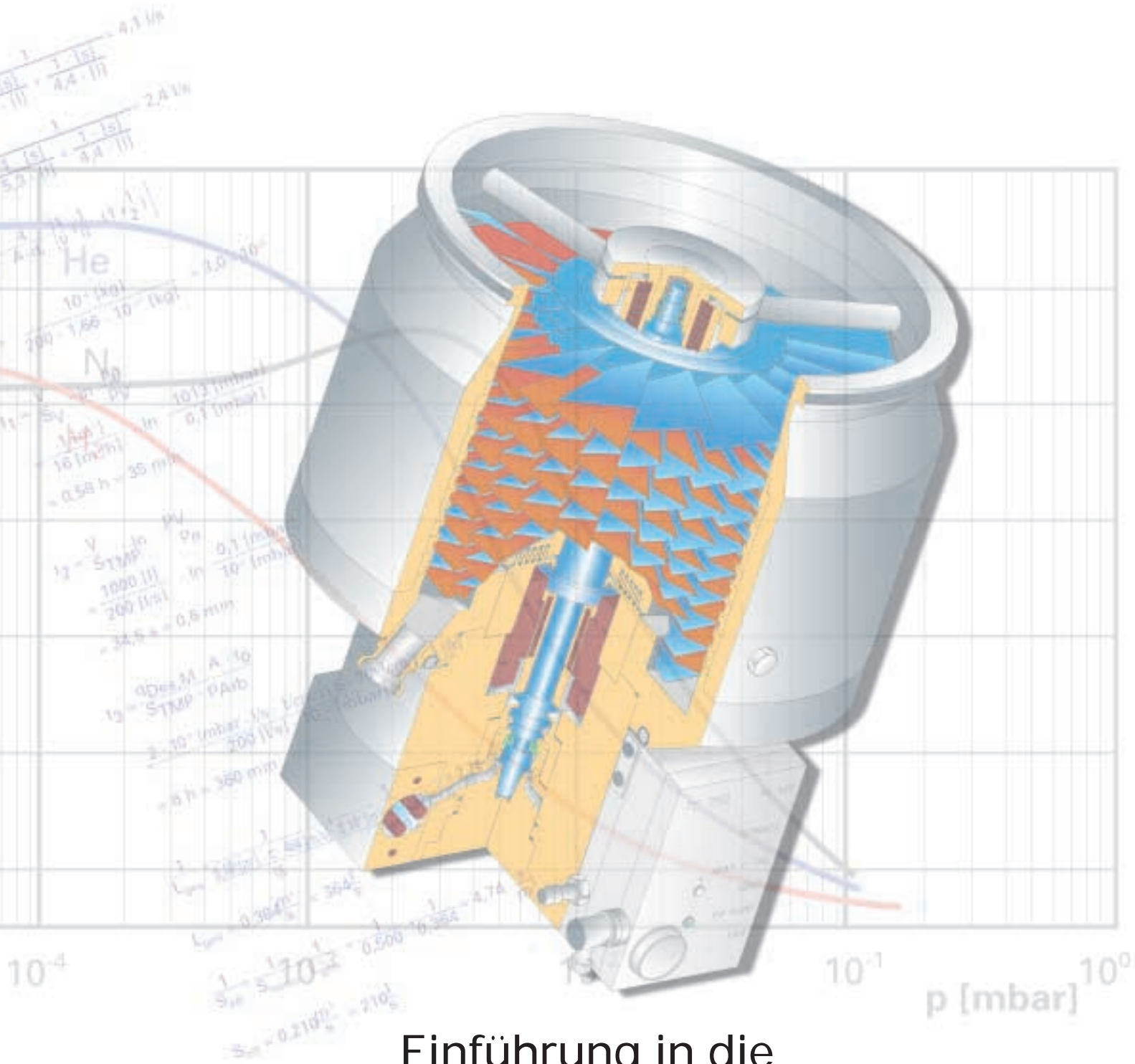


Arbeiten mit Turbopumpen



Einführung in die
Hoch- und Ultrahochvakuum-Erzeugung

Vorwort

Als Vakuum wird der leere Raum bezeichnet, das heisst ein nicht mit Luft oder einem anderen Gas gefülltes Volumen. Ideale Vakuumbedingungen gibt es im interstellaren Raum. Hier herrscht eine Teilchendichte von einem Atom pro cm^3 vor. Im Labor oder in der Industrie wird Vakuum durch den Einsatz von verschiedenen Vakuumpumpen erzeugt. Je nach Anwendung wird an die Qualität des Vakuums eine unterschiedliche Anforderung gestellt. Daher werden die Vakuumanwendungen in Grob-, Fein-, Hoch- und Ultrahochvakuum unterteilt.

Eines der wichtigsten Instrumente zur Hochvakuumherzeugung ist die Turbomolekularpumpe (TMP), auch Turbopumpe genannt, die 1957 von Dr. Willi Becker im Hause Pfeiffer Vacuum entwickelt und patentiert wurde. Sehr schnell setzte sich die Turbopumpe gegen die bis dahin weit verbreitete Diffusionspumpe durch. Ihre problemlose Handhabung, die lange Lebensdauer und das von ihr erzeugte ölfreie Hochvakuum sind bis heute die Gründe für den Erfolg dieser Pumpenart.

Auch heute noch, 250 000 Pumpen später, ist Pfeiffer Vacuum der innovative Weltmarktführer in diesem Segment.

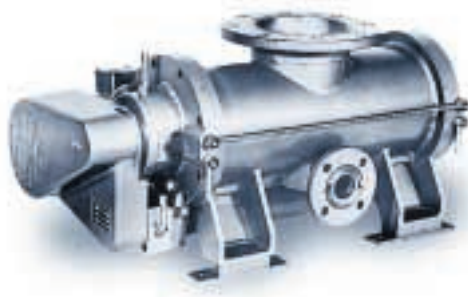
„Arbeiten mit Turbopumpen“ ist eine Arbeitsgrundlage für alle, die sich mit dem Einsatz von Turbopumpen zur Vakuumherzeugung vertraut machen wollen.

Der Inhalt orientiert sich an den wichtigsten Fragen, die sich im Zusammenhang mit der Vakuumherzeugung ergeben:

- ▶ Welche Begriffe werden in der Vakuumtechnik benutzt und wie sind sie definiert? (Kapitel 1)
- ▶ Wie funktioniert eine Turbopumpe? (Kapitel 2)
- ▶ Welche Ausführungen von Turbopumpen gibt es und wie unterscheiden sie sich? (Kapitel 2)
- ▶ Was muss ich über den Betrieb und die Bedienung wissen? (Kapitel 3)
- ▶ Welches Zubehör wird wann benötigt? (Kapitel 3)
- ▶ Welche Kombination Turbopumpe/Vorpumpe ist für meinen Prozess die richtige? (Kapitel 4 und 5)
- ▶ Anwendungsbeispiele (Kapitel 6) und die Datensammlung (Kapitel 7) lassen auch spezielle Fragen nicht unbeantwortet.

Wir hoffen, dass diese Broschüre eine interessante und hilfreiche Lektüre für Sie ist und Sie in Ihrer täglichen Vakuumpraxis unterstützt.

Abbildung 1:
Erste Turbopumpe,
1957 von Dr. Willi
Becker im Hause
Pfeiffer Vacuum
entwickelt und
patentiert.



Inhaltsverzeichnis

	Seite
1. Grundlagen und Definitionen	4
1.1 Begriffe der Vakuumtechnik.....	4
2. Turbopumpen im Überblick.....	8
2.1 Prinzip	8
2.2 Aufbau und Wirkungsweise.....	8
2.2.1 Klassische Turbopumpen.....	8
2.2.2 Kenndaten	9
2.2.3 CompactTurbo	11
2.2.4 MagneticTurbo	12
2.2.5 CorrosiveTurbo	13
3. Betrieb von Turbopumpen	14
3.1 Antriebsgeräte	14
3.1.1 TC 100, 600 und 750 für konventionelle Turbopumpen	14
3.1.2 TCP 350 als separate Antriebseinheit	15
3.1.3 TCM 1601 für magnetisch gelagerte Turbopumpen	15
3.1.4 Schnittstelle	16
3.2 Stand-by-Betrieb	16
3.3 Drehzahlstellbetrieb.....	16
3.4 Betriebsmodi bei verschiedenen Gasarten	16
3.5 Heizung	17
3.6 Fluten	17
3.7 Schwingungen	17
3.7.1 Frequenzanalysen	17
3.7.2 Dämpfungskörper	17
3.8 Magnetfelder	18
3.8.1 Turbopumpen in Magnetfeldern	18
3.8.2 Magnetfelder von Turbopumpen	18
3.9. Sicherheitskonzept	19
3.9.1 Betriebssicherheit der Turbopumpe	19
3.9.2 Sicherheit für Bedienpersonal	19
4. Anwendung und Dimensionierung von Turbopumpen	20
4.1 Die wichtigsten Kenngrößen	20
4.2 Anwendungen ohne Prozessgas	21
4.2.1 Auspumpkurven	21
4.2.2 Druckbereich 10^{-6} bis 10^{-8} mbar	24
4.2.3 Druckbereich unter 10^{-8} mbar	25
4.2.3.1 Ausheizen	25
4.2.3.2 Restgasspektrum	25
4.3 Anwendungen mit Prozessgas	26
4.3.1 Geringe Gaslasten $< 0,1$ mbar l/s	26
4.3.2 Hohe Gaslasten $> 0,1$ mbar · l/s	26
5. Verluste in Zu- und Ableitungen	28
5.1 Leitwerte bei molekularer Strömung	28
5.2 Leitwerte bei laminarer Strömung	30
6. Anwendungsbeispiele	32
7. Datensammlung	34

1. Grundlagen und Definitionen

1.1 Begriffe der Vakuumtechnik

In diesem Kapitel werden die in der Vakuumtechnik häufig verwendeten Begriffe erläutert sowie die grundlegenden Zusammenhänge dargestellt. Insbesondere werden hierbei Begriffe vorgestellt, die unmittelbar mit der Nutzung von Turbomolekularpumpen in Verbindung gebracht werden. Für weitergehende Berechnungen siehe Kapitel „Anwendung und Dimensionierung von Turbopumpen“ und „Verluste in Zu- und Ableitungen“.

A Ansaugdruck
Der Ansaugdruck (p_{HV}), auch Hochvakuumdruck genannt, bezeichnet den Druck, der auf der Hochvakuumseite der Turbopumpe (TMP), also im Vakuumbehälter, herrscht.

Ausstoßdruck
Der Ausstoßdruck (p_{VV}), auch Vorvakuumdruck genannt, ist der Druck auf der Vorvakuumseite der Turbopumpen. Eine Turbopumpe kann nicht gegen Atmosphäre ausstoßen, sondern benötigt auf der Ausstoßseite bereits ein Vakuum (Vorvakuum), das je nach Typ zwischen 0,01 und 20 mbar liegen muss. Zur Vorvakuum-erzeugung werden Membranpumpen, ölgedichtete Drehschieber-, Wälzkolben- oder sonstige trockene Vorpumpen verwendet.

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

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

D Desorption
Desorption ist die Abgabe von sorbierten Gasen von einer Oberfläche. Die Abgabe kann spontan erfolgen oder durch physikalische Prozesse beschleunigt werden.

Druck
Der Druck eines Gases auf eine begren- zende 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.

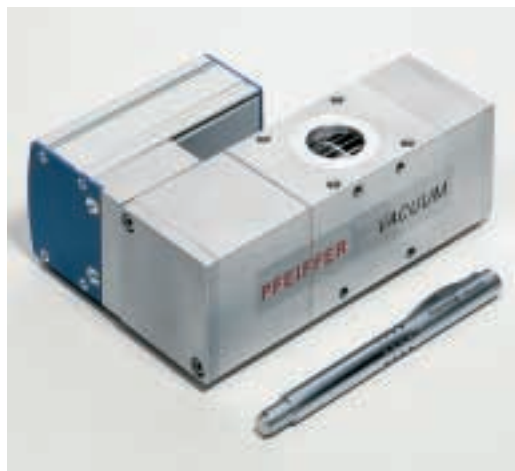


Abbildung 2:
TPD 011 –
die kleinste Turbo-
pumpe der Welt.
Entwickelt von
Pfeiffer Vacuum.

Druckeinheiten

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

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

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

Regional verschieden finden Millibar (mbar), Pascal (Pa) oder auch Torr Anwendung.

E Enddruck

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

$$p_{\text{end}} = \sum(p_{\text{part, vv}}/K_{\text{max}})$$

Gleichung 1.

F Flansche

In der Hochvakuumtechnik finden standardisiert 3 unterschiedliche Flanschverbindungen Anwendung:

Die CF-Flanschverbindung ist eine symmetrische Verbindung mit einer flanschseitigen Schneidkante und einer Cu-Dichtung. Sie wird wegen der geringen Leck- und Desorptionsraten sowie Ausheizbarkeit in der UHV-Technik eingesetzt ($p < 10^{-8}$ mbar). Die Flansche sind genormt (PNEUROP 6606, ISO 3669).

Die ISO-Flanschverbindung ist eine symmetrische Flanschverbindung mit Elastomerdichtung und Stützring. Die Verbindung wird mit Klammerschrauben oder Überwurfringen hergestellt. Die Flansche werden oft für große Nennweiten im Druckbereich 1000 bis 10^{-7} mbar eingesetzt. Sie sind genormt (PNEUROP 6606, ISO 1609).

Die KF-Kleinflanschverbindung ist eine symmetrische Flanschverbindung mit Elastomerdichtung und Stützring. Die

mechanische Verbindung wird durch Spannringe hergestellt. Die Anwendung liegt im Grob- bis Hochvakuumbereich bei 1000 bis 10^{-7} mbar.

Fluten

Fluten bezeichnet den Gaseinlass in eine Vakuumpumpe oder Vakuumpumpe. Wird eine Turbopumpe abgeschaltet, so kommt der Rotor zum Stillstand, die Verunreinigungen auf der Vorvakuumseite (Kondensat) diffundieren in den Vakuumbehälter zurück und verunreinigen Wände und Objekte. Durch Einlass von trockenem Gas in die Turbopumpe wird die Verunreinigung der Vakuumkammer fast ausgeschlossen. Beim Fluten sollte mindestens ein Druck zwischen 10 bis 1000 mbar erreicht werden.

G Gaslast

Gaslast bzw. Gasstrom (Q) ist der Durchfluss, zu einer Vakuumpumpe. 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 $1 \text{ mbar l/s} = 55,18 \text{ sccm}$.

$$Q = \frac{p \cdot V}{t}$$

Gleichung 2.

H Holweckstufe

Eine Holweckstufe ist eine Molekularpumpstufe mit schraubenförmigen Pumpkanälen. Um gegen hohen Druck zu komprimieren, müssen die Maße der Pumpkanäle im Bereich der mittleren freien Weglänge (siehe Seite 8) der Gas-moleküle liegen. Mit den mechanisch erreichbaren Spaltabmessungen werden maximale Ausstoßdrücke von 20 mbar und mehr erreicht.

K Kompressionsverhältnis

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

1. Grundlagen und Definitionen

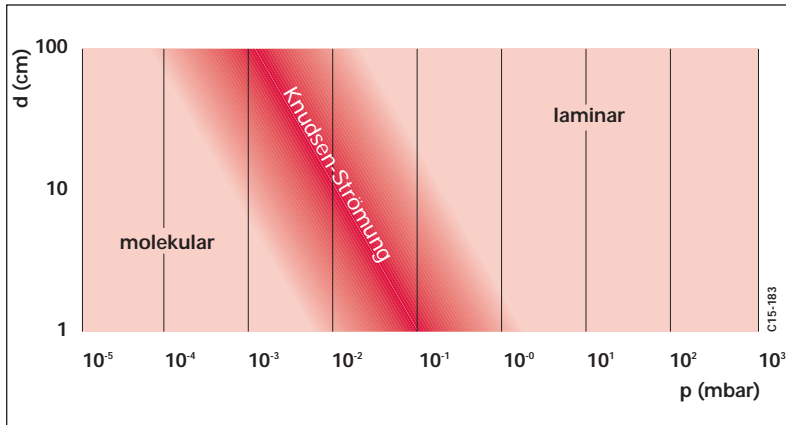


Abbildung 3:
Darstellung der
Strömungsbereiche
in Abhängigkeit
von Druck und
Leitungsdurch-
messer.

Molekularpumpe
Eine Molekularpumpe ist eine im Bereich der molekularen Strömung (siehe Abbildung 3) arbeitende mechanische kinetische Vakuumpumpe. Den Gasteilchen werden durch Zusammenstoß mit den Oberflächen eines Rotors oder Treibmittels mit hoher Geschwindigkeit Impulse erteilt, die ihre Bewegung in Richtung Vorvakuumflansch fördern.

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.

Restgasspektrum
Mithilfe eines Restgasspektrums wird bei Hochvakuumssystemen u. a. die Reinheit des erzeugten Vakuums, z. B. die Öldampffreiheit bei Turbopumpen, nachgewiesen.

Saugvermögen
Das Saugvermögen S ist der mittlere Volumendurchfluss durch den Querschnitt der Ansaugöffnung einer Pumpe. Einheiten des Saugvermögens werden je nach Pumpentyp unterschiedlich dargestellt:
 m^3/s , l/s , m^3/h

Die gesetzliche Einheit ist m^3/s . Die bei Turbopumpen übliche Bezeichnung ist allerdings l/s .

$$S = \frac{Q}{pHV}$$

Gleichung 3.

Sorption
Selektive Aufnahme eines Stoffes durch einen mit ihm in Berührung stehenden anderen.

Strömung
Vakuumanlagen werden im allgemeinen von Atmosphärendruck an evakuiert. Dabei treten – je nach dem Verhältnis der inneren Dimensionen der Anlagenbauteile zur mittleren freien Weglänge der strömenden Gasteilchen – verschiedene Strömungsarten auf. 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 (siehe Abbildung 3). 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.

Strömungsleitwert
Der Strömungsleitwert (C) einer Blende, einer Leitung oder eines Leitungstückes zwischen zwei definierten Querschnitten ist in Gleichung 4 definiert. Vorausgesetzt wird Temperaturgleichheit im System.

$$C = \frac{Q}{P_1 - P_2}$$

Gleichung 4.

p_1 und p_2 sind die Drücke in den beiden Querschnitten, Q der Gasstrom. Die Einheiten sind m^3/s oder l/s .

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/m^3 , s/l^{-1} .

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.

Turbopumpe

Eine Turbopumpe ist eine Molekularpumpe, deren Rotor aus turbinenartigen Scheiben mit Förderkanälen besteht. Diese Scheiben rotieren zwischen korrespondierenden Scheiben des Stators. Die Umfangsgeschwindigkeit des Rotors liegt in der Größenordnung der mittleren Teilchengeschwindigkeit bei ca. 300-400 m/sec.

Vorvakuumpumpe

Eine Vorvakuumpumpe ist eine Vakuumpumpe, die den erforderlichen Ausstoßdruck für eine Hochvakuumpumpe erzeugt und den von ihr geförderten Gasstrom gegen den Atmosphärendruck ausstößt. Eine Vorvakuumpumpe kann auch als Grobvakuumpumpe benutzt werden.

Weglänge, freie

Als mittlere freie Weglänge bezeichnet man den Mittelwert des Weges, den ein Molekül zwischen zwei Stößen mit Nachbarmolekülen zurücklegt. Sie ist umgekehrt proportional zum Druck (siehe Tabelle 1).



Abbildung 4: Vorpumpe Drehschieberpumpe DUO 10 M von Pfeiffer Vacuum.

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

Die Teilchenanzahldichten gelten für eine Temperatur von 20 °C.

d = Rohrleitungsdurchmesser

Tabelle 1.

2. Turbopumpen im Überblick

2.1 Prinzip

Ein Teilchen, das auf eine bewegte Wand trifft, besitzt nach dem Verlassen dieser Wand zusätzlich zu seiner eigenen thermischen Geschwindigkeit eine Komponente in Richtung der Wandbewegung.

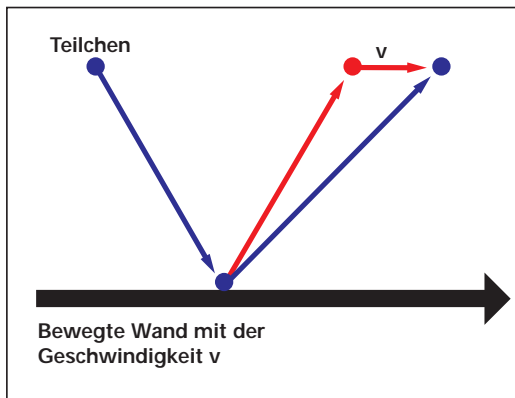


Abbildung 5: Prinzip der Molekularpumpe.

Aus der Überlagerung dieser beiden Geschwindigkeiten ergeben sich die Gesamtgeschwindigkeit und die Richtung, in der das Teilchen gefördert wird. Befindet sich gegenüber der ersten Wand eine

zweite, so wiederholt sich dort der Vorgang. Aus der ungerichteten thermischen Bewegung der Teilchen vor den Zusammenstößen mit den Wänden wird so eine gerichtete Bewegung, also der Pumpprozess. Während im molekularen Strömungsbereich die zusätzliche Gasgeschwindigkeitskomponente voll zum Pumpeffekt beiträgt, geht diese im laminaren Strömungsbereich durch Stöße mit Nachbarmolekülen verloren. Der Übergangsbereich von der molekularen zur laminaren Strömung liegt im Bereich 10^{-3} bis 10^{-1} mbar. Die mittleren freien Weglängen bei 10^{-2} mbar entsprechen etwa den Schaufelabständen von Turbopumpen. Wegen der kleineren Kanalquerschnitte bei Holweckstufen liegt der Übergangsbereich zur Laminarströmung bei ca. 1 mbar. Da die Einwirkung der bewegten Wände auf die Gasteilchen im molekularen Strömungsgebiet am größten ist, werden Pumpen, die nach diesem Prinzip arbeiten, Molekularpumpen genannt.

2.2 Aufbau und Wirkungsweise

2.2.1 Klassische Turbopumpen

Aufbauend auf den Erfahrungen mit den ersten Molekularpumpen entwickelte Becker 1957 eine neue Molekularpumpe, die Turbopumpe genannt wurde, da ihr Aufbau dem einer Turbine ähnelt.

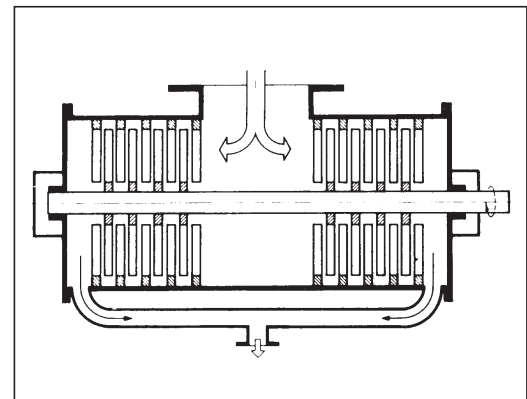


Abbildung 6: Schema einer Turbomolekularpumpe nach W. Becker.

Eine Turbopumpe besteht im Wesentlichen aus einem Gehäuse mit Rotor und einem Stator. Rotierende und fest stehende Scheiben sind abwechselnd angeordnet. Alle Scheiben besitzen schräge Kanäle, wobei die Kanäle der Rotorscheiben spiegelbildlich zu den Kanälen der Statorscheiben angeordnet sind. Eine Rotorscheibe bildet zusammen mit einer Statorscheibe eine Pumpstufe, die ein bestimmtes Kompressionsverhältnis erzeugt, das für Luft etwa 30 beträgt. Durch Hintereinanderschaltung mehrerer Pumpstufen, deren Kompressionswirkungen sich multiplizieren, lassen sich sehr hohe Kompressionsverhältnisse erreichen (z. B. für Luft $> 10^{12}$).

2.2.2 Kenndaten

Die wesentlichen Vakuumdaten einer Turbopumpe, das Saugvermögen und das Kompressionsverhältnis, hängen von der jeweiligen Ausführung ab.

Für das Saugvermögen S gilt:

S ist proportional der Ansaugfläche (A) und näherungsweise proportional der Umlaufgeschwindigkeit der Schaufeln (v), also der Drehzahl.

$$S \approx \frac{1}{4} A \cdot v$$

Gleichung 5.

Unter Berücksichtigung des Eintrittsleitwertes von Messdom und Flansch sowie einem optimalen Schaufelwinkel von 45° erhält man das effektive Saugvermögen S_{eff} einer Turbopumpe für schwere Gase (Molekulargewicht >20) näherungsweise nach der folgenden Formel:

$$\frac{1}{S_{\text{eff}}} \approx \frac{4}{A \cdot d_f} \left[\frac{1}{\bar{v}} + \frac{1}{\bar{u}} \left(1 + \frac{1}{2} \right) \right]$$

\bar{u} = mittlere thermische Geschwindigkeit der Moleküle

$\bar{u}_{\text{N}_2} = 470 \text{ m/s}$ (Stickstoff)

d_f = Anteil der offenen Fläche der Turboscheibe an der Gesamtfläche (in Abbildung 7 mit $d_f = 0,9$ berücksichtigt)

Mithilfe der Abbildung 7 kann das Saugvermögen einer beliebigen Turbopumpe für N_2 abgeschätzt werden.

a. Man bestimmt Schaufelgrundradius R_i und Scheibenradius R_a sowie die Pumpendrehzahl f .

b. Danach berechnet man die mittlere Schaufelgeschwindigkeit $\bar{v} = f \cdot \pi \cdot (R_a + R_i)$ und die Schaufelfläche $A = \pi \cdot (R_a^2 - R_i^2)$.

c. Man ermittelt an der Stelle \bar{v} aus der Kurve das spezifische Saugvermögen und multipliziert dies mit der Schaufelfläche A .

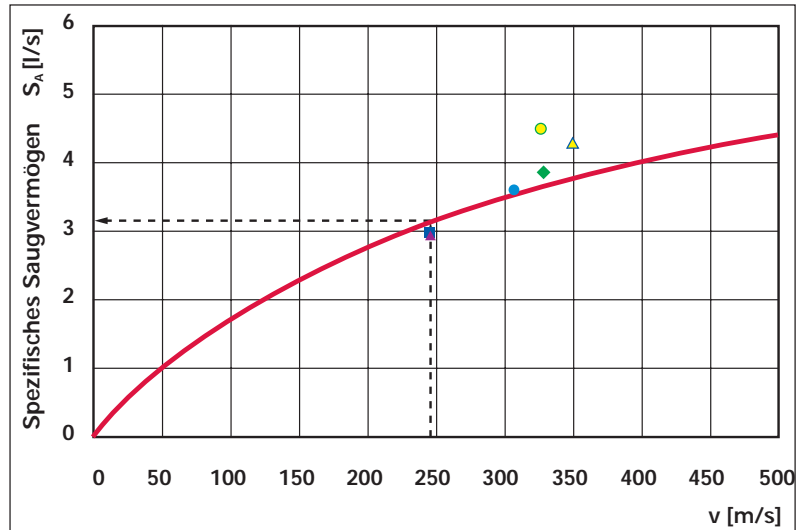


Abbildung 7: Spezifisches Saugvermögen von Turbopumpen.

- spez. Saugvermögen
- TMH 071
- ▲ TMH 261
- ◆ TMH 521
- TMH 1001
- ▲ TMH 1601
- TPH 2101

Beispiel TMH 261:

$R_i = 2,7 \text{ cm}$, $R_a = 5,2 \text{ cm}$, $f = 1000 \text{ Hz}$,
 $\bar{v} = 248 \text{ m/s}$, $A = 62 \text{ cm}^2$, $S_A = 3,21 \text{ l/s}$,
 $S_{\text{eff}} = 199 \text{ l/s}$

Die eingezeichneten Punkte sind aus Messwerten ermittelt. Die hier angegebene Formel berücksichtigt nur das Saugvermögen der ersten Pumpstufe.

Die Gasartabhängigkeit des Saugvermögens ist in Abbildung 8 dargestellt.

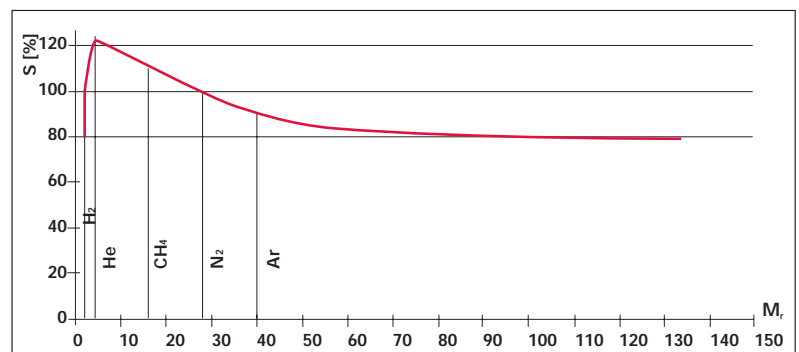


Abbildung 8: Saugvermögen S als Funktion der relativen Molekülmasse M_r .

2. Turbopumpen im Überblick

Das Saugvermögen ist im molekularen Strömungsbereich unabhängig vom Druck und nimmt im Übergangsbereich zur laminaren Strömung aus den genannten Gründen ab. Typische Saugvermögenskurven in Abhängigkeit vom Einlassdruck sind in Abbildung 10 zu sehen.

Für das Kompressionsverhältnis gilt: K_{\max} hängt von der mittleren Molekülgeschwindigkeit ab, die proportional der Wurzel aus der relativen Molekülmasse (M) ist, sowie von der Schaufelgeschwindigkeit (v). Die Abhängigkeit ist in diesem Falle exponentiell.

$$K_{\max} \sim e^{\sqrt{M \cdot v}}$$

Gleichung 6.

Aus der Abhängigkeit des Kompressionsverhältnisses von der Molekülmasse ergeben sich sehr hohe Kompressionen für schwere Gase.

Beim Übergang vom molekularen in den laminaren Strömungsbereich bricht die Kompression sehr schnell zusammen. Bei Überschreiten des kritischen Vorvakuumdruckes erfolgt durch Rückströmung praktisch schlagartig ein Vordringen des

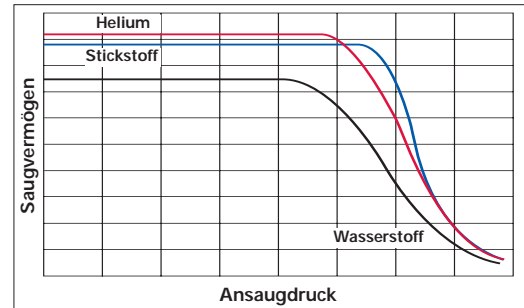


Abbildung 10: Saugvermögen als Funktion des Druckes bei verschiedenen Gasen.

Vorvakuum bis in den Ansaugbereich der Pumpe. Je nach der Leistungsfähigkeit bzw. Vorvakuumdruckbeständigkeit der ausgewählten Turbopumpe ist eine entsprechende Vorpumpe auszuwählen, die den notwendigen Druck am Vorvakuumstutzen der Turbopumpe aufrechterhält.

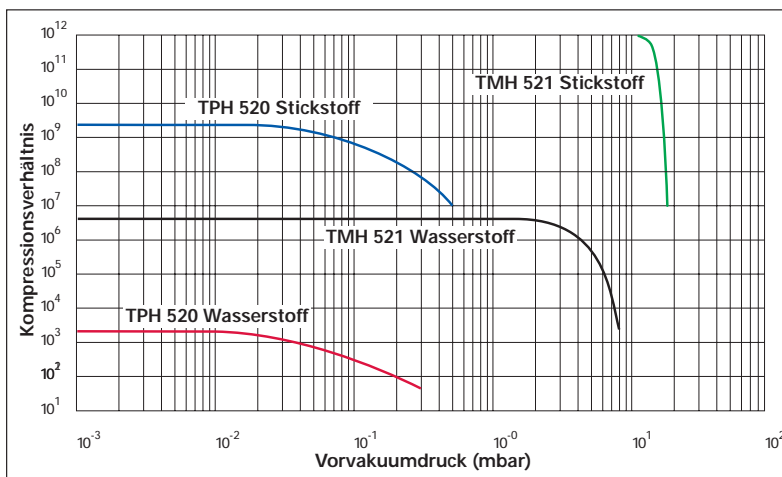


Abbildung 9: Vergleich der Kompressionsverhältnisse: klassische Turbopumpe (TPH 520) und Turbo-Drag-Pumpe (TMH 521).

2.2.3 CompactTurbo

Um den Ausstoßdruck einer Turbopumpe zu verbessern, gibt es unterschiedliche technische Ansätze. Wir wollen die bei Pfeiffer Vacuum Turbos vielfach nachgeschaltete Holweckstufe betrachten. Diese Stufen bestehen aus einem stehenden Teil, in welchem Gewindegänge eingefräst sind, sowie einem rotierenden Zylinder. Die Holweckstufen arbeiten wie Turbomolekularstufen am effektivsten im molekularen Strömungsgebiet. Die typischen Abmessungen eines Pumpkanals sind bei Holweckstufen um den Faktor 10 bis 50 kleiner als bei Turboscheiben. Stöße der Moleküle untereinander gewinnen deshalb erst bei höheren Drücken nennenswerten Einfluss. Die molekulare Strömung bleibt dadurch bis zu einigen mbar erhalten. Das Saugvermögen von Holweckstufen ist, verglichen mit dem einer Turbomolekularstufe, geringer, da nur eine verhältnismäßig geringe Eintrittsfläche genutzt werden kann. In Turbo-Drag-Pumpen werden die von den Turbopumpstufen bereits verdichteten Gasmoleküle von den nachgeschalteten Holweckstufen mit geringerem Saugvermögen mühelos übernommen, weiter verdichtet und zur Vorpumpe gefördert (siehe Abb. 12). Durch Parallelschalten von konzentrischen Holweckstufen (siehe Abbildung 9) kann das Saugvermögen bei hohem Druck, bei geringer Wärmeentwicklung gesteigert werden. Dies ist besonders beim Pumpen von hohen Gaslasten vorteilhaft. Die Holweckstufen stellen daher eine integrierte große Vorpumpe dar, die gegen ca. 10 mbar ausstoßen kann.

Vorteile:

- Die Verwendung von trockenen Vorpumpen, insbesondere Membranpumpen mit einem Enddruck von 2 bis 5 mbar, wird möglich.
- Die erforderlichen Vorpumpen bei Gaslastbetrieb können wesentlich kleiner sein.



Abbildung 11: CompactTurbo mit integriertem Antrieb.

Beispiel: klassische Turbopumpe mit Gaslast 1 mbar l/s, benötigter Vorvakuumdruck 0,1 mbar nach Gleichung 3:

$$S_{VP} = \frac{Q}{p} = \frac{1 \text{ [mbar} \cdot \text{l/s]}}{0,1 \text{ [mbar]}} \\ = 10 \text{ [l/s]} = 36 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Hier ist eine Vorpumpe mit einem Saugvermögen von mindestens 36 m³/h nötig.

Turbo-Drag-Pumpe mit Gaslast 1 mbar l/s, benötigter Vorvakuumdruck 5 mbar nach Gleichung 3:

$$S_{VP} = \frac{Q}{p} = \frac{1 \text{ [mbar} \cdot \text{l/s]}}{5 \text{ [mbar]}} \\ = 0,2 \text{ [l/s]} = 0,72 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

In diesem Fall reicht bereits eine Vorpumpe mit 1 m³/h für den Betrieb aus.

2. Turbopumpen im Überblick

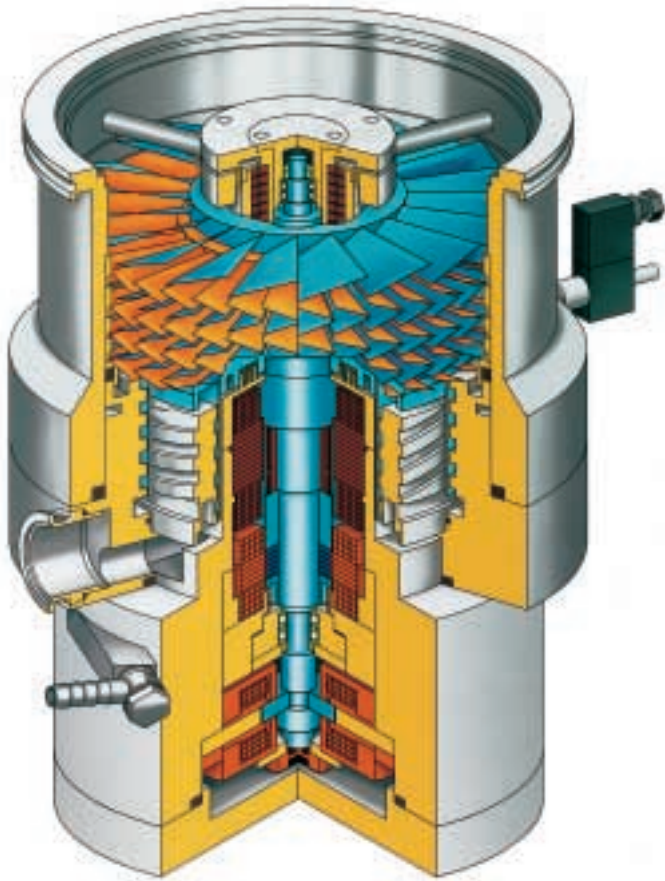


Abbildung 12: Schnittbild einer MagneticTurbo mit Holweckstufe.



Abbildung 13: MagneticTurbo 200 bis 1600 I/s.

2.2.4 MagneticTurbo

Unsere Standard-Turbopumpen der Baureihe CompactTurbo sind normalerweise auf der Vorvakuumseite mit einem geschmierten Kugellager mit Keramikugeln und auf der Hochvakuumseite mit einem passiven, radial stabilisierend wirkenden wartungsfreien Permanentmagnetlager ausgestattet. Für spezielle Anwendungen wurden vollständig magnetisch gelagerte Turbopumpen entwickelt. Der Rotor wird durch eine elektronische Regelung über Elektromagnete in axialer Richtung in der Schwebe gehalten. Die radiale Positionierung kann entweder über Permanentmagnetlager oder ebenfalls elektronisch geregelt erfolgen.

Extra niedrige Vibrationspegel ergeben sich, da keine direkte Ankopplung des Rotors an das Gehäuse mehr gegeben ist. Außerdem wird elektronisch eine Unwuchtkompensation vorgenommen, die etwaige Vibrationen weiter senkt. Sie liegen ca. eine Größenordnung tiefer als bei vergleichbaren kugellagerten Turbopumpen.

Ein weiterer Vorteil ist, neben der auch vorvakuumseitigen Ölfreiheit, die völlige Verschleiß- und Wartungsfreiheit.

Bei Stromausfall werden die Magnetlager elektrisch aus Rotationsenergie gespeist. So werden Stromausfälle bis ca. 7 min überbrückt. Bei länger dauernden Stromausfällen kommt der Rotor erst bei ca. 20 % der Nenndrehzahl über eingebaute Fanglager sicher zum Stillstand. Auch bei defekter Elektronik, Lufteinbrüchen oder Erdbeben kann der Rotor ohne Fluten mehrmals bis zum Stillstand ohne Schaden abgebremst werden.

Die Einbaulage der magnetgelagerten Turbopumpe, in Turbo-Drage und normaler Turbo-Technik ist beliebig.

2.2.5 CorrosiveTurbo

Für das Pumpen von korrosiven Gasen müssen Maßnahmen getroffen werden, die insbesondere den Lagerbereich und den Rotor vor Korrosion schützen. Hierzu werden alle Oberflächen, welche mit Gas in Berührung kommen, mit einer Beschichtung versehen oder aus Materialien gefertigt, die einem Angriff der korrosiven Gase widerstehen. Das Vordringen des korrosiven Mediums in den Motorraum und bei nicht magnetisch gelagerten Rotoren in den Lagerbereich wird durch das Einlassen eines Inertgases (Sperrgas) verhindert. Hierzu wird ein spezielles Sperrgasventil, das einen definierten Gasstrom in den Motorraum einlässt, an der Turbopumpe angebracht. Durch geeignete konstruktive Maßnahmen wird eine dynamische Dichtung erzeugt, welche die notwendige

Sperrgasmenge minimiert. Das Sperrgas wird zusammen mit dem korrosiven Gas über die Vorpumpe aus dem System abgepumpt.

Entstehen im Prozess kondensierbare Dämpfe, z. B. Aluminiumchlorid Al_2Cl_6 , so besteht innerhalb des Pumpsystems die Gefahr der Kondensation. Um dies zu verhindern, müssen alle mit Gas in Berührung kommenden Oberflächen beheizt werden. Dazu dient das Temperatur-Management-System (TMS), das die Temperatur der inneren Oberflächen der Turbopumpe auf einen wählbaren Wert regelt. Mit Kenntnis der Dampfdruckkurven der kondensierbaren Gase kann die Kondensation und damit ein Zerstoren oder Zusetzen der Vakuumkanäle sicher verhindert werden.



Abbildung 14: CorrosiveTurbo mit integriertem Antrieb für die Korrosivgas- und Prozesstechnik.

3. Betrieb von Turbopumpen

3.1 Antriebsgeräte

Der Rotor jeder Turbopumpe muss angetrieben und kontrolliert werden. Dies erfolgt mittels Antriebselektroniken, die je nach Bauart der Turbopumpe einen integrierten Bestandteil oder eine separate Einheit bilden.

3.1.1 TC 100, 600 und 750 für konventionelle Turbopumpen

Der Antrieb von Turbopumpen erfolgt je nach Größe der Turbopumpe mittels Antriebselektronik TC 100, 600 oder 750. Diese Geräte regeln den Motor während der Hochlaufphase und die notwendige Antriebsleistung nach Erreichen der Soll-drehzahl. Die TC-Reihe ist als sensorloser DC-Antrieb ausgelegt und modular aufgebaut. Die Antriebselektronik ist Bestandteil der Pumpe und kann durch weiteres Zubehör je nach Bedarf ergänzt werden.

Über die reine Motorsteuerung hinaus sind die Funktionen und Parameter des Gerätes vielfältig. Eine kurze Aufzählung der wichtigsten Möglichkeiten wird hier angefügt, für die kompletten Funktionen wird auf die entsprechenden Bedienungsanleitungen verwiesen.

- Ein/Aus
- frei wählbare Drehzahl
- Flutventilsteuerung
- Heizungssteuerung
- Vorpumpensteuerung
- Luftkühlungssteuerung
- Vorwahl Stand-by-Drehzahl
- Betriebsstundenzähler
- Intervallbetrieb der Vorpumpe
- Anzeige: Drehzahl, Leistungsaufnahme und der Betriebsmodus bei verschiedenen Gasarten
- RS-485-Schnittstelle für PC- und Bussteuerung
- Fernbedienung etc.



Abbildung 15:
Antriebskonzept
TC 100 mit Zubehör.

Bei der TC-Reihe besteht die kleinste lauffähige Einheit aus Turbopumpe inklusive Antriebselektronik, alternativ sind für Pumpen mit 24-VDC-Antrieb eine Printkarte TCK 100 zur einfachen Integration in Anlagen erhältlich. Es ist ein Netzteil (24–140 V je nach Pumpentyp) sowie eine Kühleinheit (Luft- oder Wasserkühlung) erforderlich. Umfangreiches Zubehör ist erhältlich, z. B. Bedien- und Anzeigeeinheit (DCU), mit deren Hilfe alle Steuerungsmöglichkeiten der Turbopumpe genutzt und alle Parameter angezeigt werden können. Flutventil, Heizung mit Schaltrelais, Relais für Vorpumpensteuerung und Sperrgasventil. DCU und Netzteil sind auch in einer Einheit als Rackeinschub erhältlich.

3.1.2 TCP 350 als separate Antriebseinheit

Für die CompactTurbo Pumpen der Größe 071-521 ist alternativ ein separates Antriebsgerät verfügbar. Für Anwendungen, z. B. im Forschungsbereich, wo Pumpen hoher Strahlenintensität ausgesetzt sind oder die Anlage nicht ausreichend Platz bietet für Turbos mit integriertem Antrieb. Die Antriebseinheit TCP 350 vereinigt Antriebsgerät, Leistungsteil, Anzeige und Steuerung in einem kompakten Gerät. Die Parametrierung ist identisch der integrierten TC-Versionen und bietet erweiterte Fernbedienungsfunktionen.



Abbildung 16: TCP 350.



Abbildung 17: TCM 1601.

3.1.3 TCM 1601 für magnetisch gelagerte Turbopumpen

Der Antrieb von Turbopumpen mit magnetischer Rotorlagerung erfolgt mittels Antriebselektronik TCM 1601. Sie besteht aus den Baugruppen Antrieb, Magnetlagerung und integriertem Netzteil. Die Antriebselektronik ist serienmäßig ausgerüstet mit LC-Display, Bedientasten, serieller Schnittstelle RS-485, Steckanschluss für Fernbedienung (SPS-kompatibel), Steckanschluss für Pumpstandsteuergerät TCS 180, Steckanschluss für potenzialfreie Relaiskontakte und Steckanschluss für Batteriebox. Die Turbopumpe wird über ein Kabel an die Antriebselektronik angeschlossen.

Das Gerät regelt die Ansteuerung des Motors und die magnetische Lagerung des Rotors. Magnetisch gelagerte Turbopumpen sind mit kollektorlosen Gleichstrommotoren mit 3-Phasen-Hall-IC-Antrieb ausgerüstet.

Die Positionserkennung des magnetisch gelagerten Rotors erfolgt durch Wirbelstromsensoren. Die an das TCM 1601 anschließbaren Turbopumpen sind mit einer 3-Achsen-aktiven Magnetlagerung ausgerüstet. Über die reine Motorsteuerung und Magnetlagerung hinaus sind die Funktionen und Parameter des Controllers ähnlich denen des TC 600. Je nach Anwen-

3. Betrieb von Turbopumpen

dition können die Betriebsparameter angepasst und optionales Zubehör eingesetzt werden (Kapitel 3.2 ff.).

An die Antriebselektronik können je nach Bedarf zusätzliche Module angeschlossen werden. Diese sind im Einzelnen:

TCS 180

Erweiterungsmodul zur Steuerung eines Pumpstandes mit Vorpumpe und Vorvakuumumsicherheitsventil, Hochvakuumventil und diversen Druckmessröhren.

Batteriebox

Zur Versorgung der Magnetlager bis zum Stillstand des Rotors kann eine Batteriebox (TBB) angeschlossen werden.

3.1.4 Schnittstelle

Die Pfeiffer Vacuum-Antriebsgeräte sind mit einer RS-485-Schnittstelle mit Pfeiffer Vacuum-Protokoll ausgerüstet. Feldbus-converter für Profibus und andere Systeme können geliefert werden. Zum Betrieb der Geräte mit einem PC steht ein Schnittstellenconverter RS-485 und RS-232 zur Verfügung.

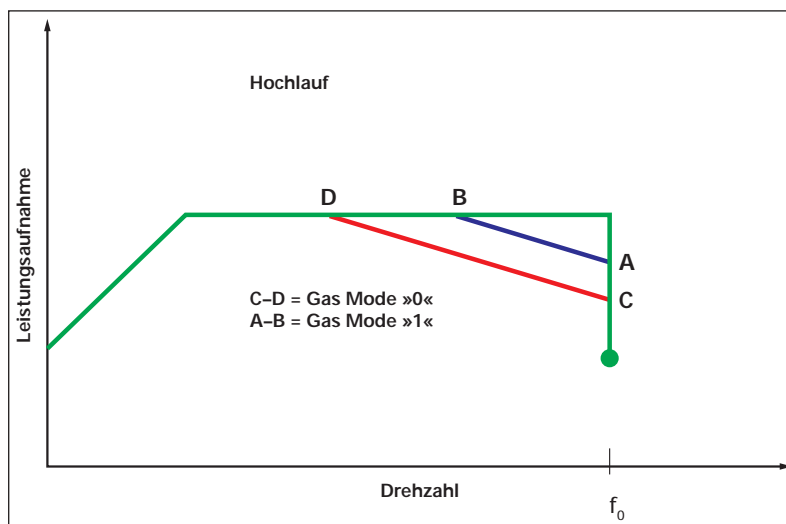


Abbildung 18: Kennlinien für verschiedene Gasarten.

3.2 Stand-by-Betrieb

Stand-by-Betrieb bei einer Drehzahl von 67 % der Nennfrequenz ist dann sinnvoll, wenn nicht das volle Saugvermögen und die volle Kompression der Turbopumpe benötigt werden. Die niedrigere Drehzahl führt zu einer erhöhten Lagerlebensdauer, da der Verschleiß vermindert wird. Anwendungsfälle:

- Zur Erhaltung eines Vakuums bei längeren Messpausen, z. B. Urlaub, Wochenenden.
- Bei Versuchen und Messungen im hohen Druckbereich.
- Nach Erreichen bzw. Unterschreiten des benötigten Endvakuums.

3.3 Drehzahlstellbetrieb

Wird bei einer bestimmten Prozessgasmenge ein zugehöriger Prozessdruck gewünscht, so kann zum Beispiel auf teure Drosselventile verzichtet werden, wenn das Saugvermögen der Turbopumpe über eine Regelung der Drehzahl verändert wird. Eine weitere Anwendung ist die Reduzierung der Drehzahl bei hohen Gaslasten, um die Turbopumpe nicht ständig an der Leistungsgrenze zu betreiben.

3.4 Betriebsmodi bei verschiedenen Gasarten

Durch Molekülreibung bei hohen Gaslasten erwärmt sich der Rotor einer Turbopumpe. Zum Schutz wird die vom Motor abgegebene Leistung begrenzt, z. B. für schwere Edelgase, die alle eine geringe spezifische Wärmekapazität haben und somit wenig Wärme vom Rotor zum Pumpengehäuse transportieren, ist die kritische Rotortemperatur schon bei geringerer Leistung erreicht als beim Pumpen mehratomiger Gase. Für Edelgase (Ar, Xe, Kr) sind in den Antriebsgeräten TCM, TC,

TCK und TCP verschiedene Leistungsstufen (Gas Mode 0 und 1) programmiert und den jeweiligen Pumpentypen automatisch zugeordnet (Abb. 18). Entsprechend der verwendeten Gasart ist der Betriebsmodus zu wählen. Im Drehzahlstellbetrieb wird der eingestellte Modus ebenfalls mit berücksichtigt.

3.5 Heizung

Turbopumpen können zum Erreichen eines niedrigeren Enddruckes mit einer Heizung ausgestattet werden. Durch Heizen der Pumpe auf bis zu 120 °C werden die Metallflächen von Rotor, Stator sowie Gehäuseteilen entgast und es wird in kurzer Zeit ein niedriger Druck erreicht. Vorteilhaft ist eine CF-Flanschverbindung mit Metalldichtung. Die Heizung wird bei Anschluss an die Antriebselektronik nur bei einer festgelegten Drehzahl der Pumpe eingeschaltet. Die maximal zulässige Rotortemperatur der Pumpe ist 120 °C. Wird der Rezipient geheizt oder werden Teile im Rezipienten bei hoher Temperatur betrieben, so darf die in die Pumpe eingestrahlte Wärmeleistung den unter den technischen Daten angegebenen Wert nicht überschreiten! Gegebenenfalls sind geeignete Abschirmbleche in den Rezipienten vor die Turbopumpe einzubauen.

3.6 Fluten

Die Turbopumpe wird nach Stillsetzen ohne Belüftung durch Druckausgleich mit Bestandteilen des Vorvakuumgases (Kondensat) kontaminiert. Durch das Fluten der Turbopumpe mit trockenem Flutgas wird die Kontamination durch die verlangsamte Diffusion weitestgehend ausgeschlossen. Um möglichst kurze Pumpzeiten zu erreichen, sollte nach Abschalten der Turbopumpe oder spätestens bei Erreichen der 20%igen Nenndrehzahl mit trockenem Flutgas belüftet werden. Vorzugsweise

wird zum Fluten das von der Antriebselektronik angesteuerte Flutventil eingesetzt. Flutfrequenz und Flutdauer können den Bedürfnissen entsprechend festgelegt werden. Das Fluten kann auch manuell über eine Flutschraube (nur bei CompactTurbo) erfolgen. Der bei Pfeiffer Vacuum patentierte Flutanschluss leitet das Flutgas in die Kompressionsstufen. Das eintretende Gas verteilt sich von dort gleichmäßig auf die Hoch- und Vorvakuumseite. Das Flutgas darf nicht auf der Vorvakuumseite eingelassen werden, da sonst die im Vorvakuumkanal befindlichen Kohlenwasserstoffe mit auf die Hochvakuumseite transportiert werden.

3.7 Schwingungen

3.7.1 Frequenzanalysen

Während der durchgängigen Qualitätsprüfung werden für alle Turbopumpen Frequenzanalysen zur Beurteilung aller dynamischen Baugruppen herangezogen und beurteilt (siehe Datensammlung Seite 38–41).

3.7.2 Dämpfungskörper

Werden über die sehr niedrigen Schwingungsamplituden der Pfeiffer Vacuum Turbos hinaus zusätzliche Dämpfungsmaßnahmen erforderlich, sind als Zubehör Dämpfungskörper erhältlich. Beim Einsatz von Turbopumpen an vibrationsempfindlichen Anlagen, z. B. Elektronenmikroskopen, Mikrosonden und verschiedenen Analysegeräten können diese, je nach Bedarf, eingesetzt werden. Bei diesen Applikationen sind direkte Ankopplungen an Komponenten mit höherer Schwingungsamplitude, z. B. der Vorpumpe, zu vermeiden. Die Dämpfung der Vibrationsamplituden ist etwa eine Dekade niedriger als die üblichen Turbopumpenfrequenzen.

3. Betrieb von Turbopumpen

3.8 Magnetfelder

Bei Turbopumpen unterscheidet man:

- äußere, auf die Pumpe wirkende Magnetfelder
- von der Turbopumpe ausgehende magnetische Streufelder.

3.8.1 Turbopumpen in Magnetfeldern

Statische oder zeitlich begrenzte Magnetfelder erzeugen im Rotor einer Turbopumpe Wirbelströme, die diesen erwärmen. Die hierfür nötige Energie wird dem Antriebsgerät entnommen. Anhand der Erhöhung der Strom- bzw. Leistungsaufnahme kann ermittelt werden, ob ein Magnetfeld noch zulässig ist. Die Grenzwerte liegen in der Regel bei einigen Millitesla. Die genauen Werte sind den Betriebsanweisungen zu entnehmen. Wird mit höheren Magnetfeldern gearbeitet, so muss die Turbopumpe abgeschirmt werden.

Für senkrecht zur Rotorwelle gerichtete Magnetfelder kann man zylindrische Abschirmungen aus Stahlblech, z. B. St 37 (Baustahl), benutzen. Für Felder $< 5 \text{ mT}$ im Inneren des Abschirmzylinders kann man dessen Wandstärke nach folgender Formel berechnen:

$$d = D \cdot \frac{B_a}{B_s}$$

Gleichung 7.

D = Zylinderdurchmesser

d = Wandstärke

B_a = abzuschirmendes Feld

B_s = Sättigungsinduktion (für St 37: 1,6 T)

Bei gepulsten Magnetfeldern errechnet sich die maximal zulässige Feldstärke wie folgt:

$$B_{\text{maxPuls}} = \sqrt{\frac{t_1 + t_2}{t_1}} \cdot B_{\text{max}}$$

Gleichung 8.

wobei B_{max} die zulässige Feldstärke für die verwendete Turbopumpe ist, t₁ die Zeit, in der das Magnetfeld ansteht, und t₂ die Zeit, in der das Magnetfeld ausgeschaltet ist (siehe Datensammlung Seite 36).

3.8.2 Magnetfelder von Turbopumpen

Die Turbopumpen erzeugen Magnetfelder, die zum einen durch den Motor, zum anderen durch die verwendeten Permanentmagnetlager zustande kommen. Es gibt einen statischen Anteil sowie einen Anteil eines magnetischen Wechselfeldes, das in guter Näherung ein Sinus mit der Frequenz der Drehzahl der Pumpe ist.

3.9 Sicherheitskonzept

Bei Pfeiffer Vacuum wird die Sicherheitsauslegung immer nach dem neuesten Stand der Technik durchgeführt und in vielfältigen Crashtests nachgewiesen.

3.9.1 Betriebssicherheit der Turbopumpe

Die Turbopumpe wird durch eine Reihe von Maßnahmen vor Zerstörung durch Fehlfunktion oder Fehlbedienung geschützt. Im Einzelnen:

- **Temperaturüberwachung:** Turbopumpen-Unterteile und Motoren sind mit Temperatursensoren bestückt, die bei Überschreiten der Grenzwerte die Motorleistung reduzieren.
- **Gaslastüberwachung:** Bei Enddrehzahl wird nur eine bestimmte Leistung an die Turbopumpe abgegeben, um eine Überhitzung des Rotors zu vermeiden. Da die Leistungsgrenze gasartabhängig ist, besteht die Wahl zwischen verschiedenen Gasmodi für den Betrieb.
- **Lufteinbruchsicherheit:** Die Pumpen sind mit Fanglagern ausgerüstet, die z. B. bei plötzlichem Lufteinbruch die Rotoren sicher zum Stillstand bringen. Der Verschleiß an den Fanglagern ist dabei allerdings sehr hoch, weshalb solche Situationen nur auf Ausnahmefälle beschränkt bleiben sollten.
- **Absicherung gegen Fremdkörper:** Als Zubehör sind Splitterschutz und Schutzgitter erhältlich, die auf der Hochvakuumseite angebracht werden und Fremdkörper fern halten. Je nach Ausführung ergeben sich hier allerdings Saugvermögensverluste von 5–20 %.

Abbildung 19:
HiMag™ 2400,
magnetgelagerte
Turbopumpe
mit speziellem
Sicherheitskonzept.

3.9.2 Sicherheit für Bedienpersonal

Im Falle eines Rotor-Stator-Crashes, der schlimmsten aller denkbaren Fehlfunktionen, wird die Rotationsenergie des Rotors innerhalb von Millisekunden an das Gehäuse übertragen. Hierbei entstehen hohe Drehmomente, die vom Rahmen der Apparatur aufgenommen werden müssen. Gehäuse und Befestigungen der Turbopumpe sind so ausgelegt, dass weder Teile aus dem Inneren der Pumpe das Gehäuse durchschlagen noch die Befestigungen (bei ordnungsgemäßem Aufbau) abreißen können. Dies wurde bei der Konstruktion berücksichtigt und durch entsprechende Crashtests nachgewiesen. Bei der Installation müssen die angegebenen Sicherheitsvorschriften (Anzahl Schrauben, Schraubenqualität) genau beachtet werden!



4. Anwendung und Dimensionierung von Turbop

4.1 Die wichtigsten Kenngrößen

In diesem Kapitel werden Hinweise gegeben, auf welche Einflussgrößen bei bestimmten Anwendungen geachtet werden muss. Es sollen weiterhin grundlegende Kenntnisse vermittelt werden, die in die Lage versetzen, die Dimensionierung der Vakuumanlage für einen speziellen Prozess zu verstehen bzw. selbst zu berechnen.

Vor der Dimensionierung einer Pumpenkombination sollten immer die Auswahlkriterien geklärt sein und festliegen. Die nachfolgende Tabelle kann dabei helfen, die Basis für eine erfolgreiche Dimensionierung zu schaffen.

In den folgenden Gleichungen und Berechnungsbeispielen werden ausschließlich SI-Basiseinheiten sowie mit dem Zahlenfaktor 1 abgeleitete SI-Einheiten verwendet. Neben dem Zahlenwert einer Messgröße ist auch deren Einheit einzusetzen. Zur besseren Übersicht sind die Einheiten in eckige Klammern gesetzt.

Es wird empfohlen, die Ergebnisse erst nach vollständiger Berechnung in andere Einheiten umzurechnen (siehe auch Seite 30).

Fragen zum System	Einheit	Fragen zur Turbopumpe	Einheit
Volumen	m ³	Saugvermögen	l/s
Oberflächen und Materialien	m ²	nominelles Saugvermögen	l/s
Gaslast/Gasdurchsatz	mbar l/s	effektives Saugvermögen	l/s
Gasart		Leitwertverluste	l/s
Gaskomposition		Gasdurchsatz	mbar l/s
Kondensationswahrscheinlichkeit		Leistungsgrenze	W
Aggressivität		Drehzahlgrenze	s ⁻¹
Reaktionsprodukte		thermische Grenzen	°K
Prozessdruck	mbar	Kompression	
Basisdruck	mbar	Partialdrücke	mbar
Weitere Einflussgrößen		Enddruck	
Magnetfeld	mT	Systemeinflüsse	
Strahlung	rad	Auspumpzeit	
Thermische Einflüsse	°K	Vorpumpe	
Einbaulagen		Hochvakuumpumpe	
Bestehende periphere Sub-Systeme			

4.2 Anwendungen ohne Prozessgas

Grundsätzlich ist bei Arbeiten im Hochvakuum auf die Reinheit der Oberflächen des Vakuumbehälters und der Turbopumpe zu achten. Ein Beispiel vorab: Ein Vakuumbehälter enthält einen Ölfleck von 0,1 g Masse (relative Molekülmasse = 200). Welcher Gasfluss (Q) ergibt sich bei einer Temperatur von 300 K, wenn angenommen wird, dass das Öl gleichmäßig innerhalb eines Tages (t) verdampft? Was bedeutet dies für das erreichbare Endvakuum in dieser Zeit bei Einsatz einer Turbopumpe mit 70 l/s Saugvermögen? Anzahl der Moleküle (N) in 0,1 g Öl (Masse M):

$$N = \frac{m}{m_r \cdot u}$$

Gleichung 9.

m = Masse

u = atomare Masseneinheit

m_r = relative Molekülmasse

$$N = \frac{10^{-4} \text{ [kg]}}{200 \cdot 1,66 \cdot 10^{-27} \text{ [kg]}} = 3,0 \cdot 10^{20}$$

$$p \cdot V = N \cdot k \cdot T$$

Gleichung 10.

k = $1,38 \cdot 10^{-23}$ Nm/K (Boltzmann-Konstante)

T = 300K

$$\begin{aligned} p \cdot V &= 3,0 \cdot 10^{20} \cdot 1,38 \cdot 10^{-23} \text{ [Nm/K]} \cdot 300 \text{ [K]} \\ &= 1,24 \text{ Nm} \\ &= 1,24 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot \text{m}^3 \\ &= 1,24 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 \\ &= 12,4 \text{ mbar} \cdot \text{l} \end{aligned}$$

Der Gasfluss Q in mbar · l/s ist daher nach Gleichung 2:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{12,4 \text{ [mbar} \cdot \text{l]}}{86400 \text{ [s}^2\text{]}} \\ &= 1,43 \cdot 10^{-4} \text{ mbar} \cdot \text{l/s} \end{aligned}$$

Bei einer 70 l/s TMP ergibt sich der Druck zu $p = Q/S = 2,1 \cdot 10^{-6}$ mbar.

In diesem Beispiel kann am ersten Tag ohne jeden weiteren Gasfluss kein Vakuum besser als $2,1 \cdot 10^{-6}$ mbar erreicht werden. In der Regel erfolgt aber das Abdampfen von Verunreinigungen nicht gleichmäßig, sondern nimmt mit der Zeit ab (s. u.). Dieses Beispiel zeigt, dass bereits eine kleine Verunreinigung auf lange Zeit das Erreichen des gewünschten Endvakuums verhindert.

4.2.1 Auspumpkurven

Welche Zeit wird benötigt, um mit einer gegebenen Konfiguration einen Vakuumbehälter auf ein bestimmtes Druckniveau zu evakuieren?

Zunächst muss mit Hilfe der Vorvakuumpumpe ein ausreichendes Vakuum erzeugt werden, bevor die Turbopumpe ihre volle Drehzahl und damit ihr volles Saugvermögen erreicht. Je nach Turbopumpen-Konzept (siehe Kapitel 2.2) kann dies zwischen 0,1 – 5 mbar liegen. Diese Zeit ist abhängig vom Saugvermögen der Vorpumpe und vom Volumen des Vakuumbehälters. Für den Druck in Abhängigkeit von der Zeit gilt:

$$p(t) = p_0 \cdot e^{-\frac{S_v}{V} \cdot t}$$

Gleichung 11.

wobei p_0 der Druck zur Zeit $t = 0$ ist, S_v das effektive Saugvermögen der Vorpumpe, das, bedingt durch Verluste in den Rohrleitungen, immer kleiner oder gleich dem Nennsaugvermögen ist (siehe Kapitel 5), und V das Volumen des Behälters.

4. Anwendung und Dimensionierung von Turbop

Umgestellt nach der Zeit erhält man folgende Beziehung:

$$t_1 = \frac{V}{S_V} \cdot \ln \frac{p_0}{p_V}$$

Gleichung 12.

t_1 bezeichnet hier die Zeit bis zum Einsetzen der Turbopumpe, wenn p_0 der Anfangsdruck (i. d. R. Atmosphärendruck) und p_V der Startdruck für die Turbopumpe (z. B. 0,1 mbar) ist. Im Anschluss an diese grobe Evakuierung beginnt die Wirkung der Turbopumpe nach der Formel:

$$t_2 = \frac{V}{S_{TMP}} \cdot \ln \frac{p_V}{p_e}$$

Gleichung 13.

S_{TMP} ist das effektive Saugvermögen der Turbopumpe, p_e das gewünschte Endvakuum. Die Zeit vom Start bis zum Erreichen des Endvakuum ist dann:

$$t_{ges} = t_1 + t_2$$

Diese Formeln stellen eine Abschätzung dar, da das Saugvermögen von Vorpumpe und Turbopumpe nicht konstant über den gesamten Druckbereich ist. Weiterhin gilt wegen der beschriebenen Ausgasungseffekte, die Berechnung nur bis zu einem Endvakuum von etwa 10^{-4} mbar, bei sehr sauberen Vakuumbehältern auch bis zu tieferen Drücken. Dennoch kann mit Hilfe dieser einfachen Beziehungen berechnet werden, welche Saugvermögen von Vorpumpe und Turbopumpe benötigt werden, wenn gewisse Anforderungen an die Auspumpzeit gestellt werden. Abbildung 20 zeigt eine typische Auspumpkurve. Die Berechnung von Verlusten in den Verbindungsleitungen wird nötig, wenn Engstellen (Verbindungen mit kleineren Durchmessern als den vorgesehenen Flanschen und/oder von großen Längen) vorhanden sind. In diesem Fall können Nennsaugvermögen und effektives Saugvermögen deutlich voneinander abweichen.

Q_{Leck} : Der Gasfluss bedingt durch Undichtigkeiten des Vakuumsystems. Er ist zeitunabhängig und verhindert dementsprechend auf Dauer das Unterschreiten eines Druckes, der sich nach Gleichung 3 zu

$$p_{GL} = Q_{Leck} / S_{TMP}$$

ergibt. Eine Anlage gilt als hinreichend dicht, wenn der Gleichgewichtsdruck p_{GL} etwa 10 % des Arbeitsdruckes beträgt. Soll beispielsweise ein Arbeitsdruck von 10^{-6} mbar erreicht werden und hat die verwendete Turbopumpe ein Saugvermögen von 100 l/s, so sollte die Leckrate nicht mehr als 10^{-5} mbar l/s betragen. Dies entspricht einem Leck von ca. $20 \cdot 20 \mu\text{m}^2$ Größe. Leckraten $< 10^{-8}$ mbar l/s sind in der Regel gut erreichbar.

$Q_{Des,M}$: An den Innenflächen des Rezipienten werden durch Adsorption und Absorption Gasmoleküle (vorwiegend Wasser) gebunden, die unter Vakuum nach und

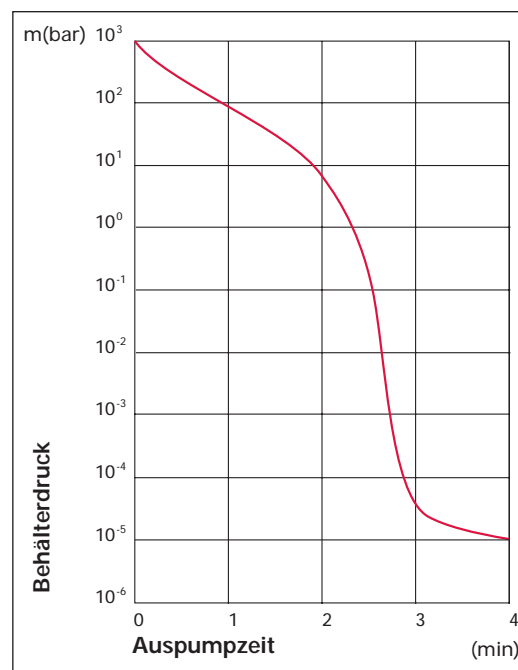


Abbildung 20:
Auspumpkurve
(20-Liter-Behälter)
TMH 071 mit
Membran-
Vorpumpe MVP 055.

nach wieder in das Volumen gelangen. Die Desorptionsrate der Metall- und Glasoberflächen in der Vakuumanlage führt zu einem Gasanfall, der allerdings zeitabhängig ist. In guter Näherung kann davon ausgegangen werden, dass die Abnahme ab einem Zeitpunkt $t > t_0$ linear mit der Zeit erfolgt. t_0 wird typisch mit 1 h angenommen.

Der Gasanfall lässt sich damit beschreiben als:

$$Q_{\text{Des,M}} = q_{\text{Des,M}} \cdot A \cdot \frac{t_0}{t}$$

Gleichung 14.

Hierin ist $q_{\text{Des,M}}$ die flächenbezogene Desorptionsrate des Werkstoffes (siehe Kapitel 7; Desorptionsraten), A die innere Oberfläche des Vakuumbehälters, t_0 der Startzeitpunkt und t die Zeit. Mit den Gleichungen 2 und 14 lässt sich nun nach Umstellung wiederum die Zeit bis zum Erreichen des gewünschten Arbeitsdruckes berechnen:

$$t_3 = \frac{q_{\text{Des,M}} \cdot A \cdot t_0}{S \cdot p_{\text{Arb}}}$$

Gleichung 15.

In der Formel wird vorausgesetzt, dass der Arbeitsdruck groß ist gegen den theoretischen Enddruck der Turbopumpe. Bei konstanten Gasströmen, wie z. B. Lecks, muss Gleichung 15 ergänzt werden:

$$t_3 = \frac{q_{\text{Des,M}} \cdot A \cdot t_0}{S \cdot (p_{\text{Arb}} - p_{\text{end}}) - Q_{\text{const}}}$$

Gleichung 15a.

wobei p_{end} den theoretischen Enddruck der Turbopumpe nach Kapitel 1, Gleichung 1 bedeutet und Q_{const} die Summe aller konstanten Gasströme ist.

Da freie Desorption erst nach der groben Evakuierung des Vakuumbehälters einsetzen kann, ergibt sich die Gesamtzeit bis

zum Erreichen des Arbeitsdruckes unter Berücksichtigung der Desorption von Metalloberflächen als

$$t_{\text{ges}} = t_1 + t_2 + t_3.$$

Beispiel:

Ein Vakuumbehälter von 1 m³ Volumen und einer inneren Oberfläche von 6 m² soll mithilfe einer Vorpumpe mit einem Saugvermögen 16 m³/h und einer Turbopumpe mit einem Saugvermögen von 200 l/s auf 10⁻⁶ mbar evakuiert werden. Der Werkstoff der Vakuumkanter ist rostfreier Stahl, gereinigt und mit polierter Oberfläche.

Lecks seien vernachlässigbar. Mit welchen Zeiten t_1 , t_2 und t_3 bzw. t_{ges} muss man rechnen?

Nach Gleichung 12

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{V}{S_V} \cdot \ln \frac{p_0}{p_V} \\ &= \frac{1 \text{ [m}^3\text{]}}{16 \text{ [m}^3\text{/h]}} \cdot \ln \frac{1013 \text{ [mbar]}}{0,1 \text{ [mbar]}} \\ &= \mathbf{0,58 \text{ h} = 35 \text{ min}} \end{aligned}$$

Nach Gleichung 13

$$\begin{aligned} t_2 &= \frac{V}{S_{\text{TMP}}} \cdot \ln \frac{p_V}{p_e} \\ &= \frac{1000 \text{ [l]}}{200 \text{ [l/s]}} \cdot \ln \frac{0,1 \text{ [mbar]}}{10^{-4} \text{ [mbar]}} \\ &= \mathbf{34,5 \text{ s} = 0,6 \text{ min}} \end{aligned}$$

Nach Gleichung 15 mit

$$q_{\text{Des,M}} = 2 \cdot 10^{-8} \frac{\text{mbar l}}{\text{s cm}^2} \text{ (bei } t_0 = 1 \text{ h)}$$

(siehe Kapitel 7; Desorptionsraten)

$$\begin{aligned} t_3 &= \frac{q_{\text{Des,M}} \cdot A \cdot t_0}{S_{\text{TMP}} \cdot p_{\text{Arb}}} \\ &= \frac{2 \cdot 10^{-8} \text{ [mbar} \cdot \text{l/s} \cdot \text{cm}^2\text{]} \cdot 6 \cdot 10^4 \text{ [cm}^2\text{]} \cdot 1 \text{ [h]}}{200 \text{ [l/s]} \cdot 10^{-6} \text{ [mbar]}} \\ &= \mathbf{6 \text{ h} = 360 \text{ min}} \end{aligned}$$

Die Gesamtzeit beträgt damit ca. 400 min. Die berechneten Zeiten sind in ihrem Verhältnis typisch für die Evakuierung von

4. Anwendung und Dimensionierung von Turbopumpen

Behältern. Während die Vorpumpe eine merkliche Zeit benötigt, bis sie den Startdruck für die Turbopumpe erreicht, evakuiert die Pumpe aufgrund ihres hohen Saugvermögens sehr schnell bis auf 10^{-4} mbar. Der längste Zeitabschnitt ist jedoch für die Erzeugung des Vakuums unter 10^{-4} mbar nötig. Der Verlauf entspricht in etwa der in Abbildung 20 gezeigten Auspumpkurve.

Die Berechnung der Zeiten t_1 und t_2 ist verhältnismäßig genau möglich, während die Zeit t_3 sehr stark von der Oberflächenbeschaffenheit bzw. der Desorptionsrate des Vakuumbehälters abhängt.

4.2.2 Druckbereich 10^{-6} bis 10^{-8} mbar

Um innerhalb vertretbarer Zeiten in den Druckbereich unterhalb 10^{-6} mbar vorzustoßen, sind verschiedene Maßnahmen nötig:

1. Ausheizen (siehe 4.2.3.1)

2. Fluten mit trockenem Flutgas

Beim Stillsetzen der Anlage sollte diese mit einem trockenem Flutgas (z. B. Stickstoff) belüftet werden. Auf diese Art wird eine Belegung der Wand mit Wassermolekülen z. B. aus der Umgebungsluft verhindert, die wegen starker Adhäsionskräfte nur schwer desorbieren. Das Flutgas adsorbiert an den Innenflächen und desorbiert beim erneuten Start der Anlage sehr gut, so dass die Auspumpzeiten deutlich verringert werden.

Bei Betrieb unterhalb 10^{-6} mbar erhält die Desorption von Kunststoffoberflächen, insbesondere der Dichtungen, größere Bedeutung. Die Oberfläche der Dichtungen ist verhältnismäßig klein, die zeitliche Abnahme der Desorptionsrate jedoch ungünstiger als bei Metalloberflächen. In Näherung kann davon ausgegangen werden, dass die zeitliche Abnahme nicht linear mit der Zeit, sondern nur mit der Wurzel aus der Zeit erfolgt. Dieser Unterschied ergibt sich, da Kunststoffe hauptsächlich

die in ihnen gelösten Gase abgeben, die zunächst an die Oberfläche diffundieren müssen. Nach längeren Abpumpzeiten kann daher die Desorption von Kunststoffen über die der Metalloberflächen dominieren. Der Gasanfall durch Kunststoffoberflächen lässt sich beschreiben als

$$Q_{\text{Des,K}} = q_{\text{Des,K}} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{t_0}{t}}$$

Gleichung 16.

wobei A die Oberfläche der Kunststoffe im Vakuumbehälter und $q_{\text{Des,K}}$ die flächenspezifische Desorptionsrate für den entsprechenden Kunststoff bezeichnet. Die Kalkulation der entsprechenden Drücke sowie Abpumpzeiten erfolgt dann analog dem auf Seite 23 gezeigten Beispiel.

Ein weiterer Prozess, der zu Gasanfall führen kann, muss in diesem Druckbereich berücksichtigt werden: die Gaspermeation von Wänden und Dichtungen. Gasmoleküle können von außen durch das Gefüge, insbesondere der Dichtungen, eindringen und in den Vakuumbehälter diffundieren. Dieser Prozess ist zeitunabhängig, führt also zu einer dauernden Erhöhung des angestrebten Enddruckes. Der Permeationsgasstrom ist abhängig vom Druckgefälle p/x (x = Wandstärke, p = Außendruck, i. d. R. Atmosphäre), der Größe der Oberfläche des Kunststoffes und der Permeationskonstanten k_{Perm} , also dem verwendeten Material:

$$Q_{\text{Perm}} = k_{\text{Perm}} \cdot \frac{p}{x} \cdot A$$

Gleichung 17.

Mithilfe der im Anhang (Kapitel 7; Permeationskonstanten) gegebenen Werte kann abgeschätzt werden, ob die Permeation für eine gegebene Anordnung berücksichtigt werden muss.

4.2.3 Druckbereich unter 10^{-8} mbar

Um in diesen Druckbereich vorzustoßen, sind folgende Voraussetzungen zu erfüllen:

- Die Turbopumpe muss für den geforderten Enddruck die erforderlichen Kompressionsverhältnisse aufweisen.
- Es sind Metaldichtungen (CF-Flanschverbindungen) erforderlich.
- Pumpe und Apparatur müssen ausgeheizt werden.
- Lecks müssen vermieden und vor Einschalten der Heizung beseitigt werden (Helium-Lecksucher verwenden!).
- Es ist sauberes Arbeiten erforderlich, d. h., alle Flächen gründlich reinigen und zur Montage fettfreie Handschuhe verwenden.
- Zum Belüften trockenes Flutgas verwenden.

4.2.3.1 Ausheizen

Nach der Montage wird die Apparatur eingeschaltet und nach Erreichen der Enddrehzahl werden Pumpe und Vakuumkammer beheizt. Während des Heizens sind alle Messröhren zu betreiben und in Zeiträumen von 10 h zu entgasen. Um in den Druckbereich 10^{-10} mbar vorzustoßen, sind bei Edelstahlbehältern und Verwendung von Metaldichtungen Ausheiztemperaturen von 120 °C und Heizzeiten von ca. 48 h ausreichend. Das Ausheizen soll so lange fortgesetzt werden, bis das 100fache des erwarteten Enddruckes erreicht ist. Dann werden die Heizungen von Pumpe und Vakuumkammer abgeschaltet. Nach dem Abkühlen wird wahrscheinlich der gewünschte Enddruck erreicht. Bei Drücken $< 5 \cdot 10^{-10}$ mbar und großen inneren Oberflächen ist die Verwendung von Titan-Sublimationspumpen von Vorteil, die den aus Metallen austretenden Wasserstoff mit hohem Saugvermögen pumpen.

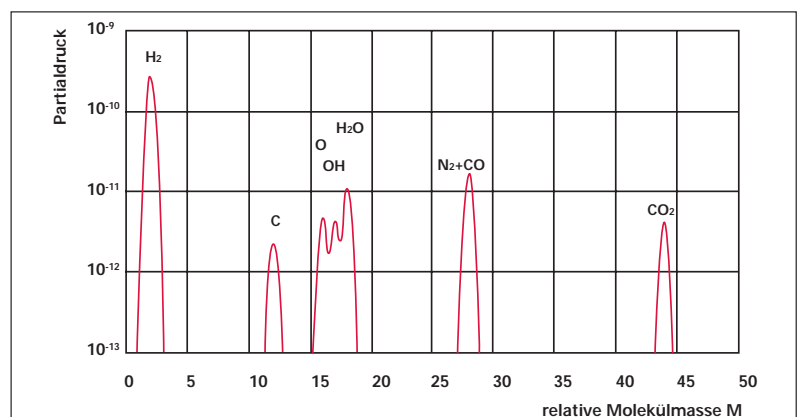
4.2.3.2 Restgasspektrum

Für das Arbeiten im UHV kann es von Bedeutung sein, welche Zusammensetzung das Restgas in der Vakuumkammer aufweist.

Aufgrund der geringen relativen Molekülmasse ($M = 2$) von Wasserstoff ist das Druckverhältnis der Turbopumpe für dieses Gas am geringsten. Mit der Kenntnis des entsprechenden Partialdrucks von Wasserstoff im Vorvakuum kann ermittelt werden, welchen Anteil dieses Gas im Restgas haben wird. Meist ist dieser Anteil im Verhältnis zu anderen Gasen dominierend. Bei nicht sauberen bzw. nicht gut ausgeheizten Vakuumkammern sind die Anteile von Wasser und des Fragmentes HO groß.

Lecks machen sich durch Anwesenheit der Peaks von Stickstoff ($M = 28$) und Sauerstoff ($M = 32$) bemerkbar (Verhältnis $N_2/O_2 \sim 4/1$). Kohlenmonoxid CO erscheint ebenfalls bei $M = 28$ und ist daher nicht ohne Weiteres von Stickstoff zu trennen, Kohlendioxid bei $M = 44$. Schwerere Gase, wie z. B. Moleküle der Vorpumpenöle oder deren Fragmente, werden aufgrund der hohen molekularen Massen und der daraus resultierenden hohen Kompressionsverhältnisse sehr effektiv aus der Kammer fern gehalten. Ein typisches Restgasspektrum in einem sauberen, von einer Turbopumpe evakuierten Vakuumbehälter zeigt die Abbildung 21.

Abbildung 21:
Typisches Restgasspektrum einer Turbopumpe.



4.3 Anwendungen mit Prozessgas

4.3.1 Geringe Gaslasten < 0,1 mbar l/s

Bei Betrieb mit Prozessgasen steht nicht die Erzeugung eines möglichst reinen Vakuums im Vordergrund, sondern in der Regel die Aufrechterhaltung eines Druckes, bei dem der Prozess laufen soll (Abbildung 22). Für den Gleichgewichtsdruck P_{GL} in der Vakuumkammer ergibt sich nach Gleichung 3:

$$P_{GL} = \frac{Q_{\text{Prozess}}}{S_{\text{eff}}}$$

Bei den hier betrachteten geringen Gaslasten liegt der berechnete Gleichgewichtsdruck auch bei kleinen Turbopumpen noch unterhalb weniger 10^{-3} mbar. Damit ist S_{eff} (wenn keine Verluste in den Verbindungen vorliegen, siehe Kapitel 5) das angegebene Saugvermögen der Turbopumpe im molekularen Bereich. Die kleinstmögliche Pumpe für den Prozess ist daher aus dieser Gleichung, unter Verwendung des in den technischen Daten genannten Nennsaugvermögens, zu ermitteln. Werden (zeitweise) höhere Drücke benötigt, so gibt es verschiedene Möglichkeiten:

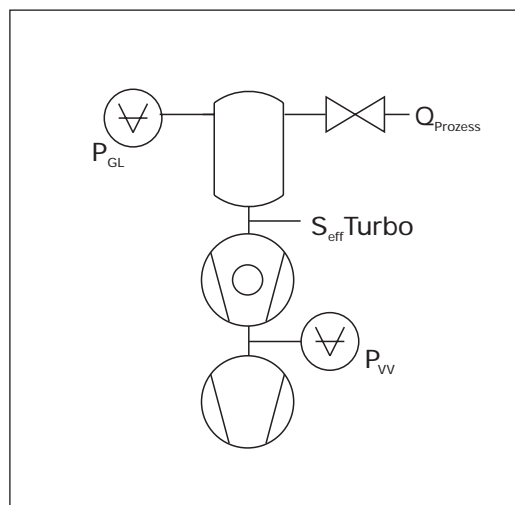


Abbildung 22:
Schematischer
Aufbau einer
Vakuumapparatur.

- Einbau eines Regelventils zwischen Turbopumpe und Kammer (schnelle Regelcharakteristik – teuer).
- Reduzierung der Drehzahl der Turbopumpe (langsame Regelcharakteristik – keine Mehrkosten).

Für die Wahl der Vorpumpengröße ist ebenfalls Gleichung 3 zu benutzen. Der berechnete Vorvakuumdruck P_{VV} bei der im Prozess gefahrenen Gaslast sollte höchstens 50 % der maximalen Vorvakuumverträglichkeit der Turbopumpe betragen. Zu beachten ist natürlich auch die gewünschte Evakuierungszeit t_1 (Gleichung 11).

Eine ausreichende Kühlung der Turbopumpe ist sicherzustellen, da durch Gasreibung der Rotor gebremst wird. Die zusätzlich zur Aufrechterhaltung der Drehzahl nötige Leistung wird dem Antriebsgerät entnommen und führt zu einer Temperaturerhöhung von Rotor und Pumpe. Durch Wärmestrahlung und -leitung erwärmt sich die gesamte Turbopumpe. Bei geringen Gaslasten ist meist eine Zwangskühlung mittels Ventilatoren ausreichend, um Überhitzung und damit ein Abschalten der Turbopumpe zu verhindern.

4.3.2 Hohe Gaslasten > 0,1 mbar · l/s

Wie schon im Kapitel 2 erwähnt, nimmt das Saugvermögen der Turbopumpe zu höheren Drücken hin ab. Ist der geforderte Gleichgewichtsdruck $> 10^{-3}$ mbar, dann muss aus den Saugvermögenskurven der Turbopumpe das zu diesem Druck gehörige Saugvermögen entnommen und zur Berechnung nach Gleichung 2

$$S_{\text{TMP}} = \frac{Q}{P_{\text{HV}}}$$

benutzt werden. Außerdem ist zu beachten, ob die gewählte Turbopumpe die gewünschte Gaslast auf Dauer ohne Überlastung pumpen kann.

Bei hohen Gaslasten werden Turbopumpen hohen Beanspruchungen ausgesetzt. Durch die Gasreibung werden die Rotoren bis zu 120 °C aufgeheizt, dazu kommen Effekte durch die unterschiedliche Wärmeausdehnung der verschiedenen verwendeten Materialien. Die maximal zulässigen Gaslasten ergeben sich durch die Begrenzung entweder der zur Verfügung stehenden Antriebsleistung oder der maximal zulässigen Betriebstemperatur des Rotors (siehe auch Kapitel 3.4). Da die Gasreibungswerte von der Molekülmasse der gepumpten Gase abhängig sind, erzeugen leichte Gase wie Wasserstoff und Helium kaum Reibung. Hier ist die Begrenzung oftmals auch durch die Größe der Vorpumpe gegeben. Die Vorpumpe muss so ausgewählt werden, dass der durch die Gaslast entstehende Druck $p_{vv}=Q/S_{vv}$ bei max. 50 % des maximalen Vorvakuumdruckes der Turbopumpe liegt. Es ist darauf zu achten, dass bei Verwendung langer Vorvakuumleitungen am Auspuff der Turbopumpe der erforderliche Druck noch eingehalten wird. Bei Turbo-Drag-Pumpen ist die Leistungsaufnahme und damit die Rotortemperatur weitgehend unabhängig vom Vorvakuumdruck. Da ein großer Teil der in den Rotor eingespeisten Leistung über Wärmeleitung durch das Gas an das Pumpengehäuse abgegeben wird, spielt auch die spezifische Wärmekapazität der Gase für das sich einstellende Temperaturniveau des Rotors eine Rolle. Schwere Edelgase führen zu sehr hohen Temperaturen, da deren spezifische Wärmekapazität und damit der Wärmetransport zum Gehäuse gering ist. In jedem Fall muss die in die Turbopumpe eingespeiste und in Wärme umgewandelte Leistung über eine Wasserkühlung abgeführt werden. Maximal mögliche Gaslasten und die nötigen Kühlwassermengen und -temperaturen sind den Betriebsanweisungen der entsprechenden Turbopumpe zu entnehmen.

Zur Vermeidung von Rotorüberhitzung bei zu hohen Gaslasten sind Leistungskennlinien in den Antriebsgeräten gespeichert (siehe auch Seite 16, Kapitel 3.4, Abb. 18). Es besteht die Wahl zwischen Gasart 0 (schwere Edelgase, Werkseinstellung) und Gasart 1 (alle anderen Gase). In Gasart 0 sind die zulässigen Leistungen aufgrund der o. g. Ursachen niedriger. Für den Betrieb der Turbopumpe ist daher Folgendes zu beachten: Je nach Gasart und Pumpentyp wird die Drehzahl der Turbopumpe reduziert, wenn die zulässige Gaslast für die Nenndrehzahl überschritten wird. Entsprechend der Leistungskennlinie, ergibt sich ein Gleichgewicht bei einer bestimmten Drehzahl unterhalb der Nenndrehzahl. Diese ändert sich jedoch bei Schwankungen der Gaslast. Um eine konstante Drehzahl und damit einen stabilen Prozess zu gewährleisten, sollte die Gleichgewichtsdrehzahl für den Prozess ermittelt und danach über den Drehzahlstellbetrieb eine Drehzahl etwas unterhalb dieses Gleichgewichts vorgewählt werden. Die Maßnahmen bei Betrieb mit korrosiven und kondensierbaren Gasen wurden bereits in Kapitel 2.4 angesprochen. Hier sei nur noch einmal darauf hingewiesen, dass in solchen Fällen spezielle, beschichtete Pumpen (C-Versionen) eingesetzt werden müssen.

5. Verluste in Zu- und Ableitungen

Durch Verbindungsleitungen zu Rezipienten werden die Saugvermögen von Vakuumpumpen reduziert. Die Querschnitte sollten daher immer möglichst groß und die Leitungen kurz gewählt werden. Das folgende Kapitel liefert die Berechnungsgrundlagen für die Verluste in den Zu- und Ableitungen. In den Gleichungen des Kapitels 4 ist gegebenenfalls das Saugvermögen durch das effektive Saugvermögen zu ersetzen, um die richtigen Auspumpzeiten bzw. Gleichgewichtsdrücke zu ermitteln.

Auf der Hochvakuumseite ist der Druck so niedrig, dass in der Regel molekulare Strömung herrscht. Die Bedingung hierfür ist näherungsweise:

$$p \cdot d < 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{m}$$

wobei p den Druck und d den Durchmesser der Verbindung bedeutet. Bei molekularer Strömung sind Stöße der Moleküle untereinander sehr selten. Sie bewegen sich praktisch frei von Wand zu Wand. Auf der Vorvakuumseite ist diese Bedingung meist nicht erfüllt; hier herrscht eine laminare Strömung, die durch die Stöße der Moleküle untereinander bestimmt wird.

Für die Berechnung des effektiven Saugvermögens ist die Kenntnis der Leitwerte der Verbindungsleitungen notwendig. Es gilt allgemein:

$$\frac{1}{S_{\text{eff}}} = \frac{1}{S_{\text{nenn}}} + \frac{1}{L_{\text{gesamt}}}$$

Gleichung 18.

wobei S_{nenn} das Nennsaugvermögen der Pumpe und L_{gesamt} der Gesamtleitwert der Verbindungsleitung ist.

5.1 Leitwerte bei molekularer Strömung

Die Leitwerte einzelner Bauelemente werden durch die gegebene Geometrie mitbestimmt. Wir betrachten nachfolgend übliche Bauelemente für den Einsatz im Vakuum. Bei einer Blende ist der Leitwert durch die Querschnittsfläche A und durch

$$L_{\text{BL}} = \frac{A}{4} \bar{c} = \frac{d^2 \cdot \pi}{16} \bar{c}$$

Gleichung 19.

$$\bar{c} = \sqrt{\frac{8RT}{\pi M}}$$

Gleichung 20.

die mittlere Teilchengeschwindigkeit \bar{c} des Gases gegeben (siehe Kapitel 7; Zusammensetzung der Luft).

Hierbei ist:

$$R = 8,3145 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{mol} \cdot \text{K}}$$

(allgemeine Gaskonstante)

$$T = 293 \text{ K} \triangleq 20 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (Raumtemperatur)}$$

$$M = 0,0288 \text{ kg/mol}$$

(mittlere Molmasse für Luft)

$$\bar{c} = 464 \text{ m/s (mittlere thermische Geschwindigkeit für Luft bei } 293 \text{ K } \triangleq 20 \text{ }^\circ\text{C)}$$

Bei runden Rohren der Länge l ($l \gg d$) gilt für Luft bei 293 K:

$$L_{\text{Rohr}} = \frac{A \cdot d}{3 \cdot L} \quad \bar{c} = \frac{d^3 \cdot \pi}{12 \cdot L} \quad \bar{c}$$

Gleichung 21.

Bei kurzen Rohren ($l \leq d$) bestimmt man den Leitwert wie folgt:

$$\frac{1}{L} = \frac{1}{L_{BL}} + \frac{1}{L_{Rohr}}$$

Gleichung 22.

Der Gesamtleitwert einer Verbindungsleitung aus mehreren Teilstücken wird berechnet mit:

$$\frac{1}{L_{ges}} = \frac{1}{L_{BL}} + \frac{1}{L_{Rohr1}} + \frac{1}{L_{Rohr2}} + \dots$$

Gleichung 23.

L_{BL} ist der Blendenleitwert der kleinsten Öffnung (siehe Gleichung 19). Er ist nur dann zu berücksichtigen, wenn im Verlauf der Leitung eine Querschnittsverengung auftritt, die kleiner ist als die Ansaugöffnung der Turbopumpe. Der Leitwert der Ansaugöffnung ist bei der Angabe des Saugvermögens bereits berücksichtigt. L_{Rohr1} , L_{Rohr2} usw. sind die Leitwerte der einzelnen Rohrabschnitte (siehe Gleichung 21).

Ist der Pumpenflanschdurchmesser kleiner oder gleich dem Durchmesser der Verbindungsleitung, so ist nur der Leitwert für die Rohrlänge zu berücksichtigen.

Beispiel:

Eine TMH 521 mit Flansch DN 160 ($S_{nenn} = 500$ l/s) wird über ein 0,2 m langes Rohr mit Innendurchmesser 0,1 m an einen Rezipienten angeflanscht. Wie groß ist das effektive Saugvermögen an der Kammer (gemäß vorstehenden Gleichungen 18-23)?

$$\frac{1}{L_{ges}} = \frac{1}{\frac{0,10^2 [m^2] \cdot \pi \cdot 464 [m/s]}{16}} + \frac{1}{\frac{0,10^3 [m^3] \cdot \pi \cdot 464 [m/s]}{12 \cdot 0,2}} = 2,74 \frac{s}{m^3}$$

$$L_{ges} = 0,364 \frac{m^3}{s} = 364 \frac{l}{s}$$

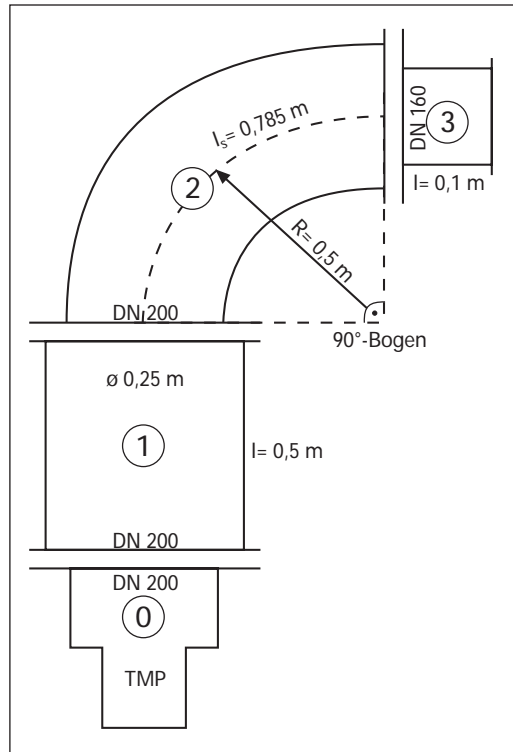
$$\frac{1}{S_{eff}} = \frac{1}{S_{nenn}} + \frac{1}{L_{ges}} = \frac{1}{0,500} + \frac{1}{0,364} = 4,74 \frac{s}{m^3}$$

$$S_{eff} = 0,210 \frac{m^3}{s} = 210 \frac{l}{s}$$

Das effektive Saugvermögen an der Kammer beträgt nur noch ca. 210 l/s. Eine direkt angeflanschte TMH 261 mit 210 l/s Nennsaugvermögen würde also das gleiche Ergebnis bringen. Bei Verwendung einer Verbindung mit gleichem Durchmesser des Pumpenflansches (0,16 m) sinkt das effektive Saugvermögen nur auf 430 l/s. Nochmals zusammengefasst ergibt sich der Gesamtleitwert einer Vakuumleitung aus:

- Blendenleitwert des engsten Querschnitts im Verlauf der Leitung, der enger ist als der Ansaugquerschnitt der Turbomolekularpumpe;
- den Leitwerten der einzelnen Leitungsabschnitte.

5. Verluste in Zu- und Ableitungen



Beispiel: Turbopumpe mit drei zusätzlichen Rohrleitungselementen unterschiedlicher Geometrie und der Annahme, dass Luft bei 20 °C gepumpt werden muss:

(1) Rohrdurchmesser 0,25 m, Länge 0,5 m

$$L_{\text{Rohr1}} = 121,5 \text{ [m/s]} \cdot 0,25^3 \text{ [m}^3\text{]} / 0,5 \text{ [m]} = 3,797 \text{ m}^3/\text{s}$$

(2) 90°-Bogen, Rohrdurchmesser 0,2 m, gestreckte Länge $0,5 \cdot \pi/2$

Der Leitwert eines Rohrkniees oder eines Rohrbogens der Achslänge l ist bei Molekularströmung bis auf wenige Prozent gleich dem Leitwert eines geraden Rohres der Länge l .

$$L_{\text{Rohr2}} = 121,5 \text{ [m/s]} \cdot 0,2^3 \text{ [m}^3\text{]} (\pi \cdot 0,5 \text{ [m]}/2) = 1,238 \text{ m}^3/\text{s}$$

(3) Rohrdurchmesser 0,16 m, Länge 0,1 m

$$L_{\text{Rohr3}} = 121,5 \text{ [m/s]} \cdot 0,16^3 \text{ [m}^3\text{]} / 0,1 \text{ [m]} = 4,977 \text{ m}^3/\text{s}$$

Durchmesser des engsten Querschnitts im Verlauf der Leitung 0,16 m

$$L_{\text{Blende}} = 91,1 \text{ [m/s]} \cdot 0,16^2 \text{ [m}^2\text{]} = 2,333 \text{ m}^3/\text{s}$$

Der Gesamtleitwert der Leitung beträgt

$$\begin{aligned} 1/L_{\text{ges}} &= 1/L_{\text{Rohr1}} + 1/L_{\text{Rohr2}} + 1/L_{\text{Rohr3}} + \\ &\quad 1/L_{\text{Blende}} \\ &= 1/3,797 \text{ [m}^3/\text{s]} + 1/1,238 \text{ [m}^3/\text{s]} + \\ &\quad 1/4,977 \text{ [m}^3/\text{s]} + 1/2,333 \text{ [m}^3/\text{s]} \\ &= 1,700 \text{ s/m}^3 \end{aligned}$$

$$L_{\text{ges}} = 0,588 \text{ m}^3/\text{s} = 588 \text{ l/s}$$

Das effektive Saugvermögen ergibt sich nach Gleichung 18.

5.2 Leitwerte bei laminarer Strömung

Im Gegensatz zu der molekularen Strömung, bei der der Leitwert unabhängig vom Druck ist, steigt der Leitwert im Falle der laminaren Strömung mit dem Druck an. Für ein langes Rohr, $l \gg d$ gilt:

$$L_{\text{Rohr,lam}} = \frac{\pi}{128 \cdot \eta} \cdot \frac{d^4}{l} \cdot \frac{p_1 + p_2}{2}$$

Gleichung 24.

η ist die Viskosität des Gases ($\eta_{\text{Luft}} = 18,2 \cdot 10^{-6} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$), d und l sind Durchmesser und Länge des Rohres, p_1 und p_2 die Drücke auf beiden Seiten der Vakuumleitung.

Verblockung

Ab einem gewissen Flächenleitwert tritt keine weitere Erhöhung mehr ein: Die Strömung hat Schallgeschwindigkeit erreicht und kann nicht größer werden. Dieser Fall wird Verblockung genannt und tritt bei Luft von 20 °C ab einem Leitwert von

$$L_{\max} = A \cdot 200 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Gleichung 25.

auf. A ist die Durchtrittsfläche der Strömung.

Für die Berechnung ist der jeweils kleinere Leitwert der Gleichungen 24 und 25 zu benutzen. Das effektive Saugvermögen ergibt sich dann aus Gleichung 18.

Beispiel:

Welches effektive Saugvermögen hat eine Vorpumpe mit dem Nennsaugvermögen 16 m³/h, die über eine 1 m lange Vorkuumleitung mit 2,5 cm Durchmesser mit dem Vakuumbehälter verbunden ist, bei den Drücken 1000, 100, 1 und 0,1 mbar?

1. Verblockungsleitwert nach Gleichung 25:

$$\begin{aligned} L_{\max} &= 0,025^2 [\text{m}^2] \cdot \pi/4 \cdot 200 [\text{m/s}] \\ &= 0,098 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 98 \text{ l/s} \end{aligned}$$

2. Rohrleitwert nach Gleichung 24:

$$\begin{aligned} L_{\text{Rohr}, 1000} &= \\ &= 53 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 53000 \text{ l/s} \end{aligned}$$

3. Rohrleitwert bei 100 mbar, 1 mbar, 0,1 mbar

Wegen Proportionalität zu p:

$$\begin{aligned} L_{\text{Rohr}, 100} &= 5300 \text{ l/s} \\ L_{\text{Rohr}, 1} &= 53 \text{ l/s} \\ L_{\text{Rohr}, 0,1} &= 5,3 \text{ l/s} \end{aligned}$$

4. Wegen $L_{\max} < L_{\text{Rohr}, 1000}$ und $L_{\max} < L_{\text{Rohr}, 100}$ ist nach Gleichung 18:

$$\begin{aligned} S_{\text{eff}, 1000} &= S_{\text{eff}, 100} \\ &= 1/(1/98 [\text{l/s}] + 1/4,4 [\text{l/s}]) \\ &= 4,21 \text{ l/s} \end{aligned}$$

Im oberen Druckbereich entspricht das effektive Saugvermögen nahezu dem Nennsaugvermögen.

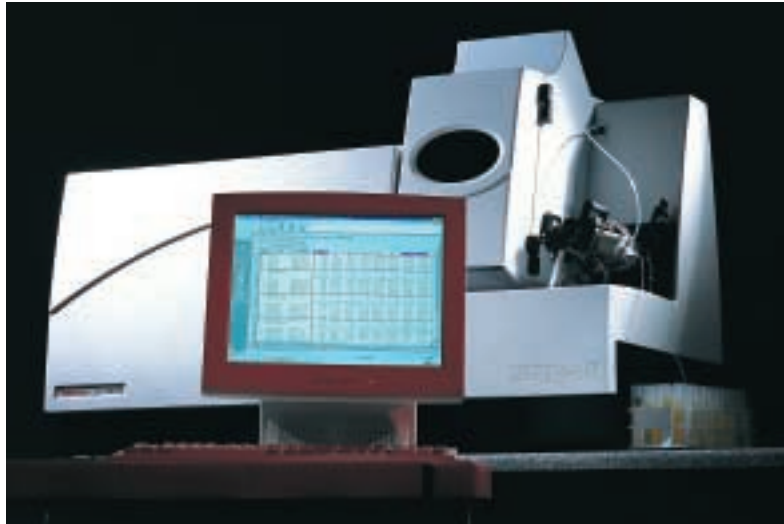
$$S_{\text{eff}, 1} = \frac{1}{\frac{1 \cdot [\text{s}]}{53 \cdot [\text{l}]} + \frac{1 \cdot [\text{s}]}{4,4 \cdot [\text{l}]}} = 4,1 \text{ l/s}$$

$$S_{\text{eff}, 0,1} = \frac{1}{\frac{1 \cdot [\text{s}]}{5,3 \cdot [\text{l}]} + \frac{1 \cdot [\text{s}]}{4,4 \cdot [\text{l}]}} = 2,4 \text{ l/s}$$

Im niedrigen Druckbereich wird das effektive Saugvermögen durch die Leitung deutlich verringert. Dies ist insbesondere wichtig für die Berechnung des Gleichgewichtsdruckes bei Gaslastbetrieb.

Eine weitere, für die Grobevakuierung des Vakuumbehälters wichtige, aber schwer kalkulierbare Reduzierung des Saugvermögens ergibt sich, wenn über die Turbopumpe evakuiert wird. Die Turbopumpe stellt vor Erreichen der Betriebsdrehzahl einen Widerstand dar. Dieser innere Leitwert kann die Auspumpzeiten verlängern. Je nach Größe liegt der Leitwert der Pumpe zwischen ca. 10 und 100 l/s (Verblockung) und hat bei Verwendung sehr großer Vorpumpen merklichen Einfluss auf die effektiven Saugvermögen bei höheren Drücken bzw. die Auspumpzeiten.

6. Anwendungsbeispiele



Induktiv gekoppeltes Plasmamassenspektrometer
Für analytische Herausforderungen, wie chemische Analysen, Trinkwasserreinheit, Weinanalyse und biologische Probenentnahme von Korallen.
SplitFlow™ Turbo 261-250. Thermo Elemental, UK



Ionenimplantationsanlagen
Dotierung von Halbleitern. Die zu dotierenden Atome werden ionisiert, beschleunigt und auf das Halbleitertarget geschossen. Zwei CompactTurbo 521 Pumpen. Varian Semiconductor Inc., USA



Halbautomatische Wafer-Bonding Anlage
 Vollautomatische Kasette-zu-Kasette Ausrichtungs- und Bondingfunktion
 für mikroelektro-mechanische Systeme und die „Silizium auf Isolator“- (SOI)-
 Herstellung. Moderne Spritzbeschichtungstechnologie. Turbomolekular-
 pumpe TMH 071 P und Membranpumpe. EVGroup, Österreich



Vakuumkammer zur Herstellung von LC-Displays
 Vakuumkammer zum Einfüllen von cholesterischen
 Flüssigkristallmaterialien (CLC). CompactTurbo
 TMH 261, Drehschieberpumpe Duo 5, Duo 20 und
 Duo 35, Kompakt-Prozess-Ionisationsvakuummeter
 IMR 265 und Ventil EVR 116. LC-Tech, Schweden

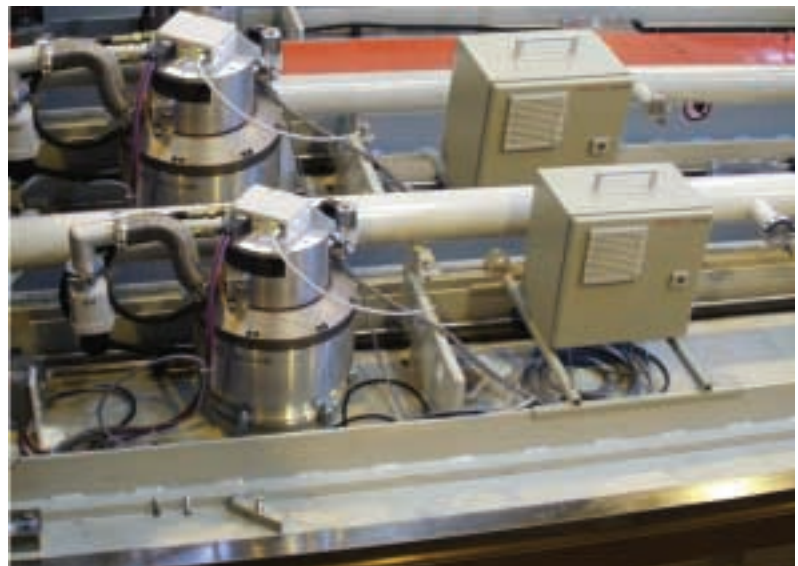
6. Anwendungsbeispiele



Glasbeschichtungsanlage. Beschichtung von Architekturglas mit 15 CompactTurbo 2201 Pumpen.
Von Ardenne Anlagentechnik, Dresden, Deutschland



Glas-Beschichtungsanlage mit 22 TPH 2101 UP.
Alle elektrischen Bauteile, die zum Betreiben der Pumpen notwendig sind, befinden sich in einem Schaltschrank der Schutzklasse IP 54. Die Pumpen werden durch ein Profibusnetzwerk gesteuert.
Saint Gobain Glass, Frankreich





Classic 580 Doppelpumpstation mit zwei TMH 2201 Turbomolekularpumpen, ohne Bypass. Pfeiffer Vacuum



Brillenglas-Beschichtungsanlagen
Erzeugung von Anti-Reflexionsschichten auf Linsen. CompactTurbo TPH 2101, Drehschieberpumpe DUO 65 und Ventile EVB 100, EVB 040. Satis, Italien

7. Datensammlung

SI-Basiseinheiten

Basisgröße	Basiseinheit	Einheitenzeichen
Länge	Meter	m
Masse	Kilogramm	kg
Zeit	Sekunde	s
Elektrische Stromstärke	Ampere	A
Thermodyn. Temperatur	Kelvin	K
Stoffmenge	Mol	mol
Lichtstärke	Candela	cd

Abgeleitete SI-Einheiten mit besonderen Namen

Größe	Definition	Formel	Einheit	Einheitenzeichen
Kraft	Masse x Beschleunigung	$1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2$	Newton	N
Druck	Kraft/Fläche	1 N/m^2	Pascal	Pa
Arbeit	Kraft x Weg	$1 \text{ N} \cdot \text{m}$	Joule	J
Leistung	Arbeit/Zeit	1 J/s	Watt	W

Desorptionsraten

Werkstoff	Oberflächenbeschaffenheit	Zustand der Oberflächen	Desorptionsraten ¹⁾ q_{Des} [$\frac{\text{mbar} \cdot \text{l}}{\text{s} \cdot \text{cm}^2}$]		
			1 h	4 h	10 h
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	ausgeheizt 1 h			
		mit normaler Luft geflutet	$1,4 \cdot 10^{-9}$	$2,8 \cdot 10^{-10}$	$1,4 \cdot 10^{-10}$
Stahl, rostfrei	kugelgestrahlt	ausgeheizt 1 h			
		mit 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		4 h ausgeheizt bei 100 °C	$1,2 \cdot 10^{-7}$	$5 \cdot 10^{-8}$	$2,8 \cdot 10^{-8}$
Viton		4 h ausgeheizt bei 150 °C	$1,2 \cdot 10^{-9}$	$3,3 \cdot 10^{-10}$	$2,5 \cdot 10^{-10}$
Teflon		entgast	$8 \cdot 10^{-7}$	$2,3 \cdot 10^{-7}$	$1,5 \cdot 10^{-7}$

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

Permeationskonstanten

Werkstoff	Permeationskonstanten $q_{\text{Perm}} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$ bei 20 °C					
	CO ₂	H ₂	He	O ₂	N ₂	Ar
Viton A	$6 \cdot 10^{-12}$	$3,5 \cdot 10^{-12}$	$7,5 \cdot 10^{-12}$	–	–	–
Perbunan	–	$7,5 \cdot 10^{-12}$	$7,5 \cdot 10^{-12}$	$6 \cdot 10^{-13}$	–	$1,3 \cdot 10^{-12}$
Neopren	$2 \cdot 10^{-11}$	$7,5 \cdot 10^{-12}$	$7,2 \cdot 10^{-12}$	$1,4 \cdot 10^{-12}$	$1,9 \cdot 10^{-13}$	$1,2 \cdot 10^{-12}$
PTFE	$1,2 \cdot 10^{-13}$	$1,8 \cdot 10^{-11}$	$5,3 \cdot 10^{-10}$	$7,5 \cdot 10^{-12}$	$2 \cdot 10^{-12}$	$4,4 \cdot 10^{-12}$
Gummi	$7 \cdot 10^{-11}$	$3,4 \cdot 10^{-11}$	$2,2 \cdot 10^{-11}$	$2 \cdot 10^{-11}$	$5,3 \cdot 10^{-12}$	$1,5 \cdot 10^{-12}$
Vespel						
(Polyamide)	$2 \cdot 10^{-13}$	–	$1,9 \cdot 10^{-12}$	$1 \cdot 10^{-13}$	$3 \cdot 10^{-14}$	–
Silicon	$25 \cdot 10^{-10}$	$9,5 \cdot 10^{-10}$	$2,9 \cdot 10^{-10}$	$5 \cdot 10^{-10}$	$2,7 \cdot 10^{-10}$	$5,3 \cdot 10^{-10}$

Zusammensetzung der atmosphärischen Luft und mittlere thermische Geschwindigkeit

Gasart	Partialdruck in mbar	mittlere Geschwindigkeit \bar{c} in m/s	mittlere Molekülmasse kg/mol (20° C)
Stickstoff (N ₂)	791	471	28
Sauerstoff (O ₂)	212	440	29
Argon (Ar)	9,46	394	40
Wasserdampf (H ₂ O)	≤ 23	587	18
Kohlendioxid (CO ₂)	0,32	375	44
Neon (Ne)	$1,8 \cdot 10^{-2}$	557	20
Helium (He)	$5,3 \cdot 10^{-3}$	1245	4
Krypton (Kr)	$1,1 \cdot 10^{-3}$	272	84
Wasserstoff (H ₂)	$5,1 \cdot 10^{-4}$	1761	2
Xenon (Xe)	$8,7 \cdot 10^{-5}$	217	131
Ozon (O ₃)	$2,0 \cdot 10^{-5}$	360	48

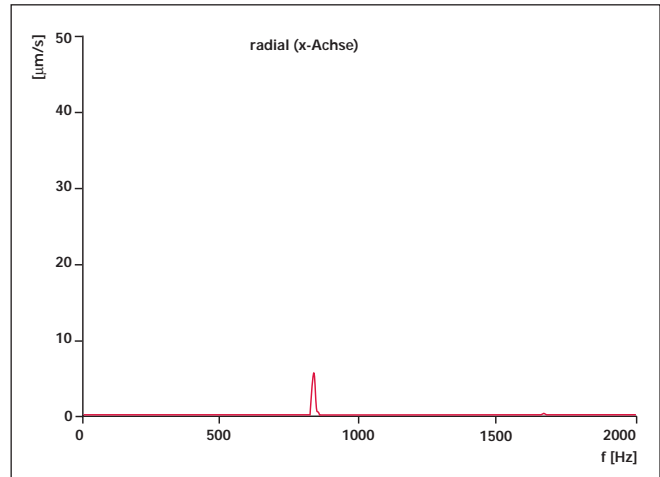
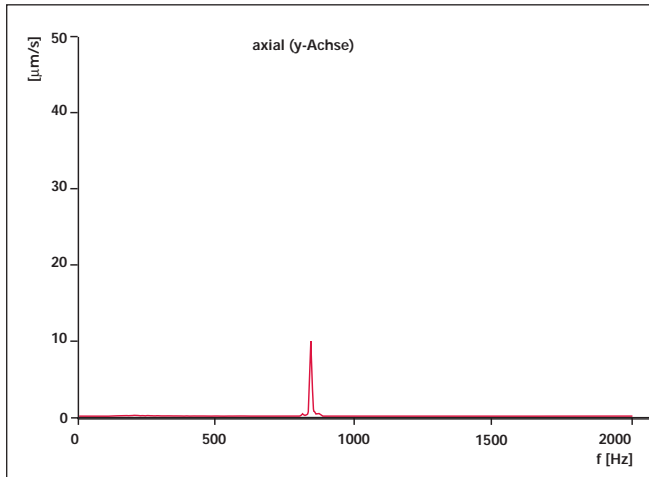
Einfluss von Magnetfeldern auf Turbopumpen

Type	011	071	261	521	1001	1601	2101
B _{Max}	3	4	5,5	5	3	3	7
ΔP	–	3	8	14	20	35	80

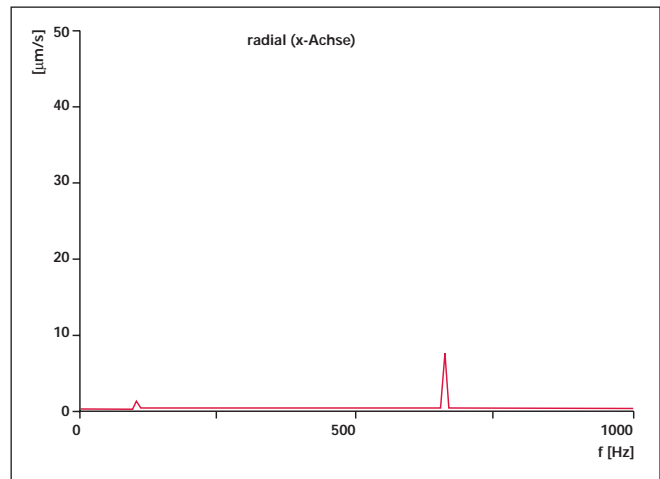
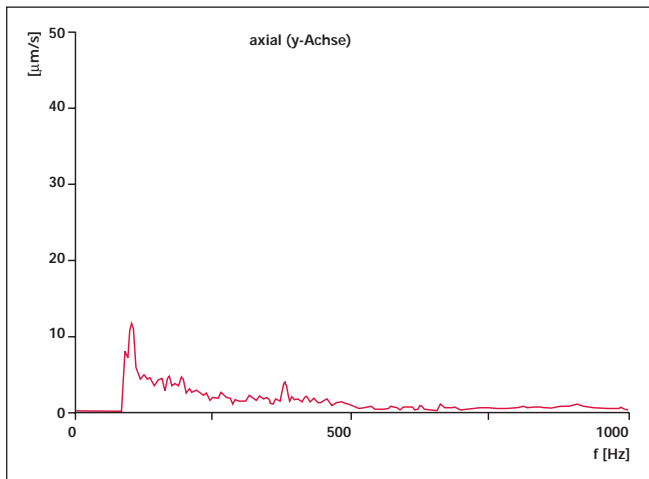
7. Datensammlung

Frequenzanalysen von Turbomolekularpumpen

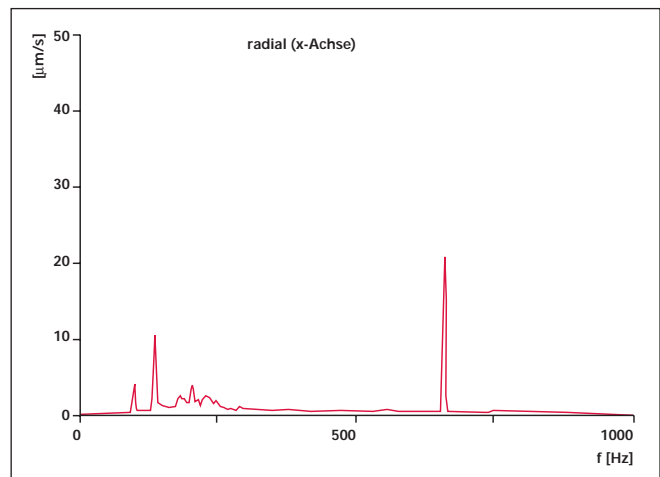
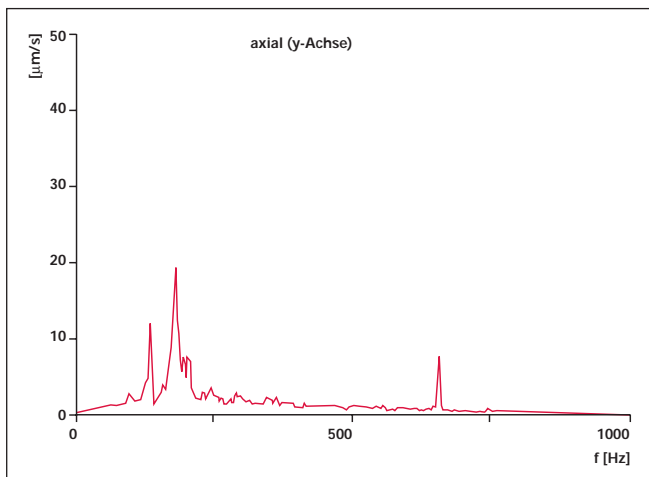
Frequenzanalyse TMH 200 M



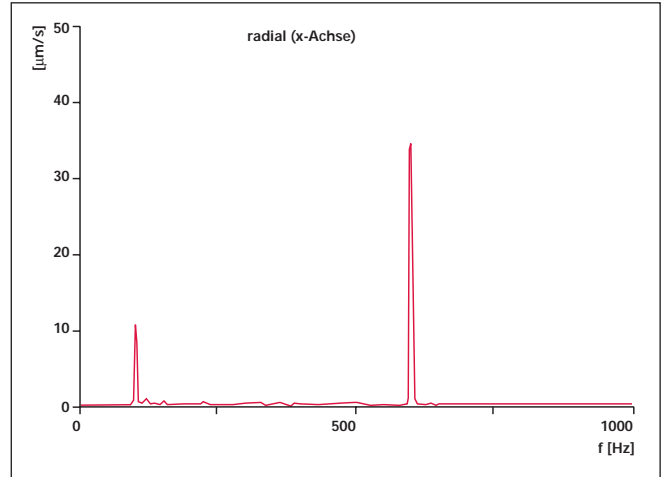
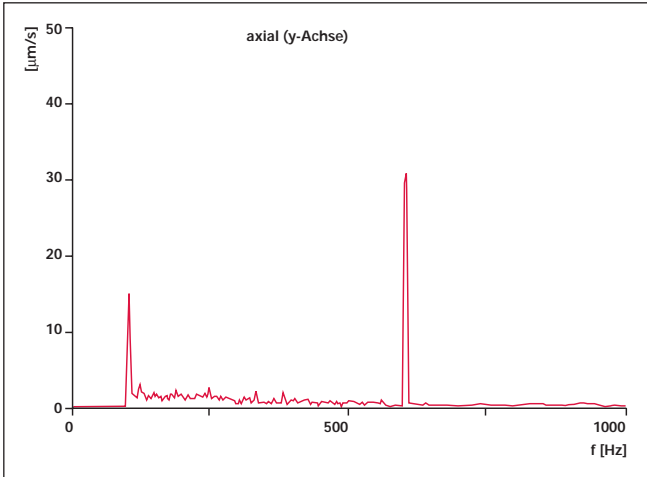
Frequenzanalyse TMH 400 M



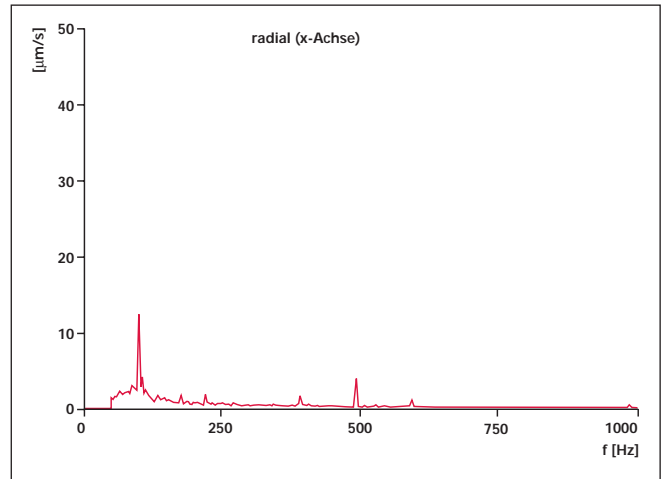
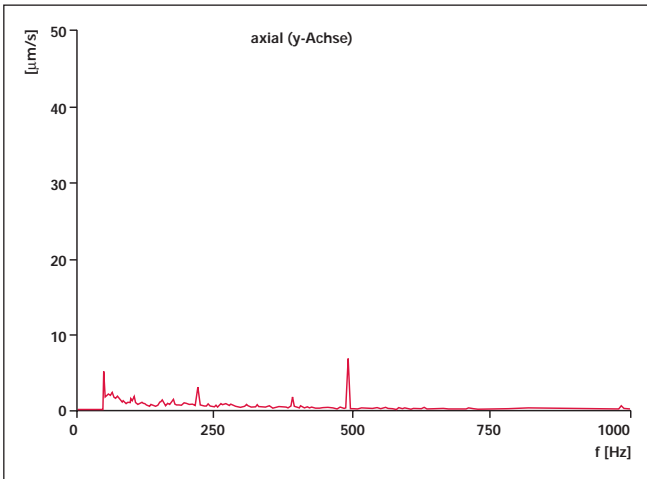
Frequenzanalyse TMH 1000 M



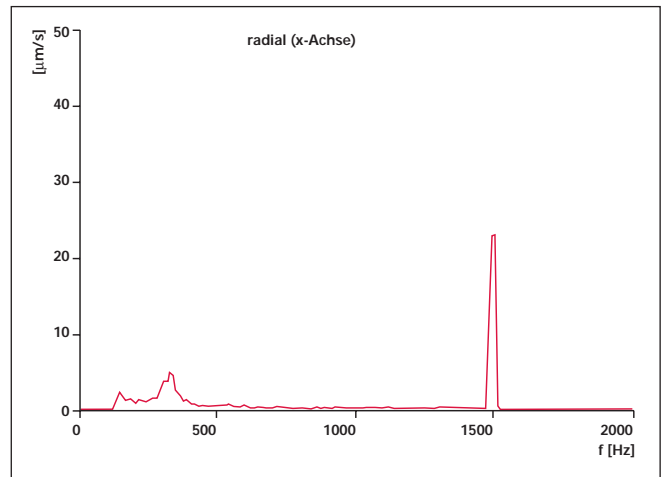
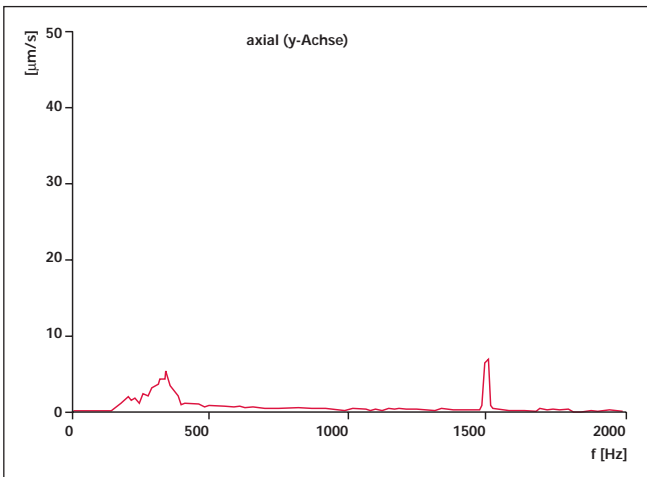
Frequenzanalyse TMH 1600 M



Frequenzanalyse HiMag™ 2400

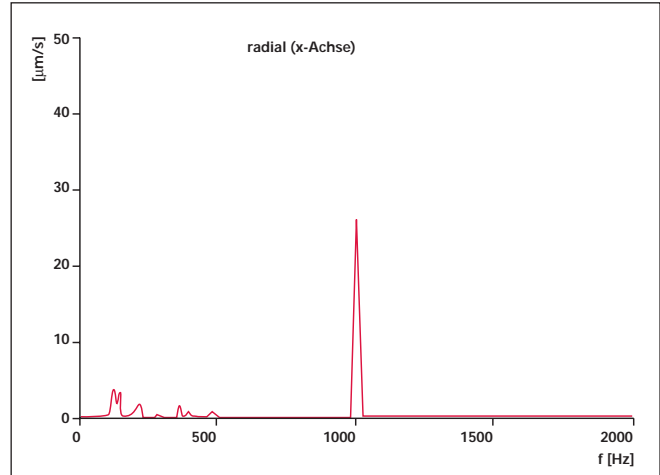
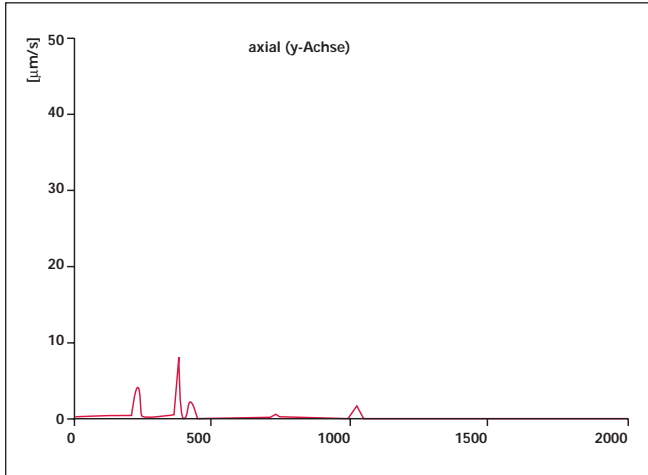


Frequenzanalyse TMH 071

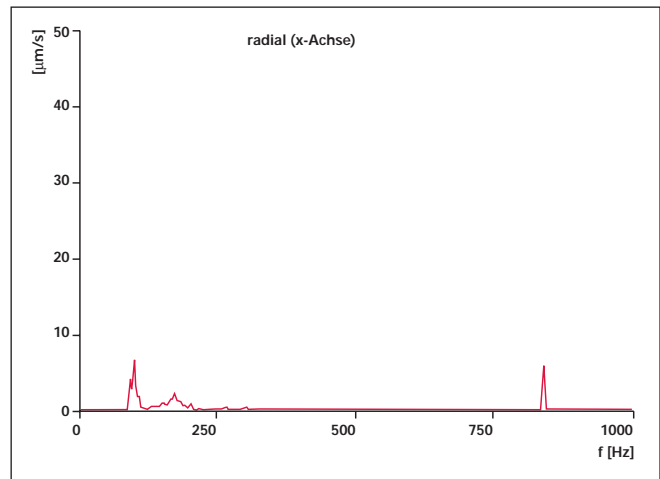
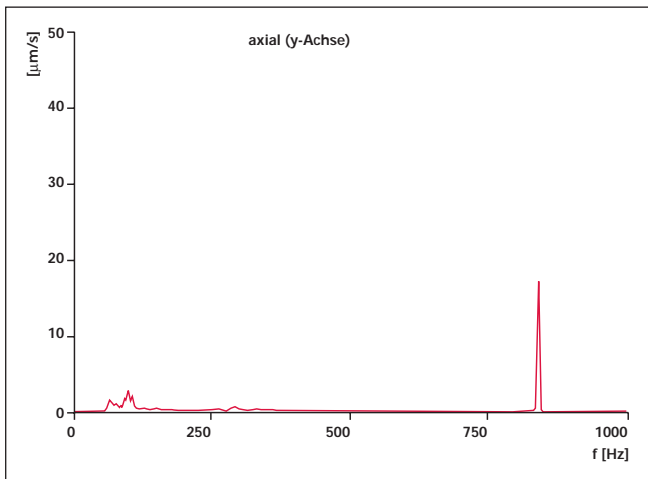


7. Datensammlung

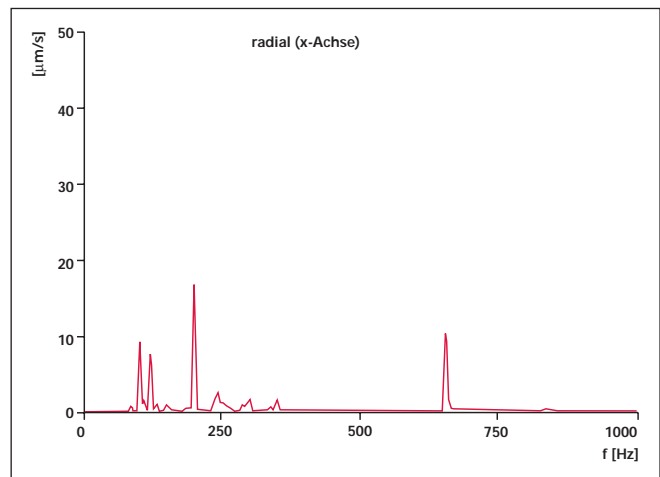
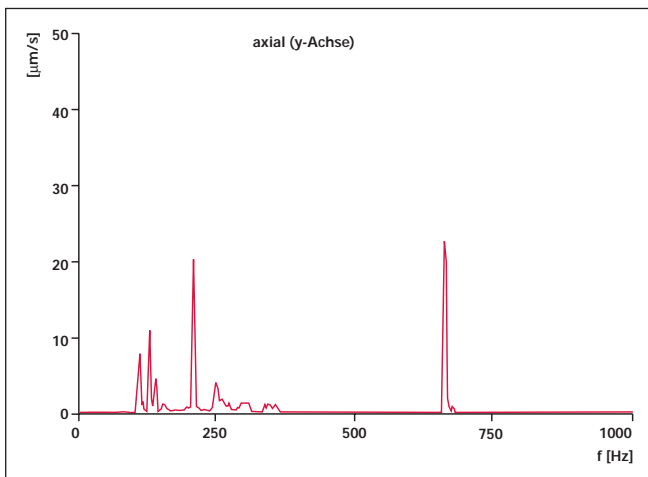
Frequenzanalyse TMH 261



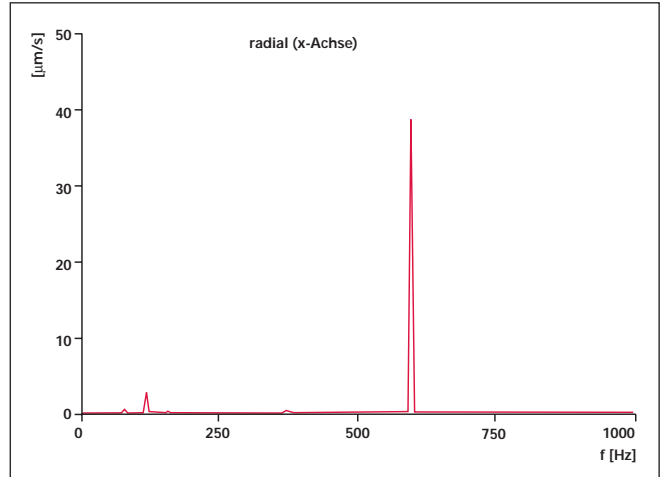
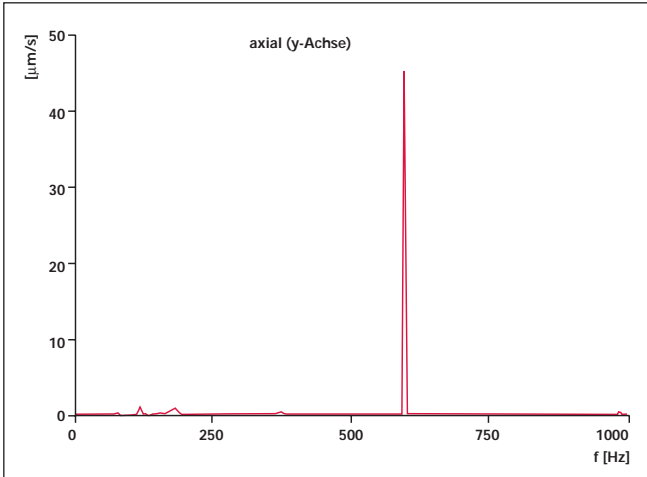
Frequenzanalyse TMH 521



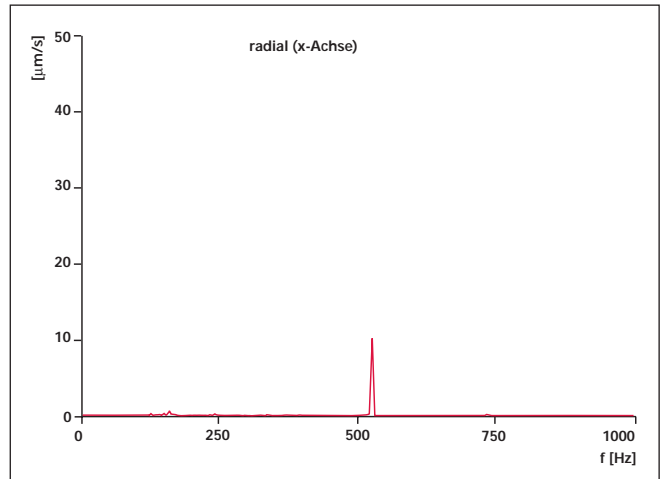
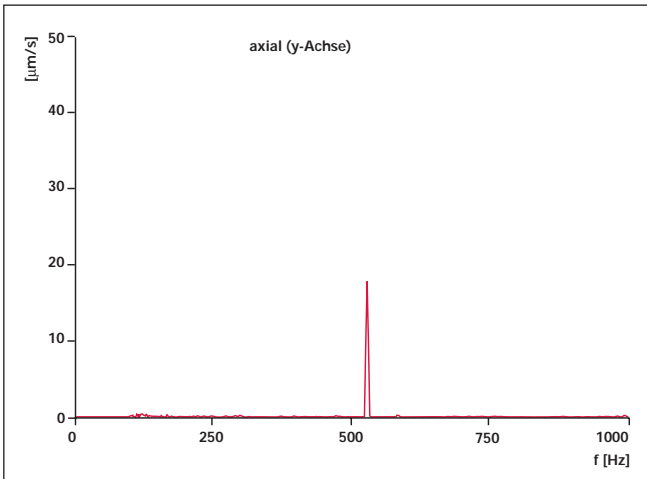
Frequenzanalyse TMH 1001



Frequenzanalyse TMH 1601




















Frequenzanalyse TPH 2101/2301












Symbole der Vakuumtechnik



Vakuumpumpen

-  Vakuumpumpe, allgemein
-  Hubkolben-Vakuumpumpe
-  Membran-Vakuumpumpe
-  Verdränger-Vakuumpumpe, rotierend*)
-  Sperrschieber-Vakuumpumpe*)
-  Drehschieber-Vakuumpumpe*)
-  Kreiskolben-Vakuumpumpe*)
-  Wälzkolben-Vakuumpumpe*)
-  Turbomolekularpumpe
-  Turbomolekularpumpe
-  Treibmittel-Vakuumpumpe*)
-  Diffusionspumpe*)
-  Adsorptionspumpe*)
-  Getterpumpe
-  Ionenzerstäuberpumpe
-  Kryopumpe
-  Scrollpumpe*)


Vakuumbzubehör

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






Behälter

-  Behälter mit gewölbten Böden, allgemein
-  Vakuumglocke












Absperrorgane





-  Absperrorgan, allgemein
-  Absperrventil, Durchgangsventil
-  Eckventil
-  Durchgangshahn
-  Dreiwegehahn
-  Eckhahn
-  Absperrschieber
- Absperrklappe
- Absperrorgan mit Sicherheitsfunktion

Antriebe für Absperrorgane








-  Antrieb von Hand
-  Dosierventil
-  Antrieb durch Elektromagnet
-  Fluidantrieb (hydraulisch oder pneumatisch)
-  Antrieb durch Elektromotor

Verbindungen und Leitungen

-  Flanschverbindung, allgemein
-  Flanschverbindung, geschraubt
-  Kleinflanschverbindung
-  Klammerflanschverbindung
-  Rohrschraubverbindung
-  Kugelschliffverbindung
-  Muffenverbindung
-  Kegelschliffverbindung
-  Kreuzung zweier Leitungen mit Verbindungsstelle
-  Kreuzung zweier Leitungen ohne Verbindungsstelle
-  Abzweigstelle
- Bewegliche Leitung (z. B. Kompensator, Verbindungsschlauch)

-  Schiebedurchführung mit Flansch
-  Schiebedurchführung ohne Flansch
-  Drehschiebedurchführung
-  Elektrische Leitungsdurchführung

Messung und Messgeräte

-  Vakuum (zur Kennzeichnung von Vakuum)
-  Vakuummessung, Vakuummesszelle
-  Vakuummessgerät, Betriebs- und Anzeigegerät für Messzelle
-  Vakuummessgerät, registrierend (schreibend)
-  Vakuummessgerät mit Analog-Messwertanzeiger
-  Vakuumgerät mit Digital-Messwertanzeiger
-  Durchflussmessung

*Sämtliche Bildzeichen, mit Ausnahme der durch *) gekennzeichneten, sind lageunabhängig.*

Ihr Vakuum-Spezialist

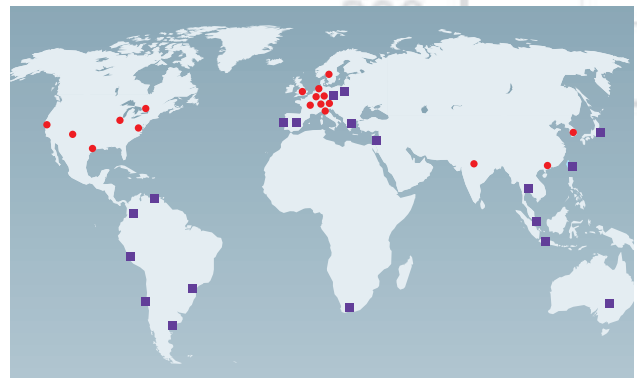


Seit mehr als 110 Jahren setzen wir Meilensteine in der Vakuumtechnik. Erzeugung, Messung und Analyse von Vakuum. Mit unserem umfangreichen Lieferprogramm von Einzelkomponenten bis zu komplexen Vakuumsystemen.

Qualität und Service weltweit vom Erfinder der Turbopumpe. Wir sind Weltmarktführer bei den Turbopumpen mit mehr als 250 000 verkauften Turbopumpen.

Beratung und Service weltweit

- ▶ Weltweiter Vor-Ort-Service
- ▶ Ausgefeiltes Logistikkonzept
- ▶ Individuelle Serviceverträge
- ▶ 24-Stunden-Hotline
- ▶ Umfassendes Schulungsprogramm auch direkt beim Kunden



● Verkaufsgesellschaften ■ Vertretungen

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