

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: A 50664/2019
(22) Anmeldetag: 23.07.2019
(43) Veröffentlicht am: 15.09.2020

(51) Int. Cl.: **F02B 41/00** (2006.01)
F02G 5/02 (2006.01)
F01N 5/02 (2006.01)
F01K 25/00 (2006.01)
F01K 23/00 (2006.01)

(56) Entgegenhaltungen:
DE 102009039551 A1
DE 102015007858 A1

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

(72) Erfinder:
Glensvig Michael Dipl.Ing.
8010 Graz (AT)
Graf Gernot Dipl.Ing.
8010 Graz (AT)
Theissl Helmut Dipl.Ing.
8063 Eggersdorf (AT)
Corsini Daniele Dott.Mag.
8020 Graz (AT)

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

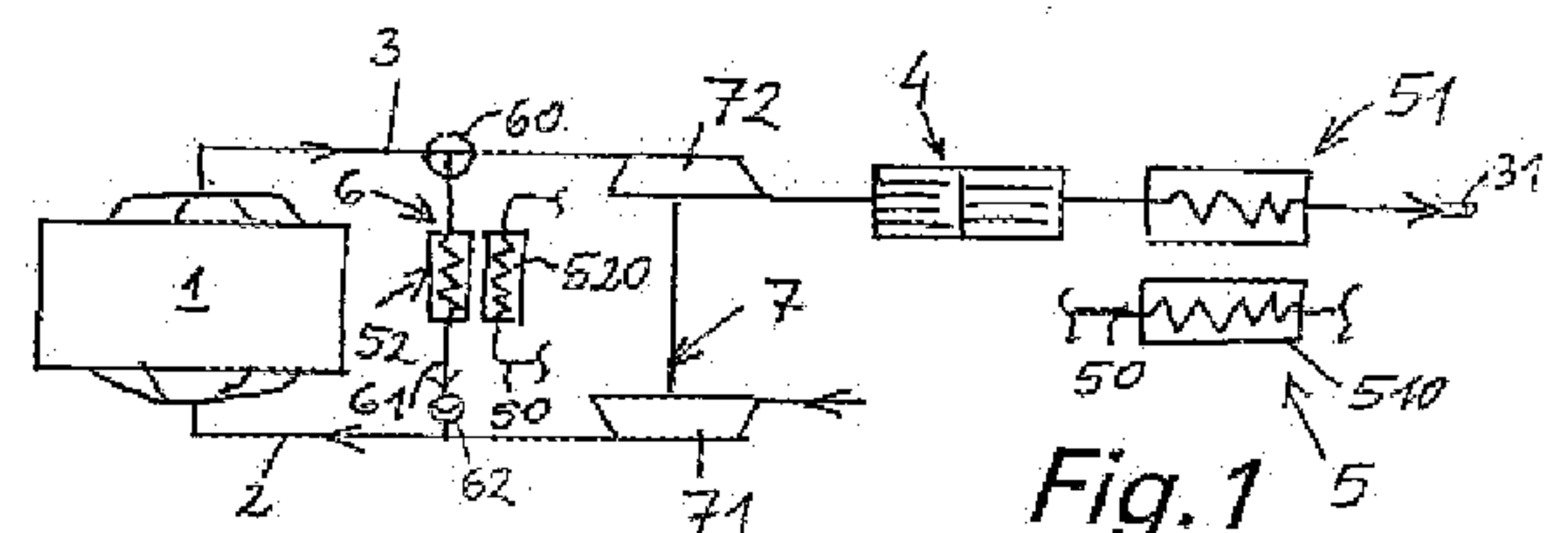
(54) **VERFAHREN ZUM BETREIBEN EINER BRENNKRAFTMASCHINE**

(57) Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine mit zumindest einer Gaswechselöffnung pro Zylinder, mit zumindest einem Kraftstoffinjektor, mit zumindest einem eine Abgasturbine (72) und einen Verdichter (71) aufweisenden Abgasturbolader (7), wobei Abgaswärme eines Auslasssystems (3) und/oder eines Abgasrückführsystems (6) der Brennkraftmaschine (1) mit einer nach einem organischen Rankine-Zyklus (ORC) arbeitenden Abwärmerückgewinnungseinrichtung (5) rückgewonnen wird.

Zur Verbesserung des thermischen Gesamtwirkungsgrades (BTE_{1+5}) ist vorgesehen, dass die Brennkraftmaschine (1) in zumindest einem definierten Betriebspunkt mit folgender Kombination von Parametern betrieben wird:

- Kompressionsverhältnis (CR) zwischen 21 und 23;
- Spitzenverbrennungsdruck (P_{MX}) von mindestens 250 bar, vorzugsweise zwischen 250 bar und 270 bar, im gesamten Motorkennfeld;
- Liefergrad (λ_l) von mindestens 90%;
- Drallzahl (R_s) im Zylinder zwischen 0 und 1,6;
- Durchflusskoeffizient (K_v) zumindest einer Gaswechselöffnung: Mindestens 0,068;

- maximaler Einspritzdruck der Kraftstoffinjektoren: mindestens 2500 bar
- spezifische Düsendurchflussrate der Kraftstoffinjektoren von 700 -1200ml/60s pro 100kW Nennleistung, gemessen bei einem Kraftstoffeinspritzdruck von 100 bar;
- maximaler Abgasturbolader-Wirkungsgrad: mindestens 60%, vorzugsweise mindestens 65%;
- Beginn der Haupteinspritzung des Kraftstoffes im besten Betriebspunkt des thermischen Wirkungsgrads (BTE) der Brennkraftmaschine (1) so, dass der Verbrennungsschwerpunkt (MFB50%) bei etwa 6° bis 12°, vorzugsweise 8° bis 10°, Kurbelwinkel (KW) nach dem Totpunkt (ATDC) der Zündung liegt.



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

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine mit zumindest einer Gaswechselöffnung pro Zylinder, mit zumindest einem Kraftstoffinjektor, mit zumindest einem eine Abgasturbine (72) und einen Verdichter (71) aufweisenden Abgasturbolader (7), wobei Abgaswärme eines Auslasssystems (3) und/oder eines Abgasrückführsystems (6) der Brennkraftmaschine (1) mit einer nach einem organischen Rankine-Zyklus (ORC) arbeitenden Abwärmerückgewinnungseinrichtung (5) rückgewonnen wird.

Zur Verbesserung des thermischen Gesamtwirkungsgrades (BTE_{1+5}) ist vorgesehen, dass die Brennkraftmaschine (1) in zumindest einem definierten Betriebspunkt mit folgender Kombination von Parametern betrieben wird:

- Kompressionsverhältnis (CR) zwischen 21 und 23;
- Spitzenverbrennungsdruck (P_{MX}) von mindestens 250 bar, vorzugsweise zwischen 250 bar und 270 bar, im gesamten Motorkennfeld;
- Liefergrad (λ_l) von mindestens 90%;
- Drallzahl (R_s) im Zylinder zwischen 0 und 1,6;
- Durchflusskoeffizient (K_v) zumindest einer Gaswechselöffnung: Mindestens 0,068;
- maximaler Einspritzdruck der Kraftstoffinjektoren: mindestens 2500 bar
- spezifische Düsendurchflussrate der Kraftstoffinjektoren von 700 - 1200ml/60s pro 100kW Nennleistung, gemessen bei einem Kraftstoffeinspritzdruck von 100 bar;
- maximaler Abgasturbolader-Wirkungsgrad: mindestens 60%, vorzugsweise mindestens 65%;
- Beginn der Haupteinspritzung des Kraftstoffes im besten Betriebspunkt des thermischen Wirkungsgrads (BTE) der Brennkraftmaschine (1) so, dass der Verbrennungsschwerpunkt (MFB50%) bei etwa 6° bis 12°, vorzugsweise 8° bis 10°, Kurbelwinkel (KW) nach dem Totpunkt (ATDC) der Zündung liegt.

Fig. 1

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine mit zumindest einer Gaswechselöffnung pro Zylinder, zumindest einem Kraftstoffinjektor, mit zumindest einem eine Abgasturbine und einen Verdichter aufweisenden Abgasturbolader, wobei Abgaswärme des Auslasssystems und/oder des Abgasrückführsystems der Brennkraftmaschine mit einer nach einem organischen Rankine-Zyklus arbeitenden Abwärmerückgewinnungseinrichtung rückgewonnen wird.

Weiters betrifft die Erfindung eine Brennkraftmaschine mit zumindest einem Kraftstoffinjektor, mit zumindest einem eine Abgasturbine und einen Verdichter aufweisenden Abgasturbolader, wobei vorzugsweise die Brennkraftmaschine ein Abgasrückführsystem mit zumindest einer Abgasrückführleitung zwischen einem Einlasssystem und einem Auslasssystem aufweist, sowie mit einer nach einem organischen Rankine-Zyklus arbeitenden Abwärmerückgewinnungseinrichtung zur Rückgewinnung von Abgaswärme aus dem Abgassystem und/oder dem Abgasrückführsystem, welche Abwärmerückgewinnungseinrichtung einen Kreislauf für ein Arbeitsmedium mit zumindest einer Pumpe, zumindest einem Verdampfer, zumindest einem Expander und zumindest einem Kondensator aufweist. Ferner betrifft die Erfindung ein Verfahren zum Auslegen dieser Brennkraftmaschine.

Abwärmerückgewinnungseinrichtungen werden unter anderem bei Straßen-Nutzfahrzeugen eingesetzt, um die Abgas-Abwärme der Brennkraftmaschine unter Verwendung eines einen Verdichter und einen Expander aufweisende organischen Rankine Zyklus zu nutzen. Dabei wird im Expander, beispielsweise einer Turbine oder einer Kolbenmaschine, mechanische Arbeit verrichtet.

Bisher wurden Abwärmerückgewinnungseinrichtungen und Brennkraftmaschinen unabhängig voneinander entwickelt und optimiert. Die Abwärmerückgewinnungseinrichtung wurde nachträglich der Brennkraftmaschine zugefügt. Nachteilig ist, dass – obwohl die Brennkraftmaschine für sich und die Abwärmerückgewinnungseinrichtung für sich optimiert wurden – der thermische Wirkungsgrad des Gesamtsystems aus Brennkraftmaschine und Abwärmerückgewinnungseinrichtung nicht optimal war.

Aufgabe der Erfindung ist es, den Gesamtwirkungsgrad des Systems Brennkraftmaschine und Abwärmerückgewinnungseinrichtung zu verbessern. Insbesondere ist es Aufgabe der Erfindung in zumindest einem Betriebspunkt einen thermischen Gesamtwirkungsgrad vom mindestens 50% zu erreichen.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe dadurch gelöst, dass die Brennkraftmaschine in zumindest einem definierten Betriebspunkt mit folgender Kombination von Parametern betrieben wird:

- Kompressionsverhältnis zwischen 21 und 23;
- Spitzenverbrennungsdruck von mindestens 250 bar, vorzugsweise zwischen 250 bar und 270 bar, im gesamten Motorkennfeld;
- Liefergrad von mindestens 90%;
- Drallzahl im Brennraum zwischen 0 und 1,6;
- Durchflusskoeffizient zumindest einer Gaswechselöffnung: Mindestens 0,068;
- Einspritzdruck der Kraftstoffinjektoren von mindestens 2500 bar
- spezifische Düsendurchflussrate der Kraftstoffinjektoren von 700 - 1200ml/60s pro 100kW Nennleistung, gemessen bei einem Kraftstoffeinspritzdruck von 100 bar;
- Abgasturbolader-Wirkungsgrad mindestens 60%, vorzugsweise mindestens 65%;
- Beginn der Haupteinspritzung des Kraftstoffes im besten Betriebspunkt des thermischen Wirkungsgrads so, dass der Verbrennungsschwerpunkt (MFB50%) bei etwa 6° bis 12°, vorzugsweise 8° bis 10°, Kurbelwinkel KW nach dem Totpunkt (ATDC) der Zündung liegt.

Weist die Brennkraftmaschine ein Abgasrückführsystem, insbesondere ein Hochdruck-Abgasrückführsystem, auf, mit welchem in zumindest einem Betriebspunkt der Brennkraftmaschine Abgas von einem Auslasssystem zu einem Einlasssystem der Brennkraftmaschine rückgeführt wird, so ist es vorteilhaft, wenn das Abgas in zumindest einem definierten Betriebspunkt mit einer Abgasrückführrate zwischen 0 und 15% rückgeführt wird. Vorzugsweise wird dabei das rückgeführte Abgas in der Abgasrückführleitung des Abgasrückführsystems über ein in Strömungsrichtung öffnendes Reed-Ventil geleitet wird.

In einer Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehen, dass die Abgasturbine des Abgasturboladers mittels eines Waste-Gates oder einer variablen Turbinengeometrie geregelt wird.

In einer Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehene, dass die Brennkraftmaschine bei einer Drehzahl der Kurbelwelle in einem Bereich zwischen 1020 U/min und 1200 U/min, vorzugsweise zwischen 1025 U/min und 1150 U/min, und bei einem Drehmoment in einem Bereich zwischen 75% und 85% des Nenndrehmomentes für diese Drehzahl mit maximalem thermischen Wirkungsgrad betrieben wird, wobei vorzugsweise der relative Ladedruck des Abgasturboladers zwischen 2,8 und 3.1 bar liegt.

Die besten Ergebnisse lassen sich erzielen, wenn als Arbeitsmedium der Abwärmerückgewinnungseinrichtung Cyclopentan verwendet wird.

Durch die genannten Maßnahmen wird der Massenfluss durch die Brennkraftmaschine minimiert, um höchste Abgastemperaturen zu erreichen. Auf diese Weise erreicht man einen Thermischen Gesamtwirkungsgrad von mindesten 50%, wobei zum thermischen Gesamtwirkungsgrad die Brennkraftmaschine mit etwa 48% und die Abwärmerückgewinnungseinrichtung mit etwa 2% beiträgt.

Dadurch ist es möglich die CO₂-Emissionen im Vergleich zu leistungsgleichen herkömmlichen Kombinationen aus Brennkraftmaschinen und Abwärmerückgewinnungseinrichtungen zu reduzieren.

Um einen hohen thermischen Gesamtwirkungsgrad zu erreichen, wird erfindungsgemäß ein Verfahren zur Auslegung einer Brennkraftmaschine vorgeschlagen, welches folgende Schritte aufweist:

- a. Anpassen des Abgasturboladers solange, bis ein minimaler Ladedruck des Verdichters des Abgasturboladers erreicht wird, bei dem eine erforderliche Abgasmenge noch rückgeführt werden kann, um gesetzlich vorgegebene maximale NO_x-Emissionswerte am Endrohraustritt der Brennkraftmaschine zu erfüllen;
- b. Erhöhen des Kompressionsverhältnisses der Brennkraftmaschine, bis der maximale Zylinder-Spitzenruck erreicht wird;

- c. Wiederholen der Schritte a. und b. mit höherer Abgasrückführrate, wenn der Stickoxidgehalt am Endrohraustritt des Auslassstranges der Brennkraftmaschine die gesetzlich vorgegebenen maximalen NO_x-Emissionswerte überschreitet.

Diese iterative Auslegungsmethode für die Brennkraftmaschine ermöglicht den höchsten thermischen Gesamtwirkungsgrad für die Brennkraftmaschine samt Abwärmerückgewinnungseinrichtung für einen einzelnen stationären Betriebspunkt.

Die Erfindung wird im Folgenden an Hand des in den nicht einschränkenden Figuren gezeigten Ausführungsbeispiels näher erläutert.

Darin zeigen schematisch:

Fig. 1 eine erfindungsgemäße Brennkraftmaschine,

Fig. 2 eine Abwärmerückgewinnungseinrichtung dieser Brennkraftmaschine,

Fig. 3 ein Detail der Brennkraftmaschine,

Fig. 4 eine vereinfachte Abwärmerückgewinnungseinrichtung,

Fig. 5 ein Leistungsdiagramm des Expanders,

Fig. 6 ein Kennfeld der Brennkraftmaschine ohne Abwärmerückgewinnungseinrichtung und

Fig. 7 ein Kennfeld der Brennkraftmaschine mit Abwärmerückgewinnungseinrichtung.

Fig. 1 zeigt schematisch eine erfindungsgemäße Brennkraftmaschine 1 zur Durchführung des beanspruchten Verfahrens. Die Brennkraftmaschine 1 weist einen Einlassstrang 2, einen Auslassstrang 3, eine im Auslassstrang 3 angeordnete Abgasnachbehandlungseinrichtung 4 und eine Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 auf, von welcher in Fig. 1 der Abgaswärmetauscher 51 und der EGR-Wärmetauscher 52 (EGR=exhaust gas recirculation) dargestellt ist. Zwischen dem Auslassstrang 3 und dem Einlassstrang 2 ist eine Abgasrückführeinrichtung 6,

beispielsweise eine Hochdruck-Abgasrückführeinrichtung vorgesehen, mit welcher Abgase aus dem Auslassstrang 3 in den Einlassstrang 2 rückgeführt werden. Weiters weist die Brennkraftmaschine 1 einen Abgasturbolader 7 mit einem Verdichter 71 im Einlassstrang 2 und einer Abgasturbine 72 im Auslassstrang 3 auf.

Pro Zylinder sind über Hubventile gesteuerte Gaswechselöffnungen, also eine oder mehrere Einlassöffnungen und eine oder mehrere Auslassöffnungen vorgesehen, welche den Gasaustausch im Zylinder ermöglichen. Die Brennkraftmaschine 1 kann selbstzündend oder fremdgezündet sein, einen oder mehrere Zylinder für hin- und hergehende Kolben aufweisen.

Die Abgasnachbehandlungseinrichtung 4 kann zumindest einen Partikelfilter und/oder zumindest einen Katalysator aufweisen. Die Abgasrückführeinrichtung 6 weist ein Abgasrückführventil 60 und eine Abgasrückführleitung 61 auf, in welchem der EGR-Wärmetauscher 52 und ein Reed-Ventil 62 (Flutterventil) angeordnet ist.

Die Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 arbeitet nach dem ORC-Verfahren (ORC=Organic Rankine Cycle) und weist einen Kreislauf 50 für ein organisches Arbeitsmedium auf, welcher in Fig. 2 dargestellt ist. In dem Kreislauf 50 sind neben dem ersten Verdampfer 510 des Abgaswärmetauschers 51 und dem zweiten Verdampfer 520 des EGR-Wärmetauschers 52 ein Expander 53 - beispielsweise eine Kolbenmaschine oder eine Turbine, ein Kondensator 54, ein Reservoir 55, eine Pumpe 56 und ein Verteilerventil 57 angeordnet.

Die Wärmequellen - Abgas des Abgasstranges 3 und rückgeführtes Abgas des Abgasrückführleitung 61 - werden in der Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 genutzt, um das Arbeitsmedium im ersten Verdampfer 51 und/oder zweiten Verdampfer 52 zu verdampfen. Der erste Verdampfer 51 und der zweite Verdampfer 52 sind im Kreislauf 50 der Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 parallel geschaltet und werden über das Verteilerventil 57 geschaltet, um einen Betrieb mit oder ohne Abgasrückführung zu ermöglichen. In letzterem Falle wird das Arbeitsmedium am zweiten Verdampfer 520 vorbeigeleitet.

Der erste Verdampfer 510 ist im Abgasstrang 3 nach der Abgasnachbehandlungseinrichtung 4 der Brennkraftmaschine 1 positioniert, wie in Fig. 3 gezeigt ist. Dadurch können nachteilige Auswirkungen auf die Abgasnachbehandlung vermieden werden.

Mittels des ORC-Verfahrens wird in der Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 Abwärme aus dem Abgas (Enthalpie) in mechanische Energie umgewandelt.

Fig. 4 zeigt eine Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 mit vereinfachtem ORC mit nur einer Wärmequelle, und zwar einem ersten Verdampfer 510 eines Abgaswärmetauschers 51. Die Enthalpie Q des Abgases kann aus dem Abgasmassenstrom m , der spezifischen Wärmekapazität c_p , welche als annähernd konstant betrachtet wird, und der abgasseitigen Temperaturdifferenz ΔT zwischen Eintritt 511 und Austritt 512 des ersten Verdampfers 510 berechnet werden:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Ein Ansteigen der Enthalpie Q hat ein Ansteigen der mechanischen Leistung P des Expanders zu Folge.

In Fig.5 ist die Leistung P des Expanders 53 als Funktion über verschiedenen Abgasmassenströme m und abgasseitige Eintrittstemperaturen T_E des Abgaswärmetauschers 51 mit einem konstanten Wirkungsgrad aufgetragen. Daraus ist ersichtlich, dass die abgasseitigen Eintrittstemperaturen T_E des Abgaswärmetauschers 51 größeren Einfluss auf die Leistung P des Expanders 53 haben, als der Abgasmassenstrom m .

Die Position des Betriebspunktes mit dem höchsten thermischen Wirkungsgrad BTE_{opt} für eine erfindungsgemäße Brennkraftmaschine ist in den in Fig. 6 und 7 gezeigten Kennfeldern dargestellt, wobei jeweils das Drehmoment MD über der Drehzahl N der Brennkraftmaschine 1 aufgetragen sind. Im Kennfeld sind die thermischen Wirkungsgrade BTE_1 der Brennkraftmaschine 1 eingetragen. Fig. 6 zeigt den thermischen Wirkungsgrad BTE_1 für die Brennkraftmaschine 1 alleine, also ohne Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 (WHR=Waste Heat Recovery), und Fig. 7 zeigt den thermischen Wirkungsgrad BTE_{1+5} für die Brennkraftmaschine 1 samt Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5. Der markierte Bestpunkt BTE_{opt} des thermischen Wirkungsgrades BTE_1 liegt in Fig. 6 bei der Brennkraftmaschine 1 alleine bei 48 % - bei einer Drehzahl N von 1261 U/min und einem Drehmoment MD von 1892 Nm, das sind 84% des Nenndrehmomentes M_N für diese Drehzahl N - und in Fig. 7 bei der Brennkraftmaschine 1 samt Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 bei etwa 50 % - bei einer Drehzahl N von

1230 U/min und einem Drehmoment MD von 1789 Nm, das sind 80% des Nenndrehmomentes M_N für diese Drehzahl N.

Auf der Basis der Fig. 5, 6 und 7 lässt sich die Schlussfolgerung ziehen, dass - bei gegebener Abwärmemenge einer Brennkraftmaschine 1 - für die Effizienz des ORC-Verfahrens hohe Abgastemperaturen T_E und geringe Abgasmassenströme m besser sind als niedrige Abgastemperaturen T_E und hohe Abgasmassenströme m .

Hohe Abgastemperaturen T_E bei möglichst geringen Abgasmassenströmen m können in einer Brennkraftmaschine 1 durch größtmögliche Reduzierung der Luftmenge erzielt werden.

Ursache-Wirkung-Beziehung für einen Dieselmotor

Im Folgenden werden zwei unterschiedliche technologische Konzepte zum Erreichen eines hohen thermischen Wirkungsgrades BTE_1 für die Brennkraftmaschinen 1 allein aufgezeigt, wobei weiterhin die NOx-Emissionsanforderungen erfüllt werden

Konzept 1 (niedrige Zylindermasse):

- „Niedrige“ Zylindermasse ermöglicht die Auslegung des Abgasturboladers 7 mit „niedrigem“ Ladedruck und positiver Pumparbeit.
- Die geringe Zylindermasse ermöglicht ein hohes Verdichtungsverhältnis CR bei einer Motorauslegung für einen festen Zündspitzendruck (z.B. 250 bar).
- Die positive Pumparbeit verhindert allerdings den Transport großer Mengen rückgeführten Abgases der Hochdruck-Abgasrückführeinrichtung, was zu einer hohen NOx-Emission aus der Brennkraftmaschine 1 führt. Deshalb ist ein effizientes, aber teures De-NOx-System (z.B. SCR-Katalysator) der Abgasnachbehandlungseinrichtung 4 erforderlich.

Konzept 1 wirkt sich wie folgt auf den thermischen Wirkungsgrad BTE_1 der Brennkraftmaschine 1 und die Bedingungen für den ersten Abgasverdampfer 510 der Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 aus:

- Positive Pumparbeit (höherer Ansaugdruck als Abgasdruck) erhöht den thermischen Wirkungsgrad der Brennkraftmaschine 1.

- Ein hohes Verdichtungsverhältnis CR erhöht die Verbrennungseffizienz des Hochdruckzyklus und ermöglicht einen höheren thermischen Wirkungsgrad BTE_1 der Brennkraftmaschine 1.
- Eine geringere Zylindermasse erhöht allerdings den Wärmeübergang auf die Zylinderwände, was wiederum den thermischen Wirkungsgrad BTE_1 verringert.
- Der geringere Luftstrom und der daraus resultierende geringere Ladedruck führen zu einem geringeren Druck vor der Abgasturbine 72 des Abgasturboladers 7, was wiederum zu einer geringeren Expansion in der Abgasturbine 72 führt und eine höhere Abgastemperatur T_E nach der Abgasturbine 7 ermöglicht.
- Bei gleicher Abgasenthalpie ist die Abgastemperatur T_E „hoch“ und der Abgasmassenstrom m „niedrig“, was für den thermischen Wirkungsgrad BTE_5 der Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 günstig ist.

Konzept 2 (hohe Zylindermasse):

- Hohe Zylindermasse führt zu einer Turbolader Auslegung mit hohem Ladedruck und typischerweise negativer Pumparbeit
- Die hohe Zylindermasse ermöglicht ein niedriges Verdichtungsverhältnis bei einer Motorauslegung für einen festen Zündspitzendruck (z.B. 250 bar).
- Die negative Pumparbeit ermöglicht den Transport großer Mengen von rückgeführtem Abgas des Hochdruck-Abgasrückführsystems, was zu einer geringeren NO_x -Emission aus der Brennkraftmaschine 1 führt und ein einfacheres und kostengünstigeres De- NO_x -System (z.B. SCR-Katalysator) der Abgasnachbehandlungseinrichtung 4 ermöglicht.

Konzept 2 wirkt sich wie folgt auf den thermischen Wirkungsgrad BTE_1 der Brennkraftmaschine 1 und die Bedingungen für den ersten Abgasverdampfer 510 der Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 aus:

- Eine höhere Zylindermasse verringert den Wärmeübergang an die Zylinderwände, wodurch der thermische Wirkungsgrad BTE_1 der Brennkraftmaschine 1 erhöht wird.
- Eine negative Pumparbeit (höherer Abgasdruck als Einlassdruck) verringert den thermischen Wirkungsgrad BTE_1 der Brennkraftmaschine 1.

- Ein niedriges Verdichtungsverhältnis CR aufgrund der PFP-Konstruktionsgrenze (PFP=peak firing pressure) führt zu einer geringeren Verbrennungseffizienz, was wiederum zu einem niedrigeren thermischen Wirkungsgrad BTE_1 der Brennkraftmaschine 1 führt.
- Der höhere Luftstrom und der daraus resultierende höhere Ladedruck führen zu einem höheren Druck vor der Abgasturbine 72, was wiederum zu einer höheren Expansion in der Abgasturbine 72 führt und eine niedrigere Abgastemperatur T_E nach der Abgasturbine 72 ermöglicht.
- Bei gleicher Abgasenthalpie ist die Abgastemperatur T_E niedrig und der Abgasmassenstrom m „hoch“, was für den thermischen Wirkungsgrad BTE_5 der Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 ungünstig ist.

Sowohl für Konzept 1 als auch für Konzept 2 werden die folgenden Funktionen verwendet, um den höchsten thermischen Wirkungsgrad BTE_1 der Brennkraftmaschine 1 zu erzielen:

- die Ventilsteuerung der Gaswechselventile ermöglicht einen Liefergrad λ_l von $> 90\%$ am besten Punkt, wenn keine Miller-Steuerung vorhanden ist;
- geringe Drallzahlen R_s im Brennraum im Bereich von 0 bis 1,6;
- maximale Durchflusskoeffizienten K_v der Gaswechselöffnungen: gleich oder höher 0,068;
- Maximaler Kraftstoffeinspritzdruck der Kraftstoffinjektoren gleich oder über 2500 bar;
- Düsendurchflussrate der Kraftstoffinjektoren: 700-1200 ml/60s pro 100 kW Nennleistung PWR bei einem Kraftstoffeinspritzdruck von 100 bar;
- Reed-Ventile 62 in der Abgasrückführleitung 61 für Brennkraftmaschinen 1 mit Abgasrückführsystem 6;
- Maximaler Turboladerwirkungsgrad über 60%;
- Start der Haupteinspritzung im besten Betriebspunkt des thermischen Wirkungsgrad BTE_1 , wodurch ein Verbrennungsschwerpunkt MFB50% bei 6-12 ° Kurbelwinkel KW nach dem Totpunkt ATDC der Zündung erreicht wird.

Simulationen, die den thermischen Wirkungsgrad BTE_{1+5} der Brennkraftmaschine 1 samt Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 von Konzept 1 und Konzept 2 vergleichen, sind in folgender Tabelle 1 gezeigt. Beide Konzepte weisen einen thermischen Wirkungsgrad BTE_1 der Brennkraftmaschine 1 alleine von 48% auf. Als

Arbeitsmedium der Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 wurde Cyclopentan verwendet.

Tabelle 1			Konzept 1	Konzept 2
Brennkraftmaschine 1				
Nennleistung	PWR	kW	242.6	242.6
Drehzahl	N	U/min	1025	1025
Stickoxidemission	NOx	g/kWh	12.6	5.3
Spezifischer Kraftstoffverbrauch	BSFC	g/kWh	174.6	174.4
Thermischer Wirkungsgrad	BTE ₁	%	48.0	48.0
Brennkraftmaschine alleine				
Abgasrückführrate	RT_EGR	%	9.6	24.1
Einlassluftmassenstrom	MF_IA	kg/h	1053.8	1203.2
EGR-Massenstrom	MF_EGR	kg/h	112.2	381.8
Abgasmassenstrom	MF_EXH	kg/h	1096.3	1245.6
Kompressionsverhältnis	CR	-	23	20
Verbrennungsluftverhältnis	λ	-	1.73	2
Druck Einlasssammler	P_IM	kpa	2.90	4.00
Druck Auslasssammler	P_31	kpa	2.89	4.12
Temperatur Einlasssammler	T_IM	°C	37.2	48.3
Temperatur Auslasssammler	T_41	°C	365.2	258
Abgastemperatur Eintritt	T _E	°C	355.2	248
Verdampfer				
EGR-Temperatur	T_EGR_IN	°C	429.3	402.6
Verbrennungsschwerpunkt	MFB_50%	°Kurbelwinkel	9	9.9
KW				
Verbrennungsdruck	P_MX	bar	259.5	271.5
Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 (WHR)				
rückgewonnene Abwärme	WHR Power	kW	10.7	5.9
WHR (Abgas+EGR)	(Abgas+EGR)			
Thermischer Wirkungsgrad	WHR BTE ₅	%	2.21	1.20
WHR (Abgas+EGR)	(Abgas+EGR)			
rückgewonnene Abwärme	WHR Power	kW	9.4	2.1
WHR (Abgas alleine)	(Abgas alleine)			

Thermischer Wirkungsgrad WHR (Abgas alleine)	WHR BTE ₅₁ (Abgas alleine)	%	1.93	0.42
maximaler thermischer Wirkungsgrad gesamt	BTE₁₊₅	%	50.2	49.2

Konzept 1:

Maßnahmen zur Reduktion des spezifischen Kraftstoffverbrauches BSFC:

- Hohes Kompressionsverhältnis CR
- Geringerer Ladedruck führt zu positiver Pumparbeit ($P_{im} > P_{31}$)

Resultat:

- Weniger AGR-Transport und höheres NO_x
- Niedrigere Zylinder Masse
- Geringere Expansion der Abgasturbine
- Höhere Abgastemperatur

Konzept 2:

Maßnahme zur Reduktion des spezifischen Kraftstoffverbrauches BSFC:

- Hohe Zylinder Masse bewirkt reduzierte Wärmeübertragung

Resultat:

- Hoher Ladedruck führt zu negativer Pumparbeit ($P_{im} < P_{31}$), wodurch der AGR-Transport ermöglicht und NO_x gesenkt wird
- Niedrigeres Verdichtungsverhältnis bei gleichem Spitzendruck PFP
- Hohe Expansion in der Abgasturbine
- Niedrigere Abgastemperatur

Die Ergebnisse zeigen, dass der gesamte thermische Wirkungsgrad BTE₁₊₅ für Brennkraftmaschine 1 samt Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 für Konzept 1 viel höher ist, als bei Konzept 2. Der Hauptgrund dafür ist die höhere Abgastemperatur T_E vor dem Eintritt in den Verdampfer 51, die für das ORC-Verfahren günstig ist.

Somit erzielt Konzept 1 erzielt in Kombination mit der Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 unter Verwendung des ORC-Verfahrens den höchsten thermischen Gesamtwirkungsgrad BTE_{1+5} .

Basierend auf diesen Erkenntnissen lässt sich ein Auslegungsverfahren zur Erzielung des höchsten thermischen Wirkungsgrades BTE_{1+5} für eine Brennkraftmaschine 1 samt Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 in einem einzelnen stationären Kennfeldpunkt finden:

Es handelt sich dabei um eine Auslegungsmethode für den höchsten thermischen Wirkungsgrad BTE_{1+5} in einem einzelnen Kennfeldpunkt für eine Brennkraftmaschine 1 mit Hochdruck-Abgasrückführung samt einer Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 für zumindest eine Abwärmequelle, wobei die Brennkraftmaschine 1 einen festen Zündspitzendruck (PFP), eine nichtvariable Ventilsteuerung und einen festen volumetrischen Wirkungsgrad, einen festen maximalen Kraftstoffeinspritzdruck (Rail), einen festen Düsendurchfluss, zumindest ein Reed-Ventil 62, einen festen Turboladerwirkungsgrad (z.B. 62%) und einen Beginn der Haupteinspritzung aufweist, welche einen Verbrennungsschwerpunkt MFB50% bei etwa 6° bis 12° Kurbelwinkel KW nach dem Totpunkt ATDC der Zündung in einem einzigen Betriebspunkt aufweist, der die gesetzlich vorgegebenen maximale NOx-Emissionswerte am Endrohraustritt erfüllt:

Dabei wird folgende Iteration durchgeführt:

- 1) Anpassung des Abgasturboladers 7, welche eine Reduzierung des Ladedruckes bis zu dem Punkt ermöglicht, an dem das erforderliche rückgeführte Abgas noch transportiert werden kann, um die gesetzlich vorgegebenen NOx-Emissionsvorschriften zu erfüllen. Dabei wird ein Kompromiss zwischen positiver Pumparbeit und Zylinder- masse eingegangen. Das erforderliche Ladedruck bzw. die erforderliche Abgasrückführungsrate RT_EGR ist abhängig von der Leistungsfähigkeit der Abgasnachbehandlungseinrichtung 4.
- 2) Das Kompressionsverhältnis CR wird erhöht, bis der maximale Zylinder- Spitzendruck erreicht ist.
- 3) Die resultierende Abgastemperatur, der Abgasmassenstrom und das durch die Brennkraftmaschine 1 emittierte Stickoxid NOx_Engine_Out ermöglichen

einen Stickoxidgehalt NOx_TailPipe am Endrohr 31 für die gegebene Abgasnachbehandlungseinrichtung 4.

- 4) Wenn der Stickoxidgehalt NOx_TailPipe am Endrohr die gesetzlich vorgegebenen maximalen NOx -Emissionswerte am Endrohraustritt 31 überschreitet, dann wird Schritt 1) mit höherer Abgasrückführ rate RT_EGR (Iteration) wiederholt.

Diese iterative Auslegungsmethode für die Brennkraftmaschine 1 ermöglicht den höchsten thermischen Gesamtwirkungsgrad BTE_{1+5} für die Brennkraftmaschine 1 samt Abwärmerückgewinnungseinrichtung 5 für einen einzelnen stationären Betriebspunkt.

P A T E N T A N S P R Ü C H E

1. Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine mit zumindest einer Gaswechselöffnung pro Zylinder, mit zumindest einem Kraftstoffinjektor, mit zumindest einem eine Abgasturbine (72) und einen Verdichter (71) aufweisenden Abgasturbolader (7), wobei Abgaswärme eines Auslasssystems (3) und/oder eines Abgasrückführsystems (6) der Brennkraftmaschine (1) mit einer nach einem organischen Rankine-Zyklus (ORC) arbeitenden Abwärmerückgewinnungseinrichtung (5) rückgewonnen wird, dadurch gekennzeichnet, dass die Brennkraftmaschine (1) in zumindest einem definierten Betriebspunkt mit folgender Kombination von Parametern betrieben wird:
 - Kompressionsverhältnis (CR) zwischen 21 und 23;
 - Spitzenverbrennungsdruck (P_{MX}) von mindestens 250 bar, vorzugsweise zwischen 250 bar und 270 bar, im gesamten Motorkennfeld;
 - Liefergrad (λ_l) von mindestens 90%;
 - Drallzahl (R_s) im Zylinder zwischen 0 und 1,6;
 - Durchflusskoeffizient (K_v) zumindest einer Gaswechselöffnung: Mindestens 0,068;
 - maximaler Einspritzdruck der Kraftstoffinjektoren: mindestens 2500 bar
 - spezifische Düsendurchflussrate der Kraftstoffinjektoren von 700 - 1200ml/60s pro 100kW Nennleistung, gemessen bei einem Kraftstoffeinspritzdruck von 100 bar;
 - maximaler Abgasturbolader-Wirkungsgrad: mindestens 60%, vorzugsweise mindestens 65%;
 - Beginn der Haupteinspritzung des Kraftstoffes im besten Betriebspunkt des thermischen Wirkungsgrads (BTE) der Brennkraftmaschine (1) so, dass der Verbrennungsschwerpunkt (MFB50%) bei etwa 6° bis 12°, vorzugsweise 8° bis 10°, Kurbelwinkel (KW) nach dem Totpunkt (ATDC) der Zündung liegt.
2. Verfahren nach Anspruch 1, wobei mittels eines Abgasrückführsystem (6) zumindest dem definierten Betriebspunkt der Brennkraftmaschine (1) Abgas von einem Auslasssystem (3) zu einem Einlasssystem (2) rückgeführt wird, dadurch gekennzeichnet, dass das Abgas zumindest in dem definierten

Betriebspunkt mit einer Abgasrückführrate (RT_EGR) zwischen 0% und 15% rückgeführt wird.

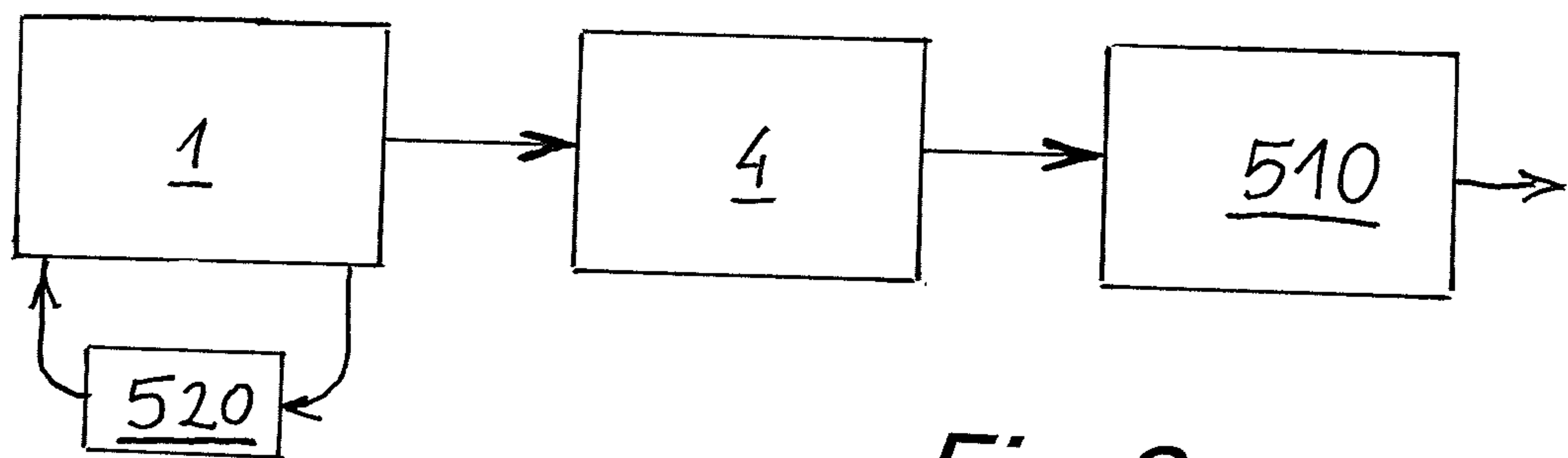
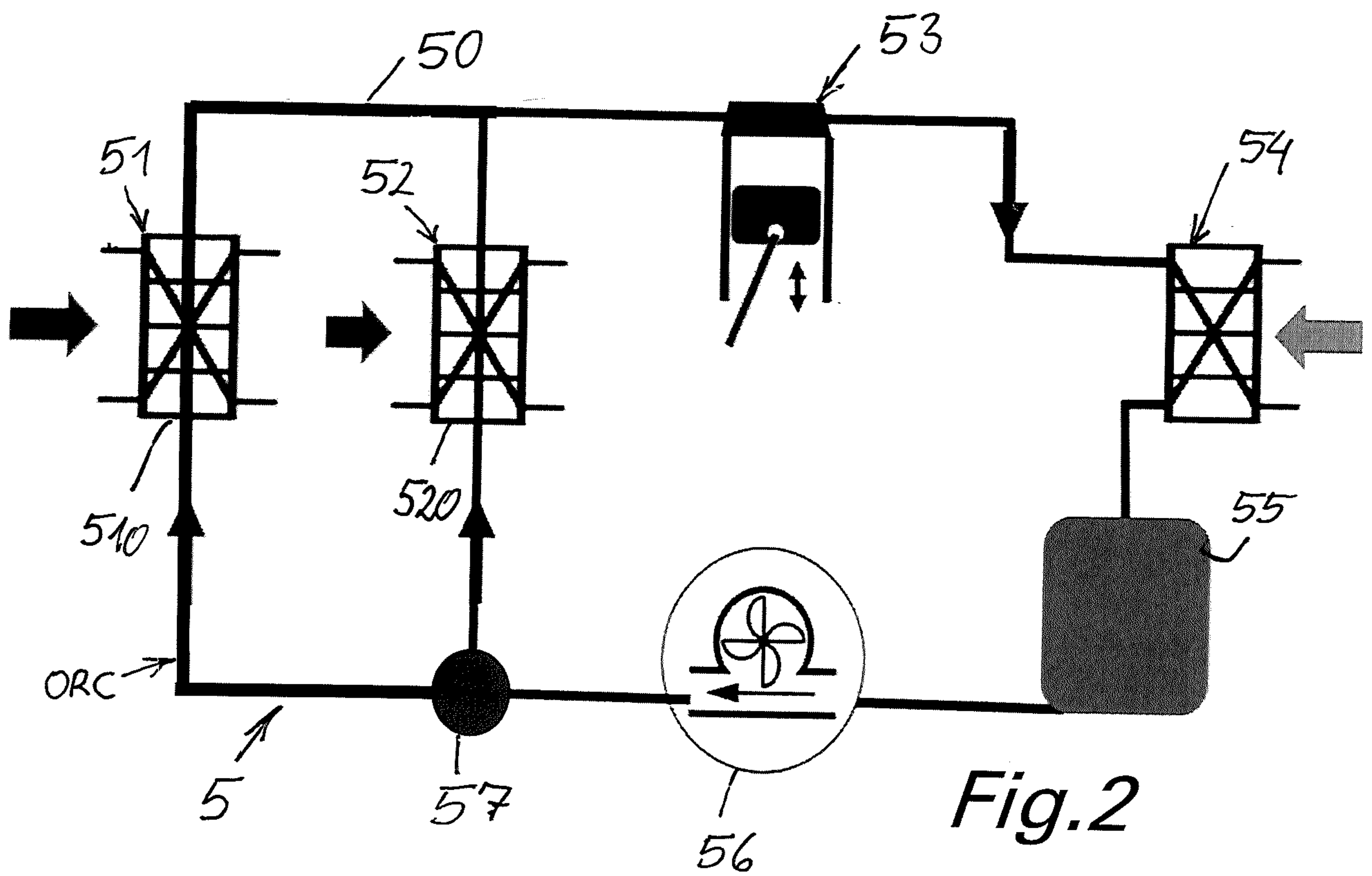
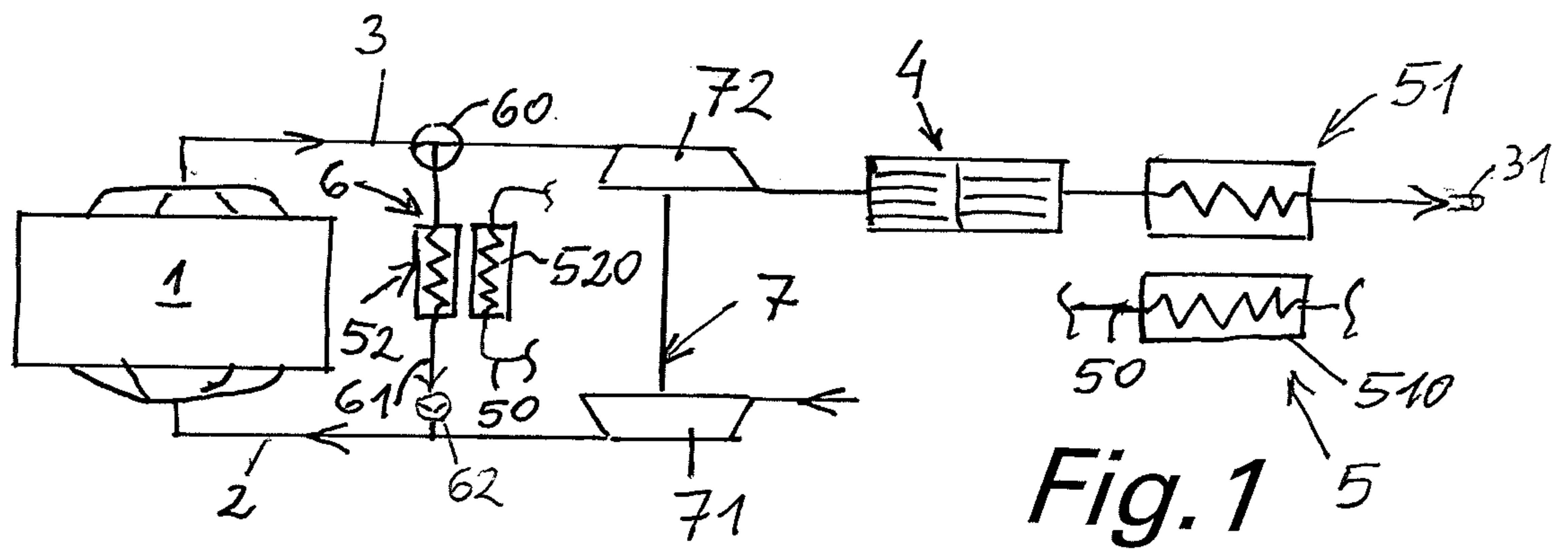
3. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass das rückgeführte Abgas in einer Abgasrückführleitung (61) des Abgasrückführsystems (6) über ein in Strömungsrichtung öffnendes Reed-Ventil (62) geleitet wird.
4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Abgasturbine (72) des Abgasturboladers (7) mittels eines Waste-Gates oder einer variablen Turbinengeometrie geregelt wird.
5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Brennkraftmaschine (1) bei einer Drehzahl (N) in einem Bereich zwischen 1020 U/min und 1200 U/min, vorzugsweise zwischen 1025 U/min und 1150 U/min, und bei einem Drehmoment (M) in einem Bereich zwischen 75% und 85% des Nenndrehmomentes (M_N) für diese Drehzahl (N) mit maximalem thermischen Wirkungsgrad (BTE_1) betrieben wird, wobei vorzugsweise der relative Ladedruck des Abgasturboladers (7) zwischen 2,8 und 3.1 bar liegt.
6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass als Arbeitsmedium der Abwärmerückgewinnungseinrichtung (5) Cyclopentan verwendet wird.
7. Brennkraftmaschine (1) mit zumindest einem Gaswechselventil, mit zumindest einem Kraftstoffinjektor, mit zumindest einem eine Abgasturbine (72) und einen Verdichter (71) aufweisenden Abgasturbolader (7), wobei vorzugsweise die Brennkraftmaschine (1) ein Abgasrückführsystem (6) mit zumindest einer Abgasrückführleitung (61) zwischen einem Einlasssystem (2) und einem Auslasssystem (3) aufweist, sowie mit einer nach einem organischen Rankine-Zyklus (ORC) arbeitenden Abwärmerückgewinnungseinrichtung (5) zur Rückgewinnung von Abgaswärme aus dem Abgassystem (3) und/oder dem Abgasrückführsystem (6), welche Abwärmerückgewinnungseinrichtung (5) einen Kreislauf für ein Arbeitsmedium mit zumindest einer Pumpe (56) , zumindest einem Verdampfer (510, 520), zumindest einen Expander (53) und zumindest einem Kondensator (54) aufweist, dadurch gekennzeichnet,

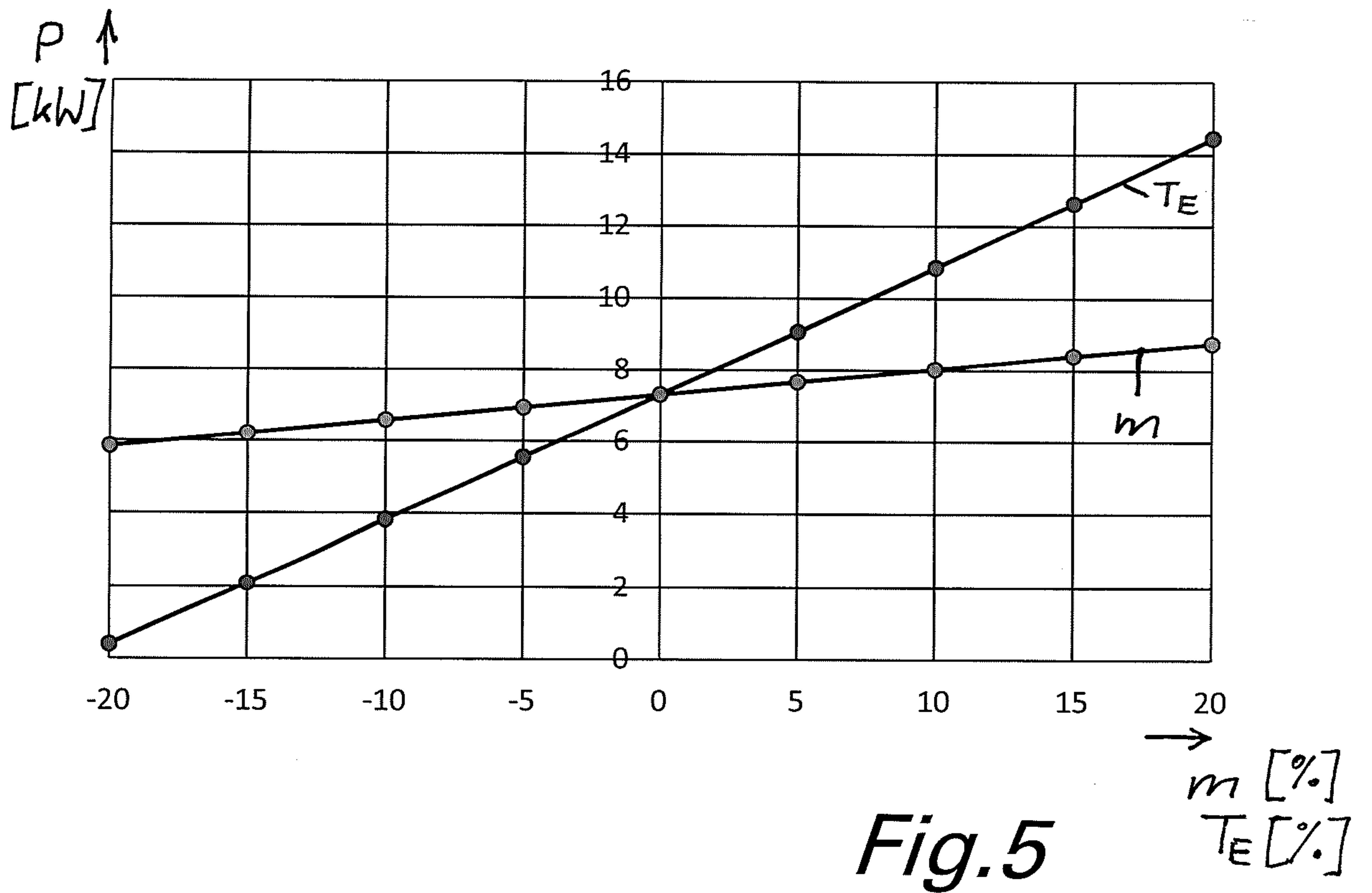
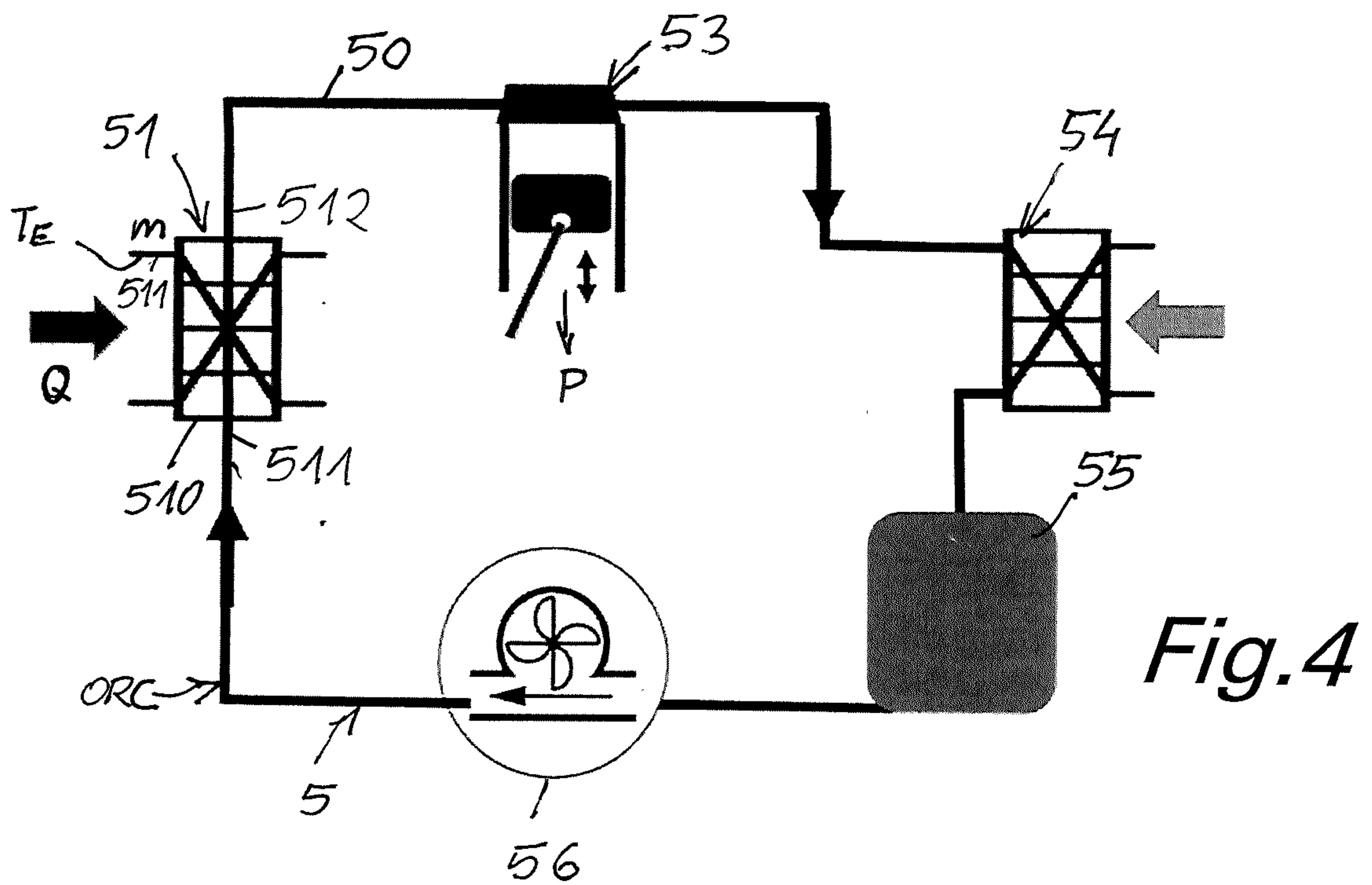
dass die Brennkraftmaschine (1) ausgebildet ist, um in zumindest einem definierten Betriebspunkt mit folgender Kombination von Parametern betrieben zu werden:

- Kompressionsverhältnis (CR) zwischen 21 und 23;
 - Spitzenverbrennungsdruck (P_{MX}) von mindestens 250 bar, vorzugsweise zwischen 250 bar und 270 bar, im gesamten Motorkennfeld;
 - Liefergrad (λ_l) von mindestens 90%;
 - Drallzahl (R_s) im Zylinder zwischen 0 und 1,6;
 - Durchflusskoeffizient (K_v) zumindest einer Gaswechselöffnung: mindestens 0,068;
 - maximaler Einspritzdruck des zumindest einen Kraftstoffinjektors: mindestens 2500 bar
 - spezifische Düsendurchflussrate des zumindest einen Kraftstoffinjektors von 700 -1200ml/60s pro 100kW Nennleistung (PWR), gemessen bei einem Kraftstoffeinspritzdruck von 100 bar;
 - Abgasrückführrate (RT_EGR) zwischen 0 und 15%;
 - maximaler Abgasturbolader-Wirkungsgrad: mindestens 60%, vorzugsweise mindestens 65%;
 - Beginn der Haupteinspritzung des Kraftstoffes im besten Betriebspunkt des thermischen Wirkungsgrads so, dass der Verbrennungsschwerpunkt (MFB50%) bei etwa 6° bis 12°, vorzugsweise 8° bis 10°, Kurbelwinkel (KW) nach dem Totpunkt (ATDC) der Zündung liegt.
8. Brennkraftmaschine (1) nach Anspruch 7, mit einem Abgasrückführsystem (6), vorzugsweise einem Hochdruck- Abgasrückführsystem, mit zumindest einer Abgasrückführleitung (61) zwischen einem Einlasssystem (2) und einem Auslasssystem (3), dadurch gekennzeichnet, dass das Abgas in dem definierten Betriebspunkt mit einer Abgasrückführrate (RT_EGR) zwischen 0 und 15% rückführbar ist.
9. Brennkraftmaschine (1) nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass in zumindest einer Abgasrückführleitung (61) des Abgasrückführsystems (6) ein in Strömungsrichtung des rückgeführten Abgases öffnendes Reed-Ventil (62) angeordnet ist.

10. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 7 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Abgasturbine (72) des Abgasturboladers (7) ein Waste-Gate oder eine variable Turbinengeometrie aufweist.
11. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 7 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass der maximale thermische Wirkungsgrad (BTE_1) der Brennkraftmaschine (1) bei einer Drehzahl (N) in einem Bereich zwischen 1020 U/min und 1200 U/min, vorzugsweise zwischen 1025 U/min und 1150 U/min, und bei einem Drehmoment (M) in einem Bereich zwischen 75% und 85% des Nenndrehmomentes (M_N) für diese Drehzahl (N) liegt, wobei vorzugsweise der relative Ladedruck des Abgasturboladers (7) zwischen 2,8 und 3,1 bar liegt.
12. Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 7 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass das Arbeitsmedium der Abwärmerückgewinnungseinrichtung (5) Cyclopentan ist.
13. Verfahren zum Auslegen einer Brennkraftmaschine (1) nach einem der Ansprüche 7 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass folgende Schritte durchgeführt werden:
 - a. Anpassen des Abgasturboladers (7) solange, bis ein minimaler Ladedruck des Verdichters (71) des Abgasturboladers (7) erreicht wird, bei dem eine erforderliche Abgasmenge noch rückgeführt werden kann, um gesetzlich vorgegebene maximale NO_x-Emissionswerte am Endrohraustritt (31) der Brennkraftmaschine (1) zu erfüllen;
 - b. Erhöhen des Kompressionsverhältnisses (CR) der Brennkraftmaschine (1), bis der maximale Zylinder-Spitzendruck erreicht wird,
 - c. Wiederholen der Schritte a. und b. mit höherer Abgasrückführrate (RT_{EGR}), wenn der Stickoxidgehalt (NO_x_{TailPipe}) am Endrohraustritt (31) der Brennkraftmaschine (1) die gesetzlich vorgegebenen maximalen NO_x-Emissionswerte überschreitet.

23.07.2019
FU





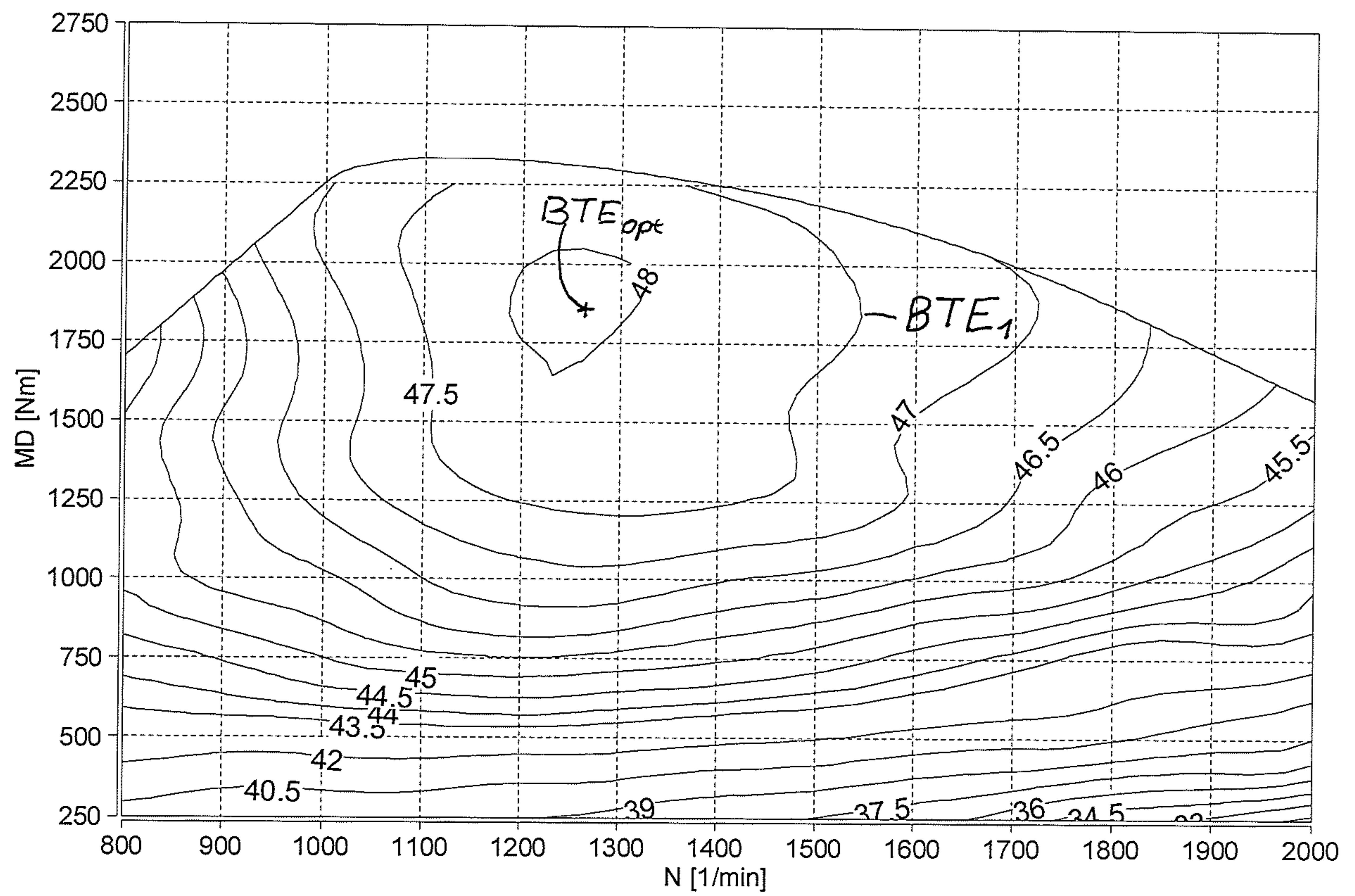


Fig.6

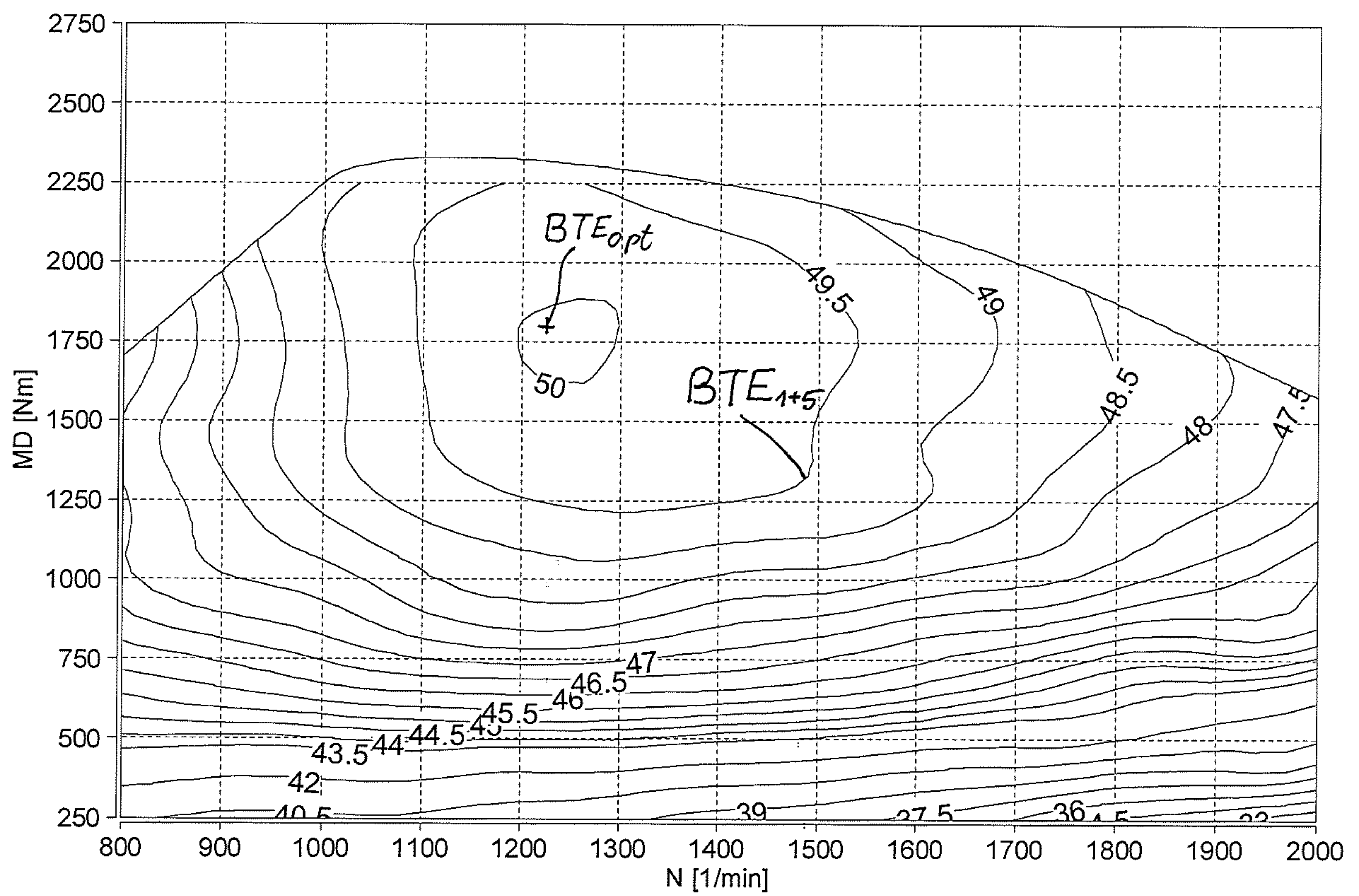


Fig.7