



(19)

REPUBLIK
ÖSTERREICH
Patentamt

(10) Nummer: AT 409 743 B

(12)

PATENTSCHRIFT

(21) Anmeldenummer: A 1778/93
(22) Anmeldetag: 03.09.1993
(42) Beginn der Patentdauer: 15.03.2002
(45) Ausgabetag: 25.10.2002

(51) Int. Cl.⁷: B60K 28/16

(30) Priorität:
04.09.1992 DE 4229560 beansprucht.
(56) Entgegenhaltungen:
DE 4030881A1 DE 3924922A1

(73) Patentinhaber:
ROBERT BOSCH GMBH
D-70192 STUTTGART (DE).

(54) ANTRIEBSSCHLUPFREGELSYSTEM

AT 409 743 B

(57) Es wird ein Antriebsschlupfregelsystem beschrieben, bei dem eine Differentialspernwirkung durch Bremsenein- griff bewirkt wird. Mit Hilfe der Drehzahlendifferenz der ange- triebenen Räder und unter Zuhilfenahme der Motordrehzahl werden von einem PID-Regler und einem Dämpfungsein- griff Bremsmomenten entsprechende Signale erzeugt, die in Ventilsteuerzeiten umgesetzt werden und Bremsdruck an je einer Bremse erzeugen.

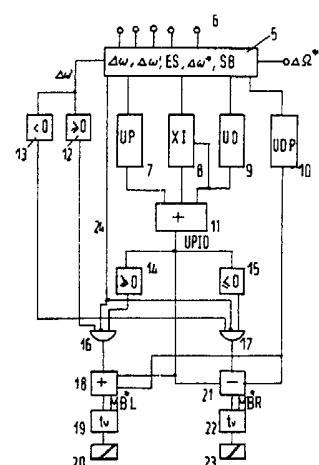


Fig.2

Die Erfindung betrifft ein 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_{B_L} und M_{B_R} für die angetriebenen Räder ermittelt werden, die in Ventilansteuerzeiten für die Radbremsen dieser Räder umgesetzt werden.

Ein derartiges Antriebsschlupfregelsystem ist bereits aus der DE 40 30 881 A1 bekannt. Dieses bekannte Antriebsschlupfregelsystem ist aufgeteilt in einen Kardanregler für die mittlere Drehgeschwindigkeit der Antriebsräder und in einen Differenzregler für die Drehzahldifferenz der Antriebsräder. Auf die Gestaltung von Kardan- und Differenzdrehzahlregler wird nicht näher eingegangen.

Die Aufgabe der Erfindung besteht in einer vorteilhaften Ausgestaltung des Differenzdrehzahlreglers, welche einen stabilen und zuverlässigen Betrieb erlaubt. Diese Aufgabe wird dadurch gelöst, dass der Regler ein Regelverhalten u_{PID} mit Proportionalanteil u_P , Integralanteil u_I und Differentialanteil u_D (PID-Regler) aufweist, wobei folgende Bremsregeln gelten:

15 1) ist $\Delta w > 0$ und $u_{PID} \geq 0$, dann wird das linke Rad mit einem dem Sollbremsmoment M_{B_L} , welches sich aus dem Anteil u_{PID} des PID-Reglers und dem Anteil u_{DP} eines Dämpfungseingriffs bestimmt, entsprechenden Bremsdruck beaufschlagt,

20 2) ist $\Delta w < 0$ und $u_{PID} < 0$, dann wird das rechte Rad mit einem dem Sollbremsmoment M_{B_R} , welches sich aus dem Anteil u_{PID} des PID-Reglers und dem Anteil u_{DP} eines Dämpfungseingriffs bestimmt, entsprechenden Bremsdruck beaufschlagt,

25 3) ist keine der Bedingungen 1) oder 2) erfüllt, wird kein Rad gebremst, wobei u_{DP} ein von der Motordrehzahl w_{mot} und der Gangstufe i_g abhängiger Dämpfungseingriff ist.

Damit beinhaltet die Erfindung eine Verbesserung der Reglereigenschaften, so daß es zu einer Verbesserung der Differentialsperrwirkung durch Bremseneingriff kommt. Diese Verbesserung besteht in der erfindungsgemäßen Ausgestaltung des Differenzdrehzahlreglers.

Anhand der Zeichnung wird ein Ausführungsbeispiel der Erfindung erläutert. Es zeigen: Figur 1 den Regelkreis als Blockschaltbild, Figur 2 ein detailliertes Blockschaltbild, Figur 3 und Figur 4 Diagramme zur Erläuterung.

In Figur 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 M_{B_L} und M_{B_R} erzeugt. Ein Ventilansteuerblock 3 setzt diese Sollbremsmomente in Ventilansteuerzeiten t_{VL} und t_{VR} um. In diesen Ansteuerzeiten wird zum Beispiel 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 M_{B_L} beziehungsweise M_{B_R} entstehen.

Figur 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.

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

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 (zum Beispiel zur gleichzeitigen Abbremsung beider Antriebsräder).

Die Anteile des PID-Reglers werden in einem Block 11 zu

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

zusammengefaßt.

Es werden drei Fälle unterschieden:

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

$$M_{B_L} = u_{PID} + u_{DP}, \quad M_{B_R} = 0;$$

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

$$M_{B_L} = 0 \quad M_{B_R} = -u_{PID} + u_{DP};$$

55 3) andernfalls wird kein Rad abgebremst:

$$M_{B_L} = 0, \quad M_{B_R} = 0.$$

Dies ist in Figur 2 für den Fall 1) durch einen Vergleicher 12 ($\Delta w' \geq 0$), einen Vergleicher 14 ($u_{PID} > 0$), 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 5 den Addierer 18 aktiviert, der dann $M_{B_L}^*$ 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.

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

10 Im Fall 3) erfolgt keine Ansteuerung der Ventile.

Es wird nun auf den Aufbau des Bremsreglers beziehungsweise seiner Zweige eingegangen.

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

20 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.

Wie später angezeigt wird, muß bekannt sein, in welchem Gang gefahren wird. Dies kann durch folgenden Vorgang geschehen.

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

$$w'_{mot_{t+1}} = a_g * w'_{mot_t} + (1 - a_g) * w_{mot}$$

$$w'_{k_{t+1}} = a_g * w'_{k_t} + (1 - a_g) * w_k$$

wobei a_g eine Filterkonstante ist, die zum Beispiel 0.9 ist. Die Getriebeübersetzung der i-ten Fahrstufe wird mit $i_g(i)$ bezeichnet.

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

30 $|w'_{mot_t} / i_g(i) - w'_{k_t}| < \varepsilon_4$ ist.

Für die Fahrstufe FS gilt dann: $FS = i$. ε_4 ist ein Schwellenwert (zum Beispiel 4). Der geschilderte Vorgang wird im Block 5 durchgeführt, wie auch das Erkennen eines Motorschleppmoments. Der Regler soll dann abgeschaltet werden, wenn sich ein Antriebsrad im Motorbremsschlupf befindet.

35 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.

Auf Schleppbetrieb SB wird erkannt, wenn

40 $(\min(w_L, w_R) - w_{ref}) / (w_{ref} + \varepsilon_5) < -\varepsilon_6$ 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 zum Beispiel 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 (zum Beispiel Anfahren im 2. Gang) nicht ab, wenn die Mindest-Motordrehzahl eingehalten wird.

45 Die Vorgabe $\Delta\Omega(w_{ref})$ (zum Beispiel 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

$$50 \Delta w = \max[\Delta\Omega(w_{ref}), 2 * (w_{mot_{min}}(FS) - \min(w_L, w_R))].$$

Die Dynamik der Regelstrecke wird aus den oben genannten Gründen stark davon bestimmt, ob das μ -high-Rad („ μ -high-Rad“ = Rad auf der griffigen Fahrbahnseite, „ μ -low-Rad“ = Rad auf der glatten Fahrbahnseite, im folgenden auch als „high-Rad“ und „low-Rad“ bezeichnet) im stabilen oder im instabilen Ast der Schlupfkurve ist. Für die beiden Fälle 1) μ -high-Rad ist instabil und 55 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:

$$y_{s_{t+1}} = a_s * y_{s_t} + (1 - a_s) * \min(w_L - w_{L,NA}, w_R - w_{R,NA})$$

5 Auf Fall 1) und somit $instab = 1$ wird erkannt, wenn

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

ist, wobei ε_7 ein Schwellwert, zum Beispiel 2 ist; andernfalls ist $instab = 0$.

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. Für den Dämpfungseingriff wird der in der DE 40 30 881 A1 beschriebene Dämpfungsregler lediglich um zwei Totzeitglieder ergänzt. Die Totzeitglieder sorgen für die richtige Phasenlage des Dämpfungseingriffs: Im Zweig 10 wird u_{DP} wie folgt gebildet:

$$u_{DP} = k_{DP} * ((w_{mot,t-T_{tot}/T})/i_g(FS) - w_{k,t-T_{tot}/T}).$$

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

15 Ein Totzeitglied besteht aus T_{tot}/T_{abtast} - Speichern, wobei zum Beispiel die Totzeit = 60 ms, die Abtastzeit = 20 ms beträgt. Der Index $t - T_{tot}/T$ 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).

20 Es werden 3 Speicher verwendet, wobei der erste Speicher den alten, das heißt vom vorangegangenen Abtastschritt stammenden Wert enthält und der zweite Speicher den alten Wert des ersten Speichers enthält und so weiter.

Der Wert des ersten Speichers ist also 20 ms "alt", der Wert des zweiten Speichers ist 40 ms und der Wert des dritten Speichers ist 60 ms "alt".

Der P-Anteil u_P 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:

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

Wenn das Rad unterbremst ist, treten wegen der Nichtlinearität der Schlupfkurve größere Reagabweichungen 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:

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

35 k_{P2} kann beispielsweise so gewählt werden, daß

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

ε_8 ist ein Schwellenwert, zum Beispiel 200.

Der P-Anteil berechnet sich zu:

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

$$u_P = \begin{cases} k_{P2}(FS, x_I) * (|\Delta w'_t| - \Delta w^*) * \text{sign}(\Delta w^*) & \text{für } |\Delta w'_t| < \Delta w^* \end{cases}$$

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

Der D-Anteil verbessert die Phasenlage des Reglers.

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. Die Störung durch 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 Figur 4.

Wenn T_s ein Vielfaches des Abtastintervalls des Rechners ist, erhält man

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

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

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

Für den D-Anteil ergibt sich

$$u_D = k_D * y_D,$$

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

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

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.

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

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

10) $x_{I+1} = x_I * (y_D - y_{D\min} * \text{sign}(\Delta w))$, andernfalls gilt

2) $x_{I+1} = x_I + \min(k_{I1} * (|\Delta w| - \Delta w^*), \Delta x_{\max}) * \text{sign}(\Delta w)$.

y_D kommt vom Zweig 9; k_{I1} und k_{I2} sind zum Beispiel 0.1 und 0.6. $y_{D\min}$ ist ein fester Wert, nämlich ein Applikationsparameter, zum Beispiel 2.

Ist $|\Delta w| \leq \Delta w^*$, so werden ebenfalls zwei Fälle unterschieden: Wenn zusätzlich

15) $|\Delta w| < \varepsilon_{10}$ und $|\Delta w| < \varepsilon_{10}$ erfüllt sind, gilt

3) $x_{I+1} = a_I * x_I$, andernfalls gilt

4) $x_{I+1} = x_I + k_{I2} * (\Delta w - |\Delta w|) * \text{sign}(|\Delta w|)$.

Ungünstige Anfangszustände des Integrators werden durch

$$x_{I+1} = \max(|x_{I+1}|, k_{I\text{Anf}} * |u_P|) * \text{sign}(u_P)$$

20) vermieden. ε_{10} ist wieder ein Schwellwert, z.B. 0.1. a_I ist eine Filterkonstante, z.B. 0.9.

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.

25) In der Hydraulik werden die Ventilöffnungszeiten zum Radbremsdruck bzw. Radbremsmoment auf integriert. 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.

30) Die Geschwindigkeit, mit der sich der Druck im Radbremszylinder ändert, ist eine nichtlineare Funktion des Drucks: $dp/dt = f(p)$.

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

Der Solldruck p wird aus der Eingangsgröße Sollbremsmoment M_B berechnet: $p = M_B/c_{hyd}$, 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

40) 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:

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

In einem eindimensionalen Kennfeld $\Delta p_{\text{auf}}(p_d)$ ist für äquidistante Werte von p_d der auf die Zeiteinheit

45) t_{min} bezogene Druckanstieg $\Delta p_{\text{auf}}(p_d) = dp/dt|_{p_d} * t_{min}$

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

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.

50) Bei der Bestimmung von t_v werden 5 Fälle unterschieden:

1) Kleiner Solldruck: $p < \varepsilon_1 \Rightarrow t_v = -T(\varepsilon_1 \text{ z.B. } 1)$

2) Großer Solldruck: $p > p_{\text{vor}} - \varepsilon_2 \Rightarrow t_v = T(\varepsilon_2 \text{ z.B. } 1)$

3) Tote Zone bei geringer Druckabweichung: $|p - p_d| < \varepsilon_3 \Rightarrow t_v = 0 (\varepsilon_3 \text{ z.B. } 2)$

55) 4) Druckaufbau: $p > p_d + \varepsilon_3$

Der Schätzdruck p_d wird solange integriert, $p_{d_{t+1}} = p_d + p_{\text{auf}}(p_d)$, und der Zähler t inkrementiert, $K = K+1$; K ist der Zählerstand bis entweder $p_{d_t} > p^*$ oder $t_v = K * t_{\min} > T$ 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 $t_v = (K-1)*t_{\min}$.

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

Der Schätzdruck p_d wird solange integriert, $p_{d_{t+1}} = p_d + \Delta p_{\text{ab}}(p_d)$

und der Zähler t inkrementiert, $K = K + 1$,

bis entweder $p_{d_t} \leq p^*$ oder $t_v = -K * t_{\min} \leq -T$ 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 $t_v = -(K-1)*t_{\min}$.

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

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

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

Die Referenzgeschwindigkeit w_{Ref} kann bei Allrad-Fahrzeugen nur sehr schwer abgeschätzt werden. Deshalb wird bei der Stabilitätskennung auf w_{Ref} verzichtet. Auf Instabilität des μ -high-Rades wird dann erkannt (instab = 1), wenn es in einem Zeitraum $(k+1)*T$ 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 $i =$ für $\Delta w < 0$ und $i = R$ für $\Delta w \geq 0$.

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

Für die Längssperre wird ein PT₁-Regler mit toter Zone (Lose) verwendet:

$$\Delta w_{L_{t+1}} = a_L * \Delta w_{L_t} +$$

$$(w_{L,V} + w_{R,V} - w_{L,H} - w_{R,H})/2,$$

$$30 u_L = k_L * \max(|\Delta w_L| - \varepsilon_{12}, 0) * \text{sign}(\Delta w_L).$$

Hierin ist a_L eine Filterkonstante (z.B. 0.5), ε_{12} ein Schwellenwert (z.B. 1) und k_L z.B. 30.

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

Wichtige Formelzeichen:

35 a... Filterkonstanten

c_hyd Verhältnis Bremsmoment/Bremsdruck

$\varepsilon...$ Schwellenwerte

FS Fahrstufe

i_g Getriebeübersetzung

40 instab Flag zur Stabilität des μ -high-Rades

k... Verstärkungsfaktoren

M_B Bremsmoment

M_B' Sollbremsmoment

p. Bremsdruck

45 p' Solldruck

Δp_{ab} Kennfeld für Druckabbau

Δp_{auf} Kennfeld für Druckaufbau

p_d Schätzdruck

T Abtastzeit

50 Ts Schwingungsdauer

t Zeit bzw. Zeitindex

t_{\min} minimale Ventilöffnungszeit

t_v Ventilöffnungszeit

u... Regleranteile

55 x_I Integratorzustand

	Δx_{max}	maximaler Integratorzuwachs
	y_{Dif}	Differenziererausgang
	$\Delta \Omega$	Sollwertvorgabe
	w	Raddrehgeschwindigkeit
5	$w_{L...}$	Raddrehgeschwindigkeit vorne links,...
	Δw	Differenzgeschwindigkeit
	Δw^*	Soll-Differenzgeschwindigkeit
	w_k	Drehgeschwindigkeit der Kardanwelle
	w_{mot}	Motordrehgeschwindigkeit
10	$w_{mot_{min}}$	Mindest-Motordrehgeschwindigkeit
	w_{Ref}	Referenzgeschwindigkeit
	Indizes:	
	H	hinten
	L	links
15	NA	nicht angetrieben
	R	rechts
	t	Zeitschritt
	V	vorn
	,	gefiltert
20	*	Sollwert

PATENTANSPRÜCHE:

25. 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_{B_L} und M_{B_R} für die angetriebenen Räder ermittelt werden, die in Ventilansteuerzeiten für die Radbremsen dieser Räder umgesetzt werden, dadurch gekennzeichnet, dass der Regler ein Regelverhalten u_{PID} mit Proportionalanteil u_P , Integralanteil u_I und Differentialanteil u_D (PID-Regler) aufweist, wobei folgende Bremsregeln gelten:
 - 1) ist $\Delta w > 0$ und $u_{PID} \geq 0$, dann wird das linke Rad mit einem dem Sollbremsmoment M_{B_L} , welches sich aus dem Anteil u_{PID} des PID-Reglers und dem Anteil u_{DP} eines Dämpfungseingriffs bestimmt, entsprechenden Bremsdruck beaufschlagt,
 - 2) ist $\Delta w < 0$ und $u_{PID} \leq 0$, dann wird das rechte Rad mit einem dem Sollbremsmoment M_{B_R} , welches sich aus dem Anteil u_{PID} des PID-Reglers und dem Anteil u_{DP} eines Dämpfungseingriffs bestimmt, entsprechenden Bremsdruck beaufschlagt,
 - 3) ist keine der Bedingungen 1) oder 2) erfüllt, wird kein Rad gebremst, wobei u_{DP} ein von der Motordrehzahl w_{mot} und der Gangstufe i_g abhängiger Dämpfungseingriff ist.
40. 2. Antriebsschlupfregelsystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass folgende Bremsregeln gelten:
 - 1) ist $\Delta w > 0$ und $u_{PID} \geq 0$, dann wird das linke Rad mit einem dem Sollbremsmoment $M_{B_L} = u_{PID} + u_{DP}$ entsprechenden Bremsdruck beaufschlagt,
 - 2) ist $\Delta w < 0$ und $u_{PID} \leq 0$, dann wird das rechte Rad mit einem dem Sollbremsmoment $M_{B_R} = -u_{PID} + u_{DP}$ entsprechenden Bremsdruck beaufschlagt,
 - 3) ist keine der Bedingungen 1) oder 2) erfüllt, wird kein Rad gebremst, wobei u_{DP} ein von der Motordrehzahl w_{mot} und der Gangstufe i_g abhängiger Dämpfungseingriff ist.
45. 3. Antriebsschlupfregelsystem nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass Δw , solange sich das μ -high-Rad im stabilen Bereich der Schlupfkurve befindet, durch ein gefiltertes $\Delta w'$ ersetzt wird, wobei für die Filterung gilt $w'_{t+1} = a_P * \Delta w'_t + (1-a_P) * \Delta w_t$, und a_P eine Filterkonstante ist.
50. 4. Antriebsschlupfregelsystem nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass zur Erkennung der Instabilität ein Ausdruck $y_{s_{t+1}} = a_s * y_{s_t} + (1-a_s) * \min(w_L - w_{L,NA}, w_R - w_{R,NA})$ gebildet wird (Tiefpaß-Filterung), und dass auf Instabilität erkannt wird, wenn $y_{s_{t+1}}$ größer

- als ein vorgegebener Wert ε_7 ist.
5. Antriebsschlupfregelsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß für die Bildung des P-Anteils u_P gilt:
- $$u_P = k_{P1} (FS) * (|\Delta w'_t| - \Delta w^*) * \text{sign}(\Delta w) \text{ für } |\Delta w'_t| \geq \Delta w^*$$
- $$u_P = k_{P2}(FS, x_I) * (|\Delta w'_t| - \Delta w^*) * \text{sign}(\Delta w) \text{ für } |\Delta w'_t| < \Delta w^*$$
- wobei k_{P1} und k_{P2} unterschiedliche Verstärkungsfaktoren sind, die beide von der Gangstufe (FS) und k_{P2} noch zusätzlich vom Integralanteil x_I abhängig sind und Δw^* der Sollwert für die Differenzdrehzahl ist.
10. Antriebsschlupfregelsystem nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Sollwert Δw^* für die Drehzahldifferenz durch folgende Beziehung bestimmt ist:
- $$\Delta w^* = \max[\Delta\Omega^*(w_{Ref}), 2*(w_{mot_{min}}(FS) - \min(w_L, w_R))],$$
- wobei $\Delta\Omega^*(w_{Ref})$ eine von der Referenzgeschwindigkeit und vom Fahrzeugtyp abhängige Vorgabe und $w_{mot_{min}}$ die Mindestmotordrehzahl ist, die von der Fahrstufe (FS) abhängt.
15. Antriebsschlupfregelsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß für die Bildung des Differentialanteils u_D gilt $u_D = k_D * y_D$, wobei k_D ein Verstärkungsfaktor und y_D das Ausgangssignal eines Differenzierers ist, der durch folgende Beziehung gegeben ist $y_D = \Delta w_t - \Delta w_{t-Ts/T}$, wobei $\Delta w_{t-Ts/T}$ die Differenz zu dem um T_s vorhergehenden Zeitpunkt und wobei T_s ein Vielfaches des Abtastintervalls des Rechners ist.
20. Antriebsschlupfregelsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Integralanteil x_I gemäß den folgenden Bedingungen ermittelt wird:
- 1) $x_{I+1} = x_{I_t} * (y_D - y_{D_{min}} * \text{sign}(\Delta w))$ wenn $|\Delta w| > \Delta w^*$ und $-|y_D| * \text{sign}(\Delta w) > y_{D_{min}}$ und $|\Delta w| < \varepsilon_9$
 - 2) $x_{I+1} = x_{I_t} + \min(k_{I1} * (|\Delta w| - \Delta w^*), \Delta x_{max}) * \text{sign}(\Delta w)$ wenn $|\Delta w| > \Delta w^*$ und die anderen beiden Bedingungen von 1) nicht erfüllt sind.
 - 25) $x_{I+1} = a_I * x_{I_t}$ wenn $|\Delta w| \leq \Delta w^*$ und $|\Delta w| < \varepsilon_{10}$ und $|\Delta w| < \varepsilon_{10}$ ist und
 - 4) $x_{I+1} = x_{I_t} + k_{I2} * (|\Delta w| - \Delta w^*) * \text{sign}(\Delta w)$ wenn $|\Delta w| \leq \Delta w^*$ und die anderen Bedingungen von 3) nicht erfüllt sind, wobei $y_{D_{min}}$ ein Applikationsparameter, ε_9 und ε_{10} gegebene Schwellenwerte, k_{I1} und k_{I2} unterschiedliche Verstärkungsfaktoren und a_I eine Filterkonstante ist.
30. Antriebsschlupfregelsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpfungseingriff u_{DP} gemäß folgender Beziehung gewonnen wird:
- $$u_{DP} = k_{DP} * ((w_{mot_{t-Tot/T}}/i_g(FS) - w_{k_{t-Tot/T}}) wobei k_{DP} ein Verstärkungsfaktor und w_k = (w_L + w_R)/2 die Drehgeschwindigkeit der Kardanwelle ist.$$
35. 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 $|w_{mot_t} / i_g(i) - w_{k_t}| < \varepsilon_4$ durch Inkrementieren von i bis obige Beziehung zutrifft die Fahrstufe $FS = i$ gefunden wird.
40. Antriebsschlupfregelsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß bei Schleppmomentenschlupf der Regler ausgeschaltet wird.
45. Antriebsschlupfregelsystem nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß auf Schleppmoment erkannt wird, wenn gilt $(\min(w_L, w_R) - w_{Ref})/(w_{Ref} + \varepsilon_5) < -\varepsilon_6$, wobei $w_{Ref} = (w_{L,NA} + w_{R,NA})/2$ ist, ε_5 und ε_6 Schwellwerte sind und NA nicht angetrieben bedeutet.
13. Antriebsschlupfregelsystem nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß bei Allradantrieb als Kardanwellendrehgeschwindigkeit w_k der Mittelwert aller Rad-drehgeschwindigkeiten dient und daß auf Instabilität des μ -high-Rads erkannt wird, wenn dieses seine Drehgeschwindigkeit in einem Zeitraum oft und stark ändert.

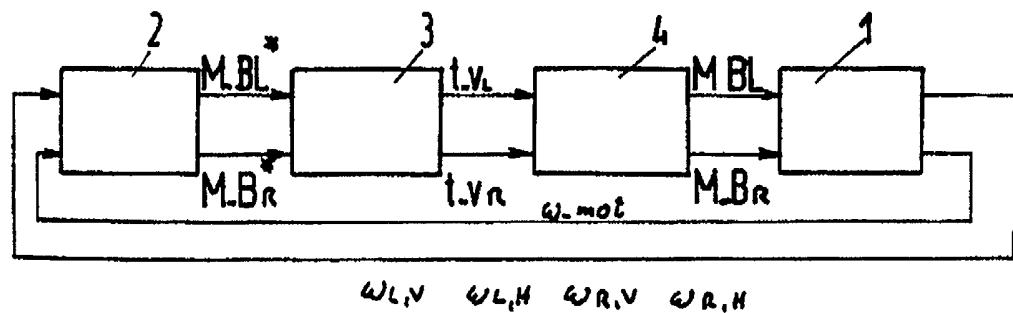


Fig.1

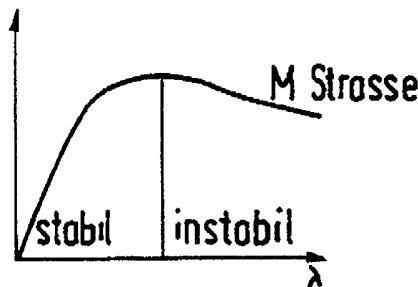


Fig.3

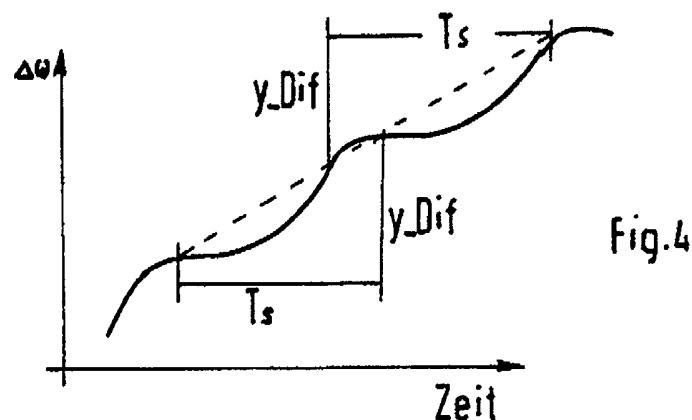


Fig.4

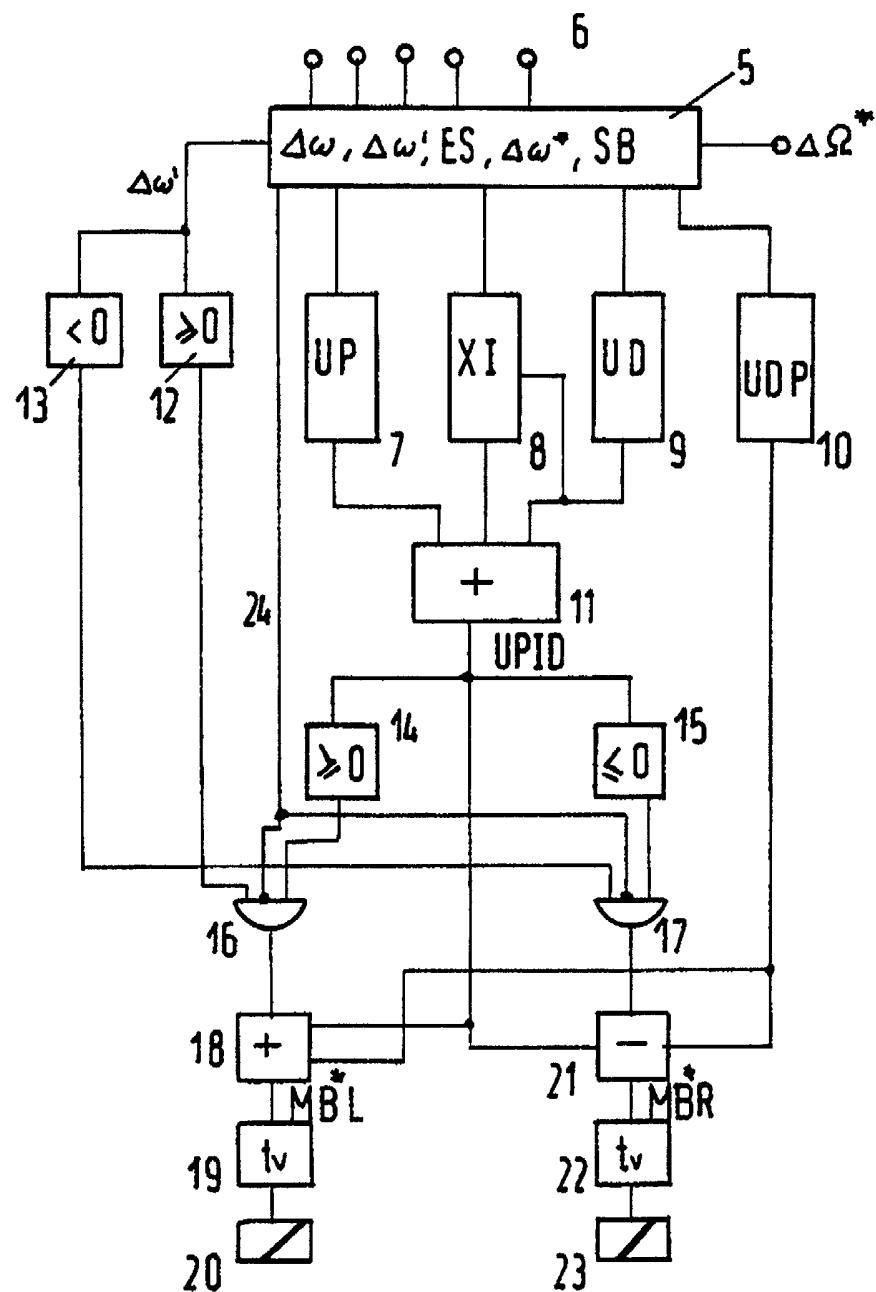


Fig.2