

Vergleich der charakteristischen Teillastwirkungsgrade von Schrauben- und Turboverdichtern

Klaus Hartmann, München

In diesem Artikel wird der relative Teillastwirkungsgrad von Schrauben- und Radialverdichtern verglichen. Die Teillastleistung der Verdichter wird in Form eines zweidimensionalen Leistungskennfeldes veranschaulicht, in dem die Druckhöhe auf der senkrechten Achse als Funktion des Massenstroms auf der waagerechten Achse dargestellt ist, wobei Wirkungsgradinseln für jede mögliche Druck-Massenstrom-Kombination den Wirkungsgrad angeben. Diese Darstellungsweise der Verdichterleistung ist zwar für Radialverdichter durchaus üblich, für Schraubenverdichter jedoch neu. Beim Vergleich der Verdichtungswirkungsgrade liegt der Schwerpunkt auf dem Dampfkompressionswirkungsgrad. Um einen gültigen Vergleich der Gesamtverdichtungswirkungsgrade zu erzielen, müssen zusätzlich noch mechanische und/oder elektrische Verluste durch Lager, Getriebe, Antrieb und (bei Antrieben mit variabler Drehzahl) Frequenzwandler berücksichtigt werden.

Als Einleitung

Die Verdichterauswahl erfolgt für den projektierten Volllastbetrieb, der gemeinhin als Zustand der erforderlichen Höchstleistung und des maximalen Druckanstiegs definiert ist. Die meiste Zeit über läuft der Verdichter jedoch unter Betriebsbedingungen, die einem niedrigeren Massenstrom und einem kleineren Druckverhältnis entsprechen als der ursprüngliche Volllastauslegungspunkt. Diese nicht auslegungsgemäßen Bedingungen führen stets zu einem verringerten Stromverbrauch des Verdichters, was möglicherweise die Tatsache verdeckt, dass sich unter nicht auslegungsgemäßen Bedingungen der Verdichterwirkungsgrad in der Regel verschlechtert.

Bei wassergekühlten Kältemaschinen im niederen Leistungsbereich von 0,5 bis 2,0 MW Kühlung, bei denen traditionell Radialverdichter zum Einsatz kamen, ging der Trend in den letzten zwei Jahrzehnten verstärkt zum Einsatz von Schraubenverdichtern. Der geltend gemachte bessere Teillastwirkungsgrad und das Nichtauftreten von Pumperscheinungen haben für diese Anwendungsfälle der Einführung

von Schraubenverdichtern als Alternative für Radialverdichter Vorschub geleistet. Eine weitere Verbesserung des Wirkungsgrades von Schraubenverdichtern konnte durch den Betrieb mit variabler Drehzahl anstelle der Regelungsverfahren mit Schieber oder Tellerventil erzielt werden [1]. Andererseits sind mit der kürzlichen Handelseinführung kleiner schnell laufender Radialverdichter mit Direktantrieb die Schraubenverdichter im Leistungsbereich von 200 bis 500 kW angepeilt worden, wiederum unter Hinweis auf einen besseren Teillastwirkungsgrad als Anreiz zum Wechsel von der Schrauben- zur Radialverdichtungstechnologie [2].

In einer früheren Studie war der relative Vorteil des Betriebs bei variabler Drehzahl für verschiedene Radialverdichterkonzepte im Zusammenhang mit wassergekühlten Kältemaschinen analysiert worden [3], indem die Lage der Spitzenwirkungsgradinseln im Leistungskennfeld des Verdichters zur ARI-Lastlinie verglichen wurde.

Dieser Aufsatz verfolgt das Anliegen, den relativen Teillastwirkungsgrad von Schrauben- und Radialverdichtern sowohl in Konfigurationen mit fester Drehzahl als

zum Autor

Ing. (grad.)
Klaus Hartmann,
Senior Consultant,
Carrier GmbH
& Co. KG,
Unterschleißheim



auch mit variabler Drehzahl zu vergleichen und festzustellen, welche Lastlinien von welchem Verdichtertyp am besten bedient werden. Die Teillastleistung der Verdichter wird in Form eines zweidimensionalen Leistungskennfeldes dargestellt, worin die Druckhöhe auf der senkrechten Achse als Funktion des Massenstroms auf der waagerechten Achse dargestellt ist, wobei Wirkungsgradinseln für jede mögliche Druck-Massenstrom-Kombination den Wirkungsgrad angeben. Diese Darstellungsweise der Verdichterleistung ist zwar für Radialverdichter durchaus üblich, für Schraubenverdichter jedoch neu. Beim Vergleich der Verdichtungswirkungsgrade liegt der Schwerpunkt auf dem Dampfkompressionswirkungsgrad. Unterschiedliche Verdichterwirkungsgrade unter nicht auslegungsgemäßen Bedingungen äußern sich als Unterschiede in Lage und Form der Wirkungsgradinseln im Verdichterleistungskennfeld.

Die Verlustmechanismen sind bei Schrauben- und Radialverdichtern völlig verschieden.

Die wichtigsten Verlustmechanismen des Schraubenverdichters sind: Undichtigkeitsverlust, Ölsogverlust, Massenstromverlust an der Ausgangsöffnung und Verlust durch Druckabfall am Ölabscheider. Die beiden ersten Verlustmechanismen sind leistungsunabhängig und werden bei geringeren Massenströmen relativ dominanter. Die beiden letzten Verluste sind proportional zum Quadrat der Geschwin-

digkeit und treten bei Verhältnissen mit geringeren Massenströmen weniger ausgeprägt auf. Das eingebaute Volumenverhältnis des Schraubenverdichters bewirkt bei Über- oder Unterverdichtung Verluste, wenn das Druckverhältnis niedriger bzw. höher als der Auslegungswert ist.

Die wichtigsten Verlustmechanismen des Radialverdichters sind Reibungs- und Strömungsdiffusionsverluste. Inzidenz, Drosselung und zusätzliche Diffusion treten unter Teillastbedingungen auf. Bei Turbokältemaschinen mit konstanter Drehzahl ist die Laufradreibung der konstante schädliche Verlust, der unter Teillastbedingungen stärker ausgeprägt wird. Die Strömungsreibungsverluste nehmen bei geringeren Massenströmen ab.

Ausgehend von diesen sehr verschiedenen Verlustmechanismen ist anzunehmen, dass Form und Lage der Wirkungsgradinseln im Verdichterleistungskennfeld für Schrauben- und Radialverdichter stark abweichen werden.

In diesem Beitrag soll die allgemeine Form des Leistungskennfeldes von fünf verschiedenen Verdichtern gezeigt und verglichen werden:

1. Radialverdichter mit verstellbaren Einfallsleitschaufeln, Leitschaufeldiffusor und konstanter Drehzahl.
2. Radialverdichter mit variabler Diffusorgeometrie, Leitschaufeldiffusor und konstanter Drehzahl.
3. Ölüberfluteter Schraubenverdichter mit Schieber und konstanter Drehzahl.
4. Ölreduzierter Schraubenverdichter mit variabler Drehzahl.
5. Radialverdichter mit verstellbaren Einfallsleitschaufeln, Leitschaufeldiffusor und variabler Drehzahl.

Um einen gültigen Vergleich der Gesamtverdichtungswirkungsgrade zu erzielen, müssen zusätzlich noch mechanische und/oder elektrische Verluste durch Lager, Getriebe, Antrieb und (bei Antrieben mit variabler Drehzahl) Frequenzwandler berücksichtigt werden.

Leistungskartierung für Radialverdichter

Ein bei konstanter Drehzahl laufender Radialverdichter kann bei verschiedenen Massenströmen unterschiedliche Druckverhältnisse erzeugen. Der maximale Verdichtermassenstrom wird bei niedrigem Druckverhältnis erreicht. Bei höheren Druckverhältnissen beginnt der Massenstrom abzunehmen. Schließlich wird eine Kombination von minimalem Massenstrom und maximalem Druckverhältnis erreicht, nach deren Überschreitung es zum Pumpen des Verdichters kommt. Für jeden Punkt auf dieser Kurve können wir den Verdichterwirkungsgrad als Verhältnis des erforderlichen Verdichterenthalpieanstiegs bei verlustfreiem Verdichtungsprozess zum tatsächlichen Enthalpieanstieg definieren:

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_{act}} \quad (1)$$

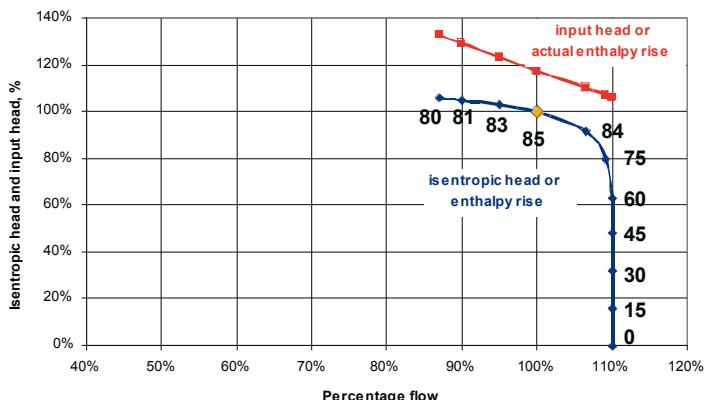


Bild 1 Druck-Massenstrom-Kennlinie eines Radialverdichters

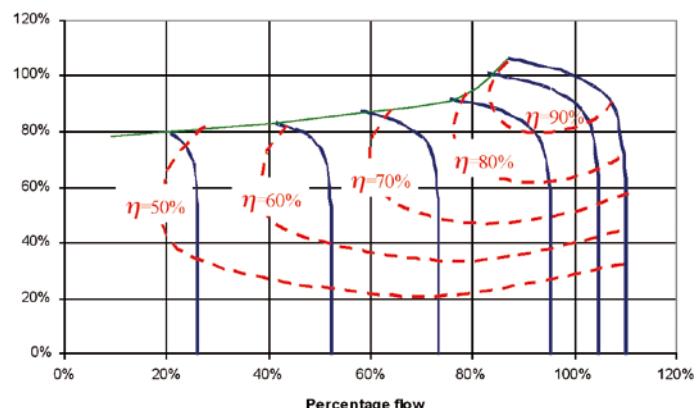


Bild 2 Leistungskennfeld eines Radialverdichters mit verstellbaren Einlassleitschaufeln



Für gegebene Werte von Verdichtereintrittstemperatur und -druck und einem spezifizierten Austrittsdruck lässt sich der ideale verlustfreie Verdichterenthalpieanstieg aus der Thermodynamik ableiten, indem ein isentroper Verdichtungsprozess angenommen wird:

$$\Delta h_{is} = h_2(P_2, s_1) - h_1(P_1, T_1) \quad (2)$$

Der tatsächliche Verdichtungsenthalpieanstieg lässt sich ableiten aus:

$$\Delta h_{act} = h_2(P_2, T_2) - h_1(P_1, T_1) \quad (3)$$

Dabei ist zu beachten, dass der Wirkungsgrad von Radialverdichtern lediglich anhand von Temperatur- und Druckmesswerten ohne Eingangsleistungs- oder Massenstrommessungen bestimmt werden kann.

Die Leistung von Radialverdichtern wird häufig anhand der Druckhöhe als Funktion des Massenstroms angegeben. Der isentrope Verdichterdruck ist definiert als:

$$H_{is} = \int_1^2 V(s_1, P) dP \quad (4)$$

Der Verdichtungsweg ist lediglich als der isentrope Beginn einer gegebenen Anfangstemperatur und einem Anfangsdruck bis zu einem Enddruck definiert. Der isentrope Druck ist gleich dem isentropen Enthalpieanstieg.

Der tatsächliche Enthalpieanstieg ist gleich dem Eingangsdruck des Verdichters. Somit kann der Verdichtereingangsdruck definiert werden als:

$$H_{in} = \frac{H_{is}}{\eta_{is}} \quad (5)$$

Der Eingangsdruck von Radialverdichtern kann auch als Dralländerung der Strömung aus der Eulerschen Turbinengleichung hergeleitet werden:

$$H_{in} = u_2 c_{2,0} - u_1 c_{1,0} \quad (6)$$

Bild 1 zeigt das Verhältnis zwischen isentroper Druckhöhe bzw. Enthalpieanstieg und Massenstrom für einen Radialverdichter mit einem Spitzewirkungsgrad von 85%. Der Verdichterwirkungsgrad variiert in Abhängigkeit von der isentropen Druckhöhe und vom Massenstrom. Sein Spitzewert tritt in der Nähe des „Kurvenknies“ auf. Die Eingangsdruckhöhe oder der tatsächliche Enthalpieanstieg des Verdichters kann aus Gleichung (3) oder (5) ermittelt werden, indem diese Werte des isentropen Druckes oder Enthalpieanstiegs durch die entsprechenden Wirkungsgradwerte dividiert werden. Die Eulersche Eingangsdruckgleichung (6) erklärt den geradlinigen Verlauf der Eingangsdruckkurve bei Betriebsverhältnissen mit fester Drehzahl (konstante Laufradumfangsgeschwindigkeit u). In Bild 1 kann

der Verdichterverlust bei gegebenem Massenstrom als Abstand zwischen Eingangsdruck und isentroper Druckhöhe relativ zum Eingangsdruckwert für diesen Massenstrom interpretiert werden.

Der Spitzewirkungsgrad stellt sich ein, wenn sich der isentrope Ausgangsdruck dem Eingangsdruck nähert, d.h. bei hohem Druckverhältnis, und nimmt fast linear mit einer Verringerung des Ausgangsdruckes ab, da der Eingangsdruck nicht abnimmt, wenn der Ausgangsdruck abfällt. Hier wird auch deutlich, warum ein Radialverdichter hinsichtlich seines maximalen Verdichtungsdruckes bzw. Druckverhältnisses begrenzt ist, da die Eingangsdruckhöhe ja ein fester Wert ist.

Ein ständiger Betrieb von Radialverdichtern bei nicht auslegungsgemäßen Bedingungen kann durch Einsatz von Verdichtertechnik mit variabler Geometrie erreicht werden. Dralldrosseln, welche die auf das Laufbad einwirkende Vorwirbelmenge regulieren können, und Diffusoren mit variabler Geometrie, die die Durchlassbreite oder Öffnungsfläche des Diffusors modifizieren können, sind Einrichtungen, die für den kontinuierlichen Verdichterbetrieb unter veränderlichen Bedingungen zum Einsatz kommen.

Die einzelne eindimensionale Druck-Massenstrom-Kennlinie aus Bild 1 wird durch einen zweidimensionalen Bereich möglichen Verdichterbetriebs ersetzt, der z.B. durch unterschiedliche Einstellwinkel der Dralldrosseln erreicht werden kann. Wenn man die Punkte gleicher Verdichterwirkungsgrade für die verschiedenen Dralldrosselleinstellwinkel miteinander verbindet, erhält man ein Leistungskennfeld mit Wirkungsgradinseln.

Bild 2 zeigt ein auf diese Weise erstelltes Verdichterkennfeld. Die Grenzen des Kennfeldes zeigen die größten Werte von Druckverhältnis/Druckhöhe an, die bei

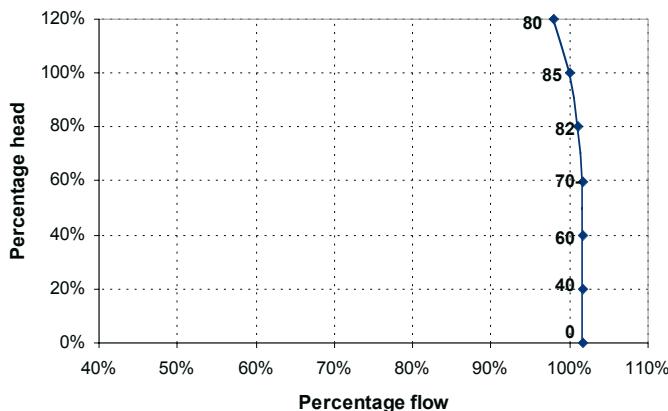


Bild 4 Druck-Massenstrom-Kennlinie eines Schraubenverdichters. Die isentropen Wirkungsgrade variieren weniger als linear mit der Druckhöhe, was auf eine Eingangsdruckänderung bei Schwankungen des Ausgangsdruckes hindeutet

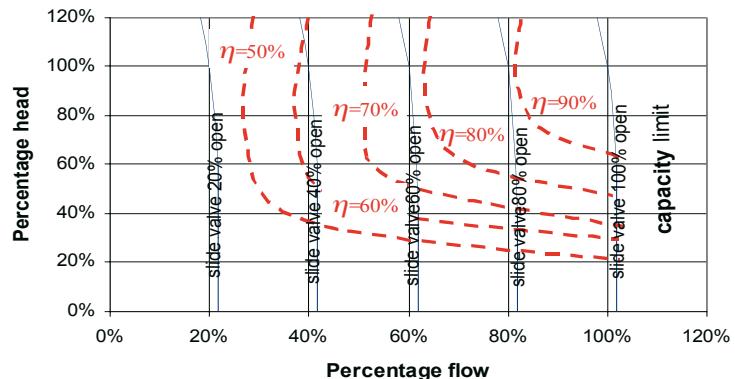


Bild 5 Kennfeld eines Schraubenverdichters mit Leistungsregelung durch Schieber und konstanter Drehzahl

einem gegebenen Massenstrom erzielt werden können, bevor das Pumpen eingesetzt (Pumpgrenze), und die höchste erzielbare Leistung bei gegebener Druckhöhe (Drosselgrenze). Die gestrichelten Linien in diesem Bild sind die normalisierten Wirkungsgradinseln. Sie zeigen die relative Wirkungsgradveränderung bei nicht auslegungsgemäßen Bedingungen.

Leistungskartierung für Schraubenverdichter

Bei Schraubenverdichtern lässt sich der Wirkungsgrad nicht ausschließlich anhand von Druck- und Temperaturmesswerten experimentell bestimmen. Das zur Schmierung und Abdichtung dieser Maschinen verwendete Öl wirkt sich auf die Austrittstemperatur des verdichteten Dampfes aus. Deshalb ist es unmöglich, die Ausgangsenthalpie anhand von Druck- und Temperaturnesswerten zu bestimmen.

Bei Verdrängungsverdichtern wird der Wirkungsgrad stattdessen als Verhältnis der idealen Verdichtereingangsleistung zur tatsächlichen Eingangsleistung bestimmt:

$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W_{act}} \quad (7)$$

Die tatsächliche Eingangsleistung wird entweder durch Drehmoment- und Drehzahlmessungen oder, was häufiger der Fall ist, durch Messung der Leistungsaufnahme von geeichten Motoren bestimmt. Im Messwert der Motorleistungsaufnahme ist der Motorwirkungsgrad des Verdichters enthalten. Die tatsächliche Verdichterarbeit lässt sich aus der gemessenen Motorleistungsaufnahme nach Berichtigung be-

züglich des Motorwirkungsgrades ermitteln:

$$W_{act} = \eta_{motor} P_{motor} \quad (8)$$

Zur Bestimmung der isentropen Verdichtungsenergie anhand des isentropen Enthalpieanstiegs muss der Verdichtermassenstrom gemessen werden:

$$W_{is} = m \Delta h_{is} \quad (9)$$

Bei Wirkungsgradangaben für Verdrängungsverdichter wird der mechanische Verlust aufgrund der anderen Methode zur Bestimmung des Verdichterwirkungsgrades mit dem Gasverdichtungswirkungsgrad zusammengefasst, während er bei den Nennleistungsangaben von Radialverdichtern oftmals einzeln aufgeführt wird.

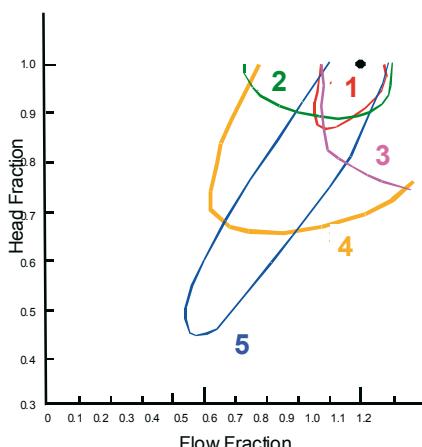
Der Arbeitseinsatz von Schraubenverdichtern bei gegebenem Massenstrom variiert mit der Druckhöhe. Dies steht im Gegensatz zum konstanten Arbeitseinsatz des Radialverdichters bei gegebenem Massenstrom. Die Veränderung des Verdichterarbeitseinsatzes mit der Druckhöhe oder dem Druckverhältnis wird aus Bild 3 verständlich, wo die Drücke der letzten drei eingeschlossenen Profillücken eines Schraubenverdichters dargestellt sind, wobei die letzte Profillücke den verdichteten Dampf bei den folgenden drei Verdichtungsenddrücken freigibt:

- Auslegungsverdichtungsenddruck
- Verdichtungsenddruck unterhalb des Auslegungswertes
- Verdichtungsenddruck oberhalb des Auslegungswertes

Bild 3 zeigt, dass bei einem Auslassdruck unterhalb des Auslegungswertes (bei so

genannter Überverdichtung relativ zum erforderlichen Druck) die Kräfte über dem letzten Profilzahn umgekehrt werden, was zu gewissen Expansionserscheinungen führt, wodurch der Verdichterarbeitsaufwand geringer wird. Analog wird bei hohem Verdichtungsenddruck die letzte Profillücke in dem Moment, wo die Profillücke diesen Auslassöffnungsbereich erreicht, mit Hochdruckdampf gefüllt (Unterverdichtung), was zu einer zusätzlichen Kraft über dem letzten Profilzahn des Verdichters führt, wodurch der Verdichterarbeitsaufwand höher wird. Der Anstieg der Verdichterarbeit bei Verdichtungsenddrücken oberhalb des Auslegungswertes ermöglicht einen stabilen Betrieb des Schraubenverdichters bei Druckverhältnissen oberhalb des Auslegungswertes. Durch die Verringerung des Arbeitseinsatzes bei niedrigeren Druckverhältnissen verbessert sich der Wirkungsgrad bei niedrigem Druckverhältnis im Vergleich zu einem Radialverdichter mit fester Drehzahl. Diese beiden innewohnenden Vorteile der Schraubenverdichtungstechnologie gegenüber Radialverdichtern mit konstanter Drehzahl haben dazu beigetragen, dass die Schraubenverdichter trotz ihrer traditionell geringeren Auslegungswirkungsgrade Einzug in die Turbokältemaschinen gehalten haben.

Bild 4 zeigt die Beziehung zwischen dem isentropen Druck oder Enthalpieanstieg und dem Massenstrom für einen Schraubenverdichter mit angenommenem Spitzenwirkungsgrad von 85 %. Die Leistungslinie zeigt nur eine geringe Massenstromabnahme bei steigendem Druck und keine Druckhöhenbegrenzung an. Der Verdichterwirkungsgrad variiert in Abhängig-



1. Radialverdichter mit Dralldrosseln und konstanter Drehzahl
2. Radialverdichter mit variabler Diffusorgeometrie und konstanter Drehzahl
3. Ölüberfluteter Schraubenverdichter mit Schieber und konstanter Drehzahl
4. Ölreduzierter Schraubenverdichter mit variabler Drehzahl
5. Radialverdichter mit variabler Drehzahl

Bild 6 Vergleich der Kennfeldbereiche mit relativen Teillastwirkungsgraden > 95 % für verschiedene Radial- und Schraubenverdichtungskonzepte

keit vom isentropen Druck bzw. Druckverhältnis und vom Massenstrom. Der Spitzenwirkungsgrad des Verdichters tritt auf, wenn die Druckhöhe bzw. das Druckverhältnis dem eingebauten Volumenverhältnis entspricht (Bild 3a). Überverdichtung (Bild 3b) und Unterverdichtung (Bild 3c) bewirken zusätzliche Verluste und führen zu Wirkungsgradeinbußen. Der Wirkungsgradabfall bei geringerer Druckhöhe ist jedoch kleiner als bei einem Radialverdichter, was auf die Eingangsdruckreduzierung von Schraubenverdichtern bei Überverdichtung zurückzuführen ist.

Ein ständiger Betrieb von Schraubenverdichtern bei nicht auslegungsgemäßen Bedingungen kann durch Verwendung von Verdichtertechnik mit variabler Geometrie erreicht werden. Ein Schieberventil kann die zu verdichtende Strömungsmenge regulieren. Die in Bild 4 gezeigte einzelne eindimensionale Druck-Massenstrom-Kennlinie kann jetzt durch einen zweidimensionalen Bereich möglichen Verdichterbetriebs ersetzt werden, der mit unterschiedlichen Schieberstellungen erreicht werden kann. Wenn man die Punkte gleicher Verdichterwirkungsgrade für die verschiedenen Schieberstellungen miteinander verbindet, erhält man ein Leistungskennfeld mit Wirkungsgradinseln. Bild 5 zeigt ein auf diese Weise erstelltes Verdichterkennfeld. Das Kennfeld des Schraubenverdichters hat nur eine Leistungsgrenze (vollständig geöffnete Schieberstellung). Die gepunkteten Linien in diesem Bild sind die normalisierten Wirkungsgradinseln. Sie zeigen die relative Wirkungsgradveränderung bei nicht auslegungsgemäßen Bedingungen.

Teillastvergleich verschiedener Schrauben- und Radialverdichter

Mithilfe des vorstehend beschriebenen Verfahrens können für verschiedene Verdichtertypen Leistungskennfelder erstellt werden, und anhand eines Vergleichs von Form und Lage der Wirkungsgradinseln können wir die relativen Vorteile verschiedener Verdichterkonzepte für gegebene Anwendungsfälle bestimmen. Dies ist für folgende fünf Verdichterkonzepte geschehen:

1. Radialverdichter mit verstellbaren Einlassleitschaufeln, Leitschaufeldiffusor und konstanter Drehzahl
2. Radialverdichter mit konstanter Drehzahl, verstellbaren Einlassleitschaufeln und Rohrdiffusor mit variabler Geometrie.
3. Ölüberfluteter Schraubenverdichter mit Schieber und konstanter Drehzahl.
4. Ölreduzierter Schraubenverdichter mit variabler Drehzahl.
5. Radialverdichter mit verstellbaren Einlassleitschaufeln, Leitschaufeldiffusor und variabler Drehzahl.

Die relativen Teillastwirkungsgrade dieser Verdichtungskonzepte sind in Bild 6 dargestellt. Für jedes dieser Konzepte sind die 95%-Wirkungsgradinseln eingezeichnet. Das heißt, innerhalb dieser Inseln ist der Wirkungsgrad für die im Kennfeld gezeigten Druck-Massenstrom-Kombinationen besser als 95 % des Auslegungswirkungsgrades (d.h. zwischen dem Volllastauslegungspunkt und den Inselkonturen).

Fazit und Schlussfolgerungen

1. Bei Betrieb mit konstanter Drehzahl sinkt bei niedrigerem Druckanteil der Wirkungsgrad von Schraubenverdichtern weniger als der von Radialverdichtern.
2. Radialverdichter mit variabler Diffusorgeometrie ermöglichen einen effizienteren Betrieb mit hohem Auftrieb und geringem Massenstrom als Radialverdichter mit fester Diffusorgeometrie.
3. Der ölreduzierte Schraubenverdichter mit variabler Drehzahl erzielt bei niedrigeren Massenströmen einen besseren Teillastwirkungsgrad als ein ölüberfluteter Schraubenverdichter mit Schieberregelung und konstanter Drehzahl.
4. Das eingebaute Volumenverhältnis von Schraubenverdichtern reduziert den Wirkungsgrad bei geringeren Druckhöhen, wobei unerheblich ist, ob ihre Regelung durch Schieber oder variable Drehzahl erfolgt.
5. Bei verringerten Druckwerten ziehen Radialverdichter mehr Vorteile aus dem Betrieb mit variabler Drehzahl als Schraubenverdichter.

Nomenklatur	
Symbol	Indizes
c Geschwindigkeit	1 Einlass-
H Druckhöhe	2 Auslass-
h Enthalpie	is isentrop
P Druck	in Eingangs-
s Entropie	tatsächlich
T Temperatur	act
u Laufradgeschwindigkeit	0 tangential
V spezifisches Volumen	
η Wirkungsgrad	

Literaturverzeichnis

- [1] Jacobs, J. J., Variable Speed Tri – Rotor Screw Compression Technology, Artikel C134, 18. Internationale Verdichtertechnikkonferenz in Purdue, 17.–20. Juli 2006
- [2] Conry, R., Whelan, L. und Ostman, J., Magnetic Bearings, Variable Speed Centrifugal Compression and Digital Controls Applied in a Small Tonnage Refrigerant Compressor Design, 16. Internationale Verdichtertechnikkonferenz in Purdue, 16.–19. Juli 2002
- [3] Brasz, J.J., The Relative Benefit of Variable Speed Operation for Various Radialverdichter Concepts used on Water-Cooled Chillers, 16. Internationale Verdichtertechnikkonferenz in Purdue, 16.–19. Juli 2002