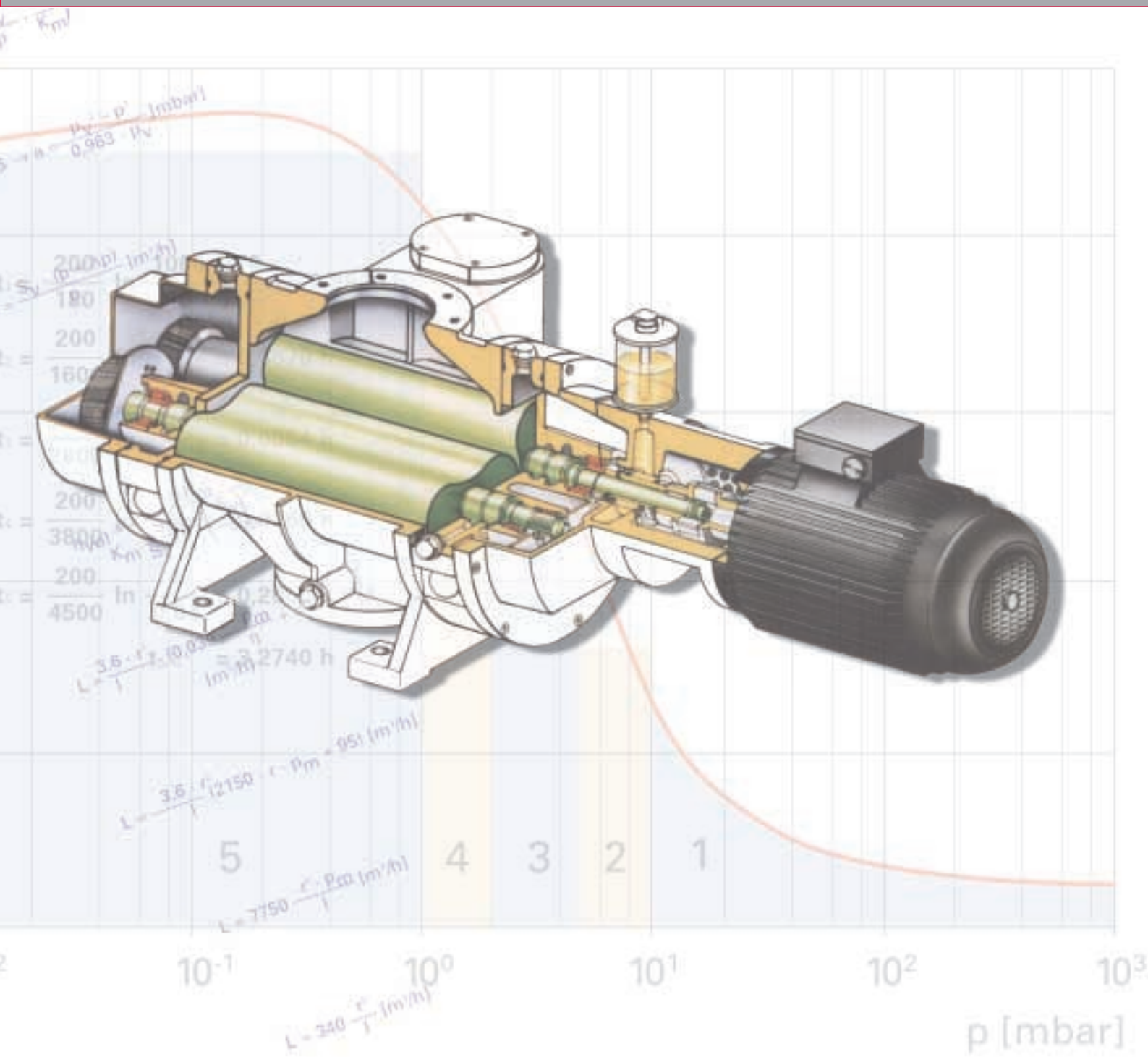


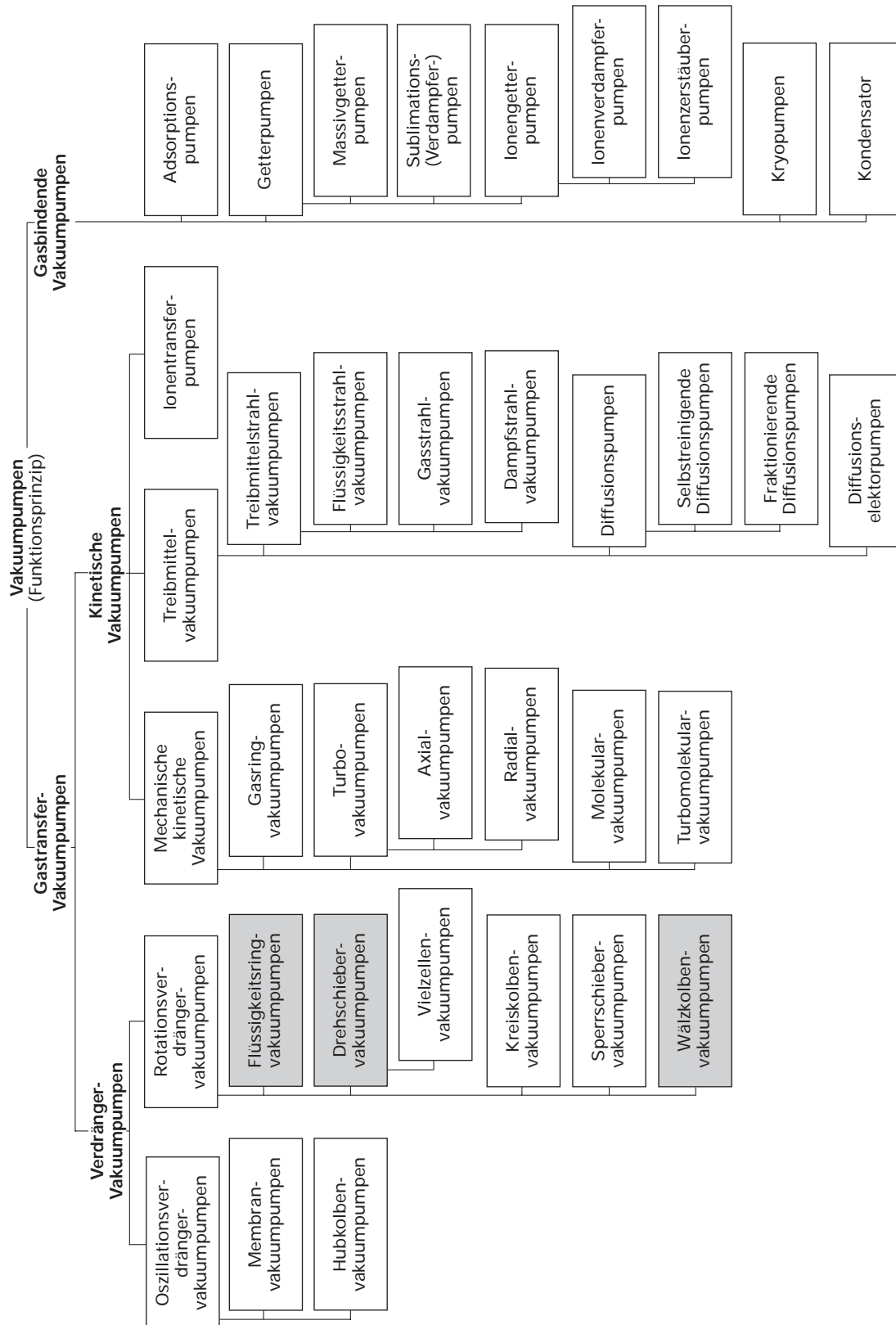
Grob- und Feinvakuum



Einführung in die
Grob- und Feinvakuum-Erzeugung

Grob- und Feinvakuum Erzeugung

Überblick



Inhaltsverzeichnis

	Seite
1	Drehschiebervakuumpumpen
1.1	Aufbau und Funktion 4
1.2	Zubehör 9
2	Wälzkolbenvakuumpumpen
2.1	Aufbau und Funktion von Wälzkolbenvakuumpumpen 12
2.2	Aufbau und Funktion von gasumlaufgekühlten Wälzkolbenvakuumpumpen 15
2.3	Sondereinrichtungen und Zubehör..... 17
3	Flüssigkeitsringvakuumpumpen
3.1	Aufbau und Funktion 20
3.2	Frischflüssigkeitsbetrieb 20
3.3	Kombinierter Flüssigkeitsbetrieb 21
3.4	Umlaufflüssigkeitsbetrieb 21
4	Kondensatoren
4.1	Aufbau und Funktion 22
4.2	Auslegung eines Kondensators..... 23
5	Wärmetauscher
5.1	Aufbau und Funktion 24
5.2	Auslegung eines Wärmetauschers 25
6	Wahl der Vorpumpe 26
7	Berechnungen
7.1	Leistungsbedarf einer Wälzkolbenvakuumpumpe 29
7.2	Saugvermögen eines Wälzkolbenvakuumpumpstandes 30
7.2.1	Erstellung einer Saugvermögenskurve eines Pumpstandes WOD 220 A 31
7.3	Volumetrischer Wirkungsgrad..... 33
7.4	Berechnung des Leitwertes 33
7.5	Auspumpzeiten 36
7.6	Einfluss von Undichtigkeiten auf Auspumpzeit und Enddruck (Leckrate) 38
7.7	Trocknungsprozess 39
7.8	Boyle-Mariottesches Gesetz 40
7.9	Auswahl eines Vakuumpumpstandes..... 40
8	Datensammlung
8.1	Bildzeichen 44
8.2	Begriffe der Vakuumtechnik..... 46
8.3	Betriebsmittel 50
8.4	Umrechnungstabellen 51
8.5	Verschiedene Stoffdaten 52
8.6	Desorptionsraten bei sauberen Oberflächen 54
8.7	Korrekturfaktor α 54
8.8	Technische Daten Drehschiebervakuumpumpen 55
8.9	Technische Daten Wälzkolbenvakuumpumpen 58
8.10	Technische Daten Wälzkolbenvakuumpumpstände 60
9	Formelsammlung 62

1 Drehschiebervakuumpumpen (DSP)

Ein- und zweistufige Drehschiebervakuumpumpen mit Saugvermögen von $2,5 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $630 \text{ m}^3/\text{h}$, für End-Totldrücke bis $< 6 \cdot 10^{-3} \text{ mbar}$ zur Erzeugung von Grob- und Feinvakuum in Industrie, Forschung und Labor, sowie als Vorpumpe für die nicht gegen Atmosphäre verdichtenden Vakuumpumpen wie Wälzkolbenvakuumpumpen oder Turbopumpen.

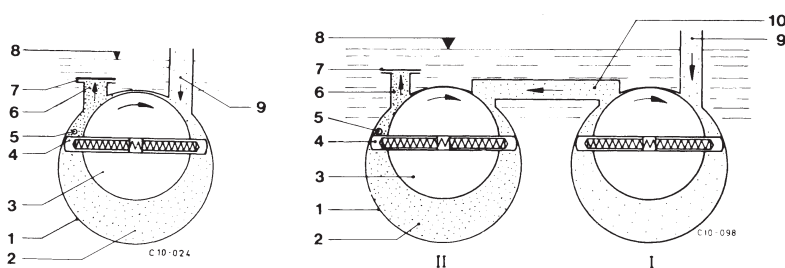


Abb.1: Funktionsprinzip einer Drehschiebervakuumpumpe in ein- und zweistufiger Ausführung (Pfeiffer Vacuum GmbH).

1 Pumpenzylinder, 2 Kompressionsraum, 3 Rotor, 4 Schieber, 5 Gasballastbohrung, 6 Auspuff, 7 Ventil, 8 Ölstand, 9 Vakuumananschluss, 10 Verbindungskanal

1.1 Aufbau und Funktion

Ein typischer Vertreter der ölüberlagerten Verdrängervakuumpumpen ist die Drehschiebervakuumpumpe.

Die zentrale Arbeitseinheit einer Drehschiebervakuumpumpe ist das Pumpensystem. Es besteht aus dem Zylinder mit nach außen führenden Stutzen, die zum Ansaugen und Ausstoßen der zu fördern den Gase dienen. Im Inneren des Zylinders befindet sich ein exzentrisch angeordneter Rotor. In den Schlitzen des Rotors sind die Schieber eingepasst. Die an der Zylinderwand entlang gleitenden Schieber teilen den freien Innenraum in Arbeitskammern. Während einer Rotordrehung verändert sich das Kammervolumen von Null bis zum maximalen Volumen und verkleinert sich danach wieder kontinuierlich bis auf den Minimalwert. Hierdurch wird in den sichelförmigen Kammern des Arbeitsraumes der eigentli-

che Pumpvorgang bewirkt. Mit der Verkleinerung des Kammervolumens erfolgt die Kompression der eingeschlossenen Gase. Die Kompression muss so stark sein, dass der Gasdruck höher ist als der Öffnungsdruck des Auslassventiles. Dieser liegt etwa 200 mbar über dem Atmosphärendruck. Drehschiebervakuumpumpen werden in ein- und zweistufigen Ausführungen gebaut. Durch die Hintereinanderschaltung von zwei Pumpstufen werden niedrigere Enddrücke als bei einstufigen Pumpsystemen erreicht. Der problemlose Einsatz von Drehschiebervakuumpumpen ergibt sich immer dann, wenn das abzupumpende Medium ein, bei Betriebstemperatur der Pumpe und Atmosphärendruck, nicht kondensierbares Gas ist. Beispielsweise in der chemischen Industrie mit der Vielzahl von Destillationen und Trocknungen müssen auch Dämpfe gefördert werden, die während der Kompressionsphase ganz oder teilweise in der Pumpe kondensieren können. Diese Kondensationen in der Pumpe sind immer unerwünscht. Sie bewirken eine Herabsetzung der Schmierfähigkeit des Betriebsmittels und/oder fördern die Korrosion innerhalb der Pumpe. Weiterhin ist durch die Vermischung von Kondensat und Betriebsmittel eine Verschlechterung des erreichbaren Enddruckes zu erwarten.

Dämpfe, die einen genügend hohen Dampfdruck haben und das Pumpenöl chemisch nicht zersetzen, können mit der Drehschiebervakuumpumpe gefördert werden. Werden jedoch auch Stoffe gefördert, die das Pumpenöl chemisch angreifen und zersetzen oder einen so niedrigen Dampfdruck haben, dass trotz Gasballast eine Kondensation in der Pumpe nicht vermieden werden kann und deshalb durch Verdünnung des Pumpöls eine Herabsetzung der Schmierfähigkeit stattfinden würde, sollte ein anderer Vorpumpentyp gewählt werden.

Gasballast

Um DSP ihren Platz bei den oben beschriebenen Applikationen in der Vakuumtechnik zu sichern, müssen diese Pumpen mit einer Vorrichtung ausgerüstet werden, die das Fördern von bestimmten Mengen von Prozessdämpfen ermöglicht. Die technisch sinnvollste Möglichkeit hierzu bietet das Gasballastprinzip. Die von Gaede angegebene Methode des Gasballastes sieht vor, dass in den Schöpfraum der Pumpe dauernd eine dosierte Menge Frischgas eingelassen und dadurch der Öffnungsdruck des Auslassventils bereits erreicht wird, bevor der Dampf auf den der Pumpentemperatur entsprechenden Sättigungsdampfdruck verdichtet ist und damit kondensiert. Der Frischgaseinlass, meist atmosphärische Luft, aber auch speziell ausgewählte Inert- oder Prozessgase, beginnt unmittelbar, nachdem sich durch die entsprechende Schieberstellung der Schöpfraum vom Saugstutzen getrennt hat, wodurch ein negativer Einfluss auf die Verschlechterung des Enddruckes reduziert werden kann.

Wasserdampfverträglichkeit

(nach DIN 28 426 bzw. PNEUROP)

„Die Wasserdampfverträglichkeit ist der höchste Wasserdampfdruck, mit dem eine Vakuumpumpe unter normalen Bedingungen (20 °C, 1013 mbar) reinen Wasserdampf dauernd ansaugen und fördern kann. Sie wird in mbar angegeben.“

Die Wasserdampfverträglichkeit ändert sich mit:

- höherer Umgebungstemperatur:
Wasserdampfverträglichkeit steigt.
- höherer Pumpentemperatur:
Wasserdampfverträglichkeit steigt.
- höherem Gegendruck (auspuffseitig):
Wasserdampfverträglichkeit sinkt.
- höherer Permanentgasmenge bei gleicher Wasserdampfmenge:
Wasserdampfverträglichkeit steigt.
- Reduzierung der Gasballastmenge:
Wasserdampfverträglichkeit sinkt.
- zunehmendem Wasserdampfanteil im Gasballast:
Wasserdampfverträglichkeit sinkt.

Ausgehend von einem Verhältnis Gasballastvolumen zu Saugvermögen von 10 % ergeben sich für verschiedene Betriebstemperaturen die in der Tabelle 1 angegebenen Dampfverträglichkeiten. Der Öffnungsdruck des Auslassventils beträgt dabei 1200 mbar. Es ist deutlich erkennbar, dass die Dampfverträglichkeit sehr stark von der Betriebstemperatur abhängt. Hohe Dampfverträglichkeiten lassen sich nur durch Betriebstemperaturen, die deutlich über 70 °C liegen, realisieren. Die oberen Grenztemperaturen werden durch die thermische Belastbarkeit des Betriebsmittels und der verwendeten Materialien, hauptsächlich der Elastomerdichtungen, bestimmt.

Drehschiebervakuumpumpen

Mit den Grundlagen der Thermodynamik lässt sich die Auswirkung des Gasballastes auf die Dampfverträglichkeit darstellen. Die Dampfverträglichkeit lässt sich danach folgendermaßen berechnen:

$$p_{wo} = \frac{B}{S} \cdot \frac{1333 (p_s - p_a)}{1333 - p_s} \text{ [mbar]}$$

Gleichung 1

Verträglichkeiten für andere Dämpfe sind nach DIN 28 426 definiert.

Allgemein ist zu rechnen:

$$p_D = \frac{B}{S} \cdot \frac{p_v (p_{SD} - p_{AD})}{p_v - p_{SD}} + \frac{p_{SD} - p_L}{p_v - p_{SD}} \text{ [mbar]}$$

Gleichung 2

$$\frac{q_p v}{S}$$

Verhältnis von eingeströmter Gasballastmenge zum Saugvermögen der Vorpumpe

p_{wo} (mbar)
Wasserdampfverträglichkeit nach PNEUROP

B (m³/h)
Gasballastmenge

S (m³/h)
in einer Annäherung des Nennsaugvermögens einer Pumpe

p_s (mbar)
Sättigungsdampfdruck des gepumpten Wasserdampfes bei Betriebstemperatur der Pumpe

p_a (mbar)
Wasserdampfpartialdruck der atmosphärischen Luft (Praxiswert $p_a = 13$ mbar)

p_v (mbar)
Druck im Auspuffstutzen der Pumpe

p_{SD} (mbar)
Sättigungsdruck des dampfförmigen Stoffes bei Betriebstemperatur der Pumpe

p_{AD} (mbar)
Partialdruck des dampfförmigen Stoffes in der atmosphärischen Luft

p_L (mbar)
Permanentgas-Partialdruck am Ansaugstutzen

p_D (mbar)
Dampfverträglichkeit

T_B (°C)
Betriebstemperatur der Pumpe

T_S (°C)
Siedetemperatur des abgesaugten Stoffes beim Druck am Auspuffstutzen der Pumpe

Betriebstemperatur (°C)	$\frac{q_p v}{S}$	Wasserdampfverträglichkeit (mbar)	Styroidampfverträglichkeit (mbar)
50	0,1	10	3
60	0,1	18	5
70	0,1	34	7
80	0,1	63	12
90	0,1	134	18

Tabelle 1

abzupumpendes Medium ist	Temperatur	Kondensation	Folge
im Betriebsmittel löslich	$T_B > T_S$	nein	Ölverdünnung
	$T_B < T_S$	ja	Ölverdünnung
im Betriebsmittel nicht löslich	$T_B > T_S$	nein	—
	$T_B < T_S$	ja	Emulsionsbildung

Tabelle 2

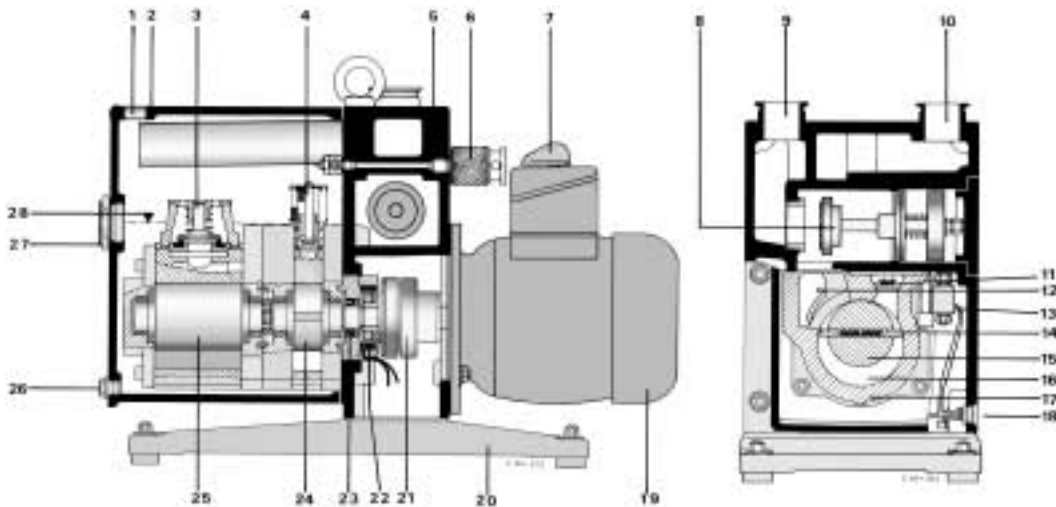


Abb. 2 Schnittdarstellung einer zweistufigen Drehschiebervakuumpumpe (Pfeiffer Vacuum GmbH).

- | | |
|---|--------------------------|
| 1 Öleinfüllschraube | 15 Rotor |
| 2 Kappe | 16 Arbeitsraum |
| 3 Überdruckventil | 17 Pumpenzylinder |
| 4 Pumpenventil | 18 Überwachungsanschluss |
| 5 Aufnahmeständer | 19 Motor |
| 6 Gassballastventil | 20 Grundplatte |
| 7 Ein-/Aussschalter mit Motorschutzschalter | 21 Kupplung |
| 8 Hochvakuum-Sicherheitsventil | 22 Dynamo |
| 9 Vakuumanschluss | 23 Radial-Wellendichtung |
| 10 Auspuffanschluss | 24 Pumpstufe II |
| 11 Pumpenventil | 25 Pumpstufe I |
| 12 Saugkanal | 26 Ölablass-Schraube |
| 13 Magnetventil | 27 Ölstandglas |
| 14 Schieber | 28 Ölniveau |

Antrieb

Die Pumpen sind je nach Baugröße mit Wechselstrom- oder Drehstrom-Motoren, die der speziellen Momentencharakteristik einer Drehschiebervakuumpumpe angepasst sind, ausgerüstet. Die Drehstrom-Motoren können sowohl mit Motorschutzschalter als auch mit in den Wicklungen eingebrachten Kaltleiter-Temperaturfühlern ausgeführt werden.

Soll ein vollwertiger Maschinenschutz erreicht werden, ist beim Betrieb der Drehstrommotoren mit Kaltleiter-Temperaturfühlern ein im Elektrohandel erhältliches Steuergerät notwendig (Thermistor-schutzauslösegerät). Alle Motoren besitzen das von PNEUROP für den Kaltstart bei 12 °C geforderte Anlaufmoment.

Drehschiebervakuumpumpen

Magnetgekuppelte Drehschiebervakuumpumpen

Die neuen zweistufigen Drehschiebervakuumpumpen für alle Anwendungen im Grob- und Fein-Vakuum setzen Zeichen im Markt der Drehschiebervakuumpumpen mit Saugvermögen von 5, 10 und 20 m³/h. Das neue Antriebskonzept – die „integrierte Magnetkupplung“ – macht die Pumpen hermetisch dicht. Die Trennung von Rotor und Motorwelle beseitigt das Problem der Radialwellendichtung. Der verschleißfreie Antrieb verhindert Leckagen (keine Verschmutzung durch auslaufendes Öl), minimiert die Wartung und erhöht die MTTF (Meantime to failure) dieser Pumpen erheblich. Servicekosten und Wartungsintervall werden eingespart. (Abbildung 3)

Hochvakuum-Sicherheitsventil

Ein in die Pumpe eingebautes Hochvakuum-Sicherheitsventil mit einer Leckrate von $<1 \cdot 10^{-5}$ mbar l/s trennt bei gewolltem und ungewolltem Stillstand die Pumpe vom Rezipienten ohne Verzögerung und belüftet die Pumpe. Das HV-Sicherheitsventil spricht an, sobald die Nenndrehzahl der Pumpe um 10 % unterschritten wird;

es verhindert den Ölanstieg zum Rezipienten; belüftet das Pumpsystem mit dem geförderten Gas; öffnet verzögert, damit bei evakuiertem Rezipienten ein Druckausgleich zwischen Pumpe und Rezipient erreicht wird; ist unabhängig von der Spannung, der Frequenz und der Schutzart des Antriebmotors und hat große Leitungsquerschnitte. Das Hochvakuum-Sicherheitsventil wird je nach Pumpentyp durch den Dynamo über das Magnetventil oder den Öldruck gesteuert.

Geräuschdämpfung

Die Geräuschdämpfung fördert die Laufruhe der Pumpe und verhindert den sogenannten „Ölschlag“. Dabei wird dem Ölkreislauf dauernd Gas in geringen Mengen zugeführt. Die Geräuschdämpfung ist so ausgelegt, dass nur das gepumpte Gas dem Ölkreislauf zugeführt wird. Die Verunreinigungen von teuren bzw. empfindlichen Gasen durch atmosphärische Luft wird dadurch verhindert. Die Geräuschdämpfungseinrichtung ist von außen zugänglich. Im Bedarfsfall kann eine Neueinstellung während des Betriebes der Pumpe vorgenommen werden.

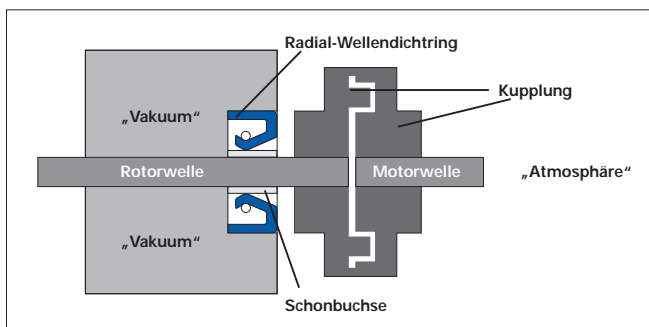
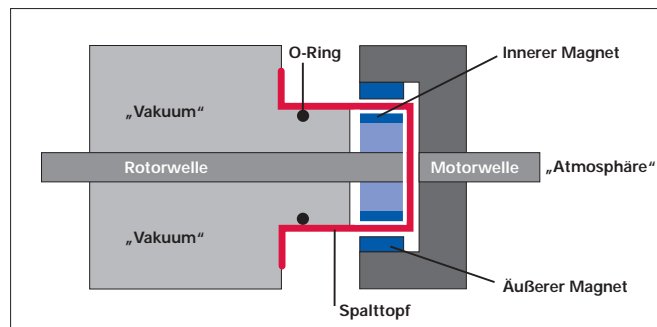


Abb. 3 Herkömmliche Antriebsart



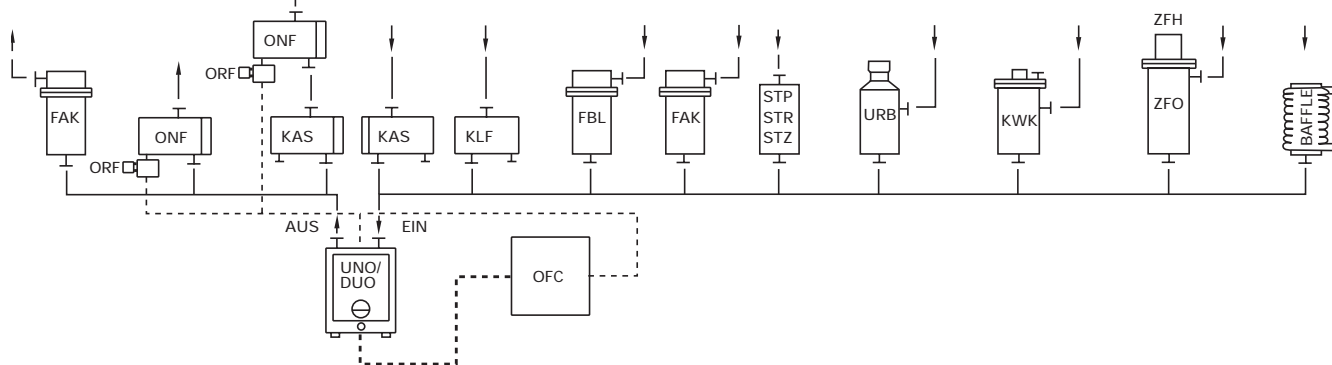
Neuer verschleißfreier Antrieb mit Magnetkupplung

Abb. 4

Zubehör

FAK – Aktivkohlefilter
 FBL – Bleicherdefilter
 KAS – Kondensatabscheider
 KLF – Kühlfalle
 KWK – Kristallisationskühler
 ONF – Ölnebelabscheider

ORF – Ölrückföhreinrichtung
 STP – Staubabscheider
 STR – Staubabscheider
 STZ – Staubabscheider
 URB – Katalysatorfalle
 ZFH – Heizstab
 ZFO – Zeolithfalle



1.2 Zubehör

Abscheider

Kondensatabscheider (KAS)

In den Ansaug- und Auspuffleitungen eines Vakuumsystems können sich beim Abpumpen von Dämpfen Kondensate bilden. Um die Pumpe vor diesen Kondensaten zu schützen, empfiehlt es sich, sowohl in der Ansaug- als auch in der Auspuffleitung einen Kondensatabscheider vorzusehen.

Ölnebelabscheider (ONF)

Ölnebelabscheider werden auf den Auspuffstutzen von Drehschiebervakuumpumpen gesetzt. Sie verhindern die Luftverschmutzung durch Ölnebel, die von den Pumpen je nach Arbeitsdruck in mehr oder weniger großen Mengen ausgestoßen werden. Der Abscheider besteht aus zylindrischen Filterelementen und einem Aluminiumgehäuse mit Ölsammelraum.

Ölrückföhreinrichtung (ORF)

Zum Sammeln und Zurückföhren von vernebeltem Pumpenöl wurde die ORF entwickelt. Sie trägt zu einer Senkung der

Betriebskosten, vor allem bei Verwendung von Spezialölen, wie es die Fluor- und Kerntechnik fordert, bei. Dabei wird das im ONF anfallende Öl in einem Behälter gesammelt und beispielsweise mit einer Förderpumpe in die Vakuumpumpe zurückgeföhrt.

Staubabscheider (STP, STR, STZ)

Wenn prozessbedingt Stäube anfallen, muss der Pumpe ein Staubabscheider vorgeschaltet werden. Entsprechend dem Verschmutzungsgrad der abgepumpten Gase und Partikelgröße stehen verschiedene Ausführungen zur Verfügung.

Kristallisationskühler (KWK)

Der Kühler wird bei speziellen Verfahren der Halbleiterfabrikation z. B. beim LPCVD-Verfahren eingesetzt. Ein weiteres Anwendungsgebiet ist das Abkühlen von heißen Gasen und Dämpfen auf Temperaturen, die auf die Lebensdauer der Drehschiebervakuumpumpe keinen schädlichen Einfluss haben.

Adsorptionsfallen

...zur Verminderung von Ölrückströmung. Enddruck und Restgaszusammensetzung werden durch Rückströmung von Kohlenwasserstoffen aus Drehschiebervakuumpumpen stark beeinflusst. Man setzt deshalb zum Erreichen eines ölfreien Vakuums in der Prozesskammer auf der Vorvakuumseite von Hochvakuum-pumpen Fallen ein.

Zeolithfalle (ZFO)

Die Zeolithfalle verhindert durch Adsorption die Rückströmung von Kohlenwasserstoffen aus Drehschiebervakuumpumpen zu nachfolgenden Hochvakuum-Bauteilen. Durch Ausheizen bei 300 °C kann das Adsorptionsmittel regeneriert werden. Das Regenerationsintervall ist prozessabhängig.

Katalysatorfalle (URB)

Die Katalysatorfalle verhindert eine Rückströmung von Kohlenwasserstoffen an ein- oder zweistufigen Drehschiebervakuumpumpen durch katalytische Verbrennung zu CO₂ und Wasserdampf bei einer Betriebstemperatur von 250 °C. Zur Selbstreinigung genügt der durch die periodischen Belüftungen der Prozesskammer zugeführte Sauerstoff. Das Regenerationsintervall ist somit prozessunabhängig. Bei direktem Einbau der Falle auf den Saugstutzen und/oder beim Einsatz an einstufigen DSP ist Wasserkühlung erforderlich.

Kühlfalle (KLF)

Die Kühlfalle verhindert durch Kondensation die Rückströmung von Kohlenwasserstoffen aus ein- oder zweistufigen Drehschiebervakuumpumpen. Die Kühlfalle bietet außerdem einen wirksamen Schutz für die DSP beim Pumpen von aggressiven Medien. Sie kann mit verschiedenen Kühlmedien betrieben werden, z. B. LN₂ oder CO₂. Das Regenerationsintervall und der Kühlmittelverbrauch sind prozessabhängig.

Filter

...zum Schutz der Drehschiebervakuumpumpe und des Betriebsmittels.

Die bei bestimmten Prozessen anfallenden Dämpfe können einen negativen Einfluss auf die Standzeit der Drehschiebervakuumpumpe und der Betriebsmittel haben. Auch bei niedriger Konzentration der Schadstoffe in den Dampfgemischen können die Filter durch das hohe Adsorptionsvermögen gut eingesetzt werden.

Aktivkohlefilter (FAK)

Das Filter wird beim Anfall von H₂S-, HCN-, Hg-, NH₃-, SO₂-Dämpfen, nitrosen Gasen sowie dampfförmigen Lösungsmitteln, Säuren und Laugen eingesetzt. Die Aktivkohlefilter werden mit einer Füllung geliefert. Ein Austausch der Aktivkohlefüllung ist möglich. Die Standzeit der Filterfüllung ist prozessabhängig.

Bleicherdefilter (FBL)

Das Bleicherdefilter schützt die Drehschiebervakuumpumpe sowie das Betriebsmittel durch Adsorption organischer Dämpfe. Ein Austausch der Bleicherdefüllung ist möglich. Die Standzeit der Filterfüllung ist prozessabhängig. Das Filter wird beim Anfall von Peroxyden, Hydroperoxyden und Polykondensation in der Petro-, Kunststoff- und Harzchemie eingesetzt.

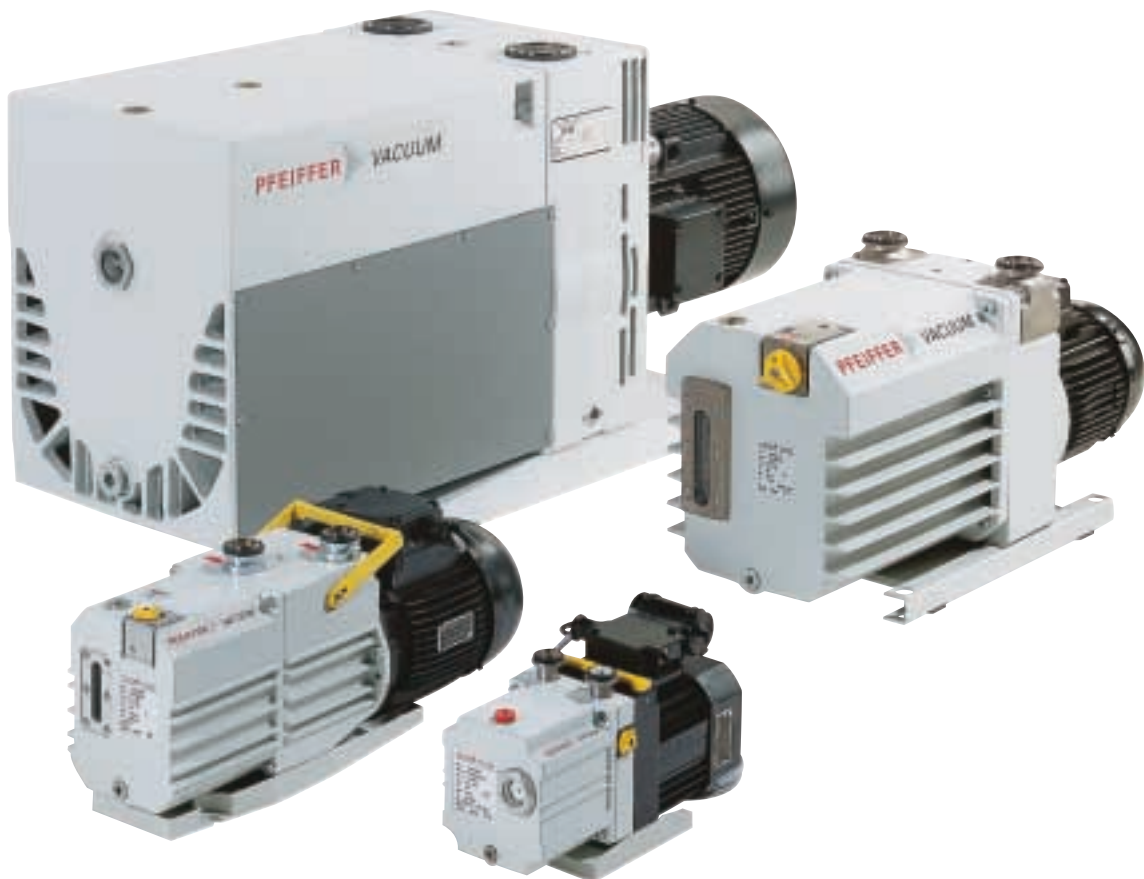
Ölfilter

Chemisches Ölfilter (OFC)

Das chemische Ölfilter wird in den Ölkreislauf von DSP geschaltet. Mit dem Ölfilter werden Stäube bzw. Partikel, welche aus dem Fertigungsprozess in das Betriebsmittel gelangen, herausgefiltert. Außerdem werden korrosive Substanzen aus dem Betriebsmittel absorbiert. Damit wird der Verschleiß der Pumpe reduziert.



Magnetgekuppelte
Drehschiebervakuumpumpe



Drehschiebervakuumpumpen DuoLine

2 Wälzkolbenvakuumpumpen (WKP)

Wälzkolbenvakuumpumpe

Die Wälzkolbenvakuumpumpe stellt vom Prinzip her eine ideale, trocken arbeitende Vakuumpumpe dar. Sie ist, zusammen mit Vorpumpen wie z. B. Drehschiebervakuumpumpen und gasgekühlten Wälzkolbenvakuumpumpen, einsetzbar für alle Applikationen im Grob- und Feinvakuumbereich, wo große Saugvermögen benötigt werden.

Gasumlaufgekühlte

Wälzkolbenvakuumpumpen

Die gasumlaufgekühlten Wälzkolbenvakuumpumpen der Baureihe WGK unterscheiden sich von den nicht gekühlten Pumpen der Baureihe WKP dadurch, dass sie ohne Vorpumpen betrieben werden können. Als Einzelpumpen können sie im Druckbereich von 130 bis 1013 mbar eingesetzt werden. Der Verzicht auf Vorpumpen bringt den Vorteil, dass das angesaugte Medium durch die Betriebsflüssigkeit dieser Pumpen nicht verunreinigt wird, und dass keine schädlichen Stoffe in das Abwasser geleitet werden. Durch Hintereinschalten zweier Pumpen kann der Enddruck auf 20 bis 30 mbar gesenkt werden. In Kombination mit weiteren Wälzkolbenvakuumpumpen lässt sich der erreichte Enddruck bis in den Feinvakuumbereich verringern.

2.1 Aufbau und Funktion von Wälzkolbenvakuumpumpen

Die Wälzkolbenvakuumpumpe ist eine für den Vakuumbetrieb entwickelte und abgestimmte Verdrängerpumpe. Sie hat ein hohes Kompressionsverhältnis, gepaart mit einem großen Saugvermögen im Druckbereich von 50 mbar bis $1 \cdot 10^{-3}$ mbar. Die Arbeitsweise entspricht dem seit über 100 Jahren bekannten Rootsprinzip, bei dem sich zwei synchron laufende Kolben berührungslos in einem Gehäuse drehen.

Die Pumpwirkung entsteht durch die gegenläufige Drehung der zwei achtförmigen Wälzkolben. Während zwischen den Wälzkolben und dem Gehäuse Schöpfräume gebildet werden, dichten die Wälzkolben stetig gegeneinander ab, ohne sich selbst oder das Gehäuse zu berühren. Der gegenläufige, synchrone Ablauf der Wälzkolben wird durch ein auf den verlängerten Wellenenden sitzendes Zahnradpaar bewirkt. Da im Schöpfraum keine Reibung auftritt, kann die Wälzkolbenvakuumpumpe mit hoher Drehzahl betrieben werden (1500 – 3000 U/min) und die Schmierung im Schöpfraum entfällt. Die Schmierung beschränkt sich auf die beiden vom Schöpfraum getrennt angeordneten Lager- und Getrieberäume. Das Fehlen hin- und hergehender Massen erlaubt zudem eine einwandfreie dynamische Auswuchtung, so dass die Wälzkolbenvakuumpumpe trotz hoher Drehzahl sehr ruhig läuft.

Hohes Saugvermögen bei kleinen Abmessungen ist eines ihrer wesentlichen Merkmale.

Wird jedoch oberhalb eines bestimmten Differenzdruckes zwischen Ansaug- und Druckseite, der je nach Pumpengröße (Standart-Baureihe) zwischen 20 und 50 mbar und mehr liegt, ein effektives Kompressionsverhältnis von 1:2 überschritten, kann es zu thermischer Überlastung der Pumpe kommen. Die Folgen wären nicht nur ein Anlaufen bzw. Feststellen der Kolben, sondern unter Umständen die komplette Zerstörung der Pumpe.

Abhängig vom Verfahren kombiniert man die trocken verdichtende Wälzkolbenvakuumpumpe mit verschiedenen Vorpumpen, z. B. Drehschiebervakuumpumpen, Flüssigkeitsringvakuumpumpen, mehrstufigen Wälzkolbenvakuumpumpen oder in speziellen Fällen in Reihe geschaltete gasumlaufgekühlte Wälzkolbenvakuumpumpen.

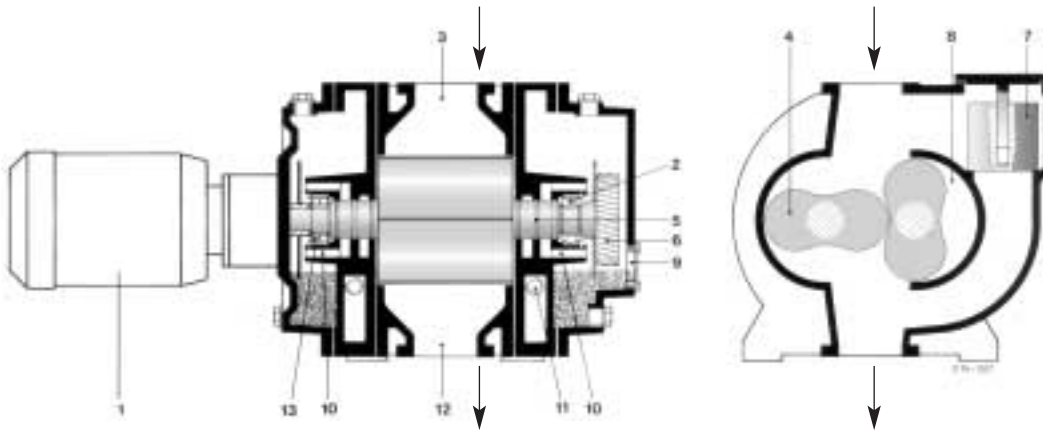


Abb. 5 Schnittdarstellung einer Wälzkolbenvakuumpumpe (WKP 500 A, Pfeiffer Vacuum GmbH).

- | | | |
|-----------------------|-------------------|-----------------------|
| 1 Motor | 6 Getriebe | 11 Temperieranschluss |
| 2 Loslager | 7 Überströmventil | 12 Druckanschluss |
| 3 Sauganschluss | 8 Schöpfraum | 13 Festlager |
| 4 Wälzkolben | 9 Ölstandsglas | |
| 5 Labyrinthabdichtung | 10 Ölrücklauf | |

Die Zeichnung zeigt eine Wälzkolbenvakuumpumpe im Längsschnitt. Die Förderrichtung ist senkrecht von oben nach unten, so dass vom Saugstrom mitgerissene flüssige oder feste Partikel nach unten abfließen können. Die Lager der Rotorwellen sind in den beiden Seitenteilen angeordnet.

Auf der einen Seite sind Lager als Festlager, auf der anderen Seite Lager mit verschiebbarem Innenring ausgeführt, um die ungleichen Ausdehnungen zwischen Gehäuse und Kolben zu ermöglichen.

Die Schmierung der Lager erfolgt durch Spritzscheiben. Zwischen Lager und Schöpfraum befindliche Einbauten wie Labyrinthdichtsysteme, Schleuderringe und Ölrücklaufkanäle verhindern ein Durchtreten des Schmieröls zum Schöpfraum. Die Durchführung der Antriebswelle nach außen wird bei den Normalausführungen mit sperrölüberlagerten Radialwellendichtringen abgedichtet. Zur Schonung der Welle laufen die Dichtringe auf einer Schonbuchse.

Wälzkolbenvakuumpumpen

Überströmventil

Das Überströmventil ist durch Kanäle oder Leitungen mit der Saug- und der Druckleitung der Pumpe verbunden. Ein gewichtsbelasteter Ventilteller, der auf die zulässige Druckdifferenz der jeweiligen Pumpen abgestimmt ist, öffnet bei Überschreitung dieser Druckdifferenz und lässt, je nach Gasanfall, einen mehr oder weniger großen Teil des angesaugten Gases von der Druck- zur Saugseite zurückströmen. Durch diese Einrichtung ist es möglich, die Wälzkolbenvakuumpumpe schon bei Atmosphärendruck einzuschalten und

Motor und Pumpe vor Überlastung zu schützen. Ein weiterer Vorteil liegt darin, dass schon bei Atmosphärendruck durch die Zusammenarbeit von Wälzkolbenvakuumpumpen und Vorpumpen ein höheres Saugvermögen als das der Vorpumpe zur Verfügung steht. Dadurch werden die Evakuierungszeiten verkürzt und die Wälzkolbenvakuumpumpen können auch ohne Schwierigkeiten bei Druckanstieg durch Gasausbrüche in kontinuierlicher Betriebsweise die anfallenden Gasmengen abpumpen.

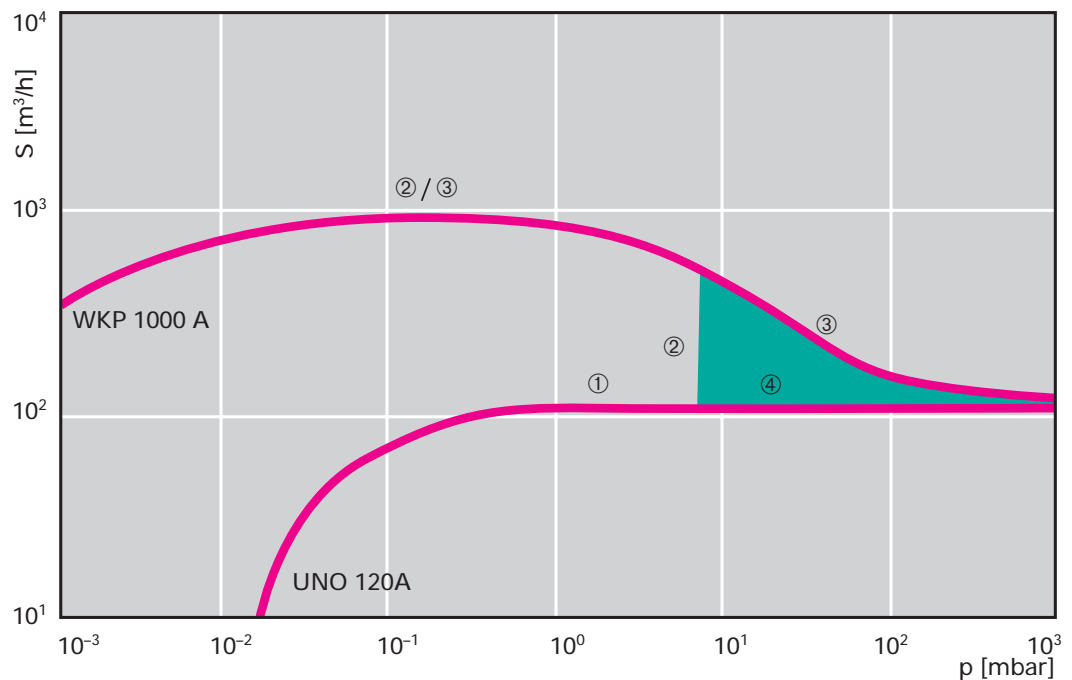


Abb. 6

- 1) Saugvermögenskurve der Vorpumpe
- 2) Saugvermögenskurve der Wälzkolbenvakuumpumpe (bei 7 mbar zugeschaltet)
- 3) Saugvermögenskurve der Wälzkolbenvakuumpumpe mit Überströmventil
- 4) Gewinn am Saugvermögen durch 3

Serienvakuumpumpstand WOD 900 A (Pfeiffer Vacuum GmbH) bestehend aus WKP 1000 A und UNO 120.

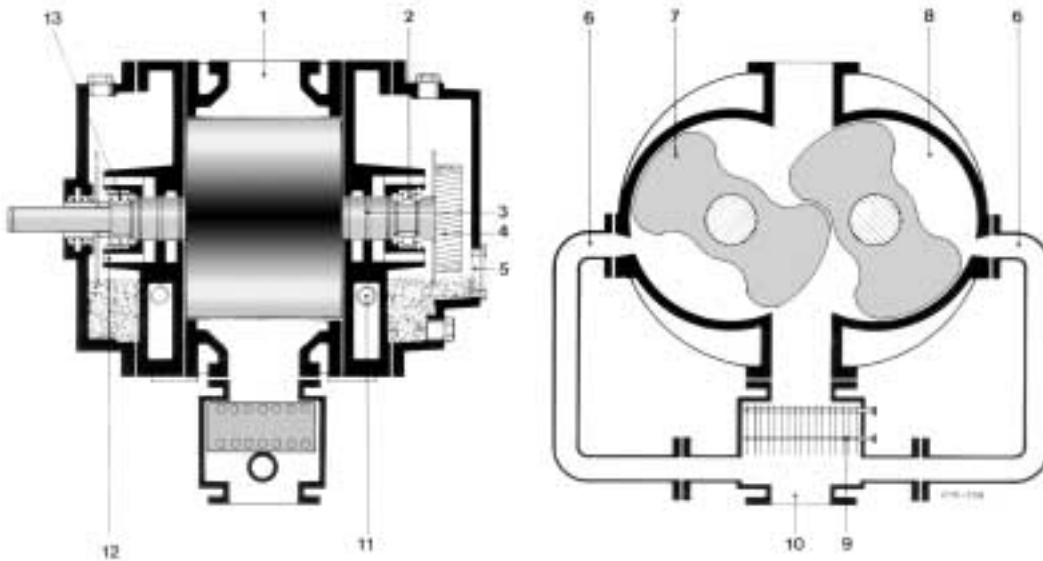


Abb. 7 Schnittdarstellung einer gasumlaufgekühlten Wälzkolbenvakuumpumpe WGK (Pfeiffer Vacuum GmbH).

- | | | |
|-----------------------|------------------|-----------------------|
| 1 Ansaugstutzen | 6 Kühlgaseinlass | 11 Temperieranschluss |
| 2 Loslager | 7 Rotor | 12 Ölrücklauf |
| 3 Labyrinthabdichtung | 8 Schöpfraum | 13 Festlager |
| 4 Getriebe | 9 Gaskühler | |
| 5 Ölschauglas | 10 Druckstutzen | |

2.2 Aufbau und Funktion von gasumlaufgekühlten Wälzkolbenvakuumpumpen

Für extreme Einsatzfälle wurden die gasumlaufgekühlten Wälzkolbenvakuumpumpen entwickelt, die sich uneingeschränkt für hohe Differenzdrücke und Kompressionsverhältnisse einsetzen lassen. Durch eine sinnvolle Gasumwälzung wird bei dieser Pumpe die Wärme direkt am Ort ihrer Entstehung, nämlich im Gas, beim Durchlaufen der Kompressionen- und Ausstoßphase abgeführt. Dadurch kann diese Pumpe unter Arbeitsbedingungen eingesetzt werden, die mit normalen Wälz-

kolbenvakuumpumpen nicht möglich sind. Wälzkolben und Gehäuse sind so gestaltet, dass eine zusätzliche Arbeitsphase eingeschaltet ist. Während der Schöpfraum gegen Saug- und Druckstutzen abgeschlossen ist, strömt abgekühltes Gas von der Druckseite her in den Schöpfraum. Er wird bis auf Gegendruck aufgefüllt.

Die Steuerung des Kaltgaseintritts erfolgt durch die Wälzkolben, so dass keine zusätzlichen und anfälligen Steuerelemente erforderlich sind. Eine Überhitzung ist selbst bei Betrieb auf Enddruck, also bei geschlossener Saugleistung ausgeschlossen.

Wälzkolbenvakuumpumpen

Kühlgasanschluss

Seitlich am Gehäuse der Pumpe befinden sich Kühlgasanschlüsse zur Kühlung der Pumpe. Die gewählte Geometrie der Kolben verhindert sogar ein Rückströmen von Kühlgas zur Saugseite, unabhängig von der Druckdifferenz und der Drehzahl der Pumpe. Somit wird das Saugvermögen nicht beeinflusst.

Wärmetauscher und Motoren (für gasumlaufgekühlte Wälzkolbenvakuumpumpen)

Zum Betrieb der Pumpe wird am Gasaustrittsstutzen ein Wärmetauscher angebracht. Je nach benötigter Antriebsleistung können Flanschmotoren bzw.

Fußmotoren mit oder ohne Getriebe eingesetzt werden. Die notwendigen Wärmetauscher und Motoren werden aus wirtschaftlichen Gründen auf den jeweiligen Bedarfsfall ausgelegt.

Antriebe für WKP und WGK

Motor- und Pumpenwelle sind mit einer elastischen Kupplung verbunden. Die Wellendurchführung der Pumpe zur Motorseite ist mit Radialwellendichtringen ausgerüstet, welche auf einer auswechselbaren Schonbuchse laufen. Der Raum zwischen den Dichtringen ist über ein Standglas (Öler) mit Sperröl gefüllt. Das Sperröl sollte dem jeweiligen Betriebsmittel der Pumpe entsprechen.

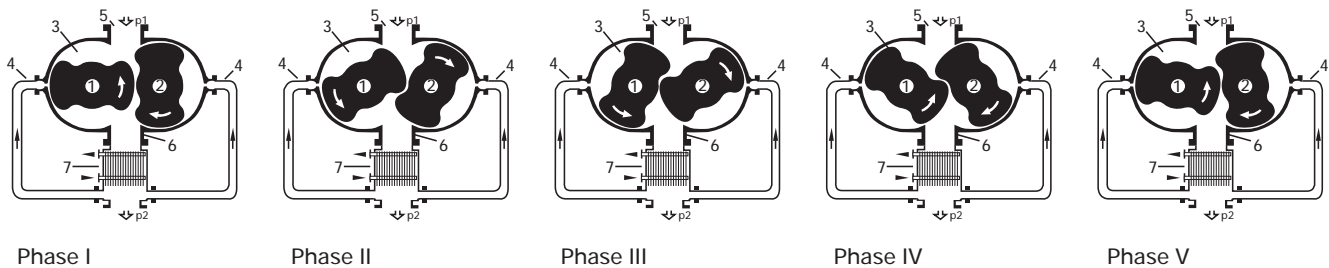


Abb. 8 Prinzip der gasumlaufgekühlten Wälzkolbenvakuumpumpe WGK (Pfeiffer Vacuum GmbH).

PHASE I

Raum 3 steht mit dem Saugstutzen 5 in Verbindung und saugt bei Drehung der Wälzkolben 1 und 2 Gas mit dem Druck p_1 an.

PHASE II

Raum 3 ist sowohl gegen den Saugstutzen 5 als auch gegen den Kaltgaseinlass 4 abgeschlossen.

PHASE III

Über den Kaltgasumlauf strömt kaltes Gas in den Raum 3, bis der Gegendruck p_2 erreicht wird.

PHASE IV

Raum 3 ist sowohl gegen den Kaltgaseinlass 4 als auch gegen den Druckstutzen 6 verschlossen.

PHASE V

Raum 3 steht mit Druckstutzen 6 in Verbindung und das am Saugstutzen 5 und am Kalteinlass 4 angesaugte Gasgemisch wird ausgestoßen. Hinter dem Kühler 7 strömt ein Teil – entsprechend der am Saugstutzen 5 angesaugten Gasmenge – zur nächsten Pumpe bzw. ins Freie.

2.3 Sondereinrichtungen und Zubehör

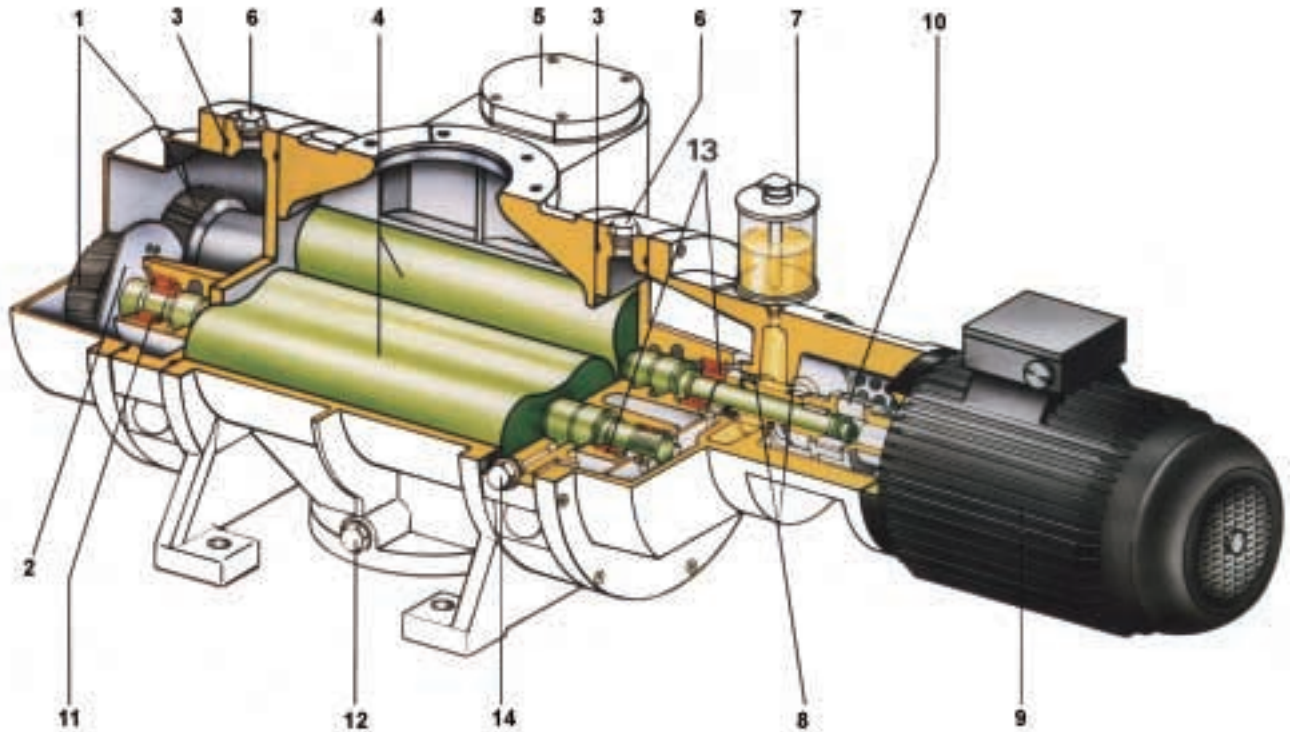


Abb. 9 Schnittdarstellung einer Wälzkolbenvakuumpumpe WKP 500 A (Pfeiffer Vacuum GmbH).

- | | | |
|--------------------|--------------------------|----------------------|
| 1 Zahnräder | 6 Anschluss für | 10 Kupplung |
| 2 Öl-Spritzscheibe | Getrieberaumabsaugung | 11 Loslager |
| 3 O-Ringdichtung | 7 Öler | 12 Messanschluss |
| 4 Wälzkolben | 8 Radialwellendichtringe | 13 Festlager |
| 5 Überströmventil | 9 Motor | 14 Sperrgasanschluss |

Messanschlüsse

Bei vielen Wälzkolbenvakuumpumpen besteht die Möglichkeit, an Saug- und Druckseite der Pumpe Messanschlüsse zu nutzen. Hierzu können z. B. die vorhandenen Verschlusschrauben durch ISO-KF Einschraub-Kleinflansche ersetzt werden. Dies ermöglicht den Anschluss von entsprechenden Temperatur- und Druckaufnehmern zur Überwachung der Pumpe.

Sperrgasanschluss

Beim Fördern von Lösungsmitteln bzw. von reaktiven Gasen besteht die Gefahr einer starken Schädigung des Schmiermittels durch Kondensation. Reaktive Gase oder Dämpfe können zusätzlich Teile des Getrieberaumes angreifen. Durch den Einlass eines Sperrgases im Bereich der Wellendurchführung zwischen Arbeits- und Getrieberaum kann diese Gefahr weitgehend vermieden werden. Als Sperrgas werden Inertgase, meist Stickstoff (N_2), verwendet.

Getrieberaumabsaugung

Bei allen Prozessen, wo große Wälzkolbenvakuumpumpstände kurze Taktzeiten realisieren sollen (Schnellevakuierung), ist es zweckmäßig, die Getrieberäume einer Wälzkolbenvakuumpumpe mit einer separaten Vakuumpumpe über je einen Ölabscheider vorzuevakuieren bzw. auszupumpen. Das hat eine hohe Zeitersparnis zur Folge. Meist ist auch der Anschluss der Getrieberäume zur Vorvakuumseite der Pumpe möglich, oder man verbindet diese direkt mit der Saugleitung der entsprechenden Vorpumpe.

Spaltrohrmotor

Eine besondere Antriebsart stellt der (Antrieb mit) Spaltrohrmotor dar. Dabei ist der Rotor des Motors im Vakuum angeordnet. Ein dünnwandiges, nicht magnetisches Rohr zwischen Rotor und Stator des Motors stellt die Abdichtung gegen Atmo-

sphäre dar. Der Vorteil des Spaltrohrmotors ist der Wegfall einer dem Verschleiß unterliegenden Wellendurchführung (z. B. Radialwellen-Dichtringe). Durch seine Konstruktion bedingt ist er nur für saubere Betriebsbedingungen zu empfehlen, da dieser Motor keine bessere Schutzart als IP 22 und keinen „Ex-Schutz“ zulässt.

Oberflächenschutz

Bei Prozessen, bei denen Gefahr besteht, dass die abzupumpenden Medien korrosiv sind und dadurch alle produktberührten Teile der Pumpe angegriffen werden, können diese mit einem beständigen Oberflächenschutz versehen werden.

Nachfolgende Oberflächenbehandlungen, medienabhängig, sind möglich:

-vernickeln-

Auftrag einer Nickelschicht auf alle produktberührten Bauteile der Pumpe (innen).

-phosphatieren-

Als kurzfristiger Oberflächenschutz, z. B. für Lagerhaltung und Transport, kann der Produktraum der Pumpe phosphatiert, mit Stickstoff geflutet und vakuumdicht verschlossen werden.

Dichtungen

Die Wälzkolbenvakuumpumpen werden mit O-Ringen aus VITON ausgerüstet. Für Sonderanwendungen können alle Pumpen mit den für die entsprechenden Anwendungsfälle erforderlichen O-Ringen bzw. Dichtungswerkstoffen ausgerüstet werden.

z. B.

- VITON/ PTFE-ummantelt
- EPDM
- KALREZ



Wälzkolbenvakuumpumpe WKP 500 A



PackageLine
Wälzkolbenvakuumpumpstand

3 Flüssigkeitsringvakuumpumpen

Dieser Pumpentyp ist vom Prinzip eine Kombination aus einer „isotherm“ verdichtenden Vakuumpumpe mit einem Mischkondensator. Die bei der Verdichtung entstehende Wärme wird zum größten Teil über die Betriebsflüssigkeit abgeführt. Die Pumpe eignet sich hervorragend zum Pumpen von zur Polymerisation neigenden Gasen. Unter Verwendung entsprechender Werkstoffe, wie z. B. Edelstahl, können korrosive Gase und Dämpfe, die bei entsprechendem Dampfdruck in der Flüssigkeitsringvakuumpumpe kondensieren, problemlos gepumpt werden.

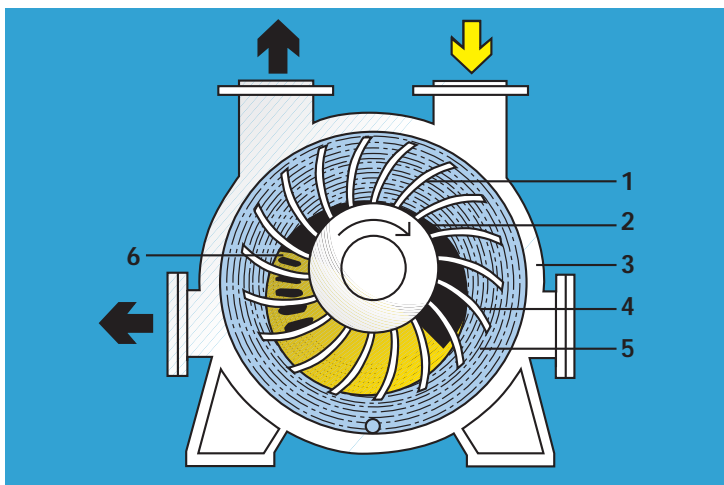


Abb. 10 Schnittdarstellung einer einstufigen Flüssigkeitsringvakuumpumpe (Siemens).

- 1 Rotor
- 2 Rotorwelle
- 3 Gehäuse
- 4 Ansaugkanal
- 5 Flüssigkeitsring
- 6 Flexibler Auslasskanal

3.1 Aufbau und Funktion

Im Vergleich zur Drehschiebervakuumpumpe haftet der Flüssigkeitsringvakuumpumpe der Nachteil eines verhältnismäßig schlechten Enddruckes an, welcher durch den Dampfdruck der Betriebsflüssigkeit, meist Wasser, bestimmt ist. Bei einer Betriebstemperatur von höchstens 15 °C kann man an der Flüssigkeitsringvakuumpumpe einen Enddruck von ca. 20 mbar erreichen, wobei die Pumpe dann schon im Kavitationsbereich arbeitet. Eine durch Luftzugabe kavitationsfrei arbeitende Flüssigkeitsringvakuumpumpe wird besten-

falls ca. 25-30 mbar erreichen. Dementsprechend erreicht eine Kombination aus Wälzkolben- und Flüssigkeitsringvakuumpumpe einen Enddruck von ca. 1 mbar. Ein großer Vorteil der Flüssigkeitsringvakuumpumpe besteht in der Möglichkeit, das Betriebsmittel der Pumpe (Flüssigkeitsring) dem abzupumpenden Medium anzupassen, sowie in der Möglichkeit, ankommendes Kondensat mit abzupumpen. Die Kombination von Wälzkolbenvakuumpumpe, Gasstrahler und Flüssigkeitsringvakuumpumpe erreicht einen Enddruck von ca. 0,2 mbar. Sollen kleinere Drücke erreicht werden, muss eine weitere Wälzkolbenvakuumpumpe vorgeschaltet werden.

Das Laufrad sitzt exzentrisch im Gehäuse. Durch die Laufraddrehung bildet die Betriebsflüssigkeit im Gehäuse einen mitumlaufenden Flüssigkeitsring, der sich von der Laufradnabe abhebt. In das so entstandene Vakuum tritt das Fördergas durch den Saugschlitz ein. Nach fast einer Umdrehung nähert sich der Flüssigkeitsring wieder der Nabe und schiebt das verdichtete Fördergas durch den Druckschlitz aus.

3.2 Frischflüssigkeitsbetrieb

Bei diesem Betrieb wird zur Erzeugung des Flüssigkeitsringes ständig frische Betriebsflüssigkeit zugeführt. Hierbei ist die Temperatur des Flüssigkeitsringes und des zugeführten Betriebsmittels gleich.

Vorzugsweise verwendet man den Frischflüssigkeitsbetrieb bei nicht umweltbelasteten Prozessen.

3.3 Kombiniertes Flüssigkeitsbetrieb

Im Vergleich zum Frischflüssigkeitsbetrieb wird hierbei die „neue“ Betriebsflüssigkeit in der Flüssigkeitsringvakuumpumpe kontinuierlich mit der abgeschiedenen Betriebsflüssigkeit aus dem Abscheider gemischt. Die restliche Flüssigkeit wird aus dem Abscheider zur Entsorgung abgeführt.

$$KB = FB \frac{T_A - T_B}{T_A - T_F}$$

Gleichung 3

KB (m³/h)
Frischflüssigkeitsbedarf im kombinierten Betrieb

FB (m³/h)
Betriebsflüssigkeitsstrom

T_A (°C)
Temperatur der rückgeführten, „umlaufenden“ Betriebsflüssigkeit = Austrittstemperatur im Pumpenstutzen

T_B (°C)
Temperatur der Betriebsflüssigkeit

T_F (°C)
Temperatur der Frischflüssigkeit

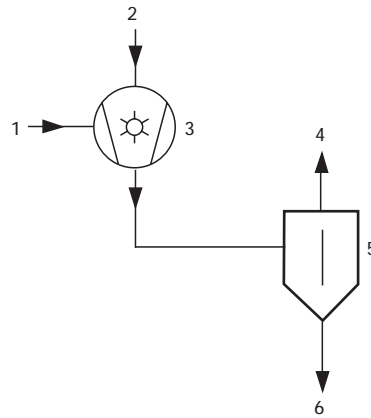


Abb. 11 Frischflüssigkeitsbetrieb

- 1 „Frische Betriebsflüssigkeit“
- 2 Gas „Ein“
- 3 Flüssigkeitsringvakuumpumpe
- 4 Gas „Aus“
- 5 Abscheider
- 6 „verbrauchte“ Betriebsflüssigkeit

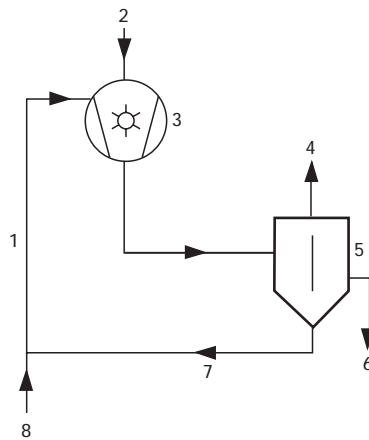


Abb. 12 Kombiniertes Flüssigkeitsbetrieb

- 1 Gemischte Betriebsflüssigkeit
- 2 Gas „Ein“
- 3 Flüssigkeitsringvakuumpumpe
- 4 Gas „Aus“
- 5 Abscheider
- 6 Kondensataustrag
- 7 „verbrauchte“ Betriebsflüssigkeit
- 8 „Frische“ Betriebsflüssigkeit

3.4 Umlaufflüssigkeitsbetrieb

(geschlossener Kreislauf)

Bei diesem Betrieb wird die verbrauchte Betriebsflüssigkeit im geschlossenen Kreislauf kontinuierlich über einen Wärmetauscher gekühlt. Von Zeit zu Zeit muss verdunstete Betriebsflüssigkeit nachgefüllt werden.

Vorzugsweise verwendet man den Umlaufflüssigkeitsbetrieb zum Pumpen von gesundheitsschädlichen und umweltgefährdenden Gasen.

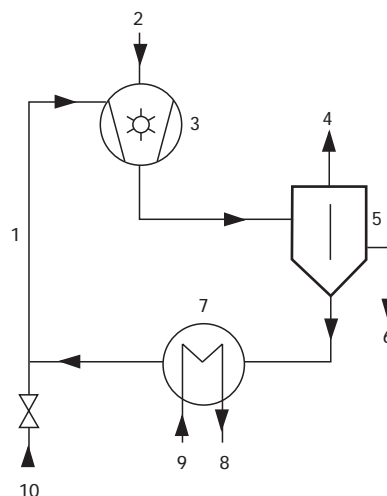


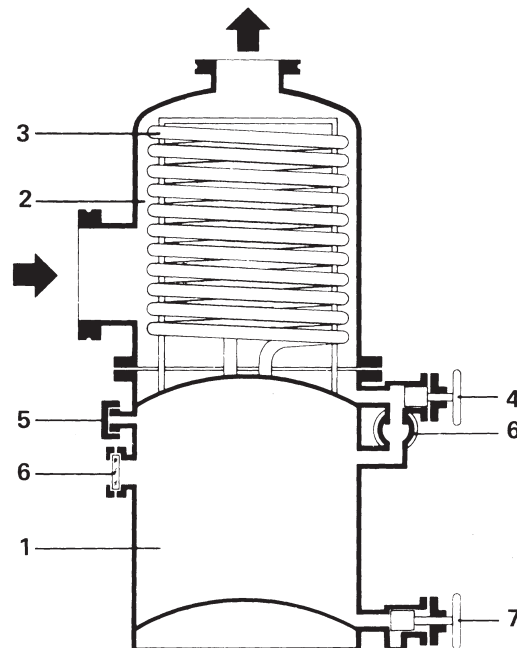
Abb. 13 Umlaufflüssigkeitsbetrieb

- 1 Betriebsflüssigkeit
- 2 Gas „Ein“
- 3 Flüssigkeitsringvakuumpumpe
- 4 Gas „Aus“
- 5 Abscheider
- 6 Kondensataustrag
- 7 Wärmetauscher
- 8 Kühlwasser „Aus“
- 9 Kühlwasser „Ein“
- 10 Betriebsflüssigkeitsergänzung

4 Kondensatoren

4.1 Aufbau und Funktion

Bei vielen Vakuumverfahren, beispielsweise Trocknung und Destillation, fallen Dämpfe (vorwiegend Wasserdampf) oftmals in Mengen an, die die Wasserdampfkapazität der Drehschiebervakuumpumpe überschreiten. In diesem Falle bildet ein vorgeschalteter Kondensator einen wirksamen Schutz für die Pumpe. Das Saugvermögen des Kondensators ist überdies für Dämpfe sehr hoch, wodurch sich Pump- bzw. Trocknungszeiten beachtlich verkürzen lassen. Der während des Prozesses frei werdende Dampf wird an den von dem Kühlmedium durchflossenen Kühlschlangen niedergeschlagen. Das sich bildende flüssige Kondensat gelangt vom Kondensationsraum über eine Rohrleitung in den Kondensatsammelbehälter. Einer Rückverdampfung des Kondensates bei Erreichen des Dampfdruckes kann durch gezielte Verwendung von Druckmessgeräten, Magnetventilen und einer geeigneten Steuerung begegnet werden.



- 1 Auffanggefäß
- 2 Kondensationsraum
- 3 Kühlschlange
- 4 Absperrventil
- 5 Belüftung
- 6 Schauglas
- 7 Ablassventil

Abb. 14 Kondensator
(KS, Pfeiffer Vacuum GmbH)

S (m³/h)
Saugvermögen des Vakuumpumpstandes

R $\left(\frac{\text{mbar} \cdot \text{m}^3}{\text{kmol} \cdot \text{K}}\right)$
Universelle Gaskonstante $R = 83,14$

T_{Gas} (K)
Gaseintritts-Temperatur

p (mbar)
(Arbeits-)Druck

\dot{Q} (kg/h)
Durchsatz der Stoffkomponente pro Stunde

M (kg/kmol)
molare Masse

A (m²)
Kühlfläche

\dot{Q}_w $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{h}}\right)$
Kondensationswärme/-menge pro Stunde

k $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)$
Wärmeübergangskoeffizient

T_m (K)
Mittlere Temperaturdifferenz

$\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}}$ $\left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$
Zu kondensierende Wasserdampfmenge pro Stunde

$q_{\text{H}_2\text{O}}$ $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$
Verdampfungswärme

$T_{W \text{ ein}}$ (K)
Kühlwasser-Eintrittstemperatur

$T_{W \text{ aus}}$ (K)
Kühlwasser-Austrittstemperatur

$\Delta T_{\text{groß}}$ (K)
Größte Temperaturdifferenz

ΔT_{klein} (K)
Kleinste Temperaturdifferenz

T_s (K)
Siedetemperatur bei Kondensationsdruck
(im Beispiel 1, Seite 23, $T_s = T_{s \text{ H}_2\text{O}}$)

4.2 Auslegung eines Kondensators

Beispiel 1:

a) Berechnung des erforderlichen Saugvermögens des Pumpstandes:

$$S = R \cdot \frac{T_{\text{Gas}}}{p} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_1}{M_1} + \frac{\dot{Q}_2}{M_2} + \dots + \frac{\dot{Q}_n}{M_n} \right) [\text{m}^3/\text{h}]$$

Gleichung 4

$$S = 83,14 \cdot \frac{313}{100} \cdot \left(\frac{100}{18} + \frac{10}{29} \right) [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$S = 1535 \text{ m}^3/\text{h}$$

b) Berechnung der Kühlfläche des Kondensators:

$$A = \frac{Q_W}{k \cdot T_m} [\text{m}^2]$$

Gleichung 5

$$Q_W = Q_{\text{H}_2\text{O}} \cdot q_{\text{H}_2\text{O}} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right]$$

Gleichung 6

$$T_m = \frac{\Delta T_{\text{groß}} + \Delta T_{\text{klein}}}{2} [\text{K}]$$

Gleichung 7

$$\Delta T_{\text{groß}} = T_s - T_{W \text{ ein}}$$

$$\Delta T_{\text{klein}} = T_s - T_{W \text{ aus}}$$

$$k \approx 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} = 3600 \frac{\text{kJ}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \text{K}}$$

$$\Delta T_{\text{groß}} = 318 - 298 = 20 \text{ K}$$

$$\Delta T_{\text{klein}} = 318 - 308 = 10 \text{ K}$$

$$T_m = \frac{20 + 10}{2} = 15 \text{ K}$$

$$\dot{Q}_W = 100 \cdot 2257 = 225700 \text{ kJ/h}$$

$$A = \frac{225700}{3600 \cdot 15} \approx 4,5 \text{ m}^2$$

ist die erforderliche Kühlfläche des Kondensators.

Zu kondensierende Wassermenge/Dampf

$$\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}} = 100 \text{ kg/h}$$

integrierter Gasanteil (Luft) im Wasserdampf (ca. 10 %)

$$\dot{Q}_L = 10 \text{ kg/h}$$

Gaseintritts-Temperatur

$$T_{\text{GAS}} = 40 \text{ °C}$$

Kühlwassertemperatur

$$T_{W \text{ ein}} = 25 \text{ °C}$$

Kühlwassertemperatur

$$T_{W \text{ aus}} = 35 \text{ °C}$$

Arbeitsdruck

$$p_A = 100 \text{ mbar}$$

Molare Masse von Wasser

$$M_1 = 18 \text{ kg/kmol}$$

Molare Masse von Luft

$$M_2 = 29 \text{ kg/kmol}$$

Achtung!

Ist T_s kleiner als $T_{W \text{ ein}}$ bzw. $T_{W \text{ aus}}$ ist keine Kondensation möglich.

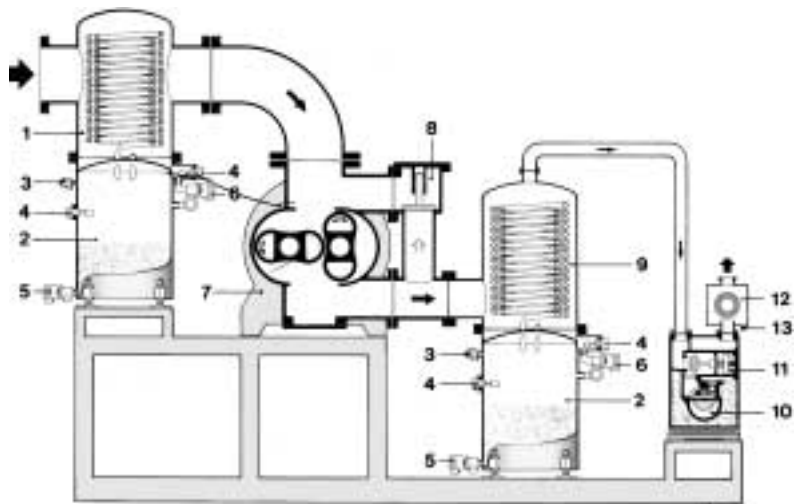


Abb. 15 Prinzipieller Aufbau eines Wälzkolbenvakuumpumpstandes (Pfeiffer Vacuum GmbH).

1 Kondensator

2 Kondensat-Sammelgefäß

3 Belüftungsventil

4 Schwimmerschalter

5 Ablassventil

6 Absperrventil

7 Wälzkolben-vakuumpumpe

8 Überströmventil

9 Zwischenkondensator

10 Drehschieber-vakuumpumpe

11 Hochvakuum-Sicherheitsventil

12 Ölnebelabscheider

13 Ablassschraube

5 Wärmetauscher

5.1 Aufbau und Funktion

Ein Wärmetauscher ist ein Behälter, in dem, durch eine möglichst dünne Wandung getrennt, zwei Medien so aneinander vorbeigeführt werden, dass sie bei Vorhandensein einer Temperaturdifferenz Wärme gegeneinander austauschen, ohne dass sich die beiden Medien mischen. Ein Medium durchströmt den Mantelraum und das zweite Medium den Rohrraum. Der Durchfluss durch den Mantelraum wird mittels Umlenblechen, die in Form und Abstand dem Einsatzfall angepasst sind, so gesteuert, dass möglichst viel Querströmung zu den Rohren entsteht. Der Durchfluss durch den Rohrraum wird je nach Zweckmäßigkeit, Geschwindigkeit und Druckverlust ein- oder mehrwegig ausgeführt.

Wärmetauscher können sowohl innerhalb eines mehrstufigen Wälzkolbenvakuumpumpstandes zur Zwischenkühlung als auch zum Betrieb von gasgekühlten Wälzkolbenvakuumpumpen eingesetzt werden. Bei gasumlaufgekühlten Wälzkolbenvakuumpumpen wird direkt am Gasaustrittsstutzen der Pumpe ein Wärmetauscher nachgeschaltet, wobei im Anschluss ein Teil des gekühlten Gases als Kühlgas zurück in die Pumpe geführt wird. Der Einsatz von Wärmetauschern ist durch die Kompression des gepumpten Gases (von p_1 auf p_2) und die damit verbundene Temperaturerhöhung (von T_1 auf T_2) begründet. Mit Hilfe dieser Anordnung schützt man Pumpe und Pumpstand vor einer thermischen Überlastung, welche zum Ausfall führen kann.

Man unterscheidet:

● Rohrbündelkühler:

für alle Anwendungen.

(Faustformel)

3 kW Motorleistung der Pumpe entsprechen 1 m^2

Tauscherfläche des Kühlers.

● Lamellenkühler:

nur für saubere Gase, preiswerte Alternative.

(Faustformel)

1 kW Motorleistung der Pumpe entspricht 1 m^2 Tauscherfläche des Kühlers.

Materialauswahl

Die wichtigsten Funktionen in einem Rohrbündelwärmetauscher haben die Innenrohre. Einmal bilden sie die Wärmeaustauschfläche, und zum anderen bewirken die Rohrwandungen die absolute Trennung der beiden Medien gegeneinander.

Der Werkstoffauswahl der Innenrohre muss besondere Beachtung geschenkt werden, denn ein Durchbruch der Rohrwandung hätte zwangsläufig ein Mischen der Medien und damit Ausfall des Wärmetauschers zur Folge.

A (m^2)
Tauscherfläche

\dot{Q} ($\frac{\text{kJ}}{\text{h}}$)
Auszutauschende Wärmemenge pro Stunde

P (kW)
(Errechnete) erforderliche Motorleistung

T_m (K)
Mittlere Temperaturdifferenz zwischen Gas und Kühlmedium

$T_{G \text{ ein}}$ (K)
Gaseintritts-Temperatur

$T_{G \text{ aus}}$ (K)
Gasaustritts-Temperatur

$T_{W \text{ ein}}$ (K)
Kühlwasser-Eintrittstemperatur

$T_{W \text{ aus}}$ (K)
Kühlwasser-Austrittstemperatur

5.2 Auslegung eines Wärmetauschers

Die zu installierende Motorleistung für einen bestimmten Arbeitsbereich einer gasumlaufgekühlten Wälzkolben-vakuumpumpe (WGK) wird mit $P = 15 \text{ kW}$ errechnet.

Da die errechnete Motorleistung ein Maß für die abzuführende Wärmemenge der gasumlaufgekühlten Wälzkolben-vakuumpumpe ist, muss folglich die Wärmemenge, um eine Überhitzung der Pumpe zu vermeiden, mit Hilfe eines Wärmetauschers abgeführt werden.

Beispiel 2

Motorleistung

$$P = 15 \text{ kW}$$

Gaseintritts-Temperatur

$$T_{G \text{ ein}} = 120 \text{ °C} = 393 \text{ K}$$

Gasaustritts-Temperatur

$$T_{G \text{ aus}} = 50 \text{ °C} = 323 \text{ K}$$

(Annahme)

Kühlwassereintritts-Temperatur

$$T_{W \text{ ein}} = 30 \text{ °C} = 303 \text{ K}$$

Kühlwasseraustritts-Temperatur

$$T_{W \text{ aus}} = 40 \text{ °C} = 313 \text{ K}$$

(Annahme)

$k \approx 50$ für Lamellenkühler

$k \approx 180$ für Rohrbündelkühler

k-Werte für den Druckbereich von Atmosphäre bis ca. 50 mbar.

$$A = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta T_m} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\dot{Q} = P \cdot 3600 \text{ [kJ/h]}$$

$$1 \text{ W} = 1 \text{ J/s}$$
$$1 \text{ kW} = 3600 \text{ kJ/h}$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{G \text{ ein}} - T_{W \text{ aus}}) - (T_{G \text{ aus}} - T_{W \text{ ein}})}{\ln \left(\frac{T_{G \text{ ein}} - T_{W \text{ aus}}}{T_{G \text{ aus}} - T_{W \text{ ein}}} \right)} \text{ [K]}$$

Gleichung 8

$$\dot{Q} = 15 \cdot 3600 = 54.000 \text{ kJ/h}$$

$$\Delta T_m = \frac{(393 - 313) - (323 - 303)}{\ln \left(\frac{393 - 313}{323 - 303} \right)} \approx 43 \text{ K}$$

für Lamellenkühler mit $k \approx 50$:

$$A_L = \frac{54.000}{50 \cdot 43} \approx 25 \text{ m}^2 \text{ Tauscherfläche}$$

für Rohrbündelkühler mit $k \approx 180$:

$$A_R = \frac{54.000}{180 \cdot 43} \approx 7 \text{ m}^2 \text{ Tauscherfläche}$$

6 Wahl der Vorpumpe

Drehschiebervakuumpumpe

Sofern vom Verfahren her kein störender Einfluss auf die Funktion zu befürchten ist, bietet sich die Drehschiebervakuumpumpe als wirtschaftlichste Vorpumpe für den Wälzkolbenvakuumpumpstand an. Sie zeichnet sich durch ein außerordentlich hohes Verdichtungsvermögen bei konstantem Saugvermögen über einen breiten Druckbereich aus. Selbst bei geöffnetem Gasballast verdichtet die einstufige Drehschiebervakuumpumpe noch von rund 0,5 mbar auf 1000 mbar. Somit erreicht ein Wälzkolbenvakuumpumpstand mit dieser Vorpumpe bei geöffnetem Gasballastventil Enddrücke von 10^{-2} mbar und niedriger.

Wasserdampf, viele Lösungsmitteldämpfe und andere Dämpfe, die einen genügend hohen Dampfdruck haben und das Pumpenöl chemisch nicht zersetzen, wie z. B. Alkohole, halogenierte Kohlenwasserstoffe, leichte Normalparaffine und viele andere, können mit der Drehschiebervakuumpumpe abgesaugt werden.

Flüssigkeitsringvakuum-pumpe

Es müssen jedoch auch Stoffe abgesaugt werden, die das Vorpumpenöl chemisch angreifen und zersetzen, oder einen so niedrigen Dampfdruck haben, dass trotz Gasballast eine Kondensation in der Pumpe nicht vermieden werden kann und deshalb durch Verdünnung des Pumpenöles eine Herabsetzung der Schmierfähigkeit stattfinden würde. In solchen Fällen stellt die Flüssigkeitsringvakuum-pumpe eine geeignete Lösung dar.

Im Vergleich zu den Drehschiebervakuumpumpen haftet der Flüssigkeitsringvakuum-pumpe der Nachteil eines verhältnismäßig schlechten Enddruckes an, welcher durch den Dampfdruck der Betriebsflüssigkeit bestimmt ist. Wird Wasser von 15 °C verwendet, kann man an der Flüssigkeitsringvakuum-pumpe einen Enddruck von etwa 20 mbar erwarten, wobei die Flüssig-

keitsringvakuum-pumpe dann schon im Kavitationsbereich arbeitet. Eine durch Luftzugabe kavitationsfrei arbeitende Flüssigkeitsringvakuum-pumpe wird bestenfalls 25–30 mbar erreichen. Dementsprechend erreicht eine Kombination aus Wälzkolben- und Flüssigkeitsringvakuum-pumpe etwa 1 mbar Enddruck.

Flüssigkeitsringvakuum-pumpe mit Gasstrahler

Die Kombination von Wälzkolbenvakuumpumpe, Gasstrahler und Flüssigkeitsringvakuum-pumpe erreicht einen Enddruck von 0,2 mbar. Sollen kleinere Drücke erreicht werden, muss eine weitere Wälzkolbenvakuumpumpe vorgeschaltet werden.

Beim Absaugen umweltsschädigender Stoffe darf die Flüssigkeitsringvakuum-pumpe nicht mit Frischwasser betrieben werden. Es muss dann ein geschlossener Kreislauf vorgesehen werden, bei dem eine geeignete Betriebsflüssigkeit zum Entzug der Verdichtungswärme über einen Wärmetauscher geleitet wird.

Gasumlaufgekühlte Wälzkolbenvakuumpumpen

Als weitere Vorpumpenvariante bietet sich die Wälzkolbenvakuumpumpe selbst an, nämlich in der gasumlaufgekühlten Ausführung für hohe Druckdifferenzen. Da Wälzkolbenvakuumpumpen völlig trocken arbeiten, bietet ihr ausschließlicher Einsatz eine Lösung, wenn Pumpen mit flüssigkeitsgedichtetem Schöpfraum ausscheiden. Die Einsatzgebiete sind:

- Absaugen und Verdichten von Helium an Kryostaten
- Absaugen und Verdichten von SF₆
- saubere Rückgewinnung von Gasen und Dämpfen verschiedenster Art bei verfahrenstechnischen Prozessen, z. B. Destillation, Auspumpen von Molekularsieben u. a.

- Abpumpen und Fördern von giftigen Stoffen in geschlossenen Systemen
- Auspumpen von Behältern mit sehr großem Volumen.

Wälzkolbenvakuumpumpstände mit gasumlaufgekühlten Wälzkolbenvakuumpumpen lassen sich mit sehr unterschiedlicher Saugcharakteristik ausbilden. Im Extremfall kann man über den gesamten Druckbereich von 1 bar bis 10^{-3} mbar ein nahezu konstantes Saugvermögen erreichen, wobei die einzelnen Pumpenstufen **im Verhältnis 2 : 1 bis 3 : 1 abgestuft** sein können. Dazu müssen allerdings die Wälzkolbenvakuumpumpen mit entsprechend starken Motoren ausgerüstet werden und anstelle der Überströmventile müssen Auslassventile zur Atmosphäre hin vorgesehen werden.

Abbildung 16 gibt einen Überblick über die für einen bestimmten Betriebsdruck erforderliche Stufenzahl. Diese Werte gelten für Luft und die meisten Gase und Dämpfe. Beim Absaugen von Helium und Wasserstoff sind jedoch mehr Stufen erforderlich.

Derart ausgelegte Pumpstände dienen hauptsächlich zum raschen Evakuieren großer Volumina. Abbildung 17 zeigt die Saugvermögenskennlinie eines derartigen Pumpstandes.

Stufe	V	IV	III	II	I
Enddruck	$< 10^{-3}$ mbar	$2 \cdot 10^{-2}$ mbar	1 mbar	20-30 mbar	100-200 mbar
Arbeitsdruck	$5 \cdot 10^{-3}$ mbar	$5 \cdot 10^{-2}$ mbar	2 mbar	30-50 mbar	300 mbar
					1000 mbar

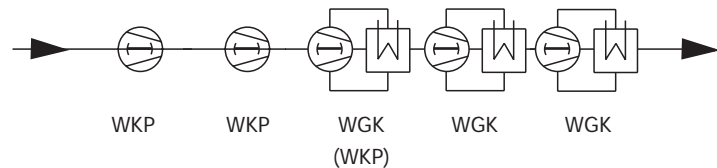


Abb. 16 Abhängigkeit des erreichbaren Enddruckes bzw. Arbeitsdruckes von der Stufenzahl beim Evakuieren mit Wälzkolbenvakuumpumpen (für Luft).

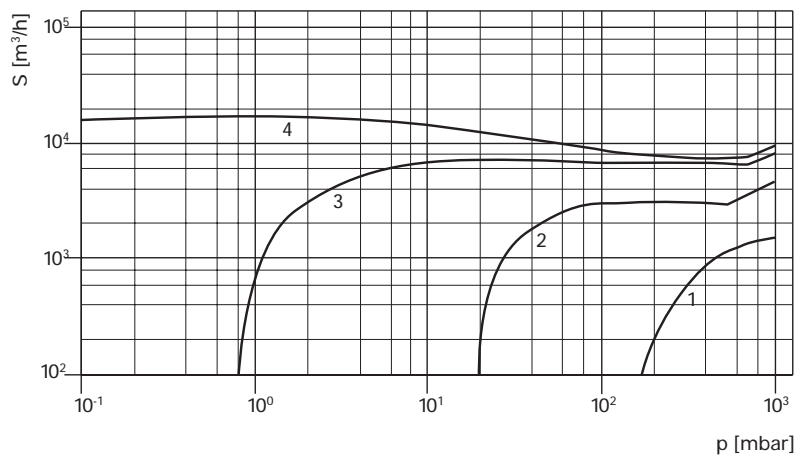


Abb. 17 Saugvermögensverlauf eines vierstufigen Wälzkolbenvakuumpumpstandes

- 1 WGK 1500
- 2 WGK 4000 – WGK 1500
- 3 WGK 8000 – WGK 4000 – WGK 1500
- 4 WGK 18000 – WGK 8000 – WGK 4000 – WGK 1500

Wahl der Vorpumpe

Maximales Kompressionsverhältnis

Durch die Spalte zwischen den Wälzkolben und dem Pumpgehäuse strömen abgesaugte Gase und Dämpfe in Richtung Saugseite zurück. Diese Rückströmung mindert das effektive Saugvermögen der Wälzkolbenvakuumpumpe und wirkt sich um so ungünstiger aus, je höher der Gegendruck selbst ist und je weiter Ansaug- und Gegendruck auseinander liegen. Das maximale Kompressionsverhältnis K_m ist erreicht, wenn das gesamte geförderte Gas wieder zurückströmt, also das effektive Saugvermögen gleich Null wird. Der K_m -Wert dient zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit der Wälzkolbenvakuumpumpen und wird zur rechnerischen Bestimmung ihres effektiven Saugvermögens benötigt. In der Praxis misst man den K_m -Wert bei blindgeflanschten Saugstutzen für die gewünschten Gegendrücke. Abbildung 18 stellt das maximale Kompressionsverhältnis in Funktion vom Ausstoßdruck für Wälzkolbenvakuumpumpen der Baureihe WKP dar.

Man erkennt an Hand dieses Diagramms, dass die Wälzkolbenvakuumpumpe beim Verdichten gegen Atmosphäre nur ein geringes Kompressionsvermögen hat. Es steigt sodann stetig an, um bei einem Gegendruck von etwa 2 mbar seinen maximalen Wert von 50 bis 70 zu erreichen. Der dann folgende Abfall beruht auf der im molekularen Strömungsbereich verstärkter auftretender Spaltkompression mit Rückförderung. Aufgrund ihres Kompressionsvermögens muss die Wälzkolbenvakuumpumpe der Baureihe WKP sinnvoll mit solchen Vakuumpumpen – so genannten Vorpumpen – kombiniert werden, die gegen Atmosphäre ein hohes Verdichtungsvermögen haben, wie z. B. Drehschiebervakuumpumpen, eine Wälzkolbenvakuumpumpen der Baureihe WGK, oder es müssen entsprechend viele Wälzkolbenvakuumpumpen hintereinander geschaltet werden, wenn es der Prozess erfordert. So kombiniert, stellt sie eine ideale Vakuumpumpe für einen weiten Druckbereich dar, der sich praktisch vom Atmosphärendruck bis etwa 0,001 mbar erstreckt.

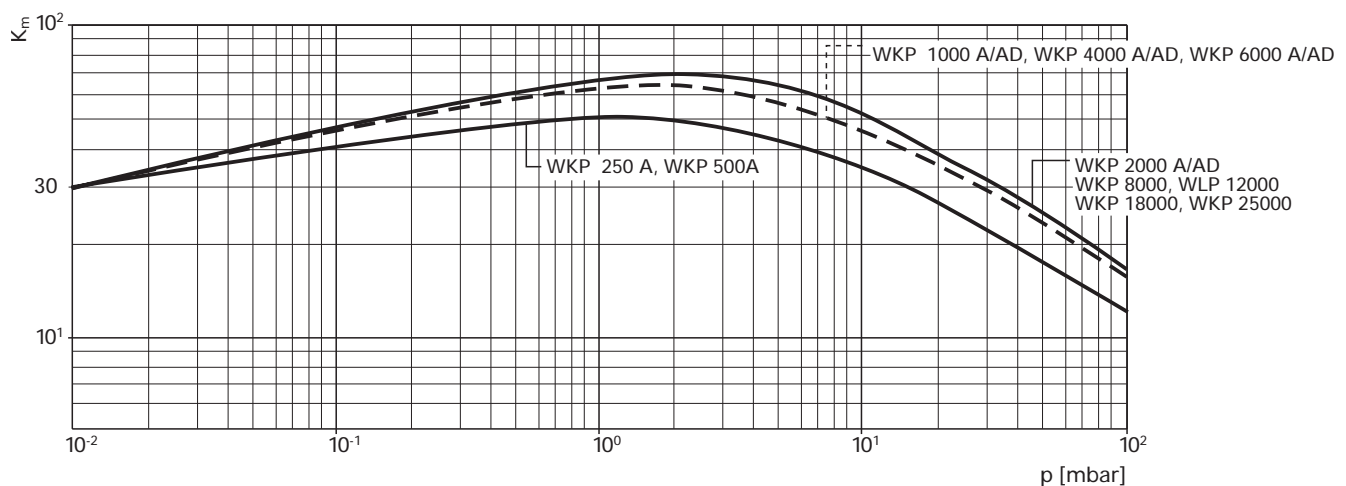


Abb. 18 Maximales Kompressionsverhältnis K_m ¹⁾ für Wälzkolbenvakuumpumpen (WKP) beim Absaugen von Luft²⁾.

¹⁾ Diese K_m -Werte gelten für Pumpen die mit Nenndrehzahl laufen.

²⁾ Für Helium sind die Werte mit dem Faktor 0,66 zu multiplizieren.

7 Berechnungen

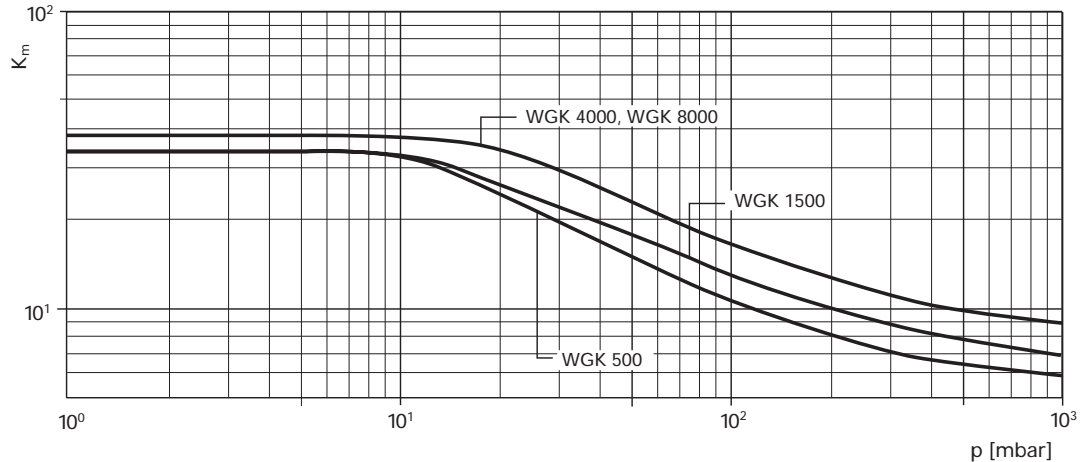


Abb. 19 Maximales Kompressionsverhältnis K_m ¹⁾ für gasumlaufgekühlte Wälzkolbenvakuumpumpen (WPK) beim Absaugen von Luft²⁾.

- ¹⁾ Diese K_m -Werte gelten für Pumpen die mit Nenndrehzahl laufen.
- ²⁾ Für Helium sind die Werte mit dem Faktor 0,66 zu multiplizieren.

7.1 Leistungsbedarf einer Wälzkolbenvakuumpumpe

Die Wälzkolbenvakuumpumpe ist eine reine Verdrängerpumpe ohne innere Vorverdichtung. Daher ist ihr Energiebedarf sowohl der Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckstutzen als auch dem theoretischen Schöpfvolumen proportional.

$$P = \frac{S_{th} \cdot \Delta p}{36000 \cdot \eta_{mech}} \quad [\text{kW}]$$

Gleichung 9

S_{th} (m³/h)
Theoretisches Saugvermögen der Wälzkolbenvakuumpumpe

Δp (mbar)
Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckstutzen

η_{mech}
Mechanischer Wirkungsgrad der Pumpe
($\eta \approx 0,85$ für Wälzkolbenvakuumpumpen)

P (kW)
Leistungsbedarf bzw. Motorleistung

Die mechanischen Verluste sind gering und können je nach Antriebsart mit 5 % bzw. 15 % angesetzt werden. Es empfiehlt sich, im Schaltschrank Schütze für Schweranlauf zu verwenden. Nach dem Hochlauf ist der Leistungsbedarf im Feinvakuumbereich gering.

Beispiel 3

Eine Wälzkolbenvakuumpumpe WPK 8000 soll Gas von 0,5 mbar auf 5 mbar verdichten ($S_{th} = 8000 \text{ m}^3/\text{h}$).

Gesucht ist die Antriebsleistung P in kW.

Theoretisches Saugvermögen der Wälzkolbenvakuumpumpe $S_{th} = 8000 \text{ m}^3/\text{h}$

Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckstutzen $\Delta p = 4,5 \text{ mbar}$

Wirkungsgrad der Pumpe $\eta_{mech} = 0,85$

Lösung:

$$P = \frac{8000 \cdot 4,5}{36000 \cdot 0,85} = 1,18 \text{ kW Antriebsleistung}$$

7.2 Saugvermögen eines Wälzkolbenvakuumpumpstandes

Das Saugvermögen der Wälzkolbenvakuumpumpe ist im gesamten Ansaugbereich von Gegendruck, also auch vom Saugvermögen der Vorpumpe, abhängig.

Kombiniert man die Wälzkolbenvakuumpumpe mit verschiedenen Vorpumpen, so bekommt man jeweils andere Saugvermögenskurven über den gesamten Druckbereich für die gleiche Wälzkolbenvakuumpumpe. Bei einer Wälzkolbenvakuumpumpe kann das effektive Saugvermögen daher nur in Beziehung zu einer bestimmten Vorpumpe angegeben werden. Aus diesem Grund wird bei Wälzkolbenvakuumpumpen als Kenngröße das theoretische Saugvermögen (auch Nennsaugvermögen genannt) angeführt.

Für eine definierte Vorpumpe errechnet sich das Saugvermögen in guter Annäherung zu:

$$S = S_{th} \cdot \frac{K_m}{K_m + \frac{S_{th}}{S_v} - \left(\frac{S_v}{S_{th}}\right)^{1,5}} \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Gleichung 10

und der zugeordnete Ansaugdruck zu:

$$p = \frac{S_v \cdot p_v}{S} \text{ [mbar]}$$

Gleichung 11

S (m³/h)
Saugvermögen der Wälzkolbenvakuumpumpe am Saugstutzen

S_{th} (m³/h)
Theoretisches Saugvermögen der Wälzkolbenvakuumpumpe

S_v (m³/h)
Saugvermögen der Vorpumpe beim Druck p_v

p_v (mbar)
Vorvakuum (Gegendruck)

p (mbar)
Ansaugdruck der Wälzkolbenvakuumpumpe

Δp (mbar)
Eingestellte Druckdifferenz am Überströmventil der Wälzkolbenvakuumpumpe

K_m
Maximales Kompressionsverhältnis der Wälzkolbenvakuumpumpe bei p_v

a
Korrekturfaktor a (siehe Seite 54, Abb. 26)

η_{vol}
Volumetrischer Wirkungsgrad

Will man von einem ganz bestimmten Ansaugdruck gegen einen konstanten Gegendruck (z. B. Kondensationsdruck in einem Kondensator) verdichten, errechnet sich das Saugvermögen in guter Annäherung zu:

$$S = S_{th} \cdot \left(1 - \frac{p_v}{p} \cdot \frac{a}{K_m}\right) \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Gleichung 12

$$\frac{p_v}{p} \geq 2,5 \rightarrow a = 1$$

$$\frac{p_v}{p} \leq 2,5 \rightarrow a = \frac{p_v^3 - p^3}{0,963 \cdot p_v^3} \text{ [mbar]}$$

Gleichung 13

Die Berechnung des Saugvermögens nach den vorstehenden Gleichungen 10 oder 12 gilt nur für den Fall, dass das Überströmventil an der Wälzkolbenvakuumpumpe geschlossen ist, also $p_v - p$ kleiner als die

am Überströmventil eingestellte Druckdifferenz ist. Im Ansprechbereich des Überströmventils errechnet sich das Saugvermögen dann zu:

$$S = \frac{S_v \cdot (p + \Delta p)}{p} \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Gleichung 14

In dieser Gleichung bedeutet Δp die am Überströmventil der Wälzkolbenvakuumpumpe eingestellte Druckdifferenz. Im Zweifelsfall muss die Berechnung über den K_m -Wert (Gleichung 10 oder 12) und über das Überströmventil (Gleichung 14) durchgeführt werden. Der niedrigste sich ergebende Wert ist dann der richtige.

Beispiel 4

Eine Wälzkolbenvakuumpumpe WKP 4000 ($S_{th} = 4000 \text{ m}^3\text{/h}$) soll von 5 mbar auf 20 mbar verdichten. Gesucht ist das Saugvermögen.

K_m -Werte nach Abbildung 18 für $p_v = 20 \text{ mbar} \rightarrow K_m = 34$

$$S = S_{th} \cdot \left(1 - \frac{p_v \cdot a}{p \cdot K_m}\right) \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Für $\frac{p_v}{p} = 4$ ergibt sich aus Gleichung 12

$$\rightarrow a = 1$$

$$S = 4000 \cdot \left(1 - \frac{20 \cdot 1}{5 \cdot 34}\right) = 3529 \text{ m}^3\text{/h}$$

bei 5 mbar.

7.2.1 Erstellung der Saugvermögenskurve eines Wälzkolbenvakuumpumpstandes WOD 220 A

Der Pumpstand WOD 220 A besteht aus einer einstufigen Drehschiebervakuumpumpe UNO 35 und einer Wälzkolbenvakuumpumpe WKP 250 A.

Beispiel 5

(siehe auch Diagramm Abb. 20)

Berechnung für den Druckbereich des geschlossenen Überströmventils an der Wälzkolbenvakuumpumpe (nach Gleichung 10 und 11).

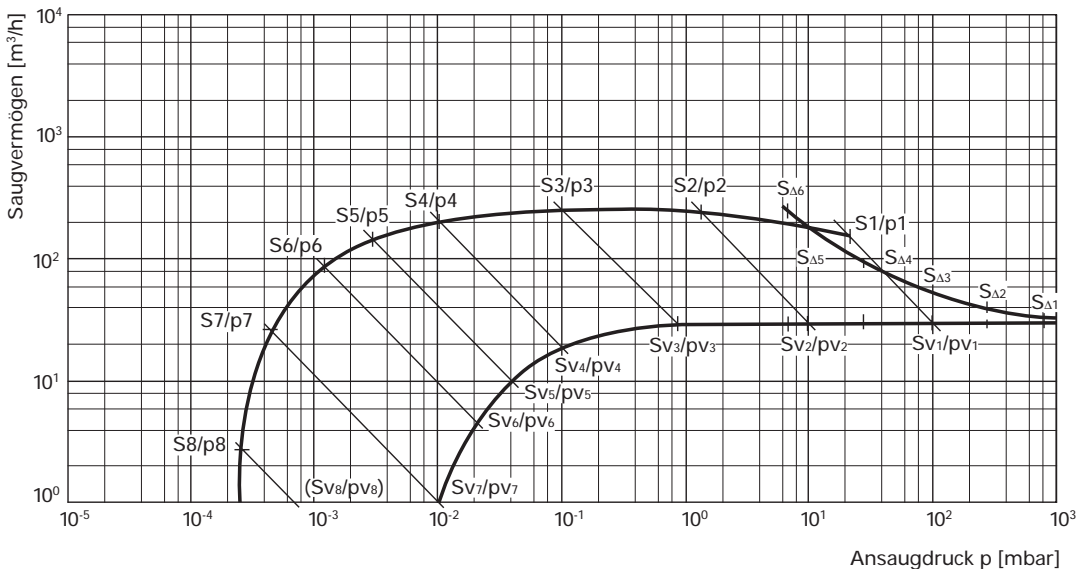


Abb. 20: Saugvermögenskurve zum Beispiel 5

Berechnungen

$$S_{v1} = 34 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_{v1} = 100 \text{ mbar}$$

(Saugvermögen S_{v1} beim Druck P_{v1} der Vorpumpe)

$$S_1 = 270 \frac{12}{12 + \frac{270}{34} - \left(\frac{34}{270}\right)^{1,5}} = 163 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_1 = \frac{34 \cdot 100}{163} = 21 \text{ mbar}$$

$$S_{v2} = 34 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_{v2} = 10 \text{ mbar}$$

$$S_2 = 270 \frac{33}{33 + \frac{270}{34} - \left(\frac{34}{270}\right)^{1,5}} = 218 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_2 = \frac{34 \cdot 10}{218} = 1,5 \text{ mbar}$$

$$S_{v3} = 30 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_{v3} = 0,75 \text{ mbar}$$

$$S_3 = 270 \frac{47}{47 + \frac{270}{30} - \left(\frac{30}{270}\right)^{1,5}} = 277 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_3 = \frac{30 \cdot 0,75}{277} = 0,1 \text{ mbar}$$

$$= 1,0 \times 10^{-1} \text{ mbar}$$

$$S_{v4} = 20 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_{v4} = 0,1 \text{ mbar}$$

$$S_4 = 270 \frac{38}{38 + \frac{270}{20} - \left(\frac{20}{270}\right)^{1,5}} = 199 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_4 = \frac{20 \cdot 0,1}{199} = 0,01 \text{ mbar}$$

$$= 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ mbar}$$

$$S_{v5} = 12 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_{v5} = 0,04 \text{ mbar}$$

$$S_5 = 270 \frac{30}{30 + \frac{270}{12} - \left(\frac{12}{270}\right)^{1,5}} = 154 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_5 = \frac{12 \cdot 0,04}{154} = 0,0031 \text{ mbar}$$

$$= 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ mbar}$$

$$S_{v6} = 5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_{v6} = 0,02 \text{ mbar}$$

$$S_6 = 270 \frac{30}{30 + \frac{270}{5} - \left(\frac{12}{270}\right)^{1,5}} = 96 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_6 = \frac{5 \cdot 0,02}{96} = 0,001 \text{ mbar}$$

$$= 1 \cdot 10^{-3} \text{ mbar}$$

$$S_{v7} = 1,0 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_{v7} = 0,012 \text{ mbar}$$

$$S_7 = 270 \frac{30}{30 + \frac{270}{1,0} - \left(\frac{1,0}{270}\right)^{1,5}} = 27 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_7 = \frac{1,0 \cdot 0,012}{27} = 0,00044 \text{ mbar}$$

$$= 4,4 \cdot 10^{-4} \text{ mbar}$$

$$S_{v8} = 0,1 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_{v8} = 0,01 \text{ mbar}$$

$$S_8 = 270 \frac{30}{30 + \frac{270}{0,1} - \left(\frac{0,1}{270}\right)^{1,5}} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_8 = \frac{0,1 \cdot 0,01}{3} = 0,00033 \text{ mbar}$$

$$= 3,3 \cdot 10^{-4} \text{ mbar}$$

Berechnung für den (Druck-) Bereich des geöffneten Überströmventils an der Wälzkolbenvakuumpumpe (nach Gleichung 14).

$$S_{\Delta 1} = \frac{34 (1000 + 53)}{1000} = 36 \text{ m}^3/\text{h}$$

bei 1000 mbar

$$S_{\Delta 2} = \frac{34 (300 + 53)}{300} = 40 \text{ m}^3/\text{h}$$

bei 300 mbar

$$S_{\Delta 3} = \frac{34 (100 + 53)}{100} = 52 \text{ m}^3/\text{h}$$

bei 100 mbar

$$S_{\Delta 4} = \frac{34 (30 + 53)}{30} = 94 \text{ m}^3/\text{h}$$

bei 30 mbar

$$S_{\Delta 5} = \frac{34 (20 + 53)}{20} = 124 \text{ m}^3/\text{h}$$

bei 20 mbar

$$S_{\Delta 6} = \frac{34 (7 + 53)}{7} = 291 \text{ m}^3/\text{h}$$

bei 7 mbar

7.3 Volumetrischer Wirkungsgrad

Oft wird bei der Berechnung des Saugvermögens mit dem volumetrischen Wirkungsgrad η_{vol} gearbeitet.

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{S}{S_{\text{th}}}$$

Gleichung 15

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{K_m}{K_m + \frac{S_{\text{th}}}{S_v} - \left(\frac{S_v}{S_{\text{th}}}\right)^{1,5}}$$

Gleichung 16

$$\eta_{\text{vol}} = 1 - \frac{p_v \cdot a}{p \cdot K_m}$$

Das Saugvermögen von Wälzkolben-
vakuumpumpen wird direkt vom Saug-
vermögen der Vorpumpe beeinflusst.
Es bieten sich daher eine Vielfalt von Kom-
binationenmöglichkeiten an.

Für die Auslegung von Wälzkolbenvaku-
umpumpen ist zu beachten, dass der volu-
metrische Wirkungsgrad bei gleicher
Abstufung mit steigendem Ansaugdruck
stark abfällt. Erreicht man z. B. bei einer
theoretischen Abstufung von 10:1 bis 10⁻¹
mbar einen volumetrischen Wirkungsgrad
von 0,85, so sinkt er bei 4 mbar bereits auf
0,7 ab und liegt an diesem Punkt bei Dau-
erbetrieb bereits außerhalb des wirtschaft-
lichen Bereiches, während bei 10⁻¹ mbar in
Grenzfällen noch mit einer theoretischen
Abstufung von 20:1 gearbeitet werden
kann. Zwischen 10 und 100 mbar muss
dann mit einer Abstufung zwischen 5:1 bis
2:1 gearbeitet werden.

7.4 Berechnung des Leitwertes

Das Saugvermögen eines Vakuumpump-
standes wird durch die bis zum Rezipien-

ten zwischengeschalteten Leitungen und
Bauelemente, wie z. B. Ventile und Feder-
rungskörper, mehr oder weniger gemin-
dert. Je länger die Leitung und je enger
der Querschnitt desto größer sind die
Verluste.

Für die rechnerische Erfassung der
Leitungswerte wird in der Praxis mit dem
Leitwert L gearbeitet. Außer von Länge
und Durchmesser der Leitung ist er von
der Strömungsart und den Stoffdaten²⁾ des
abgepumpten Mediums abhängig. Für die
Vakuumtechnik kommen hauptsächlich
laminare und molekulare Strömungen in
Frage. Im Bereich der laminaren Strömung
ist der Leitwert druckabhängig, im moleku-
laren Strömungsbereich ist er druckunab-
hängig.

Universell für alle Druckbereiche in der
Vakuumtechnik und für alle Gasarten
errechnet sich der Leitwert für runde
Rohre

L (m³/h)
Leitwert

S (m³/h)
Saugvermögen am Beginn der Leitung (Pumpe)

S_{eff} (m³/h)
Saugvermögen am Ende der Leitung (Rezipient)

p (mbar)
Druck am Beginn der Rohrleitung

p_{eff} (mbar)
Druck am Ende der Rohrleitung

p_m (mbar)
Mittlerer Druck = $\frac{p + p_{\text{eff}}}{2}$

r (cm)
Rohrradius

l (cm)
Rohrlänge

T (K)
Temperatur des Gases

M $\frac{\text{kg}}{\text{k mol}}$
Molare Masse des Gases

η (Pa · s)
Zähigkeit des Gases

²⁾ Hinweis:
Stoffdaten im
Anhang. Kap.8.5,
Seite 52

$$L = \frac{3,6 \cdot r^3}{l} \cdot \left(0,039 \frac{r \cdot p_m}{\eta} + 30 \sqrt{\frac{T}{M}} \right) \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Gleichung 17

oder für Luft von 20 °C:

$$L = \frac{3,6 \cdot r^3}{l} (2150 \cdot r \cdot p_m + 95) \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Gleichung 18

Laminarer Strömungsbereich

Im laminaren Strömungsbereich (Abbildung 21) kann das zweite Glied in der Klammer vernachlässigt werden, so dass sich dann für Luft vereinfacht ergibt:

$$L = 7750 \frac{r^4 \cdot p_m}{l} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Gleichung 19

Luft laminar 20 °C

Molekularer Strömungsbereich

Im molekularen Strömungsbereich (Abbildung 21) kann das erste Glied der Klammer vernachlässigt werden, so dass sich dann für Luft ergibt:

$$L = 340 \frac{r^3}{l} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Gleichung 20

Luft molekular 20 °C

Bei der Hintereinanderschaltung von Einzeleleitwerten gilt:

$$L = \frac{1}{\frac{1}{L_1} + \frac{1}{L_2} + \frac{1}{L_3}} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Gleichung 21

Bei Parallelschaltungen von Leitwerten gilt:

$$L = L_1 + L_2 + L_3 \dots [\text{m}^3/\text{h}]$$

Gleichung 22

Effektives Saugvermögen

Effektiver Druck

Aus dem Leitwert L und dem Saugvermögen S am Anfang der zu berechnenden Rohrleistungsstrecke errechnet sich das effektive Saugvermögen S_{eff} am Ende der Rohrleitung zu:

$$S_{\text{eff}} = \frac{1}{\frac{1}{L} + \frac{1}{S}} = \frac{L \cdot S}{L + S} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Gleichung 23

und

$$p_{\text{eff}} = \frac{S \cdot p}{S_{\text{eff}}} \quad [\text{mbar}]$$

Gleichung 24

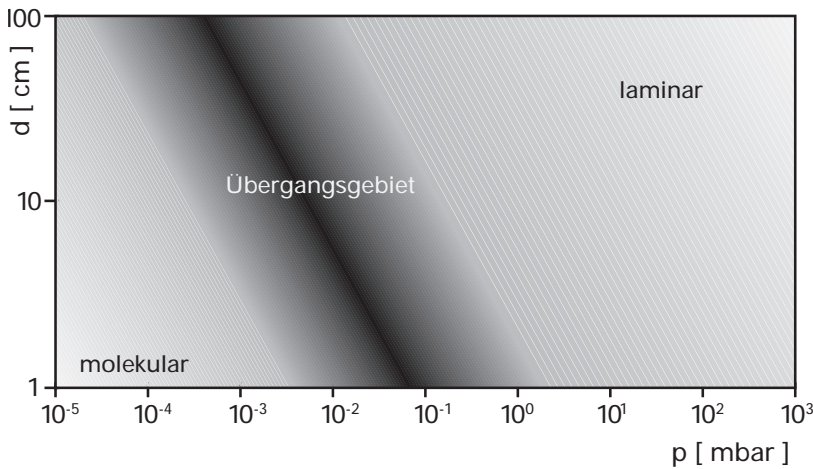


Abb. 21
Darstellung der Strömungsbereiche in Abhängigkeit von Druck und Leitungsdurchmesser

Beispiel 6

Ein an einem kontinuierlich arbeitenden Trockner einzusetzender Pumpstand wird auf Grund der anfallenden Gasmenge am Pumpstutzen einen Druck von 0,15 mbar erreichen. Das Saugvermögen beträgt dabei 3500 m³/h. Es ist eine Leitung mit einem Durchmesser von 200 mm und 10 m Länge mit drei 90° Bögen und einem Eckventil vorgesehen.

Gesucht sind das effektive Saugvermögen und der Druck am Trockner.

Äquivalente Rohrlänge nach Tabelle 3:

Für einen Rohrbogen DN 200 \triangleq 0,6 m und für ein Eckventil DN 200 \triangleq 0,85 m.

Einzusetzende Gesamtlänge =
10 + 3 · 0,6 + 0,85 = 12,65 m

Da sich der mittlere Druck erst aus der Rechnung ergibt, wird er zunächst geschätzt und mit 0,17 mbar eingesetzt.

Gesamtleitwert:

$$L = \frac{3,6 \cdot 10^3}{1265} \cdot (2150 \cdot 10 \cdot 0,17 + 95)$$

$$L = 10670 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$S_{\text{eff}} = \frac{3500 \cdot 10670}{3500 + 10670} = 2635 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_{\text{eff}} = \frac{3500 \cdot 0,15}{2635} = 0,199 \approx 0,2 \text{ mbar}$$

$$p_m = \frac{0,2 + 0,15}{2} = 0,175 \text{ mbar}$$

Der tatsächliche mittlere Druck beträgt 0,175 mbar. Er verändert aber das Ergebnis kaum, wie folgende Nachrechnung zeigt:

$$L = \frac{3,6 \cdot 10^3}{1265} \cdot (2150 \cdot 10 \cdot 0,175 + 95)$$

$$L = 10978 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$S_{\text{eff}} = \frac{3500 \cdot 10978}{3500 + 10978} = 2655 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_{\text{eff}} = \frac{3500 \cdot 0,15}{2655} = 0,198 \approx 0,2 \text{ mbar}$$

Nennweite (mm)	10	25	40	63	100	160	200	250	350	500	1000
Schrägsitz Durchgangsventil	0,12	0,25	0,35	0,35	0,6	1,10	1,35	-	-	-	-
Eckventil	0,1	0,2	0,25	0,3	0,35	0,60	0,85	1,0	1,2	1,6	2,9
Krümmen 90°, D=3d	0,03	0,07	0,12	0,2	0,3	0,5	0,6	0,75	1,0	1,4	2,8

Tabelle 3
Äquivalente Rohrlänge in m verschiedener Bauelemente für Vakuum

Beispiel 7

Am Ende der Rohrleitung, die genauso ausgelegt ist wie im vorhergehenden Beispiel, soll bei 0,2 mbar für Luft noch ein effektives Saugvermögen von 2900 m³/h erreicht werden.

Für welches Saugvermögen S und für welchen Ansaugdruck p muss der Pumpstand ausgelegt werden?

Die Länge der rechnerischen Leitung ist bereits mit 12,65 m gegeben. Da der zu erwartende Ansaugdruck gering unter 0,15 mbar liegt, wird der mittlere Ansaugdruck wieder mit 0,17 mbar geschätzt. Damit ergibt sich wieder ein Leitwert von:

$$L = 10670 \text{ m}^3/\text{h}$$

Durch Umstellung erhält man aus

$$S_{\text{eff}} = \frac{S \cdot L}{S + L} \rightarrow S = \frac{L \cdot S_{\text{eff}}}{L - S_{\text{eff}}}$$

$$S = \frac{10670 \cdot 2900}{10670 - 2900} = 3982 \text{ m}^3/\text{h}$$

und aus

$$p_{\text{eff}} = \frac{S \cdot p}{S_{\text{eff}}}$$

$$p = \frac{S_{\text{eff}} \cdot p_{\text{eff}}}{S}$$

$$p = \frac{2900 \cdot 0,2}{3982} = 0,146 \text{ mbar}$$

$$p_m = \frac{0,2 + 0,146}{2} = 0,173 \text{ mbar}$$

Bei dieser geringen Abweichung zum eingesetzten Wert (0,17 mbar) erübrigt sich eine korrigierende Nachrechnung.

7.5 Auspumpzeiten

Die Auspumpzeiten werden zunächst vom Saugvermögen des Pumpstandes und dem Volumen des Rezipienten bestimmt. Weitere Einflüsse auf die Auspumpzeit

haben die Dichtheit der Gesamtvakuumanlage, die Dimensionierung der Absaugleitung sowie im Rezipienten vorhandene verdampfende Flüssigkeiten und entgasende Materialien wie poröse oder großflächige Füllgüter und verschmutzte Wandungen.

Ist das Saugvermögen S für den zu berechnenden Druckbereich p₁ und p₂ konstant, so ergibt sich die Auspumpzeit zu:

$$t = \frac{V}{S} \ln \frac{p_1}{p_2} [\text{h}]$$

Gleichung 25

Beispiel 8

Ein Rezipient von 12 m³ soll von 1000 mbar (Atmosphärendruck) auf 15 mbar in 0,3 h evakuiert werden. Wie groß muss das erforderliche Saugvermögen sein?

Durch die Umstellung der Gleichung 25 erhält man:

$$S = \frac{V}{t} \ln \frac{p_1}{p_2}$$

$$S = \frac{12}{0,3} \ln \frac{1000}{15} = 168 \text{ m}^3/\text{h}$$

V (m³)
Volumen des Rezipienten

S (m³/h)
Saugvermögen des Pumpstandes am Saugstutzen

S_v (m³/h)
Saugvermögen der Vorpumpe

p_{1,2} (mbar)
Druck (Druckbereich von p₁ bis p₂)

Δp (mbar)
Eingestellter Differenzdruck am Überströmventil der Wälzkolbenvakuumpumpe

t (h)
Auspumpzeit

Nach dieser Berechnung muss mit dem einzusetzenden Vakuumpumpstand überall zwischen 1000 mbar und 15 mbar mindestens ein Saugvermögen von 168 m³/h am Rezipienten erreicht werden. Meist hat man es jedoch mit Pumpständen zu tun, deren Saugvermögen sich in Abhängigkeit vom Ansaugdruck stark verändert, oft bis zum Faktor 10 und mehr. Es gibt dann mehrere Verfahren, die Auspumpzeit zu bestimmen.

Verfahren

Das im Einzelfall gebräuchlichste Verfahren besteht darin, den Saugvermögensverlauf über dem Druck in mehrere Teildruckbereiche zu zerlegen, in welchen sich das Saugvermögen wenig verändert. Für diese einzelnen Teildruckbereiche sind die Teilauspumpzeiten mit jeweiligen mittleren Saugvermögen einzeln nach Gleichung 25 zu berechnen und zur Gesamtauspumpzeit zusammenzufassen. Ein solches Berechnungsbeispiel ist in Beispiel 9, Abbildung 22, Teilbereich 2 – 5, dargestellt.

Mitunter lässt sich für einen bestimmten Druckbereich das Saugvermögen durch eine Gleichung ausdrücken. Das ist z. B. bei Wälzkolbenvakuumpumpen mit geöffnetem Überströmventil der Fall. Je nach

Abstufung zur Vorpumpe betrifft das dann etwa den Bereich von 1000 auf 10 bis 20 mbar. Hier gilt in guter Annäherung für das Saugvermögen:

$$t = \frac{V}{S} \ln \frac{p_1 + \Delta p}{p_2 + \Delta p} = [h]$$

Gleichung 26

Beispiel 9

Abbildung 22 zeigt die kombinierte Berechnung der Auspumpzeit einer dichten, sauberen 200 m³-Kammer von 1000 mbar auf 10⁻² mbar nach gegebener Saugvermögenskurve.

Für den Druckbereich 1000 bis 10 mbar (in Abbildung 22, Abschnitt 1), ist die Teilauspumpzeit t_1 nach Gleichung 26 berechnet. Für den Druckbereich 10 bis 10⁻² mbar ist nach Gleichung 25 vorzugehen, indem das Saugvermögen in die Druckbereiche 2 bis 5 unterteilt und die einzelnen Teilauspumpzeiten t_2 bis t_5 berechnet werden.

Durch Addition aller Teilauspumpzeiten t_1 bis t_5 ergibt sich die Gesamtauspumpzeit $t_{\text{ges}} \approx 3,3$ Stunden bei idealen Verhältnissen.

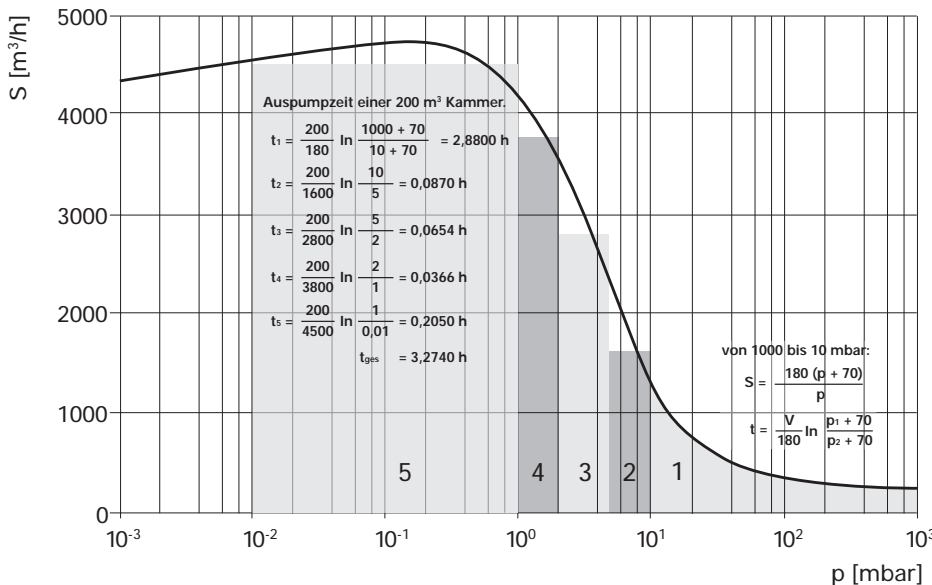


Abb. 22
Abschnittweise
Berechnung der
Auspumpzeiten

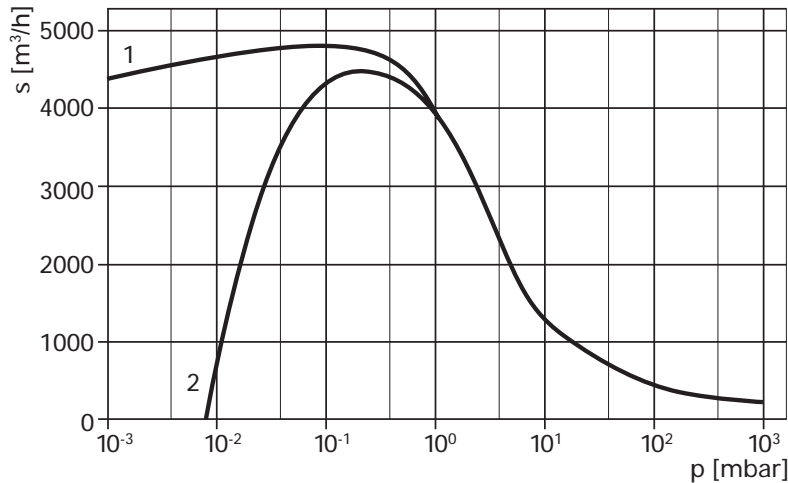


Abb. 23
Einfluss der Leckrate auf das Saugvermögen eines Wälzkolben-
vakuumpumpstandes.

1 Saugvermögenskurve ohne Berücksichtigung der Leckrate
(nach Beispiel 9).

2 Saugvermögenskurve mit Berücksichtigung der Leckrate
(nach Beispiel 10).

7.6 Einfluss von Undichtigkeiten auf Auspumpzeit und Enddruck (Leckrate)

Bei der Dimensionierung von Vakuumpumpständen sind auch die Undichtigkeiten der Gesamtanlage zu berücksichtigen. Sie werden als Leckrate bezeichnet und in mbar l/s angegeben. Die Leckrate ist auf Grund bekannter Spalte von Durchführungen, Dichtungen etc. berechenbar oder mittels Druckanstiegsmethode feststellbar. Unter Berücksichtigung der Leckrate ist das erforderliche Saugvermögen bei einem bestimmten Druck:

$$S_{\text{erf}} = \frac{3,6 \cdot q_L}{p} = [\text{m}^3/\text{h}]$$

Gleichung 27

S_{erf} (m³/h)
Erforderliches Saugvermögen des Pumpstandes
am Rezipienten

p (mbar)
Arbeitsdruck

$$q_L = \left(\frac{\text{mbar l}}{\text{s}} \right)$$

Gesamt-Leckrate(der Anlage)

Beispiel 10

Gegeben: Leckrate $q_L = 11,68$ mbar l/s

Gesucht: erforderliches Saugvermögen bei
1 mbar, 10^{-1} und 10^{-2} mbar

$$S_{\text{erf}} = \frac{3,6 \cdot q_L}{p} = \frac{3,6 \cdot 11,68}{1} = 42 \text{ m}^3/\text{h}$$

bei $1 \cdot 10^{-1}$ mbar:

$$S_{\text{erf}} = 420 \text{ m}^3/\text{h}$$

bei $1 \cdot 10^{-2}$ mbar:

$$S_{\text{erf}} = 4200 \text{ m}^3/\text{h}$$

Trägt man in die nach Beispiel 9 ermittelte Saugvermögenskurve die sich unter Berücksichtigung der Leckrate ergebene Kurve zum Vergleich ein (Abbildung 23), so erkennt man:

- bei 1 mbar ist die Leckrate noch vernachlässigbar klein,
- bei 10^{-1} mbar belastet sie das Saugvermögen bereits mit ca. 10 % und
- bei 10^{-2} mbar beträgt sie ca. 96 % des Saugvermögens.

Eine Nachrechnung der Auspumpzeit mit dieser Leckrate ergibt eine Verlängerung zwischen 1 und 10^{-2} mbar um ca. 50 % von 0,205 auf 0,31 h. Der erreichbare Enddruck des Pumpstandes nach Beispiel 9 (Abbildung 22) wird durch diese Leckrate auf $9,4 \cdot 10^{-3}$ mbar begrenzt.

7.7 Trocknungsprozess

Bei einem Trocknungsprozess müssen 40 kg Wasser, die bei einer Temperatur von 20 °C verdampfen sollen, abgepumpt werden. Zusätzlich strömen durch ein Leck im Rezipienten 10 kg Luft ein.

V (m³)
(Gas-) Volumen

T (K)
Temperatur

p (mbar)
(Arbeits-) Druck

$M = \left(\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right)$
Molare Masse jeder Komponente

\dot{Q} (kg)
Durchsatz jeder Komponente

$R = \left(\frac{\text{mbar} \cdot \text{m}^3}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \right)$

Universelle Gaskonstante ($R = 83.14$)

Beispiel 11

Berechnung des abzupumpenden Volumens bzw. des erforderlichen Saugvermögens am Saugstutzen des Pumpstandes:

Molare Masse von Wasser

$$M_1 = 18 \text{ kg/kmol}$$

Molare Masse von Luft

$$M_2 = 29 \text{ kg/kmol}$$

Dampfdruck von Wasser

$$p_D \sim 23 \text{ mbar (bei } 20 \text{ °C)}$$

Temperatur ($T_C = 20 \text{ °C}$)

$$T = 293 \text{ K}$$

Druck (gewählt gemäß Diagramm)

$$p = 10 \text{ mbar}$$

Wasseranfall

$$Q_1 = 40 \text{ kg}$$

Leckluft

$$Q_2 = 10 \text{ kg}$$

$$V = R \frac{T}{p} \left(\frac{Q_1}{M_1} + \frac{Q_2}{M_2} + \dots \frac{Q_n}{M_n} \right) = [\text{m}^3]$$

Gleichung 28

Erklärung:

Der Druck p wird mit 10 mbar angenommen, da bei diesem Druck und 20 °C Wasser verdampft (siehe Dampfdruckkurve von Wasser, Abbildung 24).

$$V = 83,14 \frac{293}{10} \left(\frac{40}{18} + \frac{10}{29} \right)$$

$$V = 6253 \text{ m}^3$$

bzw. $S = 6253 \text{ m}^3/\text{Zeiteinheit}$

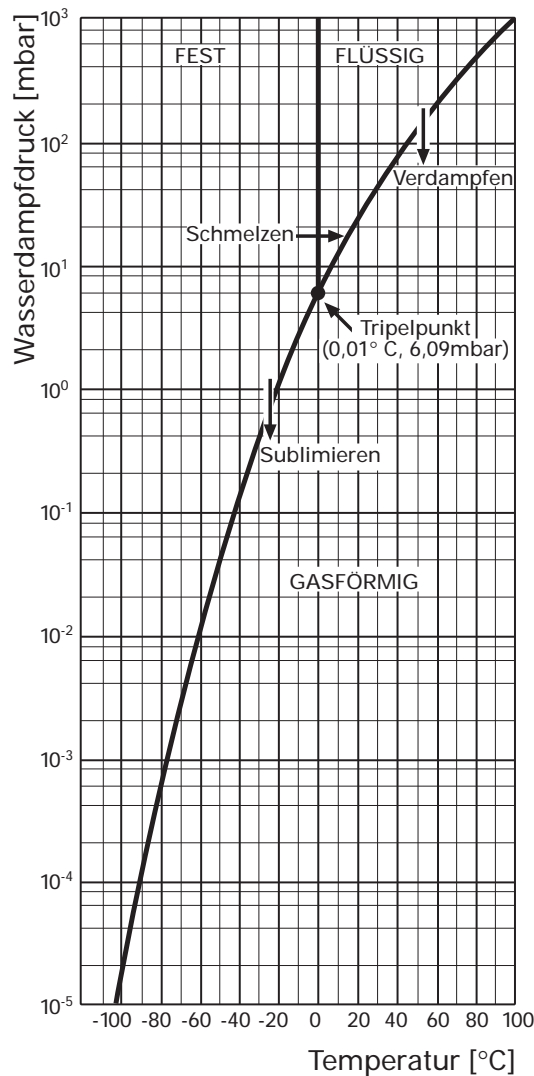


Abb. 24
Dampfdruckkurve von Wasser (z.B. 11).

7.8 Boyle-Mariottesches Gesetz

$$p \cdot V = \text{konstant}$$

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \quad \text{bei } T = \text{konstant}$$

Gleichung 29

p_1 (mbar)
(Anfangs-/Atm.-) Druck

V_1 (m³)
Volumen des Gases bei p_1

p_2 (mbar)
Druck (im Vakuum)

V_2 (m³)
Volumen des Gases bei p_2

Beispiel 12

$$p_1 = 1000 \text{ mbar}$$

$$V_1 = 1 \text{ m}^3$$

$$V_2 = ?$$

Variables p_2

a) $p_2 = 100 \text{ mbar}$

b) $p_2 = 10 \text{ mbar}$

c) $p_2 = 1 \text{ mbar}$

d) $p_2 = 0,1 \text{ mbar}$

$$\rightarrow V_2 = \frac{p_1 \cdot V_1}{p_2} = [\text{m}^3]$$

$$\text{a) } V_2 = \frac{1000 \text{ mbar} \cdot 1 \text{ m}^3}{100 \text{ mbar}} = 10 \text{ m}^3$$

$$\text{b) } V_2 = \frac{1000 \text{ mbar} \cdot 1 \text{ m}^3}{10 \text{ mbar}} = 100 \text{ m}^3$$

$$\text{c) } V_2 = \frac{1000 \text{ mbar} \cdot 1 \text{ m}^3}{1 \text{ mbar}} = 1000 \text{ m}^3$$

$$\text{d) } V_2 = \frac{1000 \text{ mbar} \cdot 1 \text{ m}^3}{0,1 \text{ mbar}} = 10000 \text{ m}^3$$

7.9 Auswahl eines Vakuumpumpstandes

Für einen Vakuumprozess soll ein Vakuumpumpstand ausgelegt werden. Bekannte Auslegungsbedingungen:

zu evakuierendes Kesselvolumen

$$V = 1,6 \text{ m}^3$$

erforderlicher Enddruck

$$p = 1 \cdot 10^{-3} \text{ mbar}$$

Auspumpzeit

$$t = 4 \text{ min} \triangleq 0,0\bar{6} \text{ h}$$

Berechnung des erforderlichen Saugvermögens

$$t = \frac{V}{S} \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} = [\text{m}^3/\text{h}]$$

t (h)
Auspumpzeit

V (m³)
Volumen des Rezipienten

S (m³/h)
Saugvermögen

p_1 (mbar)
(Anfangs-/Atm.-) Druck

p_2 (mbar)
(Arbeits-/End-) Druck

$$S = \frac{V}{t} \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} = [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$S = \frac{1,6}{0,06} \cdot \ln \frac{1013}{0,001} = 332 \text{ m}^3/\text{h}$$

Auswahl des Vakuumpumpstandes

Erklärung:

S ist das konstant erforderliche Saugvermögen des Vakuumpumpstandes über den gesamten Druckbereich von 1013 mbar (Atm.) bis $1 \cdot 10^{-3}$ mbar (Arbeits-/Enddruck). Nach vorhergehender Berechnung wird ein WOD 412 B (Abbildung 25) gewählt.

Überprüfung der Auspumpzeit

$$t_1 = \frac{V}{S_v} \cdot \ln \frac{p_1 + \Delta p}{p_2 + \Delta p} = [\text{h}]$$

t (h)
Auspumpzeit

V (m³)
Volumen des Rezipienten

S_v (m³/h)
Saugvermögen der Vorpumpe

p₁ (mbar)
(Anfangs-/Atm.-) Druck p₁

p₂ (mbar)
(Verdichtet auf) Druck p₂

Δp (mbar)
Differenzdruck am Überströmventil

Achtung!

Der Druck p₂ (10 mbar) sollte so gewählt werden, dass das Überströmventil der Wälzkolbenvakuumpumpe (Δp = 53 mbar) beim gewählten Druck Δp geschlossen ist.

$$t_1 = \frac{1,6}{68} \cdot \ln \frac{1013 + 53}{10 + 53} = 0,0665 \text{ h}$$

$$t_1 = 0,0665 \text{ h} \Rightarrow t_1 = 4 \text{ min}^*$$

*) Gemäß Vorgabe soll die Auspumpzeit für den Kessel t = 4 min betragen, d.h. Saugvermögen der Vorpumpe (S = 68 m³/h) ist zu gering, da t₁ = t.

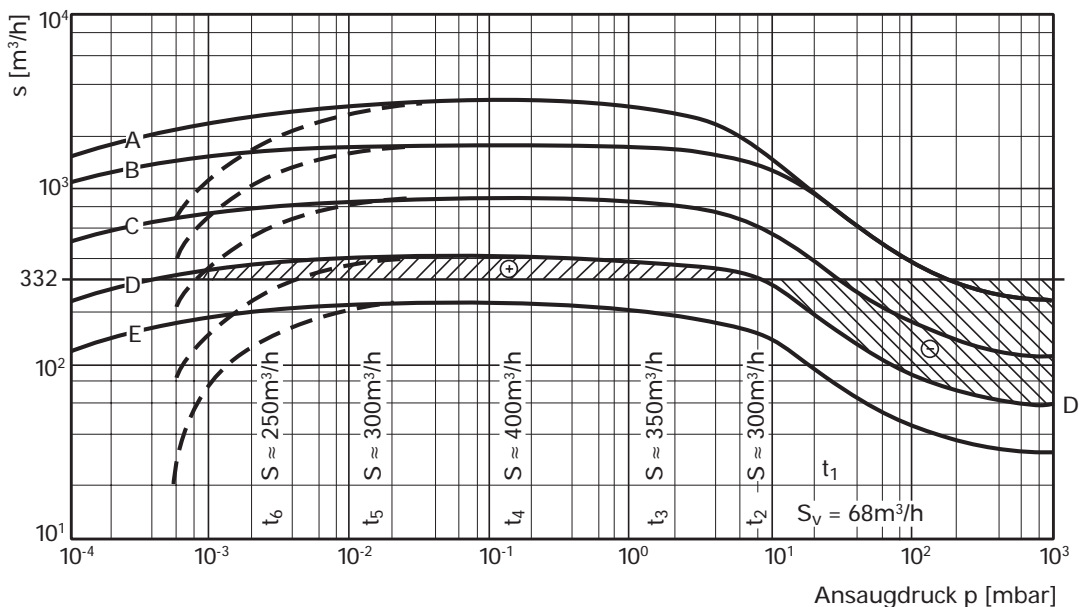


Abb. 25

Diagramm zu 7.9 (Auswahl eines Vakuumpumpstandes)

— Gasballastventil der Vorpumpe geschlossen.

----- Gasballastventil der Vorpumpe geöffnet.

Bei 60 Hz-Betrieb erhöht sich das Saugvermögen um 20 %.

Saugvermögen

Wälzkolbenvakuumpumpen mit zweistufigen Drehschiebervakuumpumpen

A WOD 3000B

B WOD 1800 B

C WOD 900 B (WKP 1000 A/DUO 120)

D WOD 412 B (WKP 500 A/DUO 65)

E WOD 222 B

$$t_1 = \frac{V}{S_m} \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} = [\text{h}]$$

t (h)
Auspumpzeit

V (m³)
Volumen des Rezipienten

S_m (m³/h)
Mittleres Saugvermögen des Pumpstandes von
Druck p₁ auf p₂

p₁ (mbar)
(von) Druck p₁

p₂ (mbar)
(auf) Druck p₂

$$t_2 = \frac{1,6}{300} \cdot \ln \frac{10}{4} = 0,0049 \text{ h}$$

$$t_3 = \frac{1,6}{350} \cdot \ln \frac{4}{1} = 0,0063 \text{ h}$$

$$t_4 = \frac{1,6}{400} \cdot \ln \frac{1}{0,02} = 0,0156 \text{ h}$$

$$t_5 = \frac{1,6}{300} \cdot \ln \frac{0,02}{0,004} = 0,0086 \text{ h}$$

$$t_6 = \frac{1,6}{250} \cdot \ln \frac{0,004}{0,001} = 0,0089 \text{ h}$$

Addition der Einzelzeiten:

$$t_{\text{ges}} = t_1 + \dots + t_n$$

(Theoretische, rechnerische Auspumpzeit
mit dem Vakuumpumpstand WOD 412 B)

$$\rightarrow t_{\text{ges}} = 0,1108 \text{ h} \rightarrow t_{\text{ges}} = 6,6 \text{ min}$$

$$[t_{\text{ges}} - t_1 = 6,6 - 4 = 2,6 \text{ min}]$$

Gegenüberstellung

Erforderliche Auspumpzeit / theoretische,
rechnerische Auspumpzeit

Geforderte Auspumpzeit: t = 4 min

Errechnete Auspumpzeit: t = 6,6 min

ausgewählter Vakuumpumpstand

WOD 412 B:

WKP 500 A –

Nennsaugvermögen: S_{th} = 490 m³/h

(siehe 8.9)

DUO 65 –

Nennsaugvermögen: S_{th} = 62 m³/h

(siehe 8.8.3)

WOD 412 B ist zu klein!

Die Auspumpzeit ist zu lang, da das Saug-
vermögen, vor allem der Vorpumpe, zu
gering ist (t_{ges} = 6,6 min.).

WOD 900 B:

WKP 1000 A —

Nennsaugvermögen: S_{th} = 1070 m³/h

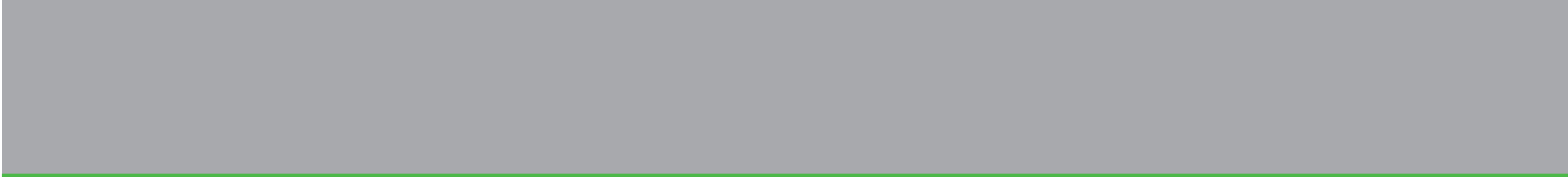
DUO 120 —

Nennsaugvermögen: S_{th} = 128 m³/h

WOD 900 B ist richtig!

Das Saugvermögen wurde im Vergleich
zum WOD 412 B (für beide Pumpen) unge-
fähr verdoppelt und dadurch die Aus-
pumpzeit ungefähr halbiert.

t ≈ 3,5 min. < 4 min.







8 Datensammlung









8.1 Bildzeichen

Vakuumpumpen

Die Bildzeichen für Vakuumpumpen sind lageunabhängig. Sie können also in jede Richtung gedreht werden. Der höhere Druck ist an der Seite der Verengung.





-  Vakuumpumpe, allgemein
-  Drehschiebervakuumpumpe
-  Flüssigkeitsringvakuumpumpe
-  Wälzkolbenvakuumpumpe

Vakuumpumpen-Zubehör



-  Abscheider, allgemein
-  Abscheider mit Wärmeaustauscher (z. B. gekühlt)
-  Gasfilter, allgemein
-  Filter, Filterapparat, allgemein
-  Dampfsperre, allgemein
-  Dampfsperre, gekühlt
-  Kühlfalle, allgemein
-  Kühlfalle mit Vorratsgefäß
-  Sorptionsfalle

Messgeräte

Abgesehen von dem Bildzeichen für die Durchflussmessung sind die dargestellten Bildzeichen für die Messgeräte lageunabhängig. Die Spitze des das Vakuum kennzeichnenden Winkels muss immer nach unten zeigen.




-  Vakuummesszelle
-  Betriebs- und Anzeigergerät für Vakuummesszelle
-  Betriebs- und Anzeigergerät für Vakuummesszelle, registrierend (schreibend)
-  Durchflussmessung

Behälter

-  Vakuumbehälter
-  Vakuumglocke

Absperrorgane

Die Bildzeichen für Absperrorgane sind lageunabhängig. In Fließbildern sind die Anschlüsse von Verbindungsleitungen jeweils in der Mitte der senkrecht dargestellten Linien einzuzeichnen. Bei dem Bildzeichen für Eckventile ist sinngemäß zu verfahren.

-  Absperrorgan, allgemein
-  Absperrventil
-  Eckventil

 Absperrhahn


 Dreiweghahn

 Eckhahn


 Absperrschieber


 Absperrklappe


 Rückschlagklappe


 Absperrorgan mit Sicherheitsfunktion


Antriebe für Absperrorgane


 Antrieb von Hand

 Dosierventil


 Antrieb durch Elektromagnet


 Fluidantrieb (hydraulisch oder pneumatisch)


 Antrieb durch Elektromotor

 Gewichtsbestätigt


Verbindungen und Leitungen

 Flanschverbindung

 Flanschverbindung, geschraubt

 Kleinflanschverbindung


 Klammerflanschverbindung


 Rohrschraubverbindung


 Kugelschliffverbindung

 Muffenverbindung

 Kegelschliffverbindung

 Veränderung des Rohrleitungsquerschnittes

 Kreuzung zweier Leitungen mit Verbindungsstelle

 Kreuzung zweier Leitungen ohne Verbindungsstelle

 Abzweigstelle

Hinweiszeichen

 Vakuum

8.2 Begriffe der Vakuumtechnik

A Absorption
Absorption ist eine Sorption, bei der das Gas (Absorbat) in das Innere des Festkörpers oder der Flüssigkeit (Absorbens) eindringt.

Abscheider an Vakuumpumpen

Abscheider an Vakuumpumpen sind Vorrichtungen an der Ein- oder Auslassseite von Vakuumpumpen zum Auffangen von Kondensaten, die sich beim Abpumpen von Dämpfen in den Vakuumleitungen oder in Teilen der Vakuumpumpe bilden können, oder von sonstigen, auch festen Substanzen in Vakuumleitungen und Vakuumpumpen.

Adsorption

Adsorption ist eine Sorption, bei der das Gas (Adsorbat) an der Oberfläche eines Festkörpers oder einer Flüssigkeit (Adsorbens) gebunden wird.

D Dampf
Dampf ist Materie im gasförmigen Zustand, die entweder im thermodynamischen Gleichgewicht mit ihrer flüssigen oder festen Phase steht (gesättigter Dampf) oder bei der herrschenden Temperatur durch Kompression in das thermische Gleichgewicht gebracht (kondensiert) werden kann (ungesättigter Dampf).

Anmerkung:

In der Vakuumtechnik wird das Wort „Gas“ im erweiterten Sinne sowohl für ein nicht kondensierbares Gas als auch für Dampf verwendet, wenn eine Unterscheidung nicht notwendig ist.

Dampfdruck

Dampfdruck ist der Partialdruck eines Dampfes.

Desorption

Desorption ist die Abgabe von sorbierten Gasen in einem Sorbens. Die Abgabe kann spontan erfolgen oder durch physikalische Prozesse beschleunigt werden.

Diffusion

Die Gasdiffusion ist die Bewegung eines Gases infolge seines Konzentrationsgradienten in einem anderen Medium. Das Medium kann gasförmig, flüssig oder fest sein.

Druck

Der Druck eines Gases auf eine begrenzte Wand ist der Quotient aus der Normalkomponente der Kraft, welche durch das Gas auf ein Flächenelement der Wand ausgeübt wird, und dem Inhalt des Flächenelements.

Druckeinheiten

Die gesetzlichen Druckeinheiten sind das Pascal als SI-Einheit, Einheitenzeichen Pa, das Bar, Einheitenzeichen bar, als besonderer Einheitenname für 10^5 Pa.

$$1\text{Pa} = 1\text{Nm}^{-2}$$

$$1\text{bar} = 1000\text{mbar} = 10^5\text{Nm}^{-2} = 10^5\text{Pa}$$

Die übliche Einheit in der Vakuumtechnik ist das Millibar (mbar).

E Enddruck

Enddruck ist der Wert, dem sich der Druck in einer blindgeflanschten Vakuumpumpe bei üblichem Betrieb und ohne Gaseinlass asymptotisch nähert.

Entgasung

Die Entgasung ist eine Desorption, die mittels physikalischer Prozesse beschleunigt wird.

F Falle

Eine Falle ist eine Vorrichtung, in der Partialdrücke unerwünschter Bestandteile eines Gasgemisches durch physikalische oder chemische Mittel herabgesetzt werden.

G Gas

Gas im engeren Sinne ist Materie im gasförmigen Zustand, die bei der herrschenden Temperatur durch Kompression nicht in den flüssigen oder festen Aggregatzustand gebracht werden kann.

Gasabgabe

Die Gasabgabe ist eine spontane Desorption.

Gasballast

Einlass einer kontrollierten Menge eines Gases, meist in den Kompressionsraum einer Verdrängervakuumpumpe, damit Kondensatbildung innerhalb der Pumpe vermieden wird.

Gaslast

Gaslast ist der pV-Durchfluss, der zu einer Vakuumpumpe gefördert wird. Die Einheit ist mbar l/s oder sccm (Standardkubikzentimeter pro Minute). Standardbedingungen sind 1013,25 mbar und 273,15 K (Normzustand). Bei 20°C ist 1 mbar l/s = 55,18 sccm.

Gettern

Gettern ist eine Bindung von Gas, vorzugsweise durch chemische Reaktion. Vielfach haben Getter (Getterstoffe) große Oberflächen.

Knudsen-Zahl

Die Strömungsbereiche sind durch das Verhältnis der mittleren freien Weglänge zum Rohrdurchmesser charakterisiert. Dieses Verhältnis ist die Knudsenzahl $K_n = l/d$.

Kompressionsverhältnis

Kompressionsverhältnis ist das Verhältnis des Auslassdruckes zum Einlassdruck einer Pumpe für ein bestimmtes Gas.

Kühlfalle

Eine Kühlfalle ist eine Falle, deren Wirkung auf der Kondensation an gekühlten Oberflächen beruht.

Laminare Strömung

Die laminare Strömung (Schichten- oder Fadenströmung) ist eine viskose Strömung ohne Mischbewegung bei kleinen Reynoldszahlen.

Leck

Lecks in einer Vakuumanlage sind Undichtigkeiten in den Wandungen oder an Verbindungsstellen, hervorgerufen durch Material- oder Bearbeitungsfehler oder falsche Handhabung der Dichtelemente.

Leckrate

Die Leckrate ist der pV-Durchfluss eines Gases durch ein Leck. Sie ist abhängig von Gasart, Druckdifferenz und Temperatur. Die Einheit der Leckrate ist $1 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 10 \text{ mbar} \cdot \text{l} \cdot \text{s}^{-1}$

Massendurchfluss

Der Massendurchfluss ist der Quotient aus der Masse eines während der Zeitspanne durch einen Leitungsquerschnitt strömenden Gases und der Zeitspanne. Er kann auch in sccm angegeben werden.

Mehrstufige Vakuumpumpe

Eine mehrstufige Vakuumpumpe besteht aus mehreren Pumpsystemen in einem gemeinsamen Gehäuse.

Mittlere freie Weglänge

Die mittlere freie Weglänge ist der mittlere Betrag der Strecken, die ein Teilchen zwischen je zwei aufeinanderfolgenden Zusammenstößen mit anderen Teilchen durchfliegt.

Normzustand

Normzustand ist der durch Normtemperatur und Normdruck festgelegte Zustand eines festen, flüssigen oder gasförmigen Stoffes.

Normtemperatur

$T_n = 273,15 \text{ K}$ $\delta_n = 0 \text{ °C}$

Normdruck

$P_n = 101325 \text{ Pa} = 1013,25 \text{ mbar}$

Okklusion

Die Okklusion ist der Einschluss von Gas- und Flüssigkeiten in Festkörpern oder Flüssigkeiten.

Ölabscheider an Vakuumpumpen

Ein Ölabscheider an Vakuumpumpen ist ein Abscheider an der Auslassseite von Verdrängervakuumpumpen zum Auffangen und gegebenenfalls Rückführen von Vakuumpumpenöl in die Vakuumpumpe. Fällt das Öl in Tröpfchenform an, wird die Vorrichtung auch als Ölnebelabscheider oder Ölnebelfilter bezeichnet.

Partialdruck

Der Partialdruck ist der Druck einer bestimmten Gasart oder eines Dampfes in einem Gemisch von Gasen und/oder Dämpfen.

Permeation

Die Permeation ist der Transport eines Gases durch einen Festkörper oder eine Flüssigkeit endlicher Dicke.

pV-Durchfluss

Der pV-Durchfluss ist der Quotient aus dem pV-Wert eines Gases, das während einer Zeitspanne bei der jeweils herrschenden Temperatur durch einen Leitungsquerschnitt strömt und der Zeitspanne.

pV-Wert

Der pV-Wert ist das Produkt aus Druck und Volumen einer bestimmten Menge eines Gases bei der jeweils herrschenden Temperatur. Soll der pV-Wert ein Maß für die Stoffmenge oder die Masse des Gases sein, so muss es sich um ein ideales Gas handeln, dessen Temperatur anzugeben ist.

Reynoldszahl

Dimensionslose Zahl

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot l}{\eta}$$

ρ = Dichte des Fluids

v = Mittlere Strömungsgeschwindigkeit

l = Charakteristische Länge (z. B. Rohrdurchmesser)

η = Dynamische Zähigkeit

$Re < 2300$: Laminarströmung

$Re > 4000$: Turbulente Strömung

Sättigungsdampfdruck

Der Sättigungsdampfdruck ist der Druck, der von einem Dampf ausgeübt wird, der sich bei der herrschenden Temperatur im thermodynamischen Gleichgewicht mit einer seiner kondensierenden Phasen befindet.

Saugleistung

Die Saugleistung einer Vakuumpumpe ist der pV-Durchfluss des gepumpten Gases. Die Einheiten der Saugleistung sind

$$\text{Pa} \cdot \text{l} \cdot \text{s}^{-1}, \text{mbar} \cdot \text{l} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Saugvermögen

Das Saugvermögen S ist der mittlere Volumendurchfluss durch den Querschnitt der Ansaugöffnung einer Pumpe. Einheiten des Saugvermögens sind

$$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}, \text{l} \cdot \text{s}^{-1}, \text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}.$$

Schieber

Ein Schieber ist ein gleitendes Bauteil, welches den Raum (Kompressionsraum) zwischen Rotor und Stator in einigen Verdrängervakuumpumpen in verschiedene Räume unterteilt.

Sorption

Sorption ist die Bindung von Gas (Sorbat) durch einen Festkörper oder eine Flüssigkeit (Sorbens). Sorbentien werden auch Sorptionsmittel genannt.

Strömung

Vakuumanlagen werden im allgemeinen von Atmosphärendruck an evakuiert. Dabei treten – je nach Verhältnis der inneren Dimensionen der Anlagenbauteile zur mittleren freien Weglänge der strömenden Gasteilchen – verschiedene Strömungsarten auf. Durch hohe Reynoldszahlen gekennzeichnete turbulente Strömungen treten dabei im allgemeinen nicht auf. Bei der Evakuierung herrscht zuerst laminare Strömung, mit Absinken des Druckes Knudsen-Strömung und schliesslich Molekularströmung. Die verschiedenen Strömungsarten sind nicht scharf voneinander

abgegrenzt, sondern allmählich ineinander übergehend. Die sich dabei ergebenden Erscheinungen sind mathematisch erfassbar; sie führen jedoch besonders bei Behandlung der Knudsen-Strömung, dem Übergang von laminarer zu molekularer Strömung, zu relativ komplexen Formeln.

Strömungswiderstand

In den meisten Anwendungsfällen ist die Vakuumpumpe über ein Rohr mit dem Rezipienten verbunden. Dieses Rohr hat einen Strömungswiderstand, der durch das Verhältnis Druckdifferenz Δp durch Gasstrom q gegeben ist. Im Hochvakuum und Ultrahochvakuum ist der Strömungswiderstand druckunabhängig. Die Einheit ist $s \cdot m^{-3}$, $s \cdot l^{-1}$.

Teilchenanzahldichte

Die Teilchenanzahldichte ist der Quotient aus der Anzahl der Teilchen, die in einem Volumenelement enthalten sind und dem Inhalt des Volumenelementes.

Totaldruck

Der Totaldruck ist die Summe der Partialdrücke der vorhandenen Gase oder Dämpfe. Das Wort wird verwendet, wenn die kürzere Bezeichnung „Druck“ im gegebenen Zusammenhang keine klare Unterscheidung zwischen den einzelnen Partialdrücken und deren Summe zulässt.

Vakuumpumpenöl

Vakuumpumpenöl ist eine Flüssigkeit, die zum Dichten, Kühlen und Schmieren in ölgedichteten Vakuumpumpen benutzt wird.

Verdichtungsraum, Kompressionsraum

Ein Verdichtungsraum ist der Raum innerhalb des Stators einiger Verdrängervakuumpumpen, dessen Volumen sich verkleinert und in welchem Gas vor dem Ausstoß komprimiert wird.

Vakuumbereiche	mbar	Teilchenanzahldichte	Mittlere freie Weglänge (l)
Großvakuum (GV)	1000 – 1	$2,5 \cdot 10^{25} - 2,5 \cdot 10^{22} m^{-3}$	$l \ll d$
Feinvakuum (FV)	$1 - 10^{-3}$	$2,5 \cdot 10^{22} - 2,5 \cdot 10^{19} m^{-3}$	$l \approx d$
Hochvakuum (HV)	$10^{-3} - 10^{-7}$	$2,5 \cdot 10^{19} - 2,5 \cdot 10^{15} m^{-3}$	$l > d$
Ultrahochvakuum (UHV)	$< 10^{-7}$	$< 2,5 \cdot 10^{15} m^{-3}$	$l \gg d$

Die Teilchenanzahldichten gelten für eine Temperatur von 20 °C.
d = Rohrleitungsdurchmesser

Volumendurchfluss

Der Volumendurchfluss ist der Quotient aus dem Volumen eines Gases, das während einer Zeitspanne, bei dem jeweils herrschenden Druck und der jeweils herrschenden Temperatur, durch einen Leitungsquerschnitt strömt und der Zeitspanne selbst.

Vorvakuumdruck

Vorvakuumdruck ist der erforderliche Druck auf der Auslassseite einer Vakuumpumpe, die nicht gegen Atmosphärendruck arbeiten kann.

Vorvakuumpumpe

Eine Vorvakuumpumpe ist eine Vakuumpumpe, die in einer Vakuumpumpenkombination einer anderen Vakuumpumpe das Arbeiten ermöglicht, indem sie an deren Auslassseite den notwendigen niedrigen Druck herstellt.

Wasserdampfkapazität C_{w_0}

Die Wasserdampfkapazität ist die größte Wassermenge, die eine Vakuumpumpe je Zeiteinheit unter den Umgebungsbedingungen von 20 °C und 1013 mbar in Form von Wasserdampf dauernd ansaugen und fördern kann.

Wasserdampfverträglichkeit p_{w_0}

Die Wasserdampfverträglichkeit gibt an, welchen höchsten Ansaugdruck reinen Wasserdampfes eine Pumpe dauernd fördern kann. Die Angabe erfolgt in mbar.

8.3 Betriebsmittel

Bezeichnung	Anwendung ¹⁾	Erreichbarer Enddruck (mbar) ²⁾	Flammpunkt (K)	Dichte (g/cm ³)
P3 Mineralöl Viskosität ISO-VG 100. Ist die Kernfraktion eines parafinbasierten Raffinates mit niedrigem Dampfdruck ohne Additive.	Standardapplikationen Abpumpen von z. B. Luft, Inertgasen, Edelgasen, Ammoniak, schwach aggressiven Lösungsmitteldämpfen, Wasserstoff, Silan.	10 ⁻³	537	0,8
F5 Perfluorpolyäther Viskosität ISO-VG 100. Ist eine polymere Verbindung mit niedrigem Molekulargewicht und der Struktur von perfluorierten Polyäthern. F5 ist biologisch inert.	Abpumpen von: Sauerstoff, Ozon, Halogenen, Uranverbindungen, organischen und anorganischen Lösungsmitteln, HCL, BF3, HF, PH3, Fluor.	1 · 10 ⁻³	–	1,9
A555 Syntheseöl auf Esterbasis Viskosität ISO-VG 100. Hohe thermische, oxidative und chemische Stabilität, ausgezeichneter Verschleißschutz, hoher Korrosionsschutz	Einsatz bei hohen Betriebstemperaturen > 100°C	5 · 10 ⁻²	525	0,96
RL 68 S Polyol Ester Viskosität ISO-VG 68	Kältemaschinenöl Zum Abpumpen von Kühlkreisläufen in Kältemaschinen	2 · 10 ⁻²	518	0,97

Tabelle 4
Betriebsmittel

¹⁾ Weitere Beständigkeiten auf Anfrage.

²⁾ Mit 2-stufiger Drehschieberpumpe.

8.4 Umrechnungstabellen

8.4.1 Umrechnungstabelle für Drücke

	mbar	bar	torr	Pa (Nm ⁻²)	atm	lbf in ⁻² PSI	kgf cm ⁻²	in Hg	mm Hg	in H ₂ O	mm H ₂ O
1 mbar =	1	1 · 10 ⁻³	0,75	10 ²	9,869 · 10 ⁻⁴	1,45 · 10 ⁻²	1,02 · 10 ⁻³	2,953 · 10 ⁻²	0,75	0,402	10,197
1 bar =	10 ³	1	7,5 · 10 ²	1 · 10 ³	0,987	14,5	1,02	29,53	7,5 · 10 ²	4,015 · 10 ²	1,02 · 10 ⁴
1 torr =	1,333	1,333 · 10 ⁻³	1	1,333 · 10 ²	1,316 · 10 ⁻³	1,934 · 10 ⁻²	1,36 · 10 ⁻³	1,36 · 10 ⁻²	1	0,535	13,59
1 Pa (Nm ⁻²) =	0,01	1 · 10 ⁻⁵	7,5 · 10 ⁻³	1	9,87 · 10 ⁻⁶	1,45 · 10 ⁻⁴	1,02 · 10 ⁻⁵	2,953 · 10 ⁻⁴	7,5 · 10 ⁻³	4,015 · 10 ⁻³	0,102
1 atm =	1,013 · 10 ³	1,013	7,6 · 10 ²	1,013 · 10 ⁵	1	14,7	1,033	29,92	7,6 · 10 ²	4,068 · 10 ²	1,033 · 10 ⁴
1 lbf in ⁻² PSI =	68,95	6,895 · 10 ⁻²	51,71	6,895 · 10 ³	6,805 · 10 ⁻²	1	7,03 · 10 ⁻²	2,036	51,71	27,68	7,03 · 10 ²
1 kgf cm ⁻² =	9,807 · 10 ²	0,981	7,356 · 10 ²	9,807 · 10 ⁴	0,968	14,22	1	28,96	7,356 · 10 ²	3,937 · 10 ²	10 ⁴
1 in Hg =	33,86	3,386 · 10 ⁻²	25,4	3,386 · 10 ³	3,342 · 10 ⁻²	0,491	3,453 · 10 ⁻²	1	25,4	13,6	3,45 · 10 ²
1 mm Hg =	1,333	1,333 · 10 ⁻³	1	1,333 · 10 ²	1,316 · 10 ⁻³	1,934 · 10 ⁻²	1,36 · 10 ⁻³	3,937 · 10 ⁻²	1	0,535	13,59
1 in H ₂ O =	2,491	2,491 · 10 ⁻³	1,868	2,491 · 10 ²	2,458 · 10 ⁻³	3,613 · 10 ⁻²	2,54 · 10 ⁻³	7,356 · 10 ⁻²	1,868	1	25,4
1 mm H ₂ O =	9,807 · 10 ⁻²	9,807 · 10 ⁻⁵	7,354 · 10 ⁻²	9,807	9,677 · 10 ⁻⁵	1,42 · 10 ⁻³	10 ⁻⁴	2,896 · 10 ⁻³	7,354 · 10 ⁻²	3,394 · 10 ⁻²	1

Tabelle 5

ebenso: 1 dyn cm⁻² = 0,1 Pa (Nm⁻²) = 10⁻³ mbar

8.4.2 Leckraten

	mbar l/s ⁻¹	torr l/s ⁻¹	atm cm ³ s ⁻¹	lusec	atm ft ³ min ⁻¹	1 kg/h Luft (20 °C)
1 mbar l/s ⁻¹ =	1	0,75	0,987	7,5 · 10 ²	2,097 · 10 ⁻³	4,3 · 10 ⁻³
1 torr l/s ⁻¹ =	1,333	1	1,316	10 ³	2,795 · 10 ⁻³	5,7 · 10 ⁻³
1 atm cm ³ s ⁻¹ =	1,013	0,76	1	7,6 · 10 ²	2,12 · 10 ⁻³	4,3 · 10 ⁻³
1 lusec =	1,333 · 10 ⁻³	0,001	1,32 · 10 ⁻³	1	2,79 · 10 ⁻⁶	5,7 · 10 ⁻⁶
1 atm ft ³ min ⁻¹ =	4,78 · 10 ²	3,58 · 10 ²	4,72 · 10 ²	3,58 · 10 ⁵	1	-
1 kg/h Luft (20 °C) =	230	175	230	1,75 · 10 ⁻¹	-	1

Tabelle 6

8.4.3 Saugvermögen

	l/s ⁻¹	l/min ⁻¹	ft ³ min ⁻¹	m ³ /h ⁻¹
1 l/s ⁻¹ =	1	60	2,12	3,60
1 l/min ⁻¹ =	0,0167	1	0,0353	0,06
1 ft ³ min ⁻¹ =	0,472	28,32	1	1,70
1 m ³ /h ⁻¹ =	0,278	16,67	0,5890	1

Tabelle 7

Definition der Kurzzeichen

Pa	Pascal
N/mm ²	Newton pro Quadratmillimeter
bar	Bar
mbar	Millibar
at	Technische Atmosphäre
kp/cm ²	Kilopond pro Quadratcentimeter
mm/Ws	Millimeter Wassersäule
atm	Physikalische Atmosphäre
Torr	Torr
mmQS	Millimeter Quecksilbersäule
psi, ibf/in ²	Englisches Pfund pro Quadratzoll

8.6 Desorptionsraten bei sauberen Oberflächen

Werkstoff	Oberflächenbeschaffenheit	Zustand der Oberflächen	Desorptionsraten ¹⁾		
			q_{Des} 1h	$\left[\frac{\text{mbar} \cdot \text{l}}{\text{s} \cdot \text{cm}^2} \right]$ 4h	10h
Stahl, rostfrei	blank	gereinigt	$2,7 \cdot 10^{-7}$	$5,4 \cdot 10^{-8}$	$2,7 \cdot 10^{-8}$
Stahl, rostfrei	poliert	gereinigt	$2 \cdot 10^{-8}$	$4 \cdot 10^{-9}$	$2 \cdot 10^{-10}$
Stahl, rostfrei	gebeizt	ausgebeizt 1h, mit	$1,4 \cdot 10^{-9}$	$2,8 \cdot 10^{-10}$	$1,4 \cdot 10^{-10}$
Stahl, rostfrei	kugelgestrahlt	normaler Luft geflutet	$3 \cdot 10^{-10}$	$6,5 \cdot 10^{-11}$	$4 \cdot 10^{-11}$
Stahl, Ni-plattiert	poliert	gereinigt	$2 \cdot 10^{-7}$	$1,5 \cdot 10^{-8}$	$5 \cdot 10^{-9}$
Stahl, Cr-plattiert	poliert	gereinigt	$1,3 \cdot 10^{-8}$	$2,2 \cdot 10^{-9}$	$1,2 \cdot 10^{-9}$
Stahl		verrostet	$6 \cdot 10^{-7}$	$1,6 \cdot 10^{-7}$	$1 \cdot 10^{-7}$
Stahl	blank	gereinigt	$5 \cdot 10^{-7}$	$1 \cdot 10^{-7}$	$5 \cdot 10^{-8}$
Stahl	kugelgestrahlt	gereinigt	$4 \cdot 10^{-7}$	$8 \cdot 10^{-8}$	$3,8 \cdot 10^{-8}$
Aluminium		gereinigt	$6 \cdot 10^{-8}$	$1,7 \cdot 10^{-8}$	$1,1 \cdot 10^{-8}$
Messing		gereinigt	$1,6 \cdot 10^{-6}$	$5,6 \cdot 10^{-7}$	$4 \cdot 10^{-7}$
Kupfer		gereinigt	$3,5 \cdot 10^{-7}$	$9,5 \cdot 10^{-8}$	$5,5 \cdot 10^{-8}$
Porzellan	glasiert		$8,7 \cdot 10^{-7}$	$4 \cdot 10^{-7}$	$2,8 \cdot 10^{-7}$
Glas		gereinigt	$4,5 \cdot 10^{-9}$	$1,1 \cdot 10^{-9}$	$5,5 \cdot 10^{-10}$
Acrylglas			$1,6 \cdot 10^{-6}$	$5,6 \cdot 10^{-7}$	$4 \cdot 10^{-7}$
Neopren			$4 \cdot 10^{-5}$	$2,2 \cdot 10^{-5}$	$1,5 \cdot 10^{-5}$
Perbunan			$4 \cdot 10^{-6}$	$1,7 \cdot 10^{-6}$	$1,3 \cdot 10^{-6}$
Viton			$1,2 \cdot 10^{-6}$	$3,6 \cdot 10^{-7}$	$2,2 \cdot 10^{-7}$
Viton		4h ausgeheizt bei 100 °C	$1,2 \cdot 10^{-7}$	$5 \cdot 10^{-8}$	$2,8 \cdot 10^{-8}$
Viton		4h ausgeheizt bei 150 °C	$1,2 \cdot 10^{-9}$	$3,3 \cdot 10^{-10}$	$2,5 \cdot 10^{-10}$
Teflon		entgast	$8 \cdot 10^{-7}$	$2,3 \cdot 10^{-7}$	$1,5 \cdot 10^{-7}$

Tabelle 9

Desorptionsraten bei sauberen Oberflächen

¹⁾ Durch diverse Vorbehandlungen können die Desorptionsraten verbessert werden (z. B. Wasserstofffreiglühen).

8.7 Korrekturfaktor a

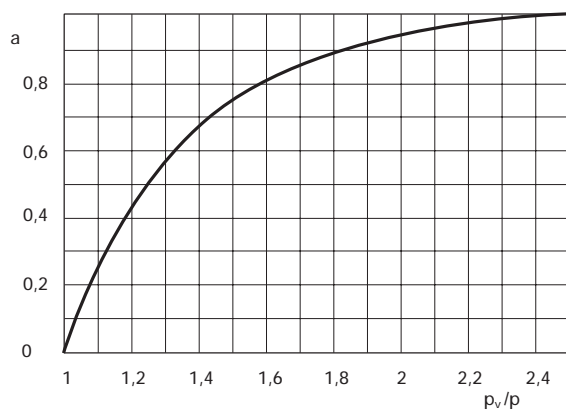


Abb. 26:
Korrekturfaktor a
Berechnung des volumetrischen
Wirkungsgrades für Wälzkolbenvakuumpumpen in Abhängigkeit vom Vorvakuum

8.8 Technische Daten Drehschiebervakuumpumpen

8.8.1 Drehschiebervakuumpumpen UNO 2.5 und UNO 5

Einstufig		UNO 2.5	UNO 5 A
Anschlussnennweite			
Eingang		DN 16 ISO-KF	DN 16 ISO-KF
Ausgang		DN 16 ISO-KF	DN 16 ISO-KF
Saugvermögen			
50 Hz	m ³ /h	2,5	4,6
60 Hz	m ³ /h	2,9	5,1
Enddruck			
total ohne Gasballast	mbar	<5 · 10 ⁻²	<5 · 10 ⁻²
total mit Gasballast	mbar	<1	<1
Wasserdampfverträglichkeit	mbar	15	20
Wasserdampfkapazität	g/h	37	75
Geräuschentwicklung			
ohne Gasballast	dB(A)	53	53
mit Gasballast	dB(A)	55	55
Max. zulässige Betriebstemperatur ¹⁾	°C	80	80
Betriebsmittelmenge	l	0,45	0,45
Drehzahl bei			
50 Hz	1/min	2800	2800
60 Hz	1/min	3355	3355
Nennleistung	kW	0,13	0,13
Gewicht	kg	10,2	11

8.8.2 Drehschiebervakuumpumpen UNOLine

Einstufig		UNO 35	UNO 65	UNO 120	UNO 250
Anschlussnennweite					
Eingang		DN 40 ISO-KF	DN 40 ISO-KF	DN 63 ISO	DN 100 ISO
Ausgang		DN 40 ISO-KF	DN 40 ISO-KF	DN 63 ISO	DN 100 ISO
Saugvermögen					
50 Hz	m ³ /h	35	65	128	267
60 Hz	m ³ /h	42	72	154	320
Enddruck					
total ohne Gasballast	mbar	<5 · 10 ⁻²	<5 · 10 ⁻²	<3 · 10 ⁻²	<3 · 10 ⁻²
total mit Gasballast	mbar	<1	<1	<1	<1
Wasserdampfverträglichkeit	mbar	30	30	33	33
Wasserdampfkapazität	g/h	700	1400	3650	6950
Geräuschentwicklung					
ohne Gasballast	dB(A)	54	54	58	60
mit Gasballast	dB(A)	56	56	60	61
Max zulässige Betriebstemperatur ¹⁾	°C	80	80	90	90
Betriebsmittelmenge	l	4,5	5,4	17	30
Nennleistung Motor					
50 Hz	kW	1,1	1,1	4	7,5
60 Hz	kW	1,3	1,3	4	7,5
Nenn Drehzahl Pumpe					
50 Hz	1/min	1390	1390	965	960
60 Hz	1/min	1660	1660	1158	1152
Gewicht mit Dreiphasenmotor	kg	50	60	193	375

¹⁾ Bei 25 °C Umgebungstemperatur und Betriebsmittel P3, ohne Gasballast.

8.8.3 Drehschiebervakuumpumpen DuoLine

Pumpe		DUO 2,5	DUO 35	DUO 65	DUO 120	DUO 250
Anschlussnennweite						
Eingang		DN 16 ISO-KF	DN 40 ISO-KF	DN 40 ISO-KF	DN 63 ISO-KF	DN 100 ISO-KF
Ausgang		DN 16 ISO-KF	DN 40 ISO-KF	DN 40 ISO-KF	DN 63 ISO-KF	DN 100 ISO-KF
Saugvermögen						
50 Hz	m³/h	2,5	32	62	128	250
60 Hz	m³/h	2,9	38	70	154	300
Enddruck						
total ohne Gasballast	mbar	<0,006	<0,003	<0,003	<0,003	<0,003
mit Gasballast	mbar	<0,006	<0,005	<0,005	<0,006	<0,006
Wasserdampfverträglichkeit	mbar	15	20	20	20	30
Wasserdampfkapazität	g/h	37	500	1000	2300	4800
Geräuschentwicklung						
ohne Gasballast	dB(A)	53	61	61	58	60
mit Gasballast	dB(A)		64	64		
Max. zulässige Betriebstemperatur	°C	80	80	80	90	90
Betriebsmittelmenge	l	0,4	3,2	4,2	13	23
Drehzahl						
50 Hz	1/min	2790	1390	1390	960	975
60 Hz	1/min	3280	1660	1660	1150	1175
Nennleistung Motor 50/60 Hz	kW	0,13/0,13	1,1/1,25	1,5/1,8	4	7,5
Gewicht	kg	10,3	56	65	215	410

8.8.4 Drehschiebervakuumpumpen, magnetgekuppelt

Einstufige / Zweistufige		DUO 5	DUO 10	DUO 20	UNO 30 M
Anschlussnennweite					
Eingang		DN 16 ISO-KF	DN 25 ISO-KF	DN 25 ISO-KF	DN 25 ISO-KF
Ausgang		DN 16 ISO-KF	DN 25 ISO-KF	DN 25 ISO-KF	DN 25 ISO-KF
Saugvermögen					
50 Hz	m³/h	5	10	20	30
60 Hz	m³/h	6	12	24	35
Enddruck					
total ohne Gasballast	mbar	<0,005	<0,005	<0,005	<0,08
mit Gasballast	mbar	<0,02	<0,01	<0,01	<1
Wasserdampfverträglichkeit	mbar	36	30	30	8
Wasserdampfkapazität	g/h	230	230	460	190
Geräuschentwicklung					
ohne Gasballast	dB(A)	55	55	57	60
mit Gasballast	dB(A)				
Max. zulässige Betriebstemperatur	°C	80	80	85	80
Betriebsmittelmenge	l	0,75	1	1,2	1,1
Drehzahl					
50 Hz	1/min	1390	1400	1390	1390
60 Hz	1/min	1620	1680	1620	1690
Nennleistung Motor 50/60 Hz	kW	0,25/0,37	0,45/0,55	0,55/0,65	0,75
Gewicht	kg	19	28	30	44

8.8.5 Drehschiebervakuumpumpen PacLine

Pumpe		PAC 20	PAC 60	PAC 90	PAC 200	PAC 250	PAC 400	PAC 630
Anschlussnennweite								
Eingang		DN 25 ISO-KF	DN 40 ISO-KF	DN 40 ISO-KF	DN 63 ISO-F	DN 63 ISO-F	DN 100 ISO-F	DN 100 ISO-F
Ausgang					DN G2"	DN G2"	DN 63 G 21/2"	DN 63 G 21/2"
Saugvermögen								
50 Hz	m³/h	18	54	81	180	230	400	600
60 Hz	m³/h		64	94	210	270	460	680
Enddruck								
total ohne Gasballast	mbar	<2	<0,5	<0,5	<0,5	<0,5	<0,5	<0,5
Geräuschentwicklung								
ohne Gasballast	dB(A)	70	70	75	80	80	80	80
Betriebsmittelmenge	l	0,5	2	2	6	6	17	17
Drehzahl								
50 Hz	1/min	2800	1450	1450	1450	1450	960	975
60 Hz	1/min		1700	1700	1740	1740	1150	1170
Nennleistung 50/60 Hz	KW	0,75	1,5/2,2	2,2/3	5,5/6,5	7,5/9	11/13,2	15/18
Gewicht	kg	20	58	76	170	185	420	540

8.8.6 Drehschiebervakuumpumpen BA 251 und BA 501

Pumpe		BA 251	BA 501
Anschlussnennweite			
Eingang		DN 63 ISO-F	DN 100 ISO-F
Ausgang		DN 63 ISO-F	DN 100 ISO-F
Nennsaugvermögen	m³/h	270	545
Saugvermögen für 50 Hz	m³/h	250	500
Enddruck			
total ohne Gasballast	mbar	$<6 \cdot 10^{-2}$	$<6 \cdot 10^{-3}$
total mit Gasballast	mbar	$<6 \cdot 10^{-1}$	$<6 \cdot 10^{-1}$
Wasserdampfverträglichkeit	mbar	30	30
Wasserdampfkapazität	kg/h	7	14
Geräuschentwicklung			
ohne Gasballast	dB(A)	63	63
mit Gasballast	dB(A)	65	65
Betriebstemperatur	°C	80	80
Kühlwasserbedarf	l/h	50	90
Betriebsmittelmenge	l	17	45
Nennzahl Pumpen	1/min	490	345
Nennleistung Motor	kW	11	15
Gewicht mit Motor	kg	570	1100

8.9 Technische Daten

8.9.1 Wälzkolbenvakuumpumpen WKP

Pumpen		WKP 250 A	WKP 500 A	WKP 1000 A/AD	WKP 2000 A/AD
Nennsaugvermögen					
50 Hz	m ³ /h	270	490	1070	2065
60 Hz	m ³ /h	324	590	1284	2478
Einschaltdruck	mbar	1013	1013	1013	1013
Differenzdruck am Überströmventil	mbar	53	53	43	35
Leckrate					
Pumpe mit Radial-Wellendichtungen	mbar · l/s	<1 · 10 ⁻²	<1 · 10 ⁻²	<1 · 10 ⁻²	<1 · 10 ⁻²
Pumpe mit Spaltrohrmotor	mbar · l/s	<1 · 10 ⁻⁵	<1 · 10 ⁻⁵	<1 · 10 ⁻⁵	<1 · 10 ⁻⁵
Nennzahl der Pumpe					
50 Hz	1/min	3000	3000	3000	3000
60 Hz	1/min	3600	3600	3600	3600
Motorleistung					
50 Hz	kW	0,75	1,5	3	5,5
60 Hz	kW	1,1	2,2	4	7,5
Motorleistung mit Spaltrohrmotor					
50 Hz	kW	1,5	1,5	5	5,5
60 Hz	kW	1,7	1,7	5,7	5,7
Werkstoffe - Rotoren und Gehäuse					
		GGG/GGL	GGG/GGL	GGL (A) GGG/GGG 40.3 (AD)	GGG/GGL (A) GGG/GGG 40.3 (AD)
Ölfüllung	l	1,5	1,5	3	5
Gewicht mit Motor, ca.	kg	95	125	250	370

A: Standardpumpe mit Spaltrohrmotor

AD: Druckstoßfeste Ausführung

8.9.2 Wälzkolbenvakuumpumpen mit Magnetkupplung

WKP mit Magnetkupplung		500 AM/ADM	1000 AM/ADM	2000 AM/ADM	4000 AM/ADM	6000 AM/ADM
Nennsaugvermögen						
50 Hz	m ³ /h	490	1070	2065	4050	6070
60 Hz	m ³ /h	590	1284	2478	4860	7280
Einschaltdruck	mbar	1013	1013	1013	1013	1013
Differenzdruck am Überströmventil	mbar	53	43	35	25	20
Leckrate						
Pumpe mit Magnetkupplung	mbar · l/s	< 1 · 10 ⁻⁵	< 1 · 10 ⁻⁵	< 1 · 10 ⁻⁵	< 1 · 10 ⁻⁵	< 1 · 10 ⁻⁵
Schalleistung nach DIN 45635	db(A)	70-75	72-75	72-75	74-79	74-79
Drehzahl						
50 Hz	1/min	2860	2860	2860	2900	2900
60 Hz	1/min	3430	3430	3430	3480	3480
Motorleistung						
50 Hz	kW	1,5	3	5,5	11	15
60 Hz	kW	2,2	4	7,5	15	18,5
Betriebsmittelmenge						
	l	1,5	3	5	6,8	6,8
Gewicht, Pumpe						
Standard-Normmotor	ca. kg	130	250	380	630	850
Pumpe ohne Motor	ca. kg	110	220	320	540	750

AM: Standardpumpe mit Magnetkupplung

ADM: Druckstoßfeste Ausführung mit Magnetkupplung

WKP 4000 A/AD	WKP 6000 A/AD	WKP 8000	WKP 12000	WKP 18000	WKP 25000
4050	6075	8000	12000	17850	25000
4860	7290	9600	12000	21420	25000
1013	1013	1013	1013	1013	1013
25	20	27	18	10	7
$<1 \cdot 10^{-2}$	$<1 \cdot 10^{-2}$	$<1 \cdot 10^{-2}$	$<1 \cdot 10^{-2}$	$<1 \cdot 10^{-2}$	$<1 \cdot 10^{-2}$
-	-	-	-	-	-
3000	3000	1500	2250	1500	2100
3600	3600	1800	2250	1800	2100
11	15	22	30	45	55
15	18,5	30	30	55	55
5,5					
5,7					
GGG/GGL (A)	GGG/GGL (A)	GGL	GGL	GGL	GGL
GGG/GGG 40.3 (AD)	GGG/GGG 40.3 (AD)				
5	6,8	21	21	68	68
380	850	1600	1950	3100	4000

8.9.3 Gasgekühlte Wälzkolbenvakuumpumpe WGK

Pumpen		WGK 500	WGK 1500	WGK 4000	WGK 8000
Nennsaugvermögen					
50 Hz	m ³ /h	520	1500	4600	8000
60 Hz	m ³ /h	620	1800	5500	9600
Enddruck	mbar	130	130	130	130
Maximale Nennleistung	kw	18,5	2 x 30	132	200
Drehzahl					
50 Hz	1/min	3000	1500	1500	1500
60 Hz	1/min	3600	1800	1800	1800
Schalleistung ¹⁾	dB(A)	75 - 105	75 - 105	75 - 105	75 - 105
Geräuschfrequenz	Hz	200	100	100	100
Ölfüllung	l	3	5	21	21
Lagerschilde beheizbar		Ja	Ja	Nein	Nein
Sperrgasanschluss		Ja	Ja	Ja	Ja
Werkstoffe					
Rotoren und Gehäuse		GGG	GGG	GGG	GGG
Dichtungen		Viton	Viton	Viton	Viton
Gewicht - Pumpe ohne Antrieb, Kühler und Grundrahmen	kg	116	520	1100	1500

¹⁾ Werte abhängig vom gefahrenen Druckbereich bzw. von der Druckdifferenz.

8.10 Technische Daten Wälzkolbenvakuumpumpstände

8.10.1 Baureihe WKD

		WKD 220	WKD 410	WKD 900	WKD 1800	WKD 3000	WKD 3500	WKD 6500
Saugvermögen bei 10 ⁻¹ mbar								
50 Hz	m ³ /h	220	410	900	1800	3000	3500	6500
60 Hz	m ³ /h	265	490	1080	2160	3600	3900	7000
Pumpstand-Komponenten								
Wälzkolbenvakuumpumpe		WKP 250 A	WKP 500 A	WKP 1000 A	WKP 2000 A	WKP 4000 A	WKP 4000 A	WKP 8000
Zwischenkondensator		KS 0,2	KS 0,5	KS 0,5	KS 1,5	KS 1,5	KS 3,0	KS 6,0
Einst. Drehschieber- vakuumpumpe		UNO 35	UNO 65	UNO 120	UNO 250	UNO 250	BA 501	BA 501
Totaldruck								
ohne Gasballast	mbar	1 · 10 ⁻³	1 · 10 ⁻³	1 · 10 ⁻³	1 · 10 ⁻³	1 · 10 ⁻³	1 · 10 ⁻³	1 · 10 ⁻³
mit Gasballast	mbar	2 · 10 ⁻²	2 · 10 ⁻²	2 · 10 ⁻²	2 · 10 ⁻²	2 · 10 ⁻²	2 · 10 ⁻²	2 · 10 ⁻²
Wasserdampf- verträglichkeit mbar								
		33	33	33	33	33	30	30
Installierte Nennleistung ¹⁾								
50 Hz	kW	1,85	3,7	7	13	18,5	28,5	40,5
60 Hz	kW	2,2	4,4	8	15	22,5	33,5	48,5
Kühlfläche Kondensator		0,2	0,5	0,5	1,5	1,5	3	6
Wasserkühlung Vorpumpe		–	–	–	–	–	ja	ja
Kühlwasserbedarf ²⁾	l/min	4	10	10	30	30	62	122
Kühlwasserwächter								
in Vorpumpe		–	–	–	–	–	ja	ja
Ölfüllung, gesamt	l	4,2	7,2	19	35	35	50	66
Gewicht	kg	260	290	570	1230	1410	2080	4000

8.10.2 Baureihe WOD-A

		WOD 222 A	WOD 412 A	WOD 900 A	WOD 1800 A	WOD 3000 A	WOD 3500 A	WOD 6500 A
Saugvermögen bei 10 ⁻¹ mbar								
50 Hz	m ³ /h	220	410	900	1800	3000	3500	6500
60 Hz	m ³ /h	265	490	1080	2160	3600	3900	7000
Pumpstand-Komponenten								
Wälzkolbenvakuumpumpe		WKP 250 A	WKP 500 A	WKP 1000 A	WKP 2000 A	WKP 4000 A	WKP 4000 A	WKP 8000
Einst. Drehschieber- vakuumpumpe		UNO 35	UNO 65	UNO 120	UNO 250	UNO 250	BA 501	BA 501
Totaldruck								
ohne Gasballast	mbar	1 · 10 ⁻³	1 · 10 ⁻³	1 · 10 ⁻³	1 · 10 ⁻³	1 · 10 ⁻³	1 · 10 ⁻³	1 · 10 ⁻³
mit Gasballast	mbar	2 · 10 ⁻²	2 · 10 ⁻²	2 · 10 ⁻²	2 · 10 ⁻²	2 · 10 ⁻²	2 · 10 ⁻²	2 · 10 ⁻²
Wasserdampf- verträglichkeit mbar								
		33	33	33	33	33	30	30
Installierte Nennleistung ¹⁾								
50 Hz	kW	1,85	3,7	7	13	18,5	28,5	40,5
60 Hz	kW	2,2	4,4	8	15	22,5	33,5	48,5
Luftkühlung		ja	ja	ja	ja	ja		
Wasserkühlung		–	–	–	–	–	ja	ja
Kühlwasserbedarf	l/min	–	–	–	–	–	2	2
Kühlwasserwächter								
in Vorpumpe		–	–	–	–	–	ja	ja
Ölfüllung, gesamt	l	4,2	7,2	19	35	35	50	66
Gewicht	kg	220	250	530	980	1180	1750	3650

¹⁾ Abhängig vom Betriebszustand kann die aufgenommene Leistung bis zu 70 % niedriger sein.

²⁾ Eintrittstemperatur max. 20 °C

8.10.3 Baureihe WOD-B

		WOD 222 B	WOD 412 B	WOD 900 B	WOD 1800 B	WOD 3000 B
Saugvermögen bei 10 ⁻¹ mbar						
50 Hz	m ³ /h	220	410	900	1800	3000
60 Hz	m ³ /h	265	490	1080	2160	3600
Pumpstand-Komponenten						
Wälzkolbenvakuumpumpe		WKP 250 A	WKP 500 A	WKP 1000 A	WKP 2000 A	WKP 4000 A
Zweist. Drehschieber- vakuumpumpe		DUO 35	DUO 65	DUO 120	DUO 250	DUO 250
Totaldruck						
ohne Gasballast	mbar	1 · 10 ⁻⁴	1 · 10 ⁻⁴	1 · 10 ⁻⁴	1 · 10 ⁻⁴	1 · 10 ⁻⁴
mit Gasballast	mbar	1 · 10 ⁻⁴	1 · 10 ⁻⁴	1 · 10 ⁻⁴	1 · 10 ⁻⁴	1 · 10 ⁻⁴
Wasserdampf- verträglichkeit						
	mbar	20	20	20	30	30
Installierte Nennleistung ¹⁾						
50 Hz	kW	1,85	3,7	7	13	18,5
60 Hz	kW	2,2	4,4	8	15	22,5
Luftkühlung		ja	ja	ja	ja	ja
Ölfüllung, gesamt	l	4,2	5,7	16	28	28
Gewicht	kg	220	250	530	980	1180

¹⁾ Abhängig vom Betriebszustand kann die aufgenommene Leistung bis zu 70 % niedriger sein.

9 Formelsammlung

$$1 \quad p_{W0} = \frac{B}{S} \cdot \frac{1333 (p_s - p_a)}{1333 - p_s} \text{ [mbar]}$$

Wasserdampfverträglichkeit (DSP)

$$2 \quad p_D = \frac{B}{S} \cdot \frac{p_v (p_{SD} - p_{AD})}{p_v - p_{SD}} + \frac{p_{SD} - p_L}{p_v - p_{SD}} \text{ [mbar]}$$

Verträglichkeiten für andere Dämpfe (DSP)

$$3 \quad KB = FB \cdot \frac{T_A - T_B}{T_A - T_F}$$

Kombinierter Flüssigkeitsbetrieb (Flüssigkeitsringpumpe)

$$4 \quad S = R \cdot \frac{T_{Ges}}{p} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_1}{M_1} + \frac{\dot{Q}_2}{M_2} + \dots + \frac{\dot{Q}_n}{M_n} \right) \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Saugvermögen (Pumpstand)

$$5 \quad A = \frac{\dot{Q}_W}{k \cdot T_m} \text{ [m}^2\text{]}$$

Kühlfläche (Kondensator)

$$6 \quad \dot{Q}_W = \dot{Q}_{H_2O} \cdot q_{H_2O} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right]$$

Kondensationswärme (Kondensator)

$$7 \quad T_m = \frac{\Delta T_{\text{groß}} + \Delta T_{\text{klein}}}{2} \text{ [K]}$$

Mittlere Temperaturdifferenz (Kondensator)

$$8 \quad \Delta T_m = \frac{(T_{G \text{ ein}} - T_{W \text{ aus}}) - (T_{G \text{ aus}} - T_{W \text{ ein}})}{\ln \left(\frac{T_{G \text{ ein}} - T_{W \text{ aus}}}{T_{G \text{ aus}} - T_{W \text{ ein}}} \right)} \text{ [K]}$$

Mittlere Temperaturdifferenz (Wärmetauscher)

$$9 \quad P = \frac{S_{th} \cdot \Delta p}{36000 \cdot \eta_{\text{mech}}} \text{ [kW]}$$

Leistungsbedarf (WKP/WGK)

$$10 \quad S = S_{th} \cdot \frac{K_m}{K_m + \frac{S_{th}}{S_v} - \left(\frac{S_v}{S_{th}} \right)^{1,5}} \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Saugvermögen (WKP/WGK)

$$11 \quad p = \frac{S_v \cdot p_v}{S} \text{ [mbar]}$$

Ansaugdruck (WKP/WGK)

$$12 \quad S = S_{th} \cdot \left(1 - \frac{p_v}{p} \cdot \frac{a}{K_m} \right) \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Saugvermögen (WKP/WGK)

$$13 \quad \frac{p_v}{p} \leq 2,5 \rightarrow a = \frac{p_v^3 - p^3}{0,963 \cdot p_v^3} \text{ [mbar]}$$

Vorvakuum/Ansaugdruck (WKP/WGK)

$$14 \quad S = \frac{S_v \cdot (p + \Delta p)}{p} \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Saugvermögen (WKP)

$$15 \quad \eta_{\text{vol}} = \frac{S}{S_{th}}$$

Volumetrischer Wirkungsgrad (WKP/WGK)

$$16 \quad \eta_{\text{vol}} = \frac{K_m}{K_m + \frac{S_{th}}{S_v} - \left(\frac{S_v}{S_{th}} \right)^{1,5}}$$

Volumetrischer Wirkungsgrad (WKP/WGK)

$$17 \quad L = \frac{3,6 \cdot r^3}{l} \left(0,039 \frac{r \cdot p_m}{\eta} + 30 \sqrt{\frac{T}{M}} \right) \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Leitwert (universell)

$$18 \quad L = \frac{3,6 \cdot r^3}{l} (2150 \cdot r \cdot p_m + 95) \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Leitwert (Luft von 20 °C)

19

$$L = 7750 \frac{r^4 \cdot p_m}{l} \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Leitwert Luft (laminarer Strömungsbereich 20 °C)

28

$$V = R \frac{T}{p} \left(\frac{Q_1}{M_1} + \frac{Q_2}{M_2} + \dots \frac{Q_n}{M_n} \right) = \text{[m}^3\text{]}$$

(Gas-) Volumen

20

$$L = 340 \frac{r^3}{l} \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Leitwert Luft (molekularer Strömungsbereich 20 °C)

29

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \quad \text{bei } T = \text{konstant}$$

Boyle-Mariottesches Gesetz

21

$$L = \frac{1}{\frac{1}{L_1} + \frac{1}{L_2} + \frac{1}{L_3}} \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Leitwert (in Reihe)

22

$$L = L_1 + L_2 + L_3 \dots \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Leitwert (parallel)

23

$$S_{\text{eff}} = \frac{1}{\frac{1}{L} + \frac{1}{S}} = \frac{L \cdot S}{L + S} \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Saugvermögen (am Rezipient)

24

$$p_{\text{eff}} = \frac{S \cdot p}{S_{\text{eff}}} \text{ [mbar]}$$

Druck (am Rezipient)

25

$$t = \frac{V}{S} \ln \frac{p_1}{p_2} \text{ [h]}$$

Auspumpzeit (DSP/WKP/WGK)

26

$$t = \frac{V}{S} \ln \frac{p_1 + \Delta p}{p_2 + \Delta p} = \text{[h]}$$

Auspumpzeit (WKP)

27

$$S_{\text{eff}} = \frac{3,6 \cdot q_L}{p} = \text{[m}^3/\text{h]}$$

Erforderliches Saugvermögen (Leckrate)

Legende zur Formelsammlung

A	(m ²)	Kühlfläche	p _{AD}	(mbar)	Partialdruck des dampfförmigen Stoffes in der atmosphärischen Luft
a		Korrekturfaktor a	p _D	(mbar)	Dampfverträglichkeit
B	(m ³ /h)	Gasballastmenge	p _{eff}	(mbar)	Druck am Ende der Rohrleitung
Δp	(mbar)	Eingestellte Druckdifferenz am Überströmventil der Wälzkolbenvakuumpumpe	p _L	(mbar)	Permanentgas-Partialdruck am Ansaugstutzen
ΔT _{groß}	(K)	Größte Temperaturdifferenz	p _m	(mbar)	Mittlerer Druck = $\frac{p + p_{eff}}{2}$
ΔT _{klein}	(K)	Kleinste Temperaturdifferenz	p _s	(mbar)	Sättigungsdampfdruck des gepumpten Wasserdampfes bei Betriebstemperatur der Pumpe
η	(Pa · s)	Zähigkeit eines Gases	p _{SD}	(mbar)	Sättigungsdampfdruck bei Betriebstemperatur der Pumpe
η _{mech}		Mechanischer Wirkungsgrad der Pumpe (η ≈ 0,85 für Wälzkolbenvakuumpumpen)	p _v	(mbar)	Vorvakuumdruck (Gegendruck)
η _{vol}		Volumetrischer Wirkungsgrad	p ₁	(mbar)	(Anfangs-/Atm.-) Druck zu Gleichung 29
FB	(m ³ /h)	Betriebsflüssigkeitsstrom	p ₂	(mbar)	Druck (im Vakuum)
k	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)$	Wärmeübergangskoeffizient	p _{wo}	(mbar)	Wasserdampfverträglichkeit nach PNEUROP
L	(m ³ /h)	Leitwert	Q̇	(kg/h)	Durchsatz der Stoffkomponente pro Stunde
KB	(m ³ /h)	Frischflüssigkeitsbedarf im kombinierten Betrieb	Q	(kg)	Durchsatz jeder Komponente je Zeiteinheit
K _m		Maximales Kompressionsverhältnis der Wälzkolbenvakuumpumpe bei p _v	Q̇ _{H₂O}	$\left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$	Zu kondensierende Wasserdampfmenge pro Stunde
l	(cm)	Rohrlänge	Q̇ _w	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{h}}\right)$	Kondensationswärme/menge pro Stunde
M	(kg/kmol)	Molare Masse	q _{H₂O}	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$	Verdampfungswärme
P	(kW)	Leistungsbedarf bzw. Motorleistung	q _L	$\left(\frac{\text{mbar l}}{\text{s}}\right)$	Gesamt-Leckrate (der Anlage)
p	(mbar)	(zu Gleichung 11) Ansaugdruck der Wälzkolbenvakuumpumpe	q _{pV}	S	Verhältnis von eingeströmter Gasballastmenge zum Saugvermögen der Vorpumpe
p	(mbar)	(zu Gleichung 24) Druck am Beginn der Rohrleitung	R	$\left(\frac{\text{mbar} \cdot \text{m}^3}{\text{kmol} \cdot \text{K}}\right)$	universelle Gaskonstante R = 83,14
p	(mbar)	(Arbeits-)Druck	r	(cm)	Rohrradius
p _a	(mbar)	Wasserdampfpartialdruck der atmosphärischen Luft (Praxiswert p _a = 13 mbar)			

S	(m ³ /h)	Saugvermögen	T _{G ein}	(K)	Gaseintrittstemperatur
S _{eff}	(m ³ /h)	Saugvermögen am Ende der Leitung (Rezipient)	T _S	(°C)	Siedetemperatur des abgesaugten Stoffes beim Druck am Auspuffstutzen der Pumpe
S _{erf}	(m ³ /h)	Erforderliches Saugvermögen des Pumpstandes am Rezipienten	T _{W ein}	(K)	Kühlwasser-Eintrittstemperatur
S _{th}	(m ³ /h)	Theoretisches Saugvermögen der Wälzkolben- vakuumpumpe	T _{W aus}	(K)	Kühlwasser-Austrittstemperatur
S _v	(m ³ /h)	Saugvermögen der Vorpumpe (beim Druck p _v)	T _m	(K)	Mittlere Temperaturdifferenz zwischen Gas und Kühlmedium
T	(K)	Temperatur des Gases	T _S	(K)	Siedetemperatur bei Kondensationsdruck (im Beispiel 1, Seite 22, T _S = T _{S H₂O})
T _A	(°C)	Temperatur der rückgeführten, „umlaufenden“ Betriebsflüssigkeit = Austrittstemperatur im Pumpenstutzen	t	(h)	Auspumpzeit
T _B	(°C)	Betriebstemperatur der Pumpe	V	(m ³)	Volumen des Rezipienten
T _F	(°C)	Temperatur der Frischflüssigkeit	V	(m ³)	(Gleichung 25) (Gas-)Volumen
T _{Gas}	(K)	Gastemperatur	V ₁	(m ³)	Volumen des Gases mit dem Druck p ₁
T _{G aus}	(K)	Gasaustrittstemperatur	V ₂	(m ³)	Volumen des Gases mit dem Druck p ₂

Grob- und Feinvakuum Erzeugung



Turbopumpen



Drehschiebervakuumpumpen



Wälzkolbenvakuumpumpen



Trockene Pumpen



Diffusionspumpen



Lecksucher



Ventile



Bauteile



Vakuum Mess- und Steuergeräte



Gasanalyse

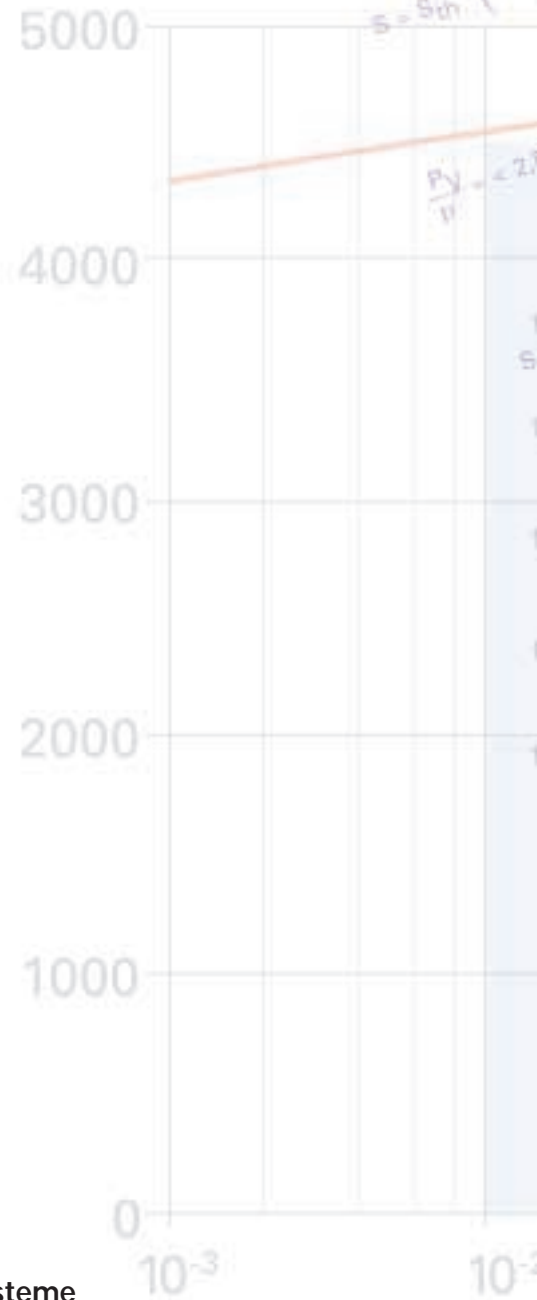


Systemtechnik:
Beschichtungs- und Dichtheitsprüfsysteme



Service

S [m³/h]



PFEIFFER  **VACUUM**

Pfeiffer Vacuum · Headquarters/Germany

Tel. +49-(0) 64 41-8 02-0 · Fax +49-(0) 64 41-8 02-2 02 · info@pfeiffer-vacuum.de · www.pfeiffer-vacuum.net