(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer: **0 356 642 B1**

(12) # EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift: **02.03.94**

(51) Int. Cl.[5]: **G05D 23/00**, F25B 41/06

(21) Anmeldenummer: **89111082.7**

(22) Anmeldetag: **19.06.89**

(54) **Thermostatisches Expansionsventil.**

(30) Priorität: **27.08.88 DE 3829101**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
07.03.90 Patentblatt 90/10

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
02.03.94 Patentblatt 94/09

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR GB IT SE

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 2 340 836
DE-A- 2 603 682
DE-A- 2 728 935
DE-A- 3 344 816
DE-A- 3 507 221
DE-B- 2 749 250
US-A- 4 750 334

(73) Patentinhaber: **Behr GmbH & Co.**
Mauserstrasse 3
D-70469 Stuttgart(DE)

(72) Erfinder: **Burk, Roland**
Schafbergstrasse 10
D-7014 Kornwestheim(DE)
Erfinder: **Lochmahr, Karl Dipl. Ing. (FH)**
Aschmannstrasse 33
D-7143 Vaihingen/Enz(DE)
Erfinder: **Ingelmann, Hans-Joachim Dipl. Ing. (FH)**
Unterböbingerstrasse 3
D-7071 Iggingen-Schönhardt(DE)

(74) Vertreter: **Dreiss, Hosenthien, Fuhlendorf & Partner**
Gerokstrasse 6
D-70188 Stuttgart (DE)

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

EP 0 356 642 B1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein thermostatisches Expansionsventil für eine Kälteanlage mit einem Verdichter, einem Kondensator sowie einem Verdampfer, wobei durch eine Drosselstelle des Expansionsventils das im Kondensator verflüssigte Kältemittel strömt und die Öffnungsweite der Drosselstelle durch die Stellung eines Drosselkörpers bestimmt ist, und wobei die Stellung des Drosselkörpers von einem Druck- und/oder Temperaturgeber oder einer Membrane beinflußbar ist, deren vom Drosselkörper wegweisende Seite durch ein Steuermedium beaufschlagt ist, welches in öffnendem Sinne auf den Drosselkörper einwirkt, während eine Feder in schließendem Sinne auf den Drosselkörper einwirkt, wobei desweiteren über wenigstens einen Sensor der Überhitzungswert (Δ tü) des Kältemittels nach dem Verdampfer erfaßbar und über ein dem Überhitzungs-Sollwert (Δ tü/soll) entsprechendes Signal in abregelndem Sinne über eine ansteuerbare Einrichtung auf den Drosselkörper einwirkbar ist.

Ein derartiges thermostatisches Expansionsventil ist durch die DE-A-27 49 250 bekannt geworden. Es wird in Verbindung mit einer herkömmlichen Kälteanlage verwendet, wobei die Signale zur Regelung der Überhitzungstemperatur auf einen vorgegebenen Soll-Wert unmittelbar am Kühlmittelkreislauf abgenommen werden. Zu diesem Zwecke befinden sich vor und hinter dem Verdampfer Fühler, welche den festgestellten Temperaturwert in ein elektrisches Signal umwandeln, welches an eine Steuereinheit übermittelt wird. Letztere wirkt dann ihrerseits ein entsprechendes regelndes Einwirken auf den Drosselkörper im Sinne einer Überführung des momentanen Ist-Werts auf den Soll-Wert.

Durch die US-A-4,750,334 ist ein ähnliches thermostatisches Expanisonsventil bekannt geworden, welches gleichfalls in einen Kühlmittelkreislauf eingesetzt ist, welcher demjenigen des vorliegenden Expansionsventils oder desjenigen der DE-A-27 49 250 entspricht. Dabei wird die Termperatur lediglich am Ausgang des Verdampfers erfaßt. Auch dieser Meßwert wird zu Regelungszwecken herangezogen, wobei der Drosselkörper so verstellt wird, daß der Ist-Wert der Überhitzungstemperatur an den Soll-Wert herangeführt wird.

In Figur 1 der Zeichnung des Erfindungsgegenstands ist ein weiteres thermostatisches Expanisonsventil dieser Art dargestellt. Dabei wird Kältemitteldampf (Sauggas) bei niedrigem Druck und tiefer Temperatur von einem Verdichter 1 angesaugt und auf einen höheren Druck gebracht. Dabei erfolgt eine Erwärmung des Kältemittels. Danach folgt im Kondensator 2 die Verflüssigung bei hohem Druck unter Wärmeabgabe an die Umgebung. Das verflüssigte Kältemittel wird dann durch die Drosselstelle 3 des Expansionsventils 4 geführt. Die Drosselung führt zu einer Druck- und Temperaturabnahme bei teilweiser Verdampfung der flüssigen Kältemittel. Das Kältemittel gelangt dann von der Drosselstelle 3 zum Verdampfer 5. Dort wird dem Kältemittel aus der zu kühlenden Umgebung, also z.B. dem Innenraum des Kraftfahrzeugs, Wärme zugeführt. Dabei wird der restliche Teil des Kältemittels verdampft. Darauf beginnt der Kreislauf aufs neue.

Bei der Rückführung des Sauggases vom Verdampfer 5 zum Verdichter 1 wird das Kältemittel durch den Sauggasraum 6 des Expansionsventils 4 geleitet. Über dem Sauggasraum 6 befindet sich der Steuerkopf 7, in dem eine Membran 8 angeordnet ist. Ihre untere Fläche hat Wärmekontakt mit dem Sauggasraum 6 und damit mit dem vom Verdampfer 5 zum Verdichter 1 strömenden Kältemitteldampf. Oberhalb der Membran 8 ist der Steuerkopf 7 mit Steuermedium 9 gefüllt. Dies ist in der Regel identisch mit dem Kältemittel im Kreislauf. Das Steuermedium ist so ausgelegt, daß es unter Betriebsbedingungen mit Verdampfungstemperaturen unter ca. + 10 °C als Naßdampfgemisch, oberhalb ca. 15 °C bei maximalem Betriebsdruck als überhitztes Gas vorliegt. Mit der Membran 8 ist eine Übertragungsstange 10 verbunden. An ihrem unteren Ende ist der Drosselkörper 11 befestigt. Seine relative Stellung gegenüber der Drosselstelle 3 bestimmt den durchströmten Querschnitt derselben und damit den Grad der Drosselung des Kältemittels. Das vom Kondensator 2 kommende verflüssigte Kältemittel gelangt zuerst in den Raum 26 (Hochdruckseite) und von dort über die Drosselstelle 3 in Raum 29 (Niederdruckseite). Auf den Drosselkörper 11 wirkt von unten eine Feder 12, deren Vorspannung mittels einer Spindel 13 einstellbar ist. Die Übertragungsstange 10 ist mittels einer Dichtung 14, die Spindel 13 mittels einer Dichtung 15 im Gehäuse abgedichtet. Stellt sich ein bestimmter Betriebszustand ein, so befinden sich die aus dem Druck des Steuermediums 9 im Steuerkopf 7 resultierende Kraft auf die Membran 8, die aus dem Druck des Sauggases im Sauggas 6 auf die Membran 8 ausgeübte Kraft, sowie durch die Feder 12 auf den Drosselkörper 11 ausgeübte Kraft im Gleichgewicht.

Es ist Ziel der Einstellung der Arbeitsbedingungen des Expansionsventils 4, aus Gründen der Effektivität der Kälteleistung mit einer relativ großen "Überhitzung" des Saugdampfes hinter dem Verdampfer 5 und somit auch im Sauggasraum 6 zu arbeiten. Das ist u.a. erforderlich, weil ein Teil des flüssigen Kältemittels in dem zur Schmierung des Kompressors beigemischten Öl gelöst bleibt und somit zur Kühlung nichts beiträgt. Dieser im Öl gelöste Kältemittelanteil nimmt mit zunehmender

Überhitzung ab. Andererseits soll das Kältemittel hinter dem Verdichter 1 eine maximale Temperatur tmax von z.B. 150 °C nicht überschreiten. Im Mittel soll die Temperatur sogar nicht höher als z.B. 130 °C sein. Als Überhitzung bezeichnet man dabei den Temperaturunterschied des Kältemitteldampfes gegenüber dem als Naßdampfgemisch vorliegenden Kältmittels bei gleichem Druck. Zur Verdeutlichung wird auf das Enthalpie(log p/h)-Diagramm nach Figur 2 Bezug genommen. Die Kurve K bezeichnet die Siede- bzw. Taulinie, d.h. sie schließt den Nassdampfbereich ein. Die Linien AB bzw. A'B', BC bzw. B'C, CD und DA bzw. CA' bezeichnen die Zustandsänderungen im Verdichter 1, im Kondensator 2, im Expansionsventil 4 und im Verdampfer 5. Zur Verdeutlichung sind einige Temperaturwerte eingetragen. Bei einer Auslegung, die durch die Punkte A und B gekennzeichnet ist, beträgt die Überhitzung Δ tü nach dem Verdampfer 5 z.B. 5 °C. Dies führt unter den angenommenen Betriebsbedingungen dazu, daß hinter dem Verdichter 1 der Kältemitteldampf die maximal zulässige Temperatur tmax von 150 °C erreicht. Bei einer anderen Auslegung, die durch die Punkte A' und B' gekennzeichnet ist, beträgt die Überhitzung nach dem Verdampfer 5 z.B. 3 °C mit der Folge, daß hinter dem Verdichter 1 lediglich die als Durchschnittswert tolerierbare Temperatur des Kältemitteldampfes von ca. 130 °C erreicht wird. In Figur 2 ist zur Vervollständigung noch der bei Durchtritt durch das Expansionsventil 4 auftretende Druckverlust P_{EX}, sowie ferner der im Verdampfer 5 auftretende Druckverlust P_V eingetragen.

Bei Kälte-Anlagen in Kraftfahrzeugen besteht das Problem darin, daß sich die Betriebsbedingungen dauernd ändern; die Leistung des Verdichters, der vom Motor des Kraftsfahrzeuges angetrieben wird, ändert sich laufend mit der Drehzahl: In Figur 3 sind in das Enthalpie-Diagramm typische Betriebszustände, nämlich die Betriebszustände 64/2, 32/2 und IT eingezeichnet. Es handelt sich dabei um in der Kfz-Technik übliche Abnahmefahrwerte, in denen maximale Kälteleistung = minimale Innenraumtemperatur gefordert wird. IT (Idle-Test) ist ein Betriebszustand einer Kfz-Klimaanalge, bei dem sich das Fahrzeug im Stillstand befindet und der Verdichter von dem mit Leerlaufdrehzahl laufenden Fahrzeugmotor angetrieben wird. Die Belüftung des Kondensators ist in diesem Fall am ungünstigtsten, so daß besonders hohe Drücke und Heißgastemperaturen auftreten können. Im Betriebszustand 32/2 beträgt die Fahrgeschwindigkeit 32 km/h, die Getriebeschaltstellung ist der zweite Gang. Dies ist ein im allgemeinen unkritischer Fahrzustand. 64/2 (64 km/h; 2. Gang) ist ein Fahrzustand, bei dem zur Zeit die kritischsten Heißgastemperaturen auftreten.

Aus Figur 2 ergibt sich die strichpunktierte Kurve als typischer Verlauf der Überhitzung Δ tü. In den Betriebszuständen IT und 64/2 wird die maximal zulässige Temperatur des Kältemitteldampfes tmax erreicht. Im Betriebszustand 32/2 ist dies nicht der Fall. Hier wird bei B' lediglich eine geringere Temperatur hinter dem Verdichter erreicht. Es wäre aus Gründen der Erhöhung der Effektivität der Kälteanlage in diesem Betriebszustand durchaus wünschenswert und auch möglich mit einer höheren Überhitzung zu arbeiten, und zwar maximal soweit, daß B' ebenfalls auf der Kurve tmax liegen würde. Aus diesen Forderungen ergibt sich die strichpunktiert eingezeichnete Linie als gewünschte Kennlinie Δ tü/Soll. Vereinfacht kann man die Forderung dahingehend ausdrücken, daß die Überhitzung aus Gründen der Effektivität um 8 K betragen sollte, daß sie aber zur Vermeidung unzulässig hoher Kältemitteldampftemperaturen sowie zur Vermeidung zu früher Verdampfervereisung bei bestimmten Betriebsbedingungen bis auf 1 bis 2 K herab regelbar sein sollte.

Es liegt die **Aufgabe** vor, ein thermostatisches Expansionsventil der eingangs beschriebenen Art so weiterzubilden, daß eine Regelung der Überhitzung Δ tü des Kältemitteldampfes nach dem Verdampfer in Abhängigkeit von Betriebsbedingungen eines Kraftfahrzeugs, in welches das Expansionsventil eingebaut wird oder in Abhängkeit von neuen Kriterien des bekannten Kühlmittelkreislaufs derart möglich ist, daß die maximal zulässige Temperatur tmax nach dem Verdichter nicht überschritten wird.

Diese Aufgabe wird mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 **gelöst**. Vorteilhafte Weiterbildungen sind in den Unteransprüchen definiert.

Ausführungsbeispiele der Erfindung und ihrer vorteilhaften Weiterbildungen werden im folgenden beschrieben. Die Zeichnungen stellen dar:

Figur 1
den Kreislauf einer Kälteanlage nach dem vorbekannten Stand der Technik;
Figur 2
das Enthalpie-Diagramm für den Kreislauf nach Figur 1;
Figur 3
verschiedene Betriebszustände eines Kraftfahrzeugs im Enthalpie-Diagramm;
Figuren 4 bis 8
5 Ausführungsbeispiele

Soweit die Teile in den Figuren 4 bis 8 nicht besonders gezeichnet sind, sind sie dieselben wie in Figur 1; außerdem sind in den Figuren 4 bis 8 Verdichter Kondensator und Verdampfer der Einfachheit halber weggelassen.

Beim Ausführungsbeispiel nach Figur 4 ist die Feder 12, die den Drosselkörper 11 in Schließstellung drückt, auf einem Einstellteller 20 abgestützt, der höhenverschiebbar in einer Druckdose 21 angeordnet ist. Der Raum 22 unterhalb des Einstellltellers 20 steht druckmäßig mit dem Sauggasraum

6 über eine Leitung 23 in Verbindung. Der Raum 24 oberhalb des Einstelltellers 20 steht über eine Leitung 25 mit dem Raum 26 (Hochdruckseite) in Verbindung, in den das verflüssigte Kältemittel vom Kondensator her einströmt. Auf den Einstellteller 20 wirkt ferner eine weitere Feder 27, deren Druck auf den Einstellteller 20 mittels des Einstellrades 28 einstellbar ist. Der Einstellteller 20 unterliegt also zusätzlich zur Kraft der Federn 12, 27 noch dem Differenzdruck zwischen dem Druck im Raum 26 (Hochdruckseite) und dem Druck im Sauggasraum 6 (Niederdruckseite). Da an der Drosselstelle 3 des Expansionsventils 4 im gesamten Kältemittelkreislauf der entscheidende Druckabfall stattfindet, ist der Druck im Raum 26 größer als der Sauggasraum 6. Der Differenzdruck wird also in Gegenrichtung zu den Drücken der beiden Federn 12, 27 am Einstellteller 20 am Drosselkörper 11 in Öffnungsrichtung der Drosselstelle 3 wirksam. Das hat zur Folge:

Tritt hinter dem Verdichter 1 und damit auch hinter dem Kondensator 2 ein zu hoher Druck des in den Raum 26 des Expansionsventils 4 eintretenden verflüssigten Kältemittels auf, der mit einer zu hohen Temperatur hinter dem Vercichter 1 einhergeht, so führt das zu einer entsprechenden Druckerhöhung im Raum 24 und damit zu einer Entlastung der Federn 12, 27. Damit bewegt sich der Drosselkörper 11 abwärts. Der Querschnitt der Drosselstelle 3 wird vergrößert. Es fließt ein erhöhter Massestrom durch die Drosselstelle 3. Dies führt zu einer Verringerung der Überhitzung Δ tü im Sauggasraum 6. Derselbe Effekt tritt ein, wenn der Druck im Sauggasraum 6 absinkt. Das System wird so ausgelegt, daß bei Verdampfungstemperaturen von 0 °C mit leistungsoptimaler Überhitzung Δ tü gefahren wird. Es ergibt sich dabei eine Überhitzung im Betriebszustand IT bei Fahrwerten von $t(p_{RVa})$ größer oder gleich 0 °C (R: Kältemittel; V: Verdampfer; a: Austritt). Es ist also möglich, unter Verwendung dieses Ausführungsbeispiels mit maximalem Betriebsdruck (Maximum Operating Pressure = MOP) zu fahren. Außerdem sind die bei heute in Serie befindlichen Expansionsventilen erforderlichen Änderungen gering.

Beim Ausführungsbeispiel nach Figur 5 erfolgt eine Änderung der Federkraft durch ein elektrisch ansteuerbares Regelorgan. Die Feder 12, die den Drosselkörper 11 in Schließrichtung drückt, ist auf einer Plattform 30 gelagert, die auf der Oberseite eines Steuerkolbens 31 angeordnet ist, der in einer Druckdose 32 auf und ab verschiebbar ist. Der Steuerkolben 31 wird durch eine Feder 33 nach oben gedrückt. Die Druckdose 33 steht über den Anschlußstutzen 34 mit einem zylindrischen Raum 35 in Verbindung, in dem ein Servokolben 36 hin und her schwingt. Der Servokolben 36 ist mit zwei Bunden 37, 38 versehen. Auf den linken Bund 37 wirkt über Öffnung 43, Raum 44 und Öffnung 45 der Hochdruck vor der Drosselstelle 3. Auf den rechten Bund 38 des Servokolbens 36 wirkt eine weitere Feder 39, die am Gehäuse abgestützt ist. Das linke Ende des Servokolbens 36 ist mit dem Stößel 40 eines Magnetventils 41 verbunden. Der Raum rechts des Bundes 38, in dem die Feder angeordnet ist, steht über die Öffnung 46, den Raum 47 und die Leitung 48 mit dem Niederdruck in Raum 29 hinter der Drosselstelle 3 in Verbindung. Bei stromlosem Magnetventil 41 wirkt auf den Servokolben demgemäß links vom Bund 37 der Hochdruck des vom Kondensator 2 her kommenden verflüssigten Kältemittels und rechts des Bundes 38 die Feder 39. Der Servokolben 35 schwingt hin und her, wobei in der einen Endlage der Bund 37 die Öffnung 45 und in der anderen Endlage der Bund 38 die Öffnung 46 jeweils kurzfristig öffnet, wobei dann jeweils die andere Öffnung zum Raum 35 verschlossen ist. Demzufolge findet parallel zur (Haupt-)Drosselstelle 3 über die Öffnungen 45 und 46 und Raum 35 intermittierend ein weiterer, kleinerer Kältemittel-Teilstrom statt. Dieser Kältemittel-Teilstrom wird unterbrochen, wenn das Magnetventil 41 erregt und in seiner linken Endstellung fixiert wird, in der der linke Bund 37 die Öffnung 45 mit dem Raum 35 zwischen den beiden Bunden 37, 38 verbindet. Dann kann sich der Druck der Hochdruckseite des Expansionsventils 4 im Raum 26, bis in das Innere der Druckdose 32 fortpflanzen und drückt somit den Steuerkolben 31 zusätzlich zu den Federn 12, 33 nach oben. Der Querschnitt der Drosselstelle 3 wird also verkleinert. Entsprechend wird der Massestrom durch die Drosselstelle und damit die Kühlung verringert, so daß die Überhitzung tü vergrößert wird. Durch gezieltes Ablassen des Druckes in der Druckdose 32 (Steuerdruck) sind auch Zwischenstellungen möglich. Die Taktung des Magnetventils 41 kann in Abhängigkeit einer Messung der Temperatur hinter dem Verdichter erfolgen. Dieses Ausführungsbeispiel ermöglicht durch entsprechende Taktung auch eine gleitende Überhitzungseinstellung zwischen zwei Grenzwerten. Es zeichnet sich durch eine hohe Ansprechgeschwindigkeit aus. Das Magentventil 41 hat lediglich Servofunktion, kann also entsprechend klein ausgebildet sind. Durch eine Spülmöglichkeit und vergleichsweise große Querschnitte in den Verbindungskanälen ist praktisch keine Verstopfungsgefahr gegeben. Bei elektrischen Störungen arbeitet das Ventil mit kleiner Überhitzung. Das ergibt somit gute Notlaufeigenschaften.

Das Ausführungsbeispiel nach Figur 6 arbeitet mit einem Thermomotor 60 als Regelorgan, der durch ein Steuermedium 62 in einem Wellbalg 61 und eine Heizplatte 63, die über einen Anschluß 64 beheizbar ist, gebildet wird und von einer Isolie-

rung 65 umgeben ist. Im Wellbalg 61 ist eine weitere Feder 66 zur Hochdruckkompensation vorgesehen. Der Thermomotor 60 befindet sich innerhalb der Isolierung 65 in einer Dose 67, die über Leitung 68 entlüftet wird.

Der Thermomotor 60 wirkt auf einen Einstellteller 70, der zwischen den Dichtungen 71 höhenverschiebbar angeordnet ist und seinerseits die Feder 72 abstützt. Die Feder 72 drückt mit ihrem oberen Ende gegen den Drosselkörper 11, und zwar zusätzlich zu der Feder 12, die auf einer Plattform 30 abgestützt ist, die auf den Kragen 50 aufsitzt. Je nach Heizleistung, die der Heizplatte 63 zugeführt wird, dehnt sich das Steuermedium 62 im Wellbalg 61 aus und drückt damit den Einstellteller 70 nach oben und erhöht somit den Druck der Feder 72 auf den Drosselkörper 11. Wegfall der Heizleistung bedeutet also Verringerung von Δ tü. Bei dem in Figur 6 gezeigten Ausführungsbeispiel ist noch vorteilhaft, daß der Thermomotor 61 über Leitung 68 mit dem abgekühlten Kältemittel im Raum 29 hinter der Drosselstelle 3 in Verbindung steht, so daß auf diese Weise eine Kühlung des Thermomotors erfolgen kann. Die Heizplatte 63 kann vorzugsweise durch einen eigensicheren PTC-Widerstand realisiert werden. Die Wellbalg-Konstruktion eignet sich im Hinblick auf die erforderlichen Hubwege, die in der Praxis 1,5 bis 2 mm betragen. Es handelt sich bei dem Ausführungsbeispiel nach Figur 6 um ein besonders einfaches mechanisches System mit kleinen Zeitkonstanten. Bei Ausfall der Heizung ergeben sich gesicherte Notlaufeigenschaften, da das Expansionsventil 4 dann mit niedriger Überhitzung (Drosselstelle 3 weit auf) arbeitet. Eine weitere Variation (nicht gezeigt) des Ausführungsbeispiels nach Figur 6 könnte darin bestehen, daß man den Thermomotor auch - der Kühlung wegen - in den Sauggasraum 6 legt und die Kraftübertragung auf den Drosselkörper 11 durch ein Hebelgestänge realisiert.

Im Ausführungsbeispiel nach Figur 7 ist der Steuerkopf 7 mit einer Induktionsspule 80 umgeben. Auf diese Weise wird dem Steuerkopf bei Erregung der Induktionsspule mehr Wärme zugeführt als an sich zur Ausregelung der Überhitzung Δ tü notwendig wäre. Dies hat einen Druckanstieg der Steuerfüllung 9 oberhalb der Membrane 8 zur Folge, der die durch Drosselkörper 11 und Übertragungsstange 10 gebildete Einheit stärker nach unten schiebt, so daß sich dadurch ein erhöhter Massestrom und demzufolge eine bessere Kühlung und damit eine geringere Überhitzung Δ tü ergibt. Bei einer praktischen Realisierung dieses Ausführungsbeispiels ergab sich, daß, ausgehend von einer Basiseinstellung von Δ tü = 8 K bei ca. 3 bar Verdampfungdruck zur Abregeglung der Überhitzung auf 2 K eine Leistung von ca. 3 W erforderlich ist. Sie setzt sich zusammen aus der für die Zustandsänderung der Steuerfüllung 9 notwendigen Leistung und dem Wärmeverlust über der Membranfläche 8. Einschließlich weiterer Verluste an die Umgebung kann mit einer Leistung unter 20 W gerechnet werden. Wichtig ist, daß das Ventilgehäuse in seiner Gesamtheit aus elektrisch schlecht leitendem Werkstoff ausgebildet sein sollte, um die Effektivität der Einwirkung der Induktionsspule 80 auf die Steuermembran 8 zu erhöhen.

Das Ausführungsbeispiel nach Figur 8 zeigt die direkte Beheizung des Steuermediums 9 durch ein oberhalb des Steuerkopfes 7 in einer tassenartigen Vertiefung desselben angeordnete elektrische Heizplatte 90 mit Anschluß 91, die durch einen PTC-Widerstand (Positive Temperature Coefficient) oder ein Peltier-Element gebildet werden kann und von einer Isolierkappe 92 umgeben ist. Bei dieser Anordnung ist eine elektrische Heizleistung der Heizplatte 90 von ca. 8 W erforderlich, um die Überhitzung Δ tü von 7 K auf ca. 1,5 K abzusenken. Da bei diesem Ausführungsbeispiel lediglich der Steuerkopf gegenüber herkömmlichen Expanisionsventilen (vgl. Figur 1) geändert werden muß, eignet sich das Ausführungsbeispiel ganz besonders für die Nachrüstung bestehender Kälteanlagen. Dieses Ausführungsbeispiel ist besonders kostengünstig und stellt wegen der niedrigen erforderlichen elektrischen Heizleitung nur eine sehr geringe Belastung des Bordnetzes eines Kraftfahrzeuges dar.

Als Kriterien für die Ansteuerung der Ventile (Figur 5) bzw. Heizelemente (Figuren 6 bis 8) kommen in Frage:

(a) die Heißgastemperatur, ermittelt durch Temperatursensoren in oder an der Hochdruckleitung vom Verdichter zum Kondensator bzw. im oder am Verdichtergehäuse selbst;

(b) die Drehzahl des Verdichters, ermittelt z.B. aus der Motordrehzahl oder mit Hilfe eines Drehzahlaufnehmers am Verdichter

(c) die Oberflächentemperatur des Verdampfers ermittelt z.B. durch Temperatursensoren im Verdampfernetz bzw. in oder an der Leitung vom Verdampfer zum Verdichter;

(d) die Lufttemperatur nach Verdampfer ermittelt durch einen Temperatursensor im Luftstrom nach Verdampfer.

Patentansprüche

1. Thermostatisches Expansionsventil (4) für eine Kälteanlage mit einem Verdichter (1), einem Kondensator (2) sowie einem Verdampfer (5), wobei durch eine Drosselstelle (3) des Expansionsventils (4) das im Kondensator (2) verflüssigte Kältemittel strömt und die Öffnungsweite der Drosselstelle (3) durch die Stellung eines Drosselkörpers (11) bestimmt ist, und wobei die Stellung des Drosselkörpers (11) von ei-

nem Druck- und/oder Temperaturgeber oder einer Membrane (8) beinflußbar ist, deren vom Drosselkörper (11) wegweisende Seite durch ein Steuermedium (9) beaufschlagt ist, welches in öffnendem Sinne auf den Drosselkörper (11) einwirkt, während eine Feder (12) in schließendem Sinne auf den Drosselkörper einwirkt, wobei desweiteren über wenigstens einen Sensor der Überhitzungswert (Δ tü) des Kältemittels nach dem Verdampfer (5) erfaßbar und über ein dem Überhitzungs-Sollwert (Δ tü/soll) entsprechendes Signal in abregelndem Sinne über eine ansteuerbare Einrichtung (36,41;60,63;80;90) auf den Drosselkörper (11) einwirkbar ist, **dadurch gekennzeichnet,** daß das Expansionsventil (4) in ein Kraftfahrzeug eingebaut ist und das Signal zur Ansteuerung der Einrichtung (36,41;60,63;80;90) aus der Temperatur des Heißgases nach dem Verdichter (1), aus der Drehzahl des Kraftfahrzeugmotors oder des Verdichters (1) oder aus der Temperatur des Kaltluftstroms nach dem Verdampfer (5) abgeleitet ist, und daß die dem Drosselkörper (11) zugewandte Seite der Membrane (8) vom Kältemitteldampf zwischen Verdampfer (5) und Verdichter (1) beaufschlagt ist.

2. Thermostatisches Expansionsventil nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Feder (12) auf einem beweglich angeordneten Einstellteller (20) abgestützt ist, dessen eine Seite (22) vom Kältemitteldampf zwischen Verdampfer (5) und Verdichter (1) und dessen andere Seite vom verflüssigten Kältemittel nach dem Kondensator (2) beaufschlagt wird.

3. Thermostatisches Expanisonsventil nach Anspruch 1, bei dem die Einrichtung zur Abregelung der Überhitzung (Δ tü) des Kältemitteldampfes nach dem Verdampfer durch ein elektronisch ansteuerbares Regelorgan (36,41;60,63) zur Beeinflussung der Vorspannung der Feder (12) gebildet wird, dadurch gekennzeichnet, daß die Feder (12) auf einem Steuerkolben (31) sitzt, der mit dem Druck in einem Raum (35) beaufschlagt wird, der mittels eines Servokolbens (36) entweder über eine erste Öffnung (45) mit der Hochdruckseite (26) des Expansionsventils (4) oder über eine zweite Öffnung (46) mit der Niederdruckseite (29) desselben in Verbindung gebracht werden kann.

4. Thermostatisches Expansionsventil nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Servokolben (36) auf seiner einen Seite (37) über die genannte erste Öffnung (45) mit dem Druck des verflüssigten Kältemittels und auf seiner anderen Seite (38) von einer Feder (39) beaufschlagt wird derart, daß er (36) bei abwechselnder Freigabe einer der beiden Öffnungen (45, 46) eine Dauerschwingung ausführt, und daß über den Raum (35) ein Teilstrom des verflüssigten Kältemittels fließt, wobei das Regelorgan durch ein Magnetventil (41) gebildet wird, durch das der Servokolben (36) feststellbar ist.

5. Thermostatisches Expanisonsventil nach Anspruch 1, bei dem die Einrichtung zur Abregelung der Überhitzung (Δ tü) des Kältemitteldampfes nach dem Verdampfer durch ein elektronisch ansteuerbares Regelorgan (36,41;60,63) zur Beeinflussung der Vorspannung (12) der Feder (12) gebildet wird, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Abregelung des Überhitzungs-Sollwertes durch einen Thermomotor (60) gebildet wird, der einen Einstellteller (70) für die Feder (12) abstützt und über ein elektrisches Heizelement (63) betätigbar ist.

6. Thermostatisches Expansionsventil nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Thermomotor durch einen mit einem Steuermedium (62) gefüllten Wellbalg (61) gebildet wird.

Claims

1. A thermostatic expansion valve (4) for a refrigerating installation with a compressor (1), a condenser (2) and an evaporator (5), the refrigerant liquefied in the condenser (2) flowing through a throttling means (3) in the expansion valve (4), the size of the opening in the throttle means (3) being determined by the position of a throttle member (11), the position of the throttle member (11) being capable of being influenced by a pressure and/or temperature indicating means or a diaphragm (8), of which the side directed away from the throttle member (11) is subject to the action of a controlling medium (9) which acts on the throttle member (11) in opening direction while a spring (12) acts on the throttle member in closing direction, whereby furthermore the overheating value (Δtu) of the refrigerant downstream of the evaporator (5) being detectable by at least one sensor, a signal corresponding to the desired overheating value (Δtu desired) acting on the throttle member (11) in a stepping-down sense by means of an actuable device (36, 41; 60, 63; 80; 90), characterised in that the expansion valve (4) is installed in a motor vehicle and in

that the signal for actuating the device (36, 41; 60, 63; 80; 90) is derived from the temperature of the heated gas downstream of the compressor (1), the rotary speed of the motor vehicle engine or of the compressor (1) or from the temperature of the stream of cold air downstream of the evaporator (5) and in that the side of the diaphragm (8) which is directed towards the throttle member (11) is exposed to the coolant vapour between evaporator (5) and compressor (1).

2. A thermostatic expansion valve according to Claim 1, characterised in that the spring (12) is biased on a movably disposed adjusting plate (20) one side (22) of which is subject to the refrigerant vapour between evaporator (5) and compressor (1) while its other side is exposed to the liquefied refrigerant downstream of the condenser (2).

3. A thermostatic expansion valve according to Claim 1, in which the means of stepping-down the overheating (Δtu) of the refrigerant vapour downstream of the evaporator is constituted by an electronically actuable regulating device (36, 41; 60, 63) for influencing the initial tension of the spring (12), characterised in that the spring (12) is seated on a control piston (31) which is subject to the pressure in a space (35) which can by means of a servo-piston (36) cause to communicate either through a first aperture (45) with the high pressure side (26) of the expansion valve (4) or via a second aperture (46) with the low pressure side (29) thereof.

4. A thermostatic expansion valve according to Claim 3, characterised in that the servo-piston (36) is on its side (37) and via the said first aperture (45) exposed to the pressure of the liquefied refrigerant while on its other side (38) it is subject ot the action of a spring (39) so that with alternate opening up of one of the two apertures (45, 46), it (36) performs a continuous oscillation, and in that a partial flow of liquefied refrigerant flows through the space (35), the regulating member being a magnetic valve (41) by which the servo-piston (36) can be locked.

5. A thermostatic expansion valve according to Claim 1, in which the device for stepping-down the overheating (tu) of the refrigerant vapour downstream of the evaporator is constituted by an electronically actuable regulating means (36, 41; 60, 63) for influencing the initial tension (12) of the spring (12), characterised in that the means of stepping-down the desired value of overheating is constituted by a thermomotor (60) which supports an adjusting plate (70) for the spring (12) and is capable of being actuated via an electrically-operated heating element (63).

6. A thermostatic expansion valve according to Claim 5, characterised in that the thermomotor consists of an undulating bellows (61) filled with a controlling medium (62).

Revendications

1. Soupape thermostatique de détente (4) pour une installation de refroidissement comportant un compresseur (1), un condenseur (3) ainsi qu'un évaporateur (5), dans laquelle le fluide de refroidissement, qui est amené à l'état liquide dans le condenseur (2), traverse un point d'étranglement (2) de la soupape de détente (4) et la largeur d'ouverture du point d'étranglement (3) est déterminée par la position d'un corps d'étranglement (11), et dans laquelle la position du corps d'étranglement (11) peut être influencée par un capteur de pression et/ou de température ou par une membrane (8), dont le côté, qui est tourné à l'opposé du corps d'étranglement (11), est chargé par un milieu de commande (9) qui agit dans le sens de l'ouverture sur le corps d'étranglement (11), tandis qu'un ressort (12) agit dans le sens de la fermeture sur le corps d'étranglement, et dans laquelle d'autre part la valeur de surchauffe (Δtü) du fluide de refroidissement est détectée en aval de l'évaporateur (5) par l'intermédiaire d'au moins un capteur et peut agir dans le sens d'une régulation sur le corps d'étranglement (11) au moyen d'un dispositif commandable (36,41; 60,63; 80; 90), à l'aide d'un signal correspondant à la valeur de consigne de surchauffe (Δtü/consigne), caractérisée en ce que la soupape de détente (4) est montée dans un véhicule automobile et le signal pour la commande du dispositif (36; 41; 60, 63; 80; 90) est dérivé de la température des gaz chauds en aval de l'évaporateur (1), la vitesse de rotation du moteur du véhicule automobile ou du compresseur (1) ou de la température du courant d'air froid en aval de l'évaporateur (5), et que le côté, tourné vers le corps d'étranglement (11), de la membrane (8) est chargé par la vapeur du fluide de refroidissement entre l'évaporateur (5) et le compresseur (1).

2. Soupape thermostatique de détente selon la revendication 1, caractérisée en ce que le res-

sort (12) prend appui sur une coupelle de réglage (20) montée mobile, dont une face (22) est chargée par la pression du fluide de refroidissement entre l'évaporateur (5) et le compresseur (1) et dont l'autre est chargée par le fluide de refroidissement liquide en aval du condenseur (2).

3. Soupape thermostatique de détente selon la revendication 1, dans laquelle le dispositif de régulation de la surchauffe (Δtü) de la vapeur du fluide de refroidissement en aval de l'évaporateur est formé par un organe de réglage à commande électronique (36,41; 60,63) servant à influencer la précontrainte du ressort (12), caractérisée en ce que le ressort (12) prend appui sur un piston de commande (31), qui est chargé par la pression régnant dans une chambre (35), qui peut être reliée, au moyen d'un piston de servocommande (36), soit par l'intermédiaire d'une première ouverture (45) au côté à haute pression (26) de la soupape de détente (4), soit au moyen d'une seconde ouverture (46) au côté basse pression (29) de cette soupape.

4. Soupape thermostatique de détente selon la revendication 3, caractérisée en ce que le piston de servocommande (36) est chargé sur l'une de ses faces (37), par l'intermédiaire de ladite première ouverture (45), par la pression du fluide de refroidissement liquide, et au niveau de son autre face (38), par un ressort (39) de telle sorte que, dans le cas d'une libération alternative de l'une des deux ouvertures (45,46), le piston (36) exécute une oscillation permanente et qu'un courant partiel du fluide de refroidissement liquide circule par l'intermédiaire de la chambre (35), l'organe de régulation étant formé par une soupape magnétique (41), au moyen de laquelle le piston de servocommande (36) peut être bloqué.

5. Soupape thermostatique de détente selon la revendication 1, dans laquelle le dispositif servant à régler la surchauffe (Δtü) de la vapeur du fluide de refroidissement en aval de l'évaporateur est formé par un organe de réglage à commande électronique (36,41; 60,63) servant à agir sur la précontrainte du ressort (12), caractérisée en ce que le dispositif servant à régler la valeur de consigne de surchauffe est formé par un moteur thermique (60), qui supporte une coupelle de réglage (70) pour le ressort (12) et peut être actionné par l'intermédiaire d'un élément chauffant électrique (63).

6. Soupape thermostatique de détente selon la revendication 5, caractérisée en ce que le moteur thermique est formé par un soufflet ondulé (61) rempli par un milieu de commande (62).

Fig. 1

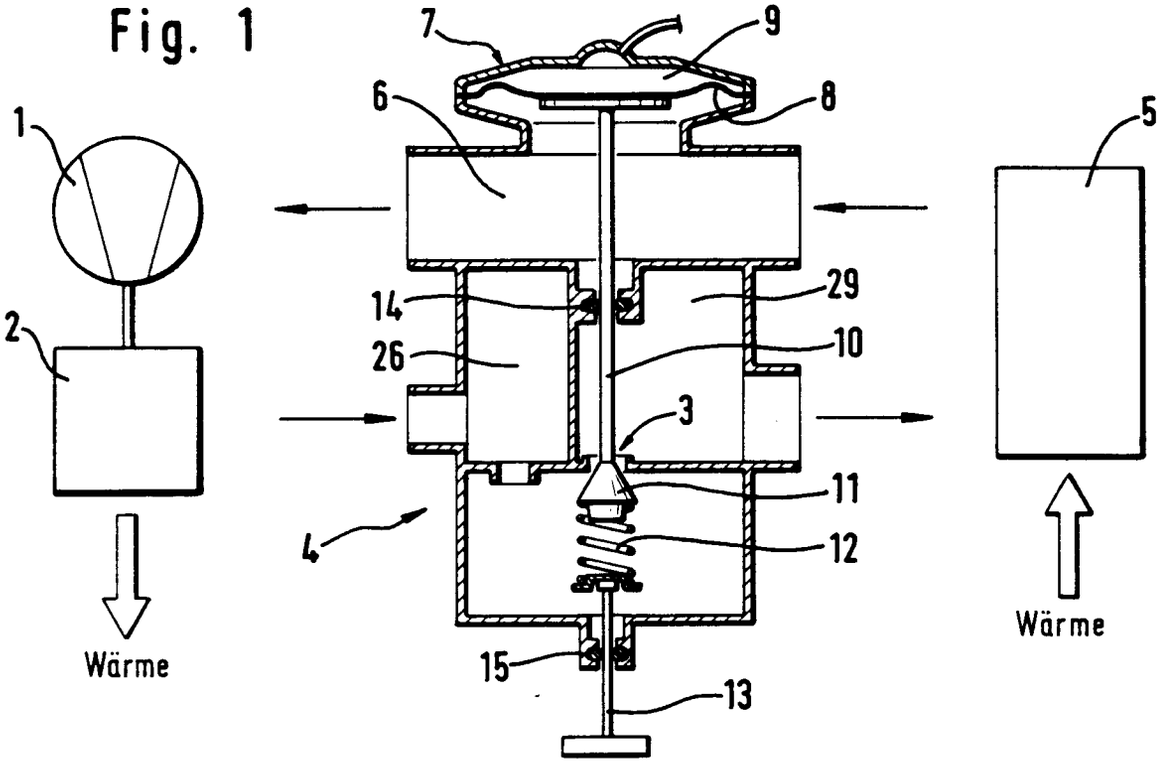

7
9
6
8
5
1
29
14
10
26
2
3
11
4
12
Wärme
Wärme
15
13

Fig. 4

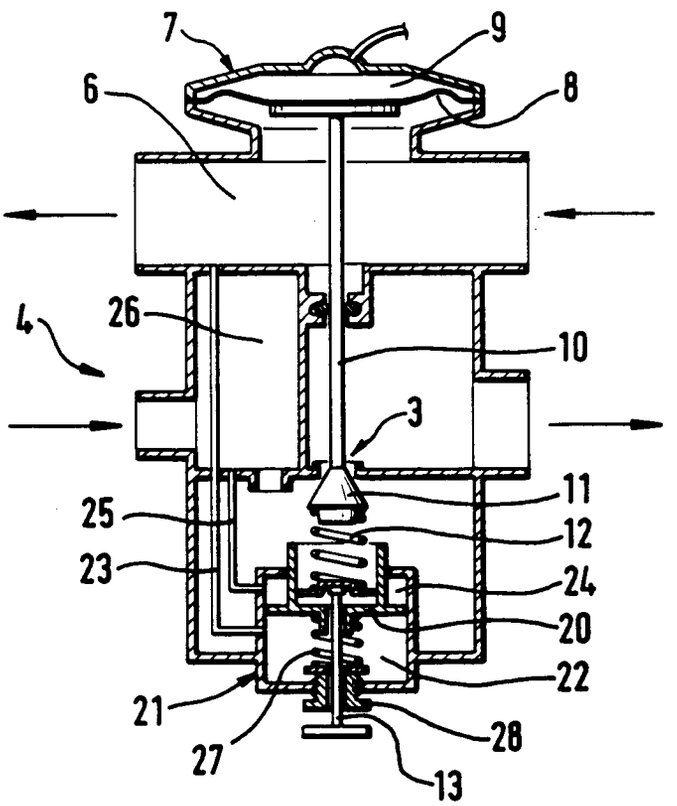

7
9
6
8
26
4
10
3
11
25
12
23
24
20
22
21
28
27
13

Fig. 2

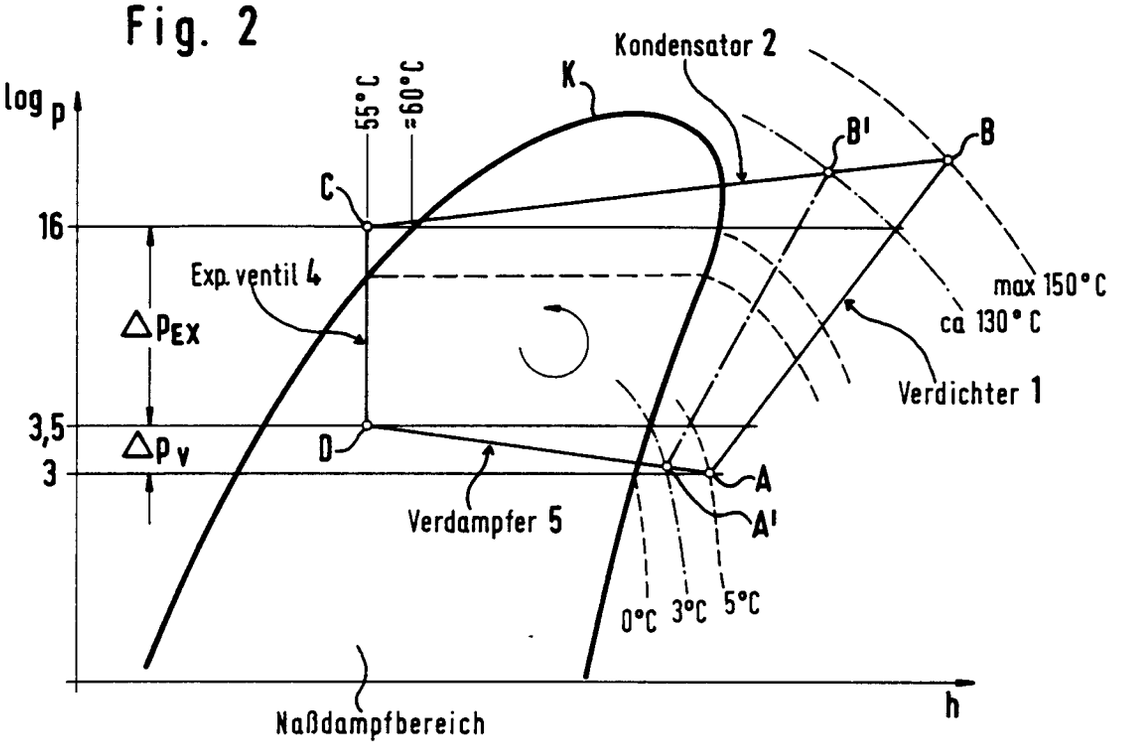

log p
55°C
=60°C
K
Kondensator 2
B'
B
C
16
Exp. ventil 4
max 150°C
ca 130°C
ΔPEX
Verdichter 1
3,5
ΔPV
3
D
A
A'
Verdampfer 5
0°C
3°C
5°C
h
Naßdampfbereich

Fig. 3

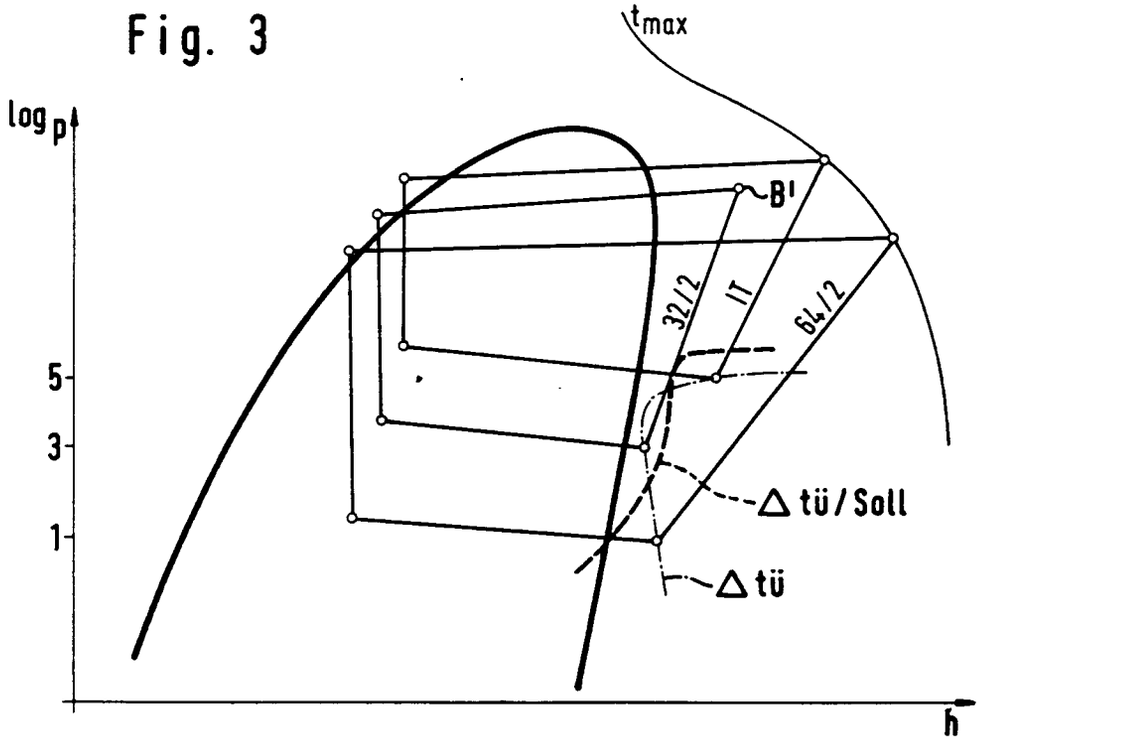

tmax
log p
B'
32/2
IT
64/2
5
3
Δ tü / Soll
1
Δ tü
h

Fig. 5

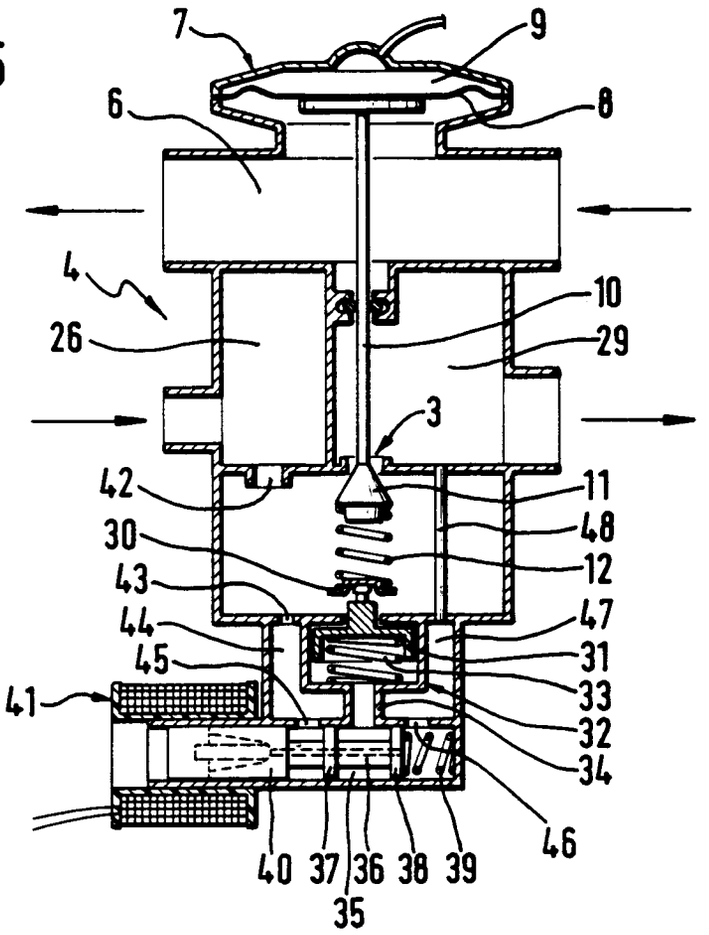

7
9
6
8
4
10
26
29
3
42
11
30
48
43
12
44
47
45
31
41
33
32
34
46
40
37
36
38
39
35

Fig. 6

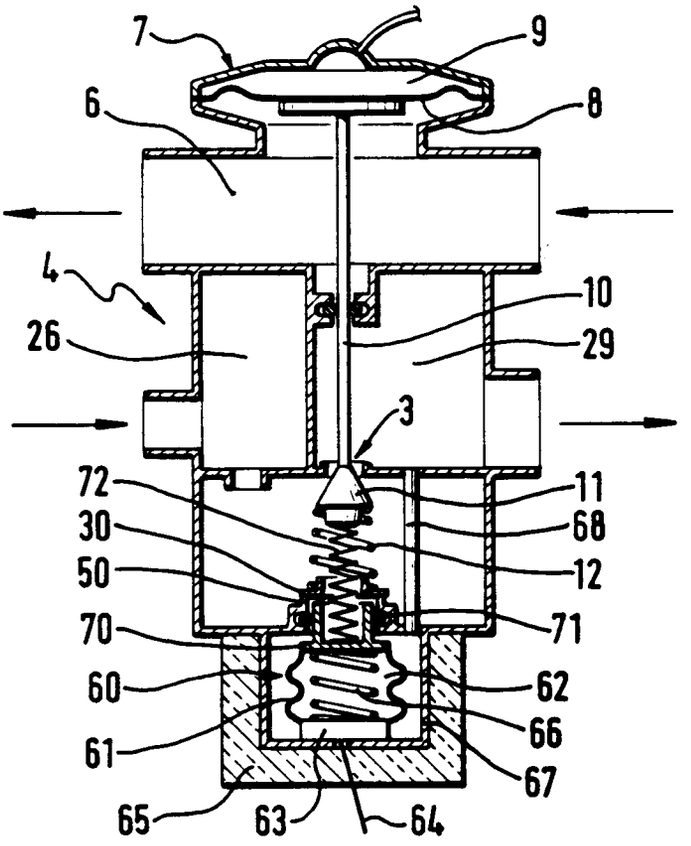

7
9
6
8
4
10
26
29
3
72
11
30
68
50
12
70
71
60
62
66
61
67
65
63
64

Fig. 7

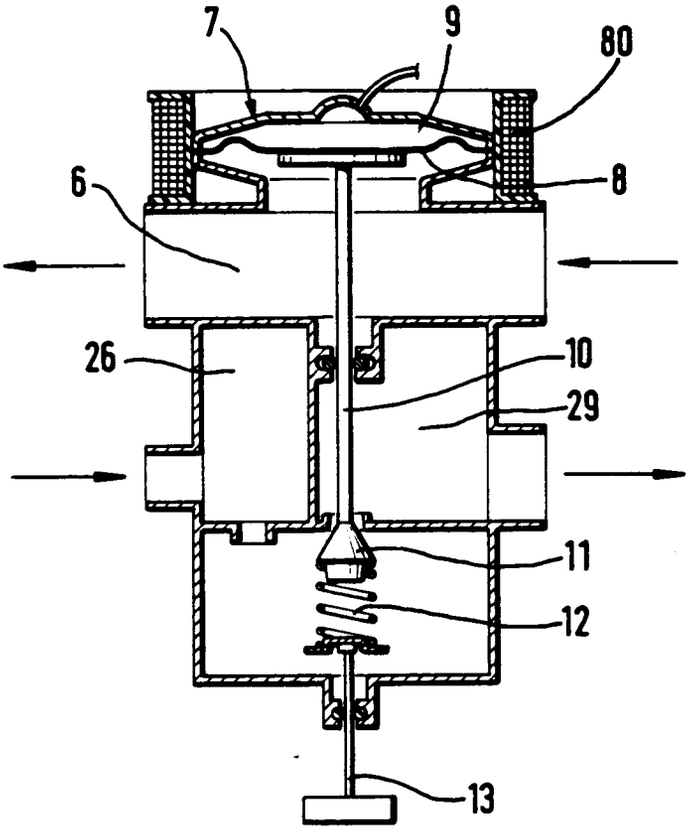


Fig. 8

