



(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43)

Veröffentlichungstag:
17.10.2018 Patentblatt 2018/42

(51)

Int Cl.:
F01C 21/00 (2006.01) F04C 29/12 (2006.01)

(21)

Anmeldenummer: 18164786.8

(22)

Anmeldetag: 28.03.2018

(84) Benannte Vertragsstaaten: AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR Benannte Erstreckungsstaaten: BA ME Benannte Validierungsstaaten: KH MA MD TN	(72) Erfinder: • THOMES, Ulrich 55471 Külz (DE) • KLAUS, Frank Georg 56856 Zell-Barl (DE) • SCHIEL, Marc 55483 Heinzenbach (DE)
(30) Priorität: 10.04.2017 DE 102017107602	(74) Vertreter: Engel, Christoph Klaus PATENTSCHUTZengel Marktplatz 6 98527 Suhl (DE)
(71) Anmelder: Gardner Denver Deutschland GmbH 97616 Bad Neustadt (DE)	

(54)

KOMPRESSORANLAGE MIT INTERNER LUFT-WASSER-KÜHLUNG

(57) Die Erfindung betrifft eine Kompressoranlage (01) mit einem Anlagen-Gehäuse (02), in welchem Wärme erzeugende Anlagenkomponenten (06) angeordnet sind, die mindestens eine Verdichterstufe (201) zur Verdichtung eines gasförmigen Mediums umfassen. Weiterhin besitzt die Kompressoranlage (01) einen Luft-Wasser-Kühler (12), ein Gebläse (15), welches einen Kühlluftstrom (16) erzeugt, und Luftleitelemente, welche die von den Anlagenkomponenten (06) erwärmte Luft zu dem Luft-Wasser-Kühler (12) führen. Erfindungsgemäß ist ein Kühlluftkanal (07) ausgebildet, der eine Einlassöffnung (08) im oberen Abschnitt des Anlagen-Gehäuses (02) und eine Auslassöffnung (09) im unteren Abschnitt des Anlagen-Gehäuses (02) aufweist, wobei obere Luftleitelemente (13) positioniert sind, um den Kühlluftstrom (16) nach Durchströmen des Luft-Wasser-Kühlers (12) zur Einlassöffnung (08) zu führen, und untere Luftleitelemente (17) positioniert sind, um den Kühlluftstrom (16) von der Auslassöffnung (09) zu den Anlagenkomponenten (06) zu führen.

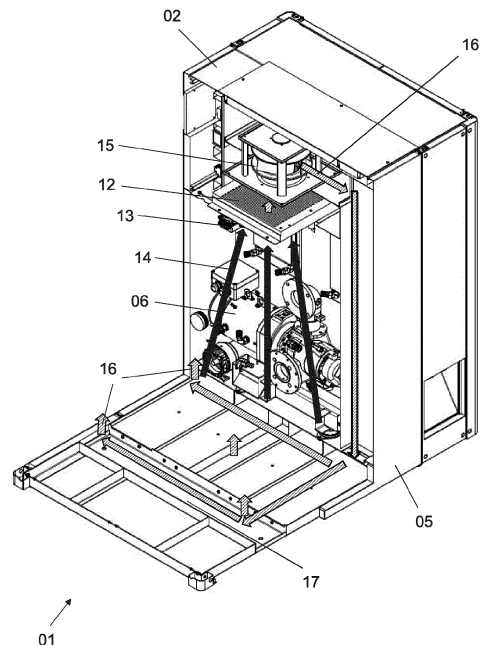


Fig. 2

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Kompressoranlage mit einer internen Luft-Wasser-Kühlung. Speziell betrifft die Erfindung eine Schraubenkompressoranordnung mit interner Luft-Wasser-Kühlung, wobei durch Anwendung eines veränderten Leerlaufbetriebszustands das neuartige Kühlkonzept unterstützt wird. Schließlich betrifft die Erfindung eine Kompressoranlage mit interner Luft-Wasser-Kühlung, welche außerdem einen angepassten Pulsationsdämpfer verwendet, um vor allem die Geräuschemission zu minimieren.

[0002] Zur Kompression von gasförmigen Medien, insbesondere zur Erzeugung von Druckluft sind unterschiedlichste Bauformen von Kompressoren bekannt. Beispielsweise zeigt die DE 601 17 821 T2 einen Mehrstufen-Schraubenverdichter mit zwei oder mehr Verdichterstufen, wobei jede Verdichterstufe ein Paar von Rotoren zum Verdichten eines Gases umfasst. Weiterhin sind zwei oder mehr Antriebsmittel mit veränderbarer Geschwindigkeit vorgesehen, wobei jedes Antriebsmittel eine jeweilige Verdichterstufe antreibt. Eine Steuereinheit steuert die Geschwindigkeiten der Antriebsmittel, wobei das Drehmoment und die Geschwindigkeit jedes Antriebsmittels überwacht wird, sodass der Schraubenverdichter Gas bei einer geforderten Strömungslieferrate und bei einem geforderten Druck bereitstellt und gleichzeitig der Energieverbrauch des Schraubenverdichters minimiert werden soll.

[0003] Die EP 2 886 862 A1 beschreibt einen Kompressor mit einem Motor, einer Antriebswelle, einem mit dieser verbundenen Kurbeltrieb, mindestens einer Druckluftherzeugungseinrichtung, einem Kurbelgehäuse und einem Druckluftspeicherbehälter. Die Kühlung sämtlicher Komponenten erfolgt mit Hilfe eines von einem Lüfterrad erzeugten Kühlluftstroms.

[0004] In der EP 1 703 618 B1 ist eine Kompressoranlage zur Bereitstellung eines komprimierten Gasfluids gezeigt. Die Kompressoranlage umfasst einen Wärmetauscher zur direkten oder indirekten Kühlung des Gasfluids, und einen luftgekühlten Elektromotor, welcher eine Motoreinheit mit einem Motorgehäuse besitzt, aus dem eine Antriebswelle hinausragt. Einen Kompressor wird der durch die Motoreinheit des angetrieben. Durch die Antriebswelle wird außerdem ein Lüfter angetrieben, der mindestens radial und/oder axial getrennte erste und zweite Lüfterabschnitte zur Förderung eines ersten Luftstroms sowie eines weiteren, vom ersten Luftstrom getrennten zweiten Luftstroms umfasst. Weiterhin ist eine zustromseitige Kanaltrennung vorgesehen, die einen ersten Einlasskanal für den ersten Luftstrom von einem zweiten Einlasskanal für den zweiten Luftstrom trennt, wobei der erste Luftstrom von dem ersten Lüfterabschnitt angesaugt und der zweite Luftstrom mittels des zweiten Lüfterabschnitts gefördert wird. Die Luftströme treten über räumlich getrennte Querschnitte in die jeweils zugeordneten Lüfterabschnitte ein und aus diesen auch ohne Vermischung wieder aus. Der zweite Luftstrom wird

über den Wärmetauscher (25) geführt. Der Wärmetauscher ist bezogen auf den zweiten Luftstrom stromauf des Lüfters angeordnet.

[0005] Die US 2013/0136643 A1 beschreibt einen Geräusch reduzierten, ölfreien Schraubenkompressor. Die dafür genutzte Baustuktur umfasst einen Kompressorhauptkörper und einen Kompressorantriebsmotor, die am Boden einer Baugruppe angeordnet sind. Ein Luftkanal ist an der Oberseite platziert. Auch in der US 6,210,132 B1 ist ein Element zur Führung eines Luftstroms über einen Kühler eines ölfreien Schraubenkompressors beschrieben. Schließlich zeigt die WO 2016/129366 A1 eine modular aufgebaute Förderanlage.

[0006] Generell ergibt sich bei derartigen Kompressoranlagen immer der Bedarf, mehr oder weniger große Wärmemengen abzuführen, um eine Überhitzung einzelner Komponenten bzw. der Gesamtanlage zu vermeiden. Die Gesamtanlage wird bislang durch Kühlluft gekühlt, wobei erwärmte Abluft abgegeben wird. Einige Anlagen enthalten zusätzlich einen Wärmetauscher, dessen sekundäres Kühlmedium Wärme aus einem primären Kühlkreislauf des Kompressors aufnimmt und nach außen transportiert. Die abgeführte Wärme kann dann im Wege der Wärmerückgewinnung von einem externen Verbraucher genutzt werden. Problematisch ist bei allen Anlagen, dass für die Kühlluftführung Zu- und Abluftöffnungen erforderlich sind, die Schall aus der Kompressoranlage austreten lassen, sodass aufwendige Schallschutzmaßnahmen erforderlich werden. Weiterhin kann die Zufuhr von Kühlluft zu Schädigungen in der Anlage führen, beispielsweise aufgrund auftretender Verschmutzungen oder bei Kondensation von Luftfeuchtigkeit, die zu Korrosion führen kann. Diese beiden sich aus der Notwendigkeit einer Kühlluftzu- und -abfuhr ergebenden Hauptprobleme werden in bestimmten Ausführungen von Kompressoranlagen durch die dort verwendeten Bauteile und Funktionsweise noch verstärkt.

[0007] So treten zusätzliche Schallemissionen insbesondere bei nach dem Verdrängungsprinzip arbeitenden Maschinen auf. Dort besteht das Problem, dass aufgrund des diskontinuierlichen Ausschubvorgangs auf der Druck- bzw. Ausschubseite des Kompressors, in den nachgeschalteten Komponenten, wie zum Beispiel Rohrleitungen, Kühler, Druckbehälter etc., unerwünschte Pulsationen, d. h. Druckwechsel auftreten, die erhebliche Geräuschemissionen hervorrufen, basierend auf Körperschalleinleitung, Schallweiterleitung und Schallabstrahlung. Da die Ausschubvorgänge impulsartige Vorgänge sind, sind auch die Harmonischen der Pulsations-Grundfrequenz stark ausgeprägt, in einigen Fällen sogar stärker als die Grundfrequenz selbst.

[0008] Aus der DE 699 20 997 T2 ist zur singulären Lösung der durch Pulsationen ausgelösten Probleme ein Pulsationsdämpfer für eine Pumpe bekannt, der einen Gerätekörper und eine Membran umfasst, wobei die Membran einen Innenraum des Gerätekörpers in eine Flüssigkeitskammer, die vorübergehend eine durch eine Kolbenpumpe zu transportierende Flüssigkeit speichern

kann, und eine Gaskammer unterteilt, welche mit einem Gas zur Unterdrückung von Pulsationen gefüllt wird und sich erweitert und kontrahiert, um eine Kapazität der Flüssigkeitskammer zu ändern. Hierdurch werden Pulsationen aufgrund eines Ausgangsdrucks der transportierten Flüssigkeit gedämpft.

[0009] Aus der Praxis sind auch einfache Pulsations-Schalldämpfer bekannt, die im Wesentlichen in der Art eines lang gestreckten Rohrs mit im Inneren angebrachten Absorbermaterialien gebildet sind und die Dämpfung sowohl durch Absorption als auch Reflexion des Schalls anstreben. Diese bekannten Schalldämpfer zeigen aber mehrere Nachteile. Zunächst ist zum Erreichen einer ausreichenden Dämpfung eine große Länge des Absorberteils entscheidend. Da die eingesetzten Absorbermaterialien über die Länge eine konstante Dämpfung zeigen, erfolgt die Schalldämpfung graduell vom Eintritt in den Dämpfer zum Austritt, was zur Folge hat, das im Eintrittsbereich des Schalldämpfers noch verhältnismäßig viel Schall über das Gehäuse nach Außen abgestrahlt wird. Außerdem kommt es besonders bei hohen Frequenzen zum Durchstrahlen des Schalls durch das lang gestreckte Dämpferrohr, sodass bestimmte Frequenzen der Pulsationen nahezu ungedämpft den Absorber passieren können.

[0010] Eine nicht zu vernachlässigende Wärmeentwicklung tritt in einer Kompressoranlage auch im Leerlauf auf, sodass diese Wärme bei der Dimensionierung der Kühlung berücksichtigt werden muss. Im praktischen Einsatz insbesondere von mehrstufigen Schraubenverdichtern muss im Leerlauf, also wenn von dem nachgeordneten System keine Druckluft abgenommen wird, zur Vermeidung einer Drucküberhöhung das Fördern weiteren Mediums eingestellt werden. Dennoch soll der Kompressor im Leerlauf nicht vollständig abgeschaltet werden, wenn mit einem kurzfristig wieder erforderlichen Nachliefern von Druckluft gerechnet werden muss. Um diesen Leerlaufbetrieb zu ermöglichen, wird gewöhnlich eine Drosselklappe in der Saugleitung geschlossen und über einen Bypass nur noch ein Teilstrom der ersten Verdichterstufe zugeführt. Diese Funktionen übernimmt zumeist ein sogenannter Ansaugregler, der am Einlass der ersten Verdichterstufe angeordnet ist. Gleichzeitig öffnet auf der Ausgangsseite, also am Ausgang der zweiten Verdichterstufe ein Abblasventil zur Atmosphäre, sodass die zweite Verdichterstufe gegen Atmosphärendruck fördert. Die Druckverhältnisse in beiden Verdichterstufen bleiben gleich, wodurch auch die Austrittstemperaturen beider Stufen nahezu gleich bleiben. Nachteilig sind an dieser Leerlaufregelung der hohe Energieverbrauch des Verdichters und die auftretende Abwärme.

[0011] Eine erste Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht somit darin, eine Kompressoranlage mit einer verbesserten Kühlung bereitzustellen, welche die Nachteile der Zufuhr großer Mengen an Umgebungsluft als Kühlluft vermeidet. Dabei wird auch angestrebt, die Rückgewinnung der Abwärme der Kompressoranlage zu erleichtern. Ebenso ist es ein Ziel der Erfindung, die

Schallemission und den Energieverbrauch der Kompressoranlage zu reduzieren.

[0012] Die genannte Aufgabe wird durch eine Kompressoranlage gemäß dem beigefügten Anspruch 1 gelöst. Bevorzugte Ausführungsformen sind in den Unteransprüchen genannt.

[0013] Die erfindungsgemäße Kompressoranlage besitzt ein Anlagen-Gehäuse, in welchem mehrere Wärme erzeugende Anlagenkomponenten angeordnet sind. Diese umfassen mindestens eine Verdichterstufe, beispielsweise einen Doppel-Schraubenverdichter mit zwei Verdichterstufen, die der Verdichtung eines gasförmigen Mediums dienen, insbesondere der Erzeugung von Druckluft. Das Anlagen-Gehäuse enthält weiterhin einen Luft-Wasser-Kühler, ein Gebläse, welches einen Kühlluftstrom erzeugt, sowie Luftleitelemente, welche die von den Anlagenkomponenten erwärmte Luft zu dem Luft-Wasser-Kühler führen. Im Anlagen-Gehäuse ist mindestens ein Kühlluftkanal ausgebildet, der eine Einlassöffnung im oberen Abschnitt des Anlagen-Gehäuses und eine Auslassöffnung im unteren Abschnitt des Anlagen-Gehäuses aufweist. Im Anlagen-Gehäuse sind obere Luftleitelemente positioniert, um den Kühlluftstrom nach Durchströmen des Luft-Wasser-Kühlers zur Einlassöffnung des Kühlluftkanals zu führen. Weiterhin sind untere Luftleitelemente positioniert, um den Kühlluftstrom von der Auslassöffnung des Kühlluftkanals zu den Wärme erzeugenden Anlagenkomponenten zu führen.

[0014] Im Anlagen-Gehäuse befinden sich zumeist zahlreiche Anlagenkomponenten die sich im Betrieb erwärmen. Dazu zählen je nach Bauart der Kompressoranlage beispielsweise ein luftgekühlter Antriebsmotor, Rohre und Leitungen, ein Pulsationsdämpfer, eine Ölwanne, der eigentliche Verdichter mit ggf. mehreren Verdichterstufen, Getriebestufen usw. Wärme entsteht auch durch elektronische Bauteile, die meistens in einem Schaltschrank zusammengefasst sind, der bei einer bevorzugten Ausführungsform ebenfalls in das Anlagen-Gehäuse integriert sein kann.

[0015] Zur Kühlung des Innenraumes im Anlagen-Gehäuse wird dort ein Kühlluftstrom geführt, der die Wärme von den Anlagenkomponenten abführt. Anders als im Stand der Technik, wird dieser Kühlluftstrom aber nicht durch Gehäuseöffnungen nach außen abgeführt sondern innerhalb des Gehäuses gezielt zu dem Luft-Wasser-Kühler geführt.

[0016] Im Luft-Wasser-Kühler sorgt ein Wasserkreislauf für die Abkühlung der Luft. Die so gekühlte Luft wird durch den Kühlluftkanal geführt und von dort verteilt und gezielt den zu kühlenden Anlagenkomponenten zugeführt.

[0017] Aus der vorgeschlagenen Bauweise der erfindungsgemäßen Kompressoranlage ergeben sich zahlreiche Vorteile. So sind keine Öffnungen im Anlagen-Gehäuse notwendig, um große Mengen Kühlluft anzusaugen und in die Umgebung abzugeben. Diese führt zu einem geringen Schallpegel, den die Kompressoranlage emittiert, wodurch sich auch die bauseits zu erfüllenden

Anforderungen an den Aufstellraum vereinfachen. Weiterhin können durch die nahezu vollständige Einspeisung der Abwärme in den Luft-Wasser-Kühler ca. 97% der anfallenden Kompressorabwärme in das Kühlwasser überführt und einer Wärmerückgewinnung zugeführt werden. Aufgrund der weitgehend fehlenden Aufnahme von Kühlluft von außen wirken sich die Umgebungsbedingungen weniger auf die Kompressoranlage aus, so dass eine Aufstellung der Kompressoranlage im Außenbereich oder in besonders anspruchsvollen Umgebungen weniger schwierig ist. Der thermische Zustand der Kompressoranlage wird nahezu ausschließlich von den Bedingungen des von Außen dem Luft-Wasser-Kühler zugeführten Kühlwassers bestimmt. Es ist auf diese Weise sogar eine Aufheizung der Kompressoranlage bei Stillstand möglich (Frostschutz), indem der externe Wasserkreislauf Wärme über das Kühlwasser in den internen Luft-Wasser-Kühler überträgt und so warme Luft durch die Kompressoranlage gefördert wird. Vermieden werden weiterhin Probleme, die sich aus verschmutzter oder zu feuchter Umgebungsluft für die Anlagenkomponenten ergeben können.

[0018] Der vorgeschlagene Aufbau der Kompressoranlage und das damit realisierte integrierte Lüftungskonzept kann bei allen Arten von Kompressoranlage (öleingespritzt, wassereingespritzt) verwendet werden, bei denen eine Wasserkühlung für die Kühlung der an den Verdichterstufen entstehenden Wärme genutzt wird. Dieser Wasserkühlung wird die Wärme im Anlageinnenraum zugeführt.

[0019] Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform wird der Luft-Wasser-Kühler von demselben externen Kühlkreislauf versorgt, der für die Wasserkühlung der Verdichterstufe der Kompressoranlage genutzt wird. Der Luft-Wasser-Kühler kann dabei in Reihe oder parallel mit dem Kühlkreislauf der Verdichterstufe geschaltet sein.

[0020] Eine bevorzugte Ausführungsform der Kompressoranlage zeichnet sich dadurch aus, dass der Luft-Wasser-Kühler oberhalb der Wärme erzeugenden Anlagenkomponenten positioniert ist, und dass das Gebläse oberhalb des Luft-Wasser-Kühlers positioniert ist, um den Kühlluftstrom durch den Kühler zu saugen und der Einlassöffnung des Kühlluftkanals zuzuführen. Die im Betrieb entstehende Abwärme steigt selbsttätig nach oben, sodass die Luftleitelemente auf wenige Leitbleche beschränkt sein können. Vorzugsweise werden die Luftleitelemente durch Abschnitt der Innenwandung des Anlagen-Gehäuses und/oder Rahmentile gebildet, die auch tragende Funktionen übernehmen können.

[0021] Besonders zweckmäßig ist eine Ausführungsform, bei welcher der Kühlluftkanal mindestens abschnittsweise in oder an einer das Gehäuse verschließenden Tür verläuft. Beim Öffnen der Tür wird dieser Abschnitt dann automatisch weggeschwenkt, sodass der Zugang zu den anderen Anlagenkomponenten nicht behindert. Auf diese Weise sind Wartungsarbeiten einfach möglich.

[0022] Bei einer Ausführungsform verläuft der Kühlluft-

kanal abschnittsweise in einem Boden des Gehäuses und besitzt dort mehrere Auslassöffnungen, welche die Kühlluft nach oben in das Gehäuse entlassen. Ebenso können in dem vertikal in der Tür verlaufenden Abschnitt des Kühlluftkanals seitliche Auslassöffnungen vorgesehen sein, wenn bestimmte Anlagenkomponenten seitlich mit Kühlluft angeströmt werden sollen.

[0023] Bei einer vorteilhaften Ausführungsform ist das Anlagen-Gehäuse gegenüber der Umgebung weitgehend luftdicht abgedichtet. Der Kühlluftstrom zirkuliert dann nahezu ausschließlich innerhalb des Anlagen-Gehäuses. Die Verdichterstufe ist dabei natürlich an einen zur Umgebung geöffneten Ansaugstutzen angeschlossen, um die zu komprimierende Luft anzusaugen.

[0024] Bei einer weitergebildeten Ausführungsform umfassen die Wärme erzeugenden Anlagenkomponenten eine elektronische Schaltungsbaugruppe. In diesem Fall wird die Schaltungsbaugruppe ebenfalls durch den innerhalb des Anlagen-Gehäuses zirkulierenden Kühlluftstrom gekühlt. Alternativ können die Schaltungsbaugruppen in einem eigenständigen Schaltschrank untergebracht sein, der eine eigene Kühlung aufweist.

[0025] Eine weitergebildete Ausführungsform zeichnet sich dadurch aus, dass sie zusätzlich einen Pulsations-Schalldämpfer als eine Anlagenkomponente umfasst. Der Pulsations-Schalldämpfer eignet sich für die Dämpfung von Pulsationen und daraus resultierendem Schall in dem gasförmigen Medienstrom, der von einem Verdichter geliefert wird. Der Pulsations-Schalldämpfer besitzt zunächst ein sich entlang einer Zentralachse erstreckendes Schalldämpfer Gehäuse mit einem Medienstromeinlass und einem Medienstromauslass. Weiterhin sind mehrere hülsenförmige Absorberelemente vorgesehen, die aus schallabsorbierendem Material bestehen und konzentrisch zueinander im Gehäuse angeordnet sind. Insoweit weicht der Pulsations-Schalldämpfer von bekannten Schalldämpfern in markanter Weise ab, denn im Stand der Technik wird entweder nur ein einziges Absorberelement genutzt oder mehrere Absorberelemente sind axial hintereinander angeordnet. Jedes hülsenförmige Absorberelement besitzt einen Einlassbereich und einen Auslassbereich, die axial voneinander beabstandet positioniert sind, vorzugsweise an den gegenüberliegenden Stirnseiten des Absorberelements angeordnet sind. Der Einlassbereich des strömungstechnisch vordersten Absorberelements ist mit dem Medienstromeinlass des Schalldämpfer-Gehäuses verbunden, der Auslassbereich des strömungstechnisch vordersten Absorberelements ist mit dem Einlassbereich des strömungstechnisch nachfolgenden Absorberelements verbunden und so fort, und der Auslassbereich des strömungstechnisch hintersten Absorberelements ist mit dem Medienauslass des Schalldämpfer-Gehäuses verbunden. Zwischen jeweils radial benachbarten Wandabschnitten verschiedener Absorberelemente verbleibt jeweils ein Strömungsraum, durch welchen der Medienstrom geführt ist. Durch diese Bauweise bilden die mehreren Absorberelemente somit mehrere Stufen, die

verschachtelt ineinander angeordnet sind. Jede dieser Stufen funktioniert quasi als separater Absorber. Der Medienstrom ändert im Schalldämpfer mehrfach seine Richtung, vorzugsweise mäandriert er entlang der einzelnen Absorberelemente.

[0026] Ein wesentlicher Vorteil des Pulsations-Schalldämpfers besteht darin, dass durch die verschachtelte Anordnung der Absorberelemente und die sich daraus ergebende mäanderartige Führung des Medienstroms die Gesamtbaulänge erheblich reduziert wird. Bei vergleichbarer Dämpfung des Gesamtsystems ist der erfindungsgemäße Schalldämpfer um mehr als die Hälfte kürzer als ein herkömmlicher Schalldämpfer mit einer geradlinigen Führung des Medienstroms. Dieser Schalldämpfer kann daher besonders einfach in das Anlagen-Gehäuse integriert und dort zur Wärmeabfuhr mit dem Kühlluftstrom versorgt werden.

[0027] Gemäß einer Ausführungsform bestehen die Absorberelemente aus demselben schallabsorbierenden Material, sodass sie alle auf den gleichen Frequenzbereich wirken. Bei einer abgewandelten Ausführungsform sind die einzelnen Absorberelemente auf die Dämpfung unterschiedlicher Frequenzbereiche abgestimmt, insbesondere durch Verwendung unterschiedlicher schallabsorbierender Materialien. Vorzugsweise bestehen die Absorberelemente aus mineralischem Material, Metall- oder Kunststoffgewebe, Metall- oder Keramikschäumen, wobei kammerartige Strukturen vorteilhaft sind. Ebenso können mehrlagige Absorbermaterialschichten verwendet werden.

[0028] Eine bevorzugte Ausführungsform des Pulsations-Schalldämpfers verwendet rotationssymmetrische Absorberelemente, die teleskopartig ineinander greifen und axial feststehend im Schalldämpfer-Gehäuse angeordnet sind. In abgewandelten Ausführungen können die Absorberelemente aber auch einen rechteckigen oder polygonalen Querschnitt aufweisen. Besonders vorteilhaft ist es, wenn mindestens drei oder mehr Absorberelemente ringförmig zueinander angeordnet sind, wobei zwischen dem Innendurchmesser eines jeweils außenliegenden Absorberelements und dem Außendurchmesser eines demgegenüber innenliegenden Absorberelements jeweils eine Differenz verbleibt, um dort den Strömungsraum auszubilden, beispielsweise mit einer Breite von 5 - 10 mm. Die Absorberelemente erstrecken sich bevorzugt über nahezu dieselbe axiale Länge, sodass sich mindestens 80%, vorzugsweise mindestens 90% der Längserstreckung der Absorberelemente axial überlappen.

[0029] Gemäß einer Ausführungsform sind der Einlassbereich und der Auslassbereich des Pulsations-Schalldämpfers jeweils an den Stirnseiten der Absorberelemente angeordnet, wobei die Strömungsrichtung des Medienstroms jeweils beim Übergang von einem Absorberelement zum nächsten Absorberelement eine Richtungs-umkehr von 180° erfährt. Da aufgrund der ineinander geschachtelten Anordnung der hülsenförmigen Absorberelemente jeweils am Übergang zwischen den be-

nachbarten Absorberelementen auch ein Querschnittszuwachs für den Medienstrom bereitsteht (auch bei gleichbleibender Spaltbreite im Strömungsraum), kommt es zu einer Reduktion der Strömungsgeschwindigkeit, wodurch eine zusätzliche Dämpfung erreicht wird. Je nach Ausführung kann leicht das Doppelte an durchströmter Querschnittsfläche und damit auch eine deutliche Geschwindigkeitsreduzierung von einer Stufe zur nächsten erreicht werden. Ebenfalls kann die Richtungs-umkehr beim Übertritt des Medienstroms von einem Absorberelement zum nächsten positiv für die Verbesserung der Dämpfungseigenschaften ausgenutzt werden, denn durch die Umlenkungen besteht keine direkte "Sichtverbindung" zwischen dem Medienstromeinlass und dem Medienstromauslass, was ein direktes "Durchstrahlen" von Pulsationen höherer Frequenzen auf nachgeschaltete Bauteile verhindert.

[0030] Durch die Verwendung hülsenartiger Absorberelemente mit dazwischen verbleibenden ringförmigen Strömungsräumen können großzügige Querschnitte zur Strömungsführung des Medienstroms erreicht werden, was geringste Druckverluste zur Folge hat.

[0031] Eine vorteilhafte Ausführungsform zeichnet sich dadurch aus, dass das strömungstechnisch vorderste Absorberelement des Pulsations-Schalldämpfers radial innenliegend und das strömungstechnisch hinterste Absorberelement radial außen liegend angeordnet ist. Vorzugsweise besitzt das Schalldämpfer-Gehäuse einen Absorberelementeaufnahmebereich mit einem kreisförmigen Querschnitt; eine Stirnplatte, an welcher der Medieneinlass als zentral liegende Einlassöffnung ausgebildet ist, die in einen zentralen Einlassbereich des strömungstechnisch vordersten Absorberelements mündet; und einen Flansch, welcher der Stirnplatte gegenüberliegt, den Medienauslass bildet und in den ein ringförmiger Auslassbereich des strömungstechnisch hintersten Absorberelements mündet. Da bei dieser Bauweise sich der Medieneintritt in den Schalldämpfer im inneren Bereich befindet, ist dort der Ort mit der größten Schallenergie, d. h. weit entfernt von der äußeren Schalldämpfer-Gehäusewand. Bei einem mit drei Absorberelementen ausgerüsteten Schalldämpfer befindet sich auch die in Strömungsrichtung nächste Stufe noch im inneren des Dämpfers. In der letzten Stufe, welche durch das an das Schalldämpfer-Gehäuse angrenzende Absorberelement gebildet wird, ist die Schallenergie dann schon derart abgebaut, dass die vom Schalldämpfer-Gehäuse noch in den Innenraum des Anlagen-Gehäuses abgestrahlte Schallenergie minimal ist. Aufgrund der nicht mehr nötigen Lüftungsöffnungen im Anlagen-Gehäuse ist die von der gesamten Kompressoranlage erzeugte Schallemission damit minimiert.

[0032] Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform des Pulsations-Schalldämpfers ist das Verhältnis von axialer Länge zu maximaler Querschnittserstreckung (z. B. Durchmesser) jedes Absorberelements kleiner als 5, vorzugsweise kleiner als 2,5. Besonders bevorzugt ist dieses Verhältnis beim radial äußersten Absorberele-

ment kleiner als 1, vorzugsweise kleiner als 0,75. Ebenso ist es vorteilhaft, wenn das Verhältnis von axialer äußerer Gesamtlänge des Pulsations-Schalldämpfers zur Länge des vom Medienstrom durch die Absorberelemente zurückgelegten Weges kleiner als 1, vorzugsweise kleiner als 0,5 ist.

[0033] Eine weitergebildete Ausführungsform des Pulsations-Schalldämpfers zeichnet sich dadurch aus, dass eines oder mehrere der Absorberelemente zusätzliche Hohlräume aufweisen, die als Resonator-kammern wirken. Die Resonator-kammern erstrecken sich bevorzugt winklig zu den Strömungsräumen und dienen einer zusätzlichen Pulsations- und Schalldämpfung unter Ausnutzung von Reflexions- und Resonanzeffekten.

[0034] Es ist ersichtlich, dass die in der Kompressor-anlage realisierte Kühlung in Bezug auf die Größe des Luft-Wasser-Kühlers und die Leistungsfähigkeit des Gebläses weniger leistungsstark dimensioniert werden muss, wenn an den Anlagenkomponenten möglichst wenig Abwärme anfällt. Dazu trägt bei, wenn im Leerlaufbetrieb des Kompressors möglichst wenig Abwärme entsteht. Dies gelingt im Fall des Aufbaus eines mehrstufigen Schraubenverdichters durch eine veränderte Ansteuerung der Verdichterstufen, die nachfolgend näher erläutert wird. Anwendbar ist das Verfahren somit bei einer erfindungsgemäßen Kompressor-anlage, die mit einem Schraubenverdichter mit mindestens einer ersten und einer zweiten Verdichterstufe arbeitet, wobei die erste Verdichterstufe das gasförmige Medium komprimiert und an die zweite Verdichterstufe führt, welche das Medium weiter komprimiert. Die erste Verdichterstufe liegt also in Strömungsrichtung des Mediums gesehen vor der zweiten Verdichterstufe. In den meisten Fällen besitzen solche Schraubenverdichter genau zwei Verdichterstufen, jedoch sind auch Bauformen mit mehr als zwei Stufen möglich. Weiterhin ist es für die Ausführung des Verfahrens erforderlich, dass beide Verdichterstufen getrennt voneinander und drehzahlregelbar angetrieben sind, d. h. jede Verdichterstufe wird von einem drehzahlregelbaren Antrieb angetrieben, insbesondere von einem Direktantrieb, sodass auf ein Verteilergetriebe verzichtet werden kann.

[0035] In einem ersten Schritt wird ein Volumenstrom des komprimierten gasförmigen Mediums, welches am Ausgang der zweiten Verdichterstufe abgenommenen bzw. an nachfolgende Einheiten abgegeben wird, mit einem geeigneten Geber erfasst. Dabei kann eine direkte Volumenstrommessung zum Einsatz kommen oder der abgenommene Volumenstrom wird indirekt z. B. aus den am Ausgang der zweiten Verdichterstufe herrschenden Druckverhältnissen oder aus dem am Antrieb der zweiten Verdichterstufe auftretenden Drehmoment / Antriebsstrom ermittelt.

[0036] Im normalen Lastbetrieb wird ein Volumenstrom abgenommen, der zwischen einem Maximalwert, für welchen der Schraubenverdichter ausgelegt ist, und einem vorbestimmten Minimalwert schwanken kann. In diesem Lastbetrieb wird der Schraubenverdichter in an

sich bekannter Weise geregelt, wozu auch gehört, dass die Drehzahl der Antriebe der beiden Verdichterstufen in einem vorgegebenen Bereich variiert werden kann. Wenn im Lastbetrieb der abgenommene Volumenstrom in einem Bereich zwischen einem Maximalwert und einem vorbestimmten Minimalwert sinkt, reduziert die Steuerung der Kompressor-anlage die Drehzahl beider Verdichterstufen, und wenn der Volumenstrom in diesem Bereich wieder ansteigt, erhöht die Steuerung die Drehzahl der Verdichterstufen wieder, sodass im normalen Lastbetrieb ein vorbestimmter Ausgangsdruck beibehalten wird.

[0037] Wenn hingegen der Volumenstrom den vorbestimmten Minimalwert unterschreitet, d. h. es wird kein oder nur ein sehr geringer Volumenstrom abgenommen, wechselt der Betriebszustand der Kompressor-anlage vom Lastbetrieb in den Leerlaufbetrieb. Dazu wird im nächsten Schritt ein Abblasventil geöffnet, um den von der zweiten Verdichterstufe zunächst weiterhin gelieferten Volumenstrom über das Abblasventil zumindest teilweise austreten zu lassen. Damit wird verhindert, dass der Druck am Ausgang des Schraubenverdichters eine maximal zulässige Größe überschreitet. Das Abblasventil kann beispielsweise ein gesteuertes Magnetventil sein.

[0038] In einem weiteren Schritt, der vorzugsweise mit nur geringer Verzögerung oder im Wesentlichen gleichzeitig mit dem Öffnen des Abblasventils ausgeführt wird, wird die Drehzahl mindestens der ersten Verdichterstufe auf eine vorbestimmte Leerlaufdrehzahl $V1_L$ reduziert, um den von der ersten an die zweite Verdichterstufe gelieferten Volumenstrom zu reduzieren. Abweichend zum Stand der Technik wird dafür gerade nicht eine Drosselklappe bzw. ein Ansaugregler geschlossen. Vielmehr bleibt der Einlass der ersten Verdichterstufe vollständig geöffnet. Eine Drosselklappe bzw. ein Ansaugregler und deren Ansteuerung können vollständig entfallen. Die Reduzierung des von der ersten Verdichterstufe geförderten Volumenstroms erfolgt bevorzugt ausschließlich über die Reduktion der Drehzahl der ersten Verdichterstufe auf die Leerlaufdrehzahl $V1_L$.

[0039] Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform wird in einem nächsten Schritt auch die Drehzahl der zweiten Verdichterstufe auf eine Leerlaufdrehzahl $V2_L$ reduziert. Vorzugsweise werden die Drehzahlen beider Verdichterstufen im Wesentlichen parallel laufend jeweils bis auf die Leerlaufdrehzahl $V1_L$ bzw. $V2_L$ reduziert.

[0040] Die Leerlaufdrehzahl $V1_L$ der ersten Verdichterstufe (Low Pressure - LP) wird in Abstimmung mit der Leerlaufdrehzahl $V2_L$ der zweiten Verdichterstufe (High Pressure - HP) so gewählt, dass die Austrittstemperatur des Mediums an der zweiten Stufe nicht kleiner als die Eintrittstemperatur an dieser Stufe wird. Eine solche ungewollte Betriebsbedingung kann eintreten, wenn das Druckverhältnis an der zweiten Verdichterstufe kleiner als 0,6 wird. Durch die Wahl der Leerlaufdrehzahlen ist daher sicherzustellen, dass die zweite Stufe nicht als "Expander" arbeitet und die Medientemperatur dadurch

sinkt. Andernfalls kann es zu einer unerwünschten Kondensation im Verdichter kommen. Weiterhin ist bei der Wahl der Leerlaufdrehzahlen sicherzustellen, dass die zweite Verdichterstufe nicht über das transportierte Medium von der ersten Verdichterstufe angetrieben wird, da andernfalls der Antrieb der zweiten Stufe in den Generatorbetrieb wechseln würde, was zu einer Schädigung des diesen ansteuernden Frequenzumrichters führen könnte.

[0041] Die minimalen Leerlaufdrehzahlen werden auch dadurch bestimmt, welche Verzögerung beim Wiedereintritt in den Lastzustand hinnehmbar ist. Um so kürzer diese Rückkehrzeit sein muss, desto höher wird die Leerlaufdrehzahl zu wählen sein.

[0042] Vorzugsweise liegt das Drehzahlverhältnis im Leerlauf zwischen zweiter und erster Stufe im Bereich 2 bis 3, besonders bevorzugt etwa 2,5. Das Druckverhältnis der ersten Stufe liegt dabei bei etwa 1,5 und das Druckverhältnis der zweiten Stufe liegt etwa im Bereich von 0,6 bis 0,75. Bevorzugt beträgt die Leerlaufdrehzahl V_{2L} der zweiten Verdichterstufe etwa $1/2$ bis $1/4$ der Lastdrehzahl dieser Stufe. Bevorzugt beträgt die Leerlaufdrehzahl V_{1L} der ersten Verdichterstufe etwa $1/5$ bis $1/8$ der Lastdrehzahl dieser Stufe.

[0043] Ein Vorteil dieses Steuerverfahrens besteht somit darin, dass beide Verdichterstufen im Leerlaufbetrieb mit deutlich niedrigeren Drehzahlen betrieben werden können. Dies reduziert den Energieverbrauch und den Verschleiß. Außerdem sinken die Temperaturen des komprimierten Mediums am Auslass der jeweiligen Verdichterstufe, was sich vorteilhaft auf die Gesamtmenge der in der Kompressoranlage anfallenden Abwärme auswirkt. Dennoch kann der Schraubenverdichter bei erneuter Anforderung von Volumenstrom sehr schnell zurück in den Lastbetrieb gebracht werden, indem die Drehzahlen der Verdichterstufen wieder hochgefahren werden.

[0044] Weitere Vorteile und Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsformen unter Bezugnahme auf die Zeichnung. Es zeigen:

Fig. 1 eine teilweise geöffnete Ansicht einer erfindungsgemäßen Kompressoranlage;

Fig. 2 eine teilweise geschnittene Ansicht der Kompressoranlage mit eingezeichnetem Kühlluftstrom;

Fig. 3 einen Längsschnitt eines Pulsations-Schalldämpfers, der eine Anlagenkomponente bildet;

Fig. 4 einen Querschnitt des Pulsations-Schalldämpfers gemäß Fig. 3;

Fig. 5 eine vereinfachte Darstellung der Betriebsparameter in einem Schraubenverdichter mit zwei Verdichterstufen während des Lastbetriebs;

Fig. 6 eine vereinfachte Darstellung der Betriebsparameter in dem Schraubenverdichter während des Leerlaufbetriebs.

[0045] Fig. 1 zeigt eine erfindungsgemäße Kompressoranlage 01 in einer teilweise geöffneten, perspektivischen Ansicht. Die Kompressoranlage 01 besitzt ein verschließbares Anlagen-Gehäuse 02, dessen Seitenwände 03 nur teilweise dargestellt sind. Das Anlagen-Gehäuse 02 umfasst einen Boden 04 und eine Tür 05, die den Zugang zu innen liegenden Anlagenkomponenten 06 gestattet. Die Anlagenkomponenten 06 erzeugen im Betrieb der Kompressoranlage Wärme und umfassen mindestens eine Verdichterstufe zur Verdichtung eines gasförmigen Mediums. Die Tür 05 besitzt einen ersten Abschnitt eines Kühlluftkanals 07, der oben eine Einlassöffnung 08 und unten eine Auslassöffnung 09 aufweist. Im Boden 04 ist ein Durchlass 11 angeordnet, der bei geschlossener Tür 05 mit der Auslassöffnung 09 gekoppelt ist, um Kühlluft in den Boden 04 einströmen zu lassen. Der Kühlluftkanal setzt sich somit aus dem in der Tür verlaufenden Abschnitt, aus Abschnitten im Boden sowie aus Abschnitten innerhalb des Anlagen-Gehäuses zusammen, welche z. B. durch die Luftleitelemente gebildet sind.

[0046] Fig. 2 zeigt die Kompressoranlage 01 in einer geöffneten Ansicht, wobei mehrere der Anlagenkomponenten nicht dargestellt sind. Dadurch wird ersichtlich, dass im oberen Drittel des Anlagen-Gehäuses ein Luft-Wasser-Kühler 12 angeordnet ist, der sich damit über den die Wärme erzeugenden Anlagenkomponenten 06 befindet. Im Anlagen-Gehäuse sind mehrere obere Luftleitelemente 13 angeordnet, welche die aufsteigende, erwärmte Luft - symbolisiert durch Warmluftpfeile 14 - zum Luft-Wasser-Kühler 12 leiten.

[0047] Zur Erzeugung eines umgewälzten Kühlluftstroms ist oberhalb des Luft-Wasser-Kühlers 12 ein Gebläse 15 angeordnet. Dieses saugt die Warmluft durch den Luft-Wasser-Kühler 12 und bläst die dort abgekühlte Luft als Kühlluftstrom 16 zur Einlassöffnung 08 des Kühlluftkanals 07. Der Kühlluftstrom 16 wird im Kühlluftkanal 07 nach unten geführt und tritt aus der Auslassöffnung 09 aus, um über den Durchlass 11 in den Boden 04 zu gelangen. Im Boden 04 und ggf. auch im unteren Abschnitt des Anlagengehäuses sind untere Luftleitelemente 17 angeordnet, um den Kühlluftstrom zu den zu kühlenden Anlagenkomponenten 06 zu führen.

[0048] Fig. 3 zeigt eine vereinfachte Längsschnittansicht eines Pulsations-Schalldämpfers 100, der eine Anlagenkomponente der zuvor beschriebenen Kompressoranlage ist. Fig. 4 zeigt den Querschnitt dieses Pulsations-Schalldämpfers. Der Schalldämpfer 100 besitzt in diesem Beispiel ein im Wesentlichen zylindrisches Schalldämpfer-Gehäuse 101 mit einem Absorberelementenaufnahmebereich 102, einer das Schalldämpfer-Gehäuse stirnseitig verschließenden Stirnplatte 103 und einem der Stirnplatte axial gegenüberliegenden Flansch 104. Die Stirnplatte 103 weist einen zentral angeordnete-

ten Medienstromeinlass 106 auf, über welchen ein von einem Verdichter komprimierter gasförmiger Medienstrom 107, insbesondere Druckluft, zugeführt wird.

[0049] Im Absorberelementenaufnahmebereich 102 sind mehrere hülsenartige Absorberelemente 108 angeordnet, im dargestellten Beispiel ein strömungstechnisch vorderes Absorberelement 108a, ein strömungstechnisch mittleres Absorberelement 108b und ein strömungstechnisch hinteres Absorberelement 108c. Die drei Absorberelemente sind teleskopartig ineinander gesteckt und besitzen in Achsrichtung im Wesentlichen dieselbe Länge. Alle Absorberelemente bestehen aus schallabsorbierendem Material, wobei die spezifischen Eigenschaften des Materials zwischen den einzelnen Absorberelementen differenziert gewählt sein können.

[0050] Der Medienstromeinlass 106 mündet im zentral liegenden Einlassbereich des vorderen Absorberelements 108a, sodass der Medienstrom zunächst im Inneren des vorderen Absorberelements 108a strömt und durch dessen Material eine Dämpfung erfährt. Der Innenraum des vorderen Absorberelements 108a kann hohl oder mit gasdurchlässigem Material gefüllt sein, wobei der Strömungswiderstand gering zu halten ist. An dem der Stirnplatte 103 abgewandten Ende des vorderen Absorberelements 108a ist ein Auslassbereich vorgesehen, damit der Medienstrom aus dem vorderen Absorberelement 108a austreten kann. Dort strömt der Medienstrom in einem ersten ringförmigen Wechselbereich 110 in den Einlassbereich des mittleren Absorberelements 108b ein, wobei es zu einer Richtungsumkehr im Medienstrom 107 kommt. Das mittlere Absorberelement 108b umgreift das strömungstechnisch vordere Absorberelement 108a ringförmig, wobei ein am mittleren Absorberelement 108b vorgesehener Zentrierdorn 111 der Halterung des vorderen Absorberelements 108a dient. Der Medienstrom 107 strömt nun durch einen ersten zylindrischen Strömungsraum 112, der sich zwischen dem vorderen Absorberelement 108a und dem mittleren Absorberelement 108b in axialer Richtung erstreckt.

[0051] An dem zur Stirnplatte 103 gerichteten Ende des mittleren Absorberelements 108b verlässt der Medienstrom den ersten zylindrischen Strömungsraum 112 über einen Auslassbereich und strömt in einem zweiten ringförmigen Wechselbereich 113 in den Einlassbereich des hinteren Absorberelements 108c ein. Nun strömt der Medienstrom 107 durch einen zweiten zylindrischen Strömungsraum 114, der sich zwischen dem mittleren Absorberelement 108b und dem hinteren Absorberelement 108c in axialer Richtung erstreckt. Die Strömungsrichtung ist im zweiten Strömungsraum 114 axial entgegengesetzt zur Strömungsrichtung im ersten Strömungsraum 112.

[0052] An dem von der Stirnplatte 103 abgewandten Ende des strömungstechnisch hinteren Absorberelements 108c verlässt der Medienstrom 107 über einen Auslassbereich des strömungstechnisch hinteren Absorberelements 108c den Absorberelementenaufnahmebereich 102 und strömt dann durch einen Medienstromaus-

lass 116 im Flansch 104 zu den nachgeordneten Einheiten des Kompressors. Es ist aus den Figuren ersichtlich, dass der für den Medienstrom zur Verfügung stehende Querschnitt jeweils in den Wechselbereichen deutlich zunimmt und letztlich am Medienstromauslass 116 wesentlich größer als am Medienstromeinlass 106 ist.

[0053] Aus den Figuren ist auch ersichtlich, dass alle drei Absorberelemente 108 in ihrer Wandung jeweils mehrere Resonatorkammern 117a, 117b bzw. 117c besitzen.

[0054] Fig. 5 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer Kompressoranlage, die als eine Anlagenkomponente einen Doppelschraubenverdichter 200 verwendet. Neben den einzelnen Elementen des Doppelschraubenverdichters sind außerdem typische Parameter angegeben, wie sie im Lastbetrieb auftreten, wenn Druckluft mit einem Volumenstrom oberhalb eines vorbestimmten Minimalwertes und nicht größer als ein anlagenspezifischer Maximalwert abgefordert wird.

[0055] Eine erste Verdichterstufe 201 besitzt einen ersten Direktantrieb 202, der drehzahlregelt ist. Der Einlass der ersten Verdichterstufe 201, über welchen Umgebungsluft angesaugt wird, ist ohne Zwischenschaltung eines Ansaugreglers direkt an einen Ansaugstutzen 203 gekoppelt, an welchem Umgebungsatmosphäre mit einem Druck von 1,0 bar bei einer Temperatur von z. B. 20°C anliegt. Am Einlass der ersten Verdichterstufe 201 liegt somit ein Druck von 1,0 bar an.

[0056] Die erste Verdichterstufe 201 wird z. B. mit einer Drehzahl von 15.500 min^{-1} betrieben, um die Luft zu komprimieren. Am Auslass der ersten Verdichterstufe 201 herrscht dann ein Druck von 3,2 bar, sodass die erste Verdichterstufe im Lastbetrieb ein Verdichtungsverhältnis von 3,2 aufweist. Durch die Kompression erhöht sich die Temperatur des Mediums (Druckluft) auf 170°C. Die Druckluft wird vom Auslass der ersten Verdichterstufe 201 über einen Zwischenkühler 204 zum Einlass einer zweiten Verdichterstufe 206 geführt, welche einen zweiten, drehzahlregelteten Direktantrieb 207 besitzt. Die am Zwischenkühler 204 entstehende Abwärme muss aus der Kompressoranlage abgeführt werden. Die im Anlagen-Gehäuse 02 zirkulierende Luft wird vom Luft-Wasser-Kühler 12 gekühlt. Das im Luft-Wasser-Kühler strömende Kühlwasser kann in einem Parallelzweig oder in Reihenschaltung durch den Zwischenkühler 204 geführt werden, wenn diese eine Wasserkühlung besitzt. Nach dem Zwischenkühler 204, am Einlass der zweiten Verdichterstufe 206, besitzt die Druckluft eine Temperatur von beispielsweise 30°C und weiterhin einen Druck von 3,2 bar. Im Lastbetrieb wird die zweite Verdichterstufe 206 mit einer Drehzahl von z. B. 22.000 min^{-1} betrieben, sodass es zu einer weiteren Kompression kommt. Die Druckluft besitzt demzufolge am Auslass der zweiten Verdichterstufe 206 einen Druck von 10,2 bar und eine Temperatur von 180°C. Die zweite Verdichterstufe weist somit ein Kompressionsverhältnis ebenfalls von etwa 3,2 auf. Die Druckluft wird vom Auslass der zweiten Verdichterstufe 206 durch einen Nachkühler 208

geführt und dort auf etwa 35°C abgekühlt. Auch der Nachkühler 208 kann in den Kühlwasserkreislauf eingebunden sein, der den Luft-Wasser-Kühler 12 und/oder den Zwischenkühler 204 versorgt. Schließlich ist am Ausgang des Doppelschraubenverdichters 200 ein Abblasventil 209 angeordnet, welches von einer Steuereinheit (nicht dargestellt) angesteuert wird.

[0057] Der beispielhaft beschriebene Doppelschraubenverdichter 200 zeigt bei maximaler Drehzahl der Direktantriebe 202, 207 eine Leistungsaufnahme von 150 kW und liefert Druckluft mit einem maximalen Druck von 12 bar und minimalem Druck von 6 bar. Das Drehzahlverhältnis zwischen den Verdichterstufen beträgt im Lastbetrieb etwa 1,4.

[0058] Fig. 6 zeigt den Doppelschraubenverdichter 200 im Leerlaufbetrieb, d. h. wenn im Wesentlichen keine Druckluft abgenommen wird. Neben den Elementen des Doppelschraubenverdichters sind wiederum typische Parameter angegeben, wie sie im Leerlaufbetrieb auftreten. Um in den Leerlaufbetrieb einzutreten, wird das Abblasventil geöffnet und die Drehzahl beider Verdichterstufen wird reduziert. Der Einlass der ersten Verdichterstufe 201, über welchen weiterhin Umgebungsluft angesaugt wird, wenn auch in reduzierter Menge, ist weiterhin ohne Zwischenschaltung eines Ansaugreglers direkt an den Ansaugstutzen 203 gekoppelt, an welchem Umgebungsluft mit einem Druck von 1,0 bar bei einer Temperatur von 20°C anliegt. Am Einlass der ersten Verdichterstufe 201 liegt somit unverändert ein Druck von 1,0 bar an.

[0059] Die erste Verdichterstufe 201 wird nun mit einer Leerlaufdrehzahl $V_{1L} = 2.500 \text{ min}^{-1}$ betrieben, um die Luft zu komprimieren. Am Auslass der ersten Verdichterstufe 201 herrscht dann ein Druck von 1,5 bar, sodass die erste Verdichterstufe im Leerlaufbetrieb ein Verdichtungsverhältnis von 1,5 aufweist. Durch die verringerte Kompression erhöht sich die Temperatur des Mediums (Druckluft) nur noch auf 90°C. Die Druckluft wird vom Auslass der ersten Verdichterstufe 201 über den Zwischenkühler 204 zum Einlass der zweiten Verdichterstufe 206 geführt. Nach dem Zwischenkühler 204, am Einlass der zweiten Verdichterstufe 206, besitzt die Druckluft im Leerlauf eine Temperatur von beispielsweise 30°C und weiterhin einen Druck von 1,5 bar (Zwischendruck). Die nötige Kühlleistung für die Zwischenkühlung ist somit im Leerlaufbetrieb verringert. Im Leerlaufbetrieb wird die zweite Verdichterstufe 206 mit einer Leerlaufdrehzahl V_{2L} von 7.500 min^{-1} betrieben. Die Druckluft besitzt am Auslass der zweiten Verdichterstufe 206 einen gegenüber dem Zwischendruck verringerten Druck von etwa 1,2 bar und eine Temperatur von 70°C. Die zweite Verdichterstufe weist somit ein Kompressionsverhältnis von etwa 0,8 auf (Expansion). Die Druckluft wird vom Auslass der zweiten Verdichterstufe 206 durch den Nachkühler 208 geführt und dort auf etwa 30°C abgekühlt.

[0060] Der beispielhaft beschriebene Doppelschraubenverdichter 200 zeigt im Leerlaufbetrieb eine Leistungsaufnahme von 7 kW und liefert einen maximalen

Druck von 1,2 bar. Das Drehzahlverhältnis zwischen den Verdichterstufen beträgt etwa 3.

Bezugszeichenliste

[0061]

01	Kompressoranlage
02	Anlagen-Gehäuse
03	Seitenwände
04	Boden
05	Tür
06	Anlagenkomponenten
07	Kühlluftkanal
08	Einlassöffnung
09	Auslassöffnung
10	-
11	Durchlass
12	Luft-Wasser-Kühler
13	obere Luftleitelemente
14	Warmluft
15	Gebälse
16	Kühlluftstrom
17	untere Luftleitelemente
100	Pulsations-Schalldämpfer
101	Schalldämpfer-Gehäuse
102	Absorberelementeaufnahmebereich
103	Stirnplatte
104	Flansch
105	-
106	Medienstromeinlass
107	Medienstrom
108	Absorberelemente
109	-
110	erster Wechselbereich
111	Zentrierdorn
112	erster Strömungsraum
113	zweiter Wechselbereich
114	zweiter Strömungsraum
115	-
116	Medienstromauslass
117	Resonatorkammer
200	Doppelschraubenverdichter
201	erste Verdichterstufe
202	erster Direktantrieb
203	Ansaugstutzen
204	Zwischenkühler
205	-
206	zweite Verdichterstufe
207	zweiter Direktantrieb
208	Nachkühler
209	Abblasventil

Patentansprüche

1. Kompressoranlage (01) mit einem Anlagen-Gehäuse (02), in welchem angeordnet sind:

- Wärme erzeugende Anlagenkomponenten (06), die mindestens eine Verdichterstufe (201) zur Verdichtung eines gasförmigen Mediums umfassen;
- ein Luft-Wasser-Kühler (12);
- ein Gebläse (15), welches einen Kühlluftstrom (16) erzeugt;
- Luftleitelemente, welche die von den Anlagenkomponenten (06) erwärmte Luft zu dem Luft-Wasser-Kühler (12) führen;

dadurch gekennzeichnet, dass ein Kühlluftkanal (07) ausgebildet ist, der eine Einlassöffnung (08) im oberen Abschnitt des Anlagen-Gehäuses (02) und eine Auslassöffnung (09) im unteren Abschnitt des Anlagen-Gehäuses (02) aufweist, dass obere Luftleitelemente (13) positioniert sind, um den Kühlluftstrom (16) nach Durchströmen des Luft-Wasser-Kühlers (12) zur Einlassöffnung (08) zu führen, und dass untere Luftleitelemente (17) positioniert sind, um den Kühlluftstrom (16) von der Auslassöffnung (09) zu den Anlagenkomponenten (06) zu führen.

2. Kompressoranlage (01) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Luft-Wasser-Kühler (12) oberhalb der Wärme erzeugenden Anlagenkomponenten (06) positioniert ist, und dass das Gebläse (15) oberhalb des Luft-Wasser-Kühlers (12) positioniert ist, um den Kühlluftstrom (16) durch den Luft-Wasser-Kühler (12) zu saugen und der Einlassöffnung (08) des Kühlluftkanals (07) zuzuführen.

3. Kompressoranlage (01) nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Kühlluftkanal (07) mindestens abschnittsweise in einer das Anlagen-Gehäuse (02) verschließenden Tür (05) verläuft.

4. Kompressoranlage (01) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Kühlluftkanal (07) abschnittsweise in einem Boden (04) des Anlagen-Gehäuses (02) verläuft und dort mehrere Auslassöffnungen aufweist, welche die Kühlluft nach oben in das Anlagen-Gehäuse (02) entlassen.

5. Kompressoranlage (01) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Anlagen-Gehäuse (02) gegenüber der Umgebung luftdicht abgedichtet ist, wobei die Verdichterstufe (201) an einen zur Umgebung geöffneten Ansaugstutzen (203) angeschlossen ist.

6. Kompressoranlage (01) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Wärme

erzeugenden Anlagenkomponenten (06) eine elektronische Schaltungsbaugruppe umfassen.

7. Kompressoranlage (01) nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Luft-Wasser-Kühler (12) an einen externen Kühlkreislauf anschließbar ist, welcher eine Wärmerückgewinnungseinheit aufweist.

8. Kompressoranlage (01) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass:**

- die Wärme erzeugenden Anlagenkomponenten (06) einen Schraubenverdichter mit einer ersten und einer zweiten Verdichterstufe (201, 206) umfassen, wobei die erste Verdichterstufe (201) das gasförmige Medium komprimiert und an die zweite Verdichterstufe (206) führt, welche das Medium weiter komprimiert,
- beide Verdichterstufen (201, 206) getrennt voneinander und drehzahlregelbar angetrieben sind;
- ein Abblasventil (209) vorhanden ist, welches geöffnet wird, wenn der von der zweiten Verdichterstufe (206) abgenommene Volumenstrom einen vorbestimmten Minimalwert unterschreitet, wobei die Drehzahl mindestens der ersten Verdichterstufe (201) auf eine vorbestimmte Leerlaufdrehzahl (V_{1L}) reduziert wird, um den von der ersten an die zweite Verdichterstufe gelieferten Volumenstrom zu reduzieren.

9. Kompressoranlage (01) nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Wärme erzeugenden Anlagenkomponenten (06) einen im Anlagen-Gehäuse (02) angeordneten Pulsations-Schalldämpfer (100) umfassen, der strömungstechnisch hinter der letzten Verdichterstufe (206) angeordnet ist und seinerseits umfasst:

- ein sich entlang einer Zentralachse erstreckendes Schalldämpfer-Gehäuse (101) mit einem Medienstromeinlass (106) und einem Medienstromauslass (116);
- mehrere hülsenförmige Absorberelemente (108), die aus schallabsorbierendem Material bestehen und konzentrisch zueinander im Schalldämpfer-Gehäuse (101) angeordnet sind, wobei

- jedes hülsenförmige Absorberelement (108) einen Einlassbereich und einen Auslassbereich besitzt, die axial voneinander beabstandet positioniert sind,
- der Einlassbereich des strömungstechnisch vordersten Absorberelements (108a) mit dem Medienstromeinlass (106) des

Schalldämpfer-Gehäuses (101) verbunden ist, der Auslassbereich des strömungstechnisch vordersten Absorberelements (108a) mit dem Einlassbereich des strömungstechnisch nachfolgenden Absorberelements (108b) verbunden ist und so fort, und der Auslassbereich des strömungstechnisch hintersten Absorberelements (108c) mit dem Medienstromauslass (116) des Schalldämpfer-Gehäuses (101) verbunden ist, 5 10

- zwischen jeweils radial benachbarten Wandabschnitten verschiedener Absorberelemente (108) jeweils ein Strömungsraum (112, 114) für den Medienstrom (107) verbleibt. 15

10. Kompressoranlage (01) nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Absorberelemente (108) des Pulsations-Schalldämpfers (100) rotationssymmetrisch ausgebildet sind und teleskopartig aber axial feststehend ineinander greifen. 20

25

30

35

40

45

50

55

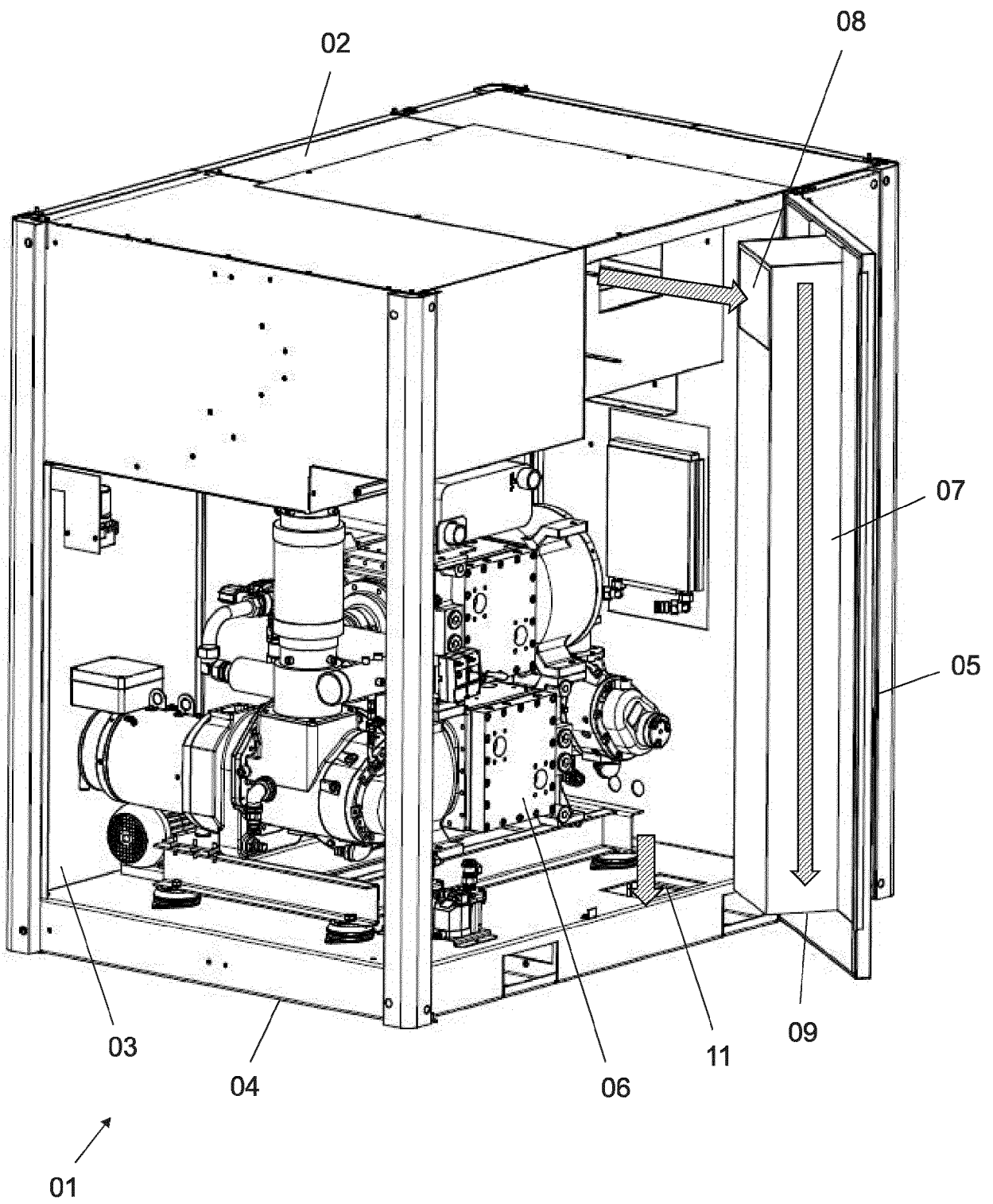


Fig. 1

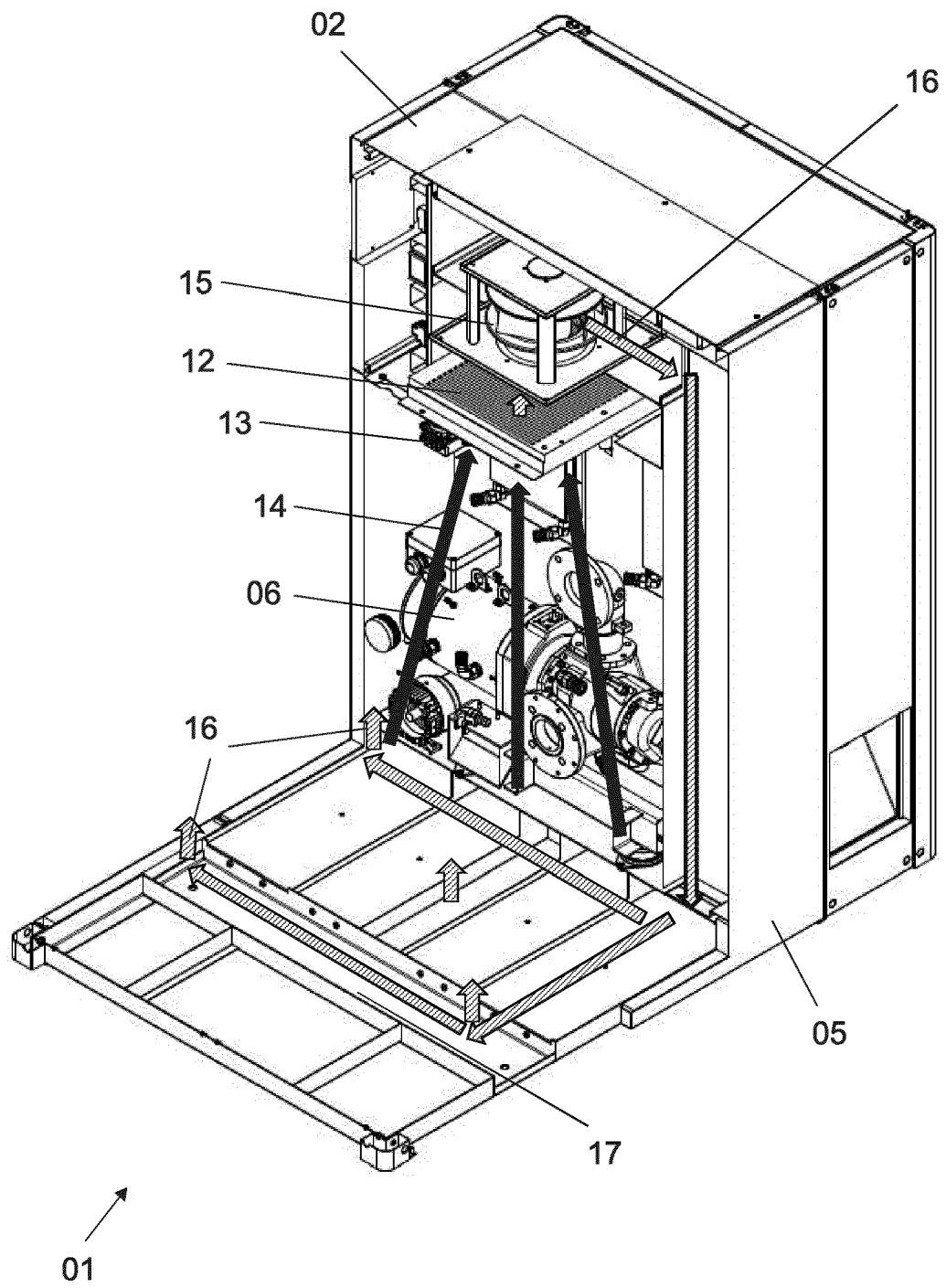


Fig. 2

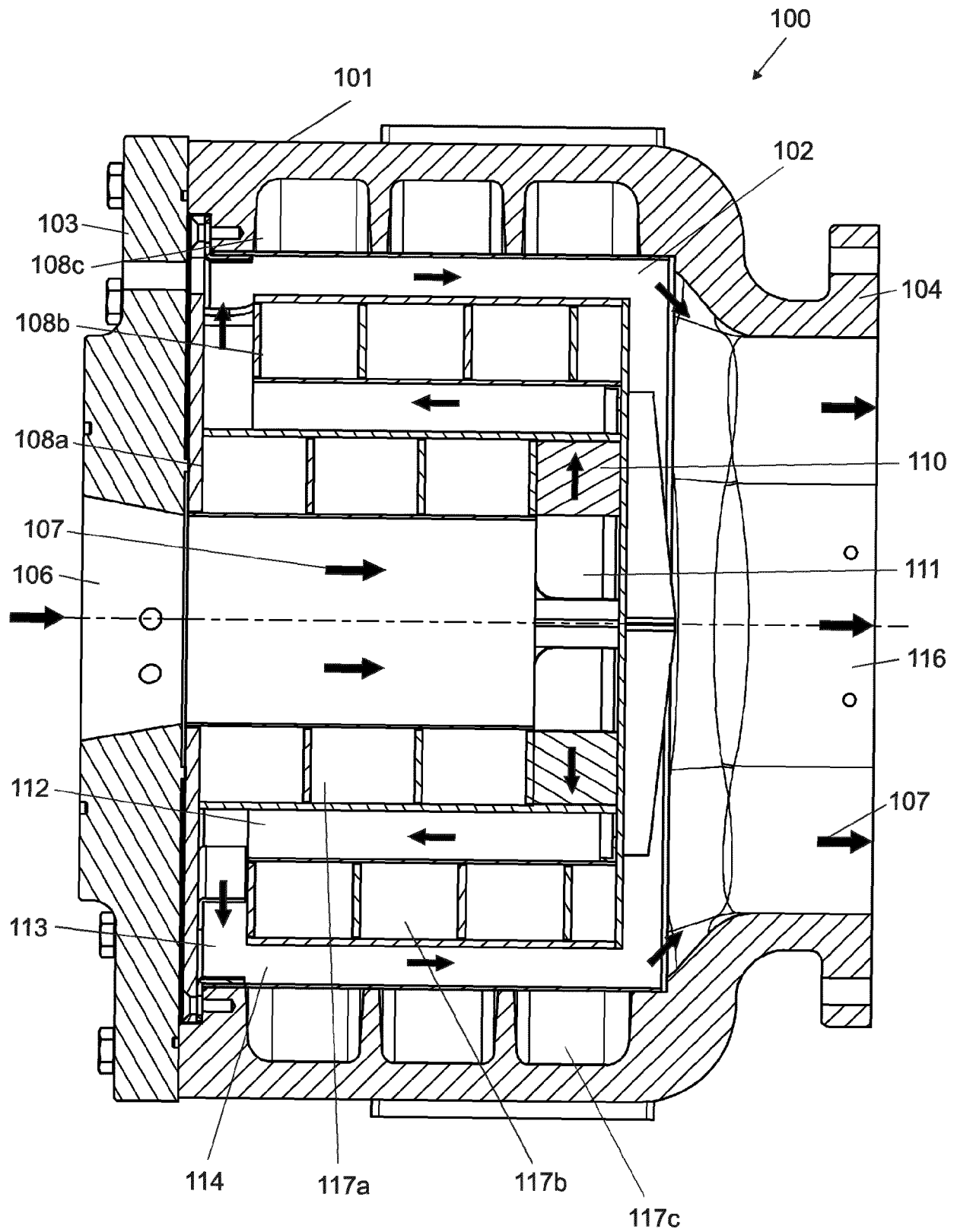


Fig. 3

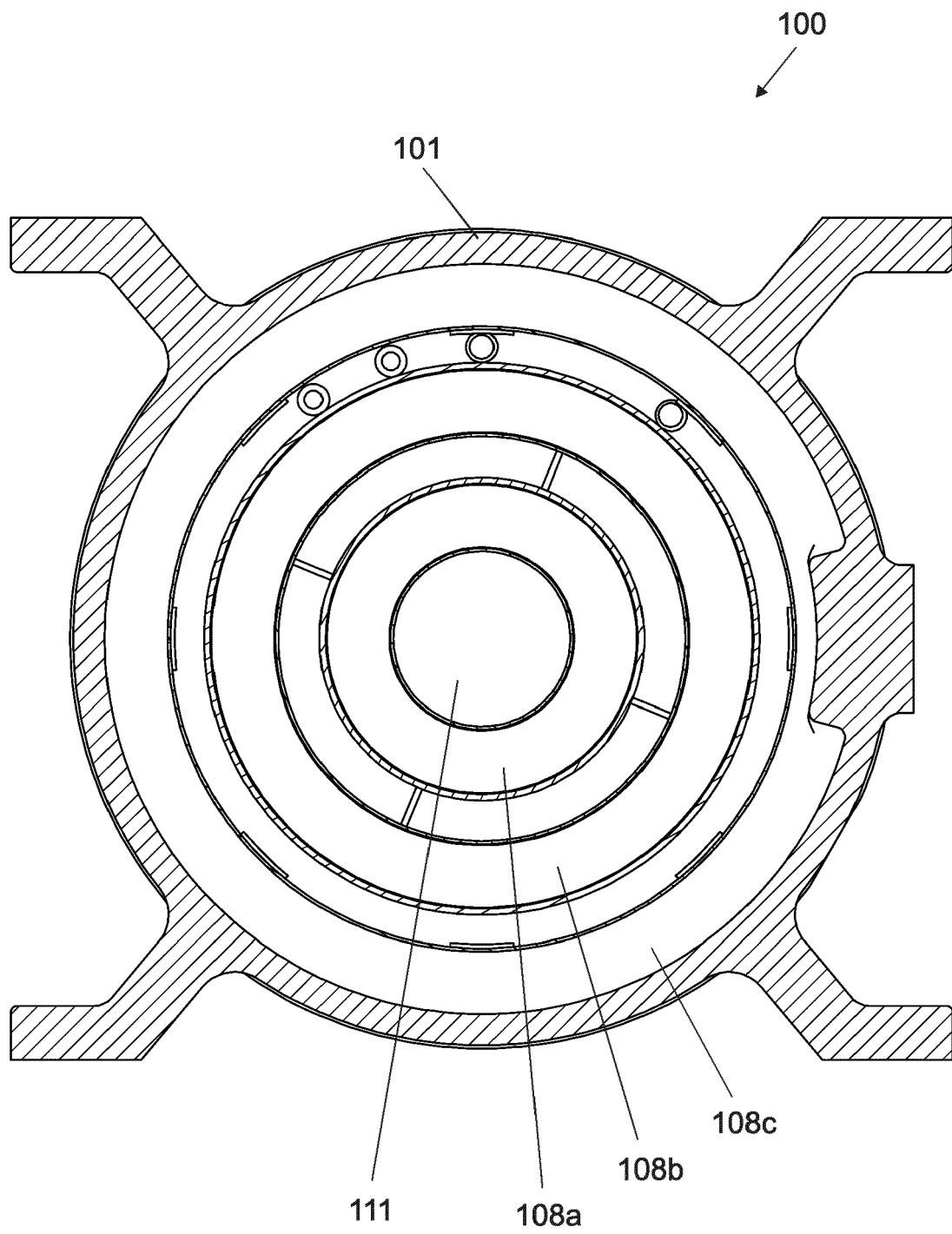


Fig. 4

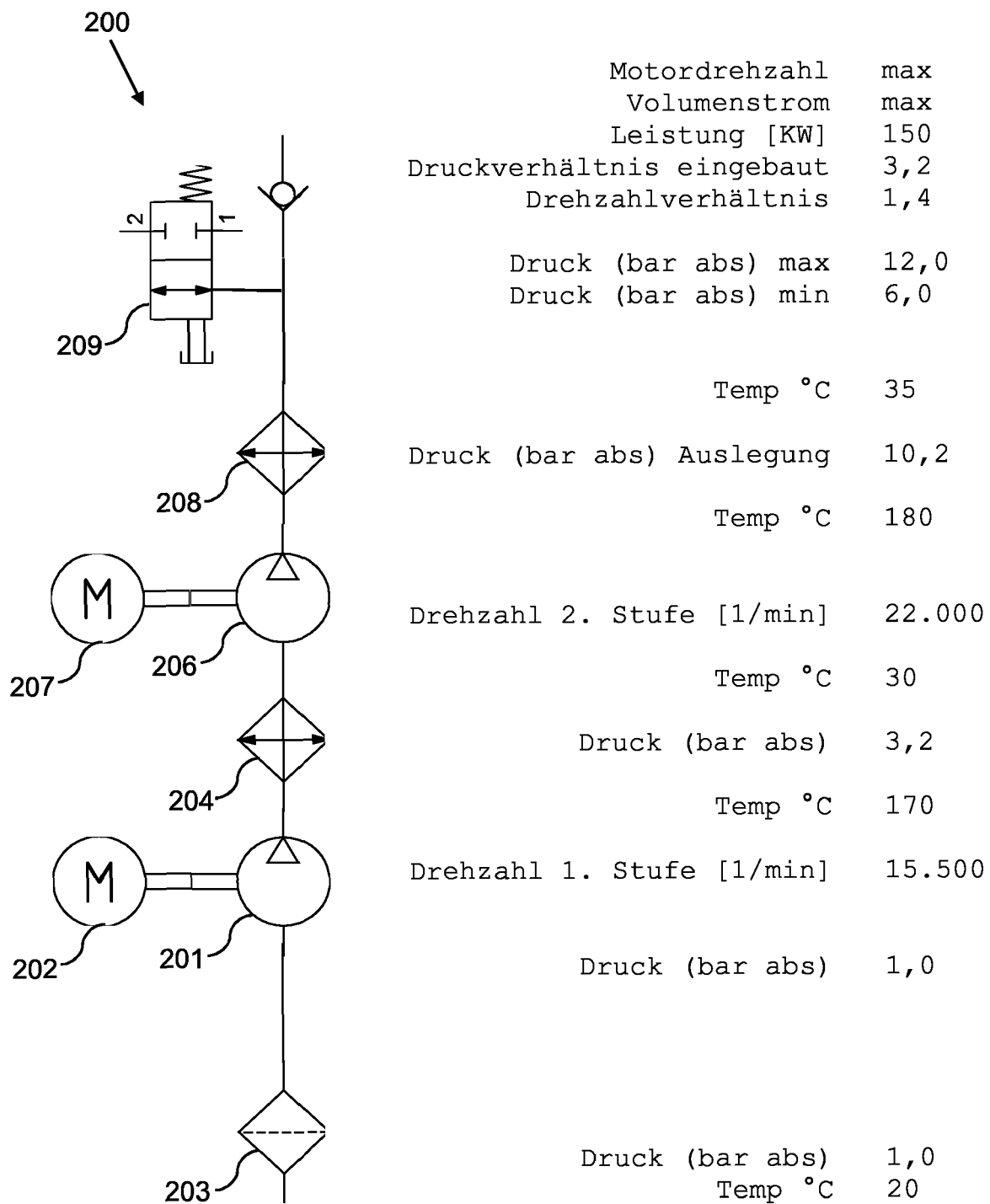


Fig. 5

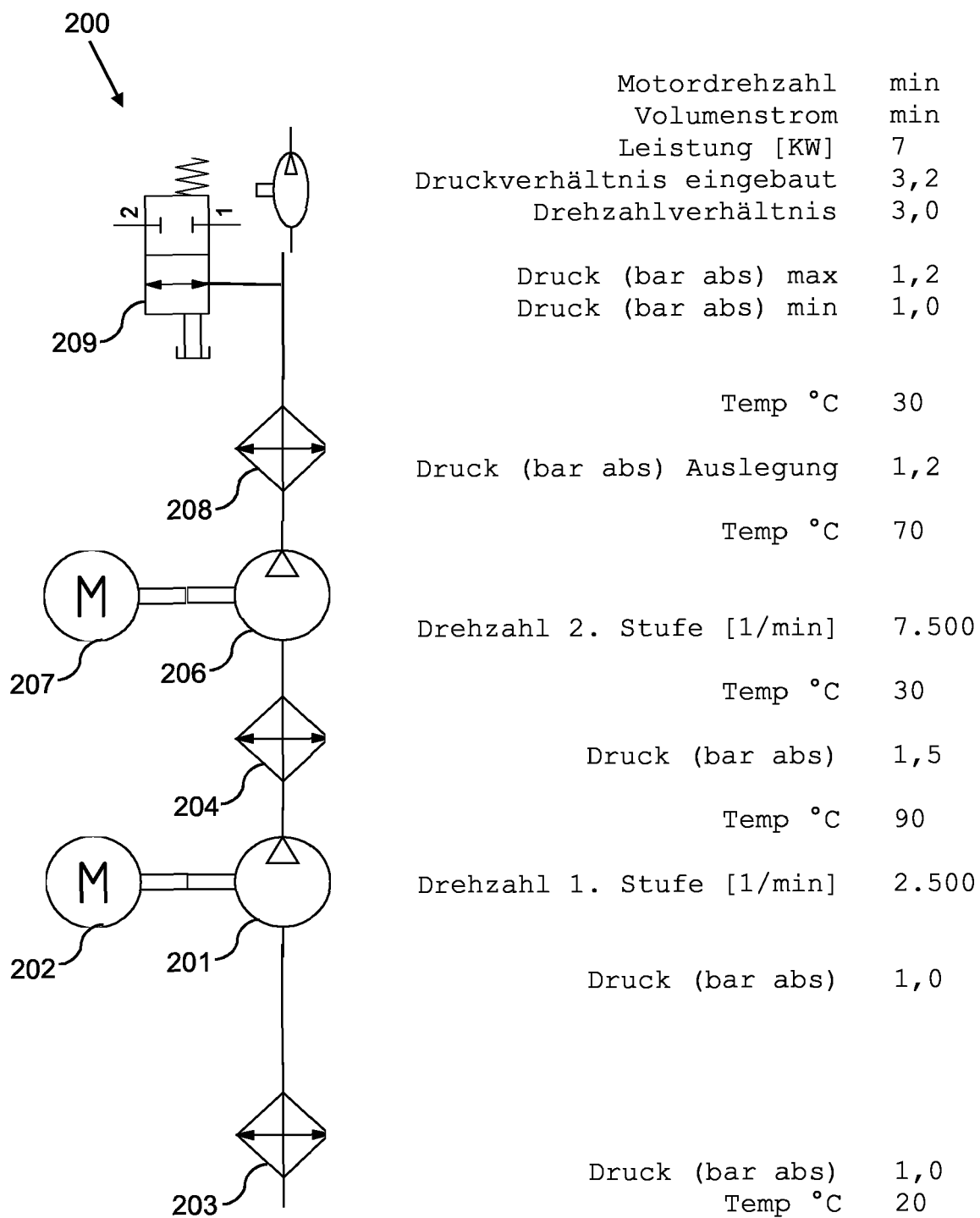


Fig. 6



EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

 Nummer der Anmeldung
EP 18 16 4786

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
X	US 6 345 960 B1 (PERSSON RICHARD [SE] ET AL) 12. Februar 2002 (2002-02-12)	1,2,6,7	INV.
A	* Spalte 4, Zeile 24 - Spalte 5, Zeile 15; Abbildungen 3,4 *	3-5,8-10	F01C21/00 F04C29/12

A	EP 1 703 618 A1 (KAESER KOMPRESSOREN GMBH [DE]) 20. September 2006 (2006-09-20)	1-10	
	* Absatz [0048] - Absatz [0051]; Abbildung 1 *		

A	US 2013/136643 A1 (YABE TOSHIKI [JP] ET AL) 30. Mai 2013 (2013-05-30)	1-10	
	* Absatz [0019] - Absatz [0051]; Abbildung 3 *		

			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
			F01C F04C
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort München		Abschlußdatum der Recherche 5. Juli 2018	Prüfer Grilli, Muzio
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE		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 anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur			

EPO FORM 1503 03.92 (P04C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
 ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 18 16 4786

5 In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.
 Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
 Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

05-07-2018

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

EPO FORM P0461

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US 6345960	B1	12-02-2002	AR 018778 A1 12-12-2001
		AU 3062499 A 11-10-1999	
		BR 9908892 A 28-11-2000	
		CN 1301329 A 27-06-2001	
		CZ 20003405 A3 16-05-2001	
		DE 69925901 D1 28-07-2005	
		DE 69925901 T2 11-05-2006	
		DK 1064462 T3 05-09-2005	
		EP 1064462 A1 03-01-2001	
		JP 4475806 B2 09-06-2010	
		JP 2002506952 A 05-03-2002	
		RU 2227847 C2 27-04-2004	
		TW 436582 B 28-05-2001	
		US 6345960 B1 12-02-2002	
		WO 9947811 A1 23-09-1999	

EP 1703618	A1	20-09-2006	CA 2535389 A1 14-09-2006
		CN 1835347 A 20-09-2006	
		EP 1703618 A1 20-09-2006	
		JP 4949702 B2 13-06-2012	
		JP 2006262691 A 28-09-2006	
		US 2006204371 A1 14-09-2006	

US 2013136643	A1	30-05-2013	CN 103133347 A 05-06-2013
		JP 5774455 B2 09-09-2015	
		JP 2013113236 A 10-06-2013	
		US 2013136643 A1 30-05-2013	

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 60117821 T2 [0002]
- EP 2886862 A1 [0003]
- EP 1703618 B1 [0004]
- US 20130136643 A1 [0005]
- US 6210132 B1 [0005]
- WO 2016129366 A1 [0005]
- DE 69920997 T2 [0008]