

29.5.90

Nicola Getschko

**Projeto e Construção de um
Sistema de Acionamento e Controle
Hidráulico Digital**

- SAD -

Dissertação apresentada à
Escola Politécnica da USP
para a obtenção do título de
Mestre em Engenharia.

CONSULTA
FD-1115

**São Paulo
1989**

FD-1115

Nicola Getschko
Engenheiro Mecânico, Escola Politécnica da USP, 1981

**Projeto e Construção de um
Sistema de Acionamento e Controle
Hidráulico Digital**

- SAD -

Dissertação apresentada à
Escola Politécnica da USP
para a obtenção do título de
Mestre em Engenharia.

Orientador: Prof. Dr. Giorgio E.O. Giacaglia
Professor Titular do
Depto. de Engenharia Mecânica da
Escola Politécnica da USP.

São Paulo
1989

ao meu pai, Emil, *in memoriam*, e

à minha mãe, Erifili, por tudo.

AGRADECIMENTOS

O autor deseja expressar seus mais sinceros agradecimentos às seguintes pessoas:

Ao Prof. Dr. Giorgio E. O. Giacaglia, Orientador deste trabalho, pelo constante apoio, incentivo e compreensão;

ao Prof. Dr. Ettore Bresciani Filho, coordenador do "Projeto de uma Máquina para Ensaio de Conformação Plástica de Metais", pela confiança demonstrada e oportunidade oferecida;

aos Profs. do Depto. de Engenharia Mecânica, Dr. Carlos Chien-Ching Tu, Dr. Valter Francisco Arruda Alves, Dr. João Plaza, Ass. Fernando Antonio da Costa Nery, pelas sugestões apresentadas e pelas esclarecedoras discussões;

aos engenheiros Alberto Courrege Gomide, Mestre em Matemática, Ms.Eng. Demi Getschko e Ms.Eng Milton Kaoru Kashiwakura pela importante ajuda oferecida;

ao engenheiro Edilson Hiroshi Tamai, pela grande ajuda no detalhamento do projeto

aos funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP, em especial ao Sr. Alceu Gomes da Silva, ao Sr. José Lopes da Silva e ao Sr. Tu Li Shui, pelo auxílio na construção e montagem do equipamento;

ao aluno do Depto. de Engenharia Mecânica, Marcelo Ramos Fernandes pela colaboração na obtenção de literatura técnica.

*"Non si commetta al mar
chi teme il vento."*

Metastásio, Siroe, Ato I.

RESUMO

Este trabalho apresenta a proposta de um novo sistema de acionamento e controle hidráulico, de características digitais, denominado SAD (Sistema de Acionamento Discreto), baseado na utilização de válvulas solenóide direcionais, comutadas em alta frequência. O projeto completo inclui a Interface Eletro-hidráulica, a Interface de Controle, o Controlador Manual e o Programa de Controle.

Inicialmente foi feita uma revisão sobre os principais dispositivos de controle de pressão e vazão, existentes no mercado e, de maneira especial, sobre válvulas solenóide, válvulas proporcionais e servo-válvulas. São apresentados também, de maneira sucinta, alguns dos trabalhos de pesquisa, feitos nos últimos anos, relacionados com o desenvolvimento de interfaces eletro-hidráulicas digitais.

O SAD foi proposto como uma alternativa ao uso de servo-válvulas que, embora possuam características dinâmicas muito boas, apresentam uma série de inconvenientes como o acionamento analógico, altas perdas de carga internas e um custo de implantação e operação bastante elevado.

A Interface Eletro-hidráulica teve a função de converter o sinal de acionamento elétrico em um sinal hidráulico. A Interface de Controle teve como objetivo transformar o sinal de controle eletrônico, oriundo do Programa de Controle ou do Controlador Manual, no sinal de acionamento elétrico.

O Controlador Manual foi utilizado para as etapas preliminares de testes dos componentes e do sistema, e também como fonte auxiliar de controle para a operação do equipamento.

O Programa de Controle, desenvolvido para micro-computadores do tipo PC, ofereceu três opções de acionamento: em rampa, senoidal e discretizado. No último é definida uma seqüência de pulsos de acionamento, que é realizada à velocidade máxima de operação.

O sistema, que operou sempre em "malha-aberta", revelou uma repetibilidade comparável à obtida com o uso de servo-válvulas e superior à obtida com válvulas proporcionais. Foi obtido um controle linear e contínuo de velocidades entre "0" e 12 mm/s. A resposta dinâmica medida, como já era esperado, foi bastante inferior a apresentada por servo-válvulas e válvulas proporcionais. É importante salientar que os valores medidos durante os testes referem-se à resposta obtida no atuador e não apenas no dispositivo de controle (válvulas).

ABSTRACT

This work presents a new proposal for the powering and control of hydraulic systems, having digital features, called "DAS" (Digital Actuation System). It is based on the utilization of solenoid directional valves, that are switched in high frequency. The whole project includes an Electro-hydraulic Interface, a Control Interface, a Manual Controller and a Control Program.

First of all, a review of the literature on flow and pressure control devices was made, with a special emphasis on solenoid valves, proportional valves and servo valves. Some of the latest researches, related with digital eletro-hydraulic interfaces, are reviewed too.

The "DAS" is being proposed as an alternative to the use of servo valves which, in spite of their very good dynamic response, has many problems. Some of them are : analogic operation, high internal pressure losses and high instalation and operating costs.

The Electro-hydraulic Interface converts the amplified electrical signal into the hydraulic power signal. The Control Interface amplifies the low level signal produced by the Control Program and the Manual Controller.

The Manual Controller was utilized in the preliminary component and system tests. It is also used as an auxiliary control of the equipament.

The Control Program resides in a PC type microcomputer. It can generate three different types of motion: sinusoidal, ramp and digital. The last type consists of a sequence of pulses switched at the maximum rate.

"DAS", which is an open-loop system, showed a repeatability comparable to servo valves and better than proportional valves. Linear and continuous velocity control was obtained for the range from "0" to 12 mm/s. The measured frequency response, as was expected, was much poorer than those of servo valves and proportional valves. It is important to note that the measured data is that of the complete system and not only of the control device (valve)!

ÍNDICE

1- INTRODUÇÃO E OBJETIVOS	
1.1 Introdução	1
1.2 Objetivos	4
2- DISPOSITIVOS PARA CONTROLE HIDRÁULICO	
2.1 Introdução	6
2.2 Válvulas Redutoras de Vazão	6
2.3 Válvulas Reguladoras de Vazão	7
2.4 Válvulas Reguladoras de Pressão	10
2.5 Bombas de Vazão Regulável	15
2.6 Bombas de Pressão Regulável	18
2.7 Válvulas Solenóide	21
2.8 Válvulas Proporcionais	24
2.9 Servo-Válvulas	31
2.10 Sinal de Acionamento Elétrico	39
2.11 Sistemas Híbridos	40
2.12 Sistemas Discretizados	42
3- O "SAD" - CARACTERIZAÇÃO E IMPLANTAÇÃO	
3.1 Caracterização	46
a) Interface Eletro-hidráulica	48
b) Interface de Controle	48
c) Controlador Manual	49
d) Programa de Controle	49
3.2 Vantagens no Uso do "SAD"	51
3.3 Implantação do "SAD"	
3.3.1 O Equipamento	53
3.3.2 O Circuito Hidráulico de Acionamento	53
a) Cálculo do Diâmetro Útil do Cilindro	55
b) Cálculo do Volume de Óleo Deslocado por Ciclo	56
c) Escolha da Bomba Hidráulica para Acionamento	
Direto	56
d) Dimensionamento do Acumulador de Pressão	59

e) Escolha da Bomba Hidráulica para Uso com Acumulador64
f) Escolha do Fluido Hidráulico64
g) Cálculo do Diâmetro das Tubulações64
h) Projeto dos Blocos Hidráulicos Principal e Auxiliar68
i) Conexões69
j) Definição das Válvulas Solenóide71
k) Projeto das Válvulas Redutoras de Vazão71
l) Escolha do Filtro75
m) Projeto do Reservatório de Fluido75
n) Redimensionamento do Circuito Hidráulico77
o) Arranjo Físico Final77
3.3.3 Aspectos Dinâmicos do Circuito77
a) Estimativa da Frqüência Natural78
b) Estimativa do Valor dos Pulsos de Pressão80
4- PROJETO E IMPLANTAÇÃO DO SISTEMA ELETRÔNICO DE CONTROLE	
4.1 Interface de Controle e Controlador Manual82
4.1.1 Modulação por Pulsos82
4.2 Implantação do Controle PWM86
4.3 Implantação do Controle PPM88
4.3.1 Interface Digital com o Microcomputador88
4.3.2 Módulo de Controle Manual89
4.3.3 Módulo Gerador de Pulsos89
4.3.4 Módulo Atuador de Potência91
4.4 Características Operacionais91
5- O PROGRAMA DE CONTROLE	
5.1 Descrição Geral95
5.2 Implantação97
5.3 Características Operacionais99
6- TESTES DOS COMPONENTES E DO EQUIPAMENTO	
6.1 Descrição dos Testes	101
6.2 Testes das Válvulas Solenóides	101
6.2.1 Acionamento PWM	102

6.2.2 Acionamento PPM	107
6.3 Calibração do Transdutor de Posição	109
6.4 Teste de Aquecimento do Solenóide	112
6.5 Determinação do Deslocamento por Pulso e da Repetibilidade	113
6.6 Ensaio com Acionamento do tipo "Rampa"	115
6.6.1 Acionamento Senoidal	121
6.7 Análise dos Resultados	
6.7.1 Válvulas Solenóide	121
6.7.2 Ensaio de Repetibilidade	123
6.7.3 Ensaio do Deslocamento tipo "Rampa" e "Senóide"	124
6.7.4 Curvas Experimentais	125
 7- CONCLUSÕES E PROPOSTAS FUTURAS	
7.1 Conclusões	126
7.2 Propostas Futuras	128
 BIBLIOGRAFIA	130
 ANEXOS	133
 Anexo 1 - Outros Trabalhos Relacionados com o Projeto "SAD"	
Anexo 2 - Fotografias do Equipamento	
Anexo 3 - Desenhos de Conjunto e de Fabricação	
Anexo 4 - Programa de Controle "PULSOLE"	
Anexo 5 - Curvas Experimentais	

LISTA DE FIGURAS

2.1	Válvula Redutora de Vazão	8
2.2	Válvula Redutora de Vazão, outras configurações .	8,9
2.3	Válvula Reguladora de Vazão	9
2.4	Válvula Reguladora de Pressão	12
2.5	Sistema para Evitar Sobrepressão em Válvulas Reguladoras de Pressão	12
2.6	Válvula Reguladora de Pressão com Vazão Contínua para o Dreno	13
2.7	Válvulas Reguladoras de Pressão "Pilotadas" . .	13,14
2.8	Tipos de Bombas - Vazão Fixa	14
2.9	Bombas de Vazão Regulável	16
2.10	Bombas de Pistões de Vazão Regulável	17
2.11	Bomba de Palhetas de Pressão Regulável	20
2.12	Alguns tipos de Válvulas Solenóide	22
2.13	Válvula Solenóide de Estágio Simples	20
2.14	Válvulas Solenóide Direcional de Estágio Duplo .	23
2.15	Válvula Proporcional com Solenóides Proporcionais - Reguladora de Vazão	23
2.16	Válvula Proporcional com Solenóides Proporcionais - Reguladora de Pressão	26
2.17	Válvula Proporcional Reguladora de Vazão de Duplo Estágio	26
2.18	Resposta em Freqüência de Válvulas Proporcionais	28
2.19	Válvula Proporcional com Transdutor de Posição do "Carretel"	30
2.20	"Motor-de-Torque"	30
2.21	Válvula Proporcional com Transdutor de Posição e "Motor-de-Torque"	32
2.22	Tipos de Realimentação da Posição do "Carretel"	33
2.23	Servo-Válvula de Estágio Triplo	32
2.24	Tipos de Sobreposição de "Carretel" em Servo-Válvulas e suas curvas de vazão teóricas	36
2.25	Ganho de Servo-Válvulas	38

2.26	Sinal "PWM" para um "Motor-de-Torque"38
2.27	Diagrama de Blocos de um Sistema Híbrido41
2.28	Resposta em Frequência de um Sistema Híbrido41
2.29	Válvula Reguladora de Vazão com "Pilotagem" Digital43
2.30	Curva <i>Vazão x Tempo</i>43
2.31	"Motor-de-Passo" Hidráulico45
2.32	Válvula Direcional para Controle Hidráulico Digital45
3.1	0 -SAD- Subsistemas50
3.2	Estrutura Principal da Prensa54
3.3	Acionamento Direto Bomba-Cilindro58
3.4	Tipos de Acumuladores Hidráulicos58
3.5	Ciclo de Trabalho de um Acumulador do tipo "Bexiga"58
3.6	Pulsos de Vazão Gerados por Bombas de Pistões63
3.7	Circuito Hidráulico Básico do SAD66
3.8	Circuito Hidráulico Incorporando o Bloco Hidráulico Principal70
3.9	Curva <i>Vazão x Diferencial de Pressão</i> para Válvulas Solenóide Direcionais do SAD72
3.10	Válvula Redutora de Vazão Incorporada ao Bloco Hidráulico Principal74
4.1	Sinal de Controle "PAM"84
4.2	Sinal de Controle "PWM"84
4.3	Sinal de Controle "PPM"84
4.4	Circuito Elétrico de acionamento da Interface Eletro-Hidráulica do tipo "PWM"87
4.5	Interface Digital e Gerador Manual de Pulsos90
4.6	Gerador de Pulsos, Atuador de Potência e Fonte de Alimentação - Interface de Controle92,93

5.1	Tipos de Acionamento96
6.1	Arranjo Físico do Teste de Resposta das Válvulas Solenóide	105
6.2	Sobreposição do Pulso de Corrente e do Pulso de Aceleração durante a Comutação das Válvulas Solenóide	105
6.3	Calibração dos Transdutores de Posição	111
6.4	Esquema Elétrico de Ligação do Transdutor de Posição	111
6.5	Deslocamento do Êmbolo para um Sinal Senoidal	122
6.6	Diferença de Fase para a Frequência Máxima	122

LISTA DE TABELAS

2.1	Comparação da Resposta Dinâmica de Válvulas Proporcionais Pré-Operadas31
2.2	Resposta Dinâmica de Servo-Válvulas para 3 Tipos de Realimentação do "Carretel"34
3.1	Dados Iniciais para o Projeto do Circuito Hidráulico53
3.2	Dados Futuros para o Circuito Hidráulico55
3.3	Conexões Utilizadas69
3.4	Dados Nominais das Válvulas Solenóide71
6.1	Teste Dinâmico das Válvulas Solenóide - Circuito PWM	103
6.2	Determinação da Constante Elástica da Mola	104
6.3	Teste Dinâmico das Válvulas Solenóide - Circuito PWM, Vazão Máxima	106
6.4	Teste Dinâmico das Válvulas Solenóide - Circuito PPM	107
6.5	Calibração do Transdutor de Posição	110
6.6	Variação da Temperatura no Solenóide	113
6.7	Variação da Tensão de Saída do Transdutor de Posição, para 100 Pulsos	114
6.8	Variação da Tensão de Saída do Transdutor de Posição, para um Intervalo de 5 segundos	116
6.9	Variação da Tensão de Saída do Transdutor de Posição, para "Rampa Periódica"	119

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO E OBJETIVOS

1.1 - Introdução

A preocupação em controlar o escoamento de um líquido é bastante antiga, remontando a Antiguidade clássica, quando os primeiros aquedutos foram projetados e contruídos. No entanto, os engenheiros da época não incluíam em seus objetivos, ainda, qualquer preocupação com o uso do meio fluido para transmissão de energia.

Foi, na verdade, a partir do início deste século que o desenvolvimento da engenharia hidráulica, voltada para o acionamento de máquinas e equipamentos, teve seu real começo. Caracterizou-se como uma ciência aplicada, onde, conceitos teóricos de Mecânica dos Fluidos, Resistência dos Materiais, Transferência de Calor, Mecânica Geral e Dinâmica de Sistemas unem-se na formulação de novas soluções para os problemas do dia-a-dia de nossa sociedade.

As técnicas de controle hidráulico tiveram um grande impulso a partir da II Guerra Mundial, onde o esforço bélico exigia o desenvolvimento de equipamentos cada vez mais rápidos e precisos, notadamente nos setores de aeronáutica e artilharia. Estes mesmos requisitos estão presentes hoje no cotidiano industrial, em sua maioria, felizmente, com fins pacíficos, onde o automação de máquinas e processos busca incessantemente reduzir tempos, custos e, simultaneamente, manter ou aumentar precisões.

Parafraseando a Natureza, um sistema automático necessita de dois subsistemas fundamentais: um "cérebro", capaz de coletar, armazenar e processar informações, gerando "ordens" e um conjunto de "músculos" capazes de atender, da melhor maneira possível aos comandos recebidos. A engenharia voltada para a automação, sempre buscou soluções para estes dois subsistemas. Com a vulgarização da eletrônica, o "cérebro" limitado dotado de um "corpo musculoso" sofreu uma total reviravolta.

A partir do progresso experimentado pelos sistemas eletrônicos de controle foi necessário desenvolver atuadores que pudessem corresponder a todo o potencial oferecido pela eletrônica. Parte deste

problema foi resolvido pelo uso de atuadores elétricos, como os motores de corrente contínua e mais recentemente os motores-de-passo. Se, por um lado, estes satisfazem plenamente a maioria dos requisitos de precisão e velocidade, deixam muito a desejar quando se exigem maiores forças, deslocamentos lineares e, sobretudo, uma elevada potência com um pequeno volume ou massa.

A opção pelos atuadores hidráulicos ou, de forma mais completa, óleo-hidráulicos, pode resolver estes três problemas acima com relativa facilidade. Um dado esclarecedor desta escolha é a relação média entre potência e massa de um atuador hidráulico, que se situa na faixa de 0,29 Kg/kW (cf. ref. 17). Surge, todavia, um problema paralelo: como estabelecer a comunicação entre "cérebro" e "músculos"? Os sinais enviados pelo microprocessador são elétricos e o atuador responde a uma variação de pressão e de vazão de um fluido.

Foi preciso o desenvolvimento e implantação de uma interface eletro-hidráulica capaz de converter o sinal elétrico de controle, em um sinal hidráulico. Neste sentido, as primeiras interfaces desenvolvidas foram as válvulas direcionais comandadas por solenóides, que simplesmente restringiam ou liberavam totalmente a vazão. O efetivo controle foi propiciado pelo surgimento das servo-válvulas, inicialmente para fins aeronáuticos, que permitiam uma proporcionalidade entre o sinal elétrico de controle e a grandeza controlada (vazão ou pressão).

O desenvolvimento destas interfaces não ocorreu paralelamente ao da eletrônica digital de controle sendo, na verdade, anterior, quando os circuitos eletrônicos analógicos ainda dominavam este setor. O mesmo se dava em aplicações de comando a distância, onde o comando do operado era transformado em um sinal elétrico analógico e transmitido ao conjunto interface-atuador.

Desta forma, como as servo-válvulas foram projetadas para responder a um sinal analógico, houve a necessidade do desenvolvimento de outras interfaces conversoras digital-analógicas, que pudessem ser ligadas aos microprocessadores de controle.

No entanto, os inconvenientes do uso de servo-válvulas não se limitam a sua característica de operação analógica. Para atender às exigências a que se destinam, sua fabricação exige tolerâncias muito estreitas, resultando com isso um elevado cuidado em sua operação, principalmente no que se refere à contaminação do fluido de trabalho. Como o curso de seu elemento de controle ("carretel") é extremamente

reduzido, há uma elevadíssima perda de carga interna, que implica em um baixo rendimento do sistema e em um superdimensionamento de vários de seus componentes.

A resultante de todos estes fatores é um custo extremamente elevado, não somente da servo-válvula em si, mas de toda sua implantação. Uma maneira de contornar este problema foi o desenvolvimento das válvulas proporcionais, que procuraram diminuir seus custos sob pena de apresentarem características dinâmicas claramente inferiores, mas ainda adequadas para a maioria das aplicações industriais.

Nos dias de hoje, com o aperfeiçoamento das válvulas proporcionais, não existe uma fronteira clara que delimite onde termina o uso destas e começa o das servo-válvulas. De uma maneira geral, pode-se afirmar que a aplicação de servo-válvulas esta se restringindo, cada vez mais, a sistemas sofisticados como os do setor aeroespacial.

Um outro problema que vem preocupando os projetistas, é a confiabilidade dos sistemas que empregam este tipo de interface. Esta preocupação é motivada, em primeiro lugar, pela quase que obrigatoriedade de se trabalhar com controle em malha-fechada. Isto implica, além dos eventuais problemas de estabilidade, em uma maior complexidade do sistema, pela incorporação de uma série de sensores e circuitos eletrônicos de regulação. Evidentemente o maior número de componentes aumenta sobremaneira a probabilidade de ocorrência de uma falha, que, caso haja a ausência de redundâncias, será catastrófica.

Em segundo lugar, por estar todo o controle hidráulico centralizado em um único elemento - a servo-válvula - que, como foi visto, necessita de extremo cuidado em sua operação e manutenção, qualquer falha neste elemento dificilmente poderá ser controlada ou corrigida sem graves consequências para todo o sistema.

Considerando todos estes pontos, engenheiros ligados a este setor começaram estudos, a partir da última década, no sentido de desenvolver novos tipos de interfaces eletro-hidráulicas que fossem adequadas aos sinais elétricos de controle digitais, com maior confiabilidade e menores custos. Até o presente momento, os resultados obtidos ainda não possibilitam a completa substituição das servo-válvulas, que ainda ocupam um lugar de destaque quando elevadas respostas dinâmicas são exigidas. No entanto, para aplicações de menores exigências dinâmicas, os resultados obtidos são bastante satisfatórios, principalmente quando se opera em sistemas de controle em "malha-aberta".

1.2 - Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo propor, projetar, contruir e testar uma interface eletro-hidráulica com características digitais, denominada Sistema de Acionamento Discreto -SAD-. Como, até onde se sabe, este é um trabalho pioneiro neste setor no país e tem uma característica fortemente multidisciplinar, não será buscada a otimização de nenhum dos subsistemas ou componentes desenvolvidos.

O escopo maior será testar as características resultantes da nova interface, bem como comprovar ou não as hipóteses de projeto e a viabilidade de seu aproveitamento em equipamentos industriais. Por outro lado pretender-se-á projetar e construir um protótipo que permita aperfeiçoamentos futuros e estudos mais aprofundados em cada um de seus subsistemas.

Para tanto as etapas desenvolvidas serão as seguintes:

- Estudo dos Atuais Dispositivos de Controle Hidráulico
- Caracterização do SAD
- Projeto e Construção do Circuito Hidráulico
- Projeto e Construção das Interfaces Eletro-eletrônicas
- Desenvolvimento do Programa de Controle
- Teste dos Componentes
- Teste Global do Equipamento
- Análise dos Resultados
- Conclusões do Trabalho

O projeto do SAD será dividido em 4 subsistemas básicos:

- Interface Eletro-hidráulica
- Interface de Controle
- Controlador Manual
- Programa de Controle

A Interface Eletro-hidráulica, será a responsável pela conversão do sinal elétrico em sinal hidráulico. Para tanto serão

utilizadas válvulas direcionais do tipo solenóide de fabricação comercial e sem qualquer alteração de suas características físicas.

A Interface de Controle terá como função receber os sinais de controle gerados pelo Programa de Controle ou pelo Controlador Manual e convertê-los em sinais elétricos de potência, adequados ao acionamento das válvulas solenóides.

O Controlador Manual será utilizado como sistema auxiliar de controle durante a etapa de testes. Será também verificada sua viabilidade como sistema principal de controle de velocidade e posição, para aplicações onde seja suficiente o comando manual do equipamento pelo operador.

O Programa de Controle será desenvolvido para permitir o controle do SAD, via microcomputador do tipo PC, de forma a gerar algumas funções típicas de teste como "rampa", "senóide" e seqüência pré-determinada de pulsos.

CAPÍTULO 2

DISPOSITIVOS PARA CONTROLE HIDRÁULICO

2.1 Introdução

Os dispositivos de controle hidráulico baseiam-se, fundamentalmente, no comando de suas duas variáveis principais - pressão e vazão - onde cada uma delas vincula-se respectivamente a força e velocidade. Com este objetivo vários dispositivos foram desenvolvidos ao longo dos anos, sendo mais utilizados, atualmente, os seguintes:

- Válvulas Redutoras de Vazão
- Válvulas Reguladoras de Vazão
- Válvulas Reguladoras de Pressão
- Bombas de Vazão Regulável
- Bombas de Pressão Regulável
- Válvulas Solenóide
- Válvulas Proporcionais
- Servo-Válvulas
- Sistemas Híbridos
- Sistemas Discretos

2.2 Válvulas Redutoras de Vazão

As válvulas redutoras de vazão (ou reguladoras de vazão não compensadas) são dispositivos que restringem a passagem do fluido, criando uma perda de carga singular elevada, o que, para um dado diferencial de pressão, causa uma redução na vazão da linha.

A figura 2.1 mostra a secção transversal de uma válvula deste tipo onde o estrangulamento do fluido ocorre pelo deslocamento axial da peça (1) sobre a peça (2). Quando o sentido do seu movimento é da direita para a esquerda, ocorre o gradual fechamento dos orifícios (A) impedindo

a passagem do fluido que seguiria pela linha através dos orifícios (B). Note-se que, deste modo, uma vez posicionada pelo operador, a perda de carga será constante, com o fluxo de fluido no sentido indicado pelas setas, sendo praticamente "zero" (passagem livre) quando houver a inversão do sentido da vazão.

Este efeito direcional, deve-se à presença de uma válvula de retenção interna, composta pelo êmbolo (3) e pela mola (4).

Embora existam várias outras configurações construtivas, todas as válvulas redutoras de vazão operam segundo os princípios anteriormente expostos.

A figura 2.2 mostra alguns tipos de válvulas redutoras de vazão.

2.3 Válvulas Reguladoras de Vazão

Operando com um princípio semelhante ao descrito em 2.1, as válvulas reguladoras de vazão (ou compensadas) tem por finalidade manter a vazão constante na linha, mesmo que haja variações do diferencial de pressão sobre a válvula, dentro de uma faixa pré-estabelecida. Seu funcionamento baseia-se na utilização do valor do diferencial de pressão sobre a válvula como sinal de realimentação, alterando o valor da perda de carga que esta introduz na linha.

A figura 2.3 mostra o desenho esquemático de uma válvula reguladora de vazão. O fluido proveniente da bomba é forçado, para seguir seu caminho, a passar pelo estrangulamento regulável(2) que limita a vazão na linha. Suponhamos que houvesse um aumento da pressão no lado (A) - atuador -, de modo que o diferencial de pressão que age sobre o estrangulamento caísse. Neste caso, a tendência seria uma queda no valor da vazão.

No entanto, a presença de uma segunda restrição (variável) na entrada de alta pressão impede que isto ocorra. Ao aumento da pressão na saída (B), segue-se um aumento de pressão na face superior do pistão calibrador (3), de modo a deslocá-lo para baixo (na figura) e, conseqüentemente, diminuindo a perda de carga na entrada do fluido. Desta maneira, há uma redução global da perda de carga na válvula de modo a compensar a diminuição do diferencial de pressão, mantendo o fluxo constante.

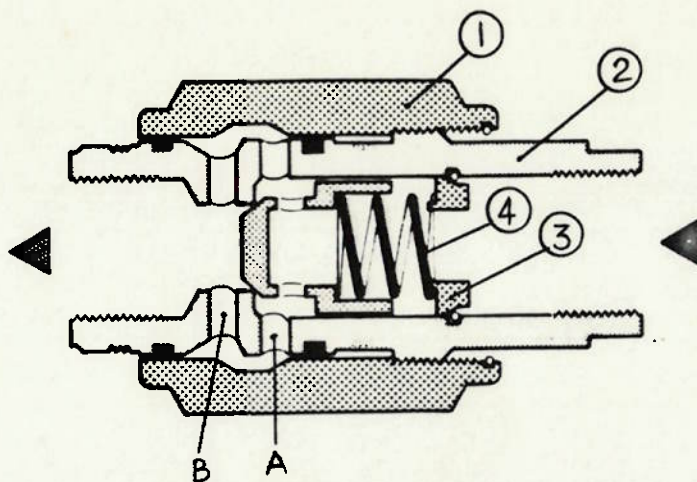
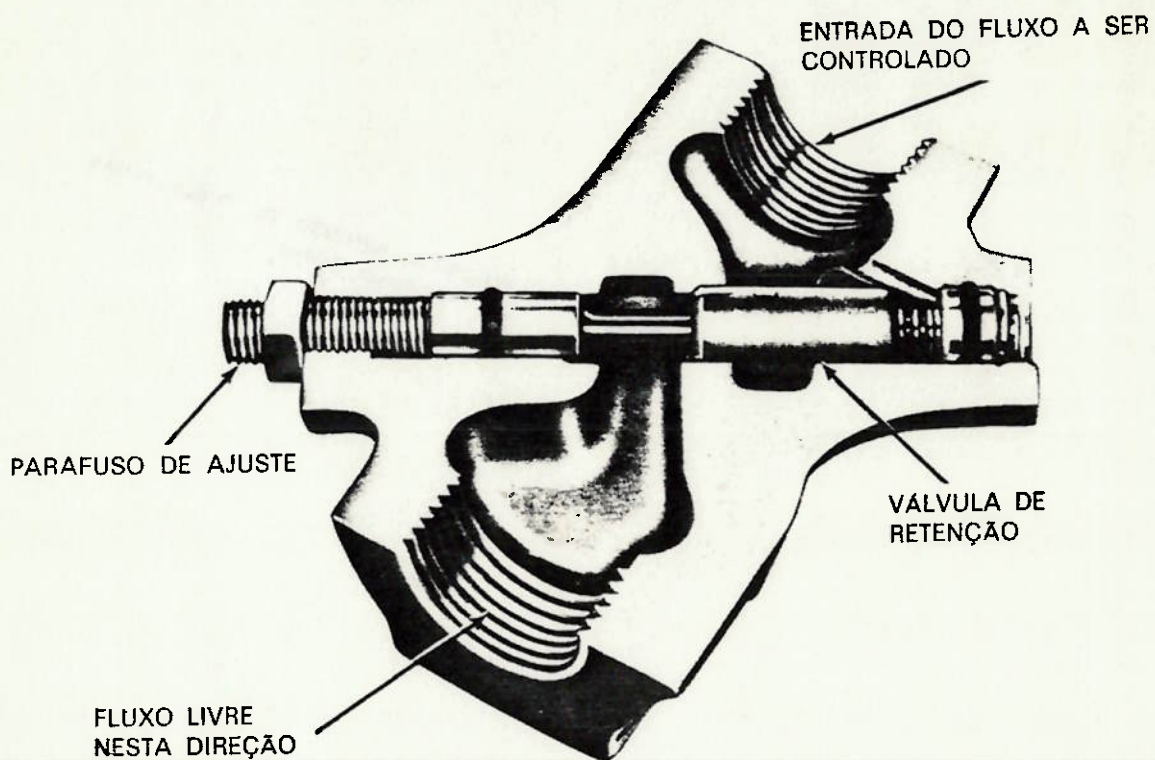
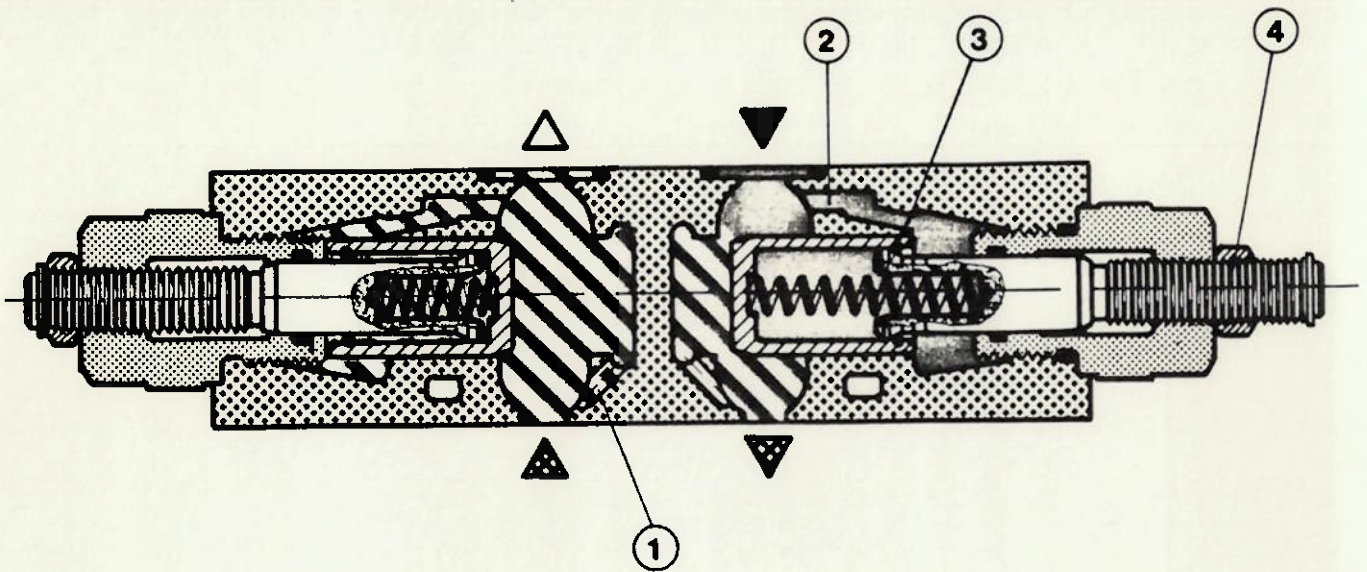


Figura 2.1 - Válvula Redutora de Vazão - Secção
(Rexroth Hidráulica Ltda.)



a - Montagem em linha

Figura 2.2 - Válvulas Redutoras de Vazão
(a-Racine Hidráulica S.A. b-Rexroth
Hidráulica Ltda.)



b - Montagem Sobreposta - Placa de ligação
ou Bloco Hidráulico

Figura 2.2 - Cont.

A CARGA DA MOLA COMPENSA
A DIFERENÇA DE PRESSÃO
ATRAVÉS DA RESTRIÇÃO.

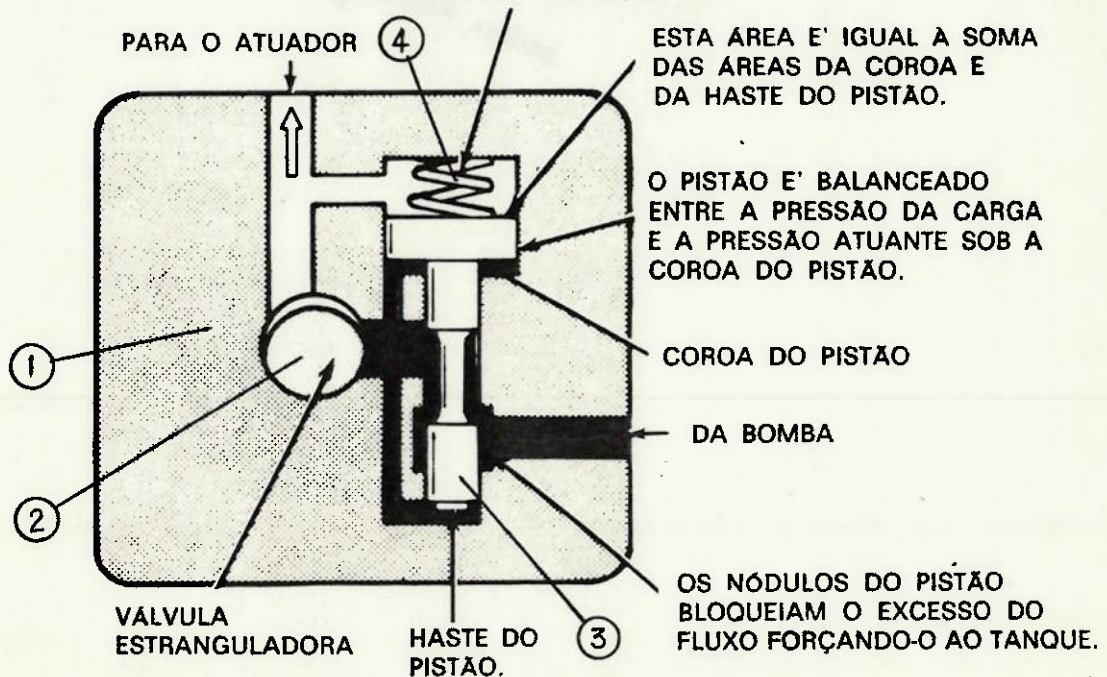


Figura 2.3 - Válvula Reguladora de Vazão
(Sperry Vickers S.A.)

Da mesma forma, mas em sentido inverso, é mantida a vazão constante, pela manutenção de um diferencial de pressão constante sobre o estrangulamento (2), quando há uma queda de pressão no lado (A), representando uma diminuição da carga sobre o hipotético atuador. O pistão calibrador "sobe", aumentando a perda de carga na entrada (B), devido ao abaixamento da pressão em sua face superior, fazendo aumentar a perda de carga global da válvula e evitando um aumento da vazão na linha.

2.4 Válvulas Reguladoras de Pressão

As válvulas reguladoras de pressão tem por objetivo manter constante a pressão na linha, independentemente da variação da vazão. Isto é obtido de modo análogo às válvulas reguladoras de vazão, pela variação da perda de carga interna, tendo como sinal de realimentação o diferencial de pressão mas, desta feita, entre a saída da válvula (ou linha) e a pressão do tanque ou dreno. Desta forma, estabelece-se uma referência fixa para o diferencial de pressão a jusante da válvula, ficando a pressão da bomba, apenas como valor limitante máximo da regulagem.

Caso haja uma tendência de aumento do diferencial de pressão na linha, provocada por uma diminuição repentina da vazão a jusante, este sinal é utilizado para aumentar a perda de carga na válvula, de modo a manter a pressão constante.

Na figura 2.4, é mostrado o arranjo básico de uma válvula reguladora de pressão. Tomando sua condição de repouso (inicial, com pressão nula em P) o êmbolo (1) está posicionado todo à esquerda, pela ação da mola de regulagem (3), dando abertura máxima ao orifício que liga (P) com (A).

Com o aumento da pressão em (P) e, conseqüentemente, em (A), surge uma força que tende a deslocar o êmbolo (1) para a direita, devido a ação da pressão em (A) sobre sua face esquerda. Assim, ocorre um aumento da perda de carga na passagem de (P) para (A), pela diminuição da área do orifício, que leva a uma queda da pressão em (A) e a uma nova posição de equilíbrio.

Qualquer aumento da pressão no lado (A), levará o êmbolo a uma nova posição, mais à direita, de modo a compensá-la, aumentando a perda de carga e reduzindo a vazão, trazendo a pressão em (A) novamente ao seu valor original.

Havendo uma queda na pressão em (A), tudo se dá em sentido inverso, obtendo-se novamente o equilíbrio.

A mola (3) pode ter sua força sobre o êmbolo (1) ajustada de modo a definir a regulagem da pressão secundária em (A). Note-se que o êmbolo tem suas faces expostas, por um lado, à pressão em (A) e, por outro, à pressão no tanque, estabelecendo, assim, o diferencial de controle da válvula.

Uma condição que poderia ser problemática é a que ocorre quando cessa o fluxo de fluido pela válvula, levando a que o êmbolo (1) feche totalmente a passagem de (P) para (A). Teoricamente, neste caso, não haveria qualquer inconveniente mas, na prática, a presença de um pequeno vazamento entre a carcaça (2) e o êmbolo (1) poderia levar a pressão em (A), a valores superiores ao regulado e próximos ao de (P).

Isto é evitado dotando-se o êmbolo de um orifício central que atua como dreno, ligando o lado (A) com o tanque (T). Caso a pressão em (A) viesse a se elevar, depois do fechamento da válvula, devido a algum vazamento, o êmbolo tenderia a deslocar-se ainda mais para a direita (fig. 2.5), de modo a por em comunicação o lado (A) com o tanque e assim fazendo sua pressão voltar ao ponto de regulagem.

Da mesma forma, caso, pela ação de forças externas, houvesse uma tendência de aumento da pressão em (A) (por exemplo, pela ação de uma carga sobre o atuador) o mecanismo, acima descrito, manteria a regulagem inicial estabelecida.

Em algumas outras configurações construtivas, mostradas na figura 2.6, a atuação do dreno é constante, de modo a ter-se uma abertura mínima ligando (T) e (A), mesmo que a vazão necessária para o consumidor seja nula.

Utilizando esta mesma característica (fluxo contínuo para o dreno) algumas válvulas reguladoras de pressão, fazem o ajuste da pressão secundária por meio de uma restrição (variável) do fluxo do dreno, mantendo constante a ação da mola sobre o carretel, como é mostrado na figura 2.7.

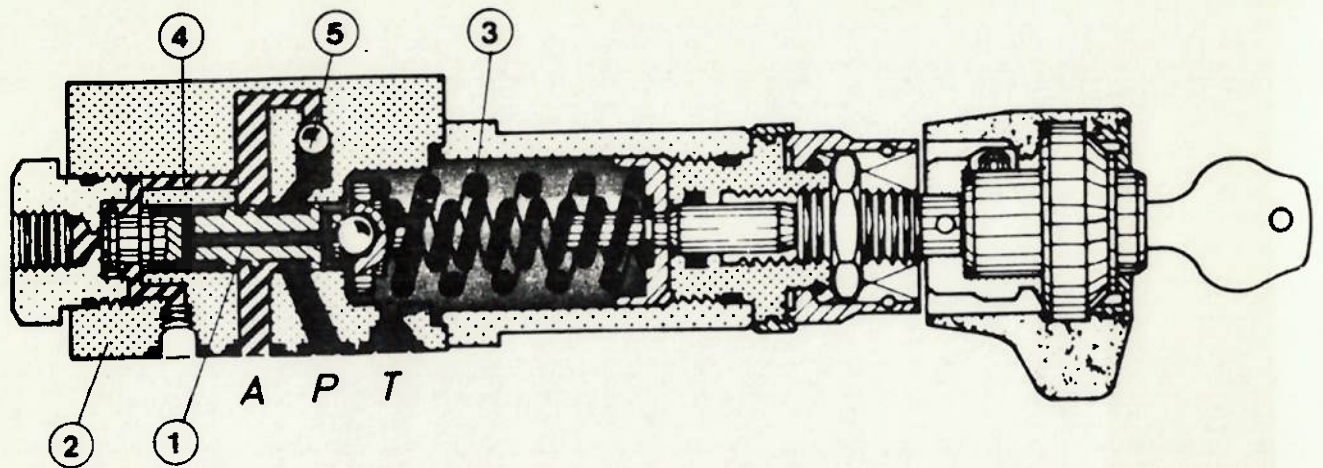


Figura 2.4 - Válvula Reguladora de Pressão
(Rexroth Hidráulica Ltda.)

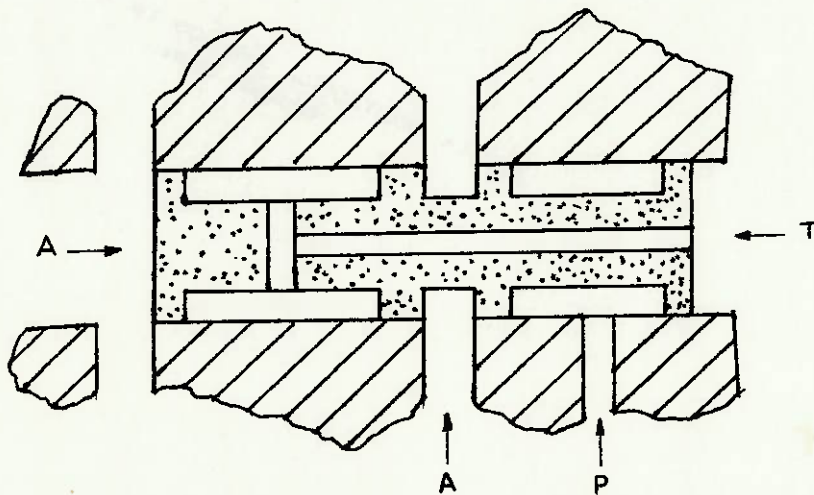


Figura 2.5 - Sistema para evitar sobrepressão em A -
válvula reguladora de pressão

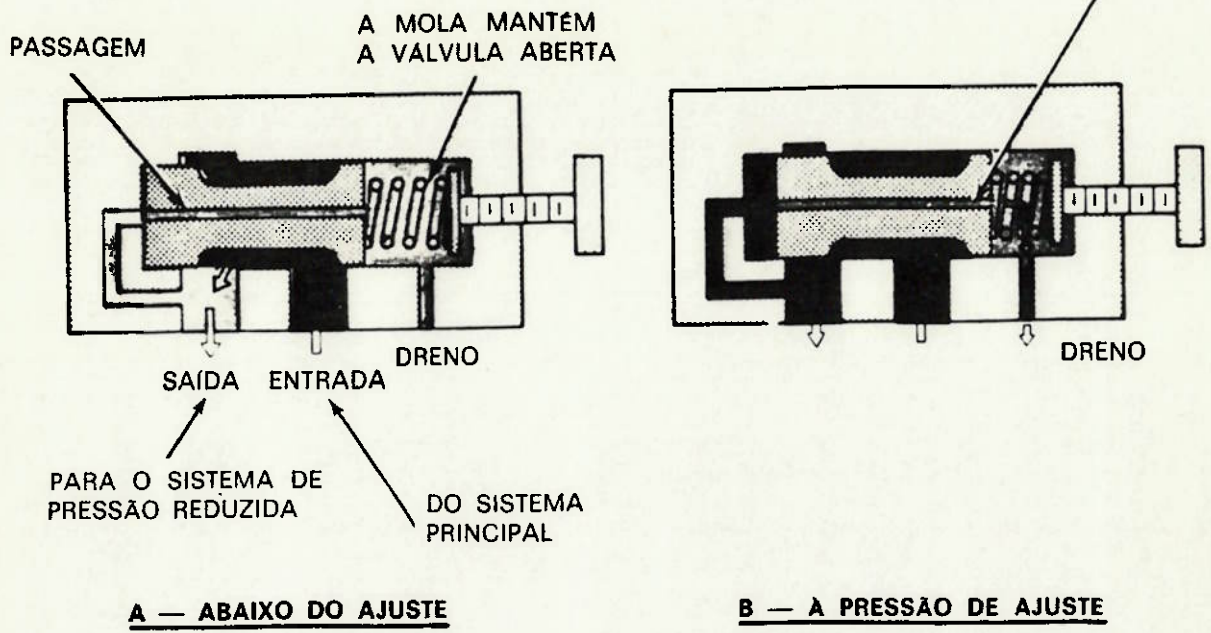


Figura 2.6 - Válvula Reguladora de Pressão com vazão contínua para o dreno (Sperry Vickers S.A.)

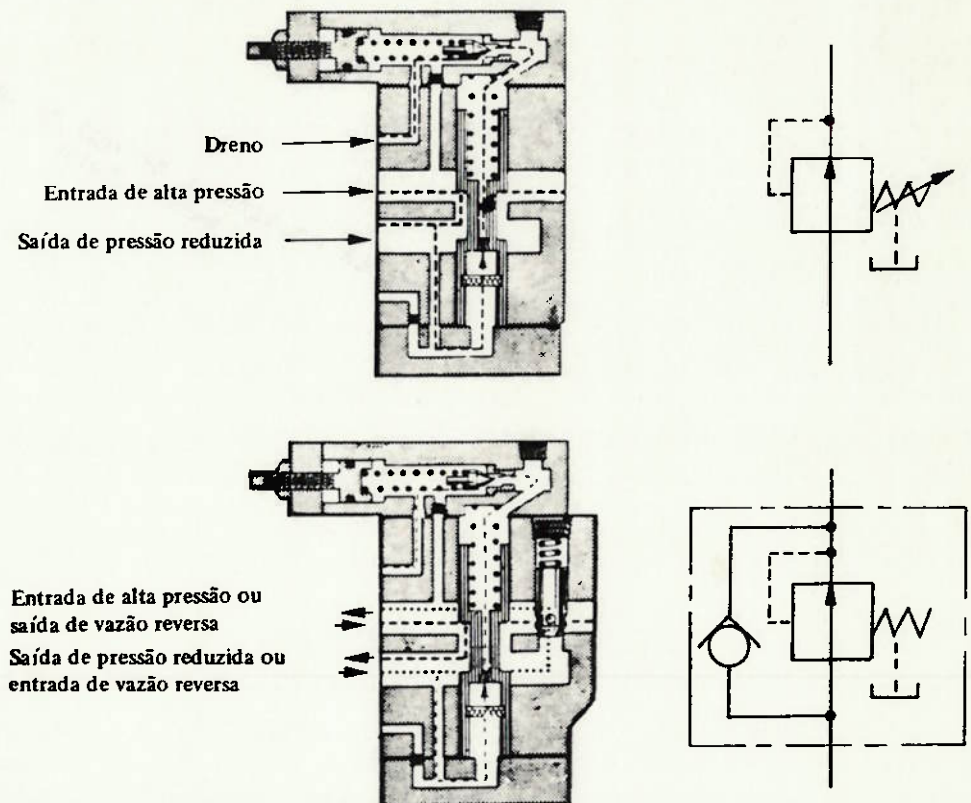


Figura 2.7 - Válvulas reguladoras de pressão Pilotadas (Racine Hidráulica S.A.)

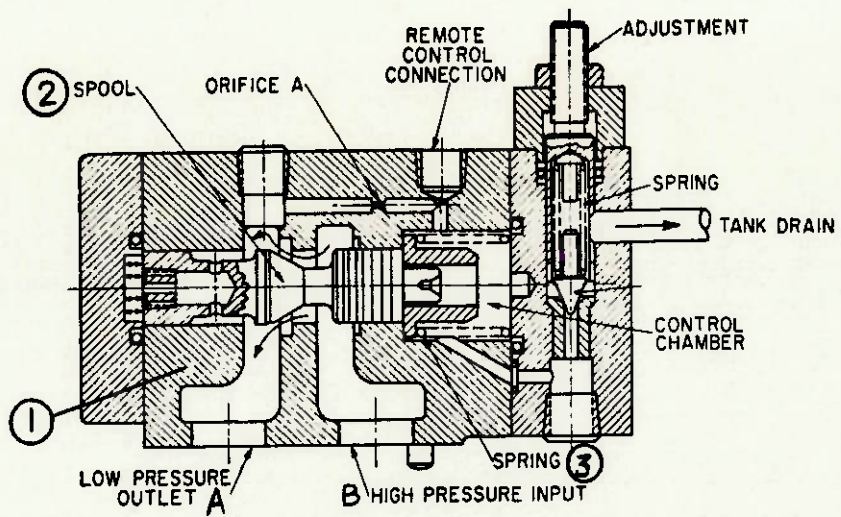
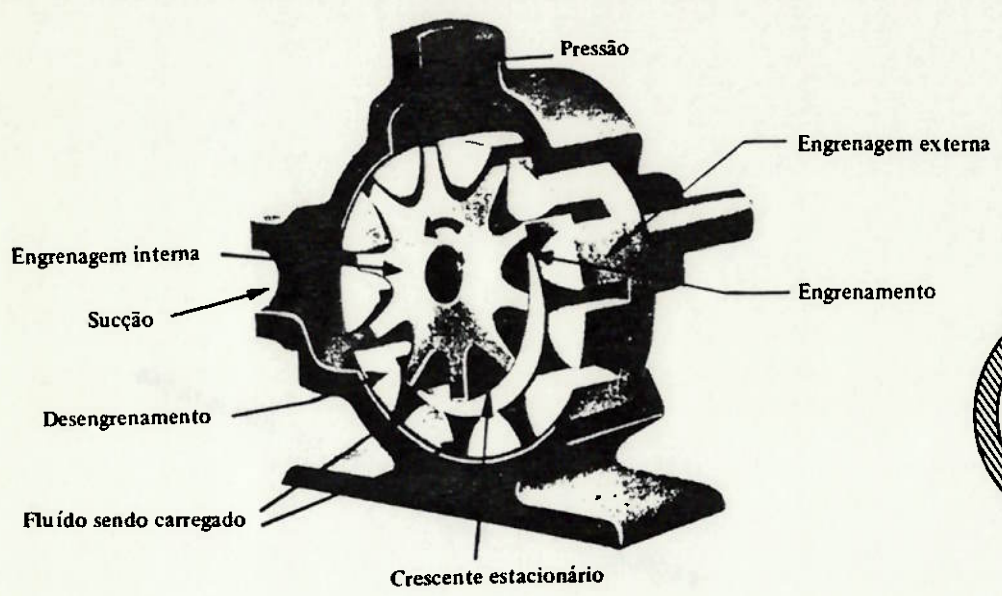
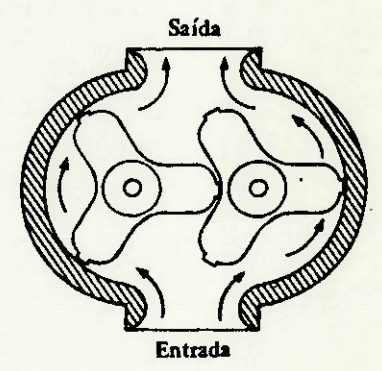


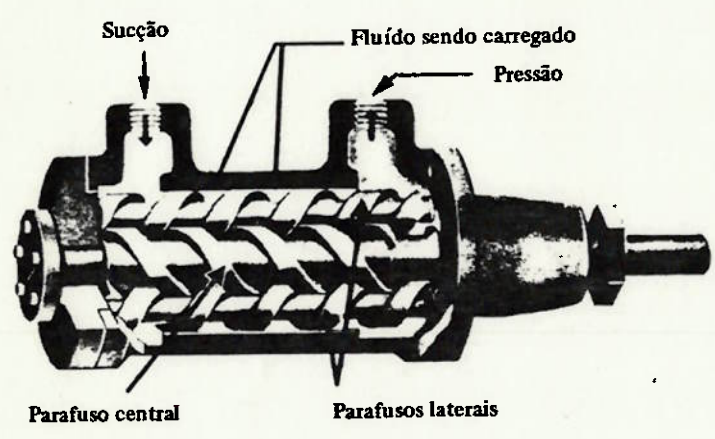
Figura 2.7 - Cont.



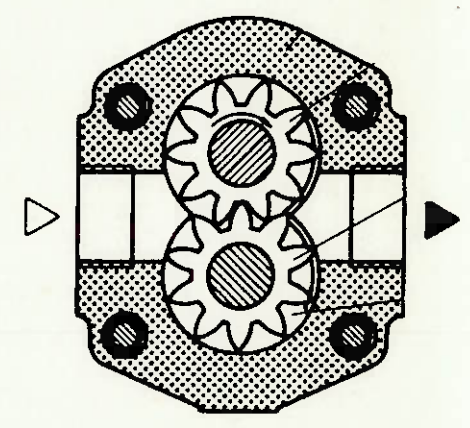
- Bomba de engrenagens internas.



- Bomba de rotores lobulares.



Bombas de parafusos.



Bomba de Engrenagens

Figura 2.8 - Tipos de Bombas - Vazão fixa (Racine Hidr. S.A.)

Desta forma é possível obter uma regulagem mais precisa, embora a um custo até duas vezes superior, quando comparada às versões anteriores. A principal desvantagem, prende-se ao fato de se ter, continuamente, uma perda de fluido para o tanque, da ordem de 1 a 2 l/mim (cf. ref. 31-c5).

2.5 Bombas de Vazão Regulável

Como a maioria das bombas utilizadas em instalações hidráulicas é de deslocamento positivo, o controle da vazão não pode ser feito pelo simples aumento da perda de carga em sua saída, sob pena de elevar-se a pressão a níveis desastrosos.

Desta forma, os sistemas de variação de vazão baseiam-se em dois princípios distintos: a variação da rotação da bomba e a variação do deslocamento volumétrico.

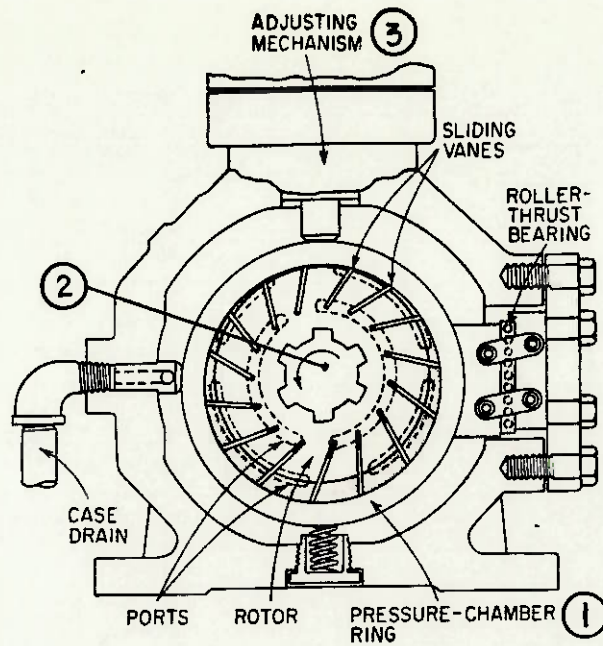
Na figura 2.8 encontramos alguns dos tipos mais comuns de bombas utilizadas.

O primeiro tipo de regulagem apresenta alguns inconvenientes, na medida em que para obter a alteração da rotação do eixo da bomba é necessário acoplar-se um variador de velocidades mecânico, que encarece e complica grandemente o projeto e a instalação. Por outro lado, a mudança da rotação e, por consequência da vazão, durante o funcionamento devida a um sinal interno de controle gerado pelo sistema (por exemplo, variação da carga sobre o atuador) fica, praticamente, descartada.

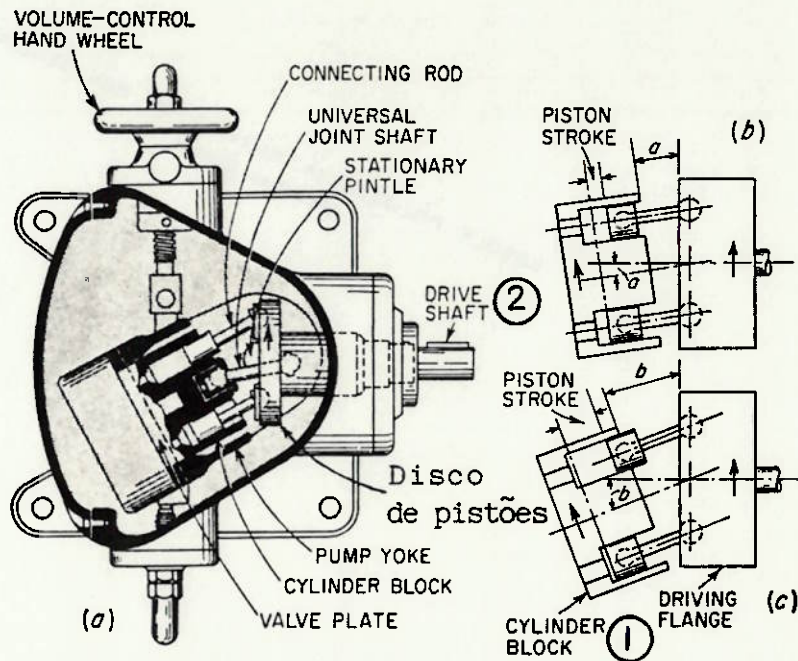
Mesmo com as ferramentas atualmente proporcionadas pela eletrônica para controle de motores elétricos, surgem alguns problemas como a obtenção de pressões elevadas com pequenas vazões (rotações), o custo destes controladores/motores e a sua viabilidade técnico/financeira para potências elevadas.

A solução encontrada pela engenharia mecânica foi a de projetar bombas que contassem com mecanismos internos que permitissem variar o deslocamento volumétrico da bomba, a cada rotação do eixo.

Na figura 2.9 (a e b) vemos algumas destas soluções, aplicadas a bombas de palhetas e bombas de pistões axiais. Na primeira isto é obtido através da alteração da excentricidade do anel externo (1) em

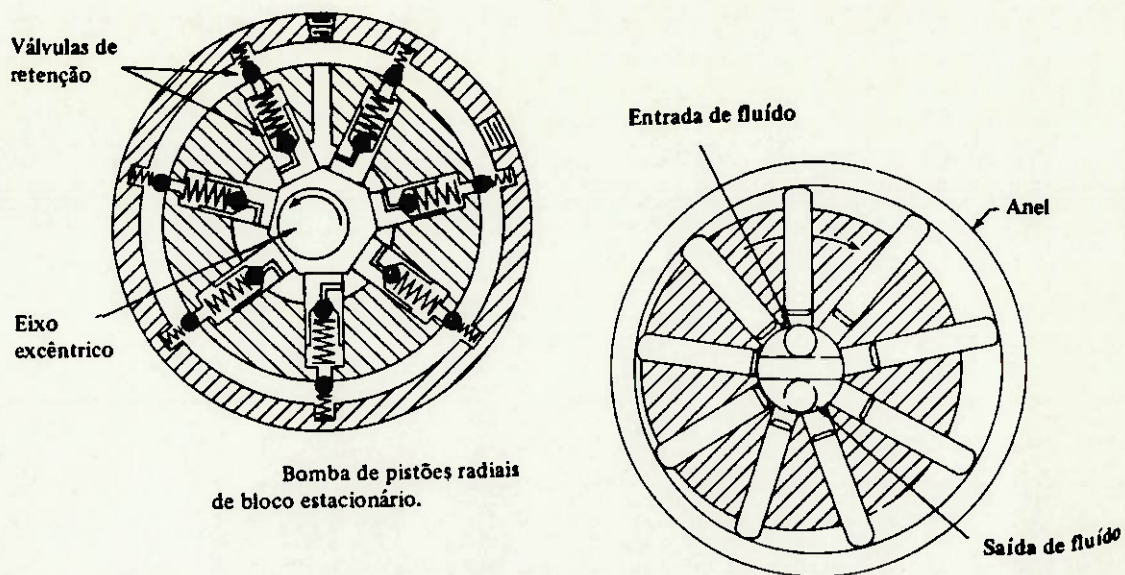


-a-

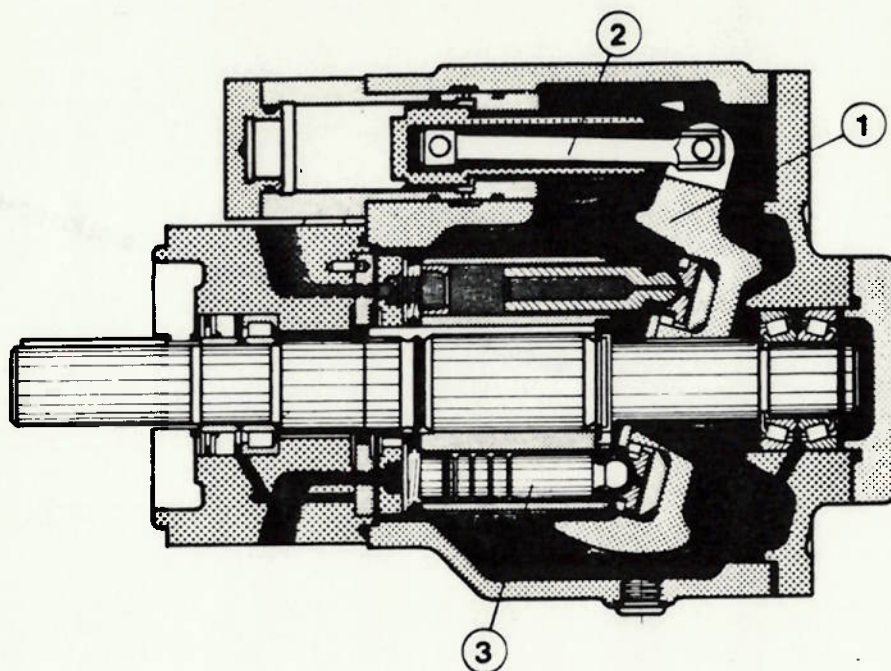


-b-

Figura 2.9 - Bombas de Vazão Regulável
 a-Palhetas, b-Pistões Axiais
 (Ref. 20)



-a-



-b-

Figura 2.10 - Bombas de Pistões de Vazão Regulável
 a-Radial, b-Axial
 (a-Racine Hidr.S.A. , b-Rexroth Hidr. Ltda.)

relação ao eixo do rotor (2), pela ação do mecanismo de ajuste (3). Em 2.9b vemos que a variação do deslocamento volumétrico é obtida pela alteração do ângulo entre o bloco dos cilindros (1) e o eixo dos pistões, de modo a alterar o curso destes em relação ao primeiro. Algumas outras configurações construtivas são mostradas na figura 2.10. Em 2.10a vemos uma solução semelhante a 2.9a adaptada a uma bomba de pistões radiais. Em 2.10b temos uma mudança na posição angular do disco dos pistões, em relação ao seu eixo.

2.6 Bombas de Pressão Regulável

As bombas de pressão regulável são bombas de vazão regulável, onde a variação da vazão é feita para manter constante a pressão de saída, segundo um valor previamente ajustado. Assim, caso haja um aumento de pressão na linha, o mecanismo interno da bomba tende a baixar sua vazão, de modo a trazer a pressão de volta aos valores inicialmente estabelecidos.

Sua forma construtiva é praticamente igual a indicada nas figuras 2.9 e 2.10, sendo apenas acrescentado um dispositivo que substitui o ajuste manual fixo, por um ajuste variável em função do diferencial de pressão entre a linha de saída da bomba e o tanque.

A figura 2.11, mostra uma bomba de palhetas com este dispositivo, indicando a composição de forças que permite seu funcionamento auto-regulado. A um aumento de pressão, corresponde um aumento da componente de força sobre a mola (1) de ajuste que, cedendo, leva a uma menor excentricidade do anel externo (2), diminuindo a vazão e, conseqüentemente, mantendo a pressão no nível ajustado.

Até este ponto, foram apresentados componentes de controle hidráulico que se caracterizam por uma grande robustez, simplicidade e confiabilidade mas que tem sérias limitações quando se pretende incorporá-los ao controle de processos em tempo real.

Seu principal inconveniente vem do fato de que, para alterar o valor em torno do qual serão controladas pressão e/ou vazão, é necessário um sinal de entrada puramente mecânico, geralmente manual e realizado pelo próprio operador. Isto acarreta uma baixa sensibilidade e um alto tempo de resposta (entre 0,5s a 60s em média, cf.ref. 20) quando é

requerida alguma mudança nas características de controle inicialmente ajustadas.

Um outro fator igualmente importante, quando se pensa na utilização destes elementos em controle hidráulico é seu tempo de resposta para uma dada condição fixa de controle. Tomemos como exemplo um sistema em que se deseja limitar a pressão. A resposta óbvia e natural é a incorporação de uma válvula de alívio/segurança ou uma válvula reguladora de pressão. Mas o que ocorreria caso houvesse um pico de pressão no sistema ?

A resposta a esta pergunta está vinculada ao tempo decorrido até a elevação máxima da pressão ou, supondo um comportamento ondulatório, a $1/4$ de seu período. Especificações e ensaios realizados pelos próprios fabricantes indicam valores entre 30 ms a 100 ms, como tempo de resposta dos componentes até aqui citados (cf.ref. 31-c4). Logo, para transitórios com tempos inferiores a estes, pouca ou nenhuma efetividade será obtida no controle pelo seu emprego.

Uma exceção ao exposto acima, são as válvulas redutoras de vazão que, por se constituírem de simples restrições geométricas à vazão, tem resposta "imediata".

Junte-se a estes fatores, toda a complexidade advinda do controle a distância, muitas vezes imprescindível em várias aplicações (como em aeronáutica, por ex.), quando empregam-se vinculações mecânicas desde o operador até o atuador.

E, finalmente, a necessária adaptabilidade do controle hidráulico a sistemas centrais de controle automático eletrônicos, exigindo dispositivos que possam interfacear o sinal de controle elétrico e a resposta hidráulico/mecânica dos atuadores.

Em função de tudo o que foi até aqui exposto, foram desenvolvidos novos componentes que buscassem sanar estas deficiências e apresentar características melhores e mais adequadas ao controle hidráulico. Seu principal ponto comum é o fato do sinal de entrada (controle) ser elétrico de modo que pode ser obtido um controle mais rápido, versátil e preciso.

As interfaces eletro-hidráulicas, hoje disponíveis, são as seguintes:

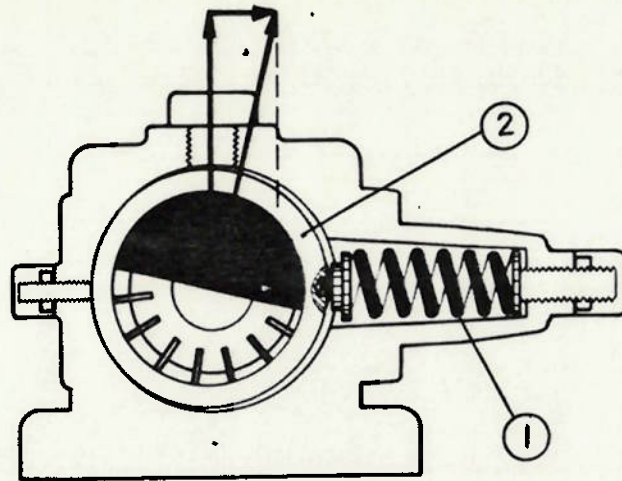


Figura 2.11 - Bomba de Palhetas de Pressão Regulável
(Rexroth Hidr. Ltda.)

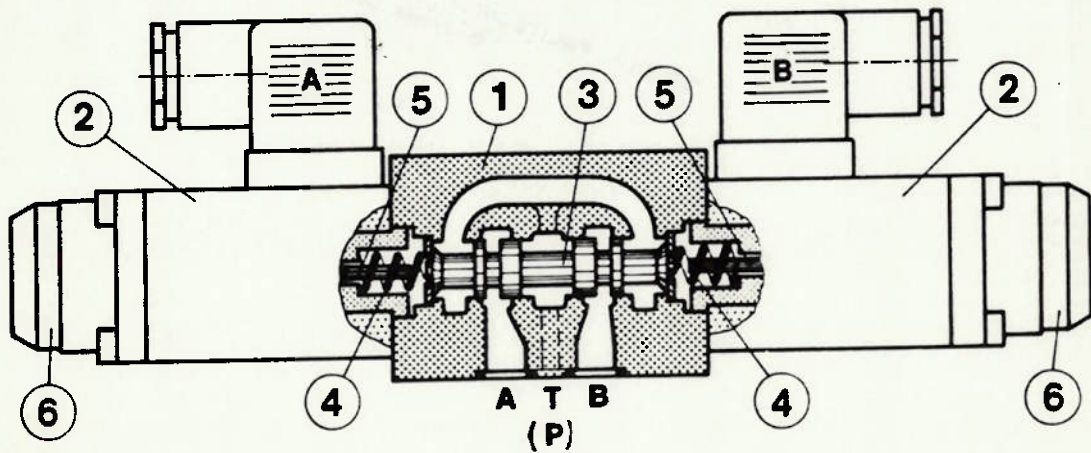


Figura 2.13 - Válvula Solenóide de Estágio Simples
(Rexroth Hidr. Ltda.)

- Válvulas Solenóide
- Válvulas Proporcionais
- Servo-Válvulas
- Sistemas Híbridos
- Sistemas Discretizados

2.7 Válvulas Solenóide

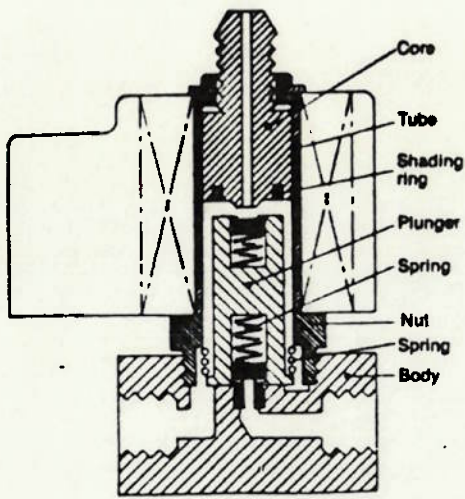
Sendo a primeira das interfaces eletro-hidráulicas a ser desenvolvida, a válvula solenóide, ou de forma mais completa, a válvula solenoide direcional, é a mais simples, robusta, confiável e barata interface disponível no mercado. Sua operação baseia-se em restringir ou liberar totalmente (a menos de pequenas perdas de carga internas - em torno de 7 bar) a passagem de fluido, assumindo assim um funcionamento do tipo "tudo-ou-nada".

Contando com várias formas construtivas, como mostrado na figura 2.12, sua configuração mais comum, em emprego comercial, é a do tipo "carretel", que aparece tanto na figura 2.13 como na figura 2.14. Nestas, o carretel central é deslocado para a direita ou para a esquerda obstruindo ou liberando totalmente a passagem de óleo entre a fonte de pressão, o consumidor/atuador e o tanque.

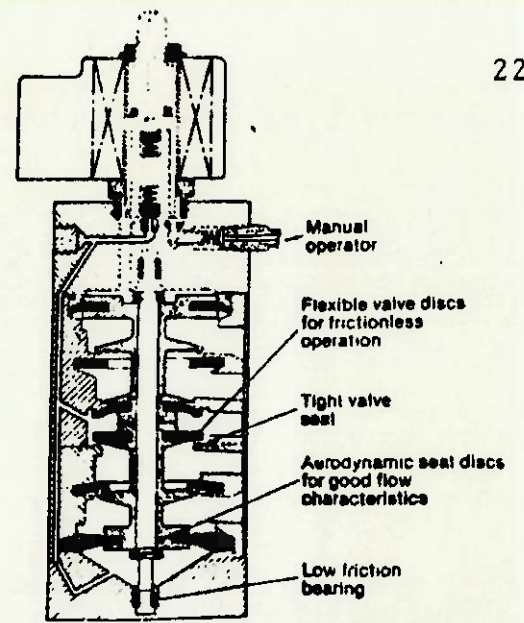
A figura 2.13, mostra um tipo de válvula solenóide denominada de simples estágio ou diretamente operada. Nela, o carretel (3) é posicionado pela ação direta dos solenóides (2), sendo a posição de repouso ou centragem garantida pela ação das molas de retorno (4), quando os solenoides estão desenergizados.

Em uma válvula de 4 vias e 3 posições poderemos ter, por exemplo, a ligação do lado (A) do atuador/consumidor com a fonte de pressão (P) e do lado (B) com o tanque (T) energizando o solenóide direito; (B) com (P) e (A) com (T), energizando o solenoide esquerdo e, todas as conexões fechadas na condição central.

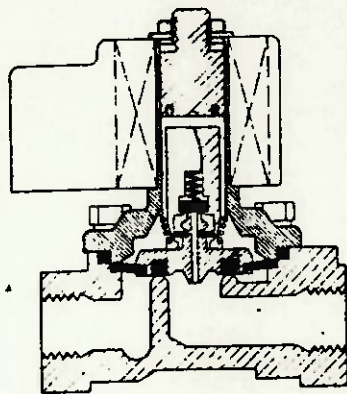
Muitas outras possibilidades de ligação podem ser obtidas com o emprego de outros tipos de carretel, de modo a atender, praticamente, a qualquer tipo de usuário.



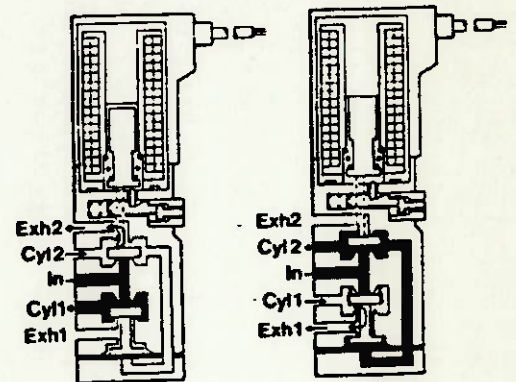
a - Direct operated valve



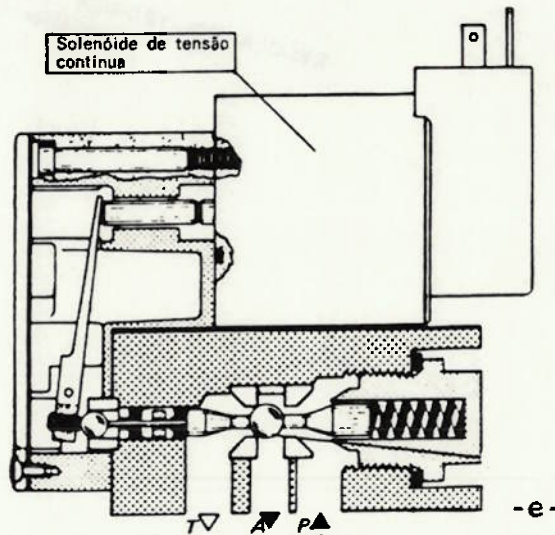
c - Sperry Vickers Magnalift valve



b - Main valve of large flow passage operated by internal bleed differential pressure



d - Line section of the Microsol 5/2 valve



-e-

Figura 2.12 - Alguns tipos de válvulas solenóide (a,b,c-Sperry Vickers Ltd., d-Vento Solenoids Ltd., e-Rexroth Hidr. Ltda.)

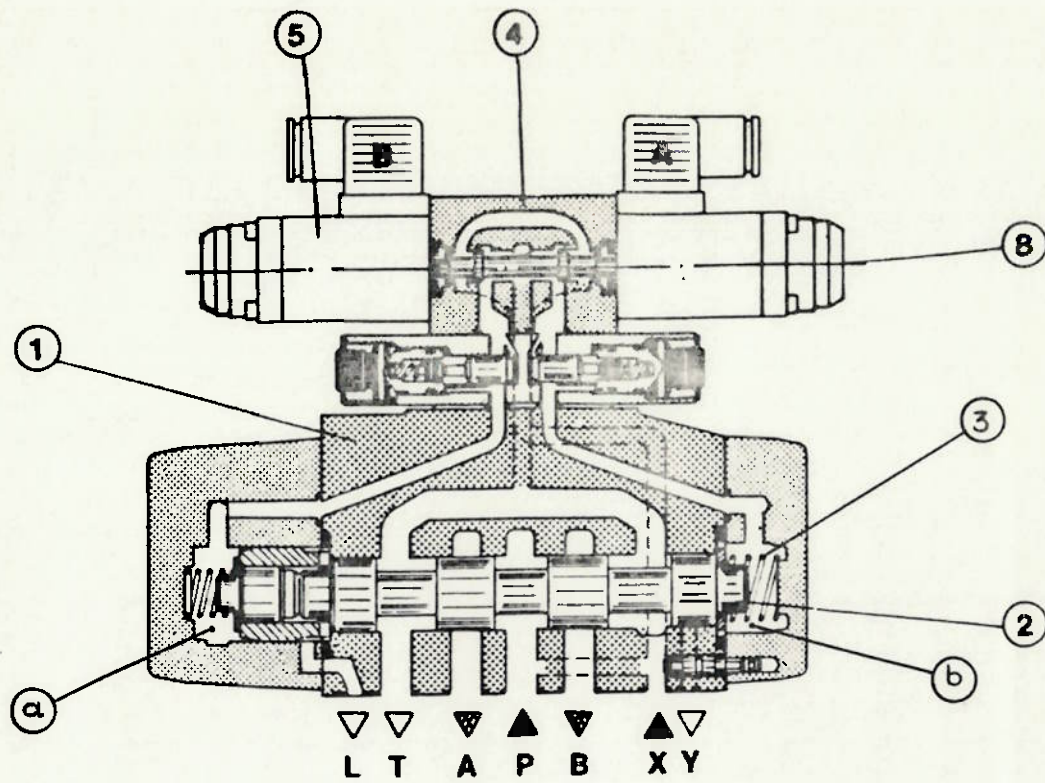


Figura 2.14 - Válvula Solenóide Direcional de Estágio Duplo (pré-operada)-(Rexroth Hidr. Ltda.)

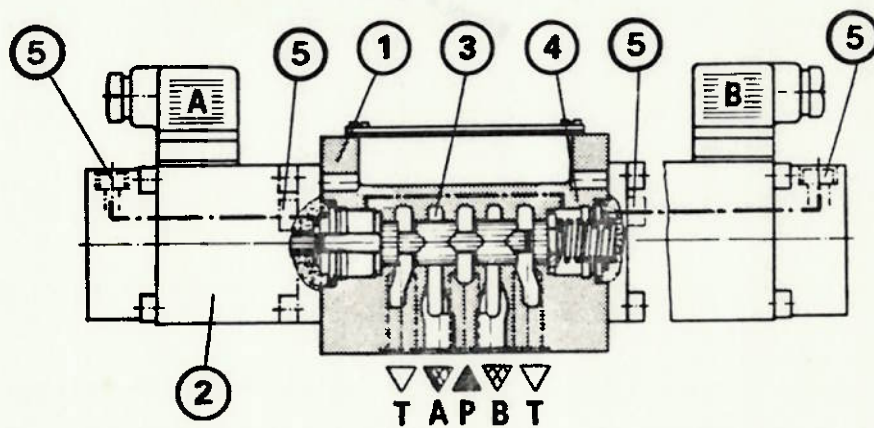


Figura 2.15 - Válvula Proporcional com solenóides proporcionais - reguladora de vazão (Rexroth Hidr. Ltda.)

Na montagem em estágio simples, a força eletromagnética do solenóide deve sobrepor-se às forças de atrito, das molas e de fluxo sobre o carretel. Embora, em função do projeto deste, as forças de fluxo sejam minimizadas, a vazão máxima para válvulas deste tipo está limitada a valores próximos a 100 l/mim.

Como em várias aplicações industriais este valor é insuficiente, desenvolveu-se a válvula solenóide de duplo estágio ou pré-operada. Esta válvula, apresentada na figura 2.14, nada mais é que a sobreposição de uma válvula solenóide diretamente operada (4, 5 e 8), como piloto, a um conjunto bloco-carretel-molas (1, 2 e 3) de grandes dimensões.

A válvula piloto tem apenas como função ligar a linha de pressão com um ou outro lado (a ou b) do carretel principal causando, com isso, um desbalanceamento de forças que o deslocará para a esquerda ou direita, agindo da mesma forma como descrito anteriormente para a válvula diretamente operada. Na verdade, este arranjo constitui-se de uma versão simples de um amplificador hidráulico.

Note-se, que nesta configuração, há uma pequena perda de óleo para o dreno, em função da despressurização de um dos lados do carretel, quando de seu movimento. Com a pré-operação ou duplo estágio é possível obter-se válvulas com vazões máximas de até 1200 l/mim, chegando-se a 7000 l/mim com o emprego de um terceiro estágio.

2.8 Válvulas Proporcionais

Válvulas proporcionais, nada mais são que um aprimoramento ou, desenvolvimento das válvulas direcionais onde procura-se, além do controle do sentido do fluxo de fluido, controlar também sua vazão e/ou pressão. Novamente seu princípio de funcionamento baseia-se na relação entre pressão e vazão através de um orifício, ou seja, $Q = k * p^{1/2}$.

O principal motivo de seu lançamento comercial foi o de atender a um mercado para o qual, as exigências de controle, não justificavam o custo da utilização de uma servo-válvula.

Assim, a idéia básica foi variar a secção do orifício de passagem do fluido, aumentando ou diminuindo a perda de carga na válvula e, desta forma, obtendo o controle desejado.

Isto sempre foi tentado, de certa forma, pelos operadores de máquinas que acionavam manualmente válvulas direcionais, de modo a obter a resposta desejada dos atuadores/equipamentos fechando, por assim dizer, a malha de controle do sistema.

Uma das respostas a esta forma rudimentar de regulação, foi o desenvolvimento de servo-mecanismos de concepção totalmente mecânica, com os empregados em sistemas de direção servo-assistidos de veículos. Embora com muitas qualidades como sua robustez e confiabilidade, estes mecanismos são absolutamente inadequados quando se pensa em comando a distância e interfaceamento eletro-eletrônico.

Outro caminho escolhido, muito em função do crescente uso de controladores eletro-eletrônicos e recursos computacionais, foi o de adaptar-se a conhecida válvula solenóide direcional de modo que seu carretel não tivesse apenas 2 ou 3 posições, definidas em função do sinal elétrico de acionamento (abertura ou fechamento total), mas "infinitas" posições intermediárias. Isto possibilitaria a variação da secção do orifício de escoamento, permitindo o controle desejado.

Não bastava, todavia, posicionar da forma desejada o carretel pois este possuía uma característica fortemente não linear da proporcionalidade entre seu deslocamento longitudinal e a variação da vazão pela válvula.

Este problema foi resolvido por um novo projeto do carretel que teve incorporadas algumas ranhuras, geralmente na forma de um "v", alcançando-se assim a proporcionalidade desejada.

Para o posicionamento do carretel, há duas configurações construtivas mais utilizadas, muito semelhantes às empregadas em válvulas solenóides direcionais:

- acionamento direto ou estágio simples
- pré-operação ou estágio duplo

No primeiro caso utiliza-se um par de solenóides especiais, do tipo proporcional, como mostrado na figura 2.15, de modo a ter-se, ao final, uma variação da vazão proporcional à intensidade da corrente elétrica para seu acionamento.

Uma configuração próxima, porém com o objetivo de controlar a pressão no circuito, é mostrada na figura 2.16.

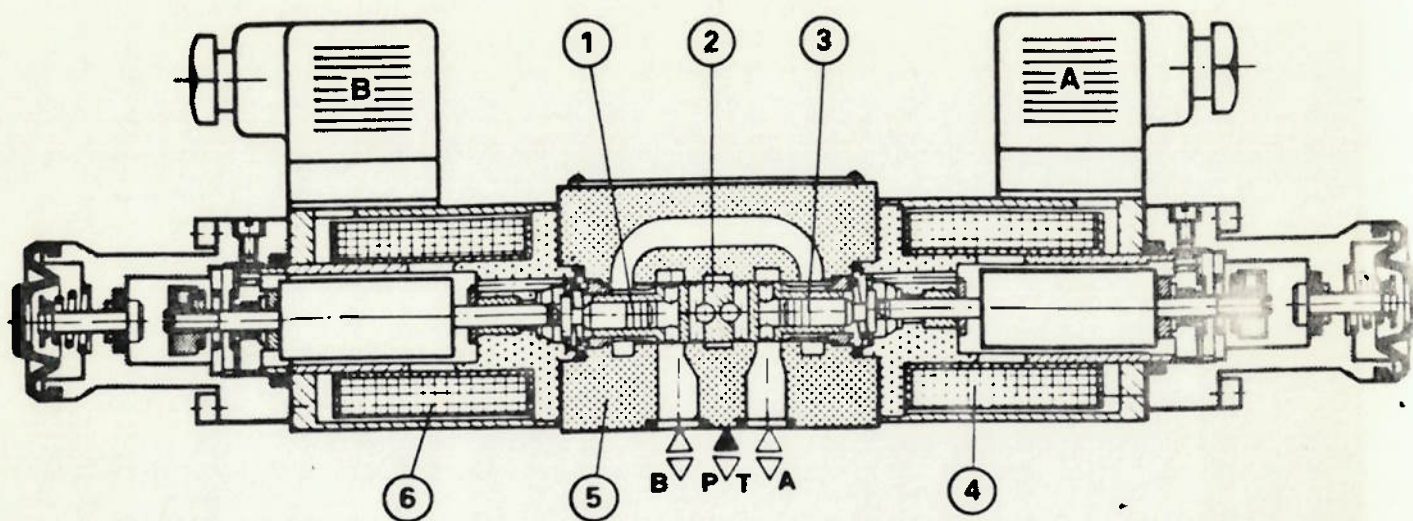


Figura 2.16 - Válvula Proporcional com solenóides proporcionais - reguladora de pressão (Rexroth Hidr. Ltda)

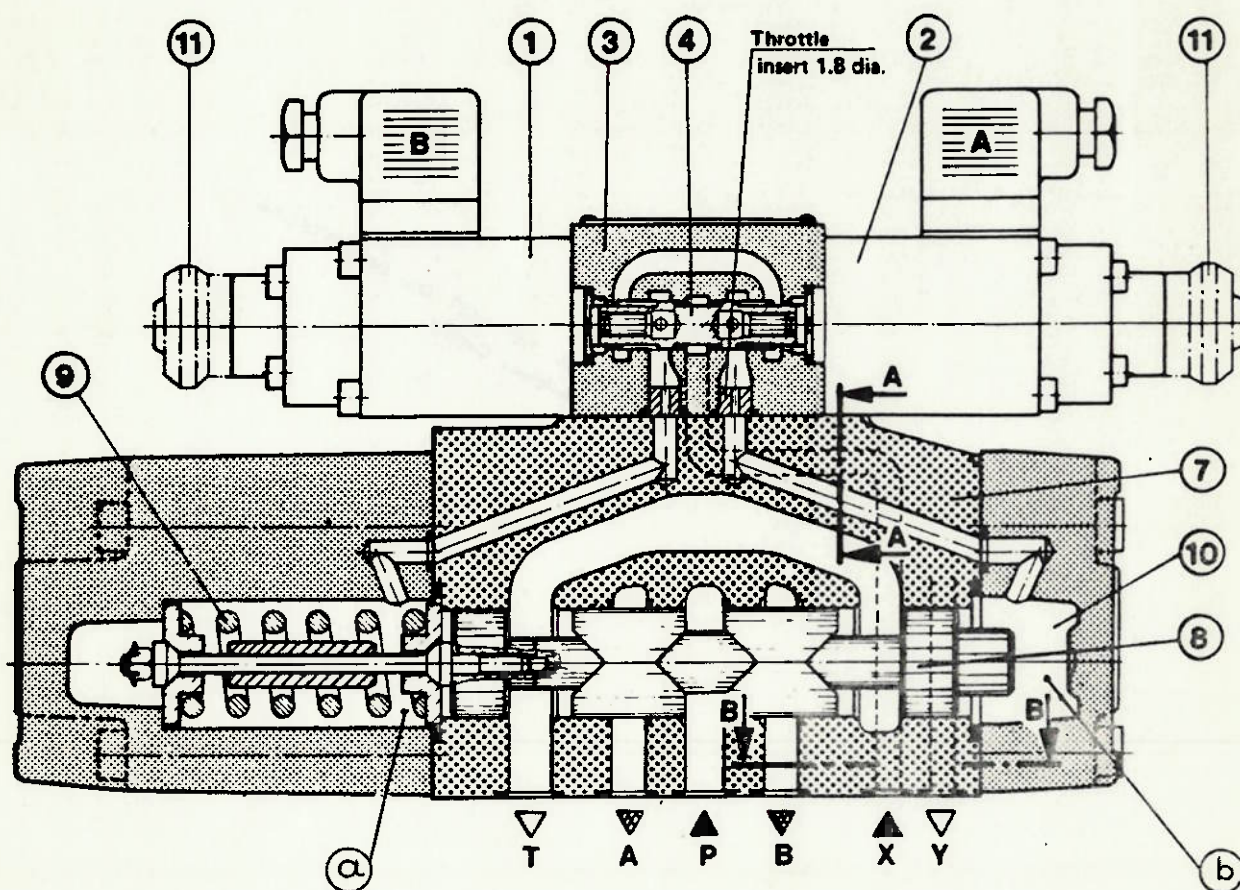


Figura 2.17 - Válvula Proporcional Reguladora de Vazão de Estágio Duplo (Rexroth Hidr. Ltda;)

A opção pelo acionamento direto, embora com vantagens a nível de custos, tem como limitação a força fornecida pelos solenóides. Da mesma forma que no item 2.6, esta força deve contrabalançar as forças de atrito, das molas e de fluxo.

Embora as duas primeiras independam do fluxo de fluido pela válvula, o mesmo não ocorre com a última, resultando em um limite máximo para a vazão em torno de 100 l/mim.

Quando são necessárias vazões acima deste valor, torna-se necessária a utilização de válvulas proporcionais pré-operadas ou de duplo estágio, como mostrado na figura 2.17. Para tanto é empregada a "sobreposição" de uma válvula proporcional reguladora de pressão a um conjunto bloco (7), carretel (8) e mola (9) de uma válvula proporcional reguladora de vazão de grandes dimensões.

Analogamente ao já citado em 2.6, através do desbalanceamento de pressões entre os lados (a) e (b) do carretel principal, obtem-se seu deslocamento axial e, conseqüentemente, a regulagem da vazão.

O emprego de válvulas proporcionais pré-operadas, além de possibilitar vazões de até 2800 l/mim, pode melhorar o desempenho dos sistemas de controle, já que estas apresentam algumas características dinâmicas bastante superiores às apresentadas pelas válvulas diretamente operadas.

A figura 2.18, mostra as curvas de resposta em freqüência e de tempo de resposta para dois tipos de válvulas proporcionais: pré e diretamente operadas.

Pode-se verificar uma clara redução no tempo de resposta, em torno de 70%, tanto para a abertura como para o fechamento, e um aumento da freqüência de resposta da ordem de 500%, quando empregam-se válvulas proporcionais pré-operadas em relação às válvulas diretamente operadas.

A principal explicação para esta melhora considerável é que a válvula piloto, ou primeiro estágio, passa a operar em uma faixa bastante favorável, com vazão quase nula, de modo a maximizar o aproveitamento da força do solenóide. A partir daí, a transmissão do sinal é feita de modo quase "instantâneo" pelo fluido que aciona o carretel principal.

As configurações de válvulas das figuras 2.15 e 2.17, mostram que o carretel principal, tem seu reposicionamento obtido pelo balanço

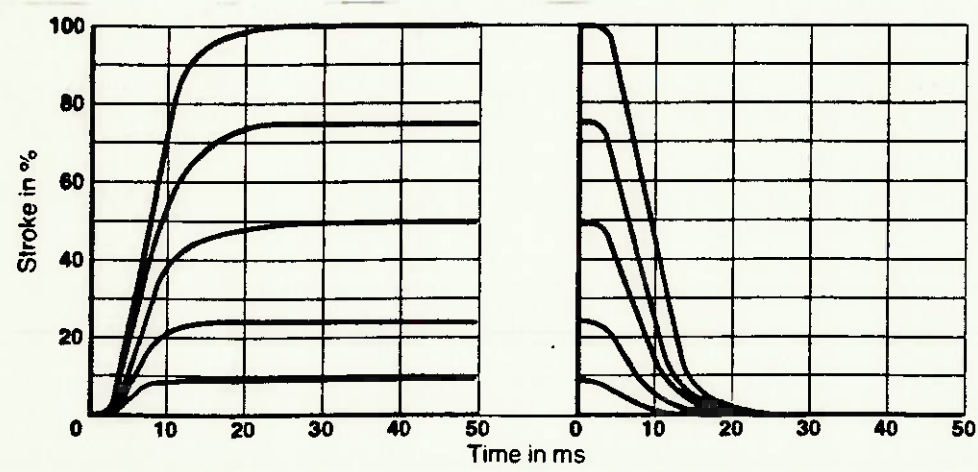
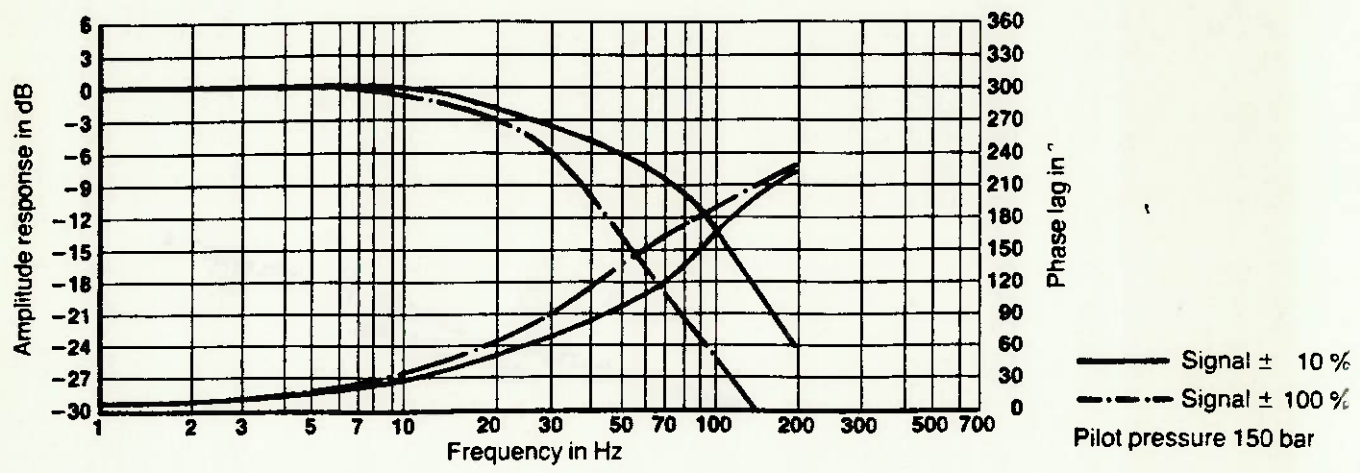
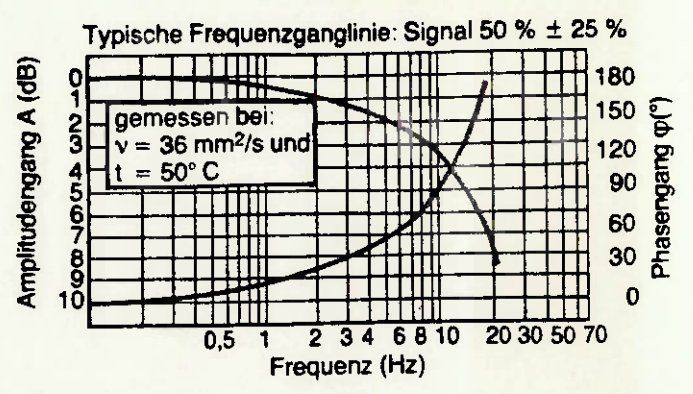
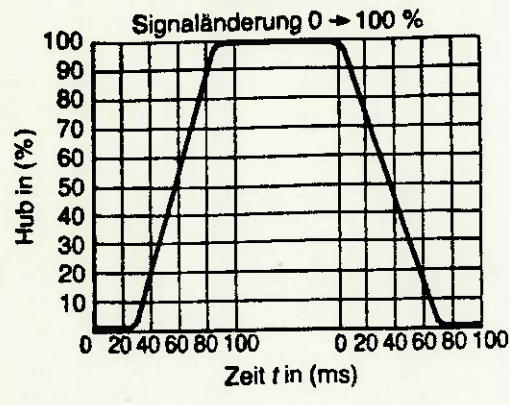
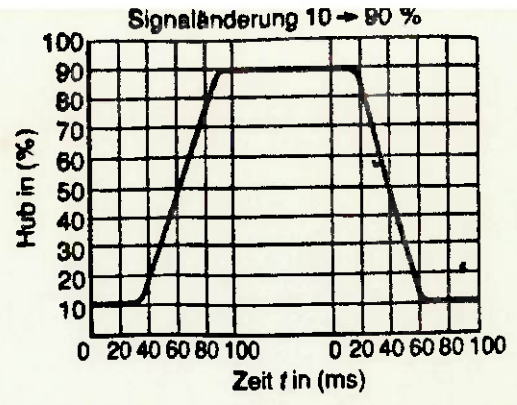
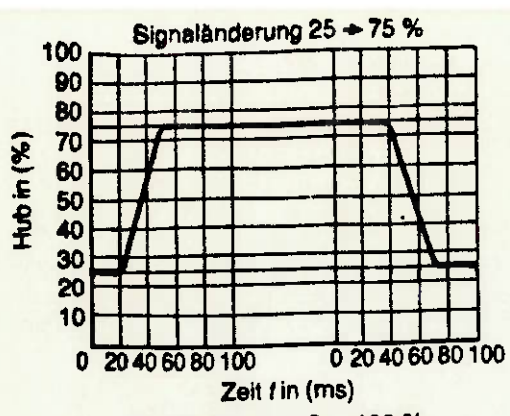


Figura 2.18 - Resposta em Frequência de válvulas proporcionais - a-diretamente operada b-pré-operada (Rexroth Hidr. Ltda.)

entre as forças das molas e dos solenóides. Esta característica faz com que o controle da posição do carretel e, conseqüentemente, da vazão da válvula seja feito em malha aberta. Neste caso, a repetibilidade do processo fica vinculada, unicamente, à precisão do projeto e fabricação do componente.

Uma forma de melhorar o desempenho destas válvulas, a nível de repetibilidade, é aumentar a força (constante elástica) das molas, de maneira que, porcentualmente, ela seja predominante sobre as demais (atrito e fluxo).

Evidentemente esta solução fica limitada, no caso de válvulas de simples estágio, à força máxima fornecida pelos solenóides, e a um eventual comprometimento do tempo de resposta. Já, para válvulas pré-operadas, o uso de molas mais rígidas não chega a afetar o tempo de resposta pois dispõe-se de força (pressão) suficiente para garantir um bom funcionamento.

Outra solução, mais refinada tecnologicamente, de melhorar o desempenho das válvulas proporcionais é a implantação de transdutores de posição do carretel principal, como é mostrado na figura 2.19.

O transdutor, permite conhecer cada posição ocupada pelo carretel, com resoluções de até 0,01 mm, gerando um sinal elétrico utilizado como realimentação no circuito de controle. Conseguem-se, com isto, uma melhora na repetibilidade da ordem de 100%, passando de um valor médio de 3% para próximo de 1,5%.

O maior refinamento, a nível de válvulas proporcionais, resulta da substituição da válvula piloto, por um sistema conhecido por "motor-de-torque", mostrado na figura 2.20.

O motor-de-torque constitui-se de um conjunto de ímãs (4), bobinas (3) e armadura (2). Ao ser aplicada uma certa tensão elétrica às bobinas, o campo elétrico gerado faz com que a armadura se desloque, girando alguns graus em sentido horário ou anti-horário, dependendo do sentido da corrente. Perpendicularmente à armadura, esta presa a palheta ("flapper") (6), que com seu movimento obstrui ou libera cada um dos bocais (7).

Esta obstrução faz aumentar a perda de carga no escoamento de fluido que existe passando pelos bocais ao dreno, aumentando a pressão a montante do bocal e, conseqüentemente no lado (A) ou (B) do

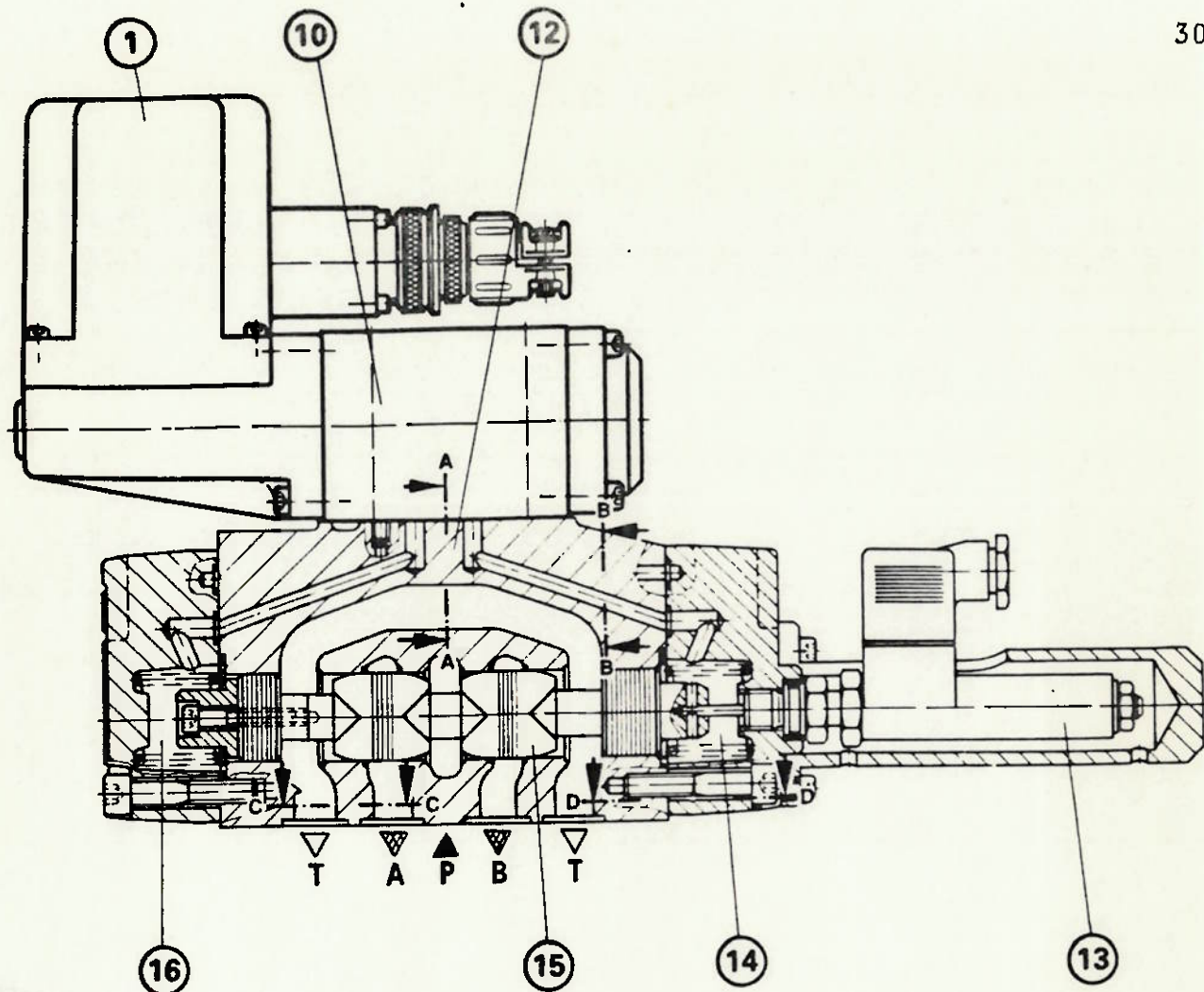


Figura 2.19 - Válvula Proporcional com Transdutor de Posição do Carretel (13)
(Rexroth Hidr. Ltda.)

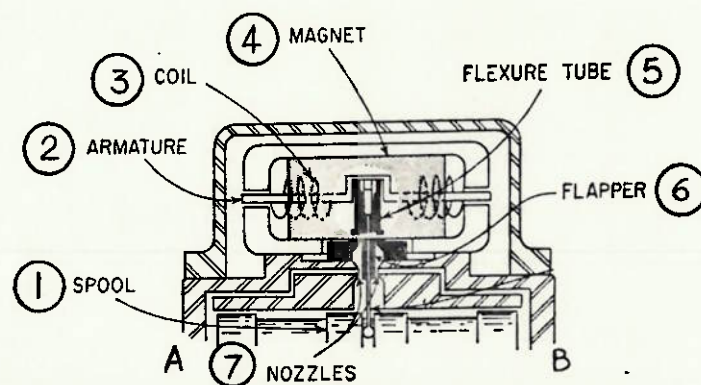


Figura 2.20 - "Motor-de-Torque"
(Ref. 20)

carretel. Este aumento de pressão leva o carretel a deslocar-se para o sentido oposto ao do bocal obstruído, atingindo assim a posição desejada.

A figura 2.21 mostra este sistema integrado a uma válvula proporcional, com realimentação elétrica da posição do carretel. Neste caso vê-se, ainda, um transdutor de pressão também incorporado à válvula.

O uso do motor-de-torque, melhora ainda mais as características das válvulas proporcionais, como pode ser constatado pelos dados comparativos expressos na Tabela 2.1, para válvulas proporcionais pré-operadas de mesma capacidade.

TABELA 2.1

Comparação da Resposta Dinâmica de Válvulas Proporcionais Pré-Operadas

	Válv. Piloto Reg. de Pres.	Idem com Trans. de Posição	Motor-de- Torque
Histerese	6%	6%	1,5%
Repetibilidade	3%	3%	1%
Tempo de resposta 0-100%	70 ms	45 ms	30 ms

2.9 Servo-Válvulas

A denominação servo-válvula, deriva das características de emprego destes dispositivos em sistemas de controle hidráulico. O termo servo-sistema ou servo mecanismo significa, em uma visão mais ampla, um sistema onde, uma vez enviado o sinal de comando ao atuador, sua resposta é medida e comparada a um valor de referência, sendo um eventual erro utilizado como sinal de realimentação, para obter-se a correção do sinal de saída ou resposta. Dentro desta definição, o uso de servo-válvulas far-se-ia, de maneira primordial, em sistemas com esta característica ou, como também denominados, em "malha fechada".

As servo-válvulas surgiram originalmente para aplicações aeronáuticas militares, após a Segunda Guerra Mundial, buscando melhorar o desempenho dinâmico destes componentes. Ao contrário da maioria das válvulas proporcionais, todas as servo-válvulas trabalham com

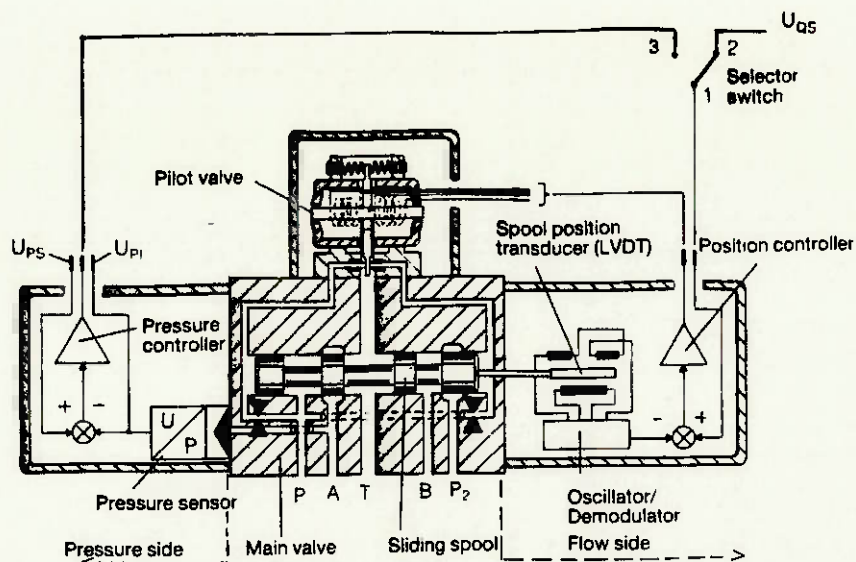


Figura 2.21 - Válvula proporcional com transdutor de posição e motor-de-torque (Moog do Brasil S.A.)

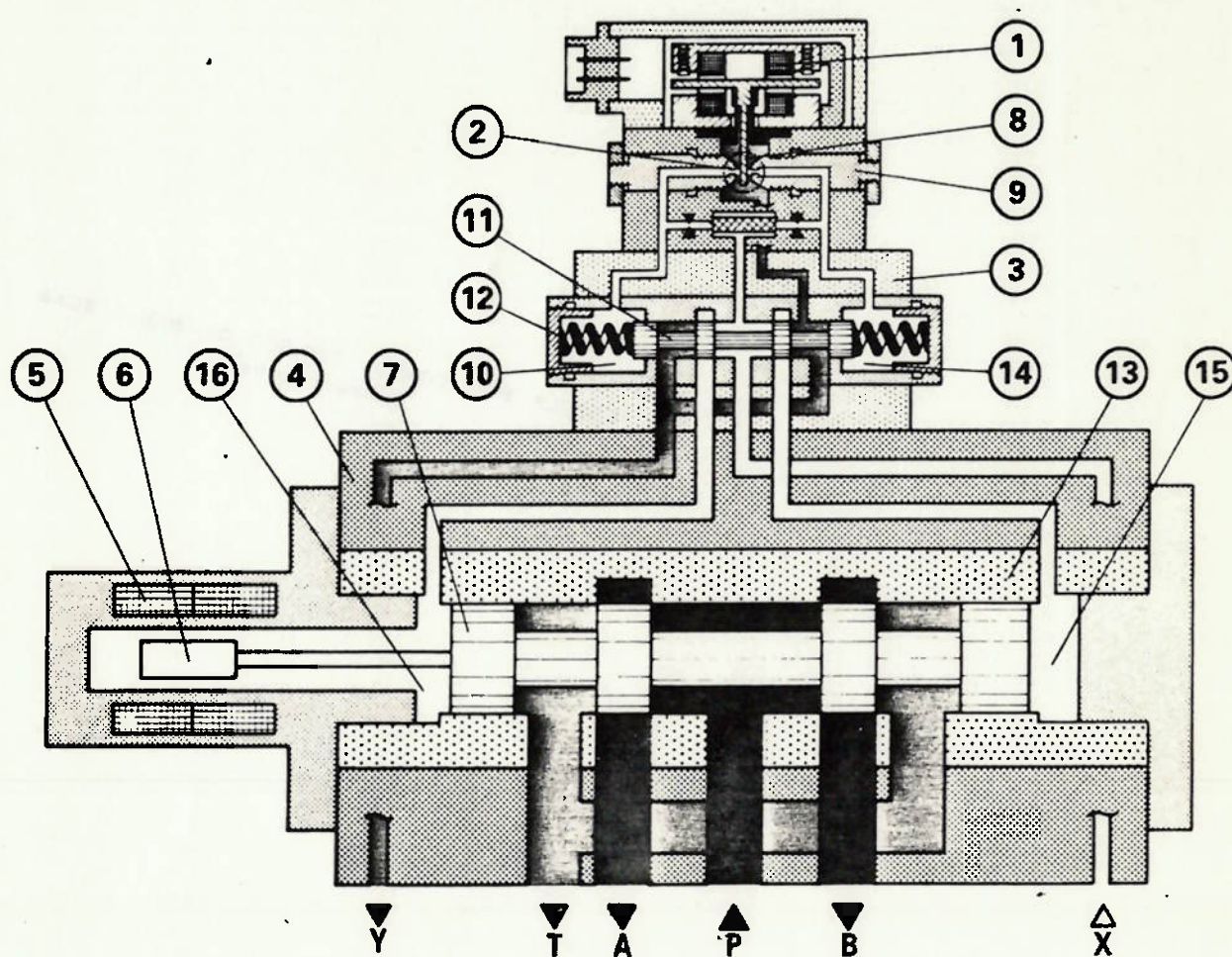


Figura 2.23 - Servo-Válvula de estágio triplo (Rexroth Hidr. Ltda.)

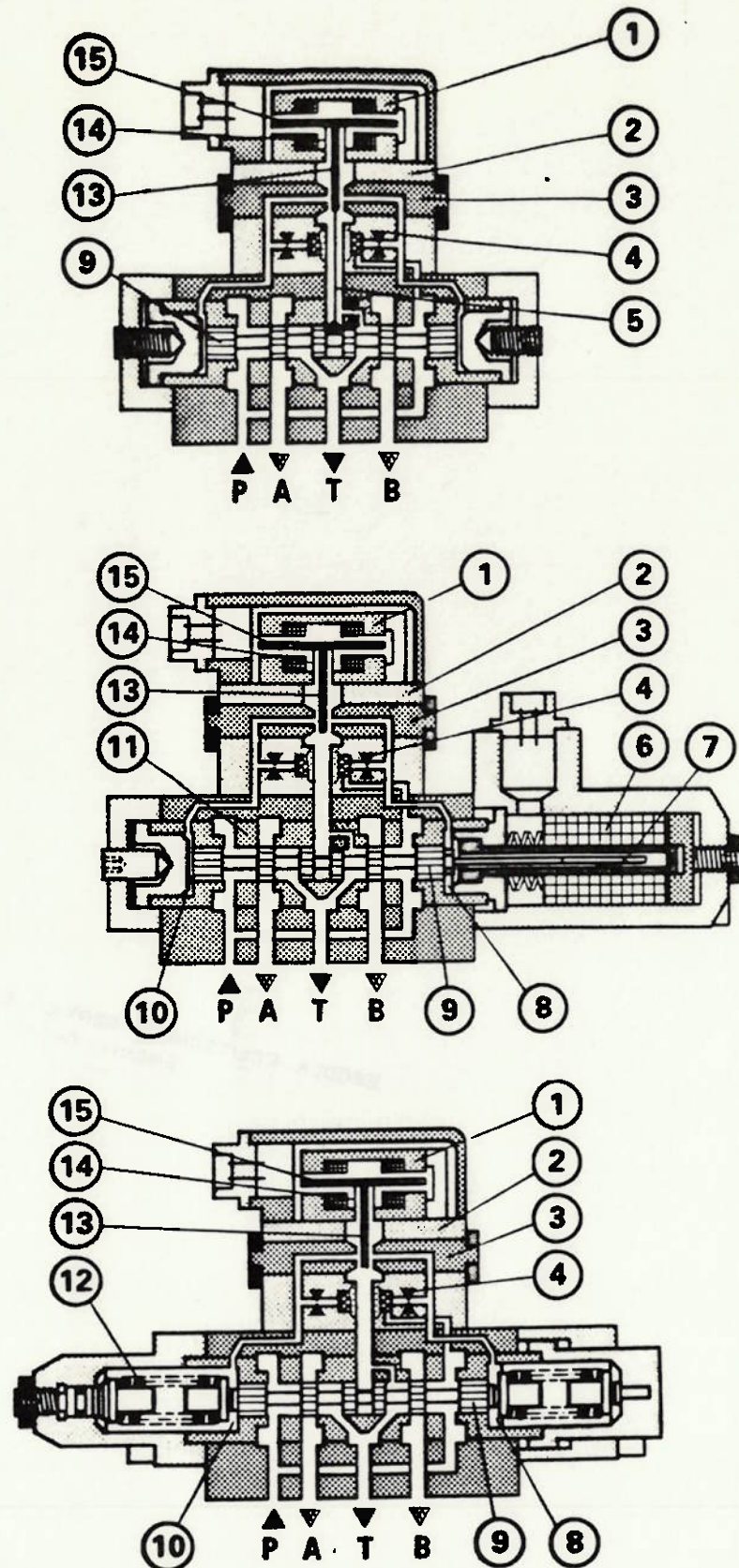


Figura 2.22 - Tipos de Realimentação da posição do carretel - a) mecânica, b) elétrica
c) barométrica

(Rexroth Hidr. Ltda.)

realimentação da posição do carretel, seja ela mecânica, barométrica ou elétrica.

Nos dias de hoje, com o aperfeiçoamento das válvulas proporcionais, incorporando várias qualidades até há pouco exclusivas das servo-válvulas, a fronteira de utilização de uma ou outra, deixou de ter contornos claros e definidos. Pode-se, no entanto, ainda considerar as servo-válvulas como o mais avançado e preciso componente de controle hidráulico comercialmente disponível mas, infelizmente, também o mais delicado e caro.

De forma bastante sintética, a melhora no desempenho dinâmico das servo-válvulas, decorre de um projeto e construção (fabricação) mais rigorosos, onde as tolerâncias foram levadas a valores mínimos e, conseqüentemente, a precisão e o acabamento superficial atingem os melhores índices, a nível de fabricação seriada.

Sua configuração básica, como mostrada na figura 2.22, é bastante semelhante à já mostrada para as válvulas proporcionais, sendo normalmente construída em estágio duplo ou pré-operada e utilizando um motor-de-torque como primeiro estágio.

Quando são necessárias altas vazões no circuito hidráulico (acima de 150 l/mim), são utilizadas servo-válvulas de 3 estágios, semelhantes à indicada na figura 2.23.

A figura 2.22 mostra os três tipos de realimentação de posição do carretel principal mais utilizados, ou seja, mecânica, barométrica e elétrica. Cada um deles implica em diferentes comportamentos dinâmicos para a servo-válvula, bem como em diferentes graus de confiabilidade e custos. Nas tabela 2.2 são exibidos, de forma comparativa, alguns destes parâmetros.

TABELA 2.2

Resp. Dinâmica de Servo-Válvulas para 3 Tipos de Realimentação do Carretel

	Mecânica	Barométrica	Elétrica
Histerese	2,5%	4,0%	0,5%
Resolução	0,5%	1,5%	0,2%
Reversão	1,0%	3,0%	0,4%

Na tabela 2.2 o parâmetro "resolução" , foi calculado como sendo o acréscimo porcentual de corrente elétrica ,em relação ao valor nominal para abertura máxima,necessário para alterar a posição do carretel, mantendo o sentido do movimento. Já o parâmetro "reversão" foi calculado da mesma forma , mas prevendo a inversão de sentido do movimento do carretel.

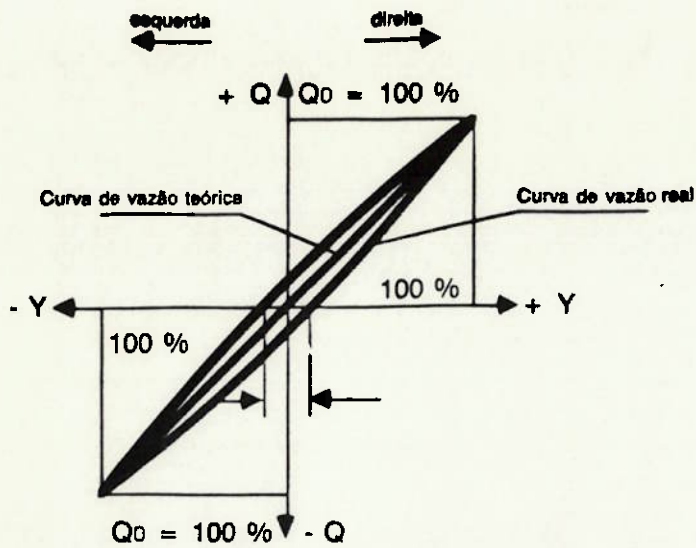
É bastante evidente a importância destes parâmetros, além dos já citados (histerese, tempo de resposta e resposta em frequência), quando se trata de um controle em malha-fechada. Uma vez que o sinal de controle será um sinal elétrico, correções que tenham valores inferiores aos acima expostos serão totalmente ineficazes, de forma a possibilitar o surgimento de um eventual comprometimento da estabilidade do sistema e de seu próprio desempenho global.

O melhor desempenho dinâmico das servo-válvulas não é conseguido a "custo zero", muito pelo contrário. Uma das principais diferenças de projeto, em relação às válvulas proporcionais, é a drástica redução da "zona morta", que é definida como a região na qual há deslocamento do carretel, mas não ocorre alteração da vazão (também chamada de "sobreposição"). A figura 2.24 mostra esquematicamente os três casos possíveis de sobreposição : positiva, negativa e nula.

Para servo-válvulas, a sobreposição máxima (positiva) gira em torno de 1,5%, chegando, raramente, aos 5% para casos especiais. Comparativamente, as válvulas proporcionais tem sobreposições de até 20% (cf.ref. 13) que torna-se ainda maior, em números absolutos, ao se considerar o maior curso total de seu carretel. Para válvulas proporcionais, o curso do carretel principal varia de 5 mm a 14 mm, dependendo da vazão nominal, enquanto que para servo-válvulas este valor dificilmente ultrapassa 2 mm (cf.refs. 9 e 12)!

A escolha do tipo de sobreposição se faz em função das características operacionais do sistema hidráulico. Sobreposições positivas (+ 0,5 a + 1,5%) são indicadas para circuitos de regulação de velocidade, chegando próximo aos 5% quando o controle de velocidade não opera próximo ao "zero". Sobreposições negativas (-1,5 a - 0,5%) são adequadas para controle de posição e força e, finalmente, sobreposição nula (0 a +0,5%) é utilizada como solução universal (cf. ref. 9).

Sobreposições tão pequenas, obrigaram a que as folgas entre carretel e bloco (ou "camisa") tivessem valores mínimos para que a vedação necessária fosse atingida. Folgas girando em torno de 0,003 mm,

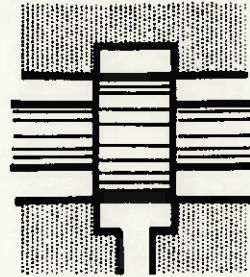


Sobreposição zero

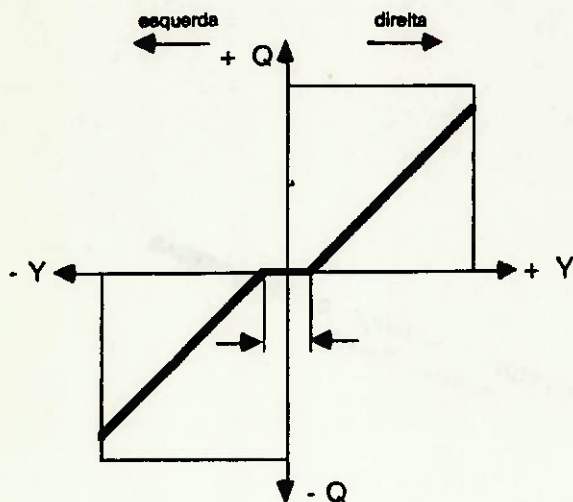
Na posição da válvula direcional $Y = 0$ não flue nenhum óleo.

Para $|Y| > 0$ flue constantemente um

volume através de uma aresta de comando.



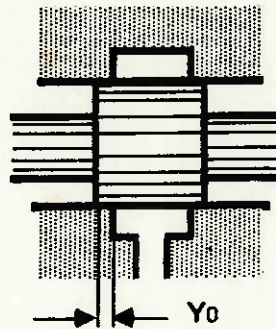
$Y_0 = 0$



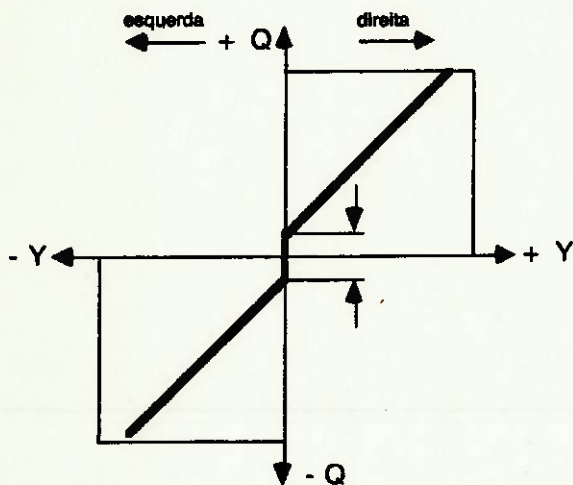
Sobreposição positiva

As seções de comando permanecem fechadas na faixa $|Y| \leq Y_0$.

Para $|Y| > Y_0$ flue constantemente um volume pela aresta de comando.



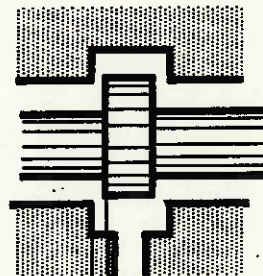
Y_0



Sobreposição negativa

Na faixa $Y = 0$ flue constantemente um volume pelas duas arestas de comando.

Para $|Y| \geq Y_0$ flue um volume somente através de uma aresta de comando.



Y_0

Figura 2.24 - Tipos de sobreposição do carretel em servo-válvulas e suas curvas de vazão teóricas (Ref. 9)

no ajuste entre carretel e bloco (camisa) (cf.ref.12), são normalmente requeridas para a fabricação de servo-válvulas. Mesmo que isto não se constitua em um grande inconveniente para a fabricação do carretel, torna-se um sério complicador quando se imagina a usinagem interna do bloco, ou da camisa, considerando, ainda, suas pequenas dimensões (diâmetros de 10 a 20 mm).

Situação relativamente ainda mais crítica, decorre da precisão necessária para distância entre os ressaltos do carretel. Tomemos como exemplo uma servo-válvula, com vazão nominal de 9 l/mim e operando em um diferencial de pressão de 100 bar. Para manter uma linearidade de 1%, a tolerância máxima entre a abertura de suas janelas (orifícios) deveria ser de 0,0034 mm (cf.ref. 12), tomada sobre cotas nominais em torno de 20 mm !

Considerando qualidades de trabalho ISO, estes valores ficariam abaixo de IT 3. Vale recordar, que a norma NB 86 recomenda as qualidades de 01 a 03, e de 01 a 04 para "eixos" e "furos", respectivamente, para a fabricação de calibradores! Tolerâncias tão estreitas também tem que pagar um preço. Além do aumento "exponencial" dos custos com a diminuição das folgas, há uma obrigatoriedade de melhorar a filtragem, para evitar desgastes prematuros e engrupamentos. Para válvulas proporcionais é usual uma filtragem de 10 a 20 microns, enquanto para servo-válvulas, estes valores chegam a 5 microns ou até menos (cf.refs. 13 e 9) (B3 e B5 acima de 100 , segundo ISO 4572).

O curso pequeno do carretel das servo-válvulas, implica em pequenas secções de passagem de fluido, acarretando uma grande perda de carga interna. Esta perda situa-se em 70 bar, para a vazão nominal, enquanto que para as válvulas proporcionais este valor esta próximo de 10 bar. Quando se procura otimizar o circuito hidráulico, globalmente, é importante evitar altas perdas nos componentes para não comprometer o rendimento da instalação, o que, sem dúvida alguma, é dificultado pelo uso de servo-válvulas.

Condições tão críticas de funcionamento, trazem um outro inconveniente que é a alteração drástica do ganho da servo-válvula quando operando com vazões próximas a 10 % da capacidade nominal, como é mostrado na figura 2.25.

Este fenômeno pode ser explicado pelo efeito, no escoamento do fluido, das bordas dos orifícios (janelas) formados pelo carretel e pelo bloco (camisa). O arredondamento destas bordas, seja pela usinagem

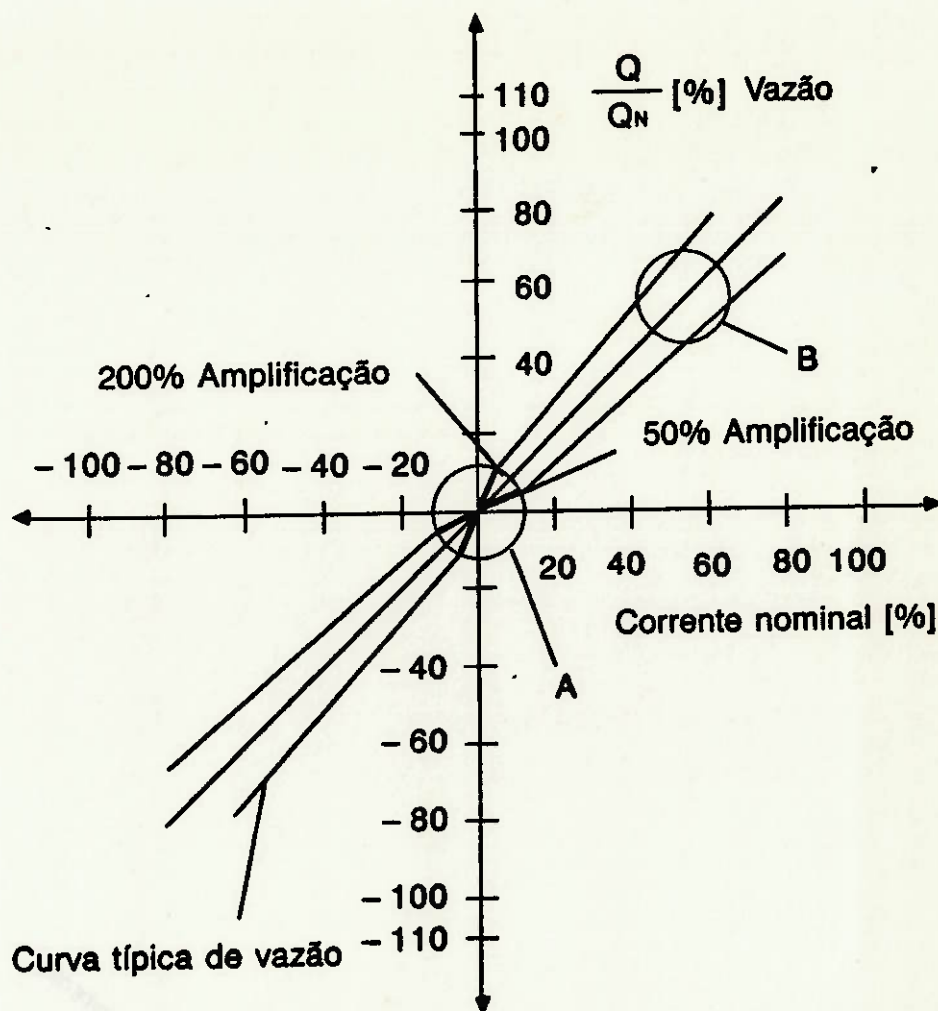


Figura 2.25 - Ganho de Servo-válvulas
 (% da vazão nominal x % da corrente nominal)
 (Ref. 9)

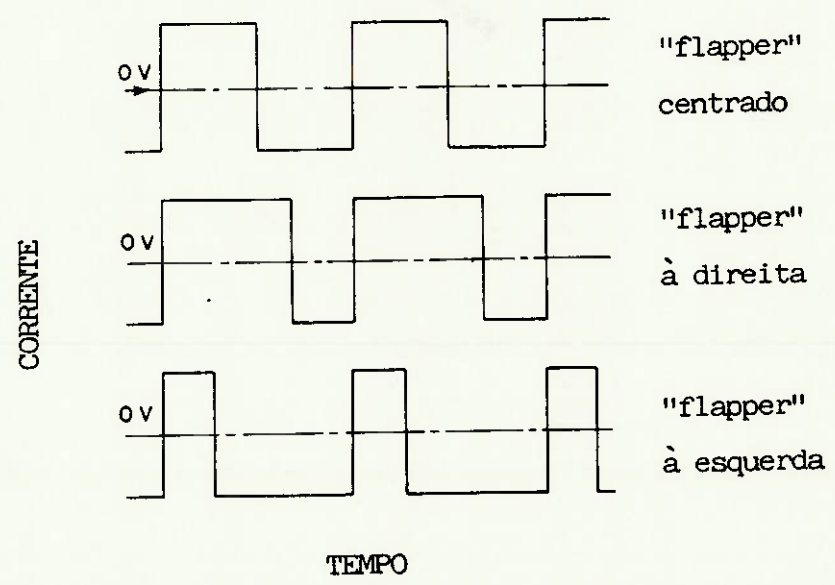


Figura 2.26 - Sinal "PWM" para um motor-de-torque

inicial inadequada, seja pelo desgaste de trabalho, afeta grandemente a linearidade entre o deslocamento do carretel e a alteração da vazão (cf.ref. 6) e conseqüentemente o ganho (entre o valor da corrente elétrica de acionamento e a vazão resultante). Deve-se, portanto, evitar que durante a operação em regime de um sistema hidráulico dotado de servo-válvulas, sejam atingidos estes valores de vazão, a não ser em situações transitórias.

2.10 Sinal de Acionamento Elétrico

Os sinais elétricos de acionamento diferem bastante em função do tipo de transdutor eletro-mecânico utilizado. Para solenóides de apenas duas posições, como os utilizados em válvulas direcionais, emprega-se tanto corrente alternada (50 ou 60 Hz) como corrente contínua, geralmente nas tensões de 12V e 24V, e com potências de 20W a 30W.

No caso de solenóides proporcionais e motores-de-torque, o sinal deve obedecer a uma proporcionalidade, para o efetivo controle do processo. Existem duas técnicas mais difundidas para este controle: modulação de amplitude e modulação de pulso.

Na primeira, uma vez definido o sinal de controle, tanto por uma realimentação interna quanto por um novo comando, este é amplificado e utilizado diretamente como sinal de acionamento. Para melhorar a resposta dinâmica aconselha-se, nestes casos, a sobreposição de um sinal do tipo "dither". O "dither" nada mais é que um "ruído" senoidal de alta frequência e baixa amplitude, introduzido junto com o sinal de acionamento, cujo objetivo é diminuir o atrito aparente entre carretel e bloco (camisa), tentando mantê-lo na condição de semi-viscoso. A frequência do sinal varia entre valores de 100 Hz a 500Hz, e sua amplitude situa-se entre 3% a 10% da tensão nominal, raramente chegando a 20%. No caso da histerese, por exemplo, o uso do "dither" chega a apresentar melhoras de até 100 %.

Mas, a melhor eficiência, não é obtida pela simples modulação de amplitude do sinal elétrico de acionamento e sim utilizando a técnica de modulação de largura de pulso ou "PWM" (cf.ref.23).

Um sinal, na forma de onda "quadrada", com amplitude máxima igual a corrente nominal do solenóide ou motor de torque tem a largura

de seus patamares alterada, como é mostrado figura 2.16. A relação entre a largura de um e outro patamar é que definirá a corrente efetiva no solenóide, ou motor-de-torque, e sua conseqüente posição.

Quando se utiliza a técnica de modulação de pulso já no sinal de acionamento, torna-se desnecessária a sobreposição do sinal de "dither" (cf. ref. 23)

2.11 Sistema Híbridos

A idéia central no projeto de sistemas híbridos, foi a de encontrar uma solução intermediária entre o controle manual e o sofisticado e caro controle elétrico proporcionado pelas servo-válvulas. Várias aplicações, embora exijam um controle das variáveis hidráulicas (pressão e vazão), não necessitam de respostas dinâmicas que justifiquem o uso de servo-válvulas, e mesmo o emprego de válvulas proporcionais torná-se proibitivo quando grandes vazões são requeridas.

Em um sistema híbrido, uma bomba de vazão variável convencional (como visto em 2.5) tem seu controle não mais exercido manualmente pelo operador, mas através de um sinal elétrico. Isto é conseguido empregando-se uma montagem semelhante a indicada na figura 2.27, onde o sinal elétrico, vindo do operador ou de outro sistema de controle, é convertido em sinal hidráulico por uma válvula proporcional de pequenas dimensões.

O sinal hidráulico movimenta um atuador que modifica o deslocamento volumétrico da bomba, obtendo assim a regulagem. Uma conexão mecânica, leva o sinal de realimentação, produzido pela nova situação de bomba, de volta a válvula de controle, fechando assim a "malha".

A resposta dinâmica obtida pode ser considerada precária, quando comparada às exibidas por servo-válvulas e mesmo por válvulas proporcionais, como pode ser verificado nas curvas de desempenho dinâmico apresentadas na figura 2.28.

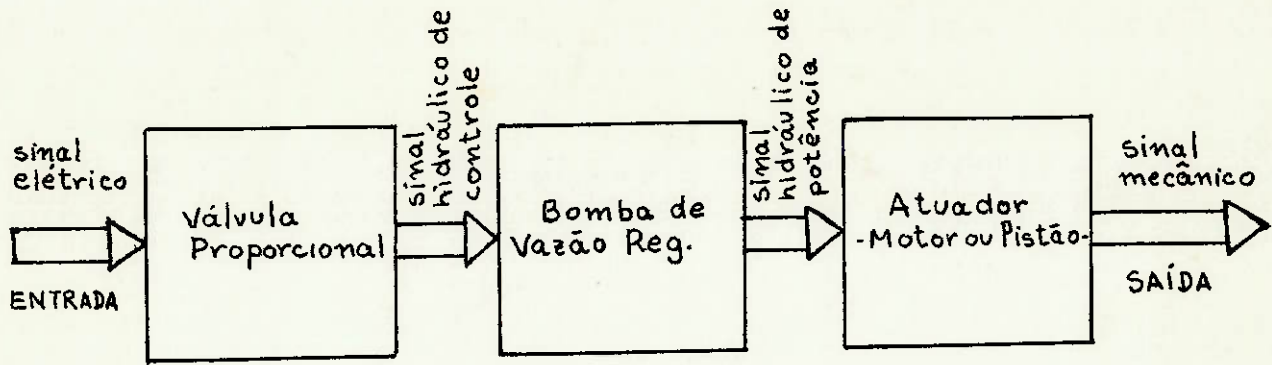


Figura 2.27 - Diagrama de Blocos de um Sistema Híbrido

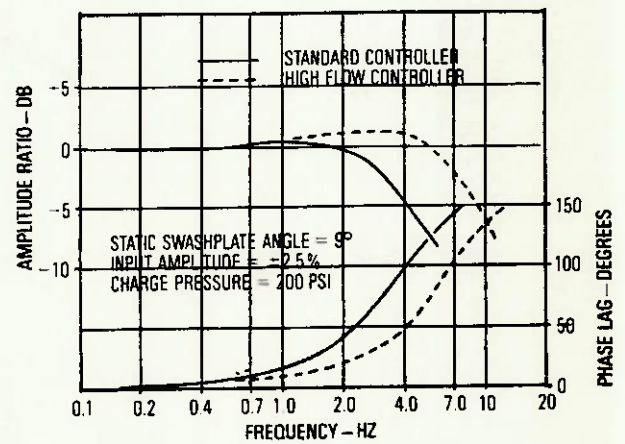
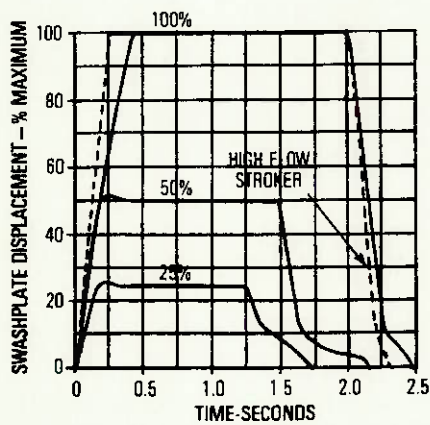


Figura 2.28 - Resposta em frequência de um sistema híbrido

(Moog do Brasil S.A.)

2.12 Sistemas Discretizados

A maioria das pesquisas, atualmente em andamento na área de controle hidráulico, concentra-se no desenvolvimento de interfaces eletro-hidráulicas mais simples, confiáveis e baratas e mais adequadas à interligação com os controladores eletrônicos, ou seja, com micro-processadores.

O sinal de controle oriundo de um micro-processador é puramente digital e inadequado para ser usado diretamente, depois de "amplificado", nas interfaces até aqui vistas, que exigem variações analógicas no sinal de controle.

A partir do início da década de oitenta, vários sistemas foram propostos e algumas deles já estão disponíveis comercialmente.

A figura 2.29 mostra um corte esquemático de uma válvula para controle de vazão, desenvolvida pela Tokio Keiki/Sperry Vickers. Nela o sinal elétrico de controle é puramente digital. Uma determinada sequência de pulsos, enviada pelo micro-processador, é convertida em rotação por um motor-de-passo e esta em translação, por um fuso. A translação do fuso posiciona uma palheta ("flapper") sobre um bocal, restringindo ou liberando seu fluxo, de modo a causar um desbalanceamento de pressões nas faces do carretel principal, que o reposicionam de maneira análoga a já vista para as válvulas proporcionais e servo-válvulas. Na verdade, ocorre uma conversão D-A pelo conjunto motor-de-passo elétrico, que recebe o sinal do micro-processador, e sistema palheta ("flapper") - bocal da válvula. A figura 2.30 mostra as curvas de vazão obtidas com o uso deste tipo de válvula.

Um sistema similar é apresentado na figura 2.31, fabricado pela Motions Products/MTS-EUA, onde a idéia central foi a de desenvolver um "motor-de-passo hidráulico". Desta feita também foi utilizado um motor-de-passo elétrico, para receber e converter o sinal digital do micro-processador, mas que pode acionar tanto uma válvula direcional quanto uma válvula proporcional. O giro do motor reposiciona a válvula, através de um sinal de realimentação mecânico, parando o movimento. O uso de uma válvula direcional realmente confere ao motor hidráulico uma resposta digital, semelhante a obtida com o motor elétrico.

Sistemas puramente digitais ainda estão em fase de pesquisa, não estando disponíveis comercialmente. Neles, a idéia básica é não haver

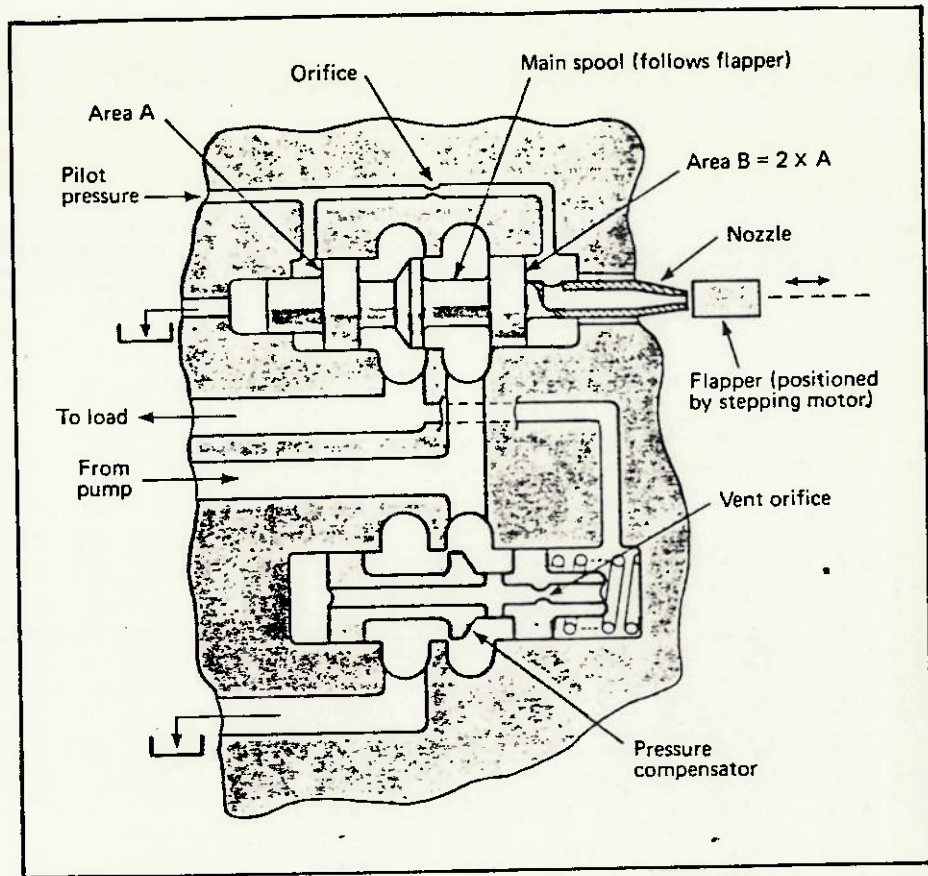


Figura 2.29 - Válvula Reg. de Vazão com pilotagem digital (Tokyo Keiki/Vickers)

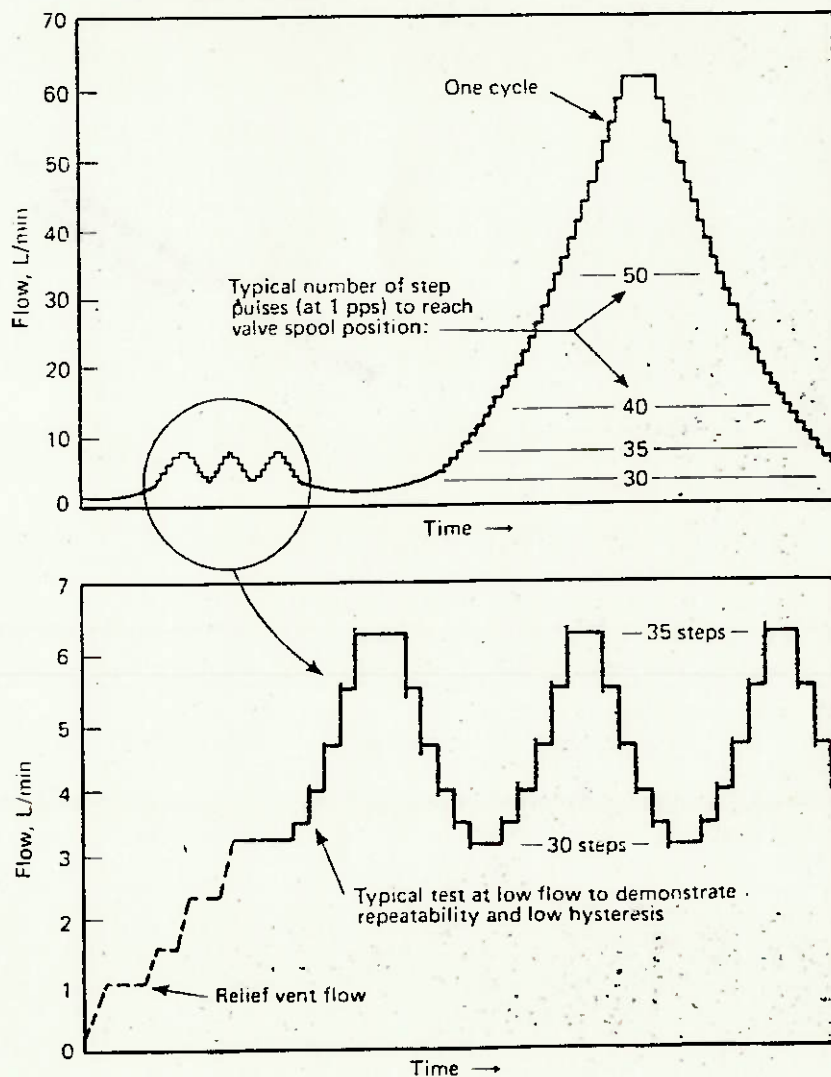


Figura 2.30 - Curva vazão x tempo para a válvula acima

qualquer conversão D-A, desde o micro-processador até o atuador. Desta forma, a válvula hidráulica também passa a operar de forma discreta resultando em maior simplicidade, confiabilidade, tolerâncias de fabricação e menores custos. A figura 2.32 mostra, esquematicamente, o desenho de conjunto de uma válvula especialmente projetada para este fim, e apresentada por G. Mansfeld, em 1981, no congresso da BHRA (British Hydromechanics Research Association).

Os testes efetuados indicaram, como esperado, uma sensível melhora na histerese e resolução, em relação às servo-válvulas, mas uma resposta em frequência inferior. Para a histerese chegou-se a valores de 0,2% , resolução de 0,5% e de 2,6 Hz (-3 dB) para a resposta em frequência. Note-se que estes dados referem-se ao conjunto de teste, no caso um atuador do estabilizador de um avião F-104, e não apenas do componente de controle (válvula) como visto em seções anteriores, sendo portanto mais realistas.

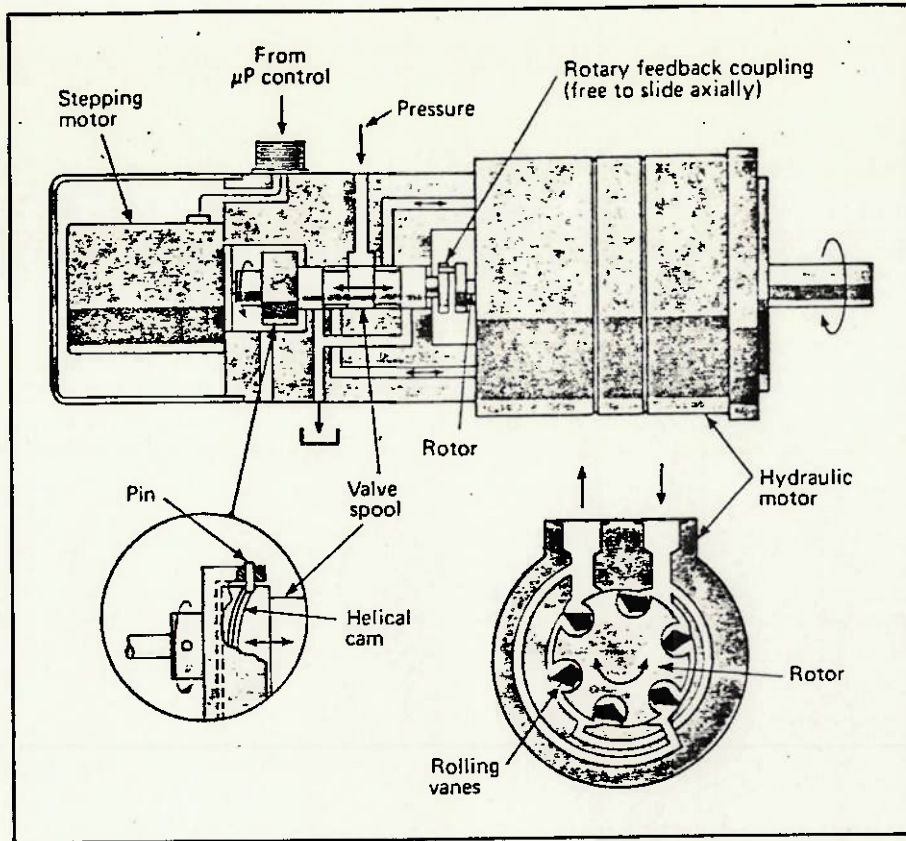


Figura 2.31 - "Motor-de-passo" hidráulico
(Motion Products/MTS)

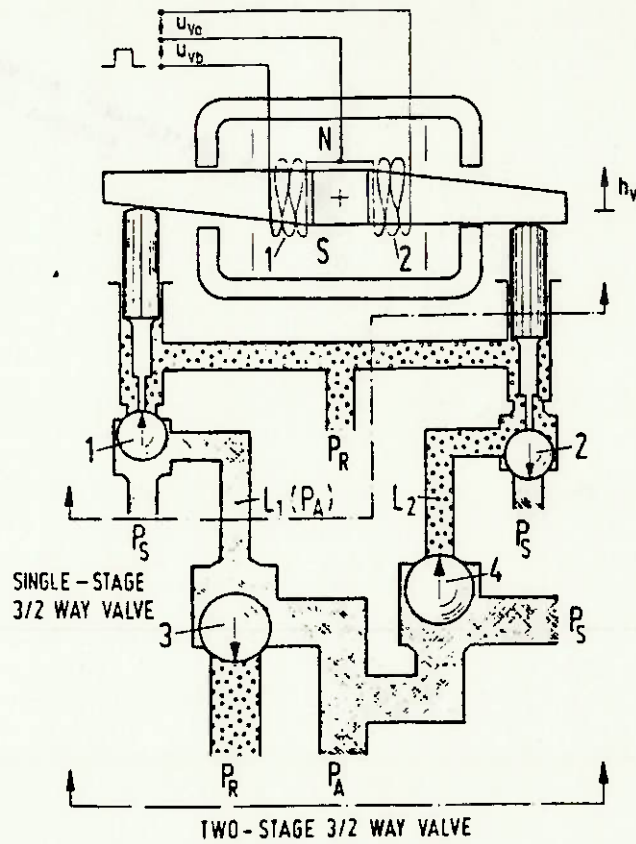


Figura 2.32 - Válvula direcional para controle hidráulico digital (proj. G. Mansfeld)

CAPITULO 3

O "SAD" - CARACTERIZAÇÃO E IMPLANTAÇÃO

3.1 Caracterização

A proposta de projeto e construção do SAD, Sistema de Acionamento Discreto, visa oferecer não só mais uma opção de acionamento e controle hidráulico, mas um sistema mais adequado às exigências tecnológicas atuais e de baixo custo.

A atual hegemonia dos controladores eletrônicos digitais (microprocessadores) nos processos de automação tem levado a que cada vez mais os atuadores e, principalmente, as interfaces sejam modificadas e adaptadas de modo a responder de forma adequada aos sinais de controle. Dentro desta filosofia, como foi visto no capítulo anterior, as atuais pesquisas tem se direcionado para o desenvolvimento de interfaces eletro-hidráulicas digitais ou, de forma mais completa, interfaces que a partir de um sinal eletrônico digital de controle possam comandar o atuador hidráulico e obter uma resposta final adequada, seja ela digital ou analógica.

A idéia central é substituir as atuais válvulas propocionais e servo-válvulas, que operam de forma totalmente analógica tanto para o sinal de entrada como para o de saída, por interfaces mais simples, confiáveis e baratas sem, no entanto, prejuizo do desempenho e precisão de funcionamento. No exterior, as pesquisas tem procurado resolver esta questão, a partir do desenvolvimento de novos tipos de válvulas, especialmente projetadas para operação digital. Os benefícios desta linha de atuação são inegáveis, uma vez que será possível otimizar o desempenho dinâmico, a partir de um projeto dedicado, de forma a obter resultados inclusive superiores aos hoje conseguidos com o uso das servo-válvulas.

O projeto SAD procura atingir uma meta semelhante, ligeiramente mais modesta, de forma diversa, ou seja, não através do projeto e concepção de uma nova válvula hidráulica digital, mas otimizando o uso de um tipo de válvula já existente com estas características, que é a válvula solenóide direcional. A existência de limitações decorrentes do uso de um componente não projetado exclusivamente para este fim, é óbvia, mas deve-se lembrar que a válvula é apenas uma parte, embora

fundamental, do sistema de controle sendo que o circuito eletro-eletrônico de acionamento, e a própria estratégia de controle, desempenham papéis igualmente importantes.

Por outro lado, há uma série de aplicações industriais em que o uso de um sistema de regulação hidráulica convencional é, tecnicamente, insatisfatório, e o uso de uma válvula proporcional ou servo-válvula é exagerado, elevando os custos de forma incompatível com as características do projeto. Nestes casos, a possibilidade de se dispor de um sistema de controle intermediário, tanto a nível de custos, como tecnicamente, é bastante bem vinda, e é exatamente aí que o SAD procura seu espaço.

O princípio de funcionamento do SAD é bastante simples. Através da comutação, em alta frequência, de válvulas solenóide direcionais pretende-se controlar a vazão em um circuito hidráulico. Na verdade, está se buscando a discretização do fluxo de óleo, análogamente ao que ocorre com a corrente em um motor-de-passo elétrico. O tempo em que a válvula permanece aberta, juntamente com a vazão instantânea do circuito, definirá o volume de óleo, a ser enviado ao atuador (circuito), em cada pulso.

A vazão aparente será calculada pelo quociente do volume de óleo de um pulso pelo seu período. Assim, por exemplo, caso a vazão no circuito hidráulico fosse 60 l/mim, com a válvula solenóide aberta, utilizando um pulso de abertura de 50 ms e um período de 100 ms, a vazão aparente seria, admitindo que os transitórios de abertura e fechamento se compensem, de 30 l/mim.

Portanto, a estratégia de controle passa a ser agora a de definir a frequência dos pulsos e/ou sua duração, para obter a resposta desejada do atuador. Uma preocupação constante de todo o projetista é que a hidráulica sendo, basicamente, não linear acarreta uma série de complicações quando se deseja projetar sistemas de controle, ou prever respostas do equipamento para uma dada situação. O SAD não desconsidera estas características, mas procura uma forma de contornar algumas dificuldades.

De fato, ao se discretizar o fluxo de óleo, todo o comportamento não linear fica restrito ao intervalo de abertura da válvula o que, como já foi dito anteriormente, é tratado de forma integral na estratégia de controle. Assim, o que importa ao SAD, é que em um dado intervalo de tempo, tem-se um certo volume de óleo, a uma dada pressão, fornecido ao

sistema de forma invariável. Caso por exemplo, a frequência de um dado pulso seja duplicada, a vazão aparente do circuito será duplicada, estabelecendo-se assim a "linearização" do sistema.

O SAD será composto basicamente por quatro subsistemas:

- a) Interface Eletro-hidráulica
- b) Interface de Controle
- c) Controlador Manual
- d) Programa de Controle

a) Interface eletro-hidráulica

A Interface Eletro-hidráulica será composta por quatro válvulas solenóide direcionais, de 4 vias e 3 posições, ligadas em paralelo, que operarão em alta frequência (para padrões hidráulicos) entre os estados de abertura e fechamento total. O objetivo da ligação em paralelo é permitir melhorar a resposta dinâmica global do sistema, através da operação seqüencial das válvulas. Pode-se por exemplo, desta forma, quadruplicar a frequência aparente de acionamento do sistema, aumentando a faixa de controle. Por outro lado, com a operação simultânea é possível quadruplicar a vazão para uma dada frequência, ou mesmo operar com uma ou mais válvulas totalmente abertas ou fechadas, deixando o controle apenas com as restantes.

Um outro importante benefício do uso de válvulas em paralelo, é o aumento da confiabilidade do sistema, uma vez que uma falha total, e conseqüente ausência de controle, somente será possível caso ocorra uma falha (simultânea!) nas quatro válvulas. Este aspecto é ainda mais ressaltado, quando se lembra que as válvulas solenóide direcionais contam com um acionamento manual de emergência, para o caso de uma pane no solenóide ou no sinal de acionamento, ao contrário do que acontece com as servo-válvulas, que não dispõem de nenhum recurso similar.

b) Interface de Controle

A Interface de Controle será um circuito eletrônico , projetado para estabelecer a ligação entre o sinal de controle e o sinal de acionamento dos solenóides. Haverá a possibilidade de se utilizar dois sinais de controle de fontes distintas: a partir do Controlador Manual

e a partir da interface paralela de um micro-computador (do tipo PC), onde estará instalado o Programa de Controle. Uma vez recebido este sinal, ele será amplificado, em um estágio de potência para torná-lo adequado aos solenóides das válvulas. A operação se dará em quatro canais, sendo incluído mais um canal de potência, com saída CC constante, para acionamento de uma outra válvula solenóide direcional, utilizada para manobras no circuito hidráulico de teste. É importante notar que o sinal de controle não sofrerá nenhum tipo de alteração em sua característica digital.

c) Controlador Manual

O Controlador Manual será um circuito eletrônico, projetado para gerar um sinal digital de controle na forma de pulso "quadrado", com frequência e patamares ajustáveis. Sua função principal é a de auxiliar durante os testes dinâmicos das válvulas solenóide e testes iniciais de todo o sistema. Através da variação da frequência ou dos patamares dos pulsos, será possível determinar-se os valores limites de operação, utilizados posteriormente como parâmetros no Programa de Controle. Por outro lado ele é um importante recurso auxiliar no controle global, principalmente durante a fase inicial de definição do Programa de Controle, exatamente por permitir o controle manual das variáveis hidráulicas.

d) Programa de Controle

O Programa de Controle terá como objetivo gerar sinais de controle que permitam testar o desempenho do SAD e, de certa forma, de todo o circuito hidráulico do equipamento. Serão geradas três funções diferentes: senoidal, rampa e seqüência definida de pulsos. Cada uma delas terá seus parâmetros ajustáveis (amplitude, período, número de pulsos etc) de modo a permitir a maior versatilidade possível de operação. O programa será configurado de tal forma que permita ao operador, mesmo não totalmente familiarizado com o mesmo, definir a função de controle através da resposta a uma seqüência de perguntas, mostradas na tela do micro-computador.

O arranjo esquemático destes subsistemas e suas interações, são mostrados na figura 3.1

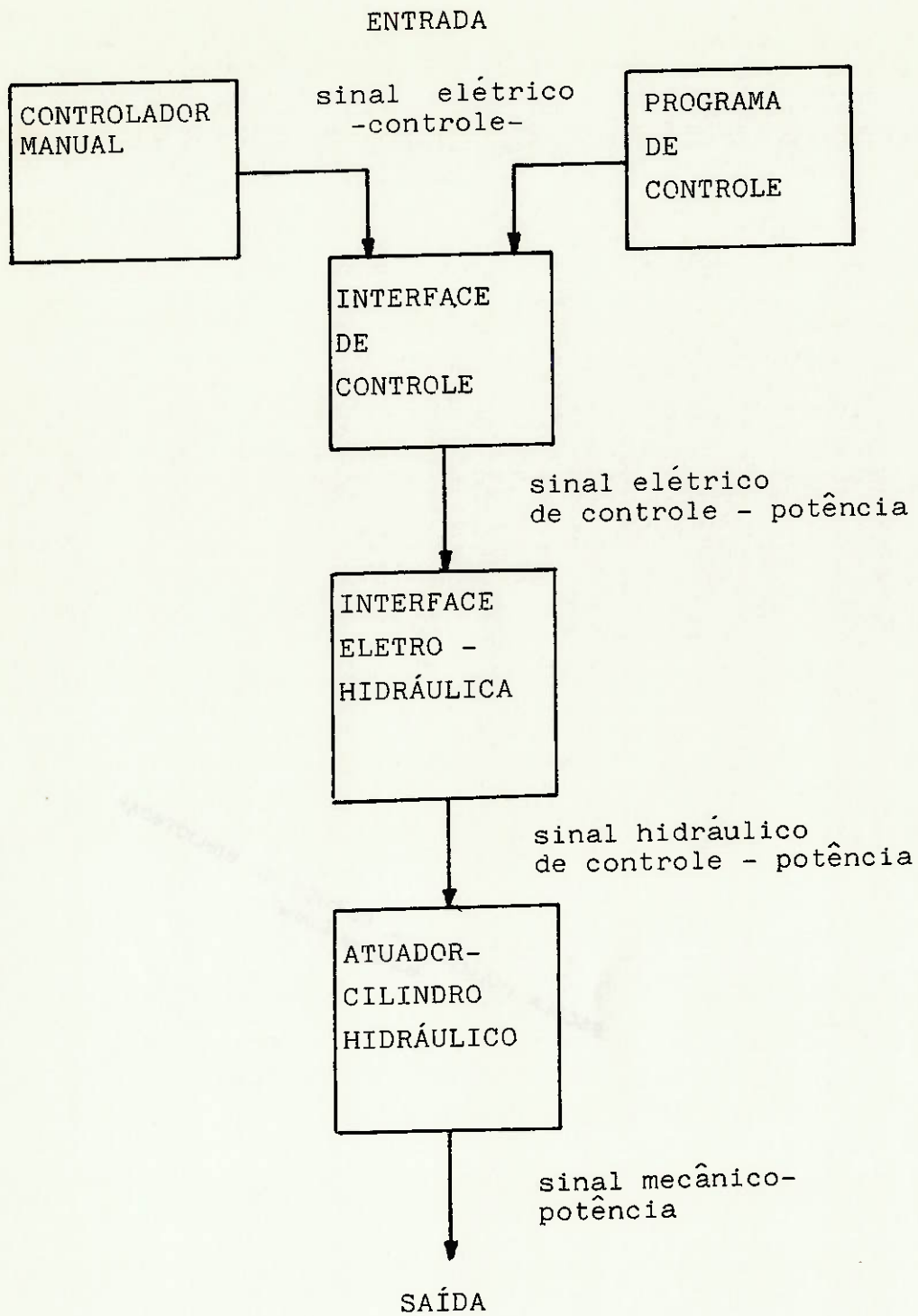


Figura 3.1 - O SAD - Subistemas

3.2 Vantagens no uso do SAD

Uma vez que o SAD é proposto como uma alternativa para a utilização das servo-válvulas, é importante que haja uma análise comparativa que justifique, pelo menos a nível inicial, o projeto e implantação deste sistema. Enumeraremos, a seguir, as principais vantagens que podem ser conseguidas pelo uso do SAD:

a) Há uma inegável tendência à substituição de todos os controles eletrônicos analógicos por outros de operação puramente digital, principalmente quando se utilizam microprocessadores para este fim (cf.ref. 27).

O uso de servo-válvulas e válvulas proporcionais requer um sinal de controle analógico, o que implica na necessidade do emprego de conversores digitais-analógicos (D-A), pois o sinal proveniente do microprocessador é digital.

b) O alto grau de precisão exigido na fabricação de uma servo-válvula requer um maior cuidado nas suas condições de operação, de modo especial no que diz respeito à filtragem do óleo (ver cap. 2). As tolerâncias de contaminação são de 3 a 5 vezes mais estreitas do que as requeridas para válvulas solenóide direcionais o que acarreta uma série de inconvenientes como:

- o uso de filtros de pressão, cerca de duas a três vezes mais caros que os de retorno, que operam a baixa pressão.
- quando da necessidade do emprego de tubulações flexíveis, estas devem ser de politetrafluoretileno (PTFE) reforçado ou material equivalente, ao invés das tradicionais tubulações de borracha nitrílica, mais baratas.
- diminuição da vida útil do óleo, em função de sua contaminação, perda de viscosidade e absorção de umidade.

c) Com o uso de servo-válvulas ou válvulas proporcionais há necessidade de implantação de controles em malha fechada, já que é muito difícil prever, com precisão razoável, a resposta do sistema, para um dado sinal de entrada. O emprego do SAD, por sua característica digital, permite operar-se em malha aberta, em sistemas cujas condições de contorno sejam fixas ou previsíveis, através, por exemplo, do simples controle do número de pulsos enviados ou de sua frequência.

d) Quando são utilizadas válvulas proporcionais ou servo-válvulas de duplo estágio (ver cap. 2) há a presença de um fluxo constante de óleo, da linha de pressão para o dreno (tanque). Esta perda de óleo chega a valores próximos a 17% da vazão nominal, para as servo-válvulas de menor capacidade, caindo para cerca de 2% para as maiores.

e) Nas servo-válvulas com sobreposição negativa (ver cap. 2) há uma perda de óleo da linha de pressão para o tanque da ordem de 6% da vazão nominal à pressão de 7,0 MPa (70 bar). Em modelos menores (vazão nominal de 2 l/mim) e de menor precisão, esta perda pode chegar a até 50% da vazão nominal!

f) Como o fluxo nominal de uma servo-válvula é definido a uma queda de pressão de 7,0 MPa (70 bar) na válvula, é necessário superdimensionar toda a instalação para compensar esta perda. Este fato faz com que haja uma sensível diminuição no rendimento do sistema, e torna-se tão mais grave quanto maior a potência instalada.

g) Devido a alta complexidade e condição mais crítica de trabalho de sistemas que incorporam servo-válvulas e válvulas proporcionais, a probabilidade de ocorrência de uma falha é maior, já que as margens de segurança de cada componente são menores e, principalmente pelo fato de que todo o controle hidráulico está centralizado em um único elemento. No SAD estão previstas redundâncias pelo uso de válvulas em paralelo.

h) Finalmente, o aspecto custo é bastante claro na definição da vantagem do SAD. Embora em uma economia altamente inflacionada, como a brasileira, seja difícil estabelecer dados comparativos, com valores absolutos, não voláteis, tomando como base uma servo-válvula com capacidade em torno de 60 l/mim e uma válvula solenóide equivalente, encontramos um custo, para a primeira, cerca de 30 vezes superior ao da segunda. Considerando o uso de 4 válvulas solenóide em paralelo, esta diferença cai para 7,5 vezes. Isto sem levar em conta os acréscimos decorrentes de outras características da servo-válvula já citadas (ver itens a,b,c,d,e,f).

3.3 A Implantação do SAD

3.3.1 O Equipamento

O SAD será implantado em uma prensa destinada ao ensaio dos processos de conformação plástica, ou mais precisamente, forjamento e estampagem. O projeto deste equipamento, coordenado pelo Prof. Dr. Ettore Bresciani Filho, foi em grande parte financiado pela FINEP, através de um convênio firmado com a EPUSP.

A definição das características operacionais do equipamento (cf.ref. 19) foi feita pelos Professores Fernando Antonio da Costa Nery e Edson Gomes, ficando a cargo do Prof. Dr. Valter Francisco Arruda Alves o dimensionamento estrutural do corpo principal da prensa. Sua configuração final, mostrada na figura 3.2, é de uma prensa hidráulica de simples ação, com quatro colunas e mesa superior ajustável.

3.3.2 O Circuito Hidráulico de Acionamento

Como já mencionado anteriormente, a implantação do SAD será feita, experimentalmente, como sistema de acionamento e controle de uma prensa destinada ao ensaio dos processos de forjamento e estampagem.

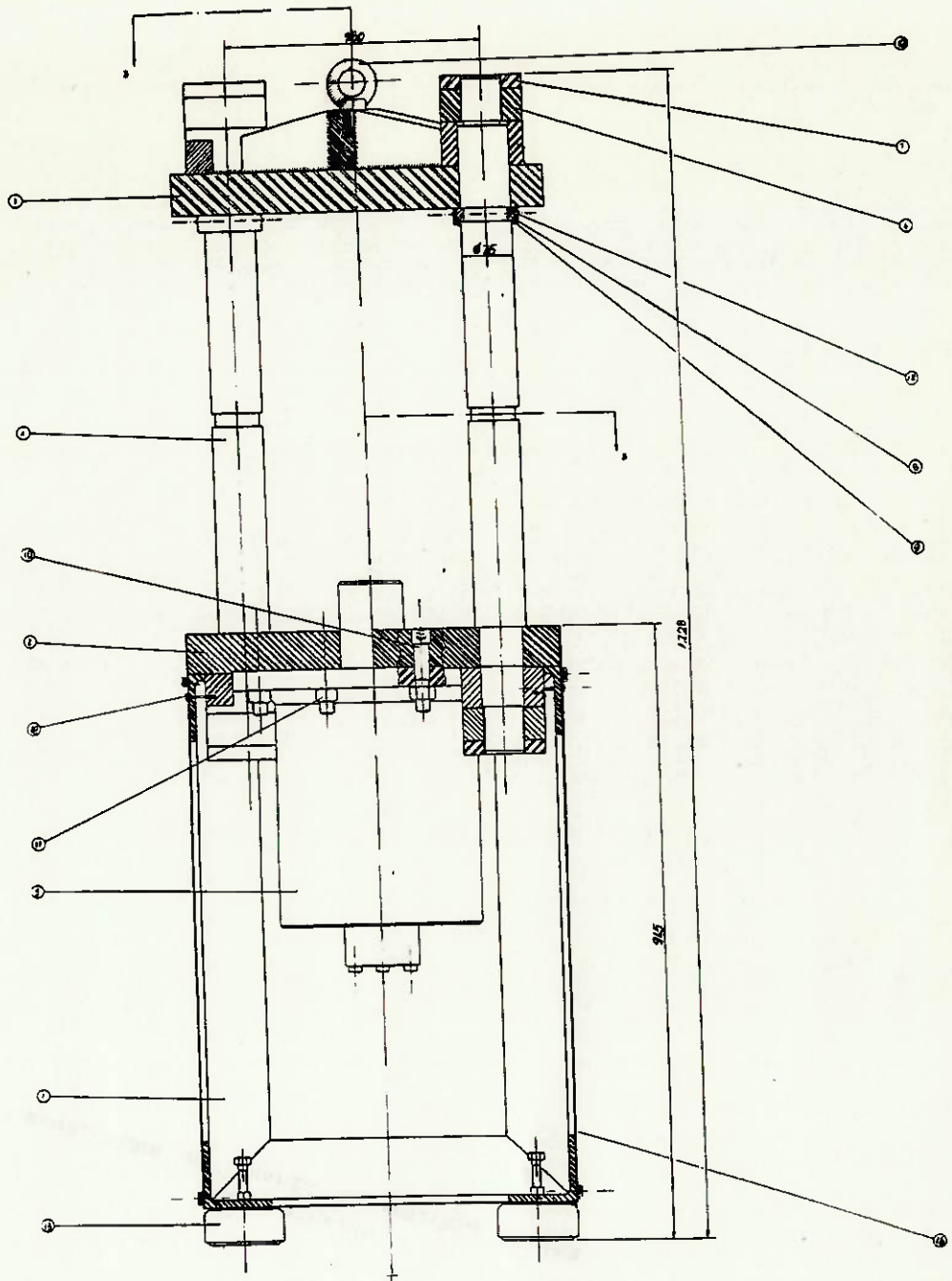
Como dados iniciais para o projeto do circuito hidráulico, expressos na tabela 3.1, temos :

TABELA 3.1

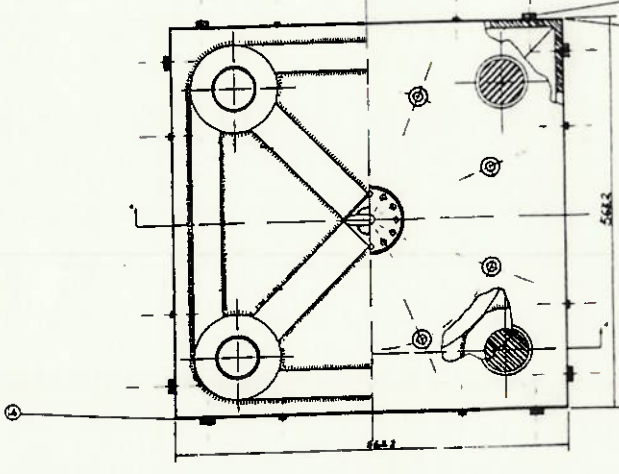
Dados Iniciais para o Projeto do Circuito Hidráulico

Força de conformação	> 240 kN (24.490 kgf)
Velocidade máxima	> 7 mm/s
Curso máximo útil	> 50 mm

Em se tratando do projeto e construção de um protótipo, e considerando o seu uso em pesquisa, é bastante desejável que haja uma certa "folga" nas condições de contorno que definirão o equipamento, de modo que seja possível a incorporação de melhorias e desenvolvimentos futuros, bem como a extensão de sua faixa de trabalho. Desta forma, a equipe de projeto definiu os seguintes valores (tab. 3.2), como



Carta 2.1



Carta 2.2

1	Supla	21	Ac 2307 1010	3.5
2	Al	20		3.5
3	Supla	20	Ac 2307 1010	3.5
4	Al	20		3.5
5	Al	20		3.5
6	Al	20		3.5
7	Al	20		3.5
8	Al	20		3.5
9	Al	20		3.5
10	Al	20		3.5
11	Al	20		3.5
12	Al	20		3.5
13	Al	20		3.5
14	Al	20		3.5
15	Al	20		3.5
16	Al	20		3.5
17	Al	20		3.5
18	Al	20		3.5
19	Al	20		3.5
20	Al	20		3.5
21	Al	20		3.5
22	Al	20		3.5
23	Al	20		3.5
24	Al	20		3.5
25	Al	20		3.5
26	Al	20		3.5
27	Al	20		3.5
28	Al	20		3.5
29	Al	20		3.5
30	Al	20		3.5
31	Al	20		3.5
32	Al	20		3.5
33	Al	20		3.5
34	Al	20		3.5
35	Al	20		3.5
36	Al	20		3.5
37	Al	20		3.5
38	Al	20		3.5
39	Al	20		3.5
40	Al	20		3.5
41	Al	20		3.5
42	Al	20		3.5
43	Al	20		3.5
44	Al	20		3.5
45	Al	20		3.5
46	Al	20		3.5
47	Al	20		3.5
48	Al	20		3.5
49	Al	20		3.5
50	Al	20		3.5
51	Al	20		3.5
52	Al	20		3.5
53	Al	20		3.5
54	Al	20		3.5
55	Al	20		3.5
56	Al	20		3.5
57	Al	20		3.5
58	Al	20		3.5
59	Al	20		3.5
60	Al	20		3.5
61	Al	20		3.5
62	Al	20		3.5
63	Al	20		3.5
64	Al	20		3.5
65	Al	20		3.5
66	Al	20		3.5
67	Al	20		3.5
68	Al	20		3.5
69	Al	20		3.5
70	Al	20		3.5
71	Al	20		3.5
72	Al	20		3.5
73	Al	20		3.5
74	Al	20		3.5
75	Al	20		3.5
76	Al	20		3.5
77	Al	20		3.5
78	Al	20		3.5
79	Al	20		3.5
80	Al	20		3.5
81	Al	20		3.5
82	Al	20		3.5
83	Al	20		3.5
84	Al	20		3.5
85	Al	20		3.5
86	Al	20		3.5
87	Al	20		3.5
88	Al	20		3.5
89	Al	20		3.5
90	Al	20		3.5
91	Al	20		3.5
92	Al	20		3.5
93	Al	20		3.5
94	Al	20		3.5
95	Al	20		3.5
96	Al	20		3.5
97	Al	20		3.5
98	Al	20		3.5
99	Al	20		3.5
100	Al	20		3.5

Figura 1 Desenho de conjunto da Máquina de Conformação Plástica de Metais

Figura 3.2 - Estrutura Principal da Prensa (Convênio EPUSP/FINEP)

características a serem atingidas, em aperfeiçoamentos posteriores:

TABELA 3.2

Dados futuros para o Circuito Hidráulico

Força de conformação	> 490 kN (50.000 kgf)
Velocidade máxima	> 50 mm/s
Curso máximo útil	> inalterado
Curso total	> 150 mm

Como algumas das mudanças previstas não podem ser atendidas por simples alterações da regulagem do sistema, caso ele seja projetado segundo o primeiro conjunto de dados, será utilizado o segundo conjunto (tab.3.2), de modo que haverá a possibilidade, sem grandes alterações, de implementar os desenvolvimentos futuros desejados.

Adotaremos como pressão de trabalho 10,0 MPa (102 kgf/cm²), que é atendida pela maioria dos componentes hidráulicos comercialmente disponíveis, de modo a minimizar eventuais problemas de opções de fornecimento e/ou preços.

a- Cálculo do Diâmetro útil do Cilindro

$$S_c = F_c/P_c$$

onde

S_c é a área útil da secção transversal do cilindro

P_c é a pressão manométrica no cilindro

F_c é a força na haste do cilindro

com $P_c = 10 \text{ MPa}$ e $F_c = 490 \text{ kN}$ resulta :

$$S_c = 0,049 \text{ m}^2$$

e conseqüentemente, o diâmetro D_c do cilindro será:

$$D_c = 0,2498 \text{ m.}$$

Utilizando o tamanho mais próximo fabricado, foi escolhido um cilindro com as seguintes características:

diâmetro interno	$D_c = 0,250 \text{ m}$
área útil	$S_c = 0,0490 \text{ m}^2$
diâmetro da haste	$D_h = 0,095 \text{ m}$
pressão de trabalho	$P_t = 30,87 \text{ MPa (máxima)}$
curso total	$C_t = 0,200 \text{ m}$

b- Cálculo do Volume de Óleo deslocado por ciclo

$$V_o = S_c \cdot C_e$$

onde

V_o - volume de óleo deslocado por ciclo (0 a .050m)

C_e - curso útil do cilindro

com

$$S_c = 0,049 \text{ m}^2 \quad e$$

$$C_e = 0,050 \text{ m}$$

temos:

$$V_o = 0,002450 \text{ m}^3.$$

Para simplificação dos cálculos posteriores, assumiremos um volume de óleo por ciclo:

$$V_o = 0,0025 \text{ m}^3 \text{ (2,5 litros).}$$

c- Escolha da Bomba Hidráulica para Acionamento Direto

Adotando uma configuração em que a bomba alimenta diretamente o cilindro, como indicado na figura 3.3, podemos calcular a vazão máxima necessária pela expressão:

$$Q_b = V_o / t_c$$

onde

Q_b = vazão máxima da bomba

t_c = tempo de duração de cada ciclo

v_c = velocidade da haste

mas

$$t_c = C_e / v_c, \quad t_c = 1 \text{ s}$$

logo

$$Q_b = 0,0025 \text{ m}^3/\text{s}$$

ou, em unidades mais usuais:

$$Q_b = 150 \text{ l/mim}$$

Para uma escolha preliminar da bomba (unidade hidráulica), pode-se desconsiderar as eventuais perdas de carga do circuito uma vez que estas somente poderão ser estimadas com exatidão, após a completa definição deste, e não alterarão, grandemente, os valores já calculados. Com:

$$\begin{array}{ll}
 Q_b = 0,0025 \text{ m}^3/\text{s} & \text{e} \\
 P_c = 10 \text{ MPa} & \text{, resulta uma potência líquida} \\
 N_b = Q_b \cdot P_c & \text{, onde } N_b \text{ é a potência líquida (útil)} \\
 & \text{da bomba}
 \end{array}$$

» $N_b = 25 \text{ kw (34 CV)}$

Estes valores, praticamente inviabilizam o uso de bombas de engrenagens e bombas de palhetas. As primeiras devido a vazão exigida e as segundas pela pressão de trabalho. Restaria a opção das bombas de pistões de custo superior ao das duas anteriores.

No entanto, a opção pela alimentação direta do cilindro, a primeira vista mais simples, na verdade é extremamente inadequada para este caso. Um fato muito importante e muitas vezes desconsiderado pelo projetista, é a distribuição de tempos durante todo o ciclo de operação do equipamento.

A não ser em pouquíssimos casos (no uso de motores hidráulicos, por exemplo), a operação de sistemas hidráulicos dá-se de forma descontínua, sendo, muitas vezes, o tempo inativo muito superior ao tempo de operação.

Projetar um circuito hidráulico por sua condição de pico de demanda energética, implica em um super-dimensionamento que somente será realmente aproveitado durante uma pequena parcela do ciclo total de operação.

Mesmo que o rendimento energético não seja um parâmetro do projeto, fato cada vez mais raro nos dias de hoje, o aspecto custos certamente o será e não poderá ser desprezado por um projetista consciencioso.

Dentro deste raciocínio, torna-se mais lógico dimensionar o sistema por sua condição de média, procurando manter o fornecimento de energia hidráulica o mais próximo do constante, ao longo do tempo, mesmo que a demanda ocorra de forma transitória. Assim, faremos o cálculo preliminar do dimensionamento de um acumulador hidráulico, que possa

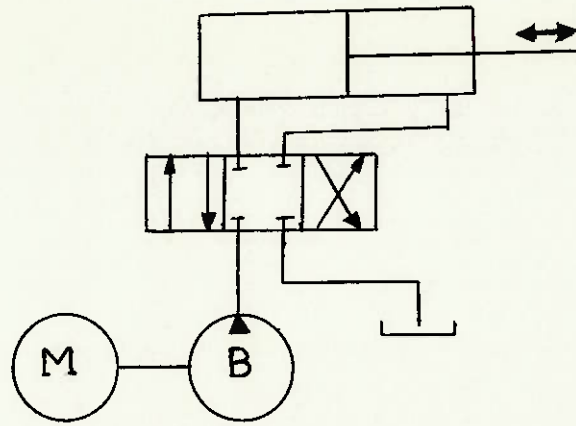


Figura 3.3 - Acionamento direto Bomba - Cilindro

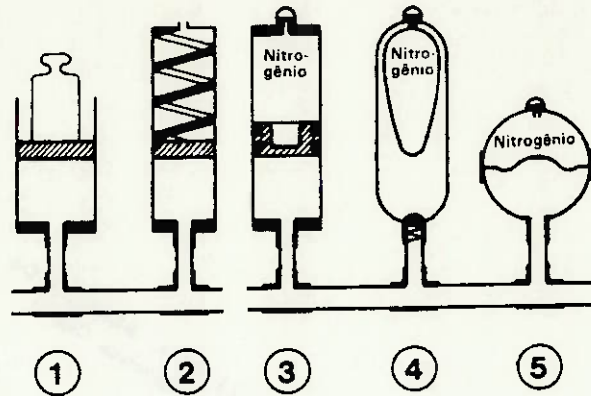


Figura 3.4 - Tipos de Acumuladores hidráulicos (Ref. 31-c8)

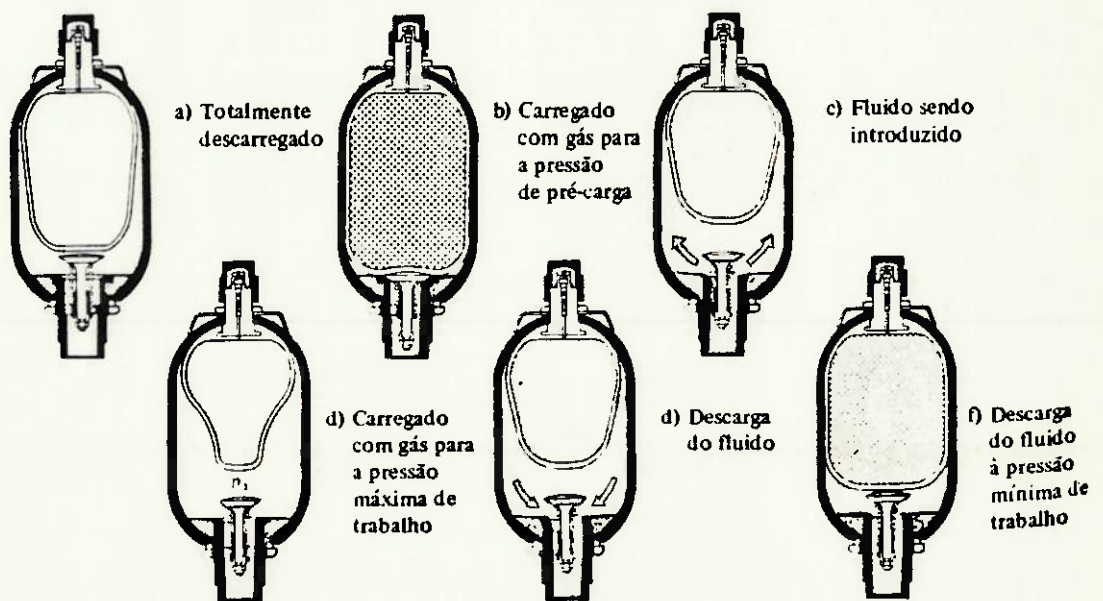


Figura 3.5 - Ciclo de trabalho de um acumulador do tipo "bexiga" (Ref. 31-c4)

armazenar energia e devolvê-la, ao circuito, de modo a atender aos picos de operação.

d- Dimensionamento do Acumulador de Pressão

Dimensionar um acumulador de pressão como fonte auxiliar de energia, implica em, inicialmente, definir bastante bem as características operacionais do sistema/equipamento. Em nosso caso, sendo uma prensa para ensaios e não para produção, o tempo de operação previsto é bastante inferior ao tempo inativo entre a realização de dois testes consecutivos. Com base em valores fornecidos pela equipe do projeto temos:

tempo de ensaio (máx.)	60 s
tempo inativo (mín.)	120 s

Com estes dados, recalculando a vazão média do circuito teremos:

$$Q_m = V_o / (120 + 60)$$

$$Q_m = 1,4 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{ou} \quad 0,84 \text{ l/mim}$$

A diminuição da potência requerida não se dará na mesma proporção, já que será necessário um aumento da pressão máxima do sistema para possibilitar o uso do acumulador, pois a maioria destes opera em condições de pressão variável, sendo a sua pressão mínima igual a pressão de trabalho.

A figura 3.4 mostra os vários tipos de acumuladores disponíveis que, a menos do primeiro (1), tem uma pressão interna variável com o volume de óleo armazenado. O acumulador isobárico (1) foi apenas incluído a título ilustração, pois é praticamente inviável utilizá-lo dentro das faixas de pressão hoje empregadas. Basta lembrar que para uma pressão de 5 MPa, com um cilindro de diâmetro igual a 100 mm, haveria a necessidade de uma carga de 39,27 kN ou aproximadamente 4000 kgf!

Por reunir o melhor conjunto de características como: capacidade relativa de armazenamento (volume de óleo/volume total), estanqueidade (separação gás/óleo e gás/ar), pressão máxima de trabalho e tempo de resposta, será adotado um acumulador do tipo bexiga, cujo funcionamento está indicado, esquematicamente, na figura 3.5.

Este acumulador utiliza um gás inerte (N₂) como elemento elástico, de modo que a relação entre a pressão interna e o volume segue

uma lei definida. Para as condições de trabalho normais do sistema hidráulico pode ser admitido o comportamento de gás perfeito (cf.ref. 26), de modo que a lei que rege a carga e descarga do acumulador será:

$$PV^n = \text{constante}$$

onde o expoente "n" será igual a 1 para o caso de um processo isotérmico e igual a 1,4 para um processo adiabático. Como ambos os casos são processos ideais, somente podemos ter certeza que, na maioria dos casos, nenhum deles será totalmente satisfeito, ficando o expoente $1 < n < 1,4$.

A definição mais precisa do valor de "n" é feita com base no tempo gasto durante o processo de enchimento e esvaziamento do acumulador, da temperatura do sistema e das trocas térmicas no acumulador. Estas últimas, geralmente, são obtidas de ensaios pelo próprio fabricante, devido a complexidade da modelagem do sistema (gás - elastômero - óleo - aço - ar).

Para o cálculo do acumulador, serão tomados como base os dados iniciais deste capítulo, considerando que o ensaio será feito apenas com a energia armazenada (sem influência da bomba). Temos portanto, da tabela 3.1:

Força de conformação	240 kN (24.490 kgf)
Velocidade máxima	7 mm/s
Curso máximo útil	50 mm
Sc = 0,0491 m²	como a área útil do cilindro é
	resulta uma pressão mínima
	de operação de:
Pcm = Fc / Sc = 240.10³ / 0,0491	
Pcm = 4,9 MPa	

Esta deve ser a pressão mínima de trabalho, para que seja obtida a força necessária na haste do pistão. Mas a pressão inicial do gás (enchimento) deve ser inferior para que se garanta sempre uma pequena quantidade de óleo dentro do acumulador, evitando um eventual dano à bexiga pelo contato com a válvula de descarga. Os fabricantes recomendam que a pressão inicial do gás esteja entre 70% a 90% da pressão mínima de operação, logo para o nosso caso, adotando um valor de 80%, temos:

$$P_g = 0,8 * P_{cm} \quad \gg \quad P_g = 3,92 \text{ MPa}$$

como pressão máxima de enchimento adotaremos:

$$P_{me} = 7,84 \text{ Mpa}$$

O volume de óleo necessário para um ciclo é $V_o = 0,0025 \text{ m}^3$ mas, a favor da segurança, dimensionaremos o acumulador supondo um volume de descarga $V_d = 3 * V_o$, ou $V_d = 0,0075 \text{ m}^3$. Como estudo comparativo adotaremos inicialmente a hipótese de ciclo isotérmico e, posteriormente, adiabático de modo a poder confrontar os resultados.

Temos um sistema de duas equações e duas incógnitas:

$$P_a V_a^n = P_b V_b^n \quad (1) \quad \text{e} \quad V_1 - V_2 = V_d \quad (2)$$

Os índices "a" e "b" representam, cada um, um dos estados abaixo:

estado 1	pressão = 4,90 MPa (Pcm) volume do gás = intermediário
estado 2	pressão = 7,84 MPa (Pme) volume do gás = mínimo
estado 3	pressão = 3,92 Mpa (Pg) volume do gás = máximo

Regime Isotérmico

com $n = 1$ para os estados 1 e 2, temos :

$$V_1 = 0,0200 \text{ m}^3 \quad V_2 = 0,0125 \text{ m}^3$$

aplicando a equação (1) para os estados 1 e 3 temos:

$$V_3 = 0,025 \text{ m}^3 \quad \text{valor teórico da capacidade nominal do acumulador para regime isotérmico.}$$

Regime Adiabático

com $n = 1,4$ para os estados 1 e 2, temos:

$$V_1 = 0,0263 \text{ m}^3 \quad V_2 = 0,0188 \text{ m}^3$$

aplicando a equação (1) para os estados 1 e 3 temos:

$$V_3 = 0,0308 \text{ m}^3 \quad \text{valor teórico da capacidade nominal do acumulador para regime adiabático.}$$

Como pode ser constatado pelos dados acima, a hipótese adiabática é mais conservadora, sendo inclusive a adotada pela maioria dos fabricantes, nos procedimentos de seleção dos acumuladores. De fato, mesmo para tempos de carga ou descarga superiores a 180s, ainda há um comportamento mais próximo do adiabático do que do isotérmico, como revelam os estudos da Greer Hydraulics Inc. - EUA (cf.refs. 31-c4 e 11).

Embora o procedimento de seleção dos acumuladores recomendado pelo fabricantes seja gráfico, por meio de ábacos, o confronto com os resultados aqui calculados não apresentou qualquer diferença significativa. Escolhendo o modelo mais próximo que satisfaça as condições de contorno, temos:

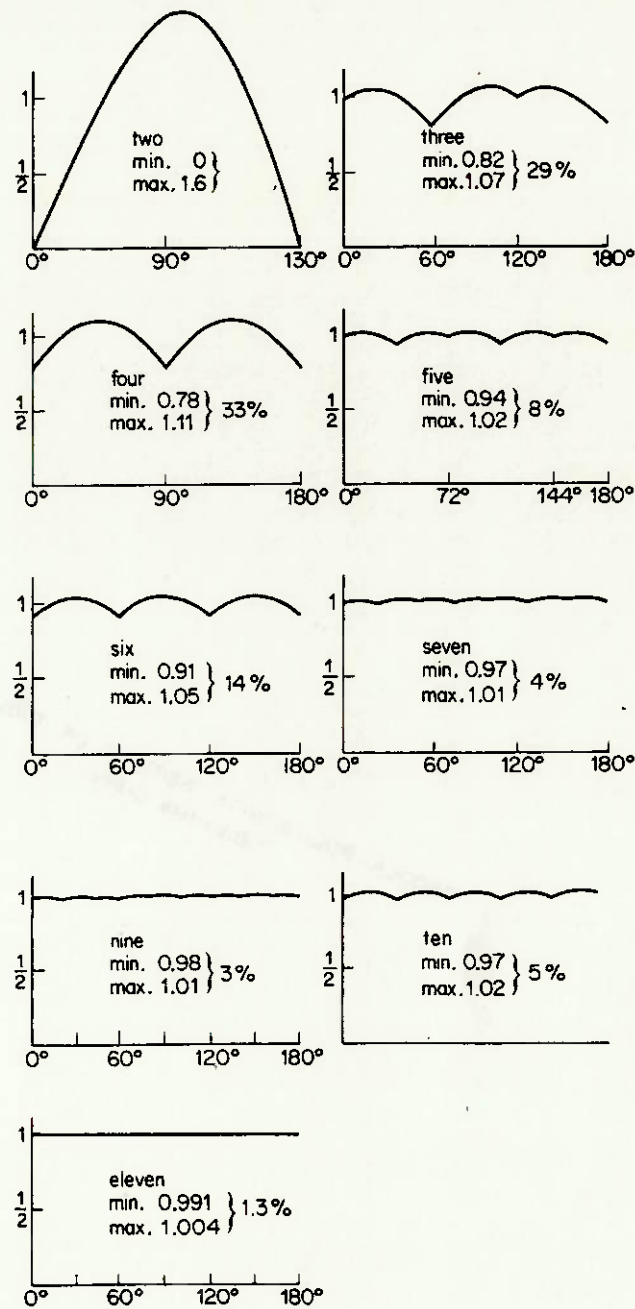
Tamanho Nominal:	10 gal (0,037 m³)
Volume de Gás:	2080 in³ (0,034 m³)
Pressão Máxima:	3000 psi (20,6 MPa)

No caso de uma futura expansão do sistema, como já foi dito anteriormente, as características seriam:

Força de conformação	490 kN (50.000 kgf)
Velocidade máxima	50 mm/s
Curso máximo útil	50 mm
Curso total	150 mm
Pressão de Trabalho	10 MPa

Repetido os cálculos de dimensionamento do acumulador, encontramos que o modelo acima especificado atende às exigências, bastando que opere na faixa de 10 MPa a 15 MPa e com uma pressão inicial do gás de 7,0 MPa, estando totalmente dentro de suas características operacionais.

O uso do acumulador hidráulico traz, ainda, outras vantagens como a "absorção" de picos de pressão oriundos de manobras rápidas das válvulas e a "linearização" da vazão na saída da bomba, evitando as oscilações que ocorrem principalmente quando se utilizam bombas de pistões, como mostrado na figura 3.6.



Porcentagem da Vazão Nominal x Ângulo de Giro do Eixo

Figura 3.6 - Pulsos de Vazão gerados por bombas de Pistões

(Ref. 23)

e- Escolha da Bomba Hidráulica para uso com Acumulador

Do cálculo do acumulador foi verificado que a pressão máxima de enchimento e a vazão média durante todo o ciclo seriam:

$$P_{me} = 7,84 \text{ MPa (15 MPa - futuro)}$$

$$Q_m = 0,84 \text{ l/mim}$$

Como estes valores são bastante pequenos, considerando as unidades hidráulicas disponíveis no mercado, e lembrando que deve ser incluída uma "folga" na especificação dos componentes, para desenvolvimentos futuros, foi escolhido um conjunto motor-bomba com as seguintes características:

Tipo	bomba de pistões radiais
Número de Pistões	02
Pressão Máxima de Trabalho	50 MPa
Vazão (1740 rpm, P_{máx})	2,1 l / mim
Potência de Acionamento	2,2 kw (3 CV)

Estas características atendem também às especificações da tabela 3.2. Dados mais completos encontram-se no Anexo.

f- Escolha do Fluido Hidráulico

Em função das condições de trabalho, será utilizado um óleo hidráulico com as seguintes características:

indicação	pressões acima de 6,7 MPa
grau ISO	46
viscosidade (20° C)	124 cSt
densidade	0,873 g/cm³
código Petrobrás	HR - 48 EP

g- Cálculo do Diâmetro das Tubulações

Para a determinação dos diâmetros das tubulações é necessária uma definição preliminar do circuito hidráulico. Suas principais características serão:

- acionamento reversível do cilindro pelo acumulador - ciclo de trabalho
- acionamento auxiliar reversível do cilindro pela bomba - ciclo de posicionamento
- regulagem da pressão máxima de enchimento - P_{me}
- regulagem da vazão na(s) válvula(s) de controle

A figura 3.7 mostra o esquema do circuito hidráulico. Foi adotada a configuração do tipo "meter-in", já que, como se trata de uma prensa hidráulica, as forças principais durante o ciclo de trabalho serão, preferencialmente, de oposição ao movimento da haste do cilindro.

Sua operação dar-se-á da seguinte forma:

- Enchimento do Acumulador - Para se realizar o enchimento do acumulador, uma vez regulada a pressão máxima (P_{me}) através da válvula VRP e do manômetro M1, é mantida desligada a válvula solenoide VD1, mantendo-se a válvula VD2 na posição normal, como indicado no desenho. Nesta situação, as válvulas de controle estão desenergizadas, mantendo fechadas as linhas do cilindro.

O controle do enchimento do acumulador é feito pela verificação de sua pressão interna no manômetro M2.

- Acionamento do Cilindro - Ciclo de Trabalho - Uma vez completado o enchimento do acumulador, a válvula VD2 é fechada sendo acionada(s) a(s) válvula(s) de controle VC, enviando o óleo do acumulador para o cilindro. Opcionalmente, poderá ser mantida a operação de enchimento durante este ciclo, como forma de maximizar o aproveitamento do tempo, uma vez que a válvula de retenção VR garante o isolamento da linha da bomba caso, devido a uma pane, sua pressão de saída caia abaixo dos limites mínimos de trabalho.

A válvula redutora de vazão VR tem como função restringir o fluxo de óleo pela(s) válvula(s) de controle, em função da diferença de pressão nesta(s), mantendo a vazão dentro dos valores desejados.

- Acionamento Auxiliar do Cilindro - Posicionamento - Quando se desejar apenas posicionar o cilindro (haste), esta operação po-

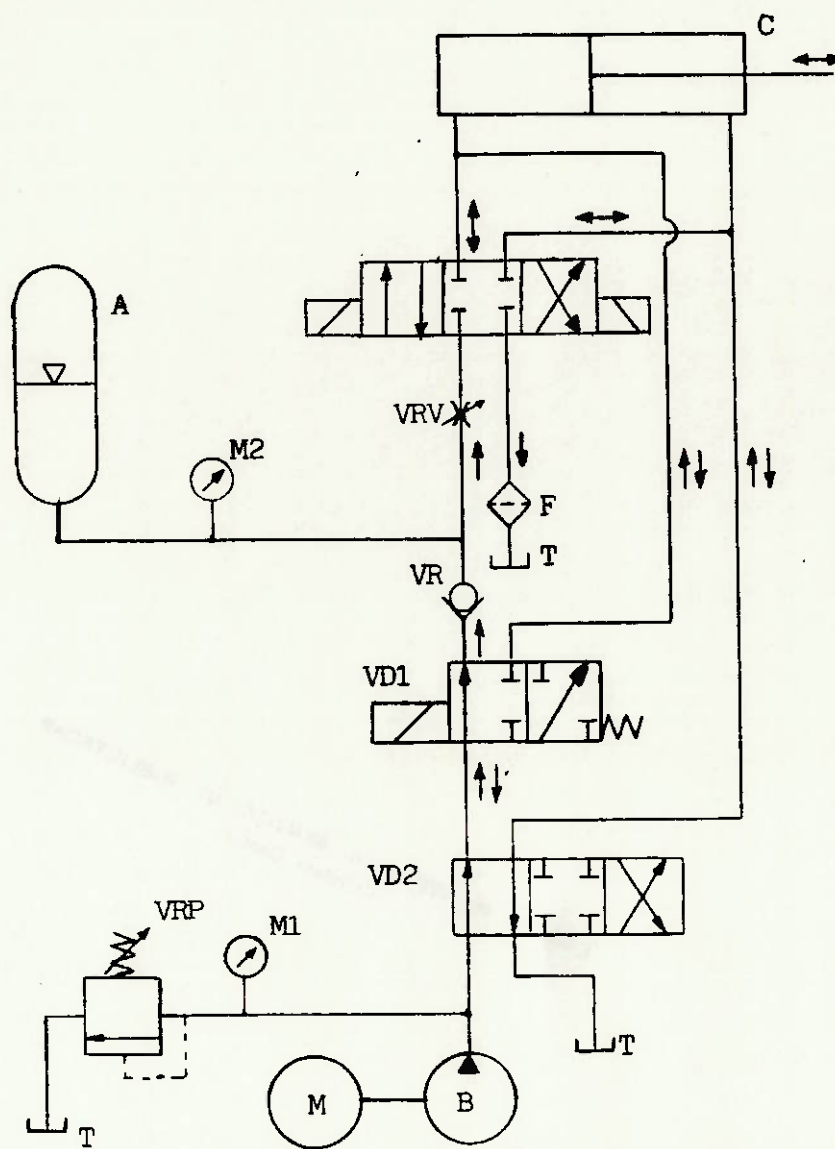


Figura 3.7 - Circuito hidráulico básico do SAD

derá ser feita apenas com o fluxo da bomba hidráulica, sem a necessidade de carregar-se o acumulador. Para tanto, basta manter energizada a válvula solenóide VD1, manobrando VD2 de modo a obter o sentido e o deslocamento desejados. Neste caso, não há qualquer atuação da(s) válvula(s) de controle.

No circuito hidráulico encontramos duas vazões diferentes: a relativa ao acionamento principal e a decorrente do acionamento auxiliar e do enchimento do acumulador. Na primeira os valores máximos poderão atingir até 150 l/mim, enquanto que a segunda fica restrita à vazão máxima da bomba que é de 2,1 l/mim. Fica claro que é necessário dimensionar cada caso, de modo a obter velocidades compatíveis com a boa prática da engenharia.

Para minimizar as perdas de carga ao longo das tubulações, procura-se, sempre que possível, manter o escoamento em regime laminar, o que para tubos significa manter o número de Reynolds (Re) abaixo de 2000.

$$(Re) = V * d / \nu \quad \text{onde}$$

V = velocidade no tubo
d = diâmetro interno do tubo
 ν = viscosidade cinemática

Valores práticos usuais para as linhas de pressão apontam para velocidades de até 12 m/s e para linhas de retorno de até 4 m/s. Tomando como valor inicial a velocidade de 3,5 m/s temos:

área da secção transversal do tubo:

$$S_d = Q_m / V$$

Supondo uma condição de operação segundo a tabela 3.2, para a linha com 150 l/mim :

$$S_d = 150 * 1000 / 350 * 60 \quad \gg \quad S_d = 7,14 \text{ cm}^2$$

logo

$$d_1 = 30 \text{ mm}$$

com estes valores e a viscosidade do óleo em cSt, vem:

$$(Re) = 350 * 3,0 / 1,24 \quad \gg \quad (Re) = 847$$

neste caso, a perda de carga por metro de tubulação será:

$$P_1 - P_2 = (8 * Q_m * e * v) / 3,14 * r^4$$

onde

e = densidade do fluido

r = raio interno do tubo

» $P_1 - P_2 = 0,14 \text{ bar/m}$

Para a linha com 2,1 l/mim, analogamente:

$$d_2 = 3,6 \text{ mm}$$

$$e (\text{Re}) = 102,4$$

com

$$P_1 - P_2 = 0,57 \text{ bar/m}$$

O valor obtido para d_2 permite o uso de tubulações flexíveis (mangueiras) sem maiores problemas, que facilitam sobremaneira a montagem, de modo que serão adotadas as seguintes dimensões padronizadas:

Alta vazão (linha de acionamento principal)

Tipo	Tubo de aço sem costura
Diâmetro interno	32 mm (1 1/4 pol.)
Diâmetro externo	42 mm
Pressão máxima	20,6 MPa
Extensão	1,7 m

Baixa vazão (linhas de acionamento auxiliar e enchimento)

Tipo	Tubo de borracha nitrílica com reforço duplo
Diâmetro interno	9,5 mm (3/8 pol.)
Diâmetro externo	22,0 mm
Pressão máxima	27,4 MPa
Extensão	1,2 m

h- Projeto dos Blocos Hidráulicos Principal e Auxiliar

Com o objetivo de obter a maior compacidade possível, serão projetados, construídos e instalados dois blocos hidráulicos, não somente

para acomodar as válvulas de controle do SAD, mas também para minimizar o número de conexões e o comprimento dos tubos de interligação.

Suas funções são mostradas, esquematicamente, pela figura 3.8 onde podem ser vistas as ligações (07 no bloco principal e 03 no auxiliar) com os demais componentes do circuito. O bloco principal incorporará também as válvulas redutoras de vazão, que serão projetadas e construídas especialmente para este fim.

Com a utilização do bloco hidráulico principal, os comprimentos das tubulações de entrada e de saída serão 0,120 m e 0,880 m respectivamente.

Os desenhos de fabricação de ambos encontram-se no Anexo 3

i- Conexões

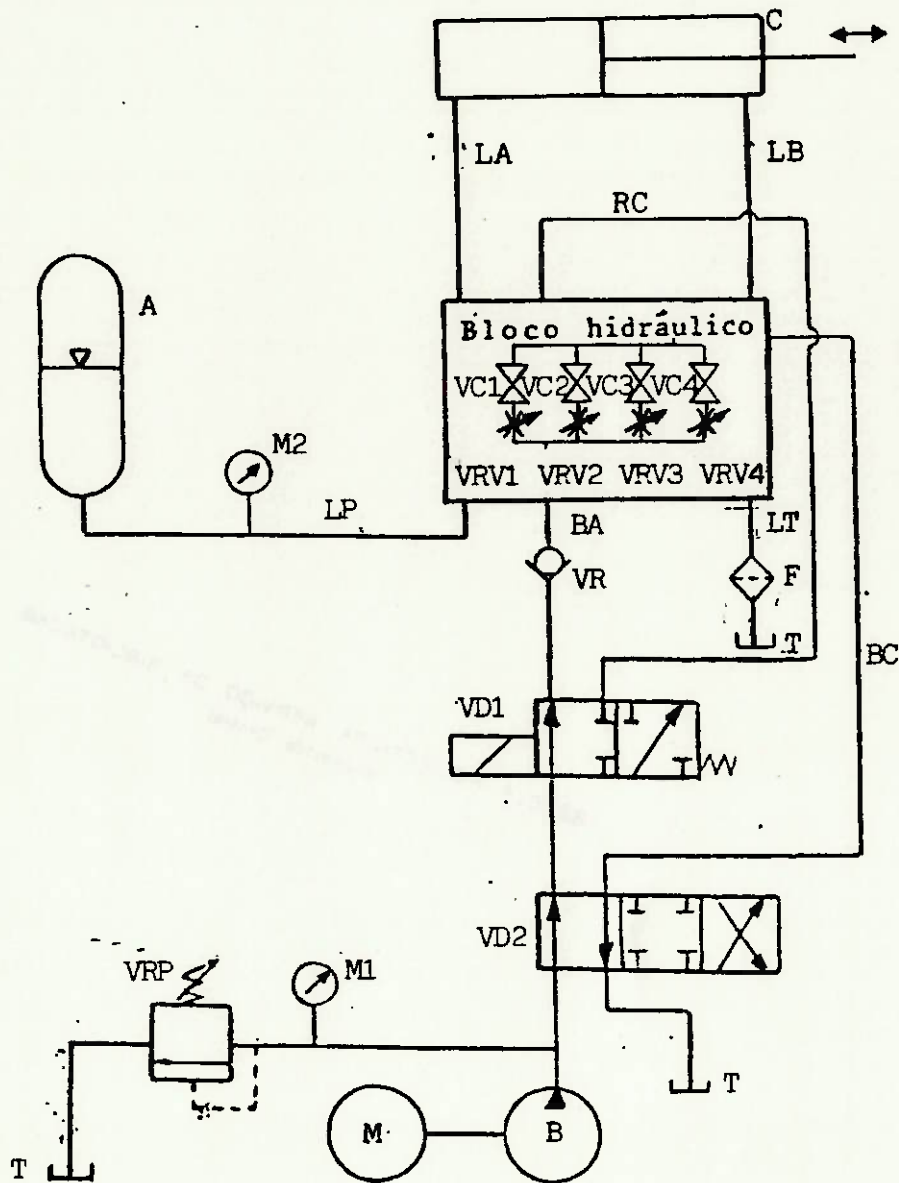
Todas as conexões utilizadas no circuito serão do tipo desmontável e com pressões de trabalho compatíveis com o circuito hidráulico. Para as linhas de alta vazão (150 l/mim), que utilizarão tubos de aço, as conexões empregadas serão do tipo "união macho", com rosca BSP e vedação por junta de cobre. Para as linhas de baixa vazão (2,1 l/mim), as mangueiras terão um dos terminais com ponta rosqueada 3/8" NPT e o outro com ponta flangeada cônica.

A tabela 3.3, mostra a relação completa das conexões utilizadas

TABELA 3.3

Conexões Utilizadas

LIGAÇÃO		TIPO
Acumulador	» LP	união macho - 1"1/4 x 2" BSP
LP	» Bloco	união macho - 1"1/4 x 1"1/4 BSP
Bloco	» LA, LB, LT	união macho - 1"1/4 x 1"1/4 BSP
LT	» Filtro	união macho - 1"1/4 x 1"1/4 BSP
Filtro	» Tanque	união macho - 1"1/4 x 1"1/4 BSP
Bloco	» RC, BC, BA	adaptador macho cônico- 3/8 NPT
VD1	» BA, RC	adaptador fêmea - 3/8 x 3/8 NPT
VD2	» BC	adaptador fêmea - 3/8 x 3/8 NPT



LP - linha de pressão
 LA - linha de entrada no cilindro
 LB - linha de saída do cilindro
 LT - linha de tanque

BA - linha de pressão bomba-
 acumulador
 BC - linha de pressão bomba-
 cilindro
 RC - linha de retorno do ci-
 lindro.

Figura 3.8 - Circuito hidráulico incorporando o
 Bloco Hidráulico Principal

j- Definição das Válvulas Solenóide

Como já citado anteriormente, as válvulas de controle no SAD serão válvulas solenóide convencionais. Para tanto o critério de escolha baseou-se em dados de mercado como custo, índice de nacionalização e disponibilidade, além, evidentemente, de suas características técnicas. As válvulas utilizadas tem os seguintes dados operacionais, segundo o fabricante (tab. 3.4):

TABELA 3.4

Dados Nominais das Válvulas Solenóide

Vazão nominal	60 l/mim
Pressão máxima	315 bar (3,15 MPa)
Tempo de abertura	45 ms
Tempo de Fechamento	20 ms
Freqüência máxima de acionamento	15000 ac/h
Tensão de Alimentação do solenóide	24 V
Potência elétrica consumida	26 W

Estes dados (tab. 3.4) também são válidos para a válvula VD1, que apenas tem um tipo de carretel diferente. As curvas características de pressão e vazão, para ambos os tipos, estão indicadas na figura 3.9, sendo a curva de número 3 referente tanto às VCs como à VD1.

k- Projeto das Válvulas Redutoras de Vazão

Para o projeto das válvulas redutoras de vazão, será adotada uma configuração do tipo " assento cônico ", ao invés de uma do tipo "carretel", por apresentar as seguintes vantagens:

- possibilita melhor fechamento total (sem vazamentos)
- possui maior imunidade às impurezas
- admite maiores tolerâncias de fabricação

Junto com estes fatores foram considerados, para efeitos de tomada de decisão, dois outros igualmente importantes:

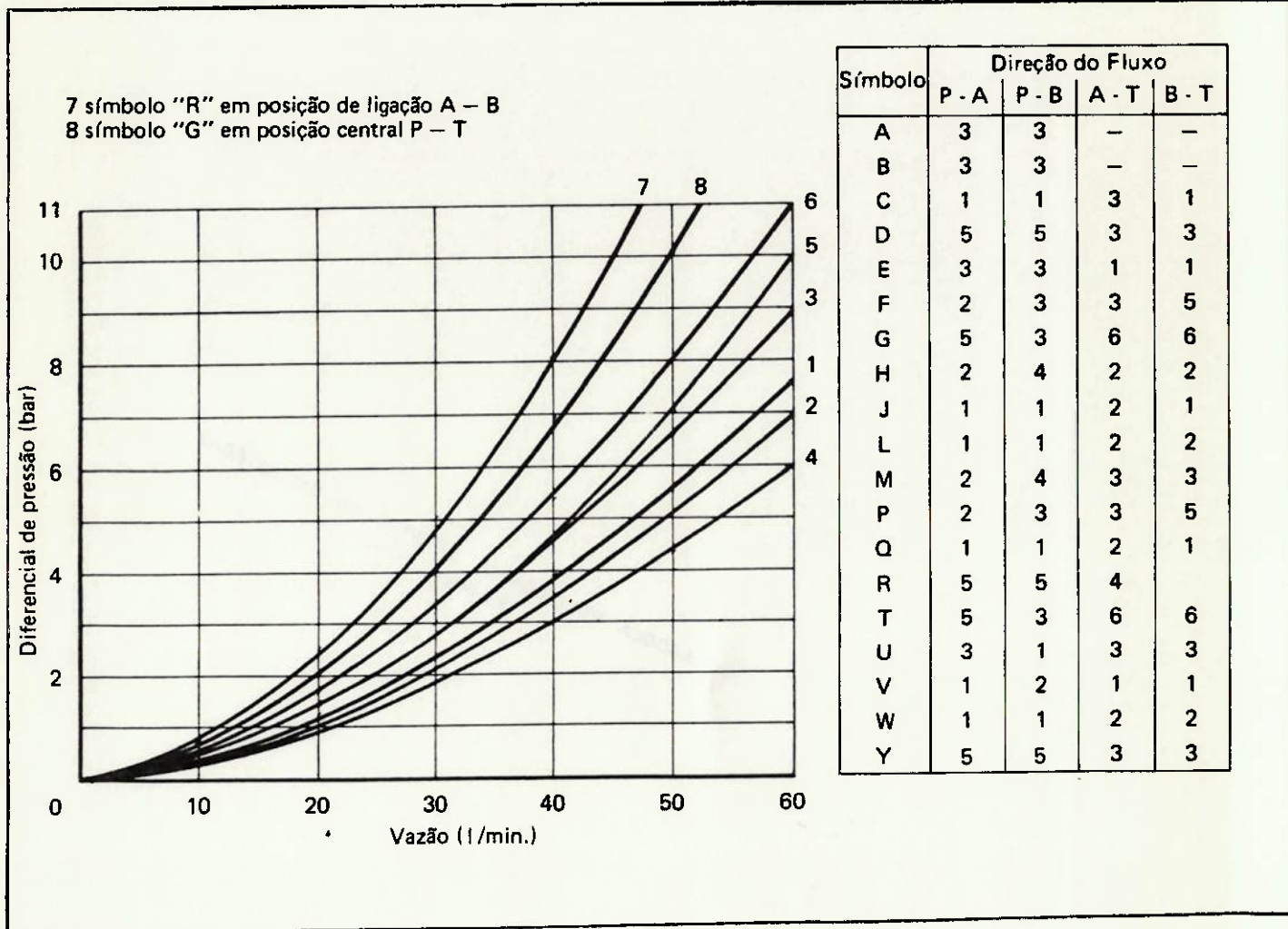


Figura 3.9 - Curvas vazão x diferencial de pressão, para as válvulas solenóide direcionais do SAD
(Ref. 31-c1)

-A maior facilidade de montagem desta configuração quando se pretende incorporá-la ao bloco hidráulico e a menor complexidade da usinagem interna deste. A incorporação implica em que parte da válvula seja usinada no próprio bloco o que é muito mais complexo quando se deseja empregar uma configuração do tipo carretel. A figura 3.10, mostra o desenho de conjunto, em corte, da montagem final.

O escoamento pela válvula é definido pela seguinte equação (cf.ref. 23):

$$Q = C_d * 3,14 * e * d * \text{sen}(W) * [(2 * P_v) / j]^{1/2}$$

onde

Q	vazão pela válvula
C_d	coeficiente de descarga
e	abertura da válvula
d	diâmetro da base do cone
W	semi-ângulo do cone
P_v	diferencial de pressão na válvula
j	densidade do fluido

Atribuindo-se os valores numéricos aos parâmetros acima, vem:

$$\begin{aligned} W &= 45^\circ \\ d &= 0,0127 \text{ m} \\ C_d &= 0,7 \text{ (médio)} \\ j &= 873 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

(os valores de C_d, tem variação entre 0,625, para borbas agudas, a 0,80 para bordas arredondadas ou chanfradas - cf.ref. 6)

Para a condição de fechamento total resulta e = 0. Para a condição de abertura máxima, será assumida uma queda de pressão na válvula de 1 bar (0,1 MPa) e uma vazão igual à nominal da válvula solenóide de controle, ou seja, 60 l/mim (0.001 m³/s). Assim, com

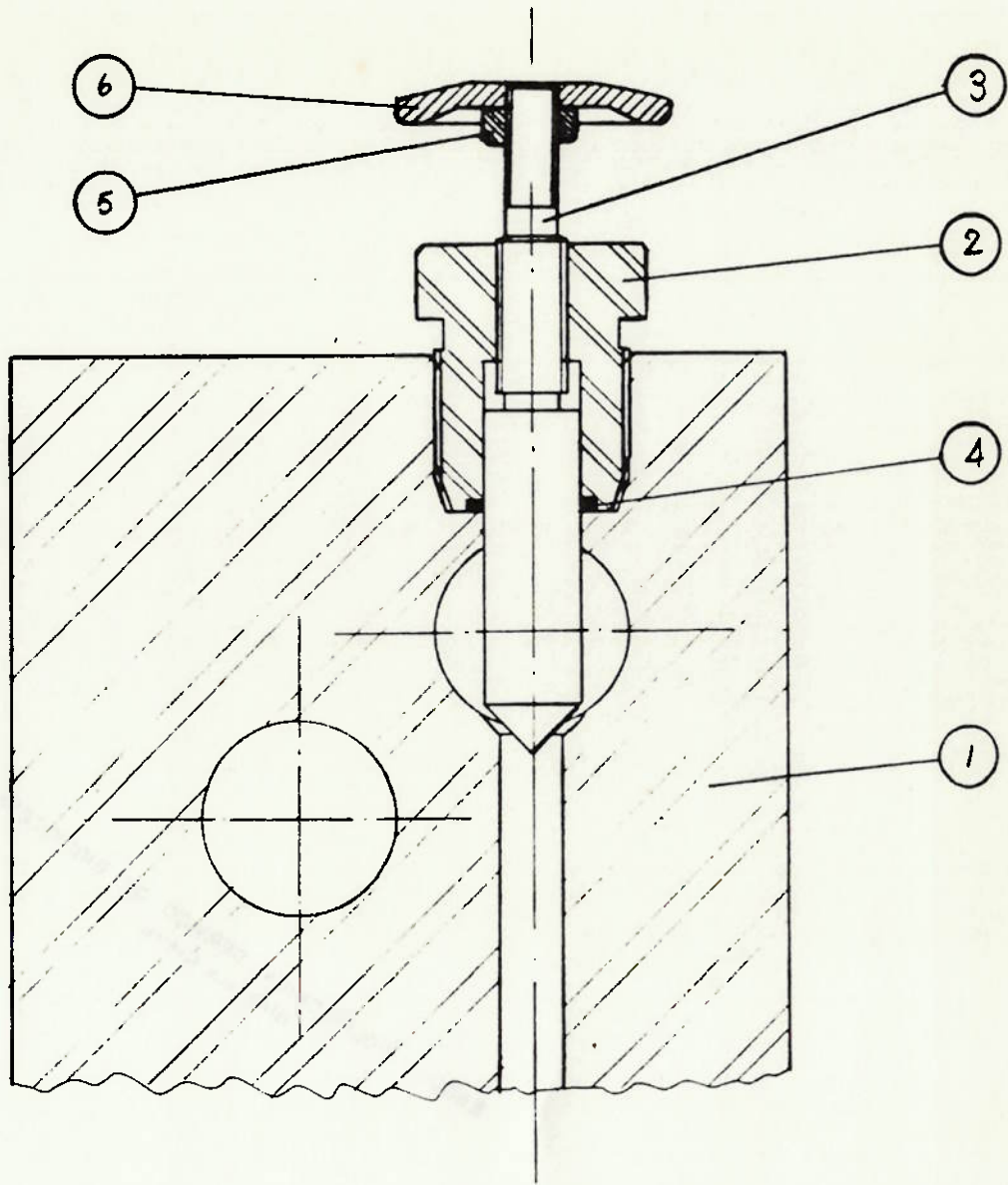
$$P_v = 1,0 * 10^5$$

e com

$$Q = 1,0 * 10^{-3}$$

resulta

$$e = 0,00335 \text{ m} \quad \text{ou} \quad e = 3,35 \text{ mm}$$



4	Manopla	6	Latão	Sext.: S= 32, L= 7
4	Porca sextavada	5	Aço	M6
4	Retentor	4	-	Anel tipo O, Ø 1/2"
4	Parafuso de regulagem	3	Latão	Ø 5/8 x 90
4	Corpo da válvula x fluxo	2	Latão	Sext.: S= 32, L= 40
1	Bloco hidráulico	1	Latão	Ø 115 x 185 x 245
Quant.	Denominação	Pos.:	Material	Observações

Figura 3.10 - Válvula Redutora de Vazão incorporada ao Bloco Hidráulico principal

Como a rosca empregada para posicionamento do cone tem passo de 1,59 mm, a variação entre a condição de perda de carga infinita (totalmente fechada) e perda de carga igual a 1 bar (aberta) dar-se-á com pouco mais de duas voltas.

A vedação entre o corpo da válvula e o bloco, e entre o êmbolo (cone) e o corpo da válvula será feita por um único anel de vedação, do tipo "o-ring", como mostrado na figura 3.10 (peça 4). Ao se apertar o corpo (2) contra o bloco (1), o anel (4) se deforma, comprimindo-se axialmente contra o bloco e radialmente contra o êmbolo (3), obtendo assim o efeito vedante desejado.

Os desenhos de fabricação de todas as peças deste conjunto encontram-se no Anexo 3

l- Escolha do Filtro

A escolha do filtro de um circuito hidráulico é feita em função das exigências de contaminação máxima de seus componetes mais críticos, da vazão máxima e da pressão de operação.

No sistema até aqui apresentado, não há qualquer preocupação maior com a filtragem, já que suas características, neste aspecto, são mais que convencionais. Os elementos mais críticos são as válvulas solenóide direcionais de controle que, como foi visto anteriormente, não exigem qualquer cuidado excepcional. Assim foi especificado o seguinte filtro:

tipo	retorno
grau de filtragem	25 microns
vazão nominal	160 l/mim
perda de carga	0,5 bar (limpo, com vazão máxima)
abertura do "by-pass"	3,0 bar (contaminação máxima)

m- Projeto do Reservatório de Fluido

Além de sua função principal de armazenar a quantidade de fluido necessária ao funcionamento do circuito hidráulico, o reservatório também representa um papel importante nas tarefas de filtragem, arrefecimento e desaeração.

Regras de ordem prática recomendam que o volume do reservatório seja, no mínimo, igual a 3 vezes o valor da vazão da bomba em litros por minuto. Neste caso ter-se-ia um volume mínimo total de 15 litros. Esta quantidade é claramente insuficiente pois o circuito do SAD apresenta algumas características peculiares, como a presença de um cilindro e de um acumulador hidráulico de grande capacidade volumétrica.

Para dimensionamento do reservatório serão utilizadas as seguintes premissas:

- o volume será, no mínimo, igual ao volume útil de todos os componentes
- será garantida uma cota mínima de coluna de óleo, acima da tomada de sucção da bomba de 75 mm, de modo a evitar a formação de vórtices e de bolhas.
- será garantida uma cota mínima de 50 mm entre a tomada de sucção e o fundo do tanque, para evitar a aspiração de impurezas depositadas.
- será mantida uma distância mínima de 500 mm entre a entrada de óleo (retorno) e a saída (sucção), para permitir uma melhor troca de calor entre o fluido, o reservatório e o meio.

Os dados acima foram levantados junto aos fabricantes nacionais destes equipamentos.

Do primeiro requisito resulta:

$$V_t > V_a + V_c + V_l$$

onde

V_t = volume do tanque

V_a = volume de óleo no acumulador

V_l = volume das tubulações e acessórios

resulta

$$V_t > 31,3 \text{ litros}$$

Adotando um formato paralelepípedo, com uma área de base de 2755 cm^2 referente às dimensões 710 mm x 388 mm, a segunda premissa impõe um volume de óleo de 21 litros e da terceira resulta um volume de 14 litros, sendo que a última pode ser satisfeita considerando a dimensão maior da base (710 mm).

Assim, o volume mínimo final do reservatório passa a ser de 67 litros. Impondo um coeficiente de segurança de 20% e uma distância de 30 mm entre a superfície do óleo e a tampa tem-se, como dimensões finais:

altura	388 mm
largura	388 mm
comprimento	710 mm

Os desenhos de fabricação do reservatório podem ser encontrados no Anexo 3.

n- Redimensionamento do Circuito Hidráulico

Neste ponto já é possível determinar todas as perdas de carga do circuito de modo a se estabelecer qual a pressão máxima necessária. No entanto isto é dispensável por duas razões: tanto a bomba como o acumulador foram especificados com bastante "folga", de modo que, com uma perda de carga em torno de 20 bar (à vazão máxima), um redimensionamento resultaria nos mesmos tamanhos nominais. Lembre-se o fato de que, componentes hidráulicos são, em sua grande maioria, escolhidos sendo, o dimensionamento, utilizado para a determinação das características mínimas exigidas.

A segunda razão está ligada à própria característica deste trabalho, que é o projeto, construção e teste do SAD. Durante os procedimentos de teste, não será empregada a capacidade máxima do equipamento, uma vez que não é este que está sendo estudado, e sim o SAD.

o- Arranjo Físico Final

O arranjo físico final do conjunto prensa-circuito hidráulico pode ser encontrado no Anexo 3.

3.3.3 Aspectos Dinâmicos do Circuito.

Neste item não se tratará propriamente da resposta dinâmica do sistema, que será vista mais adiante (Cap. 6), mas sim das possíveis consequências causadas por um acionamento intermitente, como o SAD.

O primeiro ponto a ser estudado é determinação da frequência natural do sistema e, em seguida, qual o efeito, sobre a pressão no circuito, dos pulsos originados pelas válvulas de controle.

a) Estimativa da Frequência Natural

É bastante comum o projetista assumir a hipótese de que o fluido hidráulico é incompressível, baseado em valores elevados do módulo de compressibilidade volumétrica ("bulk modulus"), que resulta em variações em torno de 0,5% do volume total para pressões próximas de 7,0 MPa. Certamente este valor da variação do volume não representa maiores preocupações quando se trata de um escoamento em regime permanente, mas o mesmo não pode ser dito quando se trata de uma condição transitória.

O módulo de compressibilidade volumétrica pode ser associado, por analogia, à constante elástica de uma mola, que define sua deformação linear para uma dada força aplicada. Desta forma, um circuito hidráulico pode ser comparado a um sistema massa-mola, onde o papel desta é desempenhado pelo fluido. Como o princípio de funcionamento do SAD baseia-se em pulsos hidráulicos, é necessário verificar qual a frequência natural do sistema e, conseqüentemente, certificar-se que esta situa-se suficientemente longe da frequência de operação.

Como foi visto anteriormente, com o uso do bloco hidráulico conseguiu-se tornar o circuito bastante compacto, minimizando o comprimento das linhas de circulação do fluido, de modo que a grande maioria do fluido, entre a válvula de controle e o cilindro, encontra-se contida neste. Assim serão assumidas as seguintes hipóteses:

- todo o efeito elástico deve-se ao fluido do cilindro.
- não será considerado qualquer efeito de amortecimento.
- será desprezado o atrito êmbolo-camisa (cilindro).
- será considerado, para efeito de cálculo, que o cilindro tem um de seus lados sempre aberto para o tanque (pressão nula).

É interessante comentar esta última hipótese, uma vez que ela representa apenas parte dos fenômenos que ocorrem durante o funcionamento. De fato, quando a válvula de controle é ligada, um dos lados do cilindro fica em comunicação com a linha de pressão (acumulador) e o outro com a linha de retorno (tanque). No entanto, ao se fechar (fim

do pulso hidráulico) a válvula bloqueia tanto a entrada como a saída do cilindro de modo que a condição inicial não permanece. Mas, como a hipótese vai a favor da segurança, uma vez que sua incorporação ao cálculo resulta em uma frequência natural menor, por diminuir o valor da rigidez do sistema, ela será mantida.

Determinação da Constante Elástica Sistema Fluido-Cilindro:

da Lei de Hooke:

$$\begin{aligned} F &= k * x && \text{ou} \\ P * A &= k * X && (1) \end{aligned}$$

onde

$$\begin{aligned} P &= \text{pressão no cilindro} \\ A &= \text{área do êmbolo} \\ X &= \text{deslocamento do êmbolo devido à variação} \\ &\quad \text{do volume do fluido} \end{aligned}$$

Lembrando que o módulo de compressibilidade volumétrica é o inverso da compressibilidade, definida como a variação relativa do volume, para uma variação unitária da pressão, tem-se:

$$B = (V_0 / V_0 - V_1) * P \quad (2)$$

onde $V_0 = \text{volume total do cilindro}$
 $V_1 = \text{volume final do fluido}$

mas

$$V_0 = X_0 * A \quad \text{e} \quad V_1 = (X_0 - X_1) * A = X * A$$

onde $X_0 = \text{curso total do êmbolo}$
 $X_1 = \text{posição do êmbolo após a compressão do fluido}$

assim resulta

$$B = (X_0 * P * A) / (X * A)$$

ou $X = (X_0 * P) / B \quad (3)$

substituindo em (1) e rearranjando vem:

$$k = (P * A) / [(X_0 * P) / B]$$

ou $k = (B * A) / X_0$,

como $X_0 = V_0 / A$,

» $k = (B * A^2) / V_0$

Assim a frequência natural será

$$w = (k / M)^{0,5}$$

ou $w = [(B * A^2) / (V_0 * M)]^{0,5}$

Atribuindo valores numéricos para a expressão acima temos:

$$A = 0,0490 \text{ m}^2$$

$$V_o = 0,0098 \text{ m}^3$$

$$M = 50,7 \text{ kg}$$

$$B = 1,4 * 10^7 \text{ N/m (cf. ref. 2.5)}$$

O módulo de compressibilidade volumétrica foi adotado bastante inferior ao teórico ($1,7 * 10^9 \text{ N/m}$), para o fluido em questão, de modo a levar em conta, empiricamente, o efeito da aeração. A presença de gases (ar), na forma de bolhas no fluido diminui drasticamente o valor de B. O mesmo não ocorre com os gases dissolvidos que tem pouca ou nenhuma influência sobre sua compressibilidade.

Com os dados acima resulta:

$$w = 41,4 \text{ Hz}$$

É importante salientar que este valor da frequência natural encontra-se bastante acima dos empiricamente recomendados por vários autores para equipamentos deste tipo e não deve ser esquecido que tal valor foi obtido com hipóteses fortemente conservadoras. Deste modo é bastante improvável que venha a surgir qualquer problema de ressonância do sistema durante sua operação

b) Estimativa do Valor dos Pulsos de Pressão

Sempre que uma massa de fluido em movimento é parada, repentinamente, surge uma elevação na pressão do escoamento devida a transformação da energia cinética da massa fluida em energia potencial de pressão. Esta mudança resultará em um maior valor da pressão quanto maior for a rigidez do sistema e menor a compressibilidade do fluido.

Uma das maneiras adotadas para minimizar este fenômeno é a colocação de acumuladores hidráulicos a montante da válvula de modo a diminuir a "rigidez" do sistema. Embora a presença do acumulador no circuito do SAD tenha como objetivo principal o fornecimento de energia, a função de absorvedor de transitórios de pressão é perfeitamente atendida pela configuração adotada.

De qualquer modo é útil estimar-se o valor do pico de pressão, caso fosse desprezado o efeito do acumulador. Isto em parte ocorre, pelo

menos no primeiro instante após o fechamento, até que a onda de pressão refletida se propague até o acumulador, onde será dissipada.

Hipóteses:

- não há presença de bolhas de ar no fluido (-> $B = 1,7 * 10^9$)
- as tubulações são indeformáveis

Lembrando que o escoamento nas tubulações é laminar, no SI, tem-se:

$$P_{\text{máx}} = 1,33 * j * v * v_s \quad (\text{cf.ref. 23})$$

onde

$P_{\text{máx}}$ = pressão máxima do pulso

j = densidade do fluido

v = velocidade média do escoamento

v_s = velocidade do som no fluido

e

$$v_s = (B / j)^{1/2}$$

com:

$$j = 873 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 3,1 \text{ m/s}$$

$$v_s = 1395 \text{ m/s}$$

resulta

$$P_{\text{máx}} = 5,0 \text{ MPa (50 bar),}$$

o que seria perfeitamente suportável, mesmo sem a presença do acumulador. Note-se que, novamente, as hipóteses foram todas bastante conservadoras de modo que, mesmo sem o acumulador, dificilmente a valor do pico de pressão atingiria tais níveis.

CAPÍTULO 4

PROJETO E IMPLANTAÇÃO DO SISTEMA ELETRÔNICO DE CONTROLE

4.1 Interface de Controle e Controlador Manual

O sistema hidráulico apresentado deverá ser capaz executar movimentos controlados, reproduzindo fielmente uma trajetória pré-definida. Para que isso possa ser efetivado, é necessário o desenvolvimento de equipamento controlador, interfaces adequadas e método de geração da forma de onda.

O controle do equipamento, conforme já discutido, será em malha aberta, já que se trata de processo digital. Antes de se verificar a forma de implantar o controle, há que se escolher o meio de geração da forma de onda. Por se tratar de processo digital, serão examinadas técnicas usuais empregadas na modulação de sinais analógicos por pulsos discretos.

4.1.1 Modulação por pulsos

Existem vários métodos de modulação pulsada que podem ser considerados no presente trabalho. Examinemos, sucintamente, alguns deles:

PAM - Pulse Amplitude Modulation

A modulação PAM - modulação por amplitude de pulsos - consiste em um trem de pulsos unipolares e retangulares, cujo pico de amplitude é proporcional ao valor instantâneo do sinal amostrado (figura 4.1).

PWM - Pulse Width Modulation

A modulação PWM - modulação por largura de pulsos - consiste em um trem de pulsos unipolares e retangulares, cuja largura é proporcional ao valor instantâneo do sinal amostrado (figura 4.2).

PPM - Pulse Position Modulation

A modulação PPM - modulação por posição de pulsos - consiste em um trem de pulsos unipolares e retangulares cuja posição relativa corresponde ao inverso do valor instantâneo do sinal amostrado (figura 4.3).

Em qualquer dos casos, através de pulsos elétricos aplicados aos solenóides controladores das válvulas hidráulicas será possível atuar a contento sobre a trajetória a ser seguida pelo sistema. A integral da quantidade de óleo fornecida, representada de alguma forma pela área dos pulsos controladores, fornecerá a excursão que se quer no cilindro hidráulico. Note-se ainda que, apesar da descrição ater-se a pulsos unipolares, pode-se conseguir movimento em ambos os sentidos bastando para isso que se configurem válvulas em oposição, atuando algumas na subida do cilindro e outras em sua descida. Desta forma, os pulsos de controle serão sempre, efetivamente, unipolares.

Dos três métodos citados, o primeiro (PAM) não se mostra adequado ao controle de válvulas hidráulicas do tipo das adotadas neste trabalho. Sem dúvida, a modulação por amplitude de pulsos somente seria aplicável em servo-válvulas, ou outros dispositivos analógicos proporcionais, onde o sinal resultante não tivesse um valor apenas binário. Em nosso caso, considerando apenas situações em que a válvula encontra-se totalmente aberta ou totalmente fechada, o que se procura é modular o tempo em que ela permanece em cada um dos estados, dado que a excursão de seu êmbolo será sempre a máxima.

Resta examinar os dois métodos restantes. Tanto o PWM como o PPM apresentam clara adequação ao problema proposto. Em uma primeira fase do projeto utilizou-se de fato o PWM, elaborando-se circuito e controle que serão descritos a seguir. No estágio atual, está-se lançando mão de um controle em PPM. A mudança foi motivada por algumas considerações mais específicas comentadas abaixo:

- o PWM, por converter diretamente fluxo de óleo em largura de pulso, pode modelar situações que vão desde fluxo nulo (pulsos de largura menor que o tempo necessário para a abertura da válvula) até vazão nominal (quando o pulso se converte em sinal DC, pulso de "largura infinita");

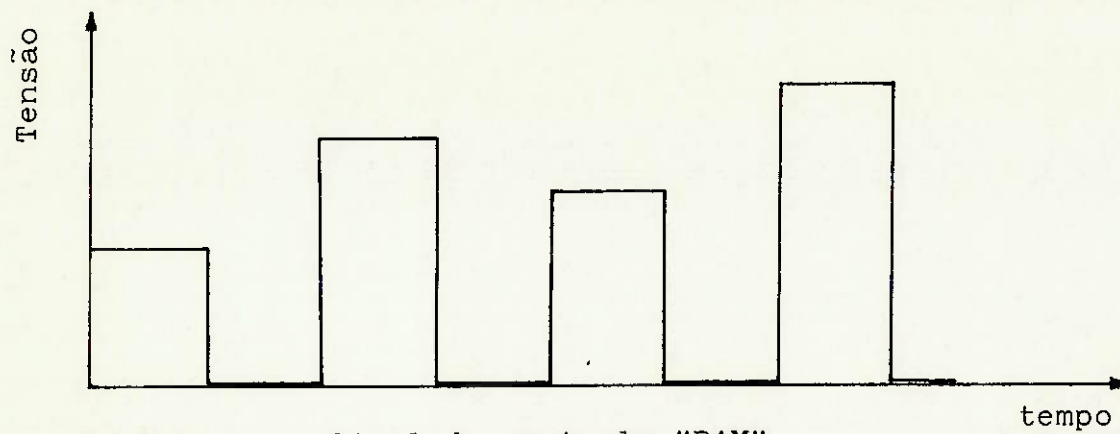


Figura 4.1 - Sinal de controle "PAM"

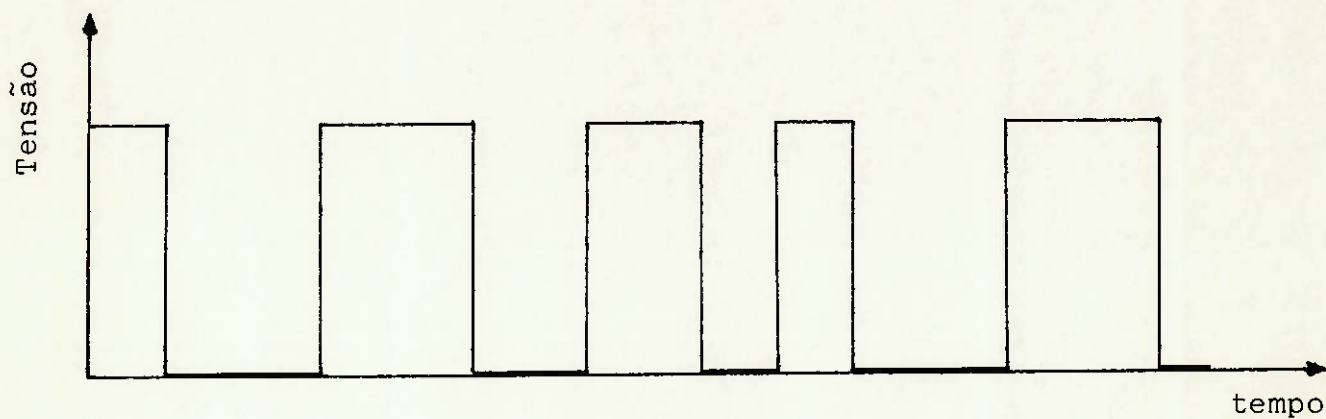


Figura 4.2 - Sinal de controle "PWM"

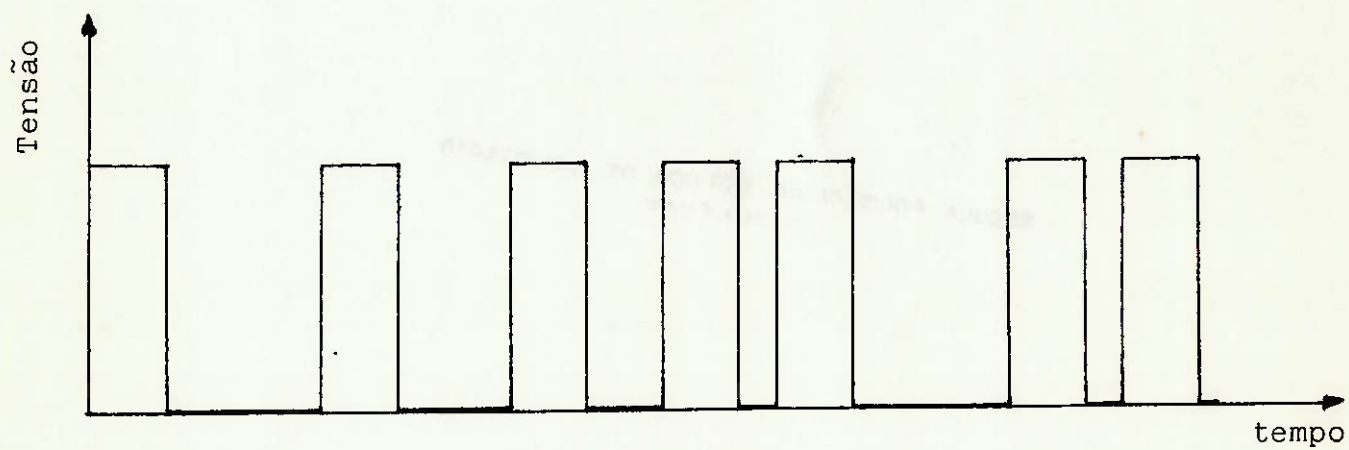


Figura 4.3 - Sinal de controle "PPM"

- o PWM possui um comportamento fortemente não linear na região em que modela exatamente a abertura da válvula. Ou seja, para valores pequenos de vazão, enquanto o fluxo através do orifício da válvula não atinge o regime, a relação duração do pulso versus vazão é altamente não linear;
- o PPM também pode converter diretamente fluxo de óleo em pulsos de valor constante e adequadamente espaçados. Para vazões baixas, teremos os pulsos mais distanciados no tempo. À medida que a vazão cresce, os pulsos vão se aproximando até que, justapondo-se, provoquem vazão nominal da válvula;
- o PPM possui um comportamento fortemente não linear na região em que a válvula se aproxima da vazão nominal. Neste ponto, pelo fato dos pulsos se tornarem seguidamente mais próximos, atinge-se uma situação em que ocorre o não fechamento total da válvula. Com o aumento do número de pulsos, a válvula tenderá a permanecer parcialmente e, a seguir, permanentemente aberta, o que causará uma não linearidade em seu comportamento.

A regulagem da vazão, próxima à vazão nominal, não constitui problema nem é objetivo primeiro do controle. O controle estreito de vazões baixas, entretanto, definirá a resolução e a repetibilidade do movimento do cilindro. Partindo-se do objetivo de modelar com precisão o comportamento do sistema hidráulico principalmente em baixas vazões e deslocamentos, e considerando-se ainda que nesta região o PPM possui um comportamento nitidamente linear, optou-se nesta segunda e definitiva implementação pelo projeto e construção de circuito de controle utilizando-se o PPM.

Escolhendo-se um módulo de pulso conveniente e calibrando-se em seguida cada válvula de modo a se obter respostas iguais de cada uma ao pulso padrão, fica simples a elaboração de programa gerador de trajetórias usando a técnica da modulação por posição de pulsos PPM. Com esta técnica obteremos um controle linear em baixas vazões e deslocamentos, melhorando a resposta do sistema em termos de resolução e de repetibilidade. A integral por unidade de tempo dos pulsos aplicados às válvulas será diretamente proporcional ao deslocamento do cilindro hidráulico no sentido do movimento. A contraposição de válvulas em ambos os sentidos permitirá ao cilindro a execução de ciclos de movimento para verificação da repetibilidade e da resolução.

Evidentemente, existem refinamentos a essa abordagem. A hipótese de que pulsos iguais geram deslocamentos iguais só será válida em situações de mesma pressão e carga, e onde o distanciamento entre os pulsos seja tal que garanta o completo fechamento da válvula entre pulsos consecutivos. Desta forma, manter-se-á a condição de linearidade buscada. O programa de geração desses pulsos deve assim levar em conta a frequência máxima admissível para que o sistema não entre na região não linear, onde não ocorre o fechamento total da válvula entre pulsos.

O circuito de controle completo engloba um microcomputador tipo IBM-PC, onde é executado o programa gerador de trajetórias, interface entre o microcomputador e o circuito propriamente dito, módulo de controle manual, permitindo atuação direta sem intervenção do microcomputador e, finalmente, a secção de potência, que gera o sinal de atuação dos solenóides das válvulas hidráulicas.

O programa de geração de trajetórias gera os pulsos em "tempo real" e, igualmente, foi desenvolvido a propósito para o presente trabalho. Uma discussão mais extensa do programa de controle será apresentada no Capítulo 5.

4.2 Implantação do controle PWM

O primeiro circuito de controle experimentado foi uma implementação de PWM (modulação por largura de pulsos). Dado o carácter especulativo que esse primeiro circuito apresentava, sua atuação restringiu-se a um controle manual. Desta forma, não foi completada a interface do controlador PWM para um microcomputador. Foram desenvolvidos o variador manual de pulsos e o módulo de potência - "driver"- dos solenóides e realizados testes com o equipamento integral.

O circuito, bastante simples, consta basicamente de dois monoestáveis, cuja programação da duração do pulso era realizada por resistores variáveis. A figura 4.4 ilustra o esquema implantado.

Os resultados dos testes de acionamento das válvulas solenóide são apresentados no capítulo 6, secção 6.2

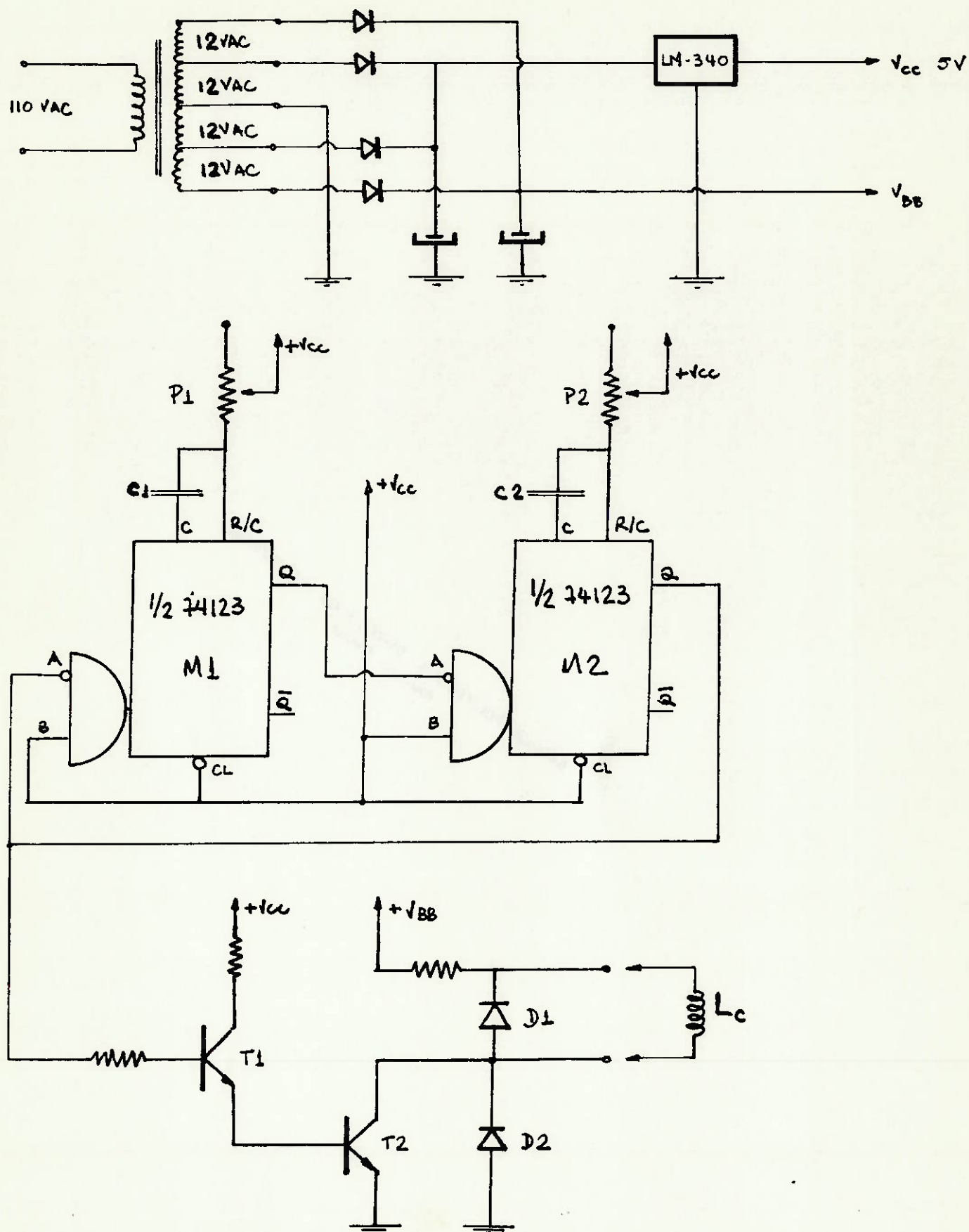


Figura 4.4 - Circuito elétrico de acionamento da Interface Eletro-hidráulica do tipo "PWM"

4.3 Implantação do controle PPM

O método de controle atualmente adotado é, como já foi explicado, o PPM (modulação por posição de pulsos). Podemos considerar que o circuito montado constitui-se de quatro módulos simples:

- a interface digital com o microcomputador
- módulo de controle manual
- o módulo gerador de pulsos
- o módulo atuador de potência

Os dois últimos são comuns tanto à Interface de Controle como ao Controlador Manual.

A alimentação dos módulos lógicos e do módulo atuador de potência é fornecida por reguladores independentes, de forma a minimizar efeitos de interferência. O circuito conta também com fonte de alimentação incorporada.

4.3.1 Interface digital com o microcomputador

Ao se elaborar um meio de permitir que um microcomputador pudesse, em tempo real, gerar e controlar a trajetória do cilindro hidráulico, buscou-se principalmente simplicidade, confiabilidade e presteza.

Os meios mais comuns que se tem de interconexão a um microcomputador são, usualmente, suas interfaces padrão: a interface serial e a interface paralela.

Tipicamente, o problema de controlar diversas válvulas ao mesmo tempo, leva à opção pelo uso da interface paralela. A par de permitir o controle simultâneo de até 8 sinais, a interface paralela possui atuação imediata a partir de seu acesso pelo "software". Sem a introdução de atrasos nem sempre determinísticos que o uso da interface serial provoca, o controle direto pela interface paralela do microcomputador das válvulas solenóides é simples e fácil de implementar.

A figura 4.5 esboça a forma final utilizada para a interface entre computador e circuito de controle.

4.3.2 Módulo de controle manual.

Para a execução dos testes de bancada, e mesmo para posicionamento manual do equipamento, foi necessária a inclusão de um módulo de controle manual para o gerador de pulsos. Tal controle foi implementado através de um circuito "astável", baseado em temporizador integrado.

Variando-se a constante de tempo do temporizador, obtem-se uma onda retangular de período variável com excursão adequada para permitir o uso de larga gama de velocidades - da próxima a zero à nominal permitida pela vazão das válvulas solenóides.

Um painel seletor permite ao operador optar pelo controle remoto (via microcomputador) ou pelo controle manual (via potenciômetro).

4.3.3 Módulo gerador de pulsos

O excitador do módulo de potência consiste basicamente em quatro circuitos monoestáveis, que produzirão os pulsos padrão. Após amplificados no módulo de potência, os pulsos irão ativar os solenóides das válvulas.

Através de uma constante de tempo RC (resistor x capacitor) define-se um pulso adequado a cada válvula. Utilizando-se o módulo de controle manual e calibrando-se convenientemente a constante de tempo de cada monoestável, consegue-se das diversas válvulas uma reposta a pulso de mesma magnitude.

Finda a fase de ajuste, cada monoestável corresponderá a determinada válvula. A ativação de cada um ou de mais de um ao mesmo tempo poderá ser feita pela interface do microcomputador ou através do controle manual. O painel do operador permite ainda que parte das válvulas seja atuada manualmente e parte, remotamente, via programa de controle

INTERFACE DIGITAL E GERADOR MANUAL DE PULSOS

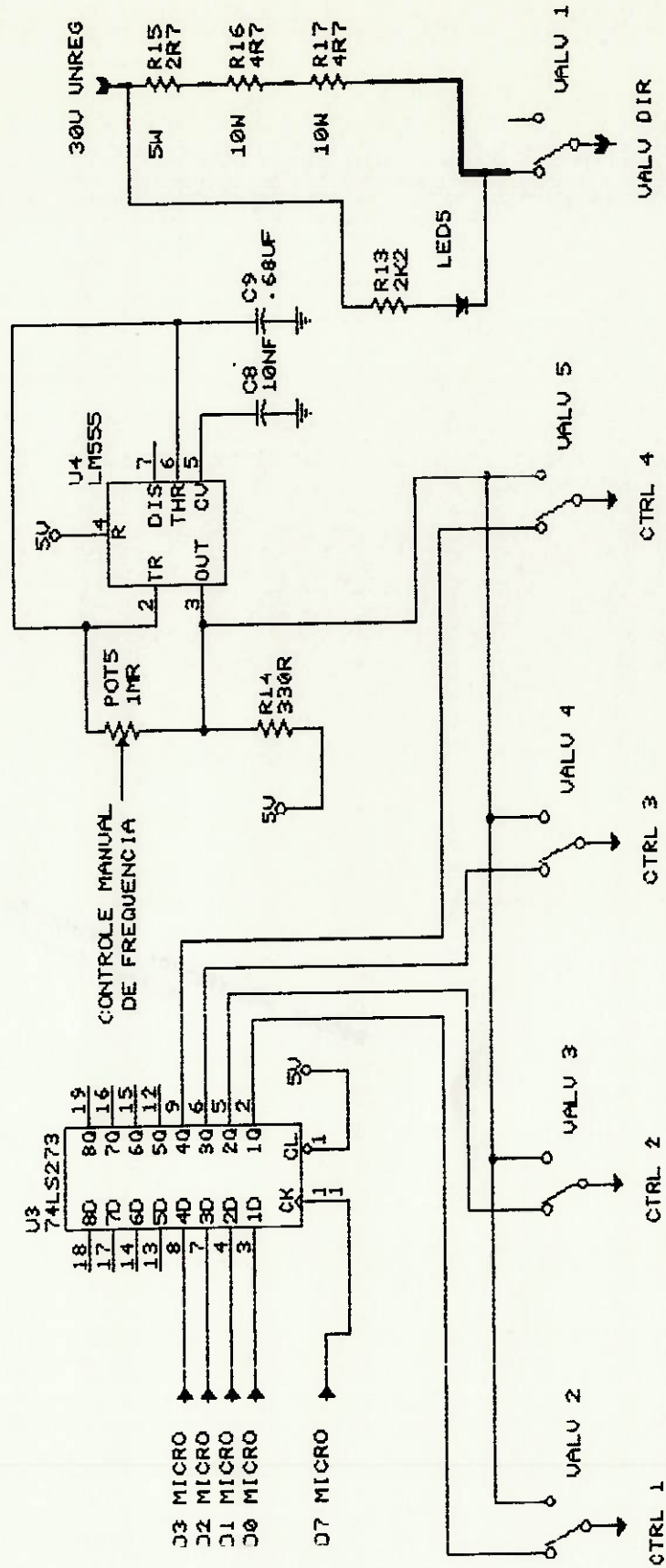


Figura 4.5 - Interface Digital e Gerador Manual de Pulsos

4.3.4 Módulo atuador de potência

O módulo atuador de potência visa transferir, sob comando do módulo gerador de pulsos, energia para a ativação do solenóide. Consiste basicamente de transistores de sinal atuando em transistores de potência em montagem "Darlington". Um par "Darlington" será responsável por cada uma das válvulas hidráulicas.

O único cuidado especial é a correta escolha dos transistores de potência, dado o valor elevado de tensões envolvidas. O valor nominal para a atuação do solenóide é de 24 Volts, mas deve-se atentar que, quando se trata de manobrar cargas indutivas (solenóide), a comutação ("chaveamento") de corrente gera picos elevados de tensão, podendo causar ruptura do semiconductor.

Para que se consiga atuar na velocidade máxima do solenóide, é necessário alguma sobretensão em relação ao valor nominal. Considerando que o ciclo de carga do circuito de atuação ("duty cycle") deve ser, no máximo, de 70% para que se evite entrar na região de não linearidade, conforme comentado, pode-se escolher uma sobretensão de mais de 30% acima da nominal. Desta forma o circuito de potência foi projetado para fornecer não os 24 Volts nominais do solenóide, mas 32 Volts, o que permite manobrar a válvula solenóide no limite de sua velocidade.

O Módulo gerador de pulsos e o Módulo atuador de potência estão ilustrados na figura 4.6a. A Fonte de alimentação desenvolvida para o circuito é mostrada esquematicamente na figura 4.6b.

4.4 Características Operacionais

O circuito final montado e testado mostrou-se flexível e confiável para a finalidade a que se destina. Um painel de operação permite controle manual ou automático de até quatro válvulas. Pode-se ter ainda controle misto, com algumas válvulas sob o comando do microcomputador e outras em comando manual.

Uma chave adicional permite controle de uma quinta válvula, normalmente uma válvula direcional ou de manobra, e que será sempre de

GERADOR DE PULSOS E ATUADOR DE POTENCIA

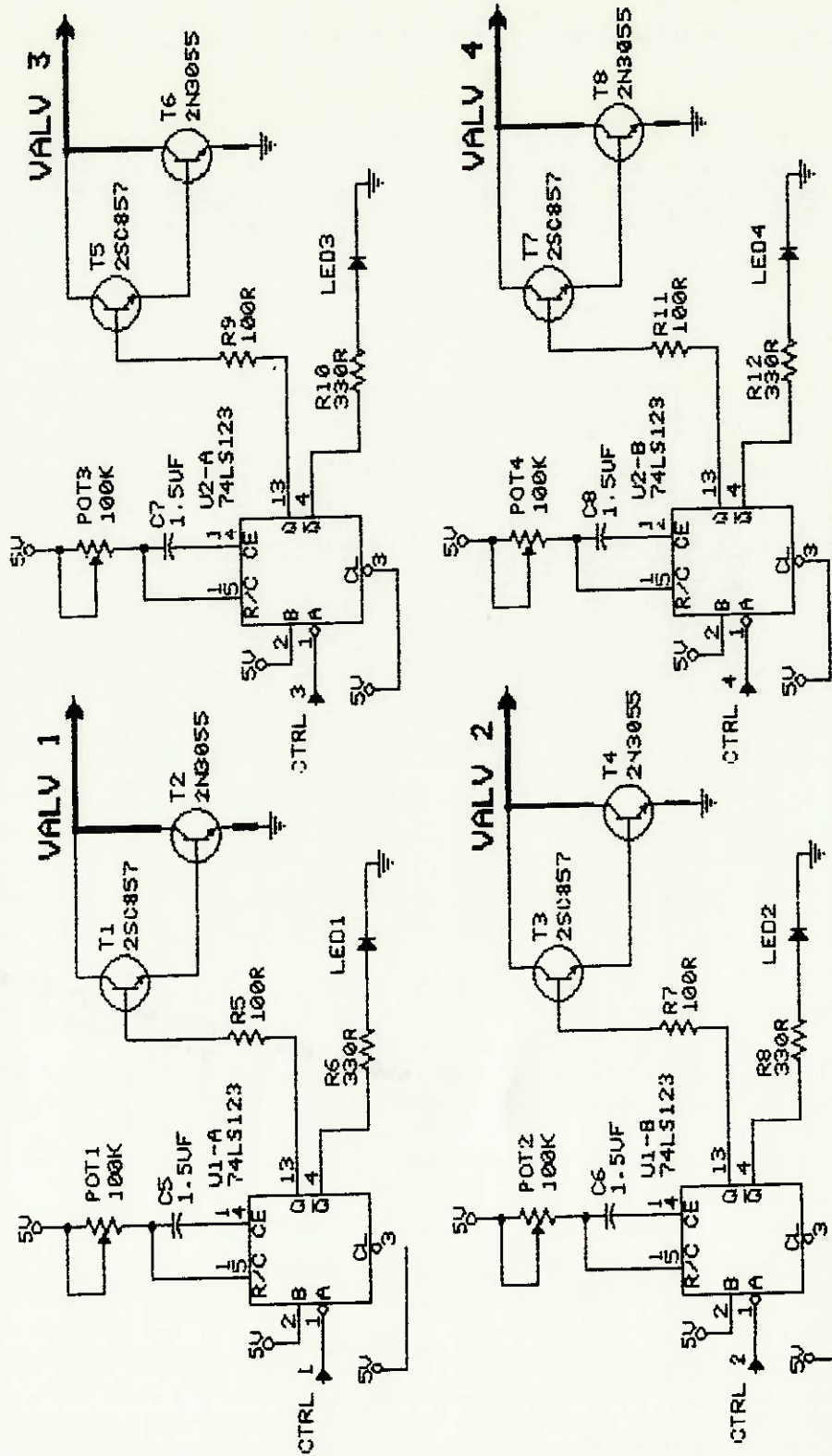


Figura 4.6 -a- Gerador de Pulsos e Atuador de Potência

ESQUEMA DA FONTE DE ALIMENTAÇÃO

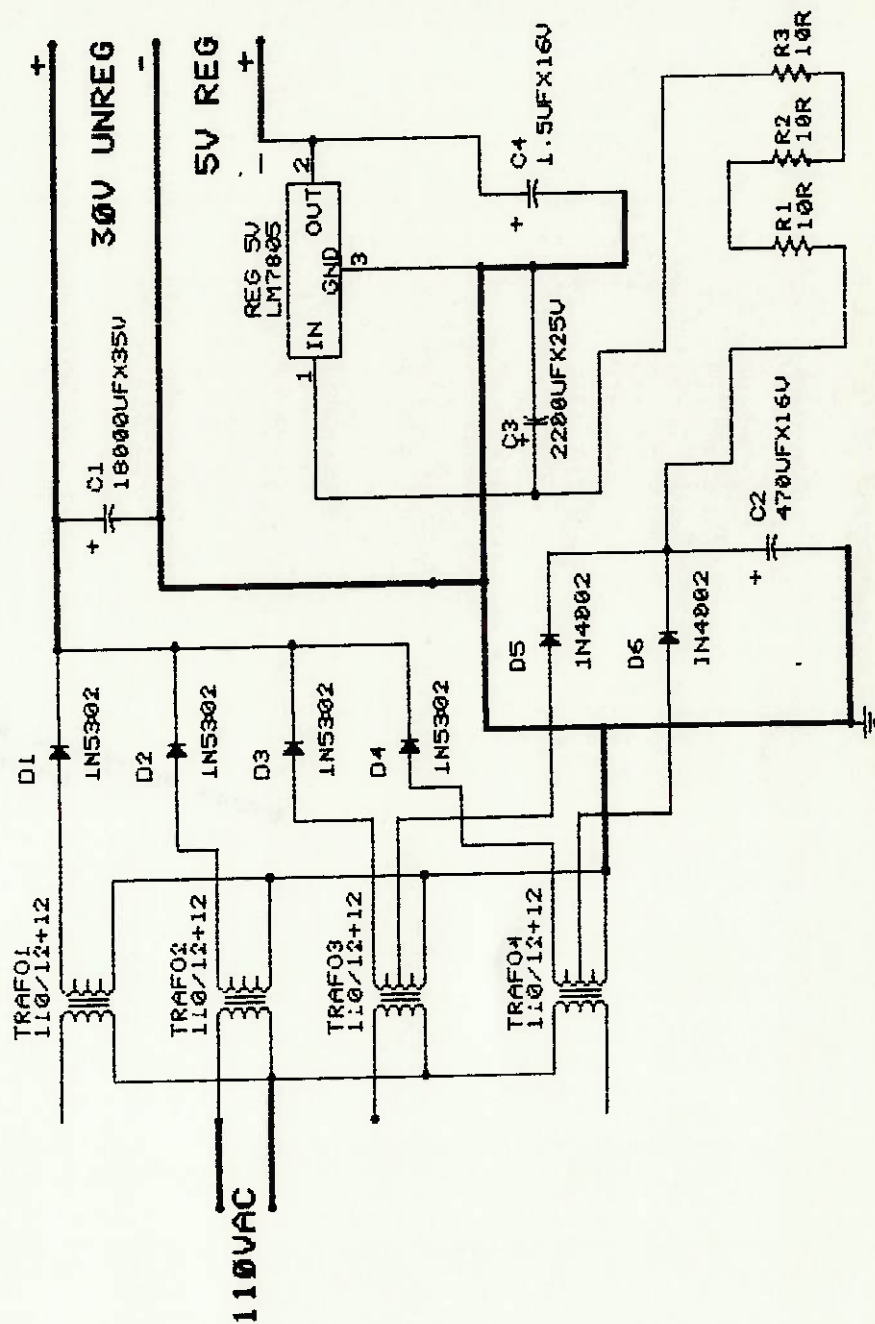


Figura 4.6 -b- Fonte de Alimentação - Interface de Controle

acionamento manual. Indicadores, do tipo LED, sinalizam o ritmo dos pulsos gerados.

Na versão em uso, a repetição máxima de pulsos, em função dos testes realizados (ver cap. 6), foi fixada em 20 Hz. Ou seja, os pulsos comparecem com distanciamento mínimo entre suas bordas de subida de 50 ms. Desta forma garante-se que as válvulas têm tempo para um fechamento completo, mantendo-se a resposta aos pulsos completamente linear.

CAPÍTULO 5

O PROGRAMA DE CONTROLE

5.1 Descrição Geral

O sistema montado é controlado em tempo real ("on-line") por um microcomputador tipo IBM-PC e através do circuito descrito no capítulo 4. Para a consecução do controle das válvulas solenóide desenvolveu-se um programa de computador adequado.

Alguns pontos importantes tiveram que ser considerados antes do efetivo projeto e desenvolvimento do "software" PULSOLE:

- O programa a ser desenvolvido (PULSOLE) deveria permitir o controle de até quatro válvulas solenóide, em tempo real.
- Seria utilizado o modelamento tipo PPM ("Pulse Position Modulation") de sorte que as formas de onda escolhidas fossem obtidas por meio do cálculo do espaçamento correto de pulsos nas válvulas hidráulicas.
- O sinal de controle gerado seria uma seqüência de pulsos, com freqüência entre "zero" e 20 Hz.
- No caso de mais de uma válvula para um mesmo movimento, o acionamento deveria ser seqüencial, de modo a multiplicar a freqüência dos pulsos hidráulicos.
- Deveria ser possível acionar-se qualquer número de válvulas (entre 1 e 3) tanto para a subida quanto para a descida dos movimentos periódicos, e entre 1 a 4 nos movimentos aperiódicos.
- O PULSOLE deveria implementar trajetórias que permitissem conclusões acerca do bom funcionamento do sistema total. Para isso foram escolhidas três trajetórias básicas: duas periódicas e uma aperiódica, mostradas na figura 5.1.
- O PULSOLE deveria assumir valores adequados para a maior parte dos parâmetros, de forma a tornar sua operação o mais simples possível.

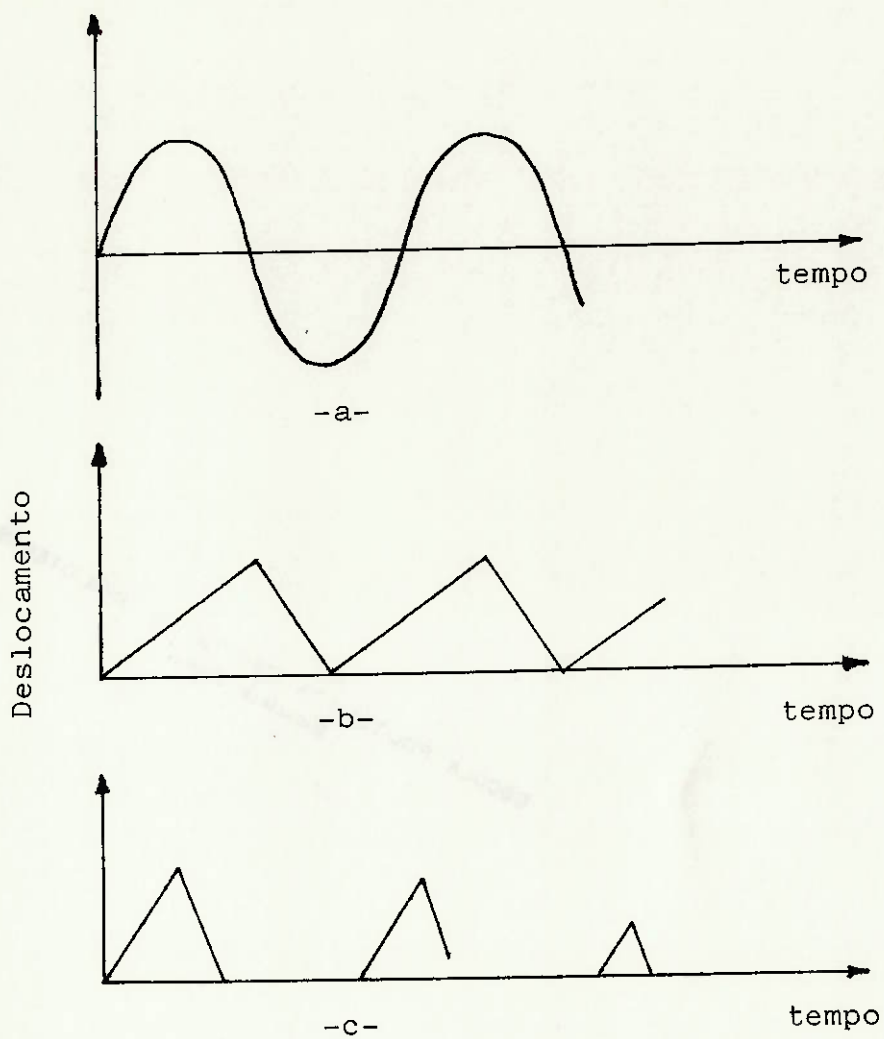


Figura 5.1 - Tipos de acionamento: senoide (a), rampa periódica assimétrica (b), rampa aperiódica (c)

- Possuir diagnóstico, acionável quando necessário, que produzisse listagem dos valores assumidos e calculados para cada válvula ("debug").
- O programa deveria ser escrito em linguagem que atendesse requisitos de "portabilidade", flexibilidade, facilidade de programação, agilidade e elegância. Foi escolhido o PASCAL (em sua versão para IBM-PC - o Turbo Pascal - da Borland).
- Programação estruturada e parametrizada que pudesse ser auto-documentável, alterável e mantível facilmente.

5.2 Implantação

Como estratégia global do programa, após definido o tipo de acionamento e as condições iniciais, são calculadas as posições no tempo para acionamento de cada válvula, tanto na subida como na descida. As posições calculadas são armazenadas em uma matriz na memória do microcomputador. Terminada a fase de cálculo, a comando do operador, o sistema passará a efetuar o acionamento "varrendo" a matriz de valores gerados no passo anterior.

Definidas as premissas e o método a ser utilizado, elaborou-se o programa de controle que, em seu estado atual, compreende um corpo principal propriamente dito ("main block") e diversas rotinas e funções:

- corpo principal ("main block"): É o trecho mais externo do programa. Trata-se de um ciclo ("loop") em que, inicialmente, estabelece-se o diálogo com o operador para que se defina a tarefa a ser executada, sejam selecionados os parâmetros desejados, e faça-se o acionamento das válvulas. Findo o acionamento, repete-se o ciclo.
- rotina "gerar_posicoes_senoidais_no_tempo"
É ativada pelo "corpo principal" quando selecionada a forma de onda senoidal. Calcula as posições dos pulsos em função do período escolhido pelo operador (em segundos) e do número de válvulas disponíveis para a subida e para a descida de forma a gerar um movimento senoidal da haste do cilindro. As posições calculadas são armazenadas em memória para o posterior acionamento. São

assumidas excursão máxima e origem dos deslocamentos no "topo" da senóide.

- rotina `"gerar_posicoes_rampa_no_tempo"`

É ativada pelo "corpo principal" quando selecionada a forma de onda em rampa. Calcula as posições dos pulsos em função do período escolhido pelo operador e do número de válvulas disponíveis para cada sentido do movimento. A rampa gerada será assimétrica e as posições calculadas armazenadas em memória para o acionamento posterior. São assumidas excursão máxima e origem dos deslocamentos no ponto inferior da rampa.

- rotina `"gerar_posicoes_aperiodicas_no_tempo"`

É ativada pelo "corpo principal" quando esta opção (movimento aperiódico) for a selecionada. É a única função não periódica do sistema. Recebe como entrada o número de pulsos desejado para a subida e para a descida, bem como o número de válvulas envolvidas em cada movimento. Mantendo um espaçamento constante (e no limite mínimo possível - 20 Hz) para cada válvula, gera as posições temporais dos pulsos e as armazena na matriz de memória para o acionamento futuro. Todos os parâmetros utilizados serão fornecidos pelo operador, inclusive a posição de origem do movimento. A utilização principal desta rotina está voltada à calibração e testes do sistema, além da tarefa específica de posicionamento.

- função `"rmin(a,b:real):real"`

Função auxiliar que, dados dois números reais "a" e "b" devolve o valor mínimo entre eles. Utilizada pelas rotinas geradoras de trajetória.

- função `"arcos(x:real):real"`

Função aritmética que calcula o arco-cosseno de um arco expresso em radianos. Sua necessidade deveu-se à rotina de geração de senóides e ela foi escrita utilizando-se a função intrínseca do Pascal "arctan" que fornece o arco-tangente de um arco expresso em radianos.

- função `"pergunta_sim_nao(texto:lstring):boolean"`: Função auxiliar, utilizada pelo "corpo principal", e que devolve "true" ou "false" conforme o operador tenha respondido afirmativamente ou negativamente a uma questão do diálogo inicial.

5.3 Característica Operacionais

Em seu estágio atual, o PULSOLE mostra-se bem adequado ao sistema que controla. Conforme a prática e as necessidades forem sinalizando, novas funções e formas de onda poderão ser incluídas com a adição de mais rotinas ao programa. Um refinamento final pode levar a uma correção nas posições calculadas de forma a que se compense, em função do movimento já efetuado, a variação no deslocamento causado por um pulso. A escolha do compilador Turbo-Pascal, por outro lado, mostrou-se extremamente adequada pela grande velocidade em que podem ser efetuadas as correções e depuramentos eventualmente necessários. Um listagem completa do programa PULSOLE está anexada ao presente trabalho.

Será reproduzida abaixo a seqüência do "diálogo" entre operador e programa para colocar em funcionamento o SAD:

PULSOLE (enter)

DEBUG ? (S/N)

(caso o operador responda sim "s", aparecerá na tela uma simulação da trajetória da haste)

QUANTAS VALVULAS NA POSICAO DE SUBIDA ?

(a resposta pode ser de 1 a 3, para funções periódicas, ou de 1 a 4 para funções aperiódicas)

NUMERO DA PROXIMA VALVULA DE SUBIDA (2,3,4,5) ?

(o operador indica o número correspondente - esta instrução é repetida tantas vezes quantas válvulas houver nesta posição)

QUANTAS VALVULAS NA POSICAO DE DESCIDA ?

(o operador indicará o número, lembrando que o número total é de quatro válvulas)

NUMERO DA PROXIMA VALVULA DE DESCIDA (2,3,4,5) ?

(idem caso anterior)

FUNCOES: 1 - SENOIDE**2 - DENTE-DE-SERRA - 2/3 CONTRA 1/3****3 - PASSOS DISCRETOS APERIÓDICOS****OPCAO ?**

(em função do tipo de acionamento desejado, o operador indica o número correspondente)

(caso seja uma função periódica, segue:)

PERIODO (SEG) ?

(o operador indica o período da função - caso seja incompatível com as características do SAD, aparecerá uma mensagem de erro)

(caso o operador tenha optado por "3", segue:)

NUMERO DE PULSOS NA SUBIDA ?**NUMERO DE PULSOS NA DESCIDA ?****QUAL A POSICAO INICIAL A SER ADOTADA ?**

(o operador indicará o valor desejado em cada caso - se o valor ultrapassar o curso máximo adotado, aparecerá uma mensagem de erro)

EFETUACAO REPETITIVA ? (S/N)**ACIONAMENTO PERIODICO ? (S/N)**

(em qualquer um dos 2 primeiros casos é possível ter-se acionamento periódico - em 1 e 2 isto ocorrerá automaticamente, em 3 o operador teclará "s", para "efetuação repetitiva" e "ENTER" para repetir o mesmo ciclo)

POSICAO INICIAL ASSUMIDA - XXXXXXXX**POSICIONE A MAQUINA AGORA E APORTE
QUALQUER TECLA PARA CONTINUAR**

(o ciclo se inicia)

CAPÍTULO 6

TESTES DOS COMPONENTES E DO EQUIPAMENTO

6.1 Descrição dos Testes

Os testes serão realizados com dois objetivos básicos:

- determinar as características relevantes de dois componentes chave do SAD, quais sejam, as válvulas solenóide e o transdutor de posição. A idéia central é não apenas conseguir informações sobre o seu comportamento, em condições não especificadas pelo fabricante mas, também, verificar os próprios dados nominais fornecidos.
- determinar as características operacionais de todo o sistema, de modo a obter dados que permitam uma análise comparativa com outros sistemas de controle e acionamento hidráulico. Neste sentido será desenvolvido o seguinte conjunto de testes:
 - determinação do deslocamento por pulso
 - repetibilidade de posição e velocidade
 - acionamento com função dente-de-serra
 - acionamento com função senoidal

6.2 Testes das Válvulas Solenóide

As características fornecidas pelo fabricante, como foi visto na tabela 3.4, são as seguintes:

Vazão nominal	Vn = 60 l/mim
Pressão máxima	Pm = 315 bar
Tempo de abertura	Ta = 45 ms
Tempo de fechamento	Tf = 20 ms
Frequência máxima de acionamento	Fa = 15000 ac/h

Em rápido exame nos dados acima, encontramos um ponto dúbio que é a definição da frequência máxima de acionamento, estabelecida em 15000 por hora. Considerando-se o caso limite, ou seja, ligar o solenóide logo após seu desligamento, o período de acionamento seria definido pela soma dos tempos mortos:

$$T_{ac} = T_a + T_f \quad \gg \quad T_{ac} = 65 \text{ ms}$$

donde resulta uma frequência de acionamento

$$F_{a'} = 15,4 \text{ Hz} \quad \text{ou} \quad 55385 \text{ ac/h}$$

o que implica em uma frequência 3,7 vezes maior que a especificada pelo fabricante. Infelizmente, consultas junto ao seu departamento técnico não resultaram em qualquer esclarecimento proveitoso a respeito dos motivos que levaram a adoção deste valor (F_a), nem do procedimento de teste utilizado para tal.

Uma das possíveis explicações fornecidas, seria um eventual superaquecimento do solenóide, motivado pelo regime cíclico imposto, fato este que será devidamente analisado no item 6.4. Por outro lado, é necessário verificar qual dos valores corresponde ao limite real de funcionamento da válvula, e se não há a possibilidade de obter-se melhorias nestes limites, através de alterações no sinal de acionamento elétrico.

6.2.1 - Acionamento "PWM"

Como foi descrito no capítulo 4, foi montado um circuito gerador de pulsos de tensão, na forma de onda "quadrada", cujos patamares podem ser regulados manualmente, através de potenciômetros, resultando uma alteração do tempo de acionamento e, conseqüentemente, da frequência.

Este circuito, embora inadequado para o controle final do SAD, é bastante útil para determinar os valores limites acima, pois permite uma variação contínua do período de acionamento. Na montagem do equipamento de teste, mostrada esquematicamente na figura 6.1, foi utilizado um osciloscópio de memória de 4 canais, marca Tektronix, modelo 564-B, 1 MHz, para armazenar os dados, uma vez que, em função da baixa frequência do fenômeno, é praticamente impossível acompanhar os eventos visualmente, em um osciloscópio comum, devido à cintilação.

Para captar o movimento do carretel da válvula, foi instalado, junto a esta, um acelerômetro piezo-elétrico, marca Metrix, modelo 1024, 10 G, cuja função era emitir um pulso de tensão (carga elétrica) quando o carretel encontrava-se em fim de curso (abertura ou fechamento).

Destes testes, resultaram os seguintes valores para os tempos de abertura e fechamento mínimos, mostrados na tabela 6.1:

TABELA 6.1

Teste Dinâmico das Válvulas Solenóide - circuito PWM

Tempo de Abertura	$T_a = 32 \text{ ms}$
Tempo de Fechamento	$T_f = 12 \text{ ms}$

Assim resulta uma frequência máxima de acionamento, $F_a = 22,7$ Hz, que embora 48 % superior à calculada com os dados do fabricante, tende a confirmar o conjunto de dados referente aos tempos de abertura e fechamento, ao menos qualitativamente.

No entanto, a discrepância nítida entre os valores de T_a e T_f nominais e os medidos no ensaio, em termos absolutos, não é desprezível. Uma possível hipótese para justificar este fato certamente está relacionada com o tipo de circuito utilizado para o acionamento do solenoide. Um sinal CC convencional, de 24 V, certamente implicaria em um tempo maior de abertura, pela própria característica da carga indutiva do solenoide. No entanto não há como justificar a diferença no tempo de fechamento, que não é afetado por este fator.

Uma outra hipótese que pode ser levantada, é a própria definição do que vem a ser tempo de abertura e tempo de fechamento. Neste trabalho, entende-se por tempo de abertura a diferença entre o início do sinal elétrico e a chegada do carretel ao fim de curso, o mesmo se aplicando, *mutatis mutandis*, para o tempo de fechamento. Infelizmente, como já foi citado anteriormente, não foi possível obter esta definição por parte do fabricante.

Para tentar esclarecer melhor fenômeno, foi levantado valor da constante elástica das molas, utilizadas para o reposicionamento dos

carretéis, e as massas do carretel e do núcleo do solenóide. Os resultados médios do teste para determinação da constante elástica são apresentados na tabela 6.2.

TABELA 6.2

**Determinação da Constante Elástica da Mola
(dados médios - 4 molas ensaiadas)**

Força (gf)	Deslocamento (mm)
300	0,27
625	0,48
950	0,68
1275	0,88
1600	1,30
1925	1,51
2250	1,70

Aplicando o método de regressão linear dos mínimos quadrados, obtém-se uma constante elástica

$$k = 1290 \text{ kgf/m} \quad \text{ou} \quad k = 12.645 \text{ N/m}$$

com um coeficiente de correlação de 0,994.

A massa medida do núcleo do solenóide foi de 30,0 g e do carretel 34,2 g.

Com estes dados é possível calcular qual a frequência natural do conjunto carretel-núcleo do solenóide-mola. Lembrando a equação para a frequência natural de um sistema deste tipo, vem:

$$w = (k / m)^{1/2}$$

logo

$$w = [12645 / (0,0300 + 0,0324)]^{1/2}$$

$$w = 444 \text{ rd/s} \quad \text{ou} \quad w = 70,6 \text{ Hz}$$

Este valor é duplamente importante. Primeiro permite determinar um tempo teórico para o fechamento do carretel. Neste caso:

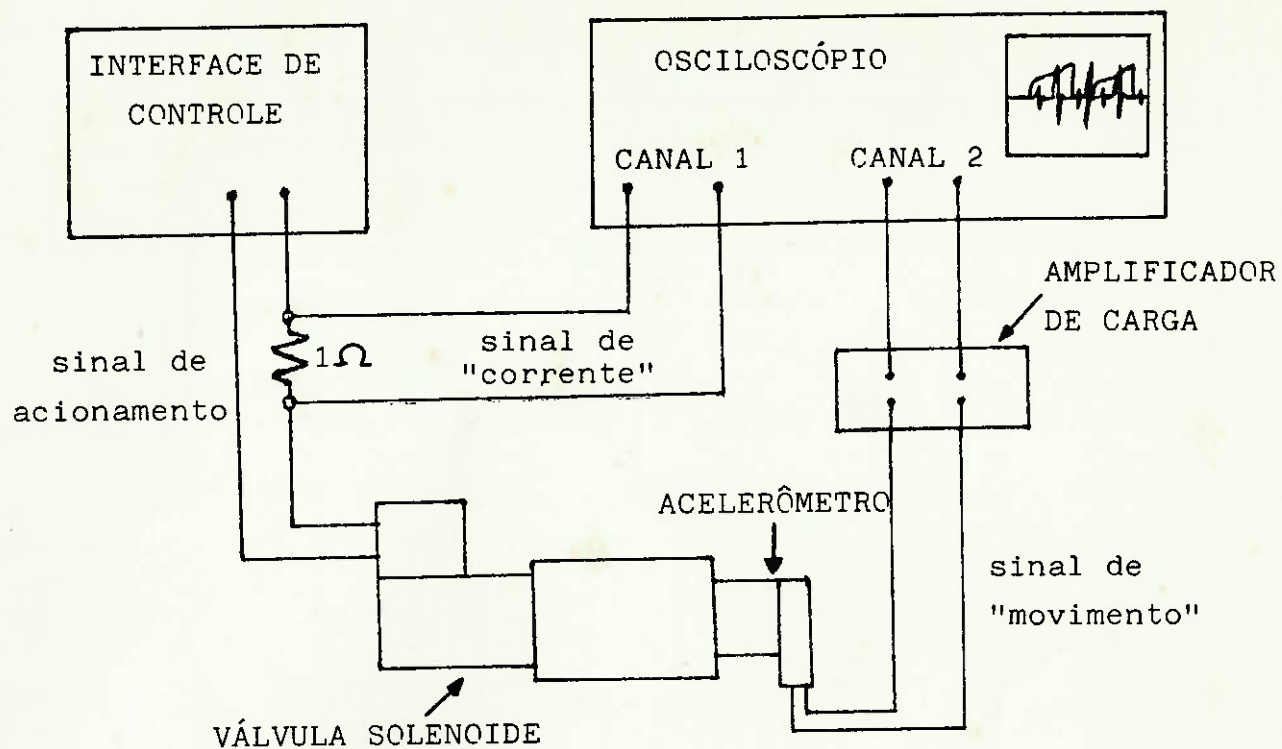


Figura 6.1 - Arranjo Físico do Teste de Resposta das Válvulas Solenoide.

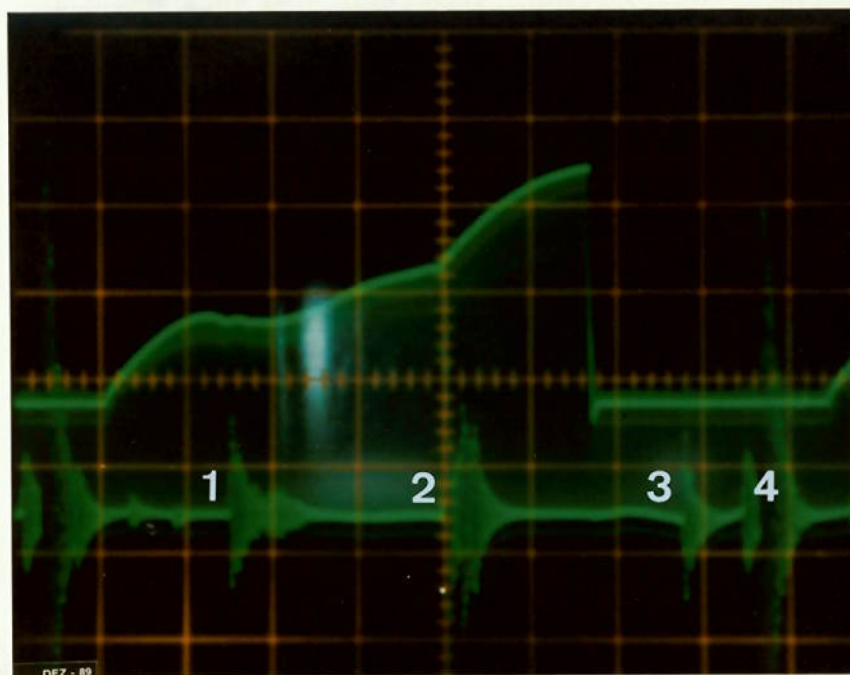


Figura 6.2 - Sobreposição do pulso de corrente e do pulso de aceleração durante a comutação das válvulas solenoide

$$Tf' = 7,1 \text{ ms}$$

Embora este valor seja praticamente metade (59%) do medido durante os testes, esta diferença é perfeitamente explicável, quando se considera a presença de amortecimento viscoso no sistema. O cálculo teórico vem confirmar o resultado obtido empiricamente.

O outro dado importante prende-se ao próprio estabelecimento da frequência natural do sistema. Como se está operando por meio de pulsos, é lógico supor o eventual aparecimento de ressonâncias indesejáveis. Isto fica duplamente descartado, primeiro devido a frequência de trabalho ser, certamente, inferior a 50 % da natural e, em segundo lugar, pela presença do amortecimento viscoso já citado.

Os resultados da tabela 6.1 foram obtidos com vazão nula, de modo que não estavam atuando as forças de fluxo sobre o carretel. Do ensaio com vazão máxima resultaram os dados da tabela 6.3:

TABELA 6.3

Teste Dinâmico da Válvulas Solenoide - circuito PWM, vazão máxima

Tempo de Abertura	$Ta = 39 \text{ ms}$
Tempo de Fechamento	$Tf = 10 \text{ ms}$

Nota-se, agora, uma diminuição na frequência de acionamento para $Fa = 20,4 \text{ Hz}$. Um ponto que parece bastante importante ressaltar, é o aumento do tempo de abertura e a diminuição do tempo de fechamento. A explicação para este fato é, exatamente, a presença de forças de fluxo que tendem, em válvulas do tipo carretel, a levar a um fechamento.

Deve-se frisar ainda que, caso o circuito PWM fosse utilizado para controle, as frequências empregadas certamente seriam inferiores já que, além dos tempos mortos, ao período deveria ser acrescido um certo tempo mínimo em que a válvula estivesse realmente aberta.

6.2.2 - Acionamento "PPM"

No capítulo 4 foram apresentadas e discutidas as razões que levaram à adoção do sistema PPM para sinal de acionamento das válvulas solenóide. Assim sendo foram repetidos os testes de desempenho dinâmico anteriores para verificar o real comportamento da válvula com o circuito de acionamento definitivo.

Foi mantida a mesma montagem de teste do item 6.2.1, sendo que os resultados obtidos são mostrados na tabelas 6.4 :

TABELA 6.4

Teste Dinâmico das Válvulas Solenoide -circuito PPM

	Vazão nula	Vazão máxima
Tempo de Abertura (Ta)	22 ms	26 ms
Tempo de Fechamento (Tf)	10 ms	9 ms

Para vazão nula resulta:

$$F_a = 31,2 \text{ Hz}$$

Para vazão máxima resulta:

$$F_{a'} = 28,6 \text{ Hz}$$

Na figura 6.2 vemos uma fotografia da tela do osciloscópio, onde está sobreposto o pulso de corrente no solenóide ao sinal do acelerômetro, que indica a movimentação do conjunto carretel-núcleo do solenóide-mola. O primeiro pulso (1) do acelerômetro corresponde ao início da abertura da válvula. O segundo (2), de maior intensidade, representa o fim do curso de abertura. O terceiro (3), o início do processo de fechamento e o quarto (4), seu término.

A distorção do sinal de corrente, originalmente de forma "quadrada", era esperada e deve-se à carga indutiva que está sendo acionada. Pode-se notar uma alteração do pulso a cada mudança da situação do solenóide. Na fase inicial, até o pulso (1) o aspecto é claramente exponencial, característico de uma carga indutiva constante. No trecho

de (1) a (2) o traçado é indefinido devido à variação da indutância com a movimentação do núcleo do solenoide. Na fase final volta, novamente, o aspecto exponencial pois não há mais movimento do núcleo.

Desta forma, seria possível dispensar o uso do acelerômetro, monitorando o início e término do processo de abertura da válvula apenas pelas variações do sinal elétrico.

Como era esperado, estes parâmetros (posição relativa dos pulsos do acelerômetro) mantiverem-se constantes durante a variação da frequência de acionamento, uma vez que dependem apenas de características da válvula e do circuito de acionamento.

A definição do tamanho do patamar do pulso de abertura não segue, necessariamente, qualquer algoritmo obrigatório, ficando a cargo do projetista, consideradas as velocidades e a resolução de posicionamento desejadas para o sistema, determinar seu valor máximo.

O equipamento em que o SAD está instalado é uma prensa para conformação plástica, cujo processo exige uma resolução de posicionamento das matrizes da ordem de décimos de milímetro. Lembrando que a estratégia de controle adotada (ver capítulo 5) foi a de acionar, seqüencialmente, uma única válvula de cada vez, a resolução máxima será obtida pelo deslocamento da haste do cilindro para um pulso.

Como a vazão regulada para cada válvula foi de 20 l/mim, escolhendo uma resolução de posicionamento de 0,20 mm, tem-se:

$$T_p = (S_c * X_h) / Q_v$$

onde

T_p = tamanho do pulso (ms)

S_c = área do cilindro

X_h = deslocamento da haste para 1 pulso

Q_v = vazão da válvula

resulta

$$T_p = 29,4 \text{ ms}$$

Este tempo é puramente teórico, considerando a hipótese que os transitórios de vazão para a abertura e fechamento da válvula são suficientemente pequenos e simétricos de modo a ter seu efeito desprezado. A confirmação prática, ou não, desta hipótese, será feita durante a etapa de testes do equipamento, na secção 6.5.

Uma eventual não confirmação da hipótese anterior não chega a ser problemática, uma vez que o tempo de acionamento, T_p , pode ser determinado empiricamente de modo a satisfazer a condição de deslocamento para um pulso. A Interface de Controle permite variar, continuamente, o tamanho do patamar do pulso de acionamento, para cada canal, através de potenciômetros internos de precisão.

Como dados finais para o acionamento das válvulas solenóide do SAD, durante a fase de testes, tem-se:

Vazão por válvula	$Q_v = 20$ l/mim
Tempo do pulso de abertura	$T_p = 30$ ms
Frequência de acionamento	$F_a = 20$ Hz

6.3 Calibração do Transdutor de Posição

Como o controle do sistema hidráulico será feito em malha aberta, a presença de um transdutor de posição da haste do cilindro se justifica, durante esta etapa de testes, apenas para permitir a aquisição de dados necessários.

Foi escolhido um transdutor de posição do tipo resistivo, por apresentar as características de precisão e linearidade necessárias, aliadas a uma grande simplicidade de operação e baixo custo. Suas características, segundo o fabricante são:

Fabricante:	Servus S.A. Modelo TPR - 225
Curso Útil:	255mm
Resistência:	5 K ohms +/- 20 %
Resolução:	0,01 mm
Linearidade:	+/- 0,07 %
Corrente Máxima:	1 mA

A necessidade de uma calibração do transdutor decorre da grande variação de sua resistência (+/- 20%) durante o processo de fabricação, o que impede o fabricante de especificar sua sensibilidade (ohms/mm).

O procedimento de calibração adotado foi bastante simples e preciso. O transdutor foi montado em uma mesa coordenada, mostrada na figura 6.3, com um fuso de passo = 1,0 mm. Uma fonte de alimentação de

5,085 V, CC, foi utilizada para converter a variação de resistência em variação de tensão, como mostrado no esquema da figura 6.4. Esta foi medida em um voltímetro digital, marca ECB, modelo MDM 220, enquanto que a tensão da fonte foi monitorada por meio de um outro voltímetro digital, marca ENGRO, modelo MD 820, não sendo constatada nenhuma variação relevante em seu valor, no decorrer dos ensaios.

Para evitar que houvesse interferência, devida à impedância de entrada do aparelho de medição ligado ao transdutor (voltímetro ou registrador), foi montado o circuito de abaixamento de impedância, mostrado na figura 6.4, utilizando um amplificador operacional, tipo 741, com ganho unitário.

A tabela 6.5, mostra os dados médios obtidos em uma série de 3 ensaios, sendo que a variação máxima da tensão medida, para uma dada posição, foi de 0,2 %.

TABELA 6.5

Calibração do Transdutor de Posição

Deslocamento (mm)	Tensão (mV)
0	3780
4	3690
8	3610
12	3520
16	3430
20	3340
24	3250
28	3160
32	3070
36	2895
40	2895
44	2805
48	2715
52	2625
56	2540
60	2450

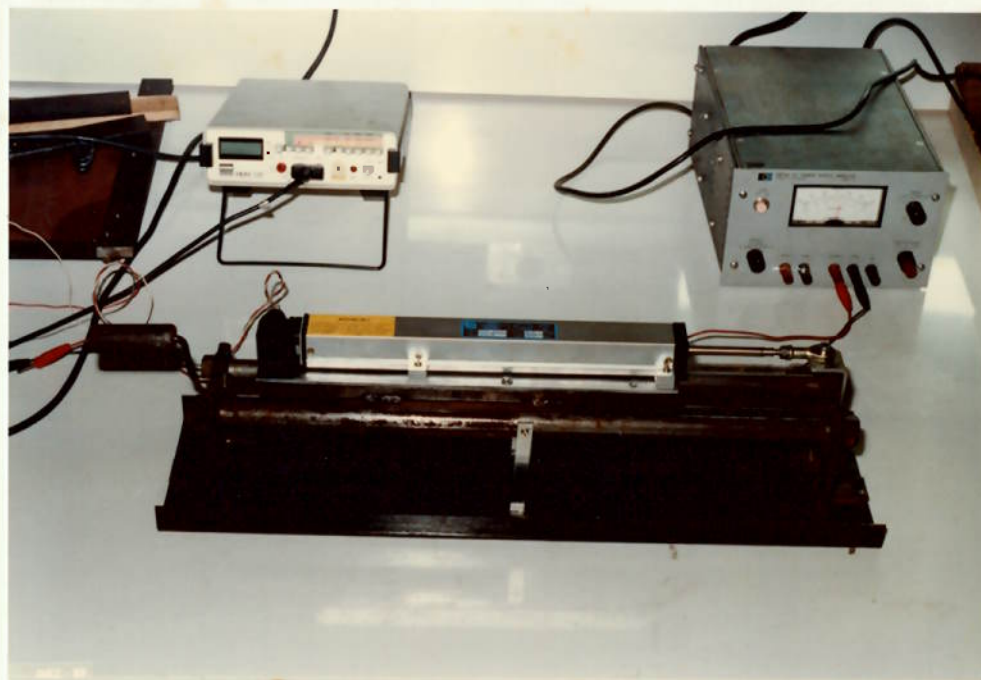


Figura 6.3 - Calibração do Transdutor de Posição

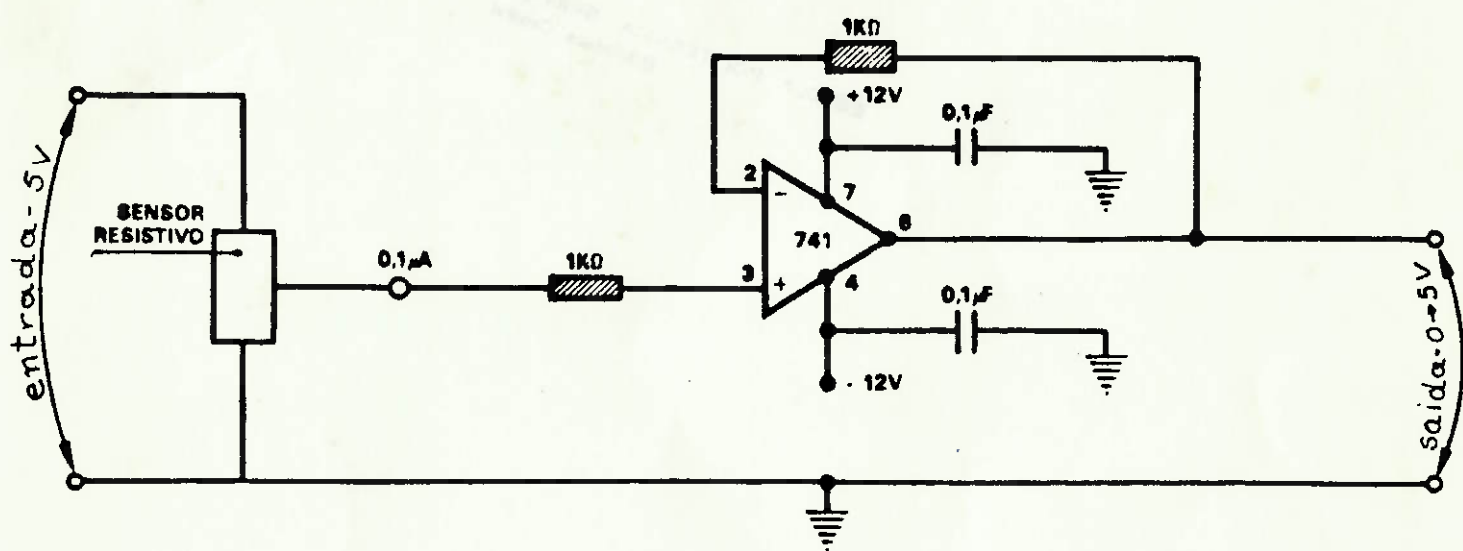


Figura 6.4 - Esquema elétrico de ligação do Transdutor de Posição

A partir destes dados, aplicando o método de regressão linear dos mínimos quadrados, obtem-se uma reta cujo coeficiente angular é -22,23, com índice de correlação de 1,00. Logo a sensibilidade do transdutor será:

$$St = 22,23 \text{ mV/mm}$$

ou, de forma geral,

$$St = 4,37 \text{ (mV/V) /mm}$$

6.4 Teste de Aquecimento do Solenóide.

Como já foi comentado no item 6.1, uma das possíveis razões pelas quais o fabricante limita a frequência de acionamento a valores tão inferiores aos calculados e medidos, seria um possível superaquecimento e conseqüente "queima" do solenóide, por operar em regime cíclico.

Embora eletricamente seja difícil sustentar esta hipótese, já que a integral do produto *tensão x corrente* em regime cíclico resulta menor que a condição de regime permanente, foi realizado um ensaio em que foi medido o aumento da temperatura externa do solenóide, em função do tempo, para os dois tipos de operação.

Para a condição de regime permanente foi empregado um sinal de 24 V, CC e, para a condição de acionamento pulsante, foi utilizado o próprio conjunto Interface de Controle em Controlador Manual, ajustado para a frequência de 20 Hz. Os dados resultantes estão na tabela 6.6.

Constata-se examinando a tabela 6.6 que, como era de se esperar e ao contrário da hipótese levantada, o acionamento cíclico em transitório resulta em um menor aquecimento do solenóide.

TABELA 6.6**Varição da Temperatura no Solenóide**

Tempo (min)	Temperatura (°C)	
	A	B
0	23,0	23,0
1	25,0	24,5
2	29,5	26,0
3	33,0	27,0
4	36,0	28,0
5	37,0	29,0
6	41,0	30,0
7	44,0	31,0
8	46,0	31,5
9	48,0	32,0
10	49,0	32,0

6.5 Determinação do Deslocamento por Pulso e da Repetibilidade

Os dois objetivos deste ensaio foram determinar qual o real deslocamento da haste para um pulso e, conseqüentemente, verificar qual a repetibilidade do processo de posicionamento.

Para tanto, foi adotado um procedimento simples que consistiu em, utilizando a função aperiódica "passos discretos aperiódicos" do programa de controle, estipular um certo número de passos e verificar qual o deslocamento correspondente da haste do cilindro.

A partir da montagem elétrica da figura 6.4, as posições inicial e final foram determinadas utilizando-se um voltímetro digital. Após cada série de pulsos, a haste retornava, por meio de comando manual até sua origem para a execução mais um ensaio. A pressão inicial de cada teste foi de 8,0 MPa, sendo utilizada uma seqüência de 100 pulsos por válvula

Os dados obtidos são apresentados na tabela 6.7:

TABELA 6.7

Variação da Tensão de Saída do Transdutor de Posição para 100 pulsos de acionamento

Ensaio	Tensão (mV)
1	352
2	349
3	352
4	354
5	353
6	349
7	356
8	359
9	347
10	351

Calculando o valor médio da tensão temos:

$$U_m = 352,2 \text{ mV}$$

Lembrando que no item 6.3, foi determinada a sensibilidade do transdutor, pode-se converter, rapidamente, este valor em deslocamento:

$$L_h = U_m / S_t$$

onde $L_h =$ deslocamento total da haste

$$\text{como } S_t = 4,37 \text{ (mV/V) / mm}$$

para uma tensão de alimentação do transdutor de 5,056 V, vem:

$$S_t' = 22,09 \text{ mV/mm} \quad \gg \quad L_h = 15,94 \text{ mm}$$

O deslocamento médio por pulso será:

$$X_h = L_h / 100 \quad \gg \quad X_h = 0,16 \text{ mm}$$

Confrontando este dado com o calculado teoricamente em 6.2.2 (0,20 mm) tem-se uma diferença de 20 % a menos. Isto já era esperado e

previsível a partir da análise da figura 6.2, onde pode ser verificada uma sobreposição do período em que a válvula ainda está abrindo e do pulso de acionamento, caracterizando assim o regime transitório de vazão, já comentado.

Neste ponto dois caminhos podem ser seguidos: alterar o tempo do patamar do pulso de acionamento, aumentando-o de modo a compensar este efeito, ou alterar o parâmetro referente ao deslocamento por pulso, no programa de controle. Como este trabalho trata do teste do SAD, não há qualquer obrigatoriedade em manter-se a resolução teórica, adotada em 6.2.2, uma vez que isto não afetará de nenhuma forma a validade dos resultados obtidos. Será pois assumido:

$$X_h = 0,16 \text{ mm.}$$

Os dados da tabela 6.7, também permitem calcular a repetibilidade do processo. Considerando o maior desvio em relação ao valor médio tem-se:

$$R_p = (352,2 - 347) / 352,2 \quad \gg \quad R_p = 0,015 \quad \text{ou} \quad R_p = 1,5 \%$$

Como dados de entrada para o Programa de Controle, referentes ao deslocamento da haste para um pulso, serão adotados os seguintes valores:

$$X_h = 0,16 \text{ mm (subida)}$$

$$X_{h'} = 0,19 \text{ mm (descida)}$$

A diferença entre os valores do deslocamento por pulso na subida e na descida decorre da diferença das áreas úteis do êmbolo, em razão da existência da haste em apenas um dos lados.

6.6 Ensaio com Acionamento do tipo Rampa ("Dente-de-Serra")

Os testes com sinais de acionamento do tipo "rampa", permitem verificar o comportamento do sistema quando são necessárias translações com velocidades e tempos controlados.

O termo "rampa", normalmente, refere-se ao aspecto da curva *deslocamento x tempo*, caracterizando um movimento uniforme. Em algumas aplicações, como em válvulas proporcionais e servo-válvulas, o

significado está ligado ao aspecto da curva do sinal de acionamento tendo como resposta, normalmente, um deslocamento em movimento uniformemente acelerado.

Para o SAD, sempre que for utilizado o termo "rampa" será com o objetivo de definir a curva *deslocamento x tempo*. Neste sentido foram testados dois tipos básicos de percurso: rampa aperiódica e rampa periódica assimétrica em relação ao período ($2/3 - 1/3$).

O primeiro tipo, rampa aperiódica, por permitir o emprego de todas as válvulas, foi utilizado para determinar qual a velocidade máxima do sistema. O uso de mais de uma válvula em paralelo, leva a um acionamento seqüencial, de modo a manter a resolução máxima (0,16 mm) e aumentar a freqüência. Assim, quando se opta por duas válvulas para subida, por exemplo, a freqüência de pulsos alternados passa a ser de 40 Hz.

O segundo tipo, rampa periódica, foi utilizado para determinar a histerese do sistema. É importante frisar que se trata, realmente, da histerese de todo o sistema e não apenas do SAD, já que, operando digitalmente, a histerese de cada válvula é intrinsecamente zero! Assim, foi definida como histerese do sistema a diferença entre a posição de partida e chegada da rampa. A assimetria da rampa busca simular situações reais de avanço lento e retorno rápido de inúmeros processos industriais.

A tabela 6.8, mostra os valores obtidos para a determinação da velocidade máxima do sistema:

TABELA 6.8

Variação da Tensão no Transdutor de Posição em um intervalo de 5 s

Ensaio	Tensão (mV)
1	1341
2	1355
3	1322
4	1345
5	1338
6	1328
7	1353
8	1350
9	1354
10	1320

A tensão média resulta $U_m = 1340,6$ mV e, considerando a sensibilidade do transdutor temos $L_h = 60,69$ mm. Como o tempo gasto foi 5 s a velocidade máxima é:

$$v_{m\acute{a}x} = 12,14 \text{ mm/s}$$

Confrontado com o valor teórico esperado, considerando o deslocamento de 0,16 mm por pulso vem:

$$v_t = 0,16 \text{ mm} * 80 \text{ Hz} \quad \gg \quad v_t = 12,8 \text{ mm/s.}$$

Tem-se então uma diferença de 5,4 % entre a velocidade esperada, em função da frequência de acionamento e do deslocamento por pulso medido, e a velocidade média obtida pelo ensaio. A explicação para este fato encontra-se na utilização do acumulador como fonte de energia principal, e a conseqüente diminuição do valor da pressão do fluido à medida em diminui a quantidade de óleo em seu interior.

Podemos determinar qual a taxa de queda de pressão e, conseqüentemente, de vazão, em função da variação do volume de óleo no acumulador. Considerando o circuito hidráulico da figura 3.7, verificamos que a vazão de óleo para acionamento do cilindro será função da diferença de pressão entre o acumulador e o tanque, e da condutância das válvulas redutoras de vazão (VR) e das válvulas solenóide (VC).

Tem-se uma associação de condutâncias em série, sendo que, como o fluxo de óleo passa duas vezes pelas VCs (avanço e retorno) estas serão consideradas duas condutâncias em série. Modelando o sistema como "vazão por um orifício", resulta:

$$Q = C_d * A * (2 * P / j)^{1/2} \quad , \text{ onde}$$

$$Q = \text{vazão pelo orifício}$$

$$C_d = \text{coeficiente de descarga}$$

$$A = \text{área do orifício}$$

$$P = \text{diferença de pressão}$$

$$j = \text{massa específica do fluido}$$

Definindo condutância como:

$$K = C_d * A * (2 / j)^{1/2} \quad , \text{ resulta}$$

$$Q = K * (P)^{1/2}$$

Para três condutâncias em série, K_1 , K_2 e K_3 , e como $K_2 = K_3$ (para as VCs), a condutância equivalente será:

$$K_e = (K_1 * K_2) / (2 * K_1^2 + K_2^2)$$

Da figura 3.9 obtem-se

$$K_2 = 8,6 * 10^{-7}$$

e da condição de que a queda de pressão nas VRs deve ser de 7,7 MPa, para uma vazão de 20 l/mim, resulta:

$$K_1 = 1,2 * 10^{-7}$$

A variação da pressão no acumulador é função da quantidade de óleo que saiu, logo admitindo um processo adiabático, do item 3.3.2.d, vem:

$$P * V^{1,4} = \text{cte}$$

ou, para este caso, numericamente:

$$P * V^{1,4} = 35167 \quad (\text{no SI})$$

$$\text{logo} \quad P = 35167 / (0,021 + V_x)^{1,4}$$

onde 0,021 é o volume do gás totalmente comprimido (8,0 MPa) e V_x é o volume de óleo retirado

$$\text{como} \quad Q_e = k_e * P^{1/2}$$

$$\text{resulta:} \quad Q_e = 2,207^{-5} * (0,021 + V_x)^{0,7}$$

Para maior simplificação dos cálculos, esta expressão, na região de trabalho (8,0 MPa a 5,0 MPa), pode ser aproximada por uma reta de equação:

$$Q_e = 3,27 * 10^{-4} - 0,0084 V_x \quad (6.1)$$

com um erro máximo menor que 1 %

Como o deslocamento médio da haste do cilindro, para a determinação da velocidade, foi de 60,69 mm, o volume de óleo retirado do acumulador foi:

$$V_x = 6,069 * 490 \quad \gg \quad V_x = 0,00297 \text{ m}^3$$

Calculando a vazão média,

$$Qe' = 3,15 * 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{ou} \quad Qe' = 18,9 \text{ l/mim}$$

A hipótese de que o deslocamento por pulso é constante, subentendeu que a vazão permanecesse constante. Nota-se que, neste caso, houve uma diminuição de 5,8 % em seu valor, em relação à inicial.

Como a velocidade da haste é diretamente proporcional à vazão, fica plenamente justificada sua diminuição em relação ao valor teoricamente esperado.

Para determinação da histerese do sistema, o procedimento de ensaio adotado foi o de impor um ciclo de avanço e retrocesso ao ponto inicial, utilizando a função "rampa" periódica do Programa de Controle. A histerese será determinada pela diferença relativa entre a posição de chegada e de partida, expressa em número de passos. A amplitude adotada foi de 15,2 mm, representando um percurso total de 30,4 mm. A escolha deste número deveu-se a imposição de um número inteiro de passos nos dois sentidos do deslocamento, com 95 passos na "subida" e 80 passos na "descida".

Os dados foram obtidos, como na tabela 6.8, a partir da variação de tensão do transdutor de pressão, medida em um voltímetro digital.

TABELA 6.9

Variação da Tensão no Transdutor de Posição para "Rampa Periódica"

Ensaio	Tensão (mV)
1	32
2	33
3	30
4	32
5	31
6	32
7	30
8	34
9	30
10	30

O valor médio da variação de tensão é $U_m = - 31,4 \text{ mV}$, o que representa uma diferença de deslocamento de $- 1,42 \text{ mm}$. O sinal negativo indica que a distância percorrida no retrocesso foi menor que no ciclo de avanço.

Para um percurso total de $30,4 \text{ mm}$, resulta uma variação de $4,6\%$. Embora, em termos absolutos, este valor seja elevado, deve-se considerar que parte dele é decorrente da diferença entre a vazão inicial e final. Corrigindo o valor da vazão pela equação 6.1, os valores dos deslocamentos médios por pulso para subida e descida ficam:

$$X_{h'} = 0,158 \text{ mm (subida)} \quad \text{e} \quad X_{h''} = 0,185 \text{ mm (descida)}$$

O deslocamento total corrigido será :

$$L_h = 15,01 + 14,80 \quad \text{»} \quad L_h = 29,81 \text{ mm}$$

Portanto, da diferença inicialmente calculada de $1,42 \text{ mm}$ entre a posição inicial e a final, $0,59 \text{ mm}$ correspondem apenas ao efeito da variação da vazão. A diferença real, a ser utilizada para o cálculo da histerese será de $0,83 \text{ mm}$. Expressando este valor em termos de número aparente de passos médios, vem:

$$N_{ap} = 4,9 \text{ passos}$$

Como o número total de passos foi:

$$N_t = 175$$

resulta uma histerese do sistema:

$$H_s = 2,8 \% \quad \text{ou} \quad 4,9 \text{ passos}$$

Este valor poderia ser considerado elevado caso representasse, apenas, o comportamento do elemento de controle. No entanto como a histerese levantada corresponde a de todo o sistema da prensa hidráulica, ele situa-se dentro do esperado. Convém lembrar que valores típicos de histerese para válvulas proporcionais, como foi visto no capítulo 2, situam-se na faixa de 6% , enquanto que, para servo-válvulas, este valor gira em torno de 3% , os quais são medidos no deslocamento do carretel principal da válvula e, normalmente, com vazão nula!

6.6.1 Acionamento Senoidal

O objetivo de impor ao sistema uma trajetória senoidal é o de testar sua capacidade de resposta para variações contínuas de velocidade e trajetória, bem como a eficácia do Programa de Controle na "digitalização" da senóide.

Não haverá preocupação com abordagem convencional de determinação da resposta em frequência, através de um sinal senoidal, uma vez que, em função do tipo de controle adotado e da frequência de trabalho (20 Hz) decorre uma clara limitação da frequência máxima atingível, sendo esta função da amplitude imposta.

Foram utilizadas duas amplitudes (15,2 mm e 30,4 mm), sendo que as posições da haste do cilindro, no tempo, foram registradas em um registrador de dois canais, marca ECB, modelo RB 202, a partir do sinal elétrico do transdutor de posição. As figuras 6.5 e 6.6, mostram algumas das curvas obtidas.

A frequência máxima atingida foi de 0,13 Hz, com uma amplitude de 15,2 mm (- 10 dB) e uma diferença de fase máxima de 20° . Pode-se verificar uma trajetória bastante "lisa", indicando tanto o acerto do Programa de Controle, como a ausência de variações bruscas de posição.

A amplitude decrescente da senóide decorre, novamente, da queda de vazão devido a variação de volume no acumulador.

6.7 Análise dos Resultados

6.7.1 - Válvulas Solenóide

Os resultados dos testes das válvulas solenóide mostraram-se bastante positivos, na medida em que superaram não somente os dados fornecidos pelo fabricante como as próprias expectativas do projetista. Isto permitiu estender a faixa de atuação do controle, obtendo uma maior faixa de velocidades (vazões) e uma melhor resolução.

A análise das curvas sobrepostas de pulso de corrente e pulso de abertura e fechamento da válvula indica que ainda é possível obter-se alguma diminuição no tempo de abertura, em torno de 27 %, com a otimização do circuito de potência. No que se refere ao tempo de fechamento, embora

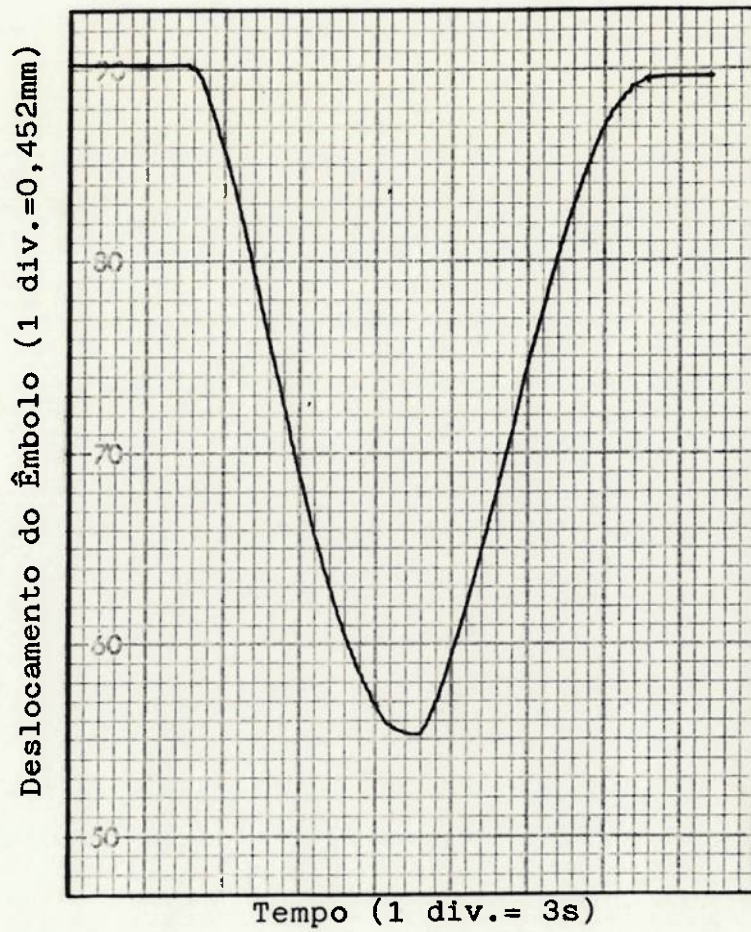


Figura 6.5 - Deslocamento do êmbolo para um sinal senoidal

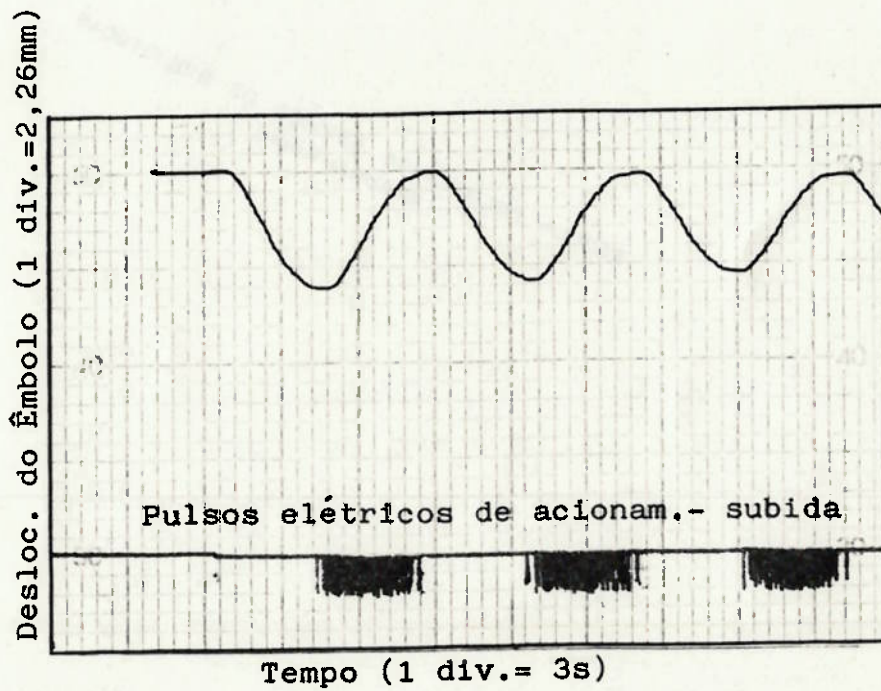


Figura 6.6 - Diferença de fase para a frequência máxima

razoavelmente menor, qualquer melhoria dependerá de alterações físicas da válvula como a diminuição da massa do carretel, aumento da constante elástica da mola, diminuição do curso, etc.

Durante a fase de testes estima-se que cada válvula do SAD tenha sido comutada cerca de 10^5 vezes, não sendo constatado nenhuma anormalidade relevante. Como previsto, não houve qualquer problema de superaquecimento do solenóide. É preciso ressaltar a importância de uma proteção efetiva contra a tensão reversa, na saída da Interface de Controle, devida aos picos causados pelo desligamento rápido do solenóide, que chegaram a 200 V !

A Interface de Controle mostrou um comportamento muito bom, confirmando a escolha do acionamento PPM. Somente foram constatados problemas de perda da linearidade entre vazão e frequência, para valores acima de 25 Hz, mantido o tempo de 30 ms para o pulso de acionamento. Um efeito colateral benéfico obtido pelo acionamento PPM foi a linearização da vazão da válvula. A análise da curva *vazão x pressão* real da válvula, da figura 3.9, indica uma clara variação de sua condutância, o que dificulta bastante a previsão teórica de suas características. Como com o SAD passa-se a trabalhar em um ponto fixo desta curva, o valor da condutância passa a ser constante.

6.7.2 Ensaio de Repetibilidade

O ensaio de repetibilidade foi utilizado com dois objetivos: determinar o deslocamento efetivo da haste para cada pulso e, conseqüentemente, a resolução máxima do sistema e verificar qual o erro posicional obtido para um mesmo sinal de comando.

O deslocamento por pulso medido foi 20% inferior ao esperado teoricamente, indicando os efeitos da variação da vazão durante os transitórios de abertura e fechamento da válvula. Para este problema tem-se 3 caminhos distintos a percorrer: o primeiro, e mais trabalhoso, implica no estudo e modelagem do regime transitório da válvula, além da etapa de testes, para determinar o tempo do pulso de acionamento necessário para obter-se um determinado deslocamento.

O segundo implica em alterar, na Interface de Controle, o tempo do pulso de acionamento verificando, experimentalmente, qual o valor mais adequado para um dado deslocamento

O terceiro implica em altera-se, via regulagem hidráulica, a vazão nominal (em aberto) de cada válvula de modo que, para o mesmo pulso de acionamento, tenha-se o deslocamento desejado

Os dois primeiros implicam em reduzir-se a frequência máxima de operação, devido ao conseqüente aumento do pulso de acionamento enquanto que, o terceiro, mantém a frequência inicial, podendo apenas afetar as características dinâmicas da válvula e a linearidade do processo, caso a condição de trabalho se aproxime muito da sua vazão máxima.

Neste projeto, como o deslocamento por pulso foi adotado somente como valor de referência para os ensaios, não foi feita qualquer das alterações acima, sendo apenas corrigido o parâmetro correspondente do Programa de Controle.

Embora operando em "malha aberta" a repetibilidade do sistema foi uma grata surpresa, uma vez que situou-se em níveis iguais, ou inclusive melhores, que os obtidos com sistema convencionais (servo-válvulas e válvulas proporcionais) operando em "malha fechada". Os valores obtidos permitem prever um desempenho bastante bom nas operações de posicionamento, com ou sem realimentação, o que confirma integralmente boa parte dos objetivos do projeto.

6.7.3 - Ensaios de Deslocamento tipo "Rampa" e "Senóide"

Os testes de deslocamento definido foram utilizados para a verificação das possibilidades de variação da velocidade, a suavidade da trajetória ou a ausência de descontinuidades, a verificação da histerese do sistema global e a eficácia do Programa de Controle na digitalização de curvas.

Conseguiu-se uma variação contínua da velocidade entre 0 e 12,14 mm/s, acima, inclusive, das especificações iniciais do projeto (ver tabela 3.1). Até onde foi possível verificar, as curvas da trajetória não mostraram qualquer descontinuidade ("saltos") relevante, ainda mais considerando-se o fim a que se destina o equipamento.

O aspecto histerese é algo controverso já que o valor medido refere-se ao sistema global e não ao SAD, uma vez que a definição convencional desta grandeza não se aplica, facilmente, a um processo

digital. Desta forma, não há como confrontar os valores obtidos com o de sistema equivalentes (válvulas proporcionais e servo-válvulas) pois cada um deles trata de características diversas.

O Programa de Controle atendeu integralmente aos seus objetivos, proporcionando um acionamento bastante adequado, simulando com perfeição as trajetórias desejadas e simplificando o processo de operação.

Durante os ensaios foi verificada a variação da vazão na válvula em função da queda de pressão no acumulador hidráulico, causada pela diminuição do volume de óleo em seu interior. Para evitar que seus efeitos distorcessem os resultados obtidos, foi feita, quando necessária, uma correção dos valores levando em conta este fenômeno.

Caso seja mantida a atual configuração do sistema hidráulico, empregando o acumulador como fonte principal de energia, no futuro, esta correção poderia ser feita automaticamente pelo Programa de Controle, através da alteração da frequência instantânea de pulsos, em função do deslocamento já efetuado.

É importante frisar que o uso do acumulador hidráulico, como fonte principal de energia para o acionamento, não faz parte do projeto SAD, sendo apenas uma característica conjuntural relativa ao equipamento em que foi implantado

6.7.4 Curvas Experimentais

Vários ensaios tiveram seus resultados registrados graficamente, de modo a permitir uma rápida análise visual, bem como fornecer um acompanhamento, em tempo real, do fenômeno estudado. Algumas das curvas mais representativas encontram-se no Anexo 5 deste trabalho.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES E PROPOSTAS FUTURAS

7.1 Conclusões

Este trabalho teve como objetivo propor, projetar, construir e testar um sistema de acionamento e controle hidráulico, de características digitais, denominado SAD, como uma alternativa para os sistemas analógicos de controle convencionais, que utilizam servo-válvulas e válvulas proporcionais.

Sua configuração básica permite o controle da posição e velocidade de um cilindro hidráulico, através de um microcomputador do tipo PC, ou manualmente pelo próprio operador. O SAD foi dividido em 4 subsistemas: Interface Eletro-hidráulica, Interface de Controle, Controlador Manual e Programa de Controle. Cada um dos subsistemas foi projetado especialmente e testado individualmente antes dos testes finais de conjunto.

Os testes procuraram levantar os dados mais relevantes para caracterização do sistema e de seus componentes principais, bem como verificar a validade de especificações nominais fornecidas por fabricantes. Buscou-se, na medida do possível, realizar uma análise comparativa dos resultados obtidos com os referentes aos sistemas convencionais.

Todo o processo de controle foi feito em "malha-aberta", tendo sido monitorados o deslocamento, pressão, tempo e tensão elétrica. Os demais parâmetros envolvidos no processo, foram calculados a partir destes, tanto para determinação das características do SAD, como para utilização posterior no Programa de Controle.

As principais conclusões do trabalho são:

- O SAD apresentou repetibilidade e resolução similares e, em alguns casos, até superiores aos sistemas que empregam válvulas proporcionais e servo-válvulas. Fica clara a total viabilidade de seu uso em grande parte dos processos de posicionamento em equipamentos industriais.

- Foi possível obter uma variação linear e contínua da velocidade, empregando uma simples válvula solenóide direcional, superando as especificações iniciais do projeto. Ao contrário do que ocorre com servo-válvulas e válvulas proporcionais, não houve qualquer problema na operação em baixas velocidades.
- O sistema mostrou alta confiabilidade, não apresentando qualquer falha de ordem elétrica ou hidráulica que comprometesse seu funcionamento ou integridade, durante todo o período de testes.
- Há uma evidente desvantagem do SAD, frente às servo-válvulas, quando se exige uma trajetória cíclica de alta frequência (em termos hidráulicos). As frequências obtidas são muito inferiores, não recomendando seu uso, na configuração atual, para aplicações em que são necessárias variações rápidas e contínuas da velocidade.
- É possível, através do monitoramento da corrente do pulso de acionamento do solenóide, acompanhar o movimento do carretel da válvula. Desta forma, de uma maneira bastante simples, pode-se detectar qualquer falha de abertura e, conseqüentemente, aumentar a confiabilidade do sistema.
- O uso do Controlador Manual, além de extremamente importante, principalmente, para os testes das válvulas solenóide, mostrou-se bastante útil e adequado, como controle auxiliar, para eventuais implementações industriais do SAD e, também, como controle principal em aplicações que dispensem o controle em tempo real pelo microcomputador.
- O uso de um pulso de acionamento, com tensão bastante superior à especificada pelo fabricante da válvula solenóide, além de não causar nenhum problema, permitiu melhorar, razoavelmente, o tempo de abertura.
- As válvulas solenóide empregadas, são um fator altamente limitante para a melhoria das características do SAD, em função dos grandes tempos de abertura e fechamento apresentados. Em pesquisas similares, no exterior, válvulas especialmente projetadas para operação digital, apresentam tempos drasticamente menores, próximos a 1 ms!
- Houve uma grande diferença entre as especificações dinâmicas nominais das válvulas solenóide e os valores medidos nos testes. De uma forma geral, as características medidas foram superiores

às especificadas, de modo que não houve qualquer frustração das expectativas iniciais.

- Os testes de calibração do transdutor de posição confirmaram as especificações do fabricante, havendo apenas alguns pequenos problemas gerados pelo seu elevado atrito interno. Foi necessário substituir a haste que ligava o transdutor à haste do cilindro, por outra mais resistente, pois sua deformação não era desprezível.
- As válvulas redutoras de vazão funcionaram a contento, embora tenham apresentado uma forte não linearidade na regulação para baixas vazões, resultando em uma grande variação de condutância, para pequenos deslocamentos angulares do parafuso de regulação. Estas deficiências podem ser sanadas pela diminuição do passo do fuso de acionamento ou do ângulo do cone de regulação.
- O circuito hidráulico, como um todo, teve um bom desempenho, a menos do excessivo ruído provocado pela bomba hidráulica de pistões radiais.

Um ponto bastante importante, quando se analisam as características do SAD comparativamente com outros sistemas de controle hidráulico, é que os dados obtidos pelos seus ensaios são referentes a todo o equipamento, refletindo uma condição real de uso. Por outro lado, as especificações nominais de servo-válvulas e válvulas proporcionais, referem-se apenas a condições ideais, onde é ensaiado apenas o componente e, muitas vezes, com vazão nula.

Embora o sistema montado permita uma série de refinamentos e otimizações que levariam a uma sensível melhora em suas características, de maneira geral, o SAD mostrou-se um sistema plenamente viável, talvez não como um substituto total das servo-válvulas e válvulas proporcionais, mas como mais uma opção de controle hidráulico que, certamente, pode suprir, de forma simples e econômica, um parcela considerável das necessidades do dia-a-dia da indústria nacional.

7.2 Propostas Futuras

As propostas futuras para melhoria e ampliação das características do SAD são as seguintes:

- Projeto de uma válvula direcional específica para a operação digital, de modo a se obter uma frequência de trabalho mais elevada,
- Montagem do SAD como piloto de uma válvula do tipo proporcional, de modo a testar a resposta do sistema com este controle híbrido.
- Incorporar ao equipamento (prensa) um controle com servo-válvula de modo a poder comparar os resultados obtidos, pelos dois sistemas, em condições idênticas.
- Incorporar ao Programa de Controle uma subrotina que compense a variação de vazão, automaticamente, quando se utiliza um acionamento via acumulador hidráulico.
- Verificar o comportamento do SAD quando operando em "malha-fechada".
- Incorporar um circuito eletrônico de verificação do movimento do carretel da válvula solenóide, via pulso de corrente, para detecção de eventuais falhas de abertura e posterior correção.

*"L'Homme est visiblement fait pour penser;
C'est toute sa dignité et tout son mérite;
Et tout son devoir est de penser comme il faut"*

Pascal, Pensamentos.

BIBLIOGRAFIA

- 1- *anônimo* - Application of Solenoid Valves, Engineering and Material Design, vol.26, n° 12, dez., 1982, pp. 20-27.
- 2- *anônimo* - Eletronic Proportioning: Gain for Hydraulics, Automotive Engineering, vol. 92, n° 9, set. 1984, pp. 63-65.
- 3- Barradas,O.- Análise de Sinais Esquemáticos, ITA, São José dos Campos, 1964.
- 4- Beercheck,C.,R. - Controlling Hydraulics with Eletronics, Machine Design, vol. 53, n° 2, jan. 1981, pp. 57-60.
- 5- Beercheck,C.,R. - New Options for Hydraulic System Control, Machine Design, vol. 56, n° 6, mar.,1984, pp. 77-81.
- 6- Blackburn,F.,J. et alii - Fluid Power Control, MIT Press, Cambridge, 1960.
- 7- Carlson,B.,A. - Communication Systems, MacGraw-Hill, Nova Iorque, 2ª ed.,1975.
- 8- Den Hartog,P.,J. - Vibrações nos Sistema Mecânicos, Edgard Blücher, São Paulo, 1972.
- 9- Dorr,H. et alii - Tecnologia das Válvulas Proporcionais e Servo-válvulas, Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main, 1987.
- 10- Garnov,V.,N. - High-Speed Pulsed Valve Based on a Biomorph Piezoeletric Element, Pribory i Tekhnika Eksperimenta, n° 4, julho-agosto, 1980, pp. 165-168.
- 11- Guenther,R. - Saving Energy with Hydraulic Accumulators, Machine Design, vol. 54, n° 14, julho, 1982, pp. 78-83.
- 12- Guillon,M.- Hydraulic Servo-Systems - Analysis and Design, Butterworths Press, Londres, 1969.
- 13- Henke,R. - Proportional Hydraulic Valves offer Power, Flexibility, Control Engineering, vol. 17, n° 4, abril, 1981, pp. 68-71.
- 14- Keir,J.,B.Hydraulic Remote, Machine Design, vol. 54, set., 1982, pp. 104-108.

- 15- Keller, R., E. - Statics and Dynamics of Components and Systems, John Wiley & Sons, Nova Iorque, 1971.
- 16- Mansfeld, G. - Fast Switching Ball Valves as Digital Control Elements for an Electro-hydraulic Servo Actuator, Anais do Fluid Power Symposium - BHRA, Cranfield, abril, 1981, pp. 335-349.
- 17- Merritt, H., E. - Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, Nova Iorque, 1967.
- 18- Millman, J. Taub, H. - Pulse Digital and Switching Wave Forms, Mac-Graw Hill Kogakusha, Tóquio, 1965.
- 19- Nery, F., A., C. et alii - Máquina para Ensaio de Forjamento e Estampagem, Anais do 41º Congresso Anual da ABM, São Paulo, 1986.
- 20- Pippenger, J. Hicks, T., G. - Industrial Hydraulics, Mac-Graw Hill, Nova Iorque, 1962.
- 21- Schwartz, M. - Information Transmission, Modulation and Noise, MacGraw-Hill Kogakusha, Tóquio, 3ª ed., 1980.
- 22- Streeter, V., S., L. - Mecânica dos Fluidos, MacGraw-Hill, São Paulo, 1974.
- 23- Stringer, J., D. - Hydraulic Systems Analysis, MacMillan Press, Londres, 1982.
- 24- Thoma, J., U. - Modern Oilhydraulic Engineering, Trade & Technical Press, Maryland, 1970.
- 25- Rich, F., S. - Accumulator for Simple, Cost-Effective Control, Machine Design, vol. 55, nº 9, abril, 1983, pp. 66-70.
- 26- Van Wylen, G., J. - Fundamentos de Termodinâmica Clássica, Edgard Blücher, 2ª ed., São Paulo, 1976.
- 27- Yeaple, F. - Hydraulics valves and the Micro, Design Engineering, vol. 37, maio, 1982, pp. 29-33.
- 28- Watton, J. - The generalized Response of Servo-valve Controlled, Single-Rod, Linear Acuator and the Influence of Transmition Line Dynamics, Journal of Dynamics Systems, Measurement and Control, vol. 106, junho, 1984, pp. 157-162.

- 29- Woodring, R., H. - Miniature Directional Control Valves, Machine Design, vol. 53, nov., 1981, pp. 117-120.
- 30- Zuffo, J., A. - Subsistemas Digitais e Circuitos de Pulso, Edgard Blücher, São Paulo, 1974.

31- Catálogos Técnicos e Manuais:

- c1- Catálogo Geral - Rexroth Hidráulica Ltda.
- c2- Conexões - Ermeto S.A.
- c3- Linear Interface Integrated Circuits - Motorola Inc.
- c4- Manual de Hidráulica Básica - Racine Hidráulica S.A.
- c5- Manual de Hidráulica Industrial - Sperry Vickers do Brasil, S.A.
- c6- Servo-válvulas - Moog do Brasil Controles Ltda.
- c7- The TTL Data Book - for design engineers, 2ª ed., Texas Instrs. Inc.
- c8- Treinamento Hidráulico (3 vol.) - Rexroth Hidráulica Ltda.
- c9- Turbo Pascal Reference Manual - Borland Inc.

ANEXOS

**1- OUTROS TRABALHOS RELACIONADOS
COM O PROJETO "SAD"**

2- FOTOGRAFIAS DO EQUIPAMENTO

**3- DESENHOS DE CONJUNTO E DE
FABRICAÇÃO**

4- PROGRAMA DE CONTROLE "PULSOLE"

5- CURVAS EXPERIMENTAIS

ANEXO 1

OUTROS TRABALHOS RELACIONADOS

COM O PROJETO "SAD"

PARTICIPAÇÃO EM EVENTOS CIENTÍFICOS

Como resultado das pesquisas já desenvolvidas, foram apresentados até aqui os seguintes trabalhos:

- Bresciani F^º, E. et alii - Desenvolvimento do Projeto e Construção de uma Máquina de Laboratório para Testes de Forjamento e Estampagem de Metais, painel apresentado na 36^ª Reunião Anual da SBPC, USP, São Paulo, 1984.

- Bresciani F^º, E. et alii - Desenvolvimento de uma Máquina de Laboratório de Forjamento e Estampagem de Metais, trabalho apresentado no 1^º Simpósio de Conformação Plástica dos Metais, UNICAMP, Campinas, 1984.

- Getschko, N. et alii - Acionamento e Controle do Sistema Hidráulico de uma Máquina para Ensaios de Forjamento e Estampagem, trabalho apresentado no 2^º Simpósio de Conformação Plástica dos Metais, UNICAMP, Campinas, 1986.

- Nery, F.,A.,C. et alii - Máquina para Ensaios de Forjamento e Estampagem, trabalho apresentado no 41^º Congresso Anual da Associação Brasileira de Metais, São Paulo, 1986.

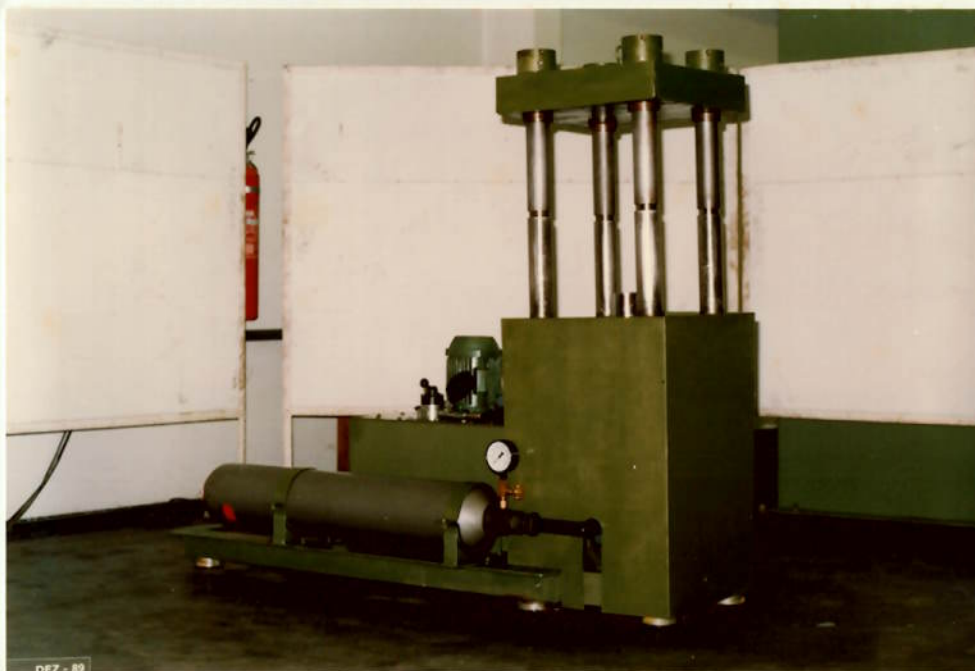
ANEXO 2

FOTOGRAFIAS DO

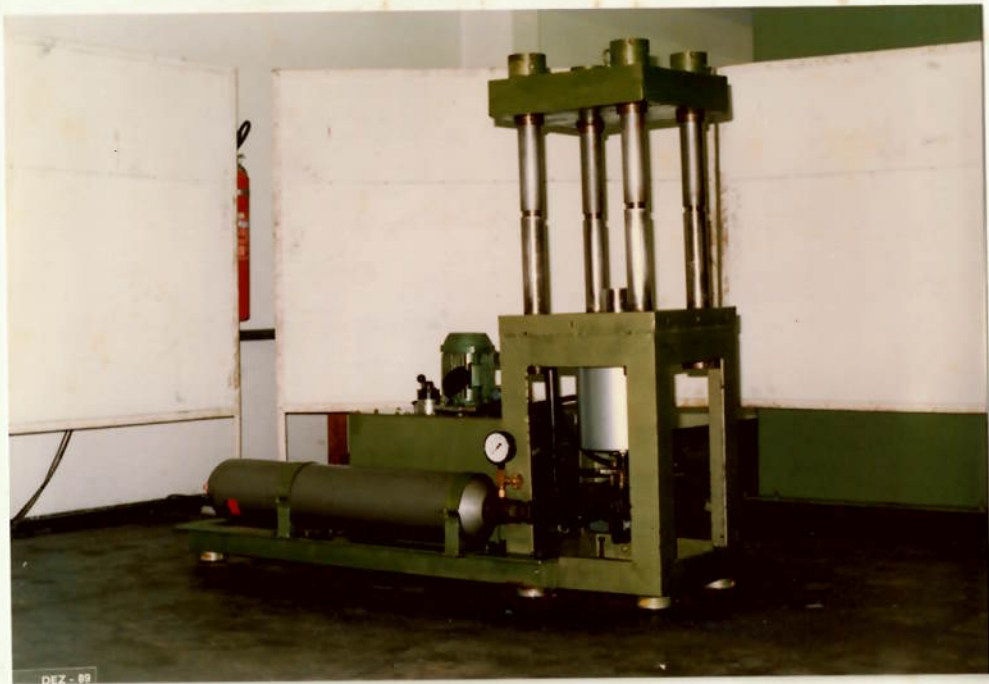
EQUIPAMENTO



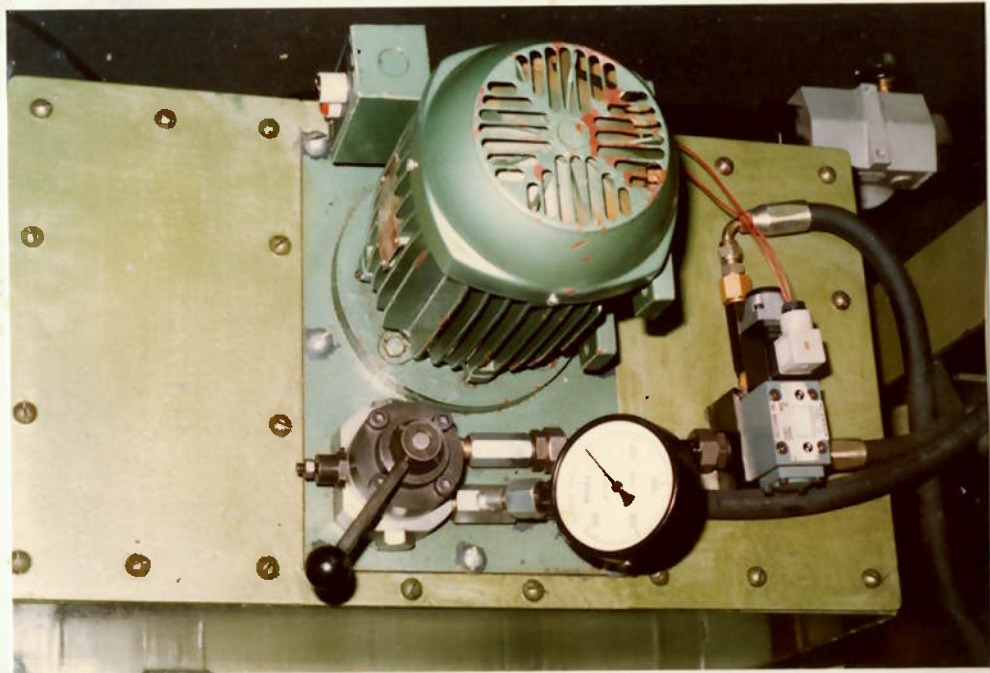
- Montagem da Mesa Superior da Prensa -



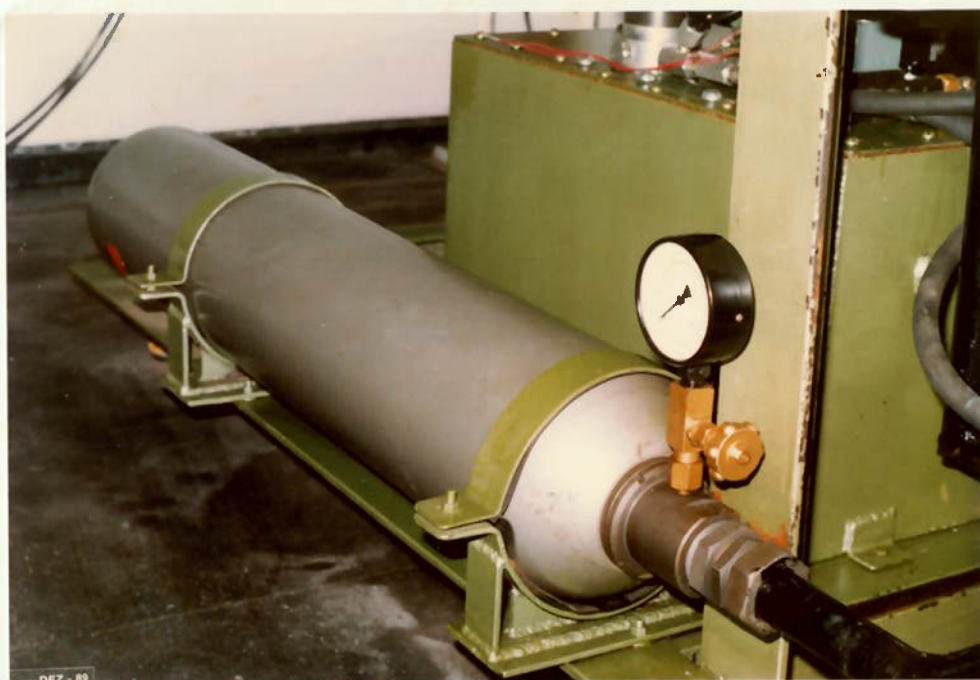
- Vista Geral do Equipamento - completo -



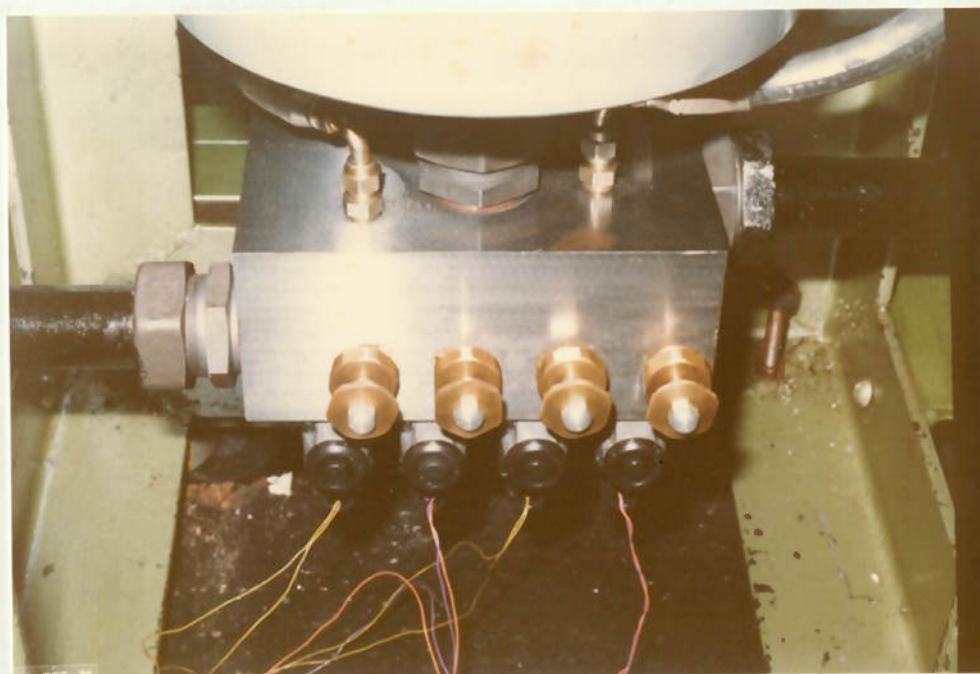
- Vista Geral do Equipamento - sem tampas laterais -



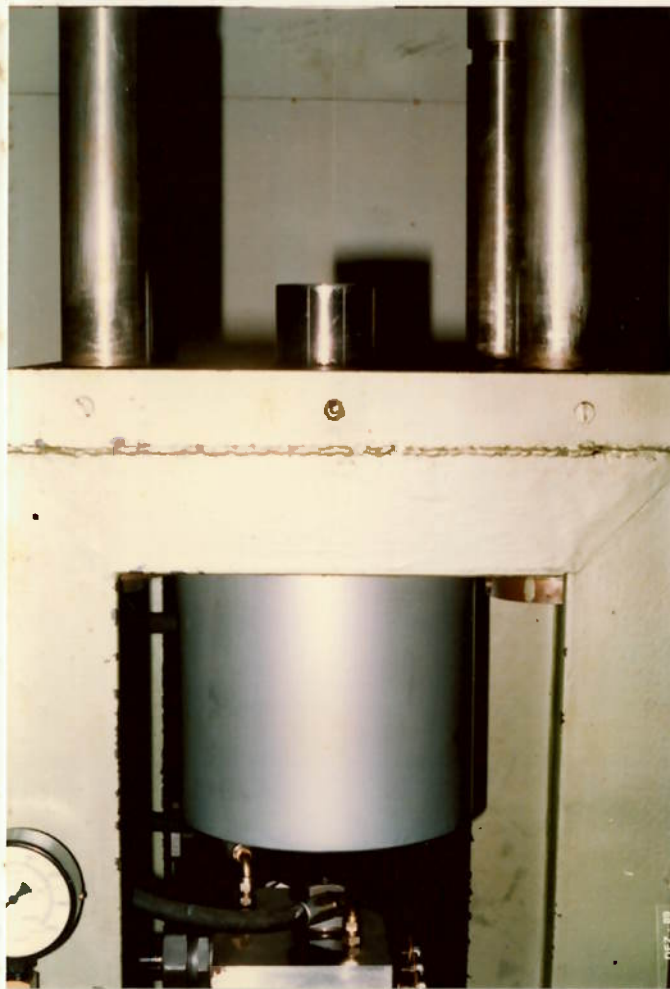
- Detalhe da Unidade Hidráulica -



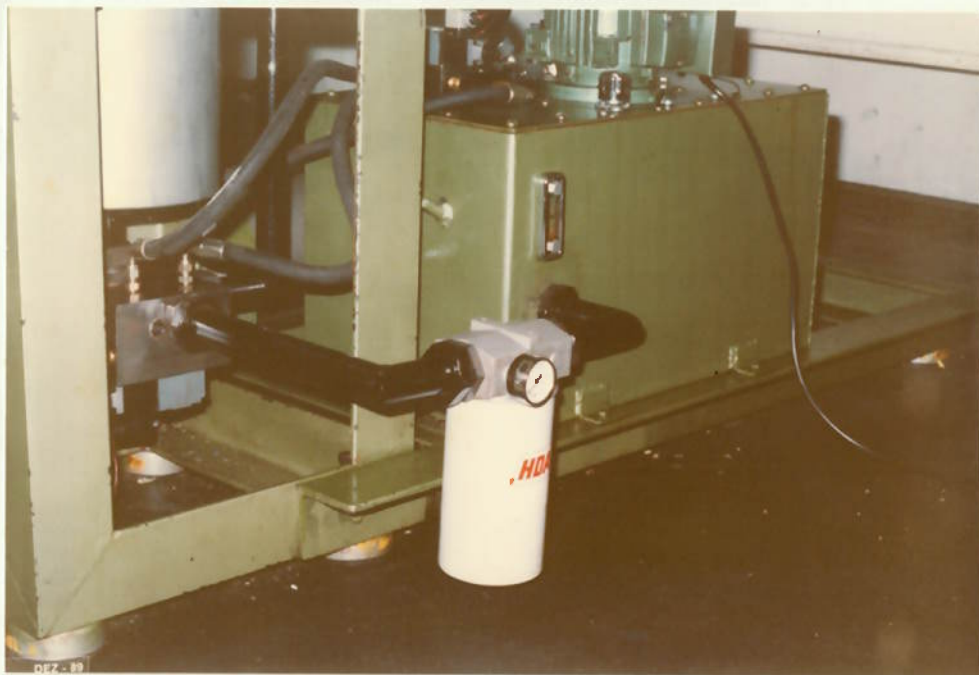
- Detalhe do Acumulador Hidráulico -



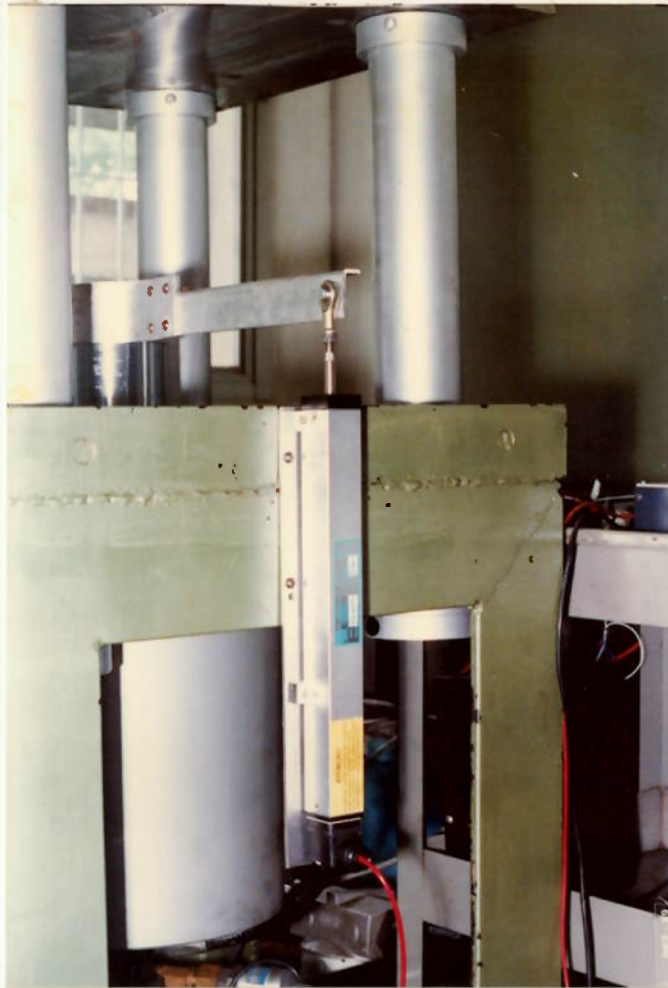
- Detalhe do Bloco Hidráulico Principal e
Válvulas Redutoras de Vazão -



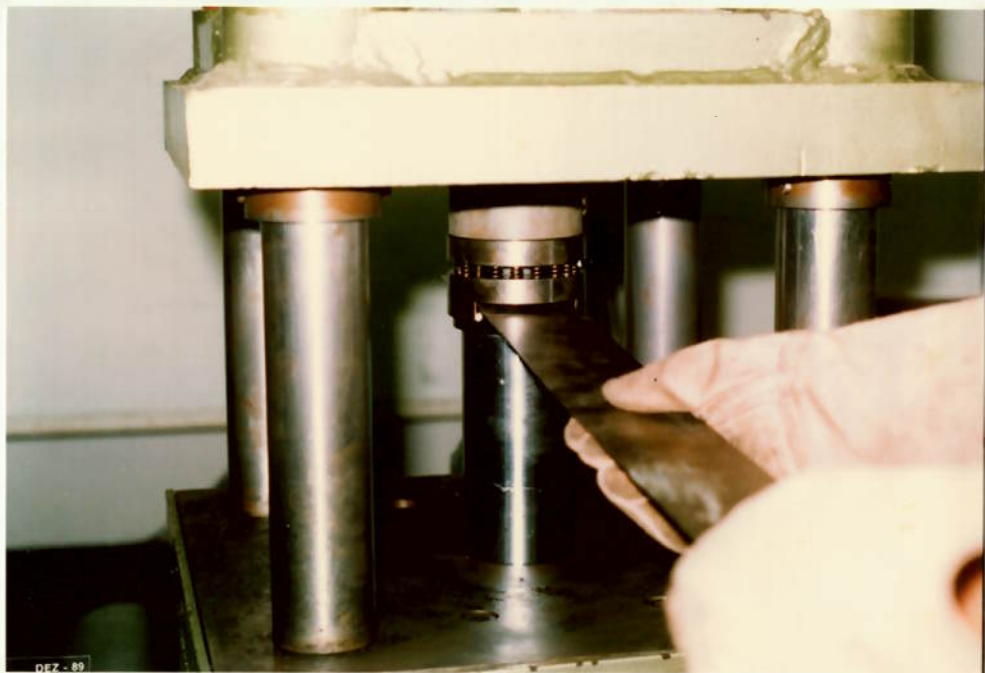
- Detalhe do Cilindro Hidráulico - atuador -



- Detalhe do Filtro e do Reservatório -



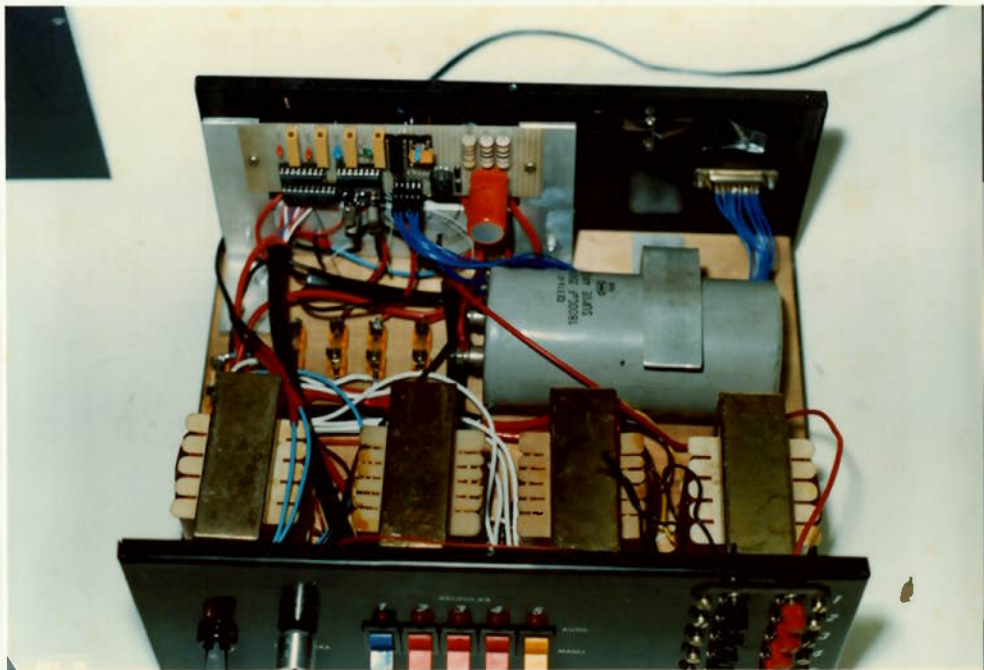
- Detalhe do Transdutor de Posição do Êmbolo -



- Teste Preliminar de Estampagem -



- Unidade Integrada da Interface de Controle
e do Controlador Manual - Painel Frontal -



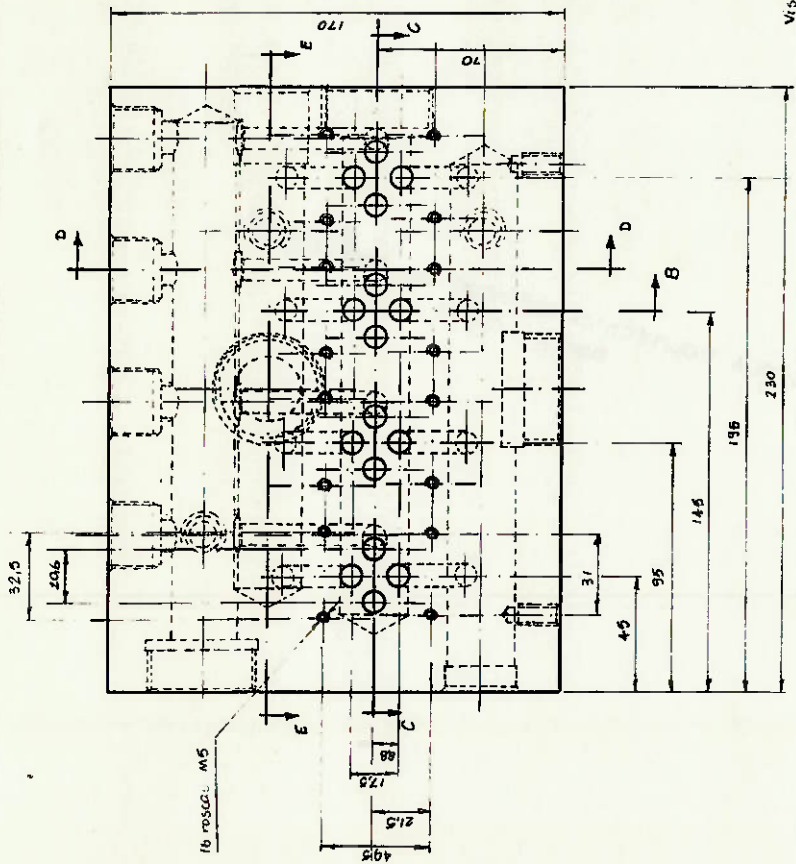
- Idem acima - Circuitos Eletrônicos -

ANEXO 3

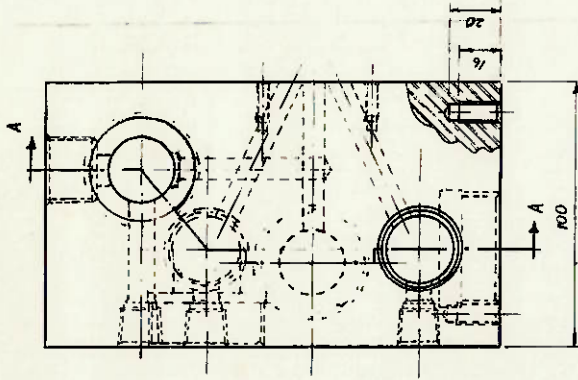
DESENHOS DE CONJUNTO

E DE FABRICAÇÃO

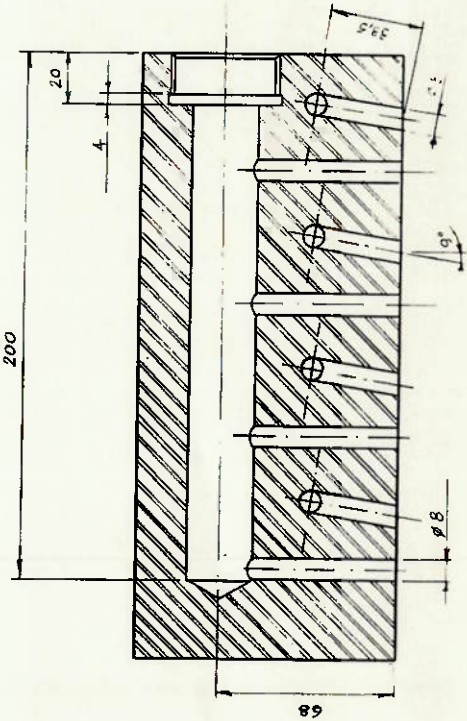
SECRETARIA DE ESTADO DE EDUCAÇÃO
SECRETARIA DE EDUCAÇÃO SUPERIOR
SECRETARIA DE EDUCAÇÃO SUPERIOR



Vista frontal



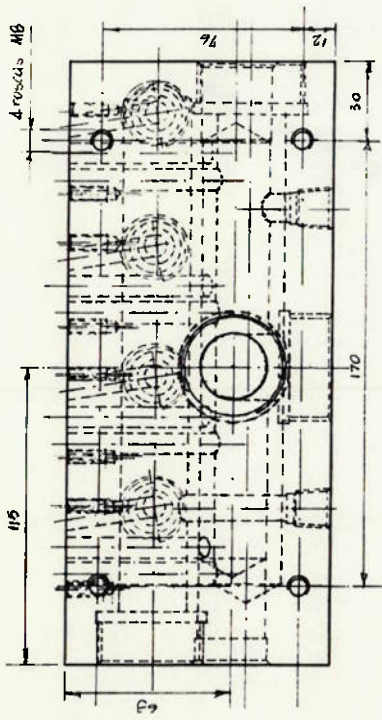
Vista lateral esquerda



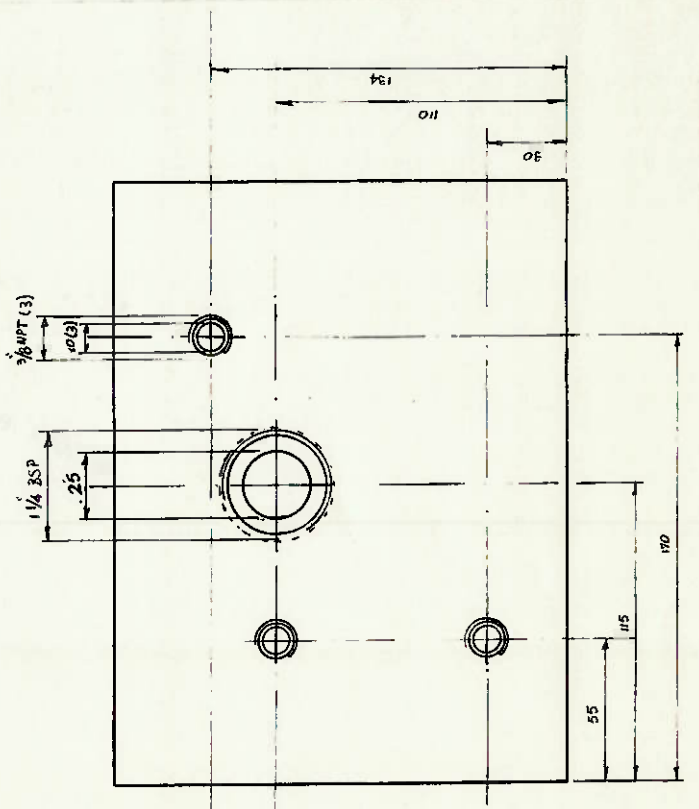
Corte C-C

Obs: Para facilitar o alinhamento os visões foram apresentados em folhas separadas, a 100% de escala.

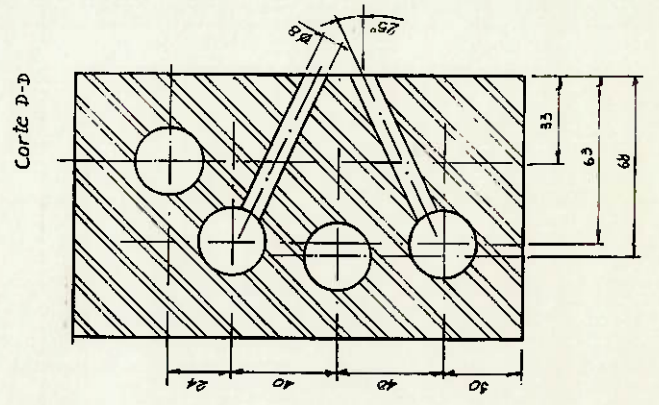
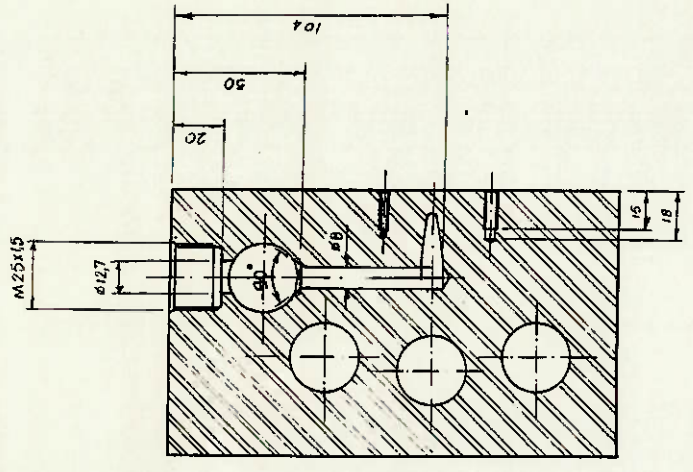
1	Bloco	1	Acc ABNT 1120	90 115 x 180 x 145
Quant	Denominação	Pos	Material	Características
	Título			
Des:	13 / 12 / 85	Edilson H. Tenen		
Cap:		Nicola S. S. S. S. S.		
Visão:	A	Amanhã		
Título:	Bloco	11 001/a		
(Atenção: o bloco é de 100%)				
A 50/F / 100%				
Comentário: 11 001/a				
Data: 13/12/85				
Assinatura: A. S. S. S. S.				



vista inferior

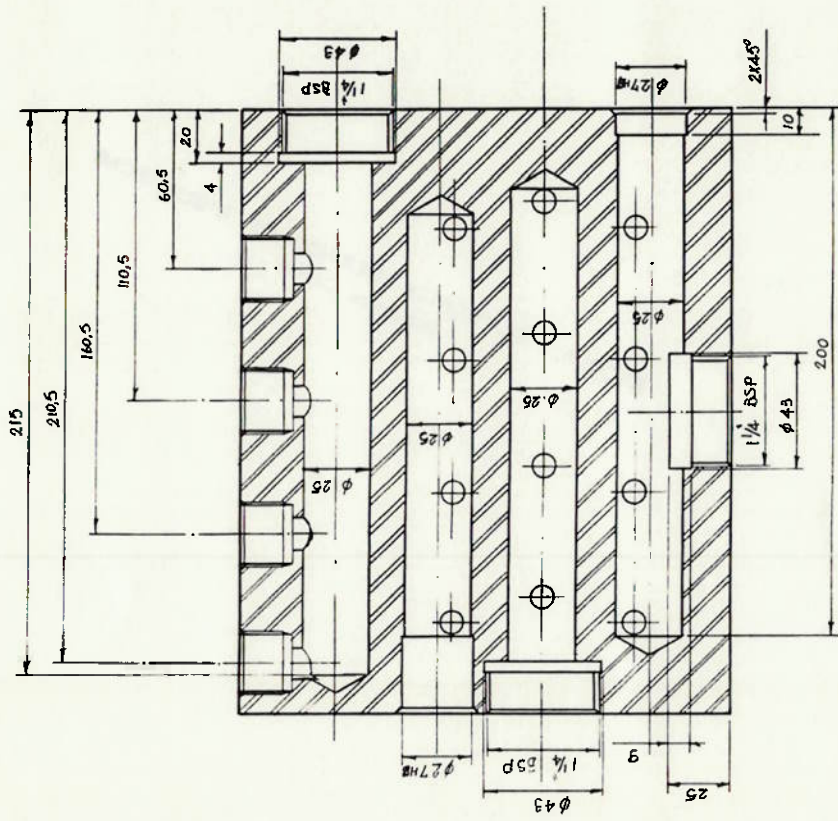


vista posterior

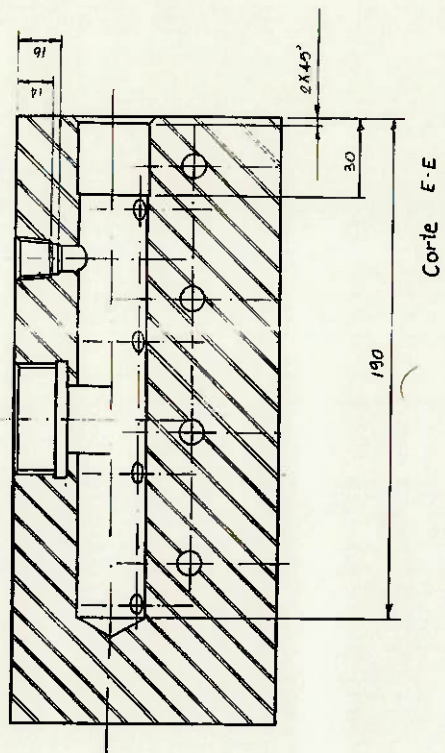


Corte D-D

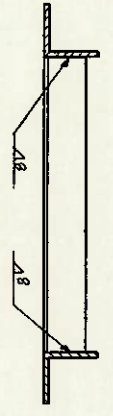
Corte B-B



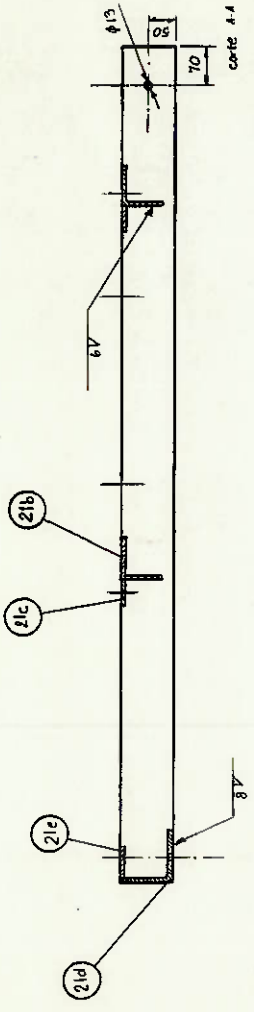
Corte A-A



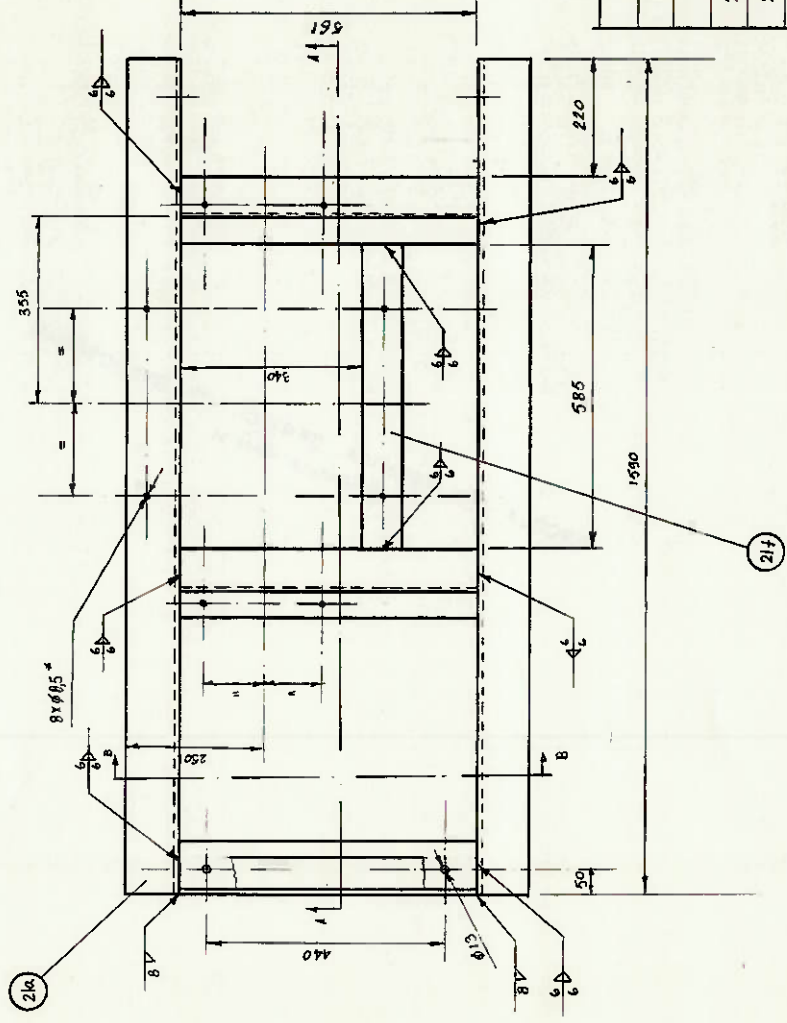
21



Corte B-B



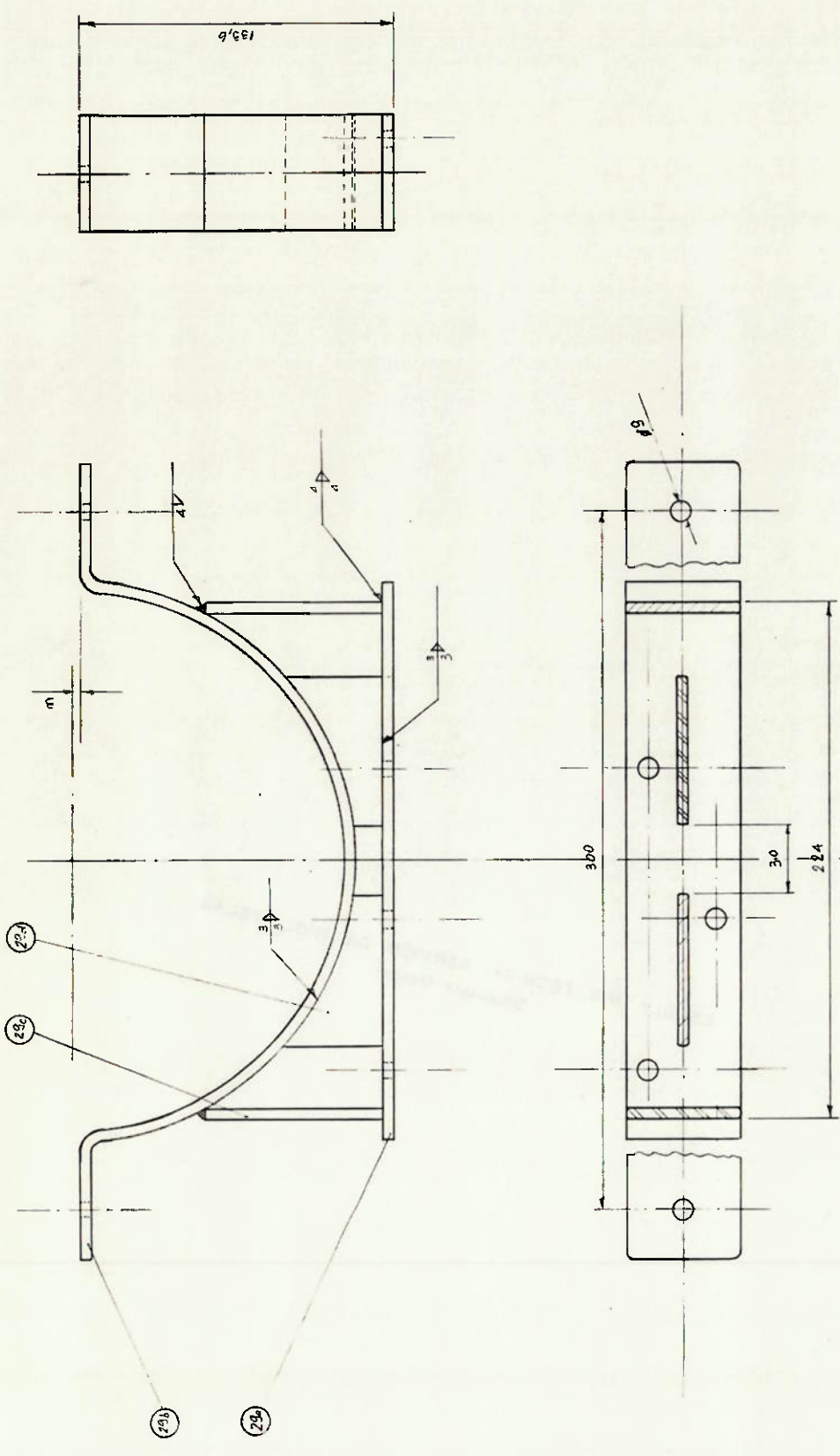
Corte A-A



Obs:
 * Furar de acordo com reservatório (durante a montagem)
 Esmerilhar bordas da face superior

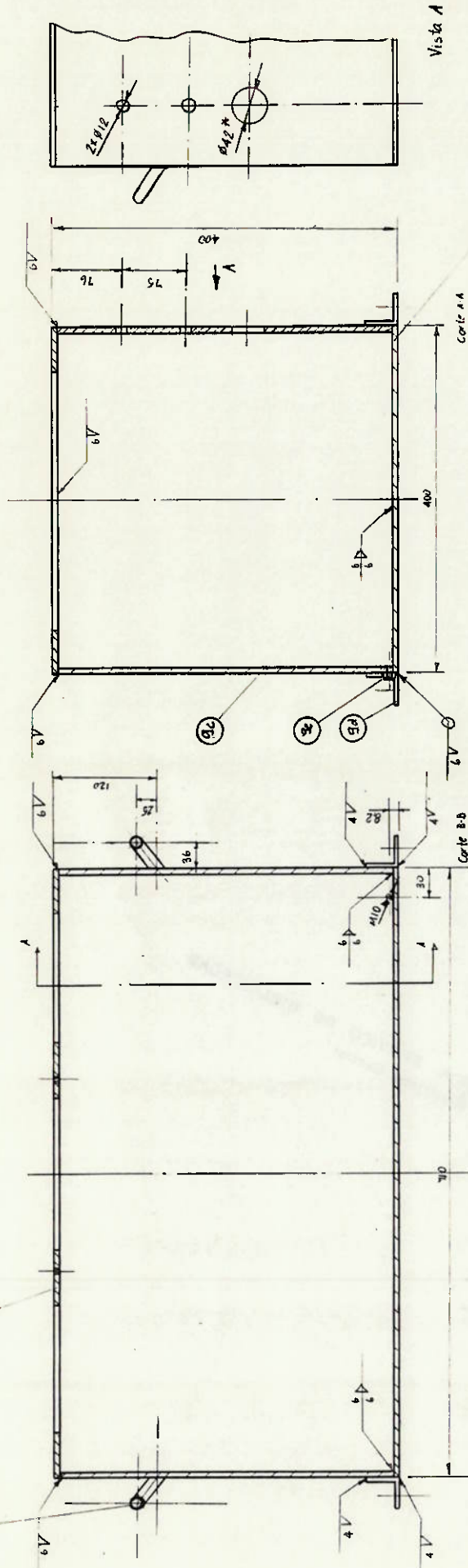
1	Suporte para reservatório	21f	Aço ABAT 1020	$\varnothing 2\frac{1}{2} \times \frac{5}{16} \times 585$
1	Barra	21e	Aço ABAT 1020	$\varnothing 2\frac{1}{2} \times \frac{5}{16} \times 580$
1	Cantoneira	21d	Aço ABAT 1020	L 4" x 9/8" x 560
2	Barra transversal	21c	Aço ABAT 1020	$\varnothing 2" \times \frac{1}{2} \times 560$
2	Cantoneira transversal	21b	Aço ABAT 1020	L 3" x 1/2" x 560
2	Cantoneira principal	21a	Aço ABAT 1020	L 4" x 3/8" x 1990
Quant. Denominação		Pos	Material	Observações
Data		Nome	Escola:	
Des.:	10/05/86	Edilson H. Tomasi	Nicola Gettschko	
Cop.:			Escala: 1:10	
Visto:			Número: E-015	
Título: Estrutura para sistema hidráulico (Máquina de conformação plástica de metais)			CONVÊNIO FINEP-USP	
			Depto. Engenharia Mecânica	
			Nº 51/83/0303/00	

29



2	Assento	29d	Aço ABNT 1020	$\varnothing 1/4 \times 2 \times 65$
2	Reforço	29e	Aço ABNT 1020	$\varnothing 1/8 \times 2 \times 85$
1	Presilha inferior	29b	Aço ABNT 1020	$\varnothing 3/16 \times 2 \times 460$
1	Base	29a	Aço ABNT 1020	$\varnothing 1/4 \times 2 \times 240$
Quant. Denominação		Fbs. Material		
Data:		Prof. responsável		
Nome:		Escala:		
16/08/86		Nicola Getschko		
Edilson H. Tamai		1:1		
Data:		Materiais:		
16/08/86		E-017		
Nome:		Convenio FINET USP		
Edilson H. Tamai		Dep. Engenharia Mecânica		
Data:		Nº 51/86/02-2/00		
Nome:		Titulo:		
Edilson H. Tamai		Suporte do acumulador		
Data:		(Máxima de conformação plástica		
16/08/86		de metais)		

9



Vista A

Corte A-A

Corte B-B

9a

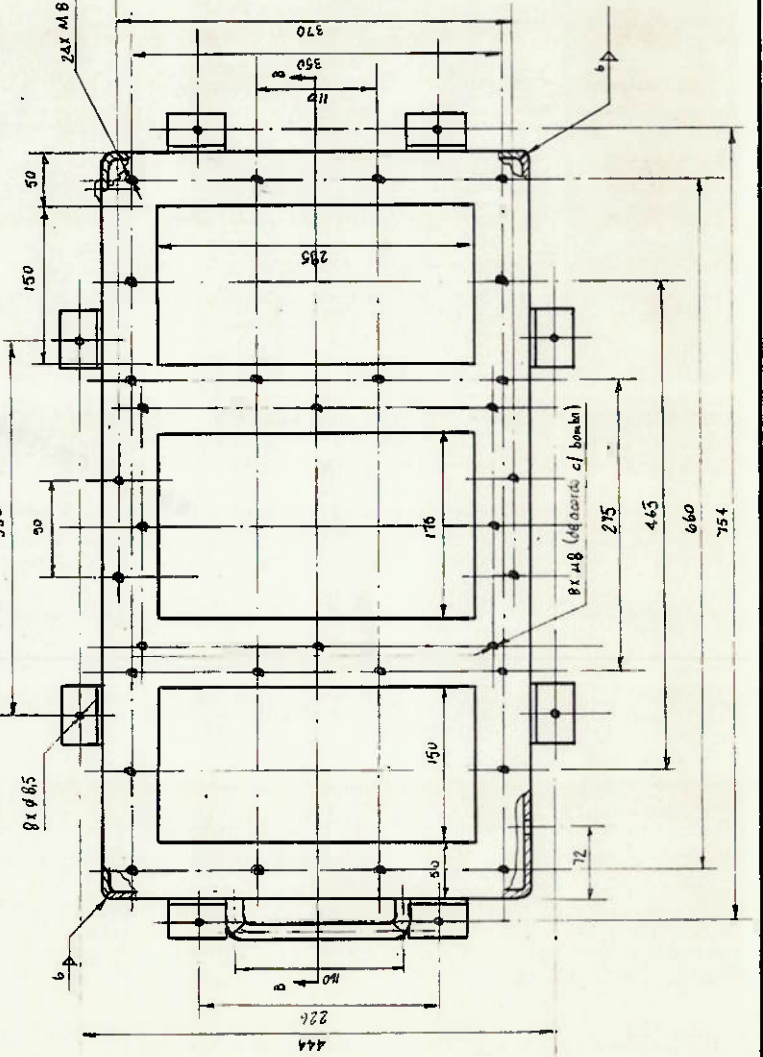
9b

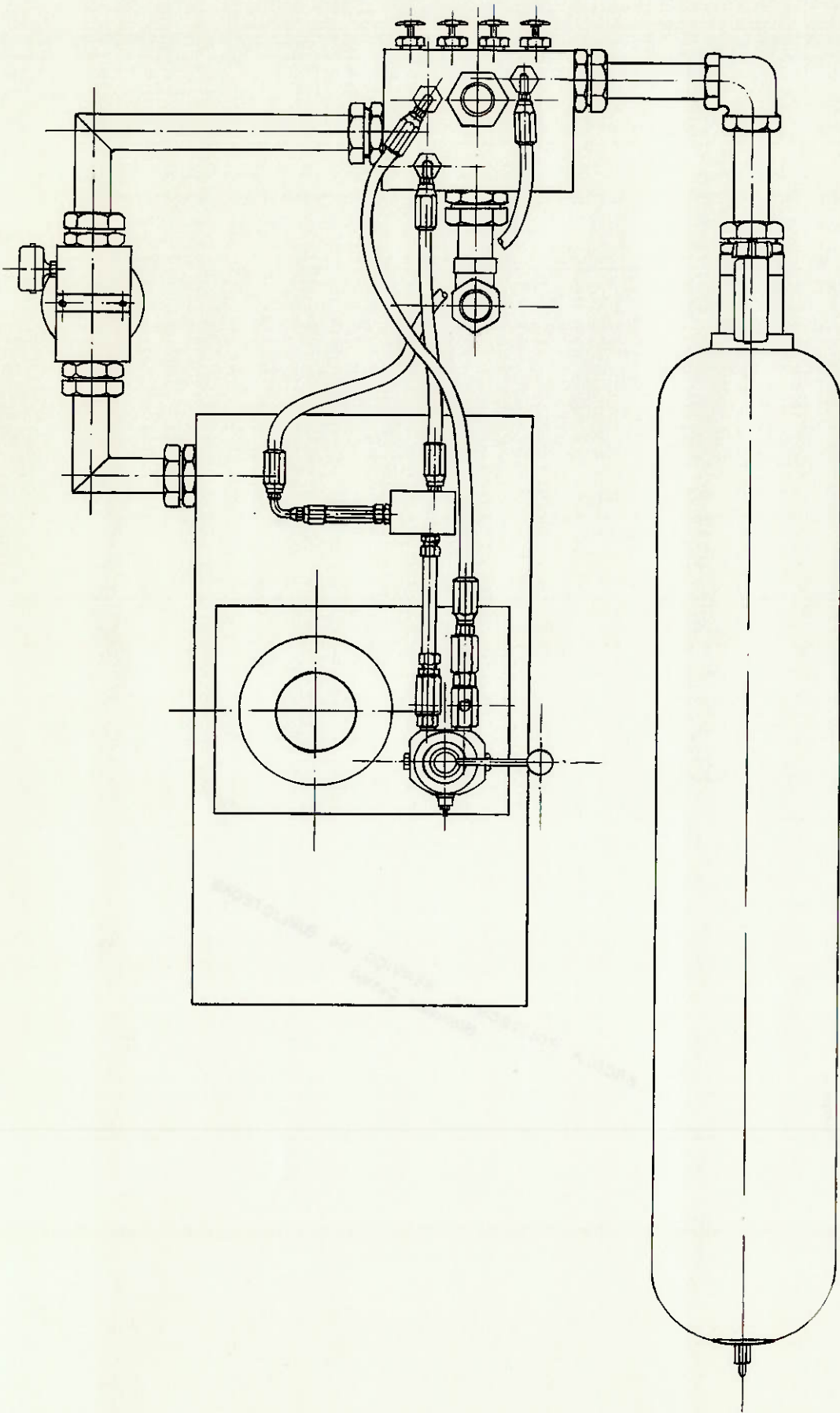
9c

* Fixar durante a montagem

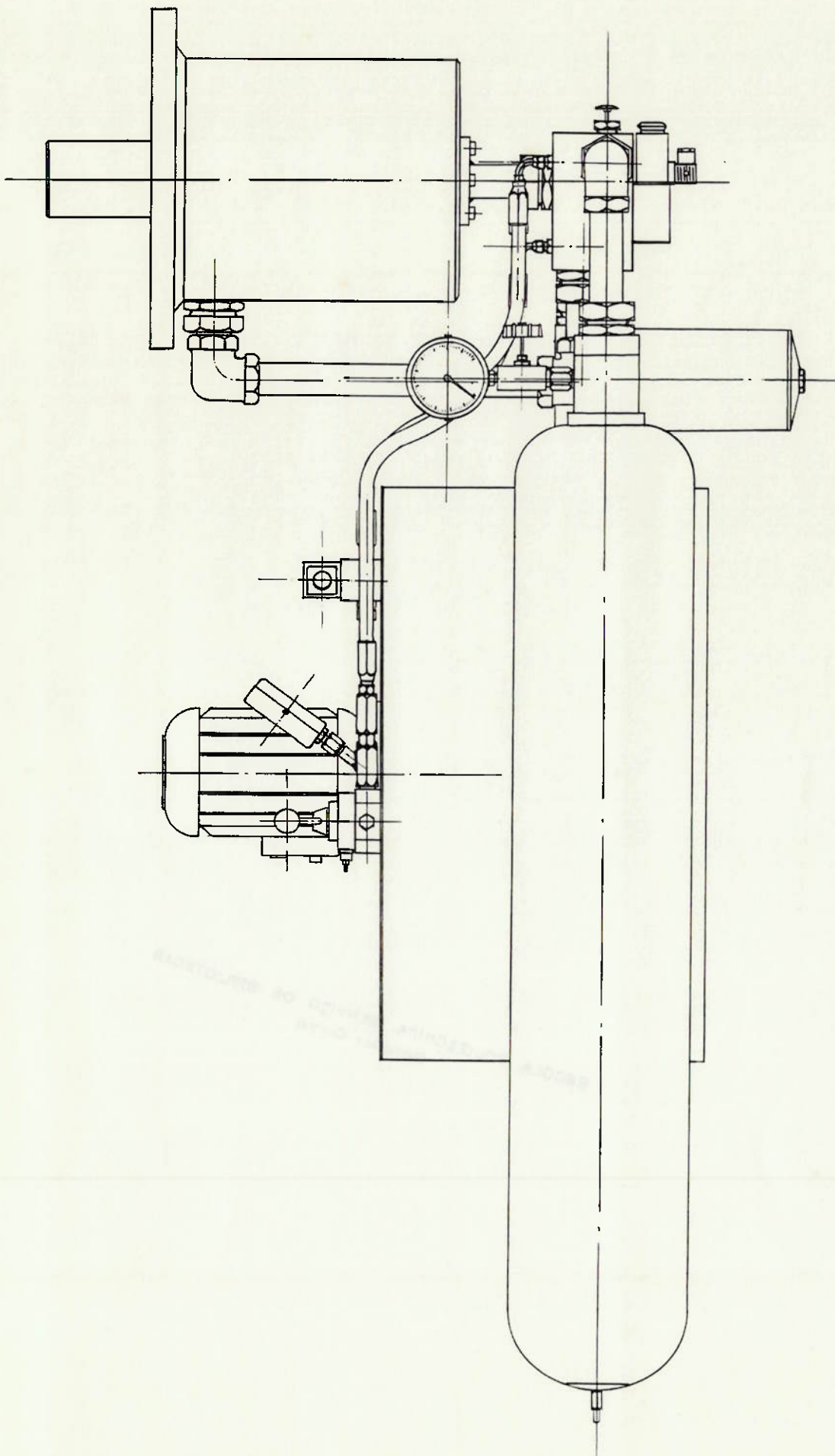
2	Alça	9 f	Aço ABNT 1020	ϕ 5/16" x ϕ 1/2" x 250
1	Disco	9 e	Aço ABNT 1020	ϕ 1/2" x 8
8	Superfete	9 f	Aço ABNT 1020	L 1 1/2" x 3/16" x 55
2	Chapa lateral	9 c	Aço ABNT 1020	CH 1098 x 388 x 1/8"
1	Chapa superior	9 b	Aço ABNT 1020	CH 710 x 400 x 1/16"
1	Chapa inferior	9 a	Aço ABNT 1020	CH 710 x 400 x 1/16"
Quant Denominação		Material		
Data		Nome		
17/05/86		Edilson H. Tama		
Cop:		Prof responsável		
Visto:		Nicola Gatschik		
Título:		Reservatório (Maquina de conformação plástica de metais)		
Escala:		1:5		
Número		H-005		

Convênio FINEP USP	
Dpto. Engenharia Mecânica	
A. 51/83/03.03/00	

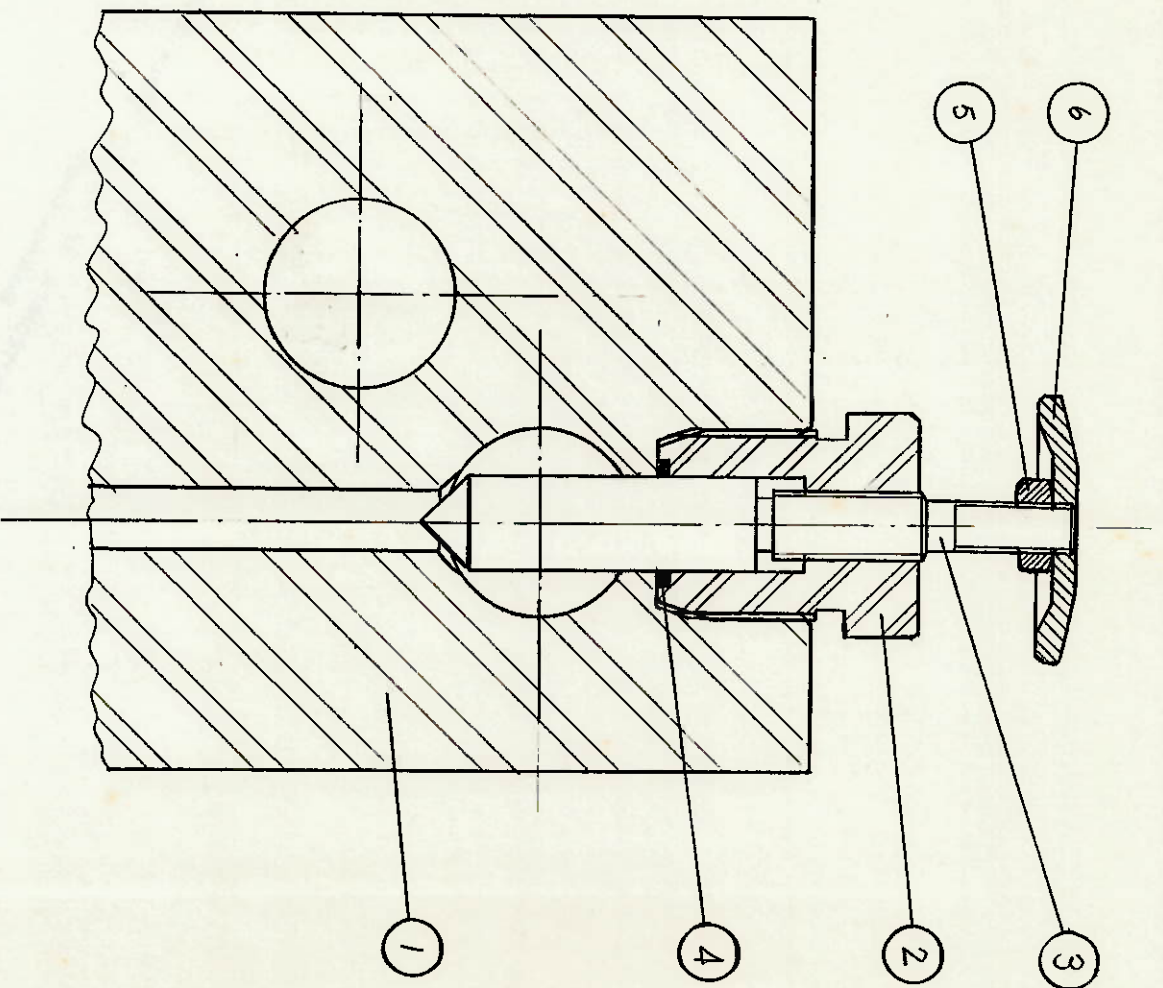




Des.:	16/09/87	Nome	Edilson H Tama	Prof. responsável:	Nilca Getschko	Escola:	1:5
Cap.:						Número:	H-023
Vis to:							
Título:	Esquema de montagem do sistema hidráulico (Máquina de conformação Plástica de Metais)			Convênio FINEP-USP Dpto Engenharia Mecânica Nº 51/83 /0303/00			

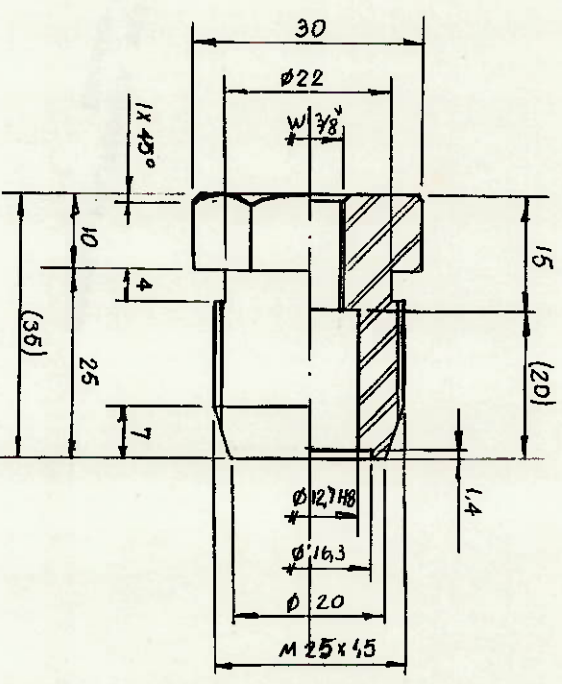


Data		Nome		Prof. responsável:		Escala:	
Des.	20/05/87	Edilson H Tanai		Nicola Getschko		1:5	
Cop.						Número:	
Visão.						H-022	
Título:				CONVÊNIO FINEP-USP			
Esquema de montagem do sistema hidráulico				Dpto Engenharia Mecânica			
(Máquina de conformação plástica de metais)				Nº 51/83/0303/00			

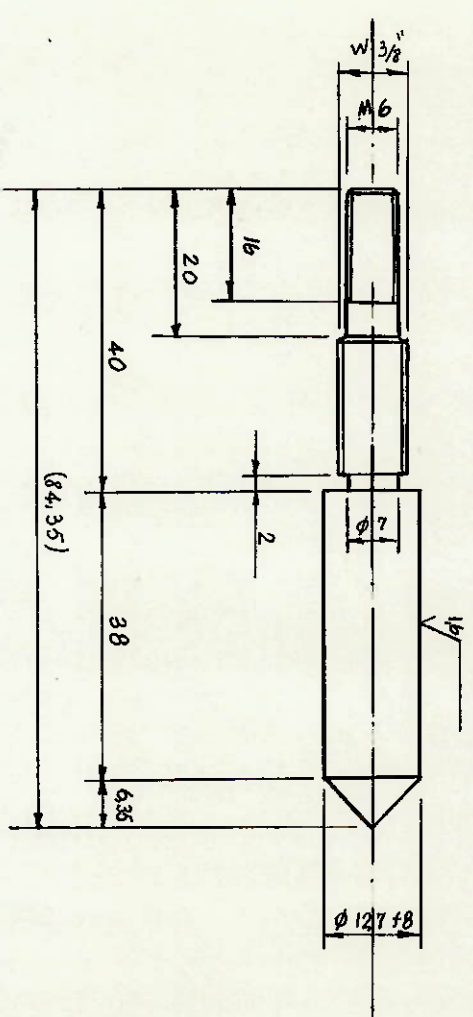


4	Mandrola	6	Latao	Sext.: S-32, L=7
4	Porca sextavada	5	Aço	M6
4	Retentor	4	-	Anel tipo O, Ø 1/2"
4	Parafuso de regulagem	3	Latao	Ø 5/16" X 90
4	CORPO DA VALVULA DE FLUXO	2	Latao	Sext.: S-32, L=40
1	Bloco hidráulico	1	Latao	Ø 115x185 x 245
Quant.	Denominação	Pcs.	Material	Observações

Data		Nome		Prof. responsável:		Escala:	
18/08/87		Edilson H. Tama		Nicola Getcaño		1:1	
Des.: 18/08/87		Edilson H. Tama		Nicola Getcaño		1:1	
Cop.:						Número	
Visto:						H-018 (Em substit. de H002)	
Título: Montagem da valvula de fluxo (Maquina de conformação plastica de metais)				Convênio FINEP-USP Dpto. Engenharia Mecânica Nº 51/83/0303/00			

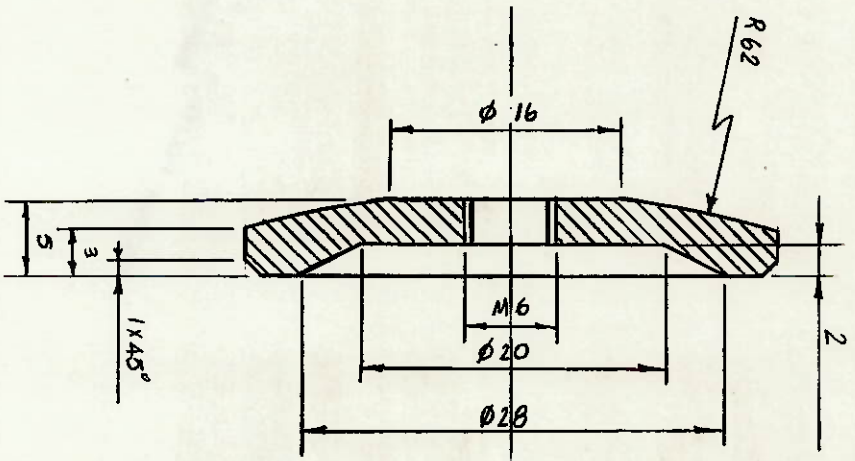


Quant	4	Corpo da válvula de fluxo	2	Aço ABNT 1020	Serv: s=27, L=40
Denominação			Pos	Material	Observações
Data		Nome	Prof. responsável:		
Des.:	12/11/85	Edilson H. Tanzi	Nicola Ciesicko		
COD.:			Escala:		
Visto:			Número:		
Título: Corpo da válvula de fluxo (Máquina de conformação plástica de metais)			Convênio FIVER - USP Dpto. Engenharia Mecânica Nº 51/83/0303/00		

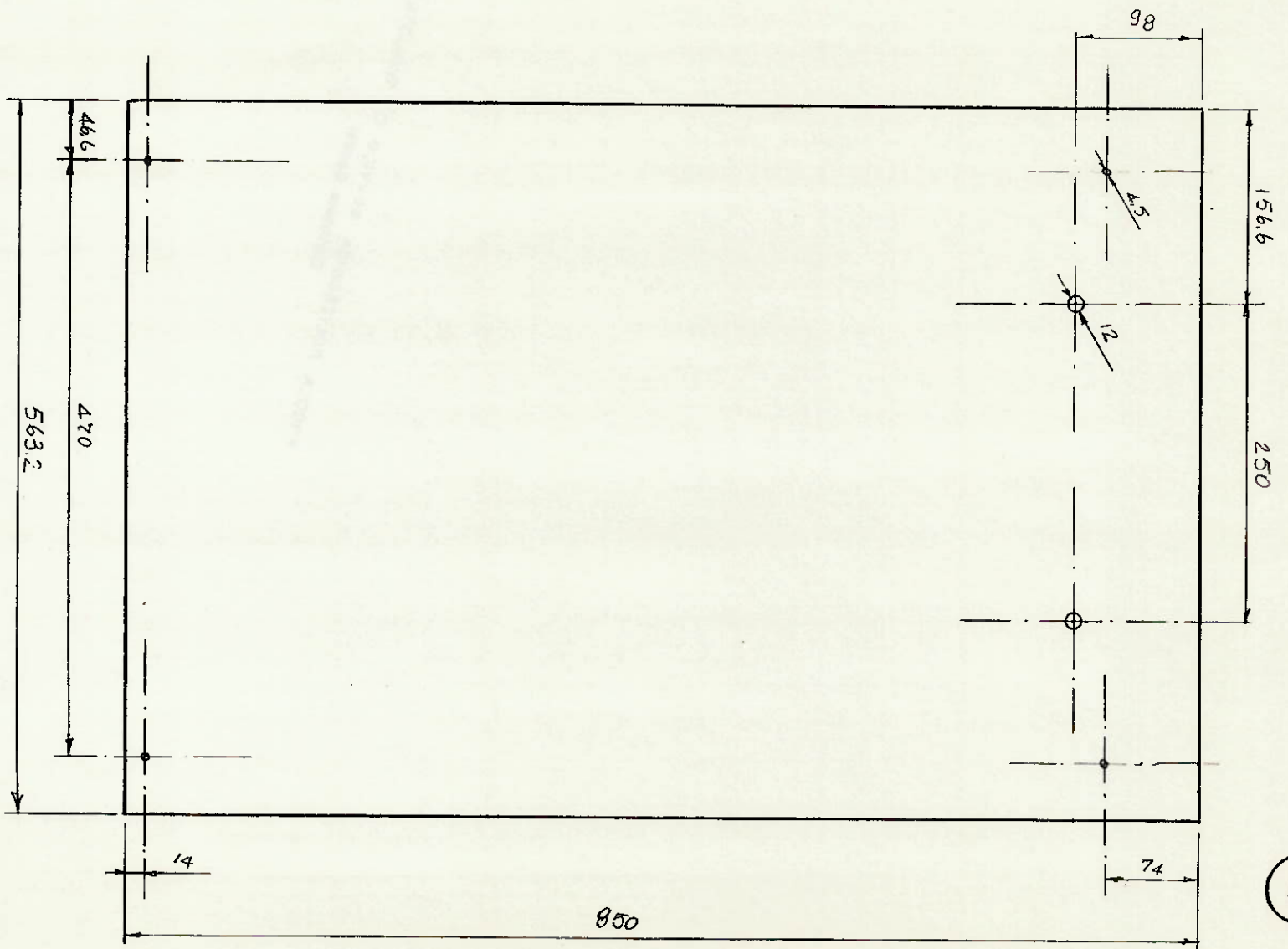


Quant	4	Parafuso de regulagem	3	Acc ABNT 1020	Ø 5/8" x 90	Observações
Denominação			Pos.	Materia		
Data		Nome	Prof. responsável	Escala:		
Des.:	12/11/85	Edilson H. Tamai	Nicola Gieschko	1:1		
Cop.:				Número:		
Visto:	H			H-019 (Em substit. de H-004)		
Título: Parafuso de regulagem (Máquina de conformação plástica de metais)			Convenic FINEP-USP		Dpto. Engenharia Mecânica	
			Nº: 51/83/0303/00			

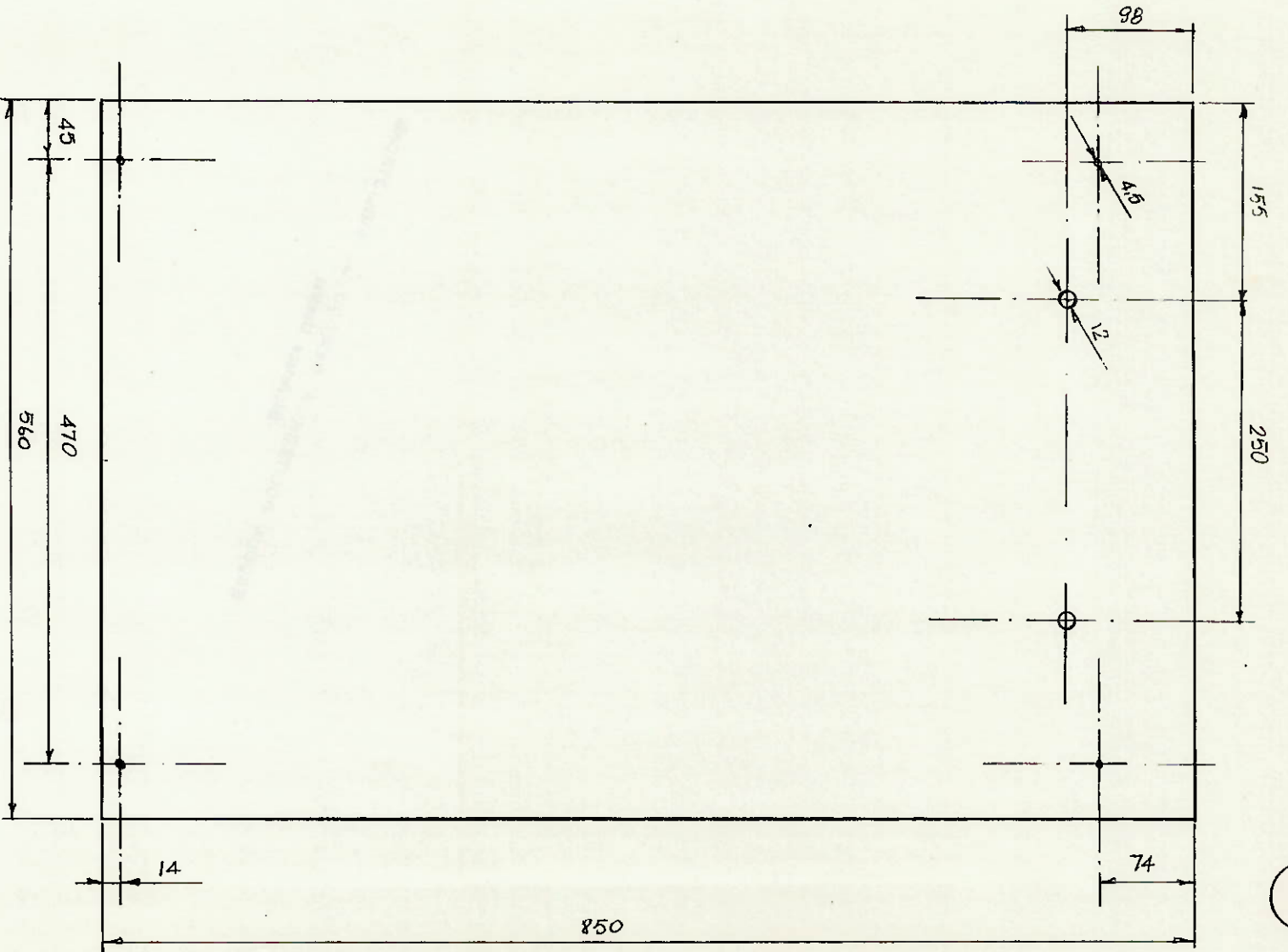
6



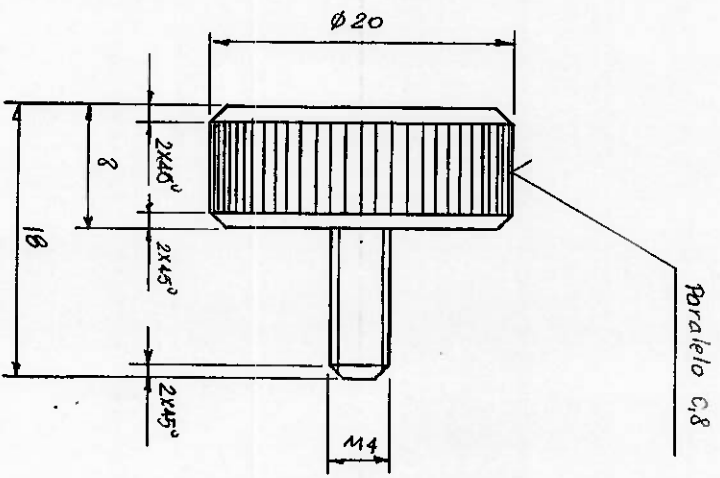
4	Manopla	6	Latão	Seri: S=32, L=7
Quant	Denominação	Pos	Material	Observações
	Data	Nome		
Des.:	18/08/87	Edilson H. Tama		Prod. responsável: Nicola Gettschko
Cop.:				Escala: 2:1
Visto:				Número: H-021
Título: Manopla		Convênio FINEP-USP		
(Máquina de conformação plástica de metais)		Depa.: Engenharia Mecânica		
		Nº 51/83/0303/00		



1	Tampa anterior	12	ACO ABNT 1020	CH 1/2" x 22 x 34"
Quant.	Denominação	Qtd.	Material	Norma
	Data	Nome	Prof. responsável	Escala:
	Des.: 27/02/85	Edison H. Tamai	Nicola Getscinko	1:5
	Cop.:			Número:
	Visto:			E-010
Título: Tampa anterior			Convênio FINEP- USP	
(Máquina de conformação plástica de metais)			Dpto. Engenharia Mecânica	
			N.º 51/83/0304/00	

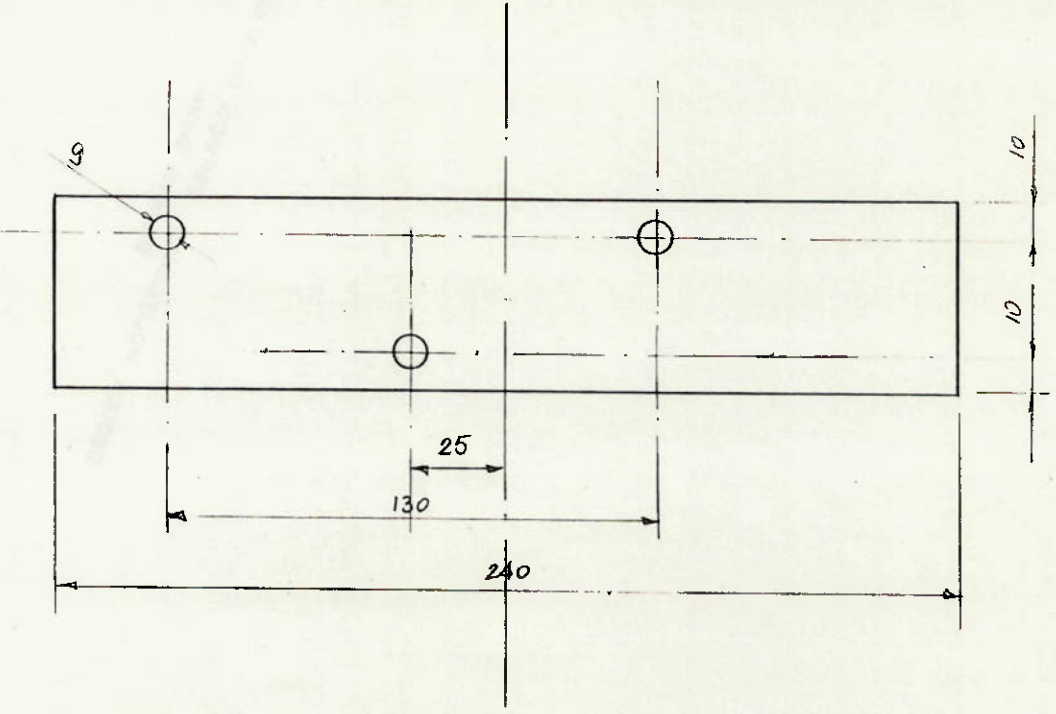


2	Tampa lateral	16	ACO ABNT 1020	CH 1/2 x 22 x 34"
Quant	Denominação	Pos.	Material	Observações
	Data	Nome	Prof. responsável	Escala:
	27/02/85	Edilson H. Tamai	Nicola Getschko	1:5
	Des.:			Número
	Cop.:			E.012
	Visto:			
Título: Tampa lateral		Convênio FINEP - USP		
(Máquina de conformação plástica de metais)		Dpto. Engenharia Mecânica		
		Nº 51/93/0303/00		



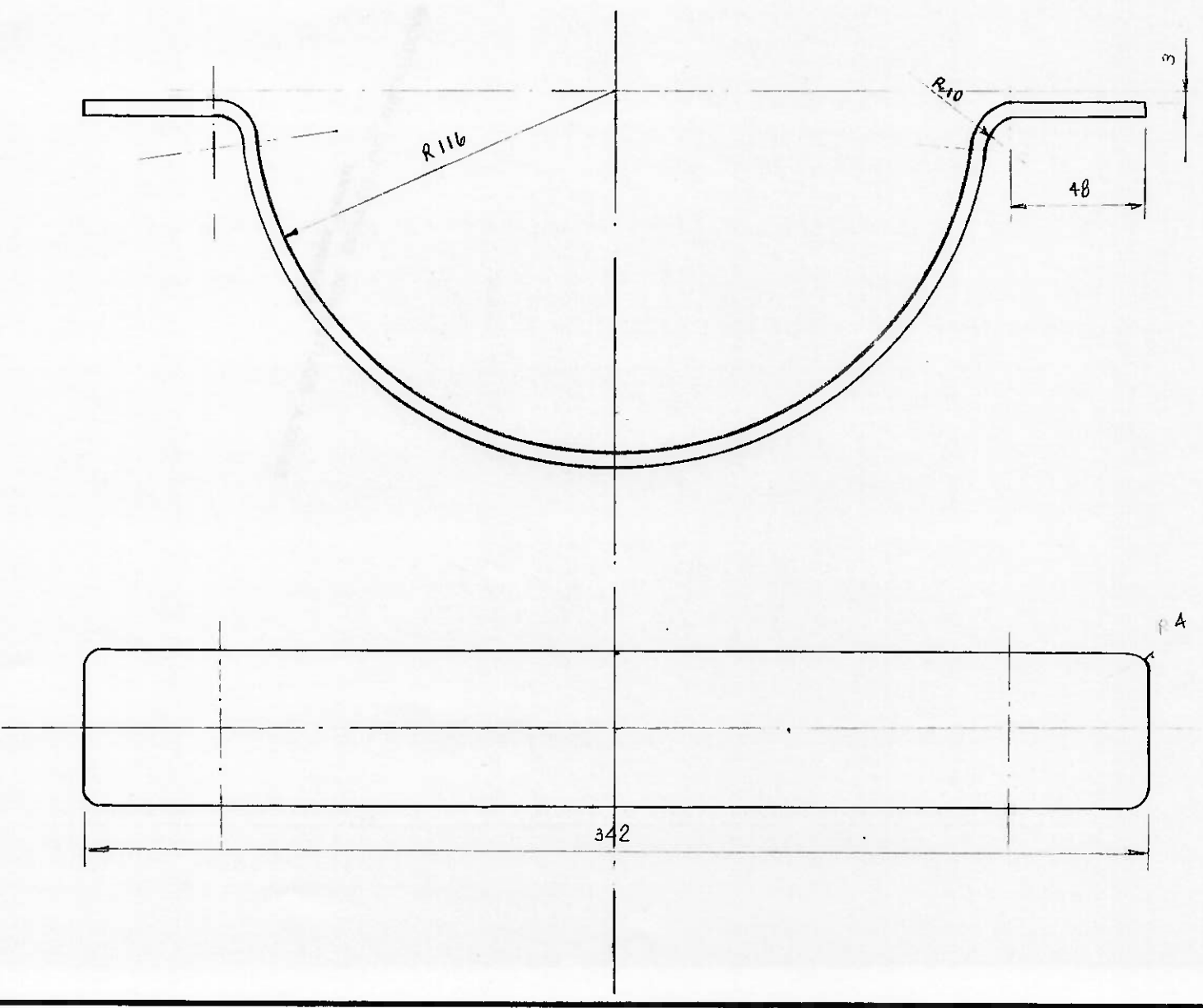
16	Parafuso de fixação da tampa	17	ACO ABUT 1020	$\phi 1" \times 25$
Quant	Denominação	Pos	Material	Observações
	Data	Nome	Prof. responsável	Escola:
	27/02/85	Edilson H. Tamai	Nicola Getschiks	2:1
	Des.:			Número:
	Cop.:			E. 013
	Visto:			
Título: Parafuso de fixação da tampa		Convênio FINEP-USP		
(Máquina de conformação plástica de metais)		Dpto. Engenharia Mecânica		
		Nº 51/83/0303/00		

29a



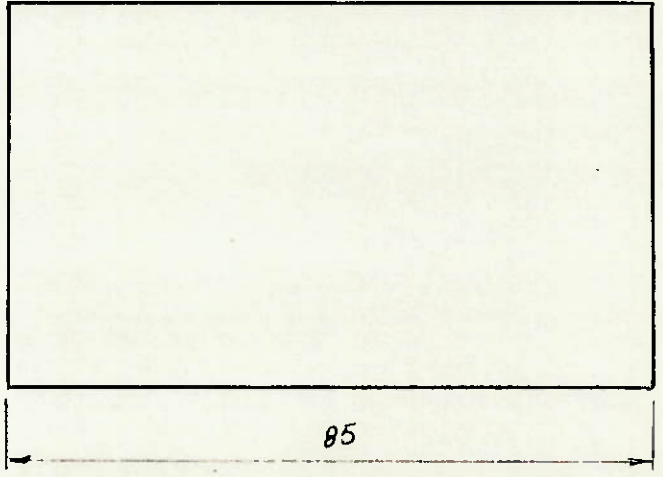
Quant.	2	Denominação	Base	Pos.	29a	Material	Aço ABNT 1020	Observações	∅ 1/4" X 2" X 240
Data		Nome		Prof. responsável:		Escala:			
Des.: 16/08/86		Edilson H. Tamai		Nicola Gatschko		1:2			
Cop.:				Número:		E-017a			
Visto:		1)							
Título: Base - suporte do acumulador (Máquina de conformação plástica de metais)				Convênio FINEP-USP Dpto. Engenharia Mecânica Nº 51/83/0303/00					

296



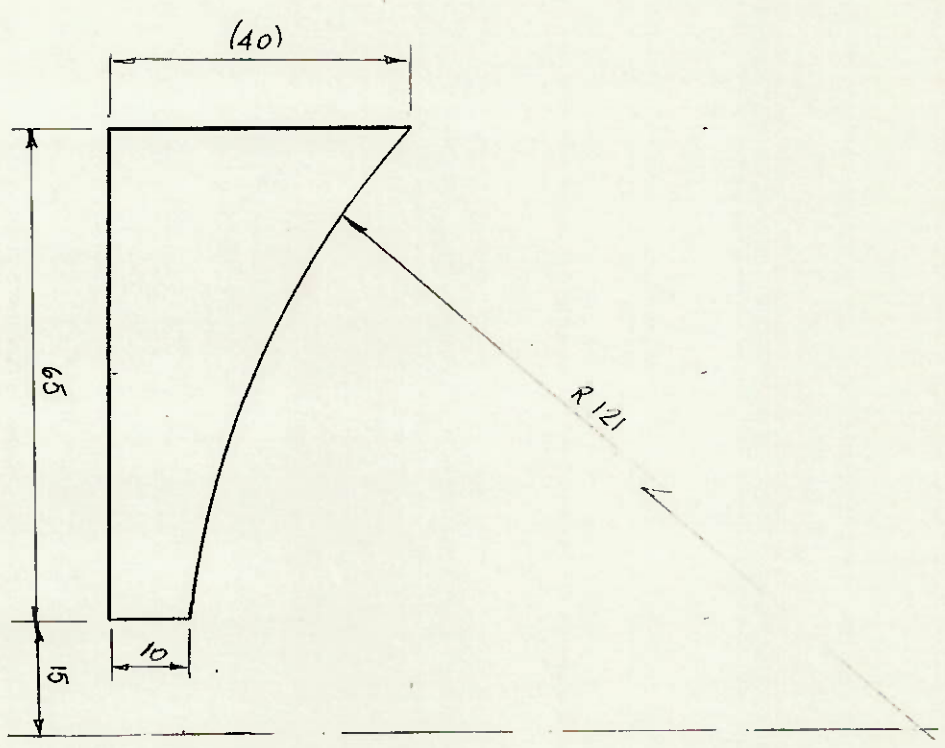
Quant.	2	Presilha inferior	296	ACO ABNT 1020	Ø 3/16" x 2" x 460
Denominação			Fos.	Material	Observações
Data		Nome	Prof. responsável:	Escala:	
Des.:	23/08/86	Edison H. Tama	Nicola Getschko	1:2	
Cap.:				Número:	
Visto:				E-0176	
Título: Presilha inferior - Suporte do acumulador (Máquina de conformação plástica de metais)			Convênio FINEP-USP Dpto. Engenharia Mecânica N: 51/83/0303/00		

29c

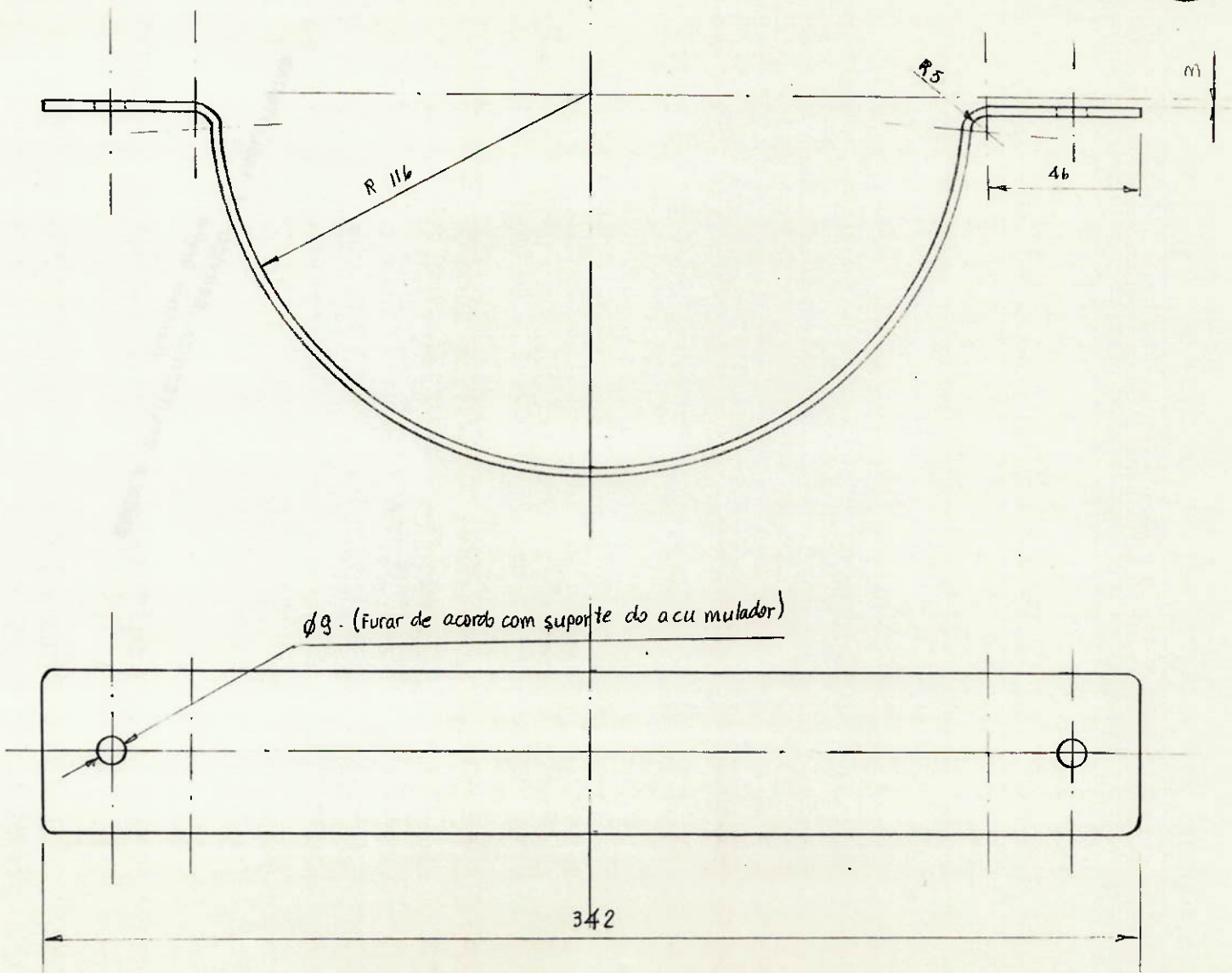


4	Retorço	29c	AÇO ABUT 1020	Ø 1/4" x 85	
Quant.	Denominação	Pos.	Material	Observações	
	Data	Nome	Proj. responsável:	Escala:	
	Des.:	23/08/66	Edilson H. Zanari	Mecela Geischnko	1:1
	Cap.:			Número:	
	Visto:			E. 017c	
Título:			Convenio FINEP-USP		
Retorço - Suporte do acurmiador			Dpto. Engenharia Mecânica		
(Máquina de conformação plástica de metais)			N: 51/83 10303 /00		

29d



4	Assento	29d	Ac0 ABUT 020	Ø 1/4" x 2" x 6.5
Quant.:	Determinação	Pos.:	Material	Observações
	Data	Nome	Prof. responsável	Escala:
	Des.: 23/08/46	Edilson H. Tamaí	Nicola Getsechio	1:1
	Cop.:		Número:	
	Visão:		E-017d	
Título:		Assento - suporte do acumulador (Máquina de conformação plástica de metais)		Convênio FINEP-USP Dpto Engenharia Mecânica Nº: 51/83 / 03.03/00



Quant:	2	Presilha superior	30	Aço ABUT 1020	$\phi 18 \times 2 \times 460$
--------	---	-------------------	----	---------------	-------------------------------

Quant:	Denominação	Nome:	Prof. responsável	Material	Observações
--------	-------------	-------	-------------------	----------	-------------

Des.:	23/08/86	Edison H. Tama	Prof. responsável	Escala:	1:2
-------	----------	----------------	-------------------	---------	-----

Cop.:			Prof. responsável	Número:	E-018
-------	--	--	-------------------	---------	-------

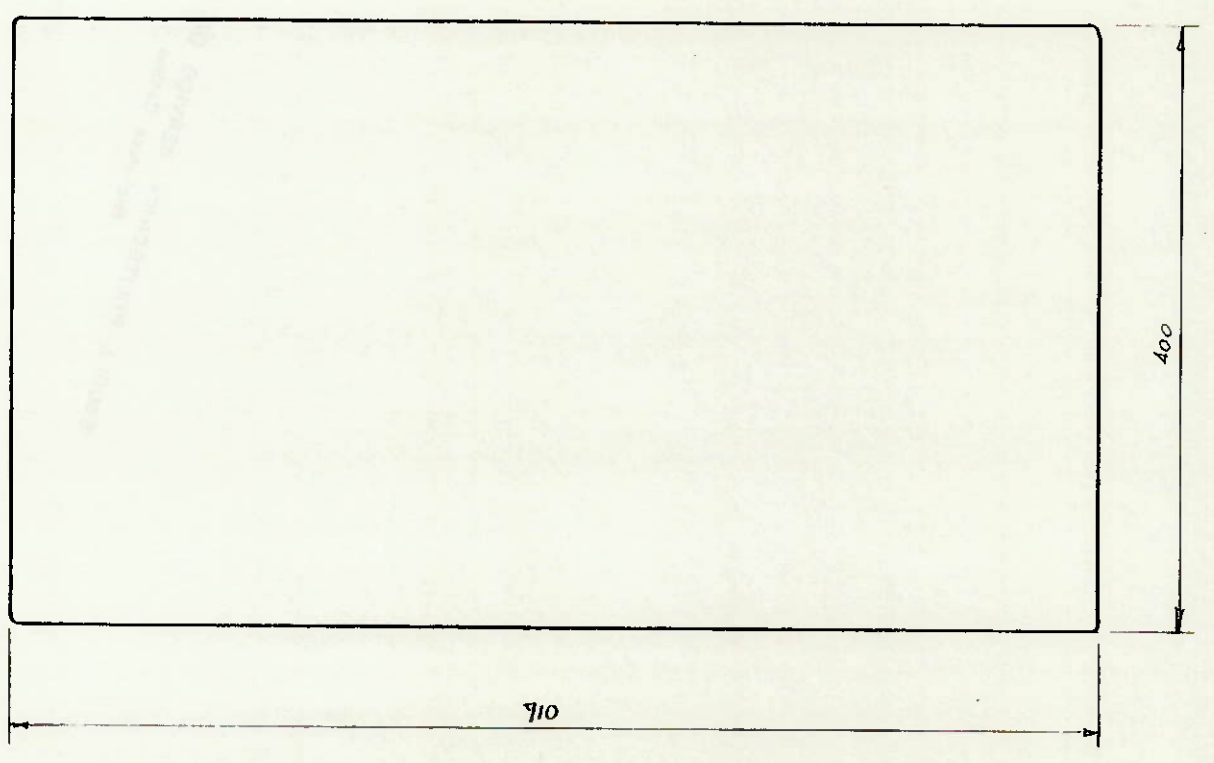
Titulo:	Presilha superior - suporte do acumulador	Convenio FINEP-USP
---------	---	--------------------

(Máquina de conformação plástica de metais)

Dpto. Engenharia Mecânica

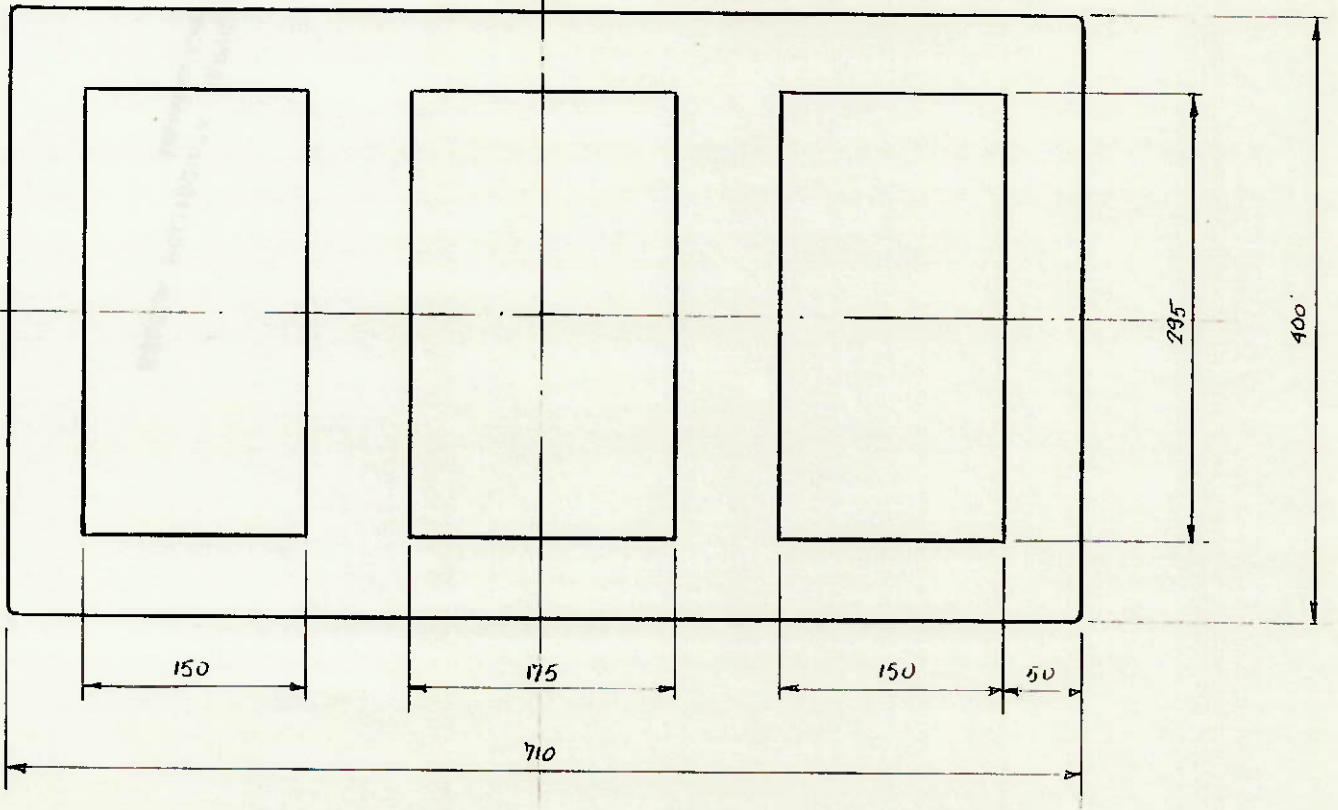
Nº: 51/83/0303/00

9a



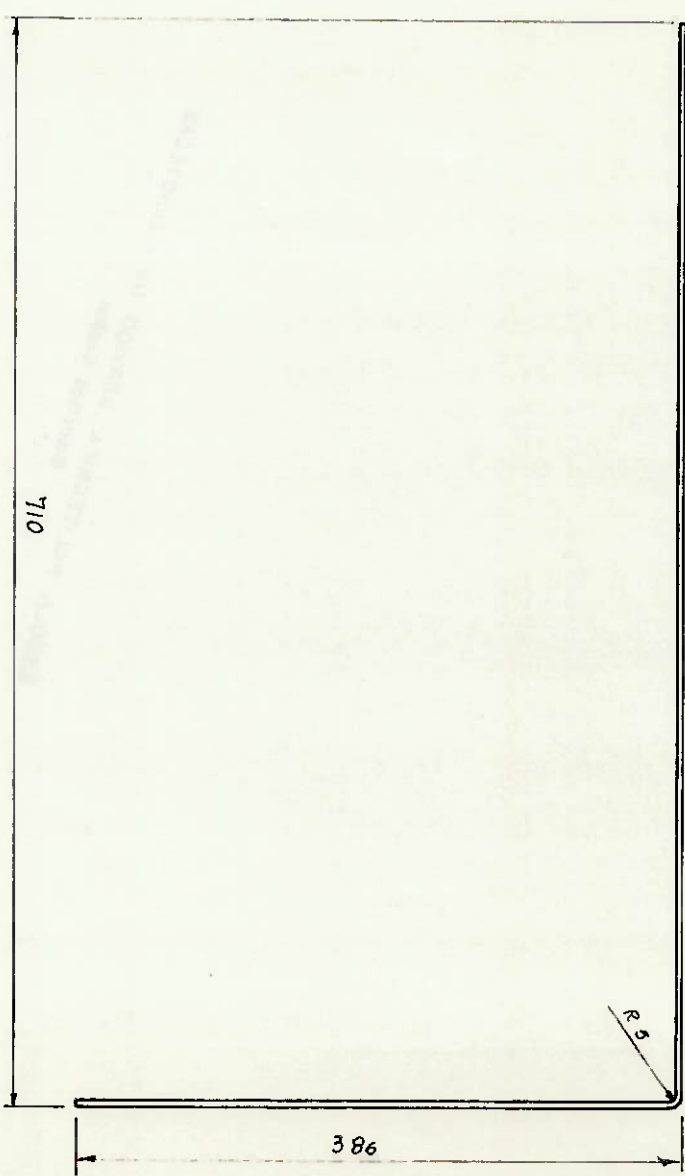
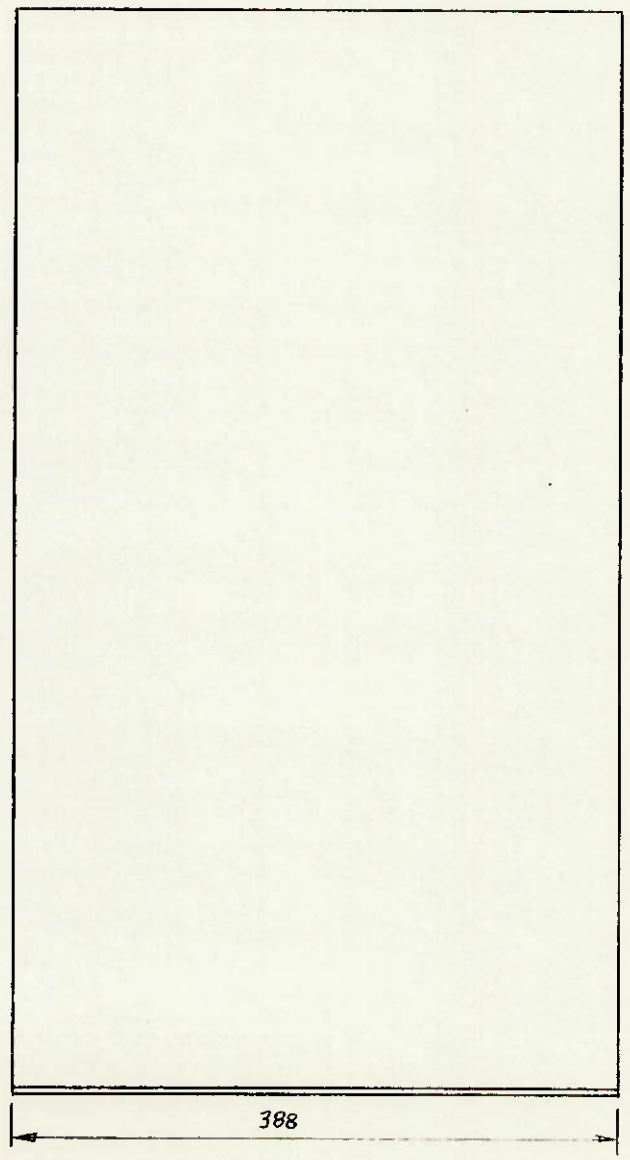
1	Chapa interior	9a	Aço ABUT 1020	CH 1/8" x 400 x 910
Quantl.	Denominação	Pos.	Material	Observações
	Data	Nome	Proj. responsável:	Escala:
	25/07/86	Edilson H. Tama	Nicola Gutschik	1:5
	Des.:			
	Cad.:			
	Visto:			
Título:		Convênio FINEP-USP		
Chapa interior - Reservatório		Dpto. Engenharia Mecânica		
(Máquina de conformação plástica de metais)		Nº 51/83/0303/00		

96



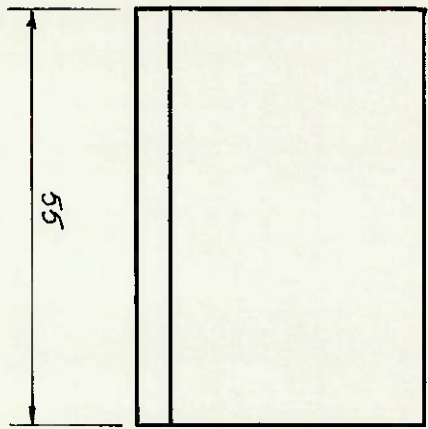
1	Chapa Superior	36	Acç ABNT 1020	CM 1/8" x 400 x 710
Quant.	Denominação	Env.	Materia	Observações
	Data	Nome	Prof. responsável:	Escala:
	25/07/86	Edilson H. Tanni	Nicola Geisako	1:5
	Des.			
	Cep.			
	Visto:		Numero:	
			H-0056	
Título: Chapa superior - Reservatório (Abacurina re conformação plástica de metais)		CONVÊNIO FINEP-USD CPLA Engenharia Mecânica Nº: 51/83/0303/00		

9c



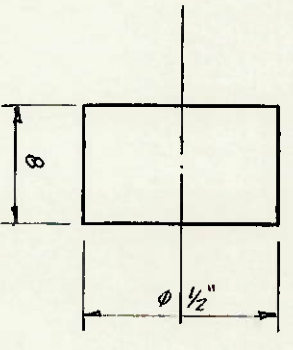
2	Chapa lateral	Qc	Acq ABNT 1020	CH 1/8" X 388 X 1093
Quant	Denominación	Pos.	Material	Observaciones
	Data	Nome	Prof. responsável	Escala:
Les:	25/07/86	Edison de Tamar	Nicoia Leticia	1:5
Cop:			Número:	
Visão:			H-005c	
Título: Chapa lateral - Reservatório (Maquina de conformação Plástica de metais)		Convênio FINEP-OSP Dpto. Engenharia Mecânica N.º 51/85/0303/00		

94



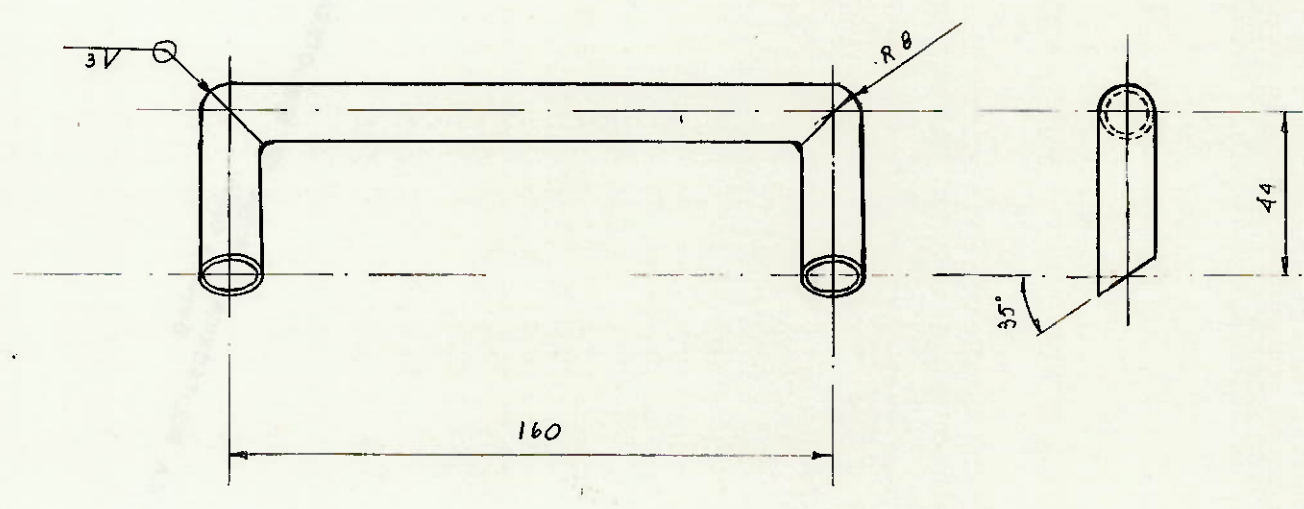
8	Suporte	Qd	ACO ABNT 1020	L 1 1/2" X 3 1/2" X 55
Quant	Denominação	Dos	Material	Quantidade
	Data	Proj. responsável		Escala:
	Des.:	Nicoia Giesch's		1:1
	Cop.:	Número:		
	Visto:	H-0054		
Título:		CONVÊNIO FINEP-USP		
Suporc - Reseratório		Dpto. Engenharia Alcatel		
(Máquina de contagem automática)		Nº: 51/83/0303/00		

9e

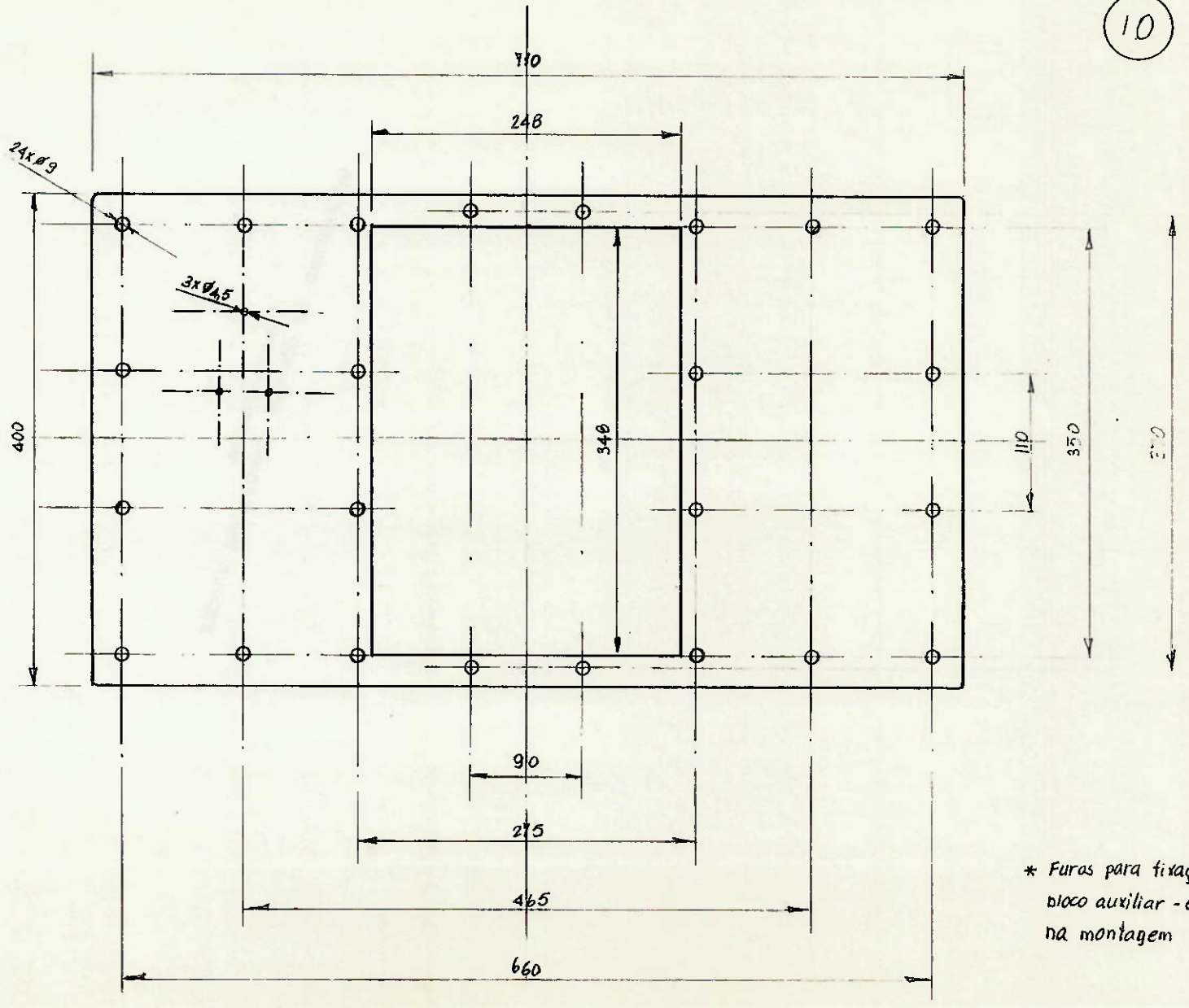


1	Disco	qe	Aço ABUT 1020	Ø 1/2 X 8
Quant.	Denominação	Pos	Materia	Observações
	Data	Nome		
Des:	25/07/86	Edison H. Tamari	Prof. responsável Nicola Seisak	Escala: 2:1
Cop:				Número: H-005e
Visto:	11			
Título: Disco - Reservatório (Máquina de conformação plástica de metais)		Convênio FINEP-USP Setor. Engenharia Mecânica Nº 51/83/0305/00		

91



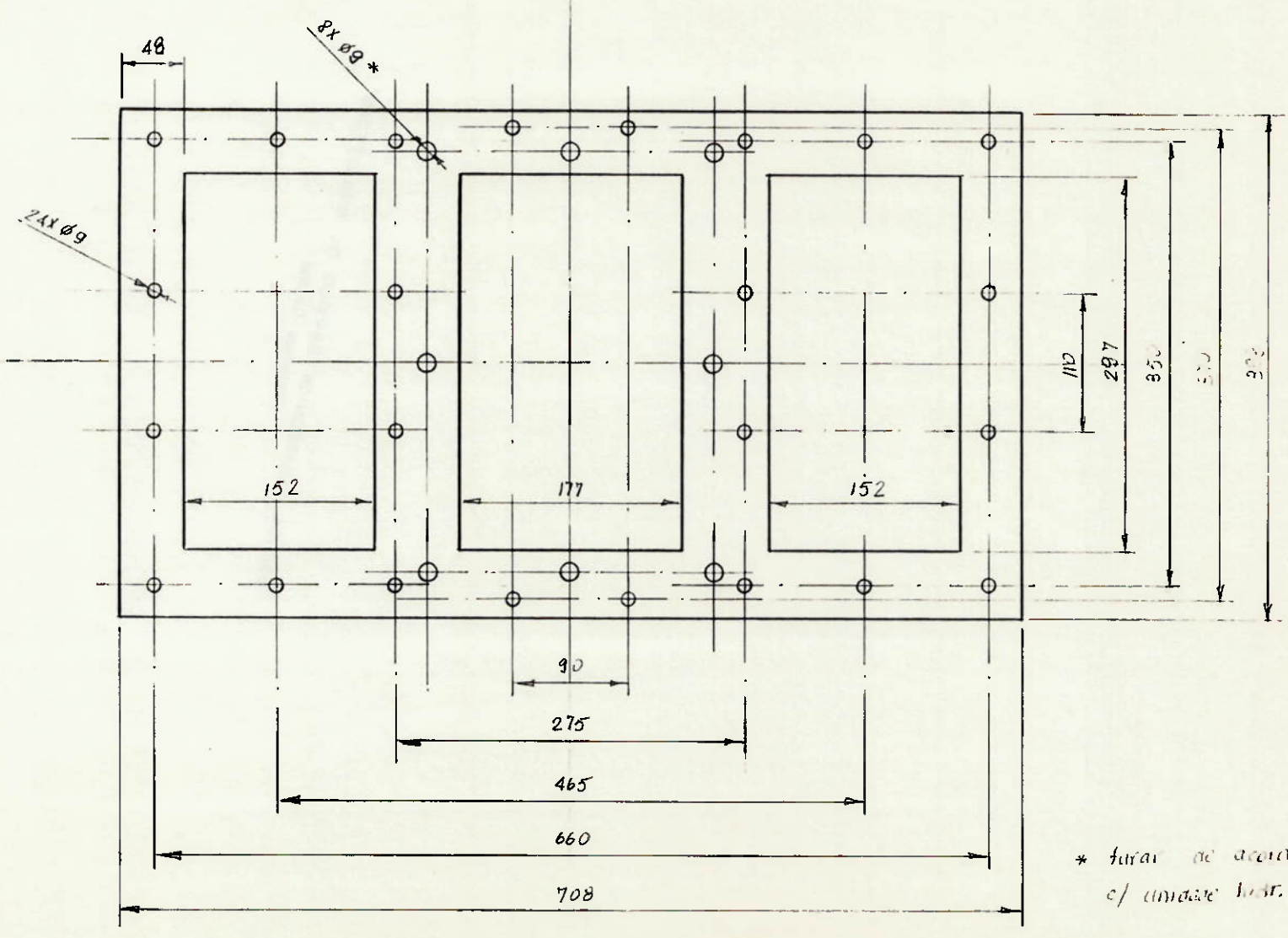
2	Alça	qt	ACO ABUT 020	Ø 5/8" x Ø 1/2" x 250
Quant	Determinação	Pos.	Material	Observações
	Data	Nome	Prof. responsável	Escala:
Des.:	25/07/86	Edison H. Tajiri	Nicola Getes-Ako	1 : 2
Des.:			Número:	
Visão:	A		H-0051	
Título:		Convênio FINEP-USP		
Alça Reservatório		Dpto. Engenharia Mecânica		
(Máquina de cortar mola elástica de metais)		Nº 51/83/0303/00		



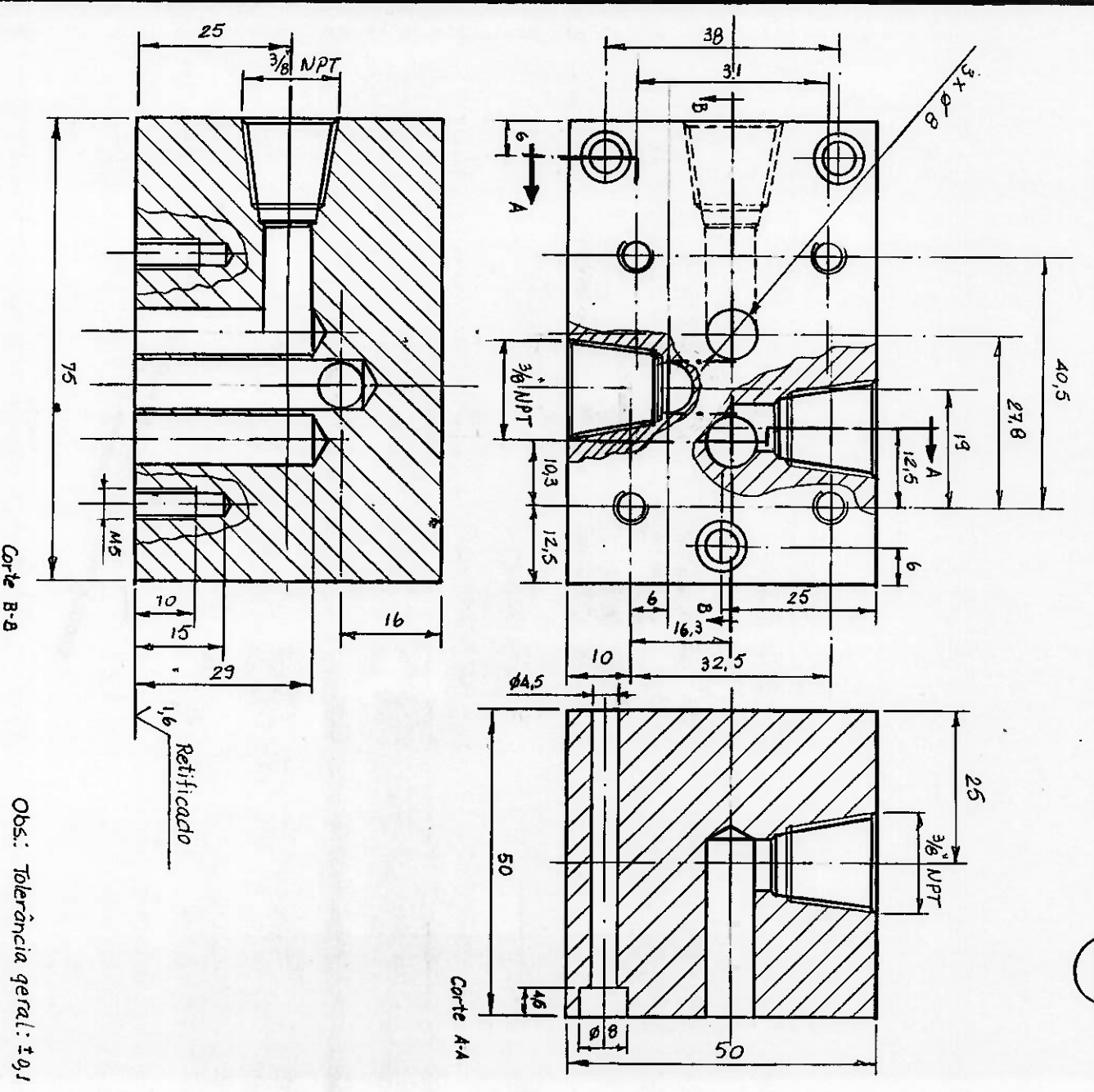
* Furos para fixação do bloco auxiliar - executar na montagem

1	Tampa do reservatório	10	ACU ABUTIC20	CH 1/8" x 400 x 710
Quant.	Quant. peças	Rec.	Material	Observações
Data		Prof. responsável:		Escala:
25/07/86		Nicolau Gutschik's		1:5
Des.: Edison		Município:		
Co. s.:		H-006		
Visão:				
Título:		Convênio FINEP-USP		
(Alargada de conformação plástica de metais)		Dpto. Engenharia Mecânica		
		Nº: 51/83/0303/00		

11



1	Guarnição	11	certica	CH 3X 400 Y110
Quant.	Denominação	Pos.	Material	Observações
	Data	Nome	Prof. responsável	Escala:
	25/07/66	Edição 11. Tabela	Nicoia Getulio's	1:5
	Des.			Número:
	visão	M		H-007
Título:				
Guarnição		Convênio FINEP-USP		
(Maquina de conformação plástica		Dpto. Engenharia Mecânica		
de metais)		Nº 51/63/0303/00		



Obs.: Tolerância geral: ±0,1

Quant.	1	Bloco auxiliar	53	Aço ABNT 1020	Ø 60 x 80	Observações
Denominação			Pos.	Material		

Data	Nome	Prof. responsável	Escala:
19/02/87	Edilson H. Tama	Nicola Getschko	1:1
Cop.:			Número:
Visto:			H. 008

Título: Bloco auxiliar
 (Máquina de conformação plástica de metais)
 Convênio FINEP-USP
 Depto. Engenharia Mecânica
 Nº 51/83/0303/00

ANEXO 4

PROGRAMA DE CONTROLE

"PULSOLE"

```

program PULSOLE(input,output);

Uses CRT;

type lstring = string[255];

var debug : boolean; { obviamente }

const dx_sobe = 0.00020; { m }
      dx_desce = 0.00023; { m }
      dx_max = 0.023; { m } { excursao m'axima }

{ notemos aqui que e' necessario que existam dois inteiros
i,j tais que
i * dx_sobe = j * dx_desce = dx_max
Para que as funcoes periodicas realmente o sejam...
como dx_sobe e dx_desce sao funcao da geometria da maquina,
devemos assumir um dx_max tal que satisfaca a existencia
de i,j. }

dt_min = 0.050; { seg }
{ tempo minimo para comutacao completa
de uma valvula }

var dt_sobe : real; { minimo delta-t para o ciclo }
    dt_desce : real; { minimo delta-t para o ciclo }
    { correspondem a dtmin/nv
    onde nv e' o numero maximo de valvulas
    atuando na mesma direcao }
    dx_real_inicial : real; { condicao inicial da posicao dada
    pelo operador }

    nv_sobe : integer; { numero de valvulas atuando
    na subida }
    nv_desce : integer; { numero de valvulas atuando
    na descida }
    numero_valvula_subindo : array [1..4] of integer;
    numero_valvula_descendo : array [1..4] of integer;

var dx0 : real; { condicao inicial fornecida
    pelo operador }
    periodo : real; { periodo indicado pelo operador
    em segundos para funcoes ciclicas }
    acionamento_periodico : boolean; { obvio }

type big_arrayr = array [1..1000] of real; { < 64K }
    big_arrayr_p = ^big_arrayr;
    big_arrayi = array [1..1000] of integer;
    big_arrayi_p = ^big_arrayi;

var _posicao : big_arrayr_p;
    _debug_dx : big_arrayr_p;
    _delta_tempo : big_arrayi_p;
    _acionamento : big_arrayi_p;
    _indice_maximo : integer;

function rmin(a,b:real):real;
begin
if a > b then

```

```
rmin:=b
else
  rmin:=a;
end;

function arcos(x:real):real;
var teta : real;
begin
  { devolve-se o arco entre 0 e pi radianos }
  if x = 0 then
    begin
      arcos:=pi/2.0;
    end
  else
    if x > 0 then { primeiro ou quarto quadrantes : escolhe-se o primeiro }
      begin
        teta:=sqrt(1-x*x)/x;
        teta:=arctan(teta);
      end
    else
      begin { segundo ou terceiro quadrantes : escolhe-se o segundo }
        teta:=sqrt(1-x*x)/x;
        teta:=arctan(teta)+pi;
      end;
    arcos:=teta;
  end;
end;

procedure gerar_posicoes_senoidais_no_tempo;
var dx_real, ultimo_t, t, dt : real;
var i, n, iv_desce, iv_sobe : integer;
dois_pi : real;
erro : boolean;
label subindo, descendo, final;
begin
  if debug then writeln('### gerar_posicoes_senoidais_no_tempo ###');
  { assume-se para a funcao senoidal que tenha-se para condicoes
  iniciais o deslocamento exatamente no fim do curso, ou seja,
  dx_max }
  dt_sobe := dt_min / nv_sobe;
  dt_desce := dt_min / nv_desce;
  dois_pi := (2 * pi);

  { condicao inicial assumida: cilindro no topo do seu curso, com velocidade
  zero, pro'ximo movimento para baixo. Isto significa eficazmente uma
  cossenoide... }
  dx_real := dx_max/2;
  iv_desce:=1;
  iv_sobe :=1;
  i:=1; { posicao na matriz de tempos e acionamentos }

  { temos uma cossenoide com periodo 'periodo' }
  { 0 seg -> 0 rad
  periodo seg -> 2 pi rad
  dt seg -> dt/periodo * 2 pi rad }

  { basta percorrer os arcos entre 0 e pi radianos }
```

```

{ vamos procurar agora o instante de tempo no qual a posicao
dx_max - dx_desce <====> cos( dt * dois_pi / periodo )*(dx_max/2)
ou
dt * dois_pi / periodo := arc_cos ( (dx_max - dx_desce)/(dx_max/2) ) }
ultimo_t := 0; { segundos }
erro:=false;

if debug then writeln('--- descendo ----');
descendo:

dx_real := dx_real - dx_desce;
if dx_real < - dx_max/2.0 then
begin
dx_real := - dx_max/2.0;
if debug then writeln('----- subindo -----');
goto subindo;
end;
t:=arcs(dx_real/dx_max*2.0)/dois_pi*periodo; { em segundos }
dt := abs(ultimo_t - t); { segundos }
if dt < dt_desce then
begin
writeln;
writeln('*** erro *** periodo da senoide muito curto ***');
writeln('tempo de acionamento abaixo do minimo : ',
trunc(dt*1000.0), ' (min=', trunc(dt_desce*1000.0),')');
erro:=true;
end;
dt:=trunc(dt*1000.0 + 0.5); { em milisegundos }
delta_tempo^[i]:=trunc(dt);
ultimo_t:=t;

subindo:
writeln(i:5, ' ', delta_tempo^[i]:7, ' ', acionamento^[i]:1, ' ', (t)dx_real);
end;
i:=i+1;
iv_desce:=iv_desce + 1;
if iv_desce > nv_desce then iv_desce:=1;
goto descendo;

subindo:

dx_real := dx_real + dx_sobe;
if dx_real > dx_max/2.0 then
begin
goto final;
end;
t:=arcs(dx_real/dx_max*2.0)/dois_pi*periodo; { em segundos }
dt := abs(ultimo_t - t);
if dt < dt_sobe then
begin
writeln;
writeln('*** erro *** periodo da senoide muito curto ***');
writeln('tempo de acionamento abaixo do minimo : ',
trunc(dt*1000.0), ' (min=', trunc(dt_sobe*1000.0),')');
erro:=true;
end;
dt:=trunc(dt*1000.0 + 0.5); { em milisegundos }
delta_tempo^[i]:=trunc(dt);
ultimo_t:=t;

```



```

acionamento^[i]:=1 shl (numero_valvula_subindo[iv_sobe]-2);
debug_dx^[i]:=dx_real + dx_max/2.0;
if debug then
  begin
    writeln(i:5, ' ,delta_tempo^[i]:7, ' ,acionamento^[i]:1, ' ,{dx_real});
  end;
  i:=i+1;
  iv_sobe:=iv_sobe+1;
  if iv_sobe > nv_sobe then iv_sobe:=1;
  goto subindo;
endif;

final:
  indice_maximo:=i-1;
  if debug then writeln('### gerar_posicoes_senoiais_no_tempo ###');
  if erro then
    begin
      writeln('período da senoide incompatível com o acionamento');
      halt;
    end;
  end; { de gerar_posicoes_senoiais_no_tempo }

procedure gerar_posicoes_rampa_no_tempo;
var periodo_sobe, periodo_desce : real;
    delta_t_sobe, delta_t_desce : real;
    dx_real : real;
    i, iv_sobe, iv_desce : integer;
    erro : boolean;
label subindo, descendo, final;
begin
  if debug then writeln('### gerar_posicoes_rampa_no_tempo ###');
  erro:=false;
  { assume-se para a função rampa que tenha-se para condições
    o deslocamento exatamente no início do curso, ou seja, zero,
    com próximo movimento para cima }
  dt_sobe := dt_min / nv_sobe; { mínimo tempo de acionamento na subida }
  dt_desce := dt_min / nv_desce; { mínimo tempo de acionamento na descida }
  { a função rampa e' gerada com 2/3 do tempo subindo,
    e 1/3 do tempo descendo }
  periodo_sobe := periodo * 2.0 / 3.0;
  periodo_desce:= periodo - periodo_sobe;
  { para n1 pulsos subindo, o deslocamento n1 * dx_sobe = dx_max }
  { para cada pulso, temos um intervalo de delta_t_sobe segundos }
  { logo, n1 * delta_t_sobe = periodo_sobe }
  {
    delta_t_sobe := periodo_sobe / n1 }
  {
    delta_t_sobe := periodo_sobe / (dx_max/dx_sobe) }
  { agora, delta_t_sobe e' o intervalo entre pulsos, independentemente
    do número de válvulas a acionar... basta tomar cuidado em que
    esse valor não esteja abaixo de dt_sobe, que e' o mínimo tempo
    de acionamento levando em conta o número de válvulas acionando
    a subida da rampa. }
  { idem para a descida }
  delta_t_sobe := periodo_sobe / (dx_max / dx_sobe);
  delta_t_desce:= periodo_desce / (dx_max / dx_desce);
  if (delta_t_sobe < dt_sobe) then

```

```
begin
writeln;
writeln('*** erro *** periodo da rampa muito curto para a subida ***');
writeln('tempo de acionamento abaixo do minimo : ',
trunc(delta_t_sobe*1000.0), ' (min=', trunc(dt_sobe*1000.0), ')');
erro:=true;
end;
if (delta_t_desce < dt_desce) then
begin
writeln;
writeln('*** erro *** periodo da rampa muito curto para a descida ***');
writeln('tempo de acionamento abaixo do minimo : ',
trunc(delta_t_desce*1000.0), ' (min=', trunc(dt_desce*1000.0), ')');
erro:=true;
end;
delta_t_sobe := trunc(delta_t_sobe*1000.0 + 0.5);
delta_t_desce:= trunc(delta_t_desce*1000.0 + 0.5);
dx_real := 0;
iv_desce:=1;
iv_sobe :=1;
i:=1; { posicao na matriz de tempos e acionamentos }
if debug then writeln('--- subindo ---');

subindo:
dx_real := dx_real + dx_sobe;
if dx_real > dx_max then
begin
dx_real := dx_max;
if debug then writeln('--- descendo ---');
goto descendo;
end;
delta_tempo^[i]:=trunc(delta_t_sobe);
acionamento^[i]:=1 shl (numero_valvula_subindo[iv_sobe]-2);
debug_dx^[i]:=dx_real;
if debug then
begin
writeln(i:5, ' ', delta_tempo^[i]:7, ' ', acionamento^[i]:1, ' ', dx_real);
end;
i:=i+1;
iv_sobe:=iv_sobe+1;
if iv_sobe > nv_sobe then iv_sobe:=1;
goto subindo;

descendo:
dx_real := dx_real - dx_desce;
if dx_real < 0 then
begin
dx_real := 0;
goto final;
end;
delta_tempo^[i]:=trunc(delta_t_desce);
acionamento^[i]:=1 shl (numero_valvula_descendo[iv_desce]-2);
debug_dx^[i]:=dx_real;
if debug then
begin
writeln(i:5, ' ', delta_tempo^[i]:7, ' ', acionamento^[i]:1, ' ', dx_real);
end;
i:=i+1;
iv_desce:=iv_desce+1;
```

```

if iv_descce > nv_descce then iv_descce:=1;
goto descendo;

final:

indice_maximo:=i-1;
if debug then writeln('### gerar_posicoes_rampa_no_tempo ###');
if erro then
begin
writeln('periodo da rampa incompativel com o acionamento');
halt;
end;
end; { de gerar_posicoes_rampa_no_tempo }

var pulsos_subida : integer;
pulsos_descida : integer;

procedure gerar_posicoes_apertodicas_no_tempo;
var delta_t_sobe, delta_t_descce : real;
dx_real : real;
i, iv_sobe, iv_descce : integer;
npulsos_subindo, npulsos_descendo : integer;
erro : boolean;
label subindo, descendo, final;
begin
if debug then writeln('### gerar_posicoes_apertodicas_no_tempo ###');
erro:=false;

{ assume-se para a funcao apertodica um certo numero de pulsos
na subida e outro certo numero de pulsos na descida. Tomemos
cuidado para que o operador nao imponha valores incompativeis. }

{ assumamos que o primeiro movimento se faz subindo. }
if nv_sobe <= 0 then
dt_sobe := dt_min / nv_sobe; { minimo tempo de acionamento na subida }
if nv_descce <= 0 then
dt_descce := dt_min / nv_descce; { minimo tempo de acionamento na descida }

delta_t_sobe := trunc(dt_sobe*1000.0 + 0.5);
delta_t_descce:= trunc(dt_descce*1000.0 + 0.5);

dx_real := dx_real_inicial;
iv_descce:=1;
iv_sobe :=1;
i:=1; { posicao na matriz de tempos e acionamentos }
npulsos_subindo:=0;
npulsos_descendo:=0;
if debug then writeln('---- subindo ----');

subindo:
npulsos_subindo:=npulsos_subindo+1;
if npulsos_subindo > pulsos_subida then
begin
if debug then writeln('---- descendo ----');
goto descendo;
end;
dx_real := dx_real + dx_sobe;
if dx_real > dx_max then
begin
writeln('*** erro *** posicao maxima atingida antes do numero ***');

```

```

writeln('***      *** especificado para pulsos na subida      ***');
erro:=true;
end;
delta_tempo^[i]:=trunc(delta_t_sobe);
acionamento^[i]:=1 shl (numero_valvula_subindo[iv_sobe]-2);
debug_dx^[i]:=dx_real;
if debug then
begin
writeln(i:5,' ',delta_tempo^[i]:7,' ',acionamento^[i]:1,' ',dx_real);
end;
i:=i+1;
iv_sobe:=iv_sobe+1;
if iv_sobe > nv_sobe then iv_sobe:=1;
goto subindo;
descendo:
npulsos_descendo:=npulsos_descendo+1;
if npulsos_descendo > pulsos_descida then
begin
goto final;
end;
dx_real := dx_real - dx_desc;
if dx_real < 0 then
begin
writeln('*** erro *** posicao minima atingida antes do numero ***');
writeln('***      *** especificado para pulsos na descida      ***');
erro:=true;
end;
delta_tempo^[i]:=trunc(delta_t_desc);
acionamento^[i]:=1 shl (numero_valvula_descendo[iv_desc]-2);
debug_dx^[i]:=dx_real;
if debug then
begin
writeln(i:5,' ',delta_tempo^[i]:7,' ',acionamento^[i]:1,' ',dx_real);
end;
i:=i+1;
iv_desc:=iv_desc+1;
if iv_desc > nv_desc then iv_desc:=1;
goto descendo;
final:
indice_maximo:=i-1;
if debug then writeln('### gerar_posicoes_aperiodicas_no_tempo ###');
if erro then
begin
writeln('período de rampa incompatível com o acionamento');
halt;
end;
end; { de gerar_posicoes_aperiodicas_no_tempo }

procedure acionar_valvulas;
var dx_real : real;
var i,j,k, pulso : integer;
var s : string[50];
label simulacao, xit;
begin
if debug then goto simulacao;
for i:=1 to indice_maximo do
begin
delay(delta_tempo^[i]);

```



```

pulso:=acionamento^ [i];
port [3378] :=pulso;
port [3378] :=(pulso or $80);
end;
goto xit;
simulacao:
for i:=1 to indice_maximo do
begin
dx_real:=debug_dx^ [i];
j:=trunc((dx_real/dx_max)*50);
s:= ' ' ; { 10 chars }
s:=s+s+s+s; { 50 chars }
for k:=1 to j do s[k]:='*';
case (acionamento^ [i]) of
{begin}
1: j:=2;
2: j:=3;
4: j:=4;
8: j:=5;
else(:) begin
writeln('*** ERRO NO PROGRAMA ***');
Halt;
end;
end;
xit:
writeln(i:5, ' ', delta_tempo^ [i]:7, ' ', j:1, ' ', s);
end;
end;

function pergunta_sim_nao(texto:lstring) : boolean;
var _char : char;
begin
_char := ' ';
while not ( (_char = 's') or
(_char = 'n')
) do
begin
writeln(texto, ' ? (s/n) ');
readln(_char);
end;
if _char = 's' then
pergunta_sim_nao:=true
else
pergunta_sim_nao:=false;
end; { de perguntas_sim_nao }

var opcao : integer;
i : integer;
label perguntar_opcao;

begin { main block }
{ "inicializator" }
new(debug_dx);
new(delta_tempo);
new(acionamento);
new(posicao);
{ fim da "inicializator" }

debug := pergunta_sim_nao('debug');

```

```

writeln;
write('quantas valvulas na posicao de subida ? ');
readln(nv_sobe);
for i:=1 to nv_sobe do
begin
writeln;
write(' - numero da proxima valvula de subida (2,3,4,5) ? ');
readln(numero_valvula_subindo[i]);
end;
writeln;
write('quantas valvulas na posicao de descida ? ');
readln(nv_descce);
for i:=1 to nv_descce do
begin
writeln;
write(' - numero da proxima valvula de descida (2,3,4,5) ? ');
readln(numero_valvula_descendo[i]);
end;

perguntar_opcao:
acionamento_periodico:=false;
writeln;
writeln('funcoes: 1 - senoide');
writeln(' 2 - dente de serra - 2/3 contra 1/3');
writeln(' 3 - passos discretos aperiodicos');
writeln;
write (' opcao ? ');
readln(opcao);
if (opcao < 1) or (opcao > 3) then
goto perguntar_opcao;
case opcao of
{begin}
1 : begin
writeln;
write(' periodo (seg) ? ');
readln(periodo);
writeln;
if pergunta_sim_nao(' acionamento periodico') then
acionamento_periodico:=true;
dx_real_inicial:=dx_max;
gerar_posicoes_senoidais_no_tempo;
writeln;
writeln('Posicao Inicial assumida : 'dx_real_inicial,' m. ');
writeln(' Posicione a maquina agora, e');
write (' aperte qualquer tecla para continuar');
readln;
if acionamento_periodico then
begin
while true do
acionar_valvulas;
end
else
acionar_valvulas;
end;
end;
2 : begin
writeln;
write(' periodo (seg) ? ');
readln(periodo);
writeln;
if pergunta_sim_nao(' acionamento periodico') then
acionamento_periodico:=true;

```

```

dx_real_inicial:=0;
gerar_posicoes_rampa_no_tempo;
writeln;
writeln('Posicao Inicial assumida : ',dx_real_inicial,' m. ');
writeln(' Posicione a maquina agora, e ');
write (' aperte qualquer tecla para continuar ');
readln;
if acionamento_periodico then
begin
while true do
acionar_valvulas;
end
else
acionar_valvulas;
end;
3 : begin
writeln;
write(' numero de pulsos na subida ? ');
readln(pulsos_subida);
writeln;
write(' numero de pulsos na descida ? ');
readln(pulsos_descida);
writeln;
write(' qual a posicao inicial a ser adotada (m) ? ');
readln(dx_real_inicial);
writeln;
if pergunta_sim_nao(' efetuacao repetitiva') then
acionamento_periodico:=true;
gerar_posicoes_aperiodicas_no_tempo;
if acionamento_periodico then
begin
while true do
begin
writeln;
writeln('Posicao Inicial assumida : ',dx_real_inicial,' m. ');
writeln(' Posicione a maquina agora, e ');
write (' aperte qualquer tecla para continuar ');
readln;
acionar_valvulas;
end;
end
else
begin
writeln;
writeln('Posicao Inicial assumida : ',dx_real_inicial,' m. ');
writeln(' Posicione a maquina agora, e ');
write (' aperte qualquer tecla para continuar ');
readln;
acionar_valvulas;
end;
end;
end; ( casos )
end.

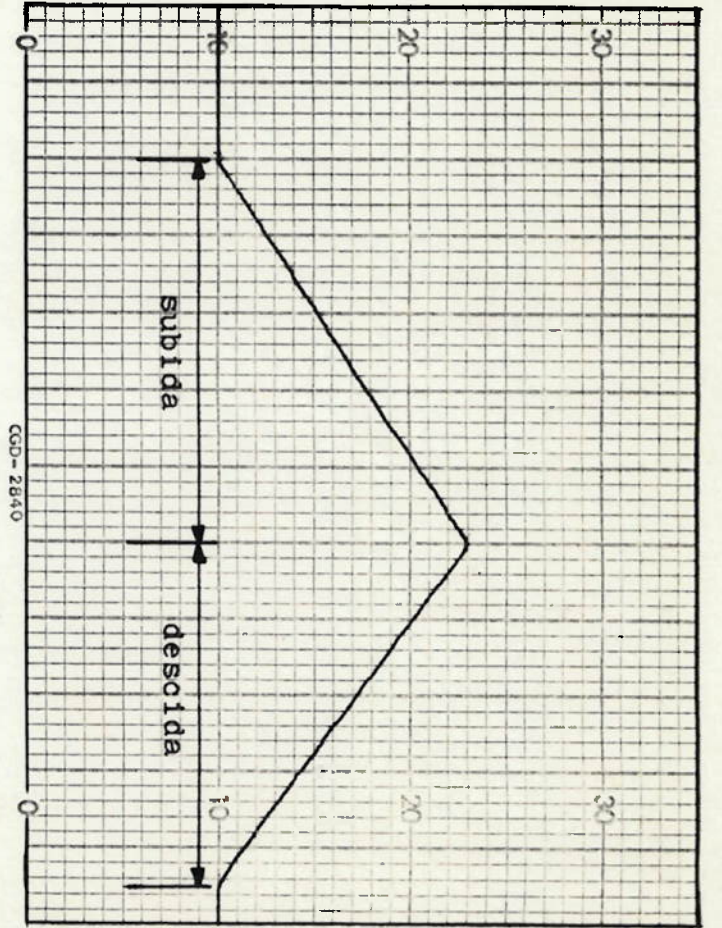
```

ANEXO 5

CURVAS

EXPERIMENTAIS

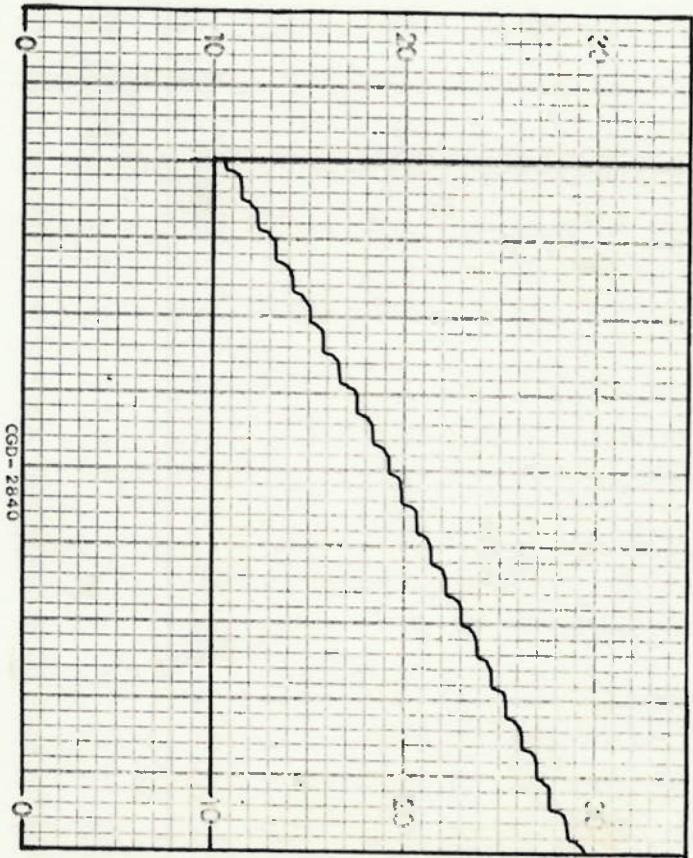
Desloc. do Êmbolo (1 div.=2,26mm)



Tempo (1 div.= 6 s)

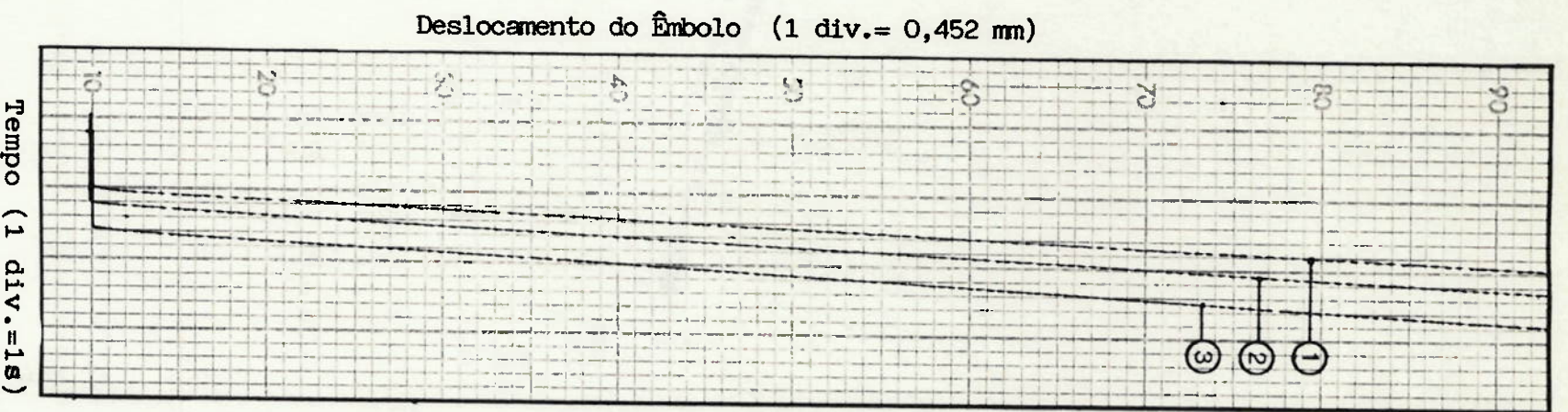
Determinação da Vazão real da Bomba - $Q_b = 2,84 \text{ l/mim}$

Desloc. do Êmbolo (1 div.= 0,452mm)



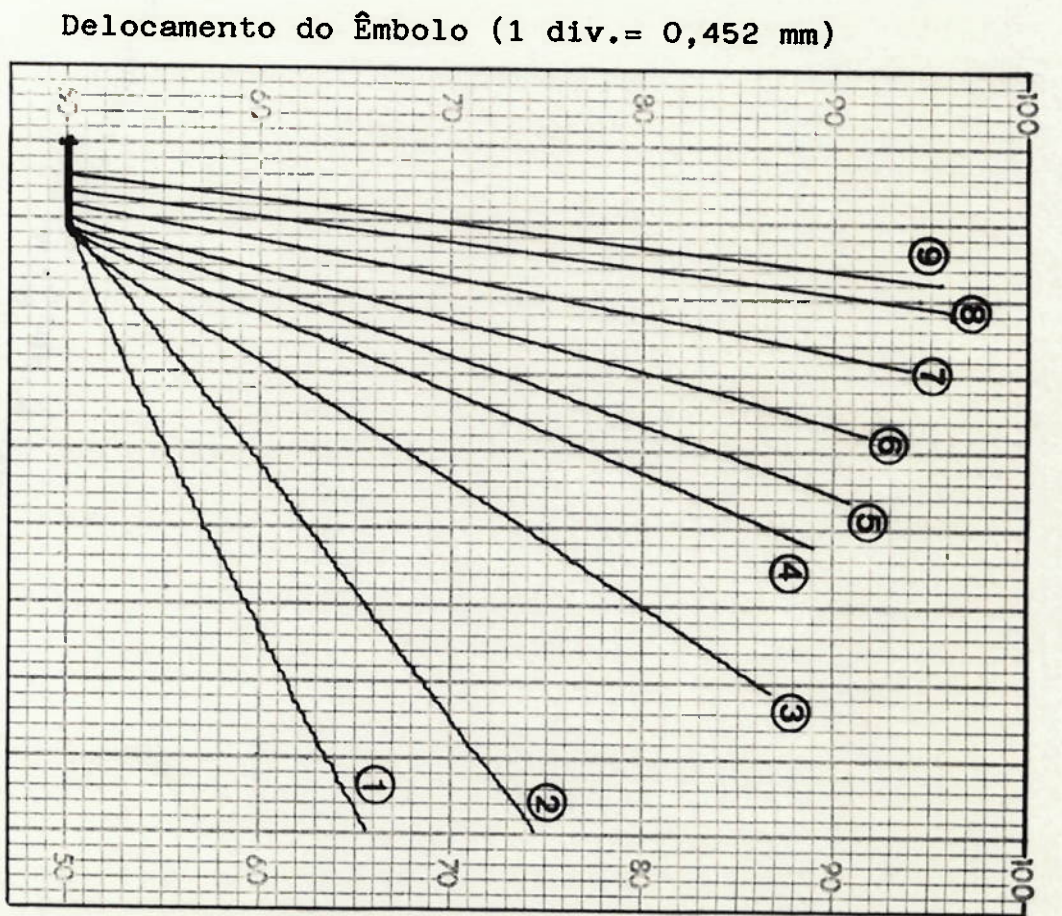
Tempo (1 div.= 1 s)

Pulsos de Deslocamento para 3 válvulas em paralelo - Freq. = 2,5 Hz.



CURVA	DIF. DE PRESSÃO	% DA VAZÃO NOMINAL
1	8,16MPa	185
2	6,12MPa	170
3	5,10MPa	155

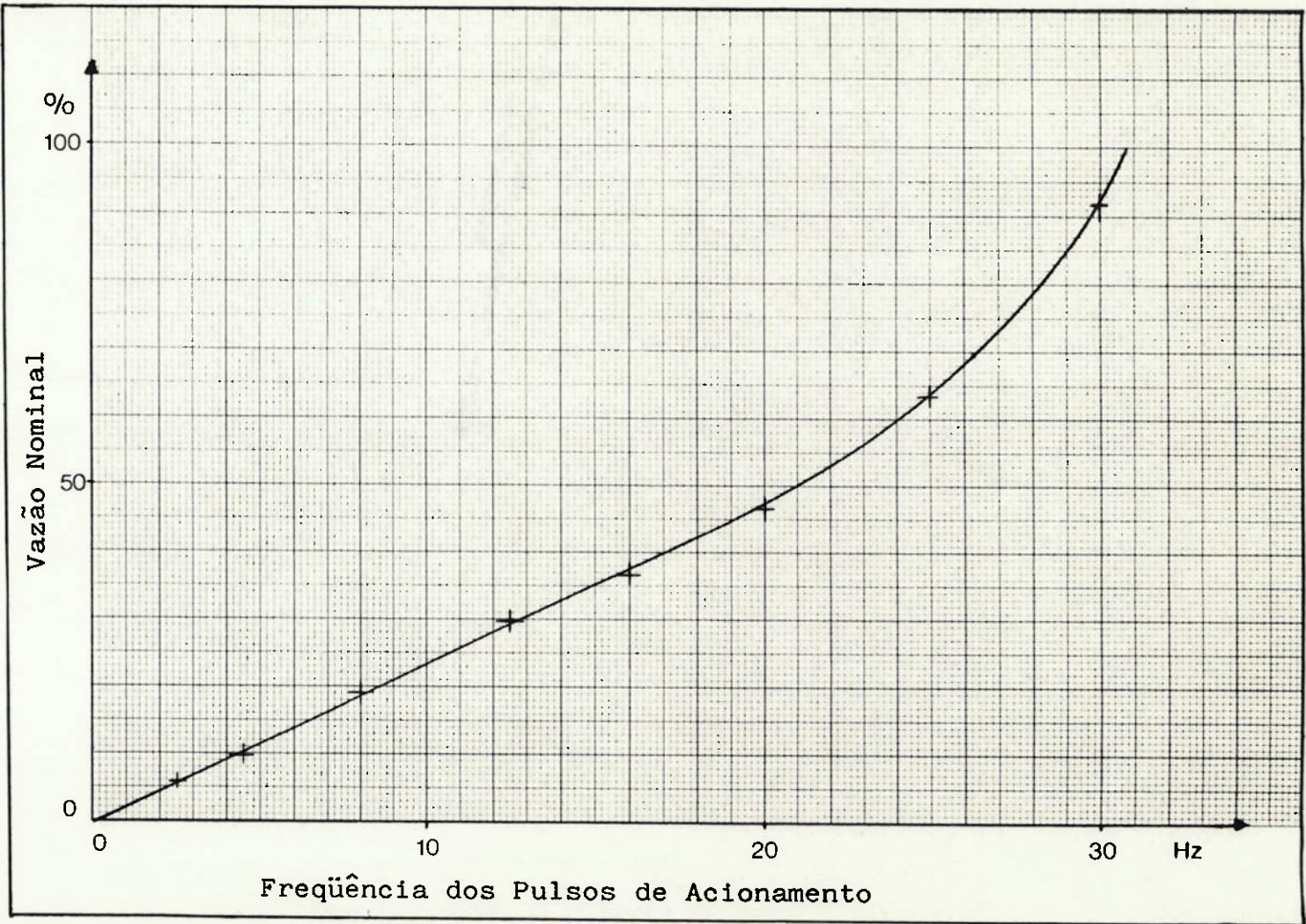
Teste de vazão das válvulas de controle para diferenciais de pressão acima do especificado.



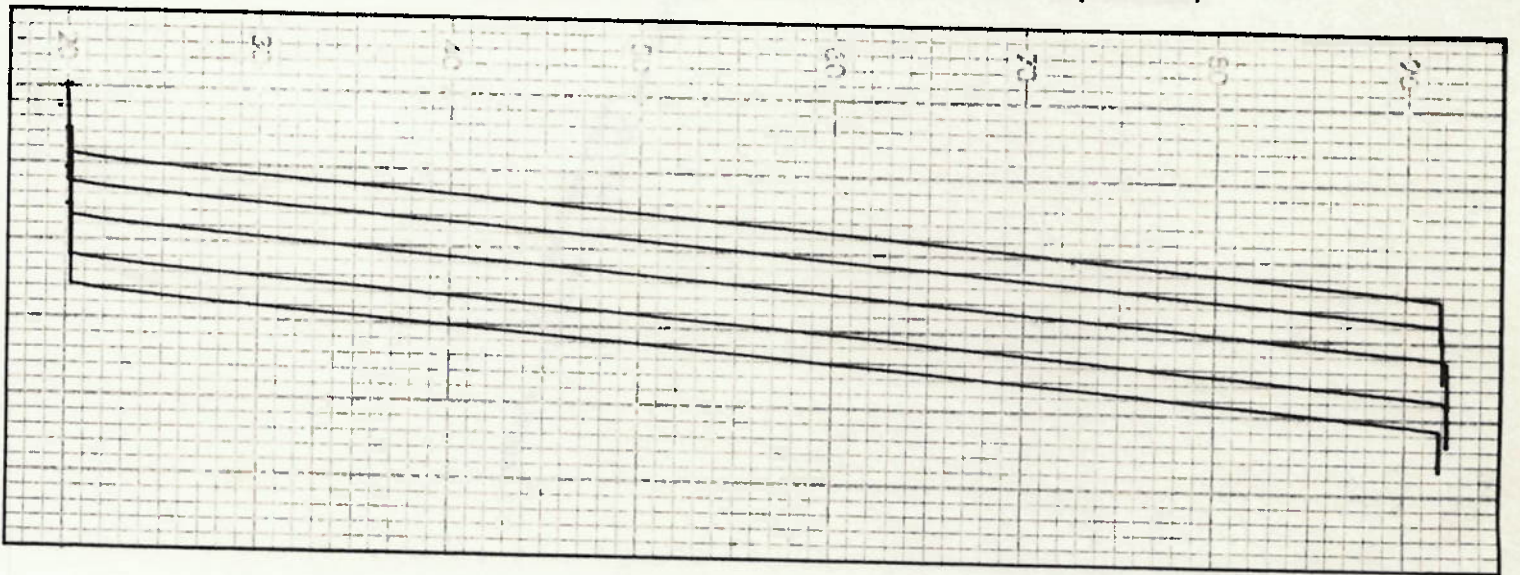
Variação da Velocidade do Êmbolo em função da Variação da Frequência de Acionamento.

CURVA	FREQ. (Hz)
1	2,5
2	4,5
3	8,0
4	12,5
5	16,0
6	20,0
7	25,0
8	30,0
9	∞ (válvula aberta)

Curva de linearidade entre Vazão Aparente e
Frequência de Acionamento:



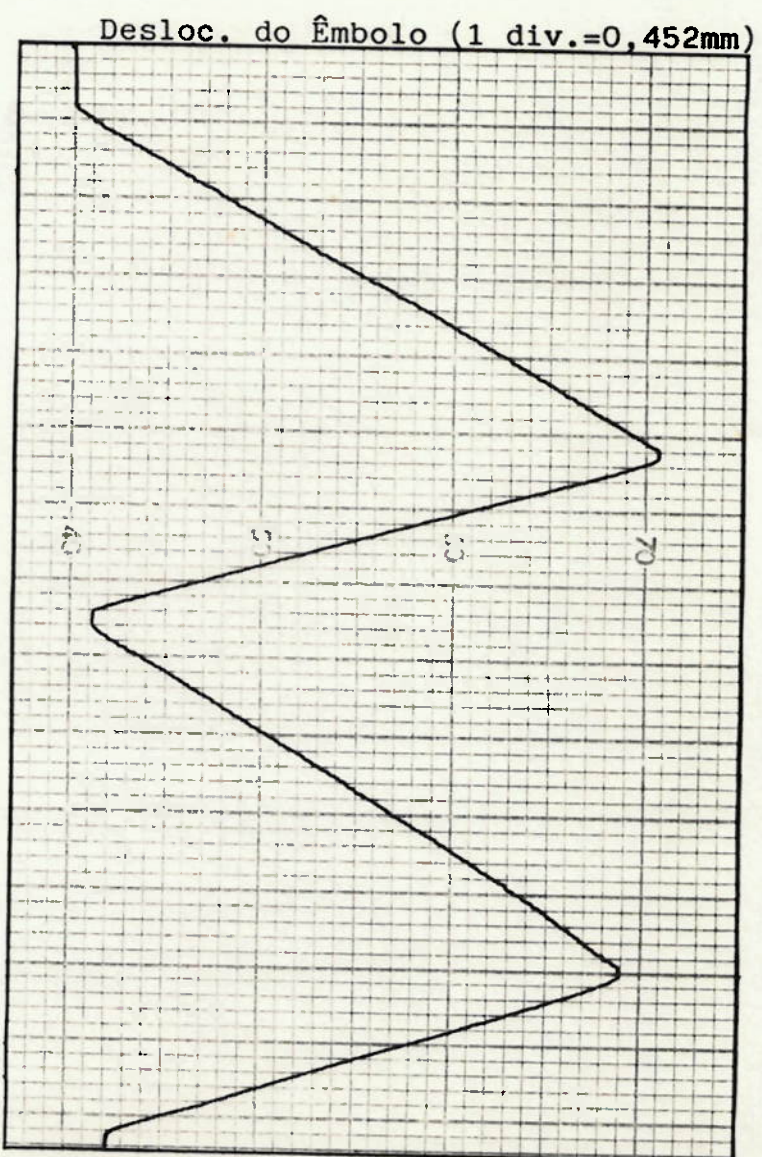
Deslocamento do Êmbolo (1 div.= 0,452mm)



Tempo (1 div.=3s)

Teste de Repetibilidade de
Posição e Velocidade.

- 2 válvulas
- 190 pulsos
- freq. - 20 Hz



Teste de Acionamento com a função Rampa Periódica Assimétrica
- período de 20 s.

A queda de amplitude verificada é devida a queda de pressão
no acumulador hidráulico.