

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**SISTEMATIZAÇÃO DO PROJETO PRELIMINAR DE CIRCUITOS
HIDRÁULICOS COM CONTROLE DE POSIÇÃO**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

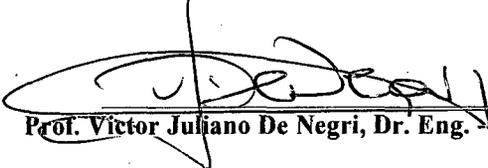
FERNANDO LUIZ FURST

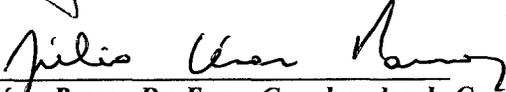
FLORIANÓPOLIS, SETEMBRO DE 2001

**SISTEMATIZAÇÃO DO PROJETO PRELIMINAR DE CIRCUITOS
HIDRÁULICOS COM CONTROLE DE POSIÇÃO**

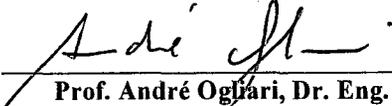
FERNANDO LUIZ FURST

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA, ESPECIALIDADE ENGENHARIA
MECÂNICA, SENDO APROVADA EM SUA FORMA FINAL.**


Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. - Orientador


Prof. Júlio César Passos, Dr. Eng. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA


Prof. André Oglari, Dr. Eng.


Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.


Prof. Raul Guenther, Dr. Eng.


Eng. João Marcos Castro Soares, M. Sc.

Aos meus pais
José Luiz (*in memorian*) e
Albertina da Silva

**A minha esposa
Simone
e minha filha
Brunna.**

AGRADECIMENTOS

A Deus por colocar no meu caminho estas pessoas que muito me ajudaram. Sem elas este trabalho não seria possível.

Aos meus pais José Luiz (*in memoriam*) e Albertina por estarem comigo em todos os desafios me incentivando e guiando meu passos com dedicação e lealdade.

A minha esposa Simone, pela paciência, dedicação e carinho que nunca faltaram mesmo quando não podia contar com minha presença.

Aos meus irmãos, irmãs, cunhados, cunhadas e sobrinhos que me incentivaram e deram apoio a minha família na minha ausência.

Aos dois grandes incentivadores dos meus estudos: meu sogro Emmanuel e minha sogra Theresinha, que além dos constantes incentivos, sempre dedicaram um pouco do seu tempo para minha filha Brunna.

Ao Professor Dr. Victor Juliano De Negri pela amizade, paciência, confiança, orientação e também pela forma dedicada com que transmite conhecimentos.

Aos amigos e colegas da Universidade Federal de Santa Catarina em especial ao Márcio, Carolina, Sérgio, Picanço, André, Marcelo e Sirley que me deram a oportunidade de um convívio alegre e amigo

Um agradecimento especial aos amigos do LASHIP Guilherme, Edivaldo, Perondi, Mauro, Joel, Fred, Roberto, Paulo, Rafael, Márcio Castelani, Luiz Antônio, Sandra, Valdiero, Alvino, Andréia, Cristiano, Daniel, Deoclecy, Érico, Espíndola, Helder, Felipe, Fernando Silveira, Hélio, Luiz Galaz e Marco Antônio pela amizade, constante incentivo, troca desinteressada de conhecimento, paciência e dedicação.

À REIVAX pela gentileza e presteza no fornecimento das informações solicitadas.

Ao CNPq e ao PADCT pelo financiamento.

*"Aquele que nada sabe, sabe que nada sabe,
aquele que muito sabe, sabe que nada sabe,
mas aquele que pouco sabe, pensa que muito sabe"*
Provérbio chinês

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE TABELAS	xii
SIMBOLOGIA	xiii
RESUMO	xvi
ABSTRACT	xvii
1.0 INTRODUÇÃO	1
1.1 - Metodologia no contexto de projetos hidráulicos.....	1
1.2 - Objetivos e contribuições	2
1.3 - Justificativas e demanda	3
1.4 - Metodologia	4
1.5 - Organização da dissertação	5
2.0 ESTRUTURA DO PROCESSO DE PROJETO.....	6
2.1 - Processo do projeto de sistemas automáticos	6
2.2 - Enfoques no projeto de sistemas hidráulicos.	10
2.2.1 - Enfoque técnico.	11
2.2.2 - Enfoque comercial.	12
2.3 - Projeto de sistemas hidráulicos.....	14
2.4 - Considerações finais.....	16

3.0 SISTEMAS HIDRÁULICOS.....	18
3.1 - Introdução	18
3.2 - Cilindros hidráulicos.....	21
3.2.1 - Características.....	21
3.2.2 - Comportamento dinâmico de cilindros.....	21
3.3 - Válvulas de controle contínuo (VCC)	31
3.3.1 - Classificação	31
3.3.2 - Comportamento dinâmico de válvulas “VCCD”.....	32
3.3.3 -Características de válvulas de controle contínuo	35
3.3.4 - Limites de aplicação.....	43
3.4 - Análise de sistemas de controle dinâmicos e estáticos.....	49
3.4.1 - Técnica de linearização.....	49
3.4.2 - Diagrama de blocos.....	50
3.4.3 - Função transferência.....	51
3.4.4 - Lugar das raízes.....	51
3.4.5 - Resposta transitória.....	52
3.5 - Modelagem dos circuitos de atuação hidráulicos.....	56
3.5.1 - Cilindro assimétrico com uma válvula 3 vias.....	57
3.5.2 - Cilindro simétrico com uma válvula 4 vias.....	64
3.6 - Considerações finais.....	68
4.0 ESTRUTURAÇÃO DO PROJETO PRELIMINAR.....	69
4.1 - Introdução	69
4.2 - Proposta da estruturação do projeto preliminar	70

4.3 - Dimensionamento estático e dinâmico.....	73
4.3.1 - Sistematização do dimensionamento estático e dinâmico.....	74
4.4 - Conversão de dados de catálogo	78
4.4.1 - Coeficiente da válvula (k_v).....	78
4.4.2 - Ganho de vazão (k_q) e coeficiente de vazão-pressão (k_c).....	81
4.4.3 - Sistematização da conversão de dados.....	82
4.5 - Estudo do comportamento dinâmico.....	85
4.5.1 - Sistematização do estudo do comportamento dinâmico.	85
4.6 - Considerações finais.....	88
5.0 ESTUDOS DE CASO.....	89
5.1 - Introdução	89
5.2 - Estudo de caso I - EC I.....	91
5.2.1 - Dimensionamento estático e dinâmico - EC I	93
5.2.2 - Conversão de dados - EC I.....	96
5.2.3 - Estudo do comportamento dinâmico - EC I	98
5.3 - Estudo de caso II - EC II.....	107
5.3.1 - Dimensionamento estático e dinâmico - EC II.....	109
5.3.2 - Conversão de dados de catálogos - EC II.....	110
5.3.3 - Estudo do comportamento dinâmico - EC II.....	111
6.0 CONCLUSÃO	125
7.0 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	128

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Integração e Metodologia de Projetos	7
Figura 2.2 – Fases, etapas e tarefas do processo de projeto	9
Figura 2.3 – Aspecto técnico e comercial do projeto de circuitos hidráulicos.....	10
Figura 2.4 – Processo de projeto adaptado de GEIS.....	13
Figura 2.5 – Processo de projeto segundo EDGE.....	15
Figura 3.1 – Circuito hidráulico de potência e de atuação	19
Figura 3.2 – Forças atuantes no cilindro	22
Figura 3.3 – Forças de atrito em componentes hidráulicos	24
Figura 3.4 – Cilindro haste passante simétrico.....	26
Figura 3.5 – Cilindro diferencial.....	29
Figura 3.6 – Válvula controle contínuo direcional de 1 estágio	32
Figura 3.7 – Vál. VCCD de 1 estágio com realimentação de posição do carretel.....	32
Figura 3.8 – Representação de válvula 3 e 4 vias.....	34
Figura 3.9 – Transição em válvulas direcionais	36
Figura 3.10 – Teste de vazão e Curva vazão tensão	38
Figura 3.11 – Curva característica de vazão a Δp constante para uma válvula proporcional. .	39
Figura 3.12 – (a) Circuito do teste simplificado;(b) Curvas de medição da pressão	42
Figura 3.13 – Curva da vazão q_v em função da pressão Δp_v para uma força F_{esc} constante..	44
Figura 3.14 – Curvas de Vazão-Pressão de válvulas <i>VCCD</i>	47
Figura 3.15 – Curva de potência de carga e curva de vazão vazão de carga	48
Figura 3.16 – Diagrama de bloco genérico.	50
Figura 3.17 – Sistema de controle em malha fechada.....	52
Figura 3.18 – Resposta do sistema de 1ª ORDEM ao degrau unitário.	53
Figura 3.19 – Resposta ao degrau unitário de um sistema de 2ª ORDEM.....	56
Figura 3.20 – Controle de posição com válvula 3 vias e cilindro assimétrico..	58
Figura 3.21 – Diagrama de blocos detalhado do sistema VP + CD em malha aberta.	64
Figura 3.22 – Controle de posição com válvula 4 vias e cilindro simétrico.	65
Figura 3.23 – Diagrama de blocos de VP + CD.	68
Figura 4.1 – Fases, etapas e tarefas do processo de projeto	69

Figura 4.2 – Requisitos definidos no Projeto Informacional.	71
Figura 4.3 – Concepção do sistema hidráulico - Projeto Conceitual.	72
Figura 4.4 – Modelo conceitual. Sistema de Atuação Hidráulico de Controle de Posição.....	72
Figura 4.5 – Etapas do Projeto Preliminar.....	73
Figura 4.6 – Tarefas do Dimensionamento Estático e Dinâmico.	74
Figura 4.7 – Fluxograma da sistematização do dimensionamento estático e dinâmico.	77
Figura 4.8 – Curva de vazão em função do ponto $p_c = 2/3 p_s$	83
Figura 4.9 – Fluxograma para conversão de dados de catálogo.....	84
Figura 4.10 – Etapas do Estudo do Comportamento Dinâmico.	85
Figura 4.11 – Fluxograma do Estudo do Comportamento Dinâmico.....	87
Figura 5.1 – Regulador de velocidade.....	90
Figura 5.2 – Válvula distribuidora acionada por válvula proporcional 3 vias	92
Figura 5.4 – Diagrama de blocos para o sistema VP + VD em malha aberta.	102
Figura 5.5 – Diagrama de blocos detalhado do sistema VP + VD	102
Figura 5.6 – Diagrama de blocos detalhado para o sistema VP +VD em malha fechada.....	103
Figura 5.7 – Diagrama de blocos condensado.....	103
Figura 5.8 – Lugar das raízes para o parâmetro K_{eq}^{VP}	104
Figura 5.9 – Deslocamento do carretel da válvula distribuidora VD	106
Figura 5.10 – Esquema simplificado EC II.	108
Figura 5.12 – Diagrama de blocos em malha aberta do sistema VP + 1VD.....	115
Figura 5.13 – Diagrama de blocos em malha fechada do sistema VP + 1VD (S1VD).	116
Figura 5.14 – Diagrama de blocos em malha fechada do sistema S1VD.	116
Figura 5.15 – Diagrama de blocos do sistema 2VD + SM em malha aberta.	118
Figura 5.16 – Diagrama de blocos do sistema 2VD + SM em malha fechada.....	118
Figura 5.17 – Diagrama de bloco em malha aberta do sistema global.....	120
Figura 5.18 – Diagrama de Blocos do Sistema.....	121
Figura 5.19 – Metodologia para levantamento de dados.	122
Figura 5.20 – Resultados para um degrau de fechamento do distribuidor da turbina	123
Figura 5.21 – Resultados para a posição do servomotor das pás do rotor	124
Figura 5.22 – Resultados para o degrau completo de posição (servomotor pás do rotor).....	124

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 – Requisitos de Projeto do Estudo de Caso I.....	92
Tabela 5.2 – Dados de Projeto do Estudo de Caso I.....	93
Tabela 5.3 – Especificações Para Seleção da Válvula Proporcional	96
Tabela 5.4 – Parâmetros de válvulas proporcionais Rexroth e Bosch.	98
Tabela 5.5 – Dados das especificações para o Estudo de Caso II	109
Tabela 5.6 – Parâmetros da válvula Hidramax modelo ODHXOI2111.....	110

SÍMBOLOGIA

PARÂMETROS E VARIÁVEIS

Alfabeto Latino:

$A_{1, 2, \dots}$	Área equivalente ao orifício de controle 1, 2... etc.
A_h	Área equivalente lado câmara h ;
A_j	Área de seção transversal do j -ésimo segmento da tubulação;
$a_{máx}$	Aceleração máxima;
A_p	Área do cilindro;
A_r	Área equivalente lado câmara r ;
B_c	Coefficiente do amortecimento viscoso;
cd	Coefficiente de descarga nos orifícios de controle.
C_{in}	Constante do vazamento interno.
F_{at}	Força de atrito presente em cilindros.
F_c	Força da carga.
F_{esc}	Forças de escoamento.
F_u	Força útil aplicada a carga.
F_v	Força para movimentar o carretel.
i	Corrente;
K_{c0}	Coefficiente de vazão – pressão no ponto zero.
K_{fe}	Constante da força de escoamento.
$K_{pA, B}$	Ganho de pressão. (porta A ; B).
K_q	Ganho de vazão.
K_{q0}	Ganho de vazão no ponto zero;
K_{q0i}	Ganho de vazão relativo à corrente no ponto de linearização zero;
K_{q0u}	Ganho de vazão relativo à tensão no ponto de linearização zero.
K_{q0x}	Ganho de vazão relativo ao deslocamento no ponto de linearização zero.

K_v	Coefficiente da Válvula.
K_{vCAT}	Coefficiente da Válvula de catálogo.
K_{vvia}	Coefficiente da Válvula por par de vias.
K_x	Constante elástica da mola.
L_b	Indutância da bobina do solenóide.
M_c	Massa da carga.
M_e	Massa do embolo do cilindro.
M_f	Massa efetiva do fluido;
M_t	Massa total.
$p_{1,2}$	Pressão na câmara 1,2.
p_a	Pressão de trabalho.
$p_{A, B}$	Pressão na via A ou B.
p_c	Pressão de carga.
p_r	Pressão de retorno.
p_s	Pressão de suprimento.
p_{test}	Pressão de teste.
$qv_{1,2}$	Vazão na câmara 1, 2 do cilindro.
qvc	Vazão de controle.
qv_n	Vazão de nominal.
qv_{SAT}	Vazão de saturação.
R_b	Resistência da bobina.
t_s	Tempo de acomodação.
U_e	Tensão.
$v_{máx}$	Velocidade máxima.
$V_{1, 2}$	Volume da câmara 1 ou 2.
V_f	Volume total de fluido nas câmaras do cilindro.
V_h	Volume efetivo da câmara h .

V_j	Volume de fluido no j-ésimo seguimento de canalização;
Vl_0	Volume inicial nas linhas.
Vt	Volume total contido em ambas as linhas.
w	Perímetro do orifício de descarga.
X	Deslocamento linear.
Xp	Deslocamento do carretel.

Alfabeto Grego:

ξ	Razão de amortecimento.
βe	Módulo de compressibilidade efetivo.
ω_n	Frequência natural não amortecida.
$\Delta p v_n$	Diferença de pressão nominal.
τ	Constante de tempo.
ρ	Massa específica.

ABREVIATURAS

AR	Espessura da região ativa.
DZ	Largura da Zona Morta.
SAHCP	Sistema de Atuação Hidráulico de Controle de Posição.
VCCD	Válvulas de controle contínuo direcional.
VCCP	Válvulas de controle contínuo de pressão.
VCCV	Válvulas de controle contínuo de vazão.

SUPER ÍNDICE

CD	Cilindro.
SM	Servomotor.
SV	Servoválvulas.
VD	Válvula distribuidora.
VP	Válvula Proporcional.

RESUMO

Este trabalho trata da sistematização do dimensionamento e análise de componentes hidráulicos em circuitos previamente concebidos, estabelecendo-se formalmente as ações do projetista e a base do conhecimento necessária à realização desta tarefa.

Propõe-se uma metodologia voltada à integração das equipes de projeto, fundamentada nos conceitos de engenharia de produto, projeto de sistemas automáticos, modelagem dinâmica de sistemas hidráulicos e teoria de controle, cujo objetivo é unificar as informações e proporcionar ao projetista maior segurança na seleção de componentes. Tal metodologia está alicerçada em estudos de casos reais e envolve análise estática e dinâmica do comportamento de circuitos hidráulicos.

Define-se um conjunto de tarefas para a fase de projeto preliminar incluindo modelagem, aquisição de dados de catálogos, simulação e análise dos resultados. Neste contexto, aplica-se a metodologia proposta para a análise de dois circuitos hidráulicos de controle de posição de servomotores (cilindros hidráulicos) que compõem o sistema de controle de velocidade de turbinas em centrais hidrelétricas. No primeiro caso modela-se detalhadamente um circuito composto por válvula direcional proporcional e válvula distribuidora empregado em uma turbina Francis. No segundo, faz-se a análise fundamentada em condições operacionais reais obtidas em campo para um circuito de válvula direcional proporcional, válvula distribuidora e servomotor, utilizado neste caso em uma turbina Kaplan. Com os resultados obtidos, alcança-se um melhor conhecimento do circuito de controle de posição antes da construção e partida dos equipamentos.

ABSTRACT

This research concerns the systematization of the procedures for the sizing and the analysis of the applicability of hydraulic components in previously conceived circuits. The designer's actions and the knowledge basis for carrying out the preliminary design of the hydraulic circuits are formally established

The method proposed is based on real case studies and involves the static and dynamic analysis of the hydraulic circuits behavior. It aims at showing a line of reasoning which includes the specific points of a preliminary design such as modeling, catalog data acquisition, simulation and analysis of the results.

In order to allow for the correct transference of catalog data of the hydraulic components and assessment of real behaviors in static and dynamic conditions, it is proposed a correct identification mode of the significant terms for the model and how to convert them into parameters.

In this context, a control hydraulic system of Kaplan turbine blades position composed of pressure proportional valve, distributor valve and cylinder is analyzed, inserted in a two PI feedback control system. As actual information, it is possible to have the pressure measurement, fluid temperatures, displacements and velocities.

Keywords: Hydraulic System, Speed-Governing, Hydraulic Turbines, Position Control.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 - METODOLOGIA NO CONTEXTO DE PROJETOS HIDRÁULICOS

Recentes pesquisas mostram a necessidade de novos métodos de suporte ao projeto em face às novas tendências de mercado. Suportes como equipes de trabalho, gerenciamento de projeto e engenharia simultânea foram introduzidos na indústria e trouxeram bons resultados. Porém, segundo SCHLUETER (1999), uma nova tendência do mercado faz com que as indústrias se dediquem mais à qualidade de um produto que traduza as necessidades do cliente.

Funções de qualidade devem ser melhoradas ou acrescentadas enquanto os custos e tempo precisam ser os menores possíveis. Assim, estratégias devem ser criadas para a obtenção do objetivo e o seu sucesso depende de metodologias que permitam aos projetistas encontrar soluções mais rápidas e eficientes.

Entretanto, o uso de metodologia de projeto nas indústrias ainda é muito reduzido dificultando assim o seu desenvolvimento perante o novo mercado de trabalho. Dentre as barreiras encontradas, a falta de treinamento e de apoio da gerência de projeto são apontadas como as principais responsáveis. Como consequência, os métodos são vistos, pelos projetistas, como inibidores de criatividade, redutores da velocidade do processo de projeto não atendendo as necessidades do trabalho diário dos projetistas. (GOUVINHAS & COBERTT, 1999)

Uma metodologia que possibilite a integração efetiva das equipes de projeto, unificando as informações e proporcionando ao projetista maior segurança na tomada de decisão, será, sem dúvida, um grande passo para a resolução da maioria dos problemas que aparecem na implementação do projeto.

Os métodos para projeto de sistemas automáticos ou mecatrônicos, nos quais se inserem os sistemas hidráulicos, não estão suficientemente desenvolvidos para dar segurança ao projetista quanto ao procedimento a ser adotado, principalmente em face da necessidade de interligação de componentes com princípios tecnológicos diversos.

A diversidade de requisitos estáticos e dinâmicos bem como o tipo de carga são aspectos que limitam a reutilização de resultados obtidos em outros projetos, pois pequenas alterações construtivas de equipamentos provocam mudanças substanciais nos valores dos parâmetros. Desta forma, percebe-se que no meio industrial os sistemas são construídos e testados como se fossem protótipos que sofrem modificações até que as especificações de projeto sejam cumpridas, elevando desnecessariamente os custos e o tempo de partida do equipamento.

Uma parte desta tarefa poderia ter sido executada com antecedência através de procedimentos sistematizados, incluindo a análise comportamental (estática e dinâmica) com auxílio de programas de simulação em computadores. Assim, torna-se de grande importância a fase de projeto preliminar onde os modelos são avaliados evitando-se problemas como, por exemplo, o mau dimensionamento de uma tubulação (que pode levar dias para ser trocada) ou emprego de uma válvula mau especificada onde pode-se levar dias para descobrir o defeito e semanas para substituí-la.

1.2 - OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÕES

O objetivo deste trabalho é a sistematização de procedimentos para dimensionamento e análise estática e dinâmica de circuitos hidráulicos em sistemas de atuação de controle de posição em malha fechada. Propõe-se um conjunto de tarefas para a fase preliminar incluindo modelagem, aquisição de dados de catálogos, simulação e análise dos resultados.

Este estudo mostra ao projetista caminhos para modelar e dimensionar um sistema com a utilização de *softwares* abertos como o MATLAB, deixando claro que a escolha por *softwares* específicos de simulação passa a ser mais uma opção do projetista.

Como contribuição, espera-se deste trabalho uma capacitação do projetista em aplicar métodos que o auxiliem tanto na análise da viabilidade e dimensionamento dos componentes, como também no fluxo de informações corretas entre outras equipes de projetos. Assim, todos os passos necessários para a execução do projeto serão administrados com a vantagem de menor tempo e custo.

1.3 - JUSTIFICATIVAS E DEMANDA

Com a crescente complexidade e otimização dos sistemas de controle hidráulicos, torna-se cada vez mais necessária a simulação comportamental destes. O desempenho dos sistemas pode ser estudado adequadamente através de modelos matemáticos em regime permanente (incluindo rendimentos, perdas de cargas, etc.) ou modelos dinâmicos (que expressam tempo de resposta, picos de pressão, etc.) dos acionamentos hidráulicos.

O estudo de modelos matemáticos de componentes e circuitos hidráulicos é importante para o desenvolvimento do projeto e auxilia o projetista na análise e seleção correta dos componentes da instalação, possibilitando a verificação de limitações impostas por estes e do desempenho final que será alcançado pelo sistema. Baseando-se em dados de catálogos de fabricantes, o projetista atribui valores aos parâmetros dos modelos construídos para executar a simulação e assim, comparar os resultados com as especificações do projeto. Desta forma, o estudo das peculiaridades de cada componente modelado pode contribuir em muito para estas verificações, através de estudos sobre os possíveis efeitos destes no sistema de uma forma global ou parcial.

Conduzir uma análise adequada antes da construção de uma máquina (ou protótipo), e eventualmente descobrir que ela se comportará de modo não usual ou inesperado permite a resolução de questões como estabilidade, oscilações, capacidade para atender requisitos de força e velocidade e limitações de potência. Com a análise do seu comportamento, pode-se inferir causas como atrito, histerese, zona morta e implementá-las na simulação. A simulação pode também ser uma ferramenta efetiva de auxílio à manutenção, caso venham surgir problemas na máquina posteriormente.

1.4 - METODOLOGIA

Este trabalho fundamenta-se nos conceitos de engenharia de produto, projeto de sistemas automáticos, modelagem dinâmica de sistemas hidráulicos e teoria de controle. Dentre os conceitos de engenharia de produtos optou-se pela metodologia de desenvolvimento de produtos utilizada pelo Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos (NeDIP) da Universidade Federal de Santa Catarina. Esta escolha baseou-se na inexistência de uma metodologia específica para projeto de circuitos hidráulicos com uma abordagem de fases de projetos distintas (informacional, conceitual, preliminar e detalhado), as quais são importantes para a integração em um processo multidisciplinar.

Para a fase do projeto preliminar, que é o enfoque deste trabalho, define-se etapas, subdivididas em tarefas específicas, que convergem para a seleção dos componentes de um circuito hidráulico visando atender o comportamento estático e dinâmico desejado. Desta forma, apresenta-se ordenadamente os modelos a serem empregados e o modo de extrair os parâmetros a partir de especificações técnicas.

1.5 - ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

Este trabalho é composto de 6 capítulos estruturados do seguinte modo:

No capítulo 1 é apresentada a descrição do trabalho enfocando os objetivos, justificativa e metodologia aplicada.

No capítulo 2 descreve-se o processo de projeto de sistemas automáticos, destacando a importância do emprego de uma metodologia para a integração de equipes em projetos de circuitos hidráulicos.

O capítulo 3 trata do projeto de circuitos hidráulicos mostrando as principais características e modelos do sistema de atuação (válvula e cilindro), assim como os métodos de análise da teoria de controle.

No capítulo 4 apresenta-se uma proposta para a sistematização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos mostrando o processo passo a passo para o dimensionamento dinâmico e estático, conversão de dados de catálogos e estudo do comportamento dinâmico.

No capítulo 5 são analisados, dentro da proposta apresentada no capítulo 4, dois circuitos hidráulicos de controle de posição de servomotores (cilindro hidráulico) que compõem o sistema de controle de velocidade de turbinas em centrais hidroelétricas.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões e recomendações para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

ESTRUTURA DO PROCESSO DE PROJETO

2.1 – PROCESSO DO PROJETO DE SISTEMAS AUTOMÁTICOS

O processo de projeto, conforme definido em FORCELLINI & BACK (1997), é um mapa que mostra, a partir das necessidades de um objetivo específico, como chegar ao produto final. Como em um mapa, onde existem diferentes caminhos para se chegar a um destino, no processo de projeto existem diferentes soluções para qualquer problema identificado.

Tratando-se de projeto de sistemas automáticos, encontrar soluções não é uma tarefa muito simples, uma vez que as atividades ocorrem em diferentes domínios tecnológicos com o envolvimento de diversos especialistas. Questões como conhecimento, experiência, utilização de ferramentas de análise adequadas são determinantes para a decisão do melhor caminho ou solução para o problema.

Em função do crescimento tecnológico e da conseqüente diversidade de áreas de conhecimento envolvidas, cresce a importância de uma abordagem multidisciplinar para a análise e, principalmente, para o projeto de dispositivos que atendam as necessidades atuais de mercado (DE NEGRI & VIEIRA, 1997).

Um planejamento cuidadoso e sistemático, capaz de integrar e otimizar os diferentes aspectos envolvidos no projeto, é imprescindível para uma integração multidisciplinar e multitecnológica. Um procedimento sistemático (ou estruturado), devidamente adequado a várias

tecnologias, possibilita a integração entre o pessoal envolvido, de modo que o processo seja lógico e compreensível (FORCELLINI & BACK, 1997).

Na figura (2.1) pode-se observar a representação entre os aspectos integração e metodologia, para um projeto de circuito hidráulico.

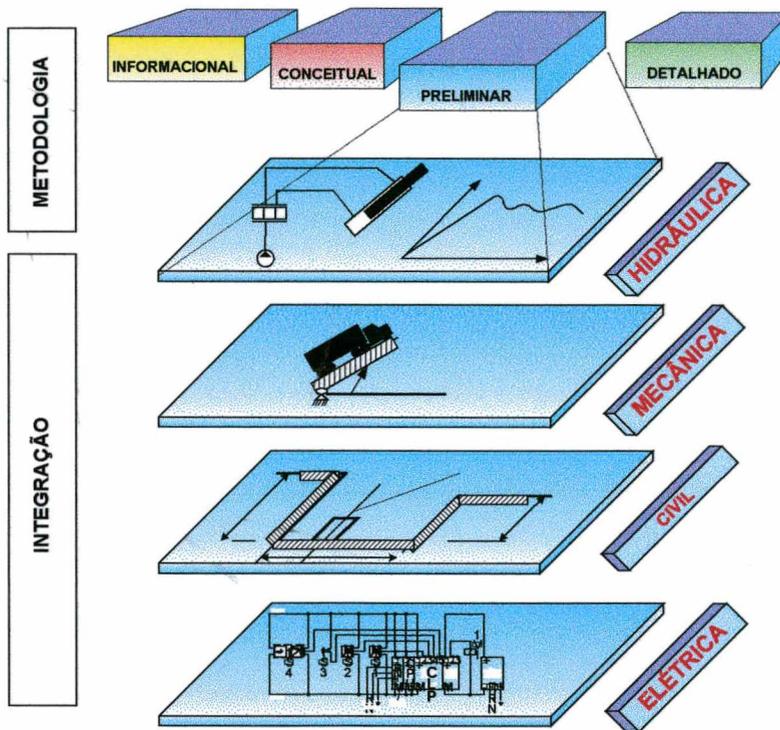


Fig. 2.1 – Integração e metodologia de projetos.

Percebe-se que, para cada área de projeto, as fases são compostas de atividades específicas interdependentes. No exemplo da figura (2.1) está representada a fase preliminar do projeto de uma rampa basculante. Este tipo de equipamento é destinado a elevar uma plataforma a um determinado ângulo para o descarregamento de um caminhão ou carreta. Neste projeto a interdependência das atividades de cada área demonstra a real necessidade da integração entre os especialistas. Uma vez selecionado o cilindro (projeto hidráulico), o projetista mecânico estuda a melhor posição de montagem em função do projeto estrutural. Definições decorrentes destes resultados geram dados

para o projeto civil e elétrico como o dimensionamento das bases, determinação do leiaute e levantamento de potência elétrica. Dependendo dos requisitos de projeto de cada área (levantados ainda na fase de projeto informacional), as características resultantes podem levar a uma reavaliação da seleção do cilindro e/ou do projeto mecânico.

A metodologia é a mesma aplicada a produtos industriais na qual as atividades são divididas em fases. Em FORCELLINI & BACK (1997), pode-se encontrar algumas estruturas ou sistemáticas do processo do projeto encontrados na literatura. Dentre os mais citados pelos autores e que representam verdadeiros marcos na evolução do campo de conhecimento em projeto de produtos, destacam-se a sistemática de Pahl & Beitz, que surgiu em 1972 na Alemanha e o relatório da Asme “Goals and Priorities for Research on Design Theory and Methodology” de 1985, Estados Unidos. Asimov (1962), Coryell (1967), Pahl e Beitz (1972-74), VDI (1985), Fabrycky & Blanchard (1990), Pugh (1991).

De certa forma, todas as sistemáticas (ou estruturações) apresentadas propõem atividades (fases) para o processo de projeto com características comuns que representam um conjunto de atividades com objetivos específicos tais como FORCELLINI & BACK (1997):

- **Projeto informacional**, com objetivo de estabelecer as especificações de projeto;
- **Projeto conceitual**, atividade que segue as especificações de projeto e busca uma concepção para obter princípios de soluções;
- **Projeto preliminar**, trabalhos direcionados à configuração do produto, ou seja, dar formas, dimensões;
- **Projeto detalhado**, atividades de engenharia onde são feitas, análises, seleção, especificação de materiais e processos etc.

A estruturação anterior apresentada pode ser vista na figura (2.2) onde estão representadas as fases com os respectivos objetivos e tarefas. Como mostra a figura, estão relacionados os dados de entradas e saídas (através de círculos) relacionados à execução de cada fase do projeto. Os resultados estão relacionados com uma lista de requisitos gerada no projeto informacional a qual também será entrada para todas as outras fases. Os resultados de cada fase, além de servir como entrada para a fase seguinte, são também colocados em um processo de constante avaliação com os requisitos da primeira fase.

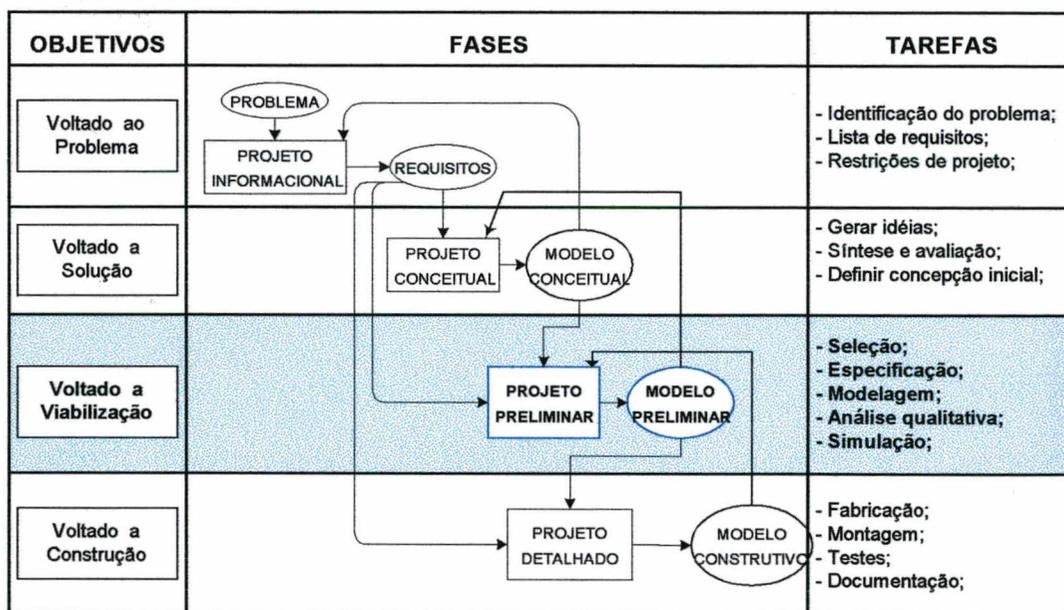


Fig. 2.2 – Fases, etapas e tarefas do processo de projeto (DE NEGRI, 1996).

Para realização destas tarefas são aplicadas técnicas e ferramentas apropriadas a cada fase visando o melhor desempenho do processo de projeto. O não cumprimento de algumas destas tarefas pode comprometer todo o processo de projeto como, por exemplo, repetir uma fase inteira ou implicar em um reprojeto.

É na fase do projeto preliminar que parte destas tarefas poderão ser executadas através de procedimentos sistematizados, incluindo a análise comportamental do sistema (estática e dinâmica)

com auxílio de ferramentas computacionais. Apresenta-se no capítulo 4 uma proposta de estruturação do projeto preliminar onde, através de procedimentos sistematizados, procura-se mostrar ao projetista alguns caminhos para a modelagem, dimensionamento, análise qualitativa e simulação de sistemas hidráulicos.

2.2 – ENFOQUES NO PROJETO DE SISTEMAS HIDRÁULICOS.

Para o projeto de circuitos hidráulicos, os procedimentos existentes dão suporte a soluções específicas tais como vendas, memória de cálculo, seleção etc. Embora haja um consenso entre os fabricantes da importância de uma metodologia, os procedimentos adotados não estão totalmente claros no seu desenvolvimento quanto a que fase do processo do projeto se encontram (informacional, conceitual, preliminar e detalhado).

De uma forma geral, os projetos apresentados podem ser analisados sob dois pontos de vista. Comercial (sugerido pelo fabricante) e técnico (sugerido pelo projetista). Dentro do atual cenário industrial pode-se dizer que estes dois pontos de vista se confundem, uma vez que os próprios fabricantes executam o projeto para seus clientes e neste caso, assumem a responsabilidade técnica também. Entretanto, pode ocorrer a situação em que o projetista ocupe uma posição diferenciada entre o cliente e o fabricante conforme mostra a figura (2.3).

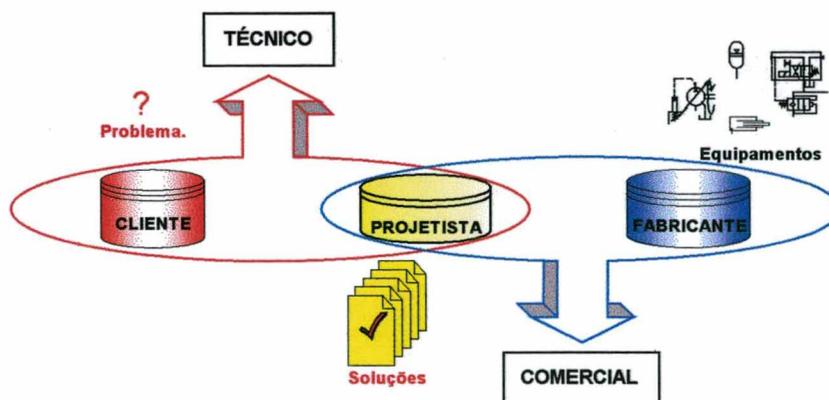


Fig. 2.3 – Aspectos técnico e comercial do projeto de circuitos hidráulicos.

2.2.1 - Enfoque Técnico.

A colocação do problema diretamente a quem executa o projeto, caracteriza o ponto de vista técnico onde o projetista juntamente com o cliente procuram construir um perfil que atenda às necessidades ou requisitos básicos. Independente do relacionamento entre as partes envolvidas, seja ela de compras, vendas ou interdepartamental, o principal objetivo é conseguir soluções para o problema exposto.

Segundo JOHNSON (1995), existem métodos (ou técnicas) mais usados por projetistas de sistemas hidráulicos com os quais é possível conhecer a velocidade da carga, determinar a vazão de bomba, faixa de pressão de trabalho, dimensionar o atuador e selecionar os componentes. Aplicados a muitos projetos para os quais uma análise em regime permanente é o suficiente (como por exemplo remover peças, abrir/fechar válvulas ou portas e deslocamento contínuos de massa), esta metodologia é falha quando se deseja maiores velocidades de processo, ciclos repetitivos rápidos ou para um controle do movimento. Para suprir esta lacuna, metodologias voltadas para a indústria estão emergindo diante da vantagem da computação, tal como aplicada nas pesquisas, porém sem o enfoque puramente acadêmico (JOHNSON, 1995).

O que se espera destas metodologias, é que elas sejam genéricas para projetos em indústrias e auxiliem na estruturação do projeto com uso de *softwares* que tenham interfaces entres programas de avaliação de desempenho. Espera-se, além disso, que elas proporcionem a elaboração de documentos de domínios híbridos que atendam a diversos setores com informações comuns necessárias à prática da engenharia simultânea. Em SILVA (1998), uma ferramenta com tais características é apresentada como protótipo de um sistema especialista para projetos de sistemas hidráulicos envolvendo aspectos de engenharia simultânea e metodologia de projetos.

O uso de metodologias que incluem o estudo dinâmico por projetistas que tenham pouca experiência, proporciona a vantagem de tomadas de decisão com razoável nível de confiança. Para o caso do uso de ferramentas computacionais por profissionais que dominam os conceitos de sistemas dinâmicos e controle, o tempo de trabalho é reduzido ajudando-o com tomada de decisão mais rápida

Percebe-se que, tanto para o método com análise estática (regime permanente) ou dinâmica, o enfoque dado refere-se somente a uma única fase de projeto (projeto preliminar). Com uma metodologia totalmente voltada para uma única fase de projeto, corre-se o risco de quebrar a integração entre as engenharias. Assim, é essencial que se tenha um contrato multidisciplinar entre cliente e projetista onde os requisitos de projeto estejam claramente expostos e entendidos (JOHNSON, 1995). Esse contrato seria também oportuno junto a um projeto desenvolvido por fabricantes onde o projetista seguiria uma metodologia que visasse a redução do tempo de projeto. Desta forma, o cliente não correria o risco de ficar sem um responsável durante a colocação em funcionamento e se resguardaria do compromisso de ter que pagar horas de *start-up* (colocação em funcionamento) para solução de problemas não verificados durante a fase de projeto.

2.2.2 - Enfoque Comercial.

Sob o ponto de vista comercial, além de todo o cuidado do estudo técnico feito para a solução de um problema, o principal objetivo é manter-se na frente da concorrência fazendo com que, o tempo de projeto informacional, conceitual e preliminar seja o menor possível. Dentre as metodologias encontradas na literatura, a apresentada por GEIS (1988) representa bem esta visão onde o aspecto comercial é ressaltado por tomadas de decisões em meio às fases de projeto diminuindo o seu tempo (figura 2.4).

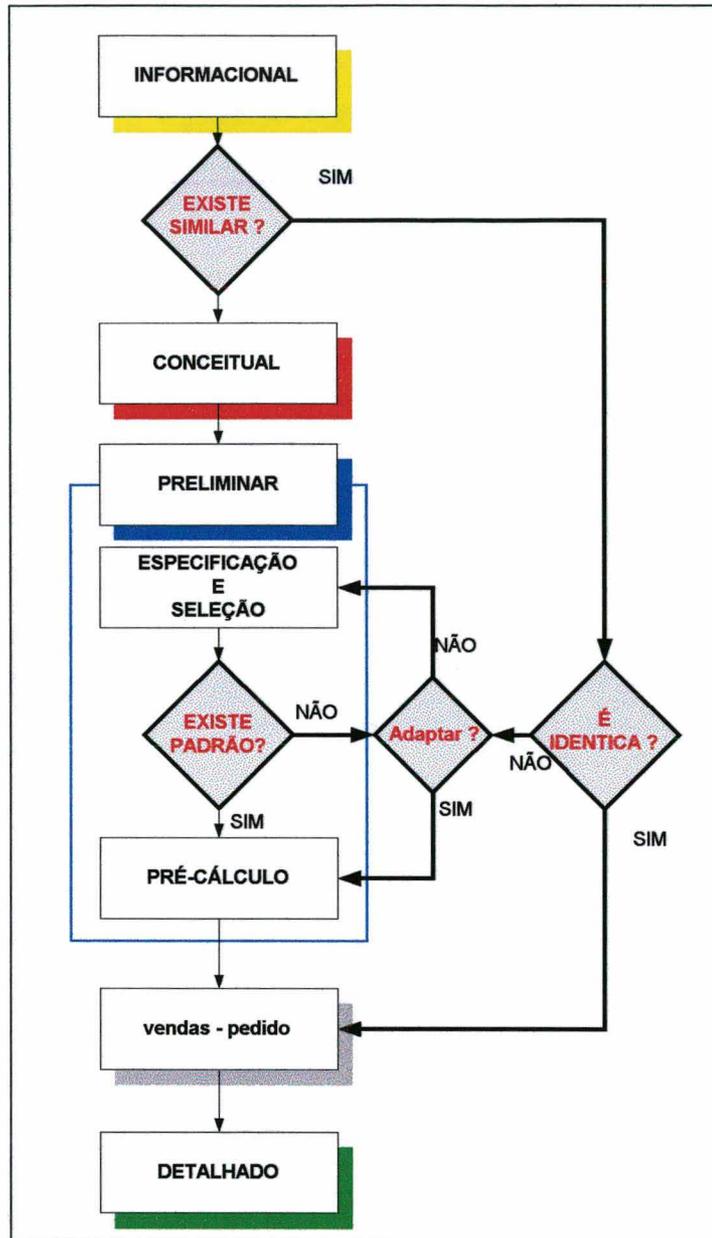


Fig. 2.4 – Processo de projeto adaptado de GEIS (1988).

Percebe-se que entre as fases de projeto são feitas avaliações que caracterizam saltos para a fase seguinte. Este processo de avaliação como, por exemplo, a procura de um modelo semelhante, interrompe o estudo e o próprio processo de criação iniciado junto a fase do projeto informacional onde o projetista transforma as especificações num perfil específico para o equipamento e cliente.

Dois equipamentos ou sistemas não são exatamente iguais e nem sempre os enfoques são os mesmos. Seja, por exemplo, uma máquina injetora cujo objetivo é injetar plástico. Esta máquina reunirá características de um projeto específico, ou seja, assumirá tempos, forças e velocidades próprias que não se prestariam a uma outra máquina com um propósito diferente como, por exemplo, injetar borracha.

A prática do uso de projetos semelhantes dentro do contexto de projeto de circuitos hidráulicos pode trazer problemas durante a colocação em funcionamento de uma instalação. Como pode ser visto na figura (2.4), a adaptação do projeto é feita em um salto para dentro do projeto preliminar em sua etapa final que seria um pré cálculo como cita GEIS (1988). Neste salto, se a verificação ocorrer somente para cálculos de limites em regime permanente, etapas importantes como especificação, seleção, análise e simulação não serão executadas colocando em risco o sucesso do projeto. Neste caso é fácil perceber que, antes mesmo da nova concepção ser estabelecida, o fator semelhança se sobrepõe a importantes etapas do processo de projeto, passando direto à origem do pedido para vendas o que enfatizando o caráter comercial mencionado.

2.3 – PROJETO DE SISTEMAS HIDRÁULICOS.

Segundo consta em literatura, o desenvolvimento de servosistemas eletro-hidráulicos teve início no ano de 1940 e desde então tem sido empregado nas mais diversas áreas como, agricultura, aeronáutica, industrial, marinha, naval, transporte etc.

Apesar do uso difundido destes sistemas, o problema do controle contínuo nas diversas aplicações é considerado um desafio para os projetistas e engenheiros de sistemas hidráulicos. Características não lineares como, histerese, sobreposição e saturação hidráulicas, específicas de

válvulas, constituem fatores que influenciam o comportamento estático e dinâmico dos sistemas hidráulicos. Assim, quando se exige respostas rápidas dos sistemas deve-se levar em conta estes fatores no projeto de sistemas de controle (EDGE, 1997).

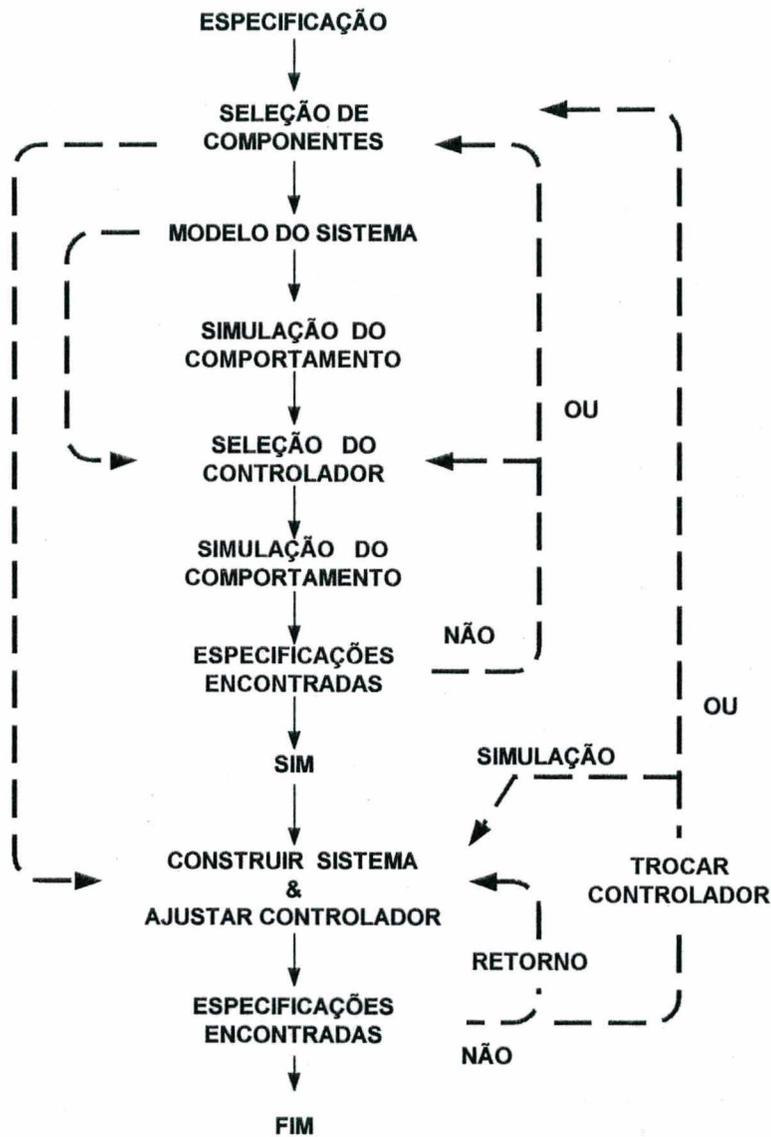


Fig.2.5 - Processo de projeto segundo EDGE (1997).

Apresenta-se na figura (2.5) um perfil do processo de projeto de sistemas hidráulicos (EDGE, 1997). Nota-se que vários caminhos são identificados para o processo do projeto porém,

somente alguns prevêm simulação. Para especificar componentes, as características estáticas e dinâmicas do comportamento devem ser consideradas no modelo do sistema e através de várias repetições chega-se às especificações de projeto. Além disso, podem ser feitas seleções com base de conhecimento heurístico partindo-se direto à construção do sistema com o ajuste do controlador feito *'on line'* durante o *'start up'* da instalação. Sistemas projetados desta forma estão sujeitos ao super dimensionamento, tendo portanto maiores custos aliados à baixa eficiência.

Com o emprego de simulação é possível ainda descobrir se os modelos estão ou não adequados devido à estimativa de parâmetros inadequados. Neste caso, o processo de projeto serve também para uma reavaliação dos componentes. Porém, a simples aplicação da simulação não garante conseguir a performance esperada, pois muito ainda depende do conhecimento sobre modelagem de quem está aplicando a ferramenta de simulação.

Atuais pacotes de simulação para sistemas hidráulicos ou para controle de sistemas, oferecem alternativas tanto para configuração de circuitos, como de controles diferentes. Apesar da importância do projeto de controladores dentro do processo de projeto de sistemas hidráulicos não serão abordadas, neste trabalho, as técnicas de projeto dos mesmos. Estas técnicas podem ser encontradas na literatura de controle de sistemas como EDGE (1997), PAIM (1997), CUNHA (1997) e CUNHA (2001).

2.4 – CONSIDERAÇÕES FINAIS.

Neste capítulo descreveu-se o processo de projeto de sistemas técnicos, mostrando os enfoques técnico e comercial que são dados aos projetos hidráulicos nas indústrias. Independente do ponto de vista adotado (técnico ou comercial), em um processo de projeto é fundamental que as

equipes estejam integradas. Para que isto ocorra, o projetista de sistemas hidráulicos tem que possuir características multidisciplinares e uma metodologia que o auxilie nas tomadas de decisões. Com a introdução dos conceitos de metodologia de projetos para produtos voltada a projetos de sistemas técnicos, facilitou o entendimento da necessidade desta abordagem multidisciplinar.

O processo de projeto apresentado por EDGE (1997) inclui o estudo dinâmico com a opção da simulação do comportamento como ferramenta de projeto. Com esta ferramenta é possível descobrir se os modelos estão ou não adequados quanto à estimativa de parâmetros inadequados. Para uma correta aplicação desta ferramenta, segue no capítulo 3 uma descrição dos principais modelos do sistema de atuação (válvula e cilindro).

CAPÍTULO 3

SISTEMAS HIDRÁULICOS

3.1 - INTRODUÇÃO

Por definição sistema hidráulico é: “Um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que, utilizando um fluido hidráulico como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos”. (LINSINGEN, 2001)

Nos sistemas hidráulicos esta transferência de energia começa com a transformação da energia elétrica de um motor (elétrico) em energia mecânica que será retirada no próprio eixo que, acoplado à uma bomba, transforma esta energia mecânica em energia hidráulica que percorrerá as tubulações e válvulas até os atuadores (cilindros e motores hidráulicos) onde através de movimentos retilíneos ou rotativos, obtém-se novamente a requerida energia mecânica.

Estes elementos devidamente agrupados por funções definidas de potência, comando e atuação, formam a base para o estudo do projeto do sistema hidráulico. Deste modo, um equipamento hidráulico pode ser dividido basicamente em dois circuitos (figura 3.1):

- Circuito de potência, onde são especificados o motor e a bomba;
- Circuito de atuação onde são especificadas as limitações, válvulas e controle dos atuadores.

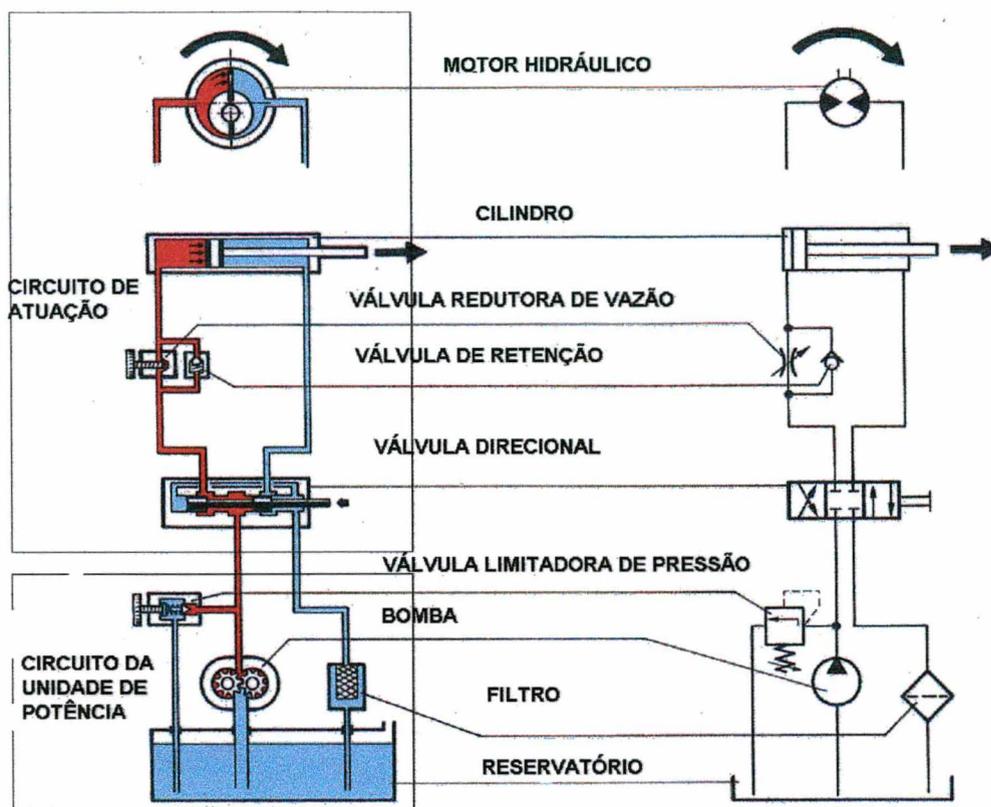


Fig. 3.1 – Circuito hidráulico de potência e de atuação (BOSCH, 1987).

A partir da definição das especificações de projeto tais como força e velocidade dos atuadores, determina-se os parâmetros decisivos no dimensionamento do sistema. O dimensionamento inicia-se com a estimativa da faixa de pressão necessária ao sistema a partir da força nominal requerida, que em uma análise direta é possível verificar sua influência sobre a pressão, a vazão e o tamanho construtivo do equipamento. Uma faixa de pressão elevada ou baixa implica diretamente no tamanho dos atuadores, diâmetro de tubulações, rendimento, aquecimento, vazamentos, vida útil, rigidez do sistema e comportamento dinâmico.

Definida a faixa de pressão diante da força requerida e a área útil do atuador previamente escolhido, calcula-se o volume envolvido e, conseqüentemente, a vazão necessária (estimada) ao sistema. Tendo-se a pressão de trabalho e a vazão necessária calcula-se a potência da instalação, dado muito importante para definições de leiaute, custos e construção do reservatório.

Para a etapa seguinte define-se qual o tipo de circuito será adotado (aberto, fechado ou semifechado). Os tipos de circuitos dependem da aplicação do sistema e para sua escolha são adotados alguns critérios como condições de serviço (contínuo ou intermitente), potência requerida, faixa de pressão, complexidade do sistema, comportamento dinâmico requerido, espaço disponível e tipo de saída (linear ou rotativa).

Definido o tipo de circuito, faz-se a escolha da bomba (fixa ou variável) de acordo com os critérios de faixa de pressão e rotação, vida útil, emissão de ruídos e o fluido empregado. Outro componente importante da unidade de potência é o reservatório que, além de conter o fluido hidráulico empregado no circuito, tem função de separar as impurezas (partículas, água e ar), permitir a troca de calor, diminuir turbulência no retorno do fluido hidráulico, ter uma boa rigidez estática para impedir vibrações e, por fim, proporcionar facilidade de manutenção.

Estes procedimentos citados ditam a base da sistemática adotada pelos projetistas quando diante de um novo projeto. Define-se primeiramente as características do circuito de atuação e posteriormente o circuito de potência. Desta forma, a seleção correta de válvulas e atuadores (circuito de atuação) que correspondam aos requisitos do projeto garante um bom dimensionamento do circuito de potência. Neste trabalho serão tratadas somente técnicas de dimensionamento do circuito de atuação e não será discutido o circuito de potência.

Sendo assim, o principal objetivo deste trabalho é mostrar, dentro de uma metodologia proposta, uma forma de se dimensionar e especificar corretamente uma válvula a partir de um dado atuador. Nos próximos itens serão apresentados as características de cilindros e válvulas e como são apresentados em catálogos de fabricantes.

3.2 - CILINDROS HIDRÁULICOS

3.2.1.- Características.

Os cilindros hidráulicos, ou atuadores lineares, são os responsáveis pela execução de trabalho útil associado ao movimento linear ou oscilante. Juntamente com a válvula direcional formam o “*sistema de atuação*” que transforma a energia hidráulica em energia mecânica de saída (força ou torque com sua correspondente velocidade ou rotação).

Dentro das diversas aplicações existentes, os cilindros hidráulicos podem ser classificados conforme a sua forma de ação (dupla ou simples ação), tipo construtivo (tirantes ou flanges) e pela forma de fixação (eixo basculante, fixação dianteira, traseira, flange etc). Estes critérios de classificação encontram-se bem detalhados em catálogos de seus fabricantes, não sendo escopo deste trabalho o detalhamento de cada um. De toda forma estas características são importantes no estabelecimento de critérios que compõem os requisitos de projeto. Como por exemplo, o tipo construtivo está relacionado à classe de pressão de trabalho, onde cilindros de tirantes operam com pressões máximas de 210 bar e cilindros com flanges operam com pressões até 350 bar. Pode-se dizer que tal característica está vinculada aos requisitos de pressão máxima levantada na fase do projeto informacional.

Dependendo da análise, estas características podem influenciar diferentes fases de projeto de diferentes áreas. Por exemplo, ao relacionar o tipo de fixação do cilindro ao projeto detalhado da máquina, importantes características de montagem estarão sendo vinculadas aos requisitos do projeto de diferentes áreas (mecânica, elétrica e civil).

3.2.2 - Comportamento dinâmico de cilindros.

Os sistemas hidráulicos podem ser submetidos a condições operacionais tanto em situações de regime permanente (onde a velocidade é constante e a pressão não sofre variação temporal significativa), como em situações nas quais a inércia das partes móveis (pistão, haste e

massa associadas), a elasticidade dos elementos constituintes e a compressibilidade do fluido afetam o seu comportamento e devem, portanto, ser considerados no projeto e análise de sistemas hidráulicos (LINSINGEN, 2001).

O comportamento de sistemas hidráulicos está diretamente ligado às condições de operação as quais foram submetidos. Seja em regime permanente ou transiente é necessário conhecer os efeitos das variáveis que influenciam o comportamento estático e dinâmico do sistema (LINSINGEN, 2001).

Neste item serão descritas as equações que modelam o comportamento de cilindros hidráulicos possibilitando o dimensionamento e análise destes. Considera-se o dimensionamento estático (regime permanente) como uma particularização do comportamento dinâmico.

3.2.2.1 - Forças atuantes.

Conforme mostra a figura 3.2 as principais forças atuantes no cilindro são: - forças de inércia decorrentes da aceleração da massa do conjunto; - forças devido as pressões atuantes em cada lado do êmbolo; - forças úteis que o pistão exerce; - forças de atrito; - força de mola.

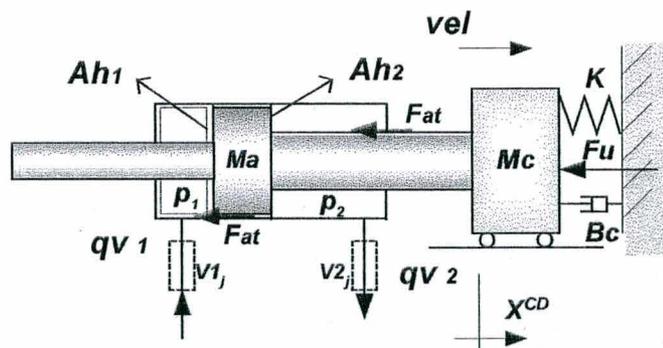


Fig. 3.2 – Forças atuantes no cilindro.

Assim, pela segunda lei de Newton tem-se,

$$(p_1 \cdot Ah_1) - (p_2 \cdot Ah_2) = Mt \cdot \frac{d^2 X}{dt^2} + Bc \cdot \frac{dX}{dt} + Kx \cdot X + Fat + Fu \tag{3.1}$$

onde,

$(p_1 \cdot Ah_1) \Rightarrow$ é a força aplicada na área Ah_1 devida a pressão p_1 na câmara 1;

$(p_2 \cdot Ah_2) \Rightarrow$ é a força aplicada na área Ah_2 devida a pressão p_2 na câmara 2;

$F_{at} \Rightarrow$ é a força de atrito presente em cilindros, resulta da combinação do atrito estático e atrito de Coulomb que proporciona um comportamento semelhante ao mostrado na figura (3.3) (DE NEGRI, 2001);

$F_u \Rightarrow$ é a força útil aplicada a carga;

$M_t = (M_e + M_c + M_f) \Rightarrow$ é a massa total [kg];

$M_e \Rightarrow$ é a massa do embolo do cilindro;

$M_c \Rightarrow$ é a massa da carga;

$M_f \Rightarrow$ é a massa efetiva do fluido;

$$M_f = \rho \cdot V_f + \sum_{j=1}^n \rho \cdot V_j \cdot \left(\frac{Ah}{A_j} \right)^2 \quad (\text{STRINGER, 1976}) \quad \text{onde,}$$

$V_f \Rightarrow$ volume total de fluido nas câmaras 1 e 2 do cilindro;

$V_j \Rightarrow$ volume de fluido no j-ésimo seguimento de canalização;

$A_{h(1,2)} \Rightarrow$ área equivalente ao volume deslocado pelo êmbolo;

$A_j \Rightarrow$ área de seção transversal do j-ésimo segmento da tubulação;

$n \Rightarrow$ números de seguimentos de tubulação;

$B_c \Rightarrow$ Módulo de compressibilidade;

$K_x \Rightarrow$ Constante elástica da mola;

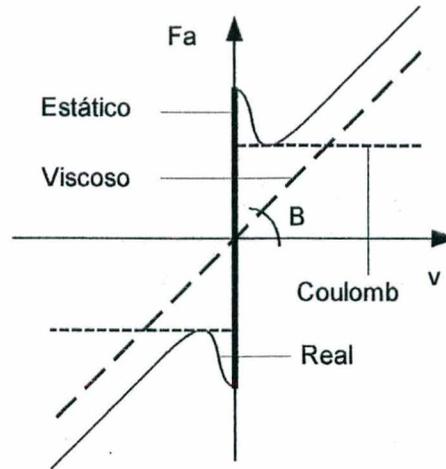


Fig.3.3 – Forças de atrito em componentes hidráulicos (DE NEGRI,2001).

A equação 3.1 é a equação do movimento para o cilindro hidráulico linear da figura 3.2. No regime permanente de um circuito de controle de posição a aceleração e velocidade são nulas e, portanto, a equação do movimento se reduz à equação (3.2).

$$(p_1 \cdot Ah_1) - (p_2 \cdot Ah_2) = Fat + Fu + Kx \cdot X ; \tag{3.2}$$

Para a representação de um cilindro de haste passante simétrico as áreas são iguais (\$Ah_1=Ah_2= A\$) e, neste caso, adota-se uma pressão de carga ‘pc’ que é igual a diferença de pressão das câmaras do cilindro (\$pc = p_1 - p_2\$) e representa a pressão útil para vencer as cargas presentes. Neste caso, a equação 3.1 pode ser escrita como:

$$A \cdot pc = Mt \cdot \frac{d^2 X}{dt^2} + Bc \cdot \frac{dX}{dt} + Kx \cdot X + Fat + Fu \tag{3.3}$$

A equação (3.3) é a equação do movimento para o cilindro de haste passante simétrico. De forma análoga à equação 3.2, a equação do movimento para o mesmo cilindro em regime permanente poderá ser escrita eliminando-se os termos das derivadas.

3.2.2.2 – Vazão.

O entendimento dos fenômenos físicos que ocorrem em um atuador parte da aplicação da equação da conservação da massa (equação da continuidade) para um volume de controle

definido no interior de cada câmara (figura 3.2). A equação da continuidade determina que a diferença da vazão que entra e a vazão que sai em um dado volume de controle é igual à taxa de variação do volume com o tempo somada a parcela correspondente à expansão ou compressão do fluido neste volume de controle (DE NEGRI, 2001).

Deste modo, referindo-se à figura 3.2, a vazão que entra no cilindro é dada pela equação da continuidade,

$$qv_1 = Ah_1 \frac{dX}{dt} + \frac{V_1}{\beta e} \cdot \frac{dp_1}{dt} + Cin \cdot pc \quad (3.4)$$

A equação (3.4) representa a vazão que entra na câmara (1) do cilindro e é composta por uma parcela decorrente da velocidade (variação do volume), uma parcela decorrente à compressibilidade (βe é o módulo de compressibilidade efetivo) e uma parcela devido ao vazamento interno que é expresso como uma função linear (Cin é a constante do vazamento interno) da diferença de pressão entre as câmaras do cilindro ($pc = p_1 - p_2$).

A vazão que sai da câmara (2) do cilindro é dada por,

$$qv_2 = Ah_2 \cdot \frac{dX}{dt} - \frac{V_2}{\beta e} \cdot \frac{dp_2}{dt} + Cin \cdot pc \quad (3.5)$$

Em regime permanente, considera-se que não há variação da pressão no tempo e portanto as parcelas de compressibilidade e de vazamentos internos podem ser desprezadas ficando a equação da vazão como,

$$qv_{1,2} = Ah_{1,2} \cdot \frac{dX}{dt}; \quad (3.6)$$

As equações (3.4) e (3.5) referem-se respectivamente às vazões das câmaras 1 e 2 de um cilindro diferencial (assimétrico). Para o caso de um cilindro haste passante simétrico as vazões qv_1 e qv_2 serão iguais em regime permanente uma vez que suas áreas Ah_1 e Ah_2 são iguais.

Considerando-se que não haja vazamentos internos e que o cilindro de haste passante simétrico tenha uma posição inicial onde os volumes de ambas as câmaras sejam iguais (incluindo tubulações) tem-se que $V_1 = V_2 = V_t / 2$. Deste modo, igualando as equações da vazão de entrada (qv_1) e saída (qv_2) obtém-se a equação,

$$qv = A \cdot \frac{dX}{dt} + \frac{V_t}{4 \cdot \beta_e} \cdot \frac{dpc}{dt} \tag{3.7}$$

onde, $pc = p_1 - p_2$.

3.2.2.3 – Freqüência Natural Hidráulica.

Um fluido confinado quando está comprimido tem um comportamento similar ao de mola. Assim, considerando-se que um cilindro hidráulico esteja rigidamente conectado a uma carga e conhecendo-se o módulo de compressibilidade do fluido, o volume da câmara e a massa total envolvida, pode-se determinar a freqüência natural do sistema (LINSINGEN, 2001). Neste item serão analisados dois casos:

(a) Cilindro simétrico de duplo efeito com haste passante.

A figura 3.4 mostra um sistema hidráulico que será submetido a uma perturbação em relação a uma dada condição inicial ou seja, para uma posição inicial (X_{in}) as pressões estáticas iniciais (p_1 e p_2) e os volumes iniciais das respectivas câmaras do cilindro (V_1 e V_2) são iguais.

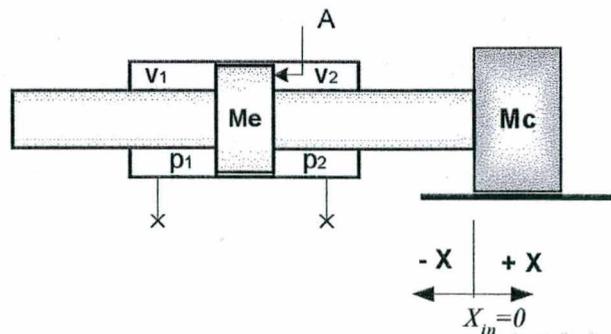


Fig. 3.4 – Cilindro haste passante simétrico.

Quando submetido a uma perturbação em posição de (+) X_{in} as pressões nas câmaras sofrem variações. Desprezando-se os atritos, pela segunda lei de Newton a aceleração da massa em decorrência da perturbação é dada por:

$$(p_1 - p_2) \cdot A = Mt \cdot \ddot{X}; \quad (3.8)$$

onde, $Mt = Me + Mc$.

Considerando-se um sistema sem vazamentos, a equação da continuidade para as câmaras 1 e 2 pode ser escritas como,

$$qv_1 = A \frac{dX}{dt} + \frac{V_1}{\beta e} \cdot \frac{dp_1}{dt}; \quad (3.9)$$

$$qv_2 = A \frac{dX}{dt} - \frac{V_2}{\beta e} \cdot \frac{dp_2}{dt}; \quad (3.10)$$

Sendo as vazões qv_1 e qv_2 nulas (pórticos bloqueados, ver figura 3.4) e considerando-se condições iniciais nulas, isto é: $X_{in} = 0$; e $p_{1,2}|_{inicial} = 0$.

Das equações (3.9) e (3.10) tem-se,

$$\int A \cdot \dot{X} + \int \frac{V_1}{\beta e} \cdot \dot{p}_1 = 0 \Rightarrow A \cdot X + \frac{V_1}{\beta e} \cdot p_1 = 0; \quad (3.11)$$

$$\int A \cdot \dot{X} - \int \frac{V_2}{\beta e} \cdot \dot{p}_2 = 0 \Rightarrow A \cdot X - \frac{V_2}{\beta e} \cdot p_2 = 0; \quad (3.12)$$

Substituindo as equações (3.11) e (3.12) na equação (3.8), obtém-se uma equação de segunda ordem em função da massa (Mt), área do pistão (A), volume das câmaras (V_1 , V_2) e do módulo de compressibilidade efetivo (βe).

$$-\frac{A^2 \cdot \beta e}{V_1} \cdot X - \frac{A^2 \cdot \beta e}{V_2} \cdot X = Mt \cdot \ddot{X};$$

$$Mt \cdot \ddot{X} + A^2 \cdot \beta e \cdot \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right) \cdot X = 0;$$

$$\frac{Mt}{\beta e \cdot A^2 \cdot \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right)} \cdot \ddot{X} + X = 0; \quad (3.13)$$

O comportamento dinâmico de sistemas de segunda ordem pode ser descrito em termos do razão de amortecimento (ξ) e a frequência natural não amortecida (ω_n) (OGATA, 1993). Assim, a equação (3.13) descreve o comportamento de um sistema de segunda ordem e pode ser expressa como:

$$\frac{1}{\omega_n^2} \cdot \ddot{X} + \frac{2 \cdot \xi}{\omega_n} \cdot \dot{X} + X = 0; \quad (3.14)$$

Por similaridade das equações (3.13) e (3.14) a frequência natural não amortecida para o sistema é dada por:

$$\omega_n = \left[\frac{\beta e \cdot A^2}{Mt} \cdot \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right) \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (3.15)$$

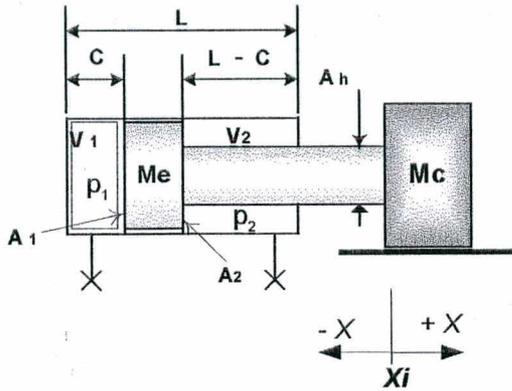
A frequência natural mínima é fundamental para o estudo do comportamento de sistemas hidráulicos pois representa um fator de limitação dinâmica. Para cilindros simétricos esta frequência ocorre quando os volumes V_1 e V_2 são iguais a $V_t / 2$ (V_t é o volume total no cilindro).

$$\omega_{n_{\min}} = \left(\frac{4 \beta e \cdot A^2}{Mt \cdot V_t} \right)^{\frac{1}{2}}; \quad (3.16)$$

Uma variação da equação 3.15 pode ser dada para cilindros de simples efeito onde o volume envolvido é apenas de uma câmara. Assim a equação que descreve a frequência natural não amortecida neste caso é,

$$\omega_{n_{\min}} = \left(\frac{\beta e \cdot A^2}{Mt \cdot V_1} \right)^{1/2}; \tag{3.17}$$

(b) Cilindro Diferencial.



Onde,

$$A_2 = A_1 - A_h;$$

$$V_1 = A_1 \cdot C;$$

$$V_2 = A_2 \cdot (L - C);$$

Fig. 3.5 – Cilindro diferencial

No caso de cilindros diferenciais o volume das duas câmaras são diferentes para a mesma variação do deslocamento, ou seja, $\Delta V_1 = A_1 \cdot X$; e $\Delta V_2 = A_2 \cdot X$. Analisando-se o caso (b) similarmente ao anterior ou seja, a partir de uma perturbação em posição de (+) X_i as pressões nas câmaras sofrem variações. Desprezando os atritos e considerando uma sistema sem vazamentos, pela segunda lei de Newton a equação do movimento para o sistema é dada por:

$$A_1 \cdot p_1 - A_2 \cdot p_2 = Mt \cdot \ddot{X}; \tag{3.18}$$

onde, $Mt = Me + Mc$.

As equações da continuidade para as câmaras 1 e 2 (3.9) e (3.10) respectivamente são,

$$qv_1 = A_1 \frac{dX}{dt} + \frac{V_1}{\beta e} \cdot \frac{dp_1}{dt};$$

$$qv_2 = A_2 \frac{dX}{dt} - \frac{V_2}{\beta e} \cdot \frac{dp_2}{dt};$$

Sendo as vazões qv_1 e qv_2 nulas (pórticos bloqueados, ver figura 3.5) e considerando-se condições iniciais nulas, isto é: $X_{in} = 0$; e $p_{1,2}|_{inicial} = 0$. Das equações (3.9) e (3.10) tem-se,

$$\int A_1 \cdot \dot{X} + \int \frac{V_1}{\beta e} \cdot \dot{p}_1 = 0 \Rightarrow p_1 = -\frac{A_1 \cdot \beta e}{V_1} \cdot X; \quad (3.19)$$

$$\int A_2 \cdot \dot{X} - \int \frac{V_2}{\beta e} \cdot \dot{p}_2 = 0 \Rightarrow p_2 = \frac{A_2 \cdot \beta e}{V_2} \cdot X; \quad (3.20)$$

Substituindo as equação (3.19) e (3.20) na equação (3.18), obtém-se uma equação de segunda ordem em função da massa (Mt), área do pistão (A), volume das câmaras (V_1, V_2) e do módulo de compressibilidade efetivo (βe).

$$-\frac{A_1^2 \cdot \beta e}{V_1} \cdot X - \frac{A_2^2 \cdot \beta e}{V_2} \cdot X = Mt \cdot \ddot{X};$$

$$Mt \cdot \ddot{X} + \beta e \cdot \left(\frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right) \cdot X = 0;$$

$$\frac{Mt}{\beta e \cdot \left(\frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right)} \cdot \ddot{X} + X = 0; \quad (3.21)$$

onde a frequência natural pode ser determinada por,

$$\omega_n = \left[\frac{\beta e}{Mt} \cdot \left(\frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right) \right]^{1/2}; \quad (3.23)$$

A frequência mínima neste caso dependerá das áreas e da posição do êmbolo. Segundo LINSINGEN (2001), a posição em que ocorre a frequência natural mínima é dada pela expressão,

$$C = \frac{A_1 \cdot L}{A_1 - A_2} \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^{1/2} \right]; \quad (3.23)$$

$$\omega_{n_{\min.}} = \left[\frac{\beta e}{M} \cdot \left(\frac{A_1}{C} + \frac{A_2}{L-C} \right) \right]^{1/2}; \quad (3.24)$$

3.3 – VÁLVULAS DE CONTROLE CONTÍNUO (VCC)

3.3.1- Classificação

Conforme Norma ISO 1219-1 (1991), válvulas proporcionais são válvulas continuamente variáveis e englobam as válvulas comercialmente conhecidas como *servoválvulas (SV)* e *válvulas proporcionais (VP)*. Dependendo da função desempenhada pela válvula dentro do sistema de atuação, pode-se categorizá-las de acordo com a grandeza controlada como *válvulas de controle contínuo direcional (VCCD)*, *válvulas de controle contínuo de vazão (VCCV)* e *válvulas de controle contínuo de pressão (VCCP)*.

Durante muito tempo as válvulas proporcionais foram classificadas como uma alternativa limitada para o uso industrial de *válvulas de controle contínuo (VCC)*. Apesar de incorporar aspectos favoráveis como custo e maior tolerância a contaminação, estas válvulas apresentavam limitações quanto ao comportamento estático e dinâmico quando comparadas às servoválvulas.

Porém, o desenvolvimento tecnológico das válvulas em termos do emprego de novos materiais, melhoria dos processos de fabricação e da incorporação maciça de dispositivos eletrônicos, permitiu aprimorar o desempenho das válvulas proporcionais. A figura 3.6 apresenta uma válvula direcional proporcional de 1 estágio destinada à aplicação industrial. Como os solenóides proporcionais movimentam-se em apenas um sentido, independentemente do sinal da tensão aplicada, as válvulas (*VCCD*) empregam dois solenóides, um capaz de controlar a vazão

nos sentidos $P \rightarrow A$ e $B \rightarrow T$ e outro para controlar a vazão nos sentidos $P \rightarrow B$ e $A \rightarrow T$ (DE NEGRI, 2001).

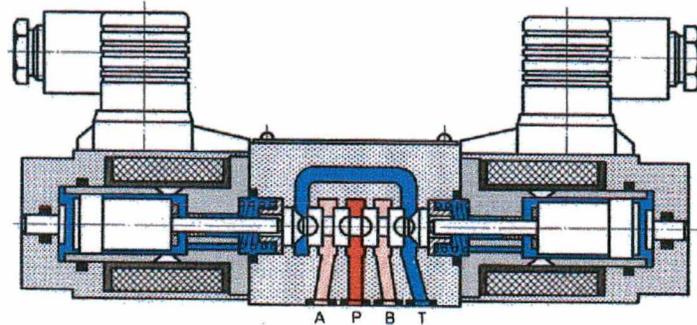


Figura 3.6 – Válvula de controle contínuo direcional de 1 estágio

Com o intuito de melhorar o desempenho estático e dinâmico das VCCD, incorporam-se sensores de posição aos elementos internos da válvula e circuitos eletrônicos instalados em cartelas. A figura 3.7 mostra uma realimentação da posição do carretel a qual garante a posição desejada proporcionalmente à tensão ou corrente aplicados (BOSCH, 1989).

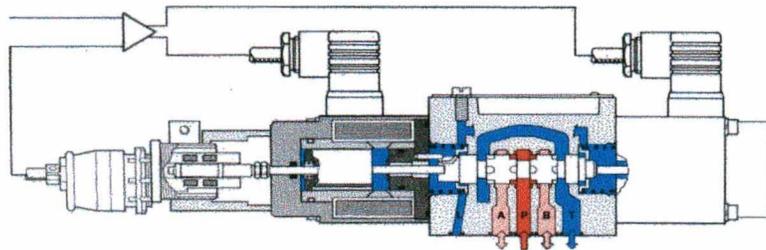


Fig. 3.7 – Válvula VCCD de 1 estágio com realimentação de posição do carretel.

3.3.2.- Comportamento dinâmico de válvulas “VCCD”.

A descrição matemática do comportamento dinâmico de válvulas de controle contínuo direcional (VCCD), pode ser encontrada a partir da aplicação da equação da vazão do orifício de controle nas vias e da equação do movimento do carretel da bobina do solenóide. Nos itens seguintes serão tratados os modelos matemáticos para válvulas de 3 e 4 vias.

- **Equação da tensão.**

$$U_e = Lb \cdot \frac{d I_m}{dt} + Rb \cdot I_m; \quad \text{onde,}$$

$U_e \Rightarrow$ Tensão no solenóide [V];

$Lb \Rightarrow$ Indutância da bobina do solenóide [Henry];

$I_m \Rightarrow$ Corrente [A];

$Rb \Rightarrow$ Resistência da bobina do solenóide [Ω].

▪ **Equação do movimento.**

$$F = M_t^{VP} \cdot \frac{d^2 X}{dt^2} + Bc \cdot \frac{d X}{dt} + Kx \cdot X; \quad \text{onde,}$$

$F \Rightarrow$ Força para movimentar o carretel;

$M_t^{VP} \Rightarrow$ Massa do carretel da VP;

$Bc \Rightarrow$ Amortecimento viscoso do carretel da VP;

$Kx \Rightarrow$ Constante elástica da mola do carretel da VP;

▪ **Equação da vazão de controle – q_{vc} .**

(a) **Linear**

$$q_{vc} = Kq_0 \cdot X^{VP} - Kc_0 \cdot pc \quad \text{onde,} \quad (3.25)$$

$Kq_0 \Rightarrow$ é o ganho de vazão no ponto zero;

$Kc_0 \Rightarrow$ é o coeficiente de vazão – pressão no ponto zero;

$pc \Rightarrow$ é a pressão de carga ($p_1 - p_2$); para válvulas 3vias $pc = p_1$;

(b) **Não linear**

▪ **Válvula 3 vias.**

$$qv_1 = cd \cdot A_3 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_s - p_1)} - cd \cdot A_4 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_R)}; \tag{3.26}$$

▪ **Válvula 4 vias.**

$$qv_1 = cd \cdot A_3 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_s - p_1)} - cd \cdot A_4 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_R)}; \tag{3.27}$$

$$qv_2 = cd \cdot A_6 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_2 - p_R)} - cd \cdot A_5 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_s - p_2)}; \tag{3.28}$$

onde,

$cd \Rightarrow$ é o coeficiente de descarga nos orifícios de controle;

$A_{3,4,5,6} \Rightarrow$ é a área equivalente ao orifício de controle 3, 4, 5, e 6;

$p_s \Rightarrow$ é a pressão de suprimento;

$p_r \Rightarrow$ é a pressão de retorno;

Na figura 3.8 é apresentado um desenho esquemático do carretel da válvula de 3 e 4 vias onde estão indicados os principais termos das equações da modelagem matemática assim como o símbolo da válvula conforme a norma ISO 1219 (1991).

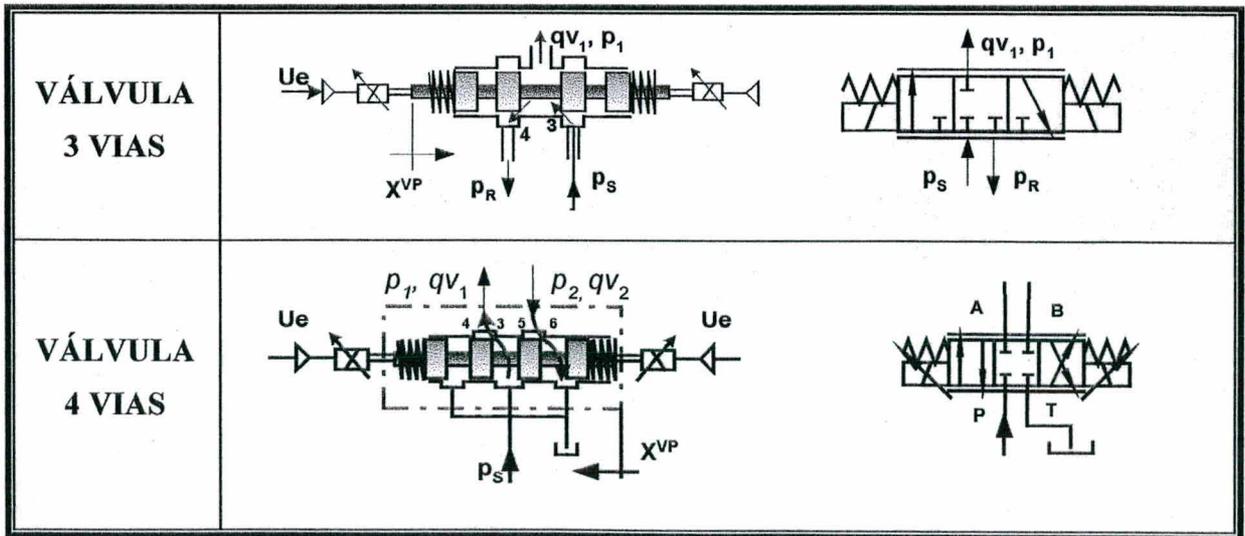


Fig. 3.8 – Representação de válvula 3 e 4 vias.-

3.3.3- Características de válvulas de controle contínuo

3.3.3.1 - Acionamento

A principal diferença entre as *válvulas de controle contínuo (VCC)* e as válvulas convencionais está no tipo de sinal de entrada. Enquanto a válvula convencional admite apenas dois estados estáveis (ativado / desativado, aberto / fechado) proporcionado pelo tipo de acionamento mecânico ou solenóide comum, na válvula proporcional o sinal de acionamento (sinal de entrada) é contínuo, o que possibilita um controle sobre os efeitos decorrentes da variação de área dos orifícios (vazão, pressão) e dos modos de acionamento (rápido, lento). Alterações na vazão e/ou pressão, provocam modificações significativas no comportamento das variáveis do sistema tais como velocidade, posição e força.

3.3.3.2 - Número de vias e tipo de centro.

As características mais comuns que descrevem uma válvula direcional são o seu número de vias (2, 3 ou 4) e a configuração do tipo de centro (supercrítico, crítico e subcrítico). O número de vias de uma válvula está relacionado ao número de conexões de ligação entre o sistema de potência (bomba e reservatório) e os atuadores hidráulicos (cilindros e motores). A escolha do número de vias para uma determinada válvula, dependerá do aspecto funcional atribuído ao sistema de atuação ou seja, controle de posição, velocidade e pressão. Este é um conceito importante pois está ligado diretamente a uma característica fundamental da válvula que é a perda de carga (também conhecida como diferencial de pressão " Δp " da válvula), e quase sempre é motivo de erros em projeto devido à falta de clareza na apresentação em catálogos.

Geralmente, catálogos de fabricantes reportam-se ao Δp da válvula sem deixar claro se este parâmetro se refere à válvula ou a um par de vias. Para um melhor entendimento, denomina-se Δp na válvula como a soma da perda de carga nas vias (P \Rightarrow A e B \Rightarrow T) ou (P \Rightarrow B e

$A \Rightarrow T$). E Δp por par de vias como a perda de carga nas vias ($P \Rightarrow A$) ou ($B \Rightarrow T$) ou ($P \Rightarrow B$) ou ($A \Rightarrow T$).

O tipo de centro é uma característica construtiva da válvula e baseia-se na relação da sobreposição do carretel em relação ao pórtico da válvula. Na figura 3.9 estão representados os três tipos de centros que podem ser encontrados ou seja, com sobreposição positiva (supercrítico), sobreposição nula (crítico) e sobreposição negativa (subcrítico). Essas características podem afetar significativamente o comportamento do sistema de atuação pois, dependendo da forma construtiva da válvula, pode ocorrer durante a comutação a interligação momentânea entre as vias (figura 3.9a).

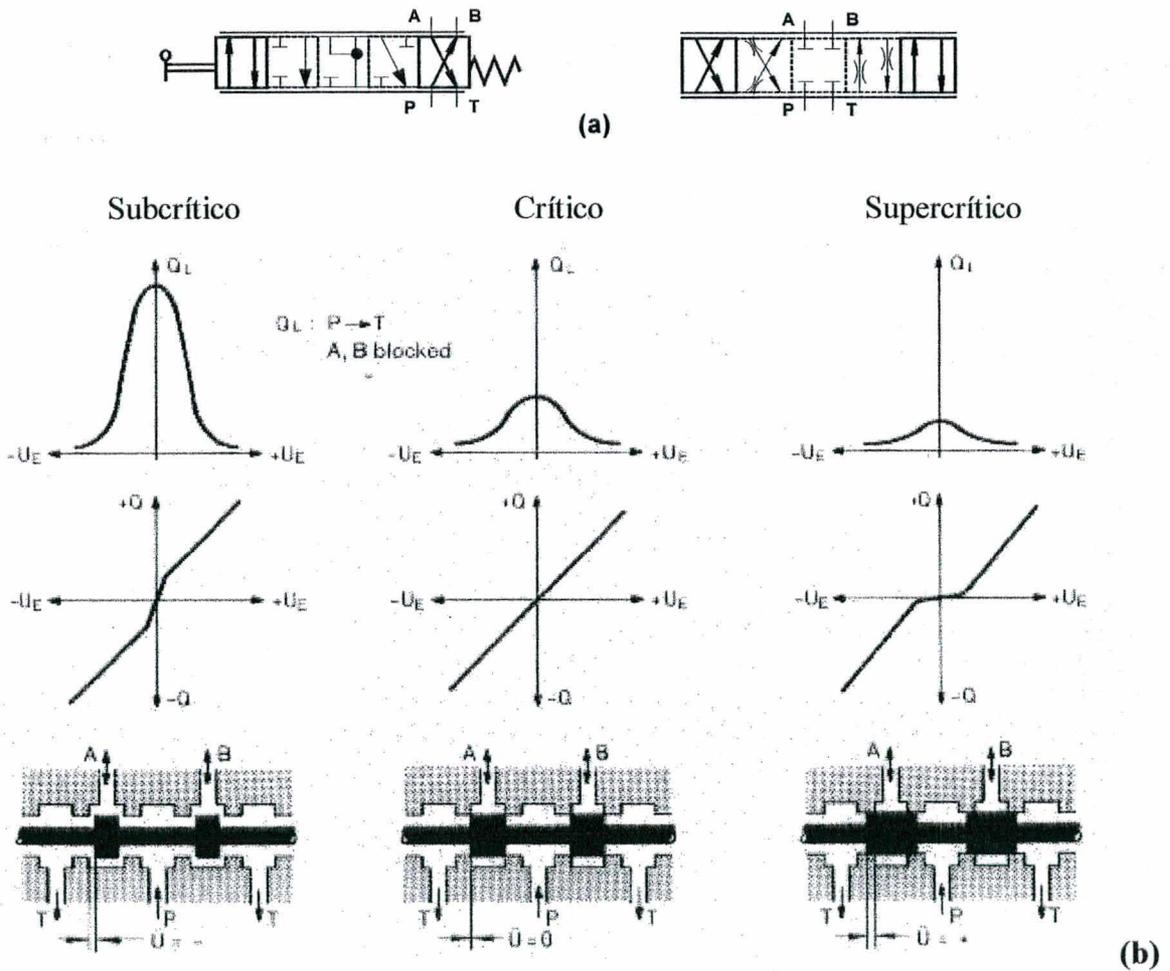


Fig. 3.9 – Transição em válvulas direcionais (GÖTZ, 1989).

3.3.3.4 - Modo de operação

Válvulas direcionais proporcionais são válvulas usadas para o controle de posição e velocidade em atuadores lineares ou rotativos. A partir de um sinal de entrada (tensão ou corrente) atribuído ao solenóide proporcional, tem-se como resposta o deslocamento do carretel da válvula e conseqüentemente a variação da área do orifício de controle proporcional à grandeza do sinal de entrada.

Válvulas em que o solenóide atua diretamente sobre o próprio carretel são denominadas válvulas diretamente operadas. Estas válvulas são limitadas pela força exercida pelo solenóide para vencer as forças geradas pelo escoamento do fluido no orifício de passagem. À medida que válvulas maiores são escolhidas, maiores são os esforços devido ao escoamento, ultrapassando o limite da força do solenóide. Para superar estes esforços excessivos, válvulas diretamente operadas (direcionais ou de pressão) são empregadas em um primeiro estágio. Quando acionadas, provocam um desequilíbrio de forças que atuam no carretel principal (segundo estágio), deslocando-o hidráulicamente.

3.3.3.5 – Orifícios iguais e simétricos.

Denomina-se válvula simétrica, aquela que apresenta a característica de ter a mesma abertura de orifícios quando acionada para ambos os lados ou seja, tem-se o mesmo valor de vazão para um sinal de entrada positivo ou negativo. E válvulas com orifícios iguais, aquelas que a partir de um mesmo sinal (positivo ou negativo) apresentam a mesma área equivalente proporcionando assim vazões iguais em todas as vias. Uma vez garantida a igualdade dos orifícios na válvula, pode-se dizer que a mesma terá vazões iguais para cada via a um Δp constante.

Assim, o emprego de válvulas com orifícios iguais e simétricos está associado a atuadores lineares ou rotativos também simétricos (motores ou cilindros simétricos). Para cilindros diferenciais a relação de área da válvula deve ser igual à relação de área do cilindro.

3.3.3.6 – Curvas Características.

O sucesso da aplicação de uma válvula depende do conhecimento de suas características, obtidas através de testes de desempenho. Através dos testes estáticos e dinâmicos aplicados nas válvulas sobre determinadas condições, são levantados parâmetros para compor os catálogos com dados técnicos. Os testes descritos na norma internacional ISO 6404 (1985), apesar de serem específicos para servoválvulas, são também aplicados integralmente a válvulas proporcionais (NASCA, 1990).

O teste de vazão é considerado como teste de desempenho estático, a partir do qual é possível estudar parâmetros como perdas de carga na válvula (Δp), zona morta, linearidade, histerese e ganho de vazão.

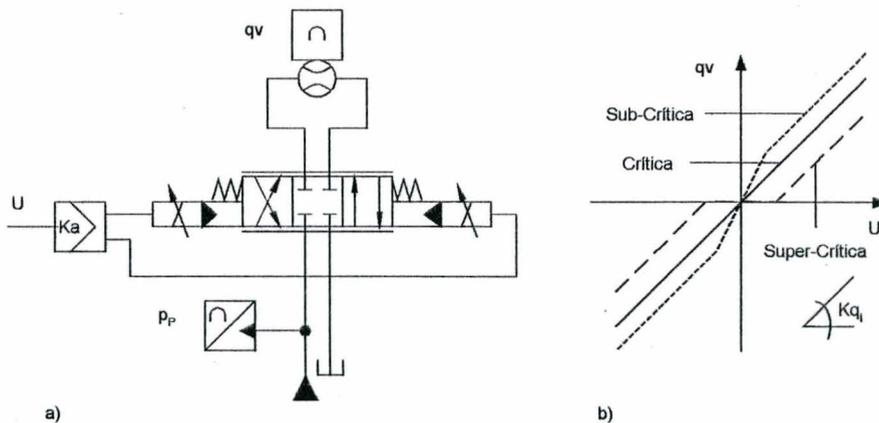


Fig.3.10 – (a) Teste de vazão; (b) Curva vazão tensão; (DE NEGRI, 2001)

Neste teste, aplica-se uma pressão constante na via 'P' (pressão) da válvula, interliga-se as vias de trabalho 'A' e 'B' para minimizar o diferencial de pressão (sem carga) e considera-se pressão zero (idealmente) na via 'T' (reservatório). Dados de vazão são registrados quando a corrente de controle é variada do maior valor negativo para seu maior valor positivo, trocando

completamente as posições do carretel em ambas as direções. A curva de vazão genérica é mostrado na figura.3.10 (b).

Segundo JOHNSON (1995) é normal uma válvula proporcional apresentar vazamentos entre as vias devido ao seu modo construtivo (carretel). Assim, quando se considera vazamentos internos, torna-se necessário que se tenha claro o conceito de fechar e abrir quando do uso destas válvulas.

Denomina-se corrente de abertura (I_0 - corrente necessária para começar a abrir a válvula), como aquela requerida para produzir uma vazão de saída igual a 1% da vazão de saturação da válvula. Desta forma se qualquer vazão for menor que 1% da vazão de saturação, esta válvula será considerada fechada e quando a vazão exceder a 1% da vazão de saturação, a válvula estará aberta. A corrente de abertura está indicada como I_0 na fig. 3.11.

É importante enfatizar que não há nada especial sobre o ponto de 1% da vazão. A utilidade desta definição, na verdade arbitrária, é que ela nos fornece, com razoável margem de acerto, determinar a largura da zona morta, que é muito usada em cálculos de ganho de pressão das válvulas proporcionais (JOHNSON, 1995). A figura 3.11 mostra a linearidade da válvula através da curva da vazão em função da corrente. Nesta curva também podem ser determinados o ganho de vazão, zona morta e linearidade.

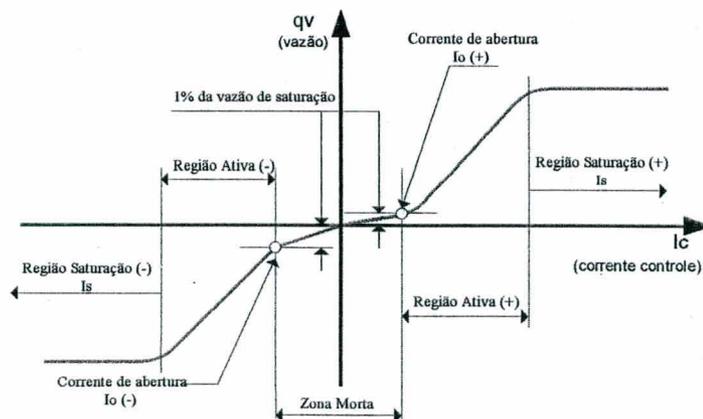


Fig. 3.11 – Curva característica de vazão a Δp constante para uma válvula proporcional.

▪ **Largura da Zona Morta – (DZ)**

A Zona Morta é aquela região, próxima do carretel centrado, onde a saída da vazão é menor que 1% da vazão de saturação. É comum dizer a existência da zona morta como valor percentual. Esta definição pode ser dada por:

$$DZ = \frac{[I_0(+)-I_0(-)]}{[I_s(+)-I_s(-)]}$$

Note que a definição de zona morta não está baseada no fato vazões positivas e negativas serem simétricas.

▪ **Largura da região ativa (AR):**

A região ativa, como mostra a figura 3.11, é a faixa da corrente de entrada, ou deslocamento do carretel, em que a vazão varia proporcional ou gradualmente. Esta é a razão para a existência da válvula proporcional ou servo. A definição da região ativa é :

$$AR = 1 - DZ ;$$

▪ **Vazão de Saturação (qv_{SAT}):**

Vazão de saturação (qv_{SAT}) é a vazão de saída medida com a válvula completamente aberta à uma dada pressão de teste (ps_{teste}) ou seja, com o carretel dentro do limite mecânico. Isto significa que mesmo com aumentos posteriores da corrente, não serão registrados aumentos na vazão de saída.

Se a vazão de saturação for medida com a pressão da vazão nominal pode-se dizer que as duas terão o mesmo valor ou seja, $qv_{SAT} = qvn|_{ps_{teste} = ps_{qvn}}$.

▪ **Ganho de vazão (Kq):**

O ganho de vazão Kq (equação 3.25) é dado pela inclinação da curva de vazão (qv) pela corrente na entrada (I) em torno de ponto de operação e avaliado para uma determinada diferença

de pressão sobre a válvula. Quando este comportamento é linear ou bastante próximo do linear e a curva passa pela origem ($qv = I = 0$), o ganho de vazão pode ser expresso pela variação da vazão pela variação da corrente e é avaliado sob uma dada condição de pressão de carga $p_C = 0$.

$$Kq_0 = \left. \frac{\partial qv}{\partial i} \right|_{p_C=0} ;$$

Em válvulas cujas características de controle são essencialmente lineares, tais como servoválvulas, a inclinação pode ser considerada constante. Em válvulas proporcionais, onde é comum a existência de zona morta e orifícios de controle com áreas não retangulares, o ganho de vazão depende da posição do carretel.

Pode-se notar na figura 3.11 que o ganho de vazão é essencialmente zero na zona morta, aumenta na região ativa, então vai para zero novamente na região de saturação. É muito difícil tratar de tais válvulas com modelos lineares sem que hajam decisões em relação ao comportamento real como por exemplo limitar a análise para condições de abertura do carretel. Além do mais, o ganho de vazão da válvula varia em função da pressão de carga, em decorrência do comportamento da vazão em orifícios, expresso na equação 3.25. Desta forma, quando da utilização da válvula, precisa-se saber o ganho de vazão sob as condições de carga reais, tais como encontrados na aplicação.

▪ **Ganho de pressão (K_{pA} e K_{pB}).**

Ganho de pressão é a inclinação da curva de pressão pela corrente de controle para um ponto de operação específico aplicado a cada uma das vias de trabalho. O teste é feito com os pórticos de trabalho conectados a dois transdutores de pressão, de tal forma que não haja vazão. Então o controle da corrente é lentamente alterado sobre o ponto zero da válvula para que descreva a medição da curva de pressão como mostra a figura 3.12 (b).

A faixa da corrente controlada corresponde aproximadamente a espessura da zona morta, como mostra a figura 3.10, para uma válvula com sobreposição. A faixa é por volta de 5% da corrente de saturação para válvulas centro crítico (sobreposição zero). O circuito teste simplificado é mostrado na figura 3.12 (a).

$$Kp_A = \left. \frac{\partial p_A}{\partial i_C} \right|_{qv_C=0} ; \quad e \quad Kp_B = \left. \frac{\partial p_B}{\partial i_C} \right|_{qv_C=0} ;$$

Ganho de pressão de carga (Kp).

O ganho de pressão de carga determinado pela inclinação da curva de pressão diferencial versus a corrente de controle. A curva de medição da pressão diferencial pode ser obtida ou substituindo o transdutor de pressão das vias de trabalho por um transdutor de pressão diferencial conectado entre as duas vias de trabalho ou, pela subtração da curva de pressão de uma via pela outra. Em cada caso, o resultado obtido é o diferencial de pressão medido, como mostra a figura 3.12.

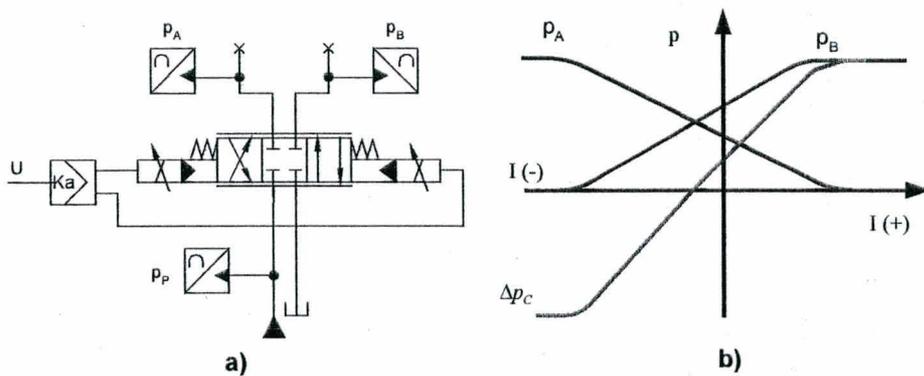


Fig.3.12 – Circuito do teste simplificado e curva do ganho de pressão diferencial.

$$Kp = \frac{\partial(p_A - p_B)}{\partial i_C} = \frac{\partial pc}{\partial i_C}$$

Para uma válvula de 4 vias simétrica:

$$Kp = 2 \cdot Kp_A = 2 \cdot Kp_B .$$

Ganho de pressão de uma válvula é uma importante consideração, porque afeta a capacidade dos sistemas de controle para não serem influenciados por forças externas de carga. (JOHNSON, 1995).

3.3.4.- Limites de aplicação

a) Forças de escoamento

Conforme apresentado na seção anterior, uma válvula diretamente operada tem a força do solenóide agindo direto sobre o carretel da válvula. Desta forma, a força de acionamento do solenóide deverá ser maior do que o somatório das forças que atuam no carretel da válvula para que haja movimento do carretel. Este somatório inclui as forças de mola, atrito estático, atrito de Coulomb, atrito viscoso, inércia e a componente axial das forças de escoamento decorrentes da variação da quantidade de movimento do fluido no interior da válvula (LINSINGEN, 2001).

As forças de escoamento (forças de Bernoulli ou forças de reação hidráulicas) podem ser decompostas em radiais e axiais. As forças radiais, responsáveis por atritos, podem ser compensadas com a colocação de pórticos simétricos. Já as forças axiais afetam diretamente a operação da válvula. A análise da força resultante que o fluido exerce sobre o carretel é feita em regime permanente, onde a componente axial desta força não é hidraulicamente equilibrada agindo sempre no sentido de fechar o orifício de controle (MERRITT, 1967).

A força de escoamento axial em regime permanente através de um par de vias de uma válvula direcional carretel com geometria ideal, pode ser expressa como:

$$F_{esc} = 2 \cdot Cd \cdot (\pi \cdot d) \cdot x \cdot \Delta p_{via} \cdot \cos \varphi \quad (3.29)$$

Através de manipulação matemática entre as equações da força de escoamento (3.29) e a equação da vazão em um orifício de controle,

$$qv = Cd \cdot (\pi \cdot d) \cdot x \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{via}} \quad (3.30)$$

chega-se à equação (3.31) que expressa a força de escoamento em função da vazão e da diferença de pressão em um par de vias. Assim a força de escoamento pode ser também apresentada por,

$$F_{esc} = K_{esc} \cdot qv \cdot \sqrt{\Delta p_{via}} , \tag{3.31}$$

onde $K_{esc} = \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \cos \varphi}$.

A partir da equação 3.31, pode-se traçar curvas de vazão em função da diferença de pressão que provocam forças de escoamento constantes. Estas curvas, juntamente com a representação da vazão de controle através da válvula como função do Δp_v e das tensões de controle na válvula, delimitam a faixa operacional de VCCD conforme ilustrado na figura 3.13.

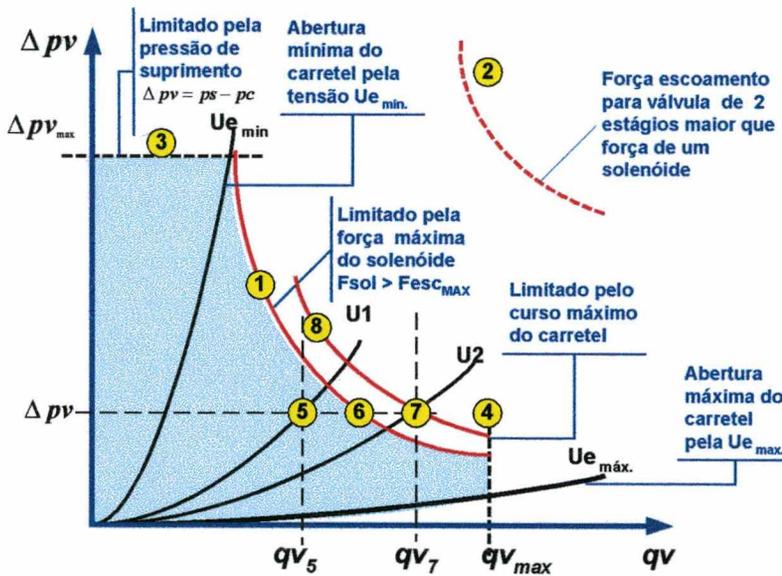


Fig. 3.13 – Limites de Operação e Curvas Características de Válvula direcional Proporcional.

A força necessária no solenóide depende da força de molas e forças de atrito mas somente a força de escoamento varia com a vazão qv e a pressão Δp_v . Como pode ser visto na figura 3.13, as curvas 1, 2 e 8 representam o limite imposto pela força do solenóide máxima que sempre deverá ser maior que a força de escoamento F_{esc} . Quando grandes vazões e/ou grandes

diferenças de pressão através da válvula são necessárias, as forças de escoamento podem ultrapassar os limites de força de um solenóide (curva 1), fazendo com que válvulas de duplo estágio sejam usadas (curva 2).

As curvas Ue_{max} , Ue_{min} , $U1$ e $U2$ representam as Curvas Características da válvula para aberturas fixas em função de diferentes entradas de tensão na válvula. O limite representado pela linha 4 indica a vazão máxima decorrente da abertura máxima do carretel em função de uma entrada Ue_{max} . A curva Ue_{min} é o valor da entrada ou abertura mínima da válvula para se obter a vazão mínima (qv_{min}) para um dado Δp_v . A linha 3 que representa a diferença de pressão Δp_v máxima na válvula, é colocada como limite quando a pressão de carga p_c é mínima e conseqüentemente o Δp_v aproxima-se de p_s . Neste caso para pequenas aberturas pode-se conseguir uma dada vazão sem que a força de escoamento supere a força do solenóide. Aberturas maiores com um Δp_v próximo de p_s provocariam forças de escoamento superiores à força disponível no solenóide. Deste modo, maiores vazões só ocorrem se a diferença de pressão da válvula (Δp_v) diminuir. Por exemplo:

Sejam as curvas de entrada (abertura) $U1$ e $U2$. Sobre a curva $U1$ toma-se o ponto 5 que para um Δp_v constante corresponda à uma vazão qv_5 . Mantendo-se o Δp_v constante e desejando-se uma vazão maior correspondente à abertura $U2$, tem-se o ponto 6 sobre a curva 1. Neste ponto a força de escoamento supera a força máxima do solenóide fazendo com que a válvula não abra mais (ou opere de forma irregular). A curva 8 representa uma força de escoamento maior que a força de solenóide (curva 1) e portanto a nova vazão qv_7 não será atingida a menos que Δp_v diminua.

Quando se deseja manter uma vazão constante, é fundamental que se mantenha a diferença de pressão Δp_v constante ou seja, a pressão de carga p_c também deverá permanecer constante. Para que isto ocorra, em sistemas de controle onde ocorrem grandes variações de

carga, válvulas com compensação de pressão deverão ser usadas. Para válvulas proporcionais sem compensação de pressão e que estão sujeitas a uma redução da pressão de carga (p_c), a diferença de pressão Δp_v aplicada na válvula aumentará fazendo com que a força F_{esc} seja superior à força do solenóide.

Esta curva (Figura 3.13) é apresentada por alguns fabricantes como curva de limite de aplicação, como por exemplo BOSCH e VICKERS, representando a área de utilização para diferentes Δp_v e q_v , limitados pela linha da força de escoamento. Esforços acima desta faixa, determinam a utilização de válvulas duplo estágio ou pré operadas onde o esforço para vencer as forças de escoamento no carretel principal (2º estágio) é conseguido pelo desequilíbrio da pressão de pilotagem provocado pela válvula diretamente operada do primeiro estágio.

b) Limite de Potência

A potência transferida para uma carga é dada pelo produto da pressão de carga p_c pela vazão de carga q_{vC} . Para um deslocamento positivo e assumindo-se uma válvula de 3 ou 4 vias, centro crítico e com orifícios iguais e simétricos, a equação da vazão de carga é dada por:

$$q_{vC}^{4vias} = \frac{cd}{\sqrt{\rho}} \cdot w \cdot X_v \cdot \sqrt{p_s - p_c}; \quad q_{vC}^{3vias} = \frac{cd \cdot \sqrt{2}}{\sqrt{\rho}} \cdot w \cdot X_v \cdot \sqrt{p_s - p_c} \quad (3.32)$$

onde a expressão $[w \cdot X_v] = \text{área}$ e pode também ser colocada sob forma de tensão “ U_e ” ou corrente “ i ”. A figura 3.14 mostra a curva da equação 3.32 normalizada em função de U_{en} , q_{vn} e p_n .

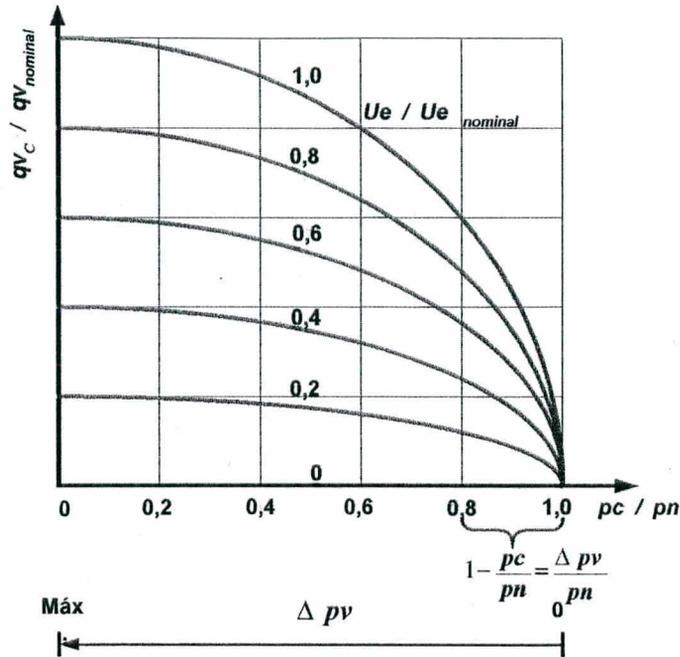


Fig. 3.14 – Curvas de Vazão-Pressão de válvulas *VCCD* (DE NEGRI, 1987).

Do gráfico verifica-se que para cada valor de entrada na válvula (*Ue*), tem-se uma curva característica *qv_c* x *pc*. Para um determinado valor de *pc* tem-se vários valores de vazão em função de uma entrada (*Ue*). Porém para pressões de carga muito próxima à pressão nominal (pressão de suprimento menos a pressão de retorno), todas as curvas convergem de forma acentuada para a vazão nula apresentando um comportamento fortemente não linear e com erros em regime acentuados para aplicações que utilizam malhas de controle de posição.

A potência fornecida à carga é então dada por:

$$P = pc \cdot qv_c = Cd \cdot w \cdot Xv \cdot \left(\frac{ps}{\rho}\right)^{1/2} \cdot ps \cdot \left(\frac{pc}{ps}\right) \cdot \left(1 - \frac{pc}{ps}\right)^{1/2} \tag{3.33}$$

que é representada pelo gráfico na figura 3.15 onde se pode verificar que:

- para $pc = ps$, $\Rightarrow \Delta pv$ na válvula é igual a zero ou seja, atuador parado;
- para $pc = 0$, \Rightarrow não há pressão requerida pela carga, ou seja $\Rightarrow P = 0$;
- para $pc = 2/3 ps$ $\Rightarrow pc / ps = 0,66$ tem-se a Potência máxima $\Rightarrow P_{max}$;

O ponto onde o valor da potência de carga é máxima ($pc = 2/3 ps$), é obtido igualando a zero a derivada 1º da equação 3.33 em relação a pressão de carga pc .

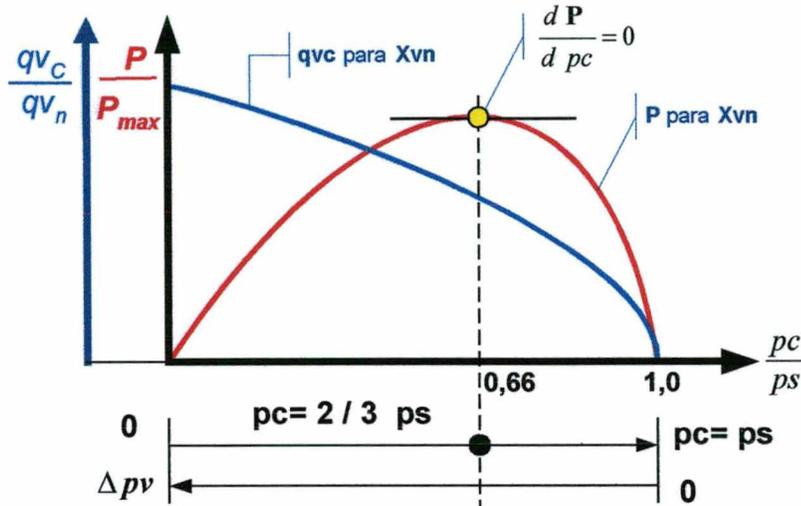


Fig 3.15 – Curva de potência de carga e curva de vazão de carga (MERRITT, 1967).

Um método clássico de seleção de válvulas segundo o tamanho nominal, é seleccionar uma válvula com uma vazão de carga “ qv_n ” para um valor de entrada (Ue_n), que atenda todos os pontos da pressão de carga “ pc ” esperado pelo projeto, tal que a pressão de carga seja sempre menor que 2/3 da pressão de suprimento ps (MARTIN, 1995; MCCLOY, 1973).

A relação ($pc < 2/3 ps$) é utilizada na prática para cálculo da área do cilindro e conforme pode ser visto na figura 3.15, quando pc se aproxima de ps o atuador tende a parar pois o Δpv da válvula tende a zero. Segundo MERRITT (1967), quando isto ocorre o ganho de vazão decresce e a válvula tende a perder o controle da carga. Assim, para que se tenha uma máxima potência de saída da válvula, o ponto de trabalho é seleccionado para que a queda de pressão na válvula (Δpv) seja de 1/3 da pressão de suprimento.

3.4 - ANÁLISE DE SISTEMAS DE CONTROLE

Entende-se por análise de sistema de controle, a investigação do desempenho estático e dinâmico durante o regime permanente e transiente respectivamente. Através desta investigação procura-se estudar as características de estabilidade a qual é uma exigência primordial para um sistema de controle. Desta forma, num sistema em malha fechada deseja-se que o desempenho esteja dentro das características especificadas, as quais podem ser uma resposta razoavelmente rápida e uma capacidade de reduzir um erro a zero ou a um valor tolerável.

Através de modelos matemáticos do sistema, esta análise é feita utilizando-se a teoria de controle que pode descrever as equações matemáticas sob a forma de entrada - saída, que é fundamentada na teoria das funções de variáveis complexas (Transformada de Laplace), ou na forma de descrição por variáveis de estado onde as equações que descrevem o sistema são transformadas em um conjunto de equações de primeira ordem interligadas entre si (DE NEGRI, 1988).

A forma de representação do modelo dependerá do problema em análise, ou seja, em problemas de controle ótimo, é vantajoso usar representações por variáveis de estados e para a análise de resposta transitória ou de resposta de frequência de sistemas de entrada simples, saída simples, lineares e invariantes no tempo, a representação por função transferência pode ser mais conveniente que qualquer outra (OGATA, 1993). Neste trabalho, serão apresentadas as técnicas que descrevem as equações sob a forma de entrada e saída também conhecida por teoria clássica de controle.

3.4.1 – Técnica de Linearização.

A técnica de linearização possibilita condensar pequenas variações das variáveis do sistemas em torno de um ponto. Se o sistema opera em torno de um ponto de equilíbrio e se as

variações dos sinais envolvidos são pequenas, então é possível aproximar o sistema não linear por um sistema linear (WATTON, 1989; MARTIN, 1995; MCCLOY, 1973).

O processo de linearização de sistemas não lineares é importante, pois pela linearização das equações não lineares é possível aplicar os métodos de análise linear que produzirão informações sobre o desempenho de sistemas não lineares (OGATA, 1993).

3.4.2 – Diagrama de Blocos.

A partir das equações diferenciais que descrevem um componente do sistema, ou uma combinação entre eles, é possível representar um diagrama de blocos que permite expressar de maneira mais amigável o relacionamento entre os componentes requerido pelo sistema. Na figura (3.16) apresenta-se um diagrama de blocos genérico representando um sistema de controle em circuito fechado onde (LEWIS & STERN, 1962):

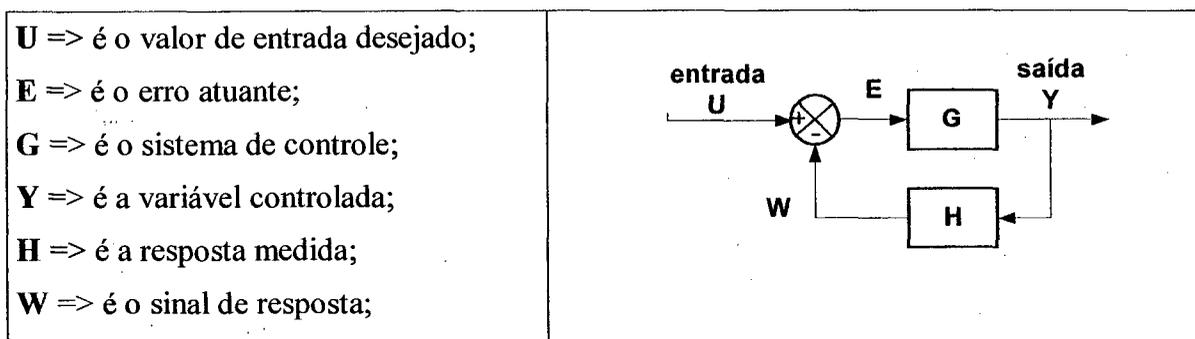


Fig. 3.16 – Diagrama de bloco genérico.

Os blocos G e H representam as características dinâmicas do sistema proposto cujas equações podem ser escritas como,

$$\begin{aligned} \Rightarrow \quad Y &= GE; \\ \Rightarrow \quad W &= HY; \\ \Rightarrow \quad E &= U - W. \end{aligned}$$

A função transferência malha aberta do sistema é definido como o ganho do erro do sinal E para a resposta do sinal W com o laço aberto. Ou seja,

$$\frac{W}{E} = G \cdot H;$$

A função transferência em malha fechada é definida como o ganho da referência de entrada U para a saída Y com o laço fechado. Ou seja,

$$\frac{Y}{U} = \frac{G}{1 + G \cdot H};$$

3.4.3 – Função Transferência.

A função transferência que representa todo o sistema, é uma equação diferencial devidamente manipulada em função da relação de saída pela entrada, tanto em regime transiente como em regime permanente. Como na figura (3.16), um conjunto de válvula e cilindro pode ser representado na forma de diagrama de blocos. Logo, a função transferência em malha fechada escrita a partir da combinação das equações que descrevem o conjunto é dada por:

$$\frac{Y}{U} = \frac{K}{s \cdot \left(\frac{1}{\omega_n^2} \cdot s^2 + \frac{2\xi}{\omega_n} \cdot s + 1 \right)}, \quad \text{onde } K \text{ é uma razão entre a saída e a entrada ou}$$

ganho em regime permanente. Uma representação mais detalhada da função acima descrita pode ser encontrada DE NEGRI (1988).

Após a determinação da função transferência e calculados todos os valores, passa-se para a etapa de análise do desempenho dinâmico e da estabilidade do sistema. Dentre os métodos que mostram graficamente ou analiticamente o comportamento ou estabilidade estão o critério de Routh's, de Nyquist, o Diagrama de Bode e o método do Lugar das Raízes.

3.4.4 - Lugar das Raízes.

Este método proporciona ao projetista subsídios para a análise de problemas que envolvem a seleção de um valor de parâmetro particular, de forma que as características da resposta transitória sejam satisfatórias (OGATA, 1993).

Na figura (3.17) tem-se uma função transferência em malha fechada para um modelo genérico. A equação característica para o sistema é obtida igualando-se o denominador a zero. Isto é,

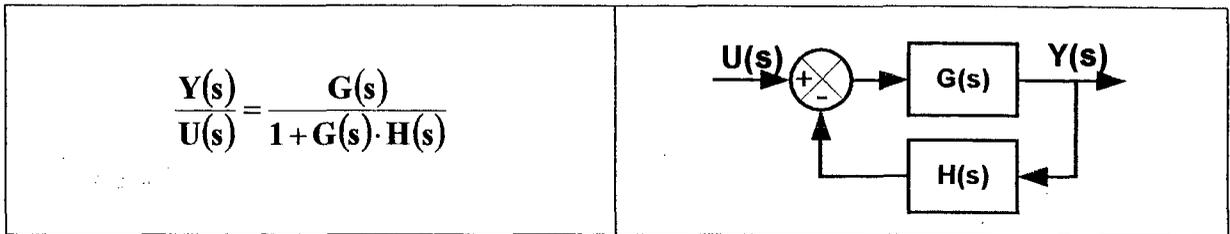


Fig. 3.17 – Sistema de controle em malha fechada.

$1 + G(s) \cdot H(s) = 0$; é a equação característica.

As raízes da equação característica são denominadas pólos em malha fechada. Admitindo-se que $G(s) \cdot H(s)$ seja uma razão de polinômios em (s) e que possui um parâmetro de ganho (K), as raízes da equação característica (pólos a malha fechada) podem ser determinadas a partir da magnitude deste ganho. Fazendo-se variar o valor do ganho (K) de zero a infinito e traçando os pontos das raízes do sistema, tem-se uma curva denominada lugar das raízes do sistema.

Desenvolvido por W. R. Evans, o *método do Lugar das raízes*, extensivamente usado em engenharia de controle, mostra o lugar das raízes da equação característica através de um gráfico (no plano complexo) a partir da variação de um parâmetro do sistema.

3.4.5 – Resposta Transitória.

Na fase de análise de sistemas de controle, determina-se o desempenho de um dado sistema comparando a resposta deste com a de outros sistemas obtidas para um mesmo sinal de entrada. Os sinais mais comuns são as funções degrau, rampa, impulso etc. A escolha da melhor forma de sinal de entrada dependerá da maneira que o sistema funciona durante a operação. Assim, se o sistema trabalha com sinais de entrada que variam gradualmente, o melhor sinal de

teste é o da função rampa; por outro lado, se o sistema recebe choques como sinais de entrada, o sinal indicado para teste será a função impulso (ANDERSON, 1988; OGATA, 1993).

Para um sistema de 1ª ORDEM, a função transferência é dada por,

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K}{\tau s + 1} \quad \text{Calculando a transformada inversa de Laplace (}\mathcal{L}^{-1}\text{) tem-se a}$$

expressão da resposta no tempo. Assim, para um sinal de entrada em degrau unitário ($U(s) = 1$), a resposta no tempo é dada por,

$$y(t) = K \cdot \left(1 - e^{-t/\tau} \right); \quad (t \geq 0). \quad (3.34)$$

Da equação (3.34) obtém-se a velocidade $v(t)$ e a aceleração $a(t)$ derivando a expressão como:

$$y'(t) = v(t) = K \cdot \left(\frac{1}{\tau} \cdot e^{-t/\tau} \right); \quad (t \geq 0). \quad (3.35)$$

$$y''(t) = a(t) = K \cdot \left(-\frac{1}{\tau^2} \cdot e^{-t/\tau} \right); \quad (t \geq 0). \quad (3.36)$$

A figura 3.18 representa a curva da resposta $y(t)$ da equação (3.34) em função da constante de tempo τ . Percebe-se que para $t \geq 4\tau$ a resposta permanece dentro de 2% do valor final que é uma estimativa de tempo de acomodação em regime permanente.

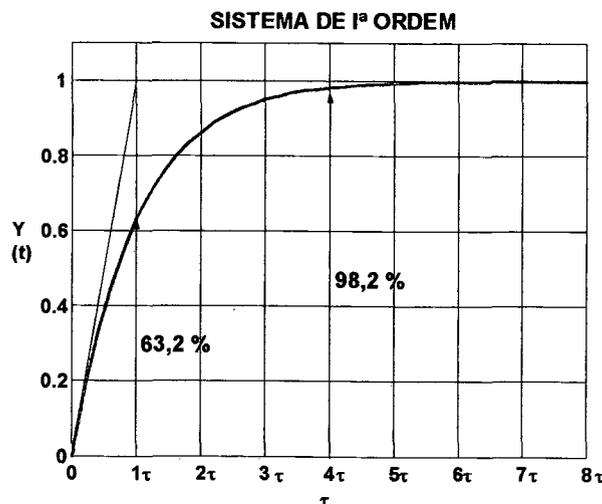


Fig. 3.18 – Resposta do sistema de 1ª ORDEM ao degrau unitário.

Para um sistema de 2ª ORDEM, a função transferência é dada pela expressão,

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K \cdot u_d \cdot \omega_n^2}{s^2 + 2\omega_n s + \omega_n^2}. \quad \text{Onde } u_d \text{ é o valor do degrau e } K \text{ o ganho de regime}$$

permanente.

Aplicando-se a transformada inversa de Laplace (\mathcal{L}^{-1}) para um sinal de entrada em degrau unitário tem-se a resposta $y(t)$ para:

- Sistema subamortecido ($0 < \xi < 1$).

$$y(t) = K \cdot \left[1 - e^{-\xi\omega_n t} \cdot \cos \omega_d t - e^{-\xi\omega_n t} \cdot \frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \cdot \text{sen } \omega_d t \right]; \quad (t \geq 0). \quad (3.37)$$

$$y'(t) = K \cdot e^{-\xi\omega_n t} \left[\frac{\omega_n}{\sqrt{1-\xi^2}} \cdot \text{sen } \omega_d t \right]; \quad (t \geq 0). \quad (3.38)$$

$$y''(t) = K \cdot e^{-\xi\omega_n t} \cdot \left[\frac{\omega_n^2}{\sqrt{1-\xi^2}} \cdot \text{sen} \left(\omega_d t + \tan^{-1} \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi} \right) \right]; \quad (t \geq 0). \quad (3.39)$$

- Sistema com amortecimento crítico ($\xi = 1$).

$$y(t) = K \cdot \left[1 - e^{-\omega_n t} (1 + \omega_n \cdot t) \right]; \quad (t \geq 0). \quad (3.40)$$

$$y'(t) = K \cdot \left[\omega_n^2 \cdot t \cdot e^{-\omega_n t} \right]; \quad (t \geq 0). \quad (3.41)$$

$$y''(t) = K \cdot \left[\omega_n^2 \cdot e^{-\omega_n t} (1 - \omega_n \cdot t) \right]; \quad (t \geq 0). \quad (3.42)$$

- Sistema sobreamortecido ($\xi > 1$).

$$y(t) = K \cdot \left[1 + \frac{\omega_n}{2 \cdot \sqrt{\xi^2 - 1}} \cdot \left(\frac{e^{-a_1 t}}{a_1} - \frac{e^{-a_2 t}}{a_2} \right) \right]; \quad (t \geq 0). \quad \text{onde,}$$

$$a_1 = (\xi + \sqrt{\xi^2 - 1}) \cdot \omega_n \quad \text{e} \quad a_2 = (\xi - \sqrt{\xi^2 - 1}) \cdot \omega_n.$$

A equação acima representa a resposta do sistema e pode ser simplificada para um sistema de primeira ordem desprezando-se um dos termos das exponenciais. Isto deve-se ao fato de que a exponencial com menor constante de tempo (mais rápida) pode ser desprezada. Assim, para valores de $|a_2| \ll |a_1|$, tem-se que a resposta do sistema é similar à resposta de um sistema de primeira ordem e a equação pode ser escrita como,

$$y(t) = \mathbf{K} \cdot \left[1 - e^{-(\xi - \sqrt{\xi^2 - 1}) \cdot \omega_n t} \right]; \quad (3.43)$$

$$y'(t) = \mathbf{K} \cdot \left[(\xi - \sqrt{\xi^2 - 1}) \cdot \omega_n \cdot e^{-(\xi - \sqrt{\xi^2 - 1}) \cdot \omega_n t} \right]; \quad (3.44)$$

$$y''(t) = \mathbf{K} \cdot \left[-(\xi - \sqrt{\xi^2 - 1})^2 \cdot \omega_n^2 \cdot e^{-(\xi - \sqrt{\xi^2 - 1}) \cdot \omega_n t} \right]; \quad (3.45)$$

▪ Sistema sem amortecimento ($\xi = 0$).

$$y(t) = \mathbf{K} \cdot [1 - \cos \omega_n t]; \quad (t \geq 0). \quad (3.46)$$

A curva da resposta ao degrau unitário para um sistema de 2ª ORDEM está representada na figura 3.19 para valores de (ξ) variando de 0 a 2. Percebe-se que para sistemas subamortecido com (ξ) variando entre (0,4) e (0,8), o tempo de acomodação do sistema é maior do que para o sistema com amortecimento crítico ou sobreamortecido (FRANKLIN, 1994; OGATA, 1993).

Para sistemas de 2ª ORDEM, tem-se que a constante de tempo (τ) na equação (3.37 a

3.39) é dada por $\tau = \frac{1}{\xi \cdot \omega_n}$, ou seja, para uma dada frequência natural (ω_n) o tempo de

amortecimento é função do coeficiente de amortecimento (ξ). Utilizando de critério de faixa de

tolerância para a resposta em regime permanente, tem-se que para um coeficiente de amortecimento em torno de (0,7) o tempo de amortecimento é dado por,

$$t_s = 4.\tau = \frac{4}{\xi.\omega_n}; \quad \text{para um critério de 2\%}. \quad (3.47)$$

$$t_s = 3.\tau = \frac{3}{\xi.\omega_n}; \quad \text{para um critério de 5\%}. \quad (3.48)$$

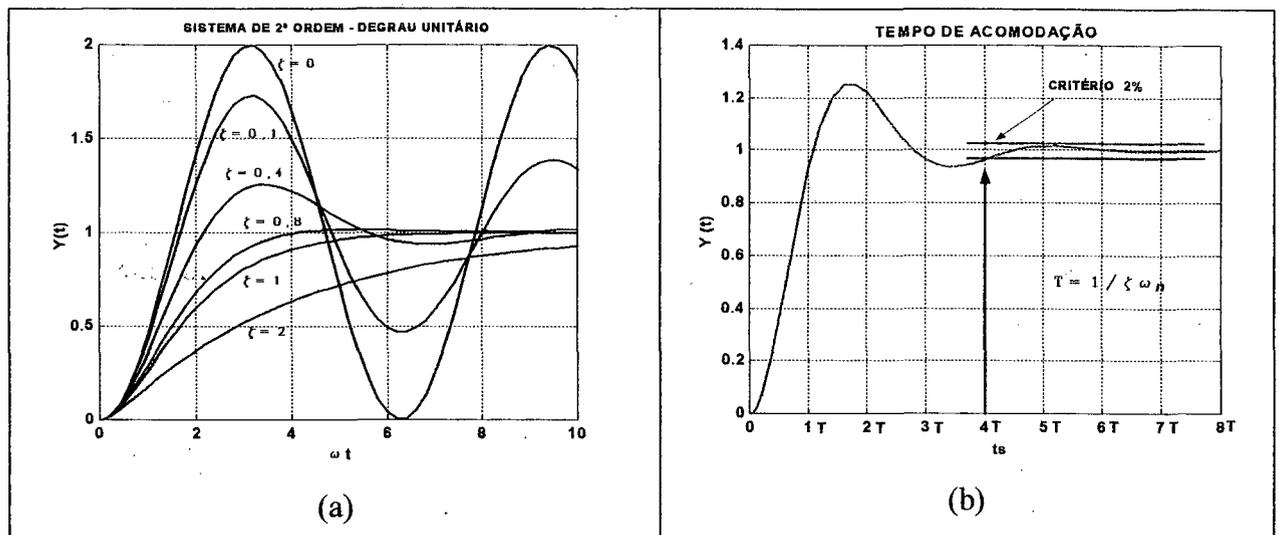


Fig. 3.19 – Resposta ao degrau unitário de um sistema de 2ª ORDEM.

3.5 – MODELAGEM DOS CIRCUITOS DE ATUAÇÃO HIDRÁULICOS

Nesta seção estuda-se a modelagem dos principais subsistemas que compõem os sistemas hidráulicos, incluindo a obtenção detalhada dos modelos matemáticos. Alguns dos trabalhos já desenvolvidos no LASHIP podem ser citados como fonte de consultas, devendo-se ressaltar os trabalhos de DE NEGRI (1987) e ANDRIGHETTO (1996) que tratam de modelos matemáticos dos principais elementos que constituem os servomecanismos de hidráulica, lançando mão da teoria clássica de controle para a análise de sistemas.

Para melhor compreensão do estudo da modelagem, apresenta-se dois exemplos de sistemas de controle de posição, a saber:

- Controle de posição de um cilindro assimétrico com uma válvula 3 vias;

- Controle de posição de um cilindro simétrico com uma válvula 4 vias.

3.5.1 - Cilindro Assimétrico com uma Válvula 3 Vias

3.5.1.1 - Descrição

A combinação de válvula 3 vias com cilindro diferencial (assimétrico) pode ser encontrada em várias aplicações de controle de posição em circuitos hidráulicos. Encontrado na literatura como um caso clássico de controle de posição, este conjunto tem como maior vantagem o uso de uma válvula de 3 vias para controle de uma única câmara. Embora este fato represente uma redução de custos, é comum também encontrar o uso de válvulas 4 vias para o controle de um cilindro assimétrico. Tal concepção pode ser conseguida com o bloqueio de uma das vias como mostra a figura 3.20. Verifica-se nesta figura que o lado da haste do cilindro está ligado à pressão de suprimento e o lado do êmbolo (câmara de controle) está ligado à uma das vias da válvula. Considerando-se que a válvula é de centro crítico, os movimentos do cilindro serão dados pelo deslocamento do carretel da válvula ou seja: - o cilindro avança quando a linha de suprimento for ligada ao lado do êmbolo do cilindro para qualquer deslocamento do carretel da válvula (no sentido avançar); - o cilindro recua quando a câmara de controle for ligada para o reservatório para qualquer deslocamento do carretel da válvula no sentido contrário.

Este trabalho envolverá somente válvulas proporcionais de centro subcrítico de três vias conforme pode ser visto na figura 3.20. Na região subcrítica as câmaras de suprimento, reservatório e carga ficam interligadas e a vazão para o cilindro é decorrente da relação de abertura dos orifícios de controle junto a linha de suprimento e retorno.

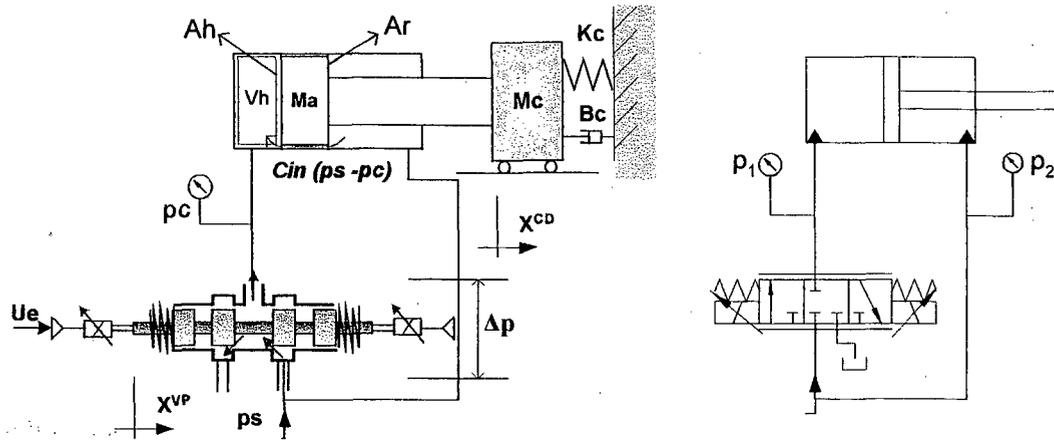


Fig.3.20 – Controle de posição com válvula 3 vias com cilindro assimétrico.

3.5.1.2 – Modelagem Matemática

a) Válvula Proporcional

- Relação entre a corrente e a tensão da entrada em um solenóide

$$U_e = L_b \cdot \frac{d I_m}{d t} + R_b \cdot I_m;$$

aplicando Laplace com condições iniciais nulas tem-se que

$$U_e(s) = (L_b s + R_b) \cdot I_m(s);$$

onde,

$U_e \Rightarrow$ Tensão no solenóide [V];

$L_b \Rightarrow$ Indutância da bobina do solenóide [Henry];

$I_m \Rightarrow$ Corrente [A];

$R_b \Rightarrow$ Resistência da bobina do solenóide [Ω].

- Equação do Movimento

$$F = M \cdot \frac{d^2 X^{VP}}{d t^2} + B_c \cdot \frac{d X^{VP}}{d t} + K_x \cdot X^{VP};$$

onde,

$F \Rightarrow$ Força para movimentar o carretel;

$M \Rightarrow$ Massa do carretel da VP;

$Bc \Rightarrow$ Amortecimento viscoso do carretel da VP;

$Kx \Rightarrow$ Constante elástica da mola do carretel da VP;

Em se tratando de uma válvula proporcional de um só estágio, a força de deslocamento do carretel é proporcional à corrente Im através da bobina e a equação do movimento pode ser expressa por;

$$Kf \cdot Im = Mt \cdot \frac{d^2 X^{VP}}{dt^2} + Bc \cdot \frac{d X^{VP}}{dt} + Kx \cdot X^{VP};$$

aplicando Laplace e substituindo Im tem-se,

$$(Mts^2 + Bcs + Kx) \cdot X^{VP}(s) = Kf \cdot \frac{Ue(s)}{(Lbs + Rb)};$$

segundo ANDRIGHETTO (1996), o efeito indutivo da bobina provoca um atraso da corrente em relação à tensão aplicada. Válvulas proporcionais possuem circuitos eletrônicos que controlam diretamente a corrente e não a tensão, o que torna possível compensar este atraso. Desta forma, desconsiderando a indutância da bobina, a equação acima pode ser escrita como:

$$\left(\frac{M}{Kx} s^2 + \frac{Bc}{Kx} s + 1 \right) \cdot X^{VP}(s) = K^{VP} \cdot Ue(s) \quad (3.49)$$

onde $K^{VP} = \frac{Kf}{Rb} \cdot \frac{1}{Kx}$ é o ganho da válvula VP. A equação (3.49) é a equação da válvula

VP em função da tensão Ue como entrada e deslocamento X^{VP} como saída.

- Equação da Vazão

Após a linearização da equação da vazão de controle pode-se escrever:

$$qv = Kq_0 \cdot X^{VP} - Kc_0 \cdot pc . \quad (3.50)$$

b) - Cilindro Assimétrico CD

- Equação da Continuidade

$$qv + Cin \cdot (ps - pc) = \frac{dVh}{dt} + \frac{Vh}{\beta e} \cdot \frac{dpc}{dt} , \quad (3.51)$$

onde

$Cin \cdot (ps - pc)$ => Vazamento para a câmara do volume de controle;

$\frac{dVh}{dt}$ => Variação do volume no lado do êmbolo, tal que

$Vh = V_0 + Ah \cdot X^{CD}$ => volume inicial + volume deslocado;

$\frac{Vh}{\beta e} \cdot \frac{dpc}{dt}$ => Efeito da compressibilidade no fluido;

Ah => Área da câmara do volume de controle.

Se $Vh = V_0 + Ah \cdot X^{CD}$ a equação pode ser escrita como:

$$qv = Ah \cdot \dot{X}^{CD} + \frac{(V_0 + Ah \cdot X^{CD})}{\beta e} \cdot pc + Cin \cdot pc - Cin \cdot ps .$$

Assumindo que o êmbolo do cilindro CD tenha pequenos deslocamentos tal que

$|Ah \cdot X^{CD}| \ll V_0$ a equação poderá ser linearizada no ponto (X_0^{CD}) .

Então se $qv = f\left(pc, \dot{pc}, \dot{X}^{CD}, ps\right)$ tem-se através de uma expansão em série de Taylor

como:

$$f\left(\dot{X}^{CD}, \dot{pc}, pc, ps\right) = f\left(\dot{X}_0^{CD}, \dot{pc}_0, pc_0, ps_0\right) + \left(\dot{X}_0 - \dot{X}_0^{CD}\right) \cdot \left. \frac{\partial f\left(\dot{X}^{CD}, \dot{pc}, pc, ps\right)}{\partial \dot{X}^{CD}} \right|_{\dot{X}_0^{CD}} +$$

$$\left(\dot{pc} - \dot{pc}_0\right) \cdot \left. \frac{\partial f\left(\dot{X}^{CD}, \dot{pc}, pc, ps\right)}{\partial \dot{pc}} \right|_{\dot{pc}_0} + \left(pc - pc_0\right) \cdot \left. \frac{\partial f\left(\dot{X}^{CD}, \dot{pc}, pc, ps\right)}{\partial pc} \right|_{pc_0} + \dots$$

Considerando-se que os termos com derivadas de ordem superior sejam muito pequenos e que a pressão de suprimento “ps” é constante, da equação (3.51) tem-se,

$$qv - q_0 = \left(\dot{X}^{CD} - \dot{X}_0^{CD}\right) \cdot Ah + \left(\dot{pc} - \dot{pc}_0\right) \cdot \frac{V_0}{\beta e} + Cin(pc - pc_0) \quad \text{ou}$$

$$\delta qv = \delta \dot{X}^{CD} \cdot Ah + \delta \dot{pc} \cdot \frac{V_0}{\beta e} + \delta pc \cdot Cin \tag{3.52}$$

A equação (3.52) é a equação da continuidade para comando (acionamento) do cilindro CD linearizada no ponto (X_0^{CD}). Ou seja, trata-se da variação da vazão (δq_v) em função da variação de suas variáveis no ponto de operação. Para simplificar a redação, referencia-se a equação da continuidade do cilindro CD como a equação (3.53) abaixo, que após a aplicação de Laplace, tem-se:

$$qv(s) = Ahs \cdot X^{CD}(s) + \left[\frac{V_0}{\beta e} \cdot s + Cin \right] \cdot pc(s) \tag{3.53}$$

• Equação do Movimento

A força necessária para movimentar as partes móveis do cilindro CD é determinada através da aplicação da 2ª lei de Newton ao sistema. Aqui a força disponível é dada pela diferença da força do lado da câmara de controle (pressão pc) e a força do lado da pressão de

suprimento ($p_s = \text{cte.}$) que deve vencer as forças de inércia, atrito viscoso e mola. Assim a equação que representa o movimento do êmbolo do cilindro CD é dada por:

$$(p_c \cdot A_h) - (p_s \cdot A_r) = M \cdot \frac{d^2 X^{CD}}{dt^2} + B_c \cdot \frac{d X^{CD}}{dt} + K_x \cdot X^{CD}; \quad (3.54)$$

onde,

$A_r \Rightarrow$ Área da câmara do lado da haste (pressão de suprimento);

$M \Rightarrow$ Massa total que é o somatório de:

- M_e = massa do êmbolo;

- M_c = massa da carga;

- M_f = massa do fluido.

$B_c \Rightarrow$ Coeficiente de amortecimento viscoso;

$K_x \Rightarrow$ Rigidez da mola;

$X^{CD} \Rightarrow$ Deslocamento do êmbolo do cilindro;

Linearizando a equação 3.54 no ponto de operação tem-se que

$\Sigma F_e = f\left(X^{CD}, \dot{X}^{CD}, \ddot{X}^{CD}, p_c\right)$ é uma função que representada em uma expansão em série de

Taylor transforma-se em

$$\begin{aligned} (p_c - p_{c_0}) \cdot \frac{\partial F_e}{\partial p_c} - (p_s - p_{s_0}) \cdot \frac{\partial F_e}{\partial p_s} &= \left(\ddot{X}^{CD} - \ddot{X}_0^{CD} \right) \cdot \frac{\partial F_e}{\partial \ddot{X}^{CD}} + \\ &+ \left(\dot{X}^{CD} - \dot{X}_0^{CD} \right) \cdot \frac{\partial F_e}{\partial \dot{X}^{CD}} + \left(X^{CD} - X_0^{CD} \right) \cdot \frac{\partial F_e}{\partial X^{CD}} + \dots \end{aligned} \quad (3.55)$$

Desprezando os termos com derivadas de ordem superior e considerando “ps” constante, substituindo na equação (3.55) tem-se,

$$\delta p_c = \delta \ddot{X}^{CD} \cdot \frac{M}{Ah} + \delta \dot{X}^{CD} \cdot \frac{Bc}{Ah} + \delta X^{CD} \cdot \frac{Kx}{Ah}$$

A equação acima é a variação da pressão da câmara de controle em função da variação da aceleração, velocidade e deslocamento do êmbolo no ponto de operação X_0^{CD} . Para simplificar, referencia-se a equação do movimento do cilindro CD linearizada após a aplicação de Laplace como:

$$pc(s) = \frac{[Mts^2 + Bcs + K^{CD}]}{Ah} \cdot X^{CD}(s) \tag{3.56}$$

onde, Kx é igual a K^{CD} .

- Função Transferência em Malha Aberta da VP + CD

Das equações (3.50) e (3.53) tem-se,

$$Kq_0 \cdot X^{VP}(s) - Kc_0 \cdot pc(s) = \left(\frac{V_0}{\beta e} \cdot s + Cin \right) \cdot pc(s) + Ah \cdot s \cdot X^{CD}(s)$$

$$Kq_0 \cdot X^{VP}(s) = \left(\frac{V_0}{\beta e} \cdot s + (Cin + Kc_0) \right) \cdot pc(s) + Ah \cdot s \cdot X^{CD}(s) \tag{3.57}$$

substituindo-se a equação (3.56) na equação (3.57) tem-se então que:

$$\begin{aligned} Kq_0 \cdot X^{VP}(s) = & \\ = & \left[\left(\frac{M \cdot V_0}{\beta e \cdot Ah} \right) s^3 + \left(\frac{Bc \cdot V_0 + M(Cin + Kc_0)\beta e}{\beta e \cdot Ah} \right) s^2 + \left(\frac{\beta e Bc(Cin + Kc_0) + V_0 \cdot K^{CD}}{\beta e \cdot Ah} \right) s \right] X^{CD}(s) + \\ & + \left[\frac{K^{CD}}{Ah} \cdot (Cin + Kc_0) \right] \cdot X^{CD}(s) + Ah \cdot s \cdot X^{CD}(s); \end{aligned}$$

$$= \left[\left(\frac{M \cdot V_0}{\beta e \cdot Ah} \right) s^3 + \left(\frac{Bc \cdot V_0 + M(Cin + Kc_0)\beta e}{\beta e \cdot Ah} \right) s^2 + \left(\frac{\beta e Bc(Cin + Kc_0) + V_0 \cdot K^{CD}}{\beta e \cdot Ah} + Ah \right) s + \right] X^{CD}(s) + \left[\frac{K^{CD}}{Ah} \cdot (Cin + Kc_0) \right] \cdot X^{CD}(s). \tag{3.58}$$

A equação (3.58) descreve a função transferência do sistema VP + CD para uma entrada do deslocamento do carretel da válvula X^{VP} e uma saída X^{CD} que é o deslocamento do êmbolo do cilindro CD.

Para se obter o diagrama de blocos do sistema VP + CD, basta agrupar os diagramas referentes às respectivas funções transferências dadas pelas equações (3.50), (3.53), e (3.56).

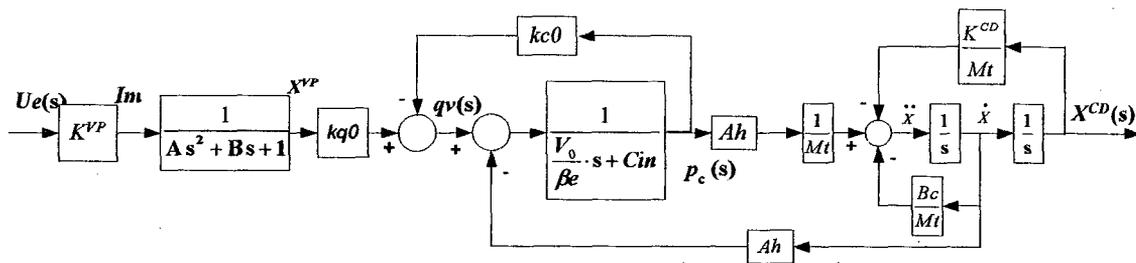


Fig.3.21 – Diagrama de blocos detalhado do sistema VP + CD em malha aberta.

O diagrama da figura 3.21 mostra um sistema cuja entrada Ue (tensão de entrada) na válvula VP é transformada em uma saída X^{CD} (deslocamento do êmbolo) no cilindro CD.

3.5.2 - Cilindro Simétrico com uma Válvula 4 vias

3.5.2.1 - Descrição

A figura 3.22 representa uma válvula proporcional quatro vias controlando um cilindro simétrico. Como apresentado no primeiro caso, para a análise da válvula aqui também será considerado uma válvula de centro crítico e simétrica.

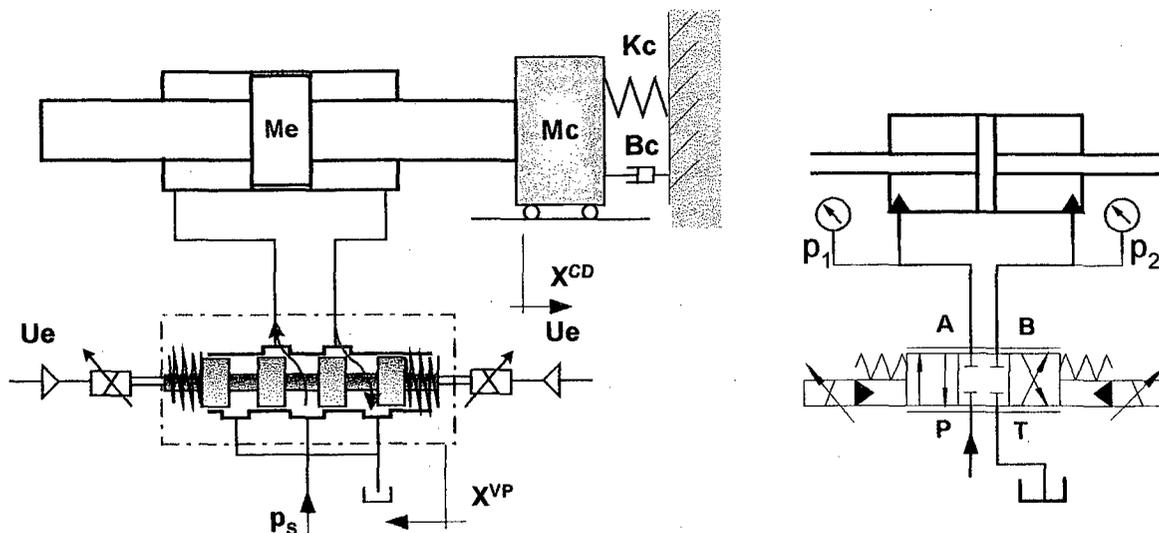


Fig. 3.22 – Controle de posição com válvula 4 vias e cilindro simétrico.

Quando o carretel da válvula se desloca no sentido para avançar o cilindro, a pressão de suprimento que passa pela válvula através da via “A” ($P \Rightarrow A$) provoca um acréscimo da pressão de controle na câmara A (p_A) desequilibrando as forças de equilíbrio e deslocando o êmbolo do cilindro no sentido estipulado pelo comando. Ao mesmo tempo na câmara de controle B (p_B) o óleo está sendo comprimido e forçado a sair pela via “B” da válvula ($B \Rightarrow T$) em direção ao reservatório. Portanto a pressão de carga (p_c) agora é a diferença de pressão entre as câmaras A e B e o “ Δp ” da válvula é a soma dos Δp_A e Δp_B .

3.5.2.2 – Modelagem Matemática

a) Válvula Proporcional

- Equação da vazão de controle - “ q_v^{VP} ”.

A equação linearizada no ponto de operação nulo para a vazão de controle é dada por

$$\delta q_v^{VP} = k_{q_0} \cdot \delta X^{VP} - K_{c_0} \cdot \delta p_c ; \tag{3.59}$$

b) Cilindro

- Equação da continuidade do cilindro

A equação (3.60) é equação da vazão de controle do cilindro “ qv^{CD} ” linearizada no ponto de operação aplicada a atuadores lineares simétricos. Ou seja, com volumes iniciais iguais nas linhas 1 e 2 (DE NEGRI, 1987).

$$qv^{CD} = \frac{Vt}{4 \cdot \beta_{eo}} \cdot \frac{dpc}{dt} + (Cin) \cdot pc + Ap \cdot \frac{dX^{CD}}{dt}; \quad (3.60)$$

onde,

$Vt \Rightarrow$ é o volume total contido em ambas as linhas ou seja: $Vt = V_1 + V_2 = 2 \cdot Vl_0$ [m³];

$Vl_0 \Rightarrow$ é o volume inicial nas linhas;

$V_1 = V_2 \Rightarrow$ é o volume da câmara + linha;

$Cin \Rightarrow$ é o coeficiente de vazamento interno [m³·s⁻¹·Pa⁻¹];

$Ap \Rightarrow$ é a área do cilindro [m²];

$X^{CD} \Rightarrow$ é o deslocamento do cilindro [m];

- Equação do movimento do cilindro

$$Ap \cdot pc^{CD} = (Me + Mc + Mf) \cdot \frac{d^2 X^{CD}}{dt^2} + Bc \cdot \frac{d X^{CD}}{dt} + Kc \cdot X^{CD} + Fc; \text{ onde,} \quad (3.61)$$

$Mt = (Me + Mc + Mf) \Rightarrow$ é a massa total [kg];

$Me \Rightarrow$ é a massa do embolo do cilindro;

$Mc \Rightarrow$ é a massa da carga;

$Mf \Rightarrow$ é a massa efetiva do fluido;

$Bc \Rightarrow$ é o coeficiente de amortecimento viscoso do cilindro [N s m⁻¹];

$Kc \Rightarrow$ é a rigidez associada à carga $[N m^{-1}]$;

$Fc \Rightarrow$ é a força da carga $[N]$.

Escrevendo a equação 3.61 em função de pc^{CD} tem-se,

$$pc^{CD} = \frac{Mt}{Ap} \cdot \frac{d^2 X^{CD}}{dt^2} + \frac{Bc}{Ap} \cdot \frac{dX^{CD}}{dt} + \frac{Kc}{AP} \cdot X^{CD} + \frac{Fc}{Ap} \quad (3.62)$$

que linearizada e colocada na forma de Laplace pode ser escrita como:

$$\left[\delta pc(s) - \delta \frac{Fc}{Ap} \right] = \left[\frac{Mt \cdot s^2 + Bc \cdot s + Kc}{Ap} \right] \cdot \delta X^{CD}(s); \quad (3.63)$$

Função transferência em malha aberta do sistema válvula cilindro ($X^{VP} + X^{CD}$).

Considerando que a vazão que sai da válvula é igual à vazão que entra no cilindro, das equações (3.59), (3.60) e (3.62) tira-se a função transferência de uma entrada X^{VP} na válvula e uma saída X^{CD} do cilindro. Logo,

$$\begin{aligned} Kq_0^{VP} \cdot X^{VP} = \\ = \left[\left(\frac{Vt \cdot Mt}{4 \cdot \beta_{eo} \cdot Ap} \right) s^3 + \left(\frac{KCin \cdot Mt + Bc}{Ap} \right) s^2 + \left(\frac{KCin(Bc + Kc)}{Ap} + Ap \right) s \right] \cdot X^{CD}(s) + \\ + \left[\left(\frac{KCin}{Ap} \right) + \left(\frac{Vt}{4 \cdot \beta_{eo} \cdot Ap} \right) s \right] \cdot Fc(s); \end{aligned} \quad (3.64).$$

A partir das equações (3.59), (3.60) e (3.62) pode-se representar a função transferência do sistema VP + CD em malha aberta através de um diagrama de bloco detalhado conforme mostra a figura 3.23.

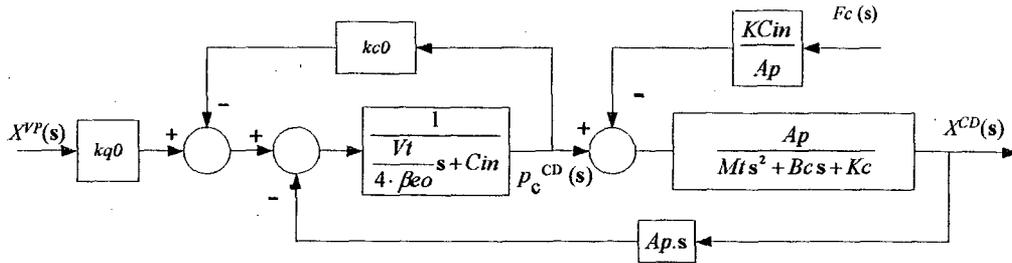


Fig.3.23 – Diagrama de blocos de VP + CD.

3.6 – CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foi dada a base de conhecimento necessária ao estudo de sistemas hidráulicos. Partindo-se do princípio físico procurou-se mostrar matematicamente as características das curvas e assim justificar alguns métodos e procedimentos apresentados em catálogos, normas e livros técnicos.

Com a demonstração matemática dos pontos de inflexão nas curvas de deslocamento para sistemas de 1ª e 2ª ordem, foi possível determinar o tempo de acionamento (ou amortecimento) mais adequado para cada sistema a partir de diferentes equações diferenciais.

Para concluir os estudos necessários ao desenvolvimento de projetos hidráulicos foi apresentada de modo detalhado a modelagem matemática de dois circuitos envolvendo válvulas 3 e 4 vias com cilindros assimétricos e simétricos respectivamente. Estes modelos serão usados no capítulo 5 em estudos de caso que aplicam uma metodologia que será apresentada no próximo capítulo.

CAPÍTULO 4

ESTRUTURAÇÃO DO PROJETO PRELIMINAR

4.1 – INTRODUÇÃO

Conforme apresentado no capítulo 2, o processo de projeto de sistemas automáticos pode ser estruturado dentro de uma metodologia aplicada a produtos e portanto dividido em fases denominadas: **Informacional, Conceitual, Preliminar e Detalhado.**

Cada fase é composta por um conjunto de tarefas que podem ser interpretadas como passos que o projetista deve seguir para cumprir cada fase do processo. O objetivo deste capítulo, é agrupar estas tarefas de forma seqüencial dentro de grupos definidos como etapas para facilitar o encadeamento do raciocínio do projetista.

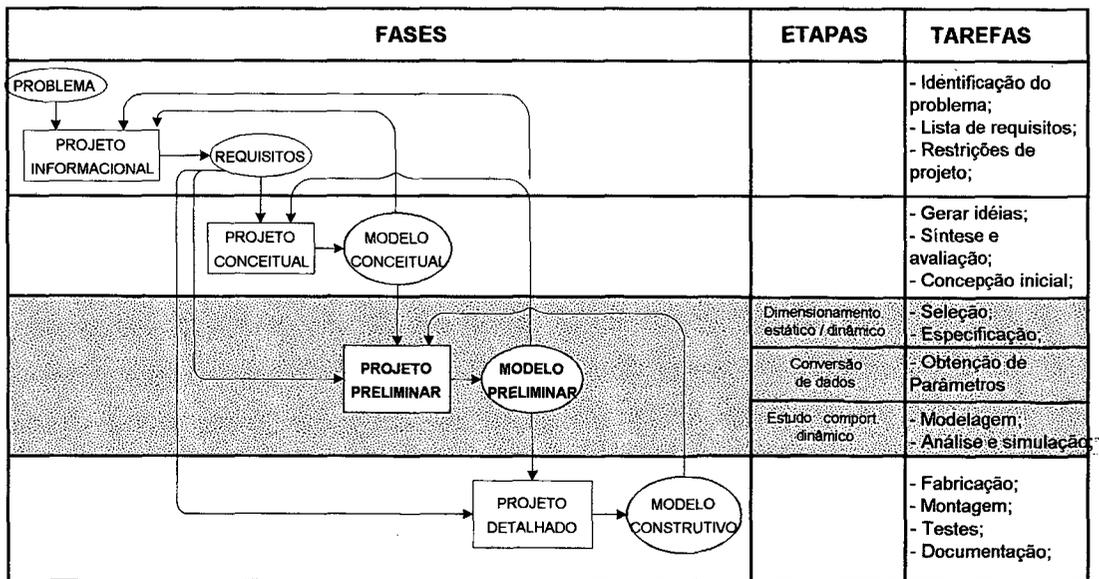


Fig. 4.1 – Fases, etapas e tarefas do processo de projeto (adaptado de DE NEGRI, 1996).

Na figura 4.1 estão representadas todas as fases do processo de projeto, com o destaque da fase do projeto preliminar com as respectivas etapas e tarefas que serão discutidas no decorrer deste capítulo.

Pode-se dizer que estas tarefas representam o conjunto de atividades que utilizam técnicas e ferramentas que serão aplicadas dentro de cada etapa para o melhor desenvolvimento das fases do processo de projeto. A não realização de algumas destas tarefas pode comprometer uma fase ou até mesmo todo o projeto que, dependendo dos requisitos levantados na fase informacional, pode implicar em um reprojeto.

Sabe-se que o projeto de sistemas automáticos compreende diferentes domínios tecnológicos e, portanto, o envolvimento de diversos especialistas de outras áreas (elétrica, civil e mecânica) é fundamental para o sucesso do mesmo. Assim, um projetista de sistemas automáticos pode ser requerido para ir além da sua área de especialidade técnica para fornecer dados aos outros especialistas. Por exemplo, para projetar um servoatuador de uma máquina, precisará conhecer alguns detalhes do comportamento do processo afim de determinar as forças e velocidades do atuador. É na fase do projeto preliminar que estas tarefas podem ser executadas através de procedimentos sistematizados, incluindo a análise comportamental do sistema (estática e dinâmica) com auxílio de ferramentas computacionais.

Apresenta-se neste capítulo uma proposta de estruturação do projeto preliminar onde, através destes procedimentos sistematizados, procura-se indicar ao projetista caminhos para a modelagem, dimensionamento, análise e simulação. Como referenciado no capítulo 2, esta proposta abrangerá somente o projeto preliminar do circuito hidráulico, não se reportando as atividades relacionadas ao projeto mecânico, elétrico e civil.

4.2 – PROPOSTA DA ESTRUTURAÇÃO DO PROJETO PRELIMINAR

Uma vez definido o problema e após sua análise durante a fase de projeto informacional, estabelece-se uma lista de requisitos de projeto. Como pode ser visto na figura (4.2), tal lista representa, dentro do contexto de projeto de circuitos hidráulicos, requisitos necessários tanto ao

projeto conceitual (tipo de deslocamento, controle de posição analógico ou digital etc.) quanto ao projeto preliminar (força, velocidade, pressão, massa etc.).

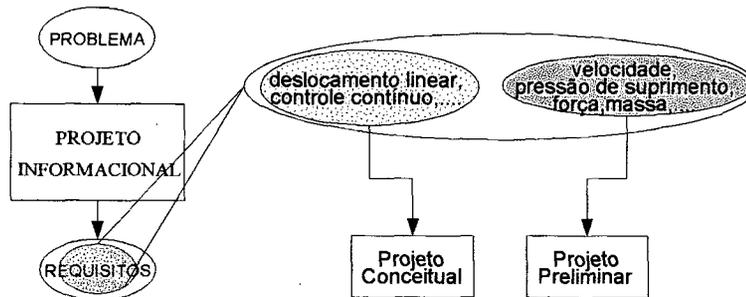


Fig. 4.2 – Requisitos definidos no Projeto Informacional.

O projeto conceitual, que segue após o levantamento dos requisitos de projeto da fase informacional, busca identificar um ou mais princípios de solução que atendam a todas as necessidades do cliente. Da combinação destes princípios de soluções, algumas concepções são geradas no projeto conceitual e uma delas será escolhida para ser trabalhada na fase do projeto preliminar. No contexto deste trabalho, considera-se que a concepção definida foi a de um sistema de atuação com controle de posição linear (SAHCP - Sistema de Atuação Hidráulico com Controle de Posição) incluindo o circuito hidráulico, o controlador, a cartela amplificadora e o transdutor de posição.

Em um circuito hidráulico a energia elétrica (EE) é transformada em energia mecânica e transferida a uma unidade de potência através do próprio eixo da bomba. Esta energia mecânica é transformada em energia hidráulica (EH) que flui através das tubulações e válvulas até os sistemas de atuação (válvulas e atuadores hidráulicos) onde, através de movimentos retilíneos ou rotativos, obtém-se a energia mecânica (EM) requerida. Estes conceitos podem ser vistos na figura (4.3) onde os modelos que caracterizam o sistema de atuação serão empregados como dados para a realização do projeto preliminar.

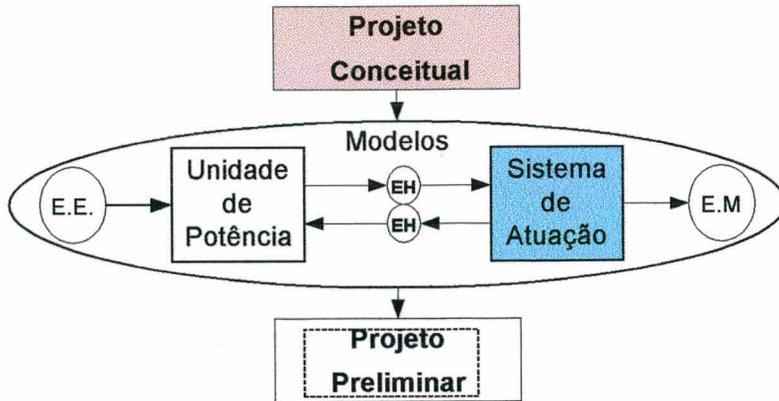


Fig. 4.3 – Concepção do sistema hidráulico - Projeto Conceitual.

Para uma melhor compreensão do modelo conceitual do sistema de atuação SAHCP, uma representação esquemática é apresentada na figura (4.4). Segundo mostra a figura, a válvula recebe um sinal de comando de referência (X_{ref}) e, a partir de um deslocamento de seu carretel, transfere a energia hidráulica (EH) da unidade de potência para o cilindro (atuador). Por sua vez, o cilindro (atuador) transforma esta energia em energia mecânica (EM) manifestada pelo deslocamento, velocidade e força no êmbolo do cilindro (atuador). Para fechar o circuito, a posição medida é transformada em um sinal (X_m) pelo sistema de medição de posição (SM) que, comparado com o sinal de referência pelo comparador/controlador, corrige a posição final do cilindro através de um sinal de erro.

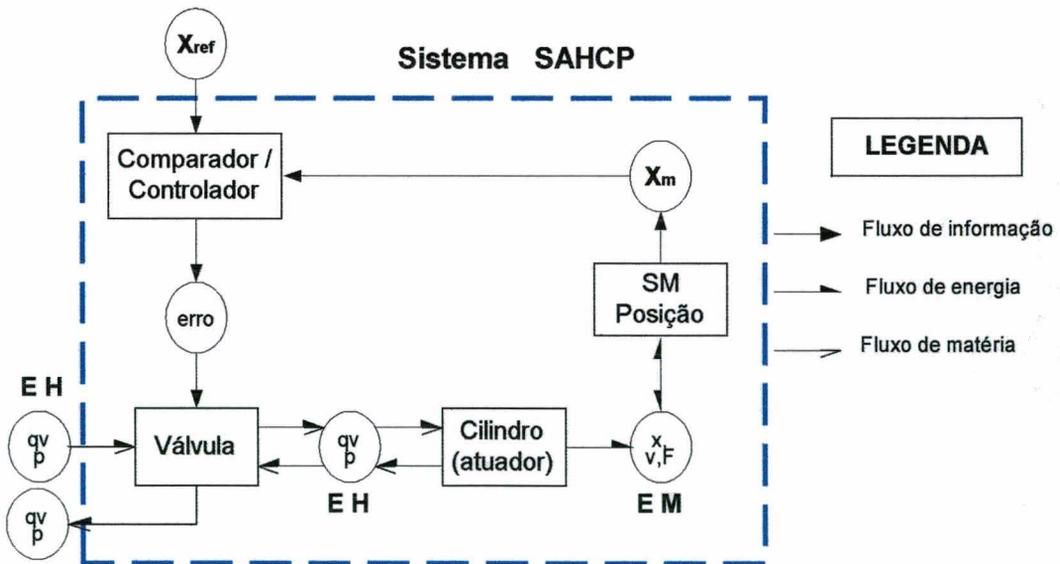


Fig. 4.4 – Modelo conceitual SAHCP – Sistema de Atuação Hidráulico de Controle de Posição.

Este modelo, juntamente com os requisitos de projeto levantados durante a fase do projeto informacional, serão as entradas para a fase do projeto preliminar. Nesta fase do projeto

são feitos estudos que investigam faixas de valores dos principais parâmetros, tolerâncias das características dos componentes e os efeitos das forças externas e internas que afetaram o comportamento do sistema. Na figura (4.5), um modelo do processo de projeto preliminar é proposto em três etapas distintas que são: - Dimensionamento estático e dinâmico, Conversão de dados de catálogo e Estudo do comportamento dinâmico.

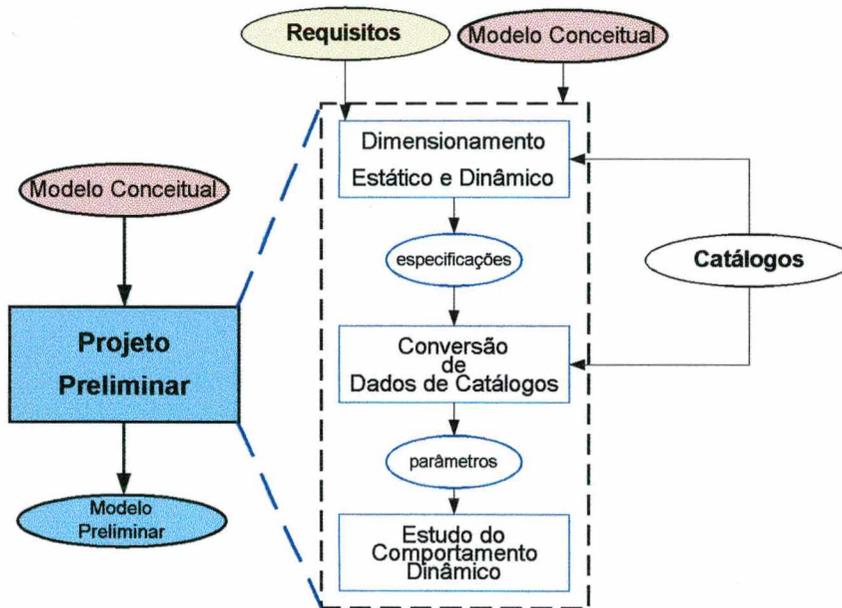


Fig. 4.5 – Etapas do Projeto Preliminar.

4.3 - DIMENSIONAMENTO ESTÁTICO E DINÂMICO

A primeira etapa da fase do projeto preliminar é o dimensionamento estático e dinâmico do modelo proposto no projeto conceitual (SAHCP). É nesta etapa que o projetista faz uma análise dos requisitos e avalia o circuito em regime permanente. Dependendo das informações disponíveis (requisitos), pode-se encontrar alguns valores de parâmetros que servem para uma pré-seleção dos principais elementos do modelo, ou seja, a válvula e cilindro (atuador). Esta etapa pode ser ainda subdividida em duas tarefas: a seleção do atuador com a definição de alguns parâmetros (área do atuador, vazão e pressão necessária), e seleção da válvula conforme ilustra a figura (4.6).

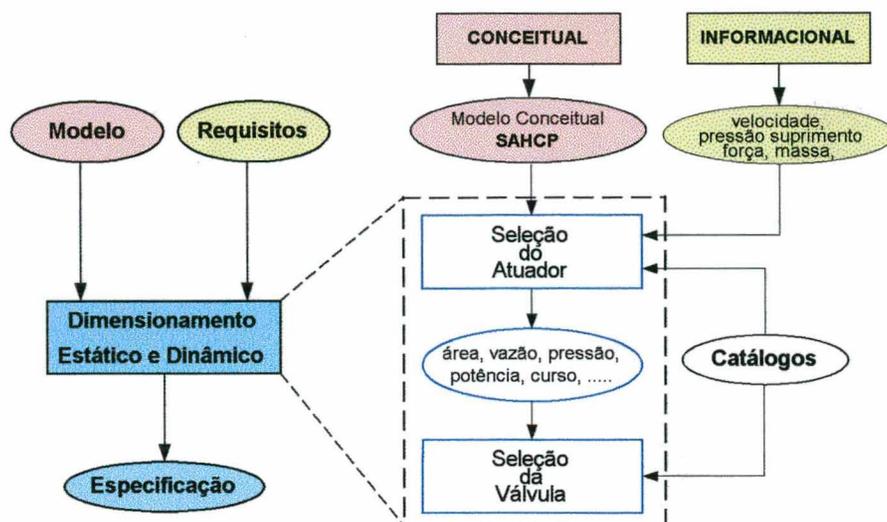


Fig. 4.6 – Tarefas do Dimensionamento Estático e Dinâmico.

Nesta primeira etapa do Projeto Preliminar, as tarefas de seleção do atuador e da válvula são realizadas simultaneamente e resultam no dimensionamento estático preliminar do sistema de atuação com controle de posição. Esta sistemática é justificada pelo fato de que, para um sistema (válvula e atuador), os parâmetros são interdependentes e as equações são combinadas para a descrição do comportamento dinâmico.

A disponibilidade de dados, como a relação de áreas da válvula e do cilindro, é fundamental diante do processo de projeto. Por exemplo, quando não se sabe qual será o diâmetro do cilindro, fica impossível relacionar uma vazão requerida e portanto determinar qual o tamanho nominal da válvula. Assim, para que não se tenha uma série de tentativas sem coerência na procura dos parâmetros, propõe-se uma sistematização do dimensionamento estático e dinâmico para a seleção da válvula e cilindro conforme descrito a seguir.

4.3.1 – Sistematização do Dimensionamento Estático e Dinâmico.

A partir dos requisitos de projeto pertinentes ao desempenho tais como deslocamento, tempo de acomodação necessário, velocidade, força etc, e usando as equações referentes ao modelo (SAHCP) sob condições de regime permanente, determina-se em uma primeira estimativa qual a válvula e cilindro que atendem aos requisitos de projeto apresentados.

Conforme apresentado na figura (4.7), inicia-se o procedimento avaliando se o sistema pode ou não ter sobre sinal ou seja, se o sistema permite um valor de pico na curva de resposta no tempo (fig. 3.19b). Em casos que o sobre sinal é permitido, adota-se um sistema de 2ª ORDEM com $\xi = 0,7$ e conhecendo o tempo de acionamento t_s , calcula-se a frequência ω_n . Se o sobre sinal não é permitido o projetista terá a opção de escolher uma avaliação para um sistema de 1ª ou 2ª ORDEM com $\xi = 1$. Neste caso, o projetista avalia quais os valores mais adequados para solução do problema em função das velocidades e acelerações obtidas através das equações (3.3.5 e 3.3.6) para o sistema de 1ª ORDEM, ou através das equações (3.4.1 e 3.4.2) para o sistema de 2ª ORDEM).

Uma vez definido sob qual sistema será feita a avaliação, calcula-se a velocidade e aceleração usando equações da seção 3.4.5 do capítulo 3. Não estando pré-definida a área do cilindro, através das equações do capítulo 3, calcula-se a pressão de carga (pc) máxima como sendo igual à dois terços da pressão de suprimento máxima (ps). Uma vez calculada a pressão de carga e sabendo-se a força máxima realizada pelo cilindro, calcula-se a área efetiva do cilindro a partir das equações (4.1), (4.2) e (4.3) adotando-se a maior. Com o valor da área do cilindro e a velocidade máxima calculada, pela equação (3.6) calcula-se a vazão do cilindro qv^{CD} .

Se a área do cilindro é conhecida, a pressão de carga ($pc = p_1 - p_2$) máxima deverá ser calculada sob três situações diferentes:

1. Quando o cilindro estiver parado ou seja, fim de curso $\Rightarrow X^{CD}$ é máximo. Da equação (3.1) tem-se,

$$Ah_1 \cdot p_1 = Ah_2 \cdot p_2 + Fu + Kx \cdot X^{CD}; \quad (4.1)$$

2. Quando o cilindro está com a velocidade máxima (seção 3.4.5). Da equação (3.1) tem-se,

$$Ah_1 \cdot p_1 = Ah_2 \cdot p_2 + Bc \cdot v_{m\acute{a}x}^{CD}; \quad (4.2)$$

3. Quando a aceleração do cilindro é máxima (seção 3.4.5). Da equação (3.1) tem-se,

$$Ah_1 \cdot p_1 = Ah_2 \cdot p_2 + Mt \cdot a_{m\acute{a}x}^{CD}; \quad (4.3)$$

Das três formas apresentadas deve-se escolher a que tiver o maior valor de pressão de carga ($pc_{m\acute{a}x}$)

O próximo passo consiste no cálculo da frequência natural da válvula e do cilindro. A frequência natural da válvula é estimada a partir da frequência natural do cilindro (ω_n^{CD}) a qual é calculada pelas equações (3.15), (3.17) e (3.24). Para uma primeira estimativa adota-se, neste trabalho, uma frequência de válvula (ω_n^{VP}) três vezes maior que a frequência do cilindro (EWALD, 1986; TONYAN, 1985). Assim, calculada a frequência do cilindro tem-se a frequência da válvula e a partir deste valor determina-se o tempo mínimo de acionamento da válvula (tempo de acomodação de VP), conforme pode ser visto no fluxograma da figura (4.7).

O resultado desta tarefa é um conjunto de especificações, tais como: vazão necessária ao cilindro (qv^{CD}), pressão de carga (pc), frequência natural do cilindro (ω_n^{CD}), frequência natural da válvula (ω_n^{VP}) e o tempo de acionamento mínimo necessário da válvula (t_s^{VP}). Com estas especificações, segue-se na próxima tarefa uma pré-seleção da válvula comercial através dos catálogos de fabricantes.

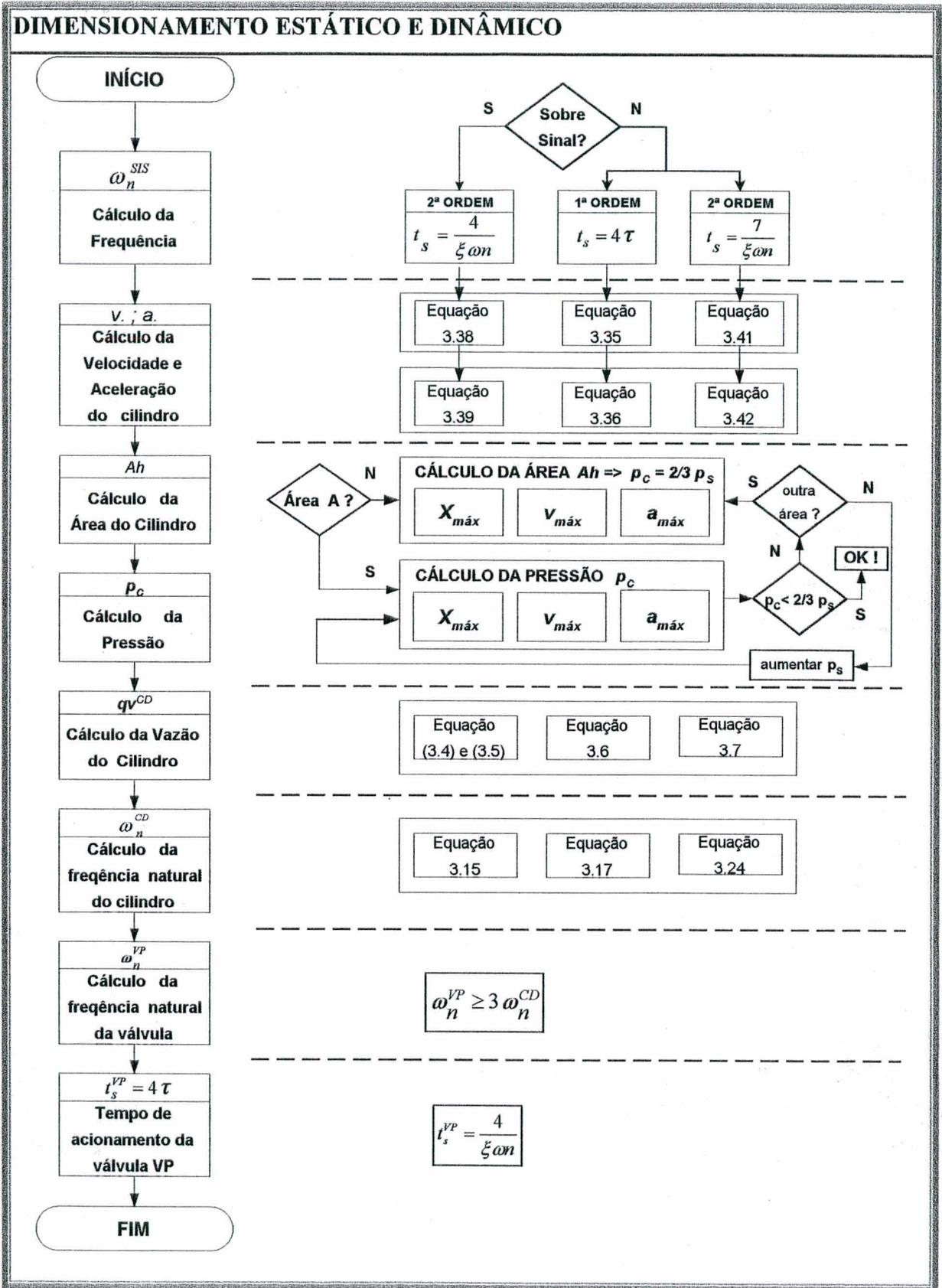


Fig. 4.7 – Fluxograma da sistematização do dimensionamento estático e dinâmico.

4.4 – CONVERSÃO DE DADOS DE CATÁLOGO

Um dos desafios que o projetista de sistemas hidráulicos encontra durante a etapa de dimensionamento é a obtenção dos valores dos parâmetros presentes nos modelos matemáticos. O problema está na extração dos parâmetros requeridos dos dados técnicos de catálogos de fabricantes, os quais não possuem uma forma unificada de caracterização de seus produtos. Assim, o objetivo deste item é lidar com a especificidade dos dados de catálogo e então prover uma orientação de como convertê-los nos parâmetros necessários para o projeto e análise de sistemas de controle hidráulicos.

4.4.1 – Coeficiente da Válvula (K_v)

Sabe-se que os testes especificados pela norma ISO 6404 (1985) são normalmente aplicados em válvulas com objetivo de avaliar suas características de desempenho fundamentais, como aquelas apresentadas na seção 3.3.3 (ganho de vazão K_q ; ganho de pressão K_p). Os resultados desses testes formam a base para os dados técnicos que são publicados em catálogos e boletins técnicos.

A equação da vazão de controle em uma válvula (3.32) pode ser expressa como,

$$qv_c = cd \cdot A \cdot \sqrt{\frac{ps - \text{sgn}(x)pc}{\rho}}. \quad \text{Para um sinal de entrada } i, X, \text{ ou } U \text{ positivos a vazão}$$

de controle nominal qv_{cn} pode ser escrita por,

$$qv_{cn} = \frac{cd \cdot A_n}{\sqrt{\rho}} \cdot \sqrt{(ps - pc)_n} \Rightarrow \frac{qv_{cn}}{\sqrt{(ps - pc)_n}} = \frac{cd \cdot A_n}{\sqrt{\rho}} = K_v; \quad (4.4)$$

onde K_v é o coeficiente da válvula.

Substituindo a área A da equação (3.32) por:

$$A = w \cdot x; \quad \text{para entradas em deslocamento } x \text{ do carretel da válvula;}$$

$$A = w \cdot k_f \cdot i; \quad \text{para entradas de corrente } i \text{ no carretel da válvula;}$$

$$A = w \cdot k_U \cdot U; \quad \text{para entradas em tensão } U \text{ no carretel da válvula;}$$

e colocando a equação (3.32) na forma:

$$qv_C = \frac{cd}{\sqrt{\rho}} \cdot A_n \cdot \frac{A}{A_n} \cdot \sqrt{ps - pc} \quad \text{tem-se,}$$

$$qv_C = Kv \cdot \frac{x}{x_n} \cdot \sqrt{p_n - p_C}; \quad \text{ou,} \quad (4.5)$$

$$qv_C = Kv \cdot \frac{i}{i_n} \cdot \sqrt{p_n - p_C}; \quad \text{ou,} \quad (4.6)$$

$$qv_C = Kv \cdot \frac{U}{U_n} \cdot \sqrt{p_n - p_C}; \quad (4.7)$$

O coeficiente Kv pode ser encontrado em diversos catálogos de fabricantes e representa a relação da vazão para uma entrada nominal em x_n , i_n ou U_n para uma pressão de teste. É dado pela expressão,

$$Kv = \frac{qv_n}{\sqrt{\Delta p v_n}}; \quad (4.8)$$

substituindo na equação (4.5), (4.6) ou (4.7) tem-se,

$$qv_C = qv_n \cdot \frac{x}{x_n} \cdot \frac{\sqrt{\Delta p v}}{\sqrt{\Delta p v_n}}; \quad qv_C = qv_n \cdot \frac{i}{i_n} \cdot \frac{\sqrt{\Delta p v}}{\sqrt{\Delta p v_n}}; \quad qv_C = qv_n \cdot \frac{U}{U_n} \cdot \frac{\sqrt{\Delta p v}}{\sqrt{\Delta p v_n}}; \quad (4.9)$$

A equação (4.9) fornece a vazão da válvula para uma entrada x , i ou U a uma diferença de pressão $\Delta p v$.

Atenção especial deve ser dada à forma como o $\Delta p v$ é definido, o que pode corresponder à queda de pressão total na válvula ($P \Rightarrow A$ e $B \Rightarrow T$ ou $P \Rightarrow B$ e $A \Rightarrow T$) ou a queda de pressão em um par de vias ($P \Rightarrow A$ ou $B \Rightarrow T$ ou $P \Rightarrow B$ ou $A \Rightarrow T$).

A equação (3.32) é a equação da vazão de controle para uma válvula 4 vias, logo o Kv dado pela equação (4.8) é válido para uma diferença de pressão Δpv total na válvula. Para o caso do catálogo apresentar dados para uma diferença de pressão Δpv por par de vias (por exemplo válvulas de 2 ou 3 vias), entende-se que o fabricante tem o modelo da válvula como,

$$qv_C = Kv_{via} \cdot \frac{i}{i_n} \cdot \sqrt{\Delta pv_{via}} ; \quad (4.10)$$

A equação (4.10) é a equação da vazão de controle na válvula para uma par de vias. Igualando-se à equação da vazão de controle das vias entre P e T da válvula e considerando-se que em ambas válvulas a vazão de controle é:

(P => A) e (B => T). Da equação (4.6) tem-se que,

$$Kv \cdot \frac{i}{i_n} \cdot \sqrt{\Delta pv} = Kv_{via} \cdot \frac{i}{i_n} \cdot \sqrt{\Delta pv_{via}} ; \quad (4.11)$$

Para encontrar qual a relação entre Δpv e Δpv_{via} faz-se a análise separadamente para válvulas de 4 e 3 vias. Logo para,

▪ Válvula de 4 vias

A diferença de pressão na válvula é dada por:

$$\Delta pv^{4vias} = (ps - p_T) - p_C = (ps - p_T) - (p_A - p_B) ; \quad (4.12)$$

E a diferença de pressão por par de vias (Δpv_{via}) é dada por:

$$\Delta pv_{via}^{4vias} = ps - p_A = p_B - p_T \Rightarrow p_B = (ps + p_T) - p_A ; \quad (4.13)$$

e substituindo (4.13) em (4.12) tem-se a seguinte relação:

$$\begin{aligned} \Delta pv^{4vias} &= (ps - p_T) - p_A + (ps + p_T) - p_A \\ \Delta pv^{4vias} &= 2 \cdot (ps - p_A) = 2 \cdot \Delta pv_{via}^{4vias} ; \end{aligned} \quad (4.14)$$

que substituindo na equação (4.11) tem-se que,

$$Kv_{via}^{4vias} = Kv^{4vias} \cdot \sqrt{2} \tag{4.15}$$

▪ Válvula de 3 vias

A diferença de pressão na válvula é dada por:

$$\Delta pv^{3vias} = p_s - p_A; \tag{4.16}$$

Para válvulas de 3 vias ou de 4 vias usada como 3 vias, substitui-se (4.13) em (4.16) e tem-se a relação entre os coeficientes,

$$Kv_{via} = Kv^{3vias} = Kv^{4 \rightarrow 3vias}$$

Alguns fabricantes representam os parâmetros através de gráficos que podem indicar vazão por via ou pela válvula e, dependendo do fabricante, as duas informações podem estar no mesmo gráfico.

4.4.2 – Ganho de Vazão (Kq) e Coeficiente de Vazão-Pressão (Kc)

Para dar continuidade ao projeto, tem-se que determinar os ganhos de vazão (Kq) e o coeficiente de vazão-pressão (Kc). Conforme visto na seção 3.3.4, o ganho de vazão é dado pela derivada da vazão em relação a tensão, ou corrente, ou posição. Isto é, a partir das equações (4.5), (4.6) e (4.7) tem-se,

$$kqx = \left. \frac{\partial qv}{\partial x} \right|_0 = \frac{Kv \cdot \sqrt{\Delta pv_0}}{x_n} \left[\frac{m^3}{s \cdot m} \right] \quad \text{ou,} \tag{4.20}$$

$$kqi = \left. \frac{\partial qv}{\partial i} \right|_0 = \frac{Kv \cdot \sqrt{\Delta pv_0}}{i_n} \left[\frac{m^3}{s \cdot A} \right], \quad \text{ou,} \tag{4.21}$$

$$kqu = \left. \frac{\partial qv}{\partial U} \right|_0 = \frac{Kv \cdot \sqrt{\Delta pv_0}}{U_n} \left[\frac{m^3}{s \cdot V} \right] \quad \text{ou;} \tag{4.22}$$

onde,

$K_{qu} \Rightarrow$ é o ganho de vazão relativo à tensão no ponto de linearização zero;

$K_{qi} \Rightarrow$ é o ganho de vazão relativo à corrente no ponto de linearização zero;

$K_{qx} \Rightarrow$ é o ganho de vazão relativo ao deslocamento no ponto de linearização zero;

Coefficiente de vazão-pressão – K_c

$$k_{ci} = \left. \frac{\partial q_v}{\partial p_c} \right|_0 = \frac{K_v \cdot i}{2 \cdot i_n \cdot \sqrt{\Delta p_v}} \left[\frac{m^5}{s \cdot N} \right]; \quad (4.23);$$

onde, $K_{c0} \Rightarrow$ é o ganho de vazão/pressão da válvula no ponto de linearização zero.

4.4.3 – Sistematização da Conversão de Dados.

Como na seção 4.3, para a realização desta tarefa também será apresentada uma proposta de sistematização conforme mostra a figura 4.9. Partindo-se das especificações encontradas pela tarefa anterior, o projetista deve encontrar uma válvula que tenha uma vazão igual ou menor à vazão necessária para o cilindro (ver ponto. 3 figura 4.8). Esta relação pode ser explicada pelo fato de que, em regime permanente, a vazão de controle (q_{vC}), pressão de carga (p_c) e a velocidade do cilindro (v) dependem da solução do conjunto de 3 equações a 3 incógnitas ou seja:

$$q_{vC} = A \cdot v; \quad (4.24)$$

$$q_{vC} = K_v \cdot \sqrt{\Delta p_v} = \frac{q_{vn}}{\sqrt{\Delta p_{vn}}} \cdot \sqrt{p_s - p_c}; \quad (\text{vazão à } i_n) \quad (4.25)$$

$$p_c \cdot A = B_c \cdot v; \quad (4.26)$$

onde ' B_c ' é um coeficiente de atrito viscoso correspondendo a força existente para deslocar em velocidade constante.

Para que um cilindro atinja uma dada velocidade v_1 , seria necessário fornecer uma vazão qv_1 (equação 4.24) à câmara de controle. Ao mesmo tempo para que o cilindro vença as forças de atrito, em sua câmara deverá surgir uma pressão pc_1 (equação 4.26) e conseqüentemente existirá um Δpv_1 (equação 4.25). Na figura 4.8 o ponto de operação 1 está sobre a curva de uma válvula que fornece a vazão qv_1 para a pressão pc_1 . Se for escolhida uma válvula maior, para obter-se a mesma velocidade v_1 , o ponto de operação se desloca para o ponto 2. Neste ponto o sistema opera numa região não ideal conforme descrito na seção 3.3.4 e conforme pode ser visto na figura (4.8), a pressão pc é maior $2/3 ps$ fazendo com que a diferença de pressão na válvula Δpv seja menor. Por outro lado, a escolha de uma válvula menor implica em atingir o ponto de operação 3 e portanto, dentro da faixa de operação com comportamento da válvula mais linear e provavelmente com maior potência sendo fornecida à carga.

Alguns fabricantes colocam as curvas de vazão para Δpv por par de vias. Desta forma, antes de se calcular o coeficiente de vazão da válvula selecionada, deve-se identificar para qual Δp a válvula foi testada. Uma vez identificado se o Δp é na válvula ou por par de vias, segue-se com o cálculo dos coeficientes Kv , Kq_0 e Kc_0 que juntamente com o Δpv e a qvn determinam os parâmetros necessários para a próxima etapa do projeto preliminar.

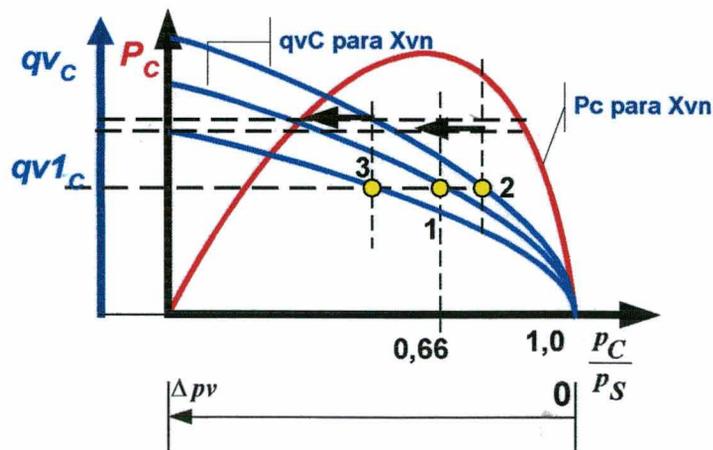


Fig. 4.8 – Curva da vazão em função do ponto $pc = 2/3$ de ps .

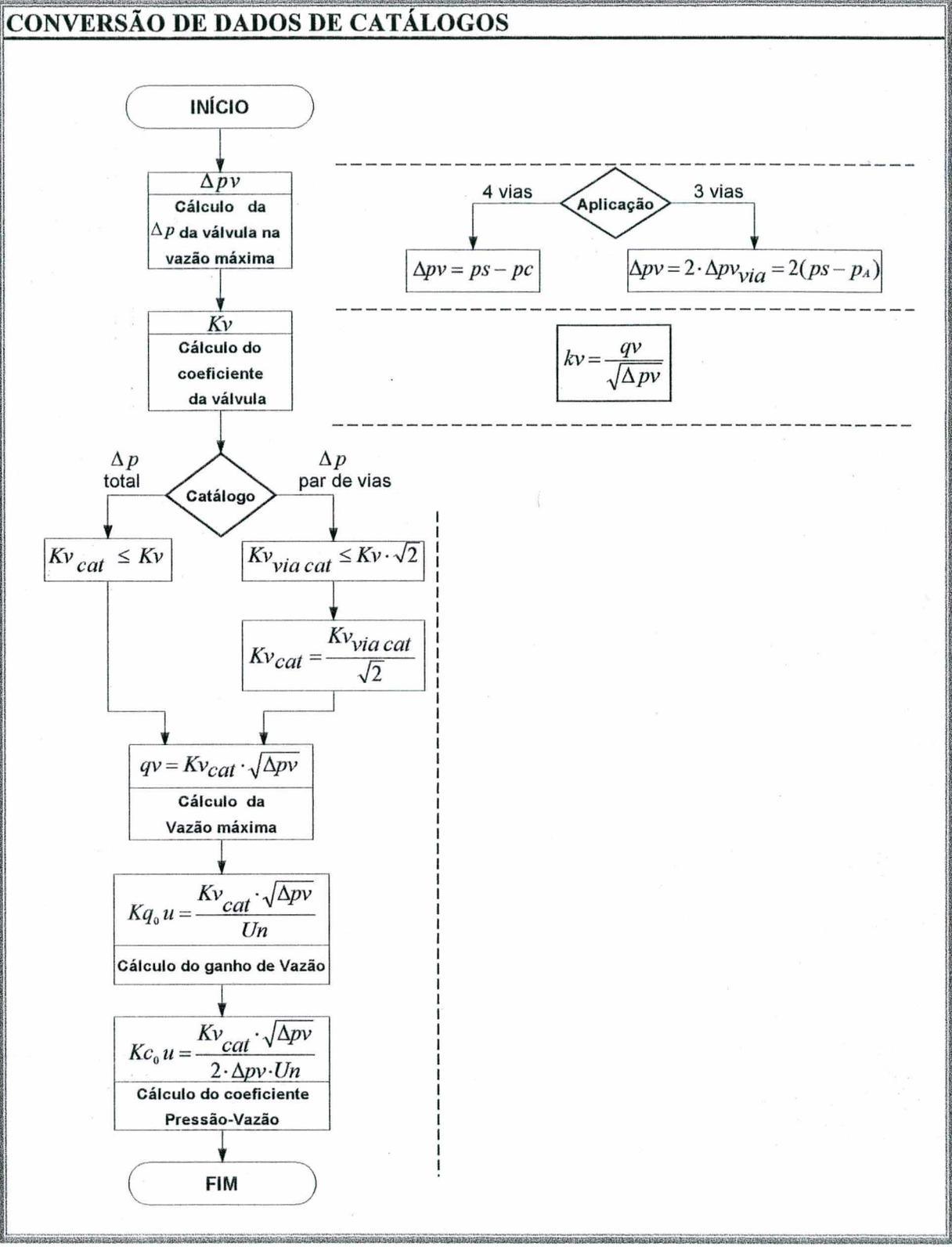


Fig. 4.9 – Fluxograma para conversão de dados de catálogo.

4.5 – ESTUDO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO

Feita a seleção da válvula e levantadas as especificações dos coeficientes e ganhos, passa-se agora para a terceira e última etapa da fase de projeto preliminar que é o estudo do comportamento dinâmico. Como mostra figura (4.10), esta etapa é subdividida em três tarefas que são, respectivamente: - modelagem matemática, análise e a aprovação do modelo final.

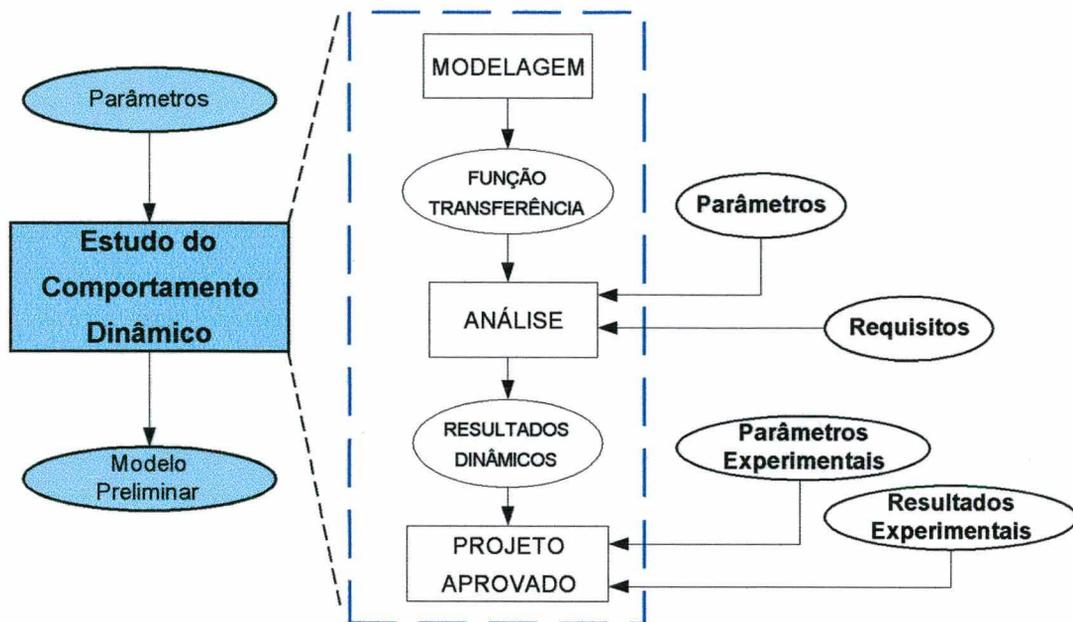


Fig. – 4.10 – Tarefas do Estudo do Comportamento Dinâmico.

A elaboração do modelo dinâmico é a primeira tarefa no estudo do comportamento dinâmico. Para que se obtenha uma representação matemática que viabilize a análise, as equações diferenciais podem ser expressas sob a forma de variáveis de estado, função transferência ou diagrama de blocos. Para este trabalho aplica-se primeiramente a forma de representação através da função transferência para executar a tarefa de análise. Posteriormente usa-se também as equações sob forma de diagrama de blocos para executar a tarefa de simulação com auxílio da ferramenta SIMULINK (MATLAB).

4.5.1 – Sistematização do Estudo do Comportamento Dinâmico.

Uma proposta para a sistematização do processo de estudo do comportamento dinâmico é apresentada no fluxograma da figura (4.11). Após a modelagem atribui-se inicialmente, um

ganho proporcional ao controlador para completar a função transferência e assim permitir o início da análise qualitativa.

Utilizando ferramentas como lugar das raízes e critérios de estabilidade, estabelece-se uma faixa de aplicação do ganho equivalente do sistema. Para uma análise inicial adota-se um ganho proporcional unitário para o controlador. Desta forma o ganho equivalente do sistema poderá ser comparado com o coeficiente kq_0 da válvula proporcional. Em seguida faz-se uma verificação se os parâmetros estáticos e dinâmicos encontrados na etapa anterior estão dentro da faixa encontrada e caso positivo, inicia-se a simulação. Caso os parâmetros simulados não cumpram o desempenho esperado, um outro projeto de controlador é proposto. Se ainda assim o comportamento do sistema não corresponder as expectativas de projeto, parte-se então para uma nova escolha de válvula com especificações que atendam o projeto. Os resultados da simulação que satisfazem o desempenho do sistema seguem para a tarefa seguinte para a qual, é necessário que se tenha parâmetros experimentais do sistema. Caso contrário o projeto poderá ser considerado aprovado conforme pode ser visto no fluxograma proposto na figura (4.11).

Com dados experimentais de campo tais como, pressão nas linhas 1 e 2 do cilindro, tempo de acionamento, variação da pressão na válvula etc, faz-se novamente a simulação com o intuito de obter resultados similares e consequentemente aprovação do modelo. Se o modelo não é aprovado tem-se que retornar ao início do procedimento.

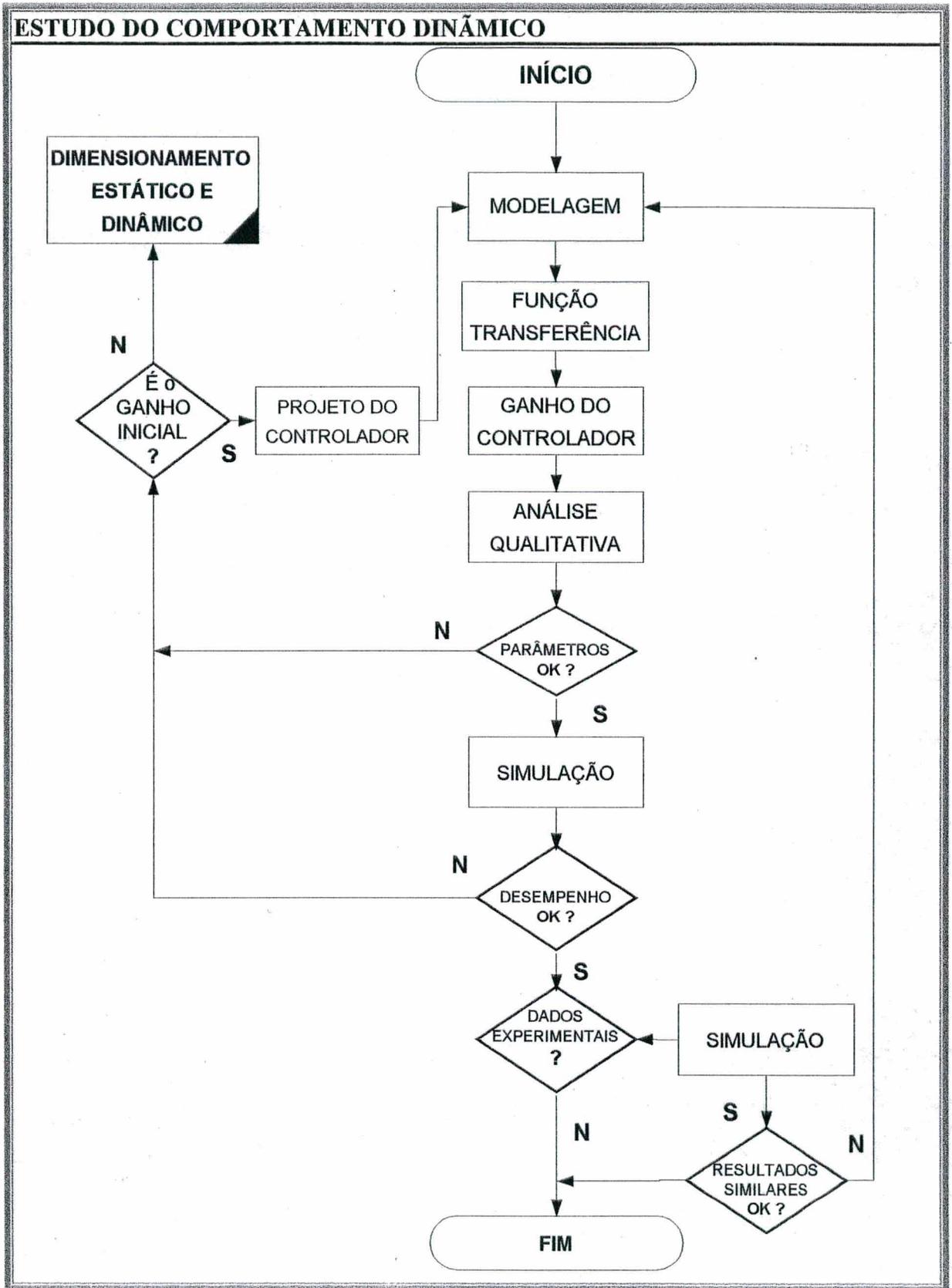


Fig. 4.11 – Fluxograma do Estudo do Comportamento Dinâmico.

4.6 – CONSIDERAÇÕES FINAIS

A partir das definições das etapas e tarefas a serem realizadas em cada fase do processo de projeto, pode-se descrever melhor o que seria a estruturação de um projeto preliminar para sistemas hidráulicos.

Tarefas como seleção e especificação não tinham sido ainda tratadas com especial atenção por parte dos fabricantes ou literatura técnica. A partir de definições importantes como diferença de pressão por par de vias ($\Delta p_{v_{via}}$) e coeficiente da válvula (K_v), pode-se definir diretrizes para a obtenção de parâmetros a partir de dados de catálogo.

A sistematização das etapas do projeto preliminar passo a passo foi importante para o entendimento da estruturação e aplicação dos conceitos do capítulo 3, tais como o cálculo da velocidade e aceleração do cilindro a partir do tempo de acionamento, escolha da área do cilindro em função do deslocamento, velocidade e aceleração máxima.

No estudo do comportamento dinâmico verificou-se a importância da simulação como ferramenta de validação a partir de dados experimentais colhidos em campo. No próximo capítulo serão apresentados estudos de caso como dados experimentais onde será utilizada a sistematização proposta.

CAPÍTULO 5

ESTUDOS DE CASO

5.1 - INTRODUÇÃO

Com o objetivo de aplicar a sistematização proposta no capítulo 4, apresenta-se neste capítulo dois estudos de caso de sistemas de atuação com controle de posição. Visando avaliar efetivamente esta sistematização, analisa-se duas aplicações reais vinculadas ao projeto de pesquisa PADCT / REIVAX / LASHIP no contexto de centrais hidrelétricas.

As centrais hidrelétricas produzem energia a uma infinidade de consumidores a todo instante e para atender a variação no consumo, as turbinas hidráulicas que produzem esta energia devem variar também sua potência continuamente. Através da rotação das turbinas hidráulicas esta potência é controlada por um sistema de regulação que é composto por diversos equipamentos como a fonte de informação, ou medidor (mede continuamente a rotação da turbina e informa o valor da sua variação ao regulador); o regulador de velocidade, (recebe a informação da variação de rotação e comanda, em correspondência, o servomotor que aciona o distribuidor); o servomotor ou órgão de controle (atuador hidráulico), que em correspondência aos comandos do regulador varia a abertura do distribuidor; e o sistema auxiliar de óleo (fornece potência ao atuador e mecanismos amplificadores de potência do regulador) (SOARES, 1999).

A função principal do regulador é variar a abertura do distribuidor ao ocorrer um desvio de rotação da turbina, para isto, é necessário que lhe seja fornecida a rotação da turbina a cada instante. Enquanto a rotação da turbina permanece constante, o regulador permanece estático e quando ocorre um desvio, ou seja, uma alteração na rotação da turbina, o regulador comanda uma variação na abertura do distribuidor da turbina.

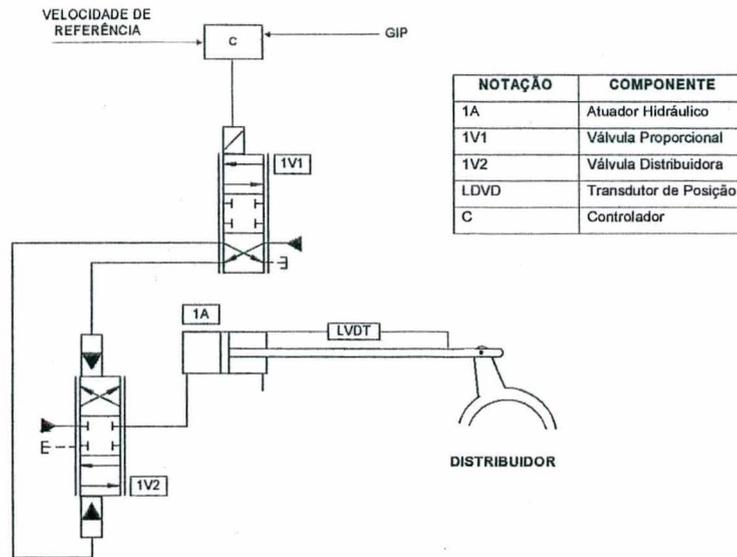


Fig. 5.1 – Regulador de velocidade.

Dependendo do tipo de concepção estudada para o acionamento dos servomotores, o controle da turbina pode ser feito através de válvula direcional proporcional atuando direto sobre o atuador da turbina (servomotor), ou atuando sobre o carretel da válvula distribuidora que por sua vez controla o servomotor. Para este trabalho foram escolhidos dois estudos de caso utilizando-se válvulas proporcionais controlando válvulas distribuidoras conforme mostra a figura 5.1.

O primeiro caso estuda um válvula direcional controlando uma válvula distribuidora para um servo motor de uma turbina Francis. Mostra todos os passos descritos no capítulo 4 para o estudo e dimensionamento de uma válvula proporcional para controle de abertura de uma válvula distribuidora de um servomotor para uma turbina Francis.

Para o segundo estudo de caso, aplica-se todos os passos do procedimento para seleção de válvula empregado no primeiro estudo com a inclusão de dados experimentais para validação do modelo. O modelo apresentado neste estudo de caso, refere-se a um controle de pás de uma turbina Kaplan acionado por uma válvula controladora de pressão.

Através do controle da pressão sobre uma das áreas do carretel da válvula distribuidora, equilibram-se as forças fazendo com o fechamento da válvula seja proporcional à tensão do

solenóide. Para ambos os casos, será tratado o controle de posição do servomotor em malha fechada com o sinal de entrada na válvula proporcional.

5.2 - ESTUDO DE CASO I – EC I

No presente item apresenta-se um desenvolvimento do projeto preliminar conforme proposto no capítulo 4. A partir dos requisitos de projeto da fase informacional para uma concepção desenvolvida na fase conceitual, pretende-se analisar o controle de posição de uma válvula distribuidora de uma turbina Francis. Neste caso, o servomotor é composto por dois cilindros ligados em paralelo responsáveis pela atuação do distribuidor que através de suas pás orientáveis, controlam a entrada da água no receptor da turbina.

▪ Concepção.

A concepção do projeto em questão, trata do acionamento do servomotor pela válvula distribuidora controlada por uma válvula direcional proporcional de três vias. A proposta do estudo baseia-se em especificar e analisar uma válvula proporcional para um equipamento existente. Assim, para este estudo de caso, desconsidera-se os servo motores fazendo com que a análise recaia somente à válvula proporcional (VP) e válvula distribuidora (VD). Desta forma a válvula distribuidora assume o papel de um cilindro diferencial acionado por uma válvula proporcional 3 vias conforme mostra a figura (5.2).

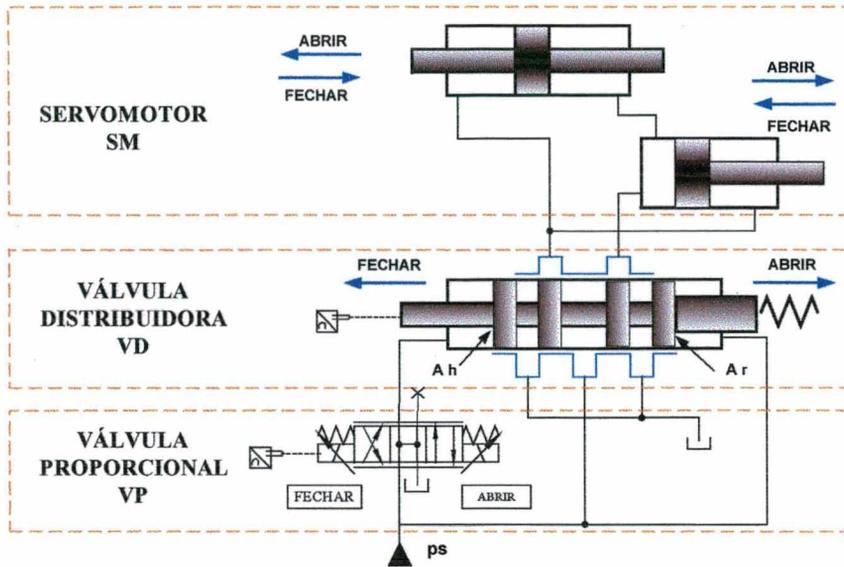


Fig. 5.2 – Válvula distribuidora acionada por válvula proporcional 3 vias.

A figura 5.2 representa o esquema simplificado do circuito hidráulico onde verifica-se que, apesar da válvula proporcional (VP) ser uma válvula de 4 vias com uma via fechada, não descaracteriza a concepção do projeto que é a de um cilindro assimétrico acionado por válvula 3 vias.

▪ **Requisitos**

Como o projeto deste estudo retrata uma modernização de equipamentos já existentes, entende-se que certas características do sistema devam permanecer e portanto serão consideradas como uma necessidade do cliente. Assim, as especificações do servomotor e da unidade de potência também estão listados como requisitos de projeto conforme mostra a tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Requisitos de Projeto do Estudo de Caso I.

Tempo de abertura e fechamento da válvula distribuidora	$t_s^{VD} = 125 \text{ ms};$
Pressão de suprimento	$p_s = 42 \times 10^5 \text{ Pa};$
Pressão de trabalho	$p_a = 38 \times 10^5 \text{ Pa};$

5.2.1 – Dimensionamento Estático e Dinâmico– EC I.

Por se tratar de um equipamento existente a tarefa de seleção do cilindro recai somente no uso de suas áreas e volumes calculados para determinação dos parâmetros. Baseando-se nos desenhos de conjunto da válvula distribuidora e nos requisitos de projeto, os dados calculados para determinar as especificações estão na tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Dados de Projeto do Estudo de Caso I.

Curso do carretel da válvula distribuidora VD	$X^{VD} = 12e^{-3} \text{ m};$
Área efetiva da câmara “h” da válvula distribuidora VD.	$Ah = 981,25e^{-5} \text{ m}^2;$
Volume efetivo de controle da válvula distribuidora VD.	$Vh = 11,8e^{-5} \text{ m}^3;$
Área da câmara “r” da válvula distribuidora VD.	$Ar = 439,6e^{-5} \text{ m}^2;$
Volume da câmara “r” da válvula distribuidora VD.	$Vr = 4,83 \text{ m}^3;$
Massa total atribuída ao carretel da válvula VD	$Mt = 450 \text{ kg};$
Constante para a força de escoamento F_e (Reivax 002, Nov. 98).	$K_{fe} = 800.000 \text{ N / m};$
Constante da mola do carretel da válvula VD.	$K_x = 10.000 \text{ N/m};$
Módulo de compressibilidade	$\beta_e = 10 \times 10^8 \text{ [Pa]}$
Coefficiente de amortecimento viscoso do atuador	$B_c = 340 \text{ [N.s.m}^{-1}]$

1. Cálculo da frequência natural do sistema ω_n^{SIS} .

Dado $t_s = 0,125 \text{ s};$ para um sistema de 2ª ordem com $\xi = 0,7$ tem-se,

$$t_s = \frac{4}{\xi \cdot \omega_n} \therefore \omega_n = \frac{4}{0,7 \cdot 0,125} = 46 \text{ [rd/s]};$$

2. Cálculo da velocidade (v^{VD}) e aceleração (a^{VD}) máxima do carretel.

Da equação (3.38) tem-se,

$$v^{VD}(t) = \mathbf{K} \cdot \mathbf{u}_e \cdot e^{-\xi \omega_n t} \left[\frac{\omega_n}{\sqrt{1 - \xi^2}} \cdot \text{sen } \omega_d t \right]; \quad (t \geq 0).$$

$\mathbf{K} \cdot \mathbf{u}_e \Rightarrow$ é o valor do deslocamento do carretel em regime permanente;

A velocidade é máxima quando a aceleração é nula. Assim, pela equação (3.39) tem-se que a

velocidade máxima ocorre quando o tempo $t = \frac{1,11}{\omega_n}$; Substituindo,

$$v_{m\acute{a}x}^{VD}(t) = 0,012 \cdot e^{-0,7 \cdot 1,1} \left[\frac{46}{\sqrt{1-0,7^2}} \cdot 0,72 \right] = 0,25 \left[\frac{m}{s} \right];$$

A aceleração é máxima quando a sua derivada for nula. Substituindo na equação (3.39) o

tempo de aceleração máxima $t = \frac{1,59}{\omega_n}$;

$$a_{m\acute{a}x}^{VD}(t) = 0,012 \cdot e^{-0,7 \cdot 1,59} \cdot \left[\frac{(46)^2}{\sqrt{1-0,7^2}} \cdot 0,98 \right] = 11,45 \left[\frac{m}{s^2} \right];$$

3. Cálculo da pressão p_{Ah} .

Da equação (4.1) tem-se para um $X^{VD}_{m\acute{a}x}$, $Ah \cdot p_{Ah} = Ar \cdot ps + (Kfe + Kx) \cdot X$;

$$p_{Ah}|_X = \frac{(439,6 \times 10^{-5} \cdot 42 \times 10^5) + (810000 \times 0,012)}{981,25 \times 10^{-5}} = 28,73 \times 10^5 \text{ [Pa]};$$

Da equação (4.2) tem-se para um $v^{VD}_{m\acute{a}x}$, $Ah \cdot p_{Ah} = Ar \cdot ps + Bc \cdot v^{CD}_{m\acute{a}x}$;

$$p_{Ah}|_v = \frac{(439,6 \times 10^{-5} \cdot 42 \times 10^5) + (340 \times 0,39)}{981,25 \times 10^{-5}} = 18,9 \times 10^5 \text{ [Pa]};$$

Da equação (4.3) tem-se para um $a^{VD}_{m\acute{a}x}$, $Ah \cdot p_{Ah} = Ar \cdot ps + Mt \cdot a^{CD}_{m\acute{a}x}$;

$$p_{Ah}|_a = \frac{(439,6 \times 10^{-5} \cdot 42 \times 10^5) + (450 \times 11,45)}{981,25 \times 10^{-5}} = 24 \times 10^5 \text{ [Pa]}$$

4. Avaliação da pressão p_{Ah} máxima.

$$p_{Ah} \leq \frac{2}{3} \cdot ps \Rightarrow p_{Ah} \leq 28 \times 10^5 \text{ [Pa]}; \text{ Todas as três situações estão dentro da faixa.}$$

5. Cálculo da vazão na câmara de controle da válvula VD.

Da equação (3.6) tem-se que a vazão em regime permanente é $qv^{VD} = Ah \cdot \frac{dx}{dt}$;

$$qv^{VD} = 981,25 \times 10^{-5} \cdot 0,25 = 245 \times 10^{-5} \left[\frac{m^3}{s} \right];$$

6. Cálculo da frequência natural da válvula distribuidora ω_n^{VD} .

Conforme apresentado no capítulo 3, a frequência natural de um cilindro diferencial acionado por uma válvula 3 vias é dada pela equação (3.17):

$$\omega_n^{VD} = \sqrt{\frac{\beta e}{Mt} \cdot \left(\frac{Ah^2}{Vh} \right)} = 964 \left[\frac{rd}{s} \right];$$

7. Cálculo da frequência natural da válvula proporcional ω_n^{VP} .

Considerando a frequência da válvula proporcional igual ou maior do que 3 vezes a frequência do atuador (carretel da válvula VD), tem-se que,

$$\omega_n^{VP} = 3 \cdot \omega_n^{VD} = 3 \times 964 = 2892 \left[\frac{rd}{s} \right];$$

8. Cálculo do tempo de resposta da válvula proporcional (ts^{VP}).

O tempo de acionamento ou acomodação é dado pela expressão:

$$ts^{VP} = \frac{4}{\xi \cdot \omega_n^{VP}} = 0,00198 \text{ [s]};$$

Como não existe uma válvula tão rápida, conclui-se que o gargalo do sistema está sobre a válvula proporcional. Ou seja, se o tempo da VP atingir as especificações a válvula VD também reagirá dentro do tempo. Na tabela 5.3 estão reunidas as especificações calculadas que serão

necessárias para a próxima tarefa que é a de selecionar uma válvula e tirar os parâmetros de catálogos.

Tabela 5.3 – Especificações para seleção da válvula proporcional.

Vazão necessária para acionar a válvula distribuidora VD	$q_{vC}^{VD} = 245 \times 10^{-5} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$
Pressão de carga	$p_c^{VD} = 19 \times 10^5 \text{ [Pa]}$
Frequência natural da válvula VD	$\omega_n^{VD} = 964 \text{ [rd/s]}$
Frequência natural da válvula VP	$\omega_n^{VP} = 2892 \text{ [rd/s]}$
Tempo de resposta da válvula VP	$t_s = 125 \text{ [ms]}$

5.2.2 – Conversão de Dados de Catálogos – EC I.

1. Cálculo do Δp da válvula VP.

Para aplicação com válvulas de três vias o Δp_v é dado pela equação (4.17),

$$\Delta p_v = 2 \cdot (p_s - p_A) = 2(42 - 19) \times 10^5 = 46 \times 10^5 \text{ [Pa];}$$

2. Cálculo do coeficiente da válvula (K_v).

Da equação (4.8) tem-se que,

$$K_v = \frac{q_v}{\sqrt{\Delta p_v}} = \frac{245 \times 10^{-5}}{\sqrt{46 \times 10^5}} = 1,14 \times 10^{-6}$$

3. Seleção da válvula no catálogo.

- Catálogo REXROTH (1991).

Para catálogos com Δp total $K_{v_{cat}} \leq K_v \Rightarrow K_{v_{cat}} \leq 1,14 \times 10^{-6}$.

TN 10 \Rightarrow 62 l/min; $[103 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}]$ $\Delta p_n = 10 \text{ bar}$.

$$K_{v_{cat}} = \frac{103 \times 10^{-5}}{\sqrt{10 \times 10^5}} = 1,03 \times 10^{-6} \Rightarrow K_{v_{cat}} \leq K_v \Rightarrow \text{OK!}$$

- Catálogo BOSCH (1987).

Para catálogos com Δp_{via} $Kv_{ia\ cat} \leq Kv \cdot \sqrt{2} \Rightarrow Kv_{ia\ cat} \leq 1,61 \times 10^{-6}$.

TN 10 \Rightarrow 50 l/min; $[83,3 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}]$ $\Delta p_n = 5 \text{ bar}$.

$$Kv_{cat} = \frac{83,3 \times 10^{-5}}{\sqrt{5 \times 10^5}} = 1,17 \times 10^{-6} \Rightarrow Kv_{ia\ cat} \leq Kv \Rightarrow OK!$$

4. Cálculo da vazão na válvula.

Para um $\Delta p_v = 46 \times 10^5$ tem-se a vazão máxima como:

- Catálogo REXROTH (1991).

Para válvula TN 10 – 62 l/min; $[103 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}]$; $\Delta p_n = 10 \text{ bar}$.

$$qv = 1,03 \times 10^{-6} \cdot \sqrt{46 \times 10^5} = 221 \times 10^{-5} \text{ [m}^3/\text{s]}.$$

- Catálogo BOSCH (1987).

TN 10 \Rightarrow 50 l/min; $[83,3 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}]$ $\Delta p_n = 5 \text{ bar}$.

Para o cálculo da vazão de Δp_{via} tem-se que $Kv_{cat} = \frac{Kv_{via\ cat}}{\sqrt{2}} = \frac{1,17 \times 10^{-6}}{\sqrt{2}} = 8,27 \times 10^{-7}$.

$$qv = 8,27 \times 10^{-7} \cdot \sqrt{46 \times 10^5} = 177,37 \times 10^{-5} \text{ [m}^3/\text{s]}.$$

5. Cálculo dos coeficientes Kq_0 e Kc_0

Da equação (4.21) tem-se que, $kq_0u = \frac{Kv_{cat} \cdot \sqrt{\Delta p_v}}{U_n} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{Volt}} \right]$.

- Catálogo REXROTH.

$$kq_0u = \frac{1,03 \times 10^{-6} \cdot \sqrt{46 \times 10^5}}{10} = 2,2 \times 10^{-4} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{Volt}} \right].$$

- Catálogo BOSCH.

$$kq_0u = \frac{1,17 \times 10^{-6} \cdot \sqrt{46 \times 10^5}}{10} = 2,5 \times 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s \cdot Volt} \right]$$

6. Coeficiente de vazão-pressão – Kc_0u .

Da equação (4.23) tem-se que,
$$kc_0u = \left. \frac{\partial qv}{\partial p_c} \right|_0 = \frac{Kv}{2 \cdot U_n \cdot \sqrt{\Delta pv}} \left[\frac{m^5}{s \cdot N} \right].$$

- Catálogo REXROTH.

$$kc_0u = \frac{1,03 \times 10^{-6}}{2 \cdot 10 \cdot \sqrt{46 \times 10^5}} = 2,4 \times 10^{-11} \left[\frac{m^5}{s \cdot N} \right]$$

- Catálogo BOSCH.

$$kc_0u = \frac{1,17 \times 10^{-6}}{2 \cdot 10 \cdot \sqrt{46 \times 10^5}} = 2,72 \times 10^{-11} \left[\frac{m^5}{s \cdot N} \right]$$

Tabela 5.4 – Parâmetros de válvulas proporcionais Rexroth e Bosch.

PARÂMETROS		REXROTH	BOSCH
Diferença de pressão	Δpv_n	10×10^5 [Pa]	5×10^5 [Pa]
Vazão dada pela válvula	qv	221×10^{-5} [m ³ .s ⁻¹]	$177,4 \times 10^{-5}$ [m ³ .s ⁻¹]
Coeficiente da válvula	Kv_{cat}	$1,03 \times 10^{-6}$ [m ⁵ .N ⁻¹ .V ⁻¹]	$1,17 \times 10^{-6}$ [m ⁵ .N ⁻¹ .V ⁻¹]
Coeficiente de vazão	Kq_0	$2,2 \times 10^{-4}$ [m ³ .s ⁻¹ .V ⁻¹]	$2,5 \times 10^{-4}$ [m ³ .s ⁻¹ .V ⁻¹]
Coeficiente de vazão-pressão	Kc_0	$2,4 \times 10^{-11}$ [m ⁵ .N ⁻¹ .s ⁻¹]	$2,72 \times 10^{-11}$ [m ⁵ .N ⁻¹ .s ⁻¹]

5.2.3 – Estudo do Comportamento Dinâmico – Ec I.

- Modelagem do Sistema

Conforme apresentado na seção anterior, a concepção deste estudo de caso é o acionamento de um cilindro diferencial (válvula distribuidora) por uma válvula direcional proporcional de 3 vias. A modelagem completa desta concepção, está detalhada no capítulo 3 e

portanto neste item serão tratados somente as equações finais para cada componente do sistema em estudo.

(a) Válvula Proporcional

A equação (5.1) é a equação da válvula VP em função da tensão Ue como entrada e deslocamento X^{VP} como saída.

$$\left(\frac{Mt}{kv} s^2 + \frac{Bc}{kv} s + 1 \right) \cdot X^{VP}(s) = K^{VP} \cdot Ue(s) \tag{5.1}$$

onde $K^{VP} = \frac{Kf}{Rb} \cdot \frac{1}{kv}$ é o ganho da válvula VP.

A dinâmica para uma válvula pode ser descrita como um modelo de 2ª ordem (De Negri, 1987) e relacionada com a tensão de entrada no solenóide conforme equação (5.1);

$$\left(\frac{1}{\left(\omega_n^{VP} \right)^2} s^2 + \frac{2\xi}{\omega_n^{VP}} s + 1 \right) \cdot X^{VP}(s) = K^{VP} \cdot Ue(s); \tag{5.2}$$

onde,

$A = \frac{1}{\left(\omega_n^{VP} \right)^2} = \frac{Mt}{kv}$ ω_n é a frequência natural da válvula proporcional (ω_n^{VP});

$B = \frac{2\xi}{\omega_n^{VP}} = \frac{Bc}{kv}$ ξ^{VP} é o coeficiente de amortecimento da válvula;

Após a linearização da equação da continuidade, a equação da vazão pode ser expressa por,

$$q = kq_0 \cdot X^{VP} - kc_0 \cdot pc . \tag{5.3}$$

(b) Válvula Distribuidora VD

A equação (5.4) é a equação da continuidade para comando (acionamento) da válvula VD linearizada no ponto (X_0^{VD}). Ou seja, trata-se da variação da vazão (δq_v) em função da variação de suas variáveis no ponto de operação.

$$q(s) = Ah s \cdot X^{VD}(s) + \left[\frac{V_0}{\beta e} \cdot s + Cin \right] \cdot pc(s) \quad (5.4)$$

A força necessária para movimentar as partes móveis da válvula VD é obtida com a aplicação da 2ª lei de Newton ao sistema. Aqui a força disponível é dada pela diferença da força do lado da câmara de controle (pressão pc) e a força do lado da pressão de suprimento ($ps = cte.$) que deve vencer as forças de escoamento (Fe) contrárias ao movimento além da inércia, atrito viscoso e mola. Considerando desprezíveis as forças de atrito (Fat) no cilindro, pode-se escrever a equação do movimento para o carretel da válvula VD como:

$$(pc \cdot Ah) - (ps \cdot Ar) = Mt \cdot \frac{d^2 X^{VD}}{dt^2} + Bc \cdot \frac{d X^{VD}}{dt} + Kx \cdot X^{VD} + Fe^{VD}; \quad (5.5)$$

Estudos feitos para modelagem de válvulas distribuidoras mostram que a força de escoamento Fe^{VD} pode ser expressa em função do deslocamento proporcional a uma constante Kfe . Adotaremos uma aproximação apresentada em (DE NEGRI, 1999), referente a uma válvula distribuidora para aplicação em reguladores de velocidade, onde $Kfe_{máx.} = 800.000$ [N/m].

Assim a equação (5.5) poderá ser escrita como:

$$\sum Fe = [(pc \cdot Ah) - (ps \cdot Ar)] = Mt \cdot \ddot{X}^{VD} + Bc \cdot \dot{X}^{VD} + (Kx + Kfe) \cdot X^{VD}.$$

Logo $\sum Fe = f(X^{VD}, \dot{X}^{VD}, \ddot{X}^{VD}, pc)$ é uma função que representada em uma expansão

em série de Taylor transforma-se em

$$\begin{aligned} (pc - pc_0) \cdot \frac{\partial Fe}{\partial pc} - (ps - ps_0) \cdot \frac{\partial Fe}{\partial ps} &= \left(X^{VD} - X_0^{VD} \right) \cdot \frac{\partial Fe}{\partial X^{VD}} + \\ &+ \left(\dot{X}^{VD} - \dot{X}_0^{VD} \right) \cdot \frac{\partial Fe}{\partial \dot{X}^{VD}} + \left(X^{VD} - X_0^{VD} \right) \cdot \frac{\partial Fe}{\partial X^{VD}} + \dots \end{aligned}$$

$$\delta p_c = \delta X^{VD} \cdot \frac{Mt}{Ah} + \delta \dot{X}^{VD} \cdot \frac{Bc}{Ah} + \delta X^{VD} \cdot \frac{(Kx + Kfe)}{Ah}.$$

A equação acima é a variação da pressão da câmara de controle em função da variação da aceleração, velocidade e deslocamento do carretel no ponto de operação X_0^{VD} . Para simplificar, referencia-se a equação do movimento da válvula VD linearizada após a aplicação de Laplace como:

$$pc(s) = \frac{[Mts^2 + Bcs + (Kx + Kfe)]}{Ah} \cdot X^{VD}(s) \tag{5.6}$$

onde a soma dos parâmetros Kx e Kfe podem ser substituídas por K^{VD} tal que $K^{VD} = Kx + Kfe$.

▪ **Função Transferência**

(a) Função Transferência em Malha Aberta

A função transferência em malha aberta para o sistema VP + VD obtida das equações (5.2), (5.4) e (5.6) é dada pela equação,

$$kq_0 \cdot X^{VP}(s) = [D s^3 + E s^2 + F s + I] \cdot X^{VD}(s) \tag{5.8}$$

onde,

$$D = \frac{Mt \cdot Vh}{\beta_e \cdot Ah};$$

$$E = \frac{Bc \cdot Vh + Mt(Cin + kc_0)\beta e}{\beta e \cdot Ah};$$

$$F = \frac{\beta e Bc(Cin + kc_0) + Vh \cdot K^{VD}}{\beta e \cdot Ah} + Ah;$$

$$I = \frac{K^{VD}}{Ah} \cdot (Cin + kc_0);$$

A equação (5.8) descreve a função transferência do sistema VP + VD para uma entrada do deslocamento do carretel X^{VP} e uma saída X^{VD} que é o deslocamento do carretel da VD.

(b) Diagrama de Blocos Detalhado

O diagrama de blocos da figura 5.4 representa as equações de (5.2) a (5.8) que mostram um sistema cuja entrada Ue (tensão de entrada) na válvula VP é transformada em uma saída X^{VD} (deslocamento do carretel) na válvula VD. O sistema está assim representado por uma função transferência em malha aberta como:

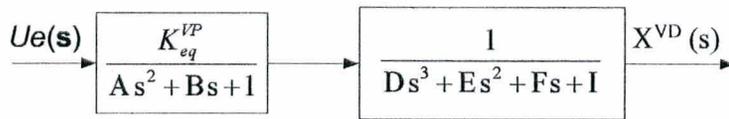


Fig. 5.4 – Diagrama de Blocos para o sistema VP + VD em malha aberta.

O diagrama de blocos detalhado, do sistema VP + VD pode ser traçado também a partir das equações (5.1) a (5.8) conforme já detalhado no capítulo 3.

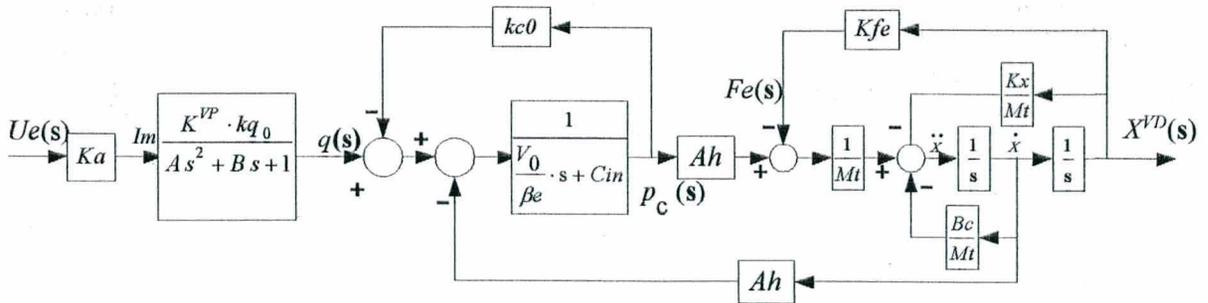


Fig.5.5 – Diagrama de blocos detalhado do sistema VP + VD.

(c) Função Transferência em Malha Fechada do Sistema VP + VD

Para representar o sistema em malha fechada conforme apresenta o esquema hidráulico da figura (5.2), acrescentaremos ao sinal de saída um transdutor de posição de ganho Kd . Este sinal subtraído do sinal de referência Ur , resultará em uma tensão de entrada Ue que poderá ou não ser entrada de um controlador (inicialmente proporcional) de ganho Ka .

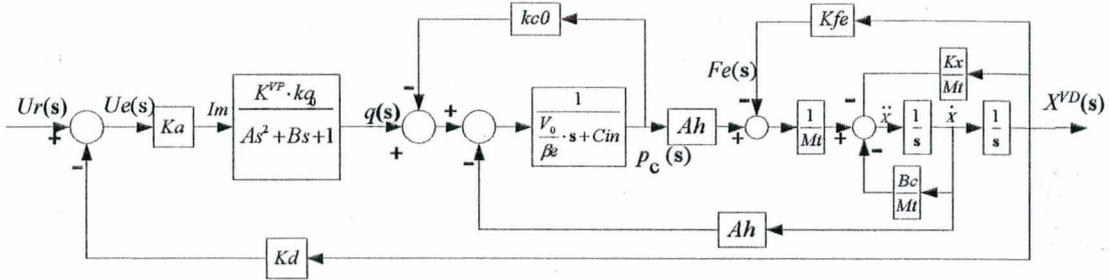


Fig. 5.6 – Diagrama de blocos detalhado para o sistema VP +VD em malha fechada.

que na forma de um diagrama de blocos mais condensado fica,

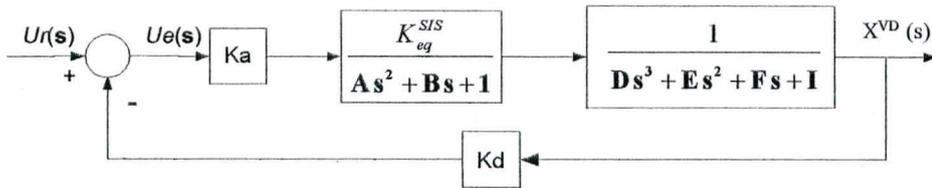


Fig.5.7 – Diagrama de blocos condensado.

onde $K_{eq}^{VP} = K^{VP} \cdot Kq_0$.

Assim a função transferência pode ser dada por

$$\frac{X^{VD}(s)}{Ur(s)} = \frac{Ka \cdot K_{eq}^{VP}}{\Psi + Ka \cdot K_{eq}^{VP} \cdot Kd} \quad \text{onde,} \quad (5.9)$$

$$\Psi = (D.A)s^5 + (D.B + E.A)s^4 + [D + (B.E) + (F.A)]s^3 + [E + (B.F) + (A.I)]s^2 + [F + (B.I)]s + I$$

$$\Psi = (1,24 \times 10^{-12})s^5 + (3,85 \times 10^{-10})s^4 + (2,28 \times 10^{-6})s^3 + (2,10 \times 10^{-4})s^2 + (9,86 \times 10^{-3})s + 2,11 \times 10^{-3}$$

Análise Linear

A figura 5.7 representa o diagrama de blocos do sistema VP + VD em malha fechada que resultou na equação da função transferência (5.9). Inicialmente faz-se um estudo da função transferência em função do parâmetro K_{eq}^{VP} , considerando-se os valores de Ka e Kd inicialmente iguais a unidade. O objetivo é fazer a verificação do comportamento da válvula para o sistema. Assim tem-se a função de transferência como,

$$\frac{X^{VD}(s)}{Ue(s)} = \frac{K_{eq}^{VP}}{\psi + K_{eq}^{VP}}; \tag{5.10}$$

A equação característica correspondente colocada na forma de Evans é então:

$$1 + K_{eq}^{VP} \cdot \frac{1}{\psi} = 0. \tag{5.11}$$

O lugar das raízes é mostrado na figura (5.8). Pela curva observa-se que para valores do parâmetro K_{eq}^{VP} maiores, o par de pólos conjugados complexos tem maior influência na dinâmica e se aproxima do eixo imaginário tornando o sistema mais oscilatório. Para valores de parâmetros em que a parte real do par conjugado complexos assume valores positivos o sistema torna-se instável. Assim, a partir dos valores encontrados para o parâmetro K_{eq}^{VP} determina-se uma faixa de estabilidade tal que:

$$0 \leq K_{eq}^{VP} \leq 7,75 \times 10^{-1}; \tag{5.12}$$

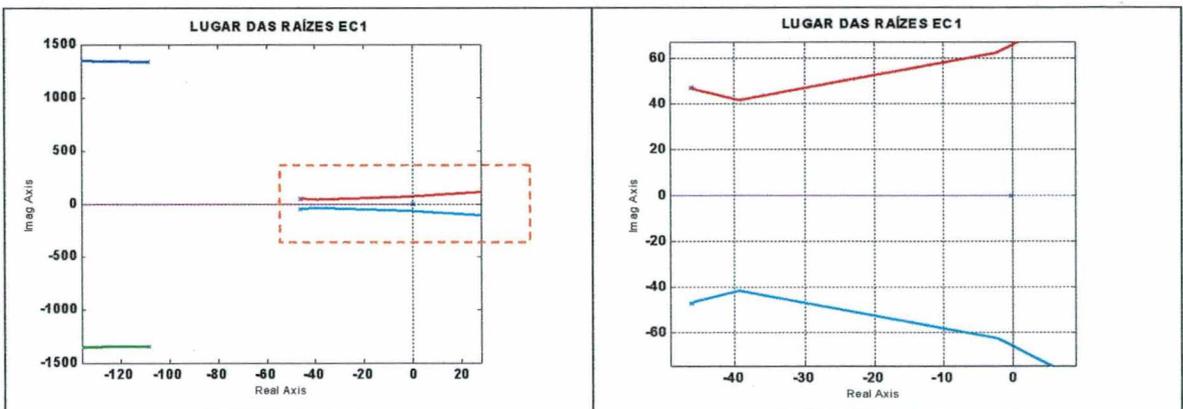


Fig. 5.8 – Lugar das raízes para o parâmetro K_{eq}^{VP} .

Os polos da equação característica são:

- -1.087×10^2 ; $+1.343 \times 10^3 i$;
- -1.087×10^2 ; $-1.343 \times 10^3 i$;
- -4.62×10^1 ; $+4.713 \times 10^1$;
- -4.62×10^1 ; -4.713×10^1 ;
- -2.15×10^{-1} ;

▪ Simulação

Uma vez verificado que os parâmetros estão dentro da faixa de estabilidade (5.12), parte-se para a simulação do sistema no software SIMULINK adotando a tabela de parâmetros (5.4).

Em uma primeira análise, através de simulações para diferentes Keq^{VP} faz-se um refinamento da faixa de valores (5.12). Se os ganhos do controlador (Ka) e do transdutor (Kd) são tomados como unitários, pode-se dizer que o ganho equivalente da válvula representa o tamanho nominal. Desta forma, comparando o parâmetro Kq_0 encontrado com o Keq^{VP} estabelece-se uma nova faixa de valores. Como o ganho de vazão Kq_0 é igual a $2,2 \times 10^{-4}$ (Rexroth) ou $2,5 \times 10^{-4}$ (Bosch) tem-se,

$$2,0 \times 10^{-4} \leq K_{eq}^{VP} \leq 2,6 \times 10^{-4}; \quad (5.13).$$

A faixa de valores para o ganho equivalente Keq^{VP} (5.13), dará ao projetista uma forma de avaliar outras válvulas, como por exemplo, simulando a posição da válvula VD para diferentes sinais de entrada e diferentes válvulas. A curva da figura (5.9) representa o deslocamento do carretel da válvula distribuidora VD para uma entrada em degrau em tensão na válvula proporcional VP. Através da curva é possível avaliar o comportamento do sistema para pequenos valores de sinal de entrada tais como o tempo de resposta, o erro em regime permanente e o sobre sinal.

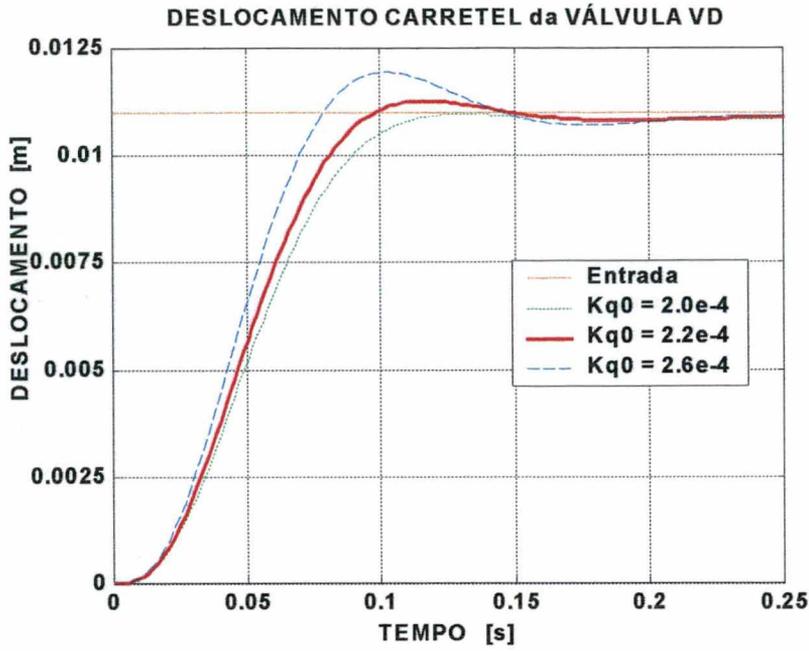


Fig. 5.9 – Deslocamento do carretel da válvula distribuidora VD.

Caso em que o desempenho do sistema não está atendendo os requisitos esperados de projeto, novas simulações são feitas para outros valores da faixa de ganho (5.13). Permanecendo os resultados que não atendem os requisitos de projeto, passa-se para o próximo passo que é o projeto do controlador. Se ainda assim os resultados da simulação não alcançarem os objetivos, novos parâmetros deveram ser levantados na etapa de dimensionamento ou até mesmo estabelecer uma nova concepção no projeto conceitual.

Resultados de simulações que estejam de acordo com o desempenho esperado, podem aprovar um projeto e gerar um modelo preliminar. Mesmo aprovado o projeto precisa ser validado e isto só é possível se dados experimentais estão disponíveis. A tarefa de validação consiste em comparar os parâmetros experimentais com os parâmetros de projeto, simular e comparar os resultados simulados com os resultados experimentais. Para uma melhor avaliação desta tarefa, o segundo estudo de caso trás um modelo com dados colhidos em campo.

5.3 – ESTUDO DE CASO II – EC II

Conforme verificado no estudo de caso I, a identificação correta dos termos significativos nas equações e do valor de parâmetros requer a correta transferência dos dados de catálogos de componentes hidráulicos e a avaliação de comportamentos reais em condições estáticas e dinâmicas. Neste contexto, analisa-se um sistema hidráulico de controle de posição de pás de turbina Kaplan composto de válvula proporcional de pressão, válvula distribuidora e cilindro (servomotor) inseridos em um sistema composto de duas malhas de controle PI.

O principal objetivo deste estudo será a apresentação da última parte da tarefa de estudo do comportamento que é a validação do modelo. Como informações reais, tem-se a medição de pressões, deslocamentos e posições do servomotor.

▪ Concepção

O presente estudo de caso trata-se do controle da posição das pás de uma turbina KAPLAN conforme figura (5.10). O deslocamento das pás é feito através de um cilindro hidráulico denominado servomotor que por sua vez é acionado por uma válvula distribuidora de dois estágios. A válvula distribuidora (VD), é composta por um carretel diferencial denominado pelas áreas Ah^{VD} e Ar^{VD} . O lado Ah^{VD} está ligado diretamente à pressão de controle pc^{VD} , criando uma força contrária à força dada pela pressão de suprimento ps do lado Ar^{VD} . A resultante desta força provocará um deslocamento do carretel da válvula distribuidora (VD) denominado X^{VD} .

A válvula proporcional VP de 2 estágios, recebe um sinal elétrico no solenóide proporcional o qual desloca o carretel do primeiro estágio limitando a pressão de pilotagem do segundo estágio. O segundo estágio trata-se de uma válvula 3/2 vias o que retrata o mesmo estudo do primeiro caso onde uma válvula 3/2 vias controla um cilindro diferencial. Tendo o atuador principal áreas aproximadas, adota-se que o cilindro é simétrico ou seja, $A1^{SM} = A2^{SM}$.

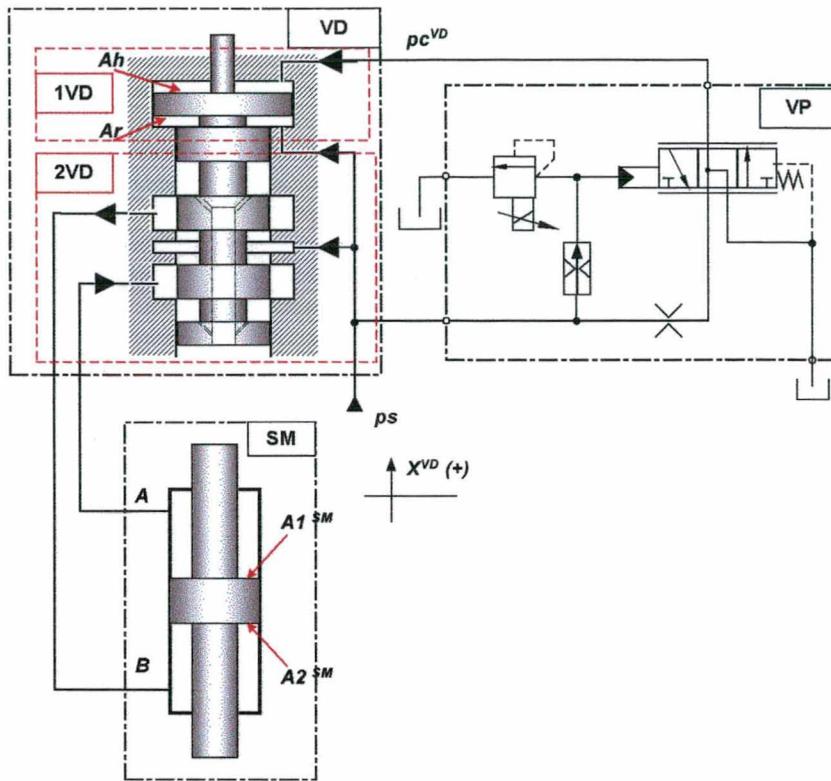


Fig. 5.10 - Esquema simplificado para o Estudo de Caso II.

▪ **Objetivos e Requisitos**

Dentro do Estudo de Caso I, o objetivo principal foi procurar uma válvula proporcional que garantisse o cumprimento dos requisitos apresentados pelo cliente. Apesar de ser um modelo simplificado, o Estudo de Caso I mostrou todos os passos da estruturação proposta a partir de considerações de alguns parâmetros como a força de escoamento na válvula VD. Para que se tenha uma boa análise dos resultados, é necessário que o maior número de parâmetros sejam conhecidos. Assim, o Estudo de Caso II é apresentado de forma diferenciada com a inclusão de dados reais obtidos a partir do monitoramento em tempo real e ensaios em campo.

Estes dados foram conseguidos através do relatório técnico dos ensaios nos reguladores de velocidade de UEH Coaracy Nunes (REIVAX, 2000). A importância de se obter dados reais, está na facilidade de poder transformar dados em parâmetros que completam os modelos para uma análise e simulação mais confiáveis e posteriormente validar este modelo. Os dados

levantados para este estudo de caso foram tirados a partir de testes de uma unidade geradora na condição de água morta (máquina parada na condição de manutenção e ajuste de equipamento). Através de um sistema de aquisição de dados obteve-se as curvas que possibilitam a avaliação de parâmetros importantes como a força de escoamento na válvula VD, curvas de vazão da válvula VD, forças atuantes no servo motor e etc.

5.3.1. - Dimensionamento Estático e Dinâmico – EC II.

Como no estudo de caso anterior o equipamento é também existente e portanto, neste item serão apresentados apenas os resultados dos parâmetros calculados no relatório técnico de Coaracy Nunes (REIVAX, 2000) como mostra a tabela (5.5).

Tabela 5.5 – Dados das especificações para o Estudo de Caso II.

Válvula Distribuidora – (VD)		
<i>Ah</i>	Área da câmara de controle	$141,3 \times 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$
<i>Ar</i>	Área da câmara de suprimento	$75,36 \times 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$
<i>Vh</i>	Volume da câmara de controle	$20 \times 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}$
<i>Xp</i>	Curso do carretel	$7 \times 10^{-3} \text{ [m]}$
<i>β_e</i>	Módulo de compressibilidade	$10 \times 10^8 \text{ [Pa]}$
<i>Bc</i>	Coefficiente de amortecimento viscoso do atuador	$340 \text{ [N.s.m}^{-1}\text{]}$
<i>Ci</i>	Coefficiente de vazamento interno	$1,797 \times 10^{-12} \text{ [m}^3\text{.s}^{-1}\text{]}$
<i>Cin</i>	Coefficiente de vazamento interno	$2,028 \times 10^{-12} \text{ [m}^3\text{.s}^{-1}\text{]}$
<i>Mt</i>	Massa total do carretel e óleo	15 [kg]
<i>Kfesc</i>	Constante da força de escoamento	$3,72 \times 10^5 \text{ [N]}$
Servomotor – (SM)		
<i>Ap</i>	Área do cilindro	$1,1 \text{ [m}^2\text{]}$
<i>Vt</i>	Volume total do cilindro	$0,3 \text{ [m}^3\text{]}$
<i>β_e</i>	Módulo de compressibilidade	$10 \times 10^8 \text{ [Pa]}$
<i>Bc</i>	Coefficiente de amortecimento viscoso do atuador	$500 \text{ [N.s.m}^{-1}\text{]}$
<i>Ba</i>	Coefficiente de amortecimento viscoso da água	$14,75 \times 10^6 \text{ [N.s.m}^{-1}\text{]}$
<i>Mst</i>	Massa total do cilindro, óleo, turbina e água	$13,35 \times 10^3 \text{ [kg]}$
<i>Fc</i>	Força total sobre o servomotor	900 [N]

5.3.2 – Conversão de Dados de Catálogos – EC II.

A válvula proporcional de controle utilizada na máquina é o conjunto Hidramax modelo ODHXOI2111. Trata-se de um sistema integrado para controle proporcional de vazão, pressão ou posição em 3 vias com 2 estágios (REIVAX, 1997).

A partir do Δp do orifício calcula-se os ganhos Kq_0^{VP} e Kc_0^{VP} pela equação da vazão

$$qv^{VP} = K \cdot U \cdot \sqrt{\Delta p_{orif}^{VP}}, \quad \text{onde } qv^{VP} \text{ é a vazão para um } \Delta p^{VP} \text{ calculado no orifício.}$$

O coeficiente de vazão nominal 'K', é calculado da mesma forma como no estudo de caso EC I e através do catálogo do fabricante N° 81 040/0691

$$K_V = \frac{100}{60.000} \times \frac{1}{\sqrt{40 \times 10^5}} = 8,33 \times 10^{-7}; \quad \text{que substituindo fica,}$$

$$kq_0 = \left. \frac{\partial q_v}{\partial U} \right|_0 = 3,20 \times 10^{-4} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{Volt}} \right];$$

$$kc_0 = \left. \frac{\partial q_v}{\partial pc} \right|_0 = 5,34 \times 10^{-10} \left[\frac{\text{m}^5}{\text{N} \cdot \text{s}} \right];$$

Do catálogo tem-se que a resposta em frequência da válvula à uma defasagem de 90° é,

$$\omega_n = 40 \text{ Hz} = 251 \left[\frac{rd}{s} \right], \text{ e para a relação de amortecimento } \xi \text{ será adotado valor de } 0,7.$$

Na tabela 5.6 estão listados os parâmetros referentes a esta seção.

Tabela 5.6 – Parâmetros da válvula Hidramax modelo ODHXOI2111.

Diferença de pressão Δp_v	$\Delta p_v = 15 \times 10^5 \text{ [Pa]}$
Vazão real dada pela válvula qv_{Real}	$qv_{Real} = 102 \times 10^{-5} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$
Coeficiente da válvula K_V	$K_V = 1,851 \times 10^{-7} \text{ [m}^5 \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{V}^{-1}\text{]}$
Coeficiente de vazão Kq_0	$Kq_0 = 3,2 \times 10^{-4} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{V}^{-1}\text{]}$
Coeficiente de vazão-pressão Kc_0	$Kc_0 = 5,34 \times 10^{-11} \text{ [m}^5 \cdot \text{N}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$

5.3.3.-Estudo do Comportamento Dinâmico – EC II.

5.3.3.1 - Modelagem do sistema.

(a) VP + 1VD

- Equação do movimento Válvula Proporcional – VP.

$$(Mts^2 + Bcs + kv) \cdot X^{VP}(s) = K^{VP} \cdot Ue(s); \quad (5.16)$$

onde “ K^{VP} ” é o ganho da válvula VP. A equação (5.16) é a equação da válvula VP em função da tensão “ Ue ” como entrada e deslocamento “ X^{VP} ” como saída.

- Equação da Vazão.

Após a linearização da equação da continuidade, a equação da vazão pode ser expressa por

$$qv^{VP} = kq_0 \cdot X^{VP} + kc_0 \cdot pc^{VD}(s). \quad (5.17)$$

- Equação da Continuidade - Válvula Distribuidora - 1VD

$$qv^{VD} + Cin \cdot (ps - pc) = \frac{dVh}{dt} - \frac{Vh}{\beta e} \cdot \frac{dpc}{dt}, \quad (5.18)$$

onde;

$$Vh = V_0 - Ah \cdot X^{VD} \quad \Rightarrow \quad \frac{dVh}{dt} = \frac{dV_0}{dt} - \frac{Vh}{\beta e} \cdot \frac{dpc}{dt} \quad \text{Variação do volume no lado do}$$

carretel, tal que

Assumindo-se que o carretel da válvula VD tenha pequenos deslocamentos tal que $|Ah \cdot X^{VD}| \ll V_0$ e que $V_0 = \text{cte.}$ (volume inicial da câmara de controle) (MERRIT, 1967), a equação (5.18) poderá ser linearizada no ponto (X_0^{VD}) .

Então se $q_v = f\left(p_s, p_c, \dot{p}_c, \dot{X}^{VD}\right)$, através de uma expansão em série de Taylor em

(5.18) e desprezando os termos de ordem superior tem-se,

$$\delta q_v = \delta X^{VD} \cdot Ah - \delta p_c \cdot \frac{V_h}{\beta e} - \delta p_c \cdot Cin \quad (5.19)$$

A equação (5.19) é a equação da continuidade para comando (acionamento) da válvula VD linearizada no ponto (X_0^{VD}). Ou seja, trata-se da variação da vazão (δq_v) em função da variação de suas variáveis no ponto de operação “ X_0^{VD} ”. Para simplificar a redação, referencia-se a equação da continuidade da válvula VD como a equação (5.20) abaixo, que após a aplicação de Laplace, tem-se:

$$q_v^{VD}(s) = Ah \cdot s \cdot X^{VD}(s) - \left[\frac{V_h}{\beta e} \cdot s + Cin \right] \cdot p_c(s) \quad (5.20)$$

▪ Equação do Movimento

A força necessária para movimentar as partes móveis da válvula VD é obtida com a aplicação da 2ª lei de Newton ao sistema.

$$(p_s \cdot Ar) - (p_c^{VD} \cdot Ah) = Mt \cdot \frac{d^2 X^{VD}}{dt^2} + Bc \cdot \frac{d X^{VD}}{dt} + Fe^{VD}; \quad (5.21)$$

Fe^{VD} é a força de escoamento da válvula distribuidora devido ao deslocamento do próprio carretel que surge no segundo estágio. Considerando-se que a força de escoamento Fe^{VD} seja expressa em função do deslocamento proporcional a uma constante Kfe tal que,

$Fe^{VD} = Kfe \cdot X^{VD}$. Assim a equação (5.21) poderá ser escrita como:

$$[(p_s \cdot Ar) - (p_c \cdot Ah)] = Mt \cdot \ddot{X}^{VD} + Bc \cdot \dot{X}^{VD} + Kfe \cdot X^{VD} \quad (5.22)$$

Logo $\sum F = f \left(X^{VD}, \dot{X}^{VD}, \ddot{X}^{VD}, pc \right) \Big|_{X_0^{VD}}$ é uma função que representada em uma

expansão em série de Taylor na equação (5.22).que após linearizada tem-se,

$$-\partial pc = \partial X^{\ddot{VD}} \cdot \frac{Mt}{Ah} + \partial X^{\dot{VD}} \cdot \frac{Bc}{Ah} + \partial X^{VD} \cdot \frac{Kfe}{Ah}; \quad \text{ou na forma de Laplace como:}$$

$$pc(s) = - \frac{[Mts^2 + Bcs + Kfe]}{Ah} \cdot X^{VD}(s) \quad (5.23)$$

(b) 2VD + SM

Considera-se o deslocamento X^{SM} do servomotor positivo no sentido de abrir as pás do rotor. Portanto a força (perturbação) “ F_{ab} ” será uma constante negativa que fará uma oposição para fechar as pás. A válvula distribuidora será tratada como uma servoválvula tipo carretel de quatro vias de centro crítico com geometria ideal (sem folga radial e bordos dos orifícios em canto vivo) e pórticos retangulares (DE NEGRI, 1987). Sendo assim adota-se a equação da vazão de controle “ qvc ” que representa a média das vazões das duas câmaras. Para que seja válida esta expressão, os volumes de ambas as câmaras deverão ser iguais. O que se aplica a atuadores não diferenciais e com volumes iniciais iguais nas linhas 1 e 2.

▪ Válvula distribuidora – 2VD

A equação da vazão de controle na válvula distribuidora “ qvc^{2VD} ”, linearizada no ponto de operação nulo é dada por:

$$\delta qvc^{2VD} = kq_0 \cdot X^{VD} - kc_0 \cdot pc(s) . \quad (5.24)$$

▪ Servo Motor – SM

A equação da continuidade para cilindros lineares simétricos (servomotor) linearizada no ponto de operação nulo é dada pela equação (5.25).

$$\delta qvc^{SM} = \frac{Vt}{4\beta e_0} \cdot \frac{dpc}{dt} + (Cin) \cdot pc + Ap \cdot \frac{dX^{SM}}{dt}; \quad (5.25)$$

Em aplicações com cilindros simétricos os volumes iniciais nas linhas 1 e 2 são considerados iguais (DE NEGRI, 1987). Assim, se Vt é o volume total contido em ambas as linhas tem-se que,

$$Vt \cong V_1 + V_2 \text{ [m}^3\text{]}; \quad \text{onde } V_1 \text{ e } V_2 \Rightarrow \text{volume inicial nas linhas 1 e 2;}$$

$$Cin^{SM} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-1}\text{]} \Rightarrow \text{Coeficiente de vazamento interno;}$$

$$Ap \text{ [m}^2\text{]} \Rightarrow \text{área do atuador (servomotor);}$$

$$X^{SM} \text{ [m]} \Rightarrow \text{deslocamento do servomotor.}$$

A equação do movimento para o servomotor é dada por:

$$(pc \cdot Apc^{SM}) = Mt^{SM} \cdot \frac{d^2 X^{SM}}{dt^2} + (Ba + Bc) \cdot \frac{d X^{SM}}{dt} + Fc; \quad (5.26)$$

onde considera-se a rigidez associada a carga desprezível ($Kc = 0$) e,

$$Fc \Rightarrow \text{Forças de carga [N];}$$

$$Mt^{SM} \Rightarrow \text{Massa total do servomotor que é o somatório de } Ma, Mc \text{ e } Mf \text{ [kg].}$$

$$Bc \Rightarrow \text{Coeficiente de amortecimento viscoso do atuador [N.s.m}^{-1}\text{]};$$

$$Ba \Rightarrow \text{Coeficiente de amortecimento viscoso da água [N.s.m}^{-1}\text{]};$$

$$X^{SM} \Rightarrow \text{Deslocamento do servomotor [m];}$$

A equação (5.26) pode ser escrita em função da pressão pc^{SM} que após linearizada e colocada na forma de Laplace tem-se,

$$\left[\delta pc^{SM}(s) - \delta Fc \cdot \frac{1}{Ap} \right] = \left[\frac{Mt^{SM} s^2 + (Ba + Bc)s}{Ap} \right] \cdot \delta X^{SM}(s); \quad (5.27)$$

5.3.3.2 - Função transferência.

(a) VP + 1VD

▪ **Em Malha Aberta.**

Das equações (5.17), (5.20), e (5.23), tem-se a função transferência em malha aberta conforme pode ser visto na equação (5.10) abaixo que descreve o sistema VP + 1VD para uma entrada do deslocamento do carretel X^{VP} e uma saída X^{VD} que é o deslocamento do carretel da VD.

$$kq_0^{VP} \cdot X^{VP}(s) = \mathbf{D} \cdot s^3 + \mathbf{E} \cdot s^2 + \mathbf{F} \cdot s + \mathbf{I} \quad \text{onde,} \quad (5.27)$$

$$\mathbf{D} = \frac{Mt \cdot V_h}{\beta e \cdot Ah};$$

$$\mathbf{E} = \frac{Bc \cdot V_h + Mt(Cin + kc_0)\beta e}{\beta e \cdot Ah};$$

$$\mathbf{F} = \frac{\beta e Bc(Cin + kc_0) + V_h \cdot Kfe}{\beta e \cdot Ah} + Ah;$$

$$\mathbf{I} = \frac{Kfe}{Ah} \cdot (Cin + kc_0).$$

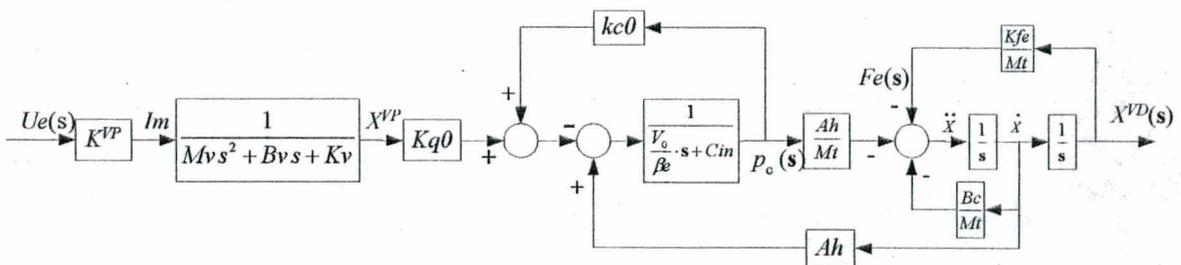


Fig. 5.12 – Diagrama de blocos em malha aberta do sistema VP + 1VD.

Das equações (5.16), (5.17), (5.20), e (5.23) pode-se traçar o diagrama de blocos detalhado do sistema VP + 1VD. A partir de uma entrada em tensão Ue na válvula VP com uma saída de deslocamento do carretel da válvula distribuidora X^{VD} .

▪ **Em malha fechada.**

Para representar o sistema em malha fechada, acrescenta-se ao sinal de saída um transdutor de posição de ganho Kd . Este sinal subtraído do sinal de referência resultará na tensão de entrada U_r que após passar por um controlador “PI” dará entrada na válvula VP. Para complementar o modelo “VP + 1VD” colocado pela equação (5.10), considera-se que o deslocamento X^{VP} foi dado pela entrada em tensão no solenóide da válvula VP. Assim o sistema do primeiro estágio da válvula distribuidora (S1VD), Passa a receber um sinal de tensão “ U_e ” e uma saída “ X^{VD} ” como mostra a figura (5.13) que representa o diagrama de blocos simplificado com os blocos do sistema “S1VD”, do transdutor “Kd” e o bloco do controlador “PI”.

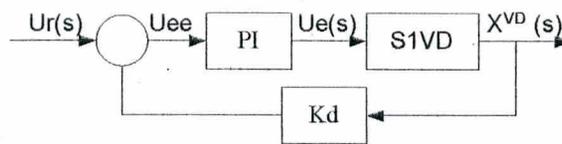


Fig. 5.13 – Diagrama de blocos em malha fechada do sistema VP + 1VD (S1VD).

Das equações (5.16) e (5.28) pode-se ter um nova função transferência em malha aberta como:

$$Kq_0 \cdot \left(\frac{1}{As^2 + Bs + 1} \right) \cdot K^{VP} \cdot U_e(s) \cdot \left[\frac{1}{Ds^3 + Es^2 + Fs + I} \right] = X^{VD}(s);$$

onde, $K^{VP} = \frac{K^{VP}}{Kv}$; $A = \frac{1}{(\omega_n^{VP})^2} = \frac{Mv}{kv}$; e $B = \frac{2\xi}{\omega_n^{VP}} = \frac{Bv}{kv}$

A representação do diagrama de blocos em malha fechada segue como mostrado na figura (5.14) com a introdução de um transdutor de ganho Kd e um valor de referência $U_r(s)$.

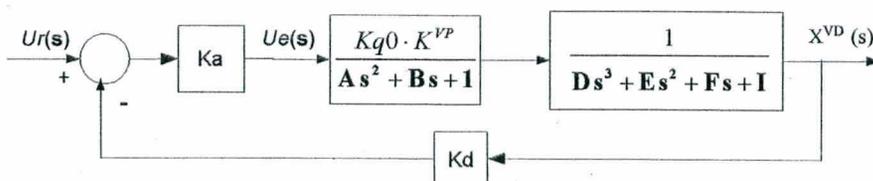


Fig. 5.14 – Diagrama de blocos em malha fechada do sistema S1VD.

Fazendo-se $K^{VP} \cdot Kq_0 = K_{eq}^{SIS}$, que é um ganho equivalente do sistema e tomando-se “ Ka ” como um ganho do controlador, a função transferência do sistema em malha fechada pode ser expressa por:

$$\frac{X^{VD}(s)}{Ur(s)} = \frac{Ka \cdot K_{eq}^{SIS}}{\Psi + Ka \cdot K_{eq}^{SIS} \cdot Kd} \quad (5.29)$$

onde,

$$\Psi = (D.A)s^5 + (D.B + E.A)s^4 + [D + (B.E) + (F.A)]s^3 + [E + (B.F) + (A.I)]s^2 + [F + (B.I)]s + I$$

(b) 2VD + SM

▪ Em malha aberta.

Considerando que a vazão de controle que entra no servomotor é igual à vazão que sai da válvula distribuidora ($qvc^{SM} = qvc^{2VD}$), e manipulando as equações (5.24), (5.25) e (5.27) pode-se escrever a função transferência em malha aberta do sistema como:

$$\begin{aligned} Kq_0^{2VD} \cdot X^{VD}(s) = & \\ = & \left[\left(\frac{Vt \cdot Mt^{SM}}{4\beta e_0 \cdot Ap} \right) s^3 \left(\frac{4\beta e_0 \cdot KCin \cdot Mt^{SM} + Vt \cdot (Ba + Bc)}{4\beta e_0 \cdot Ap} \right) s^2 + \left(\frac{KCin \cdot (Ba + Bc)}{Ap} + Ap \right) s \right] X^{SM}(s) \\ & + \left[\frac{KCin}{Ap} + \frac{Vt}{4\beta e_0 \cdot Ap} \cdot s \right] \cdot Fc(s); \end{aligned} \quad (5.30)$$

A equação (5.30) representa a função transferência do sistema 2VD + SM para uma entrada de deslocamento X^{VD} do carretel da válvula VD, uma força Fc como força de carga no SM e uma saída de deslocamento X^{SM} do servomotor. A sua representação em diagrama de blocos pode ser vista na figura (5.15).

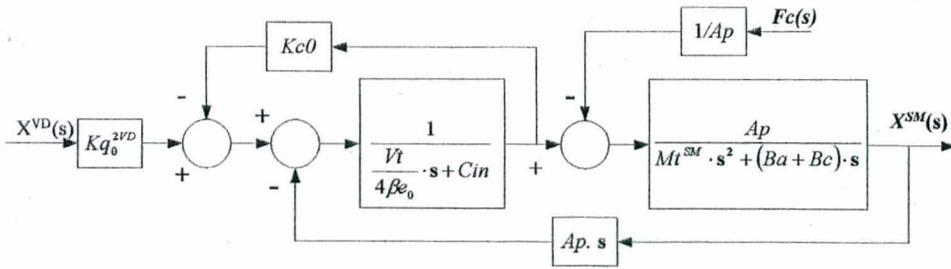


Fig. 5.15 – Diagrama de blocos do sistema 2VD + SM em malha aberta.

▪ **Em malha fechada.**

Rescrevendo a equação (5.30) como:

$$Kq_0^{2VD} \cdot X^{VD}(s) = [J \cdot s^3 + L \cdot s^2 + N \cdot s] \cdot X^{SM}(s) + [R] \cdot Fc(s) \quad (5.31)$$

onde,

$$J = \frac{Vt \cdot Mt^{SM}}{4\beta e_0 \cdot Ap};$$

$$L = \frac{4\beta e_0 \cdot KCin \cdot Mt^{SM} + Vt \cdot (Ba + Bc)}{4\beta e_0 \cdot Ap};$$

$$N = \frac{KCin \cdot (Ba + Bc)}{Ap} + Ap;$$

$$R = \frac{KCin}{Ap} + \frac{Vt}{4\beta e_0 \cdot Ap} \cdot s;$$

O diagrama de blocos em malha fechada do sistema 2VD + SM poderá ser representado como:

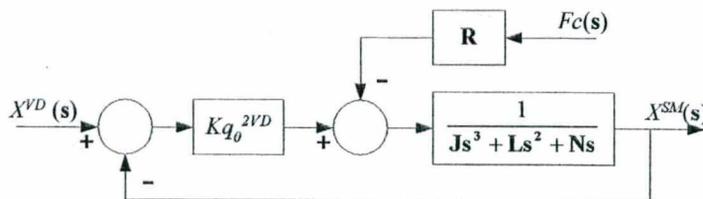


Fig. 5.16 – Diagrama de blocos do sistema 2VD + SM em malha fechada.

Para a determinação da função transferência de um sistema onde tem-se uma entrada e uma perturbação de uma força, considera-se inicialmente uma entrada em deslocamento $X^{VD}(s)$ e depois uma entrada de força de carga $Fc(s)$.

1º Caso – Entrada $X^{VD}(s)$ e $Fc(s) = 0$;

A função transferência em malha fechada do diagrama de blocos é dada por:

$$\frac{X^{SM}(s)}{X^{VD}(s)} = \frac{Kq_0^{2VD}}{Js^3 + Ls^2 + Ns + Kq_0^{2VD}}; \tag{5.32}$$

2º Caso – A entrada passa a ser a força de carga $Fc(s)$ e $X^{VD}(s) = 0$.

A função transferência da figura (5.16) referente ao sistema é dada por:

$$\frac{X^{SM}(s)}{Fc(s)} = \frac{R}{Js^3 + Ls^2 + Ns + Kq_0^{2VD}}; \tag{5.33}$$

(c) Sistema global - (VP + 1VD) e (2VD + SM).

▪ **Em malha aberta**

Das equações (5.28) e (5.30), que representam as funções transferência dos dois sub sistemas (VP + 1VD) e (2VD + SM) respectivamente, serão agora agrupadas para formar a função transferência global. A partir de uma entrada $X^{VP}(s)$ da válvula proporcional tem-se uma saída $X^{SM}(s)$ que é o deslocamento de servomotor.

$$\left[Kq_0^{VP} \cdot X^{VP}(s) \cdot \left(\frac{1}{Ds^3 + Es^2 + Fs + I} \right) \cdot Kq_0^{2VD} \right] - [R] \cdot Fc(s) = [Js^3 + Ls^2 + Ns] \cdot X^{SM}(s); \tag{5.34}$$

Que na forma de diagrama de blocos é representado por:

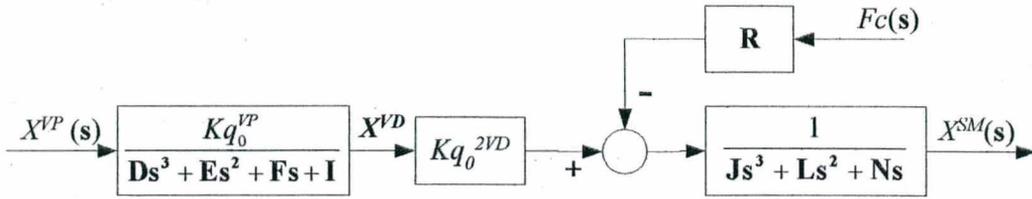


Fig. 5.17 – Diagrama de bloco em malha aberta do sistema global.

Novamente tem-se que estudar dois casos separadamente para entradas de X^{VP} da válvula proporcional e da força de carga Fc no servomotor.

1º Caso – Para uma força de carga $Fc(s) = 0$.

A função transferência é então,

$$\frac{X^{SM}(s)}{X^{VP}(s)} = \frac{Kq_0^{VP} \cdot Kq_0^{2VD}}{\Omega}; \quad \text{onde,} \quad (5.35)$$

$$\Omega = (DJ)s^6 + [(DL) + (JE)]s^5 + [(ND) + (EL) + (JF)]s^4 + [(NE) + (LF) + (JI)]s^3 + [(NF) + (LI)]s^2 + (NI)s;$$

2º Caso – Para deslocamento $X^{VP}(s) = 0$.

$$\frac{X^{SM}(s)}{Fc(s)} = \frac{R}{Js^3 + Ls^2 + Ns}; \quad (5.36)$$

5.3.3.3 – Análise e simulação.

Fazendo uso das funções transferência da seção anterior, o projetista tem condições de fazer a análise linear conforme demonstrado no estudo de caso I. Como o objetivo deste estudo de caso não é fazer uma análise de parâmetros e sim avaliar um modelo diante de dados reais, faz-se em seguida a apresentação do diagrama que foi usado para a simulação no SIMULINK.

O sistema hidráulico típico de um regulador de velocidade para uma turbina tipo Kaplan apresenta dois circuitos hidráulicos com atuadores independentes, um para o movimento do distribuidor e outro para o movimento das pás do rotor. O movimento das pás opera de forma

conjugada com o distribuidor, ou seja, a cada posição do distribuidor há uma posição definida para as pás, que também varia com a altura de queda (RODRIGUES, 2001).

A figura 5.18 mostra um diagrama de blocos simplificado do sistema de controle das pás da turbina Kaplan. Consiste de uma malha externa do servomotor, que recebe um sinal de referência de posição (X_{ref}^{SM}) e comparada com a posição do servomotor. O resultado (erro SM) desta comparação após passar por um controlador PI, será a entrada na malha interna da válvula distribuidora. Agora, este sinal é comparado com a posição do carretel da válvula distribuidora e o resultado (erro VD) passa por outro controlador PI que resultará no sinal de entrada para a válvula proporcional VP.

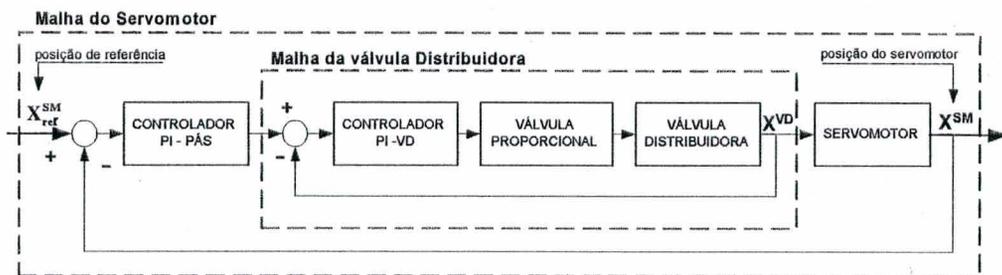


Fig. 5.18 – Diagrama de Blocos do Sistema.

5.3.3.4 – Validação do modelo.

Os ensaios na Turbina Kaplan foram conduzidos com a finalidade de realizar manutenção corretiva no sistema de controle das pás que apresentava flutuações na regulação de potência. Estas flutuações ocorriam devido a uma instalação inadequada do sensor de posição do servomotor das pás fazendo com que os sinais de retorno fossem mascarados por uma falsa posição.

Durante os ensaios foram monitoradas as pressões nas câmaras do servomotor, pressão de suprimento, temperatura do óleo, deslocamento do carretel da válvula distribuidora, posição do servomotor das pás do rotor e posição do servomotor do distribuidor. A partir dos resultados dos

testes foi possível calcular parâmetros tais como a força de escoamento atuante na válvula distribuidora, a força útil do servomotor e o ganho de vazão da válvula distribuidora.

Na figura 5.19 está representada a metodologia empregada para a identificação dos parâmetros e/ou sinais que serviram de entrada para o modelo. Através de curvas levantadas em campo, foram gerados blocos de tabela para sinais de entrada e curvas características para determinação de parâmetros.

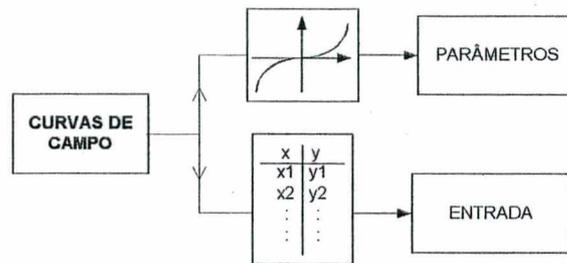


Fig. 5.19 – Metodologia para levantamento de dados (SOARES, 1999).

O experimento foi realizado nas condições iniciais de 7 MWatts de potência elétrica com degrau na posição do distribuidor no sentido de fechamento, reduzindo a potência para 5 MWatts. Na Figura (5.20) são apresentados os resultados das medições da posição do servomotores do distribuidor (a), posição das pás do rotor durante o início do degrau de redução de potência (b), as curvas de pressões nas câmaras do servomotor das pás (c), o resultado dos cálculos para determinação da carga sobre o servomotor (d), a curva característica da vazão da válvula distribuidora (e) e a força de escoamento no carretel da válvula distribuidora.

Para obter os sinais de entrada para o modelo, levantou-se a curva de posição do distribuidor (a) e através de uma curva de conjugação dada pelo fabricante da turbina tem-se uma curva de posição do servomotor (b) das pás do rotor. Os pontos desta curva formam um bloco de tabela que serão os dados de entrada para a simulação. Os resultados dos cálculos para a determinação da carga sobre o servomotor estão expressos na curva (d), os quais tiveram base nas curvas de pressões monitoradas nas câmaras do servomotor (c). De modo similar, também

pela curva (c), a força de escoamento é calculada e expressa em função da abertura do carretel VD na curva (f).

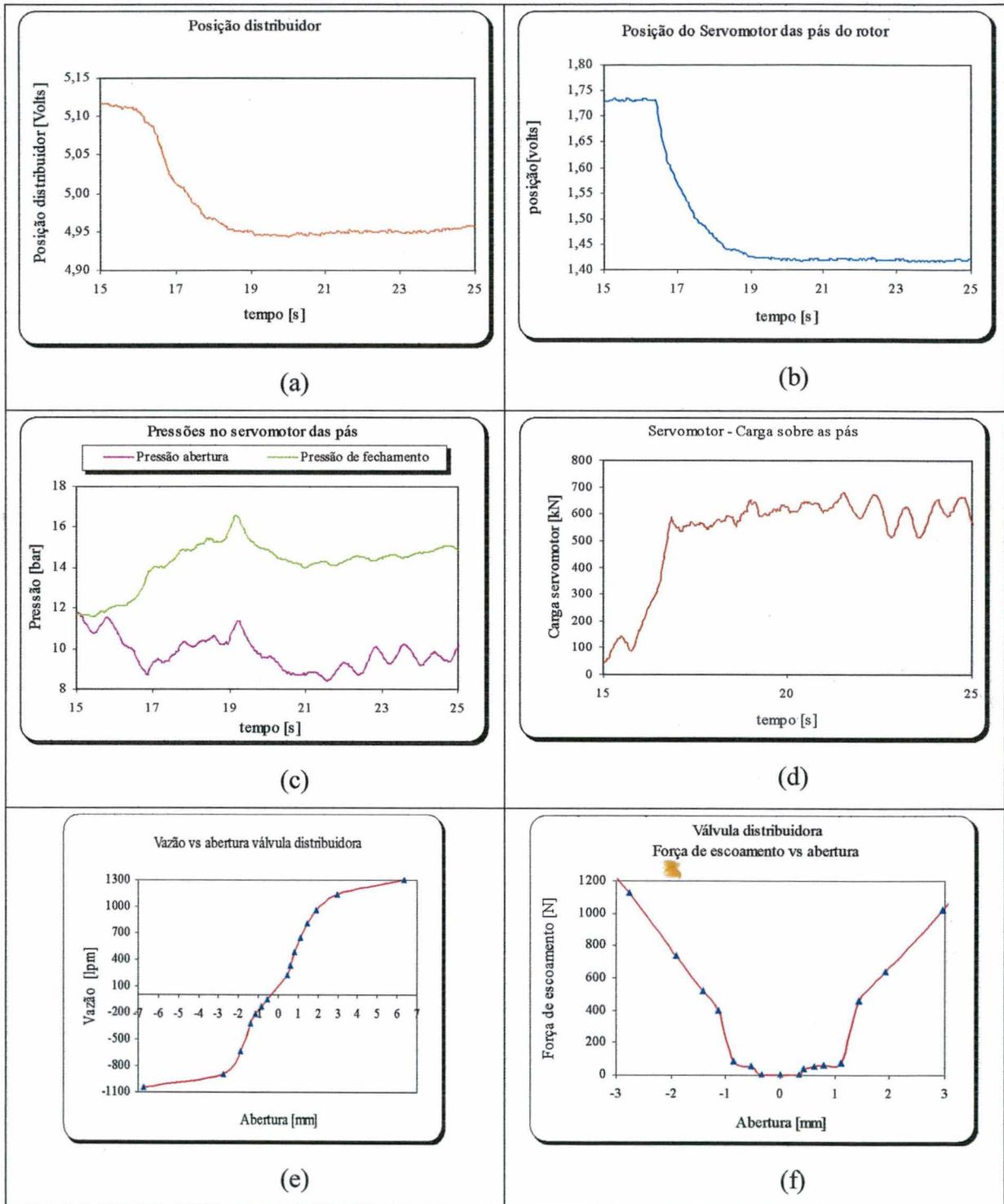


Fig. 5.20 - Resultados para degrau de fechamento do distribuidor da turbina (RODRIGUES, 2001).

O resultado da simulação pode ser visto na figura 5.21 onde estão representados as curvas de posição do servomotor das pás do rotor em função do tempo. A figura mostra a curva dada

pela matriz de entrada (azul), a curva da simulação (vermelho) e a curva dos ensaios em campo. Nota-se que o modelo consegue acompanhar o sinal de entrada apresentando um erro mínimo em regime permanente. O erro maior dado em função da curva do ensaio, deve-se ao fato já mencionado da posição do sensor. A figura 5.22 é a mesma curva porém com uma matriz de entrada para todos os pontos durante um degrau completo de aproximadamente 80 segundos.

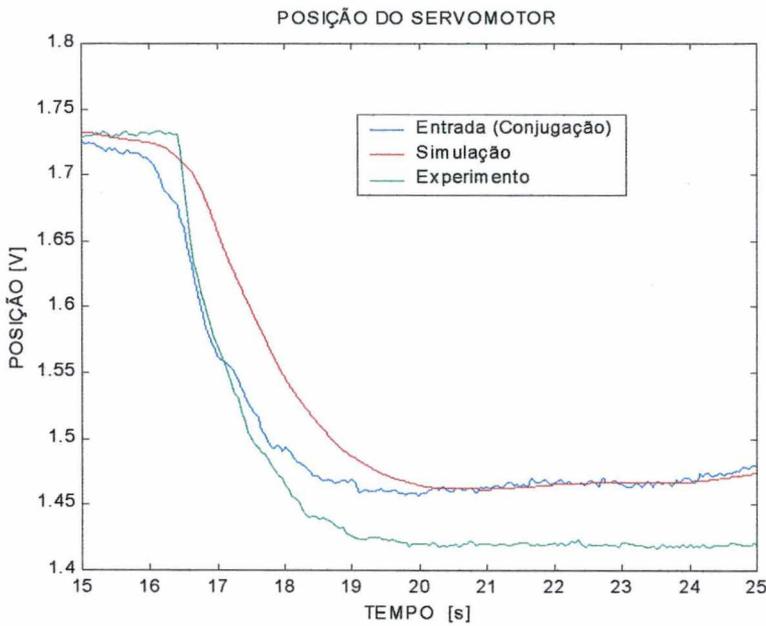


Figura 5.21. Resultados para a posição do servomotor das pás do rotor.

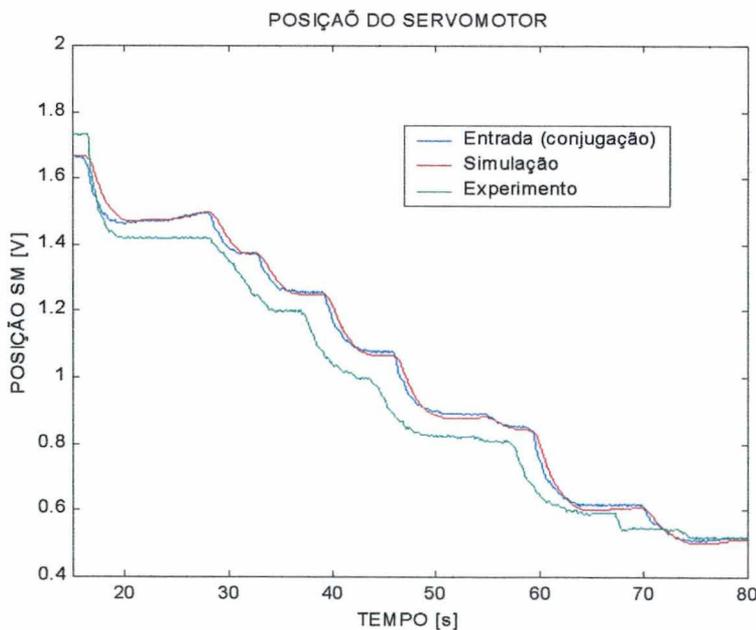


Figura 5.22. Resultados para o degrau completo de posição no servomotor das pás do rotor.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÃO

A escolha da tecnologia deveria ser uma tarefa fácil mas, quando se trabalha com válvulas eletro-hidráulicas de controle, isto não ocorre. A falta de uniformidade na apresentação dos dados de catálogos tanto para servo válvulas como para válvulas proporcionais, faz com que os projetistas tenham dúvidas sobre quais dados são importantes e necessários para uma solução.

A importância deste trabalho partiu da necessidade de ordenar os principais métodos aplicados no projeto de circuitos hidráulicos e assim permitir aos projetistas uma correta seleção de componentes seguindo uma sistematização proposta. O emprego da metodologia de desenvolvimento de produtos aplicada ao projeto de sistemas, auxiliou em muito na organização das idéias e procedimentos do dimensionamento e análise dos componentes. O agrupamento das tarefas do projeto preliminar em etapas proporcionou a elaboração de fluxogramas com uma fundamentação teórica com objetivos definidos passo a passo.

Os métodos aplicados a projeto de circuitos hidráulicos existentes na literatura técnica são colocados por fabricantes ou profissionais ligados a estes. Conforme exposto no capítulo 2, o enfoque abordado pelos autores (comercial ou técnico), não é completamente claro quanto na especificação de componentes e na forma de obter parâmetros de catálogos. A maioria dos métodos nos manuais refere-se a controle de velocidade ou de posição em malha aberta não sendo assim, apropriados para dimensionamento de componentes em controle de malha fechada.

Este trabalho apresentou uma proposta para o dimensionamento, especificação e análise de um circuito de posição em malha fechada. Apresentou além disso, uma avaliação diferenciada dos métodos existentes na qual o cálculo da velocidade e aceleração foram tratados a partir das equações diferenciais do modelo. Uma outra característica do trabalho foi a análise da pressão de controle para os pontos onde ocorrem o deslocamento máximo, velocidade máxima e aceleração máxima verificando assim se não há picos de pressão maiores que $2/3$ da pressão de suprimento.

Para uma especificação correta das válvulas, definiu-se dois parâmetros necessários para selecionar uma válvula a partir de dados de catálogos. O coeficiente da válvula K_v e a diferença de pressão Δp_v na válvula. A partir da aplicação no projeto (válvulas de 4 ou 3 vias), encontra-se o coeficiente de vazão K_v , para uma vazão correspondente ao Δp_v do problema e os ganhos K_q e K_c .

Para completar as etapas do projeto preliminar, um roteiro para o estudo do comportamento dinâmico do sistema é proposto. Fez-se uma análise do ganho da válvula pelo lugar das raízes e simulações em MATLAB para verificação do desempenho. Através dos dois estudos de caso verificou-se a importância da simulação para dar segurança ao projetista no método aplicado. Com a simulação o projetista poderá avaliar não só o tempo de resposta como também, poderá verificar o comportamento do sistema quando os parâmetros são variados ou outras válvulas são testadas.

A importância de dados práticos para a validação do modelo e conseqüentemente os resultados obtidos da simulação, são mencionados no segundo estudo de caso. Através de transdutores e *softwares* de aquisição de dados, procura-se monitorar as variáveis que possibilitam a obtenção de dados difíceis de se obter teoricamente tais como força de escoamento em válvulas, força útil em atuadores, ganho de vazão de válvulas etc. Para isso deve-se monitorar as pressões nas

câmaras dos atuadores, pressão de suprimento, deslocamento do carretel da válvula, deslocamento do atuador, temperatura do óleo, vazão da bomba e vazão da válvula.

Como sugestões para novos trabalhos, propõe-se:

- Sistematização para controle de velocidade em malha aberta e fechada.
- Avaliação das não linearidades nos modelos propostos.
- Modelagem de cilindro diferencial com válvula quatro vias não diferencial.
- Ensaios em banco de teste ou em campo dos sistemas projetados para levantamento real das curvas e verificação dos coeficientes encontrados pelo método proposto.

7. - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .

- ANDERSON, W. – **Controlling Eletrohydraulic Systems**. New York: Marcel Dekker, Inc. 1988.
- ANDRIGHETTO, P. L. - **Posicionador Eletro-Hidráulico Controlado por Válvula Proporcional Direcional**. Florianópolis: UFSC, 1996.(Dissertação de Mestrado).
- BACK, Nelson. – **Metodologia de Projeto de Produtos Industriais**. Rio de Janeiro: Guanabara dois S.A., 1983.
- BOSCH – **Proportional Control Valves**. Stuttgart. Robert Bosch GmbH. – Catálogo HP/VHI 013/1De/En/Fr. – 1987.
- CUNHA, Mauro A.B. – **Controle em Cascata com adaptação de parâmetros aplicado a um atuador hidráulico**. Florianópolis: Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica. UFSC, 1997. (Dissertação de Mestrado).
- CUNHA, Mauro A.B. – **Controle em Cascata de um Atuador Hidráulico: Contribuições Teóricas e Experimentais**. Florianópolis: Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica. UFSC, 2001. (Tese de Doutorado).
- DE NEGRI, V. J. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle**. Parte III – **Sistemas Hidráulicos para Controle**. Florianópolis: Apostila do curso de pós graduação da UFSC, 2001.
- DE NEGRI, V., VIEIRA, A. - **A Hidráulica e Pneumática no contexto da Mecatrônica**. Florianópolis: UFSC. Artigo técnico. Revista abhp, número 103 – mar/abr. 1997.
- DE NEGRI, Victor J. - **Estudo do Comportamento Dinâmico de Sistemas Hidráulicos**. Apostila do curso de pós graduação da UFSC, 1988.

- DE NEGRI, Victor J. - **Modelagem de Servomecanismos Hidráulicos e Simulação de um Sevomecanismo Mecânico-Hidráulico**. Florianópolis: UFSC, 1987 (Dissertação de mestrado).
- DE NEGRI, Victor J.. - **Estruturação da Modelagem de Sistemas Automáticos e sua Aplicação a um banco de Testes para Sistemas Hidráulicos**. Florianópolis: Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. UFSC, 1996 (Tese de Doutorado).
- EDGE, K. A. - **The control of fluid power systems. – Responding to challenges**. London. In: Proc. Instn. Mech. Engrs. Volume 211 part 1, 1996. University of Bath.
- EWALD, Roland. - **Critérios para determinação do comando com válvulas proporcionais**. São Paulo, 1986. – Manual de Treinamento Técnico vol. 2. – Rexroth.
- FORCELLINI, F., BACK, N. - **Projeto Conceitual**. Apostila do curso de pós graduação da UFSC, 1997.
- FRANKLIN, G. F., POWELL, J. D., EMAMI-NAEINI, A. - **Feedback Control of Dynamic Systems**. Massachusetts: Addison-Wesley Publishing Company, 1994.
- GEIS, Harald. - **Projeto de Sistemas Hidráulicos**. São Paulo, 1988. Manual de Treinamento Técnico vol. 3. – Rexroth.
- GÖTZ, Werner. - **Eletrohydraulic Proportional Valves And Closed Loop Control Valves. – Theory and Application**. Stuttgart. Robert Bosch GmbH, 1989.
- GOUVINHAS, R.P., COBERTT, J. - **A Discussion On Why Design Methods Have Not Been Widely Used Within Industry**. In: International Conference on Engineering Design. Munich, 1999.
- JOHNSON, Jack L. - **Design of Eletrohydraulic Systems for Industrial Motion Control**. Milwaukee Scholl of Engineering. USA, 1995.

- KETT R., MURRENHOF H. - **Circuit Design With A Sophisticated Modern Simulation Tool**.
In: 8th Bath International Fluid Power Workshop, 1995.
- KRETZ, Dieter. – **Influência da dinâmica da servo válvula sobre o circuito de regulação**. São Paulo, 1986. – Manual de Treinamento Técnico vol. 2. – Rexroth.
- LEWIS, E.E., STERN H. – **Design of Hydraulic Control Systems**. New York: Mc Graw-Hill Book Company, Inc. 1962.
- LINSINGEN, Irlan Von. - **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. Florianópolis: Ed. da UFSC, 2001.
- MANNESMANN REXROTH – **Catálogo de componentes hidráulicos y electrónicos**, S.P., 1998.
- MARTIN, Hugh. – **The Design of Hydraulic Components and Systems**. London: Ellis Howood Limited, 1995.
- MCCLOY, D., MARTIN, H. R. – **The Control of Fluid Power**. London: Longman Group Limited, 1973.
- MERRIT, H. E. - **Hydraulic Control System**. John Wiley & Sons, Inc. New York, 1967.
- NASCA, R. A. - **Testing Fluid Power Components**. 1st Ed. New York: Industrial Press Inc., 1990.
- OGATA, K. – **Engenharia de Controle Moderno**. Rio de Janeiro: Prentice – Hall do Brasil Ltd., 1993.
- PAIM, Cristiane Corrêa. – **Técnicas de Controle Aplicadas a um Atuador Hidráulico**. Florianópolis: Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica. UFSC, 1997. Dissertação de Mestrado.

- REIVAX. – **Regulador de Velocidade – RVX200/F97-005**. Florianópolis: Reivax Automação e Controle, 1997. [UHE Coaracy Nunes - Manual do Usuário];
- REIVAX. – **Relatório Técnico – Reguladores de Velocidade**. Florianópolis: Reivax Automação e Controle, 2000. [UHE Coaracy Nunes - Manual do Usuário];
- REXROTH – **Proportional Regel und Servoventile Elektronik – Komponenten und Systeme**. Lohr. Mannesmann Rexroth GmbH. - Catálogo RD 29 003/04, 1991.
- RODRIGUES, L. A. H., FURST, F. L., DE NEGRI, V. J., SOARES, J. M. C. – **Análise Teórico-Experimental de um Circuito de Controle de Velocidade de Turbina em Central Hidrelétrica**. IN: COBEM, 2001 (Aceito para publicação).
- SCHLUETER, A. - **Requirements on the use of Methods in Industry**. In: International Conference on Engineering Design. Munich, 1999.
- SILVA, Jonny C. – **Expert System Prototype for Hydraulic System Design Focusing on concurrent Engineering Aspects**. Florianópolis: Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica. UFSC, 1998. (Tese de Doutorado).
- SOARES, J. M., Fernandes, J. – **Modernização dos reguladores de velocidade UHE Coaracy Nunes: Aspectos de modelagem e de simulação**. In: XV Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica. Foz do Iguaçu. 1999.
- STRINGER, J. D. - **Hydraulic Systems Analysis, an introduction**. 1st Ed. London: The Macmillan Press Ltd: 1976. 173p.
- TONYAN, Michael. – **Electronically Controlled Proportional Valves – Section na Application**. New York: Marcel Dekker, Inc. 1985.

WALTERS, R. – **Hydraulic and Eletrohydraulic Servo Systems**. London: Iliffe Books Ltd., 1967.

WATTON, J. – **Fluid Power Systems – Modeling, Simulation, Analog and Microcomputer Control**. New York: Prentice Hall International (UK) Ltd., 1989.