

16. Workshop Kolbenverdichter 2012

24. / 25. Oktober

Vortrag 18

Parallelbetrieb von Kolben- und Turboverdichtern - Praxiserfahrungen

Dr.-Ing. Jan Steinhausen

KÖTTER Consulting Engineers GmbH & Co. KG

Einleitung

Die jüngste Entwicklung beim Neu- und Umbau von Erdgasspeichern zeigt, dass Kolben- und Turbokompressoren häufiger gleichzeitig eingesetzt werden. Zur Vermeidung von überhöhten Gaspulsationen innerhalb des Rohrleitungssystems und daraus resultierenden Rohrleitungsschwingungen werden in der Planungsphase theoretische Berechnungen angestellt. Der Beitrag beschreibt eine mögliche Vorgehensweise für die Kombination beider Maschinentypen. Es wird auf die Besonderheiten eingegangen, die sich aus dem gemeinsamen Betrieb von Turbo- und Kolbenkompressoren ergeben.



Abbildung 1: Erdgasspeicheranlage der RWE Gasspeicher GmbH.

Aufgrund der Situation am Gasmarkt sind die Anforderungen an die technische Ausrüstung für den Betrieb von Erdgasspeicheranlagen in den letzten Jahren deutlich gewachsen. Eine hohe Flexibilität vor allem in Bezug auf die ein- und auszuspeichernden Gasmengen, d. h. die Volumenströme, bei unterschiedlichen Druckverhältnissen ist gefordert. In der jüngeren Vergangenheit ist deshalb zu beobachten, dass beim Ausbau oder Neubau von Erdgasspeichern (siehe Abbildung 1) verstärkt ein Konzept verfolgt wird, bei dem die beiden unterschiedlichen Maschinentypen Turboverdichter und Kolbenverdichter parallel eingesetzt werden.

Dass Kolbenverdichter mitunter erhebliche Gaspulsationen innerhalb des angeschlossenen Rohrleitungssystems verursachen können, ist bekannt. Welche Konsequenzen ergeben sich aber möglicherweise hieraus für den gleichzeitigen Betrieb eines Turboverdichters?

Für viele Neuanlagen mit Kolbenverdichtern werden sogenannte „Pulsationsstudien“ durchgeführt. Mit Hilfe theoretischer Modelle wird das zu erwartende Pulsationsniveau aufgrund des oszillierenden Arbeitsprozesses der Verdichter vorausgesagt. Ziel ist, überhöhte Gaspulsationen bzw. daraus resultierende mechanische Rohrleitungsschwingungen bereits in der Planungsphase zu vermeiden. Herzstück der akustischen Modellierung ist dabei die Pulsationsquelle: die Kompressorzylinder. Nach Vorlage der Maschinenzeichnungen werden die akustischen Ersatzmodelle für Kolben, Zylinderraum, Ventile und Gaskanäle erstellt. Anschließend werden die Modelle für Rohrleitungen, Behälter, Kühler, Armaturen etc. gebildet. Der API Standard 618 (*Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services*, API Standard 618, 5. Ausgabe, 2007) beschreibt unter anderem Art und Umfang von Pulsationsstudien und gibt Richtwerte für zulässige Druckpulsationen an. Typischerweise treten die Gaspulsationen mit der Drehfrequenz des Kolbenverdichters und deren Vielfachen auf (typische Drehzahlen: ca. 200 1/min bis 1.000 1/min).

Anders verhält es sich bei den Studien für Turboverdichter. Hier spielen der drehfrequente Anteil sowie auch der Drehklang (Drehfrequenz x Schaufelanzahl) des Verdichters für das Auftreten von Rohrleitungsschwingungen keine entscheidende Rolle. Zum einen liegt der angeregte Frequenzbereich mit Drehzahlen zwischen ca. 6.000 1/min und 15.000 1/min deutlich höher. Zum anderen sind die durch die Arbeitsweise des Turbokompressors erzeugten Pulsationsamplituden, also das Pulsationsniveau, gegenüber dem Kolbenverdichter vergleichsweise gering. Unerwünschte Pulsationen treten in Anlagen mit Turbokompressoren beim regulären Betrieb primär aufgrund von strömungsinduzierter Anregung auf. In erster Linie wird diese durch Wirbelablösungen an T-Stücken verursacht, bei denen ein nichtdurchströmter Abzweig „überblasen“ wird. Die Ablösefrequenz der Wirbel ist dabei neben der Geometrie unter anderem abhängig vom Volumenstrom. Stimmen bei einem bestimmten Volumenstrom die Ablösefrequenz und die akustische Eigenfrequenz des Abzweiges überein (Koinzidenz), können hohe Gaspulsationen auftreten (akustische Resonanz). Kritisch sind vor allem die akustischen Resonanzen, deren Frequenz in der Nähe einer meist lokal begrenzten, strukturmechanischen Eigenfrequenz des Rohrleitungssystems liegt.

Zusammengefasst heißt das, dass bei Pulsationsstudien für die beiden verschiedenen Maschinentypen – Kolbenverdichter und Turboverdichter – nach zwei unterschiedlichen Ansätzen vorgegangen wird. Wenn nun in einer neuen oder zu erweiternden Anlage beide Maschinentypen parallel betrieben werden sollen, liegt es nahe, beide Ansätze zu verbinden. Beide Studientypen werden zunächst mehr oder weniger getrennt voneinander bearbeitet, das heißt: 1. Untersuchung der Anregung der Gaspulsationen aus dem Betrieb der Kolbenverdichter und 2. Untersuchung der strömungsinduzierten Anregung bei Betrieb des Turboverdichters.

Dabei wird das gesamte Leitungssystem, das auf der Saug- und Druckseite der Verdichter angeschlossen ist, betrachtet. Daher können auch die durch einen Kolbenverdichter angeregten Pulsationen an den Anschlussflanschen des Turboverdichters berechnet werden. Beim gemeinsamen Betrieb mit dem Turboverdichter, dessen stationärer Betriebspunkt beispielsweise in der Nähe der Pumpgrenze liegt, sollten die auftretenden Gaspulsationen unter anderem nicht dazu führen, dass diese überschritten wird. Als konservativer Ansatz für ein zulässiges Pulsationsniveau in einem solchen Betriebspunkt kann der Abstand zur Pumpgrenze aus dem stationären Kennfeld des Verdichters verwendet werden, siehe Abbildung 2.

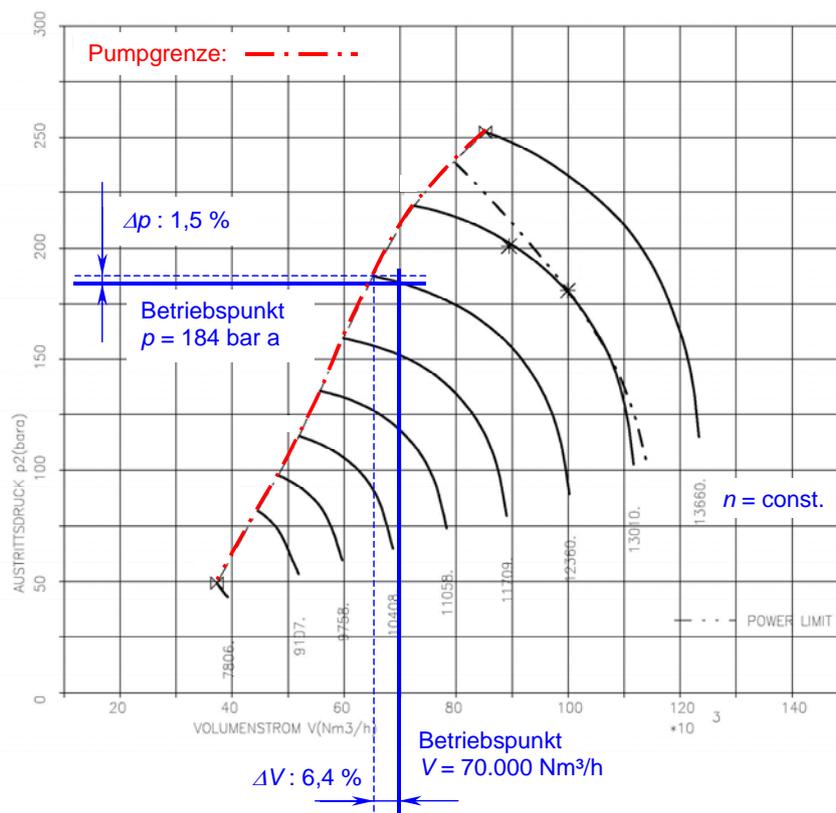


Abbildung 2: Verdichterkennfeld mit Betriebspunkt nahe der Pumpgrenze, Beispiel zur Bestimmung der zulässigen Druck- und Volumenstrompulsationen.

Grundsätzlich ist es bei der Erweiterung bestehender Erdgasspeicheranlagen von Vorteil, im Vorfeld zu den Berechnungen die Pulsations- und Schwingungssituation des Status quo durch Messungen zu bestimmen. Unabhängig davon, ob ein Turboverdichter oder ein Kolbenverdichter ergänzt werden soll. Zum einen können durch die Messungen schwingungstechnisch kritische Bereiche erkannt werden. Zum anderen dienen die Messergebnisse der Abstimmung der akustischen Modelle für bestehende Anlagenkomponenten. Somit sind zuverlässigere Aussagen in der Studie für die erweiterte Anlage möglich. Die Kombination aus Messung und Berechnung hat sich in der Vergangenheit vor allem bei älteren Anlagen bewährt. Entstehende Modellunsicherheiten beispielsweise aufgrund nicht mehr verfügbarer Unterlagen können auf diese Weise kompensiert werden.

Oft ist im Nahbereich des Turboverdichters die Rohrleitungsführung relativ weich gestaltet, wenn z. B. die Anschlussleitungen von oben an den Verdichter herangeführt werden. Daher ist dieser Leitungsbereich im Hinblick auf die Pulsationsanregung durch parallel betriebene Kolbenkompressoren relativ empfindlich und wird in der Regel bei den strukturdynamischen Berechnungen der Pulsationsstudie näher betrachtet. Zur Abschätzung des durch die Gaskräfte erzwungenen Schwingungsniveaus werden die Ergebnisse aus den akustischen Berechnungen als Anregung auf ein separat erstelltes strukturdynamisches Modell des Rohrleitungssystems aufgegeben, siehe Abbildung 3. Gegebenfalls ist bei einer Überschreitung von zulässigen Richtwerten (für Schwinggeschwindigkeit, Auslenkung oder dynamischen Anteil der Werkstoffspannung) die Rohrleitungsführung zu modifizieren, z. B. durch zusätzliche Rohrleitungslager oder Aussteifung von Rohrleitungsstützen etc.

Die Erfahrungen aus der messtechnischen Kontrolle der mechanischen Rohrleitungsschwingungen und der Pulsationen nach der (Wieder-) Inbetriebnahme der Erdgas-speicheranlagen zeigen, dass aus schwingungstechnischer Sicht ein problemloser Parallelbetrieb von Kolben- und Turboverdichtern grundsätzlich möglich ist. Es empfiehlt sich jedoch, bereits in der Planungsphase eine auf die Erfordernisse beider Maschinentypen abgestimmte Pulsationsstudie ggf. in Verbindung mit einer messtechnischen Untersuchung durchzuführen.

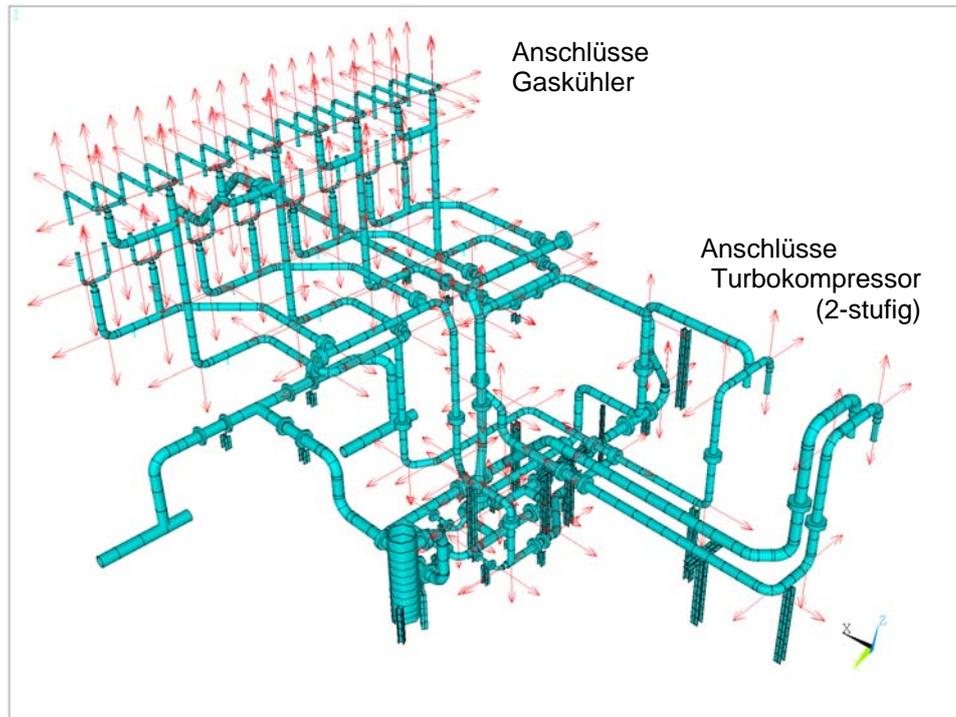


Abbildung 3: Strukturdynamisches Modell (FEM) des Rohrleitungssystems im Bereich eines Turboverdichters; die Pfeile symbolisieren die anregenden Gaskräfte.