ANÁLISE, ESTUDOS PARAMÉTRICOS E PROJETO DE UM SERVOMECANISMO PNEUMÁTICO

Antonio Marques da Costa Soares Júnior

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS (M.Sc.)

Aprovada por:

William Mansour

Dr. William Mittias Mansour
(Presidente)

Dr. Cirus Macedo Hackenberg

Alcir de Faro Orlando

Dr. Alcir de Faro Orlando

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL
SETEMBRO DE 1980

SOARES JÚNIOR, ANTÔNIO MARQUES DA COSTA

Análise, Estudos Paramétricos e Projeto de um Servomecanismo Pneumático (Rio de Janeiro) - 1980.

ix, 138 p. 29,7cm (COPPE/UFRJ), M.Sc., Engenharia Mecânica, 1980.

Tese - Universidade Federal do Rio de Janeiro COPPE/UFRJ

1. Controle Contínuo de Movimento I. COPPE/UFRJ II. Título (Série)

à minha mãe Iolanda, com
carinho e gratidão.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor William M. Mansour, pela valiosa orientação na elaboração deste trabalho.

Ao FINEP/Programa de Engenharia Mecânica da COPPE, CAPES/PICD e Departamento de Engenharia Mecânica da UFPE pelo apoio financeiro.

Aos Professores da UFPE, Sebastião Barreto Campelo e Abelardo Montenegro, pela oportunidade e incentivo.

À Tereza Sanges, pelo apoio e auxílio na concretização desse trabalho.

À Inez Ferreira, pelo paciente encargo de procuradora.

À Mercês Galvão, pela organização inicial do trabalho de procuração.

Aos amigos Everaldo Alencar, Amaro Lins e Fernando Juca, pelo apoio e companheirismo dentro e fora do ambiente de trabalho.

Aos amigos Almir Cirilo e João Ignácio pelo auxílio durante a simulação digital.

À minha avó Alice, Tia Adalgisa, Tia Violeta, Tio Jader e toda a minha família além do amigo Fernando Medeiros,que muito contribuíram de forma direta ou indireta para que esse trabalho fosse realizado.

SUMÁRIO

É desenvolvido um modelo matemático não-linear, para descrever a resposta dinâmica de uma classe de atuadores pneumáticos. Estudos paramétricos são realizados utilizando a simulação digital.

São usados tipos diferentes de sinais de entrada, para o acionamento do atuador pneumático.

É construído um modelo linear, que é comparado com o modelo não-linear.

Estratégias e recomendações de projeto são descritas para assistir o projetista na seleção dos parâmetros geométricos desta classe de atuadores. O modelo pode ser facilmente extendido e adaptado para sua utilização em outros tipos de atuadores sob diferentes configurações.

ABSTRACT

A non-linear mathematical model is developed to describe the dynamic response of a class of pneumatic actuators. Parametric studies were conducted using digital simulation.

Different types of input signals were used to actuate the pneumatic servo.

A linearized model is constructed and compared with the non-linear model.

Design strategies and recommendations are reported to assist the designer in selecting the geometric parameters of that class of actuators. The model can be easilly extended and adapted to suit other types of actuators.

ÍNDICE

I - INTRODUÇÃO

O fluxo de fluido pressurizado é um meio largamente utilizado na transmissão de potência entre uma fonte energético até o ponto de utilização em interesse.

Os sistemas hidráulicos tem experimentado um alto grau de desenvolvimento, e tem sido usados efetivamente para transmissão e controle de potência em aplicações variando desde gigantescas instalações hidroelétricas, até compactos servomecanismos hidráulicos. Os gases comprimidos tem sua utilização bem sucedida como fluido de trabalho em sistemas tão diversificados quanto freios a ar, e instalações de turbinas a gás ou a vapor. Por outro lado, exceto para baixas pressões (10 até 20 psi), em sistemas pneumáticos desenvolvidos para controle de processos industriais, gases comprimidos raramente são aplicados para o controle contínuo de movimento requerido em muitos servomecanismos e sistemas de controle automático. Seu uso tem sido limitado principalmente a simples funções de controle "liga-desliga", em sistemas onde a ação de posicionamento requerida é provocada pela própria parada mecânica.

Os sistemas de controle contínuo desenvolvidos para operação com gás comprimido como fluido de trabalho são geralmente sistemas de baixa pressão, onde a velocidade de resposta não é um fator crítico e a potência controlada é usualmente uma pequena fração de 1 HP.

Com raras exceções, nenhum estudo completo em engenharia tem sido feito, com relação ao problema da aplicação de controle pneumático contínuo de movimento de um elemento, tendo uma massa significante, quando submetido a cargas externas.

Estes dispositivos pneumáticos que utilizam gás comprimido, como o fluido transmissor de potência, formam uma classe especial de servomecanismos chamados de atuadores pneumáticos, e tem seu funcionamento baseado no uso de válvulas comandadas por sinais elétricos. Estas controlam a vazão de gás em orifícios acionando pistões os quais, acoplados à carga proporciona movimento.

Vários pesquisadores estudaram o comportamento do fluxo em dispositivos pneumáticos, Grace & Lapple (1951)[9], Hall & Orme (1955)[12], Jobson (1965)[15], concentraram-se no problema do escoamento através de orifícios convergentes e válvulas. Com relação à aspectos dinâmicos dos atuadores, Blacburn & Shearer (1960)[3], abordaram válvulas de controle de vazão, redutores de pressão e processos pneumáticos, Shearer (1956)[3] realizou estudos pioneiros relativos ao controle contínuo utilizando gás comprimido, considerou também o efeito do atrito coulombiano e as não linearidades inerentes ao fluxo em um servomecanismo. Outros trabalhos publicados referem-se a modelos linearizados.

Se faz necessário um completo entendimento dos fundamentais fatores responsáveis pelo desempenho de um atuador pneumático na presença de cargas externas, levando-se em consideração a necessidade de obter-se critérios de projeto capazes de atender especificações tais como, velocidade de resposta, sensitividade, eficiência, torque máximo, consumo de gás, força atuantes nas válvulas, etc. Informações que não podem ser fornecidas em sua totalidade por modelos linearizados.

As concepções acima definem o objetivo deste trabalho, que se baseia em um atuador pneumático cuja função específica, seria o posicionamento de uma superfície aerodinâmica, "canard", responsável pelo direcionamento de mísseis. No Apêndice C, podem ser encontradas as principais características do sistema.

Após rápidas considerações sobre o funcionamento do sistema, no Capítulo II são desenvolvidos os modelos matemáticos não lineares para o atuador pneumático, baseados em duas formas distintas de atuação, uma considerando a dinâmica da válvula controladora de fluxo e outra assumindo-se que a válvula funciona de maneira "tudo ou nada". É também analisado um modelo simplificado, que é função da velocidade sônica do gás nos orifícios.

Utilizando-se o método numérico do Runge-Kutta, no Capítulo III é feita a simulação digital, obtendo-se as respostas características do sistema, com posterior comprovação da validade dos modelos desenvolvidos.

No Capítulo IV, sob considerações comuns a projetos de atuadores pneumáticos, desenvolve-se um modelo linearizado, responsável por algumas informações relativas ao desempenho do atuador.

Um estudo paramétrico visando a observação da influência dos parâmetros mais sensitivos do sistema no comportamente do atuador, é realizado no Capítulo V.

Finalmente, no Capítulo VI, baseado nos modelos desenvolvidos, considerando-se um determinado ponto de operação, em regime, são desenvolvidas relações básicas de projeto, responsáveis pela possibilidade de um pré-dimensionamento para o sistema, segundo as hipóteses assumidas.

II - MODELO MATEMÁTICO NÃO LINEAR PARA O ATUADOR PNEUMÁTICO

2.1 - CONFIGURAÇÃO DO ATUADOR

Trata-se de um sistema para pequeno tempo de operação originalmente projetado para utilização de fluido proveniente de um gerador de gás. O atuador tem seu desempenho analisado sendo considerado o uso de gás frio[19].

A representação esquemática do atuador pode ser observada na Figura 2.1, consiste basicamente de dois cilindros de atuação, conectados mecanicamente, cujos movimentos de seus pistões dependem da diferença de pressão entre as câmaras de controle 2,1 e 2,2, sendo a evolução dessas pressões comandada por duas válvulas tipo bocal-palheta, de constituição magnética e acionadas por sinais elétricos (Fig. 2.2).

O movimento de cada palheta é função da resultante das forças pneumática (pressão na palheta) e magnética, esta originada pela corrente gerada no indutor com a aplicação de tensões contínuas ou moduladas em largura de pulso. O indutor juntamente com a válvula bocal-palheta que evolui em uma câmara de volume fixo (câmara de saída), constituem o pistão sob essa configuração especial.

Uma câmara comum de alimentação, é responsável pelo fornecimento de gás aos cilindros.

Se a válvula de um dos pistões fecha a pressão no cilindro correspondente aumenta e o "canard" deflete para este lado.

Para a atuação diferencial, considerou-se um determinado sentido para o deslocamento y. Aplicando-se inicialmen

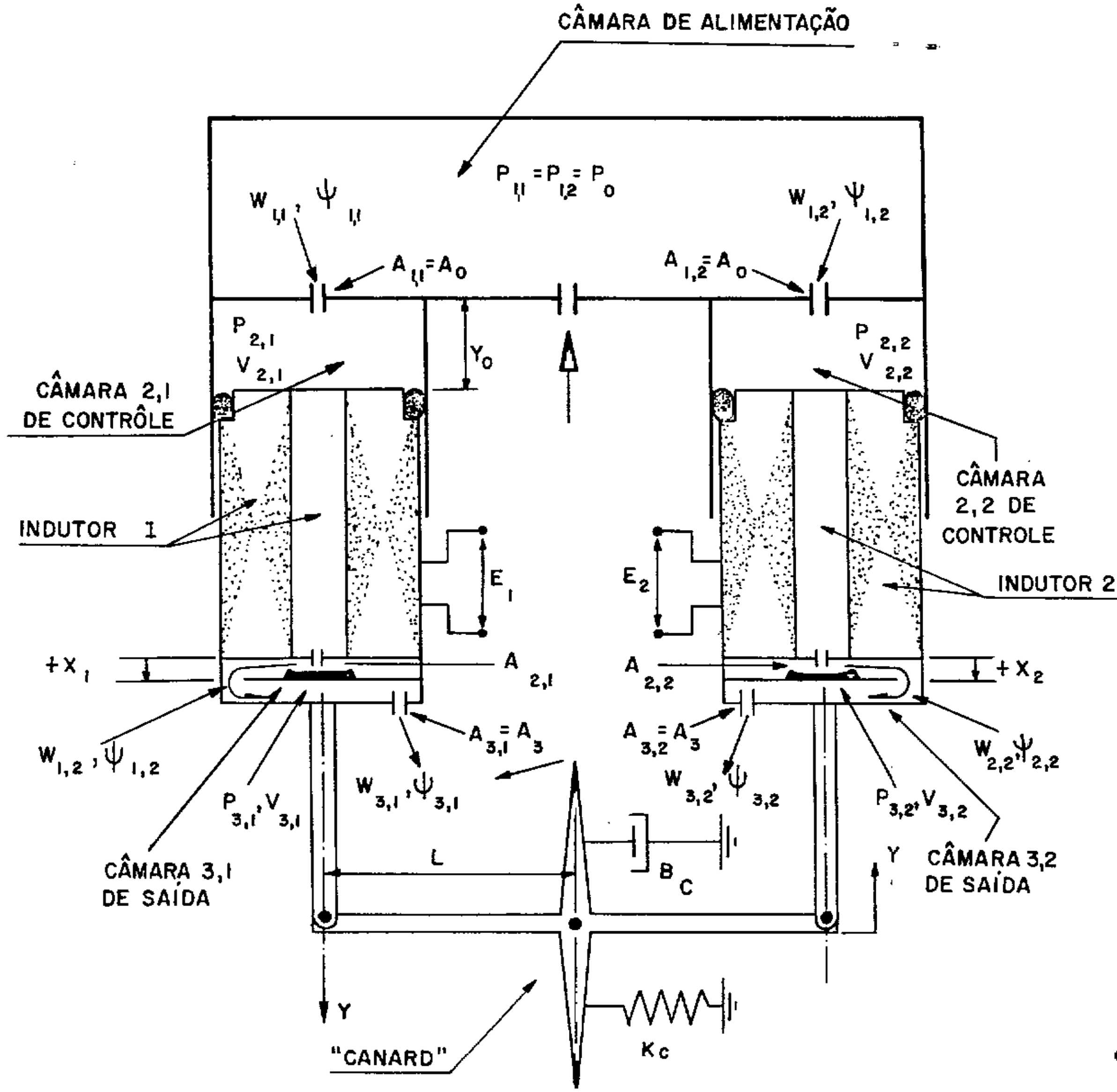


FIGURA (2.1) - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO ATUADOR te a mesma tensão em ambos os indutores, as duas válvulas de um e outro cilindro fecham igualmente mantendo o sistema carregado. Pequenos acréscimos de tensão no indutor 1 e decréscimos no indutor 2, para o mesmo instante de tempo, provocam um aumento da pressão no cilindro 1 e correspondente diminuição da pressão no cilindro 2, acarretando o deslocamento y e consequente deflexão do "canard".

Em voo o atuador precisa fornecer um torque capaz de superar o momento aerodinâmico sobre o "canard",esta carga no modelo desenvolvido é suposta do tipo massa, mola e amortecedor.

É possível observar-se na Fig. 2.2, que a válvula utilizada no atuador difere, em suas características construtivas, de um sistema bocal-palheta padrão e a solução escolhida teve por base:

a) a tentativa de se obter um dispositivo resistente sem acarretar queda na sensibilidade do sistema para variações de X_j .

b) a possibilidade de variação da área correspondente ao orifício de controle, devido possuir a palheta regulagem de abertura para os orifícios externos, permitindo um controle mais sensível da posição de equilíbrio.

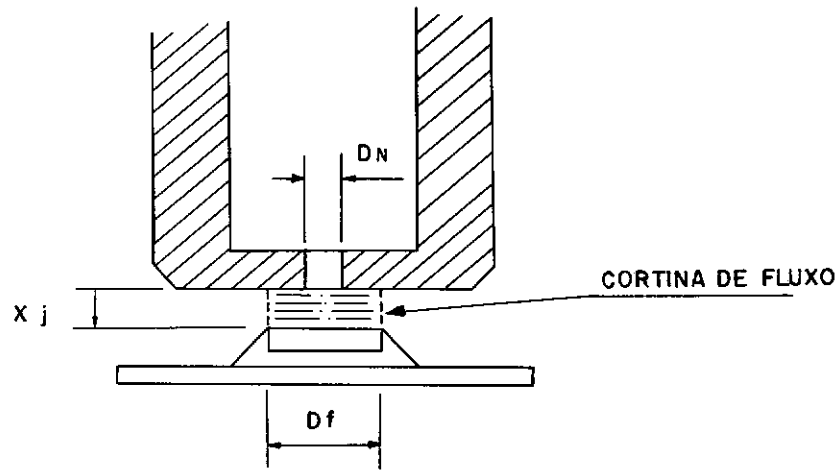


FIGURA (2.2) – BOCAL – PALHETA

2.2 - EQUAÇÕES DE FLUXO PARA O ATUADOR PNEUMÁTICO

Tomando como referências as relações (A.11) e (A.12) no Apêndice A, e assumindo a temperatura constante para todos os pontos no atuador, pode-se definir as seguintes constantes:

$$\alpha_1 = \left[\frac{K}{RT_o \left(\frac{K+1}{2}\right)^{\frac{K+1}{K-1}}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\alpha_2 = \left[\frac{2K}{RT_o \, (K-1)} \right]^{\frac{1}{2}} \qquad (2.1)$$

$$\psi_{i,j} = \left(\frac{P_{i+1,j}}{P_{i,j}}\right)^{\frac{1}{K}} \left[1 - \left(\frac{P_{i+1,j}}{P_{i,j}}\right)^{\frac{K-1}{K}} \right]^{\frac{1}{2}} \qquad (i = 1,\ 2,\ 3) \text{ e } (j = 1,\ 2)$$

onde:

i determina as variáveis relativas ao i ésimo orifício

j indica o cilindro do atuador, se igual a 1, esquerdo e se igual a 2, direito.

Definindo-se as variáveis lógicas que controlam a descontinuidade relativa à linha sônica, tem-se:

	$\delta_{i,j}$	$\bar{\delta}_{i,j}$
$(\frac{P_{i+1}}{P_i}) \leq (\frac{P_{i+1}}{P_i})_{CR}$	1	0
$(\frac{P_{i+1}}{P_i}) > (\frac{P_{i+1}}{P_i})_{CR}$	0	1

Em outras palavras, $\delta = 1$ indica fluxo sônico enquanto $\delta = 0$ refere-se ao fluxo subsônico.

As equações de fluxo tomam então a seguinte forma geral:

$$W_{i,j} = A_{i,j} \, (C_d)_{i,j} \, P_{i,j} \, (\delta_{i,j} \, \alpha_1 + \bar{\delta}_{i,j} \, \alpha_2 \, \psi_{i,j}) \tag{2.2}$$

onde:

$(i = 1, 2, 3)$; $(j = 1, 2)$

De acordo com a Figura 2.2 é possível notar-se que o sistema considerado possui a alternativa de utilização para cálculo, de duas áreas distintas $(A_{2,j})$ referentes ao orifício $(2,j)$, ou seja:

a) a área obtida considerando-se o diâmetro Dn do orifício

b) a área da cortina de fluxo, formada entre a Palheta e a parede do cilindro

sendo,

Dn = diâmetro do orifício, e

Df = diâmetro da cortina de fluxo, ou diâmetro efetivo da Palheta

Pode-se escrever que:

$$A_{2,j} = \frac{\pi}{4} Dn^2 \qquad \text{ou} \qquad A_{2,j} = \pi D_f X_j$$

dependendo da área considerada.

O critério de escolha é função da magnitude da área, pois a sensibilidade é maior para áreas menores. Neste sentido considera-se a menor área a cada instante, e como nas expressões acima, só X_j varia com o tempo, pode-se definir a escolha como função de X_j, de tal modo que:

Para

$$X_j > \frac{Dn^2}{4\ Df} \rightarrow A_{2,j} = \frac{\pi}{4} Dn^2 \qquad (2.3)$$

Para

$$X_j < \frac{Dn^2}{4\ Df} \rightarrow A_{2,j} = \pi\ Df\ X_j \qquad (2.4)$$

Neste trabalho, será considerado que X_j sempre satisfaz a segunda condição, logo $A_{2,j} = \pi\ Df\ X_j$.

De acordo com a simetria do sistema, pode-se definir:

$$A_{1,1} = A_{1,2} = A_o$$

$$A_{3,1} = A_{3,2} = A_3$$

$$(C_d)_{1,1} = (C_d)_{1,2} = (C_d)_1$$

$$(C_d)_{2,1} = (C_d)_{2,2} = (C_d)_f$$

$$(C_d)_{3,1} = (C_d)_{3,2} = (C_d)_3$$

Para facilitar a notação na análise que se segue, serão introduzidos os seguintes parâmetros de projeto:

$$\begin{aligned} a_1 &= A_o\ (C_d)_1\ P_o\ \alpha_1 \quad &;\quad a_1^* &= a_1\ \left(\frac{\alpha_2}{\alpha_1}\right) \\ a_2 &= \pi\ Df\ (C_d)_f\ \alpha_1 \quad &;\quad a_2^* &= a_2\ \left(\frac{\alpha_2}{\alpha_1}\right) \\ a_3 &= A_3\ (C_d)_3\ \alpha_1 \quad &;\quad a_3^* &= a_3\ \left(\frac{\alpha_2}{\alpha_1}\right) \end{aligned} \tag{2.5}$$

Aplicando-se (2.2) a cada orifício, juntamente com as considerações feitas, tem-se:

$$W_{1,1} = \delta_{1,1}\ a_1 + \bar{\delta}_{1,1}\ a_1^*\ \psi_{1,1}$$

$$W_{2,1} = \delta_{2,1}\ a_2\ X_1\ P_{2,1} + \bar{\delta}_{2,1}\ a_2^*\ X_1\ P_{2,1}\ \psi_{2,1}$$

$$W_{3,1} = \delta_{3,1}\, a_3\, P_{3,1} + \bar{\delta}_{3,1}\, a_3^*\, P_{3,1}\, \psi_{3,1}$$

$$W_{1,2} = \delta_{1,2}\, a_1 + \bar{\delta}_{1,2}\, a_1^*\, \psi_{1,2} \qquad (2.6)$$

$$W_{2,2} = \delta_{2,2}\, a_2\, X_2\, P_{2,2} + \bar{\delta}_{2,2}\, a_2^*\, X_2\, P_{2,2}\, \psi_{2,2}$$

$$W_{3,2} = \delta_{3,2}\, a_3 + \bar{\delta}_{3,2}\, a_3^*\, P_{3,2}\, \psi_{3,2}$$

2.3 - EQUAÇÕES DE ESTADO E CONTINUIDADE

A partir das equações (A.14) e (A.15) pode-se escrever para o modelo, que:

$$P_{i,j}\, V_{i,j} = m_{i,j}\, R\, T_o \quad ; \quad (i = 1,\ 2,\ 3) \ \text{ e } \ (j = 1,\ 2)$$

e

$$\frac{dm_{i,j}}{dt} = W_{i-1,j} - W_{i,j} \quad ; \quad (i = 1,\ 2,\ 3) \ \text{ e } \ (j = 1,\ 2)$$

Combinando essas duas relações, obtém-se

$$W_{i-1,j} - W_{i,j} = \frac{1}{R\, T_o}\, (\dot{P}_{i,j}\, V_{i,j} + P_{i,j}\, \dot{V}_{i,j}) \qquad (2.7)$$

$(i = 1,\ 2,\ 3)$ e $(j = 1,\ 2)$

Na análise subsequente será aplicada a equação (2.7) aos volumes de controle definidos acima de cada cilindro (câmaras de controle (2,j)) e pelas câmaras de saída (3,j).

São introduzidas as seguintes notações:

y = deslocamento do pistão, a partir da posição neutra, sendo positivo para a rotação anti-horária do "Canard".

V_o = volume acima de cada cilindro quando $y = 0$.

A_p = área dos pistões.

$V_{3,1} = V_{3,2} = V_3$ = volume da câmara de saída

e definidas as constantes:

$$b_1 = \frac{V_o}{R\ T_o} \quad ; \quad b_2 = \frac{A_p}{R\ T_o} \quad ; \ b_3 = \frac{V_3}{R\ T_o}$$

sendo as equações obtidas neste caso dadas por:

$$\begin{aligned}
W_{1,1} - W_{2,1} &= \dot{P}_{2,1}\ (b_1 + b_2\ y) + b_2\ P_{2,1}\ \dot{y} \\
W_{2,1} - W_{3,1} &= b_3\ \dot{P}_{3,1} \\
W_{1,2} - W_{2,2} &= \dot{P}_{2,2}\ (b_1 - b_2\ y) - b_2\ P_{2,2}\ \dot{y} \\
W_{2,2} - W_{3,2} &= b_3\ \dot{P}_{3,2}
\end{aligned} \tag{2.8}$$

Para chegar as relações acima fez-se uso do fato de que, os volumes acima dos cilindros 1 e 2, foram representados por $(V_o + A_p\ y)$ e $(V_o - A_p\ y)$ respectivamente, em suas variações com o movimento dos pistões.

Substituindo (2.6) em (2.8), tem-se que:

$$(\delta_{1,1}\, a_1 + \bar{\delta}_{1,1}\, a_1^{*}\, \psi_{1,1}) - (\delta_{2,1}\, a_2\, X_1\, P_{2,1} +$$

$$+ \bar{\delta}_{2,1}\, a_2^{*}\, X_1\, P_{2,1}\, \psi_{2,1}) = \dot{P}_{2,1}\,(b_1 + b_2\, y) + b_2\, P_{2,1}\, \dot{y}$$

$$(\delta_{2,1}\, a_2\, X_1\, P_{2,1} + \bar{\delta}_{2,1}\, a_2^{*}\, X_1\, P_{2,1}\, \psi_{2,1}) - (\delta_{3,1}\, a_3\, P_{3,1} +$$

$$+ \bar{\delta}_{3,1}\, a_3\, P_{3,1}\, \psi_{3,1}) = b_3\, \dot{P}_{3,1}$$

$$(2.9)$$

$$(\delta_{1,2}\, a_1 + \bar{\delta}_{1,2}\, a_1^{*}\, \psi_{1,2}) - (\delta_{2,2}\, a_2\, X_2\, P_{2,2} +$$

$$+ \bar{\delta}_{2,2}\, a_2^{*}\, X_2\, P_{2,2}\, \psi_{2,2}) = \dot{P}_{2,2}\,(b_1 - b_2\, y) - b_2\, P_{2,2}\, \dot{y}$$

$$(\delta_{2,2}\, a_2\, X_2\, P_{2,2} + \bar{\delta}_{2,2}\, a_2^{*}\, X_2\, P_{2,2}\, \psi_{2,2}) - (\delta_{3,2}\, a_3\, P_{3,2} +$$

$$+ \bar{\delta}_{3,2}\, a_3^{*}\, P_{3,2}\, \psi_{3,2}) = b_3\, \dot{P}_{3,2}$$

O conjunto de equações (2.9) define sob as hipóteses consideradas o sistema pneumático do modelo.

2.4 - DINÂMICA DA PALHETA E "CANARD"

Chega-se neste ponto, às equações que regem o movimento das partes móveis do sistema, que são a Palheta e o "Canard". São feitas a identificação e o equilíbrio das forças que atuam em cada um deles.

a) PALHETA

A Palheta não possui mola, ou seja, movimenta-se livremente em sua articulação.

No estudo da dinâmica da Palheta, será definida uma força de amortecimento $(B_f \dot{X}_j)$, para levar em conta a resistência imposta a sua movimentação na câmara de saída.

Identifica-se então duas forças atuando na Palheta; uma pneumática (F_p) , devido a diferença de pressões na câmara de controle e na câmara de saída, e a outra magnética (F_m), função da aplicação de tensões no solenóide. Ver Figura 2.3.

Fazendo o equilíbrio de forças, tem-se que:

$$m_f \ddot{X}_j + B_f \dot{X}_j = (F_p)_j - (F_m)_j \tag{2.10}$$

onde:

m_f = massa da Palheta (kg)

X_j = deslocamento da Palheta (m)

B_f = coeficiente de atrito viscoso (N. seg/m)

$(F_p)_j$ = força pneumática dada por $(P_{2,j} - P_{3,j})\ A_f$ (N)

$(F_m)_j$ = força magnética (N)

A_f = área efetiva da Palheta (m^2)

$$0 \leq X_j \leq X_{max} \quad ; \quad (j = 1,\ 2)$$

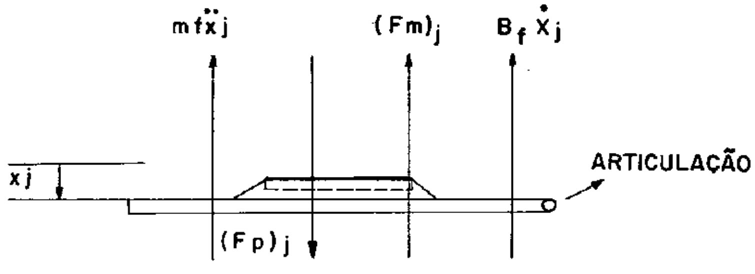


FIGURA.(2.3)-ESFORÇOS ATUANTES NA PALHETA

b) "CARNARD"

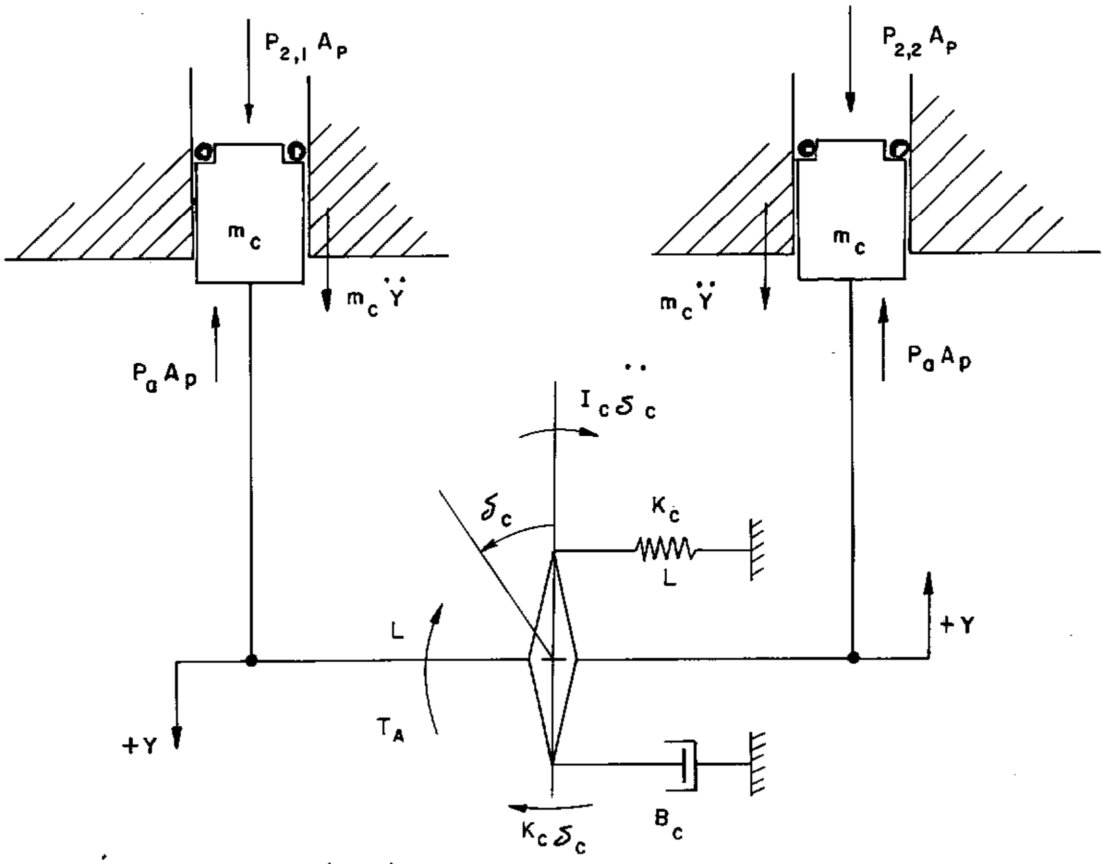


FIGURA (2.4)-ESFORÇOS ATUANTES NO CANARD.

Partindo-se da identificação das forças atuantes no Canard, Figura 2.4, faz-se o equilíbrio de forças, obtendo-se que:

$$\left[(P_{2,1} - P_{2,2})\ A_p - 2\ m_c\ \ddot{y}\right]\ L - K_c\ \delta_c - \frac{B_c\ \dot{y}}{L} - T_A\ \frac{\dot{y}}{|\dot{y}|} = I_c\ \ddot{\delta}_c$$

onde:

δ_c = deslocamento angular do "Canard" (rd) e como $\delta_c < 10$ graus, pode-se considerar $\delta_c = y/L$.

m_c = massa de cada cilindro (kg) .

I_c = momento de inércia do Canard com relação ao seu eixo de articulação $(kg \cdot m^2)$

K_c = constante de torque elástica (restauração) $(N \cdot m/rd)$.

B_c = coeficiente de atrito viscoso do "Canard" $(N \cdot m/rd)$.

T_A = Torque de atrito coulombiano, devido a articulação de colocação do "Canard" $(N \cdot m)$

Definindo-se as constantes:

$$C_1 = \frac{B_c}{(I_c + 2\ m_c\ L^2)}$$

$$C_2 = \frac{K_c}{(I_c + 2\ m_c\ L^2)}$$

$$C_3 = \frac{A_p\ L^2}{(I_c + 2\ m_c\ L^2)}$$

Obtém-se a expressão:

$$\ddot{y} = - C_1\ \dot{y} - C_2\ y + C_3\ (P_{2,1} - P_{2,2}) - T_A \frac{\dot{y}}{|\dot{y}|} \tag{2.11}$$

2.5 - VÁLVULA SOLENOIDE

2.5.1 - Circuito Elétrico

O solenoide do atuador caracteriza um circuito R, L em série, e utilizando a segunda lei de Kirchhoff[27] chega-se a:

$$E_j = L_* \dot{I}_j + R_* I_j$$

onde:

E_j = tensão aplicada (volts)

L_* = indutância do sistema, suposta constante (Henry)

R_* = resistência ohmica da bobina (ohms)

I = corrente da bobina (Amp)

$j=(1, 2)$

Definindo-se que:

$$C_o = \frac{1}{R_*} \quad ; \quad \tau_o = \frac{L_*}{R_*}$$

Pode-se escrever a equação acima da seguinte maneira:

$$\tau_o \dot{I}_j + I_j = C_o E_j \tag{2.12}$$

2.5.2 - <u>Força Magnética</u>

Baseando-se em um sistema magnético, no qual determinado elemento pode mover-se produzindo um espaço livre de ar variável X[31], tem-se a expressão para força atuante na parte móvel, em relação as dimensões do sistema, propriedades do material magnético e características da fonte[30]. No caso do atuador pode-se definir que:

$$(F_m)_j = [N\ I_j]^2 \frac{A_g\ \mu_o}{2X_j^2}$$

onde:

N = número de espiras

I_j = corrente no solenoide (Amp)

A_g = área do espaço livre de ar (m^2)

X_j = deslocamento da Palheta (m)

μ_o = permeabilidade do espaço livre de ar $[N/(Amp)^2]$

Deve ser notado que a expressão anterior para a força eletromagnética, é representativa para as condições de regime e não reflete o efeito da constante de tempo requerida para a criação do campo magnético.

Apresentando esta expressão características não lineares, e sendo função de X e I , é possível expandí-la em série de Taylor, em torno de seu valor de regime, assim:

$$(F_m)_j = F_m\ (I_j\ ,\ X_j) \therefore$$

$$(F_m)_j = (\frac{\partial F_m}{\partial I})_o\ i_j + (\frac{\partial F_m}{\partial X})_o\ x_j$$

onde i_j e x_j representam os desvios de I_j e X_j do ponto de operação.

Pode-se então escrever:

$$(F_m)_j = D_1\ I_j - D_2\ X_j \quad ; \quad (j = 1,\ 2) \qquad (2.13)$$

onde, D_1 e D_2 são constantes positivas, que podem ser obtidas calculando-se as derivadas parciais em torno do valor de regime da força magnética, com relação a I e X respectivamente.

2.6 - MODELO MATEMÁTICO NÃO LINEAR COMPLETO

Antes de escrever o modelo matemático completo re querido para descrever o atuador pneumático da Figura 2.1, faz-se necessário uma observação quanto ao funcionamento da Palheta,que possibilita a definição de dois modelos distintos:

1) Pode-se considerar a dinâmica da Palheta de acordo com a equação (2.10), definindo-se o modelo "Atuação por Equilíbrio de Forças".

2) É possível também considerar a Palheta sem dinâmica, ou seja, funcionando de maneira "tudo ou nada", podendo ocupar apenas duas posições instantaneas, $X_j = 0$ e $X_j = X_{max}$. Desta maneira define-se o modelo "Atuação por Modulação de Área".

Esse segundo modelo teve seu desenvolvimento justificado, devido a magnitude do deslocamento da Palheta (X_j) e pela sua tendência de ocupar as posições extremas. Esta última observação, pode ser verificada se tomarmos a força magnética,dada pela expressão (2.13) e aplicá-la à equação de dinâmica da Palheta (2.10).

$$m_f \ddot{X}_j + B_f \dot{X}_j = (F_p)_j - (D_1 I_j - D_2 X_j) \therefore$$

$$m_f \ddot{X}_j + B_f \dot{X}_j - D_2 X_j = (F_p)_j - D_1 I_j$$

vê-se então, que nas condições de regime, a força magnética,atua como uma mola negativa, fazendo com que a Palheta tenda sempre a ocupar suas posições extremas, dependendo das magnitudes relativas instantâneas das forças magnética e pneumática nela atuantes.

Escreve-se então os modelos:

1) "Atuação por Equilíbrio de Forças"

$$(\delta_{1,1}\ a_1 + \bar{\delta}_{1,1}\ a_1^*\ \psi_{1,1}) - (\delta_{2,1}\ a_2\ X_1\ P_{2,1} + \bar{\delta}_{2,1}\ a_2^*\ X_1$$

$$P_{2,1}\ \psi_{2,1}) = \dot{P}_{2,1}\ (b_1 + b_2\ y) + b_2\ P_{2,1}\ \dot{y} \qquad (2.14a)$$

$$(\delta_{2,1}\ a_2\ X_1\ P_{2,1} + \bar{\delta}_{2,1}\ a_2^*\ X_1\ P_{2,1}\ \psi_{2,1}) - (\delta_{3,1}\ a_3\ P_{3,1} +$$

$$\bar{\delta}_{3,1}\ a_3^*\ P_{3,1}\ \psi_{3,1}) = b_3\ \dot{P}_{3,1} \qquad (2.14b)$$

$$(\delta_{1,2}\ a_1 + \bar{\delta}_{1,2}\ a_1^*\ \psi_{1,2}) - (\delta_{2,2}\ a_2\ X_2\ P_{2,2} + \bar{\delta}_{2,2}\ a_2^*\ X_2$$

$$P_{2,2}\ \psi_{2,2}) = \dot{P}_{2,2}\ (b_1 - b_2\ y) - b_2\ P_{2,2}\ \dot{y} \qquad (2.14c)$$

$$(\delta_{2,2}\ a_2\ X_2\ P_{2,2} + \bar{\delta}_{2,2}\ a_2^*\ X_2\ P_{2,2}\ \psi_{2,2}) - (\delta_{3,2}\ a_3\ P_{3,2} +$$

$$\delta_{3,2}\ a_3^*\ P_{3,2}\ \psi_{3,2}) = b_3\ \dot{P}_{3,2} \qquad (2.14d)$$

$$\tau_o\ \dot{I}_1 + I_1 = C_o\ E_1 \qquad (2.14e)$$

$$\tau_o\ \dot{I}_2 + I_2 = C_o\ E_2 \qquad (2.14f)$$

$$(F_m)_1 = D_1\ I_1 - D_2\ X_1 \qquad (2.14g)$$

$$(F_m)_2 = D_1\ I_2 - D_2\ X_2 \qquad (2.14h)$$

$$m_f \ddot{X}_1 + B_f \dot{X}_1 = (P_{2,1} - P_{3,1}) A_f - (F_m)_1 \qquad (2.14i)$$

$$m_f \ddot{X}_2 + B_f \dot{X}_2 = (P_{2,2} - P_{3,2}) A_f - (F_m)_2 \qquad (2.14j)$$

$$\ddot{y} + C_1 \dot{y} + C_2 y = C_3 (P_{2,1} - P_{2,2}) - T_A \frac{\dot{y}}{|\dot{y}|} \qquad (2.14k)$$

São onze relações independentes e onze variáveis desconhecidas ($P_{2,1}$, $P_{2,2}$, $P_{3,1}$, $P_{3,2}$, X_1, X_2, I_1, I_2, $(F_m)_1$, $(F_m)_2$, y). As variáveis E_1 e E_2 são consideradas entradas específicas do sistema.

2) "Atuação por Modulação de Área"

Para obtenção deste modelo modifica-se o sistema trocando as relações (i) e (j) nas equações (2.14), por estas quatro relações que se seguem:

$$\left.\begin{aligned} &(P_{2,j} - P_{3,j}) A_f > (F_m)_j \rightarrow X_j = X_{máx} \\ &(P_{2,j} - P_{3,j}) A_f < (F_m)_j \rightarrow X_j = 0 \end{aligned}\right\} (j = 1,\ 2) \qquad (2.15)$$

2.7 - MODELO SIMPLIFICADO

De um modo geral, os projetos existentes de atuadores pneumáticos, levam em consideração o fato de que o fluxo do fluido, nas condições de regime, permanece à velocidade sônica. Desta maneira justifica-se o desenvolvimento de modelos baseados nos modelos anteriores, considerando-se apenas velocidade sônica através dos orifícios.

Assumindo esta hipótese, elimina-se a não linearidade específica do fluxo em orifícios, e uma consequente simplificação do modelo.

Este modelo simplificado será utilizado mais adiante, na obtenção do modelo linearizado e das relações básicas de projeto.

2.8 - OBSERVAÇÕES

Ao se assumir a temperatura constante em todos os pontos do atuador teve-se como base o fato de que existe uma perda de energia no fluxo de gás através de um orifício, devido a área de saída crescer abruptamente. Podendo ser assumido que toda pressão dinâmica é dissipada no processo de expansão do gás.

Esta perda de energia, aparece sob a forma de energia interna, causando um aumento na temperatura abaixo do orifício. Em vista disso pode-se assumir que as temperaturas acima e abaixo dele são praticamente as mesmas[1].

Foi assumida uma perfeita mistura para o gás nas câmaras do atuador, o que tornou possível o uso de simples pressão e temperatura para descrever o estado do gás em cada câmara[3].

O atrito coulombiano no "Canard", será considerado desprezível, o que é bastante razoável quando se utiliza gás frio para o sistema[3].

III - SIMULAÇÃO DIGITAL

3.1 - ESTRATÉGIA DA SIMULAÇÃO

O modelo completo desenvolvido no Capítulo II, dado pelas relações (2.14), pode ser rearranjado e reescrito na sua forma canônica.

$$\dot{\underset{\sim}{y}} = \underset{\sim}{f}\ (\underset{\sim}{y})$$

onde, o sinal gráfico "~" abaixo da letra distingue quantidades vetoriais. O $\underset{\sim}{y}$ é conhecido como o vetor de estado do sistema.

O método de Runge-Kutta de 4ª ordem é usado para a obtenção da nova solução relativa ao incremento de tempo, de acordo com a estratégia mostrada na Figura 3.1.

As entradas do sistema, E_1 e E_2, são sinais conhecidos que são aplicados do modo "tira-bota" como mostra a Figura 3.2.

Uma breve discussão do algorítmo utilizado, a implementação do modelo, subrotinas e completa listagem podem ser encontrados no Apêndice B.

3.2 - VARIÁVEIS DE ESTADO

As variáveis de estado para o modelo são definidas como se segue:

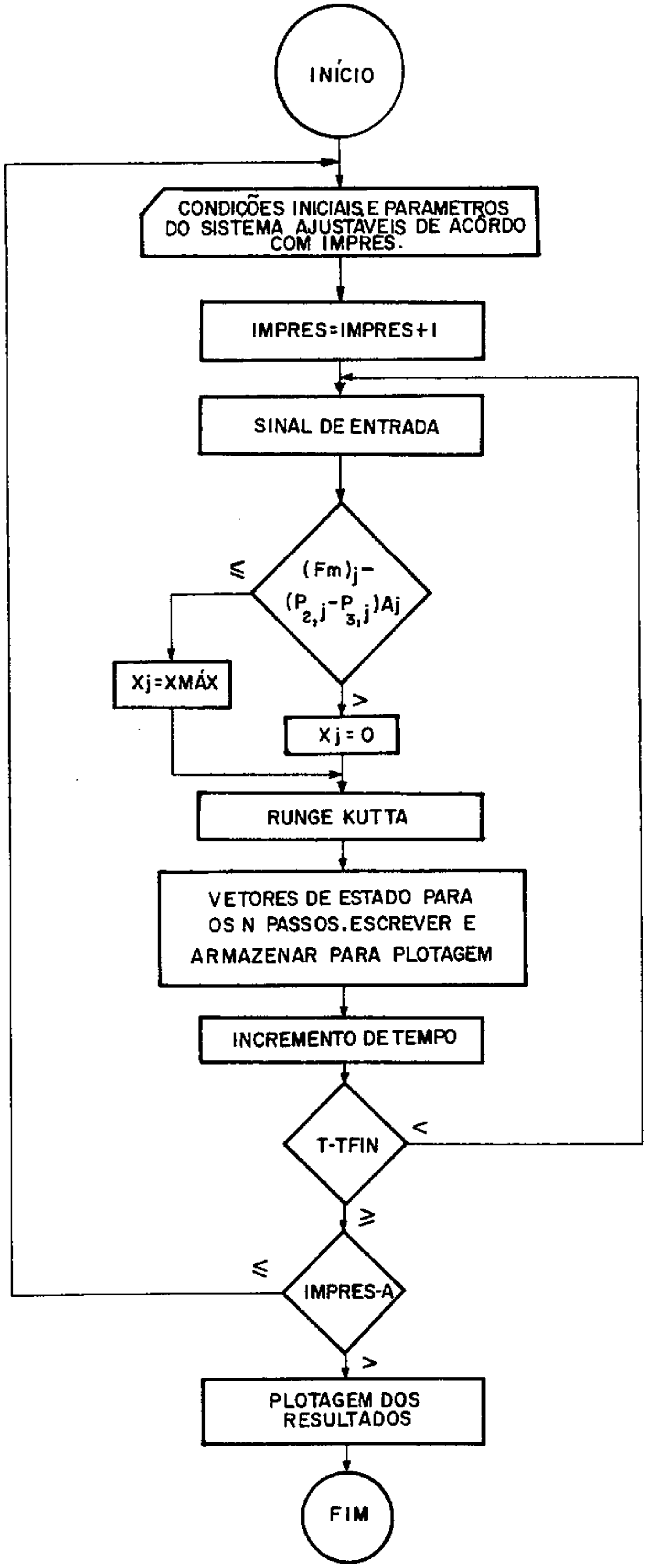
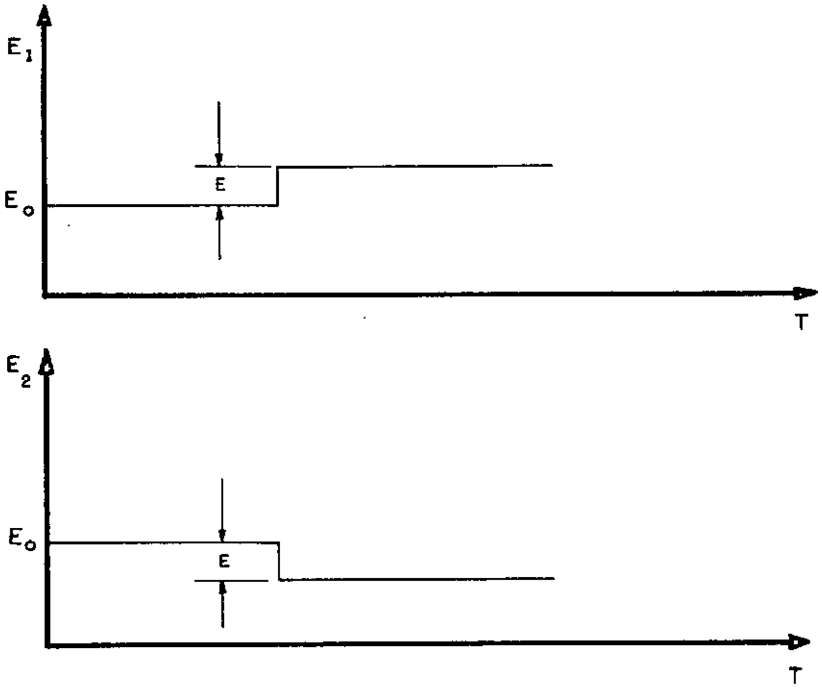
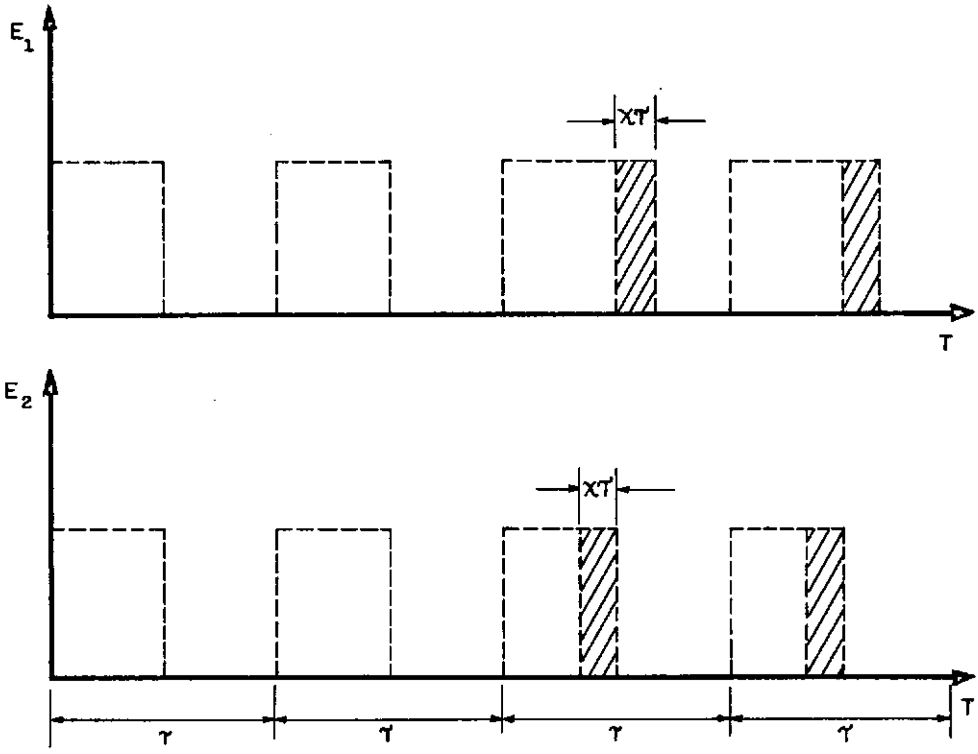


FIGURA (3.1) - DIAGRAMA DE BLOCO PARA A SIMULAÇÃO DIGITAL



(a) C. C.



(b) M.L.P.

FIGURA (3,2) - EXCITAÇÃO DE ENTRADA

$$y\,(1) = P_{2,1} \qquad y\,(5) = I_1 \qquad y\,(9) = X_2$$

$$y\,(2) = P_{2,2} \qquad y\,(6) = I_2 \qquad y\,(10) = \dot{X}_2$$

$$y\,(3) = P_{3,1} \qquad y\,(7) = X_1 \qquad y\,(11) = y$$

$$y\,(4) = P_{3,2} \qquad y\,(8) = \dot{X}_1 \qquad y\,(12) = \dot{y}$$

sendo esse modelo "atuaçao por equilibrio de forças", definido por seis equações de $1^{\underline{a}}$ ordem e três de $2^{\underline{a}}$ ordem, forneceu 12 variáveis de estado.

3.3 - O MODELO SOB FORMA CANÔNICA

Definindo-se:

$$U_{11} = \delta_{11}\, a_1 + \bar{\delta}_{11}\, a_1^*\, \psi_{11} \quad ; \quad U_{12} = \delta_{12}\, a_1 + \bar{\delta}_{12}\, a_1^*\, \psi_{12}$$

$$U_{21} = \delta_{21}\, a_2 + \bar{\delta}_{21}\, a_2^*\, \psi_{21} \quad ; \quad U_{22} = \delta_{22}\, a_2 + \bar{\delta}_{22}\, a_2^*\, \psi_{22}$$

$$U_{31} = \delta_{31}\, a_3 + \bar{\delta}_{31}\, a_3^*\, \psi_{31} \quad ; \quad U_{32} = \delta_{32}\, a_3 + \bar{\delta}_{32}\, a_3^*\, \psi_{32}$$

O modelo geral sob a forma canônica é dado por:

$$\dot{y}\,(1) = \frac{1}{b_1 + b_2\, y\,(11)}\, \{U_{11} - U_{21}\, y\,(7)\, y\,(1) - b_2\, y\,(1)\, y\,(14)\}$$

$$\dot{y}\,(2) = \frac{1}{b_1 - b_2\, y\,(11)}\, \{U_{12} - U_{22}\, y\,(9)\, y\,(2) + b_2\, y\,(2)\, y\,(14)\}$$

$$\dot{y}\,(3) = \frac{1}{b_3}\, \{U_{21}\, y\,(7)\, y\,(1) - U_{31}\, y\,(3)\}$$

$$\dot{y}\,(4) = \frac{1}{b_3}\, \{U_{22}\, y\,(9)\, y\,(2) - U_{32}\, y\,(4)\}$$

$$\dot{y}\,(5) = \frac{1}{\tau_o}\, \{C_o\, E_1 - y\,(5)\}$$

$$\dot{y}\ (6) = \frac{1}{\tau_1} \{C_o\ E_2 - y\ (6)\}$$

$$\dot{y}\ (7) = y\ (8)$$

$$\dot{y}\ (8) = \frac{1}{m_f} \{-\ B_f\ y\ (8) + (y\ (1) - y\ (3))\ A_f - (F_m)_1\}$$

$$\dot{y}\ (9) = y\ (10)$$

$$\dot{y}\ (10) = \frac{1}{m_f} \{-\ B_f\ y\ (10) + (y\ (2) - y\ (4))\ A_f - (F_m)_2\}$$

$$\dot{y}\ (11) = y\ (12)$$

$$\dot{y}\ (12) = -\ C_1\ y\ (12) - C_2\ y\ (11) + C_3\ (y\ (1) - y\ (2))$$

onde,

$$(F_m)_1 = D_1\ y\ (5) - D_2\ y\ (7)$$

$$(F_m)_2 = D_1\ y\ (6) - D_2\ y\ (9)$$

No modelo "tudo ou nada", "atuação por modulação de área", as relações de 7 a 10 (inclusive), são substituídas pelas seguintes inequações:

$$y\ (7) = X_{máx} \quad \text{se} \quad (y\ (1) - y\ (3))\ A_f > (F_m)_1$$

$$= 0 \quad \text{se} \quad (y\ (1) - y\ (3))\ A_f < (F_m)_1$$

$$y\ (9) = X_{máx} \quad \text{se} \quad (y\ (2) - y\ (4))\ A_f > (F_m)_2$$

$$= \quad 0 \quad \text{se} \quad (y\ (2) - y\ (4))\ A_f < (F_m)_2$$

3.4 - MODULAÇÃO EM LARGURA DE PULSO

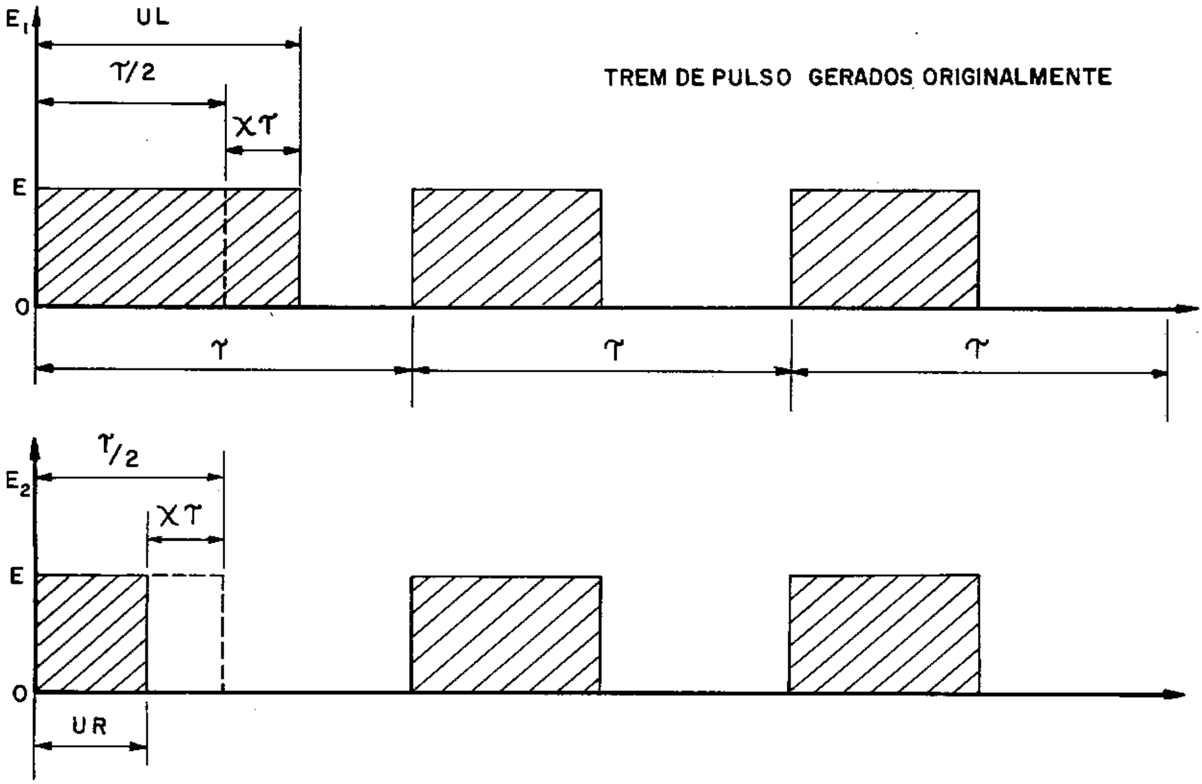


FIGURA (3.3)- LARGURA DE PULSO MODULADA-REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA

Na Figura 3.3 encontra-se a representação esquemática da variação da largura de pulso, segundo valores de $\chi\tau$ para um e outro solenoide, de tal maneira que pode-se escrever:

$$U_L = (0.5 + \chi)\ \tau$$

$$U_R = (0.5 - \chi)\ \tau$$

onde:

U_L e U_R são as frações de período do pulso considerado, nos solenoides 1 e 2 respectivamente

Tensão

$$E_1 = E \quad \text{para} \quad n\tau < t \leq n\tau + U_L$$

$$= 0 \quad \text{para} \quad n\tau + U_L < t \leq (n+1)\,\tau$$

e

$$E_2 = E \quad \text{para} \quad n\tau < t \leq n\tau + U_R$$

$$= 0 \quad \text{para} \quad n\tau + U_R < t \leq (n+1)\,\tau$$

onde:

$n = 0, 1, 2, \ldots$

Nos resultados da simulação digital, será visto a influência da variação tanto de $\chi\tau$ como de τ, no comportamento do modelo.

3.5 - TORQUE DO ATUADOR

O torque fornecido pelo atuador é obtido através da expressão:

$$T_* = P_D \cdot A_f \cdot L$$

sendo A_f e L definidos no Capítulo II e P_D a pressão diferencial para as câmaras de controle.

3.6 - LEVANTAMENTO DOS PARÂMETROS

Os parâmetros utilizados na simulação foram obtidos de acordo com as características físicas e geométricas do atuador e também de experiências práticas relativas ao seu funcionamento.

No Apêndice C, encontra-se a descrição física do sistema assim como os desenhos em escala utilizados para o levantamento dos parâmetros.

a) GEOMÉTRICOS

$A_o = 1.38 \times 10^{-7}\ m^2$

$A_p = 1.02 \times 10^{-3}\ m^2$

$L = 2.8 \times 10^{-2}\ m$

$y_o = 11.6 \times 10^{-3}\ m$

$V_o = 1.18 \times 10^{-5}\ m^3$

$V_3 = 4.615 \times 10^{-6}\ m^3$

$A_f = 4.15 \times 10^{-6}\ m^2$

$A_3 = 1.27 \times 10^{-6}\ m^2$

b) FÍSICOS (MASSAS E INÉRCIAS)

$m_f = 5.5 \times 10^{-3}\ Kg$

$m_c = 3.19 \times 10^{-1}\ Kg$

$I_c = 6.9 \times 10^{-3}\ Kg \cdot m^2$

c) PNEUMÁTICOS

$$P_o = 70 \times 10^5 \ N/m^2$$

$$P_A = 10^5 \ N/m^2$$

$$T_o = 300 \ ^oK$$

$$R = 297 \ \frac{m^2}{seg^2 \ ^oK}$$

d) ELETROMAGNÉTICOS

$R_* = 490 \ \Omega$ $\qquad C_L = N^3 A_G \mu_o = 3,53 \times 10^{-3}$

$L_* = 8$ Henry $\qquad C = 1,90 \times 10^{-3}$

$$\mu_o = 4\pi \times 10^{-7} \left[N/(Amp)\right]^2$$

obtidas a partir de análise realizada no material magnético, e descrita no Apêndice C.

e) MÁXIMO DESLOCAMENTO EFETIVO DA PALHETA

Como já citado na Seção 2.2, o deslocamento da Palheta ficará limitada a faixa de valores dado pela equação (2.4), sendo pois o controle do fluxo realizado pela Palheta. Pode-se então considerar que:

$$X_{máx} = 0,08 \times 10^{-3} \ m$$

Para

$$D_n = 0,9 \times 10^{-3}\ \mathrm{m}$$

e

$$D_f = 2,5 \times 10^{-3}\ \mathrm{m}$$

f) CONSTANTE ELÁSTICA E AMORTECIMENTO VISCOSO

Coeficiente elástico medido $K_c = 535\ \frac{N \cdot m}{rd}$. Para o amortecimento viscoso, arbitrou-se inicialmente o valor,

$$B_C = 22\ \frac{N \cdot m}{rd}$$

o que forneceu uma razão de amortecimento $\xi = 5,5$. Isto em função do amortecedor utilizado em experiências práticas realizadas anteriormente[19] .

g) COEFICIENTE DE DESCARGA E PARÂMETROS DO GÁS

Em função da dificuldade de determinação e da falta de dados experimentais, adotou-se para a simulação o valor comum de 0.6, para o coeficiente de descarga (C_d).

Observações realizadas indicam que (C_d) pode variar de 0.6 a 1.0 para várias configurações de orifícios e cresce lentamente com o decréscimo da relação de pressões (P_1/P_2) quando $P_1/P_2 < 0.5$ para uma dada configuração[3].

O gás utilizado foi o Nitrogênio, para o qual,

$$K = 1,4$$

e

$$\left(\frac{P_1}{P_2}\right)_{CR} = 0.5283$$

3.7 - RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DIGITAL

Faz-se uma análise dos resultados obtidos na simulação do modelo "Atuação por Equilíbrio de Forças" e do modelo "Atuação por Modulação de Área", segundo dois princípios distintos de excitação de entrada.

No primeiro, visando uma comparação com os resultados experimentais de W. Mansour[19], considerou-se nula a entrada E_2 do segundo indutor; numa tentativa de obter-se as mesmas condições de realização dos testes experimentais, que se restringe a atuação apenas do cilindro 1, enquanto o cilindro 2 é mantido bloqueado.

O segundo princípio, baseia-se na excitação de ambos os indutores, de modo diferencial em torno de uma tensão de polarização E_o . Sendo este mais completo e de acordo com o real funcionamento do sistema.

As condições de funcionamento do atuador utilizadas para a simulação, tiveram como base as condições reais de funcionamento do mesmo segundo os resultados experimentais obtidos[19], com campo de variação escolhido em função dos critérios, de projeto e desempenho do sistema.

3.7.1 - Modelo, "Atuação por Equilíbrio de Forças"

Para $E_2 = 0$

a) Entrada em Tensão Contínua

A Figura 3.9, apresenta as respostas para excitação em degrau C.C. de 30 volts. Nota-se a tendência da Palheta permanecer em sua posição máxima, devido a força magnética não conseguir vencer a força pneumática atuante sobre ela.

O pistão apresentou uma queda em seu deslocamento, função da permanência da palheta em sua posição máxima.

b) Entrada em Tensão Modulada

A Figura 3.10, apresenta as respostas para excitação em M.L.P. de 70% e frequência de 40 HZ, a uma tensão de 40 volts. Apesar de ocupar suas posições extremas, a palheta apresenta tendência de permanecer por maior intervalo de tempo em sua posição máxima, causando mais uma vez queda do deslocamento do pistão. O mesmo comportamento se verifica para a frequência de 100 HZ. Em ambos os casos é possível controlar a queda no deslocamento do pistão com o aumento da tensão de entrada e variação da largura de pulso.

Para $E_2 \neq 0$

a) Entrada em Tensão Contínua

A Figura 3.11, apresenta os resultados típicos para o modelo, sob atuação diferencial em torno de uma tensão de polarização de 25 volts. Verifica-se ligeira queda no deslocamento do pistão.

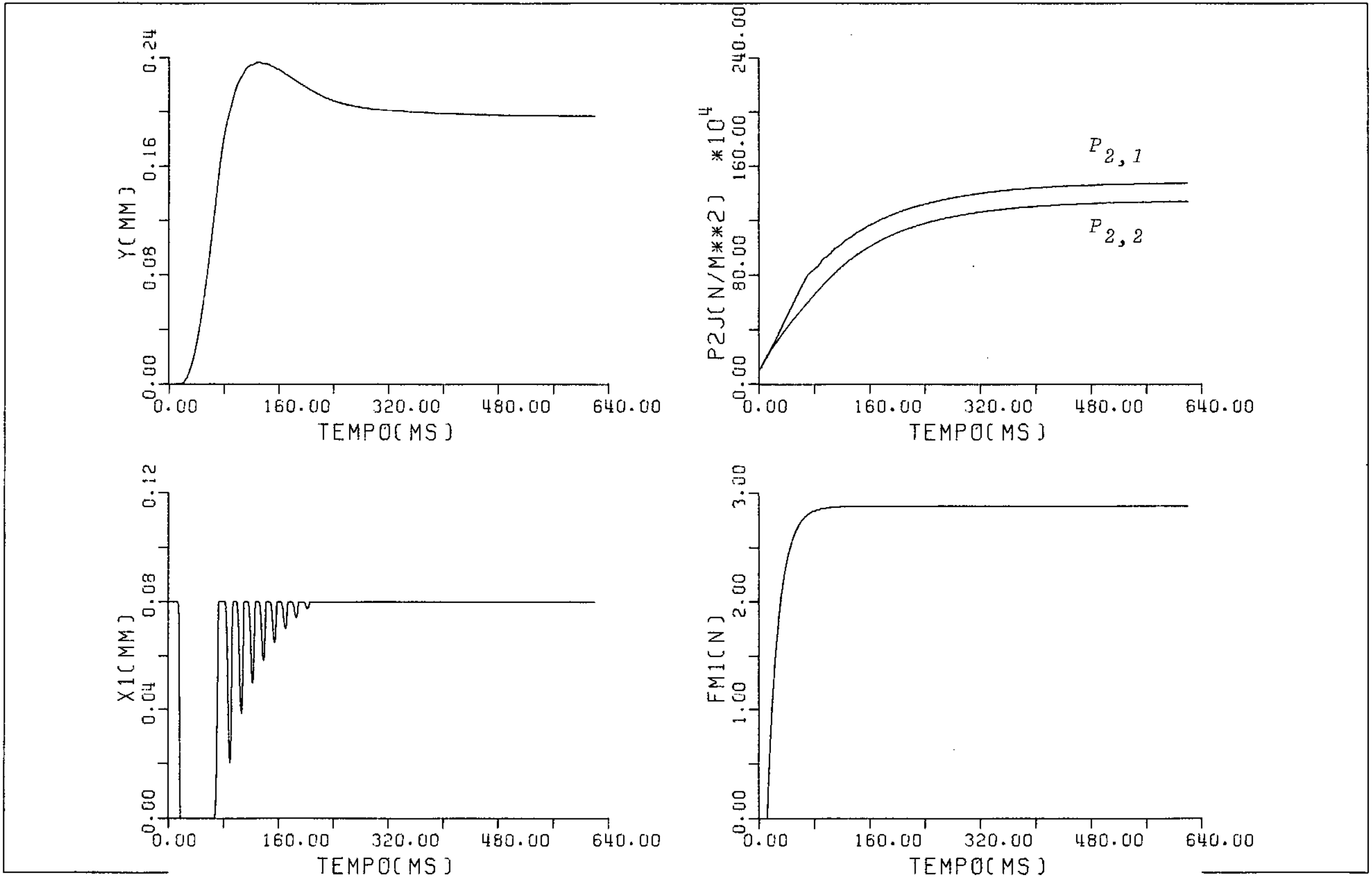


Figura (3.9) - MODELO NÃO LINEAR, "ATUAÇÃO POR EQUILÍBRIO DE FORÇAS, DEGRAU DE TENSÃO DE 30 VOLTS $E_2 = 0$

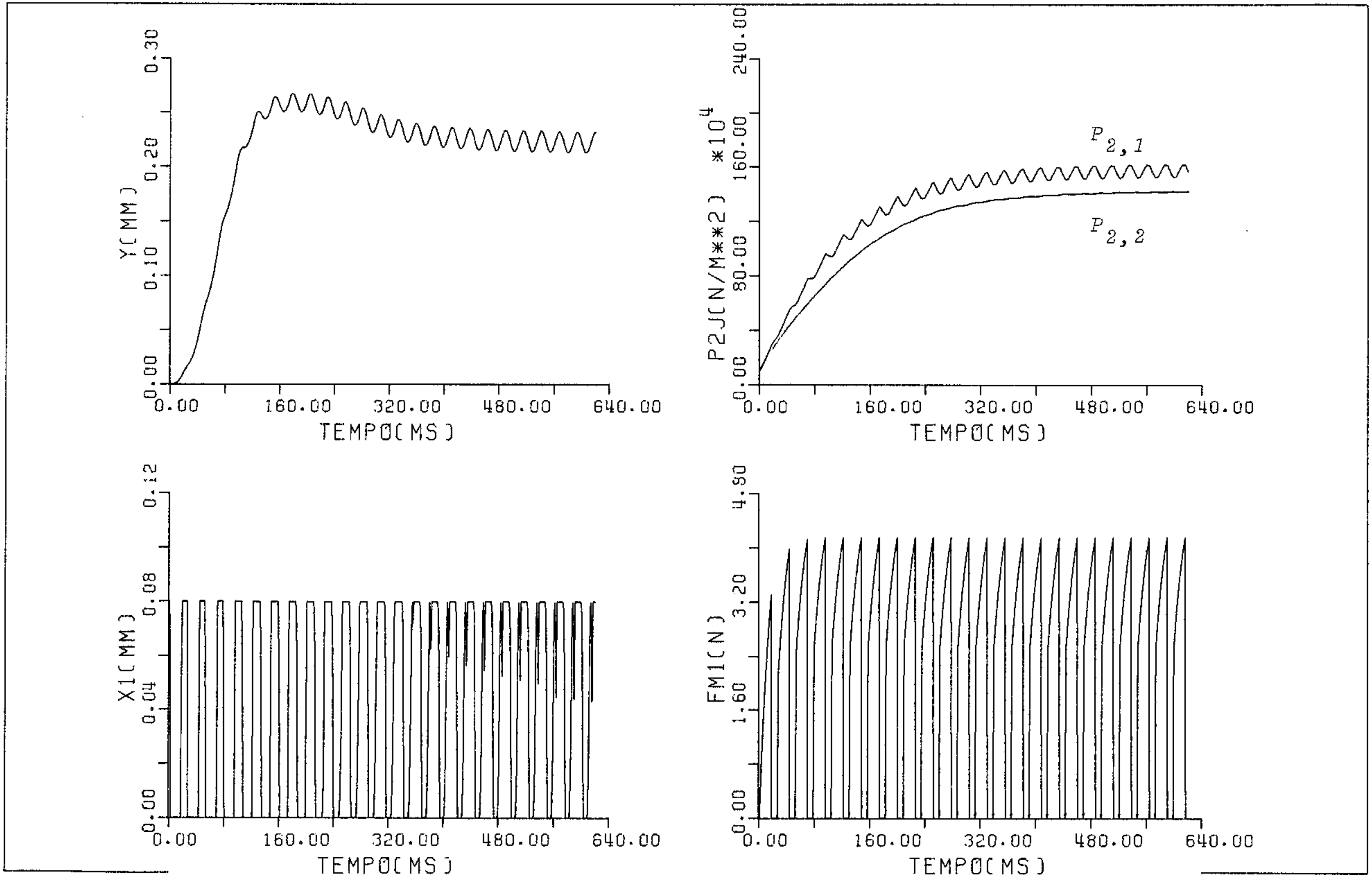


Figura (3.10) - MODELO NÃO LINEAR, "ATUAÇÃO POR EQUILÍBRIO DE FORÇAS", M.L.P. = 70% , f = 40 HZ, E_1 = 40 VOLTS, E_2 = 0

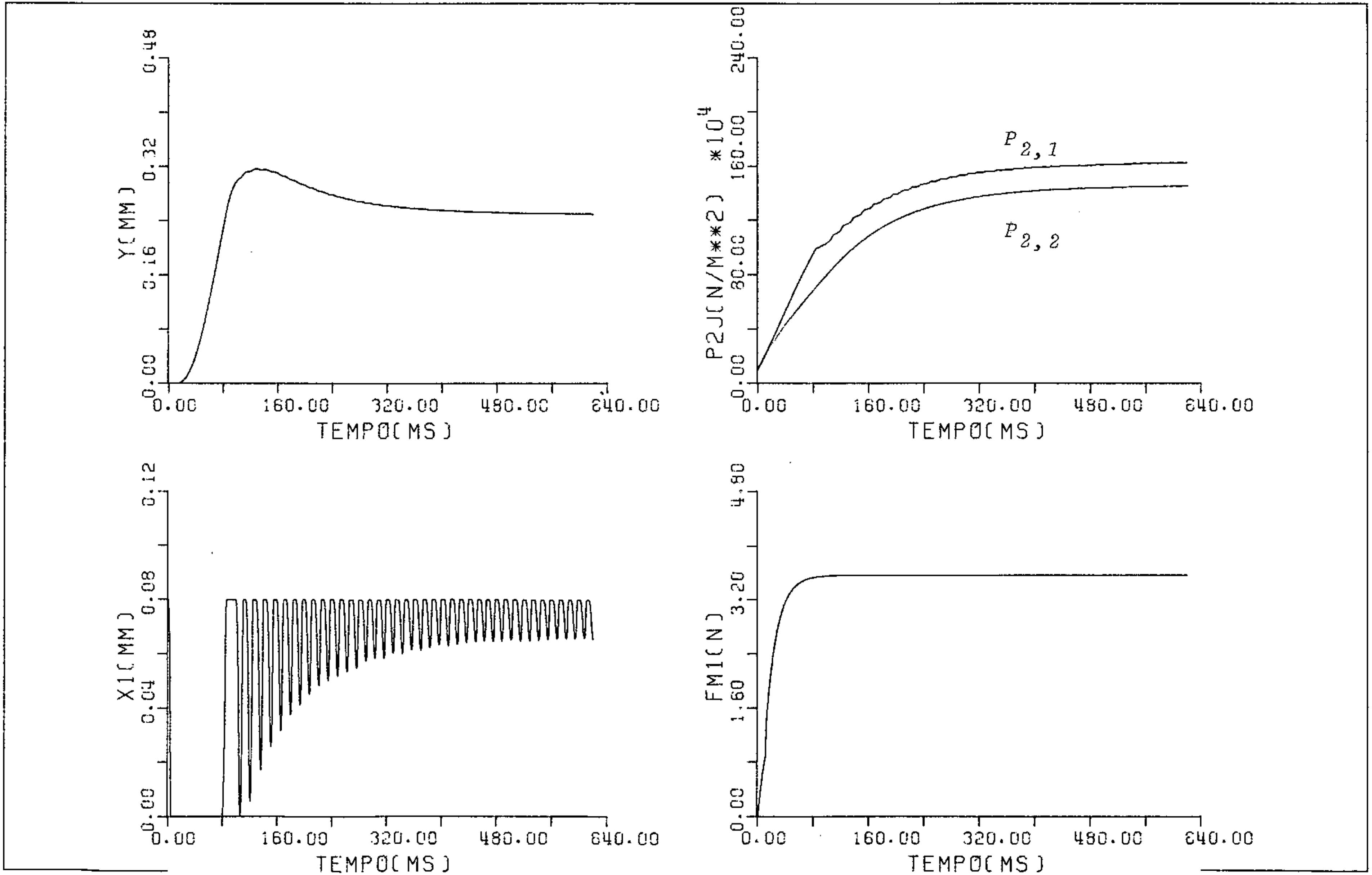
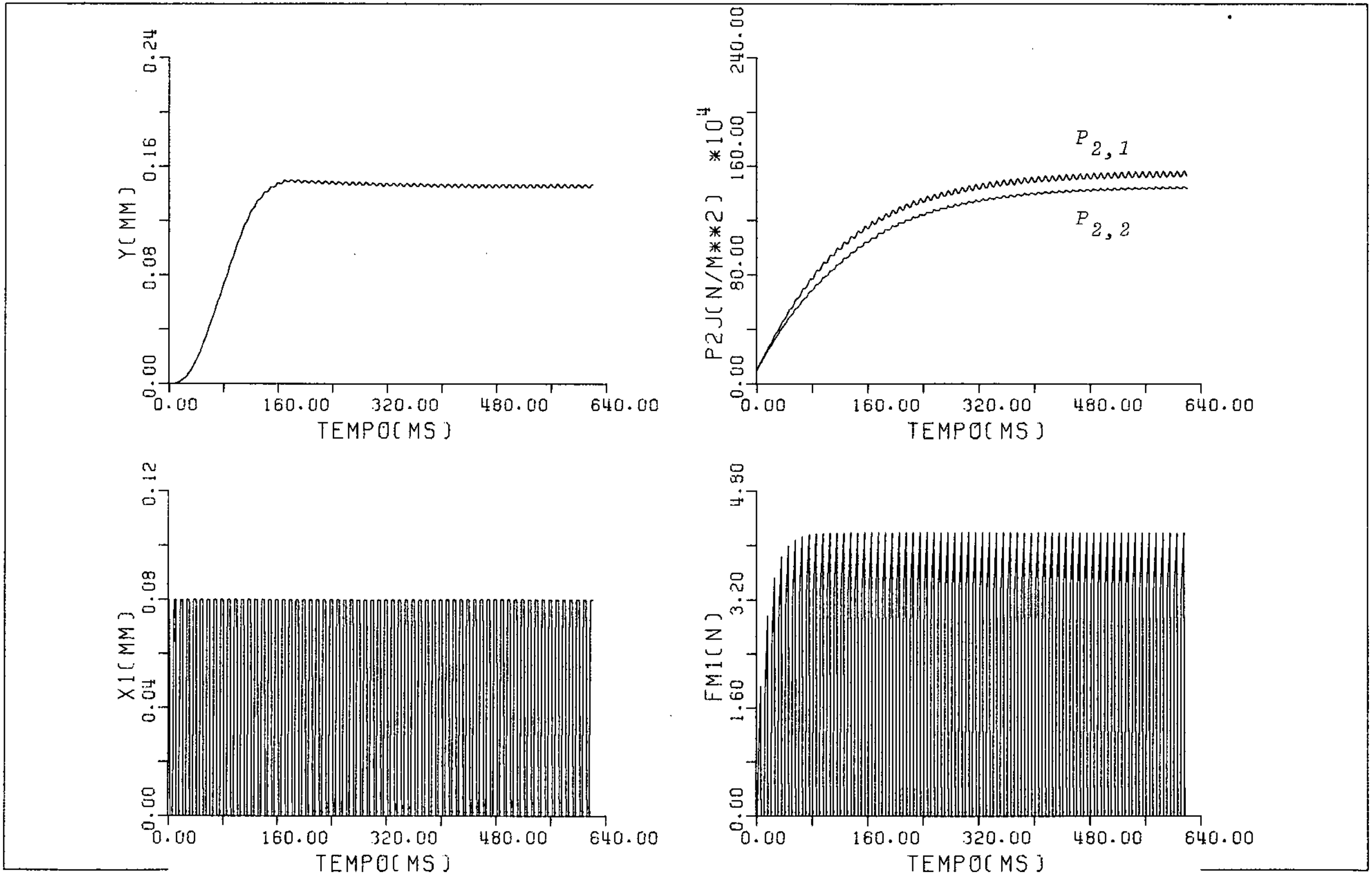


Figura (3.11) - MODELO NÃO LINEAR, "ATUAÇÃO POR EQUILÍBRIO DE FORÇAS", TENSÃO DIFERENCIAL DE 25 ± 10 VOLTS.



Fogura (3.12) - MODELO NÃO LINEAR, "ATUAÇÃO POR EQUILÍBRIO DE FORÇAS", M.L.P. = 0.5 ± 0.1 (%), f = 100 HZ, E = 50 VOLTS

b) Entrada em Tensão Modulada

Para uma tensão de 30 volts verifica-se a queda no deslocamento do pistão segundo o posicionamento das palhetas 1 e 2.

Sob as mesmas condições, este problema é contornado utilizando-se uma tensão de 50 volts, como mostra a Figura 3.12, para uma frequência de 100 HZ e M.L.P. de 0.5 ± 0.1(%) . Observa-se as excelentes respostas do sistema.

3.7.2 - Modelo "Atuação por Modulação de Área"

Para $E_2 = 0$

a) Entrada em Tensão Contínua

A Figura 3.13, apresenta as respostas para excitação em degrau C.C. de 25 volts, observa-se a queda no deslocamento do pistão, sob a influência da igualdade entre as pressões nas câmaras de controle.

Se a tensão sofre um aumento por exemplo para 50 volts, o problema é contornado.

b) Entrada em Tensão Modulada

A Figura 3.14, apresenta o sistema sendo excitado em M.L.P. de 80% à uma frequência de 40 HZ e tensão de 40 volts. Aqui, com o aumento da largura de pulso verificou-se o bom comportamento do atuador. Para a frequência de 100 HZ, o sistema apresenta comportamento similar.

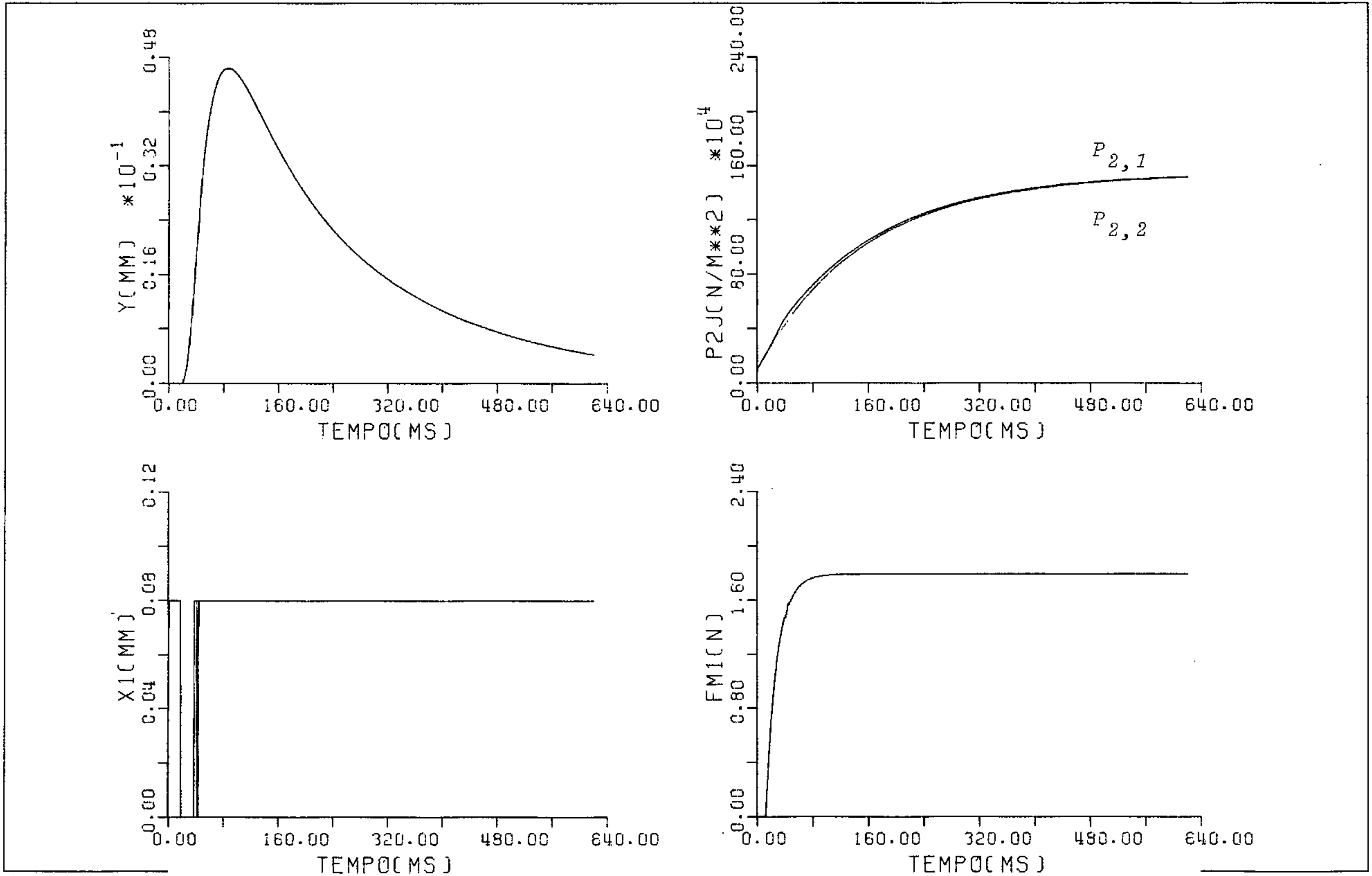


Figura (3.13) - MODELO NÃO LINEAR, "ATUAÇÃO POR MODULAÇÃO DE ÁREA", DEGRAU DE TENSÃO DE 25 VOLTS, $E_2 = 0$

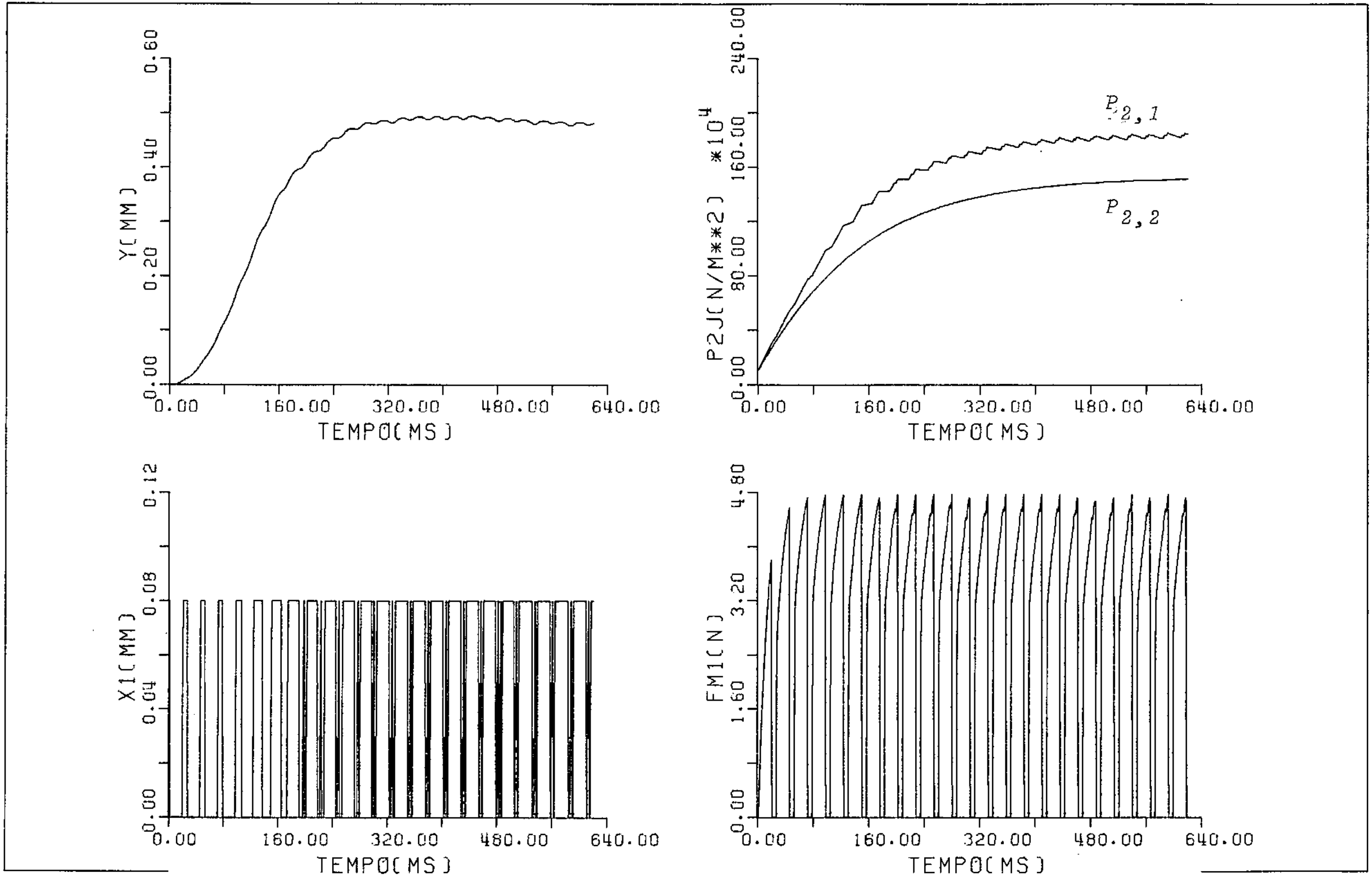


Figura (3.14) - MODELO NÃO LINEAR, "ATUAÇÃO POR MODULAÇÃO DE ÁREA", M.L.P. = 80%, f = 40 HZ
E_1 = 40 VOLTS, E_2 = 0

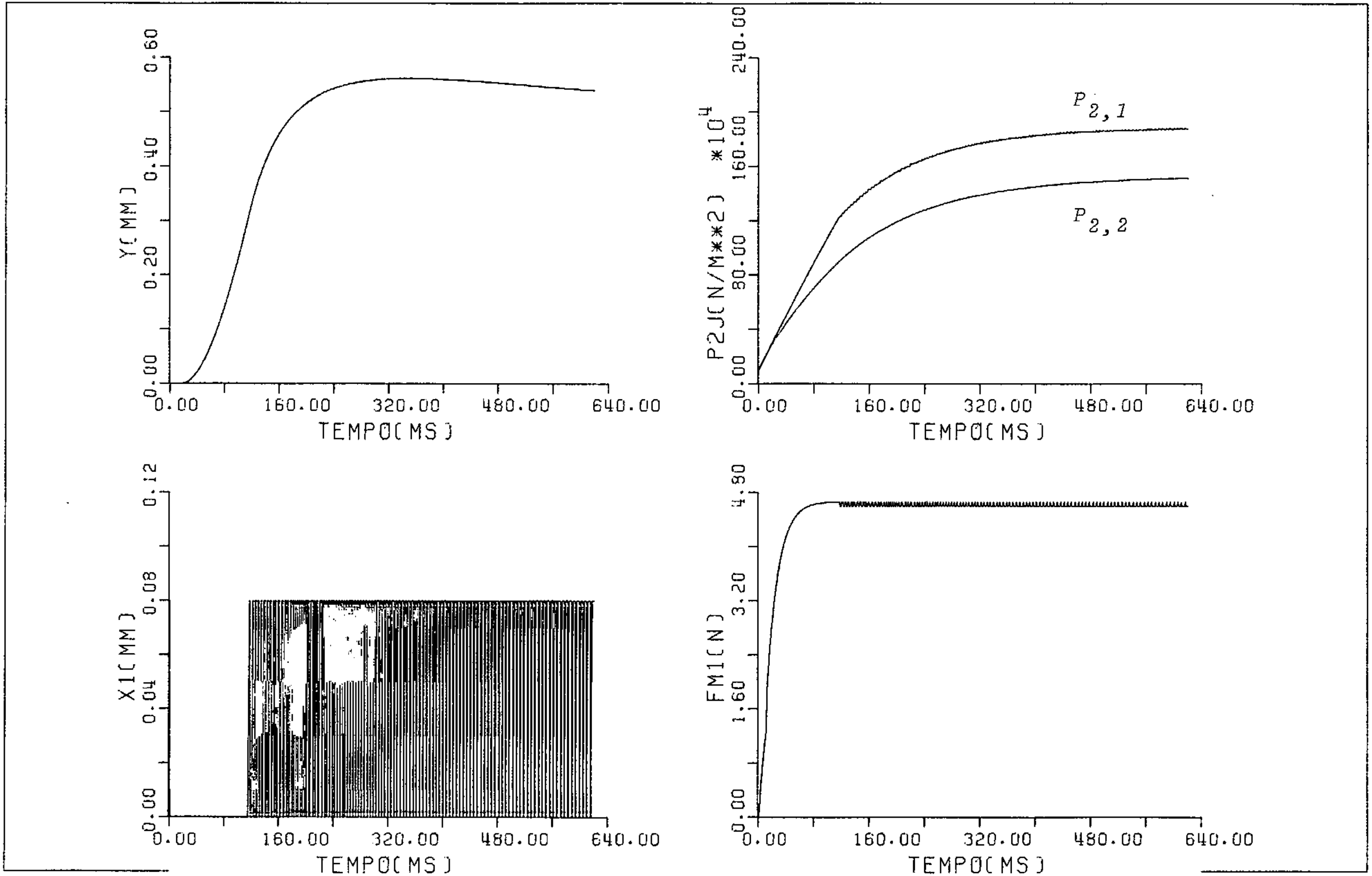


Figura (3.15) - MODELO NÃO LINEAR, "ATUAÇÃO POR MODULAÇÃO DE ÁREA", TENSÃO DIFERENCIAL DE 30 ± 10 VOLTS.

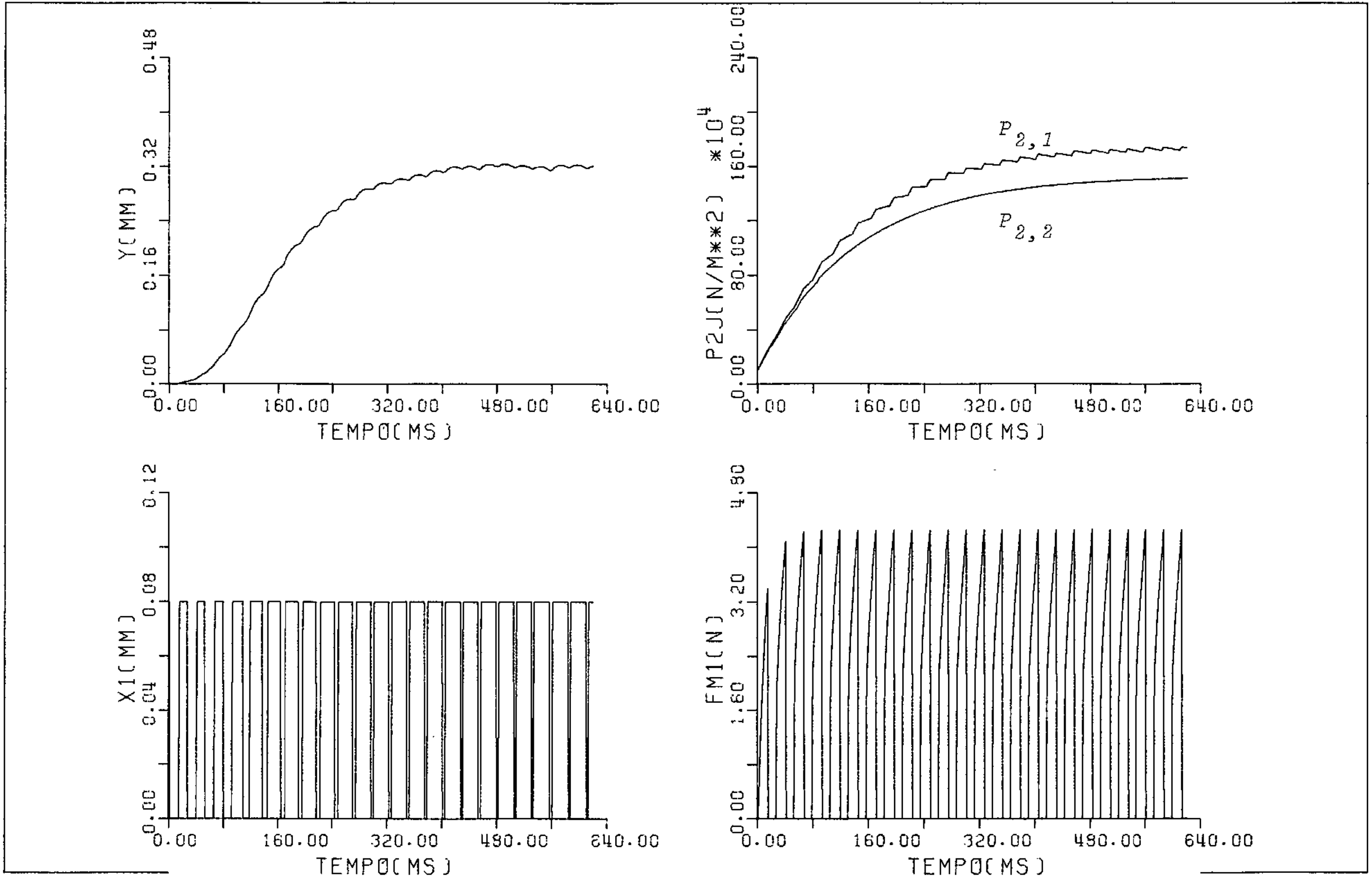


Figura (3.16) - MODELO NÃO LINEAR, "ATUAÇÃO POR MODULAÇÃO DE ÁREA", M.L.P.= 0.5±0.1 (%), f= 40 HZ, E= 45 VOLTS.

Para $E_2 \neq 0$

a) Entrada em Tensão Contínua

A Figura 3.15, apresenta o sistema sob atuação de modo diferencial em torno de uma tensão de polarização de 30 volts. Verifica-se que a força magnética inicialmente mantém a palheta fechada, posteriormente vindo a ocupar suas posições extremas por breves intervalos de tempo.

b) Entrada em Tensão Modulada

Para 40 HZ, Figura 3.16, tem-se as respostas para sinais M.L.P. de 0.5 ± 0.1 (%), verifica-se o excelente comportamento do sistema.

3.8 - CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS

A queda no deslocamento do pistão que aparece como característica constante para atuações com $E_2 = 0$ e para baixas tensões, deve-se ao fato de que, a força magnética apresentando pequena magnitude, acarreta para a palheta sempre sua posição máxima, o que provoca tendência para igualdade nas pressões das câmaras de controle 1 e 2. Este fato pode ser melhor observado na Figura 3.13.

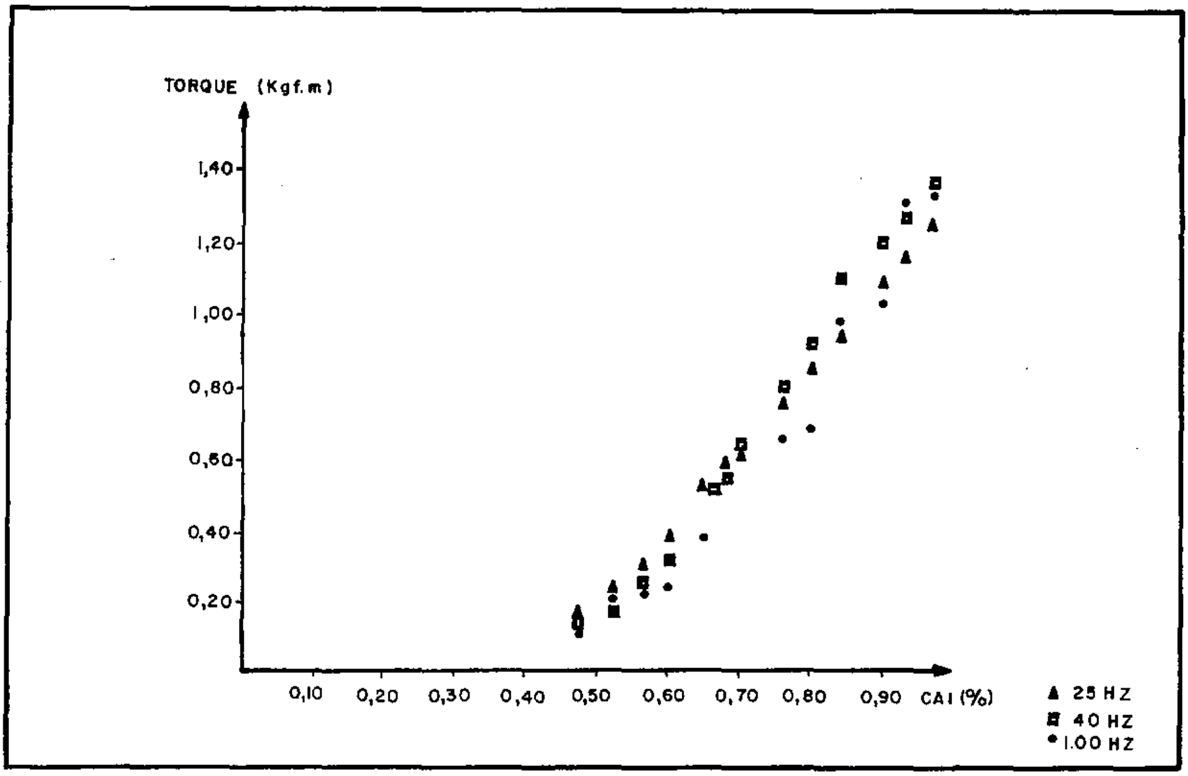
Como já analisado na seção 2.6, é comprovada na simulação a tendência da palheta ocupar suas posições extremas, mesmo quando se leva em conta à sua dinâmica, justificando esse comportamento específico, o desenvolvimento do modelo "Atuação por Modulação de Área".

Na comparação com as curvas experimentais[19], apesar da queda do deslocamento do pistão para valores de tensão correspondentes, observa-se o bom comportamento das pressões, para a resposta dinâmica do atuador. Com relação aos testes estáticos, o modelo também se comporta satisfatoriamente, como pode ser observado nas figuras 3.17 e 3.18. As diferenças existentes, sobretudo com relação aos valores do torque, deve-se ao fato de que, mesmo fazendo $E_2 = 0$, não se consegue $P_{2,2}$ constante, como no caso dos testes experimentais e como o torque é função da diferença de pressões entre as câmaras de controle, justifica-se os baixos valores.

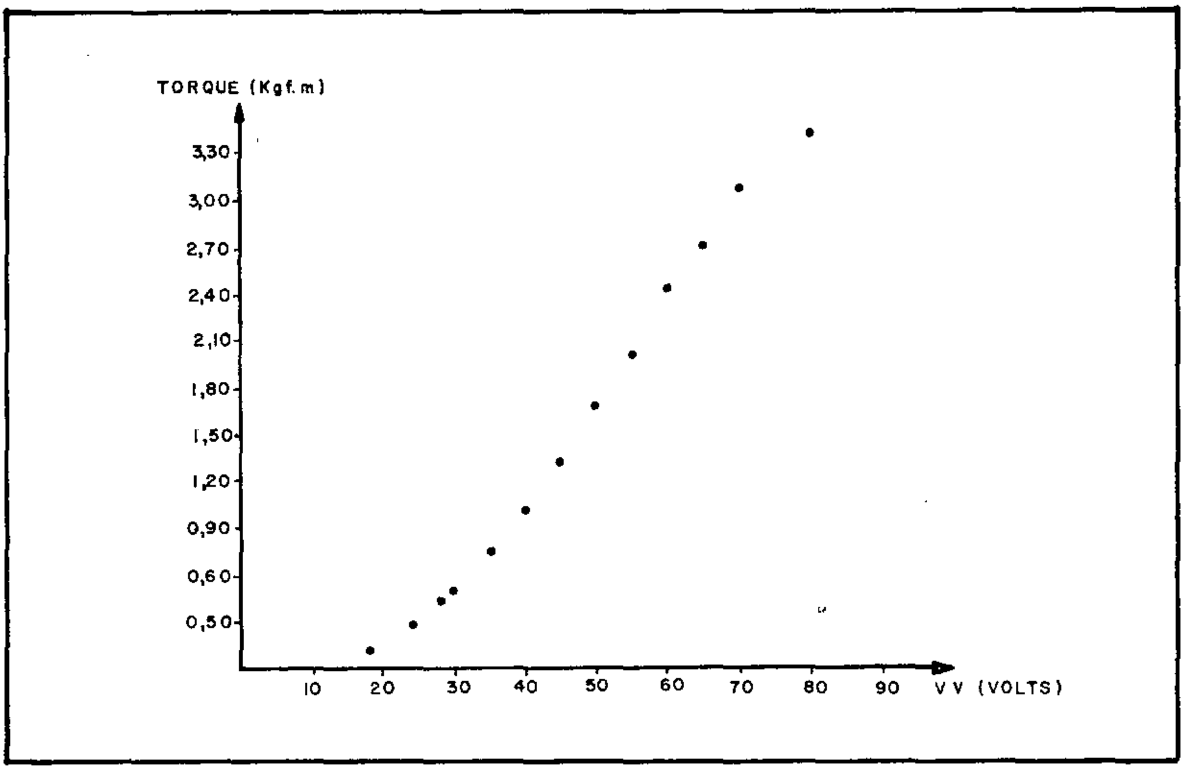
A simulação sob o princípio segundo o qual $E_2=0$, tem sua realização também justificada, sob o ponto de vista prático de que em operação, possa ocorrer uma pane com um dos indutores, devendo o sistema continuar respondendo de maneira satisfatória.

Tomando como exemplo a Figura 3.13, verifica-se que os problemas relativos à queda no deslocamento do pistão, ocorrem para pequenos valores de y, função da baixa tensão aplicada.

Apesar do excelente comportamento do modelo "Atuação por Equilíbrio de Forças", verifica-se que em comparação com o de "Atualização por Modulação de Área", este último sob as mesmas condições, alcança maiores valores de y, comprovando a sua praticidade, com relação a velocidade de resposta.



(a)

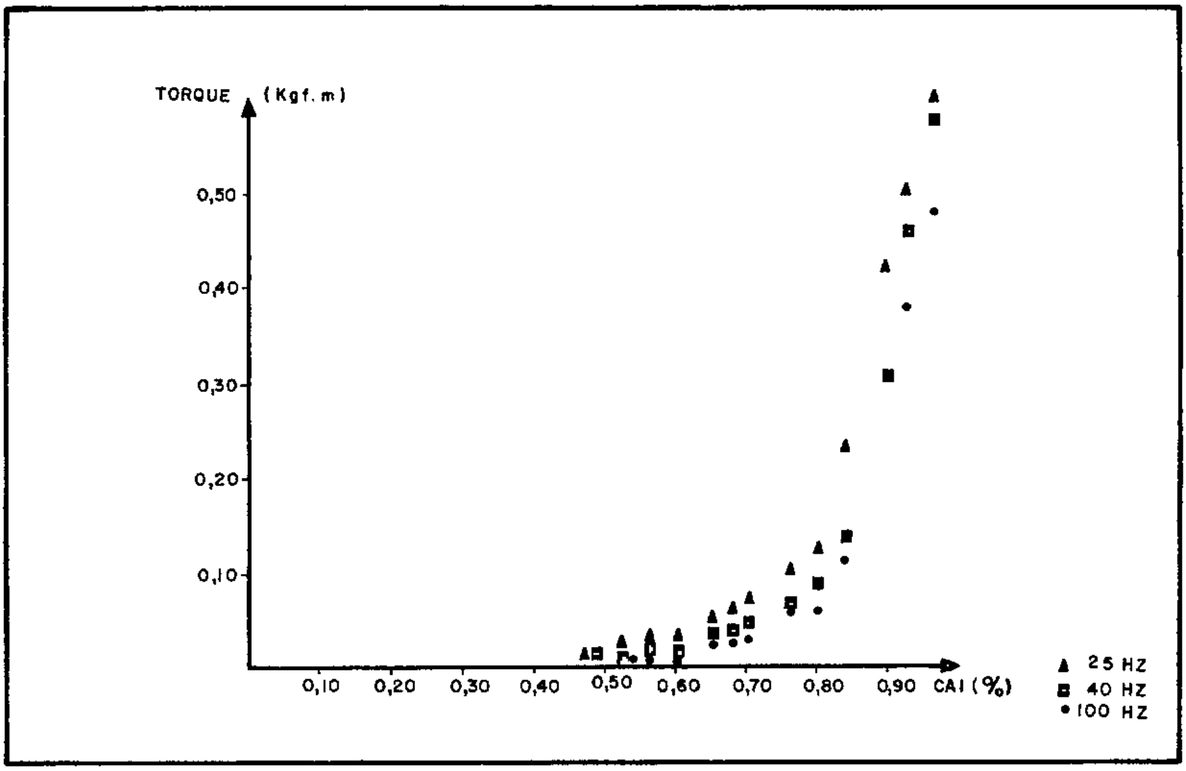


(b)

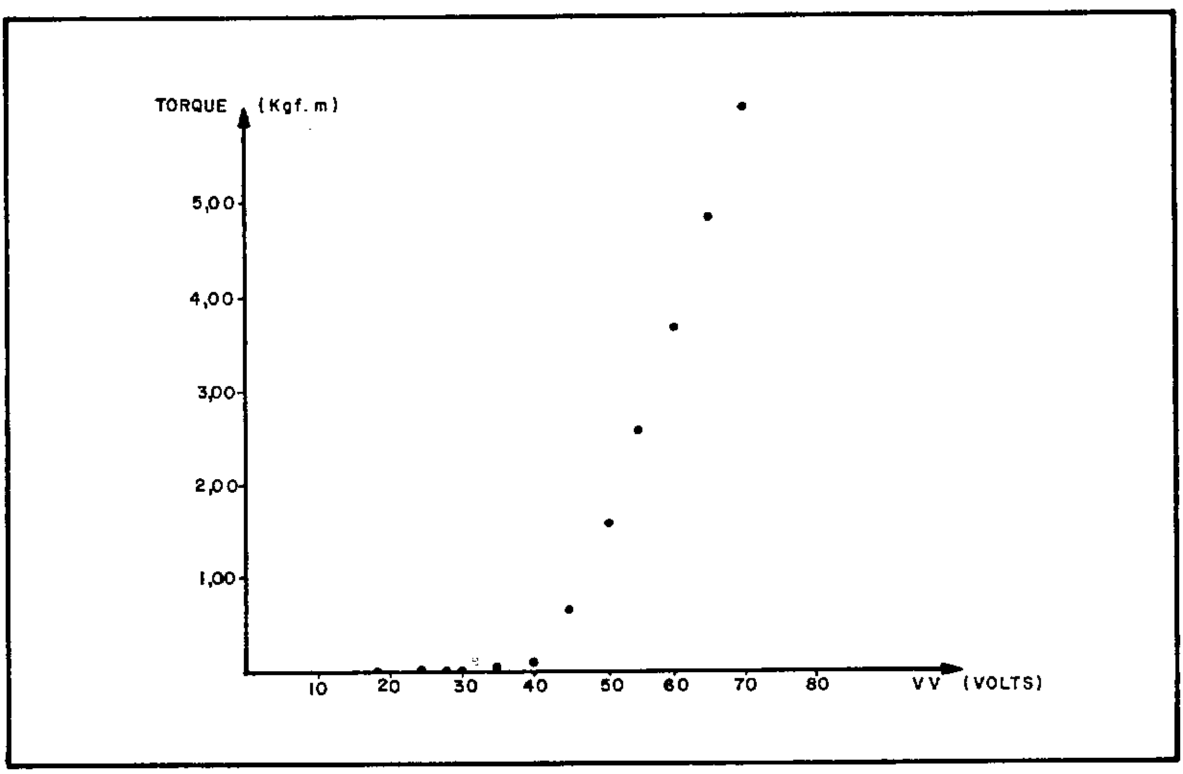
FIGURA (3.17) – MODÊLO NÃO LINEAR "ATUAÇÃO POR EQUILÍBRIO DE FORÇAS".

(a) CURVA CARACTERISTICA PARA SINAIS C.C., $E_2 = 0$.

(b) CURVA CARACTERISTICA PARA M.L.P., $E_1 = 50$ VOLTS, $E_2 = 0$.



(a)



(b)

FIGURA (3.18) – MODÊLO NÃO LINEAR,"ATUAÇÃO POR MODULAÇÃO DE ÁREA".

(a) CURVA CARACTERISTICA PARA SINAIS C.C., $E_2 = 0$.

(b) CURVA CARACTERISTICA PARA M.L.P., $E_1 = 50$ VOLTS, $E_2 = 0$.

IV - MODELO LINEARIZADO PARA O ATUADOR PNEUMÁTICO

4.1 - INTRODUÇÃO

A partir do modelo completo não-linear desenvolvido no Capítulo II, é feita uma linearização baseada em hipóteses relativas ao comportamento prático/teórico do atuador pneumático, obtendo-se um modelo linear generalizado.

4.2 - DESENVOLVIMENTO

Baseado nas observações da seção (2.7), é considerado o modelo simplificado de tal modo que a partir das equações (2.14), assumindo que se tenha fluxo sônico em todos os orifícios, e desprezando a contribuição da câmara de saída para a dinâmica do atuador, desde que seu volume é desprezível se comparado ao volume da camada de controle, obtem-se:

$$a_1 - a_2 X_1 P_{2,1} = \dot{P}_{2,1} (b_1 + b_2 y) + b_2 P_{2,1} \dot{y}$$

$$a_1 - a_2 X_2 P_{2,2} = \dot{P}_{2,2} (b_1 - b_2 y) - b_2 P_{2,2} \dot{y}$$

$$\tau_o \dot{I}_1 + I_1 = C_o E_1$$

$$\tau_o \dot{I}_2 + I_2 = C_o E_2$$

$$(F_m)_1 = D_1 I_1 - D_2 X_1$$

$$(F_m)_2 = D_1 I_2 - D_2 X_2$$

$$m_f \ddot{X}_1 + B_f \dot{X}_1 = (P_{2,1} - P_m) A_f - (F_m)_1$$

$$m_f \ddot{X}_2 + B_f \dot{X}_2 = (P_{2,2} - P_m) A_f - (F_m)_2$$

$$\ddot{y} + C_1 \dot{y} + C_2 y = C_3 (P_{2,1} - P_{2,2}) - T_A \frac{\dot{y}}{|\dot{y}|}$$

onde P_m é uma pressão de referência, que é igual a um valor médio da pressão na câmara de saída. Este valor pode ser obtido a partir das equações (b) e (d) do sistema (2.14), levando em consideração o fato de que a câmara de saída não contribui para a dinâmica do atuador, assim

$$P_m = \left[P_{3,1}\right]_{\text{médio}} = \left[\frac{a_2 X_1 P_{2,1}}{a_3}\right]_{\text{médio}} = \left[P_{3,2}\right]_{\text{médio}} = \left[\frac{a_2 X_2 P_{2,2}}{a_3}\right]_{\text{médio}} \tag{4.1}$$

É possível observar-se nas relações (4.1) a validade da suposição de um P_m médio para a câmara de saída, pois se X_1 cresce e X_2 decresce, em contrapartida $P_{2,1}$ diminui com o acréscimo de X_1 e $P_{2,2}$ aumenta com o decréscimo de X_2, mantendo a constância de P_m.

Sendo as forças de inércia e amortecimento relativas a palheta, muito pequenas se comparadas às forças pneumáticas atuantes e τ_o muito menor que as demais constantes de tempo pneumáticas do sistema, o modelo pode ser reduzido a:

$$a_1 - a_2 X_1 P_{2,1} = \dot{P}_{2,1} (b_1 + b_2 y) + b_2 P_{2,1} \dot{y}$$

$$a_1 - a_2 X_2 P_{2,2} = \dot{P}_{2,2} (b_1 - b_2 y) \div b_2 P_{2,2} \dot{y}$$

$$(F_m)_1 = (D_1 C_o) E_1 - D_2 X_1$$

$$(F_m)_2 = (D_1 C_o) E_2 - D_2 X_2$$

$$(P_{2,1} - P_m) A_f = (F_m)_1$$

$$(P_{2,2} - P_m) A_f = (F_m)_2$$

$$\ddot{y} + C_1 \dot{y} + C_2 y = C_3 (P_{2,1} - P_{2,2}) - T_A \frac{\dot{y}}{|\dot{y}|}$$

é possível eliminar $(F_m)_j$, $(j = 1, 2)$ no sistema acima, tal que:

$$a_1 - a_2 X_1 P_{2,1} = \dot{P}_{2,1} (b_1 + b_2 y) + b_2 P_{2,1} \dot{y}$$

$$a_1 - a_2 X_2 P_{2,2} = \dot{P}_{2,2} (b_1 - b_2 y) - b_2 P_{2,2} \dot{y}$$

$$(P_{2,1} - P_m) A_f = (D_1 C_o) E_1 - D_2 X_1 \tag{4.2}$$

$$(P_{2,2} - P_m) A_f = (D_1 C_o) E_2 - D_2 X_2$$

$$\ddot{y} + C_1 \dot{y} + C_2 y = C_3 (P_{2,1} - P_{2,2}) - T_A \frac{\dot{y}}{|\dot{y}|}$$

então, eliminando X_1 e X_2, o modelo é mais uma vez reduzido, obtendo-se a formulação final:

$$a_1 - a_2 P_{2,1} \{(\frac{D_1}{D_2} C_o) E_1 - (P_{2,1} - P_m) \frac{A_f}{D_2}\} = \dot{P}_{2,1} (b_1 + b_2 y) +$$

$$+ b_2 P_{2,1} \dot{y}$$

$$a_1 - a_2 \, P_{2,2} \, \{(\frac{D_1}{D_2} C_o) \, E_2 - (P_{2,2} - P_m) \, \frac{A_f}{D_2}\} = \dot{P}_{2,2} \, (b_1 + b_2 \, y) +$$

$$+ b_2 \, P_{2,2} \, \dot{y} \qquad (4.3)$$

$$\ddot{y} + C_1 \, \dot{y} + C_2 \, y = C_3 \, (P_{2,1} - P_{2,2}) - T_A \, \frac{\dot{y}}{|\dot{y}|}$$

Assumindo que nas condições de regime pode-se definir:

$$y_o = 0 \; ; \; \dot{y} = 0$$

$$\left. \begin{array}{l} P_{i,1} = P_{i,2} = (P_i)_s \\ \\ \dot{P}_{i,1} = \dot{P}_{i,2} = 0 \end{array} \right\} \quad (i = 1, 3)$$

$$E_1 = E_2 = (E)_s$$

Provoca-se uma pequena perturbação no sistema, de tal maneira que, expandindo-se as equações (4.3) em série de Taylor em torno dos valores de regime considerados, obtem-se o modelo linearizado dado pelas três relações que se seguem

$$- (a_2 \frac{D_1}{D_2} C_o \, (E)_s) \, p_{2,1} - (a_2 \frac{D_1}{D_2} C_o \, (P_2)_s) \, e_i + (2 \, \frac{a_2 \, A_f}{D_2} \, (P_2)_s)$$

$$p_{2,1} - (\frac{a_2 \, A_f}{D_2} \, P_m) \, \bar{p}_{2,1} = b_1 \, \dot{p}_{2,1} + b_2 \, (P_2)_s \, \dot{y}$$

$$- (a_2 \frac{D_1}{D_2} C_o \, (E)_s) \, p_{2,2} - (a_2 \frac{D_1}{D_2} C_o \, (P_2)_s) \, e_2 + (2 \, \frac{a_2 \, A_f}{D_2} \, (P_2)_s)$$

$$p_{2,2} - (\frac{a_2 \, A_f}{D_2} \, P_m) \, p_{2,2} = b_1 \, \dot{p}_{2,2} - b_2 \, (P_2)_s \, \dot{y}$$

$$- C_3 \; (p_{2,1} - p_{2,2}) + \ddot{y} + C_1 \; \dot{y} + C_2 \; y = - T_A \; \frac{\dot{y}}{|\dot{y}|}$$

São agora introduzidas as novas variáveis diferenciais:

$$P_D = p_{2,1} - P_{2,2} \quad \text{e} \quad E_D = e_1 - e_2$$

e definidas as constantes

$$\beta_1 = b_2 \; (P_2)_s \quad ; \quad A_4 = \frac{\dot{y}}{|\dot{y}|}$$

$$R_1 = a_2 C_o \quad ; \; R_2 = \frac{D_1}{D_2} \quad ; \quad R_3 = \frac{a_2 A_f}{D_2}$$

Pode-se escrever:

$$\left[(R_1 R_2 \; (E)_S - 2 \; R_3 \; (P_2)_S + R_3 \; P_m) + b_1 \; S \right] P_D +$$

$$\left[R_1 R_2 \; (P_2)_S \right] E_D + 2 \; \beta_1 \; SY = 0$$

$$- C_3 \; P_D + (S^2 + C_1 \; S + C_2) \; Y = - A_4 \; T_A$$

onde S é o operador de L'Aplace

Introduzindo as seguintes abreviações

$$\tau_1 = \frac{b_1}{\left[R_1 R_2 \; (E)_S - R_3 \; (2 \; (P_2)_S - P_m) \right]}$$

$$\tau_2 = \frac{R_1 R_2 \; (P_2)_S}{\left[R_1 R_2 \; (E)_S - R_3 \; (2 \; (P_2)_S - P_m) \right]} \tag{4.3}$$

$$\tau_3 = \frac{2\ \beta_1}{[R_1R_2\ (E)_S - R_3\ (2\ (P_2)_S - P_m)]}$$

$$A_1 = C_1 \quad ; \quad A_2 = C_2 \quad ; \quad A_3 = C_3$$

o modelo linearizado toma então a seguinte forma:

$$P_D\ (1 + \tau_1\ S) + \tau_2\ E_D + \tau_3\ SY = 0$$

$$- A_3\ P_D + (S^2 + A_1\ S + A_2)\ Y = - A_4\ T_A \tag{4.4}$$

colocando-o sob forma matricial, viria que:

$$\begin{bmatrix} (1 + \tau_1\ S) & (\tau_3\ S) \\ (- A_3) & (S^2 + A_1\ S + A_2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_D \\ Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} - \tau_2\ E_D \\ - A_4\ T_A \end{Bmatrix}$$

É possível mostrar que a equação característica $\Delta(S)$ para atuador pneumático, é o polinômio de 3ª ordem, dado por:

$$\Delta(S) = \mu_3\ S^3 + \mu_2\ S^2 + \mu_1\ S + \mu_o \tag{4.5}$$

onde,

$$\mu_3 = \frac{\tau_1}{A_3}$$

$$\mu_2 = (\frac{A_1\ \tau_1 + 1}{A_3}) \tag{4.6}$$

$$\mu_1 = (\frac{A_2 \tau_1 + A_3 \tau_3 + A_1}{A_3})$$

$$\mu_o = \frac{A_2}{A_3}$$

Na ausência de torque T_A, a função de transferência geral do atuador pneumático é dada por:

$$\frac{Y(S)}{E(S)} = \frac{\bar{\nu}_o}{\Delta(S)}$$

onde,

$$\bar{\nu}_o = -\tau_2$$

Reescreve-se as equações (4.4) sob a seguinte forma:

$$P(S) = \frac{-\tau_2}{(1 + \tau_1 S)} E(S) - \frac{\tau_3 S Y(S)}{(1 + \tau_1 S)}$$

$$Y(S) = \frac{A_3}{(S^2 + A_1 S + A_2)} P(S)$$

Combinando essas duas relações, parte-se para a obtenção de uma representação esquemática para o sistema linearizado.

A Figura 4.1 mostra o diagrama de blocos representativo do modelo linearizado definindo-se $K_o = -\tau_2$.

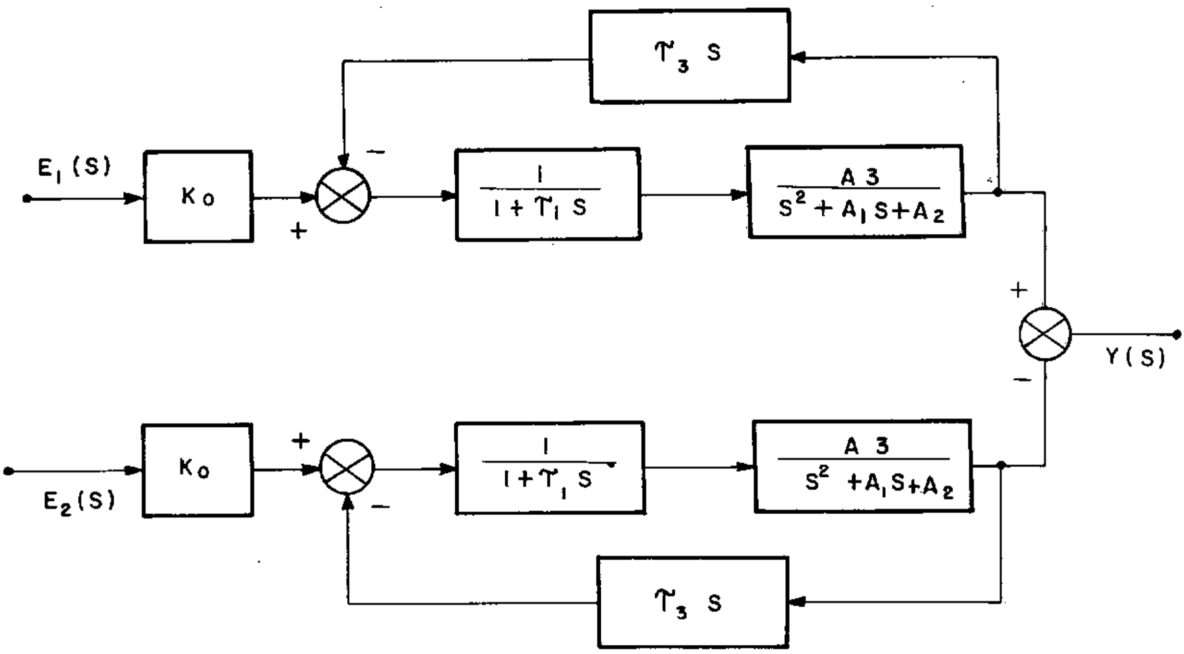


FIGURA (4.1) - DIAGRAMA DE BLOCOS DO MODELO LINEARIZADO

É possível obter-se a posição da palheta a cada instante. Partindo-se das equações do sistema (2.14), assume-se fluxo sônico em todos os orifícios e valores médios dados pelos valores de regime, assim:

$$\left.\begin{aligned} &a_1 - a_2\, X_j\, P_{2,j} = 0 \\ e \qquad & \\ &a_2\, P_{2,j}\, X_j - a_3\, P_{3,j} = 0 \end{aligned}\right\} \; (j = 1,\ 2)$$

Estas relações estão fundamentadas no fato de que embora a palheta oscile em função de seus limites mecânicos de maneira instável, a pressão de controle assume valores médios bem definidos para cada tensão aplicada, e uma pressão média acarreta uma posição média correspondente da palheta.

Se forem consideradas posições médias, permite-se supor um equilíbrio de forças e as inequações (2.15) se transformam em:

$$(F_m)_j = (P_{2,j} - P_{3,j})\, A_f$$

Assumindo $P_{3,j} = P_m$ e cobinando as relações aqui obtidas chega-se a:

$$X_j = \frac{a_1}{a_2 \left[\frac{(F_m)_j}{A_f} + P_m \right]} \tag{4.7}$$

4.3 - SIMULAÇÃO DO MODELO LINEARIZADO

As Figuras 4.2a e 4.2b apresentam o modelo linear sendo excitado por sinais em C.C. e modulados respectivamente. São também apresentadas as correspondentes respostas do modelo não linear "Atuação por Modulação de Área".

Verifica-se que o modelo linear se comparado ao não linear, ambos possuindo hipóteses básicas quanto ao funcionamento da palheta ("tudo ou nada"), apresenta as seguintes características.

a) Para o Deslocamento do Pistão (y)

Tanto para sinais C.C. quanto para modulados, o modelo linear apresenta-se mais rápido inicialmente.

Diminuiu a zona morta para sinais C.C. e modulados.

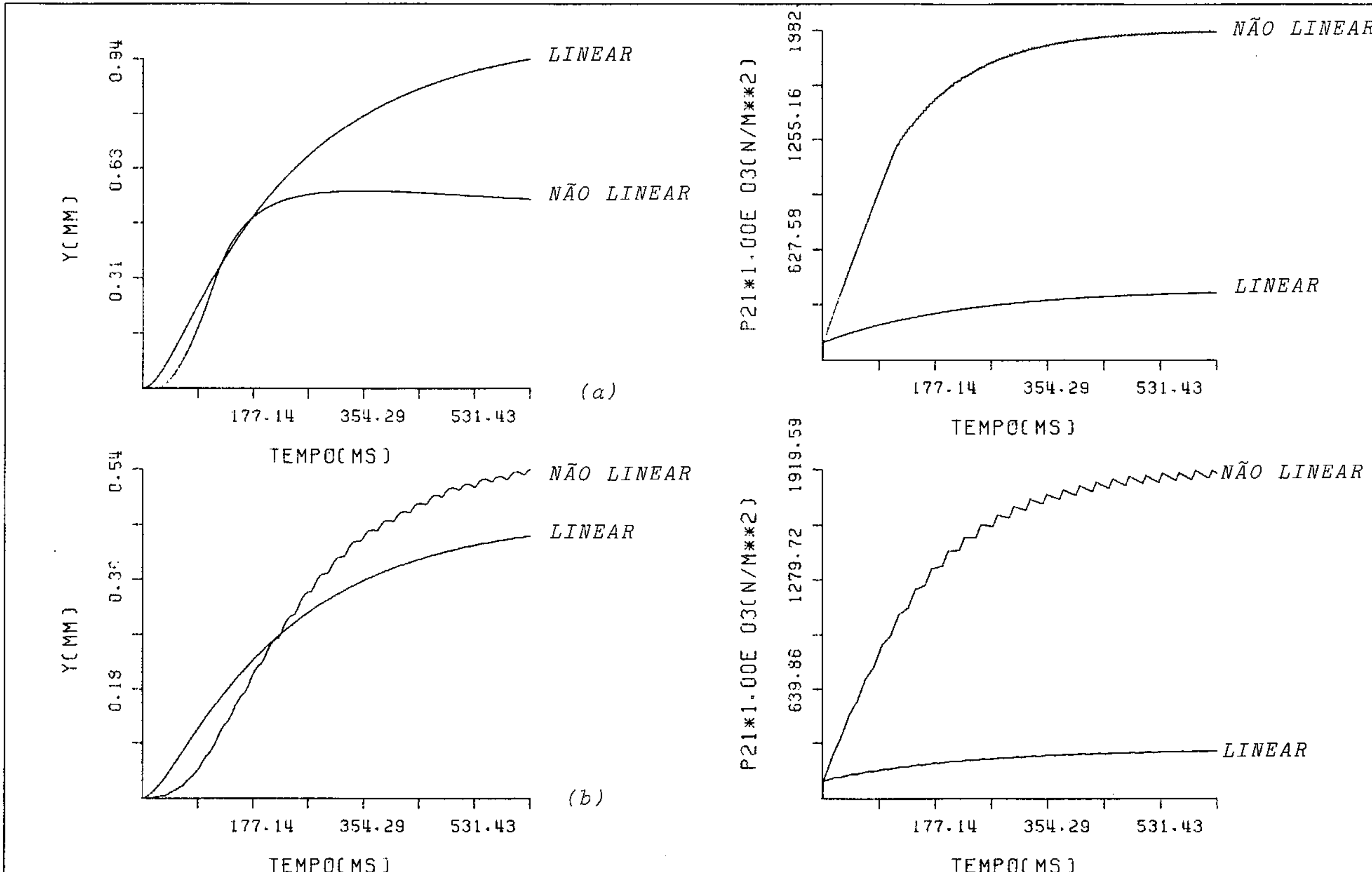


Figura (4.2) - MODELO LINEARIZADO E MODELO NÃO LINEAR, COMPARAÇÃO
(a) - Tensão diferencial de 30 ± 10 VOLTS, C.C.
(b) - M.L.P. = 0.5 ± 0.1 (%), f = 40 HZ, 50 VOLTS

b) Para a Pressão na Câmara de Controle ($P_{2,1}$)

O modelo linear apresenta-se mais lento para sinais C.C. e principalmente para modulados.

Este comportamento do modelo linear, deve-se a: a palheta para sinais C.C. permanece fechada no início, como foi visto na simulação digital; desprezou-se a constante de tempo τ_o, para o circuito eletromagnético; os valores para as condições de regime utilizados na obtenção das constantes definidas em (4.3), são representativos para os baixos valores atingidos pela pressão $P_{2.1}$, para o mesmo espaço de tempo, se comparado ao modelo não-linear.

4.4 - ANÁLISE PARA O MODELO LINEARIZADO

O modelo linearizado, desenvolvido na seção 4.1, tem sua equação característica, dada por:

$$\tau_1\ S^3 + (A_2\ \tau_1 + A_3\ \tau_3 + A_1)\ S^2 + (\tau_1\ A_1 + 1)\ S + A_2 = 0$$

Com relação ao "Canard" despreza-se o amortecimento da força, fazendo-se o coeficiente $A_1 = 0$. A partir dessa consideração verifica-se a estabilidade do sistema, através da aplicação do critério de Routh-Hurwitz[17], o que fornece um sistema de características incondicionalmente estáveis.

Tendo como condição inicial a estabilidade do sistema, é possível reduzir-se a ordem do mesmo utilizando o algoritmo de aproximações de Routh, proposto por Hutton e Friedland[13] em 1975, consegue-se chegar então:

2ª ordem

$$A_2\ (S) = S^2 + \frac{1}{A_3\ \tau_3}\ S + \frac{A_2}{A_3\ \tau_3}$$

1ª ordem

$$A_1\ (S) = A_2\ S + 1$$

É possível então definir as expressões dadas por:

$$\omega = \frac{A_2}{A_3\ \tau_3} \qquad (4.8)$$

$$t_R = 3\ A_2 \qquad (4.9)$$

onde

ω e t_R - são os valores correspondentes a frequência sem amortecimento (HZ) e ao tempo de resposta (seg) do sistema.

t_R - é o tempo de resposta necessário para o sistema alcançar 95% do valor final da saída para uma entrada em degrau[17] .

4.5 - MODELO PRÁTICO APROXIMADO

A partir do modelo linearizado definido pelas equações (4.4), desenvolveu-se um modelo prático aproximado, baseado no fato de se assumir que a inércia do "Canard" seja desprezível.

Tomando a segunda relação do sistema (4.4) e substituindo os valores das constantes, teria-se:

$$\frac{-A_p\ L^2}{(I_c + 2\ m_c\ L^2)}\ P_D + \left[S^2 + \frac{B_c}{(I_c + 2\ m_c\ L^2)} + \frac{K_c}{(I_c + 2\ m_c\ L^2)}\right] Y = -T_A \frac{Y}{|\dot{Y}|}$$

Assumindo $I_c = 0$, viria que

$$- P_D + (G_1 S^2 + G_2 S + G_3) = - G_4 T_A$$

onde,

$$G_1 = \frac{2 m_c}{A_p} \quad ; \quad G_3 = \frac{K_c}{A_p L^2}$$
$$G_2 = \frac{B_c}{A_p L^2} \quad ; \quad G_4 = \frac{2 m_c}{A_p} \frac{\dot{Y}}{|\dot{Y}|} \tag{4.10}$$

Assumindo então, amortecimento desprezível, $B_c = 0$, chega-se ao sistema representativo do modelo prático aproximado.

$$P_D (1 + \tau_1 S) + \tau_2 E_D + \tau_3 SY = 0$$
$$- P_D + (G_1 S^2 + G_3) Y = - G_4 T_A \tag{4.11}$$

Combinando-se as relações prévias, obtem-se a formulação final para o modelo:

$$\left[G_1 S^2 + \frac{\tau_3 S}{(1 + \tau_1 S)} + G_3\right] Y = - \frac{\tau_2 E_D}{(1 + \tau_1 S)} - G_4 T_A$$

Na ausência do torque de atrito coulombiano T_A , a função de transferência toma a seguinte forma:

$$\frac{Y (S)}{E_D (S)} = \frac{- \tau_2}{(1 + \tau_1 S) \left[G_1 S^2 + \frac{\tau_3}{(1 + \tau_1 S)} S + G_3\right]}$$

Assumindo que T_A permanece quase-constante durante a perturbação e que pode-se escolher a raiz dominante $(-\frac{1}{\tau_*})$ da equação característica, dada por:

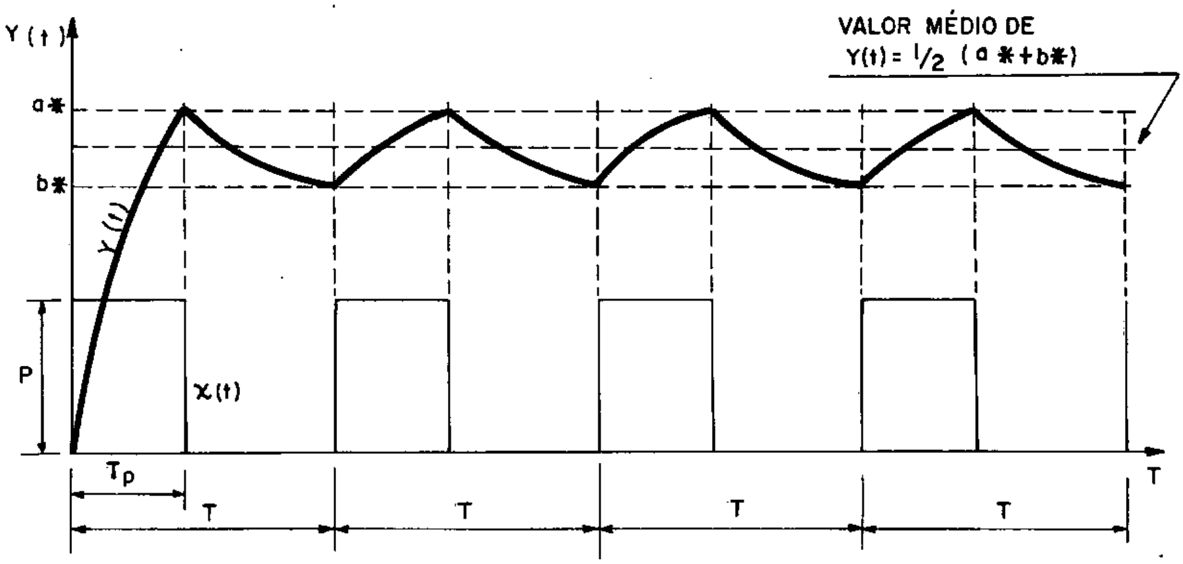
$$(1 + \tau_1 S) \left[G_1 S^2 + \frac{\tau_3 S}{(1 + \tau_1 S)} + G_3 \right] = 0$$

O modelo é reduzido à seguinte expressão generalizada

$$\tau_* \dot{Y} + Y = B_o^- E_D - G_4 T_A \tag{4.12}$$

onde, $B_o = -\tau_2$ e G_4 é definido em (4.10).

Entende-se que $E = e_1 - e_2$ e é equivalente a uma série de pulsos retangulares. A resposta no tempo do atuador pneumático pode ser observada na Figura 4.3.



FIGURA(4.3) - A RESPOSTA NO TEMPO PARA O ATUADOR PNEUMÁTICO, SEGUNDO O MODELO APROXIMADO.

4.6 - ANÁLISE DA RESPOSTA NO TEMPO PARA O ATUADOR PNEUMÁTICO

Considerando a pelação dada em (4.12)

$$\tau_* \dot{y} + y = E$$

onde $(E = E_D = e_1 - e_2)$ representa um trem de pulsos de periodicidade T. Cada pulso retangular tem um peso E e duração χT, onde $0 < \chi < 1.0$. Considerando χ como a entrada do sistema, deve-se ter em mente os seguintes fatos:

a) A quantidade $(\frac{\chi T}{2})$ representa a atual variação do sinal aplicado em cada solenoide

b) O trem de pulsos pode ser todo positivo ou todo negativo. O trem de pulsos positivo é associado ao y positivo. Valores negativos de y são fisicamente impossíveis, desde que implicaria em movimento para cima dos pistões quando a válvula (Palheta) se encontra fechada.

Tomando $(t = 0)$ no início do pulso (quando prevalecem as condições de regime), pode-se escrever:

$$\tau_* \dot{y} = y = E\, U_o\,(t)$$

com $y\,(0) = b_*$

Resolvendo essa equação para as condições iniciais dadas, chega-se a seguinte solução:

$$y\,(t) = E + (b_* - E)\, e^{\frac{-t}{\tau_*}}$$

para $t = \chi T$, tem-se $y(\chi T) = a_*$. Substituindo na relação anterior, pode-se escrever que:

$$a_* = E + (b_* - E)\, e^{\frac{-\chi\tau}{\tau_*}} \qquad (4.13)$$

para a segunda fase, imediatamente após o término do pulso, pode se escrever:

$$\tau_*\, \dot{y} + y = -\, E\, U_o\,(t)$$

com $y(\chi T) = a_*$

que leva a seguinte solução:

$$y(t) = -\, E + (a_* + E)\, e^{\frac{-(t-\chi\ T)}{\tau_*}}$$

para $t = T$, $y(T) = b_*$ mais uma vez. Assim pode-se escrever que:

$$b_* = -\, E + (a_* + E)\, e^{\frac{-(1-\chi)T}{\tau_*}} \qquad (4.13)$$

combinando (4.11) e (4.12), chega-se à seguinte formulação final para a_* e b_* :

$$a_* = E \left[\frac{1 - 2\, e^{\frac{-\chi T}{\tau_*}} + e^{\frac{-\tau}{\tau_*}}}{1 - e^{\frac{-T}{\tau_*}}} \right]$$

e

$$b^{*} = E\left[\frac{2\,e^{\frac{-(1-\chi)T}{\tau_*}} - e^{\frac{-T}{\tau_*}} - 1}{1 - e^{\frac{-\tau}{\tau_*}}}\right]$$

desde que a resposta média é dada por $y = \frac{1}{2}\,(a_* + b_*)$, obtem-se que:

$$y = \left[\frac{E}{1 - e^{\frac{-\tau}{\tau_*}}}\right]\left[e^{\frac{-(1-\chi)T}{\tau_*}} - e^{\frac{-\chi T}{\tau_*}}\right] \qquad (4.14)$$

que é a superposição de duas exponenciais como mostra a Figura 4.4 a seguir. Observa-se que, como a frequência do sinal contínuo cresce, o ganho cresce.

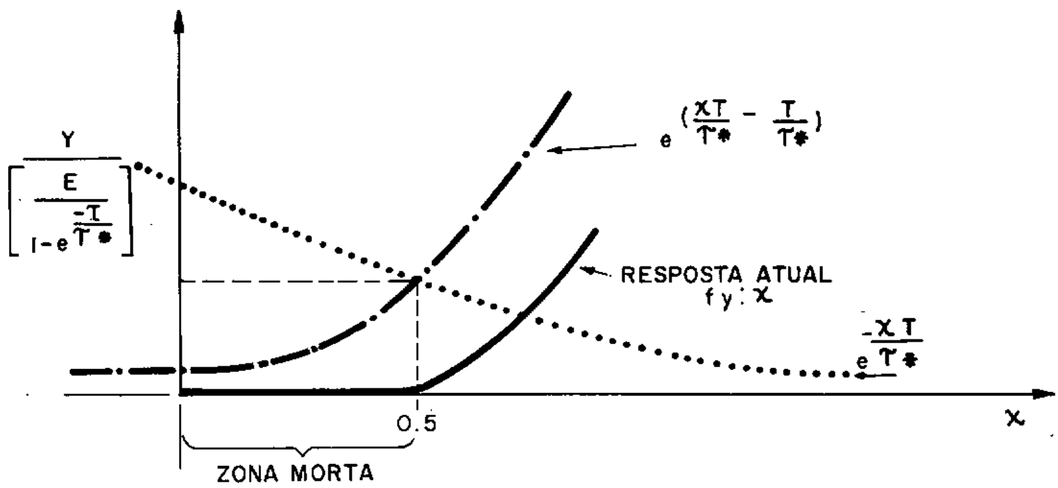


FIGURA (4.4) - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA RESPOSTA DO SISTEMA, SEGUNDO A SUPERPOSIÇÃO DAS EXPONENCIAIS.

V - ESTUDOS PARAMÉTRICOS

5.1 - INTRODUÇÃO

Varia-se os parâmetros mais sensitivos do sistema, visando a verificação da influência dos mesmos, no comportamento do atuador, sob sinais modulados e continuos. Este estudo será dividido em duas partes principais, uma que diz respeito a variação dos parâmetros relativos a forma de atuação do sistema e outra baseada na variação dos parâmetros geométricos do atuador.

Optou-se em realizar essa variação paramétrica, utilizando o modelo não-linear com "Atuação por Modulação de Área", já analisado no Capítulo III, sob a mesma sistemática de simulação digital.

Visando a uniformidade dos resultados, todas as variações paramétricas, para sinais contínuos serão feitas com entradas em C.C. com tensão inicial de 30 volts e degraus de ± 10 volts e com entrada em C.M. de frequência de 40 Hz e tensão 50 volts para sinais modulados em largura de pulso de 0.5 ± 0.1(%).

Para cada parâmetro, são feitas pequenas variações em torno de um valor referencial.

5.2 - PARÂMETROS DE ATUAÇÃO

São aqueles que influem no comportamento do sistema, sem no entanto serem intrinsecos às características construtivas do atuador.

Para facilitar a leitura dos gráficos e identificação, os parâmetros que fazem parte dessa classe, serão definidos sob a seguinte notação.

XMAX - Deslocamento máximo da palheta (m)

VV - Tensão de entrada (Volts)

CAI - Porcentagem do período do sinal de entrada, segundo a variação da largura de pulso (%)

TAW - Período do sinal de entrada em M.L.P. (seg)

São também definidas as variáveis,

y - Deslocamento do pistão (mm)

P2,j - Pressões nas câmaras de controle ($j = 1,2$), (N/m^2)

5.2.1 - Variação do Deslocamento Máximo da Palheta

A figura (5.1a) mostra a variação de XMÁX com entrada em sinais C.C. Para o aumento de XMÁX foi o seguinte o comportamento das variáveis:

a) Para o deslocamento y:

- diminuiu o tempo de resposta
- a zona morta não variou
- para valores abaixo de XMÁX = 8×10^{-5}, que é o valor de referência, houve uma queda no deslocamento do pistão.

b) Para a Pressão P21:

- a partir de determinado instante, até o qual houve comportamento idêntico para todas as curvas, aumentou o tempo de resposta
- abaixo de XMAX = 8×10^{-5}, apresentou respostas oscilatórias.

A Figura (5.1b) apresenta a variação de XMÁX com entrada em sinais modulados. O aumento de XMÁX acarretou o seguinte comportamento para as variáveis:

a) Para o Deslocamento y:

- A zona morta não variou
- Com exceção de XMAX = 3×10^{-4}, o tempo de resposta diminuiu
- Abaixo de XMÁX = 8×10^{-5}, queda do deslocamento do pistão
- Aumentou a amplitude da oscilação da resposta.

b) Para a pressão P21:

- Aumentou o tempo de resposta
- Aumentou a amplitude da oscilação da resposta para valores acima de XMÁX = 5×10^{-5}.

5.2.2 - Variação da Tensão de Entrada

A figura (5.2a) apresenta a variação de VV, para sinais em C.C.

a) Para y:

- Aumentou a zona morta
- Praticamente não variou o tempo de resposta, relativo ao mesmo valor para a zona morta

b) Para P21:

- Diminuiu o tempo de resposta
- Aumentou a tendência inicial para o comportamento linear

A figura (5.2b) apresenta a variação de VV para sinais modulados.

a) Para y:

- A zona morta não variou
- Aumentou o tempo de resposta
- Abaixo de 50 V, queda no deslocamento do pistão, assim como resposta com menor oscilação

b) Para P21:

- Diminuiu o tempo de resposta
- Acima de 30 V, respostas oscilatórias com maior variação crescente da amplitude

5.2.3 - <u>Variação da Largura do Pulso para Sinais Modulados</u>

A Figura (5.3), apresenta a variação de CAI para sinais modulados.

a) Para y:

- A zona morta não variou
- Diminuiu o tempo de resposta

b) Para P21:

- Diminuiu o tempo de resposta
- Respostas oscilatórias com variação de amplitude e de amplitude e frequência acima de 30 volts

Observações:

Convém lembrar que para CAI = 0,50, tem-se pulsos com largura igual ao período, portanto tensão continua em um indutor e zero no outro, em função da definição da largura de pulso dada por:

(0,5 + CAI) TAW no indutor 1

e

(0,5 - CAI) TAW no indutor 2

Essa observação pode ser extendida para CAI = 0,00

5.2.4 - <u>Variação do Período da Tensão de Entrada para Sinais Modulados</u>

A Figura (5.4), apresenta a variação de TAW pa-

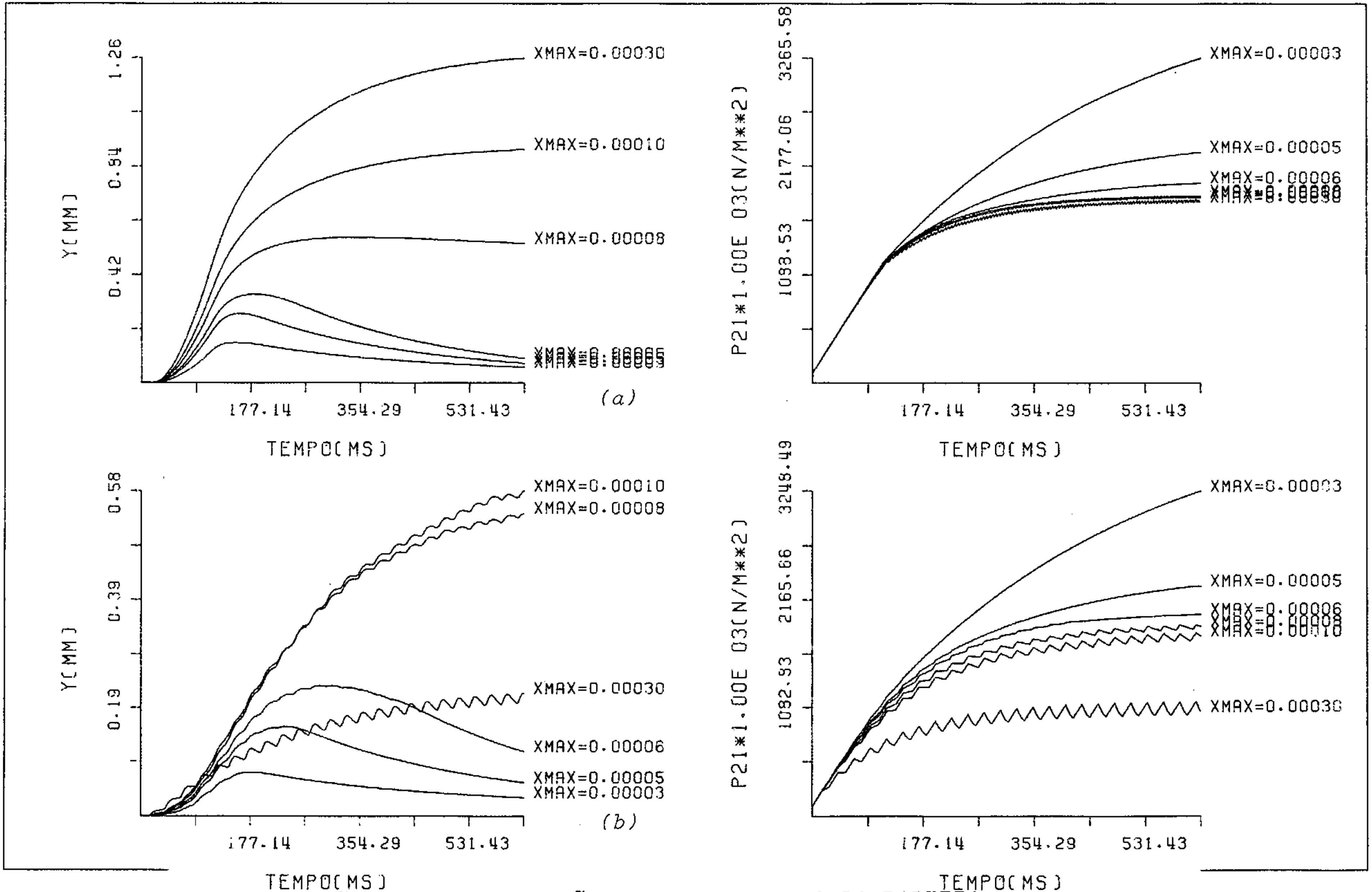


Figura (5.1) - MODELO NÃO LINEAR, VARIAÇÃO DO DESLOCAMENTO DA PALHETA
(a) - C.C. = 30 ± 10 VOLTS
(b) - M.L.P. ≐ 0.5 ± 0.1 (%), f = 40 HZ, E = 50 VOLTS

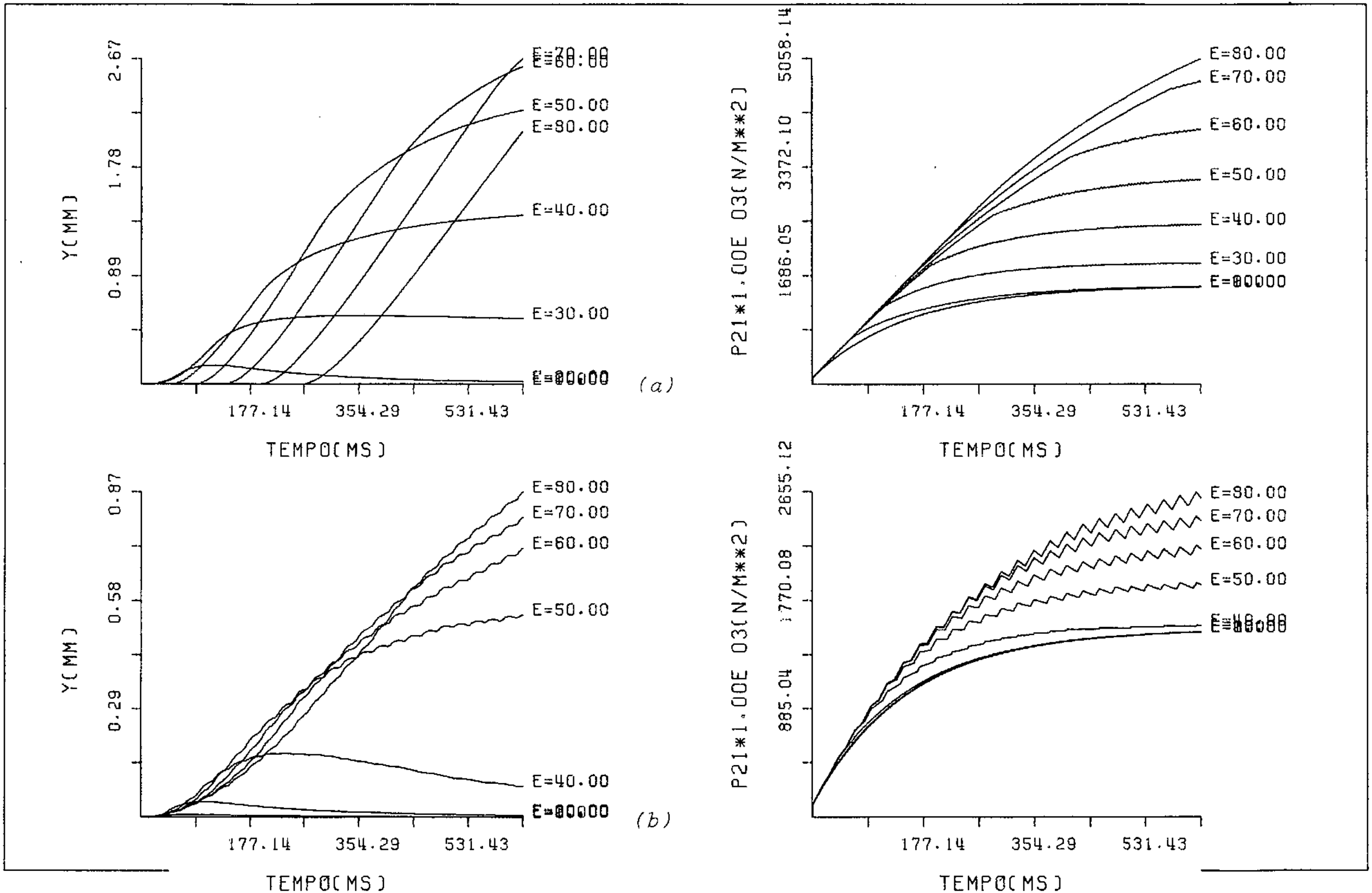


Figura (5.2) - MODELO NÃO LINEAR, VARIAÇÃO DA TENSÃO DE ENTRADA
(a) - C.C. = 30 ± 10 VOLTS
(b) - M.L.P. = 0.5 ± 0.1 (%), f = 40 HZ

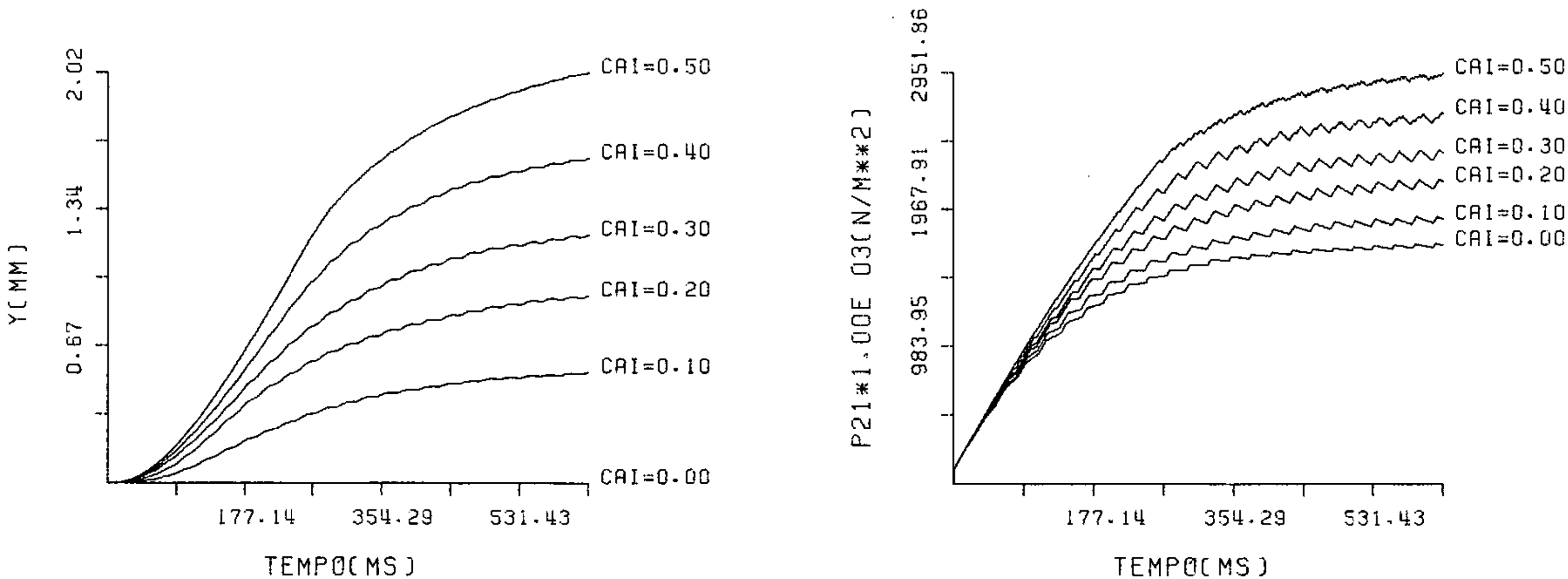


Figura (5.3) - MODELO NÃO LINEAR, M.L.P. = 0.5 ± CAI (%), f = 40 HZ, E = 50 VOLTS, VARIAÇÃO DA PORCENTAGEM DO PERÍODO

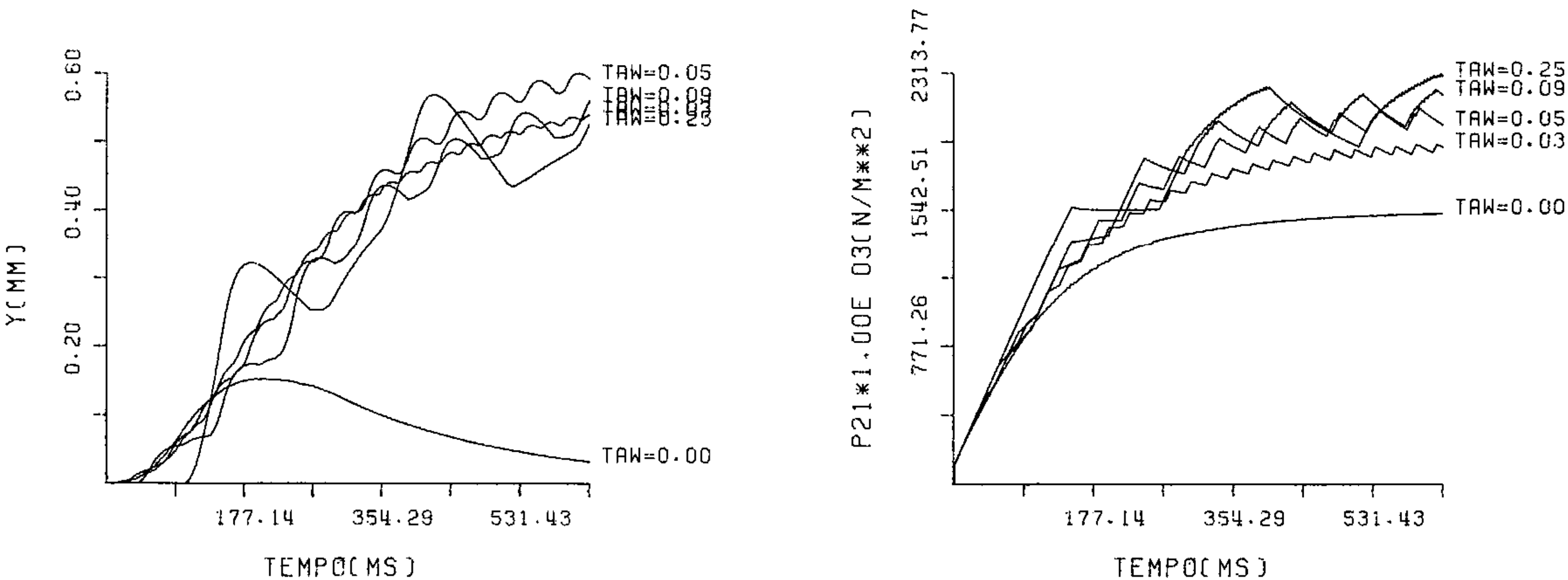


Figura (5.4) - MODELO NÃO LINEAR, M.L.P. = 0.5 ± 0.1 (%), E = 50 VOLTS, VARIAÇÃO DA FREQUÊNCIA ra sinais modulados.

a) Para y:

- Aumentou a zona morta
- Aumentou a amplitude de Oscilação
- Para TAW = 1 x 10^{-3}, apresentou queda do deslocamento do pistão

b) Para P21:

- Diminuiu o tempo de resposta
- Aumentou a oscilação da resposta

5.3 - PARÂMETROS GEOMÉTRICOS

São aqueles relativos as características construtivas do atuador.

Da mesma maneira que na seção 5.2 são definidos esses parâmetros segundo a notação que se segue:

Ap = Área do pistão (m^2)

Af = Área da Palheta (m^2)

Ao = Área dos orifícios das camaras de controle (m^2)

A3 = Área dos orifícios das camadas de saida (m^2)

Po = Pressão de Alimentação (N/m^2)

Devido esses parâmetros fazerem parte das expressões definidas no capítulo II, durante o desenvolvimento das equações de fluxo, sua variação, acarreta consequentemente variações nas expressões das quais fazem parte. Para manter a simulação que já vinha sendo utilizada, variou-se então as expressões, segundo as modificações dos parâmetros em interesse.

Assim para identificar o gráfico de variação para cada parâmetro, é feita a seguinte correlação:

B_2 corresponde a Ap

A1 corresponde a Ao

A2 corresponde a Po

A3 corresponde a A3

Af corresponde a Af

como todos esses parâmetros aparecem no numerador das expressões correspondentes, é possível tomar-se um aumento da expressão como um aumento do respectivo parâmetro.

5.3.1 - Variação da Área do Pistão (B2)

A Figura (5.5a), apresenta a variação de Ap para sinais em C.C. Para o aumento de Ap, tem-se as modificações de comportamento:

a) Para o deslocamento y:

- A zona morta não variou
- Aumentou o tempo de resposta

b) Para a pressão P21:

- Apresentou desprezível variação do tempo de resposta
- Tendência inicial para o comportamento linear

A Figura (5.5b), apresenta a variação de Ap para sinais modulados. Para o aumento de AP , tem-se as modificações de comportamento:

a) Para o deslocamento y:

- A zona morta não variou
- Aumentou o tempo de resposta

b) Para a pressão P21:

- Apresentou ligeiro aumento do tempo de resposta

5.3.2 - Variação das Áreas dos Orifícios das Câmaras de Contrôle (A1)

A Figura (5.6a), apresenta a variação de Ao para sinais em C.C.

a) Para y:

- Diminuiu a zona morta
- Diminuiu o tempo de resposta

b) Para P21:

- Diminuiu o tempo de resposta
- Apresentou inicialmente tendência ao comportamento linear

A Figura (5.6b), apresenta a variação de A_o para sinais modulados:

a) Para y:

- A zona morta não variou
- Diminuiu o tempo de resposta

b) Para P21:

- Diminuiu o tempo de resposta

5.3.3 - Variação da Pressão de Alimentação (A2)

A Figura (5.7a), apresenta a variação de Po para sinais em C.C.

a) Para y:

- Diminuiu ligeiramente a zona morta

- Diminuiu o tempo de resposta
- Aumentou a queda no deslocamento do pistão

b) Para P21:

- Diminuiu o tempo de resposta
- Apresentou tendência inicial para o comportamento linear

A Figura (5.7b), apresenta a variação de P_o para sinais modulados.

a) Para y:

- A zona morta não variou
- Diminuiu o tempo de resposta
- Para $R = 190 \times 10^3$, apresentou ligeira tendência para queda no deslocamento da Palheta

b) Para P21:

- Diminuiu o tempo de resposta

5.3.4 - <u>Variação das Áreas dos Orifícios das Camaras de Saída (A3)</u>

A Figura (5.8a), apresenta a variação de A_3 para sinais em C.C.

a) Para y:

- A zona morta não variou
- Para o valor $A_3 = 0.62$, apresentou queda no deslocamento do pistão

b) Para P21:

- Aumentou o tempo de resposta
- Apresentou tendência inicial para o comportamento linear

A Figura (5.8b), apresenta a variação de A_3 para sinais modulados.

a) Para y:

- A zona morta não variou
- Diminuiu o tempo de resposta
- Apresentou para o valor $A_3 = 0.62$ (maior valor), queda no deslocamento do pistão

b) Para P21:

- Aumentou o tempo de resposta

5.3.5 - Variação da Área do Palheta (AF)

A Figura (5.9a), apresenta a variação de AF para sinais em C.C.

a) Para y:

- A zona morta diminuiu
- Diminui o tempo de resposta
- Apresentou queda no deslocamento do pistão para o maior valor de AF

b) Para P21:

- Diminuiu o tempo de resposta
- Apresentou tendência inicial para o comportamento linear

A Figura (5.9b) apresenta a variação de AF para sinais modulados.

a) Para y:

- A zona morta não variou
- Diminuiu o tempo de resposta

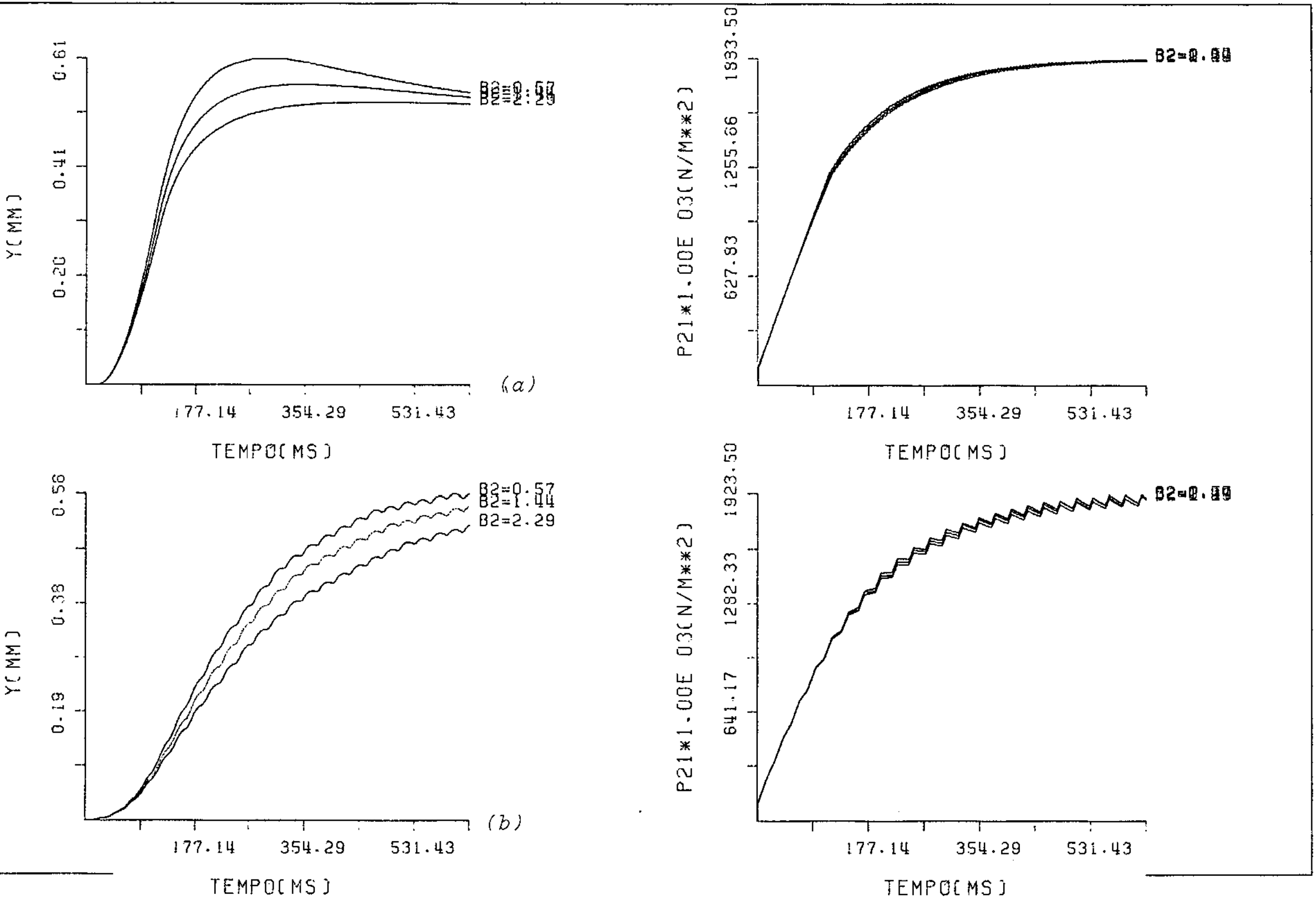


Figura (5.5) - MODELO NÃO LINEAR, VARIAÇÃO DE AP
(a) C.C. = 30 ± 10 VOLTS
(b) M.L.P. = 0.5 ± 0.1 (%), f = 40 HZ, E = 50 VOLTS

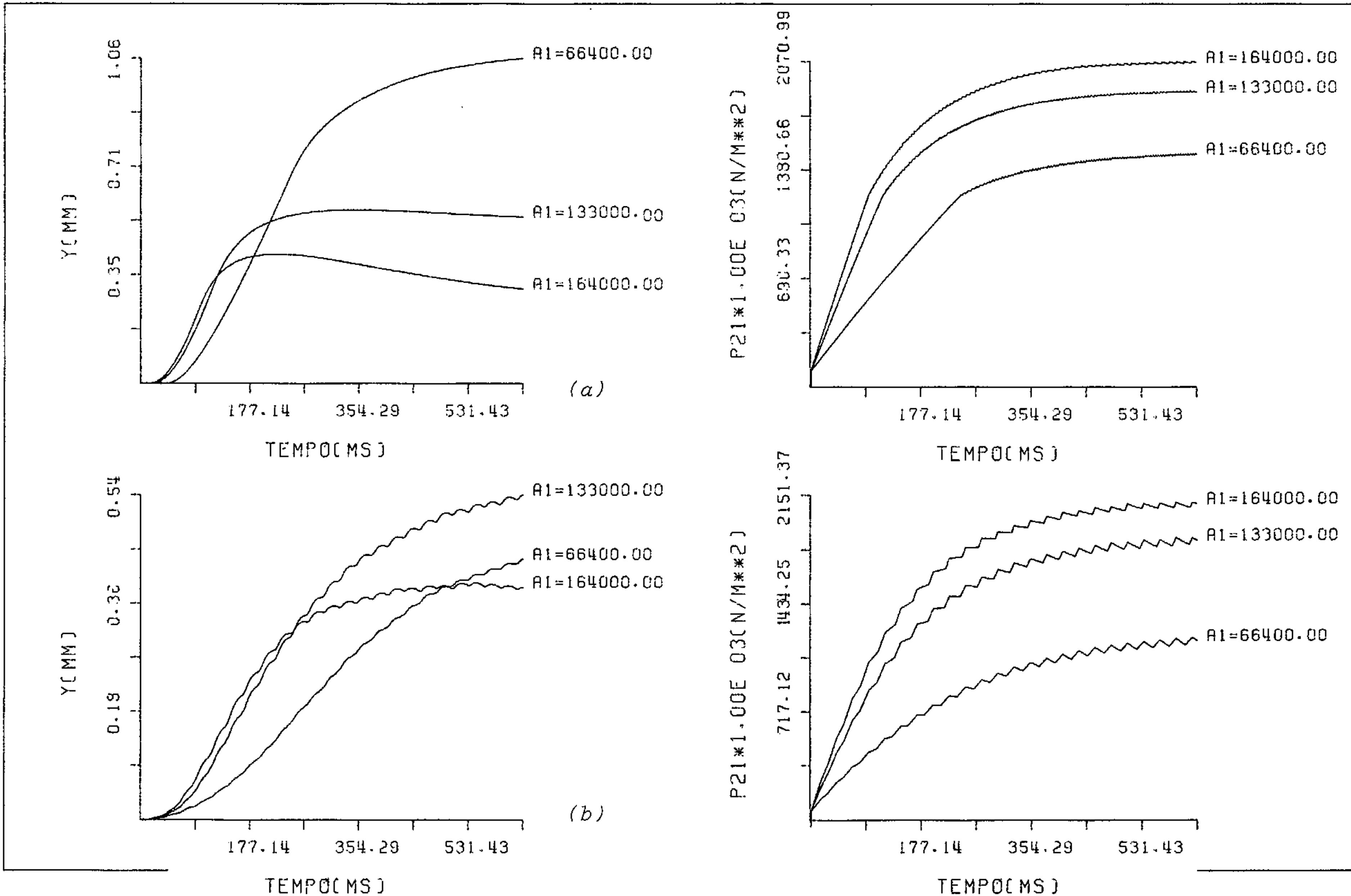


Figura (5.6) - MODELO NÃO LINEAR, VARIAÇÃO DE A_o
(a) - C.C. = 30 ± 10 VOLTS
(b) - M.L.P. = 0.5 ± 0.1 (%), f = 40 HZ, E = 40 VOLTS

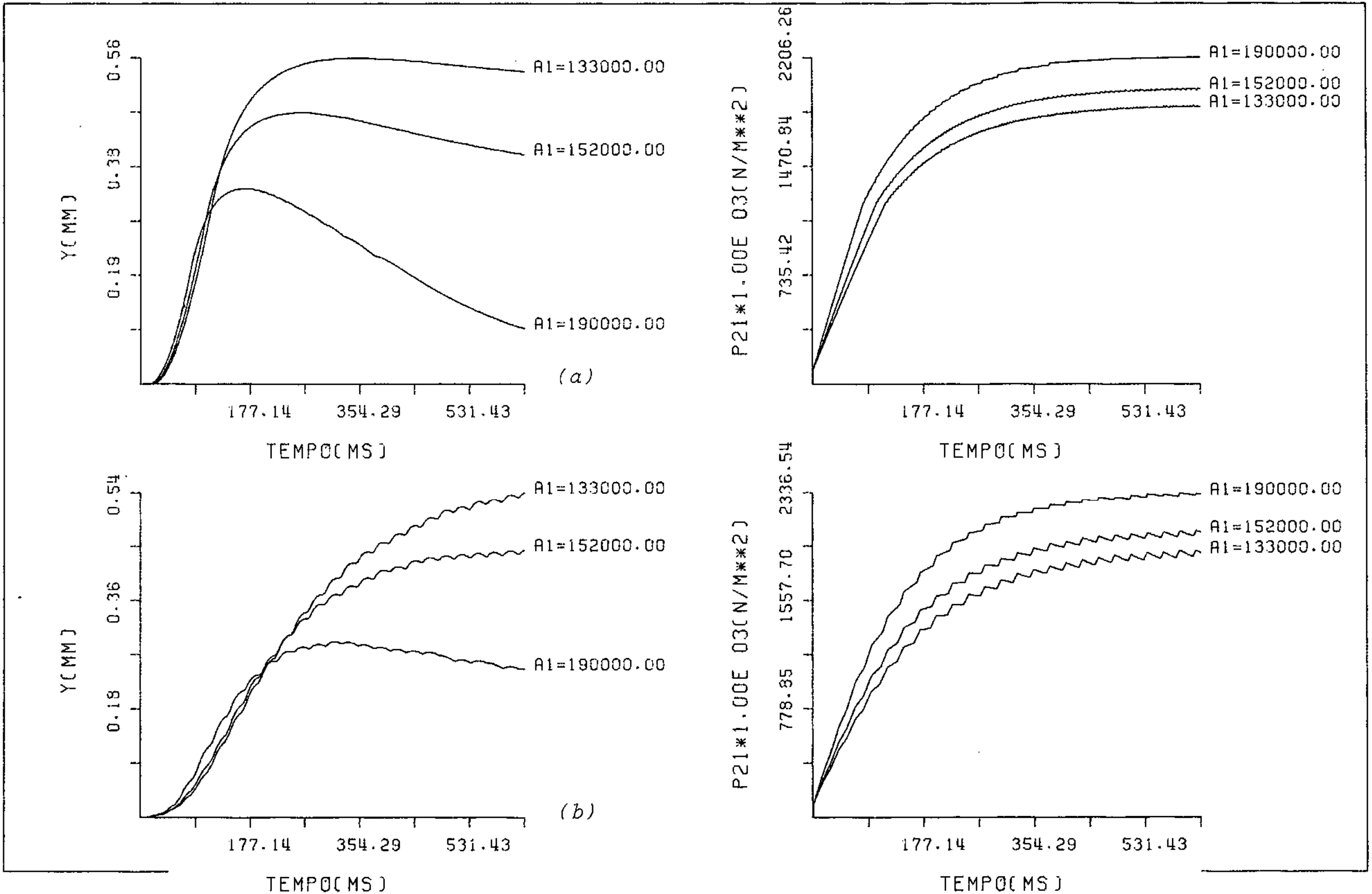


Figura (5.7) - MODELO NÃO LINEAR, VARIAÇÃO DE P_o
(a) - C.C. = 30 ± 10 VOLTS
(b) - M.L.P. = 0.5 ± 0.1 (%), f = 40 HZ, E = 50 VOLTS

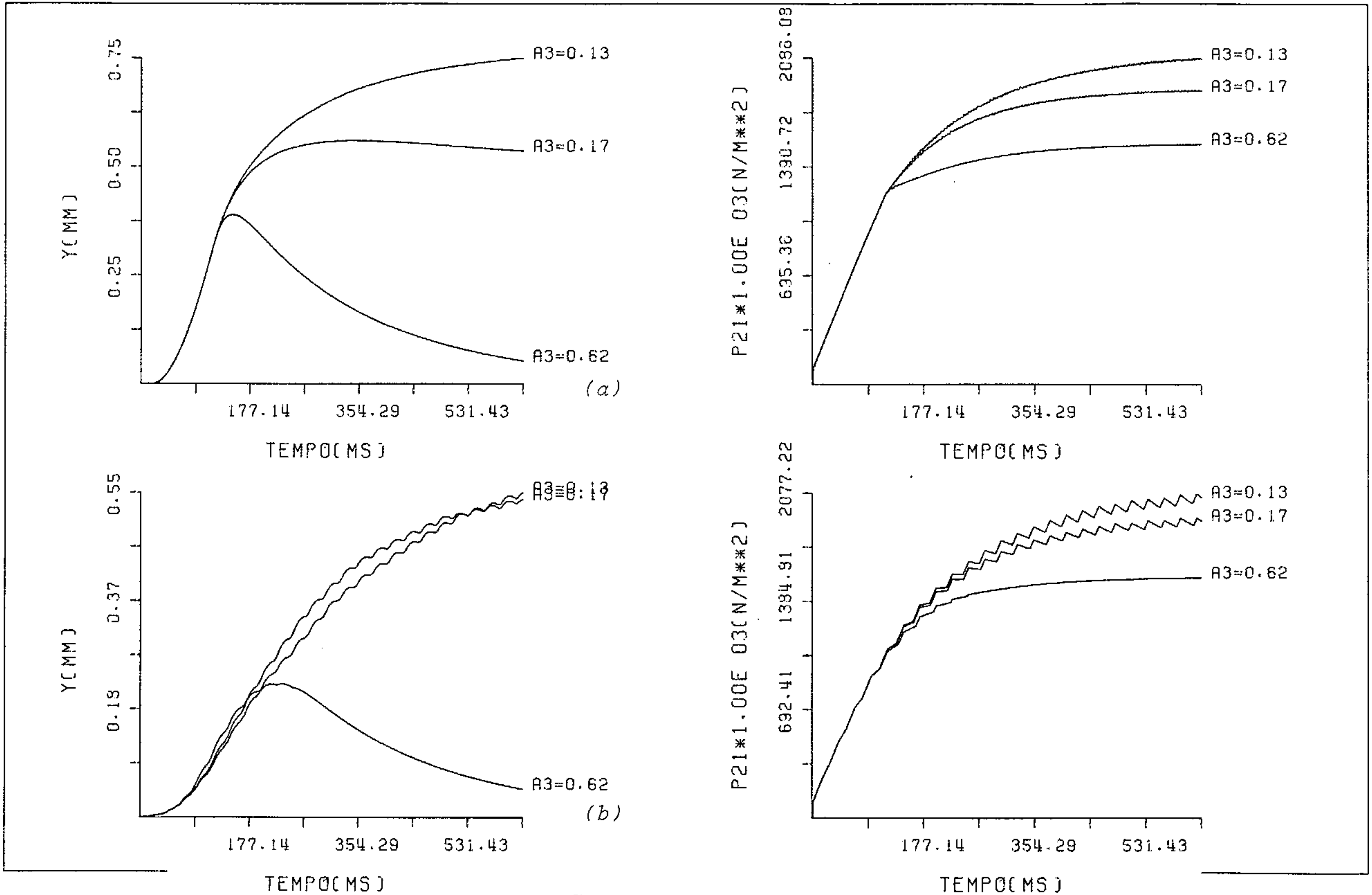


Figura (5.8) - MODELO NÃO LINEAR, VARIAÇÃO DE A_3
(a) - C.C. = 30 ± 10 VOLTS
(b) M.L.P. = 0.5 ± 0.1 (%), f = 40 HZ, E = 50 VOLTS

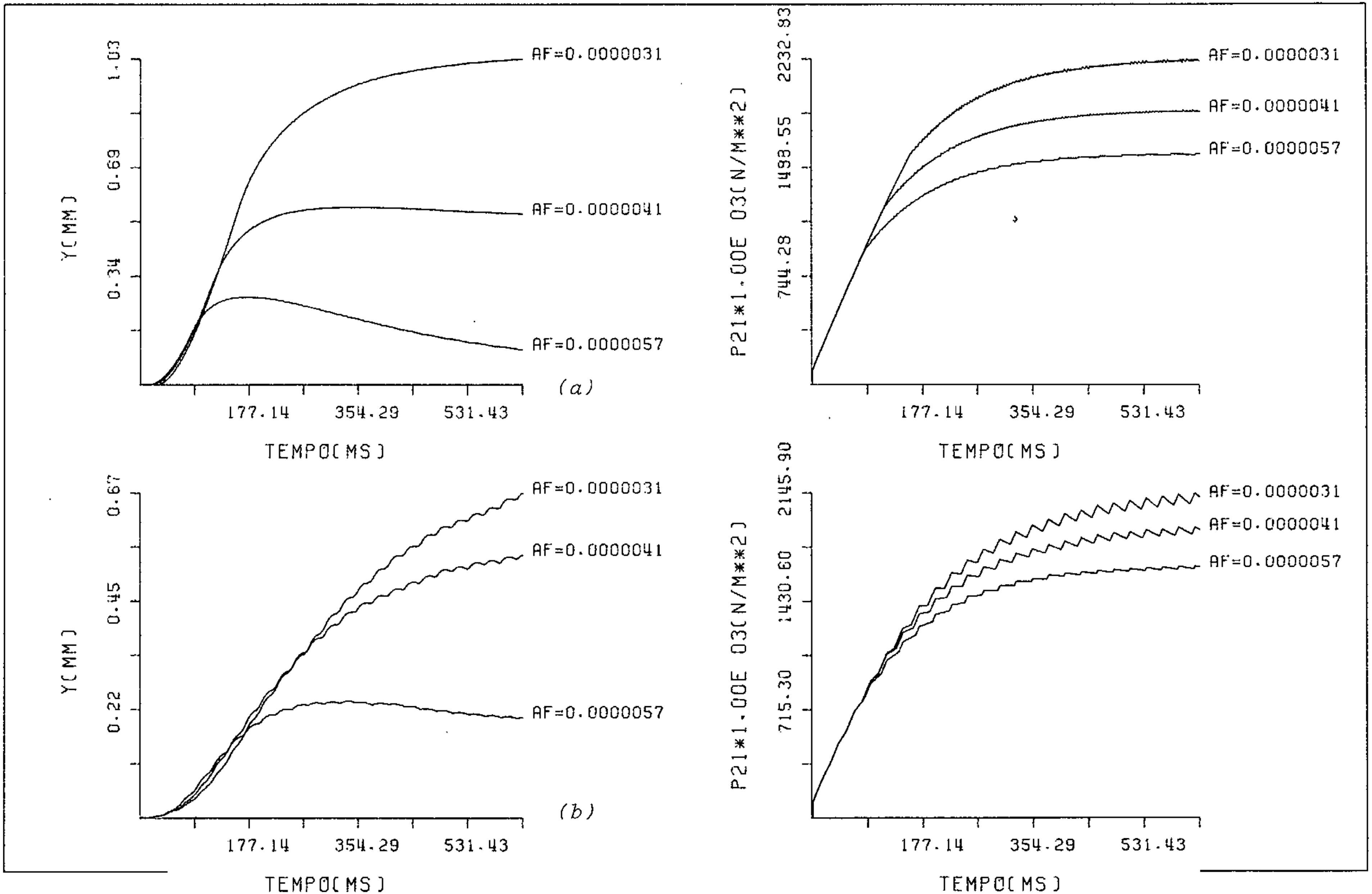


Figura (5.9) - MODELO NÃO LINEAR, VARIAÇÃO DE AF
(a) - C.C. = 30 ± 10 VOLTS
(b) - M.L.P. = 0.5 ± 0.1 (%), f = 40 HZ, E = 50 VOLTS

b) Para P21:

- Aumentou o tempo de resposta

5.3.7 - Observações

Serão aqui relacionados os valores dos parâmetros em sua variação, com os valores das respectivas expressões:

$$\begin{aligned}
\text{Para } B2 &= 1{,}44 & \rightarrow AP &= 1{,}02 \times 10^{-3}\ (m^2) \\
&= 0{,}57 & \rightarrow &= 0{,}51 \times 10^{-3}\ (m^2) \\
&= 2{,}29 & \rightarrow &= 2{,}04 \times 10^{-3}\ (m^2)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{Para } A1 &= 1{,}33 \times 10^5 & \rightarrow Ao &= 1{,}33 \times 10^{-7}\ (m^2) \\
&1{,}64 \times 10^5 & \rightarrow &= 1{,}70 \times 10^{-7}\ (m^2) \\
&6{,}64 \times 10^4 & \rightarrow &= 0{,}69 \times 10^{-7}\ (m^2)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{Para } A1 &= 1{,}33 \times 10^5 & \rightarrow Po &= 70 \times 10^5\ (N/m^2) \\
&1{,}52 \times 10^5 & \rightarrow &= 80 \times 10^5\ (N/m^2) \\
&1{,}90 \times 10^5 & \rightarrow &= 100 \times 10^5\ (N/m^2)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\text{Para } A3 &= 0{,}174 & \rightarrow A3 &= 1{,}27 \times 10^{-6}\ (m^2) \\
&0{,}133 & \rightarrow &\ 0{,}97 \times 10^{-6}\ (m^2) \\
&0{,}620 & \rightarrow &\ 4{,}50 \times 10^{-6}\ (m^2)
\end{aligned}$$

Com relação a Af, este mantém seu valores reais usados diretamente, sob a notação de AF.

5.4 - CONSIDERAÇÕES GERAIS

Para a variação dos parâmetros, foram tomados como valores de referência, àqueles utilizados para a simulação digital do modelo (Capítulo III) e que constituem o Banco de Dados real do sistema.

A simulação foi realizada com atuação de modo diferencial em torno de uma tensão E_o , com os dois solenoides sendo excitados.

A queda no deslocamento do pistão, que muitas vêzes é referida neste capítulo, tem sua análise realizada na seção (3.7).

A opção do modelo não linear "Atuação por Modulação de Área", deve-se à:

a) levando em conta todas as não linearidades específicas do sistema, aproxima-se mais da realidade;

b) com relação ao modelo "Atuação por equilíbrio de Forças", não se tem ao certo para este, o valor do amortecimento considerado para a palheta, relativo a resistência à sua movimentação na câmara de saída. Apresentando também maior velocidade de resposta para a mesma tensão de entrada e sendo esta menos oscilatória.

VI - RELAÇÕES BÁSICAS PARA O DESENVOLVIMENTO DO PROJETO DE UM ATUADOR PNEUMÁTICO

6.1 - INTRODUÇÃO

Objetiva-se neste Capítulo, a obtenção de informações preliminares relativas ao sistema, que permitam o pré-dimensionamento dos diversos parâmetros específicos ao desenvolvimento do projeto de um atuador pneumático, segundo os critérios de exigências determinados.

Na obtenção de algumas destas informações será utilizado o modelo linear desenvolvido no Capítulo IV, em função de sua representatividade na obtenção de algumas respostas para o sistema.

6.2 - DESENVOLVIMENTO

Para o desenvolvimento dessas relações, faz-se necessário as seguintes considerações:

1) todos os fluxos se encontram no regime sônico, caracterizando o modelo simplificado (seção 2.7)

2) a tensão de polarização é usada para que o ponto de operação se situe na metade da faixa linear.

Segue-se que:

a) Deslocamento Máximo da Palheta

Baseado nas considerações feitas no Capítulo II sobre o orifício de área $A_{2,j}$, tem-se que:

$$\frac{\pi D_n^2}{4} \geq \pi D_f X_j$$

Definindo X_g como o "Deslocamento Máximo Permissível" e igual a $X_{MÁX}$, pode-se dizer que no limite,

$$\frac{\pi D_n^2}{4} = \pi D_f X_g$$

de onde se obtém a relação entre o diâmetro do bocal, diâmetro efetivo da palheta e deslocamento máximo da palheta, dada por:

$$\frac{X_g}{D_n} = \frac{D_n}{4 D_f} = \xi \tag{6.1}$$

sendo ξ escolhido na faixa de (1:8) a (1:10), segundo alguns projetos práticos[19].

Considerando que no ponto de operação a palheta se encontra em um ponto que corresponde a metade de seu deslocamento máximo, $X_g/2$, tem-se que:

$$(X_j)_o = \frac{D_n^2}{8 D_f} \quad (m) \tag{6.2}$$

b) Pressão de Controle

Pela condição de fluxo sônico e sua continuidade, pode-se dizer que as equações de fluxo para o atuador dependem apenas da pressão acima de cada orifício, e pode-se escrever:

$$P_o A_o = (P_{2,j})_o (A_{2,j})_o = (P_{3,j})_o A_3 \tag{6.3}$$

Substituindo o valor correspondente a cada área na relação acima, obtém-se:

$$P_o \frac{\pi D_o^2}{4} = (P_{2,j})_o \, \pi D_f \, (X_j)_o = (P_{3,j})_o \frac{\pi D_3^2}{4} \qquad (6.4)$$

Tomando as duas primeiras relações e fazendo uso do valor correspondente a $(X_j)_o$, vem:

$$P_* = (P_{2,j})_0 = 2 \left(\frac{D_o}{D_n}\right)^2 P_o \quad (N/m^2) \qquad (6.5)$$

Do mesmo modo,

$$P_* = (P_{3,j})_o = \left(\frac{D_o}{D_3}\right)^2 P_o \quad (N/m^2) \qquad (6.6)$$

c) Limites da Pressão de Controle

Do ponto de operação tem-se que:

$$(P_{2,1})_o = (P_{2,2})_o$$

e em função da simetria do atuador para um transiente de pressão teria-se que:

$$P_{2,1} = (P_{2,1})_o + p$$

$$P_{2,2} = (P_{2,2})_o - p$$

Utilizando a expressão (6.5), viria que:

$$P_{2,1} + P_{2,2} = 4 \left(\frac{D_o}{D_n}\right)^2 P_o \qquad (6.7)$$

sendo esta relação vãlida para todo tempo.

A pressão mínima na câmara de controle é obtida quando a palheta se encontra completamente aberta, ou seja, $X_j = X_g$, e utilizando a relação (6.4), vem que:

$$(P_{2,j})_{MIN} = \left(\frac{D_o}{D_n}\right)^2 P_o \quad (N/m^2) \qquad (6.8)$$

A pressão máxima permissível na câmara de controle pode ser verificada tomando-se a relação crítica de pressão, para o gás.

$$\left(\frac{P_{2,j}}{P_o}\right)_{CR} = \mu_c \quad \therefore$$

$$(P_{2,j})_{MÁX} = \mu_c^* P_o \quad (N/m^2) \qquad (6.9)$$

Caso a palheta permaneça fechada por um tempo prolongado, a pressão de controle pode atingir o valor P_o. Segundo essa consideração pode-se interpretar μ_c^* como um número entre μ_c e 1 .

d) Orifícios de Área Fixa

Segundo o próprio modo de funcionamento do atuador (diferença de pressão) é notório que a pressão máxima atingida em uma câmara de pressão, corresponde a pressão mínima na outra.

Assim, tomando a relação (6.7) e substituindo os valores correspondentes as pressões máxima e mínima de uma e outra câmara dados por (6.8) e (6.9) tem-se:

$$\left\{\left(\frac{D_o}{D_n}\right)^2 + \mu_o^*\right\} P_o = 4 \left(\frac{D_o}{D_n}\right)^2 P_o \quad \therefore$$

$$D_o = D_n \left(\frac{\mu_c^*}{3}\right)^{1/2} \qquad (m) \qquad (6.10)$$

e) Limites da Força Magnética

Para $X = 0$, pode-se definir que,

$$(F_m)_j = (F_R)_j = \{(P_{2,j})_{MÁX} - (P_{3,j})_{MIN}\} A_f$$

e para $X = X_{MÁX}$,

$$(F_m)_j = (F_L)_j = \{(P_{2,j})_{MIN} - (P_{3,j})_{MÁX}\} A_f$$

Se a palheta permanece fechada por um período prolongado, $(P_{3,j})_{MIN}$ pode atingir a pressão ambiente. Pode-se então substituir nas expressões acima, os valores já relacionados previamente, logo:

$$(F_R)_j = A_f \; P_o \; (\mu_c^*) \qquad (N) \qquad (6.11)$$

$$(F_L)_j = A_f \; P_o \; \left\{\frac{1}{3} \mu_c^* - \left(\frac{D_o}{D_3}\right)^2\right\} \qquad (N) \qquad (6.12)$$

f) Torque Máximo

Tomando a pressão diferencial P_D , dada por:

$$P_D = P_{2,1} - P_{2,2}$$

Tem-se que:

$$(P_D)_{MÁX} = \{(P_{2,1})_{MÁX} - (P_{2,2})_{MIN}\}$$

como,

$$(P_D)_{MÁX} = \frac{T_{MÁX}}{A_p\ L}$$

Utilizando-se as expressões (6.8) e (6.9), chega-se a:

$$T_{MÁX} = \frac{2}{3}\ \mu_c^*\ P_o\ A_p\ L \qquad (N \cdot m) \qquad (6.13)$$

g) Deslocamento Máximo do Pistão

A partir do modelo linearizado dado pelas relações (4.4) e considerando o sistema sob condições de regime, faz-se as derivadas iguais a zero, obtendo-se:

$$(y)_S = \frac{A_3}{A_2}\ P_D$$

Para

$$Y_{MÁX} \rightarrow (P_D)_{MÁX}$$

Utilizando-se (4.3), (6.8) e (6.9), chega-se a:

$$Y_{MÁX} = \frac{2}{3}\ \frac{\mu_c^*\ P_o\ A_p\ L^2}{K_c} \qquad (m) \qquad (6.14)$$

h) Tempo de Resposta

Tomando a expressão para o tempo de resposta do sistema dado por (4.9), tem-se:

$$T_R = 3\ A_2$$

utilizando (4.3), vem que:

$$T_R = \frac{3\ K_c}{(I_c + 2\ m_c\ L^2)} \qquad \text{(seg)} \qquad (6.15)$$

i) Frequência Natural sem Amortecimento

Considerando a expressão para a frequência natural sem amortecimento, dada por (4.8)

$$\omega = \frac{A_2}{A_3\ \tau_3}$$

são substituídos os valores das constantes obtidos em (4.3) e juntamente com as relações desenvolvidas nos ítens anteriores, chega-se a:

$$\omega = \frac{K_c \left[C_o\ D_1\ (E)_S - A_f\ P_o\ \left(\frac{4}{3}\ \mu_c^* - \left(\frac{d_o}{d_3}\right)^2\right)\right]}{\frac{2}{3}\ A_p\ L^2\ C_o\ D_1\ \mu_c^*\ P_o} \qquad \text{(HZ)} \qquad (6.16)$$

j) Limites da Corrente nos Solenoides

A força magnética máxima necessária é dada por $(F_R)_j$, a qual corresponderia $X_j = 0$. Para facilidade de projeto, considera-se que $(F_R)_j$ deverá atuar para $X_j = X_g$.

A partir da expressão para força magnética, dada no Capítulo II,

$$(F_m)_j = \frac{N^2\ I_j^2\ \mu_o\ A_g}{2\ X_g^2}$$

Utilizando-se a relação (6.11), para a força magnética máxima, correspondente a força necessária para superar a máxima força pneumática na palheta, teria-se que:

$$I_{MÁX} = \frac{2\ X_g}{N} \left(\frac{\mu_c^*\ A_f\ P_o}{\mu_o\ A_g}\right)^{1/2} \qquad (Amp) \qquad (6.17)$$

Considera-se a força magnética necessária para superar a força pneumática mínima, na palheta quando está totalmente aberto e, igual a $(F_L)_j$. Tomando a expressão para a força magnética e utilizando-se a relação (6.12), pode-se dizer que:

$$(F_m)_j = \frac{N^2\ I_j^2\ \mu_o\ A_g}{2\ X_g^2}$$

e para seu valor mínimo resultaria,

$$I_{MIN} = \frac{2\ X_g}{N} \left(\frac{A_f\ P_o \left\{\frac{1}{3}\ \mu_c^* - \left(\frac{D_o}{D_3}\right)^2\right\}}{\mu_o\ A_g}\right)^{1/2} \qquad (Amp) \qquad (6.18)$$

k) <u>Considerações sobre o Reservatório de Gás</u>

Pode-se dizer que:

$$W_T = N_o\ \dot{m}$$

onde,

W_T = vazão total (Kg/seg)

N_o = número de orifícios A_o

$\dot{m}$ = vazão mássica de cada orifício A_o (Kg/seg)

Assume-se que a pressão P_o na câmara de distribuição é mantida constante naquele valor por um regulador de pressão, durante um período de tempo t_f. No tempo $t = 0$, a pressão no reservatório que alimenta o regulador é denominada P_i para $t = t_f$, esta pressão cai para P_f assumindo que a massa utilizada pelo sistema, seja

$$m = \dot{m}\ t_f$$

onde t_f é o tempo de atuação, e utilizando as equações de estado, tem-se que:

$$P_i\ V_R = MRT$$

$$P_f\ V_R = (M - m)\ RT$$

onde,

V_R = volume do reservatório (m^3)

M = massa do reservatório para $t = 0$ (Kg)

m = consumo de massa pelo sistema (Kg)

Combinando essas relações pode-se definir:

$$m = M\ (1 - \frac{P_f}{P_i}) \qquad (Kg)$$

$$P_i = \frac{m\ RT}{V_R} + P_f \qquad (Kg)$$

VII - CONCLUSÕES

Foram atingidos quase que em sua totalidade os objetivos do trabalho, de vez que o sistema foi abordado levando em consideração todas as suas não linearidades, com exceção do atrito coulombiano que pode ser considerado desprezível quando o atuador é acionado com gás frio.

Os modelos não lineares desenvolvidos, apresentaram excelentes comportamentos como pode ser comprovado através da simulação digital. Em comparação com os resultados experimentais, são justificadas as variações pela diversificação das condições dos testes, mesmo desativando-se o indutor 2.

A atuação diferencial em torno de uma tensão de polarização E_o, apresentou maior eficiência, principalmente no que se refere ao problema da permanência da palheta em sua posição máxima, e consequente aumento da não linearidade relativa a zona morta.

As hipóteses assumidas para o modelo podem ser consideradas bem razoáveis. Para um sistema utilizando gás quente ou tempos de trabalho maiores, deve ser verificada a influência das perdas caloríficas no desempenho do atuador. Nesse caso a temperatura não poderia ser assumida constante e a equação de equilíbrio de energia deveria ser adicionada ao modelo.

O estudo paramétrico realizado revelou-se de fundamental importância no desenvolvimento das relações básicas de projeto, possibilitando uma verificação do que pode acontecer com o desempenho do atuador, ao serem alterados os seus principais parâmetros. De outro modo, é possível saber-se de antemão onde e como modificar para obter-se o desempenho requerido.

As relações básicas de projeto obtidas, fornecem informações suficientes para um completo pré-dimensionamento de um atuador pneumático levando-se em consideração, não só as suas características geométricas como também fatores que influem em sua forma de atuação.

Outras configurações de atuadores com tipos de válvulas e modos de atuação diferentes, podem ser estudados ou projetados baseados no modelo desenvolvido, considerando pequenas modificações e adaptações de acordo com cada objetivo.

Para o modelo linearizado, a escolha correta para as condições de regime utilizadas na obtenção das constantes envolvidas, é responsável por um melhor desempenho do sistema.

BIBLIOGRAFIA

1 ANDERSEN, B.W. - "The Analysis and Design of Pneumatic Systems" - <u>John Wiley & Sons, Inc.</u>

2 ATKINSON, P. - "Feedback Control Theory for Engineers" - <u>Heinemann Educational Books Ltd</u>, 1968.

3 BLACKBURN, F.J. and SHEARER, J.L. - "Fluid Power Control" - <u>The M.I.T. Press</u>, 1960.

4 CARNAHAN, B.; LUTHER, H.A. AND WILKES, J.O. - "Applied Numerical Methods" - <u>John Wiley & Sons, Inc.</u>, 1969.

5 DELFELD, F.R. and MURPHY, G.J. - "Analysis of Pulse - Width Modulated Control Systems" - <u>IRE Transactions on Automatic Control</u>, 1961, PP. 284-292

6 EVANS, CHANDLER - "Missile Flight Control Systems"

- Cold Gas Control Value
- The Modulated Position Proporcional cold gas actuation System - CACS-18
- Cold Gas Proportional Control Systems
- Cold Gas Actuation System

<u>Colt Industries - Chandler Evans Control Systems Division</u>

7 FENG, TSUN-YING - "Static and Dynamic Control Characteristics of Flapper-Nozzle Valves" - <u>ASME Transaction, Journal of Basic Engineering</u>, 1959, pp. 275-284

8 FRIEDLAND, B. - "Modeling Linear Systems for Pulsewidth-Modulated Control" - <u>IEEE Transactions on Automatic Control</u>, 1976, pp. 739-746

9 GRACE, H.P. and LAPPLE, C.E. - "Discharge Coefficients of Small Diameter Orificies and Flow Nozzles" - <u>ASME Transactions</u>, 1951, vol. 73, pp. 639-647.

10 GOLDSHINE, G.D. and LACY, G.T. - "All Electric Non-Linear Actuators Steers Advanced Tactical Missiles" - Space/Aeronautics, 1969, pp. 82-86.

11 HARTER, GILBERT - "Gas Flow Control a Fresh Viewpoint" - Control Engineering, 1963, pp. 101-105.

12 HALL, W.B. and ORME, E.M. - "Flow on a Compressible Fluid Through a Sudden Enlargement in a Pipe" - I.M.E. Proceedings, Vol. 169, pp. 1007-1020.

13 HUTTON, M. AND FRIEDLAND, B. - "Routh Approximations for Reducing Order of Linear, Time-Invariant Systems" - IEEE Transactions on Automatic Control, 1975, Vol. AC-20, PP. 329-337.

14 IKEBE, Y. and T. NAKADA - "On A Piezoelectric Flapper Type Servovalve Operated by a Pulse Width-Modulated-Signal" ASME Transactions, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 1974, pp. 88-94

15 JOBSON, D.A. - "On the Flow of a Compressible Fluid Through Orificies" - I.M.E. Proceedings, 1965, Vol. 169.

16 LEWIS, A.D. - "Gas Power Dynamics" - D. Van Nostrand Company, Inc. - 1962

17 MANSOUR, W.M. - "Introduction to Control Systems and Automation" - Department of Mechanical Engineering University of Waterloo, Notes.

18 MANSOUR, W.M.; MARIUZZO, C.L.; MARTINS, A.F. and SOARES, A. M.C. - "Mathematical Models for Pneumatic Actuators" - 3º Congresso Brasileiro de Automática, 1980.

19 MANSOUR, W.M.; MARIUZZO, C.L.; MARTINS, A.F. and SOARES, A. M.C. - "Analysis and Design of a Class of Pneumatic Positionning Servos" - 3º Congresso Brasileiro de Automática, 1980

20 MERRITT, H.E. - "Hydraulic Control Systems" - John Willey & Sons, Inc., 1967.

21 MILNE, W.E. - "Numerical Solution of Diferential Equations". John Wiley & Sons, Inc., 1960.

22 MELCHER, H.J. & OTTEN, D.D. - "Modulating Bang-Bang Attitude Controls" - Control Engineering, 1965, pp. 73-75.

23 MURTAUGH, STEPHEN, A. Jr. - "An Introduction to the Time Modulated Acceleration Switching Eletrohydraulic Servo-Mechanism" - ASME Transactions, Journal of Basic Engineering, 1959, pp. 263-273.

24 NOUGARET, M. - "A Design Method for First Order Pulsewidth Modulated Systems" - Int. Journal Control, 1972, vol. 15, pp. 541-549.

25 OLDEN BURGER, R. and IKEBE, Y.- "Linearization of Time - Independent Nonlinearities by Use of An Extra Signal and Extra Non Linearity" - ASME Transaction, Journal of Basic Engineering, 1967, pp. 249-250.

26 ORSINI, L.Q. - "Circuitos Eletricos" - Editora Edgard Blücher, Ltda, 1971.

27 POOLE, H.A. Jr. and DEMERS, E.A. - "Hot Gas Control Systems Designing a Hot Gas Servoactuator" - Control Engineering, 1961, pp. 65-70.

28 RALSTON, S. - "Runge-Kutta Methods with Minimum Error Bounds" - Mathematics of Computation, vol. 16, 1962.

29 SHAPIRO, S.H. - "The Dynamics and Thermodynamics of Compreensible Flow" - Ronald Press, Vol. I e II, 1953.

30 SLEMON, G.R. - "Magnetoelectric Devices" - John Wiley & Sons, Inc., 1966.

31 SCHMIDLIN, E. - "Hot Gas Control Systems - I -Basics of Hot Gas System Design" - Control Engineering, 1961, pp. 65-70.

32 TSAI, S.C. and UKRANER, P.R. - "Response Characteristics of a Pulsewidth Modulated Eletrohydraulic Servo" - ASME Transactions, Journal of Basic Engineering, 1970, pp. 204-214.

33 WARREN, R.W. - "Pulse Duration Modulation" - Fluid Amplification Symposium, 1962, Vol. 1, Diamond Ordenance Fuze Laboratories.

APÊNDICE A

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

A.1 - FLUXO ATRAVÉS DE ORIFÍCIOS

Sendo o orifício um elemento de restrição ao escoamento do fluido, cujo comprimento é idealmente nulo e seu diâmetro muito menor que o diâmetro do sistema, tem como finalidade básica o contrôle de potência do fluido, e classificam-se geralmente como de área fixa ou de área variável.

Em um orifício de área variável, o arredondamento da entrada do orifício caracteriza o chamado "bocal", no qual se obtêm um escoamento de maior contato com as paredes, resultando em maior vazão mássica para uma dada queda de pressão.

Em testes experimentais com bocais convergentes, observou-se que, ao passar um fluido através do bocal sob condições de entrada constantes e gradativamente descrescer a pressão de saída, a vazão mássica através do bocal cresce até a relação de pressão acima/abaixo (P_1/P_2) atingir um valor crítico que é função da natureza do fluido[3].

Neste ponto forma-se uma linha sônica no estrangulamento do bocal, que coincide com a seção cuja variação de área é nula. Daí em diante, decrescimos na pressão de saída não mais acarretam variação na vazão mássica do fluido, ver Figura A.1.

A explicação para esse fenômeno, pode ser melhor observada, estudando-se a equação que relaciona o número de Mach, velocidade e área em um fluxo unidimensional, adiabático,sem atrito de um gás perfeito[3]

$$\frac{dA}{A} = - \frac{dV}{V} (1 - M^2) \tag{A.1}$$

Na equação acima, se $M < 1$, dA/A é negativa, para valores positivos de dV/V, isto é, um decréscimo de área corresponde a um acréscimo da velocidade. Se $M > 1$, dA/A, é positiva, para valores positivos de dV/V, isto é, um acréscimo de área corresponde a um acréscimo da velocidade e finalmente, se $M = 1$, $dA/A = 0$, para dV/V positiva ou negativa. Significa que em um bocal para se obter altos números de Mach, a área deve primeiro decrescer até que $M = 1$ seja alcançado e então passe a crescer novamente, o que geralmente não ocorre, limitando-se o fluxo a atingir a velocidade sônica.

São assumidas as seguintes hipóteses:

a) Processo Adiabático

b) Gás Perfeito

c) Fluxo Potencial

Assumindo um fluxo unidimensional em regime, sem atrito, e desprezando-se as forças de corpo, as equações de Navier-Stokes aplicadas a uma linha de escoamento entre as seções (1) e (2), Figura A.1, reduzem-se a :

$$V_x \frac{dV}{dx} = - \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} \therefore$$

$$\frac{dP}{\rho} + V\, dV = 0 \tag{A.2}$$

onde:

V = velocidade do fluido (m/S)

P = pressão (N/m^2)

ρ = densidade (Kg/m^3)

x = coordenada que indica a direção do escoamento

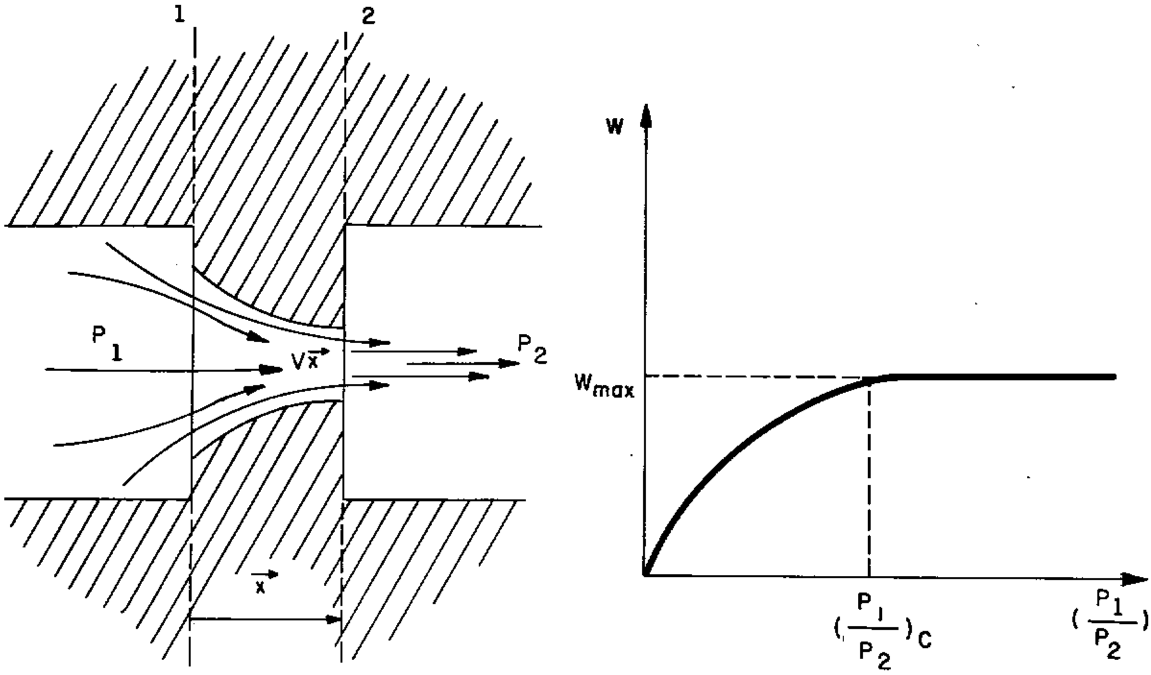


FIGURA A.1

a) VAZÃO ATRAVÉS DO BOCAL b) VAZÃO MÁSSICA DO FLUIDO(W) X$(\frac{P_1}{P_2})$

Integrando-se (A.2), tem-se:

$$\frac{1}{2} V_X^2 + \int \frac{dP}{\rho} = \text{constante} \qquad (A.3)$$

Considerando a velocidade do fluido uniforme em uma seção reta perpendicular ao fluxo, a constante de integração é a mesma em toda seção.

É necessário saber a relação pressão/densidade para encontrar a integral de dP/ρ. Para um processo adiabático, sem atrito de um gás perfeito, tem-se que $P = C\rho^K$, onde C é constante e K é a relação entre o calor específico a pressão constante e calor específico a volume constante[3], logo:

$$\rho = C^{-\frac{1}{K}} P^{\frac{1}{K}} \tag{A.4}$$

Substituindo (A.4) em (A.3), vem:

$$\frac{1}{2} V_X^2 + \int C^{\frac{1}{K}} \frac{dP}{P^{1/K}} = \text{constante}$$

Integrando-se no volume de controle limitado pelas seções 1 e 2, tem-se que:

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} = \frac{P_1^{\frac{1}{K}}}{\rho_1} \left(\frac{K}{K-1}\right) \left[P_1^{(K-1)/K} - P_2^{(K-1)/K}\right]$$

No caso de fluxo em bocal, a velocidade no ponto (1), (Figura A.1), logo acima da entrada, é desprezível se considerarmos, que a área de saída é pequena comparada a área de entrada. Assim, pode-se fazer $V_1 = 0$, logo:

$$V_2 = \left[\frac{2K}{K-1} \frac{P_1^{\frac{1}{K}}}{\rho_1} \left(P_1^{(k-1)/K} - P_2^{(K-1)/K}\right)\right]^{\frac{1}{2}} \tag{A.5}$$

A vazão mássica em (2) (Figura A.1) é dada por:

$$W = \rho_2 A_2 V_2 \tag{A.6}$$

onde:

W = vazão mássica (Kg/seg)

A_2 = área do estrangulamento (m^2)

Aplicando a equação (A.4) nos pontos (1) e (2) (Figura A.1), obtém-se a relação:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{K}} \qquad (A.7)$$

A equação de estado para um gás perfeito é dada por:

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R\, T_1} \qquad (A.8)$$

Substituindo, (A.5), (A.7) e (A.8) em (A.6), vem que:

$$W = A_2 \left[\frac{2K}{R\,(K-1)}\right]^{\frac{1}{2}} \frac{P_1}{(T_1)^{\frac{1}{2}}} \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{K}} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(K-1)/K}\right]^{\frac{1}{2}} \qquad (A.9)$$

Quando $W = W_{MÁX}$ alcança-se o ponto de velocidade sônica. Então derivando-se a expressão acima com relação a (P_2/P_1), e igualando-se a zero, tem-se que:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{CR} = \left(\frac{2}{K+1}\right)^{K/(K-1)} \qquad (A.10)$$

Valor da relação de pressões no qual se obtém a máxima vazão mássica.

$$W = W_{MÁX} = \frac{A_2}{(T_1)^{\frac{1}{2}}} \left[\frac{K}{R\,\left(\frac{K+1}{2}\right)^{(K+1)/(K-1)}}\right]^{\frac{1}{2}} \cdot P_1 \qquad (A.11)$$

Pode-se verificar que a vazão mássica máxima passa a independer da pressão abaixo do estrangulamento.

É possível se obter a velocidade do som no fluido, aplicando-se a relação crítica de pressões na equação da velocidade (A.5),

$$V_{2\ MÁX} = \sqrt{K\ RT}$$

Para o caso de um orifício (Figura A.2), as equações (A.9) e (A.11) são também aplicáveis, caso sejam levados em consideração os erros relativos a existência de atrito, perfis de velocidade diferentes e formação da vena contracta. Para isso multiplica-se (A.9) e (A.11) pelo coeficiente de descarga, obtendo-se as seguintes relações finais.

a) Para

$$\left[\frac{P_2}{P_1} > \left(\frac{2}{K+1}\right)^{K/(K-1)}\right]$$

$$W = \frac{A\ C_d}{(T_1)^{\frac{1}{2}}}\ P_1 \left[\frac{2K}{R\ (K-1)}\right]^{\frac{1}{2}} \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{K}} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(K-1)/K}\right]^{\frac{1}{2}} \qquad (A.12)$$

b) Para

$$\left[\frac{P_2}{P_1} \leq \left(\frac{2}{K+1}\right)^{K/(K-1)}\right]$$

$$W = \frac{A\ C_d}{(T_1)^{\frac{1}{2}}}\ P_1 \left[\frac{K}{R\ \left(\frac{K+1}{2}\right)^{(K+1)/(K-1)}}\right]^{\frac{1}{2}} \qquad (A.13)$$

onde C_d é o coeficiente de descarga para o orifício.

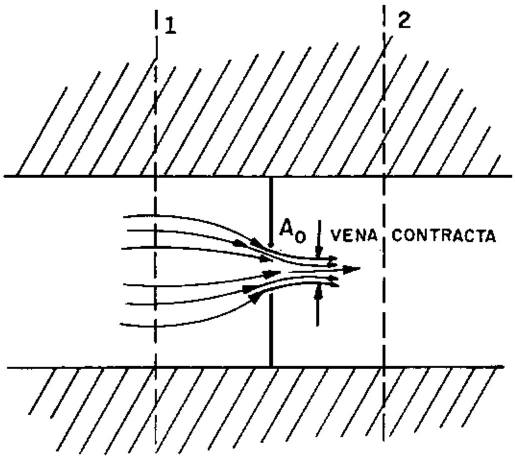


FIGURA (A.2) – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM ORIFÍCIO

A.2 - EQUAÇÕES DE ESTADO E CONTINUIDADE

A equação de estado para um volume de controle de um gás perfeito é dada por:

$$PV = m\ RT \tag{A.14}$$

onde:

P = pressão do gás (N/m^2)

V = volume do gás (m^3)

m = massa acumulada no volume de controle, que é função contínua no tempo, dentro do volume diferenciável (Kg)

R = constante característica do gás $(m^2/S^2\ {}^oK)$

T = temperatura absoluta do gás $({}^oK)$

A lei da conservação da massa aplicada à um volume de controle, assumindo o meio contínuo, resulta na equação da continuidade

$$\Sigma\, W_{ENTRA} - \Sigma\, W_{SAI} = \frac{dm}{dt} = \frac{d\,(\rho\, V_o)}{dt} \tag{A.15}$$

onde:

W = vazão mássica (Kg/seg)

m = massa do fluido acumulada (Kg)

ρ = densidade do fluido (Kg/m^3)

V_o = volume do fluido (M^3)

A.3 - CONSIDERAÇÕES RELATIVAS ÀS HIPÓTESES ASSUMIDAS

a) Processo Adiabático

Em função da dificuldade de estimativa, analítica ou experimental, para o fluxo de calor, este pode ser considerado desprezível para sistemas relativamente rápidos[3]. O atuador pneumático satisfaz esta condição.

b) Gás Perfeito

A equação (A.8) não pode ser utilizada para gases que se aproximam de seu estado líquido, pois apresenta neste caso, erros bastante significativos.

Entretanto pode ser utilizada com rasoável precisão, para gases reais com temperatura acima de 250^o K e sob pressões abaixo de 4×10^7 N/m^2[3]. O sistema analisado se enquadra dentro desses limites.

c) Fluxo Potencial

Em alguns casos o atrito só tem importância na camada limite próximo ao contorno sólido, enquanto o corpo principal do fluxo fora da camada limite é dominado pela inércia e comporta-se ordenadamente de maneira similar a do fluxo laminar, podendo assumir-se que as forças da camada limite são desprezíveis. Este comportamento é característico dos orifícios[20].

APÊNDICE B

ALGORITMO E ROTINAS PARA A SIMULAÇÃO DIGITAL

B.1 - MÉTODO RUNGE-KUTTA

A solução de uma equação diferencial diretamente pela expansão em série de Taylor da função objeto, geralmente não é prática se as derivadas de ordem maior que a primeira são conservadas;para as mais simples equações, as derivadas de mais alta ordem tendem a tornar-se complicadas. Além disso, cada problema resulta em uma série específica para a sua solução. Assim quando o erro dos termos de ordem mais alta são desejados,nenhum algoritmo simples análogo ao método de Euler[4] pode ser desenvolvido diretamente da expansão de Taylor.

É possível porém, desenvolver um processo de passo simples, o qual só envolve derivadas de primeira ordem, produzindo também resultados equivalentes em precisão às fórmulas de mais alta ordem de Taylor, esse algoritmo é chamado de método de Runge-Kutta.

A idéia fundamental envolvendo esse método é a de obter uma expressão para y_{n+1}, que coincida para termos de uma certa ordem h, com o desenvolvimento de y_{n+1} em série de potência em h, sem entretanto computar as derivadas de $f(x, y)$ como no método das séries de Taylor[21].

Aproximações de 2ª, 3ª e 4ª ordem, que são aproximações equivalentes às das expansões de Taylor em $y(x)$ retendo termos h^2, h^3 e h^4, respectivamente, requerem a estimativa de $f(X, y)$ em 2, 3 e 4 valores de x, no intervalo $x_n \leq x \leq x_{n+1}$.

Os métodos de Runge-Kutta têm a forma geral:

$$y_{n+1} = y_n + h\,\phi\,(x_n\,,\,y_n\,,\,h)$$

onde ϕ é a função incremento, ou seja, é a aproximação mais apropriada, escolhida para $f\,(x\,,y)$ no intervalo $x_n \leq x \leq x_{n+1}$.

Para uma equação de primeira ordem dada por:

$$\dot{y} = f\,(y\,,t)$$

juntamente com

$$y\,(t_o) = y^*$$

sendo y^* conhecido, o algoritmo de Runge-Kutta é dado pela seguinte fórmula de passo simples:

$$y_{n+1} = y_n + \frac{h}{6}\left[K_1 + 2\,K_2 + 2\,K_3 + K_4\right]$$

onde:

$$\begin{aligned} K_1 &= f\,(y_n) \\ K_2 &= f\,(y_n + \tfrac{h}{2}\,K_1) \\ K_3 &= f\,(y_n + \tfrac{h}{2}\,K_2) \\ K_4 &= f\,(y_n + h\,K_3) \end{aligned} \qquad \text{(B.1)}$$

sendo,

$$y_n\,,\; y_n + \frac{h}{2}\,K_1\,,\; y_n + \frac{h}{2}\,K_2\,,\; y_n + h\,K_3$$

os argumentos das funções K's.

Um sistema de equações de primeira ordem sob a forma canônica,

$$\dot{y}_1 = f_1 \ (t \ , \ y_1 \ (t) \ , \ y_2 \ (t) \ , \ \dots \ , \ y_n \ (t))$$

$$\dot{y}_2 = f_2 \ (t \ , \ y_1 \ (t) \ , \ y_2 \ (t) \ , \ \dots \ , \ y_n \ (t))$$

$$\dot{y}_n = f_n \ (t \ , \ y_1 \ (t) \ , \ y_2 \ (t) \ , \ \dots \ , \ y_n \ (t))$$

Pode ser representado na forma vetorial

$$\dot{\underset{\sim}{y}} = \underset{\sim}{f} \ (\underset{\sim}{y} \ , \ \underset{\sim}{t}) \qquad \text{(B.2)}$$

onde,

$$\underset{\sim}{y}^T = \{y_1 \ , \ y_2 \ , \ \dots \ , \ y_n\} \ ;$$

$$\dot{\underset{\sim}{y}}^T = \{\dot{y}_1 \ , \ \dot{y}_2 \ , \ \dots \ , \ \dot{y}_n\} \ ;$$

$$\underset{\sim}{f} \ (\underset{\sim}{y})^T = \{f_1 \ , \ f_2 \ , \ \dots \ , \ f_n\}$$

e da mesma forma

$$y \ (t_o) = y^*$$

pode-se então extender o algoritmo original dado por (B.1) para ser aplicado ao sistema de equações (B.2), pela consideração de que K_1 , K_2 , K_3 e K_4 são vetores. Logo,

$$\underset{\sim}{y}_{n+1} = \underset{\sim}{y}_n + \frac{h}{6}\left[\underset{\sim}{K}_1 + 2\,\underset{\sim}{K}_2 + 2\,\underset{\sim}{K}_3 + \underset{\sim}{K}_4\right]$$

onde:

$$\underset{\sim}{K}_1 = \underset{\sim}{f}\,(\underset{\sim}{y}_n)$$

$$\underset{\sim}{K}_2 = \underset{\sim}{f}\,(\underset{\sim}{y}_n + \frac{h}{2}\,\underset{\sim}{K}_1)$$

$$\underset{\sim}{K}_3 = \underset{\sim}{f}\,(\underset{\sim}{y}_n + \frac{h}{2}\,\underset{\sim}{K}_2)$$

$$\underset{\sim}{K}_4 \quad \underset{\sim}{f}\,(\underset{\sim}{y}_n + h\,\underset{\sim}{K}_3)$$

<u>Exemplo</u>:

Considera-se a equação $\ddot{x} + x = 0$, com as seguintes condições iniciais:

$$x\,(0) = 0 \qquad ; \qquad \dot{x}\,(0) = 1$$

A solução exata desta solução, é dada por $x = \text{sen}\,t$.

Se fosse desejado obter $x\,(0.1)$ e $\dot{x}\,(0.1)$ as respostas exatas seriam:

$$x\,(0.1) = \text{sen}\,(0.1) = .099833$$

$$\dot{x}\,(0.1) = \cos\,(0.1) = .99500$$

usando o algoritmo de Runge-Kutta, tem-se que:

$$\dot{y}_1 = y_2$$

$$\dot{y}_2 = -\,y_1$$

onde:

$$y_1 = x \quad e \quad y_2 = \dot{x}$$

Então:

$$\underset{\sim}{y} = \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} \quad ; \quad \dot{\underset{\sim}{y}} = \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} \quad ; \quad \underset{\sim}{f} = \begin{Bmatrix} y_2 \\ -y_1 \end{Bmatrix}$$

$$y\ (0) = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1.0 \end{Bmatrix} \quad ; \quad h = 0.1$$

<u>Cálculos</u>

Argumento para $\underset{\sim}{K}_1 = \underset{\sim}{y}\ (0) = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1.0 \end{Bmatrix}$

$$\underset{\sim}{K}_1 = \underset{\sim}{f}\ (\underset{\sim}{y}\ (0)) = \begin{Bmatrix} 1.0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Argumento para $\underset{\sim}{K}_2 = \underset{\sim}{y}\ (0) + \frac{h}{2} \underset{\sim}{K}_1 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1.0 \end{Bmatrix} + \frac{0.1}{2} \begin{Bmatrix} 1.0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.05 \\ 1.0 \end{Bmatrix}$

$$\underset{\sim}{K}_2 = \underset{\sim}{f}\ (ARG_2) = \begin{Bmatrix} 1.0 \\ -0.05 \end{Bmatrix}$$

Argumento para $\underset{\sim}{K}_3 = \underset{\sim}{y}(0) + \frac{h}{2} \underset{\sim}{K}_2 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1.0 \end{Bmatrix} + \frac{0.1}{2} \begin{Bmatrix} 1.0 \\ -0.05 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.05 \\ 0.9975 \end{Bmatrix}$

$$\underset{\sim}{K}_3 = \underset{\sim}{f}\ (ARG_3) = \begin{Bmatrix} 0.9975 \\ -0.05 \end{Bmatrix}$$

Argumento para $\underset{\sim}{K}_4 = \underset{\sim}{y}(0) + h\,\underset{\sim}{K}_3 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1.0 \end{Bmatrix} + 0.1 \begin{Bmatrix} 0.9975 \\ -0.05 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.09975 \\ 0.995 \end{Bmatrix}$

$$\underset{\sim}{K}_4 = \underset{\sim}{f}\ (ARG_4) = \begin{Bmatrix} 0.995 \\ -0.09975 \end{Bmatrix}$$

Vem então:

$$\underset{\sim}{y}\ (0.1) = \underset{\sim}{y}\ (0) + \frac{0.1}{6} \left[\underset{\sim}{K}_1 + 2\,\underset{\sim}{K}_2 + 2\,\underset{\sim}{K}_3 + \underset{\sim}{K}_4 \right] \therefore$$

$$\underset{\sim}{y}\ (0.1) = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1.0 \end{Bmatrix} + \frac{0.1}{6} \left[\begin{Bmatrix} 1.0 \\ 0 \end{Bmatrix} + 2 \begin{Bmatrix} 1.0 \\ -0.05 \end{Bmatrix} + 2 \begin{Bmatrix} 0.9975 \\ -0.05 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0.995 \\ -0.09975 \end{Bmatrix} \right]$$

$$\therefore\ y\ (0.1) = \begin{Bmatrix} .099833 \\ .99500 \end{Bmatrix}$$

B.2 - <u>IMPLEMENTAÇÃO DOS MODELOS NÃO-LINEARES</u>

A implementação foi realizada em FORTRAN, no computador Burroughs/6.700, da UFRJ.

Para uma melhor compreenção do programa são definidas as seguintes variáveis:

$$A_i = a_i \times 10^8 \quad (i = 1,\ 3)$$

$$B_j = b_j \times 10^8 \quad (j = 1,\ 3)$$

$$C_1 = B_C/I_C\ ;\ C_2 = K_C/I_C\ ;\ C_3 = A_p\ L^2/I_C$$

e

$$D_L \quad (L = 1,\ 2)$$

AF	= área da Palheta (m^2)
ALFJ	= $\propto$ definido no modelamento ; (J = 1, 2)
APT	área do pistão (m^2)
BRALC	= braço de alavanca (m)
CAI	= porcentagem do período, desejada nos sinais dos indutores (%)
CAVJ	= constante que relaciona a corrente média ; (J = 1, 2)
CØ	= 1/R
FMJ	= Força magnética (N) ; (J = 1, 2)
H	= passo de integração
N	= número de variáveis de estado
PØ	= pressão de alimentação (N/m^2)
PA	= pressão atmosférica (N/m^2)
TST	= tempo inicial (seg)
TFIN	= tempo final (seg)
TAW	= período do sinal de entrada no solenoide (seg)
TAWØ	= constante de tempo da força magnética (seg)
VV	= amplitude da tensão aplicada (volts)
VJ	= tensão em cada indutor ; (J = 1, 2) (volts)
Y (I), I = 1, N	= variáveis de estado definidas em (3.2), em suas condições iniciais

B.3 - SUBROTINAS

Define-se as subrotinas:

RUNG = realiza a integração numérica segundo o algoritmo do Runge-Kutta, onde os argumentos são definidos em outra subrotina e no programa principal.

FUN = define os argumentos utilizados na subrotina RUNG, através das equações que definem o modelo.

GRAF = executa a plotagem dos pontos armazenados no programa principal, sendo utilizada na obtenção, das variações e ajustagens paramétricas.

Ainda na subrotina FUN, são definidas as funções $U_{i,j}$; (i = 1, 2, 3 ; j = 1, 2), que definem através da relação das pressões superiores e inferiores, a condição sônica ou subsônica do fluxo de gás, relativa a não linearidade do sistema.

B.4 - LISTAGEM DE COMPUTADOR

```
                                                                  PAG.   1

  $SET AUTOBIND
  $BIND=FROM PLOTTER
FILE  5=CARTAO,UNIT=READER
FILL  6=SAIDA,UNIT=PRINTER
FILE  13(KIND=TAPE,TITLE="PLOTTER",BLOCKSIZE=505)
  $INCLUDE "*PLOTTER/BLOCO"


C     *******************************
C     *                             *
C     * MODELO MATEMATICO/SIMULACAO *
C     *                             *
C     *******************************

      SUBROUTINE RUNG
C     ***************

      COMMON/ONE/Y(20),ARG(20),V1,V2,B1,B2,B3,C1,C2,C3,R,XL,PA
      COMMON/TWO/N,H,W(20),AK1(20),AK2(20),AK3(20),AK4(20)
      COMMON/THREE/U11,U21,U31,U12,U22,U32,X1,X2
      COMMON/FOUR/P0,ALF1,ALF2,A1,A2,A3,TA,C0,TAW0,AF,K1,K2,K3
      COMMON/FIVE/E

      DO 1 I=1,N
    1 ARG(I)=Y(I)
      CALL FUN
      DO 2 I=1,N
    2 AK1(I)=W(I)
      DO 3 I=1,N
    3 ARG(I)=Y(I)+0.5*H*AK1(I)
      CALL FUN
      DO 4 I=1,N
    4 AK2(I)=W(I)
      DO 5 I=1,N
    5 ARG(I)=Y(I)+0.5*H*AK2(I)
      CALL FUN
      DO 6 I=1,N
    6 AK3(I)=W(I)
      DO 7 I=1,N
    7 ARG(I)=Y(I)+H*AK3(I)
      CALL FUN
      DO 8 I=1,N
    8 AK4(I)=W(I)
      DO 9 I=1,N
    9 Y(I)=Y(I)+(H/6.0)*(AK1(I)+2.0*AK2(I)+2.0*AK3(I)+AK4(I))

      RETURN
      END

      SUBROUTINE FUN
```

```
C      ***************

       COMMON/ONE/Y(20),ARG(20),V1,V2,B1,B2,B3,C1,C2,C3,R,XL,PA
       COMMON/TWO/N,H,A(20),AK1(20),AK2(20),AK3(20),AK4(20)
       COMMON/THREE/U11,U21,U31,U12,U22,U32,X1,X2
       COMMON/FOUR/P0,ALF1,ALF2,A1,A2,A3,TA,C0,TAW0,AF,K1,K2,K3
       COMMON/FIVE/E

C    *************
C    *           *
C    * DETERMINE *
C    *           *
C    *************

       IF(ARG(3).LT.PA)ARG(3)=PA
       IF(ARG(4).LT.PA)ARG(4)=PA

C      U11
       WW=ARG(1)/P0
       IF(WW-.528)20,20,420
   420 EPSI=((ARG(1)/P0)**.71)*((1.-(ARG(1)/P0)**.29)**.5)
       U11=A1*EPSI*ALF2
       GO TO 21
    20 U11=A1*ALF1
    21 CONTINUE

C      U12
       WW=ARG(2)/P0
       IF(WW-.528)24,24,422
   422 EPSI=((ARG(2)/P0)**.71)*((1.-(ARG(2)/P0)**.29)**.5)
       U12=A1*EPSI*ALF2
       GO TO 25
    24 U12=A1*ALF1
    25 CONTINUE

C      U21
       WW=ARG(3)/ARG(1)
       IF(WW-.528)22,22,421
   421 EPSI=((ARG(3)/ARG(1))**.71)*((1.-(ARG(3)/ARG(1))**.29)**.5)
       U21=A2*EPSI*ALF2
       GO TO 23
    22 U21=A2*ALF1
    23 CONTINUE

C      U22
       WW=ARG(4)/ARG(2)
       IF(WW-.528)26,26,423
   423 EPSI=((ARG(4)/ARG(2))**.71)*((1.-(ARG(4)/ARG(2))**.29)**.5)
       U22=A2*EPSI*ALF2
       GO TO 27
```

```
   26 U22=A2*ALF1
   27 CONTINUE

C       U31
        WN=PA/ARG(3)
        IF(WN-.528)32,32,426
  426 EPSI=((PA/ARG(3))**.71)*((1.-(PA/ARG(3))**.29)**.5)
        U31=A3*EPSI*ALF2
        GO TO 33
   32 U31=A3*ALF1
   33 CONTINUE

C       U32
        WN=PA/ARG(4)
        IF(WN-.528)34,34,427
  427 EPSI=((PA/ARG(4))**.71)*((1.-(PA/ARG(4))**.29)**.5)
        U32=A3*EPSI*ALF2
        GO TO 35
   34 U32=A3*ALF1
   35 CONTINUE

C     ************
C     *          *
C     * EQUACOES *
C     *          *
C     ************

        W(1)=(U11-U21*X1*ARG(1)-B2*ARG(1)*ARG(8))/(B1+B2*ARG(7))
        W(2)=(U12-U22*X2*ARG(2)+B2*ARG(2)*ARG(8))/(B1-B2*ARG(7))
        W(3)=(U21*ARG(1)*X1-U31*ARG(3))/B3
        W(4)=(U22*ARG(2)*X2-U32*ARG(4))/B3
        W(6)=(C0*V2-ARG(6))/TAU0
        W(5)=(C0*V1-ARG(5))/TAU0
        W(7)=ARG(8)
        W(8)=-C1*ARG(8)-C2*ARG(7)+C3*(ARG(1)-ARG(2))
        RETURN
        END

        SUBROUTINE GRAF(X,Y,NP,NG,AC,IT)
C       ********************************

        DIMENSION X(650,14),Y(650,14),AC(14),INT(1)

        IF(IT.NE.2)GO TO 11

C     ******
C     * A4 *
C     ******

        CALL PLOT(0.3,4.5,3)
```

PAG. 4

```
      CALL PLOT(0.3,25.5,2)
      CALL PLOT(30,25.5,2)
      CALL PLOT(30,4.5,2)
      CALL PLOT(0.3,4.5,2)

      CALL PLOT(2.3,6.5,3)
      CALL PLOT(2.3,22.5,2)
      CALL PLOT(27,22.5,2)
      CALL PLOT(27,6.5,2)
      CALL PLOT(24,6.5,2)
      CALL PLOT(5.3,6.5,3)
      CALL PLOT(2.3,6.5,2)

   11 CONTINUE

C     *********
C     * EIXOS *
C     *********

      INT(1)=13
      NX=7.

      IF(IT.EQ.1)GO TO 9
      NY=6.
      IF(IT.EQ.2)GO TO 12
      IF(IT.EQ.3)GO TO 13
      IF(IT.EQ.4)GO TO 14
      IF(IT.EQ.5)GO TO 15
      CALL PLOT(10.6,7.5,3)
      CALL PLOT(10.6,7.5+NY,2)
      CALL PLOT(10.6,7.5,-3)
      CALL PLOT(NX,0,2)
      GO TO 10
   12 CALL PLOT(4.8,15.5,3)
      CALL PLOT(4.8,15.5+NY,2)
      CALL PLOT(4.8,15.5,-3)
      CALL PLOT(NX,0,2)
      GO TO 10
   13 CALL PLOT(17,15.5,3)
      CALL PLOT(17,15.5+NY,2)
      CALL PLOT(17,15.5,-3)
      CALL PLOT(NX,0,2)
      GO TO 10
   14 CALL PLOT(4.8,7.5,3)
      CALL PLOT(4.8,7.5+NY,2)
      CALL PLOT(4.8,7.5,-3)
      CALL PLOT(NX,0,2)
      GO TO 10
   15 CALL PLOT(17,7.5,3)
      CALL PLOT(17,7.5+NY,2)
```

```
      CALL PLOT(17,7.5,-3)
      CALL PLOT(NX,0,2)
      GO TO 10
    9 CONTINUE

      NY=5.
      CALL PLOT(6.65,9.5,3)
      CALL PLOT(6.65,9.5+(2*NY),2)
      CALL PLOT(6.65,9.5+NY,-3)
      CALL PLOT(NX,0,2)
   10 CONTINUE

C     ***********
C     * ESCALAS *
C     ***********

      XMAX=-3000.
      XMIN=3000.
      YMAX=-3000.
      YMIN=3000.

      DO 1 J=1,NG
      DO 1 I=1,NP
      XMAX=AMAX1(XMAX,X(I,J))
      XMIN=AMIN1(XMIN,X(I,J))
      YMAX=AMAX1(YMAX,Y(I,J))
      YMIN=AMIN1(YMIN,Y(I,J))
    1 CONTINUE
      XESC=NX/AMAX1(XMAX,ABS(XMIN))
      YESC=NY/AMAX1(YMAX,ABS(YMIN))

      DO 5 I=1,NX
      X1=I
      Y1=-0.1
      CALL SYMBOL(X1,Y1,0.17,INT(1),0,-1)
    5 CONTINUE

      DO 7 I=2,NX,2
      X1=I
      IF(IT.EQ.1)XE=X1/XESC
      IF(IT.GE.2.AND.IT.LE.5)XE=(X1*1.00E+03)/XESC
      IF(IT.GE.7)XE=(X1*1.00E+03)/XESC
      Y1=-0.4
      CALL NUMBER(X1-0.4,Y1-0.2,0.2,XE,0,2)
    7 CONTINUE

      IF(IT.EQ.1)CALL LABEL(0,-0.1,NX,-0.1,'Y',1,0.25,1,1,0,0)
      IF(IT.GE.2.AND.IT.LE.5)CALL LABEL(0,-0.1,NX,-0.1,'TEMPO(MS)',10,
     10.25,1,1,0,0)
      IF(IT.EQ.6)CALL LABEL(0,-0.1,NX,-0.1,'VOLTAGEM(VOLTS)',15,0.25,
```

```
                                                                    PAG.  6
      1,1,0,0)
      IF(IT.GE.7)CALL LABEL(0,-0.1,NX,-0.1,'TEMPO(MS)',10,0.25,
     11,1,0,0)

      DO 6 I=1,NY
      X1=-0.1
      Y1=I
      CALL SYMBOL(X1,Y1,0.17,INT(1),90,-1)
    6 CONTINUE

      DO 8 I=2,NY,2
      X1=-0.4
      Y1=I
      IF(IT.EQ.1)YE=Y1/YESC
      IF(IT.EQ.2)YE=(Y1*1.00E+03)/YESC
      IF(IT.EQ.4)YE=(Y1*1.00E+03)/YESC
      IF(IT.EQ.3.OR.IT.EQ.5)YE=(Y1*1.00E-03)/YESC
      IF(IT.EQ.7.OR.IT.EQ.8)YE=Y1/YESC
      IF(IT.GE.9)YE=(Y1*1.00E+03)/YESC
      CALL NUMBER(X1,Y1-0.4,0.2,YE,90,2)
    8 CONTINUE
      IF(IT.EQ.1)CALL LABEL(-0.2,0,-0.2,NY,'YP',2,0.25,2,1,0,0)
      IF(IT.EQ.2)CALL LABEL(-0.2,0,-0.2,NY,'Y(MM)',5,0.25,2,1,0,0)
      IF(IT.EQ.4)CALL LABEL(-0.2,0,-0.2,NY,'Y(MM)',5,0.25,2,1,0,0)
      IF(IT.EQ.3)CALL LABEL(-0.2,0,-0.2,NY,'P21*1.00E 03(N/M**2)',20,
     10.25,2,1,0,0)
      IF(IT.EQ.5)CALL LABEL(-0.2,0,-0.2,NY,'P21*1.00E 03(N/M**2)',20,
     10.25,2,1,0,0)
      IF(IT.EQ.6)CALL LABEL(-0.2,0,-0.2,NY,'TORQUE(KGF*M)',13,0.25,
     12,1,0,0)
      IF(IT.EQ.7)CALL LABEL(-0.2,0,-0.2,NY,'FM1(N)',6,0.25,2,1,0,0)
      IF(IT.EQ.8)CALL LABEL(-0.2,0,-0.2,NY,'FM2(N)',6,0.25,2,1,0,0)
      IF(IT.EQ.9)CALL LABEL(-0.2,0,-0.2,NY,'X1*1.00E-03(MM)',15,0.25,
     12,1,0,0)
      IF(IT.EQ.10)CALL LABEL(-0.2,0,-0.2,NY,'X2*1.00E-03(MM)',15,0.25,
     12,1,0,0)

      DO 2 J=1,NG
      CALL PLOT(0,0,3)
      DO 3 I=1,NP
      X1=X(I,J)*XESC
      Y1=Y(I,J)*YESC
      CALL PLOT(X1,Y1,2)
    3 CONTINUE
      CALL SYMBOL(X1+0.2,Y1,0.2,'E=',0,,2)
      E=AC(J)
      CALL NUMBER(999,999,0.2,E,0.,2)
    2 CONTINUE
      IF(IT.EQ.1)CALL PLOT(25,-14.5,-3)
      IF(IT.EQ.2)CALL PLOT(-4.8,-15.5,-3)
```

PAG. 7

```
      IF(IT.EQ.3)CALL PLOT(-17,-15.5,-3)
      IF(IT.EQ.4)CALL PLOT(-4,8,-7.5,-3)
      IF(IT.EQ.5)CALL PLOT(-17,-7.5,-3)
      RETURN
      END

C    ****************
C    *              *
C    * MAIN PROGRAM *
C    *              *
C    ****************

      COMMON/ONE/Y(20),ARG(20),V1,V2,B1,B2,B3,C1,C2,C3,R,XL,PA
      COMMON/TWO/N,H,W(20),AK1(20),AK2(20),AK3(20),AK4(20)
      COMMON/THREE/U11,U21,U31,U12,U22,U32,X1,X2
      COMMON/FOUR/P0,ALF1,ALF2,A1,A2,A3,TA,C0,TAW0,AF,K1,K2,K3
      COMMON/FIVE/E
      DIMENSION YY(650,14),PV(650,14),PV1(650,14),PV2(650,14),
     1PV3(650,14),TEMP(650,14),AC(14),Y1(20),TEMP0(650),TR0(14)
      DIMENSION FEM1(650),FEM2(650),XX1(650),XX2(650),AFM1(650,10)
     1,AFM2(650,10),AX1(650,10),AX2(650,10)
      DIMENSION APV(650,14),APV2(650,14),ATEMP(650,14),AAC(14)

      REAL K1,K2,K3

      READ(5,101)N,H,NPR,CAI,TAW,CV
      READ(5,102)TST,TMIN,XMAX,XMIN,P0,PA
      READ(5,103)A1,A2,A3,B1,B2,B3
      READ(5,104)C1,C2,C3,R,XL,ALF1
      READ(5,105)ALF2,AF,CRALC,APT,TA
      READ(5,106)(Y1(I),I=1,N)

      CALL LIMITE(380,30)
      CALL PLOTS(18)

      CALL NOME(20,'COM03001','4-8AC')

      CALL FACTOR(2)

 1000 READ(5,107,END=800)VV
      DO 5000 I=1,N
      Y(I)=Y1(I)
 5000 CONTINUE
      IMPRES=IMPRES+1
      IN=9.
      IF(IMPRES.GT.IN)GO TO 6
      AC(IMPRES)=VV
      GO TO 7
    6 AAC(IMPRES-IN)=VV
    7 CONTINUE
```

```
      IF(IMPRES.GT.IN)VV=.500E+02

      WRITE(6,200)
      WRITE(6,201)
      WRITE(6,202)N,H,NPR,CAI,TAW,VV
      WRITE(6,203)
      WRITE(6,204)TST,TFIN,XMAX,XMIN,P0,PA
      WRITE(6,205)
      WRITE(6,206)A1,A2,A3,B1,B2,B3
      WRITE(6,207)
      WRITE(6,208)C1,C2,C3,R,XL,AF
      WRITE(6,209)
      WRITE(6,210)ALF1,ALF2,TA
      WRITE(6,211)BRALC,APT
      IF(IMPRES.NE.1)GO TO 2000
      WRITE(6,212)
      WRITE(6,213)(Y(I),I=1,N),TST
 2000 CONTINUE

      IJ=1
      DO 434 I=1,N
      YY(IJ,I)=Y(I)
  434 CONTINUE
      T=0.
      TEMPO(IJ)=T


      DC=.120E-01
      V11=VV+.100E+02
      V22=VV-.100E+02
      UL=(0.5+CAI)*TAW
      UR=(0.5-CAI)*TAW

      CAV1=(UL/(UL+TAW))*(VV/R)
      CAV2=(UR/(UR+TAW))*(VV/R)

      C0=1./R
      TAW0=XL/R

      INDEX=0
      TT=TST
      T=TST
      X1=XMAX
      X2=XMAX
      XX1(IJ)=X1
      XX2(IJ)=X2

  610 CONTINUE

C     ******
```

```
C     * FM *
C     ******

      FM1=1.866E+03*CAV1*Y(5)-9.595E+05*(CAV1**2.)*X1
      FM2=1.866E+03*CAV2*Y(6)-9.595E+05*(CAV2**2.)*X2

      FF1=FM1-(Y(1)-Y(3))*AF
      FF2=FM2-(Y(2)-Y(4))*AF
      IF(FF1.GT.0.)GO TO 17
      X1=XMAX
      GO TO 18
   17 X1=XMIN
   18 CONTINUE
      IF(FF2.GT.0.)GO TO 19
      X2=XMAX
      GO TO 14
   19 X2=XMIN
   14 CONTINUE

C     *********
C     * CLOCK *
C     *********

      TT=TT+H
      IF(IMPRES.GT.IN)GO TO 3
      IF(TT-DC)12,10,10
   10 V1=V11
      V2=V22
      GO TO 308
   12 V1=VV
      V2=VV
      GO TO 308
    3 CONTINUE
      IF(TT-UL)301,42,42
  301 V1=VV
      GO TO 43
   42 V1=0.
   43 IF(TT-UR)304,45,45
  304 V2=VV
      GO TO 46
   45 V2=0.
   46 IF(TT-TAW)308,47,47
   47 TT=0.
  308 CONTINUE

      CAV1=(UL/(UL+TAN))*(V1/R)
      CAV2=(UR/(UR+TAN))*(V2/R)

      CALL RUNG
C     *********
```

```
      INDEX=INDEX+1
      T=T+H

      IJ=IJ+1
      DO 1040 I=1,N
      YY(IJ,I)=Y(I)
 1040 CONTINUE
      TEMPO(IJ)=T
      FFM1(IJ)=FM1
      FFM2(IJ)=FM2
      XX1(IJ)=X1
      XX2(IJ)=X2

      IF(INDEX-NPR)602,51,51
   51 INDEX=0
  602 CONTINUE
      IF(T-TFIN)610,610,54
   54 CONTINUE
      TQUE=APT*(Y(1)-Y(2))*BRALC*1.02E-01
      WRITE(6,215)TQUE

      IDI=IJ

      IF(IMPRES.GT.IN)GO TO 4
      DO 2020 IJ=1,IDI
      PV(IJ,IMPRES)=YY(IJ,1)
      PV1(IJ,IMPRES)=YY(IJ,2)
      PV2(IJ,IMPRES)=YY(IJ,7)
      PV3(IJ,IMPRES)=YY(IJ,8)
      TEMP(IJ,IMPRES)=TEMPO(IJ)
 2020 CONTINUE
      GO TO 5
    4 DO 2021 IJ=1,IDI
      APV(IJ,IMPRES-IN)=YY(IJ,1)
      APV2(IJ,IMPRES-IN)=YY(IJ,7)
      ATEMP(IJ,IMPRES-IN)=TEMPO(IJ)
 2021 CONTINUE
    5 CONTINUE
      GO TO 1000
  800 CONTINUE
      IMPRES=IN
      CALL GRAF(TEMP,PV2,IDI,IMPRES,AC,2)
      CALL GRAF(TEMP,PV,IDI,IMPRES,AC,3)
      CALL GRAF(ATEMP,APV2,IDI,IMPRES,AAC,4)
      CALL GRAF(ATEMP,APV,IDI,IMPRES,AAC,5)
      CALL PLOT(0,0,999)

  101 FORMAT(6E10.2)
  102 FORMAT(6E10.2)
```

PAG. 11

```
  103 FORMAT(6E10.2)
  104 FORMAT(6E10.2)
  105 FORMAT(5E10.2)
  106 FORMAT(8E10.2)
  107 FORMAT(1E10.2)

  200 FORMAT(///,20X,'DADOS DE PROJETO')
  201 FORMAT(//,5X,'R',9X,'H',9X,'NPR',7X,'CAI',7X,'TAW',7X,'VV')
  202 FORMAT(6E10.3)
  203 FORMAT(//,5X,'TST',7X,'TFIN',6X,'XMAX',6X,'XMIN',6X,'P0',8X,'PA')
  204 FORMAT(6E10.3)
  205 FORMAT(//,5X,'A1',8X,'A2',8X,'A3',8X,'B1',8X,'B2',8X,'B3')
  206 FORMAT(6E10.3)
  207 FORMAT(//,5X,'C1',8X,'C2',8X,'C3',8X,'R',9X,'XL',8X,'AF')
  208 FORMAT(6E10.3)
  209 FORMAT(//,5X,'ALF1',6X,'ALF2',6X,'TA')
  210 FORMAT(3E10.3)
  211 FORMAT(//,5X,'BRACO DE ALAVANCA=',F10.3,//,5X,'AREA DO PISTAO=',
     1E10.3)
  212 FORMAT(//,5X,'P11',7X,'P12',7X,'P21',7X,'P22',7X,'I1',8X,'I2',8X,
     1'Y',9X,'YP',8X,'T',9X,'V1',8X,'V2')
  213 FORMAT(9E10.3)
  214 FORMAT(11E10.3)
  215 FORMAT(//,50X,10('*'),1X,'TORQUE=',F6.2,1X,'NM',10('*'))
  226 FORMAT(//,5X,'V1',8X,'V2')
  227 FORMAT(2E10.3)
  228 FORMAT(2E10.3)
      STOP
      END
```

APÊNDICE C

DETALHES DO ATUADOR

C.1 - SISTEMA PNEUMÁTICO

O atuador é basicamente constituído dos seguintes subsistemas, Figuras C.1, C.2 e C.3 :

a) Gerador de Gás

b) Corpo

c) Cilindros de Atuação

O Gerador de Gás é o responsável pelo fornecimento do fluido ao atuador e ao gerador C.M., que por sua vez alimenta todo o sistema elétrico.

No corpo existem 5 orifícios sendo dois pares para o sistema pneumático (um par para cada plano de manobra) e um para o gerador C.M.

O Cilindro é formado por um indutor cujo corpo é de material ferromagnético, Palheta e mecanismos de fixação.

O diâmetro do orifício superior determina juntamente com o orifício do corpo do sistema, a pressão mínima da câmara de contrôle. O inferior possui área variável através de um parafuso de ajuste.

Entre os dois orifícios forma-se uma câmara de volume fixo (Câmara de Saída) cuja pressão é ajustável através de um parafuso de regulagem.

A pressão na câmara de controle é variável segundo o orifício formado pela Palheta e o corpo do cilindro.

C.2 - VÁLVULA SOLENÓIDE

O circuito magnético é formado pela parte interna e externa do pistão juntamente com a Palheta e seus mecanismos de fixação.

Quando uma tensão é aplicada no indutor uma força magnética tende a movimentar a Palheta no sentido de diminuir o espaço livre de ar formado entre este e o corpo do cilindro. Dois parafusos no suporte da Palheta permitem variar-se o espaço magnético e portanto a força para uma dada tensão.

O material magnético é do tipo duro e portanto de saturação difícil.

Em análise experimental, foram medidos os seguintes parâmetros para o indutor:

número de Espiras	: 7000
condutor	: Fio 35 AWG
resistência Ohmica	: 490 Ω
Indutância a 1 HZ	: 8 H

As especificações nominais do condutor limitam a corrente em 46 ms, ou seja, uma tensão máxima de 22,6 V. Esses dados porém são para funcionamento contínuo e períodos longos podendo serem relaxados nesse estudo, segundo as determinadas considerações de simulação.

C.3 - SISTEMAS DE GÁS

No caso particular do atuador pneumático em estudo, é utilizado o gás frio como fluido de trabalho.

Os geradores de gás (gás quente),comparados com o gás frio, apresentam as seguintes desvantagens:

a) produção elevada de partículas sólidas, exigindo o uso de filtros

b) tempos de operação e vida limitados

c) elevada temperatura do gás podendo atingir até 3000 °C para alguns propelentes, implicando perdas por transmissão de calor, aumento de atrito nos cilindros, etc.

Porém apresentam vantagens quando utilizados em sistemas de curto tempo de duração e também:

a) não exigem reguladores de pressão

b) são leves

c) alta densidade de energia

d) fácil estocagem

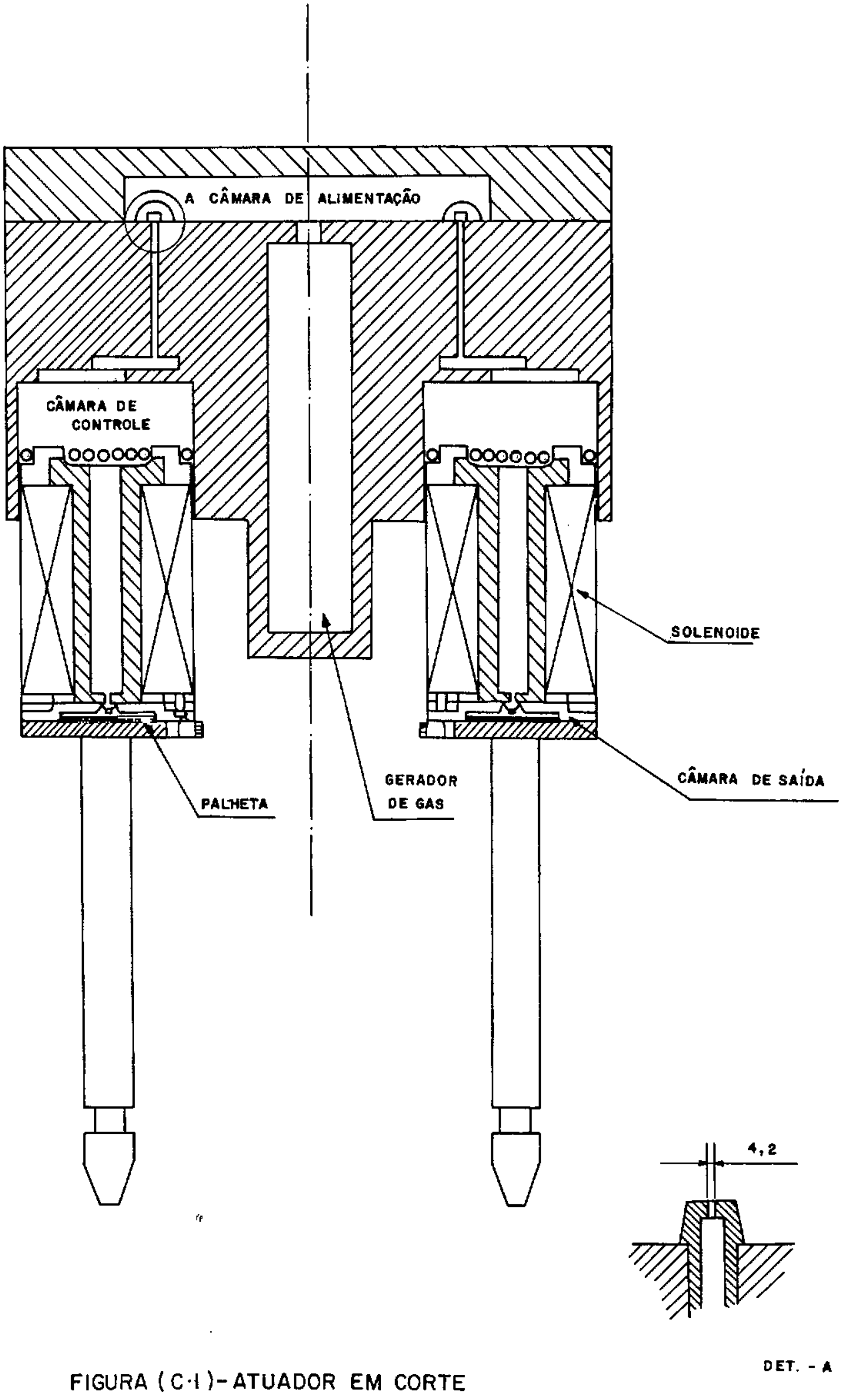


FIGURA (C·1)-ATUADOR EM CORTE

PISTÃO

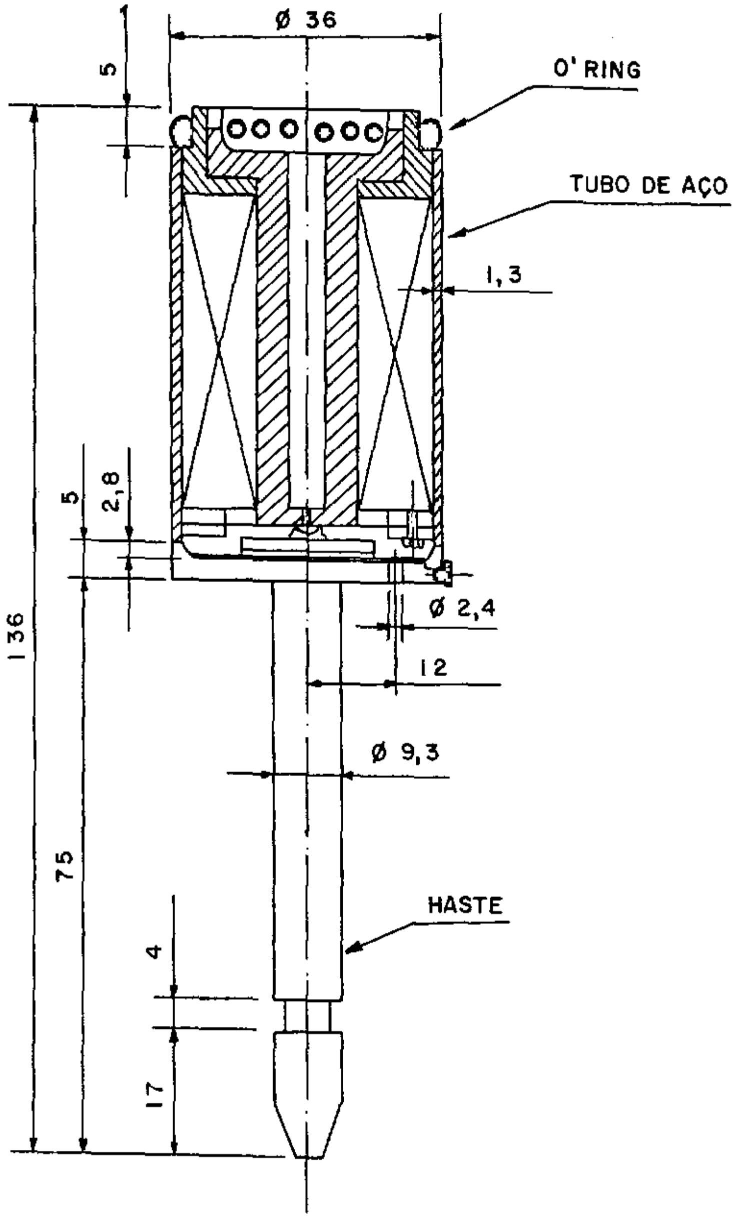
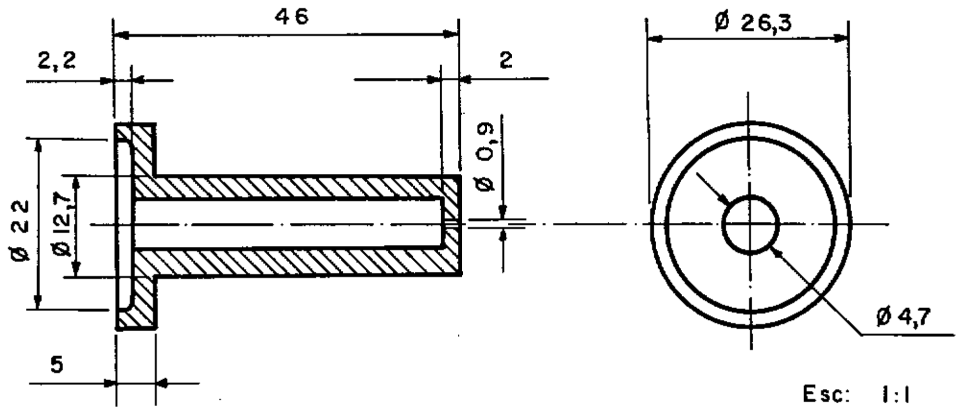
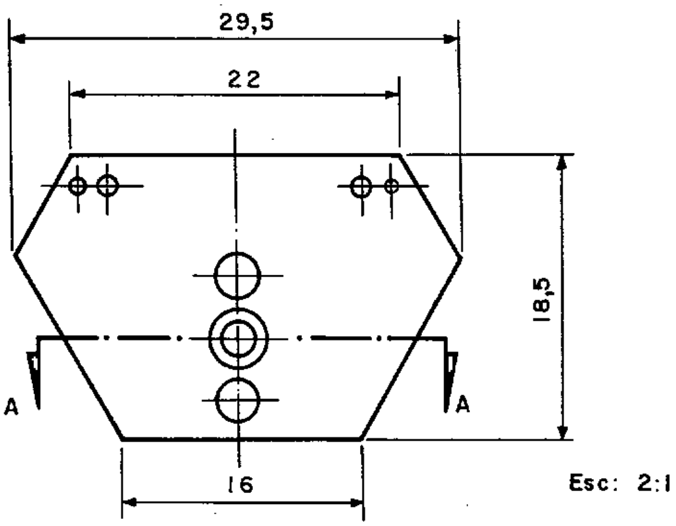


FIGURA (C·2) - CILINDRO DE ATUAÇÃO. DIMENSÕES GEOMÉTRICAS

NÚCLEO



PALHETA



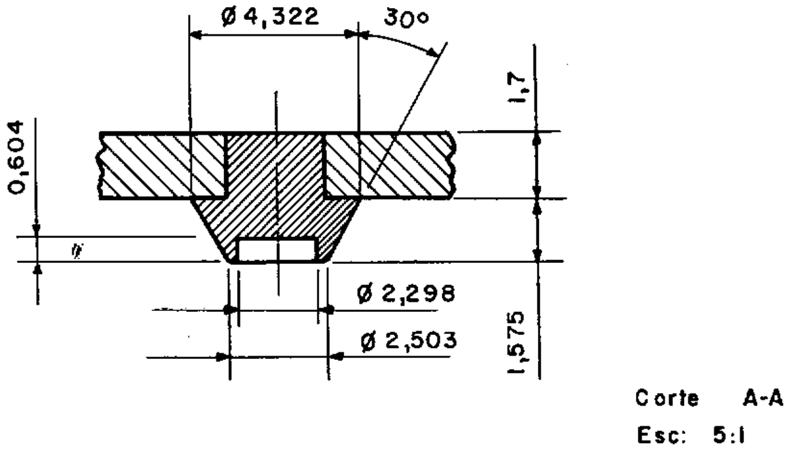


FIGURA (C-3)- SUBSISTEMAS DO CILINDRO

NOMENCLATURA

SIMBOLO	DEFINIÇÃO	UNIDADE
A_1	Área da seção reta na entrada do Bocal	m^2
A_2	Área da seção reta no estrangulamento do Bocal	m^2
$A_{i,j}$	Área do iésimo orifício do lado j	m^2
A_o	Área do orifício de Alimentação	m^2
A_3	Área do orifício de saída	m^2
A_p	Área do pistão	m^2
A_f	Área efetiva da Palheta	m^2
a_* , b_*	Condições iniciais para a análise da resposta no tempo para o atuador	Admensional
B_c	Coeficiente de atrito viscoso do "canard"	Nm seg/rd
B_f	Coeficiente de atrito viscoso na Palheta	Nm seg/rd
C_d	Coeficiente de descarga	Admensional
$(C_d)_{i,j}$	Coeficiente de descarga do orifício i do lado j	Admensional
$(C_d)_f$	Coeficiente de descarga do orifício considerando a cortina de fluxo	Admensional
D_n	Diâmetro do orifício (Bocal)	m
D_f	Diâmetro efetivo da Palheta	m
E_D	Tensão diferencial	V

SIMBOLO	NOMENCLATURA	UNIDADE
E_j	Tensão no solenoide j	V
F_m	Força magnética	N
$(F_m)_j$	Força magnética agindo na Palheta j	N
$(F_R)_j$	Força magnética máxima agindo na Palheta j	N
$(F_L)_j$	Força magnética mínima agindo na Palheta j	N
$(F_p)_j$	Força pneumática agindo na Palheta j	N
j	Índice j = 1 , lado esquerdo e j = 2 lado direito do atuador	
I_j	Corrente no solenoide j	A
I_c	Momento de Inércia do "Canard"	Kg m^2
K_c	Constante elástica	Nm/rd
L	Braço de Alavanca	m
L_*	Indutância equivalente de cada solenoide	H
m_c	Massa do "Canard"	KG
m_f	Massa da Palheta	KG
m	Consumo de massa de gás pelo sistema	KG
$m_{i,j}$	Massa acumulada no volume $V_{i,j}$	KG
M	Massa do reservatório de gás para t = 0	KG
M_c	Massa de cada cilindro	KG

SIMBOLO	DEFINIÇÃO	UNIDADE
N	Número de Espiras do solenoide	Admensional
P_1 , P_2	Pressões acima e abaixo de um orifício	N/m^2
$P_{i,j}$	Pressão acima do orifício i do lado j	N/m^2
$P_{i+1,j}$	Pressão abaixo do orifício i+1 do lado j	N/m^2
P_A	Pressão atmosférica	N/m^2
P_m	Pressão média na câmara de saída	N/m^2
$P_{\dot{o}}$	Pressão de alimentação	N/m^2
P_*	Pressão de controle	N/m^2
P_D	Pressão diferencial na carga	N/m^2
P_i , P_f	Pressões inicial e final na câmara de controle	N/m^2
R	Constante universal do gás	$m^2/seg^2\ {}^oK$
R_*	Resistência ohmica de cada indutor	Ω
T_1 , T_2	Temperaturas absolutas acima e abaixo de um orifício	^oK
T_o	Temperatura absoluta considerada para todo o sistema	^oK
t_R	Tempo de resposta para o sistema	seg
t , T	Tempo	seg
T_A	Torque de atrito coulombiano no "Canard"	Nm
T_*	Torque fornecido pelo atuador	Nm

SIMBOLO	DEFINIÇÃO	UNIDADE
$T_{MÁX}$	Torque máximo fornecido pelo atuador	Nm
V_x	Velocidade do fluido	m/s
$V_{i,j}$	Volume da câmara compreendida entre os orifícios i e i + 1	m^3
V_R	Volume do reservatório de gás	m^3
V_D	Volume da câmara de controle na posição de equilíbrio	m^3
V_3	Volume da câmara de Saída	m^3
$W_{i,j}$	Vazão mássica de gás no iésimo orifício do lado j	Kg/S
X_j	Deslocamento da Palheta j	m
X_g	Deslocamento máximo permissível da Palheta	m
$X_{MÁX}$	Máximo deslocamento efetivo na Palheta	m
y	Deslocamento do pistão a partir da condição de equilíbrio	m
χ	Porcentagem de variação da largura de pulso	seg
x	Coordenada de posição	m
ρ	Densidade	Kg/m^3
μ_c	Relação de pressão crítica	Admensional
μ_o	Permeabilidade do espaço livre de ar	$N/(Amp)^2$
δ_c	Deslocamento angular do "Canard"	rd

SIMBOLO	DEFINIÇÃO	UNIDADE
$\delta_{i,j}$, $\bar{\delta}_{i,j}$	Variáveis lógicas que controlam a descontinuidade da linha sônica	Admensional
τ_o	Constante de tempo do circuito elétrico	seg
ω	Frequência sem amortecimento	
ξ	Relação entre o diâmetro do bocal, diâmetro efetivo da Palheta e deslocamento máximo da Palheta	Admensional