(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro

(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
20. April 2017 (20.04.2017)

WIPO | PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2017/063645 A2

(51) Internationale Patentklassifikation: Nicht klassifiziert

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2016/200434

(22) Internationales Anmeldedatum:
16. September 2016 (16.09.2016)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2015 013 352.7
15. Oktober 2015 (15.10.2015) DE
10 2015 224 211.0
3. Dezember 2015 (03.12.2015) DE

(71) Anmelder: **SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG** [DE/DE]; Industriestraße 1-3, 91074 Herzogenaurach (DE).

(72) Erfinder: **FABER, Daniel**; Bielefelder Straße 40, 90425 Nürnberg (DE). **WÜBBOLT-GORBATENKO, Benjamin**; Bismarckstraße 21d, 91054 Erlangen (DE). **BÄUML, Markus**; Elise-Spaeth-Str. 4, 91058 Erlangen (DE).

(81) Bestimmungsstaaten *(soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart)*: AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) Bestimmungsstaaten *(soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart)*: ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG,

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: ELECTROMECHANICAL ACTUATOR FOR MOTOR VEHICLES

(54) Bezeichnung : ELEKTROMECHANISCHER AKTUATOR FÜR KRAFTFAHRZEUGE

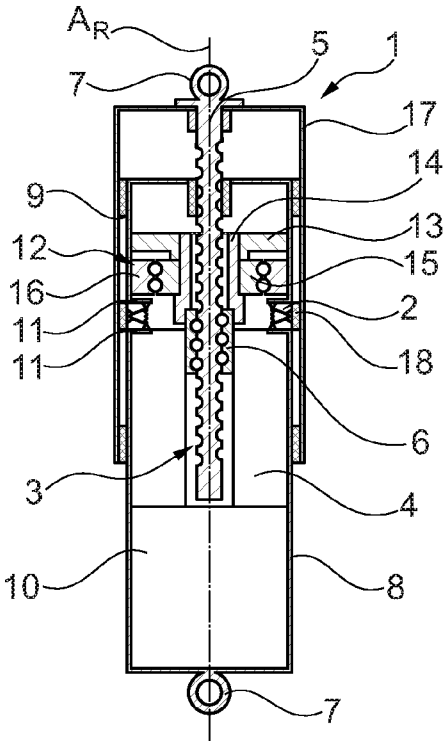


Fig. 1

(57) **Abstract**: The invention relates to an electromechanical actuator (1) for motor vehicles, particularly an electromechanical suspension actuator, comprising a spindle drive (3) that has a lead screw (5) and a nut (6), and a motor (4) that is provided to drive same, these being surrounded by a multi-part housing (8, 9, 17), wherein an integrated overload arrangement (2) is provided which converts an axial motion into a radial motion in order to achieve a frictional engagement with respect to a housing part (17).

(57) **Zusammenfassung**: Elektromechanischer Aktuator (1) für Kraftfahrzeuge, insbesondere elektromechanischer Fahrwerksaktuator, umfassend einen Spindeltrieb (3) mit einer Gewindespindel (5) und einer Mutter (6) und einen zu dessen Antrieb vorgesehenen Motor (4), die von einem mehrteiligen Gehäuse (8, 9, 17) umgeben sind, wobei eine integrierte Überlasteinrichtung (2), die eine Axialbewegung in eine Radialbewegung zum Erreichen eines Kraftschlusses zu einem Gehäuseteil (17) hin umwandelt, vorhanden ist.

WO 2017/063645 A2

KZ, 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, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— *ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts (Regel 48 Absatz 2 Buchstabe g)*

Elektromechanischer Aktuator für Kraftfahrzeuge

Die Erfindung betrifft einen elektromechanischen Aktuator für Kraftfahrzeuge, insbesondere elektromechanischen Fahrwerksaktuator, umfassend einen Spindeltrieb mit einer Gewindespindel und einer Mutter und einen zu dessen Antrieb vorgesehenen Motor, die von einem mehrteiligen Gehäuse umgeben sind. Des Weiteren betrifft die Erfindung auch ein Verfahren zum Betreiben eines elektromechanischen Aktuators.

In der EP 1 932 693 B1 ist ein elektromagnetischer Stoßdämpfer für ein Fahrzeug offenbart, wobei der elektromagnetische Stoßdämpfer einen Motor mit Spulen und Permanentmagneten aufweist, wobei die Spulen vertikal beweglich relativ zu einem inneren Rohr sind, das an einem radseitigen Element befestigt ist. Des Weiteren sind die Spulen des Motors durch Federn elastisch gelagert, so dass eine Bewegung der Spulen relativ zu den Permanentmagneten in axialer Richtung zugelassen wird.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, einen elektromechanischen Aktuator mit einem Getriebe, nämlich einem Spindeltrieb, weiterzuentwickeln, so dass das Getriebe vor zu hohen axial angreifenden Kräften geschützt wird.

Zur Lösung der erfindungsgemäßen Aufgabe wird der im Anspruch 1 angegebene elektromechanische Aktuator sowie in Anspruch 10 ein Verfahren zu dessen Betreibung vorgeschlagen. Optionale vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich ganz oder teilweise aus den abhängigen Ansprüchen.

Der erfindungsgemäße elektromechanische Aktuator für Kraftfahrzeuge, insbesondere elektromechanischer Fahrwerksaktuator, zeichnet sich durch eine integrierte Überlasteinrichtung aus, die eine Axialbewegung in eine Radialbewegung zum Erreichen eines Kraftschlusses zu einem Gehäuseteil hin umwandelt. Dabei bezieht sich die Axialbewegung auf die Rotationsachse des Spindeltriebs.

Des Weiteren ist es vorteilhaft, wenn die Überlasteinrichtung eine Spreizvorrichtung mit einer Vielzahl miteinander ringförmig verbundener Doppelgelenke umfasst. Unter Doppelgelenk wird ein Element mit drei Angriffspunkten verstanden. Beispielsweise sind zwischen 10 und 50, insbesondere 20, Doppelgelenke an einer Überlasteinrichtung vorhanden. Vorzugsweise weist jedes Doppelgelenk einen kelchartigen Querschnitt auf. Dabei besteht jedes Doppelgelenk beispielsweise aus zwei Schenkeln und einem Fußelement. Die Schenkel sind dabei derart ausgebildet, dass sie aufgrund ihrer Bauteilsteifigkeit als Feder wirken. Die Schenkel können des Weiteren federvorgespannt sein, so dass die Überlasteinrichtung erst ab einer bestimmten Kraft aktiviert wird. Die Federvorspannung kann durch die Bauteilsteifigkeit selbst und/oder über eine Zusatzfeder erzeugt werden.

Es ist des Weiteren vorteilhaft, wenn die Überlasteinrichtung einteilig ausgebildet ist und beispielsweise umformtechnisch, insbesondere spanend hergestellt ist. Es ist allerdings auch möglich, die Doppelgelenke einzeln herzustellen und anschließend zusammenzuschweißen oder zusammenzustecken, so dass die Überlasteinrichtung als Schweißbaugruppe oder als Steckbaugruppe ausgebildet ist. Des Weiteren ist auch eine reine Stanz- und Umformlösung denkbar, das heißt die Bauteile werden gestanzt und anschließend zur Überlasteinrichtung umgeformt. Die Überlasteinrichtung besteht außerdem vorzugsweise aus Metall, insbesondere Stahl.

Ferner zeichnet sich der erfindungsgemäße elektromechanische Aktuator vorzugsweise durch eine radial außerhalb der Überlasteinrichtung angeordnete, als Gehäuseteil ausgebildete Hülse aus, wobei zwischen Hülse und Überlasteinrichtung ein Spalt vorhanden ist. Je höher die axial angreifenden Kräfte an dem elektromechanischen Aktuator werden, desto kleiner wird der Spalt zwischen Hülse und Überlasteinrichtung. Bei sehr hohen axial angreifenden Kräften wird der Spalt gleich null, so dass die Kräfte auf die Hülse übertragen werden. Bei Erhöhung der axial angreifenden Kräfte werden die Schenkel der Überlasteinrichtung axial zusammengedrückt, wodurch eine Erhöhung des Gesamtaußendurchmessers der Überlasteinrichtung entsteht. Das heißt, die Fußelemente der Doppelgelenke werden radial nach außen ver-

schoben, so dass die Fußelemente die Hülse berühren und an dem elektromechanischen Aktuator angreifenden Kräfte über die Hülse umgeleitet werden.

Die Hülse ist entweder als Teil des Aktuators an einer Umgebungskonstruktion angebunden oder selbst Teil der Umgebungskonstruktion. Dadurch gehen die Kräfte, die über die Hülse geleitet werden auf Teile der Umgebungskonstruktion, wie beispielsweise Karosserie, über, wodurch das Getriebe vor den hohen Kräften geschützt wird.

Des Weiteren ist es vorteilhaft, wenn der elektromechanische Aktuator zwei Bremseinheiten aufweist, wobei die Überlasteinrichtung als erste Bremseinheit den Aktuator vor zu hohen Kräften und die andere Bremseinheit den Aktuator vor zu hohen Stellgeschwindigkeiten schützt. Die zweite Bremseinheit, die vor zu hohen Stellgeschwindigkeiten schützt, ist vorzugsweise als Fliehkraftbremse ausgebildet. Die Fliehkraftbremse ist dabei abhängig von der Mutterdrehzahl, wogegen die Überlasteinrichtung abhängig von der Größe der axial angreifenden Kraft ist. Der Aufbau sowie die Funktion einer Fliehkraftbremse ist beispielsweise in der DE 10 2010 013 935 A1 beschrieben.

Ferner ist es vorteilhaft, wenn die Überlasteinrichtung axial zwischen zwei Gehäuseteilen angeordnet ist und abhängig von der Größe der angreifenden Kraft beide Gehäuseteile miteinander koppelt. Dabei ist der Grad der Kopplung genauso wie der Abstand der beiden Gehäuseteile variabel. Eine vollständige Kopplung liegt vor, wenn die am elektromechanischen Aktuator axial angreifende Kraft geringer ist als die Federvorspannung der Überlasteinrichtung. Bei einer Kopplung beider Gehäuseteile sind die axial angreifenden Kräfte so gering, dass diese durch den elektromechanischen Aktuator durchgeleitet werden können, ohne Beschädigungen zu verursachen.

Allerdings ist es auch möglich, dass die axial angreifenden Kräfte so groß sind, dass diese vor allem den Spindeltrieb schädigen könnten. Aus diesem Grund ist es auch vorteilhaft, wenn die Überlasteinrichtung, die axial zwischen den zwei Gehäuseteilen angeordnet ist, abhängig von der Größe der angreifenden Kraft beide Gehäuseteile

voneinander teilweise entkoppelt. Die teilweise Entkopplung wird dadurch erreicht, dass die axial angreifende Kraft größer ist als die Federvorspannung der Überlasteinrichtung, wodurch die Überlasteinrichtung ihren Gesamtaußendurchmesser vergrößert, so dass ein Kraftschluss zwischen Überlasteinrichtung und einer radial außerhalb davon angeordneten Hülse erreicht wird. Die Hülse ist als weiteres Gehäuseteil zu sehen, das Teil der Umgebungskonstruktion ist oder mit der Umgebungskonstruktion verbunden ist. Bei einer wirkenden Kraft, welche hoch genug ist, um die Vorspannung der Doppelgelenke der Überlasteinrichtung zu überwinden, gehen diese in Kraftschluss mit der Hülse, wodurch die Kräfte, welche größer sind als die Aktivierungskraft, direkt auf die Umgebungskonstruktion abgeleitet werden. Dadurch wird in diesem Zeitpunkt der Spindeltrieb nicht höher belastet. Der Entkoppelte Zustand wird wieder aufgehoben sobald der Spindeltrieb soweit entlastet wird, dass die Vorspannung der Doppelgelenke der Überlasteinrichtung unterschritten ist.

Hierdurch werden Überlast-Kräfte vom Spindeltrieb ferngehalten und der Spindeltrieb wird nur mit Normlast belastet. Somit wirkt die Überlasteinrichtung vor allem bei Impulsen von hoher Kraft. Das heißt, der erfindungsgemäße Aktuator reguliert die Kraftumleitung aufgrund der angeordneten Überlasteinrichtung selbst.

Hierfür ist folgende Reihenfolge der Kraftübertragung vorteilhaft: Rotor des Motors, am Rotor befestigte Mutter, Innenhülse, Lagerung, zweites Gehäuseteil, Überlasteinrichtung, erstes Gehäuseteil und Stator des Motors. Die Innenhülse und die Mutter können auch einteilig ausgebildet sein. Bei der Reihenfolge der Bauelemente sollte allgemein die Überlasteinrichtung in Bezug auf den Kraftfluss vor dem Spindeltrieb angeordnet sein. Es kann somit beispielsweise auch die Überlasteinrichtung axial zwischen Gehäuseteil und Mutter des Spindeltriebs angeordnet sein.

Vorzugsweise zeichnet sich außerdem der erfindungsgemäße Aktuator durch ein integriertes Steuergerät aus. Das Steuergerät steuert den Spindeltrieb an und weist optional eine Winkel- und / oder Wegemessvorrichtung auf.

Das erfindungsgemäße Verfahren zum Betreiben eines vorher beschriebenen elektromechanischen Aktuators zeichnet sich dadurch aus, dass

- im normalen Betrieb die Überlasteinrichtung keine Bremswirkung entfaltet und
- erst bei ansteigender axial angreifender Kraft die Überlasteinrichtung in axialer Richtung komprimiert wird, wodurch sich der Gesamtaußendurchmesser der Überlasteinrichtung erhöht
- und bei einer weiter ansteigenden Kraft ein Kraftschluss zwischen Überlasteinrichtung und Hülse erreicht wird, wobei durch diesen Kraftschluss der Spindeltrieb zumindest gebremst wird und ein Teil der angreifenden Kraft über die Hülse umgeleitet wird,
- wodurch die Krafteinwirkung auf den Spindeltrieb und somit auch auf die Überlasteinrichtung reduziert wird und somit der Kraftschluss zwischen Überlasteinrichtung und Hülse sowie gleichzeitig die Bremswirkung des Spindeltriebs reduziert wird.

Weitere Einzelheiten, Merkmale, Merkmalskombinationen und Wirkungen auf der Basis der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung bevorzugter, beispielhafter Ausführungsformen der Erfindung sowie aus den Zeichnungen. Diese zeigen in:

Figur 1 schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen elektromechanischen Aktuators mit einer Überlasteinrichtung,

Figur 2 eine beispielhafte Ausführungsform einer Überlasteinrichtung in perspektivischer Ansicht,

Figur 3 die Überlasteinrichtung aus Fig. 2 im Querschnitt sowie dessen Funktionsweise abstrakt dargestellt,

Figur 4 einen beispielhaften Kraftfluss bei einer gering axialangreifenden Kraft,

Figur 5 einen beispielhaften Kraftfluss bei einer großen axialangreifenden Kraft.

In der **Fig. 1** ist ein erfindungsgemäßer elektromechanischer Aktuator **1** für Kraftfahrzeuge mit einer Überlasteinrichtung **2** schematisch dargestellt. Der elektromechanische Aktuator **1** weist einen Spindeltrieb **3** mit einer Rotationsachse A_R sowie einen Motor **4** auf, wobei der Motor **4** den Spindeltrieb **3** antreibt. Der Spindeltrieb **3**, der in dieser Ausführungsform als Kugelgewindetrieb ausgebildet ist, umfasst eine Gewindespindel **5** sowie eine Mutter **6**. Die Gewindespindel **5** weist an einem Ende ein Fahrzeuganbindungselement **7** auf, über das der elektromechanische Aktuator **1** mit einem Kraftfahrzeug verbunden ist.

Der elektromechanische Aktuator **1** weist des Weiteren mehrere topfförmige Gehäuseteile **8**, **9** auf. Das erste Gehäuseteil **8** umgibt ein Steuergerät **10**, den Motor **4** sowie teilweise den Spindeltrieb **3**. Ferner weist das erste Gehäuseteil **8** an seiner geschlossenen Stirnseite ebenfalls ein Fahrzeuganbindungselement **7** auf. An der anderen Stirnseite des ersten Gehäuseteils **8** liegt die Überlasteinrichtung **2** bündig an. Die Überlasteinrichtung **2** liegt zwischen zwei Gehäuseteilen **8**, **9** und liegt somit auch bündig an der Stirnseite des zweiten Gehäuseteils **9** an. Dabei weisen die beiden Gehäuseteile **8**, **9** einen gleichen Außendurchmesser sowie an der Stirnseite zur Überlasteinrichtung **2** einen radial nach innen erstreckenden Flansch **11** auf. Die Überlasteinrichtung **2** ragt des Weiteren radial über den Außendurchmesser der beiden Gehäuseteile **8**, **9** hinaus.

Das zweite Gehäuseteil **8** umschließt unter anderem ebenfalls teilweise den Spindeltrieb **3** sowie vollständig eine Lagerung **12**, eine Fliehkraftbremse **13** und eine Innenhülse **14**. Die Lagerung **12** ist dabei als Axial-Radial-Lager ausgebildet und weist einen Lagerinnenring **15** sowie einen Lageraußenring **16** auf. Der Lageraußenring **16** ist feststehend mit dem zweiten Gehäuseteil **9** verbunden. Der Lagerinnenring **15** hingegen ist mit der Innenhülse **14** fest verbunden und vorzugsweise auf die Innenhülse **14**

aufgepresst. Des Weiteren ist an der abgewandten Stirnseite zur Überlasteinrichtung **2** des Lagerinnenrings **15** die Fliehkraftbremse **13** angeordnet, die mit dem Außenumfang der Innenhülse **14** und ebenfalls mit dem zweiten Gehäuseteil **9** verbunden ist. Die Fliehkraftbremse **13** bremst das System bei zu hohen Stellgeschwindigkeiten, wobei die Bremskraft abhängig von der Mutterdrehzahl ist. Die Innenhülse **14** ist ferner mit der Mutter **6** des Spindeltriebs **3** fest verbunden. Ungeachtet der in **Fig. 1** dargestellten Ausführungsform kann die Mutter und die Innenhülse auch als ein Teil, das heißt einteilig, ausgebildet sein. Des Weiteren sind folgende Teile des elektromechanischen Aktuators **1** in der aufgezählten Reihenfolge axial hintereinander angeordnet: Motor **4**, Überlasteinrichtung **2**, Lagerung **12** und Fliehkraftbremse **13**.

Das zweite Gehäuseteil **9** ist des Weiteren komplett und das erste Gehäuseteil **8** nur teilweise von einer Hülse **17**, die als Gehäuseteil ausgebildet ist, radial umgeben. Die Hülse **17** ist ebenfalls topfförmig ausgebildet, wobei das Fahrzeuganbindungselement **7** der Gewindespindel **5** außerhalb der Hülse **17** angeordnet ist. Radial zwischen Überlasteinrichtung **2** und Hülse **17** ist ein Spalt **18** vorhanden, der bei Aktivierung der Überlasteinrichtung **2** soweit minimiert wird, bis ein direkter Kontakt der Überlasteinrichtung **2** mit der Hülse **17** entsteht.

In der **Fig. 2** ist eine beispielhafte Ausführungsform einer spanend bearbeiteten Überlasteinrichtung **2** dargestellt. Die Überlasteinrichtung **2** besteht aus einer Vielzahl, in dieser Ausführungsform zwanzig, miteinander ringförmig verbundener Doppelgelenke **19**. Der Querschnitt sowie die Funktion eines Doppelgelenks **19** sind in der **Fig. 3** dargestellt. Die beispielhafte Überlasteinrichtung **2** ist einteilig ausgebildet und weist einen kelchartigen Querschnitt auf. Das heißt, ein Doppelgelenk **19** weist zwei gegenüberliegende Schenkel **20** sowie ein Fußelement **21** auf, das beide Schenkel **20** miteinander verbindet. Beide Schenkel **20** sowie das Fußelement **21** weisen jeweils einen Angriffspunkt **22** auf. Ein Element mit drei Angriffspunkten **22** wird hier als Doppelgelenk **19** bezeichnet. Des Weiteren sind die Schenkel **20** der Überlasteinrichtung **2** radial nach innen und die Fußelemente **21** radial nach außen gerichtet.

Die beiden Schenkel **20** wirken aufgrund ihrer Bauteilsteifigkeit als Feder und sind nur in axialer Richtung, bezogen auf die Rotationsachse A_R des Spindeltriebs **3**, verschiebbar. Durch ein axiales Zusammendrücken der beiden Schenkel **20** wird das Fußelement **21** in radialer Richtung verschoben, so dass sich der Gesamtaußendurchmesser der Überlasteinrichtung **2** erhöht. Aufgrund der Erhöhung des Gesamtaußendurchmessers wird der Spalt **18** gemäß **Fig. 1** zwischen der Überlasteinrichtung **2** und der Hülse **17** minimiert, wodurch sich der Kraftfluss F_K verändert.

Fig. 4 zeigt den Kraftfluss F_K bei einer Normallast, das heißt bei einer geringen axial angreifenden Kraft. Dabei wird die axial angreifende Kraft am Fahrzeuganbindungselement **7** des ersten Gehäuseteils **8** über die Überlasteinrichtung **2** axial zur Lagerung **12** und von dem Innenring **15** der Lagerung **12** und der damit fest verbundenen Innenhülse **14** zur Mutter **6** und von der Mutter **6** über die Gewindespindel **5** des Spindeltriebs **3** zum Fahrzeuganbindungselement **7** der Gewindespindel **5** und somit zur Umgebungskonstruktion, die hier nicht dargestellt ist, geleitet. Der Kraftfluss F_K verläuft somit direkt durch die Lagerung **12** und den Spindeltrieb **3**.

In der **Fig. 5** hingegen ist der idealisierte Kraftfluss F_K bei einer Überlast, das heißt bei einer sehr großen axial angreifenden Kraft, dargestellt. Die Kraft greift ebenfalls am Fahrzeuganbindungselement **7** des ersten Gehäuseteils **8** an und wird zur Überlasteinrichtung **2** geleitet. Durch die hohe axiale Kraft, die auf die Schenkel **20** der Überlasteinrichtung **2** wirkt, werden die Fußelemente **21** in radialer Richtung soweit verschoben, bis die Überlasteinrichtung **2** und die Hülse **17** in direktem Kontakt stehen. Somit wird die angreifende Kraft von den Schenkeln **20** über die Fußelemente **21** und anschließend über die Hülse **17** zum Fahrzeuganbindungselement **7** der Gewindespindel **5** und somit zur Umgebungskonstruktion, die hier ebenfalls nicht dargestellt ist, geleitet. Dadurch wird der Spindeltrieb **3** sowie dessen Lagerung **12**, wobei die Lagerung **12** gegenüber der Mutter **6** axial versetzt ist, vor sehr hohen angreifenden Kräften geschützt. In dem idealisierten Zustand gemäß **Fig. 5** ist der Spindeltrieb **3** aufgrund des Kraftschlusses zwischen Überlasteinrichtung **2** und Hülse **17** gesperrt, wodurch sich die Krafteinwirkung von der Mutter **6** kommend an der Überlasteinrichtung **2** reduziert. Dadurch drücken sich die Schenkel **20** der Überlasteinrichtung **2** axi-

al auseinander und der Kraftschluss zwischen Überlasteinrichtung **2** und Hülse **17** wird gelöst, das wiederum dazu führt, dass sich die Sperrwirkung des Spindeltriebs **3** löst und ein Kraftfluss F_K, näherungsweise wie in **Fig. 4** dargestellt, ergibt. Das heißt, es stellt sich ein Zwischenzustand zwischen den in **Fig. 4** und **Fig. 5** dargestellten Zuständen ein.

Bezugszeichenliste

1	elektromechanischer Aktuator
2	Überlasteinrichtung
3	Spindeltrieb
4	Motor
5	Gewindespindel
6	Mutter
7	Fahrzeuganbindungselement
8	erstes Gehäuseteil
9	zweites Gehäuseteil
10	Steuergerät
11	Flansch
12	Lagerung
13	Fliehkraftbremse
14	Innenhülse
15	Lagerinnenring
16	Lageraußenring
17	Hülse
18	Spalt zwischen Überlasteinrichtung und Hülse
19	Doppelgelenk
20	Schenkel
21	Fußelement
22	Angriffspunkt

A_R	Rotationsachse des Spindeltriebs
F_K	Kraftfluss

Patentansprüche

1. Elektromechanischer Aktuator (1) für Kraftfahrzeuge, insbesondere elektromechanischer Fahrwerksaktuator, umfassend einen Spindeltrieb (3) mit einer Gewindespindel (5) und einer Mutter (6) und einen zu dessen Antrieb vorgesehenen Motor (4), die von einem mehrteiligen Gehäuse (8, 9, 17) umgeben sind, **gekennzeichnet durch** eine integrierte Überlasteinrichtung (2), die eine Axialbewegung in eine Radialbewegung zum Erreichen eines Kraftschlusses zu einem Gehäuseteil (17) hin umwandelt.

2. Elektromechanischer Aktuator (1) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Überlasteinrichtung (2) eine Spreizvorrichtung mit einer Vielzahl miteinander ringförmig verbundener Doppelgelenke (19) umfasst.

3. Elektromechanischer Aktuator (1) nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass jedes Doppelgelenk (19) einen kelchartigen Querschnitt aufweist, wobei jedes Doppelgelenk (19) aus zwei Schenkeln (20) und einem Fußelement (21) besteht.

4. Elektromechanischer Aktuator (1) nach Anspruch 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Schenkel (20) der Doppelgelenke (19) derart ausgebildet sind, dass sie aufgrund ihrer Bauteilsteifigkeit als Feder wirken.

5. Elektromechanischer Aktuator (1) nach einem der vorangehenden Ansprüche, **gekennzeichnet durch** eine radial außerhalb der Überlasteinrichtung (2) angeordnete, als Gehäuseteil ausgebildete Hülse (17), wobei zwischen Hülse (17) und Überlasteinrichtung (2) ein Spalt (18) vorhanden ist.

6. Elektromechanischer Aktuator (1) nach einem der vorangehenden Ansprüche, **gekennzeichnet durch** zwei Bremseinheiten (2, 13), wobei die Überlasteinrichtung (2) als erste Bremseinheit den Aktuator (1) vor zu hohen Kräften und die andere Bremseinheit (13) den Aktuator (1) vor zu hohen Stellgeschwindigkeiten schützt.

7. Elektromechanischer Aktuator (1) nach einem der vorangehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Überlasteinrichtung (2) axial zwischen

zwei Gehäuseteilen (8, 9) angeordnet ist und abhängig von der Größe der angreifenden Kraft beide Gehäuseteile (8, 9) voneinander teilweise entkoppelt.

8. Elektromechanischer Aktuator (1) nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass zur Kraftübertragung zwischen Rotor und Stator des Motors (4) die Mutter (6), eine Innenhülse (14), eine Lagerung (12), das zweite Gehäuseteil (9), die Überlasteinrichtung (2), das erste Gehäuseteil (8) mechanisch in Reihe geschaltet sind.

9. Elektromechanischer Aktuator (1) nach einem der vorangehenden Ansprüche, **gekennzeichnet durch** ein integriertes Steuergerät (10).

10. Verfahren zum Betreiben eines elektromechanischen Aktuators (1) mit einem Spindeltrieb (3), einer Überlasteinrichtung (2) und einer radial außerhalb der Überlasteinrichtung (2) angeordneten Hülse (17),

- wobei im normalen Betrieb die Überlasteinrichtung (2) keine Bremswirkung entfaltet und
- erst bei ansteigender axial angreifender Kraft die Überlasteinrichtung (2) in axialer Richtung komprimiert wird, wodurch sich der Gesamtaußendurchmesser der Überlasteinrichtung (2) erhöht
- und bei einer weiter ansteigenden Kraft ein Kraftschluss zwischen Überlasteinrichtung (2) und Hülse (17) erreicht wird, wobei durch diesen Kraftschluss der Spindeltrieb (3) zumindest gebremst wird und ein Teil der angreifenden Kraft über die Hülse (17) umgeleitet wird,
- wodurch die Krafteinwirkung auf den Spindeltrieb (3) und somit auch auf die Überlasteinrichtung (2) reduziert wird und somit der Kraftschluss zwischen Überlasteinrichtung (2) und Hülse (17) sowie gleichzeitig die Bremswirkung des Spindeltriebs (3) reduziert wird.

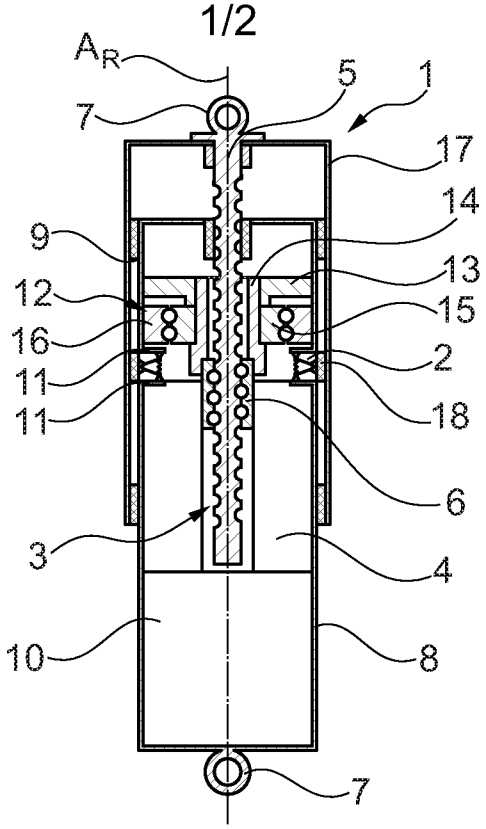


Fig. 1

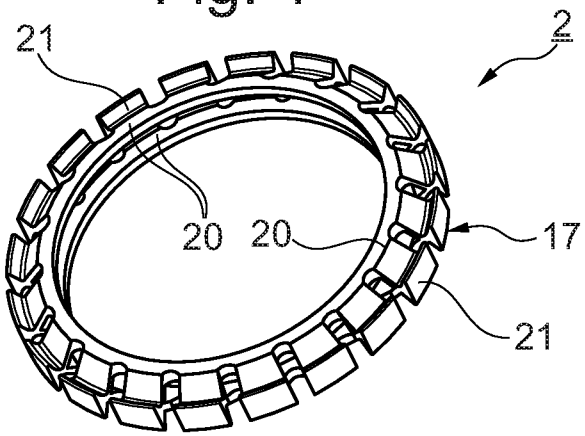


Fig. 2

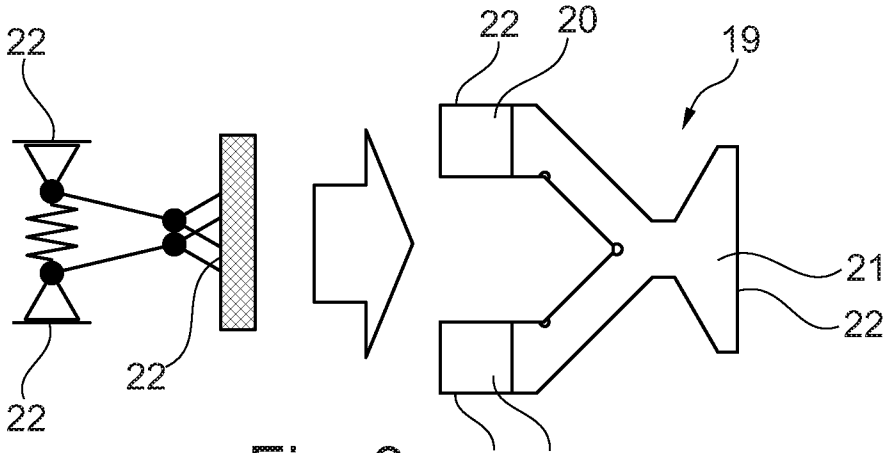


Fig. 3

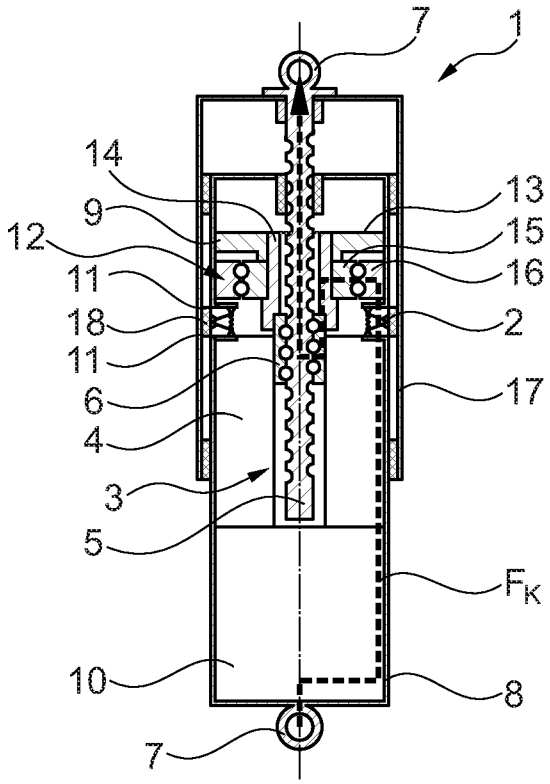

7
1
14
9
12
11
18
11
6
4
3
5
13
15
16
2
17
F_K
10
8
7

Fig. 4

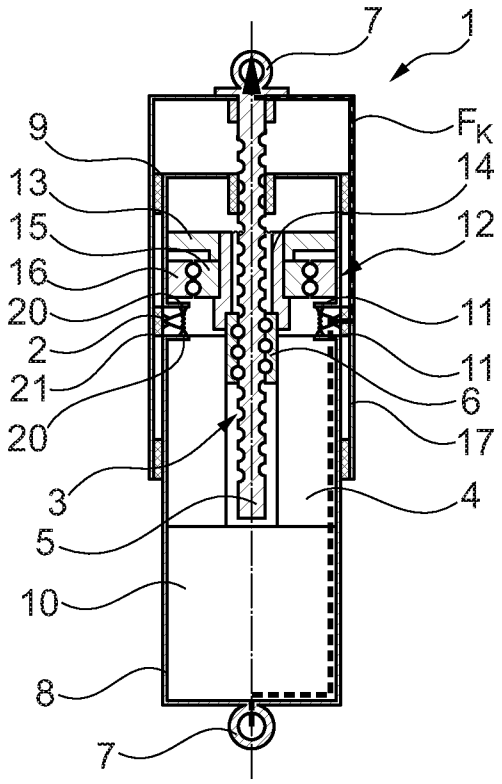

7
1
9
13
15
16
20
2
21
20
3
5
10
8
7
F_K
14
12
11
11
6
17
4

Fig. 5