

## Trockenlaufende Schraubenvakuumpumpe für industrielle Vakuumanwendungen

Dr.-Ing. T. Dreifert, Dr.-Ing. K. Rofall, Köln

### Zusammenfassung

Auf Grund der zunehmend verschärften Umweltschutzbestimmungen zeichnet sich bereits heute ein Trend zum Einsatz trockenverdichtender Lösungen im Bereich der industriellen Vakuumanwendungen ab. Gegenüber den bislang vorwiegend eingesetzten ölgedichteten Pumpen lassen sich damit z.T. erhebliche Kosten für Wartung, Öl, Ölfilter und Ölentorgung einsparen und gleichzeitig die Anlagenverfügbarkeit erhöhen.

Schraubepumpen bieten wegen ihrer prinzipbedingten Vorteile ein großes Potential, die besonderen Anforderungen, die an industrielle Vakuumpumpen gestellt werden, zu erfüllen. Am Beispiel einer neuen trockenlaufenden Schraubenvakuumpumpe wird aufgezeigt, mit welchen konzeptionellen Maßnahmen eine echte Alternative zu den sich durch geringe Investitions- und Energiekosten auszeichnenden Drehschieberpumpen geschaffen werden kann.

### Summary

Environmental safety regulations have already led to an increased use of dry running pump solutions in the field of industrial applications. Compared to oil sealed pumps, which are most commonly used, dry running pumps create considerably lower costs of ownership due to low maintenance costs and the absence of disposal problems related to contaminated oil and oil-filters.

Because of the fundamental advantages of screw vacuum pumps these pumps create a high potential in regard to satisfy the specific requirements of vacuum pumps in industrial applications. In the following it is shown a good example of how a new dry running screw vacuum pump can lead to a good alternative to rotary vane pumps, which distinguish themselves by low investment and energy costs.

## 1 Einleitung

In vielen industriellen Vakuumanwendungen (z.B. Oberflächenbeschichtung, Metallurgie, Verpackungstechnologie, Trocknungsprozesse usw.) sind ölgedichtete Vorvakuumpumpen Stand der Technik. Die bisher vorwiegend eingesetzten Dreh- und Sperrschieberpumpen zeichnen sich durch geringe Investitions- und Energiekosten sowie durch breitgestreute Erfahrungen in den verschiedenen Anwendungen aus. Der Trend zu trockenverdichtenden Lösungen wird in diesen Märkten vor allem von dem Wunsch nach Wegfall des Öls als Betriebsmittel getrieben. Dadurch können die Kosten für Wartung, Öl, Ölfilter, Ölentsorgung und Anlagenstillstand, die bei mehreren erforderlichen Ölwechseln im Jahr erheblich sind, größtenteils eingespart werden. Zusätzlich wirkt sich die Vermeidung von kontaminiertem Öl positiv auf die Umwelt aus.

## 2 Trockene Schraubenvakuumpumpen

Damit trockenlaufende Vakuumpumpen als Alternative akzeptiert werden, dürfen sie für den Anwender keine wesentlichen Nachteile gegenüber den etablierten ölgedichteten Maschinen haben. Als besondere Anforderungen ergeben sich daraus:

- Moderate Erstinvestition
- Hohe Robustheit
- Lange Wartungsintervalle
- Dauerbetrieb in allen Druckbereichen möglich
- Möglichst geringe Leistungsaufnahme
- Luft- und wassergekühlte Varianten verfügbar
- Niedriger Schallpegel
- Anwendungsoptimiertes Zubehörprogramm

Die jüngste Bauart der trockenverdichtenden Vorvakuumpumpen ist die Schraubenvakuumpumpe. Wie bei Wälzkolben- und Klauenvakuumpumpen wird der Arbeitsraum durch zwei synchronisierte Verdrängerrotoren und das diese umschließende Gehäuse gebildet. Durch die gegensinnige Drehung der Rotoren bewegen sich die Kammern kontinuierlich von der Eintritts- zur Austrittsseite der Pumpe, vgl. Abb. 1, wodurch eine pulsationsarme Förderung entsteht. Eine Schraubenvakuumpumpe zeichnet sich durch vergleichsweise wenige Bauteile aus, da mit einem Rotorpaar eine mehrstufige Verdichtung erreicht wird.

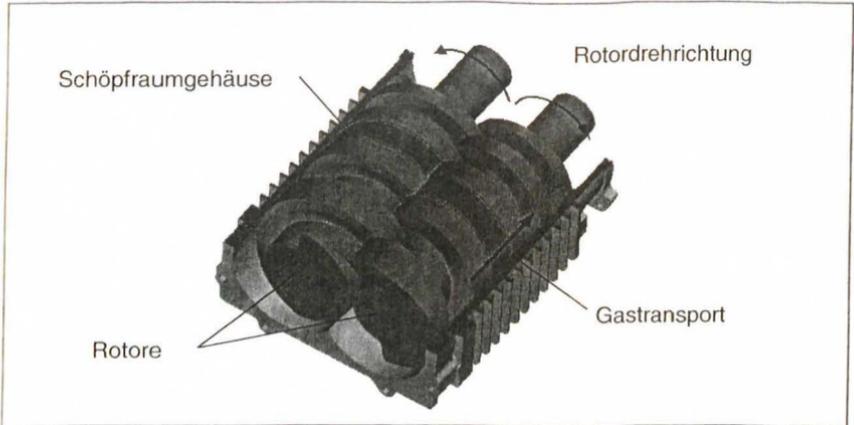


Abb. 1: Funktionsprinzip einer Schraubenvakuumpumpe

Fig. 1: Operation principle of a screw vacuum pump

Schraubenvakuumpumpen sind außerdem relativ unempfindlich gegenüber Fremdstoffen, weil der Gasstrom nicht, wie bei anderen Pumpprinzipien, mehrfach von Stufe zu Stufe umgeleitet werden muss. /1, 2/

### 3 Konzeptvergleiche von Schraubenvakuumpumpen

Um die Marktanforderungen aus den zuvor aufgeführten industriellen Applikationen vollständig erfüllen zu können, ist es notwendig, das Gesamtkonzept der Pumpe auf diese speziellen Anforderungen auszurichten. Dabei kommen der Lagerung und Abdichtung der Wellen, der Auslegung der Rotorgeometrie, der Rotordrehzahl sowie der Maschinenthermik eine besondere Bedeutung zu.

Für die Art der Lagerung der Rotore lassen sich grundsätzlich die konventionelle zweiseitige Lagerung und die bisher seltener verwandte fliegende Lagerung unterscheiden, (Abb. 2 a) bis c).

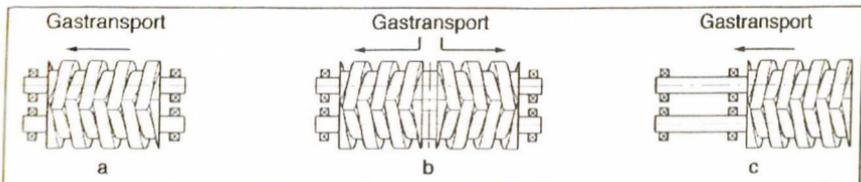


Abb. 2: Lagerungskonzepte von Schraubenvakuumpumpen

Fig. 2: Bearing options of vacuum screw pumps

Dabei muss beachtet werden, dass Wellendichtungen und Lager auf der Vakuumseite einer Vakuumpumpe stets zu Problemen führen können. Zum einen kann Schmiermittel aus dem Lager in den Vakuumprozeß gelangen, zum anderen gefährden aggressive Prozeßmedien die Lager und die Dichtungen. Diese Schwachstellen lassen sich nur durch eine zweiseitig gelagerte und zudem zweiflutige Anordnung der Rotore, mit dem Gaseintritt in der Rotormitte, (vgl. Abb. 2 b), oder durch eine freifliegende Anordnung, (Abb. 2 c), vermeiden.

Die zweiflutige Ausführung weist prinzipbedingt eine deutlich größere Baulänge als einflutige Maschinen auf. Zudem sind die Herstellkosten höher, weil die doppelte Anzahl an Gewindegängen zu bearbeiten ist. Zweiflutige Maschinen können mit kleinen Achsabständen gebaut werden. Jedoch vergrößert sich durch die Aufteilung des Fördervolumens das Verhältnis von Spaltfläche zu Kammervolumen, so dass sich die innere Leckage verglichen mit einflutigen Maschinen erhöht.

Ein besonderer Vorteil der ‚fliegenden‘ Lagerung ist die durch den Wegfall des Lagers auf der Vakuumseite einfache Zugänglichkeit des Schöpfraums ohne Lagerdemontage, die insbesondere bei Anwendungen mit hohem Schmutzanteil durch die einfache Reinigungsmöglichkeit an Bedeutung gewinnt. Für die eingangs erwähnten Marktsegmente bedeutet dies einen erheblichen Vorteil. Die Bauform erfordert eine besonders steife Konstruktion, die jedoch gleichzeitig die Robustheit der Pumpe erhöht.

Die Rotordrehzahlen liegen nach dem Stand der Technik heute etwa zwischen 3000 U/min und 10000 U/min. Bei den niederen Drehzahlen sind der mögliche Direktantrieb und die vergleichsweise große Zahl einsetzbarer Lagertypen von Vorteil. Nachteilig sind jedoch die dann nötigen großen und teureren Rotore. Mit höheren Drehzahlen lassen sich bei gleichem Saugvermögen sowohl eine Reduzierung des Achsabstandes als auch des Rotordurchmessers und damit kompaktere Maschinen realisieren. Gleichzeitig weisen kleinere Rotore kleinere Spaltflächen auf, was in Verbindung mit den höheren Drehzahlen, d.h. kleineren Arbeitsspielzeiten, die Leckage verringert. Letzteres erlaubt es, die Spalthöhen der Maschine größer auszulagern und führt damit auch zu geringeren Anforderungen an die Genauigkeit der Rotore. Die größten konstruktiven Herausforderungen bei der Wahl hoher Drehzahlen stellen die Lagergestaltung, die Dichtungen und die Rotordynamik dar.

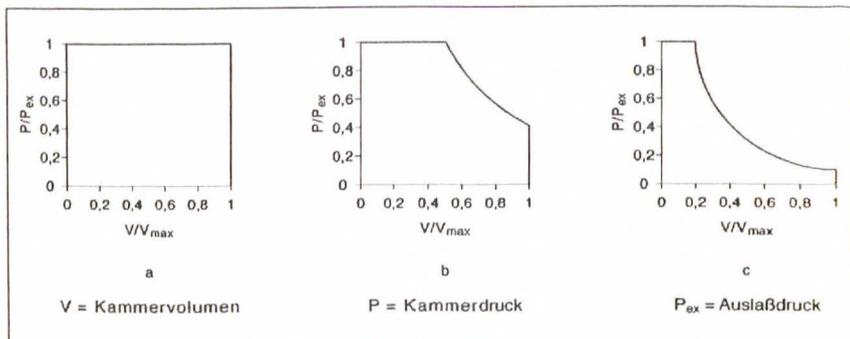
Bei der Auslegung der Rotore und der Spalthöhen bewegt man sich in dem für spaltgedichtete, trockenlaufende Verdrängermaschinen bekannten Konfliktfeld. /3/ Um eine hohe Betriebssicherheit zu gewährleisten, müssen in allen Betriebszuständen ausreichend große Warmspalthöhen vorhanden sein. Die Betriebszustände, die eine Pumpe in einer Applikation erfahren kann, hängen nicht nur von dem anliegenden Druckverhältnis, sondern auch von der Gasart und der Gastemperatur ab. Die große Bandbreite der Betriebszustände verursacht erheblich

unterschiedliche mechanische und vor allem thermische Belastungen. Diese haben wiederum direkte Auswirkungen auf die Spalthöhen und damit auf die Spaltleckagen. Letztere jedoch beeinflussen wiederum die Betriebsparameter entscheidend - der Kreis schließt sich.

Obgleich zunehmend an Berechnungsmodellen zur realitätsnahen Simulation des Betriebsverhaltens gearbeitet wird /4, 5, 6/, ist man bei der Auslegung der Spalthöhen zur Zeit noch weitgehend von Erfahrungswerten und Versuchsergebnissen abhängig. Den größten Anteil an den Spalthöhenänderungen hat die Wärmedehnung der Bauteile. Um die Bauteiltemperaturen zu begrenzen, ist das Schöpfraumgehäuse häufig durch Wasser gekühlt. Mitunter werden auch die Rotore selbst gekühlt. Beispielsweise durch Öl, welches durch die Rotorwellen gepumpt wird und gleichzeitig der Schmierung und Kühlung der Lager sowie der Schmierung der Zahnräder dient. Hierbei ist es unumgänglich, die Kühlung des Gehäuses einerseits und die der Rotore andererseits für alle Betriebsbedingungen so abzustimmen, dass die Betriebssicherheit stets gewährleistet ist.

Eine weitere Möglichkeit, niedrige Temperaturen in der Vakuumpumpe zu erreichen und die thermische Belastung insgesamt zu verringern, ist die ‚innere Verdichtung‘. Bei einer Vorvakuumpumpe wird ein großer Teil der Verdichtungsarbeit erst beim Ausschieben gegen den Austrittsdruck, i.d.R. Atmosphärendruck, also in der letzten Stufe geleistet.

Bei Maschinen ohne ‚innere Verdichtung‘ erfolgt damit in der letzten Stufe, sobald diese die Verbindung zum Auslass erhält, ein Ausschieben gegen den Austrittsdruck. Bei Maschinen mit ‚innerer Verdichtung‘ wird das Gasvolumen zunächst komprimiert, bevor schließlich die letzte Stufe im Verlauf des Arbeitsspiels mit dem Auslass verbunden wird. Damit verringert sich der Anteil der ‚Ausschiebe‘-Arbeit abhängig von der Höhe des eingebauten Verdichtungsverhältnisses  $v_1$ . Der Leistungsbedarf der Pumpe sinkt und es muss weniger Wärme abgeführt werden.



**Abb. 3:** *p-V-Diagramme von Schraubenvakuumpumpen*  
**Fig. 3:** *p-V-diagrams of screw vacuum pumps*

Abb. 3 zeigt die  $p$ - $V$ -Diagramme im Enddruck-Betrieb von Schraubepumpen: a) ohne ‚innerer Verdichtung‘, b) mit ‚innerer Verdichtung‘ gegen die Schöpfraumstirnseite und c) mit ‚innerer Verdichtung‘ durch Verkleinerung des Kammervolumens entlang des Rotors.

Die im  $p$ - $V$ -Diagramm eingeschlossene Fläche ist jeweils proportional zur technischen Arbeit  $W_{it}$ , die für ein Arbeitsspiel verrichtet werden muß, und damit auch zur Leistungsaufnahme der Pumpe. Mit zunehmendem eingebauten Verdichtungsverhältnis kann die spezifische Verdichtungsleistung im Enddruck-Betrieb reduziert werden. Die bei höheren Ansaugdrücken benötigte Verdichtungsleistung nimmt jedoch mit dem Grad der ‚inneren Verdichtung‘ zu, sofern das Auftreten einer Überkompression nicht durch entsprechende Maßnahmen, wie z.B. Ventile, verhindert wird.

Abb. 4 zeigt die theoretische spezifische Verdichtungsleistung  $P_{spez}$  in Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses  $v_1$ . Zum einen sind die Verdichtungsleistung für den Betrieb bei Enddruck ( $p_{in}=p_{ult}$ ) und zum anderen die Maxima über den gesamten Eintrittsdruckbereich für verschiedene Ventil-Öffnungsdrücke  $p_{max}$  dargestellt. Die Verdichtung in den Rotorkammern bis zum Erreichen des Ventil-Öffnungs-  $p_{max}$  bzw. des Auslassdruckes  $p_{ex}$  ist als polytrop mit  $n_{pol}=\text{konst.}<\kappa$  angenommen. Der Ventil-Öffnungsdruck  $p_{max}$  begrenzt den maximal in den Kammern auftretenden Druck. Verluste durch Spaltrückströmungen sowie Ein- und Ausströmverluste sind nicht berücksichtigt.

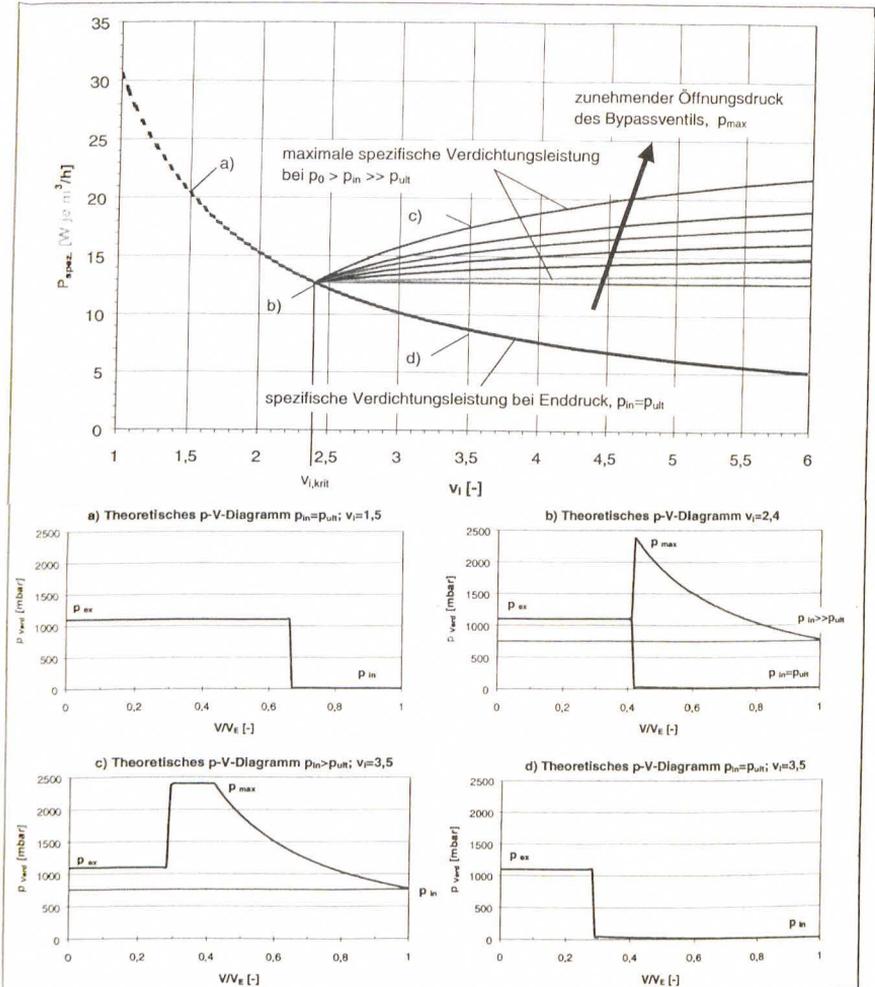
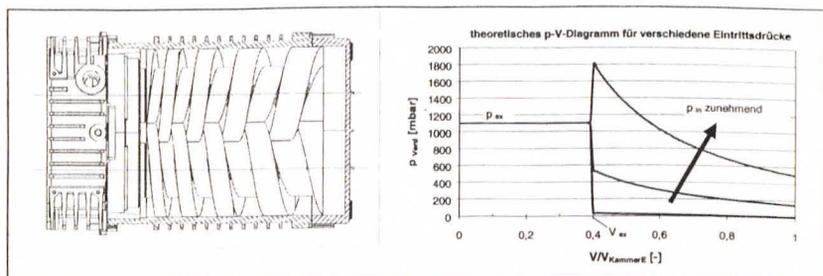


Abb. 4: Theoretische spezifische Verdichtungsleistung  $P_{spez}$  in Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses  $v_1$  für  $p_{ex}=1,1$  bar und  $n_{pol}=\text{konst.}<\kappa$   
 ( $p_{Verd}$ : Kammerdruck,  $p_{in}$ : Eintrittsdruck,  $p_{ex}$ : Austrittsdruck,  $p_0$ : Umgebungsdruck,  $p_{uit}$ : Enddruck,  $p_{max}$ : Öffnungsdruck des Bypassventils,  $V$ : Kammervolumen,  $V_E$ : Kammervolumen am Eintritt)

Fig. 4: Theoretical specific compression power  $P_{spez}$  as function of compression ratio  $v_1$  for  $p_{ex}=1,1$  bar and  $n_{pol}=\text{const.}<\kappa$   
 ( $p_{Verd}$ : chamber pressure,  $p_{in}$ : inlet pressure,  $p_{ex}$ : exhaust pressure,  $p_0$ : ambient pressure,  $p_{uit}$ : ultimate pressure,  $p_{max}$ : opening pressure for bypassvalve,  $V$ : chamber volume,  $V_E$ : chamber volume at inlet)

Bei Verdichtungsverhältnissen  $v_i < v_{i,krit}$  tritt die maximale Verdichtungsleistung im Enddruckbetrieb auf. Bei höheren Verdichtungsverhältnissen liegt der maximale Leistungsbedarf bei höheren Ansaugdrücken vor. Der Absolutwert von  $P_{spez}$  wird zum einen vom Auslassdruck und zum anderen vom angenommenen Ventil-Öffnungsdruck beeinflusst.

Eine innere Verdichtung mit einer entsprechenden Reduzierung des Leistungsbedarfes lässt sich z.B. durch eine Veränderung der Rotorsteigung entlang der Rotorlängsachse erzielen, um das Kammervolumen von der Ein- zur Austrittsseite zu verringern, Abb. 5.



**Abb. 5:** Rotorpaar mit veränderlicher Rotorsteigung

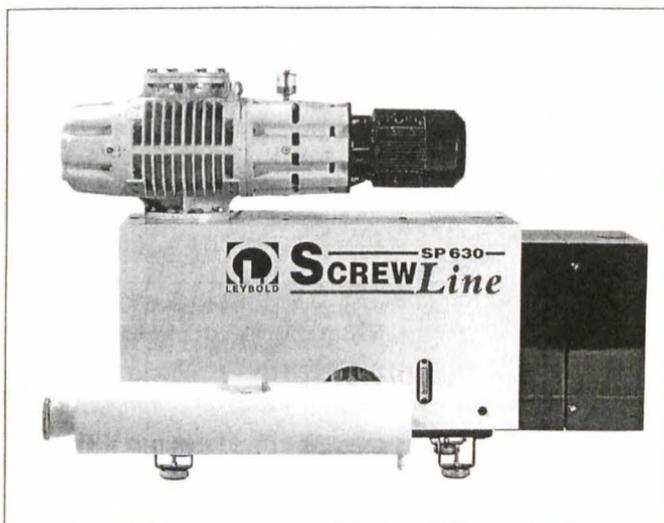
**Fig. 5:** Pair of rotors with variable thread pitch

Das führt zu einer frühzeitig einsetzenden und kontinuierlich verlaufenden Verdichtung. Hierdurch läßt sich eine Leistungsaufnahme der Schraubenvakuum-pumpe erreichen, die mit der von Drehschieberpumpen vergleichbar ist. Außerdem wird die Wärmelast so über einen größeren Oberflächenbereich in den Rotor eingebracht. Der lokal zugeführte Wärmestrom ist verringert, so dass besonders heiße Oberflächenbereiche vermieden werden können.

Die Herstellung der Rotore mit veränderlicher Steigung ist jedoch aufwendig. Das gilt sowohl für Rotore mit kontinuierlicher Geometrieänderung der Rotore als auch für solche, bei denen separat gefertigte Gewindeteile mit verschiedenen Steigungen zusammen montiert werden.

#### 4 Konzept einer industriellen Vakuumpumpe am Beispiel der Leybold ScrewLine SP630

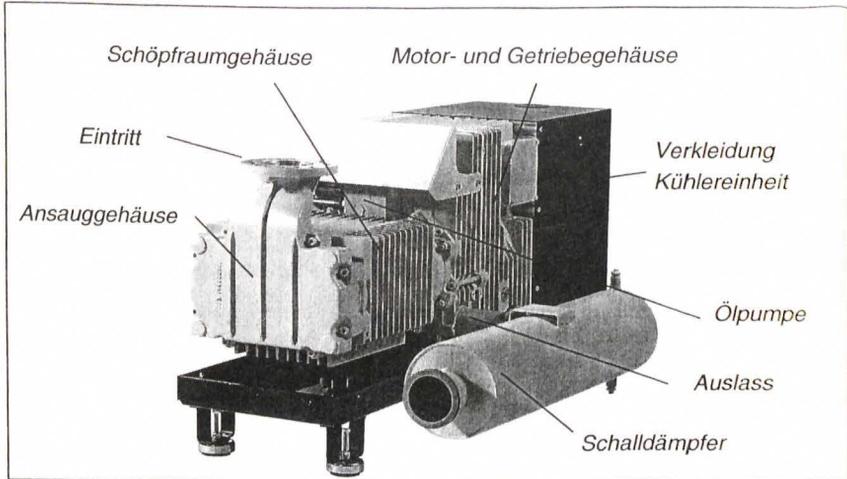
Die Leybold ScrewLine SP630 (s. Abb. 6) nutzt die Vorteile der Schraubenspumpentechnik und wurde auf die anfangs beschriebenen Anforderungen der industriellen Märkte hin optimiert. Sie ermöglicht es den Anwendern, die Lebenszykluskosten gegenüber ölgedichteten Systemen deutlich zu reduzieren.



**Abb. 6:** Leybold ScrewLine SP630 mit Rootsgebläse WAU2001 und Schalldämpfer  
**Fig. 6:** Leybold ScrewLine SP630 with roots pump WAU2001 and exhaust silencer

Die Maschine weist zwei fliegend gelagerte Schraubenrotore auf, die von kräftig dimensionierten Wellen und Lagern geführt werden. Die beiden Wellendichtungen sind durch eine Kombination von Kolbenring- und Labyrinthdichtung berührungslos und somit nahezu verschleißfrei. Durch die Kolbenringdichtung werden die bei hohen Auslassgedrücken möglichen Gasleckagen gedrosselt. Durch die Labyrinthdichtung wird das Getriebeöl zurückgehalten. An die Dichtung kann Sperrgas angeschlossen werden, wenn der Anwendungsprozess dies erfordert.

Abb. 7 zeigt die ScrewLine SP630 ohne Verkleidung. Das Ansauggehäuse und das Schöpfraumgehäuse können nach Lösen der Verschraubung leicht demontiert werden.



**Abb. 7:** Leybold ScrewLine SP630 ohne Verkleidung mit Schalldämpfer

**Fig. 7:** Leybold ScrewLine SP630 without pump cover with exhaust silencer

Die ScrewLine SP630 wird über einen integrierten Drehstromasynchronmotor angetrieben, der auf einer dritten Welle sitzt. Diese Welle treibt eine Ölpumpe (s. Abb. 7), einen Lüfter und über eine Getriebestufe eine der Rotorwellen an. Die Betriebsdrehzahl der Wellen beträgt 6000 U/min. Die Rotoren haben eine veränderliche Steigung, wie in Abb. 5 gezeigt.

Die Ölpumpe fördert das Öl aus dem Sumpf durch einen Filter und den Öl-Luft-Wärmetauscher in die Rotorwellen, von denen es auf die Zahnräder und die Lager gespritzt wird und schließlich in den Sumpf zurückfließt.

Durch den Öl-Luft-Wärmetauscher wird die Ölkühlung der Rotore in die Luftkühlung integriert. Die gesamte Maschine ist luftgekühlt. Der Lüfter saugt Kühlluft durch einen Öl-Luft-Wärmetauscher an und drückt die vorgewärmte Luft über das Motorgehäuse und das Pumpengehäuse, vgl. Abb. 8. Weil der Gesamtkühlstrom der Pumpe zunächst durch den Wärmetauscher strömt, werden die Kühlung der Rotore und die Kühlung der Gehäusebauteile gekoppelt. Zum Beispiel nimmt mit steigenden Rotortemperaturen die Öltemperatur und mit dieser die Lufttemperatur nach dem Wärmeaustauscher zu. Bei steigenden Rotortemperaturen wird das Gehäuse also auch mit einem Luftstrom auf höherem Temperaturniveau gekühlt.

Dadurch gleichen sich die Wärmedehnungen von Rotoren und Gehäuse einander an und die Betriebsspalthöhen bleiben weitgehend konstant. Dieses Konzept der Luftkühlung gewährleistet, dass alle Bauteiltemperaturen eng miteinander korrelieren und sich damit dem jeweiligen Betriebszustand automatisch anpassen. Es bewährt sich auch unter ungünstigen Betriebsbedingungen, wie bei Verschmutzung des Wärmetauschers oder bei hoher Last durch die gepumpten Gase.

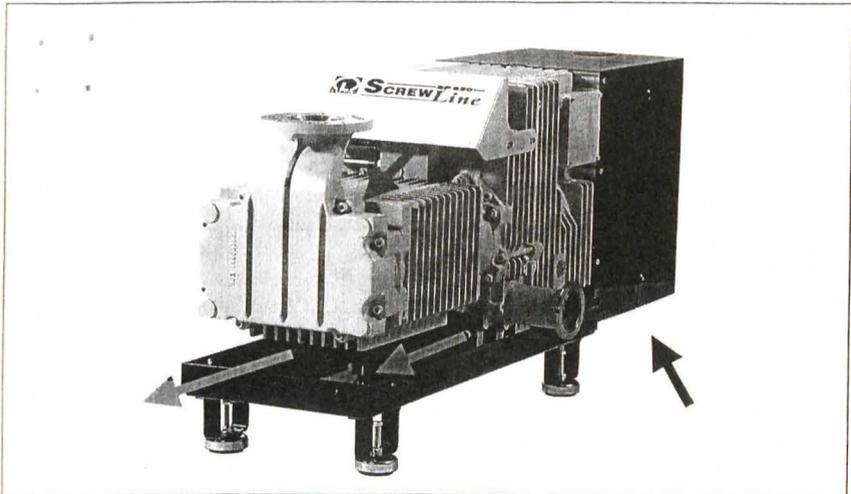


Abb. 8: **Kühlluftstrom der Leybold ScrewLine SP630**

Fig. 8: **Cooling air flow of Leybold ScrewLine SP630**

Abb. 9 zeigt die Saugvermögensdiagramme der Schraubenvakuumpumpe ScrewLine SP630 und der Drehschieberpumpe SOGEVAC SV630 mit und ohne Gasballast bei 50 Hz. Die „füllige“ Saugvermögenskurve der ScrewLine SP630 ermöglicht den uneingeschränkten Ersatz von Drehschieberpumpen der gleichen Saugvermögensklasse. Durch den sehr niedrigen Enddruck und das hohe Saugvermögen bei niedrigen Drücken kann beim Einsatz einer ScrewLine SP630 in einigen Applikationen sogar auf die bislang notwendigen Wälzkolbenpumpen verzichtet werden. Vorteilhaft wirkt sich im Vergleich zur Drehschieberpumpe außerdem aus, dass die Schraubpumpe aufgrund der höheren Oberflächentemperaturen im Schöpfraum in vielen Applikationen ohne Gasballast betrieben werden kann. Der Abfall des Saugvermögens bei hohen Ansaugdrücken der ScrewLine SP630 ist typisch für spaltgedichtete Maschinen mit innerer Verdichtung, weil die Spalte bei molekularer Strömung (niedrige Drücke) wesentlich besser als bei viskoser Strömung (höher Drücke) dichten. /4, 5, 6/

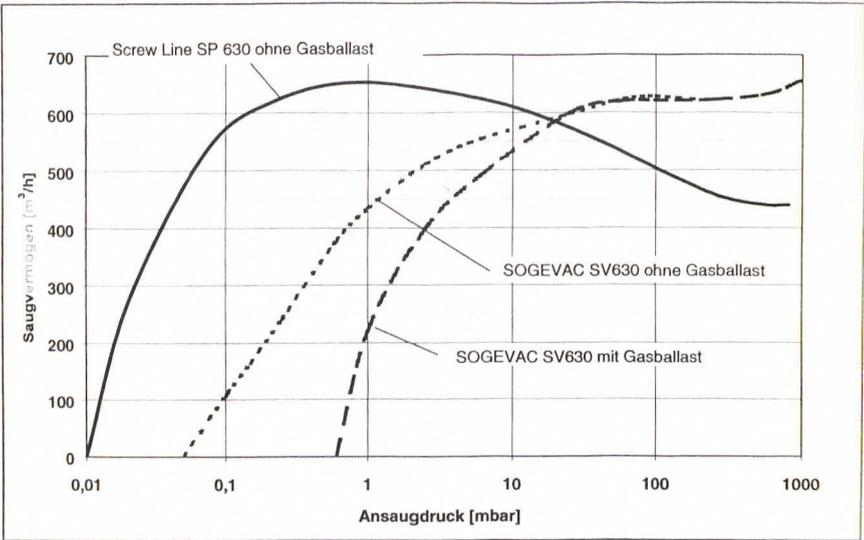


Abb. 9: Saugvermögensdiagramm von Leybold ScrewLine SP630 und SOGEVAC SV630

Fig. 9: Pumping speed curve of Leybold ScrewLine SP630 and SOGEVAC SV630

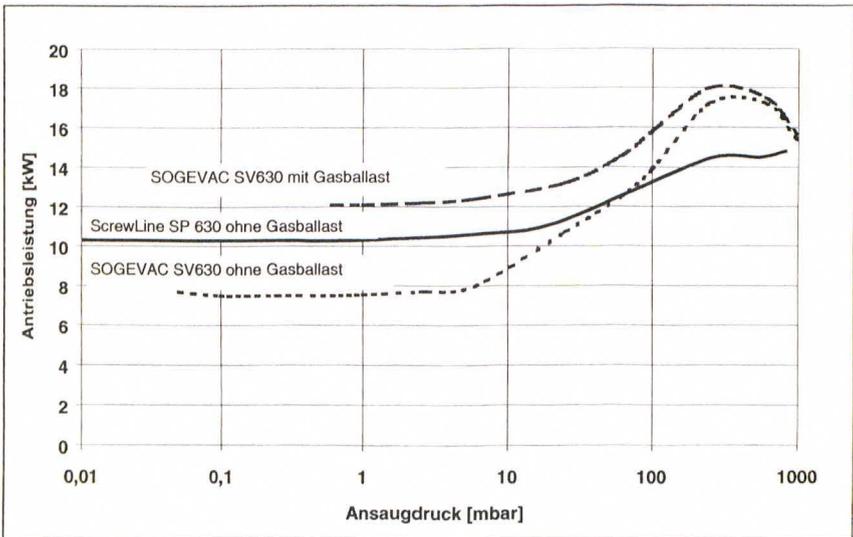


Abb. 10: Leistungsaufnahme von Leybold ScrewLine SP630 und SOGEVAC SV630

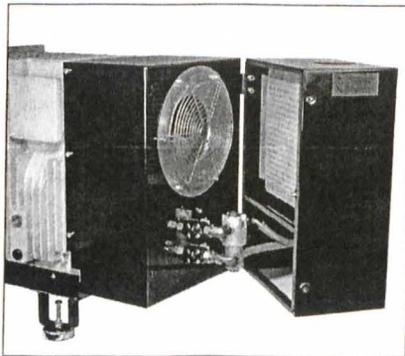
Fig. 10: Power consumption of Leybold ScrewLine SP630 und SOGEVAC SV630

Abb. 10 zeigt den Vergleich der Leistungsaufnahmen der ScrewLine SP630 und der SOGEVAC SV630 bei 50Hz. Die Leistungsaufnahmen beider Pumpen liegen auf einem ähnlich niedrigen Niveau. Hierfür ist die innere Verdichtung in der ScrewLine SP630 verantwortlich. Auf den Einsatz von Bypassventilen zur weiteren Reduzierung der Leistungsaufnahme wurde mit Rücksicht auf die Robustheit der Pumpe verzichtet.

Abb. 6 zeigt die ScrewLine SP630 mit Verkleidung und direkt angeflanschter Wälzkolbenpumpe. Diese Pumpkombination ermöglicht eine sehr kompakte und kostengünstige Lösung für hohe Saugvermögen bis weit in den Feinvakuumbereich. Dabei liegt der Schallpegel der Schraubepumpe unter dem von Drehschieberpumpen. Für die Anpassung der Pumpe an die Kundenanforderungen steht weiteres Zubehör, wie Staubfilter und Auslassschalldämpfer zur Verfügung.

Alle für den Anschluß und die Wartung der Pumpe notwendigen Stellen sind von einer Seite zugänglich, wodurch hohe Flexibilität bei der räumlichen Installation der Pumpe gegeben ist. Die Wartung beschränkt sich bei den meisten Applikationen auf eine regelmäßige Kontrolle der Pumpe (Sichtkontrolle) und den jährlichen Wechsel von Getriebeöl und Ölfilter. Der Kühler ist sehr gut zugänglich und kann besonders leicht gereinigt werden (s. Abb. 11).

Die Vakuumpumpe ScrewLine SP630 erhöht so die Verfügbarkeit einer Anlage im Vergleich mit ölgedichteten Vorpumpen, bei denen meist mehrere Ölwechsel pro Jahr nötig sind. Nicht zuletzt dieser Vorteil macht die ScrewLine SP630 zu einer interessanten trockenverdichtenden Alternative für große Dreh- und Sperrschieberpumpen in vielen industriellen Anwendungen.



**Abb. 11:** Geöffnete Verkleidung Kühlereinheit der Leybold ScrewLine SP630 mit Ölfilter und Wärmetauscher

**Fig. 11:** Leybold ScrewLine SP630 cover cooling unit open with oil filter and heat exchanger

Die Schraubenvakuumpumpe entwickelt sich dank ihres einfachen Aufbaus und ihrer gezielten Weiterentwicklung mehr und mehr zu einer Standardlösung für viele Bereiche der Vakuumtechnik.

## 5 Literaturverzeichnis

- /1/ Kösters, H.: ‚Neues Konzept für Schraubenvakuumpumpen in der Prozeßtechnik‘  
In: VDI-Berichte 1931, S.95-105  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- /2/ Friedrichsen, U.: ‚Pumping explosive media – prototype testing for experimental safety certification of screw-type vacuum pumps‘  
In: Chemical Plants and Processing Nr.2, S.37-38  
Leinfelden, 2001
- /3/ Kauder, K.;  
Wenderott, D.: ‚Spaltproblematik in Schraubenspindel-Vakuumpumpen‘  
In: VDI-Berichte 1931, S.77-94  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998
- /4/ Wenderott, D.: ‚Spaltströmungen im Vakuum‘  
VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 7, Nr. 423  
VDI-Verlag, Düsseldorf, 2001
- /5/ Kauder, K.;  
Wenderott, D.: ‚Gasspaltströmungen in Schraubenspindel-Vakuumpumpen‘  
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des  
FG Fluidenergiemaschinen, Nr. 6, S. 5-19  
Universität Dortmund, 1998
- /6/ Kauder, K.;  
Wenderott, D.: ‚Der Spaltformwiderstand von Strömungen im Vakuum‘  
In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des  
FG Fluidenergiemaschinen, Nr. 9, S. 93-103  
Universität Dortmund, 2001