



FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

RECUPERAÇÃO DE ENERGIA HIDRÁULICA EM SISTEMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA

O Uso de Bombas a Funcionar Como Turbinas

ADRIANO FILIPE MONTEIRO OLIVEIRA

Relatório de Projecto submetido para satisfação parcial dos requisitos do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA CIVIL — ESPECIALIZAÇÃO EM HIDRÁULICA

Orientador: Professor Doutor Francisco Manuel Oliveira Piqueiro

JUNHO DE 2008

MESTRADO INTEGRADO EM ENGENHARIA CIVIL 2007/2008

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL

Tel. +351-22-508 1901

Fax +351-22-508 1446

✉ miec@fe.up.pt

Editado por

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

Rua Dr. Roberto Frias

4200-465 PORTO

Portugal

Tel. +351-22-508 1400

Fax +351-22-508 1440

✉ feup@fe.up.pt

🌐 <http://www.fe.up.pt>

Reproduções parciais deste documento serão autorizadas na condição que seja mencionado o Autor e feita referência a *Mestrado Integrado em Engenharia Civil - 2007/2008 - Departamento de Engenharia Civil, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2008.*

As opiniões e informações incluídas neste documento representam unicamente o ponto de vista do respectivo Autor, não podendo o Editor aceitar qualquer responsabilidade legal ou outra em relação a erros ou omissões que possam existir.

Este documento foi produzido a partir de versão electrónica fornecida pelo respectivo Autor.

Em especial aos meus pais Adriano e Celeste, à minha irmã Marta, avós e namorada Diana; pelo esforço, dedicação e compreensão, em todos os momentos desta e de outras caminhadas.

Conhecimento é Poder

Francis Bacon

AGRADECIMENTOS

Aos professores, especialmente ao Professor Doutor Francisco Manuel Oliveira Piqueiro, pela contribuição, dentro de suas áreas, no desenvolvimento deste relatório de projecto e, principalmente pela dedicação e empenho que demonstrou no decorrer de suas actividades para comigo.

Aos meus pais, por inculcarem o amor ao estudo e à realização profissional, entre outros valores que regem a minha vida.

À minha família, e à minha namorada pela sua tolerância, compreensão e carinho quando estava a escrever em vez de atender às suas necessidades.

À KSB Bombas e Válvulas S.A., em especial ao Sr. Nuno Aleixo pela informação e disponibilidade prestada.

Ao colega de Faculdade João Rocha pela colaboração e disponibilidade cedida.

RESUMO

Nos dias de hoje a sociedade exige patamares qualitativos de vida cada vez mais elevados, o que torna prioritária a concepção de sistemas eficientes, não poluidores, económicos e diversificados que permitam uma gestão integrada e racionalizada de um recurso tão escasso como é o da água.

Em sistemas de abastecimento de água onde haja excesso de energia, a instalação de uma bomba a funcionar como turbina, com o intuito de produzir energia, parece ser uma solução alternativa simples cuja implementação permite que haja uma diminuição considerável dos custos de investimento.

Portanto, neste trabalho pretende-se avaliar a aplicabilidade de micro sistemas hidroeléctricos, suportados em bombas a funcionar como turbinas, num sistema de abastecimento de água “em alta” real com o objectivo de recuperar parcialmente desníveis energéticos, confrontando aspectos do foro económico, assim como aqueles relacionados com a conversão e colocação da energia eléctrica na rede.

A metodologia seguida engloba o desenvolvimento e aplicação de um algoritmo de simulação hidro/mecânico/eléctrico em Excel capaz de auxiliar a percepção do comportamento global do sistema para várias hipóteses de exploração.

Os objectivos traçados no início do ano lectivo para este projecto foram alcançados de forma satisfatória mas não na sua plenitude.

A micro-hidrogeração é uma típica fonte renovável de energia, sem quaisquer impactos relevantes, que possui várias vantagens, designadamente como forma descentralizada, de baixo custo e fiável de produção energética. Soluções não convencionais estão na vanguarda de muitos países em desenvolvimento para alcançar auto-suficiência energética.

Palavras-Chave: produção energética, sistemas de abastecimento de água, energia renovável, turbina-bomba, válvulas redutoras de pressão.

ABSTRACT

Nowadays the society demands qualitative levels of life increasingly high, which makes it a priority the development of efficient, not polluters, economic and diversified systems that allow an integrated and streamlined management of a resource as scarce as is the water.

In any water system which has excessive available energy the application of a pump instead of a turbine, for energy production, seems to be an alternative solution with easy implementation and considerable equipment cost savings.

Therefore, this work aims to assess the applicability of micro hydro-electric schemes, supported in pumps operating as turbines, at a real water supply "upwards" system in order to partially recover topographic gradients, confronting aspects of the economic forum, so as those related to the conversion and placement of electrical energy in the network.

The followed methodology includes the development and implementation of a hydro/mechanical/electrical simulation algorithm in Excel capable of assisting the perception of the overall system performance for various hypotheses of exploitation.

The goals set at the beginning of the school year for this project have been achieved in a satisfactory manner but not in its fullness.

Micro-hydropower corresponds to a typical renewable energy source without any relevant impacts, and has multiple advantages, as a decentralised, low-cost and reliable form of energy. Unconventional solutions are in the forefront of many developing countries to achieve energy self-sufficiency.

Keywords: energy production, water supply systems, renewable energy, pump as turbine, pressure reducing valves.

ESTADO DA ARTE

As turbomáquinas hidráulicas, mais concretamente, as bombas, têm vindo a ser exploradas durante muitos anos até à actualidade. No entanto, a data que marca o início do seu funcionamento em regime reversível, como turbina, permanece incerta.

O crescente interesse e dedicação dados ao estudo das características do funcionamento de bombas como turbina, desde o tempo de Thoma e Kittredge, passando por Stepanoff e Laurence, mostraram-se bastante úteis no início dos anos cinquenta.

Por esta altura, com o objectivo de satisfazer as necessidades energéticas de uma população em franco crescimento e com níveis de qualidade de vida mais exigentes, surgiu a necessidade de projectar aproveitamentos hidroeléctricos com capacidade de armazenamento da água turbinada para sua futura reutilização. Sucintamente, este tipo de instalações constitui, desde aí, a forma mais eficiente e ambientalmente mais aceitável de armazenar energia potencial hidráulica durante fases de baixa necessidade para torná-la disponível na rede em picos de procura.

Este novo conceito de aproveitamento energético, conhecido por “pump-storage”, foi um dos impulsionadores responsáveis pelo desenvolvimento significativo das bombas a funcionar no sentido reversível como turbina atribuindo-lhes, desde aí, um papel preponderante para satisfazer as necessidades particulares deste tipo de instalações.

Este panorama abriu caminho para que bombas de modelo standard fossem objecto de novas e importantes investigações, demovendo um esforço conjunto por parte de investigadores, instituições e fabricantes desse tipo de máquinas hidráulicas.

A análise do cenário energético actual levou a um maior recurso a fontes de energia renováveis, obrigando, para tal, à construção e exploração de pequenas e mini-hídricas e abrindo portas ao desenvolvimento de soluções alternativas, com especial ênfase no aproveitamento de energia hidráulica dentro do contexto dos sistemas de abastecimento de água sob pressão, onde as bombas a funcionar como turbina têm um elevado potencial para serem exploradas.

A título de exemplo, na Índia foram já identificados centenas de locais onde estes tipos de aproveitamentos poderão ser construídos. O objectivo, em muitos dos casos, é o de satisfazer, por um lado, as necessidades energéticas de uma população rural, situada em local isolado e de difícil acesso, e por outro, assegurar a essa mesma população, o abastecimento de água, que por razões relacionadas com as características topográficas do terreno, só pode ser feita através do seu bombeamento.

Tem-se presente a noção de que ainda existe matéria a aprofundar no que diz respeito às características das turbinas-bombas mas no futuro, as redes de distribuição de água podem assumir, também elas, um importante papel no desenvolvimento deste tipo de turbomáquinas.

ÍNDICE GERAL

AGRADECIMENTOS	i
RESUMO	iii
ABSTRACT	v
ESTADO DA ARTE	vii
1. TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS - BOMBAS E TURBINAS- BOMBAS	1
1.1. GENERALIDADES	1
1.2. CONCEITO GERAL DAS TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS – ALGUMAS DEFINIÇÕES ELEMENTARES	2
1.3. TIPOS DE MÁQUINAS HIDRÁULICAS.....	3
1.3.1. TURBOMÁQUINAS RADIAIS – CENTRÍFUGAS OU CENTRÍPETAS	4
1.3.2. TURBOMÁQUINAS AXIAIS	5
1.3.3. TURBOMÁQUINAS MISTAS	6
1.4. BOMBAS E TURBINAS- BOMBAS ROTODINÂMICAS – CONSTITUIÇÃO	7
1.5. CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMENTO	9
1.5.1. GENERALIDADES	9
1.5.2. VELOCIDADE DE ROTAÇÃO	9
1.5.3. VELOCIDADE ESPECÍFICA	9
1.5.3.1. Critérios Fundamentais na selecção da Velocidade Específica	11
1.5.3.2. Influência da geometria do Impulsor na Velocidade Específica da Turbomáquina	11
1.5.3.3. Influência da Velocidade Específica nas Curvas Características das Bombas.....	12
1.5.4. REGIMES DE FUNCIONAMENTO DE UMA TURBOMÁQUINA HIDRÁULICA.....	14
1.5.5. PONTOS DE FUNCIONAMENTO	16
1.5.6. POTÊNCIA FORNECIDA PELA TURBINA-BOMBA	18
1.5.7. POTÊNCIA DISPONÍVEL VS. POTÊNCIA NOMINAL OU INSTALADA	19
1.5.8. ANÁLISE DO RENDIMENTO DE TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS	20
1.5.8.1. Generalidades	20
1.5.8.2. Curvas de rendimento de turbinas Francis	20
1.5.8.3. Rendimento expectável de turbinas-bombas.....	23
1.5.9. OUTROS RENDIMENTOS	26
1.6. SELECÇÃO DA TURBINA- BOMBA ADEQUADA AO SISTEMA EM ESTUDO.....	27

1.6.1.	GENERALIDADES	27
1.6.2.	CONDIÇÕES DE DIMENSIONAMENTO DA TURBINA-BOMBA.....	27
1.6.3.	PRÉ-DIMENSIONAMENTO DA TURBINA-BOMBA A PARTIR DOS CATÁLOGOS – DIAGRAMA EM MOSAICO	31
1.7.	LIMITES DE ASPIRAÇÃO/RESTITUIÇÃO – FENÓMENO DA CAVITAÇÃO.....	33
1.7.1.	IMPORTÂNCIA DO FENÓMENO DE CAVITAÇÃO NO FUNCIONAMENTO DAS TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS	33
1.7.2.	ALTURA DE RESTITUIÇÃO, NPSH, NPEH E TENSÃO DE VAPOR – CONCEITOS.....	33
1.7.3.	CONDIÇÕES A VERIFICAR PARA EVITAR O FENÓMENO DE CAVITAÇÃO	34
2.	ESTUDO DO COMPORTAMENTO DAS TURBINAS-BOMBAS EM SISTEMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA – ANÁLISE COMPARATIVA COM AS VÁLVULAS REDUTORAS DE PRESSÃO	37
2.1.	CONCEITOS GERAIS DE DIMENSIONAMENTO	37
2.2.	ASPECTOS GERAIS DE FUNCIONAMENTO DAS VRP	38
2.3.	COMPORTAMENTO DAS TB FACE ÀS VRP	40
3.	AValiação DA PRODUTIBILIDADE ENERGÉTICA	43
3.1.	GENERALIDADES	43
3.2.	PARÂMETROS INFLUENCIADORES	43
3.2.1.	GENERALIDADES	43
3.2.2.	CAUDAL NOMINAL.....	44
3.2.2.1.	Lei de Consumos Diários	45
3.2.2.2.	Quantificação da Capacidade de Armazenamento.....	47
3.2.2.3.	Condicionalismos impostos pelo sistema adutor em “alta”	48
3.2.2.4.	Regimes de exploração a estudar.....	48
3.2.3.	QUEDA ÚTIL	49
3.2.4.	PERDAS DE CARGA.....	50
3.3.	ENERGIA PRODUTÍVEL	53
4.	AValiação DA RENTABILIDADE DO EMPREENDIMENTO	55
4.1.	INTRODUÇÃO	55
4.2.	GENERALIDADES	55
4.3.	CUSTOS DO CICLO DE VIDA	56

4.3.1. INVESTIMENTO	56
4.3.1.1. Custos iniciais	57
4.3.1.2. Custos de Instalação e arranque	57
4.3.2. CUSTOS DE EXPLORAÇÃO	57
4.3.2.1. Custos de manutenção e reparação	57
4.3.2.2. Custos de paragens imprevistas e perdas de produção.....	58
4.3.3. CUSTOS AMBIENTAIS	58
4.4. BENEFÍCIOS ANUAIS	58
4.5. ANÁLISE ECONÓMICA	59
4.5.1. MÉTODOS ESTÁTICOS	59
4.5.1.1. Número de Anos de Amortização	59
4.5.1.2. Recuperação do Investimento	60
4.5.2. MÉTODOS DINÂMICOS	60
4.5.2.1. Valor Líquido Actualizado.....	60
4.5.2.2. Razão Custo-Benefício ou Índice de Rentabilidade	61
4.5.2.3. Taxa Interna de Rentabilidade	61
5. ANÁLISE TÉCNICO-ECONÓMICA DO CASO DE ESTUDO	63
5.1. DESCRIÇÃO DO CASO DE ESTUDO	63
5.1.1. CONDIÇÕES INICIAIS	63
5.1.2. PERFIL DO SISTEMA	64
5.1.3. DADOS DO SISTEMA ADUTOR.....	64
5.1.4. DADOS DA POPULAÇÃO SERVIDA	65
5.2. ANÁLISE TÉCNICA.....	65
5.2.1. REGIMES DE EXPLORAÇÃO	65
5.2.1.1. Primeiro Caso.....	65
5.2.1.2. Segundo Caso.....	66
5.2.1.3. Terceiro Caso.....	68
5.2.2. POTÊNCIAS ÚTEIS GERADAS E ENERGIA ANUAL MÉDIA PRODUZIDA	69
5.2.2.1. Generalidades	69
5.2.2.2. Primeiro Caso.....	70
5.2.2.3. Segundo Caso.....	71
5.2.2.4. Terceiro Caso.....	71

5.2.3. VALOR REMUNERATIVO POR QUILOWATT-HORA DE ENERGIA PRODUZIDA.....	73
5.3. ANÁLISE ECONÓMICA	73
5.3.1. PRIMEIRO CASO	74
5.3.1.1. Resumo das Características do Sistema	74
5.3.1.2. Parâmetros Económicos	74
5.3.2. SEGUNDO CASO.....	75
5.3.2.1. Resumo das Características do Sistema	75
5.3.2.2. Parâmetros Económicos	75
5.3.3. TERCEIRO CASO	76
5.3.3.1. Resumo das Características do Sistema	76
5.3.3.2. Parâmetros Económicos	76
5.3.4. RESUMO	77
6. CONCLUSÕES	79
7. ANEXOS	83

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 – Esquema de turbomáquina hidráulica	2
Figura 1.2 – Exemplo de bomba de deslocamento positivo	3
Figura 1.3 – Exemplo de bomba rotodinâmica	4
Figura 1.4 – Bomba Centrífuga de eixo horizontal; a) A funcionar como bomba; b) A funcionar como turbina (Adaptado de Carlos R. Balarim et al [3])	5
Figura 1.5 – Turbina Francis (Adaptado de Barbosa, J. N. [1])	5
Figura 1.6 – Bomba Axial (Adaptado de Barbosa, J. N. [1])	6
Figura 1.7 – Turbina Kaplan (Adaptado Barbosa, J. N. [1])	6
Figura 1.8 – Tipos de impulsores de bombas centrífugas; a) Fechado; b) Meio Aberto; c) Aberto (Adaptado de Barbosa, J. N.[1]).....	8
Figura 1.9 – Tipos de impulsores de bombas; a) centrífuga; b) Mista; c) Axial.....	8
Figura 1.10 – Corpo da bomba; a) Voluta; b) Difusor (Adaptado de Lencastre [6])	8
Figura 1.11 – Geometria do Impulsor Vs. Velocidade Específica (Adaptado de Barbosa, J. N.[1]).....	12
Figura 1.12 – Influência de n_s no andamento das curvas características $H = H(Q)$ para $n =$ constante	13
Figura 1.13 – Curvas características $H = H(Q)$, $P = P(Q)$, $\eta = \eta(Q)$ (Adaptado de Barbosa, J. N.[1]) ..	13
Figura 1.14 – Parâmetros de Suter para uma bomba com $n_s = 230$ (Adaptado de de Ramos, Helena et al [12]).....	15
Figura 1.15 – Domínios de funcionamento de uma bomba hidráulica em regime variável (Adaptado de Ramos, Helena et al [12]).....	15
Figura 1.16 – Curvas características das turbina-bomba para diferentes velocidades de rotação (Adaptado de Ramos, Helena et al [12]).....	17
Figura 1.17– a) Ponto de funcionamento de um sistema; b) Esquema do ponto de funcionamento de uma bomba a funcionar como turbina (Adaptado de Ramos, Helena et al [12]).....	17
Figura 1.18 – Variação do Rendimento – η com a Velocidade Específica para diferentes turbinas (Adaptado de L. Monition et al [5])	21
Figura 1.19 – Variação do Rendimento – η com o Caudal turbinado para diferentes turbinas com roda do tipo Francis (Adaptado de L. Monition et al [5])	21
Figura 1.20 – Eficiências Turbina Vs. Bomba para $Q = Q_{opt}$ – diagramas em colina (Adaptado de Ramos, Helena et al [12]).....	24
Figura 1.21 – Curvas características da turbina-bomba em função do caudal turbinado para velocidade constante.....	24
Figura 1.22 – Curvas características da turbina-bomba para diferentes velocidades específica – a) Caudal turbinado Vs. Rendimento Esperado; b) Caudal turbinado Vs. Queda Útil (Adaptado de Power Generation Calculations Reference Guide 1987 [7])	25

Figura 1.23 – Variação de rendimento de bombas a funcionar como turbinas (Adaptado de de Ramos, Helena et al [12])	26
Figura 1.24 – Relação entre queda útil e velocidade específica para diferentes tipos de turbinas (Adaptado de Vivier, 1964).....	28
Figura 1.25 – Relação entre queda útil e velocidade específica para diferentes tipos de turbinas (Adaptado de Barbosa, J.N. [1])	28
Figura 1.26 – Organograma da conversão das condições de dimensionamento da turbina-bomba ...	29
Figura 1.27 – Região preferencial para aplicação de bombas centrífugas a funcionar como turbinas	29
Figura 1.28 – Organograma do cálculo da potência útil da turbina-bomba	30
Figura 1.29 – Curvas características (rendimento; queda útil; potência) da turbina-bomba a funcionar como bomba e como turbina para $n_s = 655$ (Adaptado de Power Generation Calculations Reference Guide 1987 [7])	30
Figura 1.30 – Domínios de utilização de bombas (a) Adaptado de Barbosa, J.N. [1]; b) Adaptado de Ramos, Helena et al [12])	31
Figura 1.31 – Diagrama em mosaico para velocidade de rotação de 1450 r.p.m. (Adaptado de Barbosa, J.N. [1]).....	32
Figura 1.32 – Diagrama em colina para velocidade de rotação de 1450 r.p.m. (Adaptado de Barbosa, J.N. [1])	33
Figura 1.33 – Altura de Restituição (Adaptado de Carlos R. Balarim et al [3])	34
Figura 2.1 – Esquema de Condução adutora gravítica – Diferentes hipóteses de funcionamento.....	38
Figura 2.2 – Corte esquemático de uma válvula redutora de pressão	39
Figura 2.3 – VRP em estado activo com pressão constante a jusante – Adaptado de (Ramos, H. et al [10]).....	39
Figura 2.4 – Configuração esquemática da linha de energia para 2 escoamentos de características diferentes – Adaptado de (Ramos, H. et al [10])	40
Figura 3.1– Lei típica de consumos diários (Adaptado de Ramos, H; Covas [11]).....	45
Figura 3.2 - Diagramas de consumos propostos	46
Figura 3.3 – Exemplo de uma CCI (Curva Característica da Instalação)	50
Figura 3.4 – Ábaco coeficiente perda de carga localizada à saída do reservatório	52
Figura 3.5 – Ábacos coeficiente perda de carga localizada em curvas	52
Figura 5.1 – Esquema do Perfil da condução adutora.....	64
Figura 5.2 – Curva Característica da Instalação em estudo	64
Figura 5.3 – Diagrama de Consumos Vs. Curva de Caudais Acumulados	65
Figura 5.4 – a) Diagrama de Consumos Vs. Caudal Turbinado; b) Volumes Acumulados Turbinados e de Consumo	66
Figura 5.5 – a) Diagrama de Consumos Vs. Caudal Turbinado; b) Variação de Volume no Reservatório R_j	66

Figura 5.6 – Volumes Acumulados de Consumo e Turbinados.....	67
Figura 5.7 – a) Curva de Rendimentos da Turbina; b) Exemplo de uma Turbina Francis “Voith”	68
Figura 5.8 – a) Diagrama de Consumos Vs. Caudal Turbinado; b) Volumes Acumulados de Consumo e Turbinados.....	69
Figura 5.9 – Diagrama de Caudais Classificados	72
Figura 7.1 - Relação entre Altura queda/elevação, velocidade e abertura de distribuidor para uma turbina-bomba num diagrama cartesiano; ns = 42,6 m ³ /s (Adaptado de Bureau of Reclamation [2]) .	84
Figura 7.2 – Coeficiente de Cavitação Vs. Velocidades Específica para bombas (Adaptado de Bureau of Reclamation [2])	85
Figura 7.3 – Coeficiente perda de carga localizada à entrada do reservatório	86
Figura 7.4 – Curva Características da Bomba “X” e Colina de Rendimentos correspondente (n = 2900 1/min).....	87
Figura 7.5 – Curva Características da Bomba “Y” e Colina de Rendimentos correspondente (n = 3500 1/min).....	87

ÍNDICE DE QUADROS

Quadro 1.1 – Classificação Turbomáquinas Hidráulicas	7
Quadro 1.2 - Parâmetros da equação geral do rendimento para turbina Francis	22
Quadro 1.3 - Limites de exploração das turbinas Francis (Adaptado de Moura, Betâmio)	23
Quadro 1.4– Intervalo de alturas de funcionamento permitidas (Adaptado de Carlos R. Balarim et al [3])	31
Quadro 1.5 – Intervalo de alturas de funcionamento permitidas (Bureau of Reclamation [2])	35
Quadro 5.1 – Características do sistema adutor.....	64
Quadro 5.2 – Velocidade Específica da Bomba “X”.....	70
Quadro 5.3 – Caudal e Quedas Equivalentes para a selecção do ponto de funcionamento da bomba	70
Quadro 5.4 – Potência Útil gerada pela Turbina-bomba	70
Quadro 5.5 – Velocidade Específica da Bomba “Y”	71
Quadro 5.6 – Caudal e Quedas Equivalentes para a selecção do ponto de funcionamento da bomba	71
Quadro 5.7 – Potência Útil gerada pela Turbina-bom	71
Quadro 5.8 – Potências Úteis Geradas	72
Quadro 5.9 – Energia Produzida em Ano Médio	72
Quadro 5.10 – Características de valorização energética	74
Quadro 5.11 – Resumo de Custos.....	74
Quadro 5.12 – Parâmetros económicos estáticos	74
Quadro 5.13 – Características de valorização energética	75
Quadro 5.14 – Resumo de Custos.....	75
Quadro 5.15 – Parâmetros económicos estáticos	75
Quadro 5.16 – Características de valorização energética	76
Quadro 5.17 – Resumo de Custos.....	76
Quadro 5.18 – Parâmetros económicos estáticos	76
Quadro 5.19 – Resumo Parâmetros económicos dos casos em estudo.....	77
Quadro 7.1 – 1º Caso (Vdma turbinado em 24h).....	88
Quadro 7.2 – 2º Caso (Vdma turbinado em 12h).....	89
Quadro 7.3 – 3º Caso (Vdma turbinado com regulação)	90
Quadro 7.4 – 1º Caso (Benefícios Energéticos Anuais)	91
Quadro 7.5 – 2º Caso (Benefícios Energéticos Anuais)	92

Quadro 7.6 – 3º Caso (Benefícios Energéticos Anuais)	93
Quadro 7.7 – 1º Caso (Análise económica dinâmica).....	95
Quadro 7.8 – 2º Caso (Análise económica dinâmica).....	96
Quadro 7.9 – 3º Caso (Análise económica dinâmica).....	97

PREÂMBULO

O primeiro capítulo debruça-se sobre TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS – BOMBAS E TURBINAS-BOMBAS e tem como principal objectivo dar a conhecer o conceito geral das turbomáquinas hidráulicas, a forma como podem ser classificadas, a sua constituição, assim como algumas noções sobre as suas características de funcionamento. Em segundo plano, no mesmo capítulo, exploram-se as condições de aplicabilidade deste tipo de máquinas hidráulicas, inseridas no contexto do seu funcionamento como turbina-bomba. Por último, reserva-se ainda espaço a considerações relativas ao fenómeno de cavitação inerentes à exploração de micro sistemas hidroeléctricos para produção de energia.

No capítulo 2 desenvolve-se o ESTUDO DO COMPORTAMENTO DAS TURBINAS-BOMBAS EM SISTEMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA face ao das Válvulas Redutoras de Pressão quando integradas nesse mesmo sistema.

No capítulo 3 apresentam-se os parâmetros influenciadores na AVALIAÇÃO DA PRODUTIBILIDADE ENERGÉTICA do micro sistema hidroeléctrico a instalar, dos quais se destacam o Caudal Nominal, a Queda Útil e a Lei de Consumos Diários entre outros.

No capítulo 4 apresenta-se um resumo dos custos e benefícios estimados durante a vida útil do empreendimento, bem como, dos principais índices económicos para elaboração de uma correcta AVALIAÇÃO DA RENTABILIDADE DO EMPREENDIMENTO

O capítulo 5 desenvolve a ANÁLISE TÉCNICO-ECONÓMICA DO CASO DE ESTUDO para três regimes de exploração com características distintas entre si.

No capítulo 6 apresentam-se as principais CONCLUSÕES a tirar deste trabalho.

O capítulo 7 diz respeito aos ANEXOS.

Finalmente apresenta-se no final do trabalho uma lista de REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS e ELECTRÓNICAS que podem ser, em geral, consultadas na Biblioteca da FEUP.

1. TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS - BOMBAS E TURBINAS-BOMBAS

1.1. GENERALIDADES

Em instalações hidráulicas cujo objectivo principal consiste na elevação ou transporte a grandes distâncias de água, utilizam-se vários tipos de máquinas hidráulicas nomeadamente turbomáquinas, rodas de água, bombas de êmbolo, carneiros hidráulicos e ejectores.

As máquinas hidráulicas têm como objectivo fundamental promoverem a troca de energia mecânica entre o fluido – que nas situações mais correntes é a água – e um dos seus órgãos.

No âmbito deste projecto, a atenção é centrada em turbomáquinas hidráulicas, mais concretamente em bombas associadas ao conceito de turbina-bomba. Contudo, sempre que se considere necessário, serão apresentadas noções relacionadas com os três tipos de turbomáquinas existentes – bombas, turbinas e turbinas-bombas – com o intuito de tornar mais claro quais as analogias e diferenças existentes entre as características destas.

Embora não se inclua especificamente nos objectivos deste projecto o desenvolvimento dos aspectos teóricos ou práticos relacionados com o estudo das turbomáquinas hidráulicas, não pode ser esquecida a relação existente entre as características de tais máquinas e as características de grande número de escoamentos, pelo que se torna necessário, antes de mais, apresentar uma breve referência às suas realizações mais correntes.

1.2. CONCEITO GERAL DAS TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS – ALGUMAS DEFINIÇÕES ELEMENTARES

No seio das máquinas hidráulicas englobam-se, entre outras, as turbomáquinas. Curiosamente a sua designação deriva do latim, onde turbo traduz o movimento circular que o seu elemento fundamental, nomeadamente, a roda ou rotor, realiza quando se encontra em funcionamento.

Esta família de turbomáquinas hidráulicas pode-se ainda desagregar em duas categorias distintas:

- Turbomáquinas receptoras ou bombas, que têm a capacidade de elevar a pressão de um fluido, isto é, de lhe comunicar energia mecânica recebida do exterior e onde se observam transformações de energia do tipo:

E mecânica → E cinética → E pressão;

- Turbomáquinas motoras ou turbinas que, pelo contrário, absorvem a energia transmitida pelo fluido, tornando-a disponível no veio (mediante um binário e uma velocidade angular). Neste caso registam-se conversões energéticas precisamente inversas às anteriores:

E pressão → E cinética → E mecânica.

Para melhor ilustrar o que foi anteriormente explicitado representa-se na Figura 1.1 o conceito do funcionamento geral das turbomáquinas hidráulicas.

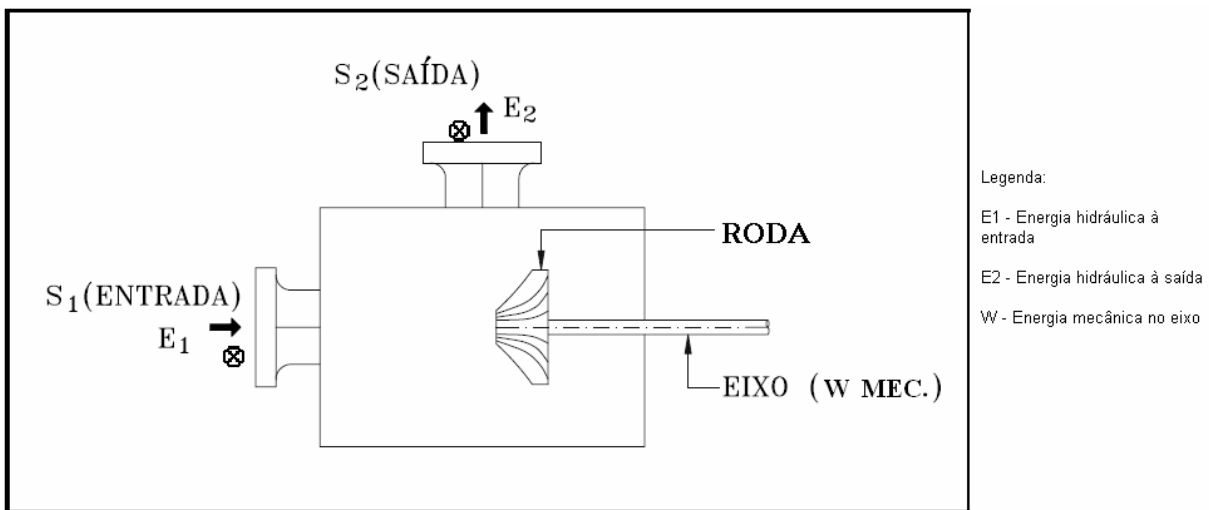


Figura 1.1 – Esquema de turbomáquina hidráulica

Tomando como simplificação que a turbomáquina esquematizada possui um rendimento igual à unidade, é possível escrever uma igualdade do tipo

$$E1 - E2 = W, \quad (1.1.)$$

que quando devidamente interpretada permite concluir que:

- se $E1 < E2$ o valor de W é negativo. Quer isto dizer que houve transferência de energia mecânica do rotor para o fluido. Neste caso estamos perante o primeiro caso exposto, ou seja, uma turbomáquina hidráulica que se assemelha a uma bomba;
- se $E1 > E2$ o valor de W é positivo, reflexo da absorção, por parte do rotor, da energia hidráulica transportada pelo fluido. Esta é precisamente a situação inversa da anterior, em que o funcionamento da turbomáquina se assemelha ao de uma turbina.

Ainda inserida na família das turbomáquinas hidráulicas pode-se ainda definir uma terceira categoria, denominada por turbinas-bombas, que reúne características comuns às duas famílias anteriores. Estas turbomáquinas hidráulicas são reversíveis, querendo isto dizer que, podem rodar em ambos os sentidos consoante funcionam como turbinas ou como bombas, invertendo-se também o sentido do escoamento através da roda.

Se aplicado o conceito geral de funcionamento das turbomáquinas para este último caso verifica-se que a energia mecânica no eixo tanto pode ser positiva como negativa, consoante o rotor recebe ou transmite energia do ou ao fluido, respectivamente.

1.3. TIPOS DE MÁQUINAS HIDRÁULICAS

As máquinas hidráulicas, nomeadamente bombas e turbinas, são classificadas segundo vários aspectos que podem ser comuns a estas duas categorias de máquinas, bem como, características distintas entre as mesmas. Senão vejamos:

As bombas são geralmente classificadas segundo o modo pelo qual é feita a transformação do trabalho em energia hidráulica, ou seja, pelo recurso utilizado para ceder energia ao líquido. A classificação mais usual é a seguinte:

- a) Bombas de deslocamento positivo – rotativas e alternativas¹: O líquido recebe a acção das forças directamente de um pistão ou êmbolo. São exemplo, as bombas de engrenagens, bomba helicoidal, de palhetas e pistão giratório.



Figura 1.2 – Exemplo de bomba de deslocamento positivo

- b) Bombas rotodinâmicas ou turbo-bombas: Há transferência de quantidade de movimento para o líquido através da aceleração provocada por um elemento rotativo dotado de pás denominado

¹ Dado o interesse nulo das bombas de deslocamento positivo no que diz respeito ao âmbito deste projecto, toda a atenção é debruçada sobre bombas rotodinâmicas.

por rotor. O intercâmbio de energia depende das forças dinâmicas originadas pelas diferenças de velocidades entre o fluido que escoar e as partes móveis da máquina.

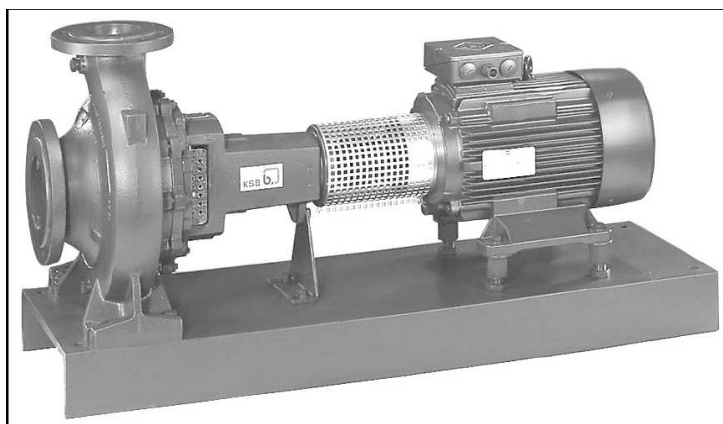


Figura 1.3 – Exemplo de bomba rotodinâmica

De forma distinta, as turbinas classificam-se, numa primeira fase, em dois grandes grupos, consoante a roda é actuada pela água à pressão atmosférica – turbinas de acção – ou é atravessada pelo escoamento sob pressão – turbinas de reacção.

Distinguidos que estão os dois principais grupos relativos quer a bombas quer a turbinas, que, realça-se, se apoiam em referenciais distintos, pode-se avançar para uma subclassificação onde se englobam características comuns às duas categorias anteriormente apresentadas.

Inicialmente, importa evidenciar que as bombas de deslocamento positivo não têm qualquer analogia às turbinas. Desta forma ficam sem interesse para o presente trabalho, focando-se a atenção apenas nas bombas rotodinâmicas.

Por sua vez, as turbinas de acção também não têm, como é evidente, o correspondente tipo nas bombas rotodinâmicas já que estas últimas funcionam sempre sob pressão.

Finalmente, as turbinas de reacção, tal como as bombas rotodinâmicas e as turbinas-bombas, podem ser classificadas quanto à direcção do movimento do líquido relativamente à respectiva roda, dado que essa é uma característica comum a estas turbomáquinas hidráulicas.

Então, conforme a direcção do escoamento do fluido relativamente ao propulsor, assim as turbomáquinas hidráulicas podem ser classificadas em:

1.3.1. TURBOMÁQUINAS RADIAIS – CENTRÍFUGAS OU CENTRÍPETAS

Consideram-se turbomáquinas radiais, aquelas em que as linhas de corrente estão contidas em planos perpendiculares ao eixo, excepto eventualmente na imediata vizinhança deste.

Aqui transmite-se de novo o conceito de bomba a funcionar como turbina, como aliás é o objectivo principal deste capítulo. Portanto, no caso do funcionamento como bomba, evidenciado na Figura 1.4a), o líquido é sugado a baixa pressão, dá-se a transformação de energia de velocidade em pressão através do rotor, saindo pela descarga. No funcionamento como turbina, ilustrado na Figura 1.4b), o líquido entra com energia de pressão, acciona o rotor no sentido reversível e sai com baixa pressão.

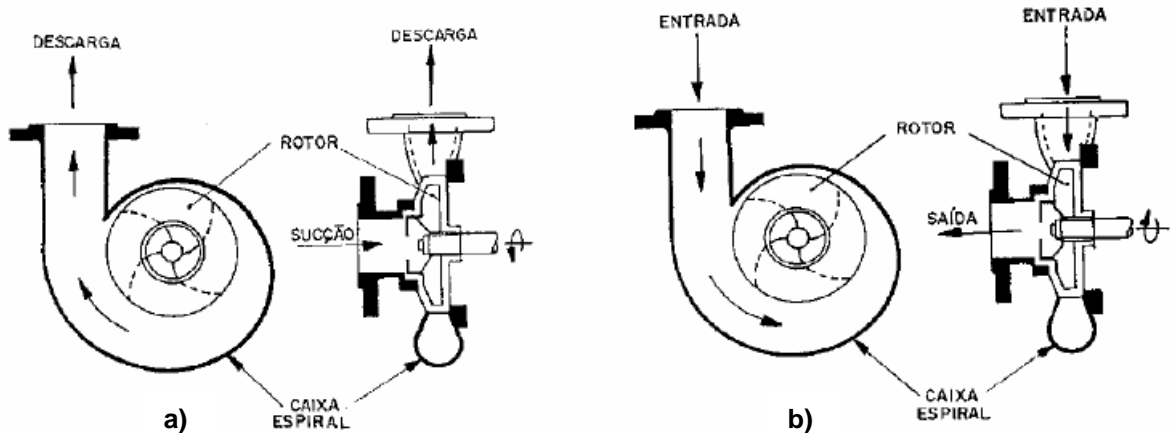


Figura 1.4 – Bomba Centrífuga de eixo horizontal; a) A funcionar como bomba; b) A funcionar como turbina (Adaptado de Carlos R. Balarim et al [3])

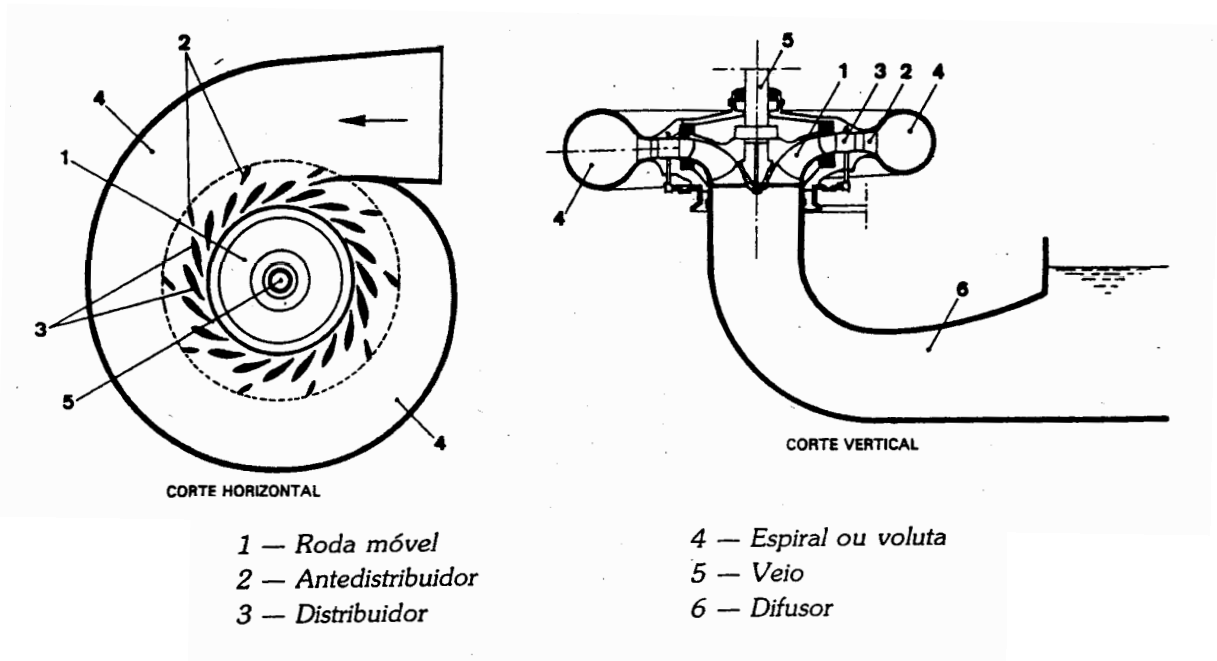


Figura 1.5 – Turbina Francis (Adaptado de Barbosa, J. N. [1])

1.3.2. TURBOMÁQUINAS AXIAIS

Consideram-se turbomáquinas axiais, aquelas em que as linhas de corrente se situam em superfícies de revolução, que são muito aproximadamente cilindros, de eixo paralelo ao da turbomáquina;

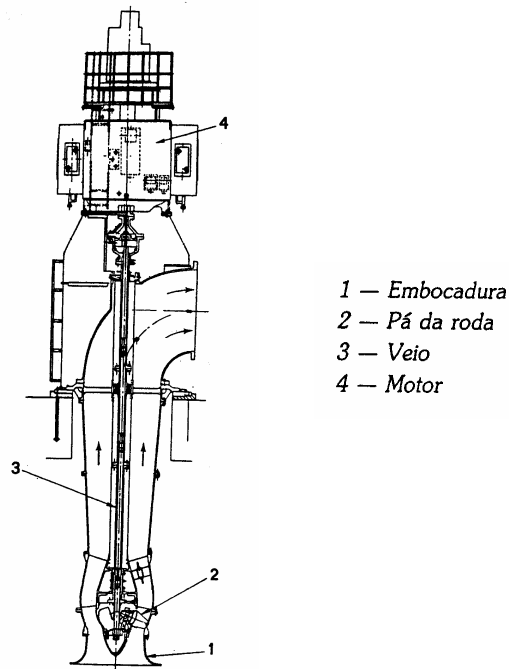


Figura 1.6 – Bomba Axial (Adaptado de Barbosa, J. N. [1])

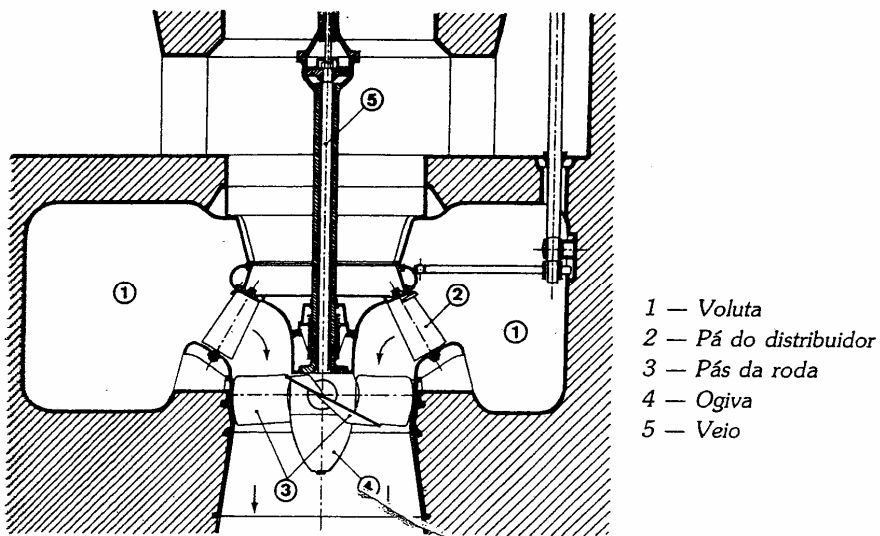


Figura 1.7 – Turbina Kaplan (Adaptado Barbosa, J. N. [1])

1.3.3. TURBOMÁQUINAS MISTAS

Consideram-se turbomáquinas mistas, aquelas em que as velocidades em cada ponto apresentam componentes axiais e radiais apreciáveis. Estas têm ainda a designação de helicoidais, subdividindo-se em, helicocentrífugas e helicocentrípetas, consoante o movimento do fluido se verifica, respectivamente, do veio para a periferia ou em sentido inverso. No seguimento, não esqueçamos que, enquanto existem bombas com escoamento praticamente radial, o mesmo não acontece relativamente às turbinas. Nestas, a componente axial do escoamento não pode ser desprezada, pelo que se

classificam por helicocêntricas ou radiais-axiais, as turbinas onde essa componente é menos acentuada – turbinas Francis – e por mistas propriamente ditas ou diagonais as restantes.

Após esta visão geral sobre a classificação de máquinas hidráulicas apresenta-se em seguida um quadro resumo da mesma.

Quadro 1.1 – Classificação Turbomáquinas Hidráulicas

Turbomáquinas	Modos de Acção	Direcção do escoamento na roda	Designação corrente
Turbinas	Acção	-	Pelton
	Reacção	Radiais-Axiais	Francis
		Mistas	Dériaz
		Axiais	Kaplan
Bombas	Rotodinâmicas	Radiais	Bombas centrífugas
		Mistas	Bombas mistas
		Axiais	Bombas axiais
	Deslocamento Positivo	-	Rotativas ou Alternativas

No que ao objectivo do projecto diz respeito, decide-se, por fim, proceder a um enquadramento das turbinas-bombas na família das turbomáquinas hidráulicas. Estas, tal como as turbinas, podem-se classificar em:

- Turbinas-bombas Hélico-cêntricas ou Radiais-axiais
- Turbinas-bombas axiais
- Turbinas-bombas mistas

Dadas as características favoráveis ao objectivo do projecto, como aliás adiante se aprofundará, será focada toda a atenção nas turbinas-bombas radiais-axiais constituídas por roda do tipo Francis. Deixa-se desde já aqui a noção de que este tipo de turbomáquinas evidencia uma grande gama de aplicações e apresenta melhor adaptabilidade para instalações com pequena e média queda.

1.4. BOMBAS E TURBINAS- BOMBAS ROTODINÂMICAS – CONSTITUIÇÃO

As transformações de energia ocorridas no seio da máquina hidráulica acontecem na interacção de duas partes principais das bombas e turbinas-bombas rotodinâmicas: o impulsor, ou roda e o corpo da bomba:

- O impulsor ou roda é a parte giratória da bomba que recorre à força centrífuga para modificar a direcção das trajectórias líquidas e converter a energia mecânica em energia cinética. A roda é constituída por um núcleo movido pelo seu eixo, a que se ligam as pás, as quais, no caso de bombas centrífugas e mistas, podem ser abertas, meio abertas ou fechadas, consoante não existam coroas solidárias com as citadas pás, exista uma ou existam duas respectivamente. Na Figura 1.8 ilustram-se então os diferentes tipos de impulsores de bombas centrífugas.

- Do mesmo modo existe variação da geometria da roda consoante a turbomáquina é do tipo centrífuga, mista ou axial – Figura 1.9.

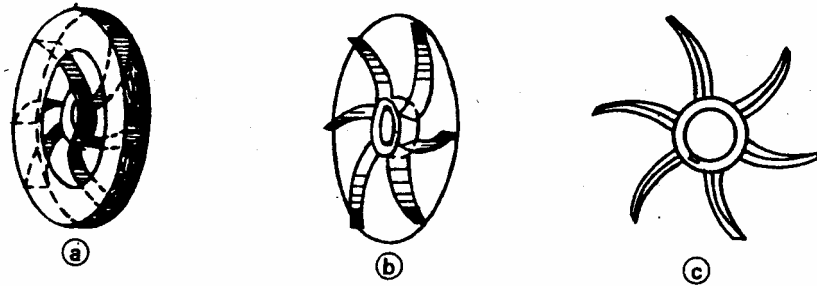


Figura 1.8 – Tipos de impulsores de bombas centrífugas; a) Fechado; b) Meio Aberto; c) Aberto (Adaptado de Barbosa, J. N.[1])

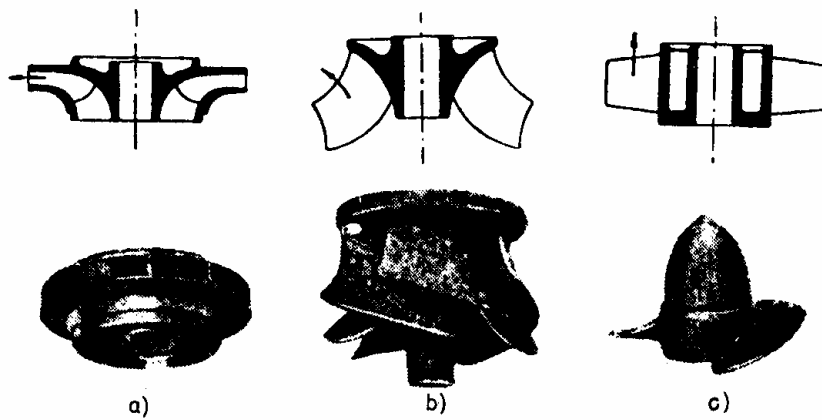


Figura 1.9 – Tipos de impulsores de bombas; a) centrífuga; b) Mista; c) Axial (Adaptado de Lencastre [6])

- O corpo da bomba, pode ser denominado por voluta, quando a sua forma é estudada de maneira a manter constante a velocidade de saída em torno do impulsor e a reduzir a velocidade na secção de saída, ou difusor, caso possua secção constante, concêntrica com a roda, esta última dotada de pás fixas que orientam o escoamento e reduzem a velocidade do líquido. Este para além de orientar o líquido no interior da máquina convertendo a energia cinética em energia de pressão, exerce funções de suporte das chumaceiras da roda e ainda compreende, a montante do impulsor, um trecho da conduta de aspiração e, a jusante, um trecho de conduta de impulsão – Figura 1.10.

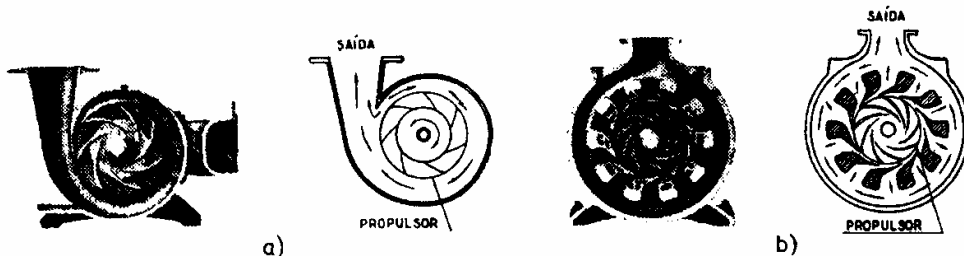


Figura 1.10 – Corpo da bomba; a) Voluta; b) Difusor (Adaptado de Lencastre [6])

1.5. CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMENTO

1.5.1. GENERALIDADES

A maioria das bombas centrífugas são adequadas e capazes de funcionar como turbinas. No entanto, nas circunstâncias citadas, deve-se assegurar, entre outros factores, que o sistema de lubrificação, tal como a rotação da roda, consegue operar em sentido inverso.

Antes de mais importa perceber quais as alterações que se registam quando se assiste ao funcionamento normal de uma bomba, ou seja, a bombear, e ao seu funcionamento em sentido reversível, como turbina. Com efeito, o difusor da bomba torna-se o elemento de sucção da turbina-bomba e como é óbvio o órgão de sucção da bomba passa agora a ser o difusor da turbina-bomba. Já o impulsor da bomba, enquanto a girar em sentido inverso, transforma-se na roda da turbina-bomba.

Daqui para diante são expostas considerações relevantes sobre as características de funcionamento de turbomáquinas hidráulicas, designadamente, velocidades de rotação e velocidades específicas, regimes e pontos de funcionamento, potências e rendimentos, para uma melhor compreensão da análise técnico-económica do caso de estudo a realizar posteriormente.

1.5.2. VELOCIDADE DE ROTAÇÃO

A velocidade de rotação é um elemento característico da turbomáquina e desempenha um papel importante na definição do seu tipo, forma e dimensão.

Conceptualmente, a velocidade de rotação – n , traduz-se pelo número de rotações dado pela roda da turbomáquina hidráulica na unidade de tempo.

A velocidade de rotação mantém-se constante em virtude da necessidade de ligar a turbina a um alternador e de conservar praticamente invariável a frequência da corrente na rede eléctrica alimentada. Tais implicações conduzem a que o grupo hidro-gerador disponha de órgãos adicionais capazes de garantir a constância da velocidade de rotação, os sistemas de regulação, órgãos esses que, por fugirem ao âmbito do projecto, não serão aprofundados.

1.5.3. VELOCIDADE ESPECÍFICA

Grande parte das características de bombas, turbinas e turbinas-bombas podem ser representadas sob a forma gráfica em função da sua velocidade específica. Por seu turno, qualquer turbomáquina hidráulica poderá ser caracterizada por uma série de velocidades específicas para uma dada velocidade de rotação, dependendo do seu ponto de funcionamento. No entanto, quando se pretende estudar e comparar a configuração geométrica de turbomáquinas hidráulicas e a forma das suas curvas características, recorre-se à velocidade específica correspondente ao ponto de rendimento óptimo. Então, e passando a citar Bureau of Reclamation [2], é sensato admitir que todas as considerações alusivas à velocidade específica das turbinas-bombas sejam referidas à velocidade específica no ponto de rendimento óptimo. Neste ponto, a velocidade específica de uma turbomáquina hidráulica mantém-se constante independente da variação da sua velocidade de rotação.

Concretizando, pode-se afirmar que a velocidade específica – n_s , de uma determinada turbomáquina hidráulica é a velocidade de uma turbomáquina geometricamente semelhante à primeira que, funcionando com igual rendimento, impulsiona um caudal unitário a uma altura total de elevação unitária, no caso de uma bomba, ou que fornece uma potência unitária sob queda útil unitária, no caso de uma turbina. Mais pormenorizadamente tem-se que:

- I) Uma bomba que, girando à velocidade n , impulsiona o caudal Q , a uma altura total de elevação H , apresenta uma velocidade específica – n_{sb} , que de acordo com as leis de semelhança se calcula por:

$$n_{sb} = n \times \frac{Q_{BE}^{1/2}}{H_{BE}^{3/4}}, \quad (1.2.)$$

onde

- n_{sb} = Velocidade específica da bomba no ponto de rendimento óptimo, [m, m³/s];
- n = Velocidade de rotação, rot/min;
- Q_{BE} = Caudal bombeado no ponto de rendimento óptimo, m³/s;
- H_{BE} = Altura de elevação no ponto de rendimento óptimo, m.

- II) Uma turbina que, girando à velocidade n , fornece uma potência P_d , sob a queda útil H_u a que correspondem os melhores rendimentos e potência máxima sob esta queda, isto é, potência obtida com a plena abertura do distribuidor, tem uma velocidade específica – n_{st} – que, de acordo com as leis de semelhança, se calcula por:

$$n_{st} = n \times \frac{P_d^{1/2}}{H_u^{5/4}}, \quad (1.3.)$$

onde

- n_{st} = Velocidade específica de projecto da turbina, [m, kW];
- n = Velocidade de rotação, rot/min;
- H_u = Queda útil de projecto, m;
- P_d = Potência obtida com a plena abertura do distribuidor para H_u , kW.

Pode ser demonstrado que as equações (1.2.) e (1.3.) apresentam uma correlação. Isso foi o que Stepanoof [14] , usando os mesmos parâmetros, Q e H , para ambas as turbomáquinas hidráulicas, realizou, chegando à seguinte igualdade:

$$n_{st} = n_{sb} \times \eta \quad (1.4.)$$

onde

- n_{st} = Velocidade específica da turbina;
- n_{sb} = Velocidade específica da bomba;
- η = Eficiência hidráulica – aproximadamente igual à raiz quadrada da melhor eficiência da bomba.

O valor mínimo teórico do rácio entre a queda útil da turbina e a altura de elevação da bomba nos respectivos pontos de rendimento óptimo para uma turbina-bomba, segundo Meier [8], é dado por:

$$\frac{H_{BET}}{H_{BEP}} = \frac{1}{\eta_b \times \eta_t} \quad (1.5.)$$

onde

- H_{BET} = Queda útil no ponto de rendimento óptimo, m;
- H_{BEP} = Altura de elevação no ponto de rendimento óptimo, m;
- η_b = eficiência hidráulica da bomba;
- η_t = eficiência hidráulica da turbina.

O valor da relação (1.5.) cresce com o aumento da velocidade específica.

1.5.3.1. Critérios Fundamentais na selecção da Velocidade Específica

Assume-se de particular interesse a comparação entre as velocidades específicas de uma turbina-bomba quando analisada a turbinar e a bombear nos respectivos pontos de rendimento óptimo.

Segundo, Bureau of Reclamation [2], a proximidade entre as velocidades específicas de turbinas-bombas a funcionar, quer como bomba, quer como turbina, registadas em instalações reais, tornam aparente, que, ambas as velocidades específicas definem, de facto, parâmetros hidráulicos de escoamento semelhantes.

Além disso, os critérios tomados para a selecção de bombas são dominantes na escolha das turbinas-bombas o que permite concluir que, daqui em diante, em todo o processo de tratamento e estudo das turbinas-bombas, será aplicada a velocidade específica da bomba como parâmetro característico respectivo – Bureau of Reclamation [2]. Assim sendo, a expressão a usar para a velocidade específica da turbina bomba será a dada em (1.2.).

Contudo, sempre que se pretenda estudar o funcionamento da bomba no sentido reversível, a sua velocidade específica pode ser corrigida para o ponto normal de funcionamento da turbina, dado que se verifica que a máxima eficiência, em turbinas de reacção, geralmente não corresponde à total abertura do distribuidor (Figura 1.20 – subcapítulo “Rendimento expectável de turbinas-bombas”). Tal facto pode ser traduzido pela equação (1.6.)

$$n_{st} = \frac{n_{sb}}{\sqrt{Q_{m\acute{a}x} / Q_{opt}}}, \quad (1.6.)$$

onde $Q_{m\acute{a}x}$ representa o caudal máximo turbinável e Q_{opt} corresponde ao caudal turbinado no ponto de melhor eficiência da turbomáquina hidráulica.

1.5.3.2. Influência da geometria do Impulsor na Velocidade Específica da Turbomáquina

Existe uma interdependência entre as características das bombas hidráulicas e as respectivas velocidades específicas – n_s , directamente relacionadas, por seu turno, com a forma da roda, ou impulsor. Na Figura 1.11 estabelece-se precisamente a variação da geometria do impulsor, de três bombas de categorias distintas com velocidade de rotação idênticas, e as respectivas velocidades específicas.

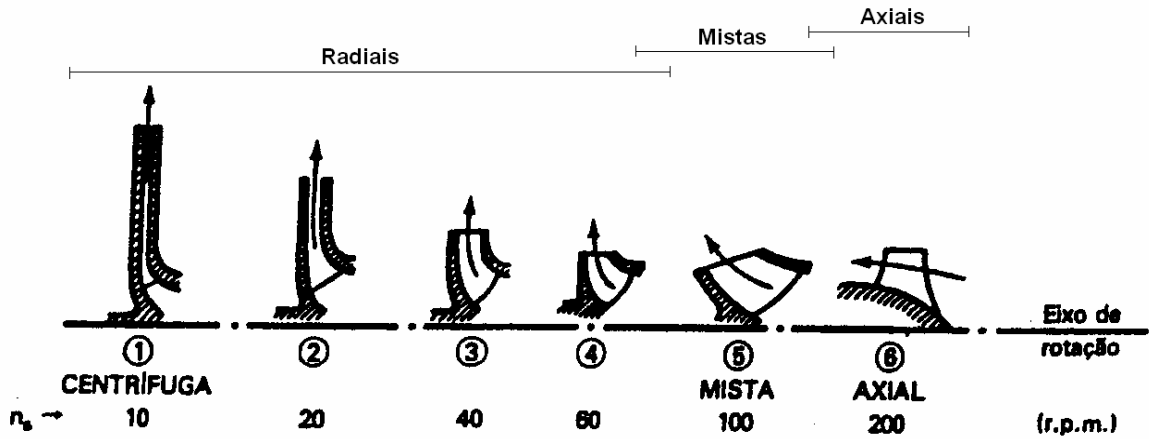


Figura 1.11 – Geometria do Impulsor Vs. Velocidade Específica (Adaptado de Barbosa, J. N.[1])

O valor de n_s cresce com a velocidade periférica específica e permite, tal como aquela velocidade, classificar as turbomáquinas hidráulicas em lentas e rápidas. Assim, não de uma forma muito rígida, é usual fazer-se a distinção entre três categorias de bombas consoante o intervalo de velocidades específicas que originam:

- Bombas centrífugas (escoamento radial) – Apresentam valores de velocidade específica até um valor máximo aproximado de 80 rot/min. As passagens hidráulicas nos impulsores são relativamente longas e as secções transversais relativamente pequenas. À medida que a velocidade específica diminui, as passagens tornam-se mais longas.
- Bombas mistas (escoamento misto) – Apresentam valores de velocidade específica cujo intervalo de valores pode ir desde 70 até 170 rot/min aproximadamente. A geometria do impulsor destas bombas origina componentes radial e axial de velocidade à saída do impulsor.
- Bombas Axiais – Apresentam valores de velocidade específica superiores ou iguais a 150 rot/min aproximadamente.

1.5.3.3. Influência da Velocidade Específica nas Curvas Características das Bombas

As formas das curvas características das bombas variam com a velocidade específica respectiva – n_s . Mais pormenorizadamente, o aumento de n_s implica que as curvas atinjam maiores valores de H/H_{opt} na origem e que a variação das relações H/H_{opt} com o Q/Q_{opt} seja progressivamente mais acentuada, isto é, quanto maior a velocidade específica, maior será o declive da curva $H = H(Q)$. Na Figura 1.12, onde em abcissas se representam as relações entre caudais – Q e o caudal correspondente ao rendimento óptimo – Q_{opt} , e em ordenadas se expressam relações entre alturas de elevação – H e o respectivo valor correspondente também ao rendimento óptimo – H_{opt} , assinala-se tal dependência. As curvas representadas dizem respeito a diferentes números específicos de rotações – n_s dados pela expressão (1.2.) e são concordantes com a numeração dada aos diferentes tipos de impulsores ilustrados na Figura 1.11.

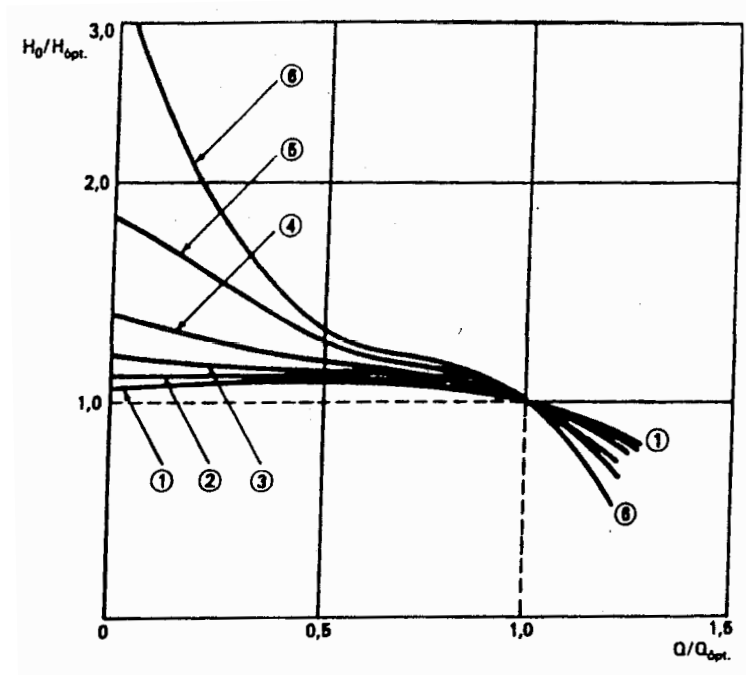


Figura 1.12 – Influência de n_s no andamento das curvas características $H = H(Q)$ para $n = \text{constante}$ (Adaptado de Barbosa, J. N.[1])

Deve ainda salientar-se a utilidade de se dispor de diagramas com as curvas características que, para uma bomba funcionando com um determinado número de rotações, exprimem, em função do caudal, a altura total de elevação, a potência e o rendimento. Na Figura 1.13 apresentam-se as curvas que traduzem essas relações em valores relativos, tomando como referência, mais uma vez, o ponto ótimo de funcionamento.

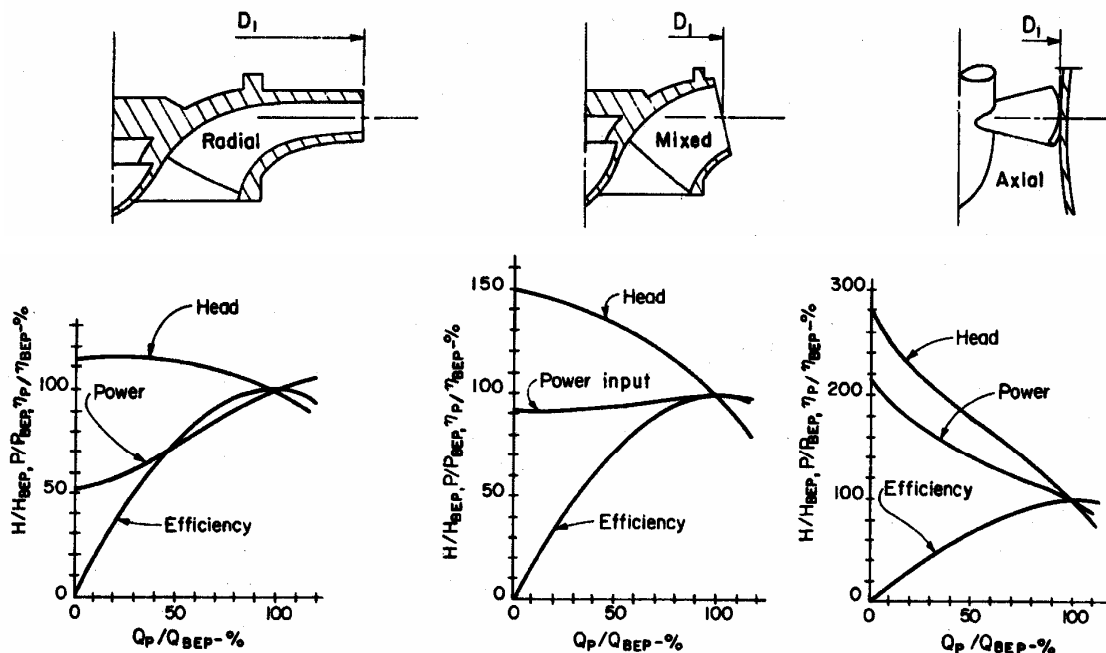


Figura 1.13 – Curvas características $H = H(Q)$, $P = P(Q)$, $\eta = \eta(Q)$ (Adaptado de Barbosa, J. N.[1])

Interpretando as curvas dadas na Figura 1.13 podem-se retirar as seguintes conclusões:

- Em termos de potência, as diferenças de comportamento entre bombas centrífugas e mistas são evidentes. Nas bombas centrífugas, a potência aumenta com o caudal a partir do ponto de funcionamento em vazio ($Q = 0$). No entanto, à medida que caminhamos no sentido das velocidades específicas crescentes, o declive da curva que relaciona a potência com o caudal é cada vez menos acentuado, até que, numa situação limite, para bombas de escoamento misto esse declive pode ser praticamente nulo. Ainda nas bombas de baixa velocidade específica (centrífugas) a máxima potência fornecida à bomba ocorrerá geralmente muito próximo do ponto de rendimento óptimo e irá decrescer à medida que aumenta a altura de elevação.
- Para bombas de baixa velocidade específica, o ponto de melhor eficiência ocorrerá para uma altura de elevação – H_0 , próxima da de arranque da bomba. À medida que a velocidade específica da bomba aumenta, o ponto de melhor eficiência aproximar-se-á da altura de elevação mínima e máximo caudal, verificando-se uma diferença cada vez mais acentuada entre a altura de elevação em vazio ($Q = 0$) e a altura de elevação correspondente à melhor eficiência da bomba

Antes de acabar importa salientar que, em geral, quanto maior for a velocidade específica da bomba, menor serão as dimensões físicas para um dado caudal e altura de elevação.

1.5.4. REGIMES DE FUNCIONAMENTO DE UMA TURBOMÁQUINA HIDRÁULICA

As curvas características anteriormente referidas correspondem ao funcionamento normal de uma bomba, isto é, à situação em que a máquina, recebendo energia do exterior, eleva um dado caudal – Q a uma dada altura de elevação, H_0 . Os parâmetros Q e H_0 são, então, considerados positivos. No entanto, pode ocorrer um regime em que o escoamento tenha lugar em sentido contrário (caudal negativo), o desnível da linha de energia se inverta igualmente (altura de elevação negativa) e em que a bomba rode em sentido contrário ao do seu funcionamento normal (velocidade de rotação negativa).

Um tipo de representação sugestivo dos diferentes regimes de funcionamento de uma turbomáquina hidráulica, incluindo também as rotações no sentido negativo, é o que corresponde à utilização de um diagrama cartesiano, no qual se assinalam velocidades de rotação – n em função dos caudais – q , considerando como parâmetro das diferentes famílias de curvas a representar a altura de elevação – h e o momento resistente – b . As curvas obtidas através das relações entre estas quatro variáveis são identificadas pelas curvas características da bomba e as condições avaliadas referem-se ao ponto de rendimento óptimo. Isto é, os parâmetros n , q , h e b usados são adimensionais e definem-se da seguinte forma:

$$n = \frac{N}{N_R} \quad q = \frac{Q}{Q_R} \quad h = \frac{H}{H_R} \quad b = \frac{T_G}{T_{GR}}$$

Os sinais de n e q definem quatro quadrantes enquanto que os sinais de h e b identificam diferentes regimes de funcionamento da turbomáquina. As curvas características das turbomáquinas, qualquer que seja o quadrante que lhes corresponda, podem ser definidas por WH e WT, designados por parâmetros de *Suter* para a queda e o momento resistente respectivamente:

$$WH = \frac{h}{n^2 + q^2} \quad ; \quad WT = \frac{b}{n^2 + q^2} \quad (1.7.)$$

Os parâmetros de Suter podem ser representados sob a forma gráfica, como o exemplo da Figura 1.14, baseando-se nas equações dadas em (1.7):

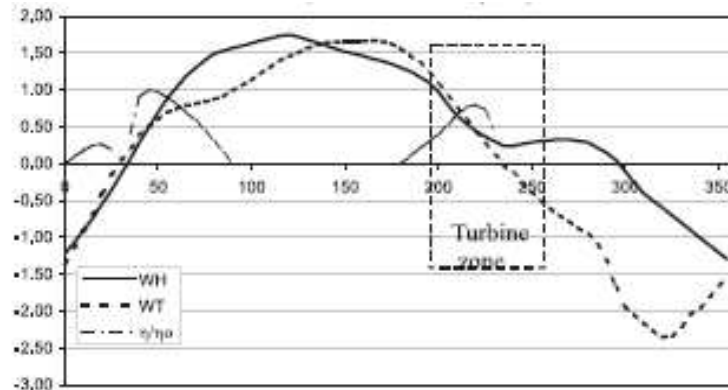


Figura 1.14 – Parâmetros de Suter para uma bomba com $n_s = 230$ (Adaptado de de Ramos, Helena et al [12])

Na Figura 1.15 delimitam-se os diferentes domínios representativos dos principais regimes de funcionamento da turbomáquina hidráulica em função do valor do ângulo θ também aí representado que, como é obvio, define a zona de funcionamento da bomba e é representado pela seguinte equação:

$$\theta = \frac{n}{q}, \quad (1.8.)$$

em que n e q são os mesmos parâmetros já definidos anteriormente. Este ângulo cobre todos os regimes de funcionamento possíveis (0° e 360°). Ao regime de turbinamento normal corresponde um intervalo de ângulos, teta, compreendidos entre 180° e sensivelmente 240° .

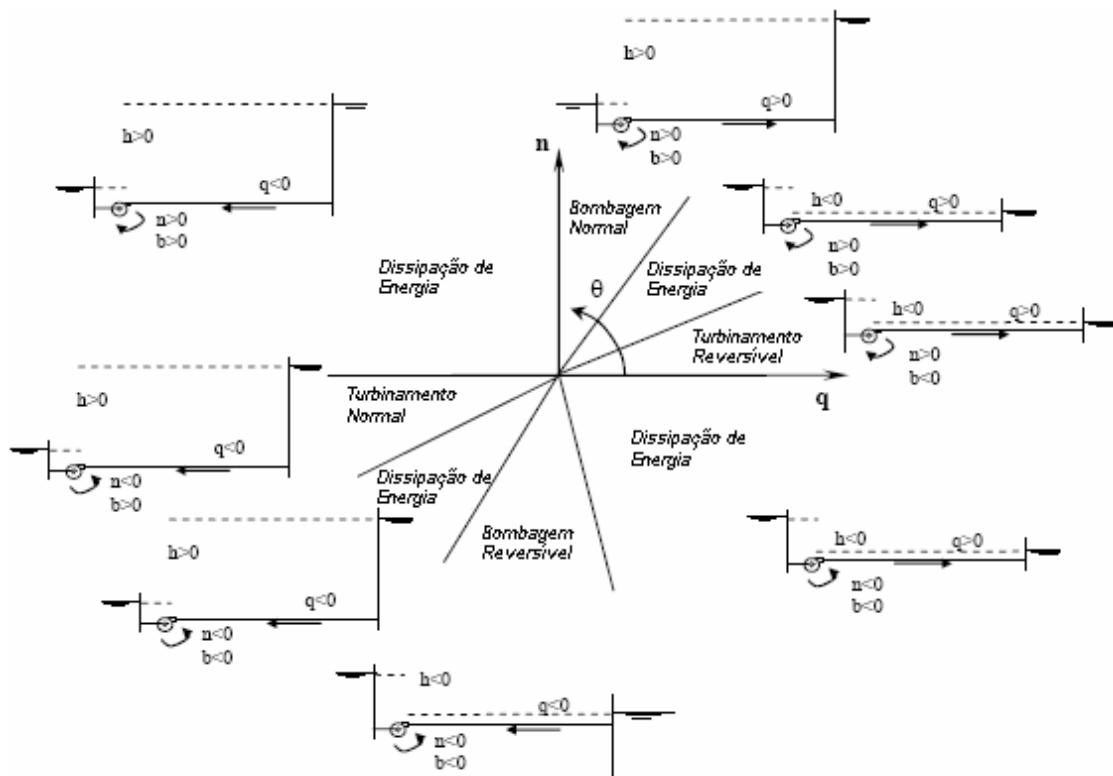


Figura 1.15 – Domínios de funcionamento de uma bomba hidráulica em regime variável (Adaptado de Ramos, Helena et al [12])

Nas circunstâncias anteriormente citadas, em que o regime de funcionamento se assemelha ao de uma turbina-bomba, a representação completa da curva característica que traduz a variação da altura de elevação com o caudal deverá estender-se, então, ao terceiro quadrante, como aliás é visível na Figura 1.15. Neste, tanto o escoamento do fluido, como a rotação do impulsor, dão-se no sentido do turbinamento. Desta forma, o motor assíncrono da bomba, que na situação de bombagem normal cedia energia ao fluido, funciona agora como gerador assíncrono a uma velocidade superior à velocidade síncrona, absorvendo a energia mecânica proveniente da rotação do veio e transformando-a em energia eléctrica por meio de indução electromagnética.

Um exemplo da representação cartesiana nos quatro quadrantes dos diferentes regimes de funcionamento de uma turbina-bomba é dado em Bureau of Reclamation [2] e ilustrado na Figura 7.1 em Anexos.

As condições de funcionamento do protótipo podem ser obtidas a partir da base de dados do fornecedor do equipamento recorrendo a relações homólogas.

1.5.5. PONTOS DE FUNCIONAMENTO

Uma turbina apresenta um valor máximo de rendimento para um dado ponto de funcionamento, ou seja, escolhida a velocidade de rotação, para um dado par de valores Q_t e H_t . Procurar-se-á que o grupo escolhido seja tal que esse par de valores corresponda à situação de regime, em que a queda útil seja o valor tomado para a definição da potência máxima instalada, e o caudal correspondente ao valor do caudal máximo turbinável considerado. Tal será conseguido se a turbina tiver sido projectada para funcionar de um modo perfeito para esse ponto de funcionamento, apresentando para essa combinação de valores de caudal e queda as menores perdas de eficiência, conduzindo, portanto, ao máximo valor do rendimento.

A turbina-bomba instalada no sistema em causa está sujeita a caudais e quedas úteis que variam dentro de determinados intervalos. A curva característica da instalação (CCI) expressa graficamente a relação existente entre o caudal turbinado e a queda útil disponível que lhe corresponde. Para desenhar a infinidade de pontos da CCI é necessário proceder a uma análise das diferentes curvas e leis de exploração que coexistem no sistema em estudo. Este ponto será aliás focado com maior atenção no capítulo “Avaliação da Produção Energética”.

Por seu turno, com o auxílio dos parâmetros de Sulzer, dados em (1.7), é possível traçar curvas características da turbina-bomba (CCTB) para diferentes valores de velocidade de rotação em função das variáveis, q e h , adimensionais, que representam, respectivamente, percentagens de caudal turbinado e queda útil relativas ao ponto de rendimento óptimo – Figura 1.16.

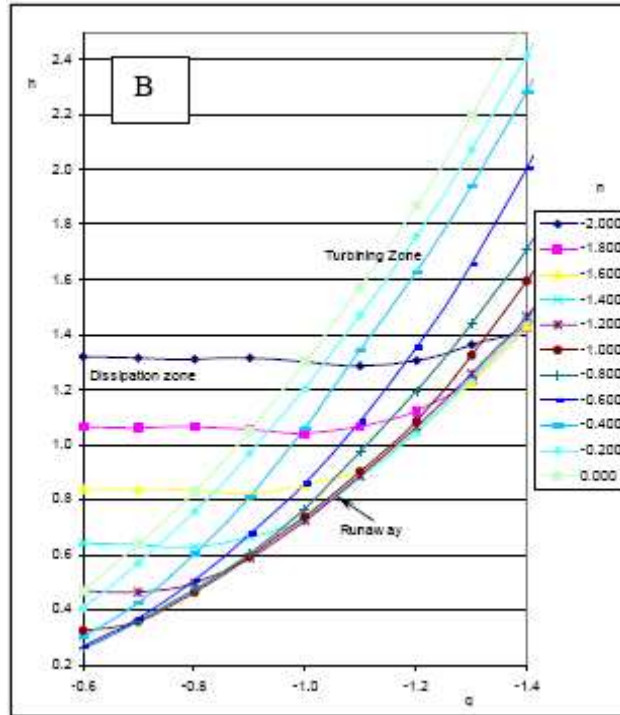


Figura 1.16 – Curvas características das turbina-bomba para diferentes velocidades de rotação (Adaptado de Ramos, Helena et al [12])

Graficamente torna-se assim mais prático calcular o ponto de funcionamento do sistema que, como a Figura 1.17 a) indica, é dado pela intersecção entre CCI e a CCTB.

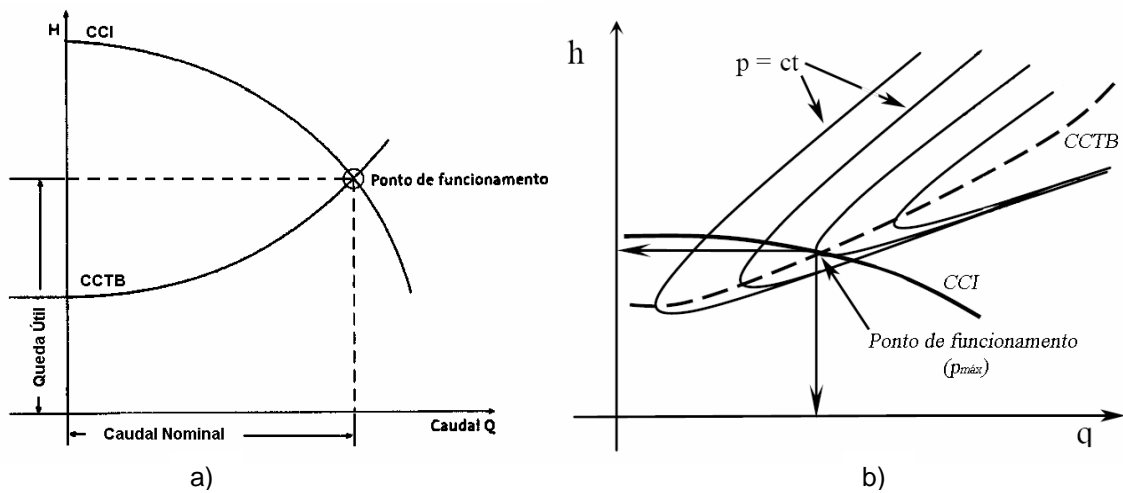


Figura 1.17– a) Ponto de funcionamento de um sistema; b) Esquema do ponto de funcionamento de uma bomba a funcionar como turbina (Adaptado de Ramos, Helena et al [12])

Um sistema pode necessitar de operar em diversos pontos de funcionamento, um dos quais determinará a escolha da turbina-bomba. No entanto, sempre que a bomba se encontra a turbinar, de modo a evitar situações de instabilidade, o ponto de funcionamento desta deve coincidir com o ponto da curva característica que origina a máxima potência, ponto esse, que normalmente se localiza nas proximidades do ponto de rendimento óptimo. A razão de ocorrência de instabilidades pode ser explicada pelo facto de a intersecção entre a CCI e as linhas de igual potência poder originar dois

pontos de funcionamento distintos para o mesmo valor de potência. Tal conclusão torna-se mais perceptível com a análise da Figura 1.17 b), onde se desenham as CCI e CCTB sobre o pano de fundo composto pelo diagrama em colina das potências, que assinalam as linhas equipotenciais referidas – $p = ct.$

1.5.6. POTÊNCIA FORNECIDA PELA TURBINA-BOMBA

A quantidade de energia que é possível ser gerada por uma turbomáquina hidráulica inserida num sistema hidroeléctrico depende essencialmente da queda útil disponível – H_u (diferença de cargas nas secções de montante e jusante) e do caudal turbinado – Q_t , no caso de uma turbina, ou da altura de elevação – H_e e do caudal bombeado – Q_b , no caso de uma bomba.

Como no caso de estudo apenas interessa a potência capaz de ser gerada no turbinamento a expressão que se usará para o cálculo da potência gerada pela turbina-bomba dependerá de H_u e Q_t . Mais adiante (subcapítulo “Condições de Dimensionamento da Turbina-bomba”) se fará referência à forma de estimar os valores mais correctos para estas duas variáveis, onde se introduzirá a noção de factores de conversão que não podem deixar de existir pelo facto da bomba funcionar em regime reversível como turbina. Além disso, em momento oportuno (Capítulo “Avaliação da Produção Energética”), será também focada e aprofundada a metodologia que se seguiu para considerar a variação destes dois parâmetros no tempo. Isto é, como os valores de Q_t e H_u variam ao longo de um determinado período de exploração considerado (1 dia / 1 semana / 1 mês) e explicar-se-ão os critérios usados na sua escolha, bem como os dos respectivos períodos de estudo.

Portanto a potência teórica capaz de ser gerada no veio da turbina-bomba pode ser expressa por

$$P_t = Q_t \times H_u \times \gamma, \quad (1.9.)$$

onde

- P_t = Potência teórica, W;
- Q_t = Caudal turbinado, m^3/s ;
- H_u = Queda útil, m;
- γ = Peso volúmico fluido, N/m^3 .

No entanto, por se verificarem perdas de várias naturezas, como aquelas que se ficam a dever a fugas de água e as perdas de energia do escoamento no interior da máquina, particularmente nas chumaceiras, o valor calculado pela igualdade (1.9.) excede a potência cedida à turbina-bomba pelo escoamento. Daí, ser necessário introduzir um factor de minoração que reflita essa perda de capacidade por parte da turbomáquina. Este factor, usualmente designado por rendimento – η , origina uma nova expressão para o cálculo da potência da bomba a funcionar no sentido reversível como turbina, transformando a anteriormente denominada por potência teórica, agora, em potência útil:

$$P_u = Q_t \times H_u \times \gamma \times \eta_{tb}, \quad (1.10.)$$

onde

- P_u = Potência útil, W;
- Q_t = Caudal turbinado, m^3/s ;
- H_u = Queda útil, m;
- γ = Peso volúmico fluido, N/m^3 ;
- η_{tb} = Rendimento da turbina-bomba.

Importa salientar novamente que, devido ao funcionamento da bomba ser no sentido reversível, o rendimento usado para o cálculo da potência útil, neste caso, terá de ser também ele convertido da forma que se fará referência mais a frente, no subcapítulo “Rendimento expectável da turbina-bomba”.

Interpretando a igualdade (1.10.) conclui-se de imediato que para se elevar a potência deve-se aumentar o caudal turbinado juntamente com a altura de queda útil. No entanto, usualmente é preferível situar a nossa unidade num local onde exista uma maior queda, pois assim, para um dado valor de caudal turbinável, é possível gerar mais energia. De forma análoga, quanto maior a queda útil, menor será o caudal necessário para gerar quantidades semelhantes de energia. Também a existência de maiores quedas úteis leva a que a turbina-bomba funcione com velocidades específicas mais elevadas, resultando assim numa turbina de menores dimensões para uma dada potência a gerar. Não se pode esquecer que as pressões envolvidas no sistema serão mais elevadas no caso de se registarem maiores quedas úteis, o que aumenta o risco da integridade das condutas e das suas juntas, não ser conservada. Portanto, terá sempre de ser assumido um compromisso entre a queda útil e o caudal turbinado com o objectivo de se alcançar a solução económica e hidraulicamente mais sustentável. No problema em estudo não é necessária sensibilidade para esta questão devido ao facto de a conduta de adução, onde se instalará a turbina-bomba, constituir um dado e não uma incógnita do problema.

A potência dada pela expressão (1.10.) é máxima quando coincidente com o ponto de rendimento óptimo de funcionamento da turbina-bomba.

Pesquisas realizadas por VIANA (1987), com bombas centrífugas, mostram a viabilidade de utilizar bombas a funcionar como turbinas, mas recomendam utilizá-las com potências abaixo de 50 kW.

Durante a fase de exploração do sistema que engloba a turbina-bomba, a energia que é gerada vai depender do caudal disponível para turbinamento e como tal, esta pode variar de instante para instante ou de dia para dia, o que transforma o processo de cálculo da potência num problema só passível de ser resolvido se se considerar a variável tempo. Adiante apresentar-se-á uma abordagem que permitirá contornar esta dificuldade.

1.5.7. POTÊNCIA DISPONÍVEL VS. POTÊNCIA NOMINAL OU INSTALADA

Como se viu anteriormente a potência disponível no sistema de abastecimento de água em estudo é função, em cada instante, do caudal e queda útil registados.

Por outro lado, a potência fornecida pelo grupo hidro-gerador está limitada à gama de valores disponíveis no mercado. Dito isto torna-se compreensível que numa bomba, quando a funcionar no sentido reversível como turbina, podem ser diferenciados dois tipos de potência, nomeadamente, a potência transmitida pelo fluxo de água à bomba – P_{Fluxo} , onde as variáveis intervenientes são H_u e Q_t , e a potência fornecida pela bomba ao gerador - P_{Gerador} , em que as variáveis em jogo são a velocidade de rotação e o momento resistente. Perante o exposto, é óbvio que, só muito excepcionalmente, as características geradoras do grupo a instalar no aproveitamento coincidem de forma perfeita com as mesmas do sistema de abastecimento de água em estudo. Por outras palavras, a potência disponível no sistema é quase sempre diferente da potência capaz de ser gerada pelo grupo hidro-gerador a instalar, pelo que, sempre que tal ocorre, é necessário um ajuste do caudal de dimensionamento.

Passam-se então a descrever as várias etapas da abordagem a considerar:

Portanto em primeira instância, definido o caudal de dimensionamento, ou também denominado por nominal, e tomando, nesta fase, como constantes a queda útil e o rendimento, a potência eléctrica nominal a instalar, P_N (W), é estimada de forma idêntica àquela dada pela equação (1.10) com

excepção do valor do rendimento que, neste caso, representa o produto dos rendimentos do circuito hidráulico, da turbina-bomba, do gerador e do transformador, e ainda inclui os dispêndios de energia nos equipamentos auxiliares e perdas diversas. Resulta então que:

$$Pu = Q_t \times H_u \times \gamma \times \eta_T \times \eta_G \times \eta_{tb} \quad (1.11.)$$

Aqui surge o problema descrito anteriormente e que se cinge no simples facto de que a gama de potências nominais dos equipamentos existentes no mercado ser discreta, pelo que, a opção se fará pelo grupo turbina-bomba/gerador, de entre os que o mercado oferece, cujo valor de potência nominal, por excesso, melhor se aproxima do valor calculado.

Por último, a potência nominal do grupo define o caudal nominal, através da equação (1.10), em que o rendimento global pode ser ajustado ao grupo escolhido. É conveniente, portanto, proceder à correcção da estimativa inicial do caudal de projecto, em face do valor da potência efectivamente instalada.

1.5.8. ANÁLISE DO RENDIMENTO DE TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS

1.5.8.1. Generalidades

A noção de rendimento advém do facto de que os valores teóricos e os valores realmente observados dos diferentes parâmetros em jogo serem diferentes em virtude da ocorrência de perdas de variada ordem.

A sua definição cinge-se pela razão entre a potência à saída do veio da roda, para o alternador e a potência fornecida à turbomáquina. Este rendimento global depende, como já foi dito, de vários factores, como sejam as perdas de ordem hidráulica e mecânica e as fugas de água.

Na realidade, a variação do valor do rendimento do grupo terá uma influência que se estende para além da definição do próprio valor da potência e que interferirá simultaneamente no valor da energia produtível por acção indirecta no parâmetro tempo.

1.5.8.2. Curvas de rendimento de turbinas Francis

O valor do rendimento não é único, mas apresenta-se dependente quer do tipo de turbina a empregar e do grupo em geral, quer, em especial, da potência relativa mobilizada face ao valor máximo da potência instalada ou em função da relação entre o caudal turbinado e o valor do máximo caudal turbinável, que, por seu lado, depende e define as características base do grupo.

O rendimento global de uma turbina de reacção varia, entre outros factores, consoante o grau de abertura do distribuidor devido às perdas de carga originadas pela turbulência que se geram na passagem do fluido, desde a entrada na turbina até à sua roda. O distribuidor é o órgão da turbina que cede a velocidade necessária ao fluido para que este ataque a roda em condições que minimizem as perdas de carga e tornem possível a transferência de energia cinética e de pressão máximas.

A cada par de valores do caudal e da queda útil com que uma dada turbina funciona em regime permanente ($n = \text{constante}$) corresponde um determinado valor do rendimento. O mais elevado dos rendimentos para os possíveis pontos de funcionamento, com n constante, designa-se por rendimento óptimo e a ele correspondem-lhe as condições óptimas de funcionamento. As curvas de rendimento óptimo para uma família de turbinas Francis variam com a velocidade específica conforme ilustrado

na Figura 1.18. Pela sua análise é perceptível que quanto maior a velocidade específica menor será o rendimento óptimo expectável.

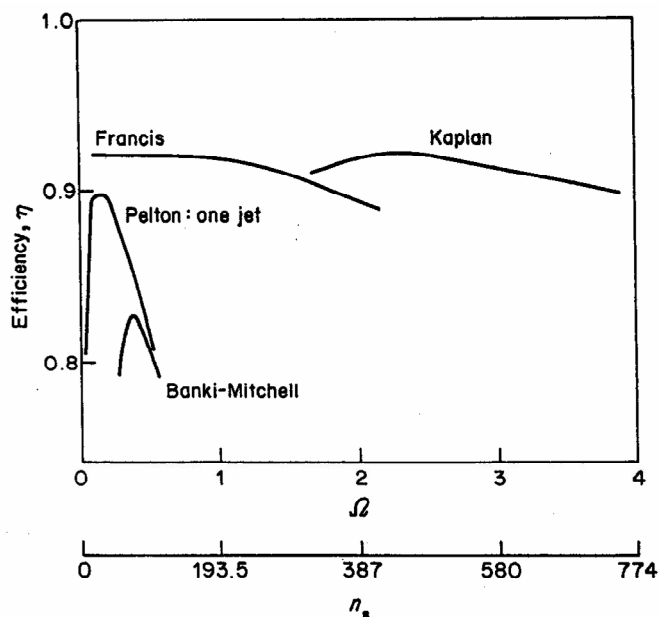


Figura 1.18 – Variação do Rendimento – η com a Velocidade Específica para diferentes turbinas (Adaptado de L. Monition et al [5])

O conhecimento da variabilidade desta última relação, ou seja, do rendimento vs caudal turbinado revela-se de extrema importância para uma eventual análise da potência útil gerada. Na Figura 1.19 encontram-se representadas várias dessas curvas para diferentes velocidades específicas (representadas por Ω neste gráfico), em turbinas com roda do tipo Francis.

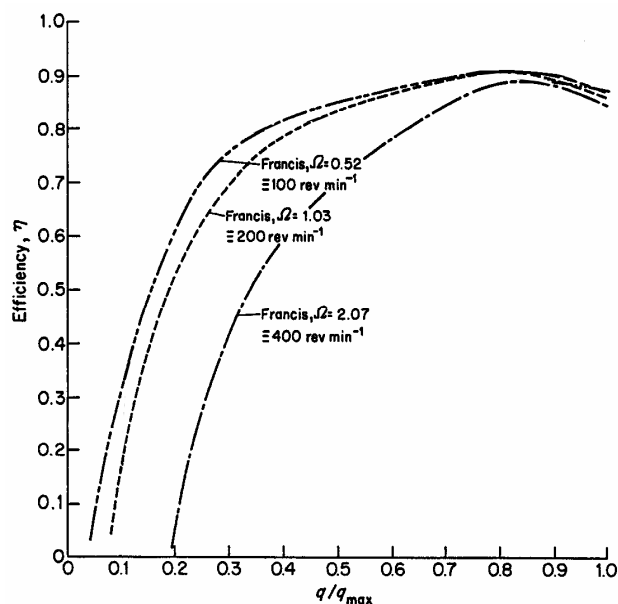


Figura 1.19 – Variação do Rendimento – η com o Caudal turbinado para diferentes turbinas com roda do tipo Francis (Adaptado de L. Monition et al [5])

Dispõem-se, assim, de relações entre um dado valor do caudal afluído, que caso se situe no intervalo de utilização da turbina-bomba, conduzirá a um dado valor do rendimento da instalação e,

consequentemente, definirá um valor da potência que para um determinado período de tempo, conduzirá a um dado valor de energia produzida

Existe também a possibilidade de se tomar uma equação empírica simplificada, obtida a partir da análise de um grande número de curvas de rendimento de diversos fabricantes, para diversos tipos de turbinas operando sob diferentes condições de queda e caudal afluyente. Efectuando algumas simplificações foi possível obter a seguinte equação geral para o rendimento da turbina:

$$\eta_t = \left\{ 1 - \left[\alpha \left(1 - \beta \frac{Q}{Q_N} \right)^\chi \right] \right\} \delta \quad (1.12.)$$

Os parâmetros correspondentes às turbinas com roda do tipo Francis são apresentados no Quadro 1.2, em que h'_u representa a queda útil.

Quadro 1.2 - Parâmetros da equação geral do rendimento para turbina Francis

	Francis
α	1,25
β	$1,1173h'_u{}^{0,025}$
χ	$3,94 - 11,7h'_u{}^{-0,6}$
δ	0,919

Os rendimentos das turbomáquinas constituídas por roda do tipo Francis situam-se sensivelmente entre os 70% a 90%. Pela análise da Figura 1.19 é evidente que as turbomáquinas do tipo Francis possuem rendimentos aceitáveis apenas para uma gama apertada de valores de q/q_{max} . Nesta fase inicial, como existe já a noção de que a gama de caudais turbináveis, na instalação que se irá estudar, é bastante estreita conclui-se que a escolha deste tipo de roda encaixa nas condições existentes e será a mais acertada para se instalar no sistema referido em termos de rendimentos expectáveis. Em suma, as turbinas Francis apresentam bons rendimentos máximos, além de gamas de utilização de dimensão apreciável, variáveis com o valor da rotação específica.

Note-se também que, ao contrário das turbinas de acção, nomeadamente as Pelton, cuja eficiência é bastante insensível relativamente à variação do caudal turbinado, as turbomáquinas com roda do tipo Francis possuem curvas de rendimento que se vão tornando mais pontiagudas à medida que a velocidade específica aumenta.

Como se viu, o rendimento de uma turbomáquina depende do caudal, pelo que são impostos limites de exploração à mesma, isto é, é fixada uma faixa admissível de operação em torno do caudal nominal, sem variação apreciável do rendimento. Fora desta faixa, a turbina-bomba é desligada, por insuficiência de rendimento. No Quadro 1.3 indicam-se os factores correspondentes aos limites de exploração das turbinas em função do caudal turbinado.

Quadro 1.3 - Limites de exploração das turbinas Francis (Adaptado de Moura, Betâmio)

Turbina	$\alpha_1 = \frac{Q_{\min}}{Q_n}$	$\alpha_2 = \frac{Q_{\max}}{Q_n}$
Francis	0,3 a 0,4	1,15

1.5.8.3. Rendimento expectável de turbinas-bombas

Como já foi exposto, o uso de uma bomba a funcionar como turbina com a finalidade de produzir energia, origina dois tipos de potências, designadamente, P_{Fluxo} e $P_{\text{Gerador}}/P_{\text{Motor}}$, que terão responsabilidades na sua eficiência global. Assim sendo, enquanto que o rendimento de uma bomba pode ser traduzido por

$$\eta_b = \frac{P_{\text{Fluxo}}}{P_{\text{Motor}}}, \quad (1.13.)$$

uma vez que esta pode funcionar como turbina, o rendimento concordante com esse sentido, poderá ser definido, de uma forma equivalente, através da seguinte equação:

$$\eta_t = \frac{P_{\text{Gerador}}}{P_{\text{Fluxo}}}. \quad (1.14.)$$

Como também já foi dito anteriormente, a especificação de uma turbina inclui geralmente uma curva que nos mostra a variação do rendimento com o grau de abertura do distribuidor. No entanto, no caso de uma bomba a funcionar como turbina, como não existe distribuidor, a capacidade de regulação da velocidade do fluido no ataque à roda é impossível. Com efeito, o rendimento global de uma turbina-bomba variará, como já foi anteriormente citado, consoante o caudal turbinado, admitindo que a variação da queda não é relevante face à influência da variação dos caudais. O gráfico da Figura 1.19 continua assim a ser válido para a turbina-bomba, em que agora q será uma percentagem do valor do caudal máximo – $q_{\text{máx}}$ turbinado.

Contudo é necessário ter em atenção que o ponto de melhor eficiência das turbinas-bombas, quando a turbinar, geralmente não ocorre para a total abertura do distribuidor como aliás é visível na Figura 1.20. O exemplo ilustrado mostra que o ponto de rendimento óptimo de uma bomba ocorre para um valor de caudal igual ao caudal máximo bombeado. No entanto, no caso de uma turbina, para a situação de plena abertura do distribuidor, ou seja, para um valor de caudal igual ao caudal máximo bombeado, o rendimento expectável é inferior ao óptimo que, por sua vez, acontecesse para uma relação de Q/Q_{opt} aproximadamente igual a 80%.

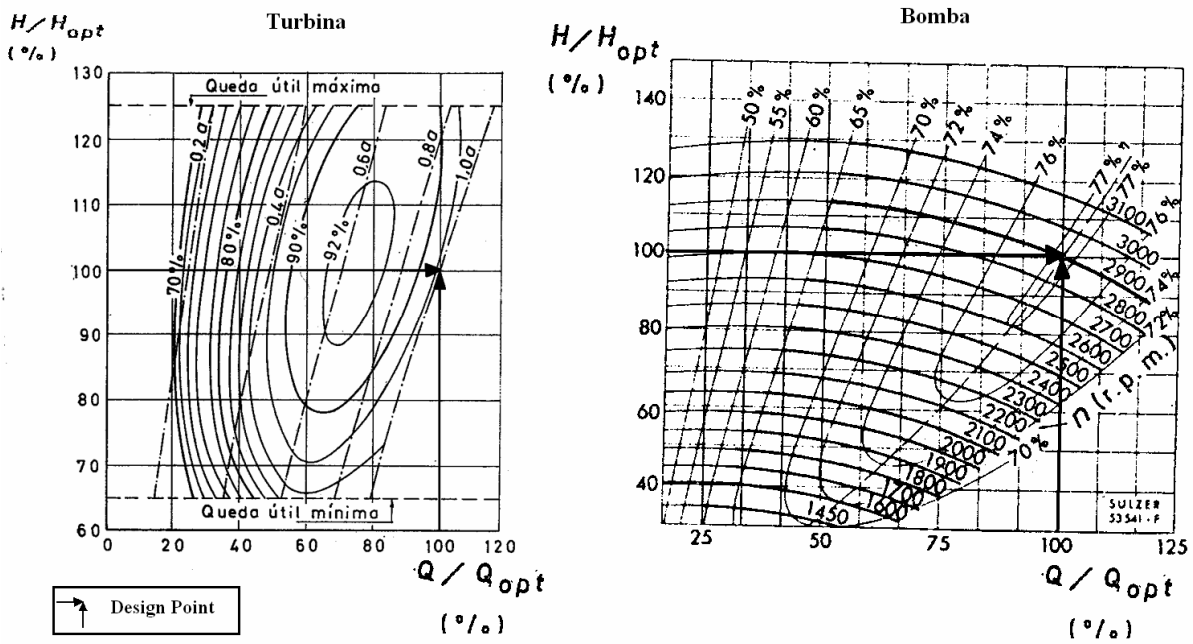


Figura 1.20 – Eficiências Turbina Vs. Bomba para $Q = Q_{opt}$ – diagramas em colina (Adaptado de Ramos, Helena et al [12])

Importa referir também que, a velocidade constante, o limite de exploração das bombas a funcionar como turbinas, tal como para turbinas com roda do tipo Francis, é atingido quando se regista cerca de 40 por cento do caudal turbinável no seu ponto de rendimento óptimo, como se torna elucidativo na Figura 1.21.

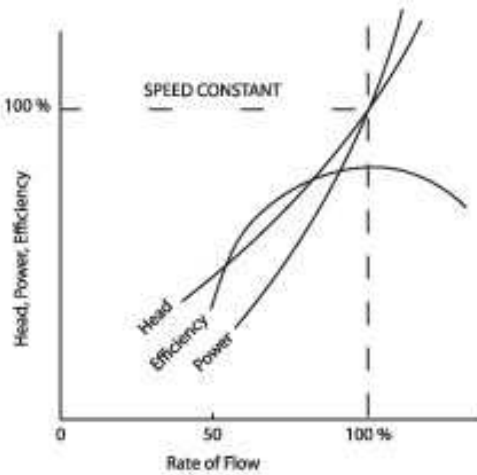


Figura 1.21 – Curvas características da turbina-bomba em função do caudal turbinado para velocidade constante

Segundo Garey, 1990 e Ramos e Borga, 1999, uma bomba pode funcionar no sentido inverso, com um rendimento da ordem de grandeza do correspondente rendimento para bombagem bastando para a sua correcta caracterização proceder a um ligeira correcção.

Como tal, para se estimar de forma correcta a potência útil desenvolvida pela turbina-bomba, é necessário converter o rendimento da turbina-bomba quando a bombear para o respectivo rendimento quando a turbinar. Para tal apresentam-se de seguida duas metodologias fundamentadas em bibliografias da especialidade, que em momento oportuno serão devidamente citadas.

A primeira das alternativas a sugerir, consiste na multiplicação do rendimento óptimo da bomba, por um factor de conversão, usualmente dado nos catálogos do fornecedor e aqui designado por C_R . Assim, se a bomba tiver um rendimento η_b , o rendimento dessa mesma bomba a funcionar como turbina η_{tb} será dado por:

$$\eta_{tb} = \eta_b \times C_R \quad (1.15.)$$

Como geralmente o intervalo de valores de C_R varia entre 0.92 e 0.99, o rendimento expectável de se registar numa turbina-bomba quando a trabalhar como turbina será sempre inferior quando a funcionar como bomba, o que vai de encontro ao anteriormente citado.

Na maior parte dos casos os fabricantes de bombas consideram os factores de conversão como informação prioritária. Sempre que são facultados este tipo de dados, como os gráficos representados na Figura 1.22, onde se desenham as curvas características da turbina-bomba para diferentes velocidades específicas, mas velocidade de rotação constante (como aliás acontecerá no sistema em estudo), é possível prever a performance da turbina-bomba sob diferentes condições de funcionamento. Importa salientar que as iniciais “BEP” indicam o ponto de rendimento óptimo da turbomáquina.

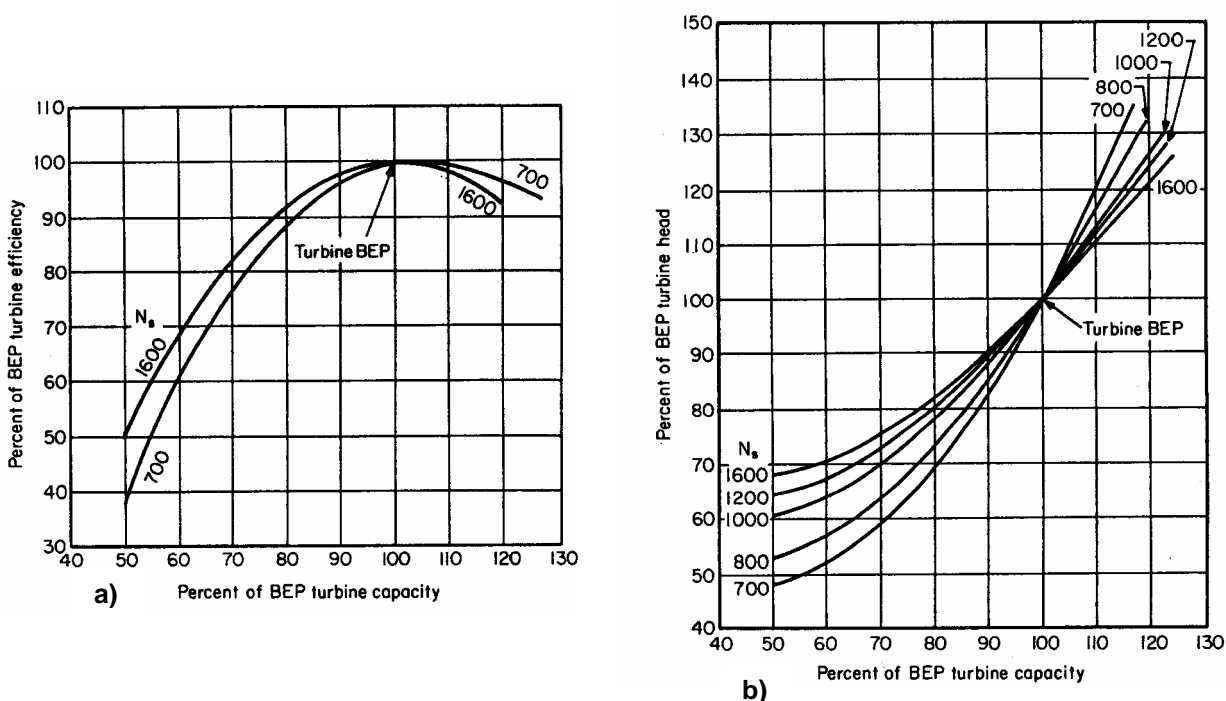


Figura 1.22 – Curvas características da turbina-bomba para diferentes velocidades específica – a) Caudal turbinado Vs. Rendimento Esperado; b) Caudal turbinado Vs. Queda Útil (Adaptado de Power Generation Calculations Reference Guide 1987 [7])

Com estas referências (Figura 1.22) torna-se assim mais prático determinar o rendimento e a queda útil correspondentes a uma determinada percentagem de caudal turbinado relativamente àquele que seria turbinável no ponto de rendimento óptimo da turbina-bomba (*BEP turbine capacity*).

Em segundo plano pode-se fazer uma análise de rendimentos baseada no que foi explicitado no subcapítulo dedicado à caracterização dos regimes de funcionamento de uma turbomáquina no digrama cartesiano em função do valor de teta e dos parâmetros de Suter. Portanto, analogamente às representações gráficas ilustradas na Figura 1.22, é também possível caracterizar a variação dos

rendimentos da bomba em função desses parâmetros. De assinalar que as diferenças residem no facto de que em abcissa constam valores de θ enquanto que em ordenada, esta, é escalonada pela percentagem do rendimento instantâneo relativamente ao óptimo, ou seja,

$$e = \frac{\eta_t}{\eta_{t\text{BEP}}}, \quad (1.16.)$$

que por sua vez é igual a:

$$e = \frac{WT}{WH} \times \tan \theta = \frac{b}{h} \times \tan \theta. \quad (1.17.)$$

Na Figura 1.23 mostra-se então a variação do rendimento relativo – e – em função de θ para diferentes bombas. Como a análise da bomba é feita para o seu funcionamento em turbinamento normal, logo a gama de valores de teta que delimitam a informação do gráfico varia entre 180 e 240 graus.

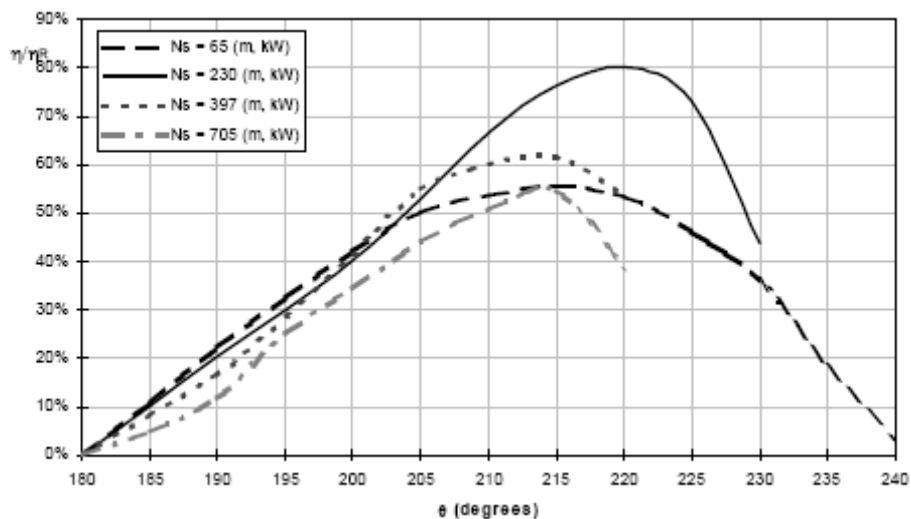


Figura 1.23 – Variação de rendimento de bombas a funcionar como turbinas (Adaptado de de Ramos, Helena et al [12])

Sugere-se finalmente que se calculem os rendimentos da turbina-bomba expectáveis de se registarem, função dos caudais turbinados, com base em cada um dos métodos expostos e por fim se faça uma análise de sensibilidade com o intuito de se escolher o valor mais conservativo para o estudo em causa.

1.5.9. OUTROS RENDIMENTOS

Os rendimentos do gerador e do transformador e as perdas eléctricas diversas são habitualmente considerados independentes do caudal afluente e da altura de queda. Como valores típicos podem considerar-se os seguintes:

$$\eta_{\text{gerador}} = 95\% \qquad \eta_{\text{transfo.}} = 99\% \qquad p_{\text{div}} = 2\%.$$

Não obstante, existe a liberdade de se tomarem outros valores mais conservativos.

1.6. SELECÇÃO DA TURBINA- BOMBA ADEQUADA AO SISTEMA EM ESTUDO

1.6.1. GENERALIDADES

A escolha de um turbomáquina resulta de um compromisso entre vários factores, designadamente, a adaptação às variações de caudal, a cavitação e os problemas inerentes ao fenómeno, instalações de manutenção, localização, finalidade, etc., e por último, a selecção do tipo de turbomáquina apropriado dependerá da experiência bem sucedida em instalações já existentes. Do ponto de vista hidromecânico, os primeiros aspectos a analisar, quando se pretende seleccionar o tipo de turbina a instalar num dado aproveitamento, é o da gama de quedas úteis inerente ao desnível topográfico existente e os caudais turbinados, bem como, as características da conduta adutora (diâmetros, traçados, rugosidades).

O dimensionamento completo de uma turbina afasta-se do âmbito da Engenharia Civil, constando do projecto a apresentar pelo fabricante. Há, no entanto, certos aspectos de pré-dimensionamento que poderão ser abordados pelo projectista da instalação, com base não só em condições de carácter teórico, mas também em dados práticos como os compilados em várias referências bibliográficas, como por exemplo o Bureau of Reclamation. Esboçam-se, em seguida, de modo muito sucinto, aspectos a considerar no referido pré-dimensionamento da turbina-bomba, sobressaindo as suas condições de dimensionamento e potência gerada prevista.

1.6.2. CONDIÇÕES DE DIMENSIONAMENTO DA TURBINA-BOMBA

O uso de bombas centrífugas a funcionar no sentido anormal, ou seja, como turbina, obriga ao conhecimento de demais critérios para a sua correcta selecção. O erro mais comum na escolha de turbinas-bombas acontece sempre que se tomam como base as condições existentes da instalação (queda útil e caudal turbinado) para a escolha de uma bomba a partir do catálogo de um qualquer fornecedor, como se a turbomáquina a aplicar no sistema fosse uma turbina pura. Porém, pela simples razão de que as curvas representativas do desempenho das bombas, apresentadas nos catálogos, descrevem o seu funcionamento e apenas esse, a unidade poderá ser sobredimensionada e consequentemente acabará por não cumprir os requisitos que se desejariam à partida.

Nas situações mais comuns, o escoamento onde se insere a turbomáquina origina uma gama de quedas úteis e caudais turbinados bastante pequena. A velocidade de rotação, por seu lado, possui um valor fixo e depende dos requisitos subjacentes à finalidade da turbomáquina. Estes vão ser os parâmetros de dimensionamento que permitem calcular o ponto de rendimento óptimo da turbina e a partir dos quais se escolherá uma bomba equivalente que satisfaça as mesmas condições. Portanto, o objectivo final passará pela escolha de uma bomba equivalente a uma turbina cujo ponto de rendimento óptimo satisfaça as condicionantes impostas à partida.

Perante o exposto no parágrafo anterior apresenta-se então o método a utilizar para o devido cálculo das condições de dimensionamento da turbina-bomba.

Após a estimativa dos valores do caudal turbinado de projecto – Q_{t_proj} e queda útil correspondente – H_{u_proj} , previstos no nosso sistema, (capítulo “Avaliação da Produção Energética” desenvolve este tema) bem como da velocidade de rotação – n requerida para satisfazer a potência que se pretende gerar, calcula-se a velocidade específica da bomba – n_{sb} nessas condições, através da equação dada em (1.2.). Não se quer deixar de referir que existe uma via alternativa, que se usa com predominância no pré-dimensionamento, onde se poderá recorrer a dados estatísticos, baseados na experiência passada, para estimar a velocidade específica para uma dada família de turbinas em função da queda útil existente – Figura 1.24 e Figura 1.25.

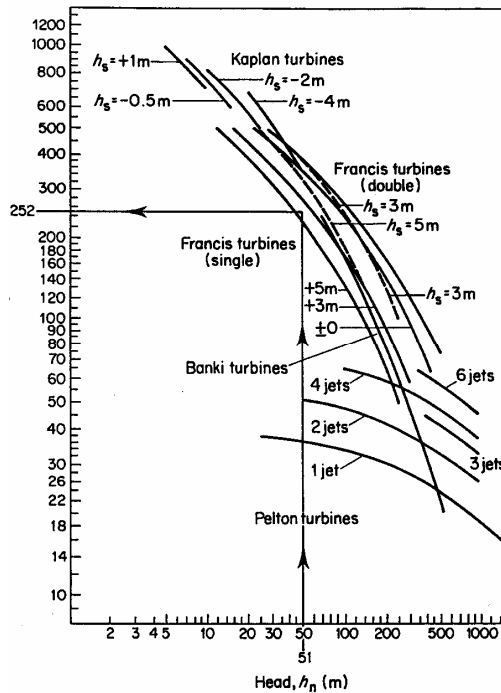


Figura 1.24 – Relação entre queda útil e velocidade específica para diferentes tipos de turbinas (Adaptado de Vivier, 1964)

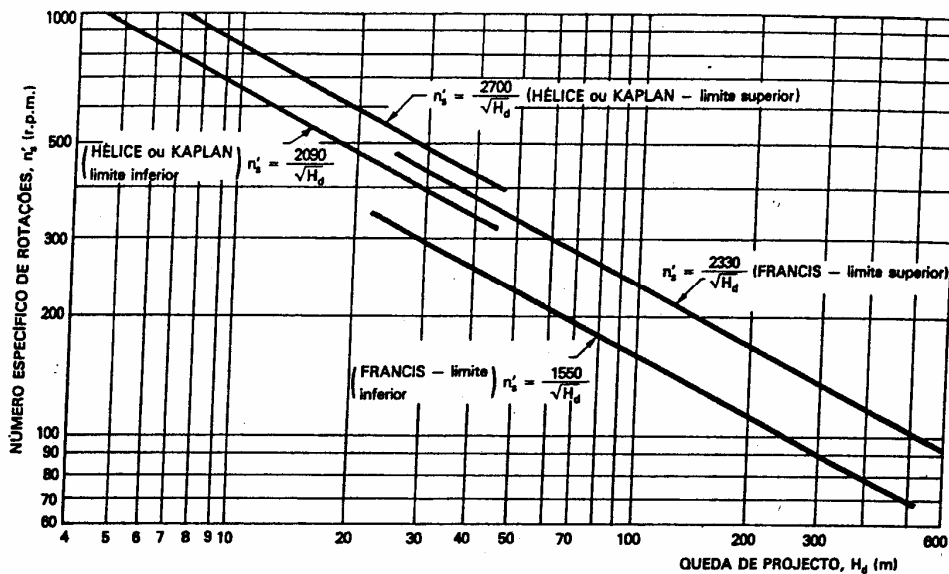


Figura 1.25 – Relação entre queda útil e velocidade específica para diferentes tipos de turbinas (Adaptado de Barbosa, J.N. [1])

Assim, para uma certa queda útil instalada, esta abordagem dará uma primeira ideia do valor da velocidade de rotação, das dimensões da turbina e até da altura total de restituição – h_s , isto é, o desnível entre o plano da roda e o nível de água na restituição.

Após este primeiro passo devem-se converter as condições de dimensionamento da turbina pura ($Q_{t,proj.}$ e $H_{u,proj.}$) para as condições de dimensionamento equivalentes da bomba ou turbina-bomba

(Q_{eq_b} e H_{eq_b}). Para tal recorre-se a factores de conversão existentes na base de dados dos fornecedores e que relacionam o desempenho das turbinas puras no seu ponto de rendimento óptimo (*BEP*) com o desempenho das bombas nesse mesmo ponto. Torna-se necessário então o cálculo da velocidade específica da bomba, a partir da expressão dada em (1.2.), para a escolha acertada de tais factores. Para se dar uma ideia, nos casos mais típicos, em que a velocidade específica varia entre 500 e 2800, os factores de conversão, designadamente, caudal turbinado – C_Q e queda útil – C_H , variam sensivelmente entre 1,1 e 2,2.

Portanto, em suma, a aplicação destes factores, às condições de dimensionamento da turbina pura, encaminha-nos aos valores correctos para a selecção da bomba no seu ponto de rendimento óptimo, a partir dos catálogos do fornecedor. Tem-se assim o organograma da Figura 1.26:

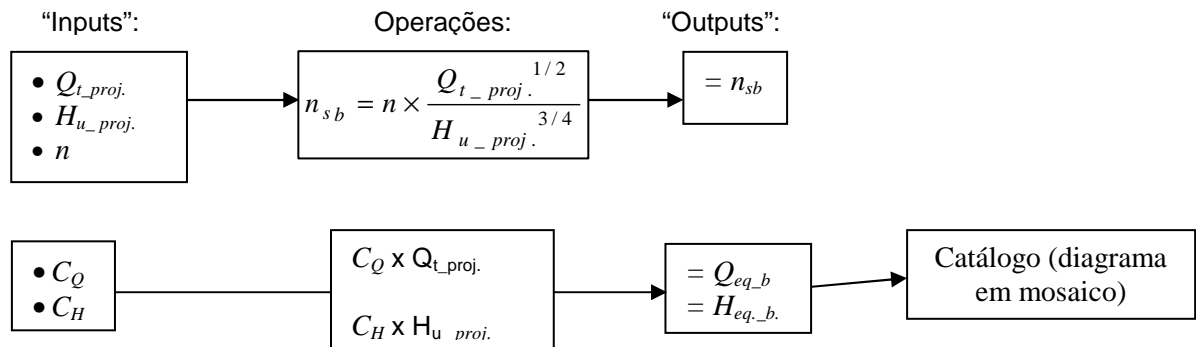


Figura 1.26 – Organograma da conversão das condições de dimensionamento da turbina-bomba

A região preenchida do gráfico ilustrado na Figura 1.27 fornece uma ideia da disponibilidade no mercado de bombas centrífugas passíveis de funcionarem como turbinas

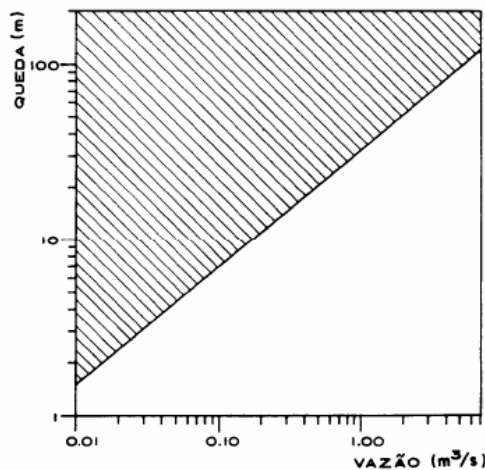


Figura 1.27 – Região preferencial para aplicação de bombas centrífugas a funcionar como turbinas (Adaptado de Carlos R. Balarim et al [3])

Após a escolha da bomba que melhor se adequa às condições de projecto importa reter qual o rendimento óptimo expectável da mesma, nessas circunstâncias designando-se esse por η_{tb} . Este parâmetro já foi descrito no subcapítulo antecedente denominado por “Rendimento expectável de turbinas-bombas”.

Concluída esta última operação é agora possível elaborar uma estimativa mais realista da potência nominal a ser gerada pela turbina-bomba. Neste ponto, importa salientar que na expressão da potência,

dada em (1.10.), apenas o rendimento da turbina-bomba – η_{tb} sofre conversão (valor da igualdade (1.15.)), ou seja, o rendimento que influenciará a potência gerada será ajustado ao comportamento da bomba quando a funcionar como turbina. Os valores das restantes variáveis apresentadas nessa mesma expressão, nomeadamente Q_t , H_u e demais rendimentos, são desprovidos de qualquer correcção, representando assim as condições reais de projecto ($Q_{t_proj.}$ e $H_{u_proj.}$). Isto é, só na fase de escolha da bomba, através dos catálogos, é que se aplicam factores de conversão para a queda útil e caudal turbinado de projecto. Em resumo surge um novo organograma, agora ilustrado na Figura 1.28:

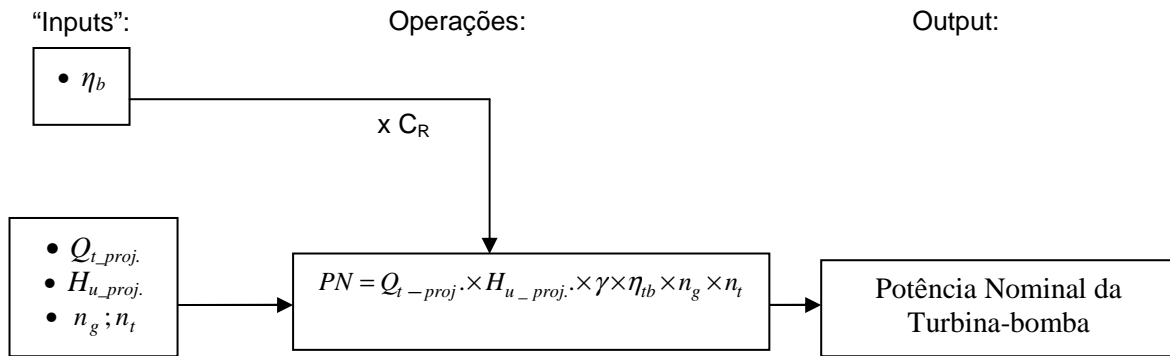


Figura 1.28 – Organograma do cálculo da potência útil da turbina-bomba

É também viável seguir uma abordagem gráfica do método explicado desde o início deste subcapítulo. Assim recorrendo a diagramas semelhantes aos dados no subcapítulo “Influência da Velocidade Específica nas Curvas Características das Bombas”, onde se desenham as curvas características de ambos os tipos de turbomáquinas em apreço, convertem-se as condições de dimensionamento da turbina para as condições de dimensionamento da bomba ou turbina-bomba, como é o exemplo da Figura 1.29.

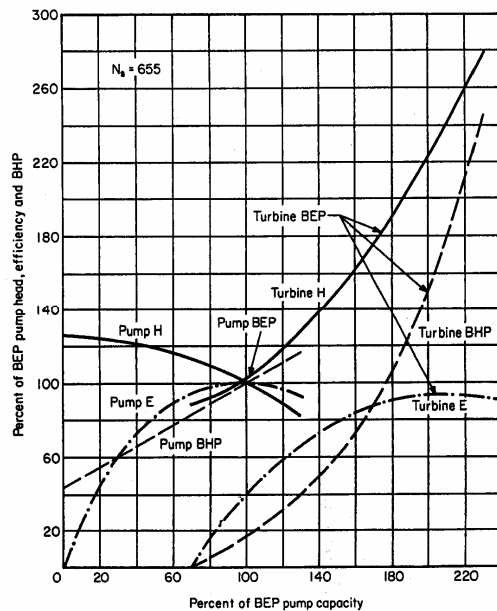


Figura 1.29 – Curvas características (rendimento; queda útil; potência) da turbina-bomba a funcionar como bomba e como turbina para $n_s=655$ (Adaptado de Power Generation Calculations Reference Guide 1987 [7])

Com a utilização deste recurso, a obtenção de valores para dimensionamento da bomba torna-se mais rápido e prático comparativamente ao método anteriormente explicitado.

No final, resta apenas seleccionar o grupo hidro-gerador, na base de dados do fornecedor, cujo ponto de rendimento óptimo melhor se enquadra nos valores extraídos do diagrama e por fim proceder ao ajuste do caudal nominal à luz das características geradoras do grupo escolhido.

1.6.3. PRÉ-DIMENSIONAMENTO DA TURBINA-BOMBA A PARTIR DOS CATÁLOGOS – DIAGRAMA EM MOSAICO

Definidos os elementos de dimensionamento da turbina-bomba a instalar no sistema em estudo, tal como descrito no subcapítulo “Condições de Dimensionamento da Turbina-bomba”, será possível, de forma a iniciar o processo de análise da estimativa da produção energética, apontar para o tipo de bombas que se irão utilizar. Assim, nos gráficos da Figura 1.30 consta precisamente a delimitação dos domínios de aplicação de bombas de diferentes tipos em função do caudal bombeado e altura de elevação correspondente, que no caso de estudo, após conversão, coincidem com os valores de $Q_{eq,b}$ e $H_{eq,b}$. Assim, a observação de um qualquer diagrama de utilização de bombas, conduzirá a que se estabeleça a adaptabilidade dos diferentes tipos de turbinas-bombas a diferentes gamas de quedas.

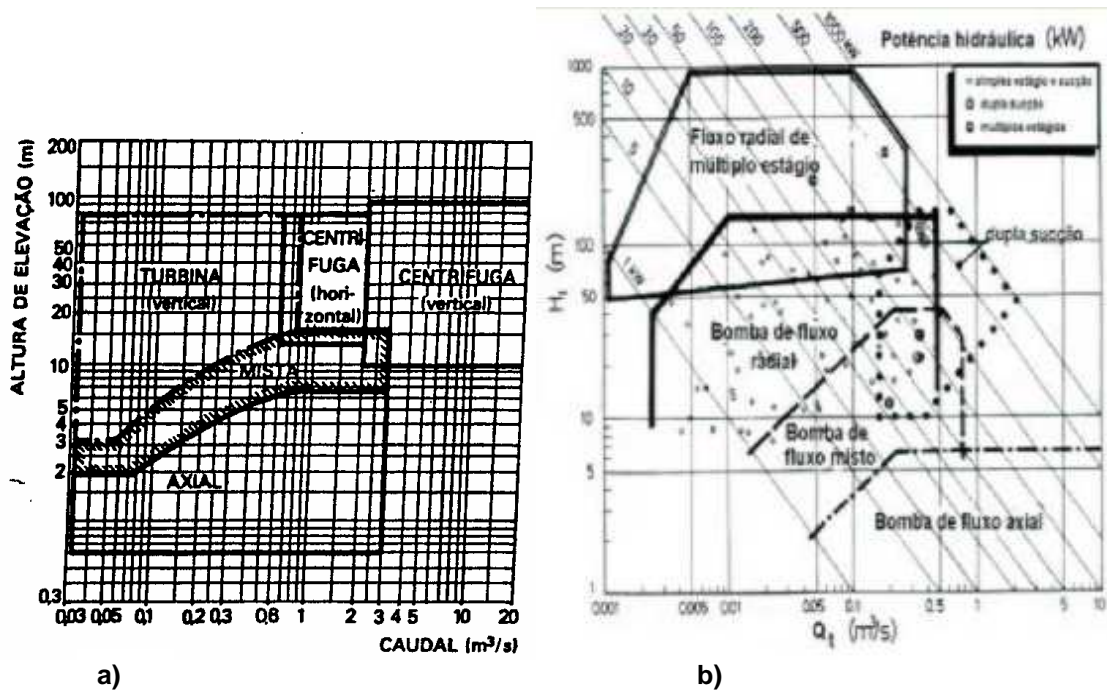


Figura 1.30 Domínios de utilização de bombas (a) Adaptado de Sarmento, J.N. [1]; b) Adaptado de Ramos, Helena et al [12]

No gráfico a) da Figura 1.30 importa focar a sua área mais central onde se enquadram as bombas mistas com roda do tipo Francis. Este tipo de turbomáquinas apresenta uma grande gama de utilização de quedas, a qual é permitida pela utilização de diferentes evoluções da forma da roda.

Segundo VIANA (1997), o campo de aplicação das turbinas-bombas mais aconselhado é o indicado no Quadro 1.4, em função das condições de vazão e de queda existentes no local.

Quadro 1.4– Intervalo de alturas de funcionamento permitidas (Adaptado de Carlos R. Balarim et al [3])

Tipo de Turbomáquina	Gama de Quedas (m)	Caudais (m³/s)	Gama de Potências (kW)
Turbina-bomba	6 – 100	0.02 a 0.25	<50

O recurso à velocidade específica para a escolha de uma bomba é reservado, em geral, para grandes unidades. Relativamente às unidades de série, como aliás acontece com o caso de estudo, o procedimento a adoptar é mais simples e tem por base, em geral, a consulta de catálogos dos respectivos fabricantes como já foi anteriormente referido.

É corrente figurarem nesses catálogos de bombas os chamados diagramas em mosaico, ou mosaicos de utilização, que indicam, numa representação cartesiana (altura de elevação e caudal bombeado), os domínios de funcionamento, em boas condições, dos principais modelos de bombas hidráulicas de um certo tipo, correspondendo, em geral, cada mosaico a uma velocidade de rotação. Na Figura 1.31 ilustra-se o exemplo de um diagrama em mosaico relativo a uma rotação equivalente a 1450 r.p.m., sendo, neste caso, cada modelo referenciado por dois números, o primeiro dos quais representa o diâmetro interior da conduta de aspiração e o segundo, o diâmetro do impulsor.

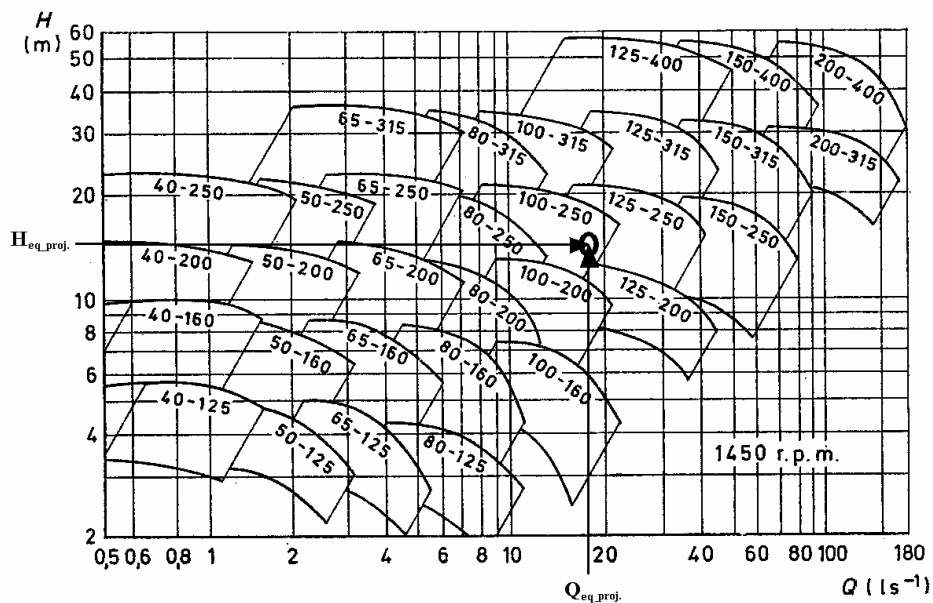


Figura 1.31 – Diagrama em mosaico para velocidade de rotação de 1450 r.p.m. (Adaptado de Barbosa, J.N. [1])

Com este recurso disponibilizado pelos fabricantes torna-se assim mais prática e intuitiva a decisão sobre a pré-selecção da bomba que melhor se adapta às condições impostas pela instalação, (no exemplo da Figura 1.31 seria 100-250) senão vejamos. O caudal que efectivamente será elevado e a queda útil só poderão ser definidos com rigor após conhecidas as características da bomba. No entanto, a partir dos dados do problema é possível calcular as perdas de carga correspondentes ao caudal previamente considerado e determinar um valor aproximado da queda útil que na realidade é possível ser aproveitada. Com estes elementos – ordem de grandeza do caudal a turbinar e queda útil estimada – o diagrama em mosaico permite então realizar a pré-selecção da bomba. Portanto com os dados de projecto provenientes das condições de dimensionamento da turbina-bomba devidamente convertidos, nomeadamente caudal turbinado e queda útil equivalentes (Q_{eq_b} e H_{eq_b}), a turbina-bomba a escolher corresponderá à área do gráfico onde se insere o ponto de intersecção entre as projecções vertical e horizontal das variáveis em jogo - Figura 1.31.

A confirmação da escolha e a determinação do diâmetro da roda deverá, em seguida, fazer-se pela consulta da colina de rendimentos da bomba pré-seleccionada, que pode apresentar-se com o aspecto indicado na Figura 1.32, correspondente à bomba 125-250 do digrama em mosaico anterior. Neste novo diagrama, o parâmetro da família de curvas com a concavidade para cima representam o

diâmetro do impulsor, o qual pode ser ajustado sem afectar demasiadamente o rendimento da bomba, desde que o ponto de funcionamento se situe no interior da área evidenciada.

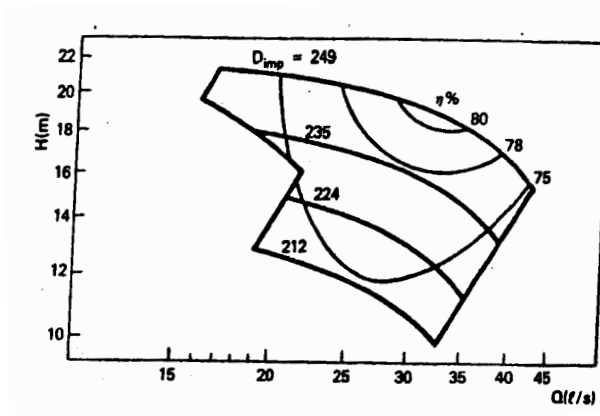


Figura 1.32 – Diagrama em colina para velocidade de rotação de 1450 r.p.m. (Adaptado de Barbosa, J.N. [1])

Uma vez feita esta selecção e definida a curva característica da instalação, pode determinar-se o ponto de funcionamento da bomba. Consequentemente, determinar-se-á o caudal que efectivamente será turbinado, assim como a queda útil correspondente no seu ponto de rendimento óptimo, recorrendo de novo aos factores de conversão citados, no entanto, agora no sentido inverso.

Como verificação complementar, torna-se necessário analisar as condições de restituição. Este ponto será devidamente clarificado no capítulo posterior.

1.7. LIMITES DE ASPIRAÇÃO/RESTITUIÇÃO – FENÓMENO DA CAVITAÇÃO

1.7.1. IMPORTÂNCIA DO FENÓMENO DE CAVITAÇÃO NO FUNCIONAMENTO DAS TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS

No escoamento de líquidos surgem, em certas condições, zonas em que a sua pressão num dado ponto desce até à respectiva tensão de saturação do vapor, fazendo com que o líquido entre em ebulição e se formem bolhas de ar, indicadoras da ocorrência do fenómeno de cavitação. Consequentemente, ao fim de um determinado tempo em que a turbomáquina fica sujeita às forças erosivas geradas por tal fenómeno, podem surgir ruídos, vibrações e até erosões na roda e no corpo da bomba. A cavitação é, por isso, um fenómeno hidráulico indesejável.

Como tal, no processo de selecção de uma turbina-bomba, quer para bombear, quer para turbinar, torna-se necessário estudar os fenómenos de cavitação e vibração, para que, desta forma, se evite que estes possam causar perturbações ao normal funcionamento da turbomáquina hidráulica. Importa realçar que, para uma turbina-bomba a funcionar no sentido de turbinamento, estes fenómenos não são tão condicionantes quando comparados com o caso do seu funcionamento ser no sentido inverso, como bomba.

1.7.2. ALTURA DE RESTITUIÇÃO, NPSH, NPEH E TENSÃO DE VAPOR – CONCEITOS

Define-se altura de restituição de uma turbina-bomba como a diferença de cotas existente entre o plano de referência horizontal que atravessa o ponto central do círculo descrito pela ponta do bordo de ataque da alheta, a montante – que no caso de turbinas-bombas de eixo horizontal coincide com a linha central da transmissão – e o nível de água na restituição, a jusante. Diz-se que a turbina

funciona em “contrapressão” quando a altura de restituição é negativa. Na Figura 1.33 ilustra-se a altura de restituição – h_s que no caso é positiva.

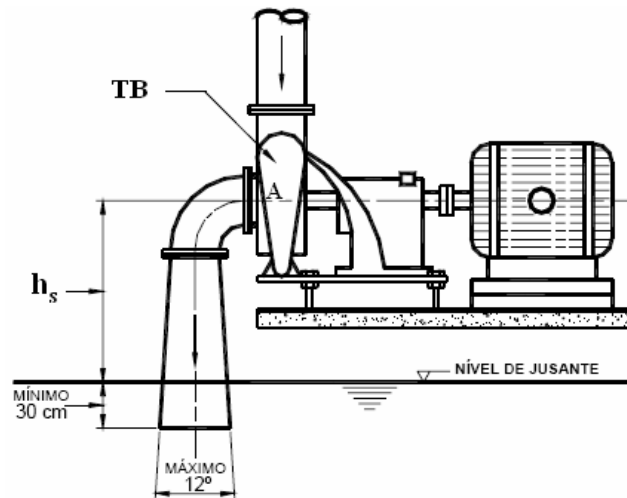


Figura 1.33 – Altura de Restituição (Adaptado de Carlos R. Balarim et al [3])

A tensão de saturação do vapor de um líquido, t_v , varia em função da temperatura. Por exemplo, no caso da água, à temperatura de 20°C, a tensão de saturação do vapor é de 0,23N/cm² (0,23 m.c.a.), enquanto que à temperatura de 100°C esta iguala a pressão atmosférica normal (≈ 10 m.c.a.).

Dito doutra forma, para o exemplo citado, caso a pressão absoluta, na linha central de transmissão da turbina-bomba de eixo horizontal, atinja os 0,23N/cm², num ambiente a 20°C de temperatura, daí resulta a ebulição do fluido água e com isso a possibilidade da ocorrência do fenómeno da cavitação.

A carga absoluta no bombeamento, acima da tensão de vapor, é a diferença entre a altura total de aspiração, referida à pressão absoluta, e a tensão do vapor do líquido e representa-se por NPSH – *net positive suction head*. Assim como no bombeamento (elevação) de um determinado fluido é requerido um valor mínimo de NPSH, também no turbinamento é necessário garantir um valor mínimo de NPEH – *net positive exhaust head*, para que ambos os processos possam ser realizados sem ocorrência de cavitação.

1.7.3. CONDIÇÕES A VERIFICAR PARA EVITAR O FENÓMENO DE CAVITAÇÃO

Para uma turbina-bomba a turbinar, quanto maior for a altura total de restituição – h_s , menor será a pressão absoluta no ponto A (Figura 1.33) – p_A , em igualdade das restantes condições. O valor mínimo que p_A pode tomar, a fim de que não apareça cavitação, é a tensão do vapor do líquido, t_v , para a temperatura máxima do líquido.

Então para que não ocorra este indesejável fenómeno, o valor da altura total de restituição nunca pode ser superior a:

$$h_s < \frac{P_{atm}}{\gamma} - \frac{t_v}{\gamma} - \sigma \times H \quad (1.18.)$$

onde

- h_s = Altura total de restituição (m);
- P_{atm} = Pressão atmosférica local absoluta (N/m²);

- t_v = Tensão de saturação do vapor do líquido (N/m^2);
- H = Queda útil (m);
- σ = Coeficiente de depressão dinâmica ou coeficiente de Thoma.

Tendo em conta que NPEH é tal que

$$NPEH = P_{atm} + h_s - t_v, \quad (1.19.)$$

pode-se desenvolver a expressão (1.18.) e estabelecer outra igualdade que se revela de maior interesse prático:

$$\sigma = \frac{NPEH}{H}. \quad (1.20.)$$

O termo sigma dado em (1.20.) é geralmente usado para descrever os efeitos da cavitação na performance das turbinas hidráulicas. Em Bureau of Reclamation [2], com base na experiência obtida em protótipos e modelos, foram propostas equações ou curvas de variação do coeficiente de sigma crítico – σ_{cr} , com a velocidade específica da bomba no seu ponto de rendimento óptimo – n_{sb} . Estas equações foram apresentadas sobre a forma gráfica, como se ilustra na Figura 7.2 em Anexos. Daí importa retirar que a expressão da recta que nos dá o sigma crítico –

$$\sigma_{cr} = 1.17E - 3 \times n_{sb}^{4/3}, \quad (1.21.)$$

representa todos os valores a partir dos quais existe grande probabilidade de ocorrência de cavitação localizada. Assim sendo, a condição a ser respeitada para que não ocorra cavitação tem de ser tal que:

$$\sigma > \sigma_{cr}. \quad (1.22.)$$

Este parâmetro característico aumenta com o aumento da velocidade específica. No entanto, a cavitação pode ser tolerada para valores de quedas úteis mais pequenos, que geralmente estão associados a turbinas-bombas de elevada velocidade específica.

Bureau of Reclamation [2] sugere, também, uma relação entre a altura de funcionamento permitida e a velocidade específica da bomba. Tal é ilustrado neste trabalho de forma resumida – Quadro 1.5, onde para um dado intervalo de velocidades específicas corresponde uma variação de alturas de funcionamento da unidade – sob a forma de percentagem relativamente à altura de elevação no ponto de rendimento óptimo, dentro das quais há pouca probabilidade da ocorrência do fenómeno da cavitação.

Quadro 1.5 – Intervalo de alturas de funcionamento permitidas (Bureau of Reclamation [2])

Velocidade específica da bomba, n_{sb}	Altura máxima	Altura mínima
rot/min	% de H_{BEP}	% de H_{BEP}
> 29	110	95
29 – 38.7	115	90
38.7 – 67.7	125	85
≥ 67.7	130	70

A escolha de uma turbina-bomba para vencer uma altura de elevação mais próxima do limite inferior dos valores de alturas permitidas favorece o turbinamento em detrimento do bombeamento. Dessa

forma, é possível turbinar para a queda útil mínima sem que, muito provavelmente, a queda útil correspondente ao ponto de rendimento óptimo da turbina-bomba, quando a turbinar, não caia fora dos limites das alturas permitidas, evitando-se assim a cavitação – Bureau of Reclamation [2] .

Faz-se alusão ainda aos acessórios necessários para o funcionamento adequado da instalação. Então, como ilustrado na Figura 1.33, além da turbina-bomba é aconselhada uma curva de 90° com diâmetro igual ao diâmetro da boca de entrada da bomba, assim como, um tubo de sucção cônico divergente com ângulo central de 12°, com o diâmetro menor igual ao diâmetro da curva de 90° e com comprimento suficiente para penetrar 30 cm a partir do nível de água do canal de restituição a jusante.

2. ESTUDO DO COMPORTAMENTO DAS TURBINAS-BOMBAS EM SISTEMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA – ANÁLISE COMPARATIVA COM AS VÁLVULAS REDUTORAS DE PRESSÃO

2.1. CONCEITOS GERAIS DE DIMENSIONAMENTO

Apesar de se considerar, desde logo, que as características do sistema adutor em causa representam dados assegurados do problema, pensou-se necessário redigir uma breve introdução alusiva à forma como se processa o seu dimensionamento, com o propósito de melhor se entender o assunto analisado neste capítulo.

O dimensionamento hidráulico das condutas adutoras assenta na definição do caudal de cálculo e na determinação da secção mais económica, incluindo-se nesta situação a opção pelas características de resistência mecânica das condutas sobre pressão reflectidas na espessura da parede do tubo. Para este objectivo torna-se necessário conhecer qual o caudal de cálculo a considerar (geralmente o volume diário médio do mês de maior consumo – V_{dmmmc} , aduzido em 24h), o modo de quantificar as perdas de carga e os limites admissíveis da velocidade de escoamento no interior da conduta.

Em relação à velocidade – U , é fixado o valor máximo de 1,5 m/s, valor que é normalmente considerado aceitável. No que respeita aos valores mínimos, não existe qualquer recomendação, sendo, no entanto, habitual procurar-se garantir um valor mínimo de 0,3 m/s, de modo a evitar o depósito de materiais de pequena dimensão arrastados com o escoamento.

O diâmetro é determinado, depois de escolhido o material a utilizar, a partir de um conjunto de diâmetros comerciais que se enquadra dentro dos limites de velocidade máxima e mínima atrás definidos. Isto é, a velocidade máxima obriga a um diâmetro mínimo enquanto que o diâmetro máximo é imposto pela velocidade mínima. A opção por um deles resulta da conjugação do caudal de cálculo com o diâmetro comercial que conduz ao aproveitamento máximo da velocidade e à solução técnica e economicamente mais vantajosa desde que se verifiquem as condições de pressão adequadas. A verificação de tais condições de pressão é concretizada à custa da quantificação dos correspondentes valores ao longo do traçado (em perfil) da conduta e, em particular, no seu extremo de jusante, quer este seja a entrada de um reservatório ou outro qualquer órgão, de modo a que tais valores se enquadrem nos limites de resistência mecânica possível para a conduta em causa. Na Figura 2.1 apresenta-se, em esquema, dois possíveis funcionamentos hidráulicos de um sistema adutor em “alta”, isto é, entre reservatórios.

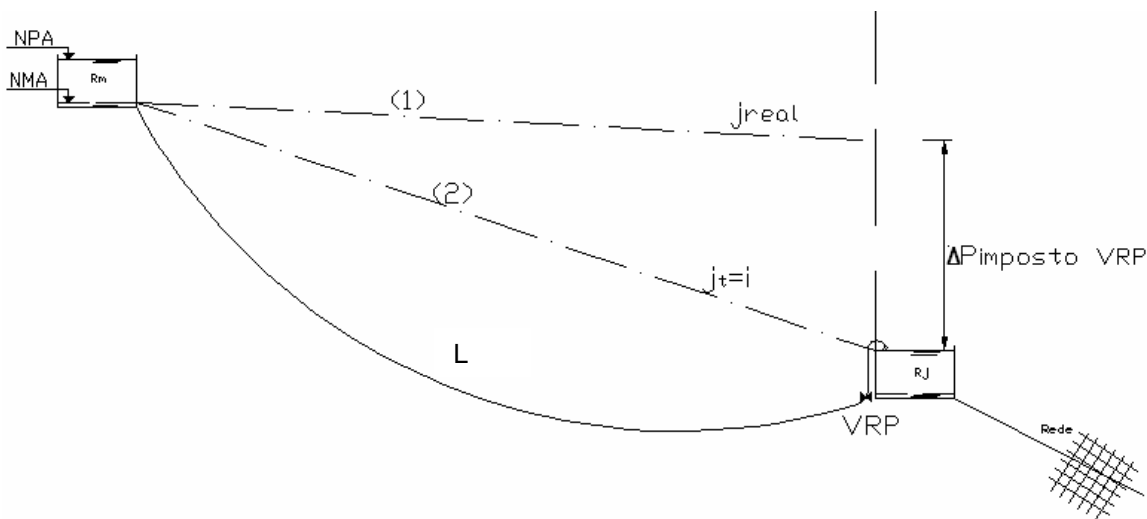


Figura 2.1 – Esquema de Conduta adutora gravítica – Diferentes hipóteses de funcionamento

Antes de mais importa apresentar a noção de piezométrica. Esta linha representa, em cada ponto da conduta, a energia potencial do escoamento e pode ter como referência o nível médio das águas do mar ou outro qualquer ponto escolhido, como por exemplo, o ponto mais baixo da conduta.

O funcionamento hidráulico representado pela linha piezométrica (2), da Figura 2.1, em que a perda de carga unitária – j_i , tem valor igual à relação dada pela diferença de cotas entre os reservatórios de montante e jusante – R_m e R_j respectivamente e o comprimento total da conduta – L , conduz a um diâmetro teórico mínimo que origina velocidades máximas muito superiores à admissível. Como tal, terá de ser encontrado outro tipo de funcionamento hidráulico cujas condições de operacionalidade estejam dentro dos limites aceitáveis. Surge então a linha piezométrica (1), da mesma figura, que, por imposição das condições de pressão à entrada do reservatório de jusante ($\Delta P_{\text{imposto VRP}}$), conduz a uma perda de carga unitária – j_{real} ajustada às velocidades admissíveis do escoamento no interior da conduta.

Daqui importa sublinhar que, num escoamento por gravidade em que se dispõe de um desnível excessivo, quando numa determinada secção da adutora, em particular à entrada do reservatório de chegada, se pretender reduzir a pressão de forma a não exceder, para jusante, um valor determinado, eventualmente a pressão atmosférica, é necessário recorrer à utilização de Válvulas Redutoras de Pressão (VRP). Resumidamente, em sistemas de distribuição de água em “alta”, as válvulas redutoras de pressão funcionam como dispositivos de dissipação de energia que tem como finalidade principal o controlo da pressão através do seu abaixamento numa zona localizada, geralmente à entrada do reservatório de jusante.

2.2. ASPECTOS GERAIS DE FUNCIONAMENTO DAS VRP

Como se viu, as válvulas redutoras de pressão, como a representada na Figura 2.2 destinam-se a baixar os níveis piezométricos a jusante das secções das condutas em que se situam e a mantê-los sensivelmente constantes, desde que as cotas piezométricas a montante se mantenham superiores àquelas para que as válvulas foram reguladas. A válvula redutora de pressão permite a passagem do caudal mas controla a pressão a jusante por intermédio de um dispositivo comandado por uma mola que pode ser devidamente regulada para se obter a cota piezométrica que se pretende garantir a jusante. Em regime estático, a pressão regulada por intermédio da mola é transmitida do êmbolo para jusante através do orifício. Em regime de escoamento, a diferença entre a pressão de montante e a

pressão regulada dá origem a uma abertura da válvula, mas de tal modo que a perda de carga corresponda àquela diferença de pressões.

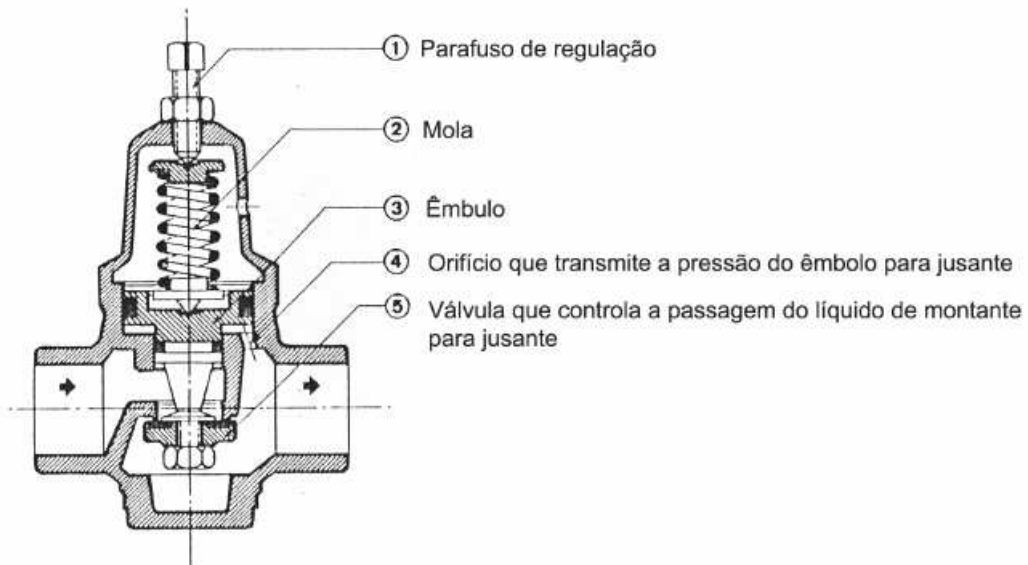


Figura 2.2 – Corte esquemático de uma válvula redutora de pressão

Podem assim ser distinguidos três tipos de funcionamento das VRP:

- Estado activo – a pressão a montante da VRP é maior do que a jusante fruto da perda de carga imposta pela VRP;
- Estado passivo – quando a pressão de montante é inferior à pressão de referência da VRP, o dispositivo que origina a perda de carga abre totalmente, provocando o aumento da pressão a jusante da VRP. Neste caso a VRP não tem qualquer influência nas características do escoamento;
- Estado passivo (válvula fechada) – se a pressão de a jusante da VRP for superior que à mesma a montante, a válvula fecha totalmente e passa a funcionar como uma válvula de seccionamento.

Inseridos no estado activo podem-se distinguir ainda quatro tipos de funcionamento, dos quais importa salientar, para o caso de estudo, apenas aquele em que se verifica uma pressão constante a jusante da VRP, por ela imposta. Melhor dizendo, no sistema em estudo, a válvula reduz e estabiliza a pressão no reservatório de jusante para valores atmosféricos, mantendo, ao mesmo tempo, a pressão a montante constante e igual à de referência da VRP para qualquer que seja o valor de caudal aduzido (Q_i) e cota piezométrica (H_u^i , H_u^{i+1} , etc.) a montante da mesma – Figura 2.3.

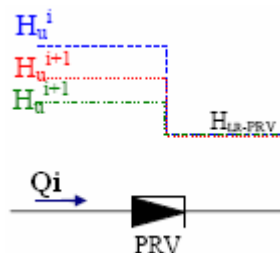


Figura 2.3 – VRP em estado activo com pressão constante a jusante (Adaptado de Ramos, H. et al [10])

2.3. COMPORTAMENTO DAS TB FACE ÀS VRP

Na prática, sempre que, em algumas secções da conduta do sistema de abastecimento de água, se verifique excesso de energia hidráulica disponível, criam-se condições especiais favoráveis para a instalação de uma turbomáquina com o intuito de recuperar energia, a qual seria dissipada pelas VRP.

Eis que surge então a questão fulcral deste capítulo: será que o uso de microturbinas ou bombas a funcionar como turbinas (TB) se revela como uma solução alternativa viável e funcional tanto para controlar a pressão como para recuperar o excesso de energia disponível em detrimento do uso de dispositivos de dissipação, nomeadamente as VRP? Ou, dito por outras palavras, será que as TB possuem características hidromecânicas tais, que dêem uma resposta tanto quanto possível idêntica àquela que seria dada pelas VRP quando submetidas a diferentes regimes de exploração, nomeadamente estacionário e transitório?

Em investigação levada a cabo no Laboratório de Hidráulica do Departamento de Engenharia Civil no IST e publicada no artigo “Avaible energy assessment in water supply systems” tentou responder, ao analisar e comparar o comportamento hidráulico de um sistema modelo em condições de regime estacionário ou transitório, ora funcionando com uma VRP, ora com uma TB.

Sem se pretender entrar em muito detalhe relativamente à metodologia seguida nesta investigação, convém realçar que o estudo teve como base um protótipo concebido para o efeito onde se testaram e avaliaram, à semelhança daquilo que é expectável acontecer no caso em estudo, diferentes valores de caudal turbinado e queda útil.

Sempre que uma VRP, uma turbina ou uma turbina-bomba é instalada numa conduta pode originar linhas de energia com diferentes configurações, dependendo não só do caudal aduzido e sua variação ao longo do tempo, mas também da perda de carga localizada que representa um factor característico de cada dispositivo – Figura 2.4 (linha a)).

O problema particular inerente ao fenómeno da cavitação, já exposto no capítulo “Limites de Aspiração/Restituição – fenómeno da cavitação”, insere-se no estudo levado a cabo pelo IST e é aqui novamente contemplado. Em particular, importa referir que, no caso de uma turbina-bomba, em consequência do movimento rotacional da roda, existe a possibilidade da pressão igualar ou até descer além do valor da tensão de vapor, a partir do qual se criam condições propícias ao surgimento da cavitação. Nestes casos a pressão imediatamente a jusante da turbomáquina é ligeiramente inferior àquela que se verifica no final do sistema de adução onde este dispositivo se insere – Figura 2.4 (linha b)). Por tudo isto deve ser dada especial atenção a este fenómeno aquando da escolha da turbina-bomba a utilizar. Para uma maior fiabilidade deve-se optar por catálogos que sejam sensíveis a esta particularidade da instalação

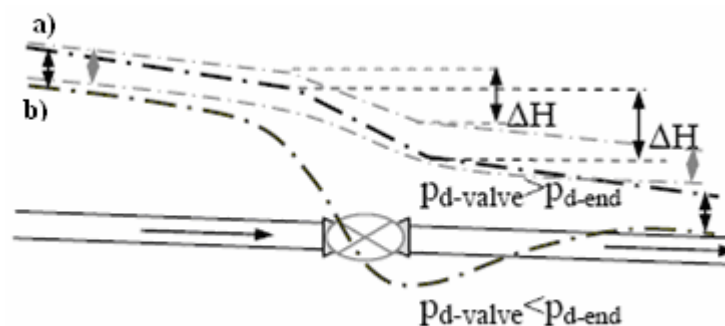


Figura 2.4 – Configuração esquemática da linha de energia para 2 escoamentos de características diferentes (Adaptado de Ramos, H. et al [10])

Segundo a investigação citada concluiu-se que, em regime estacionário, se obtém uma resposta do sistema semelhante para ambos os dispositivos, designadamente VRP e a TB. Isto é, o princípio hidráulico da linha de energia associado ao efeito do funcionamento de uma turbina-bomba é bastante semelhante ao da VRP, dado que, o aproveitamento da queda útil originado pela instalação da TB no reservatório de jusante, assegura, simultaneamente, o controlo da pressão nesse mesmo reservatório, igualando-a a valores atmosféricos como é pretendido. Portanto, assim como se pode limitar a pressão registada no reservatório de jusante pela regulação da abertura da VRP, também é possível impor uma dada pressão recorrendo às curvas características da TB adequadamente seleccionada.

Já para os regimes transitórios, este estudo aponta que existem algumas diferenças expectáveis entre os comportamentos da VRP e da TB e além disso afirma que para alguns casos o uso individualizado da TB pode ser mais adequado enquanto que para outros uma solução mista de TB + VRP (a funcionar em paralelo) se afigura certamente mais aconselhável, dependendo das condições de funcionamento do sistema e dos objectivos da exploração.

Portanto, como conclusão final deste capítulo, baseada no estudo citado, importa retirar que o uso de turbinas-bombas representa uma solução alternativa que pode ser considerada individualmente ou em paralelo com uma VRP sempre que existe um reservatório imediatamente a jusante do ou do conjunto formado pelos dispositivos citados. Além disso, o uso de uma TB em detrimento de uma VRP, representa uma solução alternativa viável e segura no sistema de abastecimento de água em estudo, visto que, apresenta resultados mais satisfatórios quando inserida num sistema cujo escoamento é estacionário, isto é, não apresenta regimes transitórios, pelo menos nas proximidades da TB.

3. DA AVALIAÇÃO PRODUTIBILIDADE ENERGÉTICA

3.1. GENERALIDADES

O objectivo de um aproveitamento hidroeléctrico será o de produzir energia eléctrica a partir da energia de um fluido, por meio de um grupo hidro-gerador (frequentemente designado apenas por grupo). O caso de estudo aqui considerado, volta-se a repetir, diz respeito a uma conduta de adução inserida num sistema de abastecimento de água em “alta”.

Como foi visto no capítulo 1, o grupo, na sua essência, será constituído por uma turbomáquina hidráulica, que se designará por turbina-bomba, e por um gerador. A turbomáquina terá como função a transformação de energia hidráulica em mecânica que se traduzirá num movimento de rotação do veio. O gerador, por sua vez, absorverá essa energia mecânica e produzirá energia eléctrica recorrendo a fenómenos de indução electromagnética.

Neste capítulo, far-se-á alusão à forma como se pode contornar a dificuldade existente em determinar o caudal médio de turbinamento, nominal ou de projecto e por conseguinte a estimação da energia produzida, colmatando assim o que foi deixado em aberto no subcapítulo “Potência fornecida pela Turbina-bomba”.

Aqui, e ao longo deste trabalho, considerar-se-á que o único objectivo do empreendimento é a produção de energia eléctrica. Com efeito, o rendimento advirá da venda da energia produzida e, como tal, é fundamental a sua correcta avaliação em ano médio para o período total em que o sistema será explorado.

3.2. PARÂMETROS INFLUENCIADORES

3.2.1. GENERALIDADES

Dada a necessidade de uma correcta avaliação do valor da energia produtível será oportuno definir quais os parâmetros influenciadores.

As condições de funcionamento de turbinas integradas num dado sistema dependem das respectivas curvas características da instalação, das quedas brutas disponíveis e do traçado, extensão, dimensões e órgãos de comando do circuito hidráulico do aproveitamento de que fazem parte.

Assim, na definição das condições de funcionamento de uma dada turbomáquina, há um conjunto de problemas a resolver em que intervêm vários parâmetros influenciadores e onde se destacam, aspectos como:

- a) Análise de dados de consumo (crescimento populacional, capitações, taxa de ligação ao longo do tempo, etc.) combinada com a aplicação de conhecimentos de escoamentos sob pressão, para definição das variações de níveis de energia a montante e a jusante do sistema, ou seja, da queda

útil, em correspondência com o regime de caudais na conduta adutora em que o aproveitamento se insere;

- b) Escolha dos caudais nominais passíveis de serem turbinados
- c) Quantificação de perdas de carga – contínuas e localizadas – correspondentes aos diferentes caudais turbinados (isto é, escoados através da turbina), perdas de carga essas que, deduzidas às quedas brutas, permitem definir as correspondentes quedas úteis;
- d) Utilização das curvas características para definição das condições de funcionamento da turbomáquina em correspondência com as diferentes quedas úteis e caudais turbinados.

Com isto, nos subcapítulos consequentes, segue-se uma descrição mais pormenorizada dos parâmetros influenciadores

3.2.2. CAUDAL NOMINAL

Uma das decisões mais importantes a tomar para uma correcta avaliação económica do empreendimento a instalar consiste na escolha do caudal de projecto a turbinar, também designado por caudal nominal – Q_N .

Na base da problemática da definição dos caudais de dimensionamento está o facto de que num sistema de distribuição de água se verifica que o consumo varia, não apenas ao longo do dia, de acordo com lei de consumos diários, mas também de ano para ano durante a vida útil do aproveitamento, evoluindo dessa forma à imagem das necessidades da população por ele servida. Esta variável representa, logo à partida, dificuldades na decisão sobre qual o valor do caudal turbinado de projecto a adoptar no cálculo da produção energética, para os diferentes anos de exploração. Contudo, este primeiro obstáculo pode ser ultrapassado se: por um lado se conhecer a lei típica de consumos diários representativa do caudal de consumo do dia médio, constante durante um período; por outro, se se conhecer a previsão da evolução do caudal médio consumido durante o período de funcionamento do sistema até ao ano horizonte de projecto em função das necessidades, da evolução local da população, da respectiva capitação e do período de funcionamento diário.

No entanto, como o sistema de abastecimento em estudo integra adução entre reservatórios, para além da lei de cedência do reservatório à rede de distribuição (dependente da lei de consumos diários), coexistem a lei de adução e de capacidades desse mesmo reservatório, pelo que, a forma de resolver este problema será mais complexa. Com efeito, e assim muito sucintamente, a solução deverá passar pelo controlo do caudal admitido no reservatório de jusante, em função da sua capacidade, juntamente e em simultâneo com a variação ao longo do tempo do volume cedido desse mesmo reservatório à rede de distribuição (usualmente em “baixa”), volume esse, que variará conforme a necessidade dos consumidores, ou seja, a lei de consumos diários. Assim, o volume de água que resulta da diferença entre os volumes afluentes ao reservatório de jusante do sistema adutor e dele cedidos à rede, durante o período de exploração, terá influência directa na quantidade de energia produzida pelo sistema em que se insere a turbomáquina.

Em suma, para que os valores respeitantes ao volume médio anual total de água turbinada, bem como à energia anualmente produzida, possam ser devidamente estimados e não se dispersem muito daqueles que na realidade se esperem registar, terá de se assegurar que: o caudal turbinável de projecto a considerar esteja devidamente ajustado à realidade dos consumos registados desde o ano zero até ao horizonte de projecto; e a análise dos volumes turbinados no reservatório de jusante conjugue sempre as três leis anteriormente citadas.

Numa primeira análise, terá de se avaliar qual o volume médio de consumo ao longo de um dia (24 h) que se pode considerar como um volume diário médio anual de consumo, equivalente ao turbinável, que distribuído durante um período, corresponda ao caudal de projecto. Com efeito, o ponto de partida será a curva de consumos da população servida pelo reservatório de jusante, a partir da qual será possível estimar o volume médio anual total de água turbinada para a vida útil do aproveitamento e a energia produzida em ano médio.

Apesar de se dever conservar em mente o que foi anteriormente exposto, importa salientar que nestes sistemas normalmente se admite que o caudal é aproximadamente constante ao longo do ano ou durante um período mais longo, podendo variar o tempo de funcionamento. Esta nota será aprofundada no subcapítulo destinado à caracterização dos regimes de exploração a adoptar para efeitos de estimativa económica do sistema.

Os próximos subcapítulos complementam as considerações a ter em conta para uma correcta avaliação do caudal nominal.

3.2.2.1. Lei de Consumos Diários

O problema da fixação do caudal turbinado de projecto só poderá, portanto, ser resolvido se se conhecer a lei diária de consumos inerente às necessidades da população servida pelo reservatório em causa.

A lei de consumos é dependente dos seguintes factores:

- População servida pelo reservatório;
- Características urbanas dos aglomerados – hábitos da população;
- Tipo e número de indústrias.

Com efeito, uma primeira hipótese para a definição da metodologia a seguir na fixação do caudal turbinado consiste em conhecer, com suficiente exactidão, curvas de caudais cronológicos diários (exemplo da Figura 3.1) em zonas de aglomerados com características semelhantes ao caso de estudo. Seguindo esta via, far-se-á uma análise comparativa das várias curvas e escolher-se-á, em síntese, qual a curva que melhor se adapta à situação do caso de estudo.

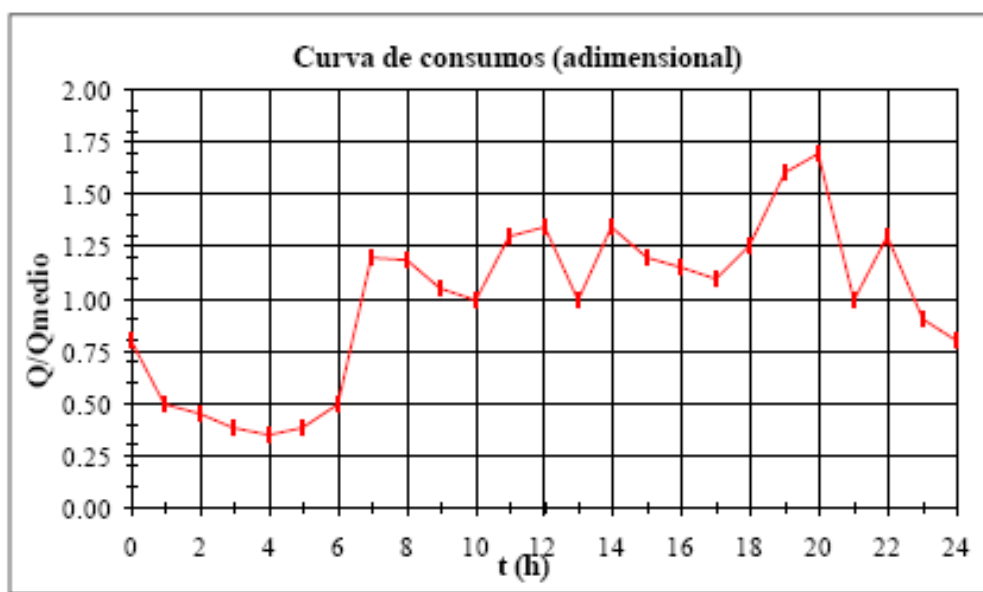


Figura 3.1– Lei típica de consumos diários (Adaptado de Ramos, H; Covas [11])

Contudo, na maior parte dos casos, não é possível estabelecer tal semelhança, pelo menos na sua forma exacta, isto por inexistência ou por dificuldade no conhecimento de relação deste tipo entre vários aglomerados.

Na falta de tais elementos, o estudo da capacidade de regularização dos reservatórios de distribuição será realizado a partir da consideração de curvas de caudais cronológicos fictícias que, embora idealizadas, se podem aproximar bastante satisfatoriamente da realidade. Na sua essência, estas curvas indicam a repartição ao longo do dia do consumo diário médio, com a proposta de “curvas” do tipo descontínuo que procuram traduzir as características de variação de consumos diários num determinado aglomerado populacional. Tal proposta é efectuada com base no que se conhece noutros aglomerados de características semelhantes.

Considerando que o volume diário é dividido em intervalos, no mínimo de duas horas, em que se supõe o caudal constante e admitindo a existência de uma relação entre este e o caudal diário médio, designada por fp – que será o factor de ponta horário, é proposto um diagrama cronológico descontínuo a que corresponde um mesmo volume médio diário, ou seja, o volume de água correspondente a este diagrama, equivalente à área subentendida pelo mesmo, é igual ao consumo diário médio anual.

Na Figura 3.2 são indicados assim, diagramas resultantes da experiência colhida em alguns sistemas de distribuição de água que dispunham de registos contínuos de volumes de água distribuídos. Aos quatro tipos de diagramas diferentes estão associados factores de ponta horários de valor 2, 2.4, 3 e 4 aproximando-se cada uma destas curvas aos outros factores de ponta possíveis. O factor de ponta horário será, portanto, utilizado como sendo o modo de enquadrar a diferença de comportamento de cada aglomerado através dos parâmetros atrás indicados num só parâmetro e de mais fácil referência.

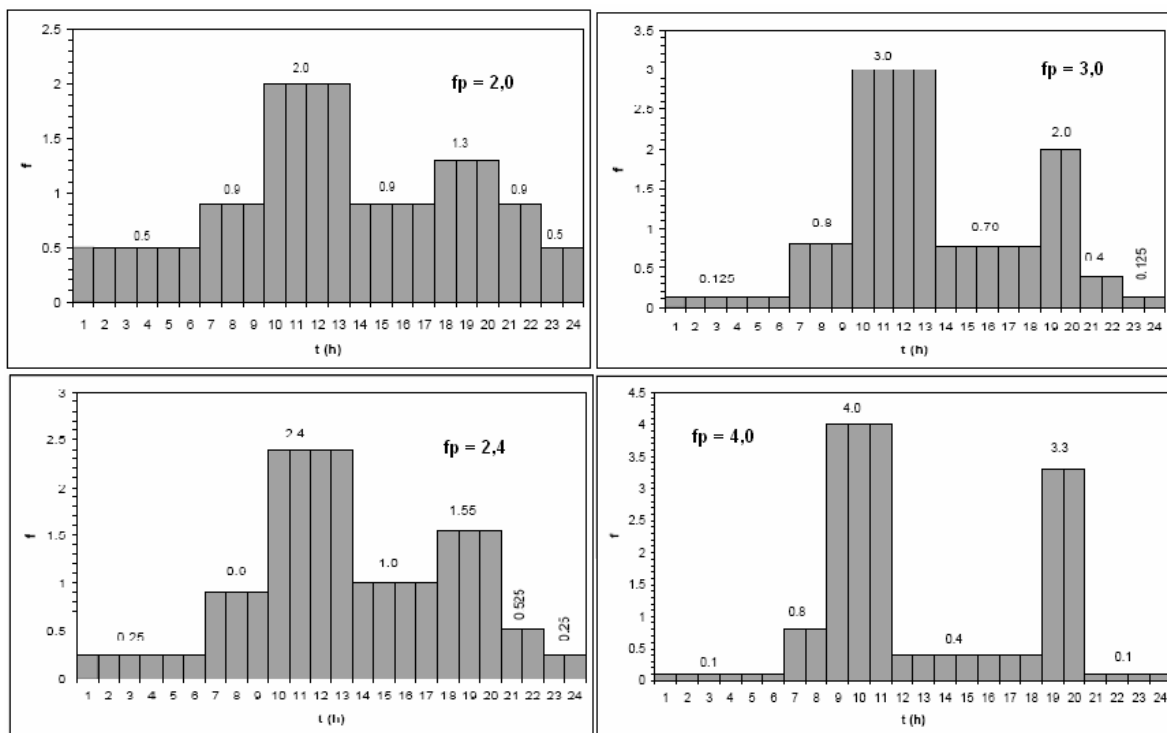


Figura 3.2 - Diagramas de consumos propostos

A partir dos elementos gráficos da Figura 3.2, com o conhecimento das necessidades de consumo do aglomerado em estudo e alguma consciência crítica, será então possível decidir, de entre os diagramas, qual o que melhor se adapta à situação em estudo. Na maior parte dos casos considera-se que os factores de ponta horários de 2, 2,4, 3 e 4 correspondem a diagramas de consumo para populações com mais de 100.000, entre 10.000 e 100.000, entre 2000 e 5000 e menos de 2000 habitantes respectivamente.

Importa salientar ainda que a capacidade de regularização calculada, considerando diagramas cronológicos do tipo descontínuo, é menor do que se admitidos outros tipos de diagramas. No entanto, a adopção de vários diagramas de caudais cronológicos descontínuos, resultantes do desconhecimento do diagrama real, conduz a capacidades de regularização suficientemente majoradas relativamente ao diagrama real. Logo daqui se conclui que, no caso de estudo, como se recorre a um diagrama de consumos descontínuo, por falta de um diagrama real, o valor calculado para a energia produzida, que dele depende, deverá ser tomado como uma aproximação satisfatória relativamente ao valor real esperado.

3.2.2.2. Quantificação da Capacidade de Armazenamento

Esta forma de pensar o problema leva a que se deva ter presentes alguns conceitos fundamentais sobre armazenamento de água em reservatórios.

Tem-se, portanto, que o armazenamento num sistema de abastecimento de água é uma função de ordem hidráulica cuja finalidade principal é a de regularização dos caudais afluentes e cedidos de modo a que haja armazenamento quando os primeiros são superiores aos segundos e dessa forma fazer face à situação oposta, ou seja, servir de “volante de regularização”, compensando as flutuações de consumo face à adução.

Assim sendo, a determinação da capacidade a atribuir a um reservatório é dependente, em primeiro lugar, da sua função. Neste aspecto é possível distinguir os reservatórios em dois tipos distintos:

- Reservatórios de Regularização do Transporte, em que a regularização entre os caudais afluentes e os cedidos se faz sob regimes constantes, ou seja, os caudais afluentes são de valor constante e o mesmo sucedendo aos caudais cedidos;
- Reservatórios de Distribuição, em que a regularização de caudais far-se-á ou entre regimes de adução constantes e regimes de cedência de caudais variáveis, ou então, em situações em que a adução e a cedência são realizadas sob a forma de caudais variáveis. É o que sucede com os reservatórios que alimentam redes de distribuição a aglomerados populacionais, onde o abastecimento é variável ao longo do dia e mesmo ao longo do período de vida do empreendimento, conduzido a que os caudais cedidos sejam também variáveis.

Sem dúvida alguma que, no caso de estudo, a estrutura de armazenamento de água coincide com um reservatório de distribuição. Tamanha certeza deriva do facto de que as cedências à rede variam ao longo do dia conforme a lei de consumos, além de que, o caudal transportado a partir do reservatório de montante será constante durante o tempo necessário para encher o reservatório de jusante, num período contínuo ou de forma intermitente por intervalos de tempo menores, embora resultando num tempo equivalente cumulativo para o mesmo caudal transportado.

Cingindo-se a nossa atenção apenas sobre este último tipo de reservatórios tem-se que a sua capacidade total é tal que satisfaça o volume de regularização entre os caudais afluentes e cedidos, acrescido do volume de reserva.

Um ponto importante, diz respeito aos “instantes” do dia em que deverão ser considerados os inícios das funções de adução e de cedência. No caso em apreço, a lei representativa dos consumos de água por parte da população servida pelo reservatório de jusante, ocupa todo o intervalo do dia, isto é, processa-se durante 24 horas. Assim sendo, facilmente se conclui, que a adução do reservatório processar-se-á conforme as necessidades de enchimento do mesmo que, por seu lado, dependem dos níveis mínimo e máximos da sua capacidade. Em síntese, pode-se afirmar que a lei de adução moldar-se-á em simultâneo à lei de consumos e à capacidade total do reservatório. Este estudo é deveras importante pois servirá de base para a estimação do caudal turbinado e, claro está, das consequentes potências geradas e energia produzida.

3.2.2.3. Condicionamentos impostos pelo sistema adutor em “alta”

Nas condutas de pequenas e médias dimensões, onde a adução se faz por gravidade preconiza-se, de acordo com a NP 837, a consideração do caudal correspondente ao transporte do volume diário médio do mês de maior consumo no horizonte do projecto, por um período equivalente a 24 horas diárias.

Esta regra revela-se de extrema importância visto que, conhecido o diâmetro da conduta que tem como função a adução do reservatório de distribuição – onde se processam os turbinamentos, e obedecendo ao critério da velocidade máxima de escoamento em condutas sobre pressão – já devidamente exposto no capítulo 2, é possível calcular qual o caudal máximo capaz de ser transportado pela mesma e consequentemente turbinado pelo grupo em condições hidráulicamente aceitáveis.

3.2.2.4. Regimes de exploração a estudar

Em termos genéricos, pode afirmar-se que o caudal nominal deve ser aquele para o qual um determinado índice de avaliação de projectos (por exemplo, o VAL ou a TIR) é máximo. Assim, o cálculo das receitas proporcionadas pela venda de energia, das correspondentes despesas e do investimento, deve ser repetido para vários caudais nominais, retendo-se o que maximiza o índice de avaliação de projectos escolhido.

Conhecido que está o circuito hidráulico constituinte do sistema de abastecimento de água em “alta” em estudo, a variabilidade da queda bruta, ou seja, do desnível topográfico que se irá mobilizar, não será significativa e como tal o parâmetro de maior peso na avaliação dos custos que decorrerão da adaptação do grupo gerador ao sistema, será função do valor do máximo caudal turbinável ou da potência máxima instalada. Com efeito, os custos do empreendimento serão usualmente dependentes do valor do máximo caudal turbinado, enquanto os benefícios, dado advirem do valor da energia, são função das várias relações entre potência e períodos de tempo em que se mobiliza essa potência.

Por isto se revela de interesse fundamental a definição dos períodos de turbinamento mínimos e máximos. Torna-se então evidente a importância de que se reveste a avaliação dos valores dos caudais esperados e a sua duração no tempo.

Dito isto, no caso de estudo procurou-se adoptar três tipos de regimes de exploração com características próprias que representassem alternativas atractivas e minimamente viáveis quer a nível económico, como a nível hidromecânico e estrutural. Seguidamente passam-se a descrever sucintamente os três regimes de exploração estudados:

- 1) O caudal nominal é constante ao longo do ano e resulta de se distribuir uniformemente o volume diário médio anual cedido à rede pelas 24 horas diárias. Aqui será usada uma bomba a funcionar como turbina para efeitos de produção energética.

- 2) O caudal nominal é constante ao longo do ano e resulta de se distribuir uniformemente o volume diário médio anual cedido à rede em apenas 12 horas diárias, admitindo o reservatório de jusante inicialmente cheio por se considerar que esta é a situação mais desfavorável para efeitos de produção energética. Aqui será igualmente usada uma bomba a funcionar como turbina.
- 3) O caudal nominal varia em conformidade com a lei de cedências à rede abastecida pelo reservatório de jusante respeitando certos limites estabelecidos pela curva de rendimentos da turbomáquina. Admite-se de novo que o reservatório se encontra inicialmente cheio e que a lei de volumes acumulados turbinados acompanha o mais fielmente possível a lei de volumes acumulados cedidos à rede, com a finalidade de se obter o maior rendimento energético possível. Para este efeito será usada uma turbina Francis do tipo “Voith” cuja curva de rendimentos é um dado do problema.

Cada um destes regimes de exploração será devidamente exposto no capítulo 5, reservado à análise técnico-económica do caso de estudo.

3.2.3. QUEDA ÚTIL

No sistema adutor podem ser distinguidos dois tipos de quedas: a queda bruta – H_b e a queda útil – H_u . A queda bruta verifica-se apenas em regime hidrostático onde a linha piezométrica correspondente tem declive nulo, por inexistência de perdas de carga – Δh , e será dada pelos valores de energia nos extremos de montante e jusante do circuito hidráulico no qual se insere a turbina-bomba. Por seu turno, em regime hidrodinâmico ou de exploração surgem perdas de carga resultantes da interacção do fluido escoado com as paredes da conduta, ficando a restar no final do trecho adutor apenas uma percentagem da queda bruta, designando-se essa energia residual por queda útil. Portanto, a queda útil instalada estará incontornavelmente associada ao caudal aduzido no reservatório de jusante onde a turbina-bomba se insere e por conseguinte esta será a que se considerará para efeitos de cálculo da energia produzida.

Deste modo, dever-se-á traçar uma lei que represente a variação da queda útil em função dos caudais afluidos e turbinados, a qual entre em linha de conta com os níveis da superfície livre dos reservatórios, quer de montante – Z_m quer de jusante – Z_j , também eles, sujeitos a variações entre os níveis mínimos e máximos de armazenamento – NMA e NPA respectivamente, função da lei de exploração dos respectivos reservatórios, bem como, a perda de carga ao longo do circuito. Isto significa que, para além da queda útil ser dependente do caudal turbinado como citado no parágrafo anterior, do mesmo modo, sempre que se verifiquem variações de nível da superfície livre da água nos reservatórios de montante e jusante, terá de se proceder a um reajustamento da queda útil instalada. Assim, esta lei de $H_u = H_u(Q)$, geralmente designada por Curva Característica da Instalação (CCI), terá uma evolução típica equivalente à apresentada na Figura 3.3.

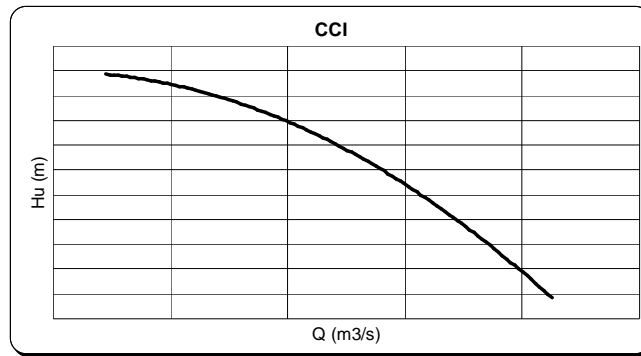


Figura 3.3 – Exemplo de uma CCI (Curva Característica da Instalação)

Aqui considera-se crucial introduzir-se um aspecto importante e que diz respeito à definição do nível de restituição. No caso de estudo, em que se instalará uma turbomáquina com roda do tipo Francis, ou seja, uma turbomáquina de reacção, pode-se admitir que a roda estará submersa e será capaz de trabalhar sob uma dada depressão (admitindo o bom dimensionamento do difusor e calagem do grupo), permitindo assim uma utilização integral da energia disponível no empreendimento, dado que o nível da restituição coincide com o nível da superfície da água no reservatório de jusante.

Em suma, o valor da queda útil constituirá um parâmetro que não só interferirá no cálculo da potência útil gerada ao longo da vida útil do grupo, como também auxiliará na definição do tipo de turbina-bomba a utilizar no sistema em estudo. Assim, o dimensionamento da turbina-bomba a usar implicará a escolha, de entre uma gama de valores esperados para a queda bruta durante a exploração do aproveitamento, de um dado valor nominal que, para a situação de regime e de caudal máximo turbinável a considerar, represente a queda útil de projecto.

3.2.4. PERDAS DE CARGA

Para o estudo e compreensão da relação existente entre o caudal e a queda útil torna-se necessário conhecer as perdas de carga e o modo como estas se podem quantificar.

A perda de carga, ou de energia, é função da tensão tangencial junto da parede, do peso volúmico do líquido e do raio da conduta, ou, o que é equivalente, da velocidade de atrito e do raio da conduta.

No presente trabalho foram adoptados critérios baseados na Fórmula Geral de Resistência, pelo que, a perda de carga principal por unidade de comprimento – j é tal que

$$j = \frac{\lambda}{D} \times \frac{U^2}{2g} \quad (\text{m/m}), \quad (3.1.)$$

onde:

- λ – coeficiente de resistência;
- D – diâmetro da conduta (m);
- U – velocidade média do escoamento no interior da conduta (m/s);
- g – aceleração da gravidade (9,81 m/s²);

e o coeficiente de resistência é quantificado com base na expressão de COLEBROOK-WHITE, ou seja:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \times \log \left(\frac{k}{3.7D} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right) ; \quad \text{Re} = \frac{UD}{\nu}, \quad (3.2.)$$

onde:

- k = rugosidade equivalente (m);
- D = diâmetro da conduta (m);
- Re = n° de Reynolds;
- ν = viscosidade cinemática (1.01E-6).

Com estas expressões seria possível calcular, em primeira instância e de forma iterativa, o valor de λ , para de seguida alcançar a perda de carga unitária $-j$, dada em metros por metro (m/m).

No caso de estudo, em que se pretende uma estimativa da energia anualmente produzida, considerar-se-á que o valor de λ é constante e igual a 0,02.

No final, o valor de j multiplicado pela extensão total de conduta $-L$, onde se verificam as mesmas características do escoamento, origina a perda de carga principal dada em metros coluna de água:

$$\Delta h_p = j \times L \text{ (m)}. \quad (3.3.)$$

Para além das perdas de carga contínuas anteriormente referidas, relativas ao movimento uniforme, existem perdas de carga correspondentes aos regimes variados que se estabelecem em trechos de curta extensão e que são devidos a alterações bruscas das condições do movimento, com especial destaque na saída do reservatório de montante, nas curvas da conduta adutora, quer em planta quer em perfil, e igualmente na entrada da turbina-bomba.

Considera-se que este tipo de perdas são função da parcela da altura cinética da expressão generalizada do teorema de Bernoulli e que representa a energia cinética por unidade de peso de um conjunto de partículas, pertencentes a uma dada secção transversal do escoamento, animadas de velocidade média U :

$$\text{Altura cinética} = \frac{U^2}{2g} \text{ (m)}. \quad (3.4.)$$

Como tal, para cada um dos três casos, em que há a possibilidade de ocorrerem perdas localizadas, encontrar-se-á um coeficiente de perda de carga localizada que, multiplicado pela altura cinética do escoamento, originará o valor pretendido para quantificar a perda de energia nessa singularidade da conduta, aqui designado por $\Delta h_{loc.}$:

$$\Delta h_{loc.} = \text{Coeficiente perda de carga localizada} \times \frac{U^2}{2g} \text{ (m)}. \quad (3.5.)$$

Este parâmetro depende do número de Reynolds e da geometria da fronteira.

Primeiramente, na passagem de um reservatório de grandes dimensões para uma conduta dá-se uma perda de carga do tipo estreitamento em que a secção de montante é muito superior à de jusante. No caso em que a secção de transição entre o reservatório e a conduta for de aresta chanfrada, em que a secção de escoamento diminuí gradualmente, o coeficiente de perda de carga decorrente desse estreitamento pode ser extraído do ábaco representado na Figura 3.4 e é denominado por k_{sr} .

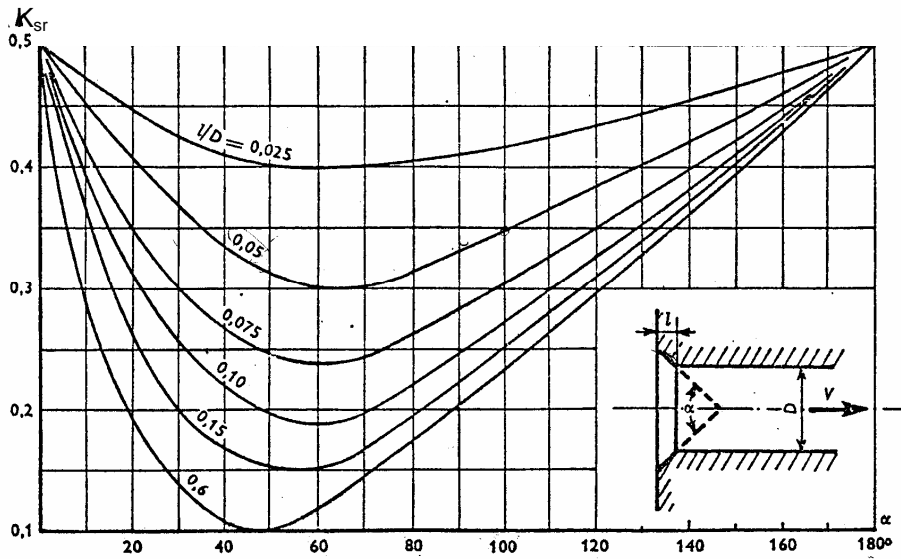


Figura 3.4 – Ábaco coeficiente perda de carga localizada à saída do reservatório

Por seu turno o coeficiente de perda de carga localizada para curvas – ζ , dado pela equação (3.7.), quando parte integrante de um sistema de condutas circulares, depende de dois parâmetros – a e b – em que ambos se extraem dos ábacos da Figura 3.5.

$$\zeta = 0,73 \times a \times b \quad (3.6)$$

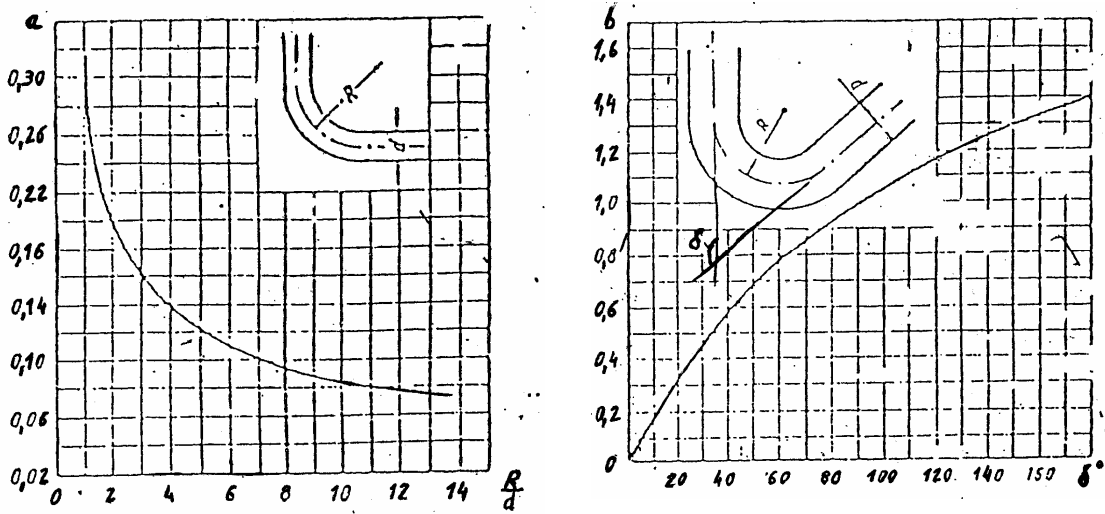


Figura 3.5 – Ábacos coeficiente perda de carga localizada em curvas

Por último o coeficiente perda de carga localizada à entrada da turbina será, também ele, dado graficamente pelo ábaco representado na Figura 7.3 em Anexos.

Finalmente surge a expressão (3.7.) que resume as perdas de carga totais no sistema de adução:

$$\Delta h_{total} = \Delta h_p + \sum \Delta h_{loc.} \quad (m) \quad (3.7.)$$

O valor obtido na expressão (3.7.) subtraído ao desnível topográfico ou à queda bruta existente no aproveitamento em estudo origina a queda útil pretendida para o cálculo da potência útil a ser gerada pela turbina-bomba. Volta-se a citar que, a variação do caudal turbinado influenciará o valor das perdas de carga e por conseguinte a queda útil. A lei representativa de tal fenómeno encontra-se no gráfico da Figura 3.3.

Para calibrar os resultados obtidos na igualdade (3.7.) é corrente considerar que em aproveitamentos hidroeléctricos de pequena dimensão as perdas de energia não ultrapassam 3 a 5% da queda bruta ou do desnível topográfico.

Para simplificação do problema em estudo admitir-se-á que as perdas de carga localizadas representam 10% das perdas de carga contínuas.

É conveniente ainda referir que no cálculo hidráulico relativo à queda útil instalada no sistema de adução, atendendo ao pequeno valor da parcela de altura cinética, que se considera desprezável excepto para efeitos de cálculo das perdas de carga localizadas, é habitual considerar a linha de energia coincidente com a linha piezométrica.

3.3. ENERGIA PRODUTÍVEL

Revela-se fundamental a correcta avaliação do valor da energia produtível Esta é função do tempo ao longo do qual se consegue mobilizar uma dada potência e pode ser definida, de uma forma mais simplificada, pela igualdade (3.8.):

$$E = \sum (P_u \times \Delta t), \quad (3.8.)$$

em que Δt representa o período de tempo ao longo do qual se mobiliza a potência P_u , ou seja, a potência útil (desenvolvido no subcapítulo “Potência fornecida pela Turbina-bomba”) à saída do gerador, uma vez que será esta, na realidade, a que será integrada na rede receptora do sistema electroprodutor.

Dito isto, considera-se importante ressaltar a diferença existente entre potência e energia. Enquanto que a primeira apenas reflecte um valor instantâneo ou pontual, já a segunda resulta da consideração da variável temporal, isto é, o período de tempo em que o caudal turbinado gera energia. Este conceito é bastante importante na medida em que proporciona várias perspectivas de rentabilização do sistema em estudo.

As considerações quanto ao ganho da rentabilidade proveniente da mobilização da capacidade de regularização no reservatório de jusante permite não só otimizar a escolha do grupo, como também melhorar a rentabilidade proveniente da colocabilidade da energia na rede em períodos de ponta. Por outras palavras, os caudais aduzidos ao reservatório de jusante serão mais valorizados quando turbinados em períodos de ponta ou cheio, comparativamente aos mesmos quando turbinados em

períodos de vazio. Esta é aliás a razão pela qual se consideraram os 2 últimos regimes de exploração anteriormente expostos (Subcapítulo “Regimes de exploração a estudar”).

4.

AVALIAÇÃO DA RENTABILIDADE DO EMPREENDIMENTO

4.1. INTRODUÇÃO

O estudo de viabilidade de projectos associados à recuperação de energia hidráulica em sistemas de abastecimento de água em “alta”, através da utilização do recurso água como fonte de energia renovável, não está completo, nem pode ser aceitável, sem que nele conste uma cuidada análise económica, tendo por objectivos prioritários majorar os benefícios e minorar os custos de tal empreendimento no mais curto espaço de tempo.

Por definição, a avaliação da rentabilidade do aproveitamento em estudo, suportada numa análise económica, estabelecerá uma comparação entre todos os benefícios e custos associados ao aproveitamento ao longo da sua vida útil.

Contextualizando para o âmbito deste projecto, o estudo da viabilidade económica referente à instalação de turbinas-bombas em sistemas adutores (entre dois reservatórios), deverá incluir uma análise de custo-benefício, baseada fundamentalmente no valor da energia produzida versus custos de investimento e exploração. Aliás, as conclusões que se extrapolarão desta análise constituem um dos objectivos principais do presente trabalho.

4.2. GENERALIDADES

Os benefícios decorrentes de um aproveitamento hidroeléctrico deste tipo dependem directamente da energia produzida, quer no seu valor quer na sua ocorrência temporal, e da sua valorização pela sua venda à rede eléctrica nacional de acordo com o definido no sistema tarifário de compra de energia eléctrica. Estes benefícios decorrentes da venda da energia poderão ser sensíveis à produção sazonal da energia e daí a importância da definição da valorização da energia produzida.

Para a quantificação dos parâmetros caracterizadores da rentabilidade económica do aproveitamento é necessário calcular, em primeiro lugar, os benefícios, os investimentos e custos relativos à sua realização e exploração.

Os custos a ter em consideração incluem os investimentos iniciais, os custos anuais de exploração e manutenção, enquanto os benefícios, no caso presente, apenas se cingirão à valorização da energia eléctrica vendida à rede eléctrica nacional. A análise económica de pequenos aproveitamentos hidroeléctricos fornece, normalmente, indicações e suporte para uma decisão final sobre a realização dos investimentos ou não.

A análise económica a efectuar deverá atender ainda a diferentes parâmetros, que nela exercem a sua influência, podendo-se nomeadamente referir:

- No que concerne à definição de períodos temporais, haverá a referir a consideração da vida útil da instalação, que se assume ser o prazo dado pelo Alvará de Licença de uso da água, que

no caso presente é de 40 anos, e os prazos normalmente associados aos períodos de amortização dos investimentos;

- No que respeita aos investimentos, dever-se-á ter em conta por um lado o custo global das obras integrantes do projecto que se propõe realizar e, ainda, as verbas correspondentes a custos pré-operacionais, tais como a realização do projecto, custos administrativos, taxas, etc;
- No que respeita aos benefícios, o facto de estes apenas se cingirem à valorização da energia produzida, quer pela sua venda à rede eléctrica nacional ou pela valia do seu uso, caso haja autoconsumo;
- No que respeita aos custos de exploração e operação, refira-se a necessidade de contabilizar os eventuais custos com pessoal, seguros, sobresselentes, etc;
- Igualmente influente na análise económica serão os valores a considerar para a taxa de actualização, para a taxa de juro, para os impostos sobre o rendimento e sobre a natureza da entidade proprietária, etc.

4.3. CUSTOS DO CICLO DE VIDA

O Custo do Ciclo de Vida (CCV) do projecto a implementar no sistema de abastecimento de água em estudo, com o objectivo de recuperar parte da energia hidráulica, representa o custo total durante o seu período de vida útil.

Com efeito, a análise do CCV engloba não só o investimento inicial (ano 0) na aquisição do grupo hidro-gerador, na sua instalação e ensaios, como também demais encargos relativos à sua manutenção/reparação (preventiva e correctiva), operação e perdas de produção devidas à paragem imprevista do grupo.

Note-se que, o grupo embora seja geralmente adquirido como componente individual, ele é parte integrante de um sistema indissociável entre si. Adicionalmente, todos os componentes do sistema deverão ser cuidadosamente seleccionados para combinarem entre si e manter no global um conjunto fiável assegurando os mais baixos custos de manutenção, assim como uma longa durabilidade.

Para além disso, a implementação do sistema em questão implica um conjunto de obras de construção civil de dimensão relativamente reduzida, com o intuito de adaptar a estrutura existente (reservatório) à nova situação, que não poderão ser deixadas de parte na avaliação do CCV.

Os impactos ambientais e suas consequências devem ser igualmente avaliados e sempre que se julgue necessário, reflectidos, tanto quanto possível, nos custos de exploração.

4.3.1. INVESTIMENTO

No investimento a realizar, não se considerará qualquer faseamento nem, conseqüentemente, qualquer actualização. Os investimentos necessários para a renovação dos equipamentos durante a vida útil do aproveitamento são, neste tipo de empreendimentos, de pequeno montante, pelo que não será tomado em consideração qualquer reinvestimento.

Com base nos estudos efectuados em problemas deste tipo, o investimento inicial – I_i desdobra-se na soma das seguintes parcelas:

$$I_i = C_{ci} + C_{in}, \quad (4.1.)$$

em que C_{ci} representa os custos iniciais (custos de construção civil, bomba, tubagens, acessórios, serviços de apoio, etc.) e C_{in} o custo de instalação e ensaios (arranque e formação do pessoal).

Nesta metodologia, a identificação de todas as parcelas envolvidas apresenta-se como uma etapa fundamental. Assim, os pontos seguintes examinam cada uma das parcelas e levantam sugestões para a determinação de cada variável que as engloba. Dever-se-á ter em atenção que este cálculo não inclui a análise a custos de segunda ordem como por exemplo as matérias-primas consumidas no fabrico de produtos. Então, detalhando tem-se:

4.3.1.1. Custos iniciais

Estes referem-se aos custos relacionados com a compra e instalação de equipamentos, assim como, obras de construção civil necessárias ao arranque do sistema e incluem geralmente os seguintes itens:

- Serviços de Engenharia (estudos, projecto, desenhos, especificações etc.);
- Construção civil;
- Equipamento hidromecânico (Grupo constituído por bomba e motor);
- Equipamento electromecânico;
- Instalação e ensaios;

Com base em informação obtida de um fabricante de referência do mercado de bombas estimam-se os custos dos vários equipamentos a instalar, para cada caso a analisar, no sistema em estudo. Os encargos relativos à construção civil são tidos como constantes nos três casos a estudar e que no capítulo 5 serão apresentados.

4.3.1.2. Custos de Instalação e arranque

Os custos de instalação e ensaios (arranque) incluem os seguintes itens:

- Ligações de tubagens de processo;
- Ligações eléctricas e de instrumentação;
- Ligações a sistemas auxiliares;
- Avaliações e regulações no arranque.

De entre os custos de investimento apresentados, dever-se-á fazer uma filtragem daqueles que serão mais significativos para a análise económica. No caso de estudo os custos relacionados com o equipamento hidro e electromecânico já comportam este tipo de despesas.

4.3.2. CUSTOS DE EXPLORAÇÃO

Também aqui a identificação de todas as parcelas envolvidas nos encargos de exploração apresenta-se como uma etapa fundamental. Com efeito, detalhando tem-se:

4.3.2.1. Custos de manutenção e reparação

O custo total da manutenção de rotina é o resultado do produto dos custos por intervenção pelo número de intervenções esperadas durante o ciclo de vida da turbina-bomba.

O alcance da longevidade esperado para o grupo envolve requisitos de operação e manutenção regulares e eficientes que serão assegurados por pessoal com formação para operar o sistema.

O fabricante aconselhará a frequência e a natureza da manutenção periódica. O programa de manutenção pode ser cumprido com menor frequência mas com maior atenção aos detalhes ou com maior frequência mas com intervenções mais simples.

Dada a reduzida escala do aproveitamento em estudo e tendo em atenção as vantagens que o uso de uma bomba a funcionar como turbina oferece, no que respeita à sua operacionalidade, assume-se que a sua manutenção terá um valor reduzido quando comparado com os benefícios provenientes da energia produzida. Como tal, na falta de elementos concretos, admite-se que as despesas de exploração e conservação representarão aproximadamente 10% do investimento inicial.

4.3.2.2. Custos de paragens imprevistas e perdas de produção

As maiores actividades requerem frequentemente a remoção da turbina-bomba do local de instalação para as oficinas. Durante esse tempo a unidade estará indisponível podendo haver perda total na produção ou um custo de substituição temporária. Estes custos podem ser minimizados por uma programação cuidada e atempada da paragem.

O custo de perda de produção ou de indisponibilidade pode ser considerado em função do tempo de paragem e devem ser analisados para cada caso específico.

4.3.3. CUSTOS AMBIENTAIS

Os custos de infracção ambiental deverão ser incluídos, sob o risco de representarem externalidades. No caso em estudo não se prevêem impactos a nível ambiental, pelo que estes não serão contabilizados para efeitos da rentabilidade do aproveitamento.

4.4. BENEFÍCIOS ANUAIS

Os benefícios anuais brutos esperados serão, como se referiu, apenas considerados como provenientes da venda da energia eléctrica à rede nacional e decorrentes da avaliação da produtibilidade energética esperada e da sua valorização.

Para alcançar o valor de remuneração aplicável pelo fornecimento de electricidade proveniente de fontes de energia renováveis considera-se que o aproveitamento em estudo funcionará ao abrigo do novo regime do "Produtor Independente de Energia", regulado pelo Decreto-Lei nº 225/2007, de 31 Maio de 2007, onde se definem as regras da actividade de produção independente de energia eléctrica a pessoas singulares ou colectivas públicas ou privadas, com o limite de 10 MW de potência instalada.

Considera-se, assim, que toda a energia será vendida à entidade exploradora da rede e que todos os cálculos relativos às receitas brutas provenientes da produção energética no caso de estudo, para os diferentes regimes de exploração, fundamentam-se nas condições impostas por esta entidade, apresentadas naquele decreto.

Ainda enquadrado neste decreto-lei importa referir que para o 1º regime de exploração a estudar não se opta pela modulação tarifária, ficando o estudo da rentabilidade energética alocado a um valor médio de venda, ao contrário dos restantes regimes que, como já se fez referência, comportarão modulação tarifária, devendo a rentabilidade da energia produzida ser avaliada com base nesse pressuposto.

Ao longo da vida útil do aproveitamento, estes benefícios brutos, resultantes da valorização esperada da energia são dependentes do preço de venda do quilowatt-hora para cada ano em que se pretende calcular essa valorização. Na ausência de outro critério de avaliação, considera-se que o preço

actualizado do kWh é função da taxa de actualização de 10% ao ano. Por conseguinte, o preço actualizado do kWh do ano i será então quantificado por

$$p_0 = \frac{p_i}{(1+r)^i}, \quad (4.2.)$$

em que

- p_i - Preço do kWh no ano i (€);
- r - Taxa de actualização;
- p_0 - Preço de venda actual do kWh (diferente para cada hipótese estudada).

Para se obter o benefício líquido, haverá que definir o valor actualizado dos encargos anuais de exploração anteriormente citados. Desta forma, depois de caracterizados todos os encargos de exploração expectáveis actualizados ao ano zero, os encargos globais serão anualmente estimados por

$$e_i = \frac{e_0}{(1+r)^i}, \quad (4.3.)$$

representando:

- e_i – Encargo anual global estimado no ano i ;
- r – Taxa de actualização;
- e_0 – Encargo actual estimado.

4.5. ANÁLISE ECONÓMICA

Geralmente, os métodos usados na avaliação da rentabilidade de um aproveitamento mini-hídrico são de carácter micro-económico e incluem índices de referência tais como o número previsível de anos de amortização, a razão benefício/custo, os benefícios totais actualizados e a taxa interna de rentabilidade, entre outros.

Uma aproximação frequente em análise de investimentos consiste em considerar que os custos e os benefícios crescem com igual taxa de inflação, mantendo-se, desta forma constantes em termos reais. Nesta perspectiva, os custos futuros de manutenção e exploração e, também, os futuros benefícios são avaliados a preços actuais.

4.5.1. MÉTODOS ESTÁTICOS

4.5.1.1. Número de Anos de Amortização

O método de avaliação do número previsível de anos de amortização determina o número de anos necessário para que o investimento global realizado seja superado pela valorização da esperada venda de energia.

A avaliação é usualmente realizada sem consideração dos impostos e sem a consideração do custo da oportunidade do uso do dinheiro. Os custos de investimento são usualmente considerados como os custos de instalação do aproveitamento (construção civil, equipamento hidro e electromecânico) e os benefícios como o resultado líquido anual da venda da energia após dedução dos custos de operação e manutenção, a preços constantes. É, em princípio, considerado rentável um empreendimento em que este indicador seja inferior a 8 anos.

4.5.1.2. Recuperação do Investimento

O método da avaliação da recuperação do investimento (RI) calcula o benefício anual médio líquido de custos anuais como uma percentagem do valor do investimento inicial.

O seu cálculo é dado, em percentagem, por

$$RI = (\text{Benefício anual líquido} / \text{Valor do investimento inicial}) \times 100 \quad (4.4.)$$

4.5.2. MÉTODOS DINÂMICOS

Estes métodos de análise económica tomam em consideração os custos e benefícios globais ao longo da vida do empreendimento e de acordo com o "timing" das operações de "cashflow".

Tal método rege-se pelo facto de que para uma dada taxa de actualização, r , o custo C_i (ou o benefício B_i), pago ou recebido no ano i , é reportado ao ano 0 pela equação

$$C_i = \frac{C_0}{(1+r)^i} \quad (4.5.)$$

Assim, pagamentos ou recebimentos a realizarem-se em diferentes instantes poderão assim ser convertidos a uma base comum, e como tal comparados, através da aplicação da taxa de actualização.

4.5.2.1. Valor Líquido Actualizado

A diferença entre os custos e os benefícios, ambos actualizados a uma taxa fixa e periódica, será o Valor Líquido Actualizado – VLA, do investimento. A fórmula para calcular este índice, assumindo que os recebimentos ocorrem a intervalos de tempo regulares e que o primeiro recebimento ocorre no fim do primeiro período e, assim, por diante, é dada por

$$VLA = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{R_i - (I_i + M \& O_i)}{(1+r)^i} + V_r, \quad (4.6.)$$

onde:

- I_i – investimento no período i ;
- R_i – receita no período i ;
- $M \& O_i$ – custos de manutenção e operação no período i ;
- V_r – valor residual do investimento ao longo da sua vida, caso se preveja que a vida dos equipamentos se prolongue para além da vida do aproveitamento (por possível expiração de licença);
- r – taxa de actualização;
- n – número de períodos temporais.

Devido ao factor de actualização, quer os custos quer os benefícios tornam-se pouco significativos para um longo período. Como tal é frequente fazer-se esta análise para apenas 35 ou 40 anos, correspondendo este valor ao período de exploração permitido pelo Alvará de Licença de uso da água.

Os aproveitamentos que apresentarem um Valor Líquido Actualizado, negativo deverão, em princípio, ser abandonados, dado significarem que as receitas por ele geradas não são suficientes para superar os investimentos previstos. Os melhores projectos reflectir-se-ão nos maiores valores positivos deste parâmetro.

Os resultados obtidos pelo cálculo do VLA são altamente sensíveis ao valor tomado para a taxa de actualização, sendo a sua fixação um factor de primordial importância na definição qualitativa dos projectos quando analisados segundo este ponto de vista. Para um investidor privado esta taxa deverá ser tal que lhe permita optar entre a realização do investimento num aproveitamento mini-hídrico ou aplicá-lo financeiramente. Esta taxa de actualização, dependendo da taxa de inflação, usualmente varia entre 5% e 12%.

No caso de estudo, como já citado, opta-se por se aplicar uma taxa de actualização de 10%.

4.5.2.2. Razão Custo-Benefício ou Índice de Rentabilidade

É definido este índice pelo cociente entre os benefícios líquidos e o investimento total. É comum considerar como rentável um empreendimento cujo Índice de Rentabilidade seja superior à unidade num período igual ao que se prevê para funcionamento do empreendimento em condições adequadas.

Este índice é avaliado pela seguinte expressão

$$IR = \frac{\sum_0^n \frac{R_i}{(1+r)^i}}{\sum_0^n \frac{(I_i + M \& O_i)}{(1+r)^i}}, \quad (4.7.)$$

onde os parâmetros intervenientes têm o significado anteriormente apresentado.

4.5.2.3. Taxa Interna de Rentabilidade

Corresponde este indicador ao valor da taxa de actualização para o qual o índice de rentabilidade é igual à unidade. Por outras palavras representa a rentabilidade esperada para o investimento.

Quanto mais elevada a taxa interna de rentabilidade mais apreciável será a solução apresentada.

5.

ANÁLISE TÉCNICO-ECONÓMICA DO CASO DE ESTUDO

5.1. DESCRIÇÃO DO CASO DE ESTUDO

5.1.1. CONDIÇÕES INICIAIS

Tendo em atenção que o trabalho em questão se debruça sobre a instalação de um sistema produtor numa estrutura já existente, são já conhecidas as características dos elementos de retenção de água, tais como: reservatórios para geração de energia disponível necessária ao escoamento gravítico; circuito adutor (condutas com diferentes classes de pressão); circuito de entrada – equipado com válvula de seccionamento; dos órgãos de protecção, que poderão exigir adaptação às novas condições de funcionamento (válvulas, ventosas e câmaras de perda de carga, que poderão ser substituídas por instalações hidroeléctricas) e de saída, com início protegido por ralo e equipado com válvula de seccionamento.

Por sua vez, de forma a se transformar a energia cinética do escoamento em energia eléctrica, haverá que usar determinados dispositivos capazes de proceder da melhor forma para esse propósito. As características físicas e hidromecânicas que o grupo a instalar no sistema terá de garantir, foram já apresentadas no capítulo “Turbomáquinas Hidráulicas – Bombas e Turbinas-bombas”, pelo que, no corrente, tomam-se como dados base para a resolução do problema.

A definição de grupo estende-se ainda para além da consideração das máquinas de conversão de energia, abrangendo ainda, frequentemente, órgãos de controlo, como sejam válvulas ou outros atravancamentos e materiais constituintes do circuito hidráulico, em relação aos quais há a considerar os seguintes aspectos mais importantes para o correcto funcionamento do grupo:

- As tubagens instaladas, quer na câmara de manobras, quer no interior das células, deverão ser, em princípio, em material metálico com juntas flangeadas;
- O início da rede de distribuição deve ser realizada com tubagens independentes da adução.
- Numa turbomáquina com roda do tipo Francis a energia à entrada da roda tem uma componente potencial e outra componente de energia cinética. Isto só será possível se a pressão à entrada da roda for superior à da saída e como tal obrigará a que a entrada esteja isolada da saída. A necessidade de ter o difusor sempre afogado, pelas razões expostas no subcapítulo “Limites de Aspiração/Restituição – fenómeno da cavitação”, podem levar a que a alimentação do reservatório se processe pela zona inferior, junto à soleira do mesmo.
- Para permitir que o reservatório de jusante seja alimentado sem que ocorram turbinamentos, a conduta adutora terá de estar dotada de um circuito “by-pass” (com dispositivos de redução de pressão, se necessário).

5.1.2. PERFIL DO SISTEMA

O sistema adutor simulado possui, entre reservatórios, o perfil traçado na Figura 5.1.

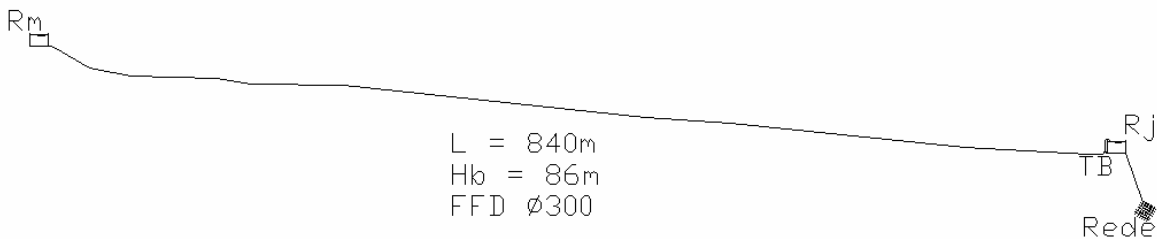


Figura 5.1 – Esquema do Perfil da conduta adutora

5.1.3. DADOS DO SISTEMA ADUTOR

O sistema adutor entre reservatórios possui as seguintes características:

Quadro 5.1 – Características do sistema adutor

u (m ² /s)	1,01E-06
K (mm)	0,15
D (mm)	300
L (m)	840
g (m ² /s)	9,81
S (m ²)	0,070686
Hb (m)	86

A capacidade máxima de transporte da conduta adutora, tomando em consideração o critério do limite máximo da velocidade de escoamento, fica assim restringida ao seguinte valor:

$$\phi = 46.3 \times Q_{\text{máx}}^{0.417} \Leftrightarrow Q_{\text{máx}} \cong 88 \text{ l/s.} \quad (5.1.)$$

Este dado deve ser tido sempre em conta durante o desenrolar dos cálculos relativos à potência gerada, na medida em que representa um limite máximo para o caudal máximo turbinável.

É também possível e de grande utilidade conhecer a curva característica da instalação. Então, para diferentes caudais escoados na conduta adutora de diâmetro igual a 300mm, a curva que representa a variabilidade da queda útil em função do caudal encontra-se representada na Figura 5.2.

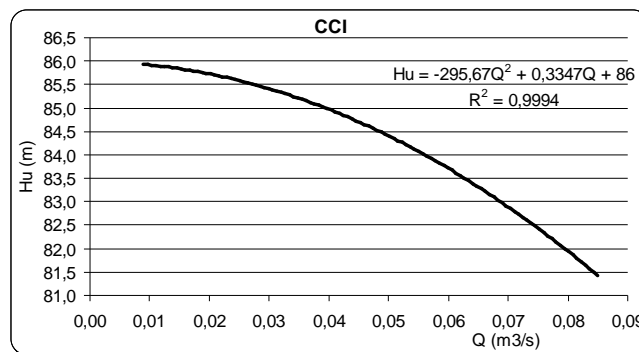


Figura 5.2 – Curva Característica da Instalação em estudo

5.1.4. DADOS DA POPULAÇÃO SERVIDA

Sabe-se que a população servida pelo reservatório de distribuição, onde se insere o grupo, é constituída por cerca de 20.000 habitantes, valor esse que se assume ser representativo da população média consumidora de água durante a vida útil do aproveitamento para efeitos de análise económica.

Tomou-se o valor regulamentar para a capitação média por habitante, ou seja, 150 l/dia.

Com estes valores o volume diário médio anual (Vdma) cedido à rede é tal que:

$$Vdma = Cdma = 20000 \times 150 = 3000m^3 \quad (5.2.)$$

e corresponde ao consumo diário médio anual (Cdma) visto que, por se optar pelo lado da segurança no que respeita à produtividade energética, se desprezam quaisquer perdas na rede de distribuição de água.

Ao diagrama de consumos escolhido para esta população, segundo o que foi descrito no capítulo “Avaliação da Produção Energética”, está associado um factor de ponta igual a 2,4. Assim, recorrendo a esta lei, é possível estimar de que forma o volume diário médio anual abastecido à rede em causa se distribui ao longo das 24h do dia, resultando o diagrama de consumos ilustrado na Figura 5.3.

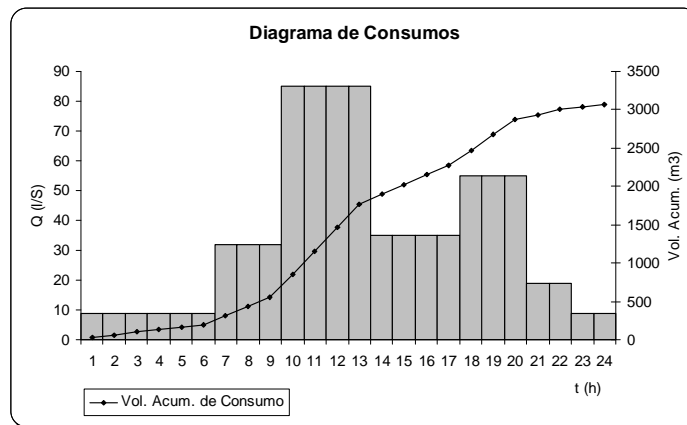


Figura 5.3 – Diagrama de Consumos Vs. Curva de Caudais Acumulados

5.2. ANÁLISE TÉCNICA

5.2.1. REGIMES DE EXPLORAÇÃO

5.2.1.1. Primeiro Caso

Como já foi dito, e se volta a repetir, nesta hipótese o caudal nominal é constante ao longo do ano e resulta de se distribuir uniformemente o volume diário médio anual cedido à rede pelas 24 horas diárias, ou seja,

$$Q_N = \frac{3000}{24 \times 3600} \times 1000 \cong 35 \text{ l/s}, \quad (5.3.)$$

avaliado pelo lado da segurança.

Surge assim o diagrama da Figura 5.4 a) que ilustra a distribuição dos caudais cedidos e afluidos do e ao reservatório de jusante, respectivamente, em dia médio.

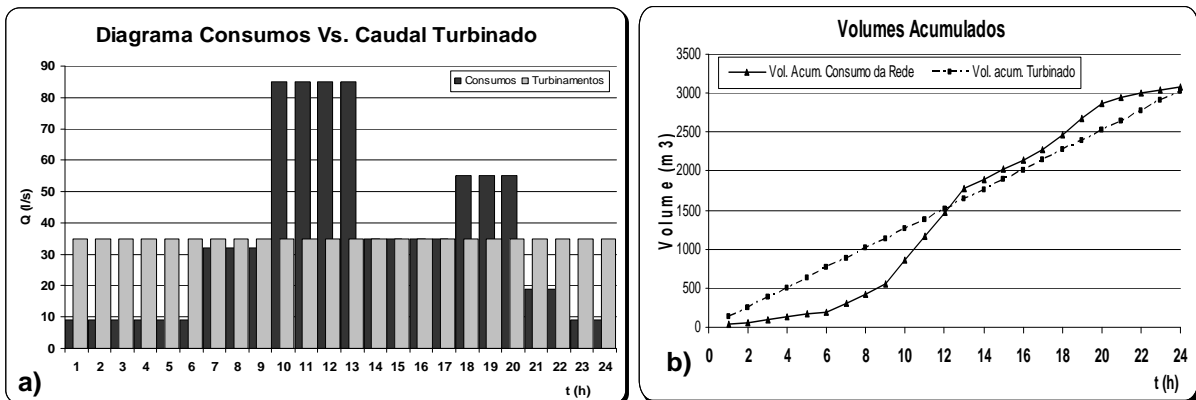


Figura 5.4 – a) Diagrama de Consumos Vs. Caudal Turbinado; b) Volumes Acumulados Trubinado e de Consumo

Para um volume de regularização do reservatório de jusante de aproximadamente 950 m³, cuja justificação se encontra no Quadro 7.1 em Anexos, é possível então traçar as curvas representativas dos volumes acumulados, quer relativos às cedências quer aos turbinamentos, admitindo que inicialmente o reservatório se encontra parcialmente cheio.

Aqui será usada uma bomba a funcionar como turbina para efeitos de produção energética.

5.2.1.2. Segundo Caso

Por sua vez, nesta hipótese o caudal nominal é constante ao longo do ano e resulta de se distribuir uniformemente o volume diário médio anual cedido à rede em apenas 12 horas diárias, ou seja,

$$Q_N = \frac{3000}{12 \times 3600} \times 1000 \cong 70 \text{ l/s}, \quad (5.4.)$$

avaliado pelo lado da segurança.

Surge assim o diagrama da Figura 5.5 a) que ilustra a distribuição dos caudais cedidos e afluidos do e ao reservatório de jusante, respectivamente, em dia médio. Aqui procurou-se encaixar os períodos de turbinamento o mais possível nas horas de ponta de consumo, isto é, entre as 9h e 22h, com o intuito de se fazer usufruto de um maior benefício económico proveniente da venda da energia produzida.

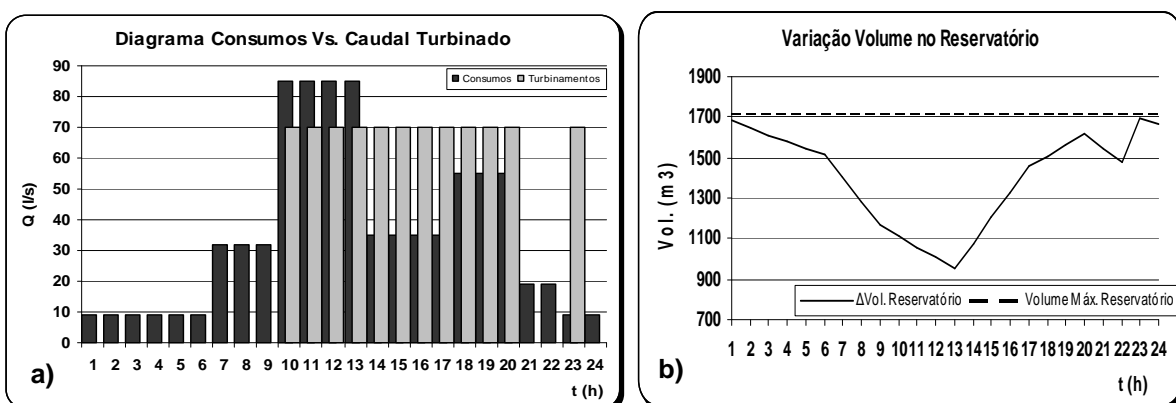


Figura 5.5 – a) Diagrama de Consumos Vs. Caudal Turbinado; b) Variação de Volume no Reservatório R_j

No entanto, o encaixe dos caudais turbinados em horas de ponta, para as condições impostas, não consegue ser perfeito, como aliás se torna visível pela análise da Figura 5.5 a). A ausência de turbinamentos durante as 21^a e 22^a horas é explicada pelo facto de que, para a situação mais desfavorável considerada, em que o reservatório se encontra cheio no instante inicial da análise ($t=0h$), a capacidade de regularização do mesmo não é suficiente para armazenar a diferença entre os volumes que a ele e dele afluem e efluem, respectivamente. Por outras palavras, chega-se à conclusão que, ao fim da 20^a hora, o volume total turbinado praticamente iguala o somatório do volume cedido à rede até aí, o que impossibilita a adução do reservatório de jusante nas 2 horas consequentes, sob o risco do mesmo ver excedida a sua capacidade de armazenamento. O gráfico da Figura 5.5 b), complementado pelo Quadro 7.2 em Anexos, é elucidativo do que foi anteriormente descrito. Nele é perceptível que, tomado o regime de exploração da Figura 5.5 a) os volumes no reservatório de jusante nunca ultrapassam o seu valor limite.

Portanto em suma, nesta hipótese, para efeitos de cálculo relativos a remunerações provenientes da produção de energia, admite-se, pelo lado da segurança, que apenas o volume aduzido em 11 das 12 horas possíveis será turbinado em período de ponta. Esta limitação estará contemplada nos cálculos relativos às receitas brutas provenientes da produção energética e que constam no Decreto-Lei n.º 189/88 de 27 de Maio já citado.

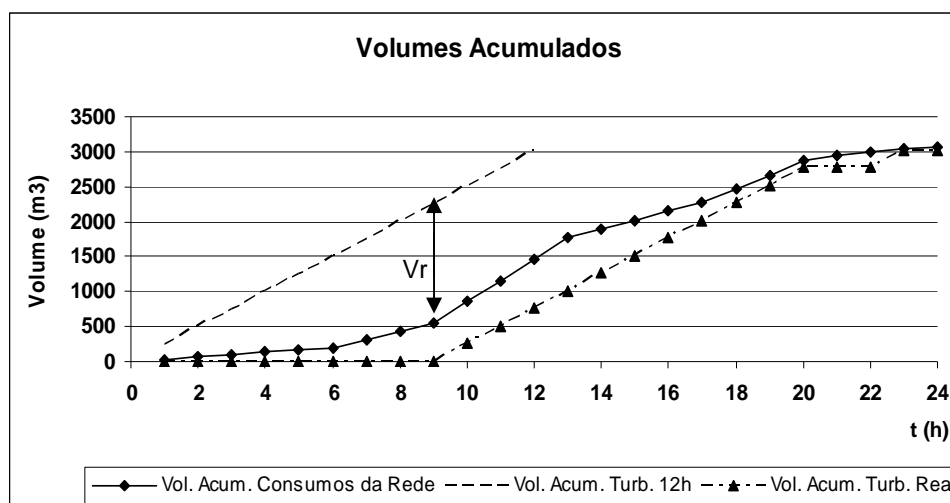


Figura 5.6 – Volumes Acumulados de Consumo e Turbinados

Admite-se que o volume de regularização, neste caso, será aquele que satisfaz a maior diferença resultante do somatório dos volumes cedidos à rede e dos volumes acumulados turbinados no reservatório em 12h. No gráfico da Figura 5.6 tal volume encontra-se assinalado pela sigla Vr.

Então, para um volume aproximado de regularização do reservatório de jusante de 1750 m³ é possível traçar as curvas representativas dos volumes acumulados, quer relativos às cedências quer ao turbinamento, admitindo, como já se disse, que inicialmente o reservatório se encontra cheio – Figura 5.6.

Aqui será igualmente usada uma bomba a funcionar como turbina para efeitos de produção energética.

5.2.1.3. Terceiro Caso

A definição dos períodos de mobilização dos diferentes valores que a potência poderá assumir ao longo de um ano médio, pela variabilidade dos parâmetros para ela contribuintes, procurará, antes de mais, encontrar os valores máximo e mínimo entre os quais a instalação poderá mobilizar as potências disponíveis e efectivamente colocadas na rede. Dever-se-á fixar o valor da potência máxima do grupo, após a qual, dadas as características do grupo, ter-se-á o valor da potência mínima capaz de mobilizar o grupo e abaixo da qual se preconizará a paragem do mesmo.

Desta forma, assumir-se-á que no ponto de rendimento óptimo – aproximadamente a 90% do caudal máximo, a turbomáquina a instalar para esta hipótese turbinar um caudal equivalente ao caudal máximo cedido à rede nas 24h de adução, ou seja, 85 l/s, denominando-se este por caudal nominal. Esta é uma suposição plausível de ser usada nos cálculos relativos à potência gerada pois, da mesma forma que as características da turbina se revelam favoráveis para tal, também o sistema adutor o permite, visto no limite este escoar um caudal igual a 88 l/s, como é explícito na expressão (5.1.).

A turbina a usar nesta hipótese, cuja curva de rendimentos é apresentada na Figura 5.7 a), é constituída por roda do tipo Francis e corresponde ao modelo desenhado pela “Voith” – Figura 5.7 b).

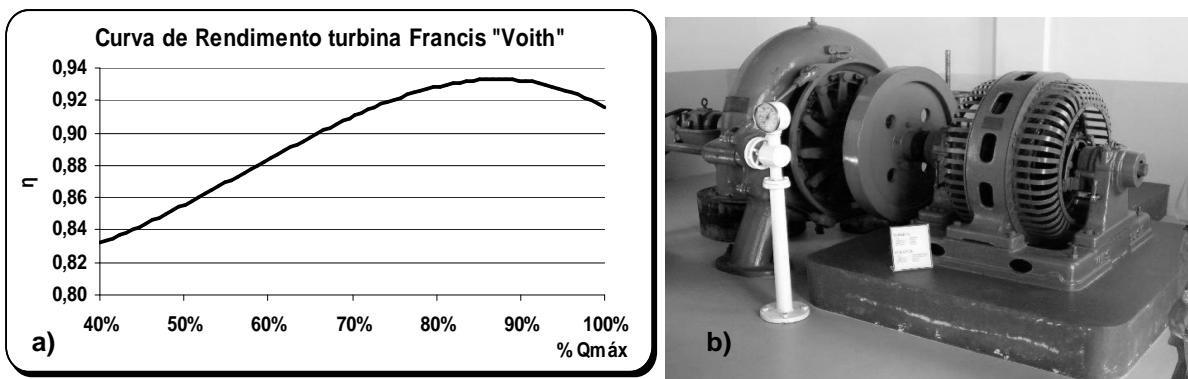


Figura 5.7 – a) Curva de Rendimentos da Turbina; b) Exemplo de uma Turbina Francis “Voith”

Assim, depois de consultada a curva de rendimentos da Figura 5.7 a) e conhecido o caudal turbinável no ponto de rendimento óptimo calcula-se o caudal mínimo turbinável abaixo do qual se preconizará a paragem do grupo, alcançando-se o seguinte valor:

$$Q_{\min} = \frac{85 \times 40\%}{90\%} = 38 \text{ l/s.} \tag{5.5.}$$

Desta forma estudaram-se várias hipóteses de exploração e optou-se por aquela cujos caudais cedidos à rede e turbinados se encontram representados no gráfico da Figura 5.8 a), em tons de cinzento-escuro e cinzento-claro, respectivamente. Na hipótese escolhida, como é visível nesse gráfico, admitiu-se ainda um outro caudal turbinável, situado entre os valores limite, de forma a se retirar um maior rendimento no que diz respeito à produtibilidade energética.

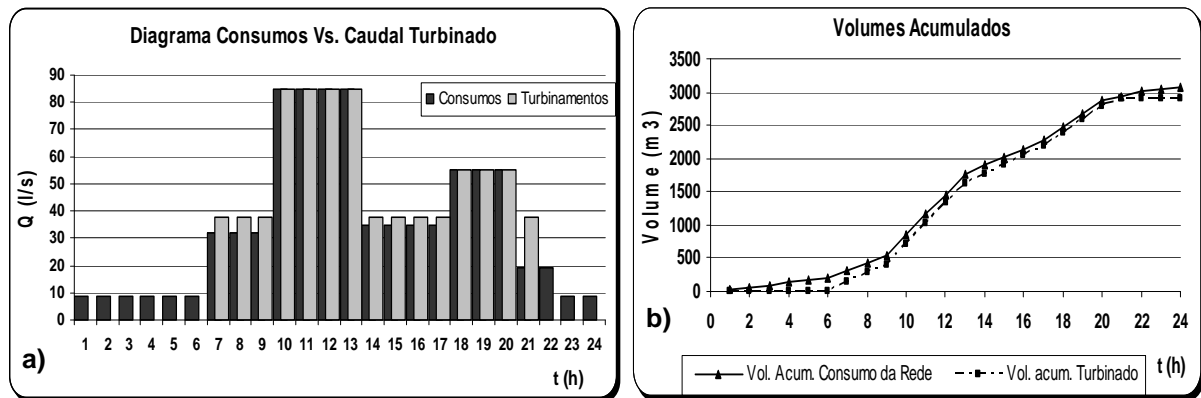


Figura 5.8 – a) Diagrama de Consumos Vs. Caudal Turbinado; b) Volumes Acumulados de Consumo e Turbinados

Pela análise do gráfico da Figura 5.8 b) verifica-se que a lei de volumes acumulados turbinados acompanha satisfatoriamente a lei de volumes acumulados cedidos à rede, como era aliás o objectivo inicialmente proposto para este regime de exploração.

Para efeitos de estimativa económica admite-se de novo que o reservatório se encontra inicialmente cheio e, dado a lei de turbinamento acompanhar a lei de adução, a capacidade de regularização neste caso é mínima e iguala cerca de 200 m³ como é visível no Quadro 7.3 em Anexos.

5.2.2. POTÊNCIAS ÚTEIS GERADAS E ENERGIA ANUAL MÉDIA PRODUZIDA

5.2.2.1. Generalidades

Neste subcapítulo concretiza-se em prática e de uma forma resumida o que foi exposto no capítulo 1.6, onde se faz alusão às considerações teóricas a tomar no que concerne à “Seleccção da Turbina-bomba Adequada ao Sistema em Estudo”.

Importa relembrar que o fabricante de referência já citado, de onde se obtêm os preços relativos à compra das turbomáquinas a instalar, dispõe igualmente de informação pormenorizada sobre cada um dos equipamentos por eles comercializado, mais concretamente, curvas características de bombas traduzidas em gráficos de Caudal-Altura-Rendimentos. Escusado será dizer que, para um pré-dimensionamento, rejeita-se parte dessa informação, ficando apenas a restar aquela que se enquadra dentro dos condicionalismos impostos à partida pelo sistema em estudo, designadamente, caudal e queda de projecto.

Assim sendo, após análise das curvas características das bombas do fabricante em causa, seleccionam-se duas bombas distintas com performances ilustradas na Figura 7.4 e Figura 7.5 em Anexos e aqui denominadas por “X” e “Y”, respectivamente. A bomba “X” para o 1º caso e a bomba “Y” para o 2º. As velocidades de rotação são constantes para cada uma das bombas em questão e o seu valor encontra-se inscrito nas legendas de cada uma das figuras citadas.

Já no terceiro e último caso de estudo será usada uma turbina do tipo Francis cujas características serão melhor descritas no subcapítulo a ele dedicado.

5.2.2.2. Primeiro Caso

Mais uma vez, seguindo a metodologia proposta no capítulo 1.6, começa-se por calcular os valores do caudal e queda equivalentes. Para isso devem-se adoptar factores de conversão que sejam função das velocidades específicas que se esperam registar no ponto de funcionamento óptimo da turbina-bomba, ou seja:

Quadro 5.2 – Velocidade Específica da Bomba “X”

“Inputs”	Operações	“Outputs”
$Q_{t_proj.} = 0,035 \text{ m}^3/\text{s}$	$n_{sb} = 2900 \times \frac{0.035^{1/2}}{85.23^{3/4}}$	$n_{sb} \approx 1000 \text{ (m}^3/\text{s;m)}$
$H_{u_proj.} = 85,23 \text{ m}$		

Achou-se então por bem arbitrar os coeficientes de conversão constantes no Quadro 5.3, concordantes com a velocidade específica calculada no Quadro 5.2, que por sua vez, quando multiplicados pelo caudal e queda de projecto, fornecem os valores pretendidos e mais ajustados para a selecção da turbina-bomba a usar neste 1º caso de estudo.

Quadro 5.3 – Caudal e Quedas Equivalentes para a selecção do ponto de funcionamento da bomba

“Inputs”	Operações	“Outputs”
$C_Q = 1,40$	$Q_{eq_bomba} = 1,40 \times 0.035$	$Q_{eq_bomba} \approx 0,029 \text{ m}^3/\text{s}$
$C_H = 1,20$	$H_{eq_bomba} = 1,20 \times 85,23$	$H_{eq_bomba} \approx 60 \text{ m}$

Recorrendo agora às curvas características da bomba “X”, ilustradas na Figura 7.4, escolhe-se o ponto de funcionamento da bomba e retira-se daí o valor do rendimento esperado – η_b . Neste caso escolheu-se a roda de diâmetro igual a 229mm cujo ponto de funcionamento possui um rendimento de aproximadamente 75%. Este rendimento terá de ser convertido pelas razões já citadas, ou seja, este terá de ser multiplicado pelo factor C_R , constante no Quadro 5.4.

Por último a potência útil gerada será dada pela expressão (1.11), em que todos os “Inputs” da mesma se encontram explícitos novamente no Quadro 5.4. Aqui admite-se que o mercado de fornecedores de bombas, em especial o visado neste trabalho, possui uma vasta gama de potências e como tal a potência útil coincide com a potência nominal.

Quadro 5.4 – Potência Útil gerada pela Turbina-bomba

“Inputs”	Operações	“Outputs”
$Q_{t_proj.} = 0,035 \text{ m}^3/\text{s}$	$P_u = 0,035 \times 85,23 \times 9,81 \times 0,75 \times 0,97 \times 0,9 \times 0,95$	$P_u \approx 18 \text{ kW}$
$H_{u_proj.} = 85,23 \text{ m}$		
$\eta_b = 0,75; C_R = 0,97$		
$\eta_t = 0,90; \eta_g = 0,95$		

Decorrendo a exploração do aproveitamento sem qualquer possibilidade de regularização de caudais para o controlo temporal dos turbinamentos, e considerando, como já se viu, que a produção de energia é contínua nas 24 horas do dia, após o conhecimento da potência instalada, a energia que se estima produzir em ano médio é tal que:

$$E_{ano_m\u00e9dio} = \frac{18 \times 24 \times 365}{1000} = 159 \text{ MW.h.} \tag{5.6.}$$

5.2.2.3. Segundo Caso

Os passos iniciais seguidos neste caso são os mesmos tomados no caso anterior, com a excepção de que a bomba usada, pelos condicionamentos impostos pelo caudal e queda de projecto, é a denominada por “Y”, cuja performance se encontra descrita no gráfico da Figura 7.5.

Quadro 5.5 – Velocidade Específica da Bomba “Y”

“Inputs”	Operações	“Outputs”
$Q_{t_proj.} = 0,070 \text{ m}^3/\text{s}$	$n_{sb} = 3500 \times \frac{0,070^{1/2}}{82,92^{3/4}}$	$n_{sb} \approx 1750 \text{ (m}^3/\text{s;m)}$
$H_{u_proj.} = 82,92 \text{ m}$		

Importa referir que, apesar das velocidades específicas diferirem no 1º e 2º casos, os factores de conversão assumidos foram os mesmos com o intuito garantir um factor de segurança mais elevado no que respeita à análise económica das diferentes soluções consideradas, que posteriormente será efectuada.

Quadro 5.6 – Caudal e Quedas Equivalentes para a selecção do ponto de funcionamento da bomba

“Inputs”	Operações	“Outputs”
$C_Q = 1.40$	$C_Q \times Q_{t_proj.}$	$Q_{eq_bomba} \approx 0,060 \text{ m}^3/\text{s}$
$C_H = 1.20$	$C_H \times H_{u_proj.}$	$H_{eq_bomba} \approx 60 \text{ m}$

Neste caso escolheu-se a roda de diâmetro igual a 197mm cujo ponto de funcionamento possui um rendimento de aproximadamente 80%.

Quadro 5.7 – Potência Útil gerada pela Turbina-bom

“Inputs”	Operações	“Outputs”
$Q_{t_proj.} = 0,070 \text{ m}^3/\text{s}$	$P_u = 0,070 \times 82,92 \times 9,81 \times 0,8 \times 0,97 \times 0,9 \times 0,95$	$P_u \approx 38 \text{ kW}$
$H_{u_proj.} = 82,92 \text{ m}$		
$\eta_b = 0,80; C_R = 0,97$		
$\eta_t = 0,90; \eta_g = 0,95$		

Decorrendo a exploração do aproveitamento sem qualquer possibilidade de regularização de caudais para o controlo temporal dos turbinamentos, e considerando, como já se viu, que a produção de energia é feita apenas em 12 horas do dia, após o conhecimento da potência instalada, a energia que se estima produzir em ano médio é tal que:

$$E_{ano_médio} = \frac{38 \times 12 \times 365}{1000} = 165 \text{ MW.h} . \quad (5.7.)$$

5.2.2.4. Terceiro Caso

Neste regime de exploração, onde existem algumas semelhanças comparativamente ao regime que se verifica numa central mini-hídrica, uma das vias possíveis para o cálculo da energia eléctrica produtível, em ano médio, é a curva de duração de caudais. Essa mesma curva, também designada de curva de caudais classificados, pela essência discreta dos dados do problema em estudo, é fornecida sob a forma de diagrama na Figura 5.9.

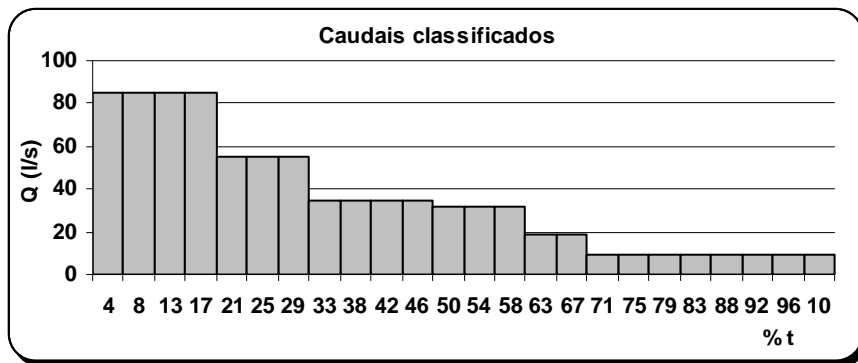


Figura 5.9 – Diagrama de Caudais Classificados

Nesta curva, podem ser marcados os limites de exploração da turbina ($Q_{Min} = 0.4 \cdot Q_N$ e $Q_{Max} = 1.15 \cdot Q_N$) fora dos quais não é possível produzir energia. Deste modo, ficam definidos os tempos t_0 e t_1 que limitam a percentagem do tempo em que o volume aduzido pode ser turbinado.

Se se considerasse que o rendimento da turbina e a queda útil do sistema eram constantes, a energia produtível seria então proporcional à área de exploração extraída da curva de duração de caudais e definida por esses dois instantes. No entanto, como ambos os parâmetros variam em função do caudal turbinado, logo a forma de cálculo da energia produtível deve ser avaliada tomando simultaneamente em consideração a CCI e a curva de rendimentos da turbina. Desta forma surge o Quadro 5.8, onde se resumem as potências geradas:

Quadro 5.8 – Potências Úteis Geradas

Q (l/s)	% Qmáx	H (m)	η	$\eta_g \cdot \eta_t$	P (kW)
38	40%	85,56	0,832	0.86	27
55	58%	85,12	0,879	0.86	40
85	90%	83,85	0,932	0.86	65

Para se chegar ao valor da energia produzida em ano médio basta então multiplicar o valor de cada potência pelo período de tempo – Δt , respectivo em que esta é gerada, resultando o somatório das diferentes energias produzidas como evidenciado no Quadro 5.9.

Quadro 5.9 – Energia Produzida em Ano Médio

P (kW)	Nº horas	Energia (kW.h/dia)	Energia (MW.h/ano)
27	8	212	78
40	3	121	44
65	4	261	95
Totais	15	594	217

Este valor final será aquele que entrará nos cálculos relativos à venda de energia para esta hipótese, tendo ainda em atenção a percentagem de horas de ponta e de vazio durante o dia para as quais existem turbinamentos. Mais uma vez se refere que o modelo de cálculo se encontra bem definido no Decreto-Lei n.º 189/88 de 27 de Maio.

5.2.3. VALOR REMUNERATIVO POR QUILOWATT-HORA DE ENERGIA PRODUZIDA

Considerando que, de acordo com a descrição no Anexo do referido Decreto-lei, no período da hora legal de Inverno e Verão, os escalões para as horas de vazio são definidos entre as 0 e as 9h, enquadrando-se as restantes como horas de cheias e de ponta, o valor remunerativo por quilowatt-hora de energia produzida é dado por:

- No 1º caso, admitindo que os turbinamentos se distribuem de uma forma equilibrada pelas 24 horas do dia, isto é 12h de vazio e 12h de cheias e ponta, avalia-se o valor médio da energia em 0,082€ / kWh. Desta forma estimam-se benefícios anuais brutos em cerca de 10.400 €/ano – Quadro 7.4 em Anexos;
- No 2º caso, admitindo que os turbinamentos se distribuem em 11h de ponta e 1h de vazio, avalia-se o valor médio da energia em 0,091€ / kWh. Desta forma estimam-se benefícios anuais brutos em cerca de 12.100 €/ano – Quadro 7.5 em Anexos;
- Para o cálculo da produtividade do sistema no 3º e último caso, de acordo com o que se apresentou no subcapítulo 5.2.2.3., onde se estimou que a produção energética média anual para o grupo em condições de queda e rendimentos aí apresentados era de cerca de 217 MWh, calcula-se o valor remunerativo esperado pelo fornecimento da electricidade entregue à rede. Com efeito, admitindo que os turbinamentos se distribuem por 12h de cheias e de ponta e 3h de vazio, avalia-se o valor médio da energia em 0,088€ / kWh e estimam-se cerca de 15.200 €/ano como benefícios anuais brutos – Quadro 7.6 em Anexos.

5.3. ANÁLISE ECONÓMICA

Apresenta-se de seguida um resumo geral das características de cada hipótese estudada, assim como, a avaliação dos diferentes indicadores referidos no capítulo “ Avaliação da Rentabilidade do Empreendimento” para cada um dos 3 casos citados.

Importa referir que para o cálculo dos índices dinâmicos, considera-se que a construção e ligação à rede nacional se realiza em apenas num ano. Admite-se que os custos de investimento serão distribuídos igualmente por esse ano, totalizando o montante previsto para o investimento global. O aproveitamento estará assim operacional no início do ano 2. As receitas da venda da energia eléctrica e as despesas de operação e manutenção supõem-se concentradas no final de cada ano. Devido à data de emissão do Alvará de Licença, considera-se a vida útil do aproveitamento como de 40 anos a partir do início da construção. Considera-se uma taxa de actualização de 10% e um valor residual nulo do equipamento. Saliente-se finalmente que a actualização dos referidos valores foi referenciada ao fim do último ano de construção.

Assim, sequencialmente, tem-se:

5.3.1. PRIMEIRO CASO

5.3.1.1. Resumo das Características do Sistema

Quadro 5.10 – Características de valorização energética

Potência instalada	18 kW
Produção energética anual média estimada	159 MW.h/ano
Valorização da produção energética anual	10.400 € /ano

Quadro 5.11 – Resumo de Custos

Investimento inicial	
Grupo (bomba "X")	2.628 €
Equipamento Electromecânico	3.000 €
Construção Civil	5.000 €
Estudo e Projecto	10.000 €
Total	20.628 €
Custo por kW instalado	
	1.133 € /kW instalado
Custos de Exploração	
Despesas de Manutenção e Operação	2.063 € /ano

5.3.1.2. Parâmetros Económicos

Os parâmetros estáticos foram calculados com auxílio dos valores apresentados no Quadro 5.11. Assim:

Quadro 5.12 – Parâmetros económicos estáticos

Benefícios Anuais Líquidos (BAL)	8.337 €
Nº Anos de Amortização (NAA)	2,5 anos
Índice de Recuperação do Investimento (RI)	40,4%

Os parâmetros dinâmicos foram calculados com auxílio dos valores apresentados no Quadro 7.7 em Anexos. Assim:

- Valor Líquido Actualizado, VLA

Considerando a aplicação da fórmula proposta em (4.6.) obtém-se o Valor Líquido Actualizado de 60.717€, dado pelo somatório da coluna "cashflow anual" do quadro citado.

- Índice de Rentabilidade, IR

Para o caso presente o Índice de Rentabilidade é de 2,49 que é, portanto, superior à unidade, e igual à razão do somatório da coluna "Receitas Anuais" pela soma do investimento total com o somatório da coluna "Custo M&O".

- Taxa Interna de Rentabilidade, TIR

Como se referiu este índice foi obtido por um processo aproximativo, calculando o VLA para várias taxas de actualização, até que o VLA seja nulo.

Calculou-se assim uma Taxa Interna de Rentabilidade de 40%.

5.3.2. SEGUNDO CASO

5.3.2.1. Resumo das Características do Sistema

Quadro 5.13 – Características de valorização energética

Potência instalada	38 kW
Produção energética anual média estimada	165 MW.h/ano
Valorização da produção energética anual	12.100 € /ano

Quadro 5.14 – Resumo de Custos

Investimento inicial	
Grupo (bomba "Y")	2.755 €
Equipamento Electromecânico	3.000 €
Construção Civil	5.000 €
Estudo e Projecto	10.000 €
Total	20.755 €
Custo por kW instalado	
	549 € /kW instalado
Custos de Exploração	
Despesas de Manutenção e Operação	2.076 € /ano

5.3.2.2. Parâmetros Económicos

Os parâmetros estáticos foram calculados com auxílio dos valores apresentados no Quadro 5.14. Assim:

Quadro 5.15 – Parâmetros económicos estáticos

Benefícios Anuais Líquidos (BAL)	10.024 €
Nº Anos de Amortização (NAA)	2,1 anos
Índice de Recuperação do Investimento (RI)	48,3%

Os parâmetros dinâmicos foram calculados com auxílio dos valores apresentados no Quadro 7.8 em Anexos. Assim:

- Valor Líquido Actualizado, VLA

Considerando a aplicação da fórmula proposta em (4.6.) obtém-se o Valor Líquido Actualizado de 77.054€, dado pelo somatório da coluna "cashflowanual" do quadro citado.

- Índice de Rentabilidade, IR

Para o caso presente o Índice de Rentabilidade é de 2,88 que é igualmente superior à unidade.

- Taxa Interna de Rentabilidade, TIR

Calculou-se uma Taxa Interna de Rentabilidade de 48%.

5.3.3. TERCEIRO CASO

5.3.3.1. Resumo das Características do Sistema

Quadro 5.16 – Características de valorização energética

Potência instalada	85 kW
Produção energética anual média estimada	217 MW.h/ano
Valorização da produção energética anual	15.200 € /ano

Quadro 5.17 – Resumo de Custos

Investimento inicial	
Grupo (Turbina "Voith")	10.000 €
Equipamento Electromecânico	10.000 €
Construção Civil	5.000 €
Estudo e Projecto	10.000 €
Total	35.000 €
Custo por kW instalado	
	412 € /kW instalado
Custos de Exploração	
Despesas de Manutenção e Operação	3.500 € /ano

5.3.3.2. Parâmetros Económicos

Os parâmetros estáticos foram calculados com auxílio dos valores apresentados no Quadro 5.17. Assim:

Quadro 5.18 – Parâmetros económicos estáticos

Benefícios Anuais Líquidos (BAL)	11.700 €
Nº Anos de Amortização (NAA)	3,0 anos
Índice de Recuperação do Investimento (RI)	33,4%

Os parâmetros dinâmicos foram calculados com auxílio dos valores apresentados no Quadro 7.9 em Anexos. Assim:

- Valor Líquido Actualizado, VLA

Considerando a aplicação da fórmula proposta em (4.6.) obtém-se o Valor Líquido Actualizado de 79.156€, dado pelo somatório da coluna "cashflowannual" do quadro citado.

- Índice de Rentabilidade, IR

Para o caso presente o Índice de Rentabilidade é de 2,15 que é de novo superior à unidade.

- Taxa Interna de Rentabilidade, TIR

Calculou-se uma Taxa Interna de Rentabilidade de 33%.

5.3.4. RESUMO

Quadro 5.19 – Resumo dos parâmetros económicos dos casos em estudo

		1º Caso	2º Caso	3º Caso
Parâmetros Estáticos	BAL	8.337 €	10.024 €	11.700 €
	NAA	2,5	2,1	3,0
	RI	40,4%	48,3%	33,4%
Parâmetros Dinâmicos	VLA	60.717 €	77.054 €	79.156 €
	IR	2,49	2,88	2,14
	TIR	40,0%	48,0%	33,0%

No que respeita aos parâmetros estáticos, quer o número de anos de amortização – NAA, quer os valores relativos ao índice de recuperação do investimento – RI, concedem a qualquer uma das hipóteses estudadas um parecer favorável à sua concretização.

Relativamente aos parâmetros dinâmicos, os valores de IR e TIR para os três casos estudados, continuam em concordância com o anteriormente referido, dado que, o primeiro corresponde a mais do dobro do valor limite mínimo e o segundo, ou seja, a taxa de actualização a partir da qual estes deixam de ser rentáveis, corresponde a uma situação económica só vivida à quatro décadas atrás e muito dificilmente ressentida no futuro.

6. CONCLUSÕES

Este estudo teve como objectivo principal caracterizar e avaliar a aplicabilidade de soluções alternativas que podem ser empregues com o intuito de recuperar energia hidráulica em sistemas de distribuição de água. Para tal recorreu-se a um caso de estudo hipotético, em tudo semelhante a tantos sistemas de distribuição de água existentes, onde se analisaram três variantes que se acharam viáveis quer técnica e economicamente.

Procurar-se-á agora apresentar e discutir os resultados obtidos e as principais conclusões deste estudo.

Acima de tudo, este trabalho possibilitou cimentar conhecimentos de carácter estrutural, hidráulico e mecânico relacionados, em especial, com sistemas de abastecimento de água e componentes envolvidas.

Os objectivos traçados no início do ano lectivo para este projecto foram alcançados de forma satisfatória mas não na sua plenitude, visto que, o estudo de vários casos de aplicabilidade em instalações teste e em casos reais seria uma mais valia que certamente iria enriquecer e melhor alicerçar as conclusões tiradas no presente capítulo.

A utilização de sistemas adutores, cuja principal função corresponde ao abastecimento, e adaptá-los ou concebê-los também para produção energética, reveste-se do maior interesse e deve ser visto como uma importante mais valia, uma vez que grande parte das componentes do sistema (circuito hidráulico, reservatórios e órgãos acessórios do tipo válvulas de controlo) já fazem parte do projecto inicial, bastando, por isso, conceber a componente que diz respeito à central e todo o equipamento adjacente de forma a adaptá-lo ao sistema adutor, sem prejuízo da sua função principal.

Deste modo, sempre que, em algumas secções da conduta do sistema de abastecimento de água, se verifique excesso de energia hidráulica disponível, podem estar criadas condições especiais favoráveis para a instalação de uma turbomáquina com o intuito de recuperar energia, a qual, na situação base, seria dissipada pelas VRP.

A análise económica das três hipóteses de exploração estudadas permitem tirar as seguintes conclusões: o valor líquido actualizado – VLA, deixa antever o que inicialmente era temido, isto é, que para os 40 anos correspondentes ao horizonte de projecto, o rendimento proveniente do investimento é insignificante, e como tal qualquer uma destas alternativas deixa de ter cariz lucrativo. Contudo esta conclusão não deve implicar que estas devam ser simplesmente descartadas, visto que representam, na pior das hipóteses, alternativas com elevado potencial de sustentabilidade. Cita-se como exemplo justificativo, a capacidade para tornar auto-suficiente, a níveis energéticos, o órgão onde o micro sistema hidroeléctrico se encontra inserido. Em certa medida tais valores são explicados quer pelo facto do investimento inicial necessário ser fraco, bem como pelos baixos custos de manutenção e exploração do sistema, quer pelos benefícios decorrentes da produção e consequente venda de energia serem igualmente baixos, quando comparados com os conseguidos em mini-hídricas ou outros sistemas onde também se preconiza a recuperação de energia hidráulica; Apesar destes indicadores proporcionarem, a qualquer uma das hipóteses estudadas, um factor de risco baixo e, obviamente,

bastante apelativo, não permitem, só por si, tornar elucidativa a escolha do caso que melhor se enquadra no sistema em estudo.

Assim há que confrontar outros factores decisivos para que a escolha final seja melhor fundamentada.

Pelo facto das bombas serem desenhadas com o propósito de ceder energia ao fluido, estas podem ser menos eficientes quando comparadas com equipamento projectado com o objectivo contrário, ou seja o turbinamento, como são o caso das turbinas puras. Porém, o uso de uma bomba a funcionar como turbina pode compensar o investimento em locais remotos ou de difícil acesso onde se possa recuperar energia a partir de um fluxo de água que, caso contrário, seria desaproveitada, como é o exemplo do que acontece nos sistemas de adução em “alta”.

Como principal inconveniente ter-se-á a incapacidade de regulação, o que para os aproveitamentos onde se colocaria a possibilidade de utilização de tais unidades, frequentemente com potências inferiores a 50 kW, será um facto importante, dada a variabilidade dos caudais afluentes. Outra desvantagem será a rigorosa observância da altura de aspiração preconizada para o funcionamento como bomba, o que poderá ser solucionado pelo uso de grupos electrobomba submersíveis.

Apesar de uma redução de rendimento e da impossibilidade de adaptação ao caudal, as bombas oferecem algumas vantagens interessantes em relação a turbinas de fabrico personalizado, vantagens essas que tornam a sua instalação e exploração numa solução economicamente viável neste sector. O mercado está bastante desenvolvido neste aspecto e oferece uma vasta gama de bombas de modelo standard, que se caracterizam por ser mais baratas e com disponibilidade imediata, ao invés do que acontece com as turbinas puras. Outros factores, como problemas com a operação, manutenção e reparação de bombas ou turbinas-bombas são bastante mais simples de resolver comparativamente aos mesmos em turbinas. Existe também vantagem do grupo ser de reduzida dimensão, assim como a sua montagem se processar em monobloco, evitando assim os problemas de alinhamento entre a turbina e o gerador.

É importante que fique ciente que ainda existe bastante matéria a aprofundar no que ao funcionamento de uma bomba em sentido reversível, como turbina, diz respeito. Como tal, na procura de soluções inéditas e rentáveis para recuperação de energia proveniente de fontes renováveis, a menos que se conheça a performance da turbina-bomba, o factor incerteza estará sempre presente no momento da ponderação sobre qual a turbomáquina a instalar para esse efeito, não só pelos motivos já citado, mas também pelo facto de o rendimento da bomba a funcionar como turbina não ser tão favorável comparativamente a uma turbina pura, como já foi comprovado.

Em suma, no confronto entre prós e contras, crê-se que, no geral, a aplicação de turbinas-bombas em sistemas de distribuição de água com o intuito de recuperação hidráulica é uma solução economicamente viável e mais barata quando comparada com as soluções clássicas onde o uso de turbinas puras é dominante.

Ao nível de impactes originados pela implementação de tal sistema faz-se aqui uma breve descrição da possível matriz de incidências ambientais:

- Não serão acrescidos impactes geomorfológicos ou de ocupação do solo bem como impactes sobre recursos hídricos, fauna e flora normalmente associados à construção de uma obra de retenção, como por exemplo, uma mini-hídrica, já que as obras ligadas à engenharia civil irão aproveitar as infra-estruturas existentes, procedendo à sua adaptação;
- Já os impactes no ambiente sonoro podem ser relevantes apenas na fase de construção/adaptação do sistema, embora na fase de exploração possa ocorrer um aumento dos níveis sonoros com algum impacte negativo, especialmente para receptores próximos da

central. No entanto, se for previsto o isolamento sonoro da central não se perspectiva, assim, nenhum impacte sonoro negativo significativo;

- A qualidade da água para abastecimento estará dependente do risco associado à ocorrência de fugas na turbomáquina. Então para evitar a possível contaminação da água deverá assegurar-se a manutenção contínua do sistema desde os momentos iniciais da sua entrada em funcionamento. Acresce o facto de que o tipo de turbomáquinas a usar (roda do tipo Francis) apresenta a vantagem de manter o escoamento em pressão, diminuindo, assim, eventuais riscos de contaminação de água já tratada;
- Os impactes na população e actividades económicas, devido à implementação do sistema em causa, implicarão a criação de postos de trabalho durante a fase de construção/adaptação, podendo representar, a curto prazo, um efeito positivo ao nível local. O sistema hidro-gerador, caso contribua para o reforço da capacidade produtiva de energia eléctrica local, pode constituir um impacte positivo de magnitude relativamente reduzida a médio prazo, isto é, durante o período de vida útil do aproveitamento. Contudo, a presença de um novo elemento onde está presente uma componente eléctrica, acarreta algum factor de risco para as populações, constituindo um impacte negativo com significado local.

Para melhor se enquadrar a capacidade de produtividade energética do micro sistema hidroeléctrico estudado face ao consumo, também energético, da população servida pelo sistema de distribuição em causa, apresenta-se o seguinte exemplo: no sector doméstico, o consumo médio anual de energia eléctrica por unidade de alojamento estimava-se, em 2004, ser de aproximadamente 2362 kWh/alojamento, valor esse que se considerará para o ano actual. Com efeito, admitindo que para uma população de 20.000 habitantes estão associados em média 5000 alojamentos consumistas, prevê-se que a energia anual necessária para satisfazer tais exigências será em média de 12.000 MW/ano. Com este valor é possível calcular a percentagem contributiva energética da mini-central hidro-geradora em estudo, para os diferentes regimes de exploração, que, obviamente, será mínima, isto é:

- 1º Caso: 1,4%;
- 2º Caso: 1,3%;
- 3º Caso: 1,8%;

o que não ultrapassa 2% da energia total consumida em média num ano.

O benefício associado à produção energética, dentro do contexto respeitante à recuperação de energia hidráulica em sistemas de abastecimento em “alta”, é um aspecto difícil de caracterizar, dado depender da flutuação dos consumos diários, quer diária, mensal ou anualmente. Por isto se pensa que o estudo de caso concretizado é inconclusivo no que diz respeito à capacidade que a central hidro-geradora tem para produzir energia em quantidades suficientes para se afigurar rentável. Contudo volta-se a sublinhar que, visto qualquer reservatório possuir necessidades energéticas incontornáveis, crê-se que, na pior das situações, esta solução será capaz de gerar energia para o tornar auto-suficiente, levando assim a que os encargos com a energia, neste órgão da rede, se anulem.

Em Portugal, a situação energética é preocupante, dado que nos últimos 10 anos o país aumentou o consumo de energia 35%, à taxa de 4,5% ao ano e tem sido um dos países mais dependentes de energia da UE25, importando cerca de 90% das respectivas necessidades energéticas, duplicando o consumo de electricidade, à taxa de 6,3% ao ano. Face a esta forte dependência energética, sentida pela civilização actual, toda e qualquer fonte de energia alternativa e renovável que se explore, deve ser alvo de investigação. Como tal, apesar da rentabilidade energética e económica do micro sistema hidroeléctrico em estudo ser pouco significativa, esta forma alternativa de recuperação de energia

hidráulica deve ser tida em conta no leque das soluções existentes, pelas vantagens já citadas, no domínio das energias renováveis.

7.

ANEXOS

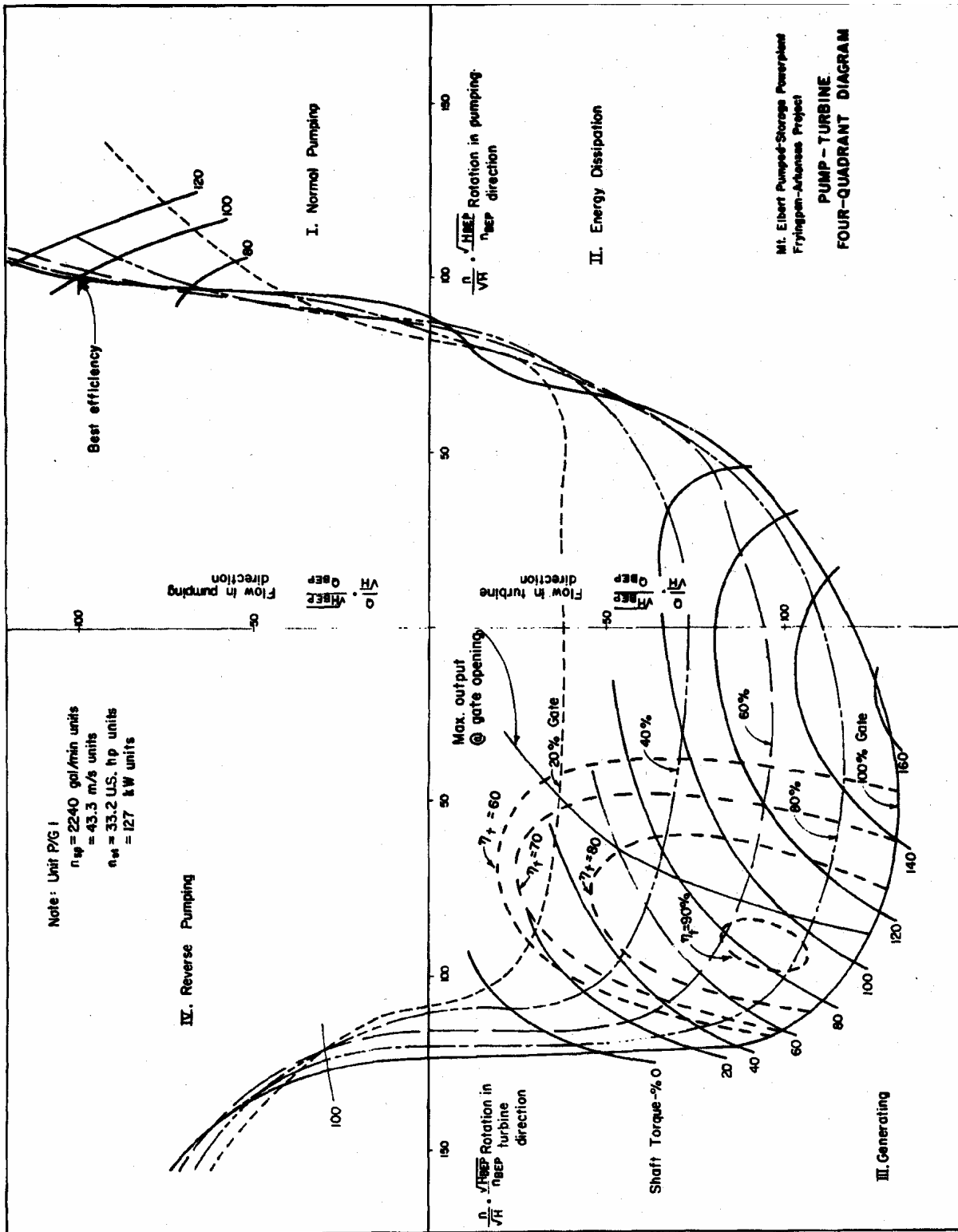


Figura 7.1 - Relação entre Altura queda/elevação, velocidade e abertura de distribuidor para uma turbina-bomba num diagrama cartesiano; $n_s = 42,6$ m³/s (Adaptado de Bureau of Reclamation [2])

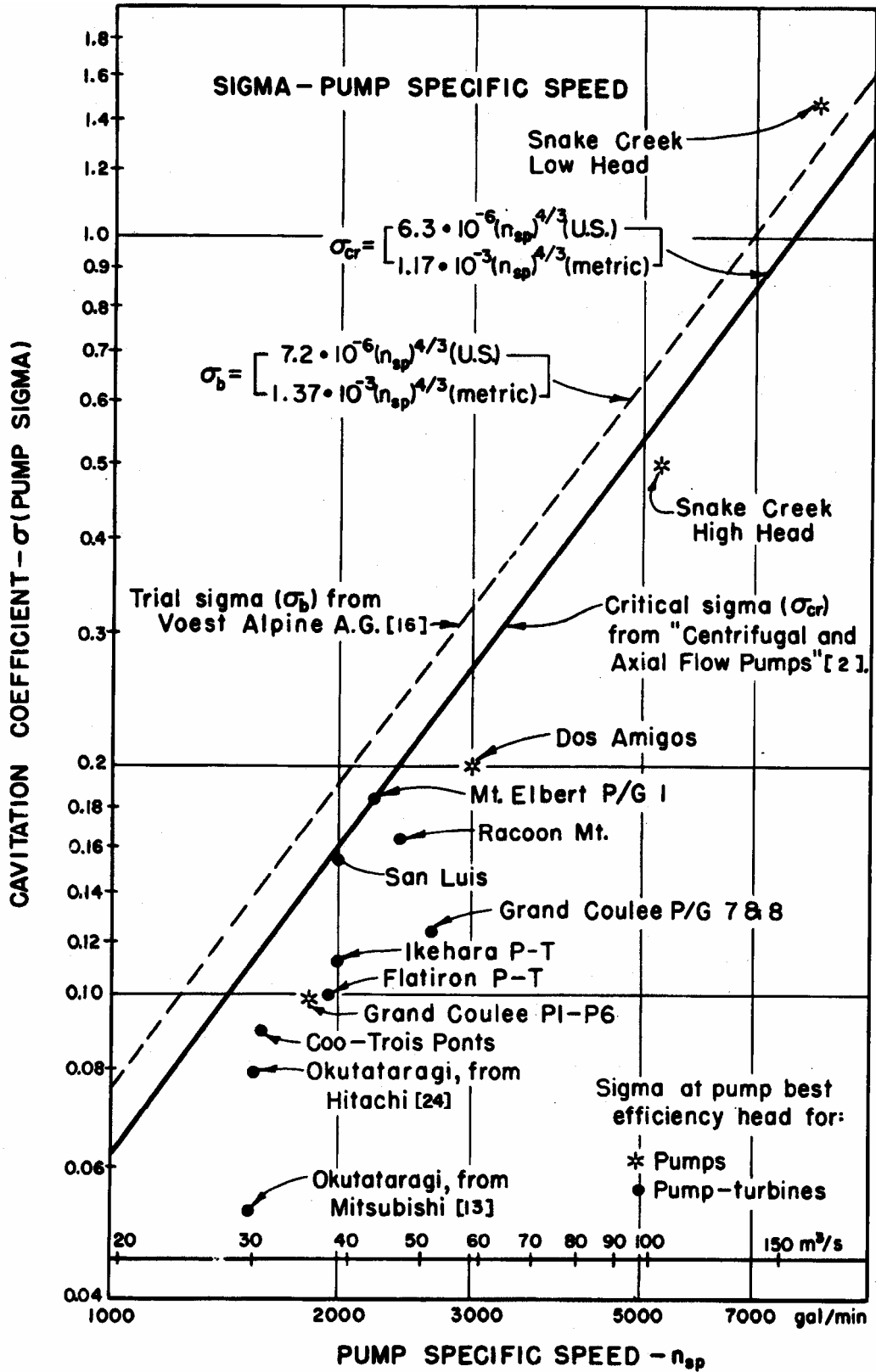


Figura 7.2 – Coeficiente de Cavitação Vs. Velocidades Específica para bombas (Adaptado de Bureau of Reclamation [2])

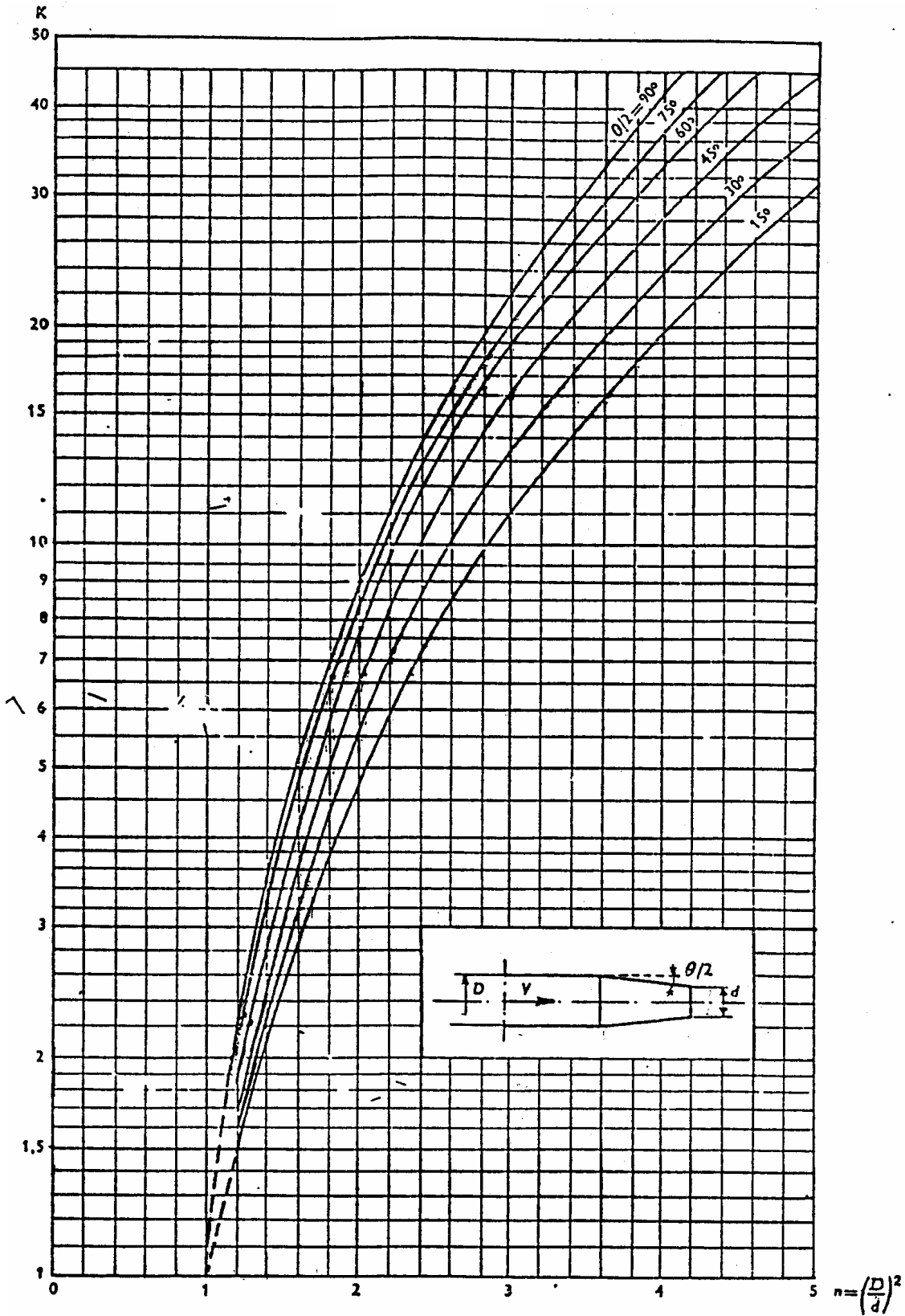


Figura 7.3 – Coeficiente perda de carga localizada à entrada do reservatório

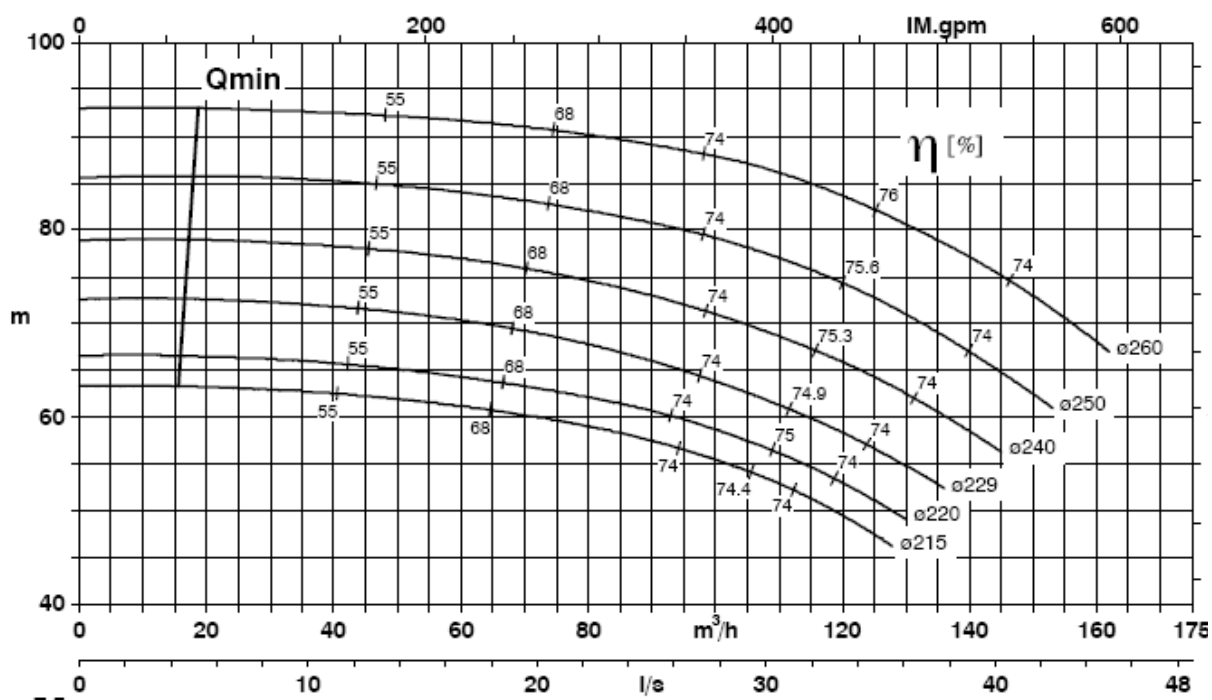


Figura 7.4 – Curva Características da Bomba "X" e Colina de Rendimentos correspondente ($n = 2900$ 1/min)

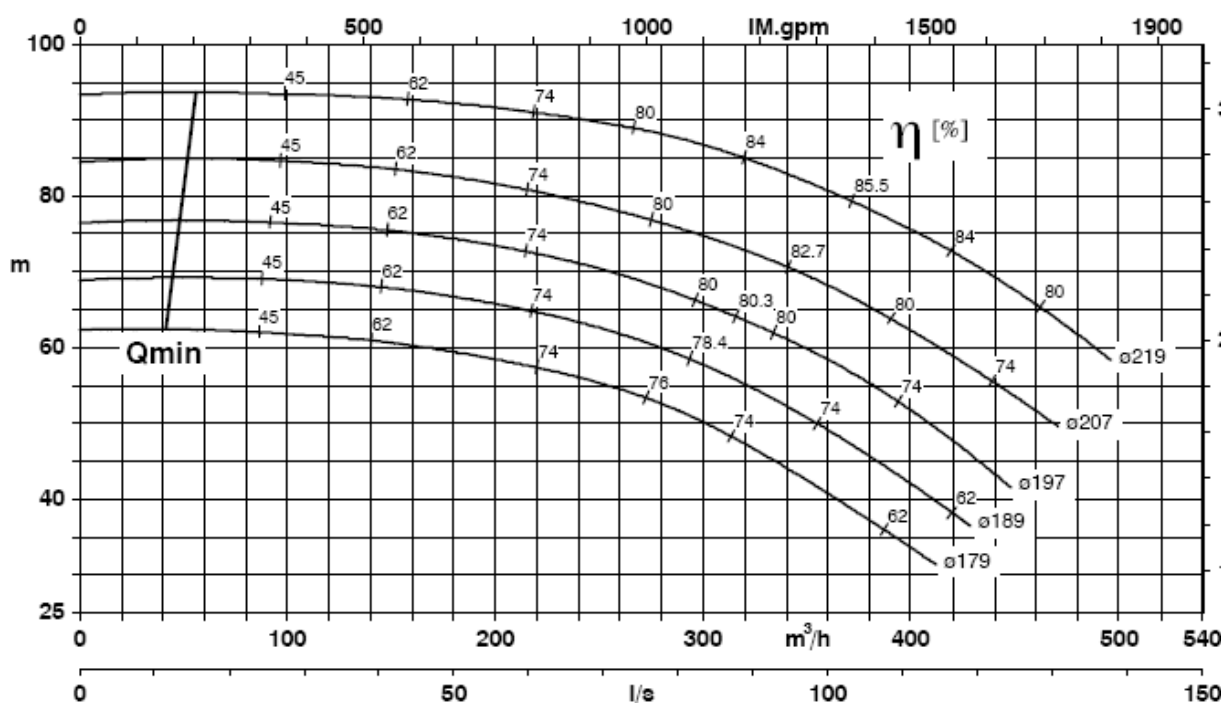


Figura 7.5 – Curva Características da Bomba "Y" e Colina de Rendimentos correspondente ($n = 3500$ 1/min)

Quadro 7.1 – 1º Caso (Vdma turbinado em 24h)

t (h)	Cedências à rede		Adução		ΔV
	Q (l/s)	Vol. Acum. m3	Q (l/s)	Vol. Acum. m3	
0 - 1	9	33	35	126	93
1 - 2	9	66	35	252	186
2 - 3	9	99	35	378	279
3 - 4	9	132	35	504	372
4 - 5	9	165	35	630	465
5 - 6	9	198	35	756	558
6 - 7	32	314	35	882	568
7 - 8	32	430	35	1008	578
8 - 9	32	546	35	1134	588
9 - 10	85	852	35	1260	408
10 - 11	85	1158	35	1386	228
11 - 12	85	1464	35	1512	48
12 - 13	85	1770	35	1638	-132
13 - 14	35	1896	35	1764	-132
14 - 15	35	2022	35	1890	-132
15 - 16	35	2148	35	2016	-132
16 - 17	35	2274	35	2142	-132
17 - 18	55	2472	35	2268	-204
18 - 19	55	2670	35	2394	-276
19 - 20	55	2868	35	2520	-348
20 - 21	19	2937	35	2646	-291
21 - 22	19	3006	35	2772	-234
22 - 23	9	3039	35	2898	-141
23 - 24	9	3072	35	3024	-48

ΔV máx	588	m3
ΔV min	-348	m3
Volume de Regularização	936	m3

Quadro 7.2 – 2º Caso (Vdma turbinado em 12h)

t (h)	Cedências à rede		Adução		V Reserv. Jusante (m3)
	Q (l/s)	V.Acum. m3	Q (l/s)	V.Acum. m3	
0 - 1	9	33	0	0	1680
1 - 2	9	66	0	0	1647
2 - 3	9	99	0	0	1614
3 - 4	9	132	0	0	1581
4 - 5	9	165	0	0	1548
5 - 6	9	198	0	0	1515
6 - 7	32	314	0	0	1399
7 - 8	32	430	0	0	1283
8 - 9	32	546	0	0	1167
9 - 10	85	852	70	252	1113
10 - 11	85	1158	70	504	1059
11 - 12	85	1464	70	756	1005
12 - 13	85	1770	70	1008	951
13 - 14	35	1896	70	1260	1077
14 - 15	35	2022	70	1512	1203
15 - 16	35	2148	70	1764	1329
16 - 17	35	2274	70	2016	1455
17 - 18	55	2472	70	2268	1509
18 - 19	55	2670	70	2520	1563
19 - 20	55	2868	70	2772	1617
20 - 21	19	2937	0	2772	1548
21 - 22	19	3006	0	2772	1479
22 - 23	9	3039	70	3024	1698
23 - 24	9	3072	0	3024	1665

Quadro 7.3 – 3º Caso (Vdma turbinado com regulação)

t (h)	Cedências à rede		Adução		ΔV
	Q (l/s)	V.Acum. m3	Q (l/s)	V.Acum. m3	
0 - 1	9	33	0	0	-33
1 - 2	9	66	0	0	-66
2 - 3	9	99	0	0	-99
3 - 4	9	132	0	0	-132
4 - 5	9	165	0	0	-165
5 - 6	9	198	0	0	-198
6 - 7	32	314	38	137	-177
7 - 8	32	430	38	274	-156
8 - 9	32	546	38	411	-135
9 - 10	85	852	85	717	-135
10 - 11	85	1158	85	1023	-135
11 - 12	85	1464	85	1329	-135
12 - 13	85	1770	85	1635	-135
13 - 14	35	1896	38	1772	-124
14 - 15	35	2022	38	1909	-113
15 - 16	35	2148	38	2046	-102
16 - 17	35	2274	38	2183	-91
17 - 18	55	2472	55	2381	-91
18 - 19	55	2670	55	2579	-91
19 - 20	55	2868	55	2777	-91
20 - 21	19	2937	38	2914	-23
21 - 22	19	3006	0	2914	-92
22 - 23	9	3039	0	2914	-125
23 - 24	9	3072	0	2914	-158

Quadro 7.4 – 1º Caso (Benefícios Energéticos Anuais)

Pinst (kW)	19
KMHOpc	1,15
KMHOv	0,8
NDMm	30
PF(U)ref	5,44
PV(U)ref	0,036
ECE(U)ref*CCRref	0,0074
1/(1-LEV)	1,036
Z	4,5
IPCm-1/IPCref	1

% do dia		
Horas cheio	12	50,00%
Horas vazio	12	50,00%

	ECRm (KW)	ECRv,m	ECRpc,m	COEFpot,m	KMHOm	POTmed,a	PF(VRD)m	PV(VRD)m	PA(VRD)m	VRDm(k€)	VRDm(€/kWh)
mês	127562	63781	63781	11,65592	1	19	1205	4592	944	10,41	0,0816 €

↓

Σ Vendas Anuais	10.400 €
------------------------	-----------------

Quadro 7.5 – 2º Caso (Benefícios Energéticos Anuais)

Pinst (kW)	37
KMHOpc	1,15
KMHOv	0,8
NDMm	30
PF(U)ref	5,44
PV(U)ref	0,036
ECE(U)ref*CCRref	0,0074
1/(1-LEV)	1,036
Z	4,5
IPCm-1/IPCref	1

% do dia		
Horas cheio	11	91,67%
Horas vazio	1	8,33%

	ECRm (KW)	ECRv,m	ECRpc,m	COEFpot,m	KMHOm	POTmed,a	PF(VRD)m	PV(VRD)m	PA(VRD)m	VRDm(k€)	VRDm(€/kWh)
mês	132379	11032	121347	6,211465	1,120833	37	1250	4766	980	12,10	0,0914 €

↓

∑ Vendas Anuais	12.100 €
-----------------	-----------------

Quadro 7.6 – 3º Caso (Benefícios Energéticos Anuais)

Pinst (kW)	65
KMHOpc	1,15
KMHOv	0,8
NDMm	30
PF(U)ref	5,44
PV(U)ref	0,036
ECE(U)ref*CCRref	0,0074
1/(1-LEV)	1,036
Z	4,5
IPCm-1/IPCref	1

% do dia		
Horas cheio	12	80,00%
Horas vazio	3	20,00%

	ECRm (KW)	ECRv,m	ECRpc,m	COEFpot,m	KMHOm	POTmed,a	PF(VRD)m	PV(VRD)m	PA(VRD)m	VRDm(k€)	VRDm(€/kWh)
mês	173505	34701	138804	4,634222	1,08	65	1639	6246	1284	15,29	0,0881 €

↓

∑ Vendas Anuais	15.200 €
------------------------	-----------------

Quadro 7.7 – 1º Caso (Análise económica dinâmica)

Ano	Receitas Anuais	Custos M&O	Cashflow Anual	Cashflow Acumulado
1	0,00 €	0,00 €	-20.628,28 €	-20.628,28 €
2	9.455 €	1.875 €	7.579 €	-13.049 €
3	8.595 €	1.705 €	6.890 €	-6.159 €
4	7.814 €	1.550 €	6.264 €	105 €
5	7.103 €	1.409 €	5.694 €	5.799 €
6	6.458 €	1.281 €	5.177 €	10.976 €
7	5.871 €	1.164 €	4.706 €	15.682 €
8	5.337 €	1.059 €	4.278 €	19.961 €
9	4.852 €	962 €	3.889 €	23.850 €
10	4.411 €	875 €	3.536 €	27.386 €
11	4.010 €	795 €	3.214 €	30.600 €
12	3.645 €	723 €	2.922 €	33.522 €
13	3.314 €	657 €	2.656 €	36.179 €
14	3.013 €	598 €	2.415 €	38.594 €
15	2.739 €	543 €	2.195 €	40.789 €
16	2.490 €	494 €	1.996 €	42.785 €
17	2.263 €	449 €	1.814 €	44.599 €
18	2.058 €	408 €	1.649 €	46.249 €
19	1.871 €	371 €	1.500 €	47.748 €
20	1.700 €	337 €	1.363 €	49.111 €
21	1.546 €	307 €	1.239 €	50.351 €
22	1.405 €	279 €	1.127 €	51.477 €
23	1.278 €	253 €	1.024 €	52.502 €
24	1.161 €	230 €	931 €	53.433 €
25	1.056 €	209 €	846 €	54.279 €
26	960 €	190 €	769 €	55.049 €
27	873 €	173 €	700 €	55.748 €
28	793 €	157 €	636 €	56.384 €
29	721 €	143 €	578 €	56.962 €
30	656 €	130 €	526 €	57.488 €
31	596 €	118 €	478 €	57.966 €
32	542 €	107 €	434 €	58.400 €
33	493 €	98 €	395 €	58.795 €
34	448 €	89 €	359 €	59.154 €
35	407 €	81 €	326 €	59.480 €
36	370 €	73 €	297 €	59.777 €
37	336 €	67 €	270 €	60.046 €
38	306 €	61 €	245 €	60.292 €
39	278 €	55 €	223 €	60.515 €
40	253 €	50 €	203 €	60.717 €
Totais	101.472 €	20.127 €	60.717 €	

Quadro 7.8 – 2º Caso (Análise económica dinâmica)

Ano	Receitas Anuais	Custos M&O	Cashflow Anual	Cashflow Acumulado
1	0,00 €	0,00 €	-20.755,03 €	-20.755,03 €
2	11.000 €	1.887 €	9.113 €	-11.642 €
3	10.000 €	1.715 €	8.285 €	-3.357 €
4	9.091 €	1.559 €	7.532 €	4.174 €
5	8.264 €	1.418 €	6.847 €	11.021 €
6	7.513 €	1.289 €	6.224 €	17.246 €
7	6.830 €	1.172 €	5.659 €	22.904 €
8	6.209 €	1.065 €	5.144 €	28.048 €
9	5.645 €	968 €	4.677 €	32.725 €
10	5.132 €	880 €	4.251 €	36.976 €
11	4.665 €	800 €	3.865 €	40.841 €
12	4.241 €	727 €	3.514 €	44.355 €
13	3.855 €	661 €	3.194 €	47.549 €
14	3.505 €	601 €	2.904 €	50.453 €
15	3.186 €	547 €	2.640 €	53.092 €
16	2.897 €	497 €	2.400 €	55.492 €
17	2.633 €	452 €	2.182 €	57.674 €
18	2.394 €	411 €	1.983 €	59.657 €
19	2.176 €	373 €	1.803 €	61.460 €
20	1.978 €	339 €	1.639 €	63.099 €
21	1.799 €	309 €	1.490 €	64.589 €
22	1.635 €	280 €	1.355 €	65.944 €
23	1.486 €	255 €	1.231 €	67.175 €
24	1.351 €	232 €	1.120 €	68.295 €
25	1.228 €	211 €	1.018 €	69.313 €
26	1.117 €	192 €	925 €	70.238 €
27	1.015 €	174 €	841 €	71.079 €
28	923 €	158 €	765 €	71.843 €
29	839 €	144 €	695 €	72.539 €
30	763 €	131 €	632 €	73.171 €
31	693 €	119 €	574 €	73.745 €
32	630 €	108 €	522 €	74.267 €
33	573 €	98 €	475 €	74.742 €
34	521 €	89 €	432 €	75.174 €
35	474 €	81 €	392 €	75.566 €
36	431 €	74 €	357 €	75.923 €
37	391 €	67 €	324 €	76.247 €
38	356 €	61 €	295 €	76.542 €
39	323 €	55 €	268 €	76.810 €
40	294 €	50 €	244 €	77.054 €
Totais	118.059 €	20.251 €	77.054 €	

Quadro 7.9 – 3º Caso (Análise económica dinâmica)

Ano	Receitas Anuais	Custos M&O	Cashflow Anual	Cashflow Acumulado
1	0,00 €	0,00 €	-35.000,00 €	-35.000,00 €
2	13.818 €	3.182 €	10.636 €	-24.364 €
3	12.562 €	2.893 €	9.669 €	-14.694 €
4	11.420 €	2.630 €	8.790 €	-5.904 €
5	10.382 €	2.391 €	7.991 €	2.087 €
6	9.438 €	2.173 €	7.265 €	9.352 €
7	8.580 €	1.976 €	6.604 €	15.957 €
8	7.800 €	1.796 €	6.004 €	21.961 €
9	7.091 €	1.633 €	5.458 €	27.419 €
10	6.446 €	1.484 €	4.962 €	32.381 €
11	5.860 €	1.349 €	4.511 €	36.891 €
12	5.328 €	1.227 €	4.101 €	40.992 €
13	4.843 €	1.115 €	3.728 €	44.720 €
14	4.403 €	1.014 €	3.389 €	48.109 €
15	4.003 €	922 €	3.081 €	51.190 €
16	3.639 €	838 €	2.801 €	53.991 €
17	3.308 €	762 €	2.546 €	56.537 €
18	3.007 €	692 €	2.315 €	58.852 €
19	2.734 €	630 €	2.104 €	60.957 €
20	2.485 €	572 €	1.913 €	62.870 €
21	2.259 €	520 €	1.739 €	64.609 €
22	2.054 €	473 €	1.581 €	66.190 €
23	1.867 €	430 €	1.437 €	67.627 €
24	1.698 €	391 €	1.307 €	68.934 €
25	1.543 €	355 €	1.188 €	70.122 €
26	1.403 €	323 €	1.080 €	71.201 €
27	1.275 €	294 €	982 €	72.183 €
28	1.159 €	267 €	892 €	73.076 €
29	1.054 €	243 €	811 €	73.887 €
30	958 €	221 €	738 €	74.624 €
31	871 €	201 €	671 €	75.295 €
32	792 €	182 €	610 €	75.904 €
33	720 €	166 €	554 €	76.459 €
34	654 €	151 €	504 €	76.962 €
35	595 €	137 €	458 €	77.420 €
36	541 €	125 €	416 €	77.837 €
37	492 €	113 €	378 €	78.215 €
38	447 €	103 €	344 €	78.559 €
39	406 €	94 €	313 €	78.872 €
40	369 €	85 €	284 €	79.156 €
Totais	148.306 €	34.149 €	79.156 €	

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Barbosa, J. N., “Mecânica dos fluidos e hidráulica geral”.
- [2] Bureau of Reclamation, *Estimating Reversible Pump-Turbine Characteristics*, Engineering Monograph No. 39, 1977.
- [3] Carlos R. Balarim et al, “Custo de bombas centrífugas funcionando como turbinas em microcentrais hidroeléctricas”, Eng. Agríc., Jaboticabal, v.24, n.1, p.219-225, jan./abr. 2004
- [4] Grundfos, *Manual de Engenharia*, Bombas Grundfos Portugal, S.A., Lisboa, 2005
- [5] L. Monition et al, *Micro Hydroelectric Power Stations*, Wiley – Interscience, New York, 1984
- [6] Lencastre, Armando, “Hidráulica Geral”.
- [7] Library of Congress Cataloging-in-Publication Data, *Power Generation Calculations Reference Guide*, McGraw-Hill, Inc., 1987
- [8] Meier, W., *Pump-Turbines*, Escher Wiss News, v.1/2,1962
- [9] Piqueiro, Francisco (1991), “Efeito da Regulação e da Forma e Dimensões da Câmara de Carga na Produtibilidade Energética de um Pequeno Aproveitamento Hidroeléctrico”, FEUP.
- [10] Ramos, Helena et al, *Available energy assessment in water supply systems*, IST, Lisboa.
- [11] Ramos, H; Covas, D., *O Benefício Económico e Ambiental da Produção de Energia Renovável em Sistemas Adutores*, Publicação com Referee Nacional. IV Silusba, 24-26 Maio, 1999.
- [12] Ramos, Helena et al, *Pumps yielding power*, Dam Engineering (an affiliated to Water Power & Dam Construction). Janet Wood – Wilmington Publishing Ltd., ISSN, 2000, pp.197-217
- [13] Rawal, Sonia, “Numerical Simulation on a pump operating in a turbine mode”, Corporate Research and Engineering Division, Pune, India, 2007, pp. 21-22
- [14] Stepanoof, Alexey J., *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, 2d ed., J. Wiley, N.Y., 1957
- [15] Winter, I. A., *Hydraulic turbine Practice-Economic Principles in Design*, ASCE Proceedings, v.65, No.9, 1939

REFERÊNCIAS ELECTRÓNICAS

- http://www.glosk.com/PO/Vilarinho/-3014689/pages/Pumped-storage_hydroelectricity/44472_en.htm
- http://www.daviddarling.info/encyclopedia/F/AE_Francis_turbine.html
- http://en.wikipedia.org/wiki/Francis_turbine
- <http://mysite.du.edu/~jcalvert/tech/fluids/turbine.htm>
- <http://www.shs.eesc.usp.br/graduacao/disciplinas/shs103/aula1.pdf>
- <http://w3.ualg.pt/~rlanca/sebenta-hid-aplicada/ha-05-bombas.pdf>
- <http://www.feq.unicamp.br/~dtp/bombas.pdf>
- <http://www.ufrnet.ufrn.br/~lair/Pagina-OPUNIT/bombascentrifugas-1.htm>
- <http://www.oppo.it/>
- http://194.65.153.232/mei/document/Caracterizacao_Energetica_Nacional.pdf