

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

**EP 0 988 453 B1**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**20.08.2003 Patentblatt 2003/34**

(51) Int Cl.7: **F04C 29/04**, F04C 18/16,  
F04C 29/00

(21) Anmeldenummer: **98934953.5**

(86) Internationale Anmeldenummer:  
**PCT/EP98/03544**

(22) Anmeldetag: **09.06.1998**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
**WO 98/057067 (17.12.1998 Gazette 1998/50)**

(54) **SCHRAUBENSPINDELVAKUUMPUMPE UND VERFAHREN ZUM BETRIEB DERSELBEN**

SCREW SPINDLE VACUUM PUMP AND OPERATING METHOD

POMPE A VIDE A VIS ET SON PROCEDE DE FONCTIONNEMENT

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB IE IT LI NL PT SE**

(74) Vertreter: **Glawe, Delfs, Moll & Partner**  
**Patentanwälte**  
**Rothenbaumchaussee 58**  
**20148 Hamburg (DE)**

(30) Priorität: **11.06.1997 DE 19724643**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**29.03.2000 Patentblatt 2000/13**

(56) Entgegenhaltungen:  
**US-A- 4 808 095**

(73) Patentinhaber: **Sterling Fluid Systems (Germany) GmbH**  
**25524 Itzehoe (DE)**

- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 012, no. 251 (M-718), 15. Juli 1988 -& JP 63 036085 A (TAIKO KIKAI KOGYO KK), 16. Februar 1988**
- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 012, no. 347 (M-743), 19. September 1988 & JP 63 106389 A (HITACHI LTD), 11. Mai 1988**
- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 017, no. 294 (M-1424), 7. Juni 1993 & JP 05 018381 A (EBARA CORP), 26. Januar 1993**

(72) Erfinder:

- **KÖSTERS, Heiner**  
**D-25524 Itzehoe (DE)**
- **DAHMLÖS, Christian**  
**D-25569 Kremperheide (DE)**

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

**EP 0 988 453 B1**

## Beschreibung

**[0001]** Die Temperatur des von einem Verdichter geförderten Gases erhöht sich gemäß dem Verdichtungsdruckverhältnis. Bei Schraubenverdichtern, die auf möglichst geringes Spiel sowohl zwischen den beiden Rotoren als auch zwischen den Rotoren und dem Gehäuse angewiesen sind, kann die an den Teilen des Verdichters verursachte Wärmedehnung zu Problemen führen. Es ist bekannt (DE-A 195 22 559), die Temperatur des in den Förderzellen der Maschine enthaltenen Gases durch Voreinlaß herabzusetzen. Darunter versteht man den Einlaß kühleren Fördermediums in die Förderzellen von einer Stelle höheren Drucks her. Die jeweils den Kammern zugeführte Voreinlaßmenge ist dabei mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad der Maschine gering. So genügt es beispielsweise beim Betrieb einer Schraubenspindelmaschine als Verdichter (US-A 4,812,110; US-A 5,082,427), lediglich einen Teil des geförderten Gases zum Voreinlaß zurückzuführen. Auch sind beim Betrieb einer Schraubenspindelmaschine als Vakuumpumpe andere Voraussetzungen als im Verdichterbetrieb zu beachten. Erstens ist das Druckverhältnis im Vakuumbetrieb ungleich höher als im Verdichterbetrieb, nämlich typischerweise weit über 100. Zweitens ist - entsprechend diesem Druckverhältnis - die im geförderten Gas erreichte Temperatur wesentlich höher. Schließlich muß darauf geachtet werden, daß das erreichbare Vakuum nicht durch Rückströmung des Voreinlasses beeinträchtigt wird.

**[0002]** Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Schraubenspindelvakuumpumpe und ein Verfahren zum Betrieb derselben zu schaffen, die durch Voreinlaß eine effektive Kühlung bei geringer Beeinträchtigung des Wirkungsgrads und des erreichbaren Vakuums erlauben.

**[0003]** Die erfindungsgemäße Lösung besteht in den Merkmalen der Ansprüche 1 bis 3. Demnach wird eine Schraubenspindelvakuumpumpe vorausgesetzt, die längs jedes Rotors mindestens drei hintereinander liegende Förderkammern aufweist. Diese sind jeweils abgeschlossen, wenn man von dem bei trockener Förderung unvermeidlichen Spiel absieht. Bei einer solchen Maschine ist erfindungsgemäß vorgesehen, daß die druckseitig letzte Kammer, kurz bevor sie sich zur Druckseite hin öffnet, durch den Voreinlaß nahezu oder völlig auf den Verdichtungsenddruck gebracht wird, indem ein Voreinlaßstrom kühleren Gases eingelassen wird, der mindestens fünfmal größer ist als der Ansaugmassenstrom. Dabei wird ein Betriebspunkt vorausgesetzt, in welchem das Verhältnis der äußeren zur inneren Verdichtung mindestens fünf ist. Zum einen wird dadurch eine effektive Kühlung in dem bezüglich der Temperaturführung kritischsten Bereich der Rotoren erreicht. Zum anderen wirkt sich diese Kühlung auch auf die vorletzte Kammer aus, weil ein Teil des unter wesentlich höherem Druck stehenden, kühleren Gases in der letzten Kammer zur vorletzten zurückströmt.

Schließlich hat diese Anordnung den Vorteil, daß die Geräuscentwicklung beträchtlich vermindert wird, weil dann, wenn die letzte Kammer sich zur Druckseite hin öffnet, der Druckausgleich schon im wesentlichen vollendet ist. Damit ist gemeint, daß wenigstens 75% des Enddrucks durch den Voreinlaß vor dem druckseitigen Öffnen der letzten Kammer erreicht sind, vorzugsweise 90%.

**[0004]** Ein so starker Voreinlaß ist bei bekannten Maschinen, deren Kammerzahl geringer ist, nicht möglich, weil infolge größerer Leckverluste der Druck in der Kammer beim Öffnen des Auslasses schon stärker angewachsen ist und demzufolge eine geringere Druckdifferenz für den Voreinlaß zur Verfügung steht.

**[0005]** Auch spielt in diesem Zusammenhang wieder der erhebliche Unterschied im Druckverhältnis zwischen Verdichtern und Vakuumpumpen eine Rolle; infolge des geringeren Druckverhältnisses herrscht bei Verdichtern in der sich zum Auslaß hin öffnenden Kammer ein verhältnismäßig höherer Druck als bei Vakuumpumpen.

**[0006]** Unter der inneren Verdichtung ist das Verhältnis der Volumina der der Saugseite nächsten Kammer beim Schließen dieser Kammer und der der Druckseite nächsten Kammer beim Öffnen dieser Kammer zu verstehen. Wenn die Querschnittsform der Schraubenspindeln über die Länge konstant ist, ist die innere Verdichtung gleich 1.

**[0007]** Eine weitere Möglichkeit zur Definition des erfindungsgemäßen Voreinlasses ist in Anspruch 2 enthalten. Danach soll der druckseitig letzten Kammer, bevor sie sich zur Druckseite hin öffnet, ein Voreinlaßvolumenstrom zugeführt werden, der größer ist als 75% des theoretischen Saugvermögens dieser Kammer im Zeitpunkt des Voreinlasses geteilt durch das innere Verdichtungsverhältnis. Wenn sich der Voreinlaß über eine Zeitspanne nicht unerheblicher Länge erstreckt, ist der Zeitpunkt zugrunde zu legen, in welchem der Voreinlaß endet. Statt dessen kann auch der mittlere Zeitpunkt zwischen dem Öffnen und dem Schließen des Voreinlasses zugrunde gelegt werden. Der Volumenstrom ist auf den Auslaßdruck und die Temperatur des einzulassenden Gases zu beziehen. Das theoretische Saugvermögen ist das Volumen der Kammer im maßgebenden Zeitpunkt multipliziert mit der Drehzahl.

**[0008]** Die bisher üblichen, kleinen Voreinlaßöffnungen, denen eine beträchtliche Drosselwirkung innewohnt, reichen dafür nicht aus. Nach einer Faustregel soll der Querschnitt der Voreinlaßöffnung in mm<sup>2</sup> mindestens so groß sein wie das theoretische Saugvermögen der zugeordneten Kammer in m<sup>3</sup>/h, vorzugsweise jedoch doppelt, weiter vorzugsweise dreifach so groß. Dies setzt selbstverständlich voraus, daß der Voreinlaßöffnung, also derjenigen Wandöffnung, die das Gas in die Kammer einführt, keine engeren Querschnitte vorgeschaltet sind, die die Wirkung der Öffnungsweite wieder beeinträchtigen. Das theoretische Saugvermögen der Kammer ist in diesem Zusammen-

hang das Produkt aus dem Volumen dieser Förderkammer, der Zahl der Schraubengänge und der Drehzahl, wobei die maximale Drehzahl zugrunde gelegt wird, mit der im Dauerbetrieb zu rechnen ist.

**[0009]** Diese Definition des theoretischen Saugvermögens enthält im Unterschied zu der oben unter Bezugnahme auf Anspruch 2 gegebenen Definition die Zahl der Schraubengänge als Faktor. Dies erklärt sich daraus, daß hier die Gesamtheit der Einlaßöffnungen angesprochen ist, die im Falle einer mehrgängigen Schraubenspindel gleichzeitig mehreren Kammern zugeordnet sein können, während in Anspruch 2 lediglich eine einzelne Kammer betrachtet wird.

**[0010]** Besonders wirksam ist der erfindungsgemäße, kräftige Voreinlaß in der letzten Stufe dann, wenn die Schraubengangsteigung der Rotoren konstant ist, die Verdichtung also theoretisch isochor stattfindet. Aber auch bei abnehmender Steigung bewährt sich die Erfindung, weil die Steigung in der Regel niemals so stark vermindert wird, daß auch ohne Voreinlaß in der letzten Stufe im normalen Betriebspunkt der Pumpe der Enddruck erreicht wird. Im übrigen schließt die Erfindung nicht aus, daß zusätzlich zu dem kräftigen Voreinlaß in der letzten Stufe auch noch ein geringer Voreinlaß in früheren Stufen vorgesehen ist, obgleich dies in den meisten Anwendungsfällen unnötig oder gar unerwünscht ist.

**[0011]** Da der erfindungsgemäße Voreinlaß erst in der letzten Stufe stattfindet und mindestens drei aufeinanderfolgende Förderkammern vorgesehen sind, ist die Verschlechterung des Saugvermögens der Vakuumpumpe vernachlässigbar, sofern die Drehzahl nicht zu gering ist.

**[0012]** Bei einer vorteilhaften Ausführungsform der erfindungsgemäßen Vakuumpumpe ist die Voreinlaßöffnung als Schlitz ausgebildet, bei dem wenigstens die druckseitige Begrenzungskante parallel zu dem zugehörigen Verdrängerschraubengang ausgebildet ist. Dies ergibt den Vorteil, daß der Schlitz bis zum letztmöglichen Zeitpunkt mit größtmöglichem Querschnitt offen ist. Die Schlitzlänge soll zweckmäßigerweise größer als 1/10 des Rotordurchmessers sein, vorzugsweise auch größer als 1/5. Sie liegt zweckmäßigerweise in der Größenordnung eines Drittels des Rotordurchmessers. Die Breite der Voreinlaßöffnung in Axialrichtung liegt zweckmäßigerweise zwischen der halben und der ganzen Kopfbreite (in derselben Richtung gemessen) des Verdrängerschraubengangs. Sie kann die Kopfbreite sogar ein wenig übersteigen, solange die Voreinlaßfüllung der druckseitig letzten Kammer nicht durch die bereits eintretende Verbindung der Voreinlaßöffnung mit der folgenden Kammer gefährdet wird.

**[0013]** Auch die saugseitige Begrenzungskante der Voreinlaßöffnung kann parallel zum zugehörigen Verdrängerschraubengang verlaufen. Jedoch kann es zweckmäßiger sein, die saugseitige Begrenzungskante zumindest teilweise geneigt zum zugehörigen Verdrängerschraubengang auszubilden, um dadurch ein

schlagartiges Öffnen der Voreinlaßöffnung, das mit unerwünschter Schallerzeugung verbunden sein könnte, zugunsten eines allmählichen Öffnens zu vermeiden. Im allgemeinen wird angestrebt, daß die Voreinlaßöffnung geschlossen ist, bevor die Kammer sich druckseitig öffnet. Mit anderen Worten ist die Voreinlaßöffnung bei derjenigen Rotorstellung, in der sich die Kammer soeben druckseitig öffnet, von dem zugehörigen Schraubengang gerade abgedeckt. Dadurch wird beispielsweise vermieden, daß ein beim Öffnen von der Druckseite her in die Kammer eindringender Druckstoß bis zur Voreinlaßöffnung vordringt und erhitztes Gas in diese zurücktreibt, das die Kühlwirkung beim nächsten Voreinlaßvorgang vermindern würde. Auch schalltechnische Unannehmlichkeiten können dadurch vermieden werden. In vielen Fällen ist es aber nicht erforderlich, daß die Voreinlaßöffnung beim druckseitigen Öffnen der Kammer bereits geschlossen ist, sofern dafür gesorgt ist, daß die Voreinlaßöffnung in derjenigen Zeitspanne geschlossen wird, die der von der druckseitigen Öffnung der Kammer mit Schallgeschwindigkeit ausgehende Druckimpuls bis zum Erreichen der Voreinlaßöffnung benötigen würde. Mit anderen Worten soll der freie, axiale Überstand der Voreinlaßöffnung über die Abdeckkante des zugehörigen Schraubengangs kleiner sein als ihr Abstand von dem die druckseitige Öffnung der Kammer bildenden Ende des Schraubengangs, multipliziert mit der Umdrehungszahl und dividiert durch die Schallgeschwindigkeit.

**[0014]** Es reicht im allgemeinen, wenn diese Bedingungen, die zur Vermeidung eines unerwünschten Zusammenwirkens zwischen Voreinlaßöffnung und druckseitiger Kammeröffnung vorgesehen sind, bei hoher Betriebsgeschwindigkeit (beispielsweise oberhalb 6.000 min<sup>-1</sup>) vorliegen, weil bei niedrigeren Geschwindigkeiten diese Nachteile weniger ins Gewicht fallen.

**[0015]** Bei den obigen Ausführungen wurde vorausgesetzt, daß der Voreinlaß durch das Zusammenwirken der Voreinlaßöffnung mit der Kopffläche eines Schraubengangs gesteuert wird. Obwohl dies die bevorzugte Ausführung ist, soll nicht ausgeschlossen sein, daß der Voreinlaßöffnung Ventile vorgeschaltet sind, die für die zeitliche Steuerung des Voreinlasses verantwortlich oder, neben der Schraubengang-Kopffläche, mitverantwortlich sind.

**[0016]** Es sei darauf hingewiesen, daß der Begriff Voreinlaßöffnung oder Schlitz nicht verlangt, daß die Öffnung ungeteilt ist. Aus herstellungswirtschaftlichen Gründen kann man eine solche Öffnung beispielsweise aus einer Vielzahl einzelner Bohrungen zusammensetzen, die durch Stege voneinander getrennt sind. Dies ergibt den Vorteil, daß der Voreinlaß durch entsprechende Streckung der Voreinlaßöffnung über einen größeren Teil der Kammerlänge stattfinden kann. Bevorzugt wird eine Ausführung, bei welcher sich die aus mehreren getrennten Teilöffnungen zusammensetzende Voreinlaßöffnung über mindestens die Hälfte der Kammerlänge erstreckt. Sie kann bis zu 270° betragen.

## Patentansprüche

1. Verfahren zum Betrieb einer Schraubenspindelvakuumpumpe mit mindestens drei längs jedes Rotors hintereinander liegenden abgeschlossenen Förderkammern und mit Voreinlaß zum Zuführen kühlen Gases, **dadurch gekennzeichnet, daß** die druckseitig letzte Kammer, kurz bevor sie sich zur Druckseite öffnet, durch den Voreinlaß nahezu auf den Verdichtungsenddruck gebracht wird und daß bei einem Verhältnis der äußeren zur inneren Verdichtung von mindestens 5 der Voreinlaß-Massenstrom mindestens 5-mal größer ist als der Ansaug-Massenstrom.
2. Verfahren zum Betrieb einer Schraubenspindelvakuumpumpe mit mindestens drei längs jedes Rotors hintereinanderliegenden abgeschlossenen Förderkammern und mit Voreinlaß zum Zuführen kühlen Gases, **dadurch gekennzeichnet, daß** der druckseitig letzten Kammer, bevor sie sich zur Druckseite öffnet, ein Voreinlaßvolumenstrom zugeführt wird, der (bezogen auf den Auslaßdruck) größer ist als 75% des theoretischen Saugvermögens dieser zugeordneten Kammer geteilt durch das innere Verdichtungsverhältnis.
3. Schraubenspindelvakuumpumpe mit einem Paar innerhalb eines Schöpfraums umlaufender Verdrängerrotoren, deren Schraubengänge unter Bildung von mindestens drei hintereinander angeordneten, voneinander abgeschlossenen Kammern ineinander greifen, und mit wenigstens einer der druckseitig letzten Kammer zugeordneten Voreinlaßöffnung, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Querschnitt der Voreinlaßöffnung in mm<sup>2</sup> mindestens so groß ist wie das theoretische Saugvermögen der zugeordneten Kammer in m<sup>3</sup>/h.
4. Schraubenspindelvakuumpumpe nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Voreinlaßöffnung als Schlitz und wenigstens ihre druckseitige Begrenzungskante parallel zu dem zugehörigen Verdrängerschraubengang ausgebildet ist.
5. Schraubenspindelvakuumpumpe nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Schlitzlänge größer als 1/10 des Rotordurchmessers ist.
6. Schraubenspindelvakuumpumpe nach einem der Ansprüche 3 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Breite der Voreinlaßöffnung in Axialrichtung zwischen der halben und der ganzen Kopfbreite des Verdrängerschraubengangs liegt.
7. Schraubenspindelvakuumpumpe nach einem der Ansprüche 3 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Breite der Voreinlaßöffnung in Axialrichtung größer als die Kopfbreite des Verdrängerschraubengangs ist.
8. Schraubenspindelvakuumpumpe nach einem der Ansprüche 3 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** auch die saugseitige Begrenzungskante parallel zum zugehörigen Verdrängerschraubengang verläuft.
9. Schraubenspindelvakuumpumpe nach einem der Ansprüche 3 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** die saugseitige Begrenzungskante zumindest teilweise geneigt zum zugehörigen Verdrängerschraubengang verläuft.
10. Schraubenspindelvakuumpumpe nach einem der Ansprüche 3 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Voreinlaßöffnung bei derjenigen Rotorstellung, in der sich die Kammer soeben druckseitig öffnet, von dem zugehörigen Schraubengang gerade abgedeckt ist.
11. Schraubenspindelvakuumpumpe nach einem der Ansprüche 3 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Voreinlaßöffnung bei derjenigen Rotorstellung, in der sich die Kammer soeben druckseitig öffnet, von dem zugehörigen Schraubengang noch nicht gänzlich abgedeckt ist, aber ihr freier, axialer Überstand über die Abdeckkante dieses Schraubengangs kleiner ist als ihr Abstand vom Ende des der druckseitigen Kammeröffnung zugeordneten Endes des Schraubengangs mal Umdrehungszahl durch Schallgeschwindigkeit.
12. Schraubenspindelvakuumpumpe nach einem der Ansprüche 3 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Voreinlaßöffnung aus einer Mehrzahl von Bohrungen zusammengesetzt ist.
13. Schraubenspindelvakuumpumpe nach einem der Ansprüche 3 bis 12, **dadurch gekennzeichnet, daß** die sich ggf. aus mehreren Teilöffnungen zusammensetzende Voreinlaßöffnung über mindestens die Hälfte der Kammerlänge erstreckt.

## Claims

1. Method for operating a screw-spindle vacuum pump with at least three closed-off feed chambers located one behind the other along each rotor and with pre-admission for the supply of cool gas, **characterized in that** the chamber which is last on the delivery side is brought virtually to the compression limit pressure by means of pre-admission, shortly before it opens towards the delivery side, and **in that**, in the case of a ratio of external compression to internal compression of at least 5, the pre-admis-

sion mass stream is at least 5 times greater than the intake mass stream.

2. Method for operating a screw-spindle vacuum pump with at least three closed-off feed chambers located one behind the other along each rotor and with pre-admission for the supply of cool gas, **characterized in that** the chamber which is last on the delivery side, before it opens towards the delivery side, has supplied to it a pre-admission volume stream which (in relation to the outlet pressure) is greater than 75% of the theoretical suction capacity of this associated chamber, divided by the internal compression ratio. 5 10 15
3. Screw-spindle vacuum pump with a pair of displacement rotors which rotate within a suction space and the screw flights of which engage in one another to form at least three chambers arranged one behind the other and closed off from one another, and with at least one pre-admission orifice assigned to the chamber which is last on the delivery side, **characterized in that** the cross-section of the pre-admission orifice in mm<sup>2</sup> is at least as great as the theoretical suction capacity of the associated chamber in m<sup>3</sup>/h. 20 25
4. Screw-spindle vacuum pump according to Claim 3, **characterized in that** the pre-admission orifice is designed as a slot and at least its delivery-side delimiting edge is designed to be parallel to the associated displacement screw flight. 30
5. Screw-spindle vacuum pump according to Claim 4, **characterized in that** the slot length is greater than 1/10 of the rotor diameter. 35
6. Screw-spindle vacuum pump according to one of Claims 3 to 5, **characterized in that** the width of the pre-admission orifice in the axial direction is between half and the full head width of the displacement screw flight. 40
7. Screw-spindle vacuum pump according to one of Claims 3 to 5, **characterized in that** the width of the pre-admission orifice in the axial direction is greater than the head width of the displacement screw flight. 45
8. Screw-spindle vacuum pump according to one of Claims 3 to 7, **characterized in that** the suction-side delimiting edge also runs parallel to the associated displacement screw-flight. 50
9. Screw-spindle vacuum pump according to one of Claims 3 to 7, **characterized in that** the suction-side delimiting edge runs at least partially at an inclination relative to the associated displacement 55

screw flight.

10. Screw-spindle vacuum pump according to one of Claims 3 to 9, **characterized in that** the pre-admission orifice is just covered by the associated screw flight when the rotor is in the position in which the chamber is just opening on the delivery side.
11. Screw-spindle vacuum pump according to one of Claims 3 to 9, **characterized in that** the pre-admission orifice is not yet covered completely by the associated screw flight when the rotor is in the position in which the chamber is just opening on the delivery side, but the free axial projecting length of the pre-admission orifice beyond the covering edge of this screw flight is smaller than the distance of the said pre-admission orifice from the end of that end of the screw flight which is assigned to the opening of the chamber on the delivery side, multiplied by the rotational speed and divided by the sound velocity.
12. Screw-spindle vacuum pump according to one of Claims 3 to 11, **characterized in that** the pre-admission orifice is composed of a plurality of bores.
13. Screw-spindle vacuum pump according to one of Claims 3 to 12, **characterized in that** the pre-admission orifice composed, if appropriate, of a plurality of part orifices extends over at least half the chamber length.

#### Revendications

1. Procédé pour faire fonctionner une pompe à vide à vis comportant au moins trois chambres de refoulement fermées situées l'une derrière l'autre le long de chaque rotor et une pré-admission pour l'admission d'un gaz froid, **caractérisé en ce que** juste avant que la dernière chambre côté refoulement ne s'ouvre vers le côté refoulement, elle est amenée par la pré-admission pratiquement à la pression finale de compression, et **en ce que** pour un rapport d'au moins 5 de la compression extérieure à la compression intérieure, le flux massique de pré-admission est au moins 5 fois supérieur au flux massique d'aspiration.
2. Procédé pour faire fonctionner une pompe à vide à vis comportant au moins trois chambres de refoulement fermées situées l'une derrière l'autre le long de chaque rotor et une pré-admission pour l'alimentation d'un gaz froid, **caractérisé en ce que** juste avant que la dernière chambre côté refoulement ne s'ouvre vers le côté refoulement, on lui envoie un flux volumique de pré-admission qui (rapporté à la pression d'échappement) est supérieur à 75 % du pouvoir d'absorption théorique de cette chambre

associée, divisé par le rapport de compression intérieur.

3. Pompe à vide à vis comportant deux rotors de refoulement tournant à l'intérieur d'une chambre de détente, dont les filets s'engagent les uns dans les autres en formant au moins trois chambres disposées l'une derrière l'autre et séparées l'une de l'autre, et comportant au moins un orifice de pré-admission associé à la dernière chambre côté refoulement, **caractérisée en ce que** la section transversale de l'orifice de pré-admission en mm<sup>2</sup> est au moins aussi grand que le pouvoir d'aspiration théorique de la chambre associée en m<sup>3</sup>/h. 5
4. Pompe à vide à vis selon la revendication 3, **caractérisée en ce que** l'orifice de pré-admission est réalisé en tant que fente et au moins son bord de délimitation côté refoulement est parallèle au pas de vis de refoulement correspondant. 10 20
5. Pompe à vide à vis selon la revendication 4, **caractérisée en ce que** la longueur de la fente est supérieure à 1/10 du diamètre du rotor. 25
6. Pompe à vide à vis selon l'une des revendications 3 à 5, **caractérisée en ce que** la largeur de l'orifice de pré-admission dans la direction axiale se situe entre la moitié et la totalité de la largeur de tête du filet de refoulement. 30
7. Pompe à vide à vis selon l'une des revendications 3 à 5, **caractérisée en ce que** la largeur de l'orifice de pré-admission dans la direction axiale est supérieure à la largeur de tête du filet de la vis de refoulement. 35
8. Pompe à vide à vis selon l'une des revendications 3 à 7, **caractérisée en ce que** le bord de délimitation côté aspiration s'étend aussi parallèlement au filet de refoulement correspondant. 40
9. Pompe à vide à vis selon l'une des revendications 3 à 7, **caractérisée en ce que** le bord de délimitation côté aspiration s'étend au moins partiellement incliné par rapport au filet de la vis de refoulement correspondant. 45
10. Pompe à vide à vis selon l'une des revendications 3 à 9, **caractérisée en ce que** dans la position du rotor dans laquelle la chambre vient de s'ouvrir côté refoulement, l'orifice de pré-admission est tout juste recouvert par le filet de vis correspondant. 50
11. Pompe à vide à vis selon l'une des revendications 3 à 9, **caractérisée en ce que** dans la position du rotor dans laquelle la chambre vient de s'ouvrir côté refoulement, l'orifice de pré-admission n'est pas en-

core totalement recouvert par le filet de vis correspondant, mais son libre porte-à-faux axial par rapport au bord de recouvrement de ce filet est inférieur à sa distance par rapport à l'extrémité du filet associée à l'ouverture de la chambre côté refoulement, multiplié par la vitesse de rotation et divisé par la vitesse du son.

12. Pompe à vide à vis selon l'une des revendications 3 à 11, **caractérisée en ce que** l'orifice de pré-admission est composé d'une pluralité de perçages.
13. Pompe à vide à vis selon l'une des revendications 3 à 12, **caractérisée en ce que** l'orifice de pré-admission, se composant éventuellement de plusieurs orifices partiels, s'étend sur au moins la moitié de la longueur de la chambre.