





GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

**Veröffentlicht:**

— mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)

---

zweite äußere Arbeitsposition ( $A_2$ ) der Spannrolle unter Berücksichtigung von maßlichen Bauteiltoleranzen und thermisch bedingten Maßänderungen im Riemetrieb vorbestimmt sind. Zwecks verbesserter Verschleißbeständigkeit des Riemenspanners soll der Arbeitsbereich der Spannrolle eine vorbestimmte mittlere Arbeitsposition ( $A_M$ ) umfassen, in der die Windungen der Schraubendruckfeder so gegeneinander tordiert sind, dass die Anzahl der wirksamen Federwindungen im wesentlichen  $n=i+0,5$  beträgt, wobei  $i$  eine natürliche Zahl ist.

## Riemenspanner

Die Erfindung betrifft einen Riementrieb, aufweisend eine antreibende Riemenscheibe, eine oder mehrere angetriebene Riemenscheiben, einen die Riemenscheiben mit Vorspannung umschlingenden Treibriemen und einen Riemenspanner mit einer Spannrolle, einem Gehäuse, einem längsbeweglich im Gehäuse gelagerten Kolben und einer die Riemenvorspannung mittels der Spannrolle erzeugenden Schraubendruckfeder, die das Gehäuse und den Kolben in Richtung Verlängerung des Riemenspanners kraftbeaufschlagt und deren Federcharakteristik auf die Längenänderung des Riemenspanners innerhalb eines betrieblichen Arbeitsbereichs der Spannrolle abgestimmt ist. Dabei sind die nominale erste äußere Arbeitsposition und die nominale zweite äußere Arbeitsposition der Spannrolle unter Berücksichtigung von maßlichen Bauteiltoleranzen und thermisch bedingten Maßänderungen im Riementrieb vorbestimmt.

## Hintergrund der Erfindung

Ein im erfindungsgemäßen Zusammenhang zu betrachtender Riemenspanner setzt sich aus einem Linearspanner und typischerweise einem Rollenhebel zusammen, der die aus der Schraubendruckfeder des Linearspanners resultierende Längskraft über die am Rollenhebel gelagerte Spannrolle in Riemenvorspannung umsetzt.

Gattungsgemäße Linearspanner für Nebenaggregate-Riementriebe von Brennkraftmaschinen, wie sie grundsätzlich aus der WO2009/074566 und der DE 10 2008 057 041 A1 bekannt sind, bestehen zu einem Großteil aus Kunststoffteilen, zu denen das Gehäuse und der darin längsbeweglich gelagerte Kolben und zweckmäßigerweise auch ein zwischen Gehäuse und Kolben angeordnetes Gleitlager zählen. Bei einigen spezifischen Riementrieb-Layouts ist jedoch bereits nach kurzer Betriebsdauer starker Verschleiß an diesen Kontaktpartnern zu beobachten, der auf die betrieblich oszillierende Längsbewegung des Kolbens im Gehäuse in Verbindung mit überhöhten Querkräften im Linearspanner zurückzuführen ist.

### Aufgabe der Erfindung

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Riementrieb der eingangs genannten Art im Hinblick auf die erforderliche Verschleißbeständigkeit der Lagerstellen im Riemenspanner zu verbessern.

5

### Zusammenfassung der Erfindung

- Die Lösung dieser Aufgabe ergibt sich aus den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1, während vorteilhafte Weiterbildungen und Ausgestaltungen der Erfindung den abhängigen Ansprüchen entnehmbar sind. Demnach soll der Arbeitsbereich der Spannrolle eine vorbestimmte mittlere Arbeitsposition umfassen, in der
- 10 die Windungen der Schraubendruckfeder so gegeneinander tordiert sind, dass die Anzahl der wirksamen Federwindungen im wesentlichen  $n=i+0,5$  beträgt. Dabei ist  $i$  eine natürliche Zahl. Mit anderen Worten soll in dieser Arbeitsposition die Anzahl der wirksamen Federwindungen halbzahlig sein, so dass sich die beiden Enden der wirksamen Windungen und folglich die effektiven Abstützpunkte der
- 15 Feder um (idealerweise genau)  $180^\circ$  versetzt gegenüber liegen. Aufgrund der dann entsprechend versetzten Längskrafteinleitung in den Kolben und das Gehäuse haben die daraus resultierenden Drehmomente denselben Drehsinn und bewirken bei entsprechend niedrigen Lagerquerkräften keine nennenswerte Durchbiegung des Linearspanners im Bereich der Längslagerung.
- 20 Zum Verhalten der Schraubendruckfeder: Untersuchungen der Anmelderin haben ergeben, dass die Anfangs- und die Endwindung der einfedernden Schraubendruckfeder gegenüber den dazu unmittelbar benachbarten Windungen, den sogenannten Übergangswindungen tordieren. Bei der Einfederung verdrehen sich die Kontaktpunkte zwischen der Anfangs- bzw. Endwindung und der zugehörigen
- 25 Übergangswindung, und gleichzeitig nehmen die gegenseitigen Kontaktwinkel dieser Windungen zu, so dass die tatsächliche Anzahl der dazwischen liegenden wirksamen Windungen von der momentanen Einspannlänge der Feder abhängt und mit der Federlänge, d.h. mit zunehmend gespannter Feder abnimmt. Insofern gilt die erfindungsgemäße Auslegung des Riementriebs, wonach sich die Enden

der wirksamen Federwindungen um etwa  $180^\circ$  gegenüberliegen, streng genommen auch nur für die vorbestimmte mittlere Arbeitsposition der Spannrolle, während die Feder in den anderen Arbeitspositionen der Spannrolle eine davon abweichende Anzahl wirksamer Windungen besitzt.

- 5 Umgekehrt hätte eine ganzzahlige Anzahl wirksamer Federwindungen, d.h.  $n=i$ , zur Folge, dass sich die effektiven Abstützpunkte der Federenden ohne Winkelversatz gegenüberliegen, wobei deren Exzentrizität von der Federlängsachse zu Drehmomenten mit gegenläufigem Drehsinn und zu Verschleiß fördernden Lagerquerkräften an der sich dann dementsprechend durchbiegenden Längslagerung  
10 des Kolbens im Gehäuse führen würde. Allerdings könnte dieser Effekt bei entsprechend verschleißfester Ausgestaltung der Lagerstellen und des Gleitlagers auch dahingehend ausgenutzt werden, die querkraftbedingte Lagerreibung im Linearspanner gezielt zu erhöhen. Damit könnte die Gesamtdämpfung des Riemenspanners entweder bei unveränderter Drehpunktreibung des Rollenhebels  
15 maximiert werden oder bei angepasster Drehpunktreibung modifiziert werden.

- In vorteilhafter Ausgestaltung der Erfindung soll die mittlere Arbeitsposition der Spannrolle einerseits zu einer nominalen Einbauposition der Spannrolle und andererseits zu deren erster äußerer Arbeitsposition symmetrisch beabstandet sein. Dabei entspricht die nominale Einbauposition den auf Raumtemperatur ( $20^\circ\text{C}$ )  
20 bezogenen Bauteilinnenmaßen oder -mittelmaßen des Riemetriebes, und die erste äußere Arbeitsposition entspricht der den Riemenspanner maximal verkürzenden Bauteiltoleranzlage in Verbindung mit dem Heißbetrieb des Riemetriebes. Die so gewählte mittlere Arbeitsposition entspricht einer mittleren Betriebsposition der Spannrolle (und mithin einer Einspannlänge der Schraubendruckfeder), in welcher der Riemetrieb im Neuzustand am häufigsten betrieben wird. Die dort aufgrund der stark gespannten Schraubendruckfeder vergleichsweise hohe Beanspruchung des Riemenspanners nimmt mit fortschreitender Betriebsdauer des Riemetriebes ab, da sich der Riemenspanner mit zunehmender bleibender Längung des Riemens und dementsprechend nachstellender Spannrolle in Richtung  
25 kleinerer Federkraft verlängert. Obwohl die Anzahl der wirksamen Federwindungen dabei ansteigt und den idealen Wert von  $n=i+0,5$  verlässt, wird das sich  
30

dementsprechend aufbauende Biegemoment auf die Längslagerung des Kolbens im Gehäuse durch das gleichzeitig sinkende Kraftniveau der sich entspannenden Feder kompensiert. Idealerweise nimmt also die Verschleiß erzeugende Beanspruchung der Kontaktstellen in der Längslagerung über der Betriebsdauer des  
5 Riementriebs insgesamt ab.

Eine diesbezüglich vorteilhafte Federcharakteristik der Schraubendruckfeder kann derart gewählt sein, dass sich die Anzahl der wirksamen Federwindungen zwischen den beiden äußeren Arbeitspositionen um maximal  $\Delta n=0,5$  erhöht, wenn die Schraubendruckfeder von der ersten äußeren Arbeitsposition ausgehend in Richtung der zweiten äußeren Arbeitsposition um ihren betrieblichen Fe-  
10 derweg expandiert. Dabei entspricht die zweite äußere Arbeitsposition der Spannrolle der den Riementrieger maximal verlängernden Bauteiltoleranzlage in Verbindung mit dem Kaltbetrieb des Riementriebs.

Eine weitere Drehmomentquelle, die die Längslagerung mit Verschleiß erzeugenden Querkräften belasten kann, ist die Genauigkeit der Querverführung der Schraubendruckfeder an den Federauflagen von Gehäuse und Kolben. Folglich sind  
15 diese in Verbindung mit den Federmaßen und deren Maßtoleranzen möglichst so zu gestalten, dass die Schraubendruckfeder zumindest annähernd spielfrei und zur Längsachse des Riementriegers koaxial zentriert wird.

## 20 **Kurze Beschreibung der Zeichnungen**

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in den Figuren veranschaulicht und nachfolgend beschrieben. Es zeigen:

Figur 1 das Layout eines Riementriebs zum Antrieb der Nebenaggregate einer  
25 Brennkraftmaschine;

Figur 2 den Riementrieger gemäß Figur 1 in perspektivischer Ansicht;

Figur 3 ein an sich bekanntes Federdiagramm einer Schraubendruckfeder;

- Figur 4 das Torsionsverhalten einer Schraubendruckfeder unter Belastung;
- Figur 5 die Federkräfte am Riemenpanner bei nicht erfindungsgemäßer Ausführung des Riementriebs und
- Figur 6 die Federkräfte am Riemenpanner bei erfindungsgemäßer Ausführung des Riementriebs.

### Ausführliche Beschreibung der Zeichnungen

- Figur 1 zeigt einen Nebenaggregate-Riementrieb einer nicht dargestellten Brennkraftmaschine. Der Riementrieb umfasst eine antreibende Riemenscheibe 6, die auf der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine angeordnet ist, und angetriebene Riemenscheiben 7 bis 10, die auf den Nebenaggregaten (Generator, Klimakompressor, Lenkhilfepumpe, Kühlmittelpumpe) angeordnet sind, Umlenkrollen 11, 12 und einen die Riemenscheiben 6 bis 10 und die Umlenkrollen 11, 12 mit Vorspannung umschlingenden Treibriemen 13 sowie einen Riemenpanner 14 zur Erzeugung der Riemenvorspannung.
- Der in seiner konstruktiven Gestaltung grundsätzlich bekannte Riemenpanner 14 geht in vergrößerter Darstellung aus Figur 2 hervor. Der Riemenpanner 14 setzt sich aus einem Linearspanner 15 und einem Rollenhebel 16 mit daran gelagerter Spannrolle 17 zusammen. Der Linearspanner 15 umfasst ein Gehäuse 18, einen darin längsbeweglich gelagerten Kolben 19 und eine zwischen dem Gehäuse 18 und dem Kolben 19 eingespannte zylindrische Schraubendruckfeder 20, die in Richtung Verlängerung des Linearspanners 15 wirkt. Das Gehäuse 18 und der Kolben 19 sind mit Befestigungsaugen 21, 22 versehen, wobei das erste Auge 21 am Gehäuse 18 zur ortsfesten Drehlagerung des Linearspanners 15 an der Brennkraftmaschine dient und wobei das zweite Auge 22 am Kolben 19 (siehe Figur 6) zur schwenkbaren Drehverbindung des Linearspanners 15 mit dem Rollenhebel 16 dient. Der seitens der Brennkraftmaschine ortsfeste Drehpunkt 23 des Rollenhebels 16 ist mit einer Reibbuchse versehen, die bei Schwenkbewegungen des Rollenhebels 16 die Schwingungen im Riementrieb dämpft.

Zur Längslagerung des Kolbens 19 im Gehäuse 18 dient eine auf dem Kolben 19 axial gehaltene Gleitbuchse 24 (siehe Schnittdarstellung gemäß Figur 6). Wie ferner in Figur 2 dargestellt, wird der federbelastete Linearspanner 15 außerhalb des Riementriebs durch einen Stift 25 axial zusammengehalten, der im Kolben 19  
5 befestigt und in einem axiale Stiftanschlüge bildenden Langloch 26 des Gehäuses 18 beweglich angeordnet ist. Der Kolben 19, das Gehäuse 18 und der Stift 25 bestehen aus glasfaserverstärktem Polyamid und die Gleitbuchse 24 aus temperaturbeständigem Polyamid.

Die Verschleißfestigkeit der Längslagerung hängt nun wesentlich davon ab, in  
10 welche Richtungen die Schraubendruckfeder 20 Kräfte - und folglich auch Drehmomente - in die Federauflagen 27, 28 des Gehäuses 18 bzw. des Kolbens 19 in den unterschiedlichen Betriebspositionen der Spannrolle 17 einleitet und wie stark die dabei abstützenden Querkräfte/Deformationen in der Längslagerung sind. Eine erfindungsgemäße Federcharakteristik sei ausgehend von den Figuren  
15 3 und 4 erläutert. Figur 3 zeigt für eine zylindrische Schraubendruckfeder 20 die Drahhöhe über der Federauflage (Ordinate) als Funktion der Drahtlängenkoordinate Zeta ( $\zeta$ ), die gemäß der rechten Federskizze entlang der Federwindungen verläuft (Abszisse). Dieser typische Verlauf der Drahhöhe ergibt sich aus den unterschiedlichen Steigungen der einzelnen Windungen:

- 20 – mit 1 und 5 sind die Anfangs- bzw. die Endwindung bezeichnet;
  - mit 2 und 4 sind die jeweils daran anschließenden Übergangswindungen bezeichnet und
  - mit 3 sind die mittleren Windungen zwischen den Übergangswindungen bezeichnet.
- 25 Wie es in Figur 4 für eine reale Schraubendruckfeder 20 mittels Pfeilen angedeutet ist, führt eine die Feder 20 spannende Verkürzung (d.h. in Figur 3 würde die Drahhöhe bei  $\zeta = L_D$  abnehmen) zu einer Torsion der Anfangs- und Endwindung 1 und 5 gegenüber der jeweils zugehörigen Übergangswindung 2 bzw. 4. Die

Längspfeile symbolisieren die Verkürzung der Feder 20, während die Bogenpfeile jeweils den in Umfangsrichtung wandernden Kontaktpunkt 29, 30 zwischen den Federenden 1, 5 und der zugehörigen Übergangswindung 2 bzw. 4 kennzeichnen. Da diese Kontaktpunkte 29, 30 nicht nur wandern, sondern sich mit zunehmendem Federweg auch gleichzeitig zu einem sich vergrößernden Linienkontakt ausbilden, ist die Anzahl der momentan federnden, d.h. wirksamen Windungen veränderlich und nimmt mit zunehmender Einfederung ab. Damit einhergehend bewirkt der in Umfangsrichtung wandernde Kontakt der Anfangs- und Endwindung 1 und 5 zur zugehörigen Übergangswindung 2 bzw. 4 eine Längskraftabstützung der Schraubendruckfeder 20 mit sich verändernden Umfangswinkeln an den Federauflagen 27, 28 von Gehäuse und Kolben.

Figur 5 zeigt die inneren Kräfte und die daraus resultierenden inneren Drehmomente im Linearspanner 15', mit welchen die Schraubendruckfeder 20' den Kolben 19 und das Gehäuse 18 bei einer nicht erfindungsgemäßen Abstimmung der Federcharakteristik beaufschlagt. Dargestellt ist der für starken Verschleiß der Längslagerung verantwortliche Einbauextremfall der Schraubendruckfeder 20', bei welchem die Anzahl der wirksamen Windungen ganzzahlig ist und beispielsweise  $n=5$  beträgt. Dementsprechend verlaufen die Kontakt- und Abstützpunkte der Federenden an denselben Umfangswinkeln auf den Federauflagen 27, 28, und die mit  $F'_L$  bezeichneten Auflagerlängskräfte der Feder 20' liegen auf derselben Wirkungslinie exzentrisch zur Längsachse 31 des Linearspanners 15'. Die Exzentrizität ist zusätzlich um ein Maß erhöht, das aus einer mit großem Radialspiel ausgeführten Zentrierung der Schraubendruckfeder 20' an den beiden Federauflagen 27, 28 resultiert. Die exzentrischen Auflagerlängskräfte  $F'_L$  führen in Verbindung mit den Auflagerquerkräften  $F'_Q$  zu den mit  $M'_L$  bezeichneten Drehmomenten, die aufgrund ihrer entgegen gesetzten Drehrichtung als ein die Längslagerung des Kolbens 19 im Gehäuse 18 vergleichsweise stark deformierendes und im hochfrequent oszillierenden Betrieb des Linearspanners 15' schnell verschleißendes Biegemoment wirken.

Ein Linearspanner 15 mit erfindungsgemäßer Abstimmung der Schraubendruckfeder 20 geht aus Figur 6 hervor. Ein wesentlicher erster Unterschied ist die hier

gewählte Anzahl der wirksamen Federwindungen in einer vorbestimmten Arbeitsposition der Spannrolle 17, wie es weiter unten anhand von Figur 1 erläutert ist. Die Anzahl der wirksamen Federwindungen ist erfindungsgemäß in einer vorbestimmten nominalen Arbeitsposition der Spannrolle 17 erfindungsgemäß halbzahlig und beträgt beispielsweise  $n=5,5$ . In diesem Fall verlaufen die Kontakt- und Abstützpunkte der Federenden an  $180^\circ$  versetzten Umfangswinkeln auf den Federauflagen 27, 28, und die mit  $F_L$  bezeichneten Auflagerlängskräfte der Feder 20 liegen auf zwei maximal beabstandeten Wirkungslinien und ebenfalls exzentrisch zur Längsachse 31 des Linearspanners 15. Ein zweiter Unterschied betrifft das deutlich und hier zu Null reduzierte Radialspiel in der Federzentrierung an den beiden Federauflagen 27, 28. Die um  $180^\circ$  gegenüberliegenden und mangels Radialspiel nicht zusätzlich exzentrierten Auflagerlängskräfte  $F_L$  führen in Verbindung mit den hier entsprechend entgegengesetzt gerichteten Auflagerquerkräften  $F_Q$  zu den mit  $M_L$  bezeichneten Drehmomenten. Diese wirken aufgrund ihrer nunmehr gleichsinnigen Drehrichtung als ein die Längslagerung des Kolbens 19 im Gehäuse 18 kaum deformierendes Biegemoment, so dass der Linearspanner 15 auch bei betrieblich hochfrequenter Oszillation verschleißarm bleibt.

Figur 1 illustriert die unterschiedlichen Positionen, die die Spannrolle 17 zum Zeitpunkt der Montage des Riemenspanners 14 und während des Betriebs des Riementriebs nominal einnehmen kann:

- M bezeichnet die (außerbetriebliche) Montageposition, in der die Spannrolle 17 zum Auflegen des Riemens 13 ausreichend weit aus dem Riementrieb heraus geschwenkt sein muss;
- N bezeichnet die nominale Einbauposition des Riemenspanners 14. Dabei sind alle Bauteilmaße des Riementriebs auf Raumtemperatur ( $20^\circ\text{C}$ ) bezogene Nennmaße oder Mittelmaße;
- $A_1$  bezeichnet die erste äußere Arbeitsposition des betrieblichen Arbeitsbereichs der Spannrolle 17. Dabei befinden sich alle Bauteilmaße des Riementriebs in der den Riemenspanner 14 und mithin die Schraubendruckfeder 20

maximal verkürzenden Toleranzlage in Verbindung mit dem maßlich gleichwirkenden Heißbetrieb des Riementriebs;

- $A_2$  bezeichnet die zweite äußere Arbeitsposition des betrieblichen Arbeitsbereichs der Spannrolle 17. Dabei befinden sich alle Bauteilmaße des Riementriebs in der den Riemenspanner 14 und mithin die Schraubendruckfeder 20 maximal verlängernden Toleranzlage in Verbindung mit dem maßlich gleichwirkenden Kaltbetrieb des Riementriebs;
- $A_M$  bezeichnet eine erfindungsgemäß vorbestimmte mittlere Arbeitsposition der Spannrolle 17. Diese mittlere Arbeitsposition, die genau mittig zwischen der ersten äußeren Arbeitsposition  $A_1$  und der nominalen Einbauposition  $N$  liegt, wird im Neuzustand des Riementriebs besonders häufig angefahren und ist daher für den Verschleißfortschritt der Längslagerung im Linearspanner 15 maßgeblich. Die Schraubendruckfeder 20 ist in dieser Arbeitsposition auf eine solche Länge komprimiert, dass deren Anzahl wirksamer Windungen nominal halbzahlig, d.h.  $n=i+0,5$  ist und folglich die inneren Auflagerkräfte dem in Figur 6 dargestellten Belastungsfall des Linearspanners 15 entsprechen.

Die Charakteristik der Schraubendruckfeder 20 ist zudem derart gewählt, dass sich die Anzahl der wirksamen Federwindungen um gerade  $\Delta n=0,5$  erhöht, wenn der Riemenspanner 14 mit Spannrolle 17 von der ersten äußeren Arbeitsposition  $A_1$  ausgehend in die zweite äußere Arbeitsposition  $A_2$  nachstellt und die Feder 20 um den entsprechenden Federweg expandiert.

### Bezugszahlenliste

- 1 Anfangswindung
- 2 Übergangswindung
- 25 3 mittlere Windungen
- 4 Übergangswindung
- 5 Endwindung
- 6 antreibende Riemenscheibe

- 7 angetriebene Riemenscheibe
- 8 angetriebene Riemenscheibe
- 9 angetriebene Riemenscheibe
- 10 angetriebene Riemenscheibe
- 5 11 Umlenkrolle
- 12 Umlenkrolle
- 13 Riemen
- 14 Riemenspanner
- 15 Linearspanner
- 10 16 Rollenhebel
- 17 Spannrolle
- 18 Gehäuse
- 19 Kolben
- 20 Schraubendruckfeder
- 15 21 erstes Befestigungsauge
- 22 zweites Befestigungsauge
- 23 Drehpunkt des Rollenhebels
- 24 Gleitbuchse
- 25 Stift
- 20 26 Langloch
- 27 Federauflage des Gehäuses
- 28 Federauflage des Kolbens
- 29 Kontaktpunkt
- 30 Kontaktpunkt
- 25 31 Längsachse

## Patentansprüche

1. Riementrieb, aufweisend eine antreibende Riemenscheibe (6), eine oder mehrere angetriebene Riemenscheiben (7, 8, 9, 10), einen die Riemenscheiben (6, 7, 8, 9, 10) mit Vorspannung umschlingenden Treibriemen (13) und  
5 einen Riemenspanner (14) mit einer Spannrolle (17), einem Gehäuse (18), einem längsbeweglich im Gehäuse (18) gelagerten Kolben (19) und einer die Riemenvorspannung mittels der Spannrolle (17) erzeugenden Schraubendruckfeder (20), die das Gehäuse (18) und den Kolben (19) in Richtung Ver-  
längerung des Riemenspanners (14) kraftbeaufschlagt und deren Federcha-  
10 rakteristik auf die Längenänderung des Riemenspanners (14) innerhalb eines betrieblichen Arbeitsbereichs der Spannrolle (17) abgestimmt ist, wobei die nominale erste äußere Arbeitsposition ( $A_1$ ) und die nominale zweite äußere Arbeitsposition ( $A_2$ ) der Spannrolle (17) unter Berücksichtigung von maßli-  
chen Bauteiltoleranzen und thermisch bedingten Maßänderungen im Riemen-  
15 trieb vorbestimmt sind, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Arbeitsbereich der Spannrolle (17) eine vorbestimmte mittlere Arbeitsposition ( $A_M$ ) umfasst, in der die Windungen der Schraubendruckfeder (20) so gegeneinander tor-  
diert sind, dass die Anzahl der wirksamen Federwindungen im wesentlichen  $n=i+0,5$  beträgt, wobei  $i$  eine natürliche Zahl ist.
- 20 2. Riementrieb nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die mittlere Arbeitsposition ( $A_M$ ) einerseits zu einer nominalen Einbauposition ( $N$ ) der Spannrolle (17) und andererseits zu deren erster äußerer Arbeitsposition ( $A_1$ ) symmetrisch beabstandet ist, wobei die nominale Einbauposition ( $N$ ) den Bau-  
teilnennmaßen oder -mittelmaßen des Riementriebs entspricht und wobei die  
25 erste äußere Arbeitsposition ( $A_1$ ) der den Riemenspanner (14) maximal verkürzenden Bauteiltoleranzlage in Verbindung mit dem Heißbetrieb des Riementriebs entspricht.
3. Riementrieb nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Federcha-  
rakteristik der Schraubendruckfeder (20) derart ist, dass sich die Anzahl der  
30 wirksamen Federwindungen zwischen den beiden äußeren Arbeitspositionen

- (A<sub>1</sub>, A<sub>2</sub>) um maximal  $\Delta n=0,5$  erhöht, wenn die Schraubendruckfeder (20) von der ersten äußeren Arbeitsposition (A<sub>1</sub>) ausgehend in Richtung der zweiten äußeren Arbeitsposition (A<sub>2</sub>) um ihren betrieblichen Federweg expandiert, wobei die zweite äußere Arbeitsposition (A<sub>2</sub>) der den Riemenspanner (14) maximal verlängernden Bauteiltoleranzlage in Verbindung mit dem Kaltbetrieb des Riementriebs entspricht.
- 5
4. Riementrieb nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die am Gehäuse (18) und am Kolben (19) verlaufenden Federauflagen (27, 28) die Schraubendruckfeder (20) zumindest annähernd spielfrei und zur Längsachse
- 10 (31) des Riemenspanners (14) koaxial zentrieren.

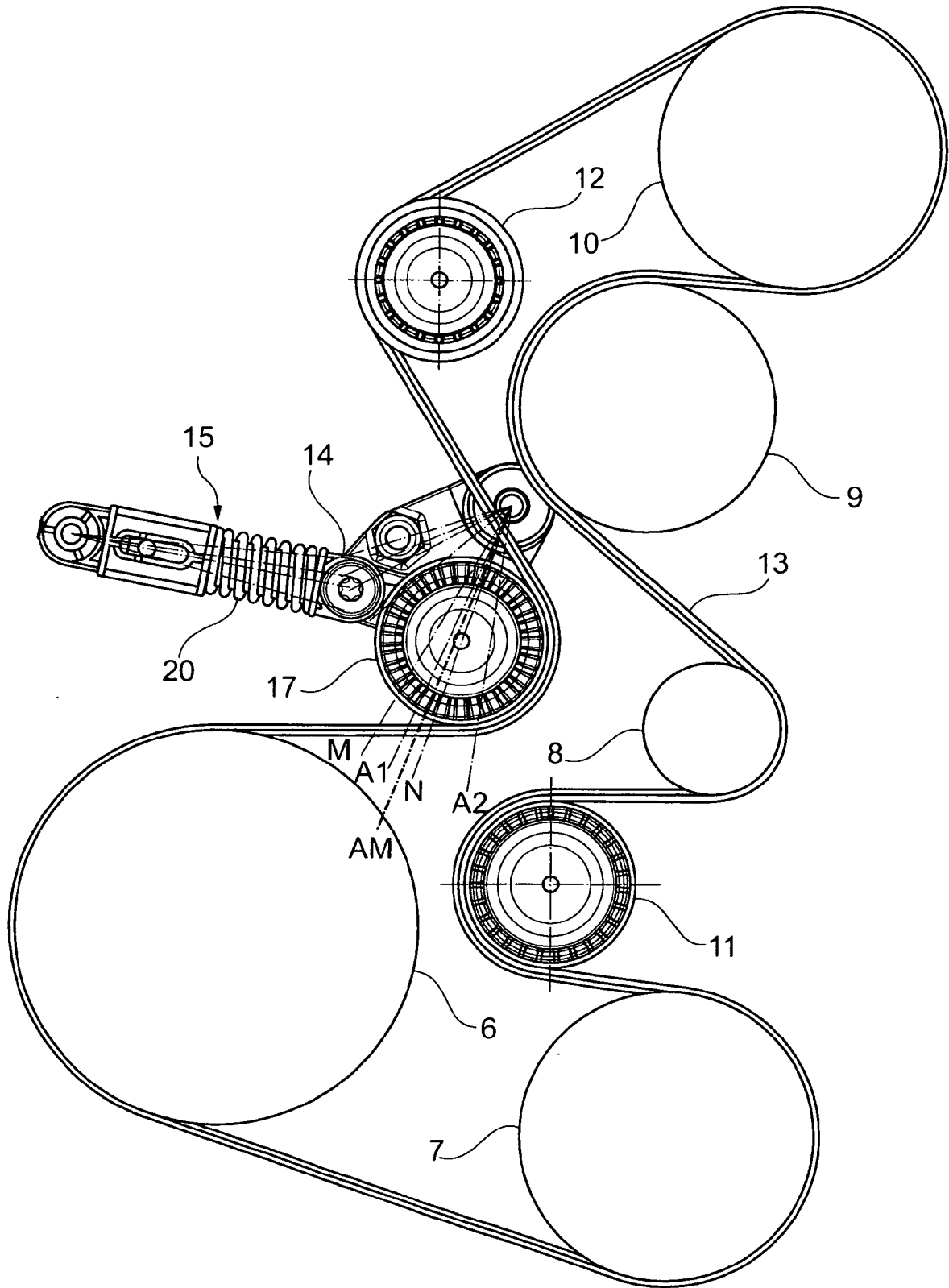


Fig. 1

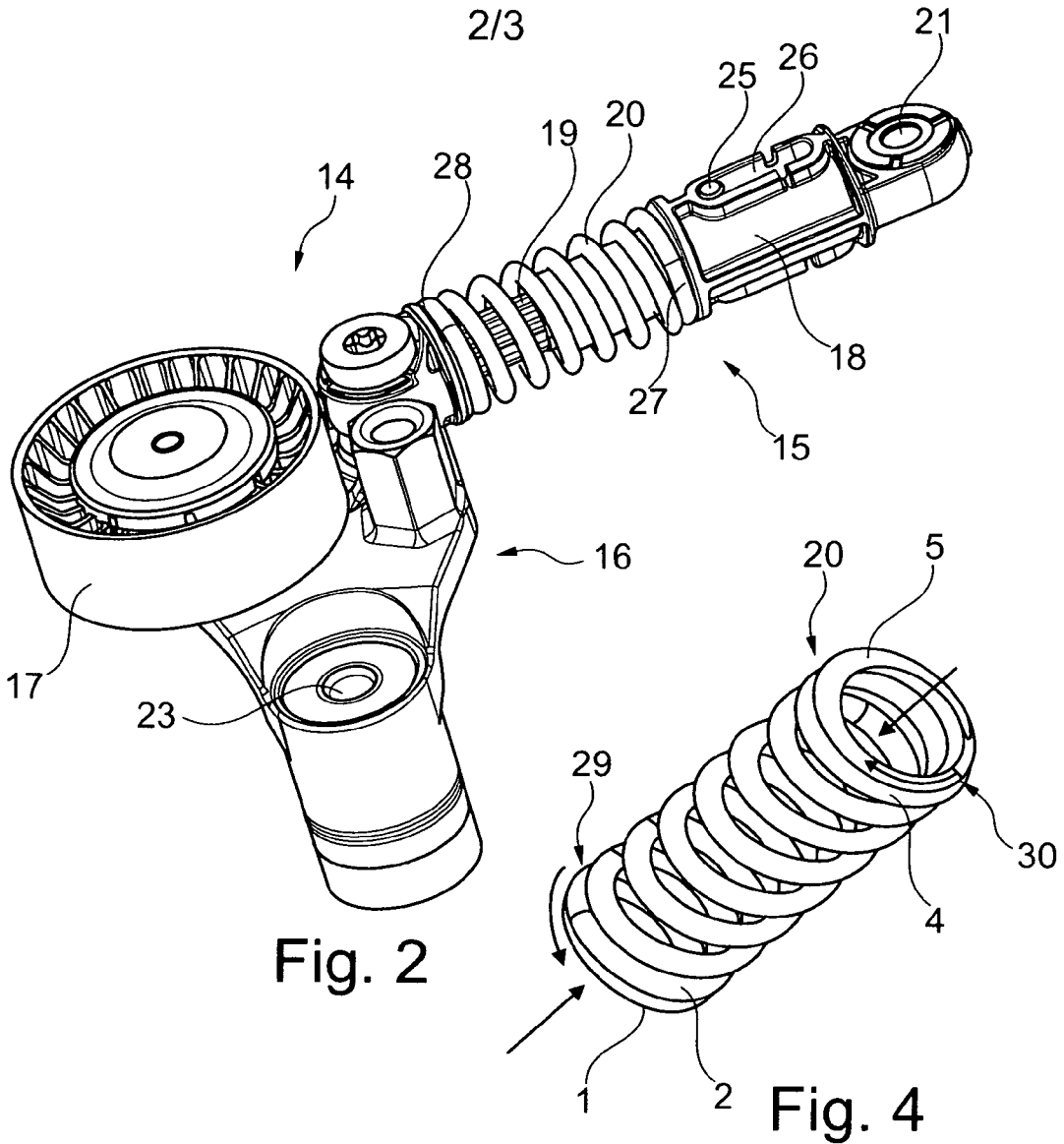


Fig. 2

Fig. 4

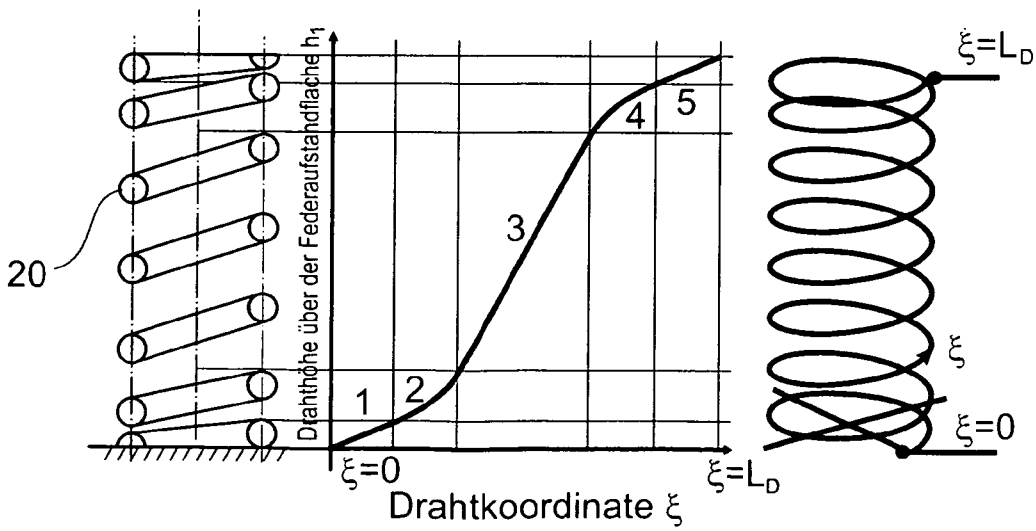


Fig. 3

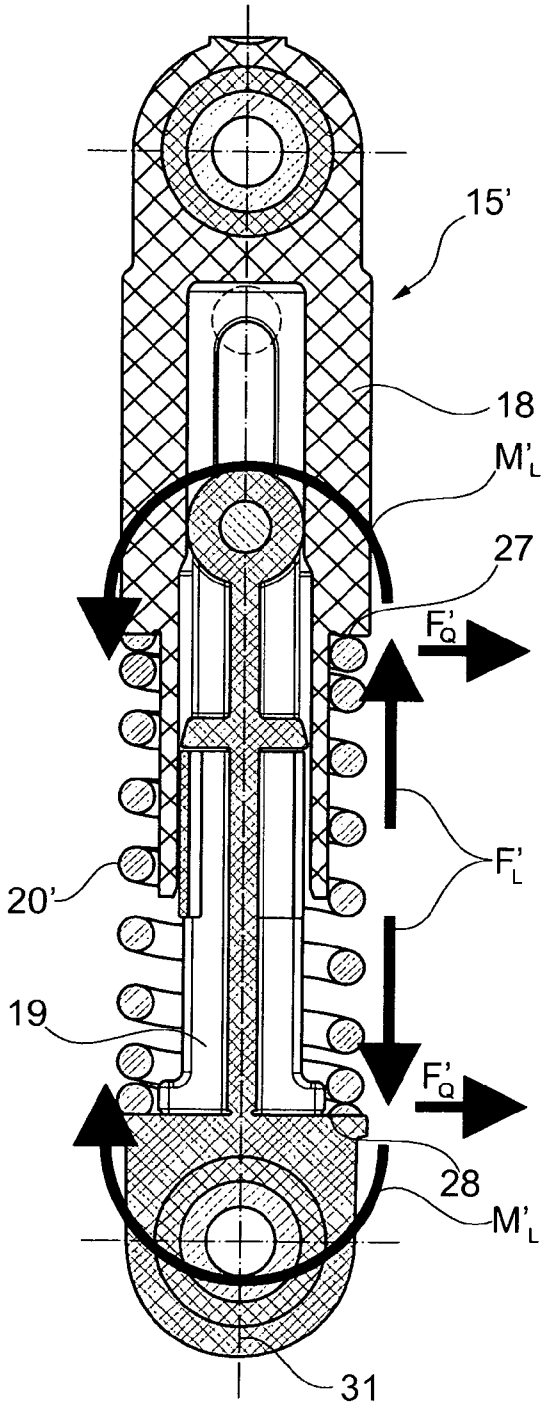


Fig. 5

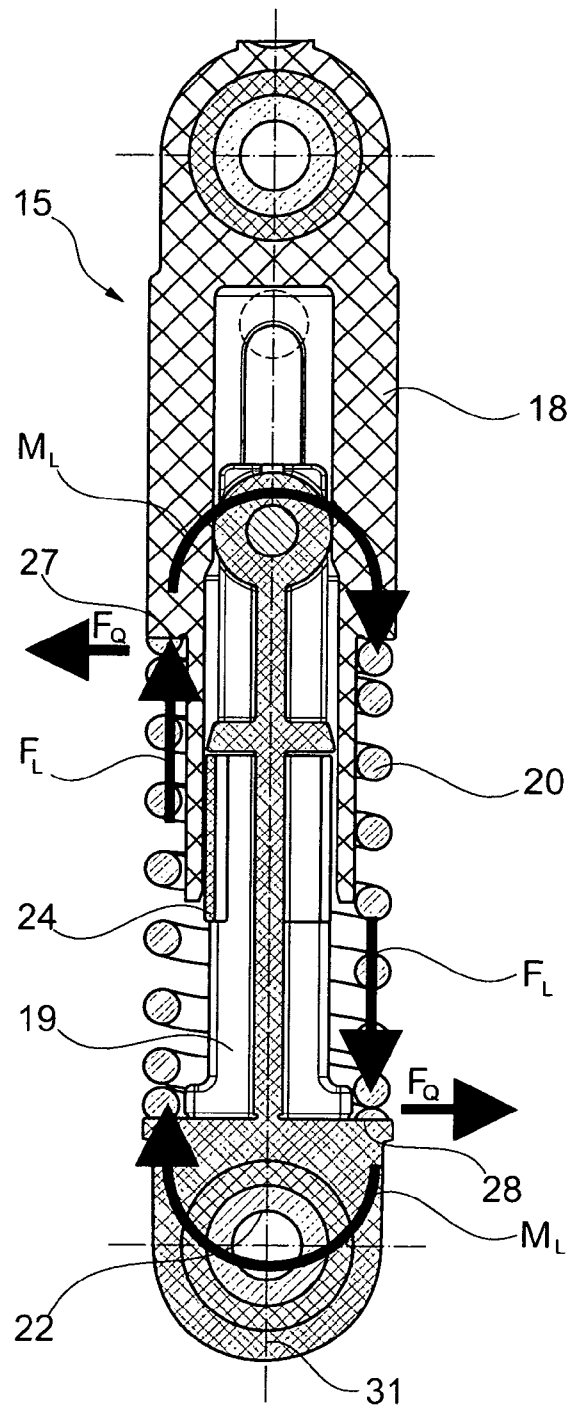


Fig. 6

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No  
PCT/EP2012/055543

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
INV. F16H7/08  
ADD.  
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED  
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
F16H

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)  
EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	WO 2007/097261 A1 (NTN TOYO BEARING CO LTD [JP]; MINENO KATSUNORI [JP]; NAKAO GORO [JP]) 30 August 2007 (2007-08-30) figures 1,7	1,4
A	DE 10 2008 057041 A1 (SCHAEFFLER KG [DE]) 20 May 2010 (2010-05-20) the whole document	1-4
A	WO 2009/074566 A1 (SCHAEFFLER KG [DE]; GRAF HERBERT [DE]; JAHNKE PATRICK [DE]; KAISER JOE) 18 June 2009 (2009-06-18) the whole document	1-4

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

\* Special categories of cited documents :

- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
- "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
20 June 2012

Date of mailing of the international search report  
02/07/2012

Name and mailing address of the ISA/  
European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer  
Hassiotis, Vasilis

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2012/055543

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
WO 2007097261 A1	30-08-2007	JP 2007218401 A WO 2007097261 A1	30-08-2007 30-08-2007
-----			
DE 102008057041 A1	20-05-2010	CN 102216650 A DE 102008057041 A1 EP 2347146 A1 US 2011207567 A1 WO 2010054927 A1	12-10-2011 20-05-2010 27-07-2011 25-08-2011 20-05-2010
-----			
WO 2009074566 A1	18-06-2009	AT 519968 T CN 101861478 A EP 2217831 A1 US 2010273591 A1 WO 2009074566 A1	15-08-2011 13-10-2010 18-08-2010 28-10-2010 18-06-2009
-----			

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2012/055543

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES  
 INV. F16H7/08  
 ADD.

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC

**B. RECHERCHIERTE GEBIETE**

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole )  
 F16H

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data

**C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN**

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	WO 2007/097261 A1 (NTN TOYO BEARING CO LTD [JP]; MINENO KATSUNORI [JP]; NAKAO GORO [JP]) 30. August 2007 (2007-08-30) Abbildungen 1,7	1,4
A	DE 10 2008 057041 A1 (SCHAEFFLER KG [DE]) 20. Mai 2010 (2010-05-20) das ganze Dokument	1-4
A	WO 2009/074566 A1 (SCHAEFFLER KG [DE]; GRAF HERBERT [DE]; JAHNKE PATRICK [DE]; KAISER JOE) 18. Juni 2009 (2009-06-18) das ganze Dokument	1-4

Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

- "A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist
- "E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist
- "L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)
- "O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht
- "P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

- "T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist
- "X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden
- "Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist
- "&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

20. Juni 2012

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

02/07/2012

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde  
 Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2  
 NL - 2280 HV Rijswijk  
 Tel. (+31-70) 340-2040,  
 Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Hassiotis, Vasilis

**INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT**

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2012/055543

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
WO 2007097261 A1	30-08-2007	JP 2007218401 A WO 2007097261 A1	30-08-2007 30-08-2007
-----			
DE 102008057041 A1	20-05-2010	CN 102216650 A DE 102008057041 A1 EP 2347146 A1 US 2011207567 A1 WO 2010054927 A1	12-10-2011 20-05-2010 27-07-2011 25-08-2011 20-05-2010
-----			
WO 2009074566 A1	18-06-2009	AT 519968 T CN 101861478 A EP 2217831 A1 US 2010273591 A1 WO 2009074566 A1	15-08-2011 13-10-2010 18-08-2010 28-10-2010 18-06-2009
-----			