

Vorteile und Herausforderungen von miniaturisierten, gasgelagerten, ölfreien Turbo Kompressoren für Wärme- & Kälteanlagen

Fabian Dietmann*, Andreas Looser, Christof Zwysig

Celeroton AG, Industriestrasse 22, 8604 Volketswil, Schweiz

*fabian.dietmann@celeroton.com

Kurzfassung

Ölfreie, miniaturisierte Turbo Kompressoren mit Gaslagerung wurden bisher aufgrund von Herausforderungen beim Entwurf, der Fertigung und dem Betrieb noch nicht in industriellen Wärme- und Kälteanlagen eingesetzt. In dieser Publikation werden die durch die Miniaturisierung bedingten technischen Herausforderungen und mögliche Lösungsansätze diskutiert. Exemplarisch sei hier der mit der Miniaturisierung verknüpfte, grössere Einfluss des Leckagespalts zwischen Kompressor-Laufrad und Gehäuse genannt. Weitere Herausforderungen ergeben sich durch die Lagerungsart. Um hohe Lebensdauern zu erreichen, ist der Einsatz von Gaslagern notwendig. Technologische Herausforderungen stellen hier die Kombination von benötigter Stabilität bei hohen Drehzahlen und die resultierenden, sehr engen Fertigungstoleranzen dar.

Die theoretischen und konzeptionellen Betrachtungen in dieser Publikation werden mittels praktischer Beispiele hinterlegt. Zum einen wird der Prototyp einer gasgelagerten Niederhub-Wärmepumpe mit R600 vorgestellt. Zum anderen wird eine Wärmepumpe für Satellitenkühlung mit R601a gezeigt, bei der die Anforderungen bezüglich Kompaktheit, Effizienz und Vibrationsminimierung besonders ausgeprägt sind. Hier bietet ein Turbo Kompressor Vorteile gegenüber anderen Kompressor-Arten. Es wird exemplarisch veranschaulicht, dass auch hohe Temperatur- und damit Druckunterschiede mit miniaturisierten Turbo Kompressoren effizient abgedeckt werden können.

Stichwörter

Turbo Kompressor, Gaslager, Wärmepumpe, ölfrei, hochdrehend

1 Einleitung

Typische Anforderungen an Kompressoren für Wärme- und Kälteanlagen sind eine hohe Effizienz, lange Lebensdauer und geringe Kosten. Für mobile Anwendungen (z.B. im KFZ, oder in Hybrid- und Elektrofahrzeugen) kommt ausserdem die Forderung nach geringem Bauvolumen und Gewicht dazu. Je nach Anwendung und Kältemittelwahl sind zusätzlich Ölfreiheit, um ein Aufschäumen zu verhindern und den Wärmeübergang zu verbessern, und geringe Vibrations- und Lärmentwicklung gefordert.

Für viele dieser Anforderungen bietet der Einsatz eines Turbo Kompressors Vorteile gegenüber klassischen Kompressor-Typen wie beispielsweise Hubkolben- oder Scroll-Kompressoren. Durch die hohe Drehzahl kann sowohl der Motor wie auch die Aerodynamik miniaturisiert und damit die Leistungsdichte gesteigert werden [1, 2]. Zudem haben Turbomaschinen systembedingt üblicherweise einen höheren Wirkungsgrad als klassische Kompressor-Typen. In den vergangenen Jahren hat sich daher auch die Zahl der Veröffentlichungen zur Thematik der Turbo Kompressoren für Wärme- & Kälteanlagen gesteigert [3, 4]. Industriell werden Turbo Kompressoren aber erst in Grossanlagen im genannten Anwendungsbereich eingesetzt [5]. Bisherige Bemühungen, die Turbo Kompressor Technologie auf kleinere Leistungen in den Bereichen Automobiltechnik, Ein- und Mehrfamilienhäuser und Haushaltsgeräte zu miniaturisieren, sind meist im Forschungsstadium [4] und es bestehen weitere technische und ökonomische Herausforderungen auf dem Weg zum kommerziellen Einsatz. Die Herausforderungen sollen nun nachfolgend vorgestellt werden.

Abbildung 1 zeigt das Schnittbild eines miniaturisierten, gasgelagerten Turbo Kompressors. Dieser beinhaltet diverse Einzeltechnologien, wie die aerodynamischen Verdichter-Komponenten, den elektrischen Antriebsmotor und die Lagerung. Die Lagerungsart (Gaslager, Magnetlager, Kugellager) bestimmt dabei massgeblich die Lebensdauer des Kompressors und ist im Entwurfs-Prozess eng mit oben genannten Themenschwerpunkten verknüpft. Aufgrund der Miniaturisierung und der damit verbundenen hohen Leistungsdichte spielt auch die thermische System-Auslegung eine entscheidende Rolle. Doch erst das Zusammenspiel dieser verschiedenen technischen Disziplinen ermöglicht den robusten Entwurf einer solchen Maschine.

Im Folgenden werden einzelne Technologie-Aspekte eines miniaturisierten, gasgelagerten Turbo Kompressors näher beleuchtet. Der Fokus liegt auf den für diese Anwendung relevanten Aspekten für die Turbomaschine und die aus der Anwendung resultierenden Anforderungen an die Gaslagerung.

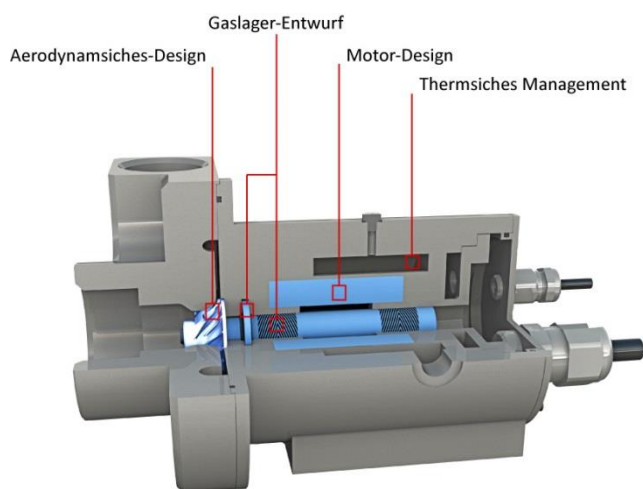


Abbildung 1. Schnittbild durch einen gasgelagerten Turbo Kompressor.



Abbildung 2. Seitenansicht des gasgelagerten Turbo Kompressors.

2 Entwicklungs-Herausforderungen durch Aerodynamik und Lagerung

2.1 Aerodynamische Auslegung:

Folgende Grundbeziehungen sollen die physikalischen Hintergründe der Miniaturisierung und den Betrieb mit hohen Drehzahlen erläutern und darlegen, dass kleine Dimensionen und hohe Drehzahlen das Ergebnis der Prozess-Anforderungen sind.

Die Anforderungen zur Dimensionierung eines Kompressors für Kälteanlagen kommen aus dem thermodynamischen Prozess. Vorgegeben ist das Betriebsfluid, das Druckverhältnis Π (abgeleitet aus dem Temperaturhub) und der Massenstrom $\dot{m} = \rho \dot{V}$. Mithilfe der allgemein bekannten Grundgleichungen zur Auslegung einer einstufigen Turbomaschine kann dann die Maschine dimensioniert werden:

$$u_2 = \omega r_2 = \frac{\omega D_2}{2} = \frac{\pi n}{60} D_2 \quad (1)$$

$$\dot{V}_{t1} = \phi u_2 D_2^2 = \frac{\phi \omega D_2^3}{2} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{\Delta h_s}{\Delta h} \quad (3)$$

$$\Delta h = \lambda u_2^2 = \frac{\lambda \omega^2 D_2^2}{4} \quad (4)$$

$$\Delta h_s = \Psi u_2^2 = \eta \lambda u_2^2 = \frac{\eta \lambda \omega^2 D_2^2}{4} \quad \text{wobei } \lambda_{typ} \sim 0.65 \quad (5)$$

$$M_{u2} = \frac{u_2}{a_{t1}} = \frac{u_2}{\sqrt{\gamma Z R T_{t1}}} \quad (6)$$

$$\Pi = \frac{p_{t2}}{p_{t1}} = [1 + (\gamma - 1) \lambda M_{u2}^2]^{\eta \gamma / (\gamma - 1)} \quad \text{wobei } \eta = f(\phi, M_{u2}, Re, k_s, TipClearance) \quad (7)$$

$$P = \dot{m} \Delta h = \rho \phi \lambda u_2^3 D_2^2 \quad (8)$$

Exemplarisch soll dies für den in Abschnitt 3.1 vorgestellten Turbo Kompressor mit R600 ausgeführt werden. Es sollen ein Druckverhältnis von 2.4 bei einem Massenstrom von 40 g/s und die Fluid-Eintrittsbedingungen von 9°C und 1.236 bar angenommen werden. Mit (7), (6) und (1) und unter der Annahme eines aerodynamischen Wirkungsgrades von 77%, einer Arbeitsziffer $\lambda = 0.65$ und einer Drehzahl von 200'000 U/min ergibt sich eine Laufrad-Grösse von ca. 25 mm und eine Antriebsleistung von 1.78 kW.

Die Schlüsselkomponente bei der aerodynamischen Auslegung stellt dabei die Vorhersage des Wirkungsgrades dar. Dieser hängt sowohl von der Schluckziffer (und damit der Laufrad-Form), wie auch von der Umfangsmachzahl, der Reynoldszahl, der relativen Oberflächenrauigkeit und der Grösse der Tip Clearance (Spalt zwischen Laufrad und Gehäuse) ab. Effekte, die bei grossen Turbomaschinen eine eher untergeordnete Rolle spielen, treten bei miniaturisierten Turbomaschinen bedeutsamer in den Vordergrund. Dies betrifft vor allem die Tip Clearance und den Einfluss der Reynoldszahl und der Oberflächenrauigkeit.

Abbildung 3 zeigt die Position der Tip Clearance im Schnittbild des aerodynamischen Kompressor-Teils. Aufgrund von Fertigungs-Toleranzen ist der Spalt zwischen Laufrad-Schaufeln und dem Gehäuse auf die Grössenordnung von einem Zehntel Millimeter limitiert. Bedingt durch die kleinen Laufrad-Abmessungen und damit engen Kanalbreiten (b_2 ist im Bereich von einem bis wenigen Millimetern) ergibt sich ein relativ gesehen grosser Spalt zwischen Laufrad-Schaufeln und Gehäuse, welcher den Wirkungsgrad beeinflusst.

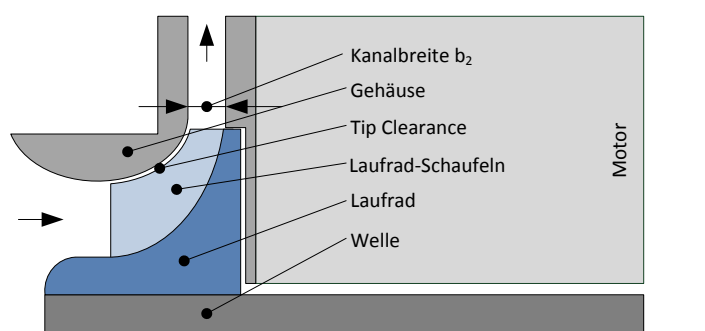


Abbildung 3. Darstellung der Tip Clearance eines Radial-Verdichters.

Ebenso bedeutsam ist die Analyse der Reibungseinflüsse der Strömung, respektive der Reynoldszahl, wie bereits von [3] anhand eines miniaturisierten CO₂-Kompressors dargestellt. Bedingt durch die im Vergleich zu grossen Turbomaschinen hier vorliegenden kleineren Laufräder weisen miniaturisierte Turbomaschinen in der Regel eine kleinere Reynoldszahl auf. Dies bedeutet, dass den Reibungseinflüssen während der Auslegung besonders Augenmerk geschenkt werden muss. [3] greift hier auf ein Analogie-Modell der ebenen Platte zurück, um den Einfluss auf den Wirkungsgrad zu analysieren. Abbildung 4 stellt das Reibungsfaktor/Reynoldszahl-Diagramm zur Charakterisierung dieser Effekte dar. Jede Linie spiegelt den Reibungsfaktor f aufgetragen über der Reynoldszahl bei verschiedenen relativen Rauigkeiten k_s/c wieder. Mit k_s wird die äquivalente Sandrauigkeit, mit c die Sehnenlänge der Laufrad-Schaukel beschrieben. Eingezeichnet sind beispielhaft zwei Kompressoren A und B mit ähnlichen Laufrad-Abmessungen (~ 21 mm) und gleichen Oberflächengüten ($k_s=1.6e-6$ m) aber unterschiedlichen Betriebs-Fluiden. Zu erkennen ist, dass der Reibungsfaktor bei Kompressor A aufgrund der geringen Reynoldszahl nur unwesentlich von der Oberflächenrauigkeit abhängig ist. Wohingegen der Reibungsfaktor bei Kompressor B durch eine Verbesserung der Oberflächengüte weiter gesenkt werden könnte. Hierdurch würde der Wirkungsgrad steigen. Schlussendlich dient die möglichst exakte Vorhersage der durch die Turbomaschine gestellten Anforderungen (Drehzahl und Leistung) der Reduktion von Design-Reserven bei der Lagerung und der Antriebseinheit.

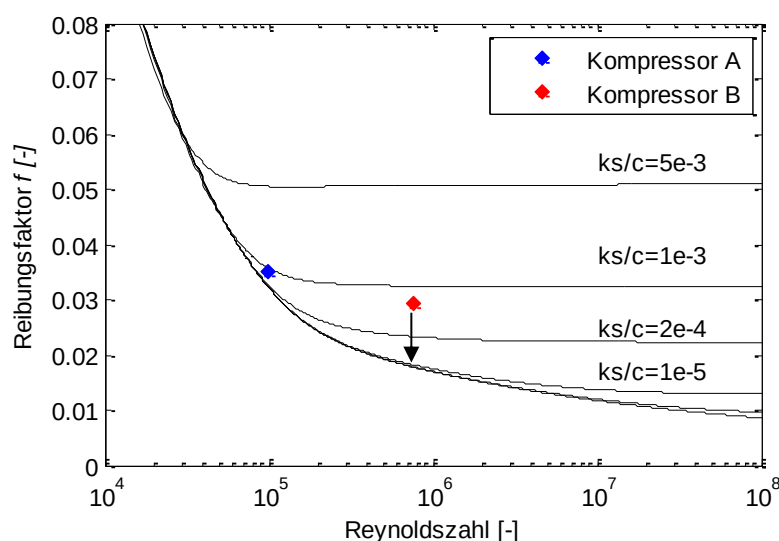


Abbildung 4. Darstellung des Reynoldszahl- und Oberflächenrauigkeits-Einflusses auf den Reibungsfaktor bei verschiedenen miniaturisierten Turbomaschinen.

2.2 Konzeptionelle Aspekte zur Lagerung des Kompressors und zum Elektromotor

Massgeblich für die Wahl der Lagerungsart ist die in Anwendungen geforderte Betriebsdauer der Kompressorsysteme. Bei Wärmepumpen-Kompressoren im Gebäudebereich wird von einer Lebensdauer von bis zu 20 Jahren ausgegangen. Für diese Lebensdauer eignen sich bei Drehzahlen von über 200'000 U/min ausschliesslich Lagerungsarten, welche durch ihre berührungsfreie Betriebsweise mechanischen Verschleiss komplett vermeiden, wie beispielsweise Gas- oder Magnetlager. Ebenso arbeiten beide Lagerungsarten ohne Schmierfett/-öl was besonders in Wärmepumpen-Kompressoren Vorteile bringt, da dies ein Aufschäumen des Kältemittels reduziert. Der Wärmeübergang in den Wärmeübertragern kann dadurch gesteigert werden.

Magnetlagersysteme enthalten Aktoren, Sensoren, Leistungsverstärker, Regelung und Notlauflager und erhöhen damit die Systemkomplexität teilweise stark. Bei grösseren Wärmepumpen und Kälteanlagen ist dieser Aufwand vertretbar [6]. Ein Gaslager – insbesondere dynamisch arbeitende – können im Vergleich zu Magnetlagern sehr kompakt aufgebaut werden, was bei der zwangsläufigen Miniaturisierung für kleinere Anlagen Vorteile bringt.

Das Arbeitsprinzip eines dynamischen Gaslagers ist dabei wie folgt: durch die Rotationsbewegung zwischen Welle und Lagerbüchse wird ein Gasfilm aufgebaut. In exzentrischer Lage wird dabei im sich verengenden Lagerspalt eine lokale Druckerhöhung erzeugt, sodass eine Rückstellkraft resultiert, welche die Welle wieder zurück in die Zentrumsposition bewegt. Dieses Prinzip ist in Abbildung 5 dargestellt.

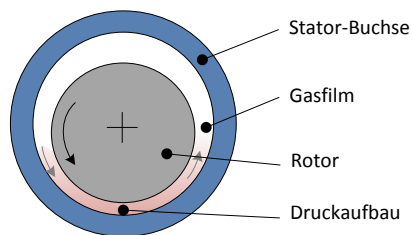


Abbildung 5. Skizze der Funktionsweise eines Gaslagers.

Im Entwicklungsprozess eines gasgelagerten Turbo Kompressors ist die Lagerauslegung und die Rotordynamik eng mit den Fachbereichen von aerodynamischem Design der Turbomaschine, der elektromagnetischen Maschinenauslegung und der thermisch-mechanischen Auslegung verknüpft und gegenseitig voneinander abhängig, wie in Abbildung 6 dargestellt. Anwendungsbezogene Vorgaben von z.B. Ein- und Ausgangsdruckniveaus, Massenstrom, Kühlbedingungen oder Angaben zu Vibrationsbeständigkeit haben ebenso Einfluss auf sämtliche Teilbereiche.

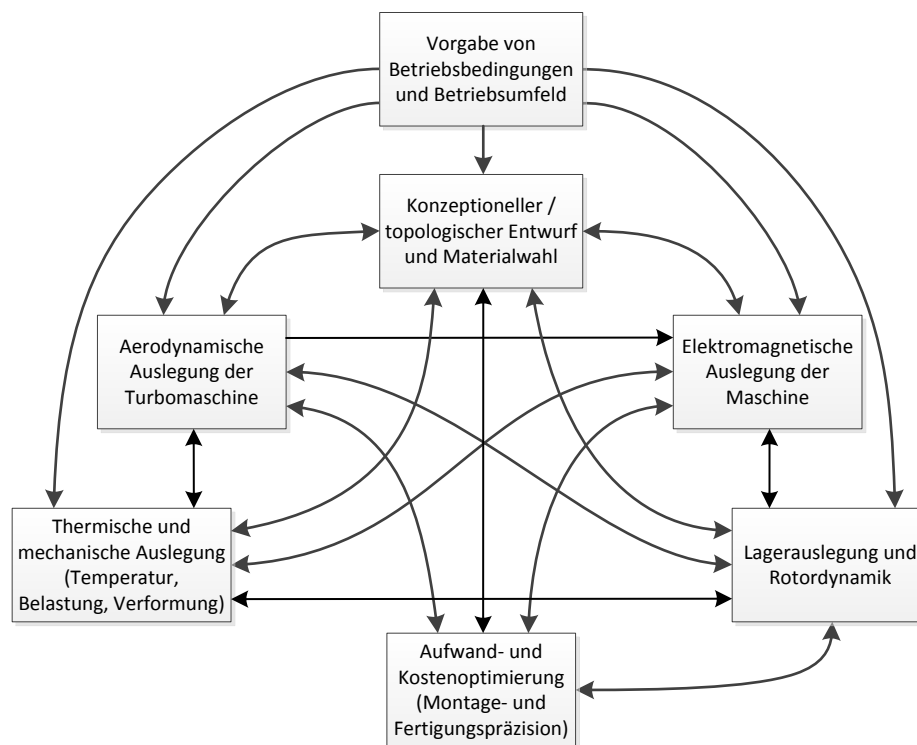


Abbildung 6. Interaktion der Fachbereiche im Entwicklungsprozess von gasgelagerten Turbomaschinen.

Eine grundlegende Herausforderung beim Einsatz von Gaslagern ist die Stabilität des Lager-Rotor Systems, welche es unter allen im Betrieb auftretenden Umgebungsdrücken und Temperaturen zu garantieren gilt. Selbsterregte Instabilitäten sind bei sämtlichen Fluidlagerarten ein bekanntes Phänomen. Sie treten im Allgemeinen dann auf, wenn im Betrieb eine zu hohe Kreuzkopplungssteifigkeit (d.h. eine zur exzentrischen Rotorlage tangentielle Kraftkomponente) bei gleichzeitig dafür zu niedriger Dämpfung vorliegt. Die Lagereigenschaften und damit auch Stabilität des Lagers hängt massgeblich von den Lagerabmassen, der Fluid-Viskosität aber auch vom Betriebsdruck und der Betriebstemperatur ab. Entsprechend müssen in einer robusten Lagerauslegung Fertigungstoleranzen, Betriebsdrücke und Druckabweichungen (z.B. unterschiedliche Arbeitsdrücke beim Kühl- und Heizbetrieb in einer Wärmepumpe) berücksichtigt werden. Ebenso in die Lagerauslegung miteinbezogen werden muss die Fluidtemperatur im Lager, welche je nach Betriebsart und Kühlbedingung variiert und wesentlich die Viskosität des Fluids im Lager bestimmt.

Die Berechnung der Lagereigenschaften erfolgt über die numerische Lösung der Reynoldsen Gleichung – eine Differenzialgleichung welche den Druckaufbau im Lagerspalt beschreibt. In Kombination mit einem ebenfalls numerischen Rotordynamik-Modell kann dann das Lager bezüglich Stabilität, maximalen Fertigungstoleranzen, minimalem Energieverbrauch und Tragkraft optimiert und dimensioniert werden.

Die Ergebnisse hinsichtlich Stabilität des Gaslagers sind in Abbildung 7 für den in Kapitel 3.1 vorgestellten Wärmepumpenkompressor in komplexer Darstellung als Polstellen-Diagramme gezeigt. Der Rotor ist stabil gelagert, da sämtliche Polstellen des Systems in der linken Halbebene liegen. Jeder gezeigte Rechenpunkt ergibt sich aus einer Kombination von Betriebsparameter (Drehzahl, Druck, Temperatur) und der Lagergeometrie unter Berücksichtigung von Fertigungstoleranzen. Der Einfluss des Betriebsdruckes auf die Lager-Rotor-Stabilität, dargestellt für 1.3 bar und 2.9 bar, ist deutlich erkennbar.

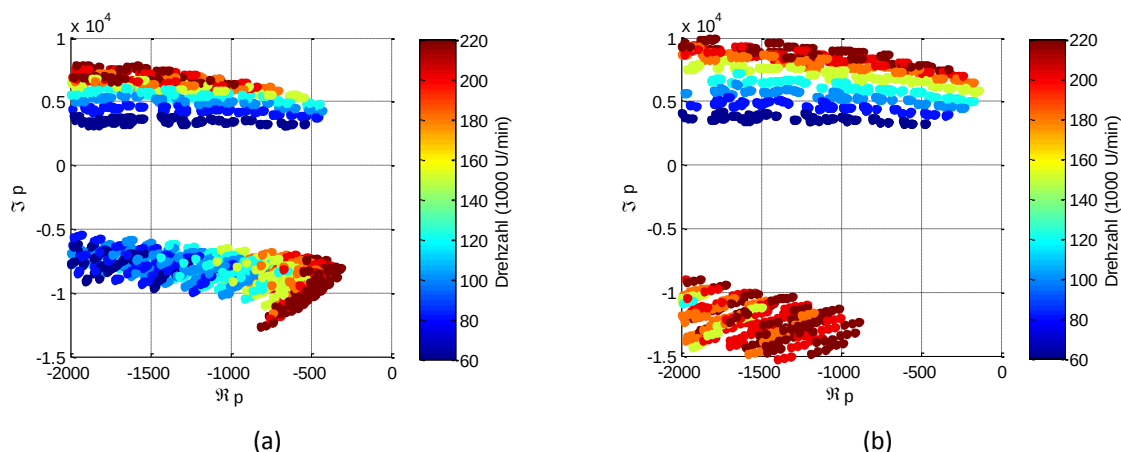


Abbildung 7. Polstellen des Lager-Rotor Systems eines Wärmepumpen Kompressors in R600 in Abhängigkeit der Drehzahl und unter Berücksichtigung von Fertigungstoleranzen und temperaturabhängiger Viskosität für Betriebsdrücke im Lager von (a) 1.3 bar und (b) 2.9 bar.

Angestrebte Lagerspalte in den diskutierten Anwendungen bewegen sich zwischen 5 und 15 μm . Verformungen der Lagerabmessungen von wenigen Mikrometern ändern deshalb den Lagerspalt prozentual gesehen drastisch, was sich entsprechend auf die Lagereigenschaften oder die Lagerfunktion an sich auswirkt. Neben der Lagerstabilität sind auch die Tragkraft und die Lagerverluste beeinträchtigt. Eine hohe Tragkraft ist insbesondere bei mobilen Anwendungen relevant, wo Vibrationen vom Lager aufgenommen werden müssen. Erhöhte Lagerverluste beeinflussen die im System herrschenden Temperaturen und damit wiederum die Lagereigenschaften selbst.

Verformungen der Lagerelemente können verschiedene Ursachen zugrunde liegen und müssen, soweit möglich, durch konzeptionelle Massnahmen in Kombination mit entsprechender Dimensionierung der Komponenten vermieden werden. Thermisch induzierte mechanische Spannungen, aufgrund Temperaturgradienten oder unterschiedlicher Ausdehnung benachbarter Komponenten, können die Ausrichtung der Lagerelemente beeinträchtigen und so die Tragkraft des Lagers reduzieren oder gar ein Verklemmen des Lagers verursachen. Die Zentrifugalbeschleunigung bei hohen Drehzahlen bewirkt eine Aufweitung der Lagerwelle sodass sich das Lagerspiel reduziert und ein Verklemmen des Lagers verursachen kann. Rotoren verformen sich aufgrund von fertigungsbedingt unvermeidbarer lokal wirkender Unwucht, wie in Abbildung 8 gezeigt. Verformungen jeglicher Art reduzieren die maximal mögliche Lagerauslenkung und damit die bereitstellbare Tragkraft des Lagers und müssen deshalb bei einer Lagerauslegung berücksichtigt und minimiert werden.

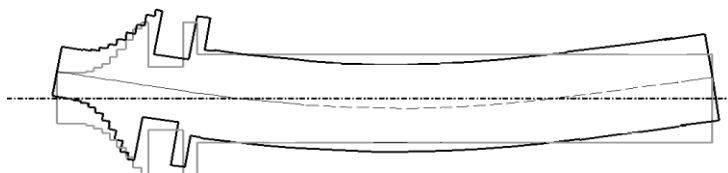


Abbildung 8. Exemplarische Verformung eines Rotors aufgrund von Unwucht.

Eine Analyse und Auslegung von gasgelagerten Systemen unter Berücksichtigung der erwähnten, teilweise stark vernetzten Faktoren scheint zwar äusserst komplex, lässt sich aber mittels ebenfalls vernetzter Berechnungstools effizient bewerkstelligen.

3 Anwendungsbeispiele

Als erstes Anwendungsbeispiel soll ein einstufiger, gasgelagerter Turbo Kompressor mit R600 (Butan) als Betriebsmittel vorgestellt werden. Im zweiten Beispiel wird eine dreistufige, kugelgelagerte Variante eines R601a Kompressor-Systems gezeigt.

3.1 Gasgelagerte Turbowärmepumpe mit R600

Der gelagerte Kompressor ist für den Einsatz in Wärmepumpen konzipiert. Die Kühlleistung beträgt 7-20 kW, die Heizleistung 9-22 kW. Die Betriebsdrehzahl liegt bei 200'000 U/min wobei ein Druckverhältnis von bis zu 2.5 und ein COP über 10 erreicht wird. Nachfolgenden Abbildungen ist ein Bild des Prototyps sowie das Kompressor- und das zugehörige Leistungskennfeld zu entnehmen.

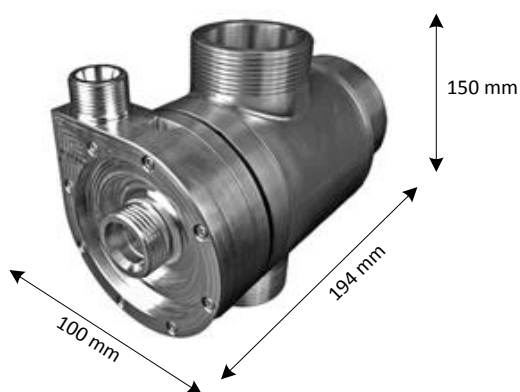


Abbildung 9. Foto des Turbo-Kompressors.

Spezifikationen:

Arbeitsfluid: R600

Totales Druckverhältnis: 2.5

Totale Antriebsleistung: ~2.0 kW

Maximale Drehzahl: 200'000 U/min

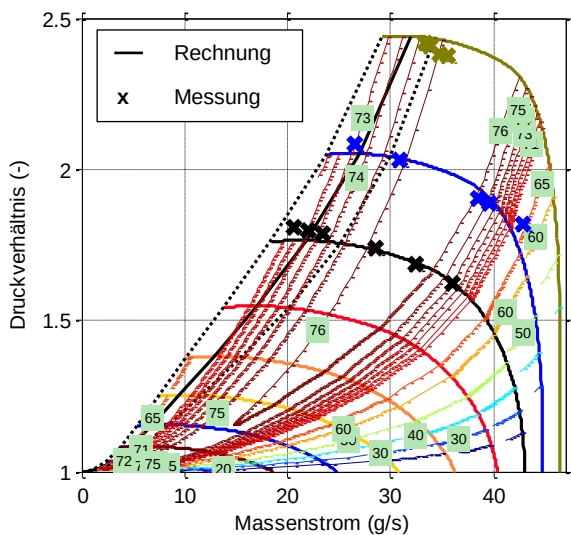


Abbildung 10. Kompressor-Kennfeld.

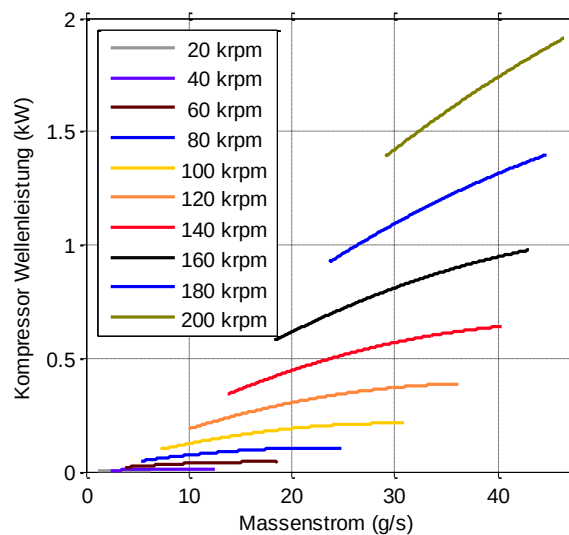


Abbildung 11. Leistungs-Kennfeld.

Abbildung 9 zeigt, dass der Kompressor durch das einströmende Sauggas gekühlt wird. D.h. das Kältemittel strömt über die vertikal angeordnete Kühlhülse über den Motor-Teil des Kompressors und wird anschliessend zur Verdichtung zum Eintritt in den Turbo Kompressor weitergeleitet.

Die Herausforderungen beim Design eines solchen gasgelagerten Kompressors liegen in der Bandbreite an Betriebsbedingungen, bei denen das Gaslager stabil funktionieren muss. Wie in Abschnitt 2.2 beschrieben,

hängt dies von vielen Faktoren ab. Besonders prägnant bei Wärmepumpen sind die Anforderungen durch die schwankenden Betriebsdrücke für die Gaslagerung, die durch die Verdampfer-Bedingungen dem System aufgeprägt werden.

3.2 Mehrstufige Turbo-Wärmepumpe zur Kühlung von Satelliten mit R601a

Das nachfolgende Beispiel zeigt eine hochkompakte, mehrstufige Turbowärmepumpe zur Kühlung von Satelliten [7]. Trotz der tiefen Temperaturen im Weltall sind auch hier Wärmepumpen gefragt, da eine Wärmeabfuhr nur durch Wärmestrahlung erfolgen kann. Die abgeführte Wärme ist dabei direkt proportional zur Abstrahlfläche A und der Temperatur T^4 . Eine Anhebung des Abstrahl-Temperatur-Niveaus von beispielsweise 45°C auf 100°C kann die notwendige Abstrahl-Fläche somit um ~47% vermindern. Bedingt durch das niedrige Gesamtgewicht (2 kg) weisen die miniaturisierten Kompressoren einen klaren Vorteil gegenüber Standard-Kompressoren mit einer Masse von 20-40 kg auf. Abbildung 12 und Abbildung 13 zeigen die Kompressoren und exemplarisch einen Rotor mit Impeller einer Kompressorstufe. Abbildung 14 stellt den thermodynamischen Prozess dar.

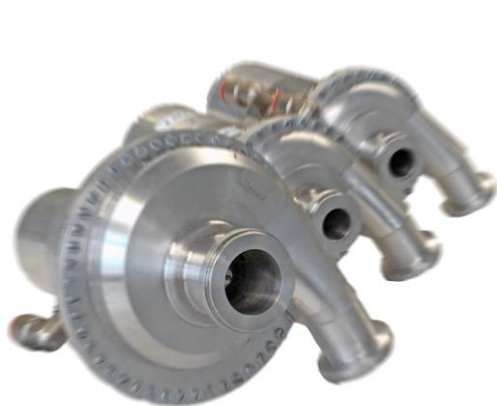


Abbildung 12. Bilder des 3-stufigen R601 Verdichters.



Abbildung 13. Rotor mit Impeller eines Kompressors.

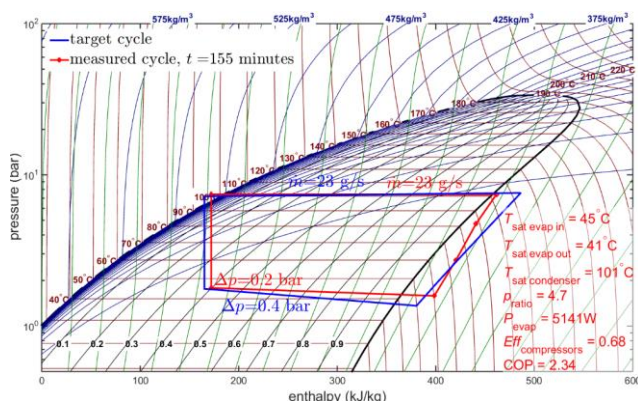


Abbildung 14. ph –Diagramm des Prozesses [7].

Übersicht:

Arbeitsfluid: R601a
 Totales Druckverhältnis: 4.7
 Totale Antriebsleistung: ~2.5 kW
 Maximale Drehzahl: 200'000 U/min
 COP gemessen: 2.3

4 Zusammenfassung und Ausblick

Im vorliegenden Paper wurden die Zusammenhänge bei der Auslegung eines gasgelagerten Turbo Kompressors dargestellt. Auf aerodynamischer Seite ist der Einfluss der Tip Clearance, der Reynoldszahl und der Oberflächenrauigkeit veranschaulicht worden. Abhängig von den Prozess-Randbedingungen können diese Parameter einen deutlichen Einfluss auf die Leistung der Turbomaschine besitzen. Berechnungsmethoden zur Berücksichtigung dieser Effekte bereits während der Auslegung sind verfügbar.

Auf Seite Gaslagerung ist die interdisziplinäre Verknüpfung der Gaslager-Auslegung im Gesamtauslegungsprozess beleuchtet worden. Gaslager können unter Berücksichtigung von umfassenden System- und Fertigungs-Spezifikationen auch für miniaturisierte Turbo Kompressoren ausgelegt werden. Ein wichtiges Kriterium ist dabei die Stabilität in Abhängigkeit von Spezifikations- und Toleranzbereichen.

Die Anwendungsbeispiele zeigen die Realisierbarkeit und Leistungsfähigkeit miniaturisierter Turbo Kompressor Systeme für Wärme- und Kälteanlagen.

Die nächsten Schritte bestehen im Test der Wärmepumpen-Kompressoren unter realen Einsatzbedingungen und in der Überprüfung der Reproduzierbarkeit der Ergebnisse innerhalb von Kleinserien.

5 Nomenklatur

Symbol	Bedeutung	Einheit	Symbol	Bedeutung	Einheit
a	Schallgeschwindigkeit	m/s	γ	Isentropen-Exponent	-
c	Sehnenlänge der Laufrad-Schaufel	m	λ	Arbeitsziffer	-
D	Durchmesser	m	$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
f	Reibungsfaktor	-	ω	Winkelgeschwindigkeit	1/s
h	Enthalpie	J/kg	Π	Druckverhältnis	-
k_s	Sandrauigkeit	m	Ψ	Druckziffer	-
Mu	Umfangsmachzahl	-	ϕ	Schluckziffer	-
n	Drehzahl	U/min	$\dot{V}$	Volumenstrom	m ³ /s
P	Leistung	W			
Re	Reynoldszahl	-	Indizes	Bedeutung	
T	Temperatur	K	1	Am Laufrad-Eintritt	
u	Umfangsgeschwindigkeit	m/s	2	Am Laufrad-Austritt	
Z	Realgasfaktor	-	s	Isentrop	
			t	Total	

6 Literatur-Verzeichnis

- [1] M. Casey, D. Krähenbühl, C. Zwyssig, The design of ultra-high-speed miniature centrifugal compressors, 10th Europ. Conf. on Turbomachinery, Fluidynamics and Thermodynamics, Finland, April 2013.
- [2] C. Zwyssig, J. W. Kolar, and S. D. Round, Megaspeed drive systems: pushing beyond 1 million r/min, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, accepted for future publication.
- [3] F. Dietmann, D. M. Vogt, Ölfreier CO₂-Verdichter für Wärmepumpen, Deutsche Kälte-Klima-Tagung 2013, Hannover, November 2013, AA.II.2.14
- [4] J. Schiffmann, Integrated design, optimization and experimental investigation of a direct driven turbocompressor for domestic heat pumps, Dissertation, ÉCOLE POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE, 2008.
- [5] Online: <http://commercialcompressors.danfoss.com/newsstories/rc/shanghai-danfoss-cooling-sets-the-scene-for-green-data-center-solutions/?ref=17179922016>
- [6] Online: <http://airconditioning.danfoss.com/products/compressors/turbocor/#/>
- [7] Online: <http://reports.nlr.nl:8080/xmlui/bitstream/handle/10921/1030/TP-2015-338.pdf?sequence=1>