

12. Workshop Kolbenverdichter

22. / 23. Oktober 2008

Vortrag 5

**Die 5. Ausgabe API 618 – Wie sieht die
Pulsationsstudie der Zukunft aus?**

Dr.-Ing. Jan Steinhausen

KÖTTER Consulting Engineers KG

Inhalt

1. Einleitung
2. Die wesentlichen Neuerungen im Überblick
3. Die Berechnungsmethoden
 - 3.1 Zulässige Richtwerte
 - 3.1.1 Zulässige Pulsationen an den Zylinderflanschen
 - 3.1.2 Zulässige Pulsationen an den rohrleitungsseitigen Anschlüssen der Pulsationsdämpfer und innerhalb Rohrleitungen
 - 3.1.3 Zulässige Rohrleitungsschwingungen (Berechnungsergebnisse)
 - 3.1.4 Zulässige Gasanregungskräfte
 - 3.1.5 Zulässige dynamische Spannungsanteile
 - 3.1.6 Gesperre Bereiche für strukturmechanische Eigenfrequenzen
 - 3.1.7 Zulässige Druckverluste an den Pulsationsdämpfern
 - 3.2 Vorläufige Dimensionierung der Pulsationsdämpfer – Design Approach 1
 - 3.3 Vorstudie – Damper Check
 - 3.4 Design Approach 2
 - 3.5 Design Approach 3
 - 3.5.1 Arbeitsschritt 3a – Mechanische Eigenfrequenzanalyse und Kontrolle der Gasanregungskräfte
 - 3.5.2 Arbeitsschritt 3b – Mechanical Response Analysis
4. Anmerkungen
5. Quellennachweis

1. Einleitung

Die Nachfrage nach Kolbenverdichtern erfuhr im letzten Jahr einen merklichen Schub und scheint sich auch dieses Jahr noch ungebremst fortzusetzen. Die Tendenz zeigt, dass vor allem bei Prozessgaskompressoren die Durchführung einer Pulsationsstudie nach API Standard 618 weltweit von den Kunden nahezu standardmäßig angefragt wird. Neben den Kompressorherstellern spürten diese Entwicklung auch die Lieferanten für Pulsationsstudien. Vor fünf Jahren - im Rahmen des KÖTTER Workshops Kolbenverdichter 2003 - wurden bereits die wesentlichen Neuerungen der damals geplanten 5. Ausgabe des API Standards 618 für den für die Pulsationsstudien relevanten Abschnitt „Pulsation and Vibration Control“ vorgestellt. Damals im Entwurfsstadium dauerte es noch bis zum Dezember 2007 ehe die neue 5. Ausgabe in der endgültigen Fassung erschien.

Dieser Beitrag gibt einen Überblick über den Arbeitsumfang für Pulsationsstudien gemäß der endgültigen Version der 5. Ausgabe des API Standards 618. Zudem soll versucht werden, für einige Aspekte die zukünftig zu erwartenden Konsequenzen für die Lieferanten von Pulsationsstudien, die Kompressorhersteller und die Endkunden einzuschätzen.

2. Die wesentlichen Neuerungen im Überblick

Der Abschnitt 7.9 „Pulsation and Vibration Control“ wurde in der 5. Ausgabe vollkommen überarbeitet. Inhaltlich haben sich in der endgültigen Fassung der 5. Ausgabe nur geringfügige aber zum Teil entscheidende Änderungen gegenüber dem Entwurf aus dem Jahr 2003 ergeben. Nachstehend sind die wesentlichen Änderungen im Vergleich zur 4. Ausgabe des API Standard 618 aufgeführt.

- Wie bereits in der 4. Ausgabe gibt es drei unterschiedliche Berechnungsmethoden (Design Approaches), die sich durch Art und Umfang unterscheiden. Für die Berechnungsmethoden Design Approach 2 und 3 wurden z. T. wesentliche Änderungen vorgenommen. Der Umfang und die einzelnen Arbeitsschritte sind jetzt genauer umrissen. Im überarbeiteten Anhang M ist der Arbeitsablauf der einzelnen Berechnungsmethoden 1 bis 3 jeweils in einem Flussdiagramm dargestellt.
- Bei Design Approach 2 und vor allem bei Design Approach 3 liegt eine entscheidende Neuerung für das Vorgehen darin, dass die Ergebnisse der einzelnen Arbeitsschritte darüber entscheiden, ob und welcher Schritt als nächster folgt. Es gibt also keine „starre“ Berechnungsvorschrift. Das bedeutet z. B., dass bei Design Approach 3 nicht in allen Fällen eine Betriebsschwingungsanalyse des Rohrleitungssystems (*Forced Mechanical Response Analysis*) durchgeführt werden muss.
- Der Umfang der Berechnungsmethoden Design Approach 2 und 3 enthält nun auch die Anfertigung einer Vorstudie (*Pre-study*) zur zeitnahen Überprüfung der Auslegung der Pulsationsdämpfer, den sogenannten „Damper Check“.
- Die Richtwerte für zulässige Pulsationen wurden um einen Faktor ergänzt, der die Schallgeschwindigkeit des jeweiligen Gases mit berücksichtigt.
- Neu aufgenommen wurden zulässige Richtwerte für die Gasanregungskräfte (*Shaking Forces*) innerhalb der Pulsationsdämpfer und innerhalb der Rohrleitungen.
- Neu sind auch zulässige Richtwerte für berechnete Rohrleitungsschwingungen bei der Betriebsschwingungsanalyse (*Piping Design Vibration Criteria*).

- Für die Lage der berechneten strukturmechanischen Eigenfrequenzen werden Sperrbereiche angegeben, so dass eine Anregung durch die dominierenden Frequenzkomponenten der anregenden Gaskräfte ausgeschlossen wird (*Separation Margins*).
- Neu ist die Angabe eines zulässigen Fehlers an Volumenstrommesseinrichtungen, der durch Pulsationen verursacht wird: Relativer Messfehler für betriebsinterne Messungen < 1 %, für Kundenmessungen < 0,125 %.
- Überarbeitet wurde der Hinweis zum Vorgehen bei Anlagen mit mehreren Kompressoren: Vom Kunden ist anzugeben, ob der neue Kompressor mit bestehenden Kompressoren an ein gemeinsames Leitungssystem angeschlossen wird. Für diesen Fall sind die sich aufsummierenden Pulsationen aller Maschinen zu berücksichtigen. Der zu untersuchende Umfang der Anlage ist gemeinsam mit dem Kunden festzulegen.
- Für die Dokumentation wurden Empfehlungen zum Inhalt des Berichtes aufgenommen.

3. Die Berechnungsmethoden

Es werden gemäß API Standard 618 drei Berechnungsmethoden (Design Approaches) für die Berechnungen zur Kontrolle der Pulsationen und Schwingungen unterschieden, die im Bearbeitungsaufwand deutlich voneinander abweichen:

1. *Design Approach 1* – Erfahrungsbasierte akustische Auslegung der Pulsationsdämpfer
2. *Design Approach 2* – Akustische Simulationsrechnungen und Überprüfung des Konzeptes der Rohrleitungsunterstützung
3. *Design Approach 3* – Akustische Simulationsrechnungen, Überprüfung des Konzeptes der Rohrleitungsunterstützung und strukturdynamische Analyse (mit Betriebsschwingungsanalyse, falls erforderlich)

Empfehlungen für die Auswahl eines Design Approaches und damit den Umfang für die Pulsationsstudie werden in der 5. Ausgabe in Abhängigkeit der Leistung je Verdichterzylinder gegeben, s. Abbildung 1. Für Anlagendrucke oberhalb von 350 bar haben Lieferant und Kunde sich vorher zum Vorgehen bei der Pulsationsstudie und der entsprechenden zulässigen Richtwerte und Kriterien abzustimmen.

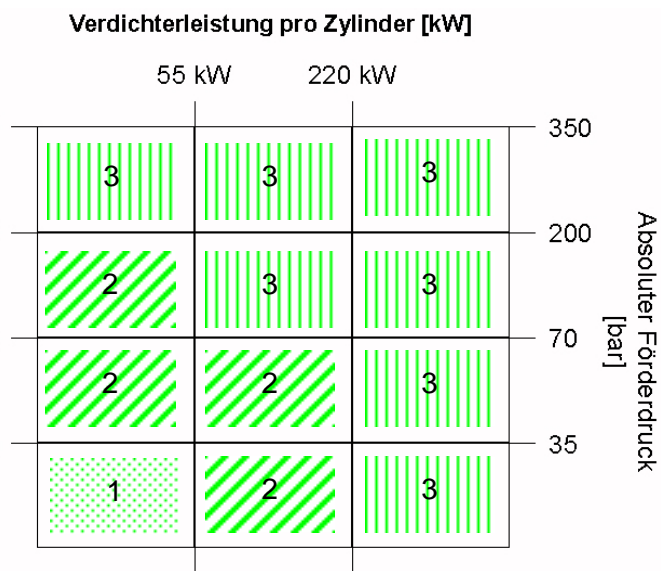


Abbildung 1: Hinweise zur Auswahl der Ausführungsvarianten (Design Approaches) nach API Standard 618.

3.1 Zulässige Richtwerte

Bevor auf die einzelnen Arbeitsschritte der drei Berechnungsmethoden eingegangen wird, werden zunächst die Bewertungskriterien und die empfohlenen Richtwerte vorgestellt.

3.1.1 Zulässige Pulsationen an den Zylinderflanschen

Für die Druckpulsationen an den Zylinderflanschen gelten die Richtwerte nach Gl. (1). Sie dürfen jedoch 7 % des mittleren statischen Leitungsdruck nicht überschreiten.

$$P_{CF} = \frac{3 \cdot R}{100} \cdot P_L \quad \text{Gl. (1)}$$

mit

P_{CF} : zulässige Spitze-Spitze Druckamplitude am Zylinderflansch des Verdichters, [bar]

P_L : mittlerer absoluter Leitungsdruck, [bar a]

R : Stufendruckverhältnis, [1]

3.1.2. Zulässige Pulsationen an den rohrleitungsseitigen Anschlüssen der Pulsationsdämpfer und innerhalb Rohrleitungen

Die Bewertung der Pulsationen gemäß **Design Approach 1** spielt in der Praxis der Berechnungsbüros eine eher untergeordnete Rolle, da unserer Erfahrung nach ausschließlich Studien nach Design Approach 2 oder 3 vergeben werden. Der Vollständigkeit halber sind hier auch die Richtwerte für die zulässigen Pulsationen nach Design Approach 1 angegeben, s. Gl. (2).

$$P_{1zul} = \frac{4,1}{100} \cdot P_L^{\frac{2}{3}} \quad \text{Gl. (2)}$$

mit

P_{1zul} : zulässige Spitze-Spitze Druckamplitude innerhalb des an die Pulsationsdämpfer angeschlossenen Rohrleitungssystems, [bar]

P_L : mittlerer absoluter Leitungsdruck, [bar a]

Bei **Design Approach 2 und 3** gelten für die Druckpulsationen innerhalb des Rohrleitungssystems - ab Anschluss der Pulsationsdämpfer – die frequenzabhängigen Richtwerte nach Gl. (3).

$$P_l = 4 \cdot \sqrt{\frac{P_L}{d \cdot f}} \cdot \sqrt{c/350} \quad \text{Gl. (3)}$$

mit

P_l : zulässige Spitze-Spitze Druckamplitude in der Rohrleitung, [bar]

d : Innendurchmesser der Rohrleitung, [mm]

f : Pulsationsfrequenz, [Hz]

P_L : mittlerer absoluter Leitungsdruck, [bar a]

c : Schallgeschwindigkeit des Gases, [m/s]

Abbildung 2 zeigt, dass durch den schallgeschwindigkeitsabhängigen Korrekturfaktor die zulässigen Pulsationen z. B. für Wasserstoff gegenüber der 4. Ausgabe um fast 100 % höher liegen können.

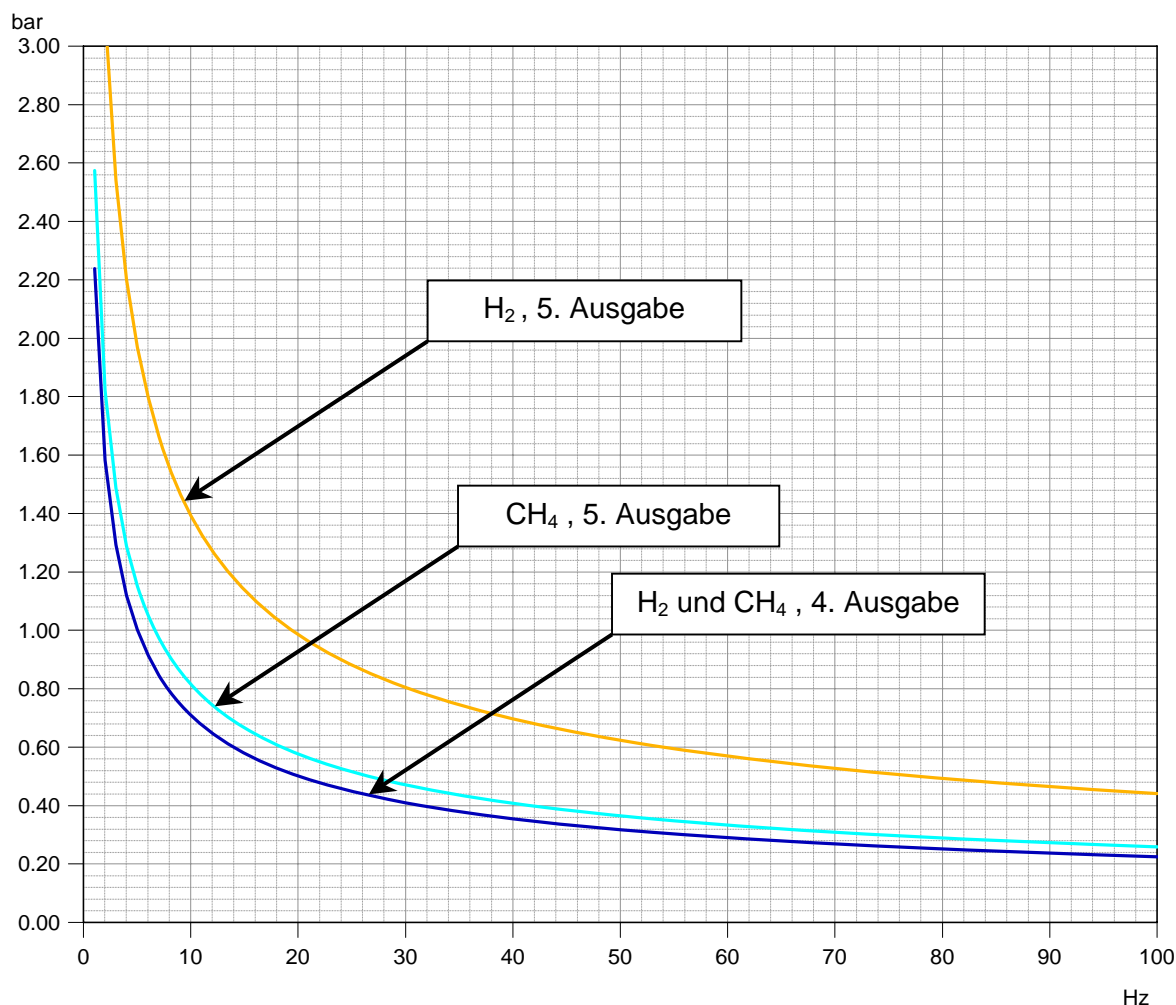


Abbildung 2: Beispiel zur Abhängigkeit der Richtwerte für zulässige Pulsationen von der Schallgeschwindigkeit: Gegenüberstellung der Richtwerte gemäß der 4. und der 5. Ausgabe des API Standards 618 für Wasserstoff und Methan (Erdgas).

3.1.3 Zulässige Rohrleitungsschwingungen (Berechnungsergebnisse)

Für die in einer Betriebsschwingungsanalyse berechneten (erzwungenen) strukturmechanischen Rohrleitungsschwingungen gelten die in Abbildung 3 dargestellten zulässigen Werte (*Piping Design Vibration Criteria*). Für Frequenzen bis 10 Hz gilt ein konstanter Richtwert für den Schwingweg von 0,5 mm pp (Spitze-Spitze). Im Frequenzbereich zwischen 10 Hz und 200 Hz nimmt der Richtwert von 0,5 mm pp auf 0,025 mm pp ab. Diese Richtwerte gelten lediglich für die Bewertung der Berechnungsergebnisse. Für die Bewertung von Ergebnissen aus Messungen im Feld sind andere Richtwerte üblich (z. B. nach VDI-Richtlinie 3842).

Diese Richtwerte nach Abbildung 3 sind auch die Grundlage für Gl. (4.1).

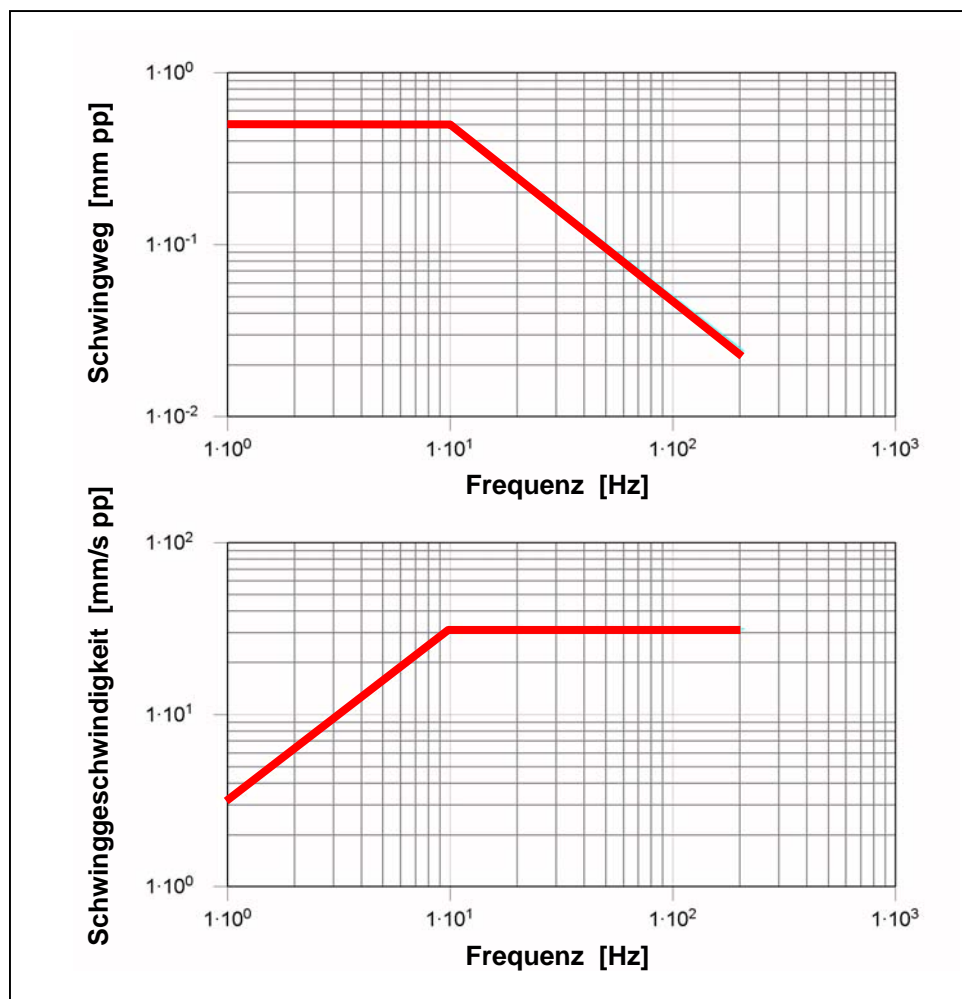


Abbildung 3: Frequenzabhängige Richtwerte für Rohrleitungsschwingungen (in der Planungsphase berechnet); Oben, s_{zul} : Zulässige Spitze-Spitze Werte des Schwingweges gemäß API 618, 5. Ausgabe; Unten, v_{zul} : Zulässige Spitze-Spitze Werte der Schwinggeschwindigkeit (nach Umrechnung).

3.1.4 Zulässige Gasanregungskräfte

Die zulässigen Gasanregungskräfte, die innerhalb der Pulsationsdämpfer und der Rohrleitungen auftreten dürfen, basieren auf den Richtwerten s_{zul} für die mechanischen Rohrleitungsschwingungen gemäß des vorherigen Abschnittes 3.1.3. Die Gaskräfte sollen die Richtwerte nach Gl. (4.1) bis Gl. (4.3) nicht überschreiten (*Maximum Allowable Acoustic Shaking Forces*) und gelten nur für den Fall, dass **keine** strukturmechanische Resonanz angeregt wird.

$$F_k = k_{eff} \cdot s_{zul} \quad \text{Gl. (4.1)}$$

oder

$$F_{p\max} = 45 \cdot d_{NPS} \quad \text{Gl. (4.2)}$$

mit

F_k : Zulässige Amplitude der Gaskraft (gilt nicht bei Resonanz), [N]

$F_{p\max}$: Maximale zulässige Amplitude der Gaskraft für Rohrleitungen (gilt nicht bei Resonanz), [N]

k_{eff} : Ersatzfedersteifigkeit in Richtung der Rohrleitungsachse (bzw. Achse des Pulsationsdämpfers), in die die Gaskraft wirkt, [N/mm].

s_{zul} : Zulässige Amplitude des Schwingweges der Rohrleitung (bzw. des Pulsationsdämpfers), [mm]

d_{NPS} : Nenndurchmesser der Rohrleitung, [mm]

Für Rohrleitungen gilt jeweils der kleinere Wert aus Gl. (4.1) und Gl. (4.2). Für Pulsationsdämpfer, die unmittelbar an Verdichterzylindern installiert sind, wird als maximal zulässige Anregungskraft (in Richtung der Behälterachse) der Wert ebenfalls nach Gl. (4.1) bzw. nach Gl. (4.3) angegeben. Auch hier gilt der jeweils kleinere Richtwert.

$$F_{PD\max} = 45000 \text{ N} \quad \text{Gl. (4.3)}$$

mit

$F_{PD\max}$: Maximale zulässige Amplitude der Gaskraft für Pulsationsdämpferbehälter, die direkt an den Zylindern des Verdichters befestigt sind (gilt nicht bei Resonanz).

Die Richtwerte gelten ausschließlich für nicht-resonante Schwingungen, d. h. Gaskräfte mit Anregungsfrequenzen in der Nähe von strukturmechanischen Resonanzen müssen unterhalb der oben genannten Richtwerte liegen.

Richtwerte für die zulässigen Schwingungen, die speziell für die strukturmechanischen Schwingungen an den Pulsationsdämpfern anzusetzen sind, werden nicht angegeben.

3.1.5 Zulässige dynamische Spannungsanteile

Bei der Betriebsschwingungsanalyse des Design Approaches 3 (s. Abschnitt 3.5, Schritt 3b1 und Schritt 3b2) ist sicherzustellen, dass die auftretenden dynamischen Spannungen keine Materialermüdung verursachen. D. h. die dynamischen Spannungsanteile sind darauf zu prüfen, ob sie im Dauerfestigkeitsbereich liegen. Für üblichen Kohlenstoffstahl wird der Richtwert (Spitze-Spitze Wert) nach Gl. (5) angegeben. Zur Ermittlung der zulässigen

Spannung sind die Bauteilkennwerte (z. B. Beiwerte für Oberflächengüte, Kerbwirkung, Spannungskonzentration etc.) zu berücksichtigen.

$$\sigma_{cyc} = 180 \text{ N/mm}^2 \text{ pp} \quad \text{Gl. (5)}$$

3.1.6 Gesperrte Bereiche für strukturelle Eigenfrequenzen

Um strukturelle Resonanzen zu vermeiden, wird der einzuhaltende Abstand zwischen den strukturellen Eigenfrequenzen und den akustischen Anregungsfrequenzen quantifiziert. Zwei Bedingungen müssen erfüllt sein:

1. Die unterste strukturelle Eigenfrequenz f_0 liegt oberhalb des 2,4-fachen der maximalen einfachen Drehfrequenz (1. Ordnung) des Verdichters.
2. Alle höheren mechanischen Eigenfrequenzen liegen außerhalb eines Bereiches von $\pm 20\%$ um die signifikanten Frequenzkomponenten höherer Ordnung (*Separation Margins*), s. Abbildung 3.

Durch die Sperrung von Bereichen sollen Unsicherheiten bei der Berechnung der strukturellen Eigenfrequenzen berücksichtigt werden. Laut Anmerkung 1 des API Standard 618 (Abschnitt 7.9.4.2.5.3.2 „*Separation Margins*“) ist die Intention der gewählten Bereichsweite von $\pm 20\%$, dass in jedem Fall ein Sperrbereich von $\pm 10\%$ erreicht wird, s. a. Abschnitt 4 „Anmerkungen“.

3.1.7 Zulässige Druckverluste an den Pulsationsdämpfern

Der Richtwert für den zulässigen Druckverlust, der je Pulsationsdämpfer aufgrund des mittleren Volumenstroms (pulsationsfreie, stationäre Strömung) bei Nennbetriebsbedingungen verursacht wird, wird durch Gl. (6) angegeben. Der Druckverlust darf jedoch **mindestens 0,25 %** bezogen auf den mittleren statischen Leitungsdruck betragen.

$$\Delta p_{PD} = \frac{1,67}{100} \cdot \frac{R-1}{R} \cdot P_L \quad \text{Gl. (6)}$$

mit

- Δp_{PD} : zulässiger Druckverlust bzgl. des stationären Volumenstrom (Nennbetriebsbedingungen), [bar]
 P_L : mittlerer absoluter Leitungsdruck, [bar a]
 R : Stufendruckverhältnis, [1]

Bei pulsierender Strömung (stationärer und dynamischer Anteil) wird der Richtwert nach Gl. (6) verdoppelt, bzw. der Druckverlust darf in jedem Fall mindestens 0,5 % des mittleren Leitungsdrucks betragen. Der Druckverlust auf Basis des stationären Volumenstroms muss jedoch weiterhin die nach Gl. (6) angegebene Grenze (bzw. 0,25 %) erfüllen.

3.2. Vorläufige Dimensionierung der Pulsationsdämpfer – Design Approach 1

Eine erste Dimensionierung der Pulsationsdämpfer kann nach Gl. (7) und Gl. (8) vorgenommen werden. Die Gleichungen legen das empfohlene Mindestvolumen für den jeweiligen Pulsationsdämpfer fest. Sie gelten nach wie vor für alle drei Berechnungsmethoden.

Für einen Pulsationsdämpfer, der an einen einzelnen Zylinder angeschlossen ist, wird empfohlen, dass das Verhältnis der Länge des Dämpfers (im Inneren) zum Innendurchmesser maximal 4,0 nicht überschreitet.

$$V_S = 8,1 V_C \left(\frac{\kappa T_S}{M} \right)^{\frac{1}{4}} \quad \text{Gl. (7)}$$

$$V_D = 1,6 \left(\frac{V_S}{R^{\frac{1}{\kappa}}} \right) \quad \text{Gl. (8)}$$

mit

- V_S : Mindestvolumen des Pulsationsdämpfers auf der Saugseite, [m³]
- V_D : Mindestvolumen des Pulsationsdämpfers auf der Druckseite, [m³]
- V_C : Summe der Hubvolumina aller an den (saugseitigen) Pulsationsdämpfer angeschlossenen Zylinder, [m³]
- κ : Isentropenexponent des Gases (gemittelt), [1]
- R : Stufendruckverhältnis bezogen auf die Absolutdrücke der Verdichterstufe, [1]
- M : Molmasse des Gases, [kg/mol]
- T_S : Temperatur des Gases auf der Saugseite, [K]

Bei Design Approach 1 wird die Dimensionierung der Pulsationsdämpfer mit Hilfe von analytischen Gleichungen vorgenommen. Die meist einfachen mathematischen Beziehungen, ähnlich wie die Gleichungen oben, basieren auf jeweils anwendereigenen Erfahrungen aus der Praxis. Diese Berechnungsmethode wird i. d. R. von den Kompressorherstellern in eigener Regie durchgeführt. Das Ergebnis wird dann für die Berechnungsmethoden 2 und 3 als Startentwurf verwendet und z. B. an den Lieferanten der Pulsationsstudie übergeben.

Erfahrungen in unserem Hause haben gezeigt, dass in vielen Fällen diese einfache Methode allein keine zufriedenstellende Wirkung der Pulsationsdämpfer erzielt, da die Interaktion zwischen z. B. zwei Pulsationsdämpfern, die an eine gemeinsame Sammelleitung angeschlossen sind, nicht berücksichtigt werden kann (z. B. 2-kurbeliger, 1-stufiger, liegender Verdichter). Daher sollten auch bei der Vordimensionierung Simulationsrechnungen durchgeführt werden, s. nächsten Abschnitt.

3.3 Vorstudie – Damper Check

In der Praxis schon seit einigen Jahren fester Bestandteil der Pulsationsstudien ist nun auch der Damper Check als Pre-study (Vorstudie) im API Standard 618 aufgenommen worden. Dieser erste Arbeitsschritt gilt der zeitnahen Überprüfung der Dimensionierung der Pulsationsdämpferbehälter. Beim Damper Check wird für die akustische Simulation das an die Pulsationsdämpfer anschließende Rohrleitungssystem als reflexionsfrei betrachtet. Hierdurch werden der Modellierungsaufwand und auch die Rechenzeiten deutlich verkürzt. Der herausragende Vorteil ist jedoch, dass durch die akustische Simulation auch die komplexe Beeinflussung z. B. mehrerer Pulsationsdämpfer, die an eine gemeinsame Sammelleitung anschließen, betrachtet werden kann. Damit ist dieser Mangel der Design Approaches 1 beseitigt.

Eine endgültige Beurteilung der akustischen Wirkung der Pulsationsdämpfer bzw. der Optimierung ist erst bei Berücksichtigung des kompletten Rohrleitungssystems möglich. Für den Fall, dass die Pulsationsdämpfer z. B. aus terminlichen Gründen vorab der endgültigen Studienergebnisse gefertigt werden, bleiben als Modifikationsmöglichkeiten nur Optionen wie Installation von Blenden (Pulsations-Dämpferplatten), Rohrleitungsänderungen und Aussteifung der Rohrleitungshalterung.

Die Druckpulsationen an den als reflexionsfrei betrachteten Anschlüssen der Pulsationsdämpfer sollen

80 % für getrennte Pulsationsdämpfer je Zylinder bzw.

70 % für Pulsationsdämpfer mit Anschluss an mehrere Zylinder

der Richtwerte nach Gl. (3) nicht überschreiten, s. Abschnitt 3.1.2.

3.4 Design Approach 2

Erster Arbeitsschritt ist die Vorstudie, wie in Abschnitt 3.2 beschrieben (Damper Check). Wenn die Rohrleitungsführung festgelegt ist, folgen anschließend die akustischen Berechnungen des Gesamtsystems. Akustisch ist die Interaktion zwischen dem Verdichter, bzw. der Verdichter, der Pulsationsdämpfer und des Rohrleitungssystems zu untersuchen. Die Arbeiten schließen dabei eine Bewertung des Einflusses der Pulsationen auf die Kompressorleistung/-betrieb als auch die Bewertung der auf die Pulsationsdämpfer wirkenden Gaskräfte ein.

Es ist zu prüfen, ob die berechneten Pulsationen die Richtwerte nach Abschnitt

3.1.1 Zulässige Pulsationen an den Zylinderflanschen
und Abschnitt

3.1.2 Zulässige Pulsationen an den rohrleitungsseitigen Anschlüssen der
Pulsationsdämpfer und innerhalb der Rohrleitungen

einhalten. Die an den Pulsationsdämpfern auftretenden Druckverluste sind nach Abschnitt

3.1.7 Zulässige Druckverluste an den Pulsationsdämpfern

zu prüfen, die auftretenden Pulsationskräfte nach Abschnitt

3.1.4 Zulässige Gasanregungskräfte.

Neben den akustischen Simulationsrechnungen umfasst die zweite Berechnungsmethode auch eine mechanische Analyse des Rohrleitungssystems hinsichtlich der gewählten Stützenabstände und der Ausführung der Halterungen.

Die strukturmechanische Analyse beschränkt sich auf eine Betrachtung der Eigenfrequenzen der Rohrleitungsführung (Piping Restraint Analysis). Um hier den Aufwand möglichst gering zu halten, kann diese Untersuchung mit Hilfe von einfachen Berechnungsgleichungen für die Eigenfrequenzen von Rohrleitungsstücken zwischen zwei Auflagern durchgeführt werden. Das Rohrleitungssystem wird abschnittsweise betrachtet, je nach Abhängigkeit des Abstandes der Halterungen sowie deren Fixierung. Zur abschnittweisen Ermittlung der Eigenfrequenzen kann auf analytische Gleichungen oder auch Tabellenwerke zurückgegriffen werden. Ziel ist, die mechanischen Eigenfrequenzen von den dominierenden Gasanregungskräften gemäß Abschnitt

3.1.6 Gesperrte Bereiche für strukturmechanische Eigenfrequenzen

zu verstimmen.

Als Ergebnis soll tabellarisch der maximal erlaubte Abstand zwischen zwei Stützenpositionen für die unterschiedlichen Rohrleitungsdimensionen (Durchmesser, Wandstärke) des zu betrachtenden Leitungssystems aufgeführt werden.

Eine Untersuchung der Struktur des Verdichters selbst (Maschinengehäuse mit Kreuzkopfführung, Distanzstücke, Zylinder, Pulsationsdämpfer etc.) ist in Design Approach 2 nicht vorgesehen.

3.5 Design Approach 3

Die dritte Berechnungsmethode ist zunächst identisch mit Design Approach 2. Für die strukturmechanische Analyse wird jedoch mit komplexeren Modellen gearbeitet. Bei der Modellierung sind das Kompressorgehäuse inklusive der Distanzstücke, Zylinder und Pulsationsdämpfer zu berücksichtigen. Ebenfalls ist für das Rohrleitungssystem ein detailliertes strukturmechanisches Modell aufzustellen. Eine Betriebsschwingungsanalyse ist bei der 5. Ausgabe nicht mehr zwingend erforderlich.

Zeigen die Ergebnisse der akustischen Berechnungen eine Überschreitung der geforderten Richtwerte für Druckpulsationen, können anstatt einer Modifikation des Rohrleitungssystems oder der Pulsationsdämpfer, **alternativ** auch weitergehende Berechnungen (Step 3a und/oder Step 3b) durchgeführt werden.

3.5.1 Arbeitsschritt 3a – Mechanische Eigenfrequenzanalyse und Kontrolle der Gasanregungskräfte am Verdichter und Rohrleitungssystem

Ausgangspunkt für das mechanische Modell des Kompressors ist die Aufstellung der Maschine auf dem Fundament. Im Allgemeinen kann diese Anbindung Kompressor/Fundament im Vergleich zu den übrigen Bauteilen des Verdichters als steif angesehen werden. Eine saubere Beschreibung soll durch entsprechende Federsteifigkeiten (für alle 6 Freiheitsgrade im Raum) gewährleistet werden. Den Abschluss des mechanischen Modells des Kompressors (ehemals als *Compressor Manifold* bezeichnet) soll jeweils die zweite Rohrleitungshalterung auf der Saug- und Druckseite ausgehend von den leitungsseitigen Anschlüssen der Pulsationsdämpfer bilden.

In einigen Fällen können Verdichterrahmen, Kreuzkopfführung und Zylinder bei der Aufstellung auf einem Betonfundament als so steif angesehen werden, dass eine Modellierung durch starre Elemente möglich wird. Die strukturmechanische Analyse in Step 3a ist für den Verdichter und das angeschlossene Rohrleitungssystem durchzuführen.

Ziel ist für den Fall, dass hohe Gaskräfte auftreten, strukturmechanische Resonanzen an den Zylindern, Pulsationsdämpfern und am Rohrleitungssystem zu verhindern. Es sind daher die Kriterien nach Abschnitt

3.1.4 Zulässige Gasanregungskräfte

und Abschnitt

3.1.6 Gesperre Bereiche für strukturmechanische Eigenfrequenzen

zu prüfen.

3.5.2 Arbeitsschritt 3b – Mechanical Response Analysis

Ist eines der in Arbeitsschritt (Step) 3a geforderten Kriterien nicht erfüllt, so kann – alternativ zur Modifikation des Anlagendesigns - eine Betriebsschwingungsanalyse (Step 3b, *Forced Mechanical Response*) durchgeführt werden. Anregende Kräfte sind hierbei die Ergebnisse aus den akustischen Berechnungen, die Gaskräfte (*Acoustic Shaking Forces*).

In **Step 3b1** wird zunächst das mechanische Modell des Kompressors betrachtet. Es ist zu prüfen, ob an den Pulsationsdämpfern und der angeschlossenen Verrohrung die zulässigen Spannungen nach Abschnitt

3.1.5 Zulässige dynamische Spannungsanteile

eingehalten werden.

In **Step 3b2** wird die Betriebsschwingungsanalyse für das Rohrleitungssystem durchgeführt. Es ist zu prüfen, ob die erzwungenen Rohrleitungsschwingungen die zulässigen Schwinggeschwindigkeiten nach Abschnitt

3.1.3 Zulässige Rohrleitungsschwingungen

einhalten. Ist dies nicht der Fall, so ist dann zu prüfen, ob die Spannungen die Richtwerte nach Abschnitt

3.1.5 Zulässige dynamische Spannungsanteile

einhalten. Ist eines der Kriterien nach Abschnitt 3.1.3 (Rohrleitungsschwingungen) oder 3.1.5 (Dynamische Spannungen) erfüllt, so sind die Arbeiten der dritten Berechnungsmethode abgeschlossen.

4. Anmerkungen

- Anmerkung zu den Richtwerten für zulässige Gasanregungskräfte nach Abschnitt 3.1.4: Während in Gl. (4.1) die Bestimmung der zulässigen Schwingungsamplituden in einfacher Weise nach Abschnitt 3.1.3 durchgeführt werden kann, stellt die Ermittlung der zugehörigen Ersatzsteifigkeiten für die Rohrleitungsführung und -stützen im Allgemeinen die anspruchsvollere Aufgabe dar. Zum einen variieren die Steifigkeiten je nach Ausführung im Bereich zwischen ca. 1.000 N/mm bis etwa 50.000 N/mm (Näherungswerte nach API Standard 618). Zum anderen liegt in vielen Fällen die konstruktive Ausführung der Halterungen sowie der Unterkonstruktion (Stahlbau, Fundamente etc.) zur Zeit der Berechnungen noch gar nicht vor. Diese Angaben sind aber entscheidend sowohl für die Lage der strukturmechanischen Eigenfrequenzen als auch für die zu bestimmenden zulässigen Gaskräfte. Liegen diese Angaben nicht exakt vor, sind beide Ergebnisse

(mechanische Eigenfrequenzen und zulässige Gasanregungskräfte) mit hohen Unsicherheiten behaftet. Das bedeutet, dass zukünftig in der Praxis in vielen Fällen bei der Bestimmung der zulässigen Gasanregungskräfte an den Rohrleitungen auf Gleichung 4.2 zugegriffen werden dürfte.

- Zum Kriterium nach Abschnitt 3.1.6 „Gesperrte Bereiche für strukturelle Eigenfrequenzen (*Separation Margins*)“ sind zwei Punkte anzumerken:
 1. Es muss aufgrund der in der vorstehenden Anmerkung genannten Unwägbarkeiten bei der Modellierung der Stützen und Halterungen, d. h. der mechanischen Randbedingungen des Rohrleitungssystems, in der Praxis mit Abweichungen der berechneten strukturellen Eigenfrequenzen z. T. von deutlich mehr als 20 % gerechnet werden.
 2. Die zweite Bedingung des Kriteriums (Sperrbereich $\pm 20\%$, s. Abschnitt 3.1.6, Punkt 2) ist praktisch nur zu erfüllen, wenn sich die dominierenden Anregungskomponenten auf wenige Ordnungen beschränken und die Drehzahl des Verdichters nur in einem engen Bereich variiert, vgl. hierzu Abbildung 4.

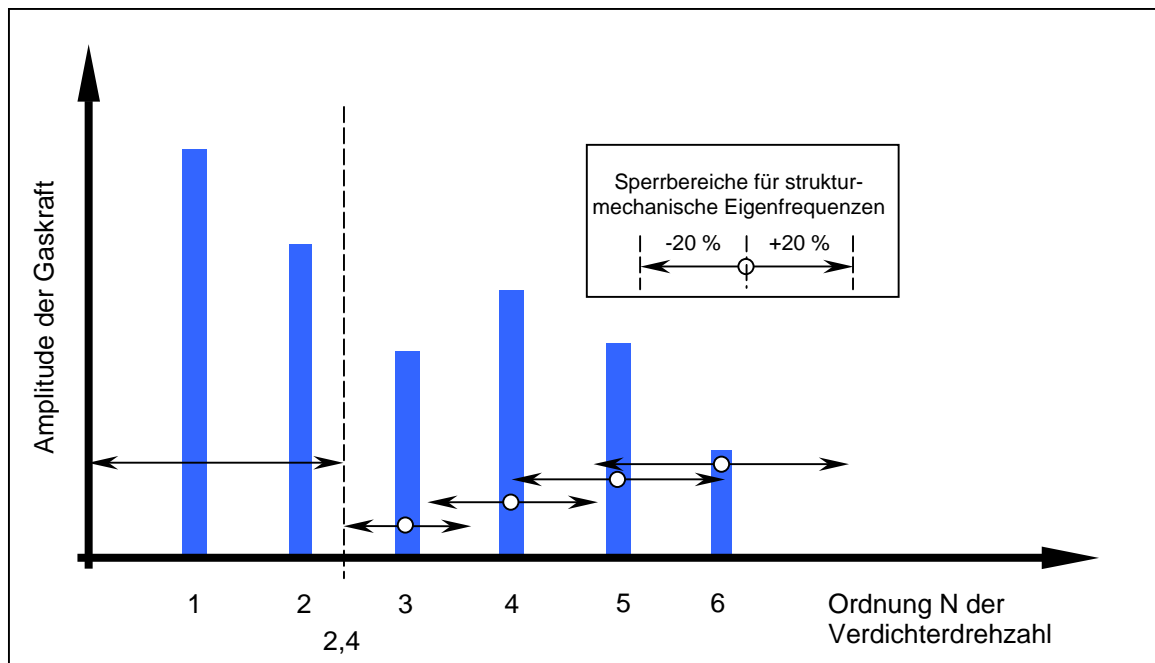


Abbildung 4: Zur Erläuterung der Sperrbereiche für strukturelle Eigenfrequenzen in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz (Darstellung für konstante Verdichterdrehzahl).

- Die Befürchtung, dass die Pulsationsstudien zukünftig einen höheren Berechnungsaufwand erfordern als gegenwärtig und sich damit die Kosten weiter erhöhen, erscheint nun in der endgültigen Fassung der 5. Ausgabe des API Standards 618 als eher unbegründet. Zum einen ist der Arbeitsumfang - vor allem für Design Approach 3 – absichtlich variabel gehalten, so dass in bestimmten Fällen einige Arbeitsschritte und damit auch Kosten entfallen *können*. Da der Arbeitsumfang für die Strukturrechnungen teilweise von den Berechnungsergebnissen abhängt, wird zumindest eine exakte Abschätzung des Leistungsumfangs bei der Angebotserstellung für Pulsationsstudien schwieriger.
- Unserer Erfahrung nach bleibt aus schwingungstechnischer Sicht die Frage offen, ob sich der im API Standard skizzierte Weg z. B. für Design Approach 3 zukünftig auch tatsächlich in einen Kostenvorteil umsetzen lässt, s. a. hierzu Abschnitt 3 in [3].
- Letztendlich besitzt der API Standard 618 weiterhin seinen Richtliniencharakter und lässt im Hinblick auf die Bearbeitung der Pulsationsstudien noch genügend Freiräume für eine individuelle Absprache zwischen dem Endkunden sowie dem Kompressor- und Pulsationsstudienlieferant.

5. Quellennachweis

- [1] API Standard 618: *Reciprocating Compressor for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services*, 5th edition, American Petroleum Institute, Washington D.C., 2007.
- [2] Atkins, K., Tison, J.: *The New Fifth Edition of API 618 for Reciprocating Compressors: Which Pulsation and Vibration Control Philosophy Should You Use?*, 37th Texas A&M Turbo Machinery Symposium, Houston Texas, USA, September 2001.
- [3] Steinhausen, J.: *Pulsationsstudie – Quo vadis? Zur Entwicklung des API Standards 618*, Tagungsband zum 7. Workshop Kolbenverdichter, Oktober 2003.