

(12) **Patentschrift**

(21) Anmeldenummer: A 453/2007 (51) Int. Cl.⁸: **F02D 41/30** (2006.01)

(22) Anmeldetag: 2007-03-22

(43) Veröffentlicht am: 2009-01-15

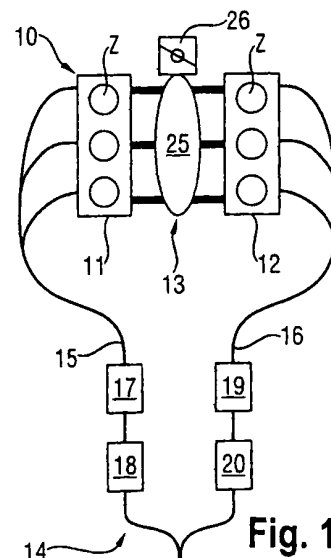
(56) Entgegenhaltungen:
EP 0915234A2 EP 1013899A2
EP 1318284A2 DE 3132907A1
DE 19500761A1 DE 19532159A1
DE 102004041189 JP 2006-336579A

(73) Patentinhaber:
AVL LIST GMBH
A-8020 GRAZ (AT)

(72) Erfinder:
KAPUS PAUL DR.
JUDENDORF (AT)

(54) **VERFAHREN ZUM ABSENKEN DER REIBLEISTUNG IM TEILLASTBETRIEB BEI EINER
BRENNKRAFTMASCHINE**

(57) Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Absenken der Reibleistung im Teillastbetrieb bei einer Brennkraftmaschine mit zumindest zwei Zylindergruppen, wobei die Einlass- und Auslassteuerzeiten voneinander unabhängig verändert werden können und die Abgasstränge (15; 16) mit den zugehörigen Abgasnachbehandlungseinrichtungen (17, 18; 19, 20) zylindergruppenweise getrennt geführt sind. Zur Verringerung der Emissionen und des Kraftstoffverbrauches ist vorgesehen, dass im Teillastbetrieb die Zylinder (Z) zumindest einer ersten Zylindergruppe (11) durch Abschalten der Einspritzung deaktiviert und reibleistungsminimal betrieben werden und dass die Zylinder (Z) zumindest einer zweiten Zylindergruppe (12) wirkungsgradoptimal motorisch betrieben werden.



Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine mit zumindest zwei Zylindergruppen, wobei die Einlass- und Auslasssteuerzeiten für jede Zylindergruppe voneinander unabhängig verändert werden können und die Abgasstränge mit den zugehörigen Abgasnachbehandlungseinrichtungen zylindergruppenweise getrennt geführt sind, und wobei im Teillastbetrieb die Zylinder zumindest einer ersten Zylindergruppe, vorzugsweise einer ersten Zylinderreihe, deaktiviert und die Zylinder zumindest einer zweiten Zylindergruppe, vorzugsweise einer zweiten Zylinderreihe, motorisch betrieben werden.

Überström-, Drossel- und Reibverluste werden für die Motorbremswirkung einer Brennkraftmaschine im Schubbetrieb ausgenutzt. Es gibt aber Betriebszustände, bei denen eine geringere Motorbremswirkung oder eine Absenkung der Reibleistung im Teillastbetrieb gewünscht ist. Weiters kann es wünschenswert sein, einzelne Zylinder im Teillastbetrieb abzuschalten, um Kraftstoffverbrauch und Emissionen abzusenken.

Aus der EP 0 915 234 A2 ist ein Nockenwellenantrieb für eine Brennkraftmaschine und ein Verfahren zur Verringerung der Pumpverluste und zur Verringerung des Treibstoffverbrauches von Brennkraftmaschinen im Schubbetrieb bekannt. Dabei ist vorgesehen, dass in einem vordefinierten Motorbetriebsbereich die Auslassnockenwelle und die Einlassnockenwelle nach spät verstellt werden. Die Verdrehung der Einlassnockenwelle ergibt sich dabei als Summe der Verdrehbewegungen zu Folge eines ersten und eines zweiten Phasenschiebers.

Die EP 1 013 899 A2 offenbart eine Brennkraftmaschine mit zwei Zylindergruppen und jeweils zwei Nockenwellen, welche durch einen Koppeltrieb miteinander verbunden sind. Die beiden Nockenwellen einer Zylindergruppe besitzen jeweils einen eigenen Phasenschieber, so dass die Auslassnockenwelle durch einen ersten Phasenschieber und die Einlassnockenwelle durch einen zweiten Phasenschieber so verdrehbar sind, dass sich die Phasenverstellung der Einlassnockenwelle als Summe der Stellbewegungen der beiden Phasenschieber ergibt.

Aus der DE 31 32 907 A1 ist es bekannt, die Abschaltung einzelner Zylinder einer Brennkraftmaschine durch Unterdrückung der Einspritzungen in zyklischer Reihenfolge durchzuführen.

Die EP 1 318 284 A2 offenbart eine Brennkraftmaschine mit zwei Zylindergruppen, wobei die Einlass- und Auslasssteuerzeiten voneinander unabhängig verändert werden können. Die Abgasstränge mit zugehörigen Abgasnachbehandlungseinrichtungen sind zylindergruppenweise getrennt geführt. Im Teillastbetrieb können die Zylinder einer Zylindergruppe deaktiviert werden, wobei die Zylinder der anderen Zylindergruppe motorisch betrieben werden. Um Drehmomentschwankungen während des Reaktivierungsvorganges der abgeschalteten Zylinderbank zu vermeiden, sind die Einlass- und Auslasssteuerzeiten für jede Zylindergruppe durch einen Aktuator unabhängig voneinander verstellbar.

Die DE 195 00 761 A1 beschreibt eine Brennkraftmaschine mit zwei Zylindergruppen und katalytischer Abgasreinigung, wobei eine Zylindergruppe im Teillastbetrieb abschaltbar ist. Um den Katalysator der abgeschalteten Zylindergruppe auf Betriebstemperatur zu halten, wird der Abgasstrang der befeuerten Zylindergruppe über eine Rückführleitung mit dem Einlasskanal der abgeschalteten Zylindergruppe verbunden. Dabei werden gemäß einer Ausführungsvariante beide Zylindergruppen im Teillastbetrieb wechselweise abgeschaltet und die jeweils andere Zylindergruppe zyklisch befeuert.

Die DE 195 32 159 A1 offenbart eine Steuereinrichtung für einen Motor mit variabel ansteuerbaren Zylindern, die in zwei Zylindergruppen aufgeteilt sind. Jede Zylindergruppe weist einen Einlassstrang auf, dessen Durchfluss über eine Drosselklappe steuerbar ist. Die Zylinder der ersten und der zweiten Zylindergruppe werden abwechselnd abgeschaltet, wobei über die Steuereinrichtung Schwankungen des Ausgangsdrehmomentes des Motors während des Umschaltens unterdrückt werden, indem Drosselklappen in jedem Einlassstrang entsprechend betätigt werden. Die Abschaltung der Zylinder erfolgt, indem die Kraftstoffzufuhr angehalten

wird.

Die JP 2006-336579 A offenbart eine Steuerungseinrichtung für eine Brennkraftmaschine mit mehreren Zylindern, welche teilweise im Betrieb abgeschaltet werden können, während die restlichen Zylinder motorisch betrieben werden. Um die Reaktivierung von abgeschalteten Zylindern zu verbessern, wird ein Teil der Abgase von gefeuert betriebenen Zylindern zu den abgeschalteten Zylindern geleitet, wodurch die Temperatur der Ventile der abgeschalteten Zylinder auf einem hohen Niveau gehalten werden kann.

Die DE 10 2004 041 189 A1 offenbart eine Brennkraftmaschine, welche in einem Zylinderunterbrechungsmodus betrieben werden kann. Während diesem kann die Kraftstoffeinspritzung für einen Teil der Zylinder angehalten und die Brennkraftmaschine mit den verbliebenen Zylindern betrieben werden, wobei ein variabler Ventilbetätigungsmechanismus des durch unterbrechen der Kraftstoffzufuhr abgeschalteten Zylinders auf der Grundlage des Betriebszustandes der Brennkraftmaschine so gesteuert wird, dass die Kraftmaschinenschwingungen während des Zylinderunterbrechungsbetriebes reduziert werden.

Aufgabe der Erfindung ist es, auf möglichst einfache Weise eine deutliche Verringerung des Kraftstoffverbrauches und der Emissionen zu erreichen.

Erfindungsgemäß wird dies dadurch realisiert, dass nach einer definierten Betriebszeit die Deaktivierung und der motorische Betrieb zwischen erster und zweiter Zylindergruppe gewechselt werden, dass die Deaktivierung der Zylinder durch Abschalten der Einspritzung erfolgt, dass zum Absenken der Reibleistung die Zylinder der deaktivierten Zylindergruppe reibleistungsminimal und die Zylinder der motorisch betriebenen Zylindergruppe wirkungsgradoptimal betrieben werden, und dass die Umschaltung zwischen erster und zweiter Zylindergruppe momentenneutral erfolgt, wobei die Steuerzeiten der abgeschalteten Zylindergruppe vorzugsweise durch einen Phasensteller wirkungsgradoptimal Steuerzeiten eingestellt werden, dann die Einspritzung von der bisher aktiven auf die bisher abgeschaltete Zylindergruppe umgeschaltet wird und schließlich der Phasensteller der nun abgeschalteten Zylindergruppe auf reibungsminimale Steuerzeit gestellt wird.

Durch diese Maßnahme kann ein Auskühlen der Katalysatoren der deaktivierten Zylindergruppe vermieden werden.

Vorzugsweise wird nach einer definierten Betriebszeit die Deaktivierung und der motorische Betrieb zwischen erster und zweiter Zylindergruppe gewechselt, wobei die Zylinder der ersten Zylindergruppe wirkungsgradoptimal motorisch betrieben werden und die Zylinder der zweiten Zylindergruppe durch Abschalten der Einspritzung deaktiviert und reibleistungsoptimal betrieben werden.

Um zu vermeiden, dass die Katalysatoren der abgeschalteten Zylindergruppe zu stark abkühlen, ist vorgesehen, dass die erste und die zweite Zylindergruppe abwechselnd deaktiviert, bzw. wirkungsgradoptimal motorisch betrieben werden. Somit wird zwischen den beiden Zylindergruppen gewechselt, wobei alternierend die erste Zylindergruppe und die zweite Zylindergruppe abwechselnd abgeschaltet werden.

Vorzugsweise ist vorgesehen, dass der reibleistungsminimale bzw. wirkungsgradoptimale Betrieb durch Verstellen der Einlass- und/oder Auslassteuerzeiten erfolgt, wobei es besonders vorteilhaft ist, wenn zum Absenken der Reibleistung zumindest eine Auslassnockenwelle und zumindest eine Einlassnockenwelle einer Zylindergruppe nach spät verstellt werden, wobei vorzugsweise die Verstellung der Einlassnockenwelle größer ist, als die Verstellung der Auslassnockenwelle. Das Umschalten erfolgt momentenneutral. Zuerst wird dabei die abgeschaltete Zylindergruppe auf wirkungsgradoptimale Steuerzeit gebracht. Danach wird die Kraftstoffeinspritzung von der einen auf die andere Zylindergruppe umgeschaltet. Schließlich wird die jetzt

neu abgeschaltete Zylindergruppe auf reibungsleistungsoptimale Steuerzeit gebracht.

Die Verstellbereiche für die Auslassnockenwelle betragen dabei etwa 40° bis 60°, für die Einlassnockenwelle etwa 40° bis 120°.

5

Besonders vorteilhaft ist, wenn das Auslassöffnen spätestens bei 210° Kurbelwinkel, vorzugsweise spätestens bei 200° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Verbrennung erfolgt. Der Einlassschluss sollte mindestens erst bei 610°, vorzugsweise mindestens erst bei 630° Kurbelwinkel erfolgen. Der Einlassschluss von herkömmlichen Brennkraftmaschinen liegt im Vergleich dazu zwischen 540° und 610° Kurbelwinkel. Alle Steuerzeiten beziehen sich auf 1 mm Ventilhub.

10

Besonders vorteilhaft ist es, wenn sich der Verstellbereich der Einlassnockenwelle durch Addition der Verstellbereiche eines ersten und eines zweiten Phasenschiebers ergibt. Dabei kann ein Koppeltrieb vorgesehen sein, durch welchen sich die Verstellwege und die Verstellgeschwindigkeiten der beiden Phasenschieber addieren.

15

Auch nach der Phasenverstellung der Nockenwellen sollte eine minimale Ventilüberschneidung bestehen. Vorzugsweise ist dabei vorgesehen, dass im Überschneidungsbereich der Hub der sich überschneidenden Ventile mindestens 0,1 mm, vorzugsweise mindestens 0,3 mm beträgt.

20

Dadurch ist es möglich, im Teillastbetrieb mit Spätstellung beider Phasenschieber die Verdichtung abzusenken, die Füllung zu minimieren und dadurch die Reibleistung abzusenken.

In weiterer Ausführung der Erfindung kann vorgesehen sein, dass der Gasstrom der abgeschalteten Zylindergruppe am Katalysator dieser Zylindergruppe vorbeigeleitet wird. Durch diese Maßnahme kann ein Auskühlen der Katalysatoren der deaktivierten Zylindergruppe vermieden werden.

25

Alternativ oder zusätzlich kann weiters vorgesehen sein, dass die zugeführte Luftmasse jeder Zylindergruppe individuell durch zumindest ein separates Drosselorgan geregelt wird, wobei der Luftmassenstrom der abgeschalteten Zylindergruppe reduziert wird. Dadurch, dass jeder Zylindergruppe ein Drosselorgan zugeordnet ist, kann die Luftmasse für jede Zylindergruppe individuell geregelt werden und dadurch der durch die abgeschalteten Katalysatoren strömende Luftmassenstrom reduziert werden.

30

35

Die Erfindung wird im Folgenden anhand der Figuren näher erläutert.

Es zeigen schematisch Fig. 1 eine Brennkraftmaschine zur Durchführung des erfindungsgemäßen Verfahrens in einer ersten Ausführung, Fig. 2 eine Brennkraftmaschine in einer zweiten Ausführung und Fig. 3 eine Brennkraftmaschine in einer dritten Ausführung, Fig. 4 Ventilhubkurven für maximalen Wirkungsgrad, Fig. 5 Ventilhubkurven für minimale Verluste, Fig. 6 ein Betriebsparameter-Zeitdiagramm für das erfindungsgemäße Verfahren, Fig. 7 schematisch eine mögliche Nockenwellenanordnung zur Durchführung des Verfahrens, Fig. 8 eine Brennkraftmaschine in einer vierten Ausführung und Fig. 9 eine Brennkraftmaschine in einer fünften Ausführung.

40

45

Funktionsgleiche Teile sind in den Ausführungsvarianten mit gleichen Bezugszeichen versehen.

Die Fig. 1 bis 3 zeigen schematisch eine Brennkraftmaschine 10 mit zwei beispielsweise V-förmig angeordnete Zylinderreihen, wobei jede Zylinderreihe eine Zylindergruppe 11, 12, bildet. Die Brennkraftmaschine weist ein Einlasssystem 13 und ein Auslasssystem 14 auf. Jeder Zylindergruppe 11, 12 ist ein Abgasstrang 15, 16 zugeordnet, wobei in jedem Abgasstrang 15, 16 Abgasnachbehandlungseinrichtungen 17, 18; 19, 20, beispielsweise Katalysatoren, angeordnet sind.

50

55

Die Fig. 8 und 9 zeigen Brennkraftmaschinen 10, welche als Reihenmotor ausgeführt sind. Die Zylinder Z der einzigen Zylinderbank sind in Zylindergruppen 11, 12 unterteilt, wobei jeder Zylindergruppe 11, 12 ein eigener Abgasstrang zugeordnet ist. Beispielsweise sind bei einem 4 Zylinder-Reihenmotor die Zylinder 1 und 4 einerseits und die Zylinder 2 und 3 andererseits jeweils mit eigenen Abgasnachbehandlungseinrichtung 17, 18; 19, 20 ausgestattet.

Durch Aussetzen der Einspritzung können die Zylinder Z reihenweise abgeschaltet werden. Dabei ist vorgesehen, dass jeweils eine Zylindergruppe deaktiviert und die andere Zylindergruppe mit optimalem Wirkungsgrad betrieben wird. Die Steuerzeiten der deaktivierten Zylindergruppe werden dabei so eingestellt, dass minimale Reibungsverluste auftreten. Voraussetzung dafür ist, dass die Steuerzeiten der beiden Zylindergruppen 11, 12 unabhängig voneinander verstellt werden können.

Um ein Auskühlen der Abgasnachbehandlungseinrichtungen 17, 18; 19, 20 zu vermeiden, wird die Aktivierung und Deaktivierung der Zylinder Z zyklisch zwischen den Zylindergruppen 11, 12 gewechselt, wobei auch die Steuerzeiten der Ein- und Auslassventile Zylindergruppenweise zwischen wirkungsgradoptimaler und reibleistungsminimaler Einstellung verändert wird.

Um das Auskühlen der Abgasnachbehandlungseinrichtungen 17, 18; 19, 20 zu vermeiden, bzw. zu vermindern, ist bei den in Fig. 2 und Fig. 9 dargestellten Ausführungsvarianten weiters für jeden Abgasstrang 15, 16 eine Umgehungsleitung 21, 22 für die Abgasnachbehandlungseinrichtungen 17, 18; 19, 20 vorgesehen, wobei in jeder Umgehungsleitung 21, 22 ein Schaltorgan 23, 24 angeordnet ist. Die jeweils aus der abgeschalteten Zylindergruppe 11; 12 kommenden relativ kühlen Gase (nur Luft, keine Abgaskomponenten) werden an den Abgasnachbehandlungseinrichtungen 17, 18; 19, 20 vorbeigeleitet.

Bei den in den Fig. 1 und 2 dargestellten Ausführungsvarianten weist das Einlasssystem 13 für beide Zylindergruppen 11, 12 einen gemeinsamen Einlasssammler 25, sowie eine gemeinsame Drosselklappe 26 auf.

Zum Unterschied dazu ist bei den in Fig. 3 und 9 dargestellten Einlasssystemen 13 pro Zylindergruppe 11, 12 jeweils ein separater Einlasssammler 25a, 25b vorgesehen, wobei jedem Einlasssammler 25a, 25b eine eigene Drosselklappe 26a, 26b zugeordnet ist. Dadurch ist es möglich, die Ansaugluft der jeweils abgeschalteten Zylindergruppe 11, 12 zu reduzieren, so dass den Abgasnachbehandlungseinrichtungen 17, 18; 19, 20 der jeweils deaktivierten Zylindergruppe 11; 12 eine geringere kühle Gasmenge zugeführt und somit ein zu rasches Abkühlen der Abgasnachbehandlungseinrichtungen 17, 18; 19, 20 verhindert wird.

Die Steuerzeitverstellung zwischen wirkungsgradoptimalem Betrieb und reibleistungsminimalem Betrieb erfolgt durch Phasenverschiebung der Einlass- und Auslasssteuerzeit. Fig. 4 zeigt die Hubkurven E, A der Einlass- und Auslassventile für wirkungsgradoptimalen Betrieb, Fig. 5 demgegenüber die Hubkurven E, A der Einlass- und Auslassventile für verlustminimalen Betrieb, jeweils über dem Kurbelwinkel α aufgetragen.

Fig. 7 zeigt eine Ventilbetätigungseinrichtung 1 zur Durchführung der Steuerzeitverstellung. Die Ventilbetätigungseinrichtung 1 weist eine Auslassnockenwelle 2 und eine Einlassnockenwelle 3 auf. Die Auslassnockenwelle 2 wird über ein Zugmittel 7 durch eine nicht weiter dargestellte Kurbelwelle angetrieben. Über Auslassnocken 2a werden nicht weiter dargestellte Auslassventile und über Einlassnocken 3a nicht weiter dargestellte Einlassventile betätigt. Die beiden Nockenwellen 2, 3 sind über einen Koppeltrieb 4, beispielsweise ein Stirnradgetriebe oder ein Zugmittelgetriebe, miteinander verbunden. Die Auslassnockenwelle 2 kann über einen ersten Phasensteller 5 verdreht werden. Im Ausführungsbeispiel ist zwischen dem Koppeltrieb 4 und der Einlassnockenwelle 3 ein zweiter Phasensteller 6 angeordnet, über welchen die Einlassnockenwelle 3 relativ zur Auslassnockenwelle 2 verdreht werden kann. Es ist aber auch möglich, den zweiten Phasensteller 6 zwischen der Auslassnockenwelle 2 und dem Koppeltrieb 4 anzu-

ordnen, wie in der Fig. 6 durch strichlierte Linien angedeutet ist. Die Verstellung der Einlassnockenwelle 3 setzt sich aus der Summe der Verdrehbewegungen zu Folge des ersten Phasenstellers 5 und des zweiten Phasenstellers 6 zusammen, wobei sich nicht nur die Verstellwege, sondern auch die Verstellgeschwindigkeiten der beiden Phasenschieber 5, 6 für die Einlassnockenwelle 3 addieren. Dadurch beträgt der Verstellbereich der Auslassventile zwischen 40° bis 60° und der Verstellbereich der Einlassventile zwischen 40° und 120°. Der Einlassschluss liegt bevorzugt nach 610° Kurbelwinkel α nach dem oberen Totpunkt der Zündung. Der Beginn des Auslassöffnens, bezogen auf 1 mm Hub, liegt maximal bei 210° Kurbelwinkel. Auch nach der Verstellung sollte eine minimale Überschneidung der Einlass- und Auslassventile vorliegen. Durch Spätverstellen der Auslasssteuerzeiten und der Einlasssteuerzeiten in dem angegebenen Ausmaß kann für die abgeschaltete Zylindergruppe 11, 12 im Teillastbetrieb die Verdichtung abgesenkt, die Füllung minimiert und dadurch die Reibleistung vermindert werden. Durch den dargestellten Koppeltrieb 4 und die beschriebene Anordnung der Phasensteller 5, 6 wird erreicht, dass bei Verstellung der Steuerzeiten von wirkungsgradoptimalen in den reibleistungsminimalen Betrieb die Verstellung der Einlassnockenwelle größer ist als die Verstellung der Auslassnockenwelle, wie aus den Fig. 4 und 5 erkennbar ist.

In Fig. 6 sind die Verstellwinkel $\beta_{11,5}$, $\beta_{11,6}$; $\beta_{12,5}$, $\beta_{12,6}$ für die Phasenschieber 5, 6 der ersten Zylindergruppe 11 und der zweiten Zylindergruppe 12, sowie die Einspritzmengen i_{11} , i_{12} für die Zylinder Z der ersten Zylindergruppe 11 und für die Zylinder Z der zweiten Zylindergruppe 12 über der Zeit t dargestellt. Aus dem Diagramm ist eine Umschaltsequenz zwischen den beiden Zylindergruppen 11, 12 ersichtlich, wobei bis zum Zeitpunkt T_1 die erste Zylindergruppe 11 bei reibungsarmer Steuerzeiteinstellung deaktiviert ist und nur die zweite Zylindergruppe 12 motorisch betrieben wird. Die Einspritzmenge der zweiten Zylindergruppe 12 entspricht dabei dem doppelten Mittelwert aus beiden Zylindergruppen für den jeweiligen Lastpunkt, plus einer Zusatzmenge zur Überwindung der Reibleistung der abgeschalteten Zylindergruppe 11. Die Umschaltung zwischen den Zylindergruppen 11, 12 erfolgt momentenneutral, wobei zum Zeitpunkt T_1 die abgeschaltete Zylindergruppe 11 zuerst durch Verstellen der Phasensteller auf wirkungsgradoptimale Steuerzeiten gebracht werden, wie dies durch die Kurven $\beta_{11,5}$, $\beta_{11,6}$ in Fig. 6 angedeutet ist. Danach wird zum Zeitpunkt T_1 die Einspritzung von der zweiten Zylindergruppe 12 auf die erste Zylindergruppe 11 umgeschaltet und schließlich die neu abgeschaltete Zylindergruppe 12 auf reibleistungsminimale Steuerzeit gebracht, wie durch die Verstellwinkel $\beta_{12,5}$, $\beta_{12,6}$ ersichtlich ist. Zum Zeitpunkt T_2 ist der Umschaltvorgang beendet. Mit den Pfeilen f_{\min} sind die Einstellungen der Phasenschieber 5, 6 für reibleistungsminimalen Betrieb, mit η_{\max} sind die Einstellungen der Phasenschieber 5, 6 für wirkungsgradoptimalen Betrieb bezeichnet.

Das erfindungsgemäße Verfahren lässt sich besonders vorteilhaft bei Brennkraftmaschinen mit vier Gaswechselventilen pro Zylinder realisieren.

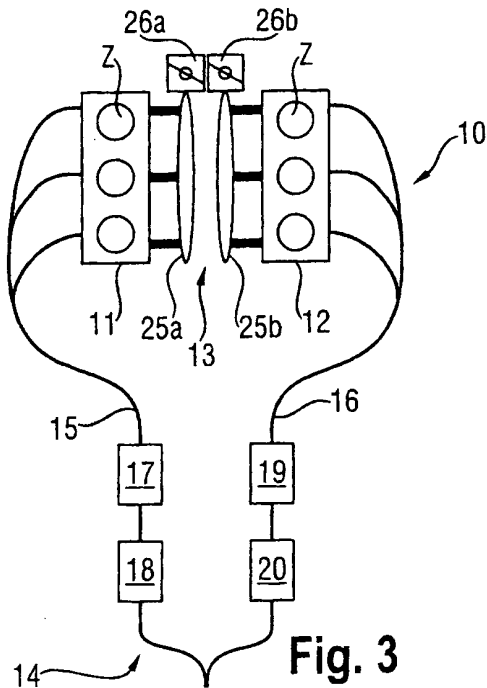
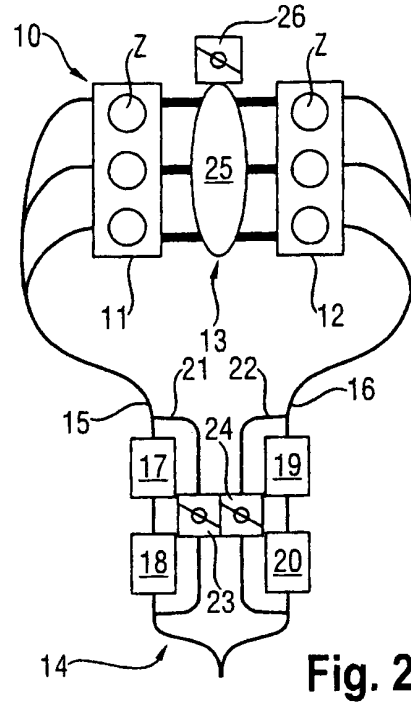
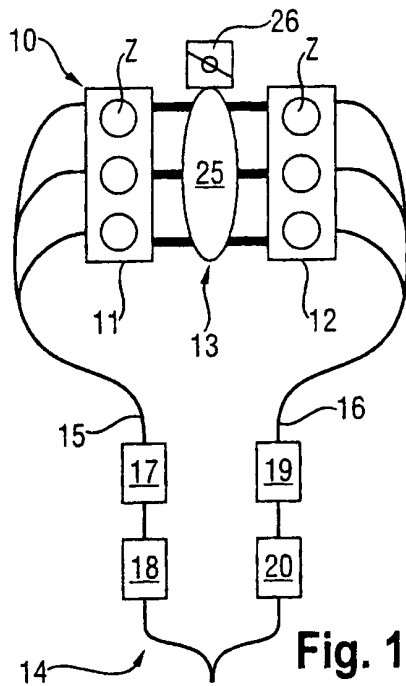
Patentansprüche:

1. Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine mit zumindest zwei Zylindergruppen, wobei die Einlass- und Auslasssteuerzeiten für jede Zylindergruppe voneinander unabhängig verändert werden können und die Abgasstränge (15; 16) mit den zugehörigen Abgasnachbehandlungseinrichtungen (17, 18; 19, 20) zylindergruppenweise getrennt geführt sind, und wobei im Teillastbetrieb die Zylinder (Z) zumindest einer ersten Zylindergruppe (11), vorzugsweise einer ersten Zylinderreihe, deaktiviert und die Zylinder (Z) zumindest einer zweiten Zylindergruppe (12), vorzugsweise einer zweiten Zylinderreihe, motorisch betrieben werden, *dadurch gekennzeichnet*, dass nach einer definierten Betriebszeit die Deaktivierung und der motorische Betrieb zwischen erster und zweiter Zylindergruppe (11; 12) gewechselt werden, dass die Deaktivierung der Zylinder (Z) durch Abschalten der Einspritzung erfolgt, dass zum Absenken der Reibleistung die Zylinder (Z) der deaktivierten Zylindergruppe (11; 12) reibleistungsminimal und die Zylinder (Z) der motorisch betriebenen Zylindergruppe (12; 11) wirkungsgradoptimal betrieben werden, und dass die Umschaltung

zwischen erster und zweiter Zylindergruppe (11, 12) momentenneutral erfolgt, wobei die Steuerzeiten der abgeschalteten Zylindergruppe (11, 12) vorzugsweise durch einen Phasensteller wirkungsgradoptimal Steuerzeiten eingestellt werden, dann die Einspritzung von der bisher aktiven auf die bisher abgeschaltete Zylindergruppe (11, 12) umgeschaltet wird und schließlich der Phasensteller der nun abgeschalteten Zylindergruppe (11, 12) auf reibungsminimale Steuerzeit gestellt wird.

2. Verfahren nach Anspruch 1, *dadurch gekennzeichnet*, dass der reibleistungsminimale bzw. wirkungsgradoptimale Betrieb durch Verstellen der Einlass- und/oder Auslassteuerzeiten erfolgt.
3. Verfahren nach Anspruch 2, *dadurch gekennzeichnet*, dass zum Absenken der Reibleistung zumindest eine Auslassnockenwelle (2) und zumindest eine Einlassnockenwelle (3) einer Zylindergruppe (11; 12) nach spät verstellt werden, wobei vorzugsweise die Verstellung der Einlassnockenwelle (3) größer ist, als die Verstellung der Auslassnockenwelle (2).
4. Verfahren nach Anspruch 2 oder 3, *dadurch gekennzeichnet*, dass die Auslassnockenwelle (2) um 40° bis 60° nach spät verdreht wird.
5. Verfahren nach Anspruch 3 oder 4, *dadurch gekennzeichnet*, dass die Einlassnockenwelle (3) um 40° bis 100° verstellt wird.
6. Verfahren nach einem der Ansprüche 3 bis 5, *dadurch gekennzeichnet*, dass das Auslassöffnen spätestens bei 210° Kurbelwinkel (α), vorzugsweise bei spätestens bei 200° Kurbelwinkel (α) nach dem oberen Totpunkt der Verbrennung - bezogen auf 1 mm Ventilhub - erfolgt.
7. Verfahren nach einem der Ansprüche 3 bis 6, *dadurch gekennzeichnet*, dass der Einlassschluss später als 610° Kurbelwinkel (α), vorzugsweise später als 630° Kurbelwinkel (α) nach dem oberen Totpunkt der Verbrennung - bezogen auf 1 mm Ventilhub - erfolgt.
8. Verfahren nach einem der Ansprüche 3 bis 7, *dadurch gekennzeichnet*, dass die Überschneidung zwischen Auslass- und Einlasshub (A, E) größer als 0° Kurbelwinkel (α) ist.
9. Verfahren nach einem der Ansprüche 3 bis 8, *dadurch gekennzeichnet*, dass im Überschneidungsbereich der Hub der sich überschneidenden Ventile mindestens 0,1 mm, vorzugsweise mindestens 0,3 mm beträgt.
10. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 9, wobei jeder Zylindergruppe zumindest ein Katalysator zugeordnet ist, *dadurch gekennzeichnet*, dass der Gasstrom der abgeschalteten Zylindergruppe (11; 12) an zumindest einer Abgasnachbehandlungseinrichtung (17, 18; 19, 20) dieser Zylindergruppe vorbeigeleitet wird.
11. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 10, *dadurch gekennzeichnet*, dass die zugeführte Luftmasse jeder Zylindergruppe (11; 12) individuell durch zumindest ein separates Drosselorgan (26a, 26b) geregelt wird, wobei der Luftmassenstrom der abgeschalteten Zylindergruppe (11; 12) reduziert wird.

Hiezu 3 Blatt Zeichnungen



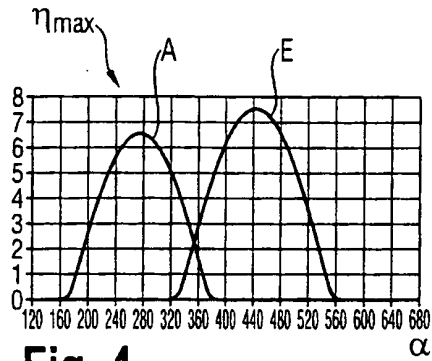


Fig. 4

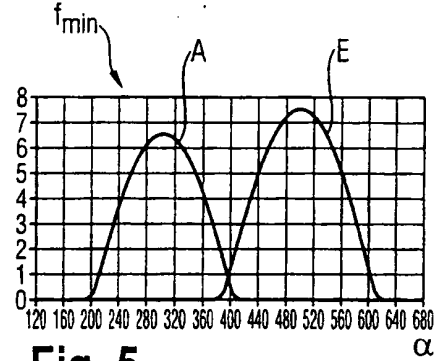


Fig. 5

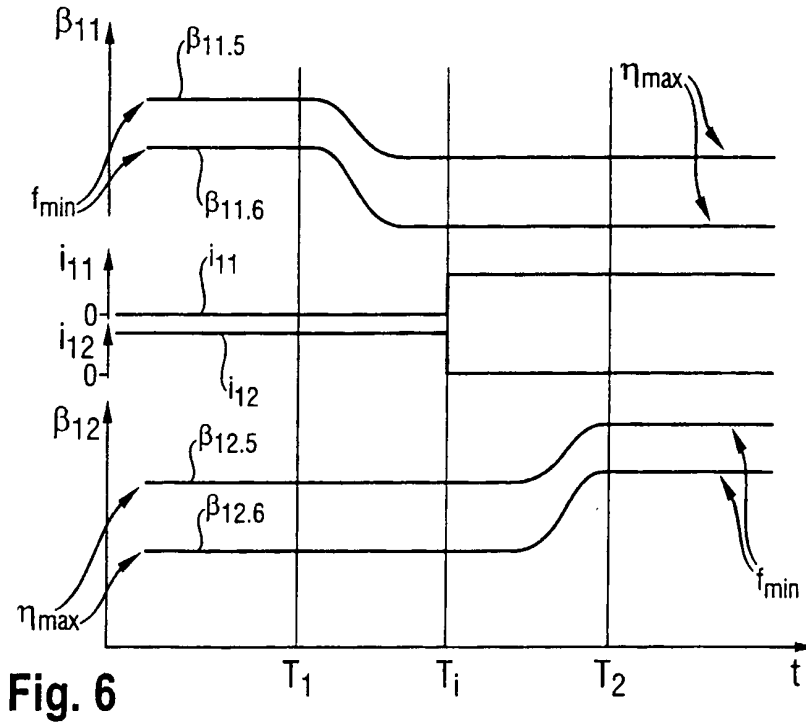


Fig. 6

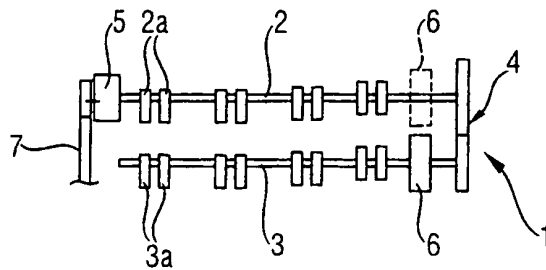


Fig. 7

