

(12) **Patentschrift**

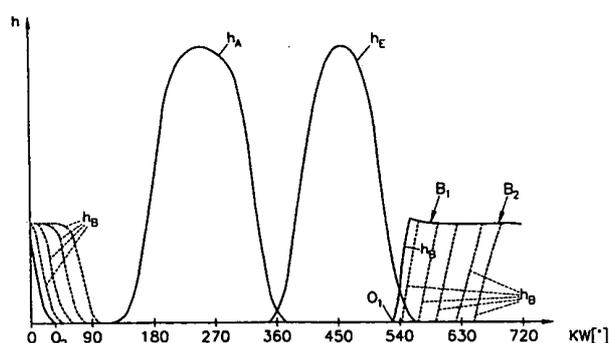
(21) Anmeldenummer: A 1214/2004 (51) Int. Cl.<sup>8</sup>: **F01L 13/06** (2006.01)  
(22) Anmeldetag: 2004-07-16  
(43) Veröffentlicht am: 2006-11-15

(56) Entgegenhaltungen:  
DE 3428626A DE 2502650A  
EP 0898059A EP 0828061A  
AT 4963U1 US 2995890A

(73) Patentanmelder:  
AVL LIST GMBH  
A-8020 GRAZ (AT)  
(72) Erfinder:  
HRAUDA GABOR DIPL.ING.  
GRAZ (AT)  
ORTHABER GERHARD DR.  
GRAZ (AT)  
SEGURA CARRASCO MARIA ISABEL  
GRAZ (AT)  
SEITZ HANS FELIX DIPL.ING.  
GRAZ (AT)

(54) **VERFAHREN ZUM BETREIBEN EINER BRENNKRAFTMASCHINE**

(57) Die Erfindung betrifft Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine, insbesondere einer Mehrzylinderbrennkraftmaschine, mit einer Motorbremseinrichtung, mit pro Zylinder zumindest einem, vorzugsweise zusätzlich zu Ein- und Auslassventilen vorgesehenem Bremsventil, welches in einen gemeinsamen Druckbehälter (Brems-Rail) mündet, wobei das Bremsventil im Motorbremsbetrieb vor, zu Beginn und/oder während der Kompressionsphase des Zylinders zumindest einmal geöffnet ist. Um auf möglichst einfache Weise eine Regulierung der Bremsleistung durchzuführen, ist vorgesehen, dass die Bremsleistung der Motorbremseinrichtung durch Verändern der Steuerzeiten des Bremsventils gesteuert wird.



**Fig.6**

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine, insbesondere einer Mehrzylinderbrennkraftmaschine, mit einer Motorbremseinrichtung, mit pro Zylinder zumindest einem, vorzugsweise zusätzlich zu Ein- und Auslassventilen vorgesehenem Bremsventil, welches in einen gemeinsamen Druckbehälter (Brems-Rail) mündet, wobei das Bremsventil  
5 im Motorbremsbetrieb vor, zu Beginn und/oder während der Kompressionsphase des Zylinders zumindest einmal geöffnet ist, wobei die Bremsleistung der Motorbremseinrichtung durch Verändern der Steuerzeiten des Bremsventils gesteuert wird.

10 In Fahrzeugmotoren, insbesondere Nutzfahrzeugmotoren, integrierte Bremssysteme erlangen zunehmend an Bedeutung, da es sich bei diesen Systemen um kostengünstige und platzsparende Zusatzbremssysteme handelt. Die Steigerung der spezifischen Leistung moderner Nutzfahrzeugmotoren bedingt allerdings auch die Anhebung der zu erreichenden Bremsleistung.

15 Eine Motorbremse ist beispielsweise aus der DE 34 28 626 A bekannt. Darin wird eine Viertaktbrennkraftmaschine beschrieben, welche zwei Zylindergruppen mit jeweils vier Zylindern umfasst. Jeder Zylinder weist Ladungswechselventile sowie ein Zusatzauslassventil auf, wobei im Bremsbetrieb die Zusatzauslassventile während des gesamten Bremsvorganges geöffnet sind. Weiters ist im gemeinsamen Auslasskanal der beiden Zylindergruppen eine auf einer Welle drehfest gelagerte Drosselklappe angeordnet, deren Stellung über eine Steuerstange durch  
20 eine Betätigungseinrichtung beeinflussbar ist. Nachteilig bei diesem bekannten System ist die Abhängigkeit von der Drehzahl, insbesondere eine relativ niedrige Bremsleistung im unteren Drehzahlbereich.

25 Weiters zeigt die DE 25 02 650 A eine ventilgesteuerte Hubkolben-Brennkraftmaschine, bei welcher während des Bremsvorganges verdichtete Luft über ein Druckluftventil in einen Speicherkessel gefördert und beim Anfahren über das gleiche Druckluftventil zur Arbeitsleistung zurückgeleitet wird.

30 Aus der EP 0 898 059 A ist in diesem Zusammenhang eine Dekompressionsventil-Motorbremse bekannt, mit welcher ein Druckluftherzeuger für alle Betriebszustände der Brennkraftmaschine realisierbar ist. Dabei wird ein Druckluftbehälter eines Druckluftsystems über eine Bypassleitung mit komprimiertem Gas aus dem Brennraum der Zylinder befüllt. Es können ein oder mehrere Zylinder zur Belieferung des Druckluftsystems verwendet werden.

35 Aus der EP 0 828 061 A ist eine Motorbremse bekannt, bei welcher ein Gasaustausch zwischen den einzelnen Zylindern über das gemeinsame Abgassammelrohr ermöglicht wird. Der Gasaustausch erfolgt über die Auslassventile der Sechszylinder-Brennkraftmaschine. Nachteilig bei dieser Motorbremse ist unter Anderem der relativ geringe erzielbare Bremsdruck.

40 Aus der AT 4 963 U1 ist eine Mehrzylinder-Brennkraftmaschine bekannt, welche zusätzlich zu den Ein- und Auslassventilen pro Zylinder ein Bremsventil aufweist. Alle Bremsventile der Brennkraftmaschine münden in einen gemeinsamen, rohrförmigen Druckbehälter, so dass bei Betätigung der Bremsventile ein Gasaustausch zwischen den einzelnen Zylindern der Brennkraftmaschine möglich ist. Der rohrförmige Druckbehälter weist ein Druckregelventil auf, welches in Abhängigkeit von der Stellung eines Bremsschalters oder Bremspedals mit Steuersignalen beaufschlagbar ist.  
45

Die US 2,995.890 offenbart ein Verfahren und eine Vorrichtung zum Betreiben einer Mehrzylinder-Brennkraftmaschine mit einer Motorbrems- und Starteinrichtung, wobei pro Zylinder ein  
50 zusätzliches Bremsventil vorgesehen ist. Die Bremsventile münden jeweils in einem gemeinsamen Druckbehälter und werden während des Motorbremsbetriebes des Zylinders während der Kompressionsphase in einem Bereich zwischen 35° vor dem oberen Totpunkt bis etwa 35° nach dem oberen Totpunkt offengehalten. Durch die Pumparbeit des Motors wird eine Motorbremswirkung erzielt. Nachteilig ist, dass bei Öffnen des Motorbremsventiles im Bereich des  
55 oberen Totpunktes der Kompressionsphase die Motorbremsleistung nur unzureichend dosiert

werden kann.

Aufgabe der Erfindung ist es, auf möglichst einfache Weise ein Regulierung der Bremsleistung durchzuführen. Eine weitere Aufgabe der Erfindung ist es, die Kaltstarteigenschaften der Brennkraftmaschine zu verbessern. Ferner ist es Aufgabe der Erfindung, die Abgasqualität zu verbessern.

Erfindungsgemäß wird dies dadurch erreicht, dass das Bremsventil während des Motorbremsbetriebes bei etwa  $180^\circ$  vor dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes geöffnet wird und dass das Bremsventil während des Motorbremsbetriebes zur Reduzierung der Motorbremsleistung nach etwa  $180^\circ$  vor dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes geöffnet wird.

Der vorzugsweise rohrförmige Druckbehälter weist somit kein Druckregelventil auf. In den Druckbehälter mündet zumindest ein vom Bremsventil ausgehender Bremskanal. Zur Steuerung der Bremsleistung ist das Bremsventil in Abhängigkeit von der Stellung eines Bremsschalters oder Bremspedals mit Steuersignalen beaufschlagbar.

Wichtiger Bestandteil der Motorbremseinrichtung ist das sogenannte "Brems-Rail" ein vorzugsweise rohrförmiger Druckbehälter, der im Bremsbetrieb einen Gasaustausch, beispielsweise zwischen den einzelnen Zylindern, ermöglicht. Die Zusatzbremsleistung der Motorbremse ist beispielsweise über mehrere Rasterstellungen eines Bremsschalters oder Bremspedals in der Fahrzeugkabine an die jeweiligen Betriebsparameter anzupassen.

Der Druckbehälter kann direkt in den Zylinderkopf der Brennkraftmaschine integriert sein oder auch als außen liegendes Druckrohr, ähnlich einem Einlass- oder Auslassbehälter, ausgeführt sein.

Eine maximale Bremsleistung wird erreicht, wenn das Bremsventil im Bereich von etwa  $180^\circ$  Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes, also kurz vor dem Einlassschließezeitpunkt, geöffnet und in einem Bereich zwischen  $0^\circ$  und  $30^\circ$  Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes geschlossen wird, und zwar, wenn der Zylinderdruck und der Druck im Druckbehälter etwa gleich sind.

Zur Dosierung der Motorbremsleistung kann der Schließezeitpunkt des Bremsventils, maximal bis  $360^\circ$  Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes hinausgezögert werden, wodurch der Gasdruck im Druckbehälter sinkt. Alternativ oder zusätzlich dazu kann auch der Öffnungszeitpunkt des Bremsventils verzögert werden, wodurch das Aufladen des Gases vom Druckbehälter in den Zylinder vermindert wird.

Übersteigt der Druck im Druckbehälter einen vorbestimmten zulässigen Druck wird zumindest ein Bremsventil durch den zu hohen Gasdruck entgegen der Schließkraft einer Ventillfeder geöffnet, wodurch der unzulässig hohe Rail-Druck in einen Zylinder entweichen kann.

Während des Bremsbetriebes beträgt der maximale Druck im Druckbehälter etwa 15 bis 30 bar.

In weiterer Ausführung der Erfindung kann vorgesehen sein, dass mittels des Bremsventils und des Druckspeichers eine interne Abgasrückführung in zumindest einem Betriebsbereich der Brennkraftmaschine durchgeführt wird. Für die interne Abgasrückführung wird das Bremsventil zweimal innerhalb eines Arbeitszyklus geöffnet. Zum Beladen des Rails mit Abgas wird das Bremsventil im Bereich des Auslasstaktes oder früher, also in einem Bereich zwischen  $0^\circ$  bis  $360^\circ$  Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes geöffnet. Je früher der Öffnungszeitpunkt stattfindet, desto mehr Abgas kann in den Druckbehälter geladen werden. Das Bremsventil wird geschlossen, wenn der Zylinderdruck unter den Rail-Druck abfällt, da ansonsten eine Rückströmung des Gases stattfindet.

Zur Rückförderung des Abgases aus dem Druckbehälter in den Zylinder wird das Bremsventil im Bereich des Einlassöffnens, also etwa bei 360° nach dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes, geöffnet und bei etwa 540° nach dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes wieder geschlossen. Um die NO<sub>x</sub>-Emissionen möglichst gering zu halten, ist es besonders vorteilhaft, wenn das im Druckbehälter zwischengespeicherte Abgas zwischen dem Beladen und dem Entladen gekühlt wird.

Eine besonders vorteilhafte Ausführungsvariante sieht vor, dass bei den Zylindern der ersten Gruppe die Bremsventile im Bereich von 540° Kurbelwinkel bis 720° Kurbelwinkel, vorzugsweise im Bereich von 570° Kurbelwinkel bis 690° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Kompression, geöffnet werden, um den Druckbehälter mit Ladeluft zu beladen, sowie dass bei den Zylindern der zweiten Gruppe die Bremsventile im Bereich von 480° Kurbelwinkel bis 630° Kurbelwinkel vorzugsweise im Bereich von 510° Kurbelwinkel bis 610° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase geöffnet werden, um komprimierte Ladeluft aus dem Druckbehälter zuzuführen.

Bevorzugt weisen beide Gruppen von Zylindern gleich viele Zylinder auf (z.B. bei Sechs-, Acht- oder Zwölf-Zylindermotoren), es ist jedoch auch möglich, dass sich die Anzahl der Zylinder der ersten Gruppe von der Anzahl der Zylinder der zweiten Gruppe unterscheidet, so dass beispielsweise bei einer Fünf-Zylinderbrennkraftmaschine ein Teilungsverhältnis von 2:3 oder 3:2 realisiert wird.

Erfindungsgemäß kann die Mehrzylinder-Brennkraftmaschine während einer kurzen Warmlaufphase ausschließlich von den Zylindern der zweiten Gruppe betrieben werden.

Gemäß einer weiteren Ausführungsvariante der Erfindung ist es auch möglich, dass die Mehrzylinder-Brennkraftmaschine während einer kurzen Warmlaufphase ausschließlich von den Zylindern der zweiten Gruppe betrieben wird.

Weiters ist in einer bevorzugten Ausführungsvariante der Erfindung vorgesehen, dass der Druckbehälter eine Einrichtung zur Kühlung des Behälterinhaltes aufweist, welche vorzugsweise in den Kühlmittelkreislauf der Brennkraftmaschine integriert ist. Dabei ist es von Vorteil, wenn die Kühleinrichtung einen vom Kühlmittel durchströmten Kühlmantel aufweist, welcher den Druckbehälter umfasst. Bei einer Querspülung der Einzelzylinderköpfe kann der Kühlmantel pro Zylinder jeweils einen Kühlmittelanschluss aufweisen, wobei in diesem Fall der Kühlmantel als Kühlmittelsammler dient.

In weiterer Ausführung der Erfindung kann vorgesehen sein, dass die Kühleinrichtung zumindest ein axial in den Druckbehälter eingeschobenes, von Kühlmittel durchströmtes Kühlrohr aufweist, wobei der Außenmantel des Kühlrohres an einen das Gas zumindest eines Zylinders einschließenden Gasraum grenzt und vom Gas umströmt wird. Durch das von Kühlmittel durchströmte Kühlrohr kann die Kühlleistung und somit die Bremsleistung der Motorbremseinrichtung erhöht werden. Eine weitere Steigerung der Kühlleistung ist dadurch möglich, dass die Kühleinrichtung ein axial in den Druckbehälter eingeschobenes Bündel von Kühlmittel durchströmten Kühlrohren aufweist, wobei die Außenseiten der Kühlrohre an den Gasraum des Druckbehälters grenzen und vom Gas umströmt werden.

Weiters ist in einer erfindungsgemäßen Ausführungsvariante vorgesehen, dass der Kühlmantel pro Zylinder einen mit dem jeweiligen Bremskanal verbundenen Bremskanalanschluss aufweist, wobei weiters im Kühlmantel eine Druckölleitung integriert sein kann, welche pro Zylinder einen zum jeweiligen Bremsventil führenden Druckölanschluss aufweist. Das gekühlte Brems-Rail ist somit ein kompaktes Bauteil, welches folgende Funktionalität aufweist:

- Bewerkstelligung eines Gasaustausches zwischen den einzelnen Zylindern sowie Rückführung der Abgase über das Druckregelventil in den Abgaskreislauf;

- Verwendung als Abgaskühler.
- Führung des Kühlmittels von den einzelnen Zylinderköpfen zurück in den Kühlmittelkreislauf;
- Führung von Drucköl, welches von einer separaten Hydraulikpumpe bereitgestellt wird und für die Betätigung der Bremsventile dient;

5

Zur einfacheren Montage der Einzelelemente ist erfindungsgemäß vorgesehen, dass der Kühlmittelanschluss, der Bremskanalanschluss und der Druckölanschluss pro Zylinder jeweils in einer gemeinsamen Flanschebene angeordnet sind.

10

Weiters kann die Kühleinrichtung ein thermostatisch gesteuertes Kühlmittelsteuerelement aufweisen, welches vorzugsweise im Kühlmittelkreislauf der Brennkraftmaschine angeordnet ist. Damit lassen sich Vorteile für die Warmlaufphase des Motors erzielen.

15

Zur optimalen Übertragung der Kühlleistung des Kühlmittels auf die im Druckbehälter geführten Gase kann dieser nach innen weisende Kühlrippen aufweisen. Die Erfindung ist nicht nur für Motoren mit Einzelzylinderköpfen geeignet, sondern kann auch in einem durchgehenden Zylinderkopf integriert werden.

20

Die Betätigung der Bremsventile im Bremsbetrieb kann über einen hydraulischen, elektrischen oder mechanischen Antrieb bzw. eine Kombination der genannten Antriebe erfolgen. Das erfindungsgemäße Brems-Rail dient lediglich zum Aufbau des Bremsdruckes bzw. zum Gasaustausch zwischen den Zylindern, wobei das Volumen des Brems-Rails klein gehalten werden kann. Somit kann das neue Motorbremssystem bei wesentlich höheren Betriebsdrücken (z.B. bis zu ca. 30 bar) als bekannte Auspuff-Bremssysteme arbeiten, bei welchen die Brems- bzw.

25

Dekompressionsventile während des Bremsbetriebes konstant geöffnet sind und direkt in den Abgasstrang geöffnet werden. Zur Reduzierung der Wärmebelastung im Bremsbetrieb kann der Druckbehälter bzw. das Brems-Rail in das Kühlsystem des Motors integriert werden und zum Beispiel außen vom Kühlwasser des Motors umspült werden.

30

Anders als bei herkömmlichen Systemen hängt der Druck im Brems-Rail kaum von der Motordrehzahl ab, wodurch eine wesentlich höhere Bremsleistung bei kleinen Motordrehzahlen erreicht werden kann. Aufgrund des kleinen Volumens des Brems-Rails ist weiters ein schnelleres Ansprechverhalten als bei herkömmlichen Systemen zu erwarten, da bei letztgenannten Systemen das gesamte Abgassystem bis zur Bremsklappe mit komprimierter Luft gefüllt werden muss, bis die volle Bremsleistung erreicht wird.

35

40

Aufgrund der hohen Bremsleistung des erfindungsgemäßen Systems kann auf eine herkömmliche Auspuff-Stauklappe verzichtet werden. Da der Abgasstrang - im Gegensatz zur bekannten Auspuff-Stauklappenbremse - nicht verschlossen wird, kann ein Teil der entstehenden Bremswärme mit dem Gasstrom über das Auspuffsystem abgeführt werden, wodurch sich die Wärmebelastung der Bauteile im Zylinder verringert. Soll allerdings die Bremsleistung der erfindungsgemäßen Motorbremse weiter erhöht werden, kann im Abgassystem eine herkömmliche Abgas-Stauklappe vorgesehen sein. In diesem Fall muss allerdings die dann erhöhte Wärmebelastung im Zylinder beachtet werden. Eine weitere Leistungssteigerung kann mit einem Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG) erzielt werden.

45

50

In weiterer Ausführung der Erfindung ist vorgesehen, dass in der Startphase der Brennkraftmaschine eine erste Gruppe von Zylindern von der Kraftstoffzufuhr abgeschaltet wird, so dass die Zylinder der ersten Gruppe als Kompressor betrieben werden und der Druckbehälter über deren Bremsventile mit komprimierter Ladeluft beladen wird, das den Zylindern einer zweiten, mit Kraftstoff versorgten Gruppe von Zylindern über deren Bremsventile komprimierte Ladeluft aus dem Druckbehälter zugeführt wird, so dass der Verdichtungsdruck und die Verdichtungstemperatur in den Zylindern der zweiten Gruppe während der Startphase angehoben werden.

55

Bereits vorhandene Elemente, wie Brems-Rail und Bremsventile können, unter Anpassung der

Motorsteuerung (Steuerzeiten der Bremsventile, Abschaltung der Brennstoffzufuhr zu den einzelnen Zylindern) verwendet werden, um das Kaltstartverhalten der Brennkraftmaschine entscheidend zu verbessern und den Kraftstoffverbrauch zu minimieren. Weiters wird das Weißrauchverhalten in der Startphase verbessert, da weniger unverbrannte Kraftstoffe in das Abgas gelangen. Die Brennkraftmaschine kann in vorteilhafter Weise mit einem geringeren Verdichtungsverhältnis betrieben werden (auch bisher war zur Verbesserung des Kaltstarts das Verdichtungsverhältnis hoch), wodurch der Spitzendruck bei Vollast abgesenkt werden kann.

Die Erfindung wird im Folgenden anhand der Figuren näher erläutert.

Es zeigen Fig. 1 eine schematische Darstellung einer erfindungsgemäßen Brennkraftmaschine mit einer Motorbremseinrichtung, Fig. 2 ein Brems-Rail im Längsschnitt in einer Ausführungsvariante, Fig. 3 ein Brems-Rail in einer zweiten Ausführungsvariante, Fig. 4 den Zylinderdruck über dem Kurbelwinkel aufgetragen, Fig. 5 den Massenstrom durch die Gaswechselventile über dem Kurbelwinkel aufgetragen, Fig. 6 den Ventilhub der Gaswechselventile während des Motorbremsbetriebes über dem Kurbelwinkel aufgetragen, Fig. 7 den Ventilhub der Gaswechselventile bei Motorbetrieb mit Abgasrückführung über dem Kurbelwinkel aufgetragen, Fig. 8 den Ventilhub der Gaswechselventile während eines Startvorganges über dem Kurbelwinkel aufgetragen und Fig. 9 den Ventilhub der Bremsventile während eines Startvorganges für eine Sechszylinder-Brennkraftmaschine.

In Fig. 1 wird die Erfindung beispielsweise anhand eines Sechszylinder-Turboladermotors näher erläutert, wobei darauf hingewiesen wird, dass die Funktion der erfindungsgemäßen Motorbremseinrichtung sowohl von Zylinderzahl, als auch vom Ladesystem unabhängig ist und beispielsweise auch bei einem Saugmotor zur Anwendung kommen kann.

Die sechs Zylinder C1, C2, C3, C4, C5, C6 der Brennkraftmaschine 1 stehen über nicht weiter dargestellte Einlasskanäle mit einem Einlasssammler 2 in Verbindung, welcher ausgehend vom Luftfilter 3 über den Kompressorteil C des Turboladers 4 und über den Ladeluftkühler 5 mit Ladeluft versorgt wird. Die Abgasventile der Brennkraftmaschine 1 münden in das Abgassystem 6, wobei die Abgase in herkömmlicher Weise über den Turbinenteil T des Turboladers 4 geführt werden und über einen Schalldämpfer 7 austreten.

Die Motorbremseinrichtung 8 weist einen rohrförmigen Druckbehälter 9 (Brems-Rail) auf, in welchen von den Bremsventilen 10 ausgehende Bremskanäle 11 führen, so dass ein Gasaustausch zwischen den einzelnen Zylindern C1, C2, C3, C4, C5, C6 auf relativ hohem Druckniveau möglich ist.

Um die Bremsleistung zu erhöhen, kann zusätzlich auch eine Abgasstauklappe 15 im Abgasstrang vorgesehen sein, welche in Fig. 1 strichliert dargestellt ist.

Eine weitere Leistungssteigerung lässt sich erreichen, wenn statt einer Stauklappe ein Turbolader mit variabler Turbinengeometrie verwendet wird.

Der Druckbehälter 9 weist eine vorteilhafter Weise in den Kühlmittelkreislauf 16, 16' der Brennkraftmaschine integrierte Kühleinrichtung 17 zur Kühlung der zwischen den einzelnen Zylindern C1, C2, C3, C4, C5, C6 ausgetauschten Gasmengen auf. Wie mit Pfeil 16 angedeutet, gelangt das Kühlmittel über einen Kühlmittelanschluss 19 an einem Ende des Druckbehälters 9 in die Kühleinrichtung 17 und wird über einen weiteren Anschluss 19' an der Kühleinrichtung 17 am anderen Ende des Druckbehälters 9 wieder in den Kühlmittelkreislauf zurückgeführt (siehe Pfeil 16'). Alternativ zu einem einzigen Kühlmittelanschluss 19 kann pro Zylinder ein Kühlmittelanschluss 19a zur Zufuhr des Kühlmittels vorgesehen sein. Die Motorbremseinrichtung kann im Motorbetrieb auch als Abgasrückführsystem verwendet werden. Die Kühleinrichtung 17 dient dabei als Kühler für das rückgeführte Abgas.

Der in Fig. 1 nur rein schematisch angedeutete Druckbehälter 9 mit der Kühleinrichtung 17 ist in

Fig. 2 und 3 im Detail dargestellt. Die Kühleinrichtung 17 weist ein von der Stirnseite axial in den rohrförmigen Druckbehälter 9 eingeschobenes Kühlrohr 170 auf. Der Außendurchmesser  $d$  des Kühlrohres 170 ist wesentlich kleiner als der Innendurchmesser  $D$  des Druckbehälters 9, so dass zwischen dem Kühlrohr 170 und dem Druckbehälter 9 ein ringförmiger Druckraum 90 ausgebildet ist. Das Kühlrohr 170 wird zwischen den Kühlmittelanschlüssen 19, 19' vom Kühlmittel durchflossen und vom Brems- bzw. Abgas im Druckraum 90 umströmt. Der Druckraum 90 ist über Kanalan schlüsse 20 mit den von den Zylindern C1, C2, C3, C4, C5, C6 ausgehenden Kanälen 11 verbunden.

Zur Erhöhung des Wärmeüberganges zwischen dem Druckraum 90 und dem Kühlraum weist das Kühlrohr 170 an seinem Außenmantel 171 schraubenartig gewundene Kühlrippen 172 auf, welche die vom heißen Gas benetzte Oberfläche erhöhen und darüber hinaus die Turbulenz steigern. Alternativ dazu oder zusätzlich können auch auf der Kühlmittelseite innerhalb des Kühlrohres 170 Kühlrippen angeordnet sein.

Im Bereich beider Enden 173, 174 ist das Kühlrohr 170 über Flansche 175, 176 im Druckbehälter 9 längs verschieblich gelagert, so dass Wärmedehnungen ausgeglichen werden können. Das Kühlrohr 170 ist dabei kühlmittelseitig durch O-Ringdichtungen 177 abgedichtet. Gasseitig schützen Kolbenringe 178 die O-Ringdichtungen 177 vor direkter Beaufschlagung mit dem heißen Brems- bzw. Abgas. Im Bereich der halben Länge des Kühlrohres 170 ist dieses mit einer durch eine Schraube gebildeten Fixiereinrichtung 179 mit dem Druckbehälter 9 verbunden und damit gegen Schwingungen gesichert. Wärmedehnungen des Kühlrohres 170 werden auf beide Seiten aufgeteilt.

Anstelle eines einzigen Kühlrohres 170 kann auch ein ganzes Paket von Kühlrohren 170 in dem Druckbehälter 9 eingeschoben sein. Dabei werden mehrere Kühlrohre 170 mit den Endflanschen 175, 176 verbunden und dieses gesamte Rohrpaket in den Druckbehälter 9 eingeschoben (Fig. 3).

Weiters kann die Kühleinrichtung 17 einen äußeren Kühlmantel 18 aufweisen, welcher im Bereich der Enden 173, 174 mit dem Kühlrohr 170 verbunden ist.

Zur Vergrößerung des gasseitigen Wärmeübergangs kann auch der Kühlmantel 18 Kühlrippen aufweisen.

Das Kühlmittel gelangt - wie durch die Pfeile 16, 16' angedeutet - über den Kühlmittelanschluss 19 in die Kühleinrichtung 17, durchströmt das Kühlrohr 170 und den äußeren Kühlmantel 18 und verlässt die Kühleinrichtung 17 über den Kühlmittelanschluss 19'. Alternativ dazu kann pro Zylinder ein Kühlmittelübertritt 19a in den äußeren Kühlmantel 18 vorgesehen sein, über welchen das Kühlmittel in den Kühlmantel 18 gelangt. Das eingeschobene Kühlrohr 170 wird nur an den Enden 173, 174 in den Kühlkreislauf eingebunden.

Weiters kann die Kühleinrichtung 17 ein thermostatisch gesteuertes Kühlmittelsteuerelemente 26 aufweisen (Fig. 1), welches bevorzugt im Kühlmittelkreislauf der Brennkraftmaschine angeordnet ist. Es ist jedoch auch möglich, einen separaten Kühlmittelkreislauf für das Brems-Rail 9 (z.B. als Bypass zum Kühlmittelkreislauf) vorzusehen und dort ein Kühlmittelsteuerelement anzuordnen.

Fig. 4 zeigt für einen Arbeitszyklus den Druck  $P_z$  im Zylinder und den Druck  $P_B$  im Brems-Rail 9.

Fig. 5 zeigt den Massenfluss durch die Gaswechselventile, wobei der Massenfluss durch das Bremsventil 10 mit  $m_B$ , der Massenfluss durch das Auslassventil mit  $m_A$  und der Massenfluss durch das Einlassventil mit  $m_E$  bezeichnet ist. Der Massenfluss durch das Bremsventil 10 ist während einer Motorbremsphase dargestellt. Die Massendurchflüsse sind jeweils auf den Zylinder bezogen, Massenflüsse in den Zylinder sind somit mit positivem, Massenflüsse aus dem

Zylinder mit negativem Vorzeichen behaftet.

Wie in Fig. 6 gezeigt ist, werden die Ventile 10 im Bremsbetrieb pro Arbeitszyklus des Motors jeweils einmal betätigt, wobei die größte Motorbremswirkung zu erzielen ist, wenn das Bremsventil 10 bei etwa  $540^\circ$  Kurbelwinkel KW, also etwa  $360^\circ$  Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase geöffnet wird und in einem Bereich zwischen  $0^\circ$  und  $30^\circ$  nach dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase geschlossen wird, wenn der Zylinderdruck und der Druck im Brems-Rail 9 in etwa gleich ist. Die Öffnung des Bremsventils 10 kann in zwei Phasen  $B_1$ ,  $B_2$  unterteilt werden. Während der Phase  $B_1$ , der Aufladephase, strömt verdichtete Luft aus dem Brems-Rail 9 in den Brennraum ein. Dadurch steigt der Zylinderdruck zu Beginn der Kompressionsphase des Hochdrucktaktes auf das Druckniveau des Brems-Rails 9. Dies erhöht die aufzubringende Kompressionsarbeit und somit die Bremsleistung des Motors. Während der Phase  $B_2$ , der Dekompression des Zylinders, tritt hochverdichtete Luft aus einem der Zylinder  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ ,  $C_4$ ,  $C_5$  oder  $C_6$  in das Brems-Rail 9 aus. Dadurch wird einerseits das Brems-Rail 9 mit Druckluft gefüllt (bis ca. 30 bar Bremsdruck), andererseits die Expansionsarbeit des Zylinders verringert, wodurch die Bremsleistung entsteht.

Die Motorbremse kann gesteuert werden, indem der Öffnungszeitpunkt  $O_1$  verspätet, als später als  $540^\circ$  Kurbelwinkel KW, erfolgt, oder indem der Schließzeitpunkt  $O_2$  hinausgezögert wird, wodurch der Gasdruck im Rail gesenkt wird. Das Hinauszögern des Schließzeitpunktes  $O_2$  kann theoretisch bis etwa  $360^\circ$  Kurbelwinkel KW nach dem oberen Totpunkt der Kompression erfolgen. Die Veränderung der Steuerzeit des Bremsventils 10 kann beispielsweise in einfacher Weise mittels eines Bremsschalters 14 in der Fahrzeugkabine erfolgen, wodurch geeignete Steuerimpulse an die Bremsventile geleitet werden.

Da die Motorbremsleistung direkt über die Steuerzeit des Bremsventils 10 gesteuert wird, können weitere Steuerungsmittel, wie beispielsweise ein eigenes Druckregelventil am Druckbehälter 9, entfallen. Übersteigt der Druck im Brems-Rail 9 den zulässigen Druck, werden die Bremsventile 10 durch den zu hohen Gasdruck entgegen einer Feder mit definierter Schließkraft geöffnet, und der unzulässig hohe Raildruck entweicht in den Zylinder. Dadurch können Beschädigungen am Motor verhindert werden.

Die Hubkurve der Auslassventile ist mit  $h_A$ , die Hubkurve der Einlassventile mit  $h_E$  bezeichnet. Die Hubkurve des Bremsventils 10 ist mit  $h_B$  dargestellt. In Fig. 6 ist die Hubkurve  $h_B$  des Bremsventils 10 für maximale Bremsleistung in durchgezogenen Linien eingezeichnet. Hubkurven  $h_B$  für reduzierte Bremsleistung sind strichliert eingezeichnet.

Fig. 7 zeigt die Hubkurven  $h_A$ ,  $h_E$  und  $h_B$  für Auslassventil, Einlassventil und Bremsventil 10 während des normalen Motorbetriebes bei interner Abgasrückführung über das Bremsventil 10. Das Bremsventil 10 öffnet im Bereich des Auslassventils, oder früher. Je früher das Öffnen des Bremsventils 10 erfolgt, desto mehr Abgas kann rückgeführt werden und desto höher ist die  $NO_x$ -Reduktion. Der Öffnungsbereich des Bremsventils 10 für das Beladen des Brems-Rails 9 mit Abgas beträgt theoretisch zwischen  $0^\circ$  bis  $360^\circ$  Kurbelwinkel KW. Das Öffnen des Bremsventils 10 kann in die Beladephase  $B_3$  und die Entladephase  $B_4$  unterteilt werden.

Das Entladen des Brems-Rails 9 in der Phase  $B_4$  erfolgt im Bereich des Öffnungshubes des Einlassventils. Das Bremsventil 10 öffnet dabei im Bereich des Einlassöffnens, also etwa bei  $360^\circ$  Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Kompression. Das Schließen des Bremsventils 10 in der Entladephase  $B_4$  erfolgt im Bereich des Einlass-Schließzeitpunktes, also etwa bei  $540^\circ$  Kurbelwinkel KW.

Zwischen dem Beladen und dem Entladen wird das Abgas innerhalb des Brems-Rails 9, sowie in den Kanälen zum Brems-Rail 9 gekühlt.

Aus diesem Abgasrückführ-Betrieb kann eine Strategie zu Regeneration von Abgasnachbe-

handlungssystemen abgeleitet werden:

Extremes Frühstellen des ersten Öffnens des Bremsventils, (z.B. vor 90° Kurbelwinkel KW) verschlechtert deutlich den Hochdruckwirkungsgrad. Mehr Kraftstoff muss eingespritzt werden, wodurch die Abgastemperatur weiter steigt. Zusätzlich sinkt der  $\lambda$ -Wert wegen der Abgasrückführung, wodurch die Abgastemperatur weiter steigt. Diese Variante ist in Fig. 7 mit der strichlierten Linie  $B_5$  angedeutet.

Fig. 8 zeigt die Hubkurven  $h_A$ ,  $h_E$  und  $h_B$  der Auslass-, Einlass- und Bremsventile während eines Kaltstarts. Zur Verbesserung der Kaltstarteigenschaften gibt die Steuerelektronik ECU geänderte Steuerzeiten für die Bremsventile 10 vor. Dabei werden zwei verschiedene Ventilsteuerzeiten vorgegeben:

Einige Zylinder (im dargestellten Beispiel die Zylinder C1, C2, C3 der Zylinderbank G1) werden dazu verwendet, das Brems-Rail 9 mit komprimierter Luft zu laden. In der Start- und Kaltlaufphase wird in diesen Zylindern C1, C2, C3 kein Kraftstoff eingespritzt, der Verdichtungsdruck und daher auch die Verdichtungstemperatur in diesen Zylindern ist gering.

Die restlichen Zylinder (im dargestellten Beispiel die Zylinder C4, C5, C6 der Zylinderbank G2) entnehmen komprimierte Luft aus dem Brems-Rail 9 kurz nach Schluss der herkömmlichen Einlassventile (z.B. bei 540° Kurbelwinkel KW), der Zylinder C1 fördert somit komprimierte Luft über das Brems-Rail 9 zum Zylinder C5 etc. (siehe Fig. 9). Dadurch steigt der Verdichtungsdruck und die Verdichtungsendtemperatur dieser Zylinder deutlich an und der eingespritzte Kraftstoff kann zuverlässig gezündet werden. Somit beschleunigt der Motor von der Startdrehzahl zur Leerlaufdrehzahl nur mit Hilfe der gefeuerten Zylinder C4, C5, C6 und kann auch in einer kurzen Warmlaufphase ausschließlich mit den Zylindern C4, C5, C6 betrieben werden. Danach wird die Starthilfe durch Änderung der Ventilsteuerzeiten in der Steuerelektronik ECU deaktiviert und alle Zylinder C1, C2, C3, C4, C5, C6 schalten auf gefeuerten Betrieb um.

### Patentansprüche:

1. Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine, insbesondere einer Mehrzylinderbrennkraftmaschine, mit einer Motorbremseinrichtung, mit pro Zylinder zumindest einem, vorzugsweise zusätzlich zu Ein- und Auslassventilen vorgesehenem Bremsventil, welches in einen gemeinsamen Druckbehälter (Brems-Rail) mündet, wobei das Bremsventil im Motorbremsbetrieb vor, zu Beginn und/oder während der Kompressionsphase des Zylinders zumindest einmal geöffnet ist, wobei die Bremsleistung der Motorbremseinrichtung durch Verändern der Steuerzeiten des Bremsventils gesteuert wird, *dadurch gekennzeichnet*, dass das Bremsventil während des Motorbremsbetriebes bei etwa 180° vor dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes geöffnet wird und dass das Bremsventil während des Motorbremsbetriebes zur Reduzierung der Motorbremsleistung nach etwa 180° vor dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes geöffnet wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, *dadurch gekennzeichnet*, dass das Bremsventil während des Motorbremsbetriebes einmalig pro Arbeitstakt des Zylinders geöffnet wird.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, *dadurch gekennzeichnet*, dass das Motorbremsventil während des Motorbremsbetriebes innerhalb eines Bereiches zwischen etwa 180° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes bis etwa 360° nach dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes, vorzugsweise einmalig geöffnet ist.
4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, *dadurch gekennzeichnet*, dass das Bremsventil während des Motorbremsbetriebes in einem Bereich zwischen 0° und 30° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes geschlossen wird.

- 5
6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, *dadurch gekennzeichnet*, dass das Bremsventil während des Motorbremsbetriebes zur Reduzierung der Motorbremsleistung in einem Bereich zwischen 30° Kurbelwinkel und 180° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes geschlossen wird.
- 10
7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, *dadurch gekennzeichnet*, dass das Bremsventil während des Motorbremsbetriebes nach dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes erst in einem Kurbelwinkelbereich geschlossen wird, in welchem der Druck im Zylinder kleiner ist als der Druck im Druckbehälter.
- 15
8. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 7, *dadurch gekennzeichnet*, dass das Bremsventil in Abhängigkeit von der Stellung eines Bremsschalters oder Bremspedals und/oder durch eine Fahrzeugelektronik eines Antiblockiersystems mit Steuersignalen beaufschlagt wird.
- 20
9. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 8, *dadurch gekennzeichnet*, dass mittels des Bremsventils und des Druckspeichers eine interne Abgasrückführung in zumindest einem Betriebsbereich der Brennkraftmaschine durchgeführt wird.
- 25
10. Verfahren nach Anspruch 9, *dadurch gekennzeichnet*, dass während des Abgasrückführungsbetriebes das Bremsventil nach dem oberen Totpunkt des Kompressionstaktes, vorzugsweise während des Auslasstaktes geöffnet und geschlossen wird, sobald der Druck im Zylinder gleich oder kleiner als der Druck im Druckbehälter wird.
- 30
11. Verfahren nach Anspruch 9 oder 10, *dadurch gekennzeichnet*, dass das Bremsventil zum Rückfördern des Abgases zu Beginn des Einlassstaktes, vorzugsweise im Bereich des Einlass-Öffnungszeitpunktes, besonders vorzugsweise bei etwa 360° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Kompression, geöffnet wird.
- 35
12. Verfahren nach Anspruch 11, *dadurch gekennzeichnet*, dass das Bremsventil im Bereich des Einlass-Schließzeitpunktes, vorzugsweise bei etwa 540° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Kompression, geschlossen wird.
- 40
13. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 12, *dadurch gekennzeichnet*, dass das Bremsventil durch eine Schließfeder in seiner Schließposition gehalten wird, welche so dimensioniert ist, dass das Hubventil durch den Druck im Druckbehälter geöffnet wird, sobald die Druckdifferenz zwischen Druckbehälter und Zylinder einen vordefinierten Wert überschreitet.
- 45
14. Verfahren nach einem der Ansprüche 9 bis 13, *dadurch gekennzeichnet*, dass zwischen dem Belade- und Entladevorgang des Abgases das im Druckbehälter zwischengespeicherte Abgas gekühlt wird.
- 50
15. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 14, *dadurch gekennzeichnet*, dass bei Durchführung einer Regeneration eines Abgasnachbehandlungssystems das Bremsventil zur Beladung des Druckbehälters mit Abgas in einem Bereich von etwa 90° Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt geöffnet wird.
- 55
16. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 15, *dadurch gekennzeichnet*, dass in der Startphase der Brennkraftmaschine eine erste Gruppe von Zylindern von der Kraftstoffzufuhr

abgeschaltet wird, so dass die Zylinder der ersten Gruppe als Kompressor betrieben werden und der Druckbehälter über deren Bremsventile mit komprimierter Ladeluft beladen wird, das den Zylindern einer zweiten, mit Kraftstoff versorgten Gruppe von Zylindern über deren Bremsventile komprimierte Ladeluft aus dem Druckbehälter zugeführt wird, so dass  
5 der Verdichtungsdruck und die Verdichtungstemperatur in den Zylindern der zweiten Gruppe während der Startphase angehoben werden.

17. Verfahren nach Anspruch 16, *dadurch gekennzeichnet*, dass bei den Zylindern der ersten Gruppe die Bremsventile im Bereich von 540° Kurbelwinkel bis 720° Kurbelwinkel, vorzugsweise im Bereich von 570° Kurbelwinkel bis 690° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Kompression, geöffnet werden, um den Druckbehälter mit Ladeluft zu beladen, sowie dass bei den Zylindern der zweiten Gruppe die Bremsventile im Bereich von 480° Kurbelwinkel bis 630° Kurbelwinkel vorzugsweise im Bereich von 510° Kurbelwinkel bis 610° Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt der Kompressionsphase geöffnet werden, um komprimierte Ladeluft aus dem Druckbehälter zuzuführen.  
10
18. Verfahren nach Anspruch 16 oder 17, *dadurch gekennzeichnet*, dass die Mehrzylinder-Brennkraftmaschine vom Start bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl ausschließlich von den Zylindern der zweiten Gruppe betrieben wird.  
15
19. Verfahren nach einem der Ansprüche 16 bis 18, *dadurch gekennzeichnet*, dass die Mehrzylinder-Brennkraftmaschine während einer kurzen Warmlaufphase ausschließlich von den Zylindern der zweiten Gruppe betrieben wird.  
20
20. Brennkraftmaschine (1), insbesondere Mehrzylinder-Brennkraftmaschine, mit einer Motorbremseinrichtung (8), mit zumindest einem, vorzugsweise zusätzlich zu Ein- und Auslassventilen vorgesehenen Bremsventil (10) pro Zylinder zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 21, wobei zumindest ein vom Bremsventil (10) ausgehender Bremskanal in einen Druckbehälter (9) mündet, *dadurch gekennzeichnet*, dass der Druckbehälter (9) eine Einrichtung (17) zur Kühlung des Behälterinhaltes aufweist, welche vorzugsweise in den Kühlmittelkreislauf (16, 16') der Brennkraftmaschine (1) integriert ist.  
25
21. Brennkraftmaschine (1) nach Anspruch 20, *dadurch gekennzeichnet*, dass das Bremsventil (10) in Abhängigkeit von der Stellung eines Bremsschalters oder eines Bremspedals (14) mit Steuersignalen beaufschlagbar ist.  
30
22. Brennkraftmaschine (1) nach Anspruch 20, *dadurch gekennzeichnet*, dass die Kühleinrichtung (17) einen vom Kühlmittel durchströmten Kühlmantel (18) aufweist, welcher den rohrförmigen Druckbehälter (9) umfasst.  
35
23. Brennkraftmaschine (1) nach Anspruch 22, *dadurch gekennzeichnet*, dass der Kühlmantel (18) pro Zylinder jeweils einen Kühlmittelanschluss (19) aufweist.  
40
24. Brennkraftmaschine (1) nach Anspruch 22 oder 23, *dadurch gekennzeichnet*, dass der Kühlmantel (18) pro Zylinder einen mit dem jeweiligen Bremskanal verbundenen Bremskanalanschluss (20) aufweist.  
45
25. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 22 bis 24, *dadurch gekennzeichnet*, dass im Kühlmantel (18) der Kühleinrichtung (17) eine Druckölleitung (22) integriert ist, welche pro Zylinder einen zum jeweiligen Bremsventil (10) führenden Druckölanschluss (21) aufweist.  
50
26. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 23 bis 25, *dadurch gekennzeichnet*, dass der Kühlmittelanschluss (19), der Bremskanalanschluss (20) und der Druckölanschluss (21) pro Zylinder jeweils in einer gemeinsamen Flanschebene (23) angeordnet  
55

sind.

- 5 27. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 20 bis 26, *dadurch gekennzeichnet*, dass die Kühleinrichtung (17) ein thermostatisch gesteuertes Kühlmittelsteuerelement (26) aufweist, welche vorzugsweise im Kühlmittelkreislauf (16, 16') der Brennkraftmaschine (1) angeordnet ist.
- 10 28. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 20 bis 27, *dadurch gekennzeichnet*, dass der Druckbehälter (9) nach innen weisende Kühlrippen (25) aufweist.
- 15 29. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 20 bis 28, *dadurch gekennzeichnet*, dass die Bremsventile (10) einen hydraulischen, elektrischen oder mechanischen Antrieb bzw. eine Kombination der genannten Antriebe aufweisen.
- 20 30. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 20 bis 29, *dadurch gekennzeichnet*, dass im Abgassystem (6) eine Abgasstauklappe (15) angeordnet ist.
- 25 31. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 20 bis 30, *dadurch gekennzeichnet*, dass die Kühleinrichtung (17) zumindest ein axial in den Druckbehälter (9) eingeschobenes, von Kühlmittel durchströmtes Kühlrohr (170) aufweist, wobei der Außenmantel (171) des Kühlrohres (170) an einen das Gas zumindest eines Zylinders einschließenden Gasraum (90) grenzt und vom Gas umströmt wird.
- 30 32. Brennkraftmaschine (1) nach Anspruch 31, *dadurch gekennzeichnet*, dass die Kühleinrichtung (17) ein axial in den Druckbehälter (9) eingeschobenes Bündel (180) von Kühlmittel durchströmten Kühlrohren (170) aufweist, wobei die Außenmäntel (171) der Kühlrohre (170) an den Gasraum (90) des Druckbehälters (9) grenzen und vom Gas umströmt werden.

35  
40  
45  
50  
55  
**Hiezu 7 Blatt Zeichnungen**

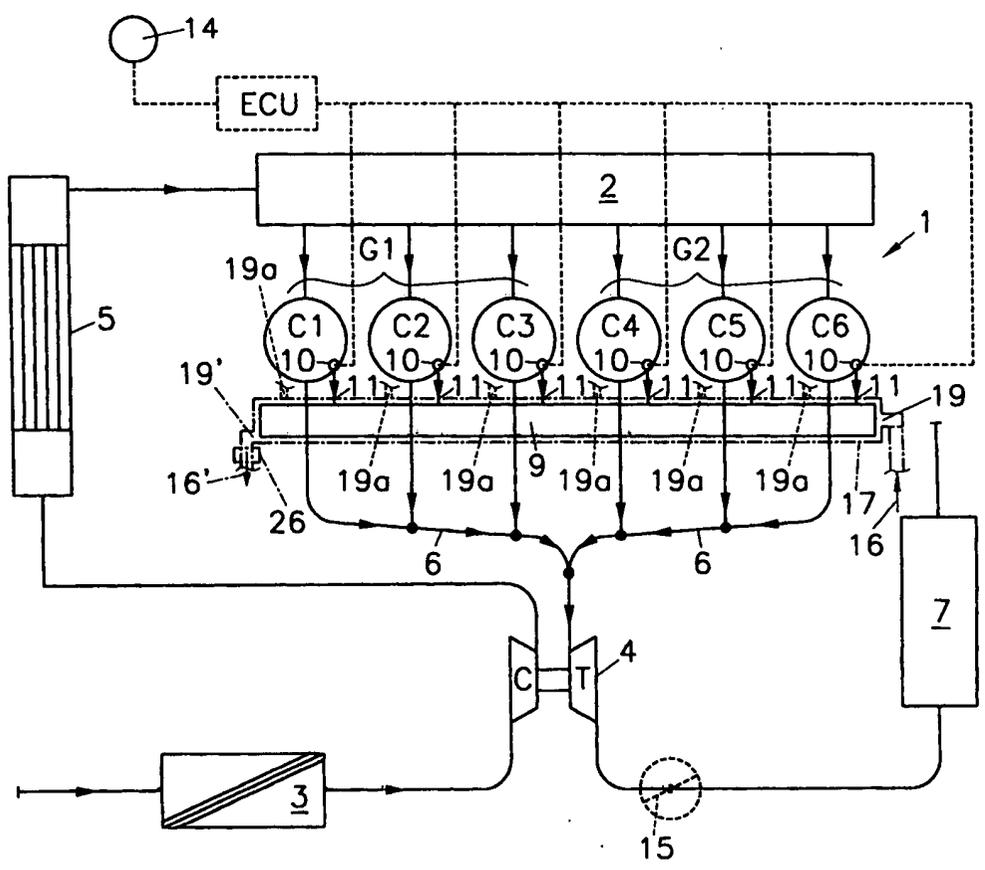


Fig. 1

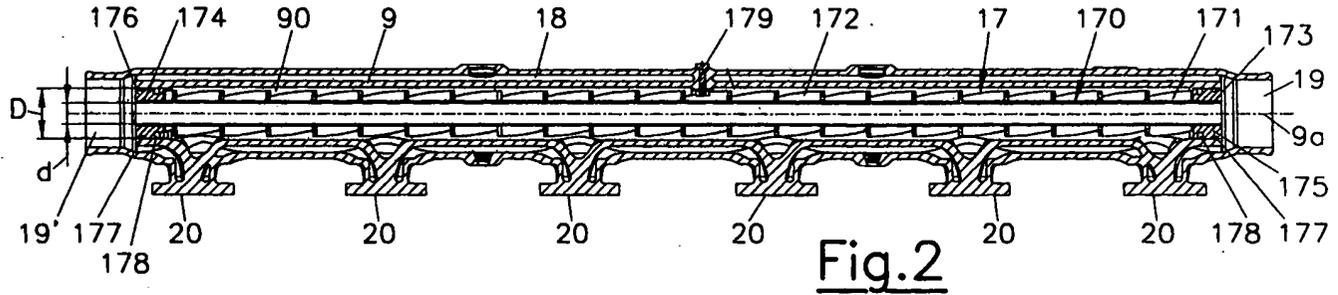


Fig. 2

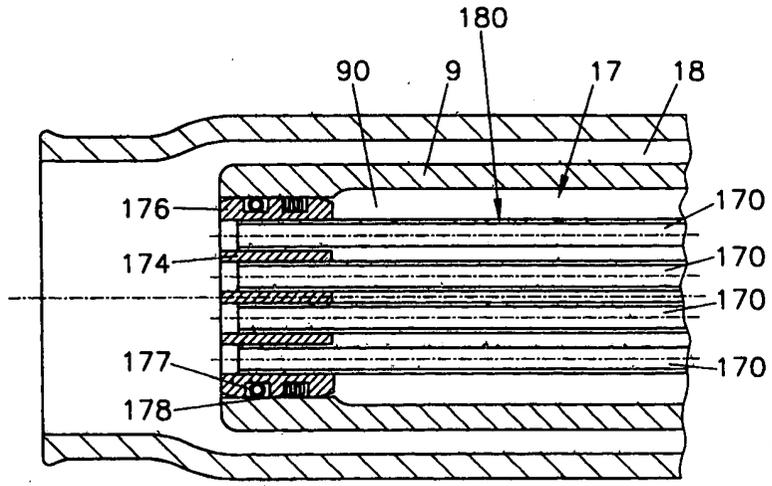


Fig. 3

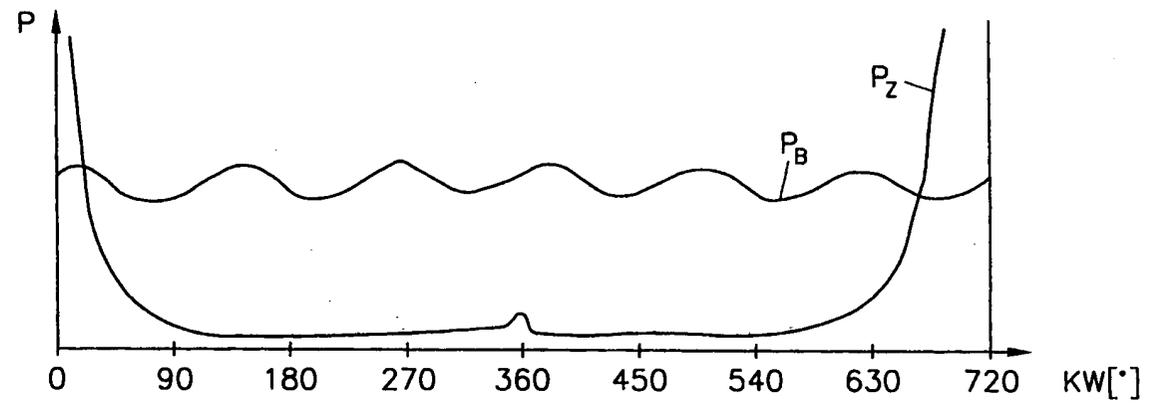


Fig.4

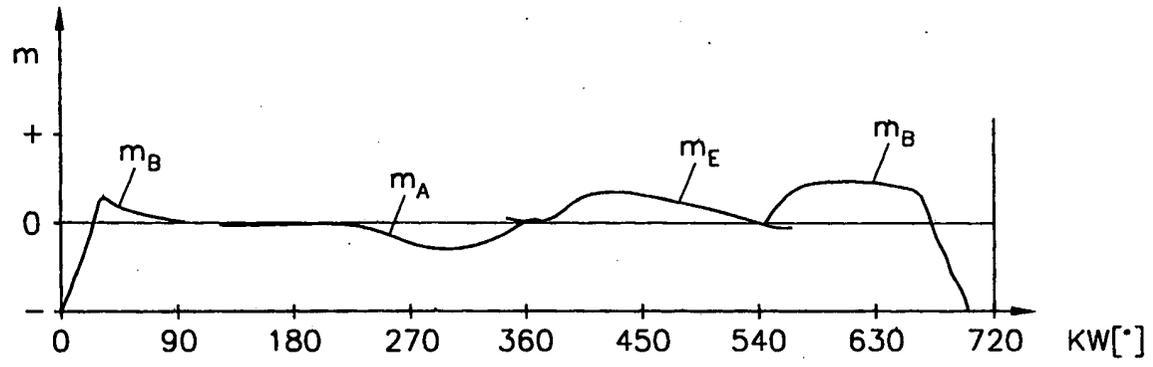


Fig.5

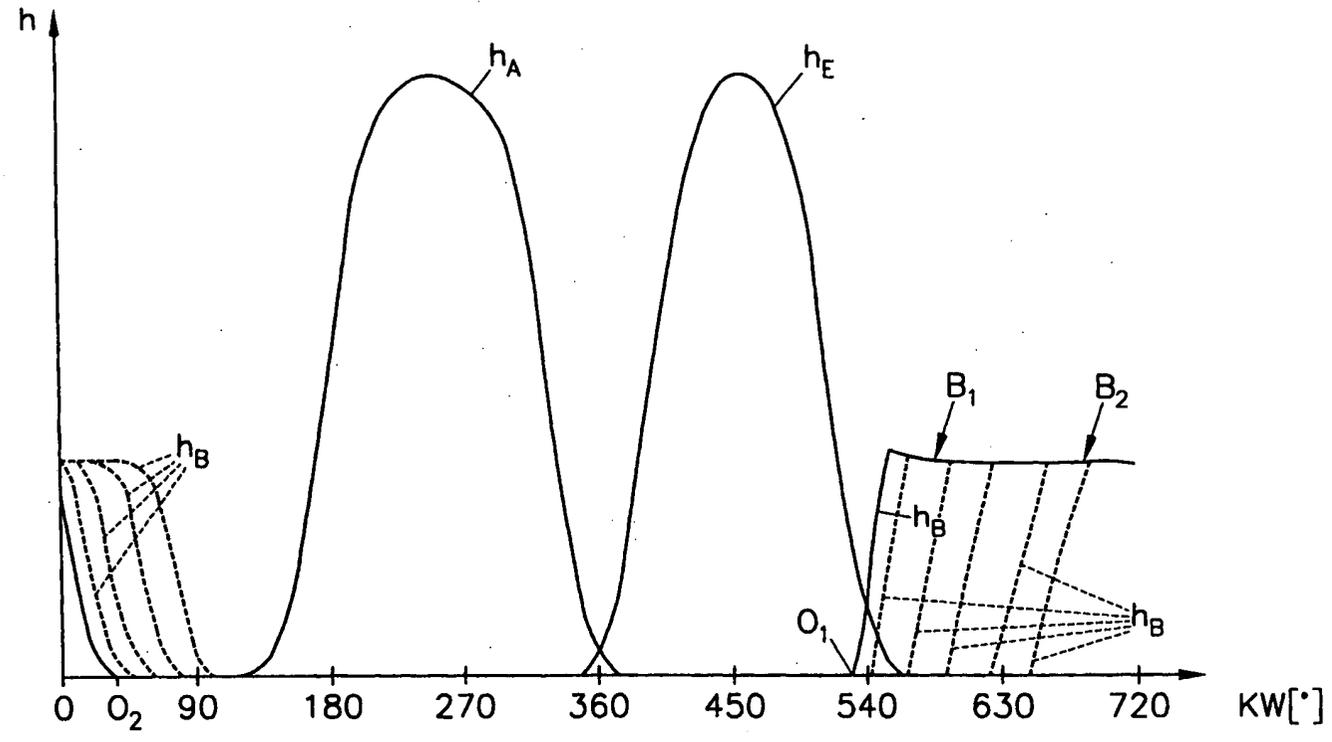


Fig.6

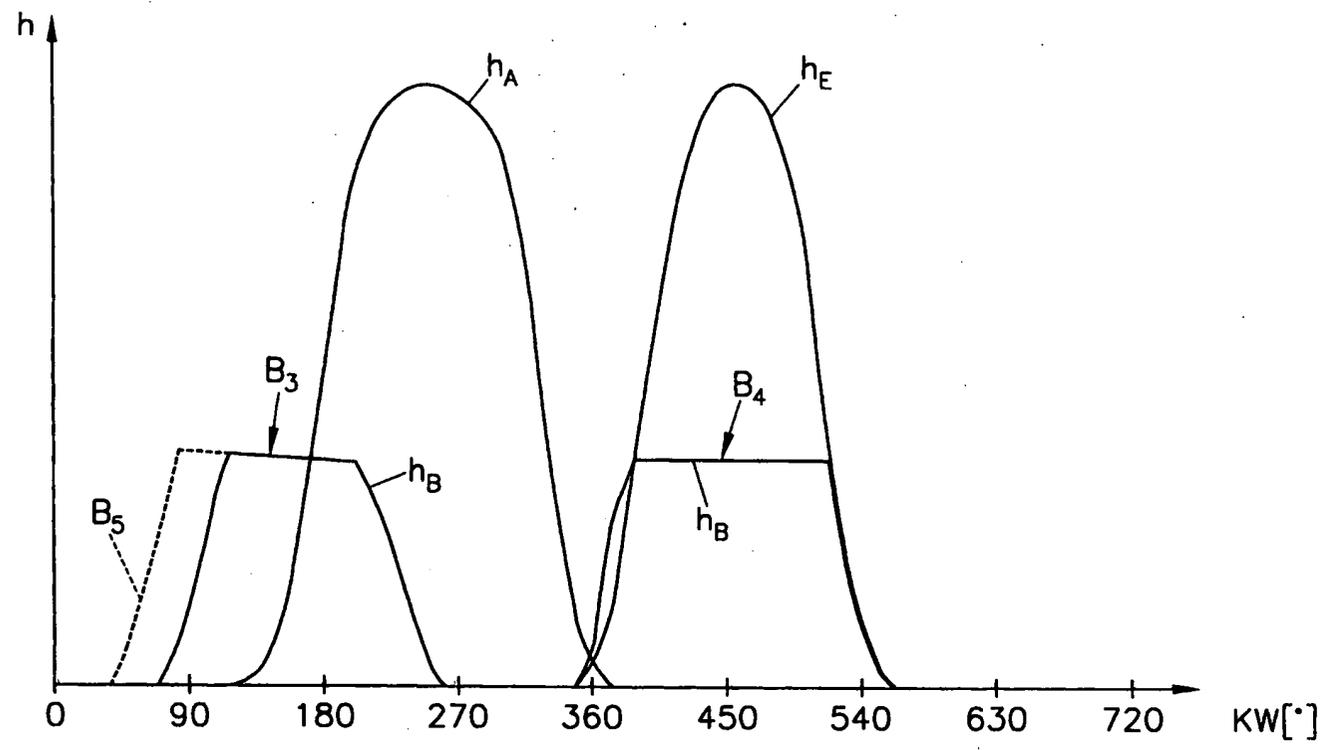


Fig.7

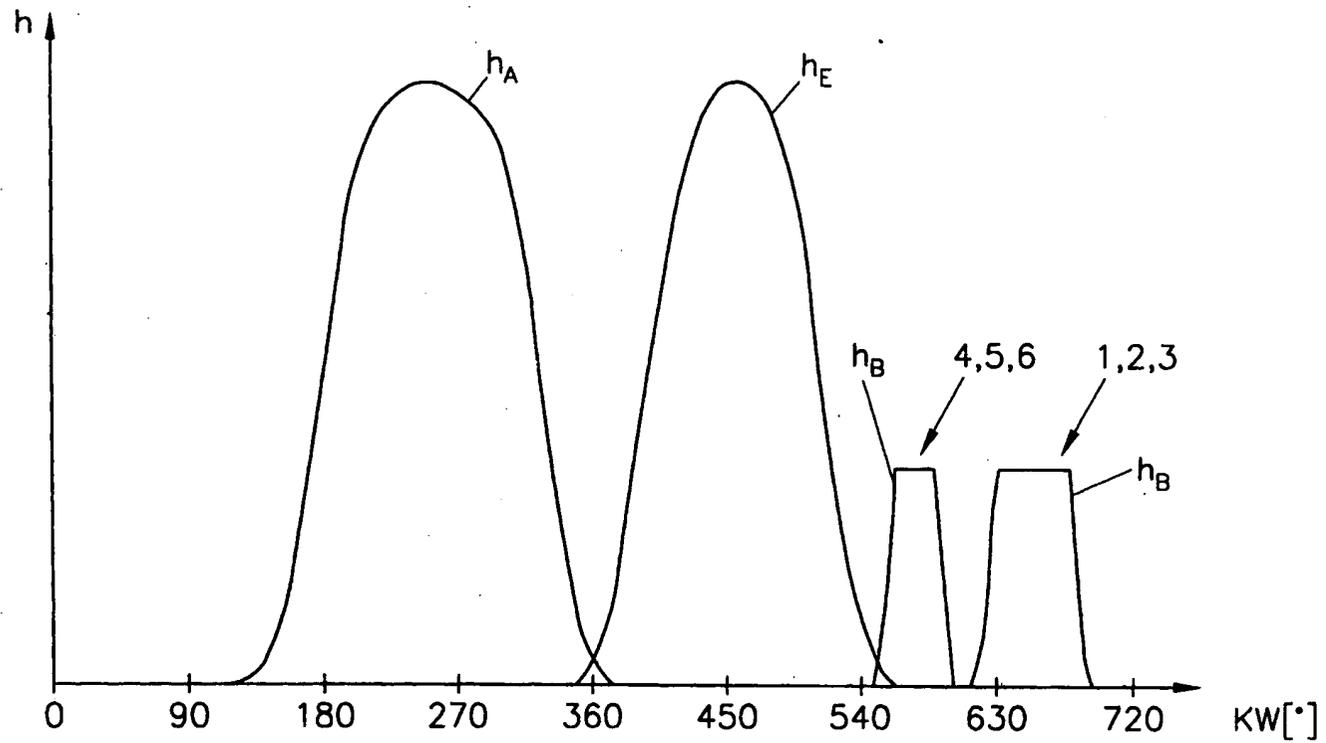


Fig.8

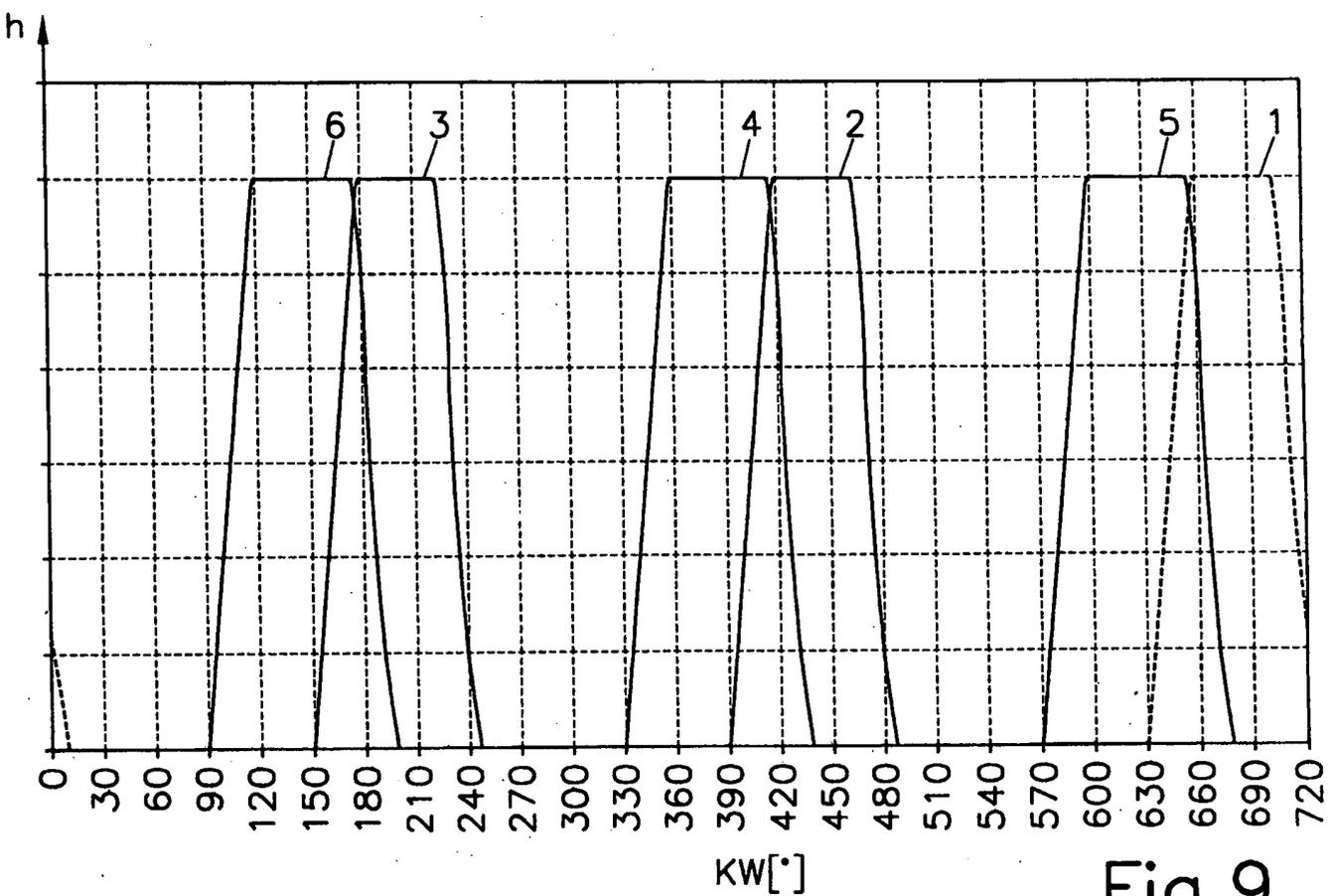


Fig. 9