Der Einrotor-Schraubenkompressor als Kältemitteldampf-Verdichter

Dr. K.M. Pohl, Stuttgart

Zusammenfassung

Kompakte Bauweise durch hohe Drehzahl, Saugvolumenstrom stufenlos regulierbar, externe oder interne Kühlung durch Flüssigkältemittel-injektion, niedriger Verschleiß und Geräuschpegel durch Material-kombination Kunststoff-Grauquß.

Allgemeines

Schraubenkompressoren dringen in ihrer Anwendung als Kältemitteldampf-Verdichter in immer weitere Bereiche vor, die früher anderen Kompressorarten vorbehalten waren. Das gilt für die Kapazität in Richtung nach unten und nach oben. Die Einrotor-Schraubenkompressoren gehören in den mittleren bis oberen Bereich des Anwendungsgebietes der Schraubenkompressoren. Allgemein haben Schraubenkompressoren gegenüber Kolbenkompressoren eine Reihe signifikanter Vorzüge (Tafel 1). Solche Vorzüge gibt es natürlich nicht oder nicht nur zum Nulltarif. Schraubenkompressoren sind vom Anschaffungspreis her meistens teurer als Kolbenkompressoren gleicher Leistung, und sie haben auch einen leicht höheren spezifischen Energiebedarf. Dennoch gehen. besonders in den höheren Leistungsbereichen, Wirtschaftlichkeitsvergleiche meistens zu Gunsten von Schraubenkompressoren aus, wenn Platzbedarf, Schallschutzmaßnahmen, Bedienung, Wartung, Reparatur u.a. ihre wirtschaftliche Berücksichtigung finden und nicht nur kurzfristige Kriterien berücksichtigt werden.

Das Prinzip des Einrotor-Schraubenkompressors

Das Prinzip des Einrotor-Schraubenkompressors geht auf eine französische Erfindung zurück. Es wurde technisch zunächst für die Luftverdichtung realisiert. Für die Anwendung auf dem Gebiet der Kältemitteldampf-Verdichtung wurde dieser Kompressor dann im wesentlichen von der APV Hall-Products Ltd. weiterentwickelt.

Die wesentlichen Teile des Einrotor-Schraubenkompressors sind der Rotor und zwei in diesen eingreifende Sternräder (Bild 2). Der Rotor läuft mit der vorzugsweise möglichst hohen Drehzahl des direkt gekuppelten Antriebsmotors, bei uns also praktisch mit 3.000 Upm. Der Rotor treibt über seine sechs kompliziert geformten und gefertigten Schraubengänge zwei sogenannte Sternräder an, die elf Zähne haben und sich dementsprechend mit 1.360 Upm drehen. Mit ihrer einen, ebenen, "komprimierenden" Seite laufen die Sternräder über entsprechende Ebenen im Kompressorgehäuse, die mit geraden Lippen in der Rotorbohrung enden.

Tafel 1: Vorzüge von Schraubenkompressoren allgemein und HallSchrauben speziell im Vergleich mit Kolbenkompressoren

nicht vorhanden:	nicht erforderlich:	weiter:
ArbeitsventileKolben und -Ring	 Schwingungsdämpfung Rohrleitungs-Kompensatoren 	Ölverbrauch geringkompakt
- Pleuel - Kurbelwelle		 kleiner Platzbedarf hohe Lebensdauer einfache Bedienung wenig Wartung / Reparatur geringer Ersatzteilbedarf

Vergleich HS 28 (Q \approx 1 200 kW) und äquivalenter Kolbenkompressor

На	illSchraube	Kolber	nkompressor		
Einzelteile:	239	ca.	1	400	
Gewicht kg :	495	ca.	3	000	

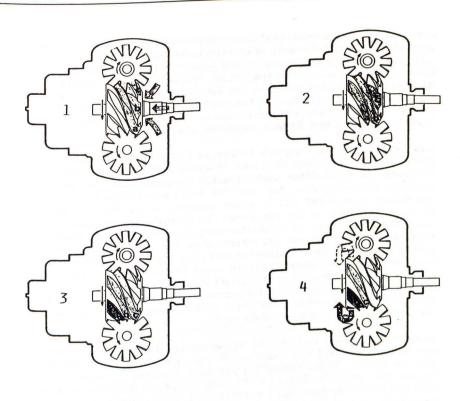


Bild 2: Prinzip des Einrotor-Schraubenkompressors (dargestellt an drei benachbarten Schraubengängen a, b und c)

- l in die Gänge a, b und c strömt das Sauggas
- 2 in Gang a wird komprimiert, b schließt und c füllt sich weiter
- Kompression in a ist beendet, in b und c wird weiter komprimiert
- 4 Druckgas strömt aus a in den Druckraum; äquivalentes geschieht am zweiten Sternrad

Die anderen, stützenden Seiten der Sternräder sind dem Saugraum zugekehrt. Die gleitenden, komprimierenden Seiten sind im Fall von HallSchrauben-Kompressoren aus Gründen einer zweckvollen Materialpaarung mit einem speziellen Polyamid belegt. Andere Hersteller verwenden anstelle des Kunststoffs Aluminium. Der Kunststoff trägt offenbar in Kombination mit anderen Einflußgrößen zur niedrigen Schallemission von HallSchrauben bei (Tafel 3). Rotor und Gehäuse bestehen aus Grauguß.

Jeder der mit einem Gang des Rotors im Eingriff befindlichen Zähne beider Sternräder schließt in einer bestimmten Anfangsstellung ein einstellbar vorbestimmtes Sauggasvolumen im jeweiligen Rotorgang ein, das dann mit fortschreitender Umdrehung des Rotors verdichtet und in einer anderen, einstellbar vorbestimmten Stellung in den Druckraum des Kompressors entlassen wird. Das Verhältnis zwischen dem eingelassenen und dem ausgelassenen Volumen ist ein variabler, aber für eine Maschine fest eingestellter Maschinenparameter und wird als Volumenverhältnis bezeichnet. Das Volumenverhältnis einer Maschine wird durch einen (leicht austauschbaren) Lastregelschieber vorgegeben, der den Betriebsverhältnissen eines Kompressors (Drucke, Temperaturen) entsprechend ausgewählt wird. Über seine eigentliche Funktion wird weiter unten noch die Rede sein.

Zwischen dem Rotor und der ihn aufnehmenden Bohrung im Gehäuse, den Sternrädern und den zuvor erwähnten Lippen der Gleitebenen gibt es Spalte, die innerhalb gewisser Tolerenzen kleingehalten werden aber unvermeidbar endlich sind. Zu deren Abdichtung gegen Kältemittel-Lässigkeit wird reichlich öl in die Rotorgänge eingespritzt, das gleichzeitig die übliche Schmierfunktion hat und darüber hinaus zur Aufnahme eines Teiles der Kompressionswärme dient.

Es läßt sich aufgrund der zuvor angegebenen Zahlen leicht errechnen, daß bei 3.000 Upm Rotordrehzahl 600 Einzelportionen/s Gas aus dem Saugraum in den Druckraum gefördert werden, wodurch der Gesamtvolumenstrom praktisch pulsationsfrei wird; ein weiterer Beitrag zur geringen Lärmemission im Verbund mit dem reichlich fließenden Öl zwischen den Spalten.

Die Steuerung des Volumenstroms ist einmal durch eine Änderung der Antriebsdrehzahl möglich, ferner durch Variation des in einen jeden Rotorgang eingeschlossenen Volumens. Schließt man z.B. einen Rotorgang später ab, nachdem ein Sternradzahn schon über die Anfangsstellung weiter in ihn vorgedrungen ist, so wird das eingeschlossene Volumen kleiner, ohne daß schon eine Verdichtung stattgefunden hat. Auf diese Weise wird der Saugvolumenstrom geringer. Damit dennoch der gleiche Kompressionsenddruck erreicht wird, darf das kleinere Anfangsvolumen auch nur später in den Druckraum entlassen werden. Durch einen von der Geometrie her komplizierten, in der Ausführung aber einfachen Steuerschieber wird das erreicht. Auf diese Weise ist es möglich, den Gesamtvolumenstrom zwischen 10 und 100 % seines Maximums stufenlos während des Betriebes zu verändern. Regel-, Steuer- und Schaltvorgänge lassen sich auf diese Weise verwirklichen.

Tafel 3: Schallemission von HallSchrauben bei 3 000 Upm

Type:	HS 18	HS 20	HS 22	HS 24	HS 28	HS 31	HS 35
Schallpegel: dB(A)	80	81	82	84	86	88	90

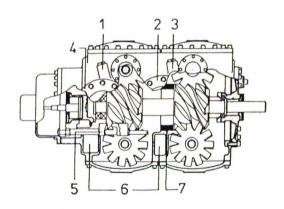


Bild 4:	HallSchraube in Tandem-Ausführung

- 1 Economizer Anschluß (Draufsicht)
- 2 Saugstutzen
- 3 wie l
- 4 Druckstutzen (Ansicht von unten) .
- 5 Lastregelschieber
- 6 Druckgaskanäle
- 7 Rotor-Abdichtung

VDI BERICHTE

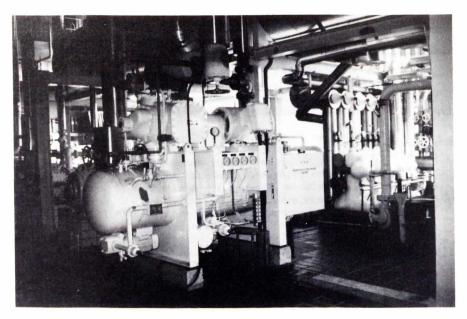


Bild 5: HallSchraube HS 35

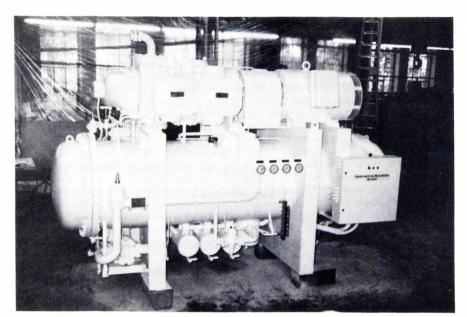


Bild 6: HallSchraube HS 235 / Tandem

Neben der Möglichkeit, Teilgasströme auch bei schon erfülltem Druck von außerhalb, d.h. nicht über den Saugraum in die kleinen Kompressionsräume des Rotors einzuführen und so z.B. Economizer-Betrieb zu realisieren, bietet der Einrotor-Schraubenkompressor noch einen signifikanten Vorteil: Die Möglichkeit, nach angelaufener Kompression außer dem Öl auch flüssiges Kältemittel in die Rotorgänge einzuspritzen und so durch Umwandlung latenter Wärme den Kompressor zu kühlen. Das kostet zwar ein wenig Energie und verringert auch den volumetrischen Wirkungsgrad ein wenig, die beiden negativen Einflüsse werden aber durch die resultierenden Vorteile der Einfachheit und Zuverlässigkeit von Gesamtanlagen ökonomisch meistens überkompensiert.

Es bedarf kaum eines Hinweises darauf, daß Lagerbeanspruchungen durch das Einrotorprinzip sehr gering gehalten werden können. Das gilt besonders für die ganz großen unter den HallSchrauben-Kompressoren (Bild 4), die als Tandem-Maschinen ausgeführt werden, und in denen dann vier Sternräder und zwei Rotoren wirksam sind. Die von letzteren ausgeübten Axialkräfte kompensieren sich infolge der Anordnung und die Volumenströme werden noch mehr qua-si-kontinuierlich.

Kompressoraggregate mit Einrotor-Schraubenkompressoren

Der notwendigerweise große Ölumlauf (es sei an dieser Stelle bereits hervorgehoben, daß der Ölverbrauch aber sehr gering ist) bedingt die konstruktive Ausführung von Kompressoraggregaten, die die Kompaktheit des eigentlichen Kompressors aber nicht beeinträchtigen (Bilder 5 und 6). Den schematischen Aufbau eines Aggregates zeigt das Bild 7.

Das in die Rotorschraubengänge eingespritzte Öl wird aus dem Ölabscheiderbehälter entnommen, der in den "Grundrahmen" des Aggregates integriert ist. In dem Ölabscheider steht das Öl praktisch unter Förderdruck und strömt von dort aus ohne weiteres an die Schmier- und Einspritzstellen. Das unter Druck stehende Öl dient gleichzeitig als Hydrauliköl der steuernden oder regelnden Bewegung des Lastregelschiebers. Damit ein solches Aggregat aus dem Stillstand entlastet anlaufen kann (auf diese Weise kann die Nennleistung des Antriebsmotors kleingehalten werden), ist für die Rückführung des Lastregelschiebers in die 10 % - Minimalstellung und auch für die Vorschmierung des Rotors eine Ölpumpe vorgesehen, die nur kurzzeitig läuft und dann wieder abgeschaltet werden kann. Eine Mindest-Druckdifferenz ist im Betrieb allerdings erforderlich, damit der Ölumlauf funktioniert. Unter gewissen Betriebsverhältnissen, z.B. im Booster-Betrieb reicht diese Druckdifferenz nicht aus. In diesen Ausnahmefällen ist der Einsatz einer Ölumlaufpume erforderlich. die dann aber von der Kapazität her größer gehalten werden muß als die einfache Anlaufpumpe. Im übrigen sind die Aggregate mit den üblichen Sicherheits-Steuergeräten ausgerüstet, die das Aggregat gegen mangelnde Ölfüllung, mangelnden Ölumlauf, Überhitzung etc. absichern.

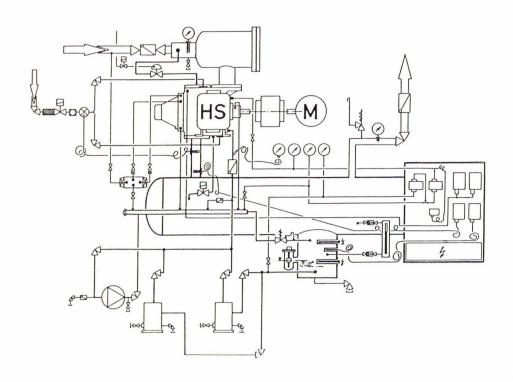


Bild 7: HallSchrauben-Aggregat / Schema

- Schraubenkompressor
 bzw. HallSchraube
 (4. Variante)
- 2 Antriebsmotor
- 3 Kondensator
- 4 Sammler
- 5 Schwimmer-Regler
- 6 Verdampfer
- 7 Kältemittel-Abscheider
- 8 Öltemperatur-Regler
- 9 Ölkühler
- 10 Kältemittel-Pumpe
- Q Kälteleistung
- Q. Ölkühler-Wärme
- L Antriebsleistung

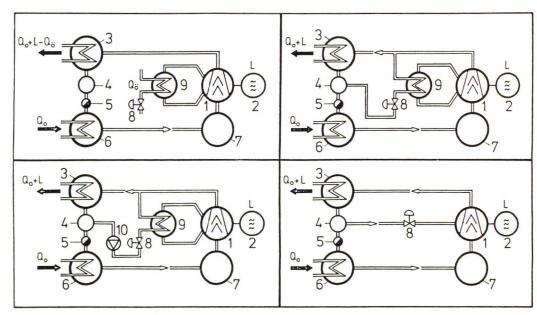


Bild 8: Kreisprozeß mit unterschiedlicher Ölkühlung

Unterschiedliche Ölkühlungsmöglichkeiten zeigt das Bild 8. Unter den vier Varianten stellen drei die Ölkühlung durch indirekten Wärmeaustausch in vorzugsweise Röhrenkühlern dar. Die Ölwärme (Reibungs- und Kompressionswärme) kann an Kühlwasser aber auch an frei oder unter Pumpendruck zulaufendes, verdampfendes Kältemittel abgeführt werden. Vom technischen Aufwand her am einfachsten ist natürlich die direkte Einspritzung von flüssigem Kältemittel in die Rotorgänge. Für den Fall einer Wärmerückgewinnung ist diese Schaltung insofern noch von Vorteil, als der Druckgasmengenstrom durch die Einspritzung größer wird und der Nutzwärmeentzug nur aus diesem zu erfolgen hat. Das gilt auch für den Einsatz einer HallSchraube in Wärmepumpenanlagen. Besonders vorteilhaft ist die Ölkühlung durch Flüssigkältemittel-Einspritzung für Kälteanlagen, die ohne Kühlwasser arbeiten müssen. Außer luftgekühlten Kondensatoren sind dann keine Wärmeaustauscher für die Prozeßabwärme erforderlich.

Das Öl wird mit dem Druckgasmengenstrom in den unter dem Kompressor liegenden Ölabscheider gefördert. Öltemperatur und Druckgastemperatur sind beim Eintritt in diesen praktisch gleich. Sie betragen je nach Betriebsverhältnissen zwischen 65 °C und 90 °C. Infolge des reichlichen Flusses und infolge der niedrigen Temperaturen wird das Öl äußerst schonend behandelt und kann über lange Zeiträume in der Anlage verbleiben. Die Ölabscheider werden mit Koaleszerfilter oder Drahtmaschengeflechten bestückt. Der Ölauswurf hinter den Abscheidern beträgt dann weniger als 5 oder weniger als 50 Gewichts ppm. Letztere Zahl ist belanglos in Anlagen mit entsprechender Gesamtkonzeption, d.h. wenn das Öl durch entsprechende Anordnung der Einspritzflüssigkeits-Entnahmestellen oder durch sonstige Ölrückführung mittels z.B. kleiner Membranpumpen in den Ölabscheider zurückgeführt wird. Es sind Anlagen unter gravierenden Betriebsverhältnissen mit R 717 als Kältemittel über zwei Jahre in Betrieb, in die kein Öl nachqefüllt worden ist. Bei bestehenden Anlagen mit verzweigter Kälteverwendung wird man natürlich Koaleszerfilter verwenden. Deren Einsatz ist derzeit noch mit etwas höheren Investitionskosten verbunden, da die Ölabscheider für auswechselbare Filtermedien zu konzipieren sind, solange keine entsprechenden Erfahrungen über eine größere Anzahl von Jahren vorliegen.

HallSchrauben-Kompressorsätze für Kaltwasserkühlung mit Frigen als Kältemittel, bei denen der Ölgehalt im Frigen etwas erhöht ist und die (abgesehen von der Lagerschmierung) keines weiteren Ölumlaufes bedürfen, sind zur Zeit erfolgreich in der betrieblichen Anwendung.

Leistungsbereich und Betriebsverhalten

HallSchrauben werden standardmäßig für Kältemittel R 12, R 22 und R 717 geliefert. Das ist jedoch keine Begrenzung. Die Bilder 9 und 10 zeigen die Leistungsbereiche für Kältemittel R 717 (Kälteerzeugung) und R 12 (Wärmepumpenbetrieb) unter gebräuchlichen Betriebsbedingungen als Beispiel. Um die Übersicht in diesen Diagrammen nicht zu beeinträchtigen, sind die Parameterkurven für die Volumenverhältnisse nicht eingezeichnet.

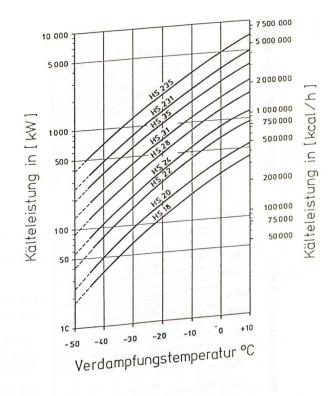


Bild 9: Kälteerzeugung mit HallSchrauben

Kältemittel R 717; Kondensationstemperatur t = 35 °C

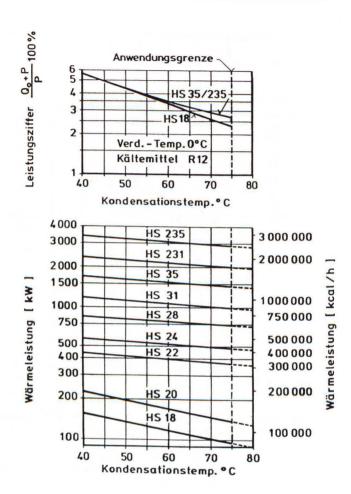


Bild 10: HallSchrauben als Wärmepumpe

Kältemittel R 12;

Verdampfungstemperatur t = 0 °C

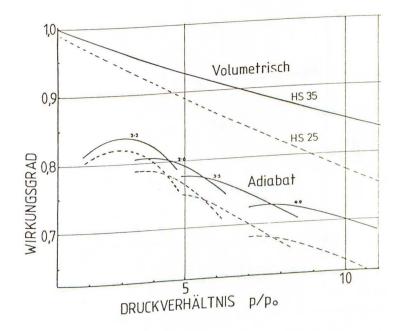


Bild ll: HallSchrauben / Wirkungsgrade;
Kältemittel R 717

Im übrigen haben die Maschinentypen für jedes einmal vorgegebene Volumenverhältnis vom Kompressionsdruck-Saugdruck-Verhältnis P / Po her respektable Anwendungsbereiche, wie die Kurvenscharen für den volumetrischen und den adiabtischen Wirkungsgrad in Bild 11 zeigen.

Das Teillastverhalten als Funktion der stufenlosen Füllung durch den Lastregelschieber zeigt Bild 12. Natürlich ist der Teillastwirkungsgrad geringer als der bei Vollast. Wird sehr viel in wirkungsgrad geringer als der bei Vollast. Wird sehr viel in wirkungsgrad geringer als der bei Vollast. Wird sehr viel in wirkungsgrad geringer als der bei Vollast. Wird sehr viel in wird en empfiehlt einem unter 50 % liegenden Teillastbereich gefahren, dann empfiehlt sich die Drehzahltrischen Antrieb. Das Teillastverhalten als Funktion der Drehzahltrischen Antrieb. Das Teillastverhalten als Funktion der Drehzahltrischen Antrieb. Das Teillastverhalten als Funktion der Drehzahltrischen geigt Bild 13. Bei sehr großen, abzufahrenden Leistungsreduzierung zeigt Bild 14 hervorgeht. Eine solche Kombination wird wie diese aus dem Bild 14 hervorgeht. Eine solche Kombination wird derzeit in einem deutschen Chemiebetrieb realisiert. Über den gederzeit in einem deutschen Chemiebetrieb realisiert. Über den gesamten Einsatzbereich wird praktisch ein linearer Zusammenhang samten Einsatzbereich wird praktisch ein linearer Zusammenhang zwischen Kälteleistung und Antriebsleistung erreicht.

Die Bewegung des Lastregelschiebers und die relative Last variieren mit den Betriebsverhältnissen (Bild 15); ihre Abhängigkeit ist nicht linear, aber von einem funktionellen Zusammenhang, der für Regel-, Steuer- und Schaltvorgänge vorzüglich geeignet ist.

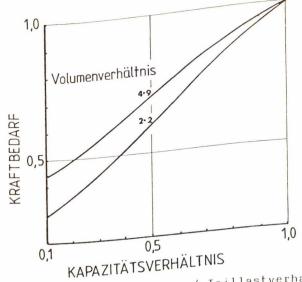


Bild 12: HallSchrauben / Teillastverhalten ———— bei verschiedener füllung

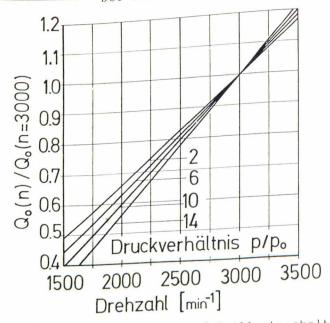


Bild 13: HallSchrauben / Teillastverhalten
bei reduzierter Drehzahl

Der Kraftbedarf ist dem Drehzahlverhältnis ungefähr proportional

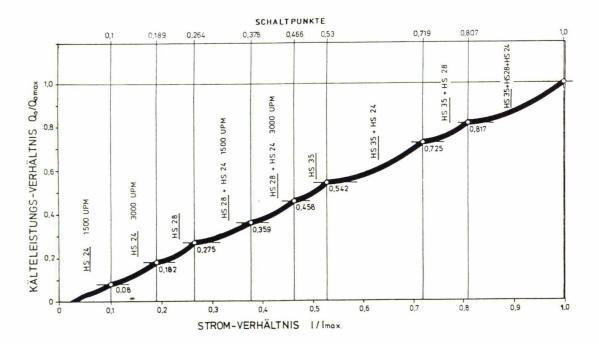
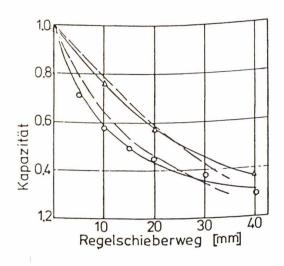


Bild 14 : Kälteleistung und Leistungsbedarf für eine Kälteanlage mit HallSchrauben bestehend aus Kompressoren HS 24, HS 28 und HS 35; Kältemittel R 717, t $_0$ = + 0 °C, t = 32 °C



Versuch R22Versuch R717Berechnung

Bild 15: HallSchrauben / Kälteleistung

als Funktion der Regelschieberstellung

Anwendungs- und Betriebserfahrungen

Einrotor-Schraubenkompressoren haben sich in sehr großer Vielzahl in unterschiedlichster industrieller Anwendung über viele Jahre bewährt. Ein besonderer Vorteil ist die Paarung Kunststoff-Sternrad und Rotor aus Gußeisen. Natürlich können auch Wellendichtungen in noch so ruhig laufenden Einrotor-Schraubenkompressoren schadhaft werden. Das ist aber selten. Entweder fallen diese recht bald aus oder sie halten lange. Von den sonstigen Innenteilen einer HallSchraube können aber praktisch nur die Kunststoff-Sternräder schadhaft werden. Auch diese halten sehr lange. Nur alle 25 000 Betriebsstunden oder alle 6 Jahre schreiben z.B. Lloyds Inspektionen von HallSchrauben auf Schiffen vor, und die müssen dann noch lange überholungsreif sein. Und wenn, dann können die Sternräder an Ort und Stelle bequem innerhalb weniger Stunden je Maschine ausgewechselt werden, da die Zugänglichkeit zu den Sternrädern äußerst einfach gestaltet ist. Nichts anderes muß demontiert oder remontiert werden.

Auf einen geräuscharmen Lauf wird (nicht nur bei uns) immer mehr Wert gelegt. Ohne zusätzliche Maßnahmen erreichen HallSchrauben-Einrotor-Schraubenkompressoren die sehr guten Werte entsprechend Tafel 3, die kleiner sind als die entsprechenden Zahlen für die Antriebsmotore.