

MODELO DE COMPORTAMENTO TERMODINÂMICO DE UMA BOMBA MULTIFÁSICA DO TIPO DUPLO PARAFUSO

Celso Yukio Nakashima – celyukio@usp.br

Escola Politécnica da USP – Departamento de Engenharia Mecânica

Av. Prof. Mello Moraes, 2231 - Cidade Universitária Armando de Salles Oliveira - CEP 05508-900 - São Paulo, SP – sala TS.13

Silvio de Oliveira Jr. – olivsilj@ipt.br

Escola Politécnica da USP – Departamento de Engenharia Mecânica

Av. Prof. Mello Moraes, 2231 - Cidade Universitária Armando de Salles Oliveira - CEP 05508-900 - São Paulo, SP – sala TS.11

Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo SA (IPT) – DME/AET

Caixa Postal 0141 CEP 01064-970 - São Paulo, SP – Brasil

Elisio F. Caetano – ecaetano@cenpes.petrobras.com.br

Cenpes – PETROBRAS

Cidade Universitária - Quadra 7, Ilha do Fundão - CEP 21949-900 - Rio de Janeiro, RJ - Brasil

***Resumo.** A bomba multifásica de duplo parafuso (“twin screw pump”) é um equipamento que vem sendo bastante estudado ultimamente como uma alternativa ao sistema convencional (separação, bombeamento do líquido e compressão do gás) de processamento primário de petróleo. “Bombeando” gás e líquido ao mesmo tempo, a bomba multifásica permitiria uma redução no custo de produção de petróleo, principalmente em águas profundas. Este trabalho pretende apresentar um modelo de comportamento termodinâmico, para uma bomba multifásica do tipo duplo parafuso, capaz de determinar parâmetros de desempenho, tais como: potência consumida, temperatura de descarga e rendimento. Dividindo o complexo processo de bombeamento multifásico em uma seqüência de processos simples, facilita-se os balanços de energia e massa e pode-se utilizar um simulador de processos (Hysys.Process v2.1) para construir o modelo.*

***Palavras-chave:** Bomba multifásica, Bomba de duplo parafuso, Modelo termodinâmico*

1. INTRODUÇÃO

Poços de petróleo produzem uma mistura de óleo, água, gás e também, ocasionalmente, areia, hidratos de gás natural e depósitos orgânicos. A transferência dessa mistura por uma tubulação (linha de produção) até uma Estação Central de Processamento constitui o denominado Sistema de Produção Multifásica. Desde o início da produção de petróleo, tal fluido multifásico tem sido transferido por curtas distâncias fazendo uso da própria energia do reservatório de petróleo. Até recentemente não havia um equipamento capaz de suprir, de forma direta, energia a tal mistura multifásica em adição àquela oferecida pelo próprio reservatório. Quando requerida a adição, a única forma possível era através da separação das fases da mistura com o subsequente uso de equipamentos convencionais (e.g., bombas ou compressores) para adição de energia por fases. CAETANO et alli (1997) registra que nos primeiros anos da década de 70, a indústria de petróleo começa a concentrar pesquisas no desenvolvimento de uma máquina de fluxo capaz de transferir, de forma direta, energia para tais misturas multifásicas oriundas de poços de petróleo – as bombas multifásicas. Duas eram concepções mais fortemente encontradas nessas pesquisas iniciais: as rotodinâmicas, que convertem energia cinética em entalpia, e as rotativas volumétricas, que transportam os fluidos direto a níveis de mais alta pressão. Esta última concepção, baseada em duplo parafusos, é a que tem, até o momento, maior número de unidades fabricadas.

Embora diversos protótipos de bombas de duplo parafuso tenham sido construídos, testados, inclusive já operando em instalações de produção, não se encontrou na literatura um modelo de base termodinâmica que permita descrever e portanto prever o comportamento desse tipo de bomba. A inexistência de tal modelo dificulta o próprio desenvolvimento dessa concepção de máquina de fluxo, bem como dificulta sobremaneira os estudos comparativos requeridos para a substituição do processo convencional de separação por esse baseado em bombas multifásicas. KUJAWSKI e CAETANO (1999) revelam os impactos e benefícios de potencial materialização na produção de petróleo, notadamente na produção em grandes lâminas d'água, quando da utilização de sistemas submarinos de bombeamento multifásico – um sistema com elevado grau de ineditismo, em nível mundial, denominado SBMS-500 e cuja bomba é da concepção rotativa volumétrica de duplo parafuso, vem sendo desenvolvido e se aproxima da fase de testes de campo no Brasil (Bacia de Campos, campo de Marlim).

Baseado no exposto, decidiu-se construir um modelo termodinâmico para tais bombas multifásicas rotativas volumétricas do tipo duplo parafuso. Tal modelo permitirá a predição do comportamento termodinâmico dessas máquinas e dentre outros aspectos permitirá a determinação da potência consumida, condições do fluido na descarga e perfil de incremento da pressão ao longo do comprimento dos parafusos.

2. BOMBA MULTIFÁSICA DE DUPLO PARAFUSO

As bombas de duplo parafuso são um tipo especial de bomba rotativa de deslocamento positivo na qual o fluxo através do eixo de bombeamento é axial. Nessa bomba um ou mais parafusos giram e se engrenam formando câmaras fechadas como mostra a “Fig.1”. Elas aprisionam o fluido na sucção e o transportam ao longo do eixo até a descarga, onde os filetes desengrenam e liberam o fluido. Sendo uma bomba de deslocamento positivo, ela consegue bombear qualquer substância que passe através das passagens da sucção. Assim, essa bomba pode trabalhar com frações volumétricas de gás (FVG) variando de zero a 95% (100% caso garanta-se cerca 5% de recirculação de líquido) e sua performance, com a adequada especificação dos materiais de contato, não se deteriora com a presença de areia na mistura.

A vazão real da bomba de duplo parafuso é sempre menor que a teórica devido ao refluxo através das fendas existentes entre os componentes fixos e móveis da bomba.

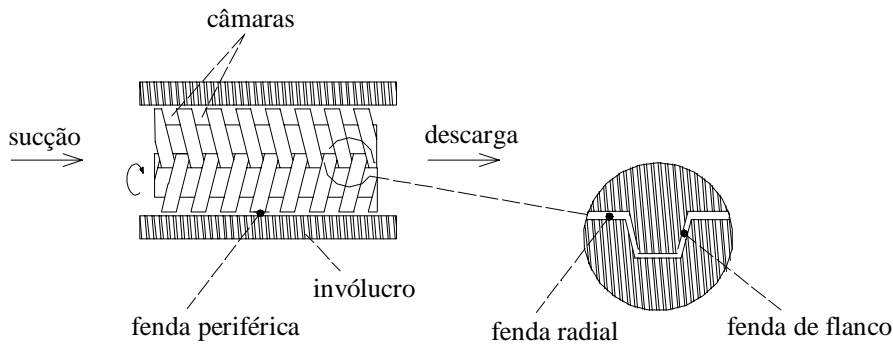


Figura 1: Princípio de funcionamento da bomba de duplo parafuso.

WINCEK (1992) define as seguintes fendas (“Fig.1”): fenda periférica, localizada entre os filetes do parafuso e o seu invólucro; fenda radial, localizada entre os filetes de um parafuso e a raiz dos filetes do outro e fenda de flanco, localizada entre os filetes dos dois parafusos.

Essas fendas, aliadas ao gradiente de pressão entre as câmaras e à rotação do fuso que arrasta o fluido, faz com que uma pequena parte desse fluido retorne. Deve-se observar que apesar do refluxo ocorrer de todas as câmaras posteriores para as imediatamente anteriores, o que define o refluxo total da bomba e, portanto, a sua eficiência volumétrica, é o refluxo que ocorre entre a primeira câmara e a região de sucção. Ou seja, o refluxo total depende, além do movimento de rotação, do gradiente de pressão entre a primeira câmara e a região de sucção.

O desenvolvimento da pressão entre a sucção e a descarga depende do FVG do fluido bombeado. Para $FVG=0$, o fluido é incompressível e esse desenvolvimento dá-se de forma linear. Já para fluidos compressíveis, como os multifásicos, o gradiente de pressão é maior próximo da área de descarga (“Fig.2”, COOPER (1996)).

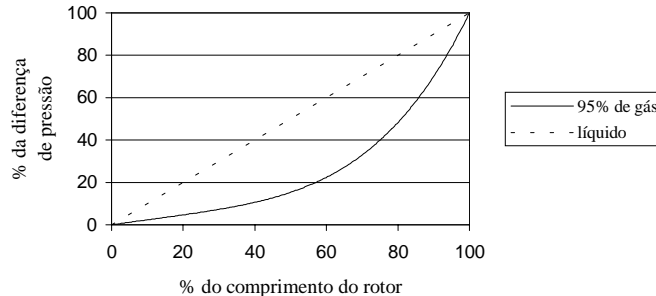


Figura 2- Perfil de pressão ao longo do parafuso (COOPER (1996)).

3. MODELO DE COMPORTAMENTO TERMODINÂMICO

O escoamento do petróleo não processado ao longo da bomba multifásica de duplo parafuso é muito complexo. Portanto, para viabilizar a construção do modelo, adotou-se a mesma formulação “discretizada” de WINCEK (1992), em que a bomba foi representada por um determinado número de câmaras e admitiu-se que o fluido desloca-se em passos da câmara de sucção até a de descarga. No entanto, como o modelo de Wincek foi desenvolvido para misturas água-ar e não leva em conta processos termodinâmicos importantes, adotou-se um método de solução diferente para a construção do modelo termodinâmico da bomba. Assim, neste trabalho, a bomba multifásica é considerada uma seqüência de separadores, bombas, compressores e misturadores que formam diversos estágios de compressão (“Fig. 3”). Admite-se que o fluido da sucção é separado em gás e líquido, o líquido é bombeado, o gás comprimido, eles serão misturados para homogeneizar a temperatura e seguirão ao

próximo estágio. Isso é feito sucessivamente até que o petróleo atinja a descarga. Representando-se o processo como uma seqüência de processos simples, facilita-se a simulação de balanços de energia e massa necessários ao modelo, e permite-se, ainda, que este seja construído e simulado com um simulador de processos. As hipóteses para a construção do modelo são: a) regime permanente; b) escoamento adiabático - não há troca de calor com o meio ambiente, apenas entre as fases do fluido multifásico; c) equilíbrio térmico entre as fases - em uma câmara, as fases estão à mesma temperatura; d) recirculação apenas de líquido - supõe-se que as fendas estejam sempre preenchidas com líquido, de forma que apenas líquido retorna através das fendas; e) não há evaporação por atrito (“flashing”) - considera-se que esse fenômeno, que pode alterar a vazão através das fendas, não ocorre.

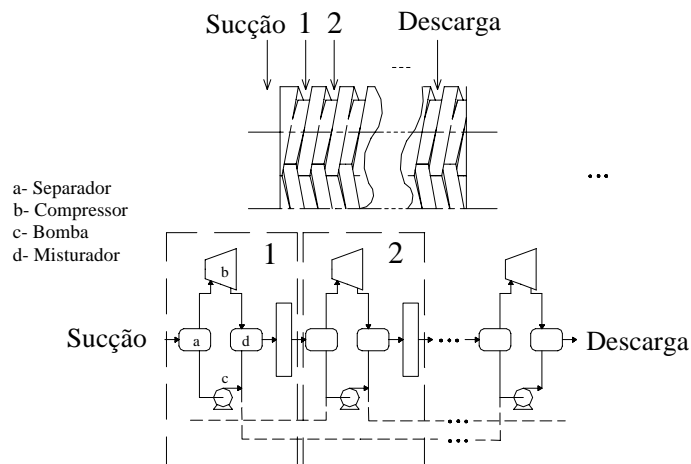


Figura 3- Modelo para a simulação do comportamento termodinâmico de uma bomba multifásica tipo duplo parafuso.

O simulador de processos escolhido, *Hysys.Process*, permite a completa caracterização dos fluidos com os quais se pretende trabalhar. Fornecendo-se a composição química, temperatura, pressão e vazão, um fluxo já está definido. Outra vantagem são as suas várias unidades de operação pré definidas: separadores, misturadores, bombas, compressores, dutos, reatores e outras. Assim, conectando-se apropriadamente fluxos e unidades de operação pode-se modelar diversos processos e obter balanços de energia e massa de misturas complexas.

Sendo um equipamento de deslocamento positivo, existem duas características que o modelo deve, minimamente, respeitar: a) a vazão volumétrica ao longo dos estágios deve ser constante pois as câmaras da bomba têm volume constante e b) a potência teórica consumida pelo modelo deve ser independente do FVG na sucção pois a potência teórica total consumida deve ser dada pelo produto da vazão volumétrica na sucção pela diferença de pressão total.

No modelo, o respeito a essas duas condições é conseguido através das vazões de refluxo. São essas vazões, mostradas em detalhe na “Fig. 4”, que garantem que a redução da vazão volumétrica do gás com o aumento da pressão será compensada pelo aumento da vazão volumétrica do líquido, mantendo, assim, a vazão volumétrica total constante. A “Figura 4” mostra a configuração implementada no simulador. Analisando-a, pode-se perceber a necessidade de se calcular a eficiência das bombas e compressores. Essas eficiências representariam, principalmente, as perdas devido ao atrito viscoso.

Em uma primeira fase (itens 3.1 e 3.2), procurou-se verificar se o modelo, trabalhando com eficiências (volumétrica, das bombas e compressores) de 100%, era capaz de reproduzir o comportamento de uma bomba ideal. Também avaliou-se como alguns parâmetros influenciam o modelo. Nessa parte, trabalhou-se com um perfil de pressão fixo para o modelo e o ajuste das vazões de refluxo foi feito de forma que a vazão volumétrica ao longo do

modelo fosse constante e igual à da sucção. A seguir, foram incluídas as modificações que permitem que o modelo determine o comportamento de uma bomba real (item 3.3), no qual se incluem as vazões de refluxo e o perfil de pressão. Finalmente, comparou-se os resultados da simulação com dados experimentais (item 3.4).

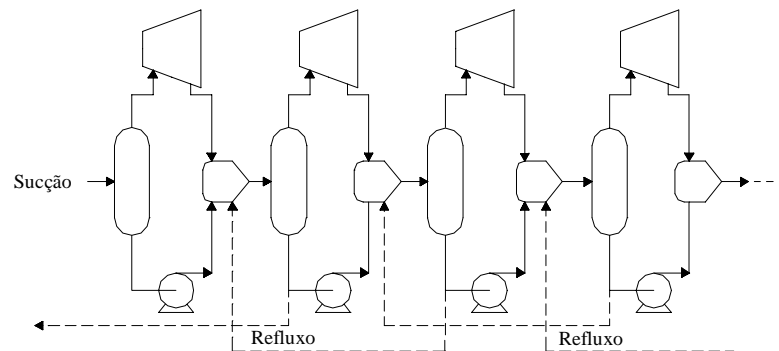


Figura 4- Refluxo no modelo.

3.1 Efeito do FVG e do número de estágios

As “Tabelas 1a e 1b” mostram os resultados de consumo de potência do modelo (\dot{W}) e a comparação com a potência teórica (\dot{W}_{teor}), em função do FVG, para pressões de descarga (p_D) de 2600 e 4528 kPa, respectivamente. O rendimento das bombas e compressores adotado foi de 100%. A pressão de sucção (p_S) é igual a 672 kPa.

Tabela 1. Consumo de potência do modelo: a) $p_D=2600$ kPa; b) $p_D=4528$ kPa

a)			b)		
FVG (%)	\dot{W} (kW)	\dot{W}/\dot{W}_{teor}	FVG (%)	\dot{W} (kW)	\dot{W}/\dot{W}_{teor}
0	141,5	0,9993	0	283,1	1,0000
30	140,7	0,9936	30	282,1	0,9964
60	137,2	0,9692	60	275,9	0,9746
95	132,7	0,9371	95	264,2	0,9332

Como pode ser visto na coluna \dot{W}/\dot{W}_{teor} , para as duas pressões de descarga, a potência consumida aproxima-se bastante da teórica, havendo, para FVGs crescentes, uma pequena tendência de afastamento do valor teórico. Uma vez que a eficiência das bombas e compressores é de 100%, o consumo menor que o teórico pode ser atribuído à discretização utilizada no método de solução do problema, como será mostrado a seguir.

Quando uma câmara desloca-se da sucção à descarga, o volume do gás diminui continuamente devido ao aumento da pressão. O espaço anteriormente ocupado pelo gás é preenchido pelo líquido que reflui e, portanto, para uma dada redução do volume do gás, há um aumento de mesma magnitude no volume de líquido. A soma dos volumes do gás e do líquido é constante uma vez que o volume da câmara é fixo. Com a separação do processo em uma seqüência de processos simples, existe uma diferença em relação ao processo real e a forma como ele é representado no modelo como mostra a “Fig. 5”. A linha pontilhada indica o processo contínuo de aumento de pressão e vazão volumétrica que realmente ocorre. No modelo, no entanto, a correção no volume do líquido e a troca de calor entre as fases ocorrem apenas em pontos discretos, e não continuamente como no processo real.

Essa diferença reflete-se diretamente no cálculo da potência como mostra a “Fig. 5”. O processo (1-3) de aumento de pressão e vazão volumétrica do líquido é representado, no modelo, por um processo de bombeamento simples (1-2) seguido de uma correção do volume do líquido (2-3) através de uma corrente de refluxo. A área 1-2-3 representa a potência que o modelo deixa de calcular, resultando uma potência de bombeamento menor que a teórica. No caso da compressão (processo 4-6), ela é representada por um processo de compressão (4-5) e resfriamento (5-6) devido à mistura com o líquido. Dessa forma, a potência de compressão calculada pelo modelo é maior que a real, e a diferença é representada pela área 4-5-6. Ainda observando-se a “Fig. 5”, é possível perceber que a área da região 1-2-3 é maior que a da região 4-5-6, ou seja, a potência de compressão que o modelo calcula a mais compensa apenas em parte a redução no cálculo da potência de bombeamento. Assim, a potência de bombeamento multifásico consumida pelo modelo é menor que a teórica. Se o FVG é baixo, então a inclinação da curva é menor e o desvio em relação ao teórico será, também, menor.

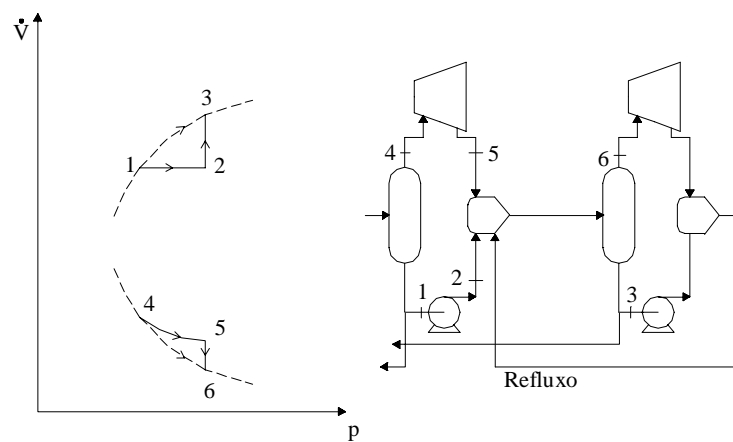


Figura 5- Diferenças entre o processo real e a representação pelo modelo.

Os resultados até agora analisados indicam que a utilização de um número maior de estágios poderia diminuir a diferença entre a potência consumida pelo modelo e a teórica. De fato, os resultados obtidos com a utilização de 16 estágios aproximam-se mais da potência teórica como mostram as “Tabelas 2a e 2b”.

Tabela 2. Comparação entre as potências consumidas pelo modelo com 8 e 16 estágios ($p_s=672$ e $p_D=2600$ kPa): FVG=30%; b) FVG=95%

a)			b)		
Nº de estágios	\dot{W} (kW)	\dot{W}/\dot{W}_{teor}	Nº de estágios	\dot{W} (kW)	\dot{W}/\dot{W}_{teor}
8	140,7	0,9936	8	132,7	0,9371
16	141,2	0,9972	16	138,4	0,9775

3.2 Efeito do perfil de pressão

Devido à falta de informações a respeito do perfil de pressão, decidiu-se verificar o impacto que eventuais falhas no cálculo perfil do modelo causariam no seu comportamento. Foram realizados estudos para três perfis de pressão diferentes: com gradiente crescente de pressão, com perfil de pressão linear e com gradiente decrescente de pressão. Os resultados obtidos, exibidos nas “Tabelas 3a e 3b”, mostram que mesmo grandes variações no perfil de pressão influenciam pouco a potência consumida e a temperatura de descarga (T_D) para diferentes eficiências (η) nas bombas e compressores.

Tabela 3. Efeito do perfil de pressão nas simulações do modelo ($p_S=672$ e $p_D=2600$ kPa): a) $\eta=100\%$; b) $\eta=50\%$

a)			b)		
Perfil de pressão	\dot{W} (kW)	T_D (°C)	Perfil de pressão	\dot{W} (kW)	T_D (°C)
Crescente	132,7	52,6	Crescente	264,2	71,2
Linear	135,9	52,7	Linear	271,3	71,9
Decrescente	133,4	52,4	Decrescente	265,9	71,1

O perfil de pressão influi pouco no comportamento do modelo (para o cálculo da potência) pois, seja qual for a distribuição de pressão utilizada no modelo, ela estará representando o mesmo processo, embora pontos diferentes dele. Se o modelo tiver uma distribuição de pressão linear, por exemplo, isso não significa que ele esteja representando uma bomba multifásica com perfil linear de pressão, mas, sim, que ele está simulando os pontos da bomba em que o processo atingiu aquela pressão, como mostra a “Fig. 6”.

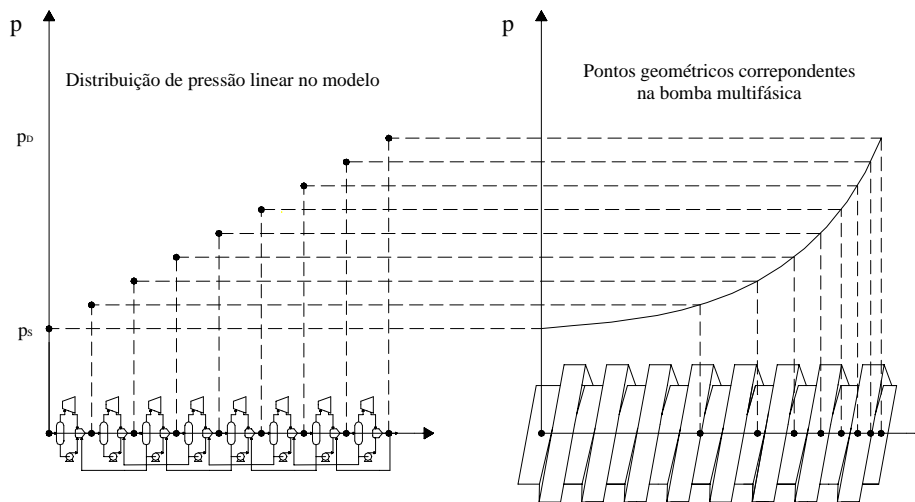


Figura 6- Significado da distribuição linear de pressão no modelo.

Inicialmente, achava-se que uma correspondência exata entre o perfil de pressão do modelo e da bomba real era importante. No entanto, com os resultados agora apresentados, pode-se concluir que desvios em relação à bomba real são toleráveis para o cálculo da potência consumida

3.3 Adequação do modelo à realidade

Como os resultados dos itens 3.1 e 3.2 mostram, o modelo é capaz de representar uma bomba ideal. Isso, no entanto, não é suficiente para que o modelo possa representar o comportamento termodinâmico da bomba multifásica. Apenas levando em conta as perdas por atrito viscoso, representadas através das eficiências das bombas e compressores, e o refluxo que faz com que a vazão seja menor que a teórica, o modelo representaria uma bomba real.

Para o cálculo do refluxo, utilizou-se as equações desenvolvidas por WINCEK (1992). Considerando as fendas preenchidas por líquido e que a vazão volumétrica total através das fendas é composta por duas parcelas: uma provocada pela diferença de pressão entre as câmaras e outra pela rotação do eixo, ele estabeleceu uma série de equações para cada uma das três fendas características da bomba de duplo parafuso. Somando-se as vazões volumétricas de todas as fendas, chega-se a uma equação, para a vazão de refluxo, do tipo:

$$\dot{V}_{total} = k_r \cdot n + k_{dp} \cdot \frac{\Delta p}{\rho_l} \quad (1)$$

Onde k_r e k_{dp} são constantes que dependem da geometria da bomba, Δp é a diferença de pressão entre um estágio e o estágio subsequente e ρ_l é a massa específica do líquido.

Com a “Eq. (1)”, é possível calcular o perfil de pressão da bomba. Inicialmente, parte-se de um perfil de pressão linear. Após um estágio de compressão, haverá uma diminuição na vazão volumétrica devido à compressão do gás. Se a vazão de líquido que recircula mais a vazão proveniente do estágio anterior for igual à vazão teórica, então mantém-se a pressão do estágio. Se a vazão resultante for maior que a vazão teórica, aumenta-se a pressão do estágio para diminuir a vazão volumétrica do gás, pelo aumento da pressão, e a vazão de recirculação, pela diminuição da diferença de pressão entre os estágios. No caso da vazão resultante ser menor que a teórica diminui-se a pressão do estágio. Isso é feito sucessivamente até que a vazão volumétrica ao longo do modelo seja constante e igual à vazão teórica.

Para calcular a eficiência das bombas e compressores, deve-se saber a potência de atrito. As perdas do lado do gás, devido à sua baixa viscosidade, são mínimas frente às perdas ocorridas do lado do líquido. Dessa forma, será adotada uma eficiência de 100% para os compressores. O cálculo da potência de atrito no lado do líquido será dividido em duas partes: perdas na região periférica, \dot{W}_p , e no canal do parafuso, \dot{W}_c . Com a teoria da lubrificação pode-se calcular a potência de atrito na região periférica devido à rotação e translação do fuso. A equação para a potência de atrito no canal foi sugerida por MICHAELI e GREFENSTEIN (1995) para extrusores do tipo parafuso e adaptada para o sistema de eixos ortogonais utilizado e para o preenchimento do canal que se dá de forma diferente:

$$\dot{E}_c = \frac{2k-1}{\text{sen } \alpha} \mu_l \Delta l \int_{y_\epsilon}^H \int_0^W \left(\dot{\gamma}(x, y) \right)^2 dx dy \quad (2)$$

Onde k é o número de roscas do parafuso, α é o ângulo da rosca, μ_l é a viscosidade dinâmica do líquido, $\Delta l / \text{sen}(\alpha)$ representa o comprimento do canal e $\dot{\gamma}$ é a taxa de cisalhamento, nesse caso dada por:

$$\dot{\gamma}(x, y) = \sqrt{\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2} \quad (3)$$

O grau de preenchimento do canal (y_ϵ) pode ser calculado através o FVG:

$$y_\epsilon = R_e - \sqrt{R_i^2 + FVG(R_e^2 - R_i^2)} \quad (4)$$

Para o perfil de velocidades, necessário para calcular a potência de atrito no canal, utilizou-se as equações deduzidas por CAMPBELL et al. (1996) para as velocidades u e w do canal de uma bomba ou extrusor parafuso. A eficiência das bombas do modelo será dada pela razão entre a potência teórica (vazão x diferença de pressão - $\dot{V} \cdot \Delta p$) e a potência total:

$$\eta_B = \frac{\dot{V} \Delta p}{\dot{V} \Delta p + \dot{W}_p + \dot{W}_c} \quad (5)$$

3.4 Resultados

As “Figuras 7a e 7b” mostram o perfil de pressão calculado pelo modelo. Elas estão de acordo com as descrições encontradas na literatura.

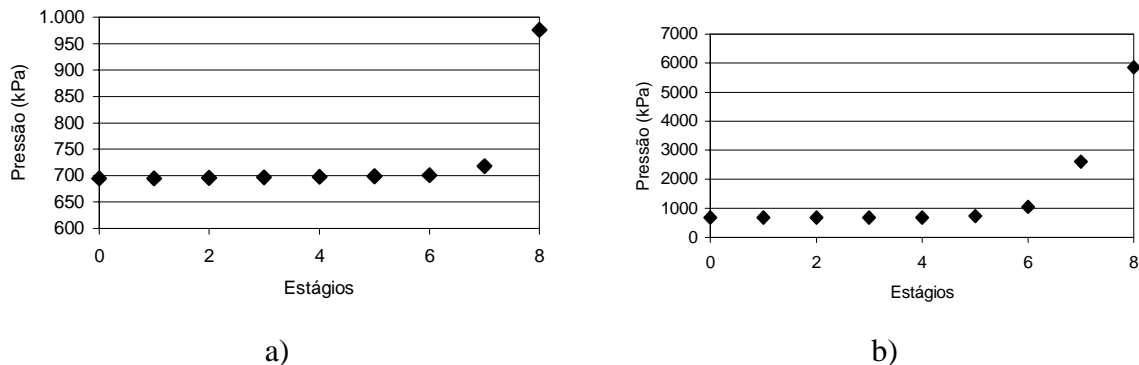


Figura 7- Perfil de pressão calculado pelo modelo ($p_s=689.5$ kPa): a) $p_D=975,6$ kPa; b) $p_D=5848$ kPa.

As “Tabelas 4 e 5” mostram a comparação entre os dados obtidos com o modelo e dados experimentais de uma bomba de duplo parafuso. Na “Tabela 4”, as condições de operação da bomba testada são: rotação de 2000 rpm, FVG de 50%, temperatura de sucção de 25,0 °C, pressão de sucção de 689,5 kPa e vazão volumétrica de 190 m³/h. Na “Tabela 5” o FVG é 90% e a temperatura de sucção, 28,3 °C. Os demais parâmetros permanecem os mesmos. Considerou-se uma eficiência mecânica de 95%.

Tabela 4. Comparação com dados experimentais: a) $p_D=903,9$ kPa; b) $p_D=5351,8$ kPa

	a)		b)	
	Modelo	Bomba	Modelo	Bomba
Potência (kW)	45,4	44,6	274,7	276,9
T_D (°C)	24,8	24,3	29,2	30,1

Tabela 5. Comparação com dados experimentais: a) $p_D=976,3$ kPa; b) $p_D=6323,1$ kPa

	a)		b)	
	Modelo	Bomba	Modelo	Bomba
Potência (kW)	42,2	36,0	332,6	302,5
T_D (°C)	32,0	30,9	53,4	55,2

Pode-se observar na “Tabela 4” que tanto a potência como a temperatura de descarga calculadas pelo modelo aproximam-se bastante dos valores experimentais. Para a “Tabela 5”, no entanto, o modelo superestima a potência consumida. Isso indica que, para FVG’s altos como os da “Tabela 5”, a hipótese de fendas completamente preenchidas de líquido já não é mais válida. Nesses casos existe a presença de gás nas fendas, o que reduz a viscosidade e diminui a potência de atrito. Como o modelo utiliza apenas a viscosidade do líquido para o cálculo da potência de atrito, o valor calculado é maior que o real. O fato do modelo não apresentar grandes erros na temperatura, mesmo com a potência superestimada, indica que, para esse caso, a potência de atrito é pouco significativa, para o aumento de temperatura, se comparada à contribuição da compressão do gás.

4. CONCLUSÕES

O modelo é capaz de representar adequadamente o comportamento teórico de uma bomba multifásica do tipo duplo parafuso. Para grandes diferenças de pressão e alto FVG, um número maior de estágios deve ser empregado para obter-se melhores resultados. Uma comparação inicial com dados experimentais, mostra o potencial do modelo para o cálculo de parâmetros importantes para o dimensionamento da bomba, embora comparações mais detalhadas sejam necessárias para a completa validação do modelo.

O próximo passo do projeto será comparar detalhadamente os dados fornecidos pelo modelo com resultados experimentais dos ensaios a serem realizados com o sistema SBMS-500, com bomba multifásica duplo parafuso, da PETROBRAS.

Agradecimentos

Os autores deste trabalho agradecem à PETROBRAS pelas informações fornecidas e que contribuíram para o desenvolvimento do modelo, ao Departamento de Engenharia Química da EPUSP por permitir a utilização da infra-estrutura do laboratório de simulações e o programa *Hysys.Process* e, também, à Soteica do Brasil S.A. e ao Eng. Marcos Pereda pelo suporte fornecido durante a utilização do programa *Hysys.Process*.

REFERÊNCIAS

- Caetano, E.F., Silva, R.M., Camargo, R.M.T. e Rohlfing, G. (1997), “Cooperation on Multiphase Flow Pumping,” *Proceedings of the Offshore Technology Conference*, Houston, OTC 8448, pp. 109-118.
- Campbell, G. A., Sweeney, P. A., Dontula, N. e Wang, Ch. (1996), “Frame indifference: Fluid flow in single screw pumps and extruders,” *International Polymer Processing*, v11, n 3, pp. 199-207 (Setembro 1996).
- Cooper, P., Schiavello, B., de Marolles, C., de Salis, J., Prang, A. J. e Broussard, D. H. (1996), “Tutorial on Multiphase Gas-Liquid Pump,” *Proceedings of the 13th International Pump Users Symposium*, pp.159-173.
- Kujawski, J.M. e Caetano, E.F. (1999), “Demonstration of a subsea multiphase flow pumping,” *Proceedings of the 7th. European Congress on Fluid Machinery for the Oil, Petrochemical and Related Industries*, The Hague, pp. 55-77 (Abril 1999).
- Michaeli, W., Grefenstein, A. e Berghaus, U. (1995), “Twin-Screw Extruders for Reactive Extrusion,” *Polymer Engineering and Science*, v 35, n 19, pp. 1485-1504 (Outubro 1995).
- Wincek, M. (1992), “Contribuição para o Cálculo do Comportamento de Transporte de Bombas de Fuso Helicoidal no Transporte de Misturas Líquido-Gás,” Tradução de Tese de Doutorado, Universidade de Erlangen-Nürnberg.
- Hyprotech, “Hysys version 1.1 – Reference vol. 1 e 2,” Hyprotech Ltd., 1996.

THERMODYNAMIC MODEL OF A TWIN-SCREW MULTIPHASE PUMP

***Abstract.** The twin-screw multiphase pump has been studied as an alternative equipment to substitute the conventional system (separation, liquid pumping, gas compression) in petroleum boosting. By “pumping” gas and liquid together, the multiphase pump could reduce production costs in deepwater activity. This paper presents a thermodynamic model of a multiphase twin-screw pump to calculate performance parameters: absorbed power, discharge conditions and efficiency. To overcome the problems of the complex flow, the multiphase flow was divided in a sequence of simple processes. With the division of the multiphase flow in a sequence of simple processes it is easier to calculate energy and mass balances and it is possible to use a process simulator (Hysys.Process) to construct the model.*

***Key-words:** Multiphase pump, Twin-screw pump, Thermodynamic model.*