

Zusammenarbeit von Roots- und Schraubenvakuumpumpen

Gasartabhängigkeit und Abpumpverhalten

Dr.-Ing. **Magnus Janicki**, Oerlikon Leybold Vacuum GmbH, Köln;
Dipl.-Ing. **Dirk Schiller**, Oerlikon Leybold Vacuum GmbH, Köln;

Kurzfassung

Kombinationen von Rootspumpen und Schraubenvakuumpumpen ermöglichen in industriellen Vakuumanwendungen ein hohes Saugvermögen bei gleichzeitig kompakten Abmessungen und effizientem Energieeinsatz. Der vorliegende Artikel analysiert ihre Vakuumperformance als Prozesspumpe in Abhängigkeit vom Ansaugdruck und der Art des geförderten Gases. Die Einsatzgrenzen von Rootsgebläsen in der Vakuumtechnik werden erläutert und Maßnahmen vorgestellt, die eine Überlastung der Maschine verhindern.

Beim Einsatz dieser Pumpkombination zur Behälterevakuierung hat die Art der Lastregelung der Rootspumpe einen großen Einfluss auf die Evakuierungszeit und die erzielte Energieeffizienz.

Abstract

Combinations of roots pumps and screw type vacuum pumps are often used in industrial vacuum applications because of their high pumping capacity, their compact dimensions and their good energy efficiency. This paper analyses their vacuum performance as process pumps depending on the suction pressure for different gases. The operation limits of roots pumps are discussed and means to prevent an overload of the pump are introduced.

In load lock applications, the type of load control has a high influence on the evacuation time as well as on the energy efficiency of the pump combination.

1 Einleitung

Sowohl Schraubenspindelpumpen als auch Rootsgebläse gehören zu der Gruppe der trockenlaufenden, zweiwelligen Rotationsverdrängermaschinen. Sie unterscheiden sich vornehmlich durch ihren Umschlingungswinkel und daraus resultierend ihre Förderrichtung. Die Rotoren von Rootsgebläse sind oftmals unverschraubt oder besitzen einen Umschlingungswinkel deutlich kleiner 180° . Ihre Förderrichtung ist daher quer zu den

Rotorachsen. Durch ihre kompakte Bauform ist das Verhältnis von Saugvermögen zu Bauraum bei Rootsgebläsen sehr hoch. Da jedoch die Spalte zwischen den Rotoren und dem Gehäuse zumeist direkt die Austritts- mit der Ansaugseite verbinden, ist das maximal mögliche Kompressionsverhältnis in der Nutzung als Vakuumpumpe typischerweise auf kleiner 100 begrenzt. Hierfür müssen die Spalte bereits vergleichsweise eng ausgeführt werden, was aufgrund der thermischen Ausdehnung die möglichen Rotortemperaturen nach oben hin begrenzt. Da die Gas- und Rotortemperaturen bei kleinen Gasströmen vor allem eine Funktion der erzeugten Druckdifferenz über der Pumpe sind, muss diese für einen betriebssicheren Dauerbetrieb durch geeignete Maßnahmen begrenzt werden. Zumeist sind die Antriebe von Rootsgebläsen so dimensioniert, dass etwa 150% der im Dauerbetrieb möglichen Druckdifferenz erreicht werden kann, um so bei Zyklusbetrieb die Rootspumpe besser ausnutzen zu können. Aufgrund des isochoren Prozessverlaufs sind Rootsgebläse bei hohen Differenzdrücken vergleichsweise ineffizient und werden daher auch selten zur Verdichtung gegen Atmosphäre eingesetzt.

Entsprechend ihres Namens sind die Rotoren von Schraubenspindelpumpen stark verschraubt, die Windungszahl liegt bei etwa 3 bis 12, was Umschlingungswinkeln von etwa 1000° bis 4000° entspricht. Durch die hohe Windungszahl bilden die Rotoren geschlossene, axial hintereinander liegende Kammern, die in ihrer Wirkung einer mehrstufigen Pumpe entsprechen. Das Gas wird entsprechend axial entlang der Rotoren gefördert. Schraubenspindelvakuumumpen können Druckverhältnisse von bis zu 10^7 erzielen. Sie sind bei hohen Druckdifferenzen energieeffizienter als Rootsgebläse und können im Allgemeinen direkt gegen Atmosphäre verdichten. Durch ihre inhärente Mehrstufigkeit besitzen Schraubenspindelpumpen bei gleichem Saugvermögen und gleicher Drehzahl ein größeres Bauvolumen als Rootsgebläse.

Sollen große Volumenströme bei niedrigen Einlassdrücken gefördert werden bieten sich Pumpkombinationen aus Rootsgebläsen und Schraubenvakuumpumpe an, wobei letztere als Vorpumpe gegen Atmosphäre verdichtet und das Rootsgebläse als Booster das Saugvermögen erhöht und den möglichen Ansaugdruck herabsetzt. Sie vereinigen die positiven Eigenschaften beider Pumpmechanismen.

Bei der Applikation von Schraubenvakuumpumpen allein und in der Kombination mit Rootsgebläsen kann man zwei typische Fälle unterscheiden: Prozess und Abpumpen. Bei der Nutzung als Prozesspumpe muss die Vakuumpumpe über definierte Zeiträume einen bestimmten Prozessdruck halten, der im Allgemeinen mit einem konstanten zu fördernden Gasfluss verknüpft ist. Typische Fälle sind Beschichtungsprozesse, die bei Drücken zwischen 5 und 1000 Pa Feststoffe aus zugeführten Gasphasen abscheiden.

Vakuumpumpen werden aber auch eingesetzt um zyklisch Behälter zu evakuieren, z.B. um in Beschichtungsanlagen die Substrate über Schleusenkammern zu be- oder entladen (engl. Load-Lock). Hier kommt es darauf an, die Schleusenkammer innerhalb einer vorgegebenen Zeit von einem Startdruck, zumeist Atmosphäre, auf einen Übergabedruck zu evakuieren. Die Zeitvorgabe resultiert aus der Taktfrequenz der Gesamtanlage.

2 Gasartabhängigkeit von Schraubenvakuumpumpen und Rootsgebläsen

Beim Einsatz von Vakuumpumpen in Beschichtungsprozessen ist das abzapfende Gas abhängig von der Art der Beschichtung. Gerade in jüngster Zeit spielen auch leichte Gase wie Wasserstoff hier eine wachsende Rolle. Da die Vakuumperformance sowohl der Schraubenspindelpumpe als auch des Rootsgebläses maßgeblich durch die Gasrückströmung durch die maschineninternen Spalte bestimmt wird, hängt dieses natürlich von der Art des geförderten Gases ab. Bei gleichen geometrischen Bedingungen strömen leichtere Gase mit höheren Geschwindigkeiten durch Spalte als schwere Gase. Die Verdichtung von Wasserstoff stellt daher eine besondere Herausforderung für diese trocken laufenden Pumpen dar. Die in Schraubenvakuumpumpen üblichen Druckverhältnisse von 10 bis 10^5 gegen Atmosphäre lassen sich bei Förderung von Wasserstoff nur realisieren, wenn zusätzlich ein Schlep gas (engl. purge gas), üblicherweise Stickstoff oder Argon, beigefügt wird. Die Wirkung des Schlep gases beruht im molekularen Strömungsbereich vor allem auf der Reduzierung des Partialdrucks des leichteren Gases, um so die Druckdifferenzen über den Spalten und damit die Rückströmung gering zu halten. Beim Übergang zur viskosen Strömung werden die Wechselwirkungen zwischen den beiden Gasen stärker, das Gas kann zunehmend als homogenes Gemisch mit entsprechend der Zusammensetzung zu mittelnden Stoffeigenschaften betrachtet werden.

Das Wasserstoffsaugvermögen einer typischen Schraubepumpe ist bei Ansaugdrücken kleiner $0,5$ mbar etwa gleich dem Saugvermögen bei Stickstoff, Bild 1. Die durch die Schraubenrotoren gebildeten Kammern sind trotz des Ansaugens von Wasserstoff zu einem maßgeblichen Teil mit rückströmendem Stickstoff gefüllt, das als Schlep gas die Förderung des leichten Gases ermöglicht. Eventuell stellt sich bei niedrigem Druck gar ein besseres Wasserstoffsaugvermögen im Vergleich zu Stickstoff ein, weil Strömungswiderstände in der Ansaugleitung bei leichtem Gas zu einem geringeren Druckverlust führen. Oberhalb eines Ansaugdrucks von $0,5$ mbar fällt das Wasserstoffsaugvermögen der Schraubenvakuumpumpe deutlich gegenüber dem Stickstoffsaugvermögen ab. Im Bereich der ansaugenden Kammern steigt die Wasserstoffkonzentration gegenüber der Konzentration des rück-

strömenden Stickstoffs an. Die Wasserstoffrückströmung durch die Spalte zur Ansaugseite nimmt zu und reduziert so das Saugvermögen.

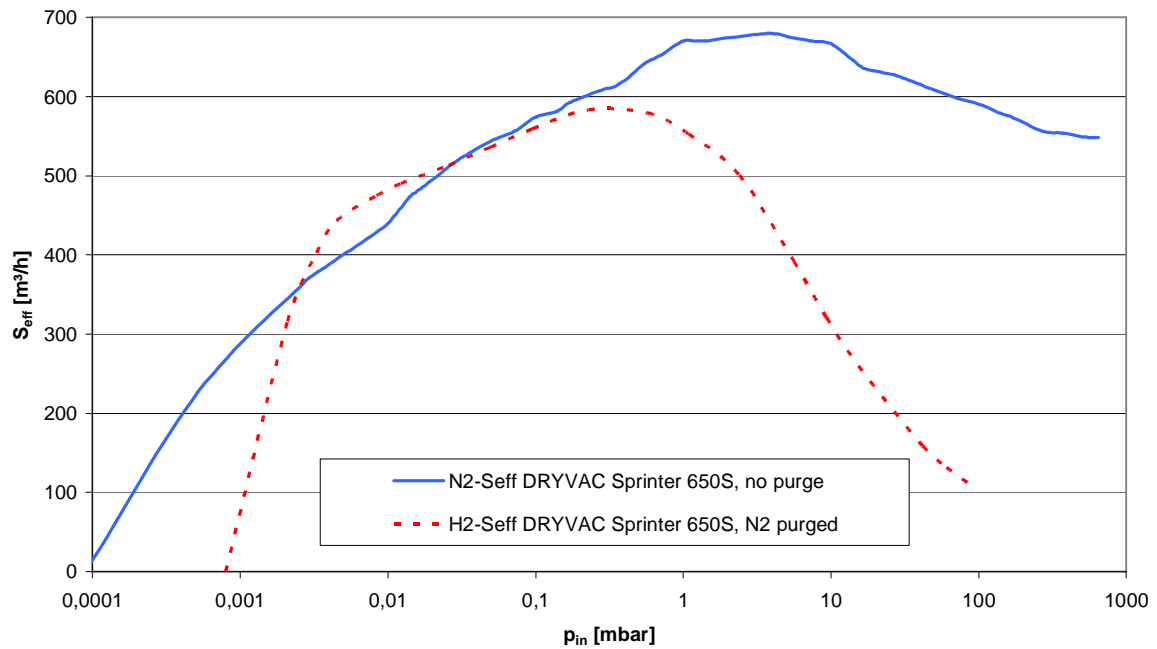


Bild 1: Saugvermögen einer Schraubenpumpe in Abhängigkeit des Eintrittsdrucks bei der Förderung von Stickstoff bzw. Wasserstoff

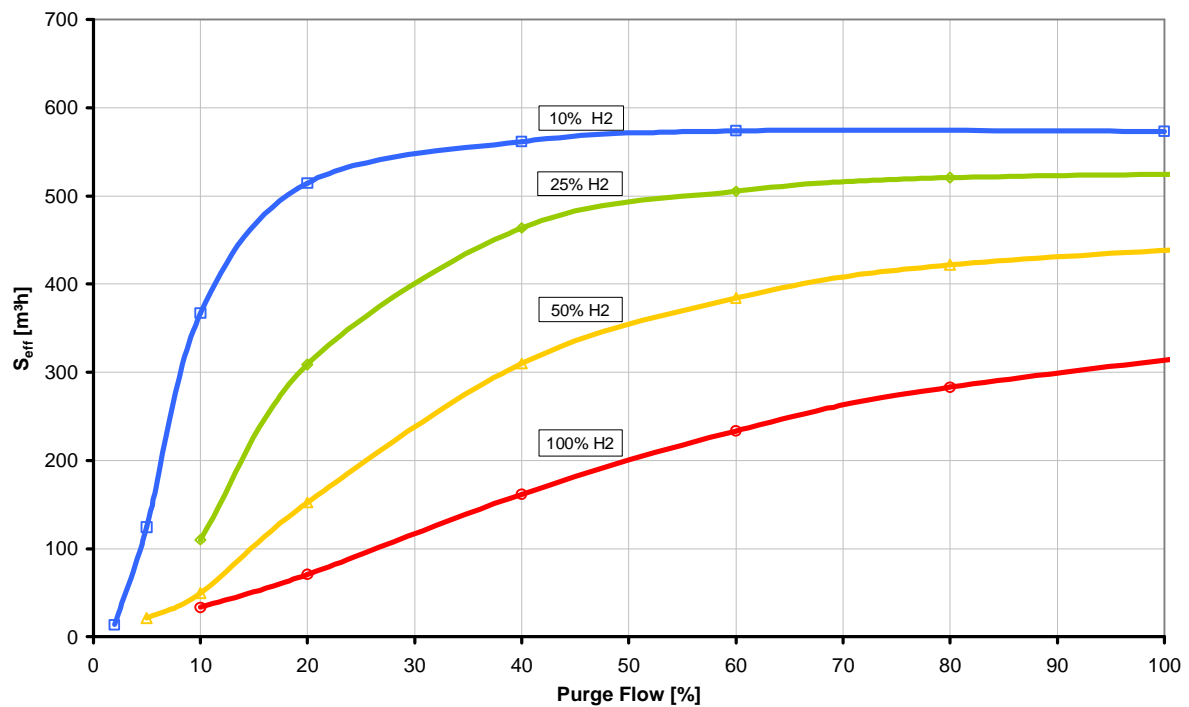


Bild 2: Einfluss der Schleppgasmenge auf das Wasserstoffsugvermögen einer Schrauben-
vakuumpumpe

Das Saugvermögen von Schraubepumpen ist im Bereich hoher Ansaugdrücke (>10 mbar) eine deutliche Funktion der zugesetzten Schleppgasmenge. Bild 2 zeigt den qualitativen Einfluss des Schleppgases auf die Wasserstoffförderung einer Schraubepumpe bei verschiedenen, konstanten Wasserstoffflüssen, wobei sowohl der Wasserstoffstrom als auch der Schleppgaszustrom relativ zu einem Referenzwert dargestellt sind. Bei geringen Wasserstoffflüssen ermöglicht schon eine geringe Menge Schleppgas ein hohes Wasserstoffsugvermögen der Schraubenvakuumpumpe. Bei höheren Wasserstoffflüssen wird das maximale Saugvermögen erst mit höherem Schleppgaszusatz erreicht.

Zur Darstellung der Vakuumperformance eines Rootsgebläses wird neben dem theoretischen Saugvermögen S_{th} die Kompression bei Nullförderung k_0 angegeben, [1]. Während das theoretische Saugvermögen eine rein geometrische Größe ist, die nur vom Schöpfvolumen der Rotoren und der Drehzahl abhängt, ist die maximale Kompression vom Austrittsdruck (Vorvakuumdruck p_{VV}) des Rootsgebläses, der Drehzahl und der Gasart abhängig. Im Bereich höherer Vorvakuumdrücke ($p_{VV} > 2$ mbar) ist die erreichbare Kompression von Rootsgebläsen vor allem durch die Spaltrückströmung begrenzt. Höhere Drücke und leichtere Gase führen zu höheren Spaltrückströmungen, die die erreichbare Kompression reduzieren. Bei niedrigen Vorvakuumdrücken ($p_{VV} < 1$ mbar) herrscht in den Spalten molekulare Strömung vor, was zu entsprechend kleinen Spaltleitwerten führt. Der die erreichbare Kompression maßgeblich begrenzende Verlustmechanismus ist nun der Rücktransport verdichteten Gases im Zahneingriff (Root-Trapping) und über die Gasbeladung der Rotoroberflächen, [2].

Bild 3 zeigt die maximale Kompression k_0 eines typischen Rootsgebläses in Abhängigkeit des Vorvakuumdrucks für zwei verschiedene Drehzahlen (50 Hz und 100 Hz) und die Gasarten Stickstoff und Wasserstoff. Höhere Drehzahlen führen im Bereich hoher Vorvakuumdrücke zu einer besseren Kompression, da das geförderte Volumen mit der Drehzahl zunimmt, die Spaltrückströmungen jedoch gleich bleiben. Im Besonderen bei leichten Gasen ist die Erhöhung der Drehzahl ein probates Mittel zur Erhöhung der Vakuumperformance von Rootsgebläsen. Bei niedrigen Vorvakuumdrücken ist eine direkte Abhängigkeit von der Drehzahl nicht auszumachen, da die Spaltrückströmung hier nicht mehr der maßgebliche Verlustmechanismus ist. Bei leichten Gasen wie Wasserstoff erreichen Rootsgebläse geringere Kompressionen als bei Stickstoff, da die Spaltrückströmung durch die höhere Teilchengeschwindigkeit des leichteren Gases höher ausfällt. Des Weiteren ist der Übergang von viskoser zu molekularer Strömung in den Spalten bei Wasserstoff im Vergleich zu Stickstoff zu niedrigeren Drücken verschoben, was zu einer analogen Verschiebung des maximalen k_0 zu niedrigeren Drücken führt.

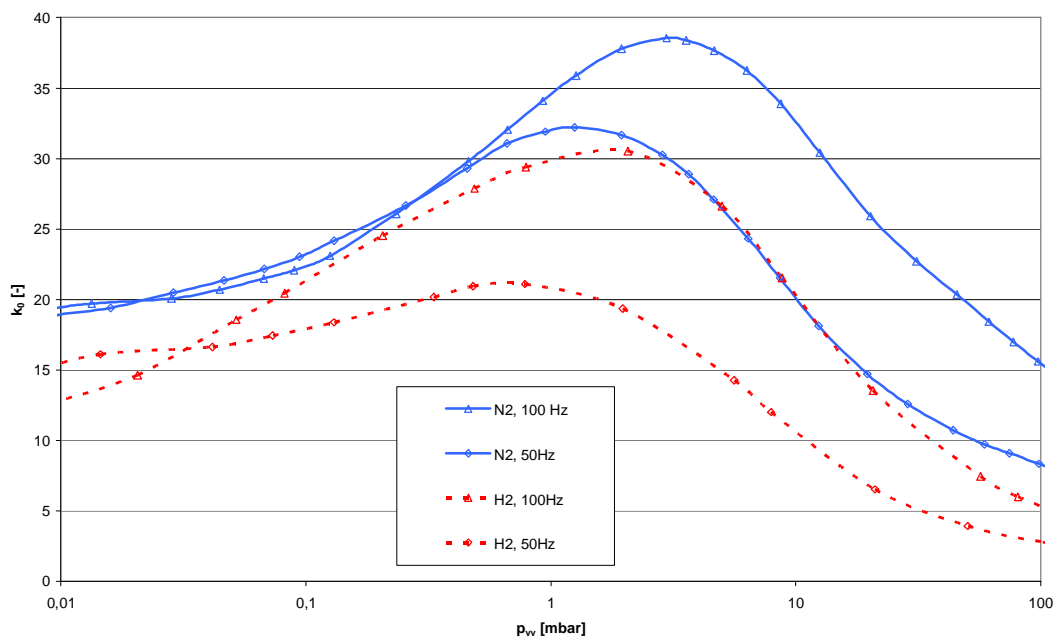


Bild 3: Maximale Kompression k_0 eines typischen Rootsgebläses für zwei verschiedene Drehzahlen (50Hz / 100 Hz) und die Gase Stickstoff (N₂) und Wasserstoff (H₂)

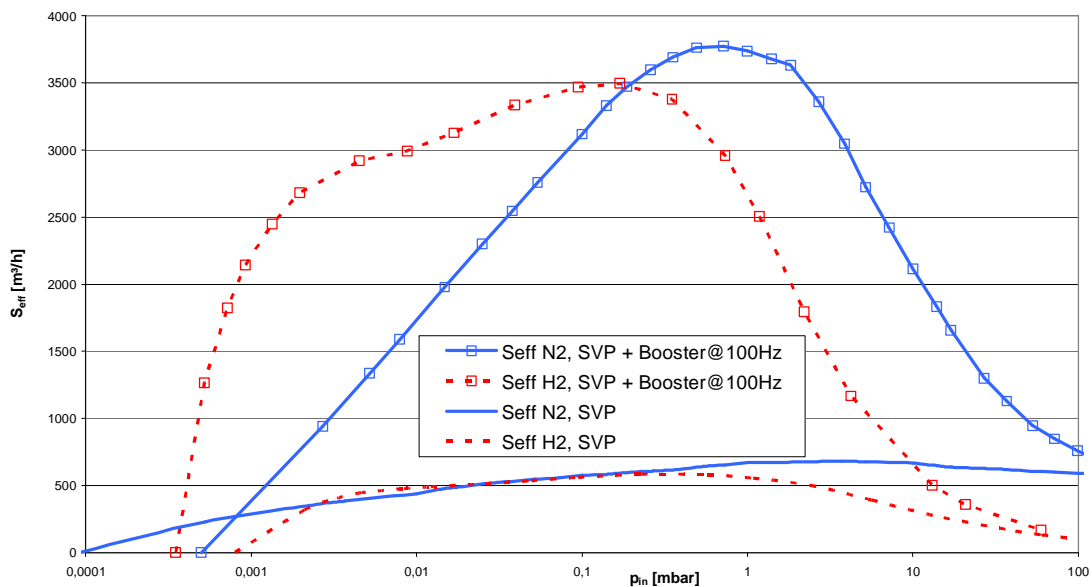


Bild 4: Vergleich des Stickstoff- und Wasserstoffsaugvermögens einer Pumpkombination aus Schraubenvakuumpumpe und Rootsgebläse

Vergleicht man das Wasserstoff- mit dem Stickstoffsaugvermögen einer Pumpkombination aus Schraubenvakuumpumpe (SVP) und Rootsgebläse, so erkennt man, dass das maximale Saugvermögen bei Wasserstoff nur ca. 10% geringer ist als bei Stickstoff, wobei das Maximum des Weiteren bei einem etwa fünfmal kleineren Ansaugdruck zu finden ist. Der

Abfall des Saugvermögens mit ansteigendem Ansaugdruck ist für Wasserstoff analog zum Maximum zu niedrigen Ansaugdrücken verschoben. Der Grund hierfür ist in der Strömungsform in den maschineninternen Spalten zu suchen, die für Wasserstoff im Vergleich zu Stickstoff bei niedrigeren Drücken den Übergang von viskoser zu molekularer Strömung findet.

3 Einsatzgrenzen von Rootsgebläsen

Rootsgebläse für Vakuumanwendung werden die meiste Zeit mit einem Arbeitsdruck unter 100mbar, typischerweise unter 10mbar betrieben. Da die Antriebe für diesen Druckbereich ausgelegt sind, ist ein Betrieb bei Atmosphärendruck ohne Überlastschutz nicht möglich. Die hierzu erforderliche Antriebsleistung würde die typischerweise installierte Leistung um ein Vielfaches übersteigen. Weiterhin ergibt sich aufgrund der geringen Betriebsdrücke und zum Teil sehr hohen Kompressionsverhältnisse eine Begrenzung der Betriebsleistung aufgrund von Bauteiltemperaturen. Da die Kompressionsleistung bei geringen Drücken durch das geförderte Gas nur unzureichend abgeführt wird, ergeben sich auch bei verhältnismäßig geringen Kompressionsleistungen Bauteiltemperaturen auf sehr hohem Niveau.

Es ergeben sich somit zwei Grenzen, die beim Betrieb von Rootsgebläsen beachtet werden müssen:

- die installierte Antriebsleistung und
- die maximal zulässigen Bauteiltemperaturen.

Erstere ergibt eine harte Grenze, die um eine Überhitzung der Antriebskomponenten bzw. ein Auslösen des Motorschutzes zu vermeiden nur sehr kurz überschritten werden darf. Letztere ist eine relativ weiche Grenze, die auch für längere Zeit (einige Minuten) zum Teil erheblich überschritten werden darf, sofern anschließend eine Phase geringerer Belastung folgt.

Die Festlegung der Einsatzgrenzen aufgrund von Bauteiltemperaturen bedarf in der Regel umfangreicher Tests, da aufgrund der vielfältigen Wechselwirkungen von mechanischer Reibung an Lagern und Zahnrädern sowie dem Einfluss von gefördertem Gas und nicht zuletzt der Ölzirkulation eine Simulation mit ausreichender Genauigkeit derzeit kaum möglich ist. Zusätzlich bestimmen eine Reihe äußerer Faktoren die Einsatzgrenzen wie z.B.:

- Drehzahl des Gebläses,
- Abstufungsverhältnis zur Vorpumpe,
- zeitliche Abfolge von Prozessschritten,
- Gaseinlasstemperatur,
- Gasart,
- Kühlmethode (Wasser / Luft) und

- verwendete Ölsorte.

Hierbei müssen verschiedene Effekte wie z.B. die Aufzehrung von Dichtspalten durch thermische Ausdehnung oder die thermischen Einsatzgrenzen von Lagern, Dichtungen und Schmierstoffen berücksichtigt werden. Die Einhaltung der daraus entstehenden Einsatzgrenzen erfordert in vielen Fällen eine zeitweise Begrenzung der Druckdifferenz. Um das Zusammenspiel der wichtigsten Einflussfaktoren auf die Betriebsgrenzen des Gebläses zu beschreiben kann Bild 5 verwendet werden. Das Diagramm beschreibt die Einsatzgrenzen einer Wälzkolbenpumpe als zulässigen Differenzdruck in Abhängigkeit vom Auslassdruck. Die Leistungsgrenze des Motors ist als horizontale gestrichelte Linie zu erkennen, die farbigen Linien beschreiben den zulässigen Differenzdruck in Abhängigkeit des zeitlichen Verlaufs des Betriebsdrucks. Die grau gestrichelten Linien erlauben das direkte Ablesen der Betriebsgrenzen bei einer gegebenen Abstufung zur Vorpumpe. Aufgrund der vielfältigen äußeren Faktoren ist ein solches Diagramm jeweils nur für eine Drehzahl, bei einer maximalen Gaseinlasstemperatur, für eine Gasart usw. gültig.

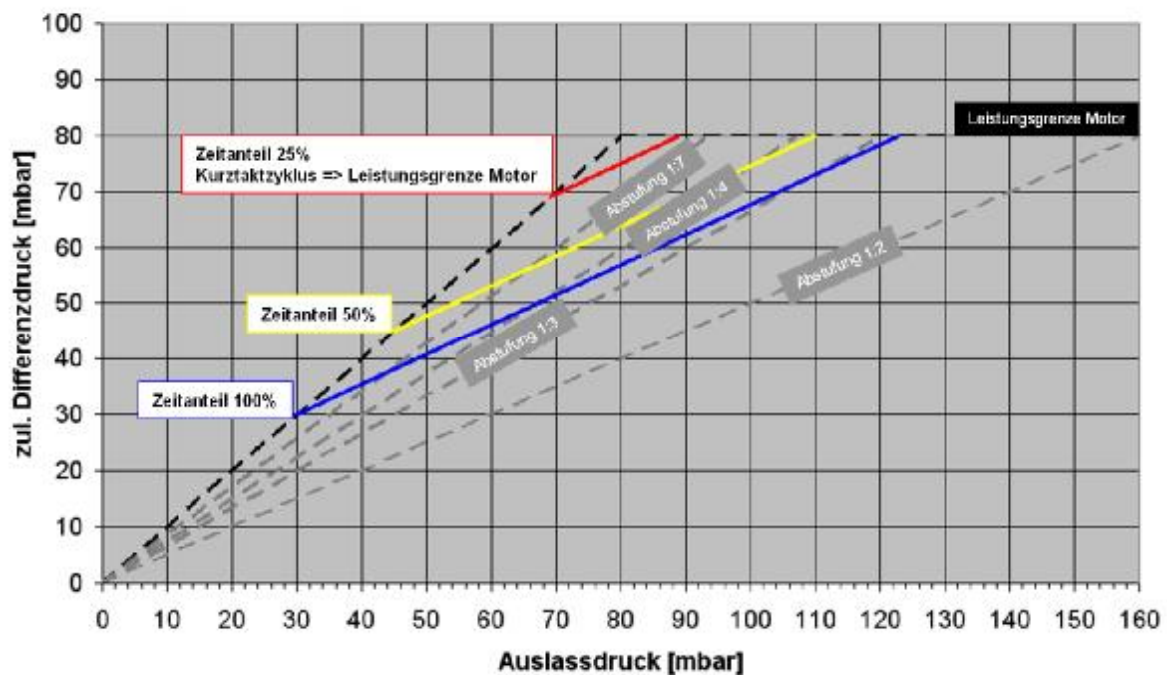


Bild 5: Einsatzgrenzen eines Rootsgebläses im 50 Hz - Betrieb in Abhängigkeit vom Auslassdruck für verschiedene Abstufungen und Betriebszyklusarten

4 Überlastschutz bei Rootsgebläsen

Zur Begrenzung der Druckdifferenz von Rootsgebläsen haben sich im Wesentlichen vier verschiedene Methoden etabliert:

- Einschalten per Druckschalter bei Unterschreiten eines festgelegten Druckes,

- Verwenden eines Gebläses mit Schlupfkupplung,
- Verwenden eines Gebläses mit Bypassventil und
- Steuerung eines Gebläses mittels eines Frequenzumrichters.

Jede dieser Methoden hat individuelle Vor- oder Nachteile, die die Eignung für verschiedene Applikationen bestimmen. Tabelle 1 soll hierzu einen Überblick geben.

Tabelle 1: Methoden zur Begrenzung der Druckdifferenz von Rootsgebläsen und ihre Eignung für verschiedene Einsatzfälle

Eignung für	Druck- schalter	Schlupf- kupplung	Bypass- ventil	Frequenz- umrichter
Einschaltverzögerung beim gelegentlichem Start eines Vakuumsystems von 1000 mbar	++	+	+	+
Kurztaktbetrieb bis Atmosphäre (Ein- bzw. Ausschleuskammer geringer Größe)	-	+	++	+
Prozessbetrieb mit gelegentlicher Belüftung	+	+	+	+
Abpumpen großer Volumina ab 1000 mbar (z.B. Turbinenwuchtkammern)	+	+	+	++

- nicht geeignet; + geeignet; ++ sehr gut geeignet bzw. bevorzugt

4.1 Zuschaltung mittels Druckschalter

Die bis vor wenigen Jahren am häufigsten verwendete Methode ist sicherlich die Überwachung des einlassseitigen Drucks des Boosters und das An- und Abschalten des Motors bei Unter- bzw. Überschreiten einer Druckgrenze. Diese Druckgrenze lässt sich bei bekannter Abstufung eines Pumpstandes einfach berechnen (sogenannter Einschaltdruck oder Cut-in Pressure). Diese Methode ist für viele Anwendungen ausreichend und in der Praxis weit verbreitet. Nachteile sind, dass zum einen eine Druckmessung bzw. ein Druckschalter und damit zusätzlicher Installationsaufwand erforderlich ist, zum anderen eine Schaltvorrichtung für den Antriebsmotor mit sehr hohen Einschaltströmen einem Verschleiß unterliegt. Bei zyklischen Anwendungen, die ein häufiges An- und Abschalten erfordern würden ist diese Methode daher ungeeignet.

4.2 Bypassventil

Das Bypassventil ermöglicht eine Begrenzung des Differenzdrucks der Pumpe bei Aufrechterhaltung der Wellendrehzahl. Hierzu wird über einen im Pumpengehäuse integrierten oder extern angebrachten Kanal Gas von der Auslassseite der Pumpe zur Einlassseite zurückgefördert, wobei die von der Pumpe erzeugte Druckdifferenz auf ein

feder- oder gewichtsbelastetes Ventil im Innern des Kanals wirkt, welches öffnet, sobald eine voreingestellte Druckdifferenz überschritten wird.

Da durch ein Ventil mit schneller Ansprechzeit ein plötzlicher Druckstoß z.B. bei einer Schockbelüftung wirksam abgebaut wird, sind Pumpen mit Bypassventil hervorragend für Kurztaktzyklen geeignet und sind im Gegensatz zu allen anderen Arten des Überlastschutzes völlig unempfindlich gegenüber Schockbelüftungen.

Ein weiterer Vorteil besteht in der Tatsache, dass die Pumpenwellen während des Abpumpvorgangs Ihre Drehzahl beibehalten und somit nach dem Schließen des Ventils bei abfallendem Druck sofort das volle Saugvermögen zur Verfügung steht.

Bild 6 soll die Funktionsweise eines Bypassventils neuester Bauart verdeutlichen. Das Bypassventil ist in diesem Fall eine federbelastete Klappe geringer Masse in der oberen rechten Ecke des Gehäuses.

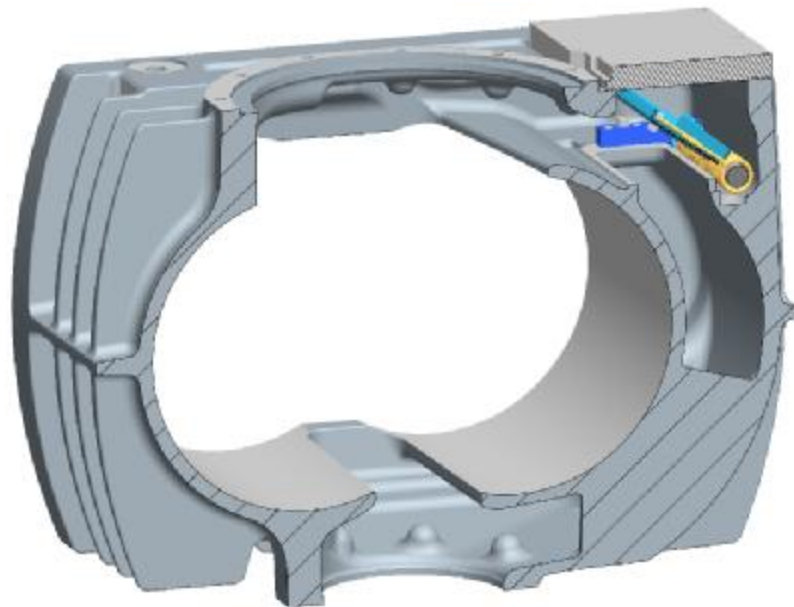


Bild 6: Schnitt durch den Schöpfraum eines Rootsgebläses mit Bypass-Ventil

4.3 Frequenzumrichter

Moderne Frequenzumrichter besitzen in Kombination mit Asynchronmotoren erst seit wenigen Jahren die Fähigkeit auf schnelle Lastwechsel eines Rootsgebläses zu reagieren ohne interne Stromgrenzen zu überschreiten. Zusätzlich wurde die Funktion des Aufsynchronisierens auf einen bereits drehenden Motor verbessert, so dass Frequenzumrichter neben der Möglichkeit Rootsgebläse mit hohen Drehzahlen zu betreiben zu einem sehr wirksamen Überlastschutz geworden sind.

Es ist bei einigen Frequenzumrichtern möglich, die Parametrierung so zu wählen, dass bei niedriger Wellendrehzahl ein großes Drehmoment zur Verfügung gestellt wird, bei hohen

Drehzahlen ein entsprechend niedrigeres Drehmoment, wodurch eine Konstant-Leistungs-Charakteristik erzeugt wird, die den Einsatzgrenzen des Rootsgebläses genau entspricht. So kann das Rootsgebläse die Vorpumpe beim Abpumpen von sehr großen Vakuumkammern bei hohen Drücken maximal unterstützen ohne bei sinkendem Druck und damit steigender Drehzahl seine thermischen Grenzen zu überschreiten. Bild 7 soll diese Abhängigkeit verdeutlichen.

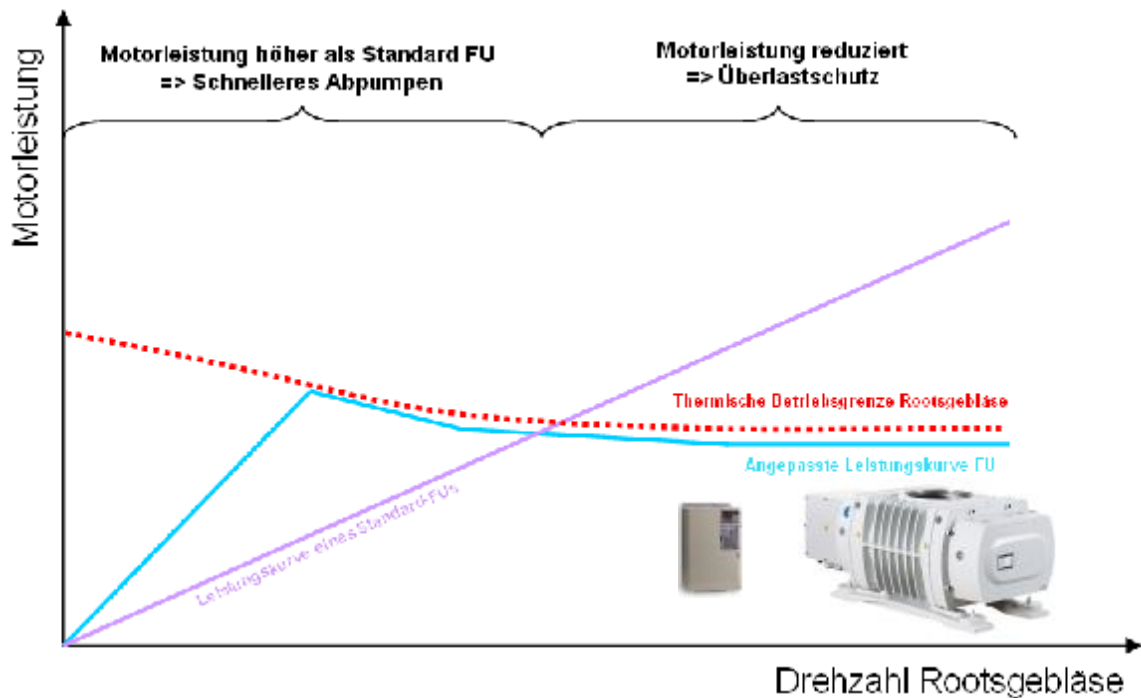


Bild 7: Antriebsleistung eines Rootsgebläses bei Nutzung eines Frequenzumrichters mit Standardparametrierung und mit angepasster Leistungskurve

5 Vergleich der Antriebssteuerungen von Rootsgebläsen bei Abpumpvorgängen

Im Vergleich zur druckgesteuerten Zuschaltung bieten z.B. die Verwendung eines Bypass-Ventils nicht nur Vorteile bei dynamischen Anwendungen. Aufgrund der Unterstützung der Schraubepumpe bereits bei hohen Ansaugdrücken ergeben sich nicht nur ein höheres Saugvermögen und damit kürzere Abpumpzeiten, sondern es ist auch möglich höhere Abstufungen von Schraubepumpen und Rootsgebläsen sinnvoll zu kombinieren. Um dies zu verdeutlichen sind im folgenden Abpumpzeiten einer 2 m³ Kammer mit verschiedenen Kombinationen von Schraubepumpe DRYVAC 650s und Rootsgebläsen dargestellt. Dabei handelt es sich um eine RUVAC WS2001 und eine RUVAC WH4400 im 50Hz-Betrieb, bei denen sich zur Schraubepumpe ein Abstufungsverhältnis von 1:3 bzw. 1:7 ergibt.

Zusätzlich sind beide Rootsgebläse jeweils in der WSU- bzw. WHU-Variante, d.h. mit integriertem Bypass-Ventil abgebildet.

In diesem Beispiel werden alle Rootsgebläse mit einer maximalen Druckdifferenz von 50 mbar betrieben bzw. bei einem in dieser Druckdifferenz resultierendem Ansaugdruck der Schraubenpumpe zugeschaltet.

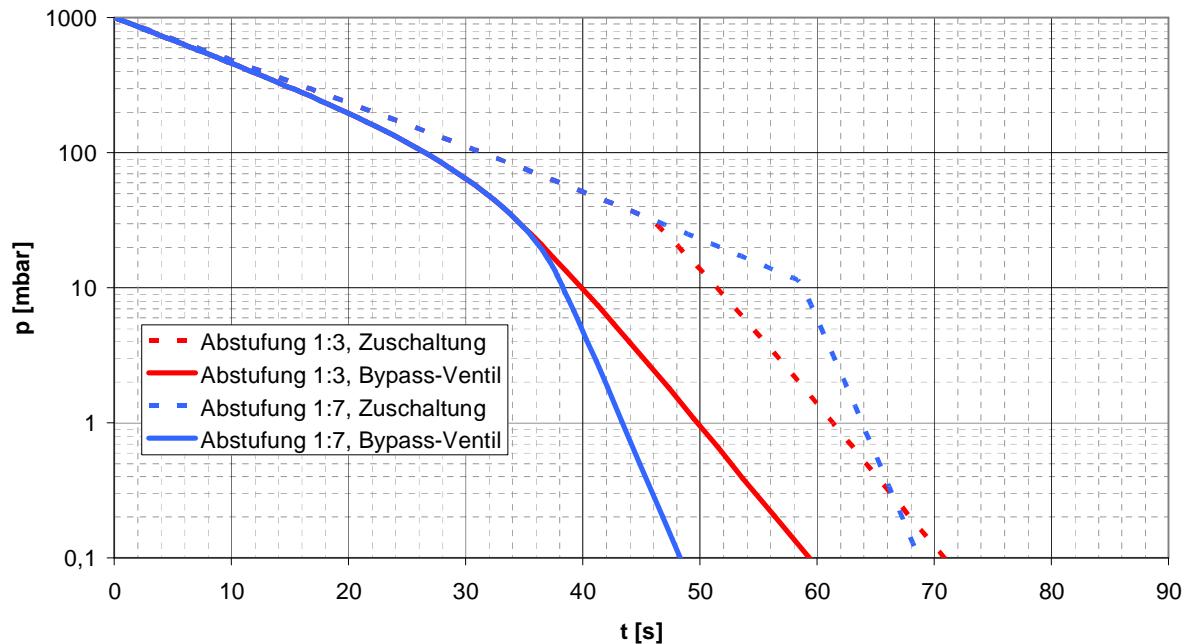


Bild 8: Abpumpkurven verschiedener Kombinationen von Schraubenvakuumpumpe und Rootsgebläsen in Kombination mit einer DRYVAC Sprinter 650S

Wie in Bild 8 zu erkennen ist, erreichen die Varianten mit Bypass-Ventil nicht nur kürzere Abpumpzeiten, sondern es wird auch deutlich, dass der Einsatz einer relativ hohen Abstufung nur bei dieser Variante ihren Saugvermögensvorsprung tatsächlich in kürzere Abpumpzeiten umsetzen kann. Begründet wird dies dadurch, dass bei druckgesteuerter Zuschaltung das Rootsgebläse mit der 1:7 Abstufung aufgrund des sich durch die Abstufung ergebenden geringeren Zuschaltedrucks erst relativ spät eingesetzt werden kann. Diesen Zeitverlust kann die Kombination auch durch das höhere Saugvermögen bei zugeschaltetem Rootsgebläse bis zum Zieldruck von 0,1mbar nicht aufholen.

In einem weiteren Fallbeispiel sollen die individuellen Vor- und Nachteile von Bypassventil und Frequenzumrichterbetrieb anhand von zwei exemplarischen Anwendungsfällen beschrieben werden.

5.1 Abpumpen eines großen Volumens, z.B. eines Turbinenwuchtstandes.

Bei diesem Anwendungsfall soll eine sehr große Vakuumkammer mit 100 m³ Volumen beginnend von Atmosphärendruck auf einen Arbeitsdruck von 0,1mbar evakuiert werden.

Die in diesem Beispiel eingesetzten Pumpen sind eine DRYVAC 650 Sprinter und eine RUVAC WH4400 mit Frequenzumrichter bzw. eine RUVAC WHU4400 mit Bypassventil.

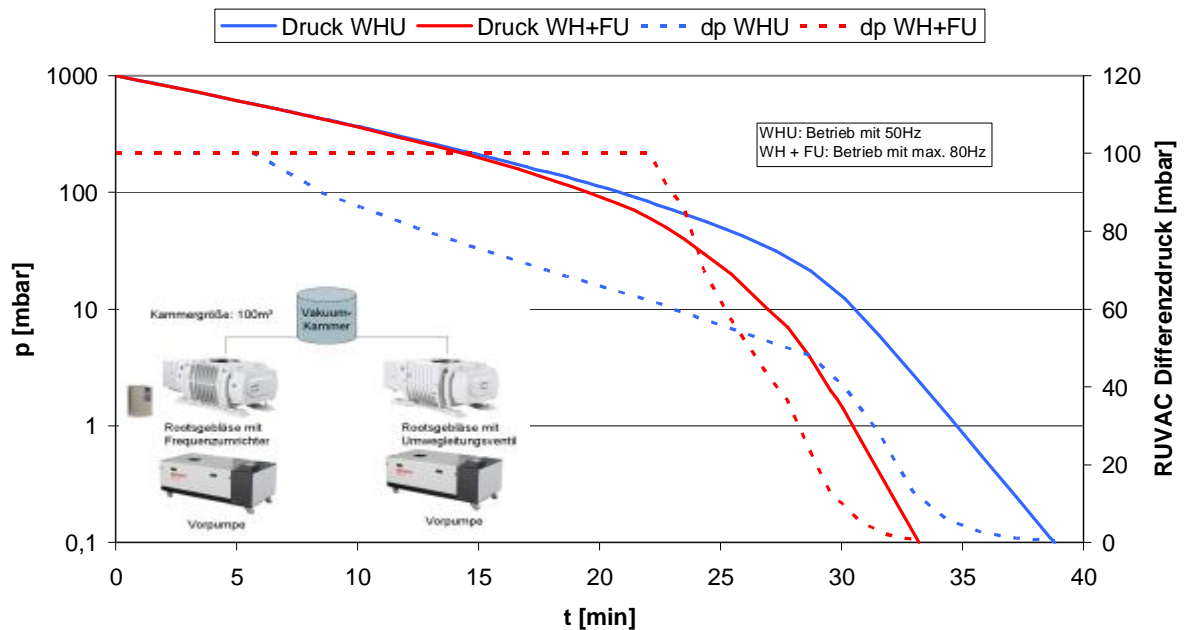


Bild 9: Abpumpkurve und Differenzdruck einer RUVAC WH(U) 4400 in Kombination mit einer DRYVAC Sprinter 650S an einer 100 m³ Kammer

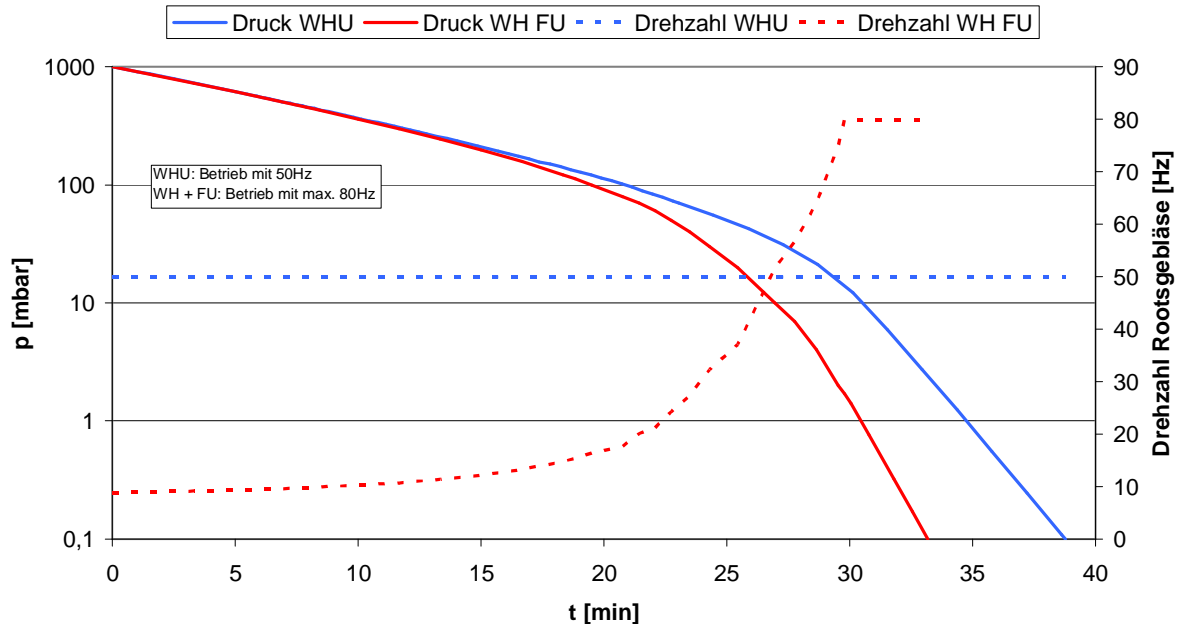


Bild 10: Abpumpkurve und Drehzahl einer RUVAC WH(U) 4400 in Kombination mit einer DRYVAC Sprinter 650S an einer 100 m³ Kammer

Die optimierte Leistungskurve des Frequenzumrichters ermöglicht einen Betrieb des Rootsgelöses mit hohem Drehmoment bei geringer Drehzahl. Daraus ergibt sich ein Differenz-

druck der höher liegt als der der Pumpe mit Bypassventil. Der Öffnungsdruck des Bypassventils hingegen muss auf die nominelle Drehzahl des Rootsgebläses abgestimmt und fest eingestellt werden. Daher ist der Differenzdruck über einen weiten Druckbereich niedriger. Daraus resultiert eine kürzere Abpumpzeit der Kombination mit Frequenzumrichter. Der Frequenzumrichter kann die Drehzahl des Rootsgebläses mit fallendem Ansaugdruck erhöhen. Der Vorteil bei der Abpumpzeit gegenüber der Pumpe mit Bypassventil wächst dadurch noch.

Die Leistungsaufnahme des Rootsgebläses mit Frequenzumrichter liegt deutlich unter dem Leistungsbedarf der Pumpe mit Bypassventil, da durch die Absenkung der Drehzahl bei vergleichbarem Drehmoment die Verlustleistung minimiert wird. In Summe überwiegen bei diesem Anwendungsfall die Vorteile des Frequenzumrichterbetriebs mit angepasster Leistungskurve deutlich. Neben der um 14% verringerten Abpumpzeit ergibt sich eine Reduzierung des Energieverbrauchs um 69%.

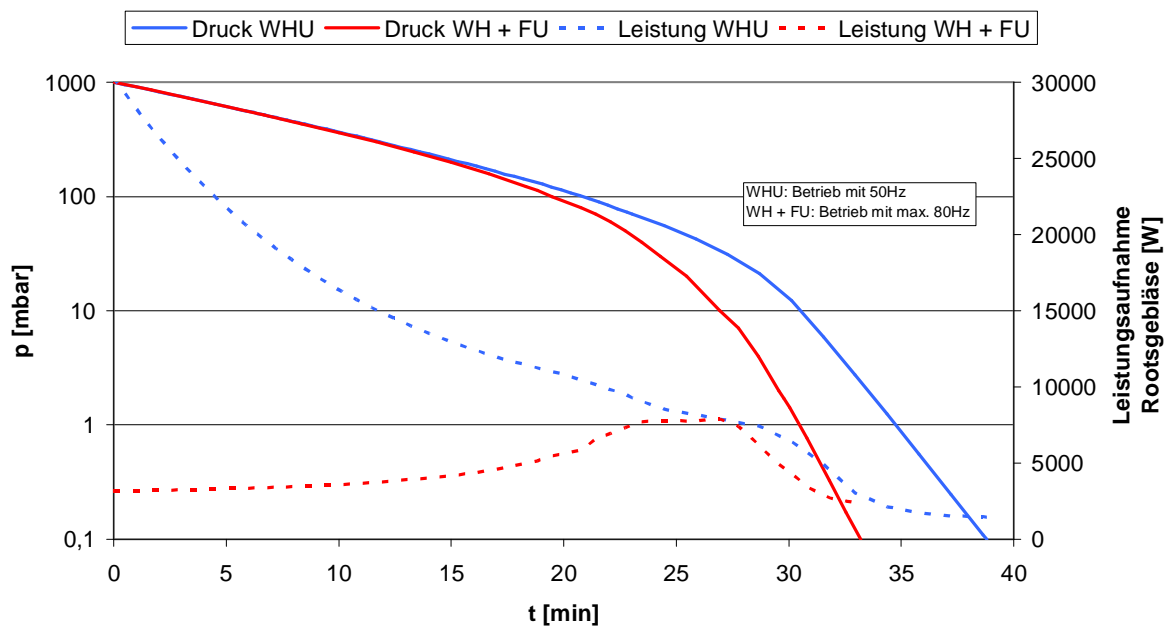


Bild 11: Abpumpkurve und Leistungsaufnahme einer RUVAC WH(U) 4400 in Kombination mit einer DRYVAC Sprinter 650S an einer 100 m³ Kammer

Tabelle 2: Vergleich der Antriebsregelungen beim Evakuieren einer 100 m³ Kammer

		Bypass	Frequenzumr.	Vergleich
Abpumpzeit	min	38,8	33,2	-14%
max. Leistungsaufnahme	kW	30	7,9	-74%
Energiebedarf Rootsgebläse	kWh	7,8	2,4	-69%
Energiekosten Rootsgebläse*	€/ Jahr	2336	719	-69%

* bei 24 Zyklen pro Tag, 240 Tage pro Jahr, 5,2ct/kWh

5.2 Abpumpen eines kleinen Volumens, z.B. einer Einschleuskammer

Bei diesem Anwendungsfall soll eine relativ kleine Vakuumkammer mit 1 m³ Volumen beginnend von Atmosphärendruck auf einen Arbeitsdruck von 0,1mbar evakuiert werden. Die in diesem Beispiel eingesetzten Pumpen sind identisch mit den Systemen aus Anwendungsfall 1.

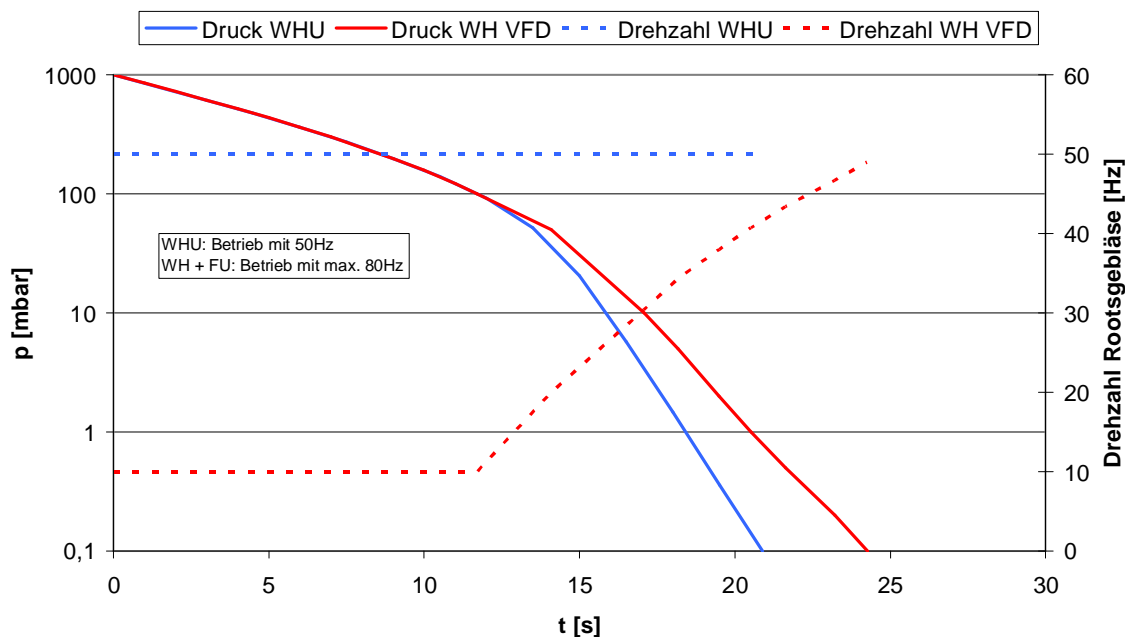


Bild 12: Abpumpkurve und Drehzahl einer RUVAC WH(U) 4400 in Kombination mit einer DRYVAC Sprinter 650S an einer 1 m³ Kammer

Beim Abpumpen der kleinen Kammer zeigt sich das System mit Bypassventil in Bezug auf die Abpumpzeit überlegen. Aufgrund des Trägheitsmoments des großen Rootsgebläses kann der Antrieb mit Frequenzumrichter die Drehzahl nicht schnell genug steigern, um eine schnelle Auspumpzeit zu realisieren.

Der Vergleich der Energiebilanzen zeigt zwar auch hier eine erhebliche Einsparung von 57% beim Frequenzumrichter, allerdings hat in Anwendungsfällen mit schnellen Abpumpzyklen in der Regel die Abpumpzeit Priorität, da diese häufig die Produktionsgeschwindigkeit in Beschichtungsprozessen bestimmt.

Die Verwendung eines erheblich größeren Frequenzumrichters (Leistung 5x höher als das Standardgerät) könnte durch eine verkürzte Beschleunigungsphase die Abpumpzeit verkürzen, allerdings wären dann zusätzliche Maßnahmen erforderlich, um die Pumpe vor thermischer Überlastung zu schützen. Der Aufwand hierfür übersteigt die zusätzlichen Kosten des Bypassventils erheblich.

Tabelle 3: Vergleich der Antriebsregelungen beim Evakuieren einer 1 m³ Kammer

		Bypass	Frequenzumr.	Vergleich
Abpumpzeit	s	20,9	24,3	16%
max. Leistungsaufnahme	KW	30	5,9	-80%
Energiebedarf Rootsgebläse	KWh	0,07	0,03	-57%
Energiekosten Rootsgebläse*	€ / year	1257	539	-57%
* bei 1440 Zyklen pro Tag, 240 Tage pro Jahr, 5.2Ct/KWh				

Abschließend kann also festgestellt werden, dass die Methode des Überlastschutzes bei Rootsgebläsen je nach Anwendungsfall individuell ausgewählt werden sollte.

6 Fazit

Kombinationen aus Schraubenvakuumpumpen und Rootsgebläsen eignen sich gut zur Förderung großer Volumenströme unterschiedlichster Gase von niedrigem Druckniveau gegen Atmosphäre. Sie vereinen auf kleinem Bauraum die Vorteile beider Maschinengattungen, das hohe Saugvermögen der Rootsgebläse mit dem hohen Kompressionsvermögen der Schraubenvakuumpumpe.

Das Saugvermögen dieser Pumpkombinationen bei leichten Gasen, im Besonderen Wasserstoff, ist bei niedrigen Ansaugdrücken (< 0,1 mbar) vergleichbar mit Stickstoff, fällt aber zu höheren Ansaugdrücken deutlich schneller ab. Eine höhere Zufuhr von Schleppgas in der Schraubenvakuumpumpe kann das Saugvermögen bei leichten Gasen erhöhen.

Bei Nutzung der Pumpkombination zur zyklischen Evakuierung sollte sowohl die Abstufung von Rootsgebläse zu Schraubenvakuumpumpe sinnvoll gewählt werden als auch die Antriebsregelung des Rootsgebläses auf die Applikation abgestimmt werden. Rootsgebläse mit Bypassventil können Kammern schneller evakuieren als Rootsgebläse, die per Druckschalter gesteuert werden. Bei sehr großen Kammern sind frequenzgeregeltere Gebläse sowohl schneller in der Evakuierung als auch energieeffizienter als bypass-geregelte Rootsgebläse. Bei kleinen Kammern sind allerdings letztere schneller, da ein Frequenzumrichter die Rootskolben aufgrund ihrer Massenträgheit nicht beliebig schnell beschleunigen kann.

Literatur

- [1] DIN 28426, Teil 2
- [2] Jousten, Karl (Hrsg.): Wutz – Handbuch Vakuumtechnik, 8. Auflage, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2004