

(19)



(11)

EP 1 936 165 A2

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
25.06.2008 Patentblatt 2008/26

(51) Int Cl.:
F02D 41/02^(2006.01) F02D 41/12^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **07021057.0**

(22) Anmeldetag: **27.10.2007**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MT NL PL PT RO SE SI SK TR
Benannte Erstreckungsstaaten:
AL BA HR MK RS

(71) Anmelder: **Dr. Ing. h.c. F. Porsche Aktiengesellschaft**
71287 Weissach (DE)

(72) Erfinder: **Nicolaas, Antoon Janssen**
68782 Brühl (DE)

(30) Priorität: **23.12.2006 DE 102006061439**

(54) **Verfahren und Steuergerät zur Lastschlagdämpfung bei offener Wandlerüberbrückungskupplung**

(57) Vorgestellt wird ein Verfahren zur Steuerung eines Verbrennungsmotors (12) in einem Triebstrang (10), der einen hydraulischen Drehmomentwandler (14) mit einem Pumpenrad (16) und einem Turbinenrad (18) aufweist, bei einem Übergang von einem Schiebetrieb in einen Zugbetrieb. Das Verfahren zeichnet sich dadurch aus, dass die Drehzahlen (n_1) des Pumpenrades (16) und (n_2) des Turbinenrades (18) zeitgleich erfasst und miteinander verglichen werden, eine Abweichung (dn) der Drehzahl (n_1) des Pumpenrades (16) von der Dreh-

zahl (n_2) des Turbinenrades (18) ermittelt wird, und dann, wenn die Drehzahl (n_2) des Turbinenrades (18) größer als die Drehzahl (n_1) des Pumpenrades (16) ist und die Abweichung (dn) einen vorgegebenen Schwellenwert (S) unterschreitet, das Drehmoment des Verbrennungsmotors (12) in Abhängigkeit von der Abweichung (dn) und einer Änderungsgeschwindigkeit ($d/dt(n_1)$) der Drehzahl (n_1) des Pumpenrades (16) eingestellt wird. Ferner wird ein Steuergerät (32) vorgestellt, das zur Durchführung eines solchen Verfahrens eingerichtet ist.

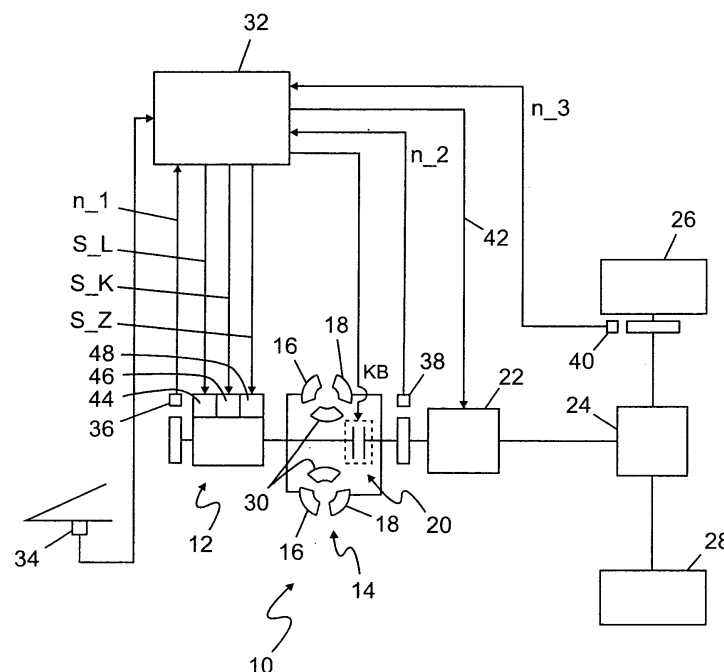


Fig.1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Steuerung eines Verbrennungsmotors in einem Triebstrang, der einen hydraulischen Drehmomentwandler mit einem Pumpenrad und einem Turbinenrad aufweist, bei einem Übergang von einem Schiebebetrieb in einen Zugbetrieb. Die Erfindung betrifft darüber hinaus ein Steuergerät, das zur Durchführung des Verfahrens eingerichtet ist.

[0002] Ein solches Verfahren und ein solches Steuergerät ist jeweils aus der DE 102 06 199 C1 bekannt, die eine Steuerung eines Verbrennungsmotors in Verbindung mit einem Triebstrang eines Kraftfahrzeugs zeigt. Nach dieser Schrift weist der Triebstrang ein Drehwinkelspiel auf und/oder ist elastisch verdrehbar. Als alternative Beispiele werden ein Triebstrang mit einer Kuppelung und einem Zwei-Massen-Schwungrad und ein Triebstrang mit einem hydraulischen Drehmomentwandler genannt. Das Drehwinkelspiel und die elastische Verdrehbarkeit seien aus Komfortgründen im Triebstrang zwischen Verbrennungsmotor und Antriebsrädern vorgesehen und dienen zur schwingungsmäßigen Entkopplung des Verbrennungsmotors von dem Triebstrang. Nachteilig sei, dass vergleichsweise starke Lastwechselreaktionen (= Lastschläge) auftreten könnten.

[0003] Zur Verringerung der Lastwechselreaktionen wird in der DE 102 06 199 C1 für das Beispiel mit dem hydraulischen Drehmomentwandler vorgeschlagen, während eines Lastwechsels auftretende Drehzahldifferenzen zwischen wandlerseitigem Ende und wandlerfernem Ende des Triebstrangs durch Eingriffe in die Motorsteuerung zu reduzieren, bevor das Drehwinkelspiel und/oder der Drehwinkel der elastischen Verdrehung aufgebraucht ist. Dabei stellt das Turbinenrad das wandlerseitige Ende und ein Antriebsrad des Kraftfahrzeugs ein wandlerfernes Ende des Triebstrangs dar.

[0004] Im Ergebnis soll dadurch das Auftreten nennenswerter Lastschläge vermieden werden. Als Idealfall wird eine Drehzahlgleichheit an einem Andockpunkt genannt, den die DE 102 06 199 C1 als konstruktiv vorgegebenen maximalen Verdrehwinkel zwischen spielbehafteten Elementen des Triebstrangs definiert. Mit anderen Worten: Beim Lastwechsel vom Schiebebetrieb zum Zugbetrieb soll der im Schiebebetrieb in eine Richtung gespannte Triebstrang kontrolliert entspannt und in die andere Richtung gespannt werden, wobei sich vorhandene Spiele auf andere Flanken verlagern. Der Andockpunkt charakterisiert den Zeitpunkt, zu dem die Spiele verlagert und der Triebstrang in die andere Richtung gespannt oder vorgespannt ist. Es geht dabei bei diesem Stand der Technik darum, den Triebstrang weich von einem im Schiebebetrieb wirksamen ersten Drehwinkel-Anschlag zu lösen und weich an einen im Zugbetrieb wirksamen zweiten Drehwinkel-Anschlag anzulegen. Dabei ergibt sich der Drehwinkel-Anschlag jeweils durch Anlegen von zwei benachbarten Flanken von mechanisch mit einem Spiel gekoppelten Bauteilen und/oder dadurch, dass ein elastisches Rückstellmoment den

Wert des verdrehenden Moments erreicht.

[0005] Dabei nutzt die DE 102 06 199 C1 aus, dass moderne Kraftfahrzeuge mit einem sogenannten elektronischen Fahrpedal ausgerüstet sind, bei dem die Fahrpedalstellung zwar noch den Drehmomentwunsch des Fahrers repräsentiert, aber nicht mehr direkt die Drosselklappenstellung bestimmt. Die drehmoment- und leistungsbestimmende Drosselklappenstellung wird vom Steuergerät der DE 102 06 199 C1 beim Lastwechsel nicht nur in Abhängigkeit vom Fahrerwunsch, sondern zusätzlich in Abhängigkeit von Drehwinkel- und Drehzahldifferenzen zwischen verschiedenen Stellen des Triebstrangs eingestellt.

[0006] Die DE 102 06 199 C1 nennt in diesem Zusammenhang als Einflussgrößen den Gesamtwinkel der Verdrehung des Triebstrangs, der sich als Folge von Spiel und/oder elastischen Verformungen ergibt, die Winkelgeschwindigkeit der Primärseite bei Beendigung des Schiebebetriebs, die Winkelgeschwindigkeit der Sekundärseite im Andockzeitpunkt und das Beschleunigungsvermögen und/oder das Bremsvermögen des Verbrennungsmotors.

[0007] Die Begriffe der Primärseite und der Sekundärseite beziehen sich dabei offensichtlich auf das Beispiel mit dem Zwei-Massen-Schwungrad. Dies ergibt sich daraus, dass die DE 102 06 199 C1 diese Begriffe nur in Verbindung mit dem Beispiel des Triebstrangs nennt, der ein Zwei-Massen-Schwungrad aufweist. An anderer Stelle heißt es in der DE 102 06 199 C1, dass die Drehzahl des Verbrennungsmotors für das Beispiel mit dem hydraulischen Drehmomentwandler keine für die Drehzahl auf der Turbinenseite des Drehmomentwandlers wesentliche Größe darstellt.

[0008] Vielmehr seien in diesem Fall das vom Drehmomentwandler übertragene Drehmoment, bzw. das Turbinenmoment des Drehmomentwandlers wichtige Parameter. Zur Reduzierung eines Lastschlages wird in diesem Zusammenhang vorgeschlagen, das übertragene Moment des Drehmomentwandlers, bzw. dessen Turbinenmoment zu steuern. Dadurch könne im Ergebnis die Differenz der Drehzahlen von wandlerseitigem Ende und wandlerfernem Ende des Elastizität und Spiel aufweisenden Triebstranges beeinflusst werden.

[0009] Bei der Steuerung des Verbrennungsmotors bei einem Lastwechsel unterscheidet die DE 102 06 199 C1 im Wesentlichen zwei Phasen: In einer als Wartezeit bezeichneten ersten Phase wird das dem Fahrerwunsch entsprechende Drehmoment des Verbrennungsmotors eingestellt und ohne weitere Maßnahme an den Triebstrang übergeben. In einer als Eingreifzeit bezeichneten zweiten Phase erfolgt dagegen eine Verringerung des Drehmoments des Verbrennungsmotors über einen Zündeingriff und/oder eine Veränderung der Drosselklappenstellung.

[0010] Von diesem Stand der Technik unterscheidet sich die hier vorgestellte Erfindung jeweils durch die kennzeichnenden Merkmale der unabhängigen Ansprüche.

[0011] Diese Merkmale sehen ein zeitgleiches Erfassen und Vergleichen der Drehzahlen des Pumpenrades und des Turbinenrades sowie das Ermitteln einer Abweichung der Drehzahl des Pumpenrades von der Drehzahl des Turbinenrades vor. Dadurch kann der Übergang von einem Schiebebetriebszustand, in dem praktisch kein Drehmoment vom Pumpenrad auf das Turbinenrad übertragen wird, auf einen Zustand mit Drehmomentübertragung genau festgestellt werden.

[0012] Es ist dieser Übergang, der unter Umständen, nämlich gerade dann, wenn die Drehzahl des Pumpenrades vorher kleiner als die Drehzahl des Turbinenrades war, zu einem ruckartigen Aufbau des auf das Turbinenrad übertragenen Drehmomentes führt. Die ruckartig einsetzende Übertragung vom Pumpenrad auf das Turbinenrad wirkt als unerwünschte impulsförmige Anregung einer Drehschwingung im nachfolgenden. Triebstrang.

[0013] Es ist ferner vorgesehen, dass das Drehmoment des Verbrennungsmotors unter bestimmten Bedingungen in Abhängigkeit von der Abweichung der Drehzahl des Pumpenrades von der Drehzahl des Turbinenrades und in Abhängigkeit von einer Änderungsgeschwindigkeit der Drehzahl des Pumpenrades eingestellt wird. Dadurch findet in dieser kritischen Situation eine Verschiebung des Einflusses des Fahrerwunsches auf die Drehmomentsollwertbildung zu anderen Einflussgrößen statt. Diese anderen Einflussgrößen erlauben eine vergleichsweise langsam erfolgende Angleichung der Drehzahl des Pumpenrades an die Drehzahl des Turbinenrades. Diese langsam erfolgende Angleichung wird dann ausgelöst, wenn die Drehzahl des Turbinenrades größer als die Drehzahl des Pumpenrades ist und die Abweichung gleichzeitig einen vorgegebenen Schwellenwert unterschreitet.

[0014] Bei sich angleichenden Drehzahlen bauen sich die zur Drehmomentübertragung erforderlichen Druck- und Strömungsverhältnisse im Wandler vergleichsweise langsamer und kontinuierlicher auf, was zu einem vergleichsweise weichen Einsetzen der Drehmomentübertragung auf das Turbinenrad und damit zu einer Verringerung der unerwünschten Anregung des Triebstrangs führt.

[0015] Die Erfindung betrifft damit eine Steuerung des Verbrennungsmotors, die Eigenschaften des Drehmomentwandlers berücksichtigt. Dagegen geht es bei dem Gegenstand der DE 102 06 199 C1 darum, den hinter dem Drehmomentwandler liegenden Triebstrang weich von einem im Schiebebetrieb wirksamen Drehwinkel-Anschlag zu lösen und weich an einen im Zugbetrieb wirksamen Drehwinkel-Anschlag anzulegen. Dort geht es daher nicht um die Vermeidung ruckartiger Drehmomentspitzen im Turbinenmoment.

[0016] Im Fahrbetrieb vermischen sich die Wirkungen von beiden Ursachen miteinander. Einflüsse von Drehwinkelspielen und elastischen Verformungen des Triebstrangs rufen ebenso Lastschläge hervor, wie Drehmomentspitzen im Turbinenmoment, die durch ein ruckartiges Greifen des Wandlers hervorgerufen werden. Die

Erfindung stellt in diesem Zusammenhang eine Lösung bereit, mit der Lastschläge, die durch ein plötzliches Einsetzen der Kraftübertragung innerhalb des Drehmomentwandlers verursacht werden, verringert, oder im Idealfall, vollständig vermieden werden.

[0017] Weitere Vorteile ergeben sich aus den abhängigen Ansprüchen, der Beschreibung und den beigefügten Figuren. Es versteht sich, dass die vorstehend genannten und die nachstehend noch zu erläuternden Merkmale nicht nur in der jeweils angegebenen Kombination, sondern auch in anderen Kombinationen oder in Alleinstellung verwendbar sind, ohne den Rahmen der vorliegenden Erfindung zu verlassen.

15 Zeichnungen

[0018] Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in den Zeichnungen dargestellt und werden in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen, jeweils in schematischer Form:

Figur 1 einen Verbrennungsmotor in einem Triebstrang, der einen hydraulischen Drehmomentwandler mit einem Pumpenrad und einem Turbinenrad aufweist;

Figur 2 ein Blockschaltbild als Ausführungsbeispiel der Erfindung; und

30 Figur 3 zeitliche Verläufe der Drehzahlen von Pumpenrad und Turbinenrad, wie sie sich bei einem Lastwechsel unter Einfluss der Erfindung ergeben.

35 **[0019]** Im Einzelnen zeigt die Figur 1 einen Triebstrang 10 eines Kraftfahrzeugs mit einem Verbrennungsmotor 12, einem hydraulischen Drehmomentwandler 14, der wenigstens ein Pumpenrad 16, ein Turbinenrad 18 und eine Wandlerüberbrückungskupplung 20 aufweist, einem Wechselgetriebe 22, einem Differenzial 24 und Antriebsrädern 26 und 28.

40 **[0020]** Hydrodynamische Wandler, die nicht nur als Strömungskupplung, sondern auch als Drehmomentwandler arbeiten, weisen zusätzlich ein Leitrad 30 auf, das die zwischen Pumpenrad 16 und Turbinenrad 18 zirkulierende Hydraulik-Flüssigkeit in Abhängigkeit von einer Drehzahldifferenz zwischen dem Pumpenrad 16 und dem Turbinenrad 18 umlenkt. Das Pumpenrad 16 ist drehfest mit einer Kurbelwelle des Verbrennungsmotors 12 verbunden, während das Turbinenrad 18 drehfest mit einer Antriebswelle des Wechselgetriebes 22 verbunden ist. Die Wandlerüberbrückungskupplung 20 ist eine steuerbare Reibungskupplung, die parallel zum Drehmomentwandler 14 liegt.

55 **[0021]** Der Verbrennungsmotor 12 wird von einem Steuergerät 32 gesteuert, das dazu Signale verarbeitet, in denen sich verschiedene Betriebsparameter des Triebstrangs 10 abbilden. In der Darstellung der Figur 1

sind das vor allem Signale eines Fahrerwunschgebers 34, der eine Drehmomentforderung FW des Fahrers erfasst, das Signal n_1 eines ersten Drehzahlgebers 36, der eine Drehzahl des Pumpenrades 16 als Drehzahl der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors 10 erfasst, das Signal n_2 eines zweiten Drehzahlgebers 38, der eine Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18 erfasst, und, alternativ oder ergänzend zu einem erfassten Signal n_2 , das Signal n_3 eines Raddrehzahlsensors 40, der eine Drehzahl n_3 eines Antriebsrades 26 des Kraftfahrzeugs erfasst.

[0022] Unter der Voraussetzung, dass das Steuergerät 32 den im Wechselgetriebe 22 eingelegten Gang kennt, kann es die Drehzahl n_2 aus der Drehzahl n_3 und der vorliegenden Übersetzung bestimmen. In der Ausgestaltung der Figur 1 steuert das Steuergerät 32 über die Steuerverbindung 42 auch das Wechselgetriebe 22 sowie, mit einem Signal KB, den Schließzustand der Wandlerüberbrückungskupplung 20.

[0023] Die zweite Drehzahl n_2 ergibt sich in einer bestimmten Fahrstufe des Wechselgetriebes 22 aus der Fahrgeschwindigkeit, also der Drehzahl n_3 .

[0024] Werden verschiedene Steuergeräte zur Steuerung des Verbrennungsmotors 12 und des Wechselgetriebes 22 verwendet, so sind diese bei modernen Kraftfahrzeugen über ein Bussystem miteinander verbunden. Daher ist die Übersetzung auch in diesem Fall im Motorsteuergerät 32 bekannt und kann dort zur Modellierung oder Messung der Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18 verwendet werden. Alternativ findet die Modellierung oder Messung der Drehzahl des Turbinenrads 18 in einem separaten Getriebe-Steuergerät statt. Die modellierte oder gemessene Drehzahl n_2 des Turbinenrads 18 wird in diesem Fall über das Bussystem an das Steuergerät 32 des Verbrennungsmotors 10 übergeben.

[0025] Die Verwendung des für Antiblockiersysteme und/oder Fahrdynamikregelungen ohnehin vorhandenen Raddrehzahlsensors 40 besitzt daher Kostenvorteile, die sich durch eine mögliche Einsparung des zweiten Drehzahlgebers 38 ergeben.

[0026] Es versteht sich, dass moderne Triebstränge 10 mit einer Vielzahl weiterer Sensoren ausgerüstet sind, die hier aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt sind. Beispiel solcher Sensoren sind Luftmassenmesser, Temperatursensoren, Drucksensoren etc. zur Erfassung von Betriebsparametern des Verbrennungsmotors 12. Die Aufzählung der Geber und Sensoren 34 bis 40 ist daher nicht als abschließende Aufzählung zu verstehen.

[0027] Es muss auch nicht für jeden vom Steuergerät 32 verarbeiteten Betriebsparameter ein eigener Sensor vorhanden sein, weil das Steuergerät 32 verschiedene Betriebsparameter mit Hilfe von Rechenmodellen aus anderen, gemessenen Betriebsparametern modellieren kann.

[0028] Aus den empfangenen Geber- und Sensorsignalen bildet das Steuergerät 32 unter anderem Stellgrößen S_L , S_K und S_Z zur Einstellung des Verbren-

nungsmotors 12 zur Erzeugung des Drehmomentes.

[0029] Im Übrigen ist das Steuergerät 32 dazu eingerichtet, insbesondere dazu programmiert, das erfindungsgemäße Verfahren oder eine seiner Ausgestaltungen durchzuführen und/oder den entsprechenden Verfahrensablauf zu steuern.

[0030] Als Stellglieder weist der Verbrennungsmotor 12 üblicherweise Teilsysteme 44, 46, 48 auf, von denen ein Teilsystem 44 zur Steuerung der Füllung von Brennräumen dient, ein Teilsystem 46 zur Steuerung der Gemischbildung dient, und ein Teilsystem 48 zur Steuerung der Zündung der Brennraumfüllungen dient. Das Teilsystem 44 zur Steuerung der Füllungen weist in einer Ausgestaltung eine elektronisch gesteuerte Drosselklappe zur Steuerung der Luftzufuhr zum Verbrennungsmotor 12 auf, die mit einem Stellsignal S_F angesteuert wird. Das Teilsystem 46 zur Steuerung der Gemischbildung weist in einer Ausgestaltung eine Anordnung von Injektoren auf, über die Kraftstoff mit Stellsignalen S_K in ein Saugrohr oder in individuelle Brennräume des Verbrennungsmotors 12 zugemessen wird. Stellsignale S_Z dienen zur Auslösung von Zündungen in den Brennräumen.

[0031] Das vom Verbrennungsmotor 12 erzeugte Drehmoment kann insbesondere durch Beschränkungen der Brennraumfüllungen und/oder durch Abschalten der Kraftstoffzufuhr zu einem oder mehreren Brennräumen und/oder durch Verzögern der Auslösung von Zündungen gegenüber einem Zündzeitpunkt, bei dem sich ein optimales Drehmoment ergeben würde, verringert werden (Spätverstellung der Zündung).

[0032] Figur 2 veranschaulicht eine Ausgestaltung der Erfindung in der Form eines Blockschaltbilds des Steuergeräts 32. Die einzelnen Blöcke können dabei sowohl einzelnen Verfahrensschritten als auch Funktionsmodulen des Steuergeräts 32 zugeordnet werden, so dass die Figur 2 sowohl Verfahrensaspekte als auch Vorrichtungsaspekte der Erfindung offenbart.

[0033] In der Ausgestaltung der Figur 2 verarbeitet das Steuergerät 32 die Signale FW, n_1 und n_2 zu den Stellsignalen S_F , S_K und S_Z . Dabei erfasst das Steuergerät 32 zeitgleich die Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16 und die Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18. Wie bereits erläutert wurde, kann n_2 alternativ zu einer Messung auch aus den Signalen anderer Sensoren modelliert werden. Ein Block 50 dient zur Ermittlung einer Änderungsgeschwindigkeit der Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16. In einer Ausgestaltung erfolgt die Ermittlung durch Bildung einer Zeitableitung $d/dt(n_1)$.

[0034] In einer Verknüpfung 52 wird eine Abweichung der Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16 von der Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18 ermittelt. Die Ermittlung erfolgt in der Ausgestaltung der Figur 2 dadurch, dass die Abweichung als Differenz $dn = n_2 - n_1$ gebildet wird. Mit den ermittelten Werten der Abweichung dn und der Änderungsgeschwindigkeit $d/dt(n_1)$ der Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16 wird ein Instationär-Sollwertgeber 54 adressiert, der Sollwerte M_{soll_i} für das Drehmoment des Verbrennungsmotors 12 in Abhängigkeit von seinen

Eingangsgrößen dn und $d/dt(n_1)$ ausgibt.

[0035] Die vom Instationär-Sollwertgeber 54 ausgegebenen Sollwerte M_{soll_i} dienen zur Ansteuerung eines Blocks 56, in dem wenigstens eine der Stellgrößen S_L , S_K und S_Z gebildet wird. Dabei erfolgt die Bildung der Stellgrößen S_F und/oder S_K und/oder S_Z zur Ansteuerung der Teilsysteme 44 und/oder 46 und/oder 48 aus der Figur 1 so, dass der Verbrennungsmotor 12 das geforderte Drehmoment M_{soll_1} erzeugt.

[0036] In der Ausgestaltung der Figur 2 erfolgt die Einstellung des Drehmoments des Verbrennungsmotors 12 in Abhängigkeit von der Abweichung dn und einer Änderungsgeschwindigkeit $d/dt(n_1)$ der Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16 dann, wenn ein Eingang 58 des Blocks 56 mit dem Ausgang 60 des Instationär-Sollwertgebers 54 verbunden ist. Die Verbindung erfolgt in der Ausgestaltung der Figur 2 mit Hilfe eines Software-Schalters 62, der den Eingang 58 des Blocks 56 wahlweise mit dem Ausgang 60 des Instationär-Sollwertgebers 54 oder einem Ausgang 64 eines Zugbetriebs-Sollwertgebers 66 verbindet. Der Zugbetriebs-Sollwertgeber 66 dient zur Ausgabe von Drehmoment-Sollwerten M_{soll_z} im Zugbetrieb, bei dem eine dominante Abhängigkeit des Drehmoment-Sollwertes vom Fahrerwunsch FW oder von anderen Anforderungen erwünscht ist, die im Steuergerät 32 für eine Steuerung des Verbrennungsmotors 12 gebildet werden. Solche Anforderungen ergeben sich zum Beispiel durch eine Drehzahlbegrenzung, bei der das Drehmoment des Verbrennungsmotors 12 bei Bedarf reduziert wird, um die Überschreitung einer maximal zulässigen Drehzahl des Verbrennungsmotors 12 zu verhindern.

[0037] Unter bestimmten Bedingungen koppelt der Software-Schalter 62 die Drehmoment-Sollwertvorgabe und damit die Einstellung des Drehmoments des Verbrennungsmotors vom Zugbetriebs-Sollwertgeber 66 ab und verbindet den Ausgang 60 des Instationär-Sollwertgebers 54 mit dem Eingang 58 des Blocks 56. In der Ausgestaltung der Figur 2 liegen diese Bedingungen dann vor, wenn die Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18 größer als die Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16 ist und die Abweichung einen vorgegebenen Schwellenwert S unterschreitet.

[0038] Dazu findet im Vergleich 68 ein Vergleich der zeitgleich erfassten Drehzahlwerte n_1 und n_2 statt. Ein Signal am Ausgang des Vergleichers 68 gibt an, ob die Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18 größer ist als die Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16. Diese Situation tritt typischerweise im Schiebebetrieb ein. In einer Ausgestaltung liefert der Vergleich 68 dann eine logische 1, während er im Zugbetrieb, in dem n_1 typischerweise größer oder gleich n_2 ist, eine logische Null liefert.

[0039] Ferner findet zeitlich parallel in einem weiteren Vergleich 70 ein Vergleich der in der Verknüpfung 52 gebildeten Abweichung dn mit einem vorbestimmten Schwellenwert S statt, der von einer Speicherzelle 72 bereitgestellt wird. Der Vergleich erfolgt so, dass ein Signal am Ausgang des Vergleichers 70 angibt, ob der

Schwellenwert S unterschritten wird. In einer Ausgestaltung liefert der Vergleich 70 dann eine logische Eins. Die Ausgangssignale der Vergleich 68 und 70 werden durch eine Und-Verknüpfung miteinander verknüpft. Mit dem Ausgang der Und-Verknüpfung 74 wird die Schaltung des Software-Schalters 62 so gesteuert, dass der Ausgang 60 des Instationär-Sollwertgebers 54 gerade dann mit dem Eingang 58 des Blocks 56 verbunden wird, wenn n_1 kleiner als n_2 ist und die Abweichung $dn = n_2 - n_1$ kleiner als der vorgegebene Schwellenwert S ist.

[0040] Im Ergebnis werden damit die Drehzahlen n_1 des Pumpenrades 16 und n_2 des Turbinenrades 18 zeitgleich erfasst und miteinander verglichen, eine Abweichung dn der Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16 von der Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18 ermittelt, und dann, wenn die Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18 größer als die Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16 ist und die Abweichung dn gleich n_2 minus n_1 einen vorgegebenen Schwellenwert S unterschreitet, das Drehmoment des Verbrennungsmotors in Abhängigkeit von der Abweichung dn und einer Änderungsgeschwindigkeit $d/dt(n_1)$ des Pumpenrades 16 eingestellt.

[0041] Die Drehmoment-Sollwerte werden in diesem Fall abhängig von einer Drehzahlabweichung dn und einer Änderungsgeschwindigkeit $d/dt(n_1)$ einer Drehzahl n_1 vorgegeben, was die Realisierung einer Regelung der Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16 auf den Wert der Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18 mit einer PD-Charakteristik erlaubt (P gleich proportional, D gleich differenzial).

[0042] In einer bevorzugten Ausgestaltung erfolgt die Vorgabe des Drehmoment-Sollwertes durch den Instationär-Sollwertgeber 54 nicht völlig unabhängig vom Fahrerwunsch FW , was in der Figur 2 durch die gestrichelte Zuführung des Signals FW zum Block 54 repräsentiert wird. Die Abhängigkeit vom Fahrerwunsch ist beim Instationär-Sollwertgeber 54 bevorzugt so ausgeprägt, dass ein schnelles und weites Betätigen eines Fahrpedals den Fahrerwunsch FW ausgeprägter und die PD-Regelfunktion eingeschränkter wirken lässt. Das Steuergerät 32 interpretiert eine solche Betätigung des Fahrpedals durch den Fahrer als Wunsch nach einem Vorrang der Drehmomentanforderung vor Komfortfunktionen wie der Lastschlagdämpfung.

[0043] Figur 3 zeigt qualitative Verläufe der Drehzahlen n_1 und n_2 über der Zeit t bei einer Durchführung des erfindungsgemäßen Verfahrens. Für Zeiten links von t_0 befindet sich der Triebstrang 10 im Schiebebetrieb mit geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung 20. Die Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16 ist kleiner als die Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18. Der Drehmomentwandler 14 überträgt kein Drehmoment. Solche Bedingungen stellen sich zum Beispiel dann ein, wenn das Kraftfahrzeug mit niedriger Geschwindigkeit rollt und der Fahrer seine Drehmomentanforderung weiter reduziert. Unter einer niedrigen Geschwindigkeit wird in diesem Zusammenhang eine Geschwindigkeit von weniger als 40

km/h verstanden. Bei offener Wandlerüberbrückungskupplung 20 fällt die Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16 dann unter die Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18.

[0044] Zum Zeitpunkt t_0 fordert der Fahrer ein höheres Drehmoment, bei dem der Triebstrang 10 vom Schiebetrieb in den Zugbetrieb übergeht. Die Vorgabe des Drehmoment-Sollwerts wird dabei zunächst vom Fahrerwunsch FW nach einem höheren Drehmoment dominiert, so dass die Drehzahl n_1 des Verbrennungsmotors 12 zunächst ansteigt. Da die Drehzahl des Pumpenrades 16, die der Drehzahl n_1 des Verbrennungsmotors entspricht, anfangs noch niedriger als die Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18 ist, findet anfangs noch kein nennenswerter Drehmomentübertrag vom Pumpenrad 16 auf das Turbinenrad 18 statt. Das Pumpenrad 16 dreht daher zunächst unbelastet hoch, was für den anfangs steilen Anstieg der Drehzahl n_1 mit verantwortlich ist.

[0045] Zum Zeitpunkt t_1 unterschreitet die Abweichung der Drehzahl n_1 von der Drehzahl n_2 den Schwellenwert S, wobei die Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18 zunächst größer als die Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16 bleibt. Als Folge wird der Software-Schalter 62 in der Figur 2 umgelegt, so dass die Sollwertvorgabe von der Dominanz des Fahrerwunsches durch den Zugbetriebs-Sollwertgeber 66 entkoppelt ist und durch den Instationär-Sollwertgeber 54 erfolgt. Die Sollwertvorgabe erfolgt also in Abhängigkeit von der Änderungsgeschwindigkeit $d/dt(n_1)$ der Drehzahl n_1 und dem Wert der Abweichung der Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16 von der Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18.

[0046] Die Sollwertvorgabe durch den Instationär-Sollwertgeber 54 erfolgt mit dem Ziel, die Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16 mit vergleichsweise flacher Steigung durch den Wert der Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18 laufen zu lassen, so dass die Drehmomentübertragung weich einsetzt. Wie bereits erwähnt wurde, setzt die Drehmomentübertragung dann ein, wenn die Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16 die Drehzahl n_2 des Turbinenrades 18 überschreitet oder sich ihr zumindest annähert.

[0047] Sobald die Drehmomentübertragung durch den Drehmomentwandler 14 begonnen hat, wird die Sollwertvorgabe wieder auf den Zugbetriebs-Sollwertgeber 66 umgeschaltet. In der Ausgestaltung der Figur 2 erfolgt dies dann, wenn der Wert der Abweichung dn größer oder gleich Null wird. Es versteht sich aber, dass die Umschaltung auf die Sollwertvorgabe durch den Zugbetriebs-Sollwertgeber 66 auch so ausgestaltet sein kann, dass sie bei einer konfigurierbar positiven oder negativen Drehzahldifferenz n_1 minus n_2 erfolgt. Beim Gegenstand der Figur 3 erfolgt diese Umschaltung zum Zeitpunkt t_2 . Alternativ oder ergänzend kann die Umschaltung auch nach Ablauf einer vorbestimmten Zeitspanne nach dem Zeitpunkt t_1 erfolgen.

[0048] Bevorzugt ist, dass die Rückschaltung auf die Sollwertvorgabe durch den Zugbetriebs-Sollwertgeber 66 dann erfolgt, wenn die Drehzahl n_1 des Pumpenrades 16 die Summe aus der Drehzahl n_2 des Turbinen-

rades 18 und einem vorbestimmten Offset überschreitet. Mit anderen Worten: Diese Ausgestaltung sieht vor, dass das Drehmoment des Verbrennungsmotors so lange in Abhängigkeit von der Abweichung dn und der Änderungsgeschwindigkeit $d/dt(n_1)$ eingestellt wird, bis die Abweichung nach einem Wechsel ihres Vorzeichens einen vorbestimmten Schwellenwert überschreitet. Bevorzugt ist auch, dass der Offset, bei der die Sollwertvorgabe durch den Instationär-Sollwertgeber 54 aktiviert und deaktiviert wird, für jeden Gang im Wechselgetriebe 22 konfigurierbar ist, so dass das Drehmoment des Verbrennungsmotors 12 ergänzend in Abhängigkeit von einer im Wechselgetriebe 22 eingestellten Übersetzung eingestellt wird.

[0049] Beide Ausgestaltungen erlauben eine an die Zugkraft und Trägheitsverhältnisse bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten und Gangstufen angepasste Lastschlagdämpfung bei offener Wandlerkupplung.

[0050] Eine weitere bevorzugte Ausgestaltung sieht vor, dass das Drehmoment des Verbrennungsmotors 12 nur dann in Abhängigkeit von der Abweichung dn und der Änderungsgeschwindigkeit $d/dt(n_1)$ eingestellt wird, wenn ein Fahrstabilitätsprogramm nicht deaktiviert worden ist und/oder wenn eine Änderung der im Getriebe eingestellten Übersetzung gerade nicht durchgeführt wird, und/oder wenn eine Modifizierung der Steuerung des Verbrennungsmotors 12 für eine beschleunigte Aufheizung eines Katalysators nicht aktiviert ist und/oder das Drehmoment des Verbrennungsmotors 12 nur dann in Abhängigkeit von der Differenz dn und der Änderungsgeschwindigkeit $d/dt(n_1)$ eingestellt wird, wenn die Wandlerüberbrückungskupplung 20 nicht geschlossen ist.

[0051] Durch diese Ausgestaltungen werden Störungen dieser Steuerungsvorgänge verhindert. Das ist sinnvoll, weil diese Vorgänge im Allgemeinen eine höhere Priorität besitzen als die eher aus Komfortgründen vorgesehene Lastschlagdämpfung. Diese Beschränkungen werden bevorzugt als ergänzende Eingangsbedingungen der Und-Verknüpfung 74 in der Figur 2 realisiert.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Steuerung eines Verbrennungsmotors (12) in einem Triebstrang (10), der einen hydraulischen Drehmomentwandler (14) mit einem Pumpenrad (16) und einem Turbinenrad (18) aufweist, bei einem Übergang von einem Schiebetrieb in einen Zugbetrieb, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Drehzahlen (n_1) des Pumpenrades (16) und der Turbinenrades (18) zeitgleich erfasst und miteinander verglichen werden, eine Abweichung (dn) der Drehzahl (n_1) des Pumpenrades (16) von der Drehzahl (n_2) des Turbinenrades (18) ermittelt wird, und dann, wenn die Drehzahl (n_2) des Turbinenrades (18) größer als die Drehzahl (n_1) des Pumpenrades (16) ist und die Abweichung (dn)

- einen vorgegebenen Schwellenwert (S) unterschreitet, das Drehmoment des Verbrennungsmotors (12) in Abhängigkeit von der Abweichung (dn) und einer Änderungsgeschwindigkeit ($d/dt(n_1)$) der Drehzahl (n_1) des Pumpenrades (16) eingestellt wird. 5
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Drehmoment des Verbrennungsmotors (12) nur dann in Abhängigkeit von der Abweichung (dn) und der Änderungsgeschwindigkeit ($d/dt(n_1)$) eingestellt wird, wenn ein Fahrstabilitätsprogramm nicht deaktiviert worden ist. 10
3. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Drehmoment des Verbrennungsmotors (12) nur dann in Abhängigkeit von der Abweichung (dn) und der Änderungsgeschwindigkeit ($d/dt(n_1)$) eingestellt wird, wenn eine Änderung der in einem Wechselgetriebe (22) eingestellten Übersetzung nicht durchgeführt wird. 15 20
4. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Drehmoment des Verbrennungsmotors (12) nur dann in Abhängigkeit von der Abweichung (dn) und der Änderungsgeschwindigkeit ($d/dt(n_1)$) eingestellt wird, wenn eine Modifizierung der Steuerung des Verbrennungsmotors (12) für eine beschleunigte Aufheizung eines Katalysators nicht aktiviert ist. 25 30
5. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Drehmoment des Verbrennungsmotors (12) nur dann in Abhängigkeit von der Abweichung (dn) und der Änderungsgeschwindigkeit ($d/dt(n_1)$) eingestellt wird, wenn eine Wandlerüberbrückungskupplung (20) nicht geschlossen ist. 35
6. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Drehmoment des Verbrennungsmotors (12) ergänzend in Abhängigkeit von einer im Wechselgetriebe eingestellten Übersetzung eingestellt wird. 40 45
7. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Drehmoment des Verbrennungsmotors (12) ergänzend in Abhängigkeit vom Fahrerwunsch (FW) eingestellt wird. 50
8. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Drehmoment des Verbrennungsmotors (12) solange in Abhängigkeit von der Abweichung (dn) und der Änderungsgeschwindigkeit ($d/dt(n_1)$) eingestellt wird, bis die Abweichung (dn) nach einem Wechsel ihres Vorzeichens einen vorbestimmten Schwellenwert (S) überschreitet. 55
9. Steuergerät (32), das dazu eingerichtet ist, einen Verbrennungsmotor (12) in einem Triebstrang (10), der einen hydraulischen Drehmomentwandler (14) mit einem Pumpenrad (16) und einem Turbinenrad (18) aufweist, bei einem Übergang von einem Schiebetrieb in einen Zugbetrieb zu steuern, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Steuergerät (32) dazu eingerichtet ist, die Drehzahlen (n_1) des Pumpenrades (16) und des Turbinenrades (18) zeitgleich zu erfassen und miteinander zu vergleichen, eine Abweichung (dn) der Drehzahl (n_1) des Pumpenrades (16) von der Drehzahl (n_2) des Turbinenrades (18) zu ermitteln, und dann, wenn die Drehzahl (n_2) des Turbinenrades (18) größer als die Drehzahl (n_1) des Pumpenrades (16) ist und die Abweichung (dn) einen vorgegebenen Schwellenwert (S) unterschreitet, das Drehmoment des Verbrennungsmotors (12) in Abhängigkeit von der Abweichung (dn) und einer Änderungsgeschwindigkeit ($d/dt(n_1)$) der Drehzahl (n_1) des Pumpenrades (16) einzustellen.
10. Steuergerät (32) nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** es dazu eingerichtet ist, ein Verfahren nach einem der Ansprüche 2 bis 8 zu steuern.

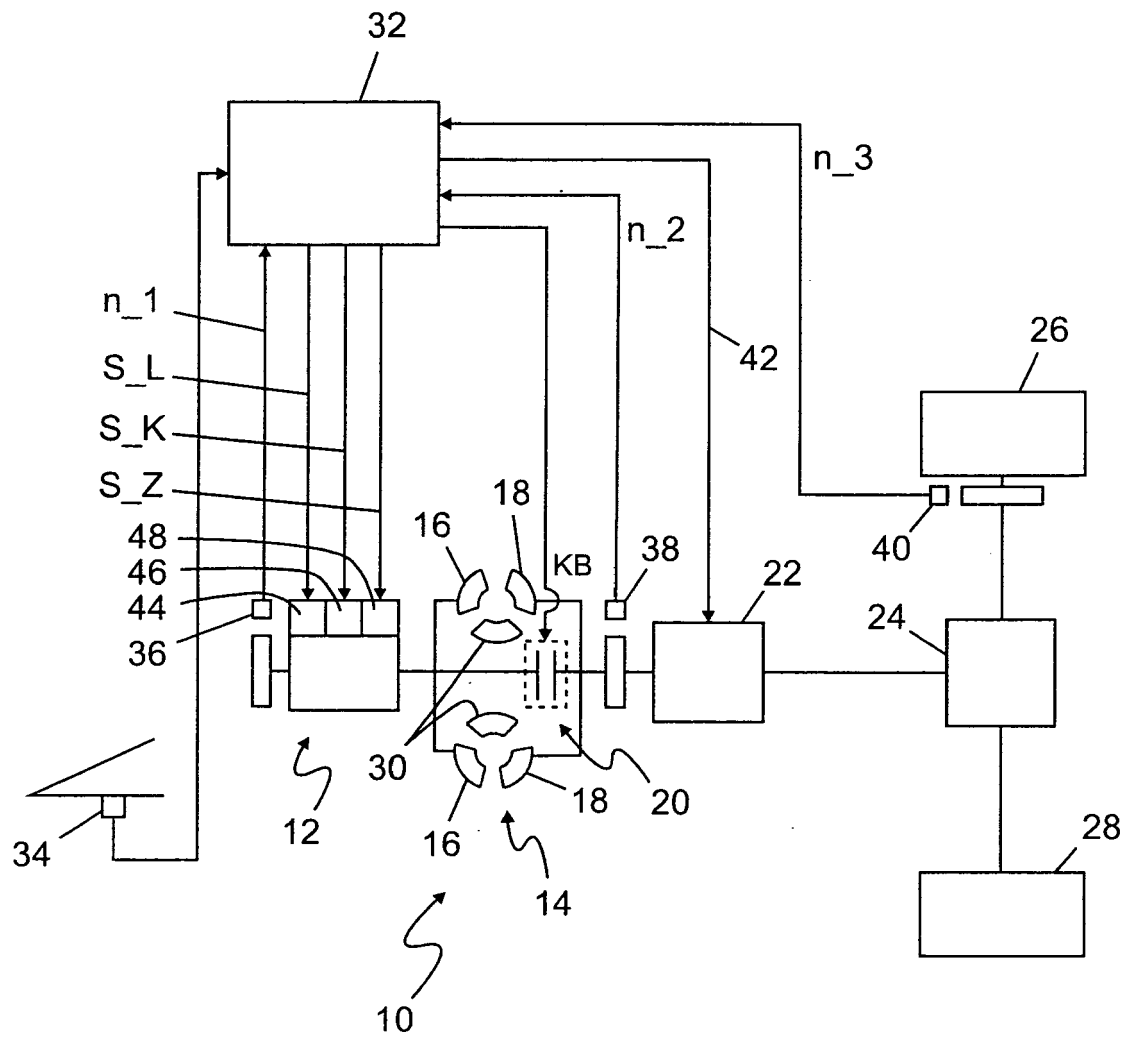


Fig.1

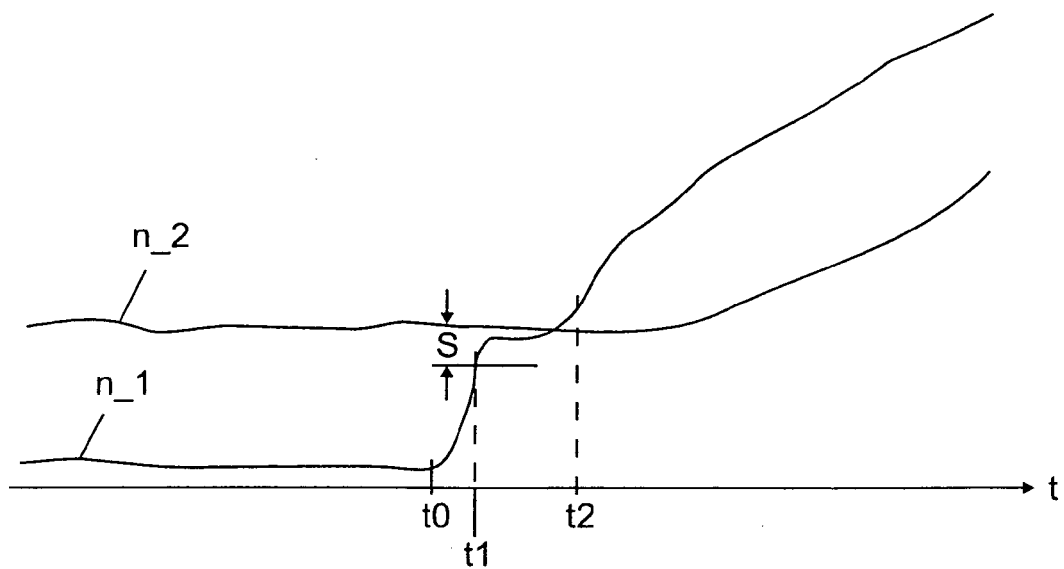
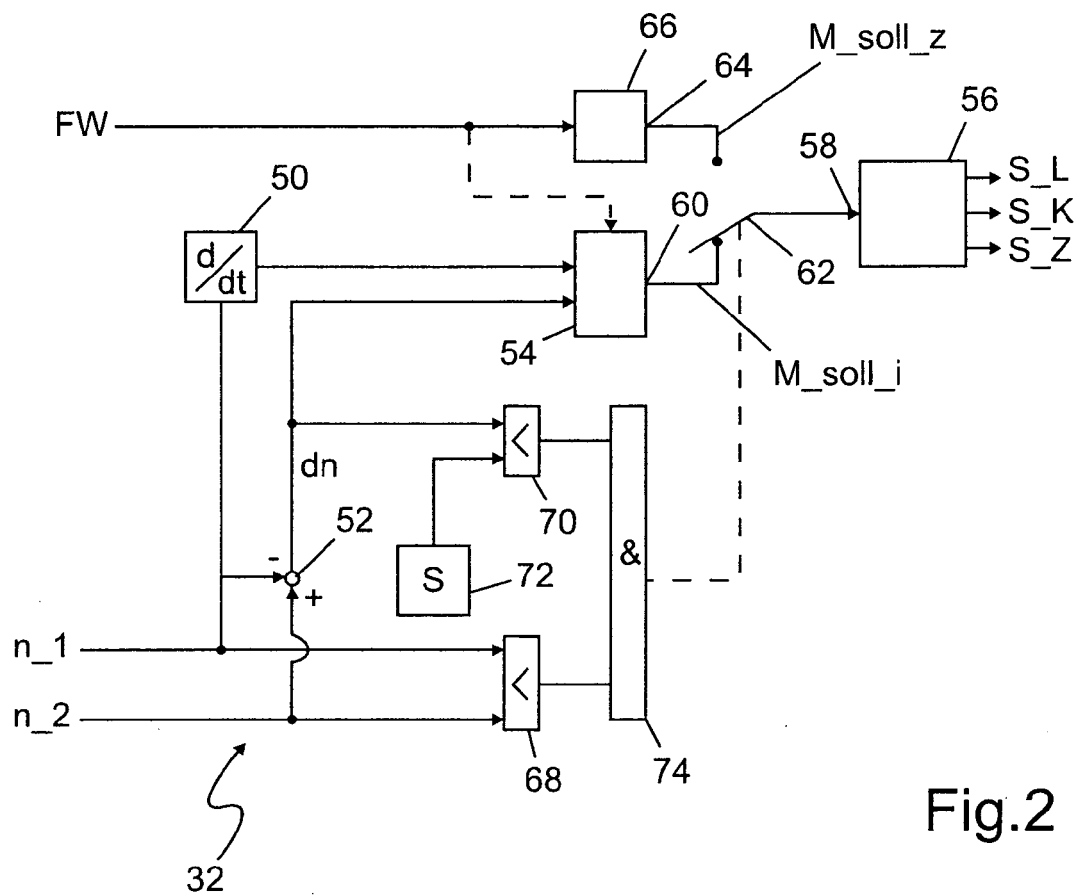


Fig.3

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 10206199 C1 [0002] [0003] [0004] [0005] [0005]
[0006] [0007] [0007] [0009] [0015]