



(10) **DE 10 2016 011 835 A1** 2018.04.05

(12) **Offenlegungsschrift**

(21) Aktenzeichen: **10 2016 011 835.0**  
(22) Anmeldetag: **01.10.2016**  
(43) Offenlegungstag: **05.04.2018**

(51) Int Cl.: **F16F 11/00** (2006.01)  
**B60N 2/02** (2006.01)  
**E05F 11/38** (2006.01)  
**H02K 5/16** (2006.01)  
**H02K 5/24** (2006.01)  
**B60J 1/17** (2006.01)  
**B60S 1/08** (2006.01)

(71) Anmelder:  
**Brose Fahrzeugteile GmbH & Co.  
Kommanditgesellschaft, Bamberg, 96052  
Bamberg, DE**

(56) Ermittelter Stand der Technik:

<b>DE</b>	<b>100 35 633</b>	<b>A1</b>
<b>DE</b>	<b>10 2010 028 610</b>	<b>A1</b>
<b>US</b>	<b>2015 / 0 033 492</b>	<b>A1</b>
<b>KR</b>	<b>10 1 448 724</b>	<b>B1</b>
<b>KR</b>	<b>10 2013 0 078 971</b>	<b>A</b>

(72) Erfinder:  
**Müller, Joachim, 97440 Werneck, DE; Pfister,  
Mario, 97450 Arnstein, DE; Schneider, Samuel,  
95326 Kulmbach, DE; Seligmann, Jörg, Dipl.-Ing.,  
96269 Großheirath, DE**

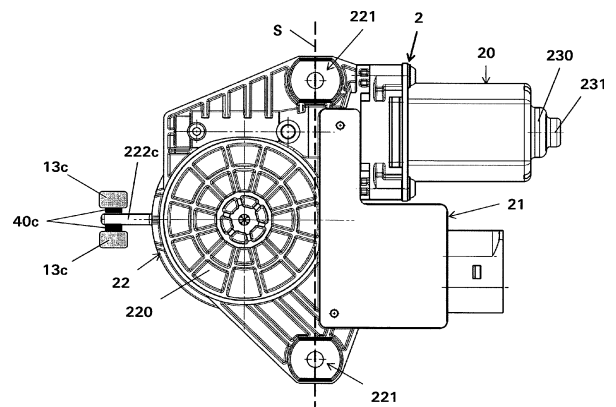
Rechercheantrag gemäß § 43 PatG ist gestellt.

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen.**

(54) Bezeichnung: **Verwendung eines Reibdämpfungssystems für Antriebe von Verstelleinrichtungen in Kraftfahrzeugen, insbesondere für Antriebe in Tür und Klappen, sowie Reibdämpfungssystem hierfür**

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft die Verwendung eines sogenannten Reibdämpfungssystems, das zumindest einen Reibmittelträger, einen Reibdämpfer und ein Reibelement beinhaltet, für einen motorischen Antrieb, insbesondere für eine motorische Verstelleinrichtung eines Kraftfahrzeugs, wie zum Beispiel zur Schwingungsdämpfung des motorischen Antriebs eines Fensterhebers, eines Antriebs einer Fahrzeugtür oder Heckklappe, oder einer Sitzverstellung, und ist dadurch gekennzeichnet, dass das Reibdämpfungssystem derart ausgelegt oder einstellbar ist, dass Schwingungen im Bereich von 30–10.000 Hz bedämpft werden, wobei

- die nichtbedämpfte Amplitude zwischen Reibmittelträger und Reibelement höchstens 2,0 mm beträgt, und
- die bedämpfte Amplitude um wenigstens 30% niedriger liegt als die nichtbedämpfte Amplitude.



## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft ein Reibdämpfungssystem für Antriebe von Verstelleinrichtungen in Kraftfahrzeugen, insbesondere für Antriebe in Tür und Klappen, wie beispielsweise zur motorischen Verstellung von Fensterscheiben, Türen oder Schließern, gemäß dem Oberbegriff von Anspruch 1. Darüber hinaus wird ein hierfür besonders geeignetes Reibdämpfungssystem beschrieben.

**[0002]** Die Anforderungen hinsichtlich der Dämpfung von Geräuschen sind in der Vergangenheit kontinuierlich gestiegen und haben mit dem Einstieg in die Elektromobilität zusätzlich Auftrieb erhalten. Zur Vermeidung bzw. Verringerung unerwünschter Geräusche sind, ausgehend von einem vorgegebenen motorischen Antrieb, unterschiedliche technische Lösungsansätze bekannt.

**[0003]** Gemäß DE 10 2007 042 003 A1 wird vorgeschlagen, einen sog. Schwingungstilger mit dem Elektromotor einer Kraftfahrzeug-Verstelleinrichtung zu verbinden. Das Befestigungselement des Schwingungstilgers ist mit einem schwingungsfähigen Biegebalken gekoppelt, der an seinem freien Ende eine Zusatzmasse trägt. Die Dimensionierung des Tilgers erfolgt in Abhängigkeit von den zu dämpfenden Frequenzen und Amplituden.

**[0004]** Es sind aber auch aktiv wirkende Systeme bekannt, wie das in DE 10 2011 005 360 A1 beschriebene. Demnach sind im Lagerbereich der Antriebswelle einer Antriebsvorrichtung Piezoelemente angeordnet, die nicht nur geeignet sind, axiale Schwingungen der Welle zu detektieren, sondern auch auf das Schwingungsverhalten des Welle bzw. des damit verbundenen Rotors eines Motors aktiv einzuwirken, indem die Piezoelemente elektronisch gesteuert auf das Wellenende des Rotors einwirken. Derartige aktive schwingungsbeeinflussende Systeme sind technisch vergleichsweise aufwändig und wirtschaftlich nur bedingt in der Massenproduktion umsetzbar.

**[0005]** Aus DE 203 02 066 U1 ist eine schwingungsdämpfende Maßnahme bekannt, die in einer Zwischenschaltung eines Dämpfungselements aus Gummi oder Elastomer in den Weg der Körperschallausbreitung besteht. Hierfür wurden die beiden metallischen Schnittstellen eines Verbindungselements durch Vulkanisation eines zwischenliegenden Dämpfungselements verbunden. Aber auch diese Lösung ist relativ teuer und in vielen Fällen technisch nur schwer umsetzbar.

**[0006]** Als ein weiteres Dämpfungsprinzip kann das von sogenannten „Reibdämpfern“ angesehen werden, bei dem ein an einem Reibmittelträger festgelegter elastischer Reibdämpfer und ein dazu relativ bewegliches Reibelement in reibender Verbindung ste-

hen. Bei diesem System kommt es darauf an, dass der Reibdämpfer und das Reibelement zum Zwecke der Schwingungsdämpfung eine reibende Relativbewegung zueinander ausführen können, wobei es unerheblich ist, ob das schwingende Objekt das Reibelement repräsentiert oder ob es fest mit dem Reibdämpfer verbunden ist, also als Reibmittelträger fungiert.

**[0007]** Reibdämpfungssysteme sind beispielsweise bekannt in Waschmaschinen zur schwingungsdämpfenden Aufhängung von Waschmaschinentrommeln, wobei die Reibwege 5 Millimeter und mehr betragen. Die Übertragung der dort bekannten Technik auf die Dämpfung von Antrieben bzw. Motoren ist nicht möglich, weil sich sowohl die Schwingungsamplituden als auch die Frequenzen um mehrere Größenordnungen unterscheiden.

**[0008]** Aus der DE 103 58 204 A1 ist ein Reibdämpfungssystem für eine Anwendung in einem Kraftfahrzeug bekannt, wobei dem Reibmittelträger ein Aktuator zugeordnet ist, der geeignet ist die Anpresskraft des Reibmittels einzustellen. Hierfür soll die Kombination von Reibmittelträger und Reibelement einen Kondensator bilden, der mit einer Auswerteschaltung zur Erfassung der Relativbewegung zwischen Reibelement und Reibmittelträger verbunden ist. Eine elektronische Erfassung der Schwingungen und die Steuerung der Wirkung des Reibdämpfungssystems ermöglichen zwar die Einhaltung der Dämpfungsvorgaben in einem vergleichsweise engen Bereich, jedoch erscheint die technische Umsetzung sehr aufwändig und teuer.

**[0009]** Der Erfindung liegt deshalb die Problematik zugrunde, einerseits ein einfaches und für die Massenproduktion taugliches Reibdämpfungssystem zu entwickeln, dessen Konstruktionsprinzip andererseits aber auch an unterschiedliche Bedingungen und Bedürfnisse anpassbar sein soll.

**[0010]** Erfindungsgemäß wird die der Problematik zugrunde liegende technische Aufgabe durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 gelöst. Demnach ist das Reibdämpfungssystem derart ausgelegt oder einstellbar, dass Schwingungen im Bereich von 30–10.000 Hz bedämpft werden, wobei die nichtbedämpfte Amplitude zwischen Reibmittelträger und Reibelement höchstens 2,0 mm beträgt, vorzugsweise im Bereich von 0,1 mm bis 1,0 mm liegt, und die bedämpfte Amplitude um wenigstens 30%, vorzugsweise wenigstens 50% niedriger liegt als die nichtbedämpfte Amplitude. Die abhängigen Ansprüche geben Vorzugsvarianten der Erfindung an.

**[0011]** Gemäß einer wichtigen Ausführungsform der Erfindung ist der Reibdämpfer zumindest in Schwingungsrichtung vom Reibmittelträger teilweise eingefasst, also eingehaust, wobei die Höhe der ortho-

gonal zur Schwingungsrichtung verlaufenden Einfassung idealerweise mindestens 50% der mittleren Höhe des Reibdämpfers beträgt.

**[0012]** Um die funktionelle Leistungsfähigkeit des Reibdämpfungssystems auch bei großen Toleranzketten sicherstellen zu können, sind toleranzabhängige Mindesthöhen der Einfassung des Reibdämpfers vorgesehen. Demnach soll bei einer maximalen Gesamttoleranz (welche der Summe aller gleichgerichteten Einzeltoleranzen entspricht) zwischen Reibmittelträger und Reibelement quer zur Schwingungsrichtung von weniger als 1 mm, die Höhe der Einfassung des Reibdämpfers 60% bis 90% der Höhe des Reibdämpfers betragen. Bei einer Gesamttoleranz von mehr als 1 bis 3 mm, soll die Höhe der Einfassung des Reibelements mit 30% bis 60% der Höhe des Reibdämpfers gewählt werden.

**[0013]** In den meisten Anwendungsfällen wird man die Reibebene des Reibdämpfers parallel zur Schwingungsebene des Reibelements anordnen. Nach einer Variante der Erfindung, insbesondere in Kombination mit einer federelastischen Anlage zwischen dem Reibelement einerseits und dem am Reibmittelträger platzierten Reibdämpfer andererseits, ist aber auch eine spitzwinklige Anordnung zwischen der Reibebene des Reibdämpfers und der Schwingungsebene des Reibelements möglich. Diese Variante hat den Vorteil, dass während jeder einzelnen Schwingung sich verändernde Reibungsbedingungen (unter anderem hinsichtlich des Verhältnisses von Reib- und Scher-Effekten) und die damit verbundenen unterschiedlichen Dämpfungseigenschaften genutzt werden können.

**[0014]** Vergleichbare Effekte können mit einer konkaven Kontur des Reibdämpfers erzielt werden, wobei die konkave Kontur einem Kreisabschnitt, einem Abschnitt einer Ellipse oder Parabel entsprechen kann, oder aus zwei stumpfwinklig zusammengesetzten Flächen gebildet werden kann. Derartige Konturen sind auch geeignet, den translatorischen Schwingungen überlagerte rotatorische Schwingungen zu dämpfen.

**[0015]** In Fall, dass ausschließlich rotatorische Schwingungen gedämpft werden sollen, wäre es natürlich vorteilhaft, die Konturen der ineinander greifenden Bereiche des Reibelements und des Reibdämpfers kreis- oder kreisabschnittsförmig auszubilden. Um Form- und Lagetoleranzen auszugleichen, wäre auch in diesem Falle eine federelastische Positionierung der beiden Teile einer „starr“ Anordnung vorzuziehen.

**[0016]** Gemäß der Erfindung kann das Reibdämpfungssystem, also seine in Wirkverbindung stehenden Bestandteile (Reibmittelträger, Reibdämpfer und Reibelement) an verschiedenen Orten platziert wer-

den. Eine äußerst platzsparende Variante besteht darin, das Reibdämpfungssystem in eine von mehreren Befestigungsstellen eines Antriebs zu integrieren, wobei in Schwingungsrichtung natürlich ein Freiheitsgrad vorgehalten werden muss.

**[0017]** Eine andere Möglichkeit besteht darin, einen Bereich der äußeren Wandung des Antriebs, insb. eine geeignete Fläche des Motor- oder Getriebegehäuses zu nutzen. Diese schwingenden Flächen des Antriebs können als Reibelement genutzt werden, die im Kontakt mit einem an einer Basis befestigten Reibdämpfer Schwingungsenergie abgeben. Natürlich ist auch die kinematische Umkehr denkbar, bei der der Reibdämpfer am Antrieb festgelegt ist und gegen eine als Reibelement ausgebildete Gegenfläche einer Basis abgestützt ist.

**[0018]** Sollten die Schwingungsamplituden für einen effizienten Betrieb des ausgewählten Reibdämpfungssystems nicht hinreichend groß sein, kann durch eine Verlagerung der zum Reibdämpfungssystem gehörenden schwingenden Fläche weg vom zu dämpfenden Antrieb die gewünschte Amplitude im Verhältnis der Hebellängen eingestellt werden. Besonders einfach lässt sich dies durch ein Verlängerungselement umsetzen, das einstückig an die gewünschte Gehäusewand angeformt ist. Aber auch ein separates Verlängerungselement kann zur Anwendung kommen, das mit dem schwingungsfähigen Gehäuse zu verbinden ist. Indem diese Verlängerungselemente quer zur Schwingungsebene federelastisch ausgebildet werden, können diese eventuell vorhandene Toleranzen kompensieren, ohne die Funktionalität des Systems zu beeinträchtigen. Darüber hinaus können die spezifischen Schwingungseigenschaften eines separaten Verlängerungselements zur Beeinflussung der Dämpfungseigenschaften des erfindungsgemäßen Reibdämpfungssystems genutzt werden.

**[0019]** Sofern der zu dämpfende Antrieb auf einem Vormontageträger oder einen Modulträger montiert ist, wie dies beispielsweise für Antriebe von Seilfensterhebern auf Türmodulen bekannt ist, kann ein Teil des Reibdämpfungssystems einteilig in den Träger integriert sein, zumindest aber mit dem Träger verbunden werden. Auch hierbei ist es wahlweise möglich, dem betreffenden Bereich des Trägers die Funktion des Reibmittelträgers oder des Reibelements zuzuordnen. Analog kann verfahren werden, wenn das Reibdämpfungssystem mit einem Antrieb für einen Fahrzeugsitz kombiniert werden soll. In diesem Fall könnte der Träger des Antriebs z. B. eine Sitzschien, ein Sitzseitenteil oder die Struktur einer Rückenlehne sein.

**[0020]** Die Auswahl eines geeigneten Materials für den Reibdämpfer, in der Regel aus den Materialklassen „Gummi“ oder „Elastomere“, sollte in Abhängig-

keit von den konkreten Anforderungen des Einzelfalles erfolgen. Die zu berücksichtigenden Anforderungen betreffen insbesondere die Materialpaarung, wobei von der Wahl des Materials des Reibelements auszugehen ist, den Bereich der abzudeckenden Betriebstemperatur und eventuelle Veränderungen der Oberflächengüte über die Zeit, z. B. infolge chemischer Einflüsse oder Verschmutzung. Durch Modifikation des Materials des Reibdämpfers, z. B. hinsichtlich seiner tribologischen Eigenschaften, können die gewünschten Reib- und Dämpfungseigenschaften in einem vergleichsweise weiten Bereich eingestellt werden. Wenn der Reibmittelträger aus Kunststoff gefertigt ist oder Bestandteil eines Kunststoffteils (z. B. einer Trägerplatte oder eines Gehäuses) ist, kann in vorteilhafterweise der Reibdämpfer mittels eines Mehrkomponenten-Spritzgießverfahren daran angeformt werden.

**[0021]** Das erfindungsgemäße Reibdämpfungssystem eignet sich besonders zur Dämpfung von akustischen Schwingungen, die von einem Antrieb eines Fensterhebers eines Kraftfahrzeugs erzeugt werden. Wenn der Antrieb auf einem Modulträger montiert ist, sollte der Reibmittelträger integraler Bestandteil des Modulträgers sein, wobei das zugeordnete Reibelement Bestandteil des schwingungsfähigen Antriebs ist, insbesondere des Getriebe- oder Motorgehäuses. Natürlich ist es auch möglich, das Reibelement als separates Teil auszuführen und mit dem schwingungsfähigen Teil des Antriebs zu verbinden.

**[0022]** Nach einer anderen Variante der Erfindung, die darauf basiert, dass der auf dem Modulträger montierte Antrieb ein zweiteiliges Getriebegehäuse aufweist, dessen Teile auf jeweils einer Seite des Modulträgers angeordnet und über Befestigungsstellen miteinander in Eingriff stehen, kann das Reibelement Bestandteil des einen Gehäuseteils und der Reibmittelträger Bestandteil des anderen Gehäuseteils des zweiteiligen Gehäuses sein. Die Umkehrung der beschriebenen Anordnung mit Bezug auf die beiden Gehäuseteile (kinematische Umkehr) ist natürlich auch ohne weiteres möglich.

**[0023]** Nachfolgend wird die Erfindung anhand mehrerer Ausführungsbeispiele und den dargestellten Figuren näher erläutert. Es zeigen:

**[0024]** Fig. 1a Ausschnitt der Ansicht eines Modulträgers einer Fahrzeugtür vonseiten des Seilausgangsgehäuses eines Seilfensterhebers;

**[0025]** Fig. 1b Ausschnitt der Ansicht eines Modulträgers einer Fahrzeugtür vonseiten der Antriebs- und Steuerungseinheit eines Seilfensterhebers;

**[0026]** Fig. 2a Ausschnitt aus einer Explosionsdarstellung einer Antriebseinheit eines Seilfensterhebers

mit einem Reibdämpfungssystem im Bereich einer (sonst üblichen) Befestigungsstelle zum Modulträger;

**[0027]** Fig. 2b Explosionsdarstellung analog Fig. 2a, jedoch ohne Modulträger;

**[0028]** Fig. 2c Schnittdarstellung durch das Reibdämpfungssystem und durch die beiden durch den Modulträger getrennten Getriebegehäuseteile;

**[0029]** Fig. 3 Draufsicht auf eine Antriebseinheit, bei der Bereiche der Außenflächen des Getriebegehäuses als Reibelemente fungieren;

**[0030]** Fig. 4 Draufsicht auf eine Antriebseinheit, bei der eine Versteifungsrippe des Getriebegehäuses als Reibelemente fungiert;

**[0031]** Fig. 5 Draufsicht auf eine Antriebseinheit, bei der ein im Getriebegehäuses integriertes Verlängerungselement als Reibelemente fungiert;

**[0032]** Fig. 6a Perspektivische Ansicht einer auf einem Modulträger montierten Antriebseinheit, bei der das Motorgehäuse als Reibelement fungiert, und die Reibmittelträger im Modulträger integriert sind;

**[0033]** Fig. 6b Ausschnitt einer Draufsicht auf das System gemäß Fig. 6a;

**[0034]** Fig. 6c Ausschnitt einer Seitenansicht des System gemäß Fig. 6a;

**[0035]** Fig. 7a Ausschnitt einer Draufsicht auf ein dem System gemäß Fig. 6a ähnlichen System, jedoch unter Nutzung des Lagerbereichs der Motorwelle als Reibelement;

**[0036]** Fig. 7b Ausschnitt einer Seitenansicht des System gemäß Fig. 7a;

**[0037]** Fig. 8a Ausschnitt einer Draufsicht auf ein dem System gemäß Fig. 6a ähnlichen System, jedoch mit einer stirnseitigen Fläche des Lagerbereichs der Motorwelle als Reibelement;

**[0038]** Fig. 8b Ausschnitt einer Seitenansicht in Schnittdarstellung des System gemäß Fig. 8a;

**[0039]** Fig. 9a Ausschnitt einer Draufsicht auf ein dem System gemäß Fig. 6a ähnlichen System, jedoch mit einem Verlängerungselement als Reibelement am Poltopf des Motors;

**[0040]** Fig. 9b Perspektivische Ansicht des Systems gemäß Fig. 9a;

**[0041]** Fig. 10 Schematische Darstellung eines Reibdämpfungssystems mit einem teilweise von Reibmittelträger eingefassten Reibdämpfer, wobei

die Reibfläche parallel zur Schwingungsebene des Reibelements verläuft;

**[0042]** Fig. 11 Schematische Darstellung eines Reibdämpfungssystems mit einem teilweise von Reibmittelträger eingefassten Reibdämpfer, wobei zwei symmetrisch angeordnete Reibflächen winklig zur Schwingungsebene des Reibelements verlaufen;

**[0043]** Fig. 12 Schematische Darstellung eines Reibdämpfungssystems mit einem teilweise von Reibmittelträger eingefassten Reibdämpfer, wobei die Reibfläche leicht konkav geformt ist, und mit einem in zwei Hauptrichtungen schwingenden Reibelement;

**[0044]** Fig. 13 Schematische Darstellung eines Reibdämpfungssystems mit einem teilweise von Reibmittelträger eingefassten Reibdämpfer, wobei eine konkav geformte Reibfläche passgenau der zugeordneten reissenden Querschnittsfläche eines rotatorisch schwingenden Reibelements angepasst ist;

**[0045]** Fig. 14 Kraft-Weg-Diagramm für verschiedene Shore-Härten von Reibdämpfern.

**[0046]** Obwohl sich die konkreten Ausführungsbeispiel und Zeichnungen der Erfindung ausschließlich auf Antriebe für Fensterheber beziehen, ist die vorliegende Erfindung auch für andere Verstellrichtungen in Kraftfahrzeugen, wie z. B. Türantriebe und Sitzverstellvorrichtungen anwendbar. Besonders vorteilhaft sind Anwendungen, bei denen die Schallquelle (Antrieb) auf einem Träger montiert ist, der hinsichtlich der Schallabstrahlung die Eigenschaft aufweist, als Verstärker wirken zu können.

**[0047]** Ein solcher Fall liegt regelmäßig vor, wenn ein Fensterheberantrieb auf einem Türmodulträger montiert ist, wie dies auch bereits in EP 2 531 686 B1 beschrieben und gezeigt wurde. Um der Weiterleitung des Körperschalls entgegenzuwirken, wird vorgeschlagen, die Anbindungsstellen des Antriebs am Modulträger durch schlitzartige Unterbrechungen akustisch teilweise zu entkoppeln. Zur Gewährleistung der Dichtheit gegen Wasserdurchtritt sind die Schlitz mit einem weichen elastischen Kunststoff verschlossen.

**[0048]** Die Fig. 1a und Fig. 1b zeigen Ausschnitte von Ansichten eines Modulträgers **1** einer Fahrzeugtür vonseiten des Seilgangsgehäuses **330** bzw. des motorischen Antriebs **2** eines Seilfensterhebers. Im Bereich der Befestigungsstellen **331** des Seilgangsgehäuses **330** und den zugeordneten Befestigungsstellen **221** des Getriebegehäuses **220** weist die Trägerplatte **1** des Türmoduls Befestigungsöffnungen **11** auf, durch die hindurch die beiden Gehäuse miteinander verbunden und am Modulträger befestigt werden. Auf der sogenannten Trockenraum-

seite bildet der Antrieb **2** eine Baueinheit, die aus dem Elektromotor **20**, der elektronischen Steuerungseinrichtung **21** und dem Getriebe **220** besteht.

**[0049]** Im Bereich der hier vorgesehenen Dämpfungsstellen **222**, **332** war üblicherweise eine dritte Befestigungsstelle angeordnet, die analog den anderen Befestigungsstellen **221**, **331** ausgebildet war. Erfindungsgemäß ist diese Stelle **222**, **332** nun mit einem Reibdämpfungssystem ausgestattet, wobei an dieser Stelle auf die Übertragung von Befestigungskräften quer zur Türebene verzichtet wird.

**[0050]** Die Fig. 2a und Fig. 2b zeigen Explosionsdarstellungen einer Antriebseinheit eines Seilfensterhebers analog zu den Fig. 1a, Fig. 1b, bei denen das Reibdämpfungssystem (im Bereich der sonst üblichen Befestigungsstelle) im Detail zu erkennen ist. Demnach erhebt sich von der Dämpfungsstelle **322** ein zapfenförmiger Reibmittelträger **332a**, der sich in Richtung seines freien Endes etwas verjüngt, also eine spitzwinklige Kontur aufweist.

**[0051]** In den Reibmittelträger **332a** sind mehrere über die äußere Kontur gleichmäßig verteilte Reibdämpfer **40** angeordnet. Deren äußere Konturen können der spitzwinkligen Kontur des Reibmittelträgers **332a** folgen oder einen dazu winkligen Verlauf aufweisen. Insbesondere können die äußeren Konturen der Reibdämpfer **40** Bestandteil einer virtuellen, im Wesentlichen zylindrischen Hüllfläche sein.

**[0052]** Die Dämpfungsstelle **222** des Getriebegehäuses **220** ist in Form einer Buchse (siehe auch Fig. 2c) ausgebildet, die geeignet ist, den zapfenförmigen Reibmittelträger **332a** mit den Reibdämpfern **40** aufzunehmen. Dabei kann die innere Kontur der Buchse die gleiche Spitzwinkligkeit aufweisen wie der Reibmittelträger **332a**. Die Kontur kann aber auch einen spitzeren Winkel aufweisen. Auch die Kombination mit einer zylindrischen Kontur ist prinzipiell anwendbar, insbesondere dann, wenn die äußere Kontur der Reibdämpfer **40** Bestandteil einer virtuellen, im Wesentlichen zylindrischen Hüllfläche ist.

**[0053]** Die konstruktive Dimensionierung und materialtechnische Auswahl der Bestandteile des Reibdämpfungssystems (**40**, **222**, **332a**) bietet also eine Vielzahl von Variationsmöglichkeiten. Es besteht auch die Möglichkeit, über den Schwingungsweg sich ändernde Dämpfungseigenschaften zu erzeugen. Diese Freiheitsgrade erlauben eine gut Anpassung der erfindungsgemäßen Reibdämpfungssystems an die jeweils herrschenden Bedingungen und Bedürfnisse. Dadurch kann auf die zu bedämpfenden Frequenzen ebenso Einfluss genommen werden, wie auf die Amplituden der schwingenden Antriebe.

**[0054]** Die Funktionsweise des Reibdämpfungssystems im Zusammenhang mit dem in den

**Fig. 2a–Fig. 2c** dargestellten auf der Trägerplatte **1** montierten Antrieb **2** ist wie folgt:

Angeregt durch die bewegten Teile des Antriebs **2**, insbesondere durch den rotierenden Anker des Elektromotors **20**, wird die aus Motor **20**, Elektronikeinheit **21** und Getriebe **22** gebildete Baueinheit zu Schwingungen angeregt. Bei der vorliegenden Befestigungsvariante, bei der der Antrieb **2** über zwei Befestigungsstellen **221** durch Befestigungsöffnungen **11** der Trägerplatte **1** mit dem auf der anderen Seite (Nassraumseite) der Trägerplatte **1** liegenden Seilausgangsgehäuse **330** verbunden ist, bildet die gedachte Verbindungslinie zwischen den bezeichneten Befestigungsstellen **221** eine Schwingungsachse **S** (siehe auch **Fig. 1a, Fig. 1b**).

**[0055]** Im vorliegenden Ausführungsbeispiel weisen die Befestigungsstellen **331** aufseiten des Seilausgangsgehäuses **330** Befestigungsdomen **331a** auf, in die hinein vonseiten des Getriebegehäuses **22** Schrauben geschraubt werden, nachdem die Befestigungsdomen **331a** in passfähige Aufnahmen **221a** eingesetzt wurden.

**[0056]** Die Schwingungsachse **S** liegt im Wesentlichen in der Ebene der Trägerplatte **1** und separiert einerseits den vergleichsweise schweren Motor **20** mit der angeschlossenen Elektronikeinheit **21** und andererseits das Getriebe **22**, das eine Antriebs Schnecke und ein von dieser angetriebenes Schneckenrad aufweist. Über eine mechanische Schnittstelle **224** nach Art einer formschlüssigen Kupplung wird die Antriebskraft auf eine (nicht dargestellte) Seiltrommel übertragen, die auf einem Lager **333** in dem dafür vorgesehenen Raum **334** des Seiltrommelgehäuses **330** sitzt.

**[0057]** Auf den am weitesten von der Schwingungsachse entfernt liegenden Stellen der Gehäuseteile **22, 330** ist das Reibdämpfungssystem (**40, 222, 332a**) angeordnet, um für das Reibdämpfungssystem eine möglichst große Schwingungsamplitude zur Verfügung zu stellen. Schließlich muss systembedingt vorausgesetzt werden, dass zwischen dem Reibmittel **222** und dem Reibdämpfer **40** eine reibende Relativbewegung stattfindet. Auch wenn diese Relativbewegung im Bereich von Zehntel Millimetern liegt, können nach Erkenntnissen aus Versuchen mit erfindungsgemäßen Anordnungen messbare und auch subjektiv fühlbare Verbesserungen der Akustik des Antriebs erzielt werden.

**[0058]** Eine weitere Erfindungsvariante (siehe **Fig. 3**) geht von einem weitgehend unveränderten, seit langem in Einsatz befindlichen Antrieb **2** aus, wobei lediglich eine der üblichen Befestigungsstellen zu einem schwingungsfähigen Eingriff **221'** umgestaltet wurde. Dieser Eingriff kann, wie in den **Fig. 2a** bis **Fig. 2c** beschrieben, den Elementen **222, 332a** sehr ähnlich sein. Prinzipiell würde es ausreichen, auf

einen Reibdämpfer **40** am Reibmittelträger **332a** zu verzichten. Gemäß dieser Variante werden geeignete glatte bzw. ebene Flächen **222a** des Getriebegehäuses **22** als Reibelement **222a** eingesetzt. Diesen zugeordnet sind Reibdämpfer **40a**, die mit Reibmittelträgern **13a** verbunden sind. Idealerweise stellen diese Reibmittelträger **13a** keine separaten Elemente dar, sondern sind einstückig an der Trägerplatte **1** (vorzugsweise aus Kunststoff gefertigt) angeformt.

**[0059]** Eine der voranstehend beschriebenen Ausführungsform sehr ähnliche Variante zeigt das Beispiel von **Fig. 4**. Es unterscheidet sich nur dadurch, dass als Reibelement **222b** eine Versteifungsrippe des Getriebegehäuses **22** genutzt wird. Dementsprechend stützen sich beidseitig der Versteifungsrippe **222b** Reibdämpfer **40b** ab, die von Reibmittelträgern **13b** getragen werden.

**[0060]** Die Erfindungsvariante von **Fig. 5**, bei der das Reibelement **222c** als Verlängerung des Getriebegehäuses **22** ausgebildet ist, bietet sich an, wenn keine der ohnehin vorhandenen Flächen des Getriebegehäuses **22** als Reibelement fungieren können oder wenn die Schwingungsamplitude vergrößert werden soll. Die schematisch angedeuteten Reibmittelträger **13c** sind vorzugsweise mit dem Träger **1** der Antriebseinheit **2** einteilig verbunden. Insbesondere wenn der Träger **1** im Kunststoff-Spritzgieß-Verfahren hergestellt wird, wäre zu erwägen, an den Reibmittelträger **13c** im 2-Komponenten-Verfahren einen aus Elastomer bestehenden Reibdämpfer **40c** anzuformen. Grundsätzlich kann der Reibdämpfer **40c** aber auch am Verlängerungselement **222c** angeformt werden, so dass diese als Reibmittelträger fungieren würde. Entsprechend würde das in **Fig. 5** als Reibmittelträger **13c** ausgezeichnete Element die Funktion eines Reibelements übernehmen.

**[0061]** Die in den **Fig. 6a–Fig. 6c** dargestellte Ausführungsvariante zeigt eine Trägerplatte **1** aus Kunststoff, an der zwei Reibmittelträger **13d** angeformt sind. Der Antrieb **2** ist, analog der bereits beschriebenen Variante von **Fig. 5**, über die beiden Befestigungsstellen **221** an der Trägerplatte **1** befestigt, so dass sich entlang dieser Befestigungsstellen **221** eine virtuelle Schwingungsachse **S** einstellt, um die die Teile **20, 21, 22** des Antriebs **2** schwingen. Um eine möglichst große Schwingungsamplitude nutzbar zu machen, sind die Reibmittelträger **13d** im Bereich des freien Endes des Poltopfes des Elektromotors **20** angeordnet. Die mit den beidseitig angeordneten Reibmittelträgern **13d** verbundenen Reibdämpfer **40d** erstrecken sich entlang der Schwingungsebene, die von der als Reibelement wirkenden konvexen Fläche **222d** des Poltopfes des Motors **20** gebildet wird.

**[0062]** Die Ausführungsform der **Fig. 7a** und **Fig. 7b** unterscheidet sich von der voranstehend beschriebenen nur dadurch, dass die Reibmittelträger **13e** mit

den Reibdämpfern **40e** der zylindrischen Fläche des Lagerbereichs **231** zugeordnet sind, so dass dieser Lagerbereich **231** als Reibelement **222e** wirkt.

**[0063]** Gemäß der Variante der **Fig. 8a** und **Fig. 8b** ist nur ein Reibmittelträger **13f** vorgesehen, dessen Reibdämpfer **40f** an eine ringförmige Stirnfläche des Lagerbereichs **230** angreift. Im Übrigen entspricht dieses Ausführungsbeispiel dem der **Fig. 6a** bis **Fig. 7b**.

**[0064]** Sofern eine erhebliche Vergrößerung der Schwingungsamplitude notwendig sein sollte (siehe **Fig. 9a** und **Fig. 9b**), um die Funktionalität des erfindungsgemäßen Reibdämpfungssystems gewährleisten bzw. die gewünschten Wirkungen erzielen zu können, können die notwendigen Anpassungen unter Einsatz eines als Reibelement **222g** fungierenden Verlängerungselements **222g** erfolgen. Ein Verlängerungselement **222g** muss nicht zwangsläufig und ausschließlich eine starre Verlängerung des ausgewählten schwingungsfähigen Teils (Elektromotor **20**) darstellen. Durch die Auswahl bzw. Dimensionierung eines verbindenden Adapters **231g** für das Verlängerungselement **222g** und die Dimensionierung des Verlängerungselements **222g** selbst, wie auch die Materialauswahl, kann erheblich auf die Eigenschaften des Reibdämpfungssystems Einfluss genommen werden.

**[0065]** Mit dem im vorliegenden Beispiel verwendeten Adapter **231g** ist das Verlängerungselement **222g** am endseitigen Lagerbereich **231** des Elektromotors **20** angeschlossen. Die U-förmige Verbindung mit dem Verlängerungselement **222g** stellt dabei eine Elastizität dar, die sich auf das Schwingungsverhalten und die Dämpfungseigenschaften des Gesamtsystems auswirkt.

**[0066]** Gemäß **Fig. 9b** weist das Verlängerungs- bzw. Reibelement **222g** die Form eines längsgeschlitzten Rohres auf, das selbst relativ steif ist und mit seinem endseitigen Abschnitt in reibendem Kontakt mit den Reibdämpfern **40g** steht, die an den Reibmittelträgern **13g** lagern. Es kann aber auch von Vorteil sein, ein Verlängerungselement zu verwenden, das zwar entlang der Schwingungsebene im Wesentlichen biegesteif ausgeführt ist, aber quer zur Schwingungsebene federelastisch ist. Eine solche Ausführung hätte den Vorteil, dass sie die Maß- und Lagetoleranzen zwischen dem Antrieb **2** und dem Reibmittelträger bzw. dem Reibdämpfer in einfacher Weise ausgleichen könnte.

**[0067]** Die schematischen Darstellungen der **Fig. 10** bis **Fig. 13** zeigen exemplarisch einige mögliche Varianten des Aufbaus eines Reibdämpfungssystems im erfindungsgemäßen Zusammenhang. Wegen der Vielzahl der kombinatorischen Möglichkeiten konstruktiver Details des Reibmittelträgers, des Reib-

dämpfers und des Reibelements, sowie des Schwingungsverhaltens, können hier nur grundsätzliche Andeutungen zum Variationspotential der Gestaltungsmöglichkeiten dargestellt werden.

**[0068]** Gemäß der Variante von **Fig. 10** ist ein Reibdämpfungssystem schematisch dargestellt, wie dieses auch bei den voran beschriebenen technischen Ausführungen zur Anwendung kam. Demnach verläuft die Reibfläche **400h** des Reibelements **40h** parallel zur Schwingungsebene E des Reibelements **222h**. Der Reibdämpfer **40h** ist zu mehr als 50% seiner Höhe vom Reibmittelträger eingefasst. Je tiefer die Einfassung des Reibdämpfers **40h**, also je geringer der Anteil ist, der aus der Einfassung des Reibmittelträgers **13h** herausragt, umso geringer ist der Scheranteil im Material des Reibdämpfers **40h**. Den Scheranteil gering zu halten ist wichtig, da für die gute Wirksamkeit des Reibdämpfungssystems eine reibende Relativbewegung zwischen dem Reibdämpfer **40h** und dem Reibelement **222h** erzeugt werden muss.

**[0069]** Die Variante von **Fig. 11** entspricht im Wesentlichen der von **Fig. 10**, jedoch mit dem Unterschied, dass die Reibfläche **400i** spitzwinklig zur Schwingungsebene E verläuft, und zwar symmetrisch, ausgehend vom mittleren Bereich auf Höhe der dargestellten Ruhestellung des Reibelements **222i**. Im Betrieb ergibt sich aus einer solchen Konstruktion, dass sich das Verhältnis aus Scher- und Reibungseffekten mit den Schwingungen periodisch ändert, und zwar derart, dass sich mit zunehmender Auslenkung des Reibelements **222i** aus seiner Ruhestellung der Anteil der Schereffekte zu Lasten der Reibeffekte vergrößert. Diese Tendenz wird zusätzlich dadurch unterstützt, dass die Einfassung des Reibdämpfers **40i** im mittleren Bereich deutlich größer ist als an den Rändern, also an den Wendepunkten des schwingenden Reibelements **222i**. – An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass der Winkel der Reibfläche **400i** in Bezug auf die Schwingungsebene E zur Verdeutlichung der Konstruktion übertrieben dargestellt ist.

**[0070]** Das Beispiel von **Fig. 12** zeigt ein Reibelement **222j** mit kreisrunder äußerer Reibkontur, dessen vertikale Schwingungen in der Schwingungsebene E von rotatorischen Schwingungen R überlagert sind. Der Reibmittelträger **13j** fasst einen Reibdämpfer **40j** zu mehr als 50% ein. Dessen Reibfläche **400j** ist konkav ausgebildet, wobei diese einen Radius aufweist, der größer ist als der Radius der Reibkontur des Reibdämpfers **222j**. Da eine derartige Konstruktion bezogen auf die beiden unterschiedlichen Schwingungen einen Kompromiss darstellt, erscheint eine Kombination vorteilhaft, bei der die beiden Reibpartner **40j**, **222j** federelastisch aneinander liegen.

**[0071]** Fig. 13 zeigt ein Ausführungsbeispiel für ein Reibdämpfungssystem, das auf ein ausschließlich rotatorisch schwingendes Objekt zugeschnitten ist. Hierfür ist es vorteilhaft, die Konturen der beiden Reibpartner einander anzupassen. Deshalb weist die Reibfläche **400k** des vom Reibmittelträger **13k** gehaltenen Reibdämpfer **40k** den gleichen Krümmungsradius auf wie die äußere Reibkontur des rotatorisch schwingenden Reibelements **222k**.

**[0072]** Wie bereits erwähnt, spielt die Materialauswahl, insbesondere hinsichtlich der sogenannten Shore-Härte und der tribologischen Oberflächeneigenschaften, für die Effizienz und Wirksamkeit des Reibdämpfungssystems eine nicht unerhebliche Rolle. Gemäß der vorliegenden Erfindung wird mit Schwingungsamplituden bis 2 mm gearbeitet. Zur Orientierung wird hierzu beispielhaft auf das Kraft-Weg-Diagramm von Fig. 14 verwiesen.

**[0073]** Nachstehend sind einige grundlegende mathematisch-physikalische Zusammenhänge sowie ein Vorschlag zur Herangehensweise zusammengestellt, die das zielgerichtete Auffinden geeigneter erfindungsgemäßer Lösungsansätze erleichtern. Dennoch sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass für eine Optimierung von auf Einzelfälle bezogene technische Lösungen in der Regel systematische Versuche hilfreich sein werden.

**[0074]** Ist-Systemstand erfassen:

- Ermittlung der maximalen anregenden Kraft  $F_{an}$  über Messung der Beschleunigung am zu bedämpfenden Punkt oder aus computergestützter Simulation

Festlegung der benötigten Reibungskraft

- Kraft, die benötigt wird, um das Aggregat um einen Prozentsatz  $x$  zu bedämpfen
- $F_R = x \cdot F_{an}$
- $F_R$ : benötigte Gleitreibungskraft
- $x$ : Grad der Bedämpfung in %

Einstellung und Auswahl des Dämpfers

- Gleitreibungskraft:  $F_R = \mu \cdot F_N$ , mit Gleitreibungszahl  $\mu$
- Die Normalkraft ist durch die Federkraft des Elastomers gegeben Normalkraft:  $F_N = F_D$
- Federkraft  $F_D$  und daraus resultierender Vorspannung aus Elastomer F-S-Kennlinie
- Bei nicht-elastomeren Dämpfermaterialien lässt sich die „Federkraft“ über das entsprechende Spannungs-Dehnungsdiagramm (Druck) im elastischen Bereich herleiten.

Gesamtbeispiel:

- Anregende Kraft  $F_{an} = 2100 \text{ N}$
- Bedämpfungsrate  $x = 0,5$
- Reibpartner Gummi/Stahl  $\mu = 0,5$
- $F_R = x \cdot F_{an} = \mu \cdot F_N$
- $F_R = 0,5 \cdot 2100 \text{ N} = 0,5 \cdot F_N \rightarrow F_N = \frac{2100 \text{ N}}{0,5} = 1050 \text{ N} = F_D$
- Wahl der Vorspannung aus Elastomer F-S-Kennlinie für ein  $F_D = 1050 \text{ N}$ , d. h. 1 mm Federweg, bzw. Vorspannung
- Die Abmessung und Einfassung des Reibdämpfers resultieren aus dem Federweg, sowie dem Vorschlag zur Verringerung der Scherwirkung.

Bezugszeichenliste

<b>1</b>	Trägerplatte
<b>11</b>	Befestigungsöffnung im Träger <b>1</b>
<b>12</b>	Durchführungsöffnung im Träger <b>1</b>
<b>13a–13k</b>	Reibmittelträger
<b>2</b>	Antrieb
<b>20</b>	Elektromotor
<b>21</b>	elektronische Steuerungseinrichtungen
<b>22</b>	Getriebe
<b>200</b>	kreisabschnittsförmiger Gehäusebereich
<b>220</b>	Getriebegehäuse
<b>221</b>	Befestigungsbereich
<b>221'</b>	schwingfähiger Eingriffsbereich
<b>221a</b>	Aufnahme
<b>222</b>	Dämpfungsstelle (Reibelement in Form einer Buchse)
<b>222a–222k</b>	Dämpfungsstelle/Reibelement
<b>223</b>	Abtriebswelle
<b>224</b>	Schnittstelle zur formschlüssiger Kopplung mit einer Seiltrommel
<b>225</b>	Reibelement
<b>225a</b>	Befestigungsbereich des Reibelements <b>225</b>
<b>225b</b>	Reibbereich des Reibelements <b>225</b>
<b>226</b>	Raum für (nicht dargestellter) Seiltrommel
<b>230</b>	Lagerbereich
<b>231</b>	Endbereich
<b>231g</b>	Adapter
<b>330</b>	Seilausgangsgehäuse
<b>331</b>	Befestigungsstelle
<b>331a</b>	Befestigungsdom
<b>332</b>	Dämpfungsstelle
<b>332a</b>	Reibmittelträger/Zapfen
<b>333</b>	Lager für Seiltrommel
<b>334</b>	Raum für (nicht dargestellte) Seiltrommel
<b>40a–40k</b>	Reibdämpfer
<b>400h–400k</b>	Reibfläche
<b>S</b>	Schwingungsachse
<b>E</b>	Schwingungsebene
<b>R</b>	rotatorische Schwingung



**ZITATE ENTHALTEN IN DER BESCHREIBUNG**

*Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde automatisiert erzeugt und ist ausschließlich zur besseren Information des Lesers aufgenommen. Die Liste ist nicht Bestandteil der deutschen Patent- bzw. Gebrauchsmusteranmeldung. Das DPMA übernimmt keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.*

**Zitierte Patentliteratur**

- DE 102007042003 A1 [0003]
- DE 102011005360 A1 [0004]
- DE 20302066 U1 [0005]
- DE 10358204 A1 [0008]
- EP 2531686 B1 [0047]

## Patentansprüche

1. Verwendung eines sogenannten Reibdämpfungssystems, das zumindest einen Reibmittelträger, einen Reibdämpfer und ein Reibelement beinhaltet, für einen motorischen Antrieb, insbesondere für eine motorische Versteileinrichtung eines Kraftfahrzeugs, wie zum Beispiel zur Schwingungsdämpfung des motorischen Antriebs eines Fensterhebers, eines Antriebs einer Fahrzeugtür oder Heckklappe, oder einer Sitzverstellung,

**dadurch gekennzeichnet**, dass das Reibdämpfungssystem derart ausgelegt oder einstellbar ist, dass Schwingungen im Bereich von 30–10.000 Hz bedämpft werden, wobei

- die nichtbedämpfte Amplitude zwischen Reibmittelträger und Reibelement höchstens 2,0 mm beträgt, und
- die bedämpfte Amplitude um wenigstens 30% niedriger liegt als die nichtbedämpfte Amplitude.

2. Verwendung eines Reibdämpfungssystems nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die nichtbedämpfte Amplitude zwischen Reibmittelträger und Reibelement im Bereich von 0,1 mm bis 1,0 mm liegt.

3. Verwendung eines Reibdämpfungssystems nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die bedämpfte Amplitude um wenigstens 50% niedriger liegt als die nichtbedämpfte Amplitude.

4. Reibdämpfungssystem nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Reibdämpfer zumindest in Schwingungsrichtung vom Reibmittelträger teilweise eingefasst ist, wobei die Höhe der orthogonal zur Schwingungsrichtung verlaufenden Einfassung mindestens 50% der mittleren Höhe des Reibdämpfers beträgt.

5. Reibdämpfungssystem nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass bei einer maximalen Gesamt toleranz, welche der Summe aller gleichgerichteten Einzeltoleranzen entspricht, zwischen Reibmittelträger und Reibelement quer zur Schwingungsrichtung

- von weniger als 1 mm, die Höhe der Einfassung des Reibdämpfers 60% bis 90% der Höhe des Reibdämpfers beträgt, und
- von mehr als 1 bis 3 mm, die Höhe der Einfassung des Reibelements 30% bis 60% der Höhe des Reibdämpfers beträgt.

6. Reibdämpfungssystem nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Reibebene des Reibdämpfers parallel zur Schwingungsebene des Reibelements verläuft.

7. Reibdämpfungssystem nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Reibebene des

Reibdämpfers spitzwinklig zur Schwingungsebene des Reibelements verläuft.

8. Reibdämpfungssystem nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kontur des Reibdämpfers konkav ausgebildet ist.

9. Reibdämpfungssystem nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kontur des Reibdämpfers kreisbogenförmig ausgebildet ist.

10. Reibdämpfungssystem nach wenigstens einem der voranstehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch die Anordnung seiner Bestandteile Reibmittelträger, Reibdämpfer und Reibelement

- im Bereich einer Befestigungsstelle des motorischen Antriebs,
- im Bereiche einer Wandung des Motoren- oder Getriebegehäuses,
- im Bereich eines an einem Gehäuse angeordneten Verlängerungselements,

wobei das jeweilige Gegenstück Bestandteil des Trägers des Antriebs bzw. mit dem Träger verbunden ist.

11. Reibdämpfungssystem nach wenigstens einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Träger

- ein Türmodul oder ein mit dem Türmodul verbundener Träger, oder
- ein Teil eines Fahrzeugsitzes ist.

12. Reibdämpfungssystem nach wenigstens einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Reibdämpfer aus Gummi oder einem Elastomer besteht.

13. Reibdämpfungssystem nach wenigstens einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Reibdämpfer mit einem aus Kunststoff bestehenden Reibmittelträger durch ein Mehrkomponenten-Spritzgießverfahren verbunden ist.

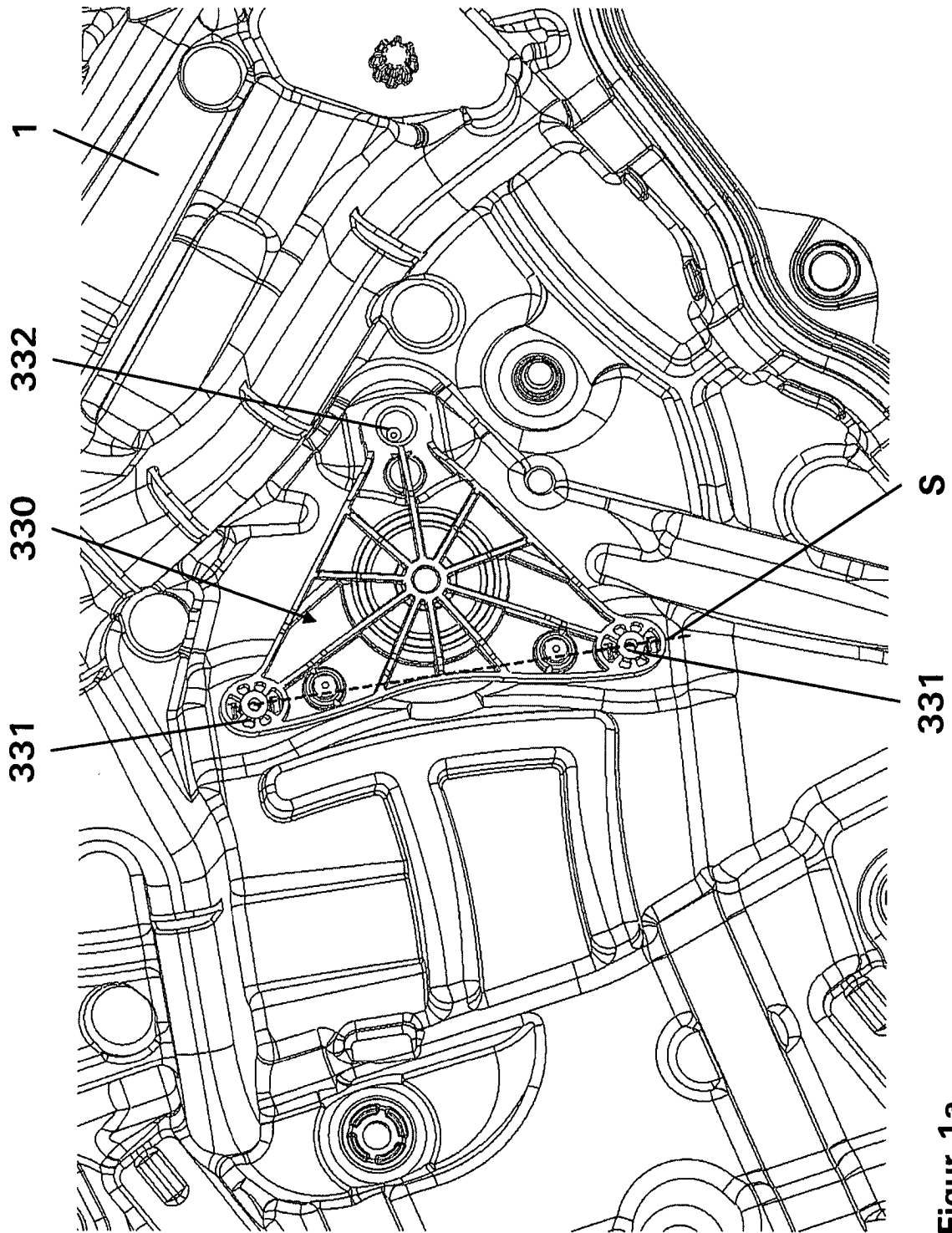
14. Reibdämpfungssystem nach wenigstens einem der voranstehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch seine Kombination mit einem Antrieb für einen Fensterheber, der auf einem Modulträger montiert ist, wobei

- der Reibmittelträger Bestandteil eines Gehäuseteils eines zweiteiligen Gehäuses ist, insbesondere des Seil Ausgangsgehäuses, und
- das Reibelement Bestandteil des anderen Gehäuseteils des zweiteiligen Gehäuses ist, insbesondere des antriebsseitigen Getriebegehäuses, oder
- der Reibmittelträger Bestandteil des Modulträgers ist und
- das Reibelement Bestandteil des Antriebs, insbesondere des Getriebe- oder Motorgehäuses oder eines damit verbundenen Elements ist.

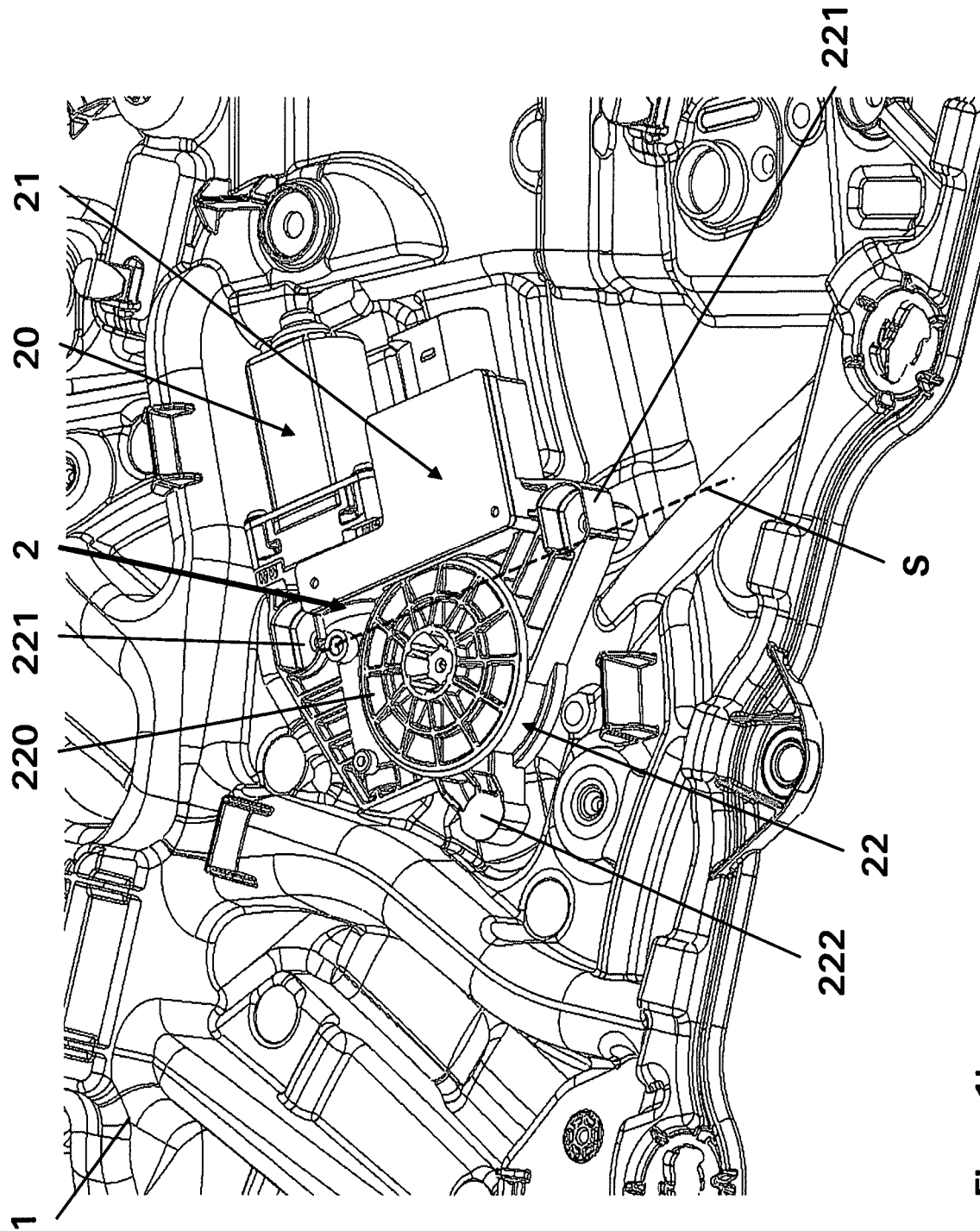
15. Reibdämpfungssystem nach wenigstens einem der voranstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Reibmittelträger mit dem Reibdämpfer einerseits und das Reibelement andererseits federelastisch miteinander in Verbindung stehen.

Es folgen 16 Seiten Zeichnungen

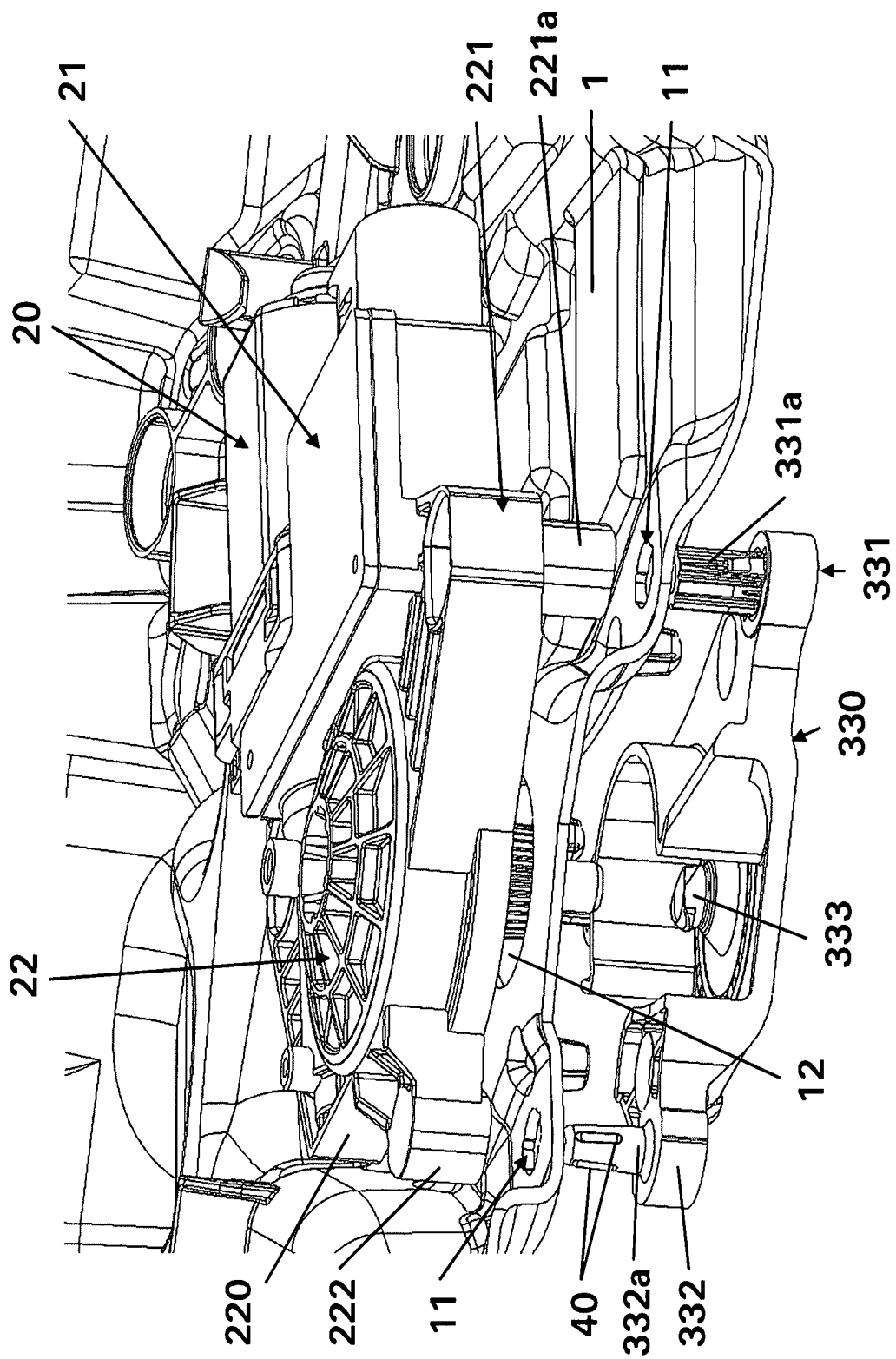
Anhängende Zeichnungen



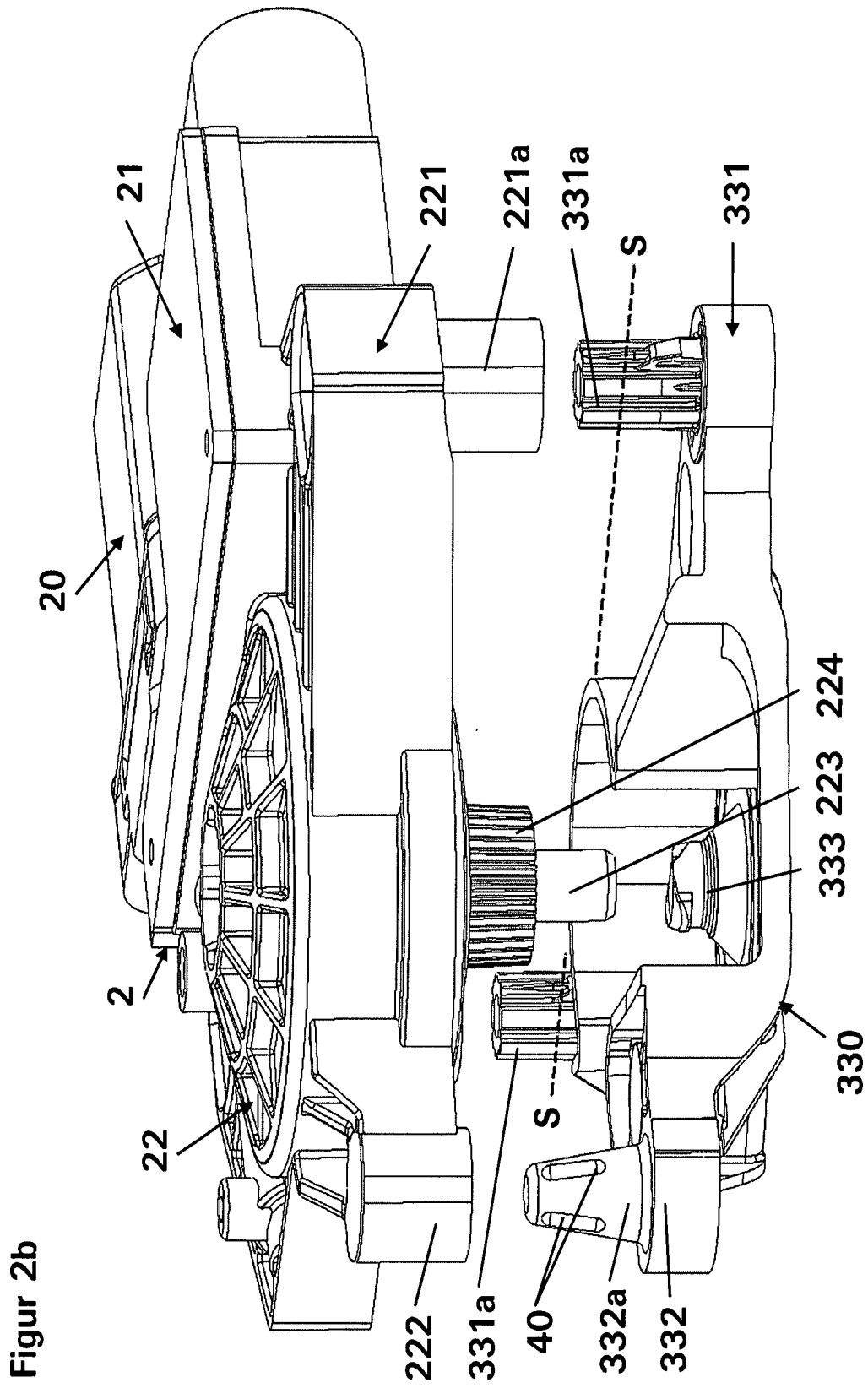
Figur 1a

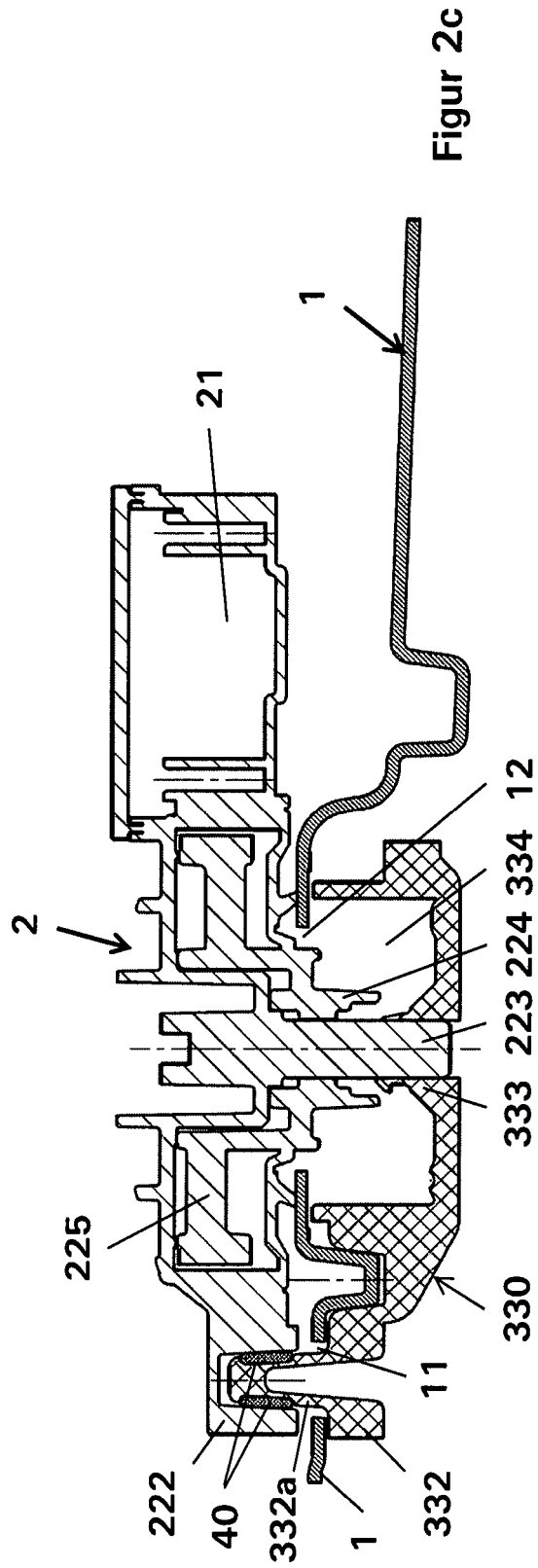


Figur 1b



Figur 2a







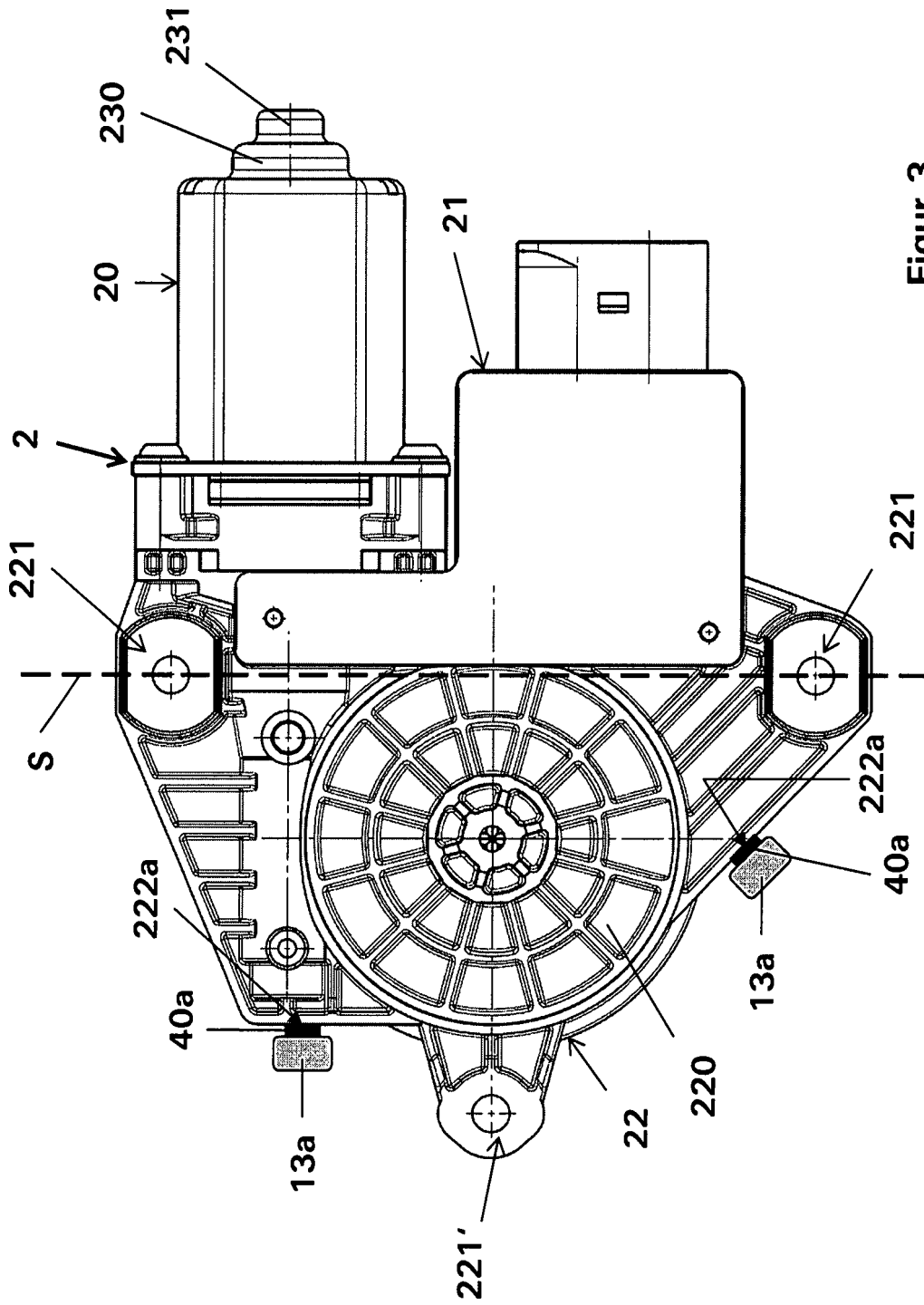


Figure 3

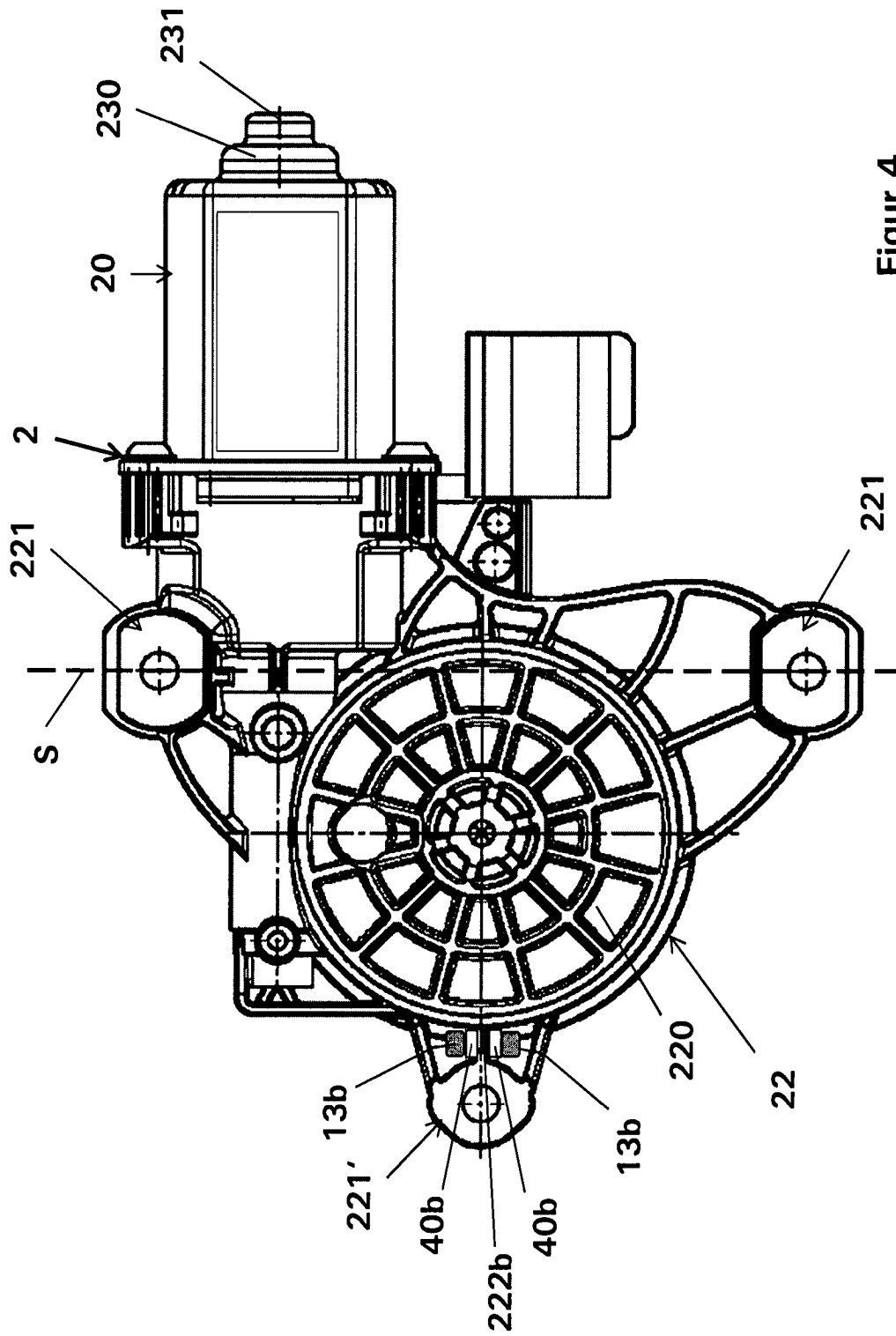


Figure 4

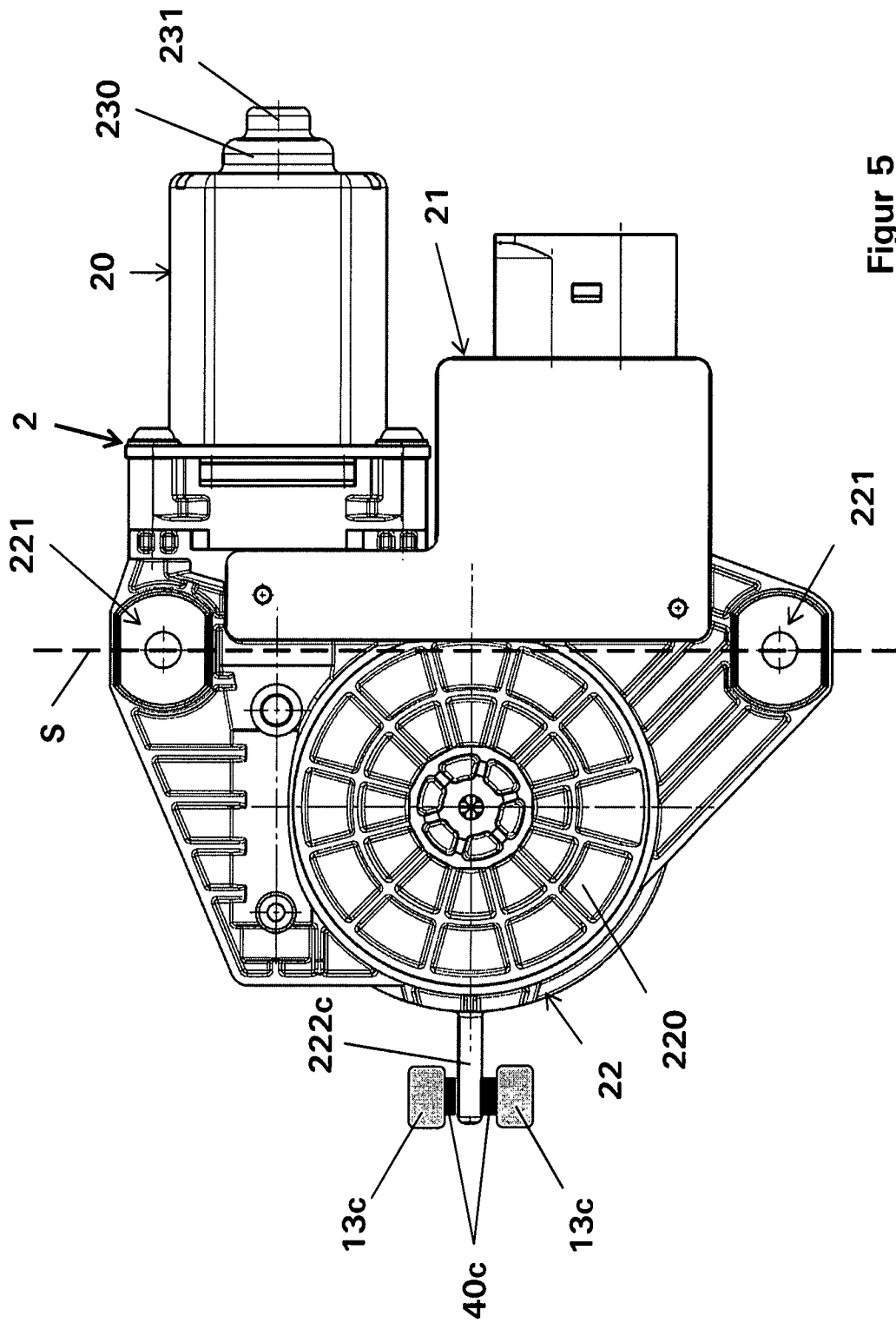
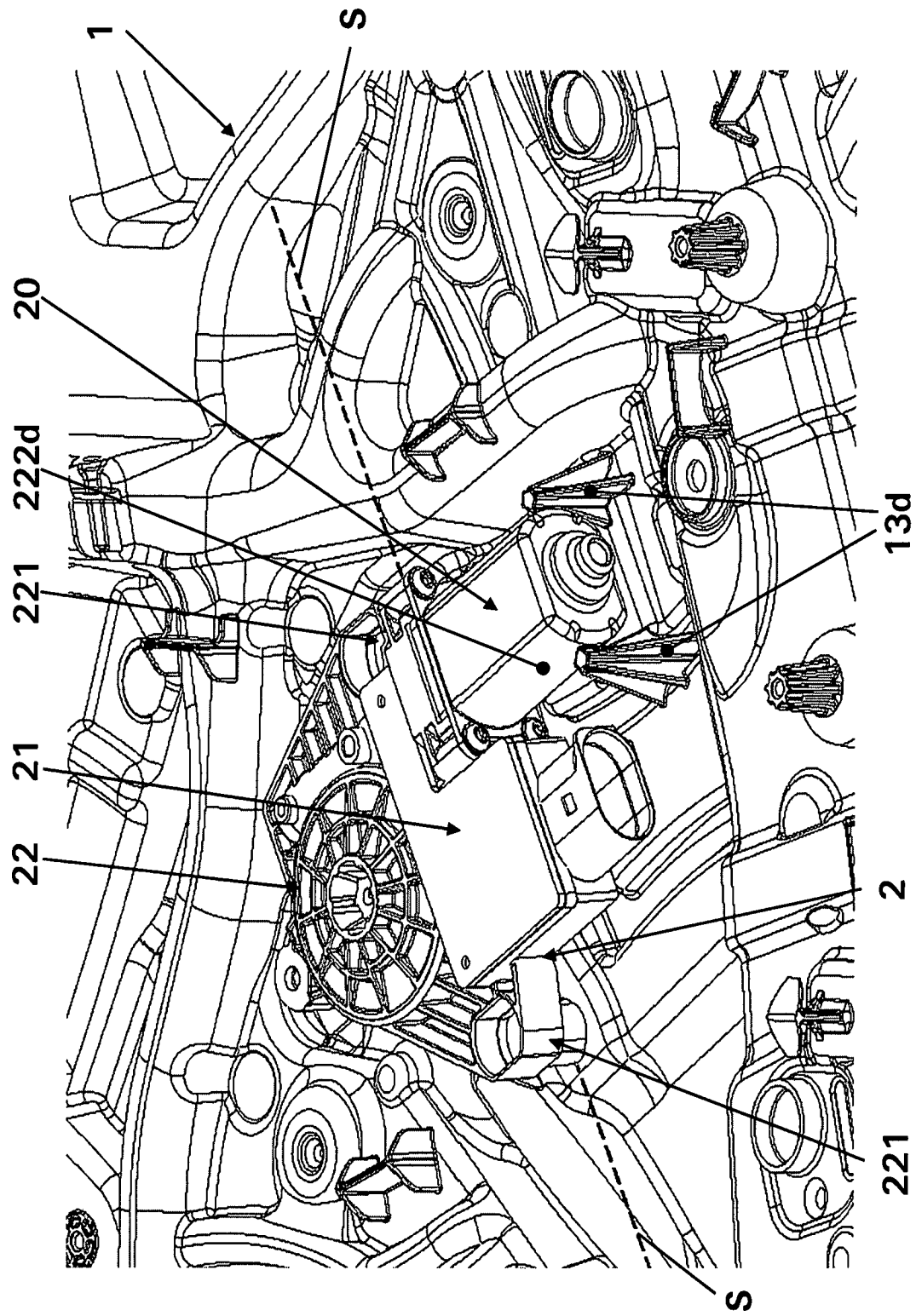
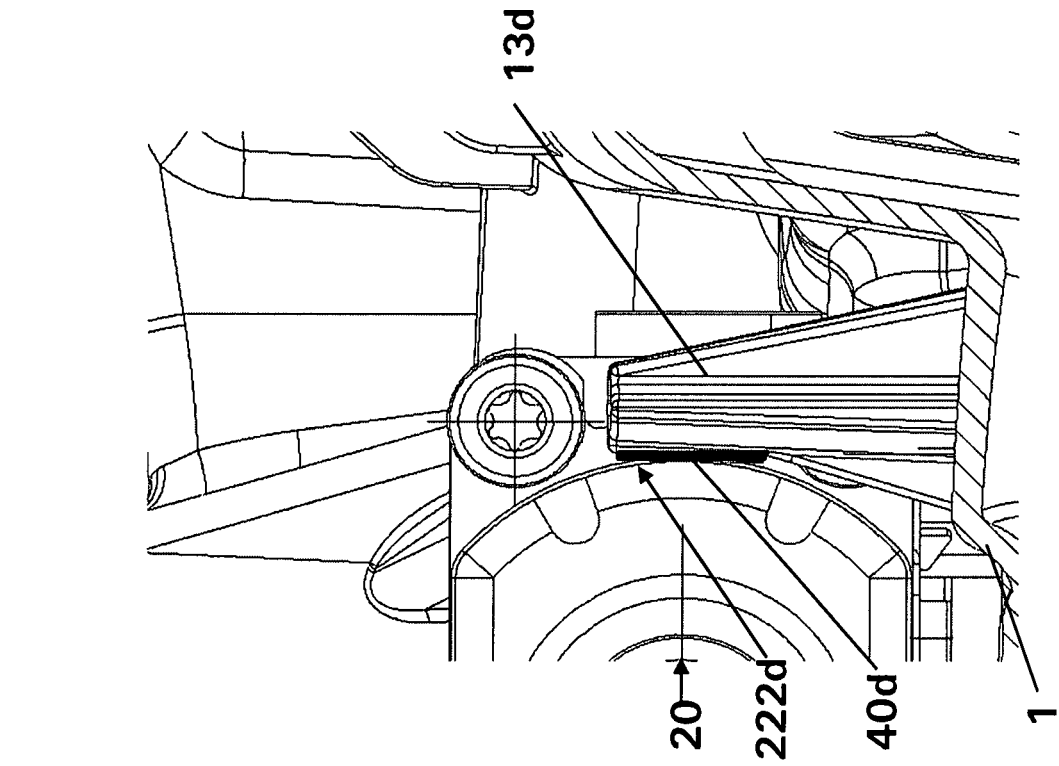


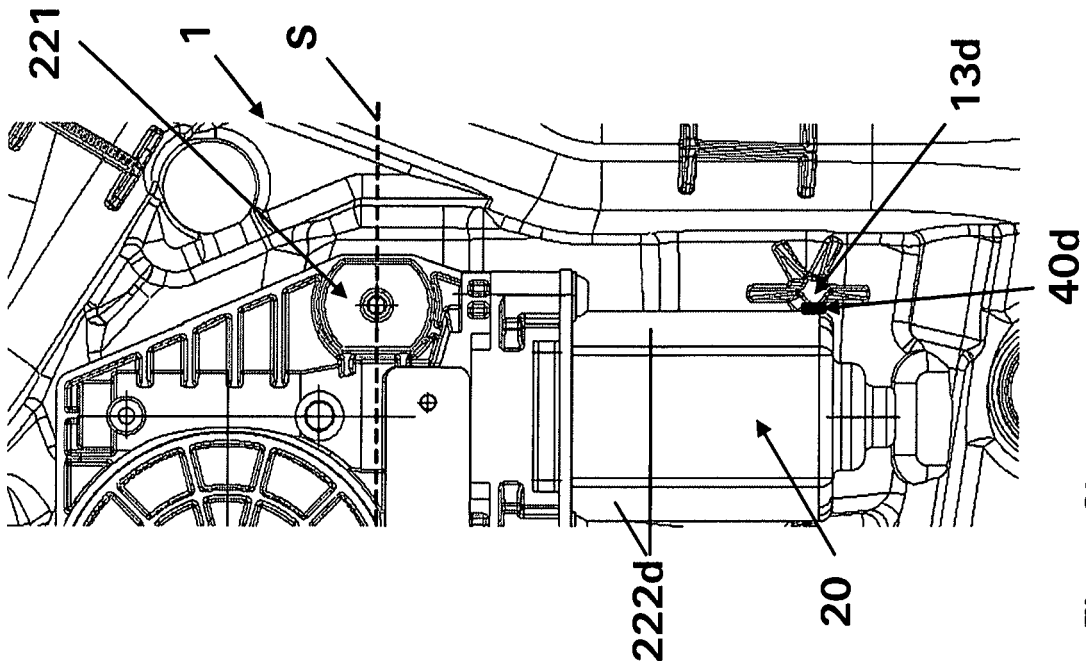
Figure 5



Figur 6a



Figur 6c



Figur 6b

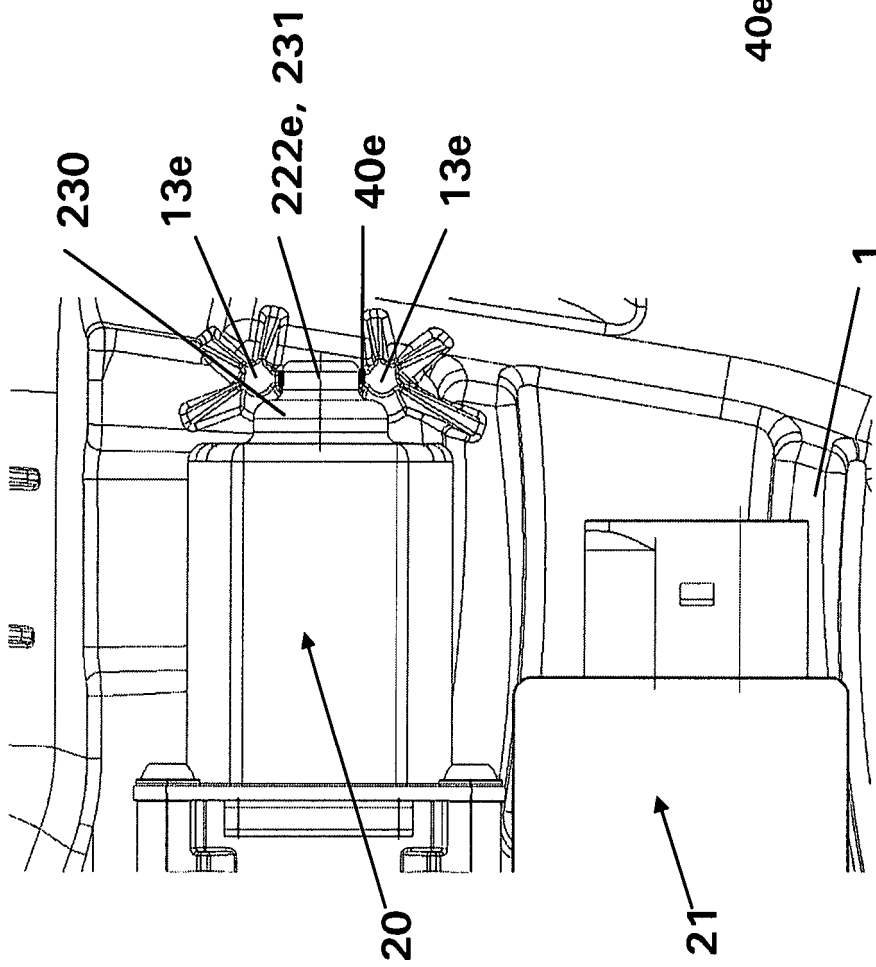


Figure 7a

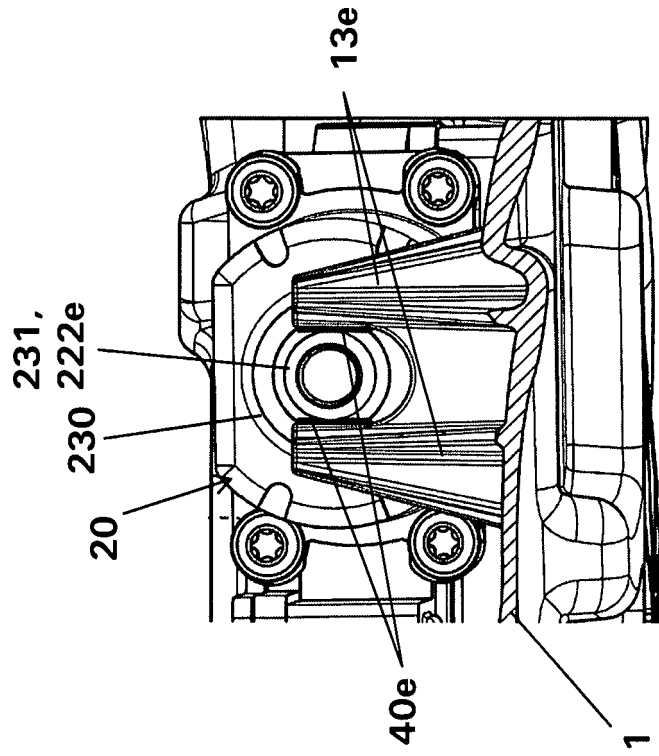
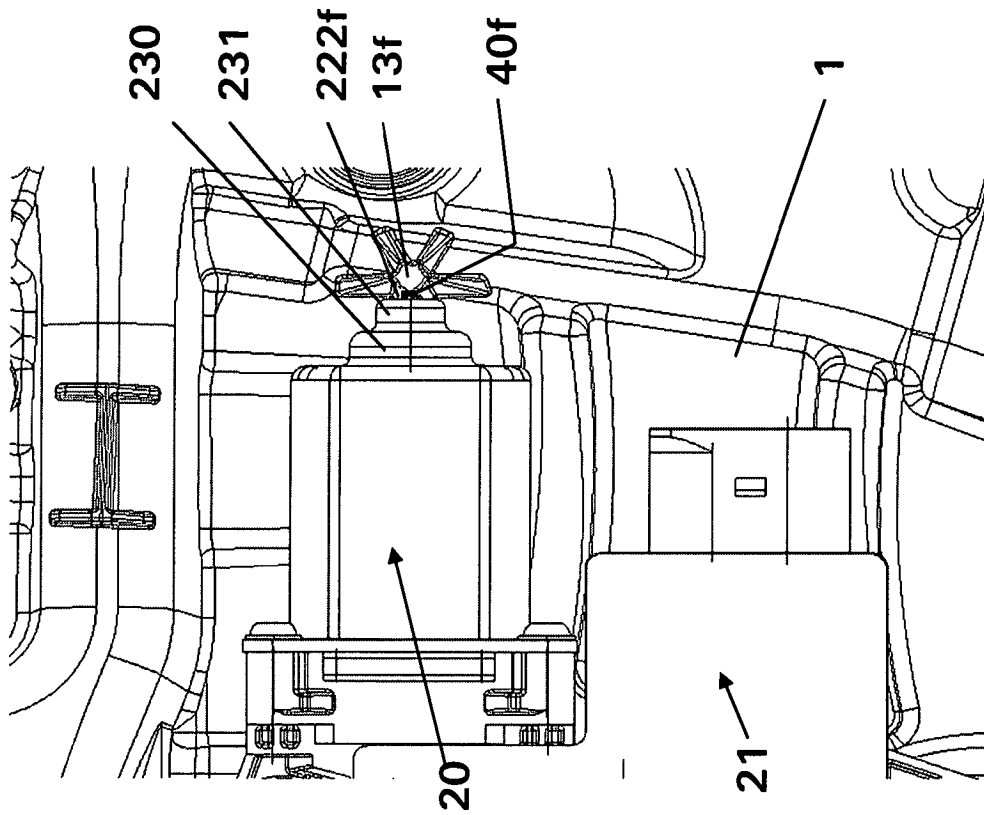
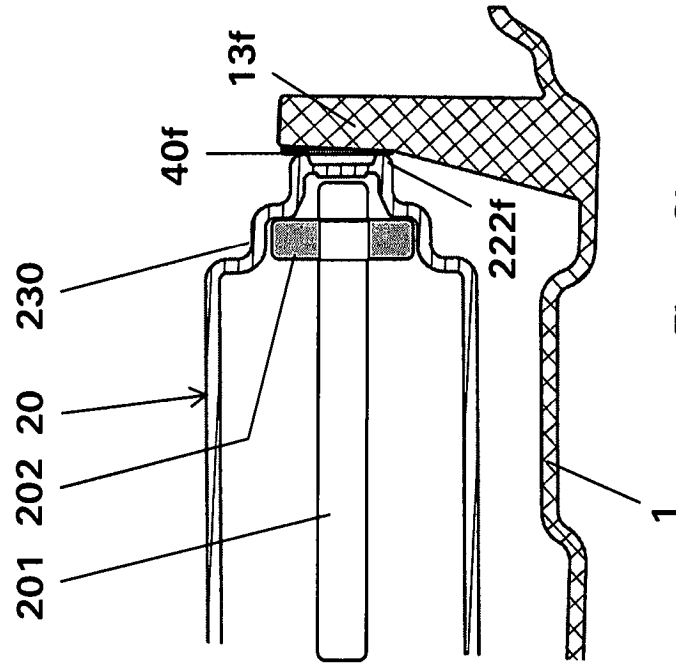


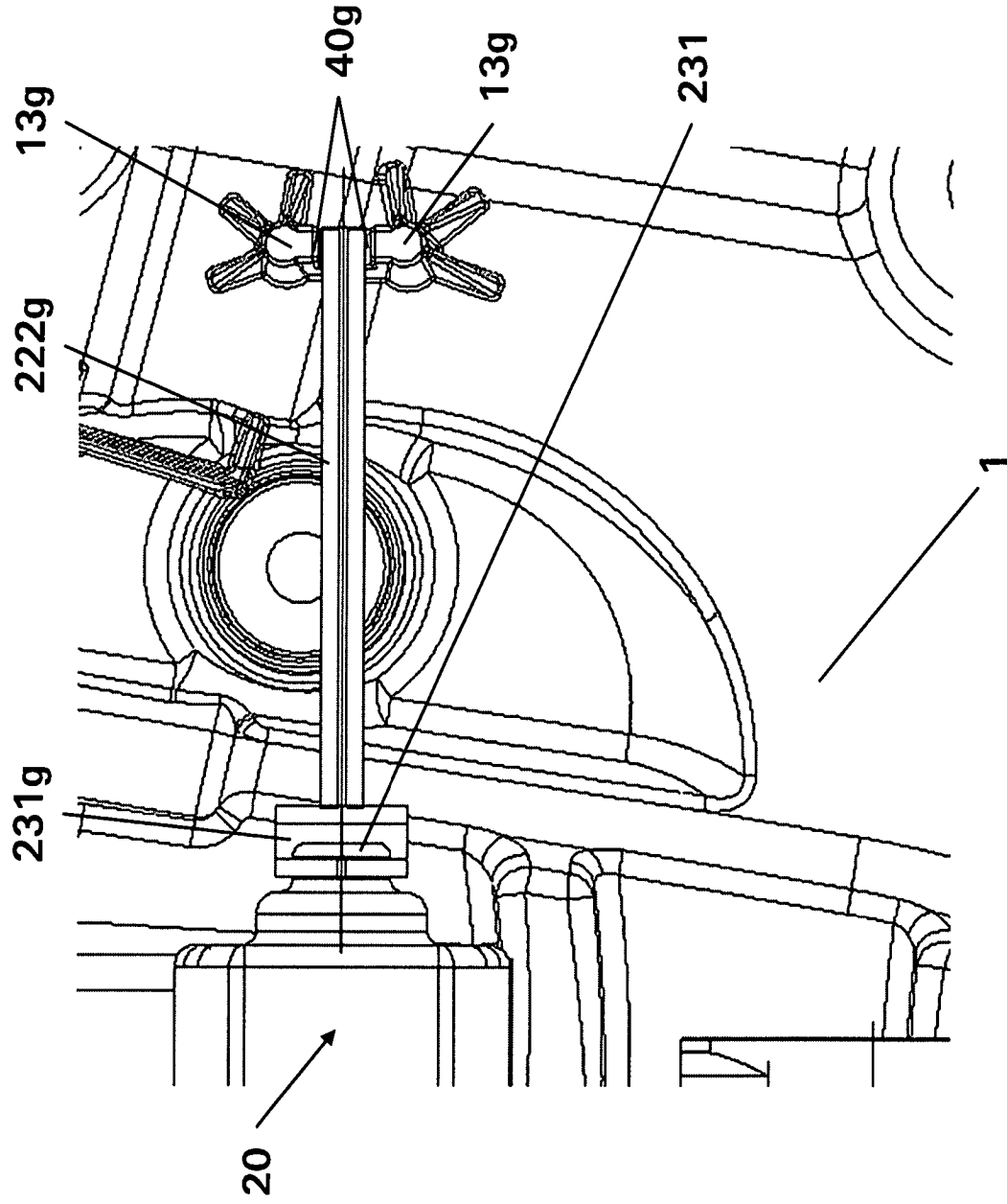
Figure 7b



Figur 8a

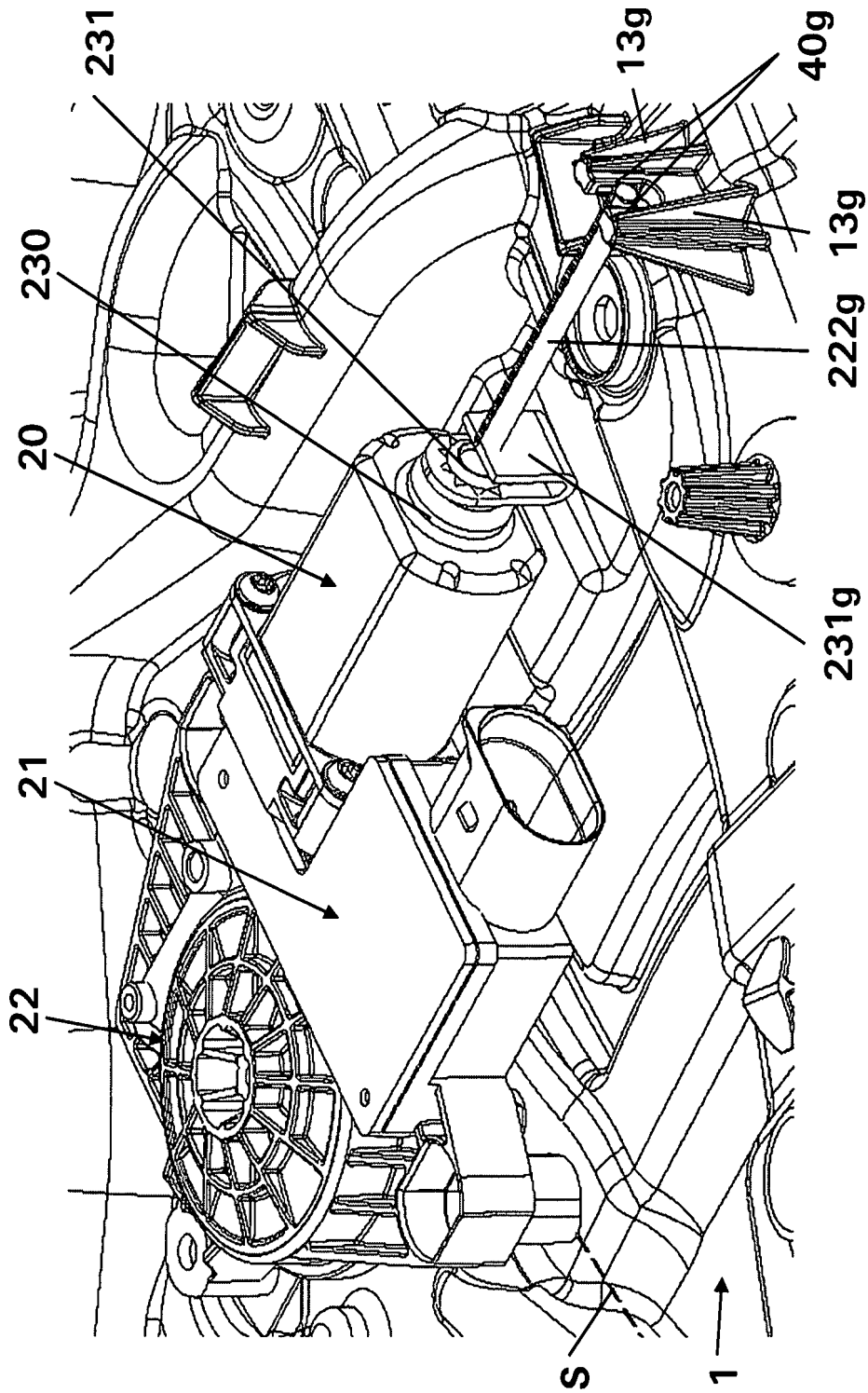


Figur 8b



Figur 9a





Figur 9b

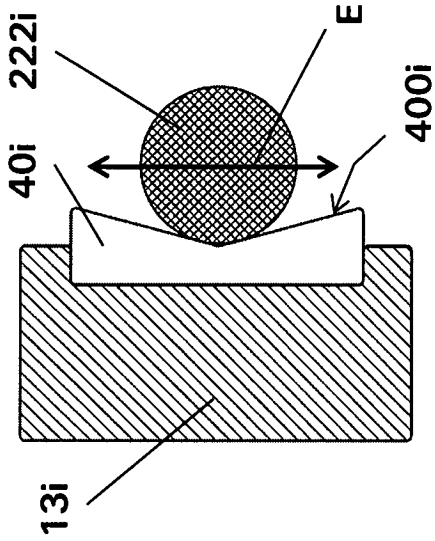


Figure 11

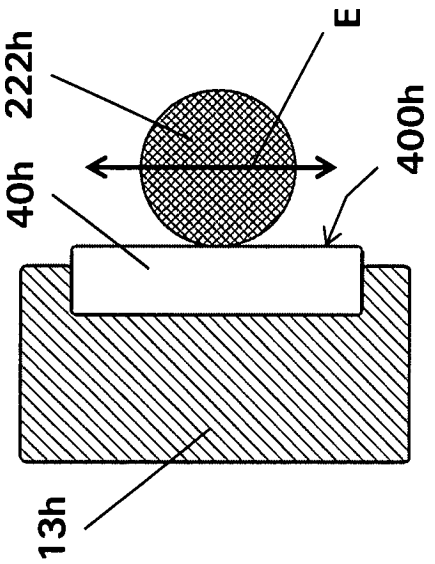


Figure 10

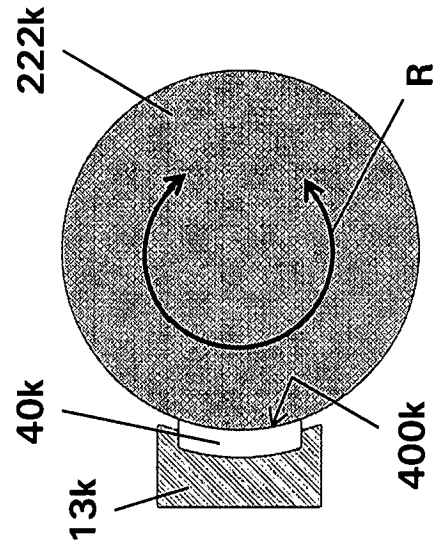


Figure 13

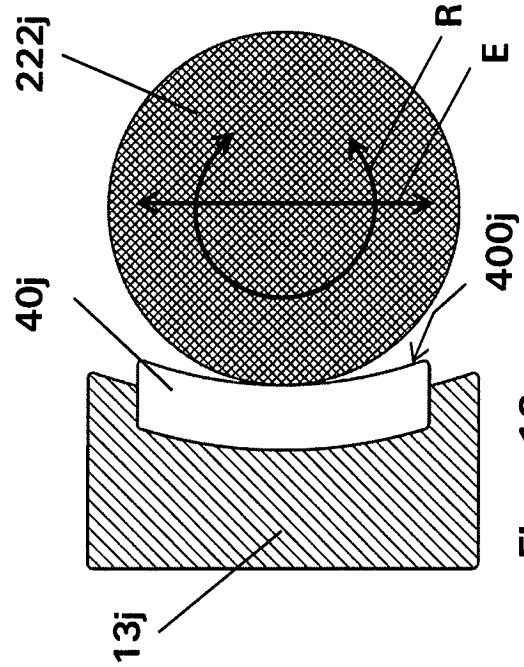
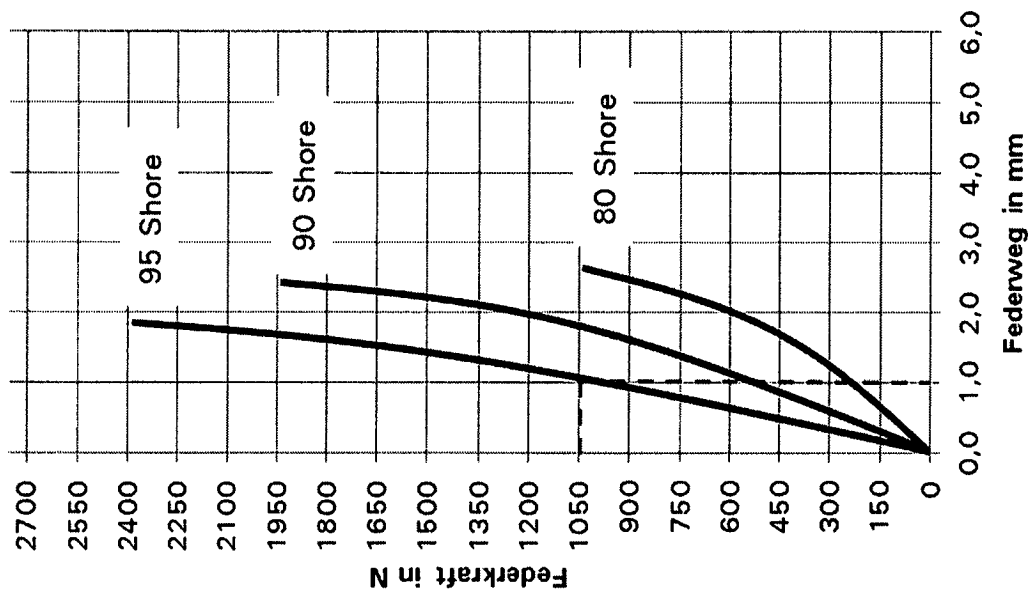


Figure 12

### Beispiel: F-S-Diagramm



Figur 14