(19) Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 699 05 548 T3** 2011.03.17

(12) Übersetzung der geänderten europäischen Patentschrift

(97) **EP 1 015 265 B2**
(21) Deutsches Aktenzeichen: **699 05 548.2**
(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/JP99/03999**
(86) Europäisches Aktenzeichen: **99 931 544.3**
(87) PCT-Veröffentlichungs-Nr.: **WO 2000/006401**
(86) PCT-Anmeldetag: **27.07.1999**
(87) Veröffentlichungstag der PCT-Anmeldung: **10.02.2000**
(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **05.07.2000**
(97) Veröffentlichungstag der Patenterteilung beim EPA: **26.02.2003**
(97) Veröffentlichungstag des geänderten Patents beim EPA: **04.08.2010**
(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **17.03.2011**

(51) Int Cl.[8]: ***B60G 15/07*** (2006.01)
F16F 1/04 (2006.01)

Patentschrift wurde im Einspruchsverfahren geändert

(30) Unionspriorität:

21047898	**27.07.1998**	**JP**
1167899	**20.01.1999**	**JP**

(73) Patentinhaber:
NHK Spring Co., Ltd., Yokohama-shi, Kanagawa, JP

(74) Vertreter:
derzeit kein Vertreter bestellt

(72) Erfinder:
HAMANO, Toshio, Yokohama-shi, Kanagawa 236-0004, JP; KATO, Hirotake, Yokohama-shi, Kanagawa 236-0004, JP; SHIGEOKA, Iwao, Yokohama-shi, Kanagawa 236-0004, JP; NAKAMURA, Takahiro, Yokohama-shi, Kanagawa 236-0004, JP; KAMAKURA, Toshiyuki, Yokohama-shi, Kanagawa 236-0004, JP; KOMAZAKI, Masaya, Yokohama-shi, Kanagawa 236-0004, JP

(84) Benannte Vertragsanstalten:
DE, ES, FR, GB, IT

(54) Bezeichnung: **RADAUFHÄNGUNGSSYSTEM UND DAZU PASSENDE FEDER**

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

Beschreibung

Technisches Gebiet

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft ein Radaufhängungssystem. Insbesondere betrifft die vorliegende Erfindung ein Radaufhängungssystem, welches durch eine neue Federstruktur und eine neue Federmontageanordnung gekennzeichnet ist, und eine Feder für ein solches Radaufhängungssystem.

Stand der Technik zur Erfindung

[0002] Bei einem konventionellen Radaufhängungssystem des Verstrebungstyps, wie es zum Beispiel verbreitet bei Automobilen verwendet wird, sind ein Fahrzeugkörper und ein Kopplungselement des Radaufhängungssystems miteinander über eine Vorrichtung verbunden, welche einen röhrenförmigen Stoßdämpfer bestehend aus einem mit Öl befüllten Zylinder und einem darin aufgenommenen Kolben, und eine den Stoßdämpfer umgebende Spiraldruckfeder einschließt. Da jedoch die Eingabe des Reifens nicht notwendigerweise zur axialen Linie des Stoßdämpfers ausgerichtet ist und der Stoßdämpfer einer lateralen Belastung ausgesetzt ist, ist der gleitende Teil zwischen dem Zylinder und dem Kolben des Stoßdämpfers einer lateralen Kraft und einem Moment ausgesetzt, so daß der resultierende Gleitwiderstand den Fahrkomfort des Fahrzeugs beeinträchtigt und die Zuverlässigkeit des Stoßdämpfers verringert.

[0003] Unter Berücksichtigung dieses Problems ist es konventionellerweise bekannt, einen Winkelversatz zwischen der axialen Linie der Feder und der axialen Linie des Stoßdämpfers vorzusehen, so daß eine Kraft und ein Moment in der Feder produziert werden, welche denen entgegenwirken, die in dem gleitenden Teil zwischen dem Zylinder und dem Kolben des Stoßdämpfers erzeugt werden. Die Summe des Versatzes ist jedoch beschränkt durch den Durchmesser der Spiralfeder und dem Montageraum, und es war nicht immer möglich, eine adäquate Lateralkraft und Moment zu erzeugen, um die Lateralkraft und das Moment, welches durch den Eingang des Reifens erzeugt wird, vollständig zu beseitigen.

[0004] In der japanischen Patentoffenlegungsschrift Nr. 01-156119 wird vorgeschlagen, eine Druckschraubenfeder zu verwenden, welche in ihrem freien Zustand eine gekrümmte Axiallinie aufweist, so daß die Kraft und das Moment, welche in den gleitenden Teilen zwischen dem Zylinder und dem Kolben des Stoßdämpfers erzeugt werden, beseitigt werden. Es ist jedoch nicht klar, wie eine gekrümmte Druckschraubenfeder in einem geraden Zustand zurückgehalten werden kann, und gekrümmte Druckschraubenfedern, welche für Radaufhängungssysteme geeignet sind, können nicht mit geringen Kosten hergestellt werden.

[0005] In der GB-A-1 192 766, (auf der die zweiteilige Form des unabhängigen Anspruchs 1 basiert) ist eine Spiralfeder offenbart, welche in einem nicht vorgespannten Zustand mit einer relativen Querversetzung der Windungen gewickelt wird, so daß sie die Form eines abgeschrägten Zylinders aufweist, wenn sie im Querschnitt betrachtet wird. Die Spiralfeder weist in ihrem unbelasteten Zustand eine abgeschrägte oder schiefe Form auf und wird in ihrem eingebauten Zustand in eine wirkliche zylindrische Form gezwungen.

[0006] Die GB-A-1 031 650 offenbart wechselseitig versetzte Federauflagen, welche eine normale zylindrische Feder in einer schiefen Form halten. Dies erfordert auch ein laterales Vorspannen der Feder für die Montage.

[0007] Bezug wird auch auf die DE-U-693 57 579 und die JP-A-62028534 (auf der die zweiteilige Form des unabhängigen Anspruchs 4 basiert) genommen, die beide eine Spiralfeder zeigen, die einen zylindrisch variierenden Steigungswinkel zwischen einem lokalen Minimum und einem lokalen Maximum für jede Windung aufweist, aber jede Windung zwei Minima und zwei Maxima enthält. Die Maxima sind ferner in jeder Windung diametral gegenüberliegend angeordnet und ebenso die Minima. Die Lateralkraft, die lokal aufgrund eines Wechsels im Steigungswinkel in einem Teil der Spiralfeder erzeugt werden kann, ist deshalb versetzt zum Gegenstück, welches im Ergebnis netto 180° auseinanderliegt, daß keine Lateralkraft von der Druckfeder dieser vorbekannten Patente erzeugt wird, wenn sie zusammengedrückt oder gedehnt wird. Diese vorbekannten Erfindungen sind für die Vereinfachung der Herstellung von Federn vorgesehen, zum Beispiel durch Gießen oder Spritzgießen.

[0008] In der DE-A-37 43 451 ist eine Feder mit einem sich ändernden Drahtdurchmesser offenbart. In einer Ausführungsform hat die Feder einen zyklisch variierenden Drahtdurchmesser in jeder Federwindung, wobei der Drahtdurchmesser zwischen lokalen Minima und lokalen Maxima alterniert, die sich bei winkelförmig fixierten Positionen in Abständen von 180° in jeder Federwindung befinden. Eine ähnliche Feder ist auch in GB-A-1238714 offenbart. Solch eine Feder hat eine transversal verschobene Wirkungslinie, um eine Biegungsbewegung zu erzeugen, wenn sie entgegen eines Biegemoments komprimiert wird, welches in einem Stoßdämpfer erzeugt wird. Das Federbiegemoment verursacht Federkrümmung bei Kompression.

[0009] In einer anderen Ausführungsform der DE-A-37 43 451 ändert sich der kleinere Drahtdurchmesser entlang der Federlänge von einer Seite der Federachse zur anderen Seite davon. Dies erlaubt

der Feder, laterale Kräfte zu erzeugen und reduziert Federkrümmung.

[0010] Der Artikel „Berechnung zylindrischer Federn mit progressiver Kennlinie durch veränderliche Steigung", veröffentlicht in „Der Konstrukteur 3/1985" bezieht sich auf veränderliche Steigung von Drehung zu Drehung in einer Feder anstelle des Drahtdurchmessers, um eine progressive Federkonstante bereitzustellen. Veränderung des Steigungswinkels in jeder Federdrehung, um laterale Kräfte zu produzieren, wird nicht in Betracht gezogen.

[0011] In den Figuren der US-A-5,454,150, DE 39 00 473 A1 und DE 40 21 314 C2 wird eine Feder gezeigt, die bei jeder Drehung oder Windung zwei 180°-Sektionen unterschiedlichen konstanten Steigungswinkel hat.

Kurze Zusammenfassung der Erfindung

[0012] Mit Hinblick auf solche Probleme des Stands der Technik ist es die erste Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein Fahrzeugradaufhängungssystem zu schaffen, welches einen röhrenförmigen Stoßdämpfer und eine Druckschraubenfeder umfaßt, die den Stoßdämpfer umgibt, die vorteilhaft den Gleitwiderstand reduzieren kann, der zwischen dem Zylinder und dem Kolben des Stoßdämpfers ohne Zunehmen der Größe des Systems produzieren kann.

[0013] Eine zweite Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein Fahrzeugradaufhängungssystem zu schaffen, welches vorteilhaft den Gleitwiderstand reduzieren kann, der zwischen dem Zylinder und dem Kolben des Stoßdämpfers erzeugt werden kann, und welches dabei den Fahrkomfort des Fahrzeugs und die Zuverlässigkeit des Stoßdämpfers verbessern kann.

[0014] Eine dritte Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein Fahrzeugradaufhängungssystem zu schaffen, welches vorteilhaft den Gleitwiderstand vermindern kann, der zwischen dem Zylinder und dem Kolben des Stoßdämpfers erzeugt werden kann, ohne Zunahme der Abmessungen des Systems und ohne Komplizierung der Montagearbeit.

[0015] Eine vierte Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, Schraubenfedern zu schaffen, welche für die Verwendung in solchen Fahrzeugradaufhängungssystemen geeignet sind.

[0016] Diese Aufgaben werden durch die Gegenstände der unabhängigen Ansprüche 1 und 4 gelöst. Bevorzugte Ausführungsformen werden in den abhängigen Ansprüchen beschrieben.

[0017] Insbesondere wenn die lateralen Kräfte, die zwischen den zwei Enden erzeugt werden, so bestimmt sind, daß die lateralen Kräfte, welche zwischen einem Kolben und einem Zylinder des Stoßdämpfers aufgrund eines Versatzes zwischen der Linie der Betätigung durch ein Rad und einer axialen Linie des Stoßdämpfers erzeugt werden, können minimiert werden. Daher kann der Gleitwiderstand aufgrund der zwischen dem Zylinder und dem Kolben des Stoßdämpfers wirkenden lateralen Kraft vorteilhaft reduziert werden, so daß der Fahrkomfort des Fahrzeugs und die Zuverlässigkeit des Stoßdämpfers verbessert werden können.

[0018] Die Druckschraubenfeder kann vorgesehen sein, um die erforderlichen lateralen Kräfte zwischen den zwei Enden zu erzeugen, wenn sie zusammengedrückt und gedehnt wird, ohne eine Zunahme der Größe des Systems und ohne unter den geometrischen Beschränkungen zu leiden, wenn die Druckschraubenfeder aus einer Schraubenfeder besteht, welche um einen schiefen Zylinder gewickelt ist und zurückgehalten wird, so daß diese eine aufrechte axiale Linie durch Einwirken einer lateralen Initialbelastung aufweist und entlang der aufrechten axialen Linie gedehnt und zusammengedrückt wird.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

[0019] Die vorliegende Erfindung wird nun im folgenden mit Bezug auf die angehängten Zeichnungen beschrieben, in denen:

[0020] Fig. 1 eine bruchstückhafte, teilweise weggebrochene Vorderansicht eines wesentlichen Teils eines Fahrzeugradaufhängungssystems ist, welches nicht Teil der vorliegenden Erfindung ist, aber hilfreich zum Verständnis der Erfindung;

[0021] Fig. 2 eine Ansicht ist, die nur die Feder des Fahrzeugradaufhängungssystems in Fig. 1 zeigt;

[0022] Fig. 3 eine schematische Ansicht ist, die die Feder in Fig. 2 darstellt;

[0023] Fig. 4 eine Ansicht ist, welche nur die Feder einer anderen Ausgestaltung des Fahrzeugradaufhängungssystems in Fig. 1 zeigt;

[0024] Fig. 5 eine Ansicht ist, die nur die Feder eines Fahrzeugradaufhängungssystems gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt;

[0025] Fig. 6 ein Graph ist, welcher die Beziehung zwischen der Knotenzahl (Winkel) und der Höhe (H) der Schraubenfeder zeigt; und

[0026] Fig. 7 ein Graph ist, der die Beziehung zwischen der Knotenzahl (Winkel) und dem Steigerungswinkel (oc) der Schraubenfeder zeigt.

Detaillierte Beschreibung der bevorzugten Ausgestaltungen

[0027] Fig. 1 ist eine vereinfachte, bruchstückhafte, teilweise weggebrochene Vorderansicht eines wesentlichen Teils eines Fahrzeugradaufhängungssystems. Eine Achsstrebenvorrichtung **4** mit einem schwenkbar an einem Fahrzeugkörper **1** befestigten oberen Ende und einem schwenkbar an einem Verbindungselement **3** befestigten unteren Ende, welches einen Fahrzeugträger **2** mit dem Fahrzeugkörper **1** verbindet, umfaßt einen Stoßdämpfer **5**, der aus einem röhrenförmigen öldämpfer und einer Druckschraubenfeder **6** gehalten durch die Federauflagen **7** und **8** zwischen dem Zylinder und dem Kolben des Stoßdämpfers **5** besteht. Die obere Federauflage **7** verbunden mit dem oberen Ende der Kolbenstange des Stoßdämpfers **5** ist schwenkbar mit dem Fahrzeugkörper **1** über eine Gummibuchse oder dergleichen befestigt, und die untere Federauflage **8** ist fest am äußeren Umfang des Zylinders des Stoßdämpfers **5** befestigt.

[0028] Die Druckschraubenfeder **6** weist eine zentrische axiale Linie B auf, die um einen Winkel 0 unter Null-Last-Bedingung gekippt ist, wie durch die imaginären Linien in Fig. 2 angezeigt. Diese Druckschraubenfeder **6** kann durch elastisches Deformieren dieser Schraubenfeder **6** durch festes Zurückhalten ihrer beiden Enden und durch Einwirken lateral entgegengesetzter Kräfte einer vorbeschriebenen Größe auf zwei Enden in eine Form deformiert werden, welche eine vertikale axiale Linie A einer normalen Druckschraubenfeder aufweist,

[0029] Bezugnehmend auf Fig. 3 kann diese Druckschraubenfeder **6** als erhalten durch Kippen der vertikalen axialen Linie A einer normalen zylindrischen Druckschraubenfeder angesehen werden, welche als eine Referenzform aufweisend angesehen wird und durch Einwirken der lateral entgegengesetzten Kräfte zu einer gekippten axialen Linie B durch einen Winkel **9** erhalten wird. Genauer in dem kartesischen Koordinatensystem, welches eine sich entlang der axialen Linie A erstreckende Y-Achse und eine sich senkrecht zu der axialen Linie A in die Kipprichtung der gekippten axialen Linie B erstreckende X-Achse aufweist, wenn ein willkürlicher Punkt auf der Druckschraubenfeder, der eine vertikale axiale Linie A aufweist, durch Koordinaten (Snx, Sny) gegeben ist, kann der entsprechende Punkt auf der Druckschraubenfeder, welche die gekippte axiale Linie B aufweist, durch Erhalten der Y-Koordinate oder Sny und Verschieben der X-Koordinate durch das Produkt aus der Y-Koordinate Sny und tan8 bezüglich der Referenzkoordinate (Snx, Sny) oder durch die Koordinate (Snx + Sny·tan9, Sny) erhalten werden. Der Kippwinkel 0 der zentralen Linie B der Druckschraubenfeder **6** ist durch die Lateralbelastung vorbestimmt, welche zwischen dem Zylinder und dem Kolben des Stoßdämpfers **5** des Fahrzeugs einwirkt. Die zwei Enden der Druckschraubenfeder **6** werden mittels darauf einwirkenden initialen Lateralkräften und – momenten erforderlich zurückgehalten und die Federauflagen sollten angepaßt sein, solchen Anforderungen zu entsprechen.

[0030] Solch eine Schraubenfeder **6** kann durch Wickeln eines Spulendrahtes um einen schiefen Zylinderkörper hergestellt werden, während der Spulendraht mit einer konstanten Steigung in Bezug auf die vertikale axiale Referenzlinie zugeführt wird. Die äußere Umfangsoberfläche des Körpers kann entweder glatt sein, oder kann mit einer Spiralausnehmung zum Führen des Spulendrahtes versehen sein. Ein solcher Spulenprozeß ist typischerweise als Warmformprozeß ausgeführt, und das Tempern und andere Prozesse werden hiernach ausgeführt.

[0031] Der Gleitwiderstand F zwischen dem Zylinder und dem Kolben des Stoßdämpfers **5** kann durch folgende Gleichung gegeben sein,

$$F = \mu \cdot N$$

wobei u ein Reibungskoeffizient und N eine Reaktionskraft ist. Die Reaktionskraft N ist durch eine mathematische Funktion des lateralen Belastungsvektors Rsus gegeben, welcher zwischen dem Zylinder und dem Kolben des Stoßdämpfers **5** einwirkt.

[0032] Der laterale Belastungsvektor Rsus ist dagegen durch die folgende Gleichung gegeben:

$$Rsus = Rgeo + Rcoil$$

wobei Rgeo ein geometrischer Lateralbelastungsvektor ist, welcher geometrisch durch die Differenz in den Richtungen der Bewegung der Achsen und des Stoßdämpfers in dem bestimmten Radaufhängungssystem ist, und Rcoil die Lateralbelastung aufgrund des Kippwinkels der Schraubenfeder ist. Da der Gleitwiderstand F reduziert ist, wenn der laterale Belastungsvektor Rsus reduziert ist, sollte die Richtung und die Größe von Rcoil so ausgewählt werden, daß Rgeo beseitigt ist. Vorausgesetzt, daß andere Bedingungen identisch sind, ist je größer der Schwenkwinkel der zentralen Linie B ist, desto größer wird Rcoil. Solch eine Beziehung kann analytisch bestimmt werden. In der Praxis jedoch kann eine Finite-Elemente-Methode zur Bestimmung der erforderlichen Beziehung verwendet werden, so daß die Spule gemäß einer optimalen Ausgestaltung gewickelt werden kann, welche am besten für die bestimmte Applikation geeignet ist.

[0033] In diesem Fall war die Schraubenfeder **6** zwei-dimensional gekippt, aber sie kann auch, abhängig von Rgeo, drei-dimensional gekippt sein. Die Schraubenfeder kann auch eine gekrümmte axia-

le Linie unter Null-Last-Bedingung aufweisen. Die Schraubenfeder kann auch eine nicht-lineare Federkonstante aufweisen, welche sich in Abhängigkeit von der Auslenkung der Druckschraubenfeder ändert.

[0034] Es ist auch möglich, eine normale zylindrische Schraubenfeder **16** als zweite Ausgestaltung der vorliegenden Erfindung anstelle der Feder **6**, welche die gekippte axiale Linie B unter Ruhebedingungen aufweist, zu verwenden, die eine vertikale axiale Linie C unter Ruhebedingungen aufweist, wie durch die imaginären Linien in Fig. 4 angezeigt. In diesem Fall sind die zwei Enden der zylindrischen Druckschraubenfeder **16** festgehalten, und werden während der Verwendung lateralen Kräften ausgesetzt, so daß die axiale Linie der Schraubenfeder um einen Winkel **9** kippt, wie durch die gekippte axiale Linie D angezeigt. Ferner wird die Schraubenfeder **16** entlang der axialen Linie D zusammengedrückt und gedehnt. Auch in diesem Fall werden die zwei Enden der Schraubenfeder **16** mittels darauf einwirkender initialer Lateralkräfte und -momente erforderlich zurückgehalten, und die Federauflagen sollten angepaßt sein, den Anforderungen zu genügen.

[0035] Solch eine Schraubenfeder **16** kann durch Wickeln eines Spulendrahtes, der von einer Zuführvorrichtung um den rotierenden zylindrischen Körper herum auf einer Wickelmaschine zugeführt wird, hergestellt werden, insbesondere wie das Wickeln einer normalen zylindrischen Schraubenfeder. Solch ein Spulenprozeß ist typisch als ein Warmformprozeß ausgeführt, und das Tempern und andere Prozesse werden hiernach ausgeführt. Ebenso kann die äußere Umfangsfläche des Körpers entweder glatt sein, oder sie ist mit einer Spiralausnehmung zum Führen des Spulendrahtes versehen.

[0036] Fig. 5 bis Fig. 7 zeigen eine Feder der vorliegenden Erfindung. Diese Druckschraubenfeder **26** weist in ihrem unbelasteten Zustand eine im wesentlichen wirklich zylindrische Form, wie in Fig. 5 dargestellt, auf. Diese besteht aus einer zylindrischen Schraubenfeder mit konstanter Steigung, welche einen konstanten Radius r und eine konstante Steigung P aufweist, und ihre axiale Linie 0 ist unter Null-Last-Bedingung gerade. Jedoch ändert sich der Steigungswinkel (α) zyklisch mit jeder Windung. Der Steigungswinkel (α) ist als eine Erhöhung (ΔH) der Federhöhe (H) für eine gegebene Erhöhung (r·Δβ) einer Länge (r·β) des Spulendrahtes gegeben, β bezeichnet hier den Winkel eines Punktes des Spulendrahtes mit der zentralen axialen Linie in Wicklungsrichtung.

[0037] Solch eine Schraubenfeder **26** kann durch Wickeln eines Spulendrahtes zugeführt aus einer Zuführeinheit um einen rotierenden zylindrischen Körper auf normalem Wege hergestellt werden, außer daß die axiale Zuführgeschwindigkeit der Zuführvorrichtung nicht einheitlich ist, sondern gemäß dem Rotationswinkel des zylindrischen Körpers oder dessen Phasenwinkel variiert. Danach werden Tempern und andere Prozesse ausgeführt. Auch in diesem Fall kann die äußere Umfangsfläche des Körpers entweder glatt oder mit einer Spiralausnehmung zum Führen des Spulendrahtes versehen sein.

[0038] Fig. 6 zeigt einen Graphen, in welchem die Ordinate der Knotenzahl zugeordnet ist, welche entlang der Länge des Spulendrahtes bei einer Rate von 20 Knoten pro Windung des Spulendrahtes definiert sind, und die Abszisse der Höhe (H) an jedem Punkt des Spulendrahtes zugeordnet ist. Im Fall einer normalen Schraubenfeder, wie durch die unterbrochene Linie B angezeigt, steigt die Höhe (H) an jedem Punkt des Spulendrahtes proportional zur Knotenzahl oder dem Winkel (β) des Knotenpunktes auf dem Spulendraht in Wicklungsrichtung. Andererseits steigt und sinkt im Falle der Schraubenfeder, wie in Fig. 5 durch die durchgezogene Linie A dargestellt, die Höhe (H) zyklisch bezogen auf den Pegel der unterbrochenen Linie B in Bezug auf die Knotenzahl oder den Winkel (β) des Knotenpunktes auf dem Spulendraht.

[0039] In dem Graphen der Fig. 7 sind Knotenpunkte ähnlich definiert, und die Ordinate ist der Knotenzahl zugeordnet, während die Abszisse dem Steigungswinkel (α) des korrespondierenden Punkts auf dem Spulendraht zugeordnet ist. Wie in diesem Graphen dargestellt ist, wechselt der Steigungswinkel (α) der Schraubenfeder zwischen einem lokalen Maximum und einem lokalen Minimum für jede 180° in Bezug auf die Knotenzahl oder den Winkel (β) des Knotenpunktes auf dem Spulendraht, wie durch die durchgezogene Linie A angezeigt. Insbesondere gibt es eine Spitze und eine Vertiefung des Steigungswinkels (α) für jede Windung der Spule (welche in der dargestellten Ausgestaltung **20** Knotenpunkte umfaßt). Wenn diese Schraubenfeder **26** zusammengepreßt wird, werden laterale Kräfte an jedem Ende in eine bestimmte Richtung erzeugt. Die Schraubenfeder **26** ist in einer Weise installiert, daß diese Lateralkräfte den Lateralkräften entgegengesetzt wirken, welche im Stoßdämpfer **5** produziert werden.

[0040] Die Lateralkräfte, die an den zwei Enden der Schraubenfeder **26** produziert werden, werden größer, wenn die Amplitude (W in Fig. 7) des Steigungswinkels (α) größer wird. Diese Amplitude sollte gemäß den Lateralkräften bestimmt werden, welche zwischen dem Zylinder und dem Kolben produziert werden können. Die geometrische Struktur dieser Schraubenfeder **26** ist ähnlich zu der in Fig. 4 dargestellten Schraubenfeder **6**, außer für die Anordnung der Spulenenden. Die Referenzauflagenoberfläche jedes Spulenendes der in Fig. 5 dargestellten Schraubenfeder **6** ist senkrecht zu der Richtung des Zusammendrückens der Schraubenfeder, wobei die Referenzsitzoberfläche jedes Spulenendes der in

Fig. 4 dargestellten Schraubenfeder **16** senkrecht zu der Richtung der konstanten Steigung (A) der Spiralkrümmung des Spulendrahtes ist, und um einen Winkel (0) in Bezug auf die zentrale axiale Linie der Schraubenfeder geneigt ist.

[0041] In dieser Ausgestaltung ändert sich der Steigungswinkel (α) zwischen einem lokalen Minimum und einem lokalen Maximum für jede 180°, aber die lokalen Minima und Maxima können sich an zwei Punkten an jeder Windung wiederholen, die im Winkel zu einer Durchmesserlinie versetzt sind, und zum Beispiel über einen Winkel von 160° beabstandet sind, solange die Winkelpositionen der lokalen Minima und Maxima in jeder Windung fixiert sind.

[0042] Die vorliegende Erfindung kann nicht nur auf zylindrische Schraubenfedern angewendet werden, sondern auch auf konische Schraubenfedern, sanduhrgeformte Schraubenfedern, tonnenförmige Schraubenfedem und keglige Schraubenfedern. Fig. 7 zeigt die Beziehung zwischen den Knoten oder dem Winkel (β) in Wicklungsrichtung und dem Steigungswinkel (α) von konischen Federn sowie solchen zylindrischen Schraubenfedern, die einen zylindrisch variierenden Steigungswinkel, wie in Fig. 5 (durchgezogene Linie A) gezeigt, und eine normale zylindrische Schraubenfeder mit konstanter Steigung (unterbrochene Linie B) aufweisen. Wenn zum Beispiel der Steigungswinkel (α) im Fall einer konischen Feder mit einer konstanten Steigung die axiale Zunahme des Spulendrahtes für jede Windung fixiert ist, wie durch die unterbrochene Linie C angezeigt, allmählich mit der Zunahme der Knotenzahl oder der Windungszahl ansteigt. Im Falle einer konischen Feder mit einem zyklisch variierenden Steigungswinkel können seine Eigenschaften als eine Überlagerung von denen der durchgezogenen Linie A und der unterbrochenen Linie C gegeben sein, oder der Steigungswinkel kann zyklisch zunehmen und abnehmen, während die Amplitude der Änderung des Steigungswinkels allmählich mit der Zunahme der Knotenzahl oder der Zunahme des Winkels (β) in Wicklungsrichtung zunimmt, wie in Fig. 7 durch die doppelt unterbrochene Linie D angezeigt.

[0043] Wie durch die obige Beschreibung gewürdigt werden kann, ist gemäß dem Fahrzeugradaufhängungssystem der vorliegenden Erfindung die Feder in einem Radaufhängungssystem mit einem röhrenförmigen Stoßdämpfer und einer Druckschraubenfeder, die den Stoßdämpfer umgibt, welche zwischen einem Fahrzeugkörper und einem Rad verbunden sind, geeignet, laterale Kräfte zu produzieren, welche den lateralen Kräften, die in einem Stoßdämpfer produziert werden, wenn die Schraubenfeder zusammengedrückt wird, entgegengesetzt sind. Daher kann der Gleitwiderstand zwischen dem Zylinder und dem Kolben aufgrund der lateralen Belastung produziert in dem Stoßdämpfer vermindert werden oder total ohne Zunahme der Abmessungen des Aufhängungssystems eliminiert werden.

[0044] Obwohl die vorliegende Erfindung durch Begriffe der bevorzugten Ausgestaltungen hierzu beschrieben worden ist, ist es für den Fachmann naheliegend, daß verschiedene Änderungen und Modifikationen möglich sind, ohne den Schutzbereich der vorliegenden Erfindung zu verlassen, welcher durch die angehängten Ansprüche bestimmt ist.

Patentansprüche

1. Fahrzeugradaufhängungssystem mit einem röhrenförmigen Stoßdämpfer und einer Druckschraubenfeder, die den Stoßdämpfer umgibt, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Druckschraubenfeder (**26**) aus einer Schraubenfeder besteht, die um einen wirklichen Zylinder gewickelt ist, so dass sie im unbelasteten Zustand eine gerade Mittellinie und in jeder Federwindung einen zyklisch variierenden Steigungswinkel (α) aufweist, wobei der Steigungswinkel zwischen lokalen Mindestwerten und lokalen Maximalwerten variiert, wobei die lokalen Mindestwerte und die lokalen Maximalwerte in winkelmäßig festen Positionen vorliegen, wobei die Positionen in jeder Federwindung um 180° beabstandet sind, um ein einzelnes lokales Minimum und ein einzelnes lokales Maximum für jede Federwindung vorzusehen, und wobei die Feder so gehalten wird, dass sie entlang einer aufrechten axialen Linie (0) ausgedehnt und zusammengedrückt wird, um laterale Kräfte zwischen deren zwei Enden zu erzeugen, wenn die Druckschraubenfeder (**26**) gedehnt oder zusammengedrückt wird.

2. Fahrzeugradaufhängungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die lateralen Kräfte, welche zwischen den zwei Enden erzeugt werden, derart bestimmt sind, daß die lateralen Kräfte, welche zwischen einem Kolben und einem Zylinder des Stoßdämpfers aufgrund eines Versatzes zwischen der Linie der Betätigung durch ein Rad und einer axialen Linie des Stoßdämpfers erzeugt werden, minimiert werden können.

3. Fahrzeugradaufhängungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckfeder (**26**) eine im wesentlichen wirklich zylindrische Form in einem unbelasteten Zustand aufweist.

4. Druckschraubenfeder (**26**), die um einen wirklichen Zylinder gewickelt ist, so dass sie im unbelasteten Zustand eine gerade Mittellinie und in jeder Federwindung einen zyklisch variierenden Steigungswinkel (α) aufweist, dadurch gekennzeichnet, dass der Steigungswinkel (α) zwischen lokalen Mindestwerten und lokalen Maximalwerten variiert, wobei die lokalen Mindestwerte und die lokalen Maximalwerte in winkelmäßig festen Positionen vorliegen, wobei die Positionen in jeder Federwindung um 180° beabstan-

det sind, um ein einzelnes lokales Minimum und ein einzelnes lokales Maximum für jede Federwindung vorzusehen, wobei die Feder laterale Kräfte zwischen zwei Enden der Feder erzeugt, wenn diese gedehnt oder zusammengedrückt wird.

5. Druckschraubenfeder nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckfeder (**26**) eine im wesentlichen wirklich zylindrische Form in einem unbelasteten Zustand aufweist.

Es folgen 6 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

Fig. 1

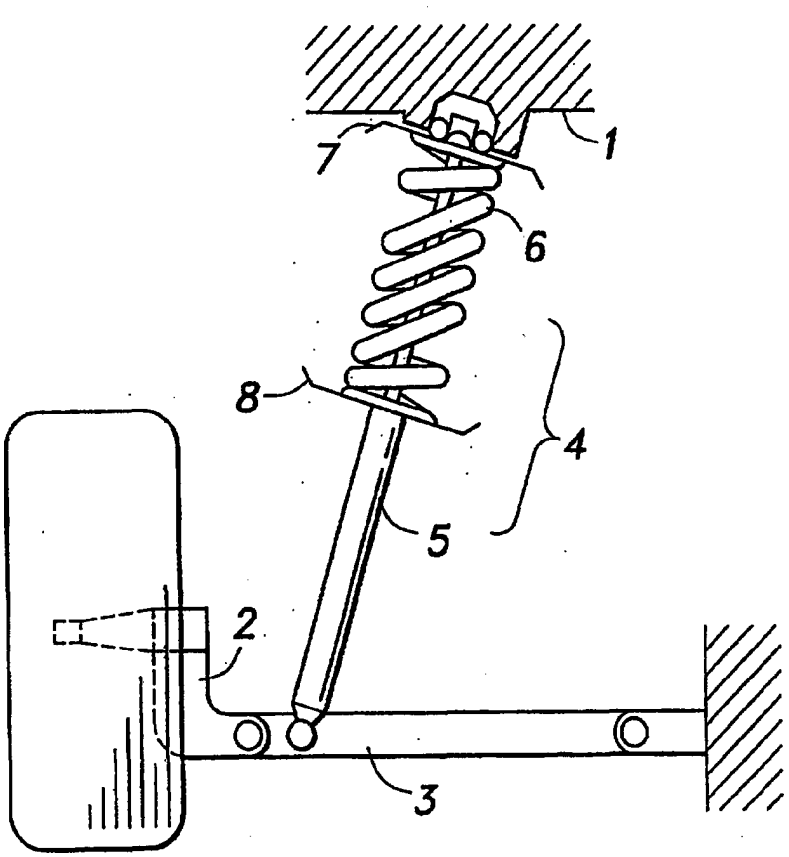


Fig. 2

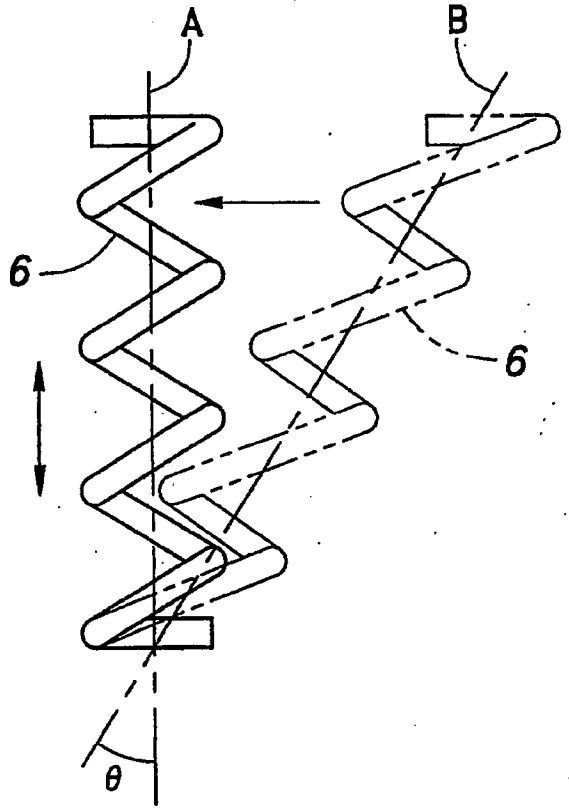


Fig. 3

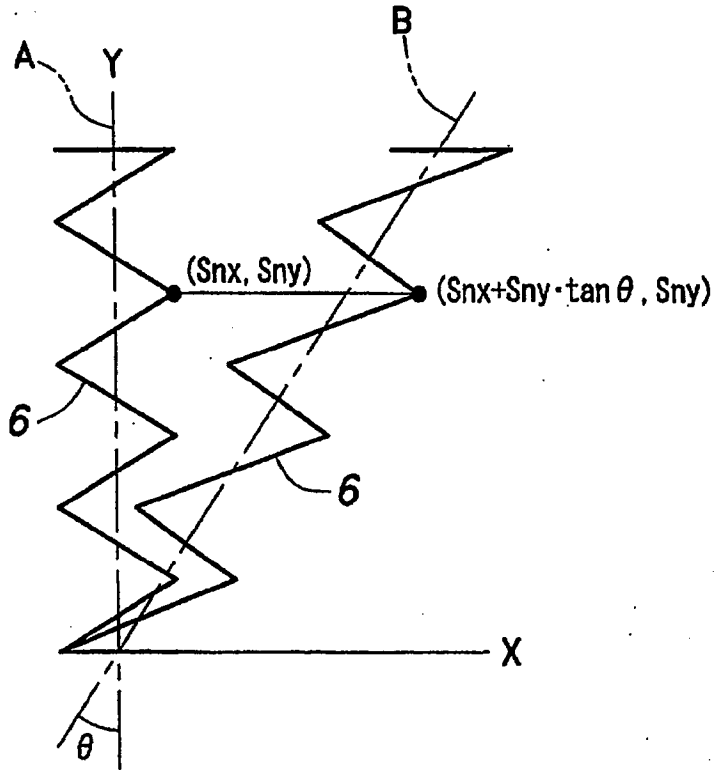


Fig. 4

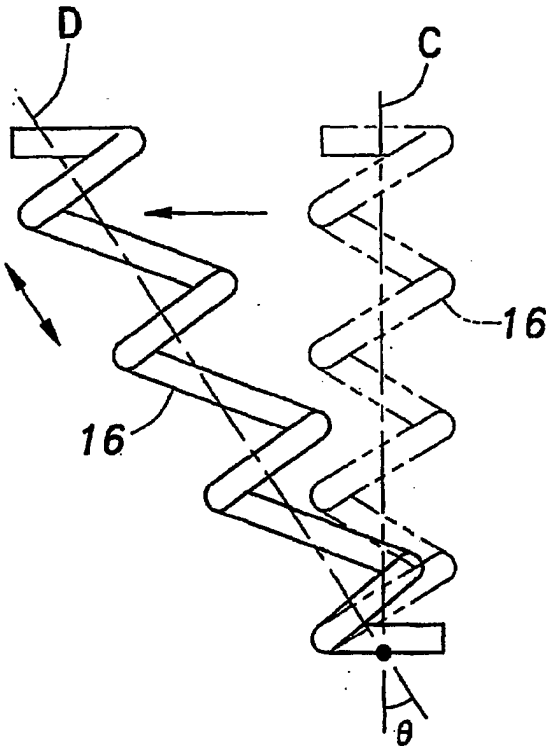


Fig. 5

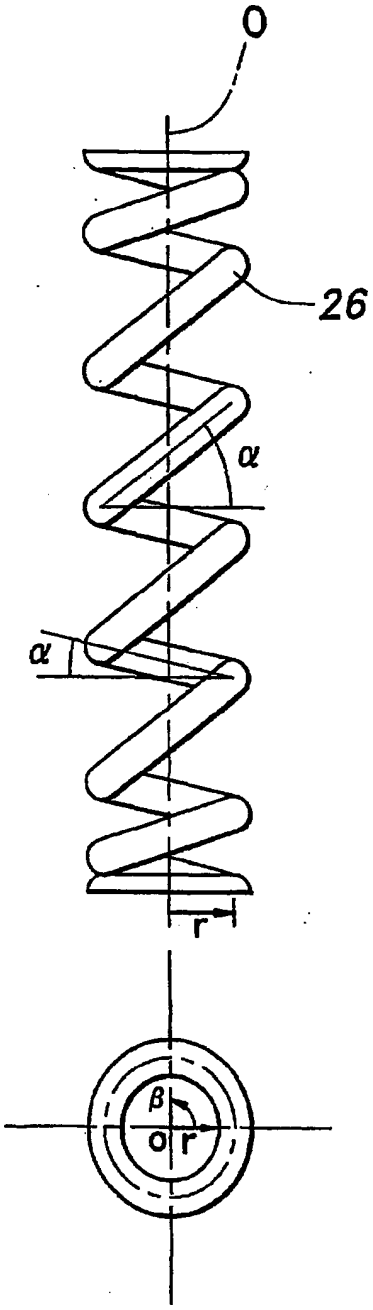


Fig. 6

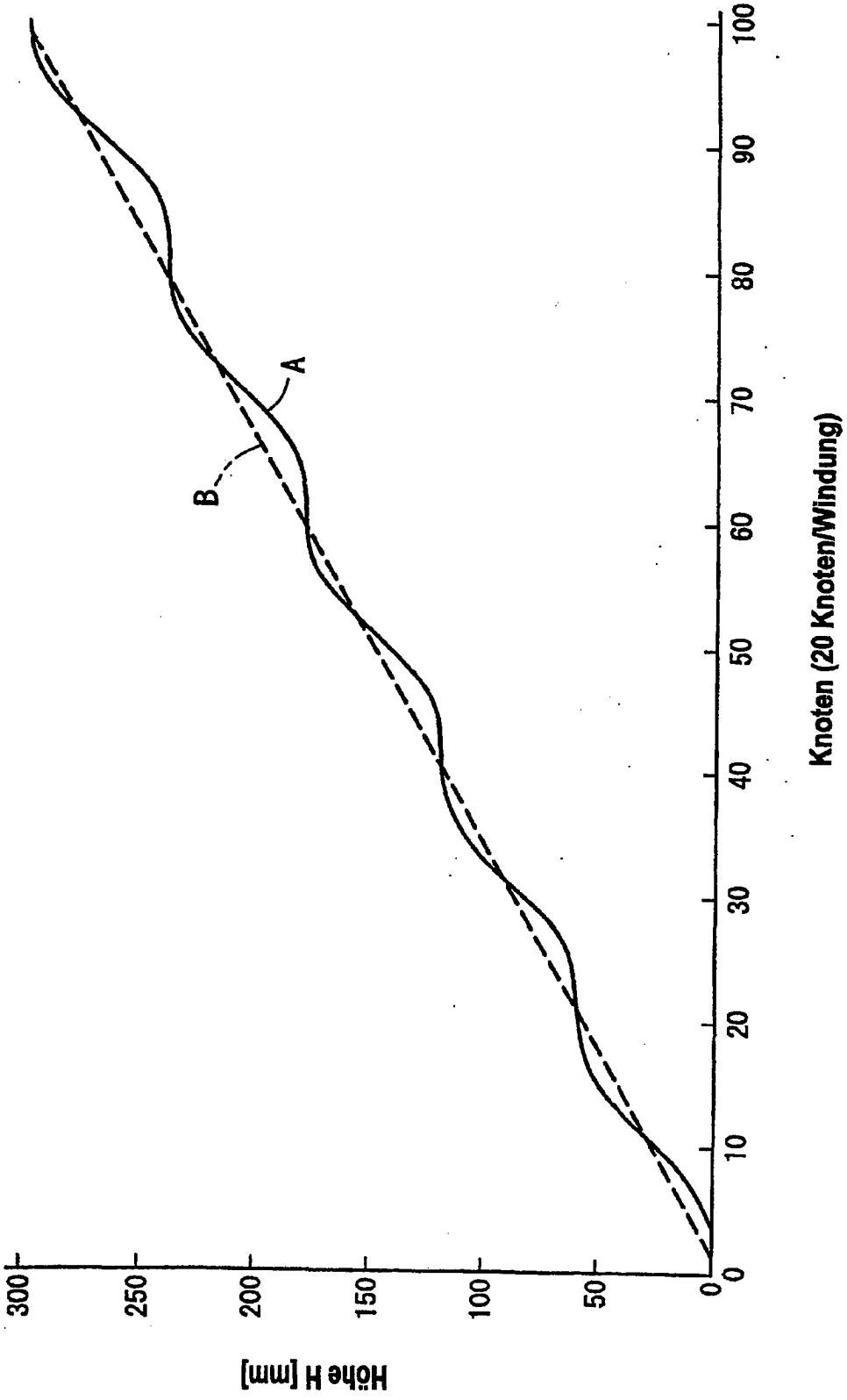
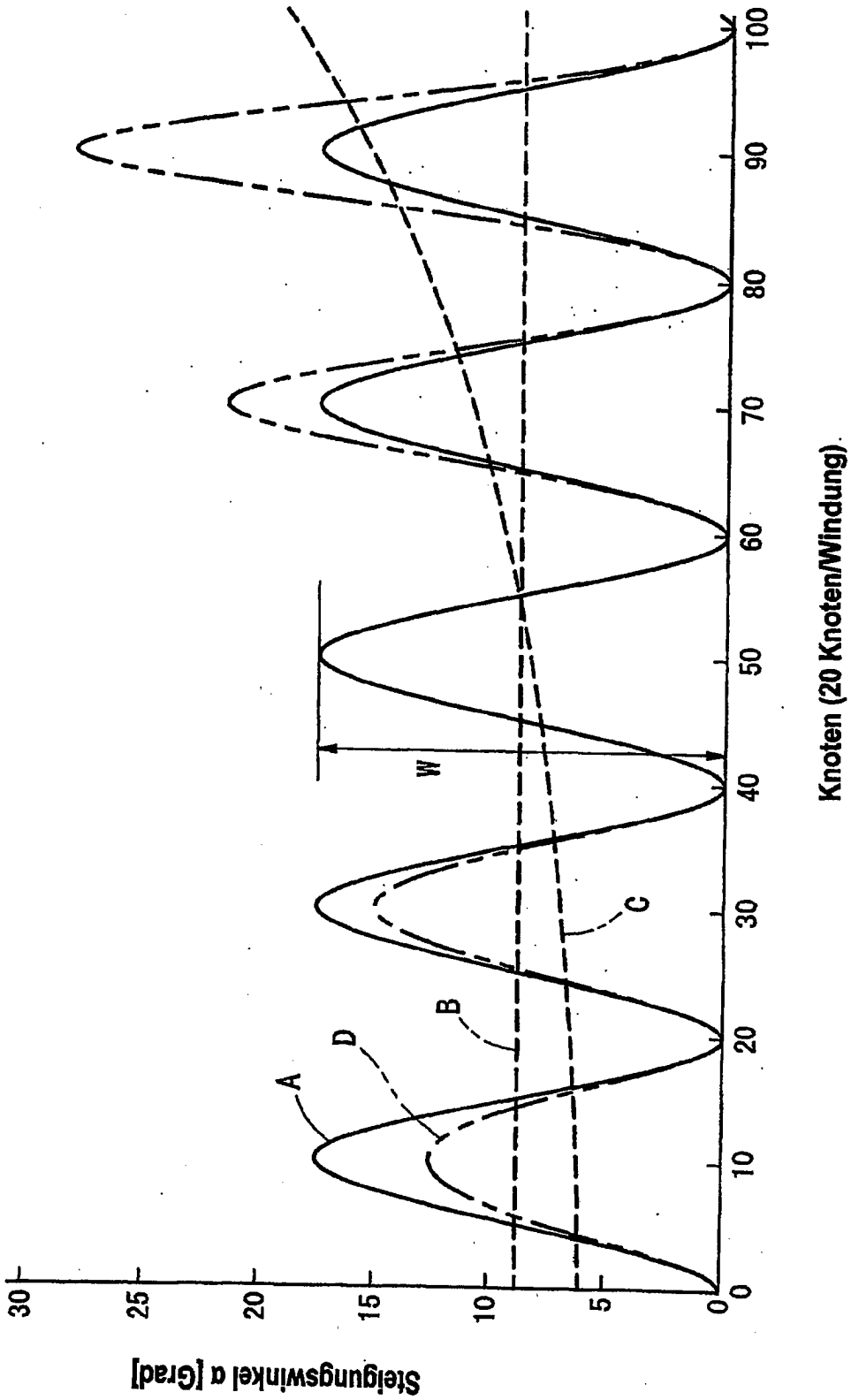

Höhe H [mm]
300
250
200
150
100
50
0
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
Knoten (20 Knoten/Windung)
A
B

Fig. 7


Steigungswinkel α [Grad]
0
5
10
15
20
25
30
Knoten (20 Knoten/Windung)
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
W
A
B
C
D