MODELING AND OPTIMIZATION OF AUTONOMOUS SERVO DRIVEN OIL-HYDRAULIC POWER UNIT

Costa, Jorge; Rodrigues de Seabra, Eurico Augusto; Puga, Hélder
Universidade do Minho

This paper describes the design of hydraulic power unit that are servo driven, autonomous and based on volumetric control, competing in efficiency, dynamics and environmental impact with the most currently developed technologies.
The use of dedicated control for hydraulic power unit, proves to be a costly and difficult to implement solution for applications were de productions series are medium or small. The environmental impact caused by the low efficiency, recycling of consumables, noise and cooling requirements of traditional resistive control power units, justify the work presented here.
This project is presented as a stand-alone, generally applicable solution that can be implemented either in new equipment or as retrofitting, without the use of dedicated engineering for its implementation. The components used in its construction are standard, avoiding the inconvenience and cost of proprietary solutions. The advantages associated with high efficiency, prove to be beneficial in terms of lifetime of consumable products, contributing to the reduction of environmental costs, maintenance costs and downtime.
The article introduces the principle of hydraulic operation, the controller, the sensing, and discusses the selection of components needed to build a marketable solution with generic purposes.

Keywords: Hydraulic power unit; servo driven; volumetric control

MODELAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE CENTRAIS ÓLEO-HIDRÁULICAS SERVO ACIONADAS AUTÓNOMAS

O presente artigo descreve o projeto de centrais óleo-hidráulicas, servo acionadas, autónomas, baseadas no controlo volumétrico, competindo em eficiência, dinâmica e impacto ambiental com as tecnologias mais desenvolvidas atualmente.
O uso de controlo dedicado para as centrais óleo-hidráulicas inseridas nos equipamentos a acionar, revela-se uma solução onerosa e de difícil implementação em aplicações de média ou reduzidas tiragens. O impacto ambiental causado pela baixa eficiência, reciclagem de consumíveis, ruido e necessidade de refrigeração das centrais tradicionais de controlo resistivo, justificam o trabalho aqui apresentado.
O projeto apresenta-se como uma solução autónoma, de aplicação genérica, podendo ser implementada em equipamentos novos ou em retrofitting, sem recurso a engenharia dedicada à sua implementação. Os componentes utilizados na sua construção são standard, evitando os inconvenientes e os custos de soluções proprietárias. As vantagens associadas à elevada eficiência, são benéficas do ponto de vista da duração dos consumíveis, contribuindo para a redução dos custos ambientais, custos de manutenção e tempos de paragem.
O artigo apresenta o princípio de funcionamento hidráulico, o controlador, a sensorização e discute a seleção dos componentes necessários à construção de uma solução comercializável com fins genéricos.

Palabras clave: Central hidráulica; servo acionada; Controlo volumétrico

Correspondencia: Prof. Eurico Seabra - eseabra@dem.uminho.pt

1. Introdução

Apesar da evolução dos acionamentos elétricos e das suas inegáveis vantagens, os sistemas hidráulicos desempenham um papel importante nas tecnologias atuais. Devido à capacidade de operar enormes densidades de potência, a hidráulica industrial é insubstituível, quando são necessárias grandes forças e binários, (Frosina, 2015).

Atualmente, a hidráulica é um meio extremamente eficaz de transmissão de potência e acionamento mecânico, que rivaliza em precisão, velocidade, potência e rendimento com qualquer sistema de acionamento elétrico, (Durfee and Sun, 2009) e (Poomphochana et al., 2013). Neste sentido, tem vindo a ser alvo de profundas melhorias, não só pelos métodos de produção e materiais disponíveis, mas sobretudo pela introdução da eletrónica industrial no controlo de válvulas e produção de potência hidráulica.
O controlo de centrais hidráulicas pode ser resistivo ou volumétrico, (Murrenhoff, 1999). O controlo resistivo é realizado pela derivação do excesso de fluido óleo hidráulico, através de uma válvula, (normalmente uma válvula proporcional controlada por pressão). No controlo volumétrico, o fluxo é ajustado pelo deslocamento da bomba. Este, pode ser ajustado pela variação da rotação, pela variação de débito da bomba, (bomba de caudal variável), ou por ambos os métodos.
O controlo resistivo possui excelentes propriedades dinâmicas e custos reduzidos, no entanto, apresenta baixa eficiência energética. O controlo volumétrico é dispendioso devido ao elevado custo das bombas e/ou sistemas de controlo, apresentando no entanto um elevado rendimento, (Axin et al., 2014).
Por outro lado, a construção de centrais hidráulicas baseadas no controlo volumétrico requer um alto nível de automação e sensorização que pressupõe desde logo uma utilização específica. Os custos de desenvolvimento inerentes a este tipo de tecnologia limitam a sua utilização a aplicações com elevada tiragem.
A construção de centrais hidráulicas servo acionadas de aplicação genérica são uma necessidade para as pequenas e médias empresas que desejam competir com as vantagens associadas à eficiência e dinâmica dos mais recentes desenvolvimentos na área.
Com este trabalho pretende-se validar a controlabilidade e o conceito de centrais óleo-hidráulicas, servo acionadas, autónomas, baseadas no controlo volumétrico, discutindo uma metodologia complementar à tecnologia existente no mercado.

2. Princípio de funcionamento

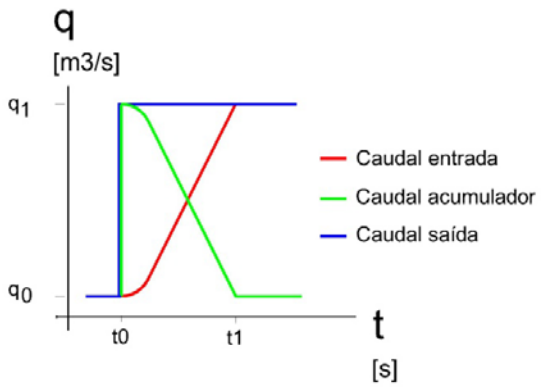
A potência hidráulica disponível pode ser garantida pelo conhecimento prévio da sua utilização (controlador com base no conhecimento no atuador), pela sua produção preventiva (controlo resistivo com descarga ao reservatório) ou pela acumulação da mesma, de forma a garantir o seu fornecimento no intervalo de tempo necessário à sua restituição ao circuito e garantindo deste modo maior eficiência energética, (Suzuki et al., 2009).
A compensação do caudal necessário pode ser garantida pela utilização de um acumulador inserido no circuito hidráulico, que se destina somente a compensar as mudanças de velocidade do motor e as perdas de fluxo provocadas por aquelas.
Na Figura 1, pode observar-se graficamente o processo de equilíbrio dos caudais.
O caudal de saída é, em cada instante, igual à soma do caudal de entrada e do caudal proveniente do acumulador.
O caudal do acumulador é resultado do equilíbrio entre o caudal de saída do circuito e do caudal proporcionado pela bomba.

Desta forma, pode-se escrever uma equação de equilíbrio do sistema tendo como base o equilíbrio dos caudais, equação (1).

$$q_e = q_a + q_s \quad (1)$$

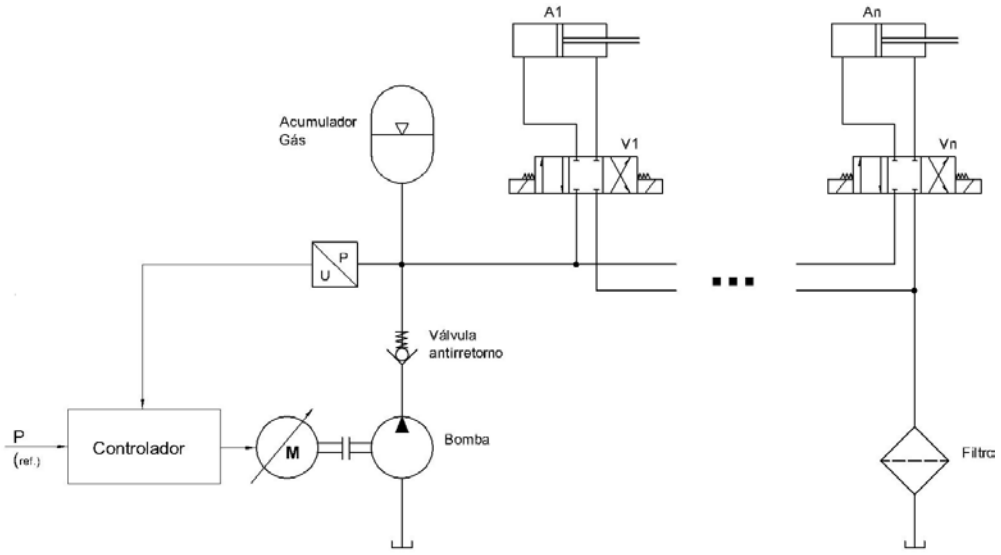
Onde q_e representa o caudal de entrada da bomba em m^3/s, q_a o caudal de entrada no acumulador em m^3/s e q_s o caudal de retorno ao tamque ou de saída em m^3/s.

Figura 1: Equilíbrio de caudais no circuito



Com base no equilíbrio de caudais, elaborou-se um esquema hidráulico, conforme de apresenta na Figura 2, que reflete o princípio de funcionamento proposto na equação (1).

Figura 2: Esquema hidráulico com o princípio de funcionamento



Pela observação da Figura 2, verifica-se que não existe referência ao tipo e número de atuadores presentes no circuito. O controlo do sistema fica assim simplificado, permitindo a sua rápida integração em *retrofitting*.

A válvula antirretorno presente na saída da bomba impede a fuga hidráulica do fluxo do circuito quando a bomba se encontra em baixas rotações ou parada.

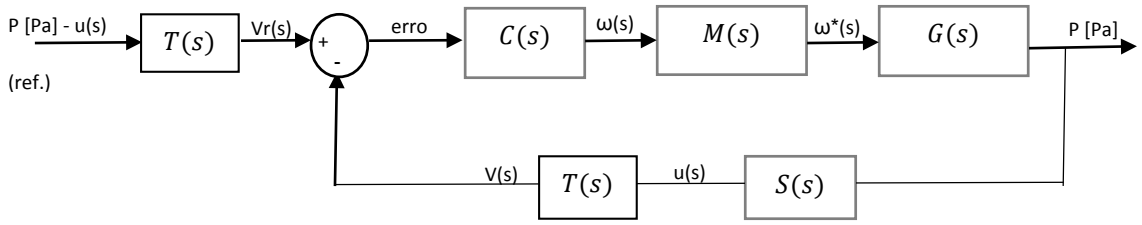
O acumulador apresenta duas funções principais: garante a compensação de fluxo durante o arranque ou mudança de velocidade do motor e a manutenção da pressão no circuito. A última é especialmente importante para circuitos onde é necessário manter a força nos atuadores, ainda que não existam movimentos destes, como é o exemplo de prensas hidráulicas.

3. Controlador

O processo hidráulico caracteriza-se pelo controlo do caudal que fluí no circuito. O controlo da pressão no circuito é uma característica indireta que decorre do volume do acumulador e da pressão a que está sujeito o seu gás.

Para a obtenção da equação de controlo, optou-se pelo controlo do volume do acumulador, ainda que não seja uma característica diretamente mensurável. Na Figura 3, pode observar-se o diagrama de blocos proposto.

Figura 3: Esquema de blocos do processo



O controlo em malha fechada é realizado com base no erro do volume presente no acumulador, em que:

O bloco C(s), representa a função transferência correspondente ao controlador. O erro, isto é, a diferença entre o volume de referência do acumulador e o volume correspondente a pressão no circuito, serve como entrada do controlador, que converte na rotação desejada do motor e consequentemente da bomba.

A função transferência T(s), converte a tensão elétrica, que reflete a pressão desejada para o circuito hidráulico, no volume de referência do acumulador, correspondente à pressão desejada.

O sensor S(s), é responsável pela leitura da pressão do circuito hidráulico, tal como se apresenta na Figura 3. A tensão elétrica, u(s), é então convertida para volume, de acordo com a especificação de T(s).

O motor e o driver que lhe está associado, está representado na forma da função transferência M(s). Como se pode observar, a entrada desta função transferência é modelada por uma tensão elétrica que reflete a velocidade desejável do motor, tendo como saída a mesma velocidade sob a forma de uma rotação mecânica.

A função G(s), representa o comportamento do circuito hidráulico, tendo como entrada a velocidade do eixo da bomba, ω*(s), e na saída, a pressão na linha do circuito hidráulico provocada pela pressão do gás no acumulador.

O caudal do acumulador é resultado do equilíbrio entre o caudal de saída do circuito e do caudal proporcionado pela bomba, tal como é proposto na equação (1).

O caudal gerado pela bomba é função do seu deslocamento, rotação e rendimento.

$$q_e = D * w * \eta \quad (1)$$

Onde D representa o deslocamento em m^3/rad, w a velocidade angular em rad/s e η o rendimento total da bomba.

De acordo com a lei de Hagen-Poiseuill, o caudal de saída pode ser calculado em função da pressão e da resistência hidráulica:

$$q_s = \frac{P}{R_h} \tag{2}$$

Onde P representa a pressão de trabalho em Pa e R_h a resistência hidráulica em $\mathrm{Pa} * m^3/s$.

Considerando um acumulador membrana pode-se reescrever a equação (3) da seguinte forma:

$$q_s = \frac{1}{R_h} * \frac{P_g * V_a^{\gamma}}{V_g^{\gamma}} \tag{3}$$

Onde P_g representa a pressão de pré-carga do gás do acumulador em Pa, V_a o volume do acumulador em m^3, V_g o volume do gás em m^3 e γ a constante adiabática do gás, sendo para o azoto igual a 1,4.

O caudal do acumulador é igual à variação do volume disponível a cada instante:

$$\mathrm{q_a} = \frac{\mathrm{dV}}{\mathrm{dt}} \tag{4}$$

Substituindo em (1) pelas equações (2), (4) e (5), obtem-se a equação diferencial que relaciona o volume do acumulador com a velocidade do motor:

$$\frac{dV}{dt} + \frac{1}{R_h} * \frac{P_g * V_a^{\gamma}}{V_g^{\gamma}} = D * w * \eta \tag{5}$$

Na seleção das bombas de deslocamento positivo para a aplicação objeto de estudo neste trabalho, considera-se as bombas de engrenagens internas como sendo as mais adequadas. O seu baixo custo, reduzido nível de ruído, baixa pulsação, excelente eficiência volumétrica e capacidade de operarem elevadas rotações, constituem um conjunto de características importantes para a persecução do objetivos propostos.

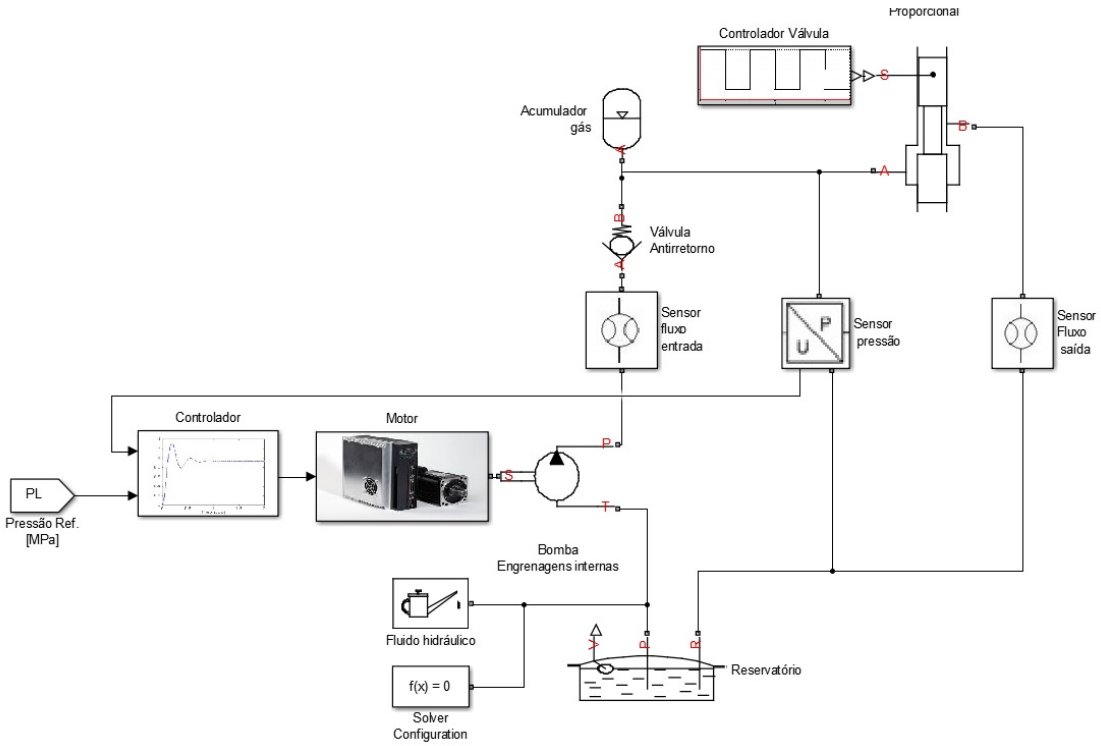
A utilização de motores síncronos para o acionamento das bombas de engrenagens internas, proporcionam elevados binários em toda a gama de rotações, constituindo-se como a solução ideal para a aplicação em causa. Adicionalmente, estes motores proporcionam menores vibrações, menor ruído e reduzido espaço em comparação com os motores de indução assíncronos, (Rahman and Zhou, 1996).

Para o presente trabalho foi considerado um acumulador de bexiga. A sua seleção justifica-se pelo alto rendimento volumétrico, perfeita separação entre o óleo hidráulico e o gás, ausência de inércia do elemento separador e de elementos de atrito garantindo a sua operação com reduzida manutenção.

4. Simulação e validação

O modelo em estudo foi objeto de simulação em MatLab Simulink, procurando validar a sua resposta em pressão, caudal e avaliar a potência consumida ao longo dos ciclos de trabalho. Na Figura 4 é apresentado o modelo desenvolvido para a simulação do conceito proposto.

Figura 4: Central hidráulica com servo motor e acumulador



De forma a simplificar o circuito hidráulico, substituiu-se os atuadores por uma válvula proporcional com descarga direta ao reservatório que permite simular as condições de utilização com caudais máximos e mínimos.
A Tabela 1 resume os valores utilizados nas simulações para os parâmetros de trabalho e capacidade dos principais componentes.

Tabela 1. Parâmetros de trabalho e capacidade dos componentes utilizados na simulação

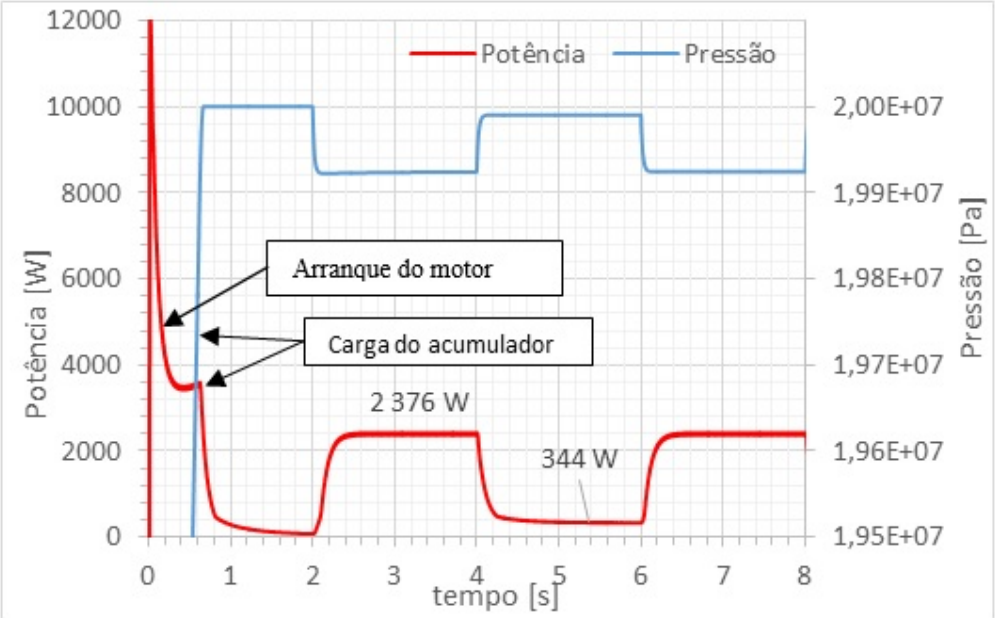
Característica	Valor	Unidades
Caudal máximo	0,0001	m³/s
Pressão de trabalho	20	MPa
Capacidade do acumulador	0,001	m³
Deslocamento da bomba	$65{,}25 * 10^{-8}$	m³/rad
Rendimento da bomba, η	0,7	
Binário do motor	25,5	N.m
Rotação máxima do motor	260	rad/s

Para avaliar a resposta da central hidráulica às solicitações de caudal, injetou-se na válvula proporcional, um sinal com um período de 4 segundos, uma amplitude de 0,0001 m^s/s e um *duty cicle* de 50%.

Na Figura 5, pode observar-se a potência do motor e a flutuação da pressão causada pelas repentinas solicitações do caudal de saída. A carga dos condensadores do driver provoca um pico no consumo de energia de 12000 W. Este pico, é em geral minimizado pela resistência e indutância da rede elétrica.

Durante a carga do acumulador, a potência consumida é de 3500 W, reduzindo para 95 W no período em que o motor atinge a sua rotação mínima. A potência consumida quando a solicitação do caudal é máxima, 2376 W.

Figura 5: Consumo de energia e flutuação da pressão



Pela observação da Figura 5, verifica-se uma flutuação da pressão de trabalho inerente a capacidade de resposta do sistema. Dependendo da aplicação final, a flutuação em causa pode considerar-se diminuta. No entanto, para aplicações mais exigentes, é possível obter uma flutuação menor recorrendo a um acumulador de maior capacidade e melhorando o tempo de resposta do motor, tendo em consideração que um arranque rápido e alta eficiência são difíceis de conseguir simultaneamente, (Chiang et al., 2003). O consumo de energia presente nos instantes em que o erro da pressão é próximo de zero, deve-se à rotação residual do motor, provocada pela redução do rendimento hidráulico da bomba a baixas rotações. O aumento do ganho do controlador possibilita a anulação deste erro mas introduz instabilidade no sistema.

4. Conclusões

- A flutuação da pressão da no circuito hidráulico apresenta valores compatíveis com a generalidade das aplicações, podendo ser ajustada pelo aumento da capacidade do acumulador ou aceleração do servo motor.
- A eficiência total é fortemente influenciada pela perda de rendimento hidráulico a baixas rotações. A escolha da viscosidade do óleo-hidráulico juntamente com a correta seleção da bomba e sua rotação é fundamental para a melhoria da eficiência.
- A metodologia de controlo volumétrico apresentada revela-se uma solução alternativa, ainda que com objetivos distintos das tecnologias existentes no mercado. Apresenta-se como uma solução a considerar, quer em novos equipamentos, quer em rotroffiting, considerando a sua eficiência similar às centrais hidráulicas controladas por sensor de carga, (Axin et al., 2014).

5. Referências

Axin, M., Eriksson, B., Krus, P., 2014. Flow versus pressure control of pumps in mobile hydraulic systems. Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Syst. Control Eng. 228, 245–256. doi:10.1177/0959651813512820

Chiang, M.H., Lee, L.W., Tsai, J.J., 2003. The concurrent implementation of high velocity control performance and high energy efficiency for hydraulic injection moulding machines. Int. J. Adv. Manuf. Technol. 23, 256–262. doi:10.1007/s00170-003-1652-8

Durfee, W., Sun, Z., 2009. Fluid power system dynamics. Cent. Compact Effic. Fluid Power.

Frosina, E., 2015. A Three Dimensional CFD Modeling Methodology Applied to Improve Hydraulic Components Performance. Energy Procedia, 70th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2015 82, 950–956. doi:10.1016/j.egypro.2015.11.849

Murrenhoff, H., 1999. Systematic approach to the control of hydrostatic drives. Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Syst. Control Eng. 213, 333–347.

Poomphochana, K., Pratumsuwan, P., Po-ngaen, W., 2013. Energy Saving in Electro-Hydraulic System Using Impedance Sensing, in: 3rd International Conference on Electric and Electronics. Atlantis Press.

Rahman, A.M., Zhou, P., 1996. Analysis of brushless permanent magnet synchronous motors. Ind. Electron. IEEE Trans. On 43, 256–267.

Suzuki, K., Niimura, Y., Akitani, K., Sugimura, K., 2009. Energy Saving of Oil Hydraulic Pump Unit by Idling Stop Method Using an Accumulator, in: 10th International Conference on Fluid Control, Measurements, and Visualization, Flucome2009, Moscow Russia.