



República Federativa do Brasil
Ministério do Desenvolvimento, Indústria
e do Comércio Exterior
Instituto Nacional da Propriedade Industrial

(21) **PI0614982-0 A2**

(22) Data de Depósito: 29/06/2006
(43) Data da Publicação: 26/04/2011
(RPI 2103)



(51) *Int.Cl.:*
G05B 13/04
F15B 9/09

(54) Título: **PROCESSO DE REGULAGEM E REGULADOR PARA UM SISTEMA MECÂNICO-HIDRÁULICO**

(30) Prioridade Unionista: 17/08/2005 AT A1378/2005

(73) Titular(es): Siemens Vai Metals Technologies GMBH & CO

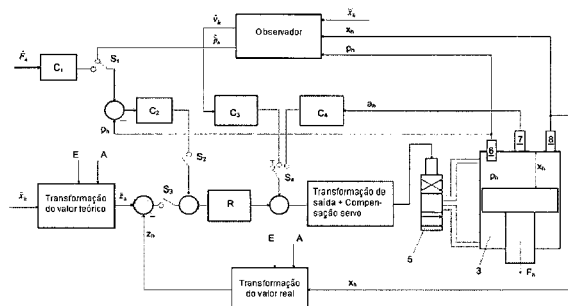
(72) Inventor(es): GEORG KEINTZEL, GERNOT GRABMAIR, KURT SCHLACHER

(74) Procurador(es): ORLANDO DE SOUZA

(86) Pedido Internacional: PCT EP2006063684 de 29/06/2006

(87) Publicação Internacional: WO 2007/020126 de 22/02/2007

(57) **Resumo:** PROCESSO DE REGULAGEM E REGULADOR PARA UM SISTEMA MECÂNICO-HIDRÁULICO. Processo de regulagem e regulador para um sistema mecânico-hidráulico com um grau de liberdade por atuador hidráulico como trecho de regulagem e um sensor de medição (6) para a medição da pressão p_h de um cilindro hidráulico (3) e um sensor de medição (8) para medição da posição X_h do pistão do cilindro hidráulico (3), sendo que está prevista uma unidade de regulagem com as grandezas de entrada pressão hidráulica P_h e posição de atuador hidráulico X_h , na unidade de regulagem está implementado um observador para determinação da pressão teórica do sistema hidráulico e da velocidade V_h do atuador hidráulico (3) e no conjunto de regras do regulador é considerada a pressão teórica na regulagem e a velocidade V_h do atuador hidráulico é conectável como atenuação da regulagem.



PROCESSO DE REGULAGEM E REGULADOR PARA UM SISTEMA MECÂNICO-
HIDRÁULICO

A presente invenção se refere a um processo de regulagem para um sistema mecânico-hidráulico com um grau
5 de liberdade por atuador hidráulico como trecho de regulagem, e a um dispositivo para implementar o processo.

Sistemas mecânico-hidráulicos com um grau de liberdade (mecânico), e também sistemas, nos quais, por exemplo, uma peça mecânica com um grau de liberdade
10 (sistema de carga) é acionada através de um cilindro hidráulico (atuador), existem na prática em diferentes construções, como, por exemplo, como cilindro de cesto de uma bobina, como suspensor de eslingas entre duas cadeiras de um trem de laminação, mas também em aplicações gerais,
15 como mesas posicionadoras, mesas vibratórias etc. Esses sistemas têm em comum, deles serem basicamente oscilantes, devido à coluna de óleo hidráulico no cilindro hidráulico, ou outros elementos elásticos no sistema de carga. Como exemplos representativos, não limitadores da validade
20 geral, são aqui citadas aplicações, nas quais, por exemplo, um cilindro linear hidráulico movimenta giratoriamente uma massa apoiada, por exemplo, um cilindro de cesto, suspensor de eslingas etc. Em tais sistemas é demonstrado um comportamento oscilante desenvolvido através da coluna de
25 óleo hidráulico, atuando como uma mola. Isto se traduz em uma tendência oscilante indesejada do sistema global, em determinados locais da resposta de frequência. As frequências de ressonância neste caso presentes são basicamente definidas pela massa equivalente do sistema
30 mecânico, pelas relações geométricas, bem como pela

constante de mola equivalente das elasticidades presentes, como, por exemplo, da capacidade de compressão da coluna de óleo, e/ou da elasticidade de uma cadeira de laminação etc. Para tais sistemas com frequências de ressonância desenvolvidas é agora característico, que eles tendem a oscilar (com atenuação) em presença de intervenções localizadas pelo exterior. No caso de procedimentos reguladores, que possuam como objetivo, por exemplo, o acionamento de uma nova estação de trabalho, ou a correção de uma interferência externa, essas oscilações provocam variações transientes das grandezas físicas extremamente indesejadas nos procedimentos reguladores. No exemplo do suspensor de eslingas acima citado, isto se traduz em oscilações na tração da tira, que por sua vez conduzem a limitações indesejadas da tira. Em cilindros de cesto, essas oscilações da pressão do cilindro de cesto sobre a tira podem acarretar em danos superficiais através de indentações.

Na prática atual, portanto, os reguladores são muitas vezes ajustados de modo muito lento, a fim de manter possivelmente baixas as excitações dessas oscilações indesejadas. Uma possibilidade conhecida através da literatura padrão é o emprego dos, assim chamados, 'filtros Notch', filtros eliminadores de banda estreita, que tendem a impedir a incitação das oscilações por parte do regulador, através do corte dirigido da faixa de frequências, a fim de evitar a frequência de ressonância do sistema a ser regulado na grandeza reguladora. Uma séria desvantagem deste método, especialmente nas aplicações citadas, é o fato da característica do sistema mecânico

permanecer inalterada e, muito embora o regulador em si evite uma incitação da oscilação, de interferências externas não detectáveis provocarem ainda oscilações no sistema. As frequências de ressonância são também
5 dependentes da estação de trabalho escolhida.

Um importante agravante nesses sistemas reside, porém, que eles, como citado, apresentam em geral um comportamento não-linear. Os métodos conhecidos, como o emprego de filtros Notch, são métodos da técnica de
10 regulação linear, e possuem validade em sistemas não-lineares somente nas proximidades da estação de trabalho, para a qual o trecho não-linear foi aproximado por um sistema linear. Porém, é prontamente compreensível, por exemplo, em acionamentos lineares hidráulicos, que a
15 frequência de ressonância também é alterada com a variação da posição do pistão do acionamento hidráulico, e assim também da coluna de óleo. No método acima descrito, existe a possibilidade de escolher um filtro Notch muito largo, o que limita, por sua vez, a dinâmica do sistema global.

20 Assim, uma tarefa da invenção é desenvolver um processo de regulação ou um regulador, que estabilize os sistemas mecânicos com um grau de liberdade por atuador hidráulico, portanto, um sistema global geralmente não-linear em toda a faixa operacional e, ao mesmo tempo,
25 melhore o comportamento oscilante do sistema mecânico-hidráulico e, de modo particular, reduza a tendência oscilante do sistema mecânico, pela introdução de uma atenuação ativa.

Essa tarefa é solucionada para o processo de
30 regulação, através dos aspectos caracterizantes da

reivindicação 1, e para o regulador, através dos aspectos caracterizantes da reivindicação 10. No processo de regulação, a pressão teórica do sistema hidráulico $\tilde{p}_h$, de preferência como expressão $(\tilde{p}_h - p_h)$, é considerada na
 5 regulação (por exemplo, regulação da posição), e/ou a velocidade v_h do atuador hidráulico, por exemplo, do pistão de um cilindro hidráulico, é conectada como atenuação de uma regulação, por exemplo, combinada com uma função geral C_3 , por exemplo, através de um fator de atenuação k_d (com a
 10 atuação de uma atenuação adicional com parâmetros ajustáveis), sendo que o valor teórico $\tilde{p}_h$ e/ou a velocidade de atuador hidráulico v_h são determinados por um observador.

O regulador, de acordo com a invenção, contém um
 15 sensor de medição para a medição da pressão p_h de um sistema hidráulico, p.ex. de um cilindro hidráulico, e um sensor de medição para medição da posição x_h do atuador hidráulico, por exemplo, do pistão de um cilindro hidráulico, caracterizado pelo fato de que está prevista
 20 uma unidade de regulação com as grandezas de entrada pressão hidráulica p_h e posição de atuador hidráulico x_h , na unidade de regulação está implementado um observador para determinação da pressão teórica $\tilde{p}_h$ e/ou da velocidade v_h do atuador hidráulico e, no conjunto de regras do
 25 regulador, é considerada a pressão teórica $\tilde{p}_h$, de preferência como expressão $(\tilde{p}_h - p_h)$ na regulação, e/ou a velocidade v_h do atuador hidráulico é considerada como atenuação, portanto combinada com uma função de transferência geral C_3 (por exemplo, no caso mais simples
 30 uma expressão proporcional k_d) (por exemplo, conectável na

regulagem). Adicionalmente pode ser previsto, que a aceleração a_h medida do atuador hidráulico, relativa ao receptáculo (por exemplo, alojamento do cilindro hidráulico) retendo o meio hidráulico aplicador de uma
5 força sobre o atuador hidráulico, combinada em regra geral com uma função de transferência geral C_4 , é conectada à regulagem.

Assim, nenhuma medição direta de $\tilde{p}_b$ ou v_h se faz necessária, estando essas, porém, disponíveis, elas podem
10 ser naturalmente empregadas.

Na invenção, somente a pressão teórica $\tilde{p}_b$, ou somente a velocidade v_h do atuador hidráulico, podem fluir no sistema hidráulico, ou ambas as grandezas podem fluir na regulagem.

Esse processo de regulagem ou esse regulador
15 estabiliza todo o sistema mecânico-hidráulico com um grau de liberdade, independente da escolha da grandeza reguladora, como, por exemplo, posição ou pressão (ou força reguladora). Além disso, ele está em condições de amortecer
20 efetivamente o sistema, em que ele extrai energia do sistema oscilável, de maneira apropriada. Com isso, ele reduz ativamente a tendência oscilante do sistema regulado ou suprime substancialmente, no caso ideal, a oscilação do sistema. O processo de regulagem oferece a possibilidade de
25 incluir a atenuação ativa em diferentes valores no sistema, com o que a atenuação efetiva do sistema pode ser também regulada de maneira flexível.

O processo de regulagem é ainda caracterizado por uma robustez especial. Também nas variações das condições
30 físicas, como, por exemplo, da capacidade compressora da

coluna de óleo hidráulico, bem como na ocorrência de certos vazamentos no atuador hidráulico, o regulador está em condições de estabilizar com segurança o sistema global (sistema de carga + sistema hidráulico) em toda a região confinada, exclusivamente pela construção mecânica. Com isso, as variações indesejadas das grandezas reguladoras, como, por exemplo, tração da tira ou força sobre a tira em laminadores, que por sua vez se traduziriam em perdas de qualidade, são efetivamente reduzidas ou evitadas.

Além disso, os circuitos reguladores, otimizados pela atenuação ativa introduzida, podem ser ajustados de modo substancialmente mais rápido, o que, por sua vez, pode produzir melhorias de qualidade ou aumentos de produção, visto que, por um lado, interferências podem ser controladas de maneira mais rápida e eficaz e, por outro lado, valores teóricos são alcançados de maneira mais rápida.

Outras modalidades especialmente preferidas resultam das reivindicações independentes e dessa descrição da invenção.

A presente invenção é, a seguir, inicialmente descrita para sistemas mecânico-hidráulicos em geral com um grau de liberdade por atuador hidráulico e, depois, com base em duas aplicações especiais exemplificantes e não limitadoras, com auxílio das figuras 1 a 5 esquemáticas exemplificantes e não limitadoras. Aqui é mostrado:

na fig. 1, uma representação esquemática grosseira de um cilindro de cesto;

na fig. 2, uma abstração do cilindro de cesto, como sistema de massa flexível;

na fig. 3, uma representação esquemática das relações geométricas no cilindro de cesto;

na fig. 4, uma representação esquemática do observador; e

5 na fig. 5, uma representação esquemática do conceito de regulação.

Descrição Geral

Em geral, sistemas mecânico-hidráulicos podem ser montados com um grau de liberdade, a partir do ponto de vista da modelagem, através de um sistema mecânico não-linear de carga, considerando as circunstâncias (por exemplo, cilindro de cesto, braço de robô, sistema atenuador de massa flexível etc., mas também, por exemplo, somente a massa cilíndrica do atuador em si), e de um sistema atuador geralmente não-linear (desenvolvimento da pressão ou das pressões), o qual é alimentado através de uma ou mais válvulas hidráulicas. A fim de, agora, aplicar a condição desejada ao sistema global, a quantidade de fluido, que se encontra no atuador, é fornecida de maneira apropriada e alimentada através de uma ou mais válvulas hidráulicas. Para isso, é levado em conta o comportamento elástico do fluido hidráulico, de modo apropriado. Se as condições físicas do sistema de carga e, assim, do $\tilde{P}_h$ não forem conhecidas de modo exato o suficiente, por exemplo, existir uma força geral externa desconhecida, a quantidade de fluido não pode ser, no momento, fornecida. Por este motivo, um observador é projetado para a quantidade de fluido, que é necessária para a condição desejada do sistema de carga. Esse observador geralmente não-linear também pode ser concebido sem medição da velocidade geral

10

15

20

25

30

do sistema de carga, sem prejudicar, com isso, sua função. O regulador em si utiliza, agora, os dados conhecidos, ou aqueles obtidos do observador, sobre a quantidade de fluido necessária, a fim de regular a condição desejada do sistema global.

Caso a atenuação mecânica do sistema de carga não seja suficiente, ou não seja fornecida de modo adequado, isto pode ser combinado com o processo acima descrito. Para isso, um sinal relativo à velocidade geral do sistema de carga é adicionado ao sinal corretivo do regulador ou do componente de regulação acima. Esta influência da atenuação pode ser também realizada com uma aproximação da velocidade geral do observador acima, ou de outro apropriado.

Para todas as variantes mencionadas da regulação, se acha à disposição um comprovante completo da estabilidade do sistema global controlado.

Expressão Corretiva para Considerar a Pressão Teórica $\tilde{p}_h$

A equação fundamental de um cilindro hidráulico (de efeito simples) controlado por uma válvula servo é conhecida o suficiente, e resulta, sob determinadas hipóteses físicas, por exemplo, em

$$\dot{x}_h = v_h$$

$$\dot{p}_h = \frac{E(-v_h A + q_v - C_l p_h)}{V_{act}}$$

onde p_h é a pressão na câmara atuada pelo servo do cilindro, A é a superfície do pistão, v_h é a velocidade do pistão, q_v é o fluxo da válvula servo no cilindro hidráulico, C é o vazamento no cilindro hidráulico, E é o módulo de elasticidade do óleo hidráulico, e V_{act} é o volume

de óleo na câmara acionadora. A equação acima pode ser também estendida para outras variantes de atuadores hidráulicos (como, por exemplo, um cilindro de dupla ação), conforme igualmente conhecido o suficiente através da literatura pertinente. Porém, para apresentar a invenção, é suficiente descrevê-la apenas em um cilindro de simples ação. Conforme visível através da equação acima, variações de pressão ocorrem, portanto, através de variações do volume por movimentos do pistão, variações da compressão do óleo por alimentação de óleo (na posição constante do pistão), bem como eventuais vazamentos no cilindro. A variação em si é em função do volume atual da câmara ou da posição atual do pistão.

Como identificável de modo simples, a equação fundamental acima não é linear. Além disso, a velocidade do pistão se encontra inserida nessa equação que, ao contrário da posição do pistão, não é geralmente medida, ou pode ser medida. Além disso, a diferenciação da posição medida do pistão fornece um resultado praticamente não mensurável, devido a questões de quantificação e medição. Assim, apenas a posição real e a pressão real da câmara hidráulica acionada se acham à disposição em aplicações típicas, como grandezas de medição direta e utilizável para uma linearização.

Agora, através dos métodos não-lineares da técnica de regulação conhecidos na literatura, permite-se achar uma linearização, que opera com este limitado conjunto de dados de medição. Em uma lei de regulação dessas, pode agora ocorrer o erro relativo da pressão hidráulica da câmara acionada, com respeito à pressão

teórica $(\tilde{p}_h - p_h)$ (onde essa pressão teórica é definida por uma posição teórica presumível e o sistema de carga).

Esses métodos e uma lei de regulação dessas são descritos em detalhes em diversas publicações.

- 5
- G. Grabmair, K. Schlacher, A. Kugi (2003): "Geometric Energy Based Analysis and Controller Design of Hydraulic Actuators Applied in Rolling Mills", ECC03 CD publication, 421.pdf, Cambridge, Great Britain.
 - Kugi A.: "Nonlinear Control Based on Physical Models", Lecture Notes in Control and Information Sciences 260, Springer, 2000.

Além disso, isso é também descrito na EP 992 295
10 A2 do depositante, que faz parte desta divulgação.

Caso se conduza a colocação hidráulica na regulação da posição, esse valor teórico $\tilde{p}_h$ não é a priori tipicamente conhecido (já que ele, por exemplo, pode depender a priori fortemente de forças externas de ataque
15 desconhecidas, ou da elasticidade, cujo valor numérico exato não é conhecido). Se o valor teórico $\tilde{p}_h$ não for conhecido, a expressão $(\tilde{p}_h - p_h)$ precisa ser desprezada.

Pesquisas do depositante, por meio de simulações e considerações teóricas, porém resultaram que esse
20 desprezo possui um efeito desestabilizante. Levando em conta essa expressão, o circuito regulador fechado apresenta, ao contrário, uma melhor condição de atenuação, pelo qual o regulador também pode ser ajustado de maneira substancialmente mais rápida. Isto pode ser identificado
25 também por uma análise energética do sistema global, onde a atenuação mecânica é diminuída sem essa expressão.

A descrição a seguir da invenção apresenta, agora, maneiras para determinar a grandeza $\tilde{p}_h$.

Para isso, é inicialmente montado, de maneira
30 genérica, um modelo matemático (ou uma descrição de

situação) do trecho de regulagem, a saber, do sistema mecânico-hidráulico com um grau de liberdade. Um modelo genérico desses pode ser, por exemplo, derivado da fórmula de Lagrange, isto é, através de expressões de energia, empregadas regularmente na técnica de regulagem e suficientemente conhecidas. A conhecida função de Lagrange L permite ser, com isso, escrita para um sistema mecânico-hidráulico com um grau de liberdade, como diferença entre a energia cinética e a potencial,

10

$$L = \frac{1}{2} m(q) (\dot{q})^2 - V(q).$$

Aqui, $m(q)$ é a matriz de massa generalizada, q são as coordenadas generalizadas, $\dot{q}$ é variação de tempo, e $V(q)$ é o potencial. Com a força hidráulica F_h como início, resultam equações de estado do trecho de regulagem, com as coordenadas generalizadas q e o impulso P como grandezas de estado, que representam a base para todos os casos de aplicação de sistemas mecânico-hidráulicos com um grau de liberdade por atuador hidráulico.

20

$$\dot{q} = \frac{P}{m}$$

$$\dot{P} = -\frac{1}{2} \partial_q m(q) v^2 - \partial_q V - d(q) v + \partial_q x_s(q) F_s$$

O símbolo ∂_q significa, aqui, a derivação parcial, no sentido das coordenadas generalizadas q .

Essa representação geral da equação de estado de um sistema mecânico-hidráulico com um grau de liberdade deve ser adaptada de acordo para o respectivo caso de aplicação, isto é, algumas hipóteses devem ser assumidas, que devem ser adaptadas a aplicações distintas. O exemplo a seguir deve ressaltar uma adaptação dessas, sem limitação da generalização, e apresentar o algoritmo para obtenção de

30

$\tilde{p}_h$.

Exemplo

Ajuste Hidráulico (de ação simples) de uma Cadeira de Laminação:

5 A seguir é previsto um sistema hidráulico, que atua contra um sistema de massa elástica. Aqui resultam as seguintes hipóteses:

- Massa e atenuação são independentes da posição.
- O potencial geral $V(q)$ pode ser explicitamente

10 desmembrado em um potencial de mola $c_l \frac{q^2}{2}$,

um potencial de uma força de carga constante $F_l \cdot q$, e uma expressão residual aqui ainda formulada de forma geral $\tilde{V}$.

15 Daí segue na equação de estado geral, empregada para o trecho de regulação:

$$\dot{q} = \frac{P}{m}$$

$$\dot{P} = F_l - d \frac{P}{m} - c_l q - \partial_q \tilde{V} + \partial_q x_h(q) F_h$$

Essa equação de estado forma, então, a base, para
20 se poder determinar a pressão teórica $\tilde{p}_h$ através de um observador. Para isso é, agora, empregada uma transformação de estado, para que o modelo se torne linear ao observador, pelo qual se torna possível um projeto de observador linear. Para a transformação de estado, são combinados os
25 componentes para a nova entrada u_{obs} resultantes da força da gravidade e da força hidráulica,

$$u_{obs} = -\partial_q \tilde{V} + \partial_q x_h(q) F_h.$$

Com isso, conforme descrito a seguir, um observador pode ser desenvolvido para o estado de equilíbrio estacionário
30 de u_{obs} . Para o estado de equilíbrio, $\dot{P} = \dot{q} = 0$ deve valer

naturalmente. A transição de q para o desvio $\bar{q}$ (mit $\bar{q} = q - \bar{q}$), resulta em um conjunto consistente de equações de estado. De modo formal, a terceira equação de estado para $\tilde{u}_{obs}$ é ainda descrita.

5

$$\begin{aligned}\dot{P} &= -\frac{d}{m}P - \tilde{u}_{obs} - c_1\bar{q} + u_{obs} \\ \dot{\tilde{u}}_{obs} &= 0 \\ \dot{\bar{q}} &= \frac{1}{m}P\end{aligned}$$

c_1 como constante de mola do sistema de carga (por exemplo, elasticidade do material) pode ser, assim, explicitamente obtida do observador (o qual pode ser especificado, conforme desejado). Com isso, o observador se torna robusto contra oscilações/ incertezas, por exemplo, da elasticidade do material. A força de carga será aqui admitida como constante, a fim de poder desenvolver um observador linear. Ao mesmo tempo, uma 'atuação integral' do observador, que permite um erro zero.

Essa equação de estado do observador com o estado transformado u_{obs} pode ser, então, resolvida com métodos convencionais da técnica de regulação, por exemplo, com a equação do observador de forma contínua e com a fórmula de Ackerman, para o estado de equilíbrio estacionário procurado de u_{obs} . Aqui, não se deve entrar em detalhes sobre esses métodos gerais da técnica de regulação, mas eles podem ser supostos como conhecidos. A partir daí, a pressão de equilíbrio estacionária procurada $\tilde{p}_h$ pode ser determinada, levando em conta a transformação de estado escolhida. As grandezas determinadas pelo observador são, a seguir, caracterizada por um teto, por exemplo, $\tilde{p}_h$. Com $-\partial_q \tilde{V} + \partial_q x_h(q) F_h$ e $F_h = A \cdot p_h$, segue agora imediatamente $\tilde{p}_h$, pelo

30

qual a grandeza procurada é determinada da forma geral. Além disso, o observador fornece, porém, ainda o impulso, conforme é visível a partir das equações abaixo, que pode ser igualmente empregadas, como será ainda explicado
5 abaixo.

Exemplo

Ajuste Hidráulico do Cilindro de Cesto de uma Bobina

A fim de ilustrar o emprego e demonstrar a
10 validade geral das equações gerais acima descritas, outro exemplo concreto é explicado, com base em um sistema mecânico-hidráulico com um grau de liberdade na forma de um cilindro de cesto de uma bobina. Além do delineamento da determinação de $\ddot{p}_h$, é apresentada a formação ativa da
15 atenuação. Para compressão da chapa durante o processo de enrolamento na bobina de um laminador de tiras a quente, são empregados os, assim chamados, cilindros de cesto (de modo característico, de três a quatro cilindros de cesto em torno do perímetro), conforme representado esquematicamente
20 na fig. 1. O cilindro de cesto 1 comprime a chapa sobre um cilindro hidráulico 3, onde a válvula servo não está aqui demonstrada, de encontro à bobina 2. Com isso, não só o cilindro hidráulico, como também o braço do cilindro de cesto 4, são alojados giratoriamente. O pistão do cilindro
25 hidráulico 3 também é alojado giratoriamente no braço do cilindro de cesto 4. A fig. 2 mostra o mesmo sistema abstraído como sistema mecânico de massa elástica com braço de alavanca, que é empregado como modelo para as seguintes considerações.

30 De maneira distinta ao exemplo anterior, uma

matriz de massa não constante resultaria através da escolha das coordenadas de cilindro, como coordenadas locais generalizadas q . Existe agora a possibilidade geral de realizar uma transformação de coordenadas, a qual sempre
 5 existe e também pode ser calculada, devido à planicidade do sistema métrico de massas (o sistema métrico induzido pela matriz de massa), assim que a matriz de massa é representada como constante nas coordenadas transformadas. No presente exemplo, isto é alcançado de maneira simples,
 10 através de uma simples transformação geométrica para α , o ângulo de incidência do cilindro de cesto.

Em geral, porém, essa transformação de coordenadas (e a transformação da variável corretiva para $\tilde{u}_{obs}$) não precisa ser explicitamente realizada, quando elas
 15 forem consideradas implicitamente em uma forma não-linear do observador, o que é possível, já que um sistema de equação diferencial completo para o observador não-linear é apresentado em coordenadas gerais. Nesta forma de observador, pode-se trabalhar também com matriz de massa
 20 não-constante.

Neste exemplo, porém, as transformações de coordenadas e da variável corretiva são representadas explicitamente.

Hipóteses válidas são empregadas para a aplicação
 25 concreta das equações de estado do trecho de regulação:

- $q = \alpha$, o ângulo de incidência do cilindro de cesto é empregado como coordenada local (transformação de coordenadas), pelo que resulta $\dot{q} = \omega$, com ω igual à velocidade angular.

- $m(q)$ corresponde a uma matriz de massa, no caso

 30

geral dependente da coordenada local q , que em princípio pode ser empregada para o projeto do observador. Como acima citado, o ângulo de incidência neste exemplo é, porém, escolhido como coordenada local, de preferência (e por 5 motivos de clareza) com $q = \alpha$, pelo qual $m(q)$ corresponde ao momento de inércia θ do cilindro de cesto e é constante, pelo que resulta $\partial_q m(q) = 0$.

- $d(q) = d = \text{const.}$, a atenuação é, com isso, independente da posição.

10 - O potencial V é composto de um momento de carga M_l e da força da gravidade. Em princípio, também aqui é possível (de modo análogo ao acima) levar em conta uma elasticidade c_l

$$- V(q) = -M_l \cdot q + \tilde{V}(q) \cdots \left(+ c_l \frac{q^2}{2} \right)$$

15

Essas hipóteses levam às seguintes equações:

$$\dot{q} = \frac{P}{\theta}$$

$$\dot{P} = -d \frac{P}{\theta} + M_l - \partial_q \tilde{V} + \partial_q x_h(q) F_h \cdots + c_l \cdot q$$

20 A partir das relações geométricas no sistema de massa elástica abstraído, outras relações podem ser derivadas, e a equação acima permite ser transformada. A fig. 3 mostra uma possível variante inclusive das grandezas geométricas, que podem ser empregadas.

25 - Conforme citado, $\partial_q \tilde{V}(q) : \tilde{V}(q)$ corresponde ao potencial da força da gravidade.

Conforme acima mostrado de maneira geral, a transformação da variável corretiva é agora realizada para um nova entrada u_{obs} da fórmula $u_{\text{obs}} = -\partial_q \tilde{V} + \partial_q x_h(q) F_h$, exemplo 30 concreto de aplicação, conduz a $u_{\text{obs}} = -\partial_q \tilde{V} + \partial_q x_h(q) F_h = M_g + M_h \cdot \omega$

resulta novamente em $\dot{p} = \dot{q} = 0$ $\bar{u}_{obs} = M_l$ ou, na fórmula geral com uma elasticidade c_l , se chega a $\bar{u}_{obs} = M_l + c_l \cdot q$.

Com o emprego formal do novo estado $\tilde{u}_{obs}$, bem como a conversão das coordenadas relativas para q , resultam então as seguintes equações finais de estado para o observador

$$\dot{P} = -\frac{d}{\Theta} P - \tilde{u}_{obs} - c_l \bar{q} + u_{obs}$$

$$\dot{\tilde{u}}_{obs} = 0$$

$$\dot{\bar{q}} = \frac{1}{\Theta} P$$

A partir dessa equação, o estado $\tilde{u}_{obs}$ pode ser, então, novamente determinado. Através do retorno das coordenadas gerais para as coordenadas medidas, aqui x_h , $\tilde{p}_h$ pode ser novamente determinado.

Com esse método, inicialmente geral e, a seguir, apresentado com base em um exemplo concreto, é mostrado como a pressão estacionária de equilíbrio $\tilde{p}_h$ pode ser determinada por um observador e uma transformação de estado anterior. Esse método pode ser empregado analogamente para todos os sistemas mecânico-hidráulicos com um grau de liberdade por atuador hidráulico, onde simplesmente as relações geométricas e mecânicas devem ser consideradas para o respectivo sistema.

Conforme acima já mencionado, o observador não só fornece a pressão estacionária de equilíbrio $\tilde{p}_h$, mas também o impulso $\hat{P}$, através do qual a velocidade não mensurável do pistão hidráulico pode ser agora determinada através da equação $\hat{v}_h = \frac{\hat{P}}{m}$, estando agora igualmente à disposição, e podendo ser igualmente empregada em caso de necessidade.

Na fig. 4 são escritas, uma vez mais, as relações

descritas para o observador, com base em um esquema de observador. O observador em si utiliza grandezas de entrada e saída, que se diferenciam das realmente mensuráveis e das necessárias. Por um lado, a grandeza de entrada mensurável
 5 é transformada na fórmula da posição x_h , através das relações geométricas para um ângulo α . Além disso, é necessária uma transformação de estado do observador para o novo estado u_{obs} . A partir das grandezas $\bar{\alpha}$ e u_{obs} de tal modo determinadas, o observador determina o estado $\tilde{u}_{obs}$ e o
 10 impulso $\hat{p}$. A partir de $\tilde{u}_{obs}$, se obtém a pressão estacionária de equilíbrio $\bar{p}_h$, por transformação de retorno, e a partir do impulso $\hat{p}$, a velocidade $\hat{v}_h$ pode ser simplesmente determinada.

Introdução (por meio de Parâmetros) da Atenuação

15 Ativa

Um cilindro hidráulico, com uma válvula servo como acionamento, possui, de maneira conhecida, um comportamento integral, considerado como trecho de regulação. É igualmente conhecido, que uma expressão de
 20 atenuação é proporcional a uma velocidade em um sistema mecânico. Assim, para introduzir uma atenuação em um trecho integral, uma grandeza proporcional à aceleração deve ser, em seguida, transmitida ao trecho. Isto pode ocorrer diretamente, onde uma aceleração é medida e transmitida
 25 para um atuador (válvula servo) através de um elemento atenuador com uma atenuação k_d^a , conforme suficientemente conhecido.

No desenvolvimento da presente invenção foi, porém, verificado, que uma atenuação também é produzida,
 30 quando uma grandeza proporcional à velocidade é transmitida

para um trecho hidráulico regulado com comportamento integral. Na verdade, foi mostrado que um 'efeito diferencial' é produzido sob determinadas restrições de parâmetros. Decisivo para isso é a relação entre a
5 atenuação k_d e a amplificação proporcional do regulador k_p . Neste caso, vale em geral $k_d > k_p$, e k_p deve ser de tal modo escolhido, que determinados critérios de estabilidade sejam preenchidos. Naturalmente não pode ser especificada uma relação absoluta, geralmente válida, de k_p para k_p , já que
10 isso depende naturalmente das reais circunstâncias do trecho. Assim, estes parâmetros devem ser adequados ao trecho, por exemplo,, por experimentos ou através de simulações com programas existentes, como, por exemplo,, MATLAB. Já que a velocidade, porém, é igualmente uma
15 grandeza de saída do observador, uma atenuação adicional pode ser introduzida muito simplesmente no sistema, através deste conhecimento, o que possui um efeito muito vantajoso sobre a regulação do sistema.

Estas combinações devem ser agora explicadas, com
20 base na apresentação esquemática do conceito de regulação, de acordo com a fig. 5.

O trecho de regulação é formado pelo sistema mecânico-hidráulico com um grau de liberdade por atuador hidráulico, sendo que na fig. 5 é ilustrado um cilindro
25 hidráulico 3 com o controle através de uma válvula servo 5. A válvula servo 5 pode controlar um cilindro de simples ação, ou também um cilindro de dupla ação, conforme indicado pela linha dupla tracejada na fig. 5. Outras formas de construção de cilindros hidráulicos ou outros
30 atuadores baseados no princípio hidráulico são igualmente

imagináveis. No cilindro hidráulico 3 é previsto um sensor de pressão 6, um sensor de aceleração 7 e um sensor de posição 8, que são apropriados a transmitir sinais de medição real para a regulação.

5 A regulação, conforme descrita na EP 992 295 A2 do depositante, se baseia em uma informação de estado acima descrita para a grandeza teórica, real e corretiva, para poder implementar um regulador linear. Conforme conhecido através da técnica de regulação, o regulador R pode ser,
10 por exemplo, uma função de transferência desejada (no caso mais simples, por exemplo, um elemento proporcional com um reforço proporcional k_p). Uma válvula servo 5 possui um comportamento tipicamente não-linear, que pode ser compensado por uma compensação servo conhecida. A lei da
15 regulação para essa regulação convencional já foi acima descrita. Quando a regulação tiver que ser assim conduzida em regulação de posição, as chaves S_2 e S_4 devem ser abertas, e a chave S_3 deve ser fechada. As chaves S_1 a S_4 não precisam ser naturalmente chaves eletromecânicas, porém
20 podem ser naturalmente também somente implementadas por software.

 Através de uma regulação de forças da força hidráulica F_h , a transformação dos valores teórico e real é dispensável para uma possível modalidade do regulador,
25 podendo ser simplesmente ativada pelo deslocamento da chave S_1 para a entrada de força, através do fechamento da chave S_2 , e através da abertura da chave S_3 . Isto é, a derivação da posição é desativada, e os valores teórico e real da pressão podem ser diretamente fornecidos.

30 Os elementos C_1 , C_2 , C_3 e C_4 possibilitam uma

adequação de suas respectivas entradas e apresentam, na sua forma mais genérica, funções com a entrada e possivelmente outras grandezas como parâmetro. Eles podem ser sistemas dinâmicos (lineares) simplificados, ou no caso mais simples, um fator proporcional.

Essa regulação já conhecida pode ser agora simplesmente ampliada, onde a expressão $(\tilde{p}_h - p_h)$ é considerada, para que a chave S_1 deve ser comutada para a entrada de pressão, e as chaves S_2 e S_3 devem ser fechadas.

10 A pressão de equilíbrio estacionário $\tilde{p}_h$ é, aqui, alimentada pelo observador, conforme acima descrito em geral e por exemplos concretos. Com isso, uma atenuação adicional é introduzida na regulação.

Outra atenuação adicional pode ser introduzida no sistema, em que a chave S_4 é comutada para atenuação proporcional à velocidade ou proporcional à aceleração, através de C_3 ou C_4 . Na atenuação proporcional à velocidade, o observador fornece a velocidade $\hat{v}_h$. C_3 possibilita, por exemplo, um ajuste dinâmico do sinal observado, não só com relação a uma característica de sinal ideal, como também com relação a um ajuste do valor da atenuação introduzida (no caso mais simples, C_3 corresponde a uma expressão proporcional k_d , como acima descrito). Na atenuação proporcional à aceleração, o sensor de aceleração

20 7 fornece a aceleração necessária. C_4 possui a mesma tarefa que C_3 (novamente, no caso mais simples, uma expressão proporcional k_d^a). Caso um sensor de aceleração 7 desses não esteja presente, esta parte da regulação pode também faltar.

30 Daí resulta, que o regulador pode ser operado em

diferentes modos, dependendo da necessidade. As funções de transferência C_1 , C_2 , C_3 , C_4 , R podem ser naturalmente igualmente distintas para os modos distintos.

Uma regulação acima descrita pode ser
5 implementada de maneira naturalmente especialmente vantajosa em uma unidade de regulação, como por exemplo, um computador. As grandezas necessárias, como pressão hidráulica p_h , posição do cilindro x_h , ou as grandezas teóricas fornecidas, mas também uma força hidráulica (para
10 a regulação da força), são também determinadas pelos sensores de medição, e disponibilizadas para a unidade de regulação, como grandezas de entrada. A grandeza de saída da unidade de regulação é, tipicamente, um sinal de controle para a válvula servo, como, por exemplo, o fluxo
15 da válvula servo q_v , ou a posição do pistão da válvula servo x_s .

Basicamente, todo sistema mecânico-hidráulico com um grau de liberdade por atuador hidráulico com elevada estabilidade e velocidade é regulável com a regulação
20 descrita, e a invenção não é limitada aos casos de aplicação aqui descritos.

REIVINDICAÇÕES

1. Processo de regulagem para um sistema mecânico-hidráulico com um grau de liberdade por atuador hidráulico como trecho de regulagem, caracterizado pelo fato de que a
 5 pressão teórica do sistema hidráulico $\bar{p}_h$, de preferência como termo $(\bar{p}_h - p_h)$, é considerada na regulagem, e a velocidade v_h do atuador hidráulico (3) é conectada como atenuação de uma regulagem, sendo que o valor teórico p_h e
 10 a velocidade de atuador hidráulico v_h são determinados por um observador e sendo que a velocidade de atuador hidráulico v_h é conectada ao sinal de saída do regulador (R).

2. Processo de regulagem, de acordo com a
 15 reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que para o observador é empregado um modelo matemático do trecho de regulagem, em que a grandeza de entrada é submetida a uma transformação de grandeza de ajuste para uma nova entrada de grandeza U_{obs} , de modo que o modelo matemático do trecho
 20 de regulagem para o observador é linear.

3. Processo de regulagem, de acordo qualquer uma das reivindicações 1 ou 2, caracterizado pelo fato de que o sistema de carga mecânico é representado como modelo matemático, sendo que o sistema de equação é representado,
 25 por exemplo, com métodos da mecânica analítica, então, por exemplo, com auxílio da fórmula Langrange

$$\dot{q} = v = \frac{P}{m}$$

$$\dot{P} = \frac{d}{dt}(m \cdot v) = -\frac{1}{2} \partial_q m(q) v^2 - \partial_q V - d(q) v + \partial_q x_h(q) F_h'$$

4. Processo de regulagem, de acordo com a reivindicação 3, caracterizado pelo fato de que com matriz de massa não constante para o projeto de observador ocorre uma transformação de coordenada e transformação de grandeza de ajuste (como p.ex. para a nova entrada $u_{obs} = -\partial_q \tilde{V} + \partial_q x_h(q) F_h$ de modo que nas coordenadas transformadas a matriz de massa se representa como constante.

5. Processo de regulagem, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que com matriz de massa não constante é empregado um observador não linear, em que a transformação de coordenada e de grandeza de ajuste de acordo com a reivindicação 4 é implicitamente considerada.

6. Processo de regulagem, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1, 2, 3, 4 ou 5, caracterizado pelo fato de que a pressão teórica $\tilde{p}_h$ é determinada com o estado $\tilde{u}_{obs}$ determinado pelo observador no sentido de um observador de grandeza de interferência mediante retro-transformação.

7. Processo de regulagem, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1, 2, 3, 4, 5 ou 6, caracterizado pelo fato de que com o observador é determinado o impulso P e dele a velocidade v_h .

8. Processo de regulagem, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1, 2, 3, 4, 5, 6 ou 7, caracterizado pelo fato de que a velocidade v_h de um atuador hidráulico combinada com uma função de transferência geral (C_3) (p.ex. no mais simples dos casos um termo proporcional K_d) é conectada a um circuito de regulagem fechado.

9. Processo de regulagem, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 ou 8, caracterizado pelo fato de que a aceleração a_h medida de um atuador hidráulico combinada com uma função de

5 transferência geral (C_4) é conectada à regulagem.

10. Regulador para um sistema mecânico-hidráulico com um grau de liberdade por atuador hidráulico como trecho de regulagem e um sensor de medição (6) para a medição da pressão p_h de um sistema hidráulico, p.ex. de um cilindro

10 hidráulico (3), e um sensor de medição (8) para medição da posição x_h do atuador hidráulico, p.ex. do pistão de um cilindro hidráulico (3), caracterizado pelo fato de que está prevista uma unidade de regulagem com as grandezas de entrada pressão hidráulica p_h e posição de atuador

15 hidráulico x_h , na unidade de regulagem está implementado um observador para determinação da pressão teórica $\check{p}_h$ do sistema hidráulico e da velocidade v_h do atuador hidráulico (3) e no conjunto de regras do regulador é considerada a

20 pressão teórica $\check{p}_h$ de preferência como termo é $(\check{p}_h - p_h)$, considerada na regulagem, e a velocidade v_h do atuador hidráulico (3) é conectável como atenuação de uma regulagem, sendo que isso ocorre na saída do regulador (R).

25 11. Regulador, de acordo com a reivindicação 10, caracterizado pelo fato de que a aceleração a_h medida do atuador combinada com uma função de transferência geral (C_4) é conectável a um circuito de regulagem fechado.

30 12. Regulador, de acordo com qualquer uma das reivindicações 10 ou 11, caracterizado pelo fato de que a velocidade v_h de um atuador hidráulico combinada com uma

função de transferência geral (C_3) é conectável a um circuito de regulagem fechado.

13. Regulador, de acordo com qualquer uma das reivindicações 10, 11 ou 12, caracterizado pelo fato de que
5 o regulador é conectável em vaivém entre vários modos de regulagem, nos quais são conectadas diversas atenuações.

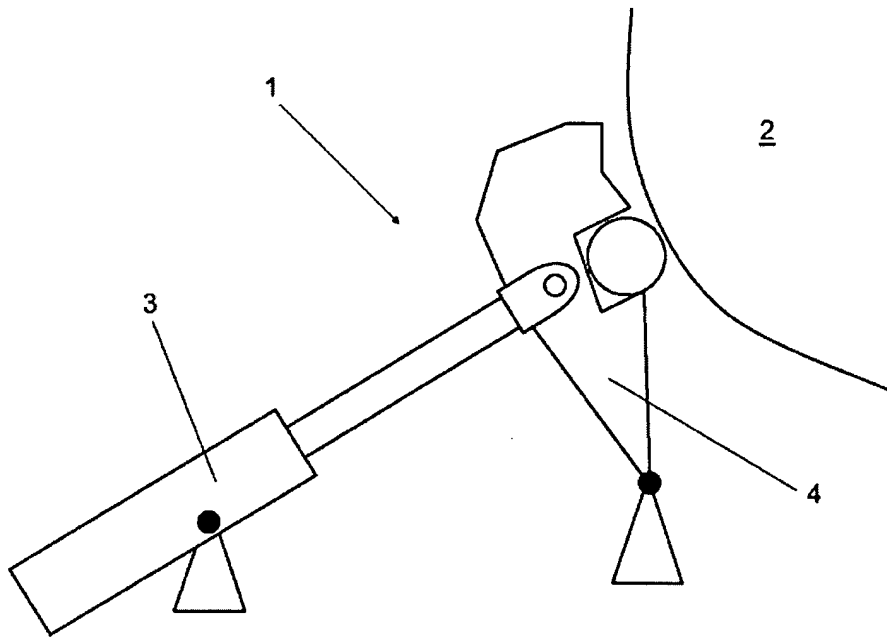


Fig. 1

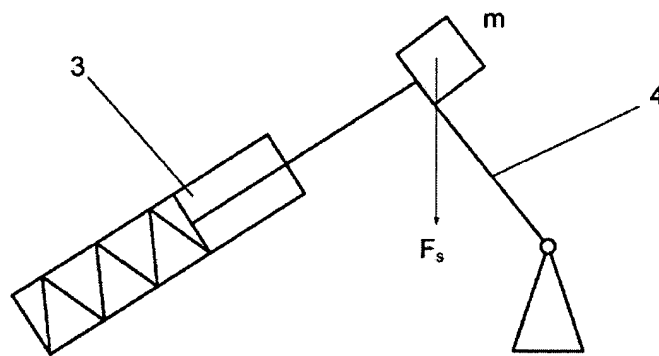


Fig. 2

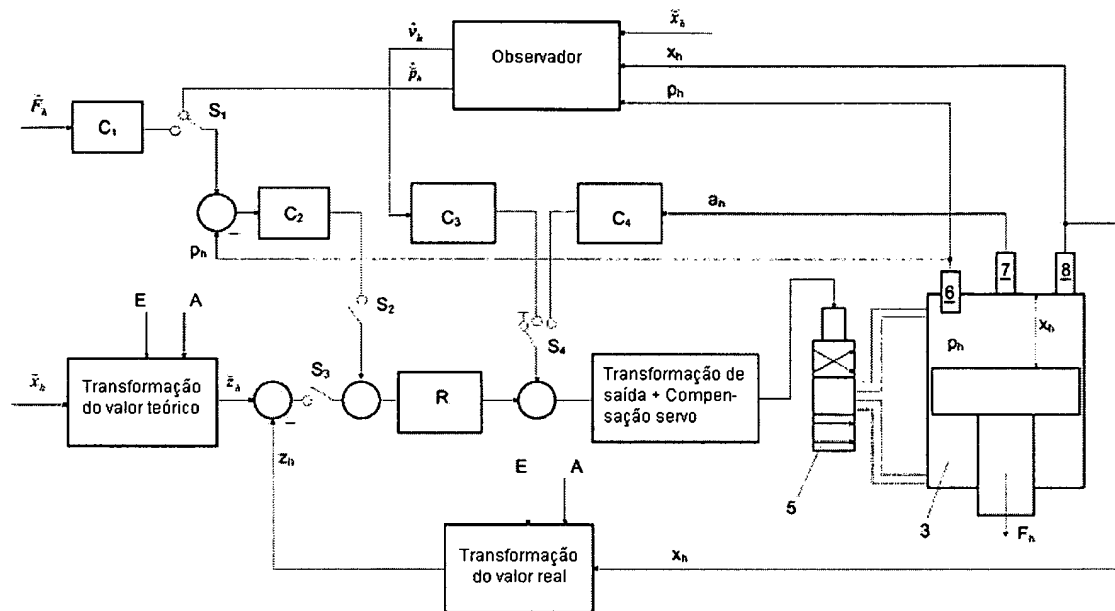


Fig. 5

PROCESSO DE REGULAGEM E REGULADOR PARA UM SISTEMA MECÂNICO-
HIDRÁULICO

Processo de regulagem e regulador para um sistema mecânico-hidráulico com um grau de liberdade por atuador hidráulico como trecho de regulagem e um sensor de medição (6) para a medição da pressão p_h de um cilindro hidráulico (3) e um sensor de medição (8) para medição da posição x_h do pistão do cilindro hidráulico (3), sendo que está prevista uma unidade de regulagem com as grandezas de entrada pressão hidráulica p_h e posição de atuador hidráulico x_h , na unidade de regulagem está implementado um observador para determinação da pressão teórica do sistema hidráulico e da velocidade v_h do atuador hidráulico (3) e no conjunto de regras do regulador é considerada a pressão teórica na regulagem e a velocidade v_h do atuador hidráulico é conectável como atenuação da regulagem.