

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: A 50607/2022 (51) Int. Cl.: **F16H 63/02** (2006.01)  
(22) Anmeldetag: 09.08.2022 **F16H 3/72** (2006.01)  
(43) Veröffentlicht am: 15.10.2023 **B60K 6/365** (2007.10)

(56) Entgegenhaltungen:  
AT 520187 B1  
EP 3106336 A1  
AT 520187 B1

(71) Patentanmelder:  
AVL LIST GMBH  
8020 GRAZ (AT)

(72) Erfinder:  
DAVYDOV Vitaly  
8301 Laßnitzhöhe (AT)  
FUCKAR Gernot Dipl.-Ing. (FH)  
8045 Graz (AT)  
GRUBER Manuel  
8010 Graz (AT)

(74) Vertreter:  
Babeluk Michael Dipl.-Ing. Mag.  
1080 Wien (AT)

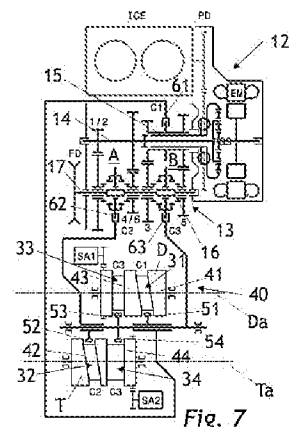
(54) **Schalteinrichtung**

(57) Eine Schalteinrichtung (40) für mehrere Schaltelemente (C1, C2, C3) eines Getriebes (13) für eine Antriebseinheit (12) für ein Kraftfahrzeug weist eine erste Schaltwalze (D) und eine zweite Schaltwalze (T) auf, wobei die erste Schaltwalze (D) zumindest eine erste Schaltfläche (41) für ein erstes Führungselement (51) einer ersten Schaltgabel (61) zum Schalten eines ersten Schaltelementes (C1) und die zweite Schaltwalze (T) zumindest eine zweite Schaltfläche (42) für ein zweites Führungselement (52) einer zweiten Schaltgabel (62) zum Schalten des zweiten Schaltelementes (C2) aufweist. Die erste Schaltwalze (D) weist zumindest eine dritte Schaltfläche (43) für ein drittes Führungselement (53) und die zweite Schaltwalze (T) zumindest eine vierte Schaltfläche (44) für ein viertes Führungselement (54) aufweist, wobei das dritte Führungselement (53) und das vierte Führungselement (54) einer dritten Schaltgabel (63) zum Schalten eines dritten Schaltelementes (C3) zugeordnet sind.

Die Schaltelemente (C1, C2, C3) sind als Doppelschaltelement ausgebildet. Das erste Schaltelement (C1) dient zum Schalten zweier Glieder (P1, P3) eines Planetenradsatzes (PGS) des Getriebes (13), um in einer Schaltstellung (L, R) zwei Glieder (P1, P3) des Planetenradsatzes (PGS) miteinander drehfest zu verbinden, um in einer

anderen Schaltstellung (R, L) ein Glied (P1) des Planetenradsatzes (PGS) mit einem Gehäuse (H) des Getriebes (13) zu verbinden.

Das zweite Schaltelement (C2) und das dritte Schaltelement (C3) dient jeweils zum Schalten zweier Losräder (2L, 6L; 3L, 5L) zweier Zahnradpaare (2, 6; 3, 5) des Getriebes (13) ausgebildet, wobei jeweils in einer ersten Schaltstellung (L) eines der Losräder (2L; 6L; 3L; 5L) aktiviert und ein anderes Losrad (6L; 2L; 5L; 3L) deaktiviert, und in einer zweiten Schaltstellung (R) dieses eine Losrad (2L; 6L; 3L; 5L) deaktiviert und das andere Losrad (6L; 2L; 5L; 3L) aktiviert, und in einer Neutralstellung (N) beide Losräder (2L, 6L; 3L, 5L) deaktiviert werden.



## Z U S A M M E N F A S S U N G

Eine Schalteinrichtung (40) für mehrere Schaltelelemente (C1, C2, C3) eines Getriebes (13) für eine Antriebseinheit (12) für ein Kraftfahrzeug weist eine erste Schaltwalze (D) und eine zweite Schaltwalze (T) auf, wobei die erste Schaltwalze (D) zumindest eine erste Schaltfläche (41) für ein erstes Führungselement (51) einer ersten Schaltgabel (61) zum Schalten eines ersten Schaltelelementes (C1) und die zweite Schaltwalze (T) zumindest eine zweite Schaltfläche (42) für ein zweites Führungselement (52) einer zweiten Schaltgabel (62) zum Schalten des zweiten Schaltelelementes (C2) aufweist. Die erste Schaltwalze (D) weist zumindest eine dritte Schaltfläche (43) für ein drittes Führungselement (53) und die zweite Schaltwalze (T) zumindest eine vierte Schaltfläche (44) für ein viertes Führungselement (54) aufweist, wobei das dritte Führungselement (53) und das vierte Führungselement (54) einer dritten Schaltgabel (63) zum Schalten eines dritten Schaltelelementes (C3) zugeordnet sind.

Die Schaltelelemente (C1, C2, C3) sind als Doppelschaltelement ausgebildet. Das erste Schaltelement (C1) dient zum Schalten zweier Glieder (P1, P3) eines Planetenradsatzes (PGS) des Getriebes (13), um in einer Schaltstellung (L, R) zwei Glieder (P1, P3) des Planetenradsatzes (PGS) miteinander drehfest zu verbinden, um in einer anderen Schaltstellung (R, L) ein Glied (P1) des Planetenradsatzes (PGS) mit einem Gehäuse (H) des Getriebes (13) zu verbinden.

Das zweite Schaltelement (C2) und das dritte Schaltelement (C3) dient jeweils zum Schalten zweier Losräder (2L, 6L; 3L, 5L) zweier Zahnradpaare (2, 6; 3, 5) des Getriebes (13) ausgebildet, wobei jeweils in einer ersten Schaltstellung (L) eines der Losräder (2L; 6L; 3L; 5L) aktiviert und ein anderes Losrad (6L; 2L; 5L; 3L) deaktiviert, und in einer zweiten Schaltstellung (R) dieses eine Losrad (2L; 6L; 3L; 5L) deaktiviert und das andere Losrad (6L; 2L; 5L; 3L) aktiviert, und in einer Neutralstellung (N) beide Losräder (2L, 6L; 3L, 5L) deaktiviert werden.

Fig. 7

Die Erfindung betrifft eine Schalteinrichtung für mehrere Schaltelemente eines Getriebes für eine Antriebseinheit für ein Kraftfahrzeug, mit einer um eine erste Drehachse drehbar gelagerten ersten Schaltwalze und einer um eine zweite Drehachse drehbar gelagerte zweite Schaltwalze, wobei

- die erste Schaltwalze zumindest eine erste Schaltfläche für ein erstes Führungselement einer – bezogen auf die erste Drehachse - axial verschiebbar oder schwenkbar gelagerten ersten Schaltgabel zum Schalten eines ersten Schaltelementes aufweist, und
- die zweite Schaltwalze zumindest eine zweite Schaltfläche für ein zweites Führungselement einer – bezogen auf die erste Drehachse - axial verschiebbar oder schwenkbar gelagerten zweiten Schaltgabel zum Schalten des zweiten Schaltelementes aufweist,
- die erste Schaltwalze zumindest eine dritte Schaltfläche für ein drittes Führungselement und
- die zweite Schaltwalze zumindest eine vierte Schaltfläche für ein viertes Führungselement aufweist, wobei
- das dritte Führungselement und das vierte Führungselement einer axial verschiebbar oder schwenkbar gelagerten dritten Schaltgabel zum Schalten eines dritten Schaltelementes zugeordnet und voneinander beabstandet - vorzugsweise auf der dritten Schaltgabel angeordnet – sind, wobei in jeder Verschiebestellung der dritten Schaltgabel zumindest das erste oder zweite Führungselement die korrespondierende Schaltfläche kontaktiert.

Aus der AT 520 187 B1 ist eine Schalteinrichtung zum Schalten von durch Kupplungen oder Bremsen eines Getriebes gebildete Schaltelemente mit einer ersten und einer zweiten Schaltwalze bekannt. Jede Schaltwalze weist mehrere Schaltflächen für Führungselemente von Schaltgabeln auf. Jede Schaltgabel dient zum Schalten eines Schaltelementes. Dabei sind zwei Führungselemente, welche jeweils mit einer Schaltfläche der ersten und der zweiten Schaltwalze zusammenwirken, derselben Schaltgabel zugeordnet, wobei in jeder Verschiebestellung der Schaltgabel das erste oder zweite Führungselement die korrespondierende Schaltfläche kontaktiert. Das Getriebe beansprucht relativ viel Bauraum.

Aufgabe der Erfindung ist es, eine Schalteinrichtung für ein kompaktes Getriebe mit einer Vielfalt an Schaltmöglichkeiten und hohem Schaltkomfort vorzuschlagen.

Erfindungsgemäß wird die Lösung dieser Aufgabe bei einer Schalteinrichtung der genannten Art dadurch gelöst, dass

- ein erstes Schaltelement als Doppelschaltelement zum Schalten zweier Glieder eines Planetenradsatzes des Getriebes ausgebildet ist, um in einer Schaltstellung zwei Glieder des Planetenradsatzes miteinander drehfest zu verbinden, um in einer anderen Schaltstellung ein Glied des Planetenradsatzes mit einem Gehäuse des Getriebes zu verbinden, und um in einer Neutralstellung die Verbindungen zu trennen,
- ein zweites Schaltelement als Doppelschaltelement zum Schalten zweier Losräder zweier - jeweils ein Losrad und ein Festrad aufweisender - Zahnradpaare einer ersten Zahnradpaargruppe des Getriebes ausgebildet ist, um in einer ersten Schaltstellung eines der Losräder der ersten Zahnradpaargruppe zu aktivieren und das andere Losrad zu deaktivieren, um in einer zweiten Schaltstellung dieses ein Losrad zu deaktivieren und das andere Losrad zu aktivieren, und um in einer Neutralstellung beide Losräder der ersten Zahnradpaargruppe zu deaktivieren,
- ein drittes Schaltelement als Doppelschaltelement zum Schalten zweier Losräder zweier - jeweils ein Losrad und ein Festrad aufweisender - Zahnradpaare einer zweiten Zahnradpaargruppe des Getriebes ausgebildet ist, um in einer ersten Schaltstellung eines der Losräder der zweiten Zahnradpaargruppe zu aktivieren und das andere Losrad zu deaktivieren, um in einer weiteren Schaltstellung dieses ein Losrad zu deaktivieren und das andere Losrad zu aktivieren, und um in einer Neutralstellung beide Losräder der zweiten Zahnradpaargruppe zu deaktivieren.

Das Getriebe weist vorzugsweise auf:

- eine erste Eingangswelle und eine zweite Eingangswelle, wobei die zweite Eingangswelle koaxial zur ersten Eingangswelle angeordnet ist;
- eine Ausgangswelle;
- eine Zwischenwelle, die parallel zu der ersten und der zweiten Eingangswelle angeordnet und mit der Ausgangswelle verbunden ist;

wobei

- das erste Glied des Planetenradsatzes ausgebildet ist; um mit einer Primärantriebsmaschine verbunden zu werden,
- das zweite Glied ausgebildet ist, um mit einer Sekundärtriebsmaschine verbunden zu werden, und wobei
- das dritte Glied mit der ersten Eingangswelle verbunden ist;
- zwei Losräder der ersten Zahnradpaargruppe auf der Zwischenwelle drehbar gelagert sind und zwei Festräder der ersten Zahnradpaargruppe auf der ersten Eingangswelle drehfest angeordnet sind,
- zwei Losräder der zweiten Zahnradpaargruppe auf der Zwischenwelle drehbar gelagert und zwei Festräder der zweiten Zahnradpaargruppe auf der zweiten Eingangswelle drehfest angeordnet sind.

In einer Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehen, dass zumindest eine erste Schaltfläche durch eine in die Mantelfläche der ersten Schaltwalze eingeformte erste Schaltgasse gebildet ist. Die erste Schaltgasse dient zur Steuerung des ersten Schaltelementes zwischen der ersten Schaltstellung, der Neutralposition und der zweiten Schaltstellung.

Weiters kann vorgesehen sein, dass zumindest eine zweite Schaltfläche durch eine in die Mantelfläche der zweiten Schaltwalze eingeformte zweite Schaltgasse gebildet ist. Die zweite Schaltkulisse dient zur Steuerung des zweiten Schaltelementes zwischen der ersten Schaltstellung, der Neutralposition und der zweiten Schaltstellung.

Die erste Drehachse der ersten Schaltwalze und die zweite Drehachse der zweiten Schaltwalze sind bevorzugt parallel zueinander angeordnet. Günstigerweise ist die erste Schaltwalze durch einen ersten Schaltaktuatormotor und die zweite Schaltwalze durch einen zweiten Schaltaktuatormotor verdrehbar.

Günstigerweise ist zumindest eine dritte Schaltfläche durch eine in die Mantelfläche der ersten Schaltwalze eingeformte dritte Schaltgasse gebildet ist. Gemäß weiterer Ausführung der Erfindung ist zumindest eine vierte Schaltfläche durch eine in die Mantelfläche der zweiten Schaltwalze eingeformte vierte Schaltgasse gebildet. Die dritte Schaltkulisse und die vierte Schaltkulisse dienen gemeinsam zur Steuerung

des dritten Schaltelementes zwischen der ersten Schaltstellung, der Neutralposition und der zweiten Schaltstellung.

Das dritte Schaltelement wird somit durch die dritte Schaltgabel synchron durch zwei Führungselemente, also das dritte Führungselement und das vierte Führungselement betätigt, wobei das dritte Führungselement durch die dritte Schaltgasse der ersten Schaltwalze und das vierte Führungselement durch die vierte Schaltgasse der zweiten Schaltwalze betätigt werden. Bevorzugt sind das dritte Führungselement und das vierte Führungselement über einen fest mit der dritten Schaltgabel verbundenen Koppelbereich miteinander verbunden.

Zumindest ein Führungselement kann beispielsweise durch eine Führungsrolle, einen Führungszapfen oder einen Kulissenstein gebildet sein und/oder im Kontaktbereich mit der korrespondierenden Schaltfläche eine zylindrische oder sphärische Oberfläche aufweisen.

Einige Schaltzustände können gefährlich sein, da sie zum Blockieren des Getriebes und zum Verlust der Stabilität des Fahrzeugs oder zu missbräuchlichen Belastungen der Antriebsstrangkomponenten führen können. Diese Kombinationen werden durch die Form der Schaltgassen verhindert, indem sie eine fehlerhafte Betätigung des Schaltaktuators blockieren.

Um eine fehlerfreie Betätigung des Schaltaktuators zu ermöglichen ist es besonders vorteilhaft, wenn die dritte Schaltgasse in zumindest einem eine Neutralposition des dritten Schaltelementes definierenden Umfangsbereich der ersten Schaltwalze, in welchem die zumindest eine dritte Schaltfläche der dritten Schaltgasse im Wesentlichen in einer Normalebene auf die Drehachse der ersten Schaltwalze ausgebildet ist, in zumindest einer Drehposition der ersten Schaltwalze eine erste Quergasse aufweist, wobei vorzugsweise die erste Quergasse parallel zur Drehachse der ersten Schaltwalze ausgebildet ist. Die dritte Schaltgasse der ersten Schaltwalze verhindert das Aktivieren des Losrades des Zahnradpaares für den fünften Gang durch die vierte Schaltgasse der zweiten Schaltwalze und damit das Blockieren des Getriebes im Falle eines fehlerhaften Softwarebefehls. Die erste Quergasse ermöglicht ein Schalten des dritten Schaltelementes durch die zweite Schaltwalze in die zweite Schaltstellung, um das Losrad des Zahnradpaares für den fünften Gang zu aktivieren.

Gleichzeitig wird bei korrektem Softwarebefehl ein Schalten des dritten Schaltelementes durch die zweite Schaltwalze in eine Position ermöglicht, in welcher ein Losrad des Zahnradpaares für den fünften Gang aktiviert ist.

Vorteilhafterweise weist die vierte Schaltgasse zumindest einen Freistellbereich mit einer zweiten Breite auf, die größer ist als eine erste Breite der vierten Schaltgasse außerhalb des Freistellbereiches, wobei die erste Breite und die zweite Breite quer zur vierten Schaltgasse gemessen sind, und wobei die zweite Breite der vierten Schaltgasse mindestens der halben maximalen axialen Auslenkung des vierten Führungselementes auf der zweiten Schaltwalze beim Schalten des dritten Schaltelementes zwischen den beiden Schaltstellungen entspricht, und wobei vorzugsweise zumindest eine vierte Schaltfläche der vierten Schaltgasse im Freistellbereich in einer Normalebene auf die Drehachse der zweiten Schaltwalze ausgebildet ist. Der Freistellbereich ist vorteilhafterweise in einem Umfangsbereich der Mantelfläche der zweiten Schaltwalze angeordnet, in welchem die zweite Schaltgasse ein Schalten zwischen den beiden Schaltstellungen des zweiten Schaltelementes definiert. Dadurch wird ein Schalten des dritten Schaltelementes durch die erste Schaltwalze in die erste Schaltstellung zum Aktivieren des Losrades des Zahnradpaares für den dritten Gang ermöglicht.

In einer vorteilhaften Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehen, dass zwischen zumindest einem Führungselement und der korrespondierenden Schaltgabel ein vorzugsweise durch eine Vorspannfeder gebildetes elastisches Element angeordnet ist. Dadurch können Schaltgabeln vorgespannt werden und somit vom Schaltaktuator der jeweiligen Schaltwalze entkoppelt werden. Dies reduziert die Belastung auf die am Schaltvorgang beteiligten Teile. Weiters ist eine Deaktivierung durch eine Restkraft des Schaltactuators möglich. Insbesondere ist ein Auskuppeln eines Gangs möglich, wenn noch ein Restdrehmoment im Antriebsstrang vorhanden ist. Dieses Drehmoment hält das jeweilige Schaltelement im Eingriff und verhindert die Betätigung. Mit dem vorgespannten elastischen Element ist es möglich, die jeweilige Schaltwalze in eine Leerlaufstellung zu drehen, wobei das Schaltelement durch das jeweilige elastische Element vorgespannt bleibt. Wenn das Drehmoment des Antriebsstrangs gegen Null geht, kann das elastische Element das Schaltelement schneller in die Neutralstellung ziehen als der Schaltaktuator. Der Unterschied zwischen dem Trägheitsmoment des Schaltelements und dem Trägheitsmoment des Schaltactuators beträgt das

Zehnfache; dieser Trägheitsunterschied wirkt sich stark auf die Dynamik des Auskuppelns aus.

Um ein kraftsparendes Schalten zu ermöglichen, ist es vorteilhaft, wenn zumindest eine -vorzugsweise jede - Schaltfläche – in einer Mantelabwicklung der ersten Schaltwalze oder der zweiten Schaltwalze betrachtet - zumindest einen ersten Rampenabschnitt aufweist, welcher unter einem definierten ersten Winkel – vorzugsweise zwischen  $0^\circ$  und  $45^\circ$  - geneigt zu einer Normalebene auf die Drehachse dieser Schaltwalze angeordnet ist.

Eine Ausführungsvariante der Erfindung sieht dabei vor, dass zumindest eine – vorzugsweise die erste - Schaltfläche – in einer Mantelabwicklung der ersten Schaltwalze oder zweiten Schaltwalze betrachtet - zumindest einen zweiten Rampenabschnitt aufweist, welcher unter einem definierten zweiten Winkel – vorzugsweise zwischen  $-45^\circ$  und  $0^\circ$  - geneigt zu einer Normalebene auf die erste Drehachse dieser Schaltwalze angeordnet ist.

Um ein einfaches und raumsparendes Schalten zur ermöglichen ist es vorteilhaft, wenn zumindest eine Schaltgabel parallel zu den Drehachsen der Schaltwalzen verschiebbar gelagert ist.

Eine Ausführungsvariante der Erfindung sieht vor, dass die erste Schaltwalze und/oder die zweite Schaltwalze vier oder fünf definierte Drehpositionen aufweist.

Um Fehlschaltung möglichst zu vermeiden, ist es günstig, wenn jede Drehposition durch ein Rastelement definiert ist, welches formschlüssig mit einem Positionszeiger eingreift, wobei vorzugsweise der Positionszeiger durch eine Vertiefung oder Ausnehmung der Schaltwalze gebildet ist.

Die Erfindung wird im Folgenden anhand der in den Figuren gezeigten nicht einschränkenden Ausführungsbeispielen näher erläutert. Darin zeigen schematisch:

Fig. 1 ein Kraftfahrzeug mit einer erfindungsgemäßen Antriebseinheit,

Fig. 2 eine erfindungsgemäße Antriebseinheit in einer ersten Ausführungsvariante,

Fig. 3 eine erfindungsgemäße Antriebseinheit in einer zweiten Ausführungsvariante,

Fig. 4 eine erfindungsgemäße Antriebseinheit in einer dritten Ausführungsvariante,

Fig. 5 eine erfindungsgemäße Antriebseinheit in einer vierten Ausführungsvariante,

Fig. 6 eine erfindungsgemäße Antriebseinheit in einer fünften Ausführungsvariante,

Fig. 7 die Antriebseinheit aus Fig. 2 mit einer erfindungsgemäßen Schalteinheit in einer ersten Ausbildung,

Fig. 8 eine erste Schaltwalze dieser Schalteinheit in einer Abwicklung der Mantelfläche,

Fig. 9 eine zweite Schaltwalze dieser Schalteinheit in einer Abwicklung der Mantelfläche,

Fig. 10 die beiden Schaltwalzen dieser Schalteinheit bei einer ersten fehlerhaften Betätigung,

Fig. 11 die beiden Schaltwalzen dieser Schalteinheit bei einer zweiten fehlerhaften Betätigung,

Fig. 12 die Antriebseinheit aus Fig. 5 mit einer erfindungsgemäßen Schalteinheit in einer zweiten Ausbildung,

Fig. 13 eine erste Schaltwalze dieser Schalteinheit in einer Abwicklung der Mantelfläche,

Fig. 14 eine zweite Schaltwalze dieser Schalteinheit in einer Abwicklung der Mantelfläche, und

Fig. 15 eine Parksperre dieser Schalteinrichtung in einer Stirnansicht auf die zweite Schaltwalze,

Fig. 16 eine erfindungsgemäße Schalteinrichtung in einer weiteren Ausführungsvariante,

Fig. 17 bis 19 vorgespannte Schaltvorgänge in verschiedenen Phasen und

Fig. 20 den Schaltverzug über der Kraft für diese Schaltvorgänge,

Fig. 21 ein Schaltschema für die in Fig. 2 und 7 dargestellte Antriebseinheit und

Fig. 22 ein Schaltschema für die in Fig. 5 und 12 dargestellte Antriebseinheit.

Fig. 1 zeigt ein Motorrad 1 mit einem erfindungsgemäßen Antriebseinheit 12, bestehend aus einer Primärantriebsmaschine ICE, eine Sekundärtriebsmaschine EM und einem Getriebe 13 mit quer angeordneten parallelen Eingangs- 14, 15, Zwischen- 16 und Ausgangswellen 17. Die Ausgangswelle 17 ist über einen im dargestellten Ausführungsbeispiel durch ein Zugmittelgetriebe gebildeten Finaltrieb FD beispielsweise über eine Antriebskette 18 mit einem Hinterrad 19 des Motorrades 1 antriebsverbunden. Die Primärtriebsmaschine ICE ist in den Ausführungsbeispielen durch eine Brennkraftmaschine und die Sekundärtriebsmaschine EM durch eine elektrische Maschine gebildet.

In Fig. 2 ist die Antriebseinheit 12 aus Fig. 1 im Detail dargestellt. Das Getriebe 13 der Antriebseinheit 12 ist in jeder der Ausführungsvarianten ausgebildet, um zumindest zwei Gangwechsel mit aktiver Drehmomentstützung durch die Sekundärtriebsmaschine EM durchzuführen.

Das Getriebe 13 weist eine erste Eingangswelle 14 und eine zweite Eingangswelle 15 auf, wobei die zweite Eingangswelle 15 koaxial zur ersten Eingangswelle 14 angeordnet und drehfest mit der Primärtriebsmaschine ICE verbunden ist. Die Ausgangswelle 17 ist mit der einer Zwischenwelle 16 drehfest verbunden oder mit dieser einstückig ausgeführt. Die Zwischenwelle 16 ist parallel zu der ersten 14 und der zweiten Eingangswelle 15 angeordnet. Das Getriebe 13 weist einen Planetenradsatz PGS mit einem ersten P1, zweiten P2 und dritten Glied P3 auf,

wobei das erste Glied P1 mit der Primärtriebsmaschine ICE, das zweite Glied P2 mit der Sekundärtriebsmaschine EM und das dritte Glied P3 mit der ersten Eingangswelle 4 verbunden sind. Im in Fig. 1 gezeigten ersten Ausführungsbeispiel ist die Primärtriebsmaschine über einen durch eine Stirnradstufe gebildeten Primärtrieb PD mit dem ersten Glied P1 des Planetenradsatzes PGS antriebsverbunden.

Zu Durchführung von Gangwechseln ist eine Schalteinrichtung 40 mit einem ersten Schaltelement C1, einem zweiten Schaltelement C2 und einem dritten Schaltelement C3 vorgesehen. Die Schaltelemente C1, C2, C3 können als einfache – also unsynchronisierte - Klauenkupplungen ausgebildet sein.

Jedes der Schaltelemente C1, C2, C3 ist als Doppelschaltelement ausgebildet und weist zwei Schaltstellungen – eine erste Schaltstellung L und eine zweite Schaltstellung R - und eine mittlere Neutralposition N auf. In den Schaltstellungen L, R werden drehende Getriebeelemente wie beispielsweise Losräder 2L, 3L, 5L, 6L oder axial verschiebbare Festräder 3F, 5F von im Folgenden noch näher erläuterten Zahnradpaaren 1/2, 3, 5, 4/6 in drehfeste Verbindung mit einem drehmomentübertragenden oder -abstützenden Partner, beispielsweise der ersten Eingangswelle 14 oder mit dem Gehäuse H des Getriebes 13 oder der tragenden Zwischenwelle 16 gebracht. In der Neutralposition N ist die drehfeste Verbindung mit dem drehmomentübertragenden oder -abstützenden Partner unterbrochen und beispielsweise das Losrad 2L, 3L, 5L, 6L des geschalteten Zahnradpaares 1/2, 3, 5, 4/6 frei auf der tragenden Zwischenwelle 16 drehbar.

Das erste Glied P1 und das dritte Glied P3 des Planetenradsatzes PGS und/oder die erste Eingangswelle 14 und die zweite Eingangswelle 15 können mittels des ersten Schaltelementes C1 in der ersten Schaltstellung L miteinander drehfest verbunden werden.

In der zweiten Schaltstellung R des ersten Schaltelementes C1 können die Primärtriebsmaschine ICE und/oder die zweite Eingangswelle 15 mit dem Gehäuse H verbunden und blockiert werden.

Das Getriebe 13 weist eine Zahnradpaaranordnung 20 mit vier Zahnradpaaren 1/2, 3, 5, 4/6 - nämlich einer ersten Gruppe A von Zahnradpaaren 1/2, 4/6 und einer zweiten Gruppe B von Zahnradpaaren 3, 5 - auf, wobei jedes Zahnradpaar 1/2, 3,

4/6, 5 ein Festrad 2F, 3F, 5F, 6F und ein Losrad 2L, 3L, 5L, 6L aufweist, welche miteinander korrespondieren und im Zahneingriff stehen. Festräder sind Zahnräder, welche drehfest mit der jeweils tragenden Welle – der ersten Eingangswelle 14 oder der zweiten Eingangswelle 15 - verbunden sind. Losräder sind Zahnräder, welche drehbar auf der tragenden Welle – der Zwischenwelle 16 - gelagert sind. Das Losrad 2L, 3L, 5L, 6L und das Festrad 2F, 3F, 5F, 6F jedes Zahnradpaares 1/2, 3, 5, 4/6 sind also auf verschiedenen tragenden Wellen angeordnet, wobei die tragenden Wellen parallel und voneinander beabstandet im Getriebe 13 angeordnet sind.

Die vier Losräder 2L, 3L, 5L, 6L der vier Zahnradpaare 1/2, 3, 5, 4/6 sind auf der Zwischenwelle 16 drehbar angeordnet. Zwei jeweils durch ein Festrad 2F, 6F gebildete Zahnräder von zwei Zahnradpaaren 1/2, 4/6 sind auf und drehfest mit der ersten Eingangswelle 14 und zwei jeweils durch ein Festrad 3F, 5F gebildete Zahnräder von zwei weiteren Zahnradpaaren 3, 5 sind auf und drehfest mit der zweiten Eingangswelle 15 angeordnet.

Jedes Losrad 2L, 3L, 5L, 6L ist über ein entsprechendes zweites Schaltelement C2 oder drittes Schaltelement C3 mit der jeweiligen tragenden Welle – beispielsweise der Zwischenwelle 16 – drehfest verbindbar.

Die Zahnräder auf der ersten Eingangswelle 14 weisen mit den Zahnrädern auf der Zwischenwelle 16 Übersetzungsverhältnisse  $i_{G2}$  – für das Zahnradpaar 1/2 - und  $i_{G6}$  – für das Zahnradpaar 4/6 - auf. Die Zahnräder auf der zweiten Eingangswelle 15 weisen mit den Zahnrädern auf der Zwischenwelle 16 Übersetzungsverhältnisse  $i_{G3}$  – für das Zahnradpaar 3 - und  $i_{G5}$  – für das Zahnradpaar 5 - auf.

Mit  $i_{1PGS}$  ist ein Übersetzungsverhältnis des Planetenradsatzes PGS von der zweiten Eingangswelle 15 zur ersten Eingangswelle 14 bei angehaltener Sekundärtriebsmaschine EM bezeichnet. Dieses Übersetzungsverhältnis  $i_{1PGS}$  ist in allen erfindungsgemäßen Ausführungsvarianten größer als 1 ausgebildet.

Weiters ist vorgesehen, dass die Übersetzungsverhältnisse  $i_{G2}$ ,  $i_{G3}$ ,  $i_{G5}$ ,  $i_{G6}$ ,  $i_{1PGS}$  mindestens eine der folgenden Ungleichungen erfüllen:

$$\bullet \quad i_{G2} \leq i_{G3} \times i_{1PGS} \quad (1)$$

$$\bullet \quad i_{G3}^2 \leq i_{G2} \times i_{G6} \times i_{1PGS} \quad (2)$$

$$\bullet \quad i_{G6}^2 \times i_{1PGS}^2 \leq i_{G3} \times i_{G5} \quad (3)$$

$$\bullet \quad i_{G5}^2 \leq i_{G6}^2 \times i_{1PGS} \quad (4)$$

Das Getriebe 13 weist in allen Ausführungsvarianten der Erfindung eine progressive Gangabstufung der Gänge G1, G2, G3, G4, G5, G6 auf, wobei für die Übersetzungen  $i_{G1}$ ,  $i_{G2}$ ,  $i_{G3}$ ,  $i_{G4}$ ,  $i_{G5}$ ,  $i_{G6}$  gilt:

$$\bullet \quad \frac{i_{G5}}{i_{G6}} \leq \frac{i_{G4}}{i_{G5}} \leq \frac{i_{G3}}{i_{G4}} \leq \frac{i_{G2}}{i_{G3}} \leq \frac{i_{G1}}{i_{G2}} \quad (5)$$

für die Übersetzungen  $i_{1PGS}$ ,  $i_{G1}$ ,  $i_{G2}$  gilt:

$$\bullet \quad i_{1PGS} = \frac{i_{G1}}{i_{G2}} \quad (6)$$

Fig. 7 zeigt ein Gangwechselkennfeld der erfindungsgemäßen Antriebseinheit 12. Die progressive Gangabstufung ist durch die strichlierten Linien deutlich zu erkennen.

In allen in Fig. 2 bis 6 gezeigten Ausführungsvarianten ist das erste Glied P1 des Planetenradsatzes PGS als Hohlrads, das zweite Glied P2 des Planetenradsatzes PGS als Sonnenrad und das dritte Glied P3 des Planetenradsatzes PGS als Planetenträger ausgebildet ist. Dabei gilt:

$$\bullet \quad i_{1PGS} = \frac{z_1 + z_2}{z_2}, \quad (7)$$

wobei  $z_1$  die Anzahl der Zähne des Sonnenrades und  $z_2$  die Anzahl der Zähne des Hohlrades ist.

Das Getriebe 13 weist insgesamt 6 Gänge G1, G2, G3, G4, G5, G6 für ICE- oder Hybrid-Betriebsweise auf. ICE- oder Hybrid-Betriebsweisen sind Betriebsweisen der Antriebseinheit 12 mit der Primärtriebsmaschine ICE allein oder mit der Primärtriebsmaschine ICE und der Sekundärtriebsmaschine EM in Kombination. Dabei kann in vier festen Gängen G2, G3, G5, G6 die Primärtriebsmaschine ICE mit Drehmomentunterstützung der Sekundärtriebsmaschine EM betrieben werden. Zwei weitere „virtuelle“ Gänge G1 und G4 können mit elektrisch blockiertem Rotor der die Sekundärtriebsmaschine

EM bildenden elektrischen Maschine oder mit deren Drehzahlunterstützung gefahren werden. Alle diese Gangwechsel für ICE- oder Hybrid-Betriebsweise erfolgen drehmomentgefüllt, also ohne Drehmomentunterbrechung.

Das Getriebe 13 weist weiters zwei Gänge E1, E2 für EV-Betriebsweise auf. EV-Betriebsweisen sind Betriebsweisen mit der Sekundärtriebsmaschine EV allein. Die Gangwechsel für EV-Betriebsweise erfolgen mit Drehmomentunterbrechung.

Ein Start der Primärtriebsmaschine ICE kann durch die Sekundärtriebsmaschine EM erfolgen. Im Stillstand des Kraftfahrzeuges kann die Primärtriebsmaschine kalt – also ungefeuert - geschleppt werden. Ein warmes - also gefeuertes - Schleppen der Primärtriebsmaschine ICE kann ebenfalls bei stillstehendem Kraftfahrzeug oder im Segelbetrieb des Kraftfahrzeuges erfolgen.

Weiters ist es möglich im Stillstand die Sekundärmaschine EM durch die Primärtriebsmaschine ICE generatorisch – beispielsweise zum Laden SC der Fahrzeugbatterie - zu betreiben.

Vorteilhafterweise weist das Getriebe 13 eine vollständig progressive Gangabstufung auf. Die Gangabstufungen zwischen dem ersten Gang G1 und dem zweiten Gang G2 und auch zwischen dem vierten Gang G4 und dem sechsten Gang G6 sind gleich und werden jeweils durch dasselbe Zahnradpaar 22, 26 gebildet.

Die vier Zahnradpaare 1/2, 3, 5, 4/6 sind in vier parallelen Getriebeebenen  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$ ,  $\varepsilon_5$ ,  $\varepsilon_6$  des Getriebes 13 angeordnet.

Die drei Schaltelemente C1, C2, C3 sind durch Schalthülsen gebildet und weisen jeweils zwei Schaltpositionen, nämlich eine erste Schaltposition L und eine zweite Schaltposition R, zur Aktivierung von Drehverbindungen und eine Neutralposition N zur Deaktivierung der Drehverbindungen auf. Die Schaltelemente C1, C2 und C3 können als einfache Klauenkupplungen – also unsynchronisiert - ausgeführt sein. Damit kommt das Getriebe 13 völlig ohne Reibungskupplungen aus.

Die Schalteinrichtung 40 weist weiters eine erste Schaltwalze D und eine zweite Schaltwalze T auf, wobei in jeder Schaltwalze D, T eine Schaltkulisse mit mehreren Schaltgassen 31, 32, 33, 34 vorgesehen sind, welche Schaltgassen 31, 32, 33, 34 Schaltflächen 41, 42, 43, 44 zum Betätigen von Schaltgabeln 61, 62, 63 ausbilden.

Die Schaltkulisse der ersten Schaltwalze D weist eine erste Schaltgasse 31 mit zumindest einer ersten Schaltfläche 41 für ein erstes Führungselement 51 und eine dritte Schaltgasse 33 mit zumindest einer dritten Schaltfläche 43 für ein drittes Führungselement 53 auf. Die Schaltkulisse der zweiten Schaltwalze T weist eine zweite Schaltgasse 32 mit zumindest einer zweiten Schaltfläche 42 für ein zweites Führungselement 52 und eine vierte Schaltgasse 44 mit zumindest einer vierten Schaltfläche 44 für ein viertes Führungselement 54 auf. Das erste Führungselement 51 ist mit einer ersten Schaltgabel 61 zum Schalten des ersten Schaltelementes C1 und das zweite Führungselement 52 mit einer zweiten Schaltgabel 62 zum Schalten des zweiten Schaltelementes C1 verbunden. Das dritte Führungselement 53 und das vierte Führungselement 54 sind einer axial verschiebbar oder schwenkbar gelagerten dritten Schaltgabel 63 zum Schalten des dritten Schaltelementes C3 zugeordnet und voneinander beabstandet auf der dritten Schaltgabel 63 angeordnet. Die Übertragung der Schaltbewegung erfolgt zwischen dem ersten Führungselement 51 und der ersten Schaltgabel 61 über eine erste Koppelstange 81. Die Übertragung der Schaltbewegung erfolgt zwischen dem zweiten Führungselement 52 und der zweiten Schaltgabel 62 über eine zweite Koppelstange 82. Das dritte Führungselement 53 und das vierte Führungselement 54 sind fest mit einer dritten Koppelstange 83 verbunden, welche fest oder elastisch über ein elastisches Element 73 mit dem dritten Schaltelement C3 verbunden ist (Fig. 7, 12, 16). Die Koppelstangen 81, 82, 83 und damit die Schaltgabeln 61, 62, 63 sind parallel zu den Drehachsen  $D_a$ ,  $T_a$  der Schaltwalzen D, T axial verschiebbar gelagert.

Die Führungselemente 51, 52, 53, 54 können jeweils durch eine Führungsrolle, einen Führungszapfen oder einen Kulissenstein gebildet sein und im Kontaktbereich mit der korrespondierenden Schaltfläche 41, 42, 43, 44 eine zylindrische oder sphärische Oberfläche aufweisen. Dies ermöglicht es Reibungsverluste klein zu halten.

Jede der beiden Schaltwalzen D, T wird durch einen Schaltaktuator SA1, SA2 angetrieben und weist zumindest vier definierte Drehstellungen D1, D2, D3, D4; T1, T2, T3, T4, T5 auf. Die erste Schaltgabel 61 wird durch die erste Schaltwalze D über eine konventionelle erste Schaltgasse 31 angetrieben, welches die ersten Schaltflächen 41 ausbildet. Die zweite Schaltgabel 62 wird durch die zweite

Schaltwalze T über eine konventionelle zweite Schaltgasse 32 angetrieben, welches die zweiten Schaltflächen 42 ausbildet.

Die dritte Schaltgabel 63 wird gleichzeitig über die zwei Führungselemente 53, 54 angetrieben, die auf dritte 43 und vierte Schaltfläche 44 angreifen, die durch dritte 33 und vierte Schaltgassen 34 der Schaltkulissen der ersten bzw. zweiten Schaltwalze D, T gebildet sind (siehe Fig. 7, Fig. 12). In jeder Verschiebestellung der dritten Schaltgabel 63 kontaktiert zumindest das dritte Führungselement 53 oder das vierte Führungselement 54 zumindest eine korrespondierende dritte Schaltfläche 43 oder vierte Schaltfläche 44.

Einige Schaltzustände können gefährlich sein, da sie zum Blockieren des Getriebes 13 und zum Verlust der Stabilität des Fahrzeugs oder zu missbräuchlichen Belastungen der Antriebsstrangkomponenten führen können.

<b>Gefährlicher Schaltzustand</b>	<b>D</b>	<b>T</b>	<b>Verhinderungsmaßnahme</b>
Getriebeverknüpfung bei G2+G3	N/A	T1	Gassenprofile der ersten Schaltwalze D
Getriebeverknüpfung bei G3+G6	N/A	T3	Gassenprofile der ersten Schaltwalze D
Getriebeverknüpfung bei G2+G5	D3	N/A	Gassenprofile der zweiten Schaltwalze T
Getriebeverknüpfung bei G5+G6	D3	T4	Schaltelement C3 Verriegelung (Fig. 10)
Getriebeverknüpfung bei G3+Bremesen	N/A	T2	Gassenprofile der ersten Schaltwalze D
Getriebeverknüpfung bei G5+Bremesen	D4	T4	Schaltelement C3 Verriegelung (Fig. 11)

Überdrehzahl der elektrischen Maschine EM bei G1/2 + G5	D2	N/A	Gassenprofile der zweiten Schaltwalze T
---	----	-----	---

Darin bedeuten:

D..	Position der ersten Schaltwalze D
T..	Position der zweiten Schaltwalze T
N/A	entfällt

Diese Kombinationen werden durch die Form der Schaltgassen 31, 32, 33, 34 verhindert, indem sie eine fehlerhafte Betätigung der Schaltaktuatoren SA1, SA2 blockieren.

Um eine fehlerhafte Betätigung des Schaltaktuators SA1, SA2 zu blockieren, weist die dritte Schaltgasse 33 nur in zumindest einem eine Neutralposition N des dritten Schaltelementes C3 definierenden Umfangsbereich der ersten Schaltwalze D, in welchem zumindest eine dritte Schaltfläche 43 der dritten Schaltgasse 33 im Wesentlichen in einer Normalebene  $\eta_D$  auf die Drehachse  $D_a$  der ersten Schaltwalze D ausgebildet ist, in zumindest einer Drehposition D2 der ersten Schaltwalze D eine erste Quergasse 331 auf. Die erste Quergasse 331 ist parallel zur Drehachse  $D_a$ , also normal zur Normalebene  $\eta_D$  auf die Drehachse  $D_a$ , der ersten Schaltwalze D ausgebildet ist. Außerhalb der dritten Schaltgasse 33 der ersten Schaltwalze D wird das Aktivieren des Losrades 5L des Zahnradpaares 5 für den fünften Gang G5 durch die vierte Schaltgasse 34 der zweiten Schaltwalze T verhindert und damit ein Blockieren des Getriebes 13 im Falle eines fehlerhaften Softwarebefehls vermieden. Wie in den Fig. 10 und 11 gezeigt ist, ist ein Schalten von T3 auf T4 und damit die Aktivierung des fünften Ganges G5 weder möglich, wenn sich die erste Schaltwalze D in der Position D3 befindet, noch möglich, wenn sich die erste Schaltwalze D in der Position D4 befindet.

Gleichzeitig wird bei korrektem Softwarebefehl durch die erste Quergasse 331 in der Position D2 der ersten Schaltwalze D ein Schalten des dritten Schaltelementes C3 durch die zweite Schaltwalze T in eine Position ermöglicht, in welcher ein Losrad 5L des Zahnradpaares 5 für den fünften Gang G5 aktiviert ist.

Die vierte Schaltgasse 34 weist zumindest einen Frestellbereich 340 mit einer zweiten Breite  $b_2$  auf. Die zweite Breite  $b_2$  der vierten Schaltgasse 34 ist wesentlich größer als die für die normale Führung des Führungselementes 54 erforderliche erste Breite  $b_1$  und entspricht mindestens der halben maximalen axialen Auslenkung des vierten Führungselementes 54 auf der zweiten Schaltwalze T beim Schalten des dritten Schaltelementes C3 zwischen den beiden äußeren Schaltstellungen L, R. Die erste Breite  $b_1$  und die zweite Breite  $b_2$  werden quer zur vierten Schaltgasse 34, also normal zur vierten Schaltfläche 44, gemessen. Die beiden die vierte Schaltgasse 34 im Frestellbereich 340 begrenzenden vierten Schaltflächen 44 sind in einer Normalebene  $\eta_T$  auf die Drehachse  $T_a$  der zweiten Schaltwalze T angeordnet. Der Frestellbereich 340 ist in einem Umfangsbereich der Mantelfläche der zweiten Schaltwalze T angeordnet, in welchem die zweite Schaltgasse 32 ein Schalten zwischen den der ersten Schaltstellung L, der Neutralstellung N und der zweiten Schaltstellung R des zweiten Schaltelementes C2 definiert. Dadurch wird ein Schalten des dritten Schaltelementes C3 durch die erste Schaltwalze D in die erste Schaltstellung L zum Aktivieren des Losrades 3L des dritten Zahnradpaares 3 für den dritten Gang G3 ermöglicht (siehe Fig. 8 bis 14).

Wie in Fig. 16 gezeigt ist, ist jeweils zwischen einer mit dem oder den zugeordneten Führungselementen 51, 52, 53, 54 verbundenen Koppelstange 81, 82, 83 und der korrespondierenden Schaltgabel 61, 62, 63 ein beispielsweise durch eine Vorspannfeder gebildetes elastisches Element 71, 72, 73 angeordnet, wobei ein erstes elastisches Element 71 der ersten Schaltgabel 61, ein zweites elastisches Element 72 der zweiten Schaltgabel 62 und ein drittes elastisches Element 73 der dritten Schaltgabel 63 zugeordnet ist. Dadurch können die Schaltgabeln 61, 62, 63 vorgespannt werden und somit vom Schaltaktuator SA1, SA2 der jeweiligen Schaltwalze D, T entkoppelt werden. Dies reduziert die Belastung auf die am Schaltvorgang beteiligten Teile. Weiters ist eine Deaktivierung durch eine Restkraft des Schaltaktuators SA1, SA2 möglich. Insbesondere ist ein Auskuppeln eines Gangs möglich, wenn noch ein Restdrehmoment im Antriebsstrang vorhanden ist. Dieses Drehmoment hält das jeweilige Schaltelement C1, C2, C3 im Eingriff und verhindert die Betätigung. Mit dem vorgespannten elastischen Element 71, 72, 73 ist es möglich, die Schaltwalze D, T in eine Leerlaufstellung zu drehen, wobei das Schaltelement C1, C2, C3 durch das jeweilige elastische Element 71, 72, 73 vorgespannt bleibt. Wenn das Drehmoment des Antriebsstrangs gegen Null geht, kann das elastische Element 71, 72, 73 das Schaltelement C1, C2, C3 schneller in

die Neutralstellung ziehen als der Schaltaktuator SA1, SA2. Der Unterschied zwischen der Trägheit des Schaltelements C1, C2, C3 und der reflektierten Trägheit des Schaltactuators SA1, SA2 beträgt das Zehnfache; dieser Trägheitsunterschied wirkt sich stark auf die Dynamik des Auskuppelns aus.

Weiters ist ein Voreingriff der Schaltwalze D, T auch bei einer Zahn-an-Zahn-Kollision des entsprechenden Schaltelementes C1, C2, C3 möglich.

Die Fig. 17, 18, 19 und 20 zeigen einen vorgespannten Schaltvorgang am Beispiel des dritten Schaltelementes C3. Fig. 17 zeigt eine erste Phase S1, in welcher die dritte Koppelstange 83 das dritte elastische Element 73 vorspannt, wodurch eine Vorspannkraft des elastischen dritten Elementes 73 in Richtung der ersten Schaltstellung L auf die dritte Schaltgabel 63 einwirkt. Fig. 18 zeigt eine zweite Phase S2, in welcher die dritte Schaltgabel 63 durch das dritte elastische Element 73 in die erste Schaltposition L verschoben ist. Fig. 19 zeigt eine dritte Phase S3, in welcher die dritte Koppelstange 83 das dritte elastische Element 73 in entgegengesetzter Richtung vorspannt, wodurch wieder eine Vorspannkraft des elastischen dritten Elementes 73 – nun in Richtung der zweiten Schaltstellung R – auf die dritte Schaltgabel 63 einwirkt. Fig. 20 zeigt den Schaltverzug O über der Kraft F für die Phasen S1, S2, S3 beim Schalten über das dritte elastische Element 73.

Um ein kraftsparendes Schalten zu ermöglichen, weisen die Schaltfläche 41, 42, 43, 44 jeweils in einer Mantelabwicklung der ersten Schaltwalze D oder der zweiten Schaltwalze T betrachtet - zumindest einen ersten Rampenabschnitt R1 aufweist, welcher unter einem definierten ersten Winkel  $\alpha$  beispielsweise zwischen  $0^\circ$  und  $45^\circ$  geneigt zu einer Normalebene  $\eta_D, \eta_T$  auf die Drehachse  $D_a, T_a$  der entsprechenden Schaltwalze D, T angeordnet ist.

Die erste Schaltfläche 41 weist in der Mantelabwicklung der ersten Schaltwalze D betrachtet weiters einen zweiten Rampenabschnitt R2 auf, welcher unter einem definierten zweiten Winkel  $\beta$  beispielsweise zwischen  $45^\circ$  und  $0^\circ$  geneigt zu der Normalebene  $\eta_D$  auf die erste Drehachse  $D_a$  der ersten Schaltwalze D angeordnet ist (Fig. 8, 13). Der zweite Winkel  $\beta$  ist im Vergleich mit dem ersten Winkel  $\alpha$  umgekehrt orientiert.

Bei der in den Fig. 7, 8 und 9 gezeigten ersten Ausführungsvariante weist die erste Schaltwalze D vier definierte Drehpositionen D1, D2, D3, D4 und die zweite Schaltwalze T ebenfalls vier definierte Drehpositionen T1, T2, T3, T4 auf. Auch bei der in den Fig. 12, 13 und 14 dargestellten Ausführungsvariante weist die erste Schaltwalze D vier definierte Drehpositionen D1, D2, D3, D4, aber die zweite Schaltwalze T fünf definierte Drehpositionen T1, T2, T3, T4, T5 auf.

Um Fehlschaltung möglichst zu vermeiden, ist es günstig, wenn die Drehposition D1, D2, D3, D4 der ersten Schaltwalze und die Drehposition T1, T2, T3, T4, T5 jeweils durch eine Positioniervorrichtung 90 mit einem federbelasteten Rastelement 91 definiert ist, welches formschlüssig in einen Positionszeiger 92 eingreift, wobei vorzugsweise der Positionszeiger 92 durch eine Vertiefung oder Ausnehmung – beispielsweise eine Kerbe – in der Stirnfläche oder Mantelfläche der Schaltwalze D, T gebildet ist (siehe Fig. 8, 9, 13, 14).

Die Fig. 2, 3 und 4 zeigen Ausführungsvarianten von erfindungsgemäßen Antriebseinheiten 11, welche besonders für einspurige Kraftfahrzeuge – insbesondere Motorräder 11 - geeignet sind. Bei Anwendung der Antriebseinheit 12 für ein einspuriges Kraftfahrzeug kann im Allgemeinen auf eine Parksperre und einen Rückwärtsgang verzichtet werden.

In den Fig. 2 bis 4 und 6 ist jeweils die Sekundärtriebsmaschine EM koaxial mit dem Planetenradsatz PGS angeordnet. Fig. 5 zeigt eine Ausführungsvariante, bei der die Primärtriebsmaschine ICE koaxial mit der Sekundärtriebsmaschine EM angeordnet ist.

Bei den in den Fig. 2 bis 4 dargestellten Ausführungsvarianten sind die Zahnräder der Zahnradanordnung 20 gerade verzahnt. Dies ermöglicht es, das erste Schaltelement C1 durch eine axial verschiebbare Schalthülse auszubilden, welche fest mit den angrenzenden Festrädern 3F und 5F der benachbarten Zahnradpaare 3, 5 verbunden, beispielsweise einstückig mit diesen ausgebildet sind.

Bei der in Fig. 2 gezeigten ersten Ausführungsvariante ist der Planetenradsatz PGS zwischen der Zahnradpaaranordnung 20 und der Sekundärtriebsmaschine EM angeordnet. Die Primärtriebsmaschine ist über einen beispielsweise durch eine Zahnradstufe gebildeten Primärtrieb PD und einen Drehschwingungsdämpfer 29 der

zweiten Eingangswelle 15 des Getriebes 13 antriebsverbunden. Alle Zahnräder können geradeverzahnt ausgeführt werden, sodass keine axialen Kräfte auftreten.

Das erste Schaltelement C1 ist als Gleithülseneinheit ausgeführt die auch die Festräder 3F und 5F antreibt, beispielsweise einstückig mit diesen ausgebildet ist.

Die erste Eingangswelle 14, welche mit dem durch einen Planetenträger gebildeten dritten Glied P3 des Planetenradsatzes PGS drehfest verbunden ist, ist als innere Welle ausgebildet. Die zweite Eingangswelle 15, welche mit dem durch ein Hohlräder gebildeten ersten Glied P1 des Planetenradsatzes PGS drehfest verbunden ist, ist als die innere Welle aufnehmende Hohlwelle ausgebildet.

Das Getriebe 13 weist in der in Fig. 2 und 7 gezeigten ersten Ausführungsvariante (und in der in Fig. 4 gezeigten dritten Ausführungsvariante) folgendes Schaltschema auf:

Stationäre Modi:

Mode	Gang	ICE	EM	C1	C2	C3	Schalt- zu- stand	D	T
vollkommen neutral	N0	aus	aus				0	D2	T2
Laden im Stillstand	SC	antreibend	Generator	L			1	D3	T2
elektrisch	E1	blockiert	Motor	R	L		2	D4	T1
	E2	blockiert	Motor	R	R		4	D4	T3
ICE- und Hybrid	G1	antreibend	Rotorstillstand oder Drehzahl- erhöhung		L		5	D2	T1
	G2	antreibend	Drehmoment- steigerung	L	L		6	D3	T1
	G3A	antreibend	Drehmoment- steigerung		L	L	7	D1	T1
	G3B	antreibend	Drehmoment- steigerung		R	L	9	D1	T3
	G4	antreibend	Rotorstillstand oder Drehzahl- erhöhung		R		10	D2	T3
	G5	antreibend	Drehmoment- steigerung		R	R	11	D2	T4
	G6	antreibend	Drehmoment- steigerung	L	R		12	D3	T3

## Transiente Modi:

Mode	ICE	EM	C1	C2	C3	Bemerkung	Schalt- zu- stand	D	T
Kaltstart	kurbelnd	antreibend		R		Hinterrad- bremse muss angezogen sein, hohes Kurbeldreh- moment	13	D2	T3
Warmstart	kurbelnd	antreibend	L			Fahren möglich, geringes Kurbeldreh- moment	1	D3	T2
Abschalthilfe	Herunter- fahren	bremsend	L			schnelleres Abschalten der ICE vor dem Wechsel in den Elektromodus	1	D3	T2
elektrisch, Gang- wechsel	blockiert	Synchroni- sieren von Schalt- element C2	R			Drehmoment- unterbrechung	3	D4	T2
ICE Start	antreibend	bremsend		L		Passive Drehmoment- auffüllung PTF (Batterie- ladung)	5	D2	T1
40..100% drehmoment- aufgefüllte G1-G2 Schaltung	antreibend	antreibend		L		aktive Drehmoment- auffüllung ATF (Batterie- entladung)	5	D2	T1
25..60% drehmoment- aufgefüllte G2-G3 Schaltung	antreibend	antreibend		L		aktive Drehmoment- auffüllung	5	D2	T1
Gangvorwahl bei G3	antreibend	Synchroni- sieren von Schalt- element C2			L	während der Gangvorwahl ist kein Boost verfügbar	8	D1	T2

35..70% drehmoment- aufgefüllte G3-G4 Schaltung	antreibend	bremsend		R		passive Drehmoment- auffüllung PTF (Batterie- ladung)	10	D2	T3
60..100% drehmoment- aufgefüllte G4-G5 Schaltung	antreibend	antreibend		R		aktive Drehmoment- auffüllung ATF (Batterie- entladung)	10	D2	T3
35..80% drehmoment- aufgefüllte G5-G6 Schaltung	antreibend	antreibend		R		aktive Drehmoment- auffüllung ATF (Batterie- entladung)	10	D2	T3

Fig. 21 zeigt schematisch das Schaltschema für diese erste Ausführungsvariante. Dabei sind mit voll ausgezogenen Linien Gangwechsel mit Drehmomentunterbrechungen, mit punktierten Linien Gangwechsel mit vollständiger Drehmomentauffüllung und mit strichlierten Linien Gangwechsel mit teilweiser Drehmomentauffüllung durch die Sekundärtriebsmaschine EM dargestellt.

Darin und in der Schalttafel bedeutet

L	Schaltung nach links (bezogen auf Fig. 2 oder Fig. 4)
R	Schaltung nach rechts (bezogen auf Fig. 2 oder Fig. 4)
N0	neutral
CC	Kaltstart
SC	Koppeln der beiden Eingangswellen 14, 15 (Laden der Fahrzeugbatterie im Stillstand, Warmstart, Abschalthilfe)
E1	erster Gang im EV-Modus
E2	zweiter Gang im EV-Modus
G1	erster Gang im ICE- und Hybridmodus
G2	zweiter Gang im ICE- und Hybridmodus
G3	dritter Gang im ICE- und Hybridmodus
G3A, G3B, G3C	Varianten des dritten Ganges im ICE- und Hybridmodus
G4	vierter Gang im ICE- und Hybridmodus
G5	fünfter Gang im ICE- und Hybridmodus

G6	sechster Gang im ICE- und Hybridmodus
D..	Position der ersten Schaltwalze D
T..	Position der zweiten Schaltwalze T

Bei der in Fig. 3 dargestellten zweiten Ausführungsvariante ist die Sekundärtriebsmaschine EM zwischen der Zahnradpaaranordnung 20 und dem Planetenradsatz PGS angeordnet. Diese Anordnung ist insbesondere für Motorräder geeignet, bei denen die Primärtriebsmaschine ICE eine relativ große axiale Erstreckung aufweist, und beispielsweise durch eine Brennkraftmaschine mit zumindest drei Zylinder gebildet ist. Im Vergleich zu der in Fig. 2 gezeigten ersten Ausführungsvariante sind die Eingangswellen 14, 15 und die Getriebeebenen  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$ ,  $\varepsilon_5$ ,  $\varepsilon_6$  des Getriebes 13 vertauscht. Die erste Eingangswelle 14, welche mit dem durch einen Planetenträger gebildeten dritten Glied P3 des Planetenradsatzes PGS drehfest verbunden ist, ist also als Hohlwelle ausgebildet. Die zweite Eingangswelle 15, welche mit dem durch ein Hohlräder gebildeten ersten Glied P1 des Planetenradsatzes PGS drehfest verbunden ist, ist hier innerhalb der Hohlwelle ausgebildet.

Das Getriebe 13 weist in der in Fig. 3 gezeigten zweiten Ausführungsvariante folgendes Schaltschema auf:

Stationäre Modi:

Mode	Gang	ICE	EM	C1	C2	C3	Schalt- zu- stand	D	T
vollkommen neutral	N0	aus	aus				0	D2	T2
Laden im Stillstand	SC	antreibend	Generator	R			1	D3	T2
elektrisch	E1	blockiert	Motor	L		R	2	D4	T1
	E2	blockiert	Motor	L		L	4	D4	T3
ICE- und Hybrid	G1	antreibend	Rotorstillstand oder Drehzahl- erhöhung			R	5	D2	T1
	G2	antreibend	Drehmoment- steigerung	R		R	6	D3	T1
	G3A	antreibend	Drehmoment- steigerung		R	L	7	D1	T1
	G3C	antreibend	Drehmoment- steigerung		R	L	9	D1	T3

	G4	antreibend	Rotorstillstand oder Drehzahl- erhöhung			L	10	D2	T3
	G5	antreibend	Drehmoment- steigerung		R	R	11	D2	T4
	G6	antreibend	Drehmoment- steigerung	L	R		12	D3	T3

Transiente Modi:

Mode	ICE	EM	C1	C2	C3	Bemerkung	Schalt- zu- stand	D	T
Kaltstart	kurbelnd	antreibend			L	Hinterrad- bremse muss angezogen sein, hohes Kurbeldreh- moment	13	D2	T3
Warmstart	kurbelnd	antreibend	R			Fahren möglich, geringes Kurbeldreh- moment	1	D3	T2
Abschalthilfe	Herunter- fahren	bremsend	R			schnelleres Abschalten der ICE vor dem Wechsel in den Elektromodus	1	D3	T2
elektrisch, Gang- wechsel	blockiert	Synchroni- sieren von Schalt- element C2	L			Drehmoment- unterbrechung	3	D4	T2
ICE Start	antreibend	bremsend			R	Passive Drehmoment- auffüllung PTF (Batterie- ladung)	5	D2	T1
40..100% drehmoment- aufgefüllte G1-G2 Schaltung	antreibend	antreibend			R	aktive Drehmoment- auffüllung ATF (Batterie- entladung)	5	D2	T1

25..60% drehmoment- aufgefüllte G2-G3 Schaltung	antreibend	antreibend			R	aktive Drehmoment- auffüllung	5	D2	T1
Gangvorwahl bei G3	antreibend	Synchroni- sieren von Schalt- element C2			R	während der Gangvorwahl ist kein Boost verfügbar	8	D1	T2
35..70% drehmoment- aufgefüllte G3-G4 Schaltung	antreibend	bremsend			L	passive Drehmoment- auffüllung PTF (Batterie- ladung)	10	D2	T3
60..100% drehmoment- aufgefüllte G4-G5 Schaltung	antreibend	antreibend			L	aktive Drehmoment- auffüllung ATF (Batterie- entladung)	10	D2	T3
35..80% drehmoment- aufgefüllte G5-G6 Schaltung	antreibend	antreibend			L	aktive Drehmoment- auffüllung ATF (Batterie- entladung)	10	D2	T3

In der Schalttabelle bedeutet

L	Schaltung nach links (bezogen auf Fig. 2 oder Fig. 4)
R	Schaltung nach rechts (bezogen auf Fig. 2 oder Fig. 4)
N0	neutral
SC	Laden der Fahrzeugbatterie
E1	erster Gang im EV-Modus
E2	zweiter Gang im EV-Modus
G1	erster Gang im ICE- und Hybridmodus
G2	zweiter Gang im ICE- und Hybridmodus
G3	dritter Gang im ICE- und Hybridmodus
G3A, G3B, G3C	Varianten des dritten Ganges im ICE- und Hybridmodus
G4	vierter Gang im ICE- und Hybridmodus
G5	fünfter Gang im ICE- und Hybridmodus
G6	sechster Gang im ICE- und Hybridmodus

D..	Position der ersten Schaltwalze D
T..	Position der zweiten Schaltwalze T

Fig. 4 zeigt eine dritte Ausführungsvariante der Erfindung, bei der die Zahnradpaaranordnung 20 zwischen der Sekundärtriebsmaschine EM und dem Planetenradsatz PGS angeordnet ist, wobei die Sekundärtriebsmaschine EM und der Planetenradsatz PGS an einander abgewandten Stirnseiten des Getriebes 13 angeordnet sind. Auch diese Anordnung ist insbesondere für Motorräder geeignet, bei denen die Primärtriebsmaschine ICE eine relativ große axiale Erstreckung aufweist, und beispielsweise durch eine Brennkraftmaschine mit zumindest drei Zylinder gebildet ist. Im Vergleich zu der in Fig. 2 gezeigten ersten Ausführungsvariante sind die Eingangswellen 14, 15 und im Vergleich zu der in Fig. 3 gezeigten Ausführungsvariante die Getriebeebenen  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$ ,  $\varepsilon_5$ ,  $\varepsilon_6$  des Getriebes 13 vertauscht. Die erste Eingangswelle 14, welche mit dem durch einen Planetenträger gebildeten dritten Glied P3 des Planetenradsatzes PGS drehfest verbunden ist, ist – wie in Fig. 3 – also als Hohlwelle ausgebildet. Die zweite Eingangswelle 15, welche mit dem durch ein Hohlrad gebildeten ersten Glied P1 des Planetenradsatzes PGS drehfest verbunden ist, ist innerhalb der Hohlwelle ausgebildet.

Das Schaltschema entspricht dem der in Fig. 2 gezeigten ersten Ausführungsvariante.

Fig. 5 und 12 zeigen eine vierte Ausführungsvariante, bei der die Primärtriebsmaschine ICE koaxial mit dem Planetenradsatz PGS und die Sekundärtriebsmaschine EM parallel und distanziert zur ersten 14 und zweiten Eingangswelle 15 angeordnet ist.

Fig. 6 zeigt eine fünfte Ausführungsvariante der Erfindung, die sich von der vierten Ausführungsvariante dadurch unterscheidet, dass die Primärtriebsmaschine ICE und die Sekundärtriebsmaschine EM koaxial mit dem Planetenradsatz PGS und koaxial zur ersten Eingangswelle 14 und zweiten Eingangswelle 15 angeordnet sind.

Die vierte Ausführungsvariante und die fünfte Ausführungsvariante sind insbesondere für Personenkraftfahrzeuge geeignet, wobei die Antriebseinheit 12 beispielsweise für Vorderradantrieb quer verbaut wird. Mit Bezugszeichen 30 ist bei jeder der beiden vierten und fünften Ausführungsvarianten ein Differential

bezeichnet. Auf der Zwischenwelle 16 ist ein Parksperrrenrad P einer Parksperrvorrichtung 95 angeordnet.

In Fig. 15 ist die Parksperrvorrichtung 93 im Detail dargestellt. Die Parksperrvorrichtung weist einen Parknocken 94 auf der zweiten Schaltwalze T auf, welcher über einen Parksperrhebel 95 mit dem Parksperrrenrad P der Zwischenwelle 16 wirkverbunden ist. Der Parknocken 94 ist über eine Vorspannfeder 96 mit der zweiten Schaltwalze T drehelastisch verbunden. Das Parksperrrenrad P weist mehrere Vertiefungen 97 auf, in welche eine Sperrklinke 98 des Parksperrhebels 95 eingreifen kann. Der Parksperrhebel 95 wird über eine Rückstellfeder 99 gegen den Parknocken 94 gedrückt. Durch die Vorspannfeder 96 wird ein Einschalten der Parksperre ermöglicht, auch wenn die Sperrklinke 98 nicht genau über einer Vertiefung 97 liegt. Über die Vorspannfeder 96 wird der Parknocken 94 gegen den Parksperrhebel 95 gepresst und der Hebel gegen das Parksperrrenrad P gedrückt, während sich das Parksperrrenrad P mit der Zwischenwelle 16 weiterdreht. Sobald eine Vertiefung 97 genau unterhalb der Sperrklinke 98 liegt, rastet die Sperrklinke 98 in die Vertiefung 97 ein, wodurch die Parksperre aktiviert wird.

Die Antriebseinheit 12 weist eine durch elektrischen Betrieb durch die Sekundärtriebsmaschine EM gebildete Rückwärtsfahrfunktion auf. Die Sekundärtriebsmaschine EM ist als schnelllaufende Offset-Elektromaschine ausgebildet und mit dem beispielsweise als Sonnenrad ausgebildeten zweiten Glied P2 des Planetenradsatzes PGS über ein Stirnradgetriebe antriebsverbunden.

Im Vergleich zu der in Fig. 2 gezeigten ersten Ausführungsvariante sind die Eingangswellen 14, 15 und auch die Getriebeebenen  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_3$ ,  $\varepsilon_5$ ,  $\varepsilon_6$  des Getriebes 13 vertauscht. Die erste Eingangswelle 14, welche mit dem durch einen Planetenträger gebildeten dritten Glied P3 des Planetenradsatzes PGS drehfest verbunden ist, ist – wie in Fig. 3 – als Hohlwelle ausgebildet und die zweite Eingangswelle 15, welche mit dem durch ein Hohlräder gebildeten ersten Glied P1 des Planetenradsatzes PGS drehfest verbunden ist, ist innerhalb der Hohlwelle angeordnet.

Die Zahnradpaare 1/2, 3, 5, 4/6 der Zahnradpaaranordnung 20 sind als Schrägverzahnung ausgeführt. Die dadurch auftretenden Axialkräfte lassen die Ausführung des ersten Schaltelementes C1 als Gleithülseneinheit mit kombinierten Festrädern 3F und 5F nicht zu. Das in Fig. 5 in der rechten Position dargestellte erste Schaltelement C1 ist daher als einfache Schalthülse ausgeführt, die im Raum

zwischen den Festrädern 3F und 5F axial verschiebbar ist. Die Festräder 3F, 5F weisen dabei in der Zahnradscheibe Öffnungen 23, 25 auf, durch welche axiale Stege der ersten Schalthülse durchdringen. Somit ist das erste Schaltelement C1 mit den Festrädern 3F und 5F drehfest verbunden, aber relativ zu diesen axial verschiebbar.

Mit Bezugszeichen 28 ist ein Reibungsmomentbegrenzer bezeichnet.

Das Getriebe 13 weist in der in Fig. 5 und 12 gezeigten vierten Ausführungsvariante und in der in Fig. 6 gezeigten fünften Ausführungsvariante folgendes Schaltschema auf:

Stationäre Modi:

Mode	Gang	ICE	EM	C1	C2	C3	P	Schalt- zu- stand	D	T
vollkommen neutral	N0	aus	aus					0	D2	T3
Parken/Laden im Stillstand	SC	antreibend	Generator	R			X	13	D2	T1
elektrisch	E1	blockiert	Motor	L	R			2	D4	T2
	E2	blockiert	Motor	L	L			4	D4	T4
ICE- und Hybrid	G1	antreibend	Rotorstillstand oder Drehzahl- erhöhung		R			5	D2	T2
	G2	antreibend	Drehmoment- steigerung	R	R			6	D3	T2
	G3A	antreibend	Drehmoment- steigerung		R	L		7	D1	T2
	G3C	antreibend	Drehmoment- steigerung		L	L		9	D1	T4
	G4	antreibend	Rotorstillstand oder Drehzahl- erhöhung		L			10	D2	T4
	G5	antreibend	Drehmoment- steigerung		L	R		11	D2	T5
	G6	antreibend	Drehmoment- steigerung	R	L			12	D3	T4

Transiente Modi:

Mode	ICE	EM	C1	C2	C3	P	Bemerkung	Schalt- zu- stand	D	T
------	-----	----	----	----	----	---	-----------	-------------------------	---	---

Kaltstart	kurbelnd	antreibend	R			X	Hinterradbremse muss angezogen sein, hohes Kurbeldrehmoment	13	D2	T1
Warmstart	kurbelnd	antreibend	R				Fahren möglich, geringes Kurbeldrehmoment	1	D3	T3
Abschalthilfe	Herunterfahren	bremsend	R				schnelleres Abschalten der ICE vor dem Wechsel in den Elektromodus	1	D3	T3
elektrisch, Gangwechsel	blockiert	Synchronisieren von Schaltelement C3	L				Drehmomentunterbrechung	3	D4	T3
ICE Start	antreibend	bremsend		R			Passive Drehmomentauffüllung PTF (Batterie-ladung)	5	D2	T2
40..100% drehmoment-aufgefüllte G1-G2 Schaltung	antreibend	antreibend		R			aktive Drehmomentauffüllung ATF (Batterie-entladung)	5	D2	T2
25..60% drehmoment-aufgefüllte G2-G3 Schaltung	antreibend	antreibend		R			aktive Drehmomentauffüllung	5	D2	T2
Gangvorwahl bei G3	antreibend	Synchronisieren von Schaltelement C3			L		während der Gangvorwahl ist kein Boost verfügbar	8	D1	T3
35..70% drehmoment-aufgefüllte G3-G4 Schaltung	antreibend	bremsend		L			passive Drehmomentauffüllung PTF	10	D2	T4

							(Batterie- ladung)			
60..100% drehmoment- aufgefüllte G4- G5 Schaltung	antreibend	antreibend		L			aktive Drehmoment- auffüllung ATF (Batterie- entladung)	10	D2	T4
35..80% drehmoment- aufgefüllte G5- G6 Schaltung	antreibend	antreibend		L			aktive Drehmoment- auffüllung ATF (Batterie- entladung)	10	D2	T4

Fig. 22 zeigt schematisch das Schaltschema für diese vierte Ausführungsvariante. Dabei sind mit voll ausgezogenen Linien Gangwechsel mit Drehmomentunterbrechungen, mit punktierten Linien Gangwechsel mit vollständiger Drehmomentauffüllung und mit strichlierten Linien Gangwechsel mit teilweiser Drehmomentauffüllung durch die Sekundärtriebsmaschine EM dargestellt.

Darin und in der Schalttafel bedeutet

L	Schaltung nach links (bezogen auf Fig. 2 oder Fig. 4)
R	Schaltung nach rechts (bezogen auf Fig. 2 oder Fig. 4)
X	aktiviert
N0	neutral
P	Parken/Kaltstart
SC	Koppeln der beiden Eingangswellen 14, 15 (Laden der Fahrzeugbatterie im Stillstand, Warmstart, Abschalthilfe)
E1	erster Gang im EV-Modus
E2	zweiter Gang im EV-Modus
G1	erster Gang im ICE- und Hybridmodus
G2	zweiter Gang im ICE- und Hybridmodus
G3	dritter Gang im ICE- und Hybridmodus
G3A, G3B, G3C	Varianten des dritten Ganges im ICE- und Hybridmodus
G4	vierter Gang im ICE- und Hybridmodus
G5	fünfter Gang im ICE- und Hybridmodus
G6	sechster Gang im ICE- und Hybridmodus

D..	Position der ersten Schaltwalze D
T..	Position der zweiten Schaltwalze T

Alle Ausführungsvarianten der Erfindung weisen folgende Eigenschaften auf:

- Sechs Gänge G1 bis G6 mit progressiver Gangabstufung über nur 4 Zahneingriffe
- Keine Reibungskupplungen und Synchronisierungen
- Kurze Bauweise
- Geringe Anzahl von Komponenten
- Geringes Gewicht
- Die Gänge G5 und G6 bilden Reiseübersetzungen mit hohem Wirkungsgrad aus. Dabei ist keine Drehmomentstützung der Sekundärtriebsmaschine EM wie bei den Gängen G1 und G4 erforderlich.
- In allen ICE-Betriebsweisen erfolgt mittels der Sekundärtriebsmaschine EM eine Drehmomentauffüllung bei Gangwechsel;
- Es lässt sich ein energieeffizienter Start der Primärtriebsmaschine ICE auch bei niedrigem Batterie-Ladezustand durchführen. Dabei wird die Sekundärtriebsmaschine EM im Generatormodus betrieben;
- Es ist ein Kaltstart der Primärtriebsmaschine ICE mit hohem Drehmoment (im Stillstand) möglich;
- Es ist ein Warmstart der Primärtriebsmaschine ICE während der Fahrt (Umschalten von Elektro- auf Hybridbetrieb) möglich;
- 48 V Mildhybrid ist möglich. Die Sekundärtriebsmaschine EM mit einer Leistung von 10..15% der ICE-Leistung ermöglicht den vollen Funktionsumfang (Kalt-/Warmschleppen, Start der Primärtriebsmaschine ICE, Boost/Regeneratives Bremsen, EV-Fahren im Stau);

## P A T E N T A N S P R Ü C H E

1. Schalteinrichtung (40) für mehrere Schaltelemente (C1, C2, C3) eines Getriebes (13) für eine Antriebseinheit (12) für ein Kraftfahrzeug, mit einer um eine erste Drehachse (Da) drehbar gelagerten ersten Schaltwalze (D) und einer um eine zweite Drehachse (Ta) drehbar gelagerte zweite Schaltwalze (T), wobei
  - die erste Schaltwalze (D) zumindest eine erste Schaltfläche (41) für ein erstes Führungselement (51) einer – bezogen auf die erste Drehachse (Da) - axial verschiebbar oder schwenkbar gelagerten ersten Schaltgabel (61) zum Schalten eines ersten Schaltelementes (C1) aufweist, und
  - die zweite Schaltwalze (T) zumindest eine zweite Schaltfläche (42) für ein zweites Führungselement (52) einer – bezogen auf die erste Drehachse (Da) - axial verschiebbar oder schwenkbar gelagerten zweiten Schaltgabel (62) zum Schalten des zweiten Schaltelementes (C2) aufweist,
  - die erste Schaltwalze (D) zumindest eine dritte Schaltfläche (43) für ein drittes Führungselement (53) und
  - die zweite Schaltwalze (T) zumindest eine vierte Schaltfläche (44) für ein viertes Führungselement (54) aufweist, wobei
  - das dritte Führungselement (53) und das vierte Führungselement (54) einer axial verschiebbar oder schwenkbar gelagerten dritten Schaltgabel (63) zum Schalten eines dritten Schaltelementes (C3) zugeordnet und voneinander beabstandet - vorzugsweise auf der dritten Schaltgabel (63) - angeordnet sind, wobei in jeder Verschiebstellung der dritten Schaltgabel (63) zumindest das dritte Führungselement (53) oder vierte Führungselement (54) die korrespondierende dritte Schaltfläche (43) oder vierte Schaltfläche (44) kontaktiert,

dadurch gekennzeichnet, dass

- ein erstes Schaltelement (C1) als Doppelschaltelement zum Schalten zweier Glieder (P1, P3) eines Planetenradsatzes (PGS) des Getriebes (13) ausgebildet ist, um in einer Schaltstellung (L, R) zwei Glieder (P1, P3) des Planetenradsatzes (PGS) miteinander drehfest zu verbinden, um in einer anderen Schaltstellung (R, L) ein Glied (P1) des Planetenradsatzes (PGS) mit

einem Gehäuse (H) des Getriebes (13) zu verbinden, und um in einer Neutralstellung (N) die Verbindungen zu trennen,

- ein zweites Schaltelement (C2) als Doppelschaltelement zum Schalten zweier Losräder (2L, 6L) zweier - jeweils ein Losrad (2L, 6L) und ein Festrad (2F, 6F) aufweisender - Zahnradpaare (2, 6) einer ersten Zahnradpaargruppe (A) des Getriebes (13) ausgebildet ist, um in einer ersten Schaltstellung (L) eines der Losräder (2L; 6L) der ersten Zahnradpaargruppe (A) zu aktivieren und das andere Losrad (6L; 2L) zu deaktivieren, um in einer zweiten Schaltstellung (R) dieses eine Losrad (2L; 6L) zu deaktivieren und das andere Losrad (6L; 2L) zu aktivieren, und um in einer Neutralstellung (N) beide Losräder (2L, 6L) der ersten Zahnradpaargruppe (A) zu deaktivieren,
  - ein drittes Schaltelement (C3) als Doppelschaltelement zum Schalten zweier Losräder (3L, 5L) zweier - jeweils ein Losrad (3L, 5L) und ein Festrad (3F, 5F) aufweisender - Zahnradpaare (3, 5) einer zweiten Zahnradpaargruppe (B) des Getriebes (13) ausgebildet ist, um in einer ersten Schaltstellung (L) eines der Losräder (3L; 5L) der zweiten Zahnradpaargruppe (B) zu aktivieren und das andere Losrad (5L; 3L) zu deaktivieren, um in einer zweiten Schaltstellung (R) dieses eine Losrad (3L; 5L) zu deaktivieren und das andere Losrad (5L; 3L) zu aktivieren, und um in einer Neutralstellung (N) beide Losräder (3L, 5L) der zweiten Zahnradpaargruppe (B) zu deaktivieren.
2. Schalteinrichtung (40) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Getriebe (13) aufweist:
- eine erste Eingangswelle (14) und eine zweite Eingangswelle (15), wobei die zweite Eingangswelle (15) koaxial zur ersten Eingangswelle (14) angeordnet ist;
  - eine Ausgangswelle (17);
  - eine Zwischenwelle (16), die parallel zu der ersten (14) und der zweiten Eingangswelle (15) angeordnet und mit der Ausgangswelle (17) verbunden ist;

wobei

- das erste Glied (P1) des Planetenradsatzes (PGS) ausgebildet ist; um mit einer Primärtriebsmaschine (ICE) verbunden zu werden,
  - das zweite Glied (P2) ausgebildet ist um mit einer Sekundärtriebsmaschine (EM) verbunden zu werden, und wobei
  - das dritte Glied (P3) mit der ersten Eingangswelle (14) verbunden ist;
  - zwei Losräder (2L, 6L) der ersten Zahnradpaargruppe (A) auf der Zwischenwelle (16) drehbar gelagert sind und zwei Festräder (2L, 6L) der ersten Zahnradpaargruppe (A) auf der ersten Eingangswelle (14) drehfest angeordnet sind,
  - zwei Losräder (3L, 5L) der zweiten Zahnradpaargruppe (B) auf der Zwischenwelle (16) drehbar gelagert und zwei Festräder (2L, 6L) der zweiten Zahnradpaargruppe (B) auf der zweiten Eingangswelle (15) drehfest angeordnet sind.
3. Schalteinrichtung (40) nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine erste Schaltfläche (41) durch eine in die Mantelfläche der ersten Schaltwalze (D) eingeformte erste Schaltgasse (31) gebildet ist.
  4. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine zweite Schaltfläche (42) durch eine in die Mantelfläche der zweiten Schaltwalze (T) eingeformte zweite Schaltgasse (32) gebildet ist.
  5. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine dritte Schaltfläche (43) durch eine in die Mantelfläche der ersten Schaltwalze (D) eingeformte dritte Schaltgasse (33) gebildet ist.
  6. Schalteinrichtung (40) nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die dritte Schaltgasse (33) in zumindest einem eine Neutralposition (N) des dritten Schaltelementes (C3) definierenden Umfangsbereich der ersten Schaltwalze (D), in welchem die zumindest eine dritte Schaltfläche (43) der dritten Schaltgasse (33) im Wesentlichen in einer Normalebene ( $\eta_D$ ) auf die Drehachse ( $D_a$ ) der ersten Schaltwalze (D) ausgebildet ist, in zumindest einer Drehposition (D2) der ersten Schaltwalze (D) eine erste Quergasse (331) aufweist, wobei vorzugsweise die erste Quergasse (331) parallel zur Drehachse ( $D_a$ ) der ersten Schaltwalze (D) ausgebildet ist.

7. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine vierte Schaltfläche (44) durch eine in die Mantelfläche der zweiten Schaltwalze (T) eingeformte vierte Schaltgasse (34) gebildet ist.
8. Schalteinrichtung (40) nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass die vierte Schaltgasse (34) zumindest einen Freistellbereich (340) mit einer – zweiten Breite (b2) aufweist, die größer ist als eine erste Breite (b1) der vierten Schaltgasse (34) außerhalb des Freistellbereiches (340), wobei die erste Breite (b1) und die zweite Breite (b2) quer zur vierten Schaltgasse (34) gemessen sind, und wobei die zweite Breite (b2) der vierten Schaltgasse (34) mindestens der halben maximalen axialen Auslenkung des vierten Führungselementes (54) auf der zweiten Schaltwalze (T) beim Schalten des dritten Schaltelementes (C3) zwischen den beiden Schaltstellungen (L, R) entspricht.
9. Schalteinrichtung (40) nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass der Freistellbereich (340) in einem Umfangsbereich der Mantelfläche der zweiten Schaltwalze (T) angeordnet ist, in welchem die zweite Schaltgasse (32) ein Schalten zwischen den beiden Schaltstellungen (L, R) des zweiten Schaltelementes (C2) definiert.
10. Schalteinrichtung (40) nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine vierte Schaltfläche (44) der vierten Schaltgasse (34) im Freistellbereich (340) in einer Normalebene ( $\eta_T$ ) auf die Drehachse ( $T_a$ ) der zweiten Schaltwalze (T) ausgebildet ist.
11. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen zumindest einem Führungselement (51, 52, 53, 54) und der korrespondierenden Schaltgabel (61, 62, 63) zumindest ein vorzugsweise durch eine Vorspannfeder gebildetes elastisches Element (71, 72, 73) angeordnet ist.
12. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine – vorzugsweise jede – Schaltfläche (41, 42, 43, 44) – in einer Mantelabwicklung der ersten Schaltwalze (D) oder zweiten Schaltwalze (T) betrachtet – zumindest einen ersten Rampenabschnitt

(R1) aufweist, welcher unter einem definierten ersten Winkel ( $\alpha$ ) – vorzugsweise zwischen  $0^\circ$  und  $45^\circ$  - geneigt zu einer Normalebene ( $\eta_D, \eta_T$ ) auf die erste Drehachse (31a) dieser Schaltwalze (D, T) angeordnet ist.

13. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine – vorzugsweise die erste - Schaltfläche (41) einer Schaltwalze (D) – in einer Mantelabwicklung dieser Schaltwalze (D) betrachtet - zumindest einen zweiten Rampenabschnitt (R2) aufweist, welcher unter einem definierten, dem ersten Winkel ( $\alpha$ ) entgegengesetzt orientierten zweiten Winkel ( $\beta$ ) – vorzugsweise zwischen  $-45^\circ$  und  $0^\circ$  - geneigt zu einer Normalebene ( $\eta_D$ ) auf die Drehachse ( $D_a$ ) dieser Schaltwalze (D) angeordnet ist.
14. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Drehachse (31a) der ersten Schaltwalze (D) und die zweite Drehachse (32a) der zweiten Schaltwalze (T) parallel zueinander angeordnet sind.
15. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass das dritte Führungselement (53) und das vierte Führungselement (54) über eine fest oder elastisch mit der dritten Schaltgabel (63) verbundene dritte Koppelstange (83) miteinander verbunden sind.
16. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest ein Führungselement (51, 52, 53, 54) durch eine Führungsrolle, einen Führungszapfen oder einen Kulissenstein gebildet ist, wobei vorzugsweise zumindest ein Führungselement (51, 52, 53, 54) im Kontaktbereich mit der korrespondierenden Schaltfläche (41, 42, 43, 44) eine zylindrische oder sphärische Oberfläche aufweist.
17. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine Schaltgabel (61, 62, 63) parallel zu den Drehachsen ( $D_a, T_a$ ) der Schaltwalzen (D, T) verschiebbar gelagert ist.
18. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Schaltwalze (D) durch einen ersten

Schaltaktuatormotor (SA1) und die zweite Schaltwalze (T) durch einen zweiten Schaltaktuatormotor (SA2) verdrehbar ist.

19. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Schaltwalze (D) und/oder die zweite Schaltwalze (T) vier oder fünf definierte Drehpositionen (D1, D2, D3, D4; T1, T2, T3, T4, T5) aufweist.
20. Schalteinrichtung (40) nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, dass jede Drehposition (D1, D2, D3, D4; T1, T2, T3, T4, T5) jeder Schaltwalze (D, T) durch ein Rastelement (91) definiert ist, welches formschlüssig mit einem Positionszeiger (92) eingreift, wobei vorzugsweise der Positionszeiger (92) durch eine Vertiefung oder Ausnehmung der Schaltwalze (D, T) gebildet ist.
21. Antriebseinheit mit einer Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 2 bis 20, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Eingangswelle (15) drehfest mit einer Primärantriebsmaschine (ICE) und das zweite Glied (P2) des Planetenradsatzes (PGS) mit einer Sekundärtriebsmaschine (EM) verbunden ist.

09.08.2022  
FU/iv

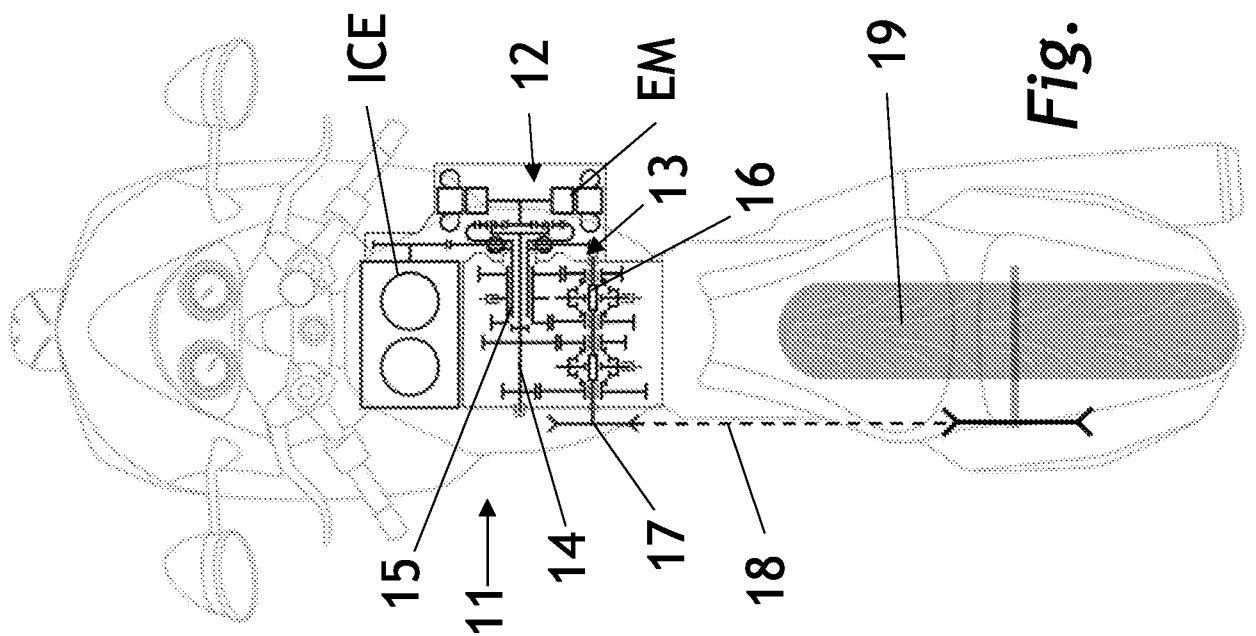


Fig. 1

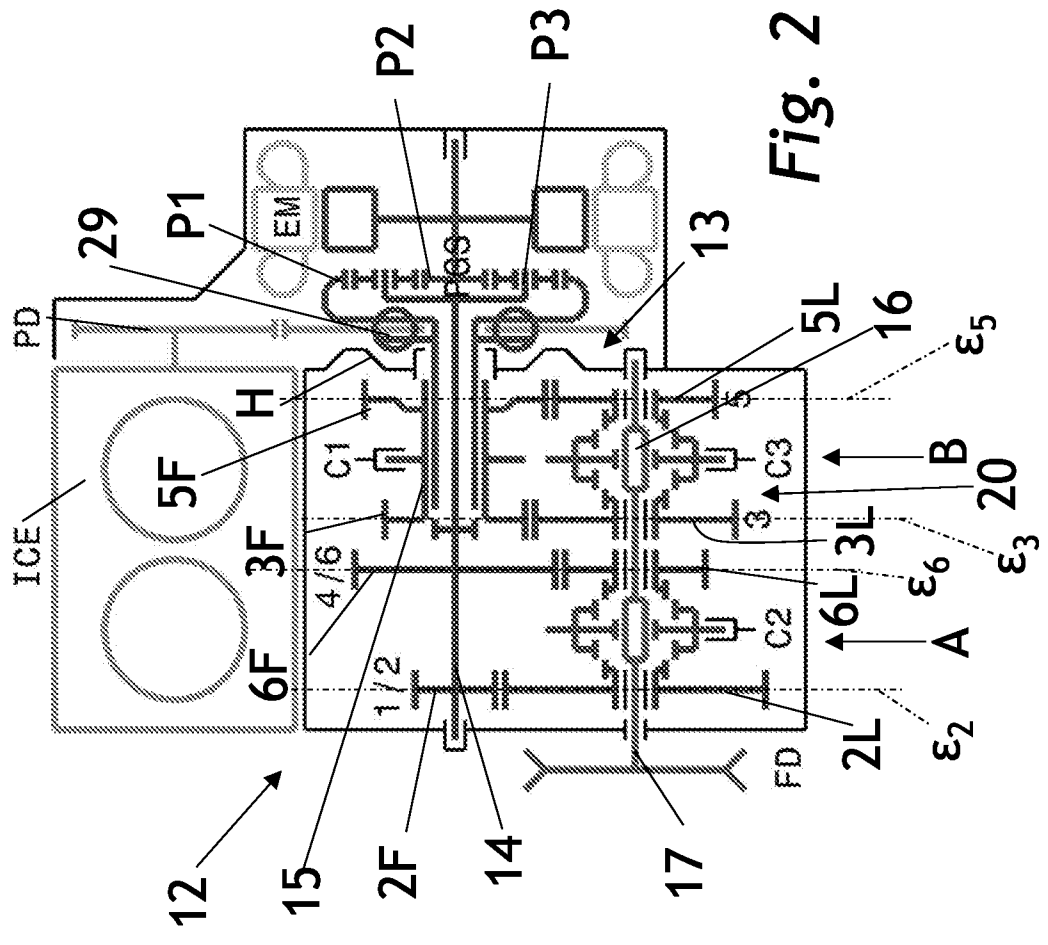


Fig. 2

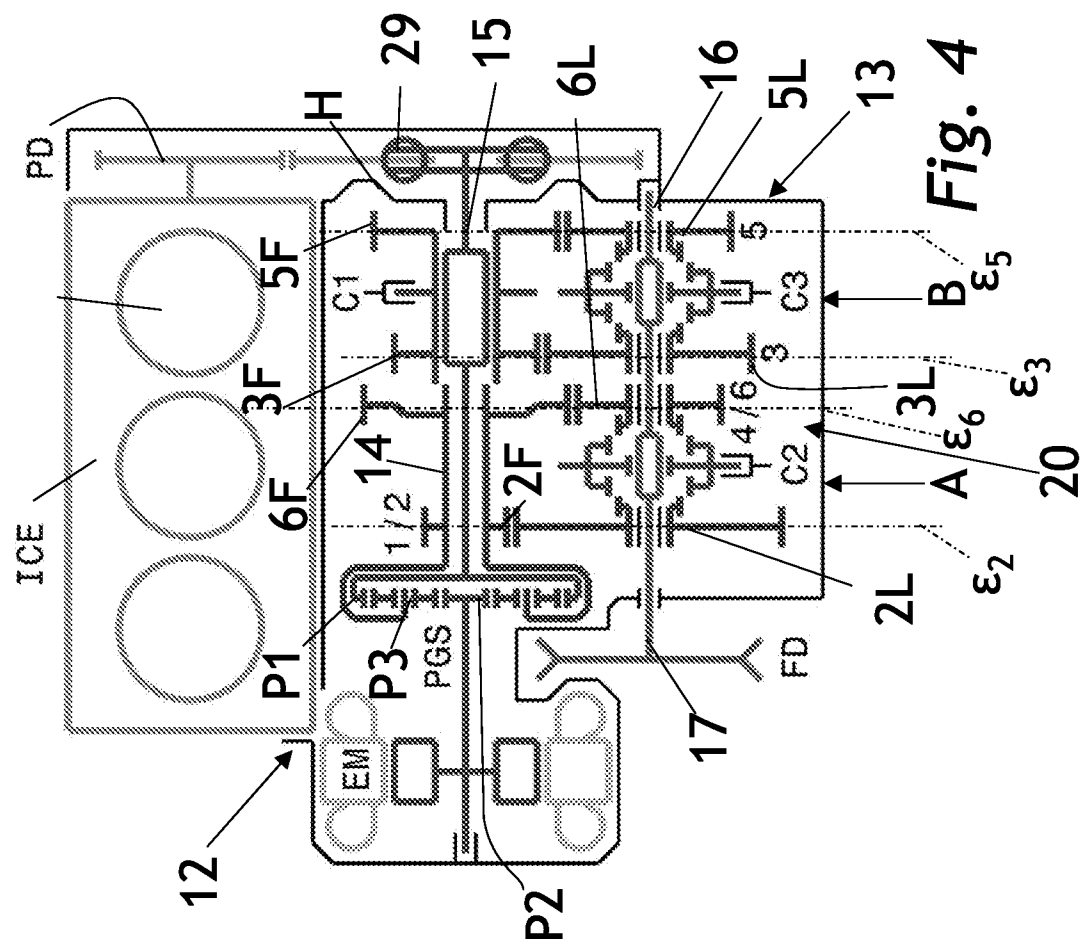


Fig. 3

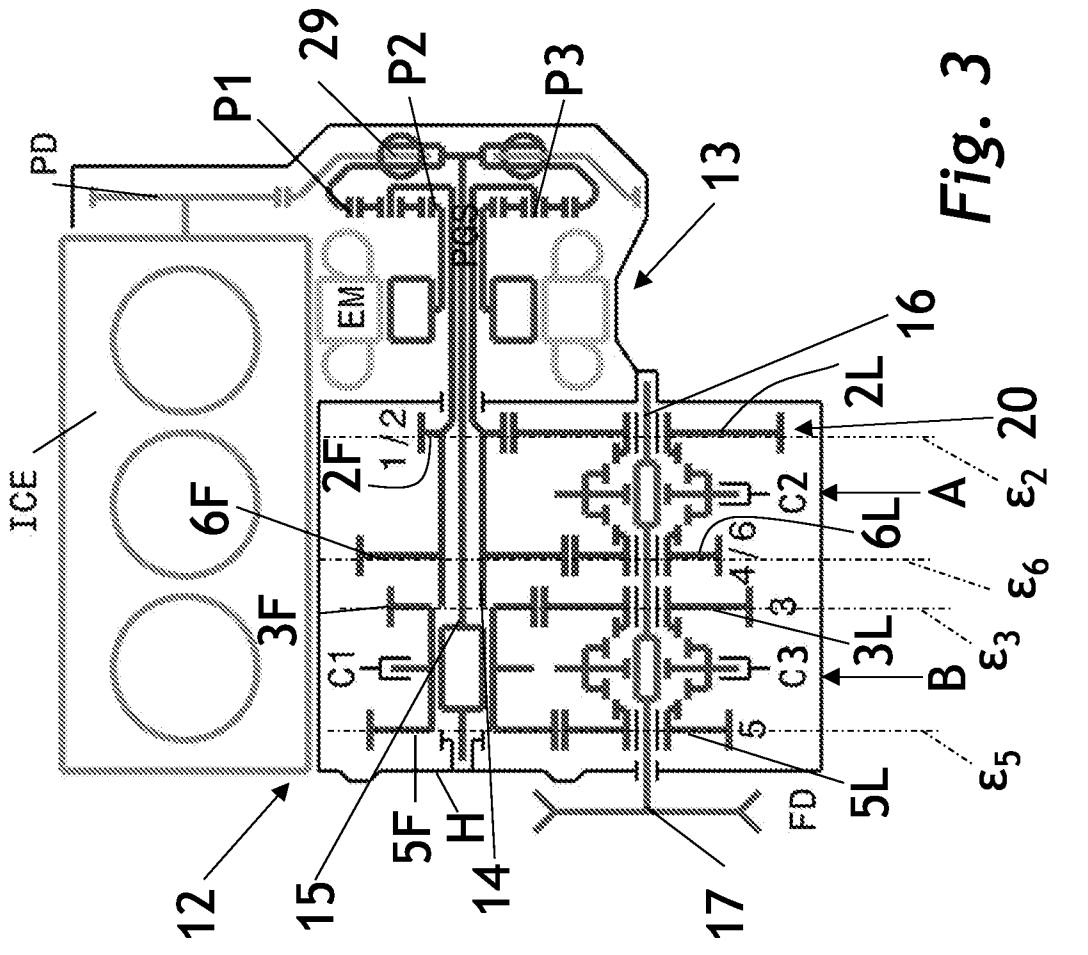


Fig. 4





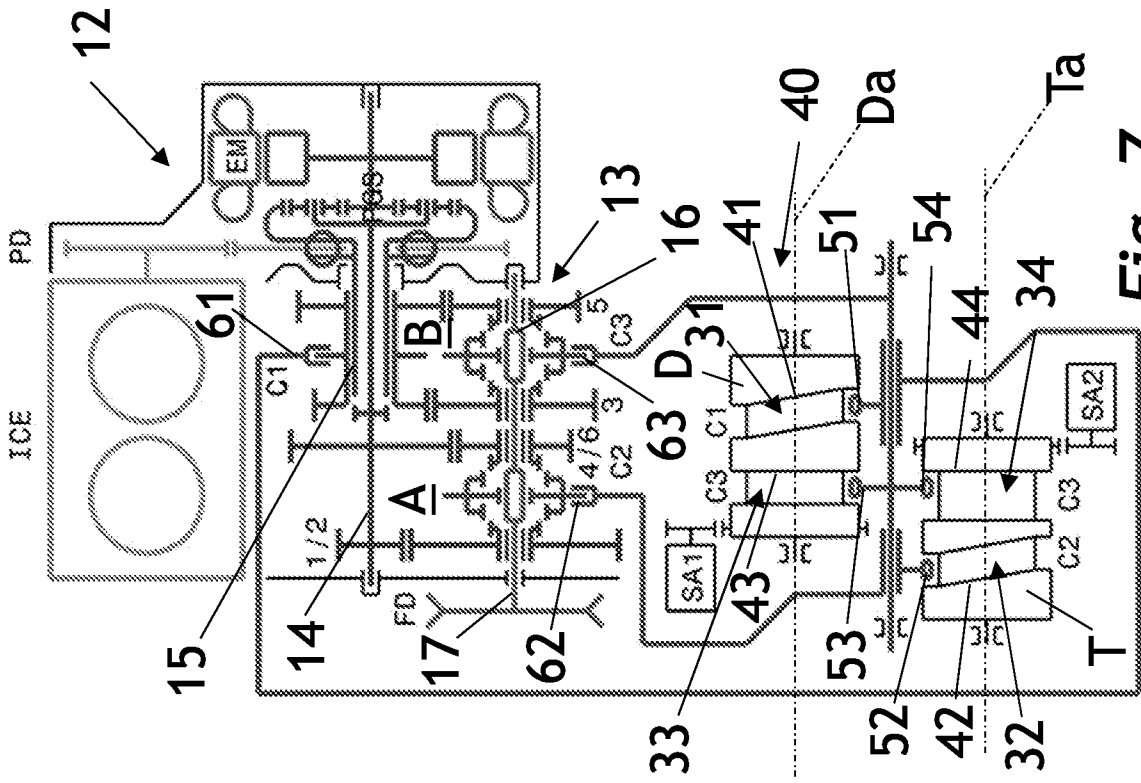


Fig. 7

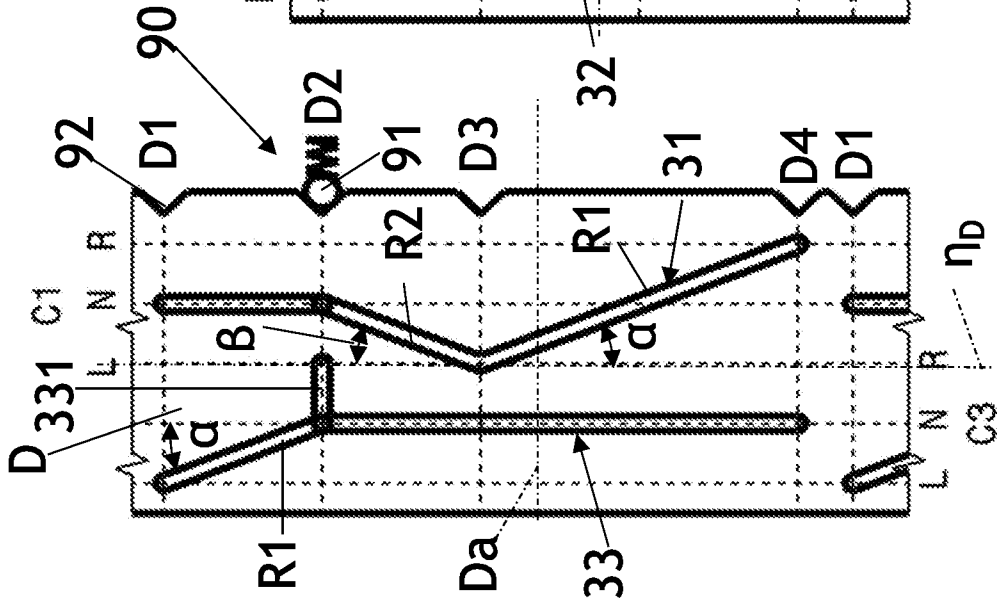


Fig. 8

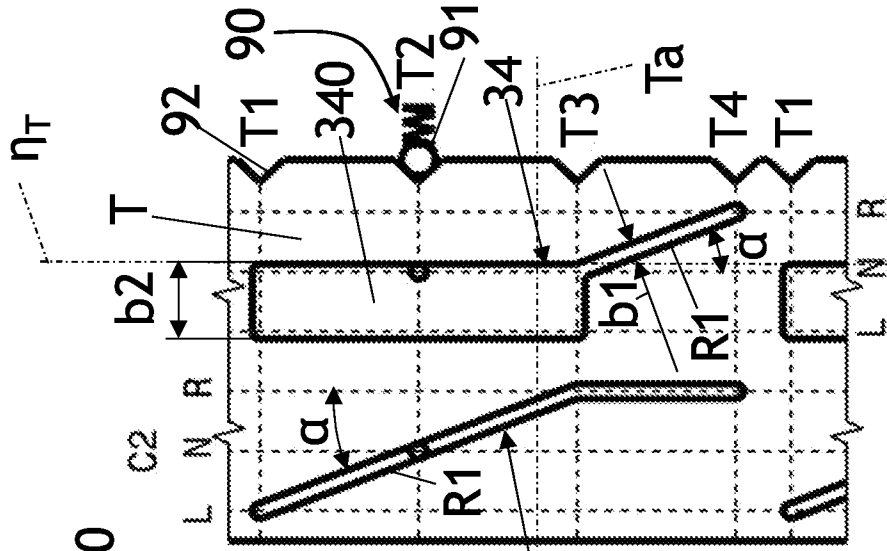


Fig. 9



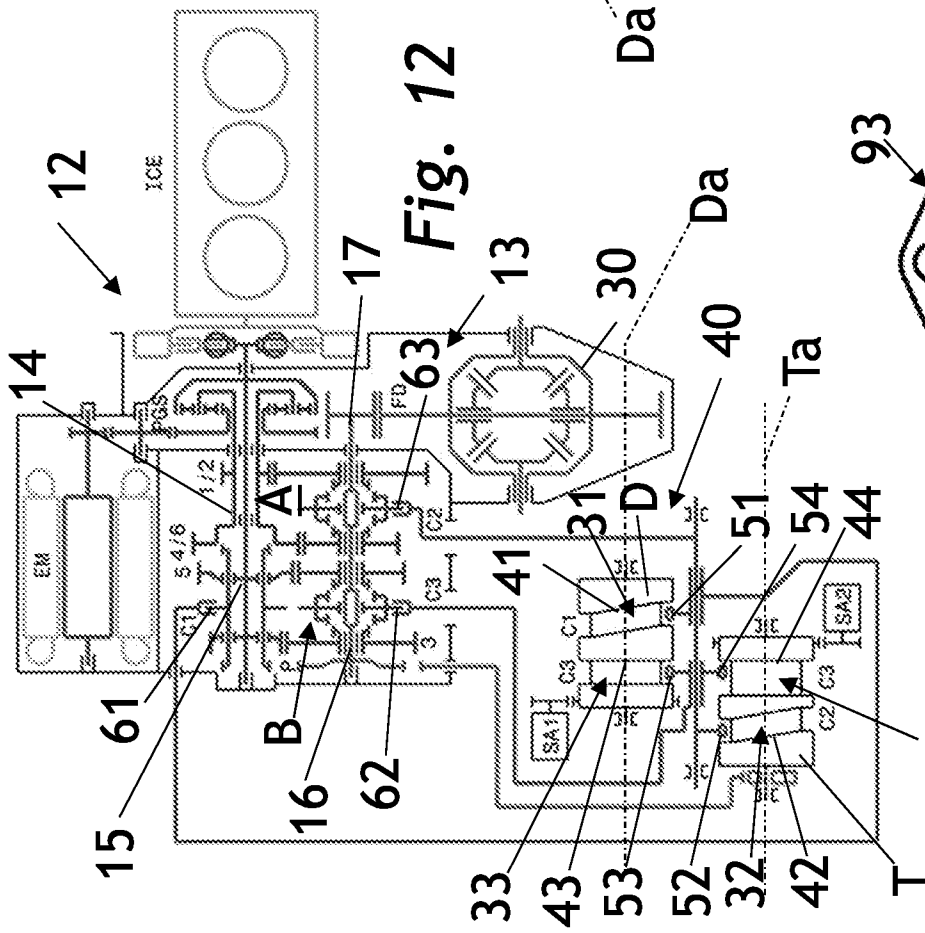


Fig. 12

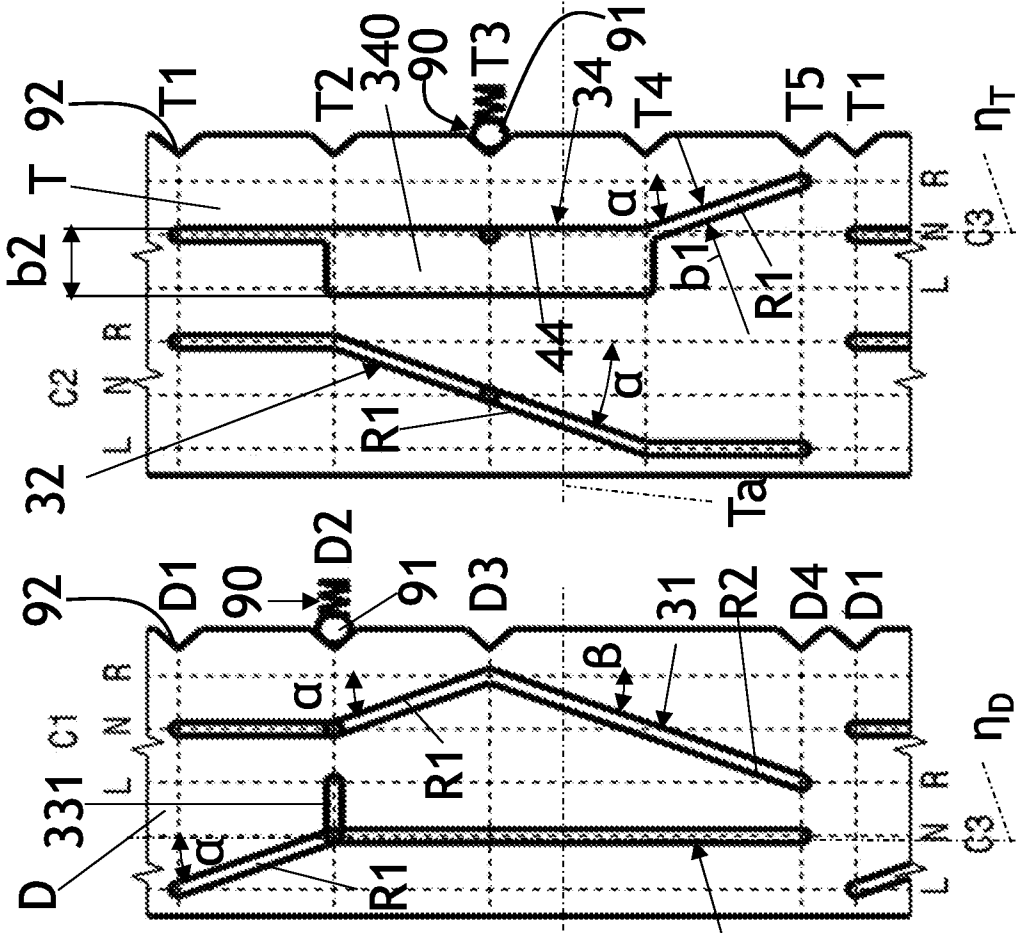


Fig. 13

Fig. 14

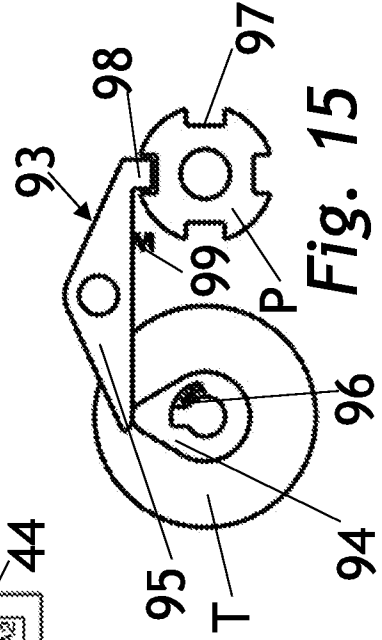


Fig. 15

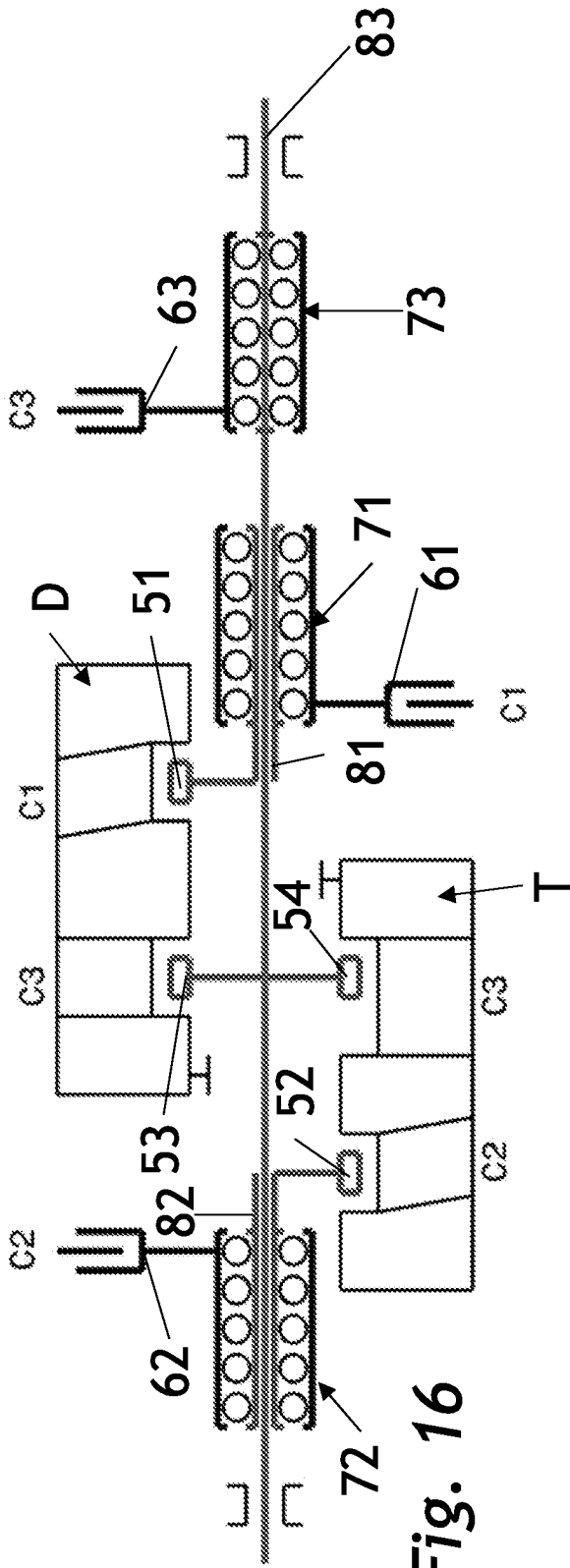


Fig. 16

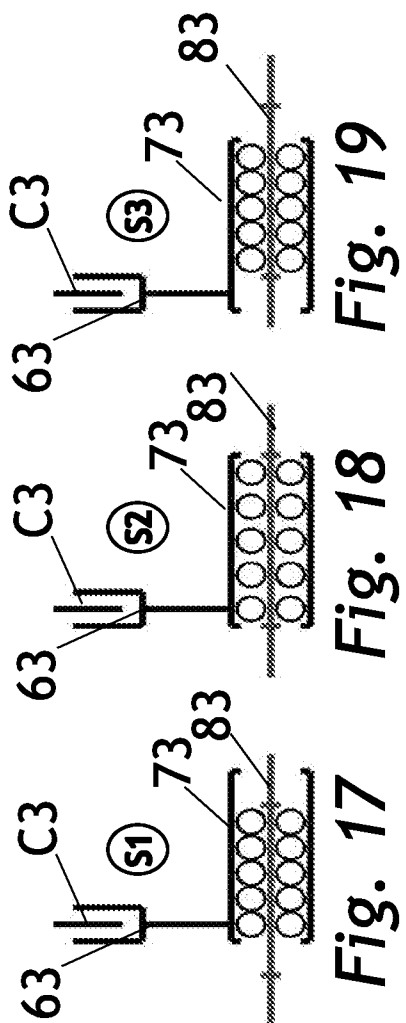


Fig. 17

Fig. 18

Fig. 19

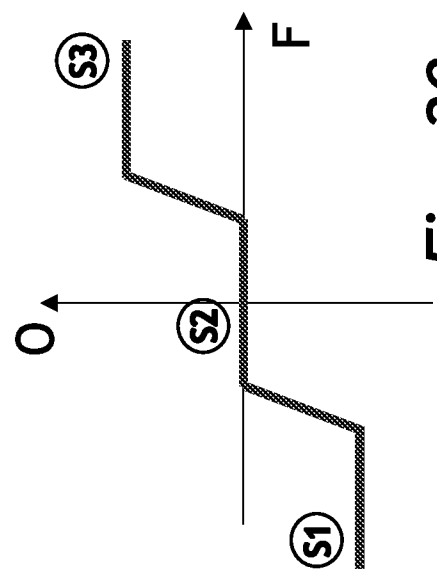


Fig. 20

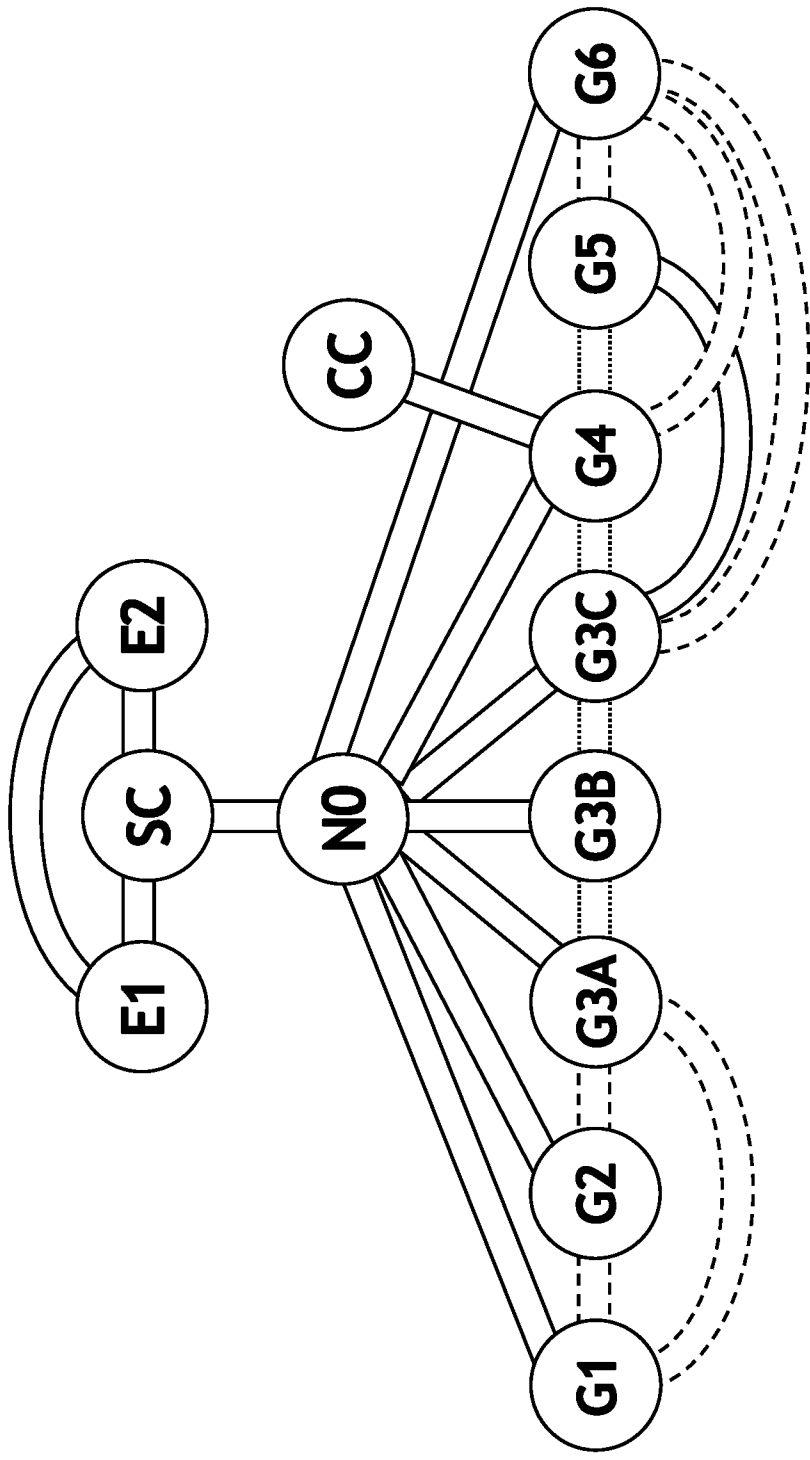


Fig. 21

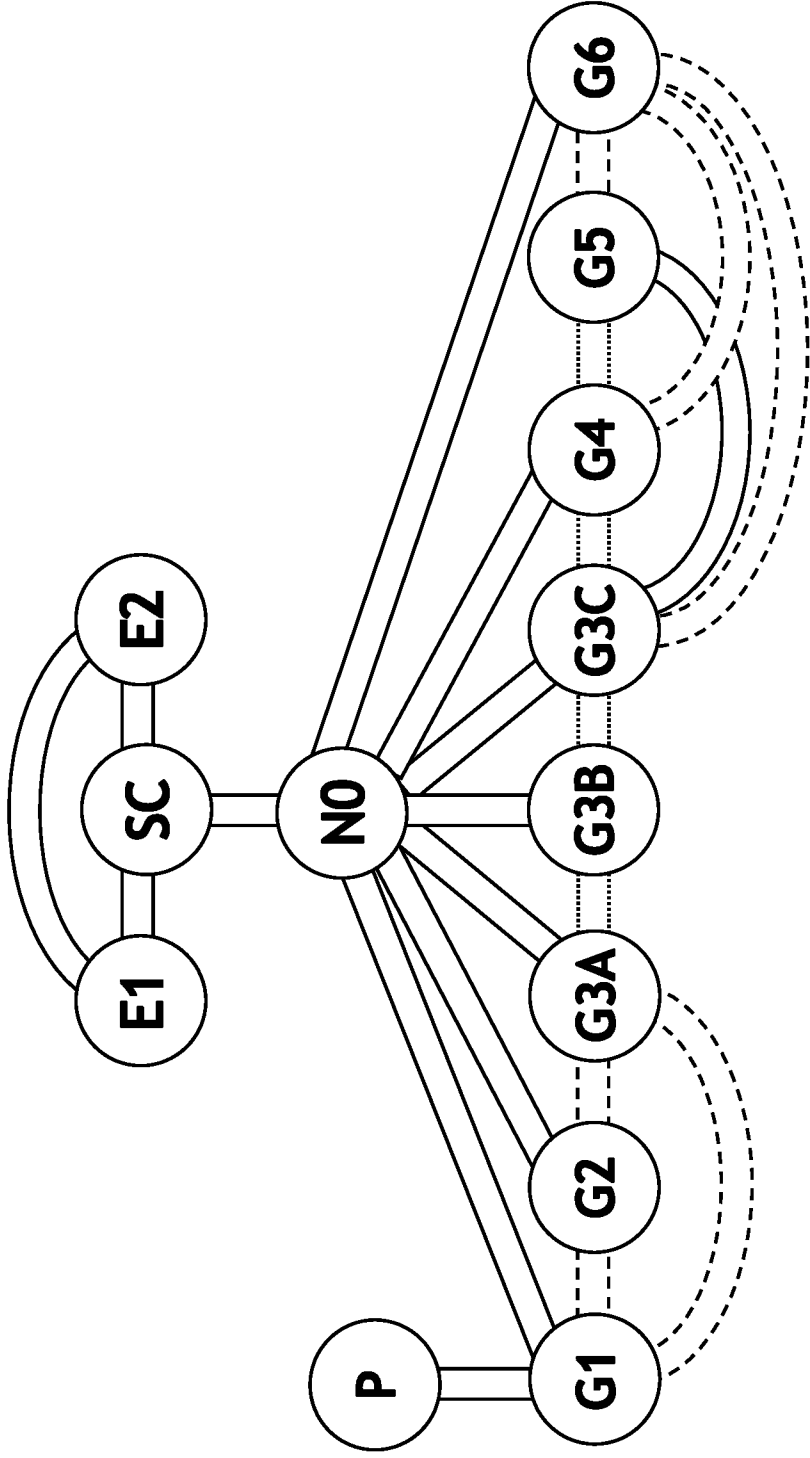


Fig. 22

## (neue) P A T E N T A N S P R Ü C H E

1. Schalteinrichtung (40) für mehrere Schaltelemente (C1, C2, C3) eines Getriebes (13) für eine Antriebseinheit (12) für ein Kraftfahrzeug, mit einer um eine erste Drehachse (Da) drehbar gelagerten ersten Schaltwalze (D) und einer um eine zweite Drehachse (Ta) drehbar gelagerte zweite Schaltwalze (T), wobei
- die erste Schaltwalze (D) zumindest eine erste Schaltfläche (41) für ein erstes Führungselement (51) einer – bezogen auf die erste Drehachse (Da) - axial verschiebbar oder schwenkbar gelagerten ersten Schaltgabel (61) zum Schalten eines ersten Schaltelementes (C1) aufweist, und
  - die zweite Schaltwalze (T) zumindest eine zweite Schaltfläche (42) für ein zweites Führungselement (52) einer – bezogen auf die erste Drehachse (Da) - axial verschiebbar oder schwenkbar gelagerten zweiten Schaltgabel (62) zum Schalten des zweiten Schaltelementes (C2) aufweist,
  - die erste Schaltwalze (D) zumindest eine dritte Schaltfläche (43) für ein drittes Führungselement (53) und
  - die zweite Schaltwalze (T) zumindest eine vierte Schaltfläche (44) für ein viertes Führungselement (54) aufweist, wobei
  - das dritte Führungselement (53) und das vierte Führungselement (54) einer axial verschiebbar oder schwenkbar gelagerten dritten Schaltgabel (63) zum Schalten eines dritten Schaltelementes (C3) zugeordnet und voneinander beabstandet - vorzugsweise auf der dritten Schaltgabel (63) - angeordnet sind, wobei in jeder Verschiebstellung der dritten Schaltgabel (63) zumindest das dritte Führungselement (53) oder vierte Führungselement (54) die korrespondierende dritte Schaltfläche (43) oder vierte Schaltfläche (44) kontaktiert,

dadurch gekennzeichnet, dass

- ein erstes Schaltelement (C1) als Doppelschaltelement zum Schalten zweier Glieder (P1, P3) eines Planetenradsatzes (PGS) des Getriebes (13) ausgebildet ist, um in einer Schaltstellung (L, R) zwei Glieder (P1, P3) des

Planetenradsatzes (PGS) miteinander drehfest zu verbinden, um in einer anderen Schaltstellung (R, L) ein Glied (P1) des Planetenradsatzes (PGS) mit einem Gehäuse (H) des Getriebes (13) zu verbinden, und um in einer Neutralstellung (N) die Verbindungen zu trennen,

- ein zweites Schaltelement (C2) als Doppelschaltelement zum Schalten zweier Losräder (2L, 6L) zweier - jeweils ein Losrad (2L, 6L) und ein Festrad (2F, 6F) aufweisender – Zahnradpaare (2, 6) einer ersten Zahnradpaargruppe (A) des Getriebes (13) ausgebildet ist, um in einer ersten Schaltstellung (L) eines der Losräder (2L; 6L) der ersten Zahnradpaargruppe (A) zu aktivieren und das andere Losrad (6L; 2L) zu deaktivieren, um in einer zweiten Schaltstellung (R) dieses eine Losrad (2L; 6L) zu deaktivieren und das andere Losrad (6L; 2L) zu aktivieren, und um in einer Neutralstellung (N) beide Losräder (2L, 6L) der ersten Zahnradpaargruppe (A) zu deaktivieren,
- ein drittes Schaltelement (C3) als Doppelschaltelement zum Schalten zweier Losräder (3L, 5L) zweier - jeweils ein Losrad (3L, 5L) und ein Festrad (3F, 5F) aufweisender - Zahnradpaare (3, 5) einer zweiten Zahnradpaargruppe (B) des Getriebes (13) ausgebildet ist, um in einer ersten Schaltstellung (L) eines der Losräder (3L; 5L) der zweiten Zahnradpaargruppe (B) zu aktivieren und das andere Losrad (5L; 3L) zu deaktivieren, um in einer zweiten Schaltstellung (R) dieses eine Losrad (3L; 5L) zu deaktivieren und das andere Losrad (5L; 3L) zu aktivieren, und um in einer Neutralstellung (N) beide Losräder (3L, 5L) der zweiten Zahnradpaargruppe (B) zu deaktivieren,
- zumindest eine dritte Schaltfläche (43) durch eine in die Mantelfläche der ersten Schaltwalze (D) eingeformte dritte Schaltgasse (33) gebildet ist, wobei die dritte Schaltgasse (33) in zumindest einem eine Neutralposition (N) des dritten Schaltelementes (C3) definierenden Umfangsbereich der ersten Schaltwalze (D), in welchem die zumindest eine dritte Schaltfläche (43) der dritten Schaltgasse (33) im Wesentlichen in einer Normalebene ( $\eta_D$ ) auf die Drehachse ( $D_a$ ) der ersten Schaltwalze (D) ausgebildet ist, in zumindest einer Drehposition (D2) der ersten Schaltwalze (D) eine erste Quergasse (331) aufweist, wobei vorzugsweise die erste Quergasse (331) parallel zur Drehachse ( $D_a$ ) der ersten Schaltwalze (D) ausgebildet ist, und/oder

- zumindest eine vierte Schaltfläche (44) durch eine in die Mantelfläche der zweiten Schaltwalze (T) eingeformte vierte Schaltgasse (34) gebildet ist, wobei die vierte Schaltgasse (34) zumindest einen Freistellbereich (340) mit einer –zweiten Breite (b2) aufweist, die größer ist als eine erste Breite (b1) der vierten Schaltgasse (34) außerhalb des Freistellbereiches (340), wobei die erste Breite (b1) und die zweite Breite (b2) quer zur vierten Schaltgasse (34) gemessen sind, und wobei die zweite Breite (b2) der vierten Schaltgasse (34) mindestens der halben maximalen axialen Auslenkung des vierten Führungselementes (54) auf der zweiten Schaltwalze (T) beim Schalten des dritten Schaltelementes (C3) zwischen den beiden Schaltstellungen (L, R) entspricht.
2. Schalteinrichtung (40) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Getriebe (13) aufweist:

- eine erste Eingangswelle (14) und eine zweite Eingangswelle (15), wobei die zweite Eingangswelle (15) koaxial zur ersten Eingangswelle (14) angeordnet ist;
- eine Ausgangswelle (17);
- eine Zwischenwelle (16), die parallel zu der ersten (14) und der zweiten Eingangswelle (15) angeordnet und mit der Ausgangswelle (17) verbunden ist;

wobei

- das erste Glied (P1) des Planetenradsatzes (PGS) ausgebildet ist; um mit einer Primärtriebsmaschine (ICE) verbunden zu werden,
- das zweite Glied (P2) ausgebildet ist um mit einer Sekundärtriebsmaschine (EM) verbunden zu werden, und wobei
- das dritte Glied (P3) mit der ersten Eingangswelle (14) verbunden ist;
- zwei Losräder (2L, 6L) der ersten Zahnradpaargruppe (A) auf der Zwischenwelle (16) drehbar gelagert sind und zwei Festräder (2L, 6L) der ersten Zahnradpaargruppe (A) auf der ersten Eingangswelle (14) drehfest angeordnet sind,
- zwei Losräder (3L, 5L) der zweiten Zahnradpaargruppe (B) auf der Zwischenwelle (16) drehbar gelagert und zwei Festräder (2L, 6L) der zweiten

Zahnradpaargruppe (B) auf der zweiten Eingangswelle (15) drehfest angeordnet sind.

3. Schalteinrichtung (40) nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine erste Schaltfläche (41) durch eine in die Mantelfläche der ersten Schaltwalze (D) eingeformte erste Schaltgasse (31) gebildet ist.
4. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine zweite Schaltfläche (42) durch eine in die Mantelfläche der zweiten Schaltwalze (T) eingeformte zweite Schaltgasse (32) gebildet ist.
5. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Frestellbereich (340) in einem Umfangsbereich der Mantelfläche der zweiten Schaltwalze (T) angeordnet ist, in welchem die zweite Schaltgasse (32) ein Schalten zwischen den beiden Schaltstellungen (L, R) des zweiten Schaltelementes (C2) definiert.
6. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine vierte Schaltfläche (44) der vierten Schaltgasse (34) im Frestellbereich (340) in einer Normalebene ( $\eta_T$ ) auf die Drehachse ( $T_a$ ) der zweiten Schaltwalze (T) ausgebildet ist.
7. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen zumindest einem Führungselement (51, 52, 53, 54) und der korrespondierenden Schaltgabel (61, 62, 63) zumindest ein vorzugsweise durch eine Vorspannfeder gebildetes elastisches Element (71, 72, 73) angeordnet ist.
8. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine -vorzugsweise jede - Schaltfläche (41, 42, 43, 44) – in einer Mantelabwicklung der ersten Schaltwalze (D) oder zweiten Schaltwalze (T) betrachtet - zumindest einen ersten Rampenabschnitt (R1) aufweist, welcher unter einem definierten ersten Winkel ( $\alpha$ ) – vorzugsweise zwischen  $0^\circ$  und  $45^\circ$  - geneigt zu einer Normalebene ( $\eta_D, \eta_T$ ) auf die erste Drehachse (31a) dieser Schaltwalze (D, T) angeordnet ist.

9. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine – vorzugsweise die erste – Schaltfläche (41) einer Schaltwalze (D) – in einer Mantelabwicklung dieser Schaltwalze (D) betrachtet – zumindest einen zweiten Rampenabschnitt (R2) aufweist, welcher unter einem definierten, dem ersten Winkel ( $\alpha$ ) entgegengesetzt orientierten zweiten Winkel ( $\beta$ ) – vorzugsweise zwischen  $-45^\circ$  und  $0^\circ$  – geneigt zu einer Normalebene ( $\eta_D$ ) auf die Drehachse ( $Da$ ) dieser Schaltwalze (D) angeordnet ist.
10. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Drehachse (31a) der ersten Schaltwalze (D) und die zweite Drehachse (32a) der zweiten Schaltwalze (T) parallel zueinander angeordnet sind.
11. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass das dritte Führungselement (53) und das vierte Führungselement (54) über eine fest oder elastisch mit der dritten Schaltgabel (63) verbundene dritte Koppelstange (83) miteinander verbunden sind.
12. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest ein Führungselement (51, 52, 53, 54) durch eine Führungsrolle, einen Führungszapfen oder einen Kulissenstein gebildet ist, wobei vorzugsweise zumindest ein Führungselement (51, 52, 53, 54) im Kontaktbereich mit der korrespondierenden Schaltfläche (41, 42, 43, 44) eine zylindrische oder sphärische Oberfläche aufweist.
13. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine Schaltgabel (61, 62, 63) parallel zu den Drehachsen ( $Da$ ,  $Ta$ ) der Schaltwalzen (D, T) verschiebbar gelagert ist.
14. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Schaltwalze (D) durch einen ersten Schaltaktuatormotor (SA1) und die zweite Schaltwalze (T) durch einen zweiten Schaltaktuatormotor (SA2) verdrehbar ist.
15. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Schaltwalze (D) und/oder die zweite

Schaltwalze (T) vier oder fünf definierte Drehpositionen (D1, D2, D3, D4; T1, T2, T3, T4, T5) aufweist.

16. Schalteinrichtung (40) nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass jede Drehposition (D1, D2, D3, D4; T1, T2, T3, T4, T5) jeder Schaltwalze (D, T) durch ein Rastelement (91) definiert ist, welches formschlüssig mit einem Positionszeiger (92) eingreift, wobei vorzugsweise der Positionszeiger (92) durch eine Vertiefung oder Ausnehmung der Schaltwalze (D, T) gebildet ist.
17. Antriebseinheit mit einer Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 2 bis 16, dadurch gekennzeichnet, dass die zweite Eingangswelle (15) drehfest mit einer Primärantriebsmaschine (ICE) und das zweite Glied (P2) des Planetenradsatzes (PGS) mit einer Sekundärtriebsmaschine (EM) verbunden ist.

12.05.2023  
FU/iv