



## **Recuperação de energia em redes de distribuição de água com a utilização de bomba funcionando como turbina em velocidade variável**

**Davi Edson Sales e Souza**

Proposta de Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Naturais da Amazônia, da Universidade Federal do Pará, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor em Engenharia de Recursos Naturais.

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita

Coorientador: Prof. Dr. Claudio José Cavalcante Blanco

Belém, PA  
Outubro de 2022

**RECUPERAÇÃO DE ENERGIA EM REDES DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA  
COM A UTILIZAÇÃO DE BOMBAS FUNCIONANDO COMO TURBINA EM  
VELOCIDADE VARIÁVEL**

**Davi Edson Sales e Souza**

PROPOSTA DE TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE RECURSOS NATURAIS DA AMAZÔNIA (PRODERNA/ITEC) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA DE RECURSOS NATURAIS.

Aprovada por:



---

Prof. André Luiz Amarante Mesquita, Dr.  
(Orientador)



---

Prof. Claudio José Cavalcante Blanco, Dr.  
(Coorientador)



---

Prof. Antônio Guilherme Barbosa da Cruz, Dr.  
(Examinador interno – PRODERNA/UFPA)



---

Prof. André Augusto Azevedo Montenegro Duarte, Dr.  
(Examinador externo ao PRODERNA – PPGENAV/UFPA)



---

Prof. Alexandre Luiz Amarante Mesquita, Dr.  
(Examinador externo ao PRODERNA – PPGEC/UFPA)



---

Prof. Carlos Barreira Martinez, Dr.  
(Examinador externo, convidado – IEM/UNIFEI)

BELÉM, PA - BRASIL

OUTUBRO DE 2022

**Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD  
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará  
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)**

---

S163r Sales E Souza, Davi Edson.  
Recuperação de energia em redes de distribuição de água com a  
utilização de bomba funcionando como turbina em velocidade  
variável / Davi Edson Sales E Souza. — 2022.  
117 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita  
Coorientador(a): Prof. Dr. Cláudio José Cavalcante Blanco  
Tese (Doutorado) - Universidade Federal do Pará, Instituto de  
Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de  
Recursos Naturais na Amazônia, Belém, 2022.

1. Bombas como turbinas. 2. Setorização de RDAs. 3.  
Operação BFT fora de projeto. 4. Variação de velocidade de  
bombas como turbinas. 5. Controle da pressão. I. Título.

CDD 621.042

---

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus. A vida que ele me proporciona.

Agradeço a minha família, especialmente aos meus pais Maria do Socorro e Edson Vicente, ao meu irmão, Daison José, e ao meu sobrinho José Pedro. Todos foram meus motivadores. Sem eles minha vida não tem significado.

A Universidade Federal do Pará, pelo apoio fundamental, especialmente por ter cedido meu afastamento para qualificação.

Ao Laboratório de Fluidodinâmica e Particulados (FluidPar), grupo de pesquisa que tenho orgulho de fazer parte. Aos amigos que conquistei e que me encorajaram a finalizar essa pesquisa.

Agradeço ao meu orientador, Prof. André Mesquita. Seu conhecimento é contagiante. Sua humildade nos ensina. Além de tutor, um grande amigo e mentor espiritual. Devo a ele toda a minha evolução dos últimos anos.

Agradeço ao meu coorientador, Prof. Claudio Blanco. Sempre que estou em sua companhia, me sinto incentivado e engrandecido.

Agradeço aos professores participantes da banca. Tenho certeza que todas as contribuições serão valiosas para a continuação desse trabalho.

Agradeço aos meus amigos, especialmente a Mirian Letícia, João Henrique, Naiana Macedo, Bruno Wallacy, Rafael Araújo e Ezequiel Belo.

Finalmente, agradeço a minha esposa, Mirian Letícia Carmo Bastos. Sua doçura, paciência, suporte e o infinito amor, foram, sem dúvida, minha sustentação para finalizar esse trabalho. Serei, meu amor, eternamente grato. Espero poder contribuir esse carinho e parceria dos últimos anos.

Resumo da Tese apresentada ao PRODERNA/UFPA como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Engenharia de Recursos Naturais. (Dr. Eng.).

## RECUPERAÇÃO DE ENERGIA EM REDES DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA COM A UTILIZAÇÃO DE BOMBAS FUNCIONANDO COMO TURBINA EM VELOCIDADE VARIÁVEL

Davi Edson Sales e Souza

Outubro/2022

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita

Coorientador: Prof. Dr. Claudio José Cavalcante Blanco

Área de Concentração: Uso e Transformação de Recursos Naturais

As bombas como turbinas (BFTs) são consideradas uma solução econômica para controlar a pressão na rede de distribuição de água (RDAs) substituindo válvulas de controle de pressão (VCPs). Seu uso requer uma compreensão precisa da operação sob várias condições hidráulicas em uma RDA. Este estudo apresenta uma metodologia que detalha a regulação de pressão em uma rede municipal com o controle da velocidade da BFT. As etapas de setorização RDA são descritas usando o *software* EPANET 2.0. A seleção e a operação associada fora do projeto da bomba são apresentadas. As máquinas são simuladas em velocidades constantes e variáveis substituindo VCPs em 18h de operação. Critério de substituição de válvulas e as vantagens econômicas também foram estimadas. Uma rede foi dividida em 6 setores, com 14 VCPs, que foram substituídas por BFTs. A seleção foi rápida baseada na boa validação do modelo proposto. Em velocidade constante, a bomba não consegue regular a pressão. Em velocidade variável, a BFT 3.3 mantém as melhores eficiências (0,62 a 0,64) e potência (3,44 kW) quando as vazões são altas e as velocidades são reduzidas (2.400 rpm e 3.000 rpm). Assim, a pressão de saída do BFT e em toda a rede são mantidas como valores exigidos pelas VCPs. Com as 14 máquinas operando, o sistema pode recuperar 270.192,19 kWh/ano, com período de retorno estimado em 3,75 anos, considerando critério de 12 anos para uma concessionária Brasileira. Bombas com velocidade variável podem regular a pressão na RDA como uma VCP, recuperando maior quantidade de energia.

Palavras-chave: Bombas como turbinas, Setorização de RDAs, Operação BFT fora de projeto; variação de velocidade de bombas como turbinas; Controle da pressão; Recuperação de energia.

Abstract of Thesis presented to PRODERNA/UFGA as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Natural Resources Engineering (D.Eng.)

ENERGY RECOVERY IN WATER DISTRIBUTION NETWORKS USING PUMPS AS TURBINE A VARIABLE SPEED

Davi Edson Sales e Souza

October/2022

Advisors: Prof. PhD André Luiz Amarante Mesquita

Co-Advisor: Prof. PhD. Claudio José Cavalcante Blanco

Research Area: Use and Transformation of Natural Resources

Pumps as turbines (PATs) are considered a cost-effective solution for controlling the pressure in water distribution networks (WDNs) as a replacement for pressure control valves (PCVs). Their use requires an accurate understanding of the various hydraulic conditions during operation in an WDN. This study presents a methodology that details pressure regulation in a municipal network using PATs with velocity control. The WDN sectorization steps are described using EPANET 2.0 software. The selection and associated operation outside of pump design point are presented. Machines are simulated at constant and variable speeds replacing PCVs over 18h of operation. Valve replacement criteria and economic benefits were also estimated. A network was divided into 6 sectors with 14 PCVs, which were replaced by PATs. The selection was quick and based on a good validation of the proposed model. At constant speed, the pump cannot properly regulate the pressure. At variable speed, the PAT 3.3 maintains the best efficiencies (0.62 to 0.64) and power (3.44 kW) when flow rates are high and rotation speeds are low (2,400 rpm and 3,000 rpm). Thus, the outlet pressure values required by the regulation of the PCVs and throughout the network are maintained by the PAT. With the 14 machines operating, the system can recover 270,192.19 kWh/year, with an estimated payback period of 3.75 years, considering a 12-year criteria for a Brazilian utility. Variable speed pumps can regulate the pressure in the WDN like a PCV, recovering a greater amount of energy.

Keywords: Pumps as turbine; Sectorization of water distribution networks; off-design operation; speed variation of pumps as turbines; pressure control; energy recovery

## SUMÁRIO

CAPÍTULO 1	INTRODUÇÃO .....	13
1.1	MOTIVAÇÃO DO TRABALHO .....	16
1.2	OBJETIVOS .....	18
1.2.1	<b>Objetivo geral</b> .....	18
1.2.2	<b>Objetivos específicos</b> .....	18
1.3	CONTRIBUIÇÕES DA TESE.....	18
1.4	ESTRUTURA E ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO .....	19
CAPÍTULO 2	REVISÃO DA LITERATURA.....	20
2.1	RECUPERAÇÃO DE ENERGIA EM REDES DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA .	21
2.1.1	<b>Válvula redutora de pressão (VRP)</b> .....	21
2.1.2	<b>Recuperação de energia</b> .....	23
2.2	UTILIZAÇÃO DE BOMBAS COMO TURBINAS (BFT) PARA A RECUPERAÇÃO DE ENERGIA .....	25
2.2.1	<b>Curva de desempenho de bombas e da BFT</b> .....	25
2.2.2	<b>Modelos de predição de BFT no melhor ponto de eficiência (MPE)</b> .....	27
2.2.3	<b>Modelos de predição de BFT em condições fora de projeto (<i>off-design</i>)</b> .....	29
2.2.4	<b>Condições de trabalho da BFT</b> .....	33
2.2.5	<b>Operação BFT em velocidade variável</b> .....	34
2.3	UTILIZAÇÃO DE BFT EM REDES DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA (RDA) ....	36
2.3.1	<b>Estudos experimentais</b> .....	37
2.3.2	<b>Estudos computacionais</b> .....	39
2.3.3	<b>Estudos técnico-financeiros e ambientais</b> .....	42
2.3.4	<b>Seleção e alocação otimizada de BFTs</b> .....	46
CAPÍTULO 3	METODOLOGIA .....	50
3.1	USO DE BFTs PARA O CONTROLE DE PRESSÃO E A RECUPERAÇÃO DE ENERGIA EM RDAs.....	50
3.1.1	<b>Setorização de RDA</b> .....	51
3.1.1.1	Levantamento de informações do sistema.....	51
3.1.1.2	Definição do Consumo-base nos Nós.....	55
3.1.1.3	Critérios para setorização .....	56
3.2	MODELO DE SELEÇÃO DE BOMBAS TURBINAS EMPREGADAS EM RDAs 59	
3.2.1	<b>Validação</b> .....	61
3.2.2	<b>Etapas de seleção de bomba</b> .....	61

<b>3.2.3 Utilização de BFTs em substituição as válvulas de controle de pressão</b> .....	63
3.2.3.1 Controle da pressão e recuperação de energia.....	63
3.3 CONTROLE DA VELOCIDADE DE BFTs .....	67
<b>3.3.1 Variação da velocidade no EPANET</b> .....	69
3.4 CRITÉRIOS PARA A SUBSTITUIÇÃO DE VCPs POR BFTs.....	69
<b>3.4.1 Análise econômica</b> .....	71
3.4.1.1 Custo total de implantação da BFT .....	71
3.4.1.2 Período de retorno de investimento (PP).....	72
3.4.1.3 Valor presente líquido (VPL) e taxa interna de retorno (TIR) .....	72
3.5 VANTAGENS AMBIENTAIS .....	73
<b>3.5.1 Equivalência de redução na emissão de Gás Carbônico (CO<sub>2</sub>)</b> .....	73
3.6 ESTUDO DE CASO .....	74
CAPÍTULO 4 RESULTADOS .....	77
4.1 SETEORIZAÇÃO DE RDAs.....	77
4.2 SELAÇÃO BFT .....	80
<b>4.2.1 Validação do modelo</b> .....	80
<b>4.2.2 Etapas da seleção BFT</b> .....	84
<b>4.2.3 BFT em velocidade constante</b> .....	87
<b>4.2.4 BFT em velocidade variável</b> .....	91
<b>4.2.5 Recuperação de energia</b> .....	98
<b>4.2.6 Retroalimentação do SAA</b> .....	100
4.3 CRITÉRIOS DE UTILIZAÇÃO SUBSTITUIÇÃO DE VCPs POR BFTs.....	101
<b>4.3.1 Análise econômica das 14 BFTs</b> .....	101
<b>4.3.2 Análise econômica individual das 14 BFTs</b> .....	103
4.4 ANÁLISE AMBIENTAL DE IMPLANTAÇÃO DAS BFTs .....	104
CAPÍTULO 5 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS .....	105
REFERÊNCIAS BIBLIGRÁFICAS .....	108



## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Divisão de uma rede maior em AMD .....	22
Figura 2.2 – Operação de uma VRP .....	22
Figura 2.3 – Operação de uma turbina ou BFT em substituição a uma VRP.....	24
Figura 2.4 – (a) Bomba funcionando como bomba e (b) bomba funcionando como turbina.....	26
Figura 2.5 – (a) Características da curva de tendência não-dimensional gerada a partir de 32 BFTs, (b) tendência da curva de potência não-dimensional a partir dos coeficientes de fluxo de potência em relação ao MPE de cada BFT.....	31
Figura 2.6 – Curva de eficiência (Q-n) das BFTs selecionadas a uma velocidade específica de 2900 rpm.....	32
Figura 2.7 – Condições de regulação BFT: (a) RH, (b) RE e (c) RHE.....	34
Figura 2.8 – Produção de energia: curva de duração para um, dois e três BFTs em paralelo .....	38
Figura 3.1 – Metodologia desenvolvida .....	50
Figura 3.2 – <i>Layout</i> de uma RDA genérica no EPANET.....	51
Figura 3.3 – Componentes físicos e não-físicos do EPANET 2.0.....	52
Figura 3.4 – RDA genérica com o Nós, cotas e trechos.....	53
Figura 3.5 – Inserção de informações do Nó 13.....	53
Figura 3.6 - Inserção de informações do trecho 6 .....	54
Figura 3.7 – Padrão temporal de consumo .....	54
Figura 3.8 – Nível do RNF com o tempo .....	55
Figura 3.9 – Área de influência de cada Nó para o cálculo do consumo-base.....	55
Figura 3.10 – Consumo-base da RDA genérica .....	56
Figura 3.11 – Comportamento hidráulico de uma RDA genérica sem setorização .....	56
Figura 3.12 – Setorização da RDA genérica .....	57
Figura 3.13 – Especificação e parâmetro de controle da VRP1 .....	58
Figura 3.14 - Metodologia de divisão de AMDs .....	58
Figura 3.15 - Método de seleção de bomba como turbina.....	63
Figura 3.16 – Componentes de uma válvula de controle de pressão.....	65
Figura 3.17 - (a) Instalação VCP e (b) instalação BFT .....	66
Figura 3.18 – Pressão desperdiçada por uma VCP.....	66
Figura 3.19 – Diagrama <i>H-Q</i> de uma BFT em duas velocidades de rotação diferentes	68
Figura 3.20 – Exemplo de inserção de uma curva de desempenho de uma BFTs no EPANET.....	69
Figura 3.21 – Bairro vila permanente de Tucuruí. ....	75
Figura 3.22 – Sistema de abastecimento de água do bairro vila permanente.....	75
Figura 3.23 - Variação horária do padrão de consumo da rede.....	76
Figura 4.1 – Comportamento das pressões nas (a) simulações 1 e (b) 2.....	77
Figura 4.2 - Divisão da RDA em AMDs e o posicionamento de VRPs.....	78
Figura 4.3 – (a) AMDs, (b) localização da VCP 3.3 do AMD 3 e do (c) Nó menos favorável.....	80
Figura 4.4- Curva $\psi-\phi$ .....	81

Figura 4.5 - Curva $\eta-\phi$ .....	81
Figura 4.6 – Seleção da bomba.....	84
Figura 4.7 – Identificação das características da bomba no melhor ponto de eficiência	85
Figura 4.8 – Curvas da bomba selecionada: curva (a) $H-Q$ e (b) $\eta-Q$ .....	86
Figura 4.9 - Curva $H-Q$ .....	88
Figura 4.10 - Curva $\eta-Q$ .....	88
Figura 4.11 - Comparação da pressão de saída da BFT, da VCP e sem controle – velocidade constante.....	89
Figura 4.12 - Comparação do $\Delta H$ requerido do BFT em velocidade constante e do VCP .....	89
Figura 4.13 - Pressão no Nó 3.67 durante 24 h – velocidade constante.....	90
Figura 4.14 - Comportamento da pressão no AMD 3 as 11h e as 23h.....	91
Figura 4.15 - Curva $H-Q$ em velocidade variável .....	92
Figura 4.16 - Curva $\eta-Q$ em velocidade variável .....	92
Figura 4.17 - Comparação da pressão de saída BFT em velocidade variável, constante, com VCP e sem controle. ....	93
Figura 4.18 - Comparação do $\Delta H$ requerido do BFT em velocidade variável, constante e da VCP.....	93
Figura 4.19 - Pressão no Nó 3.67 nas 24 h – BFT em velocidade variável e constante, VCP e sem controle .....	94
Figura 4.20 - Pressões nodais com a operação BFT em velocidade variável no AMD 3 às 11h e às 23h.....	94
Figura 4.21 - Relação da velocidade de rotação da BFT com a vazão nas 18h00 de operação.....	95
Figura 4.22 - Pressões nodais as 7h, 11h, 17h e 23h com a operação das 14 BFTs simultaneamente em velocidade variável na RDA.....	97
Figura 4.23 - Potência de saída e eficiência do BFT 3.3 em velocidade variável.....	98
Figura 4.24 – Recuperação de energia nas 18h de operação BFT em velocidade variável – AMD 1 e 2.....	99
Figura 4.25 – Recuperação de energia nas 18h de operação BFT em velocidade variável – AMD 3 e 4.....	100
Figura 4.26 – Recuperação de energia nas 18h de operação BFT em velocidade variável – AMD 5 e 6.....	100
Figura 4.27 – PP das 14 BFTs .....	102

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Métodos clássicos de previsão de desempenho para bombas como turbinas (BFTs).....	28
Tabela 2.2 - Potências hidráulicas dos cenários estudados .....	37
Tabela 2.3 - Recuperação de energia, receita, energia recuperada (%) em relação às VRP (desperdiçadas) em diferentes cenários .....	40
Tabela 2.4 - Recuperação de energia com uso de BFTs em RDA e seus PPs.....	45

Tabela 3.1 – Critérios aplicados para a setorização de RDAs.....	59
Tabela 3.2 - Emissão de CO <sub>2</sub> e distância média de condução de automóveis Brasileiros. .....	74
Tabela 4.1 – Características das AMDs e das VCPs da RDA do bairro vila permanente em Tucuruí-PA.....	79
Tabela 4.2 – Cálculo do erro relativo .....	82
Tabela 4.3 – Cálculo do erro relativo .....	83
Tabela 4.4 - Características operacionais no MPE da máquina INI 40-125 selecionada para os cenários propostos.....	86
Tabela 4.5 - Valores obtidos para o BFT operando off-design. ....	87
Tabela 4.6 – Informações das 14 BFTs empregadas em substituição as VCPs .....	96
Tabela 4.7 – Recuperação de energia na RDA ao ano nas 18h de operação BFT em velocidade variável.....	99
Tabela 4.8 - Custo para a planta BFT 3.3 .....	102
Tabela 4.9 – Avaliação econômica das 14 BFTs para os primeiros 15 anos de projeto. .....	103
Tabela 4.10 – Número de automóveis circulantes no Brasil equivalentes a redução de gCO <sub>2</sub> /ano das BFTs. ....	104

### LISTA DE SIGLAS

AMD	Áreas de medição distritais
B	Benefício uniforme anual
B/C	Relação benefício/custo
BFT	Bombas funcionando como turbinas
C	Custo uniforme anual
CC	Custos de capital
CFD	Computacional fluidodinâmica
CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono
COM	Custos de operação e manutenção
e	Aumento do custo da energia elétrica
FVP	Fator de valor presente
GEE	Gases do efeito estufa
H	Altura da bomba
I	Investimento anual
i	Taxa de juros compostos anual
MPE	Melhor ponto de eficiência
n	Período de tempo
OC	Obras Civis
OMS	Organização das Nações Unidas
PP	Período de retorno de investimento
PVS	Primeiro valor de superávit
PSO	Método de otimização de enxame
RDA	Rede de distribuição de água
RE	Regulação elétrica
REH	Regulação elétrica e hidráulica

RH	Regulação hidráulica
RNA	Redes neurais artificiais
RNF	Reservatório de nível fixo
rpm	Rotações por minuto
SAA	Sistema de abastecimento de água
TH	Turbinas hidráulicas
TIR	Taxa interna de retorno
UPD	Último período de déficit
UVD	Último valor de déficit
US\$	Dólares
VCP	Válvulas de controle de pressão
Vof	Válvula on-off
VPL	Valor presente líquido
VRP	Válvula redutora de pressão

### LISTA DE SÍMBOLOS

$P_2$	Pressão de descida do fluxo
$P_1$	Perda de energia através da válvula
$P$	Pressão estática
$Q_s$	Vazão do sistema
$\Delta p$	Variação da pressão
$K_v$	Coefficiente de perda da válvula
$v$	Velocidade
$\rho$	Massa específica da água
$P_r$	Recuperação de energia
$\eta_h$	Eficiência da máquina
$Q_s$	Vazão do sistema
$P$	Potência
$N_t$	Eficiência da bomba e BFT
$k_q$	Coefficiente de correlação de fluxo
$Q_b$	Fluxo da bomba em constante rotação
$Q_t$	Fluxo da BFT em rotação constante
$k_a$	Coefficiente de correlação
$H_b$	Altura da bomba em rotação constante
$H_t$	Altura da BFT em rotação constante
$\Phi$	Coefficiente de fluxo
$\psi$	Coefficiente de pressão
$N_s$	Velocidade específica
$D_s$	Diâmetro específico
$h$	Coefficiente de altura
$q$	Coefficiente de vazão
$\eta_B$	Eficiência inicial da bomba
$H_{BFT}$	Altura da turbina da rotação nominal da bomba em [m]
$H_B$	Altura da bomba em rotação nominal [m]
$Q_{BFT}$	Vazão da turbina em rotação nominal da bomba em [m <sup>3</sup> /s]

$Q_B$	Vazão da bomba em rotação nominal em [m <sup>3</sup> /s]
$\eta_{BFT}$	Eficiência da turbina
$g$	Aceleração da gravidade em [m/s <sup>2</sup> ]
$\Delta H$	Diferença de pressão na válvula
$P_m$	Pressão de montante à válvula
$P_c$	Parâmetro de controle da válvula
$H_{VCP}$	Pressão de aproveitamento da válvula
$Q_{VCP}$	Vazão de aproveitamento da válvula
$\eta_1$	Eficiência inicial admitida da bomba
$H_{MPE,B}$	Pressão da bomba no melhor ponto de eficiência
$Q_{MPE,B}$	Vazão da bomba no melhor ponto de eficiência
$H_{MPE,BFT}$	Pressão da turbina no melhor ponto de eficiência
$Q_{MPE,BFT}$	Vazão da turbina no melhor ponto de eficiência
$\psi_{MPE,PAT}$	Coefficiente de pressão da turbina no melhor ponto de eficiência
$\phi_{MPE,BFT}$	Coefficiente de vazão da turbina no melhor ponto de eficiência
$\psi_{BFT}$	Coefficiente de pressão da turbina off-design
$\eta_{BFT}$	Eficiência da turbina off-design
$\phi_{BFT}$	Coefficiente de vazão da turbina off-design
$gCO_2$	Gramas de dióxido de carbono

## CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

As economias mundiais são dependentes de fontes confiáveis e acessíveis de eletricidade. Em virtude das agressões ambientais provocadas nos últimos anos, modificações dramáticas dos sistemas de energia em todo o mundo estão ocorrendo. A melhoria contínua dessas fontes garante energia renovável e desenvolvimento sustentável em muitos países do planeta (ALBERIZZI *et al.*, 2020), contribuindo com a prática de alguns dos Objetivos de Desenvolvimento Sustentável propostos pela Organização das Nações Unidas (OMS) na Agenda 2030 atualizada recentemente (UNITED NATIONS ORGANIZATION - UNO, 2022).

A demanda global de energia aumentou 4,6% em 2021, compensando o recuo em 4% em 2020 e elevando a demanda em 0,5% acima dos níveis de 2019; por outro lado, mesmo com as dificuldades recentes impostas pela crise de saúde, a participação de energias renováveis na geração global de eletricidade atingiu quase 29% em 2020, um aumento considerável em comparação aos anos anteriores; e essa geração anual deve aumentar a uma taxa média de quase 12% durante 2021-2030, o que representa quase o dobro em comparação ao período de 2011-2020 (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2016). É importante ressaltar que a implantação de energias renováveis como um todo ainda precisa se expandir significativamente para atender às reduções de emissões de Dióxido de Carbônico (CO<sub>2</sub>), inerentes aos diversos processos de geração.

Nesse contexto, a busca por caminhos para o aprimoramento do planejamento da expansão de matriz energética renovável é fundamental e urgente, propondo novas abordagens e ferramentas para enfrentar os desafios. Muitos recursos dispersos na natureza não eram aproveitados no passado devido aos seus custos de desenvolvimento e integração. No entanto, com a inovação tecnológica, alguns desses recursos passaram a ser exploráveis. Deste ponto de vista, os sistemas de abastecimento de água (SAA), em particular a potencial recuperação de energia das redes de distribuição de água (RDAs), beneficiam a geração de energia renovável.

A economia de água e energia é uma das principais dificuldades enfrentadas na gestão dos SAAs. As concessionárias de água estão cada vez mais empenhadas em reduzir o desperdício de água e energia (XU *et al.*, 2014). Estudos mostraram que cerca de 30 a 40% dos vazamentos em muitos países estão relacionados ao envelhecimento e

deterioração dos componentes do sistema e da gestão ineficiente (MUHAMMETOGLU *et al.*, 2017), e 40 a 60% da energia é perdida somente para distribuir água (CABRERA *et al.*, 2010). Os vazamentos estão relacionados com a pressão, que se for excessiva, favorece sua ocorrência (ADEDEJI *et al.*, 2018). O controle da pressão é uma abordagem muito eficaz para a reduzir as perdas em RDAs (VICENTE *et al.*, 2016), e um dos quesitos para promover um abastecimento de água sustentável (KARADIREK *et al.*, 2016).

Via de regra, as válvulas redutoras de pressão (VRPs) são instaladas em áreas de medição distritais (AMDs), resultante do particionamento da RDA em áreas menores, para controlar a pressão. Esses dispositivos são dissipadores de energia e reduzem a perda de água e o risco de interrupções, economizando custos de manutenção (CARRAVETTA *et al.*, 2017). Entretanto, quando utilizadas, a energia disponível em excesso é dissipada e perdida. Por outro lado, para compensar o consumo intensivo de energia nos SAAs, recentemente estudos mostraram que é possível recuperar a energia desperdiçada substituindo as VRPs (CREACO *et al.*, 2020). As turbinas convencionais podem ser uma solução adequada (BORGE-DIEZ *et al.*, 2021; SINAGRA *et al.*, 2017). No entanto, sua aplicação generalizada em redes é custosa, geralmente pelo tamanho reduzido da saída de energia dos locais das VRPs dentro das RDAs (DELGADO *et al.*, 2019a).

As bombas como turbinas (BFT) constituem outro maquinário que também pode substituir as VRPs. As BFTs são bombas operando no modo reverso, capazes de controlar efetivamente a pressão e recuperar energia em RDAs (MESCHÉDE, 2019) ao invés de só consumi-la. Estão facilmente disponíveis no mercado, com tamanhos variados, e são de fácil instalação e manutenção (SARI *et al.*, 2018). Conseguem operar em diversas faixas, com custo de retorno de investimentos menores que as turbinas tradicionais e possibilitam a operação em áreas remotas (MALEKI *et al.*, 2020). A principal dificuldade para sua ampla utilização é a dificuldade em obter suas curvas de desempenho no modo reverso, que se detêm aos fabricantes que dificilmente as fornecem (NOVARA; MCNABOLA, 2018).

Como resultado disso, muitos estudos foram desenvolvidos para prever o desempenho das BFTs. Algumas abordagens utilizaram métodos baseados no Melhor Ponto de Eficiência (MPE) (ALATORRE-FRENK, 1994; YANG; DERAKHSHAN; KONG, 2012) e no número de velocidade específica da bomba (SINGH; NESTMANN,

2010; TAN; ENGEDA, 2016). Porém, quando o instalada em RDAs, uma BFT deve funcionar sob várias condições devido às operações dinâmicas das redes ao longo do dia, forçando a operação da máquina distante do seu MPE (*off-design*), impossibilitando definir um ponto operacional único para a BFT (POLÁK, 2019). Apenas recentemente estudos científicos foram entendidos e publicados sobre o desempenho de BFTs *off-design*, e novas colaborações teóricas foram propostas (RENZI; NIGRO; ROSSI, 2020; STEFANIZZI *et al.*, 2018).

Na literatura, o estudo das BFTs em RDAs segue três grupos (MITROVIC *et al.*, 2021): (i) que consideram um grupo operacional fixo, como fluxo constante e queda por meio de um BFT; (ii) com foco na seleção de número e/ou localização ótimas de BFTs dentro das RDAs; (iii) consideram pontos de operação variáveis na BFT, com uma faixa de fluxo passando pela máquina, e uma queda de carga ligada a curva de perda de carga do BFT e do tipo de esquema de regulação implementado. Apesar desses estudos, o uso de BFTs de velocidade variável como VRPs para controle de pressão e recuperação de energia tem sido menos investigado.

Estudos anteriores previram que uma maior adaptabilidade operacional poderia ser alcançada controlando a velocidade dos BFTs (CARRAVETTA *et al.*, 2012). Carravetta *et al.* (2013) apontaram a operação de velocidade variável com uma estratégia de controle para aumentar a eficiência e o rendimento energético sob vazão variável em uma RDA, permitindo maior controle de vazão na entrada da máquina. JAIN *et al.* (2015) experimentaram BFTs para otimizar parâmetros geométricos e operacionais, como diâmetro do rotor e velocidade de rotação. O ajuste do rotor melhorou a eficiência em condições de operação com carga parcial, enquanto o melhor desempenho dos BFTs foi encontrado em velocidades inferiores à nominal. FECAROTTA *et al.* (2016a) analisaram a confiabilidade da lei de afinidade na previsão do comportamento de BFTs em velocidades variáveis e utilizaram dados experimentais da literatura. Os resultados mostraram uma discrepância significativa, e um novo modelo foi proposto para minimizar os erros entre as curvas características previstas e medidas.

KRAMER; TERHEIDEN; WIEPRECHT (2018) estudaram um BFT em laboratório e em campo para melhorar a rentabilidade econômica das usinas de recuperação de energia em aproximadamente 15 kW. As características QH da turbina em diferentes velocidades de rotação foram semelhantes e, portanto, não ofereceram



benefícios para aplicações práticas. EBRAHIMI; RIASI; KANDI (2021) estudaram a seleção de BFTs na substituição de PRVs em três cenários, considerando bombas de velocidade constante e variável. Os resultados mostraram que a mudança de velocidade produziu uma quantidade de energia um pouco menor, mas com melhor desempenho no controle da pressão da rede

Apesar dos resultados animadores dessas investigações, poucos estudos têm dado atenção ao controle da pressão da bomba operando em velocidade variável em uma rede como primeira função, buscando sempre a maior recuperação de energia. A novidade deste trabalho está em detalhar o comportamento da BFT como se fosse a própria válvula substituída, comparando a pressão de saída da bomba, no Nó menos favorável e em todo o DMA com o controle pré-definido da válvula conforme legislação específica. Como tecnologia extra, avalia como a potência e a eficiência da máquina são afetadas pelo controle de velocidade.

Portanto, o objetivo deste estudo foi apresentar uma metodologia que possibilite o controle efetivo da pressão em RDAs com a utilização de BFTs em velocidade variável em substituição a válvulas de controle de pressão (VCP) estrategicamente posicionadas em uma rede previamente setorizada em AMDs. Com a seleção e previsão *off-design* das BFTs apresentados neste estudo, é possível analisar o funcionamento das máquinas em velocidades variáveis para regular a pressão de trabalho na rede, como se fosse o próprio VCP. Por fim, foram estimadas as vantagens econômicas das bombas. Os resultados mostraram que a divisão de setores foi rápida e eficiente devido à praticidade do programa utilizado. O modelo associado apresentou boa previsão e a seleção da bomba ocorreu de forma mais rápida e clara. Observou-se um aumento na eficiência da máquina sob cargas parciais e plenas e no rendimento de potência quando operando em velocidade variável. Com isso, as bombas controlavam a pressão em toda a rede, e conseqüentemente recuperavam a energia que seria desperdiçada pelas válvulas. A análise econômica mostrou que o uso de BFTs em RDAs é viável.

## 1.1 MOTIVAÇÃO DO TRABALHO

Mesmo com os avanços promissores em termos de pesquisa científica, ainda é pequena a participação das BFTs no mercado de turbinas. Em parte, isso se deve à falta

de conhecimento ou interesse no assunto das empresas de consultoria em energia hidrelétrica e dos fabricantes de bombas, além dos diversos desafios técnicos a serem superados em relação ao projeto e operação BFT (STEFANIZZI *et al.*, 2020). Como resultado, alguns pesquisadores e profissionais da área não estão dispostos a recomendar as BFTs, em função das incertezas que cercam seu desempenho e pela falta de clareza sobre o seu comportamento (LYDON; COUGHLAN; MCNABOLA, 2017).

De fato, essa tecnologia não tem a devida atenção na literatura e necessita de atualização. Na verdade, alguns aspectos do emprego de BFTs em RDAs carecem de mais estudos. Por exemplo, a divisão antecipada de AMD e o emprego estratégico de válvulas para o controle da pressão de trabalho da rede, para que sejam substituídas por BFTs; critérios técnicos para a substituição das válvulas por BFTs; é desejável, também, que os modelos tradicionais de previsão de BFTs, que consideram o MPE da bomba para determinar as curvas de desempenho da máquina, sejam associados à modelos que predizem o comportamento BFT *off-design*; a variação da velocidade de rotação da máquina para adaptá-la as novas condições operacionais de uma rede; e as vantagens econômica e ambientais das BFTs sejam avaliadas.

Além do mais, a literatura BFT de controle da velocidade é, geralmente, demonstrada em laboratório ou redes teóricas (EBRAHIMI; RIASI; KANDI, 2021; TAHANI *et al.*, 2020). Portanto, a utilização de dados reais que representam um cenário com distúrbios hidráulicos variáveis e dependente do consumo na rede, é extremamente valioso e um grande desafio para a aplicação dessas máquinas.

Diante disso, notam-se as seguintes lacunas que podem ser pesquisadas:

- Necessidade de atualização da literatura relacionada a tecnologia BFTs empregadas em RDAs;
- A proposição da operação combinada de modelos de previsão de BFTs que deem atenção especial as condições de opção BFT *off-design*;
- Metodologia de divisão de RDAs em AMDs e de substituição de válvulas por BFTs;
- Controle da velocidade de BFTs empregadas em substituição às VCPs de RDAs para, em primeiro lugar, controlar a pressão de trabalho de uma rede municipal e, em seguida, recuperar energia renovável incorporada nos tubos.
- Estabelecimento de critérios para a substituição de VCPs por BFTs

- Vantagens econômicas e ambientais das BFTs empregadas em RDAs em substituição as VCPs.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo geral

Utilizar bombas funcionando como turbina em velocidade variável considerando toda faixa operacional, em substituição as válvulas de controle de pressão em uma rede de distribuição de água, previamente dividida em áreas de medição distrital, para o controle efetivo da pressão de trabalho e a maior recuperação de energia.

### 1.2.2 Objetivos específicos

- Aplicar de método associado de predição de BFTs com atenção especial para a operação em toda faixa de operação;
- Dividir uma RDA urbana, com variação excessiva da pressão nos tubos, em AMDs;
- Comparar BFTs operando em velocidade de rotação constante e variável, para o controle da pressão de trabalho de uma rede real e a maior recuperação de energia desperdiçada por válvulas de controle de pressão;
- Estabelecimento de critério de escolha das melhores válvulas à serem substituídas por BFTs;
- Analisar a viabilidade econômica e as vantagens ambientais de utilização da tecnologia BFT em RDAs.

## 1.3 CONTRIBUIÇÕES DA TESE

As contribuições desta tese são:

- Atualização do estado da arte de bombas funcionando como turbina utilizadas em redes de distribuição de água;
- Procedimentos de seleção de bombas como turbinas a partir da combinação e validação de dois modelos, com atenção especial para a operação BFT fora de projeto;

- Procedimentos de divisão de RDAs em AMDs e critérios para a substituição de válvulas por BFTs;
- Detalhamento da variação da velocidade de rotação BFT empregadas em substituição às válvulas de controle de pressão em uma RDA, para o controle efetivo da pressão e maior recuperação de energia.

#### 1.4 ESTRUTURA E ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Esta defesa de tese de doutorado está dividida em:

- O Capítulo 1 versa sobre as considerações iniciais, a motivação do trabalho, seus objetivos, contribuições da tese e a estrutura do trabalho;
- No Capítulo 2 é relatada a revisão da literatura;
- No Capítulo 3 são apresentados os modelos desenvolvidos nesta pesquisa.
- No Capítulo 4 são apresentados os resultados da pesquisa;
- No Capítulo 5 são apresentados as conclusões e os trabalhos futuros;

## CAPÍTULO 2 REVISÃO DA LITERATURA

Este capítulo deu origem a um artigo científico publicado no ano de 2021, no periódico *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, cujo objetivo foi revisar o estado da arte da utilização de BFTs em RDAs municipais. O trabalho é: SOUZA, Davi Edson Sales, MESQUITA, André Luiz Amarante, and Blanco, Claudio José Cavalcante. Pump-as-turbine for energy recovery in municipal water supply networks. A review. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 43, n. 11, p. 1-23, 2021.

Em toda pesquisa, o levantamento da literatura existente é fundamental para o entendimento da temática proposta e a localização da lacuna do conhecimento que o trabalho pretende contribuir, além de informar e encorajar estudos futuros. Nesta perspectiva, a literatura investigada limitou-se a operação BFT em substituição às válvulas de RDAs municipais. O levantamento de informações foi realizado em portais de pesquisas acadêmicas, como *SciELO*, Portal de Periódicos CAPES, *Google Acadêmico* e *ScienceDirect*.

As palavras-chave utilizadas foram “técnicas de controle da pressão em redes de distribuição de água”, “bombas funcionando como turbinas”, “recuperação de energia em redes de distribuição de água”, “emprego de bombas como turbinas em redes de distribuição de água”, “controle da pressão e recuperação de energia em redes de distribuição de água”, “geração de energias renováveis”, “curvas de desempenho de bombas como turbinas”, “operação de bombas como turbinas em velocidades constantes e variáveis”, “estratégias de regulação da operação de bombas como turbinas” e “operação de bombas como turbinas no ponto de melhor eficiência e foda de projeto”.

Foram selecionados 223 artigos. Após a leitura e análise de todos os documentos, foram selecionados 142 trabalhos mais adequados para atualizar a literatura BFT dentro do cenário proposto, com o objetivo principal de informar e incentivar pesquisadores e profissionais que atuam na recuperação de energia em RDAs a partir do emprego de BFTs, embora qualquer leitor possa acessar e conhecer as informações aqui expostas.

De maneira geral, as principais diferenças abordadas na revisão em relação as revisões anteriores são as seguintes: a maneira como as VRPs desperdiçam energia que pode ser recuperada por máquinas hidráulicas em RDAs; discussões aprofundadas sobre

o uso de BFTs em RDAs, com base em curvas de desempenho, no melhor ponto de eficiência (MPE) e condições fora de projeto, em operações de velocidade variável; atualização e revisão profunda da literatura com estudos experimentais, computacionais, técnico-financeiros e aspectos ambientais; discussões sobre o problema da alocação ideal de BFTs em RDA para o máximo benefício em recuperação de energia e controle de pressão. A seguir, as informações mais relevantes desse estudo são apresentadas.

## 2.1 RECUPERAÇÃO DE ENERGIA EM REDES DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA

### 2.1.1 Válvula redutora de pressão (VRP)

Embora o volume da perda de água varie de um RDA para outra, estas são comuns em todas as redes, principalmente pela ocorrência de vazamentos. Eles causam 90% da perda de água e são resultados de excesso de pressão na rede (GARCÍA; NOVARA; NABOLA, 2019). O controle da pressão é uma tarefa indispensável para reduzir as perdas de água e até mesmo o consumo de energia, dada a relação direta entre pressão e taxa de vazamento de água (GUPTA *et al.*, 2016). A literatura apresenta estudos de regulação de pressão em RDAs, com técnicas de otimização através do uso de software (GAJGHATE; MIRAJKAR, 2020; KHATAVKAR; MAYS, 2019), instalação ideal de VRP (GALUPPINI *et al.*, 2019; ZHANG; ZHENG; LI, 2019) e métodos numéricos (BERARDI *et al.*, 2019; FONTANA *et al.*, 2018).

ADEDEJI *et al.*, (2018) declararam que a divisão das redes em áreas de medição distritais (AMD) é um método que fornece bons resultados. Ele consiste em um processo que divide as RDAs maiores em sub-redes menores para facilitar o controle da pressão. A pressão nos distritos é regulada pela instalação de elementos na rede, tais como válvulas redutoras de pressão (VRPs), que operam dissipando a energia de excesso de pressão para regular a pressão a jusante. A Figura 2.1 apresenta esta técnica uma RDA. ZHANG; ZHENG; LI (2019) afirmaram, entretanto, que é necessário buscar resultados ideais da distribuição da pressão em RDAs, mantendo-a baixa e homogênea, e em conformidade com seu limite inferior permitido.

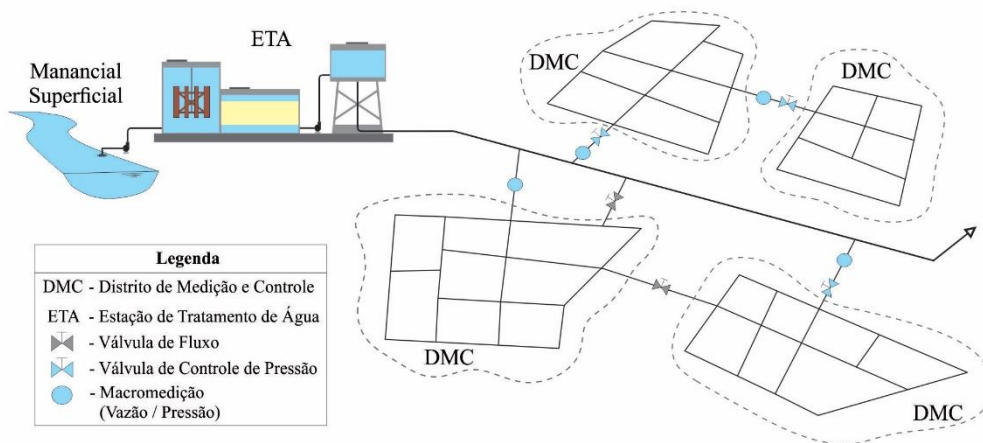


Figura 2.1 – Divisão de uma rede maior em AMD

A Figura 2.2 mostra o princípio de funcionamento da VRP. Quando a pressão de descida do fluxo ( $P_2$ ) é alta, correspondente ao baixo consumo da RDA, um dispositivo de controle é ativado para fechar parcialmente a válvula, gerando perda localizada. A perda de energia através da válvula,  $P_1$ , é calculada pelas Equação (2.1) e Equação (2.2).

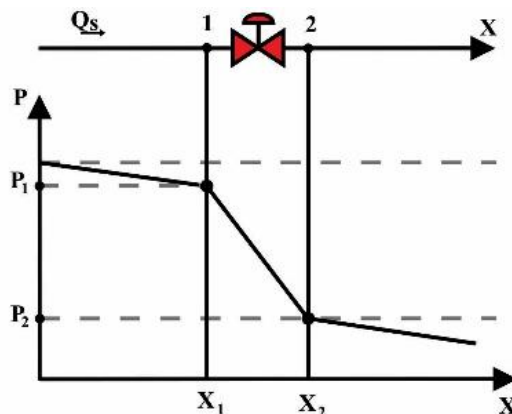


Figura 2.2 – Operação de uma VRP

$$P_1 = \frac{Q_s \cdot \rho \cdot K_v \cdot v^2}{2} \quad (2.1)$$

$$P_1 - P_2 = \Delta p = \frac{\rho \cdot K_v \cdot v^2}{2} \quad (2.2)$$

$P$  é a pressão estática;  $Q_s$  é a vazão do sistema;  $\Delta p$  é a variação da pressão;  $K_v$  é o coeficiente de perda da válvula;  $v$  é a velocidade;  $\rho$  é a massa específica da água. De

acordo com ABU-MAHFOUZ *et al.* (2019), vale a pena controlar o excesso de pressão em alguns nós estratégicos da RDA para reduzir a perda de água, mesmo a uma pequena porcentagem, uma vez que o método proporciona uma economia significativa nos recursos hídricos e evidente redução no consumo de eletricidade (ZHANG; ZHENG; LI, 2019). Além disso, quanto mais eficiente a distribuição, mais o volume de água fornecida diminui e, conseqüentemente, menos água deve ser purificada, reduzindo os gastos com produtos químicos no tratamento.

### 2.1.2 Recuperação de energia

A energia desperdiçada na operação VRP pode ser convertida em energia elétrica (CARRAVETTA *et al.*, 2014; SAMMARTANO *et al.*, 2013). Existem diferentes técnicas para aproveitar a energia da água, uma das quais é o uso da energia potencial incorporada nos tubos de distribuição (MAJIDI; ETEZADI-AMOLI, 2018). Onde as VRPs são instaladas (Figura 2.2), outros dispositivos de geração de energia poderiam ser utilizados, tais como microturbinas (SAMMARTANO *et al.*, 2015) ou BFTs (MORANI *et al.*, 2018), que reproduzem o controle dinâmico operacional das válvulas (FECAROTTA *et al.*, 2015). A Figura 2.3 representa a substituição de uma VRP por uma dessas máquinas, que pode controlar a pressão e recuperar a energia dissipada pela válvula. A recuperação de energia,  $Pr$ , é calculada pela Equação (2.3) representando a recuperação de energia ao substituir uma VRP por uma turbina ou uma BFT, respectivamente; onde  $\eta h$  é a eficiência da máquina (turbina);  $Q_s$  é a vazão do sistema;  $\Delta p$  é a pressão diferencial através da turbina.

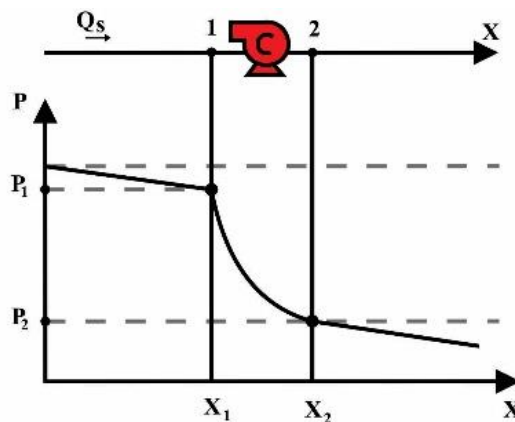




Figura 2.3 – Operação de uma turbina ou BFT em substituição a uma VRP

$$P_r = \eta_h Q_s \Delta p \quad (2.3)$$

As turbinas hidráulicas (THs) provaram ser uma solução viável contra a crescente dependência energética (CARRAVETTA; DERAKHSHAN; RAMOS, 2018). Acopladas ao uso de energia, estas máquinas também reduzem a pressão nos tubos da RDA (SAMMARTANO *et al.*, 2017). Entretanto, o preço mais alto das THs é uma responsabilidade que mais se destaca em seu uso nas RDAs (BINAMA *et al.*, 2017). Além disso, JAIN; PATEL (2014) ressaltaram que é caro, difícil e demorado para desenvolver turbinas apropriadas para cada local. Para que uma turbina opere com baixa capacidade de geração de energia, o custo total do investimento com o equipamento pode chegar a 70% do projeto total (GALLAGHER *et al.*, 2015).

Entretanto, a disponibilidade imediata das bombas de água e o preço reduzido do mercado em relação às THs fazem delas uma tecnologia viável e ideal para explorar o potencial energético durante a distribuição de água (MCNABOLA *et al.*, 2014). Por exemplo, as BFTs são mais eficazes para recuperar energia em tubulações com potência inferior a 100 kW CARRAVETTA *et al.* (2013a). Do ponto de vista econômico, quando operam dentro de uma faixa de 1-500 kW, os períodos de retorno são de 2 anos ou menos, consideravelmente inferiores aos das turbinas convencionais (NOURBAKHSH *et al.*, 2010). Além disso, a disponibilidade do mercado é alta em termos de tamanho e peças de reposição e maior faixa operacional de fluxo e pressão (ALBERIZZI *et al.*, 2018).

Foi relatado, entretanto, que os fabricantes de bombas normalmente não fornecem curvas de desempenho em modo turbina (CARRAVETTA; DERAKHSHAN; RAMOS, 2018) e que as BFTs têm eficiência relativamente baixa, representando duas de suas desvantagens. A eficiência da BFT pode ser reduzida em aproximadamente 70% da eficiência máxima quando o fluxo está aproximadamente 20% abaixo do fluxo do MPE (LYDON; COUGHLAN; MCNABOLA, 2017). Quando comparadas às THs, as BFTs têm uma taxa reduzida de geração de energia por causa do fluxo de massa variável ao longo do tempo, apresentando um desempenho inferior, com menor eficiência em relação à carga (MORABITO; STEIMES; HENDRICK, 2016). Embora isso ocorra para pequenos sistemas hidrelétricos, a tecnologia é uma escolha natural, com economia de

custos no grupo gerador que afetam a viabilidade da implementação final do projeto (NOVARA *et al.*, 2019).

## 2.2 UTILIZAÇÃO DE BOMBAS COMO TURBINAS (BFT) PARA A RECUPERAÇÃO DE ENERGIA

### 2.2.1 Curva de desempenho de bombas e da BFT

A indisponibilidade das curvas características das BFTs ainda é uma barreira para implementação em larga escala. A maioria dos fabricantes não fornecem essas informações, com grande incerteza em sua seleção. Os métodos clássicos disponíveis na literatura para identificá-los para uma situação específica ainda são, em sua maioria, empíricos. Eles relacionam o funcionamento da bomba, disponibilizada pelos fabricantes, com o funcionamento da turbina, resultando em coeficientes de pressão e vazão que são transferidos para diferentes máquinas (MARCHIORI *et al.*, 2019). O desempenho da BFT não tem o mesmo MPE da bomba. Isto se deve a perdas de energia causadas por perdas no rotor, que não é projetado para funcionar como uma turbina, e que é uma das principais limitações desta tecnologia (ROSSI *et al.*, 2019a; TAPPARELLO, 2017). Na verdade, a literatura não fornece nenhuma metodologia consolidada para estimar o desempenho de uma BFT em toda a faixa operacional desde as curvas de desempenho da bomba.

A caracterização experimental é importante, embora poucos testes de laboratório estejam disponíveis com tal foco (MANSERVIGI; VENTURINI; LOSI, 2019). MUHAMMETOGLU *et al.* (2017) consideraram importante que as BFTs fossem testadas em condições de laboratório antes da instalação no local. DELGADO *et al.* (2019a) acrescentou que as previsões são obtidas com maior precisão por formulações empíricas, limitadas ao tipo de bomba e à faixa de taxas de velocidade específica. Por exemplo, a Figura 2.4 (a) ilustra uma bomba operando em modo bomba, e a Figura 2.4 (b) mostra uma bomba operando como uma turbina com rotação constante.  $H$  é a altura da bomba e BFT,  $P$  é a potência da bomba,  $Q$  é o fluxo da bomba e BFT e  $Nt$  é a eficiência da bomba e BFT, respectivamente.

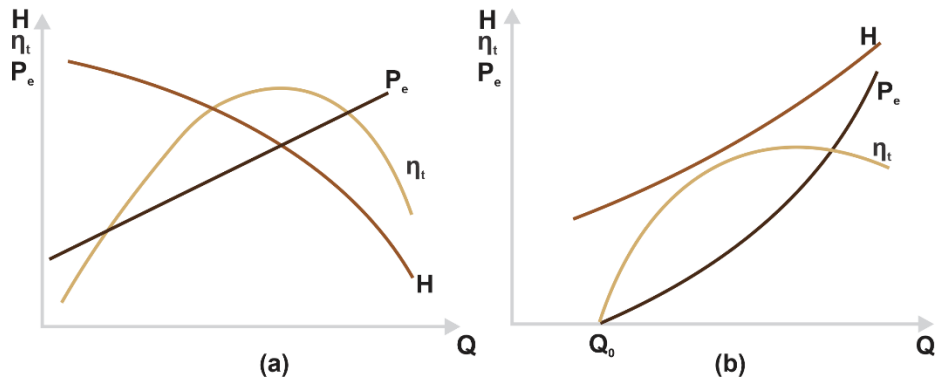


Figura 2.4 – (a) Bomba funcionando como bomba e (b) bomba funcionando como turbina

Para que o desempenho da BFT seja o mesmo que o da bomba, a altura manométrica e a vazão devem ser maiores do que a obtida pela bomba, em rotação constante. Isto resulta em um aumento na potência do eixo quando a máquina opera como uma BFT. É possível definir os coeficientes de correlação de fluxo (Equação (2.4)) e carga (Equação (2.5)).  $kq$  é o coeficiente de correlação de fluxo,  $Q_b$  é o fluxo da bomba em constante rotação,  $Q_t$  é o fluxo da BFT em rotação constante,  $ka$  é o coeficiente de correlação,  $H_b$  é a altura da bomba em rotação constante, e  $H_t$  é a altura da BFT em rotação constante.

$$kq = \frac{Q_b}{Q_t} \quad (2.4)$$

$$ka = \frac{H_b}{H_t} \quad (2.5)$$

A pesquisa teórica foi, portanto, baseada nos parâmetros de perfuração da bomba para o método mais eficiente para identificar uma BFT, como acesso apenas à vazão ( $Q_p$ ), pressão ( $H_p$ ) e eficiência ( $\eta_p$ ), para encontrar a turbina correspondente, com fatores de correção de pressão e vazão desempenhando um papel importante na previsão de desempenho da BFT (BINAMA *et al.*, 2017). Entretanto, embora exigindo mais recursos, métodos físicos com instalações laboratoriais específicas são mais recomendados e menos erros estão disponíveis na análise do desempenho da BFT.

### 2.2.2 Modelos de predição de BFT no melhor ponto de eficiência (MPE)

É difícil escolher a melhor bomba para aplicação como uma BFT. Alguns autores desenvolveram métodos para selecionar BFTs no MPE, com base nos dados disponíveis de pressão e fluxo, na rotação específica. RENZI e ROSSI (2019), por exemplo, reorganizaram as Equação (2.6) e Equação (2.7), resultando na Equação (2.8), com coeficiente de fluxo ( $\Phi$ ), coeficiente de pressão ( $\psi$ ), velocidade específica ( $N_s$ ), e diâmetro específico ( $D_s$ ). O uso da dinâmica dos fluidos computacional (CFD) foi proposto para escolher a BFT. Entretanto, como qualquer método, ela está sujeita a erros e requer uma geometria detalhada de cada unidade (BINAMA *et al.*, 2017).

$$N_s = \frac{\sqrt{\Phi}}{\sqrt[4]{\psi}} \quad (2.6)$$

$$D_s = \frac{\sqrt[4]{\psi}}{\sqrt{\Phi}} \quad (2.7)$$

$$\psi_t = \frac{1}{(N_{st} D_{st})^2} \quad (2.8)$$

Cronologicamente, JAIN e PATEL (2014) apresentaram as relações de predição de performance da BFT com base em seus MPEs e velocidade específica da bomba. Recentemente, outros autores também utilizaram métodos baseados no número específico de velocidade da bomba ( $N_s$ ), como mostrado na Tabela 2.1. BINAMA *et al.* (2017) ressaltaram que métodos teóricos só podem ser usados para obter as curvas características aproximadas das BFTs. Portanto, a previsão apresentada não fornece uma solução completamente confiável para o problema. Ajustes com validação por métodos experimentais e comparação com resultados de campo são necessários. As metodologias baseadas no desempenho da bomba, ou seja, no MPE, são mais fáceis de aplicar. O acesso aos dados está disponível no catálogo dos fabricantes (ALATORRE-FRENK, 1994). Os métodos de previsão de funcionamento da BFT têm uma variação de  $\pm 20\%$  do ponto de melhor desempenho da bomba, devido às incertezas na operação da BFT e suas características de construção, acopladas às perdas por atrito (WILLIAMS, 1994).

Tabela 2.1 - Métodos clássicos de previsão de desempenho para bombas como turbinas (BFTs)

Ano	Autor	Correção da pressão (h)	Fator de correção de descarga (q)	Observações
1957	Stepanoff	$\frac{1}{\eta_p}$	$\frac{1}{\sqrt{\eta_\rho}}$	Ns: 40-60
1962	Childs	$\frac{1}{\eta_p}$	$\frac{1}{\eta_\rho}$	-
1963	Hanckock	$\frac{1}{\eta_t}$	$\frac{1}{\eta_t}$	-
1980	Grover	$2.693 - 0.0229N_{st}$	$2.379 - 0.0264N_{st}$	Ns: 10-50
1982	Lewinsky-Kesslits	$1.3 - \frac{6}{N_{st} - 3}$	$1.3 - \frac{1.6}{N_{st} - 5}$	-
1985	Sharma	$\frac{1}{\eta_p^{1.2}}$	$\frac{1}{\eta_p^{0.8}}$	Ns: 40-60
1988	Schmiedl	$-1.4 + \frac{2.5}{\eta_{hp}}$	$-1.5 + \frac{2.4}{\eta_{hp}^2}$	-
1994	Alatorre-Frenk	$\frac{1}{0.85\eta_p^5 + 0.385}$	$\frac{0.85\eta_p^5 + 0.385}{2\eta_p^{9.5} + 0.205}$	-
1998	Sharma	$\left[\frac{N_g}{N_m}\right]^2 \times \frac{1.1}{\eta_p^{1.2}}$	$\frac{N_g}{N_m} \times \frac{1.1}{\eta_p^{0.8}}$	$N_g = 240 \frac{f}{p} - N$
2008	Derakshan and Nourbakhsh	$0,0233 \left( \frac{N_p Q_{BEP,P}}{(gH_{BEP,P})^{0.75}} + 0.6464 \right)$	$0,9413 \left( \frac{N_p Q_{BEP,P}^{0.5}}{(gH_{BEP,P})^{0.75}} + 0.6045 \right)$	-
2009	Sing and Nestmann	$f(N_{z,P})$	$f(N_{z,P})$	-
2011	Nautiyal	$41,667 \left( \frac{\eta_{BEP,P} - 0,212}{\ln(N_{s,P})} - 5.042 \right)$	$30,303 \left( \frac{\eta_{BEP,P} - 0,212}{\ln(N_{s,P})} - 3,424 \right)$	-
2012	Yang <i>et al.</i>	$\frac{1,2}{\eta_{BEP,P}^{1.1}}$	$\frac{1,2}{\eta_{BEP,P}^{0.55}}$	-
2016	Tan and Engeda	$\frac{1}{H_{BEP,P}} \left( \frac{\omega D_o}{N_{s,T} D_{s,T} g^{\frac{3}{4}}} \right)^2$	$\frac{\omega D_o^3}{Q_{BEP,P} g^{\frac{3}{4}} D_{s,T}^3 N_{s,T}}$	-
2017	Stefanizzi <i>et al.</i>	$H_{BEP,T} = h \cdot H_{BEP,P}$	$\frac{Q_{BEP,T}}{\left( \frac{N_{s,T} \cdot H_{BEP,T}^{\frac{3}{4}}}{N} \right)^2}$	-

Outros modelos complementaram a literatura para resolver a questão da seleção de uma BFT adequada para operar sob condições específicas. ROSSI e RENZI (2018a) usaram redes neurais artificiais (RNAs) para determinar curvas da BFT e do MPE a partir de dados de operação de bombas facilmente disponíveis pelos fabricantes. A metodologia RNA provou ser uma boa ferramenta na seleção de BFTs na produção e recuperação de energia. Os resultados mostraram que o fluxo em MPEs aumentaram no modo turbina. MANSERVIGI; VENTURINI; LOSI (2019) aplicaram um modelo de simulação baseado em física, que incluiu parâmetros geométricos e corretivos, para prever curvas de desempenho da BFT. O modelo foi calibrado com dados da literatura para doze bombas. As curvas de desempenho previstas pelo modelo eram fisicamente consistentes em toda a faixa operacional, com desvios aceitáveis em relação à previsão do modelo em relação aos MPEs.

HUANG *et al.* (2017) usaram a clássica equação Euler da turbomáquina para ambos os modos de bomba e turbina e para combinar o ponto de operação com uma correlação de perda de pressão empírica com o fluxo de volume, para gerar um método de previsão para uma BFT em MPE. Entretanto, NOVARA; MCNABOLA (2018) afirmaram que é importante derivar não apenas a localização dos MPE no modo turbina, mas também a curva característica completa da unidade, prevendo seu desempenho em toda a faixa de aplicação. Isto se deve ao fato de que a maioria das aplicações da BFT, especialmente para a recuperação de energia em RDAs, requer um conhecimento completo da curva característica da BFT, não apenas em seu MPE.

### **2.2.3 Modelos de predição de BFT em condições fora de projeto (*off-design*)**

Apesar da grande versatilidade no uso de BFTs, ainda é um pouco difícil prever o desempenho dessas máquinas em condições fora de projeto. RENZ e ROSSI (2019) destacaram que no estudo sobre as BFTs, a avaliação de suas taxas de MPEs e das condições fora de projeto quando operam como turbinas é a parte mais desafiadora deste tipo de investigação. Esta última consiste em uma tendência generalizada que deve ser definida para ter um objetivo e uma previsão confiável.

As BFTs não são capazes de estabilizar o fluxo. HASMATUCHI (2012) relatou que uma das fontes que induz a instabilidade do fluxo e o declínio da eficiência nas

turbomáquinas hidráulicas é a separação do fluxo em qualquer superfície sólida do estator ou rotor, que normalmente ocorre em condições operacionais fora das especificações do projeto. Alguns estudos da literatura clássica desenvolveram diferentes formulações analíticas e dados empíricos usando taxas correspondentes no modo bomba (ROSSI; NIGRO; RENZI, 2019a). De acordo com HUANG *et al.* (2017), outros pesquisadores correlacionaram o *heq* em termos de velocidade específica, eficiência da bomba e velocidade específica e diâmetro da bomba. No entanto, somente recentemente foram ampliados e publicados estudos científicos sobre o desempenho das BFTs em condições de operação fora de projetos (RENZI; NIGRO; ROSSI, 2020).

Por exemplo, no modelo proposto por ROSSI; NIGRO; RENZI (2019b) o desempenho estimado da BFT sob condições operacionais fora de projeto. Este foi validado com simulações que utilizaram CFD de uma bomba centrífuga em modo turbina para várias condições de operação. Os autores concluíram que o modelo era capaz de avaliar corretamente o trabalho e a eficiência de uma BFT para condições operacionais não muito distantes daquelas projetadas.

ROSSI e RENZI (2017a) estudaram uma metodologia capaz de prever as condições de operação fora de projeto das BFTs no modo turbina, devido ao comportamento de semelhança fluidodinâmica e tipologia e geometria da máquina. O método só pode ser usado quando as taxas do MPE no modo turbina (vazão, pressão e eficiência) estiverem disponíveis. A Figura 2.5 (a) mostra a tendência da curva característica sem dimensões gerada a partir de 32 BFTs, na qual a linha vermelha descreve a tendência de uma curva característica gerada por um TH operando em condições fora de projeto. A Figura 2.5 (b) mostra a tendência da curva de potência sem dimensionamento, com coeficientes de fluxo de potência normalizados em relação ao MPE de cada BFT. Se o fluxo alcançado no MPE for reduzido em 60%, a potência produzida diminui a uma taxa próxima a zero. Portanto, sugere-se não operar em condições fora do projeto, longe das taxas determinadas no MPE.

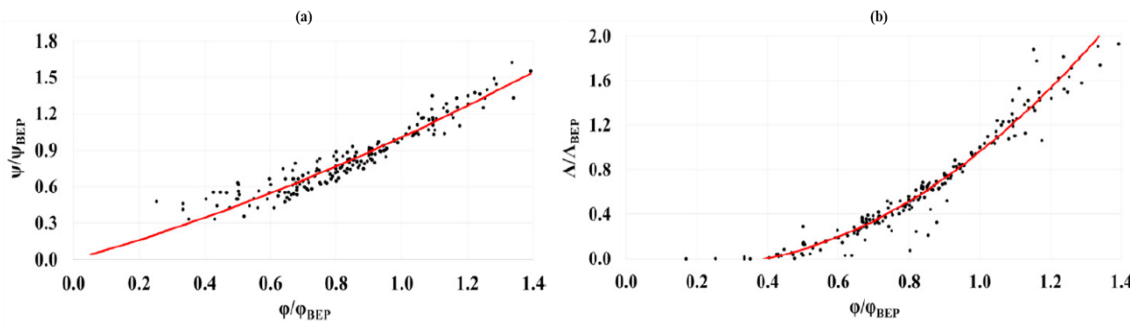


Figura 2.5 – (a) Características da curva de tendência não-dimensional gerada a partir de 32 BFTs, (b) tendência da curva de potência não-dimensional a partir dos coeficientes de fluxo de potência em relação ao MPE de cada BFT

Fonte: ROSSI e RENZI (2017a).

MDEE *et al.* (2019) apresentaram um modelo de coeficiente analítico que utiliza as curvas do sistema e velocidades de relacionamento derivadas da aplicação da bomba ao modelo analítico. No caso de diferentes bombas e velocidades específicas variando entre 9,08 e 94,4 rpm, o trabalho de pesquisa indicou uma relação entre a pressão e a vazão, com um erro percentual absoluto médio de 11,7%. STEFANIZZU *et al.* (2018) desenvolveram um modelo de previsão 1-D para prever todas as características de uma BFT. O modelo leva em conta as informações geométricas detalhadas da máquina, influência do fluxo de deflexão e perdas hidráulicas. O modelo leva a uma previsão mais precisa de pontos operacionais fora do projeto.

Um modelo de simulação baseado na física foi desenvolvido por VENTURINI *et al.* (2018) para a previsão das curvas de desempenho das BFTs. O método foi capaz de estimar as curvas de desempenho das BFTs em toda a faixa de operação com base nas características da bomba e não apenas no MPE. ALBERIZZI *et al.*, (2019a) desenvolveram um modelo MATLAB©-*Simulink* para uma filial da RDA no sul da Itália, com alta variabilidade de fluxo diário. As correlações do modelo previam o desempenho das BFTs no MPE e fora do projeto, com uma estratégia de controle de velocidade BFT, aproveitando as taxas de fluxo nas oscilações diárias. O modelo proposto oferece as vantagens potenciais das BFTs ao operar com taxas de vazão variáveis. A energia recuperada foi 23% maior do que a do modelo de referência.

A eficiência das BFTs diminui quando se trata de condições fora de projeto (ALBERIZZI *et al.*, 2019), como observado nos pontos 1 e 2 da Figura 2.6, que mostra que quanto mais o fluxo está longe do fluxo no MPE, mais baixo é o desempenho da



máquina. Em geral, isto se deve à geometria fixa e à falta de controle de fluxo, com problemas em termos de previsão em seu MPE e fora do projeto (GIOSIO *et al.*, 2015). Entretanto, as BFTs apresentam boa eficiência quando suportadas por um dispositivo de frequência variável. Elas são capazes de operar com mais eficiência do que as turbinas na faixa fora de projeto (MORABITO; STEIMES; HENDRICK, 2016). Como os parâmetros geométricos das bombas não são fáceis de obter dos fabricantes, isto aprofundou a busca de soluções para prever o desempenho das BFTs a partir de parâmetros de projeto no modo turbina (RENZI; NIGRO; ROSSI, 2020).

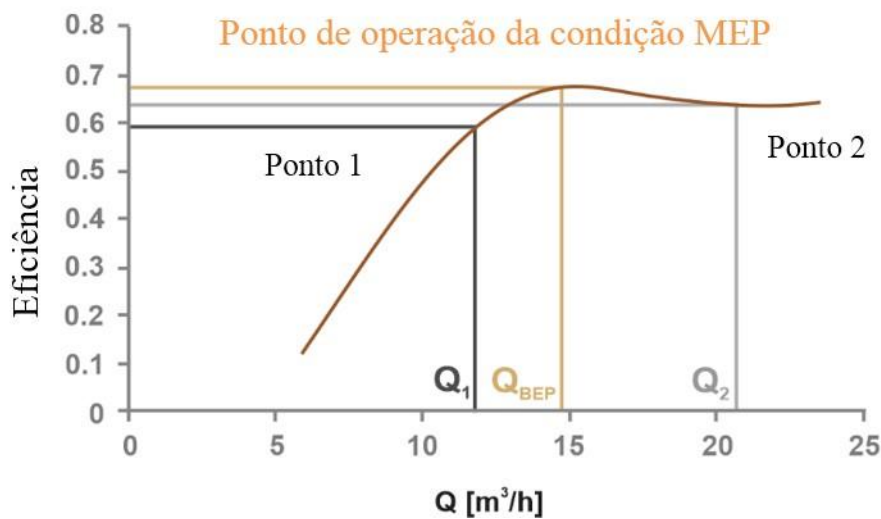


Figura 2.6 – Curva de eficiência (Q-n) das BFTs selecionadas a uma velocidade específica de 2900 rpm  
Fonte: adaptado de RENZI; NIGRO; ROSSI (2020).

No estudo das bombas centrífugas, os rotores são os principais componentes do fluxo e da conversão de energia das máquinas. Portanto, mudanças nos diferentes parâmetros das pás, tais como os ângulos de entrada e saída das pás, o ângulo de enrolamento das pás e a forma do bordo de fuga das pás, afetarão o desempenho da bomba centrífuga e seu fluxo interno (CUI; LI; ZHANG, 2020). Mudanças na geometria da bomba podem ter resultados significativos, embora sejam mais caras porque envolvem a desmontagem da máquina. Para que a geometria de uma BFT possa ser identificada e suas curvas de desempenho obtidas com desmontagem da bomba, seu modelo deve atingir validade universal, aplicável a todas as BFTs (BARBARELLI; AMELIO; FLORIO, 2016).

Entretanto, como a maioria das aplicações da BFT envolvem a recuperação de energia em dutos sob a influência de variações de fluxo diárias, ligadas às condições climáticas, ao padrão financeiro da população e ao perfil de demanda dos usuários do SAA, é interessante derivar não apenas a localização do MPE no modo turbina, mas também a previsão da performance de uma unidade em toda sua faixa de aplicação. Sem dúvida, isto seria fundamental para extrapolar as curvas de potência e carga das BFTs, o que facilitaria a seleção correta de uma máquina operando em condições variáveis de fluxo que devem ser as melhores para uma situação específica.

#### **2.2.4 Condições de trabalho da BFT**

A substituição de uma VRP é o mais completo em termos de descrição de uma estratégia de projeto de uma BFT. As VRPs podem ser reguladas automaticamente com um valor de contrapressão constante ou dinâmico para obter um valor de contrapressão variável no tempo, quando se pretende reduzir a pressão. Em uma usina hidrelétrica, essa diferença se refletirá na necessidade de fornecer uma contrapressão constante ou variável no tempo, porém, sem alterar os modos de regulação possíveis (CARRAVETTA; DERAKHSHAN; RAMOS, 2018).

Existem três maneiras de regular o comportamento de uma BFT. Em uma usina hidrelétrica, a regulação de uma BFT pode ser obtida hidraulicamente (RH), eletricamente (RE) ou combinando ambas (RH+RE). A regulação hidráulica é realizada por meio de um circuito hidráulico série-paralelo, com dois ramais paralelos com uma BFT e duas válvulas (CARRAVETTA *et al.*, 2012), conforme a Figura 2.7a. De modo geral, para uma carga líquida superior à queda de carga fornecida pela máquina, a válvula em série dissipa o excesso de pressão, do contrário, a BFT produz uma queda de carga maior que a carga líquida disponível (JAUMOTTE, 2008). Na RH, a velocidade de rotação BFT é considerada constante e o inversor de frequência não está presente.

No modo RE está presente um acionamento de velocidade única sem qualquer derivação ou válvula em série, onde a velocidade angular do rotor pode ser alterada variando a frequência do sinal elétrica usando um inversor (CARRAVETTA *et al.*, 2013). Uma válvula reguladora paralela a BFT e um inversor para ajuste da velocidade de rotação da máquina estão presentes (Figura 2.7b); a velocidade de trabalho da BFT

vaia ao longo de várias curvas de desempenho de velocidades mínimas e máximas (KANDI *et al.*, 2021). Como desvantagens, a RE apresenta maior custo associado à regulação eletrônica da velocidade de rotação e o uso de um inversor para variar a frequência do gerador (CARRAVETTA; DERAKHSHAN; RAMOS, 2018).

Finalmente, os dois modos de regulação podem ser acoplados no modo de regulação elétrica e hidráulica (REH). A velocidade de rotação também varia ao longo da operação e são utilizadas válvulas para ajustar a vazão da BFT. Neste caso, uma válvula em série dissipa a pressão até que ela coincida com a curva da BFT, caso o ponto de operação esteja acima da curva de carga da BFT com a velocidade máxima; por outro lado, se o ponto de operação estiver abaixo da curva de velocidade mínima, a válvula paralela permite que uma parte da vazão passe por ele (KANDI *et al.*, 2021). A BFT também pode utilizar os valores existentes de altura manométrica e vazão modificando a velocidade de rotação, nas circunstâncias onde os pontos de operação estejam entre a velocidade mínima e máxima (Figura 2.7c) (CARRAVETTA *et al.*, 2013).

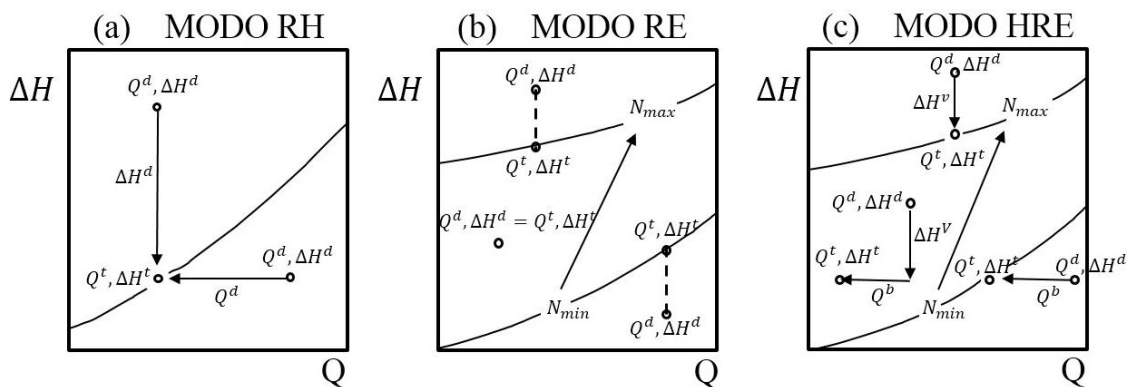


Figura 2.7 – Condições de regulação BFT: (a) RH, (b) RE e (c) RHE.

### 2.2.5 Operação BFT em velocidade variável

As bombas centrífugas funcionam normalmente às 1450 ou 2900 rpm. Em contraste, no modo inverso (BFT), estas máquinas funcionam com uma velocidade de rotação que depende completamente do potencial hidráulico disponível em uma rede. A velocidade de rotação não é um *input* de seleção de uma BFT apropriado, especialmente quando em condições fora de projeto (FECAROTTA *et al.*, 2016a). JAIN e PATEL (2014) observaram que a velocidade desejada era um dos vários aspectos que exigiam atenção

especial na seleção adequada da BFT. Para avaliar a viabilidade econômica do projeto (CARRAVETTA *et al.*, 2014) e para o desenvolvimento de estratégias de controle (FECAROTTA *et al.*, 2018), é extremamente importante conhecer a faixa operacional total da turbina, pois a eficiência da BFT está diretamente ligada à máquina que opera sob condições variáveis (CARRAVETTA; DERAKHSHAN; RAMOS, 2018).

A literatura apresenta alguns trabalhos de pesquisa sobre o assunto. ALBERIZZI *et al.* (2019a) estudaram o controle de velocidade estudada por meio de um inversor, permitindo que as máquinas operassem em seu MPE. É possível regular a velocidade de rotação das BFTs por meio de um inversor que altera esta variável de acordo com a tendência de fluxo diário. Os autores observaram que a produção de energia pode ser aumentada em aproximadamente 23% quando comparada com a de uma máquina a velocidade constante.

MERCIER *et al.* (2019) investigaram o controle de uma BFT conectado à rede por meio de um conversor de energia em larga escala, com duas estratégias de controle: a energia direta por meio de torque eletromagnético e o controle de energia indireta por meio da velocidade de rotação. A primeira estratégia de controle pode levar a uma operação instável, dependendo do sistema e de seu controle. Entretanto, a segunda estratégia garantiu a estabilidade do sistema. DELGADO *et al.* (2019a) propuseram uma metodologia baseada na expansão do caos polinomial de Hermite, para prever as curvas características das BFTs e modelar seu funcionamento a velocidades variáveis. O método identifica um melhor limite de eficiência ao descarregar velocidades de ponto de ajuste que maximizam a eficiência da BFT para uma quantidade específica de potência hidráulica disponível.

CARRAVETTA *et al.* (2012) propôs um modelo que seleciona a BFT apropriado para uma RDA, com uma estratégia de operação variável. O modelo levou em conta as características do dispositivo de redução de pressão mais um método que ajuda o sistema BFT a regular a pressão da rede. TAHANI *et al.* (2020) experimentaram o desempenho da BFT de velocidade variável em uma RDA, fornecendo relações que descreviam curvas de desempenho da BFT para grandes variações de velocidade. Os autores, entretanto, enfatizaram mais pesquisas sobre sua aplicação. EBRAHIMI; RIASI; KANDI (2021) otimizaram o processo de substituição das BFTs por VRPs usando um algoritmo de enxame de partículas (PSO), que considerou três cenários distintos a uma

velocidade constante e variável das BFTs. No cenário 3, com BFTs de velocidade variável, o desempenho das máquinas foi melhorado, com maior controle de pressão e a quantidade total de energia produzida de 182,15 kWh/dia.

Embora estes estudos forneçam resultados significativos e se concentrem em BFTs de velocidade variável operando em RDAs, a literatura sobre o assunto ainda é relativamente escassa. Na verdade, o impacto no emprego de BFTs como VRPs para recuperação de energia e controle de pressão tem sido menos investigado, faltando pesquisa suficiente. Em RDAs, a variação no consumo é um dos fatores que determina a velocidade ideal da bomba. Se o consumo na rede for alto, é essencial que a BFT tenha uma velocidade adequada para a demanda. Evidentemente, se a demanda diminuir, a BFT não precisa da velocidade inicial e exige menos energia elétrica. Na verdade, a variação de velocidade da BFT é uma solução adequada para usar todas as transferências disponíveis em uma rede (ALBERIZZI et al., 2019).

O controle da velocidade de BFTs certamente exigiria mais experimentos e o uso de equipamentos auxiliares, como inversores de frequência, o que tornaria o processo de validação e evolução deste cenário mais caro. Assim, é interessante que mais pesquisas sejam realizadas, já que os resultados dos trabalhos de pesquisa mencionados acima revelaram que o controle da pressão com BFTs nas RDAs é encorajador, com maior recuperação de energia em alguns casos.

### 2.3 UTILIZAÇÃO DE BFT EM REDES DE DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA (RDA)

A literatura apresenta trabalhos de pesquisa que envolvem estudos experimentais e computacionais, ou mesmo uma combinação de ambos, para prever o desempenho das BFTs nas RDAs (BINAMA *et al.*, 2017). Além disso, muitos estudos analisaram a viabilidade técnica e financeira da implementação de esquemas de BFTs em RDAs, suas vantagens ambientais, sua estratégia de seleção das máquinas hidráulicas, e sua localização ideal na rede, para alcançar um bom controle de pressão e quantidades significativas de recuperação de energia. Nas seguintes subsecções, os estudos com resultados importantes são fornecidos como altamente interessantes na área.

### 2.3.1 Estudos experimentais

ROSSI; RIGHETTI; RENZI (2016) selecionaram uma BFT e realizaram uma análise não-dimensional. Os pesquisadores adotaram então um estudo de caso para avaliar a viabilidade econômica da BFT na RDA. As curvas características da BFT foram obtidas com resultados mostrando que a BFT estudada poderia produzir 338,11 kWh de eletricidade para cada dia de operação. PUGLIESE *et al.* (2016a) investigaram duas bombas centrífugas. A intenção dos autores era prever as curvas características da BFT a serem usadas nas RDAs para recuperar energia. Os resultados mostraram a validade da equação da curva de potência, com números de vazão abaixo de 0,40. O MPE encontrou menos de 25-30% de diferenças para os dados experimentais e uma abordagem teórica 1-D.

Usando leis de afinidade, LYDON; COUGHLAN; MCNABOLA (2017) extrapolaram os resultados obtidos no laboratório para avaliar metodologias de seleção de BFTs existentes e compararam-nas com dados experimentais. Os resultados mostraram que as BFTs têm bons resultados no controle da pressão e que até 40% do potencial energético de uma VRP pode ser recuperado. CARRAVETTA *et al.* (2017) utilizaram tecnologia para recuperar energia residual e aumentar o nível de pressão da água, com acoplamento direto dos eixos da BFT e da bomba (planta PP). A planta proposta pode fornecer grande quantidade de energia quando a potência hidráulica disponível for alta, dependendo da configuração da RDA e do cenário considerado, ou mesmo quando se utiliza um sistema de bombeamento comum. O cálculo da energia anual é significativo para a usina PP, com ênfase nos cenários 1a e 2a, onde a energia bombeada é maior, como observado na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Potências hidráulicas dos cenários estudados

Cenário	Potência média turbinada (kW)	Potência média turbinada (kW)	Potência média bombeada (kW)	Potência máxima bombeada (kW)	Eficiência média	Economia anual de energia (MWh)
1a	8,95	20,21	3,52	6,93	0,39	48,1–77,0
1b	2,27	4,87	0,93	1,76	0,41	12,7–20,3
2a	8,8	19,70	3,10	5,88	0,35	42,5–68,0
2b	2,28	5,26	1,01	2,16	0,44	13,8–22,0

Fonte: CARRAVETTA *et al.* (2017)

Um sistema RDA com BFTs instaladas em paralelo, desenvolvido por MUHAMMETOGLU *et al.* (2018), na Turquia, trabalhou eficientemente entre 130 e 300 m<sup>3</sup>/h, com um período de retorno de instalação entre 53 dias e 1,8 meses. MONTEIRO; DELGADO; COVAS (2018) avaliaram o potencial de recuperação de energia em SAA com taxas de fluxo com altas variações sazonais na demanda, calculando as condições de fluxo e pressão, aplicadas durante um ano na entrada de um tanque de armazenamento para um sistema de transmissão de água. A instalação de dois ou três BFTs em paralelo melhorou a recuperação da energia disponível, com um aumento de energia de 33% e 62%, respectivamente, se esta condição fosse satisfeita. A Figura 2.8 mostra que uma BFT só pode efetivamente recuperar energia durante a metade do ano (verão) e não funciona durante a outra metade.

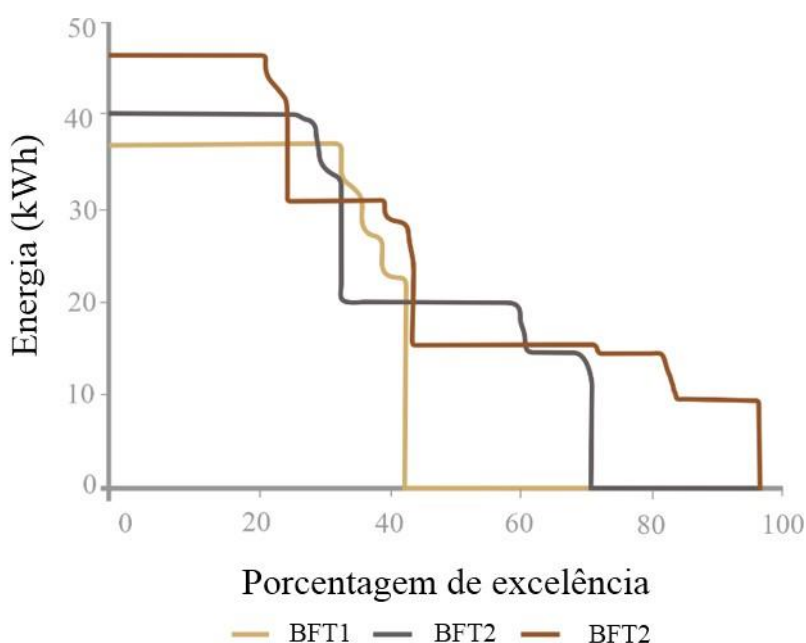


Figura 2.8 – Produção de energia: curva de duração para um, dois e três BFTs em paralelo

Fonte: (MONTEIRO; DELGADO; COVAS, 2018).

TAHANI *et al.* (2020) utilizaram dados experimentais de uma bomba centrífuga de velocidade variável instalada em uma RDA para investigar os efeitos da variação de velocidade rotacional sobre as principais características da BFT. Os resultados revelaram uma redução na diferença da lei de afinidade com os dados experimentais, a uma média de 79,5%. Os modelos obtiveram um aumento na confiabilidade do

desempenho da BFT, incluindo estimativas de eficiência energética. POSTACCHINI *et al.* (2020) realizaram testes de laboratório com uma BFT para avaliar o potencial de geração de energia, com variações hidrodinâmicas (pressão e descarga) e mecânicas (velocidade de rotação e torque), mostrando bons resultados para o sistema BFT (eficiências superiores a 50%). Os resultados experimentais foram aplicados em uma rede real sob a hipótese de substituição de uma VRP pela BFT. O projeto de um sistema BFT com um projeto ideal para uma rede real de trabalho permite a produção e comercialização de energia e a redução dos custos de gerenciamento.

### 2.3.2 Estudos computacionais

PULEO *et al.* (2014) desenvolveram um modelo hidráulico para avaliar a recuperação de energia usando BFTs em uma RDA, caracterizado por reservatórios privados, com a aplicação de um modelo de algoritmo de gradiente global, que verifica a influência dos reservatórios na distribuição de água. A análise mostrou que a produção de energia em conexões individuais de residências pode ser baixa e descontínua, enquanto os usuários de condomínios apresentam produção contínua de energia devido à presença de tanques subterrâneos fornecidos ao longo do dia.

TRICARICO *et al.* (2014) estudaram um método integrado de programação de bombas convencionais que considerou a redução de custo do consumo direto de eletricidade, além da otimização da produção de energia usando BFTs para substituir as VRPs. A metodologia foi otimizada utilizando algoritmos evolutivos. Os autores indicaram que a inserção de BFTs na rede elétrica para recuperação de energia mostrou benefícios econômicos, quando foi introduzido um regime de programação de bombas e gerenciamento de pressão. Um modelo de CFD foi desenvolvido por SIMÃO *et al.* (2019) para prever o comportamento das BFTs sob diferentes condições de fluxo. Os resultados mostraram que a operação paralela aumentou a vazão total, embora possa causar maiores perdas de pressão e redução da vazão nas BFTs, com alterações na eficiência de cada.

ROSSI *et al.* (2019a) empregaram uma abordagem analítica que ajuda o modelo MATLAB® *Simulink*, dependendo dos dados operacionais da RDA, na seleção das BFTs, prevendo o desempenho da máquina sob condições operacionais variáveis. O



sistema é uma boa opção para regulação de pressão e geração de energia, quando a RDA tem um *layout* ideal, com taxas que atingem 55.815 kWh/ano em uma das instâncias propostas. ALBERIZZI *et al.* (2019a) utilizaram o modelo MATLAB® *Simulink* para simular a operação de uma filial da RDA, onde as VRPs foram substituídas por BFTs. A Tabela 2.3 mostra a recuperação relevante. A alta quantidade de fluxos contribuiu substancialmente para reduzir a recuperação de energia, embora em um caso tenha permitido que as BFTs operassem em seu MPE, reduzindo assim a eficácia do controle de velocidade aplicado às BFTs.

Tabela 2.3 - Recuperação de energia, receita, energia recuperada (%) em relação às VRP (desperdiçadas) em diferentes cenários

Caso	Recuperação de energia (kWh/ano)	Economia (€/ano)	% no caso 1	Energia não recuperada (kWh/ano)	% Energia recuperada
1	4637	979	-	7833	37
2	4706	994	1.5	7764	38
3	5699	1204	23	6771	46
4	6307	1332	36	6163	51

Fonte: ALBERIZZI *et al.* (2019a)

Um modelo MATLAB® *Simulink* foi desenvolvido por ALBERIZZI *et al.* (2018a) para a simulação da filial RDA, na qual a velocidade foi controlada devido à alta variabilidade de fluxo. Como a máquina estava operando em velocidade constante, a produção de energia podia ser aumentada em aproximadamente 23%. MARCHIORI *et al.* (2019) realizaram uma análise comparativa de nove métodos diferentes, usando dados reais de catorze bombas, em uma hipotética RDA. A queda de pressão reduziu o vazamento e o fluxo da BFT, enquanto houve uma diminuição na eficiência da produção de energia. Os métodos analisados, que são mais simples, podem ser utilizados apenas na fase pré-desenhada e energia de produção estimada, além dos investimentos necessários, com a seleção detalhada e testes laboratoriais realizados para o projeto final.

JAFARI; KHANJANI; ESMAEILIAN (2015) usaram um algoritmo genético em uma RDA no Irã para determinar o ajuste e localização ideais de VRPs para reduzir vazamentos. As VRPs selecionadas foram substituídas por BFTs, e a energia que seria recuperada foi medida. A energia produzida era de aproximadamente 7.284 kWh/dia, o que poderia abastecer 170 residências. FECAROTTA e MCNABOLA (2017)

desenvolveram recentemente um modelo com várias restrições lineares e não lineares e uma função objetiva. A localização ideal das BFTs dentro de uma RDA foi analisada para produzir energia e reduzir vazamentos. O modelo proposto garantiu melhores resultados em uma RDA teórica em termos de produção de energia e economia de água.

O método de otimização de enxame (PSO) foi empregado por LIMA; LUVIZOTTO; BRENTAN (2017) para maximizar a energia produzida através da seleção de BFTs para operar em substituição a VRP. A energia produzida e a redução do volume de vazamento foram altas, apesar da queda de pressão reduzida. LIMA *et al.* (2018) apresentaram um método para selecionar simultaneamente BFTs e programar sua operação usando velocidade variável para evitar vazamentos e recuperar energia em duas RDAs. A velocidade variável atingiu os resultados apostados quando comparada àquelas produzidas por velocidade constante e operação da VRP. Este cenário pode ser ligeiramente pior quando comparado ao desempenho da VRP porque a energia produzida supera o benefício adicional da redução de vazamentos.

DE MARCHIS; FRENI (2015) utilizaram um modelo matemático para simular dinamicamente os benefícios da BFT em uma RDA para a recuperação de energia. O modelo foi integrado na RDA, que é influenciada por reservatórios privados. A presença de reservatórios causou uma queda severa na produção de energia (50%). DE MARCHIS *et al.* (2016) exploraram o uso de BFTs para produzir energia em uma pequena RDA italiana, com a aplicação de um modelo matemático. A produção de energia foi de 14.600, 21.900 e 34.700 kWh/ano (sem tanque) e 9100, 14.600 e 21.200 kWh/ano (com tanque), corroborando a queda na produção de energia quando os tanques privados estão extintos.

CARRAVETTA; FECAROTTA; RAMOS (2018) propuseram um método baseado na maximização da eficácia do sistema, que utiliza experimentos de dados de uma BFT para simular a RDA sob diferentes condições hidráulicas. Apenas 20% da capacidade da planta foi utilizada, ou melhor, menos de 35% da capacidade obtida no modo clássico de regulação hidráulica da BFT para uma RDA similar. DARVINI e SOLDINI (2015) analisaram uma RDA na Itália central que controlava a pressão da rede com a instalação de uma VRP, além de acoplar as VRPs às BFTs para esconder a dissipação de energia e recuperá-la. A instalação de BFT e VRP representa uma grande oportunidade para recuperar a energia não utilizada. GRANCHO FERREIRA (2017)

estudou o consumo de energia, sem limitar a distribuição na RDA, através de uma análise do uso de BFTs que melhor se adapta a uma redução na distribuição de água. Para um cenário mais apreciado, a produção de energia foi de 1329 kWh/dia e 485.084 kWh/ano.

MEIRELLES *et al.* (2018) estudaram a resiliência derivada aumentando o diâmetro dos tubos tronco das RDAs, para recuperação de energia, instalando BFTs em duas RDAs teóricas. Um pequeno aumento (aproximadamente 20%) no diâmetro da tubulação causou uma melhoria na resiliência da rede RDA. Durante a reabilitação da RDA, o valor da energia produzida excedeu o investimento feito.

Usando o modelo de previsão de desempenho 1-D, STEFANIZZI *et al.* (2020) descreveram um método que selecionou a BFT mais apropriada e os melhores critérios de controle para uma RDA específica, a partir de catálogos de bombas. Os resultados mostraram uma produção anual de energia de 818.028 kWh/ano pelo sistema BFT e uma receita anual por energia produzida de 127.612 €/ano. A avaliação econômica foi atraente. ROSADO *et al.* (2020) analisaram a energia teórica recuperável disponível em oito pontos de uma RDA espanhola, mais a seleção de uma bomba padrão adequada para ser usada como BFT em cada caso. A energia estimada recuperada no ponto sete foi de 545.335 kWh/ano ou 36,91% do total da energia consumida no ponto. As curvas características das BFTs foram determinadas, com melhorias nas taxas de sustentabilidade e uma redução no consumo de energia de 1,50 kWh/mês.

MOAZENI e KHAZAEI (2021) também desenvolveram dois modelos de otimização. O primeiro focalizou a demanda de água e a programação e operação de tanques e bombas. O segundo otimizou a instalação de BFTs nos pontos da rede com excesso de pressão. As três BFTs instaladas geraram 479,65 kW, ou seja, 30% da demanda da RDA. O consumo total de uma RDA com 1 tanque foi reduzido em 30% com a instalação de 1 tanque adicional, além da redução do custo operacional a US\$ 260 por dia. O consumo diário de energia foi de US\$ 79 com três BFTs, ou seja, menos do que com 1 BFT.

### **2.3.3 Estudos técnico-financeiros e ambientais**

A implantada de um esquema BFT se baseia em uma comparação dos custos e

benefícios esperados em relação à vida útil do projeto, na qual são avaliados critérios de análise econômica, com base em indicadores ou parâmetros e uma estimativa dos custos e receitas durante um período de operação esperado. Isto se deve ao fato de não haver garantia de que um esquema BFT também seja economicamente vantajoso do ponto de vista técnico (CARRAVETTA; DERAKHSHAN; RAMOS, 2018). Portanto, a comparação entre diferentes soluções é necessária (RAMOS; BORGA; SIMÃO, 2009).

CARRAVETTA; DERAKHSHAN; RAMOS (2018) mencionaram que os custos de um esquema BFT estão agrupados em três categorias: custos de capital, que são os custos do projeto micro-hídrico, custos operacionais anuais ligados à exploração e manutenção do plano durante sua vida útil, e custos relacionados à substituição do equipamento. Outros autores utilizaram três componentes para quantificar o custo total da instalação: eletromecânica, obras civis e obras adicionais; a parte eletromecânica sendo utilizada por diferentes investigações (CHACÓN *et al.*, 2019). Por exemplo, CARRAVETTA *et al.* (2013a) propuseram a soma da potência nominal da turbina, 230 €/kW, e a potência máxima da BFT, representando o gerador de custos (115 €/kW). DE MARCHIS *et al.* (2014) propuseram um custo por unidade de potência para o gerador BFT de 2000 €/kW. RAMOS; BORGA; SIMÃO (2009) estimaram que o custo de um gerador BFT varia entre 200 e 400 €/kW para uma potência nominal de 40 kW. JAFARI; KHANJANI; ESMAEILIAN (2015) estabeleceram o custo de bombas e dispositivos elétricos, tais como eletromotores, conversores, cabos e acessórios, que variam de acordo com o tipo de bomba.

CARRAVETTA; DERAKHSHAN; RAMOS (2018) destacam quatro entre os principais parâmetros da avaliação econômica dos sistemas BFT: a taxa interna de retorno (TIR), a relação benefício/custo (B/C), o VPL e o período de retorno de investimento (PP). A TIR é a taxa de desconto que faz com que o VPL seja igual a zero. A TIR forma a segunda medida necessária de rentabilidade, sendo analisada em termos de porcentagem do VPL (MELLICHAMP, 2017). A relação B/C pode ser definida como um dos valores presentes nos benefícios líquidos anuais e no custo de capital e reposicionamento, comparando custos e benefícios do esquema hidrelétrico e uma base de relação (CARRAVETTA; DERAKHSHAN; RAMOS, 2018). O VPL é a diferença entre os benefícios e custos resultantes de um investimento (TIWARI; SAHOTA, 2018). O PP é um indicador utilizado para avaliar se haverá benefícios dos sistemas energéticos,

nos quais períodos de retorno mais curtos são caracterizados por investimentos economicamente mais favoráveis e sustentáveis (DINCER; ABU-RAYASH, 2020).

Em vários estudos, especialmente com o uso de BFTs em RDAs para controlar a pressão e recuperar a energia dissipada pelas VRPs, os aspectos econômicos estão relacionados à identificação do PP mais baixo, necessário para recuperar o investimento feito neste processo (CHACÓN *et al.*, 2019). Algumas pesquisas fornecidas neste documento têm taxas de PPs que são atraentes devido à quantidade de energia recuperada. A Tabela 2.4 apresenta trabalhos de pesquisa, em ordem cronológica, com PPs que variam de meses a anos. Entretanto, a maioria está dentro de uma faixa de 1-9 anos, dependendo do cenário escolhido que melhor realiza a recuperação de energia com o uso de BFTs.

Tabela 2.4 - Recuperação de energia com uso de BFTs em RDA e seus PPs.

Autores	Pesquisa	Energia Recuperada	PP
(DARVINI; SOLDINI, 2015)	Anexou VRPs a BFTs para diminuir a dissipação de energia e recuperação em cinco cenários distintos.	-	2,8, 4, 15, 18,8 e 75,8 anos
(JAFARI; KHANJANI; ESMAEILIAN, 2015)	Substituição de VRPs por BFTs.	7.284 kWh/dia	±2 anos
(GARCÍA MORILLO <i>et al.</i> , 2018)	Teoria da economia de energia com a instalação de turbinas ou BFTs em irrigação pressurizada de redes.	270,5 e 205,3 MWh (73% Turbina Francis, 15% do BFT 1, 9% do BFT 2 e 3% do BFT 3.)	6 anos
(MONTEIRO; DELGADO; COVAS, 2018)	Avaliação do potencial para recuperação de energia em SAA sob alta demanda sazonal de variação (3 cenários)	113,58; 151,18; 183,78 (1, 2, 3 BFT's – kWh/ano)	8, 8, 9 anos
(ROSSI <i>et al.</i> , 2019a)	BFTs substituindo VRPs para potencial recuperação de energia sobre RDA (série e paralelo)	54.985 kWh (series) 39.798 kWh (paralelo)	2 anos a 2 anos e 2 meses (série)
(FERNÁNDEZ GARCÍA; MC NABOLA, 2020)	Localização ideal e número de BFTs para maximizar a geração de energia em RDAs	43 a 231 kWh	1 a 21 anos

Além da viabilidade econômica, é importante mencionar o potencial ambiental das instalações de BFTs, que leva em conta que a energia produzida pode compensar a demanda de energia dos SAAs (STEFANIZZI *et al.*, 2020). A disponibilidade de água doce determina o consumo de energia e as emissões de gases de efeito estufa (GEE) associadas. Em outras palavras, onde a demanda de água é maior que sua disponibilidade, a água é bombeada por longas distâncias, aumentando o consumo de eletricidade e as emissões de gases de efeito estufa (MCNABOLA *et al.*, 2014). De acordo com SHRESTHA *et al.* (2012), a atividade ou série de atividades envolvidas no ciclo de vida de um produto ou processo determina a pegada de carbono, medida pela quantidade total de emissões de GEE, expressa em equivalentes de CO<sub>2</sub> e relacionada

ao seu potencial de aquecimento global.

As pesquisas têm usado fatores de conversão de kWh para CO<sub>2</sub>. Por exemplo, GALLAGHER *et al.* (2015) estudaram o potencial de economia de carros a partir da energia recuperada em RDA. Os autores converteram kWh de eletricidade comprada em kg em emissões de CO<sub>2</sub>. QI e CHANG (2013) avaliaram a expansão de um SAA na Flórida de 2011 a 2030. Eles concluíram que a transferência de água de fontes regionais resultou na maior pegada de carbono de 2,26 milhões de toneladas de CO<sub>2</sub> durante o período. Por sua vez, o Instituto de Diversificação e Economia de Energia na Espanha (IDEA) determinou que o fator de conversão para a eletricidade convencional na Espanha foi de 0,399 kg de CO<sub>2</sub>/kWh (CUARTERO CASAS, 2014).

De fato, com a aplicação da tecnologia BFT, os resultados, mesmo a médio e longo prazo, beneficiariam a população em geral, as empresas de água e o meio ambiente, já que a energia recuperada nas RDAs pode ser vendida ou servir ao próprio sistema, reduzindo assim a tarifa aplicada ao usuário, além de reduzir as emissões de GEE. Conseqüentemente, devem ser selecionados PPs menores para tais projetos, envolvendo equipamentos e dispositivos eletromecânicos mais baratos, mas levando em conta a simplicidade, eficiência e confiabilidade (BINAMA *et al.*, 2017). Pode-se afirmar que as BFTs operam de forma ambientalmente compensatória, devido às agressões ambientais que ocorreram nestes últimos, já que controlam a pressão sobre as RDAs, reduzem o desperdício de recursos hídricos e recuperam a energia renovável em dutos de água, com uma redução na geração de GEE.

### **2.3.4 Seleção e alocação otimizada de BFTs**

É um fato bem conhecido que o uso de BFTs em RDAs pode reduzir os custos de manutenção e diminuir os investimentos, o que leva à automação de sistemas de monitoramento de energia neutra e simplifica a gestão de SAAs [126]. Entretanto, suas principais desvantagens estão relacionadas primeiro à ausência de curvas de desempenho de bombas em modo de operação reversa (VENTURINI *et al.*, 2017) e baixa eficiência quando as BFTs em operação não ocorrem em seu MPE (PÉREZ-SÁNCHEZ *et al.*, 2017). As investigações sobre o comportamento hidráulico destas máquinas visam definir padrões que permitam a seleção deste equipamento para

aplicação prática em usinas hidrelétricas, com todos os estudos convergindo para dois pontos: o desempenho de uma BFT é sempre menor ou, no máximo, igual ao da bomba funcionando como uma bomba, e a BFT deve operar com vazão e altura manométrica superiores às taxas nominais da bomba na mesma velocidade, para obter o mesmo desempenho (ALATORRE-FRENK, 1994).

Como observado o presente trabalho, a seleção da BFT está ligada à necessidade fundamental de informações básicas sobre a pressão e a descarga disponíveis, com ênfase nas características esperadas por formato da BFT (BINAMA *et al.*, 2017). Entretanto, este processo deve ser baseado na operação da máquina sob condições de projeto e em toda faixa de operação (ALGIERI *et al.*, 2020). VENTURINI *et al.* (2017) esclarecem que o funcionamento da BFT deve ser dimensionado experimentalmente, caso a caso, com base em características. Consequentemente, um modelo que estima o comportamento das BFTs em toda a faixa de operação ainda não foi totalmente definido (ALGIERI *et al.*, 2020). Estudos adicionais são necessários para desenvolver uma metodologia precisa que identifique quais máquinas hidráulicas são mais adequadas às especificidades de cada uma, avaliando o desempenho real de BFTs sob condições variáveis (PUGLIESE *et al.*, 2016a).

JAIN e PATEL (2014) observaram que outros fatores são essenciais na seleção BFT, tais como faixa de capacidade, faixa de carga disponível, contrapressão na saída da turbina, custo de manutenção inicial e facilidade e disponibilidade da bomba; em locais com baixa vazão e alta pressão, em geral, as BFTs de fluxo radial de múltiplos estágios se encaixam bem, enquanto as BFTs de fluxo axial operam bem em locais com baixa pressão e alta vazão. Além disso, bombas centrífugas de baixa a alta velocidade, ou seja, simples ou multicelulares, bifurcantes radiais ou axiais, instalações horizontais ou verticais, aspiração em linha e dupla aspiração, podem ser utilizadas como BFTs, desde que seus princípios operacionais ou projeto estrutural sejam observados, o que, se não for apropriado, torna a operação dessas máquinas inviável e incapaz de gerar energia (SHARMA, 1999).

Em geral, para que um projeto baseado na BFT possa ser alcançado a partir de uma perspectiva de custos, deve-se levar em conta a reduzida consulta profissional, o projeto operacional ideal e a seleção de equipamentos inteligentes (MISHRA; SINGAL; KHATOD, 2011, 2012). Um dos principais objetivos dos pesquisadores da BFT é a



busca inteligente da melhor bomba com os melhores resultados quando se trabalha como turbina, conforme apresentado por ROSSI *et al.* (2019a), ALGIERI *et al.* (2020) e LYDON; COUGHLAN; MCNABOLA (2017). Nesses estudos, a seleção de máquinas hidráulicas foi indispensável quando se considerou a importância da recuperação de energia e a garantia de pressão mínima nas RDAs.

Além disso, a seleção das BFTs torna-se necessária a partir do momento em que elas oferecem o potencial de serem reduzidas economicamente, mesmo que pesquisadores e profissionais da área não estejam dispostos a recomendá-las, devido às incertezas em torno de seu desempenho e à falta de clareza sobre seu comportamento (LYDON; COUGHLAN; MCNABOLA, 2017). Enquanto a pesquisa continua sobre as BFTs e sobre seu papel potencial significativo na redução de vazamentos e recuperação de energia, devido à indisponibilidade de dados de desempenho no modo turbina, muitos modelos foram desenvolvidos para selecionar e prever seu desempenho (PUGLIESE *et al.*, 2018). Entretanto, poucos estudos foram realizados para desenvolver métodos de localização ideal de BFTs em RDAs para controlar a pressão e maximizar a produção de energia.

FONTANA; GIUGNI; PORTOLANO (2012) enfatizaram que a substituição das VRPs por BFTs nem sempre aumenta a produção de energia e que a localização ideal das VRPs não maximiza essa produção. Além disso, usando uma abordagem diferente, pode-se desenvolver um método para avaliar a localização ideal destes dispositivos para maximizar a recuperação de energia da rede e garantir uma pressão mínima, uma vez que somente o excesso de pressão pode ser usado para recuperação de energia (GIUGNI; FONTANA; RANUCCI, 2014). Portanto, foram desenvolvidas estratégias para determinar a melhor localização dessas máquinas.

FECAROTTA e MCNABOLA (2017) desenvolveram um modelo matemático que se concentrou na localização ideal das BFTs dentro da RDA para produzir energia e reduzir vazamentos. Quando comparado a outros procedimentos, a aplicação do modelo a uma RDA sintética garante melhores resultados. GIUGNI; FONTANA; RANUCCI (2014) propuseram uma análise abrangente que destaca as diferenças entre as abordagens pré-existentes e sugeridas, com simulações numéricas para reduzir a pressão e a energia recuperável, em termos de localização de turbinas e BFTs nas RDAs. O trabalho mostrou uma maneira simples de localizar geradores de energia nas RDAs:

a substituição de VRPs, maximizando a recuperação de energia.

Empregando algoritmo PSO, LIMA; LUVIZOTTO; BRENTAN (2017) apresentaram um método para selecionar a BFT para estabelecer o melhor local para sua instalação. Os resultados apresentaram a metodologia que pode identificar o melhor local para instalar várias BFTs, otimizando a operação combinada. FERNÁNDEZ GARCÍA e MC NABOLA (2020) propuseram uma metodologia de otimização matemática que avaliou o desempenho real da BFT em cada nó, focada na detecção do local ideal e do número de BFTs para maximizar a energia recuperada em seis RDAs. O estudo observou localizações hidroelétricas de recuperação de energia em três RDAs, com taxas diárias variando entre 43 e 232 kWh.

A maioria dos problemas enfrentados na gestão do sistema de água potável está relacionada a vazamentos. Estudos de localização ideal das BFTs podem minimizá-los, aumentar a eficiência do processo de distribuição de água e reduzir o impacto energético sobre as RDAs. A execução das metodologias previamente expostas é uma ferramenta atraente para recuperar a energia desperdiçada pelas VRPs. Entretanto, é sempre necessário melhorar estes procedimentos já que, em vários casos, o uso de BFTs em RDAs é uma boa estratégia para manter efetivamente o controle de pressão e reduzir vazamentos, que são as primeiras e mais importantes funções de uma boa gestão de SAAs.

## CAPÍTULO 3 METODOLOGIA

A metodologia deste estudo visa facilitar o uso de BFTs em velocidades variáveis para substituição de VCPs e analisar o comportamento, com mais detalhes, das máquinas no controle de pressão como se fossem as próprias válvulas, para que possam recuperar uma maior quantidade de energia desperdiçada nos tubos. A Figura 3.1 ilustra a metodologia realizada neste estudo.

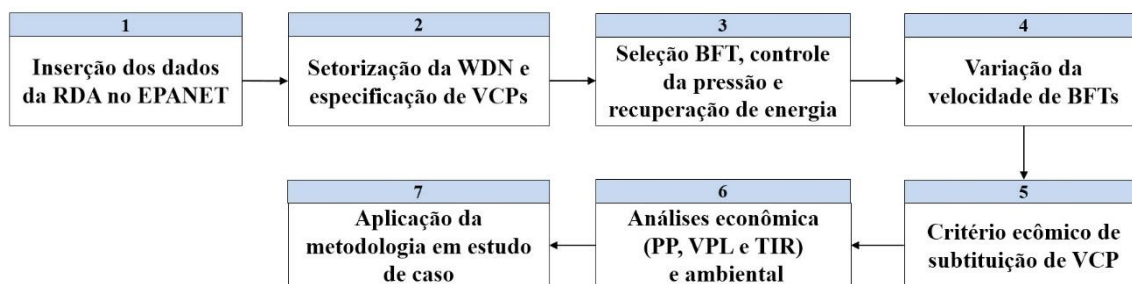


Figura 3.1 – Metodologia desenvolvida

Inicialmente, os dados de entrada de uma rede foram inseridos no *software* EPANET 2.0 (1) para realizar o processo de setorização. Uma RDA foi dividida em AMDs com válvulas estrategicamente posicionadas e substituíveis por BFTs (2). Em seguida, a seleção da bomba é realizada com facilidade, com base nos bons resultados da validação de um modelo associado com atenção especial para a operação off-design de BFTs. As VCPs são substituídas por bombas de velocidade variável para controle de pressão e recuperação de energia (3). O controle de velocidade é feito aplicando as leis de afinidade das turbomáquinas, sendo essencial para adaptar a BFT às condições variáveis da rede ao longo do dia (4). Foi estabelecido critério para a substituição de VCPs por BFTs (5). Finalmente, foram estimadas as vantagens econômicas, incluindo o PayBack (PP), valor presente líquido (VPL) e taxa interna de retorno (TIR), e ambientais das BFTs (6). A metodologia descrita é aplicada em uma rede municipal previamente setorizada (7).

### 3.1 USO DE BFTs PARA O CONTROLE DE PRESSÃO E A RECUPERAÇÃO DE ENERGIA EM RDAs

### 3.1.1 Setorização de RDA

Para melhor interpretação deste tópico, foi utilizada uma rede de distribuição de água genérica, cujo *layout* pode ser observado na Figura 3.2. Esta foi abastecida 10.000 habitantes com um consumo per capita de 200 l/hab.dia, com topografia variando de 95 m (reservatório) até 10 m (cota do Nó menos favorável). Entende-se que todos os procedimentos para a setorização aplicados em uma rede genérica, podem ser aplicados em uma rede real.

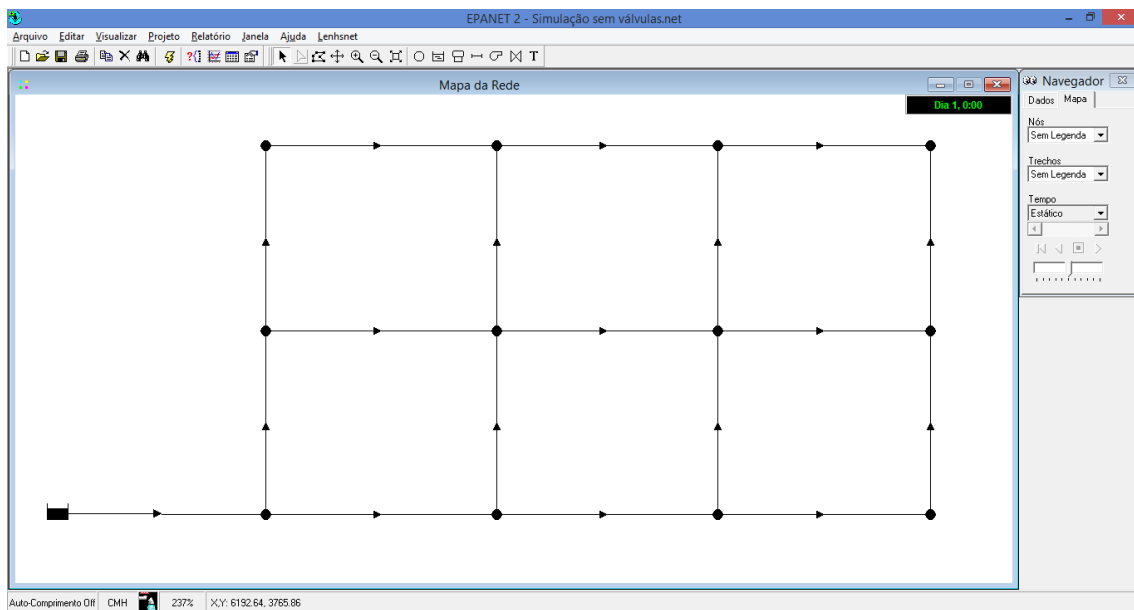


Figura 3.2 – *Layout* de uma RDA genérica no EPANET.

Na setorização foi utilizado o *software* EPANET 2.0. Este é um programa de computador que permite a análise hidráulica de redes de dutos (ROSSMAN, 2009). Otimiza e melhora uma rede com a vantagem do bom efeito de simulação e alta velocidade de operação (DUAN *et al.*, 2019), e permite simular tubulações, Nós, reservatórios, bombas e válvulas (SOLÓRZANO, 2017). Segundo ROSSMAN; OTHERS (2000), o EPANET 2.0 é o *software* de simulação hidráulica mais utilizado no Brasil, em função da facilidade de uso e por ser de domínio público.

#### 3.1.1.1 Levantamento de informações do sistema

Inicialmente, é necessário o levantamento de dados do sistema estudado. O EPANET procede à modelação de uma RDA de acordo com a utilização e definição de uma série de componentes físicos e não-físicos que o programa dispõe (Figura 3.3). Portanto, informações sobre o material dos tubos, padrões de consumo e de reservação no tempo, topografia local, reservatórios, comprimento e diâmetro dos tubos, número de Nós e presença de dispositivos de controle de pressão foram solicitadas ao responsável pelo sistema estudado.

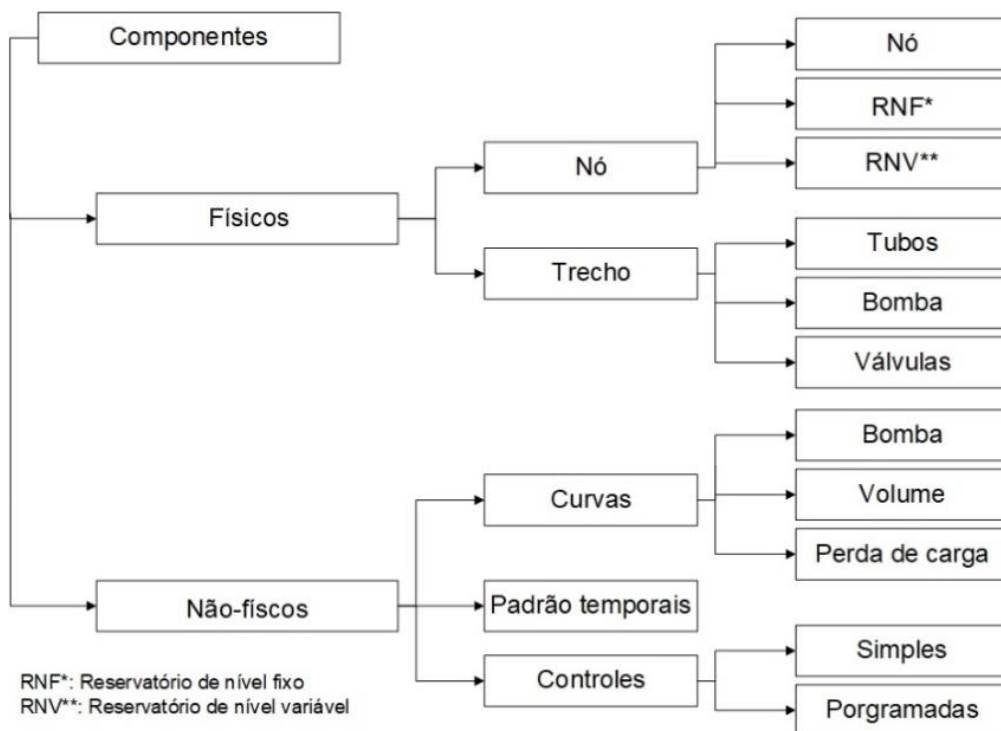


Figura 3.3 – Componentes físicos e não-físicos do EPANET 2.0.  
Fonte: Adaptado de ROSSMAN; OTHERS (2000).

A partir disso, a rede é desenhada no próprio *software* e os dados coletados inseridos para o tratamento computacional do programa. A Figura 3.4 mostra a RDA genérica com o número de Nós, cotas e trechos. À medida que são adicionados, é associado um conjunto de propriedade a estes. A Figura 3.5 e a Figura 3.6 mostram as propriedades dos dados inseridos no programa. Além disso, dos componentes não-físicos, foi inserido o padrão temporal de consumo, exemplificado na Figura 3.7, que mostra o comportamento dos consumidores durante o dia.

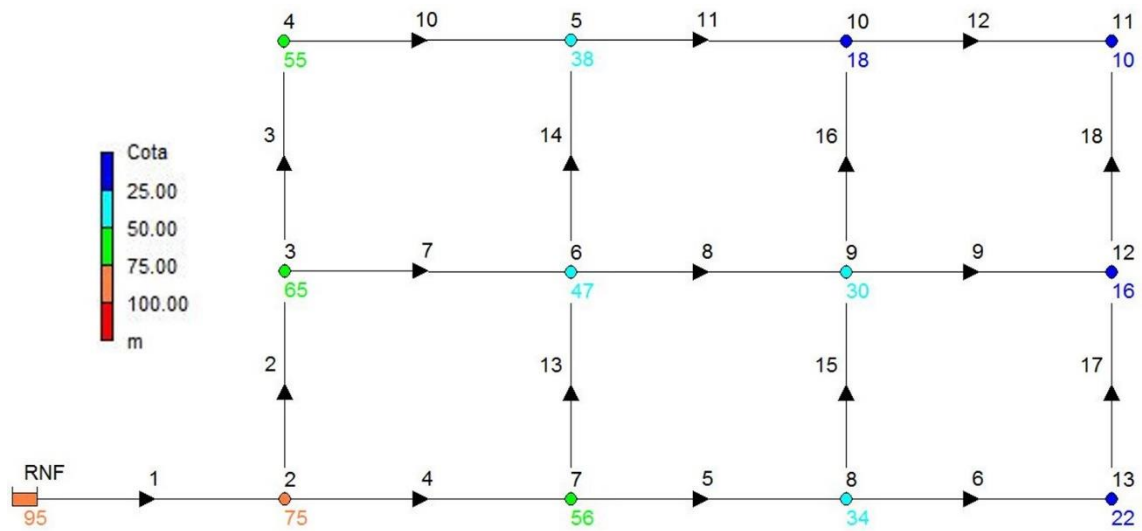


Figura 3.4 – RDA genérica com o Nós, cotas e trechos

Nó 13	
Propriedade	Valor
*Identificador do Nó	13
Coordenada X	5546.49
Coordenada Y	3417.56
Descrição	
Zona	
*Cota	22
Consumo-Base	6.9444
Padrão de Consumo	
Categorias de Consumo	1
Coef. do Emissor	
Qualidade Inicial	
Origem de Qualidade	
Consumo Corrente	6.94
Carga Hidráulica Total	83.75
Pressão	61.75
Qualidade	0.00

Figura 3.5 – Inserção de informações do Nó 13

Propriedade	Valor
*Identificador do Trecho	6
*Nó Inicial	8
*Nó Final	13
Descrição	
Zona	
*Comprimento	200
*Diâmetro	80
*Rugosidade	100
Coef. Perda de Carga Singular	0
Estado Inicial	Open
Coef. Reação no Escoamento	
Coef. Reação na Parede	
Vazão	8.44
Velocidade	0.47
Perda de Carga	6.25
Fator de Resistência	0.045
Taxa de Reação	0.00
Qualidade	0.00
Estado	Open

Figura 3.6 - Inserção de informações do trecho 6

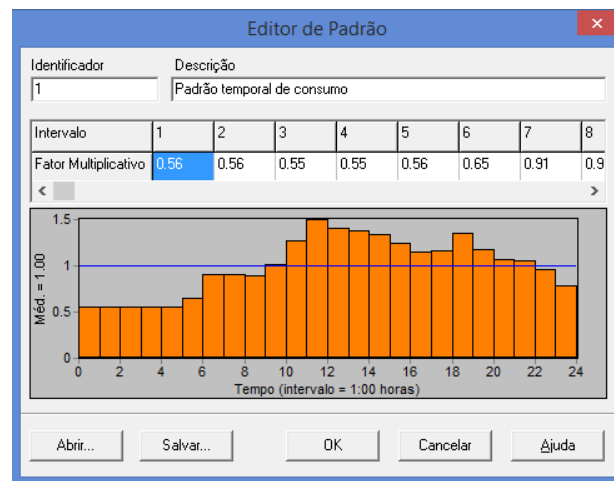


Figura 3.7 – Padrão temporal de consumo

A reservação foi considerada de nível fixo (RNF), de forma a sempre atender as demandas dos usuários. Nos trabalhos de DUNCA *et al.* (2017) e COUTINHO e SOARES (2017), também foram adotados RNF, garantindo resultados realistas do comportamento hidráulico das RDAs estudadas. O RNF pode ter sua carga hidráulica variável no tempo e ligado ao padrão temporal de consumo (ROSSMAN; OTHERS, 2000), exemplificado na Figura 3.8.

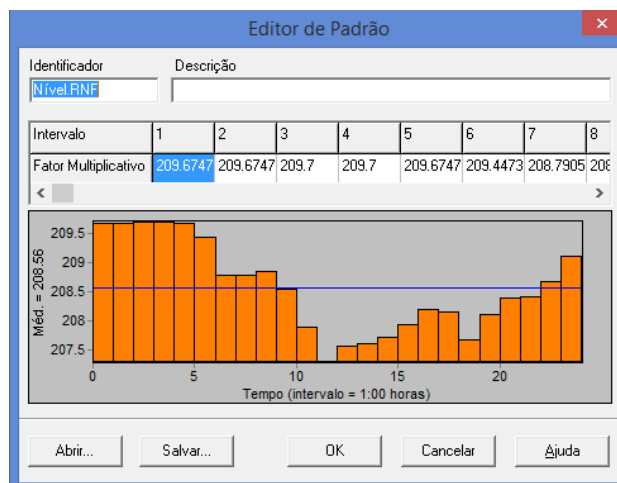


Figura 3.8 – Nível do RNF com o tempo

### 3.1.1.2 Definição do Consumo-base nos Nós

Os valores de consumo-base dos Nós da RDA foram determinados conforme metodologia proposta por REGO (2016). O autor considerou a área de influência de cada Nó, conforme Figura 3.9, a área total abastecida pelo SAA e a demanda total de água do sistema. Observa-se que as áreas de influência totais abastecida pelo SAA utilizadas nesta pesquisa, consideraram apenas a área construída. A Figura 3.10 apresenta o consumo-base na RDA genérica.

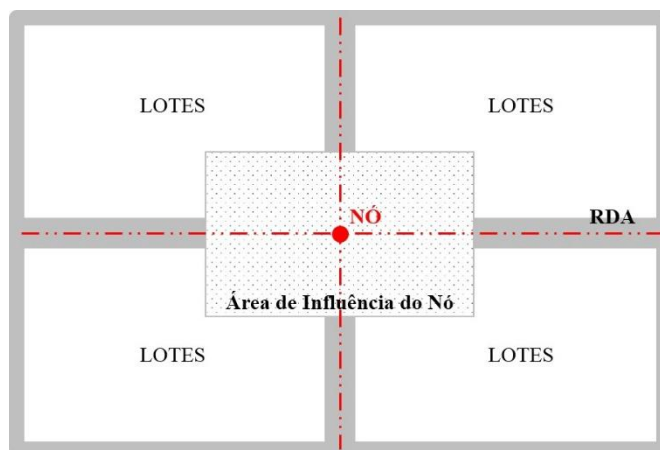


Figura 3.9 – Área de influência de cada Nó para o cálculo do consumo-base  
Fonte: Adaptado de (REGO, 2016).



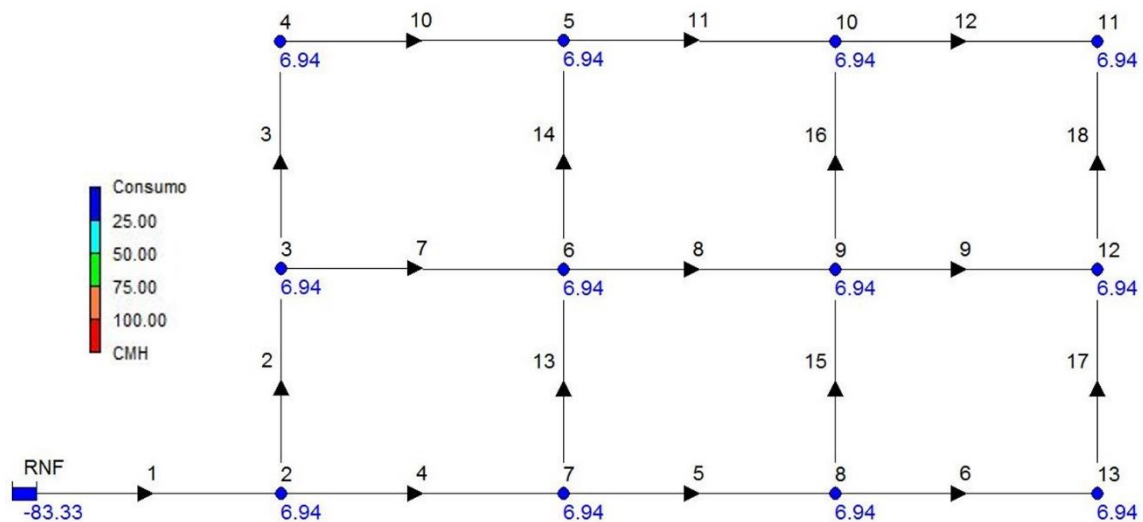


Figura 3.10 – Consumo-base da RDA genérica

### 3.1.1.3 Critérios para setorização

O EPANET consegue resolver as equações de energia não lineares e de massa linear para vazões nos tubos e pressões nos Nós. Inicialmente, o programa apresenta o comportamento hidráulico atual da rede (etapa 1) (Figura 3.11), indispensável para continuar a setorização. No Brasil, a pressão recomendada é de 10 m para a pressão dinâmica mínima e 40 m para a pressão estática máxima, com um limite de até 50 m em regiões com extrema topografia (ABNT, 2017). Nota-se que a pressão em alguns Nós está acima do que recomenda a legislação, por exemplo, no Nó 11.

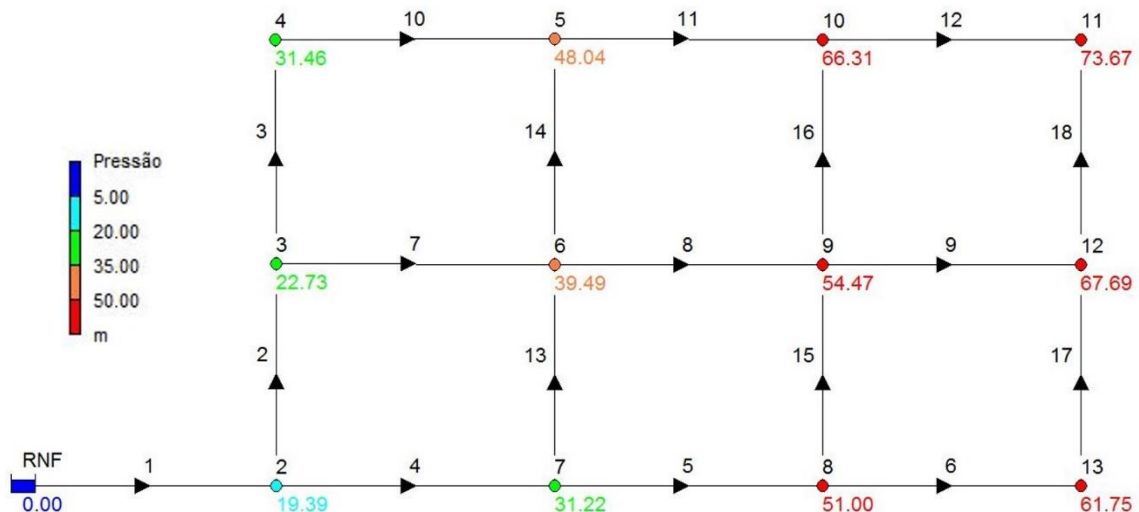


Figura 3.11 – Comportamento hidráulico de uma RDA genérica sem setorização



Propriedade	Valor
*Identificador da Válvula	VRP1
*Nó Inicial	5
*Nó Final	19
Descrição	
Zona	
*Diâmetro	100
*Tipo	PRV
*Parâmetro de Controle	24.3
Coef. Perda de Carga Singular	0
Estado Fixo	None
Vazão	10.11
Velocidade	0.36
Perda de Carga	23.74
Qualidade	0.00
Estado	Active

Figura 3.13 – Especificação e parâmetro de controle da VRP1

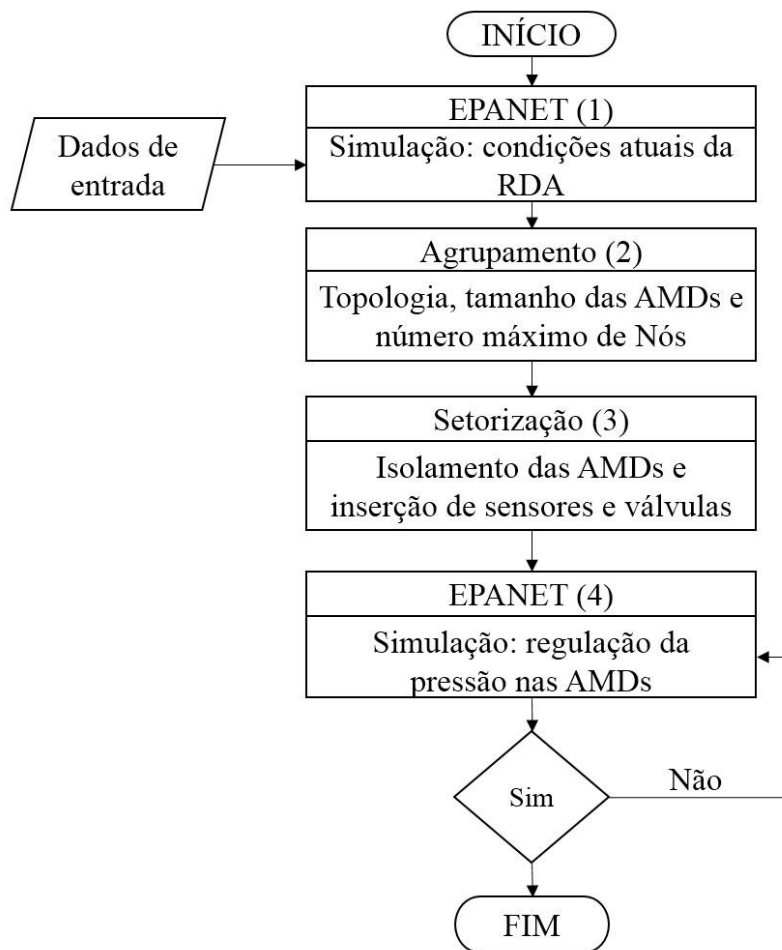


Figura 3.14 - Metodologia de divisão de AMDs

O processo de setorização é indicado pela NBR 12.218/2017 como uma maneira de controlar, com mais efetividade, a pressão de trabalho de uma RDA, afinal, é mais fácil gerir uma área menor do que uma maior. Os critérios aplicados para a setorização de uma rede são apresentados na Tabela 3.1. Todos os procedimentos foram realizados de forma manual, inclusive a localização das válvulas. A análise prévia do comportamento das pressões da rede, ajuda a localizar os dispositivos de controle de pressão, isolando determinada AMD. Estudos recentes apresentam modelos computacionais para essa tarefa, incluindo pontos ótimos de instalação de VRPs em tubos estratégicos para o controle da pressão (ADEDEJI *et al.*, 2018). No entanto, esses estudos não inviabilizam os métodos empregados nesta fase da pesquisa, pois, ao final do processo, a operação do distrito garantiu o abastecimento da rede com as vazões previstas e com pressão conforme a legislação.

Tabela 3.1 – Critérios aplicados para a setorização de RDAs.

Extensão de rede (m)	7000 a 35000	Agrupamento e setorização
Número de economias	600 a 3000	
Área (m <sup>2</sup> )	40.000 a 200.000	
Isolamento do setor	Menor número de válvulas	Setorização
AMD	Abranger consumidores da mesma categoria residencial, comercial ou industrial.	
	Não deve ser necessário fechar mais de 20 válvulas para isolar um setor de medição.	
	A extensão máxima da rede abrangida pelo setor de medição é de 25 km.	
	A alimentação do setor de medição deve ser feita pelo menor número viável de pontos.	
	Os medidores de vazão de entrada dos setores de medição e os medidores de pressão, nos pontos de controle da rede, podem ter previsão de instalação permanente ou dispositivos para sua inserção, quando da realização de ensaios.	

Fonte: ABNT (2017).

### 3.2 MODELO DE SELEÇÃO DE BOMBAS TURBINAS EMPREGADAS EM RDAs

Como os métodos simples que preveem MPE de BFT são menos confiáveis (FECAROTTA; CARRAVETTA; RAMOS, 2011), é desejável sua utilização em conjunto com modelos que predizem o comportamento BFT *off-design*. Como já relatado,

somente a definição de MPE da máquina não é o suficiente para caracterizar o comportamento de uma BFT. No entanto, o desempenho do modo turbina de uma bomba inicia com a previsão MPE que é condição inicial e tem papel crucial na estimativa da curva BFT *off-design*. Nesse contexto, a associação de dois métodos consolidados na literatura para prever o comportamento dos BFTs é proposta nesse estudo.

Para a seleção BFT, uma combinação de dois modelos para prever o comportamento de BFTs é proposta neste estudo. A associação consiste na proposição de YANG; DERAKHSHAN; KONG (2012) para a determinação do BEP no modo turbina e o de ROSSI; NIGRO; RENZI (2019b) cuja formulação prevê o comportamento geral do BFT *off-design*. A seleção dos modelos foi baseada nos melhores resultados obtidos em comparação a outros estudos tradicionais (SHARMA, 1985; STEPANOFF, 1957) e modelos de previsão de curva característica de carga parcial (NOVARA; MCNABOLA, 2018; SINGH; NESTMANN, 2010). Além disso, as máquinas utilizadas pelos autores possuem uma ampla faixa de velocidades e eficiências específicas, o que proporciona resultados mais precisos e confiáveis. Esses parâmetros são úteis para definir o desempenho hidráulico de uma bomba centrífuga, e considerá-los pode ajudar a prever com precisão o desempenho de uma PAT (NAUTIYAL; VARUN; KUMAR, 2010).

As Equação (3.1) e (3.2) descrevem os cálculos do modelo proposto por YANG; DERAKHSHAN; KONG (2012) enquanto as Equações (3.3)-(3.7) o modelo proposto por ROSSI; NIGRO; RENZI (2019b).  $h$  é o coeficiente de altura,  $q$  é o coeficiente de vazão,  $\eta_B$  é o eficiência inicial da bomba,  $H_{BFT}$  é a altura da turbina da rotação nominal da bomba em [m],  $H_B$  é a altura da bomba em rotação nominal [m],  $Q_{BFT}$  é a vazão da turbina em rotação nominal da bomba em [m<sup>3</sup>/s],  $Q_B$  é a vazão da bomba em rotação nominal em [m<sup>3</sup>/s],  $\phi$  é o coeficiente de fluxo,  $\psi$  é o coeficiente de altura,  $\eta_{BFT}$  é a eficiência da turbina,  $N$  é a rotação em [rps],  $D$  é o diâmetro da máquina em [m] e  $g$  é a aceleração da gravidade em [m/s<sup>2</sup>].

$$h = \frac{1,2}{\eta_B^{1,1}} = \frac{H_{BFT}}{H_B} \quad (3.1)$$

$$q = \frac{1,2}{\eta_B^{0,55}} = \frac{Q_{BFT}}{Q_B} \quad (3.2)$$

$$\frac{\psi_{BFT}}{\psi_{MPE,BFT}} = 0.2394R^2 + 0.769R \quad (3.3)$$

$$\frac{\eta_{BFT}}{\eta_{MPE,BFT}} = -1.9788R^6 + 9.0636R^5 - 13.148R^4 + 3.8527R^3 + 4.5614R^2 - 1.3769R \quad (3.4)$$

$$R = \frac{\phi_{BFT}}{\phi_{MPE,BFT}} \quad (3.5)$$

$$\phi = \frac{Q}{ND^3} \quad (3.6)$$

$$\psi = \frac{gH}{(ND)^2} \quad (3.7)$$

### 3.2.1 Validação

A associação proposta foi validada com os resultados experimentais de BFTs disponíveis na literatura (DERAKHSHAN; NOURBAKHS, 2008; NAUTIYAL et al., 2011; ROSSI; NIGRO; RENZI, 2019b; SINGH; NESTMANN, 2010). As curvas características das bombas relatadas pelos autores serviram de referência para comparação. Além disso, o erro relativo entre os dados experimentais e os teóricos do modelo foram calculados. Os dados experimentais foram padronizados devido à diferença das características inversas dos BFT determinadas de forma distintas pelos autores. Portanto, os coeficientes adimensionais ( $\psi$ - $\phi$ ) e a velocidade específica ( $N_s$ ) foram padronizados pelas Equação (3.6), Equação (3.7) e Equação (3.8), respectivamente.

$$N_s = \frac{n(Q)^{0,5}}{(gH)^{0,75}} \quad (3.8)$$

### 3.2.2 Etapas de seleção de bomba

A Figura 3.15 ilustra os procedimentos de seleção de uma máquina propostos neste trabalho. A seleção do PAT depende das condições hidráulicas do VCP ( $H_{VCP} = H_{BFT}$ ;  $Q_{VCP} = Q_{BFT}$ ) (etapa 1). A vazão usada para selecionar a bomba é a média da operação do PAT em 18h00. Um valor inicial de eficiência da bomba ( $\eta_i$ ) deve ser assumido (70% (PUGLIESE et al., 2016a)), para calcular  $h$  e  $q$  corretivos nas Equações (3.1) e (3.2) e identificar os dados da bomba no MPE ( $H_{MPE,B}$  e  $Q_{MPE,B}$ ) (etapa 2).

Observa-se que foi considerado que a eficiência da BFT deve ser menor ou igual ao da bomba ( $\eta = \eta_B \geq \eta_{BFT}$ ).

No catálogo do fabricante, seleciona-se a família da bomba e, nas curvas características, os dados de rotação ( $N$ ), diâmetro ( $D$ ) e eficiência ( $\eta_{i+1}$ ) (etapa 3). Os cálculos da Equações (3.1)-(3.2) e todo o processo descrito acima devem ser repetidos para identificar o ponto de operação da bomba e da BFT no MPE a partir do valor  $\eta_{i+1}$  identificado no catálogo do fabricante (etapa 4). Isso é necessário para evitar a arbitrariedade de assumir um valor constante para várias máquinas e o modelo apresentar imprecisão e resultados não confiáveis. Nesta etapa, deve-se verificar se a condição  $H_{MPE,BFT} \geq H_{VCP}$  e  $Q_{MPE,BFT} \geq Q_{VCP}$  é satisfeita. Caso contrário, deve-se escolher outra bomba do catálogo do fabricante.

Os coeficientes de vazão adimensionais ( $\phi_{MPE,BFT}$ ) e pressão ( $\psi_{MPE,PAT}$ ) do PAT no BEP são determinados pela aplicação da Equações (3.6) e (3.7), respectivamente (etapa 5). Finalmente, é atribuído um intervalo para  $\phi_{BFT}$ , considerando o valor de  $\phi_{MPE,BFT}$ . Com Equações (3.3) e (3.4), o coeficiente de pressão adimensional ( $\psi_{BFT}$ ) e a eficiência ( $\eta_{BFT}$ ) do PAT a partir do intervalo arbitrado de  $\phi_{BFT}$  são determinados (passo 6).

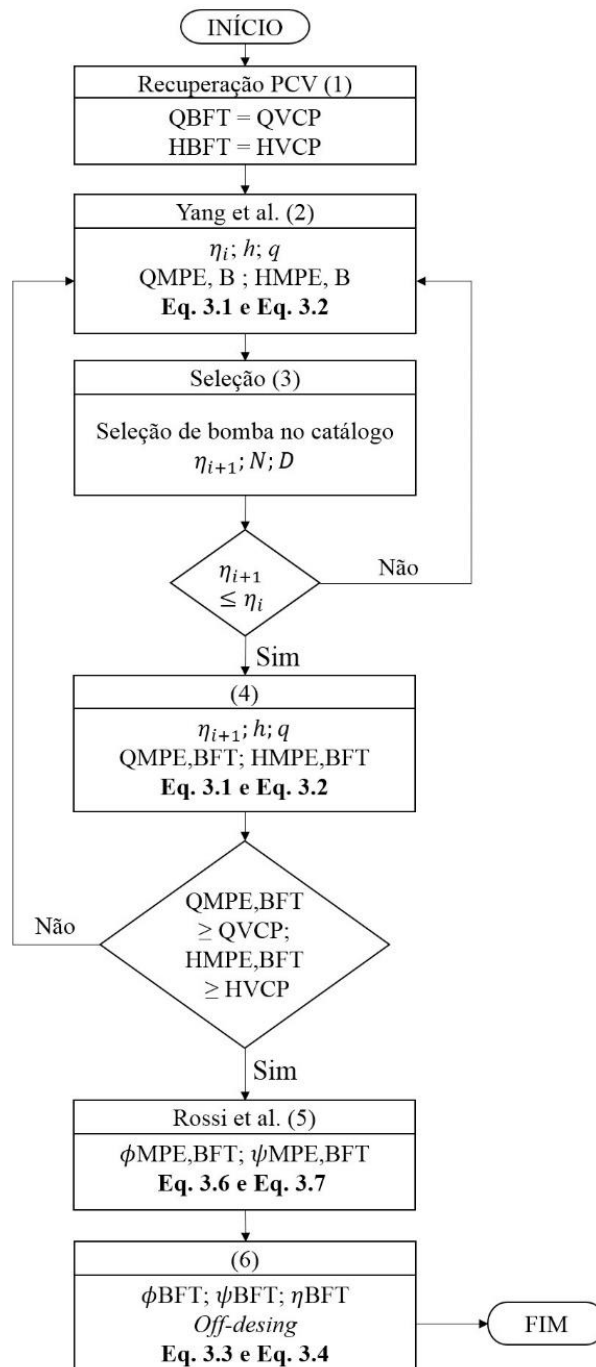


Figura 3.15 - Método de seleção de bomba como turbina

### 3.2.3 Utilização de BFTs em substituição as válvulas de controle de pressão

#### 3.2.3.1 Controle da pressão e recuperação de energia

No EPANET as válvulas são trechos que limitam a pressão ou a vazão em um determinado ponto particular da rede. O programa disponibiliza seis tipos de válvulas.



No entanto, a válvula de controle de pressão (VCP), que é um tipo de VRP automatizada, é preferida em simulações cujo objetivo é o controle da pressão da rede a recuperação de energia substituindo-as por BFTs (CHACÓN *et al.*, 2018; JAFARI; KHANJANI; ESMAEILIAN, 2015). O motivo está em seu foco na alteração hidráulica da RDA e por possuir uma estrutura dissipadora utilizada em sistemas hidráulicos para uniformizar as pressões, originando uma perda de carga localizada e reduzindo os valores de pressão a jusante (ROSSMAN, 2009).

A VCP exige pressões requeridas ligadas à variação ao longo do tempo e ao sistema hidráulico, em particular, ao padrão da água entregue aos clientes (GIUSTOLISI *et al.*, 2016), mantendo a pressão requerida a um Nó final (menos favorável) do tubo onde o dispositivo está instalado (GIUSTOLISI *et al.*, 2017). Em sua operação, a linha de processo é utilizada como um sinal de atuação para abrir ou fechar a VCP, ou seja, seu ponto de operação é regulado mediante a pressão imediatamente a jusante à válvula, utilizada como um sinal para estrangular ou aliviar o controle.

A Figura 3.16 mostra os componentes de uma VCP (BERMAD CS LTD., 2019). Em sua operação, o registro de agulha [1] permite a passagem de fluxo contínuo para a câmara superior [2]. A pressão à jusante da válvula é sentida pelo piloto [3]. Caso esta pressão suba acima da ajustada no piloto, o mesmo estrangula o fluxo, permitindo a pressão se acumular na parte superior da câmara de controle, provocando o estrangulamento de fluxo na válvula principal, reduzindo, assim, a pressão a jusante, até a ajustada no piloto. Se o contrário ocorrer, o piloto alivia a pressão acumulada na parte superior da câmara de controle, provocando a abertura modulada da válvula principal. A reação da válvula é controlada pelo orifício integrante entre a câmara de controle inferior e a saída da válvula, enquanto o registro de agulha controla o tempo de fechamento da válvula. Para emergência, o registro de esfera à montante [4] permite o fechamento manual da válvula.

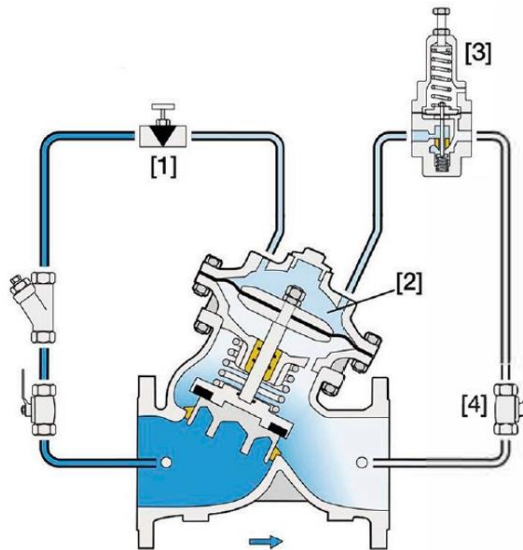


Figura 3.16 – Componentes de uma válvula de controle de pressão  
 Fonte: BERMAD CS LTD. (2019)

A Figura 3.17 mostra a instalação VCP composta por um sistema *by-pass* (a), com a operação de uma VRP em paralelo. Esse esquema conta com duas válvulas *on-off* ( $Vof_1$  e  $Vof_2$ ) para controlar a direção do fluxo (VCP ou VRP) e outra ( $Vof_3$ ) para manutenção de emergência da VCP. O fluxo VRP é acionado somente se a VCP necessitar de manutenção. Na outra configuração, a BFT substitui a VCP e utiliza-se o mesmo esquema (b). A operação da bomba foi fixada em 18h, das 6h às 23h. De 23h01 a 5h59 o *by-pass* é acionado e garante a operação VRP, que dissipa o excesso de pressão quando a altura manométrica é maior do que a queda de carga fornecida pela máquina. À medida que as horas de trabalho começam, a  $Vof_1$  abre permitindo o fluxo BFT. Com o fim do horário de trabalho, a  $Vof_1$  se fecha e a  $Vof_2$  se abre, direcionando o fluxo para a VRP.

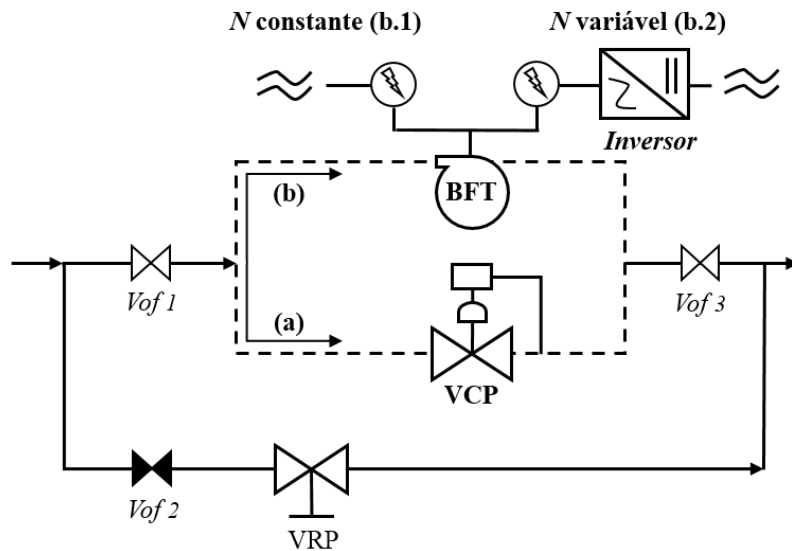


Figura 3.17 - (a) Instalação VCP e (b) instalação BFT

A operação BFT deve considerar as mesmas condições operacionais da VCP, mantendo pressão de saída igual à da própria válvula (parâmetro de controle) e, conseqüentemente, a diferença de pressão ( $\Delta H$ ) provocada pela VCP. Na verdade, o  $\Delta H$  é a energia de pressão recuperável pela BFT, sendo definido pela Equação (3.9), onde  $P_m$  é a pressão de montante à válvula e o  $P_c$  é o parâmetro de controle da VCP. Esse último será a pressão de saída/jusante da válvula ( $P_j$ ). Esse comportamento é ilustrado na Figura 3.18. Quanto menor é o  $\Delta H$  menor é o aproveitamento energético pela BFT.

$$\Delta H = P_m - P_c \quad (3.9)$$

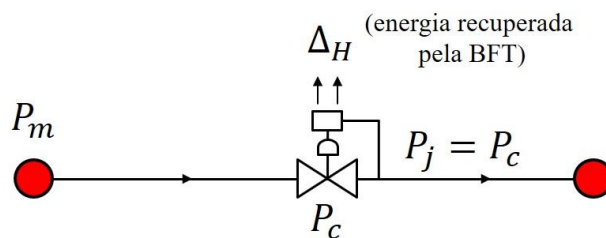


Figura 3.18 – Pressão desperdiçada por uma VCP

Além disso, o limite mínimo e máximo de pressão nodal estabelecido pela legislação, de 10m e 50m respectivamente, deve ser mantido (ABNT, 2017). A qualquer hora do dia a pressão mínima deve ser mantida no Nó menos favorável, aquele mais

distante do reservatório, e a máxima não pode ultrapassar de 50 m em qualquer outro Nó da AMD.

A partir a substituição da VCP pela BFT (b) observada na Figura 3.17, foram analisados dois cenários operacionais para quantificar a energia recuperada pela máquina: com velocidade de rotação BFT constante (b.1) e com velocidade de rotação BFT variável (b.2). A potência mecânica das BFTs foi obtida através da Equação (3.10), onde  $P$  é a potência em [kW] e  $\rho$  massa específica em [kg/m<sup>3</sup>]. O cálculo da potência BFT foi estimado nas 18h de operação da máquina, considerando os valores de vazão ( $Q$ ), pressão ( $H$ ) e eficiência ( $\eta_{BFT}$ ) a cada hora de operação. A partir disso, é estimada a quantidade de energia recuperada pela BFT que seria desperdiçada pela VCP.

$$P[kW] = \frac{Q_{BFT} H_{BFT} \rho g \eta_{BFT}}{1000} \quad (3.10)$$

### 3.3 CONTROLE DA VELOCIDADE DE BFTs

A variação de rotação foi modificada para adaptar a BFT às novas condições operacionais de uma rede, impostas pelas taxas de fluxo e a perda de carga dependente do consumo dos usuários. A curva BFT é deslocada para garantir a alteração no ponto de operação e a maior eficiência, ao invés de alterar a curva do sistema inserindo perdas de pressão. A Figura 3.19 mostra a curva de desempenho de uma BFT a uma rotação  $N_1$ . A medida que à velocidade de rotação da máquina aumenta, sua curva característica se desloca para cima ( $N_2$ ), ou seja, a uma determina vazão, o valor da altura manométrica de saída da BFT aumenta com o aumento da velocidade.

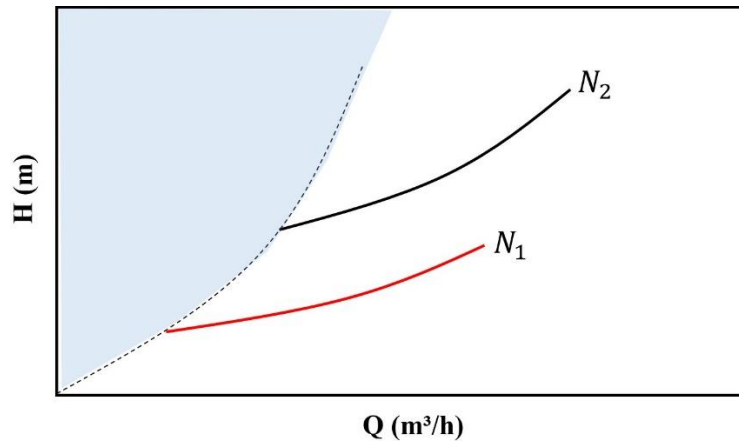


Figura 3.19 – Diagrama  $H$ - $Q$  de uma BFT em duas velocidades de rotação diferentes

De forma geral, a operação em velocidade variável objetiva manter a eficiência quase constante das máquinas, independente da pressão disponível (MORABITO; HENDRICK, 2019), ao mesmo tempo em que torna a BFT capaz de absorver taxas de fluxos desejadas, com vazões e alturas aproximando-se do MPE da bomba.

Para o controle da velocidade rotacional, inicialmente, considerou-se as informações da máquina selecionada em seu MPE, as quais foram substituídas nas Equações (3.4) e (3.5) para determinar a altura manométrica ( $H$ ) na velocidade de rotação selecionada. Em seguida, foram utilizadas as leis de afinidade de turbomáquinas para determinar novas velocidades de acordo com as características impostas por uma RDA. Essas leis relacionam o desempenho de um protótipo conhecido ao de uma máquina semelhante, permitindo prever curvas de desempenho de bombas semelhantes (MORANI *et al.*, 2018). Em particular, elas consideram que para bombas iguais, com velocidade de rotações diferentes, o diâmetro da máquina seja igual ao do protótipo ( $D_1 = D_2$ ). A Equação (3.11) apresenta as leis de afinidade que governam as relações entre a velocidade de rotação,  $N$ , a vazão,  $Q$ , a altura manométrica,  $H$ , e a potência hidráulica,  $P$ . Em MESQUITA *et al.* (2006), essas relações são apresentadas com mais detalhes.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2; \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad (3.11)$$

### 3.3.1 Variação da velocidade no EPANET

Foram realizadas simulações para identificar em qual das velocidades calculadas a BFT consegue manter a pressão como se fosse a própria VCP. Entre as seis válvulas disponibilizadas pelo EPANET, a válvula genérica (VPG) é utilizada para representar um trecho com uma lei de escoamento especial, que pode simular turbinas. Neste caso, para realizar uma simulação, é necessário inserir a curva de desempenho da BFT ( $Q \times H$ ), especificamente nas propriedades da VPG para que esse dispositivo represente o comportamento BFT a partir da sua curva característica *off-design* previamente calculada. Esta curva representa a perda de carga da VPG, como se fosse uma válvula de controle de pressão. A Figura 3.20 mostra um exemplo de duas curvas de desempenho de uma BFT para uma certa velocidade de rotação, inserida nas propriedades de uma VPG. Esse procedimento é repetido para todas as velocidades, a partir da variação da velocidade de rotação da máquina selecionada, calculadas com a aplicação da lei de afinidade (Equação (3.12)). O objetivo é verificar em quais velocidades as VPG consegue se comportar como a VCP, ou seja, mantendo a mesma pressão de saída na máquina e no distrito conforme a legislação, nas 18h de operação BFT.

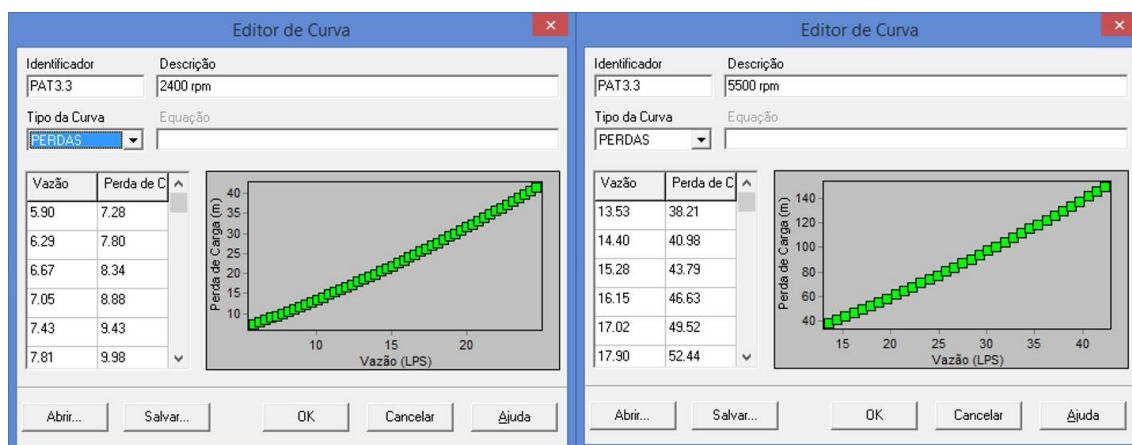


Figura 3.20 – Exemplo de inserção de uma curva de desempenho de uma BFTs no EPANET

### 3.4 CRITÉRIOS PARA A SUBSTITUIÇÃO DE VCPs POR BFTs

Embora as BFTs sejam recomendados para recuperar pequenas potências de saída existentes em uma RDA (POLÁK, 2019), nem sempre é financeiramente vantajoso substituir um válvula por uma bomba operando inversamente (SOUZA; MESQUITA;

BLANCO, 2021). A pouca energia dissipada por uma válvula ( $\Delta H$ ) leva a seleção de uma máquina de tamanho menor para o controle da pressão em certas horas do dia, aumentando, significativamente, as perdas de água por vazamentos e o desperdício de energia elétrica. Nesses casos, a recuperação de energia é prejudicada, resultando em menores eficiências hidráulicas disponíveis em vazões mais elevadas (ALBERIZZI et al., 2018).

Neste sentido, para substituir uma VCP por uma BFT foi considerado como critério as vantagens econômicas relacionadas a essas bombas, inerentes ao processo de recuperação de energia desperdiçada pela válvula. Ou seja, quando a recuperação de energia é pequena, resultará em períodos de retornos de investimentos (PP) maiores. Trabalho recentes mostram uma tendência de retorno de investimento de BFTs com intervalo de 2 a 3 anos para a recuperação de pequenas potências ocorrentes nas redes de água (JAFARI; KHANJANI; ESMAEILIAN, 2015). Na verdade, quando as BFTs operam dentro de uma faixa de potência de 1-500 kW, ocorrem períodos de retorno de 2 anos ou menos (CARRAVETTA; DERAKHSHAN; RAMOS, 2018). Outras pesquisas apresentam resultados diferentes, com PPs variando de 6 a 21 anos ((FERNÁNDEZ GARCÍA; MC NABOLA, 2020; GARCÍA MORILLO et al., 2018; MONTEIRO; DELGADO; COVAS, 2018) que, dependendo do contexto, também podem ser viáveis economicamente.

Por esse motivo, torna-se necessário analisar as particularidades locais, considerando o tempo que seria mais convidativo para uma companhia de saneamento investir nessa tecnologia. No Brasil, o novo marco legal no saneamento básico (BRASIL, 2020) e a Lei nº 14.133/2021, Lei de Licitações e Contratos Administrativos (BRASIL, 2021a), instituem que contratos de concessão podem seguir o modelo das parcerias público-privadas, nas modalidades patrocinada ou administrativa, prevendo um prazo de vigência do contrato não inferior a 5 (cinco), nem superior a 35 (trinta e cinco) anos, incluído eventual prorrogação.

Alguns contratos de concessão de saneamento básico fechados recentemente tem um padrão de 35 anos. Por exemplo, o consorcio Marco Zero assinou um contrato de concessão de saneamento no estado do Amapá, para universalizar o fornecimento de água tratada nos próximos 35 anos (ENERGIA, 2021). A concessionária Rio+Saneamento será a responsável pelo abastecimento de água em 22 bairros do Rio de Janeiro e 17 municípios

do interior do estado, em uma concessão de prestação de serviço de 35 anos (BRASIL, 2022).

Diante da realidade Brasileira, é oportuno estabelecer como critério mínimo PPs para essa análise, aproximadamente, de um terço, 12 anos, do tempo máximo de concessão instituído pela legislação federal (BRASIL, 2020). Considera-se um tempo razoável de retorno de investimento, acompanhando a literatura de estudos econômicos de BFTs. Além disso, no restante de concessão, 23 anos, a energia produzida pelas máquinas somaria uma receita extra à empresa, caso fosse vendida, ou, poderia retroalimentar com o próprio SAA, gerando uma economia nas contas de energia elétrica da empresa. Só no ano de 2020, o setor de saneamento gastou 7,4 bilhões com despesas de energia elétrica (água e esgoto), um aumento de 4,1% em relação aos 7,1 bilhões em 2019 (BRASIL, 2019). Portanto, a energia recuperada pelas BFTs poderia ser uma solução para a redução de gastos para produção de água tratada.

### **3.4.1 Análise econômica**

As BFTs têm se mostrado uma solução útil de baixo custo para recuperar energia. No entanto, para confirmar é necessário avaliar economicamente os custos e benefícios esperados dessas máquinas, em especial, quando empregadas em RDAs. Para esta análise, foram calculados o período de retorno de investimento (PP), o valor presente líquido (VPL) e a taxa interna de retorno (TIR).

#### **3.4.1.1 Custo total de implantação da BFT**

O custo total da instalação BFT considerou a soma dos custos de capital (CC), custos de operação e manutenção (COM) e obras civis (OC). O CC soma todos os custos de equipamentos indispensáveis à instalação BFT. O COM consiste na manutenção e operação individual do dispositivo, enquanto o OC estima as obras civis importantes para adequar a instalação BFT à rede. A vida útil de um equipamento mecânico e elétrico genérico foi considerada igual a 15 anos (STEFANIZZI *et al.*, 2020). Nesse caso, os custos de reposicionamentos relacionados à substituição dos equipamentos foram desconsiderados. Os custos de operação e manutenção foram assumidos iguais a 0,5% e 2,5% ao ano, respectivamente, do CC (IRENA, 2012). Para o custo com OC foi



considerada a porcentagem de 30% do custo de capital (FONTANA; GIUGNI; PORTOLANO, 2012).

#### 3.4.1.2 Período de retorno de investimento (PP)

O período de retorno de investimento (PP) foi calculado para determinar o período necessário para recuperar o investimento realizado nas BFTs substituindo as VCPs. Quando a taxa de desconto está atrelada ao PP, este é denominado de período de retorno descontado. A taxa de desconto é expressa em percentual e considerada a soma dos custos de remuneração do capital, custo de oportunidade, riscos e inflação (PADILHA; AMARANTE MESQUITA, 2022). No caso do Brasil, atribuiu-se o valor da taxa de desconto de 11,61 % (DAMODARAN, 2019).

No cálculo do PP, utilizou-se a tarifa de energia de 0,76597 R\$/kWh da companhia elétrica local, vislumbrando o autoconsumo do sistema, e o crescimento de 7,8% na tarifa de energia estimado a partir do acréscimo anual de tarifação no período de 2017 a 2022 da companhia elétrica local. A Equação (3.13) apresenta o cálculo do período de retorno descontado (PP) (DUARTE *et al.*, 2010). UPD é o último período de déficit, UVD último valor de déficit e PVS é o primeiro valor de superávit.

$$PP = UPD + \left[ \frac{UVD}{PVS + UVD} \right] \quad (3.13)$$

#### 3.4.1.3 Valor presente líquido (VPL) e taxa interna de retorno (TIR)

O VPL é definido como a soma resultante quando o investimento esperado e os custos operacionais do projeto são deduzidos do valor descontado das receitas esperadas (BALACCO *et al.*, 2018). No geral, é a soma acumulada dos benefícios esperados durante os anos de projeto subtraído da soma dos custos durante o mesmo período expressos em termos de valores presentes, conforme a Equação (3.14) e a Equação (3.15). A última é utilizada quando se considera o aumento da tarifa de energia, como deste estudo. O  $B$  é o benefício uniforme anual,  $C$  é o custo uniforme anual,  $FVP$  é o fator de valor presente,  $I$  é o investimento anual,  $e$  é o aumento no custo de energia,  $i$  é a taxa de juros compostos anual,  $n$  é o período de tempo. Caso seja negativo, não é atraente, pois espera-se que os benefícios sejam suficientes para cobrir os custos do projeto durante sua vida útil. Neste

sentido, os melhores investimentos serão aqueles com maior VPL, assumindo que não há restrições à disponibilidade de capital inicial necessária entre projetos ou soluções alternativas de design com VPL positivo (CARRAVETTA; DERAKHSHAN; RAMOS, 2018). Por sua vez, a TIR é definida como a taxa de desconta que torna o VPL igual a zero.

$$VPL = B \times FVP(i, n) - I - C \times FVP(i, n) \quad (3.14)$$

$$FVP = \left[ \frac{(1+e)^n - (1+i)^n}{(1+e) - (1+i)} \right] \times \left[ \frac{1}{(1+i)^n} \right] \quad (3.15)$$

### 3.5 VANTAGENS AMBIENTAIS

#### 3.5.1 Equivalência de redução na emissão de Gás Carbônico (CO<sub>2</sub>)

No Brasil, as energias renováveis atendem a quase 45% de demanda de energia primária, tornando esse setor um dos menos intensivos em emissões de carbono do mundo; além disso, cerca de 80% da geração de eletricidade doméstica vem de grandes hidrelétricas (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2021). Portanto, a produção de energia pelo sistema BFT poderia somar à geração renovável crescente no País, visto que a queima de combustíveis fósseis está causando um enorme impacto ao meio ambiente.

Uma das vantagens seria a redução de emissões de Gases do Efeito Estufa (GEE) associado a recuperação de energia renovável nas RDAs. No entanto, essa comparação é inviabilizada quando a fonte de energia utilizada pelo SAA já é uma fonte renovável. Por outro lado, em uma análise ambiental, torna-se necessário comparar um projeto de energia renovável com outras alternativas possíveis (BALACCO *et al.*, 2018).

Neste contexto, para demonstrar as vantagens ambientais desse estudo, foi conduzida uma análise comparativa do impacto da instalação BFT em termos de equivalência de redução de emissão de CO<sub>2</sub> produzido pela circulação de automóveis. Para estimar o CO<sub>2</sub> equivalente da instalação BFT, adotou-se o fator de conversão médio de 400 gCO<sub>2</sub>/kWh (CAPUTO; SARTI, 2015). O Instituto de Pesquisas Econômicas Aplicadas (HENRIQUE; CARVALHO, 2011) e o Ministério do Meio Ambiente (BRASIL, 2014) relataram a emissão média de gCO<sub>2</sub>/km e a distância média de condução

dos automóveis Brasileiros na Tabela 3.2. A partir desses valores, o benefício ambiental que a instalação BFT poderia evitar em emissões de  $CO_2$  e o número de automóveis circulantes equivalentes à mesma quantidade em emissão foi estimado.

Tabela 3.2 - Emissão de  $CO_2$  e distância média de condução de automóveis Brasileiros.

Modalidade	Emissões quilométricas ( $gCO_2/km$ )*	Distância média de condução ( $km/ano$ )**
Carro	190	12,000
Motocicleta	70	10,500

Fonte: HENRIQUE e CARVALHO (2011)\* e BRASIL (2014)\*\*.

### 3.6 ESTUDO DE CASO

Os procedimentos descritos até aqui, foram aplicados em um SAA que abastece um bairro do município de Tucuruí, vizinho à Usina Hidrelétrica de Tucuruí (UHT), no Estado do Pará, região norte do Brasil, como mostra a Figura 3.21. Todas as informações do SAA foram cedidas em entrevista com o setor responsável pelo saneamento do bairro (ELETRONORTE, 2020). O sistema que abastece a comunidade é composto por unidades de captação de superficial, estação elevatória de água bruta, estação de tratamento de água (ETA), reservatórios e distribuição. Após a coleta, a água bruta é transportada para a ETA, localizada na área de maior cota do bairro (206 m), onde é tratada e depois direcionada para dois reservatórios, em seguida, distribuída. A Figura 3.22 ilustra a composição do sistema.

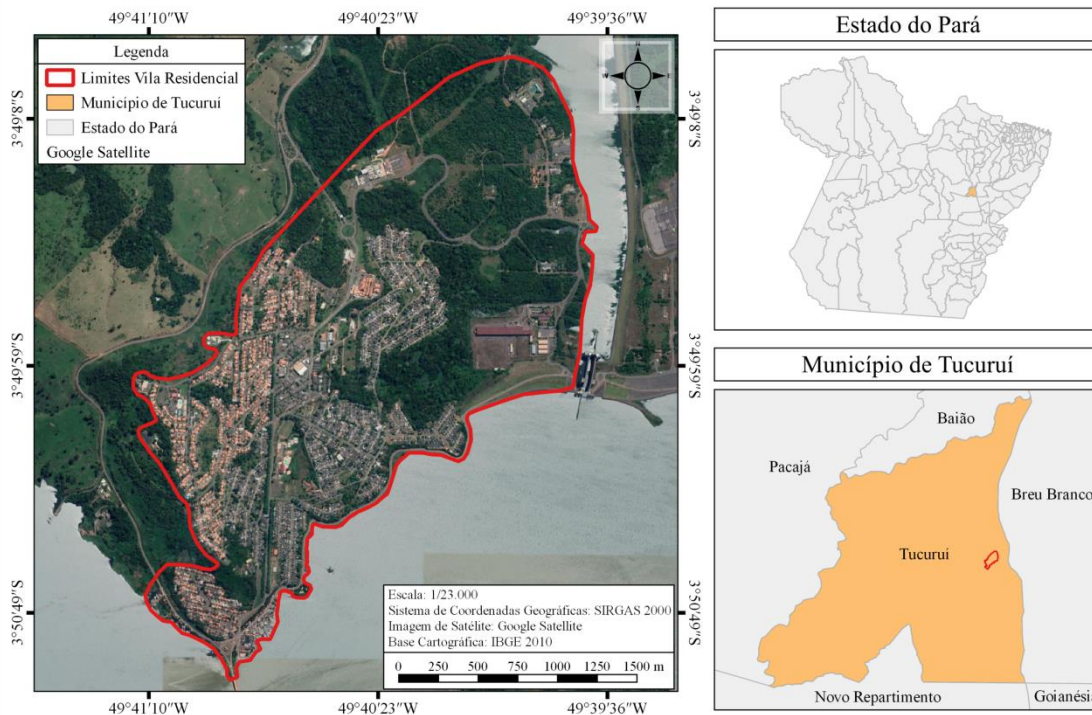


Figura 3.21 – Bairro vila permanente de Tucuruí.

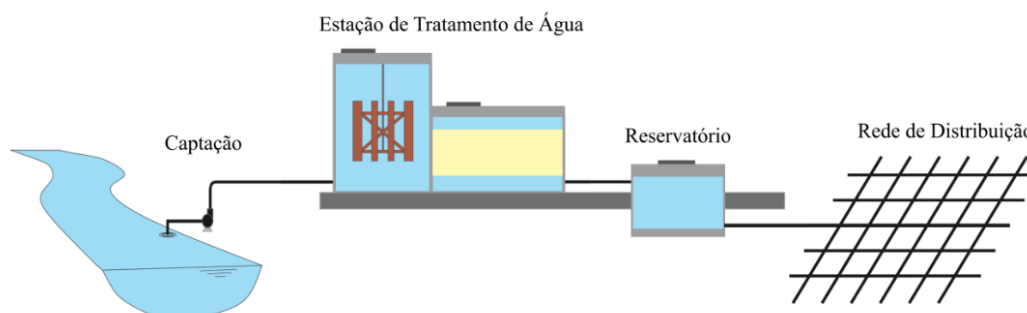


Figura 3.22 – Sistema de abastecimento de água do bairro vila permanente.

A produção diária de água é de, aproximadamente, 6.000 m<sup>3</sup>/dia. A distribuição é realizada por gravidade, aproveitando a topografia acidentada do local (56 a 206 m). Sua configuração é do tipo mista, com tubulações em cimento-amianto, composta por 316 tubos, 372 Nós e 57 válvulas de gavetas (VG) instaladas em diferentes locais da rede, tem extensão de 5.290 m<sup>2</sup> e atende 2.500 residências, sujeita a variações de fluxo durante o dia, conforme a Figura 3.23. A RDA apresenta sérias deficiências na gestão das pressões de distribuição.

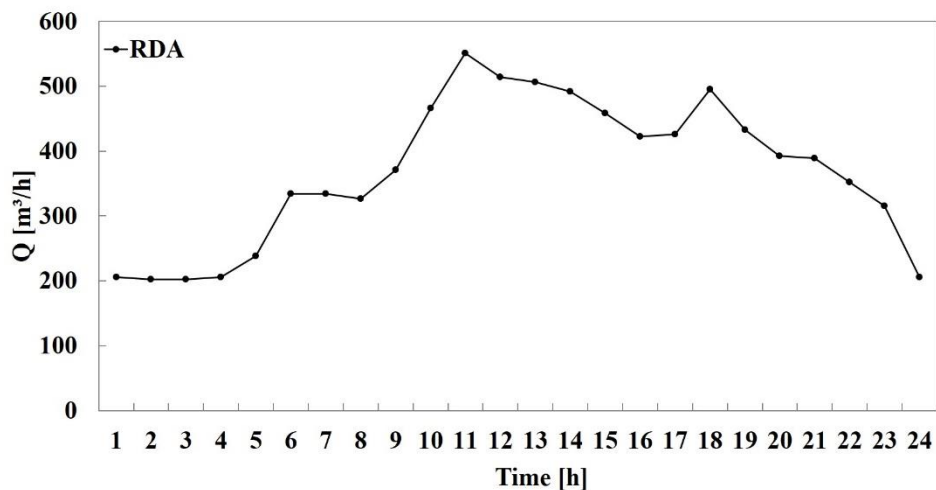


Figura 3.23 - Variação horária do padrão de consumo da rede

Atualmente não existe nenhum tipo de medidor de vazão nas residências, o que dificulta o controle do consumo de água na vila. Por isso, presume-se que a RDA apresenta perdas de água elevadas. Além disso, pelas características e por não possuir VCP, a rede apresenta muita energia potencial incorporada nas tubulações. Isso pode ser comprovado em episódios constantes de rompimento de tubos em de cotas inferiores do bairro. Vale observar que a operação da RDA é realizada de forma manual. Funcionários têm a função de operar as válvulas de gaveta existentes diariamente, com o objetivo de controlar a vazão e a pressão nos tubos. Pela manhã algumas válvulas são abertas, quando há maior consumo da rede, e no início da madrugada são fechadas, quando o consumo de água reduz.

## CAPÍTULO 4 RESULTADOS

### 4.1 SETEORIZAÇÃO DE RDAs

Com os dados inseridos no EPANET, foram realizadas duas simulações. A primeira revelou pressões entre 13,09 e 156,10 m nos tubos, e 293 nós com valores superiores a 50 m. A partir da análise, foram aplicados os critérios de setorização, que possibilitaram o particionamento da rede em 6 AMDs, com 14 VCPs distribuídas estrategicamente entre os distritos (simulação 2). Das 57 válvulas de gaveta existente, foram aproveitadas apenas sete para isolar as AMDs na operação ou manutenção dos distritos. O desenho na rede favoreceu o agrupamento e a setorização, visto que existe uma pré-divisão de AMDs escolhida em função da topografia da área beneficiada.

Desta vez, o comportamento da pressão variou entre 10 e 50 m, conforme legislação (ABNT, 2017). A Figura 4.1 mostra o comportamento das pressões nas simulações 1 e 2. As VCPs foram essenciais para otimizar o fornecimento de água e reduzir a pressão nos Nós. Em alguns casos, as válvulas operam para controlar a pressão em alguns trechos, devido à composição mista da RDA. A Figura 4.2 apresenta a divisão da RDA da vila permanente em AMDs, enquanto a Tabela 4.1 relata as informações dos AMDs e das VCPs.

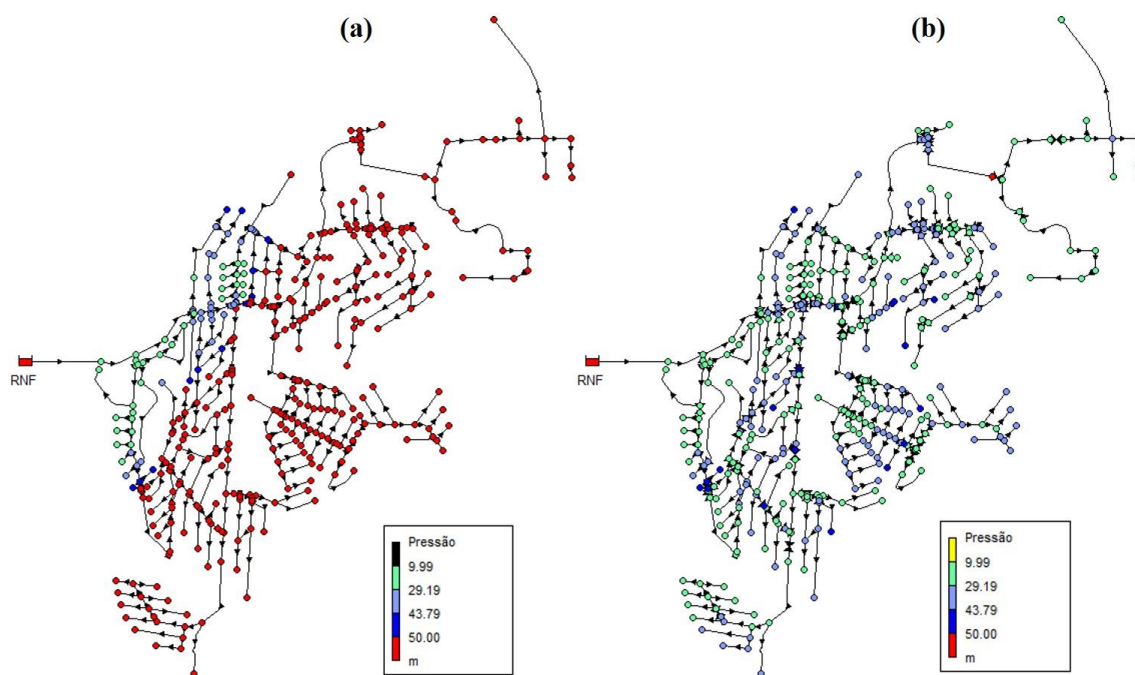


Figura 4.1 – Comportamento das pressões nas (a) simulações 1 e (b) 2

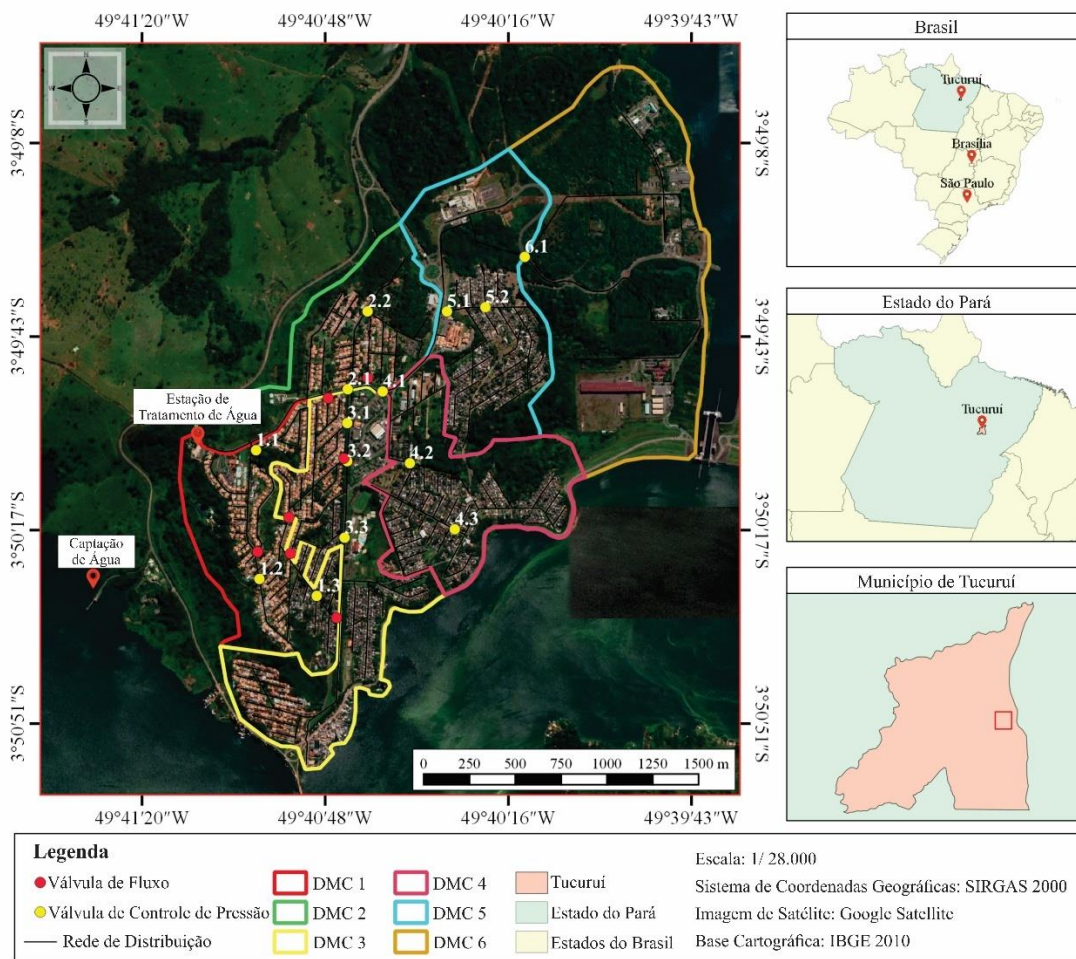


Figura 4.2 - Divisão da RDA em AMDs e o posicionamento de VRPs

Tabela 4.1 – Características das AMDs e das VCPs da RDA do bairro vila permanente em Tucuruí-PA

AMD	VCP	Parâmetro de controle VCP (m) – (Pressão de saída)	Vazão média (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta H$ requerido (m)	Potência hidráulica média (kW)
1	1.1	10,00	12,01	7,94	0,26
	1.2	10,00	37,89	39,89	4,06
	1.3	10,00	12,08	38,48	1,35
2	2.1	29,82	336,97	11,02	10,12
	2.2	11,00	11,88	18,48	0,60
3	3.1	28,88	29,07	7,72	0,61
	3.2	10,00	80,43	38,51	8,44
	3.3	10,00	71,28	39,89	7,75
4	4.1	10,00	198,95	39,55	21,44
	4.2	23,00	79,87	10,97	2,39
	4.3	10,00	34,78	35,25	3,34
5	5.1	30,37	60,71	7,39	1,22
	5.2	13,90	37,66	30,73	3,15
6	6.1	17,94	36,76	74,55	7,47

Para melhor apresentação dos resultados, a substituição de VCPs será demonstrada apenas para uma válvula, neste caso a VCP 3.3 do AMD 3. A operação BFT deve manter as condições de trabalho desta válvula: pressão de saída de 10 m (parâmetro de controle), o  $\Delta H$  requerido de 39,89 m e a pressão nodal no distrito 3 no intervalo de 10 (Nó menos favorável - 3.67) a 50 m. O distrito 3 é o maior em comparação aos demais, onde se encontra boa parte das casas do bairro. E como o primeiro objetivo da BFT é manter o abastecimento adequado na AMD, como se fosse a própria VCP, essa é uma boa oportunidade de analisar os benefícios das BFTs para essa finalidade. A Figura 4.3 mostra a localização da VCP 3.3 e do Nó menos favorável da AMD 3.



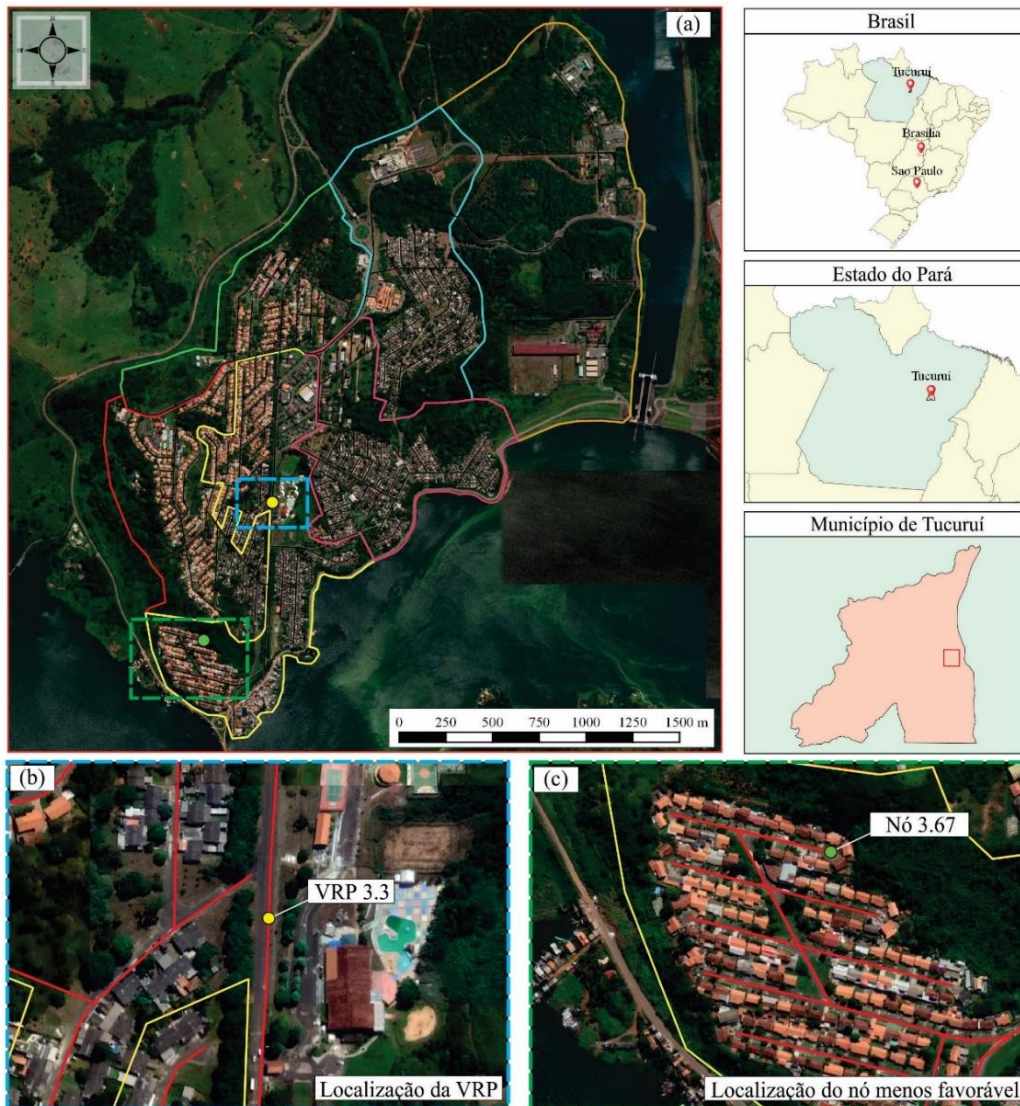


Figura 4.3 – (a) AMDs, (b) localização da VCP 3.3 do AMD 3 e do (c) Nó menos favorável.

## 4.2 SELAÇÃO BFT

### 4.2.1 Validação do modelo

A Figura 4.4 e a Figura 4.5 mostram as curvas adimensionais  $\psi-\phi$  e  $\eta-\phi$  que representam a tendência da associação proposta (Yang+Rossi), respectivamente. A Tabela 4.2 e Tabela 4.3 apresentam o erro relativo dos dados do modelo associado e os dados experimentais da literatura. É possível notar que as curvas obtivas estão em concordância aceitável com os dados experimentais. Além disso, o erro apresentou-se bem para diferentes máquinas com velocidades específicas distintas. Esse processo

permite generalizar o estudo e prolongar sua aplicação para diversas máquinas, pois reproduziu bem as linhas de tendências dos experimentos, independente do MPE da bomba em modo turbina, velocidade específica e eficiência de cada máquina.

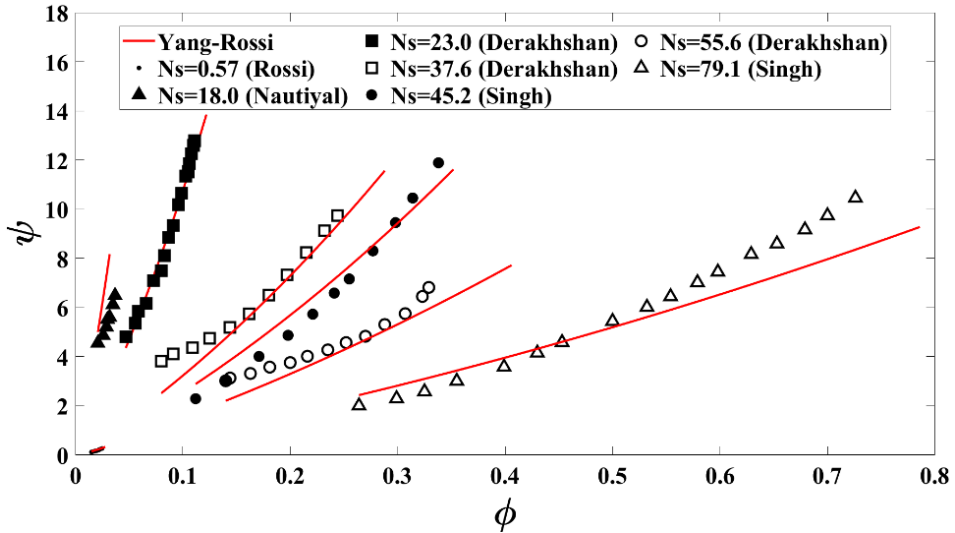


Figura 4.4- Curva  $\psi-\phi$

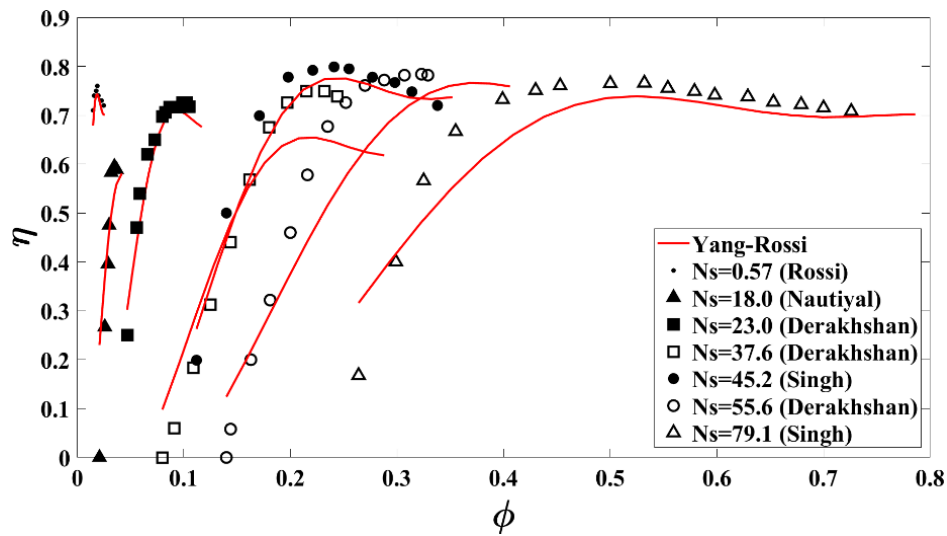


Figura 4.5 - Curva  $\eta-\phi$

Tabela 4.2 – Cálculo do erro relativo

<b>(DERAKHSHAN; NOURBAKHS, 2008)</b>									<b>(SINGH; NESTMANN, 2010)</b>					
<b>Ns = 23</b>			<b>Ns = 37,6</b>			<b>Ns = 55,6</b>			<b>Ns = 45,2</b>			<b>Ns = 79,1</b>		
<b>φ</b>	<b>Ψ (%)</b>	<b>η (%)</b>	<b>φ</b>	<b>Ψ (%)</b>	<b>η (%)</b>	<b>φ</b>	<b>Ψ (%)</b>	<b>η (%)</b>	<b>φ</b>	<b>Ψ (%)</b>	<b>η (%)</b>	<b>φ</b>	<b>Ψ (%)</b>	<b>η (%)</b>
0,059	-2,98	-5,74	0,091	-12,11	-11,66	0,200	-9,59	-14,34	0,221	12,11	-2,85	0,400	-5,40	-23,28
0,066	4,78	-3,62	0,109	-8,33	-8,15	0,216	-6,69	-15,08	0,241	8,52	-2,17	0,452	-5,17	-22,34
0,073	2,88	1,55	0,125	-9,27	-3,84	0,235	-6,49	-15,45	0,255	7,13	-1,94	0,501	-3,52	-14,60
0,080	8,75	2,01	0,144	-4,82	-11,13	0,252	-5,60	-12,08	0,277	2,53	-1,77	0,549	-7,13	-10,50
0,083	5,00	2,59	0,162	-0,80	-6,86	0,270	-3,05	-8,13	0,298	-1,07	-2,41	0,599	-11,78	-7,73
0,087	2,01	2,82	0,180	-0,48	-9,63	0,288	-4,70	-2,87	0,314	-4,31	-1,08	0,654	-10,523	-6,69
<b>Min.</b>	<b>-2,98</b>	<b>-5,74</b>		<b>-12,11</b>	<b>-11,66</b>		<b>-9,59</b>	<b>-15,45</b>		<b>-4,31</b>	<b>-2,85</b>		<b>-11,78</b>	<b>-23,28</b>
<b>Méd.</b>	<b>3,41</b>	<b>-0,06</b>		<b>-5,97</b>	<b>-8,55</b>		<b>-6,02</b>	<b>-11,32</b>		<b>4,15</b>	<b>-2,04</b>		<b>-7,25</b>	<b>-14,19</b>
<b>Máx.</b>	<b>8,75</b>	<b>2,82</b>		<b>-0,48</b>	<b>-3,84</b>		<b>-3,05</b>	<b>-2,87</b>		<b>12,11</b>	<b>-1,08</b>		<b>-3,52</b>	<b>-6,69</b>

Tabela 4.3 – Cálculo do erro relativo

<b>(ROSSI; NIGRO; RENZI, 2019b)</b>			<b>(NAUTIYAL <i>et al.</i>, 2011)</b>		
<b>Ns = 0,57</b>			<b>Ns = 18</b>		
<b>φ</b>	<b>Ψ (%)</b>	<b>η (%)</b>	<b>φ</b>	<b>Ψ (%)</b>	<b>η (%)</b>
0,016	1,63	-3,02	0,026	5,24	31,97
0,018	-5,92	-1,13	0,029	15,42	21,26
0,019	-7,00	-2,27	0,030	20,11	5,73
0,020	0,47	-0,15	0,032	24,71	-6,93
0,022	-6,14	-1,01	0,035	25,55	-0,85
0,023	9,80	-2,22	0,037	22,71	3,80
<b>Min.</b>	<b>-7,00</b>	<b>-3,02</b>		<b>5,24</b>	<b>-6,93</b>
<b>Méd.</b>	<b>-1,19</b>	<b>-1,63</b>		<b>18,96</b>	<b>9,16</b>
<b>Máx.</b>	<b>9,80</b>	<b>-0,15</b>		<b>25,55</b>	<b>31,97</b>

#### 4.2.2 Etapas da seleção BFT

A vazão média e a altura das 18h00 de operação VCP utilizada para selecionar a bomba foi:  $H_{VCP} = H_{BFT} = 39,89$  m e  $Q_{VCP} = Q_{BFT} = 71,28$  m<sup>3</sup>/h. A bomba corresponde ao aproveitamento  $\eta_b = 22,45$  m e  $Q_b = 48,82$  m<sup>3</sup>/h, relacionado ao valor de  $\eta_i = 70\%$ . No catálogo do fabricante (Figura 4.6 e Figura 4.7), procurou-se os dados da bomba, sendo: rotação ( $N = 3500$  rpm), diâmetro do rotor ( $D = 0,123$  m) e a eficiência real ( $\eta_{i+1} = 0,670$ ) da máquina em seu MPE ( $\eta_{i+1} \leq \eta_i$ ). Em seguida, foi identificado o ponto de operação BFT em seu MPE, a partir de  $\eta_{i+1}$  da bomba selecionada:  $H_{MPE,BFT} = 41,86$  m e  $Q_{MPE,BFT} = 73,02$  m<sup>3</sup>/h, ligeiramente superior ao valor do aproveitamento. Posteriormente, calculou-se os coeficientes adimensionais de vazão ( $\phi_{MPE,BFT} = 0,187$ ) e pressão ( $\psi_{MPE,BFT} = 8,051$ ) no MPE da BFT. Admitiu-se um intervalo para  $\phi_{BFT}$ , considerando o valor de  $\phi_{MPE,BFT}$ . Calculou-se o coeficiente adimensional de pressão ( $\psi_{BFT}$ ) e a eficiência ( $\eta_{BFT}$ ) da BFT a partir do intervalo de  $\phi_{BFT}$  arbitrado.

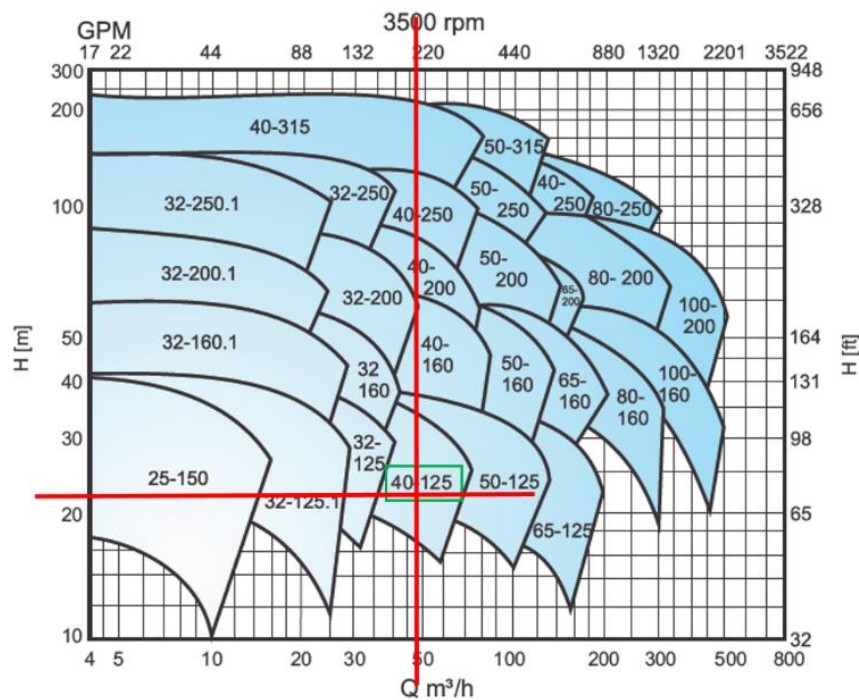


Figura 4.6 – Seleção da bomba  
Fonte: IMBIL (IMBIL, 2022).

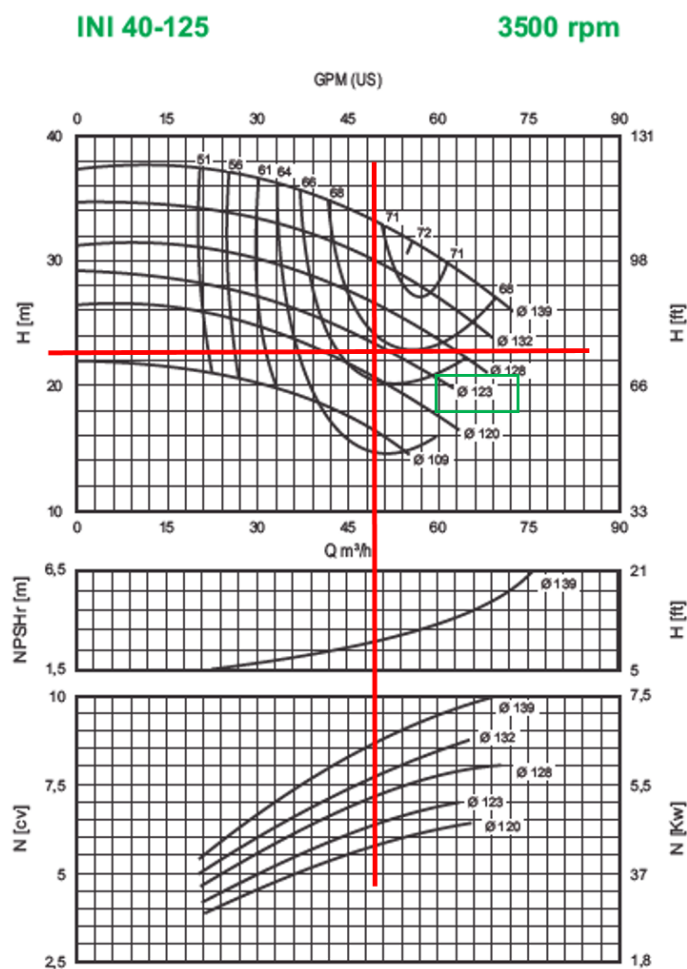


Figura 4.7 – Identificação das características da bomba no melhor ponto de eficiência  
 Fonte: IMBIL (IMBIL, 2022).

As características da máquina selecionada no modo direto são apresentadas na Figura 4.8. As características no modo bomba e turbina no MPE são apresentadas na Tabela 4.4. Nesta Tabela, os valores de vazão e altura são maiores no modo turbina, conforme constatado na literatura ROSSI e RENZI (2018a). Na Tabela 4.5 estão relacionados os valores obtidos para o BFT 3.3 operando *off-design*, com destaque para os valores do MPE. Este comportamento é interessante para a análise da operação BFT que é altamente dependente das taxas de fluxo dentro de uma RDA. Como esperado, o modelo proposto apresentou boa previsão do comportamento dos BFTs nas condições de projeto e *off-design*.

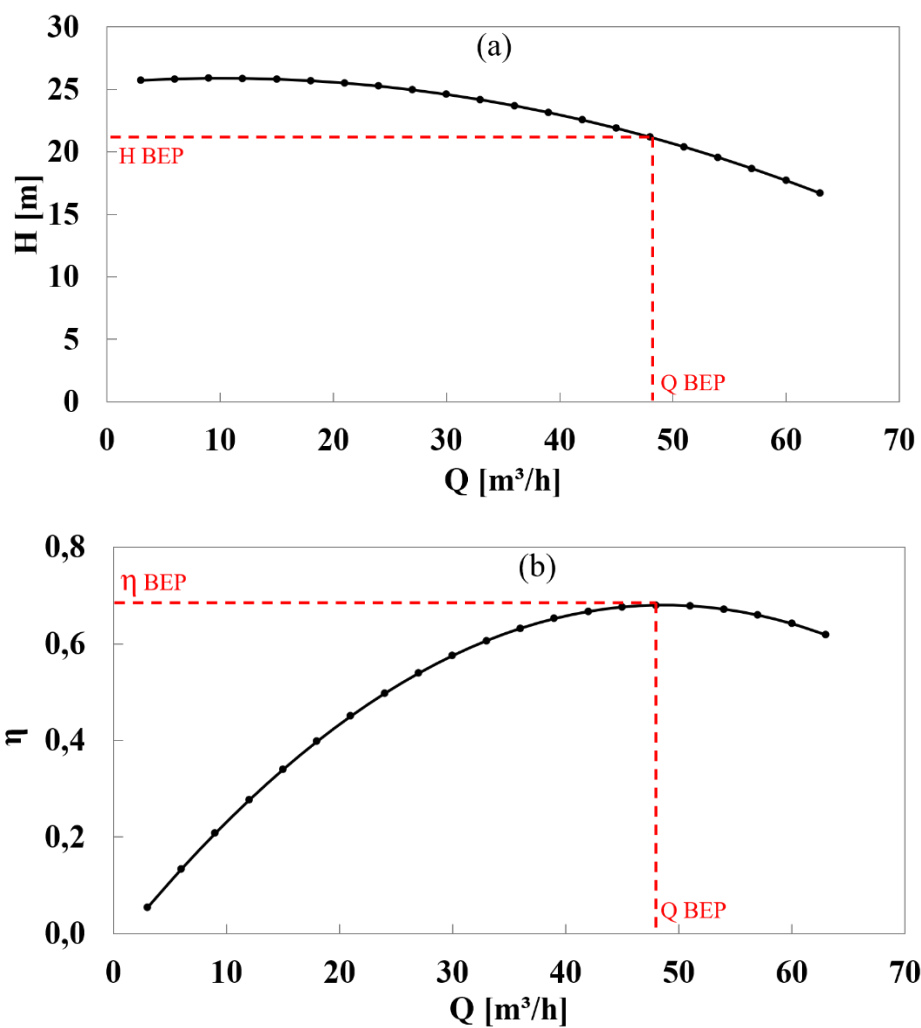


Figura 4.8 – Curvas da bomba selecionada: curva (a)  $H-Q$  e (b)  $\eta-Q$ .

Tabela 4.4 - Características operacionais no MPE da máquina INI 40-125 selecionada para os cenários propostos.

Características	Bomba	Turbina
Q [m³/h]	65,03	73,02
H [m]	23,05	41,86
Eficiência [-]	0,670	0,653
Velocidade de rotação [rpm]		3500
Rotação específica [rad/s]	0,75	0,57
Diâmetro do impulsor [m]		0,123

Fonte: (IMBIL, 2022)

Tabela 4.5 - Valores obtidos para o BFT operando *off-design*.

$\varphi_t$	$\psi_t$	$\eta_t$	Qt (m <sup>3</sup> /h)	H (m)
0,175	7,420	0,641	68,39	38,94
0,178	7,576	0,645	69,56	39,76
0,181	7,734	0,648	70,73	40,58
0,184	7,892	0,651	71,90	41,42
<b>0,187</b>	<b>8,051</b>	<b>0,653</b>	<b>73,02</b>	<b>41,86</b>
0,190	8,212	0,654	74,25	43,09
0,193	8,373	0,655	75,42	43,94
0,196	8,535	0,655	76,59	44,79
0,199	8,699	0,655	77,77	45,65

### 4.2.3 BFT em velocidade constante

A Figura 4.9 mostra a curva  $H-Q$  e a Figura 4.10 a curva  $\eta-Q$  para a BFT operando *off-design* em velocidade constante. Nota-se que somente na vazão próxima ao MPE, a BFT consegue aproximar-se dos valores de  $\Delta H$  requerido pela VCP. Já a melhor eficiência ocorre na vazão no MPE. Como resultado disso, a bomba não consegue entregar pressões de saída de 10 m nas horas de operação, conforme relatado na Figura 4.11. Além disso, o  $\Delta H$  da BFT se aproxima da VCP somente em duas horas de operação, as 10h e as 15h (Figura 4.12), prejudicando a pressão mínima requerida para no Nó 3.67. A Figura 4.13 mostra o comportamento das pressões no Nó menos favorável. Isso se justifica pela ocorrência de vazões distantes do MPE em algumas horas do dia, resultando em pressões abaixo do recomendado das 11h às 14h e as 18h. No restante das horas, a pressão ficou acima de 10 m. Como consequência, as pressões em outros Nós à montante do AMD foram igualmente prejudicadas.



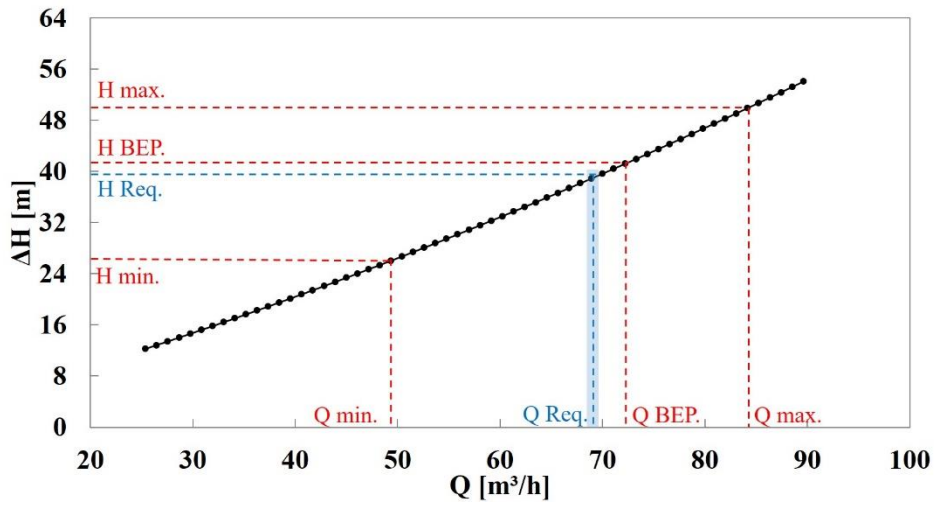


Figura 4.9 - Curva  $H-Q$

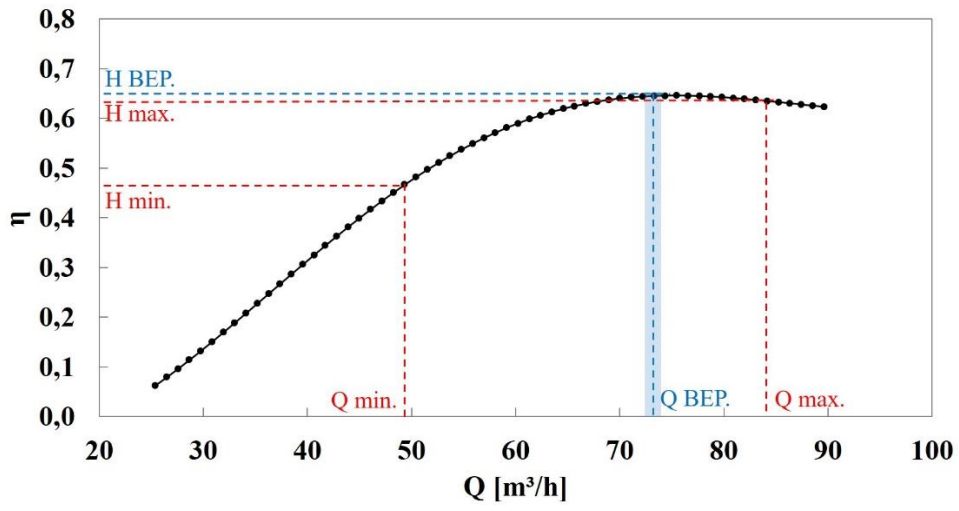


Figura 4.10 - Curva  $\eta-Q$

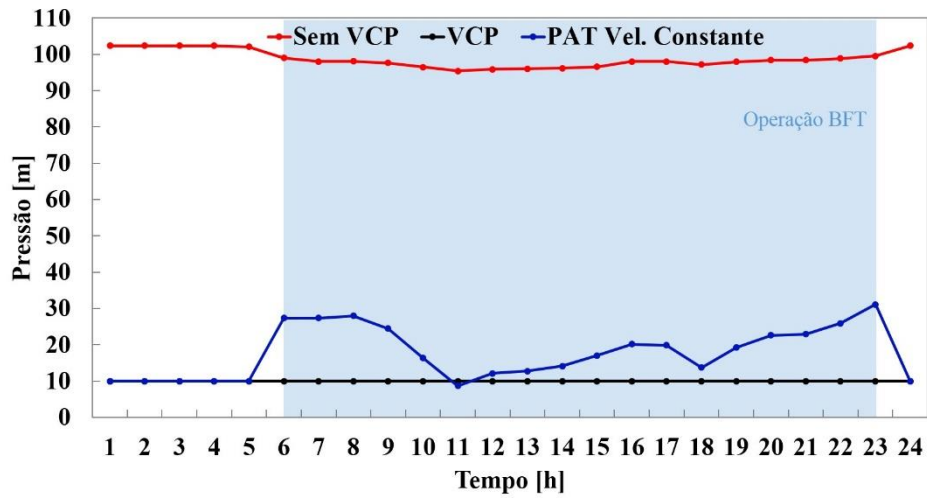


Figura 4.11 - Comparação da pressão de saída da BFT, da VCP e sem controle – velocidade constante.

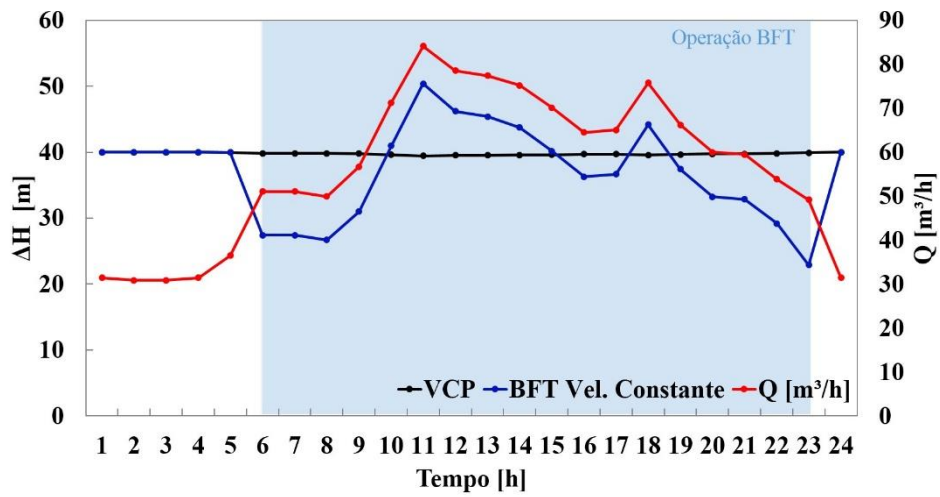


Figura 4.12 - Comparação do  $\Delta H$  requerido do BFT em velocidade constante e do VCP

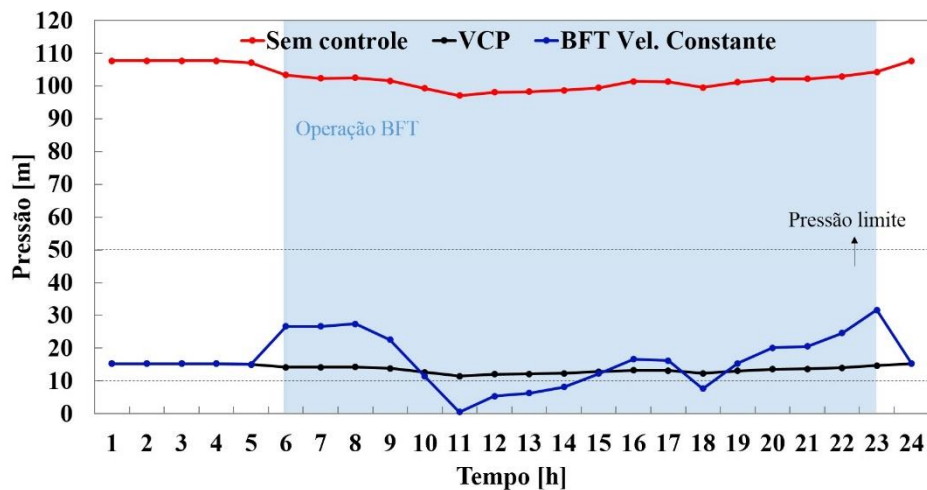


Figura 4.13 - Pressão no Nó 3.67 durante 24 h – velocidade constante

No período de 23h01 às 5h59, o *by-pass* é acionado e a VRP controla a pressão adequadamente. A utilização da válvula operando em paralelo ao BFT parece ser uma boa solução para a manutenção da pressão nos distritos, especialmente no período da madrugada quando as máquinas não conseguem explorar adequadamente as taxas de fluxo reduzidas. Isso também foi sugerido no trabalho de (EBRAHIMI; RIASI; KANDI, 2021). Os autores observaram um aumento indesejado na pressão dos Nós na madrugada, e concluíram que as VRPs podem atuar muito bem em conjunto com as BFTs em períodos de consumo reduzido, controlando a pressão na rede.

De forma geral, o sistema BFT, com a bomba operando em velocidade constante, não conseguiu regular a pressão adequadamente em algumas horas das 18h programadas para sua operação. Por exemplo, foi observado pressões inconsistentes com a legislação (ABNT, 2017) em alguns Nós do AMD 3, acima de 50 m, em determinadas horas do dia (de 6h às 9h e 23h). Além disso, de 10h às 15h e 18h, pressões abaixo do limite recomendado (10 m) foram observadas. A Figura 4.14 mostra o comportamento dessas pressões inconsistente às 11h, hora de maior consumo na rede, e 23h no distrito 3.

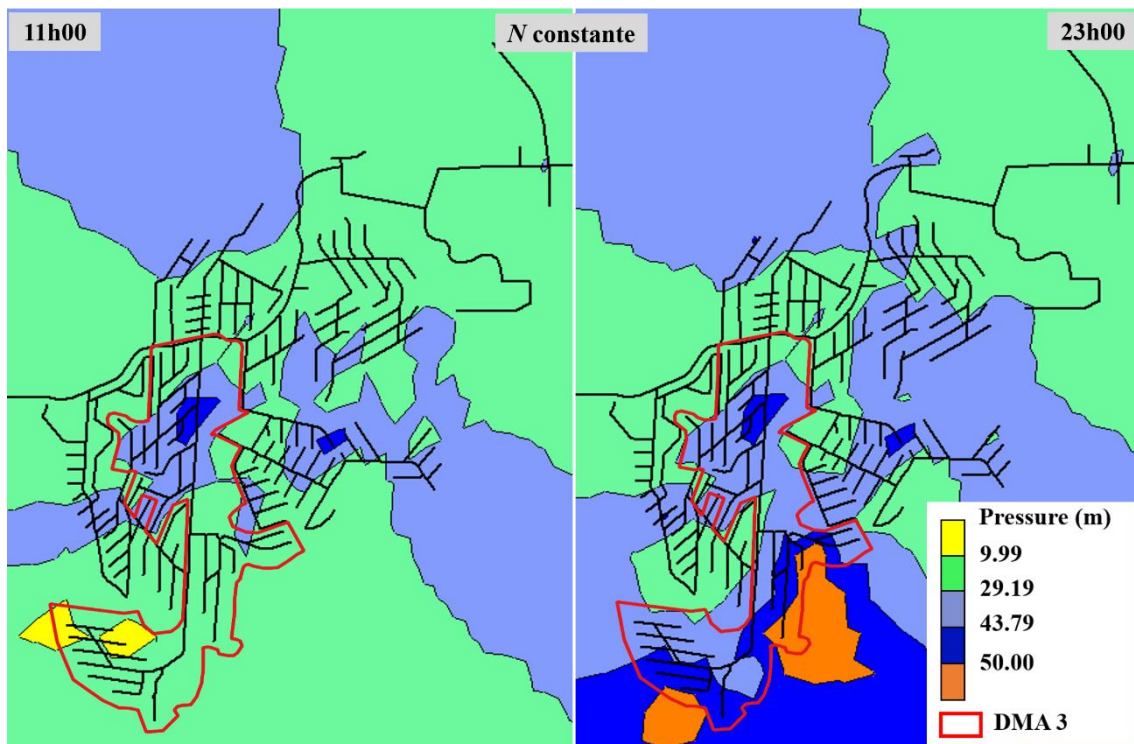


Figura 4.14 - Comportamento da pressão no AMD 3 as 11h e as 23h

Certamente, com pressões acima de 50 m, o volume de vazamentos será elevado, enquanto que as horas de pressões reduzidas podem ocasionar desabastecimentos aos consumidores. Isto sugere que a utilização de BFT operando em velocidade constante em substituição às VCPs, não seja uma solução atraente para a manutenção da pressão de trabalho em uma rede, justificando o controle de velocidade da máquina para a adequação da variação imposta pela RDA.

#### 4.2.4 BFT em velocidade variável

A Figura 4.15 mostra a curva  $H-Q$  e a Figura 4.16 mostra a curva  $\eta-Q$  da BFT operando *off-design* em velocidade variável. Diferente do cenário anterior, observa-se que o controle da velocidade, nas 18h de operação BFT, proporciona valores aproximados de  $\Delta H$  requerido da VCP. Além disso, as melhores eficiências BFT ocorrem em uma faixa maior de vazões, não somente no MPE. Dessa forma, a máquina consegue manter a pressão de saída muito próxima a 10 m. Isso pode ser observado na Figura 4.17, que

compara a pressão de saída da BFT em velocidade variável e constante, com a VCP e sem controle.

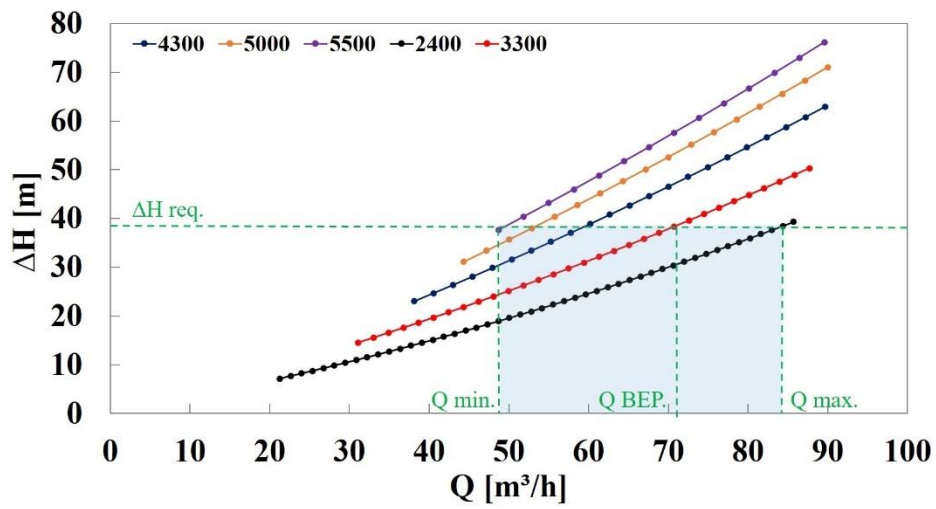


Figura 4.15 - Curva  $H-Q$  em velocidade variável

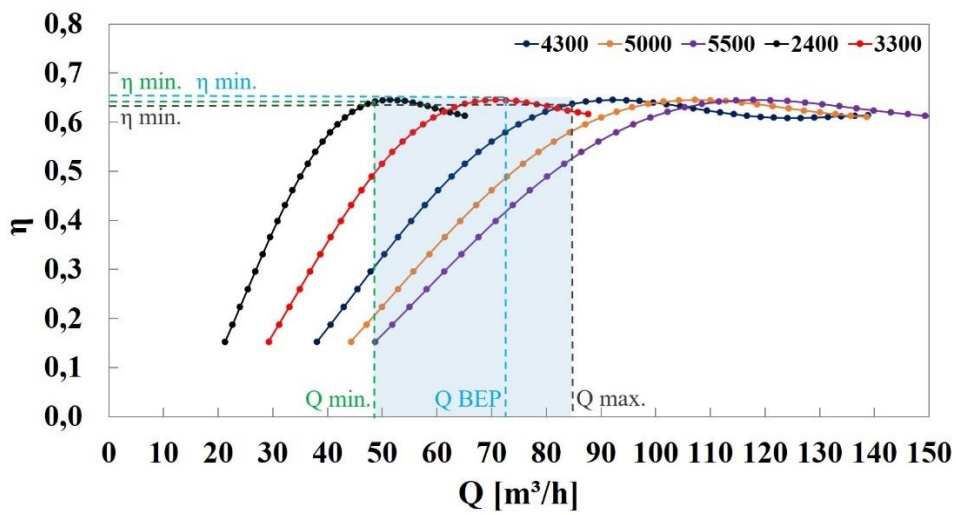


Figura 4.16 - Curva  $\eta-Q$  em velocidade variável

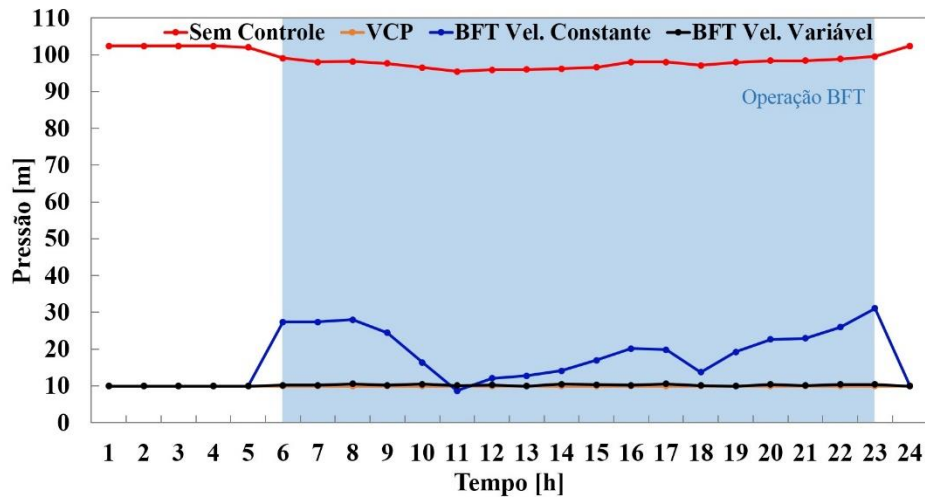


Figura 4.17 - Comparação da pressão de saída BFT em velocidade variável, constante, com VCP e sem controle.

Para critério de comparação, a Figura 4.18 apresenta os valores de  $\Delta H$  requeridos pelo BFT em velocidades variável, constante e com a VCP. Nota-se que a BFT em velocidade variável acompanha à VCP. Em consequência disso, a pressão no Nó 3.67 variou em conformidade com a legislação, de 11,62 a 15,05 m (Figura 4.19), e a pressão no AMD 3 é regulada adequadamente nas 18h00 de operação. Para ilustrar, a Figura 4.20 apresenta o comportamento das pressões nodais no AMD 3 em velocidade variável às 11h e 23h. Como esperado, no período de 23h01 às 5h59, o *by-pass* é ativado e a VRP controla a pressão conforme a legislação.

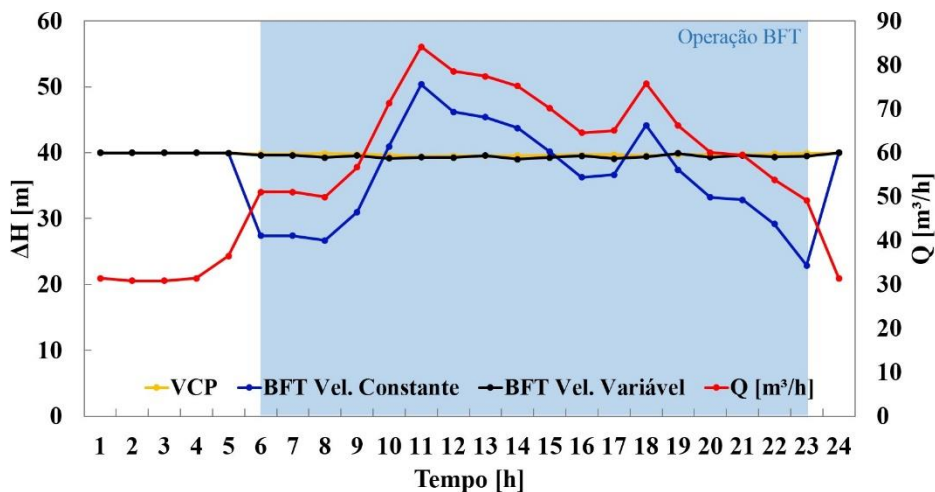


Figura 4.18 - Comparação do  $\Delta H$  requerido do BFT em velocidade variável, constante e da VCP.



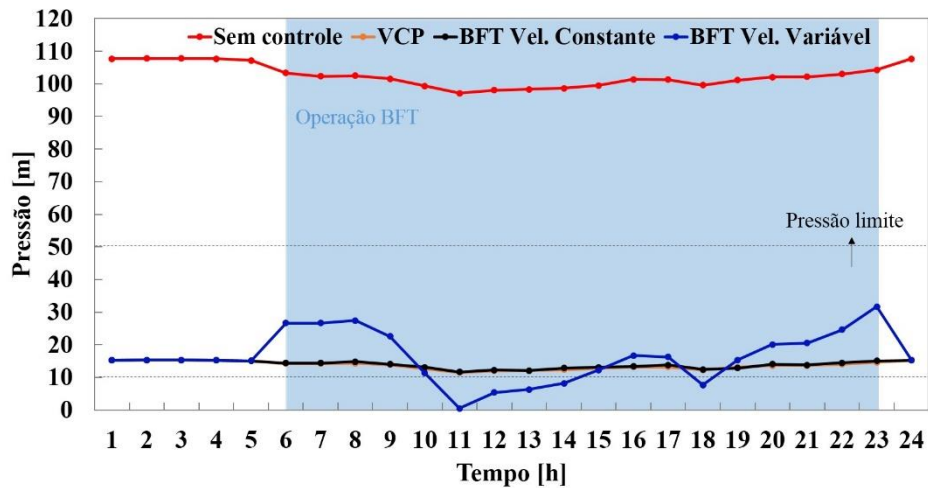


Figura 4.19 - Pressão no Nó 3.67 nas 24 h – BFT em velocidade variável e constante, VCP e sem controle

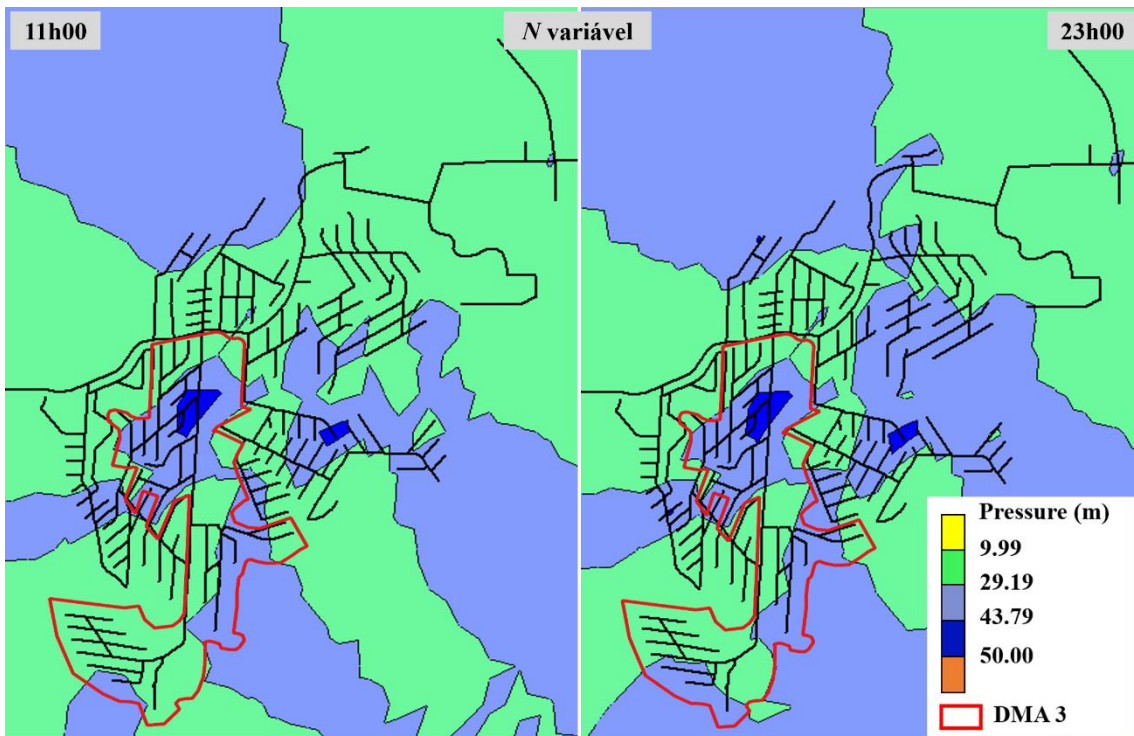


Figura 4.20 - Pressões nodais com a operação BFT em velocidade variável no AMD 3 às 11h e às 23h

Quando o BFT está sob descarga variável, o controle de velocidade é capaz de aumentar sua eficiência e o rendimento de potência, ampliando a eficiência sob condições de operação de carga parcial e plena (DELGADO et al., 2019b). Essa melhoria é particularmente importante se a BFT for empregada para regular dinamicamente a

pressão ou a vazão, como na RDA estudada. Nesse trabalho, para satisfazer essa condição, à medida que o consumo da rede aumentava, a velocidade de rotação reduzia, ou vice-versa, conforme a Figura 4.21, que apresenta a variação da velocidade de rotação de 2400 a 5500 rpm ligada à demanda dos consumidores. Isso foi confirmado no estudo de ALBERIZZI *et al.* (2018), que utilizaram BFTs em RDAs com velocidade variável e obtiveram bons resultados de controle de pressão com a ocorrência de vazões maiores.

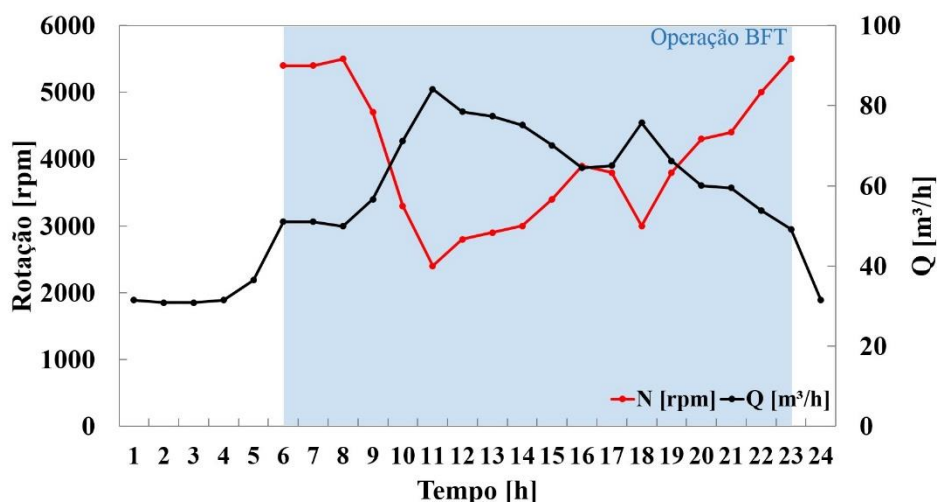


Figura 4.21 - Relação da velocidade de rotação da BFT com a vazão nas 18h00 de operação

Além disso, a opção de reduzir a pressão a jusante pode levar a diminuição de perdas de água ao longo das tubulações e a maior exploração das pressões pelos BFTs, gerando energia elétrica. Segundo SNIS (2021), as redes no Brasil perdem 40,1% somente na distribuição de água, devido ao estado das tubulações, manutenção incorretas e o excesso de pressão nos tubos. Por esta razão, a utilização de BFTs em velocidade variável pode ser uma solução viável para reduzir as persistentes perdas de água e manter o abastecimento adequado.

Da mesma forma, quando operando em velocidade variável, as demais BFTs conseguiram controlar a pressão como se fossem as VCPs. A Tabela 4.6 apresenta as principais informações das AMDs e das 14 BFTs nas 18h de operação, enquanto a Figura 4.22 apresenta o controle da pressão na RDA em quatro horas do dia com todas as BFTs em operação simultaneamente.



Tabela 4.6 – Informações das 14 BFTs empregadas em substituição as VCPs

AMD	BFT	MPE		Eficiência (-)	Diâmetro (m)	Velocidade rotação (rpm)	Variação da velocidade (rpm)	Pressão de saída VCP (m) - (parâmetro de controle)	Pressão de saída BFT (m)	$\Delta H$ BFT (m)	Pressão Nó menos favorável (m)  Mín. - Máx.
		Q (m <sup>3</sup> /h)	H (m)								
1	1.1	14,14	11,01	0,508	0,118	1750	1700-3800	10,00	10,20	7,74	12,91 - 12,98 (Nó 1.46)
	1.2	40,15	44,11	0,616	0,120	3500	2800-5300	10,00	10,10	39,79	
	1.3	14,40	48,24	0,557	0,120	3500	3300-5300	10,00	10,00	38,48	
2	2.1	336,97	11,02	0,684	0,197	1750	400-3200	29,82	29,80	11,04	10,86 - 10,98 (Nó 2.31)
	2.2	13,70	24,59	0,528	0,160	1700	1300-3400	11,00	10,96	18,44	
3	3.1	30,16	8,31	0,640	0,115	1710	1000-3500	28,88	28,50	7,90	11,62 - 15,05 (Nó 3.67)
	3.2	82,39	40,41	0,655	0,123	3500	1500-5400	10,00	10,00	38,51	
	3.3	73,02	41,86	0,653	0,123	3500	2400-5500	10,00	10,30	39,50	
4	4.1	205,50	42,19	0,645	0,246	1750	400-4300	10,00	10,24	39,25	15,68 - 15,95 (Nó 4.62)
	4.2	80,50	11,15	0,675	0,130	1750	400-4400	23,00	23,00	10,97	
	4.3	37,52	41,01	0,596	0,127	3500	2200-5500	10,00	10,00	35,25	
5	5.1	63,77	8,16	0,626	0,114	1750	500-3800	30,37	30,40	7,36	10,00 - 11,26 (Nó 5.22)
	5.2	39,56	33,91	0,626	0,125	3510	2100-5500	13,90	13,86	30,77	
6	6.1	37,05	75,74	0,674	0,240	1760	500-3900	17,94	17,95	74,54	10,00 - 20,85 (Nó 6.10)

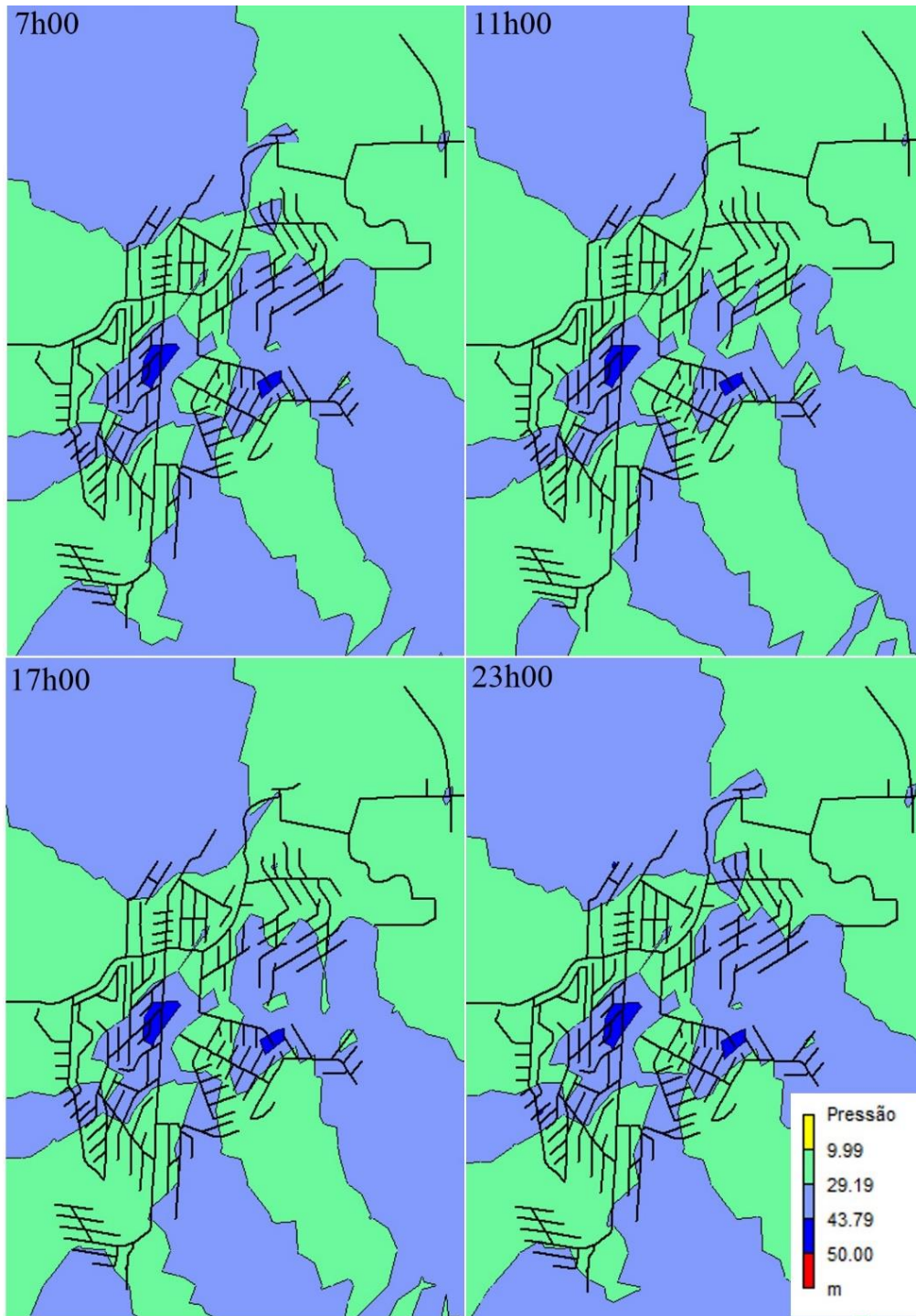


Figura 4.22 - Pressões nodais as 7h, 11h, 17h e 23h com a operação das 14 BFTs simultaneamente em velocidade variável na RDA.

Na Tabela 4.6 é possível notar que quando a vazão da BFT é pequena sua eficiência também diminui, como nas máquinas 1.2, 1.3 e 2.2. No entanto, assim como na BFT 3.3, a variação da velocidade permite que todas as máquinas operem quase sempre com a

máxima eficiência, não somente no MPE. Como vantagens, as pressões de saída das bombas foram semelhantes às válvulas. Com isso, nas 18h de operação BFT, o  $\Delta H$  recuperado pelas bombas acompanha a operação VCP, resultando no maior controle efetivo da pressão nodal em todos os distritos.

#### 4.2.5 Recuperação de energia

A Figura 4.23 relata a potência de saída e a tendência de eficiência alcançada pela BFT 3.3 em velocidade variável a cada hora de operação. A potência média de saída foi de 3,44 kW. Nota-se que as melhores potências e eficiências ocorrem quando o consumo da rede é alto, de 10h-15h e as 18h. As velocidades de rotação são reduzidas nestas horas, 2.400 rpm as 11h e 3.000 rpm as 18h, ou seja, a eficiência máxima diminui com o aumento da rotação, conforme relatado em nos trabalho de JAIN *et al.* (2015) e LIMA *et al.* (2018). Como resultado disso, o ganho energético da BFT 3.3 foi de 22.620 kWh/ano, o que garantiria uma receita de 17.326,24 R\$/ano caso a energia gerada pela máquina fosse vendida a própria concessionária de energia local.

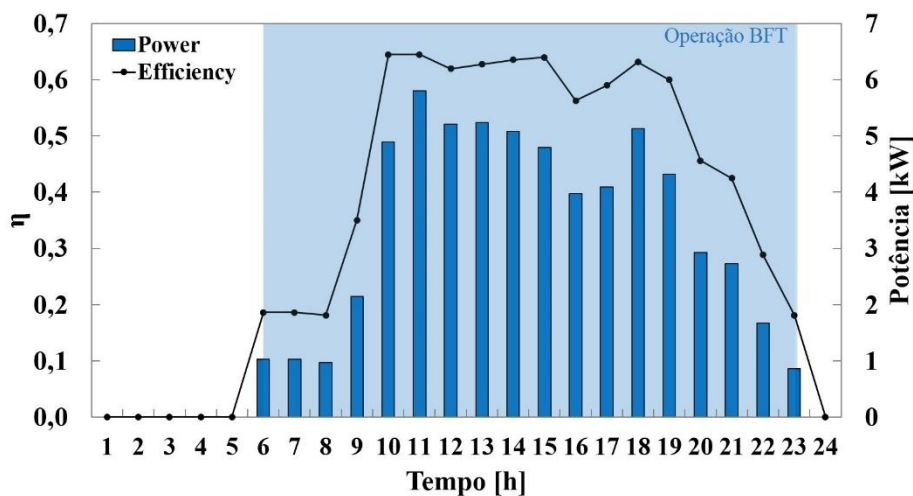


Figura 4.23 - Potência de saída e eficiência do BFT 3.3 em velocidade variável

A potência, o ganho energético e a receita das 14 BFTs é relatado na Tabela 4.7. As Figura 4.24, Figura 4.25, Figura 4.26 mostram a geração de energia nas 18h de operação BFT em velocidade variável na RDA. Nota-se que as máquinas 1.1, 1.3, 2.2 e 5.1 tiveram um ganho energético menor em comparação com as demais máquinas. Isso se deve pela

ocorrência de pequenas potências de saída nas BFTs, resultantes de vazões e  $\Delta H$ s igualmente reduzidos.

Tabela 4.7 – Recuperação de energia na RDA ao ano nas 18h de operação BFT em velocidade variável

AMD	BFT	Potência (kW)	Recuperação de energia (kWh/ano)	Receita (R\$/ano)
1	1.1	0,09	609,00	466,52
	1.2	2,27	14.906,38	11.417,84
	1.3	0,69	4.505,78	3.451,29
2	2.1	5,62	36.911,45	28.273,06
	2.2	0,28	1.865,89	1.429,22
	3.1	0,37	2.419,57	1.853,31
3	3.2	5,23	34.349,98	26.311,05
	3.3	3,44	22.620,00	17.326,24
	4.1	13,04	85.679,30	65.627,77
4	4.2	1,53	10.020,44	7.675,35
	4.3	1,74	11.463,00	8.780,31
	5.1	0,69	4.532,25	3.471,57
5	5.2	1,39	9.126,24	6.990,42
	6.1	4,75	31.182,86	23.885,14
<b>Total</b>		<b>41,13</b>	<b>270.192,19</b>	<b>206.959,09</b>

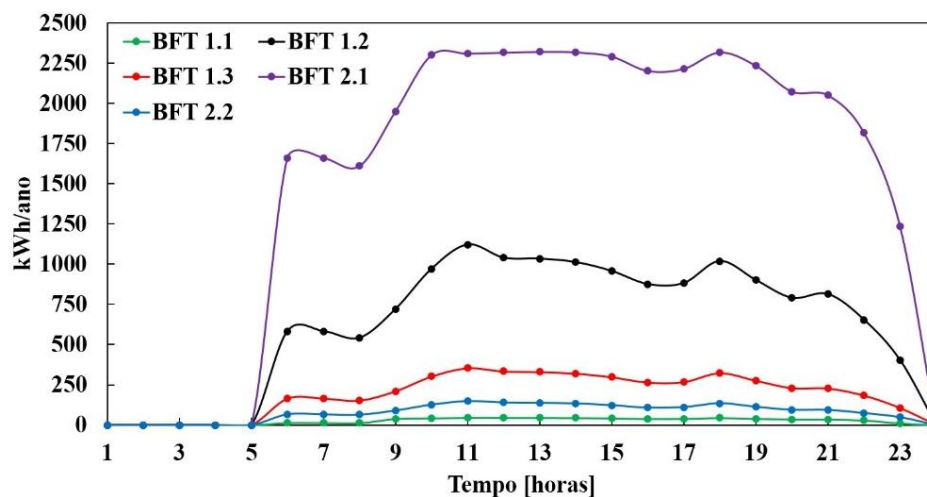


Figura 4.24 – Recuperação de energia nas 18h de operação BFT em velocidade variável – AMD 1 e 2

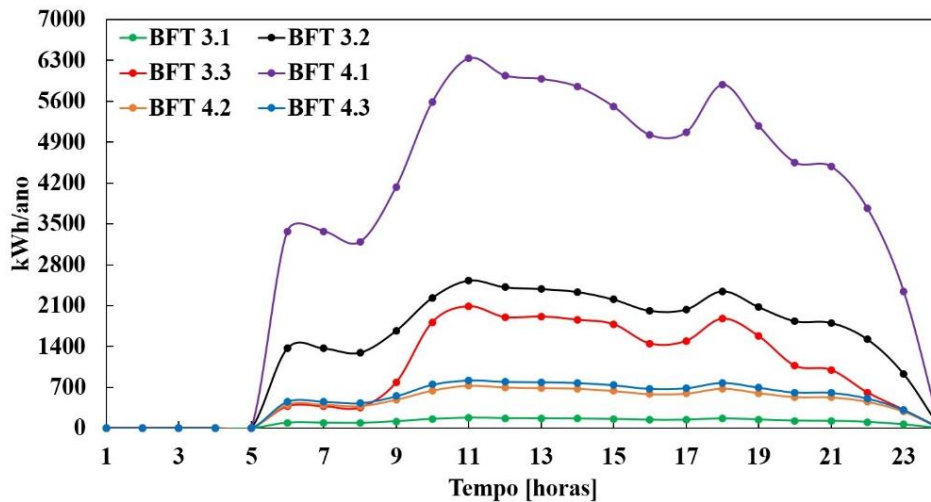


Figura 4.25 – Recuperação de energia nas 18h de operação BFT em velocidade variável – AMD 3 e 4

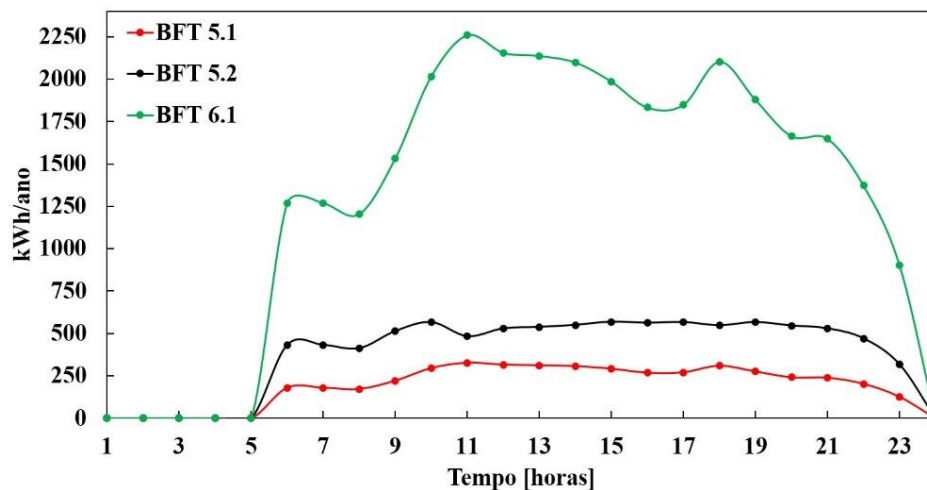


Figura 4.26 – Recuperação de energia nas 18h de operação BFT em velocidade variável – AMD 5 e 6

#### 4.2.6 Retroalimentação do SAA

Assim como não existe distribuição de água sem perdas, não existe operação sem o uso de energia elétrica, que ajuda na movimentação da infraestrutura eletromecânica utilizada na produção e distribuição de água potável aos usuários do sistema. Atualmente, o índice de consumo de energia elétrica em SAA foi definido pelo Sistema Nacional de Informações Sobre Saneamento – SNIS - em 0,73 kWh por m<sup>3</sup> de água produzida (BRASIL, 2021b). Isso significa que a RDA utilizada como estudo de caso gasta 1.598.700 kWh/ano para produzir 6.000 m<sup>3</sup>/dia. Se a energia recuperada pelas 14 BFTs

fosse convertida para retroalimentar o sistema (270.192,19 kWh/ano), seria o suficiente para cobrir 16% com gastos de energia.

Evidentemente, como não existe nenhum tipo de controle do volume de fornecimento de água aos consumidores desse sistema, estima-se que a produção de água é superdimensionada, como relatado anteriormente. Além disso, nessa rede ocorrem perdas significativas pela inexistência de controle de pressão.

Mesmo com a fragilidade operacional do sistema, a energia recuperada pelas máquinas é um grande atrativo. BALACCO et al. (2018) afirma que uma escolha adotada pelos gestores hídricos, quando as condições hidráulicas da RDA permitem, é gerar e consumir a energia no mesmo lugar, injetando a energia recuperada no próprio SAA. Segundo RAZMJOO et al. (2021), essa solução estimula e acelera a implantação de energia renovável em sistemas elétricos centrais existentes, tornando esse tipo de energia uma opção viável para reduzir as emissões de GEE, ao mesmo tempo que reduz a poluição do ar e contribui ao fornecimento sustentável de energia.

É importante ressaltar que a operação das VCPs leva a uma redução na taxa de ruptura de válvulas e tubos em função do controle da pressão de trabalho da rede. Quando a BFT substitui a VCP, no caso desse estudo com a operação em velocidade variável, a pressão é controlada e mantém os mesmos resultados. Com isso, ocorre, também, o aumento do grau de satisfação do cliente devido à melhoria do padrão de pressão da rede.

### 4.3 CRITÉRIOS DE UTILIZAÇÃO SUBSTITUIÇÃO DE VCPs POR BFTs

#### 4.3.1 Análise econômica das 14 BFTs

A Tabela 4.8 relata os custos obtidos com os fornecedores Brasileiros de bombas para a BFT 3.3. Esse levantamento foi realizado para todas as BFTs. Com substituição das 14 VCPs o PP foi estimado em 3,75 anos (Figura 4.27), com um VPL R\$ 1.108.689,00 e uma TIR 34% para os 15 anos iniciais de projeto. Deve-se considerar a substituição de todas as VCPs para obter um período de retorno de investimento total que possa ser atraente para a concessionária. As vantagens econômicas foram estimadas somente para a operação BFT em velocidade variável, cujas vantagens operacionais foram tecnicamente melhores.

Tabela 4.8 - Custo para a planta BFT 3.3

Itens	Custo [R\$]
<b>Custo de Capital</b>	
BFT	10.164,00
Medidor de pressão	633,00
Inversor de frequência	4.750,00
Válvula de bloqueio	952,00
<b>Custo de operação e manutenção</b>	<b>7.550,35</b>
<b>Custo de obras civis</b>	<b>4.447,20</b>
<b>Total</b>	<b>28.496,55</b>

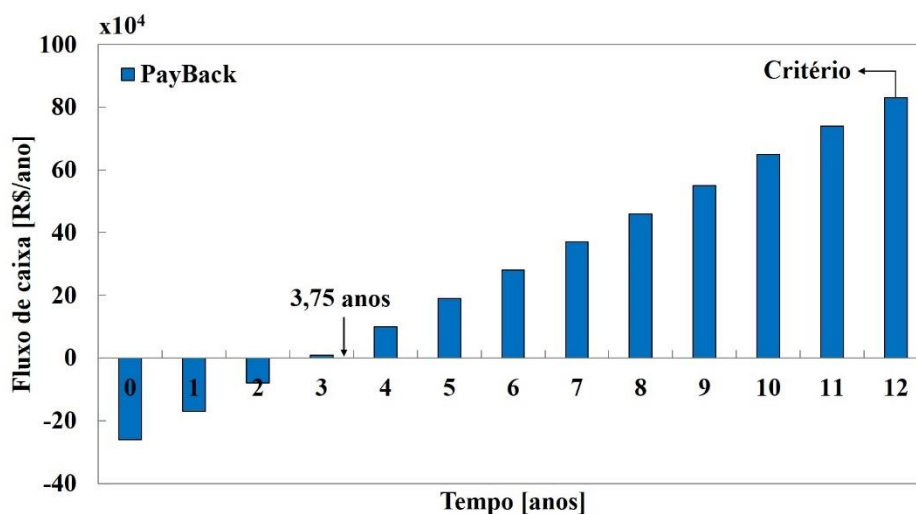


Figura 4.27 – PP das 14 BFTs

O PP estimado ficou dentro do critério estabelecido de 12 anos, o que indica que todas as VCPs são viáveis de substituição por BFTs. Além disso, o retorno de investimento é semelhante a trabalhos anteriores (MUHAMMETOGLU et al., 2017; STEFANIZZI et al., 2020) e foram muito curtos em comparação ao emprego de turbinas clássicas e, no geral, em relação à vida útil do investimento. Para o setor de água, este PP é considerado economicamente viável (CORCORAN; COUGHLAN; MCNABOLA, 2013). Nesse caso, a operação BFT em velocidade variável seria mais convidativa para as concessionárias de água.

A receita gerada pelo sistema BFT é a soma do valor referente a energia recuperada anualmente pelas 14 bombas (270.192,19 kWh/ano) e o valor que o responsável pelo sistema deixaria de pagar para os operadores (15.344,00 R\$/ano), uma vez que o sistema BFT seria automatizado. Atualmente, a operação de válvulas é realizada em duas horas

por dia, por três funcionários trabalhando em diferentes turnos; no cálculo foi considerado também os valores de aluguel do carro para o deslocamento, combustível e depreciação do veículo (ELETRONORTE, 2020).

#### 4.3.2 Análise econômica individual das 14 BFTs

A Tabela 4.9 resume a vantagens econômicas do emprego das 14 BFTs individualmente na RDA para os 15 anos iniciais de projeto. Essa análise é interessante pois permite a concessionária priorizar o investimento nas máquinas com PPs menores, que lhe garantiram uma receita no menor tempo possível. Três das 14 máquinas não se encaixaram no critério econômico de 12 anos: BFT 1.1, 2.2 e 3.1, justamente bombas com potências de saída reduzidas, 0,09 kW, 0,23 kW e 0,37 kW, respectivamente, o que leva a recuperação de pouca energia, resultando em uma receita menor que o custo de manutenção, o qual se manterá nos anos de projeto, e, conseqüentemente, o PP maior. Observa-se que a BFT 1.1 têm um período de retorno prolongado, acima de 15 anos, e por isso não foi relacionada na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 – Avaliação econômica das 14 BFTs para os primeiros 15 anos de projeto.

ADM	BFT	VPL (R\$)	TIR (%)	PayBack (anos)
	1.1	-	-	-
1	1.2	124.668,99	91	1,25
	1.3	18.714,31	22	6,49
2	2.1	306.302,30	104	1,08
	2.2	5.250,19	4	14,1
3	3.1	16.623,45	12	14,5
	3.2	587.395,04	105	1,18
	3.3	346.585,65	63	2,14
4	4.1	851.382,57	216	0,53
	4.2	68.531,05	53	2,26
	4.3	85.110,47	64	1,82
5	5.1	19.013,04	22	6,39
	5.2	58.259,39	46	2,65
6	6.1	240.490,16	83	1,38

Para análise, o valor total de manutenção foi dividido pelas 14 VCPs, uma vez que a estimativa foi individual. Por exemplo, para a BFT 3.3, o primeiro ano de projeto gerou



uma receita de 18.442,24 R\$/ano, resultante da soma de 17.326,14 R\$/ano da energia recuperada com 1.096,00 R\$/ano que a empresa de água deixaria de pagar na operação. É importante observar que as análises econômicas consideraram somente os principais custos e receitas para a recuperação de energia em uma RDA. Em análise posterior as vantagens econômicas das BFTs serão detalhadas, com descrição dos custos totais de equipamentos até a questão regulatória nacional.

#### 4.4 ANÁLISE AMBIENTAL DE IMPLANTAÇÃO DAS BFTs

Uma análise do custo-benefício deve incluir também a estimativa dos benefícios ambientais e suas receitas inerentes a operação BFT ao dissipar o excesso de pressão nos tubos de uma RDA e convertê-lo em energia elétrica renovável. Partindo da geração de energia de 14 BFTs, 270.192,19 kWh/ano, estima-se que esse valor seria suficiente para abastecer, por um ano, aproximadamente, 1.348 residências enquadradas como populares.

A rigor, outros benefícios como a redução de GEE, em particular o CO<sub>2</sub>, deve ser incluído na mesma análise. No entanto, a energia consumida no SAA vem de fontes renováveis, logo seria redundante afirmar que a energia produzida pelos BFTs ajudaria a reduzir as emissões de GEE. Portanto, foi estimado o número de carros ou motocicletas circulantes no Brasil equivalentes a redução de gCO<sub>2</sub>/ano das BFTs, a partir do ganho energético dessas máquinas, conforme relatado na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Número de automóveis circulantes no Brasil equivalentes a redução de gCO<sub>2</sub>/ano das BFTs.

Automóvel	gCO <sub>2</sub> /ano por automóvel	Ganho BFTs [kWh/ano]	Conversão BFT [gCO <sub>2</sub> /ano]	Equivalência [Automóveis/ano]
Carro	2.280.000	196.287,20	78.514.879,00	47
Motocicleta	735.000			147

## CAPÍTULO 5 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho apresentou uma metodologia que facilitou o uso de BFTs em velocidades variáveis para substituição de VCPs e analisar o comportamento, com mais detalhes, das máquinas no controle de pressão como se fossem as próprias válvulas, para que possam recuperar uma maior quantidade de energia desperdiçada nos tubos de uma RDA localizada no norte do Brasil, com sérios problemas de regulação de pressão.

A rede estudada foi dividida em 6 DMAs com 14 VCPs, mantendo a pressão conforme a legislação. A setorização da RDA rede foi realizado com o auxílio do simulador hidráulico EPANET 2.0, que se mostrou uma excelente ferramenta para esta tarefa. No entanto, estudos poderiam ser melhorados para otimizar as simulações. Para substituir as válvulas, a seleção das bombas foi clara e objetiva, com base nos dados das próprias VCPs resultantes da setorização da rede, e na validação da associação do modelo proposto, que se mostrou confiável e eficiente na construção de curvas BFT off-design. O funcionamento da máquina foi avaliado das 6h às 23h. Das 23h01 às 5h59, um *bypass* é acionado, e uma VRP paralela mantém pressão adequada na rede, indicando que é uma boa ferramenta para combinar com PATs em WDNs.

Para comparação, avaliou-se o funcionamento das BFTs em velocidade constante e variável, com o objetivo de verificar se a máquina conseguiria manter o mesmo controle da pressão da VCP durante as 18h de funcionamento. O detalhamento dos resultados foi demonstrado para a BFT 3.3. A máquina em velocidade constante manteve as pressões requeridas pela VCP apenas em uma vazão próxima ao MPE. Isso afetou o  $\Delta H$  exigido, que permaneceu adequado apenas às 10h e às 15h.

Além disso, a melhor eficiência da BFT foi alcançada apenas com a vazão do MPE. Portanto, a máquina não manteve a pressão de saída exigida (10 m), afastando-se do VCP. Também foi observado que durante a operação BFT as pressões ficaram abaixo do mínimo exigido para o Nó menos favorável e acima do máximo nos demais Nós da AMD 3. O aumento do volume de vazamentos e a intermitência no abastecimento são algumas das consequências disto.

Por outro lado, o controle de velocidade permitiu as BFTs absorverem as variações impostas pela RDA. A velocidade de rotação da BFT 3.3 variou de 2.400 a 5.500 rpm. Isso foi necessário para manter a pressão de saída exigida da máquina que se aproximou

do VCP durante a operação BFT nas 18h, resultando no controle efetivo da pressão nodal (10 m a 50 m) em todo o distrito 3. As melhores eficiências foram observadas com as velocidades mais baixas (2.400 rpm a 11h e 3.000 rpm as 18h), ou seja, com o maior consumo de RDA, aproximando-se do MPE. Isso resultou em uma potência média de saída de 3,44 kW e um ganho de energia de 22.620 kWh/ano. Esse comportamento se repetiu para todas as 14 BFTs, com uma recuperação de 270.192,19 kWh/ano. Se a energia fosse consumida no próprio sistema, supriria o consumo de energia elétrica para a produção de água em torno de 16%. Observa-se, também, que o controle da velocidade favorece a redução no consumo de energia da bomba.

Na avaliação econômica, foi calculado o PP, VPL e TIR. Definiu-se como critério de substituição de BFTs 12 anos, considerando o tempo máximo de 35 anos para concessões de serviços de saneamento no Brasil. Os PP estimado foi de 3,75 anos, acompanhando a literatura recente, com um VPL R\$ 1.108.689,00 e uma TIR 34% para os 15 anos iniciais de projeto.

A redução de gCO<sub>2</sub>/ano referente ao ganho energético seria o equivalente a circulação de 47 carros ou 147 motos no território nacional. A mesma geração de energia seria equivalente a redução de 78.514.879,00 gCO<sub>2</sub>/ano ou seria suficiente para abastecer, por um ano, aproximadamente, 1.348 residências enquadradas como populares. Essas vantagens demonstram a sustentabilidade inerente ao emprego de BFTs, especialmente na geração de energia renovável que seria desperdiçada nas válvulas.

No geral, a metodologia proposta neste estudo mostrou-se uma boa ferramenta para a recuperação de energia renovável em RDAs. A setorização de uma rede agrupa AMDs ideais e emprega válvulas que podem ser substituídas por BFTs, que, por sua vez, podem manter a pressão na rede e gerar energia. O controle de velocidade facilita a adaptação do BFT às condições impostas pela rede, operando *off-design* com maior eficiência nas vazões mais altas, não somente no MPE. Para as concessionárias de água, a abordagem em velocidade variável de BFTs pode ser uma solução para o controle de vazamentos e, como tecnologia extra, a geração de energia que seria perdida nas válvulas.

Para trabalhos futuros, pretende-se estudar as vantagens econômicas com maior detalhamento, priorizando os custos de equipamentos para transferir a energia para a rede elétrica, os créditos vinculados a geração renovável, a análise do tempo de vida útil, a contemporização dos índices financeiros e a análise dos custos inerentes a implantação

BFT como um sistema de microgeração distribuída. A partir da definição econômica, definir parâmetros adimensionais de potência, pressão e vazão para definição de valores mínimos de aproveitamento de válvulas redutoras de pressão. Além disso, analisar o controle da velocidade em outras configurações BFT. Por exemplo, utilizar máquinas operando em velocidade variável nos horários da madrugada, aumentando a recuperação de energia. Além disso, estudar a localização ideal de BFTs em redes de distribuição de água, combinada com a operação em velocidade variável.

## REFERÊNCIAS BIBLIGRÁFICAS

ABNT. **NBR 12218/2017: Projeto de rede de distribuição de água para abastecimento público (In português)**. Disponível em: <<https://www.abntcatalogo.com.br/norma.aspx?ID=370933>>. Acesso em: 21 jan. 2020.

ABU-MAHFOUZ, A. M. et al. Real-time dynamic hydraulic model of water distribution networks. **Water**, v. 11, n. 3, p. 470, 2019.

ADEDEJI, K. B. et al. Pressure management strategies for water loss reduction in large-scale water piping networks: A review. In: **Advances in hydroinformatics**. [s.l.] Springer, 2018. p. 465–480.

ALATORRE-FRENK, C. **Cost minimisation in micro-hydro systems using pumps-as-turbines**. [s.l.] University of Warwick, 1994.

ALBERIZZI, J. C. et al. Study of a Pump-as-Turbine (PaT) speed control for a Water Distribution Network (WDN) in South-Tyrol subjected to high variable water flow rates. **Energy Procedia**, v. 148, p. 226–233, 2018.

ALBERIZZI, J. C. et al. Speed and pressure controls of pumps-as-turbines installed in branch of water-distribution network subjected to highly variable flow rates. **Energies**, v. 12, n. 24, p. 4738, 2019.

ALBERIZZI, J. C. et al. Optimal sizing of a Hybrid Renewable Energy System: Importance of data selection with highly variable renewable energy sources. **Energy Conversion and Management**, v. 223, n. August, p. 113303, 2020.

ALGIERI, A. et al. Potential energy exploitation in collective irrigation systems using pumps as turbines: A case study in Calabria (Southern Italy). **Journal of Cleaner Production**, v. 257, 2020.

BALACCO, G. et al. Innovative mini-hydro device for the recharge of electric vehicles in urban areas. **International Journal of Energy and Environmental Engineering**, v. 9, n. 4, p. 435–445, 2018.

BARBARELLI, S.; AMELIO, M.; FLORIO, G. Predictive model estimating the performances of centrifugal pumps used as turbines. **Energy**, v. 107, p. 103–121, 2016.

BERARDI, L. et al. **Integrated pressure control strategies for sustainable management of water distribution networks**. E3S Web of Conferences. **Anais...2019**

BERMAD CS LTD. **Válvula redutora de pressão**, 2019. Disponível em: <<http://www.dec.ufcg.edu.br/saneamento/ValvRedu.htm>>

BINAMA, M. et al. **Investigation on pump as turbine (PAT) technical aspects for micro hydropower schemes: A state-of-the-art review** **Renewable and Sustainable Energy Reviews** Elsevier Ltd, , 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.071>>

BORGE-DIEZ, D. et al. Pico turbines, the solution to self-supply energy to the water supply network. A case study in Las Palmas de Gran Canaria. **Energy**, v. 229, 2021.

BRASIL. **Inventário Nacional de Emissões Atmosféricas por Veículos Automotores Rodoviários (in Portuguese)**. Disponível em: <[https://antigo.mma.gov.br/images/arquivo/80060/Inventario\\_de\\_Emissoes\\_por\\_Veiculos\\_Rodoviarios\\_2013.pdf](https://antigo.mma.gov.br/images/arquivo/80060/Inventario_de_Emissoes_por_Veiculos_Rodoviarios_2013.pdf)>. Acesso em: 15 jul. 2021.

BRASIL. **Fundação Nacional de Saúde. Manual de saneamento. (in Portuguese)**. Disponível em: <[http://www.funasa.gov.br/documents/20182/38564/Manual\\_de\\_Saneamento\\_Funasa\\_5a\\_Edicao.pdf/278113a8-2cda-4b9f-8611-9087912c9dff](http://www.funasa.gov.br/documents/20182/38564/Manual_de_Saneamento_Funasa_5a_Edicao.pdf/278113a8-2cda-4b9f-8611-9087912c9dff)>.

BRASIL. **Lei nº 14.026, de 15 de julho de 2020. Novo Marco Legal do Saneamento Básico.**, 2020. Disponível em: <[http://www.planalto.gov.br/ccivil\\_03/\\_Ato2019-2022/2020/Lei/L14026.htm](http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_Ato2019-2022/2020/Lei/L14026.htm)>

BRASIL. **Lei nº 14.133 de 1º de Abril de 2021. Lei de Licitações e Contratos Administrativos.**, 2021a. Disponível em: <<https://www.in.gov.br/en/web/dou/-/lei-n-14.133-de-1-de-abril-de-2021-311876884>>. Acesso em: 3 nov. 2022

BRASIL, A. B. **Empresa assume fornecimento de água em parte do Rio e em 17 cidades.** Disponível em: <[BRASIL, S. N. DE I. \*\*SOBRE S. Diagnóstico Temático Serviços de Água e Esgoto Serviços de Água e Esgoto Visão Geral.\*\* Disponível em: <<http://www.snis.gov.br/diagnosticos>>. Acesso em: 12 fev. 2022b.](https://agenciabrasil.ebc.com.br/geral/noticia/2022-08/empresa-assume-fornecimento-de-agua-em-parte-do-rio-e-em-17-cidades#:~:text=O contrato de prestação de,esgoto em até 11 anos.> . Acesso em: 3 nov. 2022.</p></div><div data-bbox=)

BUI, X. K.; MARLIM, M. S.; KANG, D. Optimal design of district metered areas in a water distribution network using coupled self-organizing map and community structure algorithm. **Water (Switzerland)**, v. 13, n. 6, 2021.

CABRERA, E. et al. Energy Audit of Water Networks. **Journal of Water Resources Planning and Management**, v. 136, n. 6, p. 669–677, 2010.

CAPUTO, A.; SARTI, C. **Fattori di emissione atmosferica di CO2 e sviluppo delle fonti rinnovabili nel settore elettrico, Rapporto ISPRA 212/2015**, 2015.

CARRAVETTA, A. et al. Energy production in water distribution networks: A PAT design strategy. **Water resources management**, v. 26, n. 13, p. 3947–3959, 2012.

CARRAVETTA, A. et al. PAT design strategy for energy recovery in water distribution networks by electrical regulation. **Energies**, v. 6, n. 1, p. 411–424, 2013.

CARRAVETTA, A. et al. Cost-benefit analysis for hydropower production in water distribution networks by a pump as turbine. **Journal of Water Resources Planning and Management**, v. 140, n. 6, p. 4014002, 2014.

CARRAVETTA, A. et al. Energy saving in a water supply network by coupling a pump and a Pump As Turbine (PAT) in a turbopump. **Water (Switzerland)**, v. 9, n. 1, 2017.

CARRAVETTA, A.; DERAKHSHAN, S.; RAMOS, H. **Springer Tracts in Mechanical Engineering Pumps as Turbines Fundamentals and Applications**. [s.l.: s.n.].

CARRAVETTA, A.; FECAROTTA, O.; RAMOS, H. M. A new low-cost installation scheme of PATs for pico-hydropower to recover energy in residential areas. **Renewable Energy**, v. 125, p. 1003–1014, 2018.

CHACÓN, M. C. et al. Potential Energy Recovery Using Micro-Hydropower Technology in Irrigation Networks: Real-World Case Studies in the South of Spain. **Proceedings**, v. 2, n. 11, p. 679, 2018.

CHACÓN, M. C. et al. Pump-as-turbine selection methodology for energy recovery in irrigation networks: Minimising the payback period. **Water (Switzerland)**, v. 11, n. 1, 2019.

CORCORAN, L.; COUGHLAN, P.; MCNABOLA, A. Energy recovery potential using micro hydropower in water supply networks in the UK and Ireland. **Water Science and Technology: Water Supply**, v. 13, n. 2, p. 552–560, 2013.

COUTINHO, R. S.; SOARES, A. K. Simulação de bombas com velocidade de rotação variável no EPANET. **Engenharia Sanitaria e Ambiental**, v. 22, n. 4, p. 797–

808, 2017.

CREACO, E. et al. A Bi-objective approach for optimizing the installation of PATs in systems of transmission mains. **Water (Switzerland)**, v. 12, n. 2, 2020.

CUARTERO CASAS, E. **Estudio energético de un edificio del patrimonio arquitectónico no residencial. Caso del Almudín de Valencia**. [s.l.] Universitat Politècnica de València, 2014.

CUI, B.; LI, W.; ZHANG, C. Effect of blade trailing edge cutting angle on unstable flow and vibration in a centrifugal pump. **Journal of Fluids Engineering**, v. 142, n. 10, 2020.

DAMODARAN, A. **Equity Risk Premiums (ERP): Determinants, Estimation and Implications--The 2019 Edition**. Disponível em: <[https://papers.ssrn.com/sol3/papers.cfm?abstract\\_id=3378246](https://papers.ssrn.com/sol3/papers.cfm?abstract_id=3378246)>. Acesso em: 20 jun. 2022.

DARVINI, G.; SOLDINI, L. Pressure control for WDS management. A case study. **Procedia Engineering**, v. 119, p. 984–993, 2015.

DE MARCHIS, M. et al. Energy recovery in water distribution networks. Implementation of pumps as turbine in a dynamic numerical model. **Procedia Engineering**, v. 70, p. 439–448, 2014.

DE MARCHIS, M. et al. Energy saving in water distribution network through pump as turbine generators: Economic and environmental analysis. **Energies**, v. 9, n. 11, 2016.

DE MARCHIS, M.; FRENI, G. Pump as turbine implementation in a dynamic numerical model: Cost analysis for energy recovery in water distribution network. **Journal of Hydroinformatics**, v. 17, n. 3, p. 347–360, 2015.

DELGADO, J. et al. Hill chart modelling using the Hermite polynomial chaos expansion for the performance prediction of pumps running as turbines. **Energy Conversion and Management**, v. 187, n. October 2018, p. 578–592, 2019a.

DELGADO, J. et al. Variable speed operation of centrifugal pumps running as turbines. Experimental investigation. **Renewable Energy**, v. 142, p. 437–450, 2019b.

DERAKHSHAN, S.; NOURBAKHS, A. Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds. **Experimental thermal and fluid science**, v. 32, n. 3, p. 800–807, 2008.

DINCER, I.; ABU-RAYASH, A. Sustainability modeling. In: **Energy Sustainability**. [s.l.: s.n.]. p. 119–164.

DUAN, X. et al. Research of hydraulic reliability of water supply network based on the simulation of EPANET. **IOP Conference Series: Earth and Environmental Science**, v. 349, n. 1, 2019.

DUARTE, A. R. et al. A proposal of electrical power supply to Brazilian Amazon remote communities. **Biomass and Bioenergy**, v. 34, n. 9, p. 1314–1320, 2010.

DUNCA, G. et al. Experimental versus EPANET simulation of variable speed driven pumps operation. **Energy Procedia**, v. 112, p. 100–107, 2017.

EBRAHIMI, S.; RIASI, A.; KANDI, A. Selection optimization of variable speed pump as turbine (PAT) for energy recovery and pressure management. **Energy Conversion and Management**, v. 227, n. October 2020, p. 113586, 2021.

ELETRONORTE. **Informações verbais e impressas fornecidas pela divisão responsável pelo saneamento básico na vila permanente da eletronorteTUCURUÍ**, 2020.

ENERGIA, G. E. **Consórcio Marco Zero assume concessão de saneamento no**

**Amapá.** Disponível em: <<https://www.equatorialenergia.com.br/consorcio-marco-zero-assume-concessao-de-saneamento-no-amapa/>>. Acesso em: 3 nov. 2022.

FECAROTTA, O. et al. Hydropower potential in water distribution networks: Pressure control by PATs. **Water resources management**, v. 29, n. 3, p. 699–714, 2015.

FECAROTTA, O. et al. An improved affinity model to enhance variable operating strategy for pumps used as turbines. **Journal of Hydraulic Research**, v. 54, n. 3, p. 332–341, 2016.

FECAROTTA, O. et al. Fine tuning a PAT hydropower plant in a water supply network to improve system effectiveness. **Journal of Water Resources Planning and Management**, v. 144, n. 8, p. 4018038, 2018.

FECAROTTA, O.; CARRAVETTA, A.; RAMOS, H. M. INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY AND ENVIRONMENT CFD and comparisons for a pump as turbine: Mesh reliability and performance concerns. **Journal homepage: www.IJEE.IEEFoundation.org ISSN**, v. 2, n. 1, p. 2076–2909, 2011.

FECAROTTA, O.; MCNABOLA, A. Optimal Location of Pump as Turbines (PATs) in Water Distribution Networks to Recover Energy and Reduce Leakage. **Water Resources Management**, v. 31, n. 15, p. 5043–5059, 2017.

FERNÁNDEZ GARCÍA, I.; MC NABOLA, A. Maximizing Hydropower Generation in Gravity Water Distribution Networks: Determining the Optimal Location and Number of Pumps as Turbines. **Journal of Water Resources Planning and Management**, v. 146, n. 1, p. 1–12, 2020.

FONTANA, N. et al. Real-time control of pressure for leakage reduction in water distribution network: Field experiments. **Journal of Water Resources Planning and Management**, v. 144, n. 3, p. 1–12, 2018.

FONTANA, N.; GIUGNI, M.; PORTOLANO, D. Losses Reduction and Energy Production in Water-Distribution Networks. **Journal of Water Resources Planning and Management**, v. 138, n. 3, p. 237–244, 2012.

GAJGHATE, P. W.; MIRAJKAR, A. Irrigation Pipe Network Planning at Tertiary Level: An Indian Case Study. **KSCE Journal of Civil Engineering**, v. 24, n. 1, p. 322–335, 2020.

GALLAGHER, J. et al. A strategic assessment of micro-hydropower in the UK and Irish water industry: Identifying technical and economic constraints. **Renewable Energy**, v. 81, p. 808–815, 2015.

GALUPPINI, G. et al. Service pressure regulation in water distribution networks. **Control Engineering Practice**, v. 86, n. March, p. 70–84, 2019.

GARCÍA, I. F.; NOVARA, D.; NABOLA, A. M. A model for selecting the most cost-effective pressure control device for more sustainable water supply networks. **Water (Switzerland)**, v. 11, n. 6, 2019.

GARCÍA MORILLO, J. et al. Hydro-power energy recovery in pressurized irrigation networks: A case study of an Irrigation District in the South of Spain. **Agricultural Water Management**, v. 204, n. December 2017, p. 17–27, 2018.

GIOSIO, D. R. et al. Design and performance evaluation of a pump-as-turbine micro-hydro test facility with incorporated inlet flow control. **Renewable Energy**, v. 78, p. 1–6, 2015.

GIUGNI, M.; FONTANA, N.; RANUCCI, A. Optimal Location of PRVs and Turbines in Water Distribution Systems. **Journal of Water Resources Planning and Management**, v. 140, n. 9, p. 06014004, 2014.



GIUSTOLISI, O. et al. Operational and Tactical Management of Water and Energy Resources in Pressurized Systems: Competition at WDSA 2014. **Journal of Water Resources Planning and Management**, v. 142, n. 5, 2016.

GIUSTOLISI, O. et al. Strategies for the electric regulation of pressure control valves. **Journal of Hydroinformatics**, v. 19, n. 5, p. 621–639, 2017.

GRANCHO FERREIRA, A. R. **Energy recovery in water distribution networks towards smart water grids**. [s.l.: s.n.].

GUPTA, A. et al. Leakage Reduction in Water Distribution Systems with Efficient Placement and Control of Pressure Reducing Valves Using Soft Computing Techniques. **Engineering Technology and Applied Science Research**, v. 7, n. 2, p. 1528–1534, 2016.

HASMATUCHI, V. **Hydrodynamics of a pump-turbine operating at off-design conditions in generating mode**. [s.l.] EPFL, 2012.

HENRIQUE, C.; CARVALHO, R. DE. **Emissões relativas de poluentes do transporte urbano (in Portuguese)**. Disponível em: <[https://www.ipea.gov.br/portal/index.php?option=com\\_content&view=article&id=9567](https://www.ipea.gov.br/portal/index.php?option=com_content&view=article&id=9567)>. Acesso em: 12 jul. 2021.

HUANG, S. et al. Performance prediction of a centrifugal pump as turbine using rotor-volute matching principle. **Renewable Energy**, v. 108, p. 64–71, 2017.

IMBIL, SOLUÇÃO EM BOMBEAMENTO. **Linha Esmaltada. Catálogo INI (in portuguese)**. Disponível em: <[http://www.imbil.com.br/Imbil/Portugues/Upload/Catálogos/INI\\_web.pdf](http://www.imbil.com.br/Imbil/Portugues/Upload/Catálogos/INI_web.pdf)>. Acesso em: 21 jan. 2022.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Water Energy Nexus- Excerpt from the World Energy Outlook 2016**iea. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <<https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/WorldEnergyOutlook2016ExcerptWaterEnergyNexus.pdf>>.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Countries/brazil**. Disponível em: <<https://www.iea.org/countries/brazil>>. Acesso em: 11 abr. 2021.

IRENA, I. **Renewable energy technologies: Cost analysis series Concentrating solar power**, 2012.

JAFARI, R.; KHANJANI, M. J.; ESMAEILIAN, H. R. Pressure management and electric power production using pumps as turbines. **Journal - American Water Works Association**, v. 107, n. 7, p. E351–E363, 2015.

JAIN, S. V. et al. Effects of impeller diameter and rotational speed on performance of pump running in turbine mode. **Energy Conversion and Management**, v. 89, p. 808–824, 2015.

JAIN, S. V.; PATEL, R. N. Investigations on pump running in turbine mode: A review of the state-of-the-art. **Renewable and sustainable energy reviews**, v. 30, p. 841–868, 2014.

JAUMOTTE, N. A. A. B. . C. H. H. B. P. **Turbopumps and Pumping Systems**. [s.l.: s.n.].

KANDI, A. et al. Optimization of pump selection for running as turbine and performance analysis within the regulation schemes. **Energy**, v. 217, p. 119402, 2021.

KARADIREK, Í. E. et al. Energy recovery potential from excess pressure in water supply and distribution systems. **Mugla Journal of Science and Technology**, v. 2, n. 1, p. 70–76, 2016.

KHATAVKAR, P. N.; MAYS, L. W. Testing an optimization–simulation model for optimal pump and valve operations with required storage tank turnovers. **Journal of Water Management Modeling**, v. 2019, n. 2007, p. 1–9, 2019.

KRAMER, M.; TERHEIDEN, K.; WIEPRECHT, S. Pumps as turbines for efficient energy recovery in water supply networks. **Renewable Energy**, v. 122, p. 17–25, 2018.

LIMA, G. M. et al. Leakage Control and Energy Recovery Using Variable Speed Pumps as Turbines. **Journal of Water Resources Planning and Management**, v. 144, n. 1, p. 04017077, 2018.

LIMA, G. M.; LUVIZOTTO, E.; BRENTAN, B. M. Selection and location of Pumps as Turbines substituting pressure reducing valves. **Renewable Energy**, v. 109, p. 392–405, 2017.

LUÍS PADILHA, J.; LUIZ AMARANTE MESQUITA, A. Waste-to-energy effect in municipal solid waste treatment for small cities in Brazil. **Energy Conversion and Management**, v. 265, n. May, 2022.

LYDON, T.; COUGHLAN, P.; MCNABOLA, A. Pressure management and energy recovery in water distribution networks: Development of design and selection methodologies using three pump-as-turbine case studies. **Renewable Energy**, v. 114, p. 1038–1050, 2017.

MAJIDI, M.; ETEZADI-AMOLI, M. Recapturing wasted energy in water pressure reducing valves via in-conduit hydropower generators. **Measurement**, v. 123, p. 62–68, 2018.

MALEKI, A. et al. Numerical study on the effect of viscosity on a multistage pump running in reverse mode. **Renewable Energy**, v. 150, p. 234–254, 2020.

MANSERVIGI, L.; VENTURINI, M.; LOSI, E. **Application of a physics-based model to predict the performance curves of pumps as turbines**. AIP Conference Proceedings. **Anais...2019**

MARCHIORI, I. N. et al. Effectiveness of methods for selecting pumps as turbines to operate in water distribution networks. **Water Science and Technology: Water Supply**, v. 19, n. 2, p. 417–423, 2019.

MCNABOLA, A. et al. Energy recovery in the water industry using micro-hydropower: An opportunity to improve sustainability. **Water Policy**, v. 16, n. 1, p. 168–183, 2014.

MDEE, O. J. et al. Analytical Evaluation of Head and Flow Rate Off-Design Characteristics for Pump as Turbine Application. **Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME**, v. 141, n. 5, p. 1–8, 2019.

MEIRELLES, G. et al. Trunk network rehabilitation for resilience improvement and energy recovery in water distribution networks. **Water (Switzerland)**, v. 10, n. 6, 2018.

MELLICHAMP, D. A. Internal rate of return: Good and bad features, and a new way of interpreting the historic measure. **Computers & Chemical Engineering**, v. 106, p. 396–406, 2017.

MERCIER, T. et al. Control of variable-speed pumps used as turbines for flexible grid-connected power generation. **Electric Power Systems Research**, v. 176, p. 105962, 2019.

MESCHEDE, H. Increased utilisation of renewable energies through demand response in the water supply sector – A case study. **Energy**, v. 175, p. 810–817, 2019.

MESQUITA, A. L. A. et al. Aspectos Importantes Na Utilização De Bombas

Centrífugas Em Velocidade Variável Para a Redução Do Consumo De Energia (In Portuguese). In: **VI SEREA - Seminário Iberoamericano sobre Sistemas de Abastecimento Urbano de Água**. [s.l: s.n.]. p. 123–140.

MISHRA, S.; SINGAL, S. K.; KHATOD, D. K. Optimal installation of small hydropower plant - A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 8, p. 3862–3869, 2011.

MISHRA, S.; SINGAL, S. K.; KHATOD, D. K. Costing of a Small Hydropower Projects. **International Journal of Engineering and Technology**, v. 4, n. 3, p. 239–242, 2012.

MITROVIC, D. et al. Optimization-Based Methodology for Selection of Pump-as-Turbine in Water Distribution Networks: Effects of Different Objectives and Machine Operation Limits on Best Efficiency Point. **Journal of Water Resources Planning and Management**, v. 147, n. 5, p. 04021019, 2021.

MOAZENI, F.; KHAZAEI, J. Optimal energy management of water-energy networks via optimal placement of pumps-as-turbines and demand response through water storage tanks. **Applied Energy**, v. 283, n. November 2020, p. 116335, 2021.

MONTEIRO, L.; DELGADO, J.; COVAS, D. I. C. Improved assessment of energy recovery potential in water supply systems with high demand variation. **Water (Switzerland)**, v. 10, n. 6, 2018.

MORABITO, A.; HENDRICK, P. Pump as turbine applied to micro energy storage and smart water grids: A case study. **Applied Energy**, v. 241, n. August 2018, p. 567–579, 2019.

MORABITO, A.; STEIMES, J.; HENDRICK, P. Pumped hydroelectric energy storage: A comparison of turbomachinery configurations. **Sustainable Hydraulics in the Era of Global Change - Proceedings of the 4th European Congress of the International Association of Hydroenvironment engineering and Research, IAHR 2016**, n. May 2018, p. 261–268, 2016.

MORANI, M. C. et al. A comparison of energy recovery by pATs against direct variable speed pumping in water distribution networks. **Fluids**, v. 3, n. 2, 2018.

MUHAMMETOGLU, A. et al. Full-scale PAT application for energy production and pressure reduction in a water distribution network. **Journal of Water Resources Planning and Management**, v. 143, n. 8, p. 4017040, 2017.

MUHAMMETOGLU, A. et al. Evaluation of performance and environmental benefits of a full-scale pump as turbine system in Antalya water distribution network. **Water Science and Technology: Water Supply**, v. 18, n. 1, p. 130–141, 2018.

NAUTIYAL, H. et al. Experimental investigation of centrifugal pump working as turbine for small hydropower systems. **Energy Science and technology**, v. 1, n. 1, p. 79–86, 2011.

NAUTIYAL, H.; VARUN; KUMAR, A. Reverse running pumps analytical, experimental and computational study: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 7, p. 2059–2067, 2010.

NOURBAKSH, S. A. et al. **Centrifugal & axial pumps used as turbines in small hydropower stations**. International Congress on Small Hydropower. **Anais...2010**

NOVARA, D. et al. Cost model for pumps as turbines in run-of-river and in-pipe microhydropower applications. **Journal of Water Resources Planning and Management**, v. 145, n. 5, p. 4019012, 2019.

NOVARA, D.; MCNABOLA, A. A model for the extrapolation of the characteristic

curves of Pumps as Turbines from a datum Best Efficiency Point. **Energy Conversion and Management**, v. 174, n. May, p. 1–7, 2018.

PÉREZ-SÁNCHEZ, M. et al. Energy recovery in existing water networks: Towards greater sustainability. **Water (Switzerland)**, v. 9, n. 2, p. 1–20, 2017.

POLÁK, M. The influence of changing hydropower potential on performance parameters of pumps in turbine mode. **Energies**, v. 12, n. 11, 2019.

POSTACCHINI, M. et al. Hydropower generation through pump as turbine: Experimental study and potential application to small-scale WDN. **Water**, v. 12, n. 4, p. 958, 2020.

PUGLIESE, F. et al. Experimental characterization of two pumps as turbines for hydropower generation. **Renewable energy**, v. 99, p. 180–187, 2016.

PUGLIESE, F. et al. Performance of vertical-axis pumps as turbines. **Journal of Hydraulic Research**, v. 56, n. 4, p. 482–493, 2018.

PULEO, V. et al. Pumps as turbines (PATs) in water distribution networks affected by intermittent service. **Journal of Hydroinformatics**, v. 16, n. 2, p. 259–271, 2014.

QI, C.; CHANG, N. BIN. Integrated carbon footprint and cost evaluation of a drinking water infrastructure system for screening expansion alternatives. **Journal of Cleaner Production**, v. 60, p. 170–181, 2013.

RAMOS, H. M.; BORGA, A.; SIMÃO, M. New design solutions for low-power energy production in water pipe systems. **Water Science and Engineering**, v. 2, n. 4, p. 69–84, 2009.

RAZMJOO, A. et al. A Technical analysis investigating energy sustainability utilizing reliable renewable energy sources to reduce CO<sub>2</sub> emissions in a high potential area. **Renewable Energy**, v. 164, p. 46–57, 2021.

REGO, A. DA G. **Desenvolvimento e aplicação de metodologia para avaliação de desempenho hidroenergético de sistemas de abastecimento de água**. [s.l.: s.n.].

RENZI, M.; NIGRO, A.; ROSSI, M. A methodology to forecast the main non-dimensional performance parameters of pumps-as-turbines (PaTs) operating at Best Efficiency Point (BEP). **Renewable Energy**, v. 160, p. 16–25, 2020.

RENZI, M.; ROSSI, M. A generalized theoretical methodology to forecast flow coefficient, head coefficient and efficiency of Pumps-as-Turbines (PaTs). **Energy Procedia**, v. 158, p. 129–134, 2019.

ROSADO, L. E. C. et al. Applied Strategy to Characterize the Energy. **Water**, v. 12, n. 6, p. 1–22, 2020.

ROSSI, M. et al. Technical and economic analysis of Pumps-as-Turbines (PaTs) used in an Italian Water Distribution Network (WDN) for electrical energy production. **Energy Procedia**, v. 158, p. 117–122, 2019a.

ROSSI, M. et al. Technical and economic analysis of Pumps-as-Turbines (PaTs) used in an Italian Water Distribution Network (WDN) for electrical energy production. **Energy Procedia**, v. 158, p. 117–122, 2019b.

ROSSI, M.; NIGRO, A.; RENZI, M. A predicting model of PaTs' performance in off-design operating conditions. **Energy Procedia**, v. 158, p. 123–128, 2019a.

ROSSI, M.; NIGRO, A.; RENZI, M. Experimental and numerical assessment of a methodology for performance prediction of Pumps-as-Turbines (PaTs) operating in off-design conditions. **Applied Energy**, v. 248, p. 555–566, 2019b.

ROSSI, M.; RENZI, M. Analytical prediction models for evaluating pumps-as-turbines (PaTs) performance. **Energy Procedia**, v. 118, p. 238–242, 2017.

ROSSI, M.; RENZI, M. A general methodology for performance prediction of pumps-as-turbines using Artificial Neural Networks. **Renewable Energy**, v. 128, p. 265–274, 2018.

ROSSI, M.; RIGHETTI, M.; RENZI, M. Pump-as-Turbine for energy recovery applications: the case study of an aqueduct. **Energy Procedia**, v. 101, p. 1207–1214, 2016.

ROSSMAN, L. A. EPANET 2.0-Manual do Usuário (Tradução e Adaptação). **United States Environmental Protection Agency (EPA), Cincinnati, Ohio. Tradução: Heber Pimentel GOMES e Moisés Menezes SALVINO. Laboratório de Eficiência Energética e Hidráulica em Saneamento, Universidade Federal da Paraíba (UFPB)**, 2009.

ROSSMAN, L. A.; OTHERS. **EPANET 2 users manual. US Environmental Protection Agency, Cincinnati, OHEPA/600, , 2000.**

SAMMARTANO, V. et al. Banki-Michell optimal design by computational fluid dynamics testing and hydrodynamic analysis. **Energies**, v. 6, n. 5, p. 2362–2385, 2013.

SAMMARTANO, V. et al. Cross-flow turbine design for energy production and discharge regulation. **Journal of Hydraulic Engineering**, v. 141, n. 3, p. 4014083, 2015.

SAMMARTANO, V. et al. A Banki–Michell turbine for in-line water supply systems. **Journal of Hydraulic Research**, v. 55, n. 5, p. 686–694, 2017.

SARI, M. A. et al. Recent innovations and trends in in-conduit hydropower technologies and their applications in water distribution systems. **Journal of Environmental Management**, v. 228, n. September, p. 416–428, 2018.

SHARMA, K. Small hydroelectric project-use of centrifugal pumps as turbines. **Kirloskar Electric Co., Bangalore, India, 1985.**

SHARMA, R. L. Pumps as turbines (PAT) for small hydro. **INDIAN JOURNAL OF POWER AND RIVER VALLEY DEVELOPMENT**, v. 49, p. 44–48, 1999.

SHRESTHA, E. et al. The carbon footprint of water management policy options. **Energy Policy**, v. 42, p. 201–212, 2012.

SIMÃO, M. et al. Flow conditions for PATS operating in parallel: Experimental and numerical analyses. **Energies**, v. 12, n. 5, p. 1–19, 2019.

SINAGRA, M. et al. A new device for pressure control and energy recovery in water distribution networks. **Water (Switzerland)**, v. 9, n. 5, p. 1–14, 2017.

SINGH, P.; NESTMANN, F. An optimization routine on a prediction and selection model for the turbine operation of centrifugal pumps. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 34, n. 2, p. 152–164, 2010.

SOLÓRZANO, J. S. D. P. **Ejercicios básicos de mecánica de fluidos e hidráulica aplicados a través del software de distribución gratuita EPANET 2.0.** [s.l: s.n.].

SOUZA, D. E. S. E.; MESQUITA, A. L. A.; BLANCO, C. J. C. Pump-as-turbine for energy recovery in municipal water supply networks. A review. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 43, n. 11, 2021.

STEFANIZZI, M. et al. **Development of a 1-d performance prediction model for pumps as turbines.** Multidisciplinary Digital Publishing Institute Proceedings. **Anais...2018**

STEFANIZZI, M. et al. Selection, control and techno-economic feasibility of Pumps as Turbines in Water Distribution Networks. **Renewable Energy**, v. 162, p. 1292–1306, 2020.

STEPANOFF, A. J. Centrifugal and axial flow pumps. **Theory, Design, and**

**Application**, 1957.

TAHANI, M. et al. Rotational speed variation assessment of centrifugal pump-as-turbine as an energy utilization device under water distribution network condition. **Energy**, v. 213, p. 118502, 2020.

TAN, X.; ENGEDA, A. Performance of centrifugal pumps running in reverse as turbine: Part II-systematic specific speed and specific diameter based performance prediction. **Renewable energy**, v. 99, p. 188–197, 2016.

TAPPARELLO, M. **An insight in basic control possibilities for” Pump As Turbine” systems**. Disponível em: <[https://scholar.google.com.br/scholar?hl=pt-BR&as\\_sdt=0%2C5&q=Tapparello+M+%282017%29+An+insight+in+basic+control+possibilities+for+“Pump+as+Turbine”+systems&btnG=>](https://scholar.google.com.br/scholar?hl=pt-BR&as_sdt=0%2C5&q=Tapparello+M+%282017%29+An+insight+in+basic+control+possibilities+for+“Pump+as+Turbine”+systems&btnG=>)>.

TIWARI, G. N.; SAHOTA, L. Exergy and Technoeconomic Analysis of Solar Thermal Desalination. In: **Renewable Energy Powered Desalination Handbook**. [s.l.] Elsevier, 2018. p. 517–580.

TRICARICO, C. et al. Integrated optimal cost and pressure management for water distribution systems. **Procedia Engineering**, v. 70, p. 1659–1668, 2014.

UNITED NATIONS ORGANIZATION - UNO. **Arsenic and the 2030 Agenda for sustainable development Arsenic Research and Global Sustainability - Proceedings of the 6th International Congress on Arsenic in the Environment, AS 2016**. [s.l.: s.n.].

VENTURINI, M. et al. Energy production by means of pumps as turbines in water distribution networks. **Energies**, v. 10, n. 10, p. 1666, 2017.

VENTURINI, M. et al. Development of a physics-based model to predict the performance of pumps as turbines. **Applied Energy**, v. 231, n. December 2017, p. 343–354, 2018.

VICENTE, D. J. et al. Pressure Management in Water Distribution Systems: Current Status, Proposals, and Future Trends. **Journal of Water Resources Planning and Management**, v. 142, n. 2, p. 04015061, 2016.

WILLIAMS, A. A. The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, v. 208, n. 1, p. 59–66, 1994.

XU, Q. et al. Water saving and energy reduction through pressure management in urban water distribution networks. **Water Resources Management**, v. 28, n. 11, p. 3715–3726, 2014.

YANG, S. S.; DERA KHSHAN, S.; KONG, F. Y. Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance. **Renewable Energy**, v. 48, p. 507–513, 2012.

ZHANG, Y.; ZHENG, Y.; LI, S. Enhancing cooperative distributed model predictive control for the water distribution networks pressure optimization. **Journal of Process Control**, v. 84, p. 70–88, 2019.