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

# SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO FUNCIONAMENTO DE COMPRESSORES HERMÉTICOS ALTERNATIVOS CONSIDERANDO AS PULSAÇÕES DE GÁS

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

SERGIO SAID MANSUR

FLORIANÓPOLIS, JUNHO - 1986

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO FUNCIONAMENTO DE
COMPRESSORES HERMÉTICOS ALTERNATIVOS
CONSIDERANDO AS PULSAÇÕES DE GÁS

SERGIO SAID MANSUR

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

**MESTRE EM ENGENHARIA**

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Prof. Rogério Tadeu da Silva Ferreira, Ph.D.
Orientador

Prof. Arno Blass, Ph.D.
Coordenador

Banca Examinadora:

Prof. Rogério Tadeu da Silva Ferreira, Ph.D.
Presidente

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.

Prof. Hyppólito do Valle Pereira Filho, Ph.D.

*Aos meus pais, Carmo e Ziza,*
*pelo muito que lhes devo.*

*À minha esposa, Bel, e aos meus filhos,*
*Carina e Renan, co-autores virtuais*
*deste trabalho.*

# A G R A D E C I M E N T O S

Em primeiro lugar, gostaria de manifestar meus sinceros agradecimentos ao Prof. Rogério Tadeu da Silva Ferreira, não apenas pela competência e objetividade de sua orientação, mas, sobretudo pela amizade e confiança em mim depositadas.

Da mesma forma, desejo agradecer a todos aqueles que, de algum modo, contribuiram para a realização deste trabalho. Em especial sou grato

- Aos professores, funcionários e colegas do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC, com os quais tive a oportunidade de conviver.
- Aos funcionários do Núcleo de Processamento de Dados da UFSC, pela atenção dispensada.
- Aos professores Arcanjo Lenzi (CTC-UFSC) e Antonio Eduardo Turra (FEIS-UNESP), pela valiosa colaboração.
- Ao Engº Mário Sérgio Ussik (EMBRACO), pela sua prestatividade.
- Aos amigos Ivani Cristina Sentomo de Arruda Castro e Eiji Kamimura, pela paciência e dedicação nos trabalhos de datilografia e desenho.
- Aos amigos Aristeu da Silveira Neto e Gustavo José Fleury Charmillot, pelo apoio e incentivo.
- À CAPES/PICD, pelo suporte financeiro.
- À Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP, pela oportunidade concedida para a realização deste trabalho.

# Í N D I C E

# R E S U M O

No presente trabalho, utilizou-se um modelo matemático para descrever o comportamento de um compressor hermético alternativo de fabricação seriada, operando sob diferentes condições de funcionamento.

O conjunto de equações diferenciais acopladas, que constitui a base desse modelo, foi resolvido iterativamente, através da técnica de Runge-Kutta de 4ª ordem.

As palhetas das válvulas foram modeladas como lâminas engastadas e, as propriedades termodinâmicas do refrigerante, avaliadas a partir de equações de estado. Especial atenção foi dispensada às pulsações de gás que ocorrem nos sistemas de sucção e descarga.

Os resultados obtidos numericamente foram comparados com informações experimentais e, de maneira geral, apresentaram ótima concordância.

Uma vez verificada a validade do modelo, avaliou-se a influência de alguns parâmetros físicos e geométricos sobre os principais índices de desempenho do compressor.

# ABSTRACT

In this work, a mathematical model is used to simulate the working features of a reciprocating hermetic compressor working at different operating conditions.

The set of coupled differential equations, which is the basis of this model, has beem iteratively solved using a $4^{\underline{th}}$ order Runge-Kutta method.

The valves are considered as being made of flexible valve reeds in cantilever and the thermodynamic properties are evaluated through real gas equations of state. Gas pulsations in the suction and discharge manifolds received especial attention.

Typical numerical results are compared with corresponding experimental results and a very agreement is reached.

Following the model validation, the influence of certain physical and geometrical parameters on the compressor performance is analyzed.

# 1. INTRODUÇÃO

Os métodos de projeto dos primeiros compressores eram baseados, principalmente, em técnicas empíricas.

No final do século XIX, após o surgimento do ensino formal de engenharia, esses métodos evoluiram consideravelmente, aliando o conhecimento empírico ao desenvolvimento teórico. Os principais interesses concentravam-se, nessa época, nos processos termodinâmicos, na análise de tensões e na confiabilidade do produto.

Após a Segunda Guerra Mundial, com o crescente aumento na rotação dos compressores, procedimentos mais efetivos de projeto tornaram-se necessários.

Baseados em testes de laboratório, diversos pesquisadores tentavam estabelecer critérios explícitos de dimensionamento, enfrentando os altos custos e demais dificuldades inerentes à condução de pesquisas experimentais nesse campo. Em vista disso, modelos matemáticos passaram a ser desenvolvidos para simular aspectos relativos ao funcionamento do compressor e de seus componentes.

Na elaboração de um modelo, entretanto, hipóteses simplificadoras são assumidas a fim de que uma situação física complexa possa ser descrita matematicamente. Assim sendo, por mais consistente que possa parecer o modelo, torna-se recomendável a comparação entre resultados analíticos e informações de laboratório, antes que soluções incorretas possam ser empregadas inadvertidamente.

Toda a evolução da modelagem matemática aplicada a compressores é apresentada por MacLaren em duas publicações distintas, [01] e [02].

Por volta de 1950, Costagliola publicou, nos Estados Unidos, o primeiro trabalho bem sucedido nessa área.

Em seu modelo, os diversos parâmetros envolvidos no funcionamento de um compressor alternativo eram descritos, basicamente, por dois grupos de equações diferenciais não-lineares. O primeiro deles fornecia o comportamento dinâmico das válvulas, e o outro, as taxas de fluxo em massa nos sistemas de sucção e descarga.

A solução dessas equações diferenciais simultâneas, entretanto, só era possível através de métodos gráficos ou com o auxílio de calculadoras mecânicas, exigindo um árduo e paciente trabalho na obtenção de resultados nem sempre confiáveis. Assim, apesar da qualidade satisfatória do modelo matemático, pouco pôde ser utilizado, pelos projetistas da época, como ferramente no projeto industrial.

A relativa disponibilidade de computadores verificada a partir dos anos 60, alterou radicalmente essa situação, permitindo que o modelo original de Costagliola pudesse ser redefinido e melhor aproveitado.

Em 1965, Borisoglebski e Kusmin, desenvolveram, na Rússia, um modelo combinando as equações simultâneas que descreviam o escoamento do fluido e a dinâmica das válvulas, numa única equação diferencial não-linear. As diversas variáveis geométricas e de operação, encontravam-se ordenadas em um pequeno grupo de pa râmetros adimensionais, estimados por nomogramas. A solução dessa equação geral única, por sua vez, foi obtida iterativamente, pelo procedimento de Runge-Kutta.

No ano de 1967, durante o XII Congresso Internacional de Refrigeração, realizado em Madri, foram apresentados quatro trabalhos que utilizavam o computador na solução de modelos similares àquele inicialmente proposto por Costagliola.

É interessante observar que seus autores - Wambsganns e Cohen, da Universidade de Purdue, Estados Unidos; Touber, da Universidade Tecnológica de Delft, Holanda; Najork, do Instituto Tecnológico de Refrigeração de Dresden, Alemanha Ocidental; MacLaren e Kerr, da Universidade de Strathclyde, Escócia - pertenciam, todos eles, a instituições acadêmicas em seus respectivos países. Essa aparente coincidência refletia, na verdade, a maior disponibilidade de computadores dentro das Universidades do que na grande maioria das indústrias.

Em 1970, Traversari e Lacitgnola, na Itália, introduziram novas alterações no modelo de Costagliola. Em sua análise, concluiram que a divergência entre resultados analíticos e experimentais devia-se, dentre outros fatores, às flutuações de pressão observadas no interior dos sistemas de sucção e descarga dos compressores.

Todos os modelos desenvolvidos até então, admitiam constante a pressão na entrada e na saída do compressor. As pulsações de gás, no entanto, exercem influência considerável no comportamento das válvulas, no desempenho termodinâmico e no nível de ruído do equipamento [03, 13, 14].

De maneira geral, os sistemas de sucção e descarga dos compressores alternativos são constituídos de uma ou mais cavidades, interligadas por intermédio de pequenos gargalos. O principal mecanismo responsável pelas oscilações de pressão no interior dessas cavidades, pode ser descrito da maneira como segue [04].

Quando ocorre uma súbita descarga do gás numa cavidade, a massa que escoa através dos gargalos deve ser acelerada, a fim de desobstruí-los. A inércia do gás resiste a essa solicitação e, como resultado, observa-se um aumento de pressão dentro da cavidade.

Por outro lado, uma vez vencidos os efeitos de inércia, o gás tende a persistir em seu movimento, provocando uma queda de pressão no interior da cavidade.

A repetição desse processo resulta numa oscilação e se constitui num mecanismo dinâmico.

Provavelmente, os primeiros modelos considerando as flutuações de pressão nos sistemas de sucção e descarga, foram apresentados por Brablik, da Fábrica de Compressores CKD, na Tchecoslováquia, e Soedel, da Universidade de Purdue, durante a II Conferência Tecnológica de Compressores, realizada em 1974, na própria Universidade de Purdue.

Ambos os autores assumiram que as pulsações eram de amplitudes suficientemente pequenas para que as equações da acústica pudessem ser aplicadas, sem incorrer em erros significativos.

Modelos mais elaborados, considerando pulsações de amplitude finita, foram desenvolvidos, posteriormente, por Benson e Ucer, da Universidade de Manchester, e aperfeiçoados por Tramschek, da Universidade de Strathclyde.

Nos países mais desenvolvidos existem, atualmente, inúmeros programas de grande versatilidade que contribuem, sobremaneira, na solução de diversos problemas de natureza prática.

No Brasil, ao contrário do que ocorre nesses países, a produção científica na área mostra-se, ainda hoje, bastante limitada. Apenas recentemente começaram a surgir, em alguns centros isolados - dentre os quais inclui-se a Universidade Federal de Santa Catarina - os primeiros trabalhos envolvendo a simulação de compressores.

Em 1984, Ussik [03] elaborou - baseado num modelo desenvolvido por Soedel [06, 07] - um programa de simulação capaz de avaliar, sob diferentes condições de operação, o desempenho de compressores herméticos alternativos de fabricação nacional.

O presente trabalho amplia o programa apresentado por Ussik em sua dissertação de Mestrado, na medida em que são agora considerados os efeitos das pulsações de gás no funcionamento desses mesmos compressores.

Espera-se que o estudo aqui apresentado possa incentivar novas pesquisas nesse campo e, de alguma forma, contribuir para o desenvolvimento de uma tecnologia própria na fabricação de compressores.

# 2. MODELAGEM MATEMÁTICA

## 2.1. O COMPRESSOR HERMÉTICO ALTERNATIVO

Compressores herméticos alternativos encontram, atualmente, larga aplicação em instalações frigoríficas, sobretudo nas de pequeno porte.

Nesse tipo de equipamento, o motor elétrico e o compressor propriamente dito, são montados de forma sobreposta e envolvidos por uma carcaça rígida, selada hermeticamente, no interior da qual permanecem suspensos por três molas helicoidais.

Conforme observa-se na Figura 1, fixos à carcaça encontram-se, ainda, a placa base, o terminal hermético, o limitador de oscilação e os passadores de sucção, descarga e processo.

Um mecanismo do tipo garfo escocês faz o acoplamento entre o motor e o compressor, transformando o movimento rotativo do eixo em movimento alternativo do pistão.

O óleo lubrificante, depositado no fundo da carcaça, é conduzido aos elementos superiores do conjunto, graças a um dispositivo de bombeamento localizado no próprio eixo-motor.

O percurso do fluido de trabalho, através do compressor, pode ser melhor entendido com o auxílio da Figura 2.

O refrigerante penetra no ambiente interno na carcaça pelo passador de sucção e ali permanece até que seja admitido nas câmaras de amortecimento. Em seguida, passa à câmara de sucção e, controlado por uma válvula automática, dirige-se para dentro do cilindro.

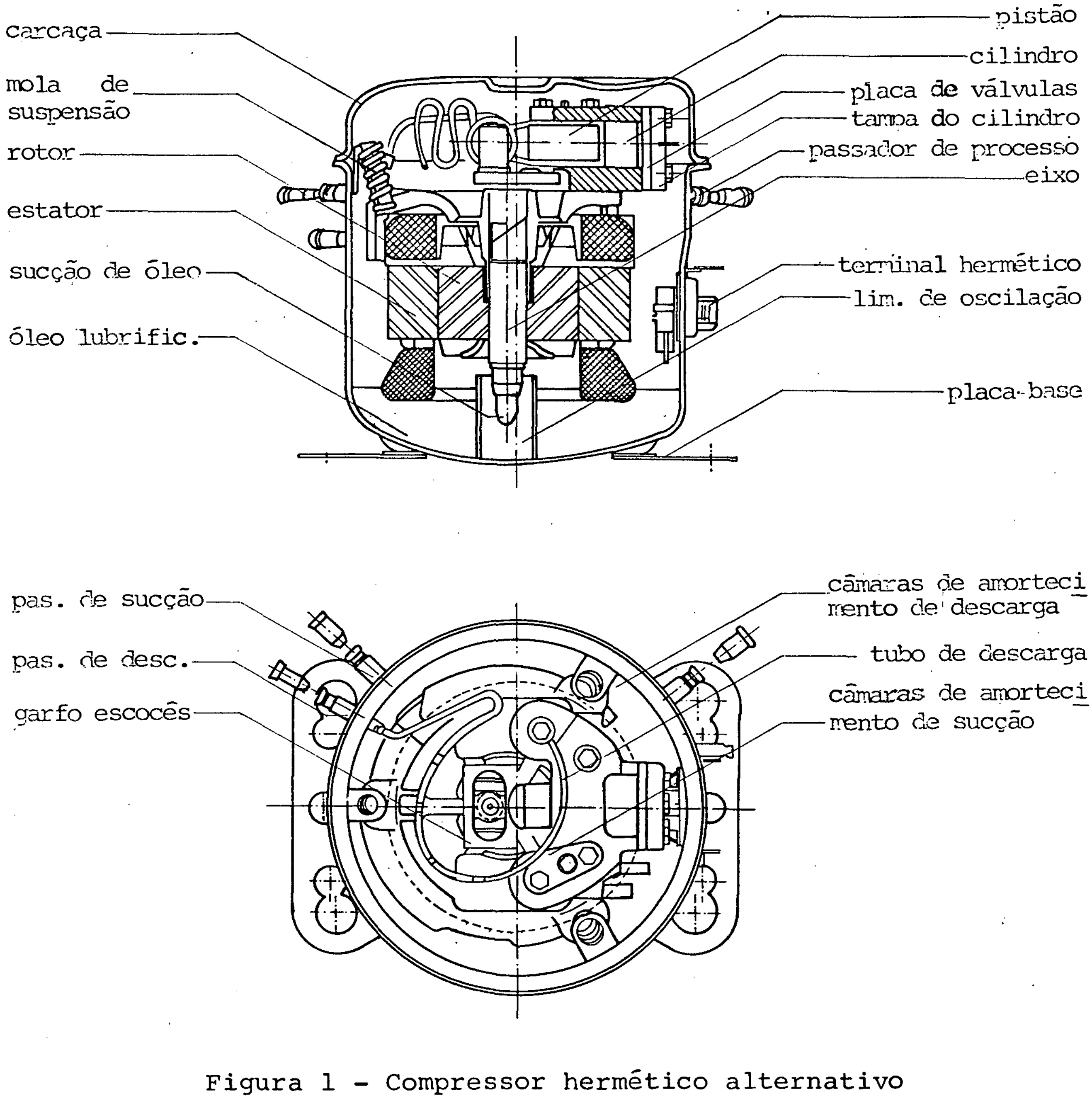



Figura 1 - Compressor hermético alternativo

Uma vez comprimido, o vapor transpõe a válvula de descarga, passa pela câmara de descarga, pelas câmaras de amorteci mento e segue, conduzido por um tubo, até o passador de descarga.

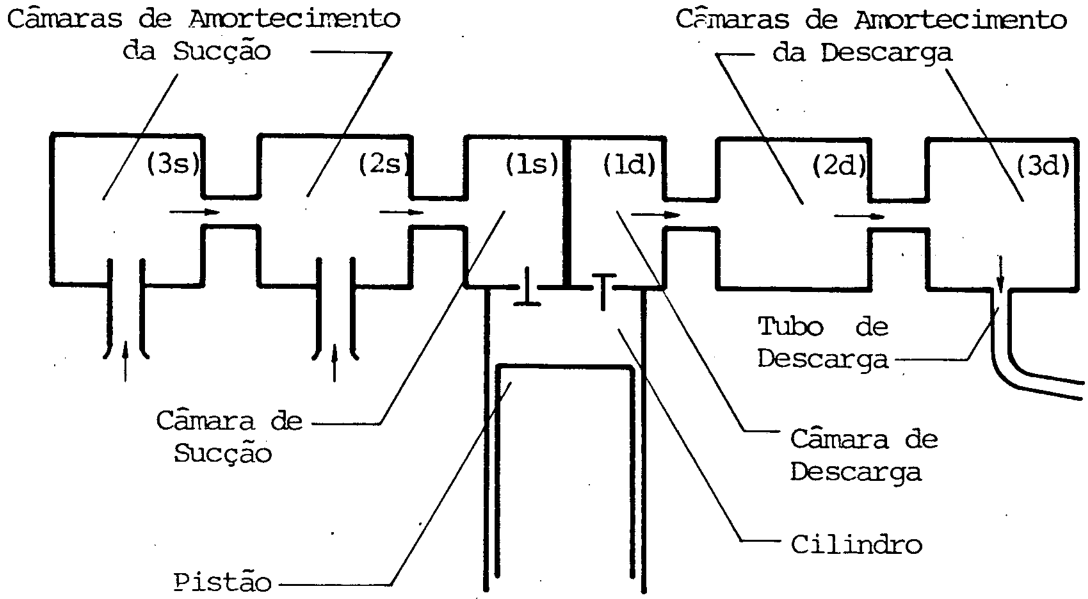



Figura 2 - Sistemas de sucção e descarga

Deve-se acrescentar, ainda, que as válvulas que controlam o escoamento, tanto na sucção como na descarga, são constituídas de palhetas flexíveis que atuam pela diferença de pressão entre o cilindro e as respectivas câmaras.

O funcionamento desse compressor e de seus principais elementos pode ser descrito matematicamente, através das equações desenvolvidas na sequência do capítulo.

## 2.2. PANORAMA GERAL DO MODELO DE SIMULAÇÃO

Durante o ciclo de operação de um compressor alternativo, vários fenômenos complicados acontecem, dentro e fora do cilindro, num curto espaço de tempo.

Nesse trabalho, o modelo matemático utilizado para descrever tais fenômenos, consiste, basicamente, de sete conjuntos de equações acopladas, a saber:

a) A equação que fornece o volume instantâneo do cilindro como uma função do ângulo de acionamento do eixo-motor.

b) As equações termodinâmicas, que permitem obter, a qualquer tempo, a massa, a pressão e a temperatura do vapor dentro do cilindro.

c) as equações do escoamento do vapor através das válvulas de sucção e descarga.

d) A equação do vazamento de vapor através da folga radial existente entre o pistão e o cilindro.

e) As equações da dinâmica das válvulas que definem, instantaneamente, as deflexões de cada um dos elementos de área das palhetas das válvulas.

f) As equações das pulsações de gás, que permitem avaliar as flutuações de pressão nos sistemas de sucção e descarga do compressor.

g) As equações que fornecem os coeficientes de amortecimento do vapor, nos gargalos dos sistemas de sucção e descarga.

Como pode ser visto na Figura 3, um grupo de informações auxiliares completa o modelo, fornecendo elementos para o sistema de equações.

Três dessas informações, são obtidas em experimentos de bancada, e estabelecem:

a) As áreas efetivas de escoamento nas válvulas.

b) As áreas efetivas de força sobre as válvulas.

c) As frequências naturais e os modos normais de vibração das palhetas das válvulas.

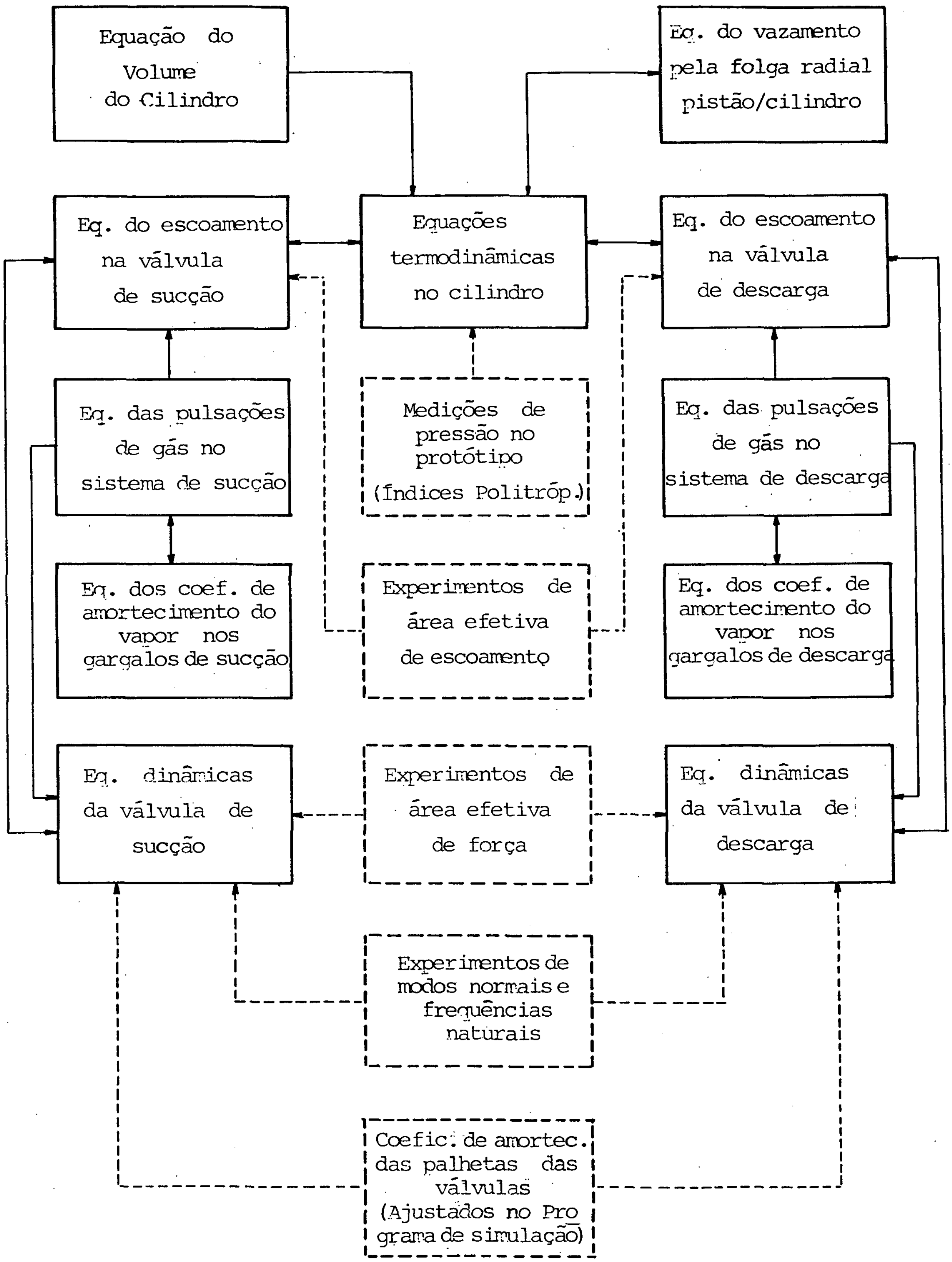



Figura 3 - Interacão entre o sistema de equações e às informações auxiliares

Outro experimento, realizado num compressor protótipo, define os índices politrópicos da expansão e da compressão.

As razões de amortecimento das palhetas das válvulas, por sua vez, são ajustados no próprio programa de simulação.

A solução do modelo fornece as principais variáveis envolvidas no funcionamento do compressor, a partir das quais, pode-se avaliar o seu desempenho e, até mesmo, estabelecer critérios para a síntese de novos projetos.

## 2.3. VOLUME DO CILINDRO

O volume total do cilindro, num instante qualquer, é caracterizado pela adição de duas parcelas distintas. A primeira delas fixa e a segunda variável.

A parcela fixa, conhecida como volume morto, representa o espaço compreendido entre a placa de válvulas e a cabeça do pistão, quando este último encontra-se em seu ponto morto superior (PMS).

A segunda parcela é obtida multiplicando-se a área transversal do cilindro pelo deslocamento instantâneo do pistão, representado pela cota Z(t) na Figura 4.

Assim, pode-se escrever:

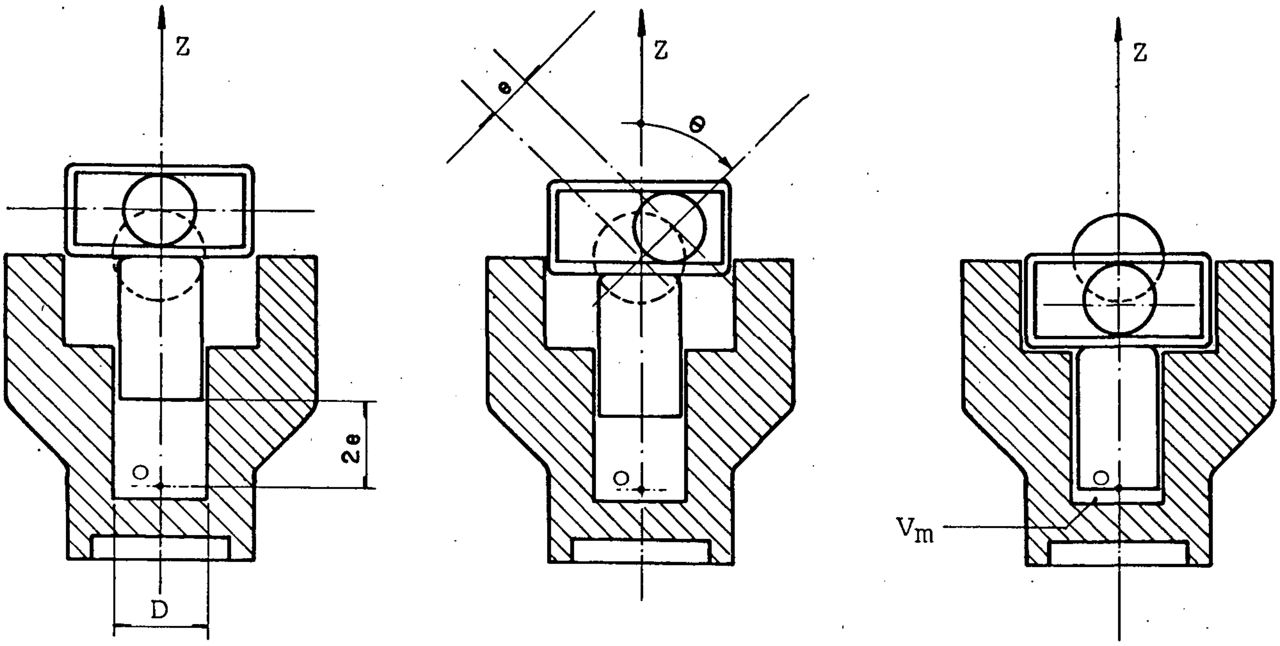
$$V(t) = V_m + (\pi . D^2/4) \; . \; Z(t) \tag{2.1}$$

onde: $V_m$ - Volume morto [$m^3$]

$D$ - Diâmetro do cilindro [m]

$Z(t)$ - Deslocamento instantâneo do pistão [m]

$V(t)$ - Volume total instantâneo do cilindro [$m^3$]




(a)
Volume Máximo

(b)
Volume para um Ângulo Θ qualquer

(c)
Volume Mínimo

Figura 4 - Parâmetros de acionamento do compressor

Nota-se, portanto, que o volume do cilindro varia desde um valor mínimo - que é o próprio volume morto - até um valor máximo, verificado quando o pistão atinge o ponto morto inferior (PMI), ou seja:

$$V_{min} = V_m \tag{2.2}$$

$$V_{máx} = V_m + (\pi . D^2/4) \; . \; Z_{máx} \tag{2.3}$$

Acionado por um mecanismo excêntrico do tipo garfo escocês, o pistão desloca-se em movimento alternativo, obedecendo a lei do seno, dada por [06]:

$$Z(t) = C_1 \; . \; sen\Theta + C_2 \; . \; cos\Theta + C_3 \tag{2.4}$$

onde: $C_1$, $C_2$, $C_3$ - constantes a serem determinadas

$\Theta$ - ângulo de acionamento do eixo-motor [rad]

com as condições de contorno:

$$\text{Para: } \begin{aligned} \Theta &= 0 \text{ rad} \rightarrow Z = 2.e \\ \Theta &= \pi/2 \text{ rad} \rightarrow Z = e \\ \Theta &= \pi \text{ rad} \rightarrow Z = 0 \end{aligned} \tag{2.5}$$

Resolvendo-se o sistema gerado pela substituição de (2.5) em (2.4), vem:

$$C_1 = 0 \ ; \ C_2 = e \ ; \ C_3 = e \tag{2.6}$$

Essas constantes, substituídas na equação (2.4), produzem:

$$Z(t) = e \ . \ (\cos\Theta+1) \tag{2.7}$$

onde: e - excentricidade absoluta do mecanismo de acionamento [m].

Finalmente, a equação que fornece o volume do cilindro como uma função do ângulo $\Theta$, pode ser obtida substituindo-se (2.7) em (2.1).

$$V(t) = V_m + (\pi.D^2/4) \ . \ e \ . \ (\cos\Theta+1) \tag{2.8}$$

## 2.4. RELAÇÕES TERMODINÂMICAS NO CILINDRO

As mudanças de estado do vapor dentro do cilindro, ocorrem devido à três processos distintos [06]:

- Expansão através da válvula de sucção
- Compressão ou expansão dentro do cilindro
- Expansão através da válvula de descarga.

Na dedução das equações termodinâmicas que definem esses processos, as seguintes hipóteses são assumidas:

a) O fluido refrigerante comporta-se como um gás ideal.

b) As propriedades do vapor dentro do cilindro propagam-se instantaneamente, ou seja, elas são sempre uniformes em todo o cilindro.

c) O fluido sofre mudanças de um estado para outro, segundo um processo politrópico.

d) O escoamento é unidimensional, tanto na entrada quanto na saída do cilindro.

A Lei da Conservação da Massa, aplicada ao volume do cilindro indicado na Figura 5, fornece:

$$\dot{m}(t) = \dot{m}_{vs}(t) - \dot{m}_{vd}(t) - \dot{m}_{fu}(t) \qquad (2.9)$$

onde: $\dot{m}_{vs}(t)$ - taxa de fluxo em massa através da válvula de sucção [kg/s]

$\dot{m}_{vd}(t)$ - taxa de fluxo em massa através da válvula de descarga [kg/s]

$\dot{m}_{fu}(t)$ - taxa de fluxo em massa através da folga radial pistão/cilindro [kg/s]

$\dot{m}(t)$ - taxa de fluxo em massa no cilindro [kg/s]

Por convenção, $\dot{m}_{vs}(t)$ é considerado positivo se o vapor escoa para dentro do cilindro e, negativo quando escoa no sentido oposto. Já, $\dot{m}_{vd}(t)$ é positivo quando o escoamento ocorre de dentro para fora do cilindro e, negativo quando o inverso acontece.

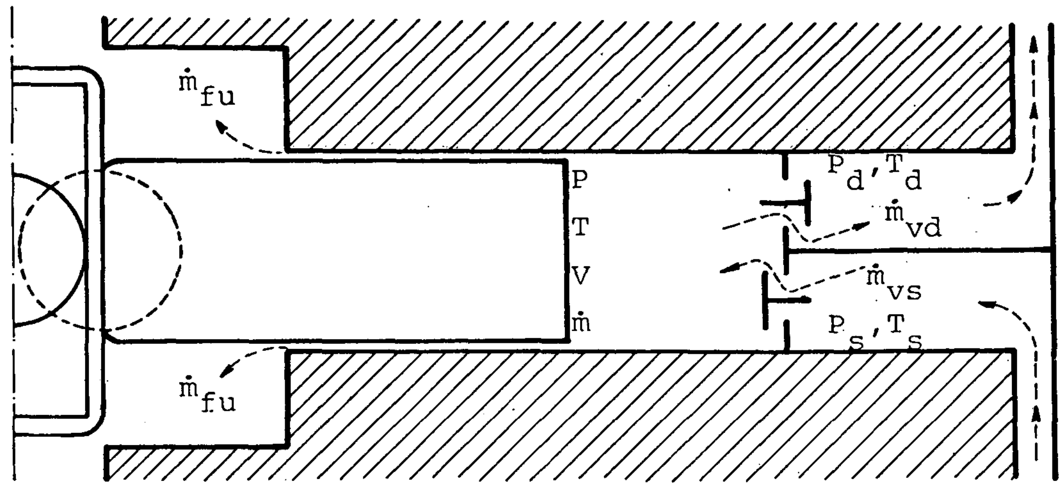



Figura 5 - Variáveis termodinâmicas no cilindro e nas câmaras de sucção e descarga

Em ambos os casos, o fluxo negativo é denominado escoamento reverso ou, simplesmente, refluxo, e deve ser evitado tanto quanto possível.

A equação (2.9), que depois de resolvida fornece a massa instantânea no cilindro, é uma equação diferencial de primeira ordem, onde a diferenciação com relação ao tempo encontra-se indicada por um ponto.

A pressão no interior do cilindro pode ser obtida da maneira apresentada a seguir:

Sabe-se que para um processo politrópico, é válida a relação:

$$P.v^n = P_o.v_o^n = \text{constante} \quad (2.10)$$

mas,

$$v = 1/\rho \quad (2.11)$$

Portanto,

$$\frac{P(t)}{\rho(t)^n} = \frac{P_o}{\rho_o^n} \quad (2.12)$$

onde: $P_o$, $\rho_o$ - condições de referência

$P(t)$ - pressão no cilindro [Pa]

$\rho(t)$ - massa específica do vapor [kg/m³]

$n$ - índice politrópico

Deve-se esclarecer que o processo politrópico - responsável pela introdução do índice n na equação (2.12) - é utilizado para representar as trocas de calor que possam estar ocorrendo no cilindro. Além disso, este índice pode assumir valores diferentes na expansão e na descarga, ou ainda, ser utilizado como uma função do tempo ou do ângulo de acionamento do eixo-motor.

Sabe-se, ainda, que:

$$\rho(t) = \frac{m(t)}{V(t)} \tag{2.13}$$

A combinação de (2.13) e (2.12) resulta em:

$$P(t) = P_o \cdot \left[\frac{m(t)}{\rho_o \cdot V(t)}\right]^n \tag{2.14}$$

Assim, se a massa e o volume instantâneos do cilindro forem conhecidos, a pressão pode ser facilmente calculada.

Por último, a temperatura do fluido no interior do cilindro é dada pela relação:

$$T(t) = T_o \cdot \left[\frac{P(t)}{P_o}\right]^{(n-1)/n} \tag{2.15}$$

## 2.5. TAXA DE FLUXO EM MASSA ATRAVÉS DAS VÁLVULAS

O escoamento do vapor nas válvulas de sucção e descarga pode assumir diferentes características, dependendo do senti do e da velocidade do fluxo.

As equações abaixo encontram-se deduzidas no Apêndice A desse trabalho, e permitem calcular as taxas de fluxo em massa através das válvulas, quaisquer que sejam as condições do escoamento.

a) Válvula de Sucção:

$$\dot{m}_{vs} = A_{vs} . P_{us} . \left[\frac{2.k}{(k-1).R.T_{us}}\right]^{1/2} . \left[r_s^{2/k} - r_s^{(k+1)/k}\right]^{1/2} \quad (2.16)$$

| ESCOAMENTO | | CONDIÇÕES | | $P_{us}$ | $T_{us}$ | $r_s$ | $A_{vs}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| NORMAL | SUBCRÍTICO | $P(t) \leq P_{ols}$ | $\frac{P(t)}{P_{ols}} > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}$ | $P_{ols}$ | $T_s$ | $\frac{P(t)}{P_{ols}}$ | $A_{vsn} = \frac{1}{A_s} . \sum_{i=1}^{ks} \Delta A_{is} . A_{vpsn}[W(x_i,y_i)]$ |
| | CRÍTICO | | $\frac{P(t)}{P_{ols}} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}$ | $P_{ols}$ | $T_s$ | $\left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1}$ | |
| REVERSO | SUBCRITICO | $P(t) > P_{ols}$ | $\frac{P_{ols}}{P(t)} > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}$ | $P(t)$ | $T(t)$ | $\frac{P_{ols}}{P(t)}$ | $A_{vsr} = \frac{1}{A_s} . \sum_{i=1}^{ks} \Delta A_{is} . A_{vpsr}[W(x_i,y_i)]$ |
| | CRÍTICO | | $\frac{P_{ols}}{P(t)} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}$ | $P(t)$ | $T(t)$ | $\left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1}$ | |

(2.17)

b) Válvula de Descarga:

$$\dot{m}_{vd} = A_{vd} . P_{ud} . \left[\frac{2.k}{(k-1).R.T_{ud}}\right]^{1/2} . \left[r_d^{2/k} - r_d^{(k+1)/k}\right]^{1/2} \quad (2.18)$$

<table>
<tr><th colspan="2">ESCOAMENTO</th><th colspan="2">CONDIÇÕES</th><th>$P_{ud}$</th><th>$T_{ud}$</th><th>$r_d$</th><th>$A_{vd}$</th></tr>
<tr><td rowspan="2">NORMAL</td><td>SUBCRÍTICO</td><td rowspan="2">$P(t) \geq P_{old}$</td><td>$\frac{P_{old}}{P(t)} > (\frac{2}{k+1})^{k/(k-1)}$</td><td>$P(t)$</td><td>$T(t)$</td><td>$P_{old}/P(t)$</td><td rowspan="2">$A_{vdn} = \frac{1}{A_d} \cdot \sum_{i=1}^{kd} \Delta A_{id} \cdot A_{vdn}[W(x_i,y_i)]$</td></tr>
<tr><td>CRÍTICO</td><td>$\frac{P_{old}}{P(t)} \leq (\frac{2}{k+1})^{k/(k-1)}$</td><td>$P(t)$</td><td>$T(t)$</td><td>$(\frac{2}{k+1})^{k/(k-1)}$</td></tr>
<tr><td rowspan="2">REVERSO</td><td>SUBCRÍTICO</td><td rowspan="2">$P(t) < P_{old}$</td><td>$\frac{P(t)}{P_{old}} > (\frac{2}{k+1})^{k/(k-1)}$</td><td>$P_{old}$</td><td>$T_d$</td><td>$P_{old}/P(t)$</td><td rowspan="2">$A_{vdr} = \frac{1}{A_d} \cdot \sum_{i=1}^{kd} \Delta A_{id} \cdot A_{vdr}[W(x_i,y_i)]$</td></tr>
<tr><td>CRÍTICO</td><td>$\frac{P(t)}{P_{old}} \leq (\frac{2}{k+1})^{k/(k-1)}$</td><td>$P_{old}$</td><td>$T_d$</td><td>$(\frac{2}{k+1})^{k/(k-1)}$</td></tr>
</table>

(2.19)

onde: $\dot{m}_{vs,vd}$ – Taxa de fluxo em massa através das válvulas de sucção e descarga [kg/s]

$A_{vs,vd}$ – Área efetiva de escoamento [m²]

$P_{us,ud}$ – Pressão a montante do escoamento [Pa]

$k$ – Relação de calores específicos ($C_p/C_v$)

$R$ – Constante do gás [J/kg.K]

$T_{us,ud}$ – Temperatura a montante do escoamento [K]

$r_{s,d}$ – Razão de pressão

$P_{ols,old}$ – Pressão nas câmaras de sucção e descarga [Pa]

$P(t)$ – Pressão no interior do cilindro [Pa]

$T_{s,d}$ – Temperatura nas câmaras de sucção e descarga [K]

$T(t)$ – Temperatura no interior do cilindro [K]

$A_{s,d}$ – Área total dos orifícios da válvula [m²]

$\Delta A_{is,id}$ – Área do elemento i dos orifícios das válvulas [m²]

$A_{vps,vpd}$ – Área efetiva de escoamento, função do deslocamento paralelo da palheta, para o elemento i dos orifícios das válvulas [m²]

$(x_i,y_i)$ – Coordenadas do elemento i dos orifícios

$k_{s,d}$ – Número de áreas elementares dos orifícios das válvulas.

## 2.6. ESCOAMENTO DO VAPOR ATRAVÉS DA FOLGA RADIAL PISTÃO/CILINDRO

Durante a fase de compressão, uma determinada quantidade de vapor escoa através do espaço anular compreendido entre as paredes do pistão e do cilindro.

Esse vazamento depende, fundamentalmente, da magnitude da folga radial e da diferença de pressão entre a carcaça e o cilindro, embora a posição e a velocidade do pistão também exerçam influência sobre o escoamento.

Ferreira [11] analisou o fenômeno considerando todos esses fatores, e obteve as equações que serão apresentadas mais abaixo.

Na Figura 6, encontram-se representados os principais parâmetros envolvidos no problema.

Como o pistão não emprega anéis de vedação e a folga radial possui dimensões bastante reduzidas, pode-se assumir que o escoamento seja laminar. Desprezando-se as forças de inércia e considerando-se, ainda, as hipóteses de fluido newtoniano e escoamento unidimensional incompressível, chega-se à expressão (2.20), que fornece a velocidade instantânea do fluido vazante.

$$V_z = - \frac{(P-P_c)}{4.\mu.L} . r^2 - \frac{C_1}{\mu} . \ell n r + C_2 \qquad (2.20)$$

onde: $P$ - Pressão no interior do cilindro [Pa]

$P_c$ - Pressão no ambiente da carcaça [Pa]

$r$ - Raio genérico definido para $K.R \leq r \leq R$ [m]

$R$ - Raio do pistão [m]

$K.R$ - Raio do cilindro [m]

$\mu$ - Viscosidade absoluta do vapor [N.s/m²]

$C_1$, $C_2$ - Constantes a determinar

$V_z$ - Velocidade instantânea do fluido [m/s]

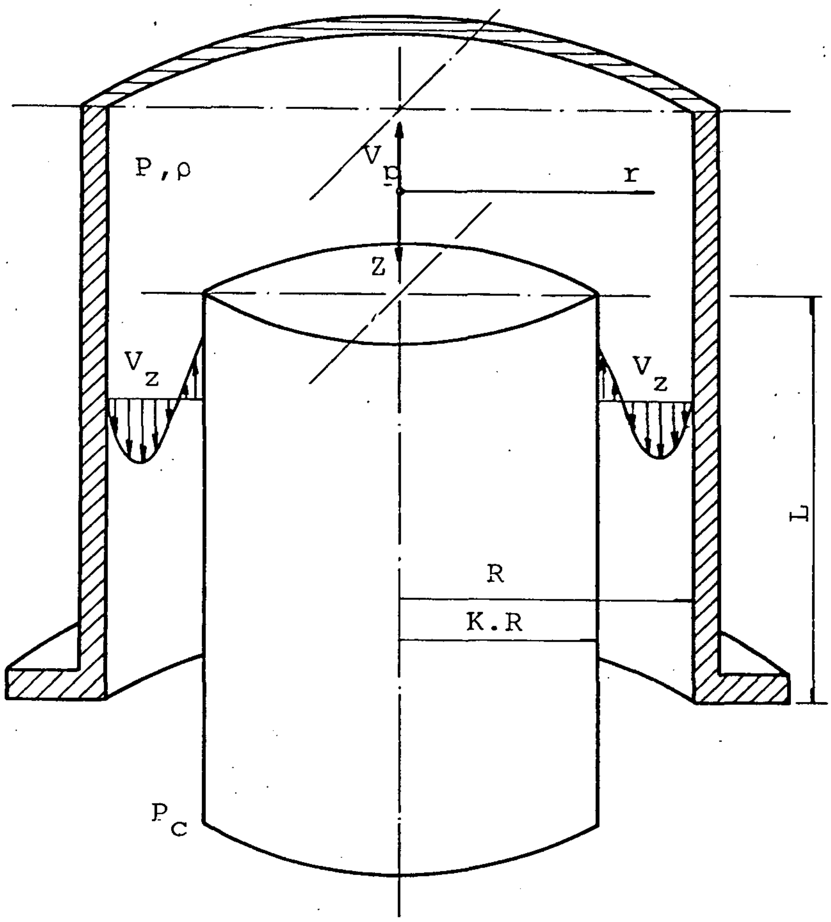



Figura 6 - Parâmetros físicos e geométricos envolvidos no vazamento de fluido através da folga radial pistão/cilindro

As seguintes condições de contorno, aplicadas à equação (2.20), permitem determinar as constantes de integração $C_1$ e $C_2$.

$$\text{Para:} \quad r = K.R \rightarrow V_z = -V_p \qquad r = R \rightarrow V_z = 0 \tag{2.21}$$

Substituindo os valores de $C_1$ e $C_2$ na equação (2.20), obtém-se:

$$V_z = -V_p \cdot \frac{\ell n(r/R)}{\ell n\ K} + \frac{(P-P_c).R^2}{4.\mu.L} \cdot [1-(\frac{r}{R})^2 - (1-K^2).\frac{\ell n(r/K)}{\ell n\ K}] \quad (2.22)$$

O perfil de velocidades do escoamento anular pode ser obtido variando-se o raio r, desde K.R até R, na expressão (2.22).

A velocidade média instantânea, necessária para o cálculo do fluxo de massa, é definida, a partir do perfil de velocidades, por:

$$\overline{V_z} = \frac{\int_o^{2\pi}\int_{K.R}^{R} V_z.r.dr.d\Theta}{\int_o^{2\pi}\int_{K.R}^{R} r.dr.d\Theta} \quad (2.23)$$

A integração da equação (2.23), produz:

$$\overline{V_z} = V_p \cdot \frac{1-K^2+2.K^2.\ell nK}{2.\ell nK.(1-K^2)} + \frac{(P-P_c).R^2}{8.\mu.L} \cdot [\frac{1-K^4}{1-K^2} + \frac{1-K^2}{\ell nK}] \quad (2.24)$$

Considerando-se que o ângulo de acionamento ($\Theta$) corresponda a zero radianos no ponto morto inferior, pode-se obter os valores de $V_p$ e L pela seguintes expressões:

$$V_p = \frac{2.\pi.N}{60} . e . sen\Theta \quad (2.25)$$

$$L = L_o + e . (1-cos\Theta) \quad (2.26)$$

onde: $V_p$ - Velocidade do pistão [m/s]

N - Rotação do eixo-motor [rpm]

$e$ - Excentricidade absoluta do garfo escocês [m]

$L_o$ - Comprimento mínimo de contato pistão/cilindro [m]

Pela equação da continuidade, a taxa de fluxo em massa através da folga radial, pode ser calculada multiplicando-se a velocidade média instantânea do vapor pela sua massa específica e pela área transversal do espaço anular. Assim,

$$\dot{m}_{fu} = \overline{V_z}.\rho.\pi.R^2.(1-K^2) \qquad (2.27)$$

onde: $\dot{m}_{fu}$ - Taxa de fluxo em massa através da folga [kg/s]

$\rho$ - Massa específica do vapor no cilindro [kg/m³]

## 2.7. MOVIMENTO DAS VÁLVULAS

As palhetas das válvulas movimentam-se com infinitos graus de liberdade. Cada um dos modos normais de vibração considerados, determina uma equação diferencial que define o fator de participação modal ($q_m$) correspondente. Segundo Soedel [06], entretanto, dificilmente serão necessários mais de três modos normais, para representar-se convenientemente o comportamento dinâmico das válvulas.

Hamilton [12], analisa o movimento das válvulas do tipo palheta, considerando três estados possíveis de vibração, quais sejam:

a) A palheta deixa o assento da válvula e encontra-se entre o assento e o batente.

b) A palheta encosta no batente e ali permanece.

c) A palheta deixa o batente e encontra-se, novamente, entre o assento e o batente.

Cada um desses estados - representados na Figura 7 - serão, a partir de agora, estudados individualmente.

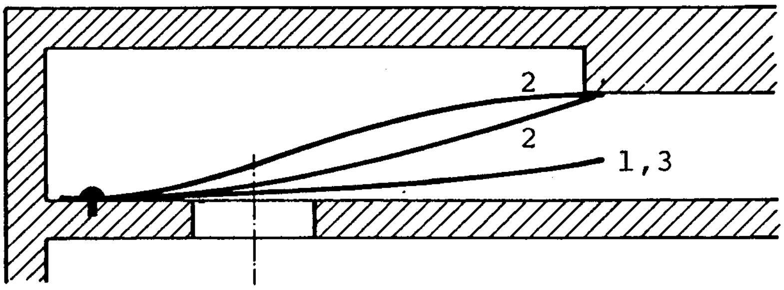



Figura 7 - Estados de movimento da palheta

a) A Palheta Parte do Assento

Os deslocamentos da palheta são dados por:

$$W(x,y,t) = \sum_{m=1}^{\infty} \phi_m(x,y).q_m(t) \qquad (2.28)$$

onde: $\phi_m(x,y)$ - modos normais de vibração

$q_m(t)$ - fatores de participação modal [m].

A equação para $q_m(t)$ tem a forma:

$$\ddot{q}_m(t) + 2.\xi_m.\omega_m.\dot{q}_m(t) + \omega_m^2.q_m(t) = \frac{\iint_S \phi_m(x,y).P(x,y,t).ds}{\rho.h.\iint_S \phi_m^2(x,y).ds} \qquad (2.29)$$

onde: $\xi_m$ - razão de amortecimento

$\omega_m$ - frequência natural de vibração [rad/s]

$P(x,y,t)$ - pressão sobre a palheta, no ponto de coordenadas $(x,y)$, no instante t [Pa].

Assumindo-se que a palheta deixe o assento no instante $t = t_o$, são válidas as seguintes condições iniciais:

$$W(x,y,t_o) = \sum_{m=1}^{\infty} \phi_m(x,y).q_m(t_o) = 0$$

$$\dot{W}(x,y,t_o) = \sum_{m=1}^{\infty} \phi_m(x,y).\dot{q}_m(t_o) = 0$$

e, (2.30)

$$q_m(t_o) = 0$$

$$\dot{q}_m(t_o) = 0$$

Mas, de acordo com a dedução apresentada no Apêndice B, a equação (2.29) pode ser escrita como:

$$\ddot{q}_m(t) + 2.\xi_m.\omega_m.\dot{q}_m(t) + \omega_m^2.q_m(t) =$$

$$= \frac{\Delta P(t).\sum_{i=1}^{k} \phi_m(x_i,y_i).B[W(x_i,y_i)].\Delta A_i}{A.\rho.h.\sum_{j=1}^{\ell} \phi_m^2(x_j,y_j).\Delta A_j} \qquad (2.31)$$

Particularizando-se a expressão (2.31) para a válvula de sucção, vem:

$$\ddot{q}_{ms}(t) + 2.\xi_{ms}.\omega_{ms}.\dot{q}_{ms}(t) + \omega_{ms}^2.q_{ms}(t) =$$

$$= \frac{[P_{ols} - P(t)].\sum_{i=1}^{ks} \phi_{ms}(x_i,y_i).B_s[W_s(x_i,y_i)].\Delta A_{is}}{A_s.\rho_s.h_s.\sum_{j=1}^{\ell s} \phi_{ms}^2(x_j,y_j).\Delta A_{js}} \qquad (2.32)$$

e, para a válvula de descarga:

$$\ddot{q}_{md}(t) + 2.\xi_{md}.\omega_{md}.\dot{q}_{md}(t) + \omega^2_{md}.q_{md}(t) =$$

$$= \frac{[P(t)-P_{old}].\sum_{i=1}^{kd} \phi_{md}(x_i,y_i).B_d[W_d(x_i,y_i)].\Delta A_{id}}{A_d.\rho_d.h_d.\sum_{j=1}^{\ell d} \phi^2_{md}(x_j,y_j).\Delta A_{jd}} \quad (2.33)$$

onde: $B_{s,d}$ - Área efetiva de força [m²]

$\rho_{s,d}$ - Densidade do material da palheta [kg/m³]

$h_{s,d}$ - Espessura da palheta [m]

$\ell_{s,d}$ - Número de áreas elementares da palheta

$j$ - Indicação do elemento de área da palheta

$\Delta A_j$ - Área do elemento j da palheta [m²]

Por fim, deve-se esclarecer que as áreas efetivas de força assumem valores diferentes para escoamento normal e reverso, tanto na válvula de sucção como na de descarga.

b) A Palheta Encosta no Batente

No instante de contato com o batente, $t = t_c$, os deslocamentos da palheta são dados por:

$$W(x,y,t_c) = \sum_{m=1}^{\infty} \phi_m(x,y).q_m(t_c) = g(x,y) \quad (2.34)$$

onde: $g(x,y)$ - deslocamento da palheta em função do instante de contato [m]

e, as velocidades, pela expressão:

$$\dot{W}(x,y,t_c) = \sum_{m=1}^{\infty} \phi_m(x,y).\dot{q}_m(t_c) \quad (2.35)$$

Logo após o instante de contato, novos modos de vibração devem ser considerados, a fim de satisfazer às condições de contorno impostas pelo batente. Além disso, durante o contato, considera-se que a deflexão total resulte de uma superposição de movimentos da palheta, tal como sugere a Figura 8.

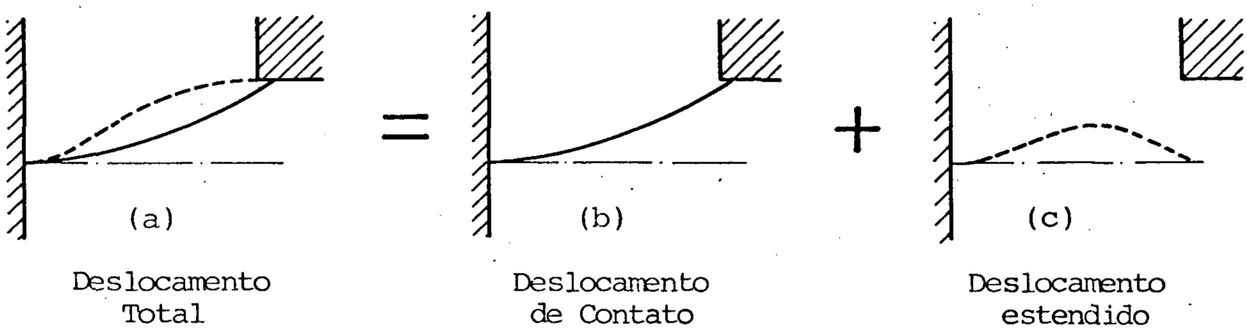



Figura 8 - Superposição dos movimentos da palheta

Assim sendo, os deslocamentos após o contato podem ser escritos como:

$$W(x,y,t) = g(x,y) + \sum_{n=1}^{\infty} \psi_n(x,y) . T_n(t) \qquad (2.36)$$

onde: $\psi_n(x,y)$ - Modos de vibração para as novas condições de contorno

$T_n(t)$ - Fatores de participação para os modos de contato no batente [m].

Com um procedimento análogo ao caso anterior, obtém-se a seguinte equação para $T_n(t)$:

$$\ddot{T}_n(t) + 2.\xi_n.\omega_n.\dot{T}_n(t) + \omega_n^2.T_n(t) = \frac{\iint_S \omega_n(t).P(x,y,t).ds}{\rho.h.\iint_S \psi_n^2(x,y).ds} -$$

$$- \frac{\sum_{m=1}^{\infty} \omega_m.q_m(t_c).\iint_S \phi_m(x,y).\psi_n(x,y).ds}{\iint_S \psi_n^2(x,y).ds} \qquad (2.37)$$

onde: $\xi_n$ - razões de amortecimento para os novos modos

$\omega_n$ - frequências naturais para os novos modos [rad/s].

O termo negativo verificado no segundo membro dessa equação é a forma de expansão modal da força elástica da palheta, devido à sua deflexão no contato com o batente. Essa força deve ser sobrepujada pela pressão do fluido, para que a palheta permaneça defletida contra o batente.

As condições iniciais da equação (2.37) são determinadas a partir dos valores finais da solução anterior - Equação (2.34).

Equacionando-se os deslocamentos, resulta:

$$\sum_{m=1}^{\infty} \phi_m(x,y).q_m(t_c) = g(x,y) + \sum_{n=1}^{\infty} \psi_n(x,y).T_n(t_c) \qquad (2.38)$$

A comparação entre as equações (2.38) e (2.34), permite concluir que:

$$T_n(t_c) = 0 \qquad (2.39)$$

Para as velocidades, tem-se:

$$\sum_{m=1}^{\infty} \phi_m(x,y).\dot{q}_m(t_c) = \sum_{n=1}^{\infty} \psi_n(x,y).\dot{T}_n(t_c) \tag{2.40}$$

Usando a ortogonalidade, multiplicando por $\psi_n(x,y)$ e integrando sobre a superfície da palheta, pode-se escrever:

$$\dot{T}_n(t_c) = \frac{\sum_{m=1}^{\infty} \dot{q}_m(t_c).\iint_s \psi_n(x,y).\phi_m(x,y).ds}{\iint_s \psi_n^2(x,y).ds} \tag{2.41}$$

A equação (2.37), com as condições iniciais (2.39) e (2.41), governam o movimento da palheta contra o batente.

c) <u>A Palheta Parte do Batente</u>

Nesse caso, os deslocamentos da palheta são dados novamente por:

$$W(x,y,t) = \sum_{m=1}^{\infty} \phi_m(x,y).q_m(t) \tag{2.42}$$

e, a equação para $q_m(t)$, volta a ser:

$$\ddot{q}_m(t) + 2.\xi_m.\omega_m.\dot{q}_m(t) + \omega_m^2.q_m(t) = \frac{\iint_s \phi_m(x,y).P(x,y,t).ds}{\rho.h.\iint_s \phi_m^2(x,y).ds} \tag{2.43}$$

Admitindo-se que a palheta deixe o batente no instante $t = t_d$, as condições iniciais podem ser encontradas pelo equacionamento dos deslocamentos e velocidades da nova expansão modal para a antiga.

Assim,

$$q_m(t_c) = q_m(t_c) + \frac{\sum_{n=1}^{\infty} T_n(t_d) . \iint_s \psi_n(x,y) . \phi_m(x,y).ds}{\iint_s \phi_m^2(x,y)ds} \qquad (2.44)$$

e,

$$\dot{q}_m(t_d) = \dot{q}_m(t_c) + \frac{\sum_{n=1}^{\infty} \dot{T}_n(t_d) . \iint_s \psi_n(x,y) . \phi_m(x,y).ds}{\iint_s \phi_m^2(x,y) .ds} \qquad (2.45)$$

## 2.8. PULSAÇÕES DE GÁS

### 2.8.1. O Ressonador de Helmholtz

Qualquer forma geométrica que consista de uma cavidade rígida ligada a um pequeno gargalo, quando ocupada por um fluido compressível, pode ser tratada como um ressonador de Helmholtz [04].

Helmholtz constatou que, se o fluido contido dentro do ressonador encontra-se em movimento oscilatório, a parcela localizada no interior do gargalo comporta-se, essencialmente, como um tampão rígido que vibra como um todo, enquanto o fluido compressível no interior da cavidade produz um efeito de mola.

A equação do movimento de um ressonador de Helmholtz pode ser deduzida, analisando-se as forças que atuam sobre o tampão de fluido localizado no gargalo.

Da maneira como ilustra a Figura 9, um deslocamento positivo da massa contida no gargalo produz uma alteração no volu me, dada por:

$$dV = A.\varepsilon \tag{2.46}$$

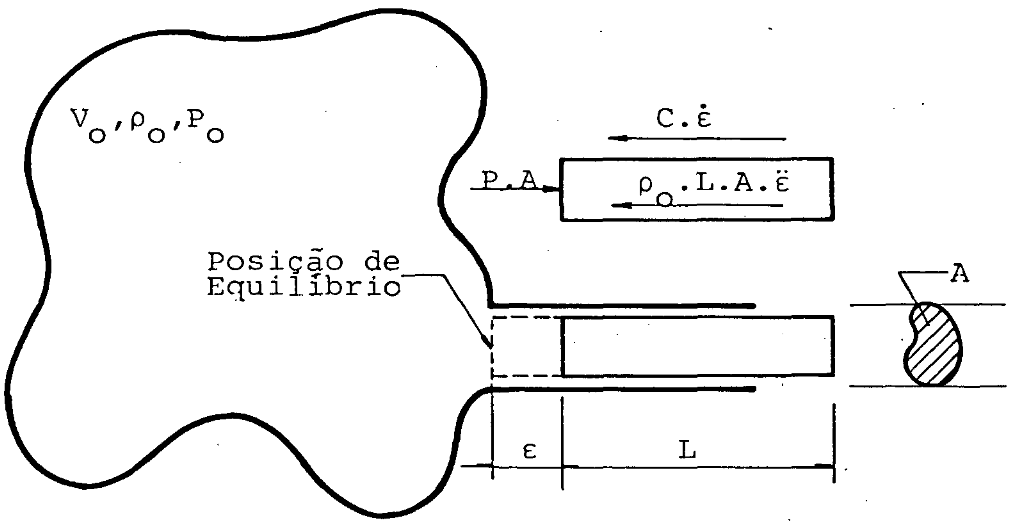



Figura 9 - Ressonador de Helmholtz

Assim, assumindo-se que o processo de compressão seja linear, pode-se escrever [16]:

$$dP = -K_o.\frac{dV}{V_o} = -K_o.\frac{A.\varepsilon}{V_o} \tag{2.47}$$

onde: dP - Flutuação de pressão na cavidade [Pa]

A - Área da secção transversal do gargalo [m²]

ε - Deslocamento do tampão de fluido [m]

$K_o$ - Módulo de elasticidade volumétrica [N/m²]

$V_o$ - Volume inicial [m³].

Apenas por conveniência de notação, substituir-se-á dP por P, onde P, continua sendo interpretado como uma variação de pressão. Desta forma, multiplicando-se ambos os lados da equação (2.47) pela área A, vem:

$$P.A = \frac{-K_o.A^2}{V_o} . \varepsilon \tag{2.48}$$

Neste ponto, é importante esclarecer que a pressão total do fluido no ressonador, é composta de uma pressão média ($P_o$) e uma flutuação de pressão (P), ou seja:

$$P_t = P_o + P \tag{2.49}$$

A força de inércia ($F_i$) que resiste ao deslocamento da massa no gargalo, é dada pela expressão:

$$F_i = m.\ddot{\varepsilon} = \rho_o.L.A.\ddot{\varepsilon} \tag{2.50}$$

onde: m - Massa do tampão de fluido [kg]

$\rho_o$ - Densidade média do fluido [kg/m³]

L - Comprimento efetivo do gargalo [m].

O fluido próximo às extremidades do gargalo movimenta-se juntamente com o tampão rígido, motivo pelo qual, na equação (2.50), foi utilizado um comprimento efetivo que, segundo Soedel [04], é dado por:

$$L = L_g + \frac{1}{2}(\pi.A)^{1/2} \tag{2.51}$$

onde: $L_g$ - Comprimento geométrico do gargalo [m]

A - Área da secção transversal do gargalo [m²].

Devido à dissipação de energia causada pelo atrito viscoso, postula-se a existência de um amortecimento equivalente (C), e a equação do movimento transforma-se em:

$$\rho_o.L.A.\ddot{\varepsilon} + C.\dot{\varepsilon} + \frac{K_o.A^2}{V_o}.\varepsilon = 0 \qquad (2.52)$$

ou ainda:

$$\ddot{\varepsilon} + \frac{C}{\rho_o.L.A}.\dot{\varepsilon} + \frac{K_o.A}{\rho_o.L.V_o}.\varepsilon = 0 \qquad (2.53)$$

Sabe-se porém, que [04, 17]:

$$\xi = \frac{C}{2.m.\omega_n} = \frac{C}{2.\rho_o.L.A.\omega_n} \qquad (2.54)$$

e,

$$\omega_n = c_o.(A/L.V_o)^{1/2} = (K_o/\rho_o)^{1/2}.(A/L.V_o)^{1/2} \qquad (2.55)$$

onde: $C$ - Amortecimento viscoso equivalente [N.s/m]

$\xi$ - Razão de amortecimento

$\omega_n$ - Frequência natural do ressonador [rad/s]

$c_o$ - Velocidade do som no meio [m/s]

Substituindo (2.54) e (2.55) em (2.53), obtém-se:

$$\ddot{\varepsilon} + 2.\xi.\omega_n.\dot{\varepsilon} + \omega_n^2.\varepsilon = 0 \qquad (2.56)$$

Essa equação é a mesma utilizada para descrever o comportamento vibratório de sistemas com um grau de liberdade, e o ressonador de Helmholtz comporta-se como tal [20].

A limitação no uso da teoria do ressonador de Helmholtz encontra-se no comprimento de onda ($\lambda$) da mais alta frequência de oscilação ($f_{max}$) que deve ser predita. Soedel [04] recomenda que a maior dimensão do ressonador (a), deve ser inferior a 1/4 desse comprimento de onda. Então, se:

$$\lambda = \frac{c_o}{f_{max}} \quad \text{e} \quad a \leqslant \lambda/4 \tag{2.57}$$

Segue-se que:

$$a < \frac{c_o}{4 . f_{max}} \tag{2.58}$$

Quando resultados mais acurados são desnecessários, essa relação pode ser relaxada.

Por último, quando a secção transversal do gargalo for variável, deve-se utilizar uma secção cilíndrica equivalente, dada por [04, 18]:

$$A = \frac{L_g}{\int_o^{L_g} \frac{1}{A(x)} dx} \tag{2.59}$$

onde: A — Secção transversal equivalente [m²]

A(x) — Área geométrica real [m²]

x — Coordenada que define A(x) entre x = 0 e x = Lg.

### 2.8.2. Aplicação da Teoria do Ressonador de Helmholtz a Compressores Alternativos

De maneira geral, os sistemas de sucção e descarga dos compressores alternativos são formados por uma sucessão de cavidades e gargalos, cujas características geométricas são as mais variadas possíveis. A teoria do ressonador de Helmholtz aplica-se adequadamente a esses sistemas, uma vez que dispensa qualquer especificação relativa à forma das cavidades [18, 19].

No compressor estudado nesse trabalho, as cavidades dos sistemas de sucção e descarga encontram-se dispostas de modos diferentes, razão pela qual analisar-se-á cada um dos casos separadamente.

a) Sistema de Sucção

O sistema de sucção é composto de duas câmaras de amortecimento e uma câmara de expansão, dispostas da maneira apresentada na Figura 10.

Do diagrama de corpo livre, obtém-se:

$$-\rho_{os}\cdot L_{1s}\cdot A_{1s}\cdot \ddot{\varepsilon}_{1s} - C_{1s}\cdot \dot{\varepsilon}_{1s} + (P_{2s}-P_{1s})\cdot A_{1s} = 0 \qquad (2.60)$$

$$-\rho_{os}\cdot L_{2s}\cdot A_{2s}\cdot \ddot{\varepsilon}_{2s} - C_{2s}\cdot \dot{\varepsilon}_{2s} + (P_{3s}-P_{2s})\cdot A_{2s} = 0 \qquad (2.61)$$

$$\rho_{os}\cdot L_{3s}\cdot A_{3s}\cdot \ddot{\varepsilon}_{3s} + C_{3s}\cdot \dot{\varepsilon}_{3s} + P_{3s}\cdot A_{3s} = 0 \qquad (2.62)$$

$$\rho_{os}\cdot L_{4s}\cdot A_{4s}\cdot \ddot{\varepsilon}_{4s} + C_{4s}\cdot \dot{\varepsilon}_{4s} + P_{2s}\cdot A_{4s} = 0 \qquad (2.63)$$

As alterações nos volumes são dadas por:

$$dV_{o1s} = \int_o^t Q_s\cdot dt - A_{1s}\cdot \varepsilon_{1s} \qquad (2.64)$$

$$dV_{o2s} = A_{1s}\cdot \varepsilon_{1s} - A_{2s}\cdot \varepsilon_{2s} - A_{4s}\cdot \varepsilon_{4s} \qquad (2.65)$$

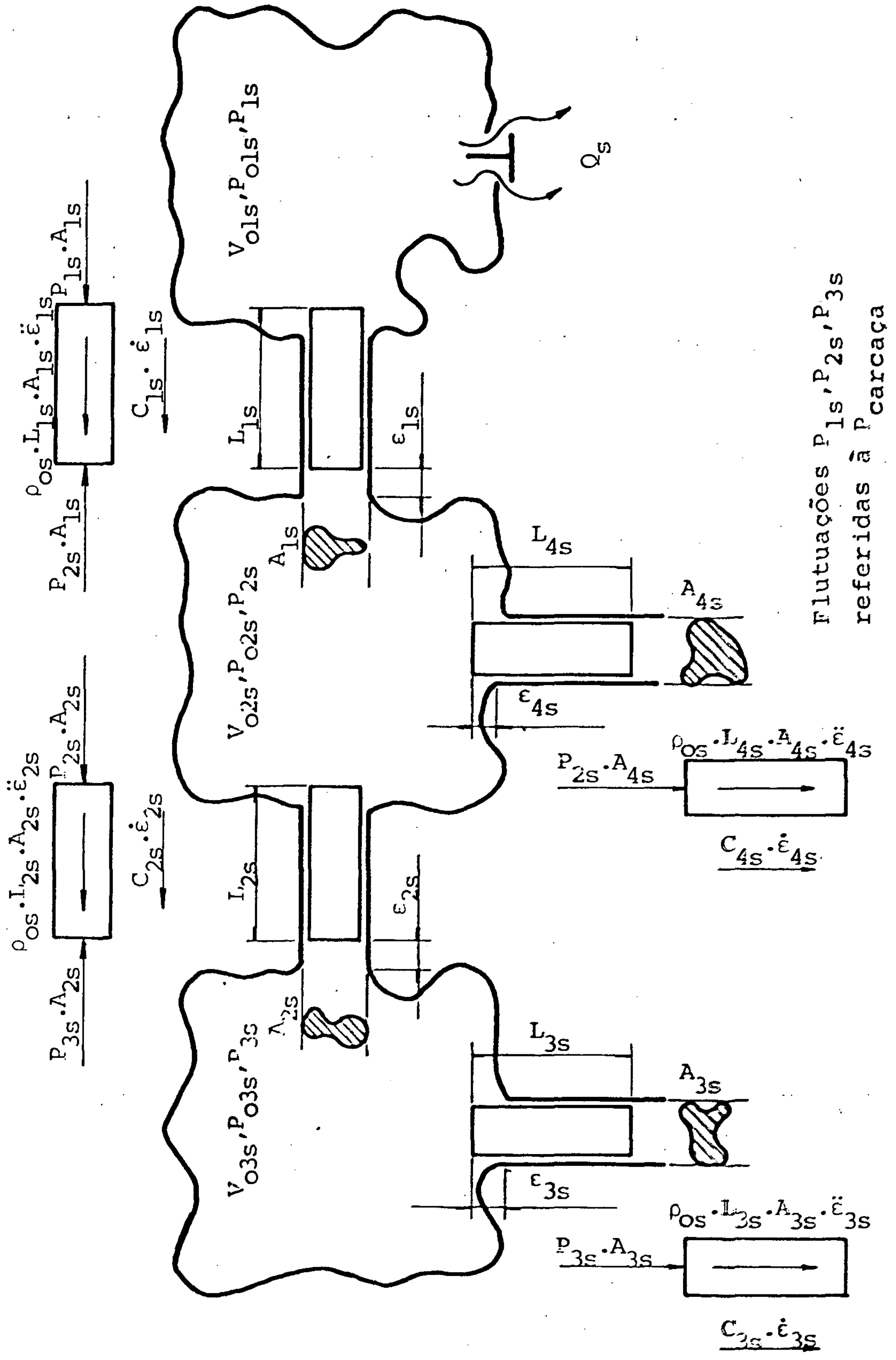



Figura 10 - Sistema de sucção do compressor

$$dV_{o3s} = A_{2s}.\varepsilon_{2s} - A_{3s}.\varepsilon_{3s} \quad (2.66)$$

onde: $Q_s$ - Vazão volumétrica através da válvula de sucção [m³/s]

$t$ - Tempo [s].

Sabe-se, porém, que:

$$P = - K_o.\frac{dV}{V_o} \quad e \quad Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (2.67)$$

Então, admitindo-se $\rho$ constante, podem-se escrever as seguintes equações para as flutuações de pressão nas cavidades:

$$P_{1s} = \frac{K_o.A_{1s}.\varepsilon_{1s}}{V_{o1s}} - \frac{K_o}{\rho_o.V_{o1s}}.\int_o^t \dot{m}_{vs}.dt \quad (2.68)$$

$$P_{2s} = \frac{K_o}{V_{o2s}}.(A_{4s}.\varepsilon_{4s} + A_{2s}.\varepsilon_{2s} - A_{1s}.\varepsilon_{1s}) \quad (2.69)$$

$$P_{3s} = \frac{K_o}{V_{o3s}}.(A_{3s}.\varepsilon_{3s} - A_{2s}.\varepsilon_{2s}) \quad (2.70)$$

Mas, da equação (2,55),

$$K_o = c_o^2 . \rho_o \quad (2.71)$$

Daí, vem:

$$P_{1s} = \frac{\rho_{os}.c_{os}^2.A_{1s}}{V_{o1s}}.\varepsilon_{1s} - \frac{c_{os}}{V_{o1s}}.\int_o^t \dot{m}_{vs}.dt \quad (2.72)$$

$$P_{2s} = \frac{\rho_{os}.c_{os}^2}{V_{o2s}}.(A_{4s}.\varepsilon_{4s} + A_{2s}.\varepsilon_{2s} - A_{1s}.\varepsilon_{1s}) \quad (2.73)$$

$$P_{3s} = \frac{\rho_{os}.c_{os}^2}{V_{o3s}}.(A_{3s}.\varepsilon_{3s} - A_{2s}.\varepsilon_{2s}) \quad (2.74)$$

A substituição de $P_{1s}$, $P_{2s}$ e $P_{3s}$ nas equações (2.60), (2.61), (2.62) e (2.64), produz finalmente:

$$\rho_{os}.L_{1s}.A_{1s}.\ddot{\varepsilon}_{1s} + C_{1s}.\dot{\varepsilon}_{1s} + \rho_{os}.c_{os}^2.A_{1s}^2.\left(\frac{1}{V_{o1s}} + \frac{1}{V_{o2s}}\right).\varepsilon_{1s} - \frac{\rho_{os}.c_{os}^2.A_{1s}.A_{2s}}{V_{o2s}}.\varepsilon_{2s} - \frac{\rho_{os}.c_{os}^2.A_{1s}.A_{4s}}{V_{o2s}}.\varepsilon_{4s} = \frac{c_{os}^2.A_{1s}}{V_{o1s}}.\int_o^t \dot{m}_{vs}.dt \qquad (2.75)$$

$$\rho_{os}.L_{2s}.A_{2s}.\ddot{\varepsilon}_{2s} + C_{2s}.\dot{\varepsilon}_{2s} - \frac{\rho_{os}.c_{os}^2.A_{1s}.A_{2s}}{V_{o2s}}.\varepsilon_{1s} + \rho_{os}.c_{os}^2.A_{2s}^2.\left(\frac{1}{V_{o2s}} + \frac{1}{V_{o3s}}\right).\varepsilon_{2s} - \frac{\rho_{os}.c_{os}^2.A_{2s}.A_{3s}}{V_{o3s}}.\varepsilon_{3s} + \frac{\rho_{os}.c_{os}^2.A_{2s}.A_{4s}}{V_{o2s}}.\varepsilon_{4s} = 0 \qquad (2.76)$$

$$\rho_{os}.L_{3s}.A_{3s}.\ddot{\varepsilon}_{3s} + C_{3s}.\dot{\varepsilon}_{3s} - \frac{\rho_{os}.c_{os}^2.A_{2s}.A_{3s}}{V_{o3s}}.\varepsilon_{2s} + \frac{\rho_{os}.c_{os}^2.A_{3s}^2}{V_{o3s}}.\varepsilon_{3s} = 0 \qquad (2.77)$$

$$\rho_{os}.L_{4s}.A_{4s}.\ddot{\varepsilon}_{4s} + C_{4s}.\dot{\varepsilon}_{4s} - \frac{\rho_{os}.c_{os}^2.A_{1s}.A_{4s}}{V_{o2s}}.\varepsilon_{1s} + \frac{\rho_{os}.c_{os}^2.A_{2s}.A_{4s}}{V_{o2s}}.\varepsilon_{2s} + \frac{\rho_{os}.c_{os}^2.A_{4s}^2}{V_{o2s}}.\varepsilon_{4s} = 0 \qquad (2.78)$$

b) Sistema de Descarga

O sistema de descarga constitui-se de uma câmara de expansão, duas câmaras de amortecimento e um tubo recurvado, ligados em série, conforme mostrado na Figura 11.

Soedel [19] constatou que para uma ampla variedade de compressores o tubo de descarga pode ser modelado como semi-infinito (*anechoic pipe*), admitindo-se que as ondas de pressão em seu interior sejam totalmente dissipadas.

Um balanço das forças que atuam sobre a massa de fluido localizada nos gargalos, produz:

$$-\rho_{od} \cdot L_{1d} \cdot A_{1d} \cdot \ddot{\varepsilon}_{1d} - C_{1d} \cdot \dot{\varepsilon}_{1d} + (P_{1d} - P_{2d}) \cdot A_{id} = 0 \qquad (2.79)$$

$$-\rho_{od} \cdot L_{2d} \cdot A_{2d} \cdot \ddot{\varepsilon}_{2d} - C_{2d} \cdot \dot{\varepsilon}_{2d} + (P_{2d} - P_{3d}) \cdot A_{2d} = 0 \qquad (2.80)$$

Com um procedimento análogo ao utilizado para o sistema de sucção, obtém-se:

$$P_{1d} = \frac{c_{od}^2}{V_{o1d}} \cdot \int_o^t \dot{m}_{vd} \cdot dt - \frac{\rho_{od} \cdot c_{od}^2 \cdot A_{1d}}{V_{o1d}} \cdot \varepsilon_{1d} \qquad (2.81)$$

$$P_{2d} = \frac{\rho_{od} \cdot c_{od}^2}{V_{o2d}} \cdot (A_{1d} \cdot \varepsilon_{1d} - A_{2d} \cdot \varepsilon_{2d}) \qquad (2.82)$$

$$P_{3d} = \frac{\rho_{od} \cdot c_{od}^2}{V_{o3d}} \cdot (A_{2d} \cdot \varepsilon_{2d} - A_{3d} \cdot \varepsilon_{3d}) \qquad (2.83)$$

Mas, devido ao tubo terminal semi-infinito, pode-se escrever [19]:

$$P_{3d} = \rho_{od} \cdot c_{od} \cdot \dot{\varepsilon}_{3d} \qquad (2.84)$$

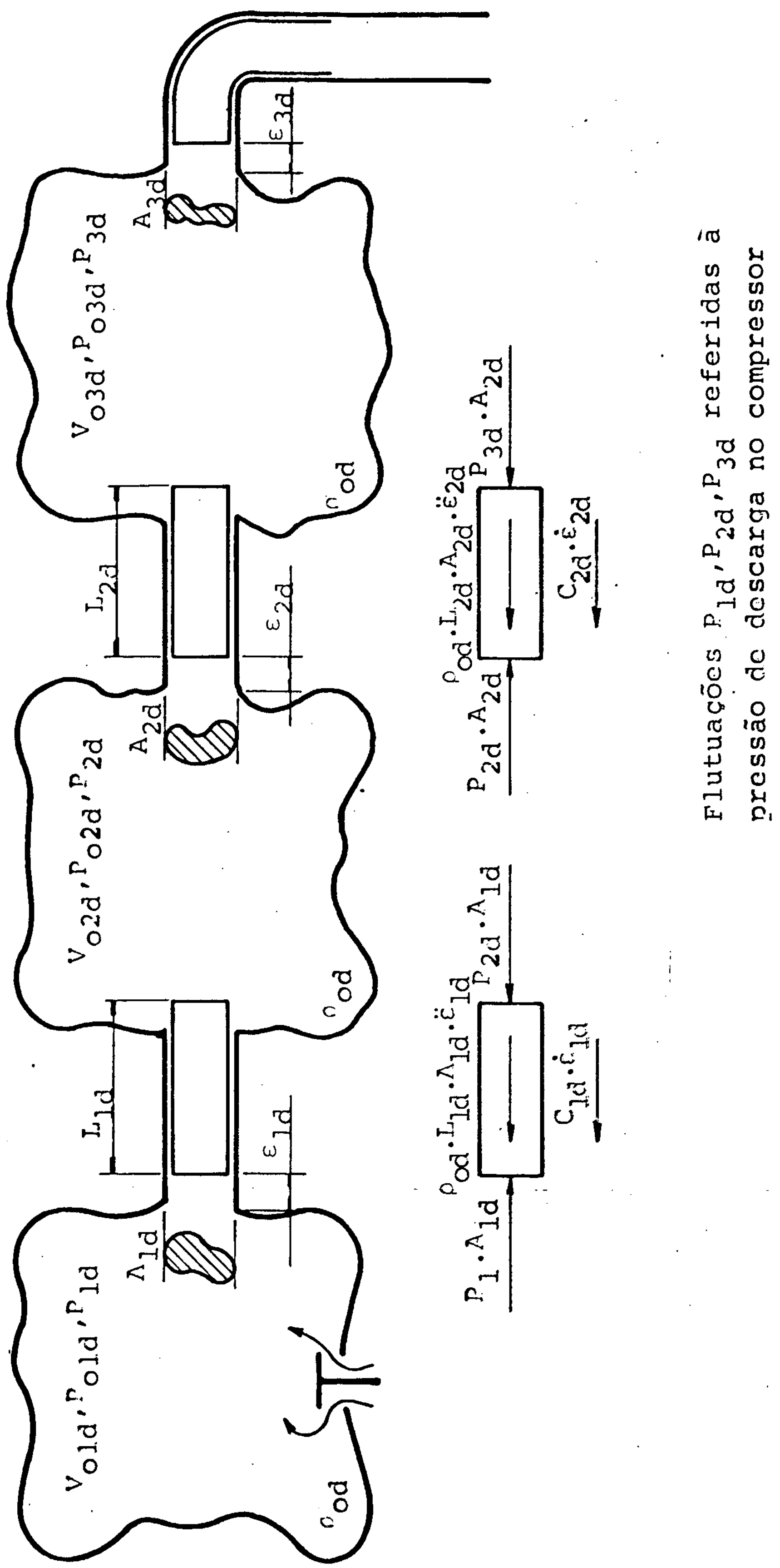



Figura 11 - Sistema de descarga do compressor

A combinação de (2.83) e (2.84), fornece:

$$\rho_{od}\cdot c_{od}\cdot\dot{\varepsilon}_{3d} + \frac{\rho_{od}\cdot c^2_{od}\cdot A_{3d}}{V_{o3d}}\cdot\varepsilon_{3d} - \frac{\rho_{od}\cdot c^2_{od}\cdot A_{2d}}{V_{o3d}}\cdot\varepsilon_{2d} = 0 \qquad (2.85)$$

Multiplicando-se (2.85) por $A_{3d}$, vem:

$$\rho_{od}\cdot c_{od}\cdot A_{3d}\cdot\dot{\varepsilon}_{3d} + \frac{\rho_{od}\cdot c^2_{od}\cdot A^2_{3d}}{V_{o3d}}\cdot\varepsilon_{3d} - \frac{\rho_{od}\cdot c^2_{od}\cdot A_{2d}\cdot A_{3d}}{V_{o3d}}\cdot\varepsilon_{2d} = 0 \qquad (2.86)$$

Por outro lado, da substituição de (2.81) e (2.82) em (2.79), resulta:

$$\rho_{od}\cdot L_{1d}\cdot A_{1d}\cdot\ddot{\varepsilon}_{1d} + C_{1d}\cdot\dot{\varepsilon}_{1d} + \rho_{od}\cdot c^2_{od}\cdot A_{1d}\cdot\left(\frac{1}{V_{o1d}} + \frac{1}{V_{o2d}}\right)\cdot\varepsilon_{1d} -$$

$$- \frac{\rho_{od}\cdot c^2_{od}\cdot A_{1d}\cdot A_{2d}}{V_{o2d}}\cdot\varepsilon_{2d} = \frac{c^2_{od}\cdot A_{1d}}{V_{o1d}}\cdot\int_o^t \dot{m}_{vd}\cdot dt \qquad (2.87)$$

Analogamente, substituindo-se (2.82) e (2.83) em (2.80), vem:

$$\rho_{od}\cdot L_{2d}\cdot A_{2d}\cdot\ddot{\varepsilon}_{2d} + C_{2d}\cdot\dot{\varepsilon}_{2d} - \frac{\rho_{od}\cdot c^2_{od}\cdot A_{1d}\cdot A_{2d}}{V_{o2d}}\cdot\varepsilon_{1d} +$$

$$+ \rho_{od}\cdot c^2_{od}\cdot A^2_{2d}\cdot\left(\frac{1}{V_{o2d}} + \frac{1}{V_{o3d}}\right)\cdot\varepsilon_{2d} -$$

$$- \frac{\rho_{od}\cdot c^2_{od}\cdot A_{2d}\cdot A_{3d}}{V_{o3d}}\cdot\varepsilon_{3d} = 0 \qquad (2.88)$$

## 2.9. COEFICIENTES DE AMORTECIMENTO DO FLUIDO NOS GARGALOS

É recomendável que os coeficientes de amortecimento do fluido nos gargalos sejam, sempre que possível, obtidos em laboratório [18].

No presente trabalho, entretanto, dado às dificuldades próprias da determinação experimental desses coeficientes, optou-se por uma abordagem teórica, baseada nos estudos desenvolvidos por Ingard [21].

Em sua análise, a pressão no interior da cavidade ($P_o$), é dada por uma equação da forma:

$$P_o = 4.R_s.\dot{\varepsilon} . [1+\frac{L}{D}+0,7.(\dot{\varepsilon})^{1,7}] \qquad (2.89)$$

onde: $R_s$ - Resistência de superfície [N.s/m³]

$\dot{\varepsilon}$ - Velocidade do fluido no gargalo [m/s]

L - Comprimento efetivo do gargalo [m]

D - Diâmetro do gargalo [m]

Sabe-se, porém, que:

$$R_s = \tau/\dot{\varepsilon} \qquad (2.90)$$

onde, a tensão de cisalhamento ($\tau$) é dada por [22]:

$$\tau = 8.(\mu/D).\dot{\varepsilon} \qquad (2.91)$$

Substituindo (2.91) em (2.90), e o resultado em (2.89), obtém-se:

$$\frac{P_o}{\dot{\varepsilon}} = 32.\frac{\mu}{D} . [1+\frac{L}{D}+0,7.(\dot{\varepsilon})^{1,7}] \qquad (2.92)$$

Multiplicando-se ambos os membros dessa última equa ção pela área transversal do gargalo, resulta:

$$\frac{F_r}{\dot{\varepsilon}} = 8.\pi.\mu.D \, . \, [1+\frac{L}{D}+0,7.(\dot{\varepsilon})^{1,7}] \tag{2.93}$$

onde: $\mu$ - Viscosidade dinâmica [N.s/m²]

$F_r$ - Força resistiva [N]

Mas, por definição:

$$C = F_r/\dot{\varepsilon} \tag{2.94}$$

Portanto, o coeficiente de amortecimento (C) para cada um dos gargalos da sucção e da descarga, pode ser estimado pela relação:

$$C = 8.\pi.\mu.D \, . \, [1+\frac{L}{D}+0,7.(\dot{\varepsilon})^{1,7}] \tag{2.95}$$

# 3. DESEMPENHO DO COMPRESSOR E MECANISMOS DE PERDAS

## 3.1. CRITÉRIOS DE DESEMPENHO

Inúmeras definições têm sido aplicadas para quantificar o desempenho de compressores. Nenhuma delas, entretanto, é capaz de satisfazer, simultaneamente, aos anseios dos diferentes profissionais que atuam nessa área.

Um exemplo de particular importância ocorre nos setores de refrigeração e ar condicionado, onde os termos Coeficiente de Performance (COP) e Relação de Eficiência Energética (EER) vêm sendo ampla e inadequadamente utilizados para expressar o rendimento de compressores frigoríficos.

O primeiro desses termos é uma quantidade adimensional, definida na literatura [09, 10, 23, 24] como a razão entre o calor útil removido do sistema de refrigeração e a energia a ele fornecida pelas fontes externas. O segundo, por sua vez, constitui-se numa variação do primeiro, na qual o calor é tomado em BTU/h e a energia fornecida, em Watt.

A análise dessas definições permite verificar que ambos, COP e EER, não fornecem qualquer informação relativa às perdas de energia e fluxo de massa que ocorrem internamente ao compressor. Além disso, tanto um como outro, representam, na verdade, a performance do sistema frigorífico como um todo, envolvendo não só o compressor, mas cada um de seus componentes.

Na busca de uma definição mais completa e abrangente, capaz de levar em conta os diversos aspectos que afetam o desempenho de um compressor, Pandeia e Soedel [25] criaram um novo índice - Eficiência de Performance ($\eta_p$) - que, com pequenas modificações, pode ser utilizado na avaliação do rendimento de qualquer tipo de compressor.

## 3.2. EFICIÊNCIA DE PERFORMANCE

De um modo geral, o desempenho de uma máquina caracteriza a sua habilidade em realizar tarefas para as quais foi projetada.

Dentro desse contexto, avaliar a performance de um compressor significa verificar sua capacidade para comprimir e liberar a maior taxa de massa possível, em condições de operação pré estabelecidas, com o mínimo consumo específico de energia. Matematicamente, pode-se escrever:

$$\text{Performance} \propto \text{Taxa de Fluxo em Massa} \tag{3.1}$$

$$\text{Performance} \propto \frac{1}{\begin{array}{c}\text{Energia consumida por}\\ \text{unidade de massa liberada}\end{array}} \tag{3.2}$$

Surge, assim, um critério básico de desempenho que pode ser descrito pela relação fundamental:

$$\text{Performance} \propto \frac{\text{Taxa de Fluxo em Massa}}{\begin{array}{c}\text{Energia consumida por}\\ \text{unidade de massa liberada}\end{array}} \tag{3.3}$$

A remoção do sinal de proporcionalidade coloca a equação (3.3) numa forma operacional:

$$\Pi = \frac{dm/dt}{dE_{ent}/dm} = \frac{dm/dt}{(dE_{ent}/dt)/(dm/dt)} \qquad (3.4)$$

ou,

$$\Pi = \frac{(dm/dt)^2}{(dE_{ent}/dt)} = \frac{\dot{m}^2}{\dot{E}_{ent}} \qquad (3.5)$$

onde: $m$ - Massa liberada [kg]

$\dot{m}$ - Taxa de fluxo em massa [kg/s]

$t$ - Tempo [s]

$E_{ent}$ - Energia fornecida ao compressor [J]

$\dot{E}_{ent}$ - Potência elétrica fornecida ao compressor [W]

$\Pi$ - Razão de performance $[\frac{kg/s}{J/kg}]$

A razão de performance, tal como foi definida acima, é uma relação dimensional que expressa o desempenho do compressor em termos absolutos sem, contudo, fornecer uma idéia clara das possibilidades de otimização desse desempenho. Em vista disso, torna-se conveniente a definição de um outro termo - Eficiência de Performance ($\eta_p$) - que relaciona a razão de performance real, com aquela obtida considerando-se a operação do compressor isenta de qualquer tipo de perda.

Utilizando-se os subscritos r e i para designar as condições real e ideal, respectivamente, vem:

$$\Pi_r = \frac{(dm/dt)_r^2}{(dE_{ent}/dt)_r} = \frac{\dot{m}_r^2}{(\dot{E}_{ent})_r} \qquad (3.6)$$

$$\Pi_i = \frac{(dm/dt)_i}{(dE_{ent}/dm)_i} = \frac{\dot{m}_i}{E_i} \tag{3.7}$$

onde, $E_i$ é o trabalho específico entregue ao fluido durante o deslocamento do pistão [J/kg]. Assim,

$$\eta_p = \frac{\Pi_r}{\Pi_i} = \frac{\dot{m}_r^2 \cdot E_i}{(\dot{E}_{ent})_r \cdot \dot{m}_i} = \frac{\dot{m}_r \cdot E_i}{(\dot{E}_{ent})_r} \cdot \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_i} \tag{3.8}$$

Em última análise, a Eficiência de Performance representa a fração do desempenho ideal que um dado compressor pode atingir, em condições reais de operação.

Por outro lado, sabe-se que:

$$\eta_e = \frac{\dot{m}_r \cdot E_i}{\dot{E}_{ent}} \quad \text{(Eficiência de Energia)} \tag{3.9}$$

$$\eta_m = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_i} \quad \text{(Eficiência do Fluxo de Massa)} \tag{3.10}$$

Então, a Eficiência de Performance pode ser colocada como o produto de duas outras eficiências, ou seja:

$$\eta_p = \eta_e \cdot \eta_m \tag{3.11}$$

A equação (3.8) pode, ainda, ser decomposta de outras maneiras. Por exemplo:

$$\eta_p = \frac{\dot{E}_{eix}}{\dot{E}_{ent}} \cdot \frac{\dot{m}_r \cdot E_r}{\dot{E}_{eix}} \cdot \frac{E_i}{E_r} \cdot \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_i} = \frac{\dot{E}_{eix}}{\dot{E}_{ent}} \cdot \frac{\dot{E}_{ind}}{\dot{E}_{eix}} \cdot \frac{E_i}{E_r} \cdot \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_i} \tag{3.12}$$

onde: $E_r$ - Trabalho específico real entregue ao fluido durante o deslocamento do pistão [J/kg]

$\dot{E}_{eix}$ - Potência disponível no eixo motor [W] onde: $\dot{E}_{ind}$ - Potência entregue ao fluido durante o deslocamento do pistão [W].

Reconhecendo-se que:

$$\eta_{el} = \frac{\dot{E}_{eix}}{\dot{E}_{ent}} \quad \text{(Eficiência do Motor Elétrico)} \qquad (3.13)$$

$$\eta_{me} = \frac{\dot{E}_{ind}}{\dot{E}_{eix}} \quad \text{(Eficiência Mecânica)} \qquad (3.14)$$

$$\eta_{te} = \frac{E_i}{E_r} \quad \text{(Eficiência Termodinâmica)} \qquad (3.15)$$

Pode-se obter:

$$\eta_p = \eta_{el} \cdot \eta_{me} \cdot \eta_{te} \cdot \eta_m \qquad (3.16)$$

De certo modo, esta última equação comprova que a Eficiência de Performance está convenientemente definida para ser utilizada como um verdadeiro critério de desempenho.

## 3.3. PERDAS DE ENERGIA

Nem toda a energia proveniente das fontes externas é efetivamente entregue ao gás pelo compressor. Em seus diversos elementos, uma parcela considerável dessa energia é transformada em calor e, em seguida, perdida para o ambiente.

Na Figura 12, observa-se que a potência fornecida ao motor de acionamento ($\dot{E}_{ent}$) é sensivelmente maior que aquela disponível em seu eixo ($\dot{E}_{eix}$). A diferença ($\dot{E}_{pel}$) entre as duas representa as perdas que ocorrem, já no próprio motor elétrico, em decor rência de aquecimento por efeito Joule, correntes parasitas e histerese.

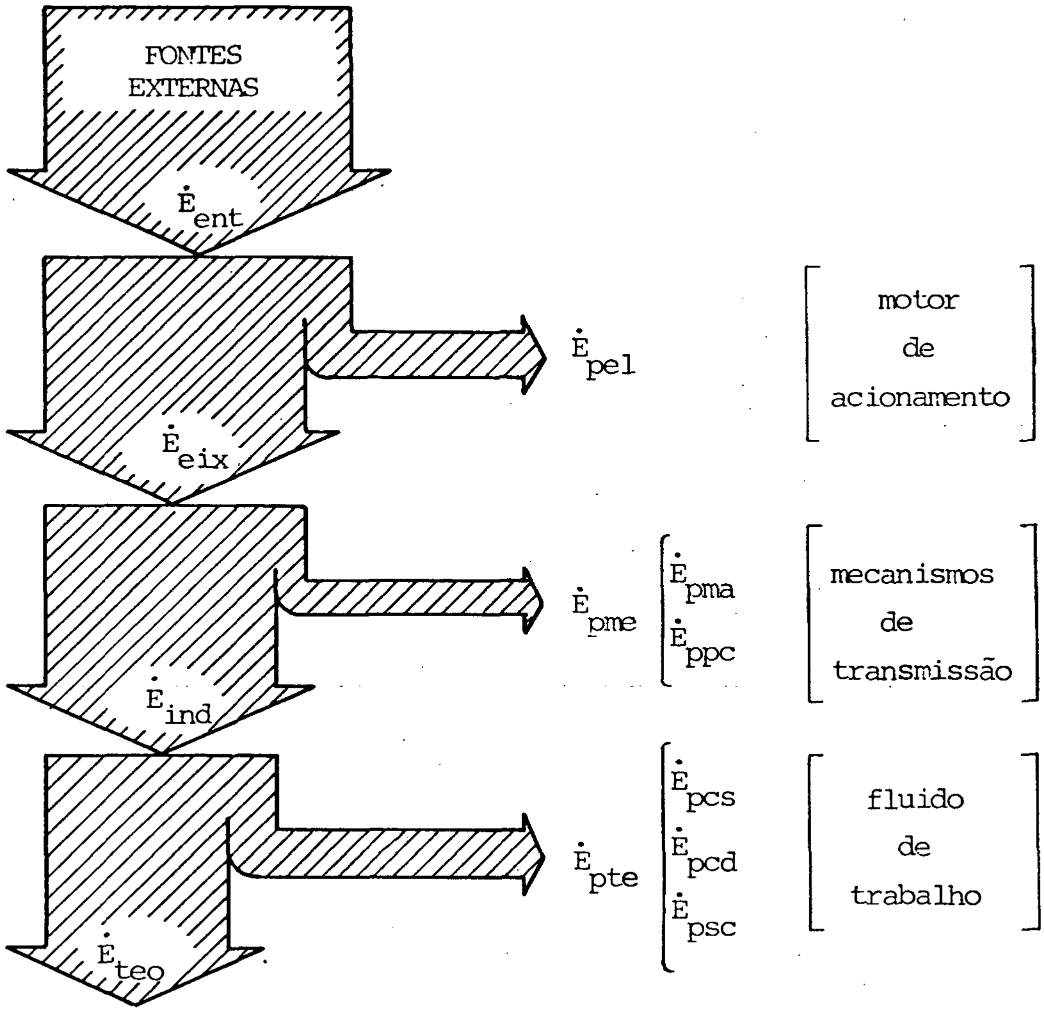



Figura 12 - Fluxo de potência no compressor

É razoável admitir-se que, em regime permanente de operação, o rendimento do motor elétrico ($\eta_{el}$) mantenha-se constante. Nesse caso, são válidas as relações:

$$\dot{E}_{eix} = \eta_{el} \cdot \dot{E}_{ent} \tag{3.17}$$

$$\dot{E}_{pel} = (1-\eta_{el}) \cdot \dot{E}_{ent} \tag{3.18}$$

$$\dot{E}_{eix} = \dot{E}_{ent} - \dot{E}_{pel} \tag{3.19}$$

O atrito mecânico verificado nos dispositivos de transmissão, por sua vez, impede que a potência disponível no eixo do motor elétrico seja transmitida integralmente ao fluido de trabalho no interior do cilindro.

Ussik [05] determinou a potência perdida por atrito em compressores herméticos alternativos ($\dot{E}_{pme}$), considerando individualmente a contribuição da energia dissipada nos mancais ($\dot{E}_{pma}$) e na superfície de contato pistão/cilindro ($\dot{E}_{ppc}$), conforme sugere a equação:

$$\dot{E}_{pme} = \dot{E}_{pma} + \dot{E}_{ppc} \tag{3.20}$$

Os dados que permitiram calcular a energia média perdida nos mancais foram fornecidos pelos fabricantes do compressor, enquanto, a potência dissipada no atrito pistão/cilindro, foi determinada a partir de valores instantâneos dada por:

$$\dot{E}_{ppc}(t) = \frac{2.\pi.\mu_{óleo}}{\ell nK} . L(t).V_p^2(t) + [\frac{P(t)-P_c}{2}] . \pi.R^2. (\frac{2.K^2.\ell nK+1-K^2}{\ell nK}) \tag{3.21}$$

onde: $\dot{E}_{ppc}(t)$ - Perda instantânea de potência no atrito pistão/cilindro [W]

$\mu_{óleo}$ - Viscosidade absoluta do óleo lubrificante [N.s/m²]

$L(t)$ - Comprimento instantâneo de contato pistão/cilindro [m]

$V_p(t)$ - Velocidade instantânea do pistão [m/s]

$K$ - Razão entre os raios do pistão e do cilindro

$P(t)$ - Pressão instantânea no interior do cilindro [Pa]

$P_c$ - Pressão no ambiente da carcaça [Pa]

$R$ - Raio do cilindro [m]

As perdas mecânicas variam muito de compressor para compressor, porquanto mantêm estrita dependência com a forma geométrica dos mecanismos de transmissão. De qualquer maneira, pode-se escrever:

$$\dot{E}_{ind} = \eta_{me} \cdot \dot{E}_{eix} = \eta_{el} \cdot \eta_{me} \cdot \dot{E}_{ent} \tag{3.22}$$

$$\dot{E}_{pme} = (1-\eta_{me}) \cdot \dot{E}_{eix} \tag{3.23}$$

$$\dot{E}_{ind} = \dot{E}_{ent} - \dot{E}_{pel} - \dot{E}_{pme} \tag{3.24}$$

A potência indicada representa, portanto, a energia líquida efetivamente entregue ao fluido de trabalho dentro do cilindro. Ocorre, porém, que o próprio fluido dissipa uma parte dessa energia em seu trajeto no interior do compressor.

O diagrama P-V da Figura 13 - também conhecido como Diagrama Indicado - desempenha um importante papel na identificação e análise das chamadas perdas termodinâmicas ($\dot{E}_{pte}$). O ciclo real, definido pelos pontos 1-2-2"-3-3"-4-1, descreve as variações instantâneas de pressão dentro do cilindro, podendo ser obtido através de dispositivos especialmente projetados para esse fim.

Segundo Pandeia e Soedel [25], o ciclo ideal de funcionamento de compressores herméticos constitui-se de dois processos isobáricos e dois isoentrópicos. Assim, conhecendo-se o volume morto ($V_m = V_4$) e as pressões de sucção ($P_s$) e descarga ($P_d$), po

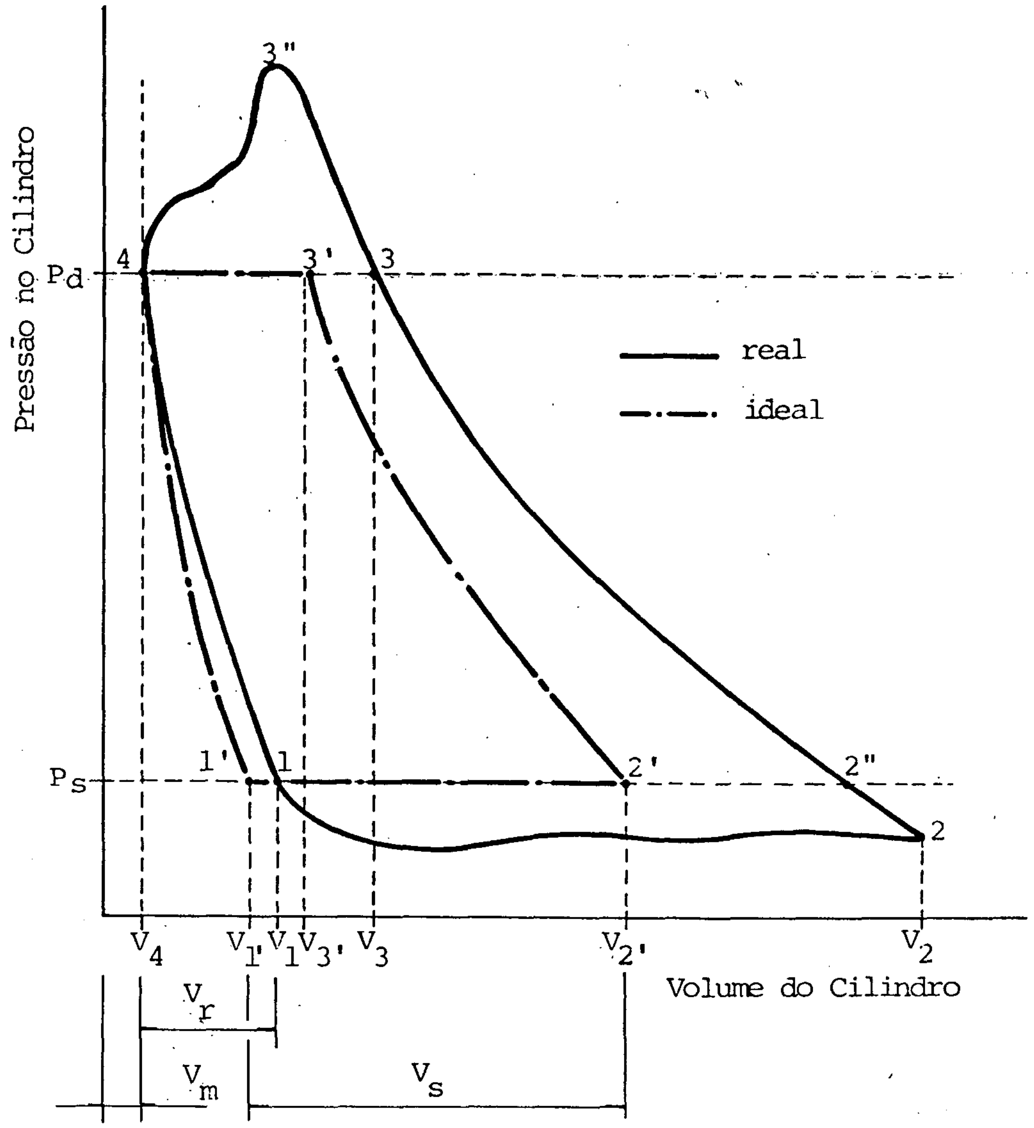



Figura 13 - Diagrama Indicado

de-se determinar os volumes correspondentes aos pontos 1', 2' e 3', através das seguintes equações:

$$V_1' = V_4 . (P_d/P_s)^{1/k} \tag{3.25}$$

$$V_2' = V_1' + V_s = V_1' + \frac{\dot{m}_r . v_s}{N/60} \tag{3.26}$$

$$V_3' = V_2' . (P_s/P_d)^{1/k} \tag{3.27}$$

onde: k - Relação de calores específicos $(C_p/C_v)$

$V_s$ - Volume de fluido admitido nas condições da linha de sucção [m³/kg]

$v_s$ - Volume específico do fluido na linha de sucção [m³/kg]

$\dot{m}_r$ - Fluxo de massa real [kg/s]

N - Rotação do eixo-motor [rpm].

A área delimitada pelo ciclo ideal representa a energia que aparentemente é entregue ao fluido de trabalho à cada revolução do eixo-motor. A potência teórica ($\dot{E}_{teo}$) pode ser calculada pelo conhecimento prévio dessa área ou, diretamente por uma das equações:

$$\dot{E}_{teo} = \frac{k}{k-1} \cdot P_s \cdot v_s \cdot \dot{m}_r \cdot [(P_d/P_s)^{(k-1)/k} - 1] \qquad (3.28)$$

ou,

$$\dot{E}_{teo} = \dot{m}_r \cdot (h_d - h_s) \qquad (3.29)$$

onde: $h_s, h_d$ - Entalpia específica do fluido de trabalho, nas condições de sucção e descarga, para o processo de compressão isoentrópico [J/kg].

A diferença entre as áreas dos diagramas real e ideal representa as perdas termodinâmicas que ocorrem a cada ciclo do compressor.

As áreas 1-2'-2"-2-1 e 3-3'-4-3"-3 relacionam-se, respectivamente, às perdas nas cavidades de sucção ($\dot{E}_{pcs}$) e descarga ($\dot{E}_{pcd}$), por conta das pulsações de gás, da resistência ao escoamento nos orifícios e gargalos e da inércia própria das palhetas das válvulas.

A área restante, 1-2'-2"-3-3'-4-1, fornece a potência efetiva ($\dot{E}_{efe}$), necessária para comprimir o fluido a baixa pres são ($P_s$) até a pressão de descarga ($P_d$)

$$\dot{E}_{efe} = \dot{E}_{ind} - \dot{E}_{pcs} - \dot{E}_{pcd} \tag{3.30}$$

Finalmente, a diferença entre a potência efetiva e a teórica, verifica-se em consequência dos mecanismos de transferência de calor que ocorrem, sobretudo, nos processos de sucção e início da compressão. As perdas na sucção e compressão como são conhecidas, podem ser avaliadas pela relação:

$$\dot{E}_{psc} = (\dot{E}_{ind} - \dot{E}_{pcs} - \dot{E}_{pcd}) - \dot{E}_{teo} \tag{3.31}$$

ou, ainda

$$\dot{E}_{psc} = \dot{E}_{efe} - \dot{E}_{teo} \tag{3.32}$$

### 3.4. PERDAS NO FLUXO DE MASSA

Nos compressores alternativos, o volume morto, o vazamento através da folga radial pistão/cilindro, o refluxo nas válvulas, o aquecimento do refrigerante na sucção, o arraste de óleo lubrificante e o atrito nas canalizações, orifícios e gargalos, destacam-se como os principais responsáveis pelas chamadas perdas no fluxo de massa, conforme ilustra a Figura 14.

A origem desses mecanismos e sua influência na capacidade do compressor podem ser melhor entendidas na discussão que se segue.

Após o fechamento da válvula de descarga, uma determinada parcela do fluido a alta pressão permanece confinada no in terior do cilindro, na região compreendida entre a cabeça do pistão e a placa de válvulas. A reexpansão desse vapor prejudica o processo de admissão, na medida em que o volume aspirado torna-se menor que o deslocado.

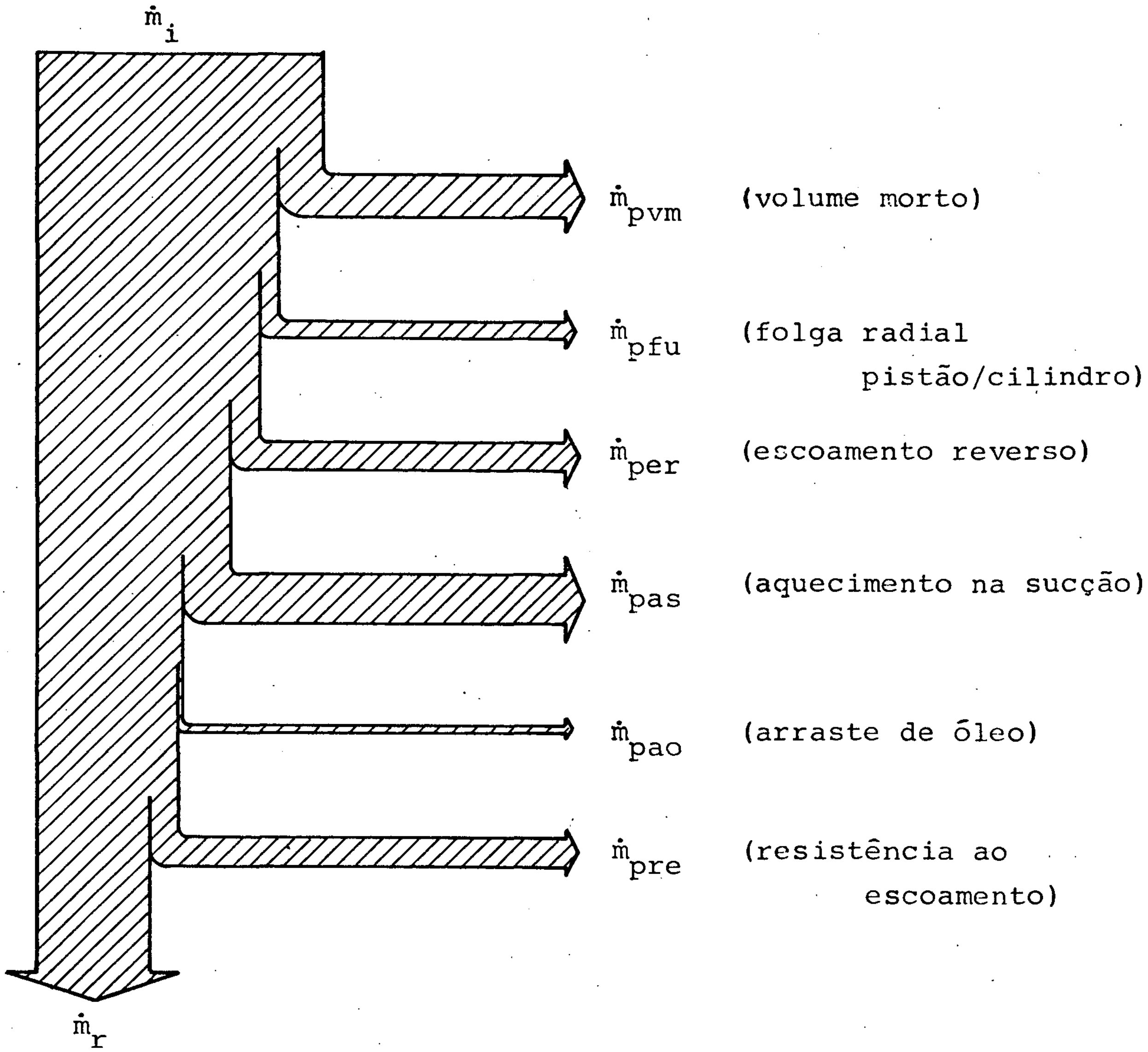



Figura 14 - Perdas na taxa de fluxo em massa

O volume reexpandido ($V_r$), representado graficamente na Figura 13, pode ser obtido pela expressão:

$$V_r = V_1 - V_4 = V_4 \cdot [(P_d/P_s)^{1/n} - 1] \tag{3.33}$$

Enquanto, a perda na taxa de fluxo em massa devido ao volume morto ($\dot{m}_{pvm}$), é dada por:

$$\dot{m}_{pvm} = V_r \cdot \rho_{os} \cdot \frac{N}{60} \tag{3.34}$$

onde: $\rho_{os}$ - Massa específica do refrigerante na câmara de sucção [kg/m³]

N - Rotação do eixo motor [rpm]

O vazamento do vapor através da folga radial pistão/cilindro já foi suficientemente discutido na secção 2.6.. A equação (2.27) integrada ao longo de um ciclo do compressor fornece a massa vazada durante aquele ciclo. Dessa forma, a taxa de fluxo em massa perdida no vazamento ($\dot{m}_{pfu}$) pode ser obtida multiplicando-se a massa vazada no ciclo ($m_{fu}$) pela frequência de rotação do eixo-motor, ou seja:

$$\dot{m}_{pfu} = m_{fu} \cdot \frac{N}{60} \tag{3.35}$$

No final dos processos de sucção e descarga, dependendo das condições de pressão à montante e à jusante da respectiva válvula, pode ocorrer o retorno do fluido refrigerante do cilindro para a câmara - no caso da sucção - ou da câmara para o cilindro - no caso da descarga. As equações (2.16) e (2.18) definem as taxas de fluxo em massa instantâneas através das válvulas. Uma vez caracterizado o escoamento reverso, a integração dessas equações ao longo de um ciclo do compressor, fornece o refluxo total de massa através das válvulas. A perda na taxa de fluxo ($\dot{m}_{per}$), por sua vez, é dada pela equação:

$$\dot{m}_{per} = (\dot{m}_{vsr} + \dot{m}_{vdr}) \cdot \frac{N}{60} \qquad (3.36)$$

onde: $m_{vsr}$ - Massa de vapor que refluiu na válvula de sucção [kg]

$m_{vdr}$ - Massa de vapor que refluiu na válvula de descarga [kg].

Alguns tipos de compressores herméticos utilizam o próprio fluido refrigerante, a baixa temperatura, no arrefecimento do motor elétrico. Esse e outros mecanismos de transferência de energia que ocorrem dentro da carcaça do compressor, são de fundamental importância para a proteção do equipamento, pois, superaquecem o vapor de admissão, evitando a entrada de líquido no cilindro.

Sob o ponto de vista termodinâmico, entretanto, o aumento do volume específico decorrente dessa troca de calor, implica numa redução da massa de refrigerante em circulação pelo sistema frigorífico, dada por:

$$\dot{m}_{pas} = \dot{m}_r \cdot [(\rho_s/\rho_{os}) - 1] \qquad (3.37)$$

onde: $\dot{m}_{pas}$ - Perda na taxa de fluxo em massa devido ao superaquecimento na sucção [kg/s]

$\rho_s$ - Massa específica do refrigerante na linha de sucção [kg/m³].

A perda na taxa de fluxo em massa provocada pelo arraste de óleo lubrificante ($\dot{m}_{pao}$), ocorre devido à miscibilidade desse óleo em determinados fluidos frigoríficos, sobretudo nos compostos halogenados. Obviamente essa perda é proporcional à quantidade de óleo arrastada.

Segundo Ussik [05], nos sistemas que utilizam com pressores alternativos, a taxa de concentração do óleo no refrigerante é da ordem de 0,2%, podendo ser negligenciada.

Em vista disso, a perda devido à queda de pressão nos gargalos das câmaras, nos orifícios das válvulas e nas canalizações ($\dot{m}_{pre}$), pode ser avaliada pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_{pre} = \dot{m}_i - \dot{m}_r - \dot{m}_{pvm} - \dot{m}_{pfu} - \dot{m}_{per} - \dot{m}_{pas} \qquad (3.38)$$

# 4. SOLUÇÃO NUMÉRICA DO MODELO MATEMÁTICO

## 4.1. PROGRAMA DE SIMULAÇÃO

O programa de simulação aqui apresentado foi desenvolvido a partir dos trabalhos publicados por Ussik [05], Wolverton [06] e Soedel e Dhar [26].

Através desse programa, o sistema de equações diferenciais ordinárias, que constitui a base do modelo de simulação, é resolvido iterativamente pelo procedimento de Runge-Kutta de 4ª ordem, comentado no Apêndice C.

No decorrer desse capítulo serão apresentados os dados de entrada e as variáveis de saída, além das características básicas da rotina computacional e das subrotinas a ela associadas, de forma a permitir uma visão objetiva da estrutura lógica do programa de simulação numérica.

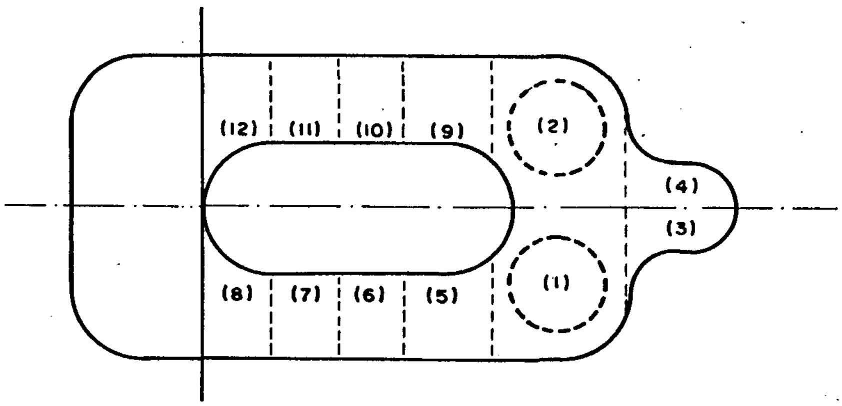
## 4.2. ENTRADA E SAÍDA DE DADOS

### 4.2.1. Variáveis de Entrada

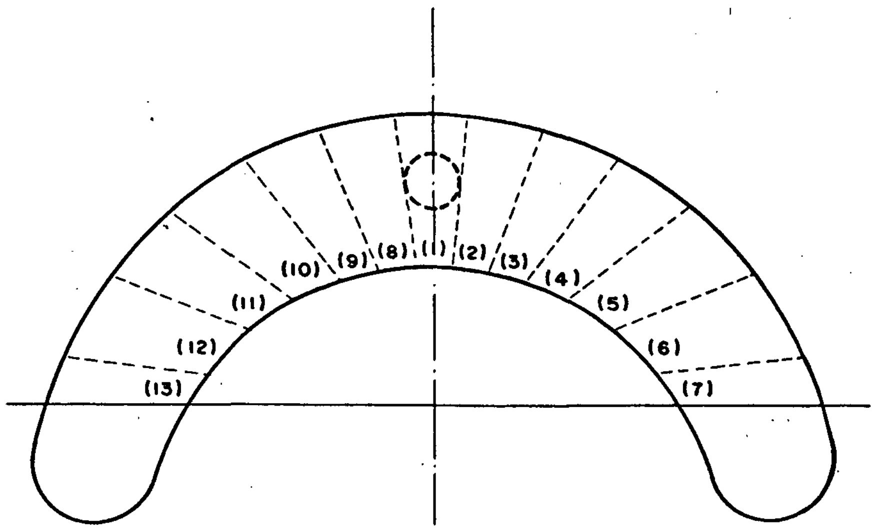
O programa de simulação requer o conhecimento prévio de uma série de variáveis ligadas à geometria, ao funcionamento, ao fluido de trabalho e às condições de teste do compressor.

Ao longo dessa secção serão apresentados os principais dados referentes ao compressor padrão, utilizado nos testes de laboratório que determinaram a validação do modelo.

Para a aplicação das equações dinâmicas das válvulas, as palhetas de sucção e descarga foram subdivididas em doze e treze elementos de área, respectivamente, conforme mostrado na Figura 15.




(a) Sucção




(b) Descarga

Figura 15 - Divisão das palhetas em áreas elementares

A válvula de sucção possui dois orifícios circulares, e a de descarga apenas um. Em ambos os casos, não foi necessária a subdivisão dos orifícios em áreas elementares devido às suas reduzidas dimensões, comparativamente às áreas das respectivas palhetas.

A Tabela 1 fornece as áreas elementares referentes às válvulas de sucção e descarga.

Tabela 1 - Áreas elementares das palhetas e dos orifícios das válvulas [$.10^{-3}$ m²]

| Elementos de Área | Válvula de Sucção | | Válvula de Descarga | |
|---|---|---|---|---|
| | Palheta | Orifício | Palheta | Orifício |
| 1 | 3,727 | 1,541 | 1,704 | 1,093 |
| 2 | 3,727 | 1,541 | 1,793 | — |
| 3 | 1,044 | — | 1,837 | — |
| 4 | 1,044 | — | 1,965 | — |
| 5 | 1,546 | — | 2,113 | — |
| 6 | 1,125 | — | 2,168 | — |
| 7 | 1,125 | — | 1,121 | — |
| 8 | 1,318 | — | 1,793 | — |
| 9 | 1,546 | — | 1,837 | — |
| 10 | 1,125 | — | 1,965 | — |
| 11 | 1,125 | — | 2,113 | — |
| 12 | 1,318 | — | 2,168 | — |
| 13 | — | — | 1,121 | — |

As curvas de área efetiva de escoamento e de força, em função do deslocamento paralelo das palhetas, encontram-se representadas nas Figuras 16 e 17, e foram retiradas da referência [28].

No presente trabalho considerou-se apenas uma freqüência natural e um modo normal de vibração, tanto para válvula

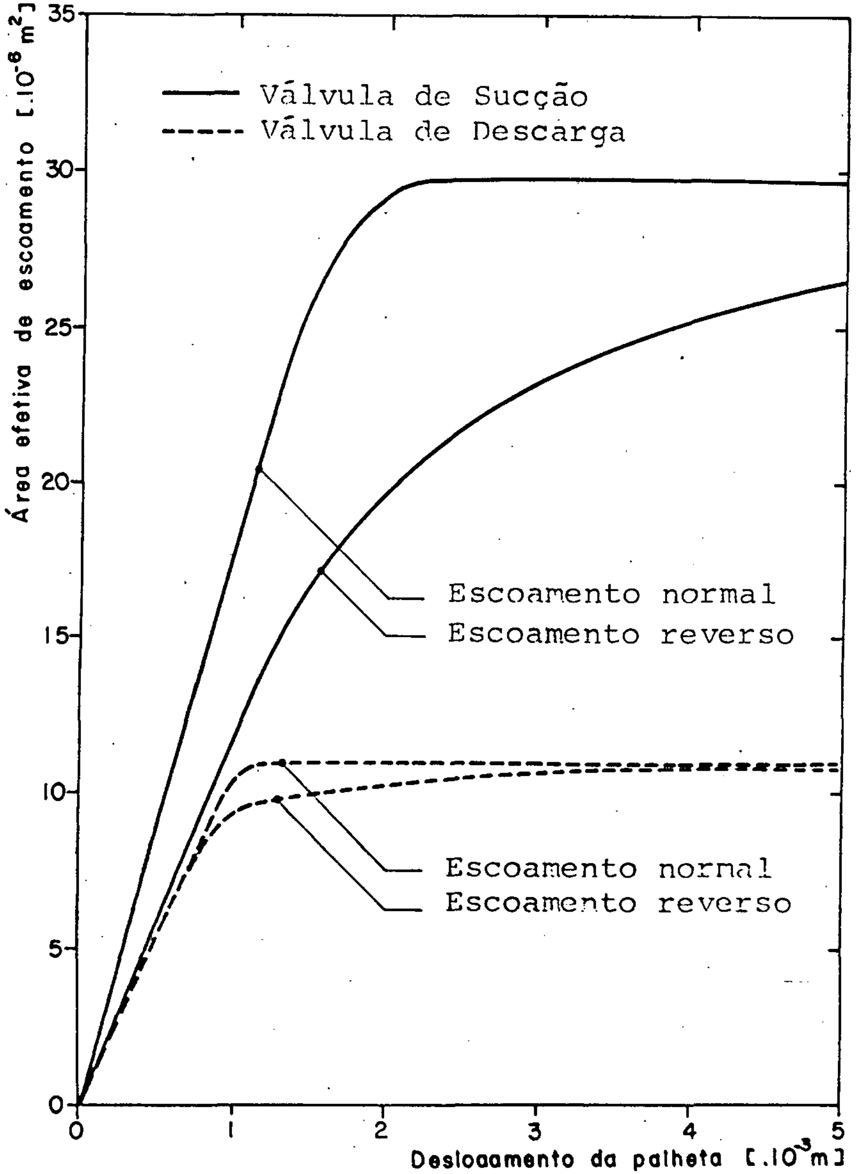



Figura 16 - Áreas efetivas de escoamento

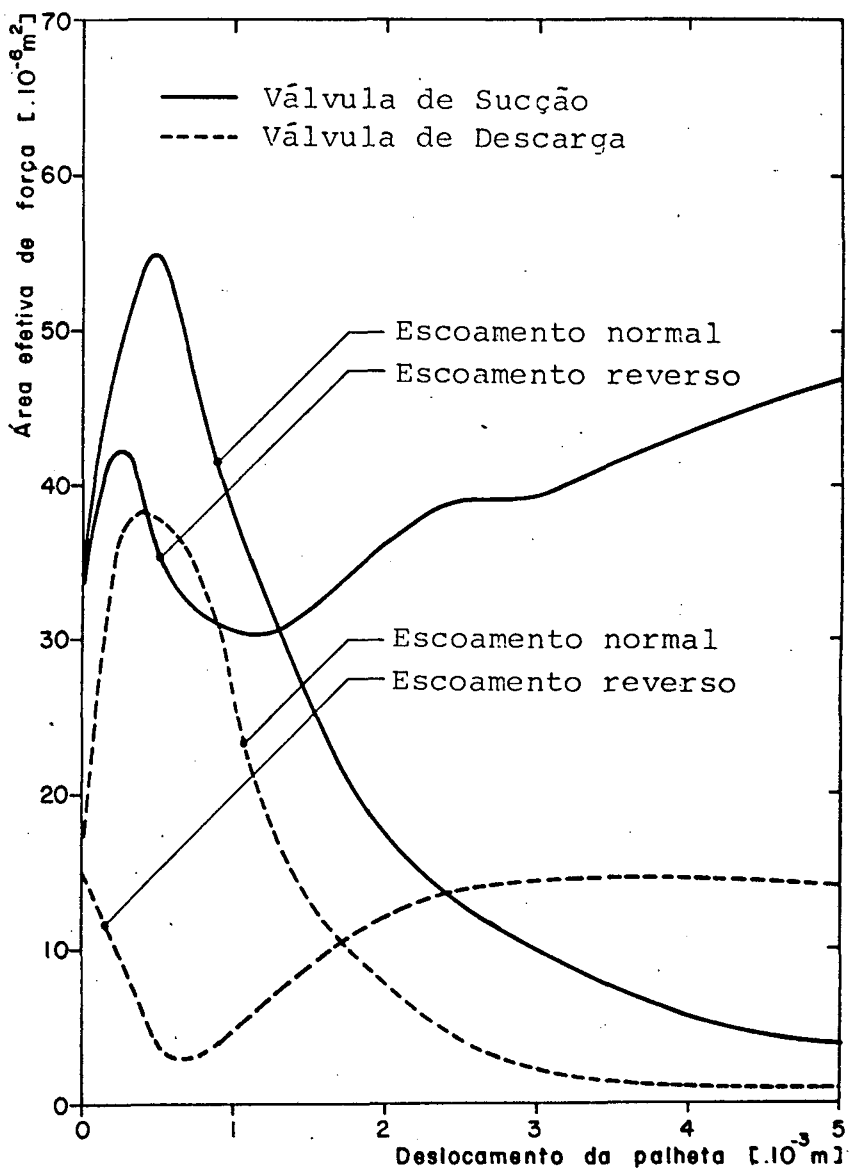



Figura 17 - Áreas efetivas de força

de sucção como para a de descarga.

Os valores das frequências naturais e dos modos normais, para as válvulas vibrando livremente ou encostadas no batente, foram também obtidas a partir da referência [28] e podem ser observadas nas Tabelas 2 e 3.

Tabela 2 - Frequências naturais de vibração das palhetas das válvulas [Hz]

| Válvula de Sucção | | Válvula de Descarga | |
|---|---|---|---|
| Fora do Batente | No Batente | Fora do Batente | No Batente |
| 254 | 400 | 550 | 800 |

Tabela 3 - Modos normais de vibração das palhetas das válvulas

| Elementos de Área | Válvula de Sucção | | Válvula de Descarga | |
|---|---|---|---|---|
| | Fora do Batente | No Batente | Fora do Batente | No Batente |
| 1 | 0,537 | 0,500 | 1,000 | 0,000 |
| 2 | 0,537 | 0,500 | 0,733 | 0,300 |
| 3 | 0,881 | 0,000 | 0,552 | 0,700 |
| 4 | 0,881 | 0,000 | 0,319 | 1,000 |
| 5 | 0,317 | 1,000 | 0,159 | 0,700 |
| 6 | 0,169 | 0,800 | 0,078 | 0,300 |
| 7 | 0,081 | 0,400 | 0,026 | 0,000 |
| 8 | 0,022 | 0,100 | 0,733 | 0,300 |
| 9 | 0,317 | 1,000 | 0,552 | 0,700 |
| 10 | 0,169 | 0,800 | 0,319 | 1,000 |
| 11 | 0,081 | 0,400 | 0,159 | 0,700 |
| 12 | 0,022 | 0,100 | 0,078 | 0,300 |
| 13 | —— | —— | 0,026 | 0,000 |

As razões de amortecimento, utilizadas nas equações dinâmicas das válvulas, foram avaliadas a partir dos movimentos das válvulas, obtidos experimentalmente em um compressor protótipo.

A Tabela 4 resume as razões de amortecimento que melhor se adaptaram aos movimentos das palhetas.

Tabela 4 - Coeficientes de amortecimento das palhetas das válvulas

| Válvula de Sucção | | Válvula de Descarga | |
|---|---|---|---|
| Fora do Batente | No Batente | Fora do Batente | No Batente |
| 0,15 | 0,40 | 3,80 | 5,40 |

Os parâmetros construtivos do compressor são os que se seguem:

- Áreas Totais dos Orifícios [m²]

  Sucção ———————— = $0,3083.10^{-4}$

  Descarga ———————— = $0,1093.10^{-4}$

- Espessuras das Palhetas [m]

  Sucção ———————— = $0,2080.10^{-3}$

  Descarga ———————— = $0,1570.10^{-3}$

- Alturas dos Batentes [m]

  Sucção ———————— = $0,550.10^{-3}$

  Descarga ———————— = $0,540.10^{-3}$

- Comprimentos Geométricos dos Gargalos [m]

  LG1S ———————— = $0,295.10^{-1}$

  LG2S ———————— = $0,306.10^{-1}$

  LG3S ———————— = $0,337.10^{-1}$

  LG4S ———————— = $0,280.10^{-1}$

  LG1D ———————— = $0,226.10^{-1}$

  LG2D ———————— = $0,350.10^{-1}$

- Diâmetros dos Gargalos [m]

| | |
|---|---|
| D1S | $= 0,720.10^{-2}$ |
| D2S | $= 0,550.10^{-2}$ |
| D3S | $= 0,520.10^{-2}$ |
| D4S | $= 0,360.10^{-2}$ |
| D1D | $= 0,360.10^{-2}$ |
| D2D | $= 0,155.10^{-2}$ |
| D3D | $= 0,200.10^{-2}$ |

- Volumes das Câmaras [m³]

| | |
|---|---|
| VO1S | $= 0,190.10^{-5}$ |
| VO2S | $= 0,790.10^{-5}$ |
| VO3S | $= 0,760.10^{-5}$ |
| VO1D | $= 0,320.10^{-5}$ |
| VO2D | $= 0,830.10^{-5}$ |
| VO3D | $= 0,790.10^{-5}$ |

- Excentricidade do Eixo-Motor [m] ——— $= 0,787.10^{-2}$
- Diâmetro do Pistão [m] ——— $= 0,210.10^{-1}$
- Raio do Cilindro [m] ——— $= 0,105055.10^{-1}$
- Comprimento de Contato Inicial [m] ——— $= 0,200.10^{-1}$
- Volume Morto [m³] ——— $= 0,143.10^{-6}$
- Frequência de Rotação do Eixo-Motor [Hz] ——— = 58,47

Os dados relativos ao óleo lubrificante e ao R-12, utilizado como fluido de trabalho, são:

- Viscosidade do Óleo [N.s/m²] ——— $= 0,388.10^{-2}$
- Viscosidade do R-12 [N.s/m²] ——— $= 0,166.10^{-4}$
- Constante do R-12 [N.m/kg.K] ——— = 68,75
- Coeficiente Adiabático $(C_p/C_v)$ ——— = 1,134

As condições de funcionamento do compressor durante os ensaios de laboratório foram:

- Temperatura de Condensação [K] ———————— = 327,6
- Temperatura de Vaporização [K] ———————— = 349,8
- Temperatura de Subresfriamento [K] —————— = 305,2
- Temperatura de Superaquecimento [K] ————— = 305,2
- Pressão na Linha de Sucção [Pa] ——————— = $0,1323.10^6$
- Pressão na Linha de Descarga [Pa] —————— = $0,1349.10^7$
- Temperatura na Linha de Sucção [K] —————— = 305,2
- Temperatura na Linha de Descarga [K] ————— = 363,2
- Diferença de Entalpia no Evaporador [J/kg] —— = $0,1442.10^6$

Para a execução do programa computacional, são necessários:

- Tamanho do Passo Runge-Kutta [rad] —————— = 0,001
- Ângulo de Simulação Máximo [rad] ——————— = 16,50

As condições iniciais são as seguintes:

- Pressão Dentro do Cilindro [Pa] ———————— = $0,1323.10^6$
- Temperatura Dentro do Cilindro [K] —————— = 392,2
- Ângulo do Eixo-Motor [rad] ————————— = 0,0

São, ainda, dados para a solução do modelo:

- Densidade do Material das Palhetas [kg/m³] —— = $0,780.10^4$
- Rendimento do Motor Elétrico [%] ——————— = 75,0
- Perda de Potência nos Mancais [W] ——————— = 11,6

Por último, o índice politrópico médio (n), obtido através do diagrama P-V em coordenadas logarítmicas, para o compressor padrão, foi 1,10.

### 4.2.2. Variáveis de Saída

Ao final de cada passo de integração, podem ser obtidas as seguintes variáveis de funcionamento do compressor:

- Ângulo do eixo-motor e volume do cilindro
- Pressão e temperatura dentro do cilindro
- Flutuações de pressão nas cavidades de sucção e descarga
- Pressões nas cavidades de sucção e descarga
- Taxas de fluxo em massa através das válvulas
- Taxa de fluxo em massa vazada
- Massa acumulada na admissão e na descarga
- Massa vazada acumulada
- Deslocamentos e velocidades dos elementos de área das palhetas
- Deslocamentos e velocidades dos tampões de fluido localizados nos gargalos.

No final de cada ciclo completo do compressor podem, ainda, ser obtidos os parâmetros:

- Massas totais de refluxo através das válvulas
- Potência específica entregue ao gás pelo pistão
- Potência consumida pelo motor elétrico
- Potência disponível no eixo-motor
- Potência indicada
- Potência efetiva
- Potência teórica.

Definidas as condições ideais de funcionamento do compressor, podem ser determinadas as seguintes perdas e eficiências:

Perdas de Potência:

- Perda no motor elétrico

- Perda mecânica total
- Perda no atrito pistão/cilindro
- Perda no sistema de sucção
- Perda no sistema de descarga
- Perda durante a sucção e compressão.

Perdas no fluxo de massa:

- Perda por aquecimento na sucção
- Perda por refluxo na sucção
- Perda por refluxo na descarga
- Perda devida ao volume morto
- Perda devida ao vazamento
- Perda devida à resistência ao escoamento.

Eficiências:

- Eficiência do motor elétrico
- Eficiência mecânica
- Eficiência termodinâmica
- Eficiência de energia
- Eficiência do fluxo de massa
- Eficiência de performance
- EER (Relação de Eficiência Energética).

## 4.3. PROGRAMA PRINCIPAL

No início do programa o pistão encontra-se em seu ponto morto inferior. Ambas as válvulas estão fechadas e as condições do vapor dentro do cilindro são idênticas àquelas verificadas na câmara de sucção.

De acordo com o fluxograma da Figura 18, após a lei

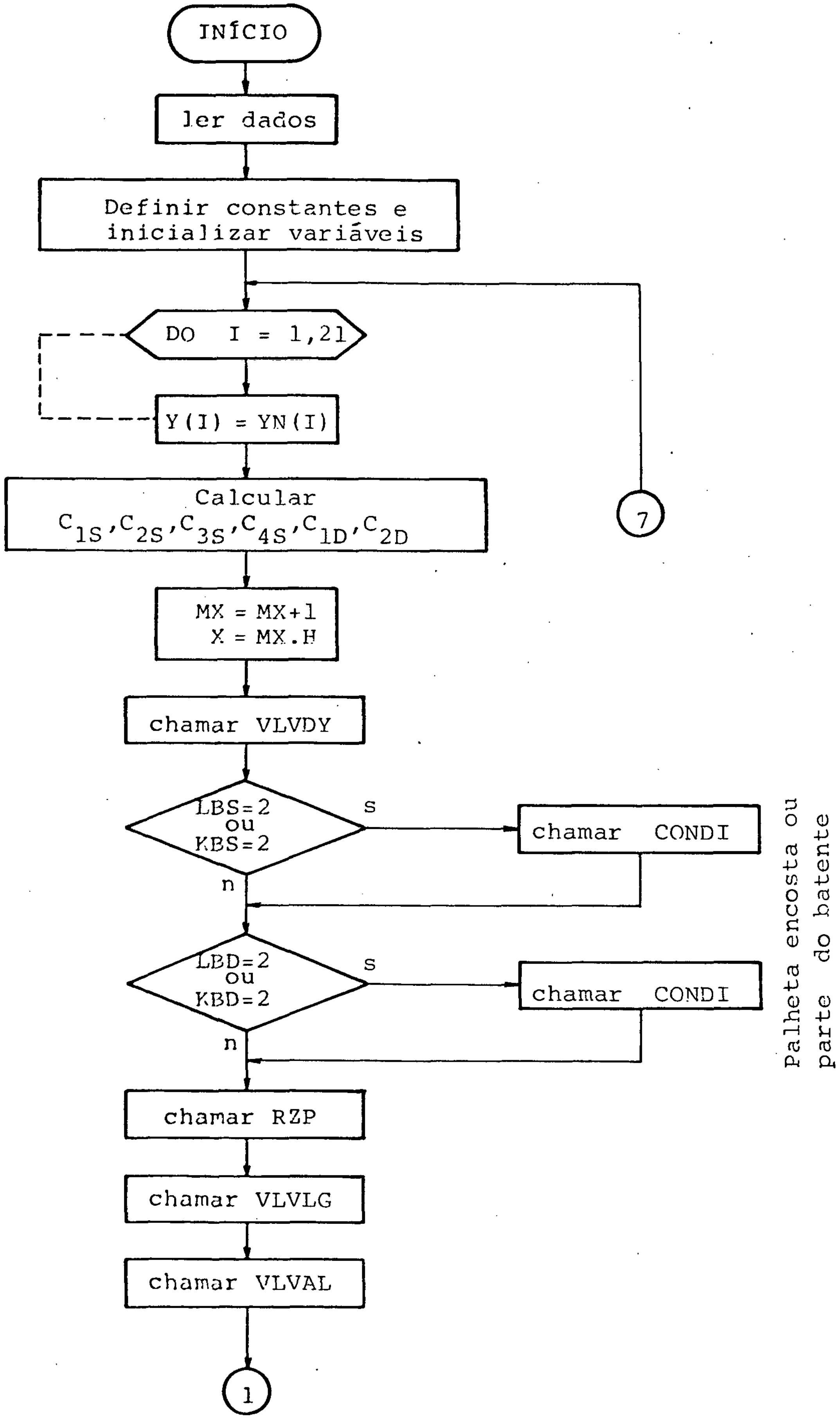



Figura 18 - Programa principal

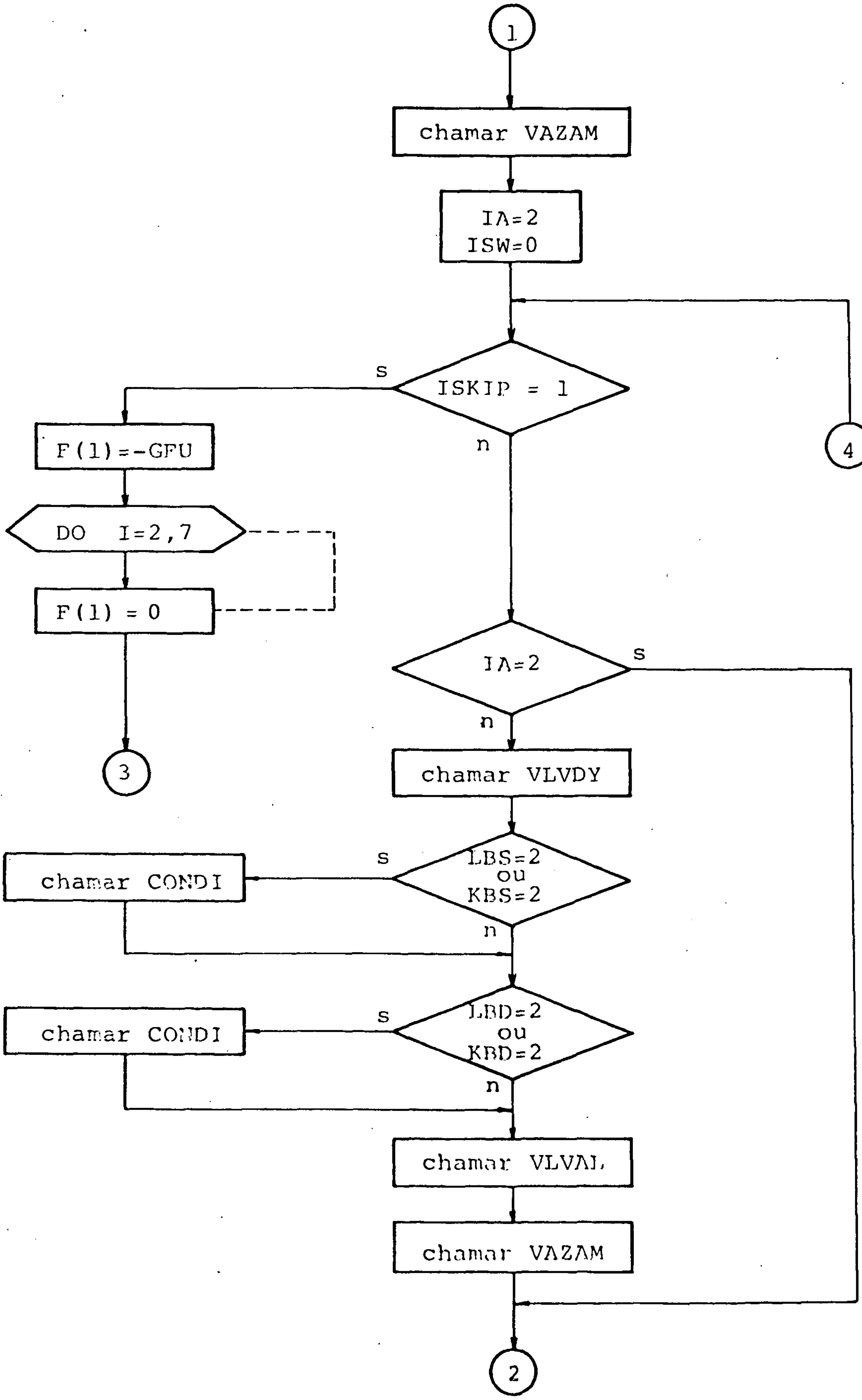



Figura 18 - Programa principal (continuação)

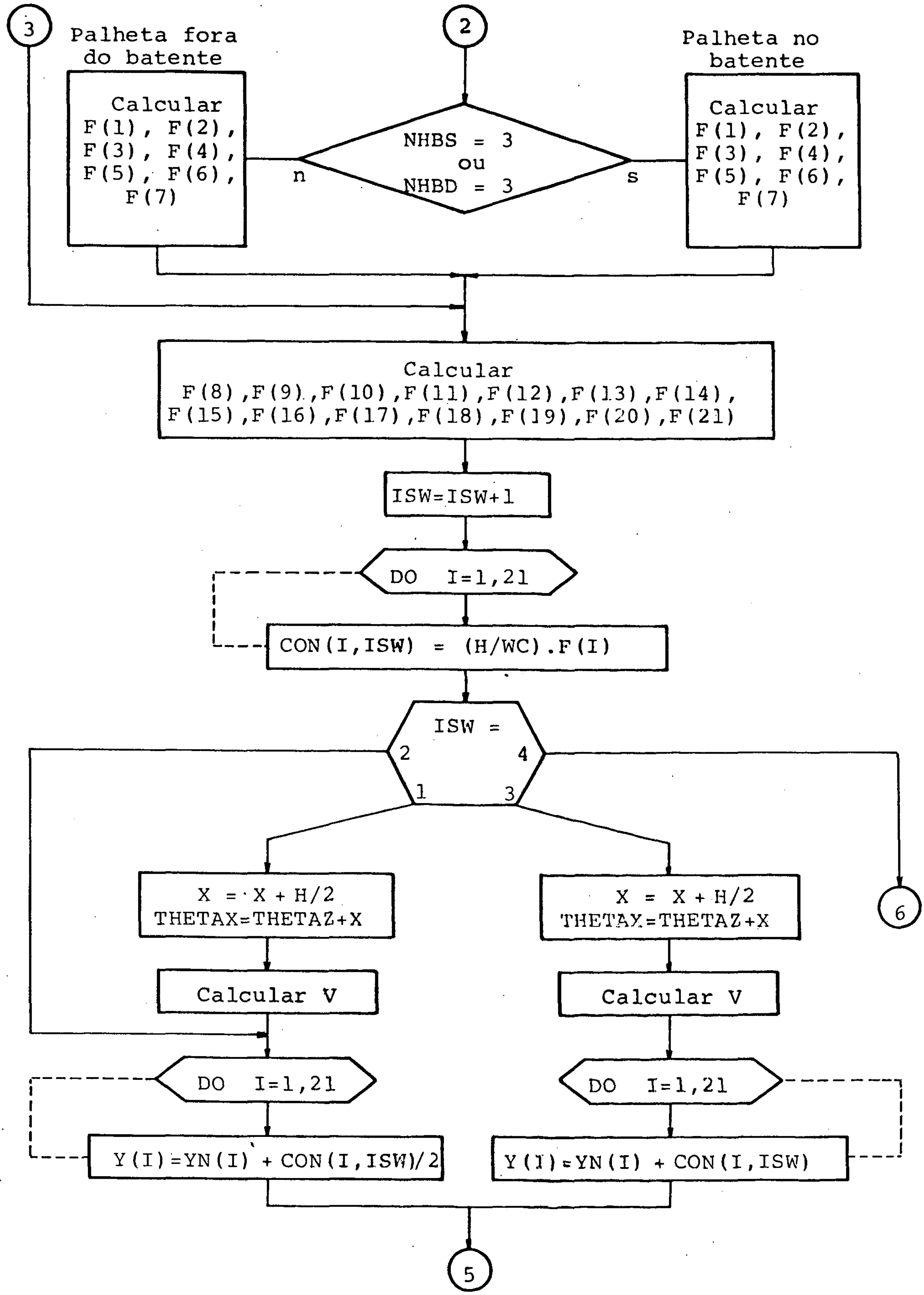



Figura 18 - Programa principal (continuação)

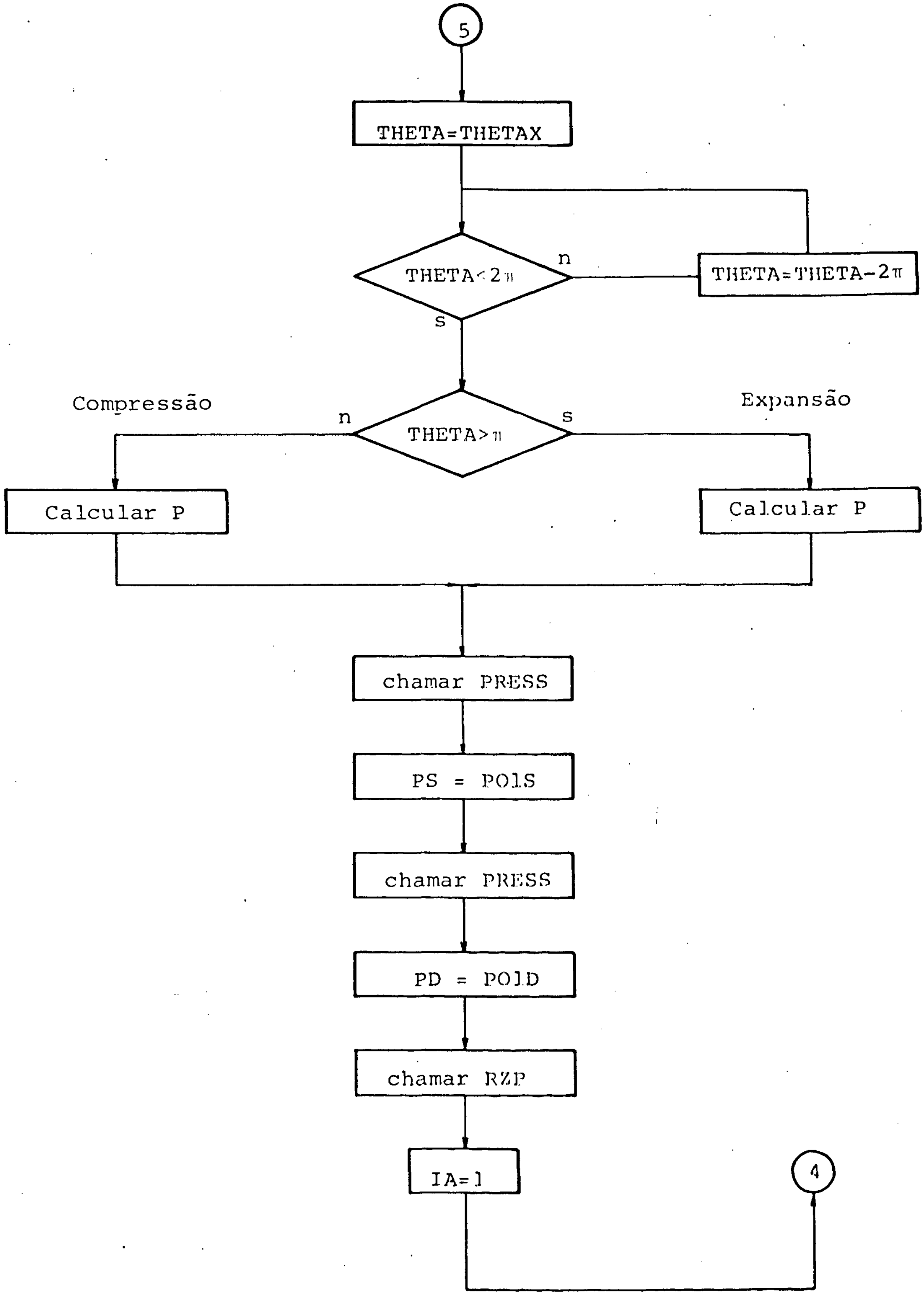



Figura 18 - Programa principal (continuação)

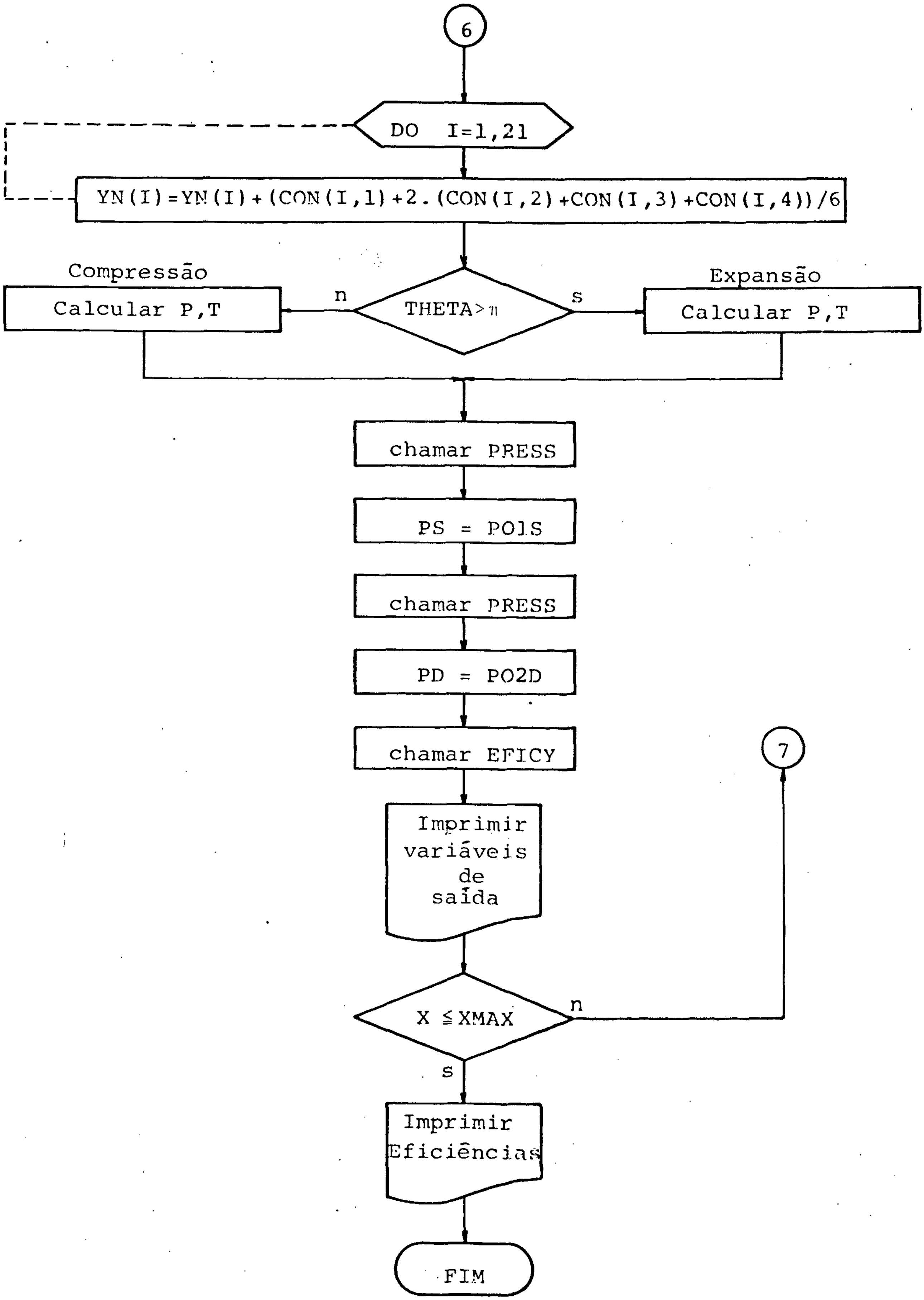



Figura 18 - Programa principal (continuação)

tura dos dados de entrada, são definidos os valores das constantes e inicializadas as variáveis.

As variáveis do sistema de equações são redefinidas logo no início do procedimento de Runge-Kutta, através da operação Y(I) = YN(I), onde:

YN(1) = $m$ - massa no cilindro

YN(2) = $m_{vd}$ - massa liberada

YN(3) = $\dot{q}_s$ - velocidade do 1º modo da sucção

YN(4) = $q_s$ - deslocamento do 1º modo da sucção

YN(5) = $\dot{q}_d$ - velocidade do 1º modo da descarga

YN(6) = $q_d$ - deslocamento do 1º modo da descarga

YN(7) = $m_{vs}$ - massa admitida

YN(8) = $m_{fu}$ - massa vazada

YN(9) = $\dot{\varepsilon}_{1s}$ - velocidade do tampão no gargalo 1s

YN(10)= $\varepsilon_{1s}$ - deslocamento do tampão no gargalo 1s

YN(11)= $\dot{\varepsilon}_{2s}$ - velocidade do tampão no gargalo 2s

YN(12)= $\varepsilon_{2s}$ - deslocamento do tampão no gargalo 2s

YN(13)= $\dot{\varepsilon}_{3s}$ - velocidade do tampão no gargalo 3s

YN(14)= $\varepsilon_{3s}$ - deslocamento do tampão no gargalo 3s

YN(15)= $\dot{\varepsilon}_{4s}$ - velocidade do tampão no gargalo 4s

YN(16)= $\varepsilon_{4s}$ - deslocamento do tampão no gargalo 4s

YN(17)= $\dot{\varepsilon}_{1d}$ - velocidade do tampão no gargalo 1d

YN(18)= $\varepsilon_{1d}$ - deslocamento do tampão no gargalo 1d

YN(19)= $\dot{\varepsilon}_{2d}$ - velocidade do tampão no gargalo 2d

YN(20)= $\varepsilon_{2d}$ - deslocamento do tampão no gargalo 2d

YN(21)= $\varepsilon_{3d}$ - deslocamento do tampão no tubo terminal semi-infinito.

Em seguida, são calculados os valores instantâneos dos coeficientes de amortecimento do refrigerante no interior dos gargalos, através das expressões:

$$C1S = 8.\pi.VISC.D1S.(1 + LG1S/D1S + 0,7.Y(9)^{1,7}) \quad (4.1)$$

$$C2S = 8.\pi.VISC.D2S.(1 + LG2S/D2S + 0,7.Y(11)^{1,7}) \quad (4.2)$$

$$C3S = 8.\pi.VISC.D3S.(1 + LG3S/D3S + 0,7.Y(13)^{1,7}) \quad (4.3)$$

$$C4S = 8.\pi.VISC.D4S.(1 + LG4S/D4S + 0,7.Y(15)^{1,7}) \quad (4.4)$$

$$C1D = 8.\pi.VISC.D1D.(1 + LG1D/D1D + 0,7.Y(17)^{1,7}) \quad (4.5)$$

$$C2D = 8.\pi.VISC.D2D.(1 + LG2D/D2D + 0,7.Y(19)^{1,7}) \quad (4.6)$$

obtidas a partir da equação (2.95).

Na sequência, uma série de subrotinas associadas ao modelo de simulação, determinam os deslocamentos e a força efetiva sobre as palhetas das válvulas, bem como as razões de pressão e as características do escoamento através da válvulas.

Quando ambas as válvulas encontram-se fechadas, não é necessário que sejam resolvidas as equações que descrevem o comportamento dinâmico das válvulas, nem as que fornecem as taxas de fluxo em massa através de seus orifícios.

Por outro lado, se existe escoamento em uma das válvulas, o programa deve identificar se a palheta toca ou não o batente e, a partir daí, decidir qual sistema de equações deve ser utilizado naquele instante - uma vez que os coeficientes utilizados nas equações dinâmicas são distintos para cada um dos casos.

Como foi visto anteriormente, o modelo de simulação envolve várias equações diferenciais de 1ª e de 2ª ordem. A técnica de Runge-Kutta, entretanto, manipula apenas equações de 1ª or dem. Assim sendo, cada equação de 2ª ordem foi transformada em duas equações de 1ª ordem, gerando o sistema:

F(1) = DMS - DMD - GFU (4.7)

F(2) = DMD (4.8)

F(3) = SL - AS . Y(3) - BS . Y(4) (Palheta Fora do Batente)
ou (4.9)
F(3) = SL - ASB . Y(3) - BBS . Y(4) (Palheta no Batente)

F(4) = Y(3) (4.10)

F(5) = DL - AD . Y(5) - BD . Y(6) (Palheta Fora do Batente)
ou (4.11)
F(5) = DL - ADB . Y(5) - BBD . Y(6) (Palheta no Batente)

F(6) = Y(5) (4.12)

F(7) = DMS (4.13)

F(8) = GFU (4.14)

F(9) = (COSS²/(RHOSS.L1S.VO1S)).Y(7) -
- (COSS².A1S/(L1S.VO1S)).(1+VO1S/VO2S).Y(10) +
+ (COSS².A2S/(L1S.VO2S)).Y(12) +
+ (COSS².A4S/(L1S.VO2S)).Y(16) -
- (C1S/(RHOSS.L1S.A1S)).Y(9) (4.15)

F(10) = Y(9) (4.16)

$$\begin{aligned} F(11) = {} & (COSS^2.A1S/(L2S.VO2S)).Y(10) - \\ & - (COSS^2.A2S/(L2S.VO2S)).(1+VO2S/VO3S).Y(12) + \\ & + (COSS^2.A3S/(L2S.VO3S)).Y(14) - \\ & - (COSS^2.A4S/(L2S.VO2S)).Y(16) - \\ & - (C2S/(RHOSS.L2S.A2S)).Y(11) \end{aligned} \tag{4.17}$$

$$F(12) = Y(11) \tag{4.18}$$

$$\begin{aligned} F(13) = {} & (COSS^2.A2S/(L3S.VO3S)).Y(12) - \\ & - (COSS^2.A3S/(L3S.VO3S)).Y(14) - \\ & - (C3S/(RHOSS.L3S.A3S)).Y(13) \end{aligned} \tag{4.19}$$

$$F(14) = Y(13) \tag{4.20}$$

$$\begin{aligned} F(15) = {} & (COSS^2.A1S/(L4S.VO2S)).Y(10) - \\ & - (COSS^2.A2S/(L4S.VO2S)).Y(12) - \\ & - (COSS^2.A4S/(L4S.VO2S)).Y(16) - \\ & - (C4S/(RHOSS.L4S.A4S)).Y(15) \end{aligned} \tag{4.21}$$

$$F(16) = Y(15) \tag{4.22}$$

$$\begin{aligned} F(17) = {} & (CODD^2/(RHODD.L1D.VO1D)).Y(2) - \\ & - (CODD^2.A1D/(L1D.VO1D)).(1+VO1D/VO2D).Y(18) + \\ & + (CODD^2.A2D/(L1D.VO2D)).Y(20) - \\ & - (C1D/(RHODD.L1D.A1D)).Y(17) \end{aligned} \tag{4.23}$$

$$F(18) = Y(17) \tag{4.24}$$

$$F(19) = (CODD^2.A1D/(L2D.VO2D)).Y(18) - (CODD^2.A2D/(L2D.VO2D)).(1+VO2D/VO3D).Y(20) + (CODD^2.A3D/(L2D.VO3D)).Y(21) - (C2D/(RHODD.L2D.A2D)).Y(19) \quad (4.25)$$

$$F(20) = Y(19) \quad (4.26)$$

$$F(21) = (CODD^2.A2D/VO3D).Y(20) - (CODD.A3D/VO3D).Y(21) \quad (4.27)$$

onde as variáveis DMS e DMD, obtidas diretamente das equações (2.16) e (2.18), fornecem as taxas de fluxo em massa nas válvulas de sucção e descarga, respectivamente. O termo GFU, por sua vez, representa a fuga de refrigerante através da folga radial pistão/cilindro.

À luz da metodologia apresentada no Apêndice C, para a aplicação da técnica de Runge-Kutta, é possível relacionar cada equação acima descrita com aquelas desenvolvidas anteriormente no Capítulo 2.

Conforme estabelece o procedimento de Runge-Kutta, as variáveis Y(I) do sistema de equações são reavaliadas intermediariamente, ao longo de cada passo de integração, antes que os valores finais das funções F(I), num dado ponto, sejam obtidos.

Ao final de cada passo, o programa avalia as condições termodinâmicas dentro do cilindro, determina as flutuações de pressão no interior das cavidades de sucção e descarga, coleta informações para a análise de desempenho e imprime as variáveis de saída escolhidas previamente.

Caso o ângulo máximo de simulação não tenha sido alcançado, o programa retorna ao início da rotina de Runge-Kutta e incrementa o ângulo de acionamento do eixo-motor, a fim de obter a solução referente ao passo seguinte.

Uma vez atingido o ângulo máximo, são impressos os índices relativos ao desempenho do compressor e a execução do programa é, finalmente, interrompida.

Na sequência, encontram-se listadas as principais variáveis que aparecem nos fluxogramas apresentados durante esse capítulo.

| | |
|---|---|
| MX | - Contador utilizado para incrementar o ângulo de acionamento |
| H | - Tamanho do passo no procedimento de Runge-Kutta |
| ISW | - Índice da rotina de Runge-Kutta |
| WC | - Velocidade angular do eixo-motor |
| THETAZ | - Ângulo inicial do eixo-motor |
| THETAX | - Ângulo instantâneo do eixo-motor |
| V | - Volume do cilindro |
| P | - Pressão dentro do cilindro |
| T | - Temperatura dentro do cilindro |
| PS | - Pressão de sucção e de descarga |
| PO1S,PO2S,PO3S | - Pressão nas câmaras de sucção |
| PO1D,PO2D,PO3D | - Pressão nas câmaras de descarga |
| P1S,P2S,P3S | - Flutuação de pressão nas câmaras de sucção |
| P1D,P2D,P3D | - Flutuação de pressão nas câmaras de descarga |
| XMAX | - Ângulo máximo de simulação |
| LS,LD,L | - Número de elementos de área da palheta |
| KS,KD,K | - Número de elementos de área dos orifícios |
| WS(J),WD(J),WW(J) | - Deslocamento do elemento (J) da palheta |
| WAA(J) | - Deslocamento estendido do elemento (J) da palheta encostada no batente |

| | | |
|---|---|---|
| GW(J) | | - Deslocamento do elemento (J) da palheta no instante de contato com o batente |
| Z,ZTC,Q | | - Fator de participação modal do deslocamento |
| B(I) | | - Força efetiva sobre o elemento (I) da palheta |
| F | | - Força total sobre a palheta |
| HB | | - Altura do batente |
| RS,RD | | - Razão de pressão para escoamento normal através da válvula |
| RSI,RDI | | - Razão de pressão para refluxo através da válvula |
| RC | | - Razão de pressão para escoamento crítico através da válvula |
| PUS,PUD | | - Pressão à montante do escoamento |
| TUS,TUD | | - Temperatura ã montante do escoamento |
| AV | | - Área efetiva de fluxo |
| VPIS | | - Velocidade do pistão |
| COPC | | - Comprimento de contato pistão/cilindro |
| VZ | | - Velocidade média de escape do vapor |
| LBS,LBD,LB | = 2 | → Palheta acaba de encostar no batente |
| KBS,KBD,KB | = 2 | → Palheta acaba de partir do batente |
| JBS,JBD,JB | = 2 | → Palheta no batente com velocidade negativa |
| NHBS,NHBD,NHB | = 1 | → Palheta fora do batente |
| ISF,ISD | = 1 | → Não existe escoamento |
| ISF,IDF | = 2 | → Escoamento normal |
| ISF,IDF | = 3 | → Escoamento normal crítico |
| ISF,IDF | = 4 | → Refluxo |
| ISF,IDF | = 5 | → Refluxo crítico |
| IA | = 1 | → Reavaliação de variáveis no meio do passo |
| ISKIP | = 1 | → Ambas as válvulas estão fechadas. |

## 4.4. SUBROTINAS ASSOCIADAS À SOLUÇÃO DO MODELO

### 4.4.1. Subrotina VLVDY

a) Características:

A subrotina VLVDY, cujo fluxograma encontra-se representado na Figura 19, compara a pressão do vapor dentro do cilindro com as pressões instantâneas nas câmaras de sucção e descarga. A partir dessa comparação, estabelece a existência de escoamento normal ou reverso através das válvulas e chama a subrotina FOSUM, fornecendo-lhe os dados de entrada correspondentes.

Em seguida verifica, para cada uma das válvulas individualmente, se todos os elementos de área da palheta apresentam deslocamentos estritamente positivos. Caso isso não ocorra, todos os deslocamentos da respectiva palheta são, naquele instante, igualados a zero.

b) Variáveis de Entrada:

Ângulo de acionamento do eixo-motor, espessuras e densidade do material das palhetas, número de áreas elementares das palhetas e dos orifícios, áreas totais e elementares das palhetas e dos orifícios, altura dos batentes das válvulas, pressões no cilindro e nas câmaras de sucção e descarga, curvas de áreas efetivas de força, modos normais e frequências naturais de vibração, fatores de fabricação modal do deslocamento.

c) Variáveis de Saída:

Deslocamentos das palhetas de sucção e descarga, for

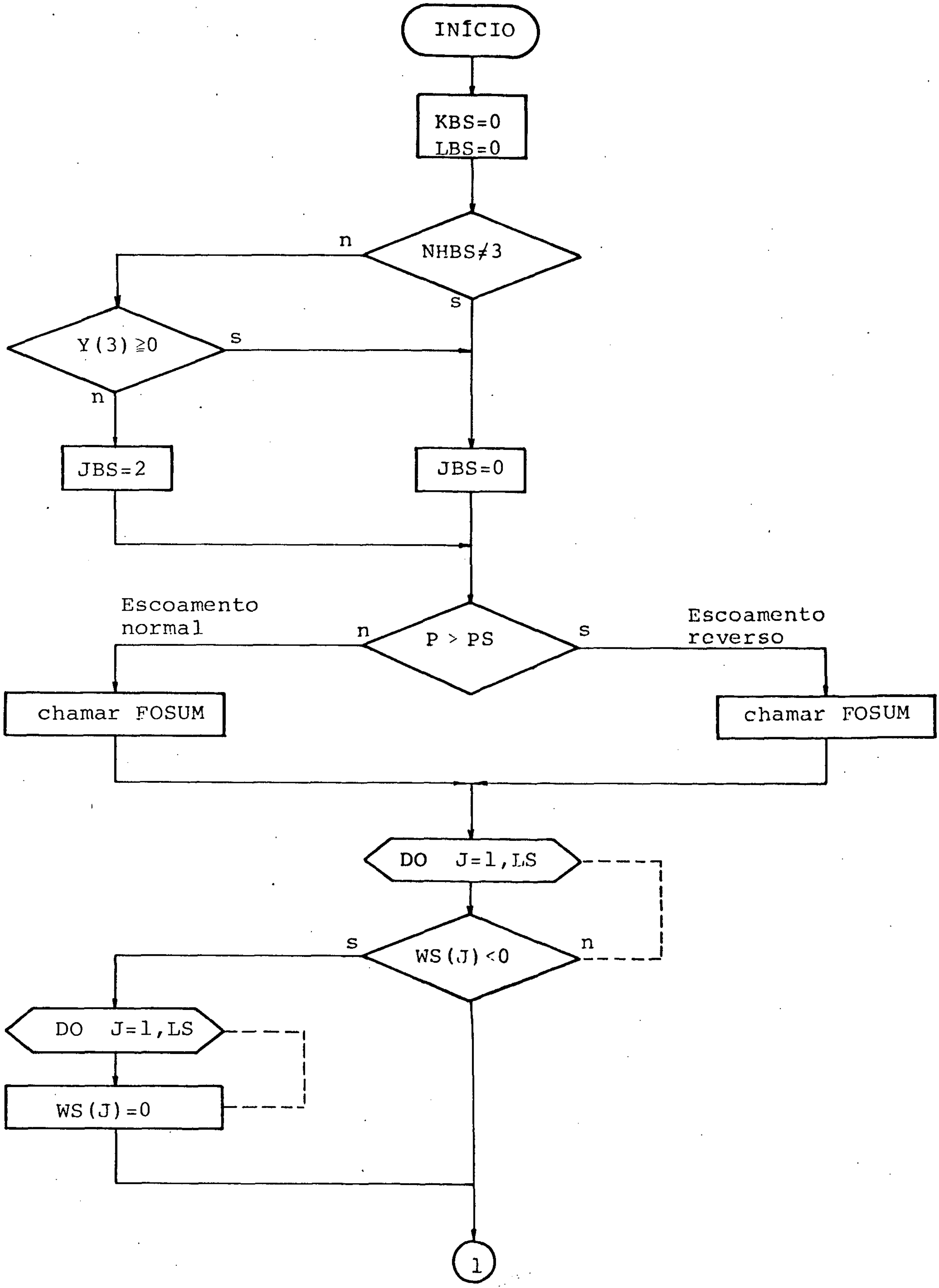



Figura 19 - Subrotina VLVDY

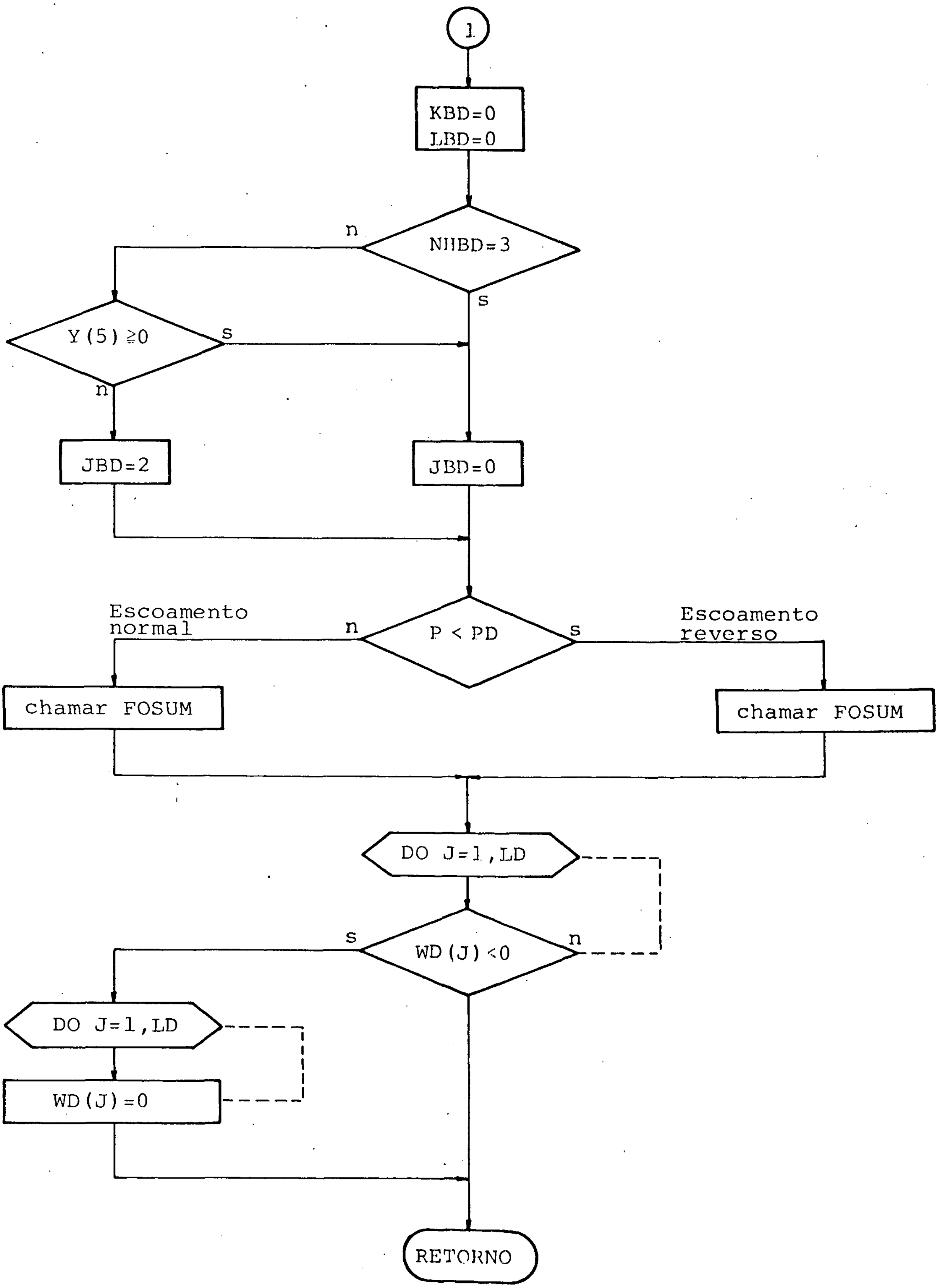



Figura 19 - Subrotina VLVDY (continuação) ça efetiva sobre as palhetas, indicação se as palhetas encostam ou partem dos batentes.

### 4.4.2. Subrotina FOSUM

a) Características:

A subrotina FOSUM, ilustrada na Figura 20, é chamada por VLVDY e determina - ora para a válvula de sucção, ora para a de descarga - as deflexões e a força efetiva sobre a respectiva palheta.

Quando não houver escoamento através da válvula, FOSUM verifica o sinal da força efetiva sobre a palheta. Caso seja negativo, significa que a válvula está sendo forçada contra o assento e nenhuma força atua no sentido de promover sua abertura. Se, por outro lado, o sinal for positivo, com certeza a palheta deixará seu assento no próximo passo de integração.

FOSUM indica, ainda, quando alguma válvula encosta ou parte do batente.

b) Variáveis de Entrada:

Basicamente as mesmas fornecidas à subrotina VLVDY.

c) Variáveis de Saída

Basicamente as mesmas fornecidas pela subrotina VLVDY.

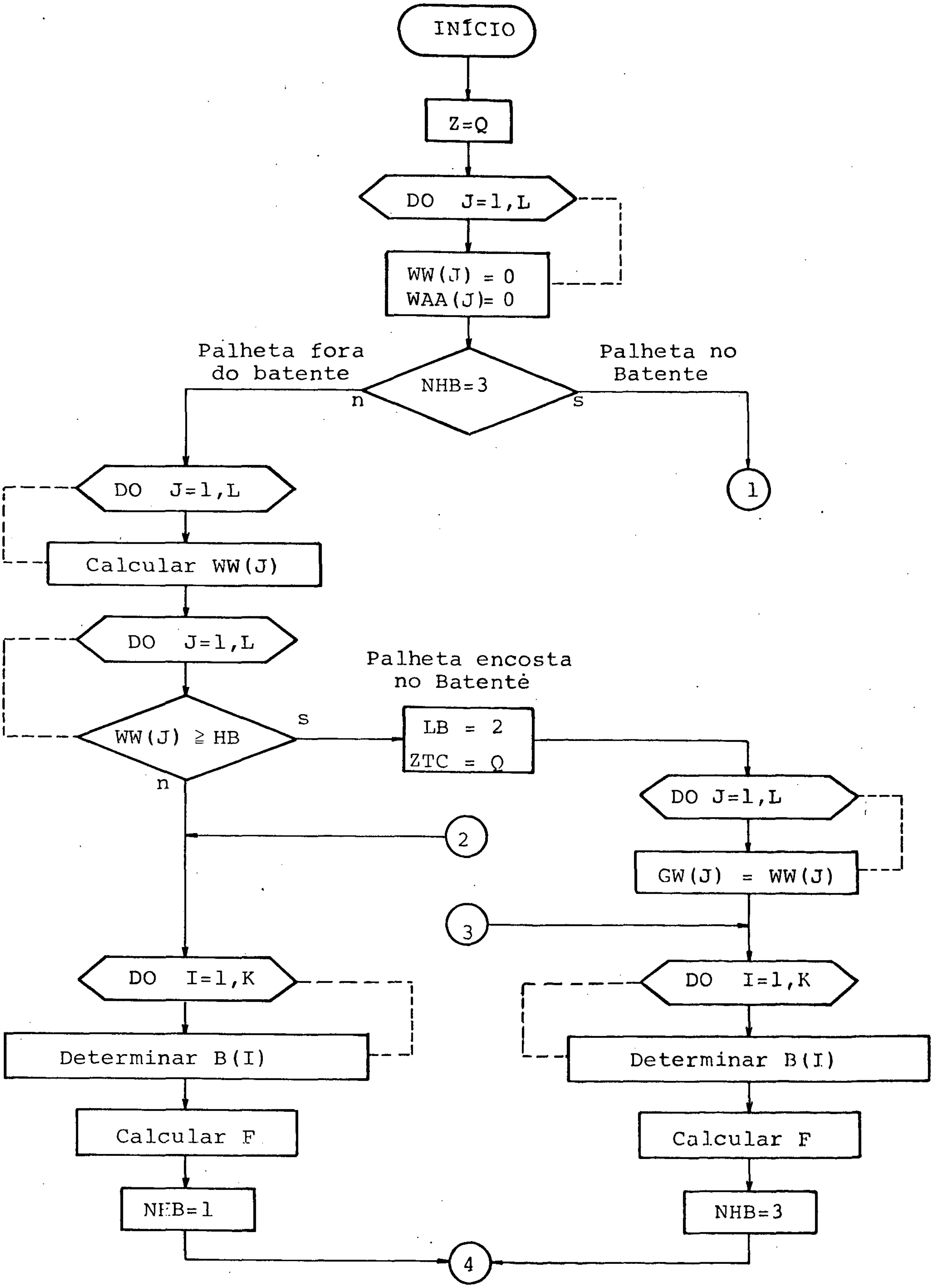



Figura 20 - Subrotina FOSUM

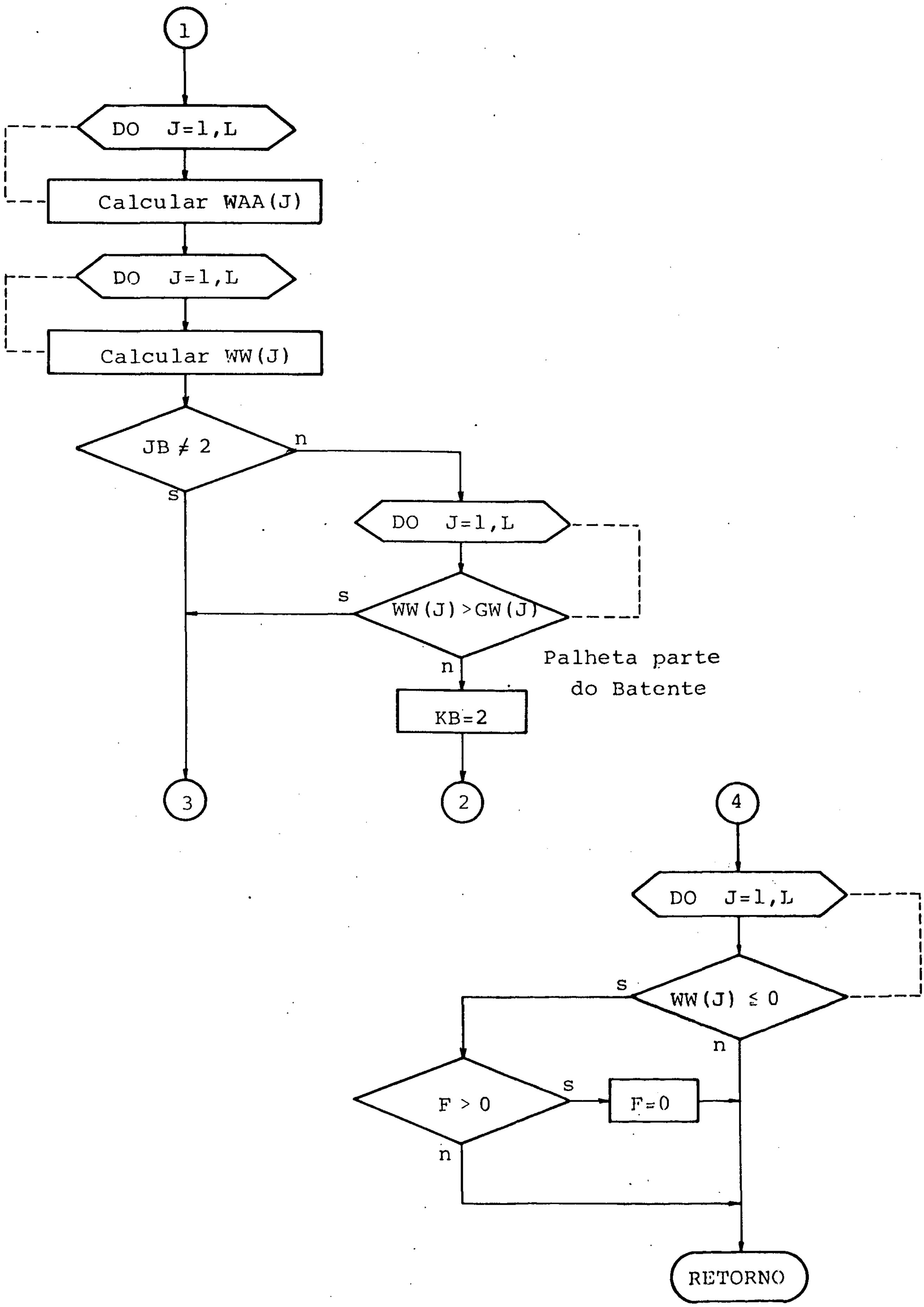



Figura 20 - Subrotina FOSUM (continuação)

### 4.4.3. Subrotina CONDI

a) Características:

A subrotina CONDI é chamada pelo programa principal, toda vez que alguma palheta encosta ou parte do assento, para determinar as condições iniciais das equações dinâmicas das válvulas, quais sejam, os fatores de participação modal da velocidade e do deslocamento.

A Figura 21 apresenta um fluxograma simplicado da subrotina CONDI.

b) Variáveis de Entrada:

Ângulo de acionamento do eixo-motor, número de áreas elementares das palhetas e dos orifícios, áreas elementares das palhetas, modos normais de vibração, fatores de participação modal, indicação relativa à válvula que está encostando ou partindo do batente.

c) Variáveis de Saída:

Fatores de participação modal para as novas equações dinâmicas das válvulas.

### 4.4.4. Subrotina RZP

a) Características:

Conforme observa-se na Figura 22, a subrotina RZP calcula, para escoamento normal e reverso, as razões de pressão

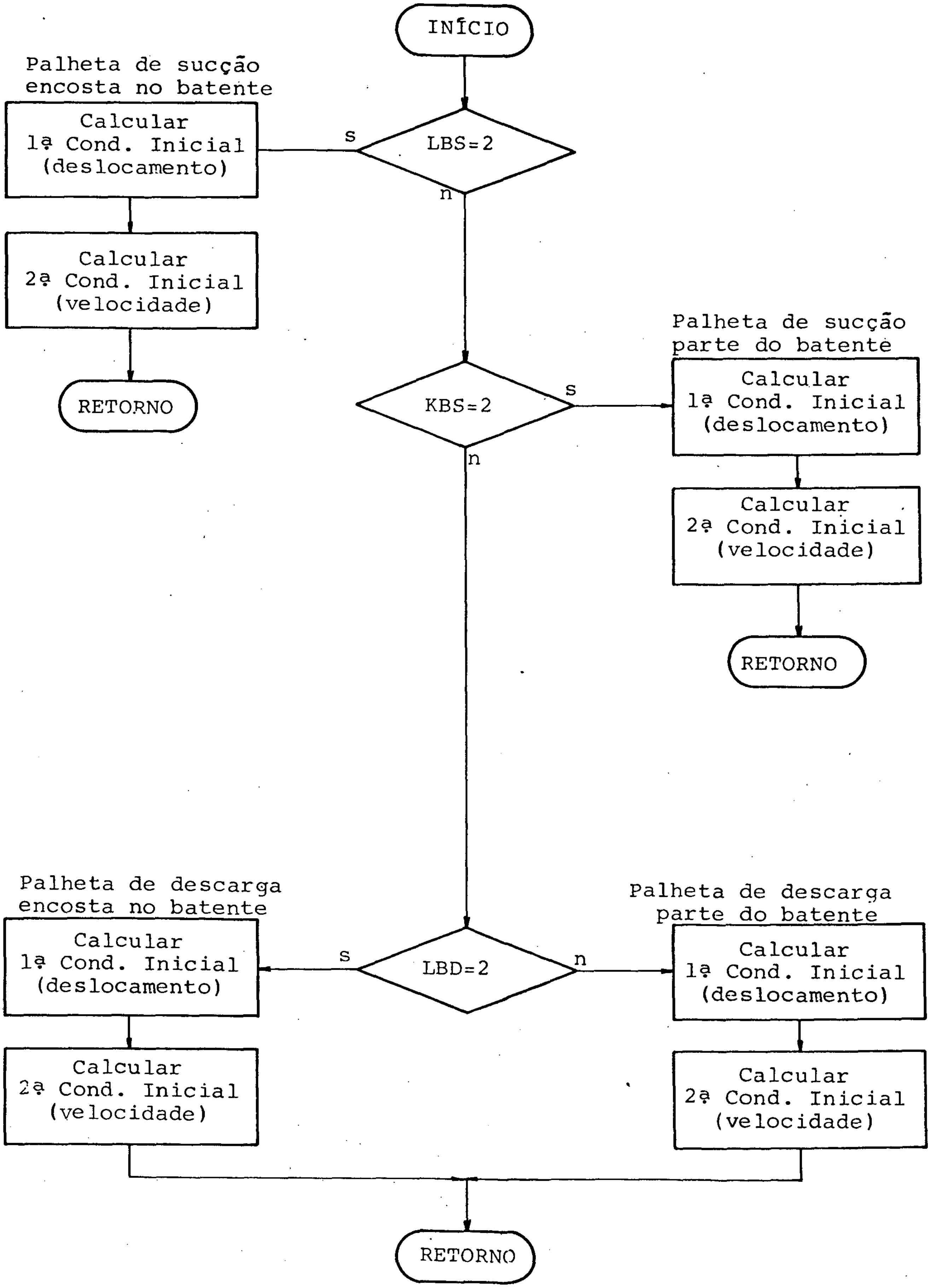



Figura 21 - Subrotina CONDI

através das válvulas.

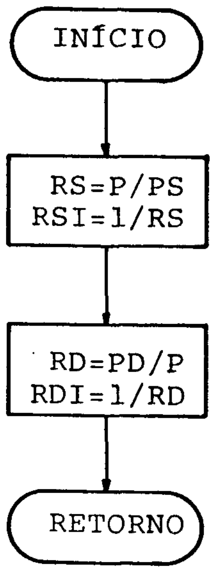



Figura 22 - Subrotina RZP

b) <u>Variáveis de Entrada:</u>

Pressão no cilindro e pressões nas câmaras de sucção e descarga.

c) <u>Variáveis de Saída:</u>

Razões de pressão nas válvulas de sucção e descarga.

4.4.5. Subrotina VLVLG

a) <u>Características:</u>

A subrotina VLVLG define o instante de abertura das válvulas mediante a comparação entre as pressões no cilindro e na câmara correspondente.

Conforme mostra a Figura 23, quando uma das válvulas já se encontra aberta, VLVLG verifica se o vapor escoa para dentro ou para fora do cilindro, determinando, ainda, se o escoamento é crítico ou subcrítico.

b) Variáveis de Entrada:

Deslocamentos das palhetas, número de áreas elementares das palhetas, pressão no cilindro, pressões nas câmaras, razões de pressão através das válvulas, razão de pressão crítica, fatores de participação modal da velocidade.

c) Variáveis de Saída:

Indicação se alguma válvula está aberta ou se ambas estão fechadas, identificação do tipo de escoamento através das válvulas.

### 4.4.6. Subrotina VLVAL

a) Características:

Aproveitando as informações fornecidas por VLVLG e FSUM, a subrotina VLVAL calcula, no início e no meio de cada passo de integração, as taxas de fluxo em massa através das válvulas.

A Figura 24 apresenta o fluxograma da subrotina VLVAL.

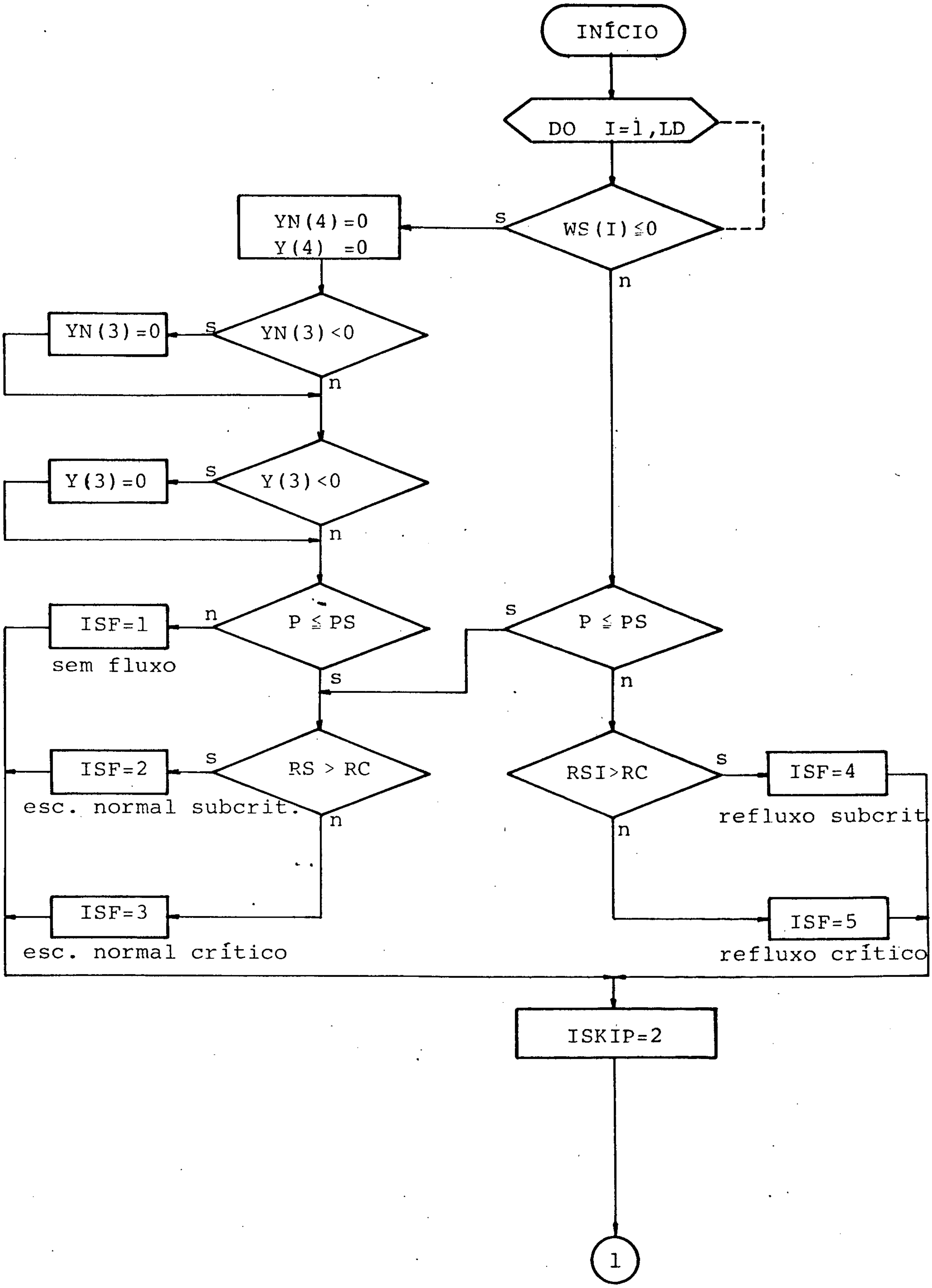



Figura 23 - Subrotina VLVLG

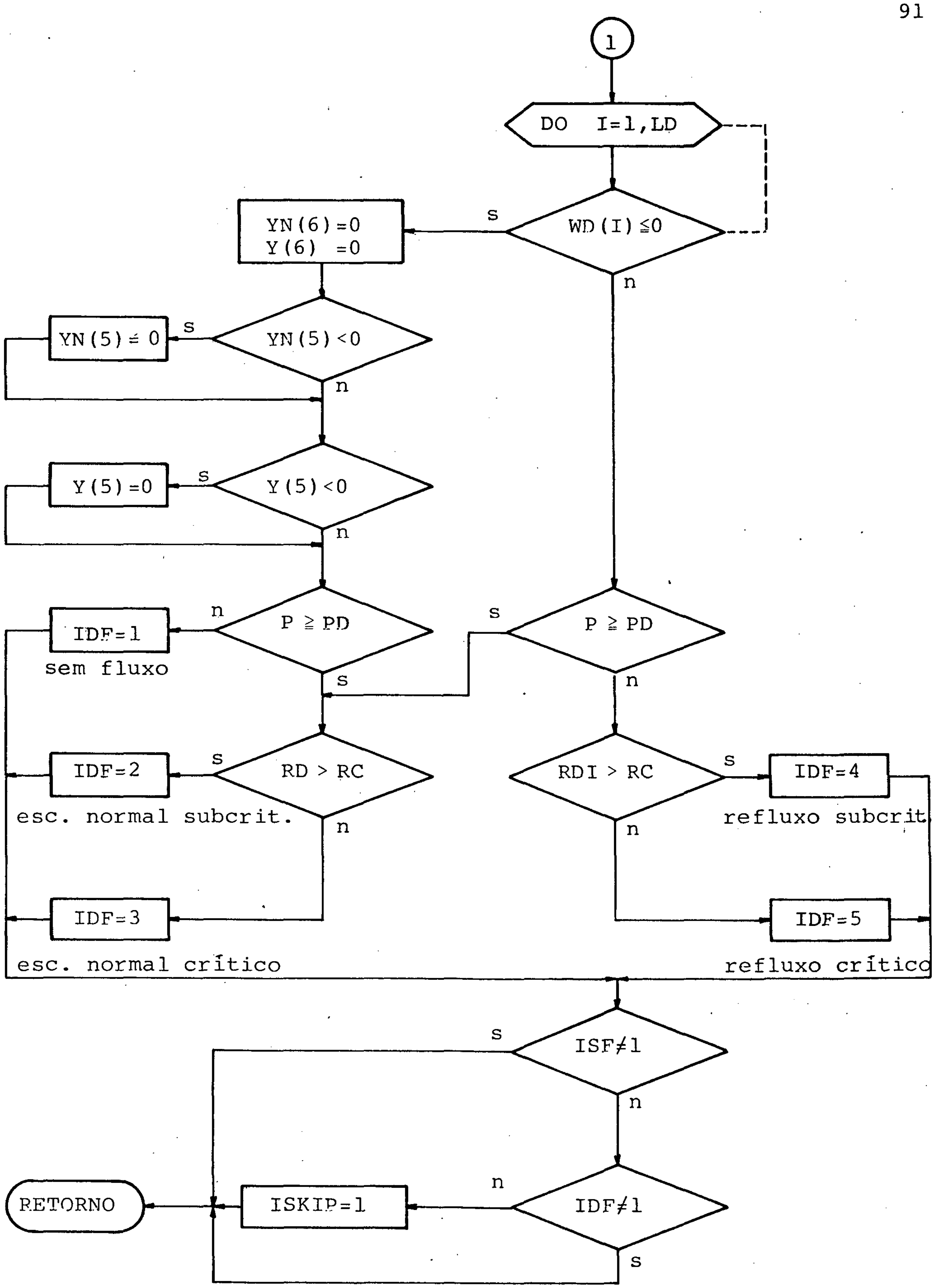



Figura 23 - Subrotina VLVLG (continuação)

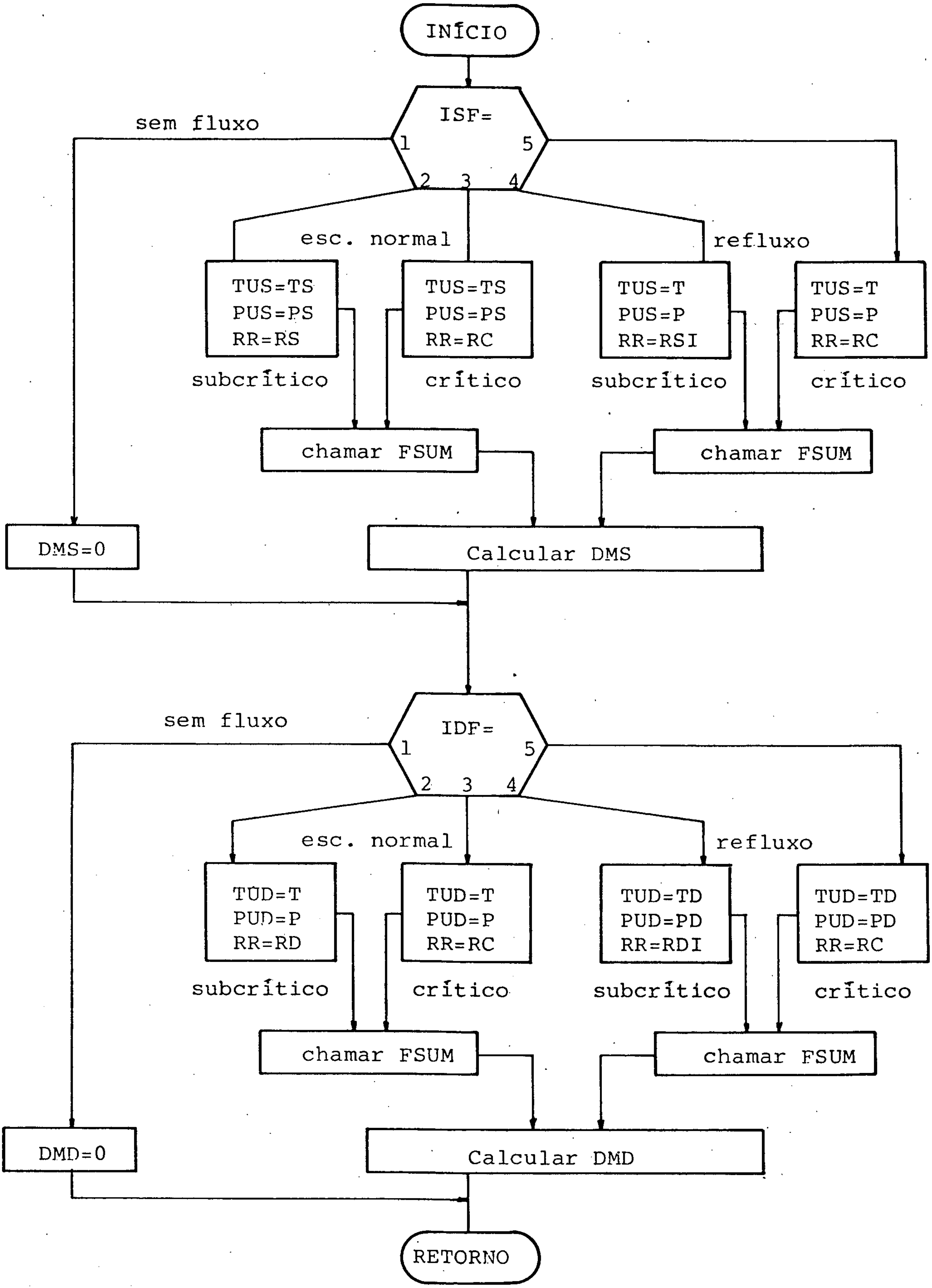



Figura 24 - Subrotina VLVAL

b) Variáveis de Entrada:

Curvas de áreas efetivas de escoamento, número de áreas elementares dos orifícios, áreas totais e elementares dos orifícios, razão de pressão crítica, pressão dentro do cilindro, pressões e temperaturas nas câmaras, deslocamentos das palhetas, relação de calores específicos e constante do refrigerante.

c) Variáveis de Saída:

Taxas instantâneas de fluxo em massa através das válvulas.

### 4.4.7. Subrotina FSUM

a) Características:

A subrotina FSUM, que aparece ilustrada na Figura 25, é chamada por VLVAL para calcular a área efetiva de escoamento, sempre que uma das válvulas estiver aberta.

b) Variáveis de Entrada:

Deslocamentos da palheta, número de áreas elementares dos orifícios, áreas elementares e área total dos orifícios, curvas de área efetiva de escoamento.

c) Variáveis de Saída:

Área efetiva de escoamento.

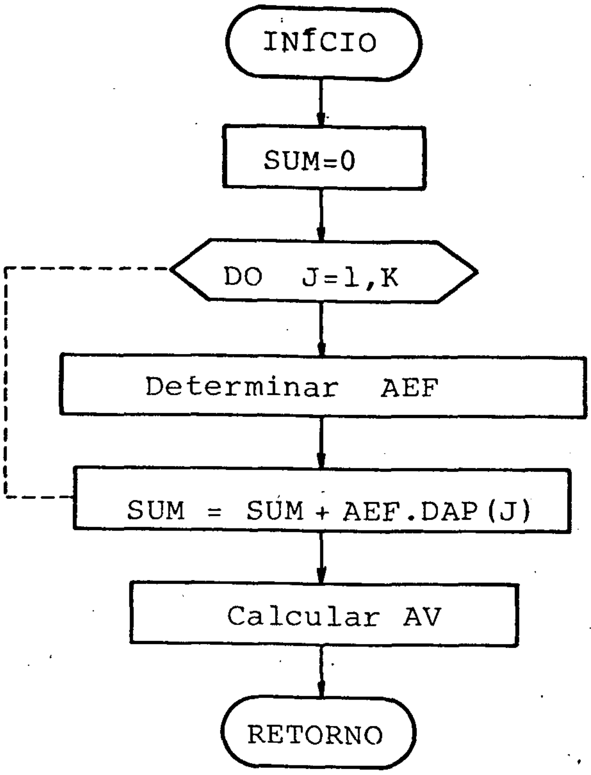



Figura 25 - Subrotina FSUM

### 4.4.8. Subrotina VAZAM

a) Características:

A subrotina VAZAM, apresentada na Figura 26, calcula a velocidade instantânea do pistão, o comprimento de contato pistão/cilindro, a velocidade média do refrigerante na folga radial pistão/cilindro e, a partir daí, determina a taxa de fluxo em massa através do espaço anular compreendido entre as paredes do pistão e do cilindro.

b) Variáveis de Entrada:

Velocidade angular do eixo-motor, raio do cilindro, relação de raios entre pistão e cilindro, excentricidade do eixo-motor, comprimento de contato inicial, viscosidade do fluido frigorífico e do óleo lubrificante, pressão no ambiente da carcaça, pressão e temperatura no interior do cilindro.

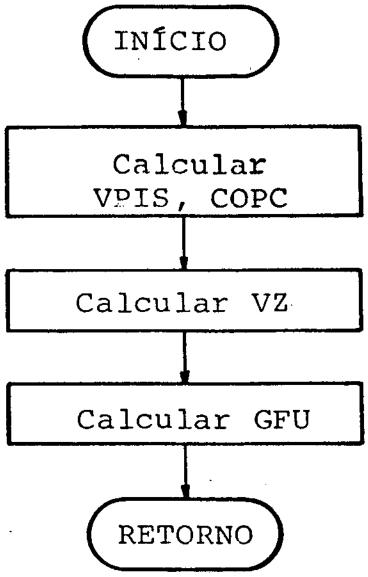



Figura 26 - Subrotina VAZAM

c) Variáveis de Saída:

Taxa de fluxo em massa vazada.

4.4.9. Subrotina PRESS

a) Características:

A subrotina PRESS, cujo fluxograma aparece representado na Figura 27, determina as flutuações de pressão e as pressões propriamente ditas, no interior das cavidades que constituem os sistemas de sucção e descarga do compressor.

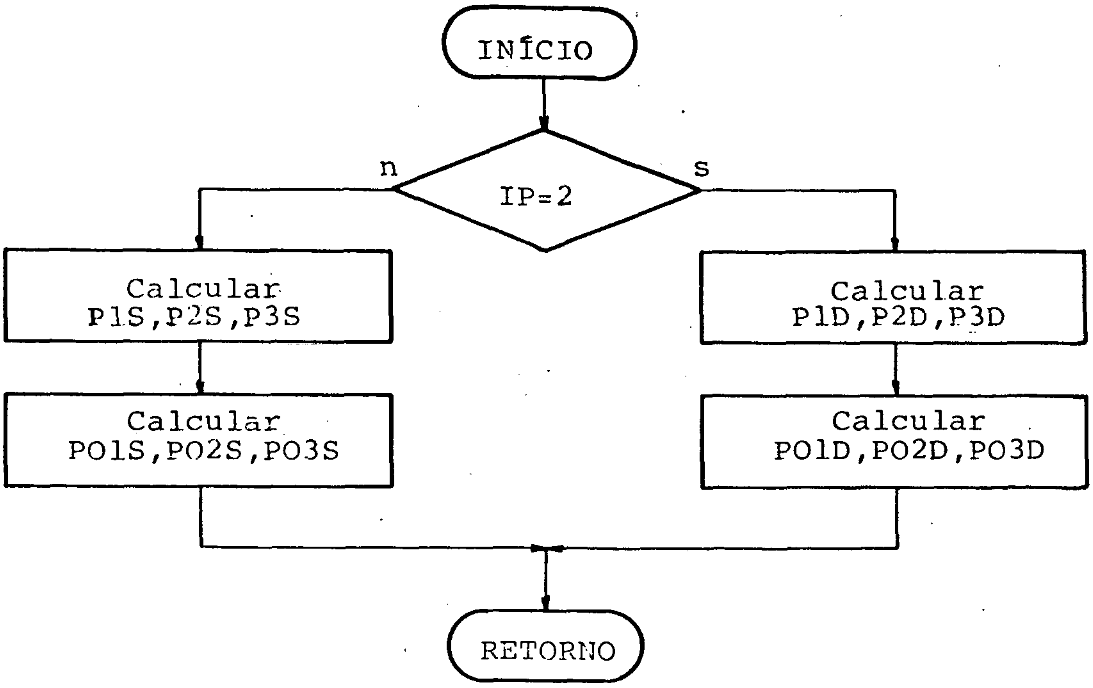



Figura 27 - Subrotina PRESS

b) <u>Variáveis de Entrada</u>:

Velocidade acústica nas câmaras, densidade do refrigerante, áreas dos gargalos, volumes das câmaras, massa admitida ou liberada, pressão nas linhas, deslocamentos dos tampões de fluido nos gargalos.

c) <u>Variáveis de Saída</u>:

Flutuações de pressão nas câmaras, pressões absolutas nas câmaras.

## 4.5. SUBROTINAS ASSOCIADAS À ANÁLISE DE DESEMPENHO

### 4.5.1. Subrotina EFICY

a) Características:

A subrotina EFICY é chamada no final de cada passo de integração para coletar os dados necessários à análise de desempenho do compressor. Ao final do segundo ciclo de operação ($9,983<\Theta<16,266$), EFICY determina as perdas de energia e no fluxo de massa e, a partir daí, estabelece os principais índices relativos à performance do conjunto motor-compressor.

b) Variáveis de Entrada:

Frequência de rotação do eixo-motor, ângulo do eixo motor, volume deslocado, volume morto, volume do cilindro, condições termodinâmicas dentro do cilindro, condições termodinâmicas nas câmaras e nas linhas de sucção e descarga, diferença de entalpia no evaporador, coeficiente adiabático, índice politrópico, constante do gás, deslocamentos das palhetas, taxas de fluxo em massa através das válvulas, massa acumulada na descarga, massa vazada, rendimento do motor elétrico, perda de potência nos mancais, perda de potência no atrito pistão/cilindro.

c) Variáveis de Saída:

Massa real e ideal liberadas, massa vazada, taxas de fluxo em massa real e ideal, refluxos totais de massa nas válvulas, trabalho específico real e ideal entregues ao gás, potências fornecidas ao motor elétrico, ao eixo de acionamento e ao gás, potência ideal entregue ao gás, perdas de potência e no fluxo de massa, índices de desempenho do compressor.

4.5.2. Subrotina WORKI

a) Características:

A subrotina WORKI é chamada por EFICY para determinar o trabalho entregue ao gás por ciclo, integrando numericamente a área do Diagrama P-V.

b) Variáveis de Entrada:

Ângulo de acionamento do eixo-motor, volume do cilindro, pressão do vapor no cilindro.

c) Variáveis de Saída:

Trabalho entregue ao gás por ciclo.

4.5.3. Subrotina WORKV

a) Características:

Toda vez que, durante o segundo ciclo de simulação, a pressão no cilindro estiver abaixo da pressão na linha de sucção ou acima da pressão na linha de descarga, a subrotina WORKV é chamada por EFICY para determinar o trabalho perdido na válvula de sucção ou descarga, conforme o caso.

b) Variáveis de Entrada:

Volume do cilindro, pressão no cilindro, pressão na câmara de sucção ou descarga, identificação relativa à válvula que está atuando naquele instante.

### 4.5.4. Subrotina BFM

a) Características:

A subrotina BFM é chamada por EFICY toda vez que houver escoamento reverso numa das válvulas do compressor. Durante o segundo ciclo de simulação, a taxa instantânea de refluxo é multiplicada pelo tempo correspondente a um passo de integração e armazenada numa variável em somatório.

b) Variáveis de Entrada:

Taxa instantânea de refluxo em massa através da válvula, identificação relativa à válvula que está atuando naquele instante.

c) Variáveis de Saída:

Massa acumulada por refluxo em cada uma das válvulas, durante o segundo ciclo de simulação.

## 4.6. SUBROTINAS ASSOCIADAS ÀS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO FLUIDO REFRIGERANTE

Em diversos pontos do programa de simulação exige-se o conhecimento das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho, dentro e fora do cilindro.

A obtenção dessas propriedades por meio de tabelas tornar-se-ia inconveniente, face à perda de precisão nas interpolações que, obviamente, se fariam necessárias.

Em vista disso, utilizou-se, nesse trabalho, um gru po de subrotinas que, através de equações de estado, fornecem as propriedades do fluido refrigerante tanto na condição de vapor superaquecido, como na região de saturação.

Essas subrotinas foram obtidas diretamente da referência [30] e podem ser utilizadas para os refrigerantes R-12, R-22 e R-502.

# 5. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

## 5.1. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS E COMPARAÇÃO COM DADOS EXPERIMENTAIS

Antes da apresentação dos resultados, propriamente dita, cabem alguns esclarecimentos preliminares:

a) Os resultados aqui apresentados referem-se ao compressor padrão operando nas condições de funcionamento estabelecidas no item 4.2.1.

b) A fim de facilitar a aquisição de dados para a análise de desempenho, considerou-se a origem do primeiro ciclo de operação do compressor, o instante correspondente a $\Theta = 3{,}70$ rad. Nessa condição, o pistão encontra-se em movimento descendente com ambas as válvulas fechadas.

c) Os resultados numéricos representam o segundo ciclo de funcionamento ($9{,}983 \leq \Theta < 16{,}226$ rad), a partir do qual obteve-se convergência na solução do sistema de equações diferenciais.

d) As informações experimentais, necessárias para a validação do modelo, foram obtidas por Ferreira [31], através de ensaios realizados em um compressor protótipo operando em regime permanente.

A pressão termodinâmica no interior do cilindro, o comportamento dinâmico das palhetas das válvulas e as característi cas de desempenho do compressor, constituem os principais aspectos discutidos nessa secção. Entretanto, antes que esses parâmetros sejam analisados, torna-se oportuna uma rápida abordagem das pulsa ções de gás nos sistemas de sucção e descarga do compressor.

Através das Figuras 28 e 29 pode-se verificar o com portamento oscilatório da pressão nas cavidades que compõem os sis temas de sucção e descarga.

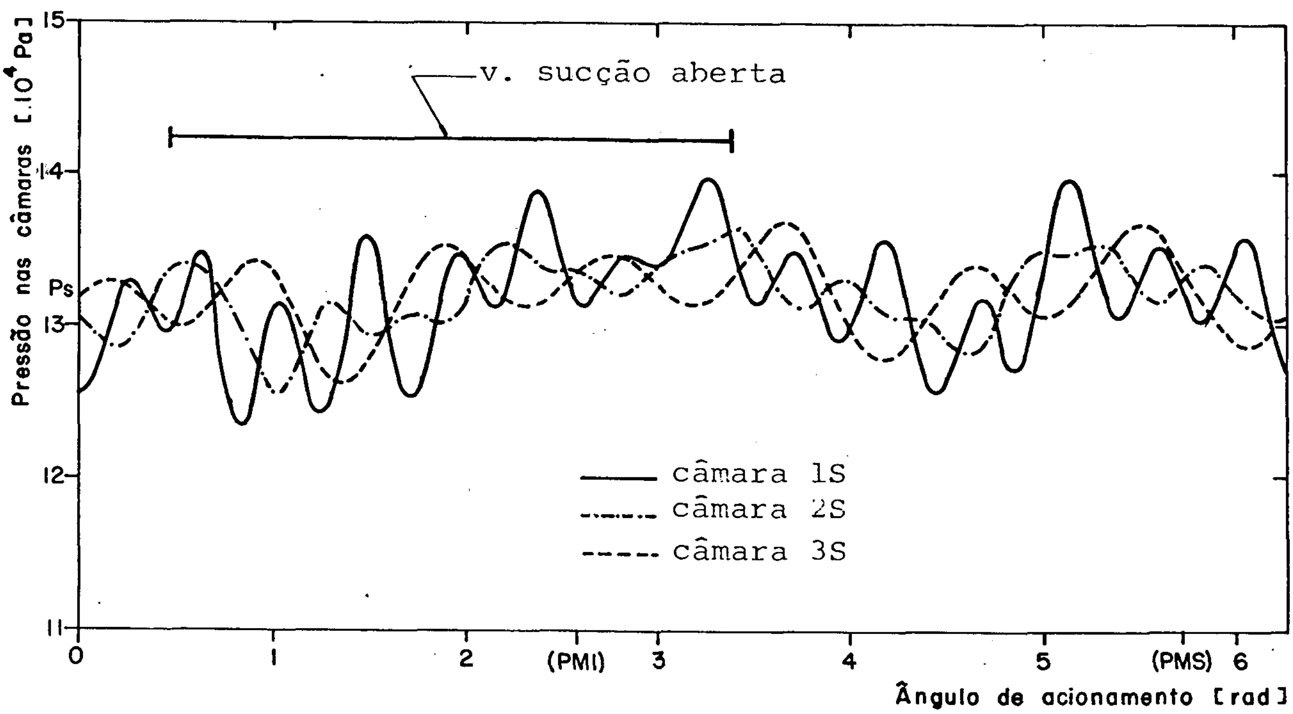



Figura 28 - Pulsações de gás no sistema de sucção (resultados numé ricos)

Em ambos os casos, as pulsações apresentam uma defa sagem considerável, de câmara para câmara. No sistema de sucção, além dessa defasagem, observa-se uma significativa alteração na frequência das oscilações.

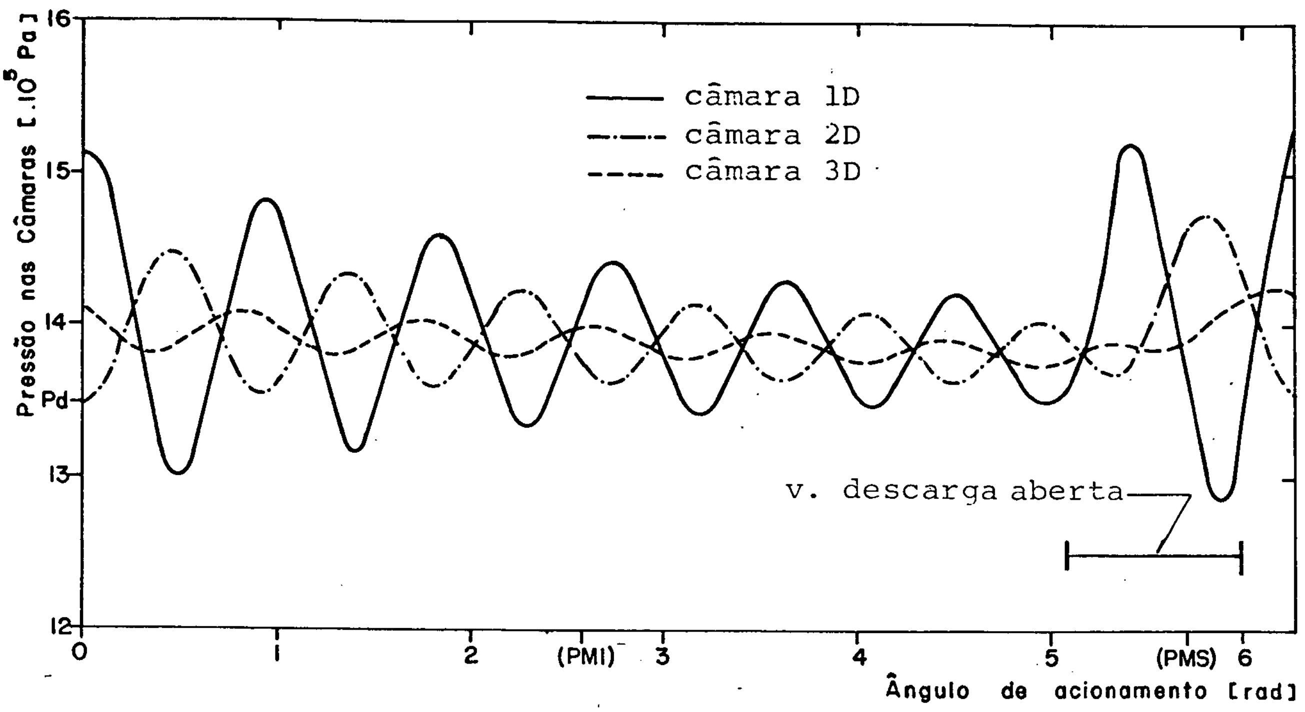



Figura 29 - Pulsações de gás no sistema de descarga (resultados numéricos)

Deve-se notar, ainda, que as amplitudes das pulsações são muito maiores na descarga do que na sucção e, tanto num caso como no outro, ocorrem com mais intensidade nas câmaras adjacentes ao cilindro.

A influência das flutuações de pressão sobre os principais parâmetros de funcionamento do compressor, pode ser observado na discussão que se segue.

A Figura 30 mostra a pressão no interior do cilindro como uma função do ângulo de acionamento do eixo-motor ($\Theta$).

De maneira geral, os resultados fornecidos pela simulação concordam bem com a curva experimental, sobretudo quando as pulsações de gás são consideradas.

Essa boa concordância pode ser verificada também no Diagrama P-V da Figura 31.

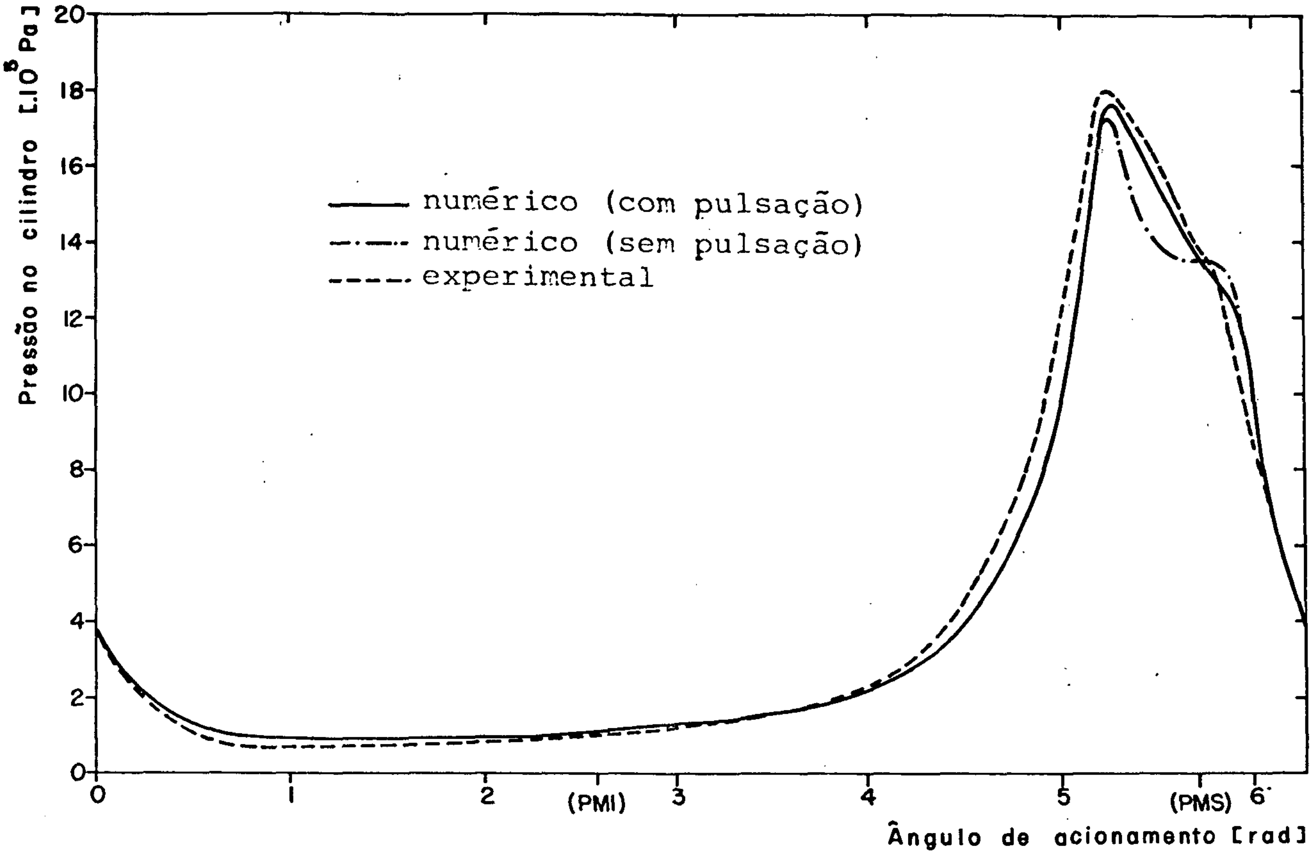



Figura 30 - Diagrama P-$\Theta$ (Resultados numéricos e experimental)

Os maiores afastamentos entre os resultados numérico e experimental ocorrem, principalmente, nas regiões de compressão e reexpansão puras, e se compensam mutuamente. Assim, os trabalhos entregues ao gás no experimento e na simulação - representados pelas áreas dos diagramas P-V correspondentes - diferem de apenas 6,2%.

Essa diferença justifica-se pela variação das taxas de transferência de calor entre o gás e as paredes do cilindro, ao longo dos processos reais de compressão e reexpansão. Deve-se lembrar que, no presente trabalho, tais processos foram modelados como politrópicos, mediante a utilização de um índice médio (n), determinado a partir de informações de laboratório [05].

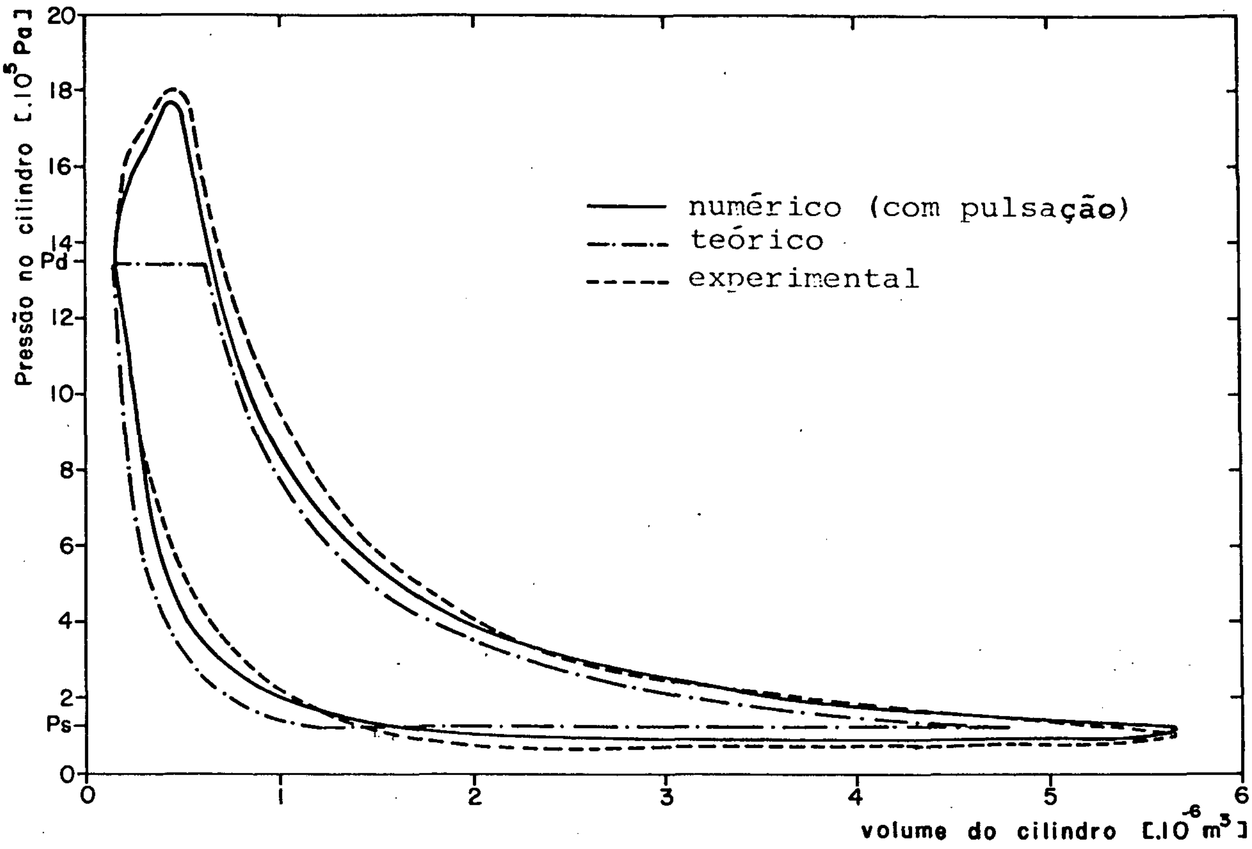



Figura 31 - Diagrama P-V (Resultados numérico, teórico e experimental)

As válvulas do compressor possuem um comportamento dinâmico bastante complexo e constituem-se nos elementos mais sensíveis e delicados de todo o equipamento.

As Figuras 32 e 33 representam os deslocamentos das palhetas de sucção e descarga, respectivamente, fornecidos pelo programa de simulação. Os números que aparecem junto às curvas referem-se aos elementos de área indicados na Figura 15.

É importante notar que, por possuirem os mesmos modos normais de vibração, os elementos simetricamente opostos de cada palheta, apresentam deslocamentos idênticos, durante todo o tempo de abertura da válvula.

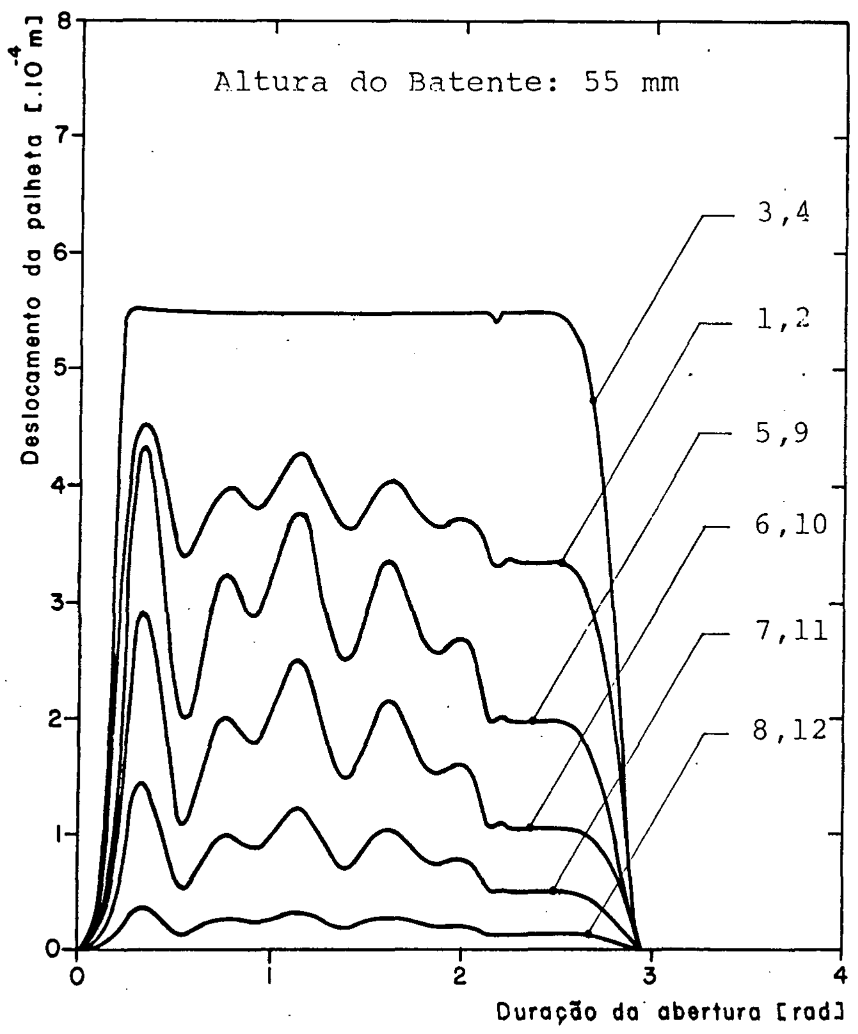



Figura 32 - Deslocamentos dos elementos de área da palheta de sucção (resultados numéricos)

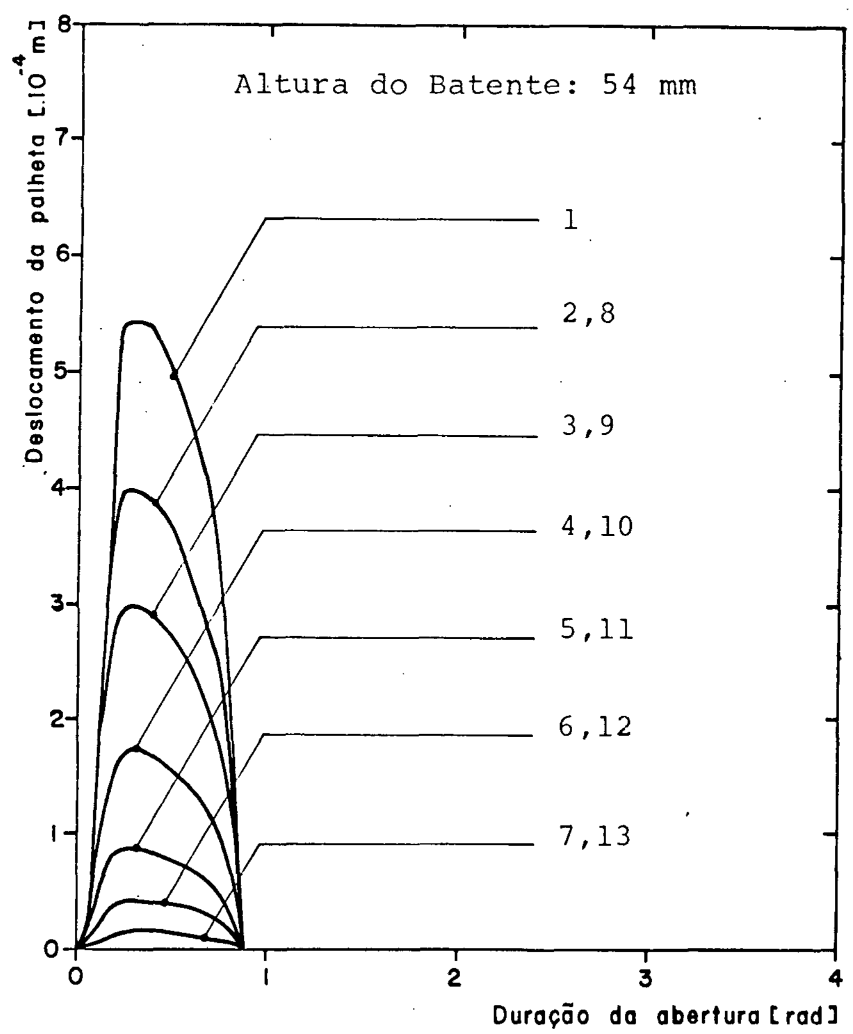



Figura 33 - Deslocamentos dos elementos de área da palheta de descarga (resultados numéricos)

Ainda com o auxílio das Figuras 32 e 33, pode-se verificar que a válvula de sucção permanece aberta por um período muito mais longo que a válvula de descarga e, além disso, movimenta-se, a maior parte do tempo, com os elementos 3 e 4 encostados no batente.

Na Figura 34 encontram-se representadas as deflexões dos elementos de área 1 de ambas as palhetas, em função do ângulo de acionamento do eixo-motor (Θ).

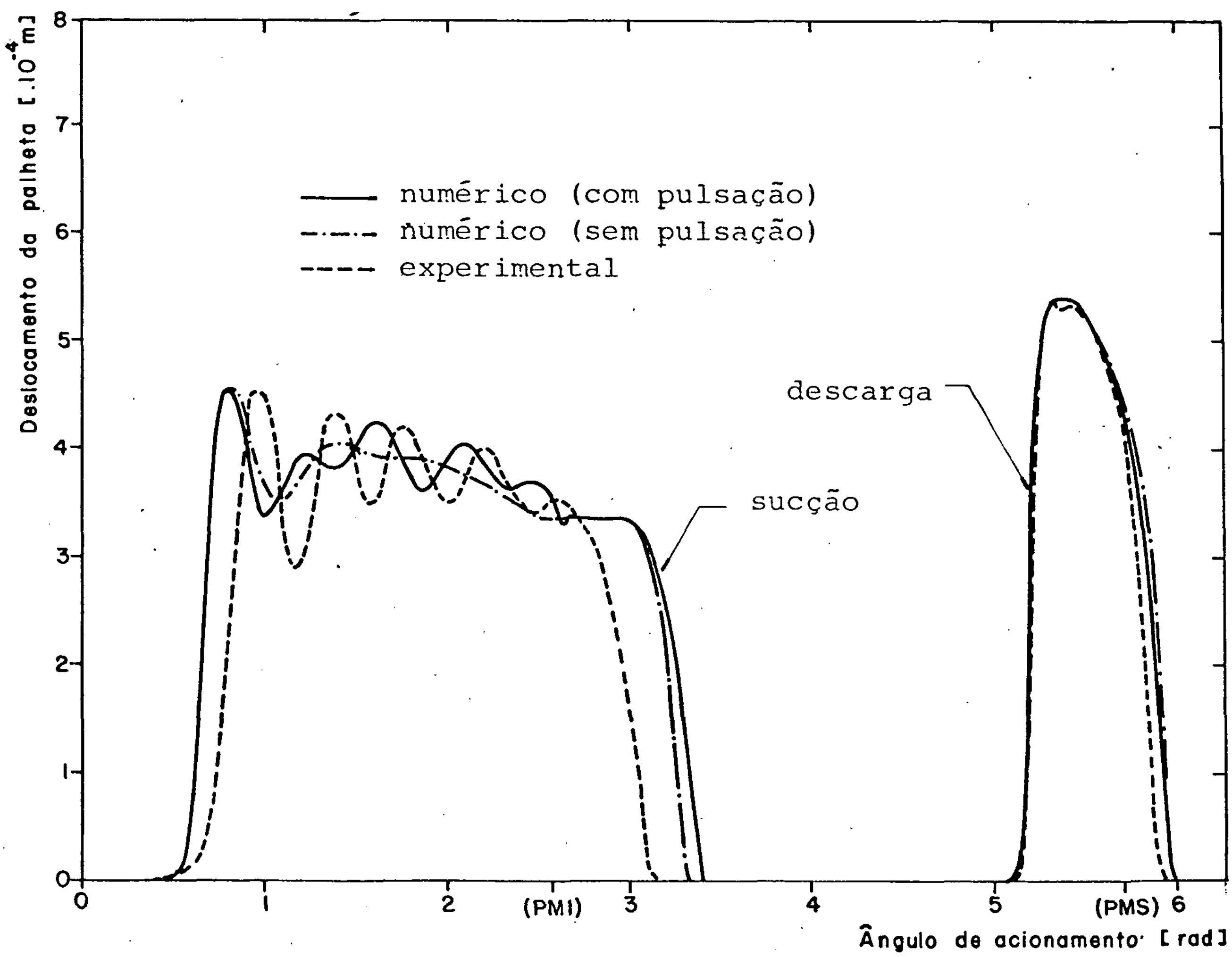



Figura 34 - Deslocamentos das palhetas das válvulas (Resultados Numéricos e Experimental)

Uma comparação entre os resultados numéricos e o experimental mostra que o programa é capaz de prever, com ótima precisão, o instante de abertura de cada uma das válvulas.

Essa mesma comparação permite também observar que, mais uma vez, os resultados obtidos numericamente aproximam-se melhor da curva experimental quando as flutuações de pressão nas câmaras do compressor são consideradas.

Ainda assim, essa concordância não é perfeita, principalmente no caso da válvula de sucção, onde ocorre uma defasagem acentuada entre as curvas numérica e experimental.

Deve-se notar que, próximo ao instante de abertura da válvula, a linha tracejada possui uma inclinação bem mais amena que a linha contínua. Em outras palavras, isso significa que a palheta de sucção parte de seu assento com uma velocidade muito menor do que aquela prevista pelo programa de simulação.

A velocidade de abertura das válvulas exerce influência considerável sobre a pressão interna do cilindro. No caso específico da sucção, a pressão no cilindro cairá a valores tanto menores, quanto mais lenta for a abertura da válvula.

Essa afirmativa encontra-se em pleno acordo com o que foi apresentado na Figura 30, onde, no final do processo de reexpansão e ao longo de toda a fase de admissão, a pressão registrada experimentalmente mantem-se em níveis inferiores àqueles obtidos através da simulação.

A justificativa mais provável para essa redução na velocidade de abertura da válvula, é apresentada a seguir.

Durante o funcionamento do compressor, uma determinada quantidade de óleo lubrificante escoa pelo circuito de refri geração, juntamente com o fluido de trabalho. Parte desse óleo fica impregnado no sistema de válvulas, provocando uma aderência entre a palheta e seu respectivo assento. Assim, enquanto persistir a ação dessa força de aderência, os movimentos da palheta ficam seriamente comprometidos.

Obviamente, esse fenômeno ocorre apenas na fase inicial da abertura das válvulas e não foi levado em consideração no desenvolvimento do modelo matemático.

Através das equações deduzidas no Capítulo 3, foi possível quantificar, de forma individualizada, as diferentes perdas de energia e no fluxo de massa que determinam o desempenho global do compressor.

Os valores listados abaixo representam as perdas de energia, fornecidas pelo programa de simulação, considerando-se as pulsações de gás. São elas:

$\dot{E}_{ENT}$ - Potência fornecida [W] ———— = 147,5
$\dot{E}_{teo}$ - Potência teórica [W] ———— = 58,3
$\dot{E}_{pel}$ - Perda no motor elétrico [W] ———— = 36,9
$\dot{E}_{pma}$ - Perda nos mancais [W] ———— = 11,6
$\dot{E}_{ppc}$ - Perda no atrito pistão/cilindro [W] ———— = 4,2
$\dot{E}_{pcs}$ - Perda no sistema de sucção [W] ———— = 9,3
$\dot{E}_{pcd}$ - Perda no sistema de descarga [W] ———— = 7,9
$\dot{E}_{psc}$ - Perda na sucção e compressão [W] ———— = 19,4
$\dot{E}_{pt}$ - Perda total de energia [W] ———— = 89,3

Para melhor visualização, a Figura 35 apresenta as contribuições percentuais dessas perdas, relativamente à perda total de energia ($\dot{E}_{pt}$).

A principal perda ($\dot{E}_{pel}$) verifica-se no motor elé trico que aciona o compressor e, representa praticamente o dobro da energia dissipada ($\dot{E}_{psc}$) por ocasião dos mecanismos de troca de calor entre o refrigerante e as paredes do cilindro.

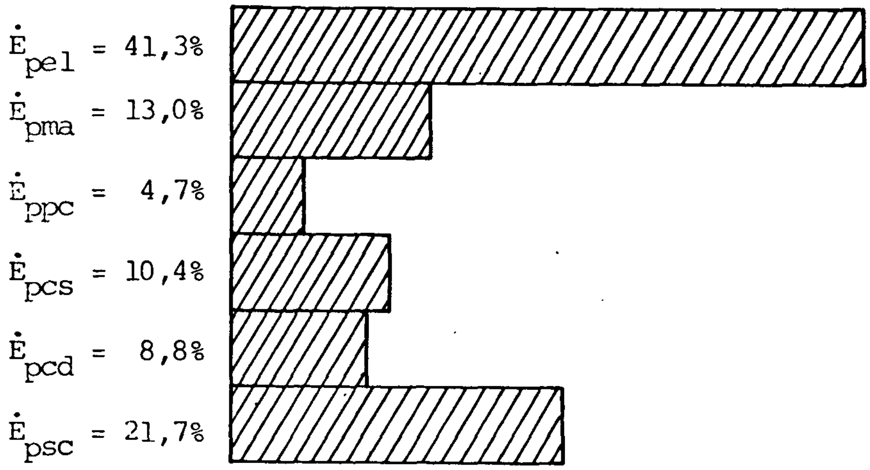



Figura 35 - Perdas de energia

Em seguida destacam-se, em ordem de importância, as perdas nos mancais ($\dot{E}_{pma}$), no sistema de sucção ($\dot{E}_{pcs}$), no sistema de descarga ($\dot{E}_{pcd}$) e, por último, a perda no atrito pistão/cilindro ($\dot{E}_{ppc}$).

É importante lembrar que $\dot{E}_{pma}$ e $\dot{E}_{ppc}$ constituem, juntas, as chamadas perdas mecânicas ($\dot{E}_{pme}$), enquanto $\dot{E}_{pcs}$, $\dot{E}_{pcd}$ e $\dot{E}_{psc}$ representam as perdas termodinâmicas ($\dot{E}_{pte}$).

A partir dos valores individuais dessas perdas, obteve-se uma eficiência de energia em torno de 39,4%, significando que dos 147,5 [W] consumidos pelo compressor, apenas 58,3 [W] seriam efetivamente necessários para manter o fluxo de massa real ($\dot{m}_r$).

A eficiência de energia pode, ainda, ser decomposta no produto de três índices, quais sejam:

$\eta_{el}$ - Eficiência do motor elétrico ——— = 75,0%

$\eta_{me}$ - Eficiência mecânica ——— = 85,8%

$\eta_{te}$ - Eficiência termodinâmica ——— = 61,3%

Com respeito às perdas no fluxo de massa, foram obtidos os seguintes resultados:

$\dot{m}_i$ - Fluxo de massa ideal (kg/s) ——— = $20,86.10^{-4}$

$\dot{m}_r$ - Fluxo de massa real (kg/s) ——— = $10,64.10^{-4}$

$\dot{m}_{pvm}$ - Perda devida ao volume morto (kg/s) ——— = $3,00.10^{-4}$

$\dot{m}_{pfu}$ - Perda devida ao vazamento (kg/s) ——— = $0,42.10^{-4}$

$\dot{m}_{pers}$ - Perda por refluxo na sucção (kg/s) ——— = $0,09.10^{-4}$

$\dot{m}_{perd}$ - Perda por refluxo na descarga (kg/s) ——— = $1,25.10^{-4}$

$\dot{m}_{pas}$ - Perda por aquecimento na sucção (kg/s) ——— = $3,25.10^{-4}$

$\dot{m}_{pre}$ - Perda devida à resistência ao escoamento (kg/s)— = $2,22.10^{-4}$

$\dot{m}_{pt}$ - Perda total no fluxo de massa (kg/s) ——— = $10,23.10^{-4}$

A Figura 36 mostra as contribuições individuais das perdas acima discriminadas, em relação ao montante das perdas no fluxo de massa ($\dot{m}_{pt}$).

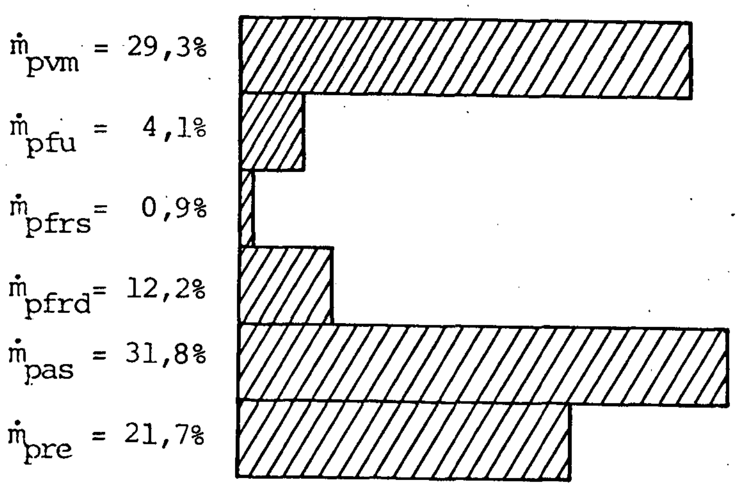



Figura 36 - Perdas no fluxo de massa

A perda mais significativa ($\dot{m}_{pas}$) ocorre devido ao aumento do volume específico do vapor, ocasionado pelos processos de transferência de energia no interior da carcaça e nas câmaras do sistema de sucção.

O volume morto é o responsável pela segunda maior perda ($\dot{m}_{pvm}$), enquanto, a perda ($\dot{m}_{pre}$), causada pelas restrições ao escoamento nos orifícios e gargalos dos sistemas de sucção e descarga, surge logo em terceiro lugar.

Menores, mas nem por isso desprezíveis, são as perdas por refluxo na descarga ($\dot{m}_{perd}$) e por vazamento ($\dot{m}_{pfu}$).

Por último, aparece a perda devida ao refluxo na sucção ($\dot{m}_{pers}$), essa sim, praticamente desprezível.

A eficiência de massa ($\eta_m$) - calculada a partir dos fluxos de massa real ($\dot{m}_r$) e ideal ($\dot{m}_i$) - ficou em 51%. Isso significa que, a cada ciclo de funcionamento, o compressor movimenta apenas metade da massa que deveria deslocar, caso operasse isento desses mecanismos de perdas.

O produto entre $\eta_e$ e $\eta_m$ indicou que o compressor opera com uma eficiência de desempenho ($\eta_p$) de 20,1%.

Cumpre informar que alguns dos resultados referentes às perdas e eficiências, foram comparados com dados de catálogo do compressor e apresentaram uma ótima concordância.

Finalmente, deve-se ressaltar que, uma vez comprovada a validade do modelo, torna-se possível avaliar - exclusivamente pelo uso do programa de simulação - o comportamento do compressor quando submetido a alterações em suas principais características. O restante do capítulo presta-se, justamente, à essa finalidade.

## 5.2. INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS FÍSICOS E GEOMÉTRICOS NO FUNCIONAMENTO DO COMPRESSOR

### 5.2.1. Frequências Naturais de Vibração das Palhetas

Como foi visto anteriormente, as válvulas do compressor são elementos bastante sensíveis que atuam pela diferença de pressão entre o cilindro e a respectiva câmara. Qualquer modificação em suas características físicas ou geométricas pode produzir alterações substanciais em seus movimentos.

Por outro lado, se o comportamento dinâmico das palhetas for modificado, alteram-se, também, as condições do escoamento através das válvulas e, por conseguinte, as perdas de energia e no fluxo de massa.

As frequências naturais de vibração exercem influência considerável sobre o comportamento das válvulas. Em princípio, quanto mais flexível for a palheta, menores serão suas frequências naturais.

De fato, as Figuras 37 e 38 mostram que as deflexões máximas do elemento 1 da palheta de sucção aumentam, na proporção em que as frequências naturais diminuem.

Uma comparação entre essas duas figuras permite observar que, os deslocamentos da palheta sofrem modificações mais significativas quando a frequência natural no batente é alterada. Esse comportamento já era esperado, uma vez que a palheta de sucção movimenta-se, a maior parte do tempo, encostada em seu batente.

Na Figura 39 encontram-se representados os principais índices utilizados para avaliar o desempenho do compressor, em função da frequência natural da palheta vibrando contra o batente.

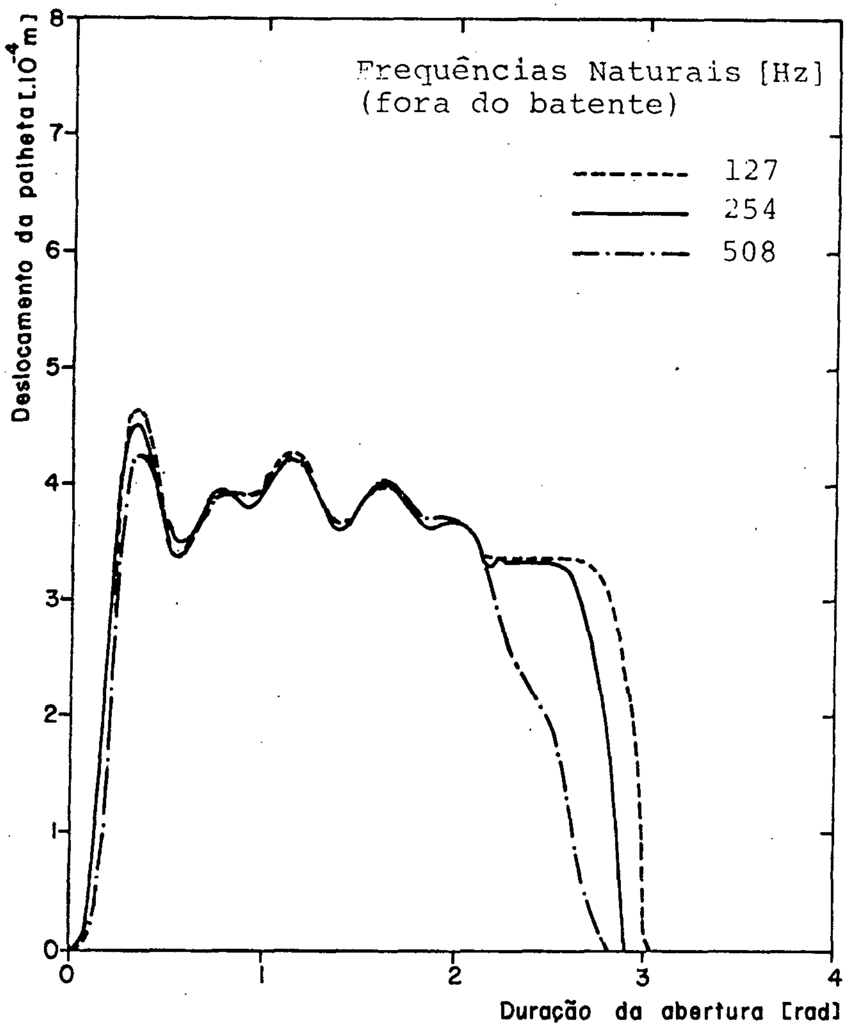



Figura 37 - Influência da frequência natural (Fora do batente) sobre os movimentos da palheta de sucção

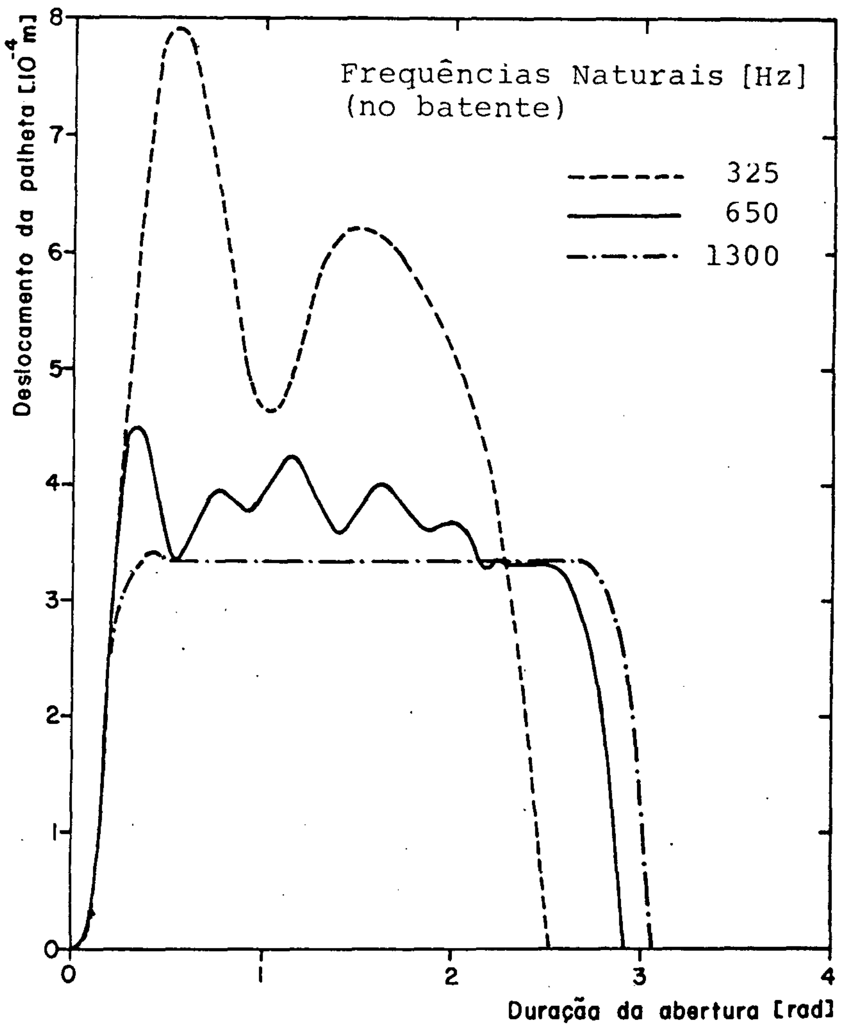



Figura 38 - Influência da frequência natural (no batente) sobre os movimentos da palheta de sucção

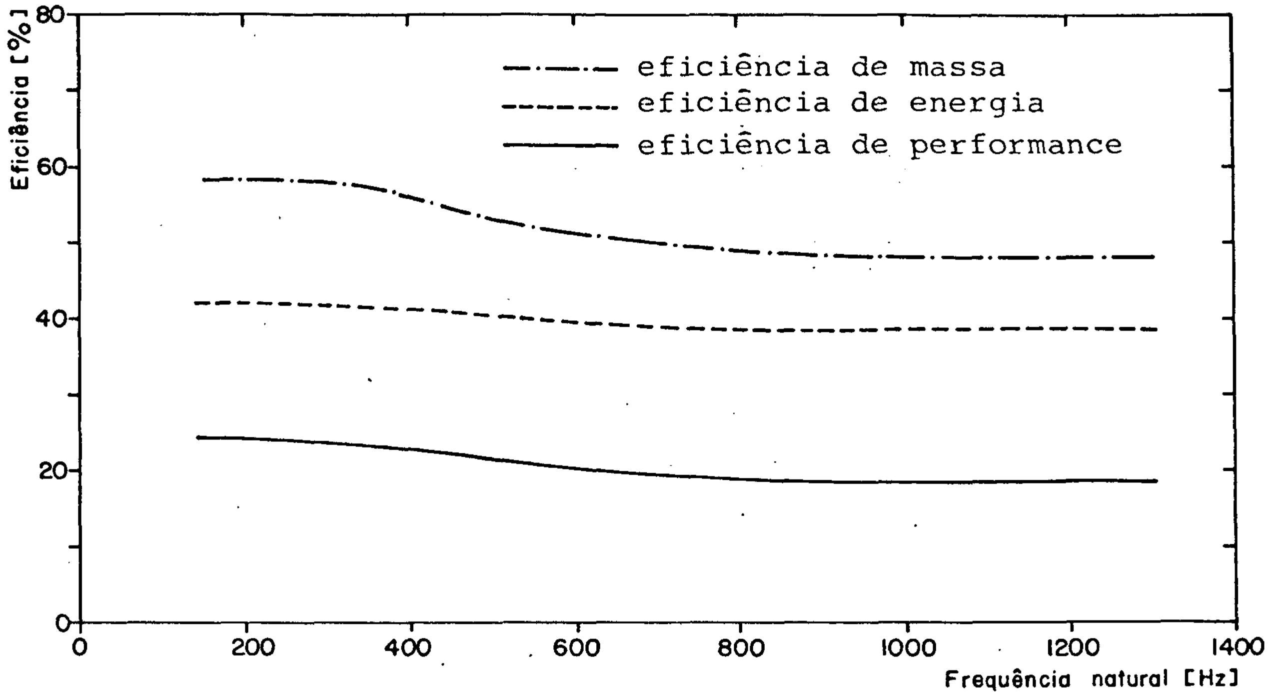



Figura 39 - Influência da frequência natural da palheta de sucção (no batente) sobre o desempenho do compressor

Há que se notar a maior variação da eficiência de massa, relativamente aos demais índices. Observou-se que essa variação decorre, sobretudo, de um acréscimo nas perdas por refluxo na sucção ($\dot{m}_{pers}$), por aquecimento na sucção ($\dot{m}_{pas}$) e pela resistência ao escoamento ($\dot{m}_{pre}$), à medida que a frequência natural da palheta no batente torna-se maior.

Ao contrário do que ocorre na sucção, a palheta de descarga permanece encostada no batente durante um intervalo de tempo bastante reduzido. Em vista disso, seus movimentos são muito mais influenciados por alterações na frequência natural fora do batente, conforme verifica-se através das Figuras 40 e 41.

A Figura 42 mostra que todos os índices de eficiência do compressor variam muito pouco, dentro de uma ampla faixa de frequências naturais (fora do batente) consideradas. Os resulta

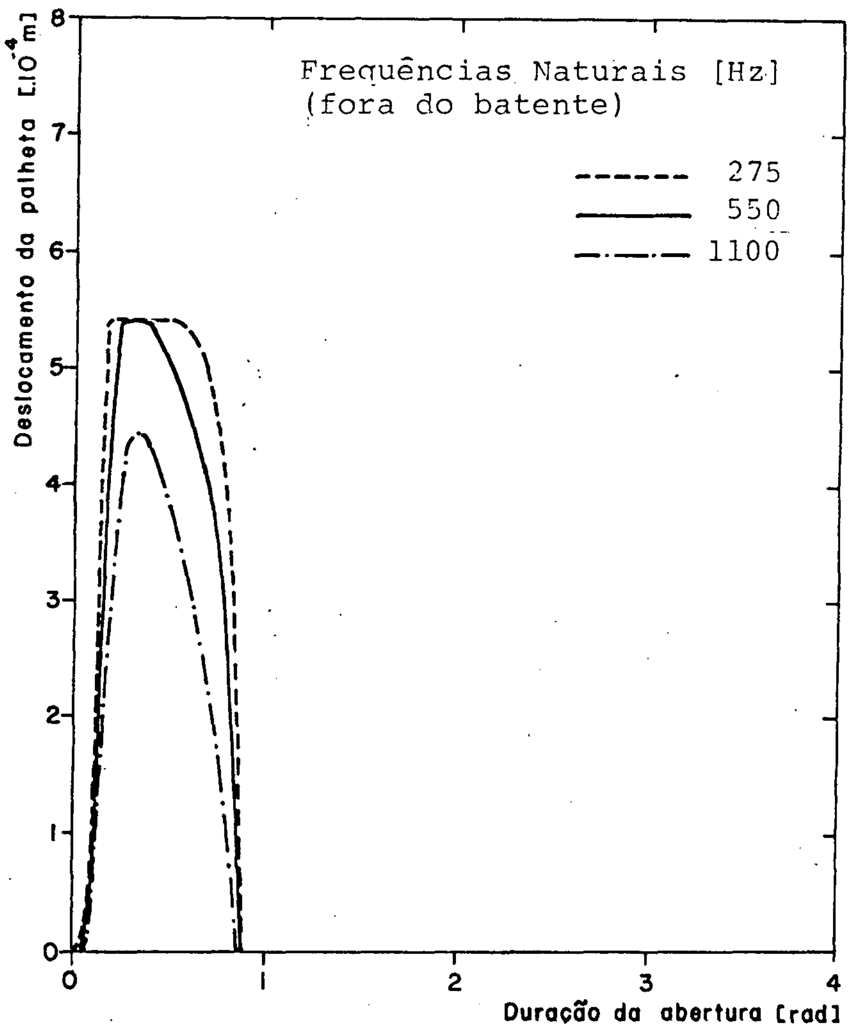



Figura 40 - Influência da frequência natural (Fora do batente) sobre os movimentos da palheta de descarga

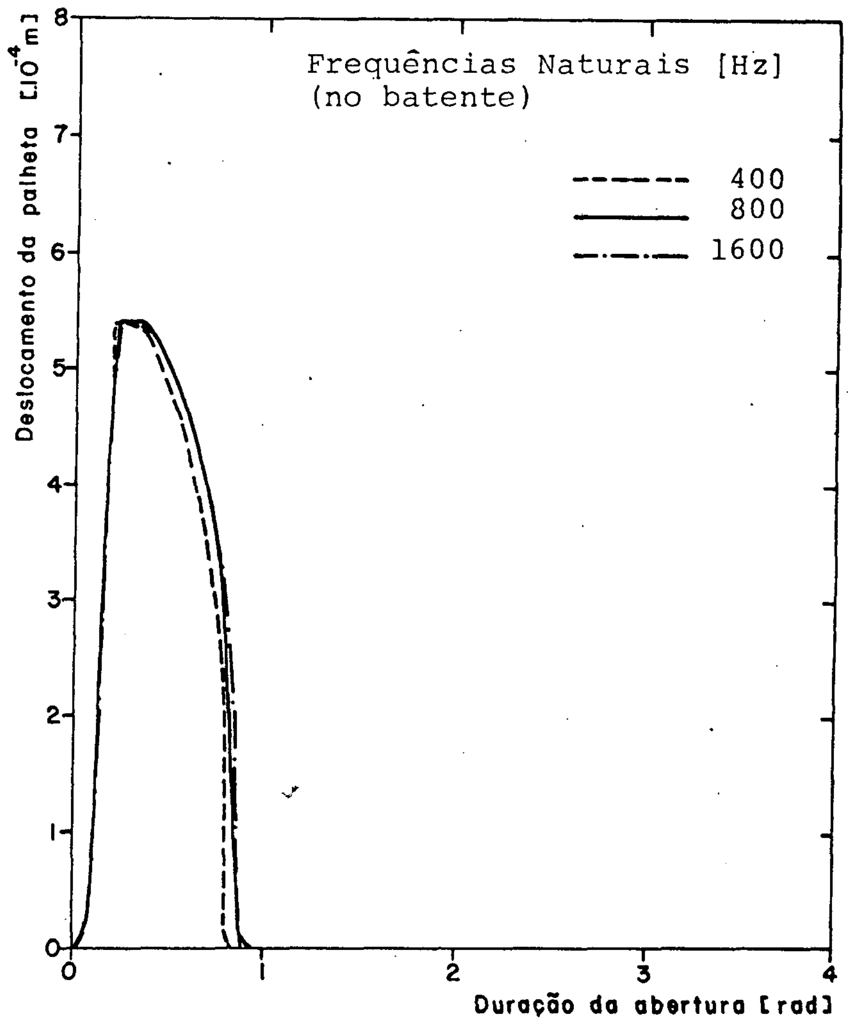



Figura 41 - Influência da frequência natural (no batente) sobre os movimentos da palheta de descarga dos da simulação, entretanto, revelaram que, individualmente, a maioria das variáveis envolvidas no cálculo desses índices apresentam variações representativas.

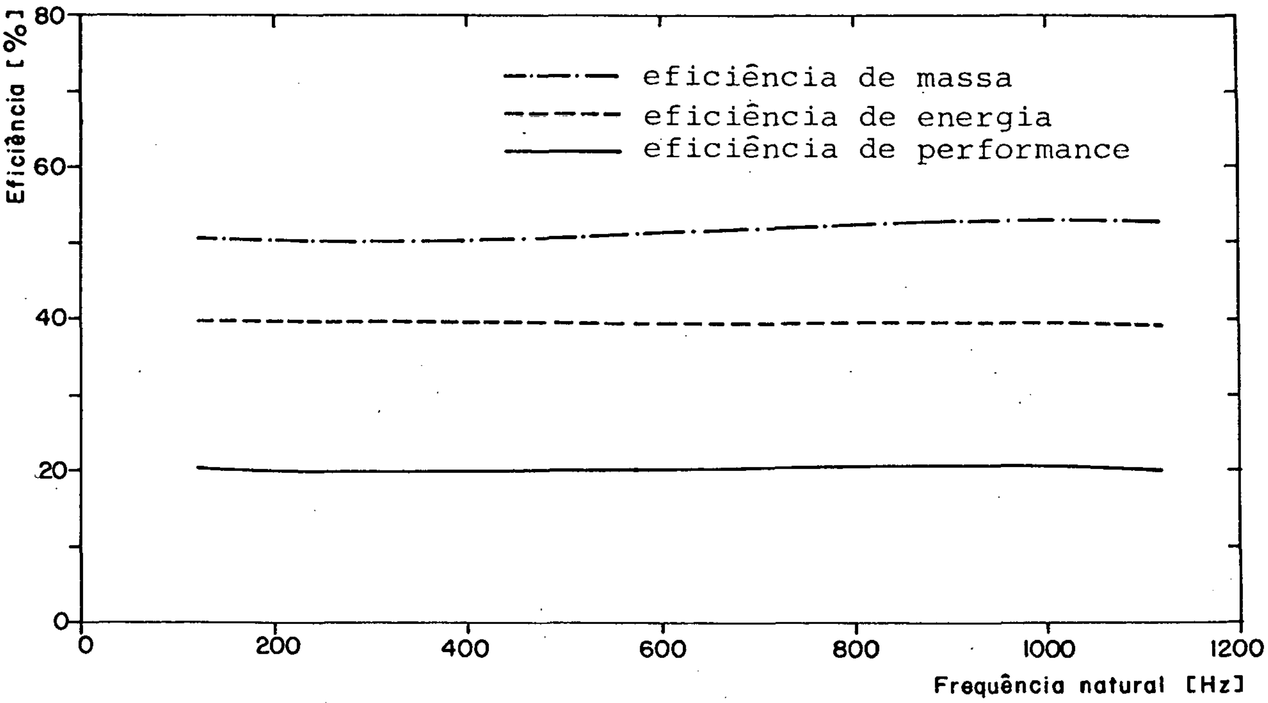



Figura 42 - Influência da frequência natural da palheta de descarga (Fora do batente) sobre o desempenho do compressor

5.2.2. Razões de Amortecimento das Palhetas

As razões de amortecimento ($\xi$) também exercem influência direta sobre o movimento das válvulas e não representam apenas uma propriedade intrínseca das palhetas. Na realidade, elas mantêm estrita relação com as características do escoamento através das válvulas.

Nesse trabalho, as razões de amortecimento foram utilizadas como parâmetros livres, ou seja, foram ajustadas a partir dos resultados experimentais que forneceram o comportamento dinâmi co das palhetas.

As deflexões da palheta de sucção, para diferentes razões de amortecimento, encontram-se representadas nas Figuras 43 e 44.

Pelos mesmos motivos expostos no item anterior, verifica-se uma maior interferência da razão de amortecimento no batente sobre os movimentos da palheta. Aqui, entretanto, nenhuma alteração significativa nos índices de desempenho do compressor, foi observada.

No caso da válvula de descarga ocorre exatamente o oposto. Mediante comparação entre as Figuras 45 e 46, pode-se notar que apenas a razão de amortecimento fora do batente produz modificações profundas no comportamento da palheta.

Essas modificações - que atingem igualmente a amplitude dos deslocamentos, o tempo de contato com o batente, a velocidade e a duração da abertura da válvula - afetam sobremaneira as características de desempenho do compressor.

A Figura 47 mostra que, todos os índices que avaliam a performance do compressor, decrescem com o aumento da razão de amortecimento fora do batente.

O principal responsável pela queda na eficiência de energia ($\eta_e$) é a potência dissipada no sistema de descarga ($\dot{E}_{pcd}$).

A eficiência no fluxo de massa, por sua vez, diminui porque aumentam as perdas por refluxo na descarga ($\dot{m}_{perd}$) e pela resistência imposta ao escoamento através da válvula ($\dot{m}_{pre}$).

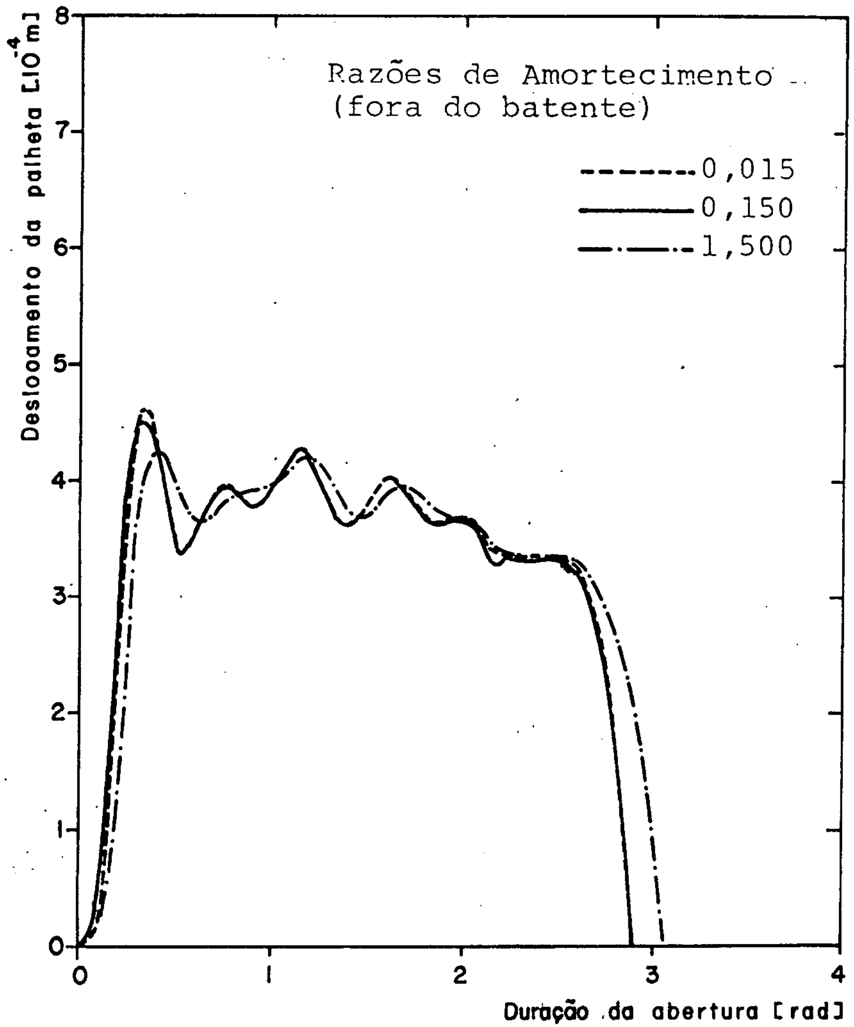



Figura 43 - Influência da razão de amortecimento (Fora do batente) sobre os movimentos da palheta de sucção

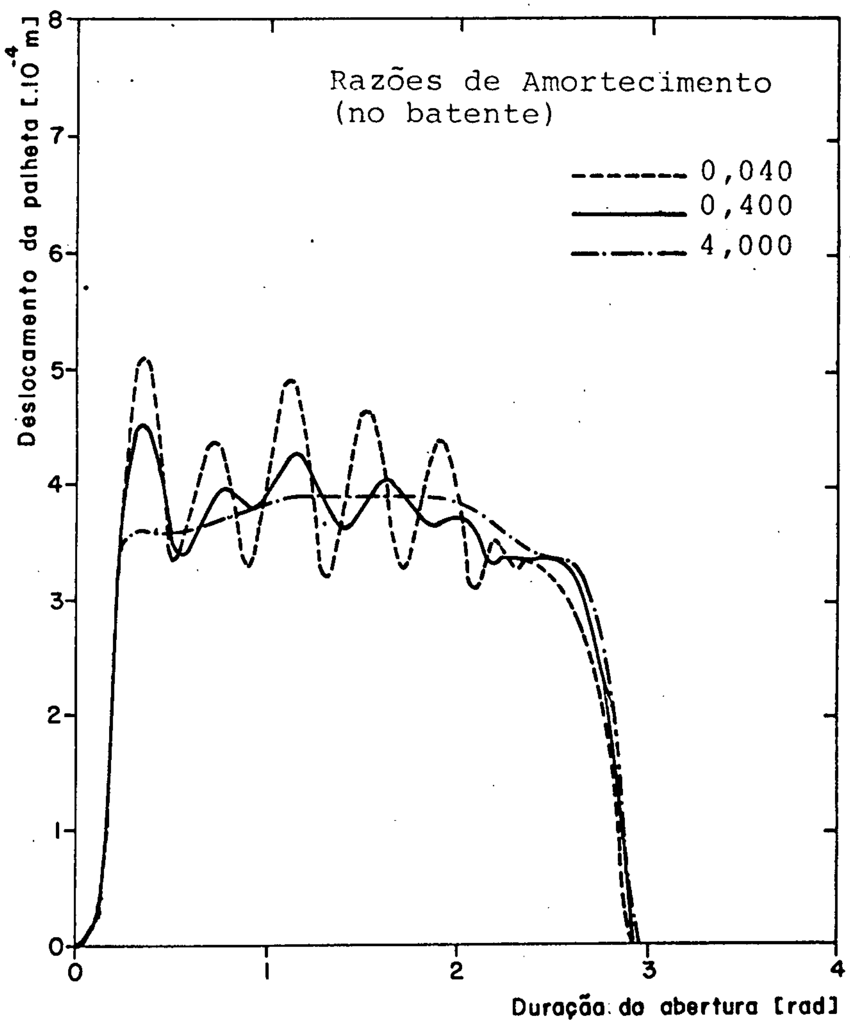



Figura 44 - Influência da razão de amortecimento (no batente) sobre os movimentos da palheta de sucção

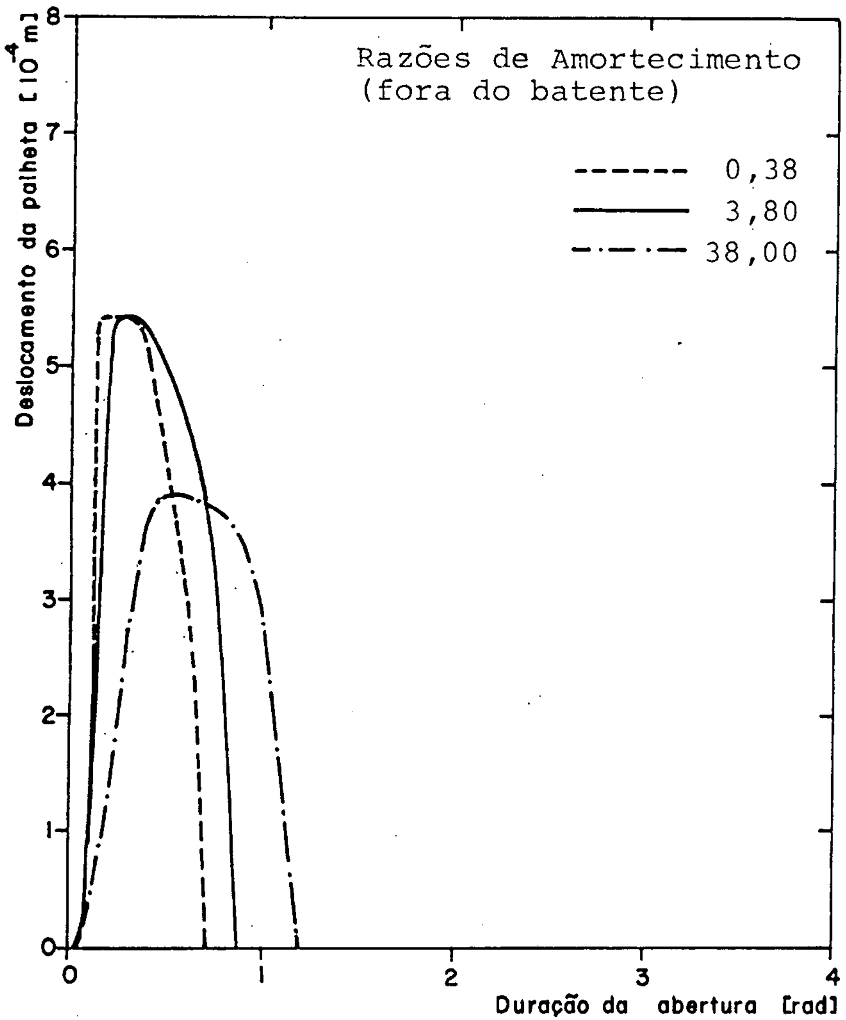



Figura 45 - Influência da razão de amortecimento (Fora do batente) sobre os movimentos da palheta de descarga

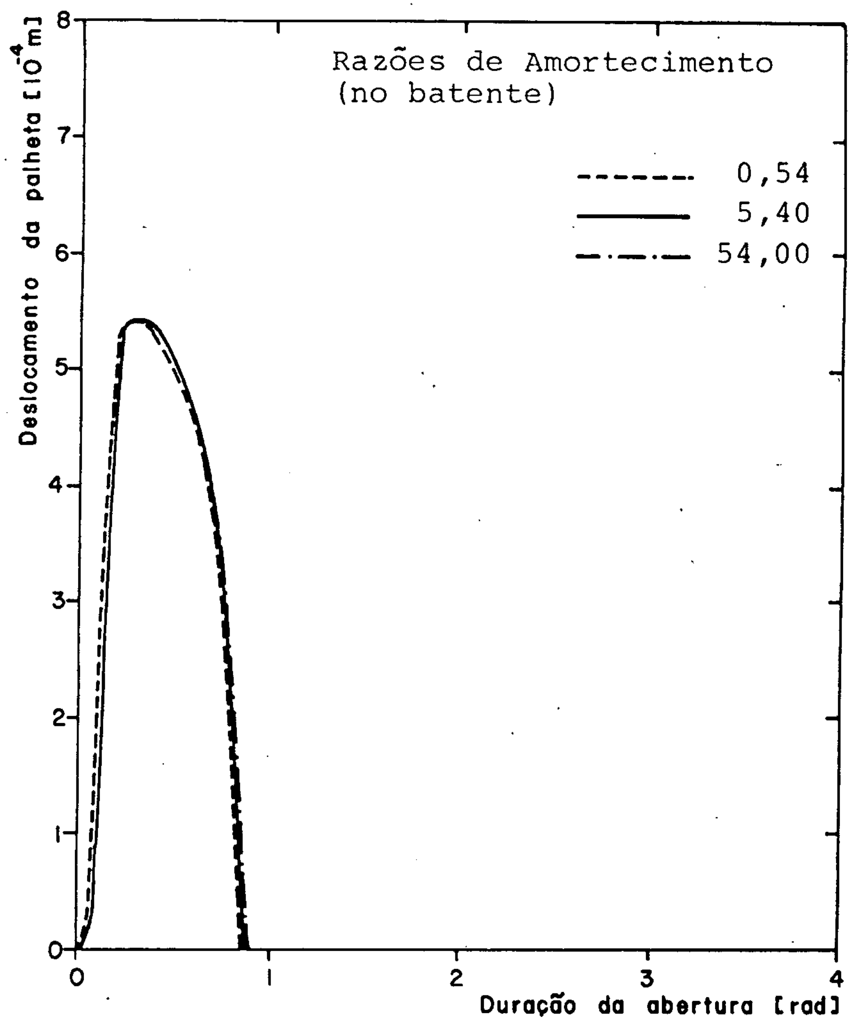



Figura 46 - Influência da razão de amortecimento (no batente) sobre os movimentos da palheta de descarga

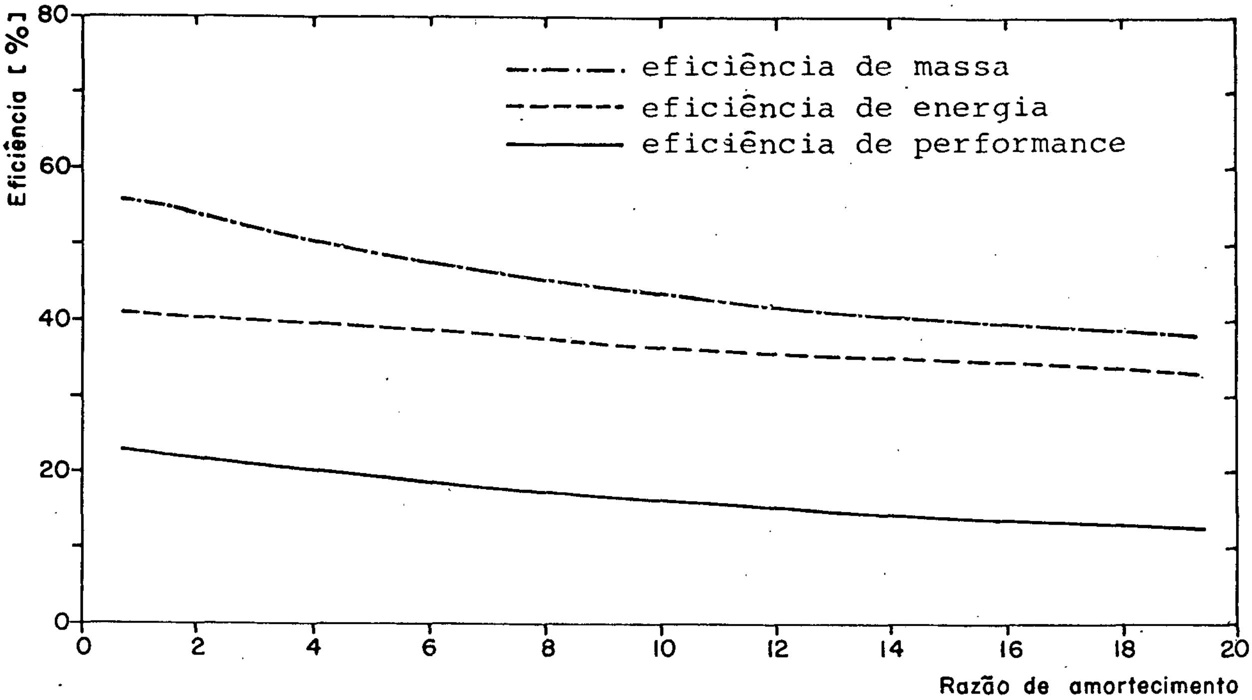



Figura 47 - Influência da razão de amortecimento da palheta de descarga (fora do batente) sobre o desempenho do compressor

5.2.3. Alturas dos Batentes das Válvulas

Outro aspecto importante - tanto sob o ponto de vista da dinâmica das palhetas, como da própria eficiência do compressor - é a altura em que se encontram instalados os batentes da válvulas.

Os efeitos das alturas dos batentes sobre os movimentos das palhetas de sucção e descarga, podem ser comprovados nas Figuras 48 e 49, respectivamente.

As alturas dos batentes foram variadas desde 0,1375 até 1,10 [mm] - para a válvula de sucção - e, de 0,135 a 1,080 [mm]- para a válvula de descarga.

Deve-se esclarecer que, no caso específico da descar

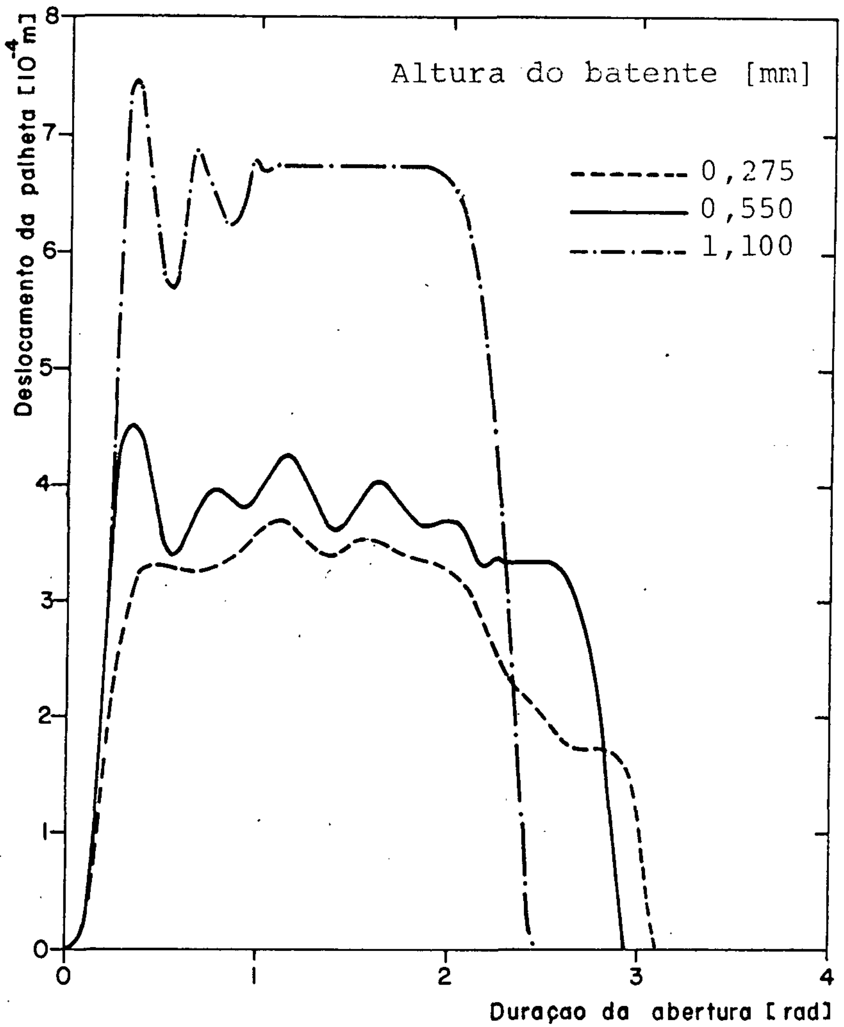



Figura 48 - Influência da altura do batente sobre os movimentos da palheta de sucção

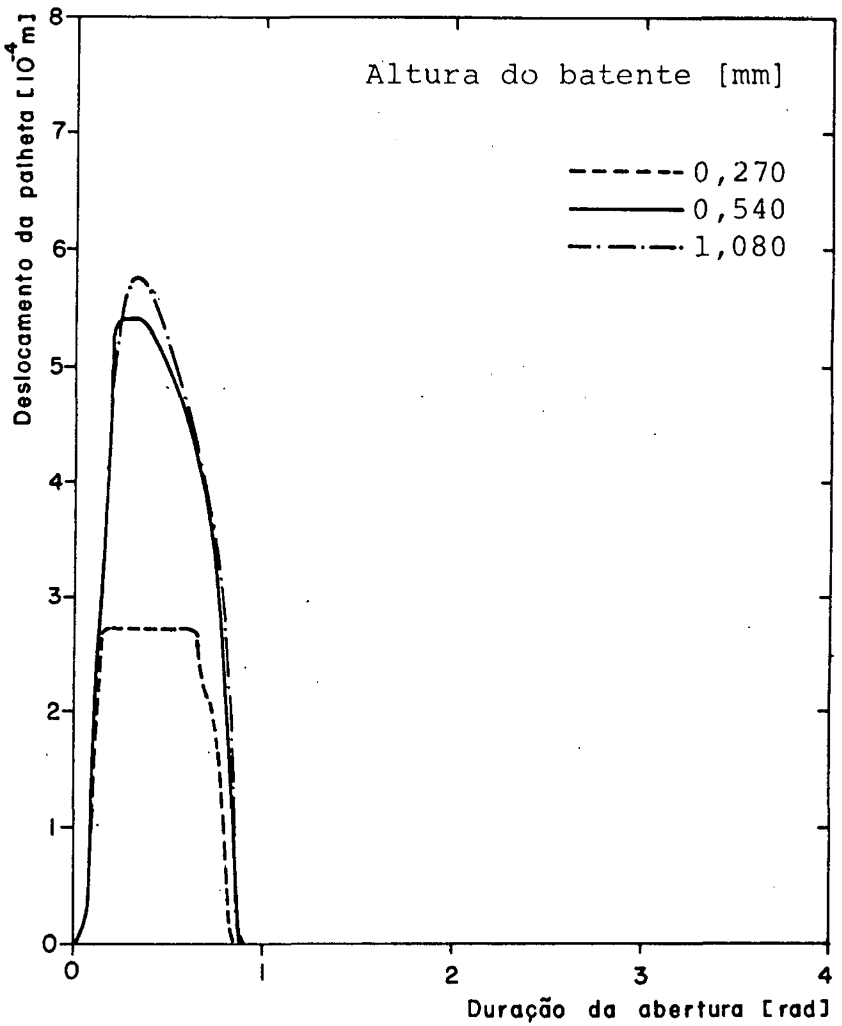



Figura 49 - Influência da altura do batente sobre os movimentos da palheta de descarga ga, a partir de uma altura equivalente a 0,675 [mm], a palheta não mais encosta no batente e, todos os resultados fornecidos pelo programa de simulação tornam-se repetitivos.

As Figuras 50 e 51 ilustram as características de desempenho do compressor, como uma função das alturas dos batentes.

Uma análise comparativa entre essas duas figuras permite observar que a altura do batente da sucção exerce maior influência sobre os índices de desempenho, ao longo de toda a faixa considerada. Esse comportamento parece óbvio, na medida em que, a partir de certa altura, a palheta de descarga sequer toca o batente.

O caráter estritamente crescente das curvas da Figura 50, sugere que o batente da sucção restringe o escoamento através da válvula, ocasionando perdas de energia e no fluxo de massa. A exclusão desse batente, entretanto, poderia aumentar demasiadamente as amplitudes dos deslocamentos e os níveis de tensão da palheta, reduzindo, assim, a vida útil do equipamento.

### 5.2.4. Características Geométricas dos Sistemas de Sucção e Descarga

As pulsações de pressão nos sistemas de sucção e descarga dependem, em grande escala, da configuração geométrica e das dimensões das cavidades e gargalos que constituem esses sistemas.

As Figuras 52 e 53 mostram o comportamento da pressão nas cavidades de sucção (1S) e descarga (1D), respectivamente, quando os volumes dessas câmaras são modificados. As linhas contínuas representam os resultados obtidos para o compressor padrão.

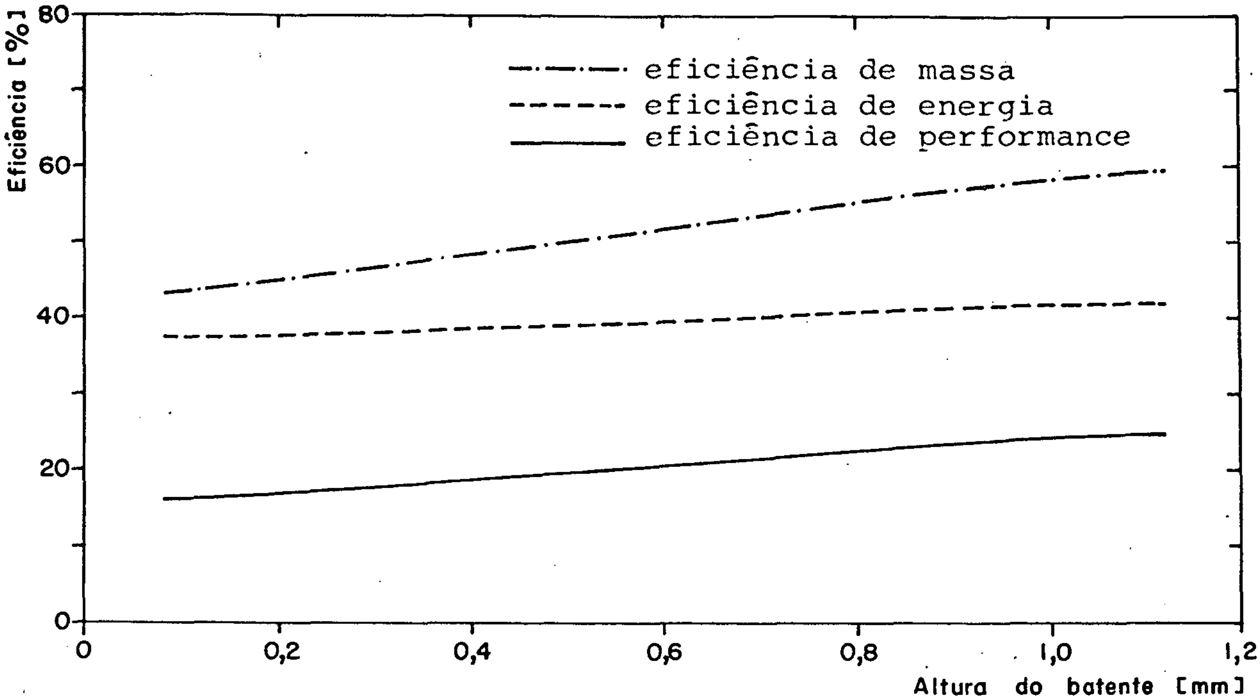



Figura 50 - Influência da altura do batente da sucção sobre o desempenho do compressor

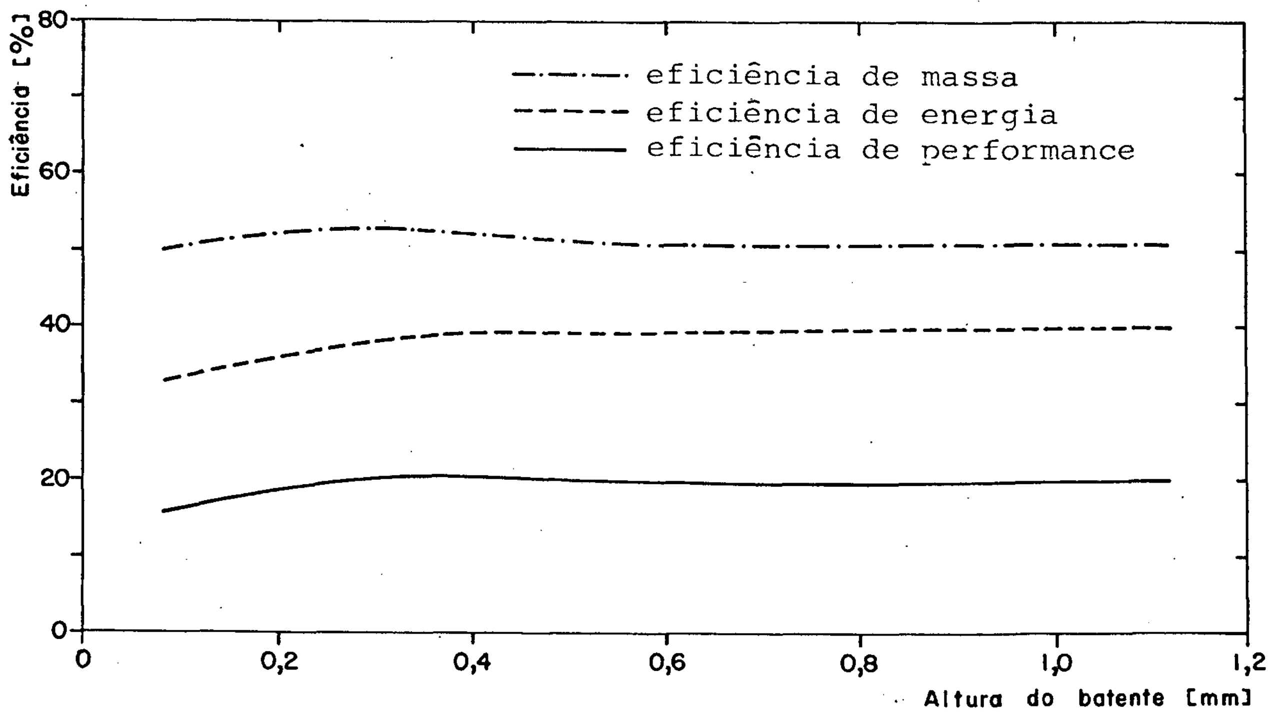



Figura 51 - Influência da altura do batente da descarga sobre o desempenho do compressor

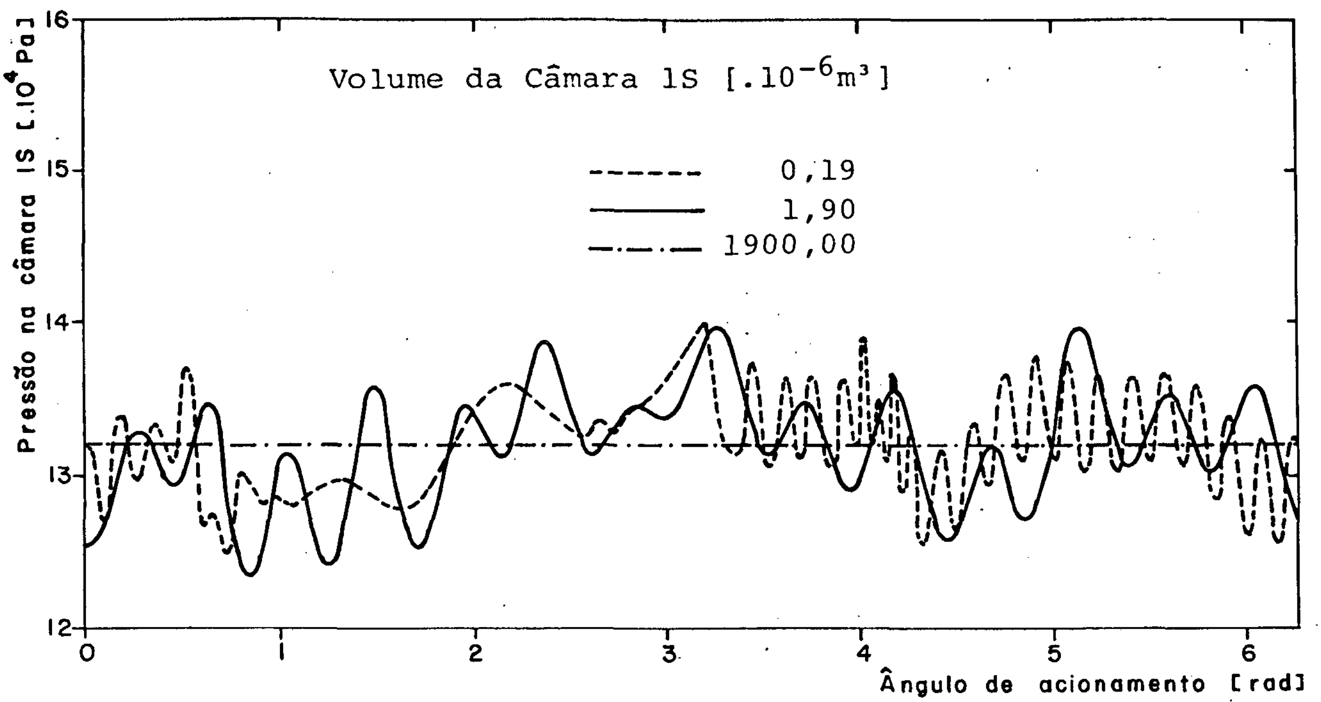



Figura 52 - Influência do volume da câmara de sucção sobre as pulsações de gás

Em ambas as figuras verifica-se que tanto a amplitude quanto a frequência das pulsações diminuem, na proporção em que os volumes das câmaras são aumentados. O caso limite ocorre quando os volumes dessas cavidades tornam-se suficientemente amplos, de forma a permitir que os efeitos das pulsações sejam eliminados. Nessa circunstância, as câmaras passam a atuar como "reservatórios de pressão".

Ainda com relação às Figuras 52 e 53, deve-se notar que a câmara de sucção teve o seu volume aumentado em mil vezes - relativamente ao compressor padrão - a fim de que as flutuações de pressão fossem extintas. Já, no lado da descarga, esse aumento foi da ordem de cem vezes.

É importante ressaltar que a maioria dos resultados da simulação aproximam-se, cada vez mais, daqueles obtidos despre zando-se as pulsações de gás, na medida em que os volumes são incrementados. No que diz respeito ao movimento das palhetas, essa concordância torna-se perfeita quando o caso limite é considerado.

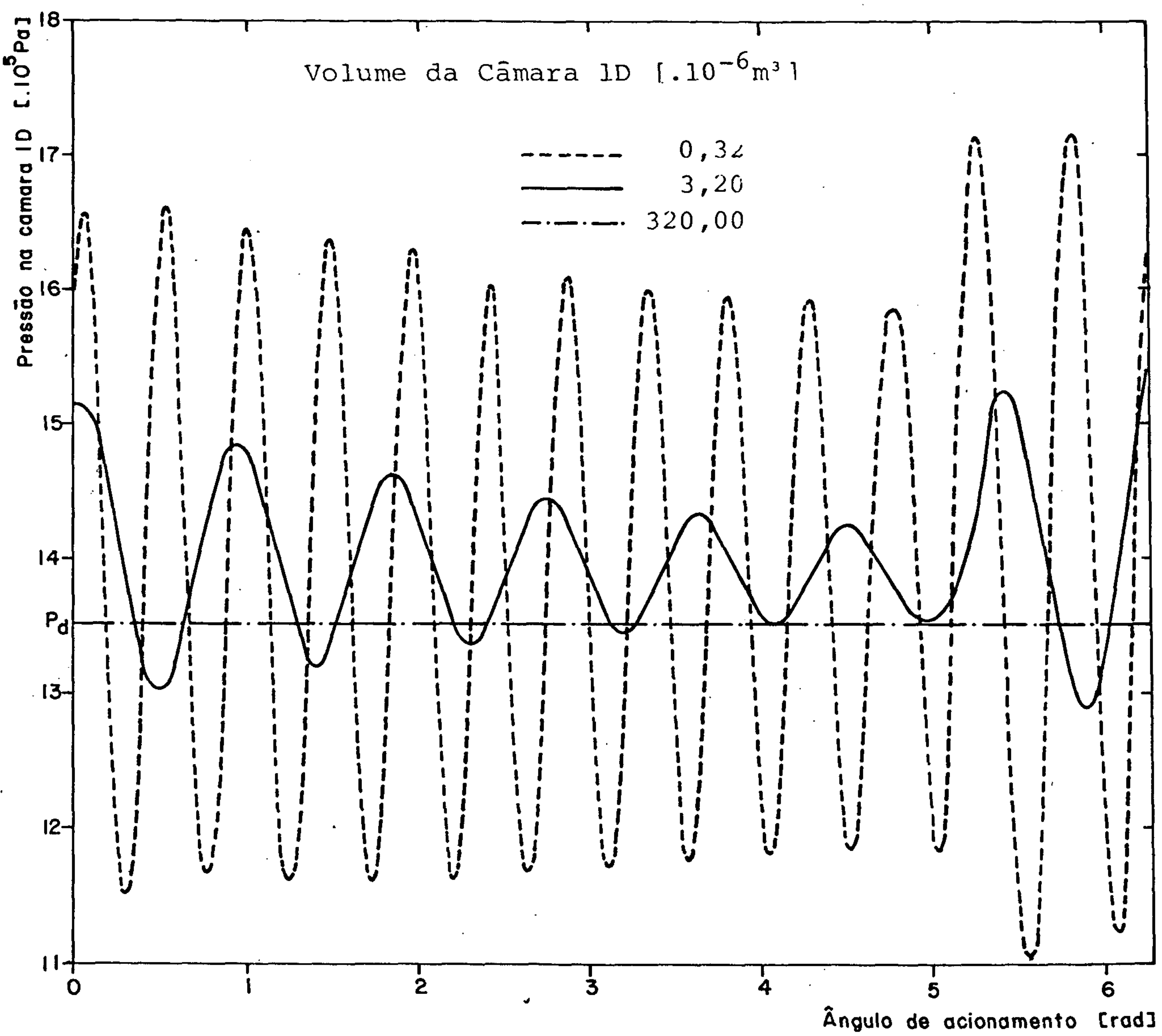



Figura 53 - Influência do volume da câmara de descarga sobre as pulsações de gás

Os volumes correspondentes às câmaras de amortecimento da sucção (2S e 3S) e da descarga (2D e 3D) foram, também, alterados individualmente e mostraram exercer influência significa tiva sobre o sinal de pulsação nas câmaras adjacentes ao cilindro. A fim de ilustrar o que foi dito, a Figura 54 apresenta as oscilações de pressão no interior da câmara de sucção (1S), para diferentes volumes da câmara de amortecimento 2S.

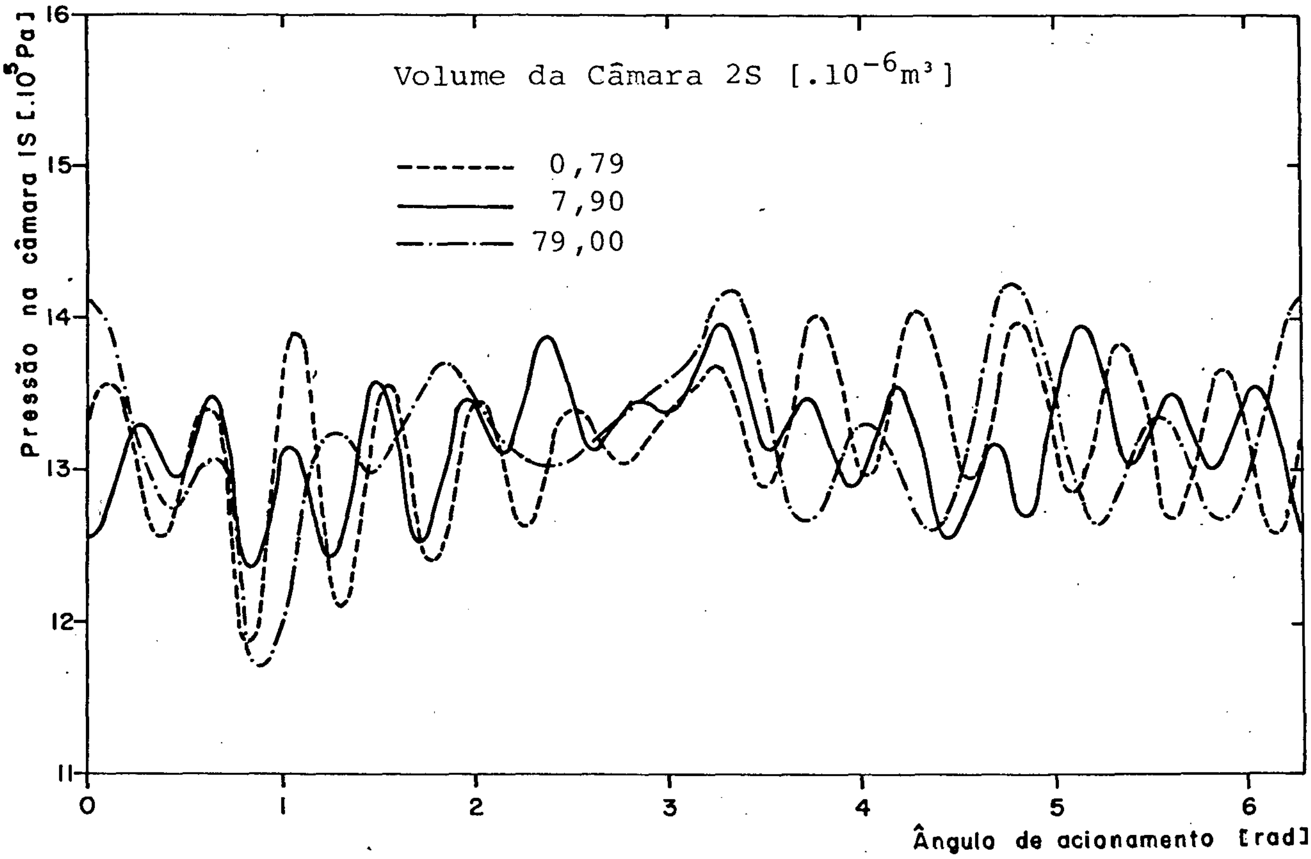



Figura 54 - Influência do volume da câmara de amortecimento 2S sobre as pulsações de gás na câmara de sucção (1S)

As dimensões geométricas dos gargalos que interligam as cavidades dos sistemas de sucção e descarga, por sua vez, afetam consideravelmente as características de performance do compressor.

Nas Figuras 55 e 56, encontram-se representados os índices de desempenho, em função dos diâmetros $D_{1s}$ e $D_{1d}$, respectivamente.

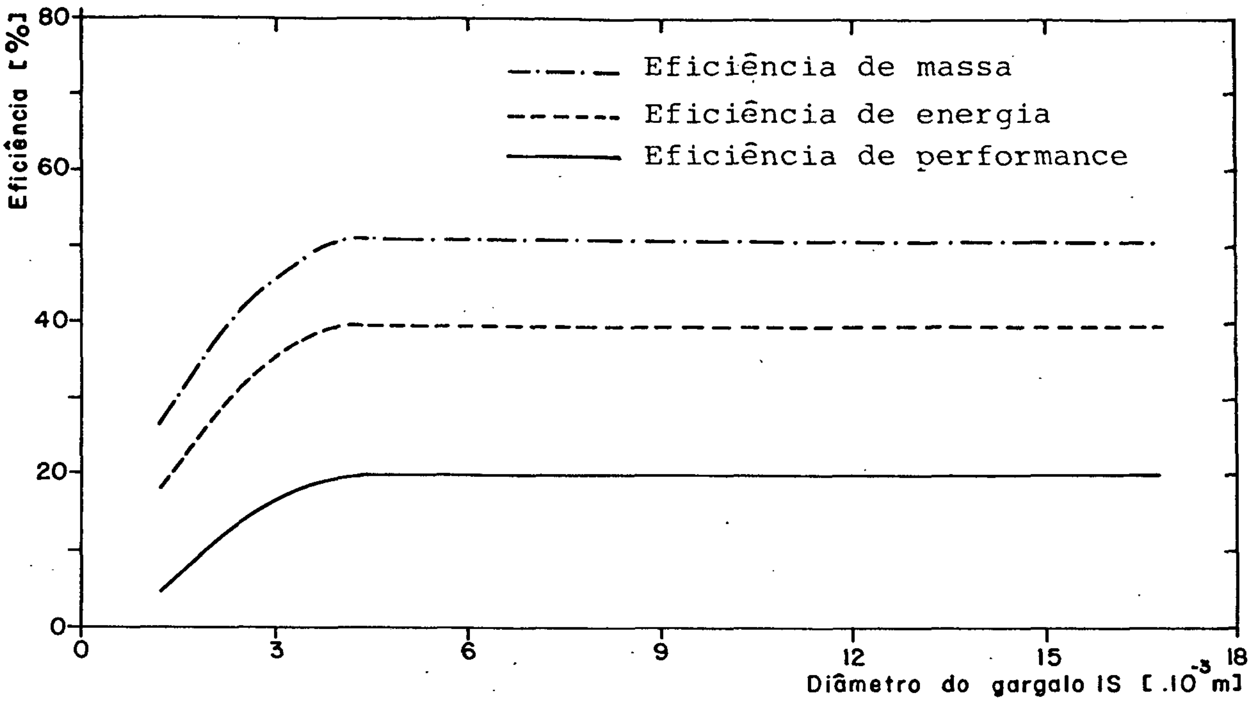



Figura 55 - Influência do diâmetro do gargalo 1S sobre o desempenho do compressor

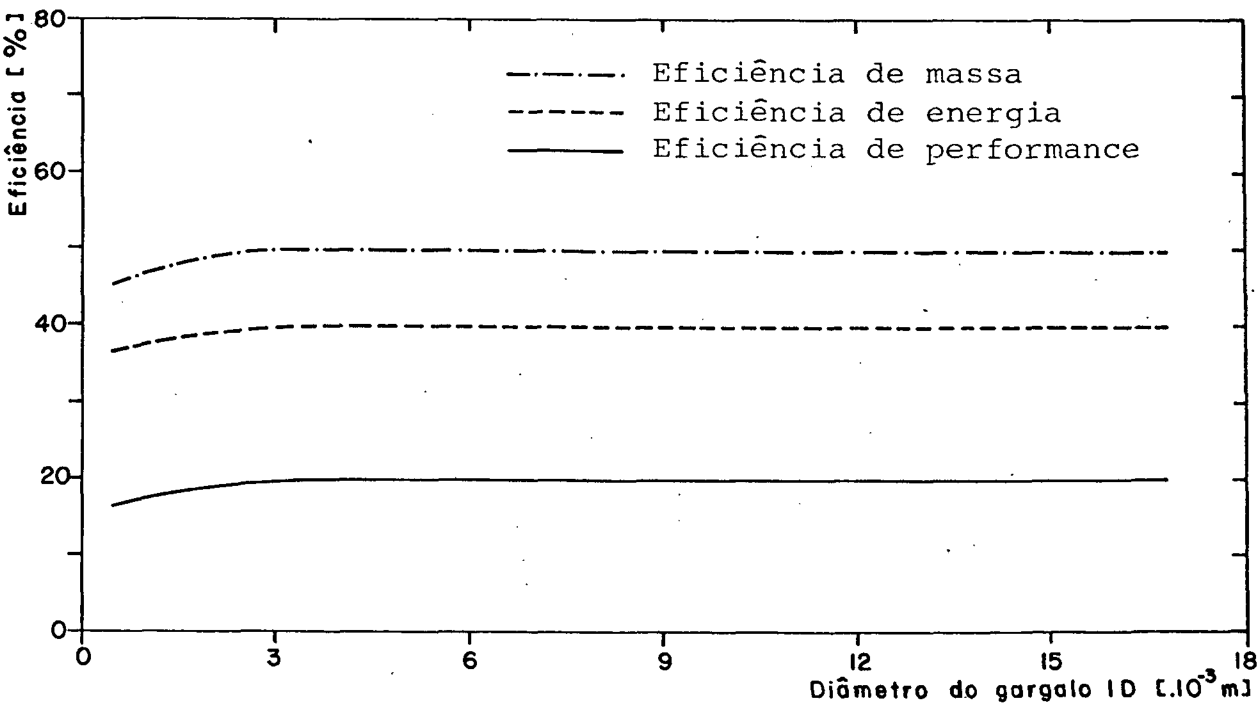



Figura 56 - Influência do diâmetro do gargalo 1D sobre o desempenho do compressor

As quedas nas eficiências, verificadas na parte esquerda de ambos os gráficos, decorrem de um acentuado aumento nas perdas de energia e no fluxo de massa, provocado pela maior restrição ao escoamento que sempre acompanha a utilização de pequenos diâmetros.

Nas Figuras 57 e 58 podem ser observadas as perdas de potência nos sistemas de sucção ($\dot{E}_{pcs}$) e descarga ($\dot{E}_{pcd}$), respectivamente, em função das dimensões geométricas dos gargalos 1S e 1D. As linhas contínuas representam as variações nos diâmetros, enquanto, as alterações nos comprimentos dos gargalos, encontram-se identificadas por linhas tracejadas.

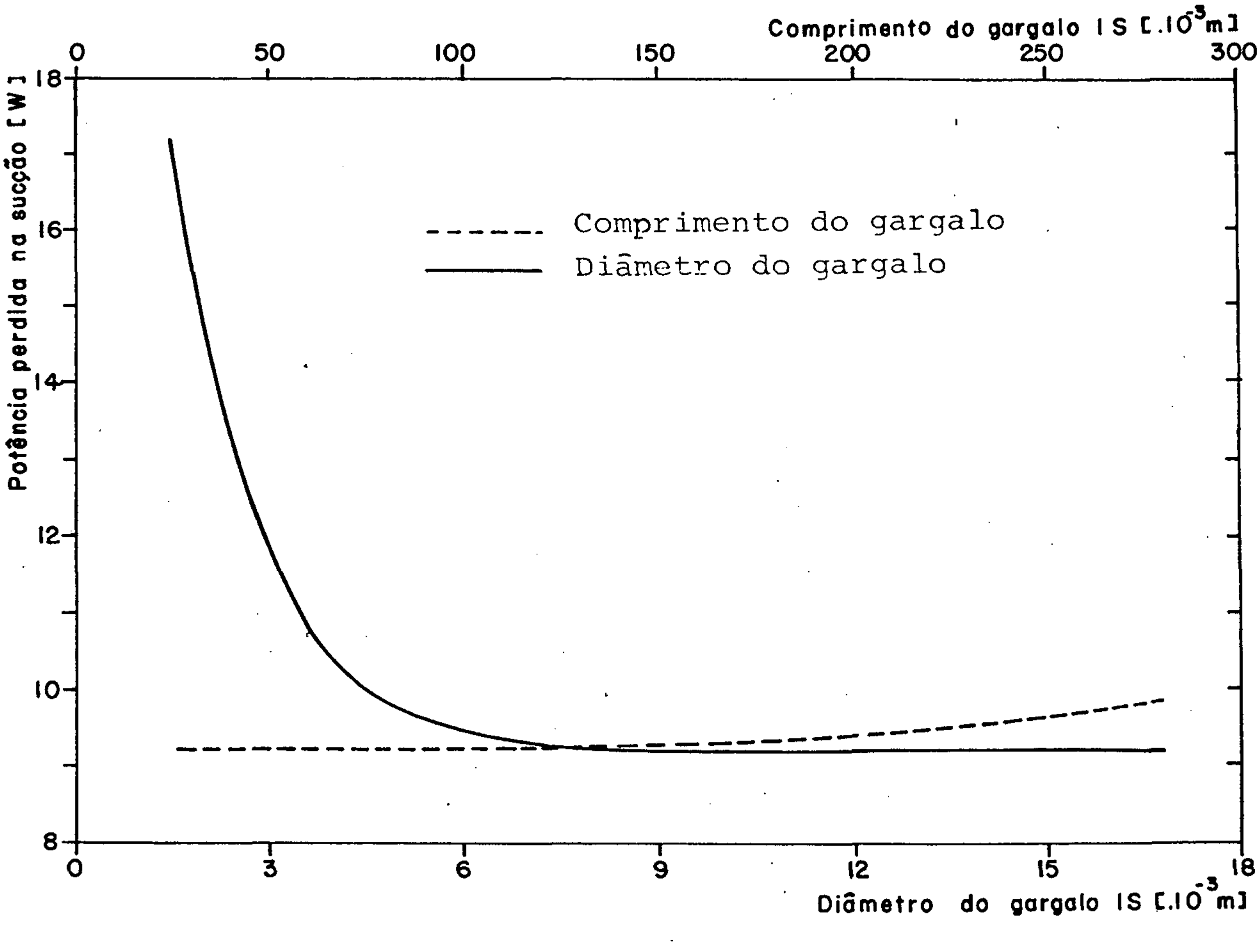



Figura 57 - Influência do diâmetro e do comprimento do gargalo 1S sobre a potência dissipada no sistema de sucção

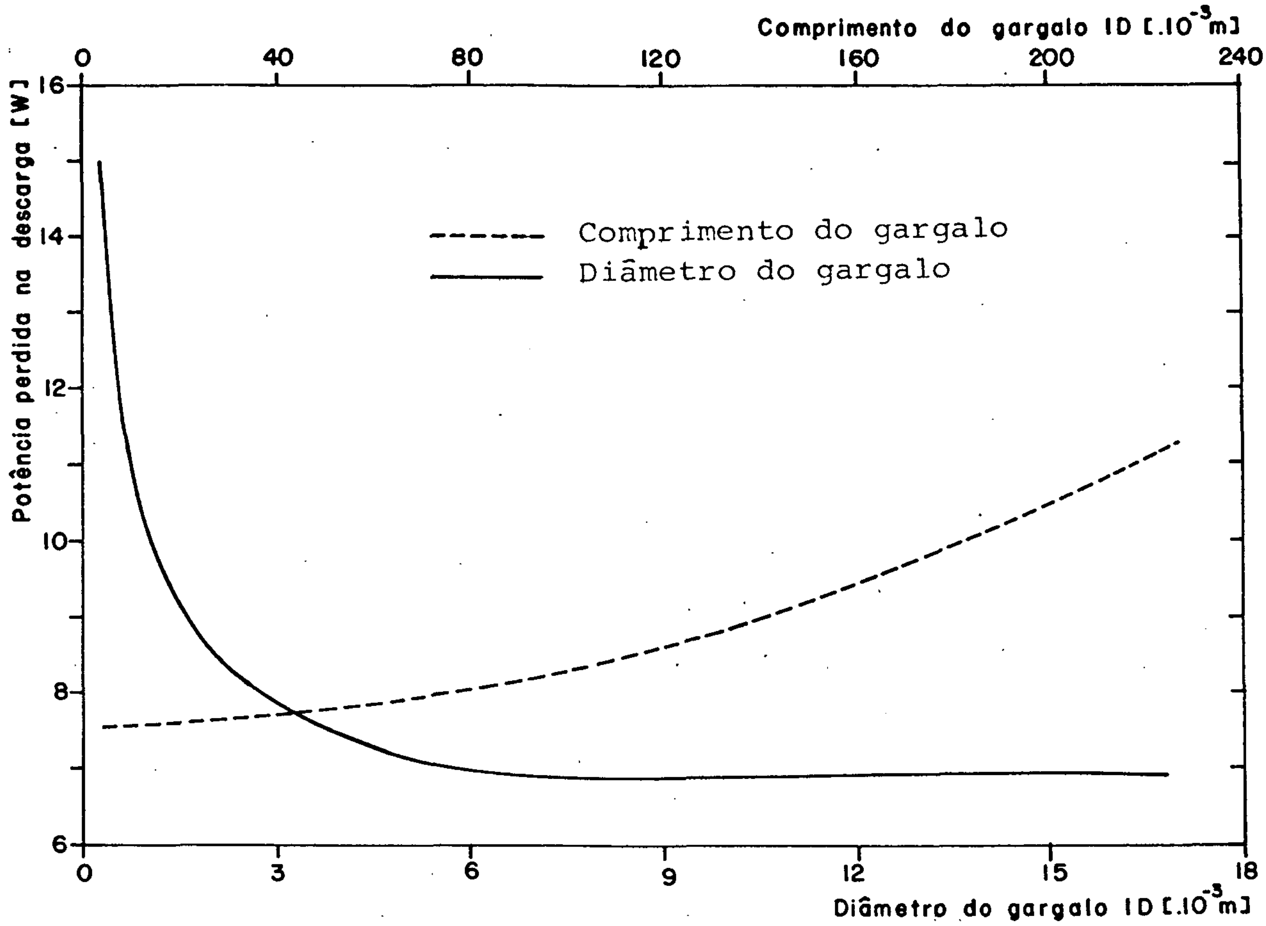



Figura 58 - Influência do diâmetro e do comprimento do gargalo 1D sobre a potência dissipada no sistema de descarga

Qualitativamente, esses resultados mostraram-se bastante coerentes. Basta observar que, tanto na sucção como na descarga, a potência dissipada decresce com o aumento do diâmetro ou, ainda, com a redução do comprimento do gargalo.

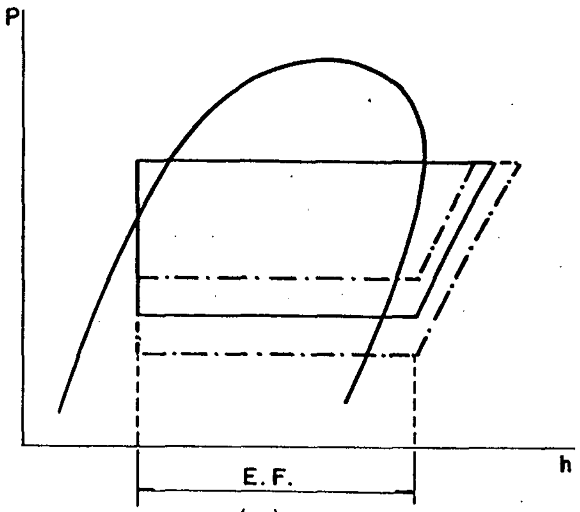
Cumpre, finalmente, esclarecer que os demais gargalos dos sistemas de sucção (2S,3S,4S) e descarga (2D,3D) tiveram, também, seus diâmetros e comprimentos alterados individualmente e, tal como se esperava, os resultados obtidos foram análogos a esses já apresentados.

## 5.3. INFLUÊNCIA DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO NO FUNCIONAMENTO DO COMPRESSOR

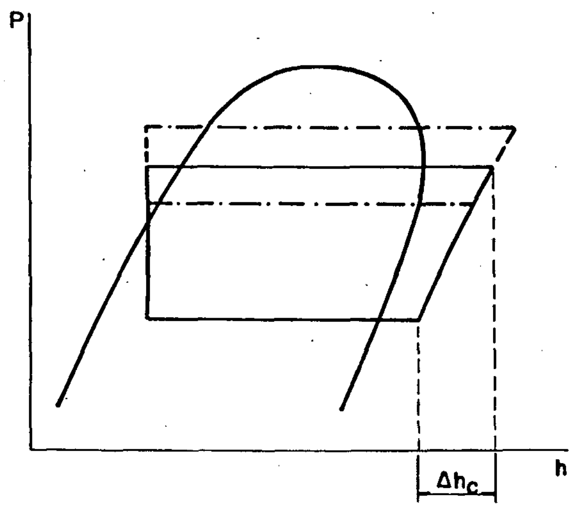
De maneira geral, os compressores de refrigeração são projetados para operar sob diferentes condições de funcionamento. Obviamente que, das condições de operação dependem a potência consumida, a capacidade de refrigeração, a massa de refrigerante que circula pelo sistema e o próprio desempenho do compressor.

A presente secção destina-se a avaliar, individualmente, os efeitos das temperaturas de vaporização e condensação sobre o comportamento do compressor.

A Figura 59 ilustra a maneira pela qual essas temperaturas foram alteradas. Em ambos os casos, a linha contínua representa o ciclo padrão, para o qual foram obtidos os resultados já apresentados.




(a)
Temperatura de Vaporização




(b)
Temperatura de Condensação

Figura 59 - Variações nas temperaturas de vaporização e condensação

É importante salientar que, independentemente das demais modificações efetuadas no ciclo, as temperaturas na entrada do compressor e na saída do condensador foram mantidas em 32 [$^{o}$C]. Isso equivale a dizer que, em todas as situações analisadas, a diferença de entalpia no evaporador (E.F.) permaneceu sempre constante.

Com o aumento da temperatura de vaporização, ocorre uma diminuição do volume específico do refrigerante na entrada do compressor. Por outro lado, o volume deslocado a cada ciclo de operação do compressor, depende apenas das características geométricas do equipamento. Portanto, se a rotação do eixo-motor permanecer inalterada, certamente haverá um acréscimo na taxa de fluxo em massa ($\dot{m}_r$) através do circuito de refrigeração.

Realmente, a Figura 60 mostra que a massa de refrigerante em circulação aumenta em mais de cinco vezes, quando a temperatura de vaporização passa de -35 para -5 [$^{o}$C]. A boa concordância entre os resultados do programa e os dados experimentais apresentados no catálogo do compressor, reafirma a validade do modelo matemático utilizado.

A capacidade do sistema de refrigeração ($\dot{Q}_o$), por sua vez, é dada pelo produto entre o efeito frigorífico (E.F.) e a taxa de fluxo em massa, determinada pelo compressor. Desde que a diferença de entalpia no evaporador seja mantida constante, a capacidade de refrigeração deve crescer, com o aumento da temperatura de vaporização, na mesma proporção em que se dá o aumento de fluxo em massa. Os resultados da Figura 61 confirmam o que foi dito.

A Figura 62 apresenta o consumo de potência do compressor ($\dot{E}_{ent}$), em função da temperatura de vaporização.

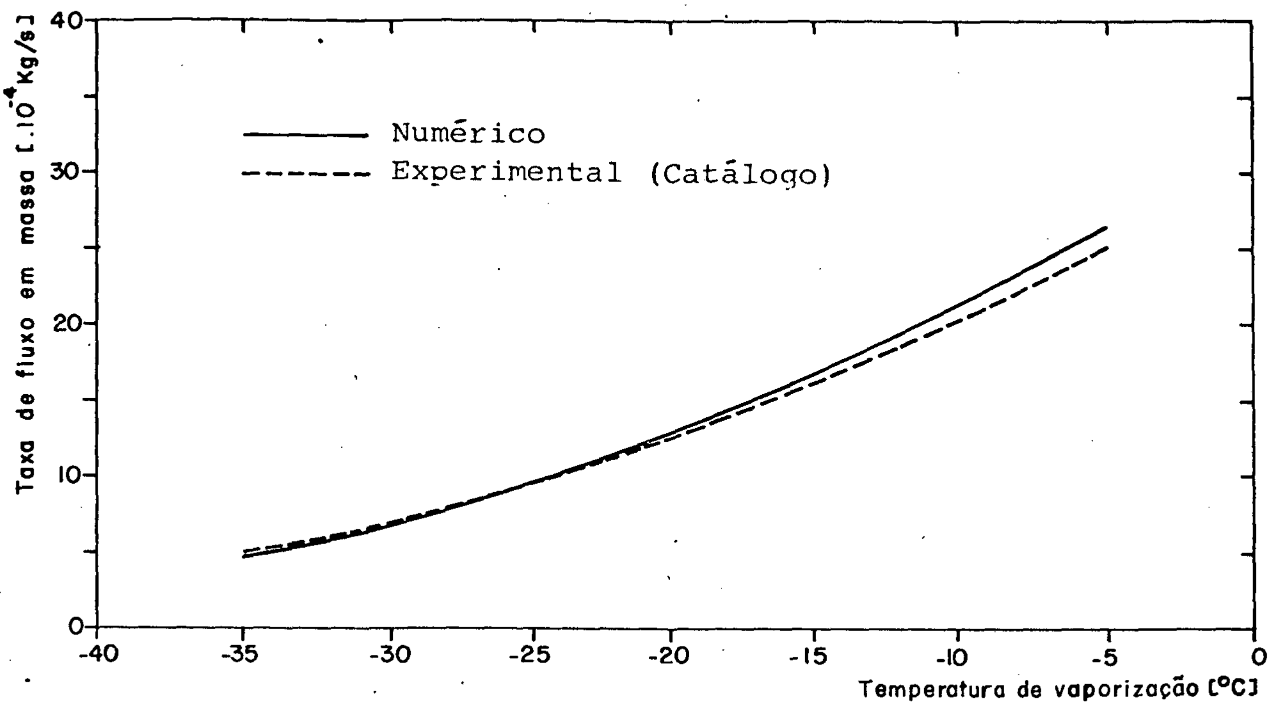



Figura 60 - Influência da temperatura de vaporização sobre a taxa de fluxo em massa (Resultados numérico e experimental)

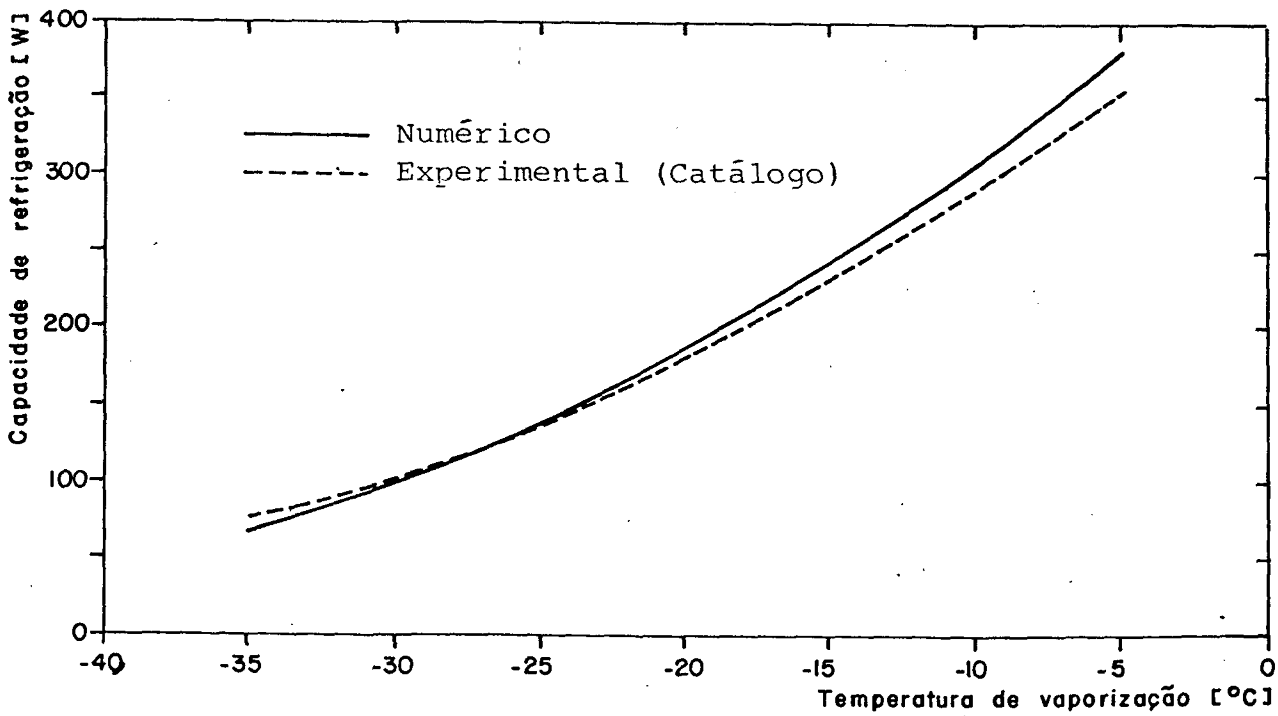



Figura 61 - Influência da temperatura de vaporização sobre a capacidade do sistema frigorífico (Resultados numérico e experimental)

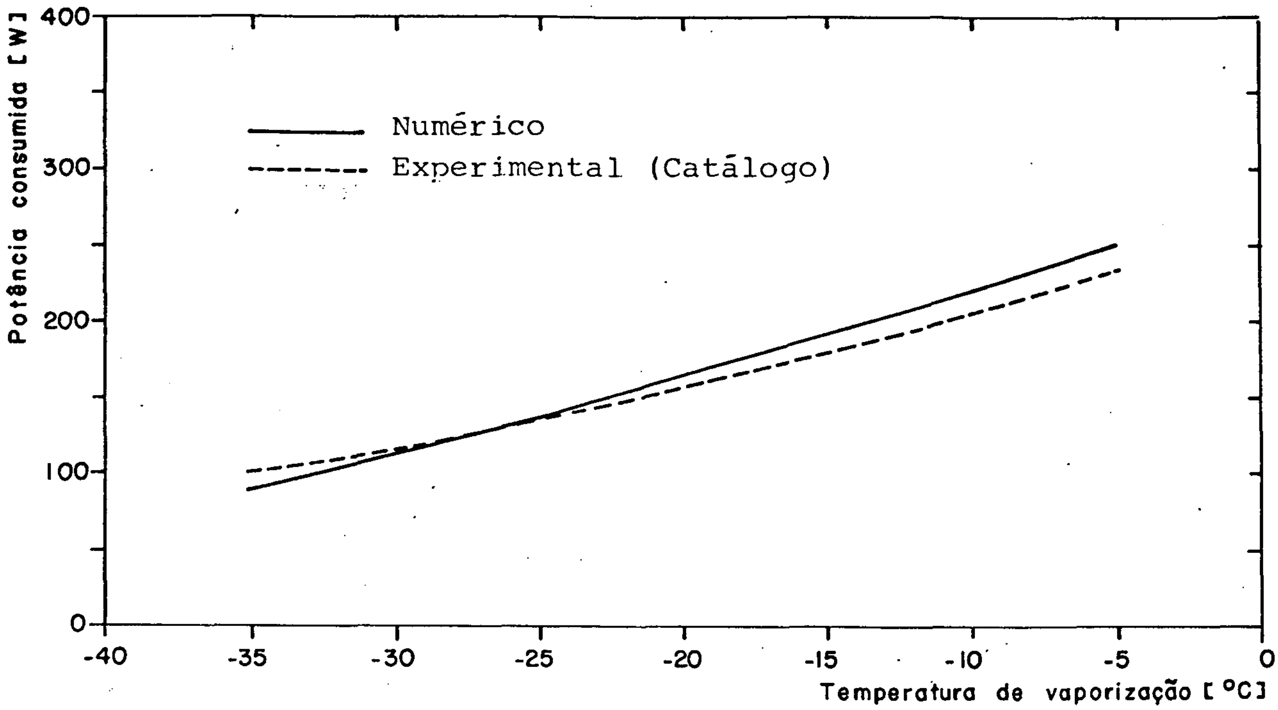



Figura 62 - Influência da temperatura de vaporização sobre a potência consumida pelo compressor (Resultados numérico e experimental)

Com o auxílio da Figura 59, pode-se observar que, um aumento na temperatura de vaporização implica numa redução do trabalho específico do compressor ($\Delta h_c$). Entretanto, o acréscimo na taxa de fluxo em massa, que decorre dessa mudança na temperatura, é suficientemente grande para aumentar a potência consumida pelo compressor.

Os índices de eficiência apresentados pelo compressor, operando em diferentes temperaturas de vaporização, encontram-se representados na Figura 63.

A Figura 64 apresenta esses mesmos índices, agora, porém, como uma função da temperatura de condensação. A queda acentuada na eficiência de massa, com o aumento da temperatura de condensação, pode ser explicada da maneira como segue.

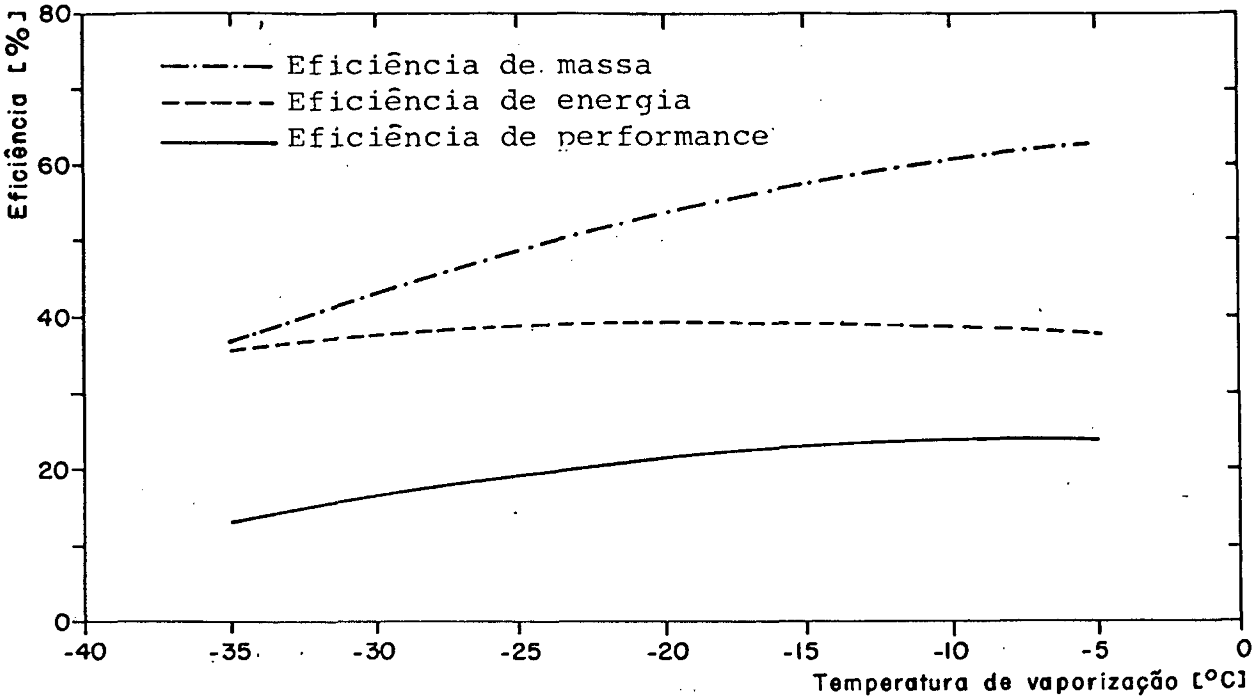



Figura 63 - Influência da temperatura de vaporização sobre o desempenho do compressor

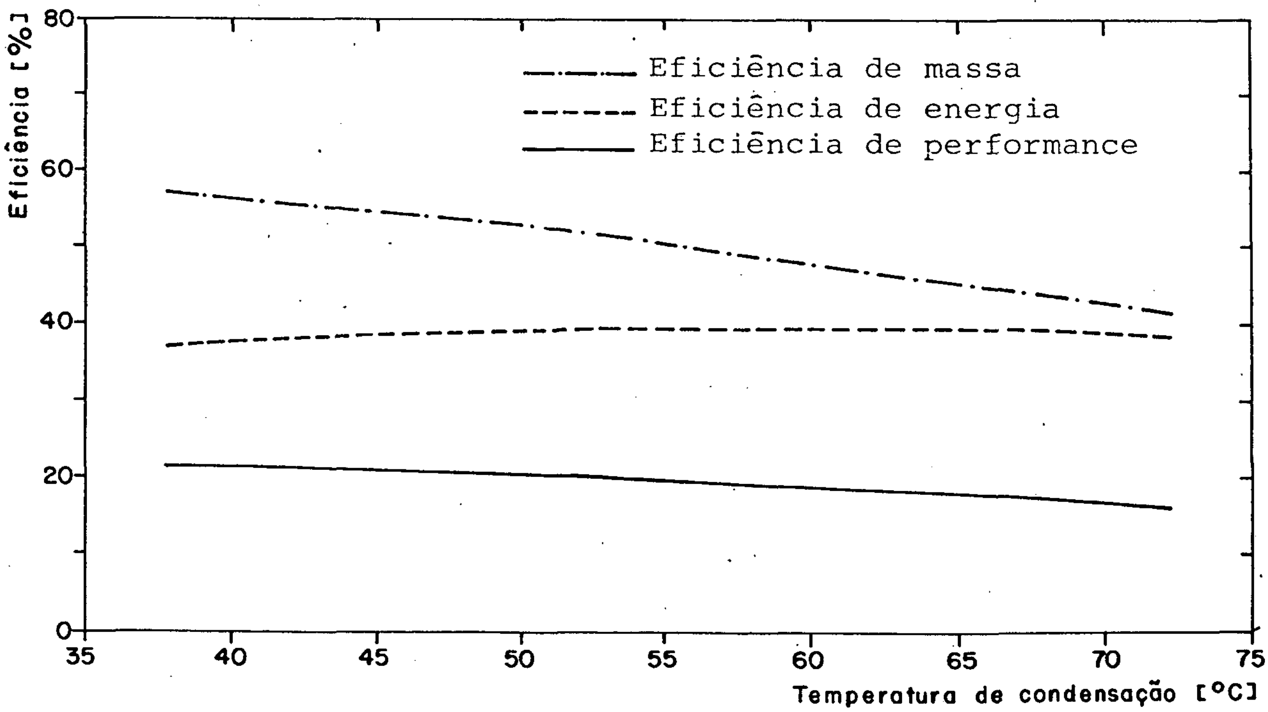



Figura 64 - Influência da temperatura de condensação sobre o desempenho do compressor

Tal como ilustrado na Figura 59, qualquer que seja a temperatura de condensação, o volume específico do vapor superaquecido na entrada do compressor permanece invariável. Assim, ao contrário do que acontece quando a temperatura de vaporização é alterada, a taxa de fluxo em massa ideal ($\dot{m}_i$) permanece sempre constante, não importando a temperatura em que se dá o processo de condensação.

Em outras palavras, a queda verificada na eficiência de massa deve-se, exclusivamente, a um aumento nas perdas no fluxo em massa ($\dot{m}_{pt}$).

De fato, com o aumento da temperatura de condensação, o vapor que permanece confinado no volume morto, encontra-se a uma pressão mais elevada. Dessa forma, o processo de reexpansão deve ser prolongado, a fim de trazer esse vapor até a pressão de admissão, reduzindo, assim, a massa em circulação pelo sistema ($\dot{m}_r$).

A Figura 65 mostra que as curvas correspondentes ã perda total no fluxo de massa e ã perda devida ao volume morto são praticamente paralelas, indicando que essa última é, na verdade, a principal responsável pela alteração na taxa de fluxo em massa, decorrente da variação na temperatura de condensação.

Com referência ã capacidade de refrigeração do sistema, deve-se observar, através da Figura 66, que ela decresce com o aumento da temperatura de condensação. Esse comportamento parece bastante óbvio, pois, aqui também o efeito frigorífico foi mantido constante, tornando a capacidade de refrigeração função apenas da taxa de fluxo em massa.

A mesma Figura 66 mostra, ainda, que o consumo de potência varia muito pouco dentro da larga faixa de temperaturas de

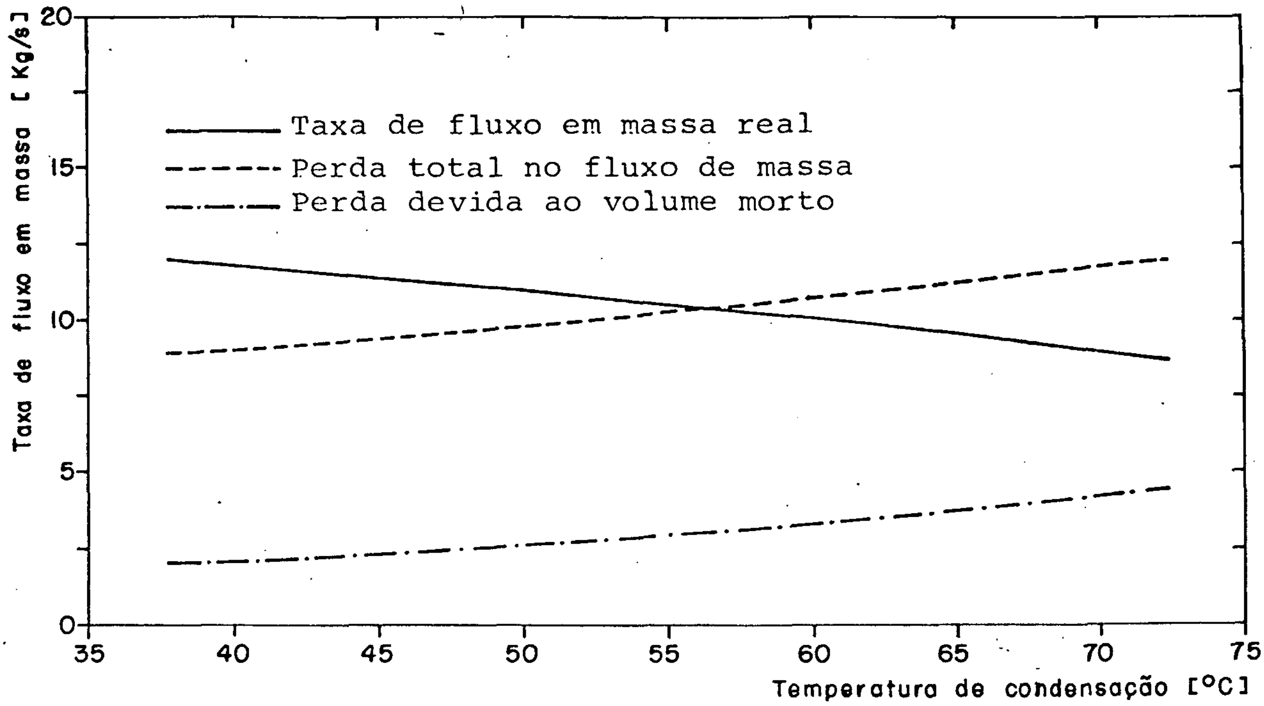



Figura 65 - Influência da temperatura de condensação sobre a taxa de fluxo em massa

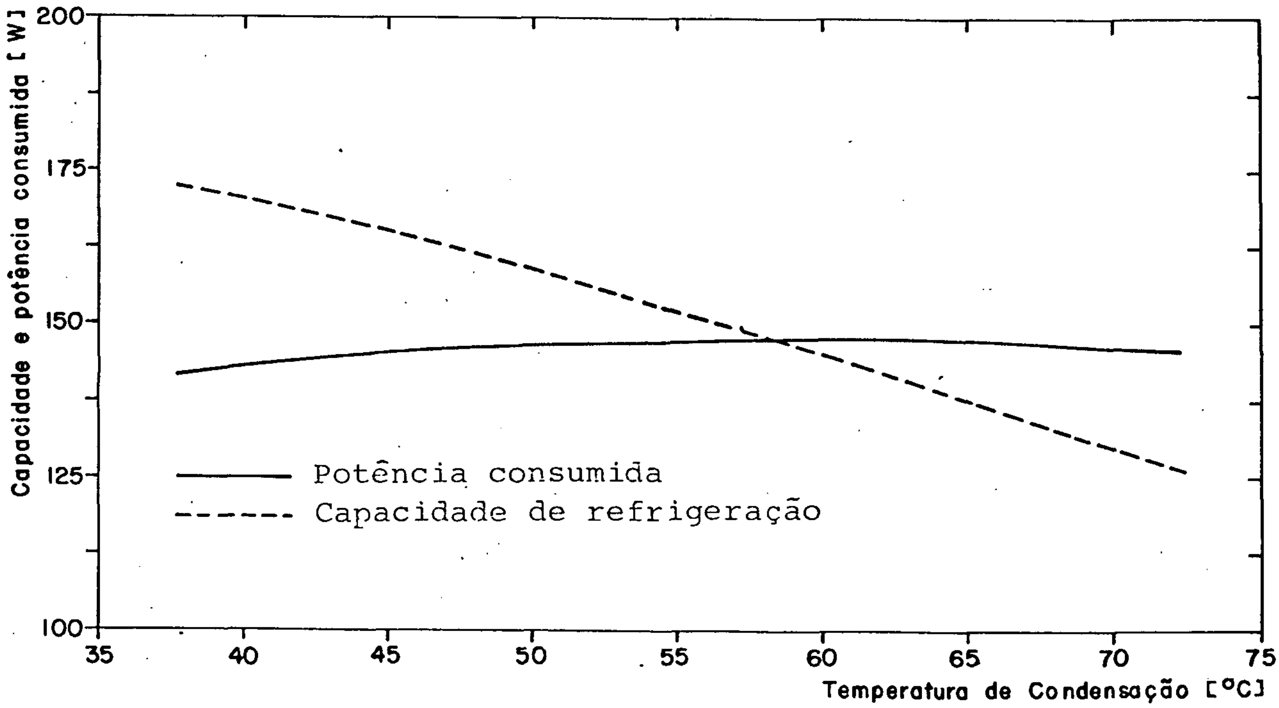



Figura 66 - Influência da temperatura de condensação sobre a potência consumida e a capacidade de refrigeração condensação consideradas. Essa pequena variação deve-se à superposição de dois efeitos que se compensam mutuamente. Ou seja, se por um lado existe um acréscimo no trabalho específico de compressão, com o aumento da temperatura de condensação, por outro, ocorre também, uma redução na taxa de fluxo em massa através do sistema frigorífico.

## 5.4. RESUMO DAS INFLUÊNCIAS ANALISADAS

A Tabela 5 apresenta um resumo de todas as influências analisadas no item 5.2., enquanto, a Tabela 6, resume os efeitos das temperaturas de vaporização e condensação, sobre o funcionamento do compressor.

Em ambas as tabelas, encontram-se discriminadas as principais variáveis que determinam os índices de desempenho do compressor. São elas:

$\dot{m}_r$ - Fluxo de massa real

$\dot{m}_{pvm}$ - Perda devida ao volume morto

$\dot{m}_{pfu}$ - Perda por vazamento

$\dot{m}_{pers}$ - Perda por refluxo na sucção

$\dot{m}_{perd}$ - Perda por refluxo na descarga

$\dot{m}_{pas}$ - Perda por aquecimento na sucção

$\dot{m}_{pre}$ - Perda devida à resistência ao escoamento

$\dot{m}_{pt}$ - Perda total no fluxo de massa

$\dot{E}_{ent}$ - Potência consumida

$\dot{E}_{eix}$ - Potência no eixo

$\dot{E}_{ind}$ - Potência indicada

$\dot{E}_{teo}$ - Potência teórica

$\dot{E}_{pel}$ - Perda de potência no motor elétrico
$\dot{E}_{ppc}$ - Perda de potência no atrito pistão/cilindro
$\dot{E}_{pme}$ - Perda mecânica total
$\dot{E}_{pcs}$ - Perda de potência no sistema de sucção
$\dot{E}_{pcd}$ - Perda de potência no sistema de descarga
$\dot{E}_{psc}$ - Perda de potência durante a sucção e compressão
$\dot{E}_{pte}$ - Perda termodinâmica total
$\dot{E}_{pt}$ - Perda total de potência
$\dot{Q}_{o}$ - Capacidade de refrigeração
$\eta_{me}$ - Eficiência mecânica
$\eta_{te}$ - Eficiência termodinâmica
$\eta_{e}$ - Eficiência de energia
$\eta_{p}$ - Eficiência de performance
EER - Relação de eficiência energética

Antes da apresentação das tabelas deve-se relembrar que foram dados para a solução do modelo:

$\eta_{el}$ - Eficiência do motor elétrico [%] ———————— = 75,0
$\dot{E}_{pma}$ - Perda de potência nos mancais [W] ———————— = 11,6

Além disso, cabe esclarecer que a taxa de fluxo em massa ideal ($\dot{m}_i$), para a condição padrão de funcionamento, ficou em 20,86 [kg/s].

## 5.5. PERSPECTIVAS DE OTIMIZAÇÃO

Como foi dito anteriormente, um programa de simulação bem estruturado pode servir como ferramenta de grande utilidade nos meios industriais. Os resultados obtidos através da simulação podem ser utilizados na identificação dos principais mecanis

Tabela 5 - Resumo das influências físicas e geométricas analisadas

| Parâmetro | Variável | $\dot{m}_r$ | $\dot{m}_{pvm}$ | $\dot{m}_{pfu}$ | $\dot{m}_{pers}$ | $\dot{m}_{perd}$ | $\dot{m}_{pas}$ | $\dot{m}_{prn}$ | $\dot{m}_{pt}$ | $\dot{E}_{ent}$ | $\dot{E}_{aix}$ | $\dot{E}_{ind}$ | $\dot{E}_{teo}$ | $\dot{E}_{pel}$ | $\dot{E}_{ppc}$ | $\dot{E}_{pme}$ | $\dot{E}_{pcs}$ | $\dot{E}_{pcd}$ | $\dot{E}_{psc}$ | $\dot{E}_{pte}$ | $\dot{E}_{pt}$ | $\dot{Q}_o$ | $\eta_{me}$ | $\eta_{te}$ | $\eta_e$ | $\eta_m$ | $\eta_p$ | EER |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | $[.10^{-4}$ kg/s$]$ | | | | | | | | [W] | | | | | | | | | | | | | [%] | | | | | $[\frac{BTU}{W.h}]$ |
| Padrão | Experimental | 10,56* | - | - | - | - | - | - | 10,30 | 147,0* | - | 101,2 | - | - | - | - | - | - | - | - | - | 154,7* | - | - | - | 50,6 | - | 3,59* |
| | Sem pulsação | 10,41 | 3,01 | 0,40 | 0,14 | 1,31 | 3,16 | 2,43 | 10,45 | 141,1 | 105,8 | 90,1 | 57,0 | 35,3 | 4,2 | 15,8 | 8,9 | 5,6 | 18,7 | 33,1 | 84,2 | 150,2 | 85,1 | 63,2 | 40,4 | 49,9 | 20,2 | 3,76 |
| | Com pulsação | 10,64 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,25 | 2,22 | 10,23 | 147,5 | 110,6 | 94,9 | 58,3 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,4 | 36,6 | 89,3 | 153,4 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| $f_{ns}$ [Hz] Padrão = 254,0 | 63,5 | 10,43 | 3,01 | 0,42 | 0,31 | 1,25 | 3,16 | 2,29 | 10,43 | 145,3 | 109,0 | 93,5 | 57,1 | 36,3 | 4,2 | 15,8 | 9,5 | 7,7 | 19,2 | 36,2 | 88,3 | 150,4 | 85,5 | 61,2 | 39,3 | 50,0 | 19,6 | 3,53 |
| | 127,0 | 10,45 | 3,01 | 0,42 | 0,26 | 1,25 | 3,18 | 2,27 | 10,38 | 145,9 | 109,4 | 93,7 | 57,3 | 36,3 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,5 | 19,3 | 36,4 | 88,6 | 151,2 | 85,6 | 61,2 | 39,3 | 50,2 | 19,7 | 3,54 |
| | 190,5 | 10,55 | 3,01 | 0,42 | 0,18 | 1,25 | 3,21 | 2,25 | 10,31 | 146,6 | 110,0 | 94,2 | 57,8 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,8 | 19,3 | 36,4 | 88,9 | 152,2 | 85,7 | 61,3 | 39,4 | 50,6 | 19,9 | 3,54 |
| | 317,5 | 10,68 | 3,00 | 0,42 | 0,03 | 1,25 | 3,28 | 2,20 | 10,18 | 148,1 | 111,0 | 95,3 | 58,4 | 37,0 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 8,0 | 19,5 | 36,9 | 89,6 | 154,1 | 85,8 | 61,3 | 39,5 | 51,2 | 20,2 | 3,55 |
| | 381,0 | 10,70 | 3,00 | 0,42 | 0,01 | 1,25 | 3,30 | 2,19 | 10,17 | 148,2 | 111,2 | 95,4 | 58,5 | 37,1 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 8,0 | 19,5 | 36,9 | 89,7 | 154,2 | 85,8 | 61,3 | 39,5 | 51,3 | 20,2 | 3,55 |
| | 444,5 | 10,63 | 3,00 | 0,42 | 0,00 | 1,25 | 3,29 | 2,28 | 10,23 | 147,6 | 110,7 | 94,9 | 58,2 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 7,9 | 19,4 | 36,7 | 89,4 | 153,3 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | 508,0 | 10,46 | 3,00 | 0,42 | 0,00 | 1,25 | 3,22 | 2,52 | 10,40 | 145,8 | 109,4 | 93,6 | 57,2 | 36,4 | 4,2 | 15,8 | 9,5 | 7,8 | 19,1 | 36,4 | 88,6 | 150,8 | 85,6 | 61,1 | 39,2 | 50,1 | 19,7 | 3,53 |
| $f_{nbs}$ [Hz] Padrão = 650,0 | 325,0 | 11,93 | 2,97 | 0,45 | 0,10 | 1,25 | 3,81 | 0,36 | 8,95 | 157,2 | 117,9 | 102,2 | 65,3 | 39,3 | 4,2 | 15,8 | 6,2 | 9,1 | 21,6 | 36,9 | 92,0 | 172,0 | 86,6 | 63,9 | 41,5 | 57,2 | 23,7 | 3,73 |
| | 487,5 | 11,23 | 3,00 | 0,44 | 0,09 | 1,25 | 3,46 | 1,40 | 9,63 | 152,1 | 114,1 | 96,3 | 61,5 | 38,0 | 4,2 | 15,8 | 7,9 | 8,4 | 20,5 | 36,8 | 90,7 | 161,9 | 86,2 | 62,5 | 40,4 | 53,8 | 21,7 | 3,63 |
| | 812,5 | 10,20 | 3,00 | 0,42 | 0,13 | 1,24 | 3,12 | 2,76 | 10,66 | 143,9 | 107,9 | 92,2 | 55,8 | 36,0 | 4,2 | 15,8 | 10,4 | 7,5 | 18,5 | 36,4 | 88,1 | 147,1 | 85,4 | 60,5 | 38,8 | 48,9 | 18,9 | 3,49 |
| | 975,0 | 10,13 | 3,00 | 0,41 | 0,13 | 1,24 | 3,10 | 2,85 | 10,73 | 143,4 | 107,6 | 91,8 | 55,3 | 35,9 | 4,2 | 15,8 | 10,6 | 7,5 | 18,4 | 36,5 | 88,0 | 146,1 | 85,4 | 60,3 | 38,6 | 48,6 | 18,9 | 3,48 |
| | 1138,0 | 10,12 | 3,00 | 0,41 | 0,12 | 1,24 | 3,09 | 2,86 | 10,74 | 143,4 | 107,6 | 91,8 | 55,3 | 35,9 | 4,2 | 15,9 | 10,7 | 7,5 | 18,3 | 36,5 | 88,1 | 146,0 | 85,4 | 60,3 | 38,6 | 48,5 | 18,7 | 3,47 |
| | 1300,0 | 10,10 | 3,00 | 0,41 | 0,14 | 1,24 | 3,09 | 2,88 | 10,76 | 143,3 | 107,4 | 91,7 | 55,2 | 35,8 | 4,2 | 15,8 | 10,7 | 7,5 | 18,3 | 36,5 | 88,0 | 145,7 | 85,3 | 60,3 | 38,6 | 48,4 | 18,7 | 3,47 |
| $f_{nd}$ [Hz] Padrão = 550,0 | 137,5 | 10,60 | 3,00 | 0,41 | 0,09 | 1,35 | 3,24 | 2,17 | 10,27 | 145,5 | 109,2 | 93,4 | 57,3 | 36,4 | 4,2 | 15,8 | [illegible] | [illegible] | 19,4 | 35,5 | 87,6 | 152,8 | 85,6 | 62,1 | 39,8 | 50,8 | 20,2 | 3,58 |
| | 275,0 | 10,47 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,45 | 3,20 | [illegible] | 10,39 | 144,6 | 108,4 | 92,7 | 57,2 | 36,2 | 4,2 | 15,8 | [illegible] | 7,2 | 19,3 | [illegible] | 87,3 | 150,9 | 85,5 | 61,8 | 39,6 | 50,2 | 19,9 | 3,56 |
| | 412,5 | 10,51 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,39 | 3,21 | 2,24 | 10,35 | 145,6 | 109,2 | 93,4 | 57,5 | 36,4 | 4,2 | 15,8 | 9,2 | 7,4 | 19,5 | 35,9 | 88,1 | 151,6 | 85,6 | 61,5 | 39,5 | 50,4 | 19,9 | 3,55 |
| | 667,5 | 10,77 | 3,00 | 0,43 | 0,09 | 1,09 | 3,29 | 2,19 | 10,09 | 149,7 | 112,3 | 96,5 | 58,9 | 37,4 | 4,2 | 15,8 | 9,5 | 8,5 | 19,6 | 37,6 | 90,8 | 155,3 | 86,0 | 61,0 | 39,3 | 51,6 | 20,3 | 3,54 |
| | 825,0 | 10,89 | 3,00 | 0,43 | 0,10 | 0,95 | 3,33 | 2,16 | 9,97 | 151,8 | 113,8 | 98,1 | 59,6 | 37,9 | 4,2 | 15,8 | 9,7 | 9,1 | 19,7 | 38,5 | 92,2 | 157,1 | 86,2 | 60,7 | 39,3 | 52,2 | 20,5 | 3,53 |
| | 962,5 | 10,97 | 3,00 | 0,44 | 0,10 | 0,85 | 3,36 | 2,14 | 9,89 | 153,4 | 115,1 | 99,3 | 60,1 | 38,4 | 4,2 | 15,8 | 9,8 | 9,6 | 19,8 | 39,2 | 93,4 | 158,3 | 86,3 | 60,4 | 39,1 | 52,6 | 20,6 | 3,52 |
| | 1100,0 | 11,05 | 3,00 | 0,44 | 0,11 | 0,76 | 3,38 | 2,13 | 9,82 | 154,9 | 116,2 | 100,4 | 60,4 | 38,7 | 4,2 | 15,8 | 9,9 | 10,2 | 19,9 | 40,0 | 94,5 | 159,3 | 86,4 | 60,2 | 39,0 | 52,9 | 20,6 | 3,51 |
| $f_{nbd}$ [Hz] Padrão = 800,0 | 200,0 | 10,58 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,30 | 3,23 | 2,23 | 10,28 | 146,9 | 110,2 | 94,4 | 57,8 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,4 | 36,6 | 89,1 | 152,6 | 85,7 | 61,3 | 39,4 | 50,7 | 20,0 | 3,55 |
| | 400,0 | 10,64 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,25 | 2,21 | 10,22 | 147,5 | 110,6 | 94,9 | 58,2 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,5 | 36,7 | 89,3 | 153,4 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | 600,0 | 10,63 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,25 | 2,22 | 10,23 | 147,5 | 110,6 | 94,9 | 58,3 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,4 | 36,5 | 89,3 | 153,3 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | 1000,0 | 10,64 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,25 | 2,21 | 10,23 | 147,5 | 110,6 | 94,9 | 58,2 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,5 | 36,7 | 89,4 | 153,4 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | 1200,0 | 10,64 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,24 | 3,25 | 2,22 | 10,22 | 147,5 | 110,6 | 94,9 | 58,3 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,4 | 36,6 | 89,3 | 153,4 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | 1400,0 | 10,64 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,24 | 3,25 | 2,21 | 10,22 | 147,5 | 110,7 | 94,9 | 58,2 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,5 | 36,7 | 89,4 | 153,4 | 85,6 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | 1600,0 | 10,64 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,25 | 2,21 | 10,22 | 147,5 | 110,7 | 94,9 | 58,2 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,5 | 36,7 | 89,4 | 153,4 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| $\xi_s$ Padrão = 0,15 | 0,015 | 10,66 | 3,00 | 0,42 | 0,08 | 1,25 | 3,26 | 2,20 | 10,21 | 147,7 | 110,7 | 94,9 | 58,2 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,5 | 36,7 | 89,4 | 153,7 | 85,8 | 61,4 | 39,5 | 51,1 | 20,2 | 3,55 |
| | 0,030 | 10,66 | 3,00 | 0,42 | 0,08 | 1,25 | 3,26 | 2,20 | 10,21 | 147,7 | 110,8 | 95,0 | 58,3 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,5 | 36,7 | 89,4 | 153,7 | 85,8 | 61,4 | 39,5 | 51,1 | 20,2 | 3,55 |
| | 0,075 | 10,64 | 3,00 | 0,42 | 0,08 | 1,25 | 3,26 | 2,21 | 10,22 | 147,6 | 110,7 | 94,9 | 58,2 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,5 | 36,7 | 89,4 | 153,5 | 85,8 | 61,3 | 39,5 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | 0,300 | 10,61 | 3,00 | 0,42 | 0,11 | 1,25 | 3,24 | 2,23 | 10,25 | 147,4 | 110,5 | 94,8 | 58,1 | 36,8 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 7,9 | 19,4 | 36,7 | 89,3 | 153,0 | 85,7 | 61,3 | 39,4 | 50,9 | 20,0 | 3,54 |
| | 0,750 | 10,56 | 3,00 | 0,42 | 0,17 | 1,24 | 3,21 | 2,29 | 10,31 | 146,9 | 110,2 | 94,4 | 57,7 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,5 | 7,9 | 19,3 | 36,7 | 89,1 | 152,2 | 85,7 | 61,2 | 39,3 | 50,6 | 19,9 | 3,54 |
| | 1,500 | 10,45 | 3,00 | 0,42 | 0,26 | 1,25 | 3,17 | 2,30 | 10,41 | 146,0 | 109,5 | 93,8 | 57,1 | 36,5 | 4,2 | 15,8 | 9,7 | 7,8 | 19,2 | 36,7 | 88,9 | 150,7 | 85,6 | 61,0 | 39,1 | 50,1 | 19,6 | 3,52 |

* Dados experimentais disponíveis no catálogo do compressor

Condições de funcionamento: -23,3 °C ; 54,4 °C ; 32,2 °C

Tabela 5 - Resumo das influências físicas e geométricas analisadas (continuação)

| Parâmetro | Variável | $\dot m_r$ | $\dot m_{pvm}$ | $\dot m_{pfu}$ | $\dot m_{pers}$ | $\dot m_{perd}$ | $\dot m_{pas}$ | $\dot m_{pre}$ | $\dot m_{pt}$ | $\dot E_{ant}$ | $\dot E_{eix}$ | $\dot E_{ind}$ | $\dot E_{teo}$ | $\dot E_{pol}$ | $\dot E_{ppc}$ | $\dot E_{pme}$ | $\dot E_{pcs}$ | $\dot E_{pcd}$ | $\dot E_{psc}$ | $\dot E_{pta}$ | $\dot E_{pt}$ | $\dot Q_o$ | $\eta_{me}$ | $\eta_{te}$ | $\eta_e$ | $\eta_m$ | $\eta_p$ | EER |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | $[10^{-4}$ kg/s] | | | | | | | | [W] | | | | | | | | | | | | | [%] | | | | | $[\frac{BTU}{W.h}]$ |
| $\xi_{bs}$ Padrão=0,40 | 0,040 | 10,79 | 3,00 | 0,42 | 0,10 | 1,25 | 3,30 | 2,00 | 10,07 | 148,7 | 111,5 | 95,8 | 59,0 | 37,2 | 4,2 | 15,8 | 9,0 | 8,1 | 19,7 | 36,8 | 89,7 | 155,6 | 85,9 | 61,6 | 39,7 | 51,7 | 20,5 | 3,57 |
| | 0,080 | 10,79 | 3,00 | 0,43 | 0,09 | 1,25 | 3,30 | 2,01 | 10,07 | 148,7 | 111,5 | 95,8 | 59,1 | 37,2 | 4,2 | 15,8 | 9,0 | 8,0 | 19,7 | 36,7 | 89,7 | 155,6 | 85,9 | 61,6 | 39,7 | 51,7 | 20,5 | 3,57 |
| | 0,200 | 10,69 | 3,00 | 0,42 | 0,06 | 1,25 | 3,28 | 2,16 | 10,17 | 148,0 | 111,0 | 95,2 | 58,4 | 37,0 | 4,2 | 15,8 | 9,2 | 8,0 | 19,6 | 36,8 | 89,5 | 154,2 | 85,8 | 61,4 | 39,5 | 51,3 | 20,3 | 3,56 |
| | 0,800 | 10,65 | 3,00 | 0,42 | 0,11 | 1,25 | 3,25 | 2,19 | 10,21 | 147,7 | 110,8 | 95,0 | 58,2 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 7,9 | 19,5 | 36,8 | 89,5 | 153,5 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | 2,000 | 10,66 | 3,01 | 0,42 | 0,11 | 1,25 | 3,25 | 2,17 | 10,20 | 148,0 | 111,0 | 95,3 | 58,4 | 37,0 | 4,2 | 15,8 | 9,5 | 7,9 | 19,5 | 36,9 | 89,7 | 153,8 | 85,8 | 61,2 | 39,4 | 51,1 | 20,1 | 3,55 |
| | 4,000 | 10,65 | 3,01 | 0,42 | 0,11 | 1,25 | 3,24 | 2,19 | 10,21 | 148,1 | 111,1 | 95,4 | 58,3 | 37,0 | 4,2 | 15,8 | 9,7 | 7,9 | 19,5 | 37,1 | 89,9 | 153,6 | 85,8 | 61,1 | 39,3 | 51,0 | 20,1 | 3,54 |
| $\xi_d$ Padrão=3,80 | 0,038 | 11,72 | 2,99 | 0,38 | 0,15 | 0,14 | 3,60 | 1,88 | 9,15 | 156,5 | 117,4 | 101,6 | 64,0 | 39,1 | 4,2 | 15,8 | 10,7 | 6,7 | 20,2 | 37,6 | 92,4 | 168,9 | 86,6 | 63,1 | 40,9 | 56,2 | 23,0 | 3,68 |
| | 0,380 | 11,70 | 3,00 | 0,39 | 0,15 | 0,16 | 3,60 | 1,88 | 9,17 | 156,4 | 117,3 | 101,6 | 64,1 | 39,1 | 4,2 | 15,8 | 10,6 | 6,8 | 20,1 | 37,5 | 92,5 | 168,7 | 86,6 | 63,0 | 40,9 | 56,1 | 22,9 | 3,68 |
| | 0,760 | 11,64 | 3,00 | 0,39 | 0,14 | 0,22 | 3,58 | 1,90 | 9,22 | 156,0 | 117,0 | 101,2 | 63,6 | 39,0 | 4,2 | 15,8 | 10,6 | 6,9 | 20,1 | 37,6 | 92,3 | 167,8 | 86,5 | 62,9 | 40,8 | 55,8 | 22,8 | 3,67 |
| | 1,900 | 11,28 | 3,00 | 0,40 | 0,11 | 0,60 | 3,46 | 2,01 | 9,58 | 153,0 | 114,7 | 99,0 | 61,8 | 38,2 | 4,2 | 15,8 | 10,1 | 7,2 | 19,9 | 37,2 | 91,2 | 162,7 | 86,3 | 62,4 | 40,3 | 54,1 | 21,8 | 3,63 |
| | 7,600 | 9,57 | 3,00 | 0,46 | 0,12 | 2,28 | 2,93 | 2,50 | 11,29 | 139,0 | 104,3 | 88,5 | 52,3 | 34,8 | 4,2 | 15,8 | 8,1 | 9,3 | 18,8 | 36,2 | 86,7 | 138,0 | 84,9 | 59,1 | 37,6 | 45,9 | 17,3 | 3,39 |
| | 19,000 | 7,93 | 3,00 | 0,53 | 0,11 | 3,94 | 2,45 | 2,91 | 12,94 | 128,5 | 96,2 | 80,4 | 43,3 | 32,1 | 4,1 | 15,7 | 6,2 | 12,5 | 18,4 | 37,1 | 84,9 | 114,3 | 83,6 | 53,9 | 33,8 | 38,0 | 12,8 | 3,04 |
| | 38,000 | 6,64 | 3,00 | 0,60 | 0,15 | 5,22 | 2,05 | 3,20 | 14,22 | 122,4 | 91,8 | 76,1 | 36,4 | 30,6 | 4,1 | 15,7 | 4,7 | 16,3 | 18,7 | 39,7 | 86,1 | 95,8 | 82,8 | 47,8 | 29,7 | 31,8 | 9,5 | 2,67 |
| $\xi_{bd}$ Padrão=5,40 | 0,054 | 10,64 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,25 | 2,21 | 10,22 | 147,5 | 110,7 | 94,9 | 58,2 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,5 | 36,7 | 89,4 | 153,4 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | 0,540 | 10,64 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,25 | 2,21 | 10,23 | 147,5 | 110,6 | 94,9 | 58,2 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,5 | 36,7 | 89,3 | 153,4 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | 1,080 | 10,64 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,25 | 2,21 | 10,23 | 147,5 | 110,6 | 94,9 | 58,2 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,5 | 36,7 | 89,3 | 153,4 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | 2,700 | 10,64 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,25 | 2,21 | 10,23 | 147,5 | 110,6 | 94,9 | 58,2 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,5 | 36,7 | 89,4 | 153,4 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | 10,800 | 10,64 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,25 | 2,21 | 10,22 | 147,5 | 110,6 | 94,9 | 58,2 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,5 | 36,7 | 89,3 | 153,4 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | 27,000 | 10,63 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,25 | 2,21 | 10,23 | 147,5 | 110,6 | 94,9 | 58,3 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,4 | 36,6 | 89,3 | 153,3 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | 54,000 | 10,63 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,25 | 2,22 | 10,23 | 147,5 | 110,6 | 94,9 | 58,3 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,4 | 36,6 | 89,3 | 153,3 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| $h_{cs}$ $[10^{-6}$m] Padrão=550,0 | 137,5 | 9,21 | 3,00 | 0,40 | 0,04 | 1,24 | 2,81 | 4,17 | 11,66 | 134,6 | 101,0 | 85,2 | 50,3 | 33,7 | 4,2 | 15,8 | 11,9 | 6,7 | 16,3 | 34,9 | 84,2 | 132,8 | 84,4 | 59,1 | 37,4 | 44,1 | 16,5 | 3,37 |
| | 275,0 | 9,71 | 3,00 | 0,41 | 0,09 | 1,24 | 2,96 | 3,47 | 11,16 | 139,2 | 104,4 | 88,6 | 53,1 | 34,8 | 4,2 | 15,8 | 10,9 | 7,1 | 17,5 | 35,5 | 85,1 | 139,9 | 84,9 | 59,9 | 38,1 | 46,5 | 17,7 | 3,45 |
| | 412,5 | 10,18 | 3,00 | 0,42 | 0,12 | 1,24 | 3,11 | 2,80 | 10,69 | 143,5 | 107,6 | 91,9 | 55,8 | 35,9 | 4,2 | 15,8 | 10,1 | 7,5 | 18,5 | 36,1 | 87,8 | 146,7 | 85,4 | 60,6 | 38,8 | 48,8 | 18,9 | 3,49 |
| | 687,5 | 11,11 | 3,00 | 0,43 | 0,07 | 1,25 | 3,42 | 1,58 | 9,75 | 151,4 | 113,6 | 97,8 | 60,8 | 37,9 | 4,2 | 15,8 | 8,4 | 8,3 | 20,3 | 37,0 | 90,7 | 160,3 | 86,1 | 62,1 | 40,1 | 53,3 | 21,4 | 3,61 |
| | 825,0 | 11,66 | 3,00 | 0,44 | 0,04 | 1,25 | 3,66 | 0,83 | 9,21 | 155,8 | 116,9 | 101,1 | 63,8 | 39,0 | 4,2 | 15,8 | 7,3 | 8,8 | 21,2 | 37,3 | 92,1 | 168,1 | 86,5 | 63,1 | 40,9 | 55,9 | 22,9 | 3,68 |
| | 962,5 | 12,05 | 3,00 | 0,45 | 0,08 | 1,26 | 3,84 | 0,23 | 8,83 | 158,6 | 119,0 | 103,2 | 65,7 | 39,7 | 4,2 | 15,8 | 6,5 | 9,2 | 21,8 | 37,5 | 92,8 | 173,5 | 86,8 | 63,8 | 41,5 | 57,7 | 23,9 | 3,73 |
| | 1100,0 | 12,33 | 2,98 | 0,45 | 0,08 | 1,26 | 3,78 | 0,01 | 8,53 | 161,1 | 120,8 | 105,0 | 67,4 | 40,3 | 4,2 | 15,8 | 6,0 | 9,4 | 22,2 | 37,6 | 93,6 | 177,8 | 86,9 | 64,2 | 41,9 | 59,1 | 24,7 | 3,77 |
| $h_{bd}$ $[10^{-6}$m] Padrão=540,0 | [illegible] | [illegible] | [illegible] | [illegible] | [illegible] | 0,24 | [illegible] | [illegible] | [illegible] | [illegible] | 128,8 | [illegible] | 58,8 | [illegible] | [illegible] | 15,8 | [illegible] | 21,6 | 21,8 | [illegible] | 111,3 | [illegible] | [illegible] | 52,4 | 34,5 | 51,5 | [illegible] | [illegible] |
| | 270,0 | [illegible] | 3,00 | 0,48 | 0,11 | 0,64 | 3,40 | 2,15 | 9,77 | 158,4 | 118,8 | 103,0 | 60,8 | 33,6 | 4,2 | 15,8 | [illegible] | 12,2 | 20,2 | 42,4 | 97,7 | 162,0 | 86,7 | 56,7 | 38,3 | 51,2 | [illegible] | 3,45 |
| | 405,0 | 10,84 | 3,00 | 0,45 | 0,10 | 1,00 | 3,32 | 2,17 | 10,02 | 151,2 | 113,4 | 97,7 | 59,4 | 37,8 | 4,2 | 15,8 | 9,6 | 9,0 | 19,7 | 38,5 | 91,9 | 156,4 | 86,1 | 60,7 | 39,2 | 52,0 | 20,4 | 3,53 |
| | 675,0 | 10,59 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,31 | 3,24 | 2,22 | 10,28 | 146,8 | 110,1 | 94,4 | 58,0 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,2 | 7,8 | 19,4 | 36,4 | 88,9 | 152,7 | 85,7 | 61,4 | 39,4 | 50,7 | 20,0 | 3,55 |
| | 810,0 | 10,59 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,31 | 3,24 | 2,22 | 10,28 | 146,8 | 110,1 | 94,4 | 58,0 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,2 | 7,8 | 19,4 | 36,4 | 88,9 | 152,7 | 85,7 | 61,4 | 39,4 | 50,7 | 20,0 | 3,55 |
| | 945,0 | 10,59 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,31 | 3,24 | 2,22 | 10,28 | 146,8 | 110,1 | 94,4 | 58,0 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,2 | 7,8 | 19,4 | 36,4 | 88,9 | 152,7 | 85,7 | 61,4 | 39,4 | 50,7 | 20,0 | 3,55 |
| | 1000,0 | 10,59 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,31 | 3,24 | 2,22 | 10,28 | 146,8 | 110,1 | 94,4 | 58,0 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,2 | 7,8 | 19,4 | 36,4 | 88,9 | 152,7 | 85,7 | 61,4 | 39,4 | 50,7 | 20,0 | 3,55 |

Condições de funcionamento: -23,3 °C; 54,4 °C ; 32,2 °C

Tabela 5 - Resumo das influências físicas e geométricas analisadas (continuação)

| Parâmetro | Variável | $\dot{m}_r$ | $\dot{m}_{pvm}$ | $\dot{m}_{pfu}$ | $\dot{m}_{pars}$ | $\dot{m}_{pard}$ | $\dot{m}_{pas}$ | $\dot{m}_{pre}$ | $\dot{m}_{pt}$ | $\dot{E}_{ent}$ | $\dot{E}_{eix}$ | $\dot{E}_{ind}$ | $\dot{E}_{teo}$ | $\dot{E}_{pel}$ | $\dot{E}_{ppc}$ | $\dot{E}_{pme}$ | $\dot{E}_{pcs}$ | $\dot{E}_{pcd}$ | $\dot{E}_{psc}$ | $\dot{E}_{pte}$ | $\dot{E}_{pt}$ | $\dot{Q}_o$ | $\eta_{me}$ | $\eta_{te}$ | $\eta_e$ | $\eta_m$ | $\eta_p$ | EER |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | [$.10^{-4}$ kg/s] | | | | | | | | [W] | | | | | | | | | | | | | [%] | | | | | [$\frac{BTU}{W.h}$] |
| $V_{ois}$ [$.10^{-6}$ $m^3$] Padrão = 1,90 | 0,19 | 10,65 | 3,00 | 0,42 | 0,15 | 1,25 | 3,20 | 2,11 | 10,21 | 147,7 | 110,8 | 95,0 | 56,3 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,5 | 36,7 | 89,4 | 153,7 | 85,6 | 61,3 | 39,5 | 51,1 | 20,2 | 3,55 |
| | 0,38 | 10,65 | 3,00 | 0,42 | 0,15 | 1,25 | 3,27 | 2,12 | 10,21 | 147,6 | 110,7 | 94,9 | 58,2 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,5 | 36,7 | 89,4 | 153,6 | 85,8 | 61,4 | 39,5 | 51,1 | 20,2 | 3,55 |
| | 3,80 | 10,24 | 2,90 | 0,42 | 0,12 | 1,24 | 3,63 | 2,32 | 10,62 | 144,5 | 108,4 | 92,6 | 56,0 | 36,1 | 4,2 | 15,8 | 10,4 | 7,6 | 19,6 | 36,6 | 88,5 | 147,7 | 85,5 | 60,5 | [illegible] | 49,1 | 19,0 | 3,49 |
| | 19,00 | 9,25 | 2,90 | 0,41 | 0,13 | 1,24 | 3,50 | 2,73 | 10,91 | 140,5 | 105,4 | 89,6 | 54,5 | 36,1 | 4,2 | 15,8 | 9,7 | 7,3 | 18,1 | 35,1 | 86,0 | 143,5 | 84,0 | 60,8 | [illegible] | 47,7 | 18,5 | 3,49 |
| | 190,00 | 10,27 | 3,00 | 0,42 | 0,14 | 1,24 | 3,18 | 2,62 | 10,59 | 142,9 | 107,1 | 91,3 | 56,2 | 35,7 | 4,2 | 15,8 | 8,7 | 7,6 | 18,9 | 35,1 | 86,6 | 146,1 | 85,3 | 61,5 | 39,3 | 49,2 | 19,4 | 3,54 |
| | 950,00 | 10,41 | 3,00 | 0,42 | 0,14 | 1,24 | 3,17 | 2,47 | 10,46 | 144,4 | 108,3 | 92,6 | 56,4 | 36,1 | 4,2 | 15,8 | 8,9 | 7,7 | 19,6 | 36,2 | 87,5 | 150,0 | 85,5 | 61,5 | 39,4 | 39,9 | 19,7 | 3,55 |
| | 1900,00 | 10,40 | 3,00 | 0,42 | 0,14 | 1,24 | 3,18 | 3,18 | 10,45 | 144,4 | 108,5 | 92,5 | 57,8 | 36,1 | 4,2 | 15,8 | 8,9 | 7,7 | 19,1 | 34,7 | 67,5 | 149,9 | 85,4 | 61,5 | 39,4 | 49,8 | 19,5 | 3,54 |
| $V_{02s}$ [$.10^{-6}$ $m^3$] Padrão = 7,90 | 0,79 | 10,69 | 3,00 | 0,42 | 0,12 | 1,25 | 3,30 | 2,09 | 10,17 | 148,4 | 111,3 | 95,6 | 58,5 | 37,1 | 4,2 | 15,8 | 9,6 | 8,0 | 19,5 | 37,1 | 90,0 | 154,1 | 85,6 | 61,2 | 39,4 | 51,2 | 20,2 | 3,55 |
| | 1,58 | 10,65 | 3,00 | 0,42 | 0,12 | 1,25 | 3,33 | 2,11 | 10,21 | 148,1 | 111,1 | 95,4 | 59,3 | 37,0 | 4,2 | 15,8 | 9,7 | 7,9 | 19,5 | 37,1 | 89,9 | 153,6 | 85,8 | 61,1 | 39,3 | 51,0 | 20,1 | 3,54 |
| | 15,80 | 10,61 | 3,00 | 0,42 | 0,13 | 1,25 | 3,33 | 2,14 | 10,25 | 147,6 | 110,7 | 95,0 | 58,1 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,6 | 7,9 | 19,4 | 36,9 | 89,6 | 153,0 | 85,8 | 61,1 | 39,3 | 50,9 | 20,0 | 3,54 |
| | 79,00 | 10,42 | 3,00 | 0,42 | 0,14 | 1,24 | 3,34 | 2,32 | 10,44 | 145,5 | 109,0 | 93,2 | 57,1 | 36,3 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 7,7 | 19,0 | 36,1 | 88,3 | 150,3 | 85,5 | 61,1 | 39,2 | 49,9 | 19,6 | 3,53 |
| $V_{03s}$ [$.10^{-6}$ $m^3$] Padrão = 7,60 | 0,76 | 10,56 | 2,99 | 0,42 | 0,09 | 1,24 | 3,30 | 2,26 | 10,30 | 146,9 | 110,2 | 94,5 | 57,8 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,5 | 7,9 | 19,3 | 36,7 | 89,2 | 152,3 | 85,7 | 61,2 | 39,3 | 50,6 | 19,9 | 3,54 |
| | 1,52 | 10,56 | 2,99 | 0,42 | 0,15 | 1,25 | 3,28 | 2,21 | 10,30 | 146,8 | 110,1 | 94,3 | 57,7 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 7,9 | 19,3 | 36,6 | 89,1 | 152,2 | 85,7 | 61,2 | 39,3 | 50,6 | 19,9 | 3,54 |
| | 15,20 | 10,57 | 2,99 | 0,42 | 0,11 | 1,24 | 3,29 | 2,23 | 10,29 | 147,2 | 110,4 | 94,6 | 57,7 | 36,8 | 4,2 | 15,8 | 9,6 | 7,9 | 19,4 | 36,9 | 89,3 | 152,5 | 85,7 | 61,1 | 39,3 | 50,7 | 19,9 | 3,54 |
| | 76,00 | 10,62 | 3,00 | 0,42 | 0,12 | 1,25 | 3,26 | 2,20 | 10,25 | 147,4 | 110,5 | 94,8 | 58,1 | 36,8 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 7,9 | 19,4 | 36,7 | 89,3 | 153,1 | 85,7 | 61,3 | 39,4 | 50,9 | 20,1 | 3,55 |
| $V_{01d}$ [$.10^{-6}$ $m^3$] Padrão = 3,20 | 0,32 | 10,28 | 3,00 | 0,44 | 0,09 | 1,46 | 3,14 | 2,44 | 10,58 | 143,5 | 107,6 | 91,9 | 56,4 | 35,9 | 4,2 | 15,8 | 8,9 | 7,8 | 18,8 | 35,5 | 87,2 | 148,3 | 85,4 | 61,2 | 39,2 | 49,3 | 19,3 | 3,53 |
| | 0,64 | 10,49 | 3,00 | 0,44 | 0,09 | 1,73 | 3,21 | 1,91 | 10,37 | 146,1 | 109,6 | 93,8 | 57,3 | 36,5 | 4,2 | 15,8 | 9,1 | 9,7 | 17,7 | 36,5 | 88,7 | 151,3 | 85,6 | 61,2 | 39,3 | 50,3 | 19,8 | 3,53 |
| | 6,40 | 10,46 | 3,00 | 0,43 | 0,09 | 1,50 | 3,20 | 2,39 | 10,40 | 144,7 | 108,5 | 92,7 | 57,2 | 36,2 | 4,2 | 15,6 | 9,1 | 7,3 | [illegible] | 35,5 | 67,4 | 150,8 | 85,5 | 61,7 | 39,6 | 50,1 | 19,6 | 3,56 |
| | 32,00 | 10,49 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,33 | 3,21 | 2,33 | 10,37 | 143,6 | 107,7 | 91,9 | 57,4 | 35,9 | 4,2 | 15,8 | 9,1 | 6,4 | 19,0 | 34,5 | 86,2 | 151,3 | 85,4 | 62,4 | 40,0 | 50,3 | 20,1 | 3,60 |
| | 320,00 | 10,59 | 3,00 | 0,40 | 0,09 | 1,31 | 3,24 | 2,23 | 10,27 | 143,8 | 107,8 | 92,1 | 58,0 | 35,9 | 4,2 | 15,8 | 9,2 | 5,9 | 19,0 | 34,1 | 85,8 | 152,8 | 85,4 | 62,9 | 40,3 | 50,8 | 20,5 | 3,63 |
| $V_{02d}$ [$.10^{-6}$ $m^3$] Padrão = 8,30 | 0,83 | 10,28 | 3,00 | 0,45 | 0,09 | 1,32 | 3,14 | 2,58 | 10,58 | 143,4 | 107,6 | 91,8 | 56,2 | 35,9 | 4,2 | 15,8 | 8,9 | 7,9 | 18,8 | 35,6 | 87,2 | 148,2 | 85,4 | 61,2 | 39,2 | 49,3 | 19,3 | 3,53 |
| | 1,66 | 10,35 | 3,00 | 0,44 | 0,09 | 1,32 | 3,16 | 2,49 | 10,52 | 144,1 | 108,0 | 92,3 | 56,6 | 36,0 | 4,2 | 15,8 | 9,0 | 7,9 | 18,8 | 35,7 | 87,5 | 149,2 | 85,4 | 61,3 | 39,3 | 49,6 | 19,5 | 3,54 |
| | 16,60 | 10,66 | 3,00 | 0,41 | 0,09 | 1,28 | 3,26 | 2,16 | 10,20 | 145,9 | 110,2 | 94,4 | 58,2 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 7,5 | 19,5 | 36,2 | 88,6 | 153,7 | 85,7 | 61,7 | 39,7 | 51,1 | 20,3 | 3,57 |
| | 83,00 | 10,62 | 3,00 | 0,41 | 0,09 | 1,17 | 3,25 | 2,32 | 10,24 | 145,0 | 108,8 | 93,0 | 58,1 | 36,3 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 5,9 | 19,6 | 34,9 | 86,9 | 153,2 | 85,5 | 62,5 | 40,1 | 50,9 | 20,4 | 3,51 |
| $V_{03d}$ [$.10^{-6}$ $m^3$] Padrão = 7,90 | 0,79 | 10,50 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,28 | 3,21 | 2,36 | 10,37 | 144,3 | 108,2 | 92,5 | 57,5 | 36,1 | 4,2 | 15,8 | 9,1 | 7,0 | 18,9 | 35,0 | 86,9 | 151,4 | 85,4 | 62,1 | 39,8 | 50,3 | 20,0 | 3,58 |
| | 1,58 | 10,54 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,30 | 3,22 | 2,29 | 10,32 | 145,5 | 109,1 | 93,4 | 57,6 | 36,4 | 4,2 | 15,8 | 9,2 | 7,4 | 19,2 | 35,8 | 87,8 | 152,0 | 85,6 | 61,8 | 39,6 | 50,5 | 20,0 | 3,57 |
| | 15,80 | 10,66 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,26 | 2,20 | 10,20 | 147,7 | 110,7 | 95,0 | 58,3 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 7,8 | 19,5 | 36,7 | 89,4 | 153,7 | 85,8 | 61,4 | 39,5 | 51,1 | 20,2 | 3,55 |
| | 79,00 | 10,72 | 3,00 | 0,41 | 0,09 | 1,22 | 3,28 | 2,15 | 10,15 | 147,5 | 110,6 | 94,9 | 58,7 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 7,3 | 19,5 | 36,2 | 88,9 | 154,5 | 85,8 | 61,8 | 39,7 | 51,4 | 20,4 | 3,58 |
| $L_{gis}$ [$.10^{-3}$ m] Padrão = 29,50 | 2,95 | 10,57 | 3,00 | 0,42 | 0,14 | 1,25 | 3,23 | 2,26 | 10,30 | 146,6 | 109,9 | 94,2 | 57,8 | 36,6 | 4,2 | 15,8 | 9,2 | 7,9 | 19,3 | 36,4 | 88,8 | 152,4 | 85,7 | 61,4 | 39,4 | 50,6 | 20,0 | 3,55 |
| | 5,90 | 10,57 | 3,00 | 0,42 | 0,13 | 1,24 | 3,24 | 2,25 | 10,29 | 146,6 | 110,0 | 94,2 | 57,8 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,2 | 7,9 | 19,3 | 36,4 | 88,8 | 152,5 | 85,7 | 61,4 | 39,4 | 50,7 | 20,0 | 3,55 |
| | 14,75 | 10,59 | 3,00 | 0,42 | 0,16 | 1,25 | 3,24 | 2,21 | 10,28 | 146,9 | 110,2 | 94,4 | 57,8 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,4 | 36,6 | 89,0 | 152,6 | 85,7 | 61,3 | 39,4 | 50,7 | 20,0 | 3,55 |
| | 59,00 | 10,69 | 3,01 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,24 | 2,16 | 10,17 | 148,1 | 111,1 | 95,3 | 58,4 | 37,0 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 8,0 | 19,6 | 36,9 | 89,6 | 154,2 | 85,8 | 61,4 | 39,5 | 51,3 | 20,2 | 3,55 |
| | 147,50 | 10,80 | 2,99 | 0,43 | 0,09 | 1,25 | 3,39 | 1,94 | 10,07 | 150,1 | 112,6 | 96,8 | 59,1 | 37,5 | 4,2 | 15,8 | 10,0 | 8,0 | 19,7 | 37,7 | 91,0 | 155,7 | 86,0 | 61,0 | 39,3 | 51,7 | 20,4 | 3,54 |
| | 295,00 | 11,12 | 2,99 | 0,43 | 0,12 | 1,25 | 3,48 | 1,48 | 9,74 | 154,5 | 115,9 | 100,1 | 60,5 | 38,6 | 4,2 | 15,8 | 10,8 | 8,3 | 20,2 | 39,3 | 93,7 | 160,4 | 86,4 | 60,8 | 39,4 | 53,3 | 21,0 | 3,54 |

Condições de funcionamento: -23,3°C ; 54,4°C ; 32,2°C

Tabela 5 - Resumo das influências físicas e geométricas analisadas (continuação)

| Parâmetro | Variável | $\dot{m}_r$ | $\dot{m}_{pvm}$ | $\dot{m}_{pfu}$ | $\dot{m}_{pers}$ | $\dot{m}_{per3}$ | $\dot{m}_{pas}$ | $\dot{m}_{pre}$ | $\dot{m}_{pt}$ | $\dot{E}_{ent}$ | $\dot{E}_{aix}$ | $\dot{E}_{ind}$ | $\dot{E}_{teo}$ | $\dot{E}_{pel}$ | $\dot{E}_{ppc}$ | $\dot{E}_{pme}$ | $\dot{E}_{pcs}$ | $\dot{E}_{pcd}$ | $\dot{E}_{psc}$ | $\dot{E}_{pte}$ | $\dot{E}_{pt}$ | $\dot{Q}_o$ | $\eta_{me}$ | $\eta_{te}$ | $\eta_e$ | $\eta_m$ | $\eta_p$ | EER |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | $[10^{-4}$ kg/s] | | | | | | | | [W] | | | | | | | | | | | | | [%] | | | | | $[\frac{BTU}{W.h}]$ |
| $L_{g2s}$ [$10^{-3}$ m] Padrão = 30,60 | 3,06 | 10,59 | 3,00 | 0,42 | 0,12 | 1,24 | 3,24 | 2,25 | 10,27 | 147,0 | 110,3 | 94,5 | 57,9 | 36,8 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,4 | 36,6 | 89,1 | 152,7 | 85,7 | 61,3 | 39,4 | 50,8 | 20,0 | 3,55 |
| | 15,30 | 10,59 | 3,00 | 0,42 | 0,07 | 1,25 | 3,24 | 2,30 | 10,27 | 147,0 | 110,2 | 94,5 | 57,9 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,4 | 36,6 | 89,0 | 152,7 | 85,7 | 61,3 | 39,4 | 50,8 | 20,0 | 3,55 |
| | 61,20 | 10,58 | 3,00 | 0,42 | 0,12 | 1,25 | 3,27 | 2,23 | 10,28 | 147,1 | 110,3 | 94,6 | 57,3 | 36,5 | 4,2 | 15,8 | 9,5 | 7,9 | 19,4 | 36,8 | 89,2 | 152,6 | 85,7 | 61,2 | 39,3 | 50,7 | 20,0 | 3,54 |
| | 306,00 | 10,52 | 2,97 | 0,42 | 0,12 | 1,25 | 3,40 | 2,09 | 10,24 | 148,0 | 111,0 | 95,2 | 58,0 | 37,0 | 4,2 | 15,8 | 9,9 | 7,9 | 19,4 | 37,2 | 89,9 | 155,2 | 85,8 | 61,0 | 39,3 | 50,9 | 20,0 | 3,53 |
| $L_{g3s}$ [$10^{-3}$ m] Padrão = 37,70 | 3,77 | 10,62 | 3,00 | 0,42 | 0,11 | 1,25 | 3,28 | 2,18 | 10,24 | 147,6 | 110,7 | 95,0 | 58,2 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,6 | 7,9 | 19,4 | 36,9 | 89,6 | 153,1 | 85,8 | 61,2 | 39,3 | 50,9 | 20,0 | 3,54 |
| | 18,85 | 10,55 | 3,00 | 0,42 | 0,10 | 1,25 | 3,28 | 2,27 | 10,31 | 146,7 | 110,0 | 94,3 | 57,8 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 7,8 | 19,3 | 36,5 | 89,0 | 152,1 | 85,7 | 61,2 | 39,3 | 50,6 | 19,9 | 3,54 |
| | 75,40 | 10,63 | 3,00 | 0,42 | 0,11 | 1,25 | 3,30 | 2,17 | 10,24 | 147,8 | 110,9 | 95,1 | 58,2 | 37,0 | 4,2 | 15,8 | 9,6 | 7,9 | 19,4 | 36,9 | 89,7 | 153,2 | 85,8 | 61,1 | 39,3 | 50,9 | 20,0 | 3,54 |
| | 377,00 | 10,44 | 2,95 | 0,42 | 0,11 | 1,25 | 3,43 | 2,27 | 10,42 | 145,8 | 109,3 | 93,6 | 57,2 | 36,4 | 4,2 | 15,8 | 9,7 | 7,7 | 19,0 | 36,4 | 88,7 | 150,5 | 85,6 | 61,0 | 39,2 | 50,0 | 19,6 | 3,53 |
| $L_{g4s}$ [$10^{-3}$ m] Padrão = 28,00 | 2,80 | 10,57 | 3,00 | 0,42 | 0,11 | 1,24 | 3,20 | 2,25 | 10,29 | 146,8 | 110,1 | 94,4 | 57,8 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 7,9 | 19,3 | 36,6 | 89,0 | 152,4 | 85,7 | 61,3 | 39,4 | 50,7 | 19,9 | 3,54 |
| | 14,00 | 10,61 | 3,00 | 0,42 | 0,11 | 1,25 | 3,29 | 2,19 | 10,26 | 147,3 | 110,5 | 94,7 | 58,0 | 36,8 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 7,9 | 19,4 | 36,7 | 89,5 | 155,0 | 85,7 | 61,3 | 39,4 | 50,8 | 20,0 | 3,55 |
| | 56,00 | 10,66 | 3,00 | 0,42 | 0,10 | 1,25 | 3,20 | 2,16 | 10,30 | 148,1 | 111,1 | 95,3 | 58,3 | 37,0 | 4,2 | 15,8 | 9,6 | 7,9 | 19,5 | 37,0 | 89,8 | 155,8 | 85,8 | 61,2 | 39,4 | 51,1 | 20,1 | 3,54 |
| | 280,00 | 10,75 | 2,96 | 0,42 | 0,14 | 1,25 | 3,49 | 1,90 | 10,11 | 149,9 | 112,4 | 96,7 | 58,9 | 37,5 | 4,2 | 15,8 | 10,2 | 8,0 | 19,6 | 37,9 | 91,1 | 155,0 | 86,0 | 60,8 | 39,2 | 51,5 | 20,2 | 3,53 |
| $L_{g1d}$ [$10^{-3}$ m] Padrão = 22,60 | 2,26 | 10,33 | 3,00 | 0,43 | 0,09 | 1,32 | 3,15 | 2,53 | 10,54 | 143,0 | 107,2 | 91,5 | 56,4 | 35,8 | 4,2 | 15,8 | 9,0 | 7,2 | 18,9 | 35,1 | 86,5 | 148,9 | 85,3 | 61,7 | 39,5 | 49,5 | 19,5 | 3,55 |
| | 4,52 | 10,36 | 3,00 | 0,43 | 0,09 | 1,40 | 3,16 | 2,43 | 10,51 | 143,2 | 107,4 | 91,7 | 56,7 | 35,8 | 4,2 | 15,8 | 9,0 | 7,2 | 18,8 | 35,0 | 86,6 | 149,3 | 85,3 | 61,8 | 39,5 | 49,6 | 19,6 | 3,56 |
| | 11,30 | 10,51 | 3,00 | 0,43 | 0,09 | 1,38 | 3,21 | 2,24 | 10,35 | 145,6 | 109,2 | 93,4 | 57,4 | 36,4 | 4,2 | 15,5 | 9,2 | 7,8 | 19,0 | 36,0 | 88,1 | 151,6 | 85,6 | 61,5 | 39,5 | 50,4 | 19,9 | 3,55 |
| | 45,20 | 10,46 | 3,00 | 0,43 | 0,09 | 1,26 | 3,20 | 2,42 | 10,40 | 145,6 | 109,2 | 93,4 | 57,2 | 36,4 | 4,2 | 15,8 | 9,1 | 7,8 | 19,3 | 36,2 | 88,4 | 150,9 | 85,6 | 61,2 | 39,3 | 50,1 | 19,7 | 3,54 |
| | 113,00 | 10,03 | 3,00 | 0,48 | 0,10 | 1,33 | 3,06 | 2,86 | 10,84 | 142,9 | 107,2 | 91,4 | 54,7 | 35,7 | 4,2 | 15,8 | 8,7 | 9,5 | 18,5 | 36,7 | 88,1 | 144,6 | 85,3 | 60,0 | 38,4 | 48,1 | 18,4 | 3,45 |
| | 226,00 | 9,97 | 3,00 | 0,51 | 0,10 | 1,37 | 3,05 | 2,86 | 10,89 | 144,7 | 108,5 | 92,8 | 54,5 | 36,2 | 4,2 | 15,8 | 8,6 | 11,3 | 18,4 | 38,3 | 90,2 | 143,8 | 85,5 | 58,8 | 37,7 | 47,8 | 18,0 | 3,39 |
| $L_{g2d}$ [$10^{-3}$ m] Padrão = 3,50 | 0,35 | 10,60 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,28 | 3,24 | 2,23 | 10,26 | 146,8 | 110,1 | 94,4 | 58,0 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,7 | 19,4 | 36,4 | 88,8 | 152,9 | 85,7 | 61,5 | 39,5 | 50,8 | 20,1 | 3,55 |
| | 0,70 | 10,60 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,28 | 3,24 | 2,23 | 10,26 | 146,8 | 110,1 | 94,4 | 58,0 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,7 | 19,4 | 36,4 | 88,8 | 152,9 | 85,7 | 61,5 | 39,5 | 50,8 | 20,1 | 3,55 |
| | 7,00 | 10,60 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,21 | 3,24 | 2,30 | 10,26 | 146,7 | 110,1 | 94,3 | 58,1 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,5 | 19,4 | 36,2 | 88,8 | 152,8 | 85,7 | 61,5 | 39,5 | 50,8 | 20,1 | 3,55 |
| | 35,00 | 10,44 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,19 | 2,47 | 10,43 | 143,3 | 107,5 | 91,7 | 57,0 | 35,9 | 4,2 | 15,8 | 9,2 | 6,3 | 19,2 | 34,7 | 85,2 | 150,5 | 85,3 | 62,2 | 37,8 | 50,0 | 19,9 | 3,58 |
| $D_{1s}$ [$10^{-3}$ m] Padrão = 7,20 | 1,44 | 4,27 | 1,86 | 0,31 | 0,07 | 1,20 | 4,73 | 8,42 | 16,60 | 78,5 | 58,9 | 43,2 | 22,1 | 19,6 | 4,1 | 15,7 | 17,2 | 2,6 | 1,3 | 21,1 | 56,4 | 61,5 | 73,3 | 51,2 | 29,7 | 20,4 | 6,1 | 2,57 |
| | 3,60 | 10,25 | 2,98 | 0,42 | 0,10 | 1,24 | 3,73 | 2,25 | 10,61 | 145,1 | 108,8 | 93,1 | 56,1 | 36,3 | 4,2 | 15,8 | 10,8 | 7,6 | 18,5 | 37,0 | 89,0 | 147,8 | 85,5 | 60,3 | 38,6 | 49,1 | 19,0 | 3,48 |
| | 14,00 | 10,57 | 3,00 | 0,42 | 0,12 | 1,25 | 3,23 | 2,26 | 10,29 | 146,7 | 110,0 | 94,3 | 57,8 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,2 | 7,9 | 19,4 | 36,5 | 88,8 | 152,5 | 85,7 | 61,4 | 39,4 | 50,7 | 20,0 | 3,55 |
| | 72,00 | 10,55 | 3,00 | 0,42 | 0,13 | 1,24 | 3,23 | 2,28 | 10,31 | 146,3 | 109,7 | 94,0 | 57,8 | 36,6 | 4,2 | 15,8 | 9,1 | 7,8 | 19,3 | 36,2 | 86,6 | 152,1 | 85,6 | 61,4 | 39,4 | 50,6 | 19,9 | 3,55 |
| $D_{2s}$ [$10^{-3}$ m] Padrão = 5,50 | 0,55 | 9,97 | 2,86 | 0,41 | 0,10 | 1,24 | 3,70 | 2,58 | 10,89 | 141,5 | 106,2 | 90,4 | 54,5 | 35,4 | 4,2 | 15,8 | 10,4 | 7,4 | 18,1 | 35,9 | 87,0 | 143,6 | 85,2 | 60,3 | 38,5 | 47,8 | 18,4 | 3,47 |
| | 2,75 | 10,46 | 2,96 | 0,42 | 0,11 | 1,24 | 3,38 | 2,58 | 10,40 | 146,1 | 109,5 | 93,8 | 58,2 | 36,5 | 4,2 | 15,8 | 9,7 | 7,8 | 19,1 | 35,6 | 88,9 | 150,8 | 85,6 | 61,0 | 39,2 | 50,1 | 19,6 | 3,52 |
| | 11,00 | 10,58 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,24 | 2,29 | 10,28 | 146,9 | 110,2 | 94,4 | 57,8 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,4 | 36,6 | 89,0 | 152,6 | 85,7 | 61,3 | 39,4 | 50,7 | 20,0 | 3,55 |
| | 55,00 | 10,57 | 3,00 | 0,42 | 0,13 | 1,25 | 3,24 | 2,25 | 10,29 | 146,8 | 110,1 | 94,3 | 57,7 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,4 | 36,6 | 88,9 | 152,5 | 85,7 | 61,3 | 39,4 | 50,7 | 20,0 | 3,55 |

· Condições de funcionamento: −23,3 °C ; 54,4 °C ; 32,2 °C

Tabela 5 - Resumo das influências físicas e geométricas analisadas (continuação)

| Parâmetro | Variável | $\dot{m}_r$ | $\dot{m}_{pvm}$ | $\dot{m}_{pfu}$ | $\dot{m}_{pers}$ | $\dot{m}_{pnrd}$ | $\dot{m}_{pns}$ | $\dot{m}_{pre}$ | $\dot{m}_{pt}$ | $\dot{E}_{ant}$ | $\dot{E}_{alx}$ | $\dot{E}_{ind}$ | $\dot{E}_{teo}$ | $\dot{E}_{pal}$ | $\dot{E}_{ppc}$ | $\dot{E}_{pma}$ | $\dot{E}_{pcs}$ | $\dot{E}_{pcd}$ | $\dot{E}_{psc}$ | $\dot{E}_{pte}$ | $\dot{E}_t$ | $\dot{Q}_o$ | $\eta_{me}$ | $\eta_{te}$ | $\eta_o$ | $\eta_m$ | $\eta_p$ | ECR |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | $[10^{-3}$ kg/s$]$ | | | | | | | | [W] | | | | | | | | | | | | | [%] | | | | | $[\frac{BTU}{W.h}]$ |
| $D_{3s}[10^{-3}m]$ Padrão=5,22 | [illegible] | 10,01 | [illegible] | 0,41 | 0,06 | [illegible] | 3,40 | 2,12 | 10,85 | [illegible] | [illegible] | [illegible] | [illegible] | [illegible] | 4,2 | [illegible] | 9,7 | 7,4 | 10,2 | [illegible] | [illegible] | [illegible] | 85,1 | [illegible] | 38,9 | 48,1 | 18,7 | 3,50 |
| | 2,60 | 10,31 | 2,93 | 0,42 | 0,10 | 1,25 | 3,51 | 2,36 | 10,55 | 144,7 | 120,5 | 92,3 | 56,4 | 36,2 | 4,2 | 15,8 | 10,0 | 7,6 | 19,8 | 36,4 | 88,3 | 148,6 | 85,5 | 60,6 | 39,0 | 49,4 | 19,2 | 3,51 |
| | 10,40 | 10,69 | 2,99 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,31 | 2,11 | 10,18 | 148,4 | 111,3 | 95,6 | 58,5 | 37,1 | 4,2 | 15,8 | 9,6 | 8,0 | 19,5 | 37,1 | 90,0 | 154,1 | 85,8 | 61,2 | 39,4 | 51,2 | 20,2 | 3,54 |
| | 52,00 | 10,63 | 3,01 | 0,42 | 0,12 | 1,25 | 3,21 | 2,23 | 10,24 | 147,3 | 110,5 | 94,7 | 58,1 | 36,8 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,9 | 19,4 | 36,6 | 89,2 | 153,2 | 85,7 | 61,4 | 39,5 | 50,9 | 20,1 | 3,55 |
| $D_{4s}[10^{-3}m]$ Padrão=3,60 | 0,36 | 10,59 | 2,94 | 0,42 | 0,15 | 1,25 | 3,55 | 1,97 | 10,27 | 148,0 | 111,0 | 95,2 | 57,8 | 37,0 | 4,2 | 15,8 | 10,2 | 7,9 | 19,3 | 37,4 | 90,1 | 152,7 | 85,8 | 60,8 | 39,1 | 50,8 | 19,9 | 3,52 |
| | 1,80 | 10,63 | 2,96 | 0,42 | 0,12 | 1,25 | 3,46 | 2,03 | 10,23 | 148,4 | 111,3 | 95,5 | 56,1 | 37,1 | 4,2 | 15,8 | 10,1 | 7,9 | 19,4 | 37,4 | 90,3 | 153,3 | 85,8 | 60,9 | 39,2 | 51,0 | 20,0 | 3,53 |
| | 7,20 | 10,62 | 3,01 | 0,42 | 0,11 | 1,25 | 3,21 | 2,24 | 10,24 | 147,2 | 110,4 | 94,6 | 58,1 | 36,8 | 4,2 | 15,8 | 9,2 | 7,9 | 19,4 | 36,5 | 89,1 | 153,2 | 85,7 | 61,4 | 39,5 | 50,9 | 20,1 | 3,55 |
| | 36,00 | 10,56 | 3,01 | 0,42 | 0,11 | 1,25 | 3,21 | 2,31 | 10,30 | 146,5 | 109,9 | 94,1 | 57,7 | 36,6 | 4,2 | 15,8 | 9,2 | 7,9 | 19,3 | 36,4 | 88,7 | 152,3 | 85,7 | 61,4 | 39,4 | 50,6 | 20,0 | 3,55 |
| $D_{1d}[10^{-3}m]$ Padrão=3,60 | 0,36 | 9,42 | 3,00 | 0,50 | 0,12 | 1,45 | 2,88 | 3,43 | 11,45 | 141,9 | 106,4 | 90,7 | 51,5 | 35,5 | 4,2 | 15,8 | 8,3 | 13,6 | 17,3 | 39,2 | 90,4 | 135,8 | 85,2 | 56,3 | 36,3 | 45,1 | 16,4 | 3,27 |
| | 1,80 | 10,13 | 3,00 | 0,46 | 0,09 | 1,34 | 3,11 | 2,67 | 10,68 | 143,8 | 107,9 | 92,2 | 54,7 | 36,0 | 4,2 | 15,8 | 8,8 | 8,8 | 19,8 | 37,4 | 88,1 | 146,9 | 85,4 | 60,5 | 37,7 | 48,8 | 18,9 | 3,49 |
| | 7,20 | 10,40 | 3,00 | 0,43 | 0,09 | 1,45 | 3,18 | 2,32 | 10,46 | 142,3 | 106,8 | 91,0 | 56,8 | 35,6 | 4,2 | 15,8 | 8,9 | 6,9 | 18,4 | 34,2 | 85,5 | 149,9 | 85,2 | 62,5 | 40,0 | 49,8 | 19,9 | 3,60 |
| | 36,00 | 10,40 | 3,00 | 0,43 | 0,09 | 1,34 | 3,18 | 2,42 | 10,46 | 143,5 | 107,5 | 91,9 | 56,9 | 35,9 | 4,2 | 15,8 | 9,0 | 7,1 | 18,9 | 35,0 | 86,6 | 150,0 | 85,4 | 51,9 | 39,7 | 49,9 | 19,8 | 3,57 |
| $D_{2d}[10^{-3}m]$ Padrão=1,55 | 0,155 | 10,16 | 3,00 | 0,46 | 0,09 | 1,31 | 3,10 | 2,73 | 10,70 | 143,7 | 107,8 | 92,0 | 55,5 | 35,9 | 4,2 | 15,8 | 9,0 | 8,5 | 19,0 | 36,5 | 88,1 | 146,5 | 85,4 | 60,4 | 38,7 | 48,7 | 18,8 | 3,49 |
| | 0,775 | 10,42 | 3,00 | 0,43 | 0,09 | 1,26 | 3,18 | 2,48 | 10,44 | 144,1 | 108,1 | 92,3 | 57,1 | 36,0 | 4,2 | 15,8 | 9,1 | 6,9 | 19,2 | 35,2 | 87,1 | 150,3 | 85,4 | 61,7 | 39,6 | 50,0 | 19,8 | 3,56 |
| | 3,10 | 10,56 | 3,00 | 0,43 | 0,09 | 1,21 | 3,25 | 3,34 | 10,30 | 146,6 | 109,9 | 94,2 | 57,8 | 36,6 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,6 | 19,5 | 36,4 | 88,8 | 152,3 | 85,7 | 61,4 | 39,4 | 50,6 | 20,0 | 3,55 |
| | 15,50 | 10,77 | 3,00 | 0,41 | 0,09 | 1,28 | 3,29 | 2,01 | 10,09 | 149,3 | 112,0 | 96,2 | 58,9 | 37,3 | 4,2 | 15,8 | 9,5 | 8,2 | 19,6 | 37,3 | 90,4 | 155,4 | 85,9 | 61,2 | 39,5 | 51,6 | 20,4 | 3,55 |
| $D_{3d}[10^{-3}m]$ Padrão=2,00 | 0,20 | 10,52 | 3,00 | 0,44 | 0,09 | 1,27 | 3,22 | 2,32 | 10,34 | 147,8 | 110,9 | 95,1 | 57,6 | 37,0 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 8,7 | 19,5 | 37,5 | 90,3 | 151,8 | 85,8 | 60,5 | 38,9 | 50,4 | 19,6 | 3,50 |
| | 1,00 | 10,56 | 3,00 | 0,43 | 0,09 | 1,25 | 3,23 | 2,29 | 10,30 | 147,7 | 110,8 | 95,0 | 57,7 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 8,5 | 19,5 | 37,3 | 89,9 | 152,3 | 85,8 | 60,8 | 39,1 | 50,6 | 19,8 | 3,52 |
| | 4,00 | 10,72 | 3,00 | 0,41 | 0,09 | 1,23 | 3,28 | 2,13 | 10,14 | 147,3 | 110,4 | 94,7 | 58,7 | 36,8 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 7,2 | 19,4 | 36,0 | 88,6 | 154,6 | 85,7 | 61,9 | 39,5 | 51,4 | 20,5 | 3,59 |
| | 20,00 | 10,74 | 3,00 | 0,41 | 0,09 | 1,21 | 3,28 | 2,12 | 10,12 | 147,2 | 110,4 | 94,6 | 58,6 | 36,8 | 4,2 | 15,8 | 9,4 | 6,9 | 19,5 | 35,8 | 88,4 | 154,9 | 85,7 | 62,1 | 39,9 | 51,5 | 20,6 | 3,59 |

$f_{ns}$ - Frequência Natural - Válvula de Sucção Fora do Batente
$f_{nbs}$ - Frequência Natural - Válvula de Sucção no Batente
$f_{nd}$ - Frequência Natural - Válvula de Descarga Fora do Batente
$f_{nbd}$ - Frequência Natural - Válvula de Descarga no Batente
$\xi_s$ - Razão de Amortecimento - Válvula de Sucção Fora do Batente
$\xi_{bs}$ - Razão de Amortecimento - Válvula de Sucção no Batente
$\xi_d$ - Razão de Amortecimento - Válvula de Descarga Fora do Batente
$\xi_{bd}$ - Razão de Amortecimento - Válvula de Descarga no Batente
$h_{bs}$ - Altura do Batente da Sucção
$h_{bd}$ - Altura do Batente da Descarga
$V_{o1s}$ - Volume da Câmara 1S
$V_{o2s}$ - Volume da Câmara 2S
$V_{o3s}$ - Volume da Câmara 3S
$V_{o1d}$ - Volume da Câmara 1D
$V_{o2d}$ - Volume da Câmara 2D
$V_{o3d}$ - Volume da Câmara 3D
$L_{g1s}$ - Comprimento do Gargalo 1S
$L_{g2s}$ - Comprimento do Gargalo 2S
$L_{g3s}$ - Comprimento do Gargalo 3S
$L_{g4s}$ - Comprimento do Gargalo 4S
$L_{g1d}$ - Comprimento do Gargalo 1D
$L_{g2d}$ - Comprimento do Gargalo 2D
$D_{1s}$ - Diâmetro do Gargalo 1S
$D_{2s}$ - Diâmetro do Gargalo 2S
$D_{3s}$ - Diâmetro do Gargalo 3S
$D_{4s}$ - Diâmetro do Gargalo 4S
$D_{1d}$ - Diâmetro do Gargalo 1D
$D_{2d}$ - Diâmetro do Gargalo 2D
$D_{3d}$ - Diâmetro do Gargalo 3D

Condições de funcionamento : -23,3 °C ; 54,4 °C ; 32,2 °C

Tabela 6 - Resumo dos efeitos das condições de operação sobre o funcionamento do compressor

| Parâmetro | Variável | $\dot{m}_r$ | $\dot{m}_{pvm}$ | $\dot{m}_{pfu}$ | $\dot{m}_{pars}$ | $\dot{m}_{pard}$ | $\dot{m}_{pne}$ | $\dot{m}_{pra}$ | $\dot{m}_{pt}$ | $\dot{E}_{ent}$ | $\dot{E}_{eix}$ | $\dot{E}_{ind}$ | $\dot{E}_{tao}$ | $\dot{E}_{pal}$ | $\dot{E}_{ppc}$ | $\dot{E}_{pme}$ | $\dot{E}_{pcv}$ | $\dot{E}_{pcd}$ | $\dot{E}_{psa}$ | $\dot{E}_{pls}$ | $\dot{E}_{pt}$ | $\dot{Q}_o$ | $\eta_{me}$ | $\eta_{le}$ | $\eta_e$ | $\eta_m$ | $\eta_p$ | EER |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | [$10^{-4}$ kg/s] | | | | | | | | [W] | | | | | | | | | | | | | [%] | | | | | [$\frac{BTU}{W.h}$] |
| Temperatura de vaporização [°C] [ $T_{COND}$ = 54,4 °C ] | -35 | 4,62 | 2,99 | 0,33 | 0,06 | 1,19 | 1,40 | 1,94 | 7,91 | 89,3 | 67,0 | 51,2 | 32,0 | 22,3 | 4,1 | 15,7 | 3,9 | 3,2 | 12,1 | 19,2 | 57,3 | 66,6 | 76,5 | 62,4 | 35,8 | 36,9 | 13,2 | 2,55 |
| | -30 | 6,95 | 3,00 | 0,37 | 0,09 | 1,23 | 2,08 | 2,21 | 9,00 | 113,1 | 84,3 | 69,1 | 43,3 | 28,3 | 4,1 | 15,7 | 6,2 | 4,9 | 15,1 | 26,2 | 70,[illegible] | 99,3 | 81,4 | 62,1 | 38,[illegible] | 43,3 | 16,5 | 3,00 |
| | -25 | 9,48 | 3,01 | 0,42 | 0,09 | 1,24 | 2,69 | 2,25 | 9,88 | 137,5 | 103,1 | 87,4 | 53,9 | 34,4 | 4,2 | 15,8 | 8,4 | 6,9 | 18,2 | 33,5 | 83,7 | 136,7 | 84,7 | 61,6 | 39,1 | 49,0 | 19,2 | 3,39 |
| | -23,3 | 10,64 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,25 | 2,22 | 10,23 | 147,5 | 110,6 | 94,9 | 58,3 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,2 | 19,4 | 36,6 | 89,3 | 153,4 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | -20 | 12,87 | 2,99 | 0,45 | 0,11 | 1,27 | 3,97 | 2,11 | 10,90 | 165,6 | 124,2 | 108,4 | 65,8 | 41,4 | 4,2 | 15,8 | 10,9 | 9,9 | 21,8 | 42,6 | 99,8 | 185,6 | 87,3 | 60,7 | 39,7 | 54,2 | 21,5 | 3,83 |
| | -15 | 16,79 | 2,96 | 0,51 | 0,18 | 1,31 | 5,26 | 1,93 | 12,14 | 193,6 | 145,2 | 129,4 | 77,1 | 48,4 | 4,2 | 15,8 | 13,2 | 13,8 | 25,3 | 52,3 | 116,6 | 242,1 | 89,1 | 59,5 | 39,8 | 58,0 | 23,2 | 4,27 |
| | -10 | 21,36 | 2,91 | 0,57 | 0,22 | 1,35 | 6,81 | 1,78 | 13,60 | 222,1 | 166,5 | 150,7 | 87,3 | 55,5 | 4,2 | 15,8 | 15,5 | 19,0 | 28,9 | 63,4 | 134,7 | 308,0 | 90,5 | 58,0 | 39,3 | 61,0 | 24,0 | 4,73 |
| | -5 | 26,59 | 2,85 | 0,65 | 0,24 | 1,41 | 8,65 | 1,64 | 15,40 | 250,8 | 185,1 | 172,3 | 96,5 | 62,7 | 4,2 | 15,8 | 17,6 | 25,9 | 32,3 | 75,8 | 154,3 | 383,5 | 91,6 | 56,0 | 36,5 | 63,3 | 24,3 | 5,22 |
| Temperatura de condensação [°C] [ $T_{VAP}$ = -23,3 °C ] | 35 | 12,19 | 1,01 | 0,21 | 0,15 | 0,99 | 3,74 | 1,81 | 8,74 | 140,0 | 105,0 | 89,3 | 51,3 | 35,0 | 4,2 | 15,8 | 10,9 | 11,7 | 15,4 | 38,0 | 83,7 | 174,7 | 85,0 | 57,6 | 36,7 | 58,1 | 21,3 | 4,26 |
| | 40 | 11,81 | 2,08 | 0,25 | 0,15 | 1,05 | 3,63 | 1,89 | 9,05 | 142,9 | 107,2 | 91,4 | 53,8 | 35,7 | 4,2 | 15,8 | 10,6 | 10,5 | 16,5 | 37,6 | 89,0 | 170,3 | 85,3 | 56,9 | 37,7 | 56,6 | 21,3 | 4,07 |
| | 45 | 11,45 | 2,38 | 0,30 | 0,13 | 1,11 | 3,51 | 1,99 | 9,41 | 145,2 | 108,9 | 93,1 | 55,5 | 36,3 | 4,2 | 15,8 | 10,2 | 9,5 | 17,5 | 37,6 | 89,3 | 165,1 | 85,5 | 60,0 | 38,5 | 54,9 | 21,2 | 3,85 |
| | 50 | 11,06 | 2,69 | 0,36 | 0,10 | 1,18 | 3,38 | 2,09 | 9,81 | 146,9 | 110,1 | 94,3 | 57,3 | 36,7 | 4,2 | 15,8 | 9,8 | 8,7 | 18,5 | 37,2 | 89,4 | 159,4 | 85,7 | 60,8 | 39,1 | 53,0 | 20,7 | 3,71 |
| | 54,4 | 10,64 | 3,00 | 0,42 | 0,09 | 1,25 | 3,25 | 2,22 | 10,23 | 147,5 | 110,6 | 94,9 | 58,3 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 9,3 | 7,2 | 19,4 | 36,6 | 89,3 | 153,4 | 85,8 | 61,3 | 39,4 | 51,0 | 20,1 | 3,55 |
| | 60 | 10,11 | 3,39 | 0,51 | 0,09 | 1,33 | 3,09 | 2,34 | 10,79 | 147,7 | 110,8 | 95,0 | 58,6 | 36,9 | 4,2 | 15,8 | 8,8 | 7,1 | 20,5 | 40,6 | 89,1 | 145,8 | 85,8 | 61,6 | 39,7 | 48,5 | 19,2 | 3,37 |
| | 65 | 9,56 | 3,78 | 0,60 | 0,11 | 1,41 | 2,93 | 2,45 | 11,20 | 147,2 | 110,4 | 94,6 | 58,3 | 36,5 | 4,2 | 15,8 | 8,3 | 6,4 | 21,6 | 50,3 | 68,9 | 138,2 | 85,7 | 61,6 | 39,6 | 45,9 | 18,2 | 3,22 |
| | 70 | 9,25 | 4,19 | 0,70 | 0,13 | 1,49 | 2,78 | 2,53 | 11,91 | 146,4 | 109,8 | 94,0 | 57,6 | 36,6 | 4,2 | 15,3 | 7,8 | 5,8 | 22,8 | 51,4 | 88,7 | 130,5 | 85,5 | 61,3 | 39,4 | 43,4 | 17,2 | 3,04 |
| | 75 | 8,19 | 4,63 | 0,91 | 0,14 | 1,60 | 2,62 | 2,50 | 12,57 | 145,2 | 108,9 | 93,2 | 56,4 | 36,5 | 4,2 | 15,8 | 7,2 | 5,2 | 24,2 | 73,0 | 93,6 | 122,5 | 85,5 | 60,7 | 39,0 | 40,7 | 15,9 | 2,83 |

mos de perdas de energia e no fluxo de massa e, a partir daí, novos critérios de projeto, fabricação ou montagem podem ser estabelecidos.

A título de especulação, procurou-se otimizar os índices de desempenho do compressor, alterando-se, simultaneamente, diversos parâmetros físicos e geométricos.

Três grupos de dados de entrada, extraídos diretamente da Tabela 5, foram utilizados. A saber:

Grupo 1: Conjunto de dados que, individualmente, foram responsáveis por uma eficiência de energia mais elevada ($\eta_{e_{máx}}$).

Grupo 2: Conjunto de dados que, individualmente, foram responsáveis por uma eficiência de massa mais elevada ($\eta_{m_{máx}}$).

Grupo 3: Conjunto de dados que, individualmente, foram responsáveis por uma eficiência de performance mais elevada ($\eta_{p_{máx}}$).

Cada um desses três grupos encontra-se apresentado na Tabela 7.

Cumpre salientar que não houve aqui, nenhuma preocupação relativa à coerência dos valores utilizados como dados de entrada. Apenas como exemplo, na tentativa de otimização das eficiências de energia e performance, o volume da câmara de descarga ($V_{old}$), equivale a cem vezes o correspondente volume no compressor padrão. Talvez, encontre-se aí, um problema tecnológico de difícil solução.

Esse aspecto, entretanto, não prejudica o caráter meramente ilustrativo dessa apresentação.

Os resultados obtidos foram bastante interessantes. Todos os três índices de desempenho evoluíram consideravelmente, conforme mostra a Tabela 8.

Tabela 7 - Valores utilizados na otimização individual das eficiências

| Parâmetro | | Padrão | Grupo 1 ($\eta_{e_{máx}}$) | Grupo 2 ($\eta_{m_{máx}}$) | Grupo 3 ($\eta_{p_{máx}}$) |
|---|---|---|---|---|---|
| $f_{ns}$ | [1/s] | 254,00 | 381,00 | 381,00 | 381,00 |
| $f_{nbs}$ | [1/s] | 400,00 | 325,00 | 325,00 | 325,00 |
| $f_{nd}$ | [1/s] | 550,00 | 275,00 | 1100,00 | 1100,00 |
| $f_{nbd}$ | [1/s] | 800,00 | 800,00 | 800,00 | 800,00 |
| $\xi_s$ | | 0,15 | 0,075 | 0,03 | 0,03 |
| $\xi_{bs}$ | | 0,40 | 0,08 | 0,08 | 0,08 |
| $\xi_d$ | | 3,80 | 0,38 | 0,038 | 0,038 |
| $\xi_{bd}$ | | 5,40 | 5,40 | 5,40 | 5,40 |
| $h_{bs}$ | [mm] | 0,55 | 1,10 | 1,10 | 1,10 |
| $h_{bd}$ | [mm] | 0,54 | 0,54 | 0,27 | 0,405 |
| $V_{o1s}$ | [$.10^{-6}$m³] | 1,90 | 0,38 | 0,38 | 0,38 |
| $V_{o2s}$ | [$.10^{-6}$m³] | 7,90 | 7,90 | 0,79 | 0,79 |
| $V_{o3s}$ | [$.10^{-6}$m³] | 7,60 | 7,60 | 7,60 | 7,60 |
| $V_{o1d}$ | [$.10^{-6}$m³] | 3,20 | 320,00 | 3,20 | 320,00 |
| $V_{o2d}$ | [$.10^{-6}$m³] | 8,30 | 83,00 | 16,60 | 83,00 |
| $V_{o3d}$ | [$.10^{-6}$m³] | 7,90 | 0,79 | 79,00 | 79,00 |
| $L_{g1s}$ | [$.10^{-3}$m] | 29,50 | 59,00 | 295,00 | 147,50 |
| $L_{g2s}$ | [$.10^{-3}$m] | 30,60 | 30,60 | 306,00 | 30,60 |
| $L_{g3s}$ | [$.10^{-3}$m] | 33,70 | 37,70 | 37,70 | 37,70 |
| $L_{g4s}$ | [$.10^{-3}$m] | 28,00 | 28,00 | 280,00 | 280,00 |
| $L_{g1d}$ | [$.10^{-3}$m] | 22,60 | 11,30 | 22,60 | 22,60 |
| $L_{g2d}$ | [$.10^{-3}$m] | 35,00 | 3,50 | 3,50 | 3,50 |
| $D_{1s}$ | [$.10^{-3}$m] | 7,20 | 7,20 | 7,20 | 7,20 |
| $D_{2s}$ | [$.10^{-3}$m] | 5,50 | 5,50 | 5,50 | 5,50 |
| $D_{3s}$ | [$.10^{-3}$m] | 5,20 | 52,00 | 10,40 | 10,40 |
| $D_{4s}$ | [$.10^{-3}$m] | 3,60 | 7,20 | 3,60 | 3,60 |
| $D_{1d}$ | [$.10^{-3}$m] | 3,60 | 7,20 | 3,60 | 3,60 |
| $D_{2d}$ | [$.10^{-3}$m] | 1,55 | 0,775 | 15,50 | 1,55 |
| $D_{3d}$ | [$.10^{-3}$m] | 2,00 | 20,00 | 20,00 | 20,00 |

Tabela 8 - Resultados obtidos na tentativa de otimização

| Grupo | $\eta_e$ [%] | $\eta_m$ [%] | $\eta_p$ [%] |
|---|---|---|---|
| Padrão | 39,4 | 51,0 | 20,1 |
| 1 - ($\eta_{e_{máx}}$) | 43,1 | 58,2 | 25,1 |
| 2 - ($\eta_{m_{máx}}$) | 41,1 | 63,5 | 26,1 |
| 3 - ($\eta_{p_{máx}}$) | 43,4 | 71,4 | 31,0 |

# 6. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

Ao término desse trabalho cabem algumas conclusões e considerações:

1) De maneira geral, os resultados obtidos na simulação puderam ser considerados satisfatórios. A boa qualidade do modelo foi comprovada, por diversas vezes, mediante a comparação entre resultados numéricos e experimentais.

2) O programa mostrou-se suficientemente prático para ser utilizado nas aplicações de engenharia. Sua maior limitação reside no grande número de informações de laboratório - algumas das quais difícies de serem obtidas - utilizadas como dados de entrada.

3) O método numérico - procedimento de Runge-Kutta de 4ª ordem - revelou-se bastante adequado para resolver o sistema de equações diferenciais que constitui a base do modelo de simulação. Em todos os casos analisados, a convergência da solução surgiu logo no segundo ciclo de operação do compressor.

4) A desconsideração das pulsações de gás constitui-se numa hipótese simplificativa que afeta, razoavelmente, a qualidade do modelo. Os resultados mostraram que as flutuações de pressão nas câmaras de sucção e descarga afetam o comportamento dinâmico das válvulas, as propriedades termodinâmicas no cilindro e as características de desempenho do compressor.

5) O segundo modo normal de vibração influencia mui

to pouco os movimentos da palheta. Testes foram realizados, considerando-se o segundo modo, e nenhuma alteração significativa nos resultados foi observada.

6) Sob o ponto de vista da movimentação das palhetas, a desconsideração da força de aderência provocada pelo óleo lubrificante, que fica impregnado no sistema de válvulas, constitui uma aproximação inadequada. Comparações entre resultados numéricos e experimentais mostraram que essa força altera substancialmente a velocidade e a duração da abertura da válvula.

7) A maior parcela das perdas de energia ocorre no próprio motor elétrico. Justifica-se, portanto, qualquer tentativa no sentido de melhor definir sua eficiência, como uma função da temperatura no ambiente da carcaça e da potência consumida pelo compressor.

8) As pulsações de gás aumentam as perdas de potência nos sistemas de sucção e descarga. A fim de que os efeitos das pulsações sejam amenizados, recomenda-se que os volumes das câmaras adjacentes ao cilindro sejam tão grandes quanto possível.

9) A utilização de um índice politrópico médio (n), para representar os processos de compressão e reexpansão, parece bastante razoável para algumas aplicações. A sua substituição por um índice variável com o ângulo de acionamento ($\theta$) ou, por um modelo completo de troca de calor, certamente melhoraria o ajuste entre os resultados numérico e experimental, mas pouco reduziria a pequena diferença entre as áreas dos diagramas P-V correspondentes.

10) A eficiência de performance ($\eta_p$) retrata, com muita propriedade, as características de desempenho do compressor. Ao contrário de outros índices, tais como COP e EER, a eficiência

de performance leva em consideração apenas os mecanismos envolvidos nas perdas de energia e no fluxo de massa através do compressor.

11) Os coeficientes de amortecimento do gás nos gargalos são difíceis de serem determinados teoricamente. A obtenção experimental desses coeficientes - conforme sugere Soedel [18] - melhoraria, com certeza, os resultados relativos ao sinal de pulsação nas câmaras, ao movimento das palhetas e à pressão no cilindro.

12) O programa, tal como se encontra estruturado, mostra-se suficientemente versátil para absorver várias modificações. Contudo, incluir no mesmo programa as características de desempenho do motor elétrico, o modelo detalhado de transferência de calor e a força de aderência sobre as palhetas, pode não ser interessante sob o ponto de vista computacional. Recomenda-se, portanto, que cada aspecto seja introduzido através de subrotinas, que possam ou não, a critério do usuário, ser chamadas durante a execução do programa.

# 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[01] MACLAREN, J.F.T. *A review of a simple mathematical models of valves in reciprocating compressors*. Proc. 1st Purdue Compressor Technology Conference, 1972, pp. 180-187.

[02] MACLAREN, J.F.T. *The influence of computers on compressor technology*. Proc. 6th Purdue Compressor Technology Conference, 1982, pp. 1-12.

[03] MACLAREN, J.F.T. & TRANSCHEK, A.B. *Prediction of valve behavior with pulsating flow in reciprocating compressors*. Proc. 1st Purdue Compressor Technology Conference, 1972, pp. 203-211.

[04] SOEDEL, W. *Gas Pulsations in Compressor and Engine Manifolds*. Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, 1978.

[05] USSIK, M.S. *Simulação Numérica do Desempenho de Compressores Herméticos Alternativos*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina-UFSC, 1984.

[06] SOEDEL, W. *Introduction to Computer Simulation of Positive Displacement Type Compressors*. Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, 1972.

[07] SOEDEL, W. & WOLVERTON, S. *Anatomy of a Compressor Simulation Program*. Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, 1974.

[08] PLAPP, J.E. *Engineering fluid mechanics*. Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, 1968.

[09] ROGERS, G.F.C. & MAYHEW, Y.R. *Engineering Thermodynamics-Work & Heat Transfer*. Longman Group Ltd., London, 1972.

[10] HOLMAN, J.P. *Thermodynamics*. McGraw-Hill Kogakusha Ltd., Tokio, 1980.

[11] FERREIRA, R.T.S. *Influência do escoamento através da folga pistão/cilindro no desempenho de um compressor hermético alternativo*. Anais VIII COBEM, 1985, pp. 233-236.

[12] HAMILTON, J.F. *Extensions of Mathematical Modeling of Positive Displacement Type Compressors*. Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, 1978.

[13] SING, R. & SOEDEL, W. *Interpretation of gas oscillations in multicylinder fluid machinery manifolds by using lumped parameter descriptions*. Journal of Sound and Vibration, 64(3), 1979, pp. 387-402.

[14] SING, R. & SOEDEL, W. *Mathematical modeling of multicilinder compressor discharge system interactions*. Journal of Sound and Vibration, 13, 1971, pp. 42-47.

[15] REDDY, H.K. & HAMILTON, J.F. *Acurate experimental determination of frequencies, modes shapes and dynamic strains in plate valves of reciprocating compressors*. Proc. 3rd Compressor Technology Conference, 1976, pp. 290-294.

[16] SING, R. & SOEDEL, W. *A review of compressor lines pulsation analysis and muffler design research, Part II - Analysis*

*of pulsating flows.* Proc. 2nd Purdue Compressor Technology Conference, 1972, pp. 112-123.

[17] SING, R. & SOEDEL, W. *A review of compressor lines pulsation analysis and muffler design research. Part I - Pulsation efects and muffler criteria.* Proc. 2nd Purdue Compressor Technology Conference, 1972, pp. 102-111.

[18] SOEDEL, W. *On discretized modeling of flow pulsations in multicylinder gas machinery manifolds.* Proc. of Conference on Vibrations and Noise in Pump, Fan and Compressor Installations. The Institute of Mechanical Enginners, London, 1975, pp. 63-68.

[19] SOEDEL, W. *On the simulation of anechoic pipes in Helmholtz ressonator models of compressor dischage systems.* Proc. 2nd Purdue Compressor Technology Conference, 1974, pp. 136-139.

[20] ALSTER, M. *Improved calculation of ressonant frequencies of Helmholtz ressonators.* Journal of Sound and Vibrations, 24(1), 1972, pp. 63-85.

[21] INGARD, V. & ISING, H. *Acoustic monlinearity of an orifice.* The Journal of the Acoustic Society of America, 42(1), 1967, pp. 6-17.

[22] WHITE, F.M. *Viscous fluid flow.* McGraw-Hill Book Company Inc., New York, 1974.

[23] THRELKELD, J.L. *Thermal Environmental Engineering.* Prentice-Hall Inc., Englewwod Cliffs, 1970.

[24] WARK, K. *Thermodynamics*. McGraw-Hill Kogakusha Ltd., Tokio, 1977.

[25] PANDEIA, P. & SOEDEL, W. *A generalized approach twowards compressor performance analisis*. Proc. 4th Purdue Compressor Technology Conference, 1978, pp. 135-143.

[26] DHAR, M. & SOEDEL, W. *Compressor Simulation Program with Gas Pulsations*. Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, 1978.

[27] KUO, S.S. *Numerical Methods and Computers*. Addison-Wesley Publishing Co., Palo Alto, 1965.

[28] FERREIRA, R.T.S. *Relatório de Pesquisa II*. Convênio EMBRACO/ /UFSC/FEESC, 1983.

[29] FERREIRA, R.T.S. *Relatório de Pesquisa III*. Convênio EMBRACO/ /UFSC/FEESC, 1984.

[30] FERREIRA, R.T.S. *Relatório de Pesquisa I*. Convênio EMBRACO/ /UFSC/FEESC, 1982.

[31] FERREIRA, R.T.S. *Relatório de Pesquisa IV*. Convênio EMBRACO/ /UFSC/FEESC, 1986.

# APÊNDICE A

## ESCOAMENTO DO VAPOR ATRAVÉS DAS VÁLVULAS

Os processos termodinânicos de expansão nas válvulas de sucção e descarga resultam do escoamento do vapor para dentro e para fora do cilindro.

As equações que fornecem as taxas de fluxo em massa através das válvulas, podem ser deduzidas assumindo-se as seguintes hipóteses simplificativas:

a) Escoamento unidimensional isoentrópico (n=k).

b) As equações e coeficientes do regime permanente podem ser aplicadas para calcular valores instantâneos de uma variável, durante a fase transitória do escoamento.

c) As condições a montante da válvula podem ser consideradas como condições de estagnação.

d) Os coeficientes de escoamento são os mesmos tanto para fluxo normal como para refluxo.

e) Uma válvula aberta, qualquer que seja sua configuração, pode ser tratada instantaneamente como um simples orifício que possui uma determinada área efetiva de escoamento, conforme sugere a Figura 67.

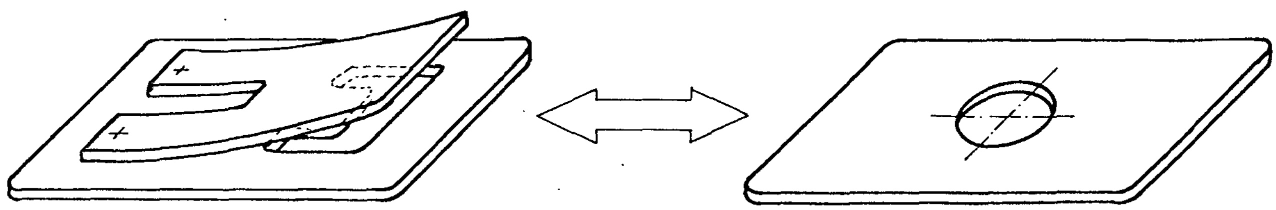


Figura 67 - Orifício equivalente

A Primeira Lei da Termodinâmica para regime permanente, aplicada ao volume de controle representado na Figura 68, produz:

$$\dot{Q}_{vc} + \dot{m} \cdot (h_u + \frac{V_u^2}{2} + Z_u \cdot g) = \dot{m} \cdot (h + \frac{V^2}{2} + Z \cdot g) + \dot{W}_{vc} \qquad (A.1)$$

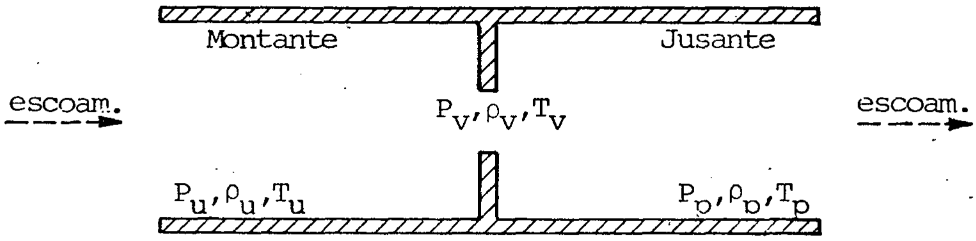



Figura 68 - Escoamento através de orifício

Considerando as condições de estagnação a montante da válvula e desprezando-se a variação da energia potencial, a expressão (A.1) restringe-se a:

$$h_u - h = \frac{V^2}{2} \qquad (A.2)$$

onde: $h_u$ - Entalpia específica do fluido estagnado [J/kg]

$h$ - Entalpia específica do vapor [J/kg]

$V$ - Velocidade média do escoamento [m/s]

O calor específico a pressão constante ($C_p$) é definido pela relação:

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P \qquad (A.3)$$

Como a entalpia de um gás perfeito é função apenas da temperatura, segue-se que:

$$dh = C_p \cdot dT \qquad (A.4)$$

Assim, para o caso da Figura 68, pode-se escrever:

$$h_u - h = C_p \cdot (T_u - T) \qquad (A.5)$$

Além disso, sabe-se que:

$$C_v = C_p/k \qquad (A.6)$$

e, ainda:

$$C_v = C_p - R \qquad (A.7)$$

Então, eliminando-se $C_v$ pelas relações (A.6) e (A.7), tira-se que:

$$C_p = \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot R \qquad (A.8)$$

Combinando as equações (A.2) e (A.5), obtém-se:

$$C_p \cdot (T_u - T) = \frac{V^2}{2} \qquad (A.9)$$

Da substituição de (A.8) em (A.9), resulta:

$$\frac{k.R}{(k-1)} \cdot (T_u - T) = \frac{V^2}{2} \qquad (A.10)$$

A velocidade com a qual pequenos distúrbios propagam-se através de um fluido é denominada velocidade acústica ou, simplesmente, velocidade do som. Num gás perfeito, ela é dada por [08,09]:

$$c = (k \cdot R \cdot T)^{1/2} \tag{A.11}$$

O número de Mach pode, então, ser obtido a partir das equações (A.10) e (A.11)

$$M = \frac{V}{c} = \left[\frac{2}{(k-1)} \cdot \left(\frac{T}{T_u} - 1\right)\right]^{1/2} \tag{A.12}$$

Conforme apresentado por Holman [10], quando um gás perfeito sofre uma mudança de estado segundo um processo isoentrópico, a seguinte relação é válida:

$$\frac{P}{\rho^k} = \frac{P_u}{\rho_u^k} = \text{constante} \tag{A.13}$$

Mas, pela equação de estado dos gases perfeitos

$$P = \rho \cdot R \cdot T \tag{A.14}$$

A combinação de (A.13) e (A.14), fornece:

$$\frac{T_u}{T} = \left(\frac{P_u}{P}\right)^{(k-1)/k} \tag{A.15}$$

Substituindo-se (A.15) em (A.12), vem:

$$M = \left\{\frac{2}{(k-1)} \cdot \left[\left(\frac{P_u}{P}\right)^{(k-1)/k} - 1\right]\right\}^{1/2} \tag{A.16}$$

Por outro lado, a taxa de fluxo em massa através do orifício é dada por:

$$\dot{m}_v = \rho_v \cdot A_v \cdot V_v = \rho_v \cdot A_v \cdot c_v \cdot M_v \qquad (A.17)$$

onde, $c_v$ e $M_v$ são obtidos fazendo-se $T = T_v$ e $P = P_v$ nas equações (A.11) e (A.16) respectivamente.

A partir da equação (A.13), verifica-se que:

$$\rho_v = \rho_u \cdot \left(\frac{P_v}{P_u}\right)^{1/k} \qquad (A.18)$$

Entretanto, pela equação (A.14):

$$\rho_u = \frac{P_u}{R \cdot T_u} \qquad (A.19)$$

Segue-se, daí, que:

$$\rho_v = \left(\frac{P_u}{R \cdot T_u}\right) \cdot \left(\frac{P_v}{P_u}\right)^{1/k} \qquad (A.20)$$

Substituindo-se $\rho_v$, $c_v$ e $M_v$ na expressão (A.17), vem:

$$\dot{m}_v = \left(\frac{P_u}{R.T_u}\right) . \left(\frac{P_v}{P_u}\right)^{1/k} . A_v . (k.R.T)^{1/2} . \left\{\frac{2}{(k-1)} . \left[\left(\frac{P_u}{P_v}\right)^{(k-1)/k} - 1\right]\right\}^{1/2} \qquad (A.21)$$

A substituição de (A.15), com $T = T_v$ e $P = P_v$, na equação (A.21), resulta em:

$$\dot{m}_v = \left(\frac{P_u}{R.T_u}\right) . \left(\frac{P_v}{P_u}\right)^{1/k} . A_v . \left[k.R.T_u . \left(\frac{P_v}{P_u}\right)^{(k-1)/k}\right]^{1/2} .$$

$$. \left\{\frac{2}{(k-1)} . \left[\left(\frac{P_u}{P_v}\right)^{(k-1)/k} - 1\right]\right\}^{1/2} \qquad (A.22)$$

ou, numa forma mais conveniente:

$$\dot{m}_v = A_v \cdot P_u \cdot \left[\frac{2.k}{(k-1).R.T_u}\right]^{1/2} \cdot \left\{\left(\frac{P_v}{P_u}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_v}{P_u}\right)^{(k+1)/k}\right\}^{1/2} \qquad (A.23)$$

Para escoamento subcrítico ($V < c$), é suposto que a pressão a jusante do orifício ($P_p$) seja igual à pressão sobre o orifício ($P_v$). Assim, definindo-se a razão de pressões

$$r = \frac{P_p}{P_u} \qquad (A.24)$$

a equação (A.23) pode ser reescrita como:

$$\dot{m}_v = A_v \cdot P_u \cdot \left[\frac{2.k}{(k-1).R.T_u}\right]^{1/2} \cdot \left[r^{2/k} - r^{(k+1)/k}\right]^{1/2} \qquad (A.25)$$

Quando o escoamento é crítico ($V \geq c$), a relação de pressões depende apenas do valor de k, pois, fazendo M=1 na equação (A.16), obtém-se:

$$r_c = \frac{P_{crit}}{P_u} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)} \qquad (A.26)$$

Da substituição de (A.26) em (A.23), resulta:

$$\dot{m}_v = A_v \cdot P_u \cdot \left[\frac{2.k}{(k-1).R.T_u}\right]^{1/2} \cdot \left[r_c^{2/k} - r_c^{(k+1)/k}\right]^{1/2} \qquad (A.27)$$

As equações (A.25) e (A.27) - que fornecem a taxa de fluxo em massa através das válvulas nas condições subcrítica e crítica, respectivamente - podem ser igualmente aplicadas na sucção ou na descarga, admitindo, em ambos os casos, a possibilidade de escoamento reverso.

Deve-se, ainda, esclarecer que nesse modelo, a área efetiva de escoamento ($A_v$) é um parâmetro obtido experimentalmente, em função do deslocamento da palheta.

# APÊNDICE B

## COMPORTAMENTO DINÂMICO DAS VÁLVULAS DE PALHETA

Na maioria dos pequenos compressores de refrigeração, o controle do refrigerante, para dentro e para fora do cilindro, é executado por válvulas do tipo palheta, confeccionadas de aço mola especial.

As equações do movimento podem ser encontradas considerando-se as palhetas como placas flexíveis ou lâminas engastadas vibrando livremente, conforme observa-se na Figura 69 . Além disso, admite-se que o movimento da palheta resulte de uma superposição de modos livres de vibração.

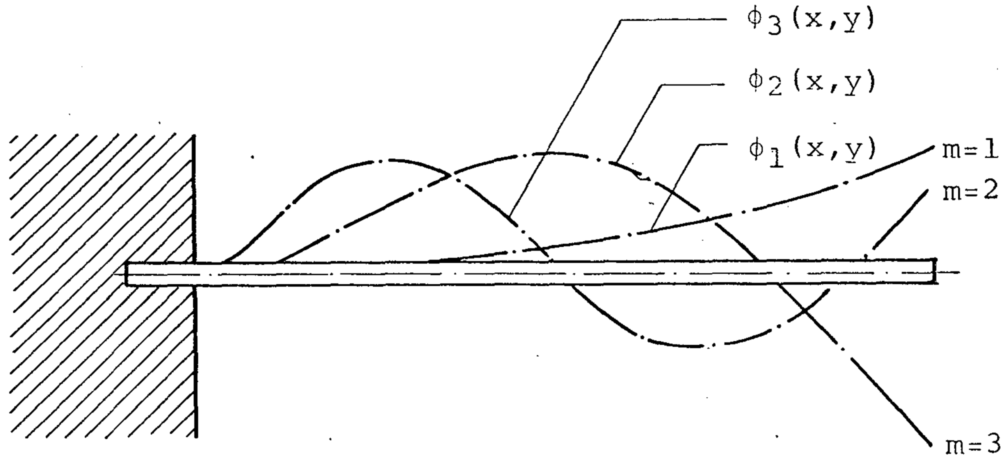



Figura 69 - Modos normais de vibração de uma lâminas engastada

De qualquer forma, o problema consiste na determinação do deslocamento de um ponto genérico localizado sobre a lâmina, de coordenadas (x,y), num instante qualquer t, em função das pro priedades físicas e geométricas da placa.

Um balanço das forças que atuam sobre a palheta da válvula produz [12]:

$$\rho \, . \, h \, . \, \ddot{W}(x,y,t) + D \, . \, \nabla^4 W(x,y,t) = P(x,y,t) \qquad (B.1)$$

onde: $D = \dfrac{E.h^3}{12.(1-\nu)}$ , rigidez à flexão [N.m] (B.2)

| | | |
|---|---|---|
| $E$ | - | Módulo de Young [N/m²] |
| $\nu$ | - | Módulo de Poisson |
| $h$ | - | Espessura da placa [m] |
| $\rho$ | - | Densidade do material [kg/m³] |
| $P(x,y,t)$ | - | Pressão no ponto de coordenadas x e y, no instante t [Pa] |
| $W(x,y,t)$ | - | Deflexão transversal da placa no ponto de coordenadas x e y, no instante t [m]. |

O operador biharmônico $\nabla^4$, para o caso bidimensional, é dado por:

$$\nabla^4(\ldots) = \frac{\partial^4(\ldots)}{\partial x^4} + \frac{2.\partial^4(\ldots)}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4(\ldots)}{y^4} \qquad (B.3)$$

As duas parcelas que compõem o primeiro membro da equação (B.1) representam, respectivamente, a força de inércia e a força elástica da placa, ambas por unidade de área. A pressão que aparece no segundo membro, por sua vez, atua como força excitadora, também por unidade de área.

Uma vez conhecida a distribuição de pressão P(x,y,t) na superfície da placa, a solução da equação (B.1) torna-se teori camente possível, embora esta não seja uma tarefa muito simples. É comum nesses casos, a solução por meio de séries numéricas, onde os modos normais de vibração, por satisfazerem as condições de contorno, são utilizados como base para a expansão da série. Assim, a solução W(x,y,t) pode ser colocada na forma:

$$W(x,y,t) = q_1(t) \cdot \phi_1(x,y) + q_2(t) \cdot \phi_2(x,y) + \ldots \qquad (B.4)$$

ou

$$W(x,y,t) = \sum_{m=1}^{\infty} q_m(t) \cdot \phi_m(x,y) \qquad (B.5)$$

onde: $\phi_m(x,y)$ - Modos normais de vibração

$q_m(t)$ - Coordenadas generalizadas ou fatores de participação modal [m].

Substituindo (B.5) em (B.1), obtém-se:

$$\rho \cdot h \cdot \sum_{m=1}^{\infty} \ddot{q}_m(t) \cdot \phi_m(x,y) + D \cdot \sum_{m=1}^{\infty} q_m(t) \cdot \nabla^4 \phi_m(x,y) = P(x,y,t) \qquad (B.6)$$

O operador $\nabla^4$ indica que uma equação diferencial de quarta ordem deve ser resolvida no $R^2$, motivo pelo qual, deve-se tentar eliminá-lo da equação (B.6).

Seja, então, a equação que descreve o movimento da placa vibrando livremente, sem a ação da força excitadora P(x,y,t):

$$\rho \cdot h \cdot \ddot{W}(x,y,t) + D \cdot \nabla^4 W(x,y,t) = 0 \qquad (B.7)$$

Uma solução dessa equação, para um determinado modo de vibração $\phi_m(x,y)$, com frequência natural $\omega_m$ e amplitude $A_m$, é dada por:

$$W_m(x,y,t) = A_m \cdot \phi_m(x,y) \cdot \mathrm{sen}(\omega_m \cdot t) \qquad (B.8)$$

Em termos matemáticos, (B.8) é uma solução da equação homogênea associada à equação diferencial (B.1).

Substituindo-se a solução (B.8) e sua segunda derivada em relação ao tempo, na equação (B.7), vem:

$$\rho.h.\omega_m^2.\phi_m(x,y) = D.\nabla^4\phi_m(x,y) \tag{B.9}$$

É fácil verificar que a relação (B.9) substituída na equação (B.6), produz, finalmente, uma expressão onde o operador $\nabla^4$ não aparece, ou seja:

$$\rho.h.\sum_{m=1}^{\infty} \ddot{q}_m(t).\phi_m(x,y) + \rho.h.\sum_{m=1}^{\infty} \omega_m^2.q_m(t).\phi_m(x,y) = P(x,y,t) \tag{B.10}$$

No próximo passo, deve-se tentar a eliminação dos somatórios.

Multiplicando ambos os membros da equação (B.10) por $\phi_n(x,y)$ e integrando o resultado sobre a superfície S da placa, obtêm-se:

$$\begin{aligned}\rho.h.\sum_{m=1}^{\infty} \ddot{q}_m(t).\iint_S \phi_m(x,y).\phi_n(x,y).ds\,+\\ +\rho.h.\sum_{m=1}^{\infty} \omega_m^2.q_m(t).\iint_S \phi_m(x,y).\phi_n(x,y).ds =\\ = \iint_S \phi_n(x,y).P(x,y,t).ds\end{aligned} \tag{B.11}$$

Como os modos normais de vibração não dependem uns dos outros, as funções $\phi_m(x,y)$ e $\phi_n(x,y)$ são linearmente indenpentes. Além disso, essas funções são ortogonais valendo, portanto, a propriedade:

$$\iint_s \phi_m(x,y)\,.\,\phi_n(x,y)\,.ds = \begin{cases} 0, & \text{se } m\neq n \\ \iint_s \phi_m^2(x,y)\,.ds & \text{se } m=n \end{cases} \tag{B.12}$$

onde s é a superfície da válvula [m²].

A aplicação dessa propriedade na equação (B.11), produz:

$$\rho.h.\ddot{q}_m(t).\iint_s \phi_m^2(x,y).ds + \rho.h.\omega_m^2.q_m(t).\iint_s \phi_m^2(x,y).ds =$$

$$= \iint_s \phi_m(x,y).P(x,y,t).ds \tag{B.13}$$

Reagrupando-se convenientemente os termos, vem:

$$q_m(t) + \omega_m^2.q_m(t) = \frac{\iint_s \phi_m(x,y).P(x,y,t).ds}{\rho.h.\iint_s \phi_m^2(x,y).ds} \tag{B.14}$$

Com a introdução de um coeficiente global de amortecimento, a equação (B.14) fica:

$$\ddot{q}_m(t) + 2.\xi_m.\omega_m.\dot{q}_m(t) + \omega_m^2.q_m(t) = \frac{\iint_s \phi_m(x,y).P(x,y,t).ds}{\rho.h.\iint_s \phi_m^2(x,y).ds} \tag{B.15}$$

Definindo-se:

$$\iint_s \phi_m(x,y).P(x,y,t).ds = F_m(t), \quad \text{força generalizada} \tag{B.16}$$

$$\rho.h.\iint_s \phi_m^2(x,y).ds = M_m \quad , \quad \text{massa generalizada} \tag{B.17}$$

A equação (B.15) pode ser escrita como [15]:

$$\ddot{q}_m(t) + 2.\xi_m.\omega_m.\dot{q}_m(t) + \omega_m^2.q_m(t) = \frac{F_m(t)}{M_m} \qquad (B.18)$$

Existe uma infinidade de equações do tipo (B.15) ou (B.18), uma para cada modo normal de vibração considerado (m=1,2,3, ...,∞). Cada uma dessas equações requer duas condições iniciais que podem ser obtidas considerando-se, por exemplo, que a válvula parte do repouso no instante t = 0. Assim, tem-se que:

Para: $$\begin{aligned} W(x,y,t_o) &= 0 \rightarrow q_m(t_o) = 0 \\ \dot{W}(x,y,t_o) &= 0 \rightarrow \dot{q}_m(t_o) = 0 \end{aligned} \qquad (B.19)$$

Por outro lado, a solução da equação (B.18), só é possível mediante o conhecimento prévio da força $F_m(t)$ que atua sobre a palheta da válvula devido à diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de expansão. A determinação analítica dessa força, entretanto, exige que sejam resolvidas as equações do escoamento através dos orifícios das válvulas, o que se constitue numa tarefa bastante difícil.

A fim de contornar o problema, pode-se assumir que a força $F_m(t)$ seja dada por uma expressão do tipo:

$$F_m(t) = B(W) \,.\, \Delta P(t) \qquad (B.20)$$

onde: B(W) - Área efetiva de ação da força [m²]

ΔP(t) - Diferença de pressão através da válvula [Pa].

As áreas efetivas de força B(W) são obtidas experimentalmente, considerando-se deslocamentos da palheta paralelos ao assento da válvula, da forma como indica a Figura 70 . A força total que atua sobre a palheta é medida para vários deslocamentos paralelos ao assento e várias pressões diferenciais através da válvula. Resulta, daí, um gráfico do tipo apresentado na Figura 71 . A inclinação de cada uma das linhas fornece diretamente a respectiva área efetiva de força.

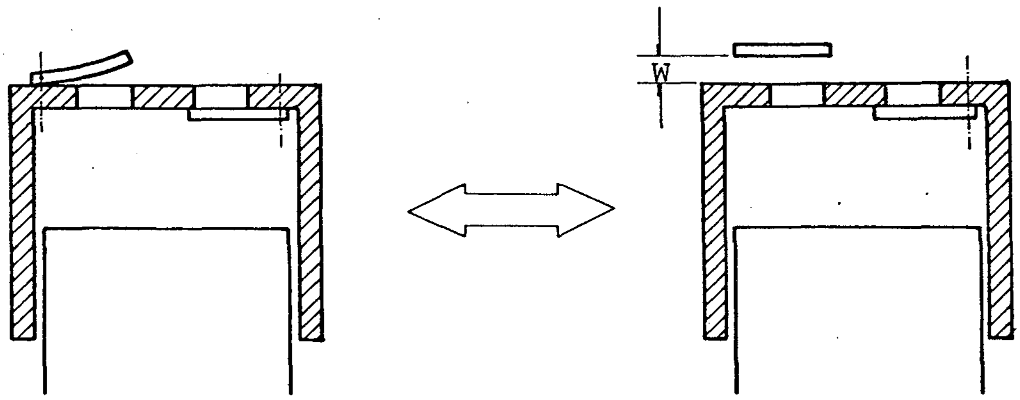



Figura 70 - Deslocamentos paralelos da palheta

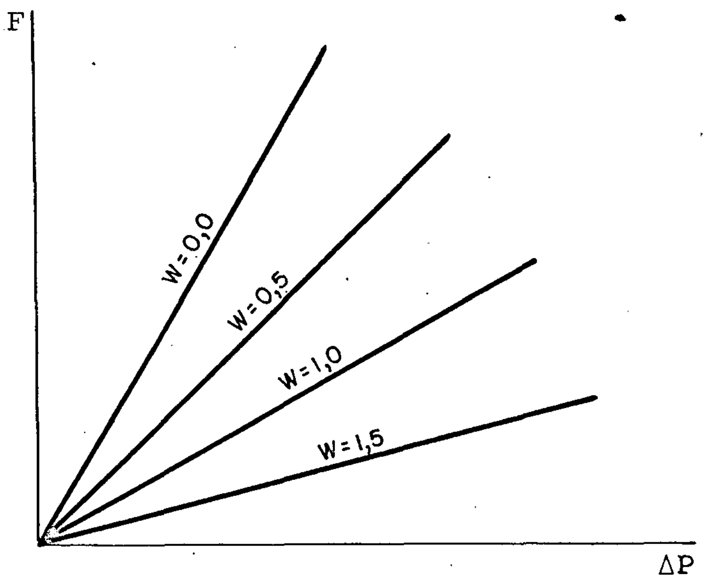



Figura 71 - Resultados típicos do experimento de área efetiva de força

Apenas para ilustrar o método, considere-se a válvula de orifício único, representada na Figura 72.

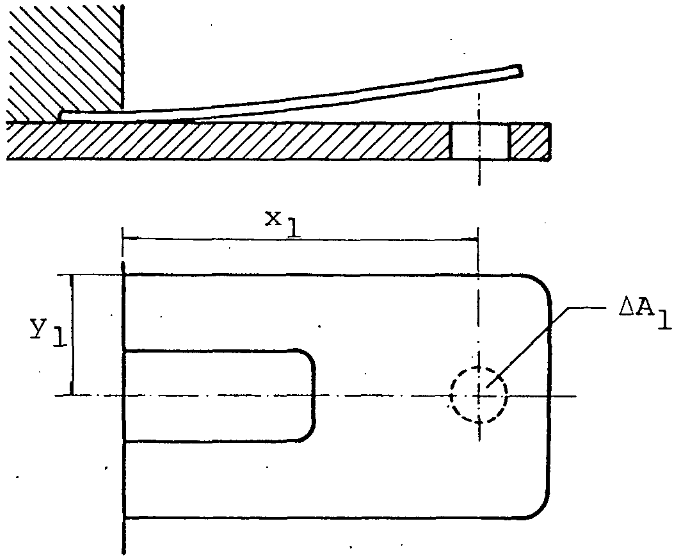



Figura 72 - Válvula de orifício único

Pelo que foi visto anteriormente, para que a equação (B.15) possa ser resolvida, deve-se determinar:

$$P(x,y,t)\,.\,\Delta A_1 = B(W(x,y))\,.\,\Delta P(t) = F_m(t) \qquad (B.21)$$

Com o auxílio da equação (B.16), pode-se concluir que no elemento de coordenadas $(x_1,y_1)$, é válida a relação:

$$\iint_S \phi_m(x,y)\,.\,P(x,y,t)\,.ds = \phi_m(x_1,y_1)\,.\,P(x_1,y_1,t)\,.\,\Delta A_1 \qquad (B.22)$$

ou, utilizando-se (B.21),

$$\iint_S \phi_m(x,y)\,.\,P(x,y,t)\,.ds = \phi_m(x_1,y_1)\,.\,B(W(x_1,y_1))\,.\,\Delta P(t) \qquad (B.23)$$

Assim, a equação do movimento pode ser escrita na forma:

$$\ddot{q}_m(t) + 2.\xi_m.\omega_m.\dot{q}_m(t) + \omega_m^2.q_m(t) = \frac{\phi_m(x_1,y_1).B(W(x_1,y_1)).\Delta P(t)}{\rho.h.\iint_S \phi_m^2(x,y).ds} \qquad (B.24)$$

A expressão (B.24) pode ser generalizada, a fim de levar em conta casos onde apareçam orifícios múltiplos ou de forma irregular:

$$q_m(t) + 2.\xi_m.\omega_m.\dot{q}_m(t) + \omega_m^2.q_m(t) =$$

$$= \frac{\Delta P(t).\sum_{i=1}^{k} \phi_m(x_i,y_i).B(W(x_i,y_i)).\Delta A_i}{A.\rho.h.\iint_S \phi_m^2(x,y).ds} \qquad (B.25)$$

onde: $i$ - Indicação do elemento de área do orifício

$k$ - Número de orifícios

$\Delta A_i$ - Área do orifício [m²]

$A$ - Área total dos orifícios [m²].

A área da palheta, por sua vez, pode ser subdividida em áreas elementares. Nesse caso, o denominador que aparece no segundo membro da equação (B.25), transforma-se em:

$$A.\rho.h.\iint_S \phi_m^2(x,y).ds = A.\rho.h.\sum_{j=1}^{\ell} \phi_m^2(x_j,y_j).\ \Delta A_j \qquad (B.26)$$

onde: $j$ - Indicação do elemento de área da palheta

$\ell$ - Número de áreas elementares da palheta

$\Delta A_j$ - Área do elemento j da palheta.

Finalmente, a equação do movimento em sua forma mais geral, é dada por:

$$\ddot{q}_m(t) + 2.\xi_m.\omega_m.\dot{q}_m(t) + \omega_m^2.q_m(t) =$$

$$= \frac{\Delta P(t).\sum_{i=1}^{k} \phi_m(x_i,y_i).B(W(x_i,y_i)).\Delta A_i}{A.\rho.h.\sum_{j=1}^{\ell} \phi_m^2(x_i,y_i).\Delta A_j} \qquad (B.27)$$

Portanto, após a determinação experimental de $\phi_m(x,y)$, $\omega_m$ e $B((W(x,y))$, conhecidos os valores de $\Delta P(t)$ das equações termodinâmicas e $\Delta A_i$, $\Delta A_j$, $A$, $\rho$ , $h$ e $\xi$ do projeto das válvulas, é possível obter-se numericamente a solução da equação (B.27).

# APÊNDICE C

## MÉTODO DE RUNGE-KUTTA

A solução de um problema de valor inicial pode ser obtida por diferentes métodos numéricos.

Uma técnica particularmente importante, utilizada na resolução de sistemas de equações diferenciais ordinárias, é o procedimento de Runge-Kutta, cuja dedução pode ser encontrada na referência [27] e foge ao escopo desse trabalho. Na sequência o método todo será apenas ilustrado.

Considere-se, inicialmente, uma equação diferencial ordinária linear de 1ª ordem, como, por exemplo, a equação que fornece a taxa de fluxo em massa no cilindro:

$$\dot{m} = f(t,m) \tag{C.1}$$

com a condição inicial:

Para: $$t = 0 \rightarrow m = m_o \tag{C.2}$$

O método de Runge-Kutta de 4ª ordem propõe soluções do tipo:

$$m_{n+1} = m_n + \frac{1}{6} \cdot (k_1 + 2.k_2 + 2.k_3 + k_4) \tag{C.3}$$

onde:

$$\begin{aligned} k_1 &= \Delta t \cdot f(t_n, m_n) \\ k_2 &= \Delta t \cdot f(t_n + \Delta t/2,\ m_n + k_1/2) \\ k_3 &= \Delta t \cdot f(t_n + \Delta t/2,\ m_n + k_2/2) \\ k_4 &= \Delta t \cdot f(t_n + \Delta t,\ m_n + k_3) \end{aligned} \tag{C.4}$$

Após decorrido o primeiro intervalo de tempo $\Delta t$, ou seja, $t_1 = \Delta t$, a solução é dada por:

$$m_1 = m_o + \frac{1}{6} . (k_1 + 2.k_2 + 2.k_3 + k_4) \tag{C.5}$$

onde:

$$\begin{aligned} k_1 &= \Delta t . f(0, m_o) \\ k_2 &= \Delta t . f(\Delta t/2,\ m_o + k_1/2) \\ k_3 &= \Delta t . f(\Delta t/2,\ m_o + k_2/2) \\ k_4 &= \Delta t . f(\Delta t,\ m_o + k_3) \end{aligned} \tag{C.6}$$

Para o segundo intervalo, $t_2 = 2.\Delta t$, obtém-se:

$$m_2 = m_1 + \frac{1}{6} . (k_1 + 2.k_2 + 2.k_3 + k_4) \tag{C.7}$$

onde:

$$\begin{aligned} k_1 &= t . f( t, m_1) \\ k_2 &= t . f(3.\Delta t/2,\ m_1 + k_1/2) \\ k_3 &= t . f(3.\Delta t/2,\ m_1 + k_2/2) \\ k_4 &= t . f(2.\Delta t,\ m_1 + k_3) \end{aligned} \tag{C.8}$$

A repetição sucessiva do processo permite, assim, obter a solução representada na Figura 73.

Considere-se, agora, uma equação diferencial ordinária de 2ª ordem, como, por exemplo, aquelas que definem os fatores de participação modal, $q_m$, para as palhetas das válvulas:

$$\ddot{q} = L(t,q,\dot{q}) - a.\dot{q} - b.q \tag{C.9}$$

A técnica de Runge-Kutta é aplicável, somente, a equações de 1ª ordem. Entretanto, definindo-se:

$$\dot{q} = s \tag{C.10}$$

a equação (C.9) torna-se:

$$\dot{S} = L(t,q,s) - a \cdot s - bq \tag{C.11}$$

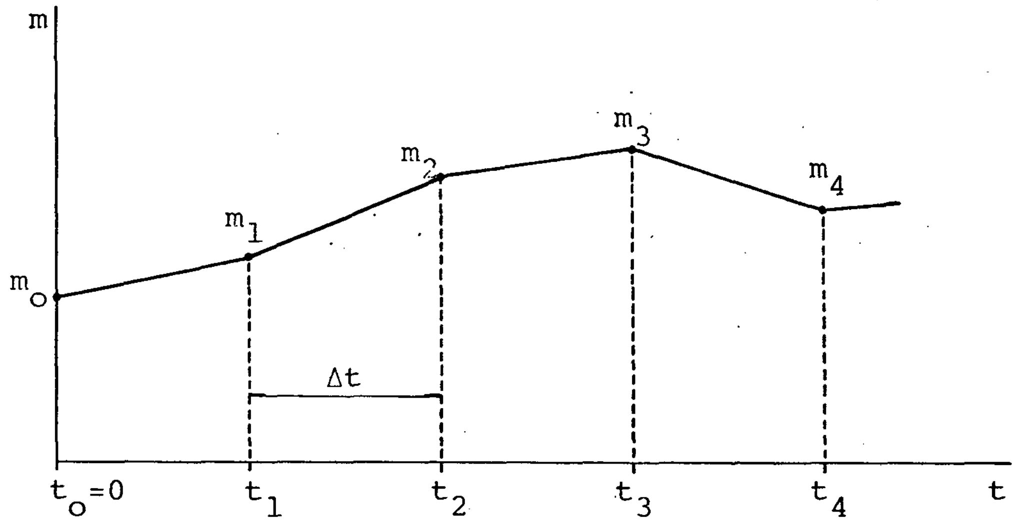



Figura 73 - Solução de uma equação diferencial de 1ª ordem obtida pelo método de Runge-Kutta

Com esse procedimento a equação diferencial de 2ª ordem (C.9), foi substituída por duas equações diferenciais de 1ª ordem, (C.10) e (C.11). Segue-se daí, que:

$$\dot{q} = f(t,q,s) \tag{C.12}$$

$$\dot{S} = g(t,q,s) \tag{C.13}$$

com as condições iniciais:

Para:
$$t = 0 \rightarrow q = q_o$$
$$t = 0 \rightarrow S = S_o \qquad \text{(C.14)}$$

Através do método de Runge-Kutta obtém-se, então:

$$q_{n+1} = q_n + \frac{1}{6} \cdot (k_1 + 2 \cdot k_2 + 2 \cdot k_3 + k_4) \qquad \text{(C.15)}$$

$$S_{n+1} = S_n + \frac{1}{6} \cdot (\ell_1 + 2 \cdot \ell_2 + 2 \cdot \ell_3 + \ell_4) \qquad \text{(C.16)}$$

onde:
$$\begin{aligned} k_1 &= \Delta t \cdot f(t_n, q_n, S_n) \\ k_2 &= \Delta t \cdot f(t_n + \Delta t/2,\ q_n + k_1/2,\ S_n + \ell_1/2) \\ k_3 &= \Delta t \cdot f(t_n + \Delta t/2,\ q_n + k_2/2,\ S_n + \ell_2/2) \\ k_4 &= \Delta t \cdot f(t_n + \Delta t,\ q_n + k_3,\ S_n + \ell_3) \end{aligned} \qquad \text{(C.17)}$$

$$\begin{aligned} \ell_1 &= \Delta t \cdot g(t_n, q_n, S_n) \\ \ell_2 &= \Delta t \cdot g(t_n + \Delta t/2,\ q_n + k_1/2,\ S_n + \ell_1/2) \\ \ell_3 &= \Delta t \cdot g(t_n + \Delta t/2,\ q_n + k_2/2,\ S_n + \ell_2/2) \\ \ell_4 &= \Delta t \cdot g(t_n + \Delta t,\ q_n + k_3,\ S_n + \ell_3) \end{aligned} \qquad \text{(C.18)}$$

Para o exemplo em questão, onde:

$$f(t,q,s) = S \qquad \text{(C.19)}$$

$$g(t,q,s) = L(t,q,s) - a \cdot s - b \cdot q \qquad \text{(C.20)}$$

obtém-se:

$$\begin{aligned} k_1 &= \Delta t \cdot S_n \\ k_2 &= \Delta t \cdot (S_n + \ell_1/2) \\ k_3 &= \Delta t \cdot (S_n + \ell_2/2) \\ k_4 &= \Delta t \cdot (S_n + \ell_3) \end{aligned} \qquad \text{(C.21)}$$

$$\begin{aligned}
\ell_1 &= \Delta t \,.\, [L(t_n, q_n, S_n) - a \,.\, S_n - b \,.\, q_n] \\
\ell_2 &= \Delta t \,.\, [L(t_n + \Delta t/2, q_n + k_1/2, S_n + \ell_1/2) - \\
&\quad - a \,.\, (S_n + \ell_1/2) - b(q_n + k_1/2)] \\
\ell_3 &= \Delta t \,.\, [L(t_n + \Delta t/2, q_n + k_2/2, S_n + \ell_2/2) - \\
&\quad - a \,.\, (S_n + \ell_2/2) - b(q_n + k_2/2)] \\
\ell_4 &= \Delta t \,.\, [L(t_n + t, q_n + k_3, S_n + \ell_3) - \\
&\quad - a \,.\, (S_n + \ell_3) - b(q_n + k_3)]
\end{aligned} \tag{C.22}$$

Desta forma, se:

$$q_o = S_o = 0 \tag{C.23}$$

a solução, decorrido o primeiro intervalo de tempo $\Delta t$, é dada por:

$$q_1 = 0 + \frac{1}{6} \,.\, (k_1 + 2 \,.\, k_2 + 2 \,.\, k_3 + k_4) \tag{C.24}$$

$$S_1 = 0 + \frac{1}{6} \,.\, (\ell_1 + 2 \,.\, \ell_2 + 2 \,.\, \ell_3 + \ell_4) \tag{C.25}$$

onde:

$$\begin{aligned}
k_1 &= 0 \\
k_2 &= \Delta t \,.\, (\ell_1/2) \\
k_3 &= \Delta t \,.\, (\ell_2/2) \\
k_4 &= \Delta t \,.\, \ell_3
\end{aligned} \tag{C.26}$$

$$\begin{aligned}
\ell_1 &= \Delta t \,.\, L(0,0,0) \\
\ell_2 &\quad \Delta t \,.\, [L(\Delta t/2, 0, \ell_1/2) - a \,.\, \ell_1/2] \\
\ell_3 &\quad \Delta t \,.\, [L(\Delta t/2, k_2/2 . \ell_2/2) - a \,.\, \ell_2/2 - b \,.\, k_2/2] \\
\ell_4 &\quad \Delta t \,.\, [L(t, k_3, \ell_3) - a \,.\, \ell_3 - b \,.\, k_3]
\end{aligned} \tag{C.27}$$

Para o segundo intervalo de tempo, $t_2 = 2 \,.\, \Delta t$, vem:

$$q_2 = q_1 + \frac{1}{6}(k_1 + 2 \,.\, k_2 + 2 \,.\, k_3 + k_4) \qquad (C.28)$$

$$s_2 = s_1 + \frac{1}{6}(\ell_1 + 2 \,.\, \ell_2 + 2 \,.\, \ell_3 + \ell_4) \qquad (C.29)$$

E assim, sucessivamente, até que sejam obtidas as soluções apresentadas na Figura 74.

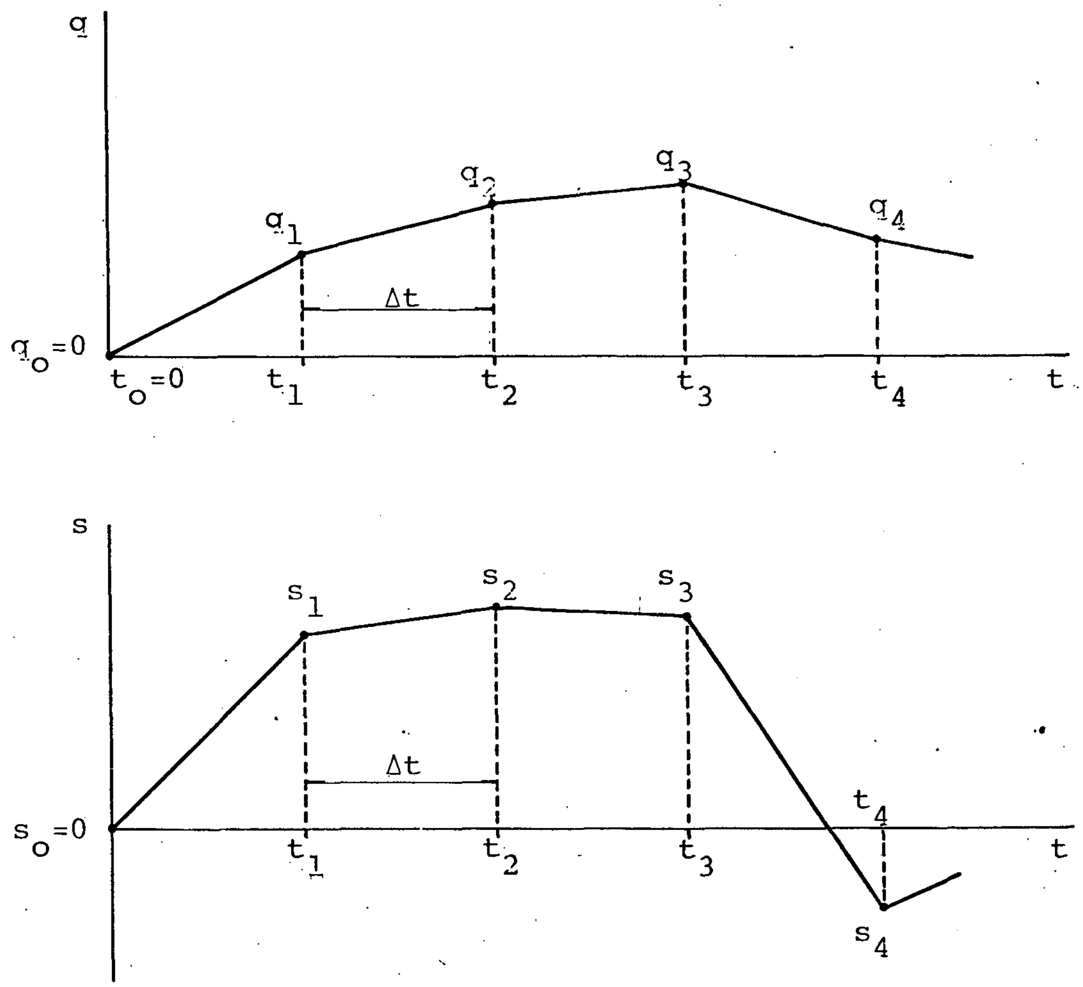



Figura 74 - Solução de uma equação diferencial de 2ª ordem obtida pelo método de Runge-Kutta