



(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **103 11 188.3**
(22) Anmeldetag: **12.03.2003**
(43) Offenlegungstag: **23.09.2004**
(45) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: **31.10.2012**

(51) Int Cl.: **F01P 7/16 (2006.01)**
F01P 3/20 (2006.01)

Innerhalb von drei Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(73) Patentinhaber:
**ATT AutomotiveThermoTech GmbH, 51429,
Bergisch Gladbach, DE**

(72) Erfinder:
Himmelsbach, Johann, Dr.-Ing., 51789, Lindlar, DE

DE	198 58 988	A1
DE	199 08 088	A1
DE	199 21 421	A1
DE	199 43 981	A1
US	7 421 984	B2
US	2002 / 0 129 775	A1
US	4 748 941	A
US	5 809 944	A
US	5 730 089	A

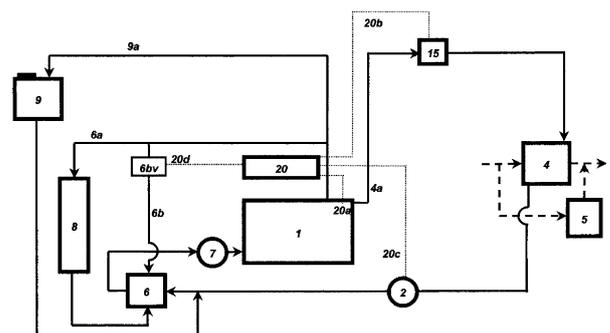
(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
gezogene Druckschriften:

DE	28 09 187	A1
DE	40 33 261	A1
DE	43 24 749	A1
DE	43 33 110	A1
DE	44 27 340	A1
DE	198 31 901	A1

**BRAESS, Hans-Hermann (Hrsg.);
SEIFFERT, Ulrich (Hrsg.): Vieweg Handbuch
Kraftfahrzeugtechnik. 2., verbesserte Auflage.
Braunschweig/Wiesbaden : Vieweg, April 2001.
375-376. Abschnitt 6.4.3.2.2. - ISBN 3-528-13114-4**

(54) Bezeichnung: **Verfahren und Vorrichtung zur bedarfsgerechten Kühlung von Verbrennungskraftmaschinen unter Verwendung eines Bypassventils und mindestens einer Wärmesenke**

(57) Hauptanspruch: Verfahren zum Betrieb eines Kühl- und Heizungskreislaufs für Kraftfahrzeuge mit einer durch Kühlmittel gekühlten Brennkraftmaschine, mit einem autarken Thermostatventil 6, welches zur Kontrolle der Kühlmitteltemperatur den Kühlmitteldurchsatz durch die Brennkraftmaschine 1 und einen Fahrzeugkühler 8 regelt und einem von einer elektronischen Motorsteuerung 20 beeinflussbaren Bypasszweig 6b mit Zusatzventil 6bv, welcher den Kühlmitteldurchsatz durch die Brennkraftmaschine in Abhängigkeit von deren Kühlbedarf zusätzlich variiert, insbesondere Verfahren zum Betrieb von Brennkraftmaschinen mit einem konventionellen Dehnstoff-Thermostaten, dadurch gekennzeichnet, dass Mittel 4, und/oder 2 und/oder 15 vorgesehen sind, die den Kühlmitteldurchsatz durch einen Heizungswärmetauscherkreislauf 4a, einen Entlüftungskreislauf 9a und/oder sonstige auch bei geschlossenem Thermostatventil 6 durchströmte Kühlmittelzweige so stark begrenzen, dass in einer ersten Betriebsart mit einem hohen Kühlmitteldurchsatz durch den Bypasszweig 6b die nominale Thermostatöffnungstemperatur durch die Motorsteuerung einstellbar wird und dass in einer zweiten Betriebsart mit einem reduzierten Kühlmitteldurchsatz durch den Bypasszweig 6b eine aus der Vermischung der einzelnen Teilströme und deren...



Beschreibung

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren und eine Vorrichtung zum Betrieb eines Kühl- und Heizungskreislaufs für Kraftfahrzeuge mit einer durch Kühlmittel gekühlten Brennkraftmaschine, mit einem autarken Thermostatventil **6**, welches zur Kontrolle der Kühlmitteltemperatur den Kühlmitteldurchsatz durch die Brennkraftmaschine **1** und den Fahrzeugkühler **8** regelt und einem von der elektronischen Motorsteuerung beeinflussbaren Bypasszweig **6b** mit Zusatzventil **6bv**, welches den Kühlmitteldurchsatz durch die Brennkraftmaschine in Abhängigkeit von deren Kühlbedarf zusätzlich variiert. Insbesondere ist das Verfahren zum Betrieb von Brennkraftmaschinen mit konventionellen Dehnstoff-Thermostaten geeignet.

[0002] Es ist bekannt, bei Kfz-Motorkühlsystemen mittels einer verbesserten Funktionstüchtigkeit und/oder mittels einer externen Ansteuerbarkeit der üblicherweise verwendeten Bauteile, wie des Dehnstoff-Kühlerthermostaten, der Kühlmittelpumpe und teilweise auch mittels eines Zusatzventils die Temperaturregelgüte zu verbessern und/oder eine verbesserte Motorkühlung und/oder Kabinenbeheizung zu bewirken.

[0003] So zeigt die DE 44 33 110 A1 ein Kfz-Kühlsystem mit einem ersten Ventil für einen Heizungswärmetauscherströmungspfad und einem komplementär dazu geschalteten zweiten Ventil für einen Bypassströmungspfad zur Umgehung des Heizungswärmetauschers. Dieses System zielt primär darauf ab, dass bei gedrosseltem/ausgeschaltetem erstem Ventil, d. h. bei kühlmittelseitig gedrosselter/ausgeschalteter Kabinenheizung, eine hohe Kühlmitteldurchströmung des Motors und eine gute Regelgüte des Thermostaten sichergestellt werden kann, und bei eingeschalteter Heizung aufgrund des geschlossenen/gedrosselten zweiten Ventils eine hohe Kühlmitteldurchströmung des Heizungswärmetauschers.

[0004] Eine Berücksichtigung der Motorlastabhängigkeit bei der Ansteuerung der beiden Ventile (Regler) **19** und **26** ist in der DE 44 33 110 A1 nicht vorgesehen.

[0005] Die komplementäre und damit nicht frei wählbare Ansteuerung der beiden Ventile **19** und **26** unter Berücksichtigung der Anforderungen der Kabinenheizungsregelung führt bei diesem System zwangsläufig dazu, dass das System nicht frei von der Motorsteuerung verstellbar ist. D. h. u. a. dass eine motorlastabhängige Kühlung zur Kraftstoffverbrauchsoptimierung nicht einstellbar ist.

[0006] Eine Kühlmöglichkeit bei ausgeschalteter Kabinenheizung und gleichzeitig abgeschaltetem/gedrosseltem Bypass ist ebenfalls nicht vorgesehen.

[0007] Insbesondere ist ein Hinweis zur Ansteuerung der beiden Regler in Richtung „Null Flow“, d. h. eine Abschaltung der Motorkühlmitteldurchströmung, in der DE 44 33 110 A1 nicht zu finden. Vielmehr soll dieser Zustand mit der komplementären Ansteuerung der beiden Ventile gerade vermieden werden.

[0008] Ein Hinweis auf einen möglichen Motorentlüftungskreislauf und dessen Drosselung/Verschließen zur Verbesserung des Warmlaufs bzw. einer „Null Flow-Einstellung“ des Motors findet sich in der DE 44 33 110 A1 ebenfalls nicht.

[0009] Eine Alternative zur Verbesserung der Temperaturregelgüte ohne den hohen Aufwand zweier thermostatexterner Ventile zeigt der Dehnstoffthermostat der US 4,748,941 A, wobei eine aktive Einflussnahme der Motorsteuerung auf den Thermostaten oder den Bypasszweig nicht vorgesehen ist. Der Thermostat weist im Warmlauf stets einen Bypassvolumenstrom auf und stellt damit eine Motordurchströmung sicher.

[0010] Die US 5,730,089 A zeigt ein weiteres Kühlsystem mit einem Bypass-Dehnstoff-Thermostaten sowie zusätzlichen davon getrennten Ventilen zur Kontrolle des Kühlsystems bzw. einzelner Wärmetauscher, wobei der Bypasszweig des Motors bzw. des Fahrzeugkühlers im Warmlauf stets offen ist und der Heizungskreislauf einen zusätzlichen Bypasszweig zur Aktivierung/Deaktivierung der Heizung aufweist.

[0011] Die DE 199 21 412 A1 zeigt eine weitere Vorrichtung zur Verwendung in Motorkühlsystemen, bei der Umschaltventile mit einer Umwälzpumpe sehr kompakt in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht sind, die für Motorkühlkreisläufe mit einem Bypassventil sowie für Heizkreisläufe einsetzbar ist. Das ist im Prinzip eine spezielle Ausgestaltungsvariante der beiden komplementären Ventile in der DE 44 33 110 A1, verbunden mit den bereits beschriebenen Schwächen, z. B. bezüglich der freien Motorlastanpassung der Motorkühlung je nach Kabinenheizbedarf.

[0012] Eine nochmals andere Lösung zur Verbesserung des Wärmemanagements zeigt die DE 199 43 981 A1 mit einem Bypassthermostaten auf Basis eines Axialschiebers, welcher den Kühlmitteldurchfluss durch den Bypasskreislauf und den Kühlerkreislauf regelt. Die Eingriffsmöglichkeiten der Motorsteuerung bleiben auch hier aufgrund der Zwangskoppelung des Axialschiebers mit den einzelnen Öffnungsbereichen ganz erheblich begrenzt. Insbesondere ist ein freier Zugriff der Motorsteuerung auf den Bypasszweig und den Heizungs-zweig nicht möglich.

[0013] Es ist – in Teilaspekten aus den bereits genannten Quellen und aus zahlreichen anderen Quellen – insbesondere hinlänglich bekannt, bei moder-

nen PKW mittels Wärmemanagement-Maßnahmen den Kraftstoffverbrauch zu senken. Eine schnelle Erwärmung des Kühlmittels und des Motoröls und damit auch der Motorbauteiltemperaturen sowie das Anheben der Thermostatöffnungstemperatur in der Teillast sind probate Mittel, um Kraftstoffverbrauchsverbesserungen von 5% und mehr im ECE-Zyklus zu realisieren.

[0014] Zukünftige Strategien zur Erzielung des vollen Kraftstoffeinsparpotenzials mittels derartiger Maßnahmen beinhalten insbesondere Möglichkeiten, den Öffnungszeitpunkt des Thermostaten mittels der Motorsteuerung frei zu wählen und den Kühlmitteldurchsatz durch den Motor im Warmlauf in weiten Bereichen zu variieren. Hierfür sind verschiedene Lösungen verfügbar, von der magnetischen Schaltkupplung zur Abschaltung der Kühlmittelpumpe des Motors über pumpeninterne Kurzschlussventile bis hin zur voll variablen el. Wasserpumpe als Ersatz für die riemengetriebene Kühlwasserpumpe.

[0015] Allen bekannten Lösungen zur Regelung des Kühlmitteldurchsatzes durch den Motor ist gemeinsam, dass erhebliche Kosten für die erforderlichen Zusatzkomponenten anfallen. Neben den Maßnahmen zur Regelung des Durchflusses durch den Motor ist bei den meisten bekannten Optimierungsstrategien insbesondere der Austausch des heute üblichen Thermostaten mit Regelung des Kühlerdurchflusses mittels Dehnstoffelement durch ein von der Motorsteuerung frei ansteuerbares Ventil vorgesehen. Für die volle Ausnutzung des Potenzials sind in diesem Zusammenhang insbesondere relativ aufwändige Ventile vorgesehen bei denen der Durchfluss durch den Kühler von der Motorsteuerung vorgegeben und über einen Schrittmotor feinfühlig eingestellt wird. Verschiedene Drehpositionen des Mehrwegeventils stellen dann z. B. bevorzugte Positionen für eine optimale Heißkühlung, eine maximale Kühlwirkung oder eine maximale Kabinenheizleistung ein. Die Kosten für ein derartiges Ventil, um mehrere Zu- und Abflüsse u. a. für den Kühler-, den Bypass- und den Heizkreislauf zu schalten bzw. stufenlos zu variieren, sind nicht unerheblich. Hinzu kommt ein weiterer Zusatzaufwand, wenn ein hinreichendes Fail-Save-Verhalten für alle möglichen sommerlichen und winterlichen Betriebszustände realisiert werden soll.

[0016] Die Kosten sind daher bereits erheblich, selbst wenn unter Verzicht auf das volle Kraftstoffeinsparpotenzial darauf verzichtet wird, gleichzeitig mit der Einführung des Ventils auch eine Zusatzmaßnahme zur Variation der Kühlmittelpumpendrehzahl bzw. der Kühlmittelpumpenförderleistung vorzusehen.

[0017] Nicht zuletzt vor dem Hintergrund der Kosten und der Betriebssicherheit hat sich bisher ein wesentlich einfacheres System zur Heißkühlung am Markt durchgesetzt, bei dem ein Dehnstoff-Thermo-

stat mit einem el. beheizbaren Dehnstoffelement den wahlweisen Betrieb bei zwei verschiedenen Kühlmitteltemperaturen ermöglicht. Dabei wird ein Thermostat mit Dehnstoffelement eingesetzt, welcher beispielsweise ab 100°C zwangsläufig beginnt zu öffnen, bei el. Bestromung des Heizelements wird dieser Öffnungszeitpunkt dann mittels der el. Wärmezufuhr zum Dehnstoffelement auf 80°C verschoben. Die Kraftstoffverbrauchsvorteile sind hier zwar nicht voll ausgeschöpft, u. a. weil die Wirksamkeit des Systems auf Fahrsituationen mit Kühlmitteltemperaturen oberhalb ca. 80°C begrenzt ist, die Mehrkosten sind aber auch wesentlich geringer. Darüber hinaus ist sowohl jegliche Diskussion bezüglich der Robustheit des Systems und deren Fail-Safe-Charakteristik als auch die Frage nach der Verfügbarkeit serienreifer Bauteile angesichts der bereits vorliegenden Serienerfahrung mit dieser Art von el. beheizten Thermostaten weitgehend gegenstandslos.

[0018] Dennoch arbeiten die Systemlieferanten für KFZ-Kühlsysteme an den eingangs beschriebenen Varianten zur vollen Ausschöpfung des Kraftstoffeinsparpotenzials von Wärmemanagementmaßnahmen. Der Erfolg dieser neuen Lösungswege ist jedoch einerseits in erheblichem Maße an die Entwicklung der Emissionsvorschriften und des Kraftstoffverbrauchs gekoppelt, andererseits auch sehr stark an die Bereitstellung wesentlich preiswerterer Hardware als bisher verfügbar. Umgekehrt erschwert gerade der ausbleibende Großserienanlauf fallende Hardwarepreise für das el. Mehrwegeventil als Thermostatersatz und gegebenenfalls die schalt- bzw. regelbare Kühlwasserpumpe.

[0019] Demgegenüber liegt die Aufgabe der vorliegenden Erfindung darin, ein besonders kostengünstiges und dennoch betriebssicheres Kühl- und Heizsystem zu schaffen, bei dem möglichst viel des Kraftstoffeinsparpotenzials von Wärmemanagementmaßnahmen bereits bei Kühlmitteltemperaturen unterhalb der heute bei Kühlsystemen ohne el. Thermostaten üblichen Thermostatöffnungstemperatur genutzt werden kann und welches darüber hinaus auch dazu genutzt werden kann, möglichst viel des Kraftstoffeinsparpotenzials zu realisieren, für das eine Kühlmitteltemperatur oberhalb der heute bei Kühlsystemen ohne el. Thermostaten üblichen Thermostatöffnungstemperatur benötigt wird.

[0020] Als besonders anzustrebende bzw. zu überbietende Eckpunkte für die Temperaturen und Kosten sind hierbei derzeit die Werte der el. beheizbaren Thermostaten anzusehen, wie sie z. B. in Fahrzeugen der Marke BMW und Ford derzeit eingebaut sind, d. h. insbesondere Einstellung der Kühlmitteltemperatur mittels der Motorsteuerung auf Werte zwischen 80–85°C bei hoher Last und 100–115°C in der Teillast.

[0021] Diese Aufgabe wird mit dem Verfahren gemäß Patentanspruch 1 gelöst.

[0022] Dabei werden im Ganzjahresbetrieb Kraftstoffverbrauchseinsparungen möglich, wie sie selbst wesentlich teurere Systeme mit aufwändigem Mehrwegeventil und variabler Kühlmittelpumpe nicht erreichen. Auch in den gesetzlichen Emissionstests bei 25°C (ECE, MVEURO, FTP) liegt das Kraftstoffeinsparpotenzial beim Kaltstart wie auch beim heißen Wiederholungstest auf dem Niveau der wesentlich teureren Systeme.

[0023] Wie später noch gezeigt wird, besteht ein ganz wesentlicher Vorteil für das Gesamtsystem darin, dass es in Verbindung mit einem Hochleistungskabinenwärmetauscher die Kraftstoffverbrauchsvorteile nicht nur im Emissionstest bei +25°C und ausgeschalteter Kabinenbeheizung liefert, sondern auch bei eingeschalteter Kabinenheizung.

[0024] Zunächst soll jedoch der allgemeinere Fall, mit besonderem Blick auf den gesetzlichen Abgastest beschrieben werden.

[0025] Dabei spielen die Mittel **2**, **4**, **15** und **9a** eine wesentliche Rolle, die den Kühlmitteldurchsatz durch den Heizungswärmetauscherkreislauf **4a**, den Entlüftungskreislauf **9a** und/oder sonstige auch bei geschlossenem Thermostaten **6** durchströmte Kühlmittelzweige stark begrenzen. Im Entlüftungskreislauf **9a** genügt hier i. a. eine Minimierung des Leitungsquerschnitts oder das Einfügen einer Drosselblende, besser in Bezug auf die Wirkung im Warmlauf und die Minimierung des Entlüftungsrisikos ist natürlich ein schaltbares Ventil. Im Heizungskreislauf **4a** wird die Durchflussbegrenzung mittels des Ventils **15** oder/und durch die Dimensionierung der Druckverluste im Heizungswärmetauscher **4** und in den Kühlmittelleitungen im Zusammenspiel mit der optionalen Elektropumpe **2** bewerkstelligt. Beim Thermostaten **6** kommt eine weitgehend konventionelle Bauweise mit einem Dehnstoff-Element als Aktuator zum Einsatz, welches beispielsweise bei 82°C beginnt zu öffnen, eine el. Beheizung des Dehnstoffelementes ist nicht notwendig.

[0026] Für den Abgastest bei +25°C wird während des Warmlaufs mittels des Bypassventils **6bv** ein sehr geringer Kühlmittelstrom eingestellt, wobei der Kühlmitteldurchsatz im Heizungswärmetauscher- und Entlüftungskreislauf möglichst gering, bevorzugt sogar gleich Null ist. Hierdurch erhöhen sich die Brennraumwandtemperaturen, die Temperatur der Zylinderlaufbahn und auch des Wassers und des Öls. Eine geringere Reibleistung des Motors und eine verbesserte Verbrennung sind die hiermit erzielten Vorteile.

[0027] Gleichzeitig reduziert sich die Antriebsleistung der Motorpumpe **7**, da die starke Reduktion der Fördermenge den pumpenkennlinienbedingt begrenzten Anstieg des Förderdrucks überkompensiert.

[0028] Beim Ottomotor kommt hierzu eine leichte Teillastentdrosselung des Motors aufgrund der höheren Ansauglufttemperatur. Im Gegensatz zum bekannten el. beheizten Thermostaten sind diese Vorteile bereits von Anfang an wirksam und nicht erst bei Erreichen der konventionellen Thermostatöffnungstemperatur von beispielsweise 82°C.

[0029] Erreicht das Kühlmittel die Thermostatöffnungstemperatur von 82°C, so beginnt der Thermostat sich zu öffnen und hält die Motoreintrittstemperatur auf Werte nahe 82°C während die Motoraustrittstemperatur angesichts des immer noch sehr geringen Kühlmitteldurchsatzes von beispielsweise 2 l/min mehr und mehr in Richtung der maximal zulässigen Temperatur von beispielsweise 115°C strebt. Teilbereiche der Brennraumwände sind dabei bereits so warm, dass im Wassermantel lokal Blasensieden einsetzt. Mit 97°C ist die mittlere Kühlmitteltemperatur damit deutlich oberhalb der Thermostatöffnungstemperatur von 82°C. Im Vergleich zu bekannten Systemen mit el. beheiztem Thermostaten kommt aufgrund des wesentlich geringeren Kühlmitteldurchsatzes zur Anhebung der mittleren Kühlmitteltemperatur zusätzlich ein deutlich geringerer Wärmeübergangskoeffizient auf der Kühlwasserseite hinzu, so dass die effektive Bauteiltemperatur und insbesondere die Temperatur der Zylinderlaufbahn sogar teilweise etwas höher und damit reibleistungsgünstiger liegen. Mit anderen Worten, mit den Zusatzkosten für ein einfaches Zweiwegeventil **6bv**, welches insbesondere auch sehr klein ist, da es nur den Bypassvolumenstrom und nicht den gesamten Kühlerstrom bewerkstelligen muss, kann nicht nur die Wirkung des el. beheizten Thermostaten erzielt werden, sondern sogar die Wirkung des aufwändigen Mehrwegeventils.

[0030] Mit Annäherung an die kritische Bauteil- bzw. Kühlmittelaustrittstemperatur wird der Bypassvolumenstrom gegebenenfalls nach und nach erhöht. Die Thermostataustrittstemperatur steigt dabei zunächst nur relativ wenig an, da sich relativ kaltes Kühlmittel aus dem Kühler mit heißem Kühlmittel aus dem Motoraustritt mischt. Die Steigerung des Kühlmitteldurchsatzes durch den Motor führt jedoch unmittelbar auf die in dieser Betriebsphase gewünschte Erhöhung des kühlwasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten.

[0031] Bei hohem Kühlbedarf ist der Bypass zunächst völlig offen, d. h. das Kühlsystem ist identisch mit einem konventionellen Kühlsystem mit 82°C Thermostaten und auch entsprechend sicher.

[0032] Ein potenzieller Ausfall des Bypassventils **6bv** führt weder im geöffneten noch im geschlossenen Zustand auf ernsthafte Probleme, wenn die Motorsteuerung bei überhöhter Temperatur die Unterbindung bzw. die Reduktion des Durchflusses in den übrigen Zweigen des motorinternen Kühlkreislaufes aufhebt. Zur zusätzlichen Steigerung der Fail-Safe-Eigenschaften ist es jedoch besonders vorteilhaft, wenn ein Zusatzthermostat oder ein überlagertes Dehnstoffelement die el. Ansteuerung des Bypassventils übersteuert und den Bypasszweig bei zu hoher Kühlmitteltemperatur öffnet.

[0033] Maßgeblich dafür, dass mit der erfindungsgemäßen Vorgehensweise auch im oberen Temperaturbereich ein Kraftstoffverbrauchsvorteil realisierbar wird, der z. B. dem Verbrauchsvorteil des el. beheizten Thermostaten bei betriebswarmem Motor entspricht, ist die Minimierung des Gesamtkühlmitteldurchsatzes durch den Motor in Richtung der maximal zulässigen Bauteil- und Kühlmitteltemperaturen.

[0034] Bei den heute am Markt anzutreffenden Kühl- und Heizsystemen von PKW scheidet dies i. a. bereits daran, dass parallel zum Bypasszweig **6b** mehrere weitere Zweige angeordnet sind, die bei offenem wie bei geschlossenem Bypass und auch bei geöffnetem und geschlossenem Fahrzeugkühler durchströmt werden. Als Beispiele seien hier nur der Ölkühler und die Kabinenheizung mit luftseitiger Temperaturregelung genannt. Ein Öffnen und Schließen des Bypassventils bewirkt hier ohne die erfindungsgemäßen Veränderungen lediglich eine relative geringe Bandbreite für die Variation des Kühlmittelmassenstroms durch den Motor im Bereich von beispielsweise 15 l/min bis 75 l/min. Auch dies bewirkt eine Variation des Wärmeübergangskoeffizienten und damit eine leichte Erhöhung der Bauteiltemperaturen, doch weitaus weniger, als für den Warmlauf angestrebt ist: Dort sind vielmehr Volumenströme von 0–2 l/min von Interesse. Nicht zuletzt diese Problematik hat den Weg für die derzeit vielerorts zu beobachtende Entwicklung in Richtung des eingangs beschriebenen el. Mehrwegeventils bereitet, bei dem nicht nur das bedarfsweise Verschließen des Kühlerkreislaufs sondern auch des Bypass- sowie des Heizungs- und gegebenenfalls auch des Entlüftungskreislaufs von einem zentralen Mehrwegeventil gehandhabt wird.

[0035] Demgegenüber schlägt die erfindungsgemäße Vorgehensweise insbesondere für die Heizung und andere parallele Zweige des inneren Kühlkreislaufs vor, bevorzugt nicht ein aufwändiges Mehrwegeventil zu verwenden, sondern ein einfaches Zwewegeventil **6bv** im Bypasszweig und gegebenenfalls motorexterne Mittel vorzusehen, die es erlauben den Gesamtkühlmitteldurchsatz durch den Motor durch Betätigung des Bypassventils **6bv** bis herab zu sehr kleinen Werten einzustellen. Dies können zusätzliche aktive Stellglieder wie z. B. Ventile **15** sein, be-

vorzugt aber kostengünstige passive Stellglieder wie z. B. Hochleistungswärmetauscher **4** mit erhöhtem Druckverlust, welche speziell für geringe Kühlmitteldurchsätze dimensioniert sind. Speziell bei der Kabinenbeheizung eignet sich hier die Verwendung der Gegenstrombauweise mit minimierten Kühlmittelleitungsquerschnitten, gegebenenfalls mit einer kleinen el. Zusatzpumpe **2**.

[0036] Die Vorteile des geringen Kühlmitteldurchsatzes in der Warmlaufphase sind mit dem erfindungsgemäßen System genau so gut realisierbar wie mit dem aufwändigen Mehrwegeventil, verbunden mit wesentlich geringeren Kosten für das Gesamtsystem. Von ganz besonderem Interesse ist dabei die bereits beschriebene Möglichkeit, auch die Vorteile der Funktion „Anhebung der Thermostatöffnungstemperatur in der Teillast“ ohne jegliche Mehrkosten zu liefern. Ohne die erfindungsgemäße Vorgehensweise zur Bereitstellung eines Regelbereichs für den Kühlmittelstrom durch den Motor bis herab zu kleinsten Werten wäre dies nicht möglich.

[0037] Ein Zahlenbeispiel soll dies für den Fall geringer Abwärme, d. h. geringer Kühlmitteldurchsatz durch den Fahrzeugkühler und Kühleraustrittstemperatur nahe Umgebungstemperatur von 25°C, noch einmal verdeutlichen. Bei einer ins Kühlwasser geförderten Wärmemenge von beispielsweise 4 kW, wie sie z. B. bei langsamer Fahrt im Stadtverkehr anfällt, ergibt sich bei einer Thermostatöffnungstemperatur von 82°C in etwa das folgende Bild:
Bei 2 l/min durch den Motor:

$$DT_{\text{Wasser, Motor}} = 33 \text{ K} \rightarrow T_{\text{Motor, Austritt}} = 82^\circ\text{C} + 33 \text{ K} = 115^\circ\text{C}$$

$$\rightarrow T_{\text{Wasser, Motor, Mittel}} = 82^\circ\text{C} + 33/2 \text{ K} = 98,5^\circ\text{C}$$

Bei 15 l/min durch den Motor:

$$DT_{\text{Wasser, Motor}} = 4,4 \text{ K} \rightarrow T_{\text{Motor, Austritt}} = 82^\circ\text{C} + 4,4 \text{ K} = 86,4^\circ\text{C}$$

$$\rightarrow T_{\text{Wasser, Motor, Mittel}} = 82^\circ\text{C} + 4,4/2 \text{ K} = 84,2^\circ\text{C}$$

[0038] Hiermit wird deutlich, wie wichtig die erfindungsgemäße Minimierung der Kühlmittelströme im Kabinenwärmetauscher bzw. Ölkühler ist: Ein Regelbereich des Gesamtkühlmittelmassenstroms durch den Motor mittels des Bypasszweigs **6b** von 15–75 l/min ist vor diesem Hintergrund nicht zielführend. Dies gilt bei Beibehaltung des serientypischen Thermostaten mit 82°C Öffnungstemperatur ab Erreichen der Thermostatöffnungstemperatur und erst recht in der Frühphase des Warmlaufs.

[0039] Zu dem exemplarisch gezeigten Abfall der erreichten mittleren Kühlmitteltemperatur von 98,5°C auf 84,2°C addiert sich bei 15 l/min Kühlmitteldurchsatz als weiterer Nachteil bezüglich der Bauteiltemperaturanhebung in der Teillast der höhere Wärme-

übergangskoeffizient und eine – wenn auch nur geringfügig – erhöhte Antriebsleistung der Motorpumpe 7.

[0040] Dabei ist es grundsätzlich nicht neu, in der Teillast bis zum Erreichen der Thermostatöffnungstemperatur mit Kühlmittelvolumenströmen unterhalb von 15 l/min zu arbeiten, um Kraftstoff zu sparen. Neu ist es hingegen, dies mit einem einzigen Zweiwegeventil **6bv** zu bewerkstelligen und neu ist es, oberhalb der üblichen Thermostatöffnungstemperatur von beispielsweise 82°C die gleichen oder gar bessere Kraftstoffverbrauchsvorteile zu erzielen als mit einem elektrisch beheizten Thermostaten mit der Option der Verstellung der Thermostatöffnungstemperatur von beispielsweise 82°C auf 102°C.

[0041] Darüber hinaus stellt eine besonders zu bevorzugende Variante unter Ausnutzung des Kabinenwärmetauschers und/oder des Ölkühlers als Wärmesenke sicher, dass der Fahrzeugkühler **8** wirklich erst zugeschaltet wird, wenn dies unumgänglich ist. Damit ist die erfindungsgemäße Vorgehensweise insbesondere mit dem Blick auf den Ganzjahresbetrieb von besonderer Bedeutung, wo i. a. eine Starttemperatur deutlich unter 25°C vorliegt und somit das Öl vielfach erst nach sehr langer Fahrdauer die Kühlmitteltemperatur erreicht und wo i. a. auch Heizleistung entnommen wird. Ohne die erfindungsgemäße Minimierung des Gesamtkühlwassermassenstroms durch den Motor auf einige wenige l/min würde z. B. ein Kühlwassermassenstrom von 15 l/min im Heizungskreislauf vielfach zwangsläufig dazu führen, dass der Thermostat bei etwas oberhalb von 82°C öffnet.

[0042] Die erfindungsgemäße Vorgehensweise erlaubt es somit, auf den el. beheizten Thermostaten oder gar das frei ansteuerbare Mehrwegeventil zu verzichten und dennoch die Potenziale bezüglich Kraftstoffverbrauch und Emission weitgehend auszunutzen, die sich aus der gezielten Erhöhung der Bauteiltemperatur im Warmlauf und im Warmbetrieb erzielen lassen. Hinzu kommen nicht zu vernachlässigende Vorteile aus der Einsparung an Pumpenantriebsleistung in allen Betriebssituationen mit reduziertem Bypassvolumenstrom und ganz oder teilweise geschlossenen Thermostaten. Die erhöhten Druckverluste durch die Drosselung des Kühlmitteldurchsatzes durch den Motor werden dabei durch den geringeren Kühlmitteldurchsatz überkompensiert.

[0043] Dies kann das el. Mehrwegeventil zwar prinzipiell auch liefern, ohne die erfindungsgemäße Anpassung des Heizkreislaufs jedoch mit erheblichen Einschränkungen bezüglich der Potenzialausnutzung im Ganzjahresbetrieb.

[0044] Der el. Thermostat kann derartige Vorteile bezüglich der Pumpenantriebsleistung, die insbesondere bei jeder Fahrt von Anfang an wirksam sind, nicht liefern.

[0045] Die Kostenvorteile der erfindungsgemäßen Vorgehensweise sind vor diesem Hintergrund erheblich.

[0046] **Fig. 1** zeigt eine besonders vorteilhafte Ausgestaltung eines Motor- und Fahrzeugkühlsystems zur Durchführung des erfindungsgemäßen Verfahrens, unter exemplarischer Einbeziehung wichtiger für die verfahrensgemäße Ansteuerung des Kühlmitteldurchsatzes hilfreichen Mess- und Steuerleitungen **20a–20d** des Motorsteuergeräts **20**.

[0047] Das Kühlmittel wird gemäß **Fig. 1** durch die Motorkühlwasserpumpe **7** durch den Motor **1** gefördert. Vom Motoraustritt strömt das Kühlmittel in einem ersten Kreislauf **9a** zum Wasserbehälter **9** und dann über den Thermostaten **6** zurück zum Motor **1**. Dieser Zweig dient der Belüftung und Entgasung und enthält zur Minimierung der Wärmeverluste im Warmlauf und zur sicheren Entgasung insbesondere eine nicht eingezeichnete Drosselstelle zur Reduzierung des Kühlmitteldurchsatzes auf Werte nahe Null bei geringer Motordrehzahl. Wahlweise kann statt der Drosselstelle ein Zweiwegeventil eine noch präzisere Kontrolle bzw. temporäre Abschaltung im Warmlauf vornehmen.

[0048] Ein zweiter Zweig des Kühlsystems geht über die Leitung **6a** und den Fahrzeug-Kühler **8** zum Thermostaten **6** bzw. über den mittels der Motorsteuerungsleitung **20d** schaltbaren Bypasszweig **6b** mit Schaltventil **6bv** direkt zum Thermostaten **6**. Der Thermostat **6** kann ein doppelt wirkender Thermostat sein, der den Bypass bei völlig geöffnetem Kühlerkreislauf eigenständig schließt, oder auch ein einfachwirkender Thermostat der innerhalb des Thermostats stets für den Bypasszweig **6b** offen ist. Die Leitung des Zweigs **6b** kann beim einfachwirkenden Thermostaten wahlweise auch zum Rücklauf des Heizkreislaufs **4a** geleitet werden. Ab einer bestimmten Betriebstemperatur öffnet der Thermostat **6** den Kühlerzweig **6a** mehr und mehr und hält die Kühlmiteintrittstemperatur zum Motor annähernd konstant. Bei weitgehend geöffnetem Kühlerzweig und hohem Kühlbedarf kann es je nach Motor- und Kühlervariante gegebenenfalls vorteilhaft sein, wenn das Bypassventil **6bv** geschlossen wird, beim doppelt wirkenden Thermostaten wird der Bypasszweig **6b** innerhalb des Thermostaten **6** bei voll geöffnetem Thermostaten **6** zwangsläufig geschlossen, losgelöst von der gewählten Stellung des el. Bypassventils **6bv**.

[0049] Neben den Zweigen **6a**, **6b**, und **9a** zur Motorkühlung bzw. Entlüftung des Kühlsystems dient der Zweig **4a** der Beheizung der Fahrzeugkabine. Das

Kühlmittel wird von der el. Zusatzpumpe **2** über ein von der Motorsteuerung **20** kontrollierbares Durchflussregelventil **15** zum Kabinenwärmetauscher **4** und dann zurück zum Thermostaten **6** gefördert.

[0050] Wahlweise genügt es auch, die Durchflussregelung der Heizung mittels eines Durchflussbegrenzungsventils **15** und/oder mittels erhöhter Druckverluste im Heizungsweig **4a** vorzunehmen.

[0051] Noch einfacher und besonders effizient bezüglich einer schnellen Kabinenerwärmung wird die Ausgestaltung des Systems gemäß [Fig. 1](#), wenn ein spezieller Hochleistungskabinenwärmetauscher **4** und eine Zahnradpumpe **2** mit einem regelbaren Volumenstrom von 0–2 l/min verwendet wird. Ein hinreichend kleiner und hinreichend genau dosierbarer Volumenstrom ist dann problemlos ohne das Ventil **15** realisierbar.

[0052] Im Heizbetrieb wird der Kühlmittelvolumenstrom zumindest bei kaltem Motor bzw. bei Wärmedefizit ganz bewusst auf geringe Werte von beispielsweise nur 2 l/min eingestellt, indem u. a. die Leitungsquerschnitte im Heizweig **4a** anstelle der üblichen 16–22 mm Innendurchmesser nur 4–6 mm Innendurchmesser aufweisen, und wobei der Bypassweig **6b** und der Kühlerweig **6a** bei Heizleistungsdefizit geschlossen sind. Der Kabinenwärmetauscher ist ebenfalls auf einen relativ hohen Druckverlust ausgelegt, um in den einzelnen Wärmeübertragungsrohren hohe Strömungsgeschwindigkeiten des Kühlmittels und einen guten Wärmeübergang zu erzielen. Bevorzugt kommt hier im Gegensatz zur PKW-typischen Kreuzstromwärmetauscherbauart die Gegenstrombauweise zum Einsatz, die üblicherweise ohnehin einen größeren wasserseitigen Druckverlust aufweist.

[0053] Durch den Einbau der elektrischen Zusatzpumpe **2**, die im Gegensatz zu den bei der Fahrzeugkühlung üblichen Kreiselpumpen besonders vorteilhaft als Membran-, Kolben- oder Zahnradpumpe ausgeführt ist, ergibt sich im Heizkreislauf in Verbindung mit der erfindungsgemäßen Auslegung des Kabinenwärmetauschers und der Kühlmittelleitungen auf einen sehr geringen Kühlmittelvolumenstrom und hohe Druckverluste ein weitgehend von der Motordrehzahl unabhängiger Kühlmitteldurchsatz. An diesem Sachverhalt ist nicht zuletzt die Tatsache beteiligt, dass für das Kühlsystem heutiger Verbrennungsmotoren üblicherweise ein möglichst moderater Druck- und Leistungsbedarf der motorseitigen Kühlmittelpumpe **7** angestrebt wird. Die Druckdifferenzen in den übrigen Zweigen sind daher klein im Vergleich zu den Werten bei der spezifischen Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Variante. Beim Einsatz beispielsweise einer Zahnradpumpe als Zusatzpumpe **2** wird daher der Durchfluss durch den Kabinenwärmetauscher in erster Näherung durch die elektrische Leistung der

Zahnradpumpe **2** bestimmt und nicht von der Motorpumpe **7**. Ein derart ausgestaltetes Gesamtsystem führt im Vergleich zu heutigen Kühl- und Heizsystemen bereits ohne zusätzliche Maßnahmen zur künstlichen Erhöhung der Motorabwärme zu einer dramatischen Verbesserung der Kabinenheizleistung. Die hier genutzten physikalischen Wirkmechanismen bezüglich der effektiven wärmeaktiven Massen wurden bereits eingehend beschrieben.

[0054] Neben den Vorteilen bezüglich Heizwirkung und schneller Motorerwärmung, die neben einem verbesserten Komfort speziell im Winter auf erhebliche Kraftstoffeinsparungen führen, bietet gerade das System gemäß [Fig. 1](#) die Möglichkeit, den Kühlmittelvolumenstrom im Heizkreislauf und somit den Gesamtvolumenstrom durch den Motor so gering einzustellen, dass es bei entsprechender Wärmeentnahme am Kabinenwärmetauscher **4** und geschlossenem Bypassweig **6b** nicht zu einem Öffnen des Thermostaten **6** kommt.

[0055] Bei geringer Motorlast und sehr hoher Wärmeentnahme für die Kabine ist es bei heutigen PKW-Dieselmotoren auch bei den üblichen Kühlmittelströmen durch den Kabinenwärmetauscher bereits heute recht häufig der Fall dass, die Kühlmitteltemperatur deutlich unter der Thermostatöffnungstemperatur liegt. Allerdings stellt sich hier dieser Zustand angesichts der vergleichsweise hohen Kühlmitteldurchflüsse durch den Motor bzw. den Kabinenwärmetauscher deshalb ein, weil die Abwärme ohnehin kaum für die Heizung ausreicht und die Kühlmitteltemperatur am Motorausstritt bereits unter der Thermostatöffnungstemperatur liegt und nicht wegen eines gezielt auf sehr geringe Werte eingestellten Kühlmitteldurchflusses durch den Motor und die zugehörige(n) Wärmenenke(n).

[0056] Mit dem erfindungsgemäßen System hingegen wird die oben beschriebene Situation, mit heißem Kühlmittel am Motorausstritt und dennoch geschlossenem Thermostaten, gezielt und zusätzlich auch bei erhöhtem Abwärmeangebot bzw. geringer Wärmeentnahme für die Kabine ganz bewusst herbeigeführt, indem die Motorsteuerung über das Bypassventil **6bv** den Gesamtkühlmitteldurchsatz durch den Motor begrenzt.

[0057] Bei Lastwechsel und erhöhtem Kühlbedarf öffnet die Motorsteuerung den Bypassweig **6b** und verbessert somit zeitgleich die Kühlwirkung über den besseren Wärmeübergangskoeffizienten bei höherer Strömungsgeschwindigkeit. Die maximale Kühlmitteltemperatur sinkt, die mittlere Kühlmitteltemperatur steigt leicht an und die mittlere Bauteiltemperatur fällt. Gleichzeitig dominiert der hohe Kühlmittelzufluss aus dem Bypassweig mit relativ warmer Kühlmittel über den zunächst noch relativ geringen Kühlmittelzufluss aus allen übrigen Zweigen und führt bei Bedarf zu

einem sehr schnellen Öffnen des Thermostaten. Die Zeitkonstante der Motorkühlwirkung ist dabei wesentlich besser als beim el. beheizten Thermostaten, da das Bypassventil ohne Zeitversatz öffnet und eine erste motorinterne Abkühlung unmittelbar bei Einleiten der Lasterhöhung vornimmt. Die geringere Öffnungstemperatur von 82°C – relativ zu beispielsweise 102°C beim el. beheizten Thermostaten – erhöht die Sicherheitsreserven und stellt eine mehr als ausreichende Temperaturdifferenz zwischen Dehnstoffelement und Kühlmittel dar, um zum Zeitpunkt des Öffnens des Bypass in Verbindung mit dem vergleichsweise warmen Kühlmittel am Motorausstritt die erforderliche Wärmezufuhr für ein schnelles Öffnen des Thermostaten sicherzustellen.

[0058] Mit geöffnetem Thermostaten und geöffnetem Bypass ergibt sich dann ein weitgehend konventionelles Kühlsystem mit dem aus millionenfacher Serienanwendung bekanntem Betriebsverhalten.

[0059] Bei Betrieb ohne Heizung übernimmt der Kühler die Funktion des Heizungswärmetauschers als Wärmesenke. Da auch hier der Kühlmitteldurchfluss bei Teillastfahrt normalerweise sehr gering ist, ist die Wirkung ganz analog wie oben beschrieben.

[0060] Im Gegensatz zu bekannten Lösungen mit Mehrwegeventil, bei denen i. a. ein Schrittmotor die verschiedenen Drehpositionen eines Drehschieberventils anfährt, insbesondere für Heißkühlung, maximale Kühlwirkung und maximale Heizwirkung, hat die erfindungsgemäße Ausgestaltung insbesondere den Vorteil, dass die Heizung, der Bypass und teilweise auch die Öffnung des Thermostaten von einander entkoppelt angesteuert werden können. Dies erhöht nicht nur den Variationsspielraum zur Maximierung der Vorteile der Wärmemanagementmaßnahmen sondern erleichtert insbesondere die Ansteuerung für einen sicheren Sommer- und Winterbetrieb erheblich.

[0061] Eine besonders effektive Regelung ergibt sich in diesem Zusammenhang insbesondere mit einem geringen Basiskühlmitteldurchsatz durch den Kabinenwärmetauscher von beispielsweise 0–2 l/min: Egal ob Sommer- oder Winterbetrieb bzw. hohe, geringe oder gar keine Wärmeentnahme am Kabinenwärmetauscher die hohe Variationsbreite des Kühlmitteldurchsatzes durch den Bypass von beispielsweise 0–50 l/min und die frei wählbare und schnellwirksame Ansteuerbarkeit des Bypassventils **6bv** macht eine Unterscheidung zwischen Sommer- und Winterbetrieb in Bezug auf die Sicherheit und die Effizienz der Kühlung weitgehend unnötig, solange nur ein geeigneter Sensor die Motorbetriebstemperatur sicher erfasst.

[0062] Herkömmliche Systeme, welche im Winter mit hohem Kühlmittelmassenstrom durch den Hei-

zungswärmetauscher – heute serienübliche Werte liegen bei etwa 15 l/min bei Drehzahlen des Antriebsmotors von 1500 l/min – arbeiten, benötigen zur Umsetzung dieser Variationsbreite des motorinternen Kühlmitteldurchsatzes u. a. eine Abschaltvorrichtung des Heizkreislaufs im Sommer bzw. bei moderatem Heizleistungsbedarf.

[0063] Selbst bei einfacher ein/aus Schaltfunktion der el. Pumpe **2** hat das erfindungsgemäße System gemäß [Fig. 1](#) hier erheblich mehr Freiheitsgrade. Insbesondere kann auch bei Wärmeentnahme für die Kabine noch das Potenzial bezüglich der Einsparung an Antriebsleistung für die motorseitige Kühlmittelpumpe weitgehend ausgenutzt werden.

[0064] Ein einfaches Abstellen der el. Pumpe bei kaltem Motor bei gleichzeitigem Schließen des Bypassventils **6bv** in den ersten Minuten des Warmlaufs liefert darüber hinaus bei Betrieb ohne Heizung bzw. im gesetzlichen Abgastest neben der Erhöhung der Motorbauteiltemperaturen eine zusätzliche Kraftstoffeinsparung durch das Einsparen an Pumpenantriebsleistung der Motorpumpe **7**.

[0065] Die praktische Umsetzung dieser Abschaltung ist mit dem bereits beschriebenen Drehschieberventil zwar durchaus realisierbar, doch insbesondere auf Kompromisse angewiesen, die wahlweise die maximale winterliche Heizung ermöglichen, dann aber nicht die optimale Kraftstoffeinsparung zulassen oder umgekehrt.

[0066] Eine Veröffentlichung eines namhaften Systemlieferanten für Heiz- und Kühlsysteme auf der Tagung „Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs“ im September 2002 beschreibt in diesem Zusammenhang die heute noch übliche Ansteuerstrategie eines derartigen Mehrwegeventils in Bezug auf die Heizung und preist als wichtigen Vorteil an, dass das System ermöglicht, bei Heizleistungsdefizit mittels eines sehr hohen Kühlmittelmassenstroms durch den Heizungswärmetauscher eine verbesserte Kabinenheizwirkung in der Teillast und im Leerlauf zu erzielen.

[0067] Insbesondere wird bei derartigen Drehventilen i. a. der motorseitige Bypass ventilintern geschlossen, so dass sich der Kühlmittelmassenstrom durch den Heizungswärmetauscher z. B. auf Werte von 15 l/min oder mehr im Leerlauf erhöht, verbunden mit einer Wirkungsgradverbesserung des Kabinenwärmetauschers selbst. Damit ist sogleich bei einer ganzen Reihe von Betriebssituationen mit kalten wie mit warmer Motor die Möglichkeit verstellt, mittels eines möglichst geringen Kühlmittelmassenstroms von beispielsweise 2 l/min durch den Motor und gleicher Heizwirkung die Motorbauteiltemperatur anzuheben und somit Kraftstoff zu sparen. Die Anordnung gemäß [Fig. 1](#) mit Hochleistungswärmetauscher **4**, insbesondere mit einem Durchflussbereich

von 0–2 l/min, verstellt diese Möglichkeit nicht. Dabei ermöglicht das frei ansteuerbare Bypassventil **6bv** bei identischer Heizleistung nicht nur weitgehend die gleichen Motorbetriebszustände wie die Variante mit hohem Kühlmitteldurchsatz durch den Kabinenwärmetauscher sondern erweitert den Variationsbereich hin zu sehr kleinen und auch hin zu sehr großen Kühlmitteldurchsätzen durch den Motor, ohne Verlust an Heizkomfort. Entsprechende Kraftstoffeinsparungen sind bei voller Ausnutzung dieses Potenzials die Folge.

[0068] Bereits ohne die zusätzliche Berücksichtigung der Tatsache, dass bei zukünftigen Heizsystemen speziell bei Heizleistungsdefizit ohnehin mit Spezialheizungswärmetauschern und mit möglichst geringen Kühlmitteldurchsätzen durch den Heizungswärmetauscher gearbeitet werden wird, ist das erfindungsgemäße System besonders vorteilhaft. Insbesondere die freie Wahl des Bypassdurchsatzes im Zweig **6b** und die zusätzliche Option den Heizungswärmetauscherdurchsatz ebenfalls frei zu wählen, eröffnet darüber hinaus die Möglichkeit, die Kabinentemperaturregelung kostenneutral wasserseitig vorzunehmen. Die Vorteile bezüglich des Package im Heizgerät sind bei wasserseitiger Kabinentemperaturregelung erheblich. Ebenso sind die Möglichkeiten bezüglich der Abschaltung des Kühlmitteldurchsatzes durch den Heizungswärmetauscher bei luftseitiger Kabinentemperaturregelung sehr vorteilhaft.

[0069] Noch wichtiger ist es in diesem Zusammenhang, dass im Gegensatz zu heutigen Regelstrategien der Kühlmitteldurchsatz durch den Kabinenwärmetauscher in Zukunft nicht nur wesentlich geringer sein wird als heute üblich, um die effektive wärmeaktive Masse im Heizkreislauf zu minimieren und dass darüber hinaus in manchen Betriebsituationen der Kühlmitteldurchsatz durch den Kabinenwärmetauscher zur Verbesserung der Heizwirkung nicht erhöht sondern reduziert wird. Die Erhöhung der Vorlauftemperatur des Kühlmittelwärmetauschers mittels der Durchflussreduktion durch den Motor oder/und die übrigen motorexternen Wärmequellen im Heizungswärmetauschervorlauf überkompensiert bei diesen Systemen die Sensitivität des Heizungswärmetauschers auf den Kühlmitteldurchsatz. Nicht zuletzt die Realisierung dieser Zusatzmaßnahme, d. h. zumindest in manchen Betriebspunkten Erhöhung der Kabinenheizwirkung mittels einer Reduktion des Kühlmitteldurchsatzes durch den Heizungswärmetauscher anstelle mittels der üblichen Erhöhung, erfordert zusätzlichen Aufwand am Design, der Regelstrategie und der fahrzeugspezifischen Abstimmung des im Wettbewerb mit dem erfindungsgemäßen System stehenden Drehschieberventils. insbesondere das Zusammenspiel der 3 Zweige Heizung, Bypass und Kühler unter Verwendung nur eines Schrittmotors für den Drehwinkel stellt bereits ohne diese Anforderung bezüglich des Heizbetriebs er-

hebliche Anforderungen an die Stellgenauigkeit und Regelgüte.

[0070] Darüber hinaus erhöht sich der Aufwand und das Fehlerrisiko für die Abstimmung des Gesamtsystems auf maximale Kraftstoffeinsparung, da für Sommer- und Winterbetrieb ganz unterschiedliche Variationsbereiche für den Kühlmitteldurchfluss durch den Motor vorliegen.

[0071] Neben der Einflussnahme auf die Heizung ist die Verhinderung bzw. Begrenzung des Kühlmitteldurchflusses durch den Kühler für Otto- wie für Dieselmotoren vorteilhaft, um bei Teillast die Wärmeenergie im System zu halten und erhöhte Bauteiltemperaturen zu ermöglichen. Dabei bietet das erfindungsgemäße System grundsätzlich zumindest die gleichen Kraftstoffeinsparpotenziale wie die wesentlich teurere Lösung mit dem el. Mehrwege- bzw. Drehschieberventil als Thermostatersatz und ein deutlich besseres Kraftstoffeinsparpotenzial als der el. beheizbare Thermostat alleine. Die Vorteile des Gegenstromkabinenwärmetauschers und der kleinen Kühlmittelleitungsquerschnitte sind dabei durchaus auch mit dem Mehrwegeventil nutzbar, allerdings fällt die Kosten-Nutzen-Bilanz dann wieder schlechter aus als mit dem Zweiwegeventil im Bypasszweig **6b**.

[0072] Eine Kosten-Nutzen-Bilanz zeigt darüber hinaus, dass die Verwendung des erfindungsgemäßen Verfahrens in Verbindung mit einer kleinen el. Pumpe, insbesondere einer regelbaren Pumpe mit einem Regelbereich von 0-2 l/min und einer Stromaufnahme von weniger als 2 A, und eines Gegenstromwärmetauschers mit Kühlmittelleitungen von 6 mm Innendurchmesser und darunter bereits deshalb ganz besonders vorteilhaft ist, weil u. a.

- die winterliche Heizleistung dramatisch besser wird und die Kosten und der Kraftstoffmehrerbrauch für potenzielle el. Zuheizungen entfallen,
- das Package der Schlauchleitungen einfacher wird und angesichts der geringen Biegeradien die Kühlmittelleitungen der Heizung als Meterware von der Rolle bezogen werden können anstelle der Verwendung motor- und fahrzeugspezifischer Maßanfertigungen,
- die regelbare Pumpe, z. B. als Zahnradpumpe oder als Impellerpumpe mit federbelastetem Ventil ausgebildet, im gesetzlichen Abgastest und bei sommerlichem AC-Betrieb ähnlich wirkt wie ein Abschaltventil im Heizkreislauf,
- die Kühlmittelpumpe des Motors kleiner gewählt werden kann, da keine künstliche Drosselung am Thermostaten erforderlich ist, um die Kühlmitteldurchflusskriterien des Heizungswärmetauschers bei geöffnetem und geschlossenem Thermostaten zu erfüllen (Hieran ist u. a. zusätzlich eine leicht erhöhte Maximalleistung des Motors und ein verbesserter Kraftstoffverbrauch in allen Dreh-

zahlpunkten mit erhöhter Motordrehzahl gekoppelt sowie eine reduzierte Kavitationsgefahr),

- potenzielle Hot Soak Probleme mit der kleinen el. Zusatzpumpe gehandhabt werden können und somit näher an die physikalischen Grenzen gegangen werden kann,
- ein zusätzlicher Kundennutzen durch Restwärmenutzung bei Fahrzeugstillstand kostenneutral und mit geringem Strombedarf realisiert werden kann bzw. bei Start/Stop-Automatik des Fahrzeugantriebs keine Mehrkosten anfallen,
- der Kraftstoffverbrauchsvorteil bereits in der frühen Warmlaufphase beginnt,
- der Kraftstoffverbrauchsvorteil mit und ohne Kabinenbeheizung wirksam ist, sowie
- neben der Kraftstoffeinsparung aus der Erhöhung der Motorbauteiltemperatur am kalten wie am warmen Motor auch in fast allen Fahrsituationen eine Kraftstoffeinsparung über eine Reduktion der Pumpenantriebsleistung erfolgt, da der Thermostat ist nur sehr selten weit geöffnet ist und/oder der Motor bei Vollast betrieben wird.

[0073] Ein Vergleich der Systemkosten mit einem in Bezug auf die Emission und Kraftstoffeinsparung annähernd vergleichbaren System mit Mehrwegeventil mit oder auch ohne regelbare Motorkühlmittelpumpe fällt vor diesem Hintergrund eindeutig zugunsten des erfindungsgemäßen Systems gemäß **Fig. 1–Fig. 3** aus. Dies gilt für Fahrzeuge mit Ottomotor und erst recht für Dieselfahrzeuge, bei denen der Entfall der el. Zuheizung oder gar des Zusatzbrenners ein ganz erhebliches Zusatzeinsparpotenzial darstellen.

[0074] **Fig. 2** zeigt in diesem Zusammenhang ein besonders effektives Anwendungsbeispiel an einem Fahrzeug mit Turbodieselmotor. Dabei fördert die el. Pumpe **2**, welche bevorzugt als regelbare Miniaturzahnradpumpe mit 0–2 l/min ausgebildet ist, das Kühlmittel über den EGR-Kühler **30** und den Heizungswärmetauscher **4**. Dabei ist die zugehörige Kühlmittelleitung **4a** im gestrichelt eingezeichneten Bereich durch einen besonders kleinen Innendurchmesser von ca. 4–6 mm gekennzeichnet, der Wärmetauscher **4** ist speziell für den geringen Volumenstrom in Gegenstrombauweise ausgeführt. Das Package-Volumen im Heizgerät, welches in der spezifischen Anwendung ursprünglich mit einer el. PTC-Zuheizung ausgefüllt war, wird zusätzlich zur Maximierung des Wärmetauscherwirkungsgrades genutzt. Im thermischen Einflussbereich des EGR-Kühlers befindet sich das Bypassventil **6bv**, das aus einem aktiven, d. h. von der Motorsteuerung frei ansteuerbaren, Ventil **6bf** besteht und einem passiven, d. h. durch die Erwärmung des Kühlwasser aktivierten, Ventil oder Aktuator **6bs**, welches das aktive Ventil **6bf** bei zu hoher Temperatur oder/und zu hohem Förderdruck bei extremer Motordrehzahl übersteuert und öffnet.

[0075] Im einfachsten Fall drückt hier ein Dehnstoffelement mit einer Öffnungstemperatur von beispielsweise 105°C den Ventilteller eines Magnetventils im Falle zu hoher Kühlmitteltemperatur auf. Es kann aber auch ein komplettes Thermostatventil **6bs** dem aktiven Ventil **6bf** parallelgeschaltet werden.

[0076] Bei geschlossenem Bypasszweig **6b** strömt der gesamte Kühlmittelstrom durch den Kabinenwärmetauscher **4**, ein zusätzliches Degas-Ventil **9c** unterbindet bei Wärmedefizit den Durchfluss durch den Kühlwasserbehälter **9**. Bei Wärmeentnahme am Kabinenwärmetauscher und geringer Motorlast werden auf diese Weise Kühlmittelaustrittsmotoren am EGR-Kühler bis zu 105°C induziert, am Motoreintritt bleiben diese auf Werten unter 82°C. Dies beschleunigt die Kabinenbeheizung, da nicht die gesamte wärmeaktive Masse aufgeheizt werden muss. Gleichzeitig erhöhen sich lokal die Temperaturen der Brennraumwände und der Zylinderlaufbahn und trotz des deaktivierten Ölkühlers **40** in gewissem Maße auch des Motoröls, verbunden mit einer Reduktion des Kraftstoffverbrauchs. Mit anderen Worten, die Energieeinsparung durch die geringere effektive wärmeaktive Masse teilt sich auf in

- eine Teilwirkung die der Heizleistung zu gute kommt und
- eine Teilwirkung die auf eine Kraftstoffersparnis führt.

[0077] Wird die Temperaturdifferenz über den Motor zu groß oder wird die Kühlmittel- bzw. Bauteiltemperatur zu hoch so öffnet die Motorsteuerung **20** das Bypassventil **6bv**.

[0078] In einem ersten Schritt erfolgt dies bevorzugt nur teilweise, so dass der Ölkühler **40** als Wärmesenke herangezogen werden kann. Dies ist für viele Betriebssituationen von Bedeutung, da die Öltemperatur im Warmlauf bei geringer Last lange Zeit deutlich unter der Kühlmitteltemperatur liegt. Das erhöhte Temperaturpotenzial des Kühlmittels am Motoraustritt bietet bei dieser erfindungsgemäßen Betriebsweise eine zusätzliche Unterstützung des Wärmeübergangs im Ölkühler.

[0079] Bei sehr hoher Motorlast oder Überhitzungsgefahr öffnet das Bypassventil **6bv** vollständig, es strömt dann ein hoher Kühlmittelmassenstrom über den Ölkühler **40** zum Heizungsrücklauf und dann zum Kühlerthermostaten **6**. Der Strömungszweig **6b** weist bevorzugt deutlich größere Schlauchleitungen auf als der reine Heizungszweig **4a**, um sicherzustellen, dass bei Bedarf ein hinreichend hoher Kühlmitteldurchsatz durch den EGR-Kühler **30** und den Ölkühler **40** strömt. Dies ist wichtig, um ein Überhitzen des EGR-Kühlers sicher zu vermeiden und gegebenenfalls das volle Potenzial zur Reduktion der Motorkühlwasserpumpenleistung bei Teillast zu nutzen. Gleichzeitig ist die Option eines hohen Durchsatzes

wichtig, um eine hohe Ansprechgeschwindigkeit des Thermostaten in den Phasen sicherzustellen, in denen der Ölkühler als zusätzliche Wärmesenke wirkt.

[0080] Der Thermostat **6** ist im Gegensatz zum ursprünglichen Motorkühlsystem mit Bypassthermostat kein doppelt wirkender Thermostat mehr, sondern eine einfach wirkende Variante, so dass sich hier eine zusätzliche Kosteneinsparung ergibt.

[0081] Eine andere Variante der Einbindung des Ölkühlers **40** zeigt [Fig. 3](#). Diese Variante ist besonders vorteilhaft, um eine besonders gute Heizwirkung zu erzielen: Die geringen Kühlwasseraustrittstemperaturen aus dem Gegenstromwärmetauscher **4** entziehen dem Motoröl Wärme zugunsten der Kabinenbeheizung, allerdings zuungunsten des Kraftstoffverbrauchs.

[0082] Die Bauteile zur Realisierung des erfindungsgemäßen Kühl- und Heizsystems lassen sich insbesondere mittels bereits am Markt erhältlicher Hardware aufbauen. Dies ist wichtig, um eine schnelle Umsetzung in die Fahrzeugserie zu realisieren. Die Kostenvorteile fallen dabei insbesondere bereits bei der ersten Fahrzeuganwendung an, d. h. es muss bei der Amortisation der Bauteilentwicklung und der Fertigungseinrichtungen nicht eine Kostenabschreibung über mehrere Fahrzeuganwendungen erfolgen.

[0083] Ein wesentlicher Schlüssel für die volle Umsetzung des erfindungsgemäßen Gedankenguts ist die – entgegen ursprünglicher Zweifel seitens der Systemlieferanten – inzwischen experimentell durch Rigg-Tests und Fahrzeugversuche abgesicherte Erkenntnis, dass Heizungswärmetauscher mit den erfindungsgemäßen Eigenschaften, insbesondere mit ausreichendem Heizungswärmetauscherwirkungsgrad bei sehr geringen Kühlmitteldurchsätzen bis herab zu 2 l/min und weniger, technisch realisierbar und im Heizgerät heutiger und auch zukünftiger PKW unterzubringen sind. Dabei ist es ein ganz besonderer Vorteil des erfindungsgemäßen Verfahrens, dass es im Zusammenspiel der einzelnen Veränderungen erlaubt, auf die mittlerweile in Diesel-PKW sehr häufig anzutreffende el. PTC-Zuheizung zu verzichten. Obwohl dieser Package-Raum i. a. nicht benötigt wird, um die nötigen Kabinenwärmetauscherwirkungsgrade zu realisieren, erhöht er dennoch den Auslegungsspielraum für den kostengünstigen Aufbau eines entsprechenden Wärmetauschers mit bereits am Markt verfügbaren Halbzeugen, insbesondere auch für den anwendungsspezifisch optimalen Druckverlust im Heizungsstrang mit bzw. gegebenenfalls auch ohne el. Zusatzpumpe im Heizkreislauf.

[0084] Zur Optimierung der Systemvorteile unter gleichzeitiger Minimierung der Bauteilkosten ist es besonders vorteilhaft, das in [Fig. 4](#) schematisch gezeigte Bypassventil zu verwenden.

[0085] Die el. Kühlmittelpumpe **2** sitzt hier im Gehäuse **60** des Bypassventils **6bv** mit integriertem Sicherheitsthermostatventil, hier exemplarisch mit el. Schaltmagneten **6bf** und Dehnstoffaktuator **6bs** als Sicherheitsthermostat dargestellt. Dabei ist die Anpresskraft der Feder **62** zwischen Ventildführungsgehäuse **64** und Ventilsitz **65** so gewählt, dass der Dehnstoffaktuator **6bs** mit seinem Stempel **66** das Ventil **6bv** gegen diese Feder **62** bei Überschreiten einer Grenztemperatur von beispielsweise 105°C aufdrückt. Das bedeutet, die mittels der Motorsteuerung über die Ansteuerleitung **63** vorgenommene Einstellung des Bypassventils **6bv** wird gegebenenfalls zwangsläufig aufgehoben.

[0086] In der in [Fig. 4](#) gezeigten Variante ist das Bypassventil **6bv** bei Stromausfall geschlossen und öffnet erst, wenn der Dehnstoffaktuator eingreift. Dies hat den Vorteil, dass der el. Strom für den Aktuator **6bf** mit einer relativ geringen Häufigkeit benötigt wird, da der Bypass in den meisten Fahrsituationen geschlossen ist. Für Motoren, die den Bypass häufiger offen haben als geschlossen, ist es hingegen vorteilhaft, das Design dahingehend anzupassen, dass das Bypassventil im stromlosen Fall offen ist. Dies ist z. B. durch ein Umsetzen der Feder und eine Anpassung des Magnetankers problemlos möglich. Diese Variante hat insbesondere den Vorteil, dass bei einem Kabelbruch eine zusätzliche Sicherheit gegen Überhitzung eingebaut ist, der Kühlerthermostat arbeitet dann im potenziellen Überhitzungsfall wie ein konventioneller Bypassthermostat mit offenem Bypass.

[0087] Unabhängig von der gewählten Variante ist es für die sichere Funktion des Dehnstoffaktors **6bs** vorteilhaft, diesen stromauf des Ventiltellers anzuordnen, so dass er auch bei geschlossenem Bypass noch gut arbeitet. Besonders vorteilhaft ist es darüber hinaus die Einbauposition des Bypassventils so zu wählen, dass der Dehnstoffaktuator auch bei geschlossenem Heizungsstrang und geschlossenem Bypassstrang über Thermosyphonwirkung immer noch sicher arbeitet und bei zu hohen Kühlmitteltemperaturen öffnet. Alternativ kann ein kleiner Leckagestrom im Bypassstrang zur Sicherstellung der korrekten Funktion des Dehnstoffaktors herangezogen werden.

[0088] In der besonders effektiven Designvariante in [Fig. 4](#) kennzeichnen zwei relativ große Kühlmittelanschlüsse für Kühlmittelleitungen mit beispielsweise 20 mm Innendurchmesser den Bypassanschluss an den Motor- bzw. EGR-Kühleraustritt **67** sowie an den Rücklauf zum Motor **68**. Für den Heizungsstrang werden hingegen beispielsweise nur 6 mm Innendurchmesser vorgesehen, d. h. das Verhältnis der Strömungsquerschnitte ist größer als 10:1.

[0089] Dies bietet besondere Vorteile bezüglich der Gesamtbauteilgröße und des Anschlusses der Lei-

tungen im Fahrzeug sowie Vorteile bezüglich der Integration der el. Kühlmittelpumpe **2** einschließlich der Durchflusskontrollhilfsmittel **69**, **70**, **71** in ein gemeinsames Gehäuse **60**.

[0090] Erfolgt die Durchflussbegrenzung der Heizung extern, z. B. mit dem Ventil **15** gemäß **Fig. 1**, oder wird auf die Integration der el. Zusatzpumpe verzichtet, so kann grundsätzlich auch ein größerer Kühlmittelanschluss **72** verwendet werden. Ein wesentlich effizienteres Package und insbesondere die i. a. angestrebte Minimierung der wärmeaktiven Masse des Heizkreislaufs machen jedoch auch hier die Variante mit z. B. 6 mm Innendurchmesser der Heizungskühlmittleitung anstelle der üblichen 16–22 mm besonders attraktiv. **Fig. 6** zeigt ein entsprechendes Design mit integrierten Mitteln **69**, **70**, **71** zur Durchflusskontrolle im Heizkreislauf für externe el. Zusatzpumpe **2**, **Fig. 7** das entsprechende Design, wenn auch die Mittel zur Durchflusskontrolle extern angeordnet sind.

[0091] Die elektronisch von der Motorsteuerung über die Leitung **73** ansteuerbare el. Miniaturkühlwasserpumpe **2** fördert im Design gemäß **Fig. 4** das Kühlwasser über das federbelastete Ventil **70** zum Heizungsanschluss **72** mit vorzugsweise weniger als 6 mm Innendurchmesser. Dabei ist die Anpresskraft der Feder **69** mindestens so hoch gewählt, dass das Ventil bei Einschalten der el. Miniaturpumpe **2** vom Sitz **71** abhebt, vom Druck der Motorkühlwasserpumpe aber nicht geöffnet wird. Damit wird u. a. sichergestellt, dass im gesetzlichen Abgastest der Heizungskreislauf zunächst abgeschaltet bleibt und damit diese wärmeaktive Masse den Aufwärmvorgang nicht verzögert. Bei Kühlbedarf kann diese wärmeaktive Masse gegebenenfalls schnell hinzugeschaltet werden und z. B. beim Beschleunigen im EUDC vermeiden helfen, dass temporär das Kühlergebläse benötigt wird. Weitere Vorteile der freien Zu- und Abschaltoption des Heizkreislaufs, insbesondere bezüglich der winterlichen Heizwirkung und des Betriebs der Klimaanlage im Sommer, wurden bereits beschrieben.

[0092] Als besonders vorteilhafte Verfeinerung ist es hier problemlos möglich, anstelle der reinen Schaltmöglichkeit eine präzise Einstellung des Kühlmitteldurchflusses durch den Heizungswärmetauscher, unabhängig von der Motordrehzahl und dessen thermischer Betriebssituation, vorzunehmen. In der Ausgestaltung gemäß **Fig. 4** genügt es hier, die Federkraft der Feder **69** relativ groß und den Ventilteller relativ klein zu wählen, so dass ein relativ großer Förderdruck der el. Miniaturpumpe **2** von beispielsweise 1 bar Überdruck für das Öffnen benötigt wird. Die Variationsbreite der über die Kühlwasserpumpe des Motors bei Drehzahländerung aufgeprägten Druckschwankungen sind i. a. deutlich kleiner, so dass die Fördermenge im Heizungskreislauf eindeutig durch

die Einstellung der el. Pumpe **2** mittels der Motorsteuerung definiert ist. Im einfachsten Fall ist die Variation eine Schaltfunktion, z. B. zwischen Durchfluss Null und 2 l/min, besonders vorteilhaft ist jedoch eine Leistungsstufung bzw. -regelung der el. Pumpe **2**, so dass sich eine stufenweise oder auch stufenlose Einstellung des Heizungsdurchflusses ergibt.

[0093] Alternativ zur Durchflussregelung mittels Regelung der Pumpenleistung und starker Drosselung kann wahlweise auch ein Durchflussbegrenzungsventil verwendet werden, das z. B. bei Einschalten der el. Pumpe den Durchfluss auf 2 l/min begrenzt, unabhängig vom momentan seitens der motorseitigen Kühlmittelpumpe aufgeprägten Druck am Heizungszweig. Dies ist insbesondere da vorteilhaft, wo es auf hohe Genauigkeit des eingestellten Heizungsvolumenstroms bei minimaler el. Leistung ankommt.

[0094] Das Bauteil gemäß **Fig. 4** ist insbesondere im Zusammenspiel mit den erfindungsgemäßen Maßnahmen, die sich auf Heizungskühlmitteldurchsätze beschränken, die sehr viel geringer sind als die Kühlmitteldurchsätze die im Bypasszweig **6b** im geöffneten Zustand vorliegen, besonders kompakt und robust realisierbar, verbunden mit den entsprechenden Kostenvorteilen.

[0095] Dies liegt zum einen an den Packagevorteilen, die sich daraus ergeben, dass die Kühlmitteldurchmesser zum Heizungswärmetauscher kleiner als halb so groß gewählt werden kann als die heute üblichen 16–22 mm, insbesondere verbunden mit entsprechend kleinen Biegeradien. Fast noch wichtiger ist allerdings der Vorteil, der sich aus dem geringen Leistungsbedarf der el. Zusatzpumpe **2** aufgrund der geringen Kühlmitteldurchsätze ergibt. Selbst bei 2 bar Förderdruck beträgt die hydraulische Leistung bei 2 l/min nur 6,7 W, verbunden mit den entsprechenden Vorteilen bezüglich der Baugröße der el. Pumpe und des el. Antriebs sowie bezüglich des Strombedarfs. Speziell der Strombedarf ist dabei so gering, dass bereits verfügbare Leistungskanäle der Motorsteuerung ausreichen, um die Schaltfunktion bzw. gegebenenfalls die Leistungsregelung vorzunehmen. Insbesondere bezüglich der besonders vorteilhaften stufenlosen Leistungsregelung der el. Pumpe mit Pulsweitenregelung hilft hier die geringe Basisleistung der Pumpe, die Zusatzabwärme der Schalttransistoren während der Schaltvorgänge ohne baulichen Mehraufwand zu beherrschen.

[0096] Herkömmliche Kühlmitteldurchsätze durch den Kabinenwärmetauscher von z. B. 15 l/min würden bei analoger Vorgehensweise neben den erheblichen Packagenachteilen zu einem hydraulischen Energiebedarf von 50 Watt führen, was bei einem Gesamtwirkungsgrad der Pumpe von 50% 100 W el. Leistung bedeutet. Unter der praxisnahen Annahme eines mittleren Kraftstoffverbrauchs von 15 kW im

ECE-Zyklus, 40% Innenwirkungsgrad des Motors und 60% Wirkungsgrad des Generators würden diese 50 W el. Pumpenantriebsleistung letztlich auf den kaum akzeptablen Mehrverbrauch von 1,4% (= (50/0,60/0,40)/15000) führen. Angesichts der ohnehin begrenzten Verfügbarkeit an el. Energie in KFZ aber auch angesichts der Kosten für die Elektronik mit entsprechend leistungsstarken Leistungstransistoren für das Schalten bzw. Regeln der el. Pumpe fällt die Kosten-Nutzenbilanz bei Anwendung mit konventioneller Heizungstechnologie nicht nur deutlich schlechter aus, sondern sie erlaubt auch nicht die besonders effiziente Ausgestaltung gemäß [Fig. 4](#).

[0097] Eine weitere Verfeinerung dieser Vorrichtung zeigt [Fig. 5](#). Hier stellt ein zweiter Ventilsitz **65b** sicher, dass bei völlig geöffnetem Ventil, d. h. z. B. bei Überschreiten von 115°C, der Bypass wieder teilweise geschlossen wird, so dass der Kühlmitteldurchsatz durch den Fahrzeugkühler maximiert wird. Ob diese Ergänzung benötigt wird oder nicht hängt vom Gesamtsystem Fahrzeug/Motor ab. Dabei ist es vorteilhaft, sicherzustellen, dass auch bei Vollausschlag des Ventiltellers **6bv** in offener Position ein Mindestleckagestrom sicherstellt, dass auch im Falle eines Federbruchs oder Festklemmens in dieser Stellung der Thermostat **6** stets einen so hohen Kühlmitteldurchsatz erhält, dass dieser beim nächsten Kaltstart den Kühlerkreislauf rechtzeitig öffnet.

[0098] In Verbindung mit der erfindungsgemäßen Strategie zur Variation des Kühlmittelstroms durch den Motor, den Heizungswärmetauscher und letztlich auch den Fahrzeugkühler bieten die Vorrichtungen gemäß [Fig. 4](#) und [Fig. 5](#) nicht nur ein sehr kompaktes Package unter Absicherung aller gewünschten Fail-Safe-Aspekte, sondern darüber hinaus den Vorteil, dass sich auch bei kurzfristig auf sehr hohe oder sehr niedrige Werte veränderter Motordrehzahl kaum Schwankungen im Kühlmitteldurchsatz durch den Heizungswärmetauscher zeigen. Dies ist u. a. wichtig für den Komfort. Darüber hinaus bleibt es damit stets in der Hand der Motorsteuerung, ob der Fahrzeugkühler durch Öffnen des Bypassventils **6bv** geöffnet wird: Es bleibt einerseits kaltes Kühlmittel aus dem Kabinenwärmetauscher verfügbar, welches sicherstellt, dass der Thermostat geschlossen bleibt, andererseits kann die Motorsteuerung jederzeit den Bypass öffnen und die maximale Kühlwirkung bereitstellen.

[0099] In Teillastbetriebssituationen, wo eine zusätzliche oder komplette Wärmeabfuhr am Fahrzeugkühler erforderlich ist, übernimmt der Fahrzeugkühler die Aufgaben der Wärmesenke. Aufgrund der erhöhten Vorlauftemperatur zum Fahrzeugkühler wird hier ebenfalls eine Verbesserung der Kühlwirkung erzielt, so dass insbesondere bei Stop and Go bzw. Fahrzeugstillstand weniger Gebläseleistung als bei bisher aus Serienanwendungen bekannten Systemen

ausreicht. Auch diese Verbesserung ist mit der erfindungsgemäßen Vorgehensweise früher bzw. häufiger ausnutzbar als z. B. mit dem bereits aus Serienanwendungen bekannten el. Thermostaten oder anderen denkbaren Systemen, die es nicht erlauben die Kabinenheizung mit sehr kleinen Kühlmitteldurchsätzen von beispielsweise nur 2 l/min sicherzustellen.

[0100] Wie bereits angesprochen, sind die Bypassventile gemäß [Fig. 4–Fig. 7](#) auch in Betriebssituationen von Interesse, wo die Kabinenheizleistung im Mittelpunkt des Interesses steht und weniger die Kraftstoffeinsparung, und wo das Wärmemanagement mittels Schließen des Bypasszweigs **6b** hilft, die Kabinenheizwirkung durch Minimierung der effektiven wärmeaktiven Motormasse zu verbessern. Dabei kann es im Warmlauf durchaus zu Situationen kommen, bei denen der Bypass **6b** z. B. bei hoher Motorlast oder Motordrehzahl geöffnet werden muss. Wie anhand des Beispiels EGR-Kühler gezeigt wurde, bieten die erfindungsgemäßen Bypassventile auch hier die nötige Flexibilität, dies ohne Schwankung im Heizkomfort zu bewerkstelligen. Darüber hinaus erlauben sie selbst bei offenem Bypasszweig in Verbindung mit einem hocheffizienten Kabinenwärmetauscher und geringem Kühlmitteldurchsatz immer noch eine Fokussierung der Abwärme des EGR-Kühlers auf die Kabine und somit eine überdurchschnittlich schnelle Kabinenerwärmung. Analoges gilt, wenn zusätzlich zum EGR-Kühler oder an dessen Stelle eine andere Wärmequelle, z. B. ein Abgaswärmetauscher anstelle des EGR-Kühlers gemäß [Fig. 2](#), eingebunden ist.

[0101] Obwohl die erfindungsgemäße Vorgehensweise und deren Spezialbauteile derzeit primär auf Anwendungen mit konventionellen Dehnstoffaktuatoren als autarken Antrieb für den Kühlerthermostaten **6** abzielen, ist eine Anwendung des erfindungsgemäßen Gedankenguts auch bei anderen Antriebsformen und Bauarten von Kühlerthermostaten, insbesondere auch mit von der Motorsteuerung angesteuerten el. Aktuatoren als Thermostatantrieb wie z. B. beim eingangs beschriebenen Drehschieberventil, vorteilhaft. Dies betrifft insbesondere die Flexibilität bezüglich der optimalen Motorkühlung sowie die Robustheit des Gesamtsystems auf Bauteilalterung und sprunghafte Veränderungen des Fahrbetriebs und ganz besonders die Potenzialausnutzung bezüglich der Heizung und das Package der Heizungsleitungen.

[0102] Dabei ist dann gegebenenfalls insbesondere zu beachten, dass die Sicherheitsmerkmale bezüglich zu hoher Kühlmittelaustrittstemperaturen aus dem Motor oder EGR-Kühler bei der erfindungsgemäßen Ausgestaltung der Vorrichtungen gemäß [Fig. 4–Fig. 7](#) nicht durch eine motorsteuerungsbedingte Schalfunktion des Bypassdurchflusses innerhalb des anstelle des Thermostaten **6** eingesetzten

Drehschieberventils deaktiviert werden. Hierzu ist es insbesondere vorteilhaft, mit zwei parallelen Bypassleitungen zu arbeiten. **Fig. 8** zeigt, ausgehend von **Fig. 4** eine entsprechende Anpassung des Bypassventils. Die erste Bypassleitung **68** wird hierbei zur Temperaturabsicherung verwendet und an eine nicht durch den Drehschieber versperrbare Position im als Thermostatersatz **6** eingesetzten Drehschieberventil oder am Pumpenzulauf angeordnet, z. B. wie in **Fig. 3** gezeigt. Das Drehschieberventil übernimmt dann in bekannter Weise, basierend auf Daten der Motorsteuerung, neben der Regelung des Kühlmitteldurchflusses durch den Kühler **6** durch eine entsprechende Drehposition auch die teilweise oder vollständige Versperrung des zweiten Bypasszweiges **80**. Das Dehnstoffelement **6bs** übernimmt die Aufgabe der Zusatzabsicherung mittels Öffnen des Ventils **6bv** und der ersten Bypassleitung **68**.

[0103] Die el. Schaltfunktion **63** des externen Bypassventils **6bv** mit dem Magneten **6bf** ist in **Fig. 8** als mehrfach redundante Absicherung und gegebenenfalls zur besonders feinfühligem Durchflussregelung noch vorhanden, bei entsprechend genauem und sicherem Drehschieberventil kann diese aber auch entfallen. Dem nicht unerheblichen Mehraufwand für diese Ausgestaltung des Motor- und Fahrzeugkühlsystems unter Verwendung eines Drehschieberventils als Thermostatersatz und eines zusätzlichen externen Bypasszweigs mit Bypassventil steht ein, wenn auch nur relativ geringes, Potenzial gegenüber, mittels möglichst homogener Motortemperaturen bei warmer Motor noch etwas näher an die physikalischen Grenzen bezüglich der maximalen Motorbauteiltemperatur, insbesondere in der erhöhten Teillast, zu gehen.

[0104] Alternativ kann hierzu anstelle des Drehschieberventils auch ein einfaches Zweiwegeventil als Thermostatersatz oder ein el. beheizter Thermostat, d. h. ein Thermostat mit auch bei sehr hohen Kühlmitteldurchsätzen noch variabler Öffnungstemperatur, verwendet werden, so dass wiederum das Bypassventil gemäß **Fig. 4** mit nur einem Bypassanschluss **68** ausreicht.

[0105] Die experimentelle Quantifizierung des mit derartigem Mehraufwand erzielbaren zusätzlichen Vorteils ist schwierig und stark abhängig vom Gesamtsystem Motor/Fahrzeug. Bisheriger Versuche haben gezeigt, dass sich insbesondere die Zunahme des Wärmeübergangskoeffizienten bei den höheren Kühlmitteldurchsätzen, die zu dieser Maximierung der Kühlmitteltemperatur überall im Motor erforderlich sind, stark kontraproduktiv auf die im Endeffekt angestrebte Erhöhung der Bauteiltemperatur auswirkt. Die Kostennutzenanalyse spricht in diesem Zusammenhang derzeit eindeutig zugunsten der Variante mit Beibehaltung des Dehnstoffthermostaten **6**, doch kann sich dies je nach Entwicklung der Kraft-

stoffpreise und potenziellen zukünftigen Veränderungen am Motor, wie z. B. Entfall des FEAD unter Einsatz el. Motorkühlwasserpumpen **6** in Zukunft auch ändern.

[0106] **Fig. 1–Fig. 3** zeigen Anwendungsbeispiele für das erfindungsgemäße Vorgehen, wobei der Rückfluss des Heizungskreislaufs **4a** zum Thermostaten **6** in der Praxis meist über eine relativ lange Kühlmittleitung erfolgt. Vor diesem Hintergrund ist es besonders attraktiv, dass die bevorzugten erfindungsgemäßen Varianten mit sehr kleinen Leitungsquerschnitten auskommen. Insbesondere ergibt sich in diesem Zusammenhang, mittels vollständigen Schließens des Bypasszweigs **6b** die Möglichkeit, dessen wärmeaktive Masse weitgehend auszuschalten. Gleichzeitig erlaubt das komplette Schließen des Bypass eine sehr feinfühligere Regelung des Gesamtkühlmitteldurchsatzes durch den Motor bei geringem Durchsatz. Dies ist nicht zuletzt im Hinblick auf die Optimierung der Kraftstoffesparpotenziale sehr wichtig: Bekannte Systeme, insbesondere mit dem Drehschieber-Mehrwegeventil erfordern hier neben einer hochgenauen Positionierung auch ein extrem schnelles Ansprechen bei Variation der Motordrehzahl. Angesichts der Alterung der Dichtkanten des Drehschiebers, angesichts der Alterung der Motorkühlmittelpumpe und insbesondere angesichts der Fertigungsstreuungen der Motorpumpen in Wechselwirkung mit den motorseitigen Fertigungstoleranzen ist die Gewährleistung eines robusten Gesamtsystems mit nicht unerheblichem Aufwand verbunden.

[0107] Bei der erfindungsgemäßen Vorgehensweise hingegen, ist es durch Schließen des Bypass und durch die Mittel zu Durchflusskontrolle im Heizkreislauf auch im Bereich zwischen 0 und 2 l/min möglich, den Gesamtkühlmitteldurchfluss durch den Motor sehr präzise, reproduzierbar und mit geringer Sensibilität auf die Motordrehzahl einzustellen.

[0108] Diese besonders vorteilhafte Eigenschaft bleibt auch dann erhalten, wenn auch der Rückfluss vom Heizungswärmetauscher in das gemeinsame Gehäuse des Bypassventils **6bv** integriert wird. Exemplarisch für die in **Fig. 4–Fig. 8** gezeigten Bypassventilvarianten zeigt **Fig. 9** eine entsprechende Einbindung des Heizungsrücklauf mittels des Anschlusses **80**. Diese Ausgestaltung des Bypassventils bietet insbesondere den Vorteil ganz besonders kompakter Bauweise. Auch wenn das Package angesichts des geringen Kühlmittleitungsdurchmessers bereits ohnehin sehr günstig ist, ist dies eine zusätzliche Vereinfachung, da damit insbesondere weniger oder gar keine Befestigungspositionen für die Heizungsrückleitung benötigt werden. Diesem Vorteil steht ein gewisser Nachteil gegenüber, der sich daraus ergibt, dass die wärmeaktive Masse des Bypasszweigs im Warmlauf mit aufgeheizt werden muss. Dies wirkt sich speziell bei sehr hohem Temperaturabfall bei

hoher Heizleistungsentnahme relativ wenig auf die Heizleistung aus, im gesetzlichen Abgastest ohne Kabinenbeheizung etwas mehr. Diese Effekte sind jedoch von einer Größenordnung, dass je nach Bypassleitungsquerschnitt und je nach Package-Situation die Ausführung gemäß [Fig. 9](#) zu bevorzugen ist. Bereits ohne die Integration der el. Kühlmittelpumpe **2** und erst recht mit deren Integration ist hier wiederum die Verwendung hocheffizienter Kabinenwärmetauscher und kleiner Heizleitungsdurchmesser sehr vorteilhaft zur Minimierung der Baugröße des Ventils, zur Minimierung der Leitungskosten und zur Minimierung der wärmeaktiven Massen.

[0109] Die erfindungsgemäßen Vorrichtungen sind insbesondere durch eine sehr hohe Betriebssicherheit, auch bei Ausfall einzelner Bauteile ausgezeichnet. So übernimmt z. B. das Dehnstoffelement **6bs** in besonders sicheren Ausführungsbeispielen die Sicherheitsüberwachung gegen Überhitzung.

[0110] Eine besonders vorteilhafte Hierarchie zur Sicherheitsüberwachung in der Motorteillast sieht dabei folgendermaßen aus:

1. Bei geschlossenem Bypass **6b** stellt die el. Pumpe **2** einen so solchen Kühlmitteldurchsatz im Heizungsweig ein, dass die Kühlmittel- oder Motorbauteiltemperatur einen ersten Grenzwert nicht überschreitet.
2. Stellt die Motorsteuerung fest, dass der erste Grenzwert überschritten wird, so wird der Kühlmitteldurchsatz durch den Motor durch schrittweises oder gepulstes Öffnen des Bypassventils **6b** solange erhöht, bis dieser Grenzwert wieder unterschritten wird.
3. Stellt die Motorsteuerung fest, dass der erste Grenzwert permanent überschritten wird, so wird der Kühlmitteldurchsatz durch die Kabinenheizung unabhängig von der vom Klimarechner vorgegebenen Stellung auf erhöhte Werte eingestellt. Die luftseitige Temperaturregelung kompensiert gegebenenfalls die Luftaustrittstemperatur mittels des luftseitigen Bypassklappe, soweit dies möglich ist, so dass die Auswirkungen auf den Heizkomfort klein gehalten werden.
4. Reicht die Vorgehensweise aus 3. nicht, so erfolgt ab einem zweiten Grenzwert ein vollständiges Ausschalten der Kabinenheizung, wiederum indem die Motorsteuerung den Klimarechner übersteuert.
5. Sind Maßnahmen gemäß 3. und/oder 4. notwendig geworden, so wird dies in der Fehlerdiagnose abgespeichert und bei wiederholtem Auftreten dem Fahrer angezeigt.
6. Als zusätzliche Absicherung kann wahlweise ein Dehnstoffaktuator **6bs** eingesetzt werden, der den Bypass **6b** öffnet. Die Öffnungstemperatur

wird dabei bevorzugt so gewählt, dass sie erst nach dem Aktivieren der Schritte gemäß 3. und 4. eingreift, so dass eine sichere Fehlerdiagnose möglich ist.

[0111] Dies ist jedoch nur eine der vielen möglichen Sicherheitsstrategien. So kann der Dehnstoffaktuator **6bs** alternativ auch dazu verwendet werden, bereits bei Erreichen des ersten Grenzwerts einen temperaturgeregelten Durchfluss im Bypassweig **6b** vorzunehmen, so dass die el. Betätigung des Bypassventils nur noch zur Schnellabschaltung der Heißkühlung benötigt wird. Gegebenfalls kann dabei die el. Schaltfunktion des Bypassventils **6bv** sogar entfallen und hierzu eine sehr starke Erhöhung des Kühlmitteldurchflusses im Heizungskreislauf mittels der Motorsteuerung aktiviert werden.

[0112] In diesem Zusammenhang ist insbesondere die Zusatzabsicherung extrem robust, die sich durch das wahlweise Übersteuern des Klimarechners durch die Motorsteuerung **20** bezüglich der Heizleistungsentnahme ergibt: Selbst bei Ausfall der el. Betätigung des Bypassventils **6bf**, der überlagerten Ausschaltung mittels Dehnstoffaktuator **6bs** und selbst bei in beliebiger Position klemmendem Bypassventil **6bv**, z. B. in der Ausgestaltung gemäß [Fig. 5](#), ist damit sichergestellt, dass die Motorsteuerung **20** bei Überhitzungsgefahr den Kühlerthermostaten **6** öffnen kann, indem sie den Durchfluss im Heizungskreislauf aktiviert aber keine Wärme für Heizzwecke zulässt.

[0113] Mit anderen Worten, die Absicherung gegen Überhitzen, wie sie insbesondere mit dem Bypassventil **6bv** mit el. Aktuator **6bf** und Dehnstoffaktuator **6bs** realisiert ist, ist zwar unter dem Gesichtspunkt mehrfacher Absicherung und angesichts der geringen Fertigungskosten für Heiz- und Kühlvorrichtungen mit Bypassventilen gemäß [Fig. 4-Fig. 9](#) sehr vorteilhaft, aber eigentlich in Bezug auf eine ausreichende Betriebssicherheit nicht zwingend nötig.

[0114] Unter Beachtung der beschriebenen Wechselwirkungen kann daher bei entsprechend vernetzter Hierarchie zwischen Motorsteuerung und Klimasteuerung wahlweise auch auf den el. Aktuator **6bf** oder den Dehnstoffaktuator **6bs** verzichtet werden. Insbesondere wird dann bei fehlerhaftem bzw. unplausiblen Temperaturmesssignal der Motorsteuerung gegebenenfalls der Aktuator **6bf** von der Motorsteuerung automatisch in die Stellung „Bypass offen“ gefahren.

[0115] Diese Schlussfolgerung bezüglich weiterer Kosteneinsparung gilt bereits bei der besonders bevorzugten Vorgehensweise mit kleinen Kühlmittelleitungsquerschnitten und hohen Druckverlusten in den Leitungen und dem Heizungswärmetauscher und erst recht bei einem Regelbereich des Kühlmittel-

durchsatzes im Heizkreislauf von kleinen bis hin zu sehr hohen Werten.

[0116] Diese Vorgehensweise, dass die Motorsteuerung **20** zur thermischen Absicherung bei Überhitzungsgefahr die Klimaanlagesteuerung übersteuert, insbesondere dass sie die Antriebsleistung einer el. Pumpe **2** erhöht und/oder ein Durchflussregelventil **15** öffnet und/oder ein luftseitiges Bypassen des Kabinenwärmetauschers **4** mit der Lufttemperaturregelung **5** des Heizgeräts herbeiführt und auf diesem Wege über das gezielte Herbeiführen eines reduzierten Temperaturabfalls am Heizungswärmetauscher bei erhöhtem Durchfluss und/oder reduzierter Heizleistungsentnahme den Kühlerthermostaten **6** bei Bedarf öffnet, ist für Motorkühl- und Heizsysteme mit und ohne Bypasszweig **6b** anwendbar.

[0117] Die Anwendung in Motorkühlsystemen ohne Kühlmittelbypass **6b** ist insbesondere dann vorteilhaft möglich, wenn die Basisauslegung des Heizkreislaufs relativ hohe Kühlmitteldurchsätze erlaubt und Mittel **15** und/oder **2** zur feinfühligsten Steuerung des Kühlmitteldurchsatzes mittels der Motorsteuerung verfügbar sind. Dabei sollte sich der Durchflussregelbereich von geringen bis hin zu relativ hohen Werten erstrecken, bevorzugt ist hier sogar ein Durchflussregelbereich von 1–15 l/min und mehr anzustreben. Bei Ausfall der Mittel **15** oder **2** zur Durchsatzregelung stellt ein hinreichend großer Leckagestrom von beispielsweise 1 l/min sicher, dass mittels motorsteuerungsseitiger Deaktivierung der Heizung ein sicheres Öffnen des Thermostaten **6** möglich ist. Zur zusätzlichen Absicherung kann auch hier das erfindungsgemäße Bauteildesign mit Magnetaktuator **6bf** und überlagertem Dehnstoffaktuator **6bs** in angepasster Form angewendet werden. Hierzu muss, z. B. ausgehend vom Ventil gemäß **Fig. 7**, lediglich der Abfluss **72** entfernt werden, der zweite Dichtsitz **65b** entfällt und der Anschluss **68** ist nicht mehr der Anschluss zum Bypass sondern neue Anschluss zum Heizungswärmetauschereintritt. Der Leckagestrom von z. B. 1 l/min wird gegebenenfalls mittels einer kleinen Bohrung im Ventilsitzblech **65** realisiert. Wahlweise genügt es aber auch, das Ventil so an einer geeigneten Stelle im Heizungsvorlauf anzuordnen, dass das Öffnen bei zu hoher Kühlwassertemperatur auch über Thermosyphonwirkung sichergestellt ist. Im Vergleich zu den aus technischer Sicht sicherlich wirksameren Varianten mit Bypasszweig **6b** sind derartige Varianten ohne Bypasszweig **6b** insbesondere dadurch ausgezeichnet, dass sie insbesondere für sehr einfache und primär auf hohe Robustheit bei geringen Kosten ausgerichtete Motorkonzepte mit moderater spezifischer Leistung immer noch ein ausgesprochen gutes Kosten/Nutzenverhältnis aufweisen.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Betrieb eines Kühl- und Heizungskreislaufs für Kraftfahrzeuge mit einer durch Kühlmittel gekühlten Brennkraftmaschine, mit einem autarken Thermostatventil **6**, welches zur Kontrolle der Kühlmitteltemperatur den Kühlmitteldurchsatz durch die Brennkraftmaschine **1** und einen Fahrzeugkühler **8** regelt und einem von einer elektronischen Motorsteuerung **20** beeinflussbaren Bypasszweig **6b** mit Zusatzventil **6bv**, welcher den Kühlmitteldurchsatz durch die Brennkraftmaschine in Abhängigkeit von deren Kühlbedarf zusätzlich variiert, insbesondere Verfahren zum Betrieb von Brennkraftmaschinen mit einem konventionellen Dehnstoff-Thermostaten, **dadurch gekennzeichnet**, dass Mittel **4**, und/oder **2** und/oder **15** vorgesehen sind, die den Kühlmitteldurchsatz durch einen Heizungswärmetauscherkreislauf **4a**, einen Entlüftungskreislauf **9a** und/oder sonstige auch bei geschlossenem Thermostatventil **6** durchströmte Kühlmittelzweige so stark begrenzen, dass in einer ersten Betriebsart mit einem hohen Kühlmitteldurchsatz durch den Bypasszweig **6b** die nominale Thermostatöffnungstemperatur durch die Motorsteuerung einstellbar wird und dass in einer zweiten Betriebsart mit einem reduzierten Kühlmitteldurchsatz durch den Bypasszweig **6b** eine aus der Vermischung der einzelnen Teilströme und deren Wärmesenken mit dem geringen oder fehlenden Kühlmittelstrom des Bypasszweigs **6b** resultierende effektive Thermostatöffnungstemperatur deutlich oberhalb der nominalen Thermostatöffnungstemperatur durch die Motorsteuerung einstellbar wird und insbesondere, dass in der zweiten Betriebsart zur Minimierung des Kraftstoffverbrauchs in der Teillast die Kühlmittelaustrittstemperaturen aus der Brennkraftmaschine um mehr als 15 K über die nominale Thermostatöffnungstemperatur angehoben werden.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass mittels Wärmesenken des inneren Kühlkreislaufs, insbesondere eines Heizungswärmetauschers **4** und/oder eines Ölkühlers **40** die Zeitspanne bis zum ersten Öffnen des Thermostatventils **6** möglichst lange hinausgezögert oder dessen Öffnen völlig vermieden wird.

3. Verfahren nach einem der Ansprüche 1–2, dadurch gekennzeichnet, dass der Volumenstrom im Bypasszweig **6b** so eingestellt wird, dass bei weitgehend betriebswarmer Brennkraftmaschine aber teilgeöffnetem oder geschlossenem Thermostatventil **6** die Kühlmitteltemperatur am Motoreintritt möglichst nahe der Thermostat-Nenntemperatur liegt und sich in Verbindung mit dem geringen Gesamtkühlmittelmassenstrom durch die Brennkraftmaschine eine Maximierung der Bauteiltemperatur ergibt, so dass insbesondere gleich große oder höhere Bauteiltemperaturen realisiert werden als mit einem el. Thermostatventil mit frei einstellbarer Öffnungstemperatur

aber ohne Mittel zur Begrenzung des Gesamtkühlmassenstroms durch die Brennkraftmaschine.

4. Vorrichtung zum Kühlen und Heizen von Kraftfahrzeugen mit einer durch Kühlmittel gekühlten Brennkraftmaschine, insbesondere Vorrichtung zur Durchführung eines der Verfahren nach einem der Ansprüche 1–3, mit einem autarken Thermostatventil **6**, welches zur Kontrolle der Kühlmitteltemperatur den Kühlmitteldurchsatz durch die Brennkraftmaschine **1** und einen Fahrzeugkühler **8** regelt und einem von einer elektronischen Motorsteuerung **20** beeinflussbaren Bypasszweig **6b** mit Zusatzventil **6bv**, welcher den Kühlmitteldurchsatz durch die Brennkraftmaschine in Abhängigkeit von deren Kühlbedarf zusätzlich variiert, insbesondere Vorrichtung für Brennkraftmaschinen mit einem konventionellen Dehnstoff-Thermostaten, dadurch gekennzeichnet, dass Mittel **4**, und/oder **2** und/oder **15** vorgesehen sind, die den Kühlmitteldurchsatz durch einen Heizungswärmetauscherkreislauf **4a**, einen Entlüftungskreislauf **9a** und/oder sonstige auch bei geschlossenem Thermostatventil **6** durchströmte Kühlmittelzweige so stark begrenzen, dass in einer ersten Betriebsart mit einem hohen Kühlmitteldurchsatz durch den Bypasszweig **6b** die nominale Thermostatöffnungstemperatur durch die Motorsteuerung einstellbar wird und dass in einer zweiten Betriebsart mit einem reduzierten Kühlmitteldurchsatz durch den Bypasszweig **6b** eine aus der Vermischung der einzelnen Teilströme und deren Wärmesenken mit dem geringen oder fehlenden Kühlmittelstrom des Bypasszweigs **6b** resultierende effektive Thermostatöffnungstemperatur deutlich oberhalb der nominalen Thermostatöffnungstemperatur durch die Motorsteuerung einstellbar wird und insbesondere, dass in der zweiten Betriebsart zur Minimierung des Kraftstoffverbrauchs in der Teillast die Kühlmittelaustrittstemperaturen aus der Brennkraftmaschine um mehr als 15 K über die nominale Thermostatöffnungstemperatur angehoben werden.

5. Vorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass anstelle eines als Bypass-Thermostat ausgebildeten konventionellen Thermostatventils **6** mit einem Dehnstoffelement als autarkem Aktuator ein Einfach-Thermostat ohne integrierten Bypass zum Einsatz kommt und sich der Kühlmittelstrom des Bypasszweigs **6b** stromauf des Thermostatventils **6** mit den permanent durchströmten Zweigen einschließlich des Heizungswärmetauscherkreislaufs **4a** vermischt.

6. Vorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass ein als Bypass-Thermostat ausgebildetes konventionelles Thermostatventil **6** mit einem Dehnstoffelement als autarkem Aktuator zum Einsatz kommt und der Bypasszweig **6b** in die Bypassöffnung des Thermostatventils **6** strömt und sich erst innerhalb des Thermostatventils **6** mit den permanent

durchströmten Zweigen einschließlich des Heizungswärmetauscherkreislaufs **4a** vermischt.

7. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 4–6, dadurch gekennzeichnet, dass der Kühlmittelstrom des Bypasszweigs **6b** mittels Strömungsleitvorrichtungen innerhalb des Thermostatventils so geführt wird, dass in der ersten Betriebsart mit hohem Kühlmitteldurchsatz im Bypasszweig **6b** primär der Volumenstrom im Bypasszweig **6b** das Dehnstoffelement umströmt und sich die Motoraustrittstemperatur der Thermostat-Nenntemperatur annähert und dass in der zweiten Betriebsart mit reduziertem Volumenstrom im Bypasszweig **6b** mittels der Wärmesenken am Heizungswärmetauscher, Ölkühler sowie bei teilgeöffnetem Thermostatventil auch mittels des Kühlers **8** sichergestellt wird, dass das Thermostatventil nicht oder nur wenig öffnet, so dass die Motoraustrittstemperatur um mindestens 15 K oberhalb der Thermostatöffnungstemperatur liegt.

8. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 4–7, dadurch gekennzeichnet, dass als Mittel, die den Kühlmitteldurchsatz durch den Heizungswärmetauscherkreislauf **4a**, den Entlüftungskreislauf **9a** und/oder sonstige auch bei geschlossenem Thermostatventil **6** durchströmte Kühlmittelzweige begrenzen, zusätzliche el. Ventile und/oder Thermostatventile zum Einsatz kommen.

9. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 4–7, dadurch gekennzeichnet, dass als Mittel die den Kühlmitteldurchsatz durch den Heizungswärmetauscherkreislauf **4a**, den Entlüftungskreislauf **9a** und/oder sonstige auch, bei geschlossenem Thermostatventil **6** durchströmte Kühlmittelzweige begrenzen, Durchflussbegrenzer, Drosselblenden und/oder minimierte Kühlmittelleitungsquerschnitte zum Einsatz kommen.

10. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 4–7, dadurch gekennzeichnet, dass als Mittel, die den Kühlmitteldurchsatz durch den Heizungswärmetauscherkreislauf **4a** begrenzen, Heizungswärmetauscher mit hohem Wirkungsgrad bei geringem Kühlmittelmassenstrom, insbesondere Gegenstromwärmetauscher, zum Einsatz kommen.

11. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 8–10, dadurch gekennzeichnet dass sich die Begrenzung des Kühlmitteldurchsatzes aus dem Zusammenspiel zwischen der Druckverlustcharakteristik des Heizungswärmetauschers, den Leitungsquerschnitten und gegebenenfalls el. Stellvorrichtungen und/oder Zusatzkühlmittelpumpen ergibt.

12. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 4–11, dadurch gekennzeichnet, dass das Kühlwasser für den Bypasszweig **6b** mit einem el. Zusatzventil **6bv** entnommen wird, bei dem ein zusätzlicher autarker Temperaturbegrenzungsaktuator **6bs**, insbesondere

ein Dehnstoffaktuator, mit einer Öffnungstemperatur oberhalb der Öffnungstemperatur des Thermostatventils **6** einen el. Aktuator **6bf** automatisch übersteuert und den Bypasskreislauf öffnet, sobald die Kühlmitteltemperatur einen bestimmten Grenzwert überschreitet.

13. Vorrichtung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass das el. Zusatzventil mit zusätzlichem autarkem Dehnstoff-Aktuator hinter einem EGR-Kühler zwischen Motorausstritt und Heizungswärmetauscher eintritt angeordnet ist und diesen thermisch absichert.

14. Vorrichtung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass die Kühlmittelleitung hinter dem EGR-Kühler in einen normalen Leitungsquerschnitt für den Bypasszweig, der annähernd so groß ist wie der Zulaufquerschnitt zum Zusatzventil, und einen sehr geringen Leitungsquerschnitt für die Heizung, insbesondere mit einem Leitungsquerschnitt kleiner als 6 mm Innendurchmesser, verzweigt.

15. Elektrisch angesteuertes Zusatzventil zur Variation des Kühlmittelmassenstroms durch den Motorkühl- und Heizkreislauf von Fahrzeugen mit Brennkraftmaschinen zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1–3 unter Nutzung von Vorrichtungsmerkmalen nach einem der Ansprüche 4–14, dadurch gekennzeichnet, dass es zwischen dem Kühlmittelaustritt aus der Brennkraftmaschine und dem Heizungswärmetauscher angeordnet ist und vor dem Ventilsitz **65** für den Bypasszweig **6b** innerhalb des Ventilgehäuses **60** eine Strömungsabzweigung für den Heizkreislauf aufweist, die in einen Leitungsanschluss für den Heizungswärmetauscherkreislauf **4a** mündet, und dass der Bypasszweig im kalten Zustand geschlossen ist.

16. Elektrisch angesteuertes Zusatzventil nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass der Leitungsanschluss **72** für den Heizungswärmetauscherkreislauf **4a** einen Strömungsquerschnitt von weniger als 1/10 (ein Zehntel) des Strömungsquerschnitts im Kühlmittelzulauf **67** zum Zusatzventil und im Abfluss **68** zum Bypasszweig aufweist und insbesondere für einen Schlauchinnendurchmesser des Heizungswärmetauscherkreislaufs von weniger als 6 mm vorgesehen ist.

17. Elektrisch angesteuertes Zusatzventil nach einem der Ansprüche 15–16, dadurch gekennzeichnet, dass ein Dehnstoffelement **6bs** bei Überschreiten einer maximal zugelassenen Kühlmitteltemperaturerhöhung über die Nenntemperatur des Thermostatventils **6** hinaus, die elektrische Ansteuerung autark übersteuert und den über den Kühlmittelzulauf **67** und den Abfluss **68** führenden Bypasszweig öffnet.

18. Elektrisch angesteuertes Zusatzventil nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, dass das Zusatzventil bei einer noch höheren Kühlmitteltemperatur den über den Kühlmittelzulauf **67** und den Abfluss **68** führenden Bypasszweig wieder teilweise, aber nicht vollständig, verschließt.

19. Elektrisch angesteuertes Zusatzventil nach einem der Ansprüche 15–18, dadurch gekennzeichnet, dass eine el. angetriebene Kühlmittelpumpe **2** so in einem gemeinsamen Gehäuse mit dem Zusatzventil **6bv** untergebracht ist, dass sie beim Einschalten den Kühlmitteldurchfluss durch den Heizungswärmetauscherkreislauf erhöht und den Durchfluss im Bypasskreislauf eher reduziert als erhöht.

20. Elektrisch angesteuertes Zusatzventil nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, dass die el. Kühlmittelpumpe **2** durch den Druckaufbau bei Kühlmittelpumpenbetrieb ein ebenfalls im gemeinsamen Gehäuse angeordnetes Ventil **70** mit dem Kühlmittelzulauf **67** und dem Leitungsanschluss **72** für den Heizungswärmetauscherkreislauf öffnet, welches bei ausgeschalteter Kühlmittelpumpe geschlossen ist.

21. Elektrisch angesteuertes Zusatzventil nach einem der Ansprüche 19–20, dadurch gekennzeichnet, dass eine Drosselstelle **71** dafür sorgt, dass ein so hoher Druckverlust entsteht, dass der Kühlmitteldurchsatz im Heizungswärmetauscherkreislauf primär durch die Leistung der el. Kühlmittelpumpe bestimmt wird und nur wenig durch die brennkraftmaschinenseitige Kühlmittelpumpenleistung und die momentane Position des Zusatzventils.

22. Elektrisch angesteuertes Zusatzventil nach einem der Ansprüche 19–21, dadurch gekennzeichnet, dass als Drosselstelle **71** ein Durchflussbegrenzungsventil zum Einsatz kommt.

23. Elektrisch angesteuertes Zusatzventil nach einem der Ansprüche 19–21, dadurch gekennzeichnet, dass als Drosselstelle **71** ein mit einer Feder **69** belastetes Ventil zum Einsatz kommt.

24. Elektrisch angesteuertes Zusatzventil nach einem der Ansprüche 19–23, dadurch gekennzeichnet, dass eine von der Motor- oder Klimasteuerung angesteuerte Leistungsregelung der el. Kühlmittelpumpe **2** definierte Kühlmittelströme im Heizungswärmetauscherkreislauf **4a** einstellt.

25. Elektrisch angesteuertes Zusatzventil nach einem der Ansprüche 15–24, dadurch gekennzeichnet, dass die el. Leistung der Kühlmittelpumpe **2** im Heizbetrieb weniger als 20 W beträgt.

26. Heiz- und Kühlvorrichtung für Brennkraftmaschinen mit el. ansteuerbarem Zusatzventil **6bv** zur Variation des Kühlmittelmassenstroms durch den

Motorkühl- und Heizkreislauf von Fahrzeugen mit Brennkraftmaschinen zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1–3 unter Nutzung von Vorrichtungsmerkmalen nach einem der Ansprüche 4–25, dadurch gekennzeichnet, dass eine el. Kühlmittelpumpe so in einem gemeinsamen Gehäuse mit dem Zusatzventil **6bv** untergebracht und in den Heiz- und Kühlkreislauf eingebunden ist, dass sie den Kühlmitteldurchsatz durch den Heizungswärmetauscher weitgehend unabhängig von der Drehzahl der Brennkraftmaschine **1** und weitgehend unabhängig von weiteren Stellgliedern zur Variation des Kühlmitteldurchsatzes durch die Brennkraftmaschine und den Fahrzeugkühler **8** bestimmt.

27. Heiz- und Kühlvorrichtung für Brennkraftmaschinen mit über einen thermostatischen Aktuator angesteuerten Zusatzventil **6bv** zur Variation des Kühlmittelmassenstroms durch einen Motorkühl- und Heizkreislauf und zur autarken Begrenzung der Kühlmitteltemperatur im Bereich zwischen einem Motorausstritt und einem Heizungswärmetauscher eintritt von Fahrzeugen mit Brennkraftmaschinen, insbesondere Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach einem der Ansprüche 1–3 oder 4–25, dadurch gekennzeichnet, dass eine el. Kühlmittelpumpe so in einem gemeinsamen Gehäuse mit dem Zusatzventil **6bv** untergebracht und in den Heiz- und Kühlkreislauf eingebunden ist, dass sie den Kühlmitteldurchsatz durch den Heizungswärmetauscher weitgehend unabhängig von der Drehzahl der Brennkraftmaschine **1** und weitgehend unabhängig von weiteren Stellgliedern zur Variation des Kühlmitteldurchsatzes durch die Brennkraftmaschine und einen Fahrzeugkühler **8** bestimmt.

28. Zusatzventil **6bv** zur Variation des Kühlmittelmassenstroms durch den Motorkühl- und Heizkreislauf von Fahrzeugen mit Brennkraftmaschinen nach einem der Ansprüche 1–3 oder 4–27, dadurch gekennzeichnet, dass es einen weiteren Anschluss **80** mit ähnlichem Strömungsquerschnitt wie ein Leitungsanschluss **72** aufweist, der den von einem Heizungswärmetauscher **4** zur Brennkraftmaschine zurückgeführten Kühlmittelstrom stromab des Zusatzventilsitzes **65** in das Gehäuse des Zusatzventils fördert.

29. Verfahren zur thermischen Absicherung von Kraftfahrzeugen mit einer durch Kühlmittel gekühlten Brennkraftmaschine, mit einem autarken Thermostatventil **6**, welches zur Kontrolle der Kühlmitteltemperatur den Kühlmitteldurchsatz durch die Brennkraftmaschine **1** und einen Fahrzeugkühler **8** regelt und mit von einer elektronischen Motorsteuerung **20** beeinflussbaren Mitteln zur Variation des Gesamtkühlmitteldurchflusses durch die Brennkraftmaschine, dadurch gekennzeichnet, dass bei überhöhter Kühlmittel- und/oder Bauteiltemperatur der Kühlmittelmassenstrom in einem Heizungswärmetauscher-

kreislauf **4a** mindestens so weit erhöht und/oder die Entnahme von Kabinenheizleistung so weit reduziert wird, dass das autarke Thermostatventil **6** sich öffnet, unter luftseitiger Anpassung der Wärmeentnahme für den Innenraum.

30. Verfahren zur thermischen Absicherung von Kraftfahrzeugen mit einer durch Kühlmittel gekühlten Brennkraftmaschine, mit einem autarken Thermostatventil **6**, welches zur Kontrolle der Kühlmitteltemperatur den Kühlmitteldurchsatz durch die Brennkraftmaschine **1** und den Fahrzeugkühler **8** regelt und mit von der elektronischen Motorsteuerung **20** beeinflussbaren Mitteln zur Variation des Gesamtkühlmitteldurchflusses durch die Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1–28, dadurch gekennzeichnet, dass bei überhöhter Kühlmittel- und/oder Bauteiltemperatur der Kühlmittelmassenstrom in einem Heizungswärmetauscherkreislauf **4a** mindestens so weit erhöht und/oder die Entnahme von Kabinenheizleistung so weit reduziert wird, dass das autarke Thermostatventil **6** sich öffnet, unter luftseitiger Anpassung der Wärmeentnahme für den Innenraum.

31. Verfahren nach einem der Ansprüche 29 oder 30, dadurch gekennzeichnet, dass die Motorsteuerung **20** zur thermischen Absicherung bei Überhitzungsgefahr eine Klimaanlagesteuerung übersteuert, insbesondere dass sie die Antriebsleistung einer el. Kühlmittelpumpe **2** erhöht und/oder ein Durchflussregelventil **15** öffnet und/oder ein luftseitiges Bypassen eines Heizungswärmetauschers **4** mit der Lufttemperaturregelung **5** eines Heizgeräts bewirkt.

32. Vorrichtung zum Kühlen und Beheizen von Kraftfahrzeugen mit einer durch Kühlmittel gekühlten Brennkraftmaschine, mit einem autarken Thermostatventil **6**, welches zur Kontrolle der Kühlmitteltemperatur den Kühlmitteldurchsatz durch die Brennkraftmaschine **1** und einen Fahrzeugkühler **8** regelt und mit von einer elektronischen Motorsteuerung **20** beeinflussbaren Mitteln zur Variation des Gesamtkühlmitteldurchflusses durch die Brennkraftmaschine, dadurch gekennzeichnet, dass Mittel in einem Heizkreislauf, insbesondere Schaltventile, el. Kühlmittelpumpen oder Thermostatventile, vorgesehen sind, die bei überhöhter Kühlmittel- und/oder Bauteiltemperatur den Kühlmittelmassenstrom in einem Heizungswärmetauscherkreislauf mindestens so weit erhöhen und/oder die Entnahme von Kabinenheizleistung so weit reduzieren, dass das autarke Thermostatventil **6** sich öffnet, unter luftseitiger Anpassung der Wärmeentnahme für den Innenraum.

33. Vorrichtung zum Kühlen und Beheizen von Kraftfahrzeugen mit einer durch Kühlmittel gekühlten Brennkraftmaschine, mit einem autarken Thermostatventil **6**, welches zur Kontrolle der Kühlmitteltemperatur den Kühlmitteldurchsatz durch die Brennkraftmaschine **1** und einen Fahrzeugkühler **8** regelt

und mit von der elektronischen Motorsteuerung **20** beeinflussbaren Mitteln zur Variation des Gesamtkühlmitteldurchflusses durch die Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1–31, dadurch gekennzeichnet, dass Mittel im Heizkreislauf, insbesondere Schaltventile, el. Kühlmittelpumpen oder Thermostatventile, vorgesehen sind, die bei überhöhter Kühlmittel- und/oder Bauteiltemperatur den Kühlmittelmassenstrom in einem Heizungswärmetauscherkreislauf mindestens so weit erhöhen und/oder die Entnahme von Kabinenheizleistung so weit reduzieren, dass das autarke Thermostatventil **6** sich öffnet, unter luftseitiger Anpassung der Wärmeentnahme für den Innenraum.

34. Vorrichtung zum Kühlen und Beheizen von Kraftfahrzeugen, insbesondere Vorrichtung für Systeme mit Nutzung von Verfahrens- und Vorrichtungsmerkmalen nach einem der Ansprüche 1–33, dadurch gekennzeichnet, dass der Bypasszweig **6b** entfällt, der Kühlmittelstrom bei kühlerseitig geschlossenem Thermostatventil **6** primär durch einen Heizungswärmetauscher geführt wird und thermische Sicherheitsmerkmale nach einem der Ansprüche 29–33 dafür sorgen, dass das Thermostatventil **6** ohne Überhitzungsgefahr mittels der Motorsteuerung **20** bedarfsweise auf ein Arbeiten bei erhöhter oder reduzierter effektiver Öffnungstemperatur eingestellt werden kann.

35. Kühlsystem für ein Kraftfahrzeug mit

- a) einem Kühlerkreislauf, der die Brennkraftmaschine, den Kühler, ein autarkes Thermostatventil, das bei einer vorbestimmten Kühlmitteltemperatur den Kühlerkreislauf öffnet, und eine Kühlmittelpumpe enthält,
- b) einem zum Kühlerkreislauf parallelen Motorentlüftungskreislauf, der von der Brennkraftmaschine über einen Kühlmittelausgleichsbehälter, einen ersten Einlass des Thermostatventils und die Kühlmittelpumpe zurück zur Brennkraftmaschine führt und bei geschlossenem Thermostatventil durchströmt/durchströmbar ist,
- c) einem zum Kühlerkreislauf parallelen Heizungswärmetauscherkreislauf, der von der Brennkraftmaschine über den Heizungswärmetauscher, über den ersten Einlass des Thermostatventils und die Kühlmittelpumpe zurück zur Brennkraftmaschine führt,
- d) einem zum Kühlerkreislauf parallelen Bypasskreislauf, der von der Brennkraftmaschine über einen zweiten Einlass des Thermostatventils und die Kühlmittelpumpe zurück zur Brennkraftmaschine führt, dadurch gekennzeichnet, dass
- e) der Bypasskreislauf ein von der Motorsteuerung frei ansteuerbares Ventil aufweist und
- f) der Heizungswärmetauscherkreislauf Mittel zur Reduzierung des Durchflusses aufweist,

g) derart, dass der Kühlmitteldurchfluss durch die Brennkraftmaschine auf Werte von 0 bis 2 l/min reduzierbar ist.

36. Kühlsystem nach Anspruch 35, dadurch gekennzeichnet, dass im Motorkühlbetrieb mit ausgeschalteter Kabinenheizung, ausgehend von Einstellungen des Kühlmitteldurchflusses durch die Brennkraftmaschine auf Werte von 0–2 l/min und/oder während des Betriebs mit einem dieser Werte, der Kühlmitteldurchfluss des Heizungswärmetauscherkreislaufs auf Werte größer als 0 l/min einstellbar ist.

37. Kühlsystem für ein Kraftfahrzeug mit

- a) einem Kühlerkreislauf, der die Brennkraftmaschine, den Kühler, ein autarkes Thermostatventil, das bei einer vorbestimmten Kühlmitteltemperatur den Kühlerkreislauf öffnet, und eine Kühlmittelpumpe enthält,
- b) einem zum Kühlerkreislauf parallelen Motorentlüftungskreislauf, der von der Brennkraftmaschine über einen Kühlmittelausgleichsbehälter, einen ersten Einlass des Thermostatventils und die Kühlmittelpumpe zurück zur Brennkraftmaschine führt und bei geschlossenem Thermostatventil durchströmt/durchströmbar ist,
- c) einem zum Kühlerkreislauf parallelen Heizungswärmetauscherkreislauf, der von der Brennkraftmaschine über den Heizungswärmetauscher, über den ersten Einlass des Thermostatventils und die Kühlmittelpumpe zurück zur Brennkraftmaschine führt,
- d) einem zum Kühlerkreislauf parallelen Bypasskreislauf, der von der Brennkraftmaschine über einen zweiten Einlass des Thermostatventils und die Kühlmittelpumpe zurück zur Brennkraftmaschine führt, dadurch gekennzeichnet, dass dem Motorentlüftungszweig ein von der Motorsteuerung ansteuerbares Ventil zugeordnet ist,
 - welches den Motorentlüftungszweig im Warmlauf verschließt,
 - während das Thermostatventil den Kühlerkreislauf geschlossen hält und die Motorsteuerung einen Kühlmitteldurchfluss von 0 l/min durch die Brennkraftmaschine einstellt,
 - wobei zur Einstellung des Kühlmitteldurchflusses von 0 l/min durch die Brennkraftmaschine ein Schließen des Heizungswärmetauscherkreislaufs, des Bypasskreislaufs und der weiteren bei geschlossenem Thermostatventil zumindest temporär durchströmbaren Hilfskreisläufe erfolgt, so dass sich auch über diese Kreisläufe keine (indirekte) Motorentlüftung ergibt,
 - und dass sich bei geschlossenem Thermostatventil erst durch einen Motorsteuerungseingriff, der ein Stellglied zur Einleitung der Motordurchströmung aktiviert (**20e**, **20c**, **20d**), eine Motorentlüftungsströmung aus dem Motorausstrittsbereich einstellen kann.

Es folgen 9 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

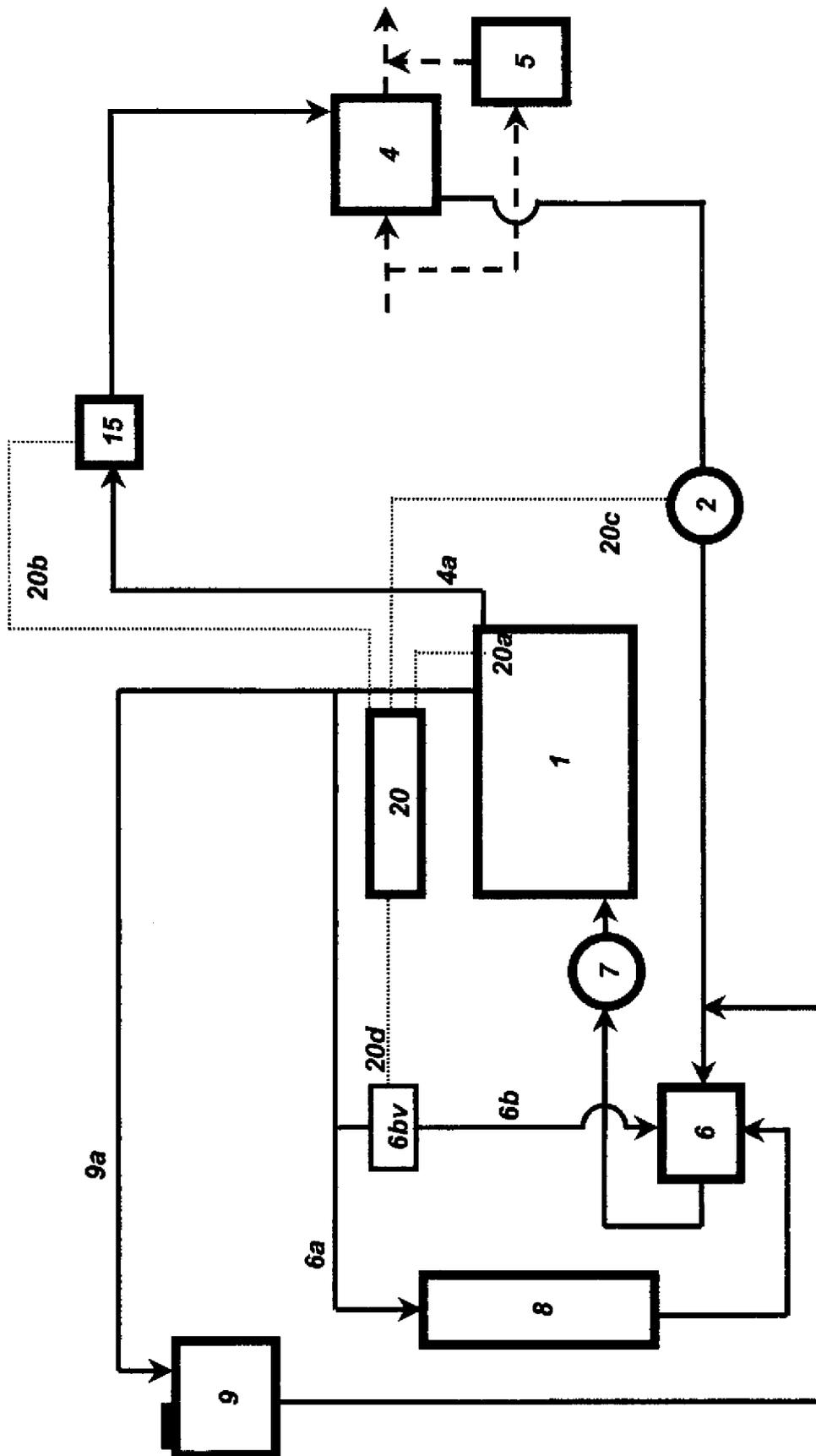


Fig. 1

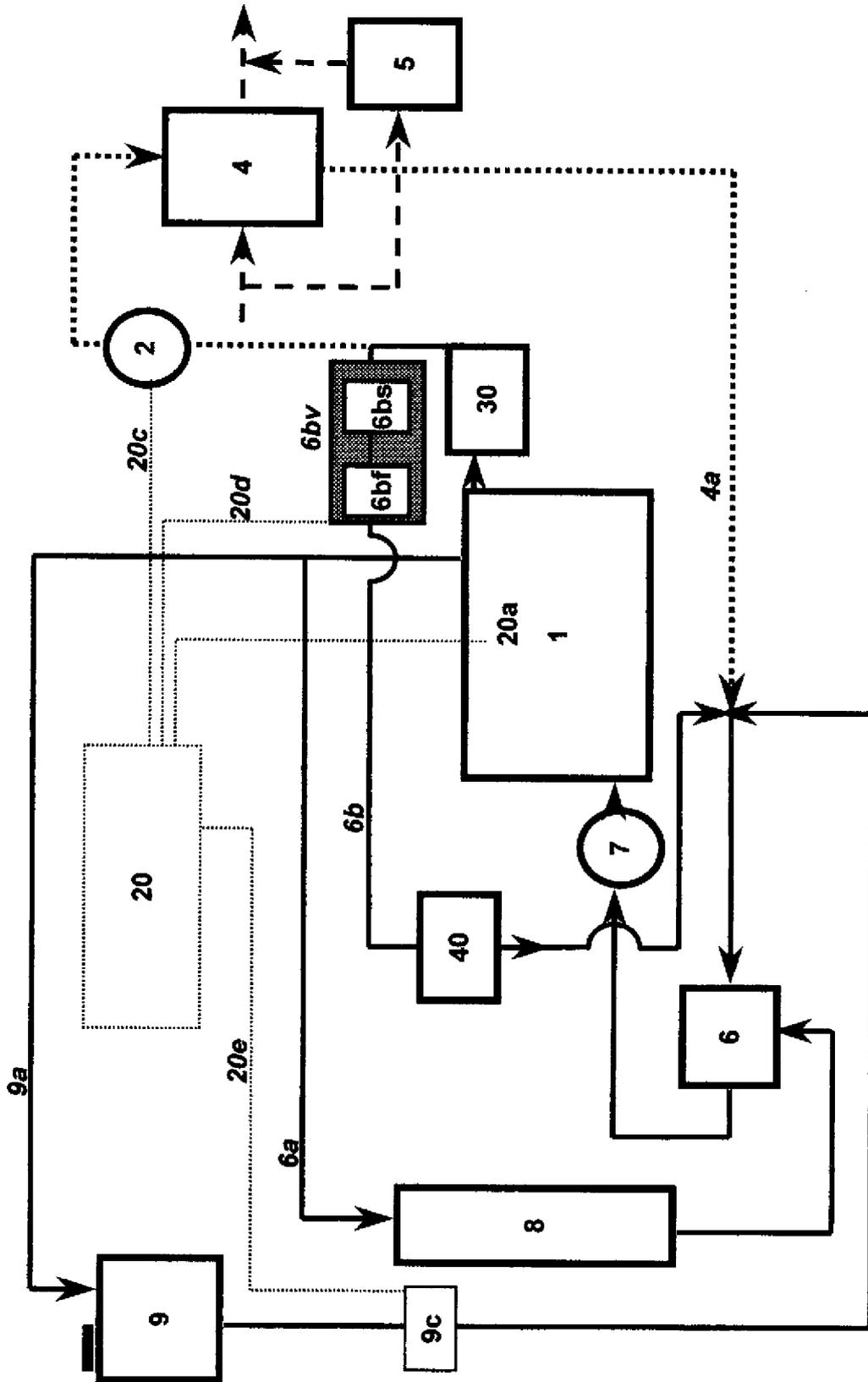
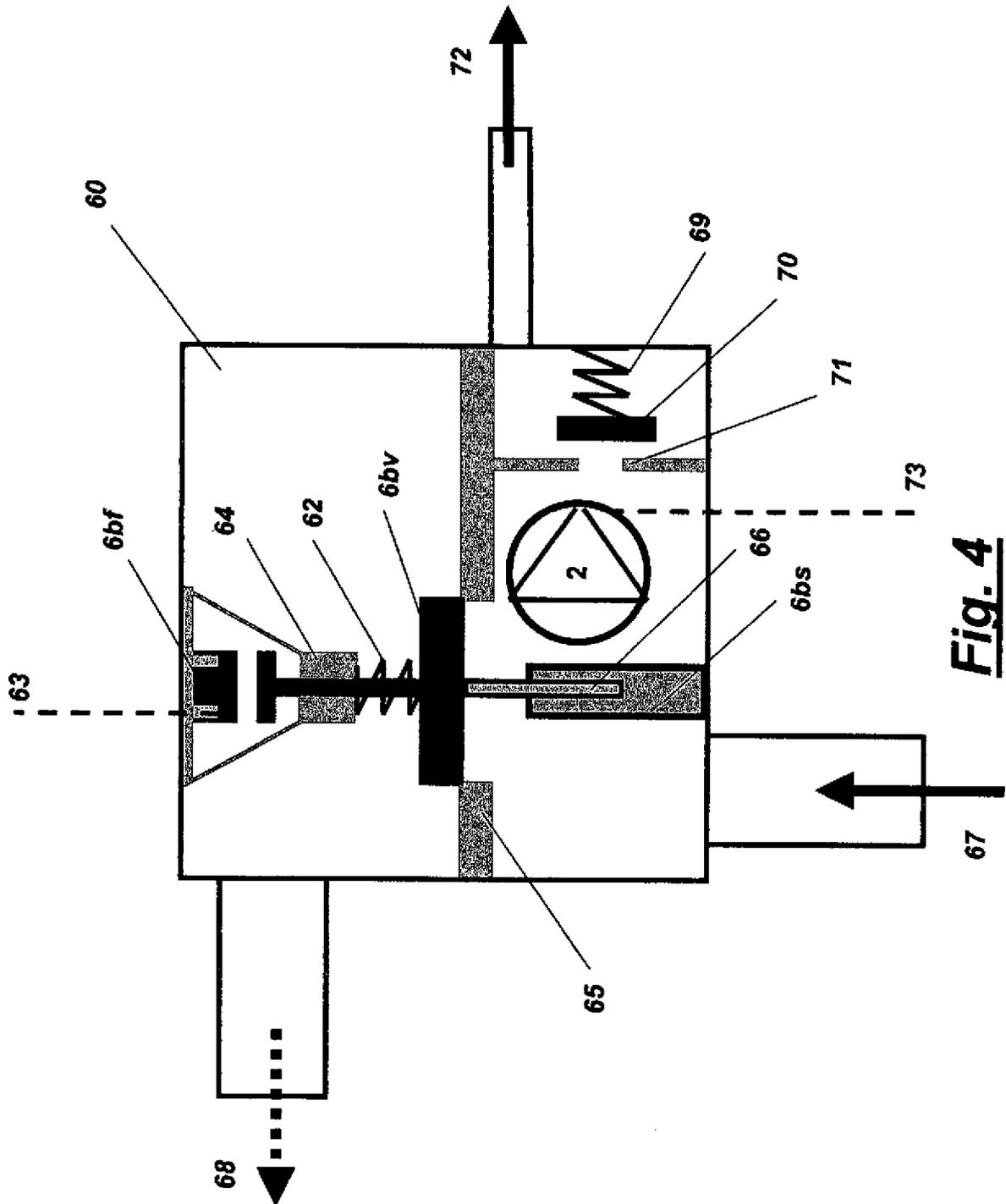


Fig. 2



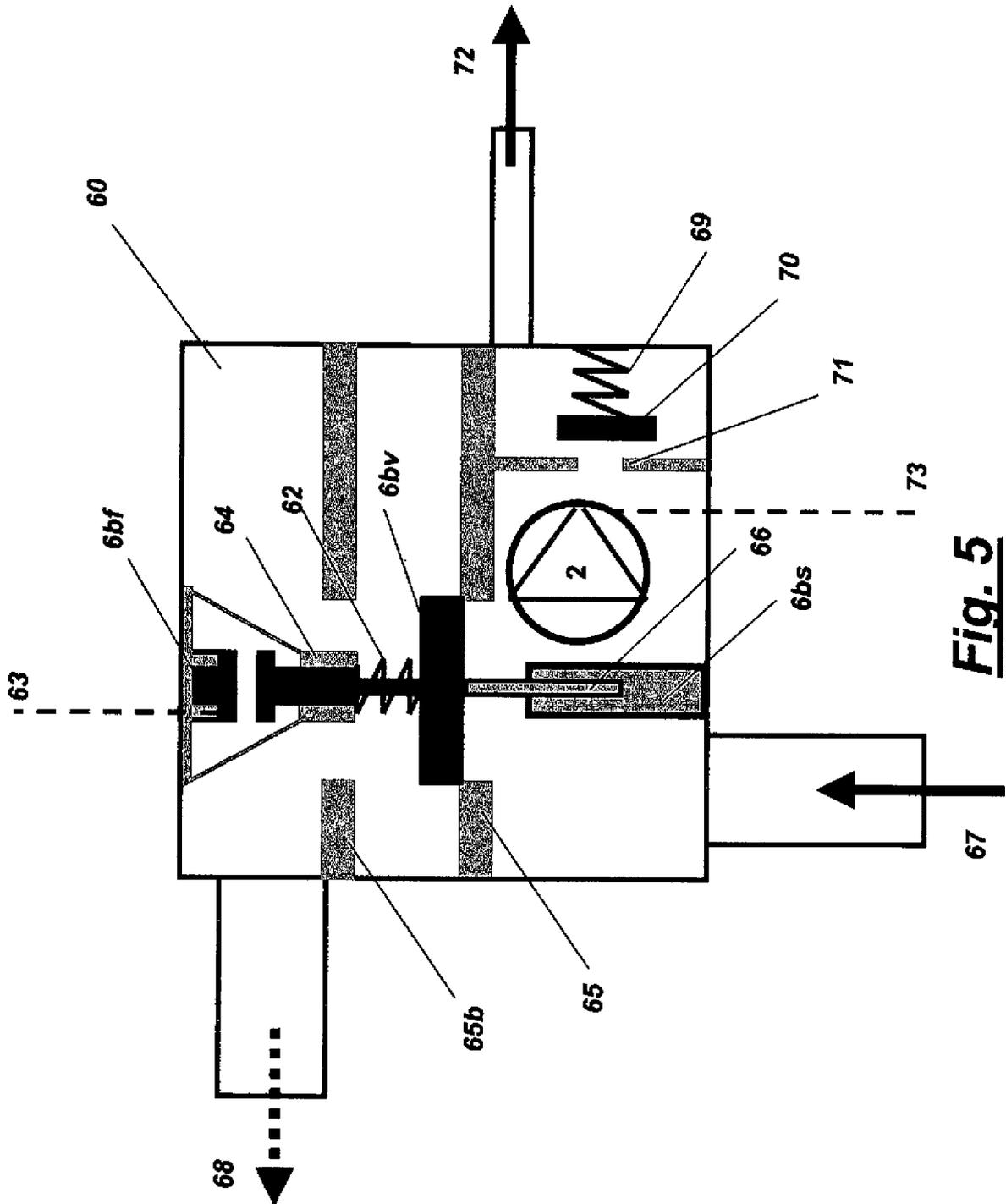


Fig. 5

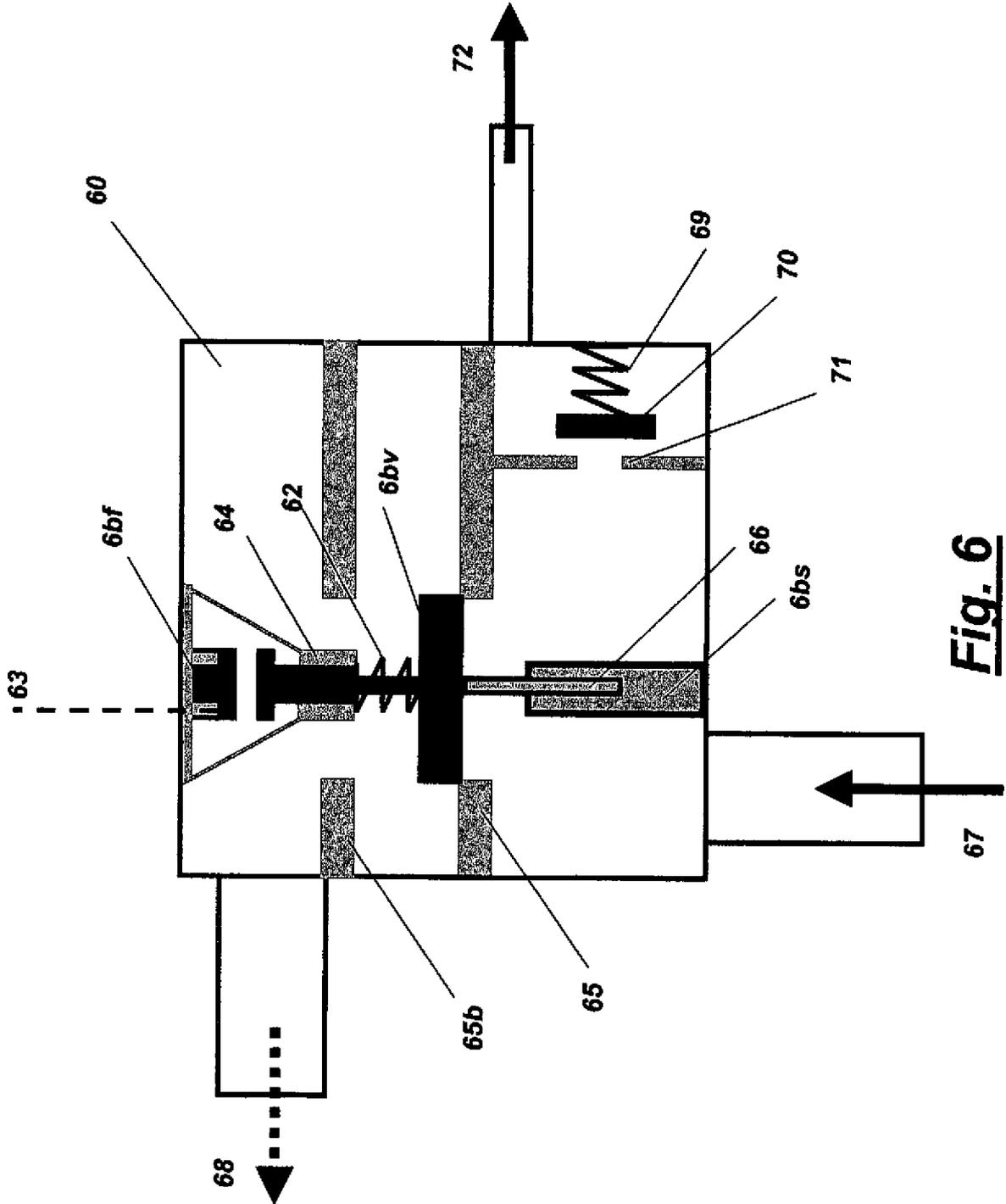


Fig. 6

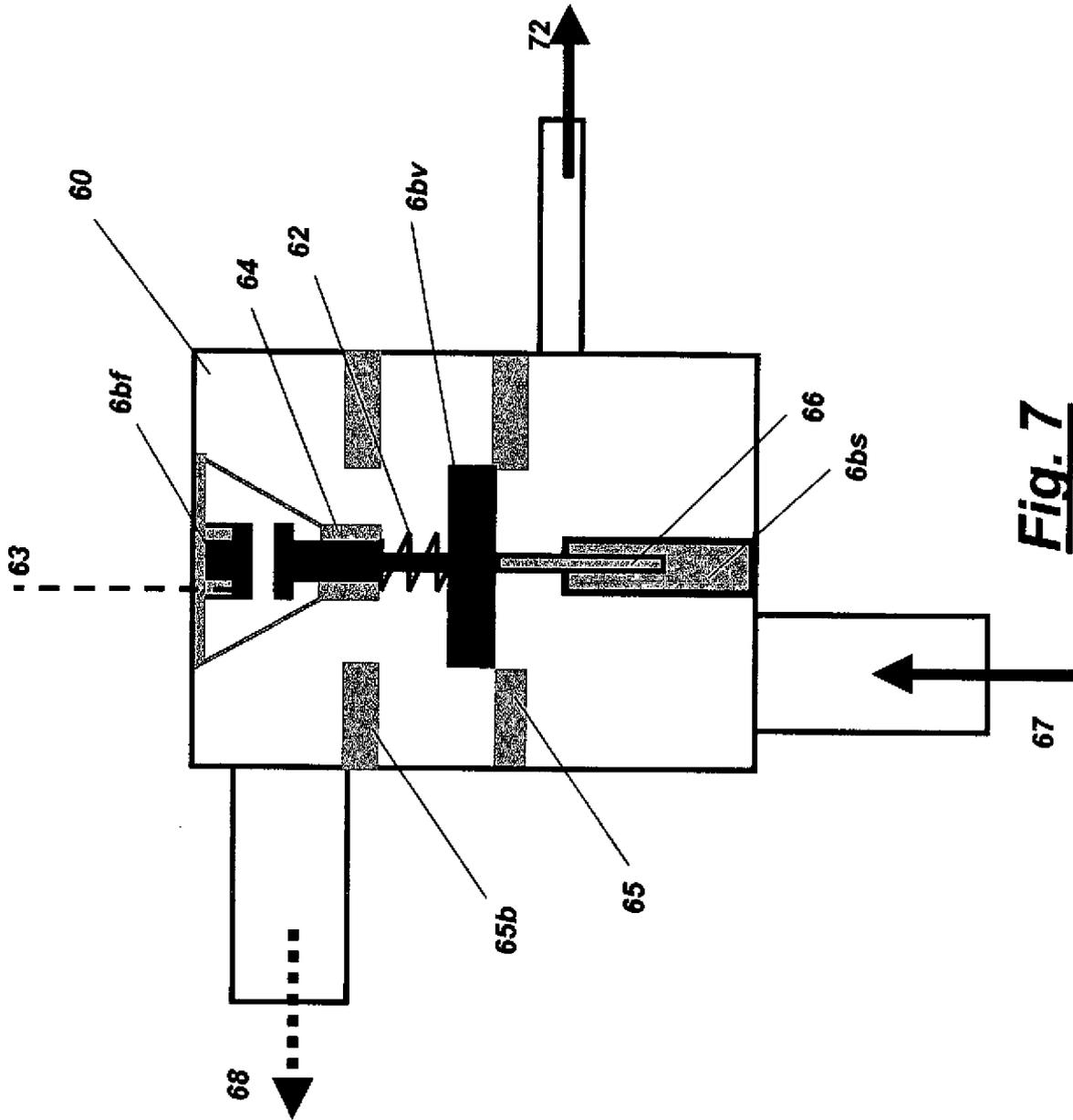


Fig. 7

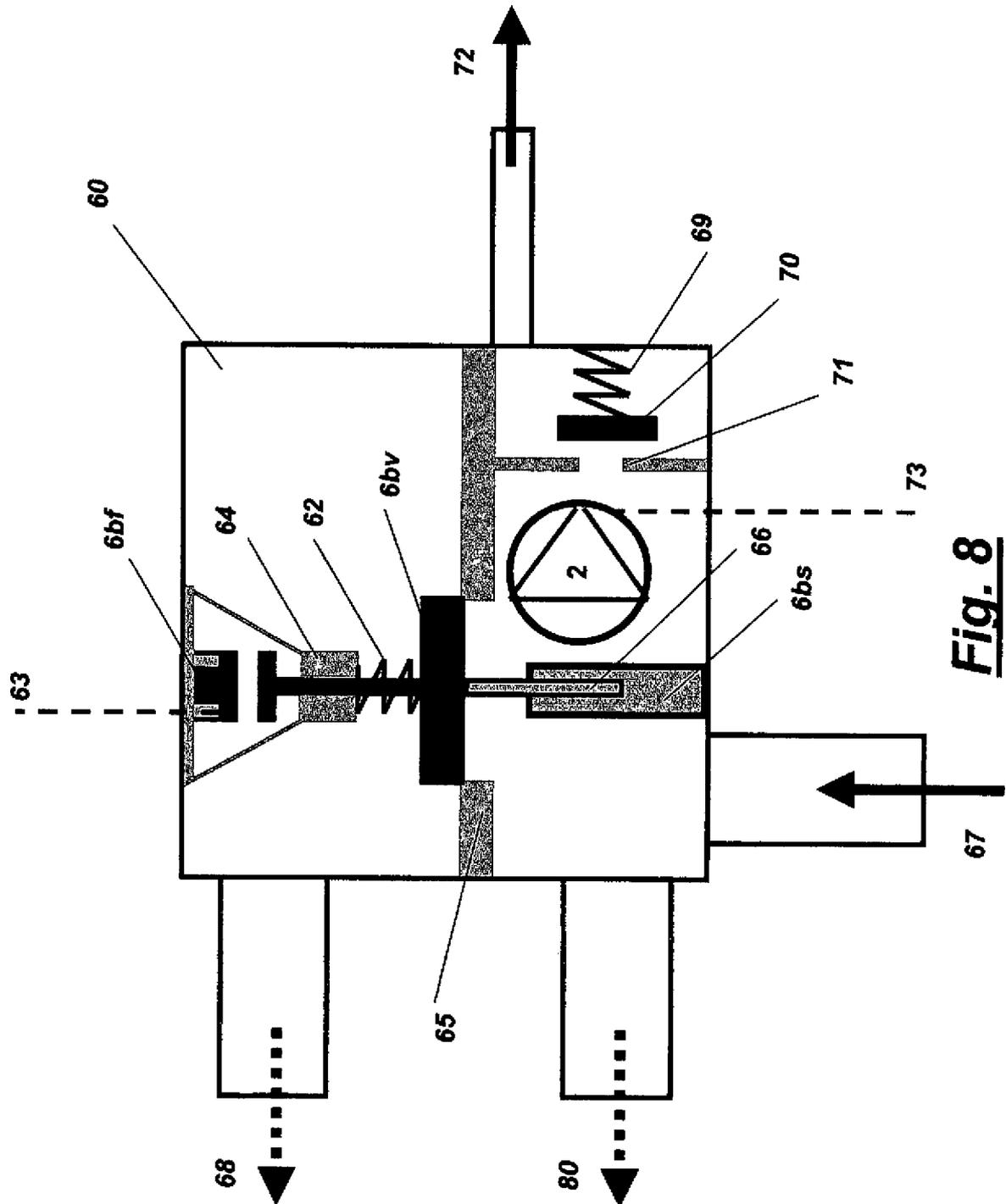


Fig. 8

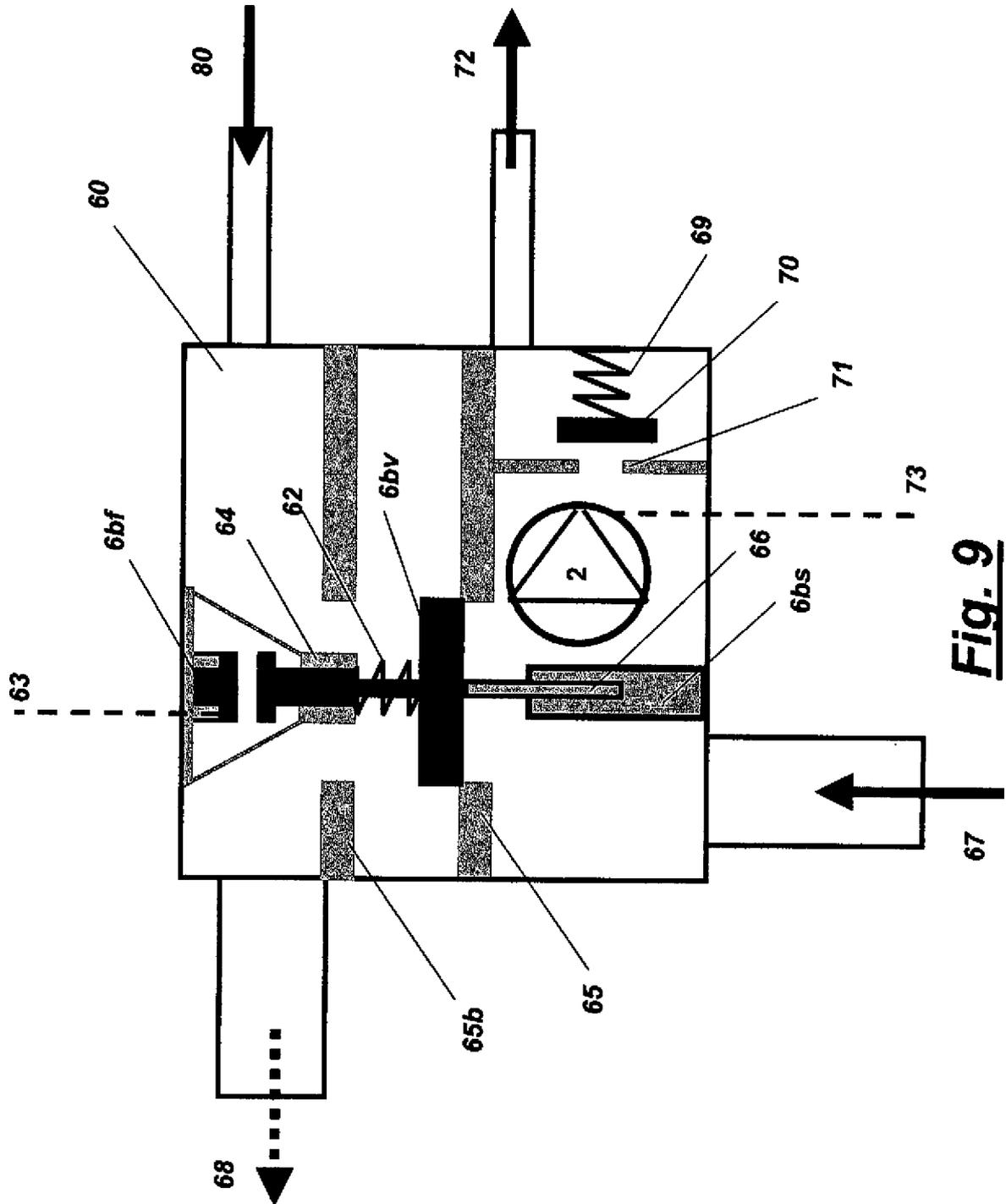


Fig. 9