

(12)

## Patentschrift

(21) Anmeldenummer: A 50609/2022 (51) Int. Cl.: **F16H 63/02** (2006.01)  
(22) Anmeldetag: 09.08.2022 **F16H 3/72** (2006.01)  
(45) Veröffentlicht am: 15.10.2023 **B60K 6/365** (2007.10)

(56) Entgegenhaltungen:  
AT 520187 B1  
EP 3106336 A1

(73) Patentinhaber:  
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)

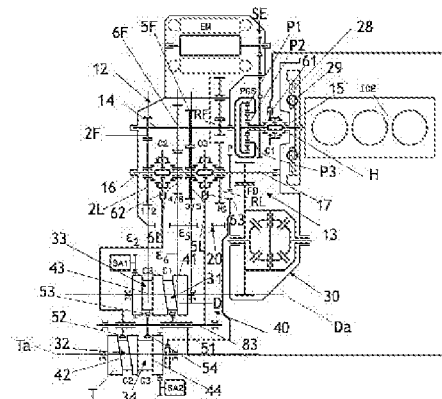
### (54) Schalteinrichtung

(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) auf, 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 ersten Schaltstellung (L) zwei Glieder (P1, P3) des Planetenradsatzes (PGS)

miteinander drehfest zu verbinden und in einer zweiten Schaltstellung (R) 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; 5L, RL) zweier Zahnradgruppen (1/2, 4/6; 3/5, RS) des Getriebes (13) ausgebildet, wobei jeweils in einer ersten Schaltstellung (L) eines der Losräder (2L, 5L) aktiviert und ein anderes Losrad (6L, RL) deaktiviert, und in einer zweiten Schaltstellung (R) dieses eine Losrad (2L, 6L) deaktiviert und das andere Losrad (6L, RL) aktiviert, und in einer Neutralstellung (N) beide Losräder (2L, 6L; 5L, RL) deaktiviert werden.



## Beschreibung

**[0001]** 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

**[0002]** • 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

**[0003]** • 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,

**[0004]** • die erste Schaltwalze zumindest eine dritte Schaltfläche für ein drittes Führungselement und

**[0005]** • die zweite Schaltwalze zumindest eine vierte Schaltfläche für ein viertes Führungselement aufweist, wobei

**[0006]** • 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 dritte Führungselement oder vierte Führungselement die korrespondierende dritte Schaltfläche oder vierte Schaltfläche kontaktiert.

**[0007]** Weiters betrifft die Erfindung eine Antriebseinheit mit einer solchen Schalteinrichtung.

**[0008]** 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.

**[0009]** Die EP 3 106 336 A1 offenbart ein Mehrganggetriebe mit einem ersten Doppelschaltelement zum Schalten zweier Glieder eines Planetenradsatzes, sowie einem zweiten Doppelschaltelement und einem dritten Doppelschaltelement zum Schalten jeweils zweier Losräder zweier Zahnradgruppen.

**[0010]** Aufgabe der Erfindung ist es, eine Schalteinrichtung für ein kompaktes Getriebe mit einer Vielfalt an Schaltmöglichkeiten und hohem Schaltkomfort vorzuschlagen.

**[0011]** Erfindungsgemäß wird die Lösung dieser Aufgabe bei einer Schalteinrichtung der genannten Art dadurch gelöst, dass

**[0012]** • ein erstes Schaltelement als Doppelschaltelement zum Schalten zweier Glieder eines Planetenradsatzes des Getriebes ausgebildet ist, um in einer ersten Schaltstellung zwei Glieder eines Planetenradsatzes miteinander drehfest zu verbinden, um in einer zweiten Schaltstellung ein Glied des Planetenradsatzes mit einem Gehäuse des Getriebes zu verbinden, und um in einer Neutralstellung die Verbindungen zu trennen,

**[0013]** • ein zweites Schaltelement als Doppelschaltelement zum Schalten zweier Losräder zweier - jeweils ein Losrad und ein Festrad aufweisender - Zahnradgruppen des Getriebes ausgebildet ist, um in einer ersten Schaltstellung das Losrad der einen Zahnradgruppe zu aktivieren und das Losrad der anderen Zahnradgruppe zu deaktivieren,

um in einer zweiten Schaltstellung dieses eine Losrad zu deaktivieren und das andere Losrad zu aktivieren, und um in einer Neutralstellung beide Losräder zu deaktivieren,

**[0014]** • ein drittes Schaltelement als Doppelschaltelement zum Schalten zweier Losräder zweier - jeweils ein Losrad und ein Festräd aufweisender - Zahnradgruppen des Getriebes ausgebildet ist, um in einer ersten Schaltstellung das Losrad der einen Zahnradgruppe zu aktivieren und das andere Losrad zu deaktivieren, um in einer zweiten Schaltstellung dieses eine Losrad zu deaktivieren und das andere Losrad zu aktivieren, und um in einer Neutralstellung beide Losräder zu deaktivieren, wobei vorzugsweise eine Zahnradgruppe durch eine Rückwärtszahnradstufe gebildet ist, und

**[0015]** • zumindest eine vierte Schaltfläche durch eine in die Mantelfläche der zweiten Schaltwalze eingeformte vierte Schaltgasse gebildet ist, wobei die vierte Schaltgasse in zumindest einem eine Neutralposition des dritten Schaltelementes definierenden Umfangsbereich der zweiten Schaltwalze, in welchem die zumindest eine vierte Schaltfläche der vierten Schaltgasse im Wesentlichen in einer Normalebene auf die Drehachse der zweiten Schaltwalze ausgebildet ist, in zumindest einer Drehposition der zweiten Schaltwalze eine zweite Quergasse aufweist.

**[0016]** Das Getriebe weist vorzugsweise auf:

- eine Eingangswelle;
- eine Ausgangswelle;
- eine Zwischenwelle, die parallel zu der Eingangswelle angeordnet und mit der Ausgangswelle verbunden ist;

wobei

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

**[0017]** 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.

**[0018]** Weiters kann vorgesehen sein, dass zumindest eine zweite Schaltfläche durch eine in die Mantelfläche der zweiten Schaltwalze eingeformte zweite Schaltgasse gebildet ist. Die zweite Schaltkulisser dient zur Steuerung des zweiten Schaltelementes zwischen der ersten Schaltstellung, der Neutralposition und der zweiten Schaltstellung.

**[0019]** 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.

**[0020]** Günstigerweise ist zumindest eine dritte Schaltfläche durch eine in die Mantelfläche der ersten Schaltwalze eingeformte dritte Schaltgasse gebildet ist. Die dritte Schaltkulisser und die vierte Schaltkulisser dienen gemeinsam zur Steuerung des dritten Schaltelementes zwischen der ersten Schaltstellung, der Neutralposition und der zweiten Schaltstellung.

**[0021]** 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.

**[0022]** 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.

**[0023]** 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 Schaltgasen verhindert, indem sie eine fehlerhafte Betätigung des Schaltaktuators blockieren.

**[0024]** 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 erste Quergasse ermöglicht ein Schalten des dritten Schaltelementes durch die zweite Schaltwalze in die zweite Schaltstellung, um das Losrad der Rückwärtsgangstufe zu aktivieren.

**[0025]** Vorzugsweise ist die zweite Quergasse parallel zur Drehachse der zweiten Schaltwalze ausgebildet. Die zweite Quergasse ermöglicht ein Schalten des dritten Schaltelementes durch die erste Schaltwalze in die erste Schaltstellung, um das Losrad der Zahnradgruppe für den dritten bzw. fünften Gang zu aktivieren.

**[0026]** 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 Schaltaktor der jeweiligen Schaltwalze entkoppelt werden. Dies reduziert die Belastung auf die am Schaltvorgang beteiligten Teile. Weiters ist eine Deaktivierung durch eine Restkraft des Schaltaktuators möglich.

**[0027]** 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.

**[0028]** Eine Ausführungsvariante der Erfindung sieht dabei vor, dass zumindest eine 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 Drehachse dieser Schaltwalze angeordnet ist. Der zweite Winkel ist entgegengesetzt orientiert zum ersten Winkel ausgebildet.

**[0029]** Um ein einfaches und raumsparendes Schalten zur ermöglichen, ist es vorteilhaft, wenn zumindest eine Schaltgabel parallel zu den Drehachsen der Schaltwalzen verschiebbar gelagert ist.

**[0030]** Eine Ausführungsvariante der Erfindung sieht vor, dass die erste Schaltwalze und/oder die zweite Schaltwalze sechs definierte Drehpositionen aufweist.

**[0031]** 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.

**[0032]** Die Erfindung wird im Folgenden anhand der in den Figuren gezeigten nicht einschränkenden Ausführungsbeispielen näher erläutert. Darin zeigen schematisch:

- [0033] Fig. 1 ein Kraftfahrzeug mit einer bekannten Antriebseinheit,  
[0034] Fig. 2 diese bekannte Antriebseinheit im Detail,  
[0035] Fig. 3 eine Antriebseinheit mit einer erfindungsgemäßen Schalteinheit,  
[0036] Fig. 4 eine erste Schaltwalze dieser Schalteinheit in einer Abwicklung der Mantelfläche,  
[0037] Fig. 5 eine zweite Schaltwalze dieser Schalteinheit in einer Abwicklung der Mantelfläche,  
[0038] Fig. 6 eine Parksperre dieser Schalteinrichtung in einer Stirnansicht auf die zweite Schaltwalze,  
[0039] Fig. 7 eine erfindungsgemäße Schalteinrichtung in einer weiteren Ausführungsvariante,  
[0040] Fig. 8 bis 10 vorgespannte Schaltvorgänge in verschiedenen Phasen und  
[0041] Fig. 11 den Schaltverzug über der Kraft für diese Schaltvorgänge.  
[0042] In den Fig. sind gleiche Teile mit gleichen Bezugszeichen versehen.

[0043] Fig. 1 zeigt ein Motorrad 11 mit einer bekannten Antriebseinheit 12, bestehend aus einer Primärtriebsmaschine ICE, eine Sekundärtriebsmaschine EM und einem Getriebe 13 mit quer angeordneten parallelen Eingangs- 14, 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 Sekundärtriebseinheit EM durch eine elektrische Maschine gebildet.

[0044] In Fig. 2 ist die Antriebseinheit 12 aus Fig. 1 im Detail dargestellt. Die bekannte Antriebseinheit 12 weist ein Getriebe 13 mit einer Eingangswelle 14, einer Zwischenwelle 16, einer Ausgangswelle 17, einem Planetenradsatz PGS mit einem ersten Glied P1, einem zweiten Glied P2 und einem dritten Glied P3 auf. Die Ausgangswelle 17 wirkt auf einen Finaltrieb FD ein. Eine Primärtriebsmaschine ICE ist über einen Primärtrieb PD mit dem ersten Glied P1 und eine Sekundärtriebsmaschine EM mit dem zweiten Glied P2 verbunden. Das Getriebe 13 weist eine Zahnradanordnung 20 mit drei Zahnradgruppen 1/2, 3/5, 4/6 auf, wobei jede Zahnradgruppe 1/2, 3/5, 4/6, ein Festrad 2F, 5F, 6F und ein Losrad 2L, 5L, 6L auf. Zur Durchführung von Gangwechseln sind ein erstes Schaltelement C1, ein zweites Schaltelement C2 und ein drittes Schaltelement C3 vorgesehen. Zum Betätigen der Schaltelemente C1, C2 sind bei der bekannten Antriebseinheit 12 eine von einem ersten Schaltaktuator SA1 angetriebene Schaltwalze D mit mindestens zwei durch Nuten gebildete Schaltgassen 31, 32 vorgesehen, wobei jede Schaltgasse eine Schaltgabel 61, 62 des ersten Schaltelementes C1 und des zweiten Schaltelementes C2 antreibt. Die Schalttrommel D weist zumindest fünf Positionen auf. Weiters kann eine sechste Drehposition zur Realisierung von drei elektrischen Gängen vorgesehen sein. Die Betätigung des dritten Schaltelementes C3 erfolgt über einen zweiten Schaltaktuator SA3, der translatorisch auf die Schaltgabel 63 des dritten Schaltelementes C3 einwirkt.

[0045] Fig. 3 zeigt eine erfindungsgemäße Antriebseinheit 12 mit einem Getriebe 13 und einer erfindungsgemäßen Schalteinrichtung 40 zur Betätigung der Schaltelemente C1, C2, C3. Das Getriebe 13 der Antriebseinheit 12 ist ausgebildet, um zumindest zwei Gangwechsel mit aktiver Drehmomentstützung durch die Sekundärtriebsmaschine EM durchzuführen.

[0046] Das Getriebe 13 weist eine Eingangswelle 14 auf. Die Ausgangswelle 17 ist mit der einer ersten Zwischenwelle 16 drehfest verbunden oder mit dieser einstückig ausgeführt. Die erste Zwischenwelle 16 ist parallel zu der Eingangswelle 14 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 Eingangswelle 14 verbunden sind. Im in Fig. 2 gezeig-

ten ersten Ausführungsbeispiel ist die Primärtriebsmaschine über einen durch eine Stirnradstufe gebildeten Primärtrieb PD mit dem ersten Glied P1 des Planetenradsatzes PGS antriebsverbunden.

**[0047]** Das Getriebe 13 weist auch hier eine Zahnradanordnung 20 mit drei Zahnradgruppen 1/2, 3/5, 4/6, wobei jede Zahnradgruppe 1/2, 3/5, 4/6, ein Festrاد 2F, 5F, 6F und ein Losrad 2L, 5L, 6L aufweist, welche miteinander korrespondieren und im Zahneingriff stehen. Festräder sind Zahnräder, welche drehfest mit der jeweils tragenden Welle - beispielsweise der Eingangswelle 14 oder der ersten Zwischenwelle 16 - verbunden sind. Losräder sind Zahnräder, welche drehbar auf der tragenden Welle - der ersten Zwischenwelle 16 oder der Eingangswelle 14 - gelagert sind. Das Losrad 2L, 5L, 6L und das Festrاد 2F, 5F, 6F jeder Zahnradgruppe 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.

**[0048]** Die Losräder 2L, 6L der Zahnradgruppen 1/2, 4/6 sind auf der ersten Zwischenwelle 16 drehbar angeordnet. Zwei jeweils durch ein Festrاد 2F, 6F gebildete Zahnräder von zwei Zahnradgruppen 1/2, 4/6 sind auf und drehfest mit der Eingangswelle 14 angeordnet. Das Losrad L5 der Zahnradgruppe 3/5 ist auf der Eingangswelle 14 drehbar angeordnet. Das Festrاد F5 der Zahnradgruppe 3/5 ist auf und drehfest mit der ersten Zwischenwelle 16 angeordnet.

**[0049]** Zu Durchführung von Gangwechseln sind ein erstes Schaltelement C1, ein zweites Schaltelement C2 und ein drittes Schaltelement C3 vorgesehen.

**[0050]** Jedes der als Schalthülse ausgebildeten Schaltelemente C1, C2, C3 weist zwei Schaltstellungen auf. Das erste C1 und dritte Schaltelement C3 ist als Doppelschalthülse ausgebildet und weist zwischen den beiden Schaltstellungen zusätzlich noch eine Neutralstellung N auf.

**[0051]** Bei der in Fig. 3 dargestellten erfindungsgemäßen Antriebseinheit 12 blockiert das erste Schaltelement C1 in der zweiten Schaltstellung R - in Fig. 3 der rechten Schaltstellung - die Primärtriebsmaschine ICE, indem eine Drehverbindung mit dem Gehäuse H hergestellt wird. In der ersten - in Fig. 3 linken - Schaltstellung L werden das erste Glied P1 und das dritte Glied P3 des Planetenradsatzes PGS drehfest miteinander gekoppelt. In der Neutralstellung N ist die drehfeste Verbindung mit dem Gehäuse H oder zwischen den beiden Gliedern P1 und P3 aufgehoben.

**[0052]** Das zweite Schaltelement C2 dient bei der in Fig. 3 dargestellten Antriebseinheit 12 zum Aktivieren oder Deaktivieren des Losrades 2L der Zahnradgruppe 1/2 und des Losrades 6L der Zahnradgruppe 4/6. Die Schalthülse des zweiten Schaltelements C2 ist als Doppelschalthülse ausgebildet. In der ersten - in Fig. 3 linken - Schaltstellung L des zweiten Schaltelementes C2 ist das Losrad 2L aktiviert, also mit der Zwischenwelle 16 drehfest verbunden, und das Losrad 6L deaktiviert, also von der Zwischenwelle 16 getrennt. In der zweiten - in Fig. 3 rechten - Schaltstellung R des zweiten Schaltelementes C2 ist das Losrad 6L aktiviert, also drehfest mit der Zwischenwelle 16 verbunden und das Losrad 2L deaktiviert, also von der ersten Zwischenwelle 16 getrennt. In der Neutralstellung N des zweiten Schaltelementes C3 ist die drehfeste Verbindung zwischen den Losrädern 2L und 5L mit der ersten Zwischenwelle 16 unterbrochen, die Losräder 2L und 5L sind frei auf der tragenden ersten Zwischenwelle 16 drehbar.

**[0053]** Das dritte Schaltelement C3 dient zum Aktivieren oder Deaktivieren des Losrades 5L der Zahnradgruppe 3/5 und des Losrades RL der Zahnradgruppe RS der Rückzahnradstufe. In der ersten - in Fig. 3 linken - Schaltstellung L des dritten Schaltelementes C3 ist das Losrad 5L aktiviert, also mit der Zwischenwelle 16 drehfest verbunden, und das Losrad RL deaktiviert, also von der Zwischenwelle 16 getrennt. In der zweiten - in Fig. 3 rechten - Schaltstellung R des zweiten Schaltelementes C3 ist das Losrad RL aktiviert, also drehfest mit der Zwischenwelle 16 verbunden und das Losrad 5L deaktiviert, also von der ersten Zwischenwelle 16 getrennt. In der Neutralstellung N des dritten Schaltelementes C3 ist die drehfeste Verbindung zwischen den Losrädern 5L und RL mit der ersten Zwischenwelle 16 unterbrochen, die Losräder 5L und RL sind frei auf der tragenden ersten Zwischenwelle 16 drehbar.

**[0054]** Die Zahnräder auf der Eingangswelle 14 weisen mit den Zahnrädern auf der ersten Zwi-

schenwelle 16 Übersetzungsverhältnisse  $i_{G2}$  - für die Zahnradgruppe 1/2 -,  $i_{G5}$  - für die Zahnradgruppe 3/5 - und  $i_{G6}$  - für die Zahnradgruppe 4/6 - auf.

**[0055]** 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:

$$\bullet \quad i_{1PGS} > 1 \quad (1),$$

**[0056]** Weiters ist vorgesehen, dass die Übersetzungsverhältnisse  $i_{G2}$ ,  $i_{G3}$ ,  $i_{G5}$ ,  $i_{G6}$ ,  $i_{1PGS}$  mindestens eine der folgenden Ungleichungen erfüllen:

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

$$\bullet \quad i_{G5} \times (i_{1PGS})^{3/2} \leq i_{G2} \quad (3)$$

**[0057]** 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  $i_{G1}$ ,  $i_{G2}$ ,  $i_{G3}$ ,  $i_{G4}$ ,  $i_{G5}$ ,  $i_6$  gilt:

$$\bullet \quad \frac{i_{G5}}{i_{G6}} \leq \frac{i_{G4}}{i_{G5}} \leq \frac{i_{G3}}{i_{G4}} \leq \frac{i_{G2}}{i_{G3}} \leq \frac{i_{G1}}{i_{G2}} \quad (4)$$

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

$$\bullet \quad i_{1PGS} = \frac{i_{G1}}{i_{G2}} \quad (5)$$

**[0058]** Das erste Glied P1 des Planetenradsatzes PGS ist in Fig. 3 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:

$$\bullet \quad i_{1PGS} = \frac{z_1 + z_2}{z_2} \quad (6)$$

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

**[0059]** Das Getriebe 13 weist in Fig. 3 jeweils insgesamt sechs 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 drei festen Gängen G2, G5, G6 die Primärtriebsmaschine ICE mit Drehmomentunterstützung der Sekundärtriebsmaschine EM betrieben werden. Drei weitere „virtuelle“ Gänge G1, G3, G4 können mit elektrisch blockiertem Rotor der die Sekundärtriebsmaschine EM bildenden elektrischen Maschine oder mit deren Drehzahlunterstützung gefahren werden. Der Gangwechsel von G1 auf G2 erfolgt für ICE- oder Hybrid-Betriebsweise erfolgt drehmomentgefüllt, also ohne Drehmomentunterbrechung. Die anderen Gangwechsel erfolgen mit Drehmomentunterbrechung.

**[0060]** Das Getriebe 13 weist weiters jeweils drei Gänge E1, E2, E3 für EV-Betriebsweise auf. EV-Betriebsweisen sind Betriebsweisen mit der Sekundärtriebsmaschine EV allein. Die Gangwechsel für EV-Betriebsweise erfolgen mit Drehmomentunterbrechung.

**[0061]** Ein Start der Primärtriebsmaschine ICE kann durch die Bremsen der Sekundärtriebsmaschine EM erfolgen. Dies kann auch bei niedrigem Ladezustand der Fahrzeugbatterie 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.

**[0062]** Weiters ist es möglich im Stillstand die Sekundärmaschine EM durch die Primärtriebsmaschine ICE generatorisch - beispielsweise zum Laden SC der Fahrzeugbatterie - zu betreiben.

**[0063]** Vorteilhafterweise weist das Getriebe 13 der erfindungsgemäßen Antriebseinheit 12 eine vollständig progressive Gangabstufung auf. Die Übersetzungen zwischen dem ersten Gang G1

und dem zweiten Gang G2, zwischen dem dritten Gang G3 und dem fünften Gang G5 sowie zwischen dem vierten Gang G4 und dem sechsten Gang G6 sind gleich und werden jeweils durch dieselbe Zahnradgruppe 1/2, 2/5, 4/6 gebildet.

**[0064]** Die drei Zahnradgruppen 1/2, 3/5, 4/6 sind in drei parallelen Getriebeebenen  $\varepsilon_2$ ,  $\varepsilon_5$ ,  $\varepsilon_6$  des Getriebes 13 angeordnet.

**[0065]** Die drei Schaltelemente C1, C2, C3 können als einfache Klauenkupplungen mit Schalthülsen ausgeführt sein. Damit kommt das Getriebe 13 völlig ohne Reibungskupplungen aus.

**[0066]** Bei der in Fig. 3 gezeigten Antriebseinheit 12 ist der Planetenradsatz PGS zwischen der Zahnradanordnung 20 und der Primärtriebsmaschine EM angeordnet. Die Primärtriebsmaschine ist über einen Reibungsbegrenzer 28 und einen Drehschwingungsdämpfer 29 mit dem ersten Glied P1 des Planetenradsatzes PGS verbunden. Die Sekundärtriebsmaschine EM ist über einen beispielsweise durch eine Zahnradstufe gebildeten Sekundärtrieb SD mit dem zweiten Glied P2 des Planetenradsatzes PGS antriebsverbunden.

**[0067]** Die in Fig. 3 gezeigte Antriebseinheit 12 ist - zum Unterschied zu der in Fig. 2 dargestellten Antriebseinheit - besonders für mehrspurige Kraftfahrzeuge - insbesondere Personenkraftwagen - geeignet, wobei eine Parksperrvorrichtung 93 und eine Rückwärtsfahrfunktion vorgesehen sind. Diese Ausführungsvariante ist insbesondere für Personenkraftfahrzeuge mit Vorderradantrieb vorteilhaft, wobei die Antriebseinheit 12 beispielsweise quer verbaut wird. Mit Bezugszeichen 30 ist in Fig. 3 ein Differential bezeichnet, welches mit dem Finaltrieb FD des Getriebes 13 verbunden ist. Dabei sind auf der Zwischenwelle 16 ein Parksperrrad P einer Parksperrvorrichtung 93 sowie ein Losrad RL einer Rückwärtszahnradstufe bildenden Zahnradgruppe RS angeordnet. Über die Rückwärtszahnradstufe lässt sich ein Rückwärtsgang GR mit Drehmomentfüllung während des Schaltvorganges realisieren. Die Zwischenwelle 16 ist über einen ersten Finaltrieb FD1 und die zweite Zwischenwelle 160 über einen zweiten Finaltrieb FD2 mit dem Differential 30 antriebsverbunden.

**[0068]** Die Sekundärtriebsmaschine EM ist als schnelllaufende Offset-Elektromaschine ausgebildet und mit dem beispielsweise als Sonnenrad ausgebildeten zweiten Glied P2 des Planetenradsatzes PGS über einen - beispielsweise als Stirnradgetriebe ausgeführten - Sekundärtrieb SD antriebsverbunden.

**[0069]** Zumindest die Zahnradgruppen 1/2, 3/5, 4/6 der Zahnradanordnung 20 sind als Schrägverzahnung ausgeführt. Die Axialkräfte lassen eine Ausführung der Schaltelemente als Schieberäder nicht zu. Die Schaltelemente C1, C2, C3 sind daher als Schalthülsen ausgebildet.

**[0070]** Die Eingangswelle 14, ist mit dem durch einen Planetenträger gebildeten dritten Glied P3 des Planetenradsatzes PGS drehfest verbunden. Das als einfache Schalthülse ausgebildete erste Schaltelement C1 sperrt den Planetenradsatz PGS in der in Fig. 3 dargestellten linken ersten Schaltstellung L, indem das - hier als Hohlräder gebildete - erste Glied P1 mit dem dritten Glied P3 drehfest verbunden wird. In der in Fig. 3 dargestellten rechten zweiten Schaltstellung R blockiert das erste Schaltelement C1 die Primärtriebsmaschine ICE, indem die Antriebswelle 15 der Primärtriebsmaschine ICE mit dem Gehäuse H verbunden wird. Das erste Schaltelement C1 arretiert also den Planetenradsatz PGS in der ersten Schaltstellung L, indem das als Hohlräder gebildete erste Glied P1 mit dem als Sonnenrad ausgebildeten zweiten Glied P2 verbunden wird. In der zweiten Schaltstellung R arretiert das erste Schaltelement C1 die Primärtriebsmaschine ICE, indem es das erste Glied P1 mit dem Gehäuse H verbindet.

**[0071]** Die zweiten C2 und dritten Schaltelemente C3 sind als Doppelschalthülsen ausgeführt, die im Raum zwischen den Losrädern 2L und 6L bzw. 5L und RL axial verschiebbar angeordnet sind.

**[0072]** Die Schaltelemente C1, C2, C3 sind bei der in Fig. 3 gezeigten erfindungsgemäßen Antriebseinheit 12 Teil der Schalteinrichtung 40.

**[0073]** 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, 10, 14). Die Koppelstangen 81, 82, 83 und damit die Schaltgabeln 61, 62, 63 sind parallel zu den Drehachsen Da, Ta der Schaltwalzen D, T axial verschiebbar gelagert.

**[0074]** 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.

**[0075]** 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, wie aus den Fig. 4, 5 ersichtlich ist. 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.

**[0076]** 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. 3, 4, 5). In jeder Verschiebstellung 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.

**[0077]** Um eine fehlerfreie Betätigung des Schaltactuators SA1, SA2 zu ermöglichen, weist die dritte Schaltgasse 33 in 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 Da der ersten Schaltwalze D ausgebildet ist, in der Drehposition D3 der ersten Schaltwalze D eine erste Quergasse 331 auf. Die erste Quergasse 331 ist dabei parallel zur Drehachse Da der ersten Schaltwalze D ausgebildet. Die erste Quergasse 331 ermöglicht ein Schalten des dritten Schaltelementes C3 durch die zweite Schaltwalze T in die zweite Schaltstellung R, um das Losrad RL der Zahnradgruppe RS der Rückwärtszahnradstufe zu aktivieren. Ein Festrad RF der Zahnradgruppe RS der Rückwärtszahnradstufe ist auf der Eingangswelle 14 drehfest angeordnet.

**[0078]** Weiters weist die vierte Schaltgasse 34 in einem eine Neutralposition N des dritten Schaltelementes C3 definierenden Umfangsbereich der zweiten Schaltwalze T, in welchem die zumindest eine vierte Schaltfläche 44 der vierten Schaltgasse 34 im Wesentlichen in einer Normalebene  $\eta_T$  auf die Drehachse Ta der zweiten Schaltwalze T ausgebildet ist, in zumindest einer Drehposition T4 der zweiten Schaltwalze T eine zweite Quergasse 341 auf. Die zweite Quergasse

341 ist parallel zur Drehachse  $T_a$  der zweiten Schaltwalze  $T$  ausgebildet und ermöglicht ein Schalten des dritten Schaltelementes  $C3$  durch die erste Schaltwalze  $D$  in die erste Schaltstellung  $L$ , um das Losrad  $5L$  der Zahnradgruppe  $3/5$  für den dritten  $G3$  bzw. fünften Gang  $G5$  zu aktivieren.

**[0079]** Wie in Fig. 7 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.

**[0080]** Weiters ist ein Voreingriff der Schaltwalze  $D, T$  auch bei einer Zahn-an-Zahn-Kollision des entsprechenden Schaltelementes  $C1, C2, C3$  möglich.

**[0081]** Die Fig. 8, 9, 10 und 11 zeigen einen vorgespannten Schaltvorgang am Beispiel des dritten Schaltelementes  $C3$ . Fig. 8 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. 9 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. 10 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. 11 zeigt den Schaltverzug  $O$  über der Kraft  $F$  für die Phasen  $S1, S2, S3$  beim Schalten über das dritte elastische Element  $73$ .

**[0082]** 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  $R1$  auf, 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 (Fig. 4, 5).

**[0083]** Die erste Schaltfläche  $41$ , zweite Schaltfläche  $42$  und die dritte Schaltfläche  $43$  weisen in der Mantelabwicklung der ersten Schaltwalze  $D$  bzw. zweiten Schaltwalze  $T$  betrachtet weiters jeweils 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. 4, 5). Der zweite Winkel  $\beta$  ist in Bezug auf den ersten Winkel  $\alpha$  umgekehrt orientiert.

**[0084]** Wie in den Fig. 4 und 5 gezeigt ist, weist die erste Schaltwalze  $D$  sechs definierte Drehpositionen  $D1, D2, D3, D4, D5, D6$  und die zweite Schaltwalze  $T$  ebenfalls sechs definierte Drehpositionen  $T1, T2, T3, T4, T5, T6$  auf.

**[0085]** Um Fehlschaltung möglichst zu vermeiden, ist es günstig, wenn die Drehpositionen  $D1, D2, D3, D4, D5, D6$  der ersten Schaltwalze  $D$  und die Drehpositionen  $T1, T2, T3, T4, T5, T6$  der zweiten Schaltwalze  $T$  jeweils durch eine Positioniervorrichtung  $90$  mit einem federbelasteten Rastelement  $91$  definiert sind. Pro Schaltwalze  $D, T$  ist ein Rastelement  $91$  vorgesehen. Pro Drehposition  $D1, D2, D3, D4, D5, D6; T1, T2, T3, T4, T5, T6$  weist jede Schaltwalze  $D, T$  einen durch eine Vertiefung oder Ausnehmung - beispielsweise eine Kerbe - in der in der Stirnfläche oder Mantelfläche der Schaltwalze  $D, T$  gebildeten Positionszeiger  $92$  auf. Die Rastelemente  $91$ , greifen formschlüssig in die Positionszeiger  $92$  ein und stellen sicher, dass die jeweilige gewünschten Drehpositionen  $D1, D2, D3, D4, D5, D6; T1, T2, T3, T4, T5, T6$  der Schaltwalzen  $D, T$  genau angefahren werden.

**[0086]** Wie in Fig. 3 ersichtlich ist, ist auf der Zwischenwelle  $16$  ein Parksperrrenrad  $P$  einer Park-

sperrvorrichtung 93 angeordnet. In Fig. 6 ist die Parksperrvorrichtung 93 im Detail dargestellt. Die Parksperrvorrichtung 93 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 Parksperrhebel 95 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.

**[0087]** Mit Bezugszeichen 28 ist ein Reibungsmomentbegrenzer bezeichnet.

**[0088]** Das Getriebe 13 weist in der in Fig. 3 gezeigten erfindungsgemäßen Ausführungsvariante folgendes Schaltschema auf:

**[0089]** Stationäre Modi:

Mode	Gang	ICE	EM	C1	C2	C3	Z	D	T	P
vollkommen neutral	N0	aus	aus				0	D3	T4	
Parken/Laden im Stillstand	P/SC	antreibend	Generatorbetrieb		R		13	D3	T6	X
elektrische Modi	E1	blockiert	Motorbetrieb	R	L		3	D5	T3	
	E2	blockiert	Motorbetrieb	R		L	4	D6	T4	
	E3	blockiert	Motorbetrieb	R	R		5	D5	T5	
ICE- und Hybrid-Modi	G1	antreibend	Rotorstillstand oder Drehzahlerhöhung		L		6	D3	T3	
	G2	antreibend	Drehmomentsteigerung	L	L		7	D4	T3	
	G3	antreibend	Rotorstillstand oder Drehzahlerhöhung			L	8	D2	T4	
	G4	antreibend	Rotorstillstand oder Drehzahlerhöhung		R		9	D3	T5	
	G5	antreibend	Drehmomentsteigerung	L		L	10	D1	T4	
	G6	antreibend	Drehmomentsteigerung	L	R		11	D4	T5	
	GR	antreibend	Rotorstillstand oder Drehzahlerhöhung			R	12	D3	T1	

**[0090]** Transiente Modi:

Mode	ICE	EM	C1	C2	C3	Z	D	T	P	Bemerkung
Kaltstart	kurbelnd	antreibend		R		13	D3	T6	X	Fahrzeug stillgelegt
Warmstart	kurbelnd	antreibend	L			1	D4	T4		in Bewegung möglich, geringeres Kurbeldrehmoment
Abschalthilfe	Herunterfahren	bremsend	L			1	D4	T4		Schnelleres Abschalten des Motors vor dem Wechsel in den Elektromodus

elektrischer Betrieb, Gangwechsel E1-E2-E3	blockiert	Synchronisieren von Schaltelement C2/C3	R			2	D5	T4	
ICE Start vorwärts G1	antreibend	bremsend		L		6	D3	T3	Batterieladung während Start
ICE Start rückwärts GR	antreibend	bremsend			R	12	D3	T1	Batterieladung während Start
50% drehmoment-aufgefüllte G1-G2 Schaltung	antreibend	antreibend 50% Last		L		6	D3	T3	Batterieentladung für Drehmomentauffüllung ATF

**[0091]** In der Schalttafel bedeuten

- L Schaltung nach links (bezogen auf Fig. 3)
- R Schaltung nach rechts (bezogen auf Fig. 3)
- X aktiviert
- N0 neutraler Gang
- 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
- G4 vierter Gang im ICE- und Hybridmodus
- G5 fünfter Gang im ICE- und Hybridmodus
- G6 sechster Gang im ICE- und Hybridmodus
- Z Schaltzustand
- D.. Position der ersten Schaltwalze D
- T.. Position der zweiten Schaltwalze T

**[0092]** Die erfindungsgemäße Antriebseinheit 12 weist folgende Eigenschaften auf:

- Sechs Gänge G1 bis G6 mit progressiver Gangabstufung über nur 3 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, G3 und G4 erforderlich.
- Bei dem kritischen Gangwechsel G1-G2 erfolgt mittels der Sekundärtriebsmaschine EM eine Drehmomentauffüllung;

- 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-/Warmstart, Start der Primärtriebsmaschine ICE, Boost/Regeneratives Bremsen, EV-Fahren im Stau);

**[0093]** Bei der vorliegenden Erfindung ist die Primärtriebsmaschine ICE mit dem Hohlrad des Planetenradsatzes PGS verbunden, so dass der Schaltvorgang G1-G2 mit aktiver Drehmomentauffüllung ATF erfolgen kann (positives Drehmoment der Sekundärtriebsmaschine EM, positive Drehzahl der Sekundärtriebsmaschine EM während des Schaltvorgangs, Batterie wird geladen und/oder elektrische Energie wird abgeführt).

## Patentansprüche

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**

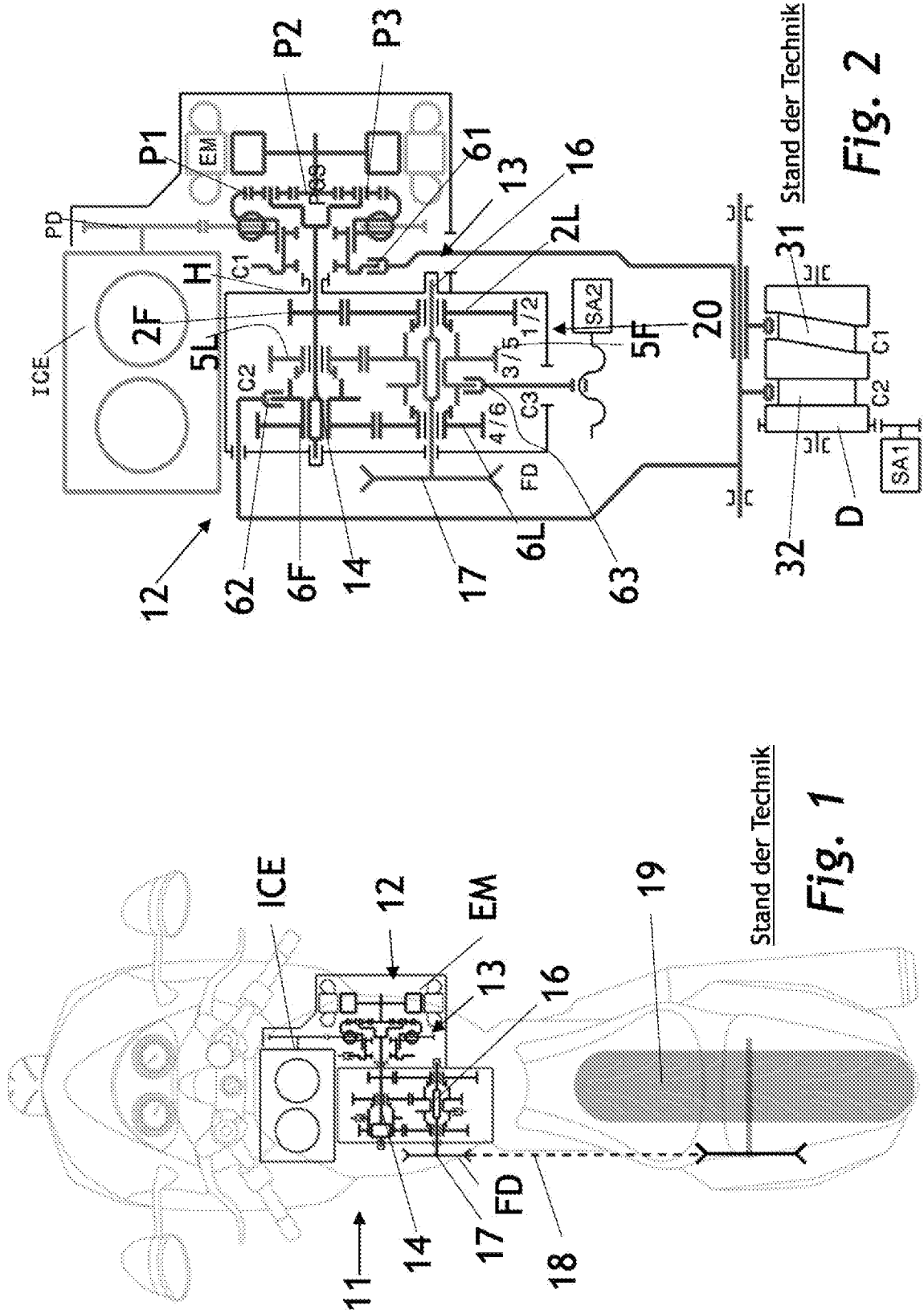
- ein erstes Schaltelement (C1) als Doppelschaltelement zum Schalten zweier Glieder (P1, P3) eines Planetenradsatzes (PGS) des Getriebes (13) ausgebildet ist, um in einer ersten Schaltstellung (L) zwei Glieder (P1, P3) eines Planetenradsatzes (PGS) miteinander drehfest zu verbinden, um in einer zweiten Schaltstellung (R) 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 Festrاد (2F, 6F) aufweisender - Zahnradgruppen (1/2, 4/6) des Getriebes (13) ausgebildet ist, um in einer ersten Schaltstellung (L) das Losrad (2L) der einen Zahnradgruppe (1/2) zu aktivieren und das Losrad (6L) der anderen Zahnradgruppe (4/6) zu deaktivieren, um in einer zweiten Schaltstellung (R) dieses eine Losrad (2L) zu deaktivieren und das andere Losrad (6L) zu aktivieren, und um in einer Neutralstellung (N) beide Losräder (2L, 6L) zu deaktivieren,
- ein drittes Schaltelement (C3) als Doppelschaltelement zum Schalten zweier Losräder (5L, RL) zweier - jeweils ein Losrad (5L, RL) und ein Festrاد (5F, RF) aufweisender - Zahnradgruppen (3/5, RS) des Getriebes (13) ausgebildet ist, um in einer ersten Schaltstellung (L) das Losrad (5L) der einen Zahnradgruppe (3/5) zu aktivieren und das andere Losrad (RL) zu deaktivieren, um in einer zweiten Schaltstellung (R) dieses eine Losrad (5L) zu deaktivieren und das andere Losrad (RL) zu aktivieren, und um in einer Neutralstellung (N) beide Losräder (5L, RL) zu deaktivieren, wobei vorzugsweise eine Zahnradgruppe (RS) durch eine Rückwärtszahnradstufe gebildet ist, und
- 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) in zumindest einem eine Neutralposition (N) des dritten Schaltelementes (C3) definierenden Umfangsbereich der zweiten Schaltwalze (T), in welchem die zumindest eine vierte Schaltfläche (44) der vierten Schaltgasse (34) im Wesentlichen in einer Normal-

ebene ( $\eta_T$ ) auf die Drehachse ( $Ta$ ) der zweiten Schaltwalze ( $T$ ) ausgebildet ist, in zumindest einer Drehposition ( $T4$ ) der zweiten Schaltwalze ( $T$ ) eine zweite Quergasse (341) aufweist.

2. Schalteinrichtung (40) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Getriebe (13) aufweist:
  - eine Eingangswelle (14);
  - eine Ausgangswelle (17);
  - eine Zwischenwelle (16), die parallel zu der Eingangswelle (14) angeordnet und mit der Ausgangswelle (17) verbunden ist;wobei
  - das erste Glied ( $P1$ ) des Planetenradsatzes ( $PGS$ ) ausgebildet ist; um mit einer Primär-antriebsmaschine ( $ICE$ ) verbunden zu werden,
  - das zweite Glied ( $P2$ ) ausgebildet ist um mit einer Sekundär-antriebsmaschine ( $EM$ ) verbunden zu werden oder mit der Sekundär-antriebsmaschine verbunden ist, und wobei
  - das dritte Glied ( $P3$ ) mit der Eingangswelle (14) verbunden ist;
  - die Losräder ( $2L, 6L; 5L, RL$ ) der Zahnradgruppen ( $1/2, 4/6, 3/5, RS$ ) auf der Zwischenwelle (16) drehbar gelagert sind und zwei Festräder ( $2F, 6F, 5F, RF$ ) der auf der ersten Eingangswelle (14) 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 ( $Da$ ) der ersten Schaltwalze ( $D$ ) ausgebildet ist, in zumindest einer Drehposition ( $D3$ ) der ersten Schaltwalze ( $D$ ) eine erste Quergasse (331) aufweist, wobei vorzugsweise die erste Quergasse (331) parallel zur Drehachse ( $Da$ ) der ersten Schaltwalze ( $D$ ) ausgebildet ist.
7. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass die zweite Quergasse (341) parallel zur Drehachse ( $Ta$ ) der zweiten Schaltwalze ( $T$ ) ausgebildet ist.
8. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **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.
9. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **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.

10. Schalteinrichtung (40) nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest eine Schaltfläche (41, 42, 43) einer Schaltwalze (D, T) in einer Mantelabwicklung dieser Schaltwalze (D, T) 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 ( $\eta_D, \eta_T$ ) auf die Drehachse ( $Da, Ta$ ) dieser Schaltwalze (D, T) angeordnet ist.
11. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste Drehachse ( $Da$ ) der ersten Schaltwalze (D) und die zweite Drehachse ( $Ta$ ) der zweiten Schaltwalze (T) parallel zueinander angeordnet sind.
12. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **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.
13. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 12, **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.
14. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass zumindest eine Schaltgabel (61, 62, 63) parallel zu den Drehachsen ( $Da, Ta$ ) der Schaltwalzen (D, T) verschiebbar gelagert ist.
15. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste Schaltwalze (D) durch einen ersten Schaltaktuatormotor (SA1) und die zweite Schaltwalze (T) durch einen zweiten Schaltaktuatormotor (SA2) verdrehbar ist.
16. Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 1 bis 15, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste Schaltwalze (D) und/oder die zweite Schaltwalze (T) sechs definierte Drehpositionen ( $D1, D2, D3, D4, D5, D6; T1, T2, T3, T4, T5, T6$ ) aufweist.
17. Schalteinrichtung (40) nach Anspruch 16, **dadurch gekennzeichnet**, dass jede Drehposition ( $D1, D2, D3, D4, D5, D6; T1, T2, T3, T4, T5, T6$ ) 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.
18. Antriebseinheit mit einer Schalteinrichtung (40) nach einem der Ansprüche 2 bis 17, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Eingangswelle (14) drehfest mit einer Primärantriebsmaschine (ICE) und das zweite Glied (P2) des Planetenradsatzes (PGS) mit einer Sekundärantriebsmaschine (EM) verbunden ist.

**Hierzu 4 Blatt Zeichnungen**



Stand der Technik

Fig. 1

Stand der Technik

Fig. 2



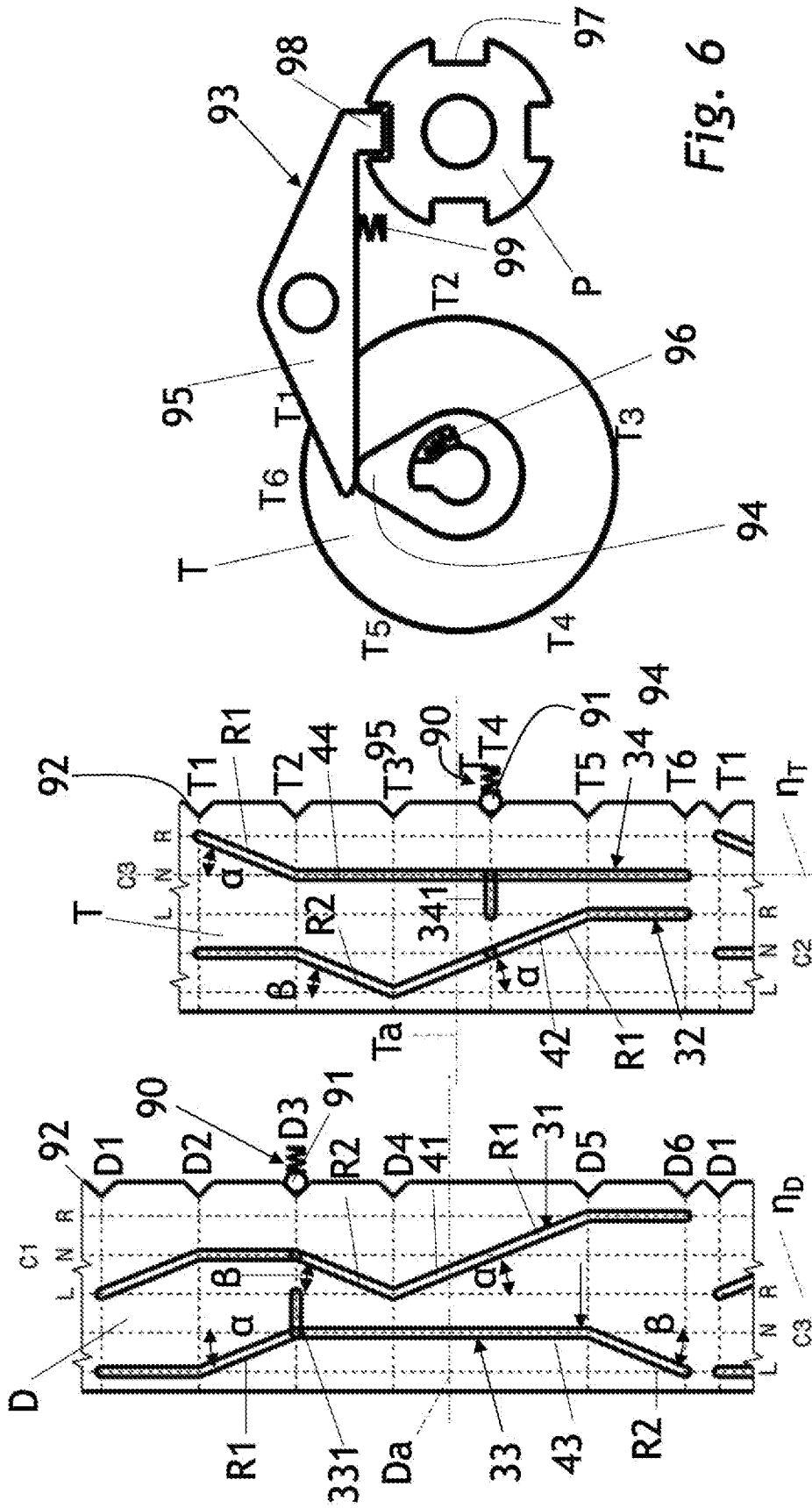


Fig. 5

Fig. 4

