

RZECZPOSPOLITA  
POLSKA



Urząd Patentowy  
Rzeczypospolitej Polskiej

(12) **OPIS PATENTOWY**

(19) **PL** (11) **240286**

(13) **B1**

(21) Numer zgłoszenia: **429253**

(51) Int.Cl.  
**F15B 7/10 (2006.01)**

(22) Data zgłoszenia: **13.03.2019**

---

(54) **Sposób adaptacyjnej kompensacji podatności hydraulicznych układów realizujących  
wzajemny ruch elementów mechanicznych**

---

(43) Zgłoszenie ogłoszono:  
**21.09.2020 BUP 20/20**

(45) O udzieleniu patentu ogłoszono:  
**14.03.2022 WUP 11/22**

(73) Uprawniony z patentu:  
**POLITECHNIKA WROCŁAWSKA, Wrocław, PL**

(72) Twórca(y) wynalazku:  
**PIOTR DUDZIŃSKI, Wrocław, PL**  
**ALEKSANDER SKURJAT, Wrocław, PL**

---

**PL 240286 B1**

## Opis wynalazku

Przedmiotem wynalazku jest sposób adaptacyjnej kompensacji podatności hydraulicznych układów realizujących przy użyciu cylindrów hydraulicznych wzajemny ruch elementów mechanicznych przeznaczony do stosowania w automatyce siłowej znajdującej zastosowanie we wszystkich dziedzinach przemysłu.

Podatność układu hydraulicznego, w tym w szczególności podatnych przewodów hydraulicznych, wpływa negatywnie na dokładność pozycjonowania manipulatorów robotów czy też stabilność kierunkową pojazdów, w szczególności, pojazdów przegubowych. Znane w praktyce sposoby minimalizacji podatności układu hydraulicznego polegają z reguły na odpowietrzeniu tego układu lub stosowaniu, wszędzie gdzie jest to możliwe, sztywnych metalowych przewodów hydraulicznych. W układach hydraulicznych, które sterują, wzajemnie przemieszczającymi się elementami mechanicznymi, na przykład członami pojazdu przegubowego podczas skrętu lub członami manipulatora na przykład robota, muszą być stosowane podatne przewody hydrauliczne, które istotnie pogarszają założoną dokładność pozycjonowania. Również dobór geometrii cylindrów hydraulicznych wzajemnego obrotu elementów mechanicznych i ich sposób usytuowania w mechanicznych członach obrotowych oraz ciśnienia w komorze tłokowej lub komorze tłoczkowej każdego z cylindrów hydraulicznych połączonych z linią zlewową w czasie realizacji skrętu, w praktyce nie jest optymalny z punktu widzenia minimalizacji globalnej podatności hydraulicznego układu sterowania.

W wyniku przeprowadzanych badań i analiz ustalono, iż globalna podatność hydraulicznych układów sterowania zależy istotnie przede wszystkim od struktury, materiału i geometrii przewodów hydraulicznych, modułu ściśliwości oleju hydraulicznego z uwzględnieniem powietrza rozpuszczonego i nierozpuszczonego w tym oleju, ciśnienia w komorze tłokowej i tłoczkowej każdego z cylindrów hydraulicznych stabilizujących wymaganą pozycję członów mechanicznych po realizacji ich ruchu cylindrami hydraulicznymi, geometrii samych cylindrów hydraulicznych oraz ich geometrycznego usytuowania w mechanizmie realizującym wzajemny ruch.

Celem wynalazku jest sposób pozwalający na eliminację podatności układu hydraulicznego sterującego złożonym układem mechanicznym wymagającym precyzji, na przykład pozycjonowania manipulatorów robotów lub też członów pojazdu przegubowego, co w efekcie będzie skutkowało istotną poprawą produktywności i bezpieczeństwa powyższych urządzeń.

Sposób adaptacyjnej kompensacji podatności hydraulicznych układów realizujących wzajemny ruch elementów mechanicznych, w którym przy użyciu, połączonego podatnymi przewodami hydraulicznymi z podzespołem zasilająco-sterującym, co najmniej jednego konwencjonalnego cylindra hydraulicznego realizuje się, w przegubie, wzajemny skręt członów mechanicznych a po zakończeniu realizacji skrętu ustala się pozycję członów mechanicznych, **według wynalazku charakteryzuje się tym**, iż zakłócanie podatnością układu hydraulicznego, zadane algorytmem sterowania spozycjonowanie członów mechanicznych kompensuje się na bieżąco dodatkową wprowadzaną do układu objętością cieczy, którą do układu wtłacza się, w wyniku wzajemnego ruchu członów mechanicznych, co najmniej jednym kompensacyjnym cylindrem hydraulicznym.

Korzystnie, stosuje się jeden konwencjonalny cylinder hydrauliczny skrętu oraz jeden kompensacyjny cylinder hydrauliczny. W takim układzie do członów mechanicznych konwencjonalny cylinder hydrauliczny i kompensacyjny cylinder hydrauliczny mocuje się w przegubach rozmieszczonych w wierzchołkach połowy trapezów o znacznej różnicy podstaw.

Korzystnie, stosuje się dwa konwencjonalne cylindry hydrauliczne skrętu oraz dwa kompensacyjne cylindry hydrauliczne. W takim układzie do członów mechanicznych konwencjonalne cylindry hydrauliczne i kompensacyjne cylindry hydrauliczne mocuje się w przegubach rozmieszczonych w wierzchołkach trapezów o znacznej różnicy podstaw.

Korzystnie, kompensacyjny cylinder hydrauliczny sytuuje się w pobliżu przegubu skrętu.

Korzystnie, kompensacyjny cylinder hydrauliczny sytuuje się w poziomym i/lub pionowym kierunku, równoległe do konwencjonalnego cylindra hydraulicznego skrętu.

Korzystnie, hydrauliczne sterowanie kompensacyjnego cylindra hydraulicznego realizuje konwencjonalny cylinder hydrauliczny skrętu, z którym kompensacyjny cylinder hydrauliczny jest bezpośrednio połączony.

Korzystnie, hydrauliczne sterowanie kompensacyjnego cylindra hydraulicznego realizuje elektrohydrauliczny podzespół zasilająco-sterujący, do którego osobno przyłącza się konwencjonalny cylinder hydrauliczny i osobno kompensacyjny cylinder hydrauliczny.

Korzystnie, elektrohydrauliczny podzespół zasilająco-sterujący zapewnia, po spozycjonowaniu członów mechanicznych, odpowiednio wysokie ciśnienia w komorach zlewowych konwencjonalnego cylindra hydraulicznego i kompensacyjnego cylindra hydraulicznego.

Przedmiot wynalazku został objaśniony w przykładach realizacji uwidocznionych na rysunku, na którym fig. 1 przedstawia układ hydrauliczny skrętu, w którym cylinder hydrauliczny skrętu jest połączony bezpośrednio z kompensacyjnym cylindrem hydraulicznym, fig. 2 – układ hydrauliczny, w którym cylinder hydrauliczny skrętu oraz kompensacyjny cylinder hydrauliczny przyłączone są osobno do elektrohydraulicznego podzespołu zasilająco-sterującego, a fig. 3 – układ hydrauliczny skrętu z dwoma siłownikami hydraulicznymi skrętu i dwoma kompensacyjnymi siłownikami hydraulicznymi.

Sposób adaptacyjnej kompensacji podatności hydraulicznych układów realizujących wzajemny ruch elementów mechanicznych w przykładzie wykonania według wynalazku polega na tym, iż w układ, w którym przy użyciu, połączonego podatnymi przewodami hydraulicznymi 6 z elektrohydraulicznym podzespołem zasilająco-sterującym 5, konwencjonalnego cylindra hydraulicznego 4 realizuje się w przegubie 3 skręt członu mechanicznego 1 względem członu mechanicznego 2 oraz po zakończeniu realizacji skrętu ustala się wymaganą pozycję członów mechanicznych 1 i 2 względem siebie, instaluje się dodatkowy, kompensacyjny cylinder hydrauliczny 7. W eksploatacji działające na człony mechaniczne 1 i 2, usytuowane względem siebie w ustalonej algorytmem sterowania pozycji, obciążenia generują moment  $M_w$ , który w wyniku przede wszystkim podatności przewodów hydraulicznych 6 i częściowo cieczy hydraulicznej powoduje przemieszczenie  $\Delta s$  tłoka w konwencjonalnym cylindrze hydraulicznym 4 i równocześnie kątowe przemieszczenie  $\gamma$  członów mechanicznych 1 i 2 zakłócające, ustalone algorytmem sterowania, wymagane spozycjonowanie członów mechanicznych 1, 2. Zjawisko to wywołuje w dodatkowym kompensacyjnym cylindrze hydraulicznym 7 przemieszczenie  $\Delta s_k$  tłoka i dostarczenie objętości  $\Delta V_k$  cieczy hydraulicznej, zależnej od średnicy tłoka  $D_k$  i tłoczyska  $d_k$ , do konwencjonalnego cylindra hydraulicznego 4 skrętu kompensując „utraconą”, w wyniku podatności przewodów hydraulicznych 6 i częściowo cieczy hydraulicznej, objętość  $\Delta V$  cieczy, zależnej od skoku  $\Delta s$  tłoka, jego średnicy  $D$  i średnicy tłoczyska  $d_t$ . W wyniku tego potencjalny skręt  $\gamma$  członów mechanicznych 1 i 2, generowany przez obciążenia eksploatacyjne  $M_w$ , jest na bieżąco (adaptacyjnie) kompensowany i dzięki temu człony mechaniczne 1 i 2 zachowują ustaloną algorytmem sterowania pozycję. Średnica tłoka  $D_k$  i średnica tłoczyska  $d_k$  jak również geometryczne parametry usytuowania  $a_k, b_k, c_k, d_k$  kompensacyjnego cylindra hydraulicznego 7 zależą od średnicy tłoka  $D$ , tłoczyska  $d_t$ , geometrycznych parametrów usytuowania  $a, b, c, d$  konwencjonalnego cylindra hydraulicznego 4 oraz względnego kąta skrętu  $\gamma$  członów mechanicznych 1 i 2. Zależność tą w ogólnym przypadku można wyznaczyć z równania:

$$\frac{A_{k,t}}{A_t} = \frac{A_{k,z}}{A_z} = \frac{h(a, b, c, d, \gamma)}{h(a_k, b_k, c_k, d_k, \gamma)}$$

przy czym

$$A_t = \frac{\pi D^2}{4}, \quad A_z = \frac{\pi(D^2 - d_t^2)}{4},$$

$$A_{k,t} = \frac{\pi D_k^2}{4}, \quad A_{k,z} = \frac{\pi(D_k^2 - d_k^2)}{4},$$

Usytuowanie kompensacyjnego cylindra hydraulicznego 7 ustala się w zależności od konstrukcyjnych możliwości w konkretnym rozwiązaniu technicznym. Najlepszym rozwiązaniem z punktu widzenia wymiarowania kompensacyjnego cylindra hydraulicznego 7 jest usytuowanie go dokładnie w pobliżu, „nad” lub „pod” konwencjonalnym cylindrem hydraulicznym 4, gdyż wówczas wymiary kompensacyjnego cylindra hydraulicznego 7 i konwencjonalnego cylindra hydraulicznego 4 będą identyczne, niemniej skuteczność działania układu kompensującego zależy od odległości ramienia  $h_k$  działania siły generowanej w kompensacyjnym cylindrze hydraulicznym 7 układu sterowania względem przegubu 3 skrętu. Kompensacyjny cylinder hydrauliczny 7 z realizującym skręt konwencjonalnym cylindrem hydraulicznym 4 może być połączony bezpośrednio, jak to przedstawiono na fig. 1. W takim układzie sterowanie kompensacyjnym cylindrem hydraulicznym 7 inicjuje konwencjonalny cylinder hydrauliczny 4 skrętu. Sterowanie kompensacyjnym cylindrem hydraulicznym 7 może być także inicjowane przez elektrohydrauliczny podzespół zasilająco-sterujący 5. W takim układzie kompensacyjny cylinder hydrauliczny 7

jest połączony tak jak konwencjonalny cylinder hydrauliczny 4 bezpośrednio z elektrohydraulicznym podzespołem zasilająco-sterującym 5, fig. 2. W drugim wariantcie połączenia podzespół zasilająco-sterujący 5 na podstawie odpowiedniego algorytmu zrealizuje funkcję adaptacyjną jak w rozwiązaniu przedstawioną na fig. 1. W drugim wariantcie kompensacyjny cylinder hydrauliczny 7 z podzespołem zasilająco-sterującym 5 połączony jest przewodami 8. Elektrohydrauliczny podzespół zasilająco-sterujący 5, w chwili po zakończeniu sterowania i ustaleniu wymaganej pozycji względem siebie sterowanych członów mechanicznych 1 i 2, zapewnienia w komorze zlewowej konwencjonalnego cylindra hydraulicznego 4 wysokie ciśnienie na takim poziomie, aby zapewnić równowagę sił generowanych przez ciśnienia w ko-

morach tłocznej i zlewowej konwencjonalnego cylindra hydraulicznego 4, a mianowicie  $p_t \left( \frac{D^2}{D^2 - d^2} \right)$  oraz równocześnie zapewnia wysokie ciśnienie w komorze zlewowej kompensacyjnego cylindra hydraulicznego 7 i na takim poziomie, aby zapewnić równowagę sił generowanych przez ciśnienia w komorach tłocznej

i zlewowej tego kompensacyjnego cylindra hydraulicznego 7, a mianowicie  $p_{t,k} \left( \frac{D_k^2}{D_k^2 - d_k^2} \right)$ .

Takie rozwiązanie „usztynwia” oba, konwencjonalny i kompensacyjny cylinder hydrauliczny 4, 7, co dodatkowo wpływa istotnie na zmniejszenie globalnej podatności hydraulicznego układu sterowania. W rozwiązaniu dla istotnego zmniejszenia podatności hydraulicznego sterowania, ustala się optymalne geometryczne parametry usytuowania konwencjonalnego cylindra hydraulicznego 4 – a, b, c, d i odpowiednio kompensacyjnego cylindra hydraulicznego 7 – a<sub>k</sub>, b<sub>k</sub>, c<sub>k</sub>, d<sub>k</sub>, które to parametry zapewniają tak zwaną strukturalną sztywność hydraulicznego układu sterowania. Przeprowadzone na potrzeby wynalazku analizy optymalizacji wielokryterialnej wykazały, że aby osiągnąć maksymalną sztywność strukturalną, wynikającą z usytuowania konwencjonalnych i kompensacyjnych cylindrów hydraulicznych 4, 7, geometryczne parametry a, b, c, d, usytuowania konwencjonalnego cylindra hydraulicznego 4 i odpowiednio geometryczne parametry a<sub>k</sub>, b<sub>k</sub>, c<sub>k</sub>, d<sub>k</sub> usytuowania kompensacyjnego cylindra hydraulicznego 7 powinny obrazować, dla rozwiązania z jednym konwencjonalnym cylindrem hydraulicznym 4 i jednym kompensacyjnym cylindrem hydraulicznym 7, połowy trapezów o znacznej różnicy podstaw. Konkretny wymiary takich trapezów zależą od parametrów konstrukcyjnych członów mechanicznych 1 i 2 oraz parametrów konstrukcyjnych konwencjonalnych (skrętu) i kompensacyjnych cylindrów hydraulicznych 4, 7. Takie rozwiązanie zapewnia istotnie duże tak zwane kąty przyłożenia w mechanizmie skrętu gwarantujące dużą trwałość przegubów 9, 10, 11, 12 mocujących cylindry hydrauliczne 4, 7 z członami mechanicznymi 1 i 2 oraz minimalizację chłonności cylindrów hydraulicznych 4, 7 przy zachowaniu niezbędnego momentu skręcającego. W efekcie takie usytuowanie cylindrów hydraulicznych 4, 7, oprócz maksymalizacji sztywności strukturalnej mechanizmu skrętu zapewnia jego dużą trwałość oraz energooszczędność.

Powyższy przykład realizacji ujawnia układ sterowania z jednym konwencjonalnym cylindrem hydraulicznym 4 skrętu oraz jednym kompensacyjnym cylindrem hydraulicznym 7.

W innym przykładzie realizacji możliwe jest również rozwiązanie z dwoma kompensacyjnymi cylindrami hydraulicznymi 7 i z dwoma konwencjonalnymi cylindrami hydraulicznymi 4 skrętu, fig. 3. W takim układzie do członów mechanicznych 1, 2 konwencjonalne cylindry hydrauliczne 4 i kompensacyjne cylindry hydrauliczne 7 mocuje się w przegubach rozmieszczonych w wierzchołkach trapezów o znacznej różnicy podstaw. W układzie z dwoma parami konwencjonalny cylinder hydrauliczny 4 skrętu/kompensacyjny cylinder hydrauliczny 7, konwencjonalny cylinder hydrauliczny 4 skrętu, każdej pary, w połączeniu bezpośrednim (jak na fig. 1) inicjuje przynależny mu kompensacyjny cylinder hydrauliczny 7. Możliwe jest również, iż każdy z cylindrów hydraulicznych 4, 7 przyłączony jest osobno do podzespołu zasilająco-sterującego 5, który steruje ich pracą. Zasada działania jest analogiczna.

Wykaz oznaczeń:

- 1, 2 – człon mechaniczny,
- 3 – przegub obrotowy/skrętu,
- 4 – konwencjonalny cylinder hydrauliczny – skrętu,
- 5 – elektrohydrauliczny podzespół zasilająco-sterujący,
- 6 – podatne przewody hydrauliczne,
- 7 – kompensacyjny cylinder hydrauliczny,
- 8 – podatne przewody hydrauliczne,
- 9, 10 – przeguby mocujące konwencjonalny cylinder hydrauliczny odpowiednio do członu mechanicznego 1 i członu mechanicznego 2,

11, 12 – przeguby mocujące kompensacyjny cylinder hydrauliczny odpowiednio do członu mechanicznego 1 i członu mechanicznego 2,

$M_w$  – moment obciążeń eksploatacyjnych członu mechanicznego 1 i członu mechanicznego 2,

$\Delta s$  - przemieszczenie tłoka w konwencjonalnym cylindrze hydraulicznym 4,

$\Delta s_k$  – przemieszczenie tłoka w kompensacyjnym cylindrze hydraulicznym 7,

$\gamma$  – względny kąt skrętu członów mechanicznych 1 i 2,

$\Delta V$  – objętość cieczy w konwencjonalnym cylindrze hydraulicznym 4 „utracona” w wyniku podatności przewodów hydraulicznych 6 i częściowo cieczy hydraulicznej,

$\Delta V_k$  – objętość cieczy przekazana z kompensacyjnego cylindra hydraulicznego 7 do konwencjonalnego cylindra hydraulicznego 4 dla zrównoważenia „utraconej”, w wyniku podatności przewodów hydraulicznych 6 i częściowo cieczy hydraulicznej, objętości w konwencjonalnym cylindrze hydraulicznym 4,

$a, d, c, d$  – geometryczne parametry usytuowania konwencjonalnego cylindra hydraulicznego 4 układu sterowania,

$a_k, b_k, c_k, d_k$  – geometryczne parametry usytuowania kompensacyjnego cylindra hydraulicznego 7 układu sterowania,

$D, d_t$  – średnica tłoka i tłoczyska konwencjonalnego cylindra hydraulicznego 4 układu sterowania,

$D_k, d_k$  – średnica tłoka i tłoczyska kompensacyjnego cylindra hydraulicznego 7 układu sterowania,

$A_t, A_{k.t}$  – powierzchnie dna tłoków konwencjonalnego i kompensacyjnego cylindra hydraulicznego 4, 7,

$A_z, A_{k.z.}$  – powierzchnie czynne tłoków, po stronie z tłoczyskiem, konwencjonalnego i kompensacyjnego cylindra hydraulicznego 4, 7,

$h$  – ramię działania siły generowanej w konwencjonalnym cylindrze hydraulicznym 7 układu sterowania, względem przegubu 3 skrętu,

$h_k$  – ramię działania siły generowanej w kompensacyjnym cylindrze hydraulicznym 7 układu sterowania, względem przegubu 3 skrętu,

$p_t$  – ciśnienie w komorze tłocznej konwencjonalnego cylindra hydraulicznego 4,

$p_z$  – ciśnienie w komorze zlewowej konwencjonalnego cylindra hydraulicznego 4,

$p_{t,k}$  – ciśnienie w komorze kompensacyjnej cylindra hydraulicznego 7,

$p_{z,k}$  – ciśnienie w komorze zlewowej kompensacyjnego cylindra hydraulicznego 7.

## Zastrzeżenia patentowe

1. Sposób adaptacyjnej kompensacji podatności hydraulicznych układów realizujących wzajemny ruch elementów mechanicznych, w którym przy użyciu połączonego podatnymi przewodami hydraulicznymi z podzespołem zasilająco-sterującym co najmniej jednego konwencjonalnego cylindra hydraulicznego realizuje się, w przegubie, wzajemny skręt członów mechanicznych, a po zakończeniu realizacji skrętu ustala się pozycję członów mechanicznych, **znamienny tym**, że zakłócanie podatnością układu hydraulicznego, zadane algorytmem sterowania spozycjonowanie członów mechanicznych (1, 2) kompensuje się na bieżąco dodatkową wprowadzaną do układu objętością cieczy, którą do układu wtłacza się, w wyniku wzajemnego ruchu członów mechanicznych (1, 2), co najmniej jednym kompensacyjnym cylindrem hydraulicznym (7).
2. Sposób według zastr. 1, **znamienny tym**, że stosuje się układ, w którym jest jeden konwencjonalny cylinder hydrauliczny (4) skrętu oraz jeden kompensacyjny cylinder hydrauliczny (7).
3. Sposób według zastr. 1 albo 2, **znamienny tym**, że do członów mechanicznych (1, 2) konwencjonalny cylinder hydrauliczny (4) i kompensacyjny cylinder hydrauliczny (7) mocuje się w przegubach (9, 10, 11, 12) rozmieszczonych w wierzchołkach połowy trapezów o znacznej różnicy podstaw.
4. Sposób według zastr. 1, **znamienny tym**, że stosuje się układ, w którym są dwa konwencjonalne cylindry hydrauliczne (4) skrętu oraz dwa kompensacyjne cylindry hydrauliczne (7).
5. Sposób według zastr. 4, **znamienny tym**, że do członów mechanicznych (1, 2) konwencjonalne cylindry hydrauliczne (4) i kompensacyjne cylindry hydrauliczne (7) mocuje się w przegubach rozmieszczonych w wierzchołkach trapezów o znacznej różnicy podstaw.
6. Sposób według zastr. 1, **znamienny tym**, że kompensacyjny cylinder hydrauliczny (7) w układzie sytuuje się w pobliżu przegubu (3) skrętu.

7. Sposób według zastrz. 1 albo 2, **znamienny tym**, że kompensacyjny cylinder hydrauliczny (7) w układzie sytuuje się w poziomym i/lub pionowym kierunku i równoległe do konwencjonalnego cylindra hydraulicznego (4).
8. Sposób według zastrz. 1, **znamienny tym**, że hydrauliczne sterowanie kompensacyjnego cylindra hydraulicznego (7) inicjuje konwencjonalny cylinder hydrauliczny (4) skrętu, z którym kompensacyjny cylinder hydrauliczny (7) jest bezpośrednio połączony.
9. Sposób według zastrz. 1, **znamienny tym**, że hydrauliczne sterowanie kompensacyjnego cylindra hydraulicznego (7) inicjuje elektrohydrauliczny podzespół zasilająco-sterujący (5), do którego osobno przyłącza się konwencjonalny cylinder hydrauliczny (4) i osobno kompensacyjny cylinder hydrauliczny (7).
10. Sposób według zastrz. 1, **znamienny tym**, że elektrohydrauliczny podzespół zasilająco-sterujący (5) zapewnia, po spozycjonowaniu członów mechanicznych (1, 2), odpowiednio wysokie ciśnienia w komorach zlewowych konwencjonalnego cylindra hydraulicznego (4) i kompensacyjnego cylindra hydraulicznego (7).

## Rysunki

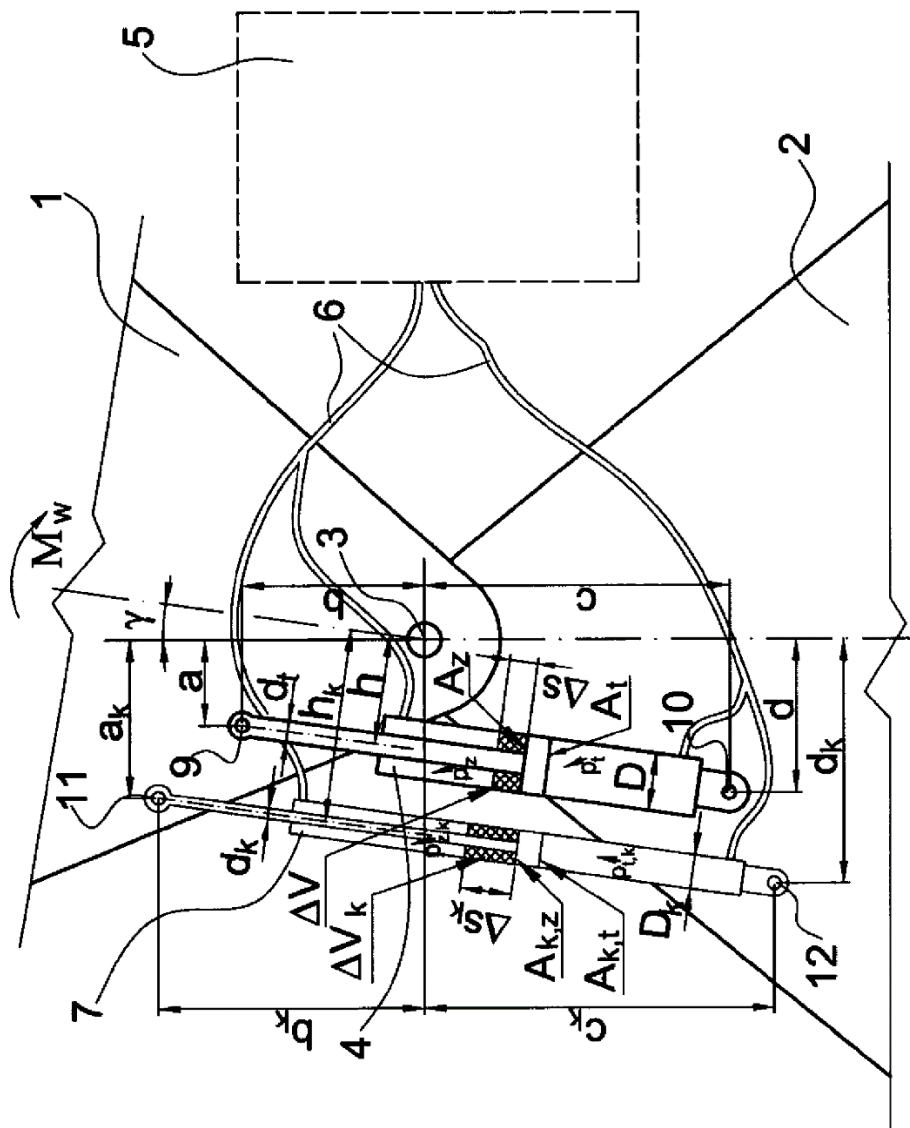


Fig. 1

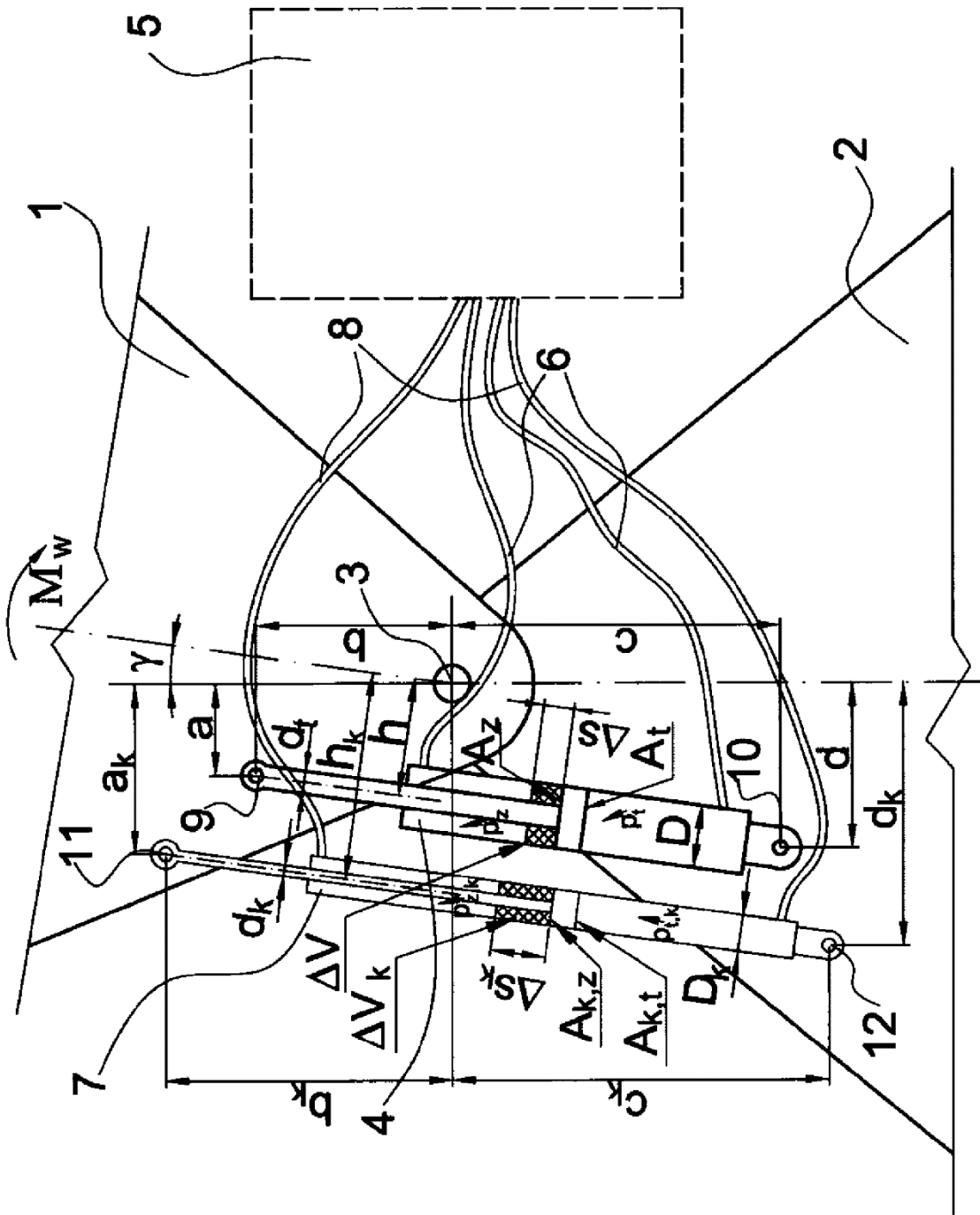


Fig. 2

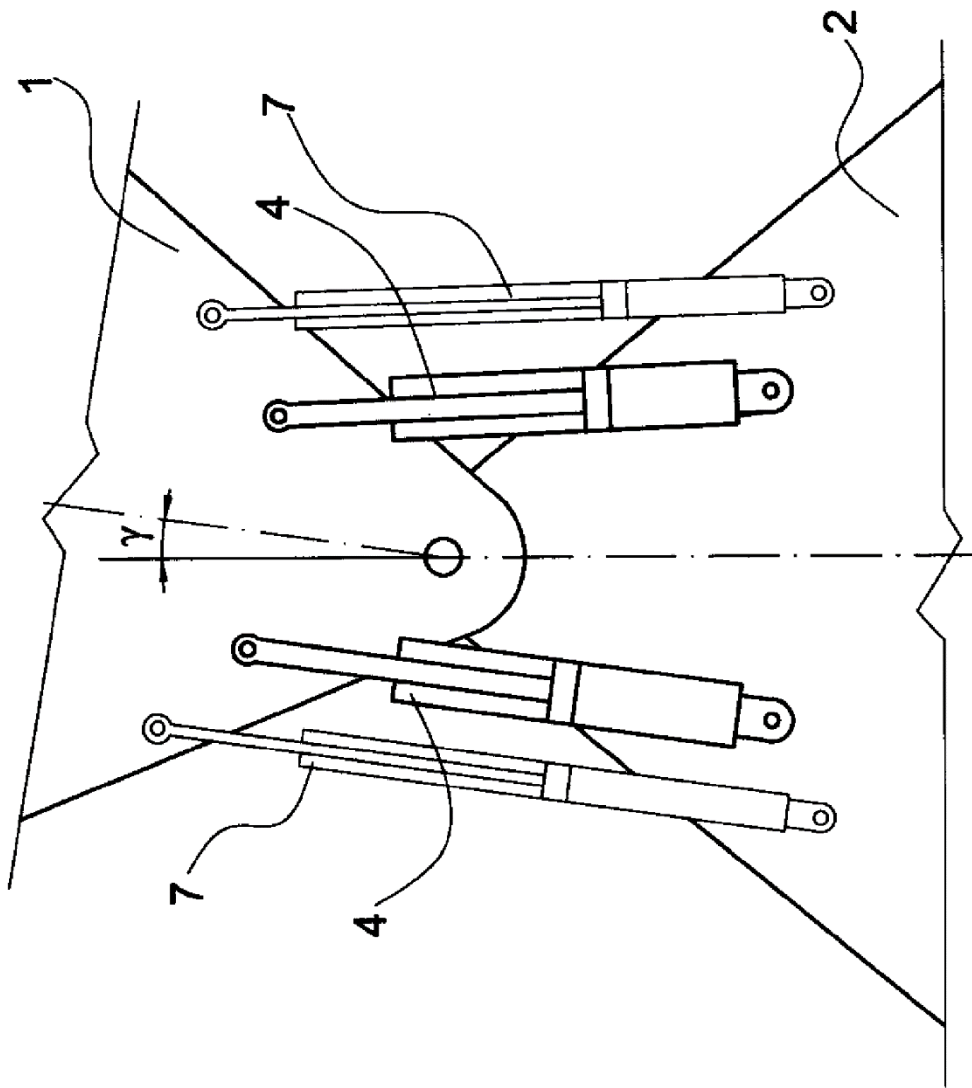


Fig. 3