



**XXI SNPTTE
SEMINÁRIO NACIONAL
DE PRODUÇÃO E
TRANSMISSÃO DE
ENERGIA ELÉTRICA**

Versão 1.0
23 a 26 de Outubro de 2011
Florianópolis - SC

**GRUPO XIV
ESTUDOS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E GESTÃO DA TECNOLOGIA, DA INOVAÇÃO E DA EDUCAÇÃO
(GET)**

**EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NO ACIONAMENTO DE SISTEMAS ÓLEO HIDRÁULICOS:
uma abordagem preliminar**

**Guilherme Filippo
UNESP – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá**

RESUMO

Estima-se que cerca de 4% do consumo industrial de energia elétrica ocorra em motores para o acionamento de sistemas hidráulicos a óleo, especialmente para o processamento e movimentação de materiais. Esse consumo é da mesma ordem de grandeza do montante de energia destinada à iluminação no segmento industrial. A literatura sobre eficiência energética desses sistemas é limitada. Este trabalho aborda essa questão de forma preliminar, chamando a atenção sobre componentes (motor, bomba e fluido) e aspectos de projeto (controle da transmissão de potência) que podem apresentar um bom potencial para melhoria da eficiência no consumo de energia elétrica.

PALAVRAS-CHAVE

Sistemas Óleo-hidráulicos, Acionamento Hidráulico, Circuito Hidráulico, Bomba de Deslocamento Positivo

1.0 - INTRODUÇÃO

O segmento industrial é responsável por cerca de 47% do consumo total de energia elétrica no Brasil. Para fins de planejamento energético costuma-se segregar este consumo entre os diversos setores industriais com vistas à aplicação de modelos de previsão para estimativas da demanda futura. Para estudos de eficiência energética apenas segregação setorial do consumo é insuficiente. Dados sobre os usos finais da energia elétrica para cada setor industrial são fundamentais, haja vista que os potenciais de economia e conservação de energia são extremamente dependentes das aplicações que a empregam.

As aplicações da energia elétrica podem ser agrupadas em força motriz, aquecimento, eletroquímica, iluminação, eletrônica e outros. Em termos nacionais, cerca de 55% do consumo industrial tem como uso final o acionamento de motores elétricos. Muito já foi desenvolvido em termos de eficiência dos motores, como a introdução dos motores de alto rendimento e, mais recentemente, o lançamento comercial dos motores síncronos de ímãs permanentes. Em regra, os motores são utilizados para o acionamento de máquinas, equipamentos, dispositivos e ferramentas, entre outras aplicações. O motor faz parte de uma cadeia de componentes, sendo que o grande potencial para a eficiência energética costuma estar além do motor (1). Esse potencial é dependente do processo de produção dessa cadeia. Por isso é necessário o conhecimento do perfil do consumo de energia para fins motrizes em função da aplicação final.

Uma primeira divisão entre as aplicações motrizes pode ser feita entre sistemas fluidomecânicos (bombas, ventiladores, compressores e sopradores) e aplicações gerais (processamento e movimentação de materiais), (2). Análises metaestatísticas realizadas junto a indústria francesa e norte-americana (3 - 5) permitem inferir que cerca de 2/3 do consumo motriz se destina aos sistemas fluidomecânicos, e 1/3 para as aplicações gerais. Obviamente que existe grande variação desses números entre os diversos setores industriais. A Tabela 1 sintetiza os resultados franceses e norte-americanos. Existe uma certa discrepância entre os dados relativos à manipulação de materiais.

TABELA 1. Participação do consumo motriz industrial – França e EUA.

| Aplicação | EUA | FRANÇA |
|----------------------------|------------|---------------|
| Consumo motriz industrial | 59% | 67% |
| Sistemas fluidomecânicos | 61% | 67% |
| Aplicações gerais | 39% | 33% |
| Processamento de materiais | 22,5% | 25,3% |
| Movimentação de materiais | 16,5% | 7,7% |

As medidas para melhoria das eficiências de sistemas fluidomecânicos já foram suficientemente difundidas (6 - 8). Por outro lado, com relação às aplicações gerais as informações são bastante escassas.

Seria recomendável uma subdivisão das aplicações relativas ao processamento e manipulação de materiais. Nesse caso, os materiais deveriam ser segregados entre “metálicos” e “não metálicos”.

Como exemplos de máquinas, equipamentos ou ferramentas de processamento tem-se: máquinas de usinagem, máquinas ferramentas, prensas, laminadoras, extrusoras, trefiladoras, injetoras, moinhos, britadores, moendas, peneiras, agitadores, reatores, etc.

Como exemplos de máquinas, equipamentos ou dispositivos de movimentação de materiais tem-se: pontes rolantes, correias transportadoras, elevadores, guindastes, pórticos, linhas de montagem, etc. A manipulação de materiais deve ser classificada dentro da classe movimentação. Alguns equipamentos executam o processamento e a movimentação concomitantemente, como o caso de fornos rotativos e cilindros de secagem. Geralmente a classificação como “processamento” é mais adequada. Talvez isso explique em parte a discrepância mencionada na Tabela 1.

Na indústria francesa, motores com potência até 4 kW representam 68% da população, porém respondem por apenas 8% do consumo (3). Motores entre 4 kW e 10 kW consomem 11% da energia elétrica para fins motrizes. Os motores com potências superiores a 10 kW totalizam 81% do consumo motriz. Esse perfil não é muito diferente da indústria norte-americana (5). Isso indica que programas de eficiência energética devem ser focados prioritariamente nos sistemas motrizes de maior potência.

Dentro da vastidão de aplicações de máquinas e equipamentos para processamento e movimentação ou manipulação de materiais, metálicos ou não metálicos, é muito comum encontrar acionamentos através de sistemas hidráulicos a óleo. Exemplos: prensas hidráulicas, filtros prensa, injetoras, laminadoras, etc. Alguns sistemas são entregues na forma de *packages* e outros são totalmente customizados e, às vezes, construídos no próprio local. Todavia, sob os aspectos de eficiência energética, importa o desempenho do circuito hidráulico, muito antes da função do equipamento. Preliminarmente, a abordagem da eficiência energética dos sistemas de acionamento hidráulicos pode ser comum entre os diferentes tipos de máquinas e equipamentos.

Este artigo procura dar indicações para o tratamento da eficiência energética nos sistemas hidráulicos a óleo.

2.0 - VISÃO GERAL DOS SISTEMAS HIDRÁULICOS A ÓLEO

Não se tem uma estimativa mais precisa sobre o consumo de energia em sistemas hidráulicos e pneumáticos, tanto na Europa, quanto nos EUA. Recentemente, o DOE – Department of Energy patrocinou o estabelecimento de uma parceria entre o NFPA – National Fluid Power Association e o Oak Ridge National Laboratories para fazer tal levantamento (9).

Especula-se que cerca de 4% do consumo industrial de energia elétrica nos EUA aconteça por conta de sistemas hidráulicos. Esse consumo é mais intenso no processamento de materiais, seguido da movimentação e manipulação. É muito rara a utilização de acionamentos hidráulicos em bombas, ventiladores e compressores. Sendo assim, pode-se concluir, a partir da especulação, que 17% do consumo motriz para aplicações gerais se dê por conta de acionamentos hidráulicos ($17\% \times 39\% \times 59\% = 4\%$). Esse montante é da mesma ordem de grandeza do consumo de energia despendido com a iluminação pelo segmento industrial. Evidentemente, em determinados setores industriais essa participação é muito maior, notadamente nos setores de produtos plásticos e metalúrgicos.

Numa apertada síntese, um sistema de acionamento hidráulico é constituído por uma unidade de força, válvulas de comando e controle e atuadores (cilindros e motores hidráulicos), além de tubulações e outros acessórios. A unidade de força conta com uma bomba de deslocamento positivo, tanque de óleo, filtros, instrumentação e, eventualmente, sistema de arrefecimento do óleo. Na hidráulica industrial a bomba é acionada por motor elétrico, enquanto na hidráulica móvel (embarcada) o acionamento pode ser elétrico ou mecânico, através de tomada de extração na caixa de câmbio do motor de combustão interna. A potência elétrica recebida pelo motor elétrico é convertida em potência mecânica para acionamento da bomba. Por sua vez, a bomba converte essa potência mecânica em hidráulica (pressão e vazão). Por fim, os atuadores convertem essa última novamente em potência mecânica (força/conjugado e velocidade/rotação). A transmissão de potência é feita pelo fluido em circulação, da unidade de força para os atuadores, e destes de volta para a unidade de força, passando pelas válvulas de comando e controle. A Figura 1 mostra essa situação de forma esquemática.

Os sistemas hidráulicos apresentam grande vantagem devido à relação peso, volume e inércia pela potência envolvida, especialmente nos casos de movimento linear. A performance dinâmica também costuma ser melhor.

Quase sempre é a solução mais apropriada em sistemas com potência superior a 10 kW que exijam carregamento abrupto, variação de velocidade, inversão de rotação, partidas e paradas freqüentes e flutuação de carga. A proteção contra sobrecargas é fácil e eficiente. Em contrapartida, a eficiência é baixa (10). Essa eficiência total é definida como a relação entre a potência mecânica útil desenvolvida pelo atuador, ou atuadores, e a potência exigida pelo motor da bomba, ou bombas, da unidade de força. A eficiência é afetada, tanto pelos componentes, como pelo projeto do sistema, ou mais apropriadamente pela tecnologia de controle da transmissão de potência adotada.

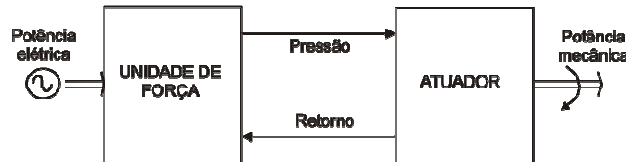


FIGURA 1. Unidade óleo hidráulica.

Publicações sobre medições de eficiência de sistemas hidráulicos são raras na literatura. Geralmente ela fica entre 10% e 15% nos sistemas convencionais, podendo atingir algo entre 35% e 40% com sistemas de controle mais elaborados (10, 11).

3.0 A INFLUÊNCIA DOS COMPONENTES NA EFICIÊNCIA

Os componentes dos sistemas hidráulicos a óleo com maior impacto na eficiência são o motor elétrico, a bomba de deslocamento positivo e o fluido de trabalho.

3.1 - Motor Elétrico

A imensa maioria dos sistemas hidráulicos industriais ainda é acionada por motores de indução convencionais. Pouco a pouco estão sendo substituídos por motores de alto rendimento. Muitos desses motores são superdimensionados. Além da cultura antiga de se adotar generosos “fatores de segurança”, existe o mau dimensionamento decorrente da natureza variável da carga.

Muitos sistemas operam de acordo com ciclos repetidos de trabalho em que a carga varia bastante dentro do ciclo. Isso caracteriza um regime de funcionamento contínuo periódico com carga intermitente, podendo ter períodos de repouso ou não. A potência para especificação do motor deve ser a potência equivalente RMS, observado o atendimento do conjugado máximo solicitado (12).

Como curiosidade, estima-se que 55% dos motores para aplicação geral tem carregamento inferior a 40%, enquanto nos sistemas fluidomecânicos esse percentual é inferior a 30% (5).

Os efeitos deletérios da má qualidade da tensão, seja da variação do nível da tensão ou seu desbalanceamento, sobre o desempenho de motores, incluindo eficiência, também são bastante conhecidos (13, 14).

3.2 - Bomba de Deslocamento Positivo

Os sistemas hidráulicos utilizam bombas de deslocamento positivo, fixo ou variável. A potência motriz exigida por esse tipo de bomba é dada por:

$$P_{mec} = \frac{\Delta p \cdot Q}{\eta_{total}} \quad (1),$$

sendo: Δp a pressão diferencial desenvolvida pela bomba [Pa],

Q a vazão fornecida pela bomba [m^3/s],

η_{total} o rendimento total da bomba,

P_{mec} a potência motriz [W].

Pela equação (1) fica evidente que a potência demandada será menor tanto quanto menores forem a pressão e a descarga exigida. Não é raro encontrar sistemas hidráulicos com ajustes inadequados de regulação da pressão das válvulas de alívio. Na maioria dos casos a descarga é uma exigência do sistema.

O rendimento total das bombas de deslocamento é composto por duas componentes, ou seja, a eficiência volumétrica e a hidromecânica (15). A eficiência volumétrica retrata a vazão efetiva fornecida pela bomba e a vazão total no elemento propulsor. Parte da vazão recircula internamente pelos interstícios (vazamento interno), sendo tanto maior quanto maior a pressão. Mais adiante será visto que ela também depende da viscosidade do fluido.

$$Q_A = Q_N - Q_L \quad (2),$$

sendo: Q_A vazão efetivamente fornecida ao sistema hidráulico,

Q_N vazão desenvolvida no propulsor das bombas,

Q_L vazão de recirculação.

$$\eta_{vol} = Q_A/Q_N = 1 - Q_L/Q_N \quad (3).$$

Por sua vez, a eficiência hidromecânica leva em conta as perdas por atrito mecânico no interior da bomba e as perdas hidráulicas, sobretudo de arraste viscoso. As perdas mecânicas costumam ser constantes com a pressão, enquanto as de natureza hidráulica tendem a reduzir com o aumento da pressão. O rendimento total da bomba é dado pelo produto de ambas eficiências.

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{vol}} \cdot \eta_{\text{hm}} \quad (4).$$

Com o tempo de utilização o desgaste da bomba aumenta, elevando a recirculação interna e, por consequência, reduzindo a eficiência volumétrica. A deterioração da eficiência pode ser muito acentuada em diversos casos. É boa prática fazer medições dessa eficiência de forma periódica (15).

3.3 - Fluido

Nos sistemas hidráulicos a temperatura do fluido na partida é sempre mais baixa que nas condições de operação normal. Portanto, a temperatura do fluido varia e, por consequência, a viscosidade varia de forma inversa. O comportamento das eficiências de bombas e motores com a viscosidade tendem ser da seguinte forma: a eficiência volumétrica tende a aumentar com o aumento da viscosidade (redução da temperatura); contrariamente a eficiência hidromecânica diminui com o aumento da viscosidade. A Figura 2 ilustra essa situação, mostrando que existe uma faixa ótima de viscosidade que deve ser observada.

Nas temperaturas mais elevadas aumentam os vazamentos internos (recirculação) que, por sua vez, aumenta a temperatura, prejudicando a lubrificação num círculo vicioso. Em baixas temperaturas existe uma maior dificuldade para a partida. Também podem surgir problemas de escorvamento (insuficiência de fluido circulando no interior do propulsor). A lubrificação fica dificultada. É comum o surgimento de cavitação.

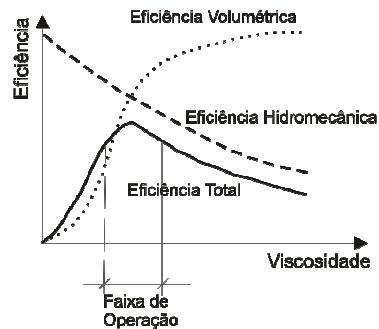


FIGURA 2. Eficiência de bombas de deslocamento positivo x viscosidade.

Uma das funções do fluido de trabalho é prover lubrificação. Quando a temperatura sobe é possível ocorrer a ruptura do filme lubrificante hidrodinâmico causando desgastes devido ao contato de metal contra metal.

Existem duas normas básicas para especificação de fluidos hidráulicos: ISO 3448 e ASTM D 6080. O grau de viscosidade ISO VG é definido para a temperatura de 40 C. Geralmente os fabricantes também fornecem o valor da viscosidade a 100 C. Para temperaturas diferentes dessas a viscosidade absoluta pode ser estimada pela equação de MacCoull, Walther, Wright (MWW), (16).

$$\log.\log(\mu) = A - B \log T \quad (5),$$

sendo: μ a viscosidade dinâmica (absoluta) [mPa.s],

T temperatura absoluta [K],

A e B são constantes para um dado óleo, determinadas por sistema de duas equações a duas incógnitas utilizando a viscosidade para as temperaturas de 40 C e 100 C.

Os critérios para seleção da viscosidade são bem estabelecidos (17 – 19). Basicamente eles são o TOW (temperature operating window) e o ALTOW (alternate TOW). O critério TOW deve ser aplicado quando os fabricantes de componentes hidráulicos exigem viscosidade entre 13 cSt (a quente) e 860 cSt (a frio). Para faixas mais estreitas utiliza-se o critério ALTOW. A faixa ótima deve estar entre 10 cSt (mínimo) e 50 cSt (máximo), (18). Devem ser observadas outras exigências como desempenho antidesgastante e estabilidade à corrosão, [19]. Sob certas circunstâncias, óleos hidráulicos mal especificados podem implicar num aumento de 20% das perdas volumétricas ou hidromecânicas.

De acordo com (16, 20) a vazão de recirculação (Q_L) é proporcional à pressão e inversamente proporcional à viscosidade cinemática (equação de Poiseuille). Assim, a eficiência volumétrica, equação 3, pode ser rearranjada como:

$$\eta_{\text{vol}} = 1 - \frac{k.P_a}{\nu.Q_N} \quad (6).$$

Por sua vez, as perdas hidromecânicas são função da velocidade, pressão e viscosidade.

Um óleo hidráulico comum é constituído por um óleo mineral ordinário com 1% ou 2% de aditivos antidesgastantes à base de zinco. Nos últimos 30 anos foram feitas pelo menos 15 melhorias significativas nos óleos lubrificantes para motores diesel e gasolina, e nenhuma para óleos hidráulicos (21). Óleos lubrificantes operam em torno de 50 psi, enquanto sistemas hidráulicos operam em pressões até 100 vezes superiores. A alta pressão implica em alta tensão de cisalhamento que pode levar à ruptura das moléculas poliméricas utilizadas para aumentar o IV (índice de viscosidade) dos óleos hidráulicos.

O índice de viscosidade indica o grau de variação de um óleo com a temperatura. Maior o IV menor a variação. Nos óleos comuns o IV é igual a 100, aproximadamente. Em sistemas que operem com grande variação de temperatura é comum o uso de aditivos poliméricos ampliadores de IV com vistas ao aumento desse índice. Assim, o fluido pode operar dentro de uma faixa ótima de viscosidade mesmo com acentuadas variações da temperatura de operação. As maiores variações geralmente acontecem em sistemas embarcados, posto que estão mais expostos aos rigores da temperatura ambiente. No setor industrial os sistemas hidráulicos costumam operar em faixas mais controláveis mediante o uso eficaz de radiadores e termostatos para manter o óleo dentro da faixa de temperatura razoável. Os problemas surgem com temperaturas operacionais mais elevadas. Existem figuras ilustrativas da ampliação da TOW pelo uso de óleos com ampliadores de IV (22).

4.0 - CONTROLES (PROJETO)

Em regra, o controle da transmissão de potência em sistemas hidráulicos é obtido por modulação da pressão e vazão do fluido. Existem três métodos básicos de controle, a saber: válvulas de controle de vazão e pressão, bombas de deslocamento variável (vazão variável) e variação de velocidade de acionamento da bomba (vazão variável),

O controle através de válvulas é classificado como controle dissipativo, isto é, o sistema de controle consome energia, mesmo quando não se necessita de energia hidráulica. Por outro lado, o controle conservativo basicamente procura deixar de gerar energia hidráulica quando esta não é necessária (23). Geralmente, quanto mais rápida for a dinâmica do sistema hidráulico, menos eficiente ele será sob o ponto de vista energético. O principal foco para a melhoria da eficiência energética está centrado na redução do consumo durante os períodos inativos (*idle*) dos atuadores.

4.1 - Válvulas de controle

Um dos trabalhos pioneiros sobre eficiência em sistemas hidráulicos por meio de válvulas foi apresentado em 1980 (24). Toda perda de energia hidráulica é convertida em calor, que termina por elevar a temperatura do fluido de trabalho. A potência dissipada numa válvula é dada por:

$$P_d = \Delta p \cdot Q \quad (7),$$

sendo: Δp a perda de pressão na válvula [Pa],
 Q vazão pela válvula [m^3/s],
 P_d potência dissipada, [W].

Para reduzir a dissipação de energia ou se reduz a queda de pressão ou a vazão, ou se reduzem ambos. A Figura 3a (25), mostra o controle por meio de válvula controladora de vazão (VCV) com uma unidade de força com bomba de vazão constante. Nesse caso, o excesso de descarga é desviado pela válvula de alívio (VA). A área hachurada mostra a potência dissipada de forma esquemática. Alternativamente podem-se utilizar válvulas controladoras de vazão em *by-pass* (24). Nesse caso a descarga é desviada pela própria VCV. Esse tipo de válvula é aplicado quando se pretende controlar um único atuador. Na figura, o subscrito I representa "carga" e S "fonte".

É muito comum encontrar sistemas que operam em diferentes níveis de pressão dentro de um ciclo de trabalho. Nesses casos é possível ajustar diferentes pressões P_s mediante o uso de válvulas auxiliares de ajuste (válvulas remotas) em combinação com válvulas de alívio compostas, inclusive com possibilidade de ventagem do sistema (descarga livre).

Existem sistemas que operam em muitos mais níveis de pressão. Nessas situações costuma-se utilizar válvulas de alívio com modulação eletrohidráulica, um tipo de válvula proporcional (26). Nesses casos, a pressão é ajustada pelo nível de corrente no solenóide da válvula.

Dentro do campo da hidráulica proporcional é possível obter a mesma ação anterior pela utilização de válvulas de descarga (ventagem) proporcionais, conforme ilustra a Figura 3b. A descarga é feita sem o concurso da válvula de alívio. Alternativamente pode-se empregar a válvula de alívio composta (24). Em ambos os casos o desvio é feito sob as condições de pressão diferencial entre a carga e a fonte. Essa configuração é denominada como válvula de descarga sensível à carga. Seu objetivo é limitar a abertura (desvio da descarga) a uma diferença de pressão constante entre a fonte e a carga.

Em todos os esquemas anteriores a descarga da bomba foi mantida constante. O excesso de vazão não demandado pela carga foi desviado de volta ao reservatório. A pressão de ajuste foi regulada de forma discreta ou contínua, evitando descarga sob pressão superior àquela exigida pela carga. De acordo com a equação 7 a redução da dissipação deveu-se exclusivamente à parcela Δp .

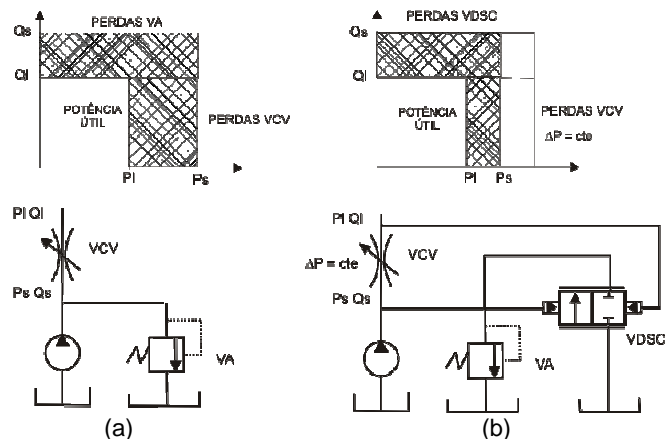


FIGURA 3. (a) Perdas de energia nas válvulas de alívio (VA) e de controle de vazão (VCV).
(b) Válvula de descarga sensível à carga (VDSC - *load sensing*).

4.2 - Bombas controladas

Com o controle da bomba procura-se obter um controle do tipo conservativo, ou seja, a energia fornecida ao sistema hidráulico deve se aproximar daquela que o sistema demanda. Portanto, a vazão fornecida pela bomba deve ser variável. Essa modalidade de controle em geral é mais eficiente que o controle por válvulas.

A descarga de uma bomba de deslocamento positivo é dada pelo produto da rotação pelo volume deslocado, conforme equação 8.

$$Q_A = N \cdot V_d \cdot \eta_v \quad (8),$$

sendo: N a rotação da bomba [rpm],
 V_d volume deslocado [cm^3/rot],
 Q_A descarga [cm^3/min],
 η_v rendimento volumétrico.

A variação da vazão de descarga pode ser obtida pela variação da velocidade de acionamento da bomba ou pela variação do volume deslocado. No caso de variação do volume deslocado com rotação constante, apenas dois tipos de bombas apresentam essa possibilidade: bomba de palhetas e bombas de pistão/êmbolo axial.

O sistema por bombas controladas é preferível nas aplicações de maior potência. Embora mais eficiente, a resposta dinâmica é pior que o controle por válvulas. Bombas de deslocamento variável só podem controlar um atuador.

Basicamente existem duas formas de se obter o controle com bombas de deslocamento variável: compensador proporcional de pressão e sensoramento da carga (25). A Figura 4 mostra esquematicamente essas situações.

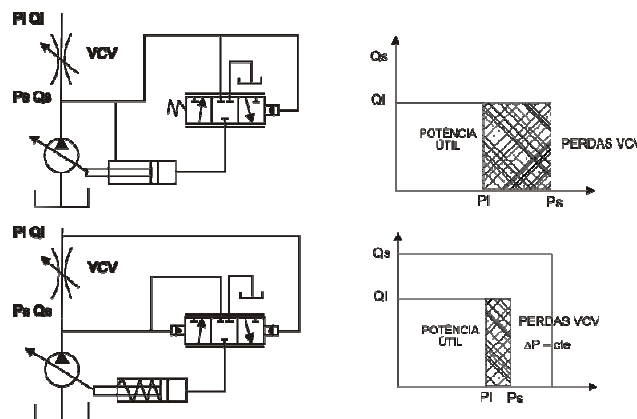


FIGURA 4. Bombas controladas.

O primeiro sistema – bomba com pressão compensada, a descarga se ajusta à demandada pelo sistema. A pressão da bomba pode estar até 12 bar acima da pressão da carga. Nesse caso ainda existem perdas pela válvula de controle de vazão. A bomba responde à variação de pressão com a variação da vazão. Se a pressão sobe, a vazão cai, e vice-versa. Se o circuito for bloqueado, a vazão se anula.

No segundo sistema – bomba sensível à carga, a idéia é oferecer a justa vazão e pressão demandadas pela carga. Para isso o sinal de retroalimentação é tomado antes e depois da válvula de controle de vazão. Trata-se de uma pressão diferencial proporcional à vazão. Geralmente essa pressão é bastante baixa, inferior a 2 bar na maioria dos casos. Se a pressão da carga variar a bomba acompanha essa variação, dado que para uma mesma vazão a pressão diferencial não se altera. Portanto, obtém-se controle tanto de vazão, como de pressão. Como mostra a Figura 4, é o sistema mais eficiente de controle.

4.3 - Acionamento de velocidade variável

Para ambientes industriais sempre houve uma combinação de motores de indução com bombas de deslocamento positivo, variável ou não (23, 27). A idéia de utilização de conversores estáticos de frequência com motores de indução no acionamento de bombas de deslocamento constante não é nova. A variação de velocidade obtida pela variação da frequência permite a variação da vazão de descarga da bomba, conforme a equação 8.

As experiências iniciais na aplicação dessa tecnologia foram decepcionantes. Os principais problemas observados foram o atendimento das solicitações transitórias e a manutenção do torque em baixas rotações (25). Bombas de deslocamento variável têm, em média, tempo de resposta de 100 ms desde a mínima até a máxima descarga. Um conjunto inversor/motor deveria apresentar resposta dessa mesma ordem, ou seja, a velocidade deveria subir de 100 rpm a 3500 rpm nesse mesmo intervalo de tempo (27). Em muitas aplicações, como injetoras de plásticos, por exemplo, a pressão deve ser mantida com o molde fechado. Nesse caso a vazão exigida é de cerca de 10% da vazão nominal sob pressão máxima, exigindo conjugado elevado em baixas rotações. Essa vazão mínima é necessária para compensar os vazamentos internos no circuito em baixa rotação, bem como garantir a lubrificação. O atendimento dessas exigências no início era difícil. Em alguns casos, com a introdução de acumuladores hidráulicos essas barreiras eram superadas (25), conforme ilustrado na Figura 5.

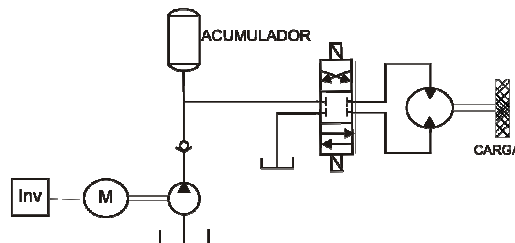


FIGURA 5. Utilização de inversor e acumulador para acionamento de carga variável.

Geralmente o circuito hidráulico fica simplificado com o uso de bombas com acionamento a velocidade variável. Por usar menos componentes as perdas hidráulicas são reduzidas, gerando menos calor e ruído.

Nas aplicações mais recentes tem-se utilizado motores síncronos com rotor de imã permanente a base de terras raras (27). Esses motores apresentam maior eficiência que os motores de indução com gaiola de esquilo, haja vista que não apresentam perdas rotóricas. Para uma mesma potência, o volume e o peso dos motores de imã permanente são menores em relação aos de gaiola de esquilo. A inércia também é menor.

A variação de frequência é obtida através de conversores estáticos com controle vetorial. Enquanto o controle escalar permite o controle apenas da velocidade, o vetorial permite controle tanto do conjugado, como da velocidade. O controle vetorial permite inclusive a manutenção do conjugado com a rotação nula. O custo de inversores com controle vetorial tem se reduzido mediante o emprego da técnica *sensorless*. Uma interessante comparação entre acionamentos com bomba de deslocamento variável, bombas de deslocamento fixo com variação de velocidade e operação intermitente com auxílio de acumuladores é feita em (23).

5.0 - CONCLUSÃO

Estima-se que cerca de 4% do consumo industrial de energia elétrica seja destinado ao acionamento de sistemas hidráulicos a óleo. Algumas experiências internacionais relatam possibilidade de elevar a eficiência entre 30% e 40% mediante a adequação do motor elétrico, dos cuidados com a bomba de deslocamento positivo e do fluido utilizado. Todavia, os maiores potenciais residem no projeto dos sistemas de controle da transmissão de potência, particularmente nos casos de inatividade (*idle*) dentro do ciclo de trabalho das máquinas e equipamentos.

Estão em curso mudanças tecnológicas que incentivam a migração de sistemas pneumáticos e hidráulicos para sistemas elétricos diretos com servomotores, os quais apresentam controle bastante apurado e possibilidades de regeneração da energia (28). As bases para essas mudanças em curso residem nos avanços da eletrônica de potência, microprocessadores, dispositivos sensores e sistemas de controle e monitoramento de movimentos.

A expansão do controle de movimento puramente elétrico sobre o pneumático e o hidráulico tem sido justificada por questões ambientais e de eficiência energética (28). O principal foco para a melhoria da eficiência energética está centrado na redução do consumo durante os períodos inativos (*idle*) dos atuadores.

6.0 - BIBLIOGRAFIA

- (1) Filippo, G. – “Eficiência energética em sistemas fluidomecânicos, máquinas hidráulicas e sistemas de bombeamento”. 7º Congresso Brasileiro de Eficiência Energética e Expoeficiência”. São Paulo, 2010. www.abesco.com.br.
- (2) Filippo, G. – “Motores elétricos e o consumo industrial de energia no Brasil”. Revista Eletricidade Moderna, v. 33, nº 367, pg. 166 – 177, 2004.
- (3) Millet, B. “French industry: potential of energy saving in electrical motors”. CEREN – Centre for Studies and Economic Research in Energy. France. 2010.
- (4) Jallouk, P; Liles, C. “Learning from experiences with industrial electric motor drive system”. CADDET - Centre for Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies. IEA/OECD. Analyses Series nº 24. Apr. 1998.
- (5) DOE/EERE. “United States Industrial Electric Motor Systems – Market Opportunities Assessment”. EERE – Office of Energy Efficiency and Renewable Energy. 2002.
- (6) DOE/EERE – Hydraulic Institute. “Improving pumping system performance – a sourcebook for industry”. EERE – Office of Energy Efficiency and Renewable Energy. 1999.
- (7) DOE/EERE – AMCA. “Improving fan system performance”. EERE – Office of Energy Efficiency and Renewable Energy. 2003.
- (8) DOE/EERE. “Improving compressed air system performance”. EERE – Office of Energy Efficiency and Renewable Energy. 2003.
- (9) Elmore, C. “Fluid Power: NFPA works to quantify energy usage”. OEM Off-Highway, June 15, 2010.
- (10) Shang, T. “Improving performance of an energy efficient hydraulic circuit”. Thesis, MSc. University of Saskatchewan. Canada. 2004.
- (11) Suzuki, K. et all. “Energy saving of oil hydraulic pump unit by idling stop method using an accumulator”. 10th International Conference on Fluid Control, Measurements and Visualization. Moscow, Russia, 2009.
- (12) Gould, R. “A guide to matching electric motors with hydraulics power units”. Hydraulics & Pneumatics. www.hidraulicspneumatics.com
- (13) Faiz, J. et all. “Influence of unbalanced voltage on the steady-state performance of a three-phase squirrel cage induction motor”. IEEE Trans. on Energy Conversion. v. 19, nº 4, 2004.
- (14) Pillay, P. et all. “Derating of induction motors operating with a combination of unbalanced voltages and over or undervoltages”. IEEE Trans. on Energy Conversion. v. 17, nº 4, 2002.
- (15) Casey, B. “Determining hydraulic pump condition using volumetric efficiency”. Machinery Lubrication, 9, 2004. www.machinerylubrication.com.
- (16) Herzog, S. et all “Predicting the pump efficiency of hydraulic fluids to maximize system performance”. IFPE/SAE Off-Highway Meeting, 2002.
- (17) Herzog, S. et all. “Fluid viscosity selection criteria for hydraulic pumps and motors”. International Fluid Exhibition for Power Transmission and Technical Conference, 2000. www.dynavis.net
- (18) Herzog, S. et all. “The benefits of maximum efficiency hydraulics fluids”. Machinery Lubrication, jul. 2005. www.machinerylubrication.com.
- (19) -----, “Determining hydraulic fluid viscosity requirements”. Machinery and Lubrication, jan. 2007. www.machinerylubrication.com.
- (20) Placek, D. et all. “Reducing energy consumption with multigrade hydraulic fluids”. 9th Annual Fuels & Lubes Asia Conference Exhibition, 2003.
- (21) Preshar, A. “New hydraulic fluids aimed at energy savings”. Design News, oct. 2009. www.designnews.com.
- (22) Neveu, C. et all. “Selecting the optimum hydraulic oil to meet the viscosity requirements of major pumps manufactures”. 10th Annual Fuels and Lubes Asia Conference, Shanghai – China, 2004.
- (23) Suzuki, K. et all. “Energy saving of oil hydraulic pump unit by idling stop method using an accumulator”. 10th International Conference on Fluid Control, Measurements and Visualization. Moscow, Russia, 2009.
- (24) Schrader, L. “Applying valves to conserve energy”. NFPA. National Conference in Fluid Power. 1980. www.nfpa.com.
- (25) Shang, T. “Improving performance of an energy efficient hydraulic circuit”. Thesis, MSc, University of Saskatchewan. Canada. 2004.
- (26) Scholz, D. “Proportional hydraulics”. Festo Didatic, 1996.
- (27) Imamura, T. et all. “Energy saving hybrid hydraulics system comprising highly efficient IPM motor and inverter, for injection molding and manufacturing machine”. Proceedings of 7th JFPS – International Symposium on Fluid Power. Toyama, Japan, 2008.
- (28) Nakatani, F. “Technologies for energy saving in industrial field”. IEEE - Trans. on Electrical and Electronic Engineering, nº 3, 2008, pp 190 – 198.

7.0 - DADOS BIOGRÁFICOS

Guilherme Filippo Filho

Engenheiro Mecânico (1980), Professor Livre-docente – Sistemas Fluidomecânicos (2000)

Departamento de Energia – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

UNESP – Universidade Estadual Paulista

Ex-Diretor Geral FEG/UNESP

Autor do livro MOTOR DE INDUÇÃO, Ed. Érica, 2000 e 2010.