



MODELO MATEMÁTICO DE UM MOTOR PNEUMÁTICO DE PALHETAS

Eduardo L. L. Cabral

Escola Politécnica da USP, Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Prof. Mello de Moraes, 2231 – São Paulo, SP – CEP. 05508-900

Marcos C. Hunold

Escola Politécnica da USP, Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Prof. Mello de Moraes, 2231 – São Paulo, SP – CEP. 05508-900

Resumo. *Este trabalho consiste no estudo do comportamento dinâmico de um atuador formado por um motor pneumático de palhetas acoplado a um redutor de velocidade de alta relação de redução, denominado Motor Pneumático de Alta Rigidez (MPAR). O estudo da dinâmica do MPAR é realizado através da elaboração de um modelo físico e do desenvolvimento de uma bancada experimental. O modelo físico é constituído por equações diferenciais não lineares que representam os balanços de massa de ar no motor e o balanço de momento no eixo de saída do redutor. Os parâmetros do modelo são determinados a partir dos resultados experimentais. A partir da comparação das respostas do modelo do MPAR com os resultados experimentais, conclui-se que o modelo descreve bem o comportamento do MPAR.*

Palavras Chave: *motor pneumático, dinâmica.*

1. INTRODUÇÃO

Atualmente, mesas de máquinas de controle numérico, robôs e outros manipuladores utilizam atuadores elétricos ou hidráulicos no seu sistema de acionamento. Estes atuadores apresentam alguns inconvenientes. Os motores elétricos apresentam baixa relação esforço-peso e baixa rigidez em função da propriedade de saturação do material ferromagnético (Tu *et al*, 1990), além de aquecerem quando são travados ou quando ocorre inversão brusca no sentido de rotação. Os atuadores hidráulicos trabalham com óleo à alta pressão, estando assim, sujeitos a vazamentos sendo, portanto, perigosos, além disso, são barulhentos, devido à presença da bomba, e também são caros em razão da grande precisão exigida nos seus componentes mecânicos.

Em vista dos problemas associados com os atuadores elétricos e hidráulicos surge a idéia de um outro atuador, o motor pneumático. O motor pneumático é menos eficiente do que um motor elétrico, porém, ao contrário deste, as perdas não são dissipadas na forma de calor no próprio motor. O motor pneumático pode ser travado ou invertido quantas vezes forem necessárias. Ao contrário dos atuadores hidráulicos, o ar é limpo e o nível de ruído é baixo,

desde que silenciadores adequados sejam utilizados. Além disso, o motor pneumático é bem mais compacto do que um motor elétrico, sendo seu tamanho equivalente a cerca de 1/3 do tamanho de um motor elétrico de mesma potência. Entretanto, o motor pneumático apresenta baixa rigidez, em razão da alta compressibilidade do ar a baixas pressões, cerca de 7 a 10 bar, que é a pressão mais comumente utilizada em sistemas pneumáticos. Porém, esta limitação pode ser contornada com o uso de um redutor de velocidade, que ocasiona um aumento da rigidez do conjunto, conforme Tu *et al* (1990).

A associação de um motor pneumático de alta velocidade com um redutor de alta relação de redução é aqui denominada de Motor Pneumático de Alta Rigidez (MPAR). Porém, para que o MPAR possa ser utilizado, por exemplo, no acionamento de robôs manipuladores, que são mecanismos de precisão, é necessário que ele possua um sistema de controle preciso. Contudo, para o desenvolvimento de um sistema de controle para o MPAR, primeiramente é preciso conhecer o seu comportamento dinâmico.

Outro fato que torna fundamental o estudo da dinâmica do MPAR é a pouca literatura existente sobre dinâmica de motores pneumáticos, conforme verificado também por Pu *et al* (1991). Pu *et al* apresentam um estudo do comportamento dinâmico de motores pneumáticos com o objetivo de controle de posição. Entretanto, o modelo dinâmico foi desenvolvido baseando-se no equacionamento para pistões pneumáticos, sendo assim, muito simplificado e portanto aplicável somente na situação de movimento em torno de uma posição fixa de operação.

O estudo do comportamento dinâmico do MPAR é realizado por meio da sua implementação em uma bancada experimental e do desenvolvimento de um modelo do sistema. O modelo matemático desenvolvido possui parâmetros desconhecidos que são determinados em um processo de identificação a partir dos dados experimentais coletados na bancada experimental. Finalmente, com o objetivo de verificar se o modelo proposto é adequado para representar o MPAR, os resultados da simulação do modelo são comparados com os resultados experimentais de diversos transitórios.

2. BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada experimental desenvolvida para a realização do estudo do comportamento dinâmico do MPAR consiste de um sistema mecânico e de um sistema de aquisição de dados. Uma descrição detalhada desta bancada é fornecida em Hunold (1993). O sistema mecânico é constituído por um motor pneumático reversível de oito palhetas associado a um redutor de velocidade tipo cicloidal sem folga, um filtro de ar, uma estação lubrificadora de ar, uma válvula manual e duas válvulas solenóides tipo *on-off*, uma de 2 vias (para abertura e fechamento) e outra de 4 vias (para inversão de fluxo).

A função do sistema de aquisição de dados é medir os valores das variáveis de interesse para a análise dinâmica do MPAR e efetuar manobras (partida, parada e inversões de rotação). Este sistema é constituído por um microcomputador, uma placa de aquisição de dados com conversor analógico-digital, quatro medidores de pressão, um medidor de posição angular (*encoder*), um conjunto de placas de orifício e um sensor de pressão diferencial para medida da vazão de ar, um circuito de potência para atuação das válvulas solenóides e uma fonte de tensão.

3. MODELAGEM FÍSICA DO SISTEMA MPAR

Algumas hipóteses e simplificações são realizadas no modelo matemático, a fim de torná-lo simples, porém representativo. Dessa forma, assume-se a existência de somente duas

câmaras ou dois volumes de controle no motor pneumático: a câmara 1 e a câmara 2. Estas câmaras são definidas de forma a que existam dois níveis de pressão no motor, o de entrada e o de saída. A Figura 1 apresenta um esquema simplificado do motor pneumático com duas câmaras e os parâmetros geométricos de interesse para a modelagem do motor.

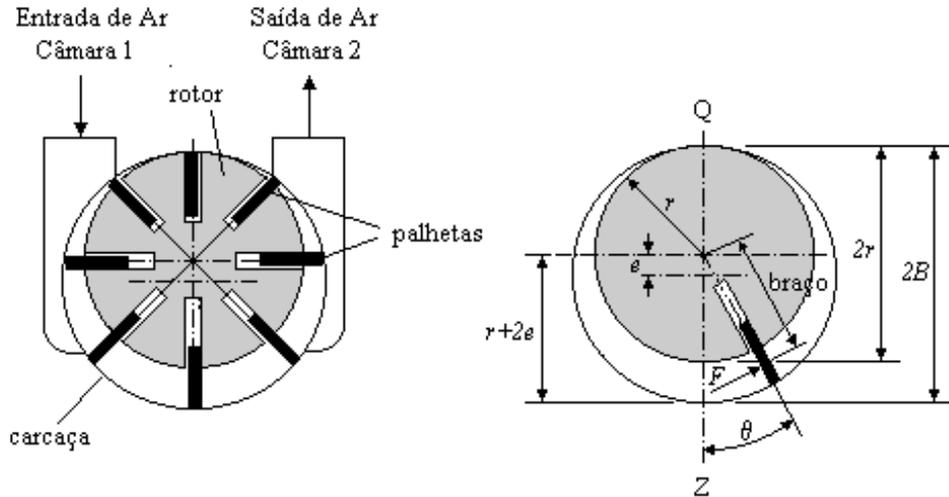


Figura 1 - Esquema simplificado de um motor pneumático de palhetas.

3.1 Equações de conservação

O modelo físico formulado para o MPAR consiste nos balanços da massa de ar nas câmaras do motor e no balanço de momento no eixo de saída do redutor. Com estas equações, os principais fatores que afetam a dinâmica de um motor pneumático são representados, ou seja, a compressibilidade do ar, que está associada às equações de balanço de massa nas câmaras, e a dinâmica de velocidade, que está associada ao balanço de momento no eixo.

Balanço de massa nas câmaras do motor. Nos balanços de massa sobre o volume de ar nas câmaras do motor, assume-se que a câmara 1 é a câmara de entrada de ar no motor e a câmara 2 é a câmara de saída, resultando nas seguintes expressões para as câmaras 1 e 2:

$$\frac{dM_1(t)}{dt} = w_1(t) - w_f(t) - w_{12}(t); \quad (1)$$

$$\frac{dM_2(t)}{dt} = -w_2(t) + w_f(t) + w_{12}(t), \quad (2)$$

onde M_1 e M_2 são as massas de ar nas câmaras 1 e 2 respectivamente, w_1 é a vazão mássica de ar na entrada da câmara 1, w_2 é a vazão mássica de ar na saída da câmara 2, w_f é a vazão mássica de ar que escapa da câmara 1 para a câmara 2 e w_{12} é a vazão mássica de ar deslocada de uma câmara para outra devido à rotação do motor.

A medida que as duas equações das câmaras são análogas, pode-se trabalhar apenas com uma delas, assim, somente a Eq. (1) é desenvolvida. A massa M_1 é igual ao produto da massa específica do ar na câmara 1, ρ_1 , com o volume desta câmara, V , dessa forma, a Eq. (1) pode ser escrita como se segue:

$$V(t) \frac{d\rho_1(t)}{dt} + \rho_1(t) \frac{dV(t)}{dt} = w_1(t) - w_f(t) - w_{12}(t). \quad (3)$$

A Equação (3) poderia ser especializada para dois modos de operação do motor pneumático. O primeiro modo de operação é definido para o motor com pequenos movimentos em torno de um ponto fixo de operação, de modo a não existir deslocamento de ar da câmara de entrada para a de saída, devido à rotação do motor, somente uma variação dos volumes das câmaras de entrada e de saída. O segundo modo, é aquele em que o motor está em movimento com uma determinada velocidade angular. Um modelo completo do MPAR deveria considerar estas duas condições de operação. Hunold (1993) propõe um modelo que considera estes dois modos de operação, porém, com dois conjuntos diferentes de equações. Contudo, um modelo deste tipo, apresenta a dificuldade de se ter que escolher e utilizar o conjunto de equações correspondente às condições instantâneas de operação. Um modelo único que considerasse detalhadamente estes dois modos de operação seria muito complexo, pois, além de ser necessário admitir a variação dos volumes das câmaras com a posição angular instantânea do eixo do motor, deve-se acompanhar a posição angular das palhetas para verificar o deslocamento, ou não, de ar de uma câmara para a outra. Dessa forma, neste trabalho, admite-se que os volumes das duas câmaras são constantes.

Admitindo-se que a expansão do ar nas câmaras do motor ocorre segundo um processo isoentrópico, a massa específica do ar na câmara 1 pode ser calculada através da seguinte relação:

$$\rho_1 = CP_1^{1/k}, \quad (4)$$

onde C é uma constante que depende de um estado específico do ar, k é a relação entre o calores específicos a pressão e a volume constantes e P_1 é a pressão do ar na câmara 1. A mesma constante C é adotada tanto para a câmara 1 como para a câmara 2. Assim, introduzindo a derivada da massa específica do ar na Eq. (3), tem-se para a equação de balanço da massa de ar na câmara 1, o seguinte:

$$C \frac{1}{k} P_1^{(1-k)/k} (t) V \frac{dP_1(t)}{dt} = w_1(t) - w_f(t) - w_{12}(t). \quad (5)$$

Observa-se que a hipótese de que o ar nas câmaras sofre um processo isoentrópico não implica em que o processo global de expansão do ar no motor, seja também isoentrópico. Isto decorre do fato de que parte do ar escapa da câmara de alta pressão para a de baixa pressão sem realizar trabalho, passando, assim, por um processo que se aproxima de isotérmico. Assim, de uma forma global, o ar no motor passa por um processo politrópico com constante entre 1 e k , que são os valores para processos isotérmicos e isoentrópicos respectivamente.

A massa de ar deslocada pelas palhetas da câmara de entrada para a de saída por volta do eixo do motor, é dada pelo produto da massa específica do ar na câmara de entrada com o deslocamento volumétrico do motor por volta. Assim, para o eixo do motor girando com uma certa velocidade angular, tem-se que a vazão mássica w_{12} é dada pela seguinte expressão:

$$w_{12} = \frac{1}{2\pi} \rho_1 V_d n \Omega, \quad (6)$$

onde, V_d é o deslocamento volumétrico do motor por volta, Ω é a velocidade angular do eixo

de saída do redutor e n é a relação de redução do redutor. Observa-se que, a medida que as palhetas estão no eixo do motor, foi utilizada a velocidade do eixo do motor, que é igual à velocidade do eixo de saída do redutor multiplicada pela relação de redução do redutor.

De forma análoga, a equação do balanço de massa para a câmara 2, é dada por:

$$C \frac{1}{k} P_2^{(1-k)/k}(t) V \frac{dP_2(t)}{dt} = -w_2(t) + w_f(t) + w_{12}(t), \quad (7)$$

onde, P_2 é a pressão na câmara 2 e V é o volume da câmara 2, que é admitido igual ao da câmara 1.

Balanço de momento no eixo do motor. A equação de movimento do eixo de saída do redutor é obtida por um balanço de momento neste eixo, que resulta na seguinte expressão:

$$J \frac{d\Omega(t)}{dt} = \tau_{mot}(t) - \tau_c(t) - \tau_{at}(t), \quad (8)$$

onde J é a inércia do conjunto motor-redutor, vista pelo eixo de saída do redutor, τ_c é o torque da carga no motor, τ_{mot} é o torque motor e τ_{at} é o torque de atrito.

O torque de atrito é modelado considerando a existência de atrito estático e de atrito viscoso, a partir da seguinte equação:

$$\tau_{at}(t) = b_1 \Omega(t) + \frac{b_2}{b_3 \Omega(t) + b_4}, \quad (9)$$

onde b_1 , b_2 , b_3 e b_4 são constantes a serem identificadas. O primeiro termo desta equação representa o atrito viscoso e o segundo, o atrito estático. O comportamento do atrito estático é modelado segundo suas características físicas, ou seja, é alto na partida, ou quando o motor está na eminência de se movimentar, diminuindo bruscamente com o aumento da velocidade após a partida.

O torque motor é gerado pelo produto da força do ar aplicada sobre a palheta com o braço de aplicação desta força. Observa-se que este torque é aplicado no eixo do motor, sendo que o mesmo sofre uma amplificação, igual à relação de redução do redutor, quando visto pelo eixo de saída do redutor. Com a hipótese de existência de somente duas câmaras, a força aplicada sobre a palheta é originada pela diferença de pressão entre as câmaras 1 e 2. Existe uma pequena flutuação do torque em função da posição das palhetas, contudo, esta flutuação é pequena e o torque médio, dado pela equação abaixo, é utilizado.

$$\tau_{mot}(t) = n(P_1(t) - P_2(t))eBL\beta, \quad (10)$$

onde L é o comprimento ativo da palheta, B é o raio do corpo do motor, e é a excentricidade e β é uma constante, que depende da geometria do motor. A derivação desta equação pode ser encontrada em Hunold (1993).

3.2 Cálculo das Vazões

Como as vazões mássicas w_1 e w_2 não são possíveis de serem medidas diretamente na bancada experimental durante um transitório, o seu cálculo é realizado de modo indireto, a

partir da relação que existe entre a queda de pressão e as vazões através dos orifícios da válvula de 4 vias. A vazão de vazamento através das palhetas do motor, w_f , também é calculada de modo indireto, a partir das pressões nas câmaras de entrada e de saída do motor.

Para realizar o cálculo das vazões, utiliza-se a teoria de escoamento de gases através de um orifício, segundo o equacionamento apresentado em Blackburn *et al* (1960). As vazões de entrada e de saída no motor são obtidas respectivamente a partir das quedas de pressão nos orifícios de entrada e de saída da válvula solenóide de 4 vias, segundo as seguintes expressões:

$$w_1 = C_{d1} A_{o1} C_2 \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1(P_1/P_s), \quad (11)$$

$$w_2 = C_{d2} A_{o2} C_2 \frac{P_2}{\sqrt{T_2}} f_1(P_e/P_2), \quad (12)$$

onde C_{d1} e C_{d2} são os coeficientes de descarga dos orifícios de entrada e de saída da válvula de 4 vias respectivamente, A_{o1} e A_{o2} são as áreas de escoamento destes orifícios, T_s é a temperatura de estagnação na entrada da válvula de 4 vias, T_2 é a temperatura de estagnação na câmara 2, P_e é a pressão de descarga ou pressão ambiente, f_1 é uma função que depende das pressões a montante e a jusante dos orifícios e do tipo de gás e C_2 é uma constante que depende do gás. Nestas expressões, o escoamento é admitido isoentrópico. A temperatura T_2 é aproximada pela relação entre a pressão e a temperatura de um gás que sofre um processo isoentrópico.

Assume-se que o vazamento de ar da câmara de alta pressão para a câmara de baixa pressão pode ser modelado como um processo de passagem do ar através de um orifício. Assim, tem-se para a vazão w_f a seguinte expressão:

$$w_f = C_{df} A_{of} C_2 \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} f_1(P_2/P_1), \quad (13)$$

onde C_{df} é o coeficiente de descarga do orifício equivalente de vazamento, A_{of} é a área de escoamento do vazamento e T_1 é a temperatura de estagnação na câmara 1. A temperatura T_1 é obtida pela relação entre a pressão e a temperatura de um gás que sofre um processo isoentrópico.

4. IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS DO MODELO DO MPAR

Em resumo, as equações finais do modelo do MPAR desenvolvido são dadas por 3 equações diferenciais de primeira ordem e 3 equações algébricas. As equações algébricas definem a vazão de vazamento no motor e as vazões de entrada e de saída do motor. Nota-se que o cálculo das vazões de entrada e saída do motor, consiste, na verdade, de um modelo para a válvula solenóide de 4 vias, não fazendo parte realmente do modelo do MPAR. As equações diferenciais definem os balanços de massa e de momento. Nestas expressões é necessário determinar os parâmetros V e V_d , nas equações de balanço de massa e os parâmetros J , b_1 , b_2 , b_3 , b_4 e o produto $neBL\beta$, na equação de balanço de momento.

Para a identificação dos parâmetros são utilizadas as variáveis medidas na bancada experimental, que são a pressão na entrada da válvula de 4 vias, P_s , as pressões de entrada e saída do motor, P_1 e P_2 , a velocidade angular do eixo de saída do redutor, Ω , e a vazão

mássica na entrada da válvula de 4 vias. Resultados de diversos ensaios, com o motor girando em ambos os sentidos, são utilizados no processo de identificação dos parâmetros.

O cálculo dos parâmetros relacionados com as vazões é baseado em um ajuste de curvas aos valores experimentais das vazões mássicas. A expressão utilizada nestes ajustes é a seguinte:

$$w = a_0 w_t^2 + a_1 w_t + a_2, \quad (14)$$

onde w_t é a vazão que passaria pelo orifício se o coeficiente de descarga e a área de passagem fossem iguais a um, e a_0 , a_1 e a_2 são os coeficientes de ajuste. O método dos mínimos quadrados é utilizado para estes ajustes.

Observa-se que, as medidas da vazão de vazamento pelo motor são realizadas pela alimentação de ar sob pressão, com o motor travado, assim todo o ar que passa pelo sistema é considerado vazamento pelo motor. Observa-se também que, existem dois orifícios de entrada e dois orifícios de saída na válvula de 4 vias, que operam dependendo da posição da válvula, de forma a definir o sentido de rotação do motor. A Tabela 1 apresenta os coeficientes de ajuste para os diversos orifícios, juntamente com os desvios padrões entre as vazões calculadas e os valores medidos.

Tabela 1 - Coeficientes de ajuste para o cálculo das vazões pelos orifícios da válvula de 4 vias e da vazão de escape pelo motor.

Orifício – Sentido de rotação	Coefficiente a_0 (s/kg)	Coefficiente a_1	Coefficiente a_2 (kg/s)	Desvio padrão (kg/s)	Vazão máxima (Kg/s)
Entrada - anti-hor.	$2,0515 \times 10^{-9}$	$0,5183 \times 10^{-5}$	$4,8858 \times 10^{-4}$	$5,8 \times 10^{-4}$	153×10^{-4}
Entrada - horário	$1,7911 \times 10^{-9}$	$1,1841 \times 10^{-5}$	$5,7778 \times 10^{-4}$	$3,8 \times 10^{-4}$	185×10^{-4}
Saída - anti-hor.	$9,5238 \times 10^{-9}$	$0,1831 \times 10^{-4}$	$4,2361 \times 10^{-4}$	$4,0 \times 10^{-4}$	153×10^{-4}
Saída - horário	0,0	$1,6723 \times 10^{-5}$	$-6,0997 \times 10^{-4}$	$3,6 \times 10^{-4}$	185×10^{-4}
Vazamento	$6,815 \times 10^{-10}$	$0,1989 \times 10^{-5}$	$1,3391 \times 10^{-7}$	$4,1 \times 10^{-4}$	$77,2 \times 10^{-4}$

O produto $neBL\beta$ da equação de momento do eixo do motor é facilmente identificado travando-se o eixo do redutor com uma alavanca e medindo-se a força aplicada. Nesta condição, o produto da força pelo braço da alavanca, é igual ao torque motor, τ_{mot} , dado pela Eq. (10). Dessa forma, tendo-se as pressões P_1 e P_2 , medidas pelos sensores, pode-se obter o produto $neBL\beta$.

Para a identificação dos outros parâmetros da equação de balanço de momento, os experimentos são realizados com o motor sem carga. Neste processo, primeiramente as Eq. (9) e (10) são substituídas na Eq. (8) e a equação resultante é discretizada no tempo pelo método de Euler (diferença para frente), resultando na seguinte expressão:

$$\Omega(t + \Delta t) = p_1 \Omega(t) + p_2 (P_1(t) - P_2(t)) + \frac{P_3}{b_3 \Omega(t) + b_4}, \quad (15)$$

com p_1 , p_2 e p_3 sendo constantes formadas pelos parâmetros a serem identificados, como se segue,

$$p_1 = \frac{-\Delta t}{J} b_1; \quad p_2 = \frac{\Delta t}{J} neBL\beta; \quad p_3 = \frac{-\Delta t}{J} b_2; \quad (16)$$

onde, Δt é o período de amostragem utilizado nos ensaios.

Se forem adotados valores para b_3 e b_4 , a Eq. (15) é linear nos parâmetros p_1 , p_2 e p_3 . Assim, o método das variáveis instrumentais, apresentado por Ljung (1985), juntamente com o método dos mínimos quadrados, é aplicado nesta equação para se obter estes parâmetros. O critério utilizado para se adotar os valores para as constantes b_3 e b_4 é que o atrito estático deve diminuir com o aumento da velocidade do motor, até se tornar desprezível em relação ao atrito viscoso, quando o motor está em rotação com altas velocidades. Após o cálculo de p_1 , p_2 e p_3 , a obtenção dos parâmetros J , b_1 e b_2 é imediata a partir das Eqs. (16).

A identificação dos parâmetros das equações de balanço de massa é realizada em duas etapas. A primeira etapa consiste na identificação do deslocamento volumétrico do motor, V_d . Este parâmetro é calculado com o motor em rotação constante, utilizando-se o balanço de massa na câmara 1. Assim, eliminando-se os termos de variação temporal na Eq. (5) e substituindo-se w_{12} pela Eq. (6), obtém-se a seguinte expressão:

$$w_1 - w_f = \frac{1}{2\pi} CP_1^{1/k} V_d n \Omega. \quad (17)$$

As vazões w_1 e w_f são calculadas a partir dos valores experimentais das pressões P_s , P_1 e P_2 e dos coeficientes de ajuste da Tabela 1. A constante C é calculada a partir da Eq. (4) com o ar nas condições da entrada da válvula de 4 vias. Assim, na Eq. (17) a única variável é o parâmetro V_d , que é calculado utilizando-se o método dos mínimos quadrados.

O volume das câmaras de entrada e de saída do motor, que são admitidos iguais, é calculado a partir da equação abaixo, que é obtida pela soma das Eqs. (5) e (7),

$$C \frac{V}{k} \left(P_1^{(1-k)/k} (t) \frac{dP_1(t)}{dt} + P_2^{(1-k)/k} (t) \frac{dP_2(t)}{dt} \right) = w_1(t) - w_2(t). \quad (18)$$

As derivadas temporais das pressões são aproximadas pelo método de Euler (diferença para frente) e as vazões w_1 , w_2 são calculadas a partir dos valores experimentais das pressões P_s , P_1 e P_2 e dos coeficientes de ajuste. Para minimizar o erro gerado pela diferenciação numérica de P_1 e P_2 , estas grandezas experimentais passam, primeiramente, por um filtro passa baixo tipo FIR (Resposta de Impulso Finita) de quarta ordem. Assim, na Eq. (18) a única variável desconhecida é o parâmetro V , que é calculado pelo método dos mínimos quadrados.

A Tabela 2 apresenta os valores identificados dos parâmetros do modelo.

Tabela 2 - Valores identificados dos parâmetros do modelo.

Variável	$neBL\beta$ (m ³)	J (Kgm ²)	b_1 (Nms)	b_2 (Nm)	b_3 (s)	b_4	V_d (m ³)	V_1 e V_2 (m ³)
Valor	$1,4 \times 10^{-3}$	9,2	88	181	1000	1	$13,4 \times 10^{-5}$	$6,8 \times 10^{-5}$

5. RESULTADOS

Os resultados do modelo desenvolvido foram comparados com dados experimentais, em diversas condições, incluindo, transitórios de partida, inversão do sentido de rotação e parada. Nestas simulações, os dados de entrada para o modelo são a pressão experimental na entrada

da válvula de 4 vias e as posições das válvulas de 2 e 4 vias. A Figura 2 apresenta, como exemplo, a resposta do MPAR para um transitório de partida do motor no sentido horário.

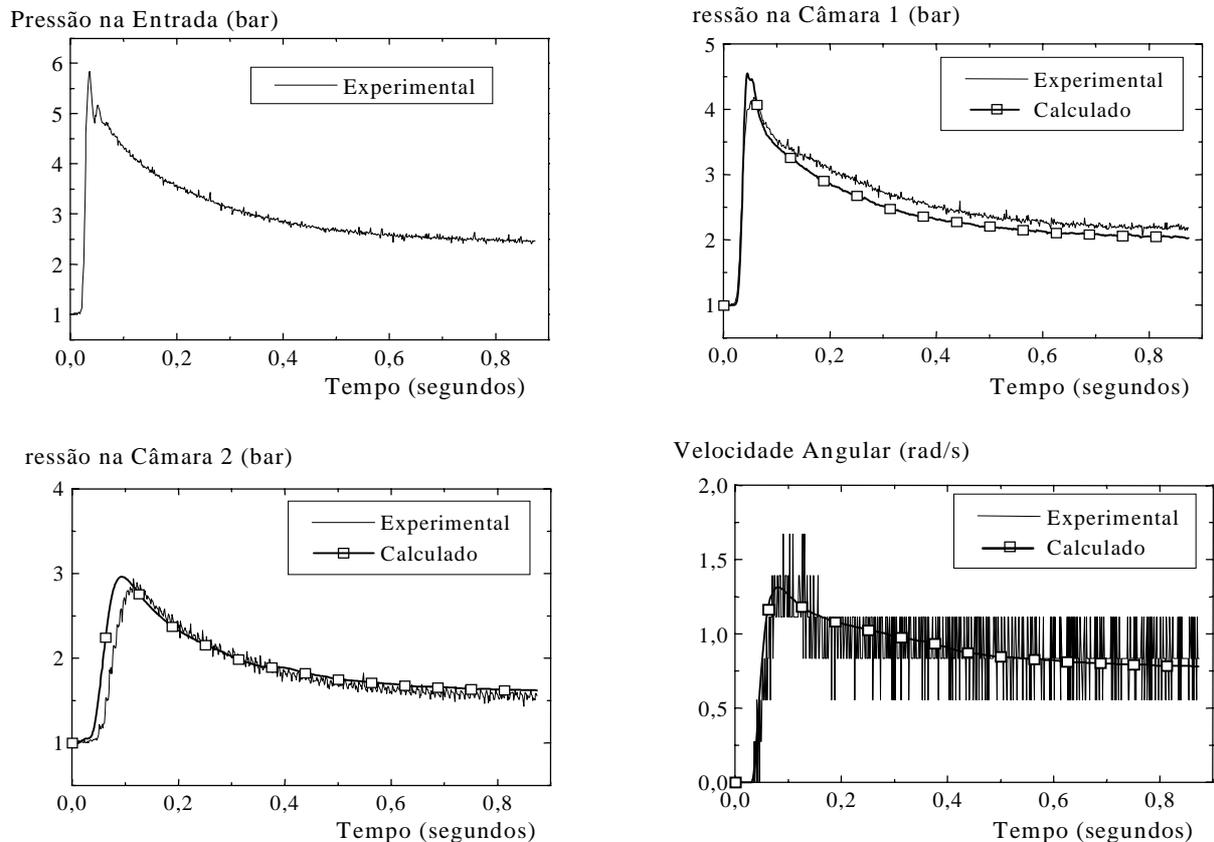


Figura 2 - Resposta do transitório de partida no sentido horário.

A partir das curvas da Fig. 2 observa-se os seguintes fatos. (1) Existe uma flutuação relativamente grande nos valores experimentais da velocidade angular do eixo do redutor. A medida da velocidade angular é obtida pela diferença entre a posição angular em dois instantes de tempo, dividida pelo período de amostragem. Dessa forma, a flutuação da medida da velocidade angular é causada, principalmente, pela quantização gerada pelo número finitos de traços do encoder (18.000 traços por volta) associada ao pequeno período de amostragem utilizado (1,25ms). (2) Existe um pequeno desvio entre os valores do modelo e os valores experimentais, quando o sistema está em regime, tanto nas pressões como na velocidade angular. (3) As pressões obtidas pelo modelo apresentam um sobressinal ligeiramente maior e um tempo de resposta ligeiramente menor do que os resultados experimentais. Porém, os erros apresentados pelo modelo são pequenos, estando dentro do esperado, considerando-se os desvios apresentados nos cálculos dos parâmetros e principalmente nos cálculos das vazões.

Os resultados de outros transitórios são mostrados em Hunold (1993), apresentando o mesmo comportamento. Um outro fato a ser observado é que o MPAR não apresenta um comportamento oscilatório, o qual poderia ser causado pela presença das palhetas do motor ou pelo acoplamento entre a compressibilidade do ar nas câmaras e a inércia do motor. Um comportamento oscilatório pode ser conseguido através de simulações com o modelo, alterando-se alguns parâmetros do motor, como por exemplo, diminuição da inércia do conjunto rotor/redutor, aumento do deslocamento volumétrico do motor e diminuição do coeficiente de atrito viscoso.

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho é desenvolvido um modelo dinâmico de um motor pneumático de alta rigidez (MPAR) para ser utilizado em estudos dinâmicos e de controle. O modelo dinâmico do MPAR é obtido a partir de relações físicas conhecidas: balanço de massa, balanço de momento e escoamento de ar através de orifícios. Os parâmetros das equações do modelo são determinados através de dados experimentais obtidos em uma bancada especialmente desenvolvida para este propósito.

Ao final, o modelo é simulado e a sua resposta é comparada com a resposta de transitórios realizados na bancada experimental. A partir dos resultados obtidos observa-se que o modelo proposto apresenta uma boa resposta, tanto qualitativa como quantitativa, com uma dinâmica muito próxima à do sistema MPAR físico e um pequeno erro de regime. Assim, pode-se concluir que o modelo descreve bem o comportamento físico do MPAR e portanto, com este modelo é possível realizar estudos dinâmicos e de controle do MPAR, como por exemplo, calcular as frequências naturais devido aos efeitos de compressibilidade do ar.

Agradecimentos

Os autores agradecem o suporte financeiro da Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), sem o qual este trabalho não seria possível.

REFERÊNCIAS

- Blackburn, J. F., Gerhard, R., and Shearer, J. L., 1960. Fluid Power Control. Cambridge, Massachusetts, USA, The M.I.T. Press.
- Hunold, M. C., 1993. Estudo da Dinâmica de um Motor Pneumático de Alta Rigidez. Dissertação de Mestrado, Depto. Eng. Mecânica, Escola Politécnica da USP.
- Ljung, L., 1985. Theory and Practice of Recursive Identification, The M.I.T. Press, Cambridge, Massachusetts, USA.
- Pu, J.; Moore, P. R. and Weston, R. W., 1991. Digital Servo Motion Control of Air Motors, Int. J. Prod. Res., vol 29, nº 3.
- Tu, C. C. C. e Cabral, E. L. L., 1990. Motor Pneumático de Alta Rigidez, Pedido de Privilégio, Processo INPI nº PI 9005356, Rio de Janeiro.

Abstract. *This work consists in the study of the dynamic behavior of an actuator system composed by an air vane motor coupled with a high reduction ratio speed reducer called here high stiff air motor (MPAR). The study of the MPAR dynamic behavior is performed through the elaboration of a physical model and an experimental apparatus. The model is composed by three nonlinear first order differential equations that represent the mass balances in the two air motor chambers and the momentum balance in the reducer output shaft. The parameters of the model are determined by the use of experimental data. By the comparison between the responses of the model and the experimental results we concluded that the model describes the MPAR behavior very well.*

Keywords: *air-motor, dynamics.*