

12 **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

21 Anmeldenummer: **89111082.7**

51 Int. Cl.⁵: **G05D 23/00 , F25B 41/06**

22 Anmeldetag: **19.06.89**

30 Priorität: **27.08.88 DE 3829101**

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
07.03.90 Patentblatt 90/10

84 Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR GB IT SE

71 Anmelder: **Süddeutsche Kühlerfabrik Julius Fr. Behr GmbH & Co. KG**
Mauserstrasse 3
D-7000 Stuttgart 30(DE)

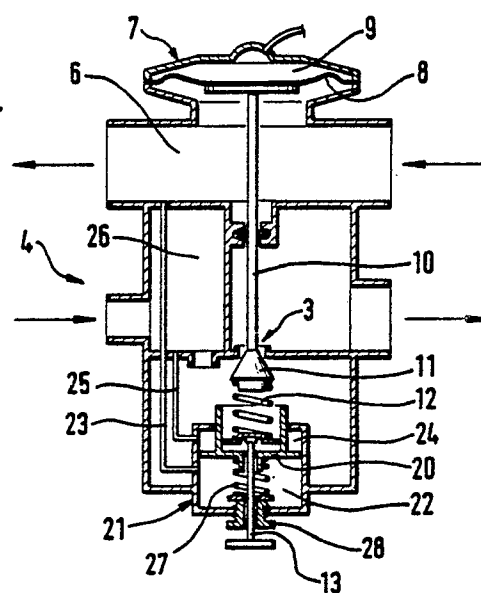
72 Erfinder: **Burk, Roland**
Schafbergstrasse 10
D-7014 Kornwestheim(DE)
Erfinder: **Lochmahr, Karl Dipl. Ing. (FH)**
Aschmannstrasse 33
D-7143 Vaihingen/Enz(DE)
Erfinder: **Ingelmann, Hans-Joachim Dipl. Ing. (FH)**
Unterböbingerstrasse 3
D-7071 Iggingen-Schönhardt(DE)

74 Vertreter: **Dreiss, Hosenthien & Fuhlendorf**
Gerokstrasse 6
D-7000 Stuttgart 1(DE)

54 **Thermostatisches Expansionsventil.**

57 Beschrieben wird ein thermostatisches Expansionsventil, für an Bord eines Kraftfahrzeugs betriebene Kälteanlagen, bei dem extern ansteuerbare Einrichtungen (20; 36, 41; 60, 63; 7, 80) zur Abregulierung des Überhitzungs-Wertes (t_ü/Soll) des Kältemitteldampfes vorgesehen sind.

Fig. 4



EP 0 356 642 A1

Thermostatisches Expansionsventil

Die Erfindung betrifft ein thermostatisches Expansionsventil für an Bord eines Kraftfahrzeugs betriebene Kälteanlagen mit einer Drosselstelle, durch die das im Kondensator verflüssigte Kältemittel hindurchtritt, und deren Öffnung durch die Stellung eines Drosselkörpers bestimmt wird, die von einem Druck- und/oder Temperaturweggeber oder von einer Membran beeinflusst wird, deren eine Seite von dem Kältemitteldampf zwischen Verdampfer und verdichter und deren andere Seite durch ein Steuermedium beaufschlagt wird, wobei der Drosselkörper durch eine Feder vorgespannt wird.

Ein derartiges Expansionsventil ist bekannt. Es ist in Figur 1 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. $+10^{\circ}\text{C}$ 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 Dros-

selkörper 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 t_{max} 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 Kältemittels 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 t_u 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 t_{max} 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 Kraftfahrzeuges 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-Klimaanlage, 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 ungünstigsten, so daß besonders hohe Drücke und Heißgastemperaturen auftreten können. Im Betriebszustand 32/2 beträgt die Fahrgeschwindigkeit 32 km/h, die Getriebschaltstellung 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 Δt . In den Betriebszuständen IT und 64/2 wird die maximal zulässige Temperatur des Kältemitteldampfes t_{max} 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 t_{max} liegen würden. Aus diesen Forderungen ergibt sich die strichpunktiert eingezeichnete Linie als gewünschte Kennlinie Δt_{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 Kältemitteldampf-temperaturen sowie zur Vermeidung zu früher Verdampfervereisung bei bestimmten Betriebsbedingungen bis auf 1 bis 2 K herab regelbar sein sollte.

Es ist demgemäß Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein Expansionsventil der eingangs genannten Art zu schaffen, das eine Regelung der Überhitzung Δt des Kältemitteldampfes nach dem Verdampfer in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen derart ermöglicht, daß die maximal zulässige Temperatur t_{max} 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 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 Einstelltellers 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 Verdichter 1 einhergeht, so führt das zu einer entsprechenden Druck-erhöhung 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 Δt 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 Δt 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 t_u 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 Magnetventil 41 hat lediglich Servofunktion, kann also entsprechend klein ausgebildet sein. 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 Isolierung 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 Δt_u . 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 $\Delta t_{\text{ü}}$ 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 Massstrom und demzufolge eine bessere Kühlung und damit eine geringere Überhitzung $\Delta t_{\text{ü}}$ ergibt. Bei einer praktischen Realisierung dieses Ausführungsbeispiels ergab sich, daß, ausgehend von einer Basiseinstellung von $\Delta t_{\text{ü}} = 8 \text{ K}$ bei ca. 3 bar Verdampfungsdruck zur Abregelung 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 $\Delta t_{\text{ü}}$ von 7 K auf ca. 1,5 K abzusenken. Da bei diesem Ausführungsbeispiel lediglich der Steuerkopf gegenüber herkömmlichen Expansionsventilen (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 Heizleistung 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 Drehzahlnehmers 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.

Ansprüche

1. Thermostatisches Expansionsventil für an Bord eines Kraftfahrzeugs betriebene Kälteanlagen mit einer Drosselstelle (3), durch die das im Kondensator (2) verflüssigte Kältemittel hindurchtritt, und deren Öffnung durch die Stellung eines Drosselkörpers (11) bestimmt wird, die von einem Druck- und/oder Temperaturgeber oder einer Membran (8) beeinflusst wird, deren eine Seite von dem Kältemitteldampf zwischen Verdampfer (5) und Verdichter (1) und deren andere Seite durch ein Steuermedium (9) beaufschlagt wird, wobei der Drosselkörper (11) durch eine Feder (12) vorgespannt wird, **dadurch gekennzeichnet**, daß eine extern ansteuerbare Einrichtung (20; 36, 41; 60, 63; 7,80) zur Abregelung des Überhitzungs-Wertes ($\Delta t_{\text{ü}}/\text{Soll}$) des Kältemitteldampfes vorgesehen ist.

2. Thermostatisches Expansionsventil nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Ansteuerung der Einrichtung zur Regelung des Überhitzungs-Sollwertes nach dem Verdampfer (5) mittels eines aus der Temperatur des Heißgases nach dem Verdichter abgeleiteten Signals oder mittels eines aus der Drehzahl des Kraftfahrzeugmotors oder des Verdichters (1) abgeleiteten Signals oder mittels eines aus der Temperatur des Sauggases nach dem Verdampfer (5) oder mittels eines aus der Temperatur des Luftstromes nach dem Verdampfer (5) abgeleiteten Signals erfolgt.

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

4. Thermostatisches Expansionsventil nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Abregelung der Überhitzung ($\Delta t_{\text{ü}}$) des Kältemitteldampfes nach dem Verdampfer durch ein elektronisch ansteuerbares Regelorgan (36, 41; 60, 63) zur Beeinflussung der Vorspannung (12) der Feder (12) gebildet wird.

5. Thermostatisches Expansionsventil nach Anspruch 4, 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.

6. Thermostatisches Expansionsventil nach Anspruch 5, 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.

7. Thermostatisches Expansionsventil nach Anspruch 4 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.

8. Thermostatisches Expansionsventil nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Thermomotor durch einen mit einem Steuermedium (62) gefüllten Wellbalg (61) gebildet wird.

9. Thermostatisches Expansionsventil nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Abregelung der Überhitzung ($\Delta t_{\text{ü}}$) des Kältemitteldampfes nach dem Verdampfer (5) durch eine elektrisch ansteuerbare Induktionsspule gebildet wird, die den die Membran (8) aufnehmenden Steuerkopf (7) umgibt.

10. Thermostatisches Expansionsventil nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Abregelung der Überhitzung ($\Delta t_{\text{ü}}$) des Kältemitteldampfes nach dem Verdampfer (5) durch einen mit Steuermedium (9) gefüllten Steuerraum gebildet wird, der auf der einen Seite der Membran (8) mittels eines Heizelements (90) beheizbar ist.

11. Thermostatisches Expansionsventil nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Heizplatte (90) außen von einer Isolierkappe (92) umgeben ist.

50

55

Fig. 1

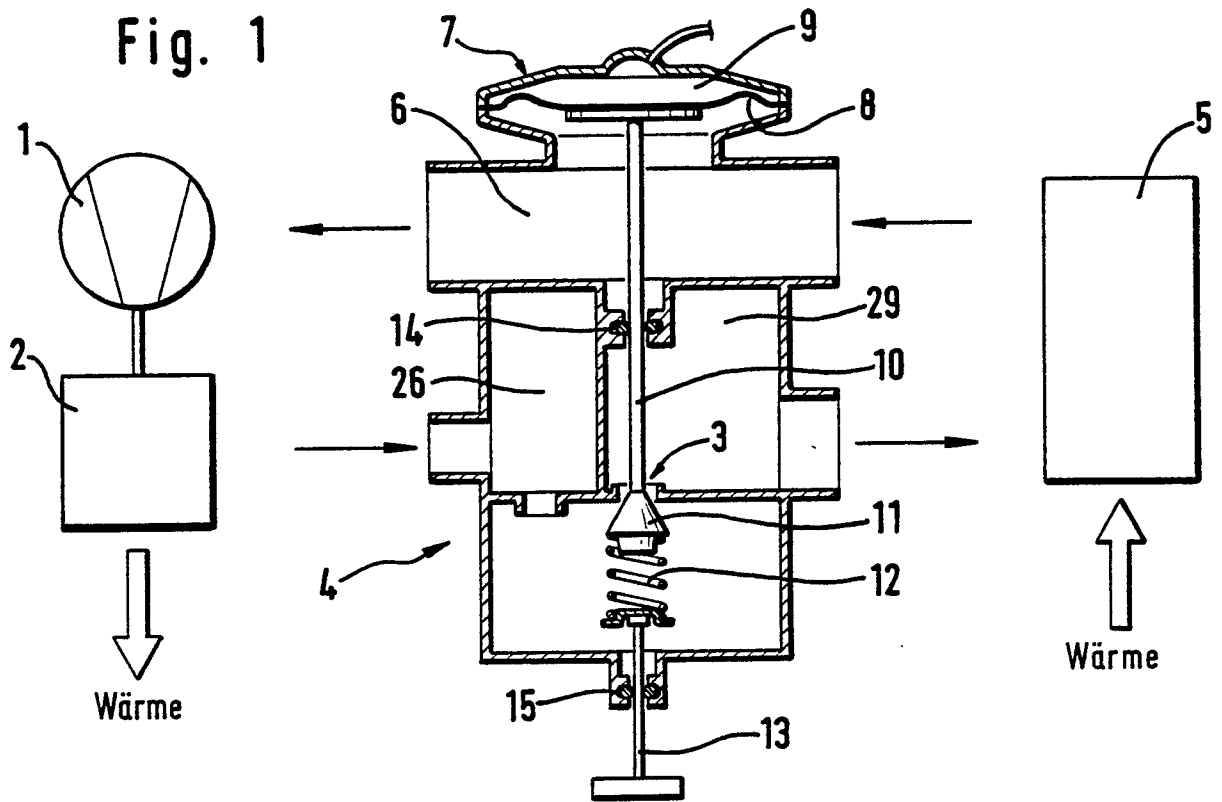


Fig. 4

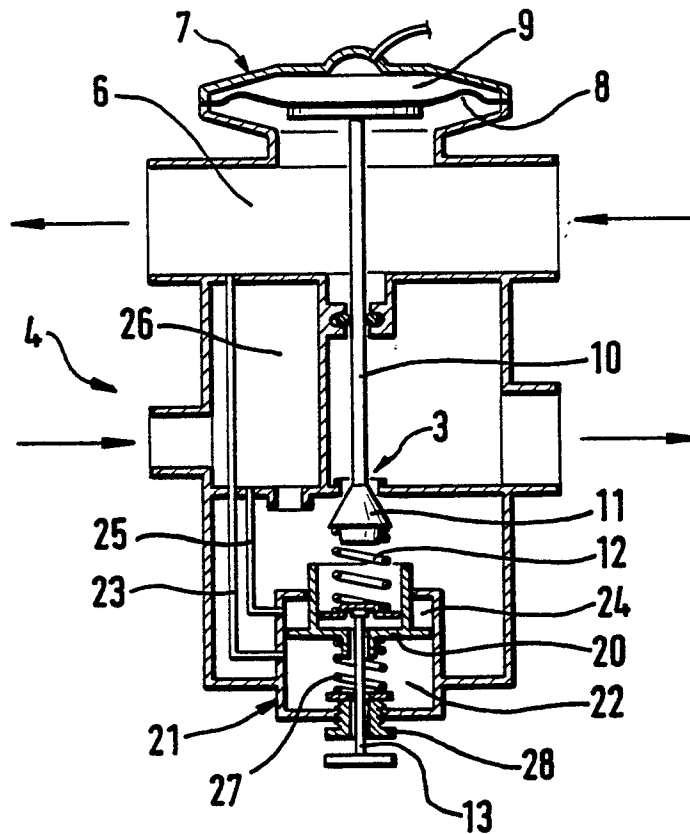


Fig. 2

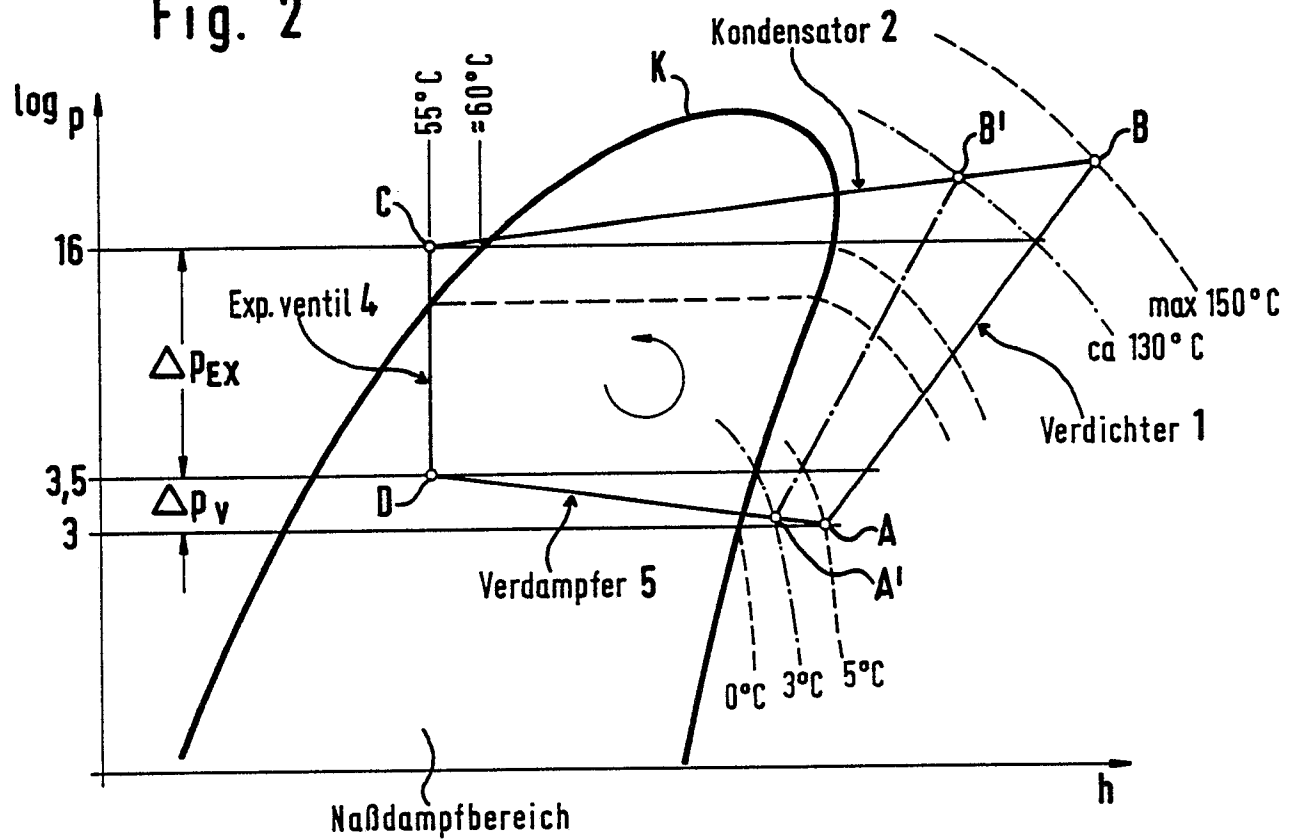


Fig. 3

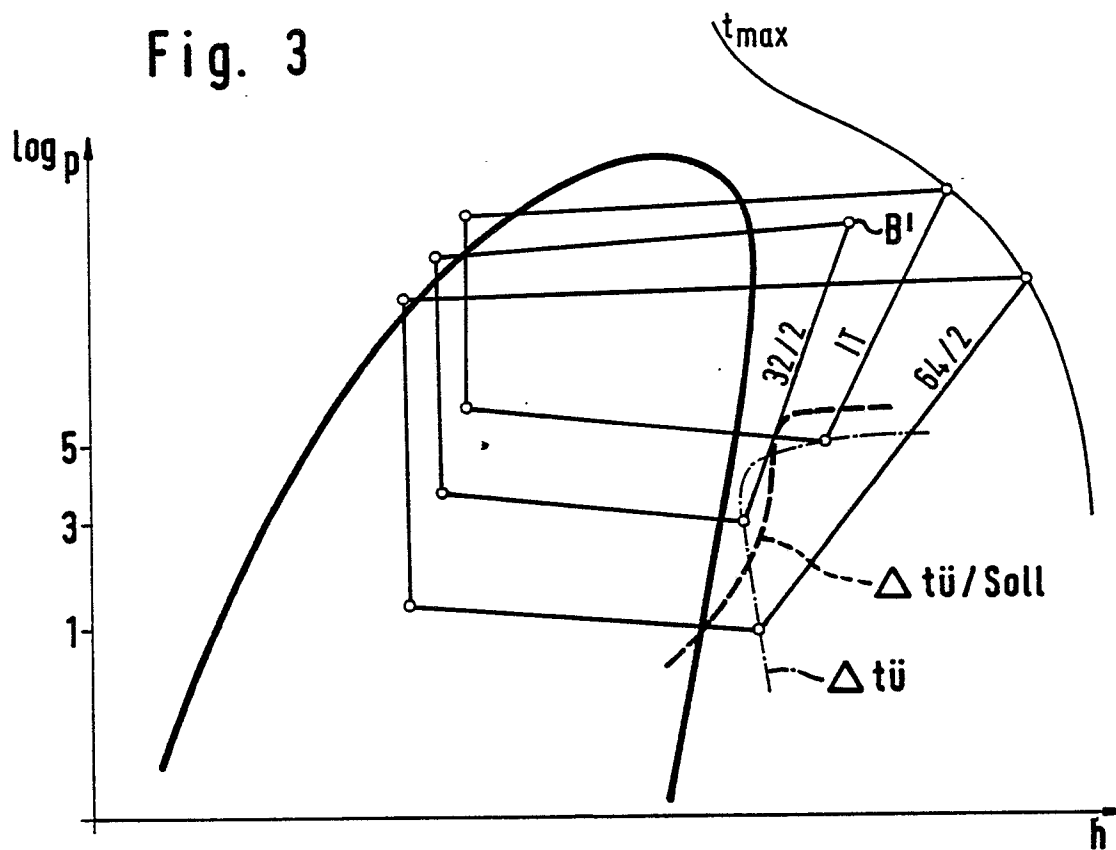


Fig. 5

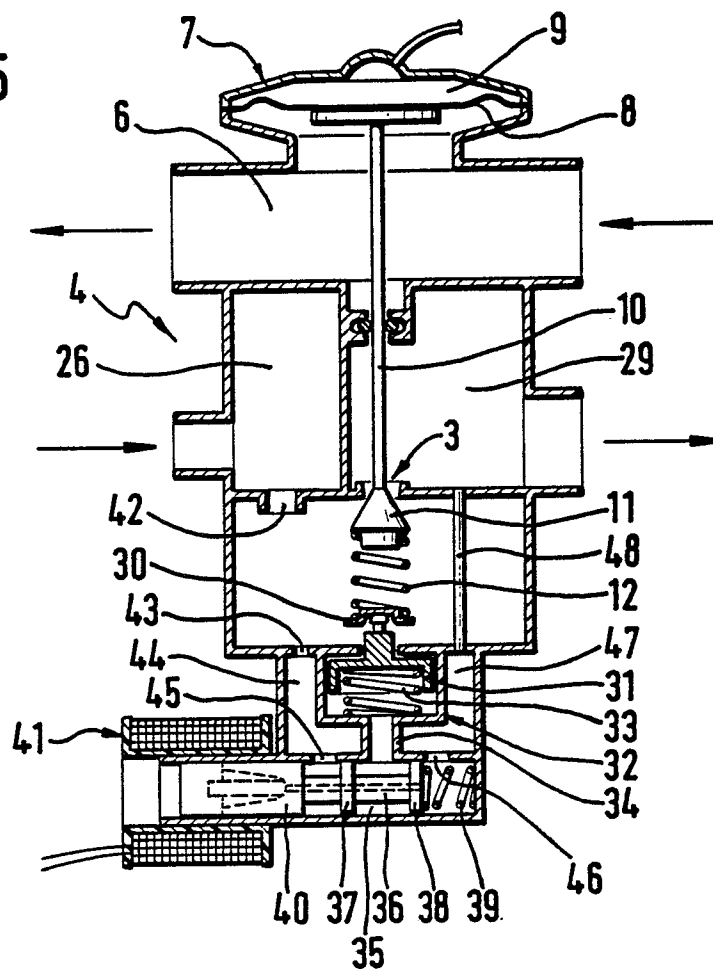


Fig. 6

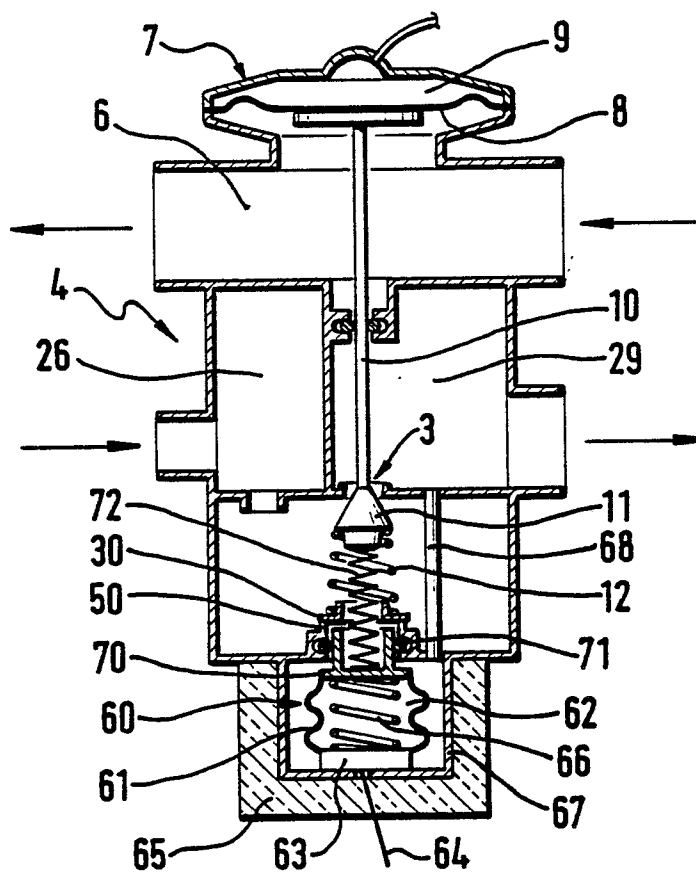


Fig. 7

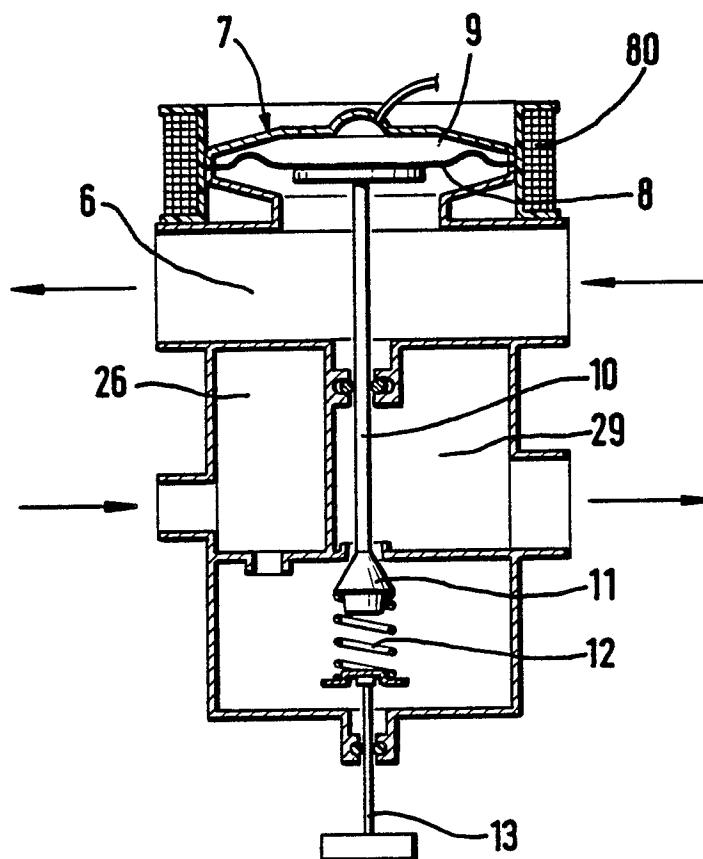
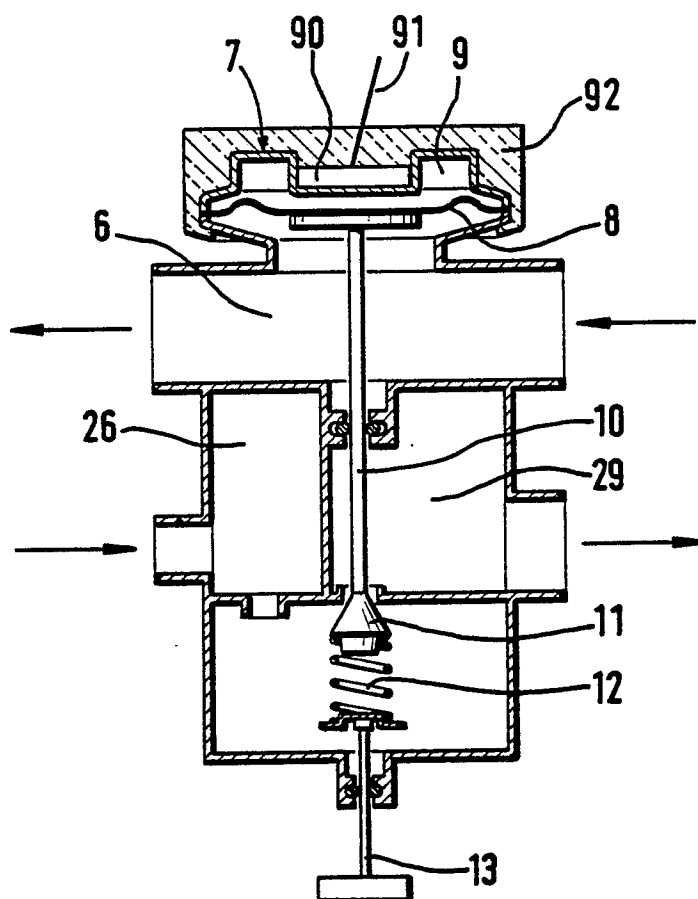


Fig. 8





EP 89111082.7

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl. 4)
A	DE - A1 - 3 344 816 (E. FLITSCH GMBH) * Gesamt * --	1, 3	G 05 D 23/00 F 25 B 41/06
A	DE - A1 - 3 507 221 (THE SINGER CO.) * Fig. 1,4, dazugehöriger Text * --	1, 3	
A	DE - A1 - 2 340 836 (DANFOSS A/S) * Fig. 1-3, dazugehöriger Text * --	1, 3	
A	DE - B2 - 2 749 250 (DANFOSS A/S) * Gesamt * --	1, 3	
A	DE - A1 - 2 603 682 (DANFOSS A/S) * Gesamt * --	1, 3	
A	DE - A1 - 2 728 935 (VEB KOMBINAT) * Gesamt * --	1, 3	RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl. 4)
A	US - A - 4 750 334 (LEIMBACH) * Fig. 2 * -----	1, 3	F 16 K 11/00 F 16 K 31/00 F 25 B 41/00 G 05 D 23/00
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt.			
Recherchenort WIEN		Abschlußdatum der Recherche 22-08-1989	Prüfer ROUSSARIAN
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTEN X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus andern Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument			