval, sexta-feira da Paixão, Corpus Christi, Dia de Finados e os demais feriados definidos por lei federal (011º de janeiro, 21 de abril, 1º de maio, 7 de setembro, 12 de outubro, 15 de novembro e 25 de dezembro). Nesse horário, a energia elétrica é mais cara.
- Horário fora de ponta (HFP ou F) - São as horas complementares às três horas consecutivas que compõem o horário de ponta, acrescidas da totalidade das horas dos sábados e domingos e dos 11 (onze) feriados indicados acima. Nesse horário, a energia elétrica é mais barata.
- Período seco (S) - É o período de 7 (sete) meses consecutivos, compreendendo os fornecimentos abrangidos pelas leituras de maio a novembro de cada ano.
- Período úmido (U) - É o período de 5 (cinco) meses consecutivos, compreendendo os fornecimentos abrangidos pelas leituras de dezembro de um ano a abril do ano seguinte.
- Segmentos horários e sazonais - Identificados também como "Segmentos horo-sazonais", são formados pela composição dos períodos úmido e seco com os horários de ponta e fora de ponta e determinados conforme abaixo:

(PS) - Horário de ponta em período seco

(PU) - Horário de ponta em período úmido

(FS) - Horário fora de ponta em período seco

(FU) - Horário fora de ponta em período úmido

Esses períodos foram criados visando compatibilizar a demanda com a oferta de energia. Isto é, por meio da sinalização tarifária (preços mais elevados e mais baixos nos períodos seco e úmido, respectivamente) mostra-se o custo da energia, conforme a lei de oferta e procura.

- THS - Tarifação Horo-Sazonal - tarifas baseadas no horário e período de consumo.

A.2.2 Como a energia elétrica é medida

Todos os equipamentos elétricos possuem uma potência, que pode estar identificada em watts (W), em horse power (hp) ou em cavalo vapor (cv). Caso a potência esteja identificada em hp ou cv, basta transformar em watts, usando as seguintes conversões: 1 cv = 735 W e 1 hp = 746 watts

O consumo de energia elétrica é igual à potência em watts (W) vezes o tempo em horas (h), expressa em watthora (Wh). Portanto, depende das potências (em watts) dos equipamentos e do tempo de funcionamento (em horas) desses.

Nas contas de energia elétrica, as grandezas envolvidas são elevadas (milhares de Wh). Padronizou-se o uso do kWh, que representa 1.000 Wh.

Um kWh representa a energia gasta num banho de 15 minutos (0,25 h) usando um chuveiro de 4.000 W ou o consumo de um motor de 20 hp (15 kW) por 4 minutos (0,067 h).

A.2.3 O preço da energia elétrica

Preços da baixa tensão - BT

Na baixa tensão (BT), o preço médio da energia é igual às próprias tarifas acrescidas do Imposto Sobre Circulação de Mercadorias (ICMS), pois só é cobrado o consumo. Os clientes atendidos na BT estão sujeitos às tarifas do Grupo B. Nele, existem subgrupos, de acordo com as classes (Ex.: Residencial, subgrupo B1; Rural, B2; Comercial e Industrial, B3).

Observa-se que, apesar de o produto (energia) ser o mesmo, na BT o preço da energia varia por tipo de classe (residencial, industrial / comercial e rural).

Preços da média tensão - MT

Na média tensão (MT), a tarifa aplicada não é monômnia, como na Baixa Tensão (BT), e sim binômnia; ou seja, é cobrada além do consumo (kWh) registrado, a demanda (kW) contratada ou a medida (a que for maior) acrescida do ICMS.

Os clientes atendidos na alta tensão (AT) e na média tensão (MT) estão sujeitos às tarifas do Grupo A. Nele, os subgrupos não dependem das classes, e sim do nível de tensão (subgrupo A1 - 230 kV ou mais, A2 - 88 kV a 138 kV, A3 - 69 kV, A4 - 2,3 kV a 25 kV e o AS - subterrâneo).

No caso do atendimento em MT, o preço médio da energia elétrica não será igual às tarifas. Ele irá variar conforme o fator de carga.

São oferecida nesse tipo de atendimento duas modalidades tarifárias: a convencional e a horo-sazonal. Na convencional, as tarifas independem dos horários ponta e fora de ponta e dos períodos seco e úmido.

Na modalidade horo-sazonal, existem dois tipos, azul e verde, cujas tarifas de demanda são diferenciadas, conforme os horários no caso da Azul; e as de consumo são diferenciadas, conforme os horários e períodos.

Tarifas de ultrapassagem:

Tarifa aplicável sobre a diferença entre a demanda medida e a contratada quando a demanda medida exceder em 10% a demanda contratada, no caso do subgrupo A4 e AS; e 5%, nas demais subclasses.

Saliente-se que a demanda de ultrapassagem será toda parcela de demanda medida que superar a contratada, e não apenas o que exceder a tolerância.

A.2.4 Estrutura tarifária

As regras para o enquadramento tarifário estão apresentadas na tabela A.1. As orientações para escolha da melhor opção tarifária serão detalhadas no final deste capítulo.

TABELA A.1 - REGRAS PARA ENQUADRAMENTO TARIFÁRIO

TIPO DE TARIFA	VALORES A SEREM FATURADOS		
	CONSUMO (kWh)	DEMANDA (kW)	ULTRAPASSAGEM DA DEMANDA
<p>CONVENCIONAL</p> <p>Aplicada como opção para consumidores com demanda menor que 300kW. A demanda contratada mínima é de 30kW.</p> <p>Ver observação 1</p>	<p>Total registrado</p> <p>x</p> <p>Preço único</p>	<p>Maior valor entre:</p> <p>- a medida</p> <p>ou</p> <p>- a contratada</p> <p>x</p> <p>Preço único</p> <p>Exceção</p> <p>Ver observação 2</p>	<p>Aplicável quando a demanda medida superar a contratada em 10%.</p>
<p>VERDE</p> <p>Aplicada como opção para consumidores da MT.</p> <p>Ver observação 3</p>	<p>Total registrado no HFP</p> <p>x</p> <p>Preços HFP para períodos seco e úmido.</p> <p>+</p> <p>Total Registrado no HP</p> <p>x</p> <p>Preços HP para períodos seco e úmido.</p>	<p>Maior valor entre:</p> <p>- a medida</p> <p>ou</p> <p>- a contratada</p> <p>x</p> <p>Preço único</p> <p>Exceção</p> <p>Ver observação 2</p>	<p>Aplicável quando a demanda medida superar a contratada em 10%.</p>
<p>AZUL</p> <p>Aplicada de forma compulsória para clientes com demanda maior ou igual a 300 kW e opcional para aqueles com demanda entre 30 a 299 kW.</p> <p>Ver observação 3</p>	<p>Total registrado no HFP</p> <p>x</p> <p>Preços HFP para períodos seco e úmido.</p> <p>+</p> <p>Total Registrado no HP</p> <p>x</p> <p>Preços HP para períodos seco e úmido</p>	<p>Maior valor entre:</p> <p>- a medida</p> <p>ou</p> <p>- a contratada</p> <p>x</p> <p>Preços diferenciados para HFP e HP</p> <p>Exceção</p> <p>Ver observação 2</p>	<p>Aplicável quando a demanda medida superar a contratada em 10%, na MT e 5%, na AT, nos respectivos horários.</p>

Observações:

1 - Caso uma unidade consumidora enquadrada na THS apresente 9 (nove) registros de demanda medida menor que 300 kW nos últimos 11 (onze) ciclos de faturamento, poderá optar por retornar para a Convencional.

2 - Quando a unidade consumidora for classificada como rural ou reconhecida como sazonal, a demanda a ser faturada será:

Tarifa convencional - a demanda medida no ciclo de faturamento ou 10% da maior demanda medida em qualquer dos 11 (onze) ciclos completos de faturamento anteriores;

Tarifa horo-sazonal - a demanda medida no ciclo de faturamento ou 10% da demanda contratada. A cada 12 (doze) meses, a partir da data da assinatura do contrato de fornecimento, deverá ser verificada, por segmento horário, demanda medida não inferior à contratada em pelo menos 3 (três) ciclos completos de faturamento. Caso contrário, a concessionária poderá cobrar, complementarmente, na fatura referente ao 12º (décimo segundo) ciclo, as diferenças positivas entre as 3 (três) maiores demandas contratadas e as respectivas demandas medidas.

3 - Se nos últimos 11 meses de faturamento o consumidor apresentar três registros consecutivos ou seis alternados de demandas medidas maiores ou iguais a 300 kW, o cliente será enquadrado compulsoriamente na tarifa horo-sazonal azul, mas poderá fazer opção pela verde.

A.2.5 Fator de carga

O fator de carga, em linhas gerais, constitui-se em um indicador que informa se a empresa utiliza racionalmente a energia elétrica que consome.

O fator de carga é um índice cujo valor varia entre 0 e 1. Aponta a relação entre o consumo de energia elétrica e a demanda de potência máxima, em um determinado espaço de tempo.

Esse tempo pode ser convencionado em 730 horas por mês, que representa o número de horas médio em um mês genérico do ano [(365 dias/12 meses) x 24 horas]. Na prática, o número de horas dependerá do intervalo de leitura.

Pode ser expresso pela seguinte equação:

$$FC_{\text{médio}} = \frac{\text{Consumo Total (kWh)}}{\text{Demanda (kW)} \times 730 \text{ (h)}} \quad (\text{A.1})$$

No caso de consumidores enquadrados no sistema tarifário horo-sazonal, modalidade azul, o fator de carga é definido por segmento horo-sazonal (ponta e fora de ponta), conforme as seguintes expressões:

$$FC_{\text{HP}} = \frac{\text{Consumo no HP (kWh)}}{\text{Demanda do HP(kW)} \times nhp} \quad (\text{A.2})$$

O número de horas de ponta (nhp) irá depender do número de dias úteis no período de medição. (nhp = N° de dias úteis x 3)

$$FC_{\text{HFP}} = \frac{\text{Consumo no HFP (kWh)}}{\text{Demanda no HFP(kW)} \times nhfp} \quad (\text{A.3})$$

O número de horas fora de ponta (nhfp) irá depender do período de medição e das horas de ponta. (nhfp = N° de dias de medição x 24 - nhp)

A melhoria (aumento) do fator de carga, além de diminuir o preço médio pago pela energia elétrica consumida, conduz a um melhor aproveitamento da instalação elétrica, inclusive de motores e equipamentos, e a uma otimização dos investimentos nas instalações.

Algumas medidas para aumentar o fator de carga:

- programe o uso dos equipamentos;
- diminua, sempre que possível, os períodos ociosos de cada equipamento e opere-os de forma não simultânea;
- não acione simultaneamente motores que iniciem operação com carga; e
- verifique as condições técnicas de suas instalações e dê a seus equipamentos manutenção periódica.

Evite estes desperdícios de energia elétrica:

- equipamentos funcionando simultaneamente quando poderiam operar em horários distintos.
- equipamentos funcionando sem produzir em determinados períodos.
- falta de programação para a utilização de energia elétrica.
- curtos-circuitos e fugas de energia elétrica.

Analise seus equipamentos

Faça o levantamento de utilização e verifique como a produção pode ser otimizada. Depois disso, existem dois caminhos para elevar o fator de carga:

1. Manter o atual consumo de energia elétrica e reduzir a parcela correspondente à demanda. Isso se consegue diversificando o funcionamento das máquinas e realizando cronogramas de modulação.
2. Manter a demanda e aumentar o consumo de energia elétrica. Para tanto, deve-se aumentar a produção, sem o acréscimo de novos equipamentos, mas ampliando o período de operação.

Escolha um desses dois caminhos ou, se possível os dois, e eleve o fator de carga o que, conseqüentemente, reduzirá o preço médio pago pela energia elétrica.

A.2.6 Preço médio

Como mencionado, o preço médio no fornecimento de energia em alta e média tensão é diferente da tarifa. Apesar de todos os consumidores de uma mesma modalidade tarifária estarem sujeitos às mesmas tarifas, eles podem ter preços médios diferentes, devido ao fator de carga.

$$\begin{array}{l}
 \text{PM} = \frac{\text{Fatura (R\$)}}{\text{Consumo Total (kWh)}} \quad (\text{A.4}) \\
 \\
 \text{FC} = \frac{\text{Consumo Total (kWh)}}{\text{Demanda (kW) x Tempo (h)}} \quad (\text{A.5})
 \end{array}
 \left. \vphantom{\begin{array}{l} \text{PM} \\ \text{FC} \end{array}} \right\}
 \text{PM} = \frac{\text{Fatura (R\$)}}{\text{Demanda (kW) x Tempo (h) x FC}} \quad (\text{A.6})$$

Observa-se que o preço médio é inversamente proporcional ao fator de carga: quanto maior o FC, menor será o PM, e vice-versa.

Note-se que, na tarifa azul e na verde, no horário de ponta, a energia elétrica é mais cara e que na tarifa azul, conforme o FC, o preço varia na ponta e fora da ponta. Na tarifa convencional, para o mesmo fator de carga, o valor é o mesmo, independente do horário (ponta ou fora de ponta).

Na baixa tensão, para indústrias e comércio, o preço médio é igual à tarifa do subgrupo B3.

A.2.7 Conta de energia elétrica

A Nota Fiscal/Conta de Energia Elétrica é um importante documento para o gerenciamento energético. Por isso, é necessário conhecê-la e interpretá-la.

Identifique com a sua concessionária o significado de cada campo de sua conta de energia. Segue abaixo uma descrição de alguns dos campos da conta.

Leitura Anterior e Leitura Atual: Pelos dados desses itens, define-se o intervalo de leitura, isto é, o número de dias e o período. Deve ser desprezado o dia da leitura anterior e considerado o dia da leitura atual. Observe que, apesar de a conta ser de um mês, o período de consumo inclui ou refere-se ao mês anterior.

Consumo em kWh: Indica o total de energia elétrica (kWh) consumida nos HFP e HP, respectivamente. É o resultado das diferenças de leituras (atual - anterior) vezes a constante de faturamento, acrescida da perda de transformação.

Observação: Para identificar o consumo específico, basta dividir o consumo pelo número de dias trabalhados ou pela produção no período de faturamento. Tem-se o kWh/dia trabalhado ou kWh/ unidade de produção no HFP e HP.

Demanda em kW: Indica os valores de demanda registrados (kW) nos HFP e HP, respectivamente.

Demanda Contratada em kW: Indica valores de demanda (kW) contratados no HFP e HP, respectivamente.

Demanda de Ultrapassagem em kW: Indica os valores de demanda (kW) que ultrapassaram os limites preestabelecidos das demandas contratadas nos HFP e HP, respectivamente.

Energia Reativa - FER/kvaArh: Refere-se à energia elétrica reativa (UFER) no HFP e HP, respectivamente. Esse valor aparece quando o fator de potência horário for menor que 0,92.

Constante de Faturamento: É a constante de faturamento utilizada para o cálculo das demandas registradas, dos consumos registrados e das energias reativas, nos respectivos horários.

Fator de Potência: Indica o fator de potência. Esse valor não deve ser menor que 0,92. Caso isso ocorra, sua fatura será onerada com o pagamento de reativos excedentes.

Fator de Carga: Indica os fatores de carga nos HFP e HP, respectivamente.

Percentual de Perdas: Quando a medição é realizada na média tensão, esse valor é 0 (como neste exemplo). Caso seja realizada na baixa tensão, esse valor será 2,5, considerando que o transformador possui uma perda de transformação de 2,5% de todas as grandezas envolvidas.

Valores de Demanda Faturados: Indicam os valores de demanda (kW) que deverão ser faturados nos HFP e HP, respectivamente. Esses valores obedecem a regras que foram apresentadas no item Tarifas.

A.2.8 Consumo específico

A importância da identificação do consumo específico ou dos consumos específicos se prende ao fato de que este é um índice que facilita a apuração das economias e resultados.

O consumo específico é um índice que indica o total de energia consumida para o processamento completo de um determinado produto ou para a prestação de um serviço. É um dos parâmetros de maior importância em estudos que envolvem o uso racional de energia nas empresas.

A busca por um menor consumo específico, mediante a implementação de ações voltadas para o uso racional de energia, deve ser uma preocupação permanente.

Para explicar a necessidade da identificação do consumo específico, vamos usar a analogia com o consumo de combustível por um veículo. O proprietário de um veículo, quando deseja controlar o consumo de combustível do seu carro, não deve verificar qual o consumo total de litros por mês, mas sim quantos km/l (quilômetros por litro) o veículo está desenvolvendo.

Muitas variáveis influenciam o consumo: quantos km foram percorridos na estrada e dentro da cidade, se o ar condicionado foi ou não utilizado, quantos passageiros o carro transportou, etc. É importante que o proprietário esteja atento a todas essas variações.

De maneira análoga, deve ser feito o acompanhamento do consumo de energia elétrica (kWh).

Muitas variáveis influenciam o consumo de energia elétrica: o intervalo de leituras do medidor de energia elétrica pode variar, o clima, as férias, novos equipamentos que são ligados, paradas programadas ou não, variação de produção, etc.

Portanto, da mesma maneira que não faz sentido acompanhar o consumo de combustível de um veículo simplesmente pelos litros que ele consumiu, também não fará sentido acompanhar o consumo de energia elétrica (kWh) pelo consumo mensal registrado (informado em sua fatura).

Aproveitando a analogia com o consumo de combustível, o correto será identificar qual é o seu consumo de energia elétrica para o processamento completo de um determinado produto ou para a prestação de um serviço.

O consumo específico da maioria das unidades consumidoras do setor comercial /serviços é o consumo (kWh) dividido pelo número de dias realmente trabalhados no intervalo de leitura (kWh/dias trabalhados). Nesse caso, ele serve para demonstrar quanto de energia elétrica é realmente utilizado para proporcionar um dia de trabalho da instalação. Alguns segmentos deste setor (comercial) possuem outros tipos de consumo específicos, como, por exemplo: hotéis (kWh/diárias ou kWh/nº de hóspedes, este dependerá da taxa de ocupação), hospitais (kWh/ nº de leitos ocupados). No setor industrial, geralmente, será em relação ao que está sendo produzido.

Para exemplificar, uma indústria consumiu 10.000 kWh para produzir 8 toneladas de um produto A e 3 toneladas de um produto B. O importante é descobrir quanto de energia elétrica foi utilizado para produzir A e B. Vamos supor que, após realizado o rateio de energia elétrica, chegou-se a 70% da energia elétrica utilizada para produzir A. Então:

- o consumo específico de A é igual a $7.000 \text{ kWh} / 8\text{t} = 875 \text{ kWh} / \text{t}$; e
- consumo específico de B é igual a $3.000 \text{ kWh} / 3\text{t} = 1.000 \text{ kWh} / \text{t}$.

Pelo exemplo anterior, conclui-se que uma empresa pode ter mais de um consumo específico.

Identificar o consumo específico vai depender do bom senso. O importante é descobrir o que realmente faz alterar o consumo de energia elétrica. Acompanhar simplesmente a variação do consumo (kWh) mensal não é o suficiente, pois, após implementar medidas de economia de energia elétrica, o consumo pode aumentar, devido a um aumento de produção.

Ao contrário do que possa parecer, a implantação da Gestão Energética não implica, necessariamente, redução de consumo de energia elétrica (kWh), e sim redução do consumo específico.

A.2.9 Custo específico

O outro índice que deverá ser identificado e gerenciado é o custo específico, que é o produto do preço médio da energia elétrica (R\$/kWh) da sua empresa pelo consumo específico (kWh/unidade ou serviço produzido). Ou, simplesmente, o custo de energia por unidade ou serviço produzido.

Para consumidores atendidos em baixa tensão, a única maneira de reduzir o custo específico será atuando no consumo específico, pois, como já foi visto, o preço médio é a própria tarifa acrescida do ICMS.

Para consumidores atendidos em média tensão, existem duas possibilidades para reduzir o custo específico: atuar na redução do consumo específico, e atuar na redução do preço médio.

A redução do consumo específico será detalhada no próximo item. Para a redução do preço médio, existem três caminhos:

- contratar demandas próximas às atuais necessidades da instalação;
- modular a carga o máximo possível, para o horário fora de ponta;
- enquadrar-se na melhor modalidade tarifária possível (dependendo do fator de carga e do funcionamento da instalação, a opção por uma das três modalidades existentes poderá possibilitar um menor preço médio). A tarifa azul é a que possibilita o menor preço, mas é necessário um alto fator de carga (maior que 0,7) no horário de ponta.

A.2.10 Como reduzir o consumo específico de energia elétrica

Essa é a questão fundamental. A princípio, a sua resposta parece complexa, mas, na verdade, é muito simples. Considerando que a produção será determinada pela demanda de mercado ou por estratégias empresariais, devemos atuar apenas no numerador dessa relação: o consumo de energia.

Como visto, o consumo de energia elétrica é igual a Potência x Tempo (Wh). Portanto, existem apenas duas opções. A primeira é diminuir a potência; segunda é diminuir o tempo de funcionamento.

Para diminuir a potência, devem-se usar equipamentos mais eficientes e elaborar estudo visando verificar a possibilidade da redução da simultaneidade da operação das diversas cargas que compõem a instalação (modulação). Para diminuir o tempo de funcionamento, deve-se atuar na mudança de hábitos/processos. Outra alternativa é utilizar-se do recurso da automação.

A.2.11 Como dimensionar a economia em kWh e em R\$

Os resultados esperados de um Programa de Gestão Energética, basicamente, são verificados por meio de apenas duas constatações: a redução em kWh; e a redução em reais (R\$).

A redução do consumo de energia elétrica em kWh é obtida pela diferença do consumo específico antes e após a implementação das medidas, multiplicada pela produção atual.

Deve-se atentar para o aumento de carga (kW). É natural que ocorra o acréscimo de cargas. Deve-se sempre tomar conhecimento e realizar o levantamento do consumo dessas novas cargas e calcular o aumento do consumo específico que elas provocam. Esse consumo específico estimado deve ser acrescido no consumo específico anterior às medidas. Caso isso não seja feito, os resultados poderão ser prejudicados.

Assim, ao realizar ações de eficiência energética, estabeleça as condições iniciais de referência: cargas e produção envolvidas, tempos de uso e outras condições que possam afetar o consumo específico como condições climáticas, operadores diferentes, qualidade do produto, etc.

A redução do consumo de energia elétrica em R\$ é obtida pela da diferença do custo específico antes e após a implementação das medidas, multiplicada pela produção atual. Ou, simplesmente, a economia total em kWh vezes o preço médio.

Observe que o preço médio pode ter seu valor reduzido, devido a ações de eficiência.

Da mesma forma que a entrada em operação de novas cargas pode prejudicar os resultados, o mesmo acontece quando os reajustes tarifários não são considerados. Então, sempre que ocorrer um reajuste tarifário, os preços médios anteriores à implementação das medidas deverão ser recalculados utilizando as tarifas reajustadas.

A.2.12 Orientações para realizar o rateio de energia elétrica

Para que o gerenciamento da energia elétrica possa ser feito de forma adequada, é necessário que se conheça o uso de energia da edificação de forma detalhada e setorial. Para isso, é necessário realizar o levantamento das cargas da instalação e seu regime de funcionamento. De posse desses dados, deve-se proceder ao rateio de energia elétrica na edificação. Um recurso para realizar o rateio é a criação de centros de custos.

Os centros de custos podem ser setores (administrativo, etapas do processo, oficinas, utilidades, etc.); usos finais, por exemplo: iluminação, refrigeração, etc; ou os dois, por exemplo, criar centros de custo que sejam etapas dos processos, sem considerar a carga da iluminação e climatização, e considerar essas como outros centros de custo.

O rateio tem por objetivo identificar o consumo de energia elétrica e demanda por esses centros; isto é, conhecer a contribuição de cada área na conta de energia. Ou, se preferirem, estabelecer contas de energia por centro de custo.

O rateio de energia elétrica visa identificar qual centro de custo (setor ou uso final) possui uma participação percentual maior no consumo e na demanda da instalação, possibilitando a priorização de onde atuar, de tal forma que as ações tragam melhores resultados, possam envolver todos os usuários dos centros e dêem origem a uma gestão mais efetiva e participativa.

Primeiro, faça um levantamento de todas as cargas por centro de custo. Para facilitar a setorialização ou a criação dos centros de custo, desenhe um fluxograma da produção ou dos processos da empresa e identifique setores de produção (equipamentos ou operações em que o produto da empresa é processado), apoio (caldeiras, ar comprimido, refrigeração, ETA, ETE, oficinas, laboratórios, etc.) e administrativos (escritórios, recepção, cantinas, vestiários, posto bancário, etc).

Depois, para cada centro de custo, levante as cargas. Caso as cargas tenham o mesmo regime de funcionamento e potência, poderão ser agrupadas. Atenção no uso de unidades de potência diferentes (cv, hp, W).

Levante o horário de funcionamento das cargas, identifique o horário de ponta e calcule o número de horas de funcionamento das cargas no mês para o horário de fora de ponta e de ponta.

Calcule o consumo potencial de energia, multiplique a potência da carga pelo número

de horas de funcionamento para o período de fora de ponta e de ponta, respectivamente, de cada carga, depois agregue as cargas e consumos por centro de custo.

Utilizando os dados obtidos e as tarifas de energia da concessionária ou dos custos médios (R\$/kW e R\$/kWh) verificados da fatura de energia, poder-se-á realizar o rateio da conta de energia por centro de custo.

Esse rateio permitirá acompanhar e gerar valores de referência, incluir dados de produção para verificar consumos e preços específicos, priorizar setores a serem trabalhados e estudar relocação de cargas ou de regime de funcionamento. Enfim, será um instrumento muito útil na gestão da energia da empresa.

A.2.13 Orientações para gerenciar a demanda

A análise da demanda tem por objetivo a sua adequação às reais necessidades da unidade consumidora. Devem ser analisadas as demandas de potência contratada, medidas (ou registradas) e as efetivamente faturadas.

A demanda é medida em intervalos de quinze em quinze minutos. O medidor integra as potências instantâneas, anotando a potência média de cada intervalo, e registra a potência média ocorrida em todos os intervalos durante o período de faturamento. A maior dessas potências registradas será a demanda medida, expressa em quilowatts (kW).

As concessionárias disponibilizam um relatório em que é possível verificar todos os registros de demanda em cada intervalo. Caso a indústria não possua um controlador de demanda, é interessante solicitar este serviço (memória de massa). Quando for solicitá-los, deve-se aproveitar para fazer controles das condições da planta, anotando a hora de entrada das diversas cargas e seu período de funcionamento, de forma a poder verificar no relatório qual for a demanda medida para a carga que entrou em operação. Exemplo: às 8 horas do dia x foi ligada apenas parte de iluminação; às 9 horas entrou em operação o sistema de ar-condicionado central. As medições dessas cargas poderão ser identificadas ou mensuradas com o relatório de memória de massa e confrontados com as demandas levantadas na metodologia do rateio.

Outra alternativa é adquirir um controlador de demanda. Esse equipamento, além de outras funções, controla as demandas solicitadas do sistema da concessionária, visando impedir a ultrapassagem da demanda contratada. Cargas predefinidas são retiradas, evi-

tando que ocorra a ultrapassagem. Esses equipamentos podem ser adquiridos com um sistema de supervisão pelo qual é possível verificar on-line a entrada em operação de diversos centros de custos.

Na análise, devem ser considerados os faturamentos com a tarifa convencional, se aplicável, e horo-sazonal. O período de observação deve ser, em princípio, igual ou superior a 12 meses. Deve se adotar um período de 12 meses pelo fato de ser mais representativo e para evitar distorções decorrentes de sazonalidades.

Uma primeira ação consiste em levantar as cargas com funcionamento no HP e verificar a possibilidade de transferência para o HFP, visando tirar maior proveito da tarifa horo-sazonal. Procure desligar cargas no horário de ponta, que não comprometam o serviço ou a produção.

A.3 Controles dos índices

“O que não é medido, não é controlado”. Na gestão energética, esse dito se aplica inteiramente. A verificação, a análise e o acompanhamento dos resultados. Constituem uma premissa básica nas atividades a serem desenvolvidas.

Visando facilitar o controle dos resultados, a evolução do consumo e custo específicos deve ser acompanhada mensalmente, se possível por centro de custos e por horário. Será necessário acompanhar os dados de consumo, a demanda, a fatura, a produção e as tarifas. Calcule os consumos e os custos específicos

Analise os motivos das variações. Ex.: maior número de feriados, adoção de medidas de economia, maior número de horas trabalhadas, produtos com características diferentes, mudança de processo, etc.

É importante gerar gráficos e tabelas que sejam divulgados para toda a empresa.

Estabeleça metas de redução do consumo específico de energia elétrica. Ex.: 90% do consumo específico do respectivo mês do ano anterior ou 90% da média dos consumos específicos do ano anterior. Estabeleça quais ações serão necessárias para atingir a meta.

Os controles podem ser realizados considerando-se os horários de ponta e de fora de ponta, os centros de custo, a compensação de sazonalidades, tais como os custos do período seco e úmido, e outras particularidades que houver no processo da empresa.

A.4 EXERCÍCIOS

2. Em média, quantos kWh sua empresa consome (total, fora da ponta e na ponta) por mês? E quantos MWh por ano?

3. Em qual subgrupo tarifário está sua empresa? Quais são as tarifas praticadas? Qual é o preço médio de energia (total, fora da ponta e na ponta)?

4. Qual é o fator de carga médio na ponta e fora de ponta?

5. Identifique a unidade de produção ou serviço de sua empresa para ser usada no cálculo e acompanhamento do consumo específico.

6. Calcule o custo específico de sua empresa. Se possível, separe-o nos preços de ponta e fora de ponta. Qual é a melhor modalidade tarifária para sua empresa? Baseado no preço final do produto ou serviço, qual é a participação da energia elétrica no custo de seu produto ou serviço?

7. Identifique em sua empresa duas medidas de redução de potência e duas de redução de tempo.

8. Desenhe um fluxograma da produção ou dos usos finais da empresa e identifique setores de produção, apoio e administrativos.

9. Identifique em sua empresa que setor e/ou que pessoa poderá informar os dados necessários para exercitar o controle. Estabeleça os procedimentos para sua obtenção de forma regular e no formato desejado. PRATIQUE

No CD que acompanha este Livro estão disponíveis as planilhas que auxiliarão no gerenciamento energético da empresa.

B Anexo

B Viabilidade econômica

O assunto viabilidade econômica é um tanto vasto. De modo geral, é tratado na bibliografia em termos de viabilidade econômica de um empreendimento, uma empresa, etc.

Neste Livro, tendo em vista o objetivo de tratar das ações capazes de obter uma melhor eficiência energética nos sistemas de refrigeração, o assunto está limitado a esse contexto. Interessa aqui fazer o estudo da viabilidade econômica de uma determinada modificação que possa ser traduzida em alguma economia de energia, ou até mesmo, economia de custo, na hipótese de transferência de consumo de horários de ponta para outras horas do ciclo diário.

Conceitos básicos de Matemática Financeira

Considerações iniciais sobre o dinheiro, que, de modo simplificado, é o objeto da Matemática Financeira.

Trata-se de uma variável para a qual devem ser consideradas duas dimensões: o valor e o tempo. Um determinado investimento de uma quantia, por exemplo, destinada à substituição de um motor elétrico por outro de melhor rendimento deve ser abordada sob esses dois aspectos: Qual é o valor do investimento? Em que época ele será feito? E, ainda: Quando se darão os benefícios dessa operação? Em que valores?

Daí decorrem praticamente todos os conceitos comparativos utilizados para avaliar a pertinência ou não de uma determinada ação para se obter um certo resultado quando esse processo envolve dinheiro.

Assim, a definição de capital, no âmbito da Matemática Financeira, pode ser dada por: “qualquer valor expresso em moeda e disponível em determinada época”

Se este capital é utilizado para gerar riqueza, é justo que parte dessa riqueza seja “repar-

tida" com o dono do capital. A isso dá-se o nome de Teoria da Produtividade do Capital. Esse conceito é a base do sistema capitalista no qual nossa sociedade se insere.

B.1 Juro

Pode ser entendido como a remuneração do capital aplicado, considerando que o possuidor desse capital poderia fazer outros usos dele, que lhe trariam outros benefícios. Então, o juro seria um dos tipos de benefícios que o capital poderia proporcionar ao seu "dono". A comparação entre esses benefícios é também um modo de analisar a viabilidade do uso deste capital, ou a viabilidade de um determinado investimento, na linguagem comum no âmbito da engenharia econômica.

B.1.1 Taxa de juro

É a "razão entre o valor recebido (ou pago) ao final de um determinado tempo e o capital inicialmente aplicado (ou emprestado)". Normalmente, é expressa em porcentagem e está sempre associada a uma unidade de tempo. Exemplo: a taxa de juros para o financiamento de um automóvel é de X% ao ano, e escreve-se X% a.a.

B.1.2 Juro simples

Refere-se ao modo de aplicação da taxa, em que esta incide somente sobre o capital inicial. Isto é, para se calcular o valor do juro, multiplica-se a taxa sempre pelo capital e pelo número de períodos conforme estiver pactuado entre as partes interessadas no negócio.

Sendo "M" o montante (ou valor futuro), "C" o capital, "n" o número de períodos considerado para os quais se cobrará a taxa de juros "i" e "J" o valor do juro, as expressões a seguir resumem o texto:

$$J = C \cdot i \cdot n \quad (\text{B.1})$$

$$M = C + J \quad \ddagger \quad M = C + C \cdot i \cdot n \quad \text{finalmente,}$$

$$\text{Finalmente: } M = C \times (1 + i \cdot n) \quad (\text{B.2})$$

É comum representar o fluxo de caixa por meio de setas: para cima - entradas de dinheiro; e para baixo - saídas de dinheiro (Figura B.1)

B.1.3 Juro composto

Quando, de outro lado, é acertado entre as partes que o juro será cobrado somente ao final do prazo (igual à soma dos "n" períodos), a cada período o juro que deveria ser pago transforma-se em capital. E, assim, no próximo período o capital a se considerar para a aplicação da taxa não será mais o inicial, mas este, acrescido do juro relativo ao primeiro período, e assim por diante.

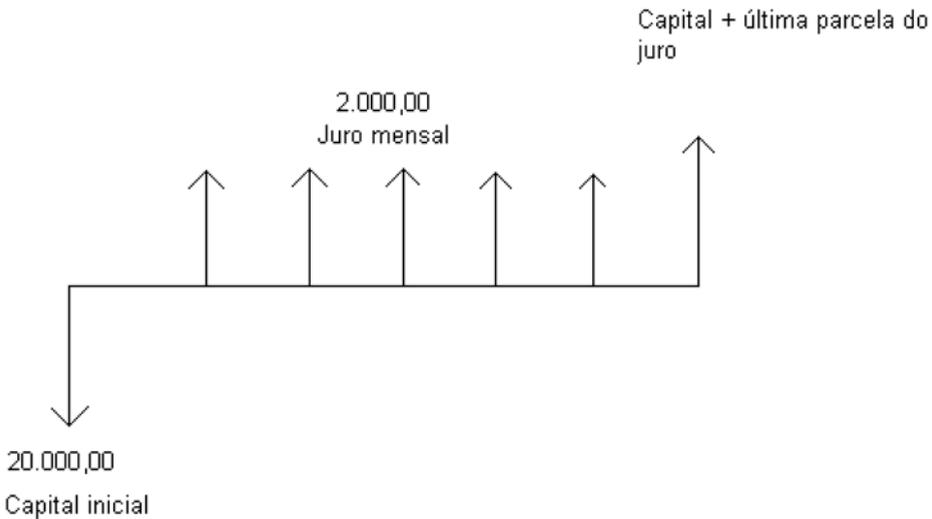


Figura B.1 - Exemplo de fluxo de caixa

A tabela B.1 ilustra os eventos:

TABELA B.1 - EXEMPLO DE CÁLCULO DO JURO COMPOSTO

DATA	CAPITAL	TAXA (%)	JURO	CAPITAL + JURO
0	R\$ 20.000,00			
1	R\$ 22.000,00	10	R\$ 2.000,00	R\$ 22.000,00
2	R\$ 24.200,00	10	R\$ 2.200,00	R\$ 24.200,00
3	R\$ 26.620,00	10	R\$ 2.420,00	R\$ 26.620,00
4	R\$ 29.282,00	10	R\$ 2.662,00	R\$ 29.282,00
5	R\$ 32.210,20	10	R\$ 2.928,20	R\$ 32.210,20
6		10	R\$ 3.221,02	R\$ 35.431,22

Assim, a fórmula básica do sistema de capitalização composta, adotando-se a mesma simbologia do exemplo anterior, pode ser escrita como:

$$M = C \times (1+i)^n \quad (B.3)$$

Exemplo numérico:

Aplicando-se a fórmula aos dados do exemplo anterior, tem-se:

$$M = 20.000,00 \times (1 + 0,10)^6 = 20.000,00 \times 1,771561 = 35.431,22$$

Desse conceito decorrem dois outros chamados "Fator de acumulação de capital e fator de valor atual", que interessam neste capítulo, particularmente quando se estuda a viabilidade de um determinado investimento que produzirá resultados financeiros ao longo de um período, segundo um determinado fluxo de caixa.

Fator de acumulação de capital: $FAC(i,n) = (1+i)^n \quad (B.4)$

Então, pode-se escrever que $M = C \cdot FAC(i,n)$

Fator de valor atual:
$$FVA(i, n) = \frac{1}{(1+i)^n} \quad (B.5)$$

Pode-se também escrever que $C = M \cdot FVA(i, n)$

Fica claro que $FVA(i, n) \cdot FAC(i, n) = 1$

B.2 Séries uniformes

Uma seqüência de pagamentos (ou recebimentos) que ocorre em períodos sucessivos e em igual valor recebe o nome de "série uniforme". Na bibliografia a respeito, é normalmente representada por "R".

Por pagamentos ou recebimentos, podem-se entender também a parcela positiva do fluxo de caixa quando se considera um determinado capital aplicado que gera um determinado benefício. Se este for constante ao longo dos períodos, este fluxo formará também uma série uniforme.

Podem-se considerar dois tipos:

No primeiro, os pagamentos (ou recebimentos) se dão ao final do período, e são chamados "prestações vencidas". No segundo, os pagamentos se dão no início do período, e denominam-se "prestações antecipadas".

Os fluxos B.2 e B.3 ilustram o texto:

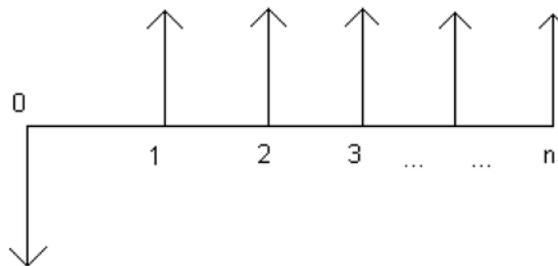


Figura B.2: Fluxo de prestações vencidas

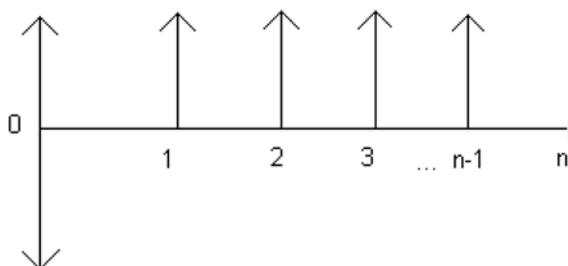


Figura B.3: Fluxo para prestações antecipadas

Relação entre capital e as séries uniformes

Considere-se o fluxo mostrado na Figura B.4, com prestações vencidas uniformes.

Para que elas (as prestações ou parcelas pagas em datas sucessivas) sejam capazes de igualar o capital empregado numa determinada data, basta calcular o valor presente de cada uma delas e somá-las.

O equacionamento está mostrado a seguir:

$$C = R \cdot FVA(i,1) + R \cdot FVA(i,2) + \dots + R \cdot FVA(i,n)$$

Ou,

$$C = \frac{R}{(1+i)^1} + \frac{R}{(1+i)^2} + \dots + \frac{R}{(1+i)^n} \quad (B.6)$$

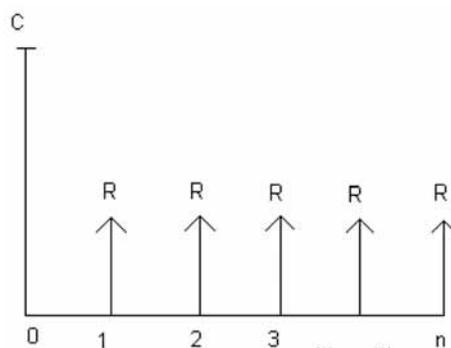


Figura B.4

Sendo a série uniforme, R é constante, e pode ser colocado em evidência. Daí,

$$C = R \times \sum \frac{1}{(1+i)^j}$$

Da álgebra elementar identifica-se o segundo fator como a soma dos termos de uma progressão geométrica, com o primeiro termo igual a $1/(1+i)$ e a razão também igual a $1/(1+i)$. Sendo esta soma conhecida, chega-se à expressão:

$$C = R \cdot \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i \cdot (1+i)^n} \right] \quad (\text{B.7})$$

É com esta expressão que se calcula o valor presente de um fluxo de caixa para uma série uniforme.

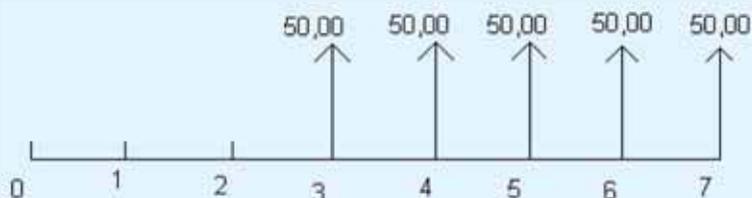
Ao segundo fator desta expressão, $\left[\frac{(1+i)^n - 1}{i \cdot (1+i)^n} \right]$ dá-se o nome de “Fator de valor atual” de uma série FVAS (i, n). É comum encontrar a expressão que calcula o valor presente de uma série uniforme como:

$$C = R \cdot \text{FVAS}(i, n)$$

Exemplo numérico:

Calcule o valor presente do fluxo de caixa representado no diagrama a seguir, considerando a taxa de juro de 10% ao mês.

Na prática, isso pode significar calcular o valor presente de um determinado benefício (retorno) conseguido com um determinado investimento realizado “hoje”, benefício este que começa a acontecer somente a partir do terceiro mês contado a partir da data do investimento:



Pode-se utilizar a expressão mostrada acima, considerando a subtração de duas séries uniformes, uma de sete meses e outra de dois meses.

$$VPL(1) = 50 \times \left[\frac{(1+0,1)^7 - 1}{0,1 \times (1+0,1)^7} \right] = 50 \times \frac{0,9487}{0,19487} = 243,42$$

$$VPL(2) = 50 \times \left[\frac{(1+0,1)^2 - 1}{0,1 \times (1+0,1)^2} \right] = 50 \times \frac{0,21}{0,121} = 86,78$$

Daí, $VPL = VPL(2) - VPL(1)$ ou $VPL = 243,42 - 86,78 = 156,64$

Pode-se também calcular o valor presente de cada período da série e somá-los, como mostrado na Tabela B.2. Este é o método mais usual, pois nem sempre as séries são uniformes nos problemas práticos.

TABELA B.2 - EXEMPLO DE CÁLCULO DO VPL DE UMA SÉRIE

PERÍODO	VALOR DA SÉRIE	VALOR PRESENTE $M = C / (1+i)^N$
1	0	0
2	0	0
3	50	37,57
4	50	34,15
5	50	31,04
6	50	28,22
7	50	25,66
Soma		156,64

É claro que devem-se utilizar planilhas para o cálculo do valor presente. O Excel tem nas suas fórmulas a expressão do valor presente, seja a série uniforme ou não. O mesmo exercício feito na planilha Excel está mostrado a seguir:

MÊS	SÉRIE
1	0
2	0
3	50
4	50
5	50
6	50
7	50
VPL	R\$ 156,64

A fórmula inserida na última célula da direita está mostrada na Figura B.5:

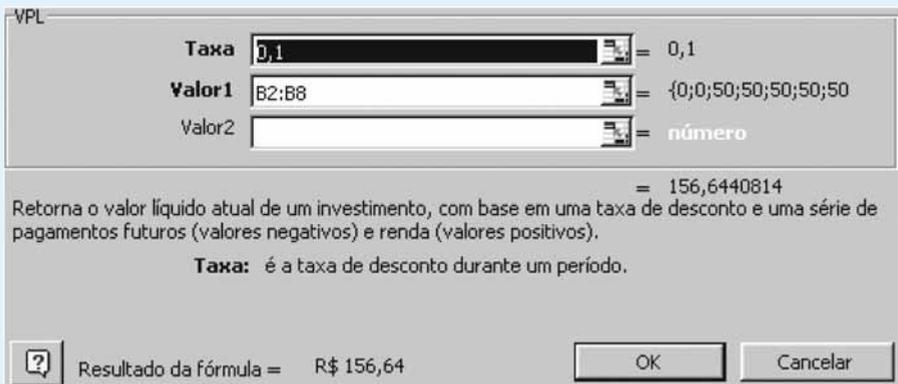


Figura B.5

Com o auxílio da expressão do juro composto, $M = C \times (1 + i)^n$, associada à expressão que relaciona o capital com a prestação de uma série uniforme, chega-se às demais expressões mais usuais na Matemática Financeira, que normalmente aparecem nas calculadoras financeiras com as fórmulas já inseridas:

Fator de recuperação de capital:

$$R = C \times \left[\frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (\text{B.8})$$

Fator de acumulação de uma série

$$M = R \times \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i} \right] \quad (\text{B.9})$$

Fator de formação de capital:

$$R = M \times \left[\frac{i}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (\text{B.10})$$

Onde os símbolos significam o seguinte:

M - Montante ou valor futuro

R - Prestação

C - capital ou valor presente

i - taxa de juros

n - número de períodos no qual acontece o fluxo.

B.3 Tipos de taxas de juros

Taxa efetiva: tem essa denominação a taxa de juro utilizada no conceito de capitalização composta. É a taxa calculada por meio da fórmula básica do Sistema de Capitalização Composta definida anteriormente (B.3):

$$M = C \times (1+i)^n$$

Taxa real e Taxa aparente: Quando não se considera o efeito da inflação, está se falando de taxa real. Ao contrário, quando esse efeito é considerado, a taxa assim utilizada, isto é, acrescida de um indexador, tem o nome de “taxa aparente”.

Um exemplo clássico é a caderneta de poupança. Seja a remuneração de 0,5% (Taxa real) a.m. acrescida da TR (indexador).

Supondo uma variação mensal do indexador de 0,4 %, tem-se a taxa aparente de 0,5 “+” 0,4 = 1,005 x 1,004 = 1,00902. Ou seja, a taxa aparente é de 0,902%, enquanto a taxa real é de 0,5 %.

Equivalência de taxas

No sistema de capitalização composta (taxa efetiva), diz-se que duas taxas são equivalentes quando aplicadas ao mesmo capital, durante o mesmo período, produzindo o mesmo montante (ou valor futuro). Esse conceito é particularmente útil, quando se faz necessário calcular uma taxa mensal a partir de uma taxa anual, ou vice versa.

Exemplo: Considere a taxa anual de 12 % e verifique qual é o valor da taxa mensal equivalente.

Sendo o montante e o capital os mesmos, pela definição de taxas equivalentes, pode-se escrever:

$$(1+i)^{12} = (1+j)^1$$

Chamando de “i” a taxa mensal e de “j” a taxa anual, e resolvendo essa equação, chega-se a:

$$i = (1+j)^{1/12} - 1$$

$$i = (1+0,12)^{1/12} - 1$$

Ou $i = 0,000949$, o que corresponde, em percentual a 0,949%.

É sempre possível conferir o resultado fazendo a equivalência inversa:

$$(1+i)^{12} = 1+j \quad \text{Isto é: } (1+0,00949)^{12} = 1+j \quad \text{Ou } j = 0,1200$$

Isso corresponde a 12% na representação percentual.

B.4 Amortização de empréstimos

Normalmente, consideram-se três tipos básicos de amortização:

Sistema price (ou francês)

O financiamento é quitado em parcelas iguais, constituindo uma série uniforme.

A prestação é calculada pela fórmula B.8, já mostrada nos conceitos iniciais.

$$R = C \times \left[\frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (\text{B.8})$$

Este sistema caracteriza-se por prestações fixas, implicando em amortização variável e juro sobre o saldo devedor, também variável.

Exemplo: seja um empréstimo de R\$ 100.000,00, que deve ser quitado em quatro anos, pelo sistema "price", a uma taxa de juro de 10% a.a.

A prestação "R" será igual a
$$R = 100.000,00 \times \left[\frac{i \times (1+0,1)^4}{(1+0,1)^4 - 1} \right] = 31.547,08$$

TABELA B.3 - EXEMPLO DO SISTEMA PRICE

	TAXA AO ANO	10,00%		
ANO	SALDO DEVEDOR	JUROS SOBRE SALDO DEVEDOR	AMORTIZAÇÃO	PRESTAÇÃO
0	R\$ 100.000,00			
1	R\$ 78.452,92	R\$ 10.000,00	R\$ 21.547,08	R\$ 31.547,08
2	R\$ 54.751,13	R\$ 7.845,29	R\$ 23.701,79	R\$ 31.547,08
3	R\$ 28.679,17	R\$ 5.475,11	R\$ 26.071,97	R\$ 31.547,08
4	R\$ 0,00	R\$ 2.867,92	R\$ 28.679,16	R\$ 31.547,08
Totais	-	R\$ 26.188,32	R\$ 100.000,00	R\$ 126.188,32

Sistema de amortização constante (SAC)

Neste sistema, o saldo devedor é amortizado em parcelas constantes acrescidas de juros. Parte-se de uma amortização constante e aplica-se a taxa de juro sobre o saldo devedor. Assim, a característica desse sistema é, como o nome indica, a amortização constante, o juro variável e a prestação variável (decrecente).

Utilizando o mesmo exemplo, a Tabela B.3 mostra o plano de amortização constante. Amortização igual a $R\ 1000.000,00 / 4 = R\ 25.000,00$.

TABELA B.4: EXEMPLO SAC

	TAXA AO ANO	10,00%		
ANO	SALDO DEVEDOR	JUROS SOBRE SALDO DEVEDOR	AMORTIZAÇÃO	PRESTAÇÃO
0	R\$ 100.000,00			
1	R\$ 75.000,00	R\$ 10.000,00	R\$ 25.000,00	R\$ 35.000,00
2	R\$ 50.000,00	R\$ 7.500,00	R\$ 25.000,00	R\$ 32.500,00
3	R\$ 25.000,00	R\$ 5.000,00	R\$ 25.000,00	R\$ 30.000,00
4	R\$ 0,00	R\$ 2.500,00	R\$ 25.000,00	R\$ 27.500,00
Totais	-	R\$ 25.000,00	R\$ 100.000,00	R\$ 125.000,00

Sistema de amortização misto (SAM)

É, como o nome indica, uma mistura dos dois sistemas anteriores. A prestação é definida pela média aritmética da prestação calculada pelo conceito "price" e pela prestação calculada pelo conceito "SAC":

$$\text{Prestação SAM} = \frac{(\text{Prestação Price} + \text{Prestação SAC})}{2} \quad (\text{B.11})$$

Ainda, utilizando os dados do exemplo numérico anterior, o plano de amortização desse financiamento pelo sistema "SAM" está mostrado na Tabela B.5:

TABELA B.5: EXEMPLO SAM

	TAXA AO ANO	10,00%		
ANO	SALDO DEVEDOR	JUROS SOBRE SALDO DEVEDOR	AMORTIZAÇÃO	PRESTAÇÃO
0	R\$ 100.000,00			
1	R\$ 76.726,46	R\$ 10.000,00	R\$ 23.273,54	R\$ 33.273,54
2	R\$ 52.375,57	R\$ 7.672,65	R\$ 24.350,89	R\$ 32.023,54
3	R\$ 26.839,58	R\$ 5.237,56	R\$ 25.535,98	R\$ 30.773,54
4	R\$ 0,00	R\$ 2.683,96	R\$ 26.839,58	R\$ 29.523,54
Totais	-	R\$ 25.594,16	R\$ 100.000,00	R\$ 125.594,16

Pode-se fazer uma série de comparações entre os sistemas de amortização mostrados anteriormente. Uma delas refere-se ao valor das prestações. O gráfico apresentado na Figura B.6 mostra esse comparativo.

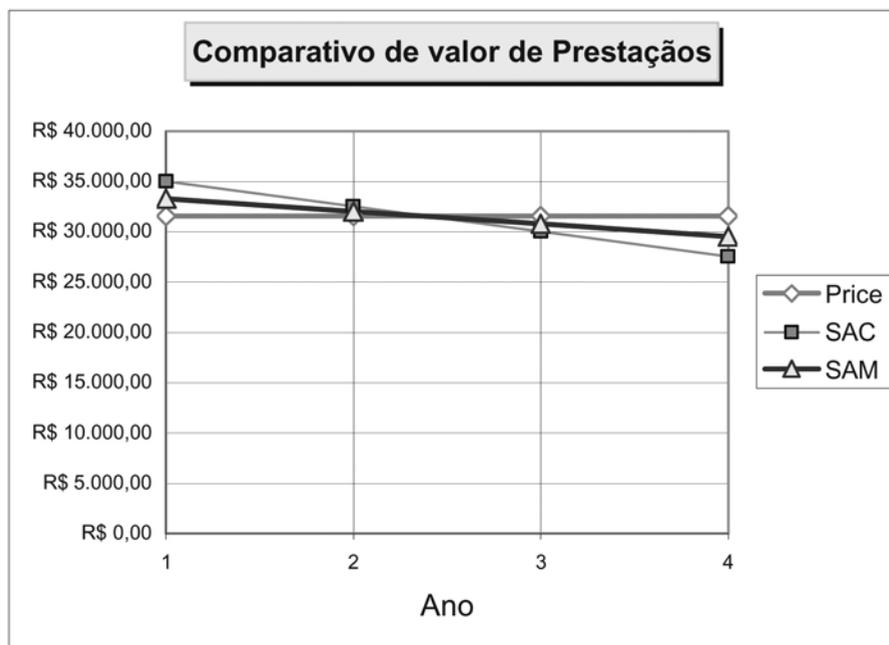


Figura B.6: Comparativo de valor de prestações

Assim, ao se optar por um determinado financiamento, é preciso estar atento as suas características.

Enquanto no sistema "price" as prestações são constantes, nos dois outros sistemas o valor das prestações começa mais alto e termina mais baixo.

Dependendo do fluxo de caixa do projeto (entendido no sentido amplo), um determinado sistema pode vir a ser mais interessante do que o outro.

B.5 Avaliação de investimentos

Como foi comentado na introdução deste capítulo, o tema "avaliação de investimento" é vasto. Os conceitos e exemplos que estão abordados neste tópico estão restritos ao escopo deste Livro.

Em qualquer dos métodos empregados, o objetivo será sempre o de comparar proje-

tos de investimento dentre vários mutuamente exclusivos ou de selecionar qual (ou quais) dos projetos imaginados deve ser selecionado para implementação.

B.5.1 Tempo de retorno

Nesse método, procura-se saber quanto tempo a empresa ou investidor levará para recuperar seu capital. Em geral, são considerados dois tipos de tempo de retorno: simples (também conhecido como pay-back simples) e fluxo de caixa descontado.

No primeiro (pay-back simples), calcula-se o valor total dos benefícios no período de vida útil da alternativa de projeto selecionada pelo valor do investimento. Em geral, é aplicado para pequenos valores de investimento, para projetos cujo benefício se dá em um curto período (em geral menos de 4 anos).

Exemplo: seja o fluxo de caixa dos projetos A, B e C mostrados na Tabela B.6:

TABELA B.6: EXEMPLO FLUXO DE CAIXA

PERÍODO (ANO)	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C
0	-2.000,00	-2.000,00	-3.000,00
1	400,00	900,00	800,00
2	600,00	300,00	1.200,00
3	1.000,00	300,00	1.000,00
4	1.200,00	300,00	1.000,00
5	500,00	300,00	1.000,00

Para calcular o tempo de retorno pelo método do pay-back simples, basta acumular os "benefícios" conforme a Tabela B.7:

TABELA B.7: EXEMPLO DE BENEFÍCIOS

PERÍODO (ANO)	BENEFÍCIOS ACUMULADOS		
1	400,00	900,00	800,00
2	1.000,00	1.200,00	2.000,00
3	2.000,00	1.500,00	3.000,00
4	3.200,00	1.800,00	4.000,00
5	3.700,00	2.100,00	5.000,00

Por fim, deve-se verificar o tempo (no caso em anos) gasto para que os benefícios acumulados superem o investimento inicial. A Tabela B.8 mostra o tempo de retorno para as alternativas (ou projetos) A, B e C.

TABELA B.8: EXEMPLO DE TEMPO DE RETORNO

	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C
Retorno (anos)	3,00	4,67	3,00

Por este método, a conclusão seria que os projetos "A" e "C" têm o mesmo tempo de retorno. Portanto, são equivalentes num critério de decisão quanto ao mais "vantajoso".

Caso a intenção fosse selecionar quais projetos (ou alternativas) têm tempo de retorno inferior a quatro anos, por exemplo, ambos atenderiam.

No segundo método, chamado "Fluxo de Caixa descontado" (FDC,n), considera-se o valor do dinheiro no tempo. Assim, é necessário considerar uma taxa de desconto, também chamada de "Custo de oportunidade", "Custo de capital" ou, ainda, "Taxa mínima de atratividade". Em linhas gerais, essa taxa pode ser entendida como a taxa paga por outra opção de aplicação com igual nível de risco.

Corresponde ao valor presente daquele fluxo, no período considerado, na taxa acertada. Por exemplo, o fluxo de caixa de R\$ 2.000,00, ocorrido no oitavo período (8º mês por suposição), usando uma taxa de 10% de desconto, será igual a:

$$FDC_{,8} = \frac{2.000,00}{(1+0,10)^8} = 933,02$$

Isto é, R\$ 2.000,00 daqui a 8 meses correspondem a apenas R\$ 933,02 hoje.

Utilizando os dados do exemplo anterior, vemos que as opções A e C continuam sendo as selecionadas pelo critério de tempo de retorno inferior a quatro anos se utilizado o método do fluxo de caixa descontado. Porém, a alternativa "A" mostra-se mais vantajosa por apresentar um tempo de retorno menor quando se considera o valor do dinheiro no tempo (ou o custo do capital). A Tabela B.9 ilustra com os dados:

Na primeira parte da tabela, em cada linha está o valor do "benefício" descontado a uma taxa de 12%. Por exemplo, na linha correspondente ao ano 2 o valor 478,32 da primeira coluna é o resultado da operação

$$\frac{600,00}{(1+0,12)^2} = 478,32$$

TABELA B.9: EXEMPLO DE DESCONTO DE FLUXO

FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE:		12,00%		
PERÍODO (ANO)	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C	
0	-2.000,00	-2.000,00	-3.000,00	
1	357,14	803,57	714,29	
2	478,32	239,16	956,63	
3	711,78	213,53	711,78	
4	762,62	190,66	635,52	
5	283,71	170,23	567,43	
Retorno (anos)	3,59		3,97	

PERÍODO (ANO)	BENEFÍCIOS ACUMULADOS		
1	357,14	803,57	714,29
2	835,46	1.042,73	1.670,92
3	1.547,24	1.256,26	2.382,70
4	2.309,86	1.446,92	3.018,22
5	2.593,57	1.617,15	3.585,64

É importante observar que a alternativa “B”, sem considerar o fator tempo, mostrava-se também aceitável. Isto é, apresenta retorno, embora num período superior ao arbitrado inicialmente. Quando entra o fator tempo, verifica-se que esta alternativa (ou esse projeto) sequer dá retorno (considerada a taxa de 12% a.a.).

B.5.2 Valor presente líquido (VPL)

Neste método, o critério de decisão quanto à aceitação ou não da alternativa é a verificação se o VPL é maior que zero.

Como o valor presente líquido é definido como a soma algébrica do valor presente das entradas de caixa e dos investimentos ao longo da vida útil do projeto, seu significado é, caso esse projeto seja implementado, em quanto ele será capaz de aumentar o patrimônio líquido da empresa.

Também é intuitivo o entendimento de que, no caso de alternativas excludentes mutuamente, aquela que apresenta o maior VPL deve ser priorizada, considerando apenas a análise econômica.

O “valor da empresa” ficará acrescido do VPL após o período considerado nessa análise econômica.

O fluxo de caixa do exemplo anterior está apresentado na Tabela B.10.

TABELA B.10: FLUXO DE CAIXA

PERÍODO (ANO)	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C
0	-2.000,00	-2.000,00	-3.000,00
1	400,00	900,00	800,00
2	600,00	300,00	1.200,00
3	1.000,00	300,00	1.000,00
4	1.200,00	300,00	1.000,00
5	500,00	300,00	1.000,00

o VPL dos projetos "A", "B" e "C" estão mostrados na Tabela B.11:

TABELA B.11: FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE 12,00%

FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE:		12,00%		
PERÍODO (ANO)	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C	
0	R\$ (2.000,00)	R\$ (2.000,00)	R\$ (3.000,00)	
1	357,14	803,57	714,29	
2	478,32	239,16	956,63	
3	711,78	213,53	711,78	
4	762,62	190,66	635,52	
5	283,71	170,23	567,43	
VPL	R\$ 593,57	R\$ (382,85)	R\$ 585,64	

Da mesma forma quando se analisou o tempo de retorno pelo método do fluxo de caixa descontado, observa-se que a alternativa "A" é "superior" à alternativa "C", pois apresenta um VPL maior.

O método do VPL representa integralmente o conceito de fluxo de caixa descontado. Daí chegar-se às mesmas conclusões na análise seletiva de alternativas de projeto.

A planilha eletrônica Excel apresenta nas suas funções matemáticas, especialmente nas financeiras, o cálculo automático do VPL, bastando selecionar a coluna onde estão os valores do fluxo de caixa.

Uma observação importante é que na planilha Excel, como “default”, considera-se investimento como se feito ao final do primeiro período. Isto é, aplica-se a taxa de desconto já a partir do primeiro fluxo de caixa, o que não é usual entre nós. (Tabela B.12)

TABELA B.12: FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE 12,00%

FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE:		12,00%		
PERÍODO (ANO)	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C	
1	-1.785,71	-1.785,71	-2.678,57	
2	318,88	717,47	637,76	
3	427,07	213,53	854,14	
4	635,52	190,66	635,52	
5	680,91	170,23	567,43	
6	253,32	151,99	506,63	
VPL	R\$ 529,98	(R\$ 341,83)	R\$ 522,90	

Assim, para se aplicar à função automática do Excel no exemplo dado, em que o investimento está considerado no início do período (índice “zero”), e obter-se o mesmo resultado, deve-se fazer um ajuste.

Calcule o valor presente líquido com a função VPL do Excel apenas dos benefícios e subtraia o investimento.

	A	B	C	D
1	Período (ano)	Projeto A	Projeto B	Projeto C
2	0	R\$ (2.000,00)	R\$ (2.000,00)	R\$ (3.000,00)
3	1	400,00	900,00	800,00
4	2	600,00	300,00	1.200,00
5	3	1.000,00	300,00	1.000,00
6	4	1.200,00	300,00	1.000,00
7	5	500,00	200,00	1.000,00
8	VPL	R\$ 593,57	=VPL(B4:B8)+B2	1.585,64
9				
10				
11				

Figura B.7 - Fluxo no Excel

B.5.3 Taxa interna de retorno (TIR)

A definição da “Taxa interna de retorno” é:

A taxa de desconto que anula o VPL.

Sendo o VPL o resultado da fórmula:

$$VPL = \sum_1^n \frac{FC_j}{(1+i)^j} \quad (B.11)$$

onde FC é o fluxo de caixa no período “j” e “i” é a taxa de desconto, sendo “n” o número de períodos considerado, encontrar a Taxa interna de retorno de um fluxo de caixa é resolver a equação em “i”:

$$\sum_1^n \frac{FC_j}{(1+i)^j} = 0$$

Em bom português, significa encontrar o valor da incógnita “i” capaz de tornar essa igualdade verdadeira.

É claro que sendo o fluxo de caixa irregular (não sendo uma série uniforme) na esmagadora maioria dos casos práticos, a solução dessa equação é numérica, isto é, deve ser feita por aproximações sucessivas. As calculadoras financeiras, bem como as planilhas eletrônicas, como, por exemplo, a mais utilizada delas, a Excel, já trazem o “solver” para essa equação, facilitando o trabalho do profissional que efetua esse tipo de análise de viabilidade.

Quanto ao critério de decisão, se A TIR for igual ou superior à taxa mínima de atratividade, aceita-se o projeto; caso contrário, ele deve ser rejeitado. A comparação entre duas soluções mutuamente excludentes é feita escolhendo-se aquela com o maior valor para a TIR.

Exemplo numérico:

Ainda com os dados do exemplo anterior, o cálculo da TIR para cada uma das alternativas de projeto “A”, “B” e “C” está apresentado na Tabela B.13, utilizando a função TIR da planilha Excel, considerando o investimento ao final do ano 1, de modo a poder utilizar as funções do Excel sem a necessidade da correção mostrada anteriormente. Observe que o índice dos fluxos inicia-se no valor 1 e vai até o valor 6, ao invés do exemplo da VPL, utilizado para mostrar essa diferença, em que o investimento se dava no ano “zero”.

Nessa tabela, pode-se observar que quando o VPL é maior que zero a TIR é superior à taxa de desconto, sendo o inverso também verdadeiro:

TABELA B.13: FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE 12,00%

FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE:		12,00%		
PERÍODO (ANO)	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C	
1	-1.785,71	-1.785,71	-2.678,57	
2	318,88	717,47	637,76	
3	427,07	213,53	854,14	
4	635,52	190,66	635,52	
5	680,91	170,23	567,43	
6	253,32	151,99	506,63	
VPL	R\$ 529,98	(R\$ 341,83)	R\$ 522,90	
TIR	22,17%	2,05%	19,45%	

Pela definição, se procurássemos uma taxa de desconto que anulasse o valor presente líquido, essa seria igual à TIR. A título de ilustração, a Figura B.8 apresenta o cálculo da taxa de desconto que anula o VPL da alternativa “A”. Isso pode ser feito com o auxílio da função “Ferramentas/Atingir Meta”:



Figura B.8: Cálculo da taxa de desconto que anula o VPL da alternativa “A”

Ao aceitar os valores na caixa de diálogo através da tecla "OK", o Excel calcula a taxa que anula o valor presente líquido, como mostrado na Figura B.9:

	F	G	H	I
	Fluxo descontado com taxa anual de:			22,17%
	Período (ano)	Projeto A	Projeto B	Projeto C
	1	-1.637,01	-1.637,01	-2.455,51
	2	267,98	602,95	535,96
	3	329,01	164,51	658,02
	4	448,83	134,65	448,83
	5	440,84	110,21	367,37
	6	150,35	90,21	300,69
	VPL	R\$ 0,00	(R\$ 534,48)	(R\$ 144,64)

Status do comando atingir meta

Atingir Meta com a célula G9 não encontrou uma solução.

Valor de destino: 0

Valor atual: R\$ 0,00

Figura B.9: Cálculo da taxa que anula o VPL, no Excel

Como não poderia deixar de ser, o valor encontrado para a taxa capaz de anular o VPL foi exatamente a TIR calculada anteriormente.

Comentário sobre a TIR

Quando um fluxo de caixa apresenta valores alternadamente positivos e negativos (embora não muito comum nos exemplos restritos ao objetivo deste Livro, vale o comentário), é possível existir mais de um valor real para a TIR (tantas quantas forem as inversões de sinal do fluxo de caixa).

A planilha Excel apresenta sempre a solução mais próxima da estimativa inserida pelo operador. Quando essa estimativa não é inserida, o seu valor de "default" é 10%.

Outra consideração, e esta de ordem mais prática, é que este método assume que todos os fluxos de caixa serão reinvestidos (se positivos) ou descontados (se negativos) à mesma taxa. Isto é aceitável desde que os valores encontrados para a TIR estejam próximos dos valores de mercado (entre 5% e 25% por exemplo). Num projeto em que a TIR seja igual a 3,0%, é no mínimo estranho admitir que as receitas líquidas de caixa sejam reinvestidas a essa taxa. De outro lado, quando a TIR encontrada é muito grande, é difícil crer que seja

possível encontrar um investimento que remunere o capital nesse valor (por exemplo, superior a 30% ao ano).

Para resolver este problema, pode-se contar com o método da Taxa interna de retorno modificada (MTIR), no qual se utilizam uma taxa para o reinvestimento dos fluxos positivos e outra para os descontos dos fluxos negativos. Isso dá uma dose de maior realidade às previsões quando da elaboração da análise de retorno do investimento.

No exemplo utilizado até aqui, se utilizarmos a taxa de 15% para os fluxos positivos e a taxa de 10% para os negativos, na alternativa "A" os valores seriam (Tabela B.14):

TABELA B.14: FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE 12,00%

FLUXO DESCONTADO COM TAXA ANUAL DE:		12,00%		
PERÍODO (ANO)	PROJETO A	PROJETO B	PROJETO C	
1	-1.785,71	-1.785,71	-2.678,57	
2	318,88	717,47	637,76	
3	427,07	213,53	854,14	
4	635,52	190,6	635,52	
5	680,91	170,23	567,43	
6	253,32	151,99	506,63	
VPL	R\$ 529,98	(R\$ 341,83)	R\$ 522,90	
TIR	19,21%	8,96%	17,42%	

B.6 Análise de investimentos

Finalizando o capítulo, vale a pena tecer alguns comentários de ordem geral com relação à análise de investimentos, embora as considerações sobre a empresa como um todo extrapolem o escopo deste Livro. Todavia, ao procurar uma maior eficiência energética no uso de Sistemas de Bombeamento, o que se está fazendo é procurar investimentos no ramo que maximizem o lucro, seja este entendido com reinvestimento, no caso das empresas de economia mista, seja este entendido como dividendos aos acionistas, no caso das empresas privadas.

Economia gerada pelo investimento

De modo geral, deve ser sempre possível identificar os benefícios gerados com um determinado investimento. Na busca da maior eficiência energética no uso de Sistemas de Bombeamento, os projetos normalmente não apresentam aumento de receita, mas redução de custo, e este é o benefício a considerar na montagem do fluxo de caixa.

Custos que devem ser considerados

Custos operacionais: são os desembolsos inerentes ao processo produtivo (pessoal, energia elétrica, lubrificantes, matéria-prima, etc, tomando como exemplo uma indústria). Estes ainda podem ser subdivididos nos “custos fixos” - que não dependem do volume produzido, e “custos variáveis”, que são proporcionais à produção.

Numa central de refrigeração de grande porte, por exemplo, os custos com pessoal podem ser considerados fixos, pois, independentemente do período em que os compressores permanecerão ligados, haverá sempre alguém de plantão, ou operando os demais equipamentos, dependendo do grau de automação do processo. Já os custos com lubrificantes, fluidos e energia elétrica estão diretamente relacionados com o volume de frio produzido.

Depreciação

Nos balanços das empresas, a depreciação deve aparecer como a perda de valor dos bens físicos sujeitos a desgastes ou a perda de utilidade por uso, ação da natureza ou obsolescência. É calculada usando o método linear, que consiste na relação entre a diferença de valor inicial e do valor residual dividida pela vida útil do bem.

Vida útil

A Secretaria da Receita Federal é que determina as taxas máximas e os períodos de depreciação. Para cada tipo de bem atribui-se um período de vida útil, como, por exemplo, de 25 anos para prédios e construções e de 10 anos para máquinas e equipamentos, embora possam ser adotados valores superiores.

Despesas financeiras

Podem ser “operacionais”, que são aquelas decorrentes de operações necessárias para cobrir pequenas faltas de caixa (empréstimos de curto prazo, etc.), ou “de capital”, que são aquelas decorrentes de operações financeiras para financiar a aquisição de equipamentos, relativos aos investimentos.

Impostos

Também este conceito deve ser levado em conta quando se analisa a empresa a partir do seu balanço patrimonial e dos investimentos capazes de alterar significativamente sua relação de lucro ou prejuízo. Isto porque no caso de a empresa apresentar lucro num determinado exercício, será necessário descontar a parcela relativa ao imposto de renda e à contribuição social. Estes impostos são calculados como um percentual do resultado do exercício, conforme o fluxo de caixa operacional esquemático mostrado na Figura B.10:

Receita	A	+	
Despesa	B	-	Custo Operacional fixo
			Custo Operacional variável
Lucro Operacional	$C = A - B$	Receita - despesa	
Depreciação	D	-	
Lucro tributável	$E = C - D$	Lucro Operacional - Depreciação	
Imposto de Renda	F	-	
Lucro Líquido	$G = E - F$	Lucro Tributável - Imposto de Renda	
Depreciação	D	+	
Fluxo de Caixa Operacional	$H = G + D$	Lucro Líquido + depreciação	

Figura B.10: Fluxo de Caixa Operacional - modelo

B.7 Influência do financiamento no fluxo de caixa do projeto

Até aqui, foi dito apenas sobre a viabilidade intrínseca de um projeto, isto é, a análise comparativa entre a sua rentabilidade e a taxa mínima de atratividade. Isto é denominado “viabilidade econômica do projeto”.

Se, todavia, for levado em conta o fluxo de caixa dos financiamentos, então o estudo da viabilidade desse projeto passa a ser denominado “estudo de viabilidade financeira”.

O exemplo a seguir ilustra a viabilidade financeira e econômica de um projeto com seis anos de vida útil, cujo fluxo de caixa econômico já está calculado na Tabela B.15.

O financiamento de R\$ 1.000.000,00 para este projeto tem a seguinte composição: 20% com capital próprio e 80% financiado a uma taxa de 12% ao ano. Considerando que os recursos próprios para a empresa custam 15%, a taxa mínima de atratividade (TMA) é dada por:

$$TMA = \frac{0,20 \times 1.000.000,00 \times 0,15 + 0,80 \times 1.000.000,00 \times 0,12}{1.000.000,00} = 12,60\%$$

TABELA B.15: FLUXO DE CAIXA DE UM PROJETO COM 6 ANOS DE VIDA ÚTIL

ANO	FLUXO	
1	-800000	Investimento
2	-200000	
3	200000	Vida útil
4	250000	
5	300000	
6	350000	
7	350000	
8	3500000	
TIR	14,16%	

Considerando que o financiamento tem prazo de carência de dois anos, com pagamento de juros (taxa de 12% a.a.) e que o sistema de amortização acordado foi o SAC, com quatro parcelas, o fluxo financeiro desse projeto pode ser visualizado na Tabela B.16.

TABELA B.16: FLUXO DE CAIXA DE UM PROJETO COM FINANCIAMENTO COM PRAZO DE OCORRÊNCIA DE 2 ANOS

LIBERAÇÃO	SALDO DEVEDOR	JUROS 12,00%	AMORTIZAÇÃO	FLUXO FINANCEIRO
800.000,00	800.000,00			800.000,00
	800.000,00	96.000,00		-96.000,00
	800.000,00	96.000,00		-96.000,00
	600.000,00	96.000,00	200.000,00	-296.000,00
	400.000,00	72.000,00	200.000,00	-248.000,00
	0,00	24.000,00	200.000,00	-224.000,00

Neste exemplo foi desconsiderada a dedução no imposto de renda relativo às despesas financeiras (juros do financiamento). Assim, o fluxo financeiro desse projeto fica sendo como o mostrado na Tabela B.17.

TABELA B.17: FLUXO FINANCEIRO DO PROJETO ANALISADO

ANO	FLUXO "ECONÔMICO"	FINANCIAMENTO	FLUXO DE CAIXA/CAPITAL PRÓPRIO
1	-800000	800.000,00	0,00
2	-200000	-96.000,00	-296.000,00
3	200000	-96.000,00	104.000,00
4	250000	-296.000,00	-46.000,00
5	300000	-272.000,00	28.000,00
6	350000	-248.000,00	102.000,00
7	350000	-224.000,00	126.000,00
8	350000		350.000,00
TIR			19,23%

Análise

A rentabilidade do investimento, avaliada pela TIR (taxa interna de retorno) por meio do fluxo de caixa econômico, foi de 14,16%, superior à taxa mínima de atratividade (TMA), podendo, portanto, este projeto ser considerado viável do ponto de vista econômico.

Comparando a taxa de retorno do capital próprio, igual a 19,23%, com o custo do capital próprio, de 16%, pode-se concluir que este projeto também é viável financeiramente, de acordo com as condições consideradas para este financiamento.

Como o efeito das deduções de imposto de renda relativas aos juros do financiamento não foi considerado, tendo-se optado por trabalhar a favor da segurança neste exemplo, é de se esperar uma TIR para o fluxo financeiro um pouco maior. Neste caso, a conclusão será a mesma

