(19) **Bundesrepublik Deutschland**
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 698 20 169 T2** 2004.10.14

(12) # Übersetzung der europäischen Patentschrift

(97) **EP 0 897 068 B1**
(21) Deutsches Aktenzeichen: **698 20 169.8**
(96) Europäisches Aktenzeichen: **98 114 454.6**
(96) Europäischer Anmeldetag: **01.08.1998**
(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **17.02.1999**
(97) Veröffentlichungstag der Patenterteilung beim EPA: **03.12.2003**
(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **14.10.2004**

(51) Int Cl.[7]: **F16D 23/06**

(30) Unionspriorität:
908092 **11.08.1997** **US**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE, FR, GB, IT, NL, SE

(73) Patentinhaber:
Eaton Corp., Cleveland, Ohio, US

(72) Erfinder:
Braun, Eugene Ralph, Royal Oak, US

(74) Vertreter:
Rüger und Kollegen, 73728 Esslingen

(54) Bezeichnung: **Synchronisiereinrichtung**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

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

Beschreibung

Gebiet der Erfindung

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf eine Synchronisiereinrichtung für ein Getriebe.

Technischer Hintergrund der Erfindung

[0002] Es ist bekannt, dass Synchronisiereinrichtungen in mehrgängigen Schaltgetrieben dazu verwendet werden können, den Schaltvorgang bei allen oder einigen Getriebegangstufen zu unterstützen. Außerdem ist es bekannt, dass der Kraftaufwand beim Schalten und/oder die Zeit, um einen Schaltvorgang durchzuführen, durch die Verwendung von Synchronisiereinrichtungen einer Bauweise mit Servokrafterzeugung oder Hilfskraftunterstützung reduziert werden können. Da im Allgemeinen die Kraftanstrengung des Fahrers mit der Fahrzeuggröße zunimmt, sind Synchronisiereinrichtungen einer Bauweise mit Servokrafterzeugung (self-energizing type), insbesondere in Getrieben für Schwerlastkraftwagen und/oder in Getrieben zweckmäßig, bei denen kürzere Schaltzeiten und/oder geringere Kraftanstrengungen beim Schalten angestrebt werden. Beispiele aus dem Stand der Technik von Synchronisiereinrichtungen, die für die vorliegenden Synchronisiereinrichtungen von Interesse sein können, sind aus den US-Patentschriften 5,078,245; 5,092,493; der japanischen Patentveröffentlichung (Koko-Ku) 45-27433; der europäischen Patentanmeldung 0 569 789 A1 und der deutschen Patentanmeldung 10 98 824 zu entnehmen, von denen die US-Patentschrift 5,078,245 die im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 aufgeführten Merkmale angibt.

Zusammenfassung der Erfindung

[0003] Aufgabe der Erfindung ist es eine Synchronisiereinrichtung zu schaffen, die wirksamere Mittel aufweist, um servokrafterzeugende Mittel außer Eingriff zu bringen, wenn eine Schaltkraft zeitlich vor der Beendigung eines Schaltvorgangs in Wegfall gebracht wird.

[0004] Gemäß der Erfindung, wie sie in Patentanspruch 1 definiert ist, dient eine Synchronisiereinrichtung wahlweise dazu ein erstes Triebelement, das um eine Achse eines zweiten Triebelements drehbar gelagert ist, reibschlüssig zu synchronisieren und formschlüssig anzukoppeln. Die Synchronisiereinrichtung weist ein erstes Klauenglied auf, das an dem ersten Triebelement angebracht und mit einem axial beweglichen zweiten Klauenglied in Abhängigkeit von dessen durch eine axiale Schaltkraft (F_0) erzeugter Einrückbewegung in Eingriff gebracht werden kann. Das zweite Klauenglied ist drehfest und axial beweglich bezüglich des zweiten Triebelements angeordnet. Ein erstes Reibglied ist drehfest an dem ersten Triebelement befestigt, während ein zweites Reibglied in reibschlüssigem Eingriff mit dem ersten Reibglied axial bewegt werden kann, um abhängig von der den Eingriff erzeugenden Bewegung ein synchronisierendes Drehmoment zwischen den Triebelementen zu erzeugen. Ein Schaltelement bewegt axial das zweite Klauenglied und das zweite Reibglied in Abhängigkeit von der auf das Schaltelement ausgeübten Schaltkraft (F_0) in den jeweiligen Eingriffszustand. Erste federelastische Mittel beaufschlagen die Reibglieder in Abhängigkeit von einer Anfangsbewegung des Schaltelements durch die Schaltkraft (F_0) aus einer Neutralstellung mit einer Anfangskraft (F_i), um ein anfängliches synchronisierendes Drehmoment zu erzeugen. Sperrmittel sind in Abhängigkeit von dem anfänglichen synchronisierenden Drehmoment in einen Eingriffszustand bewegbar, um ein asynchrones in Eingriffkommen der Klauenglieder zu verhindern und um die Schaltkraft (F_0) auf die miteinander in Eingriff stehenden Reibglieder zu übertragen. Erste und zweite, eine Servokraft erzeugende Mittel wirken in dem Sinne, dass sie, wenn sie miteinander in Eingriff stehen, das synchronisierende Drehmoment aufnehmen, um eine Zusatzkraft (F_a) in Richtung der Schaltkraft (F_0) zu erzeugen, um damit die Eingriffskraft der miteinander in Eingriff stehenden Reibglieder zu erhöhen. Zweite federelastische Mittel begrenzen die Größe der Zusatzkraft (F_a).

[0005] Die Weiterbildung enthält dritte federelastische Mittel, um in Abhängigkeit davon, dass die Schaltkraft (F_0) auf einen Wert, der kleiner ist als die Anfangskraft (F_i) vor dem Abschluss eines Schaltvorgangs verringert wird, das Schaltelement in die Neutralstellung und die servokrafterzeugenden Rampen außer Eingriff zu bringen.

Kurze Beschreibung der Zeichnung

[0006] Die erfindungsgemäße Synchronisiereinrichtung ist in der beigefügten Zeichnung dargestellt, in der:

[0007] **Fig.** 1 eine doppelwirkende Synchronisiereinrichtung in einer Neutralstellung und geschnitten längs der Linie 1-1 der **Fig.** 2 veranschaulicht:,

[0008] **Fig.** 2 die Synchronisiereinrichtung nach **Fig.** 1, geschnitten längs der Linie 2-2 der **Fig.** 1 veranschaulicht,

[0009] **Fig.** 3 eine vergrößerte Ansicht eines Teiles einer Zapfen-Komponente der **Fig.** 1, 2 veranschaulicht;

[0010] **Fig.** 4A, 4B, 4C vergrößerte Ansichten einer Komponente der **Fig.** 1, 2 veranschaulichen;

[0011] **Fig.** 5, 6 eine vergrößerte servokrafterzeugende Komponente der **Fig.** 1, 2 veranschaulichen;

und

[0012] **Fig.** 7 eine graphische Darstellung der Axialkräfte und Drehmomente ist, die auf einen Schaltflansch der Synchronisiereinrichtung einwirken.

[0013] Die Zeichnungen sind vereinfacht indem Hintergrundlinien verschiedener Bauelemente weggelassen wurden.

Detaillierte Beschreibung der Zeichnung

[0014] Der Ausdruck „Synchronisiereinrichtung", wie er hier verwendet wird, bezeichnet einen Kupplungsmechanismus, der dazu verwendet wird ein ausgewähltes Gangstufenrad drehfest mit einer Welle oder einem Triebelement mittels einer formschlüssigen Kupplung drehfest zu kuppeln, wobei das versuchte Einrücken der formschlüssigen Kupplung so lange verhindert ist, bis Elemente der formschlüssigen Kupplung durch eine der formschlüssigen Kupplung zugeordnete synchronisierende Reibungskupplung auf im Wesentlichen synchrone Drehzahl gebracht worden sind. Der Ausdruck „servokrafterzeugend (self-energizing)" oder „Hilfskraftverstärkung (boost)" bezeichnet einen Kupplungsmechanismus einer Synchronisiereinrichtung, der Rampen oder Kurvenflächen oder dergleichen aufweist, um die Andrückkraft der synchronisierenden Reibungskupplung in Abhängigkeit von dem synchronisierenden Drehmoment der Reibungskupplung zu erhöhen.

[0015] Bei Betrachtung der Zeichnung ist dort im Einzelnen eine Zahnrad- und Synchronisiereinrichtung **10** dargestellt, die eine um eine Mittelachse **12a** drehbar gelagerte Welle **12**, axial voneinander beabstandete Zahnräder **14**, **16**, die auf der Welle drehbar gelagert und durch ringförmige Widerlagerelemente **18**, **20** gegen eine Axialbewegung bezüglich der Welle gesichert sind und einen doppelt wirkenden Synchronisierkupplungsmechanismus **22** aufweist. Die Widerlagerelemente **18**, **20** sind axial in Ringnuten **12b**, **12c** in einer Profilverzahnung **13** der Welle gehalten und sind durch einen Mitnehmerzapfen **24** (**Fig.** 2), der in einem Raum zwischen zwei Zähnen der Verzahnung **13** angeordnet ist, drehfest bezüglich der Welle gehalten.

[0016] Der Synchronisiermechanismus **22** verfügt über ringförmige Reibgliedabschnitte **26**, **28** und Klauenkupplungsgliedabschnitte **30**, **32**, die einstückig an den Zahnrädern **14**, **16** ausgebildet sind, über Klauenkupplungsglieder **34**, **36** mit einer Innenprofilverzahnung **38**, **40**, die mit der an der Welle **12** ausgebildeten oder in anderer Weise an dieser angebrachten Außenverzahnung **13** verschieblich in Eingriff steht, über einen radial sich erstreckenden Schaltflansch oder ein Schaltelement **42**, der bzw. das axial. einander gegenüberstehende Seiten **42a**, **42b** aufweist, die zwischen axial einander gegenüberliegenden Flächen **34a**, **36a** der Klauenglieder **34**, **36** liegen, über im Weiteren erläuterte servokrafterzeugende Elemente **44**, über Federscheiben **46**, **48**, über ringförmige Reibglieder oder -ringe **50**, **52**, die durch drei längs des Umfangs voneinander beabstandete Zapfeneinrichtungen (pin-assemblies) **54** miteinander gekoppelt sind, welche sich axial von dem jeweiligen Reibglied und durch Öffnungen **42c** in dem Flansch erstrecken und über drei jeweils eine Vorkraft erzeugende Einrichtungen (pre-energizers) **56**. Jede vorkrafterzeugende Einrichtung weist eine Feder **58** und einen Kolben **60** auf, der sich auf Flächen abstützt, die an der jeweiligen Zapfen-Einrichtung ausgebildet sind. Dabei kann die Zahl der servokrafterzeugenden Elemente **44**, der Zapfen-Einrichtungen **54** und der vorkrafterzeugenden Einrichtungen **56** größer oder kleiner sein als dies hier geoffenbart ist. Die vorkrafterzeugenden Einrichtungen können auch von einer anderen Bauart wie hier dargestellt sein, sie können von einer Bauart mit gespaltenen Zapfen sein. Schließlich kann auch der Synchronisiermechanismus anders wie der Zapfen-Bauart sein, bspw. kann der Synchronisiermechanismus der sogenannten Sperrring-Bauart sein, z. B. so wie dies in der US-Patentschrift 5,544,727 beschrieben ist.

[0017] Wie leicht zu erkennen, sind die Reibglieder **25**, **50** und **28**, **52** jeweils paarweise einander zugeordnet, um Reibungskupplungen zum Synchronisieren der Zahnräder mit der Welle vor dem Einrücken der Klauenkupplungen zu bilden. Konuskupplungen werden bevorzugt. Es können aber auch andere Bauweisen von Reibungskupplungen verwendet werden. Die Reibglieder **26**, **28** können an den zugeordneten Zahnrädern in jeder beliebigen bekannten Weise angebracht sein. Die Reibglieder **26**, **28** tragen innenliegende Kegel (Konus)-Reibflächen **26a**, **28a**, die jeweils mit einer außenliegenden Kegel (Konus)-Reibfläche **50a** bzw. **52a** zusammenpassen. Diese Reib flächen und/oder die Reibflächen **26a**, **28a** können durch beliebige Reibmaterialien gebildet sein, die an dem jeweiligen Basisteil angebracht sind, bspw. pyrolitische Kohlenstoffreibmaterialien, wie sie in den US-Patentschriften 4,700,823; 4,844,218 und 4,778, 548 beschrieben sind, können verwendet werden.

[0018] Die Zapfen-Einrichtung **54** ist in größerem Detail in **Fig.** 3 veranschaulicht. Jede Zapfen-Einrichtung verfügt über ein axial sich erstreckendes Schaftelement **62**, das die ringförmigen Reibglieder **50**, **52** starr miteinander verbindet, über ringförmige Sperrglieder **64**, **66**, die auf dem Schaftelement **62** verschieblich angeordnet und durch einen ringförmigen Anschlagabschnitt **62a** des Schaftelementes **62** axial voneinander beabstandet sind und über Federringe **68**, **70**, die zwischen den Reibgliedern **50**, **52** und den Sperrgliedern **64**, **66** angeordnet sind. Die Sperrglieder weisen jeweils einen Hauptdurchmesser **64a** bzw. **66a**, der geringfügig kleiner ist als der Durchmesser der Flanschöffnungen **42c** und konische

Sperrschultern **64b**, **66b** auf, die von der Achse des Schaftelementes radial nach außen und unter einem jeweils vorbestimmten Winkel axial voneinander weg sich erstrecken. Die Winkel sind hier so eingestellt, das sie sowohl als Sperrschultern, die mit den Sperrschultern **42d**, **42e** der Flanschöffnungen **42c** zusammenwirken als auch als Vorkraft erzeugende Schultern wirken, die mit Schrägflächen **60a**, **60b** auf den vorkrafterzeugenden Kolben **60** zusammenwirken. Alternativ könnten die Schultern der Sperrglieder **64**, **66** so ausgebildet sein, wie dies in der im Vorstehenden erwähnten US-Patentschrift 5,092,439 angegeben ist. Die Federn **68**, **70** ergeben eine flexible Kopplung zwischen den Reibungskupplungen und den Sperrschultern. Der Anschlagabschnitt **62a** des Schaftelements erlaubt, in der jeweiligen Flanschöffnung **42c** liegend, eine begrenzte Drehbewegung des jeweiligen starren Reibrings und der Zapfeneinrichtung bezüglich des Flansches, um damit die jeweilige Sperrschulter der Zapfen-Einrichtung mit den rings um die Flanschöffnungen ausgebildeten, angefasten Sperrschultern **42d** bzw. **42e** in Eingriff zu bringen.

[0019] Die Kolben **60** sind radial nach außen zu durch Schraubendruckfedern **58** elastisch vorgespannt, die in Schlitzen **42f** des Flansches angeordnet sind. Die Hauptabmessung des jeweiligen Schlitzes erstreckt sich vorzugsweise, aber nicht notwendigerweise, radial bezüglich der Wellenachse. Die Schlitze verlaufen außerdem axial durch die Flanschseiten **42a**, **42b** in die Flanschöffnungen **42c** und weisen an ihrem radial nach innen weisenden Bereich jeweils ein Endteil **42g** auf, an dem die jeweilige Feder abgestützt ist. Der radial innenliegende Abschnitt der Federn kann durch nicht weiter dargestellte Mittel aufgenommen werden, etwa von Zapfen, die von den Schlitzböden radial nach außen sich erstrecken. Jeder Kolben **60** weist eine etwa U-förmige Querschnittsgestalt mit einem abgeschlossenen Ende auf, das einen Kopfabschnitt bildet, der die angeschrägten vorkrafterzeugenden Flächen **60a**, **60b** trägt, welche mit den Schultern **64b**, **66b** der Zapfen-Einrichtung zusammenwirken. Die Seitenwände jedes der Kolben tragen Flächen **60c**, **60d**, die mit radial verlaufenden Seitenwandflächen des jeweiligen Schlitzes **42f** verschieblich zusammenwirken, um den Kolben in Umfangsrichtung zu halten. Die Kolbenseitenwände tragen axial einander gegenüberliegende Flächen **60e**, die mit den in Achsrichtung weisenden, radial verlaufenden Stirnflächen **34a**, **36a** der Klauenglieder **34**, **36** verschieblich zusammenwirken, um den Kolben in Axialrichtung zu halten.

[0020] Wie bereits erwähnt, weisen die Klauenglieder **34**, **36** eine Innenprofilverzahnung **38**, **40** auf, die mit der an der Welle angebrachten Außenprofilverzahnung **13** in Eingriff steht. Die Außenprofilverzahnung weist Evolventenflankenflächen **13a** auf, die parallel zu der Wellenachse verlaufen, wobei deren Eingriff auf die Flankenflächen der Klauenglied-Keilverzahnung eine Relativverdrehung verhindert. Die servokrafterzeugenden Elemente **44** verfügen, wie insbesondere aus den **Fig.** 1, 2 und 4A bis 4C zu ersehen, jeweils über Endabschnitte **44a**, **44b**, über einen bogenförmigen Mittelabschnitt **44c** mit einer radial nach innen weisenden Fläche **44d**, die eine servokrafterzeugende Rampenanordnung **45** aufweist, welche sich von ihr aus radial nach innen erstreckt und über längs des Umfangs einander gegenüberliegende Flächen **44e**, **44f**. Der Mittelabschnitt **44c** verläuft durch die axial aufeinander ausgerichteten Öffnungen **34b**, **36b** in den Klauengliedern und durch eine Öffnung **44a** in einem radial innen liegenden Abschnitt des Flansches **42**. Das servokrafterzeugende Element **44** ist bezüglich der Klauenglieder **34**, **36** und des Flansches **42** axial verschieblich, es ist durch die Flächen **44e**, **44f**, die eng an den in Umfangsrichtung weisenden Schultern **42i**, **42j** der Flanschöffnung **42h** anliegen, an einer Relativbewegung in Umfangsrichtung bezüglich des Flansches gehindert und kann in beschränktem Maße eine freie Bewegung im jeweiligen Drehsinn in den Klauengliedöffnungen **34b**, **36b** ausführen bis die Flächen **44e**, **44f** an den in Umfangsrichtung weisenden Schultern **34c** der Klauengliedöffnungen **34b**, **36b** zur Anlage kommen. Die Schultern **34c** des Klauengliedes **34** sind in **Fig.** 2 gestrichelt dargestellt. Die Federringe **46**, **48** werden gegen die Klauenglieder **34**, **36** von den Endabschnitten **44a**, **44b** des servokrafterzeugenden Elements **44** und reibungsarmen Druckscheiben **47**, **49** unter Vorspannung gehalten, die sich auf axial einander gegenüberliegenden Stirnseiten der Klauenglieder **34**, **36** abstützen. Der Innendurchmesser der Druckscheiben **47**, **49** ist jeweils in einer ringförmigen Ausnehmung **44g**, **44h** des jeweiligen servokrafterzeugenden Elementes **44** aufgenommen, wobei eine gegeneinander gerichtete Bewegung derselben durch eine Schulter an der jeweiligen Ausnehmung verhütet ist, um den vorgespannten Zustand einer Feder aufrecht zu erhalten, wenn die jeweils andere Feder durch Servokräfte zusammengedrückt wird. Alternativ können die Federn nicht vorgespannt sein und/oder die Druckscheiben **47**, **49** können weggelassen oder gegen Axialbewegung gesichert sein.

[0021] Wie im Nachfolgenden noch beschrieben, besteht eine Hauptfunktion der Elemente **44** und der Federscheiben **46**, **48** darin, die Größe einer von der Rampenanordnung **45** erzeugten zusätzlichen axialen Servokraft (F_a) zu begrenzen. Im vorliegenden Falle können sie aber auch die Klauenglieder **34**, **36** gegen eine Axialbewegung bezüglich des Schaltflansches **42** sichern. Es können auch andere Mittel dazu verwendet werden, die Klauenglieder **34**, **36** axial zu sichern, z. B. die H-förmigen Abstützelemente in der vorerwähnten US-Patentschrift 5,092,439.

[0022] Wie insbesondere aus den **Fig.** 1, 2, 5 und 6

zu ersehen, sind Teile der Wellenaußenverzahnungen **13** so verändert, dass sie eine oder mehrere servokrafterzeugende Rampenflächen bilden, die mit einer gleichen Anzahl von Rampenflächen zusammenwirken, welche durch die Rampenanordnung **45** des jeweiligen Elementes **44** gebildet sind. Die Rampenanordnung und die darauf befindlichen Rampenflächen ragen in den axial verlaufenden Zwischenräumen zwischen Zähnen der Wellenprofilverzahnung **13** radial nach innen. Die Rampenflächen erlauben eine begrenzte Verdrehung des jeweiligen servokrafterzeugenden Elementes **44** und des Flansches **42** bezüglich der Klauenglieder **34**, **36** und der Welle **12** und nehmen ein zwischen den Konuskupplungen und der Welle auftretendes synchronisierendes Drehmoment auf, um die zusätzliche axiale Servokraft (F_a) zur Erhöhung der Andrückkraft der über die Sperrschultern durch eine auf den Flansch **42** ausgeübte Schaltkraft F_0 in Eingriff gebrachten Konuskupplung zu erzeugen, wodurch das von der Konuskupplung ausgeübte synchronisierende Drehmoment vergrößert wird. Um die synchronisierende Kraft auf ein Zahnrad oder auf beide Zahnräder zu erhöhen und/oder um die synchronisierende Kraft in Abhängigkeit von dem Drehmoment in der einen oder anderen Drehrichtung, wie es bei einer Ganghochschaltung oder einer Gangherunterschaltung auftritt zu vergrößern, können Rampenflächen vorgesehen sein. Genauer betrachtet, sind bei Paaren axial jeweils einander gegenüberliegender Flankenflächen **13a** der Profilverzahnung **13** Abschnitte weggenommen, um servokrafterzeugende Rampen oder kraftverstärkende Flächen **13b**, **13c**, **13d**, **13e** und axial verlaufende Flächen **13f**, **13g**, **13h**, **13i** zu schaffen. Die servokrafterzeugenden Rampen oder kraftverstärkenden Flächen **13b**, **13c** stützen sich gegen servokraftverstärkende Hilfskraftflächen **45a**, **45b** der Rampenanordnung **45** ab, um die zusätzlichen Axialkräfte zu erzeugen, die die Synchronisationsgeschwindigkeit des Zahnrads **14** in Abhängigkeit von dem Drehmoment in jedem Drehsinn vergrößern oder unterstützen. Die Rampenflächen **13d**, **13e** stützen sich gegen Rampenflächen **45c**, **45d** ab, um so in Abhängigkeit von dem synchronisierenden Drehmoment in jedem Drehsinn die zusätzlichen Axialkräfte für das Zahnrad **16** zu erzeugen. Die Winkel θ der Rampenflächen können so verändert werden, dass sich für Hoch- und Herunterschaltvorgänge und für hohe und niedrige Gangübersetzungsstufen verschiedene Werte der zusätzlichen Axialkraft ergeben. Außerdem können, wenn für ein Zahnrad oder mehrere Zahnräder keine zusätzliche Axialkraft in einer Richtung erwünscht ist, die Rampenflächen parallel zu der Profilverzahnung sein, d. h. dass keine wirksamen Rampenflächen vorgesehen sind. Die Größe und der Betrag der zusätzlichen Axialkräfte ist, wie im Weiteren noch erläutert werden wird, außerdem eine Funktion der mittleren Radienverhältnisse der Reibungskupplungen und der servokrafterzeugenden Rampen. Demgemäß kann die Größe der Zusatzkräfte für eine von einer Schaltgabel auf den Schaltflansch **42** ausgeübte vorgegebene Schaltkraft F_0 dadurch verändert werden, dass die Rampenwinkel und/oder das mittlere Radienverhältnis variiert werden.

[0023] Wenn der Flansch **42** in der Neutralstellung nach den **Fig.** 1 und 5 steht, sind die ringförmigen Anschlagbereiche **62** der Schaftelemente, die einen Durchmesser aufweisen, der kleiner ist als der Außendurchmesser **64a**, **66b** des jeweiligen Sperrgliedes mit den zugeordneten Flanschöffnungen **42c** radial fluchtend, während die Reibflächen der Konuskupplungen etwa voneinander beabstandet und in dieser beabstandeten Zuordnung durch angeschrägte, eine Vorkraft erzeugende Flächen **60a**, **60b** der Kolben **50** gehalten sind, welche mit der Kraft der Federn **58** auf die Sperrschultern **64b**, **66b** einwirken. Die von den vorkrafterzeugenden Flächen **60a**, **60b** erzeugte Axialkraft reicht vorzugsweise aus, um jede etwaige von den servokrafterzeugenden Rampen zufolge der viskosen Scherwirkung von Öl zwischen den Konuskupplungsflächen auf den Flansch **42** ausgeübte zusätzliche Axialkraft zu überwinden. Wenn der Wunsch besteht, eines der Zahnräder mit der Welle zu kuppeln, wird ein zweckentsprechender und im Weiteren nicht dargestellter Schaltmechanismus, wie er etwa in der US-Patentschrift 4,920,815 erläutert ist, an dem Außenbereich des Flansches **42** in an sich bekannter Weise angekoppelt, um den Flanssch längs der Achse der Welle **12** axial entweder nach links um das Zahnrad **14** oder nach rechts um das Zahnrad **16** anzukuppeln bewegt. Der Schaltmechanismus kann von Hand über ein Gestänge durch eine Bedienungsperson oder wahlweise durch einen Aktuator betätigt werden oder er kann durch Mittel bewegt werden, die automatisch eine Schaltmechanismusbewegung einleiten und außerdem die Größe der von dem Schaltmechanismus ausgeübten Kraft steuern. Wird der Schaltmechanismus von Hand bewegt, so ist diese Kraft proportional der von der Bedienungsperson auf einen Schalthebel ausgeübten Kraft. Unabhängig davon, ob sie von Hand oder automatisch ausgeübt wird, weist die auf den Flansch **42** zur Einwirkung gebrachte Kraft in eine Axialrichtung und ist durch die Länge des Pfeiles F_0 in **Fig.** 7 veranschaulicht.

[0024] Die anfängliche nach rechts gerichtete Bewegung des Flansches **42** unter der Schaltkraft F_0 wird über die vorkrafterzeugenden Flächen **60b** auf die Sperrglieder **66** und die Federn **70** übertragen, so dass sie ein anfängliches reibschlüssiges in Eingriffkommen der Konusflächen **52a**, **28a** unter einer anfänglichen Kraft F_i bewirkt. Die anfängliche Kraft Fi ist bei gegebenen Winkeln der vorkrafterzeugenden Flächen durch die Vorkrafterzeugerfedern **58** bestimmt. Das anfängliche reibschlüssige in Eingriffkommen erzeugt (vorausgesetzt, dass ein asynchroner Zustand vorhanden ist und dass vorübergehend

die Wirkung der servokrafterzeugenden Rampen außer Betracht bleibt) eine Anfangs-Kupplungseingriffskraft und ein anfängliches synchronisierendes Drehmoment, das eine begrenzte Relativverdrehung zwischen dem Flansch **42** und den in Eingriff stehenden Konusreibflächen hervorruft und damit eine Bewegung des ringförmigen Anschlags **62a** des Schaftelements **62** auf die entsprechende Seite der jeweiligen Flanschöffnung **42c**, um die Sperrschulten **66b** jeweils in eine Eingriffstellung mit der jeweiligen Sperrschulter **42e** zu bringen. Die Anfangskraft F_i ruft im Wesentlichen kein Verbiegen der Federn **70** hervor. Sobald die Sperrschultern in Eingriff stehen, wird die gesamte, an dem Flansch **42** angreifende Schaltkraft F_0 der Bedienungsperson auf den Reibring **42** über die Sperrschultern und die vorkrafterzeugenden Anordnungen **56** übertragen, die weiter die Anfangskraft F_i liefern, wodurch die Konuskupplung mit der vollen Schaltkraft der Bedienungsperson eingerückt wird, um ein resultierendes, von der Bedienungsperson herrührendes synchronisierendes Drehmoment T_0 zu erzeugen. Die Federn **68**, **70** bilden, wenn sie nicht vollständig zusammengedrückt sind, eine flexible Kopplung zwischen den Sperrschultern und den Reibungskupplungen. Diese Kopplung kann zu einer starren Kopplung werden, wenn die Federn vollständig zusammengedrückt oder deren Verbiegung durch nicht dargestellte Anschläge unterbunden wird. Die ganze von der Bedienungskraft ausgeübte Schaltkraft F_0 kann ausreichen, um die Federn **68**, **70** vollständig zusammenzudrücken. Das von der Bedienungsperson herrührende synchronisierende Drehmoment T_0 ist durch den Pfeil T_0 in der **Fig.** 7 veranschaulicht. Da die Sperrschultern bezüglich der Axialrichtung der von der Bedienungsperson herrührenden Schaltkraft F_0 unter einem Winkel angeordnet sind, erzeugen sie eine Gegenkraft oder ein entsperrendes Drehmoment, das während des asynchronen Zustands dem synchronisierenden Drehmoment von der Konuskupplung entgegen gerichtet, aber von geringerer Größe als dieses ist. Wenn im Wesentlichen Synchronismus erreicht ist, fällt das synchronisierende Drehmoment unter das entsperrende Drehmoment ab, womit die Sperrschultern die Zapfen in eine konzentrische Zuordnung zu den Öffnungen **42c** bewegen, um eine fortgesetzte Axialbewegung des Flansches und das in Eingriffkommen der Klauenaußenverzahnung **36e** des Klauengliedes **36** mit der Klaueninnenverzahnung **32a** des Klauengliedes **32** zu ermöglichen und damit. das Einrücken in das Zahnrad **16** zu vollenden. Die nach links gerichtete Axialbewegung, um das Zahnrad **14** mit der Welle **12** zu synchronisieren und formschlüssig zu kuppeln, ist analog wie oben, wobei der Schaltvorgang dann abgeschlossen ist, wenn die Klauenverzahnung **34e** des Klauengliedes **34** mit der Verzahnung **30a** des Klauengliedes **30** in Eingriff gebracht ist. Die Profil-/Klauenverzahnung kann so ausgebildet sein, wie dies in den US-Patentschriften 3,265,171 und 4,246,993 veranschaulicht ist.

[0025] Unter weiterer Vernachlässigung der Wirkung der servokrafterzeugenden Rampen ist das von der Kraft F_0 erzeugte Konuskupplungsdrehmoment durch die Gleichung (1)

$$T_0 = F_0 R_C \mu_C / \sin\alpha$$

ausgedrückt, in der:
R_C = mittlerer Radius der Konusreibflächen
μ_C = Reibungskoeffizient der Konusreibflächen und
α = Winkel der Konusreibflächen

[0026] Wird nun der Einfluss der servokrafterzeugenden Rampenflächen berücksichtigt, so wird naturgemäß das von der von der Bedienungsperson ausgeübten axialen Schaltkraft F_0 herrührende synchronisierende Drehmoment T_0 auf den Flansch **42** durch die Zapfen-Einrichtungen **54** übertragen und über die servokrafterzeugenden Rampenflächen von der Welle **12** aufgenommen. Diese servokrafterzeugenden Rampenflächen erzeugen, wenn sie im Eingriff stehen, die axiale zusätzliche Kraft F_a, die auf den Flansch in der gleichen Richtung wie die Schaltkraft F_0 einwirkt. Die zusätzliche Axialkraft F_a wird auf die im Eingriff stehenden Reibflächen durch die Sperrflächen über einen Kraftweg, in dem die miteinander in Eingriff stehenden servokrafterzeugenden Rampenflächen, das servokrafterzeugende Element **44**, eine der Federscheiben **46**, **48** liegen und axial gegen den Flansch **42** über eines der Klauenglieder **34**, **36** übertragen. Die Federscheiben ermöglichen eine so große Axialbewegung des servokrafterzeugenden Elementes **44**, dass die miteinander in Eingriff stehenden servokrafterzeugenden Rampenflächen **45a**, **45b**, **45c** oder **45d** an der Schnittlinie der servokrafterzeugenden Rampenflächen **13b**, **13c**, **13d** oder **13e** mit den axial sich erstreckenden Flächen **13f**, **13g**, **13h** oder **13i** sich in eine Stellung bewegen können, in der ein Kraftausgleich vorhanden ist. In dieser Kraftausgleichsstellung ist die maximale zusätzliche Axialkraft F_a auf die Kraft begrenzt, die von der Feder in der Ausgleichsstellung übertragbar ist, weil jede zusätzliche Bewegung der servokrafterzeugenden Rampenflächen **45a**, **45b**, **45c** oder **45d** zu den axial verlaufenden Flächen hin keine zusätzliche Axialkraft erzeugt. Alternativ können die Winkel der servokrafterzeugenden Rampen so gewählt werden, dass sie eine vorbestimmte Maximalkraft auf die Federscheiben **46**, **48** ergeben. Die Kräfte F_0 und F_a werden auf den Schaltflansch **42** parallel zueinander zur Einwirkung gebracht und addieren sich, so dass sich eine Gesamtkraft F_t ergibt, wodurch die Andrückkraft der Konuskupplung weiter erhöht wird, um ein zusätzliche synchronisierendes Drehmoment T_a zu erzeugen, das zu dem Drehmoment T_0 hinzukommt, um ein Gesamtdrehmoment T_t zu ergeben. Die Summe der Axialkräfte zum in Eingriffbringen der Konuskupplung sind F_0 plus Fa und die Summe der von der Konuskupplung erzeugten synchronisierenden Drehmomente ist T_a plus T_a, wie dies in **Fig.** 7 graphisch

veranschaulicht ist.

[0027] Die Federn **58**, **46**, **48**, **68** und **70** sind so gewählt, dass die minimale Biegungskraft F_m der Federn **68**, **70** kleiner ist als die zusätzliche Kraft F_a plus der anfänglichen Kraft F_i, d. h. die zusätzliche Kraft F_a plus der anfänglichen Kraft F_i sind größer als die minimale Biegungskraft F_m und die minimale Biegungskraft F_m ist größer als die zusätzliche Kraft F_a. Bei dieser Federkraftabstimmung führen die Federn **68**, **70** des Flanschelements **42** in Abhängigkeit davon, dass die Schaltkraft in Wegfall oder auf einen Wert der kleiner ist als die anfängliche Kraft F_i gebracht wird, während die Sperrschultern noch in Eingriff stehen, das Flanschelement **42** in die Neutralstellung zurück und bringen die servokrafterzeugenden Rampen außer Eingriff.

[0028] Die hauptsächlichen Variablen und Gleichungen zur Berechnung der vorkrafterzeugenden Rampenwinkel können aus der oben erwähnten US-Patentschrift 5,092,439 entnommen werden.

[0029] Eine Ausführungsform einer Synchronisiereinrichtung in Zapfen-Bauweise wurde erläutert, um den Gegenstand der Erfindung zu veranschaulichen.

Patentansprüche

1. Synchronisiereinrichtung (**22**) zur wahlweisen reibschlüssigen Synchronisation und formschlüssigen Ankupplung eines ersten Triebelementes (**14**), das um eine Achse (**12a**) eines zweiten Triebelementes (**12**) drehbar gelagert ist; wobei die Synchronisiereinrichtung aufweist:
– ein erstes Klauenglied (**30**), das an dem ersten Triebelement (**14**) angebracht und mit einem axial beweglichen zweiten Klauenglied (**34**) in Abhängigkeit von dessen durch eine erste axiale Schaltkraft (F_0) erzeugten Einrückbewegung in Eingriff bringbar ist, wobei das zweite Klauenglied bezüglich des zweiten Triebelementes (**12**) axial beweglich gelagert ist;
– ein erstes Reibglied (**26**), das drehfest an dem ersten Triebelement (**14**) angeordnet ist und ein zweites Reibglied (**50**, das axial in reibschlüssigen Eingriff mit dem ersten Reibglied beweglich ist, um ein synchronisierendes Drehmoment zwischen den Triebelementen in Abhängigkeit von der Eingriffsbewegung zu erzeugen;
– ein Schaltelement (**42**), um das zweite Klauenglied (**34**) und das zweite Reibglied (**50**) in Abhängigkeit von der auf das Schaltelement ausgeübten ersten Schaltkraft (F_0) axial jeweils in Eingriff zu bewegen;
– erste federelastische Mittel (**58**), um die Reibglieder (**26**,**50**) in Abhängigkeit von einer anfänglichen Bewegung des Schaltelementes (**42**) durch die erste Schaltkraft (F_0) aus einer Neutralstellung mit einer anfänglichen Kraft (F_i) miteinander in Eingriff zu bringen, um so ein anfängliches synchronisierendes Drehmoment zu erzeugen;
– erste Sperrmittel (**42d**, **64b**), die in Abhängigkeit von dem anfänglichen synchronisierenden Drehmoment in Eingriff bringbar sind, um ein asynchrones in Eingriffkommen der Klauenglieder (**30**, **34**) zu verhindern und um die erste Schaltkraft (F_0) auf die miteinander in Eingriff stehenden Reibglieder (**26**, **50**) zu übertragen;
– erste und zweite eine Servokraft erzeugende Mittel (**13b**, **45a**), die, wenn sie miteinander in Eingriff stehen, das synchronisierende Drehmoment aufnehmen, um eine zusätzliche Kraft (F_a) in Richtung der ersten Schaltkraft (F_0) zu erzeugen und die Andrückkraft der miteinander in Eingriff stehenden Reibglieder (**26**,**50**) zu vergrößern;
– zweite federelastische Mittel (**46**, **48**), um die Größe der zusätzlichen Kraft (F_a) zu begrenzen;
gekennzeichnet durch:
Die unverdrehbare Lagerung des zweiten Klauengliedes (**34**) bezüglich des zweiten Triebelements (**12**);
dritte federleastische Mittel (**68**, **70**), um in Abhängigkeit davon, dass die erste Schaltkraft (F_0) auf einen Wert, der kleiner ist als die anfängliche Kraft (F_i), vor dem außer Eingriffkommen der Sperrmittel (**42d**, **64b**) abgesenkt wird, das Schaltelement in die Neutralstellung zurückzuführen und die servokrafterzeugenden Mittel (**13b**, **45a**) außer Eingriff zu bringen.

2. Synchronisiereinrichtung nach Anspruch 1, bei der:
die ersten servokrafterzeugenden Mittel (**13b**), gegenüber dem zweiten Triebelement (**12**) unbewegbar angebracht sind;
die zweiten servorkrafterzeugenden Mittel (**45a**) an einem servokrafterzeugenden Element (**44**) angebracht sind, das bezüglich des Schaltelements (**42**) und des zweiten Klauengliedes (**34**) axial beweglich gelagert ist; und
die zweiten federlastischen Mittel (**48**) federelastisch kraftaufnehmend zwischen dem servorkrafterzeugenden Element (**44**) und dem zweiten Klauenglied (**34**) angeordnet sind und in Abhängigkeit von dem gegenseitigen Eingriffkommen der ersten und der zweiten servokrafterzeugenden Mittel (**13b**, **45a**) elastisch verbiegbar sind, um die zusätzliche Kraft (F_a) in Richtung der ersten Schaltkraft (F_0) zu begrenzen.

3. Synchronisiereinrichtung nach Anspruch 1 oder 2, die außerdem aufweist:
– ein drittes Triebelement (**16**), das um die Achse (**12a**) des zweiten Triebelements (**12**) drehbar gelagert ist;
– ein drittes Klauenglied (**32**), das an dem dritten Triebelement (**16**) angebracht und mit einem axial beweglichen vierten Klauenglied (**36**) in Abhängigkeit von dessen Einrückbewegung durch eine zweite axiale Schaltkraft (F_0) in Eingriff bringbar ist, wobei das vierte Klauenglied (**36**) bezüglich des zweiten Triebelementes (**12**) unverdrehbar und axial beweglich ge-

lagert ist;
– ein drittes Reibglied (**28**), das drehfest an dem dritten Triebelement (**16**) angebracht ist und ein viertes Reibglied (**52**), das mit dem dritten Reibglied in reibschlüssigen Eingriff bewegbar ist, um ein synchronisierendes Drehmoment zwischen dem zweiten und dem dritten Triebelement in Abhängigkeit von der Eingriffsbewegung zu erzeugen;
wobei das Schaltelement (**42**) außerdem dazu eingerichtet ist, das vierte Klauenglied (**36**) und das vierte Reibglied (**52**) in Abhängigkeit von der auf das Schaltelement zur Einwirkung gebrachten zweiten Schaltkraft (F_0) axial in Eingriff zu bewegen;
wobei die ersten federlastischen Mittel (**58**) außerdem das erste und das vierte Reibglied in Abhängigkeit von der Anfangsbewegung des Schaltelementes (**42**) aus einer Neutralstellung durch die zweite Schaltkraft (F_0) miteinander in Eingriff bringen können, um ein anfängliches synchronisierendes Drehmoment zu erzeugen;
wobei die zweiten Sperrmittel (**42e**, **46b**) in Abhängigkeit von dem anfänglichen synchronisierenden Drehmoment in Eingriff bewegbar sind, um ein asynchrones Einrücken des dritten und vierten Klauenglieds zu verhüten und um die zweite Schaltkraft (F_0) auf die miteinander in Eingriff stehenden Reibglieder zu übertragen;
– dritte und vierte servorkrafterzeugende Mittel (**13d**, **45c**), durch die, wenn sie in Eingriff stehen, das synchronisierende Drehmoment aufgenommen werden kann, um eine zweite zusätzliche Kraft (F_a) in Richtung der zweiten Schaltkraft (F_0) zu erzeugen, um die Andrückkraft der miteinander in Eingriff stehenden Reibglieder zu vergrößern; wobei die zweiten federlastischen Mittel (**46**,**48**) außerdem die Größe der zweiten zusätzlichen Kraft (F_a) begrenzen können;
wobei die dritten federelastischen Mittel (**68**, **70**) außerdem in Abhängigkeit davon, dass die zweite Schaltkraft (F_0)vor dem außer Eingriffbringen der Sperrmittel auf einen Wert abgesenkt wird, der kleiner ist als der der anfänglichen Kraft (Fi), das Schaltelement (**42**) in die Neutralstellung zurückführen und die dritte und vierte servokrafterzeugende Rampe (**13d**, **45c**) außer Eingriff bringen können.

4. Synchronisiereinrichtung nach Anspruch 3, bei der:
– die dritten servokrafterzeugenden Mittel (**13d**) bezüglich des zweiten Triebelementes (**12**) unverdrehbar angebracht sind;
– die vierten servokrafterzeugenden Mittel (**45c**) an dem servokrafterzeugenden Element (**44**) angebracht sind; und
– die zweiten federleastischen Mittel (**46**,**48**) außerdem die zusätzliche Kraft (F_a) in Richtung der zweiten Schaltkraft (F_0) begrenzen können.

5. Synchronisiereinrichtung nach den vorhergehenden Ansprüchen, bei der:
– das Schaltelement (**42**) ein radial sich erstreckender Flansch (**42**) ist;
– das servokrafterzeugende Element (**44**) ein von dem Flansch (**42**) axial beabstandetes Teil (**44b**) aufweist; und
– die zweiten federelastischen Mittel (**48**) federelastische Druckmittel (**48**) aufweisen, die zwischen dem Teil (**44b**) und dem Flansch (**42**) angeordnet sind.

6. Synchronisiereinrichtung nach den vorhergehenden Ansprüchen, bei der:
– die Sperrmittel (**42d**, **42e**, **64b**, **66b**) eine Anzahl längs des Umfanges voneinander beabstandeter Zapfen-Einrichtungen (**54**) aufweisen, die sich starr axial zwischen dem vierten und dem fünften Reibglied (**50**, **52**) und in einen ersten Satz Öffnungen (**42c**) in dem Flansch (**42**) erstrecken, wobei jede der Zapfen-Einrichtungen Sperrschultern (**64b**, **66b**) aufweist, die mit Sperrschultern (**42d**, **42e**) zusammenwirken, welche rings um die jeweils zugeordnete Öffnung ausgebildet sind.

7. Synchronisiereinrichtung nach den Ansprüchen 3 bis 6, bei der:
– das zweite und vierte Klauenglied (**34**, **36**) getrennte Klauenglieder sind; und
– das Schaltelement (**42**) ein radial sich erstreckender Flansch (**42**) ist, der axial einander gegenüberliegende Seiten aufweist, die zwischen dem dritten und dem vierten Klauenglied angeordnet sind.

8. Synchronisiereinrichtung nach den vorhergehenden Ansprüchen, dadurch gekennzeichnet, dass die zusätzliche Kraft (F_a) plus der anfänglichen Kraft (F_i) größer ist als eine minimale Biegekraft (F_m) der dritten federelastischen Mittel (**68**, **70**) und dass die Minimalkraft (F_m) größer ist als die zusätzliche Kraft (F_a).

9. Synchronisiereinrichtung nach den Ansprüchen 1 bis 7, bei der:
– die dritten federelastischen Mittel (**68**, **70**) eine flexible Kopplung zwischen dem zweiten und dem vierten Reibglied (**50**, **52**) und den ersten und den zweiten Sperrmittel (**42d**, **42e**, **64b**, **66b**) herstellen.

Es folgen 3 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

FIG 1

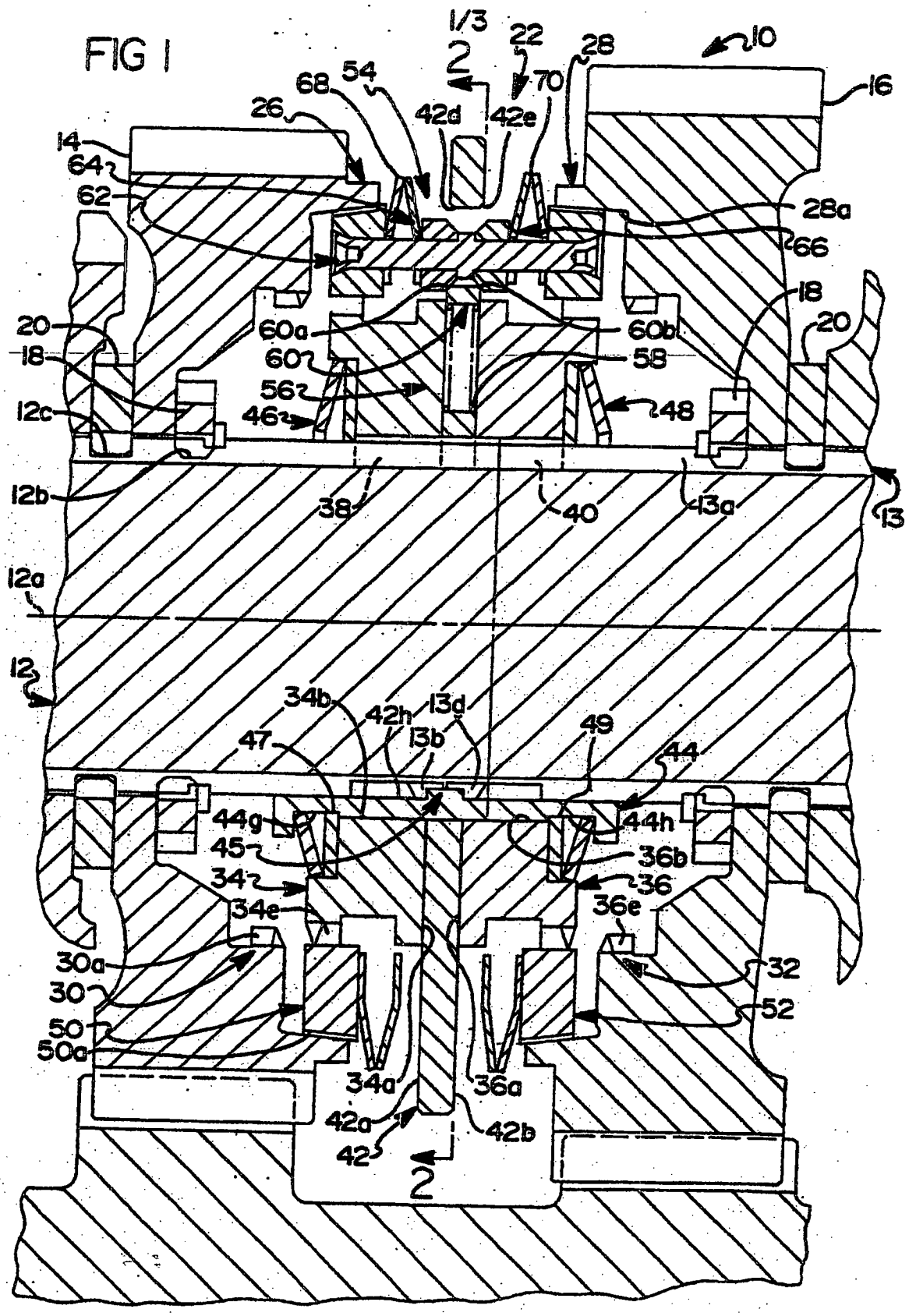
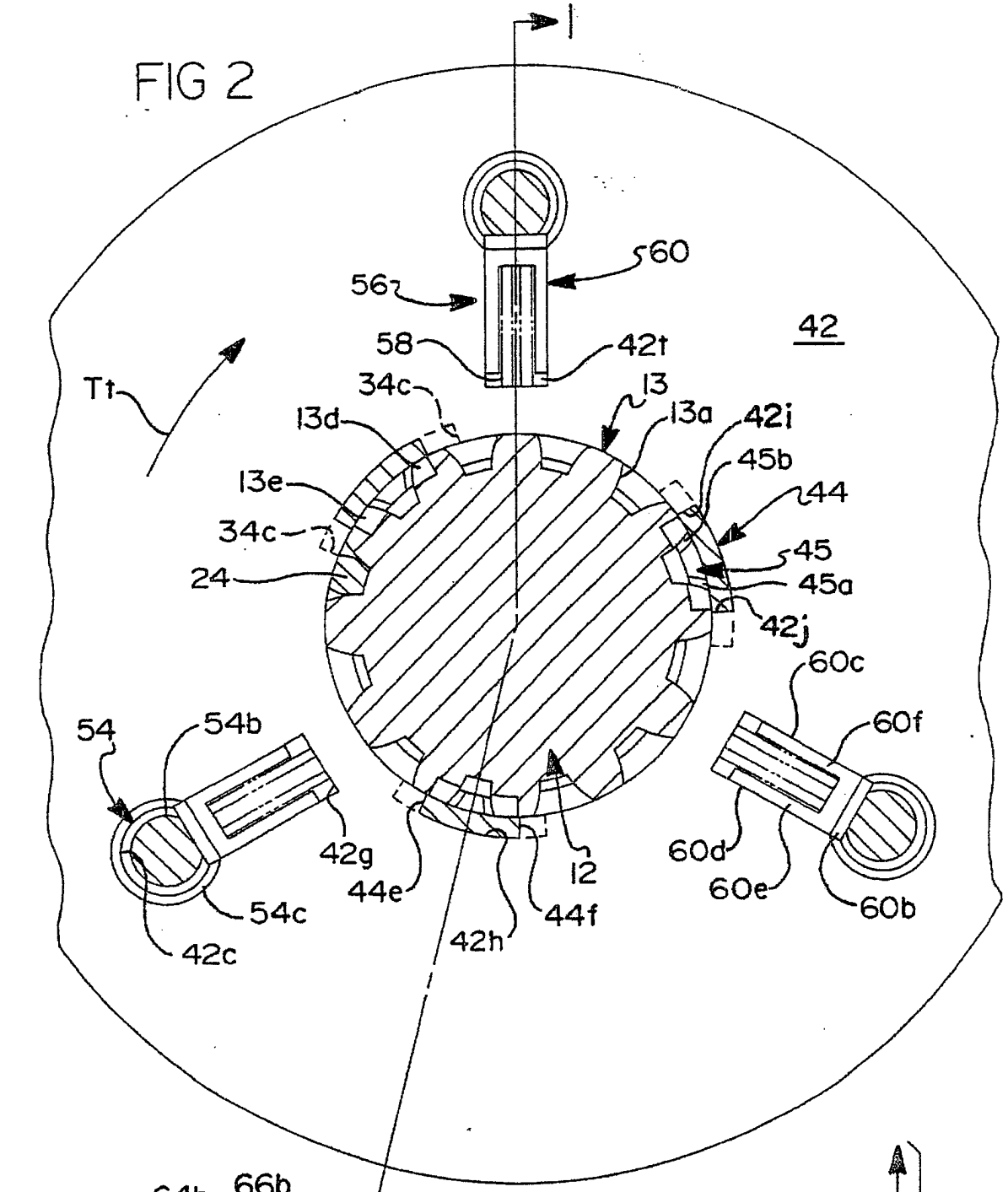


FIG 2



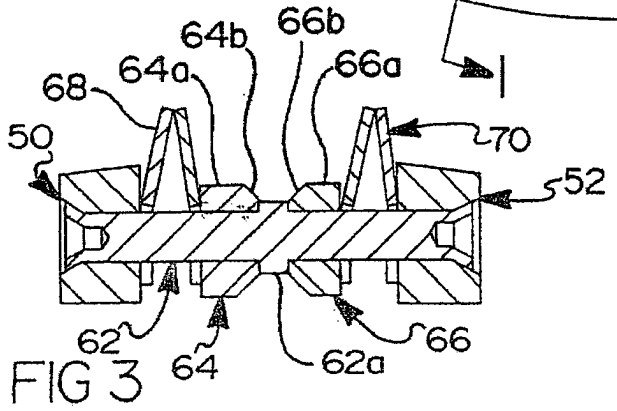


FIG 3

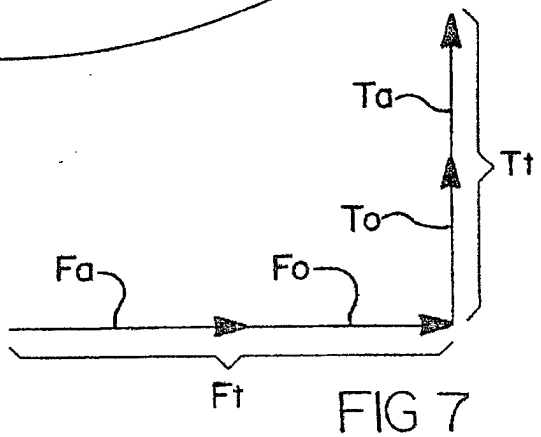


FIG 7

FIG 5

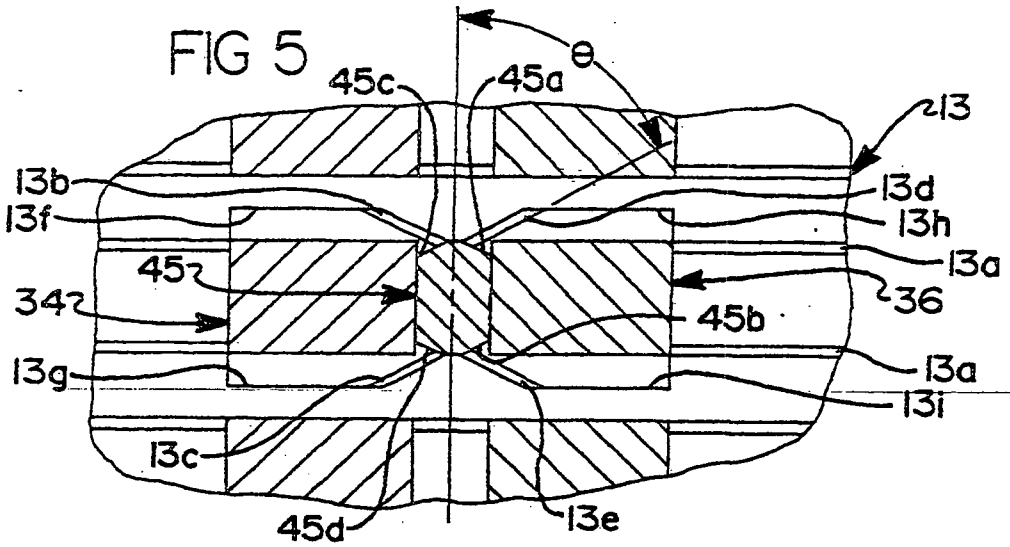
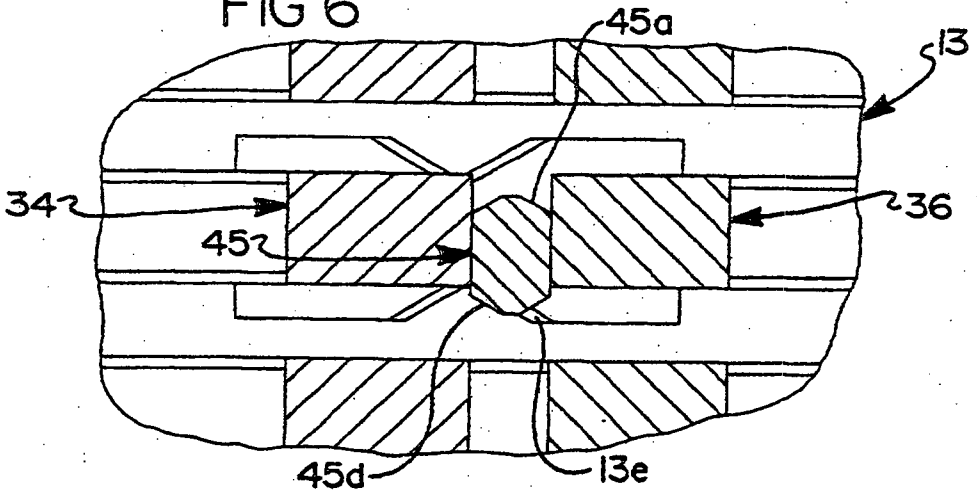


FIG 6



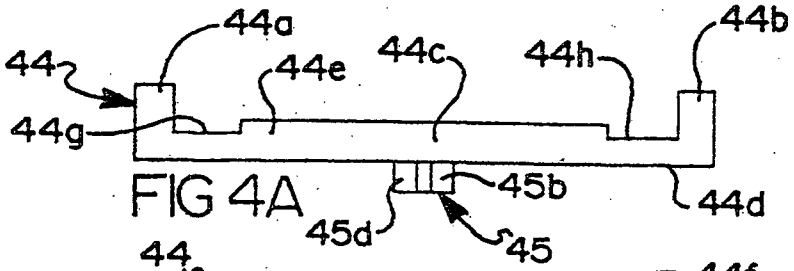


FIG 4A

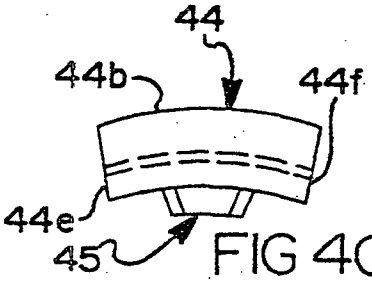


FIG 4C

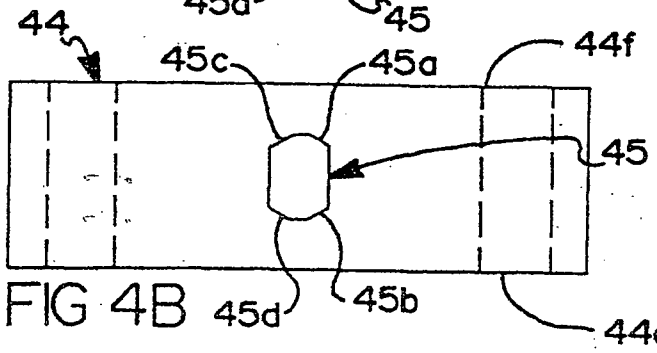


FIG 4B