Burckhardt Compression

EINFLUSS DER KOLBENRINGBAUFORM AUF DIE FÖRDERMENGE EINES TROCKEN LAUFENDEN WASSERSTOFFVERDICHTERS

Dr. Norbert Feistel

Compressors for a Lifetime™

Dr. Norbert Feistel studierte Allgemeinen Maschinenbau an der Universität Karlsruhe. 1987 Abschluss als Dipl.-Ing. (TH). Beginn der beruflichen Karriere als Konstrukteur in der Abteilung Rollen- und Kettenförderer der Firma Mannesmann Demag Fördertechnik, Offenbach/Main.
1988 Eintritt in die Abteilung Forschung und Entwicklung der Firma Burckhardt Compression, Winterthur, Schweiz. Hier ist er tätig als Fachspezialist für die Entwicklung trocken laufender Dichtsysteme für Prozessgas-Kompressoren.
2002 Promotion an der Universität Erlangen-Nürnberg mit einer Arbeit zum Betriebsverhalten trocken laufender Dichtsysteme von Kreuzkopfkompressoren.

Um einen möglichst guten volumetrischen Wirkungsgrad bei der ungeschmierten Verdichtung von Wasserstoff zu erzielen, sind höchste Anforderungen an die Leistungsfähigkeit der trocken laufenden Dichtsysteme erforderlich. Als besonders kritisch kann hierbei die Verdichtung von kleinen bis mittleren Fördermengen auf hohe Drücke angesehen werden, wie sie beispielsweise beim Befüllen von Gasbehältern oder in der chemischen Industrie als so genannte Prozessgasverdichter häufig anzutreffen sind. Aufgrund der in den Endstufen typischerweise sehr kleinen Kolbendurchmesser kommt hier der Abdichtung der Dichtelementstösse eine besondere Bedeutung zu. Anhand von experimentellen Untersuchungen mit verschiedenen Kolbenringbauformen in einem trocken laufenden Kreuzkopfkompressor werden die wichtigsten Unterschiede und Konsequenzen für die Wasserstoff-Fördermenge aufgezeigt.

KAPITEL 1

EINLEITUNG

An die Zuverlässigkeit der trocken laufenden Kreuzkopfkompressoren, die heute vorwiegend in der chemischen Industrie als so genannte Prozessgasverdichter zum Einsatz gelangen, werden aufgrund der ausserordentlich hohen Kosten, die mit einem Produktionsausfall verbunden sein können, sehr hohe Anforderungen gestellt. In den letzten Jahren sind mit der erheblich gesteigerten Leistungsfähigkeit der trocken laufenden Reibpaarungen zugleich auch die Anforderungen an ein möglichst langes Wartungsintervall gestiegen.

Nicht immer werden diese Anforderungen jedoch mit einem für den Betreiber akzeptablen niedrigen spezifischen Energieverbrauch erfüllt. Insbesondere bei der trocken laufenden Verdichtung von Wasserstoff lassen sich einfache Dichtsysteme zwar auch bei hohen Druckdifferenzen einsetzen, jedoch mit einem niedrigen volumetrischen Wirkungsgrad. Solche Dichtsysteme sind bei der Anschaffung zwar preisgünstig, können jedoch bei der Auslegung zu einer unnötig grossen Maschine führen und bestrafen den Betreiber mit erhöhten Betriebskosten sowie häufig mit einer rasch abfallenden Fördermenge.

Gasleckagen von Kolbenstangendichtungen werden meist kritisch beobachtet und ihr Ansteigen umfassend überwacht, während allmählich abfallende Fördermengen oft nicht registriert oder bis zum Eintreten deutlicher Folgeerscheinungen toleriert werden. Bei einem grossen Kreuzkopfkompressor mit einer Antriebsleistung von einigen hundert kW verursacht eine mittlere Fördermengeneinbusse von 10%, bezogen auf 8'000 Stunden, Kosten, welche die Ersparnisse bei den Dichtelementen weit übertreffen. Hier wird häufig am falschen Ende gespart.

Für die Abdichtung der Arbeitsräume gelangen in Abhängigkeit von der Wirkungsweise (doppelt oder einfach wirkend) unterschiedliche Konzepte zum Einsatz. Diese reichen von relativ undichten Bauformen wie Kolbenringen mit einem gerade oder schräg geschnittenen Stoss bis hin zu gasdichten Konstruktionen, wobei letztere allerdings einen bis zu zweifach höheren Preis haben können. Anhand von experimentellen Untersuchungen mit verschiedenen Kolbenringbauformen in einem trocken laufenden Kreuzkopfkompressor werden die wichtigsten Unterschiede und Konsequenzen für die Wasserstoff-Fördermenge aufgezeigt.

KAPITEL 2

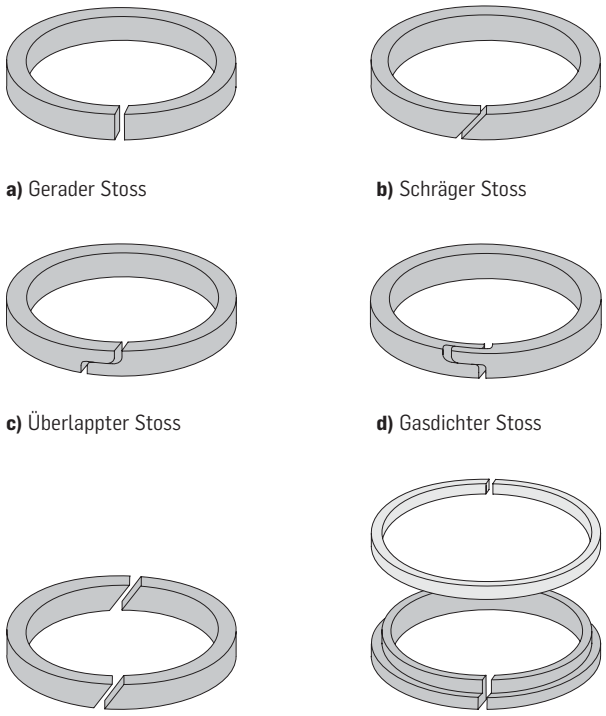
AUSFÜHRUNGEN UND EINSATZBEREICHE DER VERSCHIEDENEN KOLBENRINGBAUFORMEN

Kolbenringe für doppelt wirkende Zylinder mit grossen Durchmessern werden meist einteilig und mit einem gerade oder schräg geschnittenen Stoss ausgeführt. **Abb. 1a / b**
Bei diesen Bauformen wird der Stoss weder in axialer noch radialer Richtung abgedichtet, woraus auch für spröde Trockenlaufmaterialien ein geringes Risiko für ein Bruchversagen resultiert. Mit fortschreitendem Verschleiss kommt es jedoch zu einer proportionalen Zunahme des Strömungsquerschnitts durch den Stoss und damit zu einer Zunahme des Leckgasstroms.

Insbesondere bei einfach wirkenden Verdichtungsstufen mit kleinen Zylinderdurchmessern kommt der Stossabdichtung eine hohe Bedeutung zu. Untersuchungen mit einem einfach wirkenden Luftverdichter[2] haben gezeigt, dass bereits ab einem Anteil der Stossquerschnittsfläche von 10% am gesamten Durchströmquerschnitt eines Kolbenrings (Summe aus Stoss-, Axial- und Radialspaltquerschnitt) 77% des gesamten Leckgasstroms durch den Ringstoss strömen. Unter diesen Bedingungen kann der Stossquerschnitt im Gegensatz zur Veröffentlichung Bartmann[1] als leckmassenstrombestimmender Querschnitt betrachtet werden. Umso erstaunlicher ist es, dass selbst bei der Verdichtung von Gasen mit einer niedrigen Molmasse auf hohe Drücke gelegentlich zweiteilige Bauformen mit schräg geschnittenen Stössen eingesetzt werden. **Abb. 1e**

Sofern es die Materialeigenschaften und die Ringabmessungen zulassen, kann die Stossform der Kolbenringe je nach angestrebter Dichtfunktion mehr oder weniger aufwändig ausgeführt werden. Vor allem bei hohen Druckdifferenzen kann es aber bei einem Trockenlaufmaterial mit einer ausgeprägten Kaltflussneigung zum Versagen der Stossabdichtung durch Fliessen kommen, während bei einem spröden Material Bruchversagen droht. Die naheliegende Erhöhung der axialen Kolbenringabmessungen findet ihre Grenzen in der daraus resultierenden Zunahme der Reibleistung, die zu einer Verschlechterung der tribologischen Bedingungen führt. Auch die Verwendung von Materialien mit einer hohen Warmfestigkeit kann bei der Verdichtung sehr leichter Gase zu Problemen führen, da der hohe Elastizitätsmodul bei fortschreitendem Verschleiss eine vollständige Kompensation der durch ungleichen Materialabtrag entstehenden Spalte zwischen Dichtelement und Zylinderlaufbahn beeinträchtigt. Darüber hinaus werden vor allem in sehr trockenen Gasen mit modernen Polymerblends neben der besseren Dichtwirkung häufig auch deutlich niedrigere Verschleissraten erzielt. Die gasdichte Abdichtung der Ringstösse bei der trocken laufenden Verdichtung von Wasserstoff auf hohe Drücke, wie beispielsweise zum Befüllen von Gasbehältern, stellt somit eine besondere Herausforderung dar.

Abb. 1
Verschiedene Ausführungen von Kolbenringbauformen



a) Gerader Stoss

b) Schräger Stoss

c) Überlappter Stoss

d) Gasdichter Stoss

e) Zweiteilige Bauform

f) Twin-Ring

In der einfachsten Ausführung einer Stossabdichtung als so genannter überlappter Stoss (Abb. 1c) wird lediglich eine Abdichtung in axialer Richtung erzielt, während in der radialen Richtung ein Umströmen des Dichtelements möglich ist. **Abb. 1c**
Die abrupte Reduzierung des Ringquerschnitts beim Übergang zur Stossüberlappung bildet bei spröden Trockenlaufmaterialien den Ausgangspunkt für das Bruchversagen. **Abb. 2**
Wird der Übergang sorgfältig mit einem grossen Radius ausgerundet, lässt sich das Risiko für Bruchversagen zwar reduzieren, mehr als eine dynamische Druckdifferenz p_{dyn} von etwa 3 MPa kann aber für das hier eingesetzte Polymerblend nicht zugelassen werden. **Abb. 3**

Bei einem Kolbenring mit einem so genannten gasdichten Stoss wird die Überlappung zusätzlich auch in radialer Richtung abgedichtet. Diese Form der Stossabdichtung ist jedoch aufgrund des nochmals reduzierten Querschnitts der Überlappung sehr bruchempfindlich.**Abb. 1d**

Eine ebenfalls gasdichte Kolbenringausführung stellt der Twin-Ring dar, bei welchem der gerade Stoss des rechteckförmigen Dichtrings (Füllring) durch einen umschliessenden L-förmigen Deckring abgedichtet wird. **Abb. 1f**

Werden beide Teile des Twin-Rings aus dem gleichen Material hergestellt, drohen wiederum die oben genannten Probleme entweder durch Versagen durch Bruch bzw. Kriechen im Stossbereich oder durch eine ungenügende Verschleisskompensation. Bei dieser Bauform bietet es sich jedoch an, den Deckring aus einem hochfesten Hochtemperaturpolymer mit schmalen Abmessungen auszuführen und den verbleibenden Bauraum für das eigentliche Dichtelement zu nützen, beispielsweise in hochabriebfestem Polymerblend. Darüber hinaus bewirkt die unterschiedliche Druckbelastung in der Reibdichtfläche 2 bei der Twin-Ring-Bauform einen unterschiedlichen Materialabtrag an den beiden Ringteilen, der vor allem bei hoch belasteten Dichtelementen zu einem bis zu dreifach höheren Verschleiss am Dichtring führen kann. **Abb. 4**

KAPITEL 3

VERSUCHSAUFBAU UND VORGEHENSWEISE

3.1 VERSUCHSAUFBAU

Die Untersuchung des Einflusses der Kolbenringbauform auf die Wasserstoff-Fördermengen erfolgte mittels eines trocken laufenden, zweistufigen Kreuzkopfkompressors in Boxerbauart (Abb. 5), mit einem Hub von 160 mm, einer maximalen Drehzahl von 850 min^{-1} und einer maximalen Antriebsleistung von 400 kW. Der Kompressor wurde für einen maximalen Enddruck von 20 MPa und einer mittels Treibriemenscheiben variierbaren mittleren Kolbengeschwindigkeit von maximal 4.0 m/s ausgelegt. **Abb. 5**

Die erste Stufe mit einem Kolbendurchmesser von 75 mm verdichtet den Wasserstoff doppelt wirkend mit insgesamt acht Kolbenringen (vier auf jeder Seite der beiden mittig angeordneten Führungsringe). In der zweiten Stufe, ebenfalls mit einem Kolbendurchmesser von 75 mm, erfolgt die weitere Druckerhöhung einfach wirkend im triebwerkseitigen Verdichtungsraum mit neun Kolbenringen. Der Kolbenstangendurchmesser in beiden Stufen beträgt 50 mm. Um einen weiten Bereich an Druckdifferenzen bei möglichst geringen Gasverlusten abdecken zu können, wurde ein Betrieb mit einem gegenüber dem Atmosphärendruck erhöhten Saugdruck in einem geschlossenen Kreislauf realisiert. Gespeist wird der Gaskreislauf mit Wasserstoff mit einem Taupunkt von ≤ −65 °C.

Die Messung der Wasserstoff-Fördermenge erfolgte mittels eines thermischen Massendurchfluss-Messgeräts in explosionsgeschützter Ausführung. **Abb. 6**
Bei diesem Messverfahren wird eine Teilmenge des zu messenden Gasstroms über den Sensor geleitet und durch Aufheizung des Strömungsmediums eine dem Durchfluss proportionale Temperaturänderung gemessen[5]. Während bei den in industriellen Anwendungen nach wie vor weit verbreiteten Wirkdruck-Durchfluss-

Abb. 2
Kolbenringe aus sprödem Polymerblend mit Bruchversagen der überlappten Stösse

Abb. 3
Vermeidung von Bruchversagen bei Kolbenringen aus sprödem Polymerblend durch einen grossen Radius im Übergang zur Stossüberlappung (A = 1 mm, B = 2 mm, C = 4 mm)

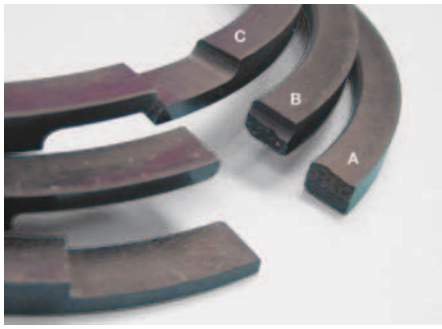


Abb. 4
Ungleicher Verschleiss von Deck- und Dichtring aus Hochtemperaturpolymer (unten) im Vergleich zu einem neuen Twin-Ring (oben)

Abb. 5
Zweistufiger Wasserstoff-Kreuzkopfkompressor zur Untersuchung des Betriebsverhaltens trocken laufender Dichtsysteme

Abb. 6
Messung der Wasserstoff-Fördermenge mittels eines thermischen Massendurchfluss-Messgerätes in explosionsgeschützter Ausführung

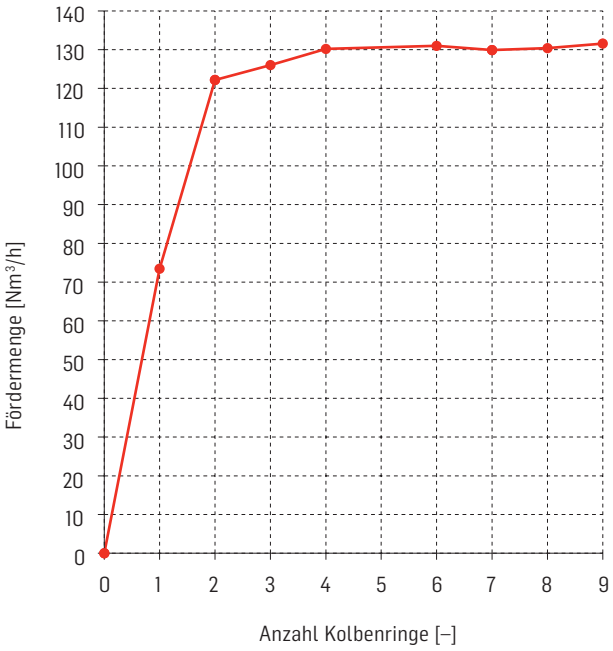
messern zur Bestimmung des Massenstroms zusätzlich die Dichte ermittelt werden muss, liefert der thermische Massendurchflussmesser unmittelbar die gesuchte Grösse. Nachteilig gegenüber den einfachen und robusten Drosselelementen wie Blenden oder Düsen, die zur Wirkdruckerzeugung auch rauen Betriebsbedingungen ausgesetzt werden können, muss der thermische Massendurchflussmesser durch ein Filter mit einer Porenweite kleiner als 5 mm sorgfältig vor Gasverschmutzungen geschützt werden. Der Messbereich des verwendeten Geräts beträgt maximal 400 Normkubikmeter pro Stunde (Nm^3/h), die Genauigkeit liegt bei ± 0,2% des Messbereichs.

3.2 VORGEHENSWEISE

Die unterschiedliche Stossabdichtung hat auch Konsequenzen für die Druckverteilung innerhalb des Dichtsystems. Während bei gasdichten Kolbenringbauformen im Neuzustand die Abdichtung der gesamten Druckdifferenz typischerweise lediglich durch ein bis zwei Dichtelemente an den Enden des Dichtsystems erfolgt[3,4], wird bei den Ausführungen mit fehlender oder nur in axialer Richtung vorhandene Stossabdichtung die Druckdifferenz in unterschiedlichem Umfang gleichzeitig auf alle vorhandenen Dichtelemente verteilt[2]. Für diese Bauformen war zunächst die Abhängigkeit der Dichtwirkung von der Anzahl Kolbenringe zu prüfen. Versuche mit einer unterschiedlichen Anzahl an Kolbenringen mit überlapptem Stoss bei einfach wirkender Verdichtung von 2.4 auf 6 MPa und einer Drehzahl von 725 min^{-1} ergaben, dass ab einer Anzahl von vier Dichtelementen im Neuzustand keine weitere Zunahme der Fördermenge mehr gemessen werden konnte (Abb. 7). Beim Ausbau des Kolbens zeigte sich, dass bis zu einer Anzahl von vier Kolbenringen sämtliche Stösse in einer Linie angeordnet waren, darüber hinaus jeweils zu Blöcken von zwei bis drei Dichtelementen. **Abb. 7**

Für sämtliche Versuche wurden die eigentlichen Dichtringe in kohle-/graphit-gefülltem PTFE mit einem mittleren thermischen Längenausdehnungskoeffizient in Umfangsrichtung von $87 * 10^{-6}$ K^{-1} im Temperaturintervall von 20 bis 150 °C ausgeführt. Die axiale Abmessung der Kolbenringe betrug bei allen Bauformen 5 mm, in radialer Richtung 6 mm (bei den zweiteiligen Kolbenringen inklusive einer Spannringbreite von 1 mm).

Abb. 7
Abhängigkeit der Fördermenge von der Anzahl Kolbenringe mit überlapptem Stoss bei einfach wirkender Verdichtung (p_s = 2.4 MPa, p_d = 6.0 MPa, n = 725 min^{-1})



Für die unter einem Winkel von 30° geschnittenen schrägen Stösse der einteiligen Kolbenringe wurde bei Raumtemperatur ein mittleres Stossspiel von 2.66 mm ermittelt. Mit einem radialen Kolbenspiel von 0.75 mm ergibt sich somit eine nicht vom Kolbenring abgedichtete Spaltfläche von 1.98 mm². Bei den ebenfalls unter 30° geschnittenen zweiteiligen Ringen betrug das gesamte mittlere Stossspiel 2.75 mm, was zu einer ähnlich grossen Durchströmfläche von 2.04 mm² führt, aufgeteilt auf zwei Stösse. Die mittlere Überdeckung der beiden Stosshälften des überlappten Kolbenrings betrug 11.3°; aus dem Stossspiel von 1.93 mm resultiert bei Raumtemperatur eine nicht abgedeckte Spaltfläche von 1.43 mm².

KAPITEL 4

VERSUCHE MIT DOPPELT WIRKENDER VERDICHTUNG

Bei der doppelt wirkenden Verdichtung werden die Kolbendichtelemente lediglich durch die zwischen Saug- und Enddruck variierende dynamische Druckkomponente p_{dyn} belastet, während die statische Druckdifferenz p_{stat} aufgrund des gleichen Saugdrucks auf beiden Seiten des Kolbens entfällt (Definitionen, siehe Nomenklatur). Doppelt wirkende Kolben werden mit Durchmessern bis deutlich über 1'000 mm gebaut, so dass die für diese Versuche verwendete Ausführung mit nur 75 mm am unteren Rand des Durchmesserspektrums liegt. Von Interesse war hier jedoch vor allem die Wirkung hoher dynamischer Druckdifferenzen, für die üblicherweise eher kleinere Kolbendurchmesser zum Einsatz gelangen.

Die Versuche sollten zunächst im Neuzustand der Dichtelemente die Unterschiede in den Fördermengen von gasdichten Twin-Ringen und den für doppelt wirkende Kolben häufiger verwendeten Bauformen mit einem schrägen oder überlappten Stoss zeigen. Von diesen drei Bauformen wurden jeweils acht Stück bei einer Drehzahl von 494 min⁻¹ untersucht, wobei der Saugdruck bei einem konstanten Verdichtungsverhältnis von 3.5 in Stufen zu je 0.4 MPa von 0.4 bis 1.6 MPa angehoben wurde. Die zweite Verdichtungsstufe wurde bei diesen Versuchen durch Ausbau der Ventile eliminiert. Mit jeder Laststufe wurde der Kompressor bis zum Erreichen thermisch stabiler Bedingungen etwa eine Stunde betrieben und jeweils aus einer weiteren Stunde ein Mittelwert aus den im Zeitabstand von 30 Sekunden gemessenen Fördermengen gebildet. Die so gewonnenen Werte sind in Abb. 8 in Abhängigkeit vom Saugdruck dargestellt. **Abb. 8**

Es fällt auf, dass für die Fördermengen der Kolbenringe mit schrägem und überlapptem Stoss nur geringfügige Unterschiede ermittelt wurden, und zwar mit niedrigeren Werten für die Bauform mit schrägem Stoss. Lediglich mit den Twin-Ringen ergab sich für die untersuchten Laststufen eine etwas höhere Fördermenge von 7.5%. Die günstigere Förderwirkung dürfte hierbei aber nicht durch eine geringere Gasleckage zwischen den beiden Verdichtungsräumen, sondern durch deren bessere Abdichtung unmittel-

Abb. 8
Abhängigkeit der Fördermenge von der Kolbenringbauform bei doppelt wirkender Verdichtung

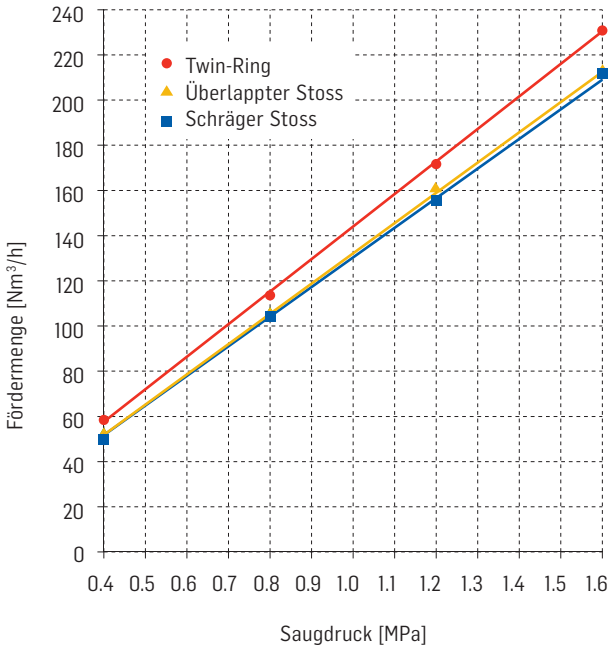
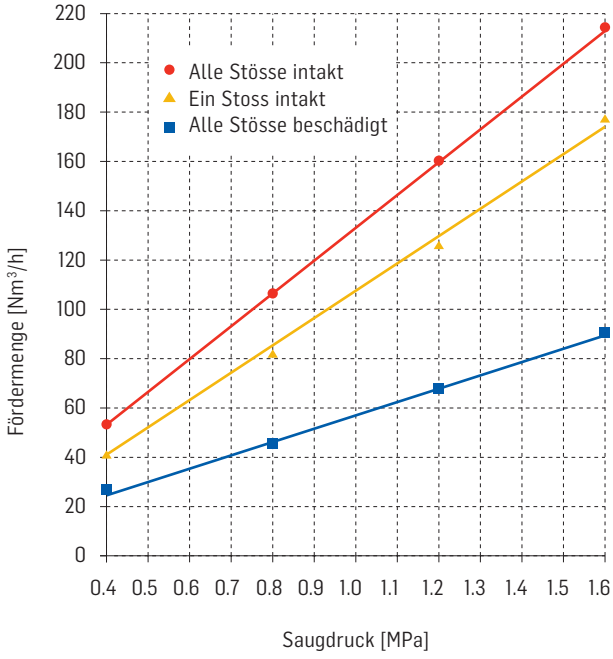


Abb. 9
Abhängigkeit der Fördermenge vom Zustand der überlappten Stösse bei doppelt wirkender Verdichtung



bar durch das jeweils erste Dichtelement resultieren, was zu einem etwas günstigeren Schadraum führt.

Mit fortschreitendem Verschleiss werden sich bei allen Bauformen ohne vollständige Stossabdichtung die Spaltquerschnitte kontinuierlich erhöhen, bis dies schliesslich zu einem inakzeptabel hohen Leckgasstrom führt. Bei Kolbenringen mit überlapptem Stoss wird zwar für einen begrenzten Verschleissweg die direkte Durchströmung des anwachsenden Spaltquerschnitts verhindert, ein Umströmen der Stossüberlappung ist jedoch möglich. Simuliert man den in der Praxis häufig beobachteten Bruch der überlappten Stösse, indem eine Stosshälfte entfernt wird, so ergibt sich für die acht Kolbenringe eine mittlere Spaltlänge von 12.72 mm. Abb. 9 zeigt die Folgen der nun im Mittel auf 9.45 mm^2 angewachsenen nicht abgedeckten Spaltfläche für die Fördermenge. Neben einem drastischen Abfall auf etwa 40% der Fördermenge, die mit den Twin-Ringen erzielt wurde, kam es zu einem kontinuierlichen Anstieg der Austrittstemperatur auf einen Spitzenwert von 187 °C bei der letzten Laststufe. Wird jedoch ein einzelner intakter Kolbenring im mittleren Kolbenbereich eingesetzt, so steigt die Fördermenge wieder, und die Temperatur nimmt die für den Normalbetrieb üblichen Werte um 135 °C an. **Abb. 9**

Damit wird deutlich, dass es sinnvoll ist, eine möglichst gute Stossabdichtung auch bei der doppelt wirkenden Verdichtung von Wasserstoff aufrechtzuerhalten, auch wenn die Vorteile im Neuzustand kaum ersichtlich sind. Hier besitzt der Twin-Ring den Vorteil, dass bauartbedingt das Dichtelement theoretisch vollständig verschleissen kann, ohne dass ein direktes Durchströmen des Stosses möglich wird.

KAPITEL 5

VERSUCHE MIT EINFACH WIRKENDER VERDICHTUNG

Liegt der Druckwert auf der dem Verdichtungsraum gegenüberliegenden Kolbenseite eines einfach wirkenden Kolbens tiefer als der Saugdruck der betrachteten Verdichtungsstufe, so kommt zusätzlich zur dynamischen Druckkomponente p_{dyn} eine statische Druckdifferenz p_{stat} hinzu. Diese bleibt im Gegensatz zur dynamischen Druckdifferenz konstant während einer ganzen Kurbelwellenumdrehung wirksam, und eine Rückströmung in den Verdichtungsraum ist ausgeschlossen. Die statische Druckdifferenz ist daher die primär leckagebestimmende Grösse des Beanspruchungskollektivs und stellt höchste Anforderungen an die Dichtungstechnik. Für die Versuche mit dem einfach wirkenden Kolben sind die einzelnen Laststufen und die sich daraus ergebenden Druckkomponenten in Tab. 1 zusammengestellt. **Tab. 1**

Mit jeweils neun Kolbenringen in der Ausführung als Twin-Ring, einteilig schräg geschnitten, einteilig mit überlapptem Stoss und zweiteilig mit schräg geschnittenen Stössen, wurden bei den verschiedenen Laststufen und der Drehzahl 494 min^{-1} die Fördermengen gemessen und als Mittelwert aus einer Stunde in Abb. 10 zusammengestellt. Wie bei der doppelt wirkenden Verdichtung lässt sich auch hier ein geringer Unterschied zwischen den Bauformen mit schräg geschnittenem und überlapptem Stoss feststellen, wobei die Werte für den schräg geschnittenen Stoss im Mittel um 4.9% tiefer liegen. Die höhere Fördermenge der Kolbenringe mit überlapptem Stoss ist auf ein etwas kleineres mittleres Stossspiel (Kapitel 3.2) und möglicherweise auf eine etwas bessere Dichtwirkung aufgrund der axialen Stossabdichtung zurückzuführen. Im Vergleich mit den gasdichten Twin-Ringen wurden für die Kolbenringe mit überlapptem Stoss jedoch um 16% tiefere Werte ermittelt. **Abb. 10**

Auffällig sind die schlechten Werte für die zweiteilige Bauform, obwohl deren gesamte Stossquerschnittsfläche nur geringfügig über der des schräg geschnittenen Stosses der einteiligen Ausführung lag und obwohl die beiden Ringsegmente zusätzlich mittels eines Spannrings an die Zylinderlaufbahn gedrückt wurden.

Tab. 1
Druckbelastung der Kolbenringe bei einfach wirkender Verdichtung

Saugdruck p_s [MPa]	1.2	2.4	3.6	4.8
Enddruck p_d [MPa]	3.0	6.0	9.0	12.0
Konstanter Druck nach dem letzten Kolbenring p_z [MPa]	0.4	0.8	1.2	1.6
Dynamische Druckdifferenz p_{dyn} [MPa]	1.8	3.6	5.4	7.2
Statische Druckdifferenz p_{stat} [MPa]	0.8	1.6	2.4	3.2

Tab. 2
Mittlerer Verschleiss der einzelnen Kolbenringe nach einem Betrieb von 480 Stunden (p_s = 0.24 MPa, p_d = 6.0 MPa, n = 725 min^{-1}, Kolbenring Nr. 1 jeweils unmittelbar am Verdichtungsraum)

Bauform	Ring Nr. 1	Ring Nr. 2	Ring Nr. 3	Ring Nr. 4
Kolbenringe mit schrägem Stoss [mm]	0.76	0.79	0.82	1.12
Konventionelle Twin-Ringe [mm]	0.69	0.51	0.61	1.15
Formschlüssig gekoppelte Twin-Ringe [mm]	0.73	0.32	0.30	1.76

Abb. 10
Abhängigkeit der Fördermenge von der Kolbenringbauform bei einfach wirkender Verdichtung

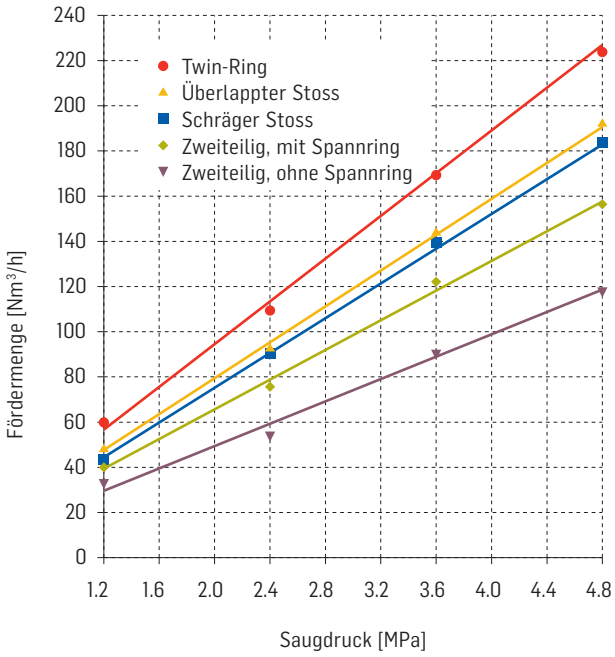
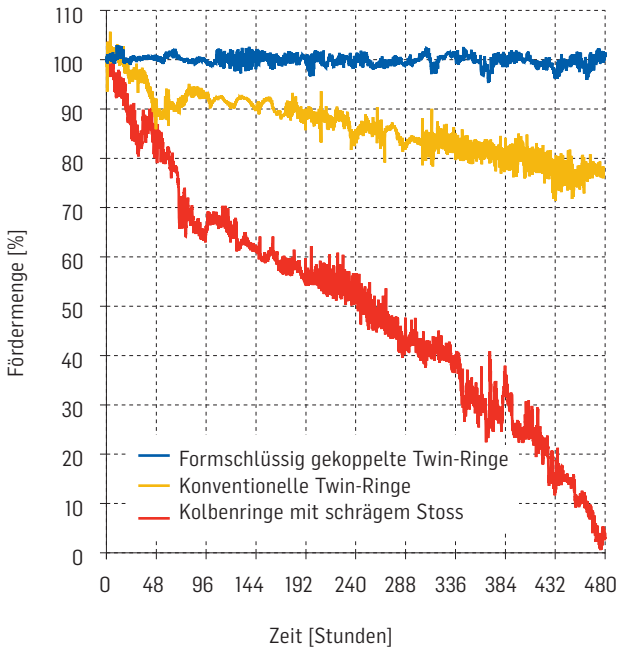


Abb. 11
Zeitlicher Verlauf der relativen Fördermenge für je vier Kolbenringe mit schrägem Stoss sowie konventionelle und formschlüssig gekoppelte Twin-Ringe (Messintervall: 300 Sek.)



Die Werte für die Fördermenge der zweiteiligen Ringe sind im Vergleich zu den Twin-Ringen um 305% tiefer. Hierfür müssen noch weitere nachteilige Effekte dieser Bauform verantwortlich sein, beispielsweise ein instabiles und ungleiches Anliegen der Segmente an den Dichtflächen. Werden die Spannringe entfernt, so fällt die Fördermenge gar auf einen Wert von nur noch 52.3% des Twin-Ring-Niveaus ab und besitzt nun einen in hohem Masse schwankenden Verlauf.

KAPITEL 6

VERSUCHE MIT FORTSCHREITENDEM VERSCHLEISS

Da sich bei der einfach wirkenden Verdichtung von Wasserstoff bereits im Neuzustand der Dichtelemente für die verschiedenen Kolbenringbauformen erhebliche Unterschiede in der Fördermenge feststellen liessen, sollte in einem nächsten Schritt untersucht werden, wie sich die Fördermenge mit und ohne aufwändige Stossabdichtung mit fortschreitendem Verschleiss verhält. Für die Bauformen ohne Stossabdichtung war hier vor allem der Verschleisszustand von Interesse, bei dem keine Gasförderung mehr möglich ist. Um diesen Verschleisszustand in einem überschaubaren Versuchszeitraum zu erreichen, wurden lediglich vier Kolbenringe mit einem Saugdruck von 2.4 MPa und einem Enddruck von 6.0 MPa bei einer Drehzahl von 725 min^{-1} belastet. Darüber hinaus war in zahlreichen Vorversuchen deutlich geworden, dass das gewählte kohle-/graphit-gefüllte PTFE in trockenem Wasserstoff ein ungünstiges Verschleissverhalten zeigt, so dass eine eher kurze Versuchsdauer zu erwarten war.

In Abb. 11 ist der zeitliche Verlauf der relativen Fördermenge der Kolbenringe mit schrägem Stoss, bezogen auf einen Startwert von 136 Nm^3/h, aufgetragen. Nach einem steilen Abfall zu Beginn des Versuchs schwächte sich die Abnahme der Fördermenge zunächst etwas ab, erreichte jedoch bereits nach etwa 480 Stunden einen Zustand, bei dem zwar der vorgegebene Enddruck noch eingehalten wurde, jedoch ohne nennenswerte Fördermenge. Wie eingangs erwähnt, sind bei Kolbenringen ohne vollständige Stossabdichtung sämtliche Dichtelemente gleichzeitig, aber in unterschiedlichem Umfang, an der Druckabdichtung beteiligt. Tab. 2 zeigt hierzu die nach dem Ende des Versuchs aus je fünf Messungen entlang des Ringumfangs gewonnenen Mittelwerte des radialen Verschleisses der vier Dichtelemente. **Abb. 11, Tab. 2**

Die Verschleisswerte steigen vom ersten Dichtelement (unmittelbar am Verdichtungsraum) an, bis zu einem Maximalwert von 1.12 mm am letzten Dichtelement. Daraus resultiert bei Raumtemperatur eine Zunahme der Durchströmfläche des Stosses von 1.98 auf 7.04 mm^2. Durch die Wärmedehnung reduziert sich dieser Wert im Betrieb zwar etwas, aber die unbekannte Temperatur nach dem letzten Dichtelement auf der nicht verdichtenden Kolbenseite dürfte kaum mehr als 40 bis 60 °C betragen.

Abb. 12
Im Gegensatz zur formschlüssig gekoppelten Ausführung (rechts) führt beim konventionellen Twin-Ring der ungleiche Verschleiss von Dicht- und Deckring zu einer Spaltbildung (links) und damit zum Nachlassen der Dichtwirkung

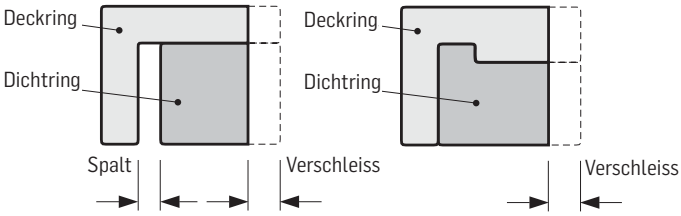
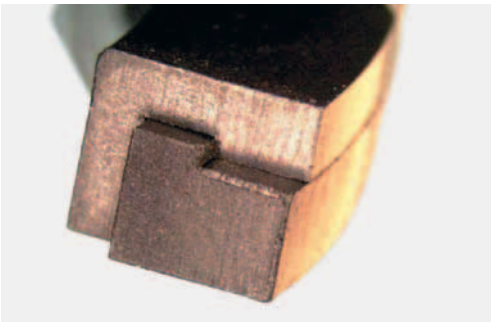


Abb. 13
Formschlüssig gekoppelter Twin-Kolbenring (Patent angemeldet)



Hingegen lassen der ungleiche Materialabtrag entlang des Dichtelementumfangs sowie Deformationen im Stossbereich vermuten, dass im Betrieb durch ein ungleichmässiges Anliegen der Kolbenringe weitere Durchströmflächen wirksam waren.

Im Neuzustand der Twin-Ringe lag deren Fördermenge für alle untersuchten Betriebsfälle deutlich über der von Kolbenringen ohne Stossabdichtung. Werden vier Twin-Ringe unter den oben genannten Bedingungen getestet, nimmt sie jedoch ebenfalls allmählich ab und beträgt nach 480 Stunden nur noch etwa ¾ des Startwerts. Ein Vergleich der Verschleisswerte der beiden Bauformen ist nur sehr eingeschränkt zulässig, da der Einfluss des Deckrings aus Hochtemperaturpolymer unklar ist. Für die Twin-Ringe wurde der höchste Verschleiss zwar ebenfalls am letzten Dichtelement mit einem Wert von 1.15 mm ermittelt (Tab. 2), der zugehörige Deckring hatte jedoch lediglich einen mittleren Verschleiss von 0.49 mm. Dieser eingangs beschriebene ungleiche Materialabtrag von Dicht- und Deckring führt im Betrieb zu einem Spalt, der an der abnehmenden Fördermenge wesentlichen Anteil hat. **Tab. 2, Abb. 12**

Wird die Spaltbildung durch eine formschlüssige Kopplung zwischen Dicht- und Deckring verhindert (Abb. 12, 13), so lässt sich die Fördermenge während der gesamten Versuchsdauer auf dem Bezugsniveau der Twin-Ringe von 164 Nm^3/h stabil halten (Abb. 11). **Abb. 11 und Abb. 12, 13**
Die hohen Unterschiede in den Verschleisswerten der "gekoppelten" Twin-Ringe ist charakteristisch für gasdichte Dichtelementbauformen, bei denen im Neuzustand die gesamte Druckdifferenz von nur ein bis zwei Dichtelementen abgedichtet wird[3, 4]. Die Konzentration der dynamischen und statischen Druckkomponenten auf die beiden Enden des Dichtsystems führte hier zu einem Maximalwert von immerhin 1.76 mm am letzten Dichtelement – dank der hervorragenden Verschleisskompensation jedoch mit einer stabilen, hohen Fördermenge. Die für die Standzeit eines Dichtsystems prinzipiell günstigere Aufteilung der Druckdifferenz auf mehrere Dichtelemente, wie sie beim Kolbenring mit schrägem Stoss vorliegt, ist bei der einfach wirkenden Verdichtung von Wasserstoff von keinem praktischen Nutzen, weil die Konsequenzen für die Fördermenge fatal sind.

KAPITEL 7

ZUSAMMENFASSUNG

Die Versuche mit verschiedenen Kolbenringbauformen für die trocken laufende Verdichtung von Wasserstoff haben gezeigt, dass auch für hoch belastete, doppelt wirkende Kolben eine sorgfältige Stossabdichtung sinnvoll ist, um einen hohen volumetrischen Wirkungsgrad über eine möglichst lange Betriebsdauer aufrechthalten zu können. Obwohl die Unterschiede im Neuzustand zunächst kaum erkennbar sind, tritt bei Bauformen ohne Stossabdichtung mit fortschreitendem Verschleiss ein Abfall der Fördermenge bei gleichzeitig anwachsenden Temperaturen ein, so dass die Kolbenringe mit relativ geringem radialem Verschleiss ersetzt werden müssen, während Ausführungen mit einer Stossabdichtung eine wesentlich längere Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Verschleisswegs erlauben. Hier besitzt der Twin-Ring den Vorteil, dass das Dichtelement theoretisch vollständig verschleissen kann, ohne dass ein direktes Durchströmen des Stosses möglich wird.

Bei einfach wirkenden Kolben stellt die statische Druckdifferenz ähnlich wie bei den Kolbenstangendichtungen die leckagebestimmende Grösse des Beanspruchungskollektivs dar, die im Sinne eines hohen volumetrischen Wirkungsgrads auch bei fortschreitendem Verschleiss sorgfältig abgedichtet werden muss. Hier lassen sich bereits im Neuzustand deutliche Unterschiede zwischen den unterschiedlichen Bauformen beobachten. Insbesondere die zweiteilige Ausführung zeigt ein sehr ungünstiges Verhalten mit einer niedrigen, in einem hohen Masse schwankenden Fördermenge, obwohl sie einen Stossquerschnitt hat, der mit der einteiligen Ausführung vergleichbar ist.

Vor allem bei einfach wirkenden Kolben kommt der Verschleisskompensation zur Aufrechterhaltung eines minimalen Leckquerschnitts mit fortschreitendem Verschleiss eine hohe Bedeutung zu. Hier zeigte sich, dass der konventionelle Twin-Ring in seiner Dichtwirkung allmählich nachlässt, weil die unterschiedliche Druckbelastung in der Reibdichtfläche einen unterschiedlichen Verschleiss von Dicht- und Deckring bewirkt und dadurch

zu einem Spalt zwischen den beiden Ringteilen führt. Durch eine formschlüssige Kopplung zwischen Dicht- und Deckring kann die Fördermenge länger auf dem hohen Niveau der gasdichten Bauformen gehalten und so eine optimale Ausnutzung des radialen Verschleisswegs erzielt werden. Die bei der Verdichtung von Gasen mit einer hohen Molmasse vorhandenen Vorteile von Kolbenringbauformen ohne Stossabdichtung wie Robustheit gegen Kriechen oder Bruchversagen sowie Aufteilung der Druckdifferenz über mehrere Dichtelemente kommen bei Wasserstoff nicht zum Tragen, weil die Fördermenge rasch auf inakzeptabel niedrige Werte abfällt.

Nomenklatur

p_s	Saugdruck [MPa]
p_d	Enddruck [MPa]
p_z	konstanter Druck nach dem letzten Dichtelement [MPa]
p_{dyn}	dynamische Druckdifferenz: $p_{dyn} = p_d - p_s$ [MPa]
p_{stat}	statische Druckdifferenz: $p_{stat} = p_s - p_z$ [MPa]
c_m	mittlere Kolbengeschwindigkeit [m/s]
n	Drehzahl [min^{-1}]
PTFE	Polytetrafluorethylen

Literatur

1 Bartmann, L.:
Beitrag zur Bestimmung der Leckverluste im Arbeitszylinder eines Kolbenkompressors
Dissertation TH Karlsruhe, 1968

2 Beckmann, W.:
Ermittlung von Einflussfaktoren auf das Betriebsverhalten trockenlaufender Kolbenringdichtungen
Dissertation TU Dresden, 1985

3 Vetter, G.; Feistel, N.:
Betriebsverhalten trocken laufender Kolbenstangen-Dichtsysteme von Kreuzkopfkompressoren Industriepumpen + Kompressoren 4
2002, S. 198–205

4 Feistel, N.:
Beitrag zum Betriebsverhalten trocken laufender Dichtsysteme zur Abdichtung der Arbeitsräume von Kreuzkopfkompressoren
Dissertation Universität Erlangen-Nürnberg, 2002

5 Doebelin, Ernest O.:
Measurement systems: application and design – 4th ed.
McGraw-Hill, New York, 1990

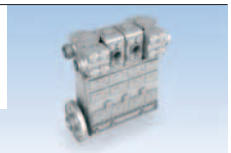
6 Woollatt, D.:
Factors affecting reciprocating compressor performance
Hydrocarbon Processing, June 1993, pp. 57–64

7 Liu, Y.; Yu, Y.:
Prediction for the sealing characteristics of piston rings of a reciprocating compressor
Proceedings of the 1986 International compressor engineering conference – at Purdue West Lafayette, Indiana, 1986, Volume III, pp. 973–988

Burckhardt Compression

KOLBENKOMPRESSOREN
FÜHRENDE TECHNOLOGIE FÜR TIEFSTE LEBENSZYKLUSKOSTEN

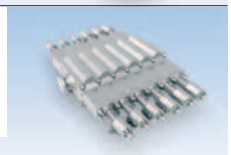
Laby® Kompressoren
Berührungslos und ölfrei



Laby®-GI Kompressoren
Vollständiger Massenausgleich

Prozessgas-Kompressoren
API 618 konform

Hyper-Kompressoren
Sicher und zuverlässig bis zu 3'500 bar



KOMPRESSORKOMPONENTEN
HÖCHSTE LEISTUNG UND MAXIMALE LEBENSDAUER

Ventile:
- Burckhardt Poppet Valve™
- Burckhardt Plate Valve™
- Manley® valve, lizenziert von Burckhardt Compression

Kolbenringe

Führungsringe

Kolbenstangenpackungen

Packungsringe

Ölabstreifer

Komponenten für Hyper/Sekundärverdichter

CUSTOMER SUPPORT SERVICE
DIE VOLLE AUSWAHL ZU IHRER VERFÜGUNG

Burckhardt Ventilservice

Ersatzteildienst

Montage und Service

Technische Unterstützung

Komponentenreparaturen

Engineering Dienstleistungen

Umbauten

Zustandsüberwachung und Diagnose

Schulungen

FÜR ALLE KOLBENKOMPRESSOREN

Burckhardt Compression AG
CH-8404 Winterthur
Schweiz
Tel.: +41 (0)52 262 55 00
Fax: +41 (0)52 262 00 51
24-Stunden-Notfalltel.: +41 (0)52 262 53 53
info@burckhardtcompression.com
www.burckhardtcompression.com

Ihr lokaler Kontakt

22.10.14.20 – Gedruckt in der Schweiz auf FSC-zertifiziertem Papier

Compressors for a Lifetime™