

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**IMPLANTAÇÃO DE UM SISTEMA DE
CONTROLE DE VAZÃO EM MALHA FECHADA
PARA A BOMBA SECUNDÁRIA DE ÁGUA
GELADA DO PRÉDIO DA ADMINISTRAÇÃO DO
SUPERIOR TRIBUNAL DE JUSTIÇA.**

Por,
Paulo Salvador Martorelli Junior

Brasília, 14 de Dezembro de 2015

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**IMPLANTAÇÃO DE UM SISTEMA DE
CONTROLE DE VAZÃO EM MALHA FECHADA
PARA A BOMBA SECUNDÁRIA DE ÁGUA
GELADA DO PRÉDIO DA ADMINISTRAÇÃO DO
SUPERIOR TRIBUNAL DE JUSTIÇA.**

POR,

Paulo Salvador Martorelli Junior

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. João Manoel Dias Pimenta, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. Carlos Henrique da Rocha, UnB/ EPR
(Co-orientador)

Prof. Walter de Britto Vidal Filho, UnB/ ENM

Brasília, 14 de Dezembro de 2015

Dedicatória(s)

À Deus e a Nossa Senhora, por estarem sempre ao meu lado tornando possível que tudo isso acontecesse. A Deus sempre entreguei minha vida e os meus objetivos, pessoais e profissionais, e hoje recebo mais uma graça por esta primeira etapa do meu Projeto de Graduação concluído.

À minha família, meu pai Paulo, minha mãe Rutiene, minha irmã Juliana e amigos, que se fizeram bastante presentes nesta primeira etapa, me apoiando e me auxiliando sempre que foi necessário. Também pelo suporte e, em especial, pelos ouvidos prestados às minhas constantes argumentações sobre o andamento do projeto.

Com carinho destacado à minha mãe, Rutiene Alves Dantas Martorelli, que é a minha rainha. Está sempre ao meu lado e não esquece nunca de ser a mãe mais maravilhosa que se pode pensar em ter neste mundo.

À Aline, minha incrível namorada, companheira, parceira e confidente. Teve papel fundamental em todos os dizeres deste trabalho, pois se faz a cada dia mais o meu maior incentivo de vida. Tivemos também dias de alegrias e tensões ao longo do desenvolvimento deste relatório. Mas pelo amor maravilhoso que temos e que por Deus nos foi confiado, transformamos tudo isso em realizações e vitórias.

Paulo Salvador Martorelli Junior

Agradecimentos

Agradeço a Deus mais do que a qualquer outro.

Agradeço a minha família por todo auxílio e suporte nesta jornada.

A minha mãe, Rutiene Alves Dantas Martorelli, pelo sentido que dá a minha vida e a tudo o que sou e pretendo ser.

Ao meu pai, Paulo Salvador Martorelli, pela enorme fonte de inspiração companheirismo que é para mim a cada dia. Quando sonho em ser um grande homem e um grande profissional, é nele que me espelho.

A minha namorada pela amorosa e essencial presença frequente em minha vida.

Aos meus amigos dentro e fora da universidade. Amigos estes que considero verdadeiros irmãos. Estes que de uma forma ou de outra se envolveram com o projeto, mesmo que apenas desejando o sucesso ou entregando em intenções a Deus e Nossa Senhora.

Ao professor João Manoel Dias Pimenta, por me apoiar e estar sempre presente e a disposição para dividir comigo suas experiências, conselhos e todo seu conhecimento adquirido ao longo uma brilhante carreira.

Ao professor Carlos Henrique Marques da Rocha, que desde a concepção deste projeto teve papel fundamental no meu desenvolvimento, principalmente como amigo. Toda a confiança criada e toda a sua experiência tornaram os resultados desta etapa possíveis.

A todos os envolvidos com este projeto no Superior Tribunal de Justiça, em especial ao Filipe que me proporcionou todo o suporte orientação dentro do STJ para que o projeto tivesse sucesso, sua postura como amigo e de alguém que também estava empenhado em chegar aos resultados propostos foi de suma importância, e ao Márcio da STAEFA que desde sempre me deu todo o apoio, como um grande amigo, e dividiu comigo também os sucessos parciais a cada etapa alcançada.

Paulo Salvador Martorelli Junior

RESUMO

Este trabalho destina-se ao estudo da utilização de Inversores de Frequência em bombas centrífugas de água gelada, aplicados a sistemas de Ar Condicionado Centrais. Dessa maneira tem-se uma abordagem teórica, e posteriormente uma abordagem de campo referente ao estudo de caso proposto (Instalação de Ar Condicionado do Superior Tribunal de Justiça de Brasília com ênfase no Prédio da Administração) onde se buscará confrontar as previsões realizadas com o comportamento real da instalação após aplicadas as medidas de controle pelo Inversor de Frequência em questão. Com base nessas análises e nos resultados serão utilizadas ferramentas econômicas para embasar futuras decisões. Este projeto de graduação apresenta: os conceitos mais relevantes que permitem esclarecer os elementos que são visualizados no estudo de caso e que fazem parte da operação e controle de uma Central de Água Gelada comum; os testes iniciais que permitiram preparar e implantar a solução do problema e, por fim, as análises dos resultados obtidos referentes à redução no consumo energético com a aplicação do controle PID de malha fechada e os resultados econômicos que permitem que este projeto seja avaliado e replicado para as bombas de água gelada dos outros prédios atendidos pela central de água gelada do STJ. Os resultados principais encontrados foram: Uma estimativa de redução de 46% no consumo energético para a bomba secundária de água gelada do prédio da Administração do STJ; um tempo de retorno do investimento inicial de 1 ano e 4 meses e um índice Benefício-Custo de 7,98.

Palavras-chave: Controle PID. Malha Fechada. Água Gelada. Ar Condicionado. Central de Água Gelada. Controle de Vazão. Payback. Benefício-Custo.

ABSTRACT

This work is addressed to the utilization of the Variable Frequency Drives in centrifugal pumps of chilled water, applied to central systems of Air Conditioners. This way there is an initial theoretical address, and later a field approach referring to the proposed study of case (Installation of Air Conditioner of the Superior Tribunal de Justiça de Brasília with emphasis on the Building of Administration) in which will be sought to confront the forecasts made with the real behavior of the installation after applied with the control measures by the mentioned Variable Frequency Drive. Based on this analysis and on the results, there will be used economic tools to support future decisions. This project of graduation presents: the most relevant concepts that permit to clarify the elements which are visualized on the study of case and that belong to the operation and control of a common Center of Chilled Water; the initial tests that allowed to prepare and deploy the solution of the problem and, finally, the analysis of the results based on the reduction in energy consumption with the implementation of PID closed loop control and the economic results that allow this project to be evaluated and replicated to the chilled water pumps of other buildings served by the central of chilled water from the Superior Tribunal de Justiça. The main findings were: A 46% reduction in energy consumption estimates for secondary chilled water pump in the building of Administration of the Superior Tribunal de Justiça; an initial investment payback time of one year and four months and a Benefit-Cost ratio of 7.98.

Keywords: PID Control. Closed Loop. Chilled Water. Air Conditioning. Central System of Chilled Water. Flow Control. Payback. Benefit-Cost.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	ANÁLISE GLOBAL DO TEMA EM ESTUDO	15
1.2	OBJETIVOS DO TRABALHO	17
1.3	METODOLOGIA	18
1.4	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2	SISTEMA DE ÁGUA GELADA CENTRAL POR COMPRESSÃO À VAPOR	22
2.1	PLANTA CENTRAL DE ÁGUA GELADA	22
2.2	CHILLER POR COMPRESSÃO À VAPOR	24
2.3	CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO À VAPOR	26
2.4	COEFICIENTE DE PERFORMANCE	28
2.5	BOMBAS CENTRÍFUGAS DE ÁGUA GELADA	29
2.6	CIRCUITO HIDRÔNICO	30
2.6.1	BOMBEAMENTO SIMPLES COM CHILLERS EM PARALELO	33
2.6.2	BOMBEAMENTO MÚLTIPLO COM CHILLERS EM PARALELO	34
2.7	FAN COILS	35
2.8	CARGA TÉRMICA	36
3	CONCEITOS ECONÔMICOS	40
3.1	VALOR PRESENTE LÍQUIDO (VPL)	40
3.2	PAY BACK	41
3.3	TÍTULOS DO GOVERNO	41
3.4	ANÁLISE BENEFÍCIO-CUSTO	42
4	INVERSORES DE FREQUÊNCIA	43
4.1	POTENCIAL DE REDUÇÃO DE CONSUMO ENERGÉTICO	43
4.2	CONTROLE PID	47
4.3	ESTRUTURA BÁSICA DO INVERSOR	50
4.4	CONTROLE DE FLUXO NO SISTEMA DE BOMBEAMENTO SECUNDÁRIO	50
4.5	CURVAS CARACTERÍSTICAS E PERDA DE CARGA	51
4.6	EXEMPLO PARA DETERMINAÇÃO DO PONTO DE OPERAÇÃO DE UM SISTEMA	53
4.7	AJUSTE DE CURVAS E EQUAÇÕES DE DESEMPENHO	59
5	ESTUDO DE CASO	63
5.1	VISÃO GERAL DO SUPERIOR TRIBUNAL DE JUSTIÇA	63
5.2	DADOS TÉCNICOS DA CENTRAL DE ÁGUA GELADA	64
5.3	EQUIPAMENTOS INSTALADOS COM ÊNFASE PARA A ADMINISTRAÇÃO	65
6	SOLUÇÃO DO PROBLEMA	69
6.1	TESTES DE PERDA DE PRESSÃO NOS FAN COILS MAIS CRÍTICOS	70
6.1.1	TESTE 1	73
6.1.2	TESTE 2	75
6.2	SELEÇÃO DO TRANSDUTOR DE PRESSÃO	76
6.3	ESQUEMA ELÉTRICO TRANSDUTOR/INVERSOR DE FREQUÊNCIA	78
6.4	SELEÇÃO DO CABO DE TRANSMISSÃO DE SINAL ANALÓGICO	80
6.5	MONTAGEM DA TUBULAÇÃO DE TOMADA DE PRESSÃO	81
6.6	PROGRAMAÇÃO DO VLT6000	83
7	RESULTADOS E ANÁLISES	92
7.1	DADOS COLETADOS	92
7.2	ANÁLISES	94
8	CONCLUSÃO	102
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	105
	ANEXOS	109

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Distribuição de produção de Energia no Brasil em 2013 - (EPE, 2014)	15
Figura 1.2 - Distribuição de consumo de energia em edificações - (ELETROBRÁS, 2005)	16
Figura 1.3 - Porcentagens da utilização de tecnologias de climatização em Edifícios Públicos - (ELETROBRÁS, 2005).....	16
Figura 2.1- Representação esquemática de um sistema central de água gelada com resfriamento à água. (STANFORD, 2011).....	23
Figura 2.2 - Diagrama de Chiller Refrigerado a Água. (BAGLIONE, 2011).....	24
Figura 2.3 - Diagrama de Chiller Refrigerado a Ar. (BAGLIONE, 2011).....	25
Figura 2.4- Chiller Centrífugo de Refrigeração a Água – Carrier AquaEdge 19XRV (CARRIER, 2015).....	25
Figura 2.5- Chiller com compressores parafuso e refrigeração a ar - Carrier AquaForce 30XA (CARRIER, 2015).....	26
Figura 2.6 - Diagrama pressão-entalpia do ciclo padrão de compressão a vapor ideal com descrição das etapas (a) e representação esquemática do ciclo (b). (STOECKER e JONES, 1985)	27
Figura 2.7 - Ciclo de Compressão a vapor real em comparação ao padrão. (STOECKER e JONES, 1985)	28
Figura 2.8 – Configuração recomendada para casos de sucção simples - Bombas montadas em base fixa (a); recomendadas para situações de dupla sucção - Bombas montadas em base fixa (b). (STANFORD, 2011)	30
Figura 2.9 - Configuração com Chillers em paralelo em configuração primário-secundário. (ADVANTAGE ENGINEERING, 2015).	32
Figura 2.10 - Sistema de Bombeamento Simples com Chillers em paralelo. (STANFORD, 2011).....	33
Figura 2.11 - Configuração representativa de um sistema Primário-Secundário de Ar Condicionado. (STANFORD, 2011)	34
Figura 2.12 - Representação do funcionamento e dos componentes básicos de uma unidade Fan Coil. (ASHRAE, 2000)	36
Figura 2.13 – FanCoil Vortex modular da Fabricante Carrier (CARRIER, 2013).....	36
Figura 2.14 - Representação da operação diária do chiller segundo exemplo dado. (STANFORD, 2011).....	39
Figura 3.1 - Exemplo de um Demonstrativo de Rendimento utilizado para cálculo do VPL a partir do resultados do fluxo de caixa. (ROSS <i>et al.</i> , 2013).	40

Figura 3.2 - Exemplo de calculo de PayBack de um projeto através de um gráfico de Fluxo de Benefícios acumulados pela sua referência anual (SOUZA <i>et al.</i> , 2009).	41
Figura 3.3 - Exemplo de Títulos do Governo disponíveis para compra - Consulta no site do Tesouro Nacional no dia 26/11/2015.....	42
Figura 4.1 - Comportamento do Torque variável e constante em função da rotação. (LIMA, 2013).....	44
Figura 4.2 - Comparação de redução de consumo de energia com o uso de válvulas de restrição de vazão e VSDs. (LIMA, 2013)	44
Figura 4.3 - Exemplo de aplicação pela Danfoss para uma distribuição de vazão durante um período anual. (DANFOSS, 2006)	46
Figura 4.4 - Curva característica de uma bomba exemplo de 45kW. (DANFOSS, 2006) .	46
Figura 4.5- Exemplo de variação de velocidade em uma bomba. (EUROPUMP & THE HYDRAULIC INSTITUTE, 2004)	48
Figura 4.6- Diagrama de instalação das tomadas de análise do VLT 6000 Danfoss. (DANFOSS, 2002).....	48
Figura 4.7- Representação de um circuito de água gelada com aplicação correta dos sensores de pressão do VLT Danfoss. (DANFOSS, 2002).....	49
Figura 4.8 - Localização adequada dos transdutores de diferencial de pressão. (TILLACK e RISHEL, 1998)	49
Figura 4.9 - VLT 6000 HVAC Danfoss IP20. (DANFOSS, 2006).....	50
Figura 4.10 - Exemplo de variação de regime de operação de bombas utilizando VSD para manter a taxa de fluxo constante no sistema primário.....	51
Figura 4.11 - Diagrama de Moody (COLLINS e BECK, 2015).....	53
Figura 4.12 - Ponto de Operação de uma Bomba. (ASHRAE, 2000).	54
Figura 4.13 - Ponto de Operação inicial do sistema para o exemplo dado.	56
Figura 4.14 - Curva de Eficiência da bomba centrífuga do exemplo dado.	57
Figura 4.15 - Novo ponto de operação do sistema para o exemplo dado.	59
Figura 4.16 - Modelo referente à simulação da bomba centrífuga proposta.	59
Figura 5.1- Fachada principal do Superior Tribunal de Justiça de Brasília. (GOOGLE, 2015).	63
Figura 5.2 - Prédio da Administração do Superior Tribunal de Justiça. (GOOGLE, 2015).	64
Figura 5.3 - Vista superior do Superior Tribunal de Justiça com destaque para a localização do Prédio da Administração (GOOGLE, 2015).	64
Figura 5.4 - Inversor de Frequência Danfoss VLT 6000 HVAC	66
Figura 5.5 - Circuito secundário de distribuição de água gelada em operação no sistema.	66
Figura 5.6 - Chiller centrífugo TRANE 800TR em operação no sistema	67

Figura 5.7 - Bombas centrífugas KSB Meganorm 125-315 de 75 CV, em paralelo, para distribuição de água gelada para o prédio da administração.	67
Figura 5.8 - Torres de Resfriamento ALPINA em operação no sistema.	68
Figura 6.1 - Representação do sistema de controle em Malha Fechada implantado pelo projeto.	70
Figura 6.2 - Representação de um sistema Central de Água Gelada com posicionamento incorreto do Transdutor de Pressão Diferencial	71
Figura 6.3 - Representação de um sistema Central de Água Gelada com posicionamento correto do Transdutor de Pressão Diferencial.....	71
Figura 6.4 - Recorte da planta do circuito hidráulico do Prédio da Administração do STJ com as anotações utilizadas para estimar os pontos de maior perda de carga.	72
Figura 6.5 – Manômetros Instalados: (a) Nas tubulações de Chegada e Retorno de Água Gelada de um dos Fan Coils testados; (b) Manômetro já instalado para visualização das pressões de Recalque e Sucção da Bomba Secundária de Água Gelada da Administração.	73
Figura 6.6 - Gráfico dos resultados do Teste 1	74
Figura 6.7 - Gráfico dos resultados do Tese 2.....	76
Figura 6.8 - Transdutor de Pressão Diferencial Dwyer 629	77
Figura 6.9 - Fonte de Alimentação Eletrônica de 24VDC instalada no quadro elétrico da Casa de Máquinas do Fan Coil FC-312	78
Figura 6.10 - Esquema elétrico de transmissão do Sinal do Transdutor de Pressão Diferencial com o posicionamento da Fonte de Alimentação e a sua conexão no VLT6000 Danfoss.....	79
Figura 6.11 - Representação dos terminais de conexão elétrica do VLT6000 Danfoss	79
Figura 6.12 - Representação da Estrutura do Cabo selecionado disponibilizada pelo fabricante.	80
Figura 6.13 – Tubulação real instalada no FC-312: (a) Vista superior; (b) Vista em Perspectiva partindo da tubulação de chegada de água gelada.	82
Figura 6.14 - Esquema elétrico sugerido pelo catálogo do VLT6000 para ligação, em seus terminais, de transdutores de sinal analógicos alimentados externamente ou pelo próprio Inversor de Frequência.....	83
Figura 6.15 - Terminais reais do VLT6000 instalado no STJ.	83
Figura 6.16 - Representação da Tela de Controle do VLT6000	84
Figura 6.17 - Exemplo de parâmetros de programação utilizados em um problema de abastecimento de água, disponibilizado pelo fabricante do VLT6000	85
Figura 6.18 - Princípio construtivo e de funcionamento de um Potenciômetro.....	89
Figura 6.19 - Potenciômetro real instalado na chegada dos cabos de transmissão no VLT6000.....	89

Figura 6.20 - Esquema elétrico de instalação do Potenciômetro	90
Figura 7.1 - Instruções dadas em catálogo pelo fabricante do VLT6000 para os ajustes em campo dos parâmetros PID.	92
Figura 7.2 - Estrutura montada para aquisição de dados via fotos tiradas em Time Lapse.	93
Figura 7.3 - Visualização do Display do VLT6000 em operação automática.....	94
Figura 7.4 - Variação de Pressão com o valor de SetPoint como Referência - Das 10:10 às 19:00 do dia 26/11/2015.	95
Figura 7.5 - Variação de Sinal Transmitido com o valor de SetPoint como Referência - Das 10:10 às 19:00 do dia 26/11/2015	96
Figura 7.6 - Variação da Potência Consumida de acordo com a Porcentagem de Válvulas abertas para cada uma das frequências de rotação da bomba pré-definidas.....	97
Figura 7.7 - Consumo Energético Comparado entre os dias 19 e 12/11(Variando de válvulas 100% abertas à 5% abertas) - Das 10:10 às 19:10.	98
Figura 7.8 - Fluxo de Caixa para os Benefícios estimados pelo projeto.	99
Figura 7.9 - Representação Gráfica da obtenção do Payback.	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Resumo de Fluxos e Temperatura do Sistema de Bombeamento Simples. (STANFORD, 2011).....	33
Tabela 2.2- Tabela para alguns Setups de carga para sistemas Primário-Secundário. (STANFORD, 2011).....	35
Tabela 2.3 - Exemplo de Perfil Carga Térmica diária em um edifício. (STANFORD, 2011)	39
Tabela 4.1 - Possíveis ações para aumento da eficiência energética em motores elétricos. (LIMA, 2013)	43
Tabela 4.2 - Resultado da redução de consumo com aplicação do Inversor de Frequência. (DANFOSS, 2006).....	46
Tabela 4.3 - Dados para a construção da curva característica da bomba do exemplo proposto.....	55
Tabela 4.4 - Dados para a construção da curva do sistema para o exemplo proposto	55
Tabela 4.5 - Dados para a construção da nova curva do sistema para o exemplo proposto	58
Tabela 6.1 – Resultados do Teste 1.....	74
Tabela 6.2 - Resultados do Teste 2	75
Tabela 6.3 - Dados para seleção do Transdutor de Pressão Diferencial Dwyer 629	77
Tabela 6.4 - Tabela de Seleção das características do Cabo de Transmissão de Sinal disponibilizada pelo Fabricante	81
Tabela 6.5 - Quantidade de componentes utilizados na construção da tubulação de tomada de pressão.....	82
Tabela 6.6 - Parâmetros de programação do VLT6000 que foram utilizados para este Projeto.	86
Tabela 6.7 - Faixa de pressão lida pelo Transdutor de Pressão Diferencial comparada com a faixa de sinal transmitido.	87
Tabela 6.8- Escala de Sinal, transmitido e transformado pelo Potenciômetro, utilizada. .	90
Tabela 6.9 - Escala de Pressão a interpretada pelo VLT6000 em comparação à escala de sinal transmitida.....	91
Tabela 7.1 - Resultado dos Parâmetros PID programados.	93
Tabela 7.2 – Custos Totais do Projeto	100

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

h	Entalpia específica	[kJ/kg]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
T	Temperatura	[°C]
Q	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
P	Potência	[kW]
R	Resistência	[Ω]
H	Altura manométrica	[m.c.a.]
h_f	Perda de carga dinâmica	[m.c.a.]
H_m	Perdas de Carga localizadas	[m.c.a.]
D	Diâmetro	[m]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
V	Velocidade	[m/s]
K	Coeficiente de Perda de Carga de Darcy-Waisbach	[m]
A	Área	[m ²]
L	Comprimento	[m]
i	Corrente	[mA]
U	Tensão	[V]

Símbolos Gregos

Δ	Varição entre duas grandezas similares	
Ω	Ohm	
ρ	Densidade	[m ³ /kg]
ρ	Resistividade	[Ω .m]
η	Eficiência	[%]

μ Viscosidade Dinâmica [kg/m.s]

Grupos Adimensionais

Re Número de Reynolds

Subscritos

in entrada

out saída

Siglas

ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas

EPE Empresa de Pesquisa Energética

IBGE Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística

BAG Bomba de Água Gelada

BAC Bomba de Água de Condensação

BAGP Bomba de Água Gelada do primário

BAGS Bomba de Água Gelada do Secundário

VPL Valor Presente Líquido

NPSH *Net Positive Suction Head*

TDH *Total Dynamic Head*

IP Grau de Proteção

USB Universal Serial Bus

PID Proporcional, Integral e Derivativo

CEPEL Centro de Pesquisas de Energia Elétrica

BTU *British Thermal Unit*

SI Sistema Internacional

TR Toneladas de Refrigeração

ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers</i>
COP	Coeficiente de Performance
MME	Ministério de Minas e Energia
CTENERG	Fundo Setorial de Energia
STJ	Superior Tribunal de Justiça
CAG	Central de Água Gelada
VSD	<i>Variable Speed Drive</i>
VFD	<i>Variable Frequency Drive</i>
PVC	Cloreto de Polivinil
CPVC	Cloreto De Polivinil Clorado
E.E.S.	Engineering Equation Solver
IES	Illuminating Engineering Society
FC	Fan Coil
VDC	<i>Voltage Direct Current</i>
HVAC	<i>Heating, Ventilating, And Air Conditioning</i>
PID	Proporcional Integral Derivativo
IPCA	Índice Nacional de Preços ao Consumidor
NTN-B	Notas do Tesouro Nacional série B

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta a relevância do tema estudado, com conceitos importantes do cenário energético brasileiro atual e políticas de incentivo a medidas de redução de consumo energético. Além disso são apresentadas revisões da literatura sobre Inversores de Frequência.

1.1 ANÁLISE GLOBAL DO TEMA EM ESTUDO

O presente projeto se destina ao estudo de sistemas de ar condicionado e alternativas para seu controle e otimização. Neste cenário, ressalta-se que a utilização de variadores de frequência aplicados a diversos componentes rotativos de um sistema dessa natureza é uma tecnologia com grande potencial no que se diz respeito a reduções no consumo de energia total destes sistemas.

De acordo com a EPE - Empresa de Pesquisa Energética (2014) a oferta interna de energia (total de energia demandada no país) atingiu 296,2 Mtep, registrando uma taxa de crescimento de 4,5% face à evolução do PIB nacional de 2,3%, segundo recentes dados divulgados pelo IBGE. Importações líquidas de 39,9 TWh, somadas à geração nacional, asseguraram uma oferta interna de energia elétrica de 609,9 TWh. A parte referente a cada fonte de geração de energia no Brasil é apresentada no gráfico da Figura 1.1.

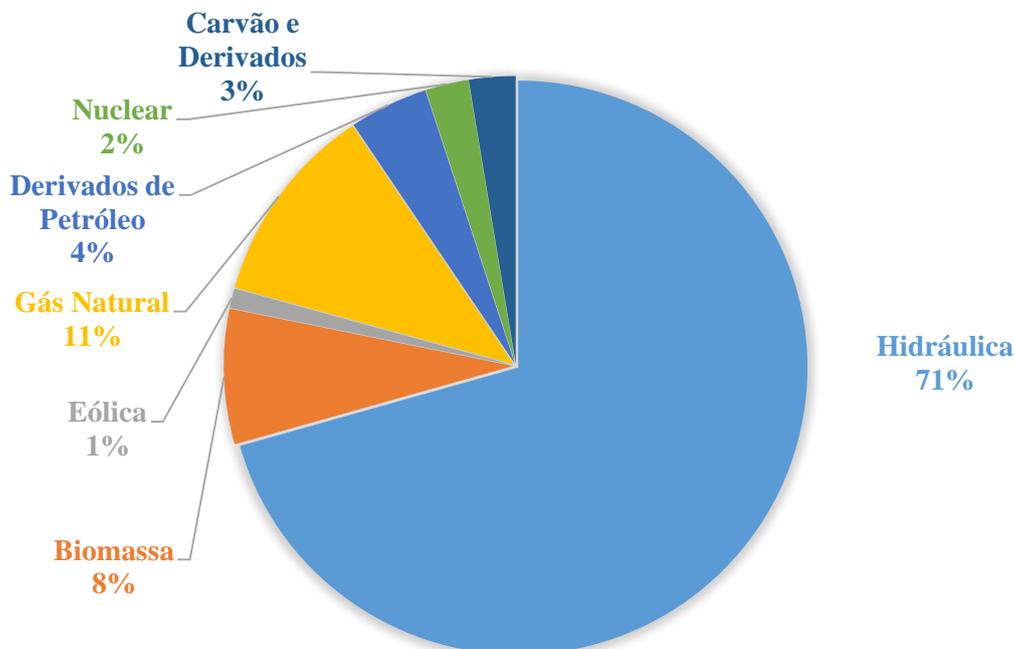


Figura 1.1 - Distribuição de produção de Energia no Brasil em 2013 - (EPE, 2014)

A partir do relatório de avaliação energética realizado pela Eletrobrás (2005), é possível também analisar mais especificamente o consumo em edificações. O resultado é que a participação mais expressiva deste consumo reúne o Condicionamento de Ar e a Iluminação. Estes correspondem, em média, a 69% do consumo total. No setor público, por exemplo, essa média é de 71%, como é apresentado no gráfico da Figura 1.2.

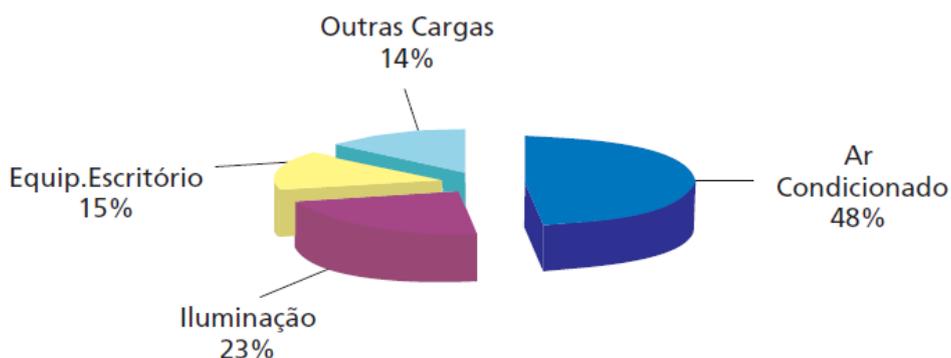


Figura 1.2 - Distribuição de consumo de energia em edificações - (ELETROBRÁS, 2005)

Já em edifícios comerciais, apenas 14% das instalações pesquisadas afirmaram possuir termo acumulação associada ao sistema de água gelada, que, por sua vez, só foi encontrado em 16,2% das empresas pesquisadas. Somente 6% fazem recuperação do calor do processo de compressão do sistema de água gelada e apenas 2% dos sistemas de bombeamento de água gelada (BAG's) e de água de condensação (BAC's) se utilizam de inversores de frequência. Além disso, em sistemas de climatização, no geral, os sistemas individuais de parede e/ou split foram os mais encontrados nas instalações comerciais (76,6%), assim como os sistemas centrais de água gelada, que representaram 16% das alternativas adotadas. Para o setor público os dados são apresentados no gráfico da Figura 1.3, mostrando a relação entre as alternativas adotadas pelo percentual de prédios que as utilizam.

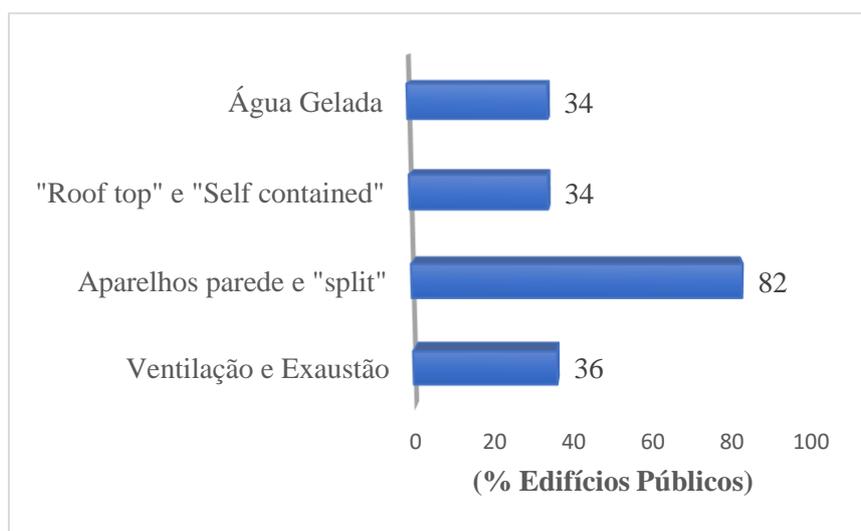


Figura 1.3 - Porcentagens da utilização de tecnologias de climatização em Edifícios Públicos - (ELETROBRÁS, 2005)

De acordo com Januzzi (2001), é importante também destacar dois fatos relevantes, na esfera da política pública para o setor de climatização, que foram condicionantes para o avanço e para as perspectivas do país no que se refere à utilização eficiente de energia elétrica: a Lei nº 10.295/2001 que estabelece padrões mínimos de Eficiência Energética para equipamentos comercializados no país e a Lei nº 9991 que cria o Fundo Setorial CTENERG e dispõe sobre os investimentos das concessionárias em Eficiência Energética no Uso Final e em Pesquisa e Desenvolvimento.

Segundo Lamberts *et al.* (1997), a eficiência energética das edificações é um dos indicadores de desempenho do edifício, sendo um dos requisitos sempre avaliados quando se fala em construções sustentáveis. Os edifícios são responsáveis por parcela significativa do consumo de energia elétrica nacional, 45% distribuídos entre os setores residencial, comercial e público.

Um importante programa nacional criado para trabalhar ativamente a questão de eficiência energética no Brasil é o PROCEL - Programa Nacional de Eficiência Energética em Edificações – que é um programa de governo, coordenado pelo Ministério de Minas e Energia – MME e executado pela Eletrobrás. Foi instituído em 30 de dezembro de 1985 para promover o uso eficiente da energia elétrica e combater o seu desperdício, suas ações foram ampliadas ao longo dos anos e organizadas com o objetivo de incentivar a conservação e o uso eficiente dos recursos naturais (água, luz, ventilação etc.) nas edificações, reduzindo os desperdícios e os impactos sobre o meio ambiente. E em 2003 o programa PROCEL EDIFICA foi instituído pela ELETROBRAS/PROCEL e atua de forma conjunta com os Ministérios de Minas e Energia, o Ministério das Cidades, as universidades, os centros de pesquisa e entidades das áreas governamental, tecnológica, econômica e de desenvolvimento, além do setor da construção civil.

Considerando também, segundo Shindo *et al.* (2002), o motor elétrico de indução do tipo gaiola esquilo é o mais importante uso final da energia elétrica no país. Com isso, qualquer que seja a iniciativa com objetivo de estudar e melhorar a eficiência destes equipamentos e os conjuntos formados por eles, como bombas, ventiladores e outros, tem potencial de trazer grandes retornos à economia do país e das empresas. Ainda mais quando se trata de sistemas de climatização e refrigeração, onde estes motores e bombas centrífugas são parte fundamental.

1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO

O presente projeto tem como finalidade estudar a utilização de variadores de frequência em bombas centrífugas de água gelada em um sistema central de ar condicionado, visando evidenciar as propostas teóricas deste método de controle buscando gerar aumentos significativos na eficiência energética e consequente redução nos gastos em energia elétrica.

Sabe-se que estes sistemas de automação e controle já estão presentes no mercado, há algum tempo. Porém, é muito importante o contínuo aprimoramento destas técnicas. Dessa forma, inicialmente

tinha-se como objetivos a simulação teórica do problema proposto, envolvendo todas as variáveis estudadas pelo problema, porém estes objetivos não foram alcançados em virtude da priorização de novos objetivos, o que será melhor avaliado nas conclusões do Projeto.

Este estudo também contará com uma aplicação prática, como estudo de caso, dada pelo sistema central de ar condicionado do Superior Tribunal de Justiça onde serão aplicados os conceitos teóricos abordados na Central de Água Gelada do STJ e montados os equipamentos de controle como sensores de pressão diferencial, além da programação do Inversor de Frequência, a fim verificar a resposta do sistema às demandas térmicas diárias do prédio da Administração do STJ.

Posteriormente serão analisados os impactos econômicos do projeto. Esta análise econômica será baseada em avaliar os Custos totais e os Benefícios gerados anualmente pelo projeto bem como o tempo de retorno do Investimento. Com isso criar uma ferramenta importante de tomada de decisão para, caso o Departamento de Engenharia do STJ decida replicar o projeto para as bombas de água gelada dos seus outros prédios.

1.3 METODOLOGIA

O presente trabalho seguirá a seguinte rotina:

- Revisão da literatura e conceitos importantes sobre sistemas centrais de água gelada e trabalhos realizados no campo das otimizações através da aplicação de Inversores de Frequência para controle de velocidade de equipamentos nestes sistemas.
- Análise dos conceitos práticos mais relevantes aplicados a operação e métodos de controle os quais os Inversores de Frequência utilizam. Estes aplicados ao inversor já instalado no nas bombas de água gelada do STJ.
- Análise da literatura sobre o posicionamento dos sensores de pressão diferencial que irão trabalhar como Feedback dentro da malha de controle e de que forma esse sinal deverá ser interpretado pelo Inversor de Frequência.
- Selecionar e fazer a aquisição de todos os equipamentos necessários para implantar o sistema de controle. Bem como a montagem de todos os componentes e a infraestrutura de transmissão do sinal analógico do sensor.
- Programação do Inversor de Frequência baseado em um controle PID em malha fechada e coletar os dados diários da operação deste em automático.
- Utilizar os conceitos econômicos abordados para concluir a análise e confirmar a eficiência do projeto.

1.4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Partindo dos dados apresentados no item 1.1, é importante considerar os trabalhos realizados no segmento de eficiência energética, aplicados a sistemas de ar condicionado e refrigeração, principalmente ligados à utilização de variadores de frequência, equipamentos comumente chamados de inversores de frequência. Esta é uma tecnologia que não é relativamente recente, mas que possui grande potencial na redução do consumo de energia elétrica em bombas, centrais de água gelada, entre outros. Estes equipamentos iniciaram sua aplicação, para bombas de distribuição de água gelada, tendo como função controlar sua vazão no sistema secundário. Estudos posteriores consideraram também o grande potencial de se controlar a vazão no sistema primário.

Segundo estudos, entre os processos que utilizam motores elétricos estão os sistemas de bombeamento hidráulico, que representam 18% força motriz utilizada na indústria. (MOREIRA *et al.*, 2008)

Uma central de água gelada com resfriadores de líquido é responsável pelo fornecimento de água gelada para as unidades climatizadoras de ar presentes em cada ambiente a ser condicionado. Durante várias décadas, vazão constante no circuito primário e vazão variável no circuito secundário têm sido consideradas o projeto “standard” para sistemas de água gelada de qualquer porte. O paradigma foi quebrado, na última década, com o avanço tecnológico dos resfriadores de líquido e com o advento dos variadores de frequência. Desta maneira a utilização do sistema primário-secundário, como o tipo de sistema preferido e indicado para qualquer projeto, tem sido desafiado de várias maneiras. Uma das quais, em teoria, a vazão variável no primário resulta em uma redução de energia de distribuição da água. Além disso, o custo inicial de um sistema primário de vazão variável é mais baixo do que um sistema primário-secundário. As bombas de velocidade variável, antes utilizadas apenas em circuitos secundários, agora têm aplicação também para circuitos primários. (YORK - JOHNSON CONTROLS, 2006).

Segundo Schachter (2006), no passado, os vários métodos de controle foram empregados para obter a flexibilidade e a consistência nos processos de manufatura. Estes incluíram um número variado de métodos de controle para limitar a velocidade de equipamentos, tal como relações de engrenagens ou polias ou utilização de equipamentos hidráulicos.

É importante ressaltar publicações mais antigas para que seja possível perceber que o potencial da utilização destes inversores de frequência já era enorme e tinha excelentes perspectivas. De acordo com acordo com Turkel (1999) quando aplicada corretamente, a utilização de controles variadores de frequência era a tecnologia mais eficiente do ponto de vista energético, utilizada para gerenciar o funcionamento de motores elétricos na indústria. Inversores de frequência já eram considerados modernos, com boa disponibilidade e com grau de confiança elevado. Flexíveis em seu controle, ofereciam de fato economias consideráveis nas contas de energia. Eram usados em diversas aplicações como em alternativas para poupar energia em bomba e ventiladores, controlando de forma eficiente os

fluxos o quanto fossem necessários. Inversores de frequência conferiam partidas mais amenas aos motores, o que diminuía esforços na tensão decorrentes deste processo acontecer em tensão total, especialmente quando era necessário mover cargas inerciais elevadas.

A empresa Carbon Trust (2012), realizou um trabalho demandado pela unidade da Michelin, em Dundee na Escócia, em seus inúmeros sistemas de bombeamento de água, que incluía a alimentação de água às caldeiras do local, distribuição do processo de água quente às áreas da fábrica e também para a água gelada do sistema de refrigeração. Para este problema, a utilização de VSD's em bombas centrífugas tinha um enorme potencial, já que para este tipo de bomba o uso da potência se reduz com o cubo da velocidade da bomba, ou seja, com variações pequenas na velocidade a redução do gasto de energia é bastante elevada. O que implica que uma redução de 20% na velocidade da bomba pode gerar quase 50% de redução do consumo, dados do próprio relatório da Carbon Trust. Ainda foi apresentado que a instalação de VSDs controlando as taxas de fluxo nos três grandes sistemas de bombeamento de água em Dundee gerou economias da eletricidade de 436.000 kWh p.a. em comparação ao uso de válvulas de controle de fluxo por estrangulamento.

De acordo com Qureshi *et al.* (1995) as primeiras obras em sistemas de refrigeração utilizando variadores de velocidade foram dirigidas para a análise teórica do conceito do controle da capacidade destes variadores de velocidade e da investigação dos problemas associados com o projeto mecânico do sistema. A maioria do trabalho publicado discute o desempenho e os benefícios totais do sistema, um pouco a respeito dos critérios para a integração e a otimização entre compressores e variadores de velocidade.

Cawley (1976) estudou e comparou dois compressores trabalhando em cargas parciais, um deles com variação em duas velocidades e outro sem controle de carga. Ele verificou um índice de eficiência energética de 49% a mais no compressor com duas velocidades, comparado com o compressor cilíndrico sem esta capacidade. A razão básica para essa diminuição no consumo de energia se deu pela menor demanda de potência pelo compressor devido a uma menor perda por atrito a meia velocidade.

Estudos do Lawrence Berkeley National Laboratory (1997), avaliaram o controle dos fluxos dentro de um sistema de refrigeração ligado a uma análise dos ciclos de carga térmica do ambiente. Inicialmente foram feitos trabalhos baseados na demanda de apenas um quarto. E os estudos do laboratório consideraram que as variações de frequência aplicadas aos compressores do sistema de ar condicionado, apenas deste quarto, não gerariam um resultado relevante, já que a tendência natural é que a temperatura seja alta a maior parte do tempo. Já em sistemas centrais de ar condicionado o potencial é maior, pois o comportamento cíclico de vários ambientes ao longo do dia é muito maior. Dessa forma, variadores de velocidade aplicados a um sistema central de refrigeração podem gerar uma economia de energia muito mais expressiva.

Em seus estudos Hartman (2001) exhibe considerações clássicas a respeito da utilização de variadores de frequência para controle de fluxo de bombas de água gelada em sistemas de refrigeração

primário-secundário. Essas considerações se baseiam nas primeiras recomendações de arquitetura de tubulações dadas pelos fabricantes de sistemas centrais de refrigeração, que consistiam em afirmar que, para que o sistema permanecesse seguro e com capacidade concreta de atender as demandas por climatização dos ambientes, as bombas do primário deveriam permanecer em fluxo constante e pré-determinado pelo projeto, permitindo controle de fluxo direto apenas nas bombas do secundário e assim realizando os trabalhos de redução de consumo de energia.

2 SISTEMA DE ÁGUA GELADA CENTRAL POR COMPRESSÃO À VAPOR

Este capítulo apresenta uma revisão dos conceitos acerca dos principais equipamentos presentes em uma central de água gelada semelhantes à instalação de ar condicionado que será estudada por este projeto.

2.1 PLANTA CENTRAL DE ÁGUA GELADA

De acordo com a ASHRAE (2012), as plantas centrais de ar condicionado e refrigeração, são sistemas que atendem demandas por climatização para múltiplos pontos em uma construção ou para diversas construções ao redor e estas representam aproximadamente 25% de aplicações de sistemas HVAC (Heating, Ventilating and Air Conditioning). Sistemas centrais de ar condicionado são utilizados primordialmente em edifícios, mas especificamente em edifícios de grande e médio porte por possuírem uma alta densidade de uso de energia. São adequados especialmente para aplicações onde é importante maximizar a vida útil dos equipamentos e manter um uso eficiente de potência e energia.

Os seguintes tipos de instalações representam potenciais aplicações para sistemas de ar condicionado central:

- Campus de instituições com diversos edifícios interligados.
- Grandes edifícios públicos ou comerciais.
- Grandes complexos de entretenimento como: Estádios, Arenas, Centros de Convenções.
- Shoppings Centers.
- Grandes condomínios, prédios de apartamentos, hotéis.
- Instalações em Centros Educacionais ou Colégios.
- Hospitais e outras instalações de saúde.
- Instalações Industriais (Têxtil, farmacêutica etc.)
- Museus ou instituições similares.

A Figura 2.1 apresenta uma configuração simples de um sistema de ar condicionado central por compressão a vapor com refrigeração a água, descrito por 3 etapas principais:

Etapa 1: O ar frio é distribuído para cada um dos ambientes climatizados a partir de unidades distribuidoras, como por exemplo, Fan Coils mostrados pela figura, estes que também realizam o tratamento deste ar. Esta etapa é responsável por retirar calor dos ambientes insuflando ar frio gerado a partir da água gelada produzida no sistema central. O ar distribuído é então retornado para a unidade de

tratamento de ar, misturado posteriormente com a quantidade necessária de ar exterior para manter os níveis de oxigênio do ambiente e mais uma vez resfriado nas serpentinas do equipamento de distribuição que também faz a correção da umidade deste ar e enviado novamente ao ambiente. (ASHRAE, 2004)

Etapa 2: Esta etapa corresponde ao Chiller e aos seus sistemas de distribuição de água gelada. A água que ganhou calor após a climatização realizada na etapa 1 retorna ao Chiller e este realiza seu trabalho para a resfriar novamente. Nesta etapa podem haver mais de uma unidade de resfriamento, o que vai depender da carga de projeto de cada sistema.

Etapa 3: Nesta etapa o compressor pressurizou o fluido refrigerante primário após a retirada de calor da água retornada pela etapa 1. Esse processo de pressurização adiciona calor ao fluido refrigerante e isto depende da eficiência deste compressor. Este calor precisa então ser dissipado ao ambiente externo o que, no caso de Chillers com refrigeração a água, é feito através de torres de resfriamento.

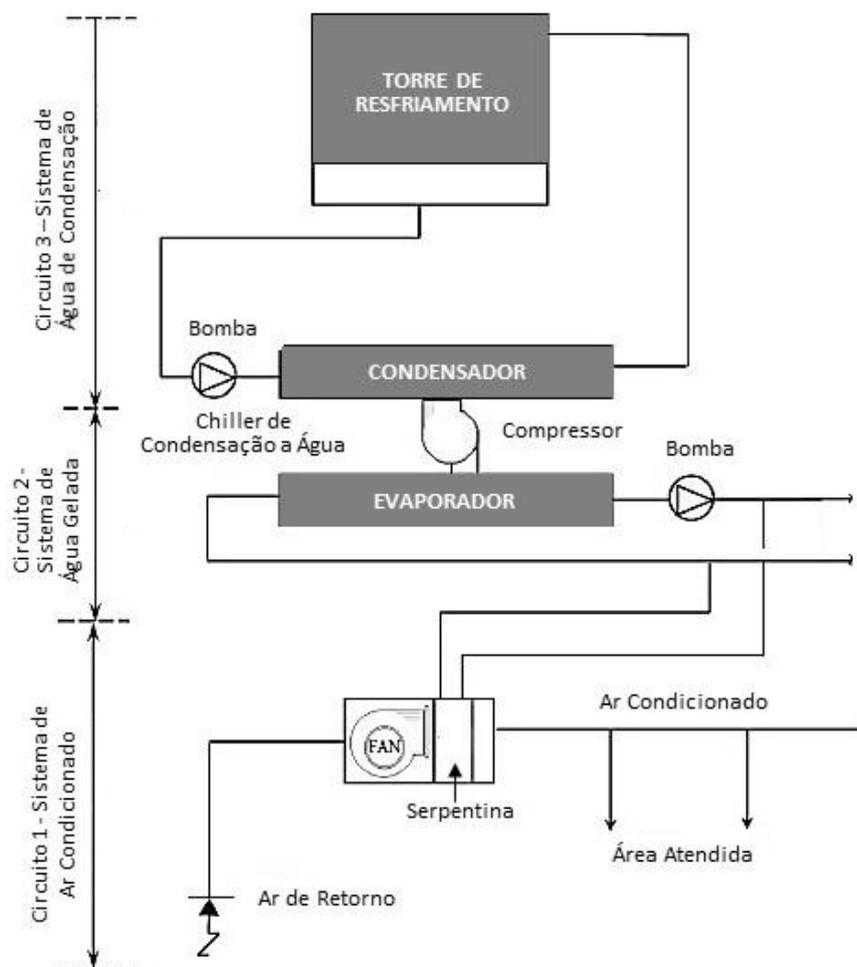


Figura 2.1- Representação esquemática de um sistema central de água gelada com resfriamento à água. (STANFORD, 2011)

2.2 CHILLER POR COMPRESSÃO À VAPOR

Estes equipamentos representam o coração do sistema central de água gelada e de acordo com Stanford (2011), Chillers que utilizam ciclos de compressão a vapor são constituídos, além de muitos outros componentes como válvulas e sistemas de controle, por um ou mais compressores, evaporadores e condensadores, todos embarcados em uma unidade compacta. Quando são utilizados vários compressores é comum utilizar também circuitos de refrigeração independentes para que, em caso de falhas, o sistema total não seja comprometido. Para estas aplicações há a necessidade de utilizar também fluidos refrigerantes secundários, dos quais o mais comum é água gelada, amplamente utilizado em instalações de maior comerciais, institucionais e industriais pela sua eficiência em capacidade de resfriamento em larga escala sem a necessidade de uma instalação complexa com vários compressores individuais. Água refrigerada também tem a vantagem de permitir aplicação de controles modulares, assim, tolerâncias mais estreitas podem ser mantidas sob várias condições de carga e ainda, segundo, Melinder (2007) água é um excelente fluido de trabalho secundário onde as temperaturas para cerca de $+ 3^{\circ} \text{C}$, o que não se aplicaria a casos onde houvesse necessidade de refrigeração em torno de 0° ou abaixo. Para isso, são consideradas várias soluções aquosas com adição anti-congelantes ou outros fluidos que possam trabalhar a estes limites de temperatura.

O evaporador, muitas vezes chamado de refrigerador, é constituído por um trocador de calor de configuração casco e tubo, com o fluido refrigerante no reservatório e a água nos tubos. Refrigerantes projetados para velocidades de escoamento da água de condensação entre 0.9-3,4 m/s, quando o fluxo de água gelada é selecionado para uma aplicação de climatização entre $10\text{-}20^{\circ} \text{C}$.

Temos então dois tipos de Chillers com ciclo de refrigeração por compressão a vapor:

Arrefecidos a Ar: O seu condensador realiza a troca de calor do refrigerante primário com o ar externo. Esse fluxo entre ar externo e ar aquecido pelo calor rejeitado é realizado por ventiladores do próprio equipamento. Este é exemplificado com um diagrama através da Figura 2.2.

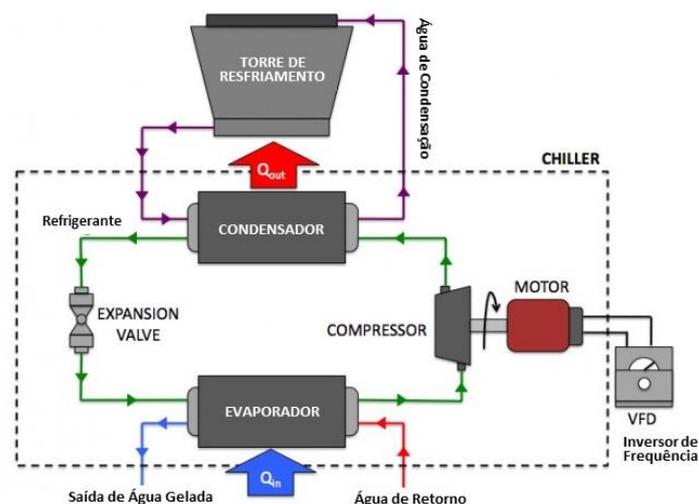


Figura 2.2 - Diagrama de Chiller Refrigerado a Água. (BAGLIONE, 2011)

Arrefecidos a Água: O seu condensador é um segundo trocador de calor casco e tubo com o fluido refrigerante primário passando pelo casco e água pelos tubos. A água de condensação é geralmente fornecida entre 20-30 °C. Para este fornecimento de água são utilizadas principalmente as torres de resfriamento. Este é exemplificado com um diagrama através da Figura 2.3.

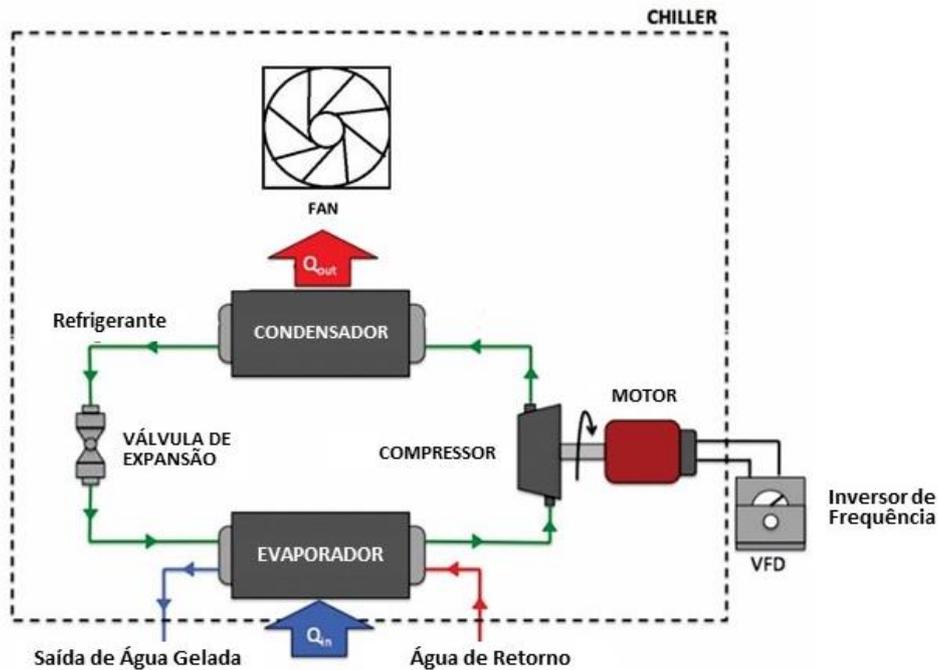


Figura 2.3 - Diagrama de Chiller Refrigerado a Ar. (BAGLIONE, 2011)

Para estes dois equipamentos a representação real é dada pelas Figura 2.4 de um Chiller refrigerado a água com compressor centrífugo e pela Figura 2.5 para um Chiller com refrigeração a ar com compressores parafuso, ambos da fabricante Carrier.



Figura 2.4- Chiller Centrífugo de Refrigeração a Água – Carrier AquaEdge 19XRV (CARRIER, 2015)



Figura 2.5- Chiller com compressores parafuso e refrigeração a ar - Carrier AquaForce 30XA (CARRIER, 2015)

2.3 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO À VAPOR

A categoria de Chiller apresentado na seção anterior opera segundo um ciclo de refrigeração por compressão à vapor. Este ciclo é o mais usado na prática. Nele, o vapor é comprimido e condensado, após estes processos ele tem sua pressão reduzida para que possa evaporar a baixa pressão. Temos então duas situações principais, o ciclo de Carnot, cuja eficiência é máxima e não pode ser superada entre duas temperaturas dadas, e o ciclo de compressão a vapor real, que apresenta pontos de superaquecimento e sub-resfriamento. (STOECKER e JONES, 1985)

O Ciclo de Carnot é descrito pela Termodinâmica como um motor térmico, pois este recebe energia a alta temperatura, converte parte desta energia em trabalho e cede a parte restante a um reservatório térmico a baixa temperatura. Desse modo é possível categorizar o ciclo de refrigeração de Carnot como um ciclo inverso, pois este leva a energia de um nível inferior para um nível superior, necessitando assim, para sua operação, de trabalho externo.

Os processos então do ciclo padrão de refrigeração por compressão a vapor são melhor descritos a partir do diagrama pressão-entalpia dado pela Figura 2.6.

Para o ciclo representado pela Figura 2.6, então, temos a descrição dos estágios:

1-2 Compressão isoentrópica: Do estado de vapor saturado até a pressão de condensação ao longo de uma linha isoentrópica. Este processo ocorre a partir da existência de trabalho externo;

2-3 Condensação: Diminuição de temperatura (perda de calor sensível) seguida da condensação do fluido refrigerante (perda de calor latente) à pressão constante horizontalmente, como uma linha horizontal no diagrama pressão-entalpia. Processo este onde ocorre rejeição de calor a um reservatório externo;

3-4 Expansão isoentálpica: Processo representado por uma linha reta vertical onde o fluido refrigerante líquido passa por um dispositivo que realiza sua expansão de líquido saturado a alta pressão para líquido a baixa pressão;

4-1 Evaporação: Processo que ocorre em uma linha reta horizontal, pois o refrigerante escoou pelo evaporador à pressão constante até o ponto de vapor saturado. Neste processo há um ganho de calor latente pelo refrigerante, pois é retirado calor do meio externo.

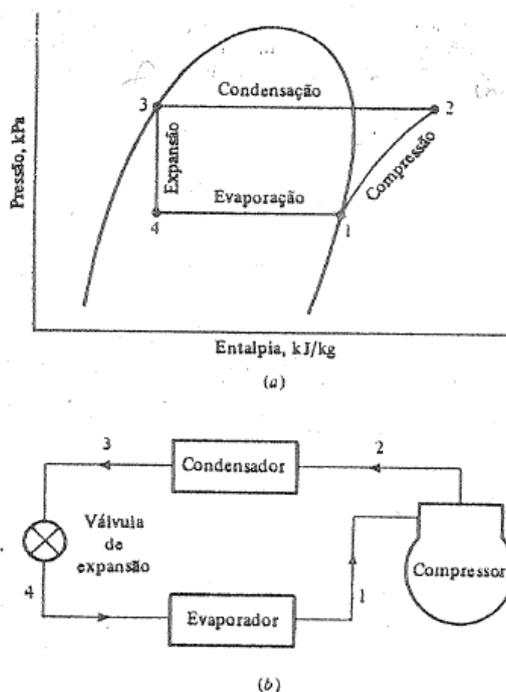


Figura 2.6 - Diagrama pressão-entalpia do ciclo padrão de compressão a vapor ideal com descrição das etapas (a) e representação esquemática do ciclo (b). (STOECKER e JONES, 1985)

Já para o ciclo real de compressão a vapor algumas mudanças são adicionadas ao ciclo padrão de Carnot. As principais diferenças então representam a perda de carga no evaporador e condensador, no sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador (ponto à esquerda da linha de saturação descrita na Figura 2.6) e no superaquecimento do vapor na aspiração do compressor. Essas modificações resultam então em um maior trabalho de compressão entre as etapas 1 e 2 do que no ciclo padrão e ganhos importantes nas condições desejadas de entrada na válvula de expansão apenas de refrigerante em estado líquido e na entrada do compressor a presença apenas de vapor, garantindo assim uma maior integridade deste equipamento. Finalmente, outra diferença considerável é que a compressão não é mais isoentrópica, gerando redução de eficiência devido ao atrito e demais perdas. Essas mudanças, então, são apresentadas na Figura 2.7 como uma sobreposição do ciclo real sobre o ciclo padrão de refrigeração.

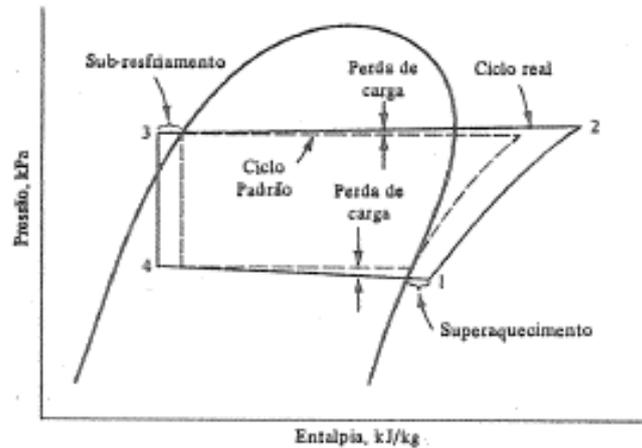


Figura 2.7 - Ciclo de Compressão a vapor real em comparação ao padrão. (STOECKER e JONES, 1985)

2.4 COEFICIENTE DE PERFORMANCE

É muito importante definir para cada ciclo de refrigeração a forma de se avaliar a sua performance de acordo com os objetivos que desejam ser alcançados no que se refere a capacidade de refrigeração dos equipamentos que utilizam estes ciclos e para isto o parâmetro utilizado é o COP, Coeficiente de Performance. Para o ciclo de compressão a vapor temos a equação (2.1) que nos dá o COP do sistema.

$$COP = \frac{\text{Refrigeração Útil}}{\text{Trabalho líquido realizado}} \quad \left[\frac{Q_e(W)}{W} \right] \quad (2.1)$$

Considerando o que foi apresentado na sessão 2.3, fazendo referência direta aos pontos do ciclo de refrigeração apresentados na Figura 2.6, podemos reescrever a equação (2.1) em forma semelhante pela equação representando este índice através das variações de entalpia no trabalho realizado pelo compressor e no evaporador:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad \left[\frac{kJ/kg}{kJ/kg} \right] \quad (2.2)$$

Ressaltando o COP ideal do ciclo de refrigeração a vapor com o COP real é possível relacionar fatores que influenciam no COP do sistema. De acordo com Medeiros *et al.* (2009) temos:

- Temperatura de evaporação: seu decréscimo resulta na diminuição do COP;
- Temperatura de condensação: quanto maior for, menor será o COP;
- Sub-resfriamento: garante que tenha somente líquido no dispositivo de expansão, aumentando a troca térmica no evaporador e consequentemente o COP;

- **Superaquecimento:** usado para garantir a entrada do fluido no estado gasoso no compressor. Dependendo do fluido refrigerante, pode aumentar ou diminuir o COP.

2.5 BOMBAS CENTRÍFUGAS DE ÁGUA GELADA

Bombas de água gelada são quase universalmente bombas centrífugas. A bomba converte a energia fornecida por um motor primário, na maioria das vezes um motor elétrico, em energia para movimentar o fluido recebido a baixa pressão e velocidade pela sucção da bomba pelo seu rotor. O fluido então ganha energia cinética, pressão e energia potencial.

As bombas podem ser montadas em suas configurações diferentes:

Bombas montadas em linha: Estas bombas podem ser instaladas diretamente na tubulação, uma vez que as ligações de sucção e recalque estão dispostas em 180° entre si. Os eixos do motor e da bomba são montados geralmente de maneira vertical. Essas bombas podem ser apoiadas diretamente na tubulação ou necessitarem de algum tipo de apoio.

Bombas em montagem horizontais: Neste caso o conjunto motor e bomba são montados igualmente na mesma base no chão. E podem ter duas configurações como mostradas na Figura 2.8.

No Anexo I há um exemplo de curvas características de uma bomba centrífuga, recomendada para aplicações em sistemas de ar condicionado.

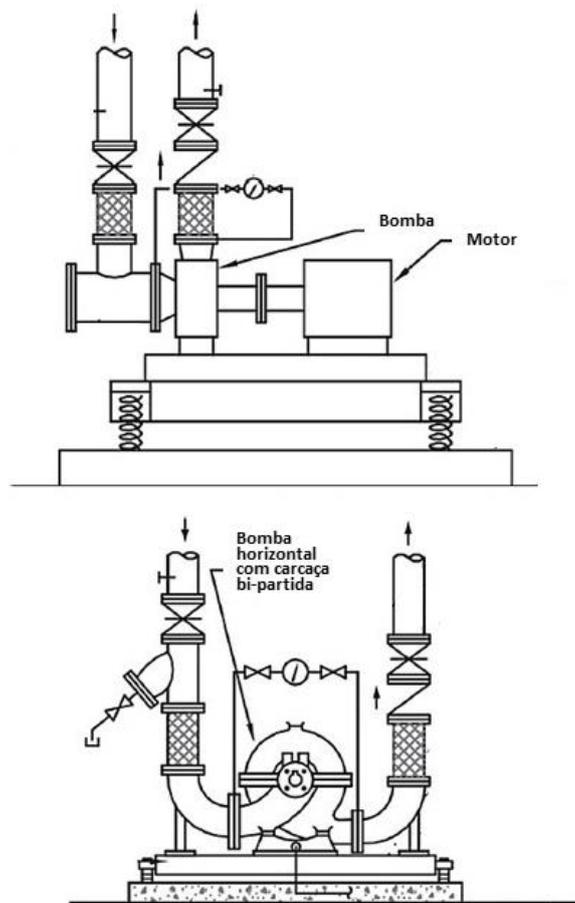


Figura 2.8 – Configuração recomendada para casos de sucção simples - Bombas montadas em base fixa (a); recomendadas para situações de dupla sucção - Bombas montadas em base fixa (b). (STANFORD, 2011)

2.6 CIRCUITO HIDRÔNICO

Segundo Stanford (2011), sistemas de tubulações de resfriamento são definidos a partir dimensões comerciais disponíveis e os materiais mais utilizados para este tipo de tubulação de transporte de água gelada são o aço e o cobre.

Tubulações de Aço: Este é o tipo mais comum de tubulação. É selecionado a partir da sua espessura de parede chamada de “Schedule Number” ou número de série pela norma ANSI.B.36.10. Para tubulações de água gelada próximas ao fluxo principal ou de água de condensação dos Chillers são mais utilizados tubos de 10” e série 40. Toda a tubulação de água gelada é construída com acabamento superficial específico, principalmente com recursos contra oxidação externa.

Tubo de cobre: O custo de tubos de cobre é maior do que os de tubos de aço, porém o custo de trabalho para sua instalação é menor, para diâmetros de 2” ou menor os custos são menores ainda. Portanto, em situações onde o projetista tiver que utilizar tubos com essas dimensões ele certamente fará opção por tubos de cobre. Para evitar a corrosão galvânica, que é causada pela proximidade entre metais distintos, usam-se vedações de borracha para separar os dois metais. A espessura da parede do tubo de

cobre é indicada pelo seu tipo, podendo ser K, L, e M, com ordem decrescente de espessura. O Tipo M de cobre tubo não é classificado para o serviço sob pressão, assim é recomendado apenas para as linhas de drenagem ou outra aplicação a pressão atmosférica.

Ferro Fundido Dúctil ou Cinzento: Utilizado em tubulação subterrânea e está classificado de sua "classe de pressão" e para a maioria dos sistemas de água gelada a Classe 350 é usada com 12" de diâmetro, Classe 250 com 14-20" e Classe 150 para tubulação 24" ou maiores.

PVC ou CPVC: Surgem como uma alternativa para a tubulação de ferro em linhas subterrâneas de distribuição de água gelada e utilizam-se tubos de Cloreto de Polivinil (PVC) ou de Cloreto De Polivinil Clorado (CPVC). PVC e CPVC são definidos em classes, assim como os tubos de aço. Para aplicações de água gelada tubos com classe 40 são normalmente utilizados.

De acordo com Creder (2004), o sistema de água gelada (*chilled water*) é bastante difundido pela facilidade da distribuição da água gelada ao longo de prédios e outras edificações, tendo as unidades e máquinas resfriadoras centralizadas. Nos locais a serem condicionados temos os Fan Coils como já foi citado anteriormente, se localizar em diversos pontos possíveis da arquitetura dos sistemas atendidos, podendo ser individuais ou direcionados a uma zona específica. Os Fan Coils se localizam nos ambientes a serem condicionados, e o controle da temperatura é feito por termostatos de ambiente do tipo modulador, que abre ou fecha a válvula de três vias de acordo com a variação da carga térmica. As tubulações de água gelada deverão ser isoladas com lã de vidro ou outro isolante que satisfaça às normas técnicas, pois as temperaturas são muito baixas (7°C na alimentação e 12°C no retorno). Essas tubulações não deverão ser embutidas, sendo desenvolvidas em poços de elevação (*shafts*) ou pelos tetos falsos. O diâmetro das tubulações é baseado na norma NBR-6401 pela ABNT (1980).

O conjunto de equipamentos produtores de água gelada (*Chiller*) fica localizado na parte superior das máquinas, onde chegam as tubulações vindas *dos Fan Coils* impulsionados pelas bombas de circulação de água gelada e saem às tubulações para alimentação *dos Fan Coils*.

Os condensadores ficam localizados na parte inferior da máquina, ou seja, recebem duas tubulações alimentação do condensado, as quais se juntam em uma só para cada máquina e retomam em uma única tubulação às torres de arrefecimento.

Existem várias configurações de circuitos de tubulações com diversas disposições para bombas válvulas e Chillers. Nesta seção serão apresentadas algumas possíveis configurações e suas aplicações segundo Stanford (2011).

Inicialmente temos, então, uma configuração básica entre dois Chillers e bombas representadas pela Figura 2.9 onde a unidade resfriadora (Chiller) fornece água gelada para duas zonas térmicas através de um conjunto de bombas secundárias. Este Chiller fornece água gelada para as serpentinas de resfriamento de FanCoils presentes nestas zonas térmicas, utilizando um conjunto simples de bombas de água gelada.

Com o sistema de único compressor, a falha de qualquer componente (compressor, bomba ou condensador) resultará em comprometimento do fornecimento de água gelada. Para maioria das instalações, então, a utilização de vários Chillers é mais indicada para que esteja disponível pelo menos 50% de resfriamento em caso de falhas no sistema.

Nos casos em que o resfriamento é fundamental para a instalação (hospitais, laboratórios farmacêuticos ou fabricação têxtil etc.), uma configuração muito comum consiste em ter uma instalação com múltiplos Chillers e com pelo menos um deles em redundância. Neste caso, mesmo que um dos Chillers venha a falhar, 100% da carga de resfriamento pode ser atendida. Isso vale também para bombas de distribuição em redundância.

Um ponto também importante é que uma vez que a carga de resfriamento imposta a um compressor centrífugo de refrigerante para algo em torno de 30% da capacidade do resfriador, a eficiência do Chiller diminui. Assim, a utilização de múltiplos Chillers permite uma melhor relação global de capacidade de carga do sistema de ar condicionado e melhorias operacionais e de eficiência.

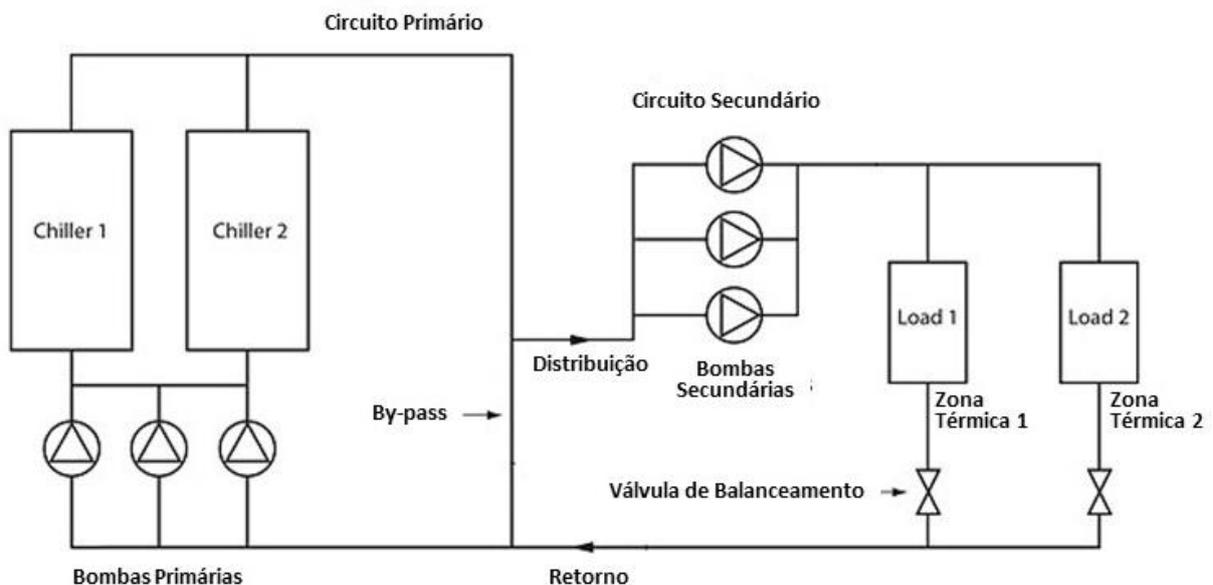


Figura 2.9 - Configuração com Chillers em paralelo em configuração primário-secundário. (ADVANTAGE ENGINEERING, 2015).

Já em sistemas com múltiplas unidades resfriadoras, existem duas configurações básicas que podem ser utilizadas em série ou em paralelo, esta última mostrada pela Figura 2.9. Em uma configuração em série com dois refrigeradores cada Chiller é selecionado para produzir metade do arrefecimento demandado pelo circuito. Assim, metade da carga total de projeto é produzida por cada Chiller. Sistemas de refrigeração em séries são raramente utilizados atualmente, pois esta configuração requer uma taxa de fluxo constante de água gelada em todos os momentos, resultando em alta os custos de bombeamento. Mas, se uma diferença de temperatura relativamente grande é demandada ou essa

demanda possui grandes oscilações, a configuração em série pode oferecer algumas vantagens em eficiência.

A configuração de Chillers em paralelo é muito mais comum. Numa configuração de dois resfriadores, cada Chiller é tipicamente selecionado para operar com a mesma proporção do projeto, mas utilizados apenas em metade do total desta demanda. Isto resulta em uma divisão de 50% para cada Chiller, porém outras razões de carga entre os Chillers podem ser utilizadas caso seja necessário. Além disso não há também limitações reais para o número de Chillers que podem ser colocados em paralelo.

Assim, temos outras subdivisões para configurações de Chillers em paralelo, tubulações, válvulas e bombas descritos pelas próximas seções.

2.6.1 BOMBEAMENTO SIMPLES COM CHILLERS EM PARALELO

Esta configuração é representada pela Figura 2.10 e o desempenho global e de temperatura destes sistemas nessas condições são resumidos na Tabela 2.1. Com esta configuração, ocorrem problemas básicos, pois se ambas os Chillers estavam trabalhando em um intervalo de carga total entre 15-100%, se em determinado momento a carga total demandada cai para menos de 30% os Chillers estariam trabalhando com grande ineficiência. Neste caso então a maioria dos projetistas adota um controle para desligar um dos Chillers, caso esta capacidade se reduza a valores próximos de 40%.

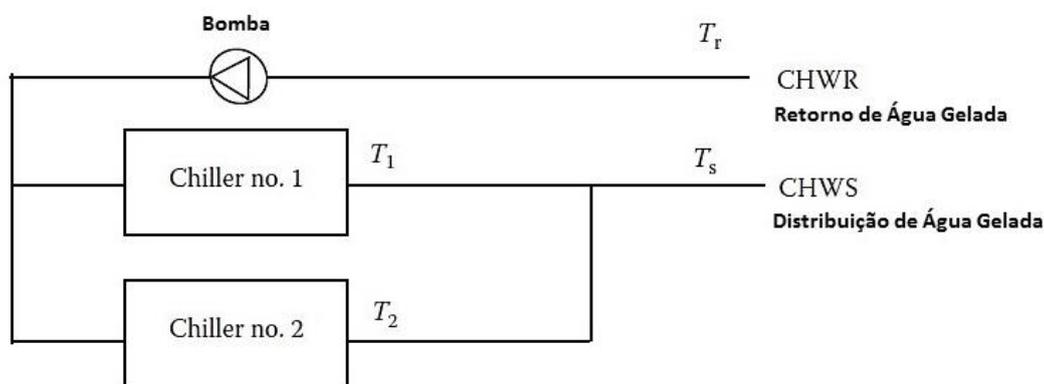


Figura 2.10 - Sistema de Bombeamento Simples com Chillers em paralelo. (STANFORD, 2011)

Tabela 2.1 - Resumo de Fluxos e Temperatura do Sistema de Bombeamento Simples. (STANFORD, 2011)

Temperaturas e Vazão em Bombas Centrífugas em Paralelo

% Carga	T_r	Chiller No. 1		Chiller No. 2		T_s
		Vazão (%)	T_1	Vazão (%)	T_2	
100	56	50	44	50	44	44
75	53	50	44	50	44	44
50	50/56	50	44	50	56 ^a	50
25	50	50	44	50	50 ^a	47

Podem existir problemas de mistura de água de retorno no caso de Chillers estarem desligados e outros operando, em algumas situações isso pode não ser um problema, mas na maioria dos casos os projetistas adotam válvulas de isolamento de fluxo. Com esta configuração, o fluxo através do Chiller desligado não ocorre e o fluxo no Chiller que está operando aumenta.

2.6.2 BOMBEAMENTO MÚLTIPLO COM CHILLERS EM PARALELO

Cada uma das configurações discutidas é essencialmente para sistemas de fluxo constante que utilizam as válvulas de controle de três vias nos FanCoils. Sistemas de fluxo constante impõem a mesma quantidade de água gelada independente das necessidades, resultando em trabalhos excessivos para as bombas. Para reduzir estes custos, o arranjo de tubulação com fluxo variável primário-secundário mostrado na Figura 2.11 é muito utilizada. Aqui, a produção dos dois Chillers é hidráulicamente isolada do circuito de distribuição por meio de uma ponte, comumente chamada de common piping. Essa ponte é uma seção da tubulação compartilhada pelos circuitos primário (*primary loop*) e secundário (*secondary loop*) e projetadas para que não haja perda de pressão ou uma perda com tolerâncias mínimas. Assim, o fluxo de um circuito pelo fluxo do outro circuito. No primário, os Chillers são ligados ou desligados e suas respectivas bombas são iniciadas ou interrompidas, mantendo sempre um fluxo constante. No entanto, no secundário, as serpentinas de resfriamento dos FanCoils utilizam válvulas de controle de duas vias e as bombas de distribuição podem utilizar unidades variadoras de frequência, de modo que o fluxo de água gelada é modulado entre 0% e 100% do fluxo de projeto em função da carga de refrigeração demandada. Assim, este circuito tem fluxo totalmente variável, porém mantém um gradiente de temperatura constante. Em qualquer situação de carga, o fornecimento e a temperatura da água é a mesma que a temperatura da água na saída dos Chillers, desde que o fluxo de produção de água gelada se iguale a vazão de distribuição na ponte. A Tabela 2.2 resume as condições de temperatura e de rendimento para esta configuração em diversas condições de carga.

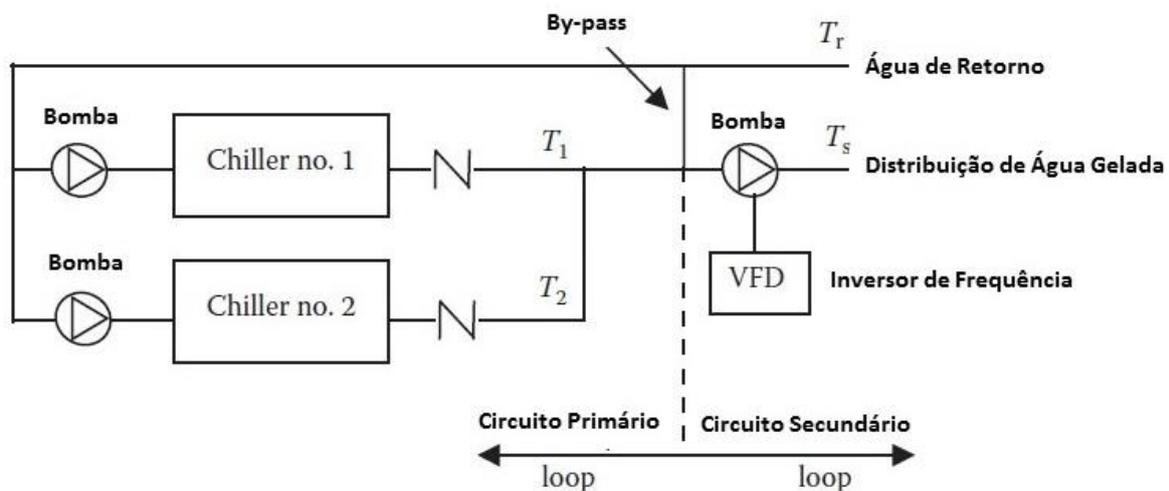


Figura 2.11 - Configuração representativa de um sistema Primário-Secundário de Ar Condicionado. (STANFORD, 2011)

Tabela 2.2- Tabela para alguns Setups de carga para sistemas Primário-Secundário. (STANFORD, 2011)

Vazões e Temperaturas para um Sistema Primário-Secundário

% Carga	T_r	% Vazão de Água Gelada	% Vazão de Água de Retorno	T_m	Chiller No. 1		Chiller No. 2		T_s
					Vazão (%)	T_1	Vazão (%)	T_2	
100	56	100	100	56	50	44	50	44	44
75	56	75	100	53	50	44	50	44	44
50	56	50	50	56	50	44	50/0	N/A ^a	44
25	56	25	50	53	50	44	0	N/A ^a	44

2.7 FAN COILS

Fan Coils são unidades de expansão direta utilizados para controlar o conforto térmico em ambientes. Estas unidades são fabricadas em módulos e combinam as seguintes funções: (1) Controle de temperatura, (2) Fluxo de ar através dos ambientes climatizados, (3) Filtragem e (4) de distribuição de ar de ventilação. Estas unidades estão disponíveis no mercado em várias configurações, incluindo configurações verticais ou horizontais, aparentes ou ocultas. Os Fan Coils dispõem ainda de dispositivos de controle de temperatura e fluxo do ar insuflado nos ambientes. (ASHRAE, 2000).

O ventilador recircula o ar do ambiente através de suas serpentinas que retiram o calor deste ar e o devolvem ao ambiente. Estes dispositivos de troca de calor podem ser serpentinas por onde passa a água gelada proveniente do sistema central de ar condicionado. Em outros, casos água quente se o sistema for de aquecimento ou ainda resistências elétricas. Filtros na entrada dos Fan Coils protegem o motor, os ventiladores e os dutos de condicionamento de ar das partículas provenientes do ar dos ambientes climatizados. Os componentes deste sistema são fabricados para uma rápida remoção e manutenção. Se o Fan Coil fizer parte de um sistema central de ar condicionado, ele deve possuir também um reservatório isolado para drenagem. A Figura 2.12 representa um esquema do funcionamento de um Fan Coil dado pela ASHRAE (2000) e a Figura 2.13 um Fan Coil real produzido pela Carrier.

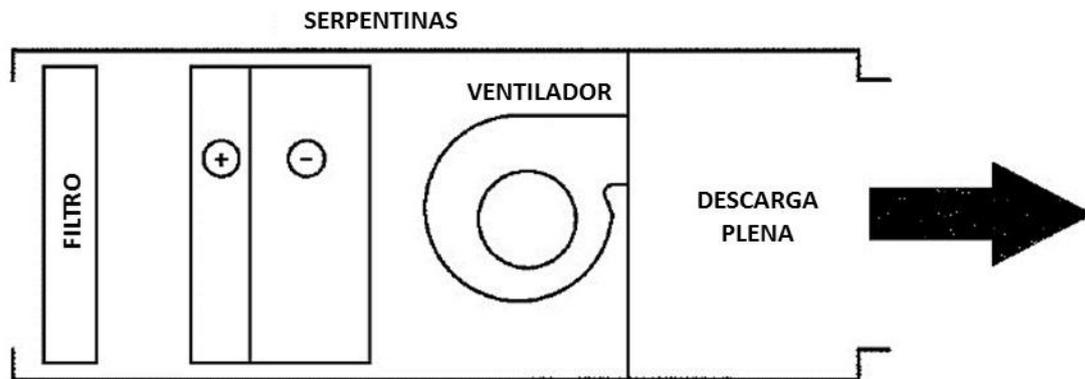


Figura 2.12 - Representação do funcionamento e dos componentes básicos de uma unidade Fan Coil. (ASHRAE, 2000)



Figura 2.13 – FanCoil Vortex modular da Fabricante Carrier (CARRIER, 2013)

2.8 CARGA TÉRMICA

A carga térmica é a quantidade de calor sensível e latente, geralmente expressa em BTU/h ou kcal/h (Pelas unidades SI, a carga térmica, que é potência, seria dada em watts ou kW, mas para efeito de fabricação de equipamentos é relevante considerar kcal/h), que deve ser retirada ou colocada no recinto a fim de proporcionar as condições de conforto desejadas. (CREDER, 2004).

Essa carga térmica pode ser introduzida no recinto a condicionar por:

- Condução:
- Insolação:
- Dutos;
- Pessoas;
- Equipamentos;
- Infiltração:

➤ Ventilação.

Seguindo uma descrição resumida pela CEPTEL (2014), os fatores que influenciam na carga térmica de uma edificação são:

Cargas externas:

- A radiação solar que penetra diretamente no ambiente interno da edificação e que incide sobre piso e paredes, posteriormente irradiando e promovendo seu aquecimento;
- Ganhos por condução das paredes externas devido ao diferencial de temperatura entre os ambientes externo e interno
- Infiltração de ar externo, através frestas na estrutura da edificação (aberturas, frestas em esquadrias de janelas etc.);
- Ar de ventilação, que representa a parcela de ar introduzida no sistema para renovação;

Cargas internas:

- Transmissão de calor entre áreas internas à edificação e adjacentes, que apresentam diferenciais de temperatura (paredes internas, pisos, tetos etc.);
- Pessoas - calor dissipado por pessoas, função do seu metabolismo, que é proporcional à intensidade de suas atividades (trabalho sentado, em movimento, atividades muito intensas etc.);
- Iluminação e equipamentos - Lâmpadas, reatores, equipamentos que dissipem calor, computadores etc.;
- Perdas por dutos - dutos não isolados ou mal isolados e que passam em áreas não condicionadas, gerando um diferencial de temperatura.
- Com o objetivo de determinar a carga térmica da edificação, em posse das plantas detalhadas destas e das condições iniciais de projeto, os seguintes fatores devem ser analisados:
- Temperaturas (interna e externa) de projeto determinadas por norma para a zona bioclimática referente;
- Orientação geográfica das fachadas (N, S, L, O, etc.);
- Condições operacionais da instalação (horários, número de pessoas, intensidade do trabalho);
- Arranjo físico de pessoas em seus postos de trabalho (layout);
- Distribuição, arranjo, potências e quantitativo de luminárias, equipamentos de escritório e outros equipamentos que dissipem calor;
- Especificação dos materiais construtivos da edificação (paredes, lajes, vidros, tipos e materiais de esquadrias, elementos de sombreamento, portas externas etc.).

Ainda de acordo com a CEPTEL (2014) a escolha do tipo de sistema (tipologia do sistema) que será adotado poderá ser feita a priori, antes do cálculo da carga térmica, uma vez que no cálculo computacional o agrupamento de vários recintos poderá ser feito visando o dimensionamento das unidades climatizadoras. De posse dos elementos citados acima, e com a utilização de programa computacional adequado, é possível efetuar o cálculo da carga térmica de cada recinto (ou grupos de recintos) e da edificação como um todo. Após esses cálculos, são determinados os equipamentos responsáveis pela climatização dos ambientes e conseqüentemente a arquitetura de suas instalações. É importante atentar para o fato de que o programa computacional escolhido deverá ser um programa de uso corrente, compatível com a metodologia desenvolvida pela ASHRAE, ou de nível equivalente, utilizado por profissionais devidamente qualificados e capazes de não só realizar os cálculos, mas interpretar resultados e fazer correções quando necessário.

Do referido cálculo poderemos obter, dentre outros resultados importantes:

- Cargas térmicas máximas e horárias (ao longo do ano), de cada ambiente, grupos destes ou toda a edificação;
- Capacidades térmicas dos equipamentos requeridos por ambientes ou grupos destes;
- Vazões de ar insuflado e de renovação por equipamento (ambiente);
- Consumos energéticos (kWh) de climatizadores de determinada tipologia e eficiência em grupos ou de toda a instalação;
- Diferenciais e comparativos de consumos para tecnologias específicas, arranjos e eficiências;
- Despesas com energia elétrica no sistema de climatização.

Dessa forma, serão estes os resultados, mais especificamente um perfil de carga térmica ao longo de um dia comum, que será analisado e coletado no estudo de caso deste projeto, de maneira a aplicar as medidas de otimização esperadas no sistema de ar condicionado referente, considerando simulações computacionais pré-determinadas teoricamente.

Em um exemplo de perfil de carga térmica utilizado em considerações sobre armazenamento de energia térmica em edificações típicas é dado por Stanford (2011). Este exemplo considera um edifício típico com início de operação e atividades às 6:00 da manhã e término às 19:00 e com perfil de carga térmica máximo de 500TR. Na Figura 2.14 temos a operação típica deste Chiller e seus os dados referentes na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 - Exemplo de Perfil Carga Térmica diária em um edifício. (STANFORD, 2011)

Exemplo de Perfil de Carga Térmica em 24 horas

Horas	Temperatura do Ar Externo (°F)	Carga térmica (TR)
1	78	Sistema Desligado
2	76	Sistema Desligado
3	74	Sistema Desligado
4	76	Sistema Desligado
5	77	Sistema Desligado
6	78	275
7	80	160
8	81	190
9	82	200
10	84	160
11	86	300
12	88	350
13	90	400
14	92	450
15	93	500
16	94	450
17	93	400
18	92	375
19	90	300
20	86	270
21	84	Sistema Desligado
22	82	Sistema Desligado
23	81	Sistema Desligado
24	80	Sistema Desligado

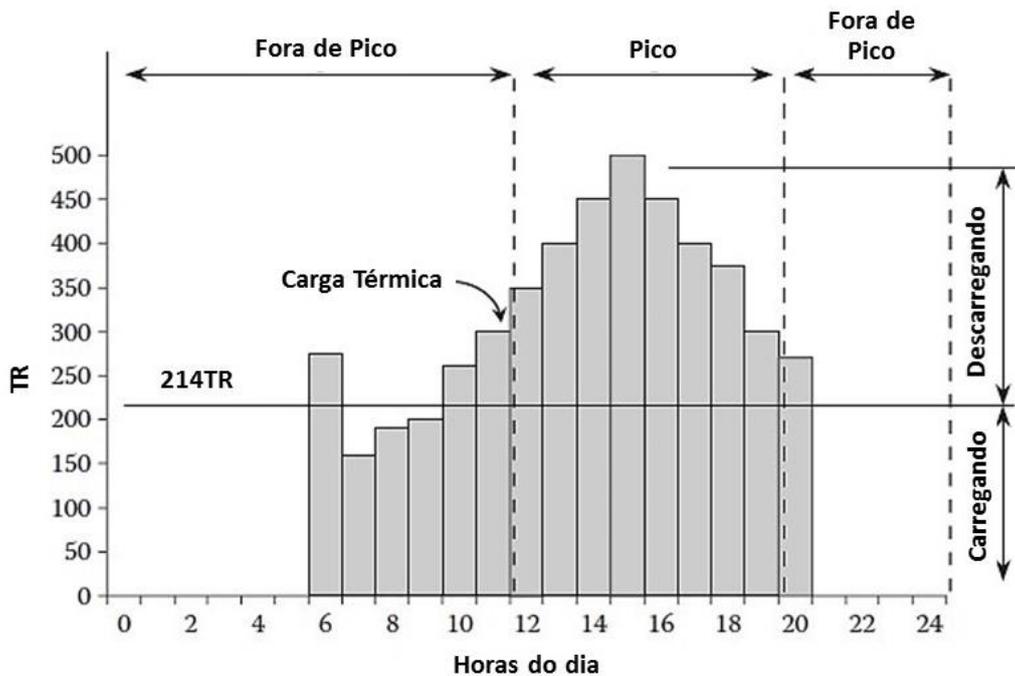


Figura 2.14 - Representação da operação diária do chiller segundo exemplo dado. (STANFORD, 2011)

3 CONCEITOS ECONÔMICOS

Este capítulo apresenta os conceitos econômicos mais relevantes até o momento a fim de servirem de base para a análise econômica que será realizada.

3.1 VALOR PRESENTE LÍQUIDO (VPL)

As análises econômicas deste projeto consistem em determinar, para uma suposta instalação de um novo inversor de frequência, o seu Valor Presente Líquido, que representa o valor de um investimento que ainda será feito, ou seja, o somatório a valor presente de cada movimentação no fluxo de caixa, assim o resultado para o VPL é a diferença entre o seu valor hoje e os seus custos. (ROSS *et al.*, 2013).

Para isso teremos que montar o fluxo de caixa do projeto de implantação deste inversor baseado nos custos iniciais e de operação/manutenção e nos benefícios médios gerados ao longo da vida útil deste equipamento. A Figura 3. apresenta um fluxo de caixa hipotético ao qual se determina um VPL.

Tempo (anos)	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Custo inicial	-\$30								
Entradas		\$ 20	\$ 20	\$ 20	\$ 20	\$ 20	\$ 20	\$ 20	\$ 20
Saídas		-14	-14	-14	-14	-14	-14	-14	-14
Entrada líquida		\$ 6	\$ 6	\$ 6	\$ 6	\$ 6	\$ 6	\$ 6	\$ 6
Valor residual									2
Fluxo de caixa líquido	-\$30	\$ 6	\$ 6	\$ 6	\$ 6	\$ 6	\$ 6	\$ 6	\$ 8

Figura 3.1 - Exemplo de um Demonstrativo de Rendimento utilizado para cálculo do VPL a partir do resultados do fluxo de caixa. (ROSS *et al.*, 2013).

O VPL utiliza para realizar a conversão dos fluxos de caixa no tempo uma taxa de desconto. Essa taxa, considerando o estudo de caso que representa um projeto aplicado diretamente em um órgão do governo, pode entendida como livre de risco e obtida utilizando as taxas de desconto de Títulos do Governo que representam também aplicações livres de risco. A equação (3.7) representa o cálculo do VPL.

$$VPL = -CF_0 + \sum \frac{CF_j}{(1 + R)^j} \quad \forall j = 1, 2, \dots, n \quad (3.7)$$

Onde,

CF_0 = Custo inicial do Projeto

CF_j = Entradas de cada período do fluxo de caixa

j = número de períodos de aplicação do projeto

R = Taxa de Desconto

3.2 PAY BACK

Para o presente trabalho, aplicado a investimentos na esfera pública, a segunda medida de análise de risco deste projeto de implantação de um inversor de frequência seja o *Pay-Back*. Este representa o número de períodos necessários para que o fluxo de benefícios gerados seja superior ao capital. (SOUZA *et al.*, 2009)

A obtenção do *Pay-Back* pode é facilmente realizada por uma calculadora financeira, ou por semelhança de triângulos como ilustra o exemplo da Figura 3.2. Onde se espera retornar um capital se \$380 e os fluxos de benefícios crescem ao longo de uma curva no gráfico. Assim o *Pay-Back* pode ser obtido através dessa interpolação linear entre os períodos aos quais o valor que se espera retornar se encontra.

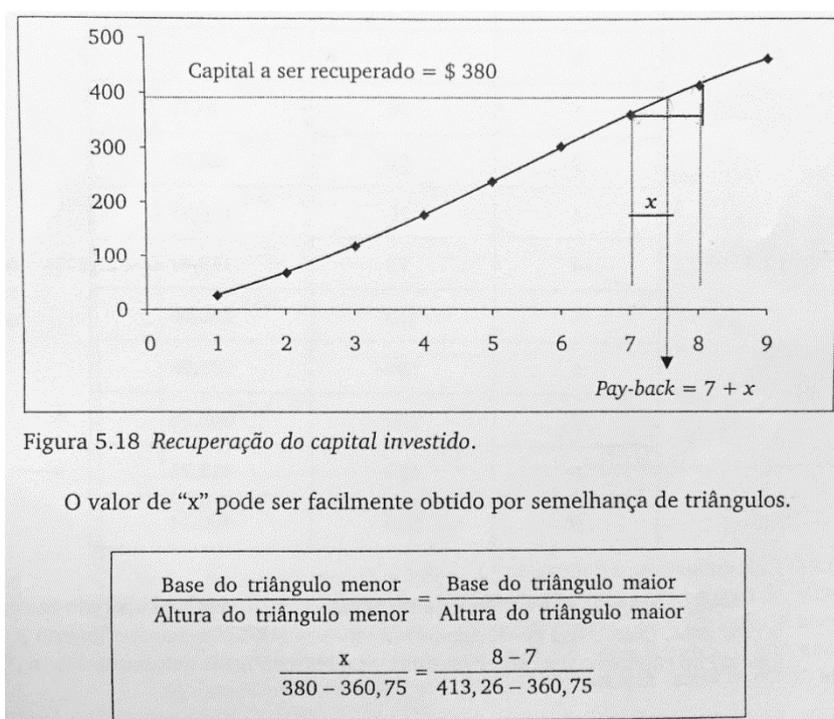


Figura 3.2 - Exemplo de cálculo de PayBack de um projeto através de um gráfico de Fluxo de Benefícios acumulados pela sua referência anual (SOUZA *et al.*, 2009).

3.3 TÍTULOS DO GOVERNO

Como mencionado no item 4.2, a taxa de desconto deve ser obtida através de títulos do governo disponíveis para compra que possuem o mesmo período de aplicação da vigência do projeto. Pelo site do tesouro nacional é possível visualizar a tabela de títulos do tesouro direto disponíveis para compra. A Figura 3.3 apresenta essas possibilidades.

Título	Vencimento	Taxa(a.a.)	
		Compra	Venda
Indexados ao IGP-M			
Tesouro IGPM+ com Juros Semestrais 2017 (NTNC)	01/07/2017	-	6,71%
Tesouro IGPM+ com Juros Semestrais 2021 (NTNC)	01/04/2021	-	7,41%
Tesouro IGPM+ com Juros Semestrais 2031 (NTNC)	01/01/2031	-	7,19%
Indexados ao IPCA			
Tesouro IPCA+ com Juros Semestrais 2017 (NTNB)	15/05/2017	-	6,66%
Tesouro IPCA+ 2019 (NTNB Princ)	15/05/2019	7,30%	7,34%
Tesouro IPCA+ com Juros Semestrais 2020 (NTNB)	15/08/2020	7,33%	7,37%
Tesouro IPCA+ com Juros Semestrais 2024 (NTNB)	15/08/2024	-	7,27%
Tesouro IPCA+ 2024 (NTNB Princ)	15/08/2024	7,20%	7,26%
Tesouro IPCA+ com Juros Semestrais 2035 (NTNB)	15/05/2035	7,11%	7,19%
Tesouro IPCA+ 2035 (NTNB Princ)	15/05/2035	7,08%	7,16%
Tesouro IPCA+ com Juros Semestrais 2045 (NTNB)	15/05/2045	-	7,16%
Tesouro IPCA+ com Juros Semestrais 2050 (NTNB)	15/08/2050	6,99%	7,09%
Prefixados			
Tesouro Prefixado 2016 (LTN)	01/01/2016	-	14,22%
Tesouro Prefixado com Juros Semestrais 2017 (NTNF)	01/01/2017	-	15,53%
Tesouro Prefixado 2017 (LTN)	01/01/2017	-	15,52%
Tesouro Prefixado 2018 (LTN)	01/01/2018	15,76%	15,82%
Tesouro Prefixado com Juros Semestrais 2021 (NTNF)	01/01/2021	-	15,65%
Tesouro Prefixado 2021 (LTN)	01/01/2021	15,59%	15,65%
Tesouro Prefixado com Juros Semestrais 2023 (NTNF)	01/01/2023	-	15,62%
Tesouro Prefixado com Juros Semestrais 2025 (NTNF)	01/01/2025	15,55%	15,61%
Indexados à Taxa Selic			
Tesouro Selic 2017 (LFT)	07/03/2017	-	0,02%
Tesouro Selic 2021 (LFT)	01/03/2021	0,00%	0,04%

Atualizado em: 26-11-2015 18:18:43

Figura 3.3 - Exemplo de Títulos do Governo disponíveis para compra - Consulta no site do Tesouro Nacional no dia 26/11/2015

3.4 ANÁLISE BENEFÍCIO-CUSTO

Para complementar a análise econômica deste projeto serão definidos os Benefícios gerados frente aos custos de implantação do sistema de controle. Esta análise é relevante para o projeto em questão, pois considera-se aplicável a projetos de diversas dimensões, inclusive em períodos curtos ou longos de avaliação. (HIRSCHFELD, 1998)

Ainda segundo Hirschfeld (1998), a análise benefício-custo para projetos de longa duração (acima de 20 anos) é conveniente calcular o valor do benefício em forma de anuidades, partindo do primeiro período após o zero a assim progredindo “n” períodos até o final da vida útil estipulada para o projeto.

Estes conceitos são mais relevantes, então, quando se necessita comparar dois ou mais projetos. Dessa forma o resultado apresentado sobre Benefício-Custo ao final deste relatório servirá como base para futuras análises entre projetos a fim de replicar o trabalho realizado para as demais bombas secundárias de Água Gelada do Superior Tribunal de Justiça de Brasília.

4 INVERSORES DE FREQUÊNCIA

Este capítulo apresenta os elementos referentes a às características principais, operação e métodos de programação de controles, baseados em catálogos de fabricantes para inversores de frequência.

O objeto de estudo deste trabalho é definido como a utilização de inversores de frequência aplicados a motores também chamados de controladores VSD (Variable Speed Drives), ou ainda de uma forma mais específica de VFD (Variable Frequency Drivers). Estes dispositivos trabalham com a variação da velocidade de rotação em conjuntos moto-bomba aplicados a sistemas centrais de água gelada. Sua aplicação baseia-se fundamentalmente no seu potencial de redução do consumo energético da planta de um sistema central de ar condicionado. Dessa forma serão apresentados ao longo deste capítulo os princípios envolvendo o funcionamento básico destes equipamentos, bem como o seu posicionamento no circuito hidráulico, além da abordagem de métodos de simulação para sistemas de ar condicionado que permitam aplicar suas funções no caso de estudo final deste projeto, que será apresentado com mais detalhes no capítulo 4.

4.1 POTENCIAL DE REDUÇÃO DE CONSUMO ENERGÉTICO

De acordo com Lima (2013), equipamentos que promovem um controle de rotação baseado na variação da frequência de operação em motores elétricos possuem grande potencial no que se refere a redução do seu consumo de energia. Dessa forma, é apresentada na Tabela 4.1 com algumas das possíveis alternativas para se reduzir o consumo energético em motores elétricos, incluindo os VSD que são objeto de estudo deste trabalho.

Tabela 4.1 - Possíveis ações para aumento da eficiência energética em motores elétricos. (LIMA, 2013)

Ação	GANHO APROXIMADO (%)
Perdas na transmissão, acoplamentos, etc.	2
Troca por motor de alto rendimento	3
Troca por motor de ímãs (IPM) com inversores	10
Otimização de processos com inversores com PID	25
Bombas e ventiladores com inversores	30
Uso de inversores regenerativos (ciclos de energia cinética/potencial)	50

Conforme descrito pela Tabela 4.1, a possibilidade de redução de consumo está em torno de 30% para bombas e ventiladores que utilizem inversores de frequência. Dessa forma, considerando que

sistemas centrais de água gelada possuem grande parte do seu consumo baseado em bombas centrífugas de alta potência, a redução alcançada tem grande expressividade no consumo total.

Em motores elétricos a variação na rotação em função da frequência em [Hz] imposta pelo VSD é realizada de acordo com a equação (4.1).

$$N[\text{rpm}] = \frac{120 \times \text{frequência}[0 - 60 \text{ Hz}]}{\text{número de polos do motor}} \quad (4.1)$$

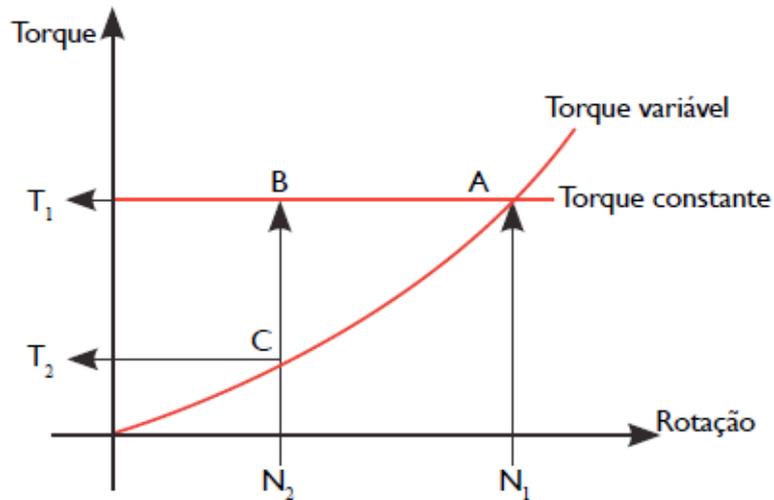


Figura 4.1 - Comportamento do Torque variável e constante em função da rotação. (LIMA, 2013)

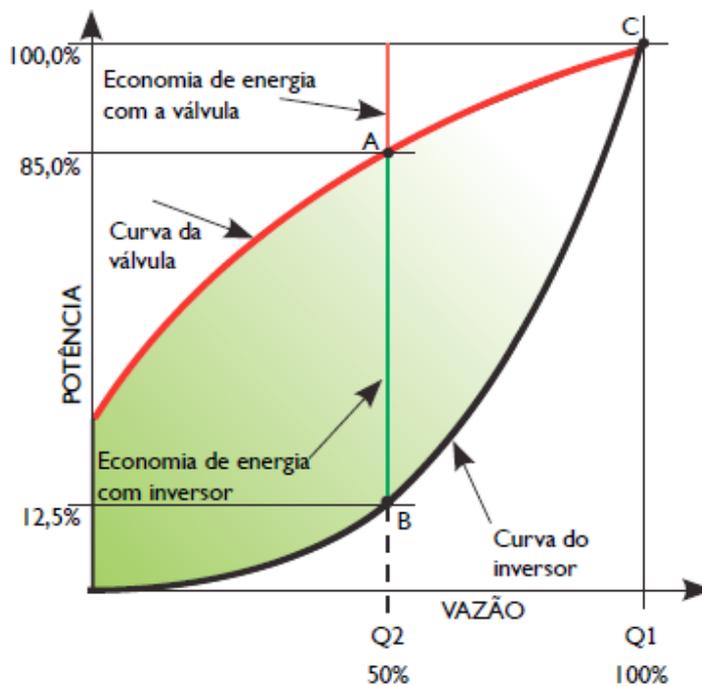


Figura 4.2 - Comparação de redução de consumo de energia com o uso de válvulas de restrição de vazão e VSDs. (LIMA, 2013)

Considerando as relações de redução de consumo em função da rotação podemos encontrar as reduções de consumo individuais para conjuntos moto-bomba. Pois, sabendo que a carga em bombas é variável e não constante, como mostrado na Figura 4.1, as variações de rotação na bomba resultam em variações na vazão e pressão estática geradas e potência consumida, estas relações são apresentadas pelas equações (4.2), (4.3) e (4.4) e pela Figura 4.2, que também apresenta uma relação de redução comparada a aplicação de válvulas de restrição de fluxo. Com isso, é possível perceber que o potencial de redução de consumo utilizando inversores de frequência é muito maior.

A relação para a redução de vazão é dada pela equação (4.2).

$$\frac{Q1}{Q2} = \left[\frac{N2}{N1} \right] \quad (4.2)$$

Onde Q é a vazão das bombas e N a rotação das mesmas. Já a relação para variação da pressão estática é dada pela equação (4.3):

$$\frac{H1}{H2} = \left[\frac{N2}{N1} \right]^2 \quad (4.3)$$

Onde H é a pressão estática gerada pela operação da bomba. E finalmente a relação entre redução de rotação e consumo é dada pela equação (4.4).

$$\frac{P1}{P2} = \left[\frac{N2}{N1} \right]^3 \quad (4.4)$$

Em seus catálogos a Danfoss (2002) exhibe dados significativos a respeito de um exemplo de aplicação destes variadores de frequência em uma modulação anual de vazão demandada, conforme se deseja obter com a aplicação deste projeto no seu estudo de caso.

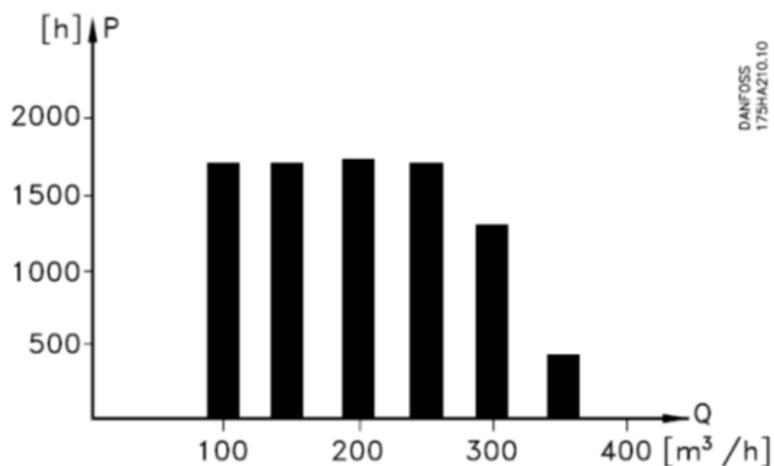


Figura 4.3 - Exemplo de aplicação pela Danfoss para uma distribuição de vazão durante um período anual. (DANFOSS, 2006)

A Figura 4.3 nos mostra uma distribuição anual de vazões demandadas para uma bomba de 45kW de potência pela Danfoss (2002) e a Tabela 4.2 os resultados da sua redução de consumo energético devido a aplicação de um variador de frequência.

Tabela 4.2 - Resultado da redução de consumo com aplicação do Inversor de Frequência. (DANFOSS, 2006)

m3/t	Distribuição		Regulação por válvulas		Controle do conversor de frequência	
	%	Horas	Potência	Consumo	Potência	Consumo
			A ₁ - B ₁	kWh	A ₁ - C ₁	kWh
350	5	438	42,5	18.615	42,5	18.615
300	15	1314	38,5	50.589	29,0	38.106
250	20	1752	35,0	61.320	18,5	32.412
200	20	1752	31,5	55.188	10,0	17.520
150	20	1752	28,0	49.056	6,5	11.388
100	20	1752	23,0	40.296	3,5	6.132
Σ	100	8760		275.064		124.173

Onde A₁, B₁ e C₁ são dados pela curva característica da bomba de 45 kW dada como exemplo pela Figura 4.4.

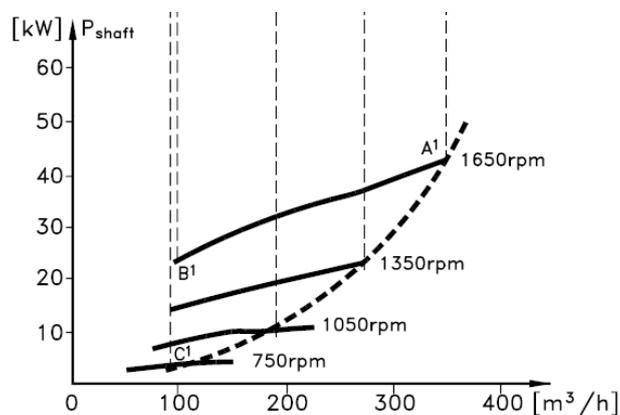


Figura 4.4 - Curva característica de uma bomba exemplo de 45kW. (DANFOSS, 2006)

4.2 CONTROLE PID

O PID (Proporcional, Integral e Derivativo) é o algoritmo de controle que possui maior utilização na indústria e tem sido cada vez mais utilizado em todo o mundo em controles de sistemas industriais. Possuem desempenho altamente consistente e de fácil operação, dispondo também de uma série de possibilidades de funcionamento. Este controle é baseado no acompanhamento de uma variável em torno de um “set point” com finalidade de adequar o regime de operação de uma bomba centrífuga, por exemplo, de acordo com o *feedback* gerado por sensores que retornam ao controlador sinais elétricos, permitindo que o inversor processe estes dados e, no caso destes equipamentos, envie sinais a seus motores elétricos e altere sua rotação quando necessário. Este controle, para o caso dos conjuntos moto-bomba de sistemas de água gelada, é realizado através do monitoramento de um diferencial de pressão no circuito hidráulico. Dessa forma, quanto menor for o consumo de água gelada do edifício maior será a pressão na linha, com isso o VSD então irá equilibrar a rotação da bomba para obter o máximo de eficiência.

O esquema básico da configuração de um sistema de controle PID para bombas centrífugas pode ser descrito pela Figura 4.6. Onde um transdutor de pressão diferencial é instalado na linha de recalque, que também poderia ser um sensor de vazão ou de nível para um tanque de armazenamento qualquer, enviando sinais frequentes para o controle do inversor. Este sinal é um *feedback* para um controlador, dessa forma, por exemplo, uma variação de pressão na linha de recalque seria enviado pelo sensor ao controlador através de um sinal correspondente com variação em mA. É necessário definir então um *set point* de acordo com a carga térmica do sistema em questão. O inversor, percebendo um aumento na pressão da rede, reduz automaticamente a rotação do motor, mantendo o valor de pressão definido. (MESQUITA *et al.*, 2006).

Em um esquema apresentado pela Figura 4.5, dado pela Europump (2004), é possível visualizar as conversões de rotação de acordo com a pressão necessária ou vazão necessária mantendo a bomba com a eficiência desejada.

Na Figura 4.5, novamente, é possível perceber 3 pontos de operação distintos em 3 curvas de rotação constante. Definidos então os *set points* para máxima e mínima pressão de operação o inversor de frequência irá operar de acordo com a programação realizada entre estas curvas. Nesta figura é possível também visualizar o conceito de isoeffiência presentes nas curvas características de bombas, dessa forma qualquer ponto de operação que se desloque a longo da curva do sistema ou ao longo destas linhas terá a mesma eficiência. É isto que se deseja aplicar ao estudo de caso, uma configuração otimizada de curva de operação do sistema de acordo com as oscilações de carga térmica que ocorrerem, para o VSD poder adequar a rotação da bomba às condições pré-definidas.

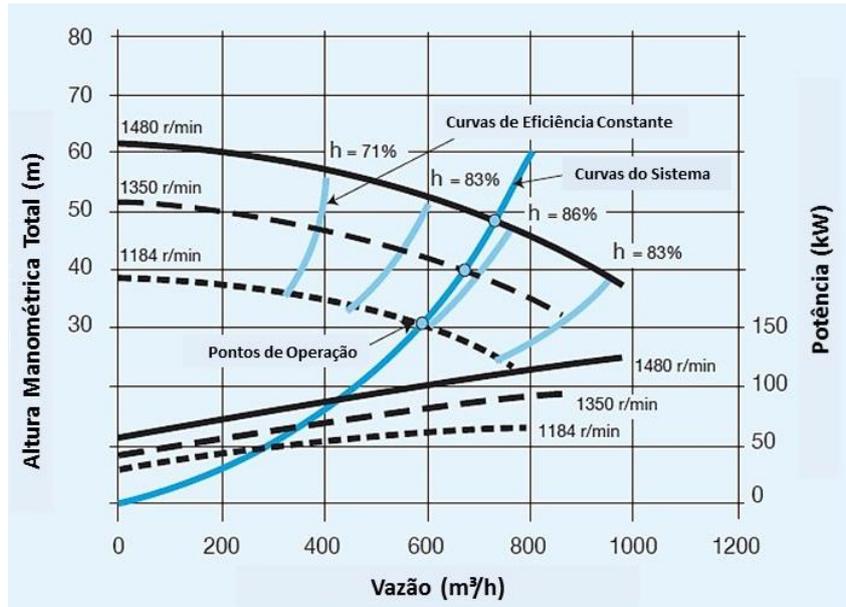


Figura 4.5- Exemplo de variação de velocidade em uma bomba. (EUROPUMP & THE HYDRAULIC INSTITUTE, 2004)

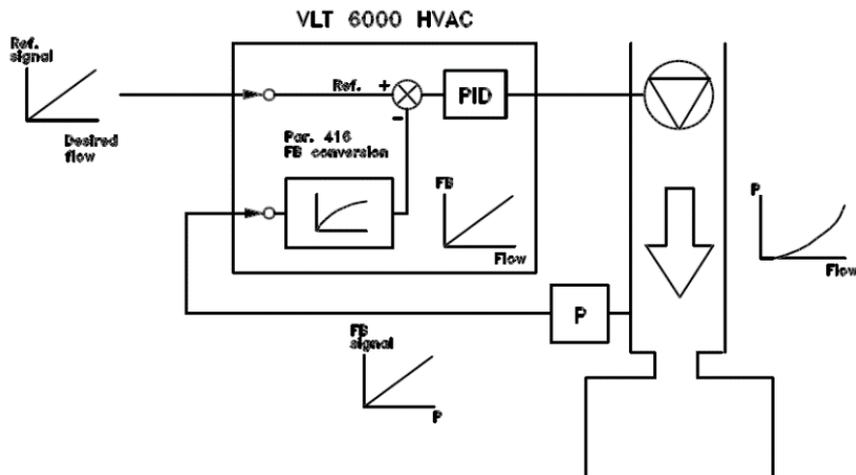


Figura 4.6- Diagrama de instalação das tomadas de análise do VLT 6000 Danfoss. (DANFOSS, 2002).

Pela Figura 4.6 é possível visualizar o ponto de instalação do sensor de pressão dado pelo ponto P no recalque da bomba e o PID aplicado ao circuito do motor elétrico. Porém, segundo recomendações da Danfoss (2002) para aplicações em sistemas HVAC o posicionamento correto para os sensores do PID deve ser no final da distribuição, mais precisamente no último elemento que demanda água gelada ou o último Fan Coil, para garantir que sejam consideradas as perdas de carga mais relevantes ao longo de toda a distribuição. Essa recomendação pode ser visualizada pela Figura 4.7.

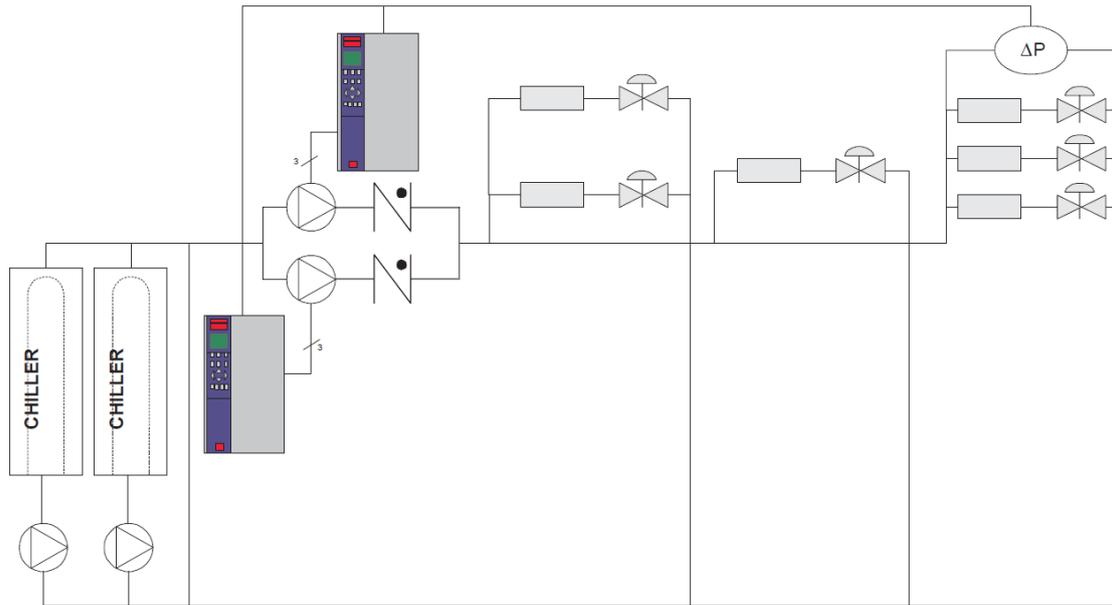


Figura 4.7- Representação de um circuito de água gelada com aplicação correta dos sensores de pressão do VLT Danfoss. (DANFOSS, 2002)

Além disso, em sua publicação Tillack (1998), apresenta um diagrama, mostrado pela Figura 4.8, de posicionamento ideal dos sensores ligados ao inversor. Estes transdutores de diferencial de pressão devem ser localizados a 100% da carga exigida pelo sistema, eliminando a interferência da variação de velocidade da bomba. Este caso para sistemas complexos e de grande porte, onde existem grandes distâncias entre a bomba e o último Fan Coil do sistema.

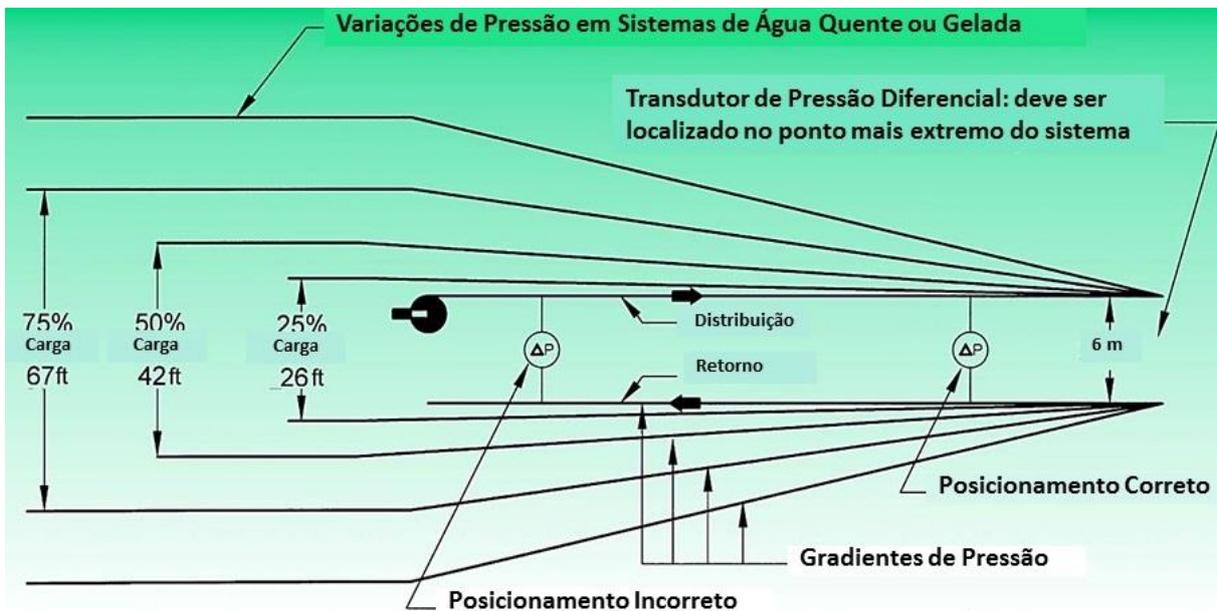
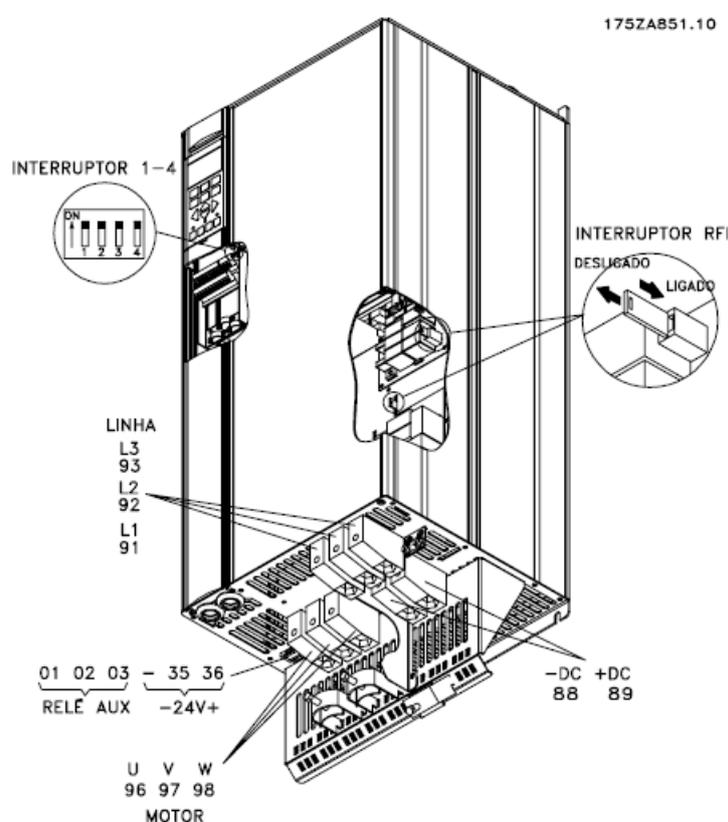


Figura 4.8 - Localização adequada dos transdutores de diferencial de pressão. (TILLACK e RISHEL, 1998)

4.3 ESTRUTURA BÁSICA DO INVERSOR

Inversores de frequência podem ser programados através da utilização de softwares próprios de seus fabricantes ou utilizando a sua tela de controle. O fabricante disponibiliza nestes aparelhos uma porta, por exemplo, USB, que permite que um computador portátil seja acoplado. Em casos de não haver portas USB disponíveis, cabe a utilização de adaptadores referentes. Como exemplo para estes softwares, a Danfoss possui o MCT 10, que permite a configuração e programação destes equipamentos, através do uso de computadores portáteis. A Figura 4.9 mostra um esquema deste inversor com carcaça normativa IP 20.



Compact IP20 VLT 6102-6122, 380-500 V

Figura 4.9 - VLT 6000 HVAC Danfoss IP20. (DANFOSS, 2006)

4.4 CONTROLE DE FLUXO NO SISTEMA DE BOMBEAMENTO SECUNDÁRIO

Na maioria dos sistemas de água gelada o sistema primário necessita de um fluxo de água gelada constante, permitindo uma vazão variável de aplicação mais prática, no secundário. Quando este modelo de circuito hidráulico é previsto em projeto, se aplica um *bypass (common pipe)* entre as linhas de distribuição e retorno para regular o sistema em condições de carga parcial, isolando assim as seções de produção e distribuição de água gelada.

A variação de velocidade de rotação das bombas do sistema secundário, então, deverá seguir a representação dada pela Figura 4.10, que será também a base para as simulações que serão realizadas para os pontos de operação ótimos das bombas. Nesta figura podemos perceber uma variação na curva inicial do sistema (Curva do Sistema 1), passando por um regime intermediário (Curva do sistema 2), até chegar ao seu ponto final (Curva do sistema 3). Nota-se que o sistema está seguindo um aumento de pressão na linha e uma conseqüente redução na vazão. Se esta alteração ocorresse sem a utilização de Variadores de Frequência, poderia impor ao sistema um consumo excessivo de energia. Assim, a medida que o sistema demande novos pontos de operação, partindo de A para B e depois para C, o Variador de frequência reduzirá a rotação do motor, partindo da Curva da bomba 1 para a Curva da Bomba 2, para que o novo ponto de operação desta etapa intermediária seja dado por D, implicando uma menor pressão de operação para a mesma vazão. Da mesma forma a etapa final em direção a curva do sistema 3, demandando um ponto de operação C que é substituído pelo ponto E através da mudança de regime de operação da bomba da Curva da Bomba 1 para a Curva da Bomba 3, mantendo um mesmo nível de eficiência inicial, com um consumo ainda menor. Assim é possível concluir que a adequação do regime de operação do sistema, para buscar níveis de consumo energético ótimos, precisa acompanhar a dinâmica da curva do sistema e não da curva da bomba. Esta conclusão deverá ser confrontada e visualizada em termos reais na próxima etapa deste trabalho.

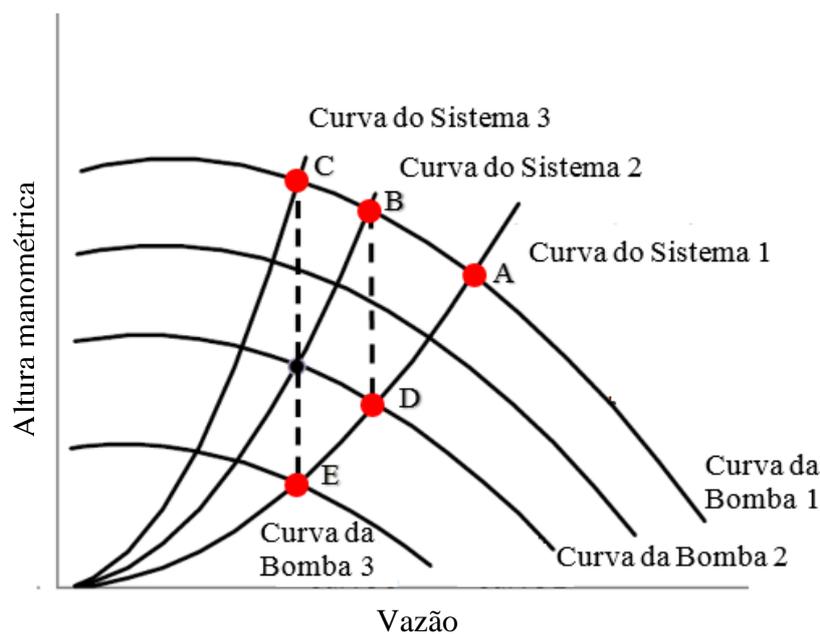


Figura 4.10 - Exemplo de variação de regime de operação de bombas utilizando VSD para manter a taxa de fluxo constante no sistema primário.

4.5 CURVAS CARACTERÍSTICAS E PERDA DE CARGA

As equações características de uma bomba centrífuga são construídas de acordo com seus parâmetros de operação, possibilitando um entendimento maior sobre as relações existentes entre suas

variáveis no processo. Segundo Allerstorfer (2009), a curva característica de uma bomba mostra apresentar o seu desempenho geralmente através de curvas plotadas sobre a vazão produzida a determinadas condições de rotação [RPM] e altura manométrica.

É importante, então, destacar os seguintes conceitos:

THD (Total Dynamic Head): Representa a altura manométrica total que deve ser vencida pelo sistema de bombeamento, levando em consideração as perdas de carga nos tubos. Dado pela equação (4.5).

$$THD = \Delta H + H_f + H_m \quad (4.5)$$

Onde,

ΔH = Gradiente de pressão estático dado em [m.c.a.], ou seja, a pressão definida geometricamente pela altura da coluna de líquido da sucção até o recalque.

H_f = Perdas de carga contínua devido ao atrito com as paredes do tubo. O que pode ser definido pelas equações de Darcy-Weisbach, como recomendação da ASHRAE (2012).

H_m = Perdas de Carga localizadas devido aos acessórios presentes na tubulação e que oferecem resistências ao escoamento.

Perda de Carga dinâmica (H_f)

Pela equação de Darcy-Weisbach:

$$H_f = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (4.6)$$

Onde,

H_f = Perda de carga por atrito dinâmico [m]

ρ = Densidade do fluido [kg/m³]

f = Fator de Atrito, adimensional

L = Comprimento da tubulação [m]

D = Diâmetro interno do Tubo [m]

g = aceleração gravitacional [9,8 m/s²]

V = velocidade do escoamento no interior do tubo [m/s]

O fator de atrito f pode ser encontrado utilizando o diagrama de Moody dado pela Figura 4.11 utilizando a equação (4.7) para a determinação do número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (4.7)$$

Onde,

μ = viscosidade dinâmica [kg/m.s]

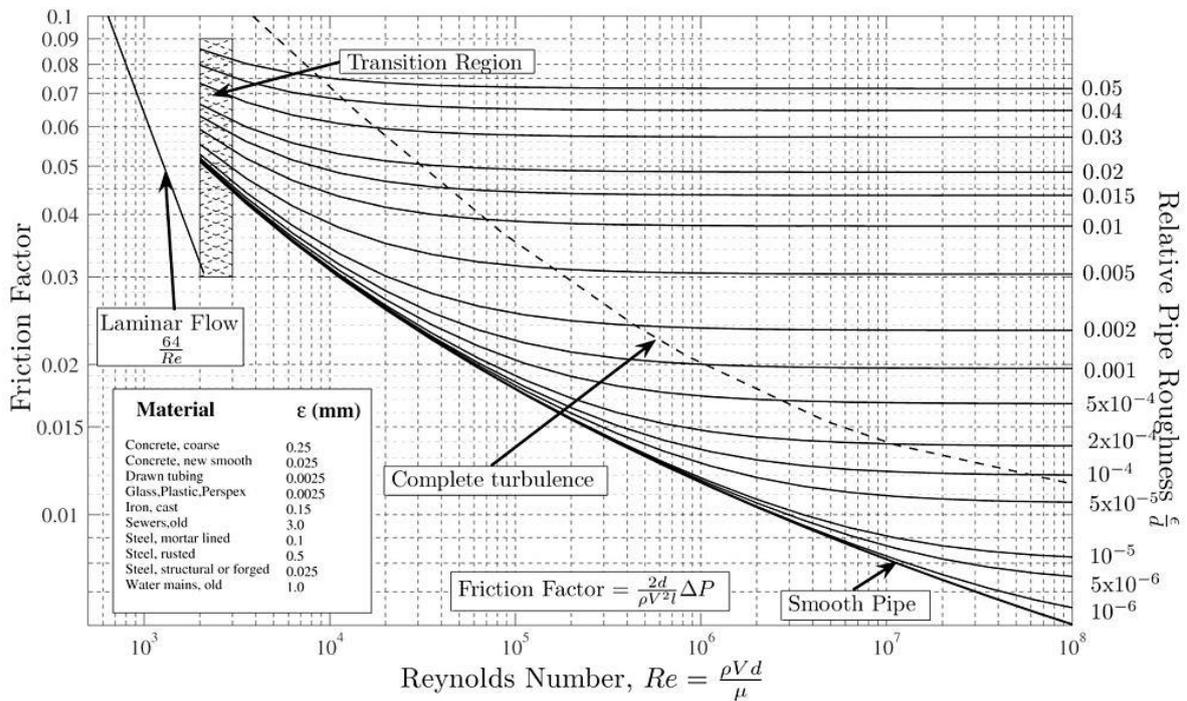


Figura 4.11 - Diagrama de Moody (COLLINS e BECK, 2015)

4.6 EXEMPLO PARA DETERMINAÇÃO DO PONTO DE OPERAÇÃO DE UM SISTEMA

O ponto de operação do sistema será simulado nesta seção bem como a curva característica de uma bomba hipotética com finalidade de determinar o ponto intersecção entre estas duas curvas. A Figura 4. dada pela ASHRAE (2000), mostra um exemplo de ponto de operação, o qual devemos encontrar com os cálculos que serão descritos neste exemplo.

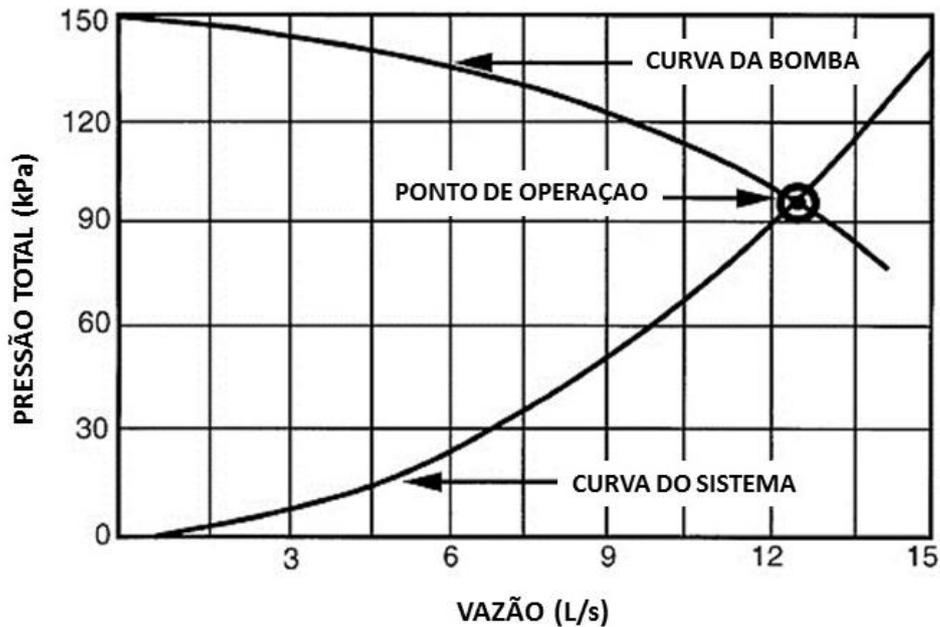


Figura 4.12 - Ponto de Operação de uma Bomba. (ASHRAE, 2000).

A equação (4.8) e a equação (4.9) nos darão também duas informações importantes, a potência da bomba e sua eficiência.

$$P_{out} = \frac{\dot{m} \Delta H}{\rho} \quad (4.8)$$

$$Eficiência = \frac{Output}{Input} = \frac{P_{out}}{P_{in}} \times 100\% \quad (4.9)$$

Dessa forma é possível simular um ponto de operação entre bomba e sistema utilizando exemplos de bombas comerciais e curvas genéricas de sistemas centrais de água gelada. Com isso, utilizando exemplos adaptados por Apsley (2013), podemos realizar uma breve simulação da operação desse sistema através do software E.E.S.

O problema trata de uma bomba centrífuga que necessita levar água de um reservatório, a qual se encontra a 2m abaixo do nível deste, a um tanque a uma altura de 12m. Considerando a tubulação aço de 150mm de diâmetro e fator de atrito de Darcy $f = 0,025$ e comprimento de 10m do reservatório até a sucção da bomba e 25m de comprimento do recalque da bomba até o tanque superior, desconsiderando as perdas localizadas e considerando um motor elétrico com rotação nominal de 1750rpm e 60Hz com 4 polos.

As características da bomba são dadas pela Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Dados para a construção da curva característica da bomba do exemplo proposto.

CURVA DO BOMBA 1							
Q [m³/h]	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18
H [m]	30,00	29,80	28,10	25,00	20,40	14,10	6,20

Para as características do sistema seguimos a seguinte etapa de cálculo, que será a base para as simulações apresentadas através dos códigos do EES no Anexo II:

$$TDH = \Delta H + h_f \quad (4.10)$$

$$TDH = H + f \frac{LV^2}{D2g} \quad (4.11)$$

Em que V pode ser reescrito como:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (4.12)$$

Assim:

$$TDH = H + f \frac{8L}{\pi g D^5} Q^2 \quad (4.13)$$

Substituindo os valores ($L = 35m$, $H = 12m$, $f = 0,025$, $D = 0,15m$) pode se obter a equação para a curva do sistema como $H(Q)$, a partir dos dados da Tabela 4.4.

Tabela 4.4 - Dados para a construção da curva do sistema para o exemplo proposto

CURVA DO SISTEMA 1							
Q (m³/h)	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18
Hsys	12,00	12,86	15,43	19,71	25,71	33,42	42,85

Assim, a curva deste sistema pode ser representada como descrito pela Figura 4..

O ponto de operação então é encontrado igualando as duas equações características das curvas descritas pela Figura 4.13. Estas equações, por sua vez, podem ser obtidas por uma regressão polinomial de grau 2 realizada pelo Microsoft Excel. Portanto, temos estas duas equações:

$$H = 952,08Q^2 + 12 \quad (4.14)$$

$$H = -853,17Q^2 + 22,024Q + 29,943 \quad (4.15)$$

Assim, utilizando o software EES, é possível encontrar rapidamente o ponto de operação do sistema:

$$Q_1 = 0,106 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_2 = 22,70 \text{ m}$$

A eficiência é representada pela figura Figura 4.14:

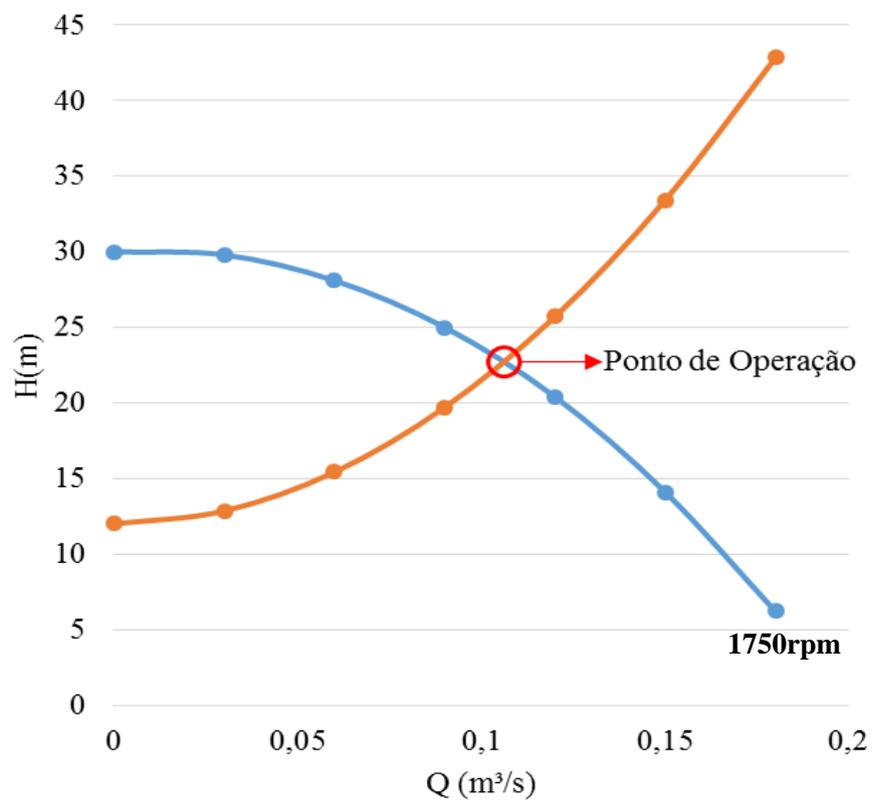


Figura 4.13 - Ponto de Operação inicial do sistema para o exemplo dado.

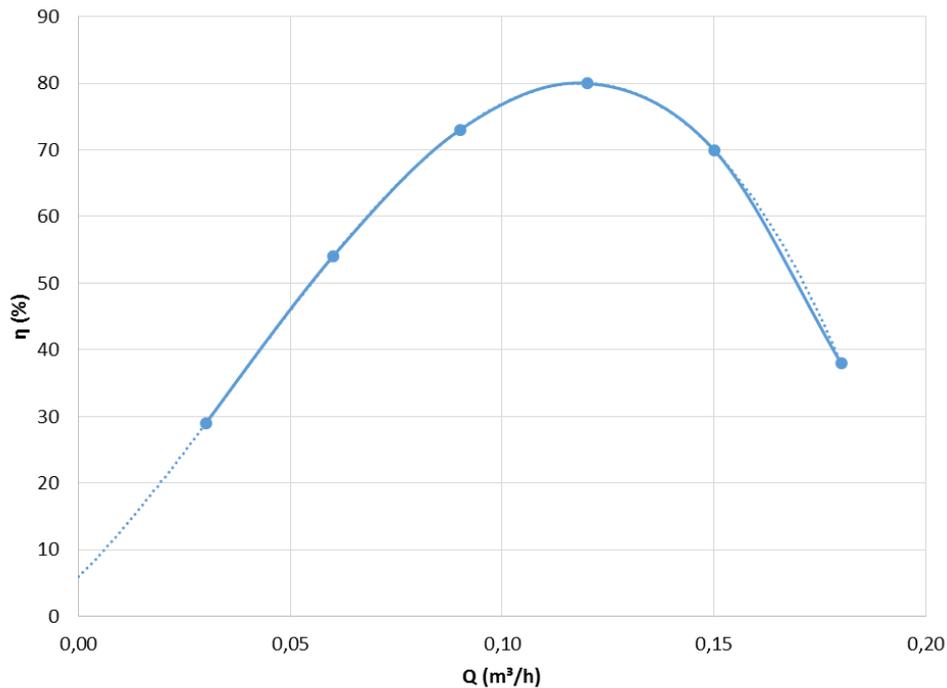


Figura 4.14 - Curva de Eficiência da bomba centrífuga do exemplo dado.

Utilizando novamente a linha de tendência no Excel é possível determinar a equação característica que mais se aproxima do formato da curva e, aplicando a vazão encontrada para o ponto de operação, é possível encontrar a eficiência deste ponto do sistema.

$$\eta = 0,785$$

Para encontrar a potência consumida utilizamos a equação (4.16):

$$P = \frac{\rho g Q H}{\eta} \quad (4.16)$$

Como resultado:

$$P = 30,01 kW$$

A partir de agora é possível simular uma variação de velocidade de rotação para esta bomba e encontrar o novo ponto de operação do sistema para uma mesma curva do sistema, mantendo a eficiência requerida, de acordo com as leis de similaridade apresentadas na sessão 4.1.

Dessa forma, podemos aplicar o conceito o qual está baseado este projeto, que é a aplicação de um inversor de frequência para diminuir o consumo da bomba em decorrência de alterações recorrentes do regime de operação do sistema.

Para isso, supomos uma variação comum de aumento de pressão na linha e diminuição da vazão pelo sistema, o que poderia ser causado por uma diminuição na carga térmica do edifício. Esse aumento de pressão então gera a sequência de dados descrita pela Tabela 4.5 e a sobreposição com a situação anterior descrita pela Figura 4.13.

Tabela 4.5 - Dados para a construção da nova curva do sistema para o exemplo proposto

CURVA DO SISTEMA 2							
Q2 [m ³ /h]	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18
H [m]	12,00	13,95	19,81	29,56	43,22	60,79	82,25

Realizando novos cálculos através do E.E.S., temos os dados referentes a este novo ponto de operação, são eles:

$$Q_2 = 0,081 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_2 = 22,70 \text{ m}$$

$$\eta_2 = 0,682$$

$$P_2 = 30,4 \text{ kW}$$

Estes e todos os cálculos do deste item são apresentados no Anexo II.

É possível perceber, então, que uma variação como essa, mesmo que reduzindo a vazão pelo sistema, é capaz de consumir mais potência da bomba, onde se poderia ter um trabalho menor em função dessa diminuição de carga térmica do sistema.

Com isso podemos gerar funções que nos permitam simular a operação real e a resposta do sistema e de uma bomba através de inputs de vazão e rotação.

Para isso utiliza-se um ajuste de curvas baseado no Método dos Mínimos Quadrados que aplicado às curvas características obtidas para acoplar as funções dos gráficos. A Figura 4.16 apresenta a relação entre inputs e outputs que podem ser obtidos e gerados a partir do exemplo dado por Apsley (2013).

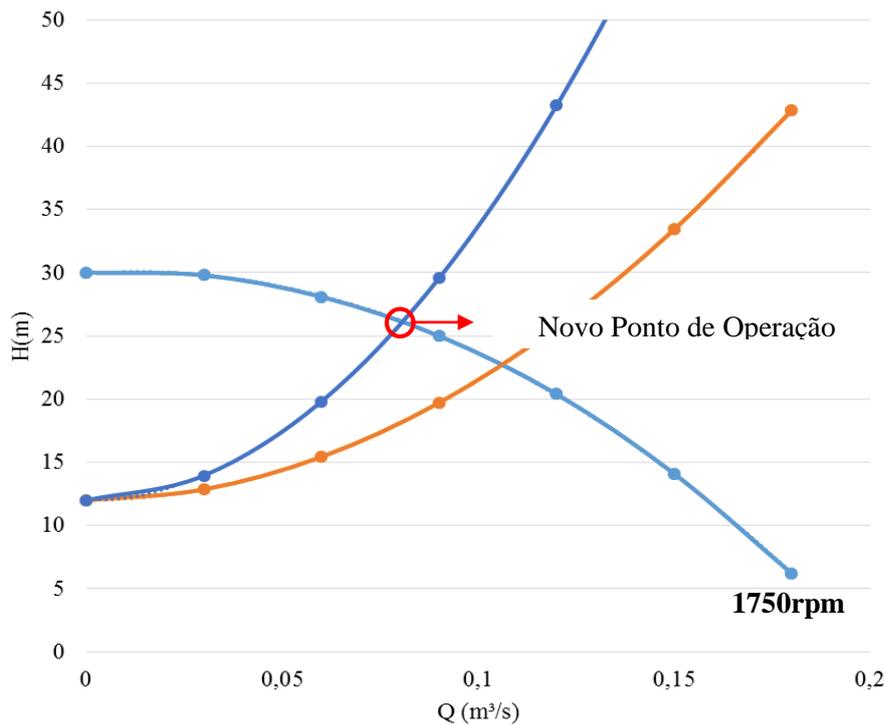


Figura 4.15 - Novo ponto de operação do sistema para o exemplo dado.

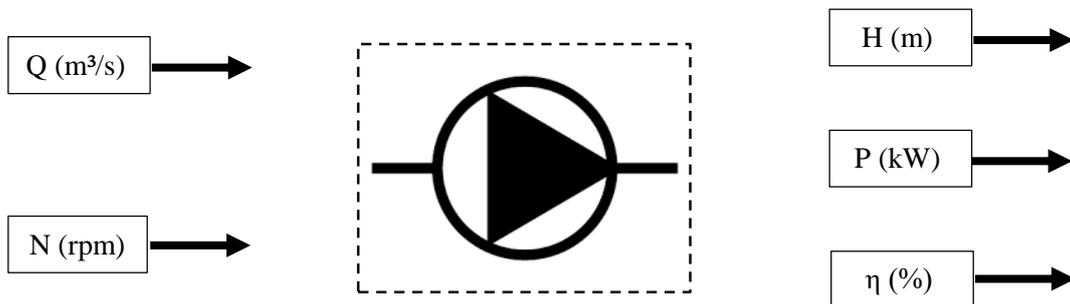


Figura 4.16 – Modelo referente à simulação da bomba centrífuga proposta.

4.7 AJUSTE DE CURVAS E EQUAÇÕES DE DESEMPENHO

De acordo com o modelo apresentado pela Figura 4.16, na seção anterior, é necessário que as equações da vazão, altura manométrica e eficiência sejam escritas em função dos dados de *input*. Assim os resultados que devemos obter neste item, iniciando pelo ajuste das curvas dos gráficos das bombas, são as seguintes funções: $H(Q; N)$, $P(Q; N)$ e $\eta(Q; N)$.

Um ajuste de curvas de equações de segundo grau necessita de no mínimo 3 pontos obtidos nestas curvas em questão. Este ajuste pode, então, ser representado pela equação (4.17).

$$y = a_0 + a_1x + a_2x^2 \tag{4.17}$$

Podendo ser também representada por uma matriz,

$$\begin{bmatrix} 1 & x_0 & x_0^2 \\ 1 & x_1 & x_1^2 \\ 1 & x_2 & x_2^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_0 \\ y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

Assim é possível encontrar os coeficientes a_0 , a_1 e a_2 , que incluídos na equação (4.18), compõem as funções $P(Q)$ para cada curva da bomba. Estes coeficientes também podem ser encontrados diretamente pelo ajuste curvas do Microsoft Excel.

Da mesma quando se deseja medir desempenho de um componente este é representado através de uma função de duas variáveis. No caso de uma bomba centrífuga é necessário encontrar uma função $H(Q; N)$, sendo N [rpm].

Para isso o mesmo procedimento anterior é aplicado utilizando, considerando que os coeficientes para as equações características da bomba são:

Curva com Rotação N1: (a_0, a_1, a_2)

Curva com Rotação N2: (b_0, b_1, b_2)

Curva com Rotação N3: (c_0, c_1, c_2)

Assim, o conjunto de equações (4.19) representam estes coeficientes que posteriormente serão escritos em função de Q .

$$\begin{aligned} a &= A_0 + A_1x + A_2x^2 \\ b &= B_0 + B_1x + B_2x^2 \\ c &= C_0 + C_1x + C_2x^2 \end{aligned} \quad (4.19)$$

Dessa forma, utilizando 9 pontos para cada coeficiente dos conjuntos a , b e c e para cada rotação N1, N2 e N3 podemos encontrar o conjunto de coeficientes A , B e C utilizados para encontrar a função de duas variáveis esperada $H(Q; N)$. O conjunto de equações (4.20) representa um sistema para A e que, para os demais, repete-se da mesma forma.

$$\begin{aligned} a_0 &= A_0 + A_1N1 + A_2N1^2 \\ b_0 &= A_0 + A_1N2 + A_2N2^2 \\ c_0 &= A_0 + A_1N3 + A_2N3^2 \end{aligned} \quad (4.20)$$

Depois, os coeficientes A , B e C são substituídos na equação (4.21) e obtemos a função $H(Q; N)$ desejada.

$$H = A_0 + A_1N1 + A_2N1^2 + (B_0 + B_1N1 + B_2N1^2)Q + (C_0 + C_1N1 + C_2N1^2)Q^2 \quad (4.21)$$

O mesmo procedimento é realizado para encontrar a equação característica com duas variáveis para a potência consumida pela bomba $P(Q; N)$.

Para a eficiência temos a equação (4.22) que representa a razão entre a potência ideal da bomba e a potência real dada pelas curvas características da bomba. A potência ideal da bomba é dada pela potência para elevação da pressão cinética do fluido e elevação de pressão estática. (STOECKER *et al.*, 1985)

$$\eta = \frac{P_{ideal}}{P_{real}} \quad (4.22)$$

Sendo,

$$P_{ideal} = QH \cdot 9,806 + \frac{\dot{m} V^2}{2} \quad (4.23)$$

P_{ideal} = Potência ideal calculada [kW]

P_{real} = Potência real dada pelas curvas características da bomba [kW]

Q = Vazão [m³/s]

H = altura manométrica [m]

\dot{m} = vazão mássica [kg/s]

V = velocidade do escoamento

V e \dot{m} são dados pelas equações (4.24) e (4.25) respectivamente.

$$V = \frac{Q}{A} \quad (4.24)$$

$$\dot{m} = \rho Q \quad (4.25)$$

Onde,

A = Área da seção interna da tubulação [m²]

ρ = densidade do fluido [kg/m³]

Estes e todos os cálculos do deste item são apresentados no Anexo V.

5 ESTUDO DE CASO

Este capítulo ilustra o Estudo de Caso deste projeto. Apresentando uma visão geral do terreno do Superior Tribunal de Justiça de Brasília e dados técnicos de projeto do seu sistema de Ar Condicionado Central ilustrando seus equipamentos em operação.

5.1 VISÃO GERAL DO SUPERIOR TRIBUNAL DE JUSTIÇA

A instalação de ar condicionado a qual o estudo proposto por este projeto se destina é o sistema central de água gelada do Superior Tribunal de Justiça – STJ de Brasília. O Tribunal está localizado no SAFS – Quadra 06 – Lote 01 – Trecho III no centro de Brasília. A Figura 5.1 mostra a fachada principal do tribunal. Logo depois a Figura 5.2 que mostra o do prédio referente a Administração do tribunal, este que será a zona térmica em estudo para a aplicação do inversor de frequência em suas bombas centrífugas secundárias referentes.



Figura 5.1- Fachada principal do Superior Tribunal de Justiça de Brasília. (GOOGLE, 2015).



Figura 5.2 - Prédio da Administração do Superior Tribunal de Justiça. (GOOGLE, 2015)

A Figura 5.3 mostra ainda uma vista superior de todo o tribunal destacando a localização do prédio da Administração.

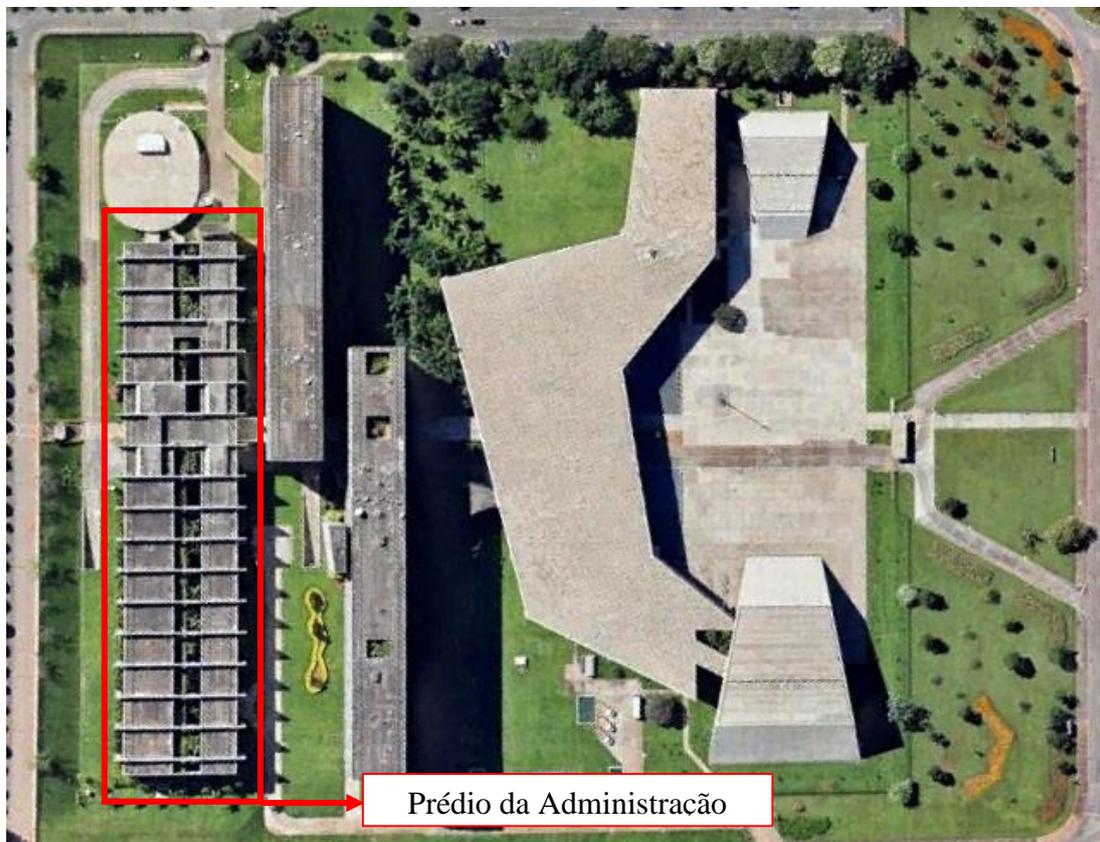


Figura 5.3 - Vista superior do Superior Tribunal de Justiça com destaque para a localização do Prédio da Administração (GOOGLE, 2015).

5.2 DADOS TÉCNICOS DA CENTRAL DE ÁGUA GELADA

O sistema central de água gelada do STJ possui os seguintes equipamentos principais, dentre outros diversos instalados pelos prédios:

- 3 Chillers centrífugos Trane CVHE 800 de 800 TR com resfriamento a água que utilizam refrigerante R 123.
- Bombas de água gelada centrífugas KSB modelo Meganorm, que para a distribuição referente ao prédio da administração são modelo Meganorm 125-315 com vazão de 295.890 litros por hora, altura manométrica total de 48 m.c.a. e potência de 75 CV.
- Motores WEG para estas bombas com 75 CV e 4 polos, com 3 fases e tensão 220/720V.
- Torres de Resfriamento ALPINA modelos 155/4-A19-II-E.

- 1 Variador de Frequência Danfoss, instalado para as bombas secundárias de distribuição para o prédio da administração modelo VLT 6000 com 380V/3F/60Hz e 75CV de potência de aplicação.

As características gerais da instalação completa são:

- 4 bombas de água gelada primárias (BAGP) de 40CV e 14 bombas de água gelada secundárias (BAGS) de potências variadas, sendo 7 mantidas de reserva para o secundário e 1 no primário.
- 4 bombas de água de condensação (BAC) de 40CV cada, com 1 mantida de reserva.
- 197 Fan Coils, 13 Fancoletes cassete, e 6 Fancoletes embutidos, todos equipados com válvulas 3 vias.
- 9 ventiladores e 76 exaustores de modelos e potências variadas que atendem o subsolo, garagem e banheiros.

5.3 EQUIPAMENTOS INSTALADOS COM ÊNFASE PARA A ADMINISTRAÇÃO

O Prédio da Administração do Superior Tribunal de justiça possui a maior demanda de água gelada de todo o tribunal e é nas suas bombas de distribuição secundárias que está instalado o inversor de frequência Danfoss VLT 6000, mostrado pela Figura 5.4. O motivo principal deste prédio estar sendo estudado, além do inversor de frequência já estar instalado em suas bombas, porém sem utilização ainda, é o fato de que os sistemas de climatização e distribuição de ar gelado pelo prédio possuem diversos sistemas de controle e supervisão, que os outros prédios não possuem, e que serão muito importantes na coleta de dados e na aplicação das medidas de otimização que a segunda parte deste projeto irá propor. A imagem foi tirada diretamente do local onde o equipamento está instalado.



Figura 5.4 - Inversor de Frequência Danfoss VLT 6000 HVAC

A Figura 5.5 mostra a seqüência das 14 bombas secundárias do sistema.

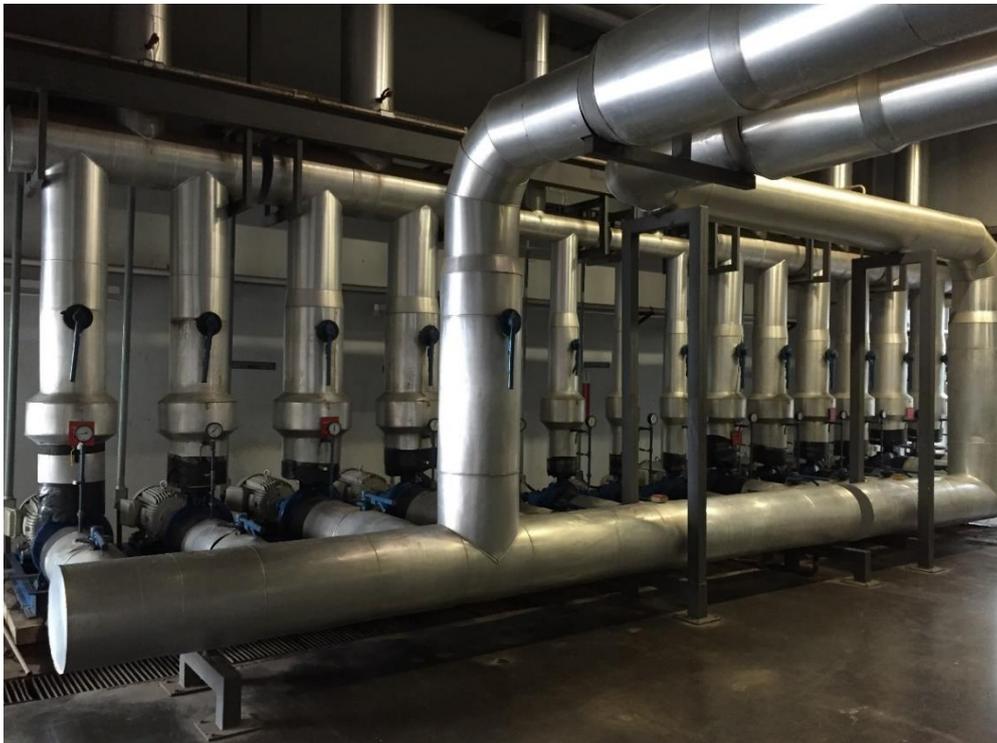


Figura 5.5 – Circuito secundário de distribuição de água gelada em operação no sistema.

A Figura 5.6 mostra um dos 3 chillers centrífugos, após o processo de *retrofit* realizado.



Figura 5.6 - Chiller centrífugo TRANE 800TR em operação no sistema

A Figura 5.7 mostra em detalhe as bombas secundárias referentes ao prédio da administração.



Figura 5.7 - Bombas centrífugas KSB Meganorm 125-315 de 75 CV, em paralelo, para distribuição de água gelada para o prédio da administração.

As torres de resfriamento são apresentadas pela Figura 5.8.



Figura 5.8 - Torres de Resfriamento ALPINA em operação no sistema.

6 SOLUÇÃO DO PROBLEMA

Este capítulo apresenta a metodologia de análise inicial do problema bem como a solução proposta para o mesmo, com objetivo de definir o ponto de instalação do transdutor de pressão e os dados necessários para a seleção dos equipamentos.

Este capítulo apresenta a solução dada ao problema dado como objetivo deste projeto que era realizar o controle de vazão da bomba secundária de água gelada referente ao prédio da Administração do Superior Tribunal de Justiça de Brasília. Para isso foram feitas considerações importantes para que o controle de vazão desta bomba fosse feito de forma isolado das demais bombas secundárias do sistema, isso porque para que houvesse máxima eficiência no aproveitamento energético da Central de Água Gelada todas as bombas secundárias deveriam trabalhar com vazão variável de acordo com a demanda térmica de cada uma das suas zonas térmicas atendidas.

Primeiramente é importante caracterizar o tipo de solução que foi escolhida, que para este projeto foi a implantação de um Transdutor de Pressão Diferencial no último Fan Coil do circuito hidrônico do prédio. Entende-se como último aquele que apresenta menor pressão em sua tubulação de chegada de água gelada, caracterizando assim o ponto de maior perda de carga do sistema desde o recalque da bomba na CAG. A determinação desse Fan Coil será apresentada nas seções seguintes a partir de testes de perda de pressão que foram realizados. Essa solução, então, refere-se a um sistema operando em malha fechada, representado pela FIGURA X, que, para este projeto, em questão foi utilizado o controle PID. Assim, um sinal de feedback enviado pelo transdutor de pressão diferencial ao Inversor de Frequência, que está ligado a bomba secundária em questão, e, a partir do erro gerado entre este sinal e o valor de referência (SetPoint) definidos em sua programação, o Inversor de Frequência modula a rotação da bomba para manter o sinal de feedback o mais próximo possível da referência ao longo do dia.

- No que se refere a leitura realizada pelo transdutor de pressão diferencial temos que, a sua tomada de alta pressão que é medida na chegada da água gelada ao Fan Coil responde às variações de pressão impostas pelas válvulas automáticas de cada um dos outros FanCoils presentes na linha, válvulas estas que são controladas pela carga térmica dos ambientes atendidos.
- Já a tomada de baixa pressão do transdutor responde de acordo com às variações na linha de água de retorno. Dessa forma, por hipótese, se todas as válvulas automáticas dos Fan Coils do prédio se mantiverem na mesma posição e a frequência de rotação da bomba constante a tomada de baixa pressão irá verificar uma pressão também constante. Porém como a tubulação de água de retorno do prédio se comunica com outros prédios em uma

seção comum de tubulação antes de chegar ao circuito primário, caso algum dos prédios esteja demandando mais ou menos água gelada, a pressão em sua tubulação de retorno irá também responder as essas variações de pressão.

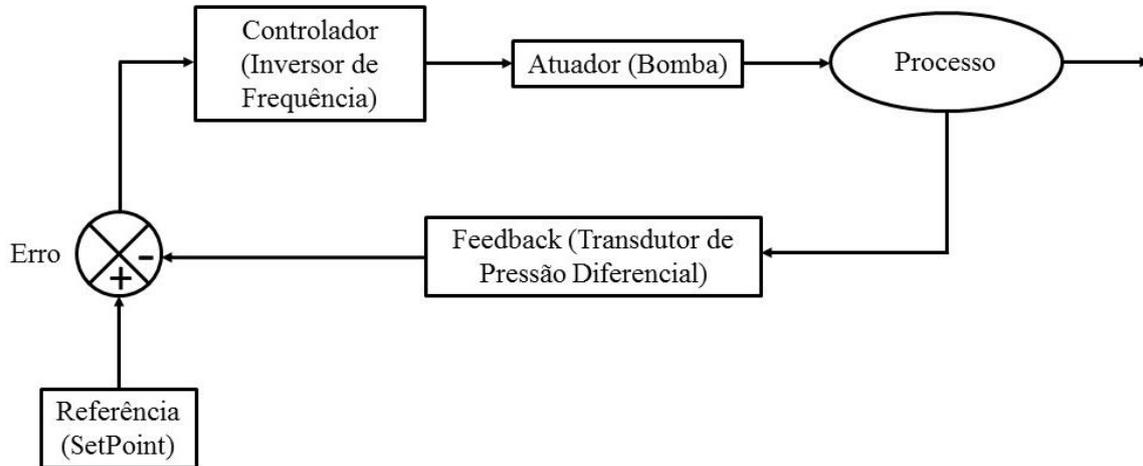


Figura 6.1 - Representação do sistema de controle em Malha Fechada implantado pelo projeto.

Assim é de suma importância para o sucesso desta operação que ambas as tomadas de pressão do transdutor de pressão diferencial estejam conectadas à chegada e retorno de água gelada no Fan Coil determinado. Isso permite que o sistema responda corretamente a todas as variações de pressão presentes na linha de forma a manter o diferencial de pressão exigido para garantir que a carga térmica no ambiente mais crítico seja atendida.

As seções posteriores deste capítulo irão apresentar todos os testes realizados e consequentemente a seleção dos equipamentos utilizados para a solução do problema em questão.

6.1 TESTES DE PERDA DE PRESSÃO NOS FAN COILS MAIS CRÍTICOS.

Esta seção tem por objetivo analisar e determinar empiricamente as condições reais da instalação de ar condicionado do Superior Tribunal de Justiça de. Isso é muito importante para que tenhamos pleno conhecimento das pressões efetivas e perdas de carga nas diversas situações a qual o sistema pode ser submetido ao longo de um dia normal de operação.

Pode-se considerar dois pontos principais para o posicionamento dos sensores, o primeiro e menos eficiente é próximo ao recalque da bomba, como mostra a Figura 6.2, porém neste caso podem ser desconsideradas grande parte do potencial de economia de energia. Isso ocorre, pois, o SetPoint de diferencial de pressão para o controlador deve ser baseado no pior caso, em alta pressão de recalque para garantir que todo o sistema seja abastecido corretamente. Isso resulta em um SetPoint bastante elevado. Esse ponto geralmente é utilizado na prática pelo fato de seu custo em infraestrutura de transmissão de sinal e instalação serem bem menores, pois geralmente neste caso o sensor ficaria bem próximo ao Inversor de Frequência. (BROGAN *et al.*, 2015)

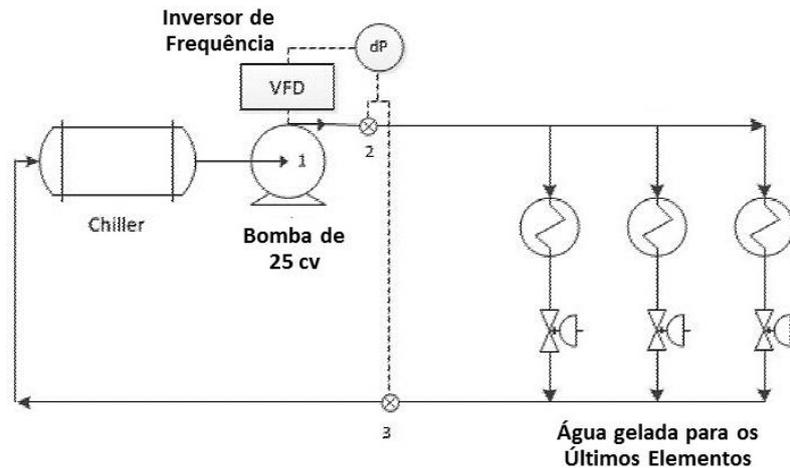


Figura 6.2 - Representação de um sistema Central de Água Gelada com posicionamento incorreto do Transdutor de Pressão Diferencial

O segundo ponto é mensurado no ponto de maior perda de carga do sistema. Neste ponto obtém-se maior eficiência no controle de vazão pelo fato do diferencial de pressão ser fixado pelo equipamento trocador de calor. Isso é definido para que se mantenha o controle de temperatura previsto em projeto. Além disso, este diferencial de pressão é bem menor do que do que no ponto mencionado anteriormente.

Este posicionamento dos sensores é recomendado pela ASHRAE na ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2013, seção 6.5.4.1 e pode ser visualizado na Figura 6.3. O SetPoint então deve ser definido em não mais do que 110% do diferencial de pressão definido em projeto para o Fan Coil mais crítico da linha.

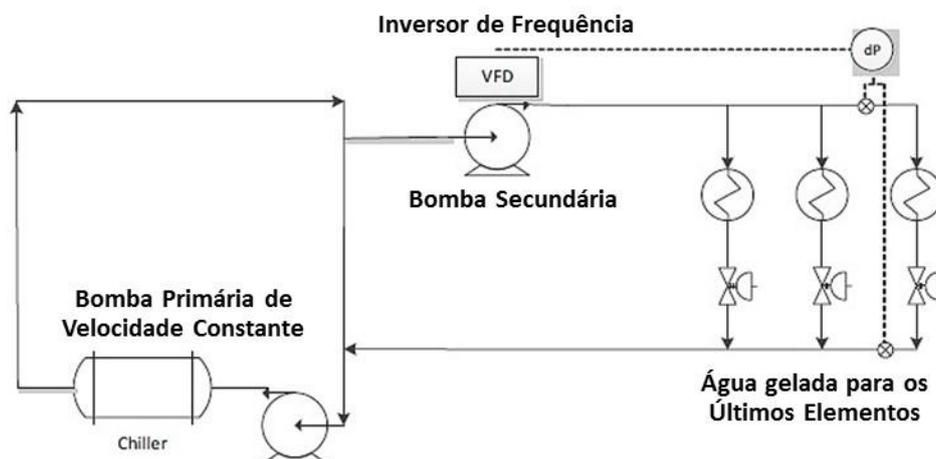


Figura 6.3 - Representação de um sistema Central de Água Gelada com posicionamento correto do Transdutor de Pressão Diferencial

Dessa forma foram definidos dois testes a fim de obter a resposta dos 3 pontos, analisados previamente através da planta do circuito hidráulico do prédio da Administração, como mostrado pela Figura 6.4, e definidos como os mais críticos do sistema às situações de carga máxima e mínima que podem ocorrer ao longo do dia. Bem como as consequências destes testes nas pressões de recalque e sucção da bomba secundária em estudo.

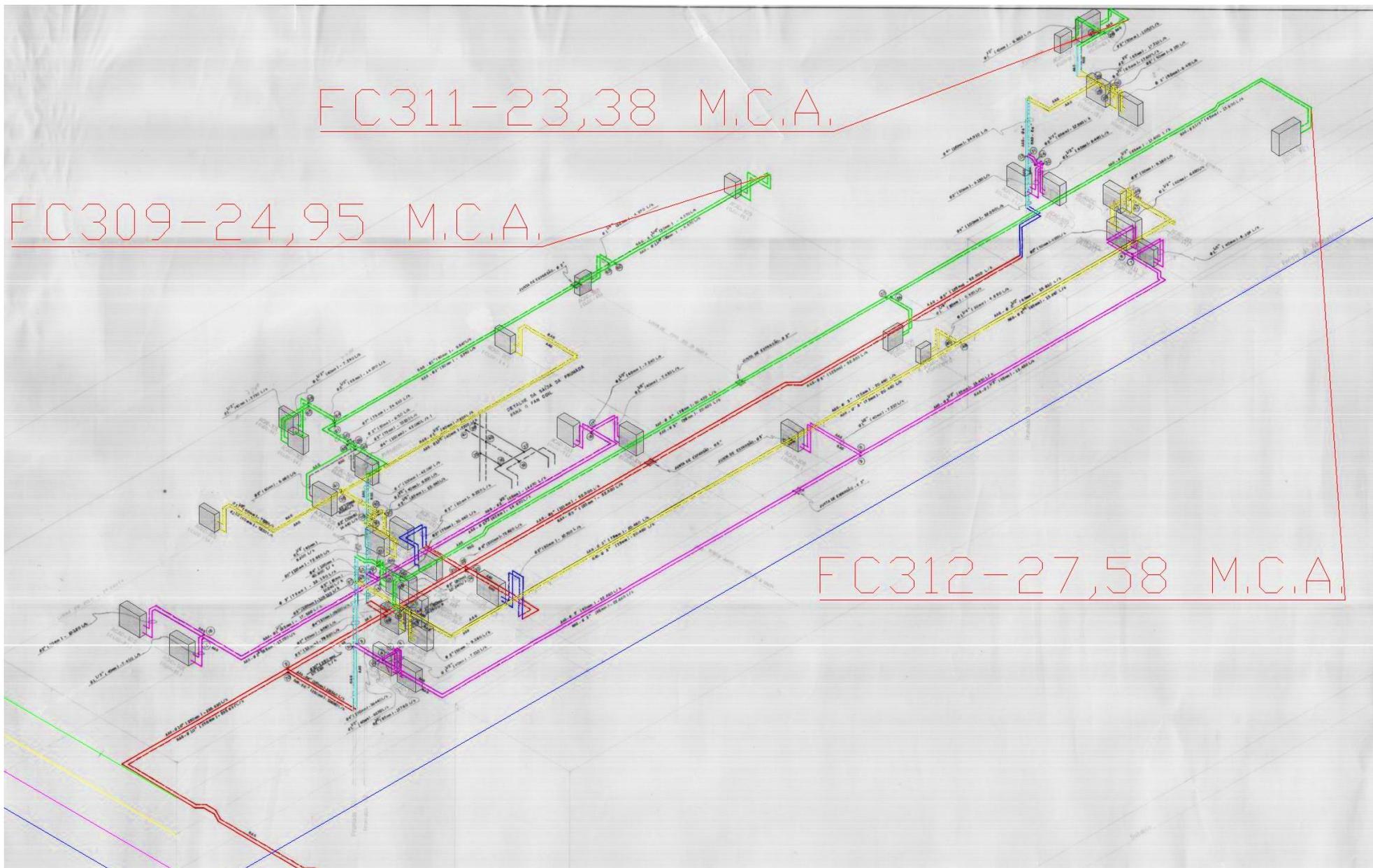


Figura 6.4 - Recorte da planta do circuito hidrônico do Prédio da Administração do STJ com as anotações utilizadas para estimar os pontos de maior perda de carga.

6.1.1 TESTE 1

Nesse teste o objetivo é verificar as pressões de chegada da água gelada e de retorno para os 4 Fan Coils instalados, chamados FC-309, FC-311, FC-312, FC-313 conforme nomenclatura utilizada pelo Departamento de Engenharia do STJ, nos pontos mais críticos do sistema, com todas as válvulas de regulação de vazão em todos os Fan Coils do prédio abertas. Este teste representa a situação de máxima demanda por água gelada no prédio. Com isso conseguimos verificar, com a bomba trabalhando em carga plena, as pressões máximas nestes 4 pontos críticos e qual a perda de carga através da serpentina dos Fan Coils.

Em ambos os testes foram utilizados manômetros em pontos já existentes na tubulação próxima aos Fan Coils e o manômetro já existente Recalque e Sucção da bomba como mostra a Figura 6.5.



Figura 6.5 – Manômetros Instalados: (a) Nas tubulações de Chegada e Retorno de Água Gelada de um dos Fan Coils testados; (b) Manômetro já instalado para visualização das pressões de Recalque e Sucção da Bomba Secundária de Água Gelada da Administração.

Os dados destas medições são apresentados nas Tabela 6.1, 6.2 e 6.3 referentes a cada Fan Coil considerado crítico (FC-309, FC-311, FC-312 e FC-313) analisado de acordo com cada frequência de rotação imposto na bomba secundária.

Tabela 6.1 – Resultados do Teste 1

TESTE 1 - TODAS AS VÁLVULAS ABERTAS										
CAG			FC-309		FC-311		FC-312		FC-313	
Rotação - Bomba (Hz)	Pressão - Sucção (kgf/cm ²)	Pressão - Recalque (kgf/cm ²)	Pressão - Chegada (kgf/cm ²)	ΔP (kgf/cm ²)	Pressão - Chegada (kgf/cm ²)	ΔP (kgf/cm ²)	Pressão - Chegada (kgf/cm ²)	ΔP (kgf/cm ²)	Pressão - Chegada (kgf/cm ²)	ΔP (kgf/cm ²)
40	5	6,8	3,7	0,3	3,6	0,25	3,35	0,45	3,4	0,35
35	5	6,4	3,3	0,2	3,3	0,2	3,1	0,3	3,2	0,3
30	5	6	2,9	0,1	3,1	0,1	2,95	0,3	3	0,15
25	5	5,8	-	-	2,9	0,1	2,8	0,3	-	-
24	5	5,7	-	-	2,85	0,05	2,7	0,2	-	-
23	5	5,6	-	-	2,8	0	2,7	0,2	-	-
22	5	5,6	-	-	2,8	0	2,7	0,2	-	-
21	5	5,6	-	-	-	-	2,7	0,2	-	-
20	5	5,6	2,8	0,15	2,8	0	2,65	0,2	2,8	0,1

A Figura 6.6 apresenta curvas comparativas de perda de pressão para os Fan Coils estudados no Teste 1. Os dados são referentes à Tabela 6.1.

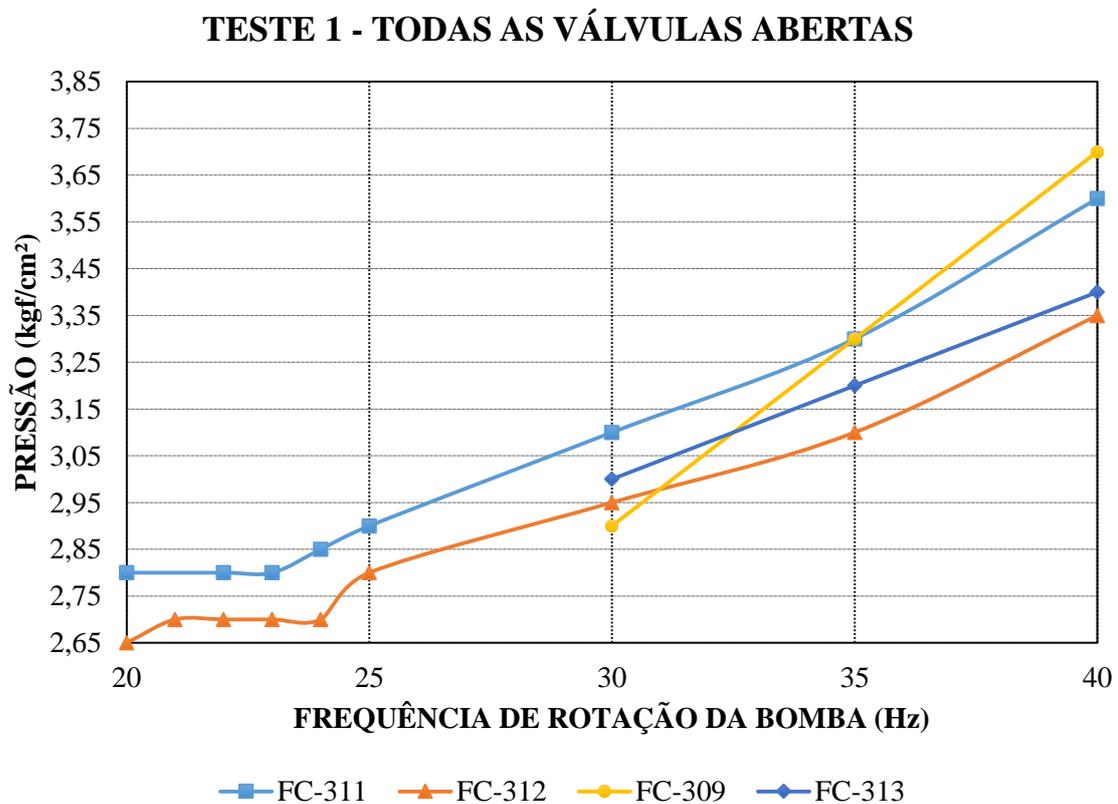


Figura 6.6 - Gráfico dos resultados do Teste 1

É possível verificar na Tabela 6.1, que a frequência máxima que foi imposta pela bomba foi de 40Hz. Isso se deve ao fato de que esta é uma condição de operação limite para esta bomba determinada pelo departamento de Engenharia do STJ devido limitações presentes em seu circuito hidráulico. Dessa forma a bomba trabalhando a uma frequência maior do que 40Hz comprometeria a eficiência do sistema para os outros prédios e podendo até causar falhas na tubulação do próprio prédio da Administração.

Em 40Hz e todas as válvulas abertas é possível verificar a condição de vazão máxima possível por todos os Fan Coils do sistema.

6.1.2 TESTE 2

O objetivo deste teste é determinar a condição de mínima vazão que a bomba secundária precisa impor ao sistema para que o Fan Coil mais crítico continue sendo atendido.

Dessa forma o teste foi realizado fechando todas as válvulas dos Fan Coils do prédio e mantido aberta somente a válvula de cada um dos Fan Coils considerados críticos anteriormente. Com isso é possível encontrar a condição de mínima demanda no sistema para cada um desses climatizadores. A Tabela 6.2 apresenta então os valores obtidos em uma sequência de frequências baixas em progressão até que se verificasse o diferencial de pressão esperado.

Tabela 6.2 - Resultados do Teste 2

TESTE 2 - TODAS AS VÁLVULAS FECHADAS E SÓ O FC SELECIONADO ABERTO										
CAG			FC-309		FC-311		FC-312		FC-313	
Rotação -Bomba (Hz)	Pressão - Sucção (kgf/cm ²)	Pressão - Recalque (kgf/cm ²)	Pressão - Chegada (kgf/cm ²)	ΔP (kgf/cm ²)	Pressão - Chegada (kgf/cm ²)	ΔP (kgf/cm ²)	Pressão - Chegada (kgf/cm ²)	ΔP (kgf/cm ²)	Pressão - Chegada (kgf/cm ²)	ΔP (kgf/cm ²)
5	5,2	5,2	2,6	0,1	2,5	0,15	2,4	0,1	-	-
8	5,1	5,2	2,6	0,1	2,55	0,15	2,45	0,15	2,7	0,05
12	5,1	5,3	2,7	0,15	2,65	0,1	2,55	0,25	2,8	0,1
15	5,2	5,4	2,75	0,15	2,8	0,15	2,65	0,3	2,9	0,2
18	5,2	5,6	2,9	0,25	2,9	0,3	2,8	0,4	3	0,25
20	5,2	5,8	3,05	0,25	3	0,35	2,85	0,4	3,1	0,3
22	5,2	6	3,2	0,3	3,15	0,45	2,95	0,45	3,3	0,5
25	5,1	6,2	-	-	3,45	0,6	3,1	0,6	-	-
26	5,1	6,2	-	-	3,5	0,65	-	-	-	-

Analisando a Tabela 6.2 é possível identificar então que a frequência mínima de operação estimada é de 22Hz. Com isso todos os climatizadores mais críticos serão atendidos caso a uma situação de mínima demanda de água gelada ocorra.

A Figura 6.7 apresenta curvas comparativas de perda de pressão para os Fan Coils estudados no Teste 2. Os dados são referentes à Tabela 6.2

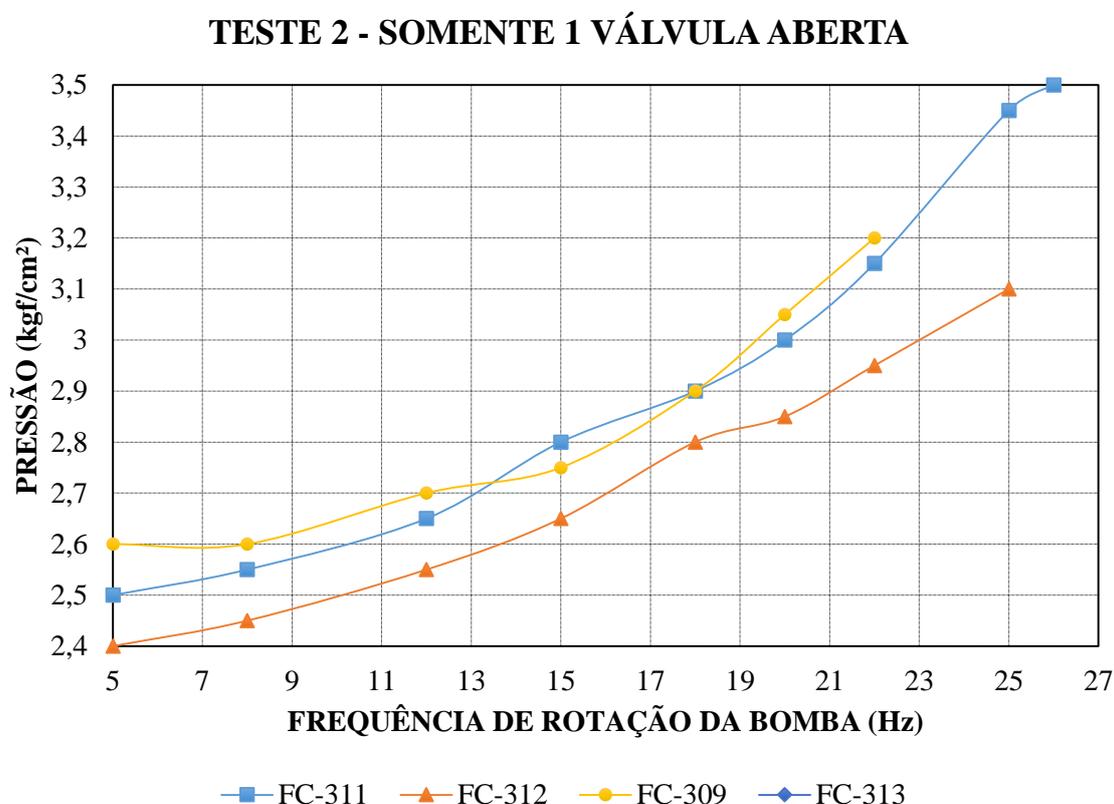


Figura 6.7 - Gráfico dos resultados do Tese 2

Dessa forma, tem-se os parâmetros necessários para selecionar o transdutor de pressão, bem como a preparação e montagem da tubulação de tomada de pressão que deverá ser instalada no FC-312, como definido.

Os resultados são dados a seguir:

- Ponto de Instalação do Transdutor de Pressão Diferencial: FC-312
- Pressão máxima de Operação – Teste 1: 3,35 kgf/cm²
- Diferencial de Pressão a Ser Mantido: 0,5 kgf/cm²

6.2 SELEÇÃO DO TRANSDUTOR DE PRESSÃO

Para a seleção correta do Transdutor de Pressão é necessário retornar as Tabela 6.1 e 6.2 para verificar a pressão máxima de chegada da água gelada no Fan Coil que irá receber estes instrumentos. Neste caso temos uma pressão máxima de 3,35 kgf/cm² com todas as válvulas abertas e a bomba operando a 40Hz, o que é correspondente a 47,6 psi. Com este valor podemos definir a faixa de operação do sensor, ou seu RANGE.

Após pesquisas realizadas sobre fabricantes e fornecedores foi definido que os transdutores de pressão diferencial Dwyer atenderiam as necessidades do projeto. A figura mostra o Transdutor real e a Figura 6 apresentam as características do transdutor de diferencial de pressão então selecionado.



Figura 6.8 - Transdutor de Pressão Diferencial Dwyer 629

Tabela 6.3 - Dados para seleção do Transdutor de Pressão Diferencial Dwyer 629

Series 629 Pressure Limits			
Range (psid)	Working* Pressure (psid)	Over Pressure (psi)	Resolution
10	20	100	0.01
25	50	250	0.01
50	100	250	0.1
100	200	500	0.1

As informações contidas na Tabela 6.3 são importantes para mostrar a Resolução do Sensor em diversos Ranges. Como tivemos uma pressão máxima de 47,6 PSI e podendo ainda ultrapassar este valor caso nas condições frequência máxima de operação da bomba, fechando-se algumas válvulas, foi selecionado o sensor com Range de 100 psid, pois a nossa pressão máxima o Range de 50 psid estaria muito próximo e como suas resoluções são iguais a precisão do transdutor não foi penalizada.

O princípio de funcionamento deste sensor é piezoresistivo. Neste caso o diafragma do sensor exposto a esforços mecânicos altera a resistência do seu circuito e gera os sinais referentes proporcionais às alterações de pressão nos lados de alta e baixa pressão. O seu princípio de funcionamento, então, é baseado em materiais piezoresistivos, por exemplo o Silício, que são colocados no interior de duas câmaras, estas que podem estar abertas a atmosfera ou imersas em vácuo. Dessa forma é possível medir a pressão absoluta ou em relação a atmosférica. Para o sensor diferencial de pressão há duas câmaras abertas ao fluido analisado as quais serão comparadas pelo sensor. (PATSKO, 2006)

Como a pressão máxima encontrada para o ponto de instalação escolhido é muito próxima de 50psi escolhemos o modelo padrão de 100psi. Esta faixa de pressão é a mais comercial do fabricante dando mais agilidade ao processo de compra do equipamento.

Os dados finais de seleção do Transdutor de Pressão Diferencial são dados a seguir:

- Range do Transdutor Diferencial: 0-100 psid
- Código do Instrumento: 629-05-CH-P2-E5-S1

O final do código representa o tipo de sinal analógico emitido pelo sensor, no caso 4-20mA. Essa informação será considerada posteriormente quando as ligações com o Inversor forem ser realizadas.

6.3 ESQUEMA ELÉTRICO TRANSDUTOR/INVERSOR DE FREQUÊNCIA

O transdutor de pressão precisa estar conectado a uma fonte 13-30V em corrente direta VDC. Dessa forma teremos o VLT Danfoss como o receptor de sinal ligado em série neste circuito, possibilitando que o sinal de corrente produzido seja o mesmo em todos os componentes. O VLT possui um terminal próprio de fornecimento de alimentação para instrumentos com 24V+, porém é necessário que um cabo seja conectado ao transdutor de pressão independente do cabo de transmissão de sinal. Dessa forma devido a distância elevada do transdutor de pressão até o VLT utilizaremos uma fonte de alimentação VDC externa, próxima ao transdutor, representada em operação pela Figura 6.9. Com isso podemos minimizar os custos em cabos.

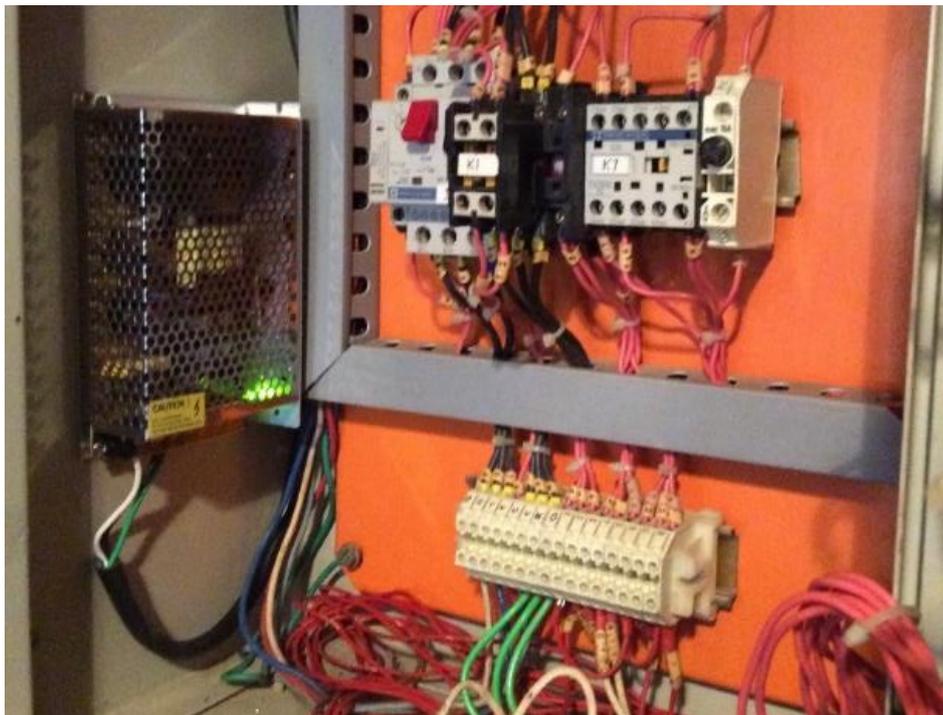


Figura 6.9 - Fonte de Alimentação Eletrônica de 24VDC instalada no quadro elétrico da Casa de Máquinas do Fan Coil FC-312

A Figura 6.10 demonstra o circuito elétrico sugerido pelo fabricante juntamente com a ligação que será levada ao VLT a partir de uma Fonte 24VDC externa.

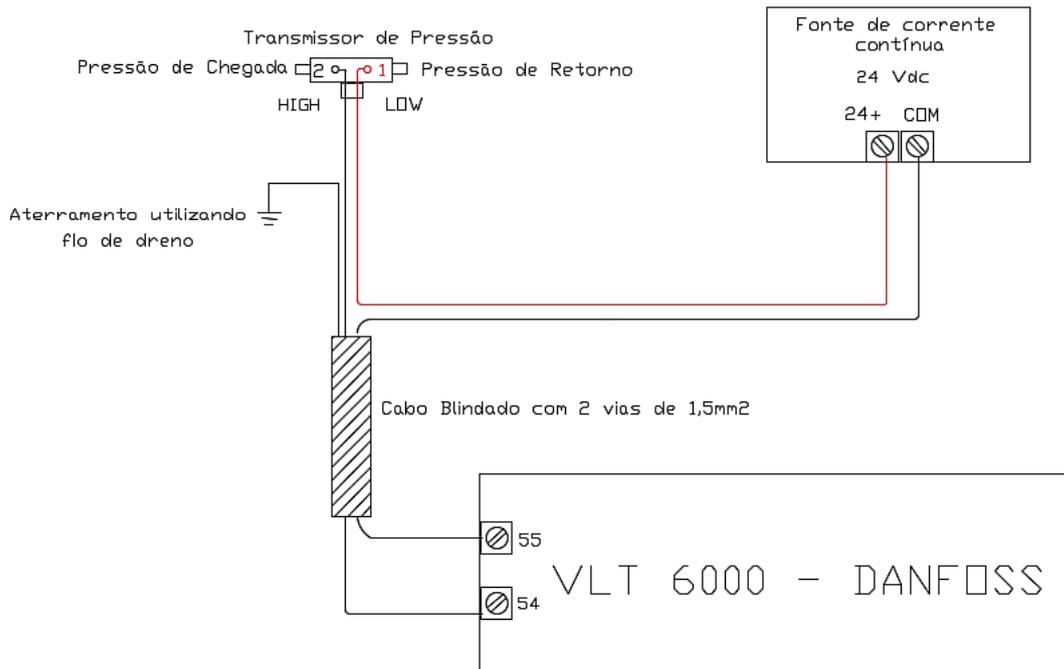


Figura 6.10 - Esquema elétrico de transmissão do Sinal do Transdutor de Pressão Diferencial com o posicionamento da Fonte de Alimentação e a sua conexão no VLT6000 Danfoss.

O fabricante do VLT limita a área de seção transversal do cabo de instrumentação para transmissão dos dados produzidos pelo transdutor de pressão em 1,5mm². Tendo isso, o fabricante do transdutor de pressão sugere que a resistência gerada pelo cabeamento não seja superior a 10% da resistência de chegada no terminal de entrada referente do VLT 6000, que é de aproximadamente 10kΩ no terminal 54 destinado a entrada analógica de tensão, pelo fato de termos transformado o sinal de 4-20mA em um sinal de tensão de 0-10V com o uso do potenciômetro, conforme pode ser visualizado no esquema de terminais do inversor descrito na Figura 6.11.

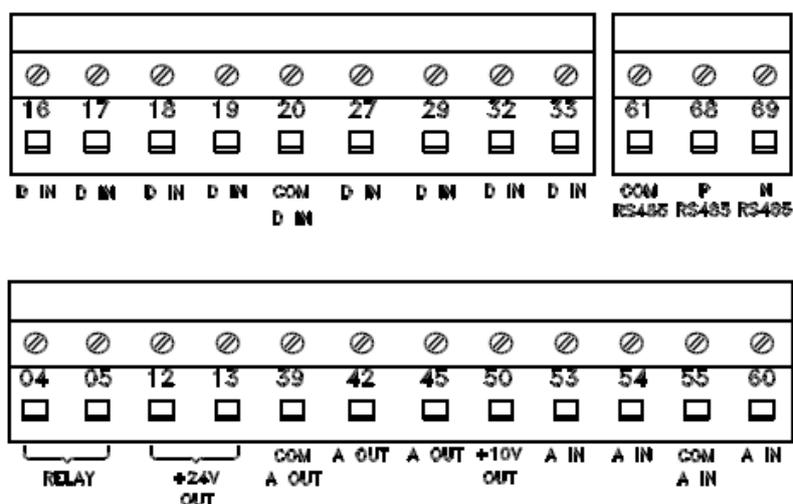


Figura 6.11 - Representação dos terminais de conexão elétrica do VLT6000 Danfoss

Assim, utilizando a 2ª Lei de Ohm para definir a resistência que o cabeamento irá gerar temos:

$$R = \frac{\rho L}{A} \quad (6.1)$$

Onde,

R é a resistência total [Ω];

ρ é a resistividade do material [$\Omega.m$];

L é o comprimento total do cabo;

A é a área da seção transversal do fio.

6.4 SELEÇÃO DO CABO DE TRANSMISSÃO DE SINAL ANALÓGICO

Dessa forma foi selecionado um cabo com 2 condutores de 1,5mm² de área de seção transversal, para diminuir a resistência do cabo já que tivemos uma distância medida de 350m entre o ponto de instalação do Transdutor de Pressão até o Inversor, com blindagem de acordo com a norma NBR 10300:1997 para evitar interferência externa, ilustrado pela Figura 6.12.



Figura 6.12 - Representação da Estrutura do Cabo selecionado disponibilizada pelo fabricante.

Sendo a distância de 350m do ponto onde será instalado o transdutor de pressão até o VLT e com a resistividade do cobre dada por $0,017241 \cdot 10^{-8} \Omega.mm^2/m$ (NBR 05111) temos:

$$R = \frac{0,017241 \cdot 350}{1,5} = 4,0229 \Omega$$

Sabendo então que o limite imposto pelo transdutor é de 10% da resistência na chegada do sinal, consideramos então a resistência gerada pelo potenciômetro de 660 Ω , o que significa um limite de 66 Ω para a resistência do cabo, mostrando que o cabo selecionado está correto com 4,0229 Ω .

O fabricante apresenta ainda em seu catálogo um valor definido de resistividade de 13,69 Ω/km , apresentado pela Tabela 6.4.

Tabela 6.4 - Tabela de Seleção das características do Cabo de Transmissão de Sinal disponibilizada pelo Fabricante

Seção	Ø da Corda	Resistência elétrica do condutor	Resistência de isolamento à Temperatura Ambiente	Tensão elétrica de Centelhamento
22 AWG	0,74 mm	57,7 Ω/km	70,0 MΩ/km	7,5 kV
0,50 mm ²	0,87 mm	40,17 Ω/km	65,6 MΩ/km	7,5 kV
0,75 mm ²	1,12 mm	26,78 Ω/km	59,3 MΩ/km	7,5 kV
1,00 mm ²	1,35 mm	20,08 Ω/km	61,9 MΩ/km	7,5 kV
1,50 mm ²	1,43 mm	13,69 Ω/km	50,4 MΩ/km	7,5 kV
2,50 mm ²	1,89 mm	8,21 Ω/km	45,4 MΩ/km	7,5 kV

O que nos dá então uma resistência de 4,76 Ω para os 350m de cabeamento. Ainda assim se mantendo dentro dos limites recomendados pelo fabricante do transdutor de pressão.

Além disso é muito importante realizar o aterramento desta linha de sinal para evitar interferências eletromagnéticas externas que possam causar ruídos ou comprometer transdutor de pressão, sendo este um equipamento eletrônico sensível. Este aterramento deverá ser realizado em apenas um dos pontos do cabeamento, utilizando o fio de dreno exposto presente no cabo de sinal selecionado.

O ponto de aterramento é apenas um para evitar Loops de Terra, ou seja, isolar o transdutor evitando que, caso seja feito um aterramento entre dois pontos e que estes não estejam equipotencializados, ocorra indução de corrente entre estes dois pontos e podendo causar ruídos e interferências nos equipamentos. (API, 2007)

6.5 MONTAGEM DA TUBULAÇÃO DE TOMADA DE PRESSÃO

A tubulação de tomada de pressão foi instalada entre a chegada de água gelada e o retorno no Fan Coil escolhido. Essa tubulação é um by-pass entre o retorno de água gelada e a chegada. A recomendação dada pela ASHRAE, é de que o ponto de tomada de pressão no retorno esteja logo após a Válvula de Controle de Vazão localizada logo após a saída do retorno nas serpentinas do Fan Coil.

Dessa forma, utilizando pontos já existentes na tubulação do Fan Coil trabalhado, a tubulação de by-pass foi construída, considerando utilizar válvulas gaveta e uniões rosqueáveis para possibilitar a sua manutenção. Além disso foi incluído um manômetro entre duas válvulas esfera para fazer a leitura efetiva das pressões na chegada e retorno de água gelada. O conjunto de tubos e conexões que foram utilizados está descrito na Tabela 6.5 e a tubulação real em operação descrita pelas figuras Figura 6.13 e 6.14.

Tabela 6.5 - Quantidade de componentes utilizados na construção da tubulação de tomada de pressão.

Tubulação de Tomada de Pressão	
Peça	Quantidade
	Utilizado
Niple Macho/Macho 1/2" para 3/4"	2
Tampão 1/4"	2
Niple Macho/Macho 3/4"	12
Registro Gaveta 3/4"	2
Registro Esfera 3/4"	2
Tê Redução de 3/4 para 1/2"	2
União Rosqueável 3/4"	1
Curva 90° 3/4 para 3/4	5
Tubo Reto 3/4" (m) - Schedule 40	0,725
Manguera Hidráulica de alta pressão - 1/4" (m)	2
Conexão Macho p/ Manguera 1/4" NPT - Fixo	2
Conexão Fêmea p/ Manguera 1/4" NPT - Rosqueável	2
Adaptador para conexão Fêmea p/ Manguera 1/4" NPT	2
Manômetro 3" 0-10 kgf/cm ² - Rosca 1/2"	1



(a)

(b)

Figura 6.13 – Tubulação real instalada no FC-312: (a) Vista superior; (b) Vista em Perspectiva partindo da tubulação de chegada de água gelada.

6.6 PROGRAMAÇÃO DO VLT6000

A programação do Inversor de Frequência envolve uma série de parâmetros que podem ser impostas para que o controle da frequência de operação do motor da bomba secundária seja realizado. Para o nosso caso foi escolhido um controle PID (malha fechada), pois é o algoritmo mais usual para este tipo de controle em sistemas HVAC.

Inicialmente é necessário garantir que a infraestrutura que trará o sinal do sensor da casa de máquinas do Fan Coil esteja pronta e permita que este sinal chegue ao inversor sem interferências. Garantido isso, temos então que instalar os cabos do transdutor no Inversor. Podemos ter duas situações diferentes neste caso, uma onde a alimentação do transdutor é dada pelos terminais do próprio inversor e outra onde a alimentação é externa conforme já mencionado. Essas ligações são apresentadas na Figura 6.14 bem como a indicação dos terminais referentes às entradas analógicas de corrente ou tensão no Inversor. A Figura 6.15 apresenta os terminais reais do VLT6000.

Conexão do transmissor

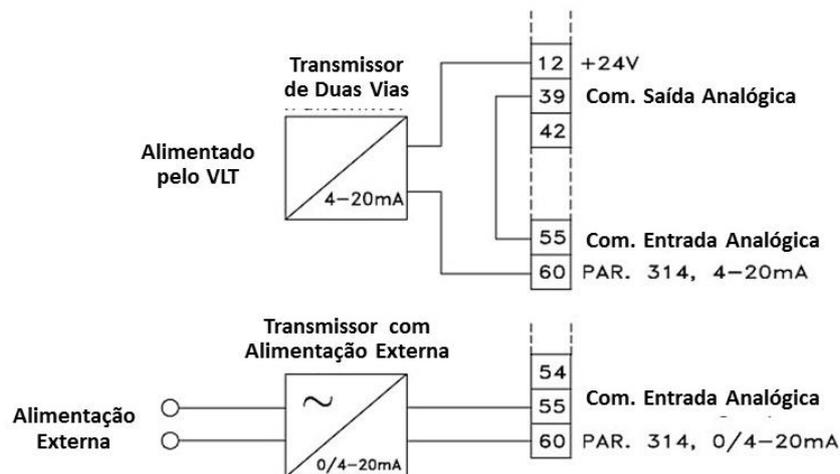


Figura 6.14 - Esquema elétrico sugerido pelo catálogo do VLT6000 para ligação, em seus terminais, de transdutores de sinal analógicos alimentados externamente ou pelo próprio Inversor de Frequência.

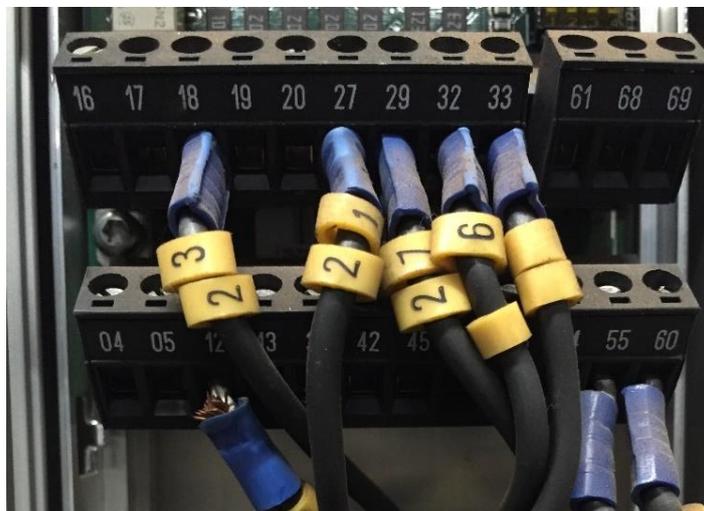


Figura 6.15 - Terminais reais do VLT6000 instalado no STJ.

Após realizada a comunicação do sensor com o Inversor pode-se iniciar a programação dos parâmetros necessários para que o controle de vazão da bomba secundária seja realizado. Para isso há duas opções: programação diretamente no display do VLT6000 ou utilizando comunicação Serial USB entre o VLT6000 e o software MCT10 disponibilizado pela Danfoss.

O protocolo de comunicação Serial do VLT 6000 é o RS485. Dessa forma é necessário que seja utilizado um conversor de RS485 para USB para só assim poder ser programado através do MTC10. O fabricante do VLT recomenda que conversores ADVANTECH sejam utilizados. Esse fabricante recomenda o ADAM 4561 (Conversor RS485/USB) para esta função, porém devido aos custos, este não pôde ser adquirido. Com isso a programação dos parâmetros de controle e operação do Inversor foi realizada diretamente no seu display, este apresentado na Figura 6.16.

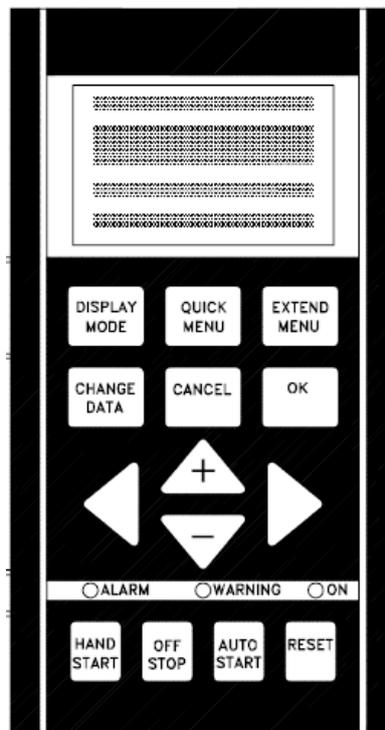
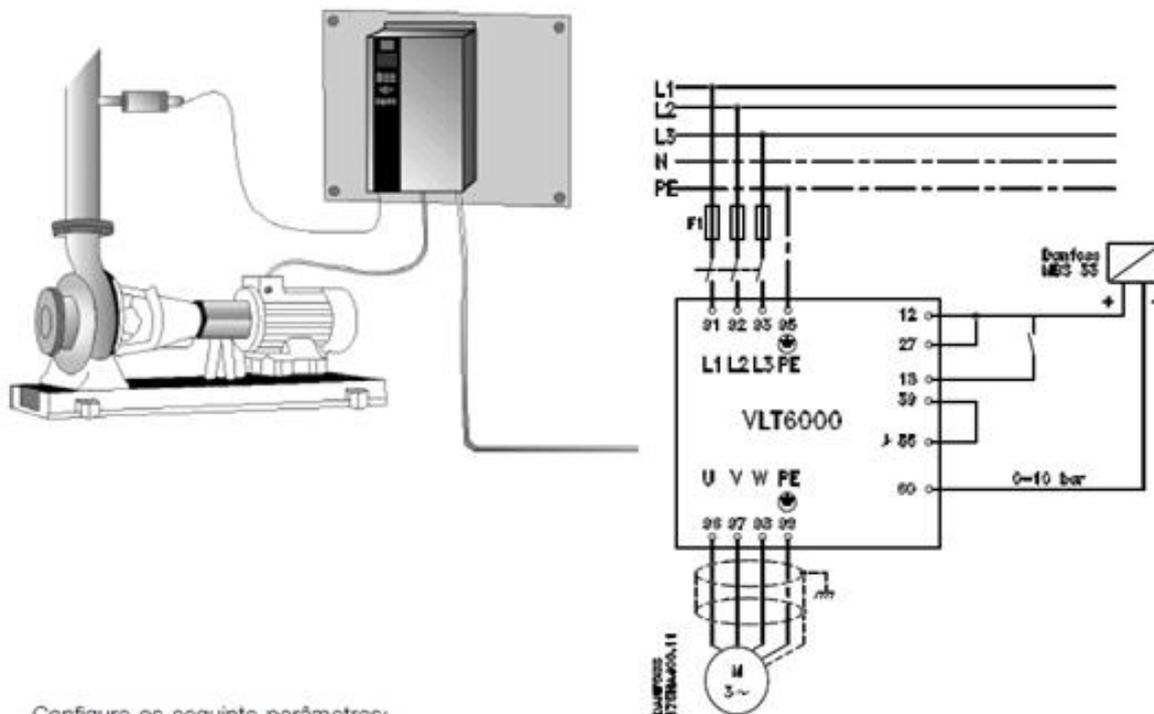


Figura 6.16 - Representação da Tela de Controle do VLT6000

Como o Inversor de frequência dispõe de diversos parâmetros possíveis de programação, muitos destes não aplicáveis ao problema deste projeto, a Figura 6.17 mostra um exemplo disponibilizado no catálogo do VLT 6000 Danfoss para programação de um controle PID em uma bomba de abastecimento de água, com grande parte dos parâmetros que foram utilizados para programação referente situação existente no projeto.



Configure os seguinte parâmetros:

Par. 100	Configuração	em loop fechado [1]
Par. 205	Referência máximo	5 Hz
Par. 302	Terminal 18 Entradas digitais	partida [1]
Par. 314	Terminal 60, corrente de entrada analógica	sinal de feedback [2]
Par. 315	Terminal 60, escala mín.	4 mA
Par. 316	Terminal 60, escala máx.	20 mA
Par. 403	Timer de modo latente	10 seg.
Par. 404	Frequência de modo latente	15 Hz
Par. 405	Frequência de despertar	20 Hz
Par. 406	Reforçar ponto de referência	125%
Par. 414	Feedback máximo	10
Par. 415	Unidades de processamento	Bar [16]
Par. 418	Setpoint 1	5 bar
Par. 423	Ganho proporcional do PID	0,6
Par. 424	Frequência de partida do PID	10

Figura 6.17 - Exemplo de parâmetros de programação utilizados em um problema de abastecimento de água, disponibilizado pelo fabricante do VLT6000

A Tabela 6.6 descreve os parâmetros básicos que serão utilizados para a programação personalizada do VLT6000 de acordo com as condições reais do sistema, do motor da bomba secundária de distribuição do prédio da Administração e do transdutor de pressão instalado e do transdutor de pressão instalado.

Tabela 6.6 - Parâmetros de programação do VLT6000 que foram utilizados para este Projeto.

PROGRAMAÇÃO VLT 6000 - SUPERIOR TRIBUNAL DE JUSTIÇA		
PARÂMETRO	DESCRIÇÃO	OPÇÕES
Operação e Visor 000-017		
002	SETUP ATIVO	Setup de fábrica (FACTORY SETUP) [0] ★Setup 1 (SETUP 1) [1] Setup 2 (SETUP 2) [2] Setup 3 (SETUP 3) [3] Setup 4 (SETUP 4) [4] Setup múltiplo (MULTI SETUP) [5]
100	MOD CONFIGURAÇÃO	Loop aberto (OPEN LOOP) [0] Loop fechado (CLOSED LOOP) [1]
Carga e motor 100 - 117		
102	POTÊNCIA MOTOR	0.25 kW(0.25 KW) [25] ... 500 kW(500.00 KW) [50000]
103	TENSÃO DO MOTOR	200 V [200] ... 480 V [480]
104	FREQUÊNCIA MOTOR	50 Hz (50 HZ) [50] 60Hz (60 HZ) [60]
105	CORRENTE MOTOR	0.01 - IVLT,MAX A
106	VELOC NOM. MOTOR	100 - fM,N x 60 (max. 60000 rpm)
Entradas e saídas 300-328		
308	AI [V] 53 FUNCT.	Sem Operação / Referência / Feedback
311	AI [V] 54 FUNCT.	Sem Operação / Referência / Feedback
312	VALOR MÍN E.A.54	0.0 - 10.0 V ★ 0.0 V
313	VALOR MÁX E.A.54	0.0 - 10.0 V ★ 10.0 V
314	E.ANALÓG.[MA] 60)	Sem Operação / Referência / Feedback
Referências e Limites 200-228		
201	FREQUÊNCIA MÍN.	0.0 - fMAX ★ 0.0 HZ
202	MAX. FREQUENCY	fMIN - 120/1000 Hz ★ 50 Hz
204	REFERÊNCIA MÍN.	Parâmetro 100 Configuração = Loop fechado [1]. -Par. 413 Valor mínimo de feedback - par. 205 RefMAX ★ 0.000
205	MAX. REFERENCE	Parâmetro 100 Configuração = Loop fechado [1] Par. 204 RefMIN - par. 414 Valor máximo do feedback★ 50.000 Hz

206	TEMPO RAMPA ACEL	1 - 3600 sec.
207	TEMPO RAMP DESAC	1 - 3600 sec.
223	ADVERT FREQUÊNCIA BAIXA	0.0 - parâmetro 224 ★ 0.0 Hz
224	ADVERT FREQUÊNCIA ALTA	parâmetro 223 - 120 Hz ★ 120.0 Hz
Funções de aplicação 400-427		
413	MIN. FEEDBACK	-999,999.999 - FBMAX ★ 0.000
414	FEEDBACK MÁXIMO	FBMIN - 999,999.999 ★ 100.000
415	REF. / FDBK. UNIT)	Sem unidade [0] ★% [1] PSI [36] °F [39]
418	SETPOINT 1	RefMIN - RefMAX ★ 0.000
422	VALOR PARTID PID	fMIN-fMAX (parâmetro 201 and 202) ★ 0 Hz
423	GANHO PROPORC	0.00 - 10.00 ★ 0.01
424	PID INTEGR.TIME	0.01 - 9999.00 seg (OFF) ★ OFF
425	TEMPO DIFERENC	0.00 (OFF) - 10.00 sec. ★ OFF
426	TEMPO DIFFERENCE	5.0 - 50.0 ★ 5.0

Analisando os parâmetros e os dados necessários a serem inseridos no Inversor de Frequência mostrados na Tabela 6.6 foram definidos os valores para adequá-los às características reais do sistema.

Dessa forma os parâmetros mais importantes que se fizeram necessários para o sucesso da programação do Inversor de Frequência foram os relacionados aos sinais transmitidos pelo Transdutor de Pressão e aqueles referentes aos limites de análise do Inversor de Frequência.

Primeiramente, foi necessário definir o intervalo do enviado pelo transdutor de pressão instalado. Este transdutor envia sinais de 4-20mA proporcionais a um Range de leitura de 0-100 PSI. Porém as variações de pressão do sistema não abrangem todo esse intervalo. Com as duas tomadas de pressão do transdutor, de alta e baixa pressão, conectadas às à chegada de água gelada e retorno no Fan Coil, aferindo neste caso um diferencial de pressão entre estes pontos, a faixa de leitura do sensor fica entre 3,12PSI e 28,1PSI em condições normais podendo extrapolar para valores não muito maiores que estes. Com isso foi necessário adequar o Inversor de Frequência a esta faixa de trabalho do transdutor.

O sinal enviado pelo transdutor é proporcional a sua faixa de pressão lida, conforme a Tabela 6.7.

Tabela 6.7 - Faixa de pressão lida pelo Transdutor de Pressão Diferencial comparada com a faixa de sinal transmitido.

Sinal Analógico Transmitido pelo Dwyer 629	
PSI	mA
100,0	20
75,0	16
50,0	12
25,0	8
0,0	4

A faixa de pressão referenciada de 3,12PSI a 28,1PSI é referente a uma faixa de sinal de corrente transmitido de 4,5mA a 8,5mA. Dessa forma ajustes deverão ser realizados nos limites de interpretação de sinais analógicos no Inversor de Frequência.

Como este sinal é transmitido pelo sensor a 350m até o inversor de frequência, para efeitos de teste e de controle da sua faixa de trabalho dentro dos limites de 0 a 10V que a entrada analógica de tensão do VLT6000 permite. Para isso, então, foi instalado um potenciômetro na chegada deste sinal no Inversor de Frequência, para transformar este sinal de corrente em um sinal de tensão através da passagem deste pela resistência ajustável do potenciômetro.

A Figura 6.18 apresenta o princípio de funcionamento de um potenciômetro, onde há um braço que se move por um arco de material resistivo entre dois contatos estacionários. Dessa forma é possível variar a resistência do circuito rotacionando este braço no potenciômetro. Este princípio de funcionamento baseia-se da 1ª Lei de Ohm definida pela equação (6.2).

$$U = R \cdot i \tag{6.2}$$

Onde,

U = Tensão [V]

R = Resistência [Ω]

i = corrente [A]

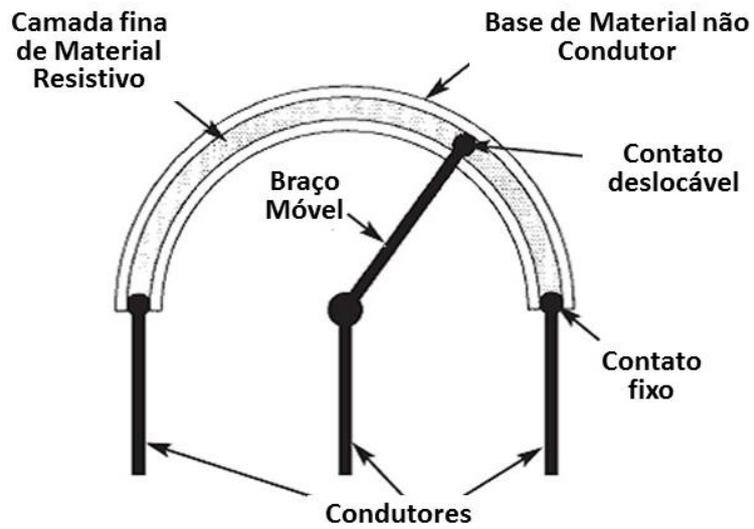


Figura 6.18 - Princípio construtivo e de funcionamento de um Potenciômetro.

A Figura 6.19 mostra o potenciômetro de 1000Ω instalado próximo aos terminais do Inversor de Frequência.

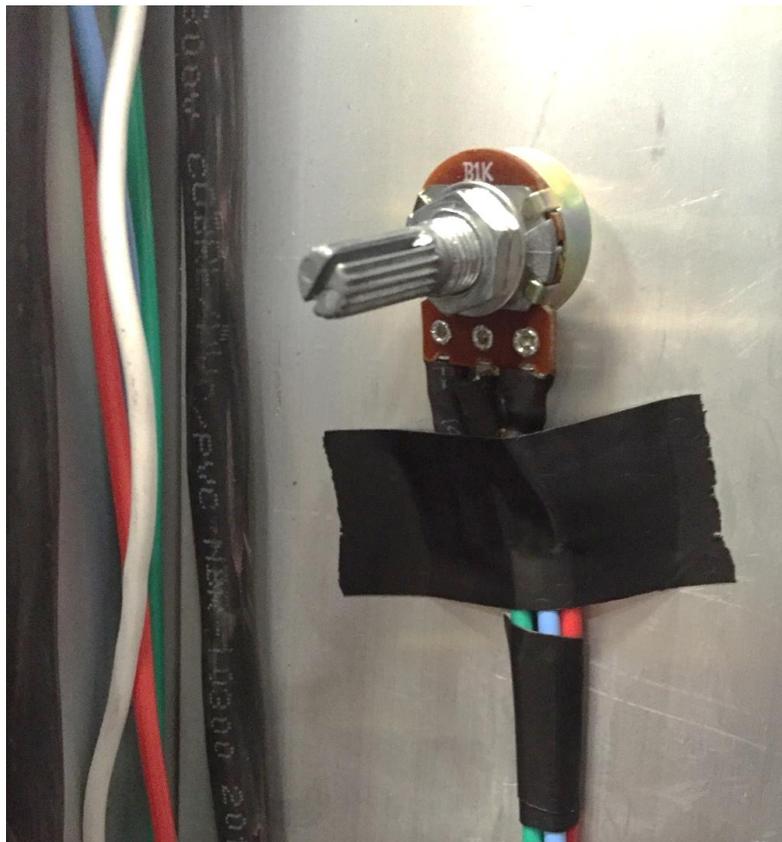


Figura 6.19 - Potenciômetro real instalado na chegada dos cabos de transmissão no VLT6000

O esquema elétrico referente a esta ligação é representado pela Figura 6.20.

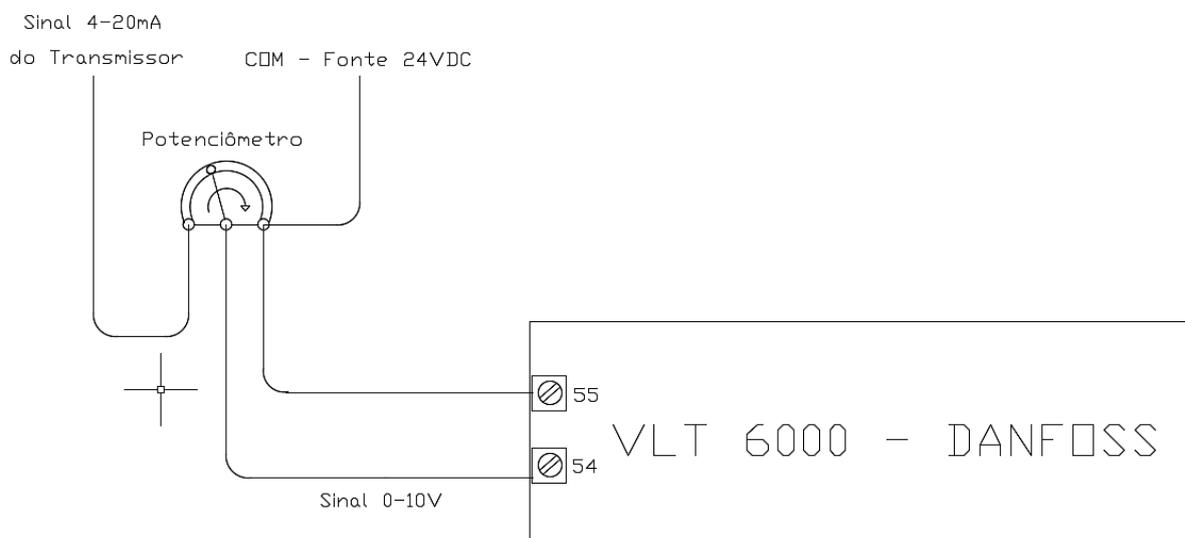


Figura 6.20 - Esquema elétrico de instalação do Potenciômetro

Com isso temos então, com uma Resistência ajustada para 660Ω , as tensões máximas e mínimas calculadas de acordo com a equação (6.2) são dada a seguir:

$$660\Omega \times 0,0085A = 5,61V \cong 5,6V \text{ (Máx)}$$

$$660\Omega \times 0,0045A = 2,97V \cong 3,0V \text{ (Mín)}$$

Assim é possível construir a Tabela 6.8 referente as faixas de sinal real e convertidos, pelo potenciômetro, e interpretados pelo Inversor de Frequência.

Tabela 6.8- Escala de Sinal, transmitido e transformado pelo Potenciômetro, utilizada.

Sinal Analógico de Corrente Transformado para Tensão pelo Potenciômetro	
mA	V
8,5	5,6
7,5	4,9
5,5	3,6
5,0	3,3
4,5	3,0

Os valores de tensão, então mostrados pela Tabela 6.8, serão programados no VLT 6000 nos parâmetros 312 e 313 como definidos pela Tabela 6.6. Esses valores serão então proporcionais às variações de pressão do sistema e deverão ser compatíveis com a faixa programada para as Referências e Feedbacks Máximos e Mínimos no VLT através dos parâmetros 204, 205, 413 e 414, respectivamente.

Inicialmente foram feitos testes com a unidade de leitura do VLT programada, no parâmetro 415, em PSI. Porém o sistema tinha uma faixa pequena de sinal para atingir uma faixa também pequena de

pressão em PSI, já que estas são interpretadas pelo VLT 6000 com apenas uma casa decimal, que também representa a resolução do próprio sensor. Com isso o sistema encontrava dificuldades para calcular uma frequência de saída do PID para o motor, já que uma mesma frequência poderia ser associada a diferentes sinais de corrente ou tensão enviados pelo transdutor.

Para este problema fez-se a conversão de todos os valores do problema para “bar”, já que o VLT 6000 neste caso interpretava esta unidade com 3 casas decimais, ou seja, ele teria uma faixa muito mais abrangente de sinais interpretados de pressão para modular a frequência de rotação da bomba através do PID e assim se manter o mais próximo possível da referência dada como Set Point, este definido no parâmetro 418, como sendo 3,18bar, correspondente a um sinal analógico de 8,0V, de acordo com os testes realizados e ajustado com a resposta do próprio sistema a demanda térmica do prédio da Administração.

Com isso a Tabela 6.9 mostra os resultados finais para a manipulação realizada nos parâmetros ligados a leitura e interpretação dos dados gerados pelo transdutor de pressão de acordo com as demandas por água gelada ao longo do dia no prédio da Administração do STJ.

Tabela 6.9 - Escala de Pressão a interpretada pelo VLT6000 em comparação à escala de sinal transmitida.

Manipulação de Limites de Sinal, Referências e Feedbacks Máx. e Mín.	
Sinal analógico	Referência/Feedback
V	bar
5,6	1,939
3,6	0,646
3,4	0,500
3,0	0,215

A final deste capítulo temos os dados programados no VLT6000 e o sistema respondendo como esperado às variações de pressão do sistema. O capítulo seguinte irá apresentar os resultados baseados em dados coletados nos primeiros dias em que o Inversor de Frequência passou trabalhando em Modo Automático, modulando a frequência de rotação da bomba, baseado nas respostas de pressão do sistema de acordo com os cálculos do PID.

7 RESULTADOS E ANÁLISES

7.1 DADOS COLETADOS

Nesta seção apresentam-se os resultados reais da programação PID realizada no inversor de frequência.

A programação PID foi realizada seguindo as instruções do catálogo do fabricante, apresentadas pela Figura 7.1 e ajustadas de maneira a deixar o sistema respondendo de forma mais suave e eficiente às alterações na linha, aumentando o ganho proporcional (P) e o tempo integral (Ti). Não foi utilizado o tempo de integração pelo ajuste do sistema já ter encontrado um ponto satisfatório de operação. Este método poderia ser otimizado com a ajuda dos gráficos de controle que são obtidos no software disponibilizado pela Danfoss, o MCT10.

Estes parâmetros são apresentados na Tabela 7.1.

Otimização do regulador de processamento

Uma vez que as definições básicas já foram feitas, falta apenas otimizar o ganho proporcional, o tempo de integral e o tempo de diferencial (parâmetros 423, 424 e 425). Na maioria dos processos, isto pode ser feito seguindo as recomendações a seguir.

1. Partida com o motor.
2. Defina o parâmetro 423 *Ganho proporcional do PID* como 0,3 e aumente-o até o processo mostrar que o sinal de feedback está instável. Reduza então o valor até estabilizar o sinal de feedback. Agora reduza o ganho proporcional em 40-60%.
3. Defina o parâmetro 424 *Tempo de integração do PID* como 20 s e reduza o valor até que o processo mostre que o sinal de feedback está instável. Aumente o tempo de integração até estabilizar o sinal de feedback, seguido de um aumento de 15-50%.
4. O parâmetro 425 *Tempo de diferencial do PID* é utilizado somente em sistemas de ação muito rápida. O valor típico é 1/4 do valor programado no parâmetro 424 *Tempo de integração do PID*. O diferencial só deve ser utilizado quando a definição do ganho proporcional e o tempo de integração tiverem sido completamente otimizados.

Figura 7.1 - Instruções dadas em catálogo pelo fabricante do VLT6000 para os ajustes em campo dos parâmetros PID.

Tabela 7.1 - Resultado dos Parâmetros PID programados.

Parâmetros PID		
Ganho Proporcional (P)	Tempo Integral (Ti)	Tempo Derivativo (Ti)
0,3	20s	OFF

Como não foi possível realizar a comunicação serial do inversor com o software MCT10, a aquisição de dados foi realizada por meio de fotografias em *Time Lapse* que forneceram imagens a cada 1 minuto durante um dia completo de funcionamento do VLT 6000 com um registro simultâneo da hora exata das fotos em um relógio digital. Porém para o processamento dos dados foi utilizado um intervalo de 5 minutos. Este procedimento, descrito pela Figura 7.2, teve como objetivo coletar as frequências de rotação do motor impostas pelo Inversor de Frequência ao longo do dia, bem como a potência consumida pelo motor a cada instante, para criar um perfil de demanda de água gelada do prédio e visualizar as reduções no consumo energético alcançadas.



Figura 7.2 - Estrutura montada para aquisição de dados via fotos tiradas em Time Lapse.

A Figura 7.3 mostra um dos displays que podem ser visualizados no VLT 6000, mostrando no canto superior esquerdo o valor de pressão do sistema real naquele momento, no seu lado direito o valor de tensão do sinal do transdutor. No canto superior direito o valor da potência consumida pelo motor da

bomba naquele instante. O valor maior no meio é a frequência calculada pelo PID e que é imposta ao motor da bomba.

Foi possível notar após a implantação do sistema que quase não há variações no sinal de tensão, pelo fato de que ao sentir um mínimo de acréscimo de pressão na linha devido às aberturas e fechamento de válvulas nos Fan Coils o Inversor já altera a rotação do motor imediatamente.



Figura 7.3 - Visualização do Display do VLT6000 em operação automática.

7.2 ANÁLISES

É importante analisar os resultados finais do projeto quanto aos objetivos iniciais que foram propostos, bem como o sucesso de todas as medidas tomadas para que a implantação deste projeto, nas instalações previstas pelo Estudo de Caso, pudesse ser executada.

A primeira análise refere-se a escolha do local de instalação da tubulação de tomada de pressão no Fan Coil mais crítico do circuito hidrônico. Neste caso verificou-se uma resposta boa e estável a todas as variações de rotação que foram impostas na bomba secundária de distribuição do prédio da Administração nos testes realizados. Estes apresentados na seção anterior.

A segunda análise é dada a partir da conclusão do projeto de infraestrutura de envio do sinal transmitido até o Inversor de Frequência. O sinal chegou sem perdas e a instalação do potenciômetro na

chegada deste sinal permitiu que houvesse um controle maior sobre a faixa de sinal na chegada do Inversor de Frequência o que facilitou a sua programação e as adaptações que foram realizadas, por mais que se considere que o Range do transdutor de pressão não esteja totalmente adequado à realidade do processo. Porém a justificativa da sua seleção se deu pelo fato de termos pressões no ponto de instalação superiores às pressões máximas suportadas por equipamentos de Range menor. Porém pela sua Resolução ser da ordem de décimos de PSI tivemos sucesso ao transformar a faixa de leitura do Inversor de Frequência em Bar e assim conseguir interpretações mais precisa do sinal e por conclusão conseguir realizar a programação PID no sistema.

Após essas análises da conclusão das etapas iniciais faz-se, em continuidade, a aferição dos resultados obtidos em dias reais de operação do novo sistema agora operando em modo automático.

A Figura 7.4 apresenta as variações de pressão do sistema em torno do SetPoint e a Figura 7.5 as variações do sinal transmitido, para o dia 26/11/2015. Estes gráficos mostram a eficácia do controle PID em manter o diferencial de pressão lida no transdutor frequentemente próxima ao valor de Set Point escolhido com uma variação máxima de 0,162bar. Já para o sinal transmitido, o valor de tensão correspondente ao valor de SetPoint de pressão diferencial é 3,4V. Neste caso a Figura 7.5 mostra as variações em torno deste valor com diferença máxima de 0,3V.

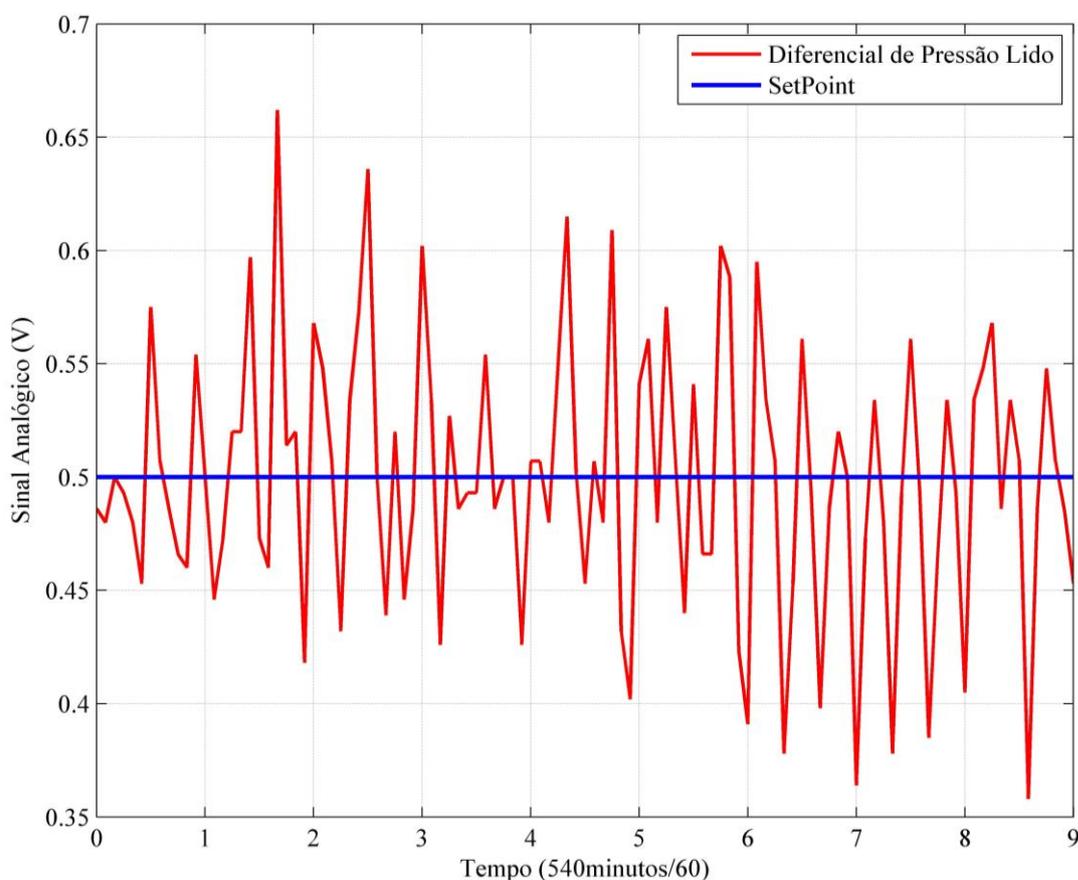


Figura 7.4 - Variação de Pressão com o valor de SetPoint como Referência - Das 10:10 às 19:00 do dia 26/11/2015.

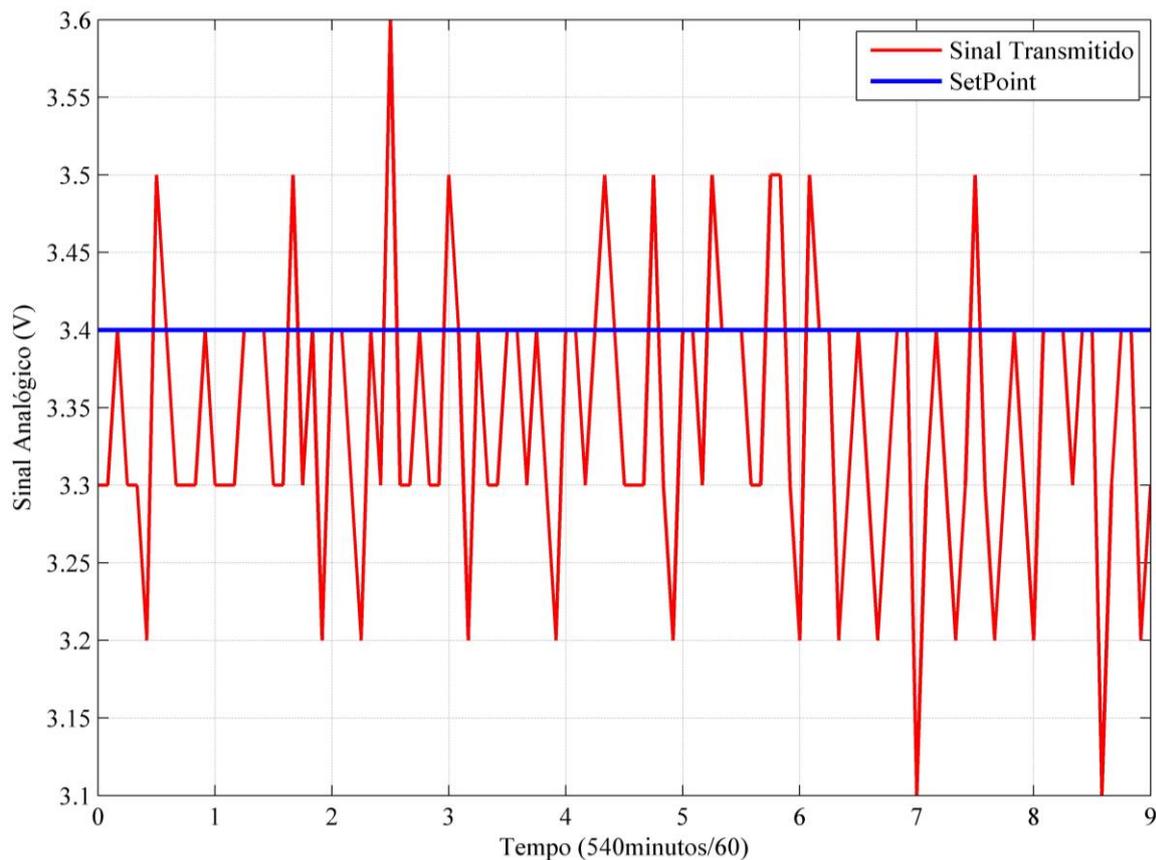


Figura 7.5 - Variação de Sinal Transmitido com o valor de SetPoint como Referência - Das 10:10 às 19:00 do dia 26/11/2015

Finalmente, a nossa análise final, como proposto inicialmente pelo projeto mesmo que com alguns objetivos não atendidos e outros adicionados ao escopo do projeto, é de utilizar os conceitos econômicos mais relevantes e que possibilitem produzir um argumento realista sobre o potencial que a implantação do controle de vazão nas bombas secundárias tem para a economia de energia na Central de Água Gelada do Superior Tribunal de Justiça de Brasília.

A primeira análise econômica foi realizada através com um gráfico de Potência Consumida pelo motor da bomba ao longo do dia. Para este caso foi considerada uma comparação entre o regime de operação anterior à implantação do projeto e para a situação atual do sistema, operando de acordo com a programação deste projeto. Conforme visto na seção 4.4, a potência consumida pela bomba, operando a uma frequência constante, varia de acordo com a pressão no sistema. A Figura 7.6 apresenta esta relação, a partir de dados coletados para uma faixa de frequências de rotação da bomba (20 a 35Hz) e diversas situações forçadas em campo da situação de abertura das válvulas automáticas de controle de fluxo dos Fan Coils no prédio da Administração (100% abertas; 75% abertas; 50% abertas; 25% abertas; 11% abertas; 5% abertas).

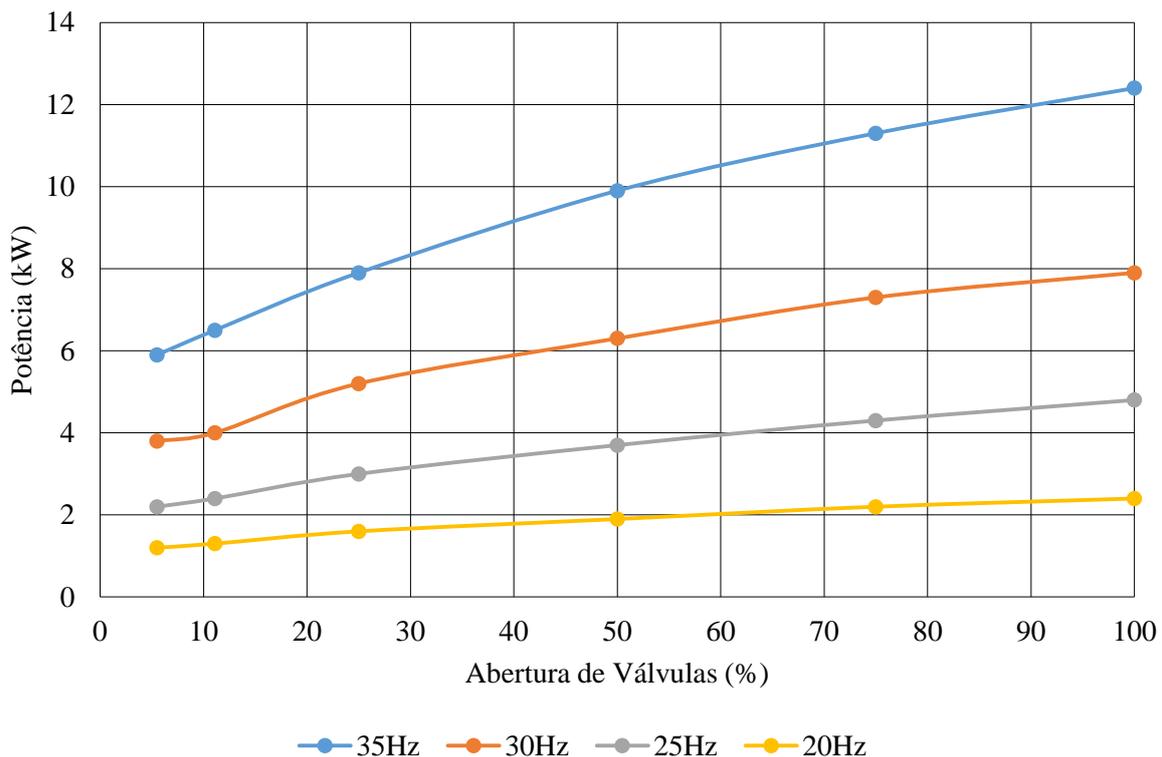


Figura 7.6 - Variação da Potência Consumida de acordo com a Porcentagem de Válvulas abertas para cada uma das frequências de rotação da bomba pré-definidas.

Os valores potência consumida, coletados ao longo do dia 26/11/2015, pela bomba de água gelada da Administração não puderam ser comparados com a mesma situação de uma velocidade de rotação constante, como era operado anteriormente, com todas as variações de pressão e, conseqüentemente, de potência consumida ao longo de um dia qualquer neste processo, por limitações de tempo. Porém foram construídas situações forçadas de abertura e fechamento de válvulas para determinadas frequências de trabalho. Dessa forma foi possível comparar a potência consumida pelo projeto no dia 26/11/2015, uma quinta-feira, com o mesmo dia correspondente na semana anterior, o dia 12/11/2015. No dia 26/11/2015 os dados foram coletados das 10:10 da manhã até as 19:10 da noite, e conforme registros, no dia 12/11/2015 a bomba trabalhou em 35Hz das 10:10 da manhã até as 18:50 e após este horário trabalhou a 30Hz até as 19:10. Com isso criou-se um gráfico para estes dois dias, comparando a situação de operação do sistema no dia 26/11/2015 com a operação do dia 12/11/2015 supondo 6 estados de abertura de válvulas diferentes para visualizar um consumo médio neste dia a fim de compensar a falta de uma coleta de dados, ao longo deste dia, mais precisa. Dessa forma, a Figura 7.7 apresenta esta etapa de análise.

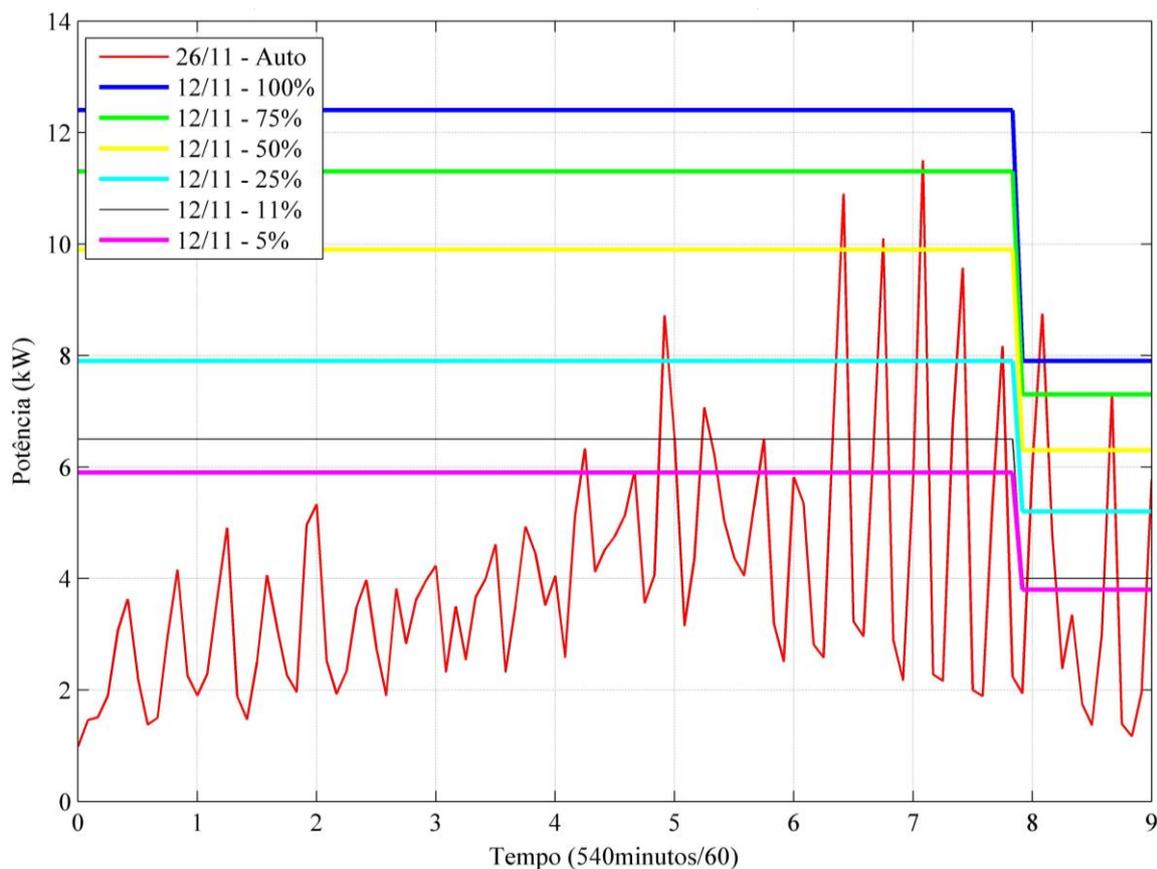


Figura 7.7 - Consumo Energético Comparado entre os dias 19 e 12/11 (Variando de válvulas 100% abertas à 5% abertas) - Das 10:10 às 19:10.

Nota-se pela Figura 7.7, que os dados foram plotados em potência por hora. Como consideramos um intervalo de 10:10 até as 19:10, tivemos 540min, totalizando 9 horas de coleta de dados. Com isso, calculando a área abaixo das curvas, de acordo com a equação (7.1), obtemos o consumo energético em kWh para cada situação e, além disso, a redução comparada com consumo visualizado no dia 26/11/2015.

$$Energia Consumida [kWh] = \frac{Potência[kW]}{Tempo de Operação [h]} \quad (7.1)$$

Os resultados obtidos para as áreas abaixo das curvas da Figura 7.7 são dados a seguir, supondo situações de abertura de válvulas pré-definidas para o dia 12/11/2015:

- Potência consumida pela bomba com 100% válvulas abertas: 106.53kWh
- Potência consumida pela bomba com 75% válvulas abertas: 97.20kWh
- Potência consumida pela bomba com 50% válvulas abertas: 85.05kWh
- Potência consumida pela bomba com 25% válvulas abertas: 68.06kWh
- Potência consumida pela bomba com 11% válvulas abertas: 55.68kWh
- Potência consumida pela bomba com 5% válvulas abertas: 50.73kWh

Para a potência consumida no dia 26/11/2015

- Potência consumida pela bomba com válvulas em automático: 35.68kWh

Fazendo uma média entre os valores obtidos para as situações forçadas criadas a partir dos dados de operação do dia 12/11/2015, temos:

- Consumo Médio: 77.21kWh

Isso nos dá então uma redução percentual de 46,2% no consumo energético considerando estas condições. Porém em situações reais esta redução seria menor, porém ainda assim bastante significativa.

Considerando este valor encontrado de redução um possível valor de redução dado como um dia típico do ano, ou seja, esta mesma redução no consumo energético seria igual para todos os dias do ano, para efeito de cálculos baseados nos conceitos econômicos apresentados no capítulo 3.

Assim essa redução, considerada um Benefício gerado pelo projeto, reproduzida para 12 meses considerando cada mês com 20 dias comerciais e um valor de kWh médio de R\$0,27359/kWh para a Região Centro-Oeste entre os anos de 2012 e 2014 para todos os meses do ano, dados da ANEEL (2015), temos:

- Benefício anual: R\$ 2.726,60

Para os cálculos da Relação Benefício-Custo é necessário conhecer o Fluxo de Caixa destes Benefícios, ou seja, até quantos anos eles serão gerados. Considerando uma vida útil hipotética para este projeto, gerando o mesmo fluxo de benefícios, de 20 anos. Com isso, é necessário recorrer às taxas de juros dos Títulos Nacionais para encontrar uma taxa de juros em um título de período de aplicação correspondente à vida útil do projeto. Neste caso, para dados atualizados no dia 26/11/2015 às 18:18:43, utilizou-se a taxa de juros de 7,08% a.a. referente ao título: Tesouro IPCA+ 2035 (NTNB Princ).

O Valor Presente deste Benefício é calculado a partir do seguinte fluxo de caixa:

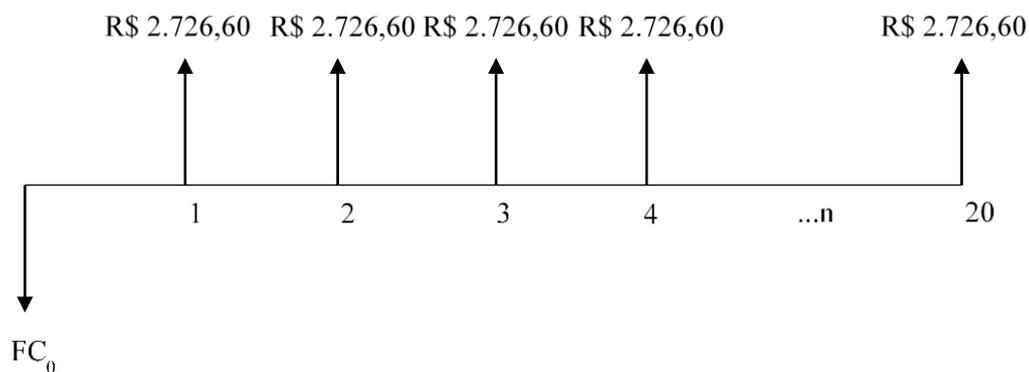


Figura 7.8 – Fluxo de Caixa para os Benefícios estimados pelo projeto.

Onde o FC_0 é dado pelo Custo total do Projeto, este apresentado pela Tabela 7.2.

Tabela 7.2 – Custos Totais do Projeto

CUSTOS TOTAIS DO PROJETO				
Infraestrutura	Cabo Sinal e Instrumentação 2x1,00mm ² BL. 300V. NBR 10300 - Código: 210ABF	350	R\$ 2,80	R\$ 980,00
	Niple Macho/Macho 1/2" para 3/4"	2	R\$ 5,95	R\$ 11,90
	Tampão 1/4"	2	R\$ 9,86	R\$ 19,72
	Niple Macho/Macho 3/4"	12	R\$ 6,56	R\$ 78,72
	Registro Gaveta 3/4"	2	R\$ 36,84	R\$ 73,68
	Registro Esfera 3/4"	2	R\$ 21,90	R\$ 43,80
	Tê Redução de 3/4 para 1/2"	2	R\$ 8,66	R\$ 17,32
	União Rosqueável 3/4"	1	R\$ 25,59	R\$ 25,59
	Curva 90° 3/4 para 3/4	5	R\$ 15,97	R\$ 79,85
	Tube Reto 3/4" (m) - Schedule 40	1	R\$ 42,23	R\$ 42,23
	Magueira Hidráulica de alta pressão - 1/4" (m)	2	R\$ 29,09	R\$ 58,18
	Conexão Macho p/ Mangueira 1/4" NPT - Fixo	2	R\$ 12,50	R\$ 25,00
	Conexão Fêmea p/ Mangueira 1/4" NPT - Rosqueável	2	R\$ 15,73	R\$ 31,46
	Adaptador para conexão Fêmea p/ Mangueira 1/4" NPT	2	R\$ 12,32	R\$ 24,64
Manômetro 3" 0-10 kgf/cm ² - Rosca 1/2"	1	R\$ 31,99	R\$ 31,99	
Equipamentos	Transdutor de Pressão Diferencial 0-100psid - Dwyer 629 - Cod. 629-05-CH-P2-E1-S1	1	R\$ 1.902,82	R\$ 1.902,82
	Fonte Alimentação Eletrônica 24VDC - 3A	1	R\$ 150,00	R\$ 150,00
Sub-Total - Infraestrutura				R\$ 1.544,08
Sub-Total - Equipamentos				R\$ 2.052,82
TOTAL				R\$ 3.596,90

A equação (7.2) é utilizada para cálculo do Valor Presente dos Benefícios.

$$VP = U \left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \right] \quad (7.2)$$

O resultado deste cálculo para um Benefício anual de R\$ 2.726,60 e $i = 7,08\% a. a.$ é:

➤ Valor Presente do Benefício: R\$ 28.706,90

Dessa forma, a Relação Benefício-Custo é dada por:

$$B/C = \frac{28706,90}{3.596,90} = 7,98$$

Este Índice Benefício-Custo sendo acima de 1 já é considerado viável, porém neste caso o valor elevado do índice se dá por não serem considerados custos de manutenção anuais do sistema de controle implantado. Além disso sua análise é mais precisa se comparada a outros índices Benefício-Custo de outras alternativas. Dessa forma a análise econômica deste projeto é finalizada calculando, para estas mesmas suposições de Benefício anual médio, o tempo de retorno do Investimento Inicial, ou *Payback*.

Utilizando o método gráfico pela Figura 7.9, temos:

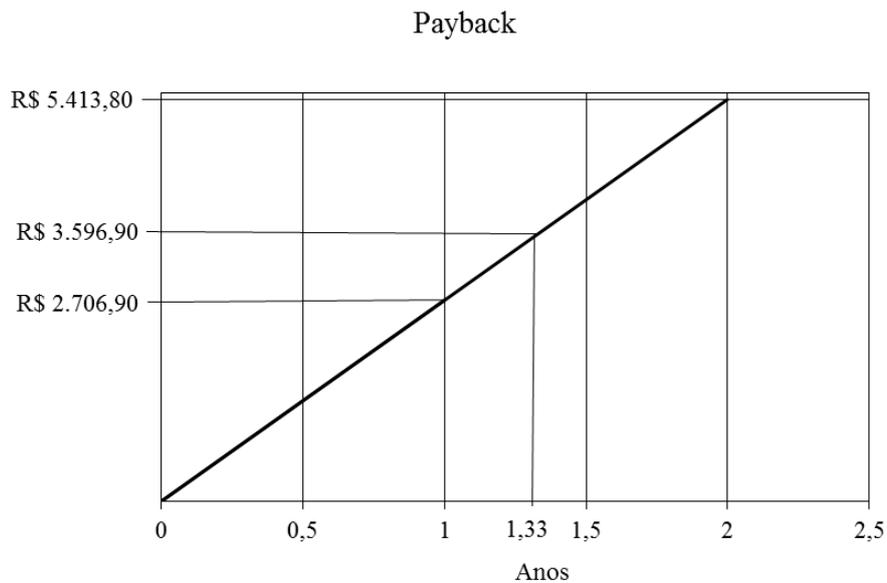


Figura 7.9 – Representação Gráfica da obtenção do Payback.

Utilizando a equação apresentada na seção 3.2 temos:

$$\frac{X}{3596,90 - 2706,90} = \frac{2 - 1}{5413,80 - 2706,90}$$

$$X = 0,33$$

Assim, o PayBack, dado por $1+X$, é igual a 1,33 anos, como mostrado pela Figura 7.9. Isso corresponde a 1 ano e 4 meses aproximadamente. O que é um resultado bastante satisfatório, tendo em vista que o Benefício gerado é bastante alto para um Investimento inicial relativamente baixo.

8 CONCLUSÃO

Os estudos sobre o controle de vazão no sistema secundário de distribuição de água gelada no Superior Tribunal de Justiça de Brasília foram muito bem-sucedidos desde a sua concepção até sua implantação.

A fase inicial do projeto se propôs a levantar todas as informações necessárias a respeito o problema proposto e de como ele deveria ser solucionado, bem como a introdução de conceitos referentes a análises técnicas e econômicas previstos como resultados finais.

Ao final desta fase inicial tinha-se todo o embasamento necessário sobre a instalação de transdutores de pressão diferenciais, onde estes deveriam ser instalados e de que maneira fazê-lo. Além disso foi proposto simular a central de água gelada do STJ de maneira a preparar um conteúdo teórico com previsões de funcionamento da bomba de água gelada tendo sua velocidade variável ao longo do dia com a utilização do Inversor de Frequência, este realizando esta operação de acordo com a demanda térmica do prédio da Administração do STJ. Foi proposto também aplicar conceitos econômicos baseados em Sazonalidade, para adequar o fluxo de Benefícios gerados pela implantação deste sistema de controle de vazão ao longo do ano, considerando as mudanças climáticas da região e conseqüentemente uma demanda térmica não-constante ao longo do ano. Estas duas análises técnicas, porém, não foram concluídas, pois foi necessário abrir mão do tempo de trabalho que seria destinado a elas para efetivamente conseguir implantar o projeto. Implantação esta que envolveu um tempo bastante elevado e muita dedicação, pois se tratando de um Órgão Público foi necessário realizar cotações completas para cada equipamento que foi comprado e mesmo com toda atenção a este ponto, tivemos todos os equipamentos a disposição para a montagem do sistema de controle poucas semanas antes do prazo de conclusão deste projeto e neste momento precisou-se coordenar as equipes de trabalho para montar toda a infraestrutura de transmissão de sinal, desde a construção da tubulação de tomada de pressão para o Sensor de Pressão Diferencial até a passagem do cabo de transmissão de sinal de 350m de onde foi instalado este Sensor até a Central de Água Gelada, onde estava o Inversor de Frequência.

Além disso foi necessário aprender a programar o Inversor de Frequência, um VLT6072 Danfoss, o que se mostrou uma tarefa bastante complicada de se resolver em pouco tempo sem a supervisão de um especialista. Porém, entrando em contato frequentemente com o fabricante e com a empresa responsável por representa-lo na região Centro-Oeste, conseguiu-se programar o VLT6072 perfeitamente. O sucesso desta programação se deu a partir do entendimento da forma com que o equipamento interpretava o sinal recebido pelo transdutor. Para isso foram definidos limites de para o sinal de feedback de acordo com as respostas previstas em testes diretos na bomba de água gelada e na dinâmica de operação das válvulas automáticas dos Fan Coils do prédio da Administração, foram definidos também os limites para o valor de referência ou SetPoint proporcionais aos valores definidos para o feedback e por fim adequar estes limites superior e inferior ao sinal analógico máximo e mínimo

transmitido pelo sensor. Isso permitiu que o VLT6072 fosse capaz de ler e interpretar corretamente, mesmo em uma faixa pequena, o sinal transmitido e pudesse realizar o controle de vazão da bomba de forma bastante eficiente baseados nos parâmetros PID que foram programados seguindo as recomendações do catálogo do fabricante.

Por estas razões que foram definidos na etapa de conclusão do Projeto de Graduação que os objetivos principais seriam garantir que todo o sistema de controle fosse montado e fosse colocado para funcionar e que o Inversor de Frequência fosse operado como esperado. Pois com isso os resultados finais deste projeto seriam apresentados com dados reais do novo regime de operação em comparação com o regime antigo. Isso foi capaz de apresentar resultados bastante relevantes no que se refere ao potencial de redução de consumo energético que um projeto como este tem em um sistema de Água Gelada Central com circuitos primário e secundário.

Para o dia 26/11/2015 o sistema esteve trabalhando das 10:10 às 19:10 controlando o diferencial de pressão no Fan Coil FC-312 modulando a frequência de rotação da bomba secundária do prédio da Administração. Foram coletados dados de Frequência de Rotação (Hz), pressão lida (bar), sinal transmitido (V) e potência consumida (kW). Com isto conseguiu-se um consumo de 35,68kW neste período. Foi feita, então, uma comparação com o regime de operação anterior ao projeto encontrando um valor de consumo médio para frequência fixa de rotação da bomba que era mantido em função da dinâmica de operação das válvulas dos Fan Coils. Com isso encontrou-se um consumo médio de 77kW, o que poderia ser menor se tivéssemos conseguido dados periódicos como conseguimos para a situação de trabalho automática da bomba. Assim, o resultado é uma redução que pode ser próxima de 46%, o que é bastante satisfatório tendo em vista o consumo elevado destes equipamentos ao longo do dia.

Tratando então, o dia 26/11/2015, como um dia típico do ano, foi possível também traçar novos objetivos de análise econômica, a fim de sedimentar ainda mais o potencial desta técnica de controle e deixar um material para o STJ capaz de ser utilizado para tomadas de decisão, principalmente para que o projeto seja replicado para as outras bombas secundárias dos outros prédios do STJ.

Tendo então este dia como típico conseguiu-se um Benefício anual médio de R\$ 2.726,60 assim o tempo de retorno do investimento inicial de R\$ 3.596,90, foi de apenas 1 ano e 4 meses. E o índice Benefício-Custo foi de 7,98. Valores estes que confirmam o sucesso do projeto.

Para trabalhos futuros considera-se importante retornar aos objetivos iniciais do projeto de simular o sistema implantado a fim de criar um modelo sólido que se aproxime dos resultados obtidos neste projeto. Assim será possível encontrar as situações ótimas do processo, principalmente com relação a programação dos parâmetros PID, pois estes são bem melhor trabalhados quando é visualizada graficamente sua resposta à dinâmica de operação do sistema.

Outras propostas para trabalhos futuros se dão também no âmbito econômico, a fim de visualizar o impacto real da redução do consumo energético conseguida frente às novas dinâmicas de produção de

Água Gelada pelos Chillers, bem como prever os Benefícios que podem ser gerados caso este projeto seja replicado para os outros prédios.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADVANTAGE ENGINEERING. **Typical Hydronic System and Primary-Secondary Pumping System Schematic**. Advantage Engineering, 2015. Disponível em: <<http://www.advantageengineering.com/fyi/286/advantageFYI286.php>>. Acesso em: 23 jun. 2015.

ALLERSTORFER, C. **Centrifugal pumps**. Montan Universität. Leoben, Áustria, p. 40. 2009.

ANEEL. **Relatórios do Sistema de Apoio a Decisão**, 2015. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/>>.

API. **Signal Conditioner Applications**. Absolute Process Instruments, Inc., 2007. Disponível em: <api-usa.com>. Acesso em: 08 nov. 2015.

APSLEY, D. The University of Manchester. (Lecture Notes) MACE20041: **Hydraulics 2**, 2013. Disponível em: <<http://personalpages.manchester.ac.uk/staff/david.d.apsley/lectures/hydraulics2/index.htm>>. Acesso em: 3 jun. 2015.

ASHRAE. **ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment**. Atlanta: [s.n.], 2000.

ASHRAE. **ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2004 - Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality**. Atlanta, U.S., p. 28. 2004.

ASHRAE. **ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1-2010 - Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings**. ASHRAE Standards and Guidelines. NE, Atlanta, p. 273. 2012.

ASHRAE. **ASHRAE Handbook-HVAC Systems and Equipment**. Inch-Pound Edition. ed. Atlanta, U.S.: [s.n.], 2012.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6401**. Rio de Janeiro, p. 17. 1980.

BAGLIONE, M. **Building Sustainability into Control Systems**. Cooper Union Engineering Faculty, 2011. Disponível em: <<https://engfac.cooper.edu/melody/411>>. Acesso em: 21 maio 2015.

BROGAN, A. et al. **ARE YOUR VARIABLE SPEED PUMPING APPLICATIONS**. ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry. [S.l.]. 2015.

CARBON TRUST. **Energy saving actions at Michelin**, Dundee. London, p. 3. 2012.

CARRIER. **Fan Coil Vortex - 2TR a 25TR**. Carrier, 2013. Disponível em: <<http://www.carrierdobrasil.com.br/produtos/interna/meu-negocio/130/fan-coil-vortex-2tr-a-25tr>>. Acesso em: 23 jun. 2015.

CARRIER. **Building Solutions - Chillers**. Carrier.com, 2015. Disponível em: <<http://www.carrier.com/building-solutions/en/us/products/chillers/chillers>>. Acesso em: 23 jun. 2015.

CAWLEY, R. E. **Method for Controlling the Operation of Two-Speed, Refrigerant Motor Compressors**. 3,942,912, 9 Mar. 1976.

CENTRO DE PESQUISAS DE ENERGIA ELÉTRICA - CEPTEL. **Guia para eficiência energética nas edificações públicas**. Versão 1.0. ed. Rio de Janeiro: [s.n.], 2014.

COLLINS, R.; BECK, S. **Moody Diagram**. Department of Mechanical Engineering. The University of Sheffield, 2015. Disponível em: <<https://www.sheffield.ac.uk/>>. Acesso em: 23 jun. 2015.

COPETTI, J. B. UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS. **Projeto e simulação de sistemas térmicos - Notas de Aula - Modelamento de Ajuste de Curvas**, 2013.

Disponível em:

<http://professor.unisinos.br/jcopetti/projeto%20e%20simulacao%20ST_PPG/Aula_2b_Ajuste%20curvas.pdf>. Acesso em: 12 jun. 2015.

CREDER, H. **Instalações de Ar condicionado**. 6ª. ed. Rio de Janeiro: LTC- Livros Técnicos e Científicos, 2004.

DANFOSS. **Manual de Instruções MG.60.A6.28 - VLT da Série 6000** - Apêndice. [S.l.]. 2002.

DANFOSS. **Guia de Projeto Software versão: 3.0x - VLT 6000 HVAC**. [S.l.]. 2006.

ELETROBRÁS. **Avaliação Do Mercado De Eficiência Energética Do Brasil - Sumário Executivo**. Rio de Janeiro. 2005.

EPE. **Balanco Energético Nacional - BEN**. Ministério de Minas e Energia - MME. Rio de Janeiro, p. 288. 2014.

EUROPUMP & THE HYDRAULIC INSTITUTE. **Variable Speed Pumping - A Guide To Successful Applications (Executive Summary)**. [S.l.]: Elsevier, 2004.

GOOGLE. **Maps. Google**, 2015. Disponível em: <<https://maps.google.com/>>. Acesso em: 14 jun. 2015.

HARTMAN, T. P. E. **All-Variable Speed Centrifugal Chiller Plants**. ASHRAE Journal, p. 9, Sep. 2001.

HIRSCHFELD, H. **Engenharia Econômica e Análise de Custos**. 6. ed. São Paulo: Atlas, 1998.

JANUZZI, G. D. M. **Aumentando a eficiência nos usos finais de energia no Brasil**. Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP. Campinas, SP, p. 14. 2001.

LAMBERTS, R.; DUTRA, L.; FERNANDO, O. R. P. **Eficiência Energética**. PW Editores, São Paulo, 1997.

LAWRENCE BERKELEY NATIONAL LABORATORY. **Technical support document for energy conservation standards for room air conditioners**, volume 2 - detailed analysis of efficiency levels. U.S. DEPARTMENT OF ENERGY. Berkley, CA, p. 290. 1997.

LIMA, A. S. A. D. **Oportunidades de eficiência energética em motores e em acionadores de velocidade ajustável (AVAs)**. O Setor Elétrico, Santa Cecília, SP, v. II, n. 85, p. 5, Fevereiro 2013.

MEDEIROS, P. S. G.; BARBOSA, C. R. F. **Análise do coeficiente de performance de um chiller doméstico operando com o R-401a em regime transiente**. HOLOS, Natal, RN, 2009. 13.

MELINDER, Å. **Thermophysical Properties of Aqueous Solutions Used as Secondary Working Fluids**. Tese (Doutorado) - Royal Institute of Technology, KTH. Stockholm, Sweden, p. 144. 2007.

MESQUITA, A. A. L. et al. **Aspectos Importantes Na Utilização De Bombas Centrífugas Em Velocidade Variável Para A Redução Do Consumo De Energia**. VI SEREA - Seminário Iberoamericano sobre Sistemas de Abastecimento Urbano de Água. João Pessoa: [s.n.]. 2006. p. 15.

MOREIRA, S. G.; ARAÚJO, W. R.; SILVA, A. R. **Análise de um Sistema de Bombeamento Hidráulico sob o Ponto de Vista da Eficiência Energética**. Universidade Federal de Mato Grosso do Sul - LAMOTRIZ. Mato Grosso do Sul, p. 6. 2008.

PATSKO, L. F. **Tutorial - Aplicações, Funcionamento e Utilização de Sensores**. Maxwell Bohr, 2006. Disponível em: <<http://www.maxwellbohr.com.br>>. Acesso em: 07 Novembro 2015.

QURESHI, T. Q.; TASSOU, S. A. **Variable-Speed Capacity Control in Refrigeration Systems**. ELSEVIER Science Ltd., Uxbridge, U.K., 17 Fevereiro 1995. 11.

ROSS, S. A. et al. **Fundamentos de Administração Financeira**. 9ª. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2013.

SCHACHTER, N. **Energy Efficient Speed Control Using Modern Variable Frequency Drives**. CIMENTEC Engineering Ltd. Ontario, Canada, p. 8. 2006.

SHINDO, R.; SOARES, G. A.; TABOSA, R. D. P. **Guia Técnico PROCEL - Motor de Alto Rendimento**. 1ª. ed. [S.l.]: [s.n.], 2002.

SHUMAN, D. B. Lawrence Berkeley National Laboratory. **ASME/ANSI B36.10/19, 2007. ISSN ASME/ANSI B36.10/19**. Disponível em: <[http://www-eng.lbl.gov/~shuman/NEXT/CURRENT_DESIGN/PV/movesa/PipeSize\(B36.10_19\).pdf](http://www-eng.lbl.gov/~shuman/NEXT/CURRENT_DESIGN/PV/movesa/PipeSize(B36.10_19).pdf)>. Acesso em: 4 jun. 2015.

SOUZA, A.; CLEMENTE, A. **Decisões Financeiras e Análise de Investimentos: Fundamentos, técnicas e aplicações**. 6ª. ed. São Paulo: Atlas, 2009.

STANFORD, H. W. **HVAC Water Chillers and Cooling Towers - Fundamentals, Application, and Operation**. 2ª. ed. New York: CRC Press Taylor & Francis Group, 2011.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, Ltda., 1985.

TILLACK, L.; RISHEL, J. B. **Proper Control of HVAC Variable Speed Pumps**. ASHRAE JOURNAL, Atlanta, nov. 1998.

TURKEL, S. S. **Troubleshooting Variable Speed Drives**. **Electrical Construction and Maintenance**, 1 Maio 1999. Disponível em: <<http://ecmweb.com/content/troubleshooting-variable-speed-drives>>. Acesso em: 4 Junho 2015.

U. u. uuu. uuu.

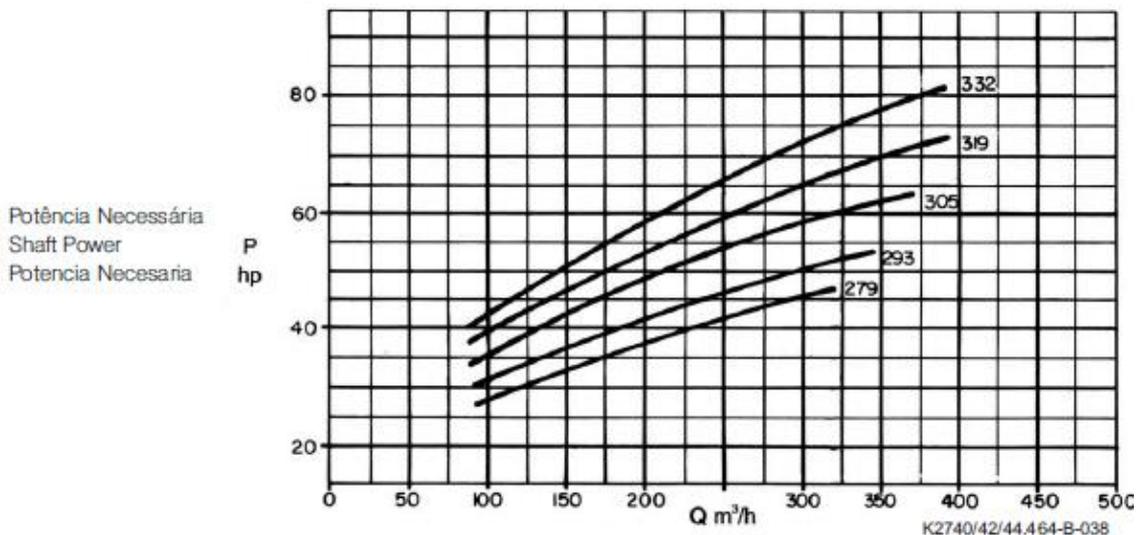
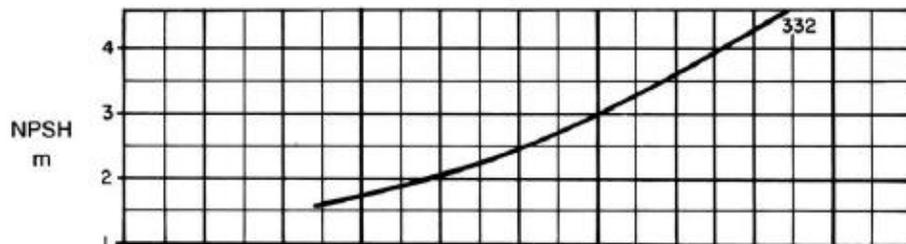
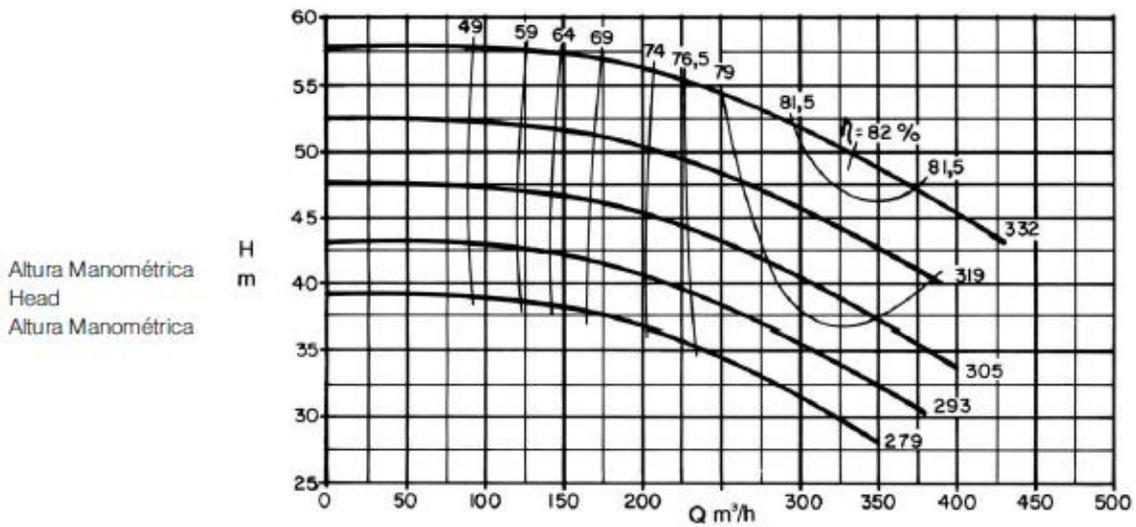
YORK - JOHNSON CONTROLS. **Economia de energia: vazão variável no primário**. UPdate, v. 03, p. 4, Setembro 2006.

ANEXOS

		Pág.
Anexo I	Curvas Características da Bomba Centrífuga de Água Gelada do Prédio da Administração do STJ.	110
Anexo II	Datasheet do Transdutor de Pressão Diferencial Dwyer 629	111
Anexo III	Datasheet do Inversor de Frequência VLT6072 Danfoss Instalado no STJ.	112
Anexo IV	Datasheet do Cabo de Transmissão de Dados de 1,5mm² de seção transversal com duas vias (1P).	113
Anexo V	Códigos do E.Es utilizados nos Cálculos do Capítulo 4.	114
Anexo VI	Plantas e Desenhos Técnicos do Projeto da Central de Água Gelada do STJ.	116

ANEXO I: Curvas Características da Bomba Centrífuga de Água Gelada do Prédio da Administração do STJ.

Bomba Tipo Pump Type Tipo de Bomba	KSB MEGANORM KSB MEGACHEM KSB MEGACHEM V	Tamanho Size Tamaño	125-315	
Oferta n° Project - No. Oferta - n°	Item n° Item - No. Pos - n°	Velocidade Nominal Nom. Rotative Speed Velocidad Nominal	1750 rpm	



Dados válidos para densidade de 1 kg/dm³ e viscosidade cinemática até 20 mm²/s.
Data applies to a density of 1 kg/dm³ and kinematic viscosity up to 20 mm²/s.
Datos válidos para densidad 1 kg/dm³ y viscosidad cinemática hasta 20 mm²/s.

Garantia das características e funcionamento conforme ISO 9906 Grau 2B.
Operating data according to ISO 9906 Grade 2B.
Garantía de las características de funcionamiento según ISO 9906 Grado 2B.

ANEXO II: Datasheet do Transdutor de Pressão Diferencial Dwyer 629.

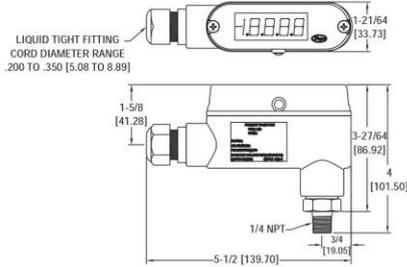
Bulletin E-113



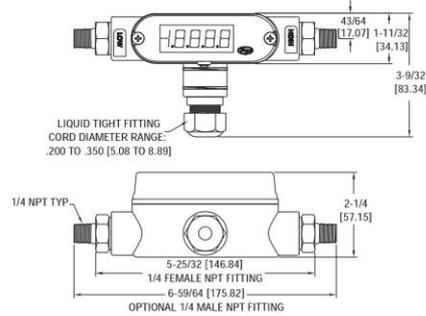
Series 626 & 629 Pressure Transmitters with LED Display Specifications - Installation and Operating Instructions



626 with LED Display



629 with LED Display



The Series 626 and 629 Pressure Transmitters convert positive pressure into a standard 4-20 mA output signal. The Series 626 and 629 can be used to accurately measure compatible gases and liquids; with full scale accuracy of 0.25% for 626 and 0.5% for 629. Designed for industrial environments with a NEMA 4X (IP66) housing, these transmitters resist most effects of shock and vibration.



CAUTION: Do not exceed specified supply voltage ratings. Permanent damage not covered by warranty will result. This device is not designed for 120 or 240 volt AC operation. Use only on 13 to 30 VDC.

Pressure Ranges			
Pressure Range (psig)	Maximum Pressure (psig)	Over Pressure (psig)	Resolution
30" Hg-0	30	150	0.01
30-0-15*	30	150	0.1
30-0-30*	60	300	0.1
30-0-45*	100	300	0.1
30-0-60*	200	500	0.1
30-0-100*	200	500	0.1
0-5	10	50	0.01
0-15	30	150	0.01
0-30	60	300	0.01
0-50	100	300	0.1
0-100	200	500	0.1
0-150	300	750	0.1
0-200	400	1000	0.1
0-300	600	1500	0.1
0-500	1000	2500	1
0-1000	2000	5000	1
0-1500	3000	5000	1
0-2000	4000	5000	1
0-3000	6000	7500	1
0-5000	7500	10000	10
0-8000	10000	12000	10
0-30" Hg (vacuum)	30	150	0.01

*Unit is IN.HG. when apply vacuum; the Display shows negative reading (-). Unit is PSI when apply positive pressure; the Display shows positive reading (+).

Series 629 Pressure Limits			
Range (psid)	Working* Pressure (psid)	Over Pressure (psi)	Resolution
10	20	100	0.01
25	50	250	0.01
50	100	250	0.1
100	200	500	0.1

* Pressures exceeding the working pressure limit may cause a calibration shift of up to ±3% of full scale.

SPECIFICATIONS

Service: Compatible gases & liquids.
Wetted Materials: Types 316, 316L SS.
Accuracy: 629: ±0.5% F.S. 626: ±0.25% F.S. (includes linearity, hysteresis & repeatability).
Temperature Limits: 0 to 200°F (-18 to 93°C).
Compensated Temperature Limits: 0 to 175°F (-18 to 79°C).
Pressure Limits: See charts.
Thermal Effect: 0.02%/°F (0.036%/°C) includes zero & span.
Power Requirements: 13-30 VDC.
Current Consumption: 140 mA.
Output Signal: 4 to 20 mA. Optional 0-5, 1-5, 0-10, 2-10 VDC.
Zero & Span: Potentiometers inside conduit enclosure.
Response Time: 50 msec.
Loop Resistance: 0-1300 ohms maximum for current output. For voltage outputs, minimum load resistance: 2000 ohms.

Electrical Connections: Terminal block. 1/2" female NPT conduit.

Process Connections: 1/4" female NPT for 629-CH standard.

1/4" male NPT for 626-CH standard.

Enclosure Rating: Designed to meet NEMA 1.

Display: 4-1/2 digit 1/2" (12.7 mm) height LED.

Mounting Orientation: Not position sensitive.

Weight: 10.1 oz (286 g).

Agency Approvals: CE: EN 61000-4-2

EN 61000-4-3

EN 61000-4-4

EN 61000-4-5

EN 61000-4-6

INSTALLATION

1. Location: Select a location where the temperature of the transmitter will be between 0 and 175°F (-18 to 79°C). Distance from the receiver is limited only by total loop resistance. The tubing or piping supplying pressure to the unit can be practically any length required but long lengths will increase response time slightly.

2. Display Removal: The display can be removed during installation. When reinstalling the display, verify pin1 (yellow wire) is placed on the left side of the LED connector.

3. Position: The transmitter is not position sensitive. However all standard models are originally calibrated with the unit in a position with the pressure connection downward. Although they can be used at other angles, for best accuracy it is recommended that units be installed in the position calibrated at the factory.

4. Pressure Connection: Use a small amount of plumbers tape or other suitable sealants to prevent leaks. Be sure the pressure passage inside the port is not blocked.

5. Electrical Connections:

Wire Length - The maximum length of wire connecting the transmitter and receiver is a function of wire size and receiver resistance. Wiring should not contribute more than 10% of the receiver resistance to total loop resistance. For extremely long runs (over 1000 feet), choose receivers with higher resistance to minimize the size and cost of connecting leads. Where wiring length is under 100 feet, wire as small as 22 AWG can be used.

DWYER INSTRUMENTS, INC.
 P.O. BOX 373 • MICHIGAN CITY, INDIANA 46361, U.S.A.

Phone: 219/879-8000
 Fax: 219/872-9057

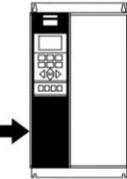
www.dwyer-inst.com
 e-mail: info@dwyer-inst.com

ANEXO III: Datasheet do Inversor de Frequência VLT6072 Danfoss Instalado no STJ.



VLT® da Série 6000 HVAC

■ Dados técnicos, alimentação de rede 3x380-460 V

De acordo com os requisitos internacionais		Tipo de VLT	6052	6062	6072	6102	6122
	Corrente de saída	$I_{VLT,N}$ [A] (380-440 V)	73.0	90.0	106	147	177
		$I_{VLT,MAX}$ (60 s) [A] (380-440 V)	80.3	99.0	117	162	195
	Potência de saída	$I_{VLT,N}$ [A] (441-460 V)	65.0	77.0	106	130	160
		$I_{VLT,MAX}$ (60 s) [A] (441-460 V)	71.5	84.7	117	143	176
	Saída de eixo típica	$S_{VLT,N}$ [kVA] (400 V)	52.5	64.7	73.4	102	123
		$S_{VLT,N}$ [kVA] (460 V)	51.8	61.3	84.5	104	127
Saída de eixo típica	$P_{VLT,N}$ [kW]	37	45	55	75	90	
Saída de eixo típica	$P_{VLT,N}$ [HP]	50	60	75	100	125	
	Seção transversal máx. do cabo do motor e do barramento CC, IP20		35/2	50/0	50/0	120 / 250	120 / 250
		$[mm^2]/[AWG]^{2) 4) 6)}$				mcm ⁵⁾	mcm ⁵⁾
	Seção transversal máx. dos cabos de alimentação do motor e do barramento CC 54		35/2	50/0	50/0	150 / 300	150 / 300
		$[mm^2]/[AWG]^{2) 4) 6)}$				mcm ⁵⁾	mcm ⁵⁾
Seção transversal mín. dos cabos de alimentação do motor e do barramento CC		10/8	16/6	16/6	25/4	25/4	
	$[mm^2]/[AWG]^{2) 4)}$						
Corrente máx. de entrada	$I_{L,N}$ [A] (380 V)	72.0	89.0	104	145	174	
	(RMS) $I_{L,N}$ [A] (460 V)	64.0	77.0	104	128	158	
Seção transversal máx. do cabo de potência, IP 20		35/2	50/0	50/0	120 / 250	120 / 250	
	$[mm^2]/[AWG]^{2) 4) 6)}$				mcm	mcm	
Seção transversal máx. do cabo de potência, IP 54		35/2	50/0	50/0	150 / 300	150 / 300	
	$[mm^2]/[AWG]^{2) 4) 6)}$				mcm	mcm	
Pré-fusíveis máx	$[-]/[UL]^{1)}$ [A]	100/100	125/125	150/150	225/225	250/250	
Contactor de rede elétrica	[tipo Danfoss]	CI 37	CI 61	CI 85	CI 85	CI 141	
Eficiência na frequência nominal		0.96	0.96	0.96	0.98	0.98	
Peso do IP 20	[kg]	41	42	43	54	54	
Peso do IP 54	[kg]	56	56	60	77	77	
Perda de potência em carga máx.	[W]	1275	1571	1851	<1400	<1600	
Gabinete					IP 20/IP 54		

1. Para obter o tipo de fusível, consulte a seção *Fusíveis*.

2. American Wire Gauge.

3. Medido com cabos de motor blindados de 30 m com valores nominais de carga e frequência.

4. A seção transversal mínima do cabo é a mínima seção transversal permitida para encaixar nos terminais. A seção transversal máxima do cabo é a máxima seção transversal que pode encaixar nos terminais.

Siga sempre as normas nacionais e locais sobre seção transversal mínima do cabo.

5. Conexão CC 95 mm²/AWG 3/0.

6. Cabos de alumínio com seção transversal acima de 35 mm² devem ser conectados com conector de Al-Cu.

ANEXO IV: Datasheet do Cabo de Transmissão de Dados de 1,5mm² de seção transversal com duas vias (1P).

Cabo para Sinal e Instrumentação - c/ blindagem - 300 V



Aplicações

Sistemas que requeiram tensões de operações de até 300 V e temperatura de 70°C

- Controle;
- Automação;
- Instrumentação.

Especificações

Cabo formado por dois ou mais condutores flexíveis de cobre eletrolítico, têmpera mole, classe 4 de encordoamento com isolamento em Composto Termoplástico PVC /A 70°C com característica anti-chama, torcidos e identificados por core e envoltos por fita separadora de poliéster, condutor dreno de cobre estanhado, envolto por fita de poliéster aluminizada e cobertura em Composto Termoplástico PVC/ST1 - 70°C na cor preta.

Norma Técnica Aplicável

NBR 10300:1997 – Cabos de instrumentação com isolamento extrudada de PE ou PVC para tensões até 300 V

Características gerais dos produtos

Seção	Ø da Corda	Resistência elétrica do condutor	Resistência de isolamento à Temperatura Ambiente	Tensão elétrica de Centelhamento
0,50 mm ²	0,87 mm	40,17 Ω/km	65,6 MΩ/km	7,5 kV
0,75 mm ²	1,12 mm	26,78 Ω/km	59,3 MΩ/km	7,5 kV
1,00 mm ²	1,35 mm	20,08 Ω/km	61,9 MΩ/km	7,5 kV
1,50 mm ²	1,43 mm	13,69 Ω/km	50,4 MΩ/km	7,5 kV
2,50 mm ²	1,89 mm	8,21 Ω/km	45,4 MΩ/km	7,5 kV

Características mecânicas dos produtos

Produto	Código	Ø da isolamento	Espessura da isolamento	Ø da cobertura	Peso / km
1 P x 0,50 mm ²	205 ABF	1,80 mm	0,40 mm	5,40 mm	38 kg
1 P x 0,75 mm ²	275 ABF	2,10 mm	0,40 mm	6,10 mm	50 kg
1 P x 1,00 mm ²	210 ABF	2,30 mm	0,40 mm	6,60 mm	58 kg
1 P x 1,50 mm ²	215 ABF	2,50 mm	0,40 mm	7,10 mm	70 kg
1 P x 2,50 mm ²	225 ABF	3,30 mm	0,60 mm	8,66 mm	103 kg

ANEXO V: Códigos do E.E.Es utilizados nos Cálculos do Capítulo 4.

ITEM 3.61 - CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS

N = Velocidade de rotação da bomba [rpm]

Q = Vazão [kg/s]

H = Altura manométrica [m]

P = Potência [kW]

$$H1/H2 = (N1/N2)^2$$

$$\eta_2 = (-342936*Q2^5 + 205761*Q2^4 - 78704*Q2^3 + 7037*Q2^2 + 621,11*Q2 + 6)/100$$

$$\eta_1 = 0,785$$

$$\rho = 1000 \text{ "[kg/m}^3\text{"}$$

$$g = 9,81 \text{ "[m/s}^2\text{"}$$

$$N1 = 1750 \text{ "[rpm]"}$$

$$Q1 = 0,106 \text{ "[m}^3\text{/s]"}$$

$$H1 = 22,7 \text{ "[m]"}$$

$$H2 = 952,08*Q2^2 + (2*10^{(-12)})*Q2 + 12 \text{ "[m]"}$$

$$P1 = (\rho*g*Q1*H1/\eta_1)/1000 \text{ "[kW]"}$$

$$Q2 = Qp \text{ "[m}^3\text{/s]"}$$

$$P2 = (\rho*g*Q2*H2/\eta_1) /1000 \text{ "[kW]"}$$

">>> Bomba"

$$H_{\text{pump}} = (-853,17*Q2^2) + 22,024*Q2 + 29,943 \text{ "[m]"}$$

$$P_{\text{real}} = (\rho*g*Q2*H_{\text{pump}}/\eta_2)/1000 \text{ "[kW]"}$$

$$\text{Reducao_de_consumo} = (1 - (P2/P1))*100$$

">>> Novo Ponto Q2 (m³/h) "

$$Y = 2168,3*X^2 + (4^{(-12)})*X + 12$$

$$Y = -853,17*X^2 + 22,024*X + 29,943$$

$$X = Qp$$

">>> Novo Ponto Similaridade"

$$H3 = -853,17*Q3^2 + 19,003*Q3 + 22,293$$

$$H_3 = 952,08 \cdot Q^3 + (2 \cdot 10^{-12}) \cdot Q^3 + 12$$

ITEM 3.6.2 - AJUSTE DE CURVAS E EQUAÇÕES DE DESEMPENHO

"Input da Bomba"

$$Q = 0,1388571 \text{ "[m}^3/\text{s]"}$$

$$N = 1350 \text{ "[rpm]"}$$

"Equações para o Output"

$$H = (-0,3926 + 0,0005052 \cdot N + 0,000009635 \cdot (N^2)) + (-1,275 + 0,01211 \cdot N + (-5,208E-07 \cdot (N^2))) \cdot Q + (-798,3 + (-0,04459 \cdot N) + 0,00001406 \cdot (N^2)) \cdot Q^2 \text{ "[m]"}$$

$$P = (19,97 + -0,03941 \cdot N + 0,00002578 \cdot (N^2)) + (0,01523 - 0,00001944 \cdot N + 0,000004991 \cdot (N^2)) \cdot Q + (0,02086 + (-0,06837 \cdot N) + 1,041E-08 \cdot (N^2)) \cdot Q^2 \text{ "[kW]"}$$

$$\eta = (Q \cdot H \cdot 9,806) / P$$

ANEXO VI: Plantas e Desenhos Técnicos do Projeto da Central de Água Gelada do STJ.

