



(19)  
Bundesrepublik Deutschland  
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 601 10 654 T2** 2006.05.04

(12) **Übersetzung der europäischen Patentschrift**

(97) **EP 1 128 027 B1**

(21) Deutsches Aktenzeichen: **601 10 654.7**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **01 104 183.7**

(96) Europäischer Anmeldetag: **21.02.2001**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **29.08.2001**

(97) Veröffentlichungstag

der Patenterteilung beim EPA: **11.05.2005**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **04.05.2006**

(51) Int Cl.<sup>8</sup>: **F01L 1/344** (2006.01)

**F02D 13/02** (2006.01)

**F01L 1/34** (2006.01)

**F01L 13/00** (2006.01)

(30) Unionspriorität:

**2000044708 22.02.2000 JP**

(84) Benannte Vertragsstaaten:

**DE, FR, GB, IT, SE**

(73) Patentinhaber:

**Toyota Jidosha K.K., Toyota, Aichi, JP**

(72) Erfinder:

**Mikame, Kazuhisa, Toyota-shi, Aichi-ken,  
471-8571, JP**

(74) Vertreter:

**TBK-Patent, 80336 München**

(54) Bezeichnung: **Einrichtung zur Ventilzeitsteuerung in einer Brennkraftmaschine**

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

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

**Beschreibung**

als bei Warmleerlauf einstellt.

**HINTERGRUND DER ERFINDUNG****1. Gebiet der Erfindung**

**[0001]** Die vorliegende Erfindung betrifft eine Vorrichtung zum Steuern der Ventilzeit (nachfolgend Ventiltakt genannt) einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung, welche die Ventiltaktüberlagerung in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Maschine variiert, wie im US Dokument 5.558.051 offenbart.

**2. Stand der Technik**

**[0002]** Die Technologie, bei welcher die gewünschte Leistung einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung durch Steuerung des Einlaßventilaktes und des Auslaßventilaktes in Abhängigkeit von deren Betriebszustand erreicht wird, ist hinlänglich bekannt. Um die Verbrennungsstabilität auch während des Leerlauf der Maschine zu gewährleisten, wird gemäß dieser Technologie für diesen Betriebszustand der Öffnungszeitpunkt des Einlaßventils dem Öffnungszeitpunkt des Auslaßventils nicht überlagert, um zu verhindern, daß eine große Abgasrestmenge in der Brennkammer verbleibt (siehe japanisches Dokument HEI 05-71369).

**[0003]** Da bei kalter Maschine der eingespritzte Brennstoff sich im Einlaßkanal und an der Innenfläche der Brennkammer niederschlägt, wird das Luft-Brennstoff-Gemisch magerer als das vorgegebene und dadurch die Verbrennung instabil, so daß die Maschinenleistung sinkt. Deshalb müssen während des Leerlaufs der Maschine der Ventiltakt des Einlaßventils und der Ventiltakt des Auslaßventils so gesteuert werden, daß diese sich nicht überlagern. Wenn aber in diesem Fall die Brennstoffmenge erhöht wird, um bessere Verbrennungsverhältnisse zu erhalten, kann die Brennstoffnutzungseffizienz verschlechtert und eine größere Emission erzeugt werden.

**ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG**

**[0004]** Mit der vorliegenden Erfindung werden die genannten Probleme gelöst. Deshalb ist eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, bei Kaltleerlauf das Absinken des Luft-Brennstoff-Verhältnisses auf einen mageren Wert zu verhindern, ohne die Brennstoffmenge erhöhen zu müssen.

**[0005]** Ein Aspekt der Erfindung ist die Bereitstellung einer Vorrichtung zum Steuern des Ventiltaktes einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung, welche die Ventiltaktüberlagerung in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Maschine verändert, d.h., bei Kaltleerlauf eine größere Ventiltaktüberlagerung

**[0006]** Von dieser Vorrichtung wird auch für den Kaltarbeitszustand der Maschine die Ventiltaktüberlagerung auf einen größeren Wert als für den Warmarbeitszustand eingestellt. Durch Zurückdrücken von Abgas aus dem Abgaskanal und aus der Brennkammer wird das Vergasen des Brennstoffs im Einlaßkanal und in der Brennkammer unterstützt. Dadurch wird selbst dann, wenn der vom Brennstoffeinspritzventil eingespritzte Brennstoff sich im Einlaßkanal und an der Innenfläche der Brennkammer niederschlägt, dieser sofort vergast. Mit anderen Worten, durch Vergrößerung der Ventiltaktüberlagerung wird ohne Erhöhung der Brennstoffeinspritzmenge das Luft-Brennstoff-Verhältnis auf den gewünschten Wert gebracht und dadurch eine stabile Verbrennung erreicht. Da die Brennstoffmenge nicht erhöht werden muß, wird die Brennstoffnutzungseffizienz nicht verschlechtert und die Emission nicht erhöht.

**[0007]** Um auch eine gute Verbrennungsstabilität zu gewährleisten, muß für den Warmleerlauf eine größere Ventiltaktüberlagerung als für den Kaltleerlauf eingestellt werden. Es wurden auch Versuche ohne Ventiltaktüberlagerung durchgeführt, wobei weniger Restgas in der Brennkammer verblieb und trotzdem eine ausreichende Brennstoffstabilität erreicht wurde.

**[0008]** Die genannte Ventiltaktsteuervorrichtung steuert den Öffnungszeitpunkt des Einlaßventils, den des Auslaßventils oder den beider Ventile so, daß bei Kaltleerlauf der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung die Ventiltakte sich überlagern, bei Warmleerlauf jedoch nicht.

**[0009]** Mit anderen Worten, bei Warmleerlauf, bei welchem der Brennstoff ausreichend vergast und eine gute Brennstoffstabilität erreicht wird, bleibt weniger Restgas in der Brennkammer. Wenn aber bei Kaltleerlauf, bei welchem der Brennstoff unzureichend vergast wird, zur Stabilisierung der Verbrennung eine Rückführung von Abgas in die Brennkammer erfolgt, ergibt sich der gleiche Effekt.

**[0010]** Ein weiterer Aspekt der vorliegenden Erfindung ist die Bereitstellung einer Ventiltaktsteuervorrichtung, deren Ventiltaktüberlagerungsmechanismus den Schließzeitpunkt des Einlaßventils oder/und den Öffnungszeitpunkt des Auslaßventils einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung einstellt, welcher aber im nicht betätigten Zustand eine Ventiltaktüberlagerung für den Kaltarbeitszustand der Maschine bewirkt.

**[0011]** Dieser Ventiltaktüberlagerungsmechanismus zur Änderung der Ventiltaktüberlagerung ist so ausgelegt, daß für den Kaltarbeitszustand automatisch die richtige Ventiltaktüberlagerung sich einstellt,

ohne daß dieser betätigt wird. Da aber durch den ungenügenden Öldruck bei Kaltbetrieb der Maschine mit innerer Verbrennung unmittelbar nach deren Start der Mechanismus zur Änderung der Ventiltaktüberlagerung nicht wirken kann, stellt dieser vor einem Neustart der Maschine nach einem Stopp auf einen zum Erreichen der gewünschten Ventiltaktüberlagerung für den Kaltarbeitszustand entsprechenden Wert ein. Wenn der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus bei Kaltleerlauf der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung unmittelbar nach Beginn des Startens aber nicht entsprechend funktioniert, besteht aber trotzdem die Möglichkeit, den geeigneten Ventiltakt einzustellen. In diesem Fall kann nach dem Warmlaufen der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus die Ventiltaktüberlagerung auf Null bringen.

**[0012]** Demzufolge können auch bei Kaltleerlauf das gewünschte Luft-Brennstoff-Gemisch und eine stabile Verbrennung erreicht werden, ohne die Brennstoffeinspritzmenge zu erhöhen. Dadurch wird die Brennstoffnutzungseffizienz verbessert und eine größere Emission verhindert. Deshalb verbleibt bei Warmleerlauf, bei welchem der Brennstoff ausreichend vergast wird, nur eine geringe Abgasmenge in der Brennkammer, so daß eine ausreichend stabile Verbrennung zu verzeichnen ist.

**[0013]** Für den Einlaßventil-Nocken oder/und den Auslaßventil-Nocken, deren Profile sich in Achsrichtung voneinander unterscheiden, können der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus, eine Axialverschiebeeinheit zum Ändern der Ventiltaktüberlagerung und eine Einheit, welche bei nicht betätigtem Ventiltaktüberlagerungsmechanismus die Nocken axial in die für den Ventilkalttakt geeignete Stellung schiebt und damit die dafür geeignete Ventiltaktüberlagerung bewirkt, bereitgestellt werden.

**[0014]** Der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus wird für den Einlaßventil-Nocken oder/und den Auslaßventil-Nocken, deren Profile sich in Achsrichtung voneinander unterscheiden, bereitgestellt. Der Nocken, dessen Profil in Achsrichtung sich ändert, wird von der Axialverschiebeeinheit axial verschoben, um den Ventilhub zu ändern.

**[0015]** Wenn der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht betätigt wird, bringt die Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit den Nocken axial in die Stellung, in welcher die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltarbeitszustand erreicht werden kann.

**[0016]** Wenn der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht betätigt werden kann, weil nach dem Starten der Maschine mit innerer Verbrennung diese kalt ist und deshalb kein ausreichender Hydrauliköldruck aufgebaut wird, schiebt die Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit den Nocken axial in die Stellung,

in welcher die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltarbeitszustand erreicht werden kann. Mit anderen Worten, auch bei Kaltleerlauf der Maschine kann die dafür erforderlich Ventiltaktüberlagerung eingestellt werden. Wenn die Maschine warm gelaufen ist und somit der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus betätigt werden kann, besteht die Möglichkeit keine Ventiltaktüberlagerung einzustellen oder die Ventiltaktüberlagerung auf einen Wert zu bringen, welcher größer ist als der für den Kaltarbeitszustand geeignete.

**[0017]** Demzufolge kann auch bei Kaltleerlauf ein Luft/Brennstoff-Gemisch mit einem ausreichenden Luft/Brennstoff-Verhältnis ohne Erhöhung der Brennstoffmenge erzeugt werden, so daß die Verbrennung stabiler abläuft als in dem Fall, daß die Ventiltaktüberlagerung nicht vergrößert wird, die Maschine in einem verhältnismäßig guten Betriebszustand gehalten wird und keine erhöhte Emission auftritt.

**[0018]** Wenn die Maschine sich im Warmleerlaufzustand befindet und der Brennstoff ausreichend vergast wird, bleibt nur eine geringe Gasmenge in der Brennkammer, so daß die Verbrennung stabil abläuft.

**[0019]** Der erwähnte Nocken ist so konfiguriert, daß in axialer Richtung der Ventil kontinuierlich verändert werden kann. Mit anderen Worten, die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltarbeitszustand wird in der Nockenstellung erreicht, in welcher das Nockenprofil den Minimalhub erzeugt.

**[0020]** Sowohl auf der Einlaßventilseite als auch auf der Auslaßventilseite übt der den Nocken berührende Ventilstößel ein Kraft in Richtung Hubverkleinerung aus. Wenn der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht betätigt wird, befindet dieser sich im stabilsten Zustand, so daß der Nocken den Ventilstößel in der Stellung berührt, in welcher der Minimalhub erzeugt wird.

**[0021]** Da im Kaltleerlauf nach dem Starten der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht entsprechend betätigt werden kann, wirken der Ventilstößel und der von diesem berührte Nocken als Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit, so daß die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltleerlauf auf natürliche Weise eingestellt werden kann. Nach dem Warmlaufen der Maschine kann der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus betätigt werden, so daß die Axialverschiebeeinheit in der Lage ist, die erforderliche Ventiltaktüberlagerung einzustellen oder beispielsweise diese zu eliminieren.

**[0022]** Die bei nicht betätigtem Ventiltaktüberlagerungsmechanismus wirkende Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit kann als Axialpreßeinheit ausgeführt werden, welche den Nocken in die stabile

Stoppstellung drückt, in welcher dieser den Minimalhub erzeugt, wenn der Nocken nicht angetrieben wird. In dieser Stellung wird die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltarbeitszustand erzeugt. Da nach dem Warmlaufen der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus betätigt werden kann, wirkt die Axialverschiebeeinheit gegen die Preßkraft der Axialpreßeinheit und stellt die erforderliche Ventiltaktüberlagerung ein oder eliminiert eine bereits vorhandene Ventiltaktüberlagerung.

**[0023]** Der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus ermöglicht durch Verändern des Drehphasenunterschieds zwischen dem Einlaßventil-Nocken und dem Auslaßventil-Nocken der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung das Einstellen einer Ventiltaktüberlagerung. Wenn dieser aber nicht betätigt wird, kann der Drehphasenunterschied auf den Wert eingestellt werden, welcher die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltarbeitszustand gewährleistet.

**[0024]** Der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus ist in der Lage, durch Ändern des Drehphasenunterschieds zwischen dem Einlaßventil-Nocken und dem Auslaßventil-Nocken die gewünschte Ventiltaktüberlagerung einzustellen. Wenn dieser aber nicht betätigt wird, kann durch den Drehphasenunterschied die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltarbeitszustand der Maschine eingestellt werden.

**[0025]** Obwohl die Maschine nach dem Starten sich im Kaltarbeitszustand befindet und deshalb der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus aufgrund von unzureichendem Hydrauliköl Druck nicht entsprechend betätigt werden kann, hat dieser zwischen dem Stoppen und dem Starten der Maschine den Drehphasenunterschied auf einen Wert eingestellt, bei welchem die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltbetrieb erreicht wird. Da nach dem Warmlaufen der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus ausreichend betätigt und somit der Drehphasenunterschied für die erforderliche Ventiltaktüberlagerung eingestellt werden kann, besteht auch die Möglichkeit, eine eingestellte Ventiltaktüberlagerung zu eliminieren oder eine größere Ventiltaktüberlagerung als für den Kaltarbeitszustand erforderlich einzustellen.

**[0026]** Aus diesem Grund kann für den Kaltleerlauf auch ohne Erhöhung der Brennstoffmenge ein Gemisch mit ausreichendem Luft/Brennstoff-Verhältnis erzeugt werden, so daß eine stabilere Verbrennung als in dem Fall, daß die Ventiltaktüberlagerung nicht vergrößert wird, erreicht wird. Dadurch kann eine Kaltverzögerung verhindert und die Maschine in einem relativ gutem Betriebszustand gehalten werden. Da keine größere Brennstoffmenge erforderlich ist, wird die Brennstoffnutzungseffizienz verbessert und eine Erhöhung der Emission verhindert. Bei Warm-

leerlauf und somit bei ausreichendem Vergasen des Brennstoffs läuft die Verbrennung stabil ab, wobei die in der Brennkammer verbleibende Gasmenge gering ist.

**[0027]** Der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung kann zusätzlich mit einer Drehphasenunterschied-Einstelleinheit zum Einstellen der Ventiltaktüberlagerung durch Verändern des Drehphasenunterschieds zwischen dem Einlaßventil-Nocken und dem Auslaßventil-Nocken und einer Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit ausgerüstet werden, wobei dann, wenn der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht betätigt wird, die letztgenannte Einheit die Drehphasenunterschied-Einstelleinheit zum Einstellen jenes Drehphasenunterschieds veranlaßt, mit welchem die für den Kaltarbeitszustand erforderliche Ventiltaktüberlagerung erreicht werden kann.

**[0028]** Wenn der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht betätigt wird, veranlaßt die in diesem vorhandene Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit die Drehphasenunterschied-Einstelleinheit zum Einstellen des Drehphasenunterschieds zwischen dem Einlaßventil-Nocken und dem Auslaßventil-Nocken auf den Wert, mit welchem die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltarbeitszustand erreicht werden kann.

**[0029]** Wenn bei einer solchen Konstruktion aufgrund von unzureichendem Hydrauliköl Druck im Kaltleerlauf unmittelbar nach dem Starten der Maschine der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht entsprechend betätigt werden kann, erzeugt die Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit den Drehphasenunterschied, bei welchem die für den Kaltarbeitszustand erforderliche Ventiltaktüberlagerung erreicht wird. Da nach dem Warmlaufen der Maschine der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus entsprechend betätigt werden kann, ist die Drehphasenunterschied-Einstelleinheit in der Lage, die erforderliche Ventiltaktüberlagerung einzustellen. Es besteht aber die Möglichkeit, eine eingestellte Ventiltaktüberlagerung zu eliminieren oder eine größere Ventiltaktüberlagerung als für den Kaltarbeitszustand erforderlich einzustellen.

**[0030]** Aus diesem Grund kann für den Kaltleerlauf auch ohne Erhöhung der Brennstoffmenge ein Gemisch mit ausreichendem Luft/Brennstoff-Verhältnis erzeugt werden, so daß eine stabilere Verbrennung als in dem Fall, daß die Ventiltaktüberlagerung nicht vergrößert wird, erreicht wird. Dadurch kann eine Kaltverzögerung verhindert und die Maschine in einem relativ gutem Betriebszustand gehalten werden. Da keine größere Brennstoffmenge erforderlich ist, wird die Brennstoffnutzungseffizienz verbessert und eine Erhöhung der Emission verhindert. Bei Warmleerlauf und somit bei ausreichendem Vergasen des Brennstoffs läuft die Verbrennung stabil ab, wobei die

in der Brennkammer verbleibende Gasmenge gering ist.

**[0031]** Der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung kann zusätzlich mit einer Drehphasenunterschied-Einstelleinheit zum Einstellen der Ventiltaktüberlagerung durch Verändern des Drehphasenunterschieds zwischen dem Einlaßventil-Nocken und dem Auslaßventil-Nocken und einer Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit ausgerüstet werden, wobei dann, wenn der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht betätigt wird, die letztgenannte Einheit die Drehphasenunterschied-Einstelleinheit zum Einstellen jenes Drehphasenunterschieds veranlaßt, mit welchem die für den Kaltarbeitszustand erforderliche Ventiltaktüberlagerung erreicht werden kann.

**[0032]** Wenn der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht betätigt wird, veranlaßt die in diesem vorhandene Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit die Drehphasenunterschied-Einstelleinheit zum Einstellen des Drehphasenunterschieds zwischen dem Einlaßventil-Nocken und dem Auslaßventil-Nocken auf den Wert, mit welchem die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltarbeitszustand erreicht werden kann.

**[0033]** Wenn bei einer solchen Konstruktion aufgrund des unzureichenden Hydrauliköldrucks im Kaltleerlauf nach dem Starten Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung nicht entsprechend betätigt werden kann, ist die Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit in der Lage, schon vor dem Ankurbeln den Drehphasenunterschied auf den Wert einzustellen, mit welchem die für den Kaltarbeitszustand erforderliche Ventiltaktüberlagerung erreicht wird. Demzufolge besteht auch in dem Fall, daß bei Kaltleerlauf nach dem Starten der Maschine der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht entsprechend betätigt werden kann, die Möglichkeit, die für den Kaltleerlauf erforderliche Ventiltaktüberlagerung einzustellen. Da nach dem Warmlaufen der Maschine der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus entsprechend betätigt werden kann, stellt die Drehphasenunterschied-Einstelleinheit die erforderliche Ventiltaktüberlagerung ein. So kann zum Beispiel eine eingestellte Ventiltaktüberlagerung eliminiert oder eine größere Ventiltaktüberlagerung als für den Kaltarbeitszustand erforderlich eingestellt werden.

**[0034]** Aus diesem Grund kann für den Kaltleerlauf auch ohne Erhöhung der Brennstoffmenge ein Gemisch mit ausreichendem Luft/Brennstoff-Verhältnis erzeugt werden, so daß eine stabilere Verbrennung als in dem Fall, daß die Ventiltaktüberlagerung nicht vergrößert wird, erreicht wird. Dadurch kann eine Kaltverzögerung verhindert und die Maschine in einem relativ gutem Betriebszustand gehalten werden. Da keine größere Brennstoffmenge erforderlich ist, wird die Brennstoffnutzungseffizienz verbessert und

eine Erhöhung der Emission verhindert. Bei Warmleerlauf und somit bei ausreichendem Vergasen des Brennstoffs läuft die Verbrennung stabil ab, wobei die in der Brennkammer verbleibende Gasmenge gering ist.

**[0035]** Der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung gemäß einer der Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung weist auf: einen Einlaßventil-Nocken und einen Auslaßventil-Nocken, von denen einer oder beide in axialer Richtung so konfiguriert sind, daß der Ventilhub kontinuierlich verändert wird, eine Axialverschiebeeinheit zum Verändern des Ventiltaktes durch axiales Verschieben des Nockens, eine Drehphasenunterschied-Einstelleinheit zum Verändern des Drehphasenunterschieds zwischen dem Einlaßventil-Nocken und dem Auslaßventil-Nocken und einen Koppelmechanismus zum Koppeln der Axialverschiebeeinheit an die Drehphasenunterschied-Einstelleinheit, wobei dann, wenn der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht betätigt und der Nocken nicht angetrieben wird, der Nocken von der Axialverschiebeeinheit axial in die Stellung geschoben wird, in welcher der Minimalventilhub erreicht und der Drehphasenunterschied zwischen dem Einlaßventil-Nocken und dem Auslaßventil-Nocken einen Wert hat, welcher die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltarbeitszustand erzeugt.

**[0036]** Der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus kann sowohl mit Axialverschiebeeinheit als auch mit der Drehphasenunterschied-Einstelleinheit ausgerüstet werden. Der Koppelmechanismus ist so konstruiert, daß die Änderung des Drehphasenunterschieds zwischen dem Einlaßventil-Nocken und dem Auslaßventil-Nocken synchron zum axialen Verschieben der Nocken durch die Axialverschiebeeinheit abläuft. Wenn der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht betätigt wird, aber die Nocken axial in die Stellung geschoben werden, in welcher der Ventilhub den Minimalwert erreicht, kann die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltarbeitszustand eingestellt werden.

**[0037]** Auch wenn im Kaltleerlauf nach dem Starten der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung kein ausreichender Hydrauliköldruck aufgebaut und dadurch der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht entsprechend betätigt werden kann, gewährleistet der Koppelmechanismus das Einstellen der Ventiltaktüberlagerung für den Kaltarbeitszustand. Da aber nach dem Warmlaufen der Maschine der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus betätigt werden kann, wird die erforderliche Ventiltaktüberlagerung entweder von der Axialverschiebeeinheit, von der Drehphasenunterschied-Einstelleinheit oder von beiden eingestellt. So kann zum Beispiel eine größere Ventiltaktüberlagerung als für den Kaltarbeitszustand erforderlich, aber auch keine Ventiltaktüberla-

gerung eingestellt werden.

**[0038]** Aus diesem Grund kann für den Kaltleerlauf auch ohne Erhöhung der Brennstoffmenge ein Gemisch mit ausreichendem Luft/Brennstoff-Verhältnis erzeugt werden, so daß eine stabilere Verbrennung als in dem Fall, daß die Ventiltaktüberlagerung nicht vergrößert wird, erreicht wird. Dadurch kann eine Kaltverzögerung verhindert und die Maschine in einem relativ gutem Betriebszustand gehalten werden. Da keine größere Brennstoffmenge erforderlich ist, wird die Brennstoffnutzungseffizienz verbessert und eine Erhöhung der Emission verhindert. Bei Warmleerlauf und somit bei ausreichendem Vergasen des Brennstoffs läuft die Verbrennung stabil ab, wobei die in der Brennkammer verbleibende Gasmenge gering ist.

**[0039]** Mit dem Koppeln der Axialschiebeeinheit an die Drehphasenunterschied-Einstelleinheit durch die schrägverzahnten Keilwellenprofile im Koppelmechanismus drückt die Axialschiebeeinheit die Nocken in die Richtung, in welcher der Ventilhub größer wird, während gleichzeitig der Drehphasenunterschied zwischen dem Einlaßventil-Nocken und dem Auslaßventil-Nocken entsprechend geändert wird, um die Ventiltaktüberlagerung zu verkleinern. Mit anderen Worten, eine Verkleinerung des Ventilhubes sollte eine Vergrößerung der Ventiltaktüberlagerung bewirken.

**[0040]** Wenn der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht betätigt wird, drückt die Axialkomponente der von der Ventilsfeder an der Berührungsstelle zwischen dem Ventilstößel und dem Nocken erzeugten Kraft den Nocken in die Stellung, in welcher der Ventilhub den Minimalwert erreicht. Dabei wird von den Keilwellenprofilen die Ventiltaktüberlagerung auf den für den Kaltarbeitszustand erforderlichen Wert vergrößert.

**[0041]** Auch wenn der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht entsprechend betätigt werden kann, besteht die Möglichkeit, die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltarbeitszustand einstellen. Wenn aber nach dem Warmlaufen der Maschine der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus betätigt werden kann, wird von der Axialverschiebeeinheit und der Drehphasenunterschied-Einstelleinheit das Einstellen der erforderlichen Ventiltaktüberlagerung vorgenommen, wobei aber auch die Möglichkeit besteht, eine eingestellte Ventiltaktüberlagerung zu eliminieren.

**[0042]** Die Vorrichtung zum Steuern des Ventiltaktes einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung kann mit einem Ventiltaktüberlagerungsmechanismus, einer Einheit zum Erfassen des Betriebszustandes der Maschine und einer Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit ausgerüstet werden, wobei in dem Fall, daß die Einheit zum Erfassen

des Betriebszustandes der Maschine Kaltleerlauf ermittelt, die Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit die Ventiltaktüberlagerung auf dem vor dem Starten der Maschine eingestellten Wert hält, wenn der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht betätigt werden kann, wobei in dem Fall, daß die Einheit zum Erfassen des Betriebszustandes der Maschine Warmleerlauf ermittelt, der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus die Ventiltaktüberlagerung kleiner als für den Kaltarbeitszustand erforderlich einstellen oder ganz eliminieren kann, und in dem Fall, daß die Einheit zum Erfassen des Betriebszustandes der Maschine nicht Warmleerlauf, sondern einen Warmarbeitszustand ermittelt, der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus die Ventiltaktüberlagerung über den für Warmleerlauf erforderlichen Wert vergrößert.

**[0043]** Der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus hält die vor dem Starten der Maschine eingestellte Ventiltaktüberlagerung auf dem für den Kaltleerlauf erforderlichen Wert, wenn dieser Mechanismus nicht betätigt werden kann und von der Einheit zum Erfassen des Betriebszustandes der Maschine Kaltleerlauf ermittelt wird.

**[0044]** Der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus eliminiert eine eingestellten Ventiltaktüberlagerung und stellt in dem Fall, daß die Einheit zum Erfassen des Betriebszustandes der Maschine Warmleerlauf ermittelt, die Ventiltaktüberlagerung für Warmleerlauf ein, welche kleiner ist als die für Kaltleerlauf. Der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus stellt in dem Fall, daß die Einheit zum Erfassen des Betriebszustandes der Maschine nicht Warmleerlauf, sondern einen Warmarbeitszustand ermittelt, eine größere Ventiltaktüberlagerung als für Warmleerlauf erforderlich ein.

**[0045]** Demzufolge kann für Kaltleerlauf auch ohne Vergrößerung der Brennstoffmenge ein Gemisch mit einem ausreichenden Luft/Brennstoff-Verhältnis erzeugt werden, wobei die Verbrennung stabiler abläuft als in dem Fall, daß die Ventiltaktüberlagerung nicht vergrößert wird, die Maschine in einem günstigen Betriebszustand gehalten und eine Erhöhung der Emission verhindert werden kann. Da für Kaltleerlauf eine Erhöhung der Brennstoffmenge nicht erforderlich ist, steigen auch die Kosten nicht. Bei Warmleerlauf wird der Brennstoff ausreichend vergast, so daß die Verbrennung stabil abläuft und nur wenig Gas in der Brennkammer verbleibt.

**[0046]** Die Vorrichtung zum Steuern des Ventiltaktes einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung kann mit einem Ventiltaktüberlagerungsmechanismus, einer Einheit zum Erfassen des Betriebszustandes der Maschine und einer Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit ausgerüstet werden, wobei in dem Fall, daß die Einheit zum Erfassen

des Betriebszustandes der Maschine Kaltleerlauf ermittelt, die Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit die Ventiltaktüberlagerung auf dem vor dem Starten der Maschine eingestellten Wert hält, wenn der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht betätigt werden kann, und wobei in dem Fall, daß die Einheit zum Erfassen des Betriebszustandes der Maschine andere Warmarbeitszustände ermittelt, der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus eine für den erfaßten Betriebszustand geeignete Ventiltaktüberlagerung einstellt.

**[0047]** Der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus ist in der Lage, die Ventiltaktüberlagerung auf den vor dem Starten der Maschine eingestellten Wert für Kaltleerlauf zu halten, wenn der Mechanismus nicht betätigt werden kann, und in dem Fall, daß ein Warmarbeitszustand ermittelt wird, die für den erfaßten Zustand geeignete Ventiltaktüberlagerung einzustellen.

**[0048]** Demzufolge kann für Kaltleerlauf ohne Erhöhung der Brennstoffmenge ein Gemisch mit ausreichendem Luft/Brennstoff-Verhältnis erzeugt werden, wodurch die Verbrennung stabiler abläuft als in dem Fall, daß die Ventiltaktüberlagerung nicht vergrößert wird. Dadurch kann die Maschine in einem relativ günstigen Betriebszustand gehalten und eine Erhöhung der Emission verhindert werden, ohne von einer Erhöhung der Brennstoffmenge abhängig zu sein. Bei Warmleerlauf wird der Brennstoff ausreichend vergast, so daß die Verbrennung stabil abläuft und nur weniger Gas in der Brennkammer verbleibt.

**[0049]** Die Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ist nicht auf die beschriebene Vorrichtung zum Steuern des Ventiltakts beschränkt, sondern bezieht sich auch auf ein Verfahren zum Steuern des Ventiltaktes einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung.

#### KURZBESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

**[0050]** [Fig. 1](#) zeigt den allgemeinen Aufbau des Ventilbetätigungssystems einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

**[0051]** [Fig. 2](#) zeigt die Konstruktion des Ventilhubänderungsmechanismus des in [Fig. 1](#) dargestellten Ventilbetätigungssystems.

**[0052]** [Fig. 3](#) zeigt die Konstruktion der Betätigungseinheit zum Ändern des Drehphasenunterschieds gemäß dieser Ausführungsform.

**[0053]** [Fig. 4](#) zeigt die Schnittansicht IV-IV der in [Fig. 3](#) dargestellten Einheit.

**[0054]** [Fig. 5](#) zeigt perspektivisch in Explosivdar-

stellung die Nockenwelle, den Lagerzapfen und ein Sekundärzahnrad für die Einlaßventil-Nockenwelle gemäß dieser Ausführungsform.

**[0055]** [Fig. 6](#) zeigt die Schnittansicht der schrägverzahnten Keilwellenprofile eines Betätigungselements zum Ändern des Drehphasenunterschieds.

**[0056]** [Fig. 7](#) zeigt in perspektivischer Darstellung den Einlaßventil-Nocken gemäß dieser Ausführungsform.

**[0057]** [Fig. 8](#) zeigt das Profil des in [Fig. 7](#) dargestellten Nockens.

**[0058]** [Fig. 9](#) zeigt das Hubmuster des Auslaßventils und das des Einlaßventils bei dieser Ausführungsform.

**[0059]** [Fig. 10](#) zeigt im Flußplan das Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte gemäß dieser Ausführungsform.

**[0060]** [Fig. 11](#) zeigt Tafeln für den Vorlaufwert  $\theta_t$  und die Wellenstellung  $L_t$  zum Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte gemäß dieser Ausführungsform.

**[0061]** [Fig. 12](#) zeigt einen Bereich auf der zum Einstellen des Ventilcharakteristik-Zielwertes verwendeten Tafel für den Vorlaufwert  $\theta_t$  und die Wellenstellung  $L_t$  gemäß dieser Ausführungsform.

**[0062]** [Fig. 13](#) zeigt im Flußplan das Steuern eines ersten Ölstromsteuerventils (OCV) gemäß dieser Ausführungsform.

**[0063]** [Fig. 14](#) zeigt im Flußplan das Steuern eines zweiten Ölstromsteuerventils (OCV) gemäß dieser Ausführungsform.

**[0064]** [Fig. 15](#) zeigt das Ventilbetätigungssystem einer Brennkraftmaschine gemäß einer weiteren Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

**[0065]** [Fig. 16](#) zeigt die Konstruktion einer Einheit zum Ändern des Drehphasenunterschieds gemäß der in [Fig. 15](#) dargestellten zweiten Ausführungsform.

**[0066]** [Fig. 17](#) zeigt die Schnittansicht XVII-XVII der in [Fig. 16](#) dargestellten Einheit.

**[0067]** [Fig. 18](#) zeigt eine Stellung der Einheit zum Ändern des Drehphasenunterschieds gemäß der in [Fig. 16](#) dargestellten zweiten Ausführungsform.

**[0068]** [Fig. 19](#) zeigt eine weitere Stellung der Einheit zum Ändern des Drehphasenunterschieds gemäß der in [Fig. 16](#) dargestellten zweiten Ausführungsform.

rungsform.

[0069] [Fig. 20](#) zeigt die Konstruktion einer Einheit zum Einstellen des Ventiltaktes für den Kaltleerlauf gemäß der in [Fig. 16](#) dargestellten zweiten Ausführungsform.

[0070] [Fig. 21](#) zeigt eine Stellung der in [Fig. 16](#) dargestellten Einheit.

[0071] [Fig. 22](#) zeigt eine weitere Stellung der in [Fig. 16](#) dargestellten Einheit.

[0072] [Fig. 23](#) zeigt die Konstruktion eines Verriegelungsstiftes und dessen Umgebung gemäß der in [Fig. 16](#) dargestellten zweiten Ausführungsform.

[0073] [Fig. 24](#) zeigt eine Stellung des Verriegelungsstiftes gemäß der in [Fig. 16](#) dargestellten zweiten Ausführungsform.

[0074] [Fig. 25](#) zeigt die Konstruktion des Verriegelungsstiftes und dessen nähere Umgebung gemäß der in [Fig. 16](#) dargestellten zweiten Ausführungsform.

[0075] [Fig. 26](#) zeigt die Schnittansicht IIVVI-IIXVI des in [Fig. 25](#) dargestellten Verriegelungsstiftes.

[0076] [Fig. 27](#) zeigt eine Stellung des Ölsteuerungsventils gemäß der in [Fig. 16](#) dargestellten zweiten Ausführungsform.

[0077] [Fig. 28](#) zeigt eine weitere Stellung des Ölsteuerungsventils gemäß der in [Fig. 16](#) dargestellten zweiten Ausführungsform.

[0078] [Fig. 29](#) zeigt im Flußplan das Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte gemäß der in [Fig. 16](#) dargestellten zweiten Ausführungsform.

[0079] [Fig. 30](#) zeigt im Flußplan das Steuern des Ölsteuerungsventils (OCV) gemäß der in [Fig. 16](#) dargestellten zweiten Ausführungsform.

[0080] [Fig. 31](#) zeigt das von der Nockenwelle für das Einlaßventil erzeugte Drehmoment.

[0081] [Fig. 32](#) zeigt eine Tafel für den Vorlaufwert  $\theta_t$  zum Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte gemäß der in [Fig. 16](#) dargestellten zweiten Ausführungsform.

[0082] [Fig. 33](#) zeigt die Hubmuster des Auslaßventils und des Einlaßventils gemäß der in [Fig. 16](#) dargestellten zweiten Ausführungsform.

[0083] [Fig. 34](#) zeigt den allgemeinen Aufbau des Ventilbetätigungssystems einer Brennkraftmaschine gemäß einer dritten Ausführungsform der vorliegen-

den Erfindung.

[0084] [Fig. 35](#) zeigt Hubmuster des Einlaßventils gemäß der in [Fig. 34](#) dargestellten dritten Ausführungsform.

[0085] [Fig. 36](#) zeigt in perspektivischer Darstellung den Einlaßventil-Nocken gemäß der in [Fig. 34](#) dargestellten dritten Ausführungsform.

[0086] [Fig. 37](#) zeigt die Vorderansicht des Einlaßventil-Nockens gemäß der in [Fig. 34](#) dargestellten dritten Ausführungsform.

[0087] [Fig. 38](#) zeigt Hubmuster des Auslaßventils gemäß der in [Fig. 34](#) dargestellten dritten Ausführungsform.

[0088] [Fig. 39](#) zeigt die Konstruktion der ersten Einheit zum Ändern des Einlaßventilhubes gemäß der in [Fig. 34](#) dargestellten dritten Ausführungsform.

[0089] [Fig. 40](#) zeigt die Wirkungsweise der ersten Einheit zum Ändern des Einlaßventilhubes gemäß der in [Fig. 34](#) dargestellten dritten Ausführungsform.

[0090] [Fig. 41](#) zeigt die Konstruktion der zweiten Einheit zum Ändern des Auslaßventilhubes gemäß der in [Fig. 34](#) dargestellten dritten Ausführungsform.

[0091] [Fig. 42](#) zeigt die Wirkungsweise der zweiten Einheit zum Einstellen des Auslaßventilhubes gemäß der in [Fig. 34](#) dargestellten dritten Ausführungsform.

[0092] [Fig. 43](#) zeigt im Flußplan das Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte gemäß der in [Fig. 34](#) dargestellten dritten Ausführungsform.

[0093] [Fig. 44](#) zeigt im Flußplan das Steuern des ersten Ölsteuerungsventils (OCV) gemäß der in [Fig. 34](#) dargestellten dritten Ausführungsform.

[0094] [Fig. 45](#) zeigt im Flußplan das Steuern des zweiten Ölsteuerungsventils (OCV) gemäß der in [Fig. 34](#) dargestellten dritten Ausführungsform.

[0095] [Fig. 46](#) zeigt die zum Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte verwendeten Tafeln für die Wellenstellung  $L_{ta}$  bzw.  $L_{tb}$  gemäß der in [Fig. 34](#) dargestellten dritten Ausführungsform.

[0096] [Fig. 47](#) zeigt Hubmuster des Auslaßventils und des Einlaßventils gemäß der in [Fig. 34](#) dargestellten dritten Ausführungsform.

#### DETAILLIERTE BESCHREIBUNG DER BEVORZUGTEN AUSFÜHRUNGSFORMEN

[0097] [Fig. 1](#) zeigt den allgemeinen Aufbau des mit einer Ventilcharakteristik-Einstelleinheit **10** ausgerüs-



teten Ventilbetätigungssystem einer Vierzylinder-Benzinmaschine **11**. Die Ventilcharakteristik-Einstelleinheit ist an der Einlaßventil-Nockenwelle **22** installiert. Das bei dieser Vierzylinder-Maschine **11** verwendete Ventilbetätigungssystem ist ein Überkopf-Doppelnockenwellen-System, welches jeweils zwei Einlaßventile und zwei Auslaßventile betätigt.

**[0098]** Die Maschine **11** weist einen Zylinderblock **13** mit in diesem hin und her bewegten Kolben **12**, eine unten am Zylinderblock **13** befestigte Ölwanne **13a** und einen oben am Zylinderblock **13** befestigten Zylinderkopf **14** auf. Im unteren Abschnitt der Maschine **11** ist eine Kurbelwelle **15** drehbar gelagert und an dieser über eine Pleuelstange **16** der Kolben **12** befestigt. Von der rotierenden Kurbelwelle **15** wird über die Pleuelstange **16** der Kolben **12** hin und her bewegt. Über dem Kolben **12** befindet sich eine mit Einlaßkanälen **18** und Auslaßkanälen **19** versehene Brennkammer **17**. Die Einlaßventile **20** steuern das Verbinden und Trennen der Einlaßkanäle **18** mit der bzw. von der Brennkammer **17** und die Auslaßventile das Verbinden und Trennen der Auslaßkanäle **19** mit der bzw. von der Brennkammer **17**.

**[0099]** Die Nockenwelle **22** für die Einlaßventile und die Nockenwelle **23** für die Auslaßventile sind parallel zueinander im Zylinderkopf **14** angeordnet, wobei nur die Nockenwelle **22** sich axial bewegt werden kann.

**[0100]** Auf einem Ende der Einlaßventil-Nockenwelle **22** sind ein Taktgeberkettenrad **24a** und eine Betätigungseinheit **24** zum Ändern des Drehphasenunterschieds zwischen der Kurbelwelle **15** und der Einlaßventil-Nockenwelle **22** angeordnet. Auf dem anderen Ende der Einlaßventil-Nockenwelle **22** ist ein Betätigungselement **22a** angeordnet, welches diese in Achsrichtung bewegt. Auf einem Ende der Auslaßventil-Nockenwelle **23** ist ein Taktgeberkettenrad **25** angeordnet, welches zusammen mit dem Taktgeber-Kettenrad **24a** für die Änderung des Drehphasenunterschieds von dem an der Kurbelwelle **15** befestigten Kettenrad **15a** über eine Kette **15b** in Drehung gesetzt wird. Durch diese Anordnung werden die Einlaßventil-Nockenwelle **22** und die Auslaßventil-Nockenwelle **23** von der Kurbelwelle **15** synchron zu dieser in Drehung gesetzt. Von vorn auf die Zahnräder **15a**, **24a** und **25** in [Fig. 1](#) gesehen rotieren die Kurbelwelle **15**, die Einlaßventil-Nockenwelle **22** und die Auslaßventil-Nockenwelle **23** in Uhrzeigerichtung.

**[0101]** Wie aus [Fig. 2](#) hervor geht, hat die Einlaßventil-Nockenwelle **22** einen Nocken **27**, welcher den Abschnitt **20b** am Ventilstößel **20a** berührt. Die Auslaßventil-Nockenwelle **23** hat einen Nocken **28**, welcher den Abschnitt **21b** am Ventilstößel **21a** berührt. Während des Rotierens der Einlaßventil-Nockenwelle **22** und der Auslaßventil-Nockenwelle **23** werden von dem an diesen vorhandenen Nocken **27** bzw. **28**

das Einlaßventil **20** und das Auslaßventil **21** geöffnet und geschlossen.

**[0102]** Während das Profil des Nockens **28** in Achsrichtung der Auslaßventil-Nockenwelle **23** sich nicht ändert, variiert das Profil des Nockens **27** in Achsrichtung der Einlaßventil-Nockenwelle **22**, worauf später näher eingegangen wird. Kurz gesagt, der Nocken **27** ist dreidimensional ausgeführt.

**[0103]** Nachfolgend werden anhand der [Fig. 2](#) bis [Fig. 6](#) das Ventilhubänderungselement **22a** und die Drehphasenunterschied-Einstelleinheit, welche die Ventilcharakteristik-Steuereinheit **10** bilden, detailliert beschrieben.

**[0104]** [Fig. 2](#) zeigt die Schnittansicht des Ventilhubänderungselements **22a** und dessen nähere Umgebung, [Fig. 3](#) die Schnittansicht der Drehphasenunterschied-Einstelleinheit **24** und deren nähere Umgebung. Die Einheit **24** ist am vorderen Ende der Einlaßventil-Nockenwelle **22**, das Element **22a** an deren hinterem Ende angeordnet.

**[0105]** Wie aus [Fig. 2](#) hervor geht, ist das Ventilhubänderungselement **22a** aus einem zylindrischen Rohr **31**, einem in diesem verschiebbaren Kolben **32**, zwei Abschlußdeckeln **33** und einer zwischen dem Kolben **32** und rechten Abschlußdeckel **33** angeordneten Druckfeder **32a** zusammengesetzt. Das zylindrische Rohr **31** ist am Zylinderkopf **14** befestigt.

**[0106]** Die Einlaßventil-Nockenwelle **22** ist mit der durch den linken Abschlußdeckel **33** geführten Kolbenstange **33a** verbunden. Zwischen der Kolbenstange **33a** und der Einlaßventil-Nockenwelle **22** ist ein Wälzlager **33b** angeordnet, welches beim Bewegen der rotierenden Nockenwelle **22** durch das Ventilhubänderungselement **22a** in Richtung S die Druckkraft auf diese überträgt.

**[0107]** Der Zylinder **31** wird vom Kolben **32** in eine erste Druckkammer **31a** und eine zweite Druckkammer **31b** unterteilt. Der im linken Abschlußdeckel **33** vorhandene erste Ölzuführ- und Ölrückführkanal **34** mündet in die erste Druckkammer **31a** und der im rechten Abschlußdeckel **33** vorhandene Zuführ-/Rücklaufkanal **35** in die zweite Druckkammer **31b**.

**[0108]** Das selektiv durch den ersten Kanal **34** in die erste Druckkammer **31a** und den zweiten Kanal **35** in die zweite Druckkammer **31b** gedrückte Öl verschiebt den Kolben **32** und damit die rotierende Einlaßventil-Nockenwelle **22** in Richtung S.

**[0109]** Der erste Kanal **34** und der zweite Kanal **35** sind an das erste Ölstromsteuerventil **38** angeschlossen. Das erste Ölstromsteuerventil **38** ist über eine Leitung **38a** an eine Ölpumpe P angeschlossen und

über Leitung **38b** direkt mit der Ölwanne **13a** verbunden.

[0110] Das erste Ölstromsteuerventil **38** weist ein Gehäuse **38c** auf, welches mit einem ersten Zuführ-/Rücklaufkanal **38d**, einem zweiten Zuführ-/Rücklaufkanal **38e**, einem ersten Abflußkanal **38f**, einem zweiten Abflußkanal **38g** und einem Zuflußkanal **38h** versehen ist. Der erste Zuführ-/Rücklaufkanal **38d** ist an den ersten Zuführ-/Rückführkanal **34**, der zweite Zuführ-/Rücklaufkanal **38e** an den zweiten Zuführ-/Rückführkanal **35** angeschlossen. Die Zuführleitung **38a** ist an den Zuflußkanal **38h**, die Rücklaufleitung **38b** an den ersten Abflußkanal **38f** und den zweiten Abflußkanal **38g** angeschlossen. Im Ventilgehäuse **38c** ist eine Spindel **38m** mit vier Dichtabschnitten **38i** bewegbar angeordnet, welche von einer Elektromagnetspule **38k** in eine Richtung und von einer Druckfeder **38j** in die entgegengesetzte Richtung gedrückt wird.

[0111] Im aberregten Zustand der Elektromagnetspule **38k** drückt die Feder **38j** die Kolbenstange **38m** in die rechte Stellung, wodurch der erste Zuführ-/Rücklaufkanal **38d** mit dem ersten Abflußkanal **38f**, der zweite Zuführ-/Rücklaufkanal **38e** mit dem Zuführkanal **38h** verbunden wird. In diesem Zustand wird von der Pumpe P Öl aus dem Ölbehälter **13a** durch die Leitung **38a**, das erste Ölstromsteuerventil **38** und den zweiten Zuführ-/Rückführkanal **35** in die zweite Druckkammer **31b** gedrückt, dadurch der Kolben **32** in Achsrichtung S und die rotierende Einlaßventil-Nockenwelle **22** in Richtung F bewegt und das in der ersten Druckkammer **31a** vorhandene Öl durch den ersten Zuführ-/Rückführkanal **34**, das erste Ölstromsteuerventil **38** und die Leitung **38b** in die Ölwanne **13a** zurückgeführt. Durch Bewegen der rotierenden Einlaßventil-Nockenwelle **22** in Richtung F und die dabei zur Wirkung kommende, später detailliert beschriebene Schrägverzahnung wird deren Phase in bezug auf die Kurbelwelle **15** und die Auslaßventil-Nockenwelle **23** vorverlegt.

[0112] Im erregten Zustand drückt die Elektromagnetspule **38k** die Spindel **38m** im Ventilgehäuse **38c** gegen die Kraft der Druckfeder **38j** nach links ([Fig. 2](#)), wodurch der zweite Zuführ-/Rücklaufkanal **38e** mit dem zweiten Ablaufkanal **38g**, der erste Zuführ-/Rücklaufkanal **38d** mit dem Zulaufkanal **38h** verbunden wird. In diesem Zustand wird von der Pumpe P Öl aus dem Ölbehälter **13a** durch die Leitung **38a**, das erste Ölstromsteuerventil **38** und den ersten Zuführ-/Rückführkanal **34** in die erste Druckkammer **31b** gedrückt, dadurch der Kolben **32** gegen die Kraft der Druckfeder **32a** in Achsrichtung S nach rechts und die rotierende Einlaßventil-Nockenwelle **22** in Richtung R bewegt und das in der zweiten Druckkammer **31b** vorhandene Öl durch den zweiten Zuführ-/Rückführkanal **34**, das erste Ölstromsteuerventil **38** und die Leitung **38b** in die Ölwanne **13a** zu-

rückgeführt. Durch das Bewegen der rotierenden Einlaßventil-Nockenwelle **22** in Richtung R und das dabei zur Wirkung kommende, später detailliert beschriebene schrägverzahnte Keilwellenprofil läuft deren Phase in bezug auf die Kurbelwelle **15** und die Auslaßventil-Nockenwelle **23** nach.

[0113] Wenn der Strom in der Elektromagnetspule **38k** auf einen Wert gebracht wird, welcher die Spindel **38** in der Mittelstellung hält, werden der erste Zuführ-/Rücklaufkanal **38d** und der zweite Zuführ-/Rücklaufkanal **38e** blockiert, so daß durch diese kein Öl in die erste Druckkammer **31a** bzw. die zweite Druckkammer **31b** strömen und das in diesen vorhandene Öl nicht ablaufen kann. Demzufolge werden der Kolben **32** und die Einlaßventil-Nockenwelle **22** in Achsrichtung S nicht bewegt und behalten die erreichte Stellung bei. Dieser Zustand ist in [Fig. 32](#) dargestellt.

[0114] Durch Einstellen des Stroms für die Elektromagnetspule **38k** und damit des Öffnungsgrades der beiden Zuführ-/Rücklaufkanäle **38d** und **38e** kann die durch den Zuführkanal **38h** der ersten Druckkammer **31a** oder der zweiten Druckkammer **31b** zugeführte Ölmenge gesteuert werden.

[0115] Wie bereits erwähnt, kann durch Speisen der ersten Druckkammer **31a** oder der zweiten Druckkammer **31b** mit Hydrauliköl durch das erste Ölstromsteuerventil **38** und den Zuführ-/Rückführkanal **34** bzw. **35** der Kolben **32** im zylindrischen Rohr **31** und damit die Einlaßventil-Nockenwelle **22** in Achsrichtung S bewegt werden, um die Stelle, an welcher der Nocken **27** den Abschnitt **20b** der Pleuelstange **20a** berührt, zu verändern.

[0116] Wie aus den [Fig. 7](#) und [Fig. 8](#) hervor geht, ändert das Profil des Nockens **27** sich in S-Richtung, d.h., die Nockenfläche **27a** hat an der Stirnseite **27c** die kleinste Dimension und an der Stirnseite **27d** die größte Dimension. Mit anderen Worten, durch das Betätigungselement **22a** kann die Einlaßventil-Nockenwelle **22** und damit das Nockenprofil in S-Richtung verschoben und dadurch der Hub des Einlaßventils **20** verändert werden.

[0117] Wie aus [Fig. 3](#) hervor geht, weist die an einem Ende der Einlaßventil-Nockenwelle **22** befestigte Drehphasenunterschied-Einstelleinheit ein Taktgeberkettenrad **24a**, ein Achslager **44**, einen Außenrotor **46** und einen Innenrotor **48** auf. Das Achslager **44** ist am vorderen Ende der Einlaßventil-Nockenwelle **22** befestigt und im Deckel **44a** des am Zylinderkopf **14** der Maschine **11** angeordneten Lagergehäuses **14a** drehbar gelagert. Das Achslager **44** ist mit einer schlitzförmigen Nut **44b** versehen, in welcher das vordere Ende der Einlaßventil-Nockenwelle **22** gleiten kann.

[0118] Das vordere Ende der Einlaßventil-Nockenwelle **22** ist außen mit einem in Achsrichtung schräg sich erstreckenden Keilwellenprofil **50** und das Achslager **44** innen mit einem in Achsrichtung schräg sich erstreckenden Keilwellenprofil **52** zur Aufnahme des Keilwellenprofils **50** versehen. Die Keilwellenprofile **50** und **52** haben einen Linksdrall. Mit anderen Worten, die Einlaßventil-Nockenwelle **22** und das Achslager **44** werden über die Keilwellenprofile **50** und **52** miteinander gekuppelt und rotieren somit zusammen, wobei die Einlaßventil-Nockenwelle **22** in Achsrichtung S bewegt werden kann und sich dadurch relativ zum Achslager **44** dreht.

[0119] Wie bereits erwähnt, ist das Kettenrad **24a** am Achslager **44** befestigt und kann sich relativ zu diesem drehen und über eine Kette **15b** ([Fig. 1](#)) an die Kurbelwelle **15** und die Auslaßventil-Nockenwelle **23** gekuppelt.

[0120] Der Außenrotor **46** ist zusammen mit dem Deckel **47** mittels einer Schraube **54** am Kettenrad **24a**, der Innenrotor **48** mit einer durch den Deckel **47**, den Außenrotor **46** und das Kettenrad **24a** ragenden, in das Achslager **44** gedrehten Schraube **56** an diesem befestigt.

[0121] [Fig. 4](#) zeigt die Schnittansicht IV-IV der in [Fig. 3](#) dargestellten Einheit, welche wiederum der in [Fig. 4](#) angedeuteten Schnittansicht III-III entspricht. Wie aus [Fig. 4](#) hervor geht, weist der Innenrotor **48** mehrere (hier vier) nach außen sich erstreckende Flügel **48a**, der ringförmige Außenrotor **46** die gleiche Anzahl an Vertiefungen **46a** zur Aufnahme der Flügel **48a** auf. Der von zwei benachbarten Vertiefungen **46a** gebildete Vorsprung **46b** ist auf der zum Innenrotor **48** gerichteten Fläche mit einem Dichtelement **46c** und der Flügel **48a** des Innenrotors **48** auf der zum ringförmigen Außenrotor **46** gerichteten Fläche mit einem Dichtelement **48b** versehen, um den von den Flügeln und den Vertiefungen gebildeten Raum nach außen und innen abzudichten. Der Innenrotor **48** und der Außenrotor **46** können um die gleiche Achse relativ zueinander gedreht werden.

[0122] Der von der Vertiefung **46** des Außenrotors **46** definierte Raum wird durch den Flügel **48a** des Innenrotors **48** in eine Druckkammer **58** und eine Druckkammer **60** unterteilt, in welche durch das zweite Ölstromsteuerventil **62** ([Fig. 1](#) und [Fig. 3](#)) Hydrauliköl gedrückt wird.

[0123] Das Lagergehäuse **14a** ist mit einem Kanal **14c**, das Achslager **44** mit Kanälen **44c**, **44d** und **44e** und der Innenrotor **48** mit Kanälen **48c**, **48d** und **48e** zum Speisen der ersten Druckkammer **58** mit Hydrauliköl versehen. Außerdem ist das Lagergehäuse **14a** mit einem Kanal **14d**, das Achslager **44** mit Kanälen **44i**, **44h**, **44g** und **44f** und das Kettenrad **24a** mit Kanälen **2424c** und **24b** zum Speisen der zweiten

Druckkammer **60** mit Hydrauliköl versehen.

[0124] Das zweite Ölstromsteuerventil **62** entspricht konstruktiv dem ersten Ölstromsteuerventil **38** und weist ein Gehäuse **62c**, einen ersten Zuführ-/Rücklaufkanal **62d**, einen zweiten Zuführ-/Rücklaufkanal **62e**, einen Kolben **62i**, einen ersten Abflußkanal **62f**, einen zweiten Abflußkanal **62g**, einen Zuführkanal **62h**, eine Druckfeder **62j**, eine Elektromagnetspule **62k** und eine Spindel **62m** auf. Der Kanal **14c** im Lagergehäuse **14a** ist an den ersten Zuführ-/Rücklaufkanal **62d**, der Kanal **14d** im Lagergehäuse **14a** an den zweiten Zuführ-/Rücklaufkanal **62e**, die Leitung **62a** an den Zuführkanal **62h** und die Leitung **62b** an den ersten und den zweiten Abflußkanal **62f** bzw. **62g** angeschlossen.

[0125] Im aberregten Zustand der Elektromagnetspule **62k** drückt die Druckfeder **62j** die Spindel **62m** im Gehäuse **62c** nach rechts ([Fig. 3](#)), wodurch der erste Zuführ-/Rücklaufkanal **62d** mit dem ersten Abflußkanal **62f** und der zweite Zuführ-/Rücklaufkanal **62e** mit dem Zuführkanal **62h** verbunden wird. In diesem Zustand wird von der Pumpe P Hydrauliköl aus der Ölwanne **13a** gesaugt und durch die Leitung **62a**, das zweite Ölstromsteuerventil **62** und die Kanäle **14d**, **44i**, **44h**, **44g**, **44f**, **24c** und **24b** in die zweite Druckkammer **60** der Einheit **24** zum Ändern des Drehphasenunterschieds gedrückt, dadurch der Innenrotor **48** relativ zum Außenrotor **46** gedreht und das in der ersten Druckkammer **58** vorhandene Hydrauliköl durch die Kanäle **48e**, **48d**, **48c**, **44e**, **44d**, **44c** und **14c**, das zweite Ölstromsteuerventil **62** und die Leitung **62b** in die Ölwanne **13a** zurückgeführt. Dadurch wird der Drehphasenunterschied zwischen der Einlaßventil-Nockenwelle **22** und der Kurbelwelle **15** sowie der Auslaßventil-Nockenwelle **23** verringert. Das heißt, daß im aberregten Zustand der Elektromagnetspule **62k** die Einlaßventil-Nockenwelle **22** die in [Fig. 4](#) gezeigte Stellung einnimmt und somit der Vorlaufwert 0°CA wird.

[0126] Im erregten Zustand der Elektromagnetspule **62k** wird die Spindel **62m** gegen die Kraft der Druckfeder **62j** in die entgegengesetzte Richtung (nach links ([Fig. 3](#))) gedrückt und dadurch der zweite Zuführ-/Rücklaufkanal **62** mit dem zweiten Abflußkanal **62g** und der erste Zuführ-/Rücklaufkanal **62d** mit dem Zuführkanal **62h** verbunden. In diesem Zustand wird von der Pumpe Hydrauliköl aus der Ölwanne **13a** gesaugt und durch die Leitung **62a**, das zweite Ölstromsteuerventil **62** und die Kanäle **14c**, **44c**, **44d**, **44e**, **48c**, **48d** und **48e** in die erste Druckkammer **58** gedrückt, der Innenrotor **48** in Vorverlegungsrichtung relativ zum Außenrotor **46** gedreht und das in der zweiten Druckkammer **60** vorhandene Hydrauliköl durch die Kanäle **24b**, **24c**, **44f**, **44g**, **44h**, **44i**, **14d** und das zweite Ölstromsteuerventil **62** in die Ölwanne **13a** zurückgeführt. Das heißt, daß im erregten Zustand der Elektromagnetspule **62k** die Flügel **48a** des

Innenrotors **48** sich gegen den jeweiligen Vorsprung **46b** auf der entgegengesetzten Seite legen und dadurch der Vorlaufwert zum Beispiel 50°CA wird.

**[0127]** Wenn der Strom in der Elektromagnetspule **62k** auf einen entsprechenden Wert eingestellt wird, nimmt die Spindel **62m** die Mittelstellung im Gehäuse **62c** ein, wodurch der erste Zuführ-/Rücklaufkanal **62d** und der zweite Zuführ-/Rücklaufkanal **62e** blockiert werden und durch diese kein Hydrauliköl in die erste Druckkammer **58** und die zweite Druckkammer **60** und aus diesen strömen kann. In diesem Zustand verbleibt das in der ersten und in der zweiten Druckkammer vorhandene Hydrauliköl, so daß das Drehen des Innenrotors **48** relativ zum Außenrotor **46** unterbrochen wird und der zu diesem Zeitpunkt erreichte Drehphasenunterschied zwischen der Einlaßventil-Nockenwelle **22** und der Kurbelwelle **15** oder der Auslaßventil-Nockenwelle **23** bestehen bleibt.

**[0128]** Mit anderen Worten, durch Einstellen des durch die Elektromagnetspule **62k** fließenden Stroms und somit des Öffnungsgrades des ersten Zuführ-/Rücklaufkanal **62d** oder des zweiten Zuführ-/Rücklaufkanals **62e** kann die durch den Zuführkanal **62h** der ersten Druckkammer **58** oder der zweiten Druckkammer **60** zugeführte Ölmenge fixiert werden.

**[0129]** Wie bereits erwähnt, sind das Achslager **44** und der Innenrotor **48** als integrale Einheit über die nach links schrägverzahnten Keilwellenprofile **50** und **52** mit der Einlaßventil-Nockenwelle **22** verbunden, deren Drehphase in bezug auf die Kurbelwelle **15** und die Auslaßventil-Nockenwelle **23** vom Betätigungselement **22a** zur Änderung des Ventilhubes verändert werden kann, ohne daß die Einheit **24** zum Ändern des Drehphasenunterschieds betätigt werden muß.

**[0130]** Wenn bei der ersten Ausführungsform die Einheit **24** zum Ändern des Drehphasenunterschieds in der in [Fig. 4](#) gezeigten Stellung verbleibt, d.h. der Innenrotor **48** den Vorlaufwert 0°CA erzeugt, kann durch Betätigen des Hubänderungselements **22a** der Vorlaufwert der Einlaßventil-Nockenwelle **22** trotzdem auf einen Wert unter 0°CA eingestellt werden.

**[0131]** [Fig. 9](#) zeigt die Beziehung zwischen der Stellung und dem Hub beim Bewegen der Einlaßventil-Nockenwelle **22** in Achsrichtung S bei Beibehaltung des von der Einheit **24** eingestellten Vorlaufwertes von 0°CA (durchgehende Kurve In). Daraus geht hervor, daß beim Bewegen der Einlaßventil-Nockenwelle **22** aus der Ausgangsstellung (Stellung bei 0 mm) in Richtung R in die äußerste Stellung Lmax deren Drehphase allmählich auf Nachlauf eingestellt wird. Obwohl bei der Stellung 0 mm eine Überlagerung  $\theta_{ov}$  zwischen dem von der Einlaßventil-Nockenwelle erzeugten Hub und dem von der Auslaßven-

til-Nockenwelle erzeugte Hub (gestrichelte Kurve Ex) zu verzeichnen ist, wird diese durch das Nachlaufen des Taktes des Ansaugventils **20** bei der äußersten Stellung Lmax aufgehoben. Demzufolge wird in der Stellung 0 mm durch die Überlagerung ausreichend Abgas zurückgedrückt, während in der Stellung Lmax, in welcher keine Überlagerung zu verzeichnen ist, kein Abgas zurückgedrückt wird.

**[0132]** In der Stellung 0 mm, in welcher das Einlaßventil **20** früher geschlossen wird, hat der Ventilhub das Minimalprofil, während in der Stellung Lmax, in welcher das Einlaßventil **20** später geschlossen wird, der Ventilhub das Maximalprofil hat.

**[0133]** Wenn das Koppeln der Einheit **24** zum Ändern des Drehphasenunterschieds mit dem Element **22a** zum Verändern des Ventilhubes über die erwähnten beiden Keilwellenprofile **50** und **52** erfolgt, kann das wegen der erforderlichen guten Beweglichkeit der Einlaßventil-Nockenwelle **22** nicht vollständig hermetisch erfolgen, so daß aufgrund des vorhandenen Spiels zwischen den Keilwellenprofilen **50** und **52** und der sich ergebenden Drehmomentschwankungen der Einlaßventil-Nockenwelle **22** Klopfgeräusche entstehen. Um diese zu verhindern, wurden zwischen dem Achslager **44** und der Einlaßventil-Nockenwelle **22** ein Zwischenrad **70** angeordnet, welche von einer wellenförmigen Scheibe **72** in Richtung R gedrückt wird, wie aus [Fig. 3](#) hervor geht.

**[0134]** [Fig. 5](#) zeigt perspektivisch in Explosivdarstellung das hintere Ende der Einlaßventil-Nockenwelle **22**, das Achslager **44** und das Zwischenrad **70**. Wie aus [Fig. 5](#) hervor geht, ist das Zwischenrad **70** scheibenförmig konstruiert, hat zentrisch eine Durchgangsbohrung in Form eines links schrägverzahnten Keilwellenprofils **70a** zur Aufnahme des als Keilwelle **50** ausgeführten hinteren Abschnitts der Einlaßventil-Nockenwelle **22** und außen ein rechts schrägverzahntes Keilwellenprofil **70b**, welches zum Keilwellenprofil **44j** der Bohrung im Achslager **44** paßt. Mit anderen Worten, über das Zwischenrad **70** wird die Einlaßventil-Nockenwelle **22** mit dem Achslager **44** gekuppelt.

**[0135]** Wie aus [Fig. 3](#) ebenfalls hervor geht, wird das Zwischenrad **70** durch die zwischen dessen vorderer Stirnfläche und der hinteren Stirnfläche des Achslagers **44** angeordnete Federscheibe **72** in Richtung R gedrückt. Die Druckkraft der Scheibenfeder **72** wird im rechts schrägverzahnten Keilwellenprofil zwischen dem Zwischenrad **70** und dem Achslager **44** in eine Drehkraft umgewandelt, welche diese beiden Elemente um deren Achse relativ zueinander dreht und gegeneinander drückt.

**[0136]** Wie aus [Fig. 6](#) hervor geht, haben das Keilwellenprofil **52** im Achslager **44** und das Keilwellenprofil **70a** am Zwischenrad **70** in Drehrichtung zuein-



ander versetzte Zahnprofile und werden in Drehrichtung und in entgegengesetzte Richtung immer miteinander in Berührung gebracht und drücken dadurch das Keilwellenprofil **50** am vorderen Ende der Einlaßventil-Nockenwelle **22** gegen das Keilwellenprofil **52** im Achslager **44**, so daß das Spiel zwischen beiden beseitigt wird und Drehmomentschwankungen der Einlaßventil-Nockenwelle **22** keine Geräusche verursachen.

**[0137]** Nachfolgend wird das von der ECU **80** ([Fig. 1](#)) der ersten Ausführungsform durchgeführte Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte beschrieben. Die ECU **80** ist eine hauptsächlich aus Logikschaltungen zusammengesetzte Einheit und erfaßt verschiedene Daten einschließlich den Betriebszustand der Maschine **11** mittels eines Luftstrommeßelements **80a** zum Messen der Luftansaugmenge GA, eines Drehzahlsensors **80b** zum Erfassen der Maschinendrehzahl NE pro Minute aus der Drehzahl der Kurbelwelle **15**, eines im Zylinderblock **13** installierten Sensors **80c** zum Erfassen der Kühlmitteltemperatur THW, eines Sensors **80d** zum Erfassen des Drosselöffnungsgrades, eines Sensors **80e** zum Erfassen der Fahrzeuggeschwindigkeit, eines Sensors **80h** zum Erfassen des Öffnungsgrades des Beschleunigers und verschiedener andere Sensoren.

**[0138]** Die ECU **80** erfaßt außerdem die Drehphase der Einlaßventil-Nockenwelle **22** mittels Nockenwinkel-Erfassungssensors **80f**. Der Drehphasenunterschied zwischen der Einlaßventil-Nockenwelle **2** und der Kurbelwelle **15** sowie der Auslaßventil-Nockenwelle **23** wird aus der Beziehung zwischen dem vom Nockenwinkel-Erfassungssensor **80f** erfaßten Wert und dem vom Drehzahlerfassungssensor **80h** erfaßten Wert berechnet. Außerdem wird mit einem Sensor **80g** die Stellung der Einlaßventil-Nockenwelle **22** in S-Richtung erfaßt.

**[0139]** Auf der Grundlage der erfaßten Werte erzeugt die ECU **80** Signale und sendet diese an das erste Ölstromsteuerventil **38** und das zweite Ölstromsteuerventil **62**, um durch Rückkopplung den Drehphasenunterschied  $\Delta\theta$  (tatsächlicher Vorlauf  $\theta$  des Innenrotors **48**) des Nockens **27** zum Nocken **28** und die Stellung Ls der Einlaßventil-Nockenwelle **22** zu steuern.

**[0140]** Ein Beispiel des Einstellens der Ventilcharakteristik-Zielwerte durch Rückkopplungssteuerung wird anhand des in [Fig. 10](#) dargestellten Programms beschrieben. Dieses Programm läuft nach dem Starten der Maschine **11** zyklisch ab.

**[0141]** Zunächst wird in Schritt **51010** der Betriebszustand der Maschine **11** aus den von verschiedenen Sensoren erfaßten Werten ermittelt. Bei der ersten Ausführungsform betrifft das die von der Meßeinheit **80a** gemessene Luftansaugmenge GA, die vom

Drehzahlsensor **80b** erfaßte Maschinendrehzahl NE, die vom Sensor **80c** erfaßte Kühlmitteltemperatur THW, den vom Sensor **80d** erfaßten Drosselöffnungsgrad TA, die vom Sensor **80e** erfaßte Fahrzeuggeschwindigkeit Vt, den Vorlauf  $\theta$  des Nockens **27**, ermittelt aus der Beziehung zwischen dem vom Nockenwinkel-Erfassungssensor **80f** erfaßten Wert und dem vom Drehzahlsensor **80b** erfaßten Wert, die vom Sensor **80g** erfaßte Stellung Ls der Einlaßventil-Nockenwelle **22**, den vom Sensor **80h** erfaßte Beschleunigeröffnungsgrad ACCP (d.h., ob das Beschleunigungspedal betätigt oder nicht betätigt wurde), welche dem Arbeitsbereich des in der ECU **80** angeordneten RAM mitgeteilt werden.

**[0142]** Danach wird in Schritt S1030 ermittelt, ob die Maschine **11** noch kalt oder bereits warm ist. Wenn die Kühlmitteltemperatur THW zum Beispiel 78°C oder weniger beträgt, wird die Maschine **11** als kalt angesehen. Wenn das nicht der Fall ist (NEIN in Schritt S1030), geht der Ablauf zu Schritt S1040 über, um die für den Betriebsmodus der Maschine **11** geeignete Tafel auszuwählen. Tafeln i mit den Vorlaufzielwerten  $\theta_t$  für Leerlauf, für stöchiometrische Verbrennung, für Verbrennung bei magerem Luft-Brennstoff-Gemisch usw., d.h. bei warmer Maschine sind in [Fig. 11A](#), Tafeln L für Zielstellungen Lt der Einlaßventil-Nockenwelle in [Fig. 11B](#) dargestellt. Mit anderen Worten, in Schritt S1040 wird auf der Grundlage der ausgewählten Tafeln i und L und des in Schritt S1010 ermittelten Betriebszustandes der Maschine der Betriebsmodus bestimmt. Die Tafeln i und L enthalten als Zielparameter die Maschinenlast (in diesem Fall die Luftansaugmenge GA) und die Maschinendrehzahl NE.

**[0143]** Die Ventiltaktüberlagerung, die Verteilung des Zielvorlaufs  $\theta_t$  und der Zielstellung Lt, enthalten in den Tafeln gemäß den [Fig. 11A](#) und [Fig. 11B](#), sind in die in [Fig. 12](#) dargestellten Bereiche klassifiziert. Das sind der Bereich (1) für Leerlauf bei stabiler Drehzahl, in welchem zwecks Erreichens einer stabilen Verbrennung keine Ventiltaktüberlagerung und keine Rückführung von Abgas zu verzeichnen sind, der Bereich (2) für leichte Maschinenlast bei stabiler Drehzahl, in welchem zwecks Erreichens einer stabilen Verbrennung nur eine geringe Ventiltaktüberlagerung, aber keine Rückführung von Abgas zu verzeichnen sind, der Bereich (3) für mittlere Maschinenlast, in welchem zwecks Verringerung der Pumpverluste und Erhöhung des Abgasrückführverhältnisses eine etwas größere Ventiltaktüberlagerung zu verzeichnen ist, der Bereich (4) für starke Maschinenlast, geringe und mittlere Drehzahlen, in welchem zwecks Erhöhung der Volumeneffizienz und des Drehmoments maximale Ventiltaktüberlagerung zu verzeichnen ist, und der Bereich (5) für starke Maschinenlast und hohe Drehzahlen, in welchem zur Erhöhung der Volumeneffizienz eine mittlere bis große Ventiltaktüberlagerung zu verzeichnen ist.

**[0144]** Nach dem Auswählen der für die Betriebsart geeigneten Tafeln i und L in Schritt S1040 geht der Ablauf zu Schritt **1050** über, in welchem auf der Grundlage der Maschinendrehzahl NE und der Luftansaugmenge GA gemäß der ausgewählten Tafel i der Vorlaufzielwert  $\theta_t$  zum Steuern des Rückkopplungsvorlaufs festgelegt. Danach geht der Ablauf zu Schritt S1060 über, in welchem auf der Grundlage der Maschinendrehzahl NE und der Luftansaugmenge GA gemäß der ausgewählten Tafel L die Zielstellung Lt zum Steuern der Rückkopplungswellenstellung festgelegt.

**[0145]** Im nachfolgenden Schritt S1070 wird das Steuerflag XOCV gesetzt, welches das Ansteuern des ersten Ölstromsteuerventils **38** und des zweiten Ölstromsteuerventils **60** anzeigt. Damit endet das Programm.

**[0146]** Wenn in Schritt S1030 eine positive Antwort (JA) gegeben wird, geht der Ablauf zu den Schritten S1080 und S1090 über, in welchen als Vorlaufzielwert  $\theta_t$  [0] bzw. als Wellenstellungszielwert Lt [0] vorgegeben wird. Danach geht der Ablauf zu Schritt S1100 über, in welchem das Steuerflag XOCV gelöscht wird [AUS] wird. Damit ist das Programm beendet.

**[0147]** [Fig. 13](#) zeigt das Programm zum Steuern des ersten Ölstromsteuerventils **38** und [Fig. 14](#) das Programm zum Steuern des zweiten Ölstromsteuerventils **60**. Diese zyklisch ablaufenden Programme sind Rückkopplungs-Steuerprogramme zum Erreichen der Wellenstellungszielwertes Lt bzw. des Vorlaufzielwertes  $\theta_t$  für die Einlaßventil-Nockenwelle **22**.

**[0148]** Bei dem in [Fig. 13](#) dargestellten Programm wird zuerst in Schritt S1210 ermittelt, ob das Steuerflag XOCV gesetzt [AN] ist. Wenn das der Fall und die Maschine nicht kalt ist [JA], geht der Ablauf zu Schritt S1220 über, in welchem die auf der Grundlage des vom Sensor **80g** erfaßten Wertes berechnete tatsächliche Wellenstellung Ls der Einlaßventil-Nockenwelle **22** gelesen wird.

**[0149]** Danach geht der Ablauf zu Schritt S1230 über, um aus der Beziehung

$$dL \leftarrow Lt - Ls \quad (1)$$

die Abweichung dL zwischen dem im Programm gemäß [Fig. 10](#) festgelegten Wellenstellungszielwert Lt und der tatsächlichen Wellenstellung zu ermitteln.

**[0150]** Danach geht der Ablauf zu den Schritten S1040 und S1050 über, um in einer PID-Steuerungsberechnung auf der Grundlage von dL die Wirkleistung Dt1 zum Steuern der Elektromagnetspule **38k** des ersten Ölstromsteuerventils **38** zu ermitteln und dafür ein Erregungssignal für die Spule zu erzeugen.

Damit ist das Programm beendet.

**[0151]** Wenn aber bei kalter Maschine in Schritt S1210 XOCV = [AUS], d.h. eine negative Antwort [NEIN] gegeben wird, geht der Ablauf zu Schritt S1260 über, in welchem kein Erregungssignal gesendet wird und somit die Elektromagnetspule **38k** aberregt bleibt. Damit ist das Programm beendet.

**[0152]** Bei kalter Maschine (einschließlich Kaltleerlauf) wird das erste Ölstromsteuerventil **38** und damit auch das Hubänderungselement **22a** generell nicht betätigt. Bei allen anderen Betriebszuständen, d.h. bei warmer Maschine wird das erste Ölstromsteuerventil **38** auf der Grundlage des ermittelten Wellenstellungszielwertes Lt angesteuert und dadurch die Einlaßventil-Nockenwelle **22** vom Hubänderungselement **22a** in diese Stellung Lt bewegt.

**[0153]** Nachfolgend wird anhand des in [Fig. 14](#) dargestellten Programms das Steuern des zweiten Ölstromsteuerventils **62** beschrieben. Nach dem Programmstart wird zuerst in Schritt S1310 ermittelt, ob das Steuerflag XOCV gesetzt ist [AN]. Wenn die Maschine nicht kalt ist und demzufolge eine positive Antwort [JA] gegeben wird, geht der Ablauf zu Schritt S1320 über, um den aus der Beziehung zwischen dem vom Nockenwinkelsensor **80f** erfaßten Wert und dem vom Drehzahlsensor **80b** erfaßten Wert berechneten tatsächlichen Vorlaufwert  $I\theta$  für den Nocken **27** zu lesen.

**[0154]** Danach geht der Ablauf zu Schritt S1330 über, in welchem aus der Beziehung

$$d\theta \leftarrow \theta_t - I\theta \quad (2)$$

die Abweichung d $\theta$  zwischen dem gemäß [Fig. 10](#) ermittelten Vorlaufzielwert  $\theta_t$  und dem tatsächlichen Vorlaufwert  $I\theta$  zu berechnen.

**[0155]** Danach geht der Ablauf zu den Schritten S1340 und **1350** über, um in einer PID-Steuerungsberechnung auf der Grundlage von d $\theta$  die Wirkleistung Dt2 zum Steuern der Elektromagnetspule **62k** des zweiten Ölstromsteuerventils **62** zu ermitteln und dafür ein Erregungssignal für die Spule zu erzeugen. Damit ist das Programm beendet.

**[0156]** Wenn die Maschine aber kalt ist und demzufolge in Schritt **51310** eine negative Antwort [NEIN] gegeben wird, d.h. XOCV = [AUS], geht der Ablauf zu Schritt S1360 über, in welchem kein Erregungssignal gesendet wird und somit die Elektromagnetspule **62k** aberregt bleibt. Damit ist das Programm beendet.

**[0157]** Bei kalter Maschine (einschließlich Kaltleerlauf) wird das zweite Ölstromsteuerventil **62** und somit die Einheit **24** zum Ändern des Drehphasenunterschieds nicht betätigt. Bei warmer Maschine **11** wird

das zweite Ölstromsteuerventil **62** auf der Grundlage des für den momentanen Betriebszustand ermittelten Vorlaufzielwertes  $\theta_t$  angesteuert und die Einlaßventil-Nockenwelle **22** von der Einheit **24** gedreht, bis der Vorlaufzielwert erreicht ist.

**[0158]** Wie bereits erwähnt, werden bei noch kaltem Betriebszustand der Maschine die beiden Ölstromsteuerventile **38** und **62** und somit das Hubänderungselement **22a** und die Einheit **24** zum Ändern des Drehphasenunterschieds nicht betätigt.

**[0159]** Das ist darauf zurückzuführen, daß bei kalter Maschine das Hydrauliköl noch nicht ausreichend fließfähig ist und die Pumpe P den für äußerst genaues Betätigen des Elements **22a** und der Einheit **24** erforderlichen exakten Druck nicht erzeugen kann.

**[0160]** Wenn bei kalter Maschine das Element **22a** und die Einheit **24** nicht betätigt werden, wirkt durch die zwischen dem Nocken **27** und dem Abschnitt **20b** des Ventilstößel **20a** auftretende Reibung ein Drehmoment in Nachlaufrichtung auf die bezüglich der Rotation der Kurbelwelle **15** blockierte Einlaßventil-Nockenwelle **22**. Da in diesem Zustand die Elektromagnetspule **62k** des zweiten Ölstromsteuerventils aberregt ist, wird das in der ersten Druckkammer **58** der Einheit **24** vorhandene Hydrauliköl durch die Kanäle **48e**, **48d**, **48c**, **44e**, **44d**, **44c** und **14c**, das zweite Ölstromsteuerventil **62** und die Leitung **62b** in die Ölwanne **13a** zurück gedrückt und die zweite Druckkammer **60** von der Ölpumpe P durch die Leitung **62a**, das zweite Ölstromsteuerventil **62** und die Kanäle **14d**, **44i**, **44h**, **44f**, **24c** sowie **24b** mit Hydrauliköl versorgt.

**[0161]** Deshalb ist im Leerlauf unmittelbar vor dem letzten Stopp der Maschine **11** der in [Fig. 4](#) dargestellte Zustand eingetreten, d.h. der Vorlauf des Innenrotors **48** auf  $0^\circ\text{CA}$  abgefallen. Selbst wenn beim letzten Stopp der Maschine **11** der Vorlaufwert noch über  $0^\circ\text{CA}$  liegen sollte, kann durch die erwähnte Reibung zwischen dem Nocken und dem Ventilstößel der Vorlauf sofort auf  $0^\circ\text{CA}$  gebracht werden.

**[0162]** Im Leerlauf unmittelbar vor dem letzten Stopp der Maschine **11** besteht die Möglichkeit, daß das Hubänderungselement **22a** die Wellenstellung auf  $L_s > 0$  bringt, um die Überlagerung zu eliminieren. Da aber im Zeitraum zwischen dem Stopp und dem Start der Maschine die Elektromagnetspule **38k** des ersten Ölstromsteuerventils **38** aberregt ist, wird das in der ersten Druckkammer **31a** des Hubänderungselements **22a** vorhandene Hydrauliköl durch das erste Ölstromsteuerventil **38** und die Leitung **38b** in die Ölwanne **13a** zurück gedrückt, während die zweite Druckkammer **31b** von der Pumpe P durch die Leitung **38a**, das erste Ölstromsteuerventil **38** und den zweiten Zuführ-/Rücklaufkanal **35** mit Hydrauliköl versorgt wird.

**[0163]** Wie aus [Fig. 2](#) hervor geht, wird durch die Neigung der Nockenfläche **27a** und die Berührung zwischen dieser und dem Ventilstößel eine in Richtung F wirkende Kraft erzeugt, welche im Zeitraum zwischen dem Stopp und dem Start der Maschine **11** die Einlaßventil-Nockenwelle **22** in die Stellung  $L_s = 0$  zurück drückt. Diese wird durch die Druckkraft der Feder **32a** noch verstärkt.

**[0164]** Da beim Starten der Maschine **11** die Einlaßventil-Nockenwelle sich in der Stellung  $L_s = 0$  und der Innenrotor **48** sich in der Vorlaufstellung  $0^\circ\text{CA}$  befindet, kann die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltbetrieb, d.h. bei der Wellebnstellung  $L_s = 0$  ([Fig. 9](#)), sich automatisch einstellen. Auch beim Starten der Maschine ist kein große Ventiltaktüberlagerung und ein etwas früheres Schließen des Einlaßventils **20** zu verzeichnen. Da beim Starten der Maschine kein Fall eintritt, in welchem das Einlaßventil spät öffnet und schließt, kann ein Zurückdrücken des schon in die Brennkammer **17** gesaugten Gemisch in den Einlaßkanal **18** verhindert werden. Da das Einlaßventil **20** zu einem günstigen Zeitpunkt öffnet und schließt und nur eine geringe Ventiltaktüberlagerung zu verzeichnen ist, wird nur eine geringe Abgasmenge zurückgeführt und demzufolge das Starten problemlos abläuft.

**[0165]** Wenn die Maschine **11** nach dem Starten im Warmleerlauf arbeitet, wird auf der Grundlage der für diesen Betriebszustand ausgewählten Tafeln i und L die Einlaßventil-Nockenwelle **22** auf den Vorlaufzielwert  $\theta_t$  und den Wellenstellungszielwert  $L_t$  eingestellt. Dabei wird die Ventiltaktüberlagerung eliminiert, d.h. der Wellenstellungszielwert  $L_t = L_{\text{max}}$ . Da, wie aus [Fig. 9](#) hervor geht, in diesem Fall  $L_s = L_{\text{max}}$ , kann bei Warmleerlauf das Rückströmen von Abgas verhindert werden.

**[0166]** Wenn die Maschine nach dem Starten aber im Kaltleerlauf arbeitet und somit das Betätigungselement **22a** und die Einheit **24** sich im Ruhezustand befinden, kann der Ventiltakt bei  $L_s = 0$  beibehalten werden. Das heißt, daß auch bei Kaltleerlauf eine angemessene Ventiltaktüberlagerung kontinuierlich beibehalten werden und eine angemessene Abgasmenge rückströmen kann.

**[0167]** Bei der beschriebenen ersten Ausführungsform weist der Mechanismus zum Steuern der Ventiltaktüberlagerung folgendes auf: das Hubänderungselement **22a** als Element zum Verschieben der Welle in Achsrichtung, die Einheit **24** als Einheit zum Einstellen des Drehphasenunterschieds, die mit den Keilwellenprofilen **50** und **52** versehenen Abschnitte als Kuppelabschnitte, den Einlaßventilnocken **27**, den Ventilstößel **20a** und die Druckfeder **32a** als Axialdruck erzeugende Elemente und die Sensoren **80a** bis **80e** und **80h** als Betriebszustanderfassungselemente. Das Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte gemäß [Fig. 10](#) entspricht dem Steuern der

## Ventiltaktüberlagerung.

**[0168]** Mit der ersten Ausführungsform werden folgende Ziele erreicht:

(i) Im Warmleerlauf wird keine Ventiltaktüberlagerung bewirkt, aber im Kaltleerlauf. Das heißt, daß im Kaltleerlauf das Vergasen des Brennstoffs in der Brennkammer und in den Einlaßkanälen durch Rückführen von Abgas aus der Brennkammer und den Auslaßkanälen unterstützt wird. Mit anderen Worten, selbst dann, wenn im Kaltleerlauf der vom Brennstoffeinspritzventil eingespritzte Brennstoff sich an der Innenfläche der Einlaßkanäle und der Brennkammer niederschlägt, kann dieser sofort vergast werden. Demzufolge kann ohne Abhängigkeit von einer Vergrößerung der Brennstoffmenge ein ausreichendes Luft-Brennstoff-Gemisch erhalten werden. Die Verbrennung kann noch besser als im Falle ohne Ventiltaktüberlagerung stabilisiert, die Kaltverzögerung verhindert und dadurch ein günstiger Betriebszustand der Maschine erreicht werden. Außerdem kann ohne Abhängigkeit von einer Vergrößerung der Brennstoffmenge die Brennstoffeffizienz verbessert und Emission verhindert werden.

**[0169]** Da im Warmleerlauf die Ventiltaktüberlagerung verringert wird, verbleibt nur eine geringe Menge Gas in der Brennkammer, so daß die Verbrennung stabil abläuft.

(ii) Durch die schrägverzahnten Keilwellenprofile **50** und **52** in der Einheit **24** zur Änderung des Drehphasenunterschieds, das Profil des Einlaßventil-Nockens **27** und das Hubänderungselement **22a** kann durch geeignete Ventiltaktüberlagerung beim Laufen der Maschine im kalten Zustand der gewünschte Ventiltakt sich automatisch einstellen, wenn die Einheit **24** und das Verstellelement **22a** im Ruhezustand bleiben.

**[0170]** Auch in dem Fall, daß bei kalter Maschine unmittelbar nach dem Starten kein ausreichender Hydrauliköl Druck aufgebaut werden kann, besteht die Möglichkeit, im Zeitraum vom Stoppen bis zum Starten der Maschine **11** eine Ventiltaktüberlagerung zu erreichen.

**[0171]** Wenn die Maschine nach dem Starten im Leerlauf betrieben wird und demzufolge das Verstellelement **22a** nicht entsprechend betätigt werden kann und nur diese im Ruhezustand bleibt, besteht die Möglichkeit, eine Ventiltaktüberlagerung für den Kaltbetrieb zu erreichen und erst nach dem Warmlaufen der Maschine durch Betätigen des Verstellelements **22a** die Ventiltaktüberlagerung wieder aufzuheben.

**[0172]** Demzufolge ist beim Kaltleerlauf der Maschine das Luft/Brennstoff-Verhältnis des Gemischs ausreichend und eine stabilere Verbrennung als in dem

Fall, in welchem die Ventiltaktüberlagerung nicht vergrößert wird, so daß Kaltverzögerung verhindert wird und ein vergleichsweise günstiger Betriebszustand beibehalten werden kann. Außerdem ist ohne Abhängigkeit von einer Erhöhung der Brennstoffmenge eine hohe Brennstoffnutzungseffizienz und keine Emission zu verzeichnen. Beim Warmleerlauf, bei welchem eine geringe Gasmenge in der Brennkammer verbleibt und der Brennstoff ausreichend vergast wird, läuft auch die Verbrennung stabil ab.

(iii) Die Einlaßventil-Nockenwelle **22** wird vom Hubänderungselement **22a** über das in Achsrichtung sich ändernde Profil des Nockens **27** verschoben, dadurch der Hub des Einlaßventils **20** und der Ventiltakt verändert.

**[0173]** Da der Ventilhub sich durch die Profiländerung des Nockens **27** in S-Richtung ändert, wird im kalten Zustand der Maschine durch die Keilwellenprofile **50** und **52** eine Ventiltaktüberlagerung erreicht, wenn der Ventilhub den Minimalwert hat. Durch die Berührung zwischen dem Ventilstößel **20a** und der Profilfläche **27a** des Nockens **27** wird eine Kraft erzeugt, welche die Einlaßventil-Nockenwelle **22** in Achsrichtung verschiebt, dadurch den Ventilhub auf den Minimalwert bringt und die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltlauf der Maschine einstellt. Durch die Kraft der Feder **32a** wird selbst bei Nichtbetätigen des Hubänderungselements **22a** die Einlaßventil-Nockenwelle **22** automatisch in Achsrichtung bewegt, so daß der Minimalhub und die Ventiltaktüberlagerung eingestellt werden.

**[0174]** Bei einer solchen einfachen Konstruktion besteht in einer Situation, in welcher während des Kaltleerlaufs nach dem Starten der Maschine die Hubänderungselement **22a** nicht entsprechend betätigt werden kann, die Möglichkeit, im Kaltbetrieb eine Ventiltaktüberlagerung beizubehalten, indem das Hubänderungselement **22a** nicht angesteuert wird. Das heißt, daß bei Kaltleerlauf die Ventiltaktüberlagerung für Kaltbetrieb automatisch eingestellt wird.

**[0175]** Nachfolgend wird die zweite Ausführungsform der vorliegenden Erfindung beschrieben.

**[0176]** **Fig. 15** zeigt die Draufsicht des Ventilbetätigungssystems einer Vierventil-Vierzylinder-Maschine, wobei das Ventilbetätigungssystem ein Überkopf-Doppelnockenwellen-System (DOHC) und jeder Zylinder mit zwei Einlaßventilen und zwei Auslaßventilen ausgerüstet ist. Die zweite Ausführungsform ist der ersten Ausführungsform in dem Punkt identisch, daß die Einlaßventil-Nockenwelle **122** ebenfalls eine Ventilcharakteristik-Steuereinheit, in diesem Fall die Steuereinheit **124** als Drehphasenunterschied-Einsteleinheit aufweist, aber kein Hubänderungselement angeordnet ist. Der Nocken **122a** für das Einlaßventil und der Nocken **123a** für das Auslaßventil haben ein Profil, welches sich in Achsrichtung nicht



ändert, und die Einlaßventil-Nockenwelle **122** ist wie die Auslaßventil-Nockenwelle **123** in Achsrichtung fixiert.

[0177] Die Einlaßventil-Nockenwelle **122** weist acht Nocken **122a** auf und an deren einem Ende ist die Einheit **124** zum Einstellen des Drehphasenunterschieds befestigt. Die Einheit **124** wird von einem auf der Auslaßventil-Nockenwelle **123** befestigten Zahnrad **125** in Drehung gesetzt. Die Auslaßventil-Nockenwelle **123** weist acht Nocken **123a** auf und an deren einem Ende ist das genannte Zahnrad **125**, an deren anderem Ende eine Riemenscheibe **126** befestigt. Über die Riemenscheibe **126** und die an der Kurbelwelle befestigte Riemenscheibe (nicht dargestellt) ist ein Taktgeberriemen **126a** gespannt.

[0178] [Fig. 16](#) zeigt die Längsschnittansicht XVI-XVI der in [Fig. 17](#) dargestellten, später detailliert beschriebenen Einheit **124** zum Einstellen des Drehphasenunterschieds und die Schnittansicht des zum Betätigen der Einheit **124** verwendeten Ölstromsteuerventils **127**.

[0179] Der Einlaßventil-Nockenwelle **122** weist einen Abschnitt **144** auf, welcher in einem am Zylinderkopf befestigten Lager **114a** mit Deckel **144a** drehbar gelagert ist. Die Einlaßventil-Nockenwelle **122** weist außerdem ebene Nocken **122a** zum Betätigen der Einlaßventile **122** und an der vorderen Stirnseite einen Abschnitt **145** mit einem größeren Durchmesser als der Lagerabschnitt **144** auf. Am Abschnitt **145** ist die Einheit **124** zum Ändern des Drehphasenunterschieds befestigt.

[0180] Die Einheit **124** weist ein Zahnrad **124a**, einen Außenrotor **146**, einen Innenrotor **148** und einen Deckel **150** auf.

[0181] Das Zahnrad **124a** hat Scheibenform, ist mit einer Bohrung zur Aufnahme des Abschnitts **145** der Einlaßventil-Nockenwelle **122** versehen und kann relativ zu dieser gedreht werden. In das Zahnrad **124a** greift das auf der Auslaßventil-Nockenwelle **123** angeordnete Zahnrad **125**. Der Außenrotor **148** rotiert zusammen mit der Einlaßventil-Nockenwelle in der in [Fig. 17](#) durch einen Pfeil angedeuteten Richtung, worauf später näher eingegangen wird.

[0182] [Fig. 17](#) zeigt die Schnittansicht XVII-XVII der in [Fig. 16](#) dargestellten Einheit **124** zum Ändern des Drehphasenunterschieds. Der Innenrotor **148** ist zentrisch im Außenrotor **146** angeordnet. Die von der Nabe **148b** des Innenrotors **148** nach außen in die vier Vertiefungen **146a** am Außenrotor **146** sich erstreckenden vier Flügel **148a** unterteilen den von den Vertiefungen gebildeten Raum in eine erste Druckkammer **158** und eine zweite Druckkammer **160**.

[0183] Die Nabe **148b** des Innenrotors **148** ist mit ei-

ner Bohrung **148c** für eine Schraube zum Befestigen des Innenrotors am Abschnitt **145** der Einlaßventil-Nockenwelle **122** versehen. Die Bohrung **148c** weist einen abgesetzten Abschnitt **148d** auf, welcher zusammen mit dem am Abschnitt **145** vorhandenen Zapfen **145a** einen ringförmigen Kanal **148e** bildet.

[0184] Wie aus [Fig. 17](#) hervor geht, sind die Vorsprünge **146b** am Außenrotor **146**, von denen jeweils benachbarte eine der genannten vier Vertiefungen bilden, auf der zur Nabe **148b** des Innenrotors **148** gerichteten Seite mit einer Nut zur Aufnahme einer Dichtung **146c** versehen, welche von dem in dieser angeordneten Federelement gleitend gegen die Nabe gedrückt wird. Die Außenfläche der Flügel **148a** sind mit einer Nut zur Aufnahme einer Dichtung **148g** versehen, welche von dem in dieser angeordneten Federelement gleitend gegen die Innenfläche der Vertiefung **146a** gedrückt wird. Dadurch sind die erste Druckkammer **158** und die zweite Druckkammer **160** bis auf die Ölzuführ-/Rücklaufkanäle hermetisch abgedichtet.

[0185] Wie aus [Fig. 16](#) hervor geht, ist der Deckel **150** zentrisch mit einer Durchgangsbohrung, der Innenrotor **148** zentrisch mit einer Durchgangsbohrung **148f**, welche einen etwas größeren Durchmesser hat als die Durchgangsbohrung im Deckel, und der Zapfen **145a** an der Stirnseite der Einlaßventil-Nockenwelle **122** mit einer Gewindebohrung **122c** versehen. Eine durch die Durchgangsbohrung im Deckel und die Durchgangsbohrung im Innenrotor in die Gewindebohrung im Zapfen gedrehte Schraube **156** drückt den Deckel und den Innenrotor fest gegen die Einlaßventil-Nockenwelle, ermöglicht jedoch dem zwischen dem Deckel **150** und dem Zahnrad **124a** angeordneten Außenrotor **146** eine Relativbewegung zum Deckel. Die Vertiefungen **146a** am Außenrotor **146** sind vom Abschnitt **145** der Einlaßventil-Nockenwelle **122**, vom Zahnrad **124a**, vom Innenrotor **148** und vom Deckel **150** umgeben.

[0186] Wie bereits erwähnt, werden die Vertiefungen **146a** am Außenrotor **146** durch den jeweiligen Flügel am Innenrotor in eine erste Druckkammer **158** und eine zweite Druckkammer **160** unterteilt. Wenn der Außenrotor **146** und der Innenrotor **148** in Nachlaufrichtung relativ zueinander gedreht werden, wird die erste Druckkammer **160** größer, die zweite Druckkammer **158** kleiner, so daß der Nocken **122a** nachläuft und das Einlaßventil **120** später öffnet und schließt. Wie aus [Fig. 18](#) hervor geht, legt bei Vergrößerung der Relativbewegung zwischen dem Außenrotor und dem Innenrotor der jeweilige Flügel **148a** sich gegen die Seitenfläche **146d** des jeweiligen Vorsprungs **146b** und verkleinert dadurch die erste Druckkammer **158** auf ein Minimum, so daß in diesem Zustand der Nachlauf des Einlaßventiltaktes am größten ist. In diesem Zustand ist bei der zweiten Ausführungsform die Ventiltaktüberlagerung Null, so

daß im Warmleerlauf der Maschine der Ventiltakt des Einlaßventils eine stabile Verbrennung gewährleistet.

**[0187]** Wenn aber der Innenrotor **148** und der Außenrotor **146** in die andere Richtung relativ zueinander bewegt werden, wird vom jeweiligen Flügel die erste Druckkammer **158** vergrößert und die zweite Druckkammer **160** verkleinert und dadurch ein Ventiltaktvorlauf des Einlaßventils **120** eingestellt. Wie aus [Fig. 19](#) hervor geht, legt bei Vergrößerung der Relativbewegung zwischen dem Außenrotor und dem Innenrotor der jeweilige Flügel **148a** sich gegen die Seitenfläche **146d** des benachbarten Vorsprungs **146b** und verkleinert dadurch die zweite Druckkammer **160** auf ein Minimum, so daß in diesem Zustand der Vorlauf des Einlaßventiltaktes am größten ist. In diesem Zustand ist bei der zweiten Ausführungsform die maximale Ventiltaktüberlagerung erreicht. Wenn die Maschine im Starklastbereich arbeitet und somit bei niedrigen bis mittleren Drehzahlen läuft, gewährleistet das Öffnen und Schließen des Einlaßventils **120** eine Verbrennung bei hoher Volumeneffizienz.

**[0188]** Wie erwähnt, hat der Innenrotor die größte Nachlaufphase (Vorlaufwert beträgt  $0^\circ\text{CA}$ ), wenn der Flügel **148a**, welcher mit Vorrichtung **178** zum Einstellen des Ventiltaktes für Kaltleerlauf ausgerüstet ist, die Seitenfläche **146d** des entsprechenden Vorsprungs **146b** am Außenrotor **146** berührt. Wenn die Maschine gerade gestartet wird oder im Kaltleerlauf arbeitet, bewirkt die Vorrichtung **178** einen geringen Ventiltaktvorlauf (bei welchem eine bestimmte Ventiltaktüberlagerung zu verzeichnen ist) in bezug auf den größten Nachlauf.

**[0189]** Wie aus der [Fig. 31](#) in Diagrammform dargestellten Beziehung zwischen dem Hubmuster In des Einlaßventils **120** und dem Hubmuster Ex des Auslaßventils **123** hervor geht, hat der Ventiltakt des Einlaßventils einen Vorlaufwert zum Beispiel von  $\theta = \theta_x$ . Der Vorlaufwert  $\theta = 0$  bezieht sich auf den größten Ventiltaktnachlauf des Einlaßventils **120**, der Vorlaufwert  $\theta = \theta_{\text{max}}$  auf den größten Ventiltaktvorlauf des Einlaßventils **120**.

**[0190]** Da im Kaltleerlauf ( $\theta = \theta_x$ ) das Einlaßventil **120** nicht übermäßig spät schließt, kann verhindert werden, daß das beim Starten der Maschine in die Brennkammer gesaugte Gemisch ins Ansaugrohr zurückgedrückt wird. Das Einlaßventil **120** öffnet auch zu einem geeigneten Zeitpunkt, so daß keine übermäßige Ventiltaktüberlagerung  $\theta_{\text{ov}}$  zu verzeichnen ist, nur wenig Abgas zurückgedrückt wird und eine gute Startleistung erreicht werden kann.

**[0191]** Für den Kaltleerlauf ( $\theta = \theta_x$ ) wird eine angemessene Ventiltaktüberlagerung  $\theta_{\text{ov}}$  eingestellt und dadurch eine angemessene Abgasmenge zurückgedrückt, und es kann ein günstiger Ventilöffnungszeitpunkt vorgegeben werden, welcher das Vergasen

des Brennstoffs in der Brennkammer und im Einlaßkanal fördert.

**[0192]** Der Ventiltakt für Kaltleerlauf, welcher die gewünschte Leistung gewährleistet, wurde für verschiedene Maschinenarten experimentell ermittelt.

**[0193]** Nachfolgend wird die Vorrichtung **178** zum Einstellen des Ventiltaktes für den Kaltleerlauf detailliert beschrieben.

**[0194]** Die [Fig. 20](#) bis [Fig. 22](#) zeigen vergrößert die Schnittansicht des mit der Vorrichtung **178** zum Einstellen des Ventiltaktes für Kaltleerlauf ausgerüsteten Flügels **148a**. Wie aus [Fig. 20](#) hervor geht, erstreckt in diesem Flügel eine erste Aufnahmekammer **179** sich tangential zur Drehrichtung des Innenrotors **148** und des Außenrotors **146**. Diese Kammer ist durch eine Bohrung **181** mit der ersten Druckkammer **158** verbunden. Eine mit der ersten Aufnahmekammer **179** verbundene zweite Aufnahmekammer **180** erstreckt sich diametral in diesem Flügel **148a**.

**[0195]** In der ersten Aufnahmekammer **179** ist ein bewegbarer Druckstift **182** angeordnet, welcher durch die Bohrung **181** geschoben werden und in diesem Zustand die Seitenfläche **146d** des Vorsprungs **146b** am Außenrotor **146** berühren kann.

**[0196]** Der Druckstift **182** weist einen Abschnitt **184**, welcher auf der zur zweiten Aufnahmekammer **180** gerichteten Seite mit Zähnen **183** versehen ist und in der ersten Kammer **179** geführt wird, und einen an den Abschnitt **184** sich anschließenden, in der Bohrung **181** geführten und in die erste Druckkammer **158** verschiebbaren Abschnitt **185** auf. Im Abschnitt **184** ist auf der zur ersten Aufnahmekammer **179** gerichteten Seite eine den Boden dieser Kammer berührende Druckfeder **186** angeordnet.

**[0197]** In [Fig. 20](#) ist der Zustand dargestellt, in welchem der Druckstift **182** gegen die Kraft der Druckfeder **186** den geringsten Abstand zur zweiten Druckkammer **160** hat („Ausgangsstellung“ genannt). In dieser Stellung ragt der Abschnitt **158** nicht in die erste Druckkammer **158**.

**[0198]** In [Fig. 21](#) ist der Zustand dargestellt, in welchem der Druckstift **182** von der Druckfeder **186** in die entgegengesetzte äußerste Stellung („Austrittsstellung“ genannt) gedrückt wurde, der Abschnitt **185** in die erste Druckkammer **158** ragt und die Stirnfläche **146d** des Vorsprungs **146b** am Außenrotor **146** berührt und dadurch die Ventiltaktdrehphase für den Kaltleerlauf eingestellt ist.

**[0199]** Eine Fläche der Zähne **183** erstreckt sich rechtwinklig zur Bewegungsrichtung der Druckstiftes **182**, die andere Fläche ist in Richtung erste Druckkammer **158** geneigt, um den Druckstift **182** in der je-

weiligen Stellung zu arretieren.

[0200] In der zweiten Aufnahmekammer **180** ist ein bewegbarer Anschlag **187** angeordnet. Dieser Anschlag ist auf der zur ersten Aufnahmekammer **179** gerichteten Seite mit Zähnen **188** versehen, welche in die Zähne **183** am Abschnitt **184** des Druckstiftes **182** greifen. Eine Fläche der Zähne **188** erstreckt sich rechtwinklig zur Bewegungsrichtung des Druckstiftes, die andere ist in Richtung zweite Druckkammer **160** geneigt. In der zweiten Aufnahmekammer **180** ist außerdem ein Druckfeder **189** angeordnet, welche den Anschlag **187** in Richtung erste Aufnahmekammer **179** drückt.

[0201] Wie aus den [Fig. 20](#) und [Fig. 21](#) hervor geht, greifen in den gezeigten Stellungen die entsprechenden Zähne **188** des Anschlags **187** in die entsprechenden Zähne **183** am Abschnitt **184** des Druckstiftes **182** und arretieren diesen.

[0202] [Fig. 22](#) zeigt den Druckstift **182** in der Ausgangsstellung und den Anschlag **187** aber in der Entriegelungsstellung, in welcher die Zähne **188** und die Zähne **183** nicht ineinander greifen, [Fig. 20](#) den Druckstift **182** ebenfalls in der Endstellung, den Anschlag **187** aber in der Verriegelungsstellung, in welcher die Zähne **188** und **183** ineinander greifen.

[0203] In [Fig. 21](#) ist der Zustand dargestellt, in welchem der Innenrotor **148** in bezug auf den Außenrotor **146** in Vorlaufrichtung gedreht und der Druckstift **182** von der Druckfeder **186** in die erste Druckkammer **158** gedrückt wurde, um diese zu vergrößern. Das Bewegen der Druckstiftes **182** in diese Richtung ermöglichen die schrägen Flächen der Zähne **188** und **183**.

[0204] In dieser Stellung ist ein Bewegen des Druckstiftes **182** in die entgegengesetzte Richtung nicht möglich, obwohl die Stirnfläche **146d** des Vorsprungs **146b** eine Kraft auf diesen ausübt, da die rechtwinklig zur Bewegungsrichtung des Druckstiftes **182** sich erstreckenden Flächen der Zähne **188** und **183** gegeneinander gedrückt werden. Das Bewegen des Druckstiftes **182** in diese Richtung durch die von der Stirnfläche **146d** auf diesen ausgeübte Kraft ist nur möglich, wenn der Anschlag **187** sich in der Entriegelungsstellung befindet und die Zähne **188** und **183** nicht ineinander greifen.

[0205] Durch einen Kanal **190** wird die Verbindung zwischen der ersten Aufnahmekammer **179** und der zweiten Druckkammer **160** hergestellt. Wenn in die zweite Druckkammer **160** und somit durch den Kanal **190** in die erste Aufnahmekammer **179** Hydrauliköl gedrückt wird, wirkt dieses auch auf den Anschlag **187** und drückt diesen in die Entriegelungsstellung. Dabei wird die in der zweiten Aufnahmekammer **180** vorhandene Luft durch den Einlaß-/Auslaßkanal **191**

in den im Abschnitt **145** der Einlaßventil-Nockenwelle **122** vorhandenen Einlaß-/Auslaßkanal **192** gedrückt ([Fig. 16](#)).

[0206] Wie aus den [Fig. 16](#) und [Fig. 17](#) hervor geht, kann mit dem in einem anderen Flügel **148a** des Innenrotors **148** angeordneten Verriegelungsstift **198** die Relativbewegung zwischen dem Innenrotor **158** und dem Außenrotor **146** blockiert werden. In [Fig. 23](#) ist der Entriegelungszustand, in [Fig. 24](#) der Verriegelungszustand dargestellt. Der genannte Verriegelungsstift **198** ist in einer Bohrung **200** mit kreisförmigem Querschnitt angeordnet, welche in einen auf den Deckel **150** gerichteten Abschnitt **200a** und einen auf das Zahnrad **124a** gerichteten Abschnitt **200b** mit einem kleineren Durchmesser als dem des Abschnitts **200a** unterteilt ist.

[0207] Der Verriegelungsstift **198** ist in einen in den Bohrungsabschnitt **200a** passenden Abschnitt **198a** und einen in den Bohrungsabschnitt **200b** passenden Abschnitt **198b** unterteilt und ist etwas kürzer als die Bohrung **200**. Der Abschnitt **198a** ist kürzer als der Abschnitt **200a**, der Abschnitt **198b** länger als der Abschnitt **200b**. Dadurch ergibt sich eine ringförmige Hydraulikölkammer **202**. Ein Kanal **204** verbindet die ringförmige Hydraulikölkammer **202** mit dem bereits erwähnten Kanal **148e**.

[0208] Der Verriegelungsstift ist im Abschnitt **198a** mit einer Bohrung **206** für eine Druckfeder **208** versehen, welche am Deckel **150** anliegt und den Verriegelungsstift gegen das Zahnrad **124a** drückt. Von der Innenfläche des Deckels **150**, der Stirnfläche des Abschnitts **198a** und der Wand der Bohrung **206** wird eine Druckkammer **210** definiert.

[0209] Das Zahnrad **124a** ist auf der zum Außenrotor **146** gerichteten Stirnfläche mit einer Bohrung **212** versehen, welche einen etwas größeren Durchmesser hat als der Abschnitt **200b** der Bohrung **200** und den Verriegelungsstift **198** aufnimmt, wenn eine Relativbewegung zwischen dem Außenrotor **146** und dem Innenrotor **148** verhindert werden soll. Wie aus [Fig. 25](#) und der in [Fig. 26](#) dargestellten Schnittansicht IIXVI-IIXVI hervor geht, verbindet eine Nut **214** die Bohrung **212** mit der zweiten Druckkammer **160**.

[0210] [Fig. 23](#) zeigt den Verriegelungsstift **198** in der Stellung, in welcher dessen Abschnitt **198a** dem größeren Durchmesser stirnseitig die Innenfläche des Deckels **150** berührt und dessen Abschnitt **198b** nicht aus der Innenfläche des Innenrotors **148** und demzufolge nicht die Bohrung **212** am Zahnrad **124a** ragt, während [Fig. 24](#) den Verriegelungsstift **198** in der Verriegelungsstellung zeigt, in welcher der Abschnitt **198a** nicht mehr den Deckel **150** berührt und ein Teil des Abschnitts **198b** in die Bohrung **124a** am Zahnrad **124a** ragt.

[0211] Der Verriegelungsstift **198** im Innenrotor und die Bohrung **212** am Zahnrad **124a** sind so angeordnet, daß in der Verriegelungsstellung der Ventiltakt des Einlaßventils **120** für den Kaltleerlauf eingestellt und eine Relativbewegung zwischen dem Innenrotor **148** und dem Außenrotor **146** nicht möglich ist.

[0212] [Fig. 21](#) zeigt den Zustand, in welchem der Druckstift **182** sich in der äußersten Stellung befindet, d.h. am weitesten in die erste Druckkammer ragt, und der Innenrotor **148** mit dem Außenrotor **146** gekoppelt ist. In diesem Zustand drückt die Druckfeder **208** den Verriegelungsstift **198** vom Deckel **150** weg und stellt dadurch die Verbindung zwischen der Druckkammer **210** und der ringförmigen Nut **218** in der auf den Deckel **150** gerichteten Stirnfläche des Innenrotors **148** über die in den [Fig. 18](#) und [Fig. 19](#) angedeutete Nut **216** her. Wie aus [Fig. 16](#) auch hervor geht, ist der Deckel **150** mit einer Bohrung **220** versehen, welche die ringförmige Nut **218** und dadurch die Druckkammer **220** mit der Atmosphäre verbindet.

[0213] Von der Maschine wird der ersten Druckkammer **158** und der zweiten Druckkammer **160** der Einheit **124** zum Ändern des Drehphasenunterschieds zwischen der Einlaßventil-Nockenwelle **122** und der Kurbelwelle Hydrauliköl zugeführt, welches von dort wieder zur Maschine gelangt. Nachfolgend wird die Konstruktion der zur ersten Druckkammer **158** und zur zweiten Druckkammer **160** führenden Kanäle beschrieben.

[0214] Wie aus [Fig. 16](#) hervor geht, ist das am Zylinderkopf befestigte Achslager **114a** mit einem zur jeweiligen ersten Druckkammer **158** führenden Kanal **230** und einem zur jeweiligen zweiten Druckkammer **160** führenden Kanal **232** versehen. Der Kanal **230** mündet in eine in der Innenfläche des Achslagers **114a** und des Lagerdeckel **144a** vorhanden ringförmige Nut **230a**, der Kanal **230** in eine in der Innenfläche des Achslagers **114a** und des Deckels **144a** vorhanden ringförmige Nut **232a**.

[0215] Der Abschnitt **145** der Einlaßventil-Nockenwelle **122** ist mit einer Bohrung **230b** versehen, welche den ringförmigen Kanal **148e** mit dem ringförmigen Kanal **230** verbindet. Wie aus den [Fig. 17](#) und [Fig. 25](#) hervor geht, ist die auf das Zahnrad **124a** gerichtete Stirnfläche des Innenrotors **148** mit Nuten **158a** versehen, welche den Kanal **148e** mit der jeweiligen ersten Druckkammer **158** verbinden. Über die Nuten **158a**, den Kanal **148e**, den Kanal **230b** und die ringförmige Nut **230a** ist jede der ersten Druckkammern **158** mit dem Kanal **230** im Zylinderkopf verbunden.

[0216] Andererseits ist die ringförmige Nut **232a** über die Bohrung **232b** mit der zentrisch in der Einlaßventil-Nockenwelle **122** vorhandenen Durchgangsbohrung **122b** verbunden, welche von der

Schraube **156** und Bereich **232c** von einem Element **234** geschlossen wird. Der Kanalabschnitt **232c** ist über einen im Abschnitt **145** vorhandenen Kanal **232d** mit der um dessen Peripherie laufenden ringförmigen Nut **232e** verbunden, welche wiederum mit dem im Zahnrad **214a** vorhandenen Zuführ-/Rücklaufkanal **160a** verbunden ist. Dieser Kanal **160a** wiederum ist mit den einzelnen zweiten Druckkammern **160** verbunden. Demzufolge ist dem im Zylinderkopf vorhandenen Kanal **232** über die ringförmige Nut **232a**, den Kanal **232b**, den Kanalabschnitt **232c**, den Kanal **232d**, die ringförmige Nut **232e** und den Kanal **160a** mit den einzelnen zweiten Druckkammern **160** verbunden. Die beiden im Zylinderkopf vorhandenen Kanäle **230** und **232** sind an das Ölstromsteuerventil **127** angeschlossen. Das Ölstromsteuerventil **127** hat grundsätzlich den gleichen Aufbau wie das bei der ersten Ausführungsform verwendete Ölstromsteuerventil, so daß auf dessen Beschreibung verzichtet wird.

[0217] Nachfolgend wird der Fall beschrieben, in welchem die Pumpe P das Ölstromsteuerventil **127** ausreichend mit Hydrauliköl versorgt. Wenn die Elektromagnetspule **127a** aberregt ist, drückt die Feder **127** die Spindel **127b** im Gehäuse **127d** in die äußerste rechte Stellung, wie aus [Fig. 16](#) hervor geht. In dieser Stellung wird von der Pumpe P durch die Leitung **127e** Hydrauliköl in den im Zylinderkopf vorhandenen Kanal **232** und weiter in die zweiten Druckkammern **160** gedrückt. Dadurch werden diese vergrößert und die ersten Druckkammern **158** verkleinert, so daß das in den ersten Druckkammern vorhandene Öl durch den Kanal **230** und die Leitung **127f** in die Ölwanne zurück läuft. Dabei wird der Innenrotor **148** relativ zum Außenrotor **146** gedreht, der Ventiltakt somit in Nachlaufrichtung verschoben und die Ventiltaktüberlagerung verringert.

[0218] Da in diesem Zustand Hydrauliköl aus der ersten Druckkammer **150** durch die Nut **158a**, den Kanal **148e** und den Kanal **204** in die Ölkammer **202** und aus der zweiten Druckkammer **160** durch die Nut **214** in die Aufnahmekammer **212** gedrückt wird, bleibt der Verriegelungsstift **198** in Entriegelungsstellung, so daß der Innenrotor **148** relativ zum Außenrotor **146** bewegt werden kann.

[0219] Der Anschlag **187** der Vorrichtung **178** zum Einstellen des Ventiltaktes für den Kaltleerlauf wird durch das von der zweiten Druckkammer **160** durch die Bohrung **190** und die erste Aufnahmekammer **179** in die zweite Aufnahmekammer **180** gedrückte Hydrauliköl in die Entriegelungsstellung gedrückt und verbleibt in dieser. Dadurch wird der Druckstift **182** von der Druckfeder **186** in die erste Druckkammer **158** gegen die Stirnfläche **146d** des Vorsprungs **146** am Außenrotor **146** gedrückt und dabei der Innenrotor **148** in Richtung Nachlauf gedreht. Wenn die Pumpe P ausreichend Hydrauliköl fördert, wird der Innen-



rotor **148** bis in die äußerste Nachlaufstellung gedrückt und dadurch der Ventiltakt des Einlaßventils **120** problemlos eingestellt.

[0220] Mit dem Erregen der Elektromagnetspule **127a** wird die Spindel **127** im Gehäuse **127d** gegen die Kraft der Feder **127c** in die in [Fig. 27](#) gezeigte Stellung gedrückt, dadurch die von der Pumpe P zum Ölstromsteuerventils **127** führende Leitung **127e** mit dem im Zylinderkopf vorhandenen Kanal **230** und der ebenfalls in diesem vorhandene Kanal **232** mit der zur Ölwanne **236** führenden Leitung **127g** verbunden. Durch das von der Pumpe P in die erste Druckkammer **158** gedrückte Hydrauliköl wird diese vergrößert, die zweite Druckkammer **160** verkleinert und das in dieser vorhandene Hydrauliköl in die Ölwanne **236** zurückgeführt. Dabei wird der Innenrotor **148** in bezug auf den Außenrotor **146** in Richtung Vorlauf gedrückt, der Ventiltakt des Einlaßventils **120** vorverlegt und die Ventiltaktüberlagerung vergrößert.

[0221] Wenn, wie bereits beschrieben, Hydraulikflüssigkeit aus der ersten Druckkammer **158** in die Ölkammer **202** und aus der zweiten Druckkammer **160** in die Aufnahmebohrung **212** gedrückt wird, bleibt der Verriegelungsstift **198** in der Entriegelungsstellung, so daß der Innenrotor **148** in bezug auf den Außenrotor **146** gedreht werden, unabhängig davon, ob der Druckstift **182** in die erste Druckkammer **158** ragt oder im Flügel verbleibt. Auf diese Weise kann der Ventiltakt des Einlaßventils **120** problemlos auf den äußersten Vorlauf eingestellt werden.

[0222] Wenn die Elektromagnetspule **127a** so erregt wird, daß die Spindel die in [Fig. 28](#) gezeigte Stellung einnimmt und dadurch die Kanäle **230** und **232** blockiert werden, wird kein Hydrauliköl mehr in die ersten Flüssigkeitskammer **158** gepumpt und aus den zweiten Flüssigkeitskammern **160** abgeführt oder umgekehrt. Durch Beibehalten des Drucks in den ersten Druckkammern **158** oder in den zweiten Druckkammern **160** bleibt der Innenrotor **148** in bezug auf den Außenrotor **146** in der momentanen Stellung stehen, so daß auch der momentane Ventiltakt des Einlaßventils **120** und die momentane Ventiltaktüberlagerung beibehalten werden.

[0223] Da in diesem Zustand der Verriegelungsstift **198** in der Entriegelungsstellung verbleibt und der Innenrotor **148** nicht gedreht wird, ist auch der Druckstift **182** wirkungslos.

[0224] Wenn die Maschine stoppt, wird auch die Pumpe P angehalten und somit von dieser kein Hydrauliköl zum Ölstromsteuerventil **127** gedrückt. In diesem Zustand stoppt die ECU **238** das Steuern des Ölstromsteuerventils **127**. Dadurch wird der Öldruck in der ersten Druckkammer **158** und in der zweiten Druckkammer **160** abgebaut und dadurch das Drehen des Innenrotors **148** relativ zum Außenrotor **146**

nicht mehr durch die Beziehung zwischen dem Druck in der ersten Druckkammer **158** und dem in der zweiten Druckkammer **160** reguliert.

[0225] Während unmittelbar nach dem Stoppen der Maschine der Außenrotor **146** infolge des Trägheitsmomentes noch weiter dreht, verschiebt durch die vom Einlaßventil **120** auf die Einlaßventil-Nockenwelle **122** ausgeübte Kraft der Innenrotor **148** sich in die äußerste Nachlaufstellung.

[0226] Sobald der Innenrotor **148** die äußerste Nachlaufstellung erreicht hat, bricht auch der Druck in der Ölkammer **202** oder in der Aufnahmebohrung **212** zusammen, so daß von der Druckfeder **208** der Verriegelungsstift **198** gegen die Stirnseite des Zahnrades **124a** gedrückt wird. Mit anderen Worten, die Maschine stoppt in einem Zustand, in welchem der Verriegelungsstift **198** nicht in die Aufnahmebohrung **212** ragt, so daß der Innenrotor **148** und der Außenrotor **146** keine integrale Einheit bilden.

[0227] Wenn der Innenrotor **148** sich durch die vom Einlaßventil **120** ausgeübte Kraft relativ zum Außenrotor **146** in die äußerste Nachlaufstellung gedreht hat, reicht der auf den Anschlag **187** der Vorrichtung **178** zum Einstellen des Ventiltaktes für den Kaltleerlauf wirkende Druck noch aus, um diesen gegen die Kraft der Feder **189** in der Entriegelungsstellung zu halten. Da in diesem Zustand die auf den Druckstift **182** wirkende Kraft größer ist als die Druckkraft der Feder **186**, wird der den Vorsprung **146b** des Außenrotors **146** berührende Druckstift **182** in die in [Fig. 22](#) gezeigte Stellung geschoben.

[0228] Wenn der Druck in der ersten Druckkammer **158** und in der zweiten Druckkammer **160** vollständig abgebaut ist, drückt die Feder **189** den Anschlag **187** in die Verriegelungsstellung, so daß dessen Zähne **188** in die am Druckstift **182** vorhandenen Zähne **183** greifen, wie [Fig. 20](#) zeigt.

[0229] Nachfolgend wird anhand der in den [Fig. 29](#) und [Fig. 30](#) im Flußplan dargestellten, von der ECU **238** durchgeführten Programme das Steuern der Einheit **124** zum Ändern des Drehphasenunterschieds nach dem Starten der Maschine beschrieben. In [Fig. 29](#) ist das Programm zum Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte für das Einlaßventil **120**, in [Fig. 30](#) das Programm zum Steuern des Ölstromsteuerventils (OCV) dargestellt. Diese Programme laufen nach dem Betätigen des Zündschalters zyklisch ab.

[0230] Das Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte beginnt mit Schritt S1410, in welchem von den Sensoren **240** der Betriebszustand der Maschine gelesen wird. Die erfaßten Daten, bei der zweiten Ausführungsform sind das der Status des Startschalters, die vom Luftstrommeßgerät gemessene Luftansaug-

menge GA, die vom Drehzahlmesser erfaßte Drehzahl NE der Kurbelwelle, die vom Sensor im Zylinderblock gemessene Kühlmitteltemperatur THW, der vom entsprechenden Sensor erfaßte Drosselöffnungsgrad TA, die vom Tachometer gemessene Fahrzeuggeschwindigkeit Vt, der vom Sensor am Beschleunigungspedal gemessene Beschleunigeröffnungsgrad ACCP und der Vorlaufwert Iθ, ermittelt aus der Beziehung zwischen dem Nockeneinstellwinkel und der Drehzahl, welche in den Arbeitsbereich des in der ECU **238** vorhandenen RAM eingelesen werden.

**[0231]** Danach geht der Ablauf zu Schritt S1420 über, um zu ermitteln, ob das Starten der Maschine abgeschlossen ist. Wenn die Maschinendrehzahl NE zum Betreiben der Maschine unter dem Bezugswert liegt oder der Startschalter auf AN steht, ist die Maschine noch im Ruhezustand oder wird gerade gestartet. Wenn das Starten der Maschine noch nicht abgeschlossen ist und demzufolge in Schritt S1420 eine negative Antwort [NEIN] gegeben wird, geht der Ablauf zu Schritt S1430 über, um den Vorlaufzielwert  $\theta_t$  auf [0] zu stellen. Danach geht der Ablauf zu den Schritten S1440 und S1450 über, um das Ansteuerflag XOCV und das Blockierflag XFX auf [AUS] zu stellen. Damit ist das Programm beendet.

**[0232]** Das in [Fig. 30](#) dargestellte Programm beginnt mit Schritt S1619, um zu ermitteln, ob das Ansteuerflag XOCV auf [AN] steht. Da in Schritt S1440 gemäß [Fig. 29](#) das Ansteuerflag XOCV auf [AUS] gestellt wurde, wird in Schritt S1610 eine negative Antwort [NEIN] gegeben, so daß der Ablauf zu Schritt S1620 übergeht, in welchem kein Erregersignal für die Elektromagnetspule **127a** erzeugt wird und diese demzufolge aberregt bleibt. Damit ist das Programm zunächst beendet.

**[0233]** Wenn vor Beendigung des Startens der Maschine das Ölstromsteuerventil **127** nicht betätigt wird, bleibt auch die Einheit **124** zum Ändern des Drehphasenunterschieds im Ruhezustand. Mit dem Betätigen des Anlassers beim Starten der Maschine wird die Kurbelwelle in Drehung gesetzt, so daß auch der Außenrotor **146** und der in der äußersten Nachlaufstellung stehende Innenrotor **148** in Drehung gesetzt werden ([Fig. 33](#),  $\theta = 0$ ).

**[0234]** Da beim Drehen der Kurbelwelle das Einlaßventil **120** geöffnet und geschlossen und dadurch der Nocken **122a** zum Betätigen des Einlaßventils belastet wird, wirkt auf die Einlaßventil-Nockenwelle **122** ein Drehmoment, welches sich zyklisch von positiven Werten zu negativen Werten ändert. In dem Zeitraum, in welchem ein negatives Drehmoment wirkt, wird der Innenrotor **148** relativ zum Außenrotor **146** in Richtung Vorlauf gedreht.

**[0235]** Bei dieser Drehbewegung des Innenrotors in

Richtung Vorlauf hebt der mit der Vorrichtung **178** zum Einstellen des Ventiltaktes für Kaltleerlauf bestückte Flügel **148a** sich vom Vorsprung **146** am Außenrotor **146** ab, so daß die erste Druckkammer **158** etwas größer wird. Obwohl zu diesem Zeitpunkt die Zähne **188** am Anschlag **187** und die Zähne **183** am Druckstift **182** noch ineinander greifen, drückt die Feder **186** den in der Bohrung **181** gelagerten Druckstift **182** in die etwas vergrößerte erste Druckkammer, bis dieser die Stirnfläche **146d** am Vorsprung **146b** des Außenrotors **146** berührt.

**[0236]** Im darauf folgenden Zeitraum, in welchem ein positives Drehmoment wirkt, wird der Innenrotor **148** relativ zum Außenrotor **146** in Richtung Nachlauf gedreht. Da aber die Zähne **183** und **188** weiter ineinander greifen, kann der Druckstift **182** nicht zurückgedrückt werden, so daß der Abstand zwischen dem Flügel **148a** des Innenrotors **148** und dem Vorsprung **146b** am Außenrotor **146** bleibt und die erste Druckkammer **158** nicht wieder kleiner wird.

**[0237]** Im darauf folgenden Zeitraum, in welchem wieder ein negatives Drehmoment wirkt, wird die erste Druckkammer **158** wieder etwas größer, so daß die Feder **186** den Druckstift **182** in die größer werdende erste Druckkammer **158** drückt. Danach wirkt wieder ein positives Drehmoment und die erreichte Stellung des Druckstifts erneut beibehalten.

**[0238]** Auf diese Weise wird beim Starten der Maschine und dadurch bei ständig wechselndem positiven und negativen Drehmoment die erste Druckkammer **158** schrittweise vergrößert. Erst wenn der Druckstift **182** sich in der anderen Endstellung befindet, ist das Vergrößern der ersten Druckkammer **158** beendet. Mit anderen Worten, beim Drehen der Kurbelwelle wird der Innenrotor **148** relativ zum Außenrotor **146** in Richtung Vorlauf gedreht und dadurch der Ventilakt des Einlaßventils **120** für den Kaltleerlauf eingestellt ([Fig. 33](#),  $\theta = \theta_x$ ).

**[0239]** Wenn der Innenrotor **148** die Stellung für den Kaltleerlauf-Ventiltakt erreicht hat, gleitet der Abschnitt **198b** des von der Feder **208** gegen die Stirnseite des Zahnrades **124a** gedrückten Verriegelungsstiftes **198** in die am Zahnrad vorhandene Bohrung **212**. Mit anderen Worten, beim Starten der Maschine wird die Relativbewegung zwischen dem Innenrotor **148** und dem Außenrotor **146** gesteuert, um den Ventiltakt des Einlaßventils **120** für den Kaltleerlauf einzustellen und dann zu fixieren.

**[0240]** Da nach dem Starten der Maschine das Schließen des Einlaßventils **120** nur etwas verzögert ist, kann ein Zurückdrücken des in die Brennkammer gesaugten Gemischs ins Ansaufrohr verhindert werden. Da das Einlaßventils **120** auch zu einem günstigen Zeitpunkt öffnet und keine übermäßige Ventilaktüberlagerung  $\theta_{ov}$  eingestellt ist, kommt es auch

zu keinem übermäßigen Zurückblasen von Abgas. Dadurch wird das Starten erleichtert.

**[0241]** Wenn beim Starten der Maschine nach Wiederholung der Schritte S1410 bis S1450, S1610, S1620 in Schritt S1420 schließlich eine positive Antwort [JA] gegeben wird, geht der Ablauf zu Schritt S1460 über, um zu ermitteln, ob die Maschine sich im Leerlaufzustand befindet. Wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit  $V_t$  zum Beispiel 4 Km/h oder weniger beträgt und der Beschleunigungssensor einen nahezu geschlossenen Beschleuniger ermittelt, zeigen diese Parameter den Leerlaufzustand der Maschine an.

**[0242]** Wenn die Maschine sich im Leerlaufzustand befindet, d.h. in Schritt S1460 eine positive Antwort [JA] gegeben wird, geht der Ablauf zu Schritt S1470 über, um zu ermitteln, ob die Maschine noch kalt ist. Bei einer Kühlmitteltemperatur THW von 78°C oder weniger wird die Maschine als kalt angesehen. Wenn das der Fall ist, d.h. in Schritt S1470 eine positive Antwort [JA] gegeben wird und demzufolge die Maschine im Kaltleerlauf arbeitet, geht der Ablauf zu den Schritten S1480 und S1490 über, um für das Ölstromsteuerventil (OCV) das Ansteuerflag XOCV und das Blockierflag XFX auf [AN] zu stellen. Damit ist das Programm zunächst beendet.

**[0243]** Dadurch wird in Schritt S1610 des in [Fig. 30](#) dargestellten Programms ermittelt, daß das Ansteuerflag XOCV auf [AN] steht (Antwort JA). Danach geht der Ablauf zu Schritt S1630 über, um zu ermitteln, ob das Blockierflag XFX auf [AN] steht. Da im Verlauf des Einstellens der Ventilcharakteristik-Zielwerte XFX auf [AN] gesetzt wurde ([JA] in Schritt S1630), geht der Ablauf zu Schritt S1740 über, um den Erregungssignalwert  $D_t$  für die Elektromagnetspule **127a** auf einen festen Wert  $D_c$  einzustellen. Danach geht der Ablauf zu Schritt S1650 über, um auf der Grundlage von  $D_c$  das Erregungssignal zu erzeugen. Damit ist das Programm beendet.

**[0244]** Mit dem Senden des Erregungssignals wird der Wert  $D_c$  in eine Wirkleistung umgewandelt und durch diese die Spindel **127b** in die in [Fig. 28](#) gezeigte Stellung zu drücken. In dieser Stellung werden der Vorlaufkanal **230** und der Nachlaufkanal **232** von der Zuführleitung **127e** und der Rücklaufleitung **127f** bzw. **127g** getrennt.

**[0245]** Mit anderen Worten, der ersten Druckkammer **158** und der zweiten Druckkammer **160** wird kein Hydrauliköl zugeführt und aus diesen auch kein Hydrauliköl abgeführt. Das heißt, daß beim Starten der Maschine ein niedriger Druck in der ersten Druckkammer **158** und der zweiten Druckkammer **160** herrscht und dadurch die Einheit zum Ändern des Drehphasenunterschieds nicht betätigt wird.

**[0246]** Da beim Starten der Maschine der Verriegelungsstift **198** in der am Zahnrad **124a** vorhandenen Bohrung **212** verbleibt, wird auch der Drehphasenunterschied zwischen dem Innenrotor **148** und dem Außenrotor **146** nicht verändert. Das heißt, daß bei auch bei laufender Maschine der Ventiltakt des Einlaßventils **120** für Kaltleerlauf beibehalten wird ([Fig. 33](#),  $\theta = \theta_x$ ). Da durch die eingestellte Ventiltaktüberlagerung  $\theta_{ov}$  eine geeignete Abgasmenge zurückgeblasen wird, kann in der Brennkammer und in den Einlaßkanälen der Brennstoff ausreichend vergast werden.

**[0247]** Wenn in Schritt S1470 eine negative Antwort [NEIN] gegeben wird, d.h. die Maschine nach dem Kaltleerlauf warm geworden ist, geht der Ablauf zu Schritt S1510 über, um die für diesen Betriebszustand entsprechende Tafel auszuwählen. Im ROM der ECU **238** ist die in [Fig. 32](#) dargestellte Tafel M abgelegt, in welcher die Vorlaufzielwerte  $\theta_t$  für Leerlauf, stöchiometrische Verbrennung, magere Verbrennung usw. nach dem Warmlaufen der Maschine festgelegt sind. Auf der Grundlage des in Schritt S1410 gelesenen Arbeitszustandes der Maschine wird in Schritt S1510 die entsprechende Tafel ausgewählt, um aus der Maschinenlast (hier aus der Luftansaugmenge GA) und der Maschinendrehzahl NE einen geeigneten Zielwert  $\theta_t$  für den Betriebsmodus (in diesem Moment Leerlauf) zu erhalten.

**[0248]** Was zum Beispiel die Ventiltaktüberlagerung betrifft, ist die in der Tafel gemäß [Fig. 32](#) dargestellte Verteilung der Zielwerte  $\theta_t$  ähnlich der in [Fig. 12](#) dargestellten, welche für die vorher beschriebenen Ausführungsform gilt.

**[0249]** Nach dem Auswählen der geeigneten Tafel M in Schritt S1510 geht der Ablauf zu Schritt S1520 über, in welchem aus der Drehzahl NE der Maschine und der Luftansaugmenge GA auf der Grundlage der ausgewählten Tafel M die Vorlaufzielwerte  $\theta_t$  zum Steuern der Vorlaufwert-Rückkopplung festgelegt werden. Danach geht der Ablauf zu den Schritten S1520 und S1530 über, um das Ansteuerflag XOCV zum Ansteuern des Ölstromsteuerventils **127** auf [AN] und das Blockierflag XFX auf [AUS] zu setzen. Damit ist das Programm beendet.

**[0250]** Dadurch wird bei dem in [Fig. 30](#) dargestellten OCV-Steuerprogramm in Schritt S1610 eine positive Antwort [Ja] gegeben, d.h. das Ansteuerflag XOCV steht auf [AN], in Schritt S1630 eine negative Antwort [NEIN] gegeben, d.h. das Blockierflag XFX steht auf [AUS]. Demzufolge geht der Ablauf zu Schritt S1660 über, in welchem der aus der Beziehung zwischen dem ermittelten Nockenstellungswinkel und der ermittelten Drehzahl abgeleitete tatsächlich Vorlaufwert  $I\theta$  des Ansaugventilnockens gelesen wird. Dann wird aus der Beziehung

$$d\theta \leftarrow \theta_t - I\theta$$

(3)

die Abweichung  $d\theta$  zwischen dem in Schritt S1510 ermittelten Vorlaufzielwert  $\theta_t$  und dem tatsächlichen Vorlaufwert  $l\theta$  berechnet.

**[0251]** Danach wird in Schritt S1680 auf der Grundlage der Abweichung  $d\theta$  und der in Schritt S1650 ermittelten Wirkleistung  $D_t$  das Erregungssignal für die Elektromagnetspule **127a** des Ölstromsteuerventils **127** berechnet. Damit ist das Programm beendet.

**[0252]** Da das Steuern des Ölstromsteuerventils **127** auf der Grundlage von  $D_t$  und somit entsprechend des Betriebszustandes der Maschine erfolgt, wird von der Magnetspule **127a** die Stellung der Spindel **127b** häufig verändert und dadurch die Einheit **124** zum Ändern des Drehphasenunterschieds betätigt.

**[0253]** Die Pumpe P speist über die Zuführleitung **127e** die erste Druckkammer **158** und die zweite Druckkammer **160** mit Hydrauliköl unter hohem Druck. Dadurch wird Hydrauliköl von der ersten Druckkammer **158** durch die Nut **158a**, den Kanal **148e** und den Kanal **204** in die Ölkammer **202** und aus der zweiten Druckkammer **160** über die Nut **214** in die Aufnahmebohrung **212** gedrückt, so daß Verriegelungsstift **198** aus der Aufnahmebohrung **212** gleitet und der Innenrotor **148** relativ zum Außenrotor **146** gedreht werden kann.

**[0254]** Außerdem wird Hydrauliköl aus der zweiten Druckkammer **160** durch die Bohrung **190** und die erste Aufnahmekammer **179** in die zweite Aufnahmekammer **180** und dadurch der Anschlag **187** aus der Verriegelungsstellung in die Entriegelungsstellung gedrückt und verbleibt in dieser. Gleichzeitig drückt die Feder **186** den Druckstift **182** in die erste Druckkammer **158**. Wenn aber das vordere Ende des Druckstiftes **182** die Stirnfläche **146d** des Vorsprungs **146b** am Außenrotor **146** berührt, kann beim Drehen des Innenrotors **148** in Nachlaufrichtung relativ zum Außenrotor **146** der Druckstift **182** wieder zurückgedrückt werden, da der Anschlag **187** sich in der Entriegelungsstellung befindet. Mit dem Drehen des Innenrotors **148** in die in [Fig. 22](#) gezeigte äußerste Nachlaufstellung kann der Ventiltakt des Einlaßventils **120** problemlos auf maximalen Nachlauf ([Fig. 33](#),  $\theta = 0$ ) eingestellt werden.

**[0255]** Wie bereits beschrieben, kann der Innenrotor **148** in Vorlaufrichtung relativ zum Außenrotor **146** werden, da der Verriegelungsstift **198** in der Entriegelungsstellung bleibt. Bei diesem Drehen wird die erste Druckkammer **158** vergrößert, unabhängig davon, ob der Druckstift **182** aus der Bohrung **181** ragt oder nicht. Demzufolge kann der Ventiltakt des Einlaßventils **120** problemlos auf maximalen Vorlauf ([Fig. 33](#),  $\theta = \theta_{\max}$ ) eingestellt werden.

**[0256]** Wenn nach dem Speisen der ersten Druck-

kammer **158** und der zweiten Druckkammer **160** mit Hydrauliköl die Elektromagnetspule **127a** entsprechend erregt und dadurch die Spindel **127b** die in [Fig. 28](#) gezeigte Stellung gezogen wird, werden die Kanäle **230** und **232** im Zylinderkopf blockiert, so daß Hydrauliköl weder in die erste Druckkammer **158** noch in die zweite Druckkammer **160** gedrückt werden noch aus diesen strömen kann. Da in diesem Zustand der in den ersten Druckkammern **158** und den zweiten Druckkammern **160** aufgebaute Druck erhalten bleibt, wird der Verriegelungsstift **198** in der Entriegelungsstellung gehalten. Da in diesem Zustand der Innenrotor **148** nicht mehr gedreht wird, kann der eingestellte Ventiltakt des Einlaßventils **120** beibehalten werden.

**[0257]** Wenn in Schritt S1460 eine negative Antwort [NEIN] gegeben wird, d.h. die Maschine sich nicht mehr im Leerlaufzustand, sondern in einem anderen Betriebszustand befindet, geht der Ablauf zu Schritt S1465 über, um zu ermitteln, ob die Maschine noch kalt ist. Da in diesem Fall die Maschine warm ist (negative Antwort [NEIN] in Schritt S1465), geht der Ablauf zu den Schritten S1500 bis S1530 über. Dabei wird bestimmt, daß die Maschine warm ist und sich nicht im Leerlaufzustand befindet, und somit der Vorlaufzielwert  $\theta_t$  vorgegeben, d.h., es werden die Schritte S1660 bis S1680 und S1650 des in [Fig. 30](#) dargestellten OCV-Steuerprogramms durchgeführt.

**[0258]** Wenn die Maschine noch kalt ist, sich aber nicht im Leerlaufzustand befindet (negative Antwort [NEIN] in Schritt S1460 und positive Antwort [JA] in Schritt S1465), werden die Schritte S1430 bis S1450 durchgeführt, wobei aber die Einheit **124** zum Ändern des Drehphasenunterschieds nicht betätigt wird (Schritt S1620 in [Fig. 30](#)).

**[0259]** Wenn die Maschine gestoppt wird, sinkt der Druck in der ersten Druckkammer **158** und der zweiten Druckkammer **160**, so daß die Druckdifferenz nicht ausreicht, den Innenrotor **148** relativ zum Außenrotor **146** zu drehen. Da unmittelbar nach dem Stoppen der Maschine der Außenrotor **146** durch sein Trägheitsmoment weiter dreht, wird durch die Wirkung des Einlaßventils **120** der Innenrotor **148** in die äußerste Nachlaufstellung ([Fig. 33](#),  $\theta = 0$ ) gedreht.

**[0260]** In dieser Stellung wird der Verriegelungsstift **198** gegen die Stirnfläche des Zahnrades **124a**, der Druckstift **182** von der Stirnfläche **146d** des Vorsprungs **146b** am Außenrotor **146** in die Ausgangsstellung und der Anschlag **187** gegen den Druckstift **182** gedrückt, so daß die Zähne **188** in die Zähne **183** greifen. Das heißt, der Druckstift **182** wird in der in [Fig. 20](#) gezeigten Maschinenstartstellung arretiert.

**[0261]** Bei der zweiten Ausführungsform entspricht die Einheit **124** zum Ändern des Drehphasenunter-



schieds der Vorrichtung **178** zum Einstellen des Drehphasenunterschieds für den Kaltleerlauf und Verriegelungsmechanismus einschließlich Verriegelungsstift **198** und Aufnahmebohrung **212** der Vorrichtung zum Einstellen der Ventiltaktüberlagerung, während die verschiedenen Sensoren **240** der Vorrichtung zum Erfassen des Betriebszustandes der Maschine entsprechen. Das in [Fig. 29](#) dargestellte Programm zum Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte ist gleichzeitig das Programm zum Steuern der Ventiltaktüberlagerung.

**[0262]** Die zweite Ausführungsform bietet die nachfolgend beschriebenen Vorteile.

(i) Der Ventiltakt des Einlaßventils **120** und die Ventiltaktüberlagerung können von der Einheit **124** zum Ändern des Drehphasenunterschieds eingestellt werden.

**[0263]** Wenn die Kurbelwelle dreht, kann von der Vorrichtung **178** zum Einstellen des Ventiltaktes für Kaltleerlauf und vom Koppelmechanismus einschließlich Verriegelungsstift **198** und Aufnahmebohrung **212** die Ventiltaktüberlagerung für Kaltleerlauf eingestellt werden.

**[0264]** Wenn aufgrund von unzureichendem Hydrauliköl Druck nach dem Start der kalten Maschine die Einheit **124** nicht betätigt werden kann, besteht die Möglichkeit, die für den Kaltleerlauf eingestellte Ventiltaktüberlagerung beizubehalten.

**[0265]** Da die Einheit **124** über das Ölstromsteuerventil **127** mit Hydrauliköl versorgt wird, werden der Koppelmechanismus einschließlich Verriegelungsstift **198** und Aufnahmebohrung **212** und die Einstellvorrichtung **178** zum Einstellen des Ventiltaktes für den Kaltleerlauf freigegeben. Demzufolge kann bei warmer Maschine die Einheit **124** zum Ändern des Drehphasenunterschieds angesteuert, somit der Drehphasenunterschied optional eingestellt und die für den momentanen Betriebszustand der Maschine geeignete Ventiltaktüberlagerung erreicht werden.

**[0266]** Demzufolge kann bei Kaltleerlauf ohne Abhängigkeit von einer Erhöhung der Brennstoffmenge ein ausreichendes Luft/Brennstoff erreicht werden, gegenüber dem Fall, in welchem die Ventiltaktüberlagerung nicht vergrößert wird, die Verbrennung stabiler ablaufen und eine Kaltverzögerung verhindert werden. Außerdem besteht die Möglichkeit, einen relativ günstigen Betriebszustand der Maschine beizubehalten. Ohne Abhängigkeit von einer Erhöhung der Brennstoffmenge kann auch eine Verschlechterung der Brennstoffnutzungseffizienz und der Emission verhindert werden. Demzufolge kann bei Warmleerlauf, in welchem der Brennstoff gut vergast wird, die in der Brennkammer verbleibende Gasmenge verringert und eine stabile Verbrennung erreicht werden.

(ii) Bei Kaltleerlauf kann die geeignete Ventiltaktü-

berlagerung ohne ein Hubänderungselement erreicht und dadurch die Maschine leichter werden. (iii) Beim Starten der Maschine und somit bei Kaltleerlauf ist der Ventiltakt des Einlaßventils **120** mehr auf Vorlauf ([Fig. 38](#),  $\theta = \theta_x$ ) als auf Nachlauf ([Fig. 33](#),  $\theta = 0$ ) eingestellt. Mit anderen Worten, wenn die Maschine gestartet wird oder sich im Leerlaufzustand befindet, wird das in die Brennkammer gesaugte Gemisch in den Einlaßkanal zurückgedrückt und das tatsächliche Kompressionsverhältnis verkleinert, ohne das Öffnen und Schließen zu verzögern, so daß das Starten der Maschine problemlos vonstatten geht. Wenn aber bei anderen Betriebszuständen der Maschine das Öffnen und Schließen maximal verzögert wird, können bei verringerten Pumpverlusten der Ansaugträgeitseffekt, die Leistungscharakteristik und die Brennstoffnutzungseffizienz verbessert werden.

(iv) Es wird ein Koppelmechanismus einschließlich Verriegelungsstift und Aufnahmebohrung **212** bereitgestellt, welcher den von der Einstellvorrichtung **178** in die Kaltleerlaufstellung gedrehten Innenrotor **148** in dieser Stellung relativ zum Außenrotor **146** so lange fixiert, bis der Kaltleerlauf beendet ist.

**[0267]** Wenn die Maschine gestartet wird und sich im Kaltleerlaufzustand befindet, kann eine durch Schwankung des Drehmoments der Einlaßventil-Nockenwelle verursachte Schwankung des Drehphasenunterschieds zwischen dem Innenrotor **148** und dem Außenrotor **146** wirksam verhindert werden.

**[0268]** Es kann auch verhindert werden, daß der Druckstift **182** die Stirnfläche **146d** des Vorsprungs **146b** am Außenrotor **146** berührt. Demzufolge wird beim Starten der Maschine oder im Kaltleerlauf der Kaltleerlauf-Ventiltakt des Einlaßventils **120** mit hoher Genauigkeit beibehalten, so daß das Starten erleichtert und eine stabile Verbrennung im Kaltleerlauf gewährleistet wird.

**[0269]** Außerdem besteht die Möglichkeit, beim Starten der Maschine oder im Kaltleerlauf Klopfgeräusche und auch Beschädigungen und Verschleiß des Druckstiftes **182** zu verhindern.

**[0270]** Nachfolgend wird eine dritte Ausführungsform beschrieben.

**[0271]** Bei der in [Fig. 34](#) dargestellten dritten Ausführungsform ist die Einlaßventil-Nockenwelle **322** mit einem Hubänderungsmechanismus **324** und die Auslaßventil-Nockenwelle **323** mit einem Hubänderungsmechanismus **326** ausgerüstet. Mit dem ersten Hubänderungsmechanismus **324** kann die Einlaßventil-Nockenwelle **322** in Achsrichtung verschoben werden, wobei durch den dreidimensionalen Nocken **327** der Hub des Einlaßventils **320** und gleichzeitig

der Drehphasenunterschied zwischen dem Einlaßventil **320** und dem Auslaßventil **321** eingestellt wird. Mit anderen Worten, die Einlaßventil-Nockenwelle **322** ist im Zylinderkopf **314** der Maschine **311** drehbar und axial beweglich gelagert.

**[0272]** Der Nocken **327** für das Einlaßventil **320** ist ähnlich konfiguriert wie der in den [Fig. 7](#) und [Fig. 8](#) dargestellte Nocken der ersten Ausführungsform der Maschine. In Übereinstimmung mit dem axialen Verschieben der Einlaßventil-Nockenwelle **322** wird vom ersten Hubänderungsmechanismus **324** der Ventiltakt generell in Richtung Nachlauf eingestellt, welcher in der Wellenstellung  $L_{max}$  den größten Nachlaufwert erreicht, wie aus [Fig. 35](#) hervor geht. Obwohl mit Veränderung der Wellenstellung der Betätigungswinkel größer wird, bleibt der Öffnungszeitpunkt  $\theta_{ino}$  des Einlaßventils **320** in der gleichen Nockenwinkelphase. Dagegen wird der Schließzeitpunkt des Einlaßventils **320** in der Wellenstellung 0 maximal vorverlegt und in der Wellenstellung  $L_{max}$  maximal verzögert.

**[0273]** Der zweite Hubänderungsmechanismus **326** dient dazu, die Auslaßventil-Nockenwelle **323** axial zu verschieben, wobei durch den dreidimensionalen Nocken **328** der Hub des Auslaßventils **321** verändert wird. Auch die Auslaßventil-Nockenwelle **323** ist im Zylinderkopf **314** der Maschine **311** drehbar und axial beweglich gelagert.

**[0274]** Das dreidimensionale Profil des Nockens **328** für das Auslaßventil ist in den [Fig. 36](#) und [Fig. 37](#) dargestellt. Die Primärnase **328b** dieses Nockens erstreckt sich zwischen den beiden Stirnflächen **328c** und **328d**, während die Sekundärnase **328e** von der Stirnfläche **328c** ausgehend sich nur über eine bestimmte Länge des Nockens erstreckt. Das Nockenprofil an der Stirnseite **328** ist im wesentlichen identisch dem Profil an der Stirnseite **328d**, ausgenommen die Sekundärnase **328e**.

**[0275]** Da nur der Nocken **328** für das Auslaßventil **321** mit der Sekundärnase **328e** versehen ist, hat der vom zweiten Hubänderungsmechanismus **326** eingestellte Ventilhub des Auslaßventils **321** die in [Fig. 38](#) dargestellte Form. Der Betätigungswinkel und der Hub erreichen bei der Stellung 0 der Auslaßventil-Nockenwelle **323** den Maximalwert, während die von der Sekundärnase erzeugte Sekundärspitze bei der Stellung  $L_{max}$  vollständig verschwunden ist.

**[0276]** Nachfolgend wird anhand von [Fig. 39](#) der erste Hubänderungsmechanismus **324** zum Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte detailliert beschrieben.

**[0277]** Das zum ersten Hubänderungsmechanismus **324** gehörende Taktgeberkettenrad **324a** hat einen zylindrischen Abschnitt **351**, durch welchen das

vordere Ende der Einlaßventil-Nockenwelle **322** sich erstreckt, und einen aus dem zylindrischen Abschnitt **351** sich erstreckenden, mit Zähnen **353** versehenen scheibenförmigen Abschnitt **352**. Der zylindrische Abschnitt **351** des Taktgeberkettenrades **324a** ist in einem am Zylinderkopf **314** angeordneten Achslager **314a** mit Deckel **314b** drehbar gelagert. Die Einlaßventil-Nockenwelle **322** ist im zylindrischen Abschnitt **351** in Achsrichtung S beweglich. Ein am Taktgeberkettenrad **324a** mit Schrauben **355** befestigter Deckel **354** deckt das vordere Ende der Einlaßventil-Nockenwelle **322** ab. Die Innenfläche des über das hintere Ende der Einlaßventil-Nockenwelle **322** gestülpten Deckels **354** ist mit einem linksgängiges Keilwellenprofil **357** versehen.

**[0278]** Ein zylindrisches, ringförmiges Zahnrad **362** ist mit einer Hohlschraube **358** und einem Stift **359** am vorderen Ende der Einlaßventil-Nockenwelle **322** befestigt. Das Zahnrad **362** ist am Außenumfang mit einem zum Keilwellenprofil **357** im Deckel passenden linksgängigen Keilwellenprofil **363** versehen. Das ringförmige Zahnrad **362** kann zusammen mit der Einlaßventil-Nockenwelle **322** in S-Richtung bewegt werden. Zwischen dem vorderen zylindrischen Ende **352a** des scheibenförmigen Abschnitts **352** und dem ringförmigen Zahnrad **362** eine Druckfeder **364** angeordnet, welche das Zahnrad **362** in Richtung F drückt.

**[0279]** Beim Bewegen des mit dem linksgängigen Keilwellenprofil versehenen Zahnrades **362** in Richtung R wird die Drehphase der Einlaßventil-Nockenwelle **322** bezüglich der Auslaßventil-Nockenwelle **323** und der Kurbelwelle **315** in Nachlaufrichtung ([Fig. 34](#)), während beim Bewegen des Zahnrades **362** in Richtung F die Drehphase der Einlaßventil-Nockenwelle **322** in Vorlaufrichtung verschoben wird. Auf diese Weise kann der Ventiltakt des Einlaßventils **320** wie in [Fig. 35](#) gezeigt eingestellt werden.

**[0280]** Bei dieser Ausführungsform der Maschine **311** wird die Rotation der Kurbelwelle **315** über die Taktgeberkette **315a** auf das Taktgeberkettenrad **324a** des ersten Hubänderungsmechanismus **324** und von diesem über die Keilwellenprofile **357** und **363** auf die Einlaßventil-Nockenwelle **322** übertragen. Von der Fläche **327a** des zusammen mit der Einlaßventil-Nockenwelle **322** rotierenden Nockens **327** gesteuert öffnet und schließt das Einlaßventil **320**.

**[0281]** Nachfolgend wird auf die Wirkungsweise des hydraulisch betätigten Zahnrades **362** des ersten Hubänderungsmechanismus **324** näher eingegangen.

**[0282]** Vom zylindrischen Abschnitt **362a** des im Deckel **354** beweglich gelagerten Zahnrades **362** wird der Innenraum des Deckels **354** in eine erste Druckkammer **365** und eine zweite Druckkammer **366** unterteilt. Durch einen Kanal **367** und einen Kanal **368**

im vorderen Ende der Einlaßventil-Nockenwelle **322** wird die Verbindung zur ersten Druckkammer **365** bzw. zur zweiten Druckkammer **366** hergestellt.

[0283] Genauer ausgedrückt, durch den einen der beiden Kanäle im Deckel **314b** des am Zylinderkopf **314** angeordneten Lagers, den Kanal **367** und die Hohlsschraube **358** wird die erste Druckkammer **365** mit dem Ölstromsteuerventil **370** verbunden, während die Verbindung zwischen dem Ölstromsteuerventil **370** und der zweiten Druckkammer **366** durch den anderen der beiden Kanäle im genannten Deckel, den Kanal **368** und den im zylindrischen Abschnitt **351** des Taktgeberkettenrades **324a** vorhandenen Kanal **372** hergestellt wird. Andererseits führt vom Ölstromsteuerventil **370** eine Druckleitung **374** zur Pumpe **313b** und eine Rücklaufleitung **376** direkt in die Ölwanne **313a**.

[0284] Das erste Ölstromsteuerventil **370** ist mit einer Elektromagnetspule **370a** ausgerüstet und entspricht im Aufbau dem bei der zweiten Ausführungsform verwendeten.

[0285] Wenn die Elektromagnetspule **370a** nicht erregt ist, drückt die Pumpe **313b** das aus der Ölwanne **313a** gesaugte Hydrauliköl durch die Leitung **374**, das erste Ölstromsteuerventil **370** und den zweiten Kanal **368** in die zweite Druckkammer **366** des ersten Hubänderungsmechanismus **324**, aber in Abhängigkeit vom Verbindungszustand der Kanäle im ersten Ölstromsteuerventil **370**, wobei das in der ersten Druckkammer **365** des ersten Hubänderungsmechanismus **324** vorhandene Hydrauliköl durch den ersten Kanal **367**, das erste Ölstromsteuerventil **370** und die Rücklaufleitung **376** in die Ölwanne **313a** zurück fließt. Dadurch wird das Zahnrad **362** in die erste Druckkammer **365** gedrückt und somit die Einlaßventil-Nockenwelle **322** in Richtung F geschoben. Dabei folgt der Ventilstößel **320b** der Fläche **327a** des Nockens **327**, dessen Endstellung in der genannten Richtung „hintere Endstellung“ genannt wird ([Fig. 39](#)).

[0286] Wenn die Elektromagnetspule **327a** erregt wird, drückt die Pumpe **313b** Hydrauliköl durch die Leitung **374**, das erste Ölstromsteuerventil **370** und den Kanal **367** in die erste Druckkammer **365** des ersten Hubänderungsmechanismus **324**, aber wiederum in Abhängigkeit vom Verbindungszustand der Kanäle im ersten Ölstromsteuerventil **370**, wobei das in der zweiten Druckkammer **366** vorhandene Hydrauliköl durch den Kanal **372**, den zweiten Kanal **368**, das erste Ölstromsteuerventil **370** und die Rücklaufleitung **376** in die Ölwanne **313a** zurück fließt. Dadurch wird das Zahnrad **362** in die zweite Druckkammer **366** gedrückt und somit die Einlaßventil-Nockenwelle **322** in Richtung R geschoben. Dabei folgt der Ventilstößel **320b** der Fläche **327a** des Nockens **327**, dessen Endstellung in der genannten Richtung „vor-

dere Endstellung“ genannt wird ([Fig. 40](#)).

[0287] Wenn die Pumpe **313b** ausreichend Hydrauliköl fördert und der in der Elektromagnetspule **370a** induzierte Strom entsprechend gesteuert wird, werden die Kanäle im Ölstromsteuerventil **370** blockiert, so daß Hydrauliköl weder in die erste Druckkammer **365** oder die zweite Druckkammer **366** gedrückt werden, noch aus diesen zurückfließen kann. Mit dem Unterbrechen der Verbindung zwischen dem ersten Ölstromsteuerventil **370** und der ersten Druckkammer **365** und der zweiten Druckkammer **366** wird die Bewegung des Zahnrades in axialer Richtung gestoppt, so daß auch der Nocken **327** in der momentanen Stellung stehen bleibt und der Drehphasenunterschied zwischen der Einlaßventil-Nockenwelle **322** und der Kurbelwelle **315** sowie der Auslaßventil-Nockenwelle **323** beibehalten wird.

[0288] [Fig. 41](#) zeigt die Konstruktion des zweiten Hubänderungsmechanismus **326**, welcher die Auslaßventil-Nockenwelle **323** mit dem darauf angeordneten Nocken **328** in axialer Richtung verschiebt.

[0289] Das zum zweiten Hubänderungsmechanismus **326** gehörende Taktgeberkettenrad **326a** hat einen zylindrischen Abschnitt **451**, durch welchen das vordere Ende der Auslaßventil-Nockenwelle **323** sich erstreckt, und einen aus dem zylindrischen Abschnitt **451** sich erstreckenden, mit Zähnen **453** versehenen scheibenförmigen Abschnitt **452**. Der zylindrische Abschnitt **451** des Taktgeberkettenrades **326a** ist in einem am Zylinderkopf **314** angeordneten Achslager **314a** mit Deckel **314d** drehbar gelagert. Die Auslaßventil-Nockenwelle **323** ist im zylindrischen Abschnitt **451** in Achsrichtung S beweglich.

[0290] Ein am Taktgeberkettenrad **326a** mit Schrauben **455** befestigter Deckel **454** deckt das vordere Ende der Auslaßventil-Nockenwelle **323** ab. Die Innenfläche des über das vordere Ende der Auslaßventil-Nockenwelle **323** gestülpten Deckels **454** ist geradverzahnten Keilwellenprofil **457** versehen.

[0291] Am vorderen Ende der Auslaßventil-Nockenwelle **323** ist mit einer Hohlsschraube **458** und einem Stift **459** ein zylindrisches Zahnrad **462** befestigt. Das Zahnrad **462** ist mit einem geradverzahnten Keilwellenprofil **463** versehen, welche zum Keilwellenprofil **457** im Deckel **454** paßt, und kann zusammen mit der Auslaßventil-Nockenwelle **323** axial bewegt werden. Zwischen dem vorderen Ende des zylindrischen Abschnitts **452a** und dem Zahnrad **462** ist eine Druckfeder **464** angeordnet, welche das Zahnrad **462** in Richtung F drückt.

[0292] Der Deckel **454** und das Zahnrad **462** sind über die Keilwellenprofile **457** und **463** miteinander gekoppelt, doch selbst wenn das Zahnrad **462** in Richtung F oder R axial verschoben wird ([Fig. 38](#)),

verändert der Drehphasenunterschied zwischen der Auslaßventil-Nockenwelle **323** und der Einlaßventil-Nockenwelle **322** sowie der Kurbelwelle **315** sich nicht ([Fig. 34](#)). Beim Verschieben des Zahnrades **462** in Richtung F entsteht aber die aus [Fig. 38](#) ersichtliche Sekundärspitze SP. Obwohl beim zweiten Hubänderungsmechanismus **326** die Drehphase der Auslaßventil-Nockenwelle **323** sich nicht ändert, unterscheidet diese sich aber von der beim ersten Hubänderungsmechanismus **324**, unabhängig davon, ob die Sekundärspitze SP entsteht oder nicht.

**[0293]** Beim zweiten Hubänderungsmechanismus **326** wird die Rotation der Kurbelwelle **315** über die Taktgeberkette **315a** auf das Taktgeberkettenrad **326a** und von diesem über die ineinander greifenden geradzahnten Keilwellenprofile **457** und **463** auf die Auslaßventil-Nockenwelle **323** übertragen. Von der Fläche **328a** des zusammen mit der Auslaßventil-Nockenwelle **323** drehenden Nockens **328** wird das Auslaßventil **321** geöffnet und geschlossen.

**[0294]** Das hydraulische Bewegen des Zahnrades **462** im zweiten Hubänderungsmechanismus **326** entspricht im wesentlichen jenem im ersten Hubänderungsmechanismus **324**. Da die Außenfläche des flanschähnlichen Abschnitts **462a** am Zahnrad **462** die Innenfläche des Deckels **454** abgedichtet berührt, wird beim Bewegen das Zahnrad **462** in Achsrichtung der Innenraum des Deckels **454** von diesem in eine erste Druckkammer **465** und eine zweite Druckkammer **366** unterteilt. Der in der Auslaßventil-Nockenwelle **323** vorhandene Kanal **467** ist über einen Kanal im Deckel **314d** des am Zylinderkopf **314** angeordneten Lagers mit dem zweiten Ölstromsteuerventil **470** und über die Hohlschraube **458** mit der ersten Druckkammer **465** verbunden, während der ebenfalls in der Auslaßventil-Nockenwelle **323** vorhandene Kanal **468** über einen anderen Kanal im Deckel **314d** des am Zylinderkopf **314** angeordneten Lagers mit dem zweiten Ölstromsteuerventil **470** und über den Kanal **472** im zylindrischen Abschnitt **451** des Taktgeberkettenrades **326a** mit der zweiten Druckkammer **466** verbunden ist.

**[0295]** Von den am zweiten Ölstromsteuerventil **470** angeschlossenen Leitungen **474** und **476** ist die Leitung **474** mit der Pumpe **313b** verbunden, während die Leitung **476** direkt in die Ölwanne **313a** führt.

**[0296]** Das zweite Ölstromsteuerventil **470** ist mit einer Elektromagnetspule **470a** ausgerüstet und im Aufbau identisch dem bei der zweiten Ausführungsform verwendeten Ölstromsteuerventil, so daß auf eine erneute Beschreibung verzichtet wird.

**[0297]** Wenn die Elektromagnetspule **470a** nicht erregt ist, saugt die Pumpe **313b** Hydrauliköl aus der Ölwanne **313a** und drückt dieses durch die Leitung **474**, das zweite Ölstromsteuerventil **470**, den Kanal

**468** und den Kanal **472** in die zweite Druckkammer **466**, aber in Abhängigkeit vom Verbindungszustand der Kanäle im zweiten Ölstromsteuerventil **470**, wobei das in der ersten Druckkammer **465** vorhandene Hydrauliköl durch den Kanal **467**, das zweite Ölstromsteuerventil **470** und die Leitung **476** in die Ölwanne **313a** zurück fließt. Dadurch wird das Zahnrad **462** in Richtung F in die erste Druckkammer **465** im Deckel **454** gedrückt und von diesem die Auslaßventil-Nockenwelle **323** in die gleiche Richtung gezogen. Dabei gleitet die Fläche **328a** des Nockens **328** über den Stoßelabschnitt **321b** des Auslaßventils **321**, bis der Nocken **328** die hintere Endstellung ([Fig. 41](#)) erreicht.

**[0298]** Wenn die Elektromagnetspule **470a** erregt ist, saugt die Pumpe **313b** Hydrauliköl aus der Ölwanne **313a** und drückt dieses durch die Leitung **474**, das zweite Ölstromsteuerventil **470** und den Kanal **467** in die erste Druckkammer **465** des zweiten Hubänderungsmechanismus **326**, wobei das in der zweiten Druckkammer **466** vorhandene Hydrauliköl durch den Kanal **472**, den Kanal **468**, das zweite Ölstromsteuerventil **470** und die Leitung **476** in die Ölwanne **313a** zurück fließt. Dadurch wird das Zahnrad **462** in die zweite Druckkammer **466** und somit die Auslaßventil-Nockenwelle **323** in Richtung R gedrückt, so daß die Fläche **328a** des Nockens **328** über den Stoßelabschnitt **321b** des Auslaßventils **321** gleitet, bis der Nocken **328** die vordere Endstellung ([Fig. 42](#)) erreicht.

**[0299]** Wenn die Pumpe **313b** ausreichend Hydrauliköl fördert und der in der Elektromagnetspule **470a** induzierte Strom entsprechend gesteuert wird, werden die Kanäle im zweiten Ölstromsteuerventil **470** blockiert, so daß Hydrauliköl weder in die erste Druckkammer **465** oder die zweite Druckkammer **466** gedrückt werden noch aus diesen strömen kann, das Bewegen des Zahnrads **462** in Achsrichtung gestoppt und das momentan eingestellte Hubmuster des Auslaßventils **321** beibehalten wird.

**[0300]** Die das erste Ölstromsteuerventil **370** und das zweite Ölstromsteuerventil **470** steuernde ECU **380** ([Fig. 34](#)) ist aus elektronischen Schaltungen, hauptsächlich Logikschaltungen aufgebaut. Von der ECU **380** werden verschiedene Daten über den Betriebszustand der Maschine **311** erfaßt, unter anderem die vom Luftstrommeßgerät **380a** gemessene Luftansaugmenge GA, die vom Sensor **380b** gemessene Drehzahl NE der Maschine, d.h. die Drehzahl der Kurbelwelle **315**, die vom Sensor **380c** am Zylinderblock gemessene Temperatur THW des Kühlmittels, den vom Sensor **380d** ermittelten Öffnungsgrad des Drosselventils (nicht dargestellt), der vom Tachometer **380e** gemessene Fahrzeuggeschwindigkeit, die Stellung des Starterschalters **380f**, den vom Sensor **380g** ermittelten Öffnungsgrad des Beschleunigers einschließlich den vollständig geschlossenen



Zustand und die von weiteren Sensoren erfaßten Daten.

**[0301]** Die ECU **328** erfaßt auch die vom Sensor **380h** ermittelte Stellung der Einlaßventil-Nockenwelle **322** und die vom Sensor **380i** ermittelte Stellung der Auslaßventil-Nockenwelle **323** in S-Richtung und sendet an das erste Ölstromsteuerventil **370** und das zweite Ölstromsteuerventil **470** entsprechende Signale zum Bewegen der Einlaßventil-Nockenwelle **322** und der Auslaßventil-Nockenwelle **323** in S-Richtung in die gewünschte Stellung. Durch Rückkopplung werden der Ventiltakt des Einlaßventils und die Ventiltaktüberlagerung vorgegeben.

**[0302]** Ein Beispiel des Programms zum Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte durch Rückkopplung ist in [Fig. 43](#), ein Beispiel des Programms zum Steuern des ersten Ölstromsteuerventils **370** und des zweiten Ölstromsteuerventils **470** in den [Fig. 44](#) und [Fig. 45](#) dargestellt. Diese Programme laufen nach Betätigen des Zündschalters zyklisch ab.

**[0303]** In Schritt S2410 als erster Schritt des in [Fig. 43](#) dargestellten Programms zum Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte für die Einlaßventil-Nockenwelle wird aus den vom Luftstrommeßgerät **380a**, dem Drehzahlmesser **380b**, vom Kühlmitteltemperatur-Sensor **380c**, vom Drosselöffnungsgrad-Sensor **380d**, vom Tachometer **380e**, vom Starterschalter **380f**, vom Beschleunigeröffnungsgrad-Sensor **380g**, vom ersten Wellenstellungs-Sensor **380h**, vom zweiten Wellenstellungs-Sensor **380i** und von weiteren Sensoren erfaßten Daten der Betriebszustand der Maschine **311** gelesen. Die ermittelten Werte, d.h. die Starterschalterstellung, die Luftansaugmenge GA, die Drehzahl NE, die Kühlmitteltemperatur THW, der Drosselöffnungsgrad TA, die Fahrzeuggeschwindigkeit Vt, der Beschleunigeröffnungsgrad ACCP, die Stellung Lsa der Einlaßventil-Nockenwelle **322**, die Stellung Lsb der Auslaßventil-Nockenwelle **323** usw. werden in den Arbeitsbereich des in der ECU **380** vorhandenen RAM eingelesen.

**[0304]** Danach geht der Ablauf zu Schritt S2420 über, um zu ermitteln, ob das Starten der Maschine abgeschlossen ist. Wenn die Maschinendrehzahl NE unter dem Bezugswert liegt oder der Starterschalter auf [AN] steht, befindet die Maschine sich vor dem Starten oder wird gerade gestartet, so daß eine negative Antwort [NEIN] gegeben wird und der Ablauf zu den Schritten S2430 und S2440 übergeht, um den Stellungszielwert Lta der Einlaßventil-Nockenwelle **322** und den Stellungszielwert Ltb der Auslaßventil-Nockenwelle **323** auf [0] zu stellen. Danach geht der Ablauf zu Schritt S2450 über, um das OCV-Ansteuerflap XOCV auf [AUS] zu setzen. Damit ist das Programm zunächst abgelaufen.

**[0305]** Gleichzeitig wird in Schritt S3010 des in [Fig. 44](#) dargestellten OCV-Steuerprogramms ermittelt, ob das OCV-Ansteuerflap XOCV auf [AN] steht. Da in Schritt S2450 ([Fig. 43](#)) des Programms zum Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte das OCV-Ansteuerflap XOCV auf [AUS] gestellt wurde, wird in Schritt S3010 eine negative Antwort [NEIN] erhalten, so daß der Ablauf zu Schritt S3020 übergeht, in welchem kein Erregungssignal für die Elektromagnetenspule **370a** des ersten Ölstromsteuerventils **370** [AUS] erzeugt wird und diese demzufolge aberregt bleibt. Damit ist dieses Programm beendet.

**[0306]** Außerdem wird in Schritt S4010 als erster Schritt des in [Fig. 45](#) dargestellten Programms zum Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte für die Auslaßventil-Nockenwelle **323** ermittelt, ob das OCV-Ansteuerflap XOCV auf [AN] steht. Da gemäß [Fig. 43](#) XOCV auf [AUS] gestellt wurde, wird in Schritt S4010 eine negative Antwort [NEIN] gegeben, so daß der Ablauf zu Schritt S4020 übergeht, in welchem kein Erregungssignal für die Elektromagnetenspule **470a** des zweiten Ölstromsteuerventils **470** erzeugt wird und diese demzufolge aberregt bleibt. Damit ist dieses Programm beendet.

**[0307]** Vor Beendigung des Startens der Maschine bleiben das erste Ölstromsteuerventil **370** und das zweite Ölstromsteuerventil **470** und damit der erste Hubänderungsmechanismus **324** und der zweite Hubänderungsmechanismus **326** unbetätigt.

**[0308]** Wenn die Maschine **311** stoppt, wird durch die Kraft der Feder **364** im ersten Hubänderungsmechanismus **324** und die vom Stoßel **320a** auf die geneigte Fläche **327a** des Nockens **327** ausgeübte Kraft die Einlaßventil-Nockenwelle **322** in der Stellung Lsa = 0 ([Fig. 39](#)) und durch die Kraft der Feder **464** im zweiten Hubänderungsmechanismus **326** die Auslaßventil-Nockenwelle **323** in der Stellung Lsb = 0 ([Fig. 39](#)) gehalten.

**[0309]** Mit dem Starten der Maschine **311** beginnt die Kurbelwelle **315** sich zu drehen, so daß bei der Wellenstellung Ls = 0 ([Fig. 47](#)) bei maximalem Arbeitswinkel und maximalem Hub im Hubmuster Ex des Auslaßventils **321** eine Sekundärspitze zu verzeichnen ist. Die Sekundärspitze SP bewirkt die maximale Ventiltaktüberlagerung  $\theta_{ov}$ . Obwohl bei Ls = 0 das Hubmuster In den Minimalwert hat und der Öffnungszeitpunkt  $\theta_{ino}$  unverändert bleibt, hat der Schließzeitpunkt  $\theta_{inc}$  maximal vorverlegt, d.h., das Einlaßventil **320** schließt früher.

**[0310]** Da beim Starten der Maschine der Schließzeitpunkt des Einlaßventils **320** in keinem Fall verzögert wird, kann ein Zurückdrücken des in die Brennkammer gesaugten Gemischs in den Einlaßkanal verhindert werden. Da außerdem im Hubmuster des Auslaßventils **321** die Sekundärspitze Sp und keine

übermäßige Ventiltaktüberlagerung  $\theta_{ov}$  zu verzeichnen sind, wird auch nur eine geringe Abgasmenge zurückgedrückt.

**[0311]** Die Schritte S2410 bis S2450, S3010, S3020, S4010 und S4020 werden beim Drehen der Kurbelwelle wiederholt, wobei im Falle einer positiven Antwort [JA] in Schritt S2420 im nachfolgenden Schritt S2470 ermittelt wird, ob die Maschine sich im Leerlaufzustand befindet. Hier wird zum Beispiel die bei der zweiten Ausführungsform in Schritt S1460 beschriebene Leerlaufbestimmung durchgeführt.

**[0312]** Wenn in Schritt S2470 eine positive Antwort [JA] gegeben wird, d.h. die Maschine sich im Leerlaufzustand befindet, geht der Ablauf zu Schritt S2480 über. In Schritt S2480 wird ermittelt, ob die Maschine noch kalt ist, d.h. die Kühlwassertemperatur THW 78°C oder weniger beträgt. Wenn in Schritt S2480 eine positive Antwort [JA] gegeben wird, d.h. die Maschine sich im Kaltleerlaufzustand befindet, geht der Ablauf zu Schritt S2490 über, um das OCV-Ansteuerflg XOCV auf [AUS] zu setzen. Damit ist das Programm zunächst beendet.

**[0313]** Da bei XOCV [AUS] in Schritt S3010 des in [Fig. 44](#) dargestellten ersten OCV-Steuerprogramms eine negative Antwort [NEIN] gegeben wird und der Übergang zu Schritt S3020 erfolgt, bleibt die Elektromagnetspule **370a** des ersten Ölstromsteuerventils **370** aberregt. Damit ist das Programm zunächst beendet.

**[0314]** Da bei dem in [Fig. 45](#) dargestellten zweiten OCV-Steuerprogramm das OCV-Ansteuerflg XOCV auf [AUS] gesetzt wird, geht der Ablauf zu Schritt S4020 über, so daß auch die Elektromagnetspule **470a** des zweiten Ölstromsteuerventils **470** aberregt bleibt. Damit ist das Programm beendet.

**[0315]** Wenn die Maschine sich im Kaltleerlaufzustand befindet und der Hydrauliköl Druck allmählich erhöht wird, bleiben der Ventiltakt des Einlaßventils **320** und der des Auslaßventils 321 trotzdem wie beim Starten der Maschine. In diesem Fall bleibt bei der Wellenstellung 0 die maximale Ventiltaktüberlagerung  $\theta_{ov}$  erhalten und der Schließzeitpunkt  $\theta_{inc}$  des Einlaßventils **320** maximal vorverlegt.

**[0316]** Mit anderen Worten, wenn die Maschine **311** sich im Kaltleerlaufzustand befindet, wird der Kaltleerlaufzeitpunkt des Einlaßventils **320** beibehalten. Demzufolge kann durch eine angemessene Ventiltaktüberlagerung  $\theta_{ov}$  und eine angemessene Abgasrückführmenge das Vergasen des angesaugten Brennstoffs im Einlaßkanal und in der Brennkammer unterstützt werden.

**[0317]** Wenn nach einer bestimmten Zeit in Schritt S2480 ermittelt wird, daß die Maschine nicht mehr

kalt, sondern bereits warm ist (negative Antwort [NEIN]), geht der Ablauf zu Schritt S2510 über, um die für den Betriebszustand der Maschine **311** entsprechende Tafel auszuwählen. Entsprechende Tafeln „A“ für den ersten Hubänderungsmechanismus **324** und Tafeln „B“ für den zweiten Hubänderungsmechanismus **326**, welche für die warme Maschine für unterschiedliche Betriebszustände wie Leerlauf, stöchiometrische Verbrennung, mager Verbrennung usw. vorher aufgestellt wurden und in den ROM der ECU **380** eingegeben werden, sind in [Fig. 46](#) dargestellt. In Schritt **52510** werden aus den Tafeln „A“ und „B“ die für den Betriebszustand der Maschine entsprechenden Tafeln ausgewählt. Diese Tafeln „A“ und „B“ wurden auf der Grundlage der Maschinenlast (hier die Luftansaugmenge GA und die Maschinendrehzahl NE als Parameter) experimentell ermittelt, um die geeigneten Wellenstellungen Lta und Ltb vorzugeben.

**[0318]** Danach geht der Ablauf zu den Schritten S2520 und S2530 über, um aus der Drehzahl NE und der Luftansaugmenge GA auf der Grundlage der ausgewählten Tafeln „A“ und „B“ das erste Ölstromsteuerventil **370** und das zweite Ölstromsteuerventil **470** anzusteuern und die Wellenstellungen Lta und Ltb zu erreichen.

**[0319]** Danach geht der Ablauf zu Schritt S2540 über, um das OCV-Ansteuerflg auf [AN] zu setzen. Damit ist das Programm beendet.

**[0320]** Wenn in Schritt S2470 eine negative Antwort [NEIN] gegeben wird, d.h. die Maschine sich nicht im Leerlaufzustand befindet, geht der Ablauf zu Schritt S2575 über. Wenn in Schritt S2575 eine negative Antwort [NEIN] gegeben wird, d.h. die Maschine nicht mehr kalt ist, werden die Schritte S2510 bis S2540 durchgeführt. Bei einer positiven Antwort [JA] in Schritt S2575 (Maschine ist noch kalt), geht der Ablauf zu Schritt S2490 über.

**[0321]** Bei der dritten Ausführungsform wird die in [Fig. 46](#) dargestellte Tafel „A“ dafür verwendet, um für den momentanen Betriebszustand der Maschine **311** die Ventiltaktüberlagerung vorzugeben. Der Aufbau dieser Tafel entspricht jenem der bei der ersten Ausführungsform verwendeten Tafel.

**[0322]** Bei der dritten Ausführungsform wird die Tafel „B“ dazu verwendet, um für den momentanen Betriebszustand der Maschine den Schließzeitpunkt des Einlaßventils **320** vorzugeben. Wenn die Maschine sich im Warmleerlaufzustand befindet, sollte der Schließzeitpunkt des Einlaßventils vorverlegt werden, um ein Rückführen von Abgas zu unterdrücken, eine stabile Verbrennung und eine stabile Maschinendrehzahl zu gewährleisten. Im Bereich hoher Maschinenlasten und hoher Drehzahlen wird auf der Grundlage der momentanen Drehzahl der Schließ-

zeitpunkt verzögert um eine große Volumeneffizienz zu erreichen.

**[0323]** In Schritt S3010 des in [Fig. 44](#) dargestellten ersten OCV-Steuerprogramm wird festgestellt, daß das OCV-Ansteuerflag auf [AN] gestellt ist. Deshalb geht der Ablauf zu Schritt S3040 über, um die tatsächliche Stellung Lsa der Einlaßventil-Nockenwelle **322**, welche aus dem vom Sensor **380h** erfaßten Wert berechnet wurde, zu lesen. Danach geht der Ablauf zu Schritt S3050 über, um aus der Beziehung

$$dLa \leftarrow Lta - Lsa \quad (4)$$

die Abweichung zwischen der in Schritt S2520 ermittelten gewünschten Stellung Lta und der tatsächlichen Stellung Lsa der Einlaßventil-Nockenwelle **322** zu ermitteln.

**[0324]** Danach geht der Ablauf zu den Schritten S3060 und S3070 über, um auf der Grundlage von dLa eine PID-Regelungsberechnung der Wirkleistung Dta der Elektromagnetspule **370a** des ersten Ölstromsteuerventils **370** durchzuführen und ein Erregungssignal für die Elektromagnetspule **370a** zu erzeugen. Damit ist das Programm beendet.

**[0325]** Auch Schritt S4010 des in [Fig. 45](#) dargestellten zweiten OCV-Steuerprogramm wird festgestellt, daß das OCV-Ansteuerflag auf [AN] gestellt ist. Deshalb geht der Ablauf zu Schritt S4040 über, um die tatsächliche Stellung Lsb der Auslaßventil-Nockenwelle **323**, welche aus dem vom Sensor **380i** erfaßten Wert berechnet wurde, zu lesen. Danach geht der Ablauf zu Schritt S4050 über, um aus der Beziehung

$$dLb \leftarrow Ltb - Lsb \quad (5)$$

die Abweichung zwischen der in Schritt S2530 ermittelten gewünschten Stellung Ltb und der tatsächlichen Stellung Lsb der Auslaßventil-Nockenwelle **323** zu ermitteln.

**[0326]** Danach geht der Ablauf zu den Schritten S4060 und S4070 über, um auf der Grundlage von dLb eine PID-Regelungsberechnung der Wirkleistung Dtb der Elektromagnetspule **470a** des zweiten Ölstromsteuerventils **470** durchzuführen und ein Erregungssignal für die Elektromagnetspule **470a** zu erzeugen. Damit ist das Programm beendet.

**[0327]** Mit dem Steuern der Wirkleistung Dta des ersten Ölstromsteuerventils **370** wird vom ersten Hubänderungsmechanismus **324** die Einlaßventil-Nockenwelle **322** axial verschoben, um für den momentanen Betriebszustand der Maschine **311** den geeigneten Ventiltakt des Einlaßventils einzustellen.

**[0328]** Mit dem Steuern der Wirkleistung Dtb des zweiten Ölstromsteuerventils **470** wird vom zweiten

Hubänderungsmechanismus **326** die Auslaßventil-Nockenwelle **323** axial verschieben, um für den momentanen Betriebszustand der Maschine **311** den geeigneten Ventiltakt des Auslaßventils einzustellen.

**[0329]** Wie bereits erwähnt, wird beim Stoppen der Maschine **311** die Einlaßventil-Nockenwelle **322** von der Feder **364** im ersten Hubänderungsmechanismus **324** und der vom Stößel **320b** auf der geneigte Fläche **327a** des Nockens **327** ausgeübten Kraft in die Ausgangsstellung Lsa = 0 ([Fig. 39](#)) und die Auslaßventil-Nockenwelle **323** von der Feder **464** im zweiten Hubänderungsmechanismus **326** in die Ausgangsstellung Lsb = 0 ([Fig. 41](#)) gedrückt.

**[0330]** Bei der dritten Ausführungsform entspricht der zweite Hubänderungsmechanismus **326** der Wellenverschiebungsvorrichtung, die in diesem angeordnete Feder **464** der Vorrichtung zum Einstellen der Ventiltaktüberlagerung bei nicht laufender Maschine, während die Sensoren **380a** bis **380g** der Vorrichtung zum Erfassen des Maschinenbetriebszustandes entsprechen. Außerdem entspricht das in [Fig. 43](#) dargestellte Programm zum Einstellen der Ventilcharakteristik-Zielwerte der Vorrichtung zum Steuern der Ventiltaktüberlagerung.

**[0331]** Die Schritte S2470, S2480 und S2575 gemäß [Fig. 43](#) werden durchgeführt, um den Ablauf bei Kaltleerlauf zu demonstrieren. Um zu ermitteln, ob die Maschine kalt oder bereits warm ist, können die drei Schritte aber auch als ein Vorgang durchgeführt werden. Mit anderen Worten, bei kalter Maschine wird Schritt S2490 durchgeführt, während bei warmer Maschine die Schritte S2510 bis S2540 durchgeführt werden.

**[0332]** Die dritte Ausführungsform kann wie nachfolgend erläutert charakterisiert werden.

(1) Wenn die Maschine sich im Kaltleerlaufzustand befindet und der zweite Hubänderungsmechanismus **326** nicht betätigt wird, bleibt die Sekundärspitze SP im Hubprofil des Auslaßventils **321** erhalten und es kann eine Ventiltaktüberlagerung eingestellt werden. Demzufolge kann bei Kaltleerlauf durch Rückführen von Abgas aus den Auslaßkanälen und aus der Brennkammer das Vergasen des in die Einlaßkanäle und in die Brennkammer gesaugten Brennstoffs unterstützt werden. Das heißt, daß selbst dann, wenn bei kalter Maschine der durch das Einspritzventil eingespritzte Brennstoff sich im Einlaßkanal und an der Innenfläche der Brennkammer niederschlägt, dieser schnell vergast werden kann. Demzufolge hat das Gemisch ein ausreichendes Luft/Brennstoff-Verhältnis, ohne von einer Erhöhung der Brennstoffmenge abhängig zu sein, läuft die Verbrennung stabiler ab als in dem Fall, wenn die Ventiltaktüberlagerung nicht vergrößert wird, und außerdem besteht die Möglichkeit, eine Kaltver-

zögerung zu verhindern und dadurch einen relativ günstigen Betriebszustand der Maschine beizubehalten. Da die Brennstoffmenge nicht erhöht werden muß, kann die Brennstoffeffizienz verbessert und die Emission verringert werden.

**[0333]** Da bei Warmleerlauf die Ventiltaktüberlagerung verringert wird und dadurch weniger Gas in der Brennkammer verbleibt, kann eine ausreichend stabile Verbrennung gewährleistet werden.

(ii) Wenn der zweite Hubänderungsmechanismus **326** nicht betätigt wird, erzeugen die in diesem angeordnete Feder **464** und die Sekundärnase **328e** am Nocken **328** für das Auslaßventil **321** die maximale Sekundärspitze SP. Dadurch kann die Ventiltaktüberlagerung  $\theta_{ov}$  für den Kaltbetrieb eingestellt werden. Auch dann, wenn unmittelbar nach dem Starten der Maschine **311** die Pumpe nicht genügend Hydraulikdruck erzeugt und dadurch der zweite Hubänderungsmechanismus nicht betätigt werden kann, bleibt beim Stoppen oder bei Neustart der Maschine die Ventiltaktüberlagerung  $\theta_{ov}$  für den Kaltbetrieb erhalten. Da bei warmer Maschine der zweite Hubänderungsmechanismus **326** betätigt werden kann, besteht die Möglichkeit, die erforderliche Ventiltaktüberlagerung einzustellen oder die Ventiltaktüberlagerung zu eliminieren.

Diese einfache Konstruktion trägt zum Erreichen der unter (i) erläuterten Charakteristik bei.

(iii) Da der Nocken **327** für das Einlaßventil **320** dreidimensional ausgeführt ist, wird bei nicht betätigtem ersten Hubänderungsmechanismus **324** vom Stößel **320a** des Einlaßventils **320** ein Druckkraft auf die Einlaßventil-Nockenwelle **322** ausgeübt. Außerdem reicht bei minimalem Hub die Kraft der Feder **364** im ersten Hubänderungsmechanismus **324** aus, die Stellung der Einlaßventil-Nockenwelle **322** in S-Richtung stabil zu halten. Da das im Deckel **354** vorhandene Keilwellenprofil **357** und das am Zahnrad **362** vorhandene Keilwellenprofil **363** ineinander greifen, wird in der Stellung, in welcher die Einlaßventil-Nockenwelle **322** den geringsten Hub erzeugt, der größte Ventiltaktvorlauf erreicht.

**[0334]** Wenn die Maschine gerade gestartet wird oder sich im Leerlaufzustand befindet, kann der Schließzeitpunkt des Einlaßventils **320** automatisch schnell vorverlegt werden, so daß ein Umkehren der Strömungsrichtung verhindert und eine stabile Verbrennung gewährleistet wird.

**[0335]** Bei den dargestellten Ausführungsformen sind die Steuereinheiten **80**, **238**, **380** als programmierte Universalcomputer ausgeführt. Experten werden aber leicht erkennen, daß die Steuereinheit aber auch eine einzelne integrierte Schaltung (ASIC) verwendet werden kann, welche mit einem Haupt- oder Zentralprozessor, einem Systemlevel-Steuerelement

und separaten Elementen zur Durchführung spezifischer Berechnungen, Funktionen und Vorgängen, gesteuert vom Zentralprozessor, ausgerüstet ist. Die Steuereinheit kann aber auch aus mehreren programmierbaren integrierten Schaltungen oder elektronischen Schaltungen (festverdrahtete elektronische oder logische Schaltungen, welche mit diskreten Bauelementen ausgerüstet sind, oder programmierbare Einheiten wie PLD-, PLA-, PAL-Elemente oder ähnliche Elemente) zusammengesetzt sein. Die Steuereinheit kann aber auch als ein entsprechend programmierter Universalcomputer ausgeführt sein, z.B. ein Mikroprozessor, eine Mikrosteuereinheit oder ein andere Prozessor (CPU oder MPU) ausgeführt sein, welche allein oder in Verbindung mit einem oder mehreren peripheren Daten- und Signalverarbeitungseinheiten (integrierte Schaltung) betrieben wird. Im allgemeinen kann aber jede Einheit, welche die Durchführung der beschriebenen Vorgänge ermöglicht, als Steuereinheit verwendet werden. Ein verteilter Prozessor ermöglicht maximale Daten/Signal-Verarbeitung bei hoher Geschwindigkeit.

### Patentansprüche

1. Ventiltaktsteuervorrichtung zum Steuern des Öffnungszeitpunktes und des Schließzeitpunktes eines ersten Ventils (**20**) oder/und eines zweiten Ventils (**21**), welches/welche zum Öffnen und Schließen der zur Brennkammer einer Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung führenden Kanäle verwendet wird/werden, gekennzeichnet durch eine Steuereinheit (**80**), welche für den Kaltleerlauf der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung eine größere Überlagerung der Öffnungsdauer des ersten Ventils (**22**) und des zweiten Ventils (**21**) als für den Warmleerlauf der Maschine einstellt, ohne bei Kaltleerlauf die Brennstoffeinspritzmenge zu erhöhen.

2. Vorrichtung gemäß Anspruch 1, wobei die Steuereinheit (**80**) den Ventiltakt so steuert, daß für den Warmleerlauf keine Ventiltaktüberlagerung eingestellt wird.

3. Vorrichtung gemäß Anspruch 1 oder 2, wobei die Steuereinheit (**80**) einen Ventiltaktüberlagerungsmechanismus steuert, welcher den Öffnungszeitpunkt des Einlaßventils (**20**) oder/und den Schließzeitpunkt des Auslaßventils (**21**) verändert, um zu erreichen, daß das Einlaßventil (**20**) und das Auslaßventil (**21**) über eine bestimmte Zeit gleichzeitig geöffnet sind, und im nichtbetätigten Zustand die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltleerlauf erzeugt.

4. Vorrichtung gemäß Anspruch 3, wobei der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus aufweist: paarige Nocken (**27/28**, **327a/328a**) für das Einlaßventil und das Auslaßventil, deren Profile in Achsrichtung sich voneinander unterscheiden, eine Axialverschiebeeinheit (**22a**, **324**) zum Ändern



des Öffnungszeitpunktes des Einlaßventils (**20, 320**) oder/und des Schließzeitpunktes des Auslaßventils (**21, 321**) durch axiales Verschieben der Nocken (**27, 28, 327a, 328a**) in die dem gewünschten Ventilhub entsprechende Stellung und eine Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit (**27, 20a, 32a, 464**) zum Verschieben der Nocken (**27, 28, 327a, 328a**) in axiale Richtung in die Stellung, in welcher bei nicht betätigtem Ventiltaktüberlagerungsmechanismus die für Kaltleerlauf erforderliche Ventiltaktüberlagerung erzeugt wird.

5. Vorrichtung gemäß Anspruch 4, wobei das Profil der Nocken (**27, 28, 327a, 328a**) sich in Achsrichtung kontinuierlich ändert und von diesem der Ventilhub geändert wird und die den Minimalhub erzeugende Nockenstellung als Kalttaktstellung definiert ist.

6. Vorrichtung gemäß Anspruch 5, wobei die Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit eine Axialpreßeinheit (**27, 20a, 32a**) ist und die Stellung der Nocken (**27, 28**), in welcher mindestens eines der Profile den Minimalhub erzeugt, als stabile Stopstellung definiert ist, wenn die Nocken nicht angetrieben werden.

7. Vorrichtung gemäß Anspruch 3, wobei der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus aufweist: paarige Nocken, von denen der Einlaßventil-Nocken (**27**) oder/und der Auslaßventil-Nocken (**28**) in Achsrichtung ein den Ventilhub kontinuierlich sich änderndes Profil hat/haben, eine Axialverschiebeeinheit (**22a**), zum Ändern des Öffnungszeitpunktes des Einlaßventils oder/und des Schließzeitpunktes des Auslaßventils durch Verschieben der Nocken (**27, 28**), in Achsrichtung und damit Ändern des Ventilhubes, eine Drehphasenunterschied-Einstelleinheit (**24**) zum Ändern des Drehphasenunterschiedes zwischen dem Einlaßventil-Nocken (**27**) und dem Auslaßventil-Nocken (**28**) und einen Koppelmechanismus (**50, 52**) zum Koppeln der Axialverschiebeeinheit (**22a**) an die Drehphasenunterschied-Einstelleinheit (**24**) durch Ändern des Drehphasenunterschiedes zwischen dem Einlaßventil-Nocken (**27**) und dem Auslaßventil-Nocken (**28**) synchron zum axialen Verschieben der Nocken (**27, 28**) und zum Einstellen der Ventiltaktüberlagerung für den Kaltleerlauf durch axiales Verschieben der Nocken (**27, 28**) mittels der Axialverschiebeeinheit (**22a**) in die Minimalhubstellung, wenn der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus nicht betätigt wird.

8. Vorrichtung gemäß Anspruch 7, wobei der Koppelmechanismus (**50, 52**) aus schräg verzahnten Keilwellenprofilen zusammengesetzt ist, welche die Axialverschiebeeinheit (**22a**) an die Drehphasenunterschied-Einstelleinheit (**24**) koppeln und bei einer Vergrößerung des Ventilhubes durch die Axialverschiebeeinheit (**22a**) den Drehphasenunterschied

zwischen dem Einlaßventil-Nocken (**27**) und dem Auslaßventil-Nocken (**28**) in die Richtung ändern, in welcher die Ventiltaktüberlagerung kleiner wird.

9. Vorrichtung gemäß Anspruch 3, wobei der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus durch Ändern des Drehphasenunterschiedes zwischen dem Einlaßventil-Nocken (**27**) und dem Auslaßventil-Nocken (**28**) der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung den Öffnungszeitpunkt des Einlaßventils (**20**) und den Öffnungszeitpunkt des Auslaßventils (**21**) und somit eine Ventiltaktüberlagerung einstellt.

10. Vorrichtung gemäß Anspruch 9, wobei der Ventiltaktüberlagerungsmechanismus aufweist: eine Drehphasenunterschied-Einstelleinheit (**24, 124**) zum Ändern der Ventiltaktüberlagerung durch Ändern des Drehphasenunterschiedes zwischen dem Einlaßventil-Nocken (**27, 127**) und dem Auslaßventil-Nocken (**28, 128**) und eine Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit (**27, 20a, 32a, 178, 198, 212**), welche die Drehphasenunterschied-Einstelleinheit (**24, 124**) veranlaßt, den Drehphasenunterschied zwischen dem Einlaßventil-Nocken (**27, 127**) und dem Auslaßventil-Nocken (**28, 128**) auf den Wert einzustellen, welcher bei nicht betätigtem Ventiltaktüberlagerungsmechanismus die Ventiltaktüberlagerung für Kaltleerlauf definiert.

11. Vorrichtung gemäß Anspruch 9, welche außerdem aufweist: eine Drehphasenunterschied-Einstelleinheit (**124**) zum Einstellen der Ventiltaktüberlagerung durch Ändern des Drehphasenunterschiedes zwischen dem Einlaßventil-Nocken (**127**) und dem Auslaßventil-Nocken (**128**) und eine Ventiltaktüberlagerungs-Einstelleinheit (**178, 198, 212**), welche die Drehphasenunterschied-Einstelleinheit (**124**) veranlaßt, den Drehphasenunterschied zwischen dem Einlaßventil-Nocken (**127**) und dem Auslaßventil-Nocken (**128**) auf den Wert einzustellen, der nach dem Ankurbeln der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung bei nicht betätigtem Ventiltaktüberlagerungsmechanismus die Ventiltaktüberlagerung für den Kaltleerlauf definiert.

12. Vorrichtung gemäß einem der Ansprüche 3 bis 11, welche außerdem aufweist: mindestens eine Betriebszustand-Erfassungseinheit (**80a–80h, 240, 380a–380g**) zum Erfassen des Betriebszustandes der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung und eine Ventiltaktüberlagerungs-Steuereinheit (**80, 238, 380**), welche den Ventiltaktüberlagerungsmechanismus so steuert, daß dieser im nichtbetätigten Zustand die vor dem Anlassen der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung eingestellte Ventiltaktüberlagerung für Kaltleerlauf beibehält, wenn mindestens eine Betriebszustand-Erfassungseinheit (**80a–80h, 240, 380a–380g**) erfaßt, daß die Brennkraftmaschine

mit innerer Verbrennung sich im Kaltleerlaufzustand befindet, die für Kaltleerlauf eingestellte Ventiltaktüberlagerung verringert, wenn mindestens eine Betriebszustand-Erfassungseinheit (**80a–80h**, **240**, **380a–380g**) erfaßt, daß die Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung sich im Warmleerlaufzustand befindet, und die für den Warmleerlauf eingestellte Ventiltaktüberlagerung vergrößert, wenn erfaßt wird, daß die Maschine sich nicht mehr im Warmleerlaufzustand, sondern im Warmarbeitszustand befindet.

13. Vorrichtung gemäß einem der Ansprüche 3 bis 11, welche außerdem aufweist:  
mindestens eine Betriebszustand-Erfassungseinheit (**80a–80h**, **240**, **380a–380g**) zum Erfassen des Betriebszustandes der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung und  
eine Ventiltaktüberlagerungs-Steuereinheit (**80**, **238**, **380**), welche den Ventiltaktüberlagerungsmechanismus so steuert, daß dieser im nichtbetätigten Zustand die vor dem Anlassen der Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung eingestellte Ventiltaktüberlagerung für Kaltleerlauf beibehält, wenn mindestens eine Betriebszustand-Erfassungseinheit (**80a–80h**, **240**, **380a–380g**) erfaßt, daß die Brennkraftmaschine mit innerer Verbrennung sich im Kaltleerlaufzustand befindet, und aus dem momentanen Betriebszustand eine Ventiltaktüberlagerung für mindestens einen Warmarbeitszustand erzeugt.

Es folgen 43 Blatt Zeichnungen

FIG. 1

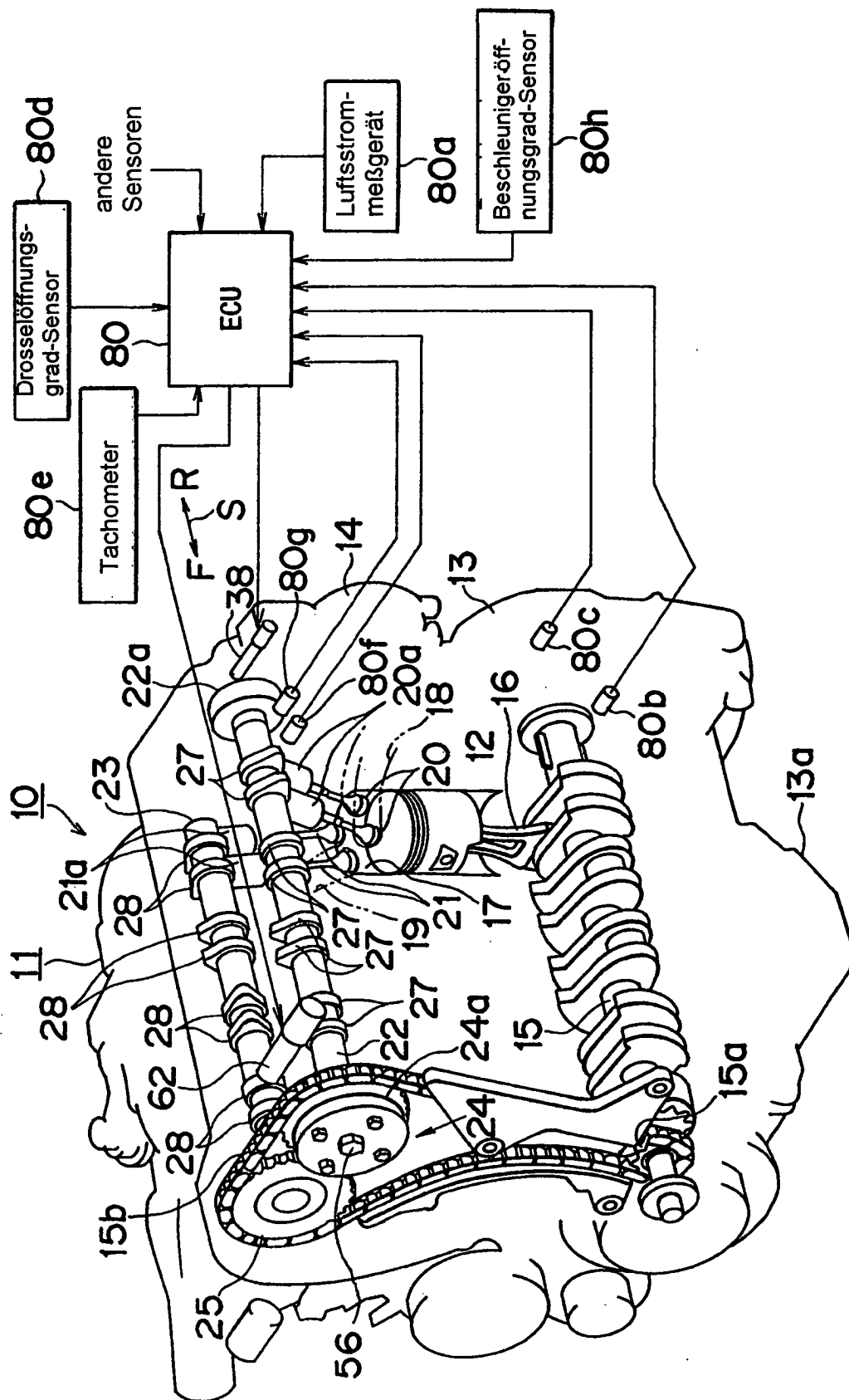


FIG. 2

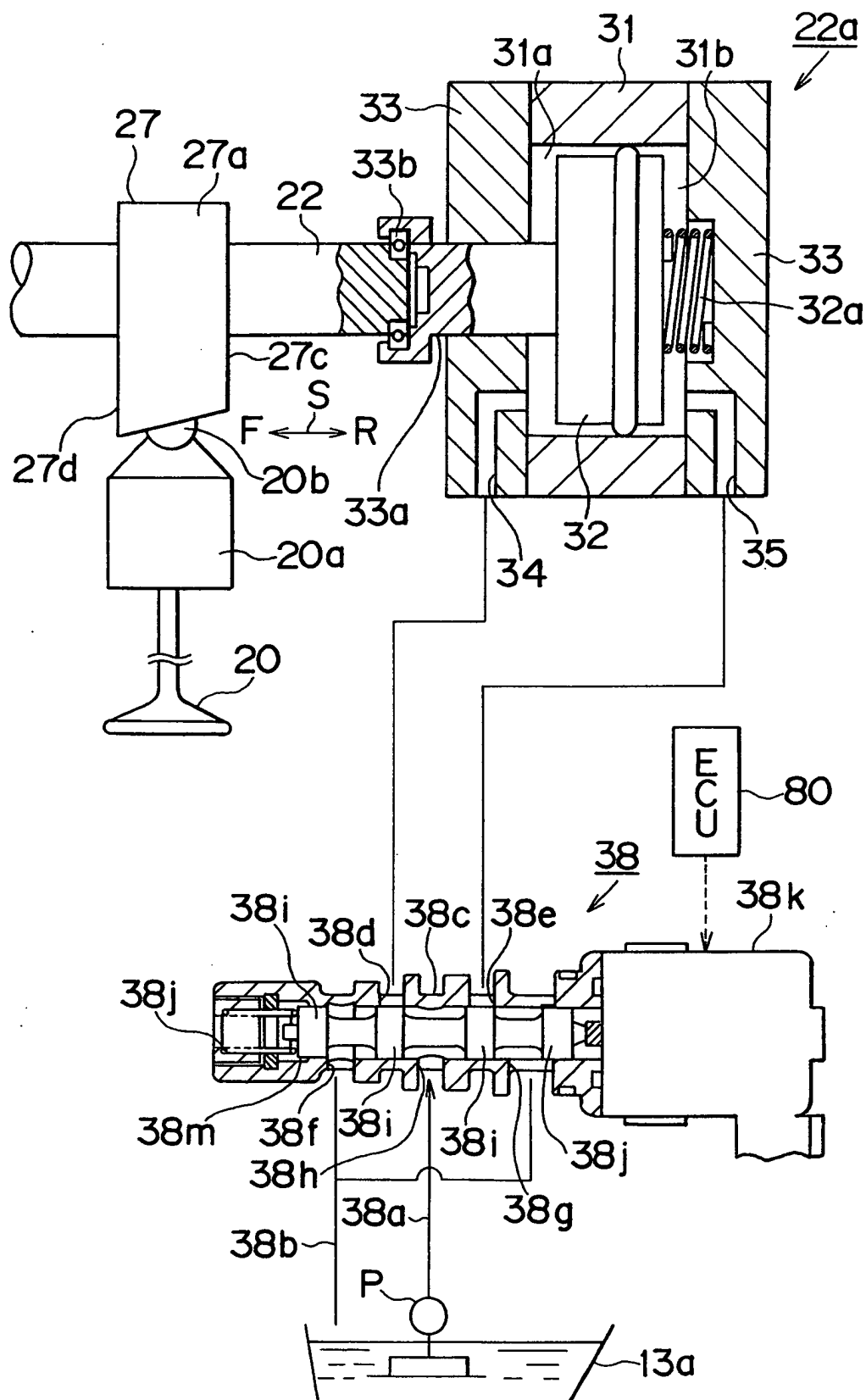


FIG. 3

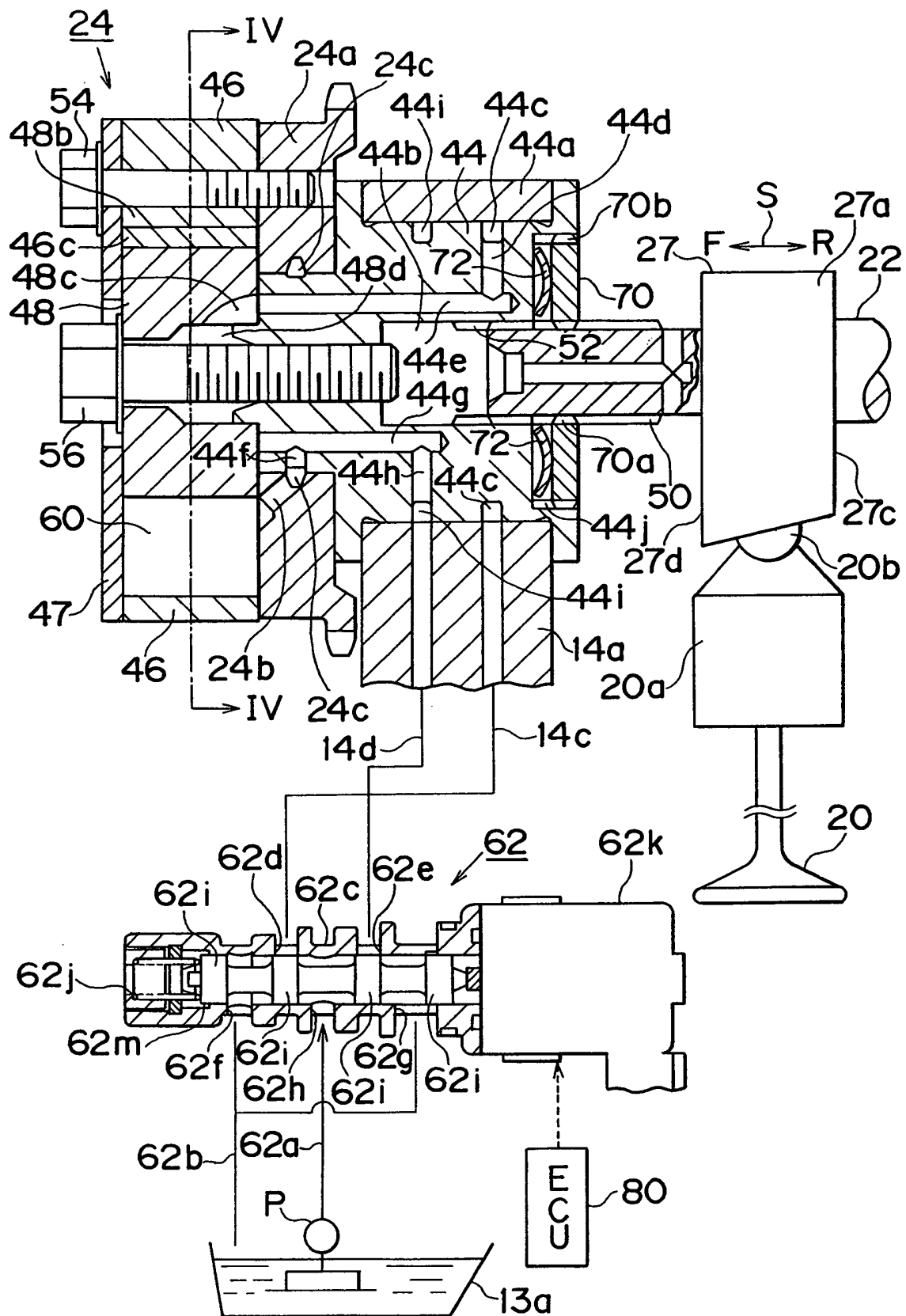


FIG. 4

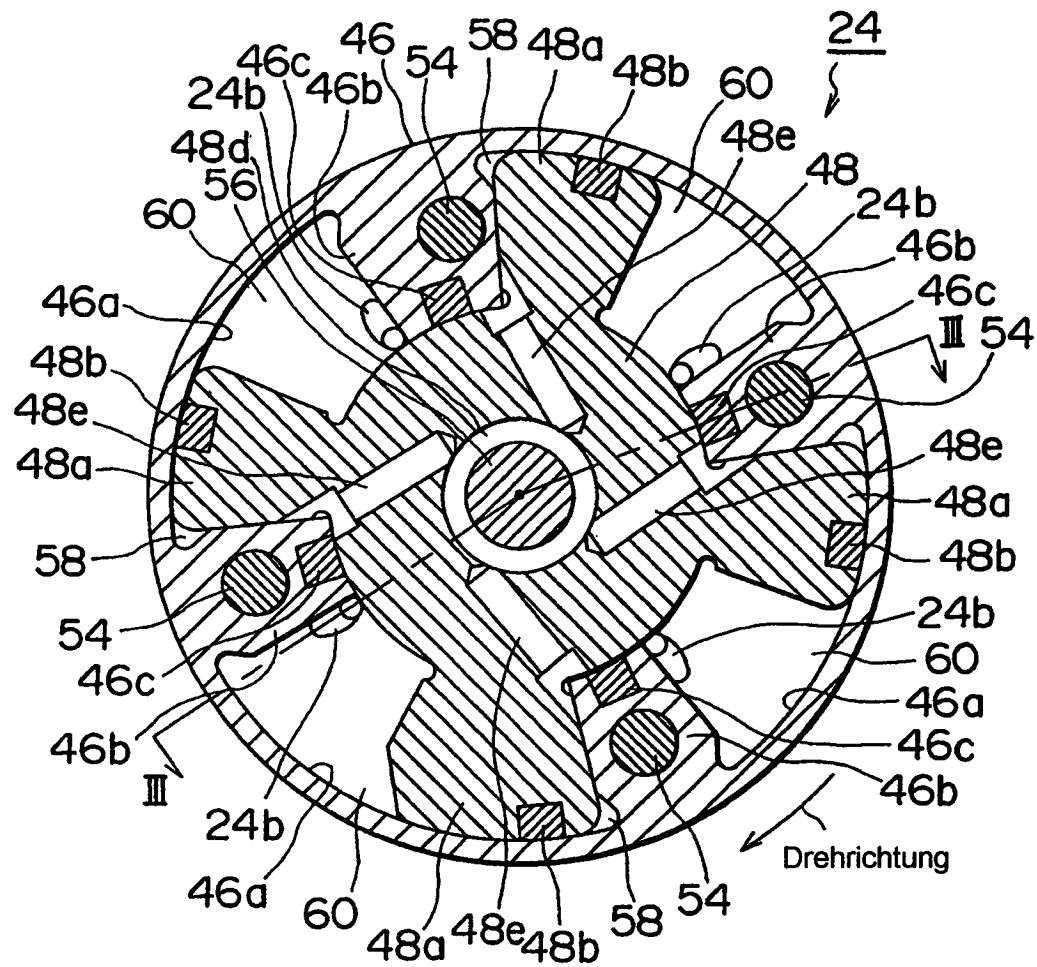


FIG. 5

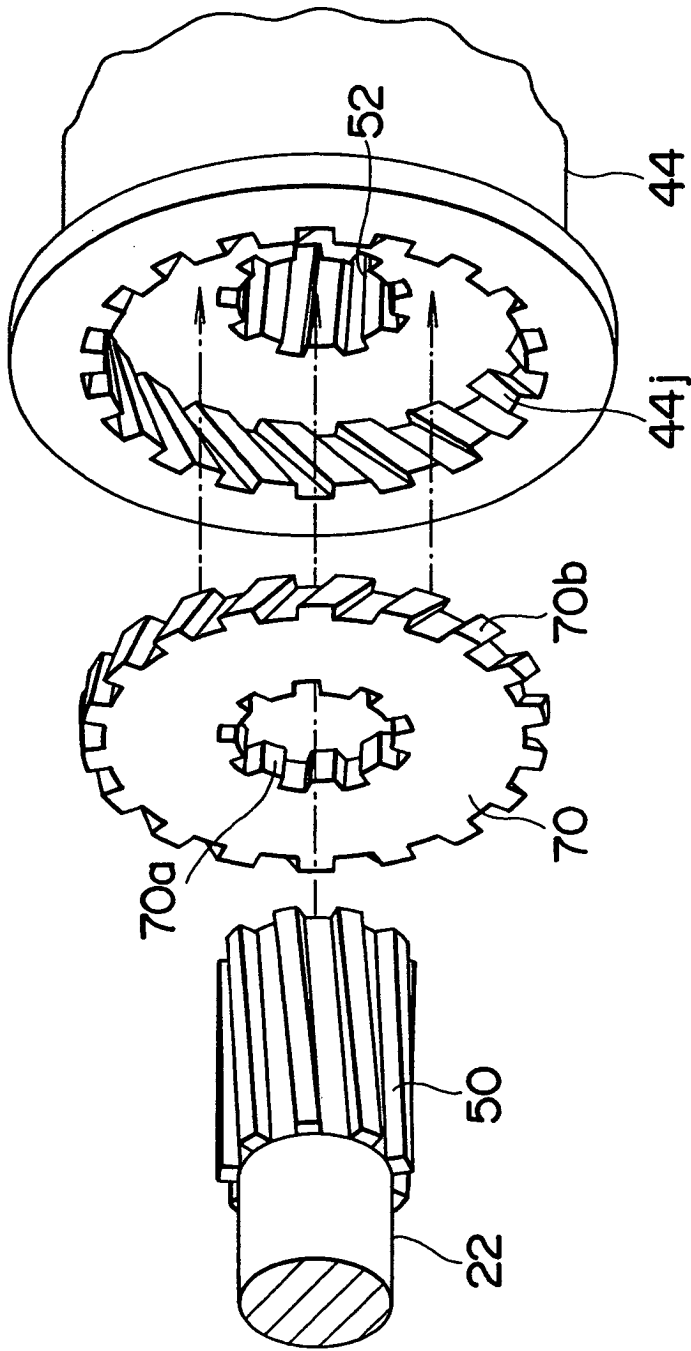


FIG. 6

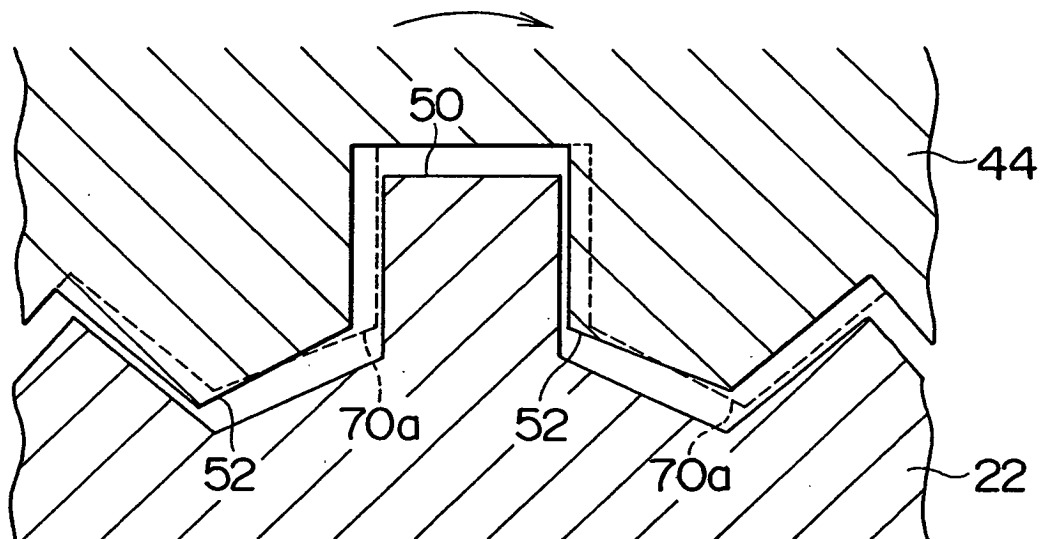




FIG. 7

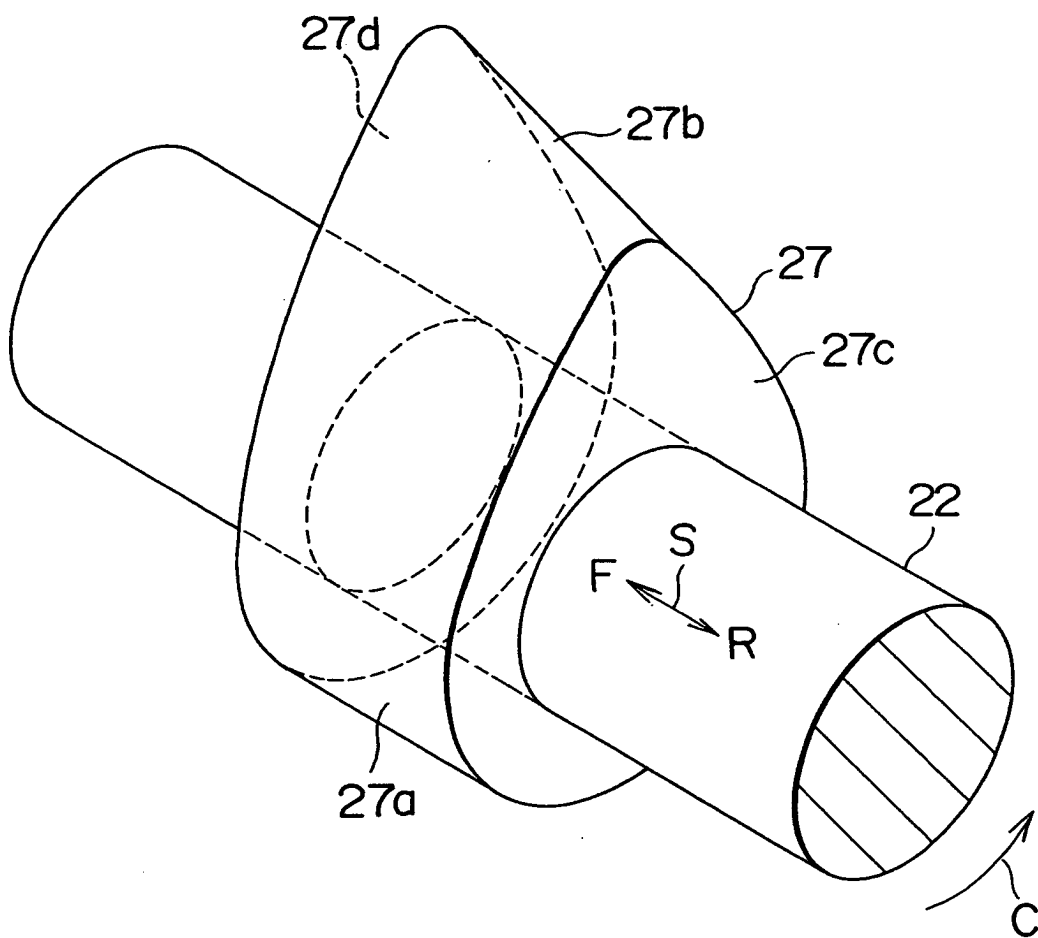
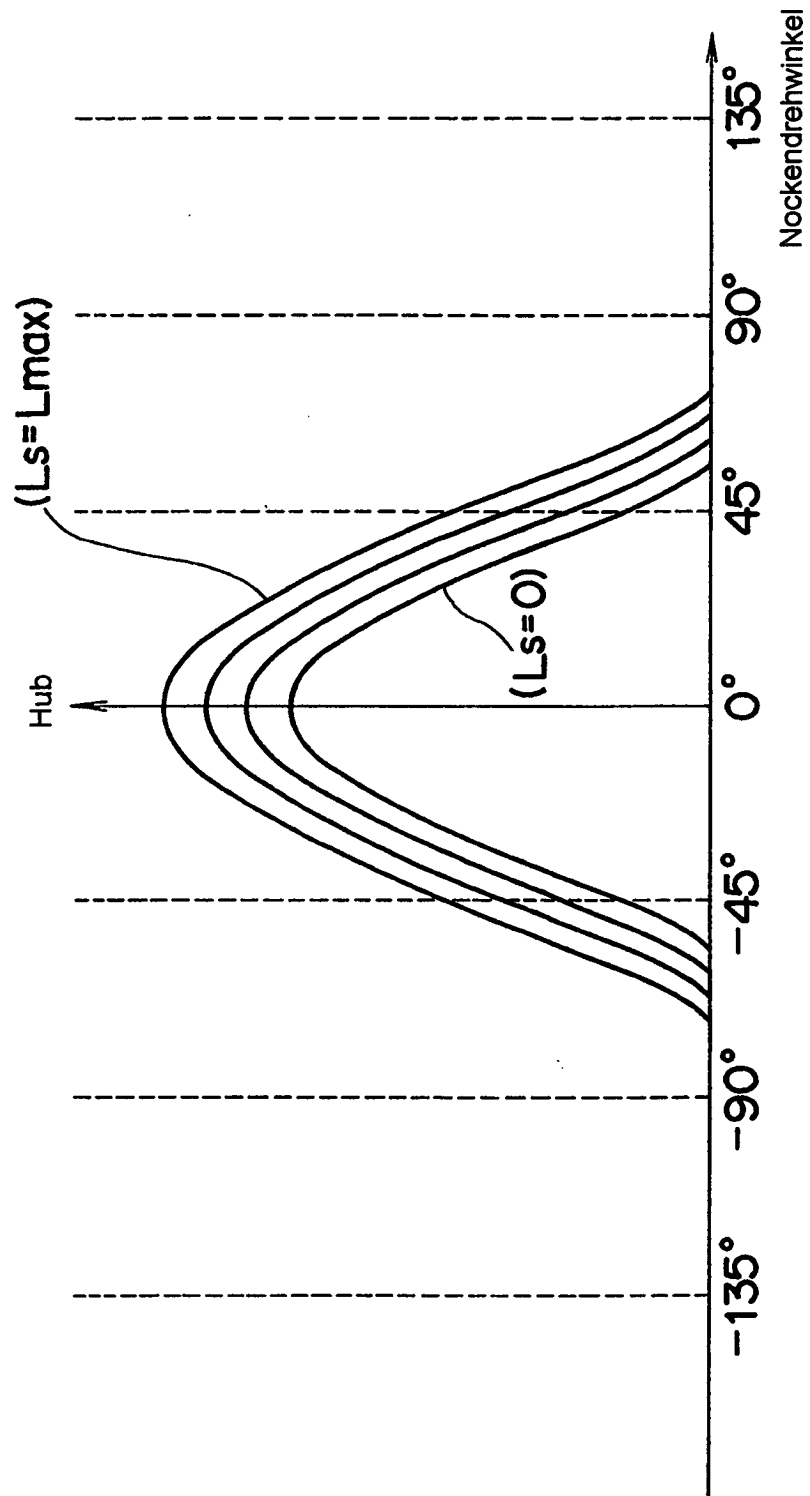


FIG. 8



# FIG. 9

Ex : Hubmuster Auslaßventil

In : Hubmuster Einlaßventil

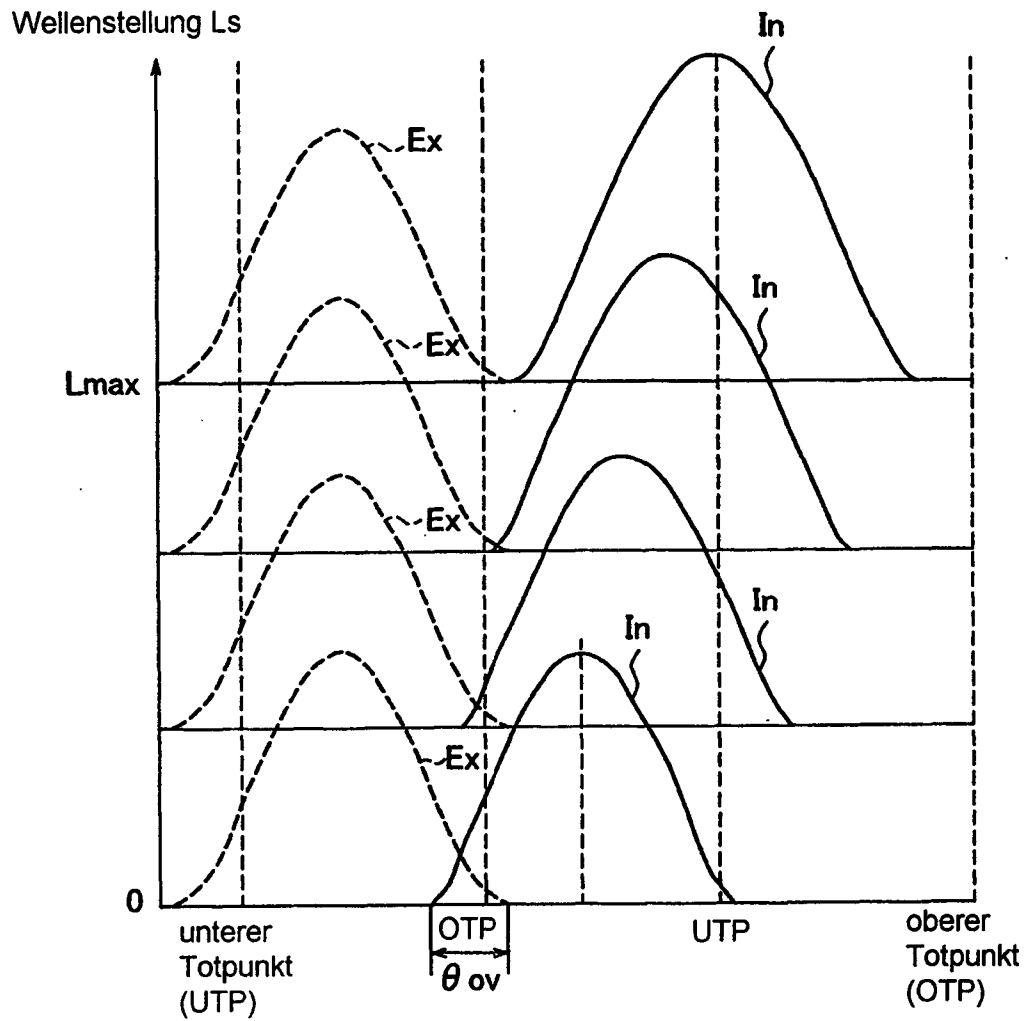
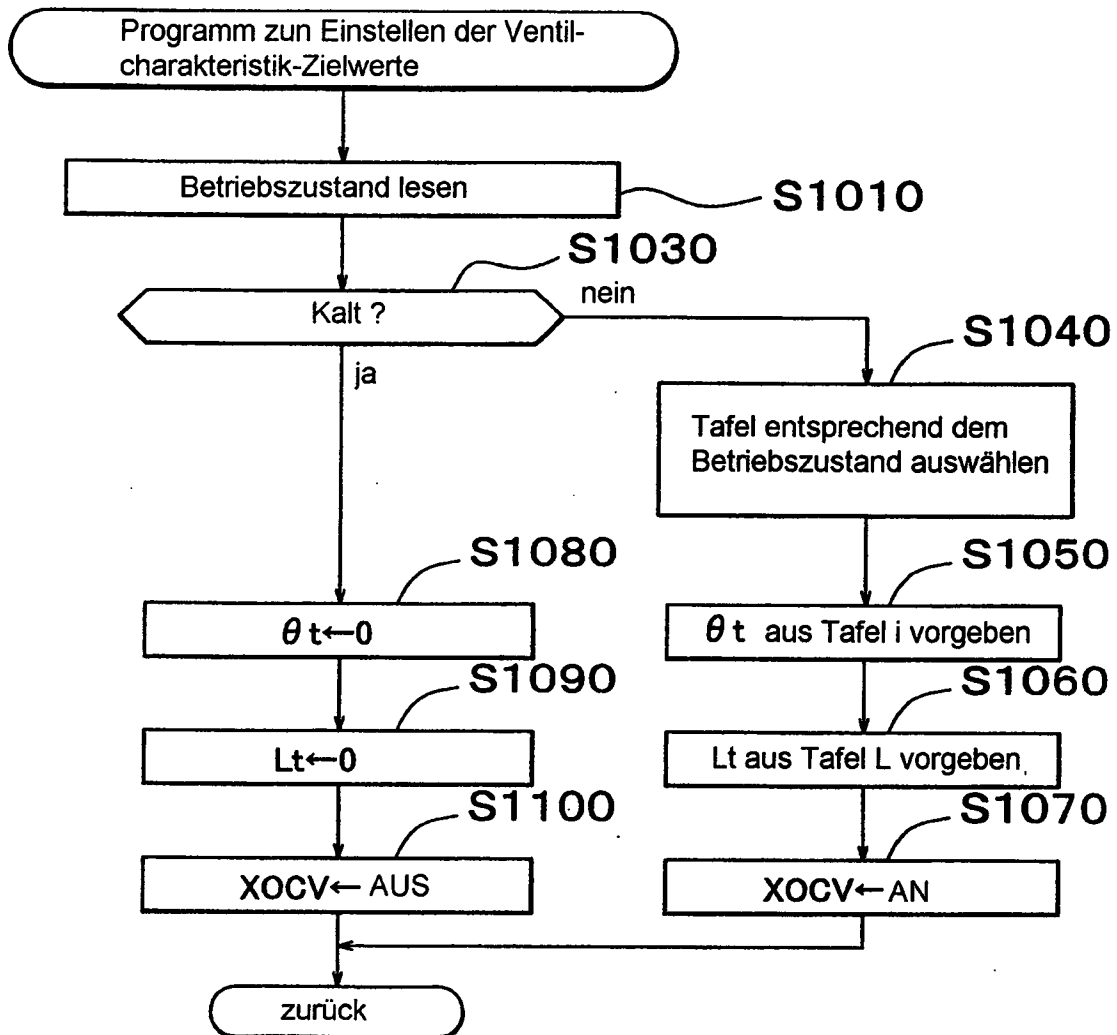
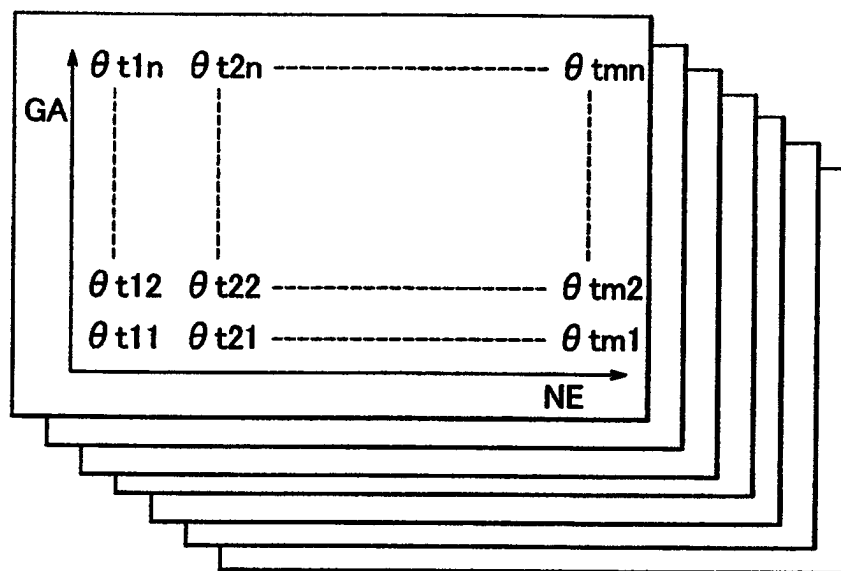


FIG. 10



# FIG. 11A

(Tafel i)



# FIG. 11B

(Tafel L)

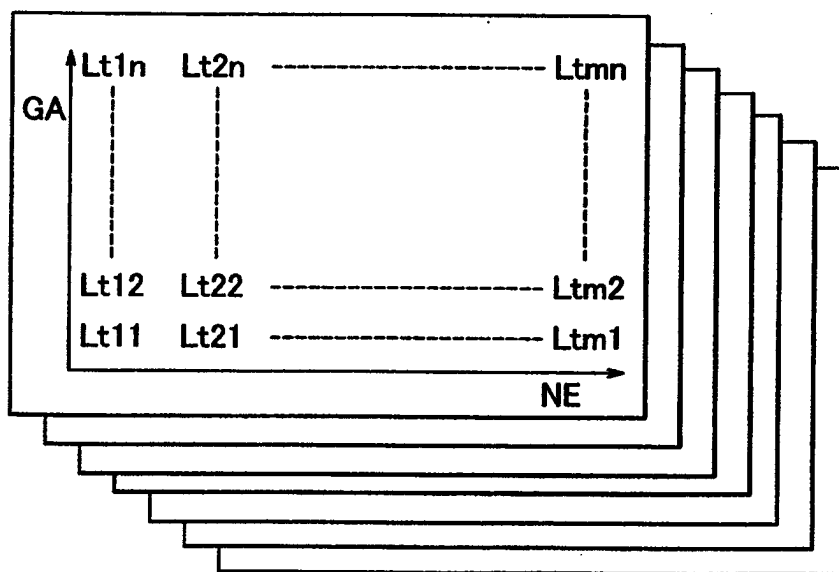




FIG. 12

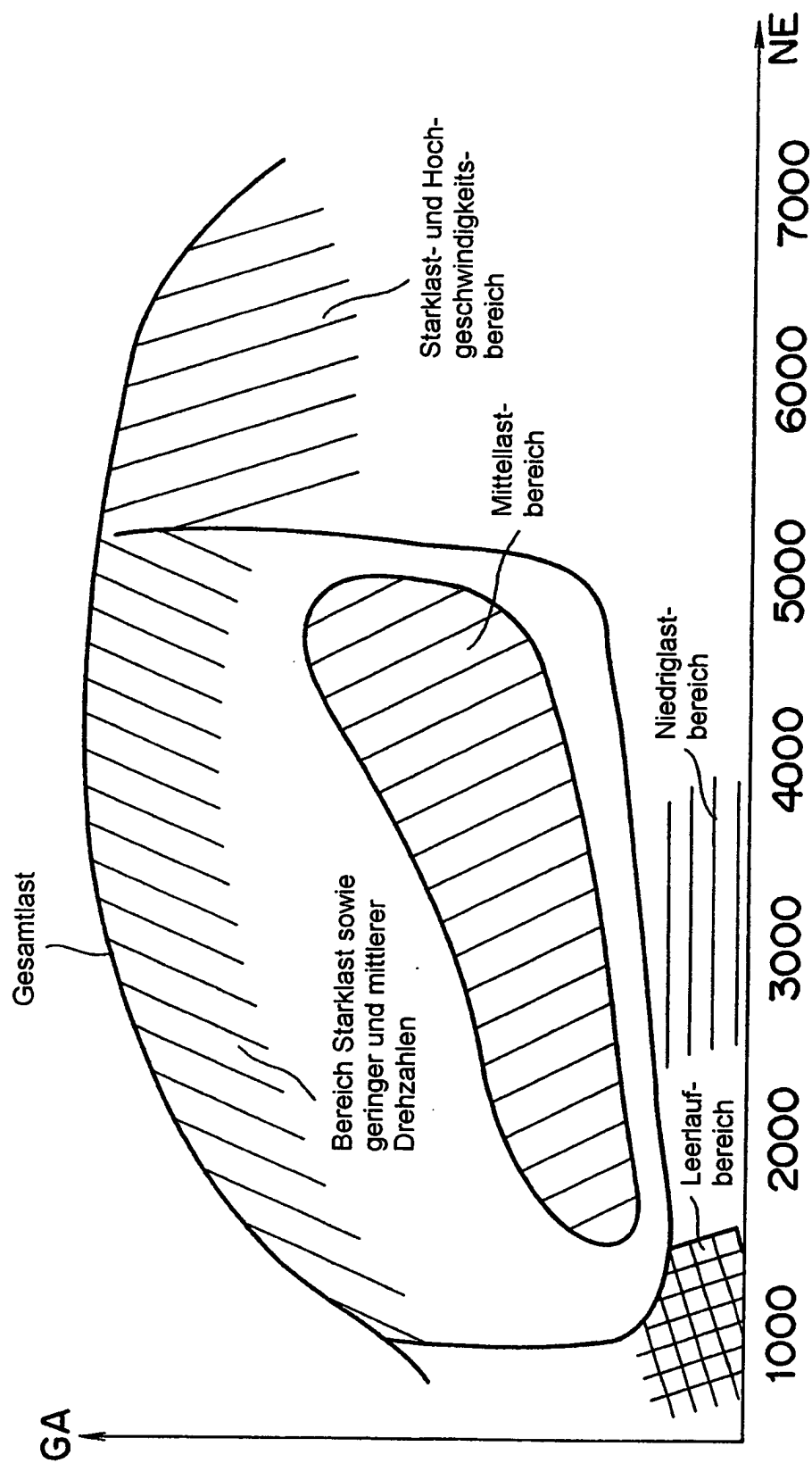


FIG. 13

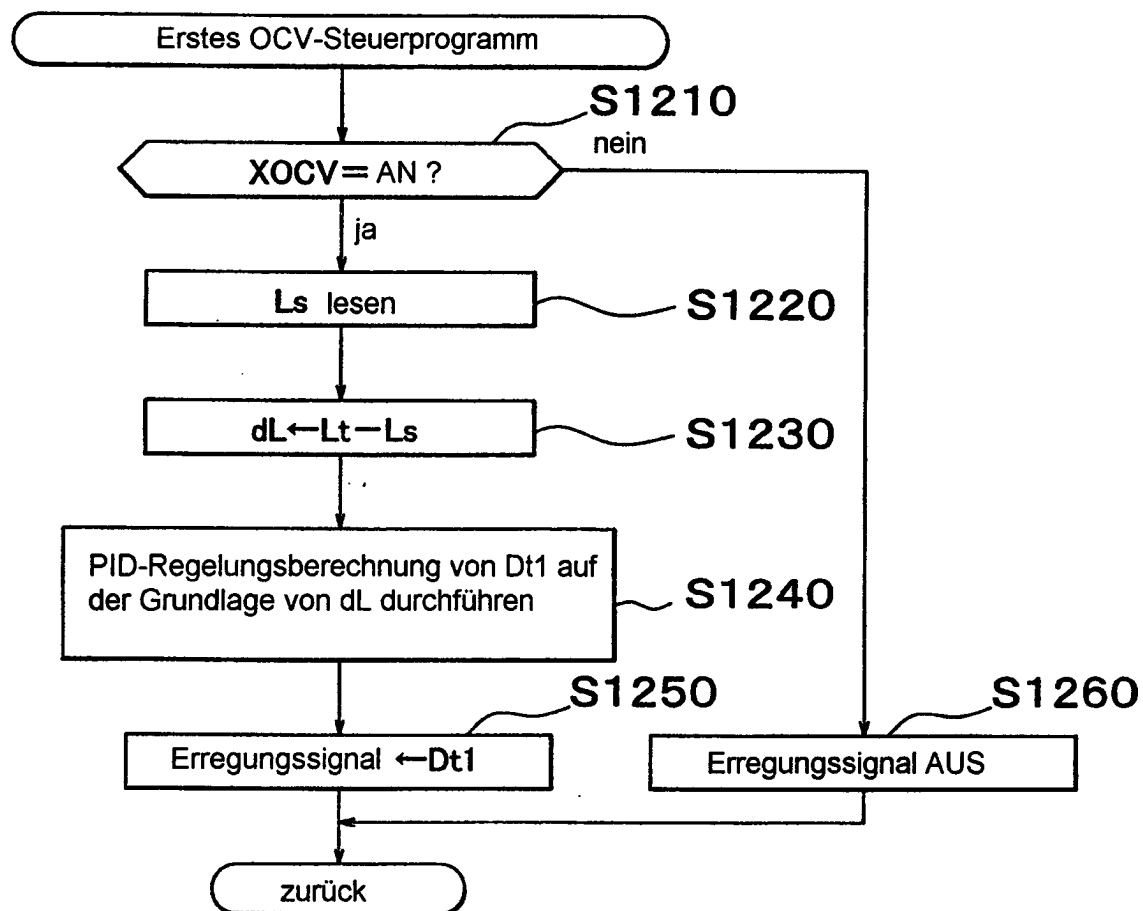


FIG. 14

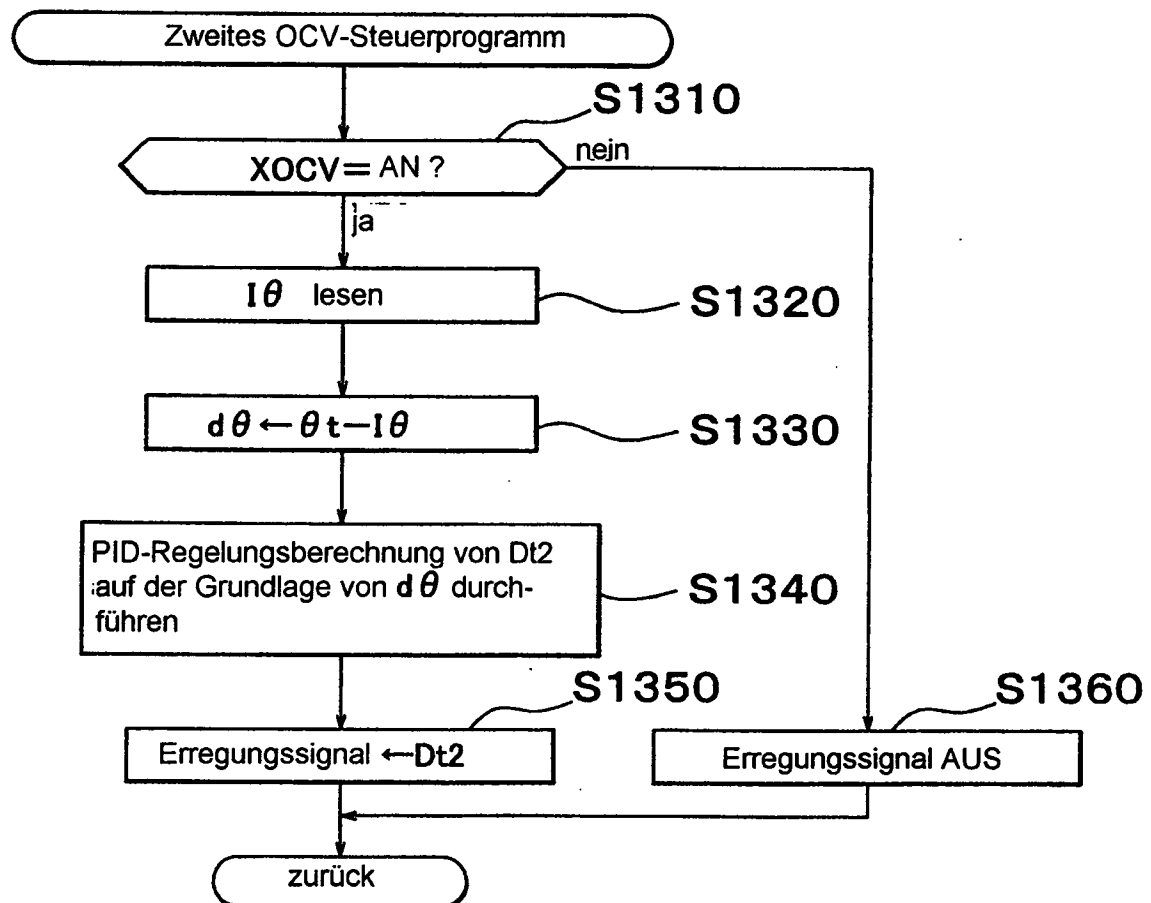


FIG. 15

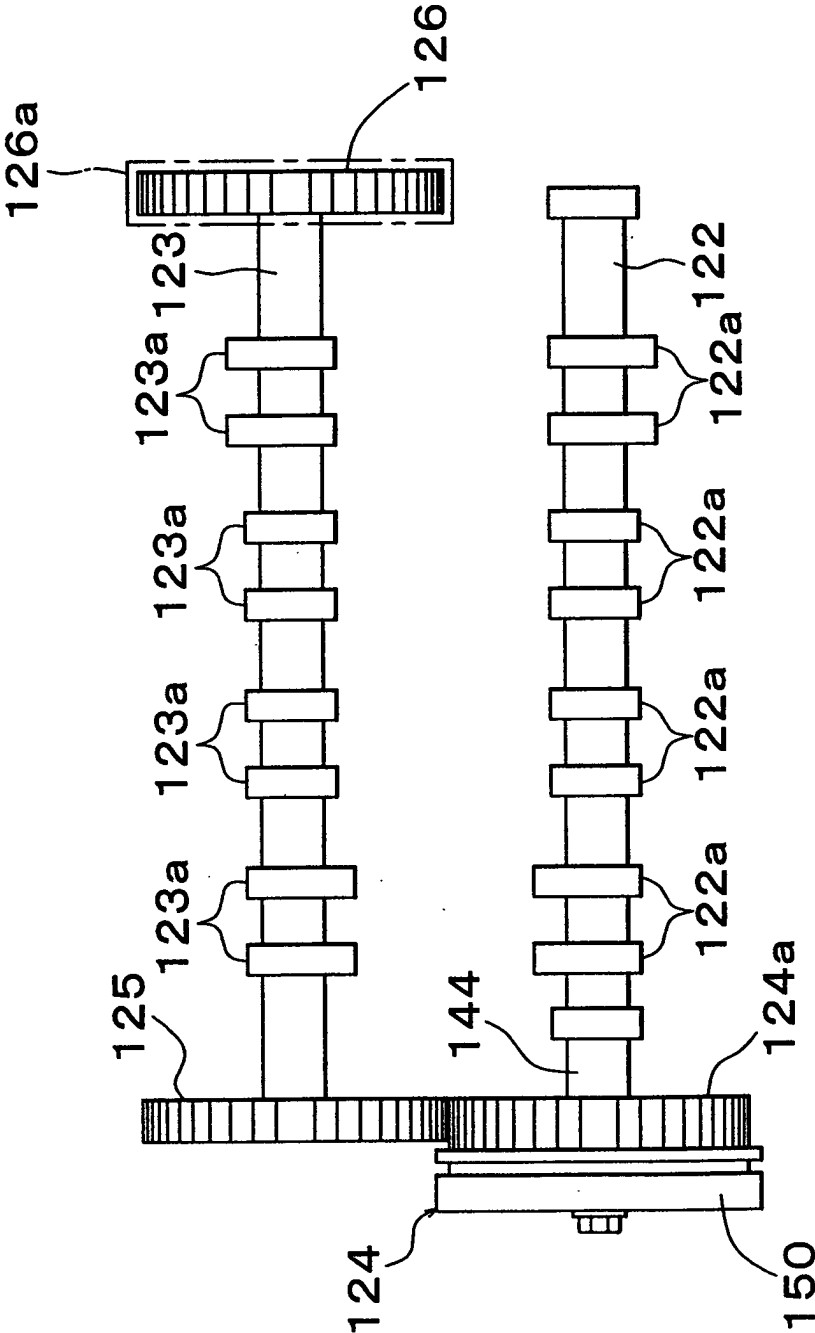


FIG. 16

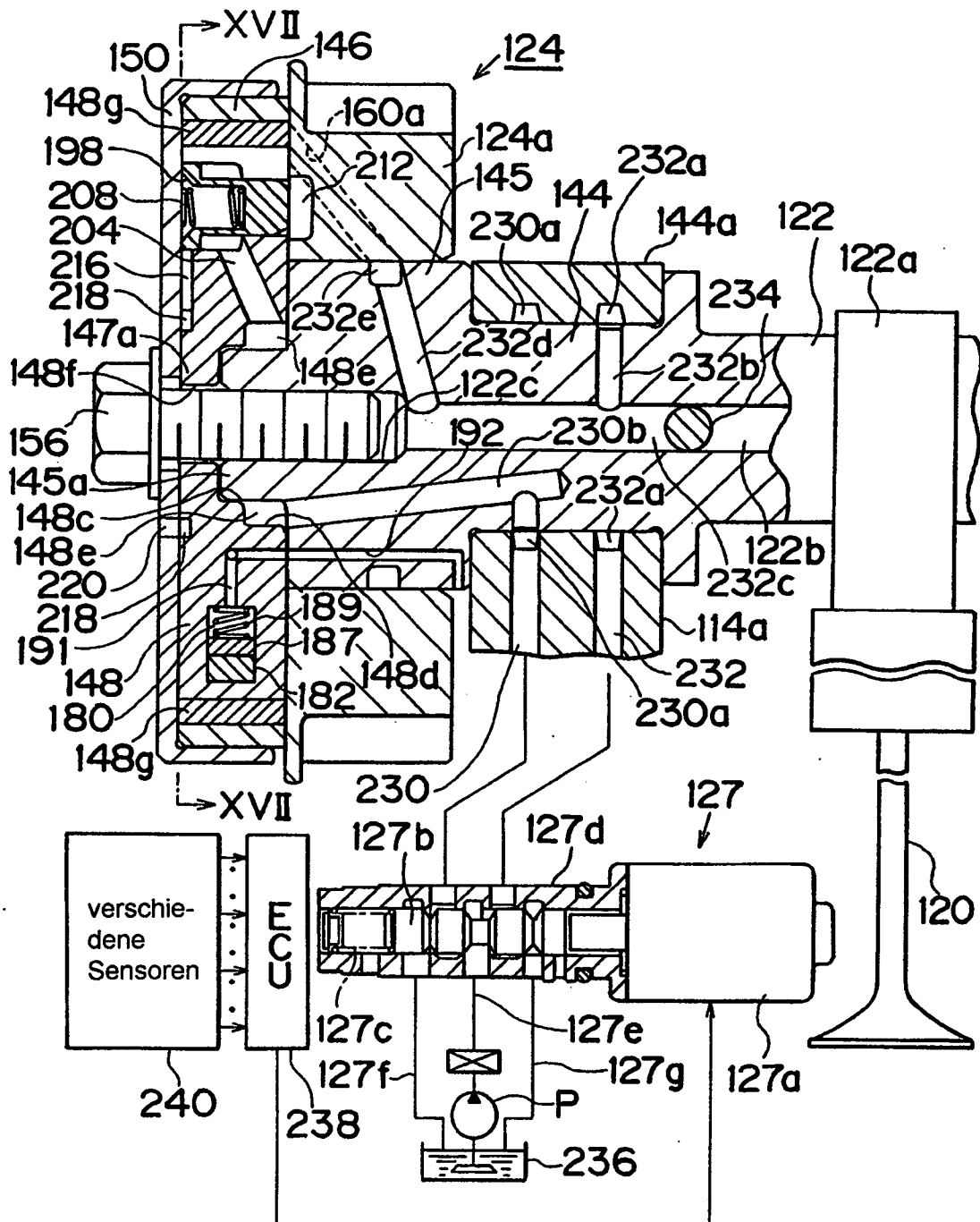




FIG. 17

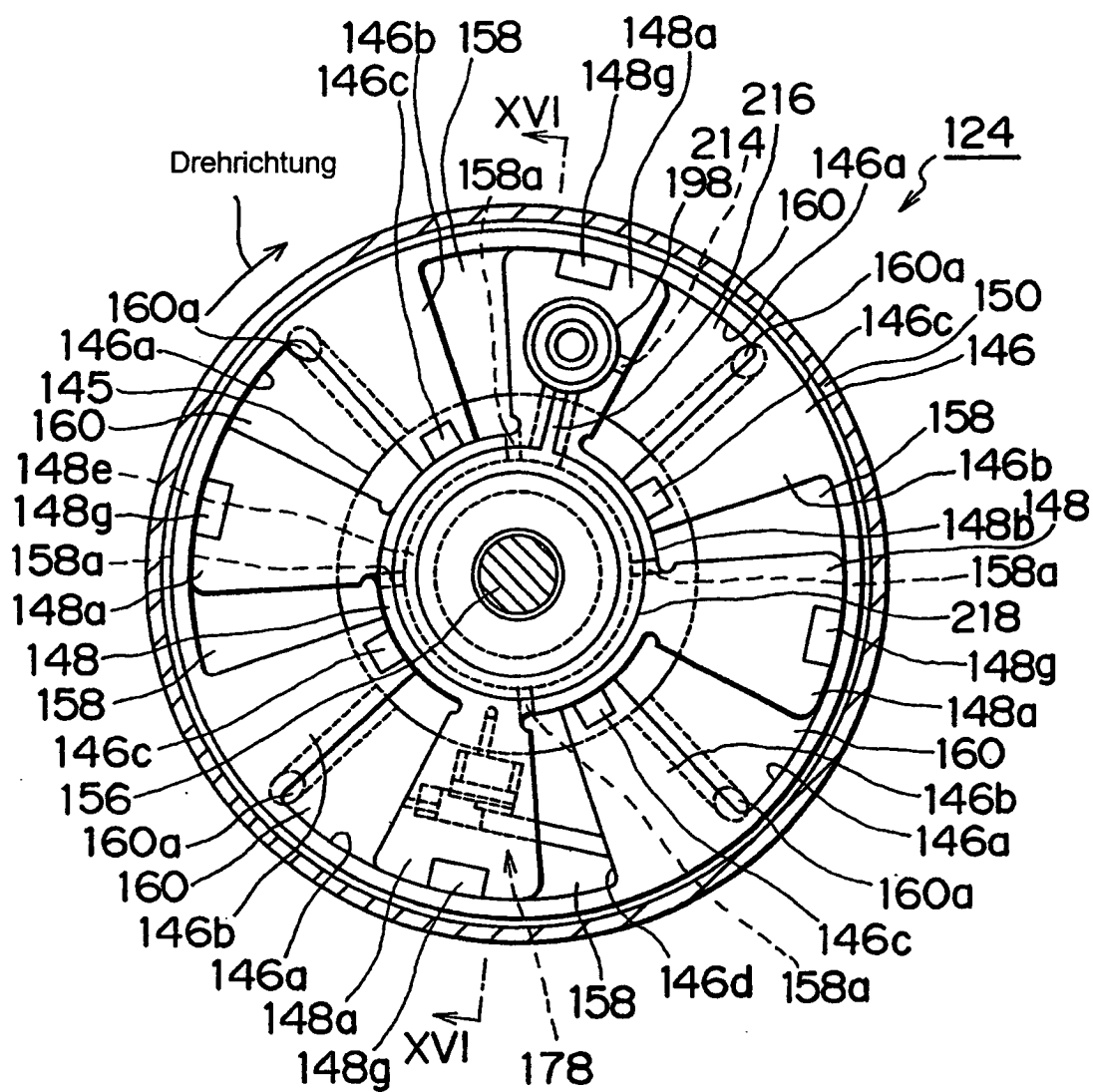


FIG. 18

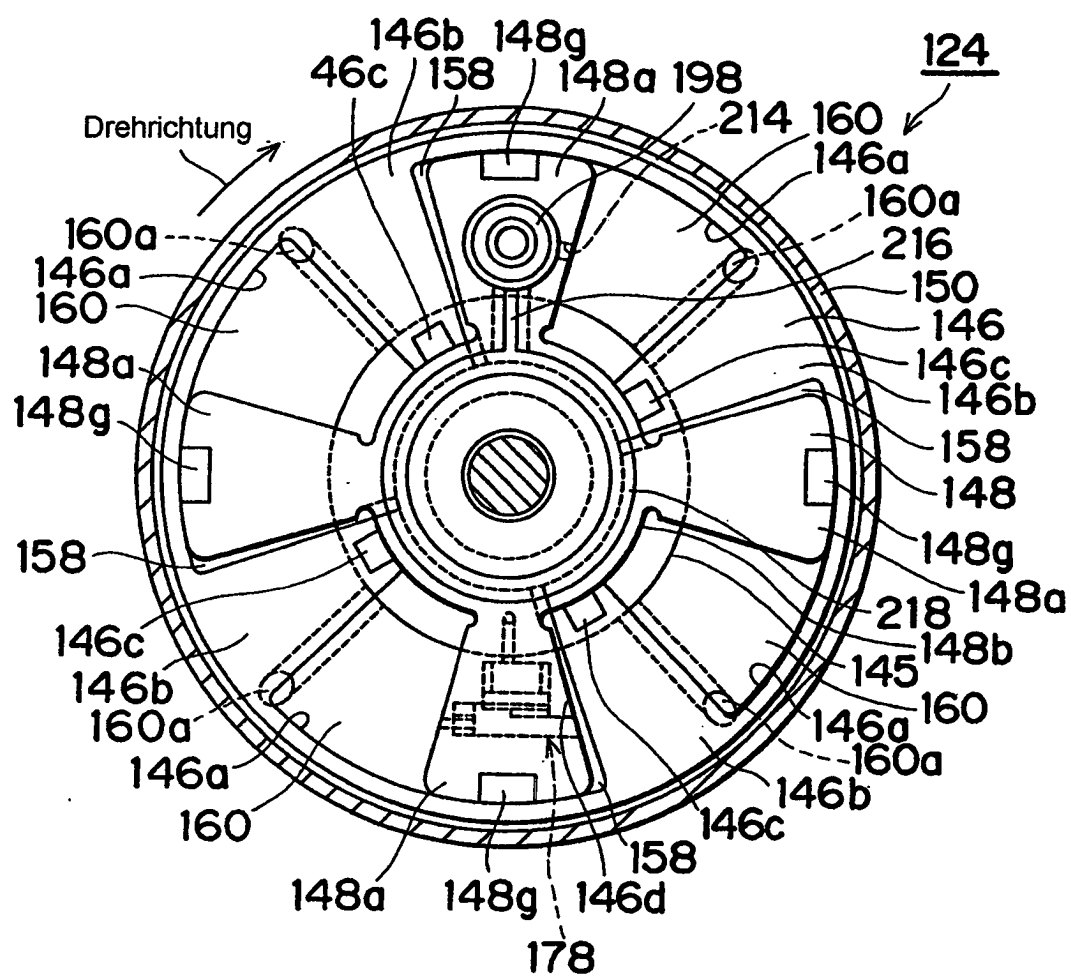


FIG. 19

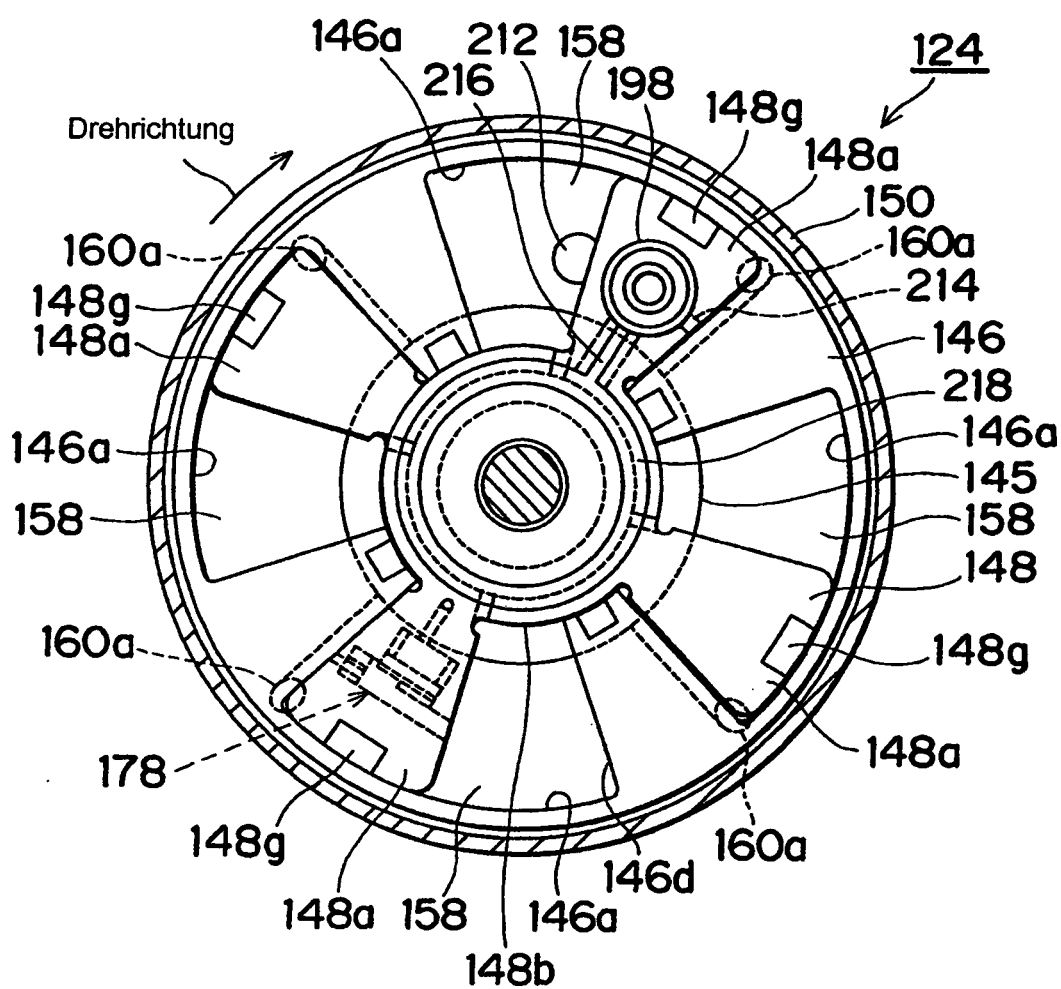


FIG. 20

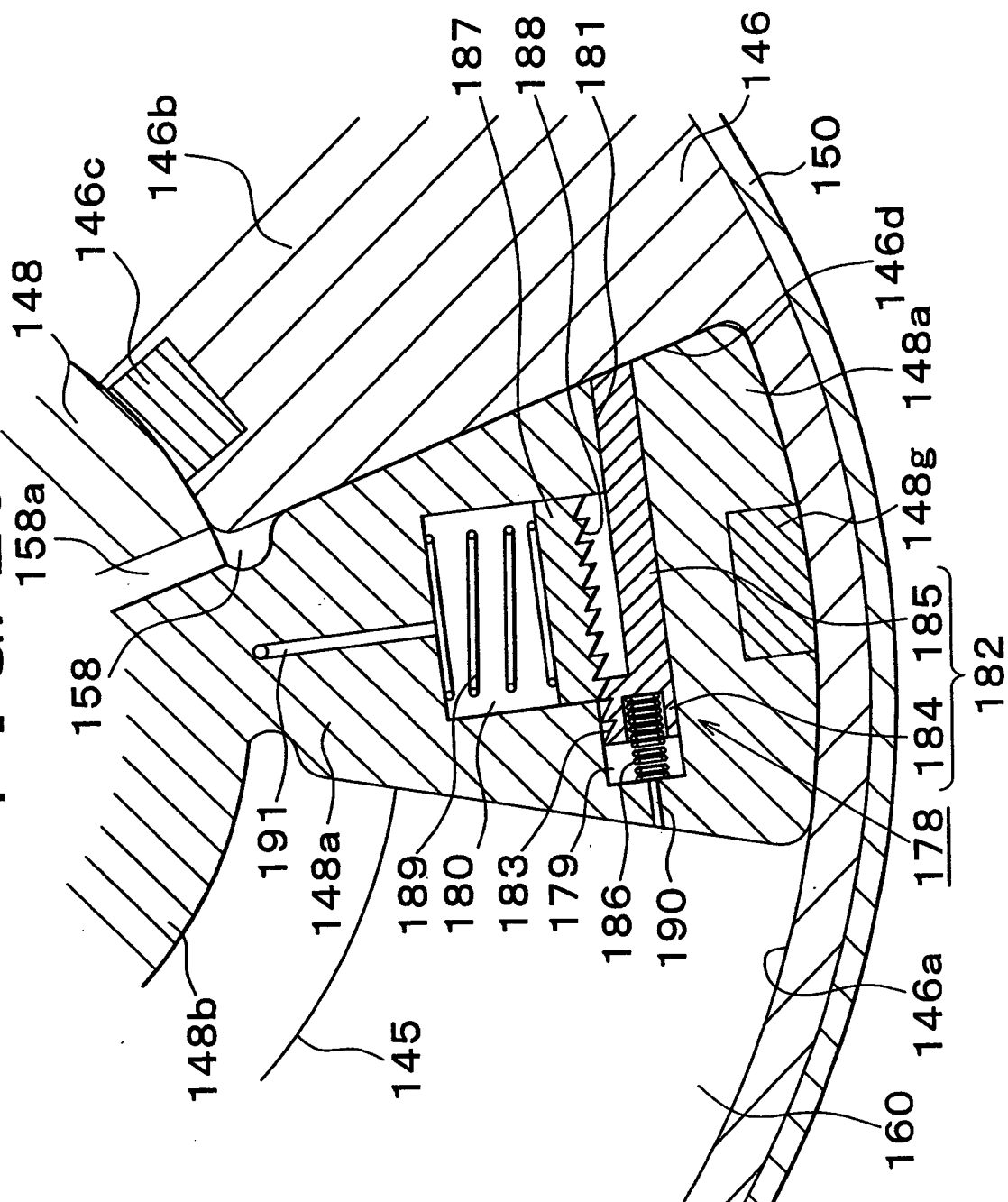


FIG. 21

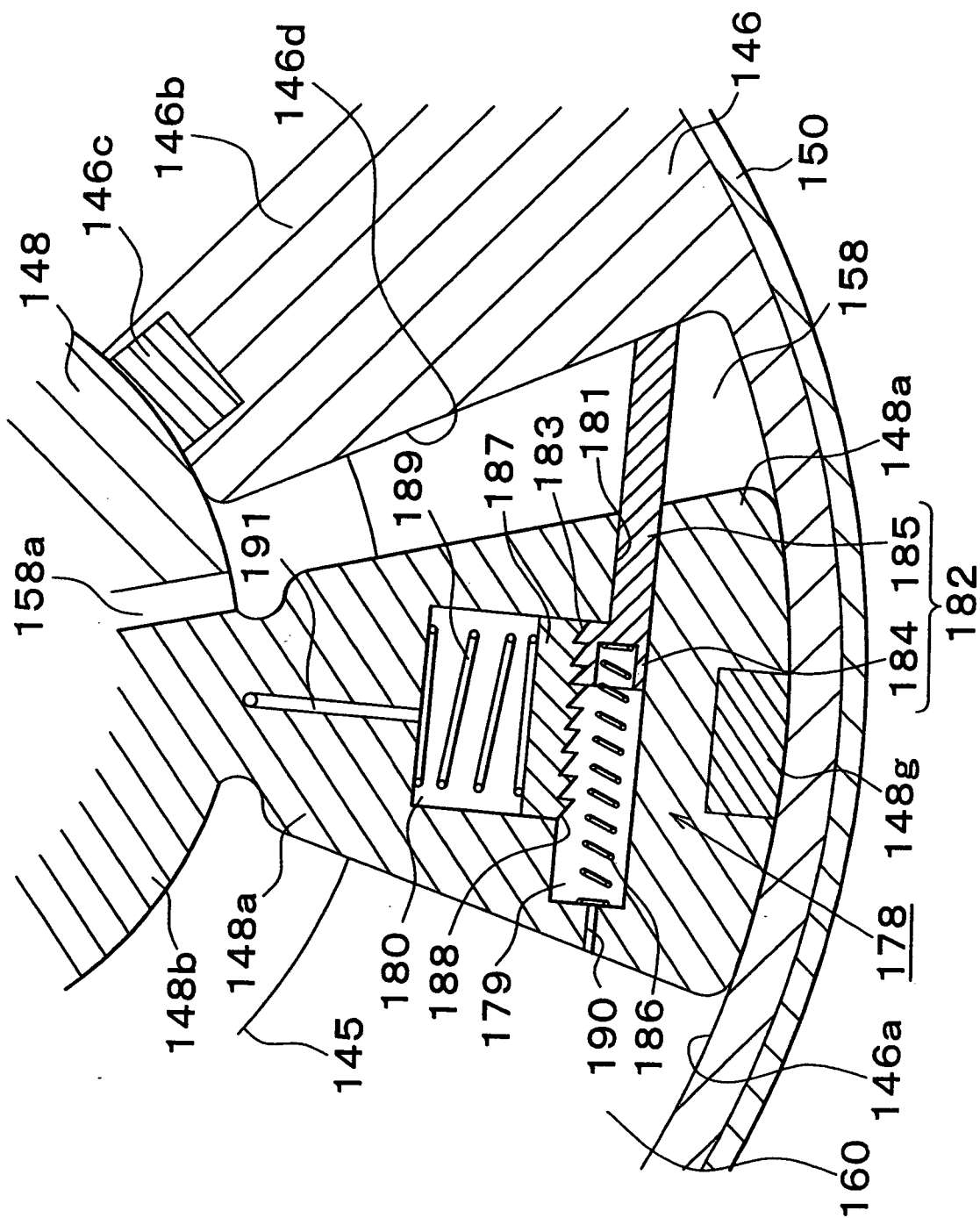




FIG. 22

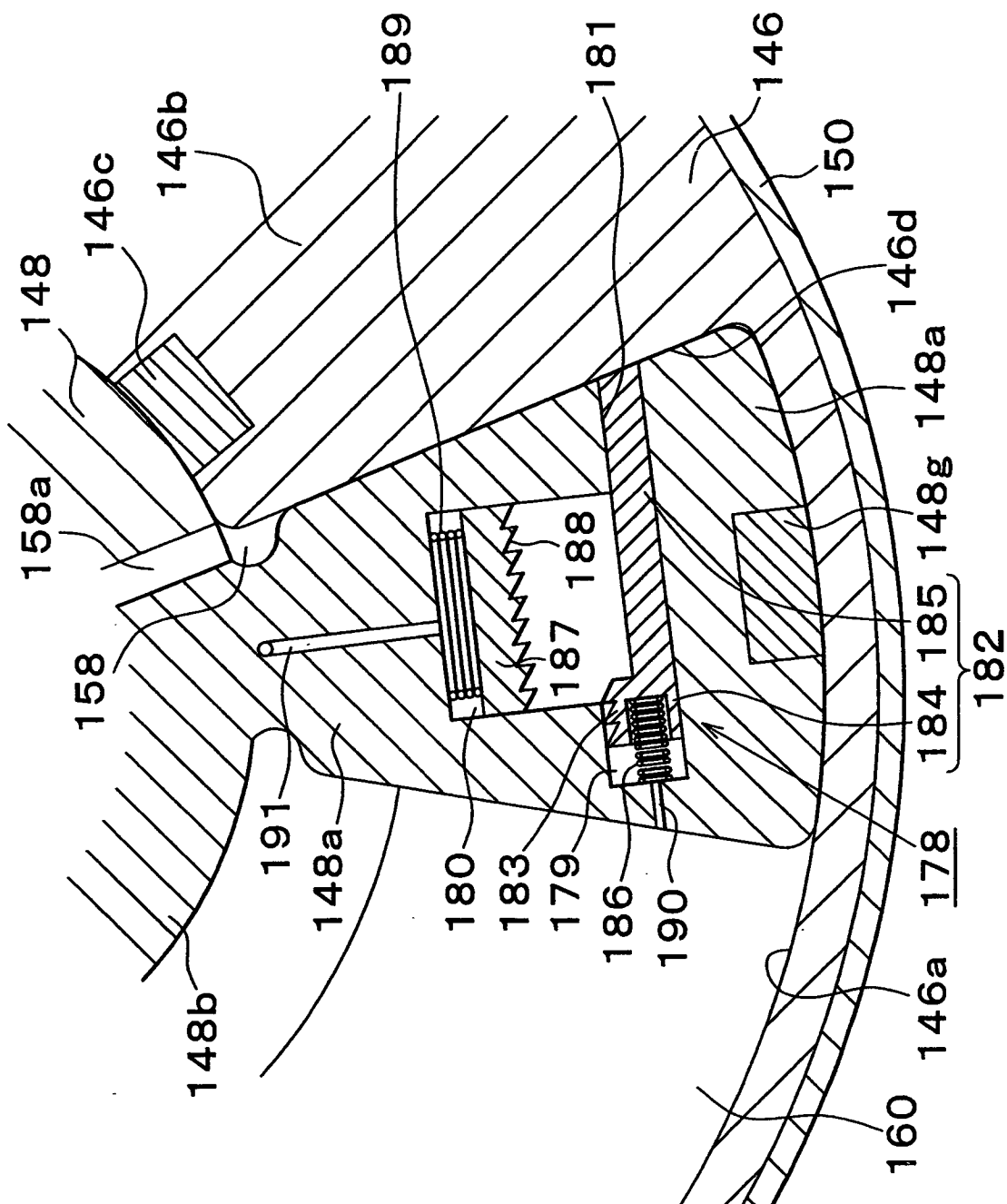


FIG. 23

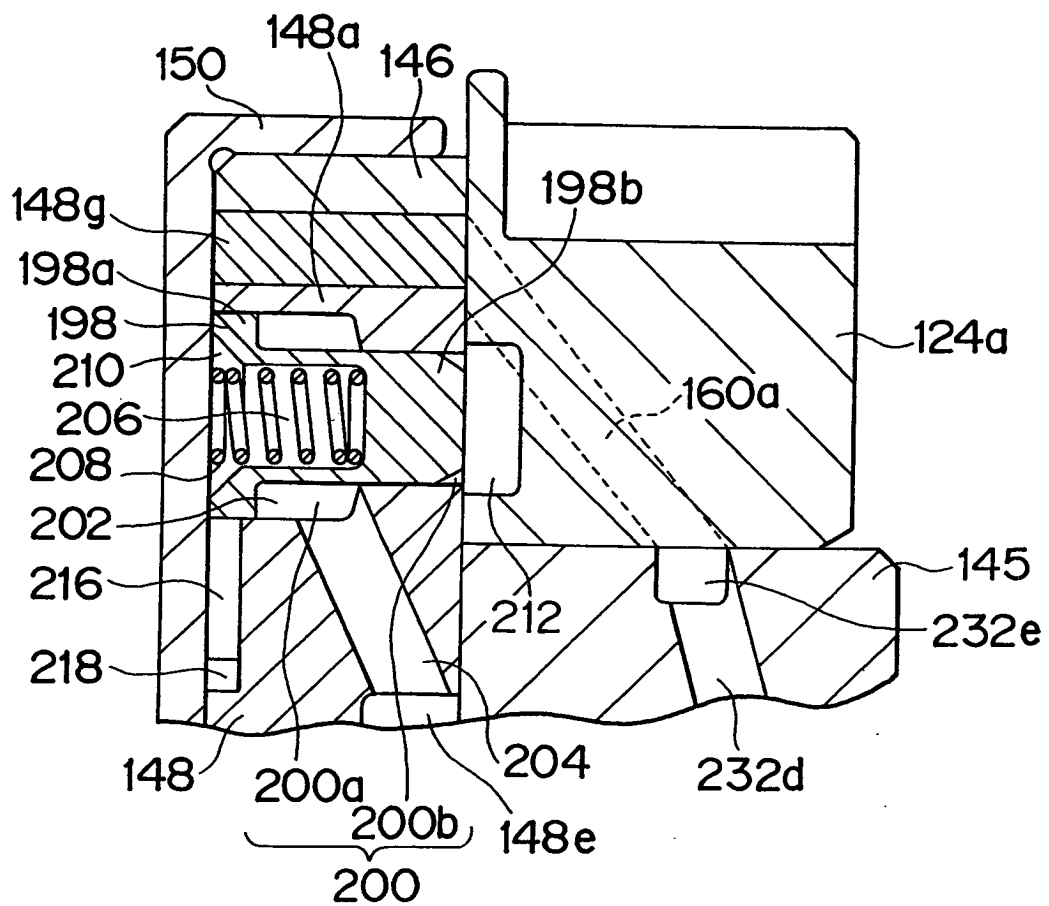


FIG. 24

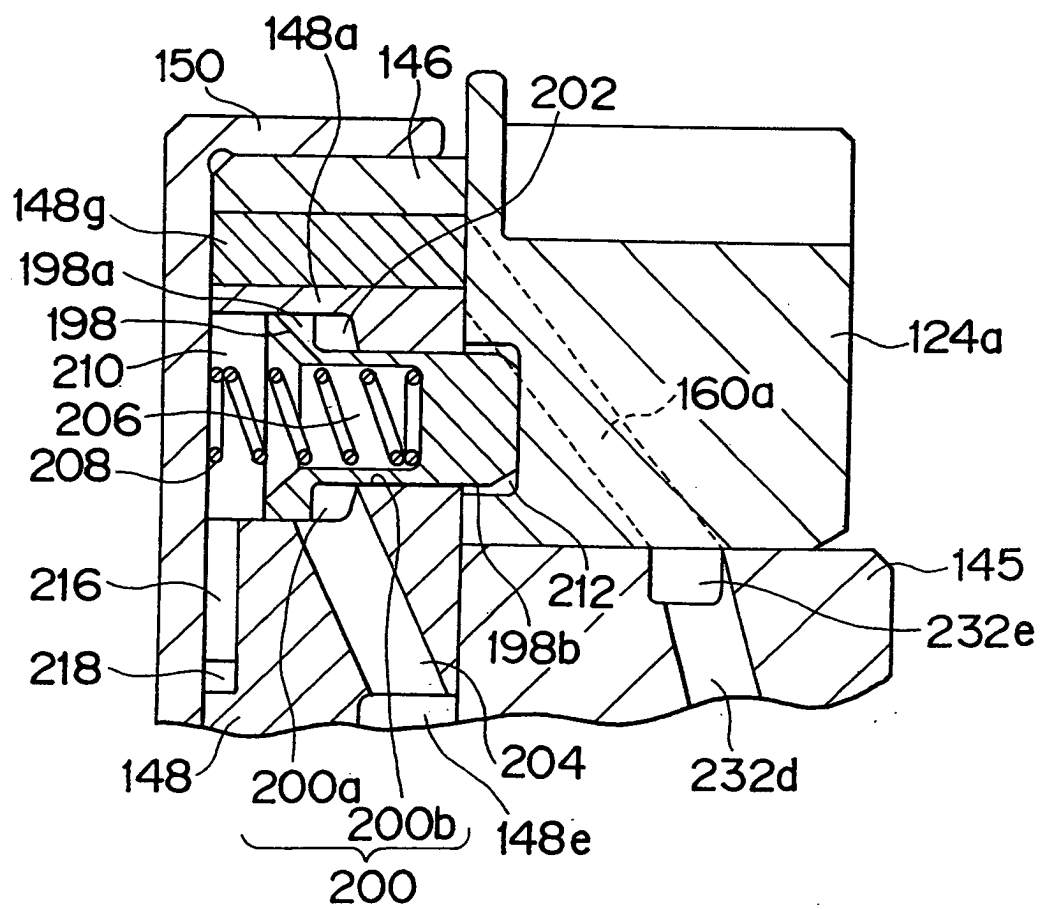


FIG. 25

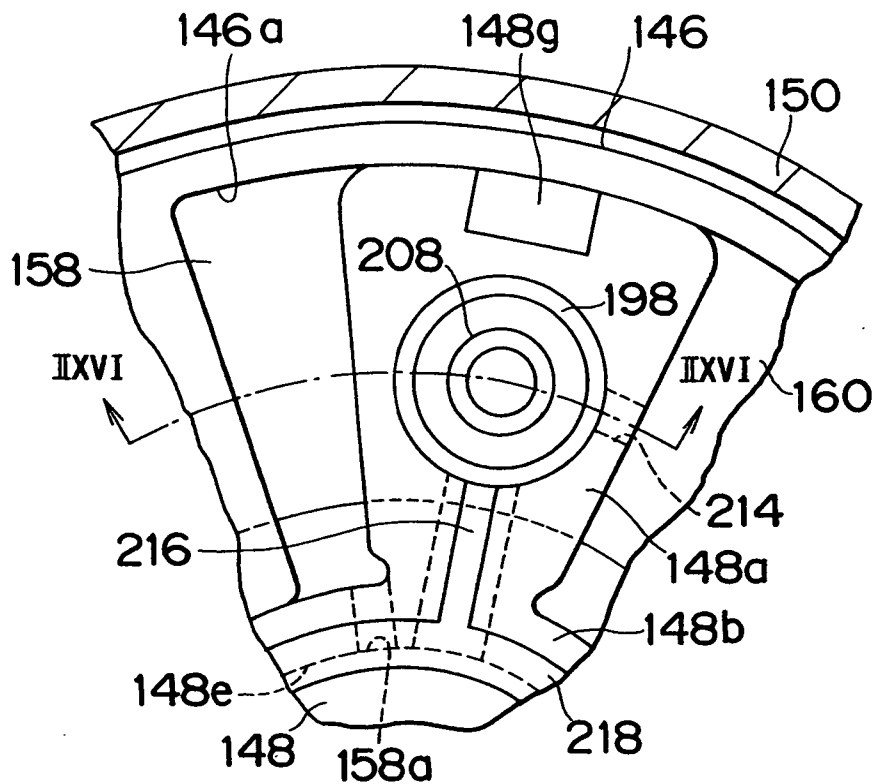


FIG. 26

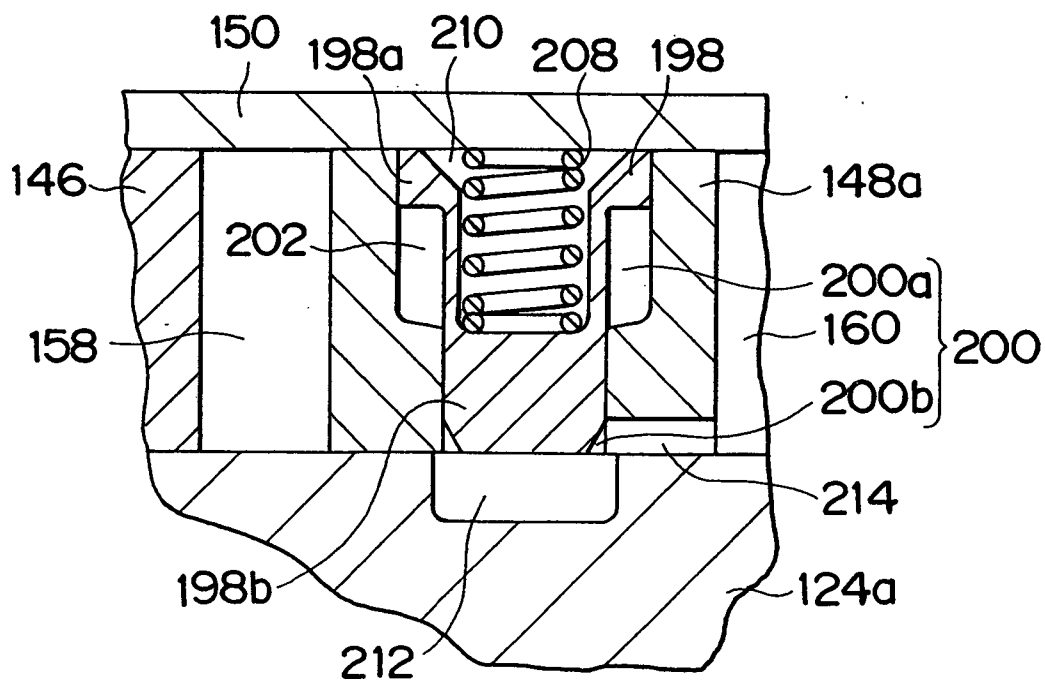


FIG. 27

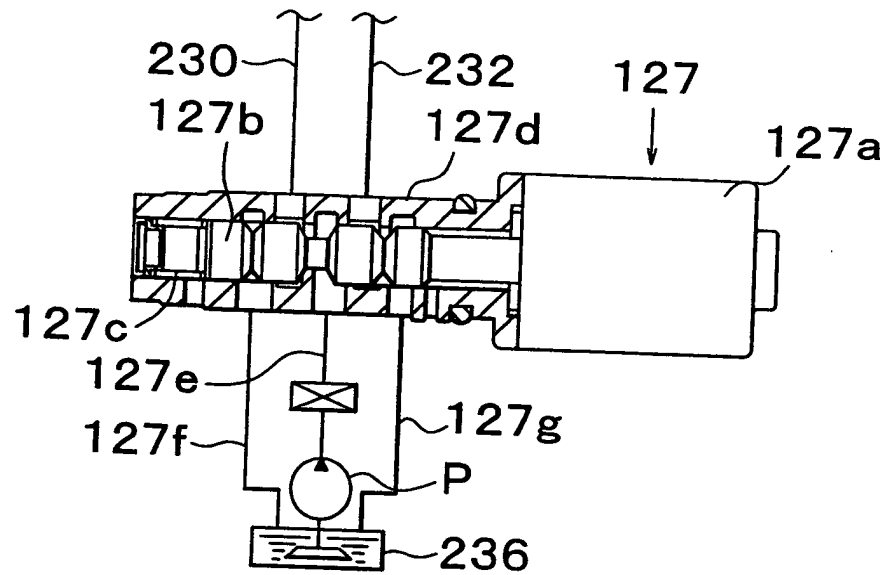


FIG. 28

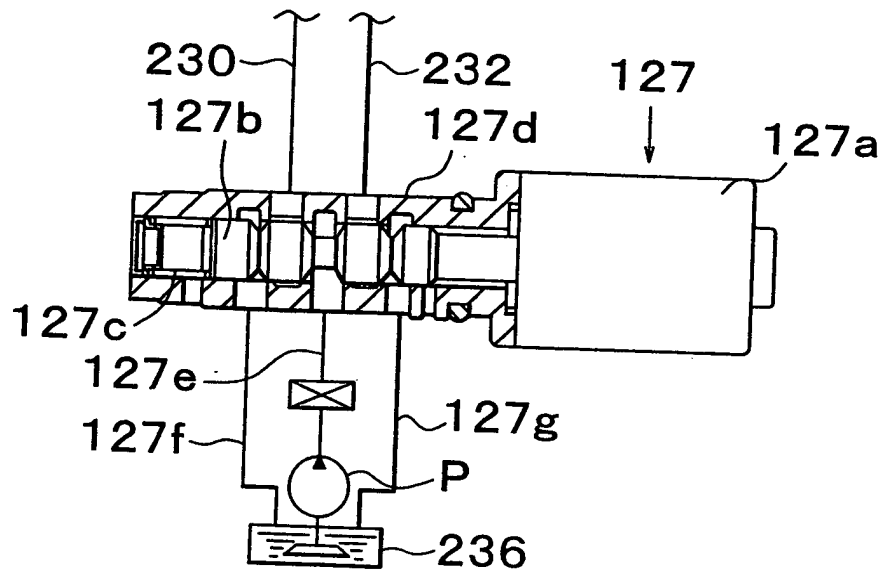




FIG. 29

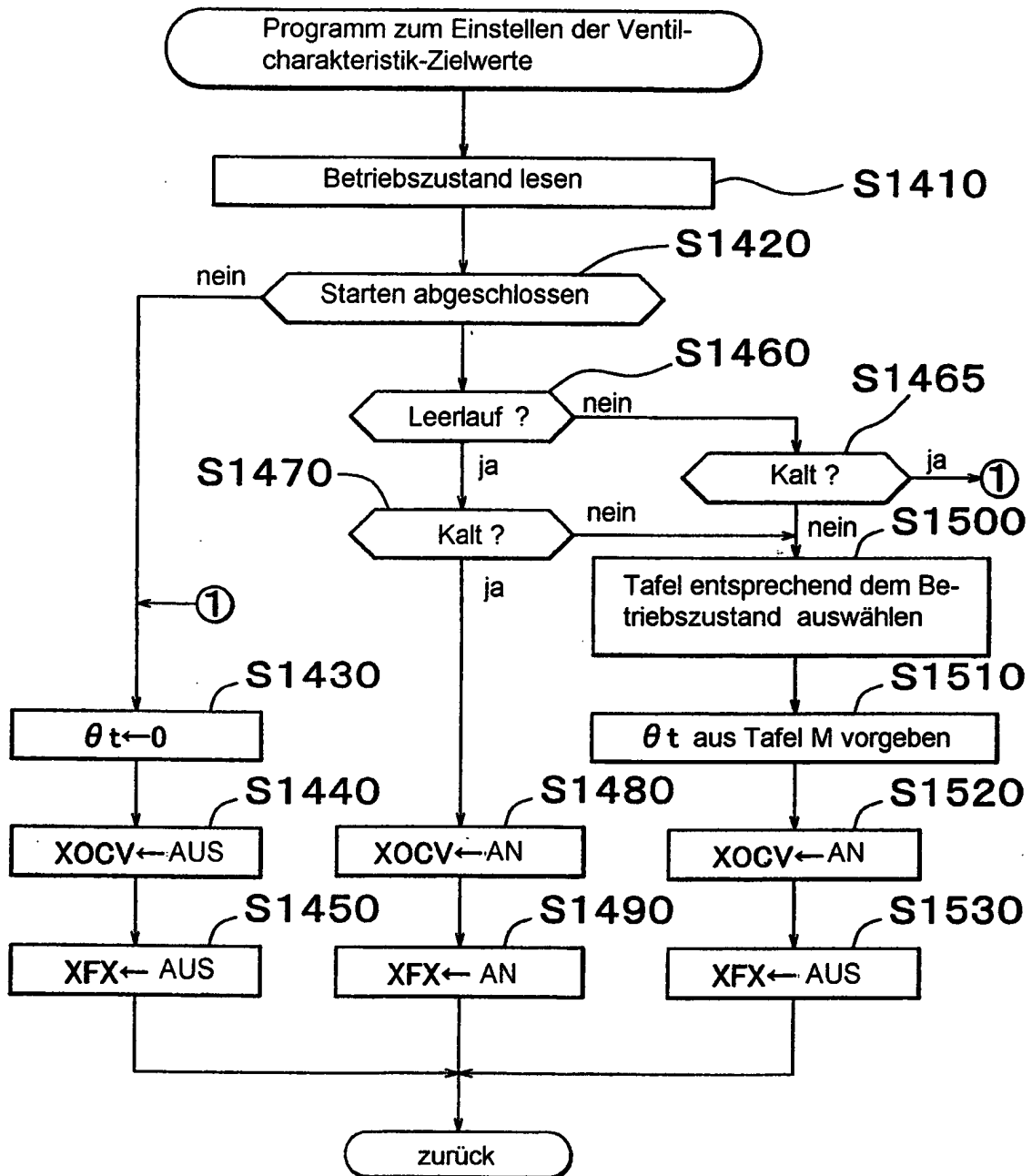


FIG. 30

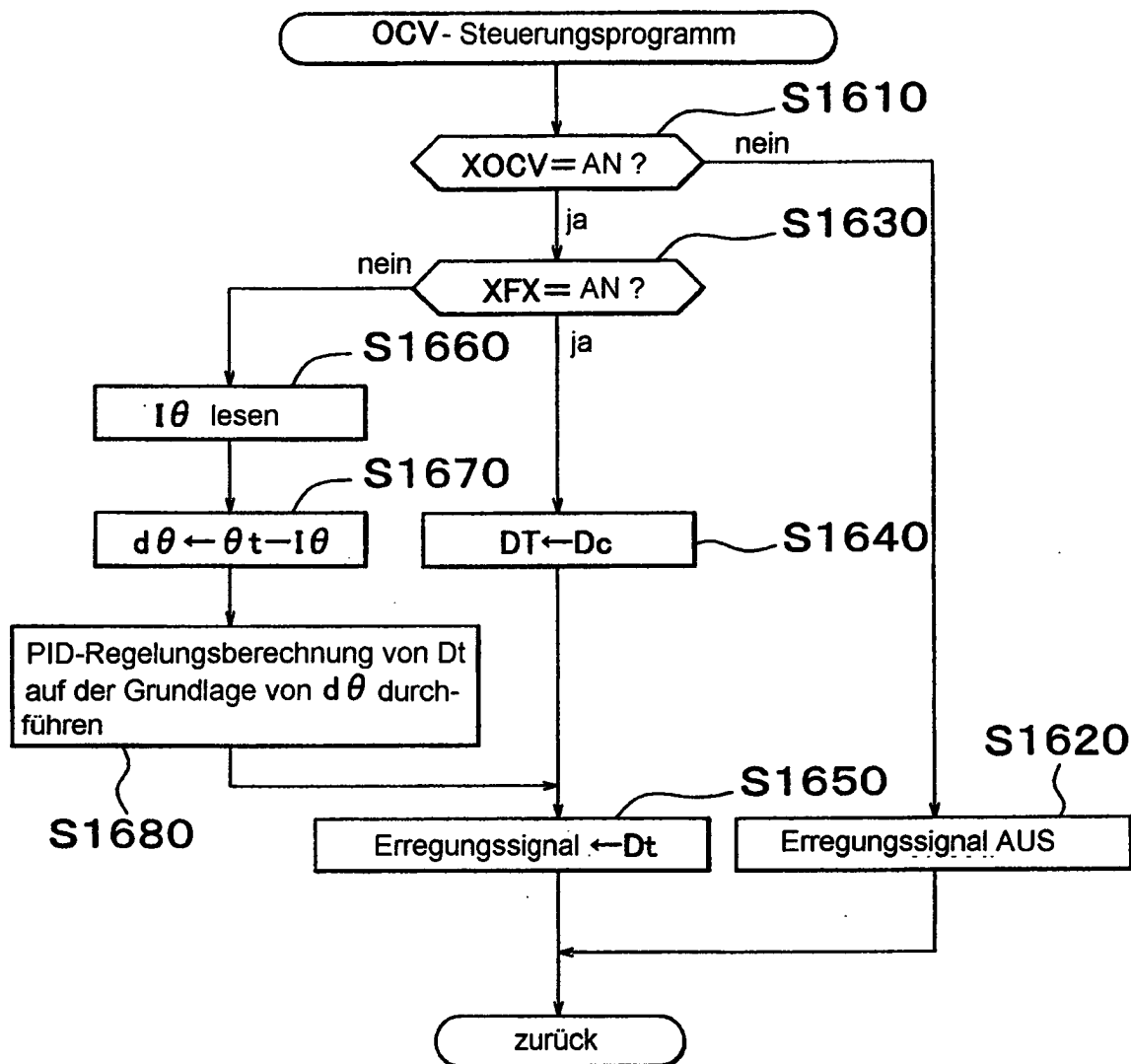


FIG. 31

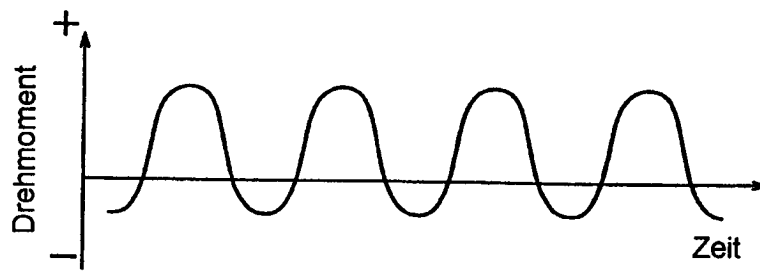
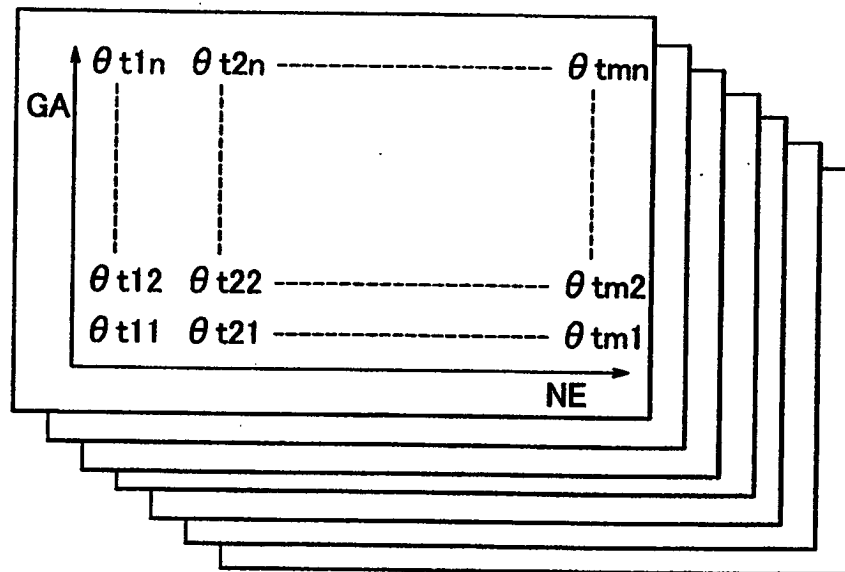


FIG. 32

(Tafel M)



# FIG. 33

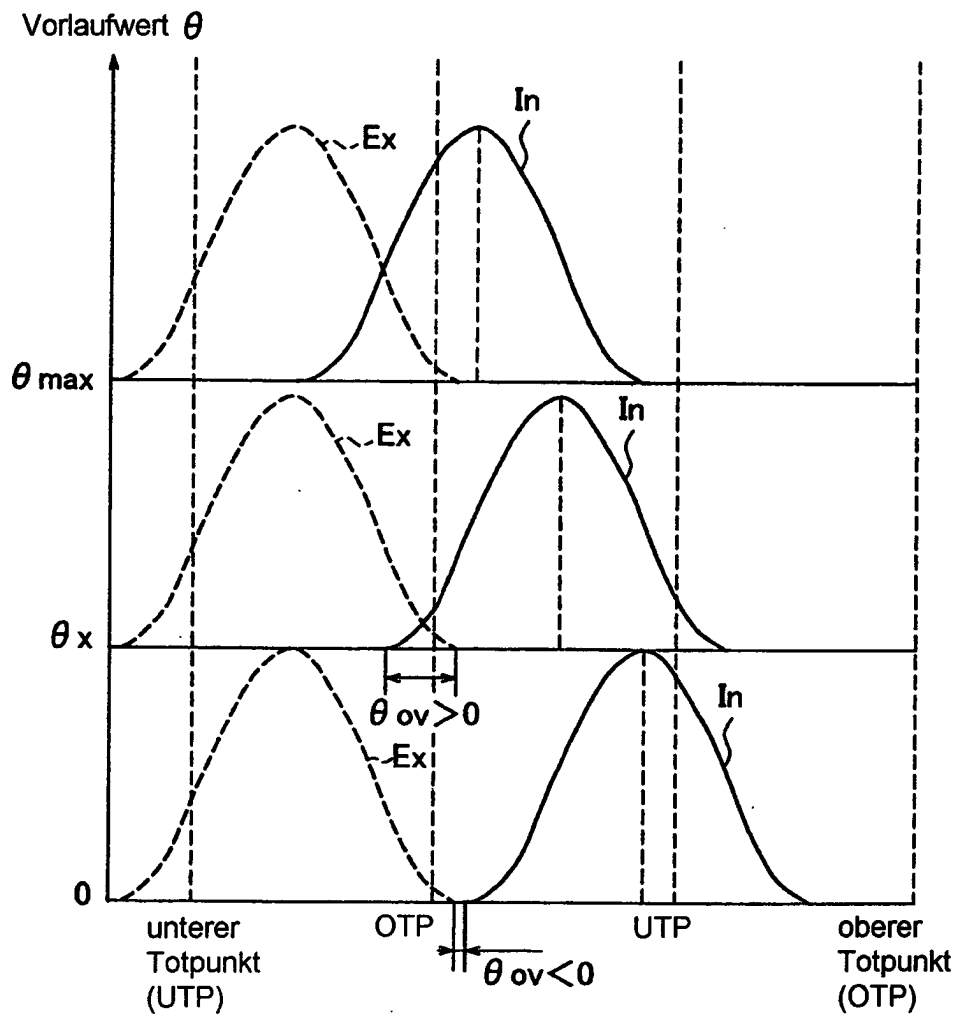
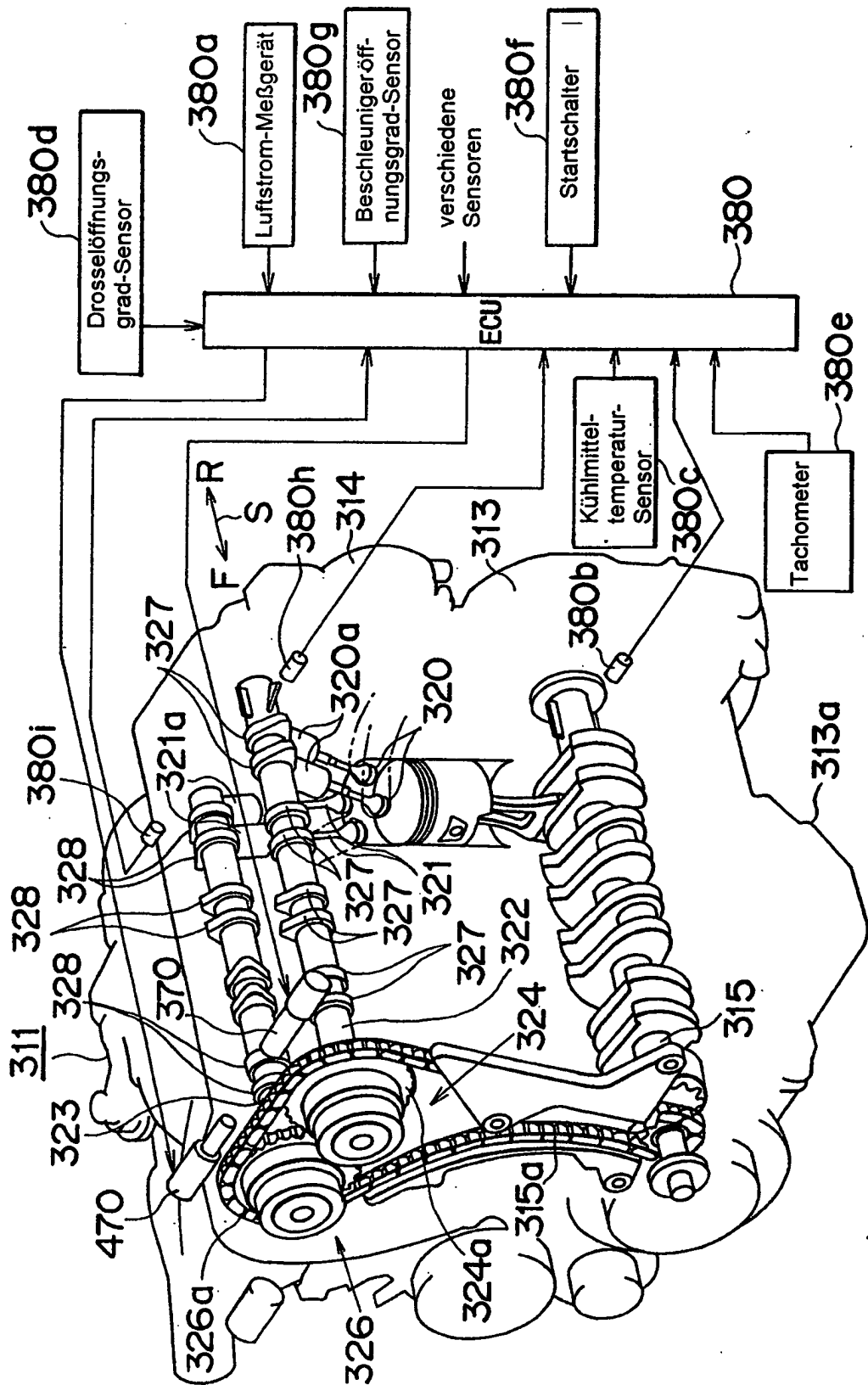
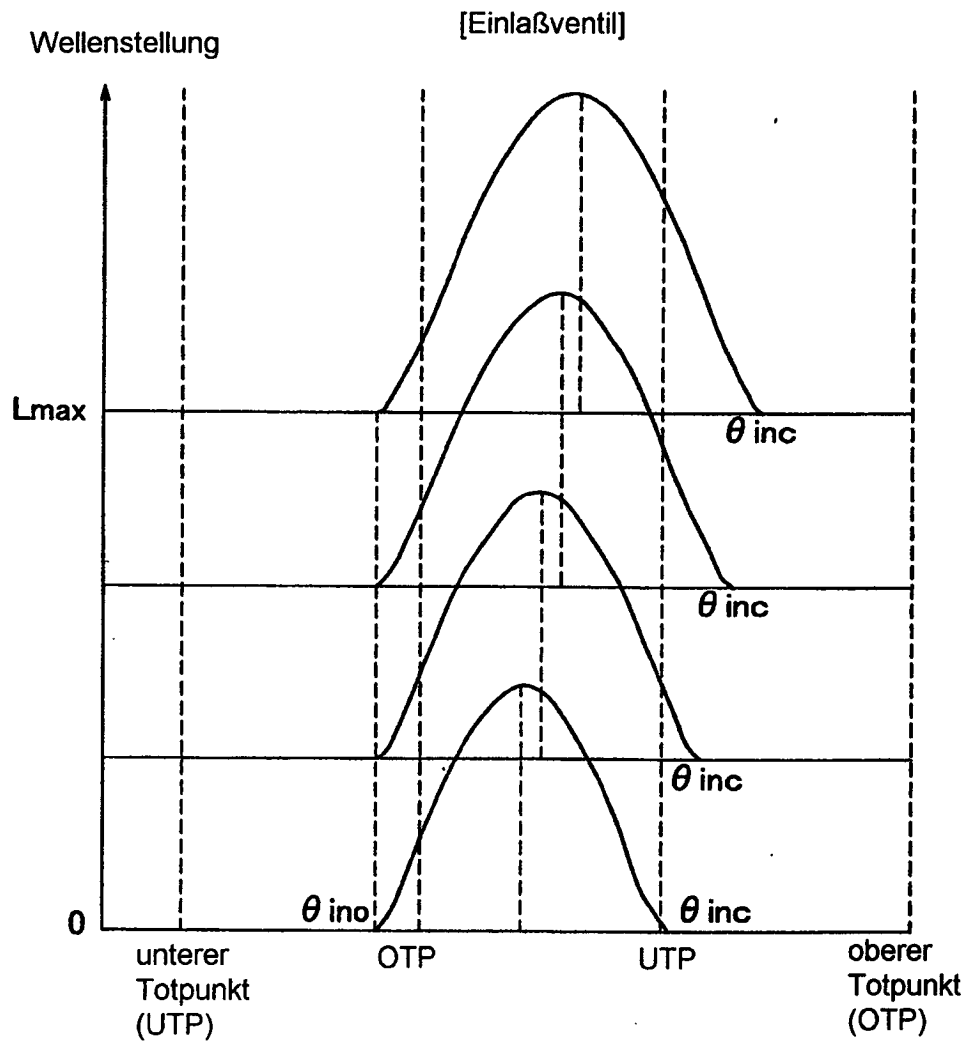


FIG. 34

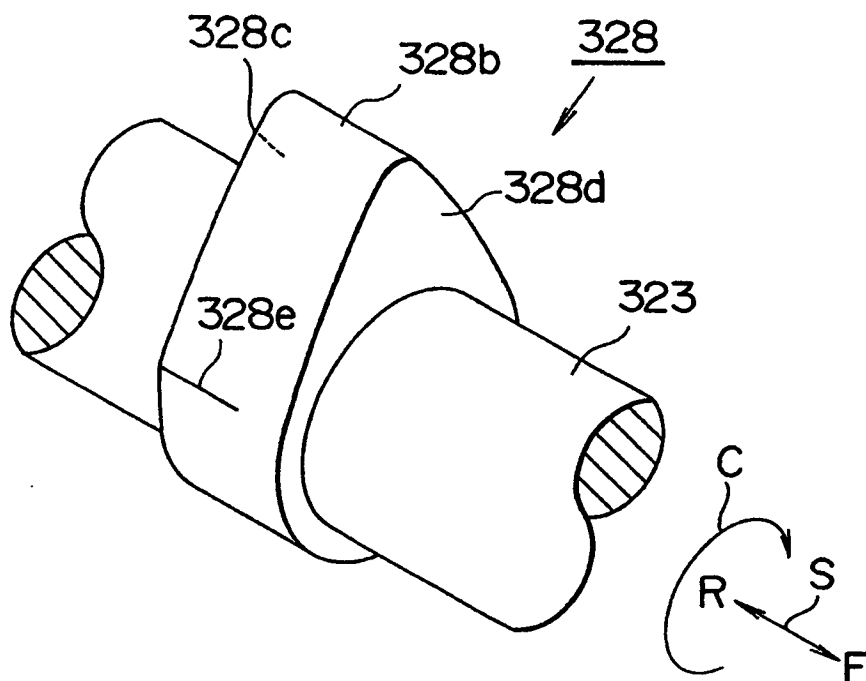


# FIG. 35

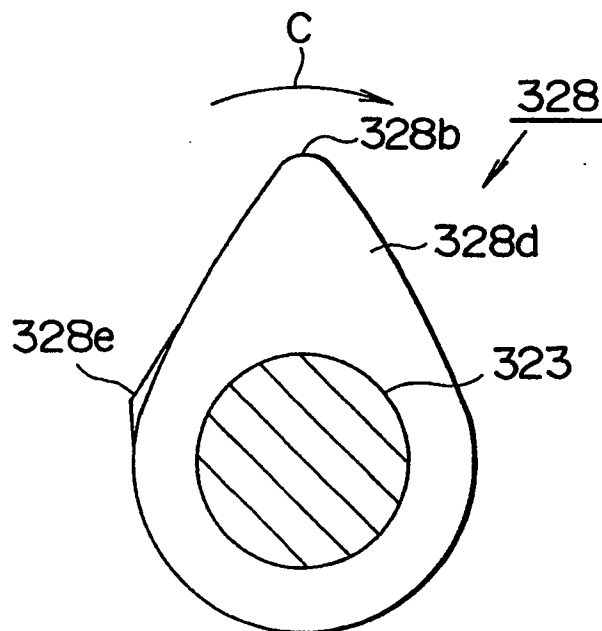




**FIG . 36**



**FIG . 37**



Ventilschließseite      Ventiloöffnungsseite

**FIG. 38**

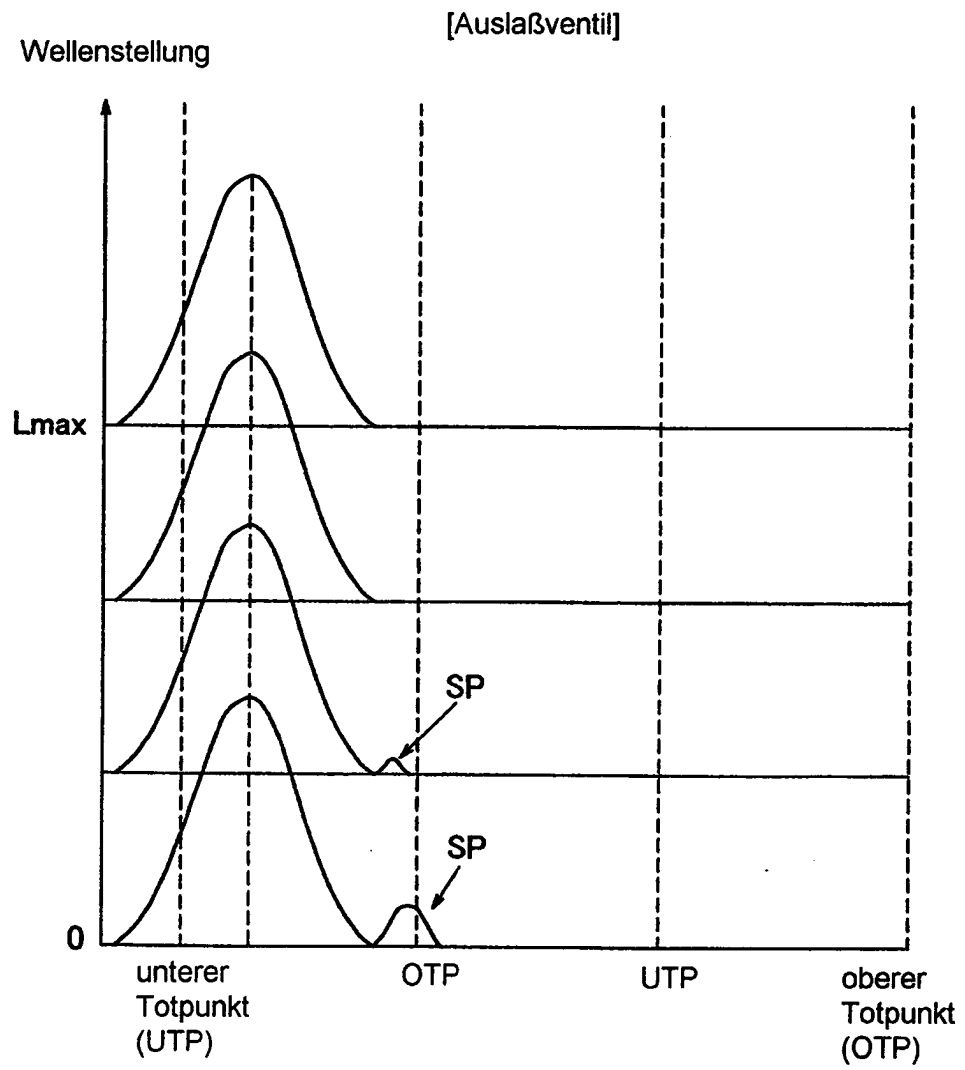


FIG. 39

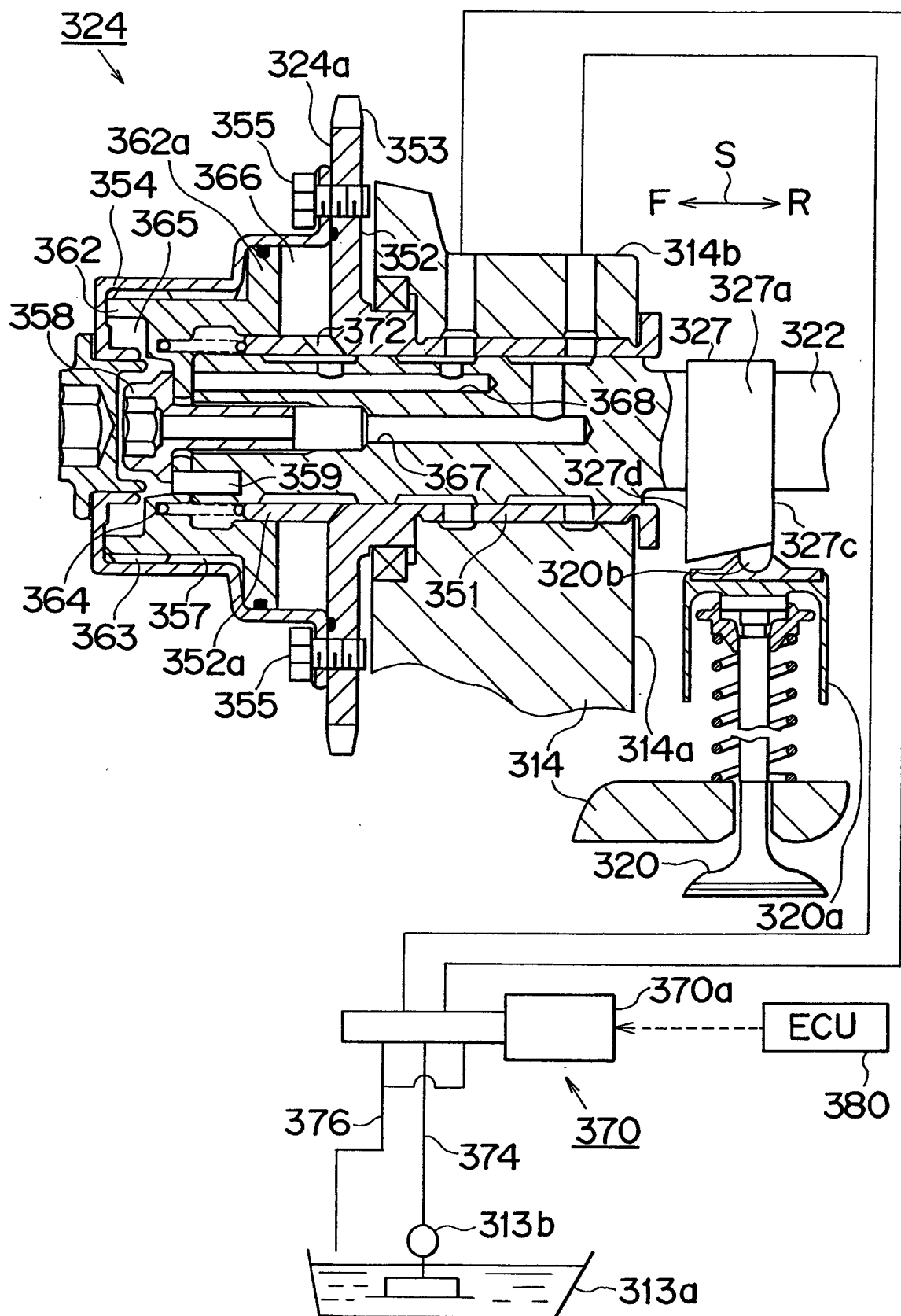


FIG. 40

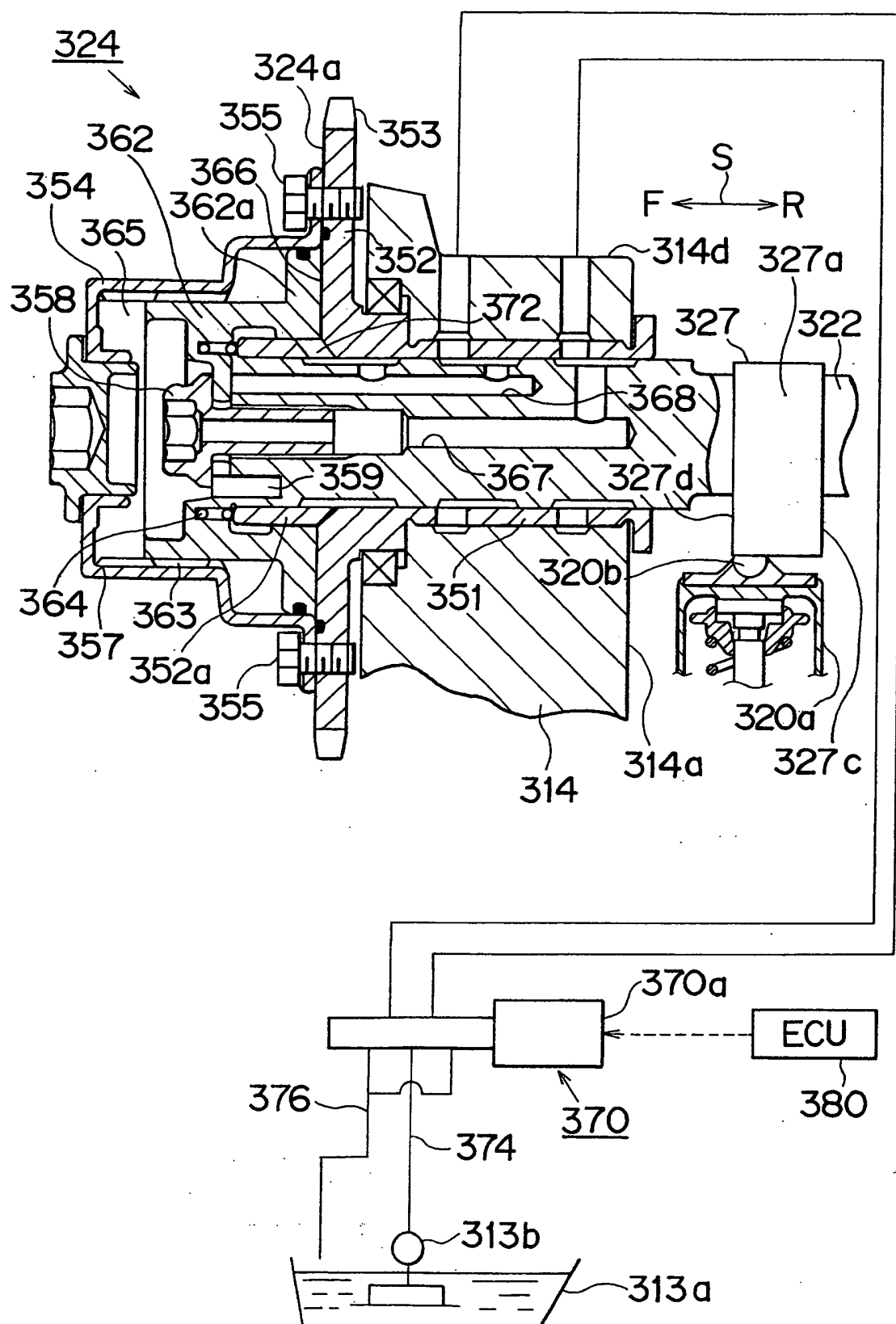


FIG. 41

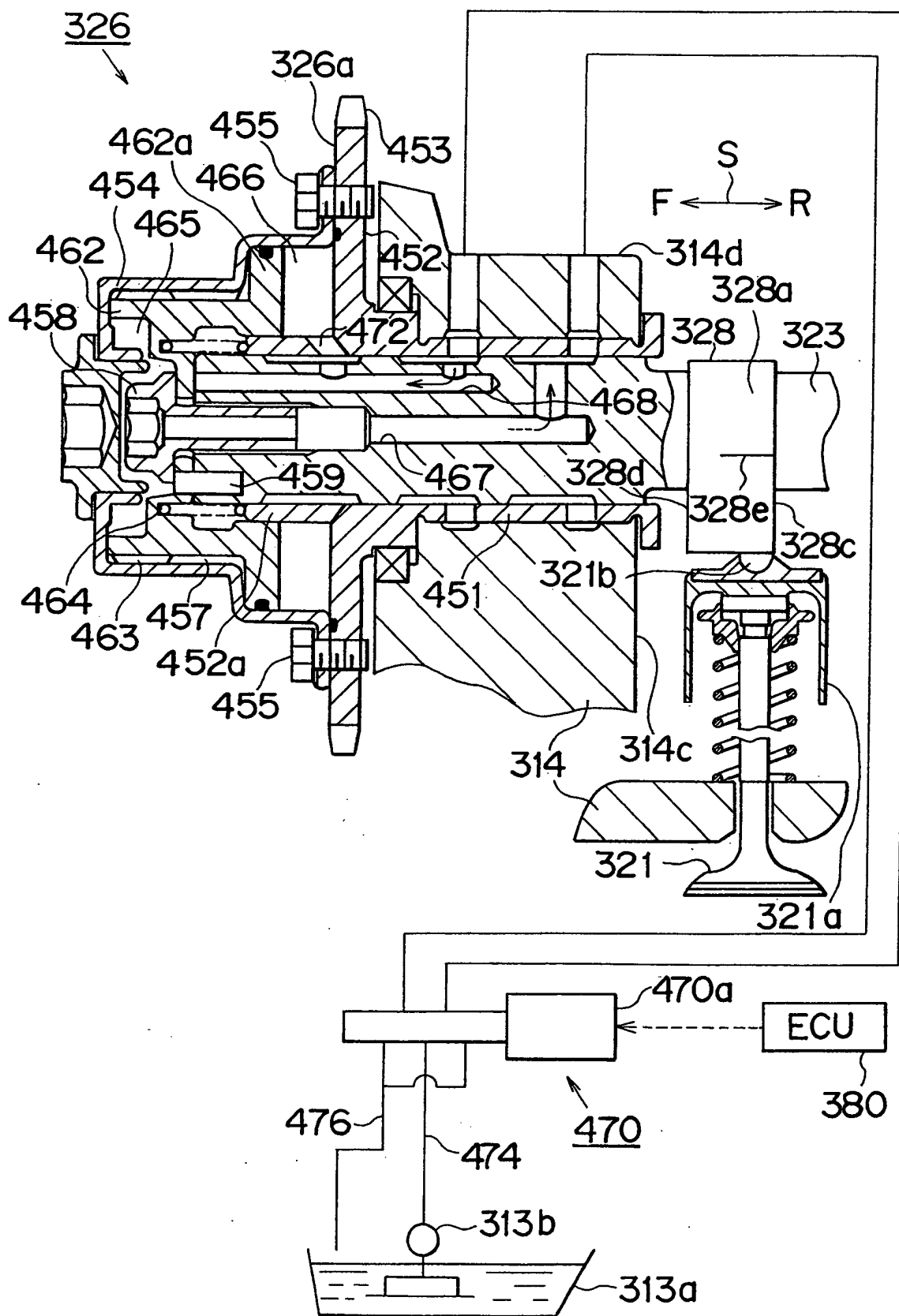
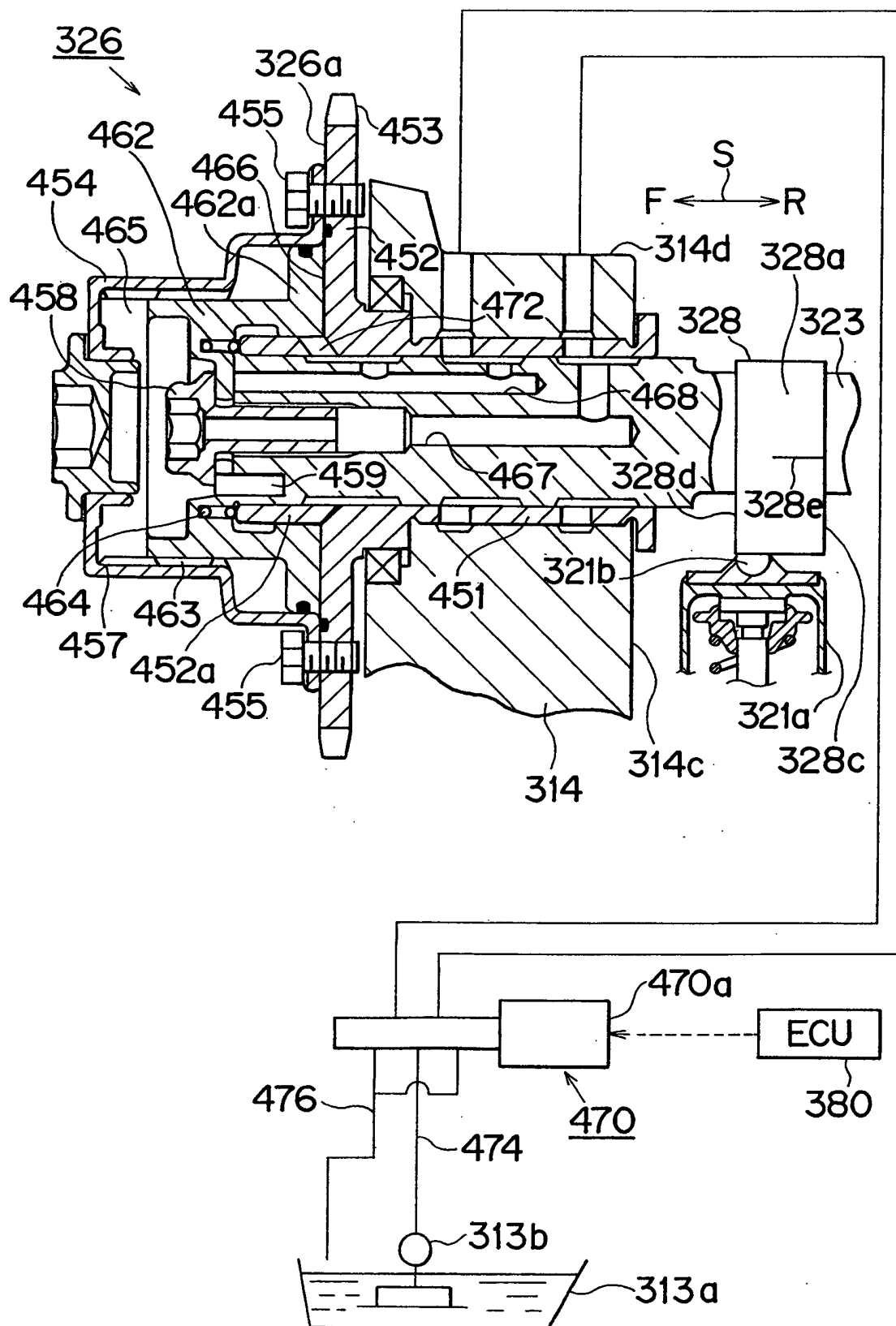


FIG. 42



## FIG. 43

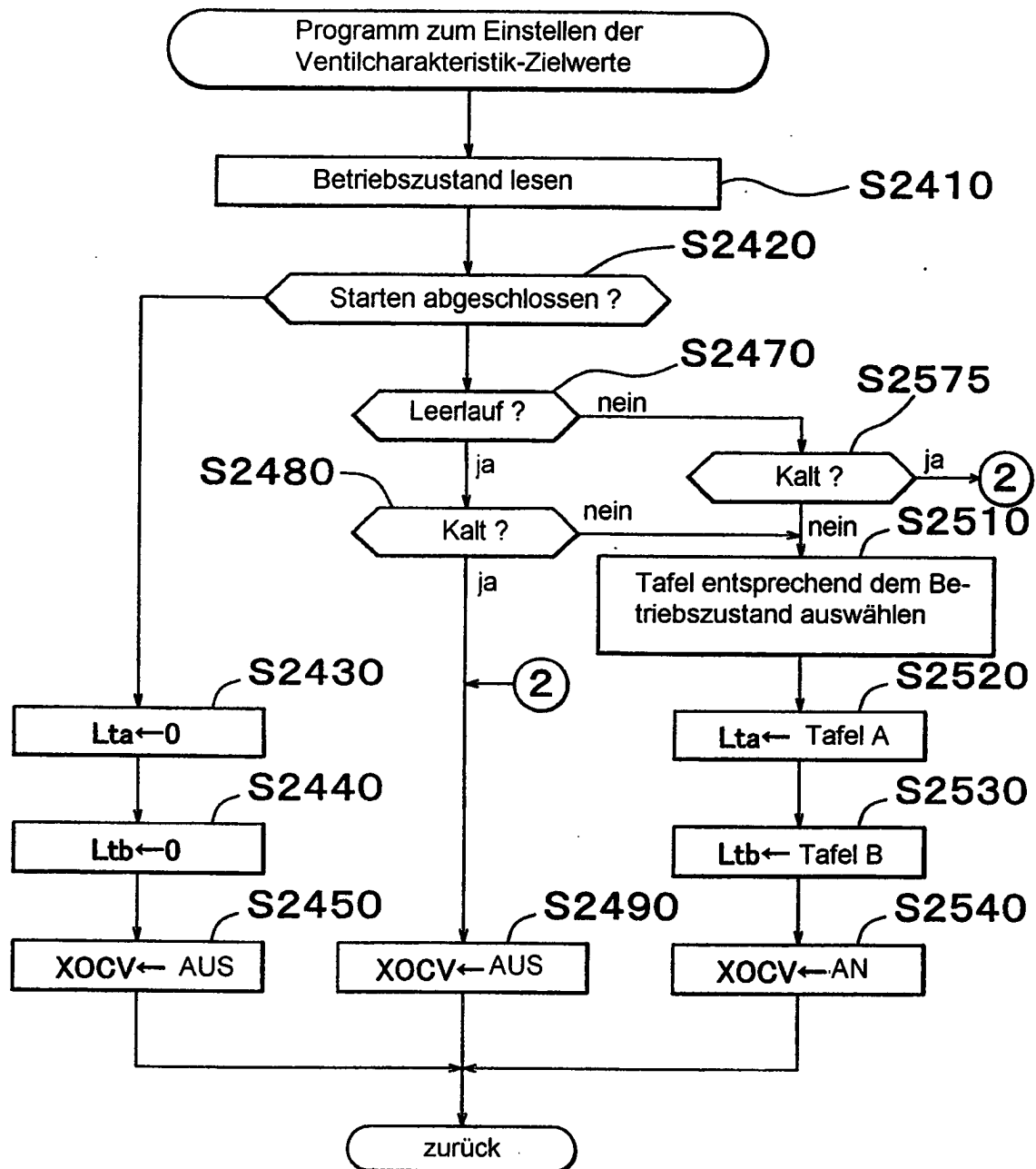




FIG. 44

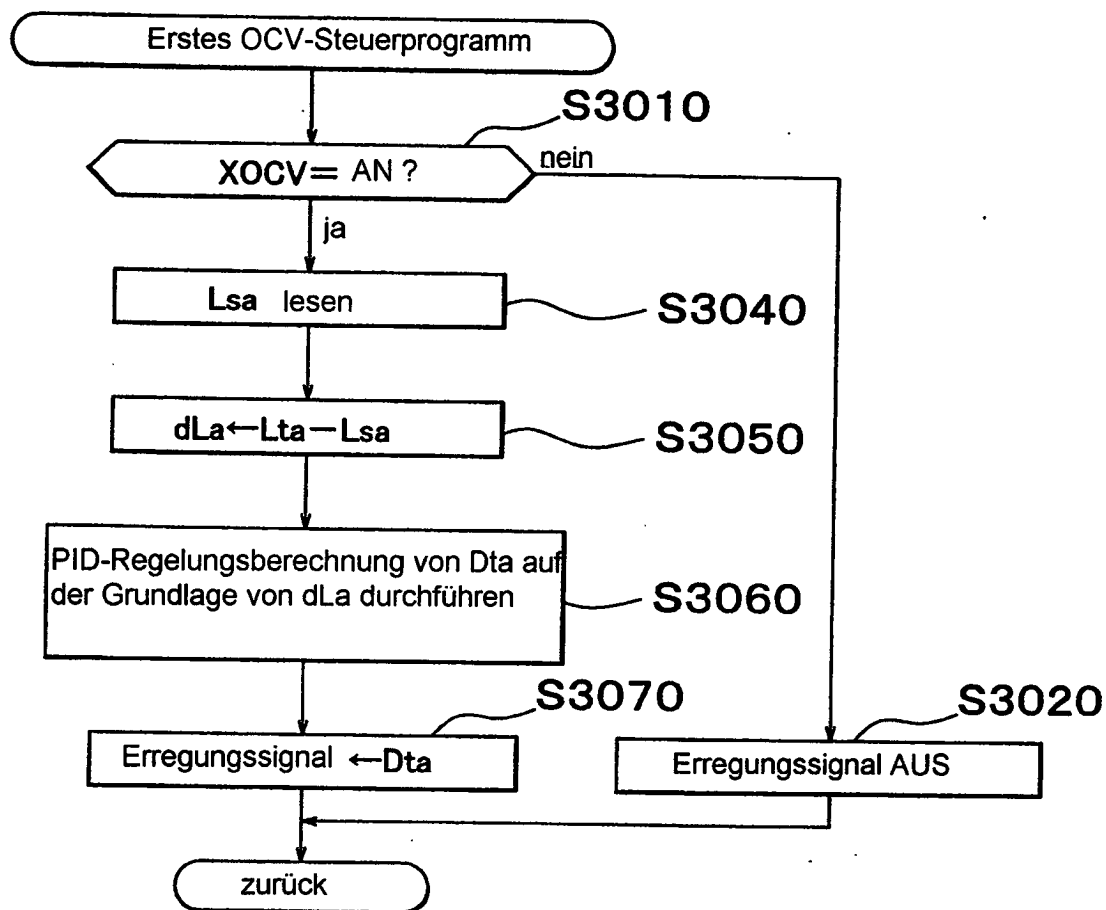
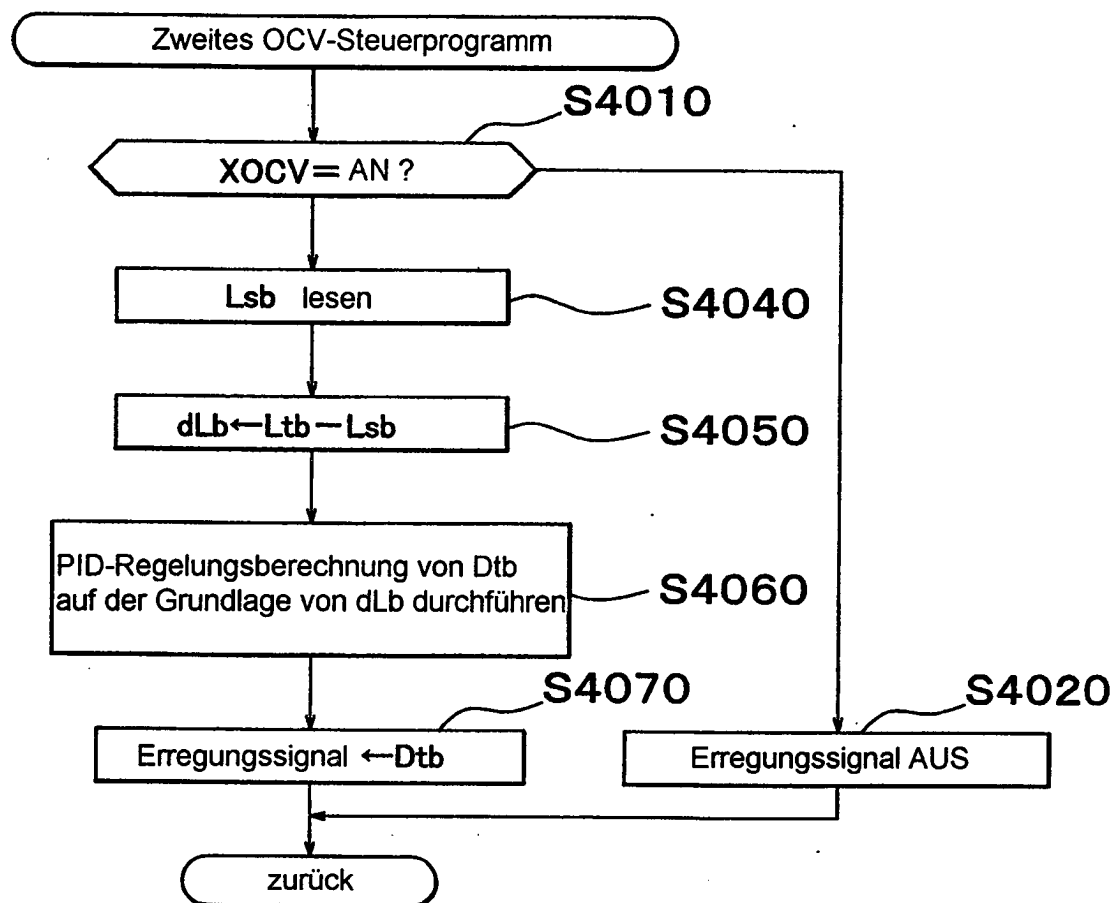
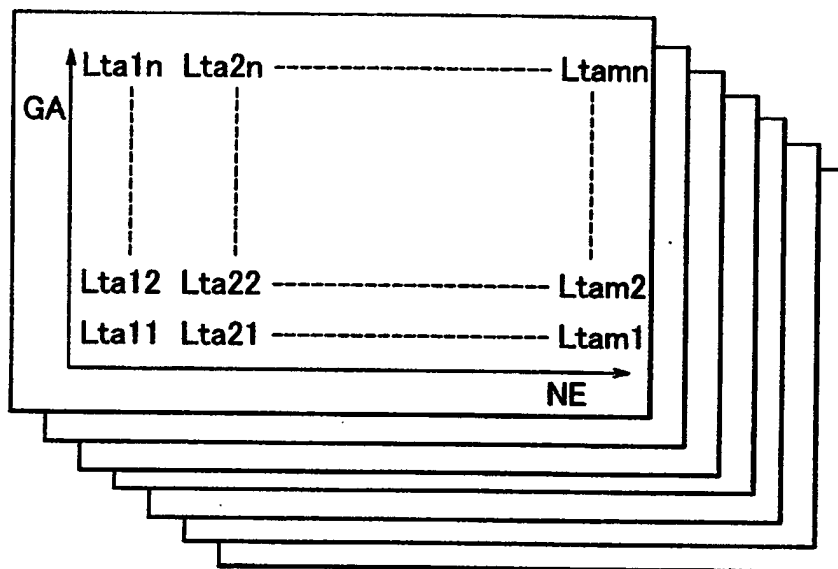


FIG. 45



# FIG. 46A

[Tafel A]



# FIG. 46B

[Tafel B]

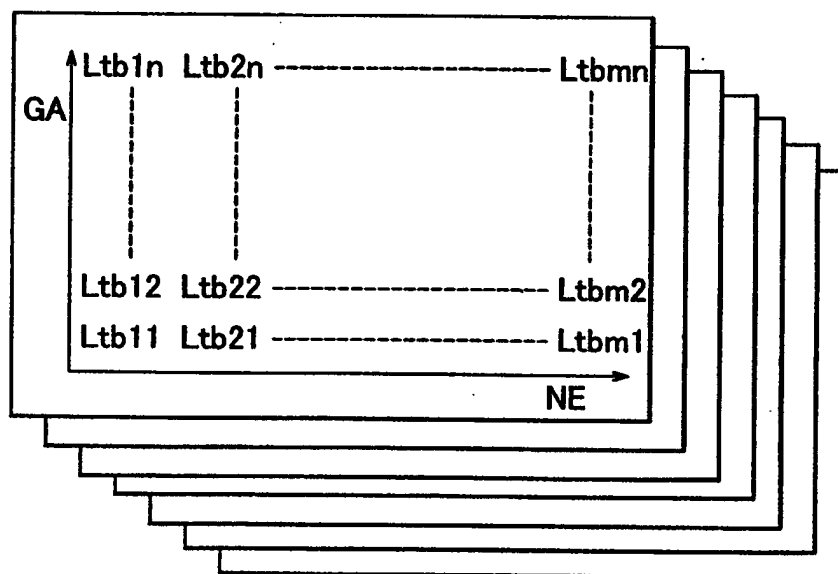


FIG. 47

