



(19)
 Bundesrepublik Deutschland
 Deutsches Patent- und Markenamt

(10) DE 42 29 560 B4 2009.07.23

(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **P 42 29 560.2**
 (22) Anmeldetag: **04.09.1992**
 (43) Offenlegungstag: **10.03.1994**
 (45) Veröffentlichungstag
 der Patenterteilung: **23.07.2009**

(51) Int Cl.⁸: **B60T 8/34 (2006.01)**
B60K 28/16 (2006.01)

Innerhalb von drei Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(73) Patentinhaber:
Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE

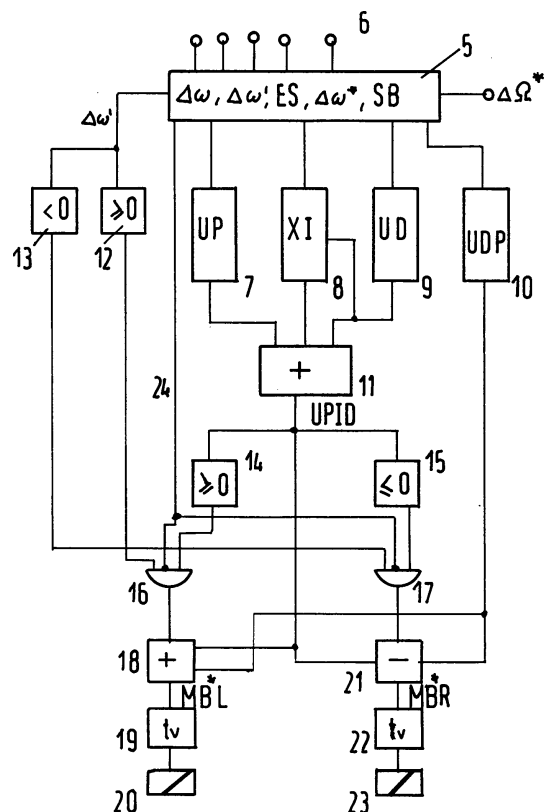
(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
 gezogene Druckschriften:

(72) Erfinder:
Maier, Rolf, Dipl.-Ing. Dr., 71394 Kernen, DE

DE 40 30 881 A1

(54) Bezeichnung: **Antriebsschlupfregelsystem**

(57) Hauptanspruch: Antriebsschlupfregelsystem für ein Kraftfahrzeug, bei dem die Drehgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder w_L und w_R und die Motordrehzahl w_{mot} bestimmt werden und bei dem in einem Regler aus der Differenz der Raddrehgeschwindigkeiten $\Delta w = (w_L - w_R)$ und der Motordrehgeschwindigkeit w_{mot} Sollbremsmomente M_{BL}^* und M_{BR}^* für die angetriebenen Räder ermittelt werden, die in Ventilansteuerzeiten für die Radbremsen dieser Räder umgesetzt werden, dadurch gekennzeichnet, dass der Regler ein Regelverhalten uPID mit Proportionalanteil uP, Integralanteil XI und Differentialanteil uD (PID-Regler) aufweist, wobei folgende Bremsregeln gelten:
 1) ist $\Delta w > 0$ und $uPID \geq 0$, dann wird das linke Rad mit einem dem Sollbremsmoment M_{BL}^* , welches sich aus dem Anteil uPID des PID-Reglers und dem Anteil uDP eines Dämpfungseingriffs bestimmt, entsprechenden Bremsdruck beaufschlagt und das rechte Rad wird nicht gebremst,
 2) ist $\Delta w < 0$ und $uPID \leq 0$, dann wird das rechte Rad mit einem dem Sollbremsmoment M_{BR}^* , welches...



Beschreibung

[0001] Aus der DE 40 30 881 A1 ist ein Antriebsschlupfregelsystem mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruches 1 bekannt. Auch dort werden die gleichen Eingangsgrößen verwendet, und auch dort dient die Differenz Δw der Drehgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder als ein Regelkriterium. Schließlich ist auch dort ein Dämpfungsregler vorhanden, der die Motordrehgeschwindigkeit mit verarbeitet.

[0002] Die Erfindung beinhaltet eine Verbesserung der Reglereigenschaften, so daß es zu einer Verbesserung der Differentialsperrwirkung durch Bremseneingriff kommt.

[0003] Anhand der Zeichnung wird ein Ausführungsbeispiel der Erfindung erläutert.

[0004] Es zeigen:

[0005] [Fig. 1](#) den Regelkreis als Blockschaltbild

[0006] [Fig. 2](#) ein detailliertes Blockschaltbild

[0007] [Fig. 3](#) und [Fig. 4](#) Diagramme zur Erläuterung.

[0008] In [Fig. 1](#) ist mit **1** ein Fahrzeug bezeichnet, an dem die vier Radgeschwindigkeiten w_{LV} , w_{LH} , w_{RV} und w_{RH} sowie die Motordrehgeschwindigkeit w_{mot} gemessen werden. Diese Meßwerte werden einem Bremsmomentenregler **2** zugeführt, der Sollbremsmomente MB_L^* und MB_R^* erzeugt. Ein Ventilansteuerblock **3** setzt diese Sollbremsmomente in Ventilansteuerzeiten t_{VL} und t_{VR} um. In diesen Ansteuerzeiten wird z. B. ein 3/3-Ventil in einer Hydraulikeinheit **4** in eine Druckaufbaustellung oder Druckabbaustellung gesteuert, und damit Bremsdruck an den Radbremsen der angetriebenen Räder eingesteuert, wodurch am Fahrzeug **1** Bremsmomente MB_L bzw. MB_R entstehen.

[0009] [Fig. 2](#) zeigt ein Blockschaltbild des Reglers samt der Ventilansteuerung. Einem Block **5** werden über Klemmen **6** die vier Radgeschwindigkeiten und die Motordrehgeschwindigkeit zugeführt. Im Block **5** wird die Drehzahldifferenz der angetriebenen Räder $\Delta w = (w_L - w_R)$ und die gefilterte Drehzahldifferenz $\Delta w'$ gebildet.

[0010] An den Block **5** ist ein PID-Bremsregler angeschaltet, der einen Proportionalregler **7**, einen Integralregler **8**, einen Differentialregler **9** und einen Dämpfungszweig **10** aufweist.

[0011] Die Sollbremsmomente werden aus den Anteilen des PID-Reglers und des Dämpfungseingriffs bestimmt. Hier können bei Erweiterungen des Reglers problemlos Sollbremsmoment-Anteile zusätzlicher Reglermodule hinzugefügt werden (z. B. zur gleichzeitigen Abbremsung beider Antriebsräder).

[0012] Die Anteile des PID-Reglers werden in einem Block **11** zu

$$u_{PID} = u_P + x_I + u_D$$

zusammengefaßt.

[0013] Es werden drei Fälle unterschieden:

1) Wenn $\Delta w' > 0$ und $u_{PID} > 0$ erfüllt ist, wird das linke Rad abgebremst:

$$M B_L^* = u_{PID} + u_{DP},$$

$$M B_R^* = 0;$$

2) wenn $\Delta w' < 0$ und $u_{PID} \leq 0$ erfüllt ist, wird das rechte Rad abgebremst:

$$M B_L^* = 0$$

$$M B_R^* = -u_{PID} + u_{DP};$$

3) andernfalls wird kein Rad abgebremst:

$$M B_L^* = 0,$$

$$M B_R^* = 0.$$

[0014] Dies ist in [Fig. 2](#) für den Fall 1) durch einen Vergleichler **12** ($\Delta w' \geq 0$), einen Vergleichler **14** ($UPID > 0$), ein Und-Gatter **16**, einen Addierer **18**, eine Ventilansteuerung **19** und ein 3/3-Ventil **20** realisiert, wobei das Ausgangssignal des Und-Gatters **16** bei Vorliegen der beiden Bedingungen den Addierer **18** aktiviert, der dann MB_L^* aus den Ausgängen des Addierers **11** und des Zweigs **10** bildet. Das Ausgangssignal des Addierers **18** wird in einem Block **19** in eine Ventilansteuerzeit für das Ventil **20** umgesetzt, wobei die Zeit so bemessen ist, daß ein dem Sollbremsmoment entsprechender Druck an der Bremse eingesteuert wird.

[0015] Für den Fall 2) sind entsprechende Blöcke **13**, **15**, **17** und **21** bis **23** vorgesehen.

[0016] Im Fall 3) erfolgt keine Ansteuerung der Ventile.

[0017] Es wird nun auf den Aufbau des Bremsreglers bzw. seiner Zweige eingegangen.

[0018] Im ansteigenden Ast der Schlupfkurve ([Fig. 3](#)) verhält sich das Rad stabil; eine relativ kleine Auslenkung des Bremsmoments führt nur zu einer geringen Schlupf- bzw. Drehzahländerung. Im abfallenden Ast bzw. horizontalen Ast der Schlupfkurve ist das Rad dagegen instabil; eine relativ kleine Bremsmoment-Auslenkung bewirkt eine große Schlupf- bzw. Drehzahländerung.

[0019] Die Regelstrecke ist deshalb nicht linear. Ihre Parameter sind darüber hinaus wegen des Motoreinflusses gangabhängig. Diese Nichtlinearitäten werden durch entsprechende Nichtlinearitäten im PID-Regler berücksichtigt. Hierzu muß der jeweilige Betriebszustand ermittelt werden. Dies geschieht im Block **5**.

[0020] Wie später gezeigt wird, muß bekannt sein, in welchem Gang gefahren wird. Dies kann durch folgenden Vorgang geschehen.

[0021] Die Motordrehgeschwindigkeit w_{mot} und die Drehgeschwindigkeit der Kardanwelle $w_k = (w_L + w_R)/2$ werden jeweils durch einen Tiefpaß gefiltert:

$$w' \text{ mot}_{t+1} = a \cdot w' \text{ mot}_t + (1 - a \cdot g) \cdot w_{mot}$$

$$w' k_{t+1} = a \cdot w' k_t + (1 - a \cdot g) \cdot w_k,$$

wobei ag eine Filterkonstante ist, die z. B. 0,9 ist. Die Getriebeübersetzung der i -ten Fahrstufe wird mit $i_g(i)$ bezeichnet.

[0022] Ein Zähler i wird solange inkrementiert, $i = i + 1$, bis

$$|w' \text{ mot}_t / i_g(i) - w' k_t| < \varepsilon \quad 4$$

ist.

[0023] Für die Fahrstufe FS gilt dann: $FS = i$. $\varepsilon \quad 4$ ist ein Schwellenwert (z. B. 4). Der geschilderte Vorgang wird im Block **5** durchgeführt, wie auch das Erkennen eines Motorschleppmomentes. Der Regler soll dann abgeschaltet werden, wenn sich ein Antriebsrad im Motorbremsschlupf befindet.

[0024] Die auf Raddrehgeschwindigkeit umgerechnete Fahrzeuglängsgeschwindigkeit wird mit w_{ref} bezeichnet. w_{ref} läßt sich durch

$$w_{ref} (w_{L, NA} + w_{R, NA})/2$$

berechnen. Hierbei bezeichnen $w_{L, NA}$ und $w_{R, NA}$ die Raddrehgeschwindigkeiten der nicht angetriebenen Räder.

[0025] Auf Schleppbetrieb SB wird erkannt, wenn

$$(\min(w_L, w_R) - w_{ref}) / (w_{ref} + \varepsilon \quad 5) < -\varepsilon \quad 6$$

ist,

wobei ε_5 und ε_6 wieder Schwellenwerte sind (z. B. $\varepsilon_5 = 1$; $\varepsilon_6 = 0,2$). Trifft die Bedingung zu, so werden z. B. über eine Leitung **24** die Und-Gatter **16** und **17** gesperrt und somit die Regelung abgeschaltet. In Block **5** wird auch der Sollwert für die Differenzdrehzahl an die Fahrzeuggeschwindigkeit und an eine Mindest-Motordrehzahl angepaßt. Der Motor stirbt dann auch bei untertouriger Fahrweise (z. B. Anfahren im 2. Gang) nicht ab, wenn die Mindest-Motordrehzahl eingehalten wird.

[0026] Die Vorgabe $\Delta\Omega \cdot m$ (w_{Ref}) (z. B. 5) kann auf den jeweiligen Fahrzeugtyp angepaßt werden. Mit der auf Raddrehgeschwindigkeit umgerechneten und deshalb von der Fahrstufe abhängigen Mindest-Motordrehgeschwindigkeit w_{mot_min} (FS) berechnet sich der Sollwert Δw^* zu

$$\Delta w^* = \max(\Delta\Omega \cdot (w_{Ref}), 2 \cdot (w_{mot_min} (FS) - \min(w_L, w_R)))$$

[0027] Die Dynamik der Regelstrecke wird aus den oben genannten Gründen stark davon bestimmt, ob das μ -high-Rad im stabilen oder im instabilen Ast der Schlupfkurve ist. Für die beiden Fälle

- 1) μ -high-Rad ist instabil und
- 2) μ -high-Rad ist stabil

werden deshalb unterschiedliche Reglerparametersätze verwendet. Diese Unterscheidung ist beim μ -low-Rad nicht notwendig, weil es sich normalerweise im instabilen Ast der Schlupfkurve befindet. Die Erkennung des Zustandes 1) wird im Block **5** durch folgenden Vorgang erreicht: Es ist ein Tiefpaß-Filter vorgesehen, das folgender Beziehung entspricht:

$$y_{s_{t+1}} = a \cdot s \cdot y_t + (1 - a) \cdot \min(w_L - w_{L,NA}, w_R - w_{R,NA})$$

[0028] Auf Fall 1) und somit instab = 1 wird erkannt, wenn

$$y_{s_{t+1}} > \varepsilon_7$$

ist, wobei ε_7 ein Schwellwert z. B. 2 ist; andernfalls ist instab = 0.

[0029] Der Antriebsstrang neigt infolge von Elastizitäten zu Schwingungen im Frequenzbereich 8–12 Hz. Ein Dämpfungseingriff soll dafür sorgen, daß diese Schwingungen durch Reglereingriffe nicht angeregt werden.

[0030] Für den Dämpfungseingriff wird der in der DE-A1-40 30 881 beschriebene Dämpfungsregler lediglich um zwei Totzeitglieder ergänzt. Die Totzeitglieder sorgen für die richtige Phasenlage des Dämpfungseingriffs: Im Zweig **10** wird uDP wie folgt gebildet:

$$u_{DP} = k_{DP} \cdot (w_{mot_t-Tot/T} / i_g (FS) - w_{k_{t-Tot/T}})$$

w_{mot} und $FS = i_g$ wird vom Block **5** geliefert.

[0031] Ein Totzeitglied besteht aus T_{tot}/T_{Abtast} – Speichern, wobei z. B. die Totzeit = 60 ms, die Abtastzeit = 20 ms beträgt. Es werden 3 Speicher verwendet, wobei der 1. Speicher den alten, d. h. vom vorangegangenen Abtastschritt stammenden wert enthält und der 2. Speicher den alten Wert des ersten Speichers enthält usw.

[0032] Der Wert des 1. Speichers ist also 20 ms "alt", der Wert des 2. Speichers ist 40 ms und der Wert des 3. Speichers ist 60 ms "alt".

[0033] Der P-Anteil UP des Reglers dient vor allem zur Stabilisierung des Regelkreises; er wird im Zweig **7** gebildet, und zwar wird dort die Differenzdrehzahl $\Delta w = w_L - w_R$ aus Block **5** bei instab = 0 zur Vermeidung von Schwingungsanregungen durch einen Tiefpaß gefiltert; es gilt:

$$w'_{t+1} = \begin{cases} a_P * \Delta w'_t + (1 - a_P) * \Delta w_t & \text{für instab} = 0 \\ \Delta w_{t+1} & \text{für instab} = 1 \end{cases}$$

[0034] Wenn das Rad unterbremst ist treten wegen der Nichtlinearität der Schlupfkurve größere Regelabwei-

chungen auf als wenn es überbremst ist. Dies wird im P-Anteil durch zwei unterschiedliche Verstärkungsfaktoren, nämlich k_{P1} (für unterbremstes Rad) und k_{P2} (für überbremstes Rad) berücksichtigt. Beide Reglerparameter sind von der Fahrstufe FS und vom Zustand instab abhängig. Der Verstärkungsfaktor k_{P2} hängt zusätzlich vom Integratorzustand x_I ab:

$$k_{P2} = k_{P2}(FS, instab, x_I).$$

[0035] k_{P2} kann beispielsweise so gewählt werden, daß

$$k_{P2} = 0 \text{ für } |x_I| < \varepsilon_8$$

(ε_8 ist ein Schwellenwert, z. B. 200)

[0036] Der P-Anteil berechnet sich zu:

$$k_{P1}(FS) \cdot (|\Delta w'_t| - \Delta w^*) \cdot \text{sign}(\Delta w^*) \text{ für } |\Delta w'_t| > \Delta w^*$$

$$u_P =$$

$$k_{P2}(FS, x_I) \cdot (|\Delta w'_t| - \Delta w^*) \cdot \text{sign}(\Delta w^*) \text{ für } |\Delta w'_t| < \Delta w^*,$$

wobei $\pm \Delta w$ und $\pm \Delta w^*$ vom Block 5 kommen.

[0037] Der D-Anteil verbessert die Phasenlage des Reglers.

[0038] Beim Differenzieren der Raddrehgeschwindigkeit wird das gewünschte Signal durch die oben erwähnten Radschwingungen erheblich verfälscht. Die Raddrehbeschleunigung wird deshalb bei herkömmlichen Differenzierern sehr stark gefiltert, was mit einer großen Phasenverschiebung verbunden ist.

[0039] Die Störung durch die Radschwingungen ist dann relativ klein, wenn zum Differenzieren die um die Schwingungsdauer T_s zurückliegende Raddrehgeschwindigkeit von der aktuellen Raddrehgeschwindigkeit abgezogen wird. Dies zeigt das Diagramm der [Fig. 4](#).

[0040] Wenn T_s ein Vielfaches des Abtastintervalls des Rechners ist, erhält man

$$y_{D_t} = \Delta w_t - \Delta w_{t-T_s/T}$$

$\Delta w_t \pm T_s w_t + T_s$ muß jeweils abgespeichert sein.

$\Delta w_{t-T_s/T}$ muß also in einem Totzeitglied abgespeichert werden.

y_D wird später auch noch für die Berechnung des Integratorzustands x_I verwendet.

[0041] Für den D-Anteil ergibt sich

$$u_D = k_D \cdot y_D,$$

wobei k_D ein Verstärkungsfaktor, z. B. 10 ist. Dieser Vorgang spielt sich im Zweig 9 ab.

[0042] Der I-Anteil x_I wird im Zweig 8 gebildet und stellt den stationären Endwert für das Bremsmoment ein.

[0043] Es gibt analog zum P-Anteil (7) zwei unterschiedliche Verstärkungsfaktoren: k_{I1} für $|\Delta w| \geq \Delta w^*$ und k_{I2} für $|\Delta w| < \Delta w^*$. Beide Reglerparameter sind wiederum von FS und instab abhängig.

[0044] Für $|\Delta w| > \Delta w^*$ werden zwei Fälle unterschieden:

Wenn zusätzlich $-|y_D| \cdot \text{sign}(\Delta w) > y_{D_{\min}}$ und $|\Delta w| < \varepsilon_9$ erfüllt sind, gilt

1)

$$x_{I_{t+1}} = x_{I_t} \cdot (y_D - y_{D_{\min}} \cdot \text{sign}(\Delta w)),$$

andernfalls gilt

2)

$$x_{t+1} = x_t + \min(k_{I1} \cdot (|\Delta w| - \Delta w^*), \Delta x_{\max}) \cdot \text{sign}(\Delta w)$$

yD kommt vom Zweig **9**; KI1 und KI2 sind z. B. 0,1, 0,6.

yD min ist ein fester Wert, nämlich ein Applikationsparameter, z. B. 2.

[0045] Ist $|\Delta w| \leq \Delta w^*$ so werden ebenfalls zwei Fälle unterschieden:

Wenn zusätzlich $|\Delta w| < \varepsilon_{10}$ und $|\Delta w^*| < \varepsilon_{10}$ erfüllt sind, gilt

3)

$$x_{t+1} = a \cdot x_t$$

andernfalls gilt

4)

$$x_{t+1} = x_t + k_{I2} \cdot (\Delta w^* - |\Delta w|) \cdot \text{sign}(|\Delta w|).$$

[0046] Ungünstige Anfangszustände des Integrators werden durch

$$x_{t+1} = \max(|x_{t+1}|, k_{I\text{anf}} \cdot |u_P|) \cdot \text{sign}(u_P)$$

vermieden. ε_{10} ist wieder ein Schwellwert, z. B. 0,1.

[0047] a_1 ist eine Filterkonstante, z. B. 0,9.

[0048] Die Umrechnung der Sollbremsmomente in Ventilansteuerzeiten in den Blöcken **19** und **22** wird in den folgenden Absätzen näher erläutert. Diese Blöcke haben die Aufgabe, die Dynamik der Bremshydraulik regelungstechnisch zu kompensieren, so daß sie bei der Entwicklung und Auslegung des Bremsmomentreglers nicht mehr explizit berücksichtigt werden muß.

[0049] In der Hydraulik werden die Ventilöffnungszeiten zum Radbremsdruck bzw. Radbremsmoment aufintegriert. In der Ventilansteuerung wird umgekehrt aus dem Sollmoment die Ventilöffnungszeit bestimmt; die Ventilansteuerung wirkt somit wie ein Differenzierer, welcher die integrierende Wirkung der Hydraulik kompensiert.

[0050] Die Geschwindigkeit, mit der sich der Druck im Radbremszylinder ändert, ist eine nichtlineare Funktion des Drucks:

$$dp/dt = f(P).$$

[0051] Diese Nichtlinearität wird kompensiert, indem die Ventilöffnungszeit in Abhängigkeit von einem Schätzdruck p_d berechnet wird.

[0052] Der Solldruck p^* wird aus der Eingangsgröße Sollbremsmoment M_{B^*} berechnet:

$$p^* = M_{B^*} / c_{\text{hyd}},$$

wobei c_{hyd} das für ein Fahrzeug konstante Verhältnis zwischen Bremsmoment zu Bremsdruck ist. Für die vom Regelalgorithmus berechnete Ventilöffnungszeit t_v gilt:

$t_v < 0$: Druckabbau

$t_v = 0$: Druckhalten

$t_v > 0$: Druckaufbau

[0053] Die Werte von t_v sind auf Vielfache der minimalen Ventilöffnungszeit t_{\min} beschränkt, wobei das Abtastintervall T als maximal zulässige Ventilöffnungszeit ebenfalls ein Vielfaches von t_{\min} sein muß:

$$t_v = -T, \dots, -2 t_{\min}, -t_{\min}, 0, t_{\min}, \dots, T.$$

[0054] Im einem eindimensionalen Kennfeld $\Delta p_{\text{auf}}(p_d)$ ist für äquidistante Werte von p_d der auf die Zeiteinheit t_{min} bezogene Druckanstieg

$$\Delta p_{\text{auf}}(P_d) = dp/dt_{p_d} \cdot t_{\text{min}}$$

abgelegt. Analog enthält $\Delta p_{\text{ab}}(p_d)$ die Werte für Druckabbau.

[0055] Der ROM-Bedarf von $\Delta p_{\text{auf}}(p_d)$ und $\Delta p_{\text{ab}}(p_d)$ lässt sich verringern, wenn man die relativ glatten Funktionen durch lineare Interpolation zwischen wenigen Stützstellen berechnet oder durch eine analytische Funktion approximiert. Diese Maßnahmen führen aber zu größeren Rechenzeiten und zusätzlichem ROM-Bedarf für die Berechnungen.

[0056] Bei der Bestimmung von t_v werden 5 Fälle unterschieden:

- 1) Kleiner Solldruck: $p^* < \varepsilon_1 \Rightarrow t_v = -T$ (ε_1 z. B. 1)
- 2) Großer Solldruck: $p^* > p_{\text{vor}} - \varepsilon_2 \Rightarrow t_v = T$ (ε_2 z. B. 1)
- 3) Tote Zone bei geringer Druckabweichung:

$$|p^* - p_d| < \varepsilon_3 \Rightarrow t_v = 0 \quad (\varepsilon_3 \text{ z. B. } 2)$$

- 4) Druckaufbau: $p^* > p_d + \varepsilon_3$
Der Schätzdruck p_{d_t} wird solange integriert,

$$p_{d_{t+1}} = p_{d_t} + \Delta p_{\text{auf}}(p_d),$$

und der Zähler t inkrementiert,
 $K = K + 1$; K ist der Zählerstand
 bis entweder $p_{d_t} > p^*$ oder $t_v = t + 1 \cdot t_{\text{min}} > T$
 erfüllt ist. Im Falle

$$p^* - p_{d_{t+1}} < p_{d_t} - p^*$$

gilt der vorherige Schätzwert

$$p_d = p_{d_{t-1}}$$

und die vorherige Ventilöffnungszeit

$$t_v = (K - 1) \cdot t_{\text{min}}.$$

- 5) Druckabbau: $P^* < p_d - \varepsilon_3 \Rightarrow$

[0057] Der Schätzdruck p_{d_t} wird solange integriert,

$$p_{d_{t+1}} = p_{d_t} + \Delta p_{\text{ab}}(p_d),$$

und der Zähler t inkrementiert,

$$K = K + 1,$$

bis entweder $p_{d_t} \leq p^*$ oder $t_v = -K \cdot t_{\text{min}} \leq -T$ erfüllt ist. Im Falle

$$p_{d_{t+1}} - p^* < p^* - p_{d_t}$$

gilt der vorherige Schätzwert

$$p_d = p_{d_{t-1}}$$

und die vorherige Ventilöffnungszeit

$$t_v = -(K - 1) \cdot t_{\text{min}}.$$

[0058] Bei dieser Berechnungsmethode für die Ventilöffnungszeit wird kein "inverses" Hydraulikmodell benötigt.

[0059] Nachfolgend werden die Modifikationen für Allrad-Antrieb beschrieben: Die Kardanwellen-Drehgeschwindigkeit w_k wird dann aus dem Mittelwert aller vier Raddrehgeschwindigkeiten gebildet:

$$w_k = (w_{L,V} + w_{L,H} + w_{R,V} + w_{R,H})/4.$$

[0060] Die Referenzgeschwindigkeit w_{Ref} kann bei Allrad-Fahrzeugen nur sehr schwer abgeschätzt werden. Deshalb wird bei der Stabilitätserkennung auf w_{Ref} verzichtet. Auf Instabilität des μ -high-Rades wird dann erkannt ($instab = 1$), wenn es in einem Zeitraum $T^* (k + 1)$ seine Drehgeschwindigkeit oft oder stark ändert, d. h. wenn

$$|w_{i,t} - w_{i,t-1}| + |w_{i,t-1} - w_{i,t-2}| + \dots + |w_{i,t-k} - w_{i,t-k-1}| > \varepsilon_{11} \text{ ist;}$$

hierbei ist $i = L$ für $\Delta w < 0$ und $i = R$ für $\Delta w \geq 0$.

[0061] Der oben beschriebene PID-Regler wird zur Regelung der Differenzdrehzahl der Vorder- bzw. Hinterräder unverändert übernommen.

[0062] Für die Längssperre wird ein PT_1 -Regler mit toter Zone (Lose) verwendet:

$$\Delta w_{L,t+1} = a_L \cdot \Delta w_{L,t} + (w_{L,V} + w_{R,V} - w_{L,H} - w_{R,H})/2,$$

$$u_L = k_L \cdot \max(|\Delta w_L| - \varepsilon_{12}, 0) \cdot \text{sign}(\Delta w_L).$$

[0063] Hierin ist a_L eine Filterkonstante (z. B. 0,5), ε_{12} ein Schwellenwert (z. B. 1) und k_L z. B. 30.

[0064] Der erfindungsgemäße Differenzdrehzahlregler lässt sich relativ einfach zu einem vollständigen ASR-System ausbauen, wenn die Kardanwellen-Drehzahl über einen Motoreingriff geregelt wird.

Bezugszeichenliste

a	Filterkonstanten
c_{hyd}	Verhältnis Bremsmoment/Bremsdruck
ε	Schwellenwerte
FS	Fahrstufe
i_g	Getriebeübersetzung
instab	Flag zur Stabilität des -high-Rades
k	Verstärkungsfaktoren
M_B	Bremsmoment
M_B*	Sollbremsmoment
p	Bremsdruck
p*	Solldruck
Δp_{ab}	Kennfeld für Druckabbau
Δp_{auf}	Kennfeld für Druckaufbau
p_d	Schätzdruck
T	Abtastzeit
T_s	Schwingungsdauer
t	Zeit bzw. Zeitindex
t_{min}	minimale Ventilöffnungszeit
t_v	Ventilöffnungszeit
u	Regleranteile
x_I	Integratorzustand
Δx_{max}	maximaler Integratorzuwachs
y_{Dif}	Differenziererausgang
$\Delta \Omega^{**}$	Sollwertvorgabe

w	Raddrehgeschwindigkeit
Δw	Differenzgeschwindigkeit
Δw^*	Soll-Differenzgeschwindigkeit
w_k	Drehgeschwindigkeit der Kardanwelle
w_{mot}	Motordrehgeschwindigkeit
w_{mot,min}	Mindest-Motordrehgeschwindigkeit
w_{Ref}	Referenzgeschwindigkeit

Indizes:

H	hinten
L	links
NA	nicht angetrieben
R	rechts
t	Zeitschritt
V	vorn gefiltert
.	gefiltert

Patentansprüche

1. Antriebsschlupfregelsystem für ein Kraftfahrzeug, bei dem die Drehgeschwindigkeiten der angetriebenen Räder w_L und w_R und die Motordrehzahl w_{mot} bestimmt werden und bei dem in einem Regler aus der Differenz der Raddrehgeschwindigkeiten $\Delta w = (w_L - w_R)$ und der Motordrehgeschwindigkeit w_{mot} Sollbremsmomente M_{BL}^* und M_{BR}^* für die angetriebenen Räder ermittelt werden, die in Ventilansteuerzeiten für die Radbremsen dieser Räder umgesetzt werden,

dadurch gekennzeichnet, dass

der Regler ein Regelverhalten uPID mit Proportionalanteil uP, Integralanteil xI und Differentialanteil uD (PID-Regler) aufweist, wobei folgende Bremsregeln gelten:

- 1) ist $\Delta w > 0$ und $uPID \geq 0$, dann wird das linke Rad mit einem dem Sollbremsmoment M_{BL}^* , welches sich aus dem Anteil uPID des PID-Reglers und dem Anteil uDP eines Dämpfungseingriffs bestimmt, entsprechenden Bremsdruck beaufschlagt und das rechte Rad wird nicht gebremst,
 - 2) ist $\Delta w < 0$ und $uPID \leq 0$, dann wird das rechte Rad mit einem dem Sollbremsmoment M_{BR}^* , welches sich aus dem Anteil uPID des PID-Reglers und dem Anteil uDP eines Dämpfungseingriffs bestimmt, entsprechenden Bremsdruck beaufschlagt und das linke Rad wird nicht gebremst,
 - 3) ist keine der Bedingungen 1) oder 2) erfüllt, wird kein Rad gebremst,
- wobei uDP ein von der Motordrehzahl w_{mot} und der Gangstufe i_g abhängiger Dämpfungseingriff ist.

2. Antriebsschlupfregelsystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass folgende Bremsregeln gelten:

- 1) ist $\Delta w > 0$ und $uPID \geq 0$, dann wird das linke Rad mit einem dem Sollbremsmoment $M_{BL}^* = uPID + uDP$ entsprechenden Bremsdruck beaufschlagt,
 - 2) ist $\Delta w < 0$ und $uPID \leq 0$, dann wird das rechte Rad mit einem dem Sollbremsmoment $M_{BR}^* = -uPID + uDP$ entsprechenden Bremsdruck beaufschlagt,
 - 3) ist keine der Bedingungen 1) oder 2) erfüllt, wird kein Rad gebremst,
- wobei uDP ein von der Motordrehzahl w_{mot} und der Gangstufe i_g abhängiger Dämpfungseingriff ist.

3. Antriebsschlupfregelsystem nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass Δw , solange sich des high-Rad im stabilen Bereich der Schlupfkurve befindet, durch ein gefiltertes $\Delta w'$ ersetzt wird, wobei für die Filterung gilt

$$w'_{t+1} = a P \Delta w' + (1 - aP) \Delta w_t,$$

und a P eine Filterkonstante ist.

4. Antriebsschlupfregelsystem nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß zur Erkennung der Instabilität ein Ausdruck

$$y s_{t+1} = a s y_t + (1 - a s) \min (w_L - w_{L,NA} - w_{R,NA})$$

gebildet wird (Tiefpaß-Filterung), und daß auf Instabilität erkannt wird, wenn y_{t+1} größer als ein vorgegebener Wert (ε) ist.

5. Antriebsschlupfregelsystem nach einem Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß für die Bildung des P-Anteils u P gilt:

$$u P = KP1 (FS) \times (|\Delta w'_t| - \Delta w^*) \text{sign} (\Delta w^*)$$

für $|\Delta w'_t| \geq \Delta w^*$

$$P = KP2 (FS, xI) \times (|\Delta w'_t| - \Delta w^*) \text{sign} \Delta w^*$$

für $|\Delta w'_t| < \Delta w^*$

wobei KP1 und KP2 unterschiedliche Verstärkungsfaktoren sind, die beide von der Gangstufe (FS) und KP2 noch vom Integralanteil xI abhängig sind und Δw^* der Sollwert für die Differenzdrehzahl ist.

6. Antriebsschlupfregelsystem nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Sollwert Δw^* für die Drehzahldifferenz durch folgende Beziehung bestimmt ist:

$$\Delta w^* = \max [\Delta \Omega^* (w_{\text{Ref}}), 2 \times (w_{\text{mot min}} (FS) - \min (w_L w_R))]$$

wobei $\Delta \Omega^* (w_{\text{Ref}})$ eine von der Referenzgeschwindigkeit und vom Fahrzeugtyp abhängige Vorgabe und $w_{\text{mot, min}}$ die Mindestmotordrehzahl ist, die von der Fahrstufe (FS) abhängt.

7. Antriebsschlupfregelsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß für die Bildung des Differentialanteils u D gilt

$$u D = KD \times yD,$$

wobei KD ein Verstärkungsfaktor und yD des Ausgangssignal eines Differenzierers ist, der durch folgende Beziehung gegeben ist

$$yD = \Delta w_t - \Delta_{t-TS/T}$$

wobei $w_{t-TS/T}$ die Differenz zu dem um T_s vorhergehenden Zeitpunkt und wobei T_s ein Vielfaches des Abtastintervalls des Rechners ist.

8. Antriebsschlupfregelsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Integralanteil xI gemäß den folgenden Bedingungen ermittelt wird:

1)

$$xI_{t+1} = xI_t \times (yD - yD_{\text{min}} \times \text{sign} (\Delta w))$$

wenn $|\Delta w| > \Delta w^*$ und

$$-|yD| \times \text{sign} (\Delta w) > yD_{\text{min}} \text{ und } |\Delta w| < \varepsilon$$

2)

$$xI_{t+1} = xI_t + \min (KI1 \times (|\Delta w| - \Delta w^*), \Delta_{\text{max}}) \times \text{sign} (\Delta w)$$

wenn $|\Delta w| > \Delta w^*$

und die beiden anderen Bedingungen von 1) nicht erfüllt sind.

3)

$$xI_{t+1} = aI \times xI_t$$

wenn $|\Delta w| < \Delta w^*$ und $|\Delta w| < \varepsilon$ 10 und $|\Delta w'| < \varepsilon$ 10 ist und

4)

$$x|_{t+1} = x|_t + K|2 \times (\Delta w^* - |\Delta w|) \times \text{sign } \Delta w$$

wenn $(\Delta w) < \Delta w^*$ und die an den Bedingungen von 3) nicht erfüllt sind wobei yD_{\min} ein Applikationsparameter, $\varepsilon 9$ und $\varepsilon 10$ gegebene Schwellenwerte, $K|1$ und $K|2$ unterschiedliche Verstärkungsfaktoren und $a|$ eine Filterkonstante ist.

9. Antriebsschlupfregelsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpfungseingriff u DP gemäß folgender Beziehung gewonnen wird:

$$u \text{ DP} = \text{KDP} \times (w_{\text{mot } t-T_{\text{tot}}/T} / i_g - w_{k_{t-T_{\text{tot}}/T}})$$

wobei KDP ein Verstärkungsfaktor, $w_K = (w_L + w_R)/2$ die Drehgeschwindigkeit der Kardanwelle ist und der Ausdruck $t - T_{\text{tot}}/T$ bedeutet, daß die Messung von w_{mot} bzw. w_k die Totzeit T_{tot} zurückliegt, (d. h. daß w_{mot} und w_k T_{tot}/T mal zwischengespeichert wird).

10. Antriebsschlupfregelsystem nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß eine tiefpaß-gefilterte Motordrehgeschwindigkeit w'_{mot} und eine tiefpaß-gefilterte Kardanwellendrehgeschwindigkeit $w'K$ gewonnen wird und daß aus der Beziehung

$$|w'_{\text{mot},t} / i_g(i) - w'K_t| < \varepsilon 4$$

durch Inkrementieren von i bis obige Beziehung zutrifft die Fahrstufe $FS = i$ gefunden wird.

11. Antriebsschlupfregelsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß bei Schleppmomentenschlupf der Regler ausgeschaltet wird.

12. Antriebsschlupfregelsystem nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß auf Schleppmoment erkannt wird, wenn gilt

$$(\min(w_L, w_R) - w_{\text{Ref}}) / (w_{\text{Ref}} + \varepsilon 5) < -\varepsilon 6$$

wobei $w_{\text{Ref}} = (w_{L,NA} + w_{R,NA})/2$ ist, $\varepsilon 5$ und $\varepsilon 6$ Schwellenwerte sind und NA nicht angetrieben bedeutet.

13. Antriebsschlupfregelsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß bei Allradantrieb als Kardanwellendrehgeschwindigkeit w_K der Mittelwert aller Raddrehgeschwindigkeiten dient und daß auf Instabilität des high-Rads erkannt wird, wenn dieses seine Drehgeschwindigkeit in einem Zeitraum oft und stark ändert.

Es folgen 2 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

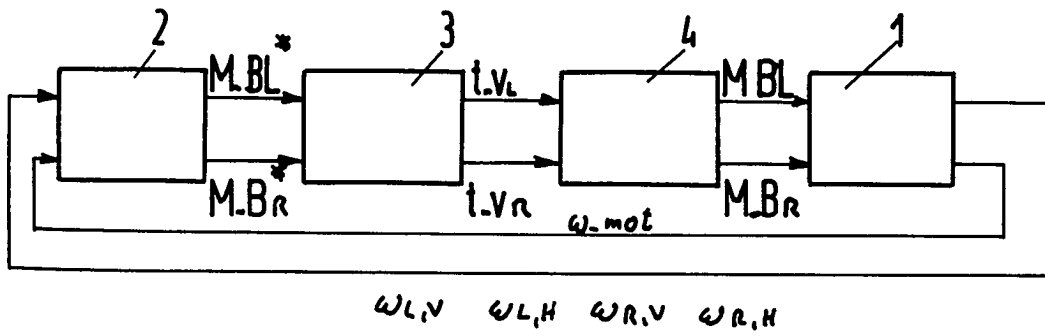


Fig.1

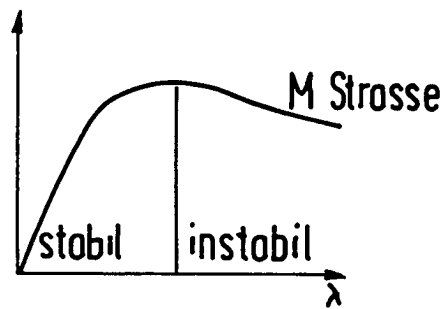


Fig.3

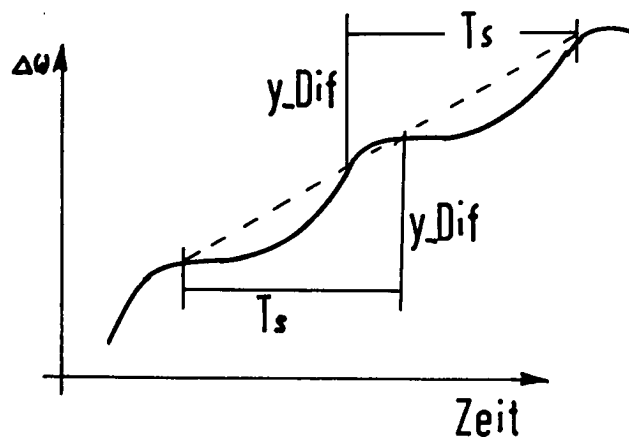


Fig.4

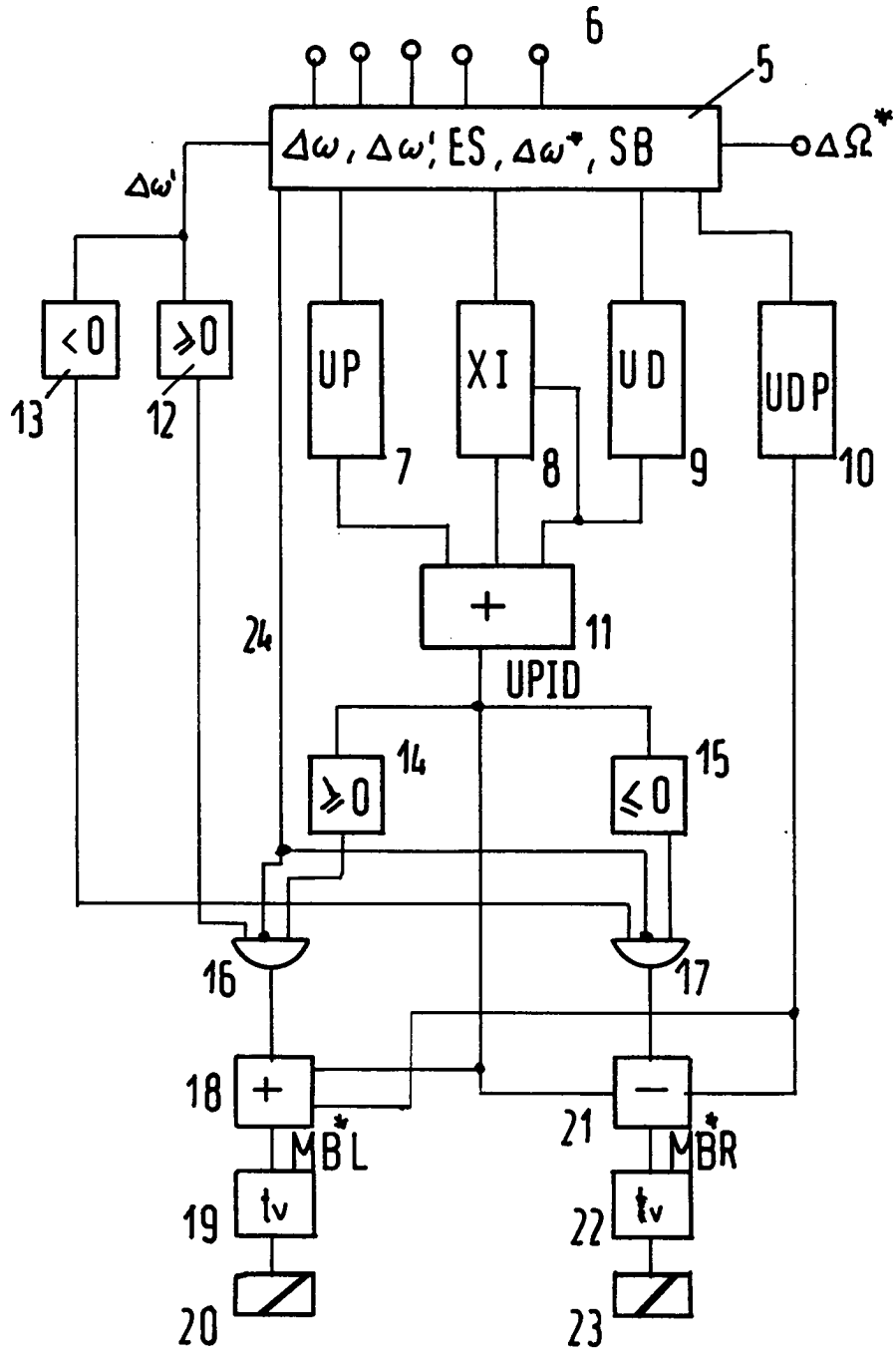


Fig.2