



(19)  
Bundesrepublik Deutschland  
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 600 07 810 T2 2004.12.02**

(12) **Übersetzung der europäischen Patentschrift**

(97) **EP 1 079 111 B1**

(21) Deutsches Aktenzeichen: **600 07 810.8**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **00 307 304.6**

(96) Europäischer Anmeldetag: **24.08.2000**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **28.02.2001**

(97) Veröffentlichungstag

der Patenterteilung beim EPA: **21.01.2004**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **02.12.2004**

(51) Int Cl.7: **F04C 18/02**  
**F04C 29/10**

(30) Unionspriorität:  
**382844            25.08.1999    US**

(73) Patentinhaber:  
**Copeland Corp., Sidney, Ohio, US**

(74) Vertreter:  
**Rechts- und Patentanwälte Lorenz Seidler Gossel,  
80538 München**

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**DE, FR**

(72) Erfinder:  
**Seibel, Stephen M., Celina, Ohio 45822, US; Fogt,  
James F., Sidney, Ohio 45365, US**

(54) Bezeichnung: **Spiralverdichter mit Überhitzungsschutz**

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).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

**Beschreibung**

## Gebiet der Erfindung

**[0001]** Die vorliegende Erfindung betrifft Maschinen vom Spiraltyp. Im Besonderen betrifft die vorliegende Erfindung Spiralkompressoren, welche ein einzigartiges Temperaturschutzsystem aufweisen, das die Spiralmaschine vor dem Überhitzen schützt.

## Hintergrund und Kurzdarlegung der Erfindung

**[0002]** Eine typische Spiralmaschine weist ein kreisendes Spiralglied, welches auf einer seiner Flächen einen Spiralmantel aufweist, und ein nichtkreisendes Spiralglied, welches auf einer seiner Flächen einen Spiralmantel aufweist, auf. Die Spiralmäntel greifen ineinander, und ein Mechanismus wurde bereitgestellt, um zu bewirken, dass das kreisende Spiralglied in Bezug auf die nichtkreisende Spirale um eine Achse kreist. Dieses Kreisen bewirkt, dass die Mäntel Taschen von progressiv abnehmendem Volumen von einer Ansaugzone zu einer Auslasszone bilden.

**[0003]** Ein Problem, welches mit diesen Spiralmaschinen einhergeht, ist deren Fähigkeit, infolge verschiedener am Einsatzort angetroffener Probleme übermäßige Abgastemperaturen zu erzeugen. Ein bekanntes Verfahren zum Lösen dieses Problems ist, ein Auslecken des komprimierten Gases von der Hochdruckseite zur Niederdruckseite herbeizuführen, wenn diese übermäßigen Temperaturbedingungen auftreten. Der Stand der Technik umfasst zahlreiche Systeme, welche als Reaktion auf dieses festgestellte Problem entwickelt wurden.

**[0004]** EP-A1-0,655,555 offenbart eine Spiralmaschine gemäß dem Oberbegriff von Anspruch 1.

**[0005]** Eine der Hauptaufgaben der vorliegenden Erfindung ist, ein verbessertes Temperaturschutzsystem bereitzustellen. Das verbesserte System der vorliegenden Erfindung ist ein einfaches auf Temperatur ansprechendes Ventil, das seiner Bauform nach einfach ist, einfach einzubauen und zu überprüfen ist und das die gewünschte Steuerung für den Kompressor verbessert.

**[0006]** Die vorliegende Erfindung sieht eine Spiralmaschine vor, umfassend: ein erstes Spiralglied, das einen ersten Spiralmantel aufweist, welcher von einer ersten Endplatte nach außen vorragt; ein zweites Spiralglied, das einen zweiten Spiralmantel aufweist, welcher von einer zweiten Endplatte nach außen vorragt; ein zweites Spiralglied, das einen zweiten Spiralmantel aufweist, welcher von einer zweiten Endplatte nach außen vorragt; ein Antriebsglied zum Bewirken, dass die Spiralglieder relativ zueinander kreisen, wodurch die Spiralmäntel Taschen von sich progressiv änderndem Volumen zwischen einer Ansaug-

druckzone und einer Auslassdruckzone bilden; eine Kammer, die durch eines der Spiralglieder begrenzt wird; Mittel zum Versorgen der Kammer mit einem mit Zwischendruck beaufschlagten Fluid, wobei das mit Zwischendruck beaufschlagte Fluid auf einem Fluiddruck steht, der größer als der Fluiddruck in der Ansaugdruckzone und kleiner als der Fluiddruck in der Auslassdruckzone ist; eine erste auf Temperatur ansprechende Ventilbaugruppe zum Freigeben des mit Zwischendruck beaufschlagten Fluids aus der Kammer in die Ansaugdruckzone nach Erfassen einer Temperatur, die über einem ersten vorgegebenen Wert liegt; dadurch gekennzeichnet, dass das erste auf Temperatur ansprechende Ventil innerhalb eines Durchgangs angeordnet ist, der sich zwischen der Kammer und der Ansaugdruckzone erstreckt, derart, dass die erfasste Temperatur die Temperatur des mit Zwischendruck beaufschlagten Fluids ist.

**[0007]** Das Ventil des Systems der vorliegenden Erfindung verbessert die Hochdruckentlastung von komprimiertem Gas und demnach den Hochtemperaturschutz für diese Maschinen.

**[0008]** Das System der vorliegenden Erfindung ist besonders wirksam bei Spiralmaschinen, bei denen Sauggas verwendet wird, um den Motor, der das kreisende Spiralglied antreibt, zu kühlen. Der Grund dafür ist, da das Ventil in Bedingungen, in denen Abgas in der Hochdruckseite eine erhöhte Temperatur aufweist, ein Leck von der Hochdruckseite des Kompressors zur Niederdruckseite des Kompressors herstellt. Das Austreten dieses Hochtemperatur-Abgases zum Ansaugbereich des Kompressors bewirkt, dass der Normmotorschutzschalter für den Motor auslöst und den Betrieb der Spiralmaschine abschaltet.

**[0009]** Daher bietet die vorliegende Erfindung Schutz gegen übermäßige Auslasstemperaturen, welche sich aus (a) einem Verlust an Arbeitsfluidfüllung; (b) einem Niederdruckzustand oder einem Zustand blockierten Ansaugens; (c) einem blockierten Kondensatorventilator in einem Kühlsystem; oder (d) einem Zustand übermäßigen Auslassdrucks unabhängig von der Ursache ergeben könnten. Alle diese unerwünschten Zustände bewirken, dass eine Spiralmaschine mit einem Druckverhältnis betrieben wird, welches weit größer ist als jenes, für welches die Maschine ausgelegt ist, was ihr vorgegebenes festes Volumenverhältnis betrifft, und dies wiederum verursacht übermäßige Auslasstemperaturen.

**[0010]** Andere Vorteile und Aufgaben der vorliegenden Erfindung sind für einschlägig versierte Fachleute aus der nachfolgenden ausführlichen Beschreibung sowie aus den beiliegenden Ansprüchen und Zeichnungen ersichtlich.

## Kurze Beschreibung der Zeichnungen

[0011] In den Zeichnungen, welche die beste gegenwärtig ersonnene Art zum Ausführen der vorliegenden Erfindung veranschaulichen, zeigen:

[0012] **Fig. 1** eine vertikale Querschnittsansicht durch einen Spiralkompressor, welcher das einzigartige Temperaturschutzsystem gemäß der vorliegenden Erfindung umfasst;

[0013] **Fig. 2** eine vergrößerte Querschnittsansicht des oberen Abschnitts der in **Fig. 1** dargestellten Spiralmaschine, welcher das Temperaturregelsystem gemäß der vorliegenden Erfindung umfasst;

[0014] **Fig. 3** eine Draufsicht, teilweise im Querschnitt, der in **Fig. 1** und **2** dargestellten Spiralmaschine;

[0015] **Fig. 4** eine vergrößerte Querschnittsansicht des oberen Abschnitts einer Spiralmaschine, welcher ein Temperaturregelsystem gemäß einer anderen Ausführungsform der vorliegenden Erfindung umfasst;

[0016] **Fig. 5** eine Draufsicht, teilweise im Querschnitt, der in **Fig. 4** dargestellten Spiralmaschine;

[0017] **Fig. 6** eine vergrößerte Querschnittsansicht des oberen Abschnitts einer Spiralmaschine, welcher ein Temperaturregelsystem gemäß einer anderen Ausführungsform der vorliegenden Erfindung umfasst;

[0018] **Fig. 7** eine Draufsicht, teilweise im Querschnitt, der in **Fig. 6** dargestellten Spiralmaschine;

[0019] **Fig. 8** eine vergrößerte Querschnittsansicht des oberen Abschnitts einer Spiralmaschine, welcher ein Temperaturregelsystem gemäß einer anderen Ausführungsform der vorliegenden Erfindung umfasst;

[0020] **Fig. 9** eine Draufsicht, teilweise im Querschnitt, der in **Fig. 8** dargestellten Spiralmaschine;

[0021] **Fig. 10** eine vergrößerte Querschnittsansicht des oberen Abschnitts einer Spiralmaschine, welcher ein Temperaturregelsystem gemäß einer anderen Ausführungsform der vorliegenden Erfindung umfasst;

[0022] **Fig. 11** eine Draufsicht, teilweise im Querschnitt, der in **Fig. 10** dargestellten Spiralmaschine;

[0023] **Fig. 12** eine vergrößerte Querschnittsansicht des oberen Abschnitts einer Spiralmaschine, welcher ein Temperaturregelsystem gemäß einer anderen Ausführungsform der vorliegenden Erfindung um-

fasst; und

[0024] **Fig. 13** eine Draufsicht, teilweise im Querschnitt, der in **Fig. 12** dargestellten Spiralmaschine;

[0025] **Fig. 14** eine vergrößerte Querschnittsansicht des oberen Abschnitts einer Spiralmaschine, welcher ein Temperaturregelsystem gemäß einer anderen Ausführungsform der vorliegenden Erfindung umfasst; und

[0026] **Fig. 15** eine Draufsicht, teilweise im Querschnitt, der in **Fig. 14** dargestellten Spiralmaschine.

Ausführliche Beschreibung der bevorzugten Ausführungsform

[0027] Während sich die vorliegende Erfindung zum Einbinden in viele verschiedene Arten von Spiralmaschinen eignet, wird sie zu Beispielszwecken in diesem Dokument in einem hermetischen Spiral-Kühlmittel-Motorkompressor vom "Niederdruckseiten"-Typ eingebunden (d. h. bei dem der Motor und der Kompressor durch Sauggas in der hermetischen Ummantelung gekühlt werden, wie in der vertikalen Schnittdarstellung aus **Fig. 1** veranschaulicht wird). Im Allgemeinen umfasst der Kompressor eine zylindrische hermetische Ummantelung **10**, welche an ihrem oberen Ende eine daran angeschweißte Kappe **12** aufweist, die mit einer Kühlmittelauslassarmatur **14** versehen ist, welche darin wahlweise das übliche Auslassventil aufweist. Andere an der Ummantelung befestigte Elemente umfassen eine sich quer erstreckende Trennwand **16**, welche um ihren Umfang herum an demselben Punkt, an dem die Kappe **12** an der Ummantelung **10** angeschweißt ist, angeschweißt ist, ein Hauptlagergehäuse **18**, welches an einer Mehrzahl von Punkten auf jedwede gewünschte Weise an der Ummantelung **10** befestigt ist, und eine Sauggaseinlassarmatur **20**, welche einen Gasdeflektor **22** aufweist, der in Kommunikation damit innerhalb der Ummantelung angeordnet ist.

[0028] Ein Motorstator **24**, dessen Querschnitt im Allgemeinen quadratisch ist, dessen Ecken jedoch abgerundet sind, ist in die Ummantelung **10** pressgepasst. Die Flachstellen zwischen den abgerundeten Ecken auf dem Stator sehen Durchgangswege zwischen dem Stator und der Ummantelung vor, welche den Fluss von Schmiermittel vom oberen Ende der Ummantelung zum Boden erleichtern. Eine Kurbelwelle **26**, welche an ihrem oberen Ende einen exzentrischen Hubzapfen **28** aufweist, ist in einem Lager **30** im Hauptlagergehäuse **18** und in einem zweiten Lager **32** in einem unteren Lagergehäuse **34** drehbar gelagert. Die Kurbelwelle **26** weist am unteren Ende die übliche konzentrische Ölpumpbohrung **36** von relativ großem Durchmesser auf, welche mit einer radial nach außen geneigten Bohrung **38** von kleinerem Durchmesser kommuniziert, die sich davon nach

oben zum oberen Ende der Kurbelwelle erstreckt. Der untere Abschnitt der inneren Ummantelung **10** ist auf die übliche Weise mit Schmieröl befüllt, und die konzentrische Bohrung **36** am unteren Ende der Kurbelwelle ist die primäre Pumpe, welche mit der Bohrung **38**, die als sekundäre Pumpe agiert, zusammenwirkt, um Schmierfluid zu all den verschiedenen Abschnitten des Kompressors, welche der Schmierung bedürfen, zu pumpen.

**[0029]** Die Kurbelwelle **26** wird durch einen Elektromotor drehend angetrieben, der den Stator **24**, welcher dort hindurch verlaufende Wicklungen **40** aufweist, und einen Rotor **42**, der auf die Kurbelwelle pressgepasst ist und ein oder mehrere Gegengewichte **44** aufweist, umfasst. Ein Motorschutzschalter **46** vom üblichen Typ ist in nächster Nähe der Motorwicklungen **40** vorgesehen, so dass, wenn der Motor seinen normalen Temperaturbereich überschreitet, der Schutzschalter den Motor abschaltet.

**[0030]** Die obere Oberfläche des Hauptlagergehäuses **18** ist mit einer ringförmigen flachen Drucklageroberfläche **48** versehen, auf welcher ein kreisendes Spiralglied **50** angeordnet ist, umfassend eine Endplatte **52**, die auf ihrer oberen Oberfläche den üblichen Spiralfügel oder -mantel **54** aufweist, eine ringförmige flache Druckoberfläche **56** auf der unteren Oberfläche und von dort nach unten vorragend eine zylindrische Nabe **58**, die ein Drehlager **60** darin aufweist und in welcher eine Antriebsbuchse **62** drehend angeordnet ist, die eine innere Bohrung aufweist, in welcher der Hubzapfen **28** antreibend angeordnet ist. Der Hubzapfen **28** weist auf einer Oberfläche (nicht dargestellt) eine Flachstelle auf, welche mit einer flachen Oberfläche in einem Abschnitt der inneren Bohrung der Antriebsbuchse **62** antreibend in Eingriff steht, um eine radial nachgiebige Antriebsanordnung vorzusehen, wie in US-Patent Nr. 4,877,382 des Rechtsnachfolgers dargestellt ist, dessen Offenbarung diesem Dokument durch Bezugnahme einverleibt wird.

**[0031]** Der Mantel **54** kämmt mit einem nichtkreisenden Spiralmantel **64**, welcher einen Teil des nichtkreisenden Spiralglieds **66** bildet, welches am Hauptlagergehäuse **18** auf eine beliebige gewünschte Art, die für eine begrenzte axiale Bewegung des Spiralglieds **66** sorgt, angebracht ist. Die spezifische Art einer derartigen Anbringung ist für die vorliegenden Erfindungen nicht relevant, jedoch weist bei der vorliegenden Ausführungsform das nichtkreisende Spiralglied **66** zu Beispielszwecken eine Mehrzahl von um den Umfang beabstandeten Montagemunten auf, von denen jede eine flache obere Oberfläche und eine axiale Bohrung aufweist, in der eine Hülse gleitend angeordnet ist, welche am Hauptlagergehäuse **18** durch einen Bolzen wie im Stand der Technik bekannt angebolzt ist. Der Bolzen weist einen vergrößerten Kopf auf, der eine flache untere Oberfläche aufweist,

welche mit der oberen Oberfläche des nichtkreisenden Spiralglieds **66** in Eingriff steht, um die axial obere oder trennende Bewegung des nichtkreisenden Spiralglieds **66** zu begrenzen. Eine Bewegung in die entgegengesetzte Richtung wird durch den axialen Eingriff der Oberfläche der unteren Spitze des Mantels **64** und der flachen oberen Oberfläche des kreisenden Spiralglieds **50** begrenzt. Eine ausführlichere Beschreibung des nichtkreisenden Spiralaufhängungssystems geht aus dem US-Patent Nr. 5,055,010 des Rechtsnachfolgers hervor, dessen Offenbarung diesem Dokument hiermit durch Bezugnahme einverleibt wird.

**[0032]** Das nichtkreisende Spiralglied **66** weist einen mittig angeordneten Auslassdurchgangsweg auf, der mit einer nach oben offenen Ausnehmung **72** kommuniziert, die über eine Öffnung **74** in der Trennwand **16** in Fluidkommunikation mit einer Auslassschalldämpferkammer **76** steht, welche durch die Kappe **12** und die Trennwand **16** begrenzt ist. Ein Zwischendruckentlastungsventil **78** ist zwischen der Auslassschalldämpferkammer **76** und dem Inneren der Ummantelung **10** angeordnet. Das Zwischendruckentlastungsventil **78** öffnet sich bei einem vorgegebenen Differenzdruck zwischen dem Auslass- und dem Ansaugdruck, um Druckgas aus der Auslassschalldämpferkammer **76** auszulassen. Das nichtkreisende Spiralglied **66** weist in seiner oberen Oberfläche eine ringförmige Ausnehmung **80** mit parallelen koaxialen Seitenwänden auf, in welchen für relative axiale Bewegung eine ringförmige Gleitflächenabdichtung **82** dichtend angeordnet ist, welche dazu dient, den Boden der Ausnehmung **80** von der Gegenwart von Gas unter Ansaug- und Auslassdruck zu trennen, so dass er mittels eines Durchgangswegs **84** in Fluidkommunikation mit einer Quelle von Zwischenfluiddruck gesetzt werden kann. Das nichtkreisende Spiralglied **66** wird somit durch die Kräfte, welche durch den Auslassdruck, der auf den mittleren Abschnitt des Spiralglieds **66** wirkt, erzeugt werden, und durch jene, welche durch den Zwischenfluiddruck, der auf den Boden der Ausnehmung **80** wirkt, erzeugt werden, axial gegen das kreisende Spiralglied vorbelastet. Diese axiale Druckvorbelastung sowie verschiedene Methoden zum Lagern des Spiralglieds **66** für eine begrenzte axiale Bewegung werden im oben genannten US-Patent Nr. 4,877,382 des Rechtsnachfolgers weitaus ausführlicher offenbart.

**[0033]** Eine relative Drehung der Spiralglieder wird durch die übliche Olham-Kupplung verhindert, welche einen Ring **86** umfasst, der ein erstes Paar von Federn **88** (von denen eine dargestellt ist) aufweist, welche gleitend in diametral entgegengesetzten Nuten **90** (von denen eine dargestellt ist) im Spiralglied **66** angeordnet sind, und ein zweites Paar von Federn (nicht dargestellt), welche gleitend in diametral entgegengesetzten Nuten im Spiralglied **50** angeordnet sind.

[0034] Nunmehr nehmen wir auf **Fig. 2** Bezug. Wenngleich die Konstruktionsdetails der Gleitflächendichtung **82** nicht Teil der vorliegenden Erfindung sind, ist zu Beispielszwecken die Dichtung **82** von einer koaxialen Sandwich-Bauform und umfasst eine ringförmige Basisplatte **100**, welche eine Mehrzahl gleich beabstandeter aufrechter einstöckiger Vorsprünge **102** aufweist. Auf der Platte **100** ist eine ringförmige Dichtung **106** angeordnet, welche eine Mehrzahl gleich beabstandeter Löcher aufweist, welche die Vorsprünge **102** aufnehmen. An der Oberseite der Dichtung **106** ist eine obere Dichtungsplatte **110** angeordnet, welche eine Mehrzahl gleich beabstandeter Löcher aufweist, welche Basisabschnitte aufnehmen. Die Dichtungsplatte **110** weist um ihren inneren Umfang angeordnet eine nach oben vorragende ebene Dichtlippe **116** auf. Die Baueinheit wird durch Stauchen der Enden von jedem der Vorsprünge **102** befestigt, wie bei **118** dargestellt ist.

[0035] Die gesamte Dichtungsbaueinheit sieht demnach drei gesonderte Dichtungen vor; nämlich eine Innendurchmesserdichtung bei **124**, eine Außendurchmesserdichtung bei **128** und eine obere Dichtung bei **130**. Die Dichtung **124** befindet sich zwischen dem inneren Umfang der Dichtung **106** und der Innenwand der Ausnehmung **80**. Die Dichtung **124** trennt unter Zwischendruck stehendes Fluid im Boden der Ausnehmung **80** von unter Auslassdruck stehendem Fluid in der Ausnehmung **72**. Die Dichtung **128** befindet sich zwischen dem äußeren Umfang der Dichtung **106** und der Außenwand der Ausnehmung **80** und trennt unter Zwischendruck stehendes Fluid im Boden der Ausnehmung **80** von unter Ansaugdruck stehendem Fluid innerhalb der Ummantelung **10**. Die Dichtung **130** befindet sich zwischen der Dichtlippe **116** und einem ringförmigen Schleißring **132**, welcher die Öffnung **74** in der Trennwand **16** umgibt, und trennt quer über das obere Ende der Dichtungsbaueinheit unter Ansaugdruck stehendes Fluid von unter Auslassdruck stehendem Fluid. Die Details der Konstruktion der Dichtung **82** sind ähnlich jenen, welche im US-Patent Nr. 5,156,539 beschrieben werden, dessen Offenbarung diesem Dokument hiermit durch Bezugnahme einverleibt wird.

[0036] Der Kompressor ist vorzugsweise vom "Niederdruckseiten"-Typ, bei welchem Sauggas, das über den Deflektor **22** eintritt, ermöglicht wird, zum Teil in die Ummantelung auszutreten und beim Kühlen des Motors mitzuwirken. Solange ein ausreichender Fluss an zurückströmendem Sauggas vorliegt, bleibt der Motor innerhalb gewünschter Temperaturgrenzen. Wenn jedoch dieser Fluss erheblich abfällt, veranlasst der Verlust an Kühlung in weiterer Folge, dass der Motorschutzschalter **46** auslöst und die Maschine abschaltet.

[0037] Der Spiralkompressor, welcher bislang in

großen Zügen beschrieben wurde, ist mit Ausnahme eines Temperaturschutzsystems **200** entweder bereits im Stand der Technik bekannt oder Gegenstand anderer anhängiger Anmeldungen für Patente, die an den Rechtsnachfolger der vorliegenden Erfindung abgetreten wurden. Die Konstruktionsdetails, welche die Grundgedanken der vorliegenden Erfindung beinhalten, sind jene, welche sich mit dem einzigartigen Temperaturschutzsystem befassen, das allgemein durch die Bezugszahl **200** bezeichnet ist. Das Temperaturschutzsystem **200** bewirkt, dass der Kompressor jegliches erhebliche Pumpen einstellt, wenn das Abgas übermäßige Temperaturen erreicht. Das Einstellen des Pumpbetriebs beraubt den Motor seines normalen Kühlgasflusses. Durch die Leckage des Abgases zum Ansaugbereich des Kompressors wird das Hochtemperatur-Abgas herum und durch den Motor zirkuliert, wodurch die Temperatur des Stators **24** und der Wicklungen **40** erhöht wird. Der Anstieg der Temperatur des Stators **24** und der Wicklungen **40** erhitzt den Normmotorschutzschalter **46**, welcher dann auslöst und den Motor abschaltet.

[0038] Das Temperaturschutzsystem **200** umfasst eine auf Temperatur ansprechende Ventilbaugruppe **202** und eine auf Temperatur ansprechende Ventilbaugruppe **204**. Die auf Temperatur ansprechende Ventilbaugruppe **202** umfasst einen kreisförmigen Ventilhohlraum **206**, der im Boden der Ausnehmung **72** angeordnet ist und eine ringförmige Stufe **208** aufweist. Der Boden des Hohlraums **206** kommuniziert mit einem axialen Durchgang **210** von kreisförmigem Querschnitt, welcher seinerseits mit einem radialen Durchgang **212** kommuniziert. Das radial äußere Auslassende des Durchgangs **212** steht in Kommunikation mit dem Sauggasbereich innerhalb der Ummantelung **10**. Die Kreuzung von Durchgang **210** und dem ebenen Boden des Hohlraums **206** definiert einen kreisförmigen Ventilsitz, in welchem für gewöhnlich der kugelförmige mittige Ventiltechnikabschnitt eines kreisförmigen, leicht kugelförmigen, relativ dünnen, tellerartigen Bimetallventils **214** angeordnet ist, welches eine Mehrzahl von Durchgangslöchern aufweist, die von dem kugelförmigen Ventiltechnikabschnitt radial auswärts angeordnet sind.

[0039] Das Ventil **214** wird durch einen tassenförmigen spinnenartigen Festhaltering **220**, der einen offenen mittigen Abschnitt und eine Mehrzahl von beabstandeten, sich radial nach außen erstreckenden Fingern **222** aufweist, die für gewöhnlich einen geringfügig größeren Durchmesser als die Seitenwand des Hohlraums **206** aufweisen, arretiert. Nachdem das Ventil **214** am vorgesehenen Ort angebracht wurde, wird der Festhaltering **220** in den Hohlraum **206** gedrückt, bis er auf einer Mehrzahl von Flanschen, die sich von den Fingern **222** wegerstrecken, den Boden erreicht. Der Festhaltering **220** wird durch die Finger **222**, welche mit der Seitenwand des Hohlraums **206** in Eingriff gelangen, arretiert.

**[0040]** Die Ventilbaugruppe **202**, welche in der Abgasausnehmung **72** angeordnet ist, wird völlig der Temperatur des Abgases sehr nahe bei dem Punkt, an dem es aus den Spiralmänteln **54** und **64** austritt, ausgesetzt. Je näher der Ort, an welchem die Abgastemperatur erfasst wird, bei der tatsächlichen Abgastemperatur liegt, die in der letzten Spiralverdichtungstasche vorliegt, desto genauer wird die Maschine als Reaktion auf die Auslasstemperatur gesteuert. Die Materialien des Bimetallventils **214** werden unter Anlegen herkömmlicher Kriterien gewählt, so dass, wenn das Abgas einen vorgegebenen Wert erreicht, der als übermäßig betrachtet wird, das Ventil **214** in seine offene Position "schnappt", in welcher es nach oben leicht konkav ist, wobei sein äußerer Umfang mit der Stufe **208** in Eingriff steht und sein mittiger Ventiltechnikabschnitt von dem Ventilsitz weg angehoben ist. In dieser Position kann Hochdruck-Abgas durch die Löcher im Ventil **214** und die Durchgänge **210** und **212** in das unter Ansaugdruck stehende Innere der Ummantelung **10** austreten. Dieses Austreten bewirkt, dass das Abgas in den Kreislauf zurückgeführt wird, was den Zustrom von kühlem Sauggas reduziert, wodurch der Motor seinen Fluss von Kühlflüssigkeit, d. h. den Einlassfluss von relativ kühlem Sauggas, verliert. Der Motorschutzschalter **46**, die Motorwicklungen **40** und der Stator **24** erhitzen sich somit infolge sowohl des Vorliegens von relativ heißem Abgas als auch des reduzierten Flusses von Sauggas. Die Motorwicklungen **40** und der Stator **24** dienen als Wärmesenke, um schließlich den Motorschutzschalter **46** auszulösen und somit den Kompressor abzuschalten.

**[0041]** Eines der Probleme, die mit den im Stand der Technik bekannten Systemen, welche nur die Ventilbaugruppe **202** umfassen, einhergehen, ist die Zeitverzögerung, wann das Ventil **214** reagiert und wann der Motorschutzschalter **46** auslöst. In bestimmten Umständen kann diese Zeitverzögerung übermäßig sein und die Beschädigung eines oder beider der Spiralglieder **50** und **66** nach sich ziehen. Nachdem das Ventil **214** aufgeschnappt ist und während das Abgas die Motormasse erhitzt, kann die Gasauslasstemperatur rasch ansteigen. Übermäßige Spiralmtemperaturen, die durch das Hochtemperatur-Abgas herbeigeführt werden, können zu Flügelspitzenfraß führen.

**[0042]** Ein anderes Problem, welches mit der Ventilbaugruppe **202** einhergeht, ist, dass sich das Ventil **214** nicht öffnen kann, wenn eine große Differenz zwischen dem Ansaug- und dem Auslassdruck vorliegt. Die Bimetallscheibe erzeugt nur einige wenige Pfund Kraft, welche die Druckdifferenz überwinden müssen, die entlang dem Durchgangsbereich vorliegt, ehe sie öffnen kann. Dies schränkt die Größe des Durchgangs **210** und somit die Menge an Abgas, welche umgeleitet werden kann, um den Motor zu erwärmen, ein. Diese Einschränkung ist mit den neuen umweltfreundlichen Kühlmitteln besonders restriktiv,

da diese bei höheren Drücken eingesetzt werden, was höhere Druckdifferenzen zur Folge hat. Nur das Ventil **214** im Auslassbereich anzuordnen optimiert demnach die Erfassung der Abgastemperatur, schränkt jedoch den Gasfluss ein und kann das optimale Dimensionieren des inneren Dichtungsdurchmessers behindern.

**[0043]** Ein Temperaturschutz für den Kompressor ist erforderlich, wenn das tatsächliche Betriebsdruckverhältnis des Kompressors klar über dem Auslegungsdruckverhältnis liegt. Es wurde erkannt, dass ein erfolgreicher Temperaturschutz der Spiralen erzielt wird, wenn übermäßig unter Druck gesetztes Abgas zum Ansaugbereich des Kompressors in einem ausreichenden Maß, damit das resultierende Druckverhältnis auf oder unter das Auslegungsdruckverhältnis des Kompressors reduziert wird, umgeleitet wird. Mit lediglich der Ventilbaugruppe **202** kann dies auf Grund der ihr eigenen Durchgangsgrößeneinschränkung nicht erreicht werden. Demnach umfasst die vorliegende Erfindung die Ventilbaugruppe **204**.

**[0044]** Die auf Temperatur ansprechende Ventilbaugruppe **204** umfasst einen kreisförmigen Ventilhohlraum **226**, der im Boden der Ausnehmung **80** angeordnet ist und eine ringförmige Stufe **228** aufweist. Der Boden des Hohlraums **226** kommuniziert mit einem axialen Durchgang **230** von kreisförmigem Querschnitt, welcher seinerseits mit einem radialen Durchgang **232** kommuniziert. Das radial äußere Auslassende des Durchgangs **232** ist in Kommunikation mit dem Sauggasbereich innerhalb der Ummantelung **10**. Die Kreuzung von Durchgang **230** und dem ebenen Boden des Hohlraums **226** definiert einen kreisförmigen Ventilsitz, in welchem für gewöhnlich der kugelförmige mittige Ventiltechnikabschnitt eines kreisförmigen, leicht kugelförmigen, relativ dünnen, tellerartigen Bimetallventils **234** angeordnet ist, welches eine Mehrzahl von Durchgangslöchern aufweist, die von dem kugelförmigen Ventiltechnikabschnitt radial auswärts angeordnet sind. Ein Paar von Ausnehmungen **236** in der Basisplatte des nichtkreisenden Spiralglieds **66**, einer auf jeder Seite des Hohlraums **226**, wirken mit, die thermische Ansprechzeit für die Ventilbaugruppe **204** zu verbessern.

**[0045]** Das Ventil **234** wird durch einen tassenförmigen spinnenartigen Festhaltering **240**, der einen offenen mittigen Abschnitt und eine Mehrzahl von beabstandeten, sich radial nach außen erstreckenden Fingern **242** aufweist, die für gewöhnlich einen geringfügig größeren Durchmesser als die Seitenwand des Hohlraums **226** aufweisen, arretiert. Nachdem das Ventil **234** am vorgesehenen Ort angebracht wurde, wird der Festhaltering **240** in den Hohlraum **226** gedrückt, bis er auf einer Mehrzahl von Flanschen, die sich von den Fingern **242** wegerstrecken, den Boden erreicht. Der Festhaltering **240** wird durch die Finger

**242**, welche mit der Seitenwand des Hohlraums **226** in Eingriff gelangen, arretiert.

**[0046]** Das Ventil **234**, welches in der ringförmigen Ausnehmung **80** angeordnet ist, wird nicht Gas auf Auslassdruck ausgesetzt, sondern stattdessen Gas auf einem Druck, der zwischen dem Ansaugdruck und dem Auslassdruck des Kompressors liegt, ausgesetzt. Die Druckdifferenz am Ventil **234** ist kein Problem, da der Zwischenkammerdruck der Auslegung nach kleiner als der Auslassdruck ist. Die Größe der Durchgänge **230** und **232** muss verglichen mit der Größe des Durchgangswegs **84**, welcher das Druckfluid der Ausnehmung **80** zuführt, groß sein. Allerdings verursacht dies kein Problem und steht im Einklang mit den Vorteilen des Vorsehens eines Durchgangswegs **84** mit kleinem Durchmesser. Eine Einschränkung des Anordnens des Ventils **234** in der Ausnehmung **80** ist, dass das Erfassen der Temperatur des Abgases kein direktes Erfassen ist. Die Materialien des Bimetallventils **234** werden unter Anlegen herkömmlicher Kriterien gewählt, so dass, wenn Zwischendruckgas einen vorgegebenen Wert erreicht, der als übermäßig betrachtet wird, das Ventil **234** in seine offene Position "schnappt", in welcher es nach oben leicht konkav ist, wobei sein äußerer Umfang mit der Stufe **228** in Eingriff steht und sein mittlerer Ventiltechnikabschnitt von dem Ventilsitz weg angehoben wird. In dieser Position kann das Zwischendruckgas durch die Löcher im Ventil **234** und die Durchgänge **230** und **232** in das unter Ansaugdruck stehende Innere der Ummantelung **10** austreten. Dieses Austreten bewirkt, dass die Gleitflächendichtung **82** herabfällt, was die direkte Kommunikation zwischen Auslass und Ansaugung durch Brechen der oberen Dichtung **130** ermöglicht. Um das zuverlässige Öffnen der Gleitflächendichtung **82** zu gewährleisten, wird eine Wellenfeder **246** zwischen der Gleitflächendichtung **82** und der Trennwand **16** hinzugefügt.

**[0047]** Neben der Wellenfeder **246** wird ein zweites Merkmal vorgesehen, um das zuverlässige Öffnen der Dichtung **82** zu gewährleisten. Im Betrieb fließt, wenn die Gleitflächendichtung **82** zunächst geöffnet wird und der offene Bereich an der oberen Dichtung **130** relativ klein ist, das Abgas, welches an der Dichtung **130** austritt, mit einer hohen Geschwindigkeit. Dieser Fluss des Abgases mit hoher Geschwindigkeit ist ausreichend, um zu bewirken, dass der Gasdruck in dem Bereich geringfügig unterhalb des Ansaugdrucks liegt. Die resultierende Druckdifferenz an der Gleitflächendichtung **82** neigt dazu, der Wellenfeder **246** entgegenzuwirken und die Dichtung **130** zu schließen. Die Betriebswertgrenzen des Kompressors begrenzen das Ausmaß der Kraft, welche die Wellenfeder **246** gemäß ihrer Auslegung vorsehen kann, und demnach den Bedarf an dem zweiten Merkmal.

**[0048]** Die Gleitflächendichtung **82** wurde modifiziert, um einen ringförmigen aufwärtsgerichteten Vorsprung **248** zu umfassen, der von der Dichtung **130** radial nach außen angeordnet ist. Auch wenn der Vorsprung **248** als getrennte Komponente dargestellt ist, liegt es innerhalb des Umfangs der vorliegenden Erfindung, den Vorsprung **248** als eine Einheit mit oder einstückig mit der Dichtungsplatte **110** auszubilden. Der ringförmige aufwärtsgerichtete Vorsprung **248** wird vorgesehen, um ein Hindernis zu schaffen, welches das Abgas, das an der Dichtung **130** austritt, umgehen muss. Diese gewundene Route bewirkt vor Erreichen der Ansaugkammer des Kompressors einen Druckabfall, bewirkt jedoch keinen erheblichen Druckabfall an der Dichtung **130**. Somit hält der Vorsprung **248** den Druck oberhalb der Gleitflächendichtung **82** größer als den Ansaugdruck und ermöglicht, dass die Wellenfeder **246** die Gleitflächendichtung **82** vollständig öffnet. Die Temperatureinstellung für die Ventilbaugruppe **204** wird derart eingestellt, dass sie niedriger als die Temperatureinstellung für die Ventilbaugruppe **202** ist. Wenn die Ventilbaugruppe **202** infolge einer übermäßigen Abgastemperatur aufschnappt, fließt das Hochtemperatur-Abgas durch den Durchgang **212**. Wie aus **Fig. 3** hervorgeht, ist der Durchgang **212** ausgebildet, um der Ventilbaugruppe **204** benachbart zu sein. Somit wird das Hochtemperatur-Abgas, welches durch den Durchgang **210** fließt, die Temperatur der Ventilbaugruppe **204** erhöhen und bewirken, dass auch die Ventilbaugruppe **204** aufschnappt und unterstützt durch die Wellenfeder **246** die Gleitflächendichtung **82** entlastet wird. Der Fluss von Hochtemperatur-Abgas vorbei an der Gleitflächendichtung **82** in den Ansaugbereich des Kompressors erhöht die Menge an in den Kreislauf zurückgeführtem Gas, das verfügbar ist, um den Motor zu erwärmen und schließlich den Motorschutzschalter **46** wie oben beschrieben auszulösen. Zweitens gleicht er den Ansaug- und den Auslassdruck im Wesentlichen aus, was eine Reduktion der Menge an im mittleren Abschnitt der Spiralglieder **50** und **66** erzeugter Wärme zur Folge hat.

**[0049]** Nunmehr auf **Fig. 4** und **5** Bezug nehmend wird dort eine andere Ausführungsform der vorliegenden Erfindung offenbart. Die in **Fig. 4** und **5** dargestellte Ausführungsform ist dieselbe wie die in **Fig. 1-3** dargestellte Ausführungsform, abgesehen von den radialen Durchgängen **212** und **232**, welche durch Durchgänge **252** und **262** ersetzt werden. Der in **Fig. 1** dargestellte Kompressor umfasst ein Druckentlastungsventil **78**. Wenn der Druck innerhalb der Auslassschalldämpferkammer **76** einen vorgegebenen Druck überschreitet, was beispielsweise im Fall eines blockierten Ventilators eintreten könnte, öffnet sich das Druckentlastungsventil **78** bei einem vorgegebenen Differenzdruck zwischen dem Auslass- und dem Ansaugdruck, um Gas auf Auslassdruck in den Ansaugbereich des Kompressors austreten zu lassen. Der Durchgang **252** ist angeordnet, um sich un-

mittelbar unter dem Hohlraum **226** zu erstrecken und er umfasst einen Abschnitt **254** mit reduziertem Durchmesser und einen Abschnitt **256** mit erweitertem Durchmesser, welcher dort beginnt, wo der Durchgang **252** unter dem Hohlraum **226** vorbeiläuft. Der Durchgang **262** erstreckt sich vom Auslass des Druckentlastungsventils **78**, um sich mit dem Durchgang **252** an einem Punkt direkt unter dem axialen Durchgang **230** zu kreuzen. Der Betrieb dieser Ausführungsform ist derselbe wie jener, der oben für **Fig. 1-3** beschrieben wurde, abgesehen davon, dass der Durchgang **262** das Freisetzen von Hochtemperatur-Abgas vom Druckentlastungsventil **78** zum Wärmeventil **234** ermöglicht und bewirkt, dass dieses aufschnappt. Somit wird ein Temperaturschutz für Bedingungen übermäßigen Drucks innerhalb der Kammer **76**, beispielsweise Temperaturschutz im Fall eines blockierten Ventilators, vorgesehen.

**[0050]** Nunmehr auf **Fig. 6** und **7** Bezug nehmend wird dort eine andere Ausführungsform der vorliegenden Erfindung offenbart. Die in **Fig. 6** und **7** dargestellte Ausführungsform ähnelt der in **Fig. 1-3** dargestellten Ausführungsform, abgesehen davon, dass die Ventilbaugruppen **202** und **204** entfernt und durch eine einzige auf Temperatur ansprechende Ventilbaugruppe **302** ersetzt wurden. Die auf Temperatur ansprechende Ventilbaugruppe **302** umfasst einen kreisförmigen Hohlraum **306**, der innerhalb der Ausnehmung **72** angeordnet ist und eine ringförmige Stufe **308** aufweist. Der Boden des Hohlraums **306** kommuniziert mit einem axialen Durchgang **310** von kreisförmigem Querschnitt, welcher seinerseits mit einem radialen Durchgang **312** kommuniziert. Das radial äußere Auslassende des Durchgangs **312** steht in Kommunikation mit dem Sauggasbereich innerhalb der Ummantelung **10**. Die Kreuzung von Durchgang **310** und dem Boden des Hohlraums **306** definiert einen kreisförmigen Ventilsitz, in welchem der kugelförmige mittige Ventiltechnikabschnitt eines kreisförmigen, leicht kugelförmigen, relativ dünnen, tellerartigen Bimetallventils **314** angeordnet ist, welches eine Mehrzahl von Durchgangslöchern aufweist, die von dem kugelförmigen Ventiltechnikabschnitt radial auswärts angeordnet sind. Ein zweiter sich radial erstreckender Durchgang **318** verbindet den Hohlraum **306** mit der Zwischendruckkammer oder der Ausnehmung **80**.

**[0051]** Das Ventil **314** wird durch einen Stopfen **320**, der über ein Gewinde innerhalb des Hohlraums **306** aufgenommen oder auf andere Weise innerhalb des Hohlraums **306** festgehalten ist, arretiert. Die Ventilbaugruppe **302**, welche innerhalb der Abgasausnehmung **72** angeordnet ist, wird der Temperatur des Abgases sehr nahe bei dem Punkt, an dem es aus den Spiralmänteln **54** und **64** austritt, ausgesetzt. Auch wenn das Ventil **314** nicht in direktem Kontakt mit Abgas steht, wie dies bei Ventil **214** der Fall ist, kann dem durch Reduzieren der Öffnungstemperatur von

Ventil **314** verglichen mit Ventil **214** Rechnung getragen werden. Diese niedrigere Temperatureinstellung ist möglich, da das Ventil **314** unter Zwischendruck stehendem Gas und nicht unter Auslassdruck stehendem Gas ausgesetzt wird.

**[0052]** Auf Grund von Stopfen **320** und Durchgang **318** wird das Ventil **314** Gas ausgesetzt, welches unter einem Druck steht, der zwischen dem Ansaugdruck und dem Auslassdruck liegt, wie beim Ventil **234** oben beschrieben wurde. Die Druckdifferenz am Ventil **314** ist kein Problem, da der Zwischenkammerdruck der Auslegung nach kleiner als der Auslassdruck ist. Die Größe der Durchgänge **310** und **312** muss verglichen mit der Größe des Durchgangswegs **84**, welcher das Druckfluid der Ausnehmung **80** zuführt, groß sein. Allerdings verursacht dies kein Problem und steht im Einklang mit den Vorteilen des Vorsehens eines kleinen Durchgangswegs **84**.

**[0053]** Die Materialien des Bimetallventils **314** werden unter Anlegen herkömmlicher Kriterien gewählt, so dass, wenn eine spezifische Temperatur erfasst wird, die als übermäßig betrachtet wird, das Ventil **314** in seine offene Position "schnappt", ähnlich dem Ventil **234**, um zu bewirken, dass unter Zwischendruck stehendes Gas durch den Durchgang **318** durch die Löcher im Ventil **314** und die Durchgänge **310** und **312** in das unter Ansaugdruck stehende Innere der Ummantelung **10** austritt. Dieses Austreten bewirkt, dass die Gleitflächendichtung **82** mit der Unterstützung der Wellenfeder **246** herabfällt, um zu ermöglichen, dass Abgas durch Brechen der oberen Dichtung **130** der Dichtung **82** zur Ansaugung austritt.

**[0054]** Neben der Wellenfeder **246** wird ein zweites Merkmal vorgesehen, um das zuverlässige Öffnen der Dichtung **82** zu gewährleisten. Im Betrieb fließt, wenn die Gleitflächendichtung **82** zunächst geöffnet wird und der offene Bereich an der oberen Dichtung **130** relativ klein ist, das Abgas, welches an der Dichtung **130** austritt, mit einer hohen Geschwindigkeit. Dieser Fluss des Abgases mit hoher Geschwindigkeit ist ausreichend, um zu bewirken, dass der Gasdruck in dem Bereich geringfügig unterhalb des Ansaugdrucks liegt. Die resultierende Druckdifferenz an der Gleitflächendichtung **82** neigt dazu, der Wellenfeder **246** entgegenzuwirken und die Dichtung **130** zu schließen. Die Betriebsgrenzen des Kompressors begrenzen das Ausmaß der Kraft, welche die Wellenfeder **246** gemäß ihrer Auslegung vorsehen kann, und somit den Bedarf an dem zweiten Merkmal.

**[0055]** Die Gleitflächendichtung **82** wurde modifiziert, um einen ringförmigen aufwärtsgerichteten Vorsprung **248** zu umfassen, der von der Dichtung **130** radial nach außen angeordnet ist. Auch wenn der Vorsprung **248** als getrennte Komponente dargestellt ist, liegt es innerhalb des Umfangs der vorliegenden

Erfindung, den Vorsprung **248** als eine Einheit mit oder einstückig mit der Dichtungsplatte **110** auszubilden. Der ringförmige aufwärtsgerichtete Vorsprung **248** wird vorgesehen, um ein Hindernis zu schaffen, welches das Abgas, das an der Dichtung **130** austritt, umgehen muss. Diese gewundene Route bewirkt vor Erreichen der Ansaugkammer des Kompressors einen Druckabfall, bewirkt jedoch keinen erheblichen Druckabfall an der Dichtung **130**. Somit hält der Vorsprung **248** den Druck oberhalb der Gleitflächendichtung **82** größer als den Ansaugdruck und ermöglicht, dass die Wellenfeder **246** die Gleitflächendichtung **82** vollständig öffnet. Der Fluss von Hochtemperatur-Abgas vorbei an der Gleitflächendichtung **82** in den Ansaugbereich des Kompressors erhöht die Menge an in den Kreislauf zurückgeführtem Gas, das verfügbar ist, um den Motor zu erwärmen und schließlich den Motorschutzschalter **46** wie oben beschrieben auszulösen. Zweitens gleicht er den Ansaug- und den Auslassdruck im Wesentlichen aus, was eine Reduktion der Menge an im mittigen Abschnitt der Spiralglieder **50** und **66** erzeugter Wärme zur Folge hat.

**[0056]** Nunmehr auf **Fig. 8** und **9** Bezug nehmend wird dort eine andere Ausführungsform der vorliegenden Erfindung offenbart. Die in **Fig. 8** und **9** dargestellte Ausführungsform ähnelt der in **Fig. 1-3** dargestellten Ausführungsform, abgesehen davon, dass die Ventilbaugruppen **202** und **204** und das Druckentlastungsventil **78** entfernt und durch eine einzige Ventilbaugruppe **400** ersetzt wurden. Die Ventilbaugruppe **400** umfasst eine auf Temperatur ansprechende Ventilbaugruppe **402** und eine auf Druck ansprechende Ventilbaugruppe **404**.

**[0057]** Die auf Temperatur ansprechende Ventilbaugruppe **402** ist innerhalb eines kreisförmigen Hohlraums **406** angeordnet, welcher innerhalb der Ausnehmung **72** angeordnet ist. Die Seitenwände des Hohlraums **406** kommunizieren mit einem ersten winkligen Durchgang **410** von kreisförmigem Querschnitt, welcher seinerseits mit einem radialen Durchgang **412** kommuniziert. Das radiale äußere Auslassende des Durchgangs **412** steht in Kommunikation mit dem Sauggasbereich innerhalb des Gehäuses **10**. Ein zweiter sich winklig erstreckender Durchgang **418** erstreckt sich vom Hohlraum **406** zur Ausnehmung **80**. Die auf Temperatur ansprechende Ventilbaugruppe **402** umfasst ein kreisförmiges leicht kugelförmiges, relativ dünnes, tellerartiges Bimetallventil **414**, welches eine Mehrzahl von Löchern aufweist, die von dem kugelförmigen Ventiltechnikabschnitt radial auswärts angeordnet sind, einen Ventilsitz **420**, der eine mittige Öffnung **422** definiert, eine sternförmige Ventilführung **424** und einen Stopfen **426**. Der kugelförmige mittige Ventiltechnikabschnitt des Ventils **414** liegt auf dem Ventilsitz **420** auf, um die mittige Öffnung **422** zu schließen und somit die Ventilbaugruppe **402** zu schließen.

**[0058]** Die Ventilbaugruppe **402** wird durch den Stopfen **426**, der über ein Gewinde innerhalb des Hohlraums **406** aufgenommen oder auf andere Weise innerhalb des Hohlraums **406** festgehalten ist, arretiert. Ein Paar von O-Ringen, die zwischen der Ventilfehrung **424** und dem Hohlraum **406** angeordnet sind, sorgen für das Abdichten der Ventilbaugruppe **400**. Die Ventilbaugruppe **402**, welche innerhalb der Abgasausnehmung **72** angeordnet ist, wird der Temperatur des Abgases sehr nahe bei dem Punkt, an dem es aus den Spiralmänteln **54** und **64** austritt, ausgesetzt. Auch wenn das Ventil **414** nicht in direktem Kontakt mit Abgas steht, wie dies bei Ventil **214** der Fall ist, kann dem durch Reduzieren der Öffnungstemperatur von Ventil **414** verglichen mit Ventil **214** ähnlich jener, welche oben für Ventil **314** beschrieben wurde, Rechnung getragen werden. Diese niedrigere Temperatureinstellung ist möglich, da das Ventil **414** unter Zwischendruck stehendem Gas und nicht unter Auslassdruck stehendem Gas ausgesetzt wird.

**[0059]** Auf Grund von Stopfen **426** und Durchgang **418** wird das Ventil **414** wie auch bei den oben beschriebenen Ventilen **314** und **234** Gas ausgesetzt, welches unter einem Druck steht, der zwischen dem Ansaugdruck und dem Auslassdruck liegt. Die Druckdifferenz am Ventil **414** ist kein Problem, da der Zwischenkammerdruck der Auslegung nach kleiner als der Auslassdruck ist. Die Größe der Durchgänge **410** und **412** muss verglichen mit der Größe des Durchgangswegs **84**, welcher das Druckfluid der Ausnehmung **80** zuführt, groß sein. Allerdings verursacht dies kein Problem und steht im Einklang mit den Vorteilen des Vorsehens eines kleinen Durchgangswegs **84**.

**[0060]** Die Materialien des Bimetallventils **414** werden unter Anlegen herkömmlicher Kriterien gewählt, so dass, wenn eine spezifische Temperatur erfasst wird, die als übermäßig betrachtet wird, das Ventil **414** ähnlich den Ventilen **314** und **234** in seine offene Position "schnappt", um zu bewirken, dass unter Zwischendruck stehendes Gas durch den Durchgang **418**, durch die sternförmige Ventilfehrung **424**, durch die Löcher im Ventil **414** und um das Ventil **414** herum, durch die Öffnung **422**, durch eine Mehrzahl von Öffnungen **430** und eine Nut **432**, welche in einem unteren Abschnitt der Ventilfehrung **424** der Ventilbaugruppe **402** ausgebildet ist, durch Durchgänge **410** und **412** in das unter Ansaugdruck stehende Innere der Ummantelung **10** austritt. Dieses Austreten bewirkt, dass die Gleitflächendichtung **82** mit der Unterstützung der Wellenfeder **246** herabfällt, um zu ermöglichen, dass Abgas durch Brechen der oberen Dichtung **130** der Dichtung **82** zur Ansaugung austritt. Neben der Wellenfeder **246** wird ein zweites Merkmal vorgesehen, um das zuverlässige Öffnen der Dichtung **82** zu gewährleisten. Im Betrieb fließt, wenn die Gleitflächendichtung **82** zunächst geöffnet

wird und der offene Bereich an der oberen Dichtung **130** relativ klein ist, das Abgas, welches an der Dichtung **130** austritt, mit einer hohen Geschwindigkeit. Dieser Fluss des Abgases mit hoher Geschwindigkeit ist ausreichend, um zu bewirken, dass der Gasdruck in dem Bereich geringfügig unterhalb des Ansaugdrucks liegt. Die resultierende Druckdifferenz an der Gleitflächendichtung **82** neigt dazu, der Wellenfeder **246** entgegenzuwirken und die Dichtung **130** zu schließen. Die Betriebsgrenzen des Kompressors begrenzen das Ausmaß der Kraft, welche die Wellenfeder **246** gemäß ihrer Auslegung vorsehen kann, und somit den Bedarf an dem zweiten Merkmal.

**[0061]** Die Gleitflächendichtung **82** wurde modifiziert, um einen ringförmigen aufwärtsgerichteten Vorsprung **248** zu umfassen, der von der Dichtung **130** radial nach außen angeordnet ist. Auch wenn der Vorsprung **248** als getrennte Komponente dargestellt ist, liegt es innerhalb des Umfangs der vorliegenden Erfindung, den Vorsprung **248** als eine Einheit mit oder einstückig mit der Dichtungsplatte **110** auszubilden. Der ringförmige aufwärtsgerichtete Vorsprung **248** wird vorgesehen, um ein Hindernis zu schaffen, welches das Abgas, das an der Dichtung **130** austritt, umgehen muss. Diese gewundene Route bewirkt vor Erreichen der Ansaugkammer des Kompressors einen Druckabfall, bewirkt jedoch keinen erheblichen Druckabfall an der Dichtung **130**. Somit hält der Vorsprung **248** den Druck oberhalb der Gleitflächendichtung **82** größer als den Ansaugdruck und ermöglicht, dass die Wellenfeder **246** die Gleitflächendichtung **82** vollständig öffnet. Der Fluss von Hochtemperatur-Abgas in den Ansaugbereich des Kompressors vorbei an der Gleitflächendichtung **82** erhöht die Menge an in den Kreislauf zurückgeführtem Gas, das verfügbar ist, um den Motor zu erwärmen und schließlich den Motorschutzschalter **46** wie oben beschrieben auszulösen. Zweitens gleicht er den Ansaug- und den Auslassdruck im Wesentlichen aus, was eine Reduktion der Menge an im mittigen Abschnitt der Spiralglieder **50** und **66** erzeugter Wärme zur Folge hat.

**[0062]** Das auf Druck ansprechende Ventil **404** umfasst den unteren Abschnitt der Ventilführung **424** mit den Öffnungen **430** und der Nut **432**, ein Ventil **440** und eine Ventilsfeder **442**. Der Ventilkörper **434** ist innerhalb des unteren Abschnitts des Hohlraums **406** angeordnet, und er definiert einen Hohlraum **444** und eine mittige Öffnung **446**. Das Ventil **440** ist innerhalb des Hohlraums **444** angeordnet und gegen die Öffnung **446** vorbelastet, um die Öffnung **446** durch die Ventilsfeder **442**, welche gegen den Ventilsitz **420** der Ventilbaugruppe **402** wirkt, zu schließen. Der Ventilsitz **420** ist über ein Gewinde innerhalb des Hohlraums **444** aufgenommen oder durch andere im Stand der Technik bekannte Mittel innerhalb des Hohlraums **444** befestigt. Der Abschnitt des Hohlraums **406** unterhalb der Ventilführung **424** wird durch einen Durchgangsweg **448** in Kommunikation

mit unter Auslassdruck stehendem Gas innerhalb der Ausnehmung **72** gesetzt. Während des normalen Betriebs des Kompressors wird das Ventil **440** durch die Ventilsfeder **442** gegen die Ventilführung **424** vorbelastet, wodurch die Öffnungen **446** geschlossen werden. Wenn der Auslassdruck einen vorgegebenen Wert überschreitet, wirkt der Gasdruck gegen das Ventil **440** und überwindet die Vorbelastung der Ventilsfeder **442**, um unter Auslassdruck stehendes Gas in den Hohlraum **444** freizugeben, wo es durch die Öffnungen **430**, die Nut **432** und die Durchgänge **410** und **412** in den Ansaugbereich des Kompressors austritt. Dieser Fluss von relativ heißem Abgas erhitzt das Ventil **414** und bewirkt, dass dieses aufschnappt. Somit wird der Temperaturschutz für Bedingungen von übermäßigem Druck innerhalb der Ausnehmung **72** und der Kammer **76**, beispielsweise Temperaturschutz im Fall eines blockierten Ventilators, vorgesehen.

**[0063]** Nunmehr auf **Fig. 10** und **11** Bezug nehmend wird dort eine andere Ausführungsform der vorliegenden Erfindung offenbart. Die in **Fig. 10** und **11** dargestellte Ausführungsform ist dieselbe wie die in **Fig. 1-3** dargestellte Ausführungsform, abgesehen davon, dass die Ventilbaugruppe **202** und die Durchgänge **210** und **212** entfernt und das auf Druck ansprechende Ventil **78** durch ein auf Druck ansprechendes Ventil **450** ersetzt wurde. Das auf Druck ansprechende Ventil **450** steht durch einen winkligen Durchgangsweg **452** in Kommunikation mit der Ausnehmung **80**. Der Druckbetätigungspunkt des auf Druck ansprechenden Ventils **450** ist ausgebildet, um auf den unteren Zwischendruck anzusprechen. Bei einer übermäßigen Beaufschlagung der Ausnehmung **80** mit Druck, öffnet sich das auf Druck ansprechende Ventil **450** und lässt mit Zwischendruck beaufschlagtes Fluid in die Ansaugung austreten, was bewirkt, dass die Gleitflächendichtung **82** mit der Unterstützung der Wellenfeder **246** herabfällt, um durch Brechen der oberen Dichtung **130** eine direkte Kommunikation zwischen Auslass und Ansaugung zu ermöglichen. Der Fluss von Hochtemperatur-Abgas in den Ansaugbereich des Kompressors wird schließlich, wie oben besprochen, den Motorschutzschalter **46** auslösen.

**[0064]** Typischerweise soll das Zwischendruckentlastungs(IPR)-Ventil **78** durch Reagieren auf eine große Differenz zwischen dem Auslass- und dem Ansaugdruck Schutz gegen hohen Auslassdruck bieten (beispielsweise durch einen blockierten Kondensatorventilator verursacht). Das IPR-Ventil **450** wurde zur Zwischenkammer bewegt, wodurch bewirkt wird, dass dieses auf eine große Differenz zwischen Zwischenkammerdruck (ICP) und Ansaugdruck reagiert. Dies ist eine wirksame Form des Schutzes in einem gefluteten Startzustand. Wenngleich der ICP für gewöhnlich ausgebildet ist, um vom Auslassdruck unabhängig zu sein, wurde beobachtet, dass ein Aus-

treten des Auslassdrucks in die Zwischenkammer bewirkt, dass sich das IPR-Ventil **450** im Fall eines blockierten Ventilators öffnet. Anstatt auf ein Austreten zu vertrauen, um ein Schutzgerät auszulösen, ist das Zwischenkammerspeiselochelement derart angeordnet, dass während eines kleinen des Kurbelzyklus die Zwischenkammer dem Auslassdruck ausgesetzt wird. Der ICP steigt dann mit Zunehmen des Auslassdrucks an. Dieses Merkmal ist vorteilhaft, um sowohl das IPR-Ventil **450** als auch das auf Temperatur ansprechende Ventil **204** auszulösen.

**[0065]** Die Ventilbaugruppe **204** ist mit der in **Fig. 1-3** oben beschriebenen ident, und ihr Betrieb ist derselbe.

**[0066]** Nunmehr auf **Fig. 12** und **13** Bezug nehmend wird dort eine andere Ausführungsform der vorliegenden Erfindung offenbart. Die in **Fig. 12** und **13** dargestellte Ausführungsform ist dieselbe wie die in **Fig. 10** und **11** dargestellte Ausführungsform, abgesehen davon, dass die Größe der Durchmesser für die Dichtungen **124** und **130** verringert wurde. Die Verringerung der Durchmesser der Dichtungen **124** und **130** wird derart gewählt, dass die axiale Vorbelastung des nichtkreisenden Spiralglieds lediglich auf dem Zwischenfluiddruck und nicht, wie in **Fig. 10** und **11** dargestellt wird, auf einer Kombination aus Zwischenfluiddruck und Auslassdruck beruht. Der Durchmesser der Dichtung **124** muss derart gewählt werden, dass die Projektionsfläche des Auslassdrucks, welcher auf die obere Seite des nichtkreisenden Spiralglieds **66** wirkt, kleiner ist als die durchschnittliche Projektionsfläche (während einer Umdrehung der Kurbelwelle), mit welcher der Auslassdruck auf die untere Seite der Basisplatte des nichtkreisenden Spiralglieds **66** wirkt. Die axiale Vorbelastungswirkung des Auslassdrucks innerhalb des Dichtungsdurchmessers **124** wird stets durch die Trennungswirkung des Auslassdrucks im mittigen Bereich der Spiralglieder **50** und **66** mehr als aufgewogen. Der Betrieb der in **Fig. 12** und **13** dargestellten Ausführungsform ist mit dem oben für **Fig. 10** und **11** beschriebenen ident. Die Ausführungsform in **Fig. 12** und **13** sieht den Vorteil vor, dass durch Verwendung der Dichtungen mit kleinerem Durchmesser die Ventilbaugruppe **204** näher beim Auslassdurchgangsweg des nichtkreisenden Spiralglieds **66** und der Ausnehmung **74** angeordnet ist und somit stärker auf die Temperatur des Abgases anspricht. Darüber hinaus kann, da die axiale Vorbelastung des nichtkreisenden Spiralglieds **66** lediglich auf dem Zwischenfluiddruck innerhalb der Ausnehmung **80** beruht, die Gleitflächendichtung **82** entfernt und durch ein massives ringförmiges Glied ersetzt werden, welches an der Trennwand **16** befestigt ist und sich gegebenenfalls von der Trennwand **16** in die Ausnehmung **80** hinein erstreckt.

**[0067]** Bei dieser Ausführungsform wird die Winkel-

position des Ventils **204** relativ zur Ansaugöffnung im nichtkreisenden Spiralglied gewählt, um für maximales thermisches Ansprechen zu sorgen. Diese Anordnung liegt für gewöhnlich innerhalb des Bereichs von  $180^\circ$  bis  $270^\circ$  im Uhrzeigersinn von der Ansaugöffnung, gesehen von oberhalb des nichtkreisenden Spiralglieds **66**.

**[0068]** Nunmehr auf **Fig. 14** und **15** Bezug nehmend wird dort eine andere Ausführungsform der vorliegenden Erfindung offenbart. Die in **Fig. 14** und **16** dargestellte Ausführungsform ist mit der in **Fig. 11** und **12** dargestellten Ausführungsform ident, abgesehen davon, dass die Ventilbaugruppe **204** in Verbindung mit einem typischen IPR-Ventil **78** und nicht mit einem IPR-Ventil **450** dargestellt ist. Ansonsten ist der Betrieb der in **Fig. 14** und **15** dargestellten Ausführungsform mit dem oben für **Fig. 11** und **12** beschriebenen ident.

**[0069]** Wenngleich die vorangehende ausführliche Beschreibung die bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung darlegt, sollte es sich verstehen, dass die vorliegende Erfindung Modifikationen, Variationen und Änderungen zulässt, ohne dadurch vom Umfang und der angemessenen Bedeutung der beigefügten Ansprüche abzuweichen.

#### Patentansprüche

1. Spiralmaschine, umfassend:  
 ein erstes Spiralglied (**50**), das einen ersten Spiralmantel (**54**) aufweist, welcher von einer ersten Endplatte (**52**) nach außen vorragt;  
 ein zweites Spiralglied (**66**), das einen zweiten Spiralmantel (**64**) aufweist, welcher von einer zweiten Endplatte nach außen vorragt;  
 ein Antriebsglied zum Bewirken, dass die Spiralglieder relativ zueinander kreisen, wodurch die Spiralmäntel Taschen von sich progressiv änderndem Volumen zwischen einer Ansaugdruckzone und einer Auslassdruckzone bilden;  
 eine Kammer (**80**), die durch eines der Spiralglieder begrenzt wird;  
 Mittel (**84**) zum Versorgen der Kammer mit einem mit Zwischendruck beaufschlagten Fluid, wobei das mit Zwischendruck beaufschlagte Fluid auf einem Fluiddruck steht, der größer als der Fluiddruck in der Ansaugdruckzone und kleiner als der Fluiddruck in der Auslassdruckzone ist;  
 eine erste auf Temperatur ansprechende Ventilbaugruppe (**204**) zum Freigeben des mit Zwischendruck beaufschlagten Fluids aus der Kammer (**80**) in die Ansaugdruckzone nach Erfassen einer Temperatur, die über einem ersten vorgegebenen Wert liegt; **dadurch gekennzeichnet**, dass das erste auf Temperatur ansprechende Ventil innerhalb eines Durchgangs (**226**, **232**) angeordnet ist, der sich zwischen der Kammer (**80**) und der Ansaugdruckzone erstreckt, derart, dass die erfasste Temperatur die Tem-

peratur des mit Zwischendruck beaufschlagten Fluids ist.

2. Spiralmaschine nach Anspruch 1, wobei das eine Spiralglied (**50**) für begrenzte axiale Bewegung in Bezug auf das andere Spiralglied (**66**) angebracht ist, wobei das eine Spiralglied durch das mit Zwischendruck beaufschlagte Fluid zum anderen Spiralglied hin vorbelastet ist.

3. Spiralmaschine nach Anspruch 1 oder 2, weiterhin umfassend eine auf Druck ansprechende Ventilbaugruppe (**78**), die zwischen der Auslassdruckzone und der Ansaugdruckzone angeordnet ist, wobei die auf Druck ansprechende Ventilbaugruppe (**78**) nach Erfassen eines Drucks, der über einem vorgegebenen Druck liegt, das mit Druck beaufschlagte Fluid in der Auslassdruckzone zur Ansaugdruckzone freigibt.

4. Spiralmaschine nach Anspruch 1 oder 2, wobei die erste auf Temperatur ansprechende Ventilbaugruppe innerhalb der Auslassdruckzone angeordnet ist.

5. Spiralmaschine nach Anspruch 1, 2 oder 3, weiterhin umfassend eine zweite auf Temperatur ansprechende Ventilbaugruppe (**202**), die in einem Durchgang (**206**, **210**, **212**) angeordnet ist, der sich zwischen der Auslassdruckzone und der Ansaugdruckzone erstreckt, wobei die zweite auf Temperatur ansprechende Ventilbaugruppe nach Erfassen einer Temperatur, die über einem zweiten vorgegebenen Wert liegt, das mit Druck beaufschlagte Fluid in der Auslassdruckzone zur Ansaugdruckzone freigibt.

6. Spiralmaschine nach Anspruch 5, wobei der Durchgang (**206**, **210**, **212**), der sich zwischen der Auslassdruckzone und der Ansaugdruckzone erstreckt, der ersten auf Temperatur ansprechenden Ventilbaugruppe benachbart angeordnet ist.

7. Spiralmaschine nach Anspruch 3, wobei das erste auf Temperatur ansprechende Ventil (**204**) innerhalb eines Hohlraums angeordnet ist, der durch das eine Spiralglied definiert wird, wobei das auf Druck ansprechende Ventil ebenfalls innerhalb des Hohlraums angeordnet ist.

8. Spiralmaschine nach Anspruch 3 oder 7, wobei das mit Druck beaufschlagte Fluid, das durch die auf Druck ansprechende Ventilbaugruppe freigegeben wird, zur ersten auf Temperatur ansprechenden Ventilbaugruppe (**204**) hin geleitet wird.

9. Spiralmaschine nach Anspruch 3, wobei das mit Druck beaufschlagte Fluid, das durch die auf Druck ansprechende Ventilbaugruppe freigegeben wird, in den Durchgang geleitet wird, der sich zwischen der Kammer und der Ansaugdruckzone er-

streckt.

10. Spiralmaschine nach Anspruch 5, wobei sich der Durchgang (**212**), der sich zwischen der Auslassdruckzone und der Ansaugdruckzone erstreckt, mit dem Durchgang (**232**), der sich zwischen der Kammer und der Ansaugdruckzone erstreckt, kreuzt.

11. Spiralmaschine nach Anspruch 4, wobei die erste auf Temperatur ansprechende Ventilbaugruppe (**204**) eine auf Wärme ansprechende Scheibe (**234**) umfasst, wobei die auf Wärme ansprechende Scheibe vom Fluid in der Auslassdruckzone entfernt angeordnet wird.

12. Spiralmaschine nach Anspruch 1 oder 2, weiterhin umfassend eine auf Druck ansprechende Ventil(**82**)-Baugruppe, die zwischen der Kammer und der Ansaugdruckzone angeordnet ist, wobei die auf Druck ansprechende Ventilbaugruppe nach Erfassen eines Drucks, der über einem vorgegebenen Druck liegt, das mit Zwischendruck beaufschlagte Fluid in der Kammer zur Ansaugdruckzone freigibt.

13. Spiralmaschine nach Anspruch 1 oder 2, weiterhin umfassend einen Leckagenweg (**410**, **412**, **430**, **432**), der zwischen zwei Komponenten (**434**, **440**) der Spiralmaschine angeordnet ist, wobei sich der Leckagenweg zwischen der Auslassdruckzone und der Ansaugdruckzone erstreckt, wobei der Leckagenweg auf Grund des Einflusses des mit Zwischendruck beaufschlagten Fluids, welches die beiden Komponenten zueinander vorbelastet, geschlossen ist, wobei der Leckagenweg geöffnet wird, wenn das mit Zwischendruck beaufschlagte Fluid vom ersten auf Temperatur ansprechenden Ventil freigegeben wird.

Es folgen 8 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

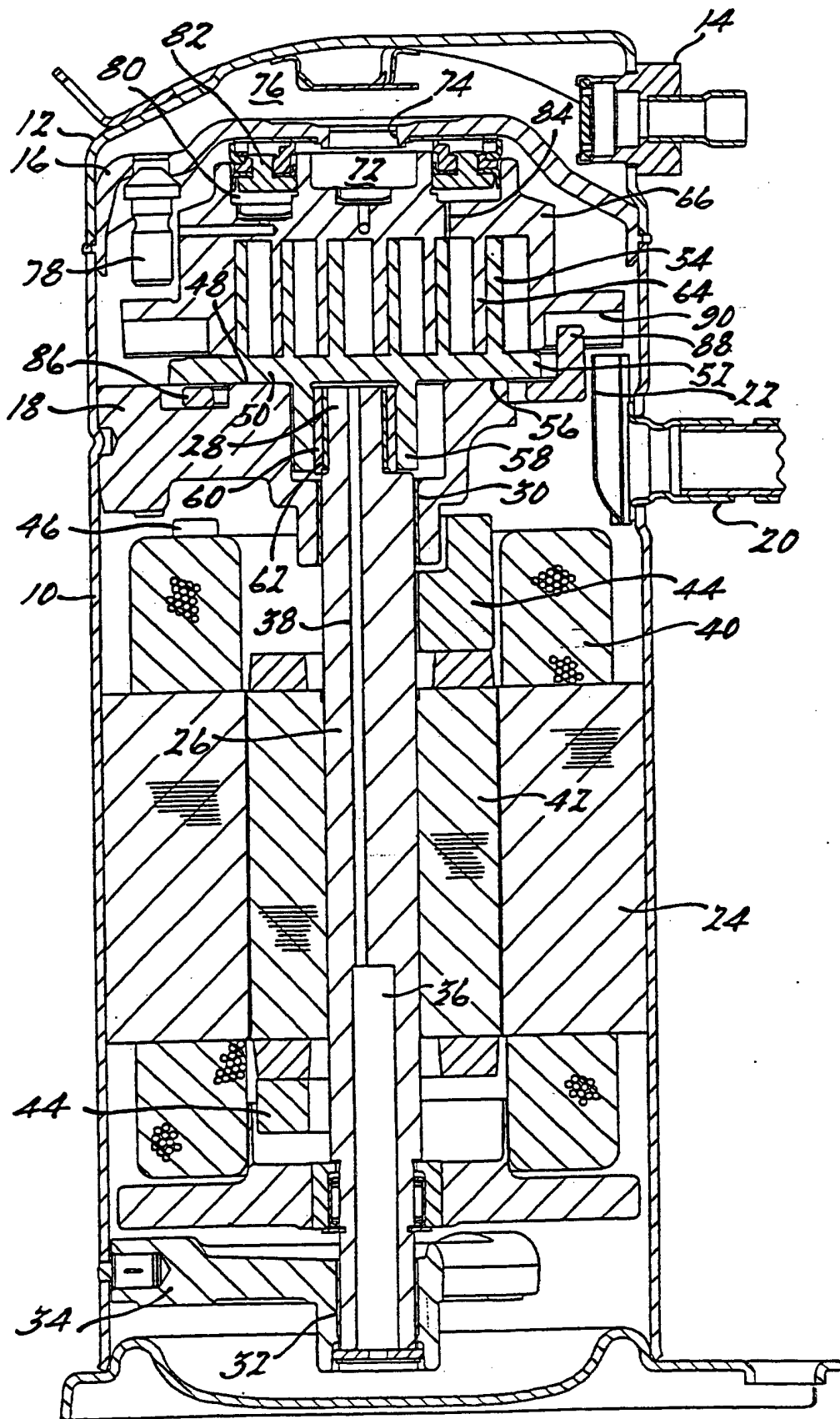


FIG. 1.

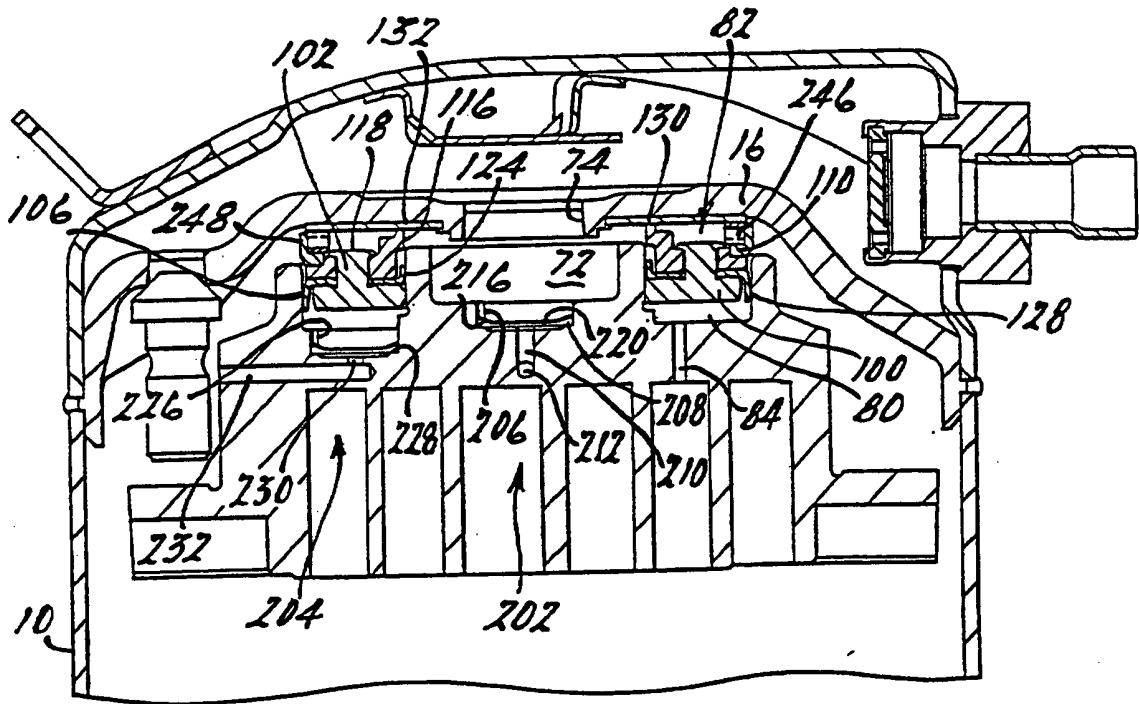


FIG. 2.

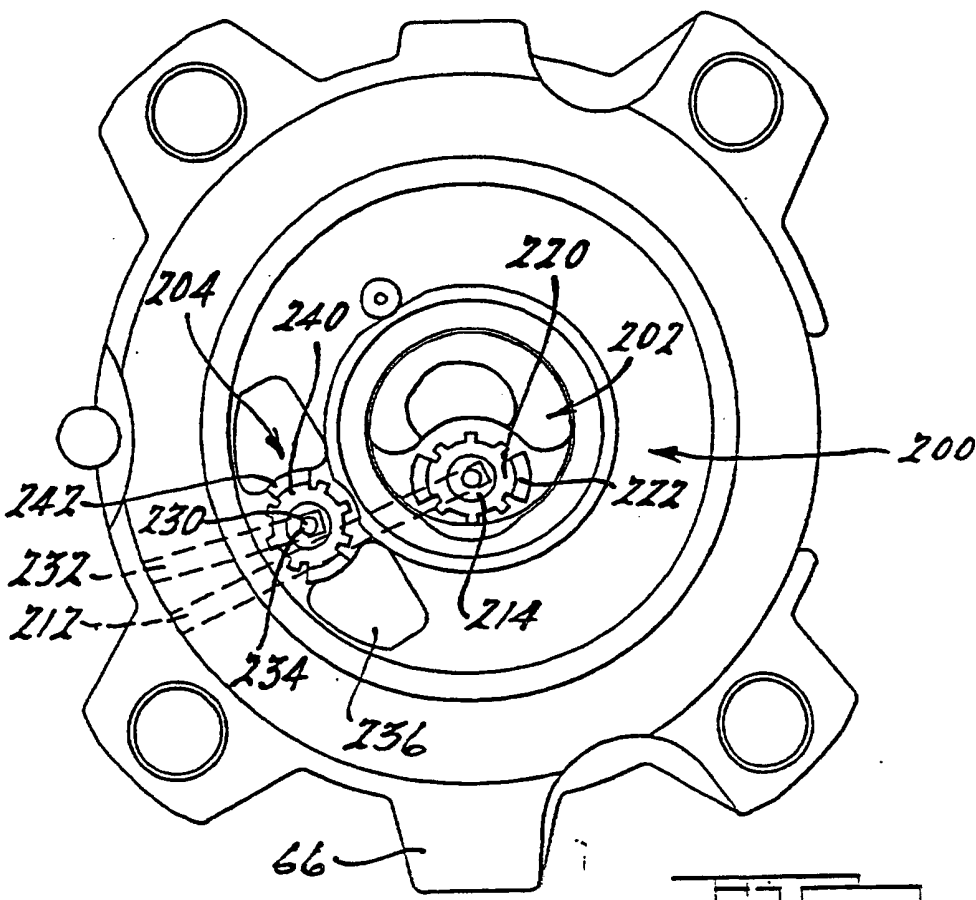


FIG. 3.

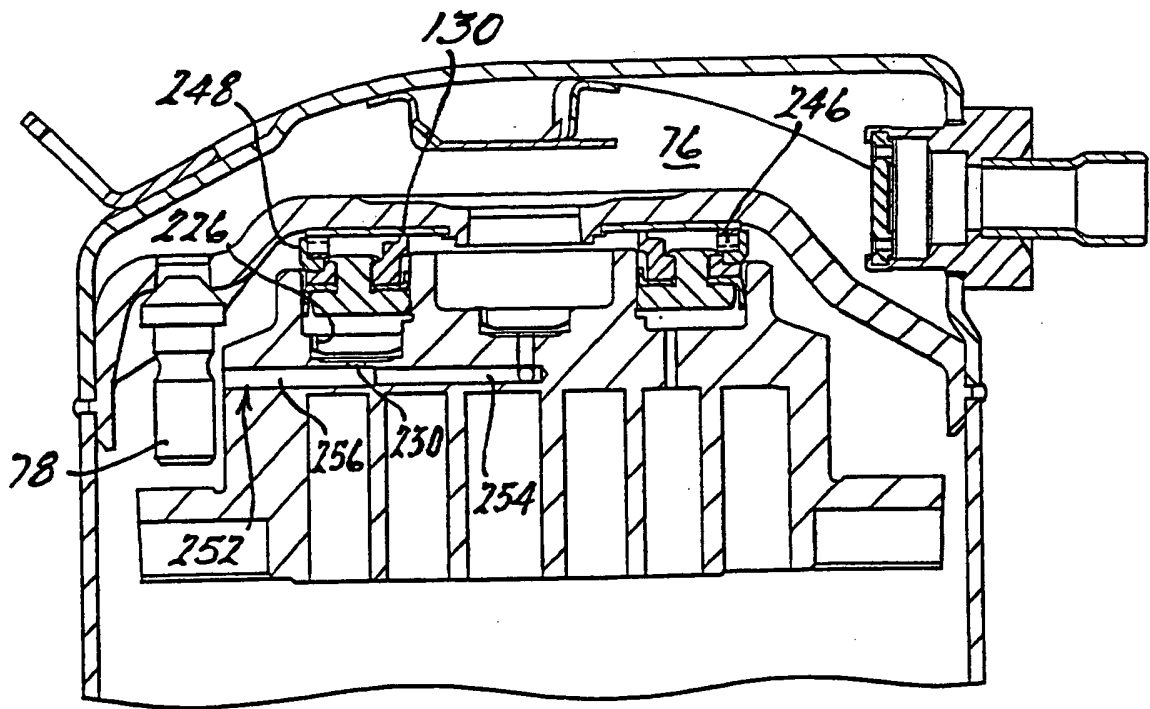


FIG. 4.

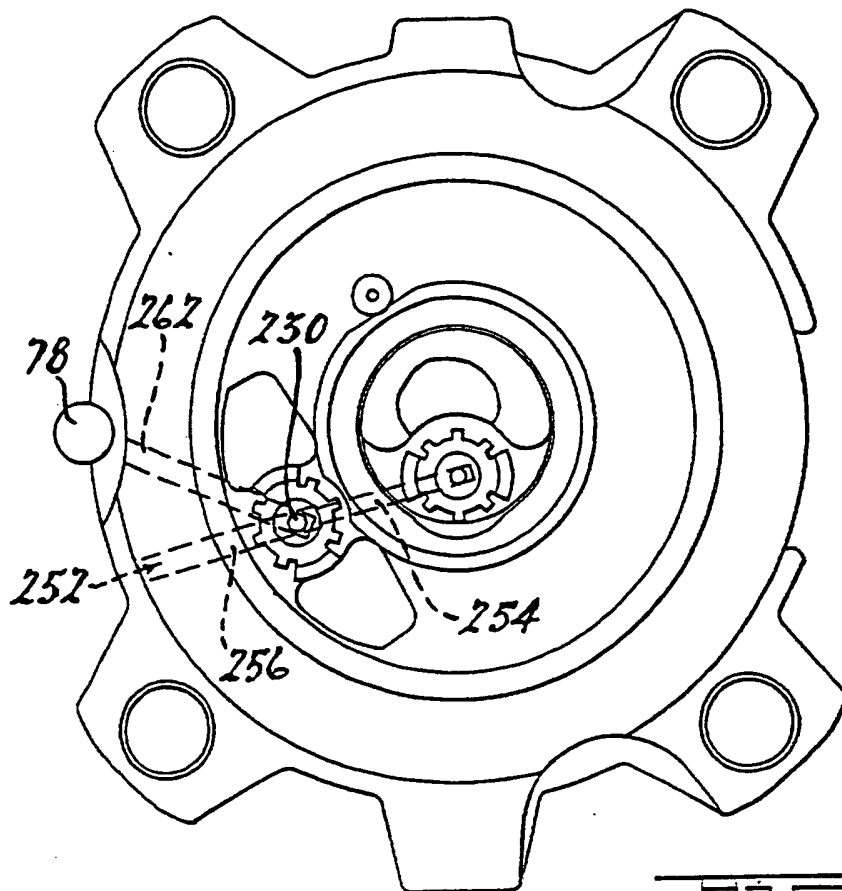


FIG. 5.

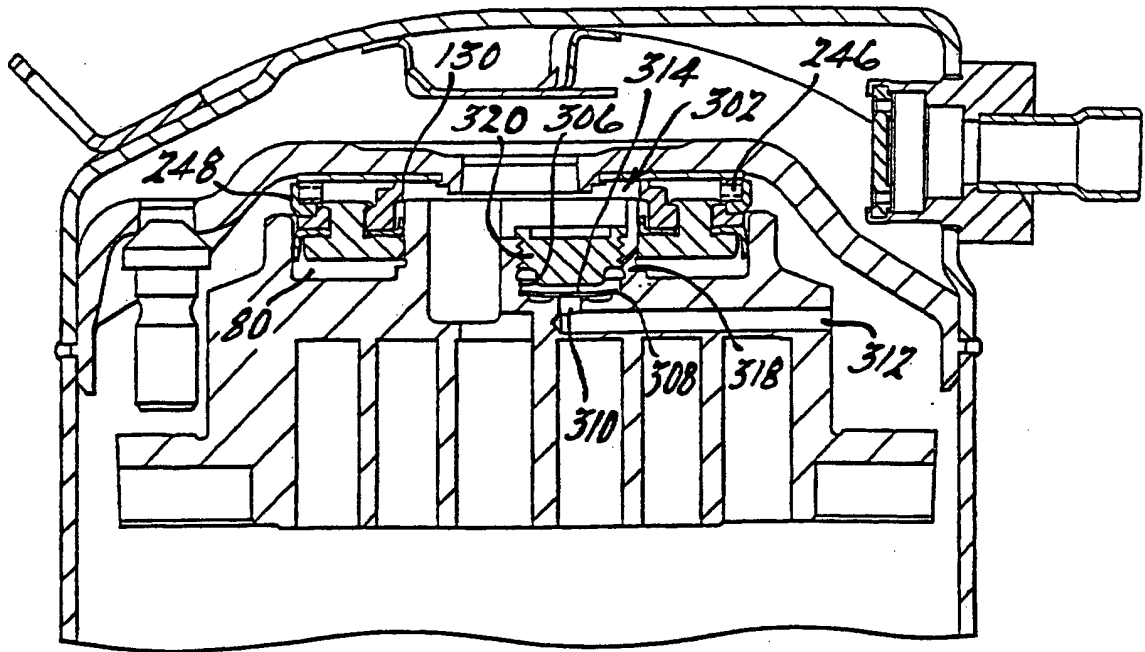


FIG. 6.

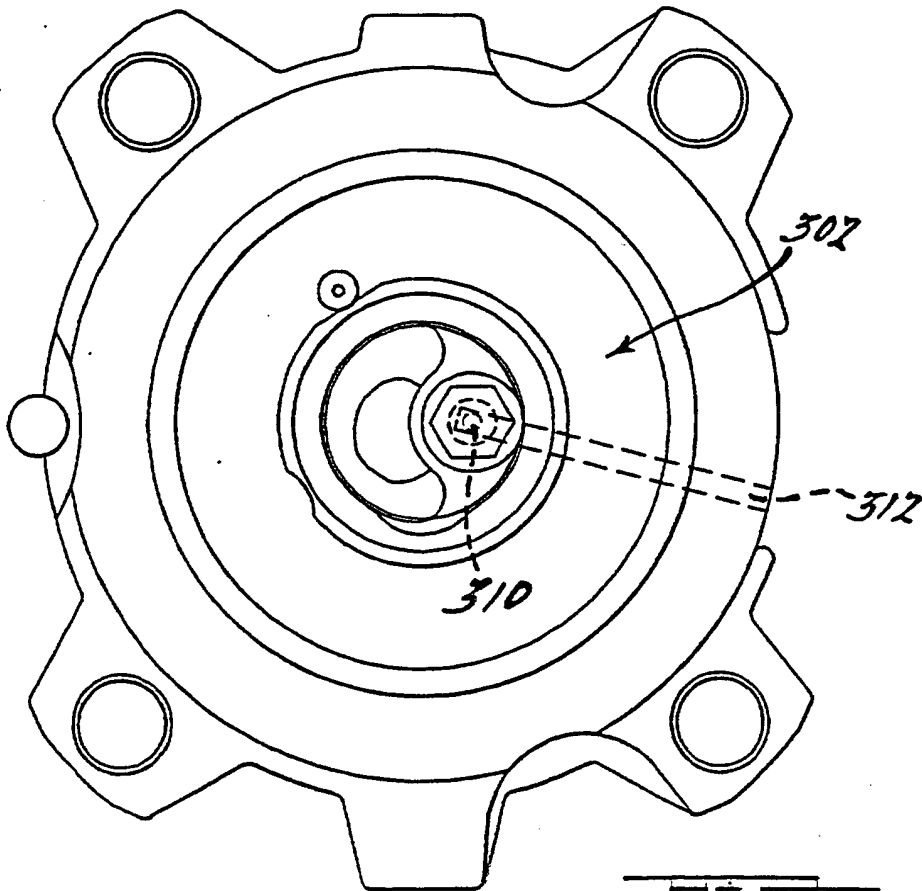


FIG. 7.



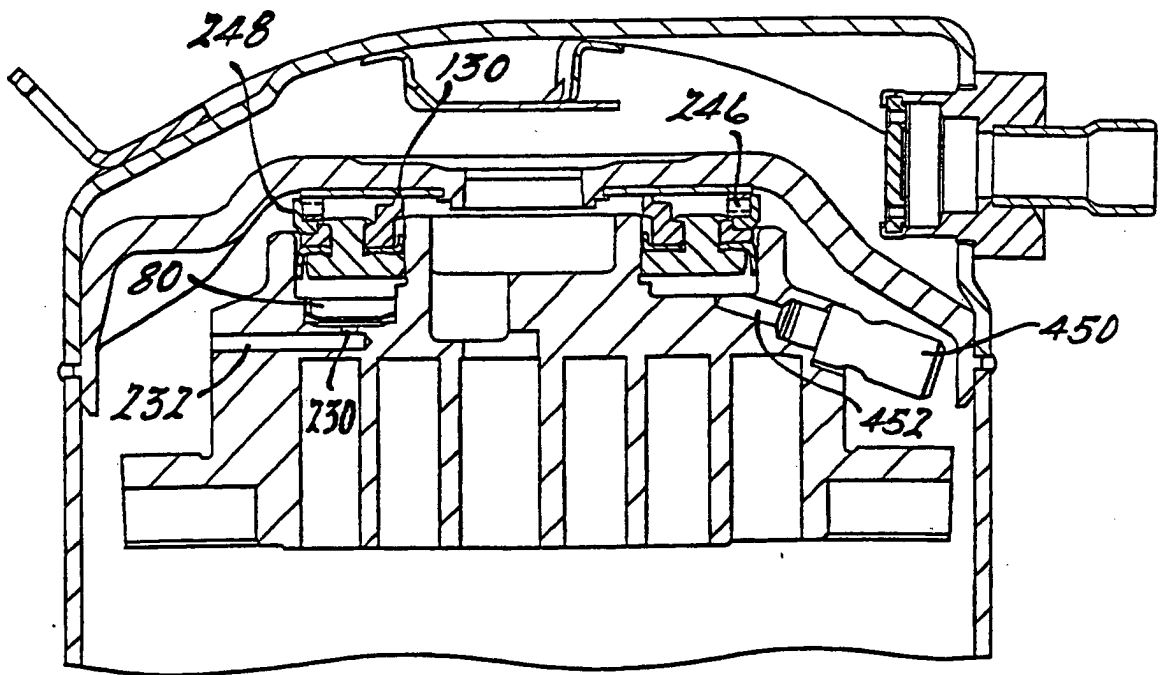


FIG. 10.

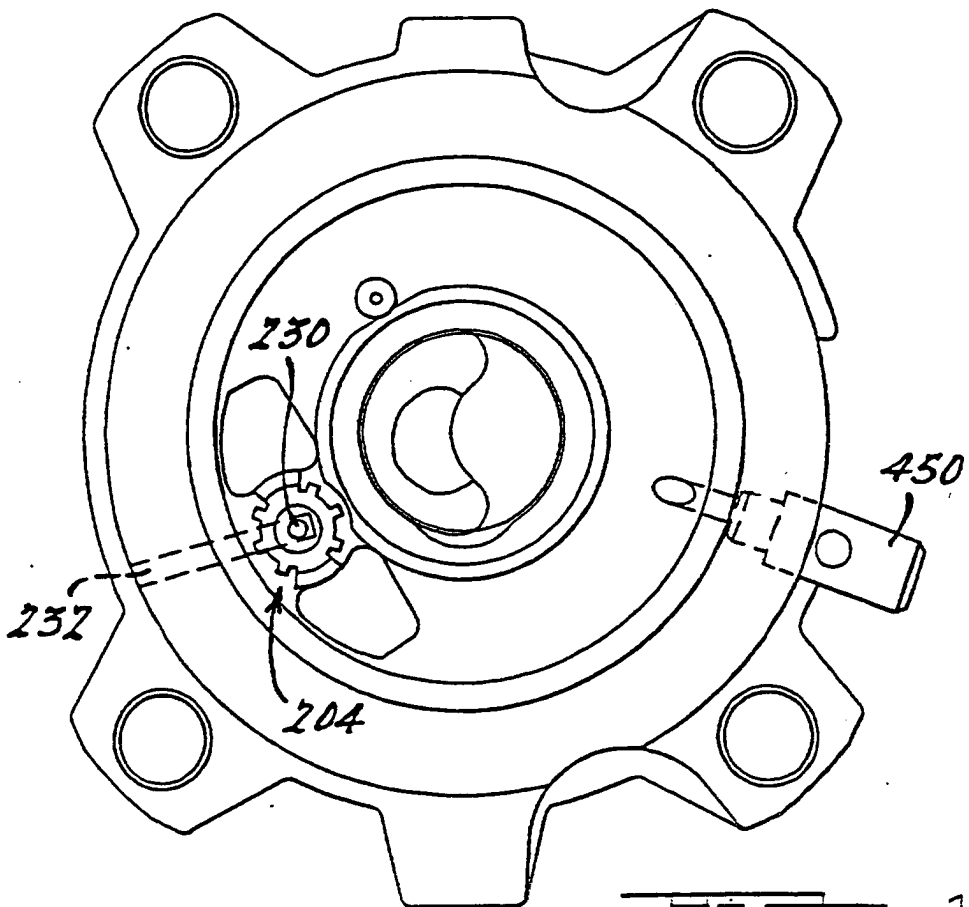


FIG. 11.

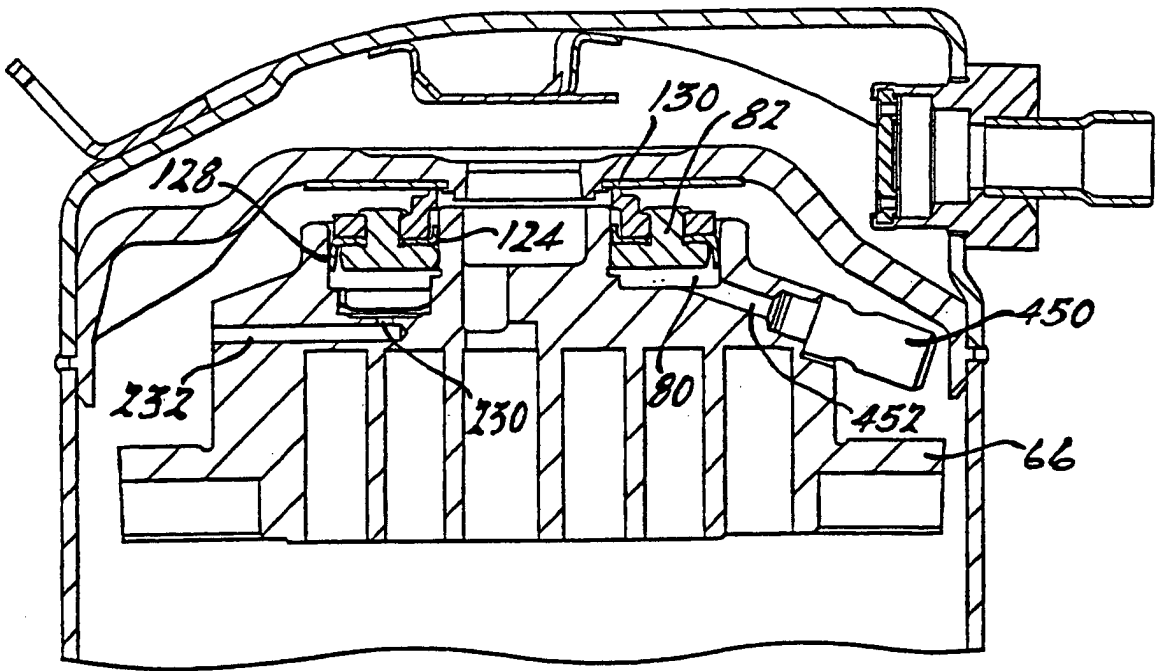


FIG. 12.

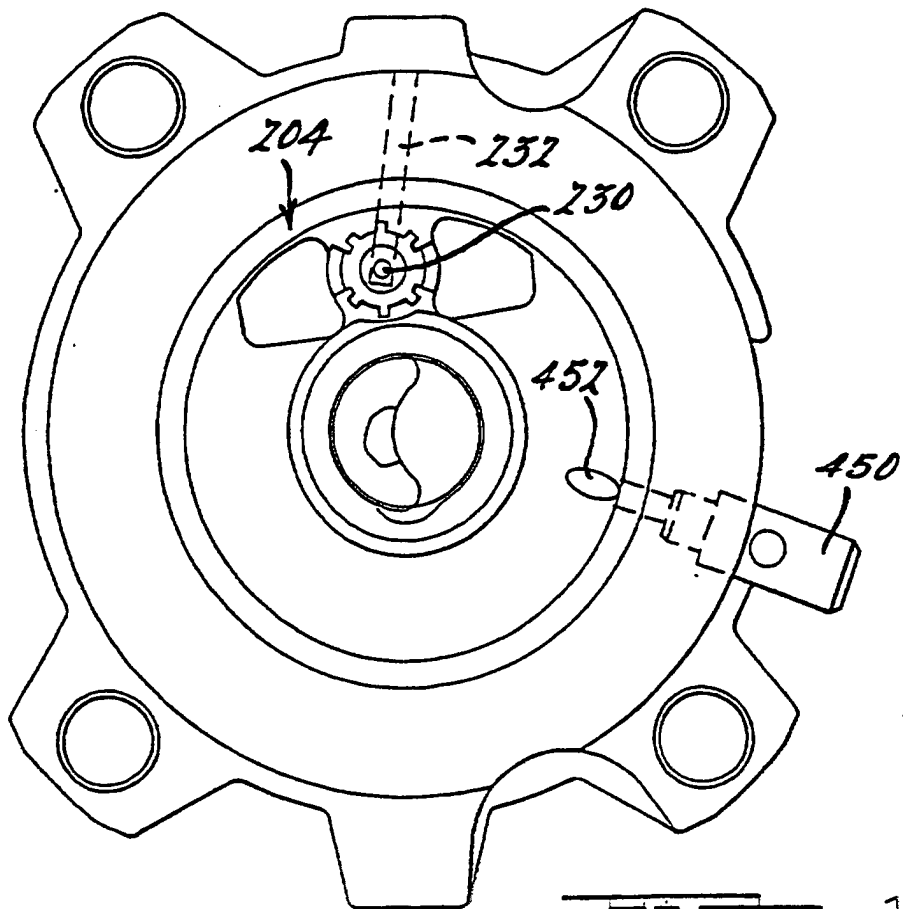


FIG. 13.

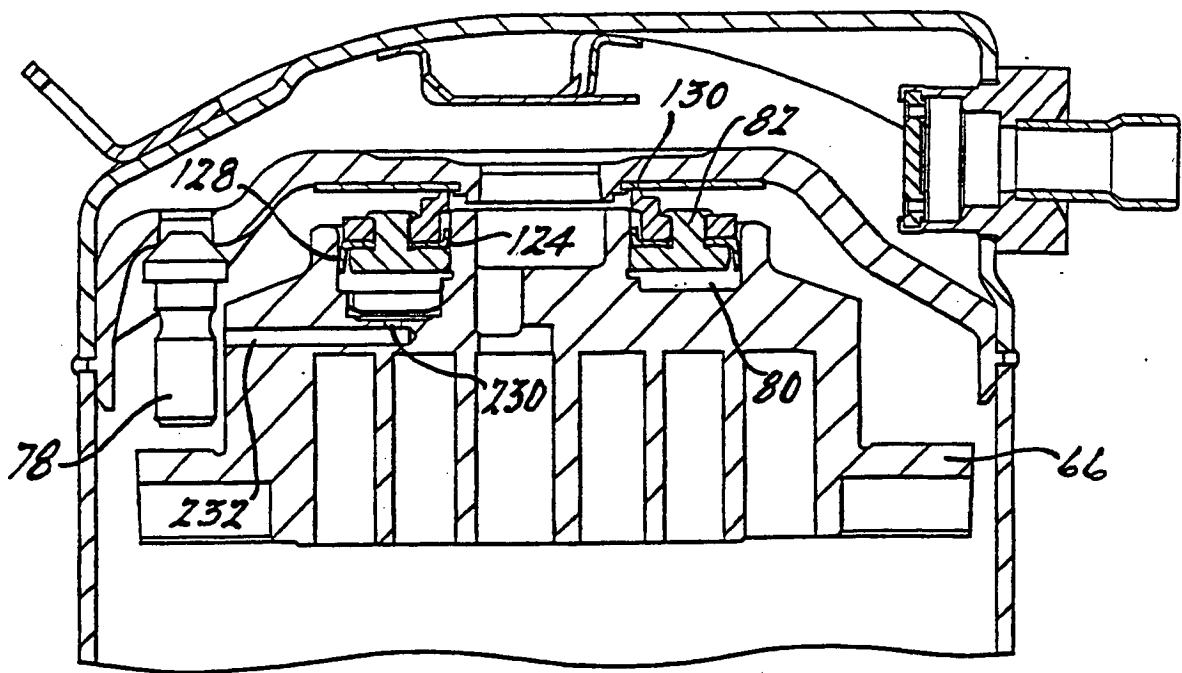


FIG. 14.

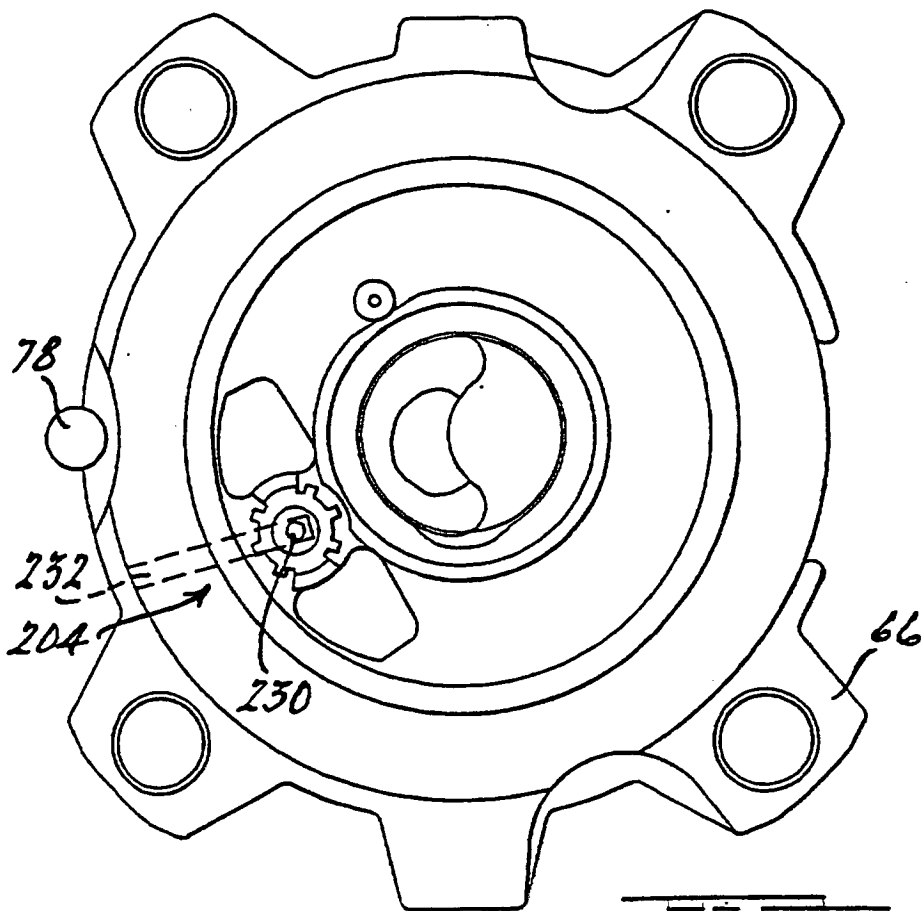


FIG. 15.