

①2

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②2 Date de dépôt : 12.08.93.

③0 Priorité : 10.09.92 DE 4230240.

④3 Date de la mise à disposition du public de la demande : 11.03.94 Bulletin 94/10.

⑤6 Liste des documents cités dans le rapport de recherche préliminaire : *Ce dernier n'a pas été établi à la date de publication de la demande.*

⑥0 Références à d'autres documents nationaux apparentés :

⑦1 Demandeur(s) : Société dite : ROBERT BOSCH GMBH — DE.

⑦2 Inventeur(s) : Kost Friedrich et Weiss Karl-Josef.

⑦3 Titulaire(s) :

⑦4 Mandataire : Cabinet Herrburger.

⑤4 Système de régulation de la dynamique du freinage d'un véhicule.

⑤7 a) Système de régulation de la dynamique du freinage d'un véhicule,

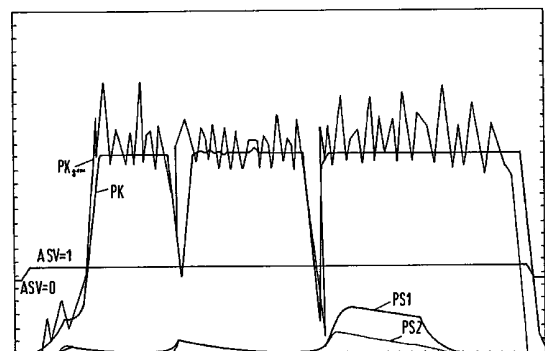
b) caractérisé en ce que la pression PK pour chaque circuit des freins est évaluée selon les relations suivantes:

$$PK_{k+1} = PK_k + a_1 - a_2 \times UK1 (PK_k - PS1_k) - a_3 \times UK2 (PK_k - PS2_k)$$

relation vraie pour au moins l'un des deux freins de roue lors de la demande de montée en pression, et on a

$$PK_{k+1} = a_4 \times PK_k + a_5$$

relation vraie par ailleurs, UK1 et UK2 représentant les temps de commande mesurés des soupapes d'entrée appartenant à un circuit des freins, PS1 et PS2 étant les pressions réelles évaluées dans les cylindres des freins de roue correspondants et a1-a5 étant des constantes caractéristiques du véhicule.



"Système de régulation de la dynamique du freinage d'un véhicule"

L'invention concerne un système de régulation de la dynamique du freinage d'un véhicule selon lequel on détermine les pressions de consigne des freins pour les cylindres des freins de roue à partir de valeurs mesurées et de valeurs évaluées, ces pressions de consigne étant comparées aux valeurs réelles des pressions des cylindres des freins de roue, et la différence est utilisée pour régler la pression réelle sur la pression de consigne, la pression réelle étant en outre réévaluée à partir de la pression du circuit des freins et des temps de commande des différentes soupapes d'entrée et de sortie associées aux freins, une pompe étant prévue pour créer la pression dans le circuit des freins, cette pompe étant mise en oeuvre lorsqu'une augmentation de pression est demandée pour fournir alors un débit volumique constant.

Selon le document DE-A1 40 30 724 on connaît un système de régulation de la dynamique de marche comprenant un système ABS, correspondant aux caractéristiques définies ci-dessus.

Dans ce système de régulation, partant de la pression amont, mesurée, (= pression du circuit des freins) et des temps de commande des soupapes, on

évalue la pression des freins dans un cylindre des freins de roue (pression amont = pression du circuit des freins ; cette relation n'est vraie qu'en l'absence d'augmentation de la pression active. Lorsque la
 5 pression active augmente on a la relation : pression du circuit des freins > pression amont).

La présente invention a pour but de remédier à ces inconvénients et concerne à cet effet un système correspondant au type défini ci-dessus caractérisé en
 10 ce que la pression PK pour chaque circuit des freins est évaluée selon les relations suivantes :

$$PK_{k+1} = PK_k + a_1 - a_2 \times UK1 (PK_k - PS1_k) - a_3 \times UK2 (PK_k - PS2_k)$$

15

relation vraie sur au moins l'un des deux freins de roue lors de la demande de montée en pression, et on a

$$PK_{k+1} = a_4 \times PK_k + a_5$$

20

relation vraie par ailleurs,

UK1 et UK2 représentant les temps de commande mesurés des soupapes d'entrée appartenant à un circuit des
 25 freins,

PS1 et PS2 étant les pressions réelles évaluées dans les cylindres des freins de roue correspondants et a1-a5 étant des constantes caractéristiques du véhicule.

30

Selon l'invention, on économise les capteurs de mesure de la pression. De plus on améliore l'évaluation de la pression des cylindres des freins de roue car la réaction de la variation de pression dans les cylindres des freins de roue sur la pression du
 35 circuit des freins est saisie grâce au modèle utilisé.

La présente invention sera décrite ci-après de manière plus détaillée à l'aide des dessins annexés montrant un exemple de réalisation de l'invention.

Ainsi :

- 5 - La figure 1 montre un circuit hydraulique tel que celui utilisé par exemple dans l'invention,
- La figure 2 montre un schéma bloc du régulateur,
- La figure 3 montre les courbes.

Selon la figure 1, la référence 1 désigne un maître-cylindre des freins relié à deux circuits des freins. Un circuit des freins comprend pour chaque roue 4, chaque fois une soupape d'entrée 2 et une soupape de sortie 3 ainsi qu'une pompe d'alimentation avant 6, une pompe de retour 7, une soupape de retour 8 et une soupape d'inversion 9. Pour établir la pression des freins sur les roues 4 sans actionner le maître-cylindre des freins 1, la pompe d'alimentation amont 6, activée ainsi que la pompe de retour 7 créent une pression des freins en amont des soupapes d'entrée 2. La soupape de retour 8 et la soupape d'inversion 9 sont alimentées c'est-à-dire qu'elles se trouvent dans leur seconde position de commutation.

Les soupapes d'entrée 2 et de sortie 3 permettent d'induire la pression des freins souhaitée dans les freins de roue.

La figure 2 montre un schéma bloc qui génère les pressions de consigne des freins, ici uniquement pour les roues d'un circuit des freins (P_{cons1} et P_{cons2} , répartition quelconque du circuit des freins) selon le document DE-A1 40 30 724 à partir des valeurs mesurées ou évaluées de la vitesse de giration ψ , de l'angle de braquage δ , de la vitesse transversale V_y , des forces latérales F_s , de l'angle de marche en biais α , de la pression des cylindres des roues PS et des vitesses des roues. Partant de ces pressions de

consigne, un bloc 21 génère les signaux de commande de soupapes UK1 et UK2 de durée appropriée. Ces pressions sont fournies à un moyen hydraulique 22 comportant les soupapes.

5 Partant des durées de commande UK et de la pression de circuit Pk un bloc 23 évalue les pressions des cylindres des freins PS1 et PS2 selon un modèle hydraulique. Ces pressions sont appliquées au bloc 20 qui tient compte de ces pressions pour le calcul des pressions de freinage de consigne. Ainsi dans le cas
10 présent il n'y a pas de comparaison directe entre les valeurs réelles et les valeurs de consigne de la pression des freins.

 Un autre bloc 24 qui reçoit les signaux de
15 commande de soupapes UK1 et UK2 ainsi que les pressions de cylindres des freins PS1 et PS2 et les constantes spécifiques au véhicule a1...a5, évalue selon les relations données ci-après la pression du circuit des freins Pk pour fournir un signal correspondant PK au
20 bloc 23.

Les relations sont les suivantes :

$$PK_{k+1} = PK_k + a_1 - a_2 \times UK1 (PK_k - PS1_k) - a_3 \times UK2 (PK_k - PS2_k)$$

25 relation vraie pour au moins l'un des deux freins de roue lors de la demande de montée en pression,

$$PK_{k+1} = a_4 \times PK_k + a_5$$

30 relation vraie par ailleurs,
UK1 et UK2 représentant les temps de commande mesurés des soupapes d'entrée appartenant à un circuit des freins,

PS1 et PS2 étant les pressions réelles évaluées dans les cylindres des freins de roue correspondants et a1-a5 étant des constantes caractéristiques du véhicule.

5 A titre d'exemple on décrira ci-après le calcul de la pression des freins pour l'essieu arrière du modèle. Pour l'essieu avant on utilisera le même modèle mais avec d'autres paramètres.

Par hypothèse, on a les grandeurs suivantes :

10 ASV2 = 1 Branchement de la pompe de chargement amont, arrière et de la pompe de retour à auto-amorçage ; la soupape de retour et la soupe d'inversion sont alimentées.

15 ASV2 = 0 Coupure de la pompe de chargement amont, arrière et de la pompe de retour à auto-amorçage ; les deux soupapes sont coupées du courant.

20 $PK2_k$ Pression du circuit arrière à l'instant k.
 V_p Débit volumique fourni par les pompes
 25 (grandeur intermédiaire de calcul).

V_{H1} Débit volumique dans le cylindre des freins de roue arrière gauche (grandeur intermédiaire servant au calcul).

30 V_{Hr} Débit volumique dans le cylindre des freins de roue arrière droit (grandeur intermédiaire servant au calcul).

PO2 Pression d'ouverture de la soupape limitation de pression de la soupape d'inversion 9.

P_{amont} Pression mesurée dans le maître-cylindre.

35

La variation de pression dans le circuit des freins arrière se décrit par la relation suivante :

$$(1) \quad PK2_{k+1} - PK2_k = k_1 * V_p - k_2 * V_{H1} - k_3 * V_{Hr}$$

Les débits volumiques dans les cylindres des freins de roue peuvent être évalués comme suit :

$$\begin{aligned} V_{H1} &= k_4 * UK_{H1} * (PK2_k - PM_{H1_k}) \\ V_{Hr} &= k_5 * UK_{Hr} * (PK2_k - PM_{Hr_k}) \end{aligned}$$

Dans ces formules :

k_i : Constantes (grandeurs intermédiaires de calcul).

UK_{Hx} : Durée de commande de la soupape électromagnétique.

PM_{Hx} : Pressions mesurées dans les cylindres des freins de roue.

Comme on ne dispose pas des pressions mesurées dans les cylindres des freins de roue, on utilise les pressions évaluées PS_x (obtenues par le bloc 23).

Dans l'hypothèse d'un débit volumique constant des pompes, on obtient pour l'évaluation de la pression du circuit, le modèle linéaire par rapport aux paramètres :

$$(2) \quad PK2_{k+1} = PK2_k + a_1 - a_2 * UK_{H1} * (PK2_k - PS_{1k}) - a_3 * UK_{Hr} * (PK2_k - PS_{2k})$$

Dans cette formule :

$$\text{avec } P_{\text{amont}} \leq PVOR + PO2 \leq PK2_{k+1}$$

$$Pk2_{k+1} \quad \text{avec } a_1 = k_1 * V_p \quad a_1 > 0 \quad \text{par exemple } 30,0$$

$$a_2 = k_2 * k_4 \quad a_2 > 0 \quad \text{par exemple } 0,0125$$

$$a_3 = k_3 * k_5 \quad a_3 > 0 \quad \text{par exemple } 0,0125$$

L'équation (2) ne s'utilise que pour $ASV2 = 1$ c'est-à-dire lorsque la valeur de la pression du circuit est augmentée de manière active.

Lorsque les pompes sont coupées (ASV2 = 0) la pression du circuit se calcule à partir de la relation suivante :

$$(3) \quad PK2_{k+1} = a_4 * PK2_k + a_5$$

dans laquelle $0 < a_4 < 1$ par exemple 0,3
 $a_5 < 0$ par exemple -0,1
 $PK2_k \geq P_{amont}$

Les paramètres a_i peuvent être déterminés à partir des mesures à l'aide de procédés d'identification convenus au préalable. Ces paramètres regroupent toutes les grandeurs telles que la durée de détection, la puissance de la pompe, la section de l'organe d'étranglement et la section des conduites etc.

On peut augmenter l'ordre des équations (2) et (3) pour mieux décrire les phénomènes non linéaires dans la plage inférieure de pression (comme développement possible de l'équation (2), on a l'équation suivante :

$$PK2_{k+1} = PK2_k + a_1 - a_2 UK_H2 (PK2_k - PS_1_k) - a_3 \times UK_Hr (PK2_k - PS_2_k) + a_6 PKZ^2_k$$

La figure 3 montre à la fois les deux pressions de cylindre des freins de roue PS1 et PS2 ainsi que la pression de l'essieu arrière, mesurée, et celle évaluée, PK_{mes} et PK pendant une action du système ASR sur la régulation de la dynamique de marche.

Lors de la mise en route des pompes (ASV2 = 1), la pression évaluée dans le circuit suit la pression mesurée. Dès que les soupapes d'entrée se ferment ($UK \leq 0$) la variation de pression dans le

circuit n'est plus déterminée que par le volume fourni par les pompes ce qui se traduit par un gradient de pression plus accentué pendant la montée en pression dans le circuit.

5 La pression augmente jusqu'à ce que la soupape de limitation de pression s'ouvre lors d'une pression prédéterminée qui ne peut ainsi être dépassée.

10 Si maintenant, par suite de la régulation des roues, il faut une pression plus importante dans les cylindres des freins de roue, un volume correspondant y passe et la pression du circuit chute de manière significative.

 Ce comportement est également bien décrit par le modèle.

R E V E N D I C A T I O N

Système de régulation de la pression des freins selon lequel on détermine les pressions de consigne des freins pour les cylindres des freins de roue à partir de valeurs mesurées et de valeurs évaluées, ces pressions de consigne étant comparées aux valeurs réelles des pressions des cylindres des freins de roue, et la différence est utilisée pour régler la pression réelle sur la pression de consigne, la pression réelle étant en outre réévaluée à partir de la pression du circuit des freins et des temps de commande des différentes soupapes d'entrée et de sortie associées aux freins, une pompe créant la pression dans le circuit des freins, cette pompe étant mise en oeuvre lorsqu'une augmentation de pression est demandée, et elle fournit alors un débit volumique constant, système caractérisé en ce que la pression PK pour chaque circuit des freins est évaluée selon les relations suivantes :

20

$$PK_{k+1} = PK_k + a_1 - a_2 \times UK1 (PK_k - PS1_k) - a_3 \times UK2 (PK_k - PS2_k)$$

relation vraie pour au moins l'un des deux freins de roue lors de la demande de montée en pression, et on a

25

$$PK_{k+1} = a_4 \times PK_k + a_5$$

relation vraie par ailleurs,

30

UK1 et UK2 représentant les temps de commande mesurés des soupapes d'entrée appartenant à un circuit des freins,

PS1 et PS2 étant les pressions réelles évaluées dans les cylindres des freins de roue correspondants et

a1-a5 étant des constantes caractéristiques du véhicule.

35

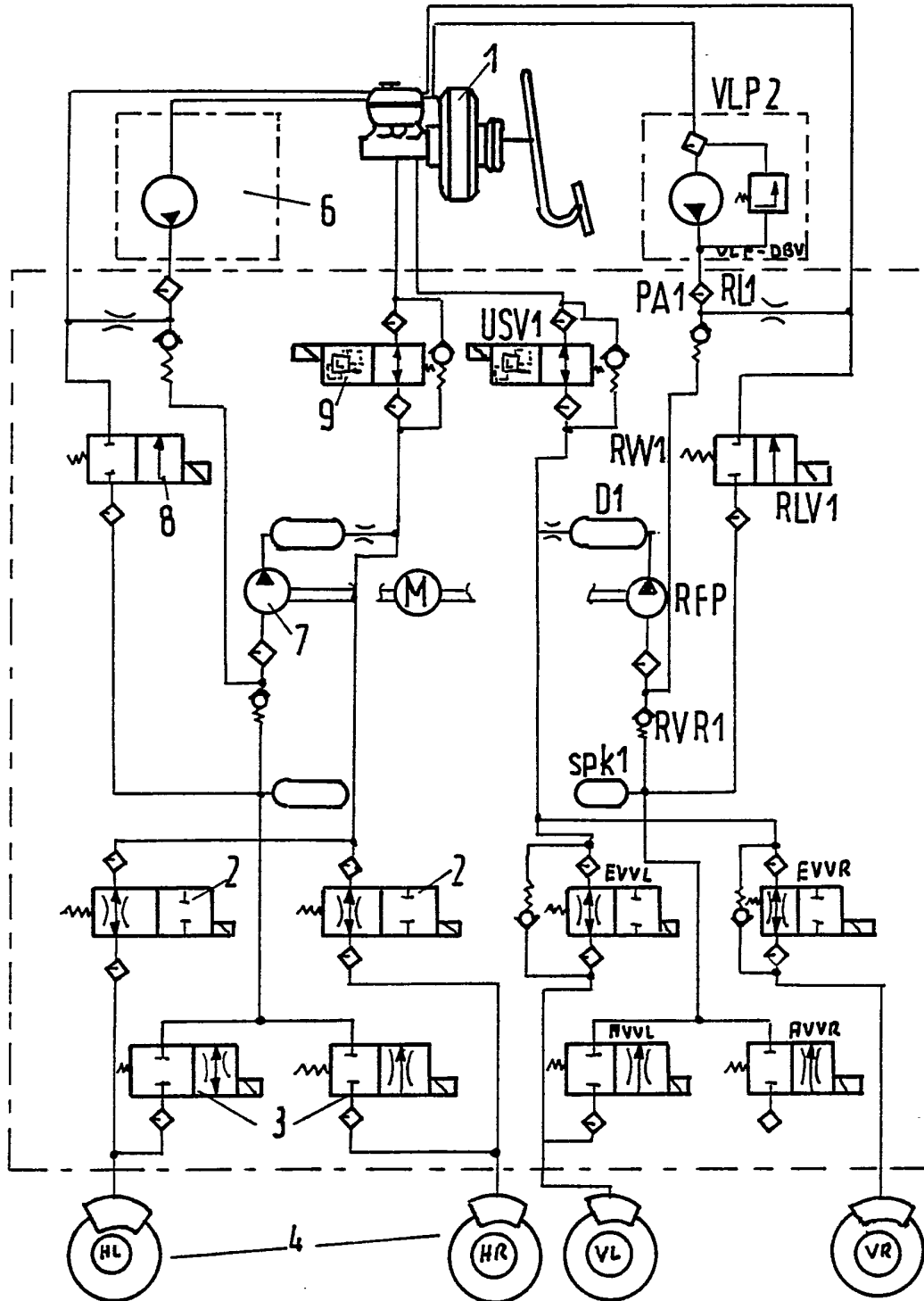


Fig.1

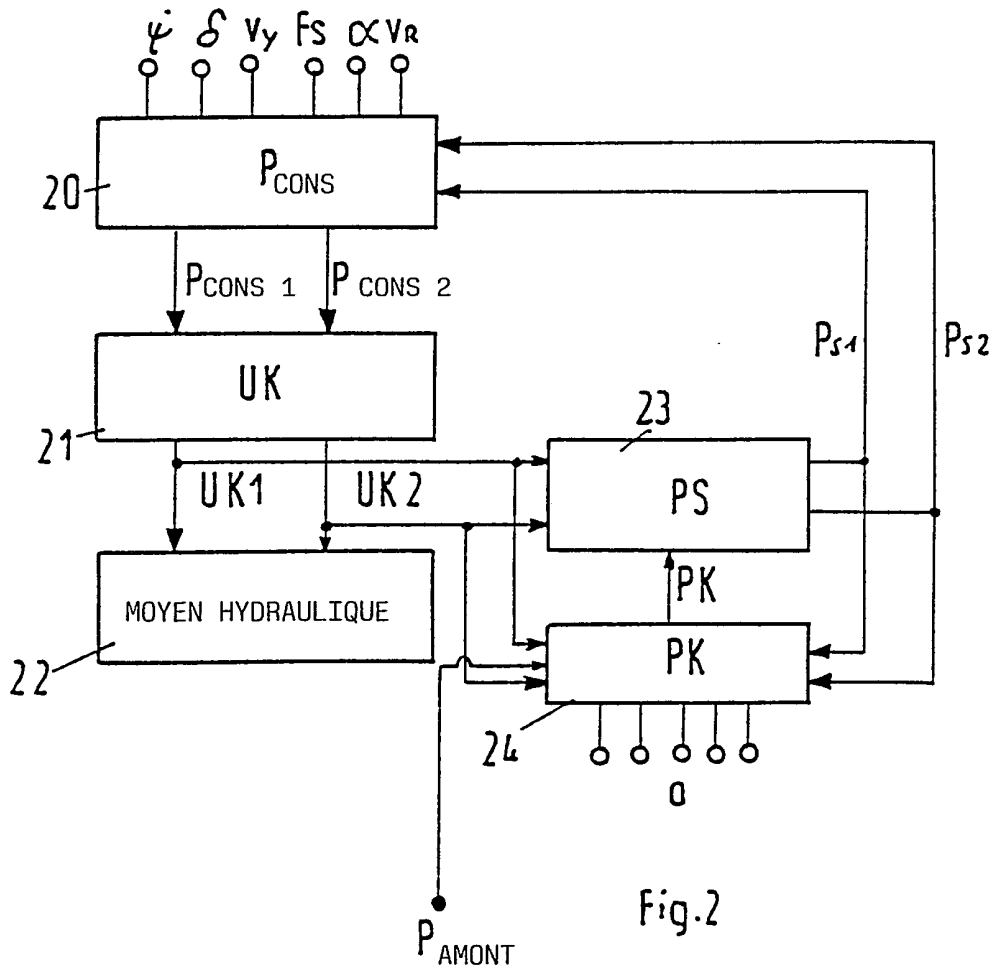


Fig.2

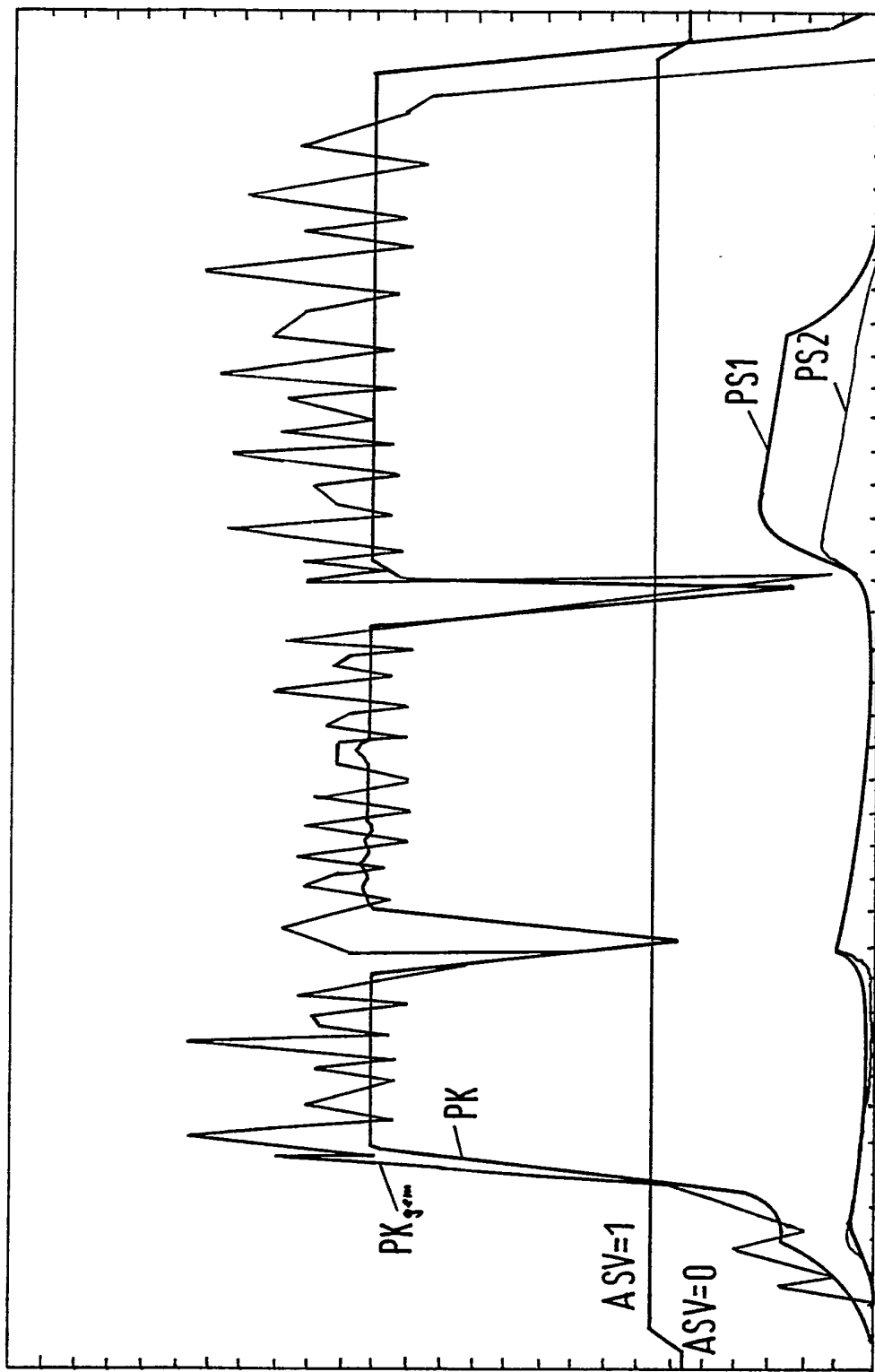


Fig.3