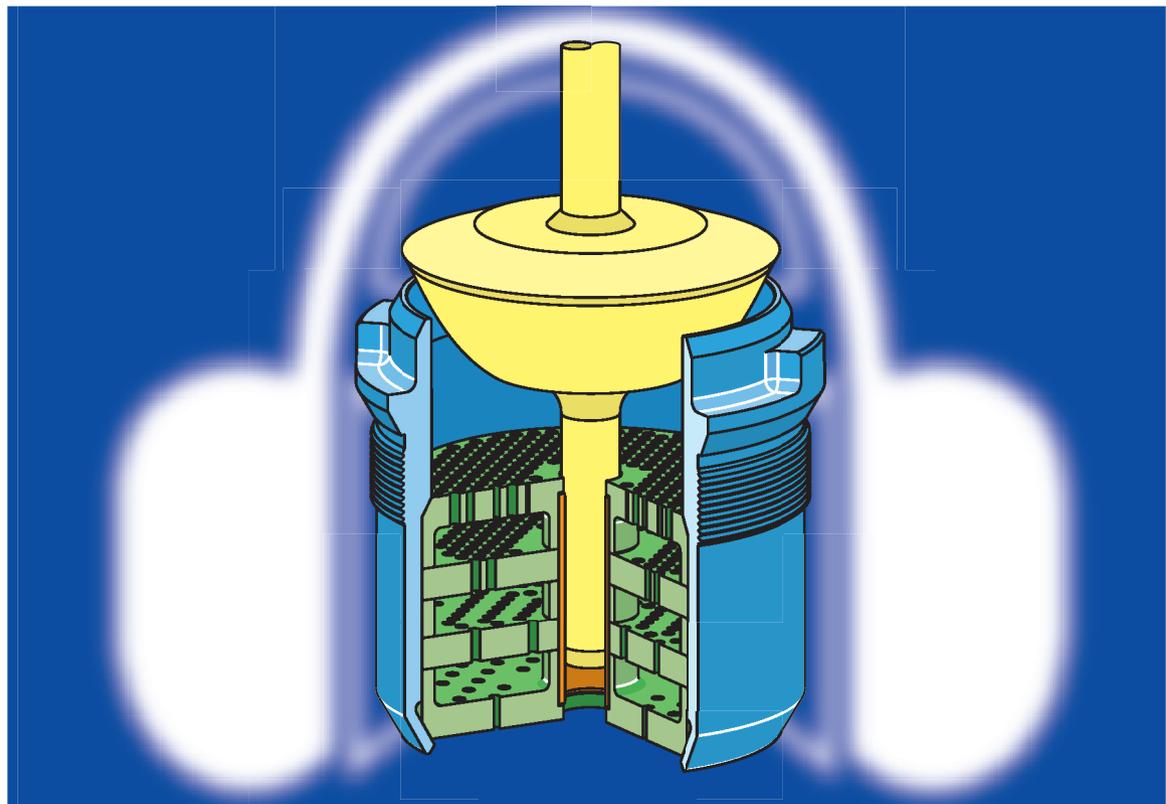


# Stellventile bei kritischen Prozessbedingungen in Raffinerien



Sonderdruck  
»Industriearmaturen«  
September 2001

Von:  
Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer



# Stellventile bei kritischen Prozessbedingungen in Raffinerien

## Control valves for critical applications in refineries

In Raffinerien werden Stellgeräte oft mit Flüssigkeiten durchströmt. Dadurch können sich kritische Betriebszustände als Folge von Kavitation oder Flashing ergeben. Dies äußert sich z. B. in erhöhter Schallemission, in Erosion an Ventil- und Rohrleitungsbauteilen oder in niederfrequenten mechanischen Vibrationen im Ventil und der angeschlossenen Rohrleitung. Werden solche Einflüsse nicht von Anfang an richtig erfasst und ernst genommen, dann kann sich dies äußerst negativ auf die Anlagen- und Prozesszuverlässigkeit auswirken, verbunden mit deutlich erhöhten „Costs of ownership“. Leider ist es gerade heutzutage üblich, Stellventile „quick and dirty“ auszulegen, weil die Phasen der Planung, des Angebots und der Bestellung einem sehr starken Zeit- und Kostendruck unterliegen.

Dieser Beitrag<sup>1)</sup> stellt die wesentlichen Grundlagen solcher Probleme dar und zeigt Problemlösungen auf, die anhand von Fallbeispielen aus Raffinerien verdeutlicht werden. Speziell zur Reduzierung von Kavitationsschall wird ein neuartiges Drossелеlement vorgestellt, das mit Erfolg gerade im Raffineriebereich immer häufiger zum Einsatz kommt.

In refineries, the process media flowing through valves are primarily liquids. With liquids, critical operating conditions caused by cavitation or flashing may occur. Symptoms are, for instance, increased noise emission, erosion of valve and pipe components or low-frequency mechanical vibration in the valve and the connected pipeline. Under these conditions, in particular, neglecting details can result in negative influences on the plant performance and the costs of ownership. Unfortunately, it is a common practice nowadays to select control valves in a „quick and dirty“ fashion, because the phases of planning, bidding and order processing are connected with significant pressures of cost and time.

This article<sup>1)</sup> presents the basic principles underlying the above problems and shows how to eliminate them based on practical examples from refineries. Moreover, a new throttling element is introduced, which is especially suited to the reduction of noise emission produced by cavitation. This new throttling element is implemented in refineries with increasing success.



Dr.-Ing. Jörg Kiesbauer  
Samson AG, Frankfurt am  
Main; Tel. 069-4009-464,  
E-Mail:  
drjkiesbauer@samson.de

<sup>1)</sup> This article is based on a presentation at the Annual meeting of German refineries in Leuna in September 2000 and was published in English language in the June issue 2001 of the Hydrocarbon Processing magazine.

### Typische Prozessbedingungen in Raffinerien

Eine typische Konstellation bei den Prozessdaten in Raffinerieanlagen zeigt **Bild 1a**. Die typische Kennliniencharakteristik von Kreiselpumpen mit konstanter Drehzahl und die hydraulischen Anlagenverluste lassen den Ventileintrittsdruck  $p_1$  mit dem Massenstrom  $W$  abnehmen und den Ventilaustrittsdruck  $p_2$  zunehmen. Der Dampfdruck  $p_v$  hängt von der Mediumtemperatur ab.

Die Strömungszustände Kavitation und Flashing haben ihren Ursprung in Ausdampfungen in der Flüssigkeit im Bereich der Drosselstelle [1, 3]. Kavitation liegt vor, wenn das Differenzdruck-

verhältnis  $x_F = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_v}$  (gemäß IEC

60534-8-4 [1,5]) größer als der Ventilkennwert  $x_{Fz}$  für beginnende Kavitation wird. Die Dampfblasen entstehen im Ventil und zerfallen aber dort auch wieder durch Implosion wegen  $p_2 > p_v$ . Die Kavitationszahl  $\sigma_i$  für beginnende Kavitation in [6] ist äquivalent zu dem Kehrwert von  $x_{Fz}$ . Ist der Nachdruck  $p_2$  kleiner als der Dampfdruck  $p_v$ , dann entsteht Flashing und die Ausdampfung bleibt bis in die Rohrleitung hinter dem Ventil erhalten (2-Phasenströmung).

**Bild 1b** zeigt korrespondierend mit **Bild 1a**, dass  $x_F$  abnimmt, wenn der Massenstrom  $W$  zunimmt. Die drei unterschiedlichen Strömungsbereiche im Ventil sind durch die folgenden Farben gekennzeichnet:

▷ turbulente Strömung für  $x_F < x_{Fz}$  (grüner Bereich in **Bild 1b**)

▷ Kavitation für  $x_F \geq x_{Fz}$  und  $x_F < 1$  (hellblauer Bereich in **Bild 1b**)

▷ Flashing für  $x_F \geq 1$  (gelber Bereich in **Bild 1b**)

Der Dampfdruck  $p_v$  zusammen mit den Betriebsdrücken  $p_1$  und  $p_2$  und dem Ventilkennwert  $x_{Fz}$  bestimmt nun, ob und wo es zur Kavitation oder zu Flashing kommt. Bei relativ niedrigem Dampfdruck wird das Stellventil im kleinen bis mittleren Durchflussbereich kavitieren und Kavitationsschall entwickeln. **Bild 1b** enthält entsprechend **Bild 1a** für den niedrigeren Dampfdruck  $p_v = 50$  kPa die mit  $W$  fallende, grün markierte Kurve  $x_F(W)$ . Zwischen 80 und 100 t/h kavitiert die Ventilströmung nicht, dafür aber unterhalb 80 t/h. Folglich liegt der Schallpegel zwischen 10 und 70 t/h verhältnis-

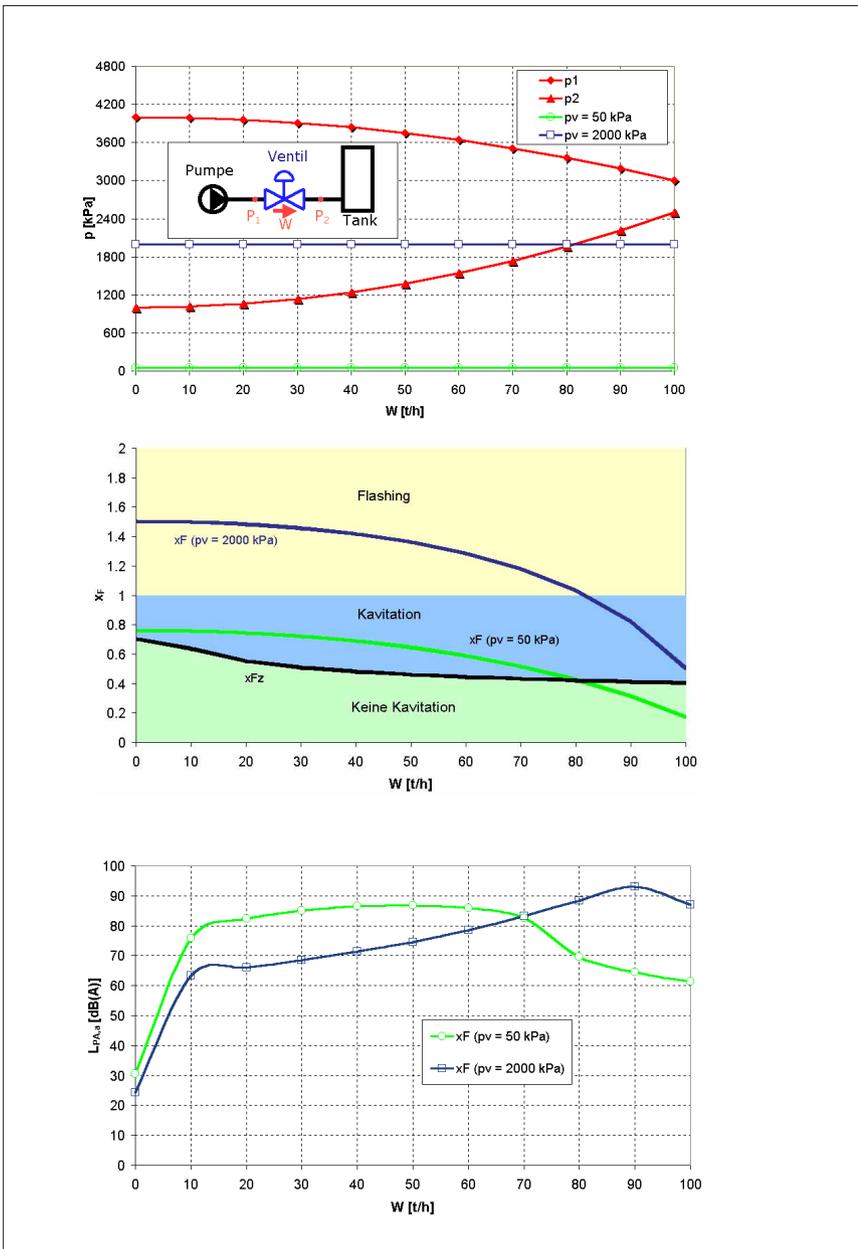


Bild 1: Typische Raffineriebedingungen: Prozessdaten (a), Differenzdruckverhältnis und Kavitation/Flashing (b), Schallpegel (c)

Fig. 1: Typical conditions in refineries, process data (a), differential pressure ratio and cavitation/flashing (b), sound level (c)

mäßig hoch zwischen 80 und 88 dB(A) (Bild 1c, grüne Schallpegelkurve). Für den anderen Dampfdruck  $p_v = 2000$  kPa aus Bild 1a kavitiert die Strömung im oberen Durchflussbereich (Bild 1b, blaue Kurve) und unter ca. 80 t/h liegt Flashing vor. Da Kavitationsschall deutlicher höher als Flashingschall ist [1], ist das Ventil hier zwischen 70 und 100 t/h am lautesten mit Werten zwischen 85 und 93 dB(A) (Bild 1c, hellblaue Schallpegelkurve).

Um für die Festlegung des geeigneten Stellventils diese Zustände möglichst

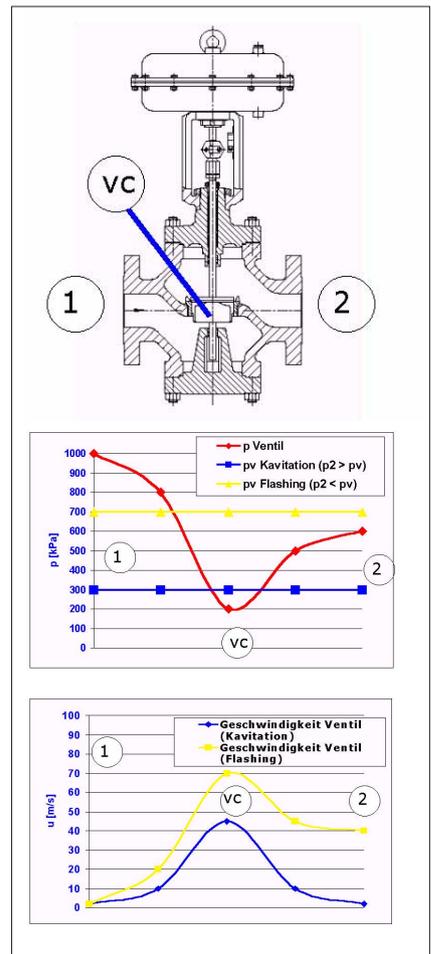
detailliert beurteilen zu können, ist die Kenntnis der genauen Prozessdaten ein Muss. Dies gilt besonders für die realen Nachdruckbedingungen hinter dem Ventil. Die Höhe der Rohr- und Krümmerdruckverluste zwischen dem Ventil und z. B. einem Behälter mit konstantem Druck beeinflusst den Ventilausgangsdruck und somit die Art der Ventilströmung. Sie flasht oder kavitiert, wenn der Betriebspunkt in der Nähe des scharfen Überganges von Kavitation in Flashing bei  $x_F=1$  liegt.

## Die Phänomene Kavitation und Flashing

Die Basis aller Betrachtungen dieser Phänomene sind die Änderungen von Druck und Strömungsgeschwindigkeit auf dem mittleren Strömungsweg durch das Stellventil (Bilder 2a und b, [1]).

### Kavitation

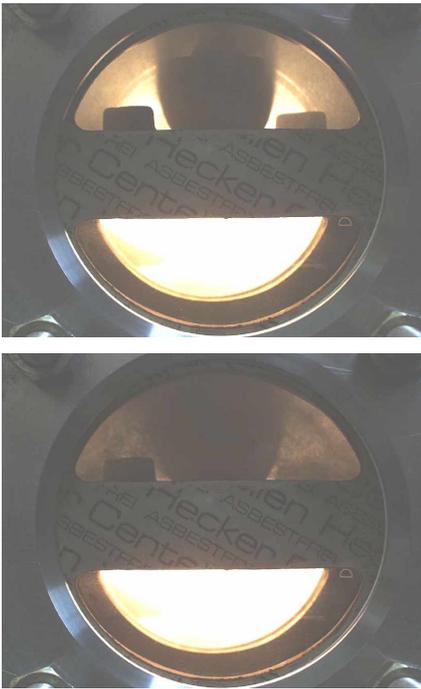
Mit steigender Druckdifferenz am Stellventil bei festem Eingangsdruck  $p_1$  fällt der Wert des Druckminimums im Bereich der Drosselstelle  $v_c$  und erreicht für  $x_F > x_{Fz}$  den Dampfdruck der Flüssigkeit  $p_v$ . Wegen  $p_2 > p_v$  zerfallen die im Bereich um und an dem Drosselkörper gebildeten Dampfblasen im Ventilraum hinter der Drosselstelle wieder. Bild 3a enthält die Visualisierung des am Ventilkörper anliegenden kavitierenden Strahles hinter der Drosselstelle  $v_c$ .



1 Ventileingang, 2 vena contracta, 3 Ventilausgang (1: valve inlet,  $v_c$ : vena contracta, 2: valve outlet)

Bild 2: Druck- und Geschwindigkeitsverlauf bei Kavitation und Flashing

Fig. 2: Plotted pressure and velocity during cavitation and flashing



**Bild 3:** Visualisierung von Kavitation (a) und Flashing (b) bei Anströmung von unten

**Fig. 3:** Visualization of cavitation (a) und flashing (b) with the flow coming from below

Je nach Kavitationsintensität können folgende Probleme auftreten:

- ▷ Kavitationsschall mit Maximalwerten von 100 dB(A) (Bild 1c, [1]),
- ▷ Ventilbauteile- oder Rohrleitungsbeschädigung durch Kavitationserosion (s. Bild 5, [1]),
- ▷ Schwingungsanregung des Drosselkörpers und des gesamten Ventils (s. Bild 8),
- ▷ und Durchflussbegrenzung, die bei der  $k_v$ -Wert-Ermittlung zu berücksichtigen ist [4].

### Flashing

Die Kavitation endet und geht in Flashing über, wenn die Differenz  $p_2 - p_v < 0$  wird. Die Dampfblasen bleiben in der aus dem Ventil ausfließenden 2-Phasenströmung erhalten und implodieren nicht mehr (Bilder 3b und 4a und b).

Dies führt zu einer deutlich kleineren Gemischdichte auf der Nachdruckseite als auf der Ventileintrittsseite (reine Flüssigkeit). Folglich beträgt die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Falle von Flashing ein Vielfaches der Ventileintrittsgeschwindigkeit. In Bild 2b z. B. ist die Austrittsgeschwindigkeit mit ca. 40 m/s deutlich höher als die Eintrittsgeschwindigkeit 2 m/s. Je höher die mittlere Strömungsgeschwindigkeit am Ventilaustritt ist, umso stärker ist das Ungleichgewicht zwischen Flüssigkeits-

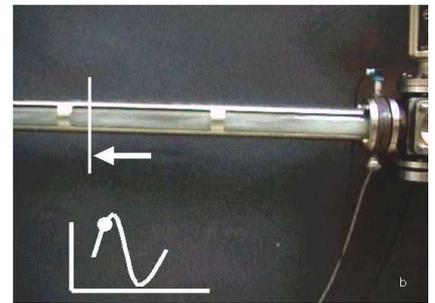
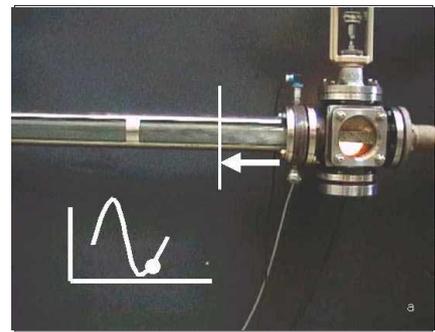
und Dampfphase. Die Bilder 4a und 4b verdeutlichen das stoßwellenartige Ausströmen, wodurch das gesamte Rohrleitungssystem zu mechanischen, niederfrequenten Schwingungen ( $< 10$  Hz) angeregt werden kann.

Bei Applikationen, wo der Ventileintrittsdruck gerade noch über dem Dampfdruck liegt, liegt schon beim Eintritt in das Ventil ein 2-phasiges Gemisch aus Flüssigkeit und Dampf vor. Die zuvor beschriebenen Erscheinungen werden dann noch verstärkt. Ähnlich wie die Kavitation kann auch die flashende bzw. echt 2-phasige Strömung zu erheblichen Problemen führen:

- ▷ Schallentwicklung, aber mit deutlich niedrigeren Pegeln als bei starker Kavitation (s. Bild 1c),
- ▷ Ventilbauteile- und Rohrleitungsbeschädigung durch Erosion infolge Tröpfchenschlag verstärkt durch korrosive Anteile im Medium,
- ▷ Schwingungsanregung der gesamten Rohrleitung durch stoßwellenartiges Ausströmen am Ventilausgang infolge des Ungleichgewichts zwischen Flüssigkeits- und Dampfphase (Bilder 4ab),
- ▷ Durchflussbegrenzung bei Flashing und zusätzlich erhebliche Durchflussreduktion bei 2-Phasigkeit am Ventileingang [2].

### Maßnahmen gegen Kavitationserosion

Die Kavitationserosion (Bild 5) ist immer dann wahrscheinlich, wenn die Ventilströmung aufgrund einer hohen Dampfblasenentstehungsrate durchflussbegrenzt ist [1] und wenn die kinetische Energie der aus der Drosselstelle durch den ausströmenden Kavitationsstrahl mitgerissenen Dampfblasen (s. Bild 3a) ausreichend hoch ist. Die bestimmenden Parameter sind hier der  $K_C$ -Wert (Tabelle 1), der dem Differenzdruckverhältnis entspricht [3,6 hier  $1/\sigma_c$ ], ab dem Durchflussbegrenzung beginnt,



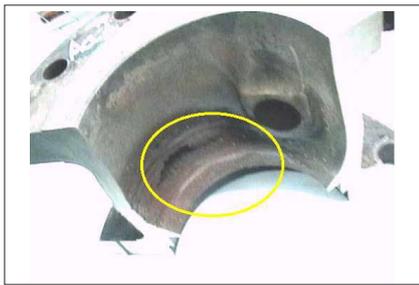
**Bild 4:** Stoßwellenartiges Ausströmen bei Flashing führt zur Schwingungsanregung der Rohrleitung (a: beginnende Stosswelle, b: endende Stosswelle)

**Fig. 4:** Propagating shock waves during flashing result in excitation of the pipeline (a: beginning shock wave, b: ending shock wave)

und die Druckdifferenz  $p_1 - p_2$ , die direkt mit der kinetischen Strahlenergie verknüpft ist.

Grundsätzlich sollte die Austrittsgeschwindigkeit unter 2 bis 3 m/s liegen und es sollten schwingungsarme Ventilegeln-Konstruktionen zum Einsatz kommen. Auf dieser Basis können folgende empirische Erfahrungswerte (Faustregeln) zur Vermeidung von Kavitationserosionsproblemen angegeben werden:

- ▷  $p_1 - p_2 < K_C \cdot (p_1 - p_v)$ : keine Probleme
- ▷  $p_1 - p_2 \geq K_C \cdot (p_1 - p_v)$  und  $p_1 - p_2 < \Delta p_{\text{Krit, Kav}}$  (s. Tabelle 1): keine Probleme



Tab. 1: Grenzen zur Vermeidung von Kavitationserosion  
 Table 1: Limit values for preventing cavitation erosion

Ventilbauart	$\Delta K_C$ [-]	$\Delta p_{\text{Krit,Kav}}$ [bar]
1-stufige Hubstellventile mit stelliertem oder gehärtetem Ventilkegel und Ventilsitz	0,7	25
1-stufige Hubstellventile mit Standardwerkstoffen	0,7	15
Drehkegelventile	0,4	10
Stellklappen und Kugelhähne	0,2 ... 0,3	5



Bild 5: Gehäuseerosion eines Drehkegelventils durch Kavitation  
 Fig. 5: Erosion in a rotary plug valve body induced by cavitation

**Maßnahmen gegen zu hohen Kavitationsschall**

Bei strengen Schallauflagen sind die Stellventile so zu wählen, dass die ventilauslastungsabhängigen  $x_{FZ}$ -Werte für die aktuellen Prozessbedingungen hoch genug sind, also  $x_{FZ} > x_F$ .

Während der  $K_C$ -Wert als Maß für die beginnende Durchflussbegrenzung im Wesentlichen von dem Ventiltyp wie Hubventil oder Stellklappe festgelegt ist, unterliegt der niedrigere  $x_{FZ}$ -Wert zwar auch diesem Einfluss, aber noch vielmehr der Detailgeometrie des Drosselkörpers. In [1] sind typische  $x_{FZ}$ -Werte auslastungsabhängig aufgeführt. Zahlreiche Messungen zeigen, dass die Ventilreynoldszahl eine wichtige Rolle spielt. Diese ist in der Hilfsgröße  $F_{XFZ}$  des Diagrammes in Bild 7 enthalten, mit der sich die  $x_{FZ}$ -Werte für verschiedenste Ventiltypen und Ventilgrößen ordnen lassen. Die schwarze Kurve stellt eine mittlere Approximation dar, die auch in dem aktuellen Neuentwurf von IEC 534-8-4

[5] auf Vorschlag des Autors implementiert wurde. Zwei Grundtendenzen lassen sich daraus ableiten:

- ▷ Mit steigendem  $k_v$ -Wert fällt der  $x_{FZ}$ -Wert,
- ▷ und mit kleiner werdendem Ventilformfaktor  $F_d$  [4] steigt der  $x_{FZ}$ -Wert.

In dem  $F_d$ -Wert findet die Detailgeometrie der Drosselstelle ihren Ausdruck. Er ist umso kleiner, je kleiner der hydraulische Durchmesser ist. Die kleinsten hydraulischen Durchmesser ergeben sich bei rotationsymmetrischen Ringspalten, wie sie vorzugsweise bei teilweise geöffneten Parabolkegeln zu finden sind. Bei geöffneter Drosselfläche wird der  $x_{FZ}$ -Wert umso größer, je größer der Sitzdurchmesser bzw. je kleiner die Spaltweite zwischen Kegel und Sitz (direkt proportional zum hydraulischen Durchmesser) sind. Dagegen weisen Ventile mit einem kolbenartigen Kegel in einem Käfig wesentlich größere hydraulische Durchmesser bzw. größere  $F_d$ -Werte auf, was sich ungünstig auf den  $x_{FZ}$ -Wert auswirkt.

Hubventile mit einer Nennweite über 2“ haben in der Regel bei 75 % Auslastung  $x_{FZ}$ -Werte zwischen 0,2 und 0,35. Je nach Drosseltyp steigt der  $x_{FZ}$ -Wert mehr oder weniger mit abnehmender Auslastung an. Dies ist unmittelbar mit der Abnahme des  $F_d$ -Wertes verbunden.

Tabelle 2 zeigt deutlich, dass bis auf den Parabolkegel alle anderen Kegeltypen in typischen Raffinerieapplikationen gemäß Bild 1 und 2 bei Betriebsdifferenzdruckverhältnissen über 0,5 bis 0,8 starken Kavitationsschall entwickeln können. Hier hat der Parabolkegel aufgrund seines deutlichen Anstieges bei kleinen Auslastungen Vorteile. Dem steht der Nachteil gegenüber, dass unter Kavitation bei einfacher einseitiger Führung starke Vibrationen bis hin zum Kegelabriss auftreten können. Der V-Port-Kegel mit asymmetrischer Öffnungsgeometrie neigt am wenigsten zu Vibrationen (Bild 8).

Bei Käfigventilen und Lochkegeln ist die Schwingungsneigung zwar ebenfalls geringer, aber nachteilig ist die Verschmutzungsanfälligkeit in Form von Fress- und Klemmproblemen.

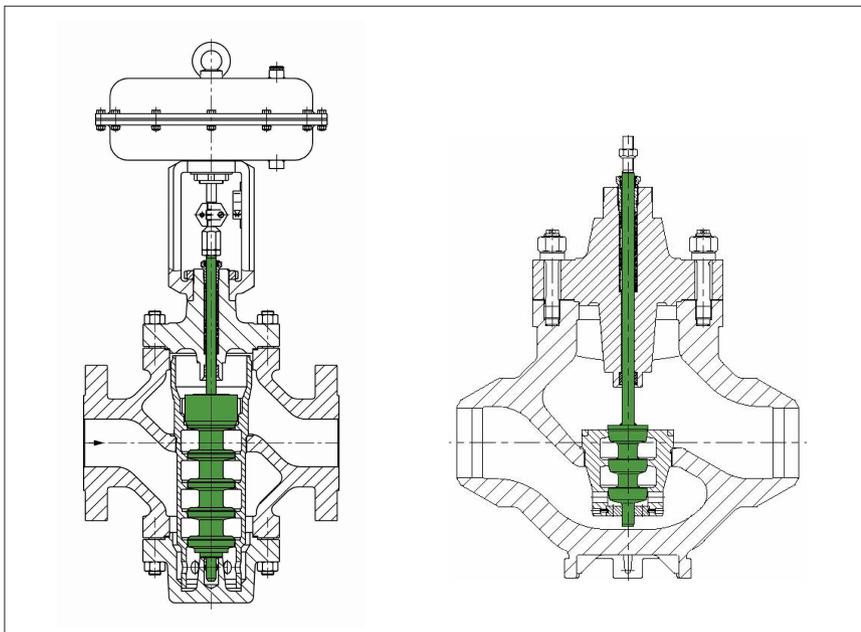


Bild 6: Mehrstufige Axialkegelausführungen zur Vermeidung von Kavitationserosion (Samson Ventilserien 255 und 251)

Fig. 6: Multistage axial plug prevents cavitation erosion (Samson Valve Series 255 and 251)

Wie kann man nun die Vorteile der einzelnen Kegeltypen so kombinieren, damit der Kavitationsschall auf ein Minimum reduziert wird?

**Bild 9** zeigt ein neuartiges, in ein Standardventilgehäuse integrierbares Drosselsystem. Dieses System wurde unter Zuhilfenahme von Strömungssimulationen (CFD) und Messreihen optimiert. Es hat folgende Eigenschaften:

- ▷ Die Sitzgröße ist nicht reduziert, um den Ringspalt zwischen Sitz und Kegel möglichst klein zu halten. Dadurch ist der hydraulische Durchmesser bzw. der  $F_d$ -Faktor klein, was sich positiv auf den  $x_{Fz}$ -Wert-Verlauf auswirkt. Außerdem erfolgt über einen größeren Hubbereich ein kontinuierlicher Druckabbau, wie in **Bild 10a** zu sehen.
- ▷ Zur Vermeidung von mechanischen Vibrationen ist der Kegel im Gehäuse und im Sitz nahe am Schwingungsentstehungsort doppelt geführt (Bild 9 Kennzeichnung A).
- ▷ Der Sitz enthält eine „hochgezogene Sitzdichtkante“ (Bild 9 Kennzeichnung B), was den  $x_{Fz}$ -Wert bei großen Ventilöffnungen anhebt, weil die Wirbelstrukturen bzw. Ablösungszonen

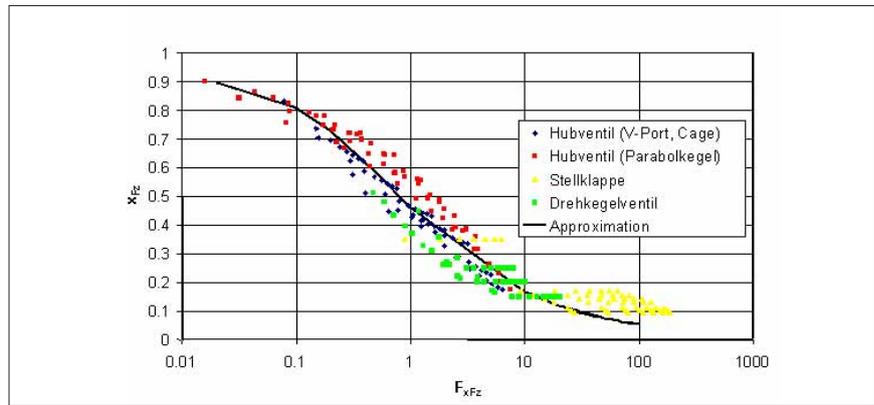


Bild 7:  $x_{Fz}$  in Abhängigkeit von

$$F_{xFz} = \sqrt{\frac{1}{F_L} \cdot \frac{k_v}{1 \text{ m}^3/\text{h}}} \cdot F_d$$

- unterhalb des Kegels günstig beeinflusst werden (**Bild 10d**).
- ▷ Die Dichtkante ist am Kegel hinterdreht (Bild 9 Kennzeichnung C). Diese Maßnahme steigert den  $x_{Fz}$ -Wert bei kleinen Auslastungen, weil die Wirbelstrukturen bzw. Ablösungszonen oberhalb des Kegels günstig beeinflusst werden (**Bild 10c**).

Fig. 7:  $x_{Fz}$  as a function of

$$F_{xFz} = 0.93 \cdot \sqrt{\frac{1}{F_L} \cdot C_v} \cdot F_d$$

- ▷ Zusätzlich können noch Festdrosseln vor dem Kegel im Sitz integriert werden, die den  $x_{Fz}$ -Wert bei hohen Auslastungen zusätzlich anheben (Bild 9 Kennzeichnung D).
- ▷ Der Kegel kann natürlich auch druckentlastet ausgeführt werden (und zwar durch ein sich oberhalb des Kegels befindendes Zylinderrohr und durch ein am Ventiloberteil fixiertes kolbenartiges Gegenstück mit dazwischen liegender Abdichtung zur Erzeugung eines unter dem Vordruck stehenden Raumes (Verbindungsbohrungen zum Vordruck am Kegel) zur  $p_1$ -Druckentlastung, was weniger verschleiß- bzw. verschmutzungsanfällig ist als bei typischen Käfig-Druckentlastungssystemen)
- ▷ Für Druckdifferenzen über 1000 kPa bei starker Kavitation ( $x_F > 0,7$ ) wird der Kegel bzw. Sitz stellitiert oder besser gehärtet ausgeführt.

Tab. 2: Schallverhalten verschiedener 1-stufiger Hubventilkegel  
Table 2: Noise behaviour of various single-stage globe valve plugs

Hubventiltyp	$x_{Fz}$ für Auslastung 75 %	Zunahme von $x_{Fz}$ für Auslast. < 75 %	Verschmutzungsanfälligkeit	Vibrationsverhalten
Parabolkegel	0,25 ... 0,35	deutlich bis 0,8	gering	bei einseitiger Führung im Ventiloberteil schlecht
V-Port-Kegel	0,25 ... 0,35	bis 0,5	gering	sehr gut
Kolbenkegel mit Käfig	0,25 ... 0,35	bis 0,5	groß	gut
Lochkegel	0,35	sehr gering	groß	gut

**Bild 11** verdeutlicht anhand der gemessenen  $x_{Fz}$ -Wert-Verläufe, dass ein solches System erst bei merklich höheren Differenzdruckverhältnissen Kavitationsschall entwickelt als ein V-Port- oder ein Kolben/Käfig-Kegel.

Dieses neuartige Drosselelement wurde beispielsweise in einer typischen Raffinerieapplikation (Tankwagenverladung mit Personaleinsatz in unmittelbarer Ventillnähe) eingesetzt, um für die vorgegebenen Betriebspunkte Schallpegel unter 70 dB(A) einzuhalten (**Bild 12**). Der praktische Einsatz bestätigte die auf dem Prüfstand durchgeführten Messungen.

In einer anderen Raffinerie führte ein Drehkegelventil zu großen Lärm- und Erosionsproblemen bei maximalen Ventileintrittsdrücken  $p_1 = 1500$  kPa und  $x_F = 0,5$  bis 0,9. Nach 1½ Jahren war das

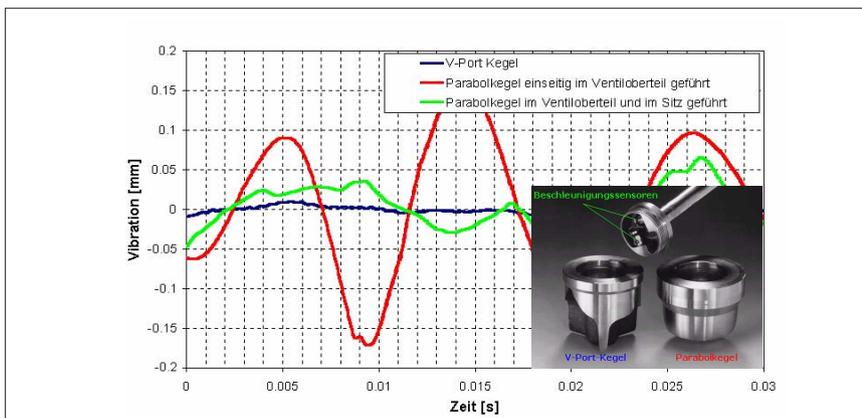
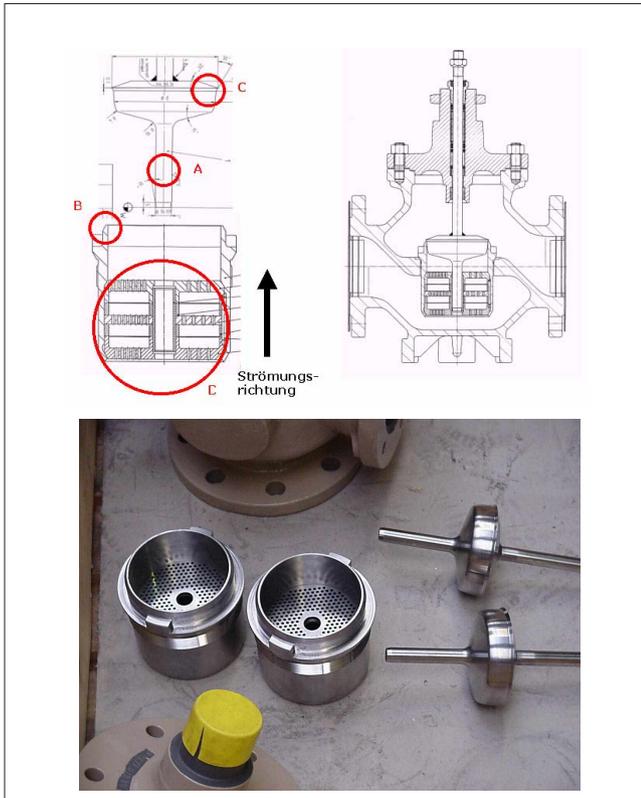


Bild 8: Unterschiedliches Vibrationsverhalten (quer zur Kegelstangenrichtung) bei V-Port- und Parabolkegel

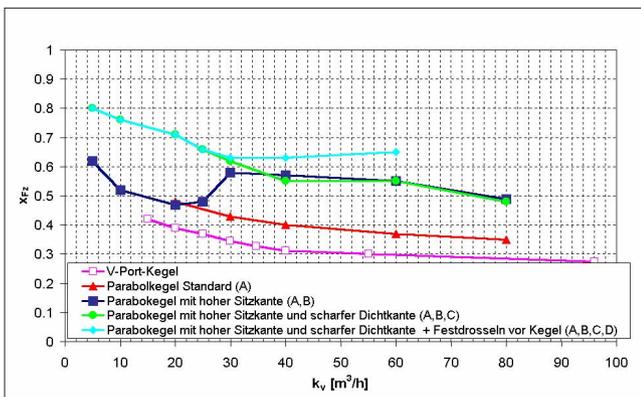
Fig. 8: Differences in vibration behaviour (horizontal to the plug stem direction) of V-port plug versus parabolic plug



**Bild 9:** Neuartiges Drosselsystem zur Minimierung von Kavitations-schall durch die Maßnahmen ABCD (A: Vibrationsvermeidung, B [C] Strömungstechnische Erhöhung von  $x_{Fz}$  bei größeren [geringeren] Ventilöffnungen, D: Anhebung von  $x_{Fz}$  bei größeren Öffnungen durch mehrstufigen Druckabbau)

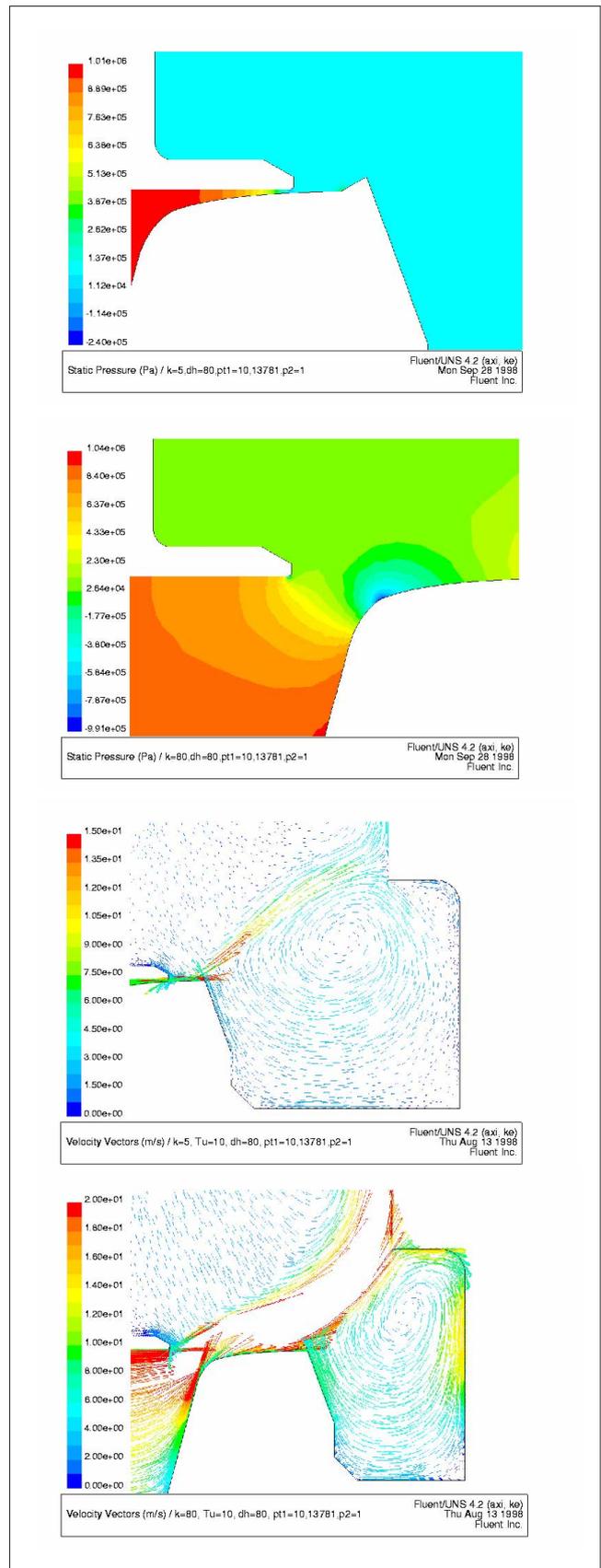
**Fig. 9:** New type of throttling system for standard valve bodies to minimize noise caused by cavitation via the features ABCD (A: Vibration reduction, B [C] Increase of  $x_{Fz}$  by fluid dynamics theory for greater [lower] plug openings, D: Increase of  $x_{Fz}$  for greater plug openings via multistage pressure change)

Ventilgehäuse durch Kavitation stark erodiert (s. Bild 5, kritische Kavitation) und wurde durch ein gleiches Drehkegelventil ersetzt. Dies wurde von einem unabhängigen Fachinstitut bei laufendem Prozess regelmäßig auf Materialabtrag mittels thermografischer Messsensoren zur Visualisierung der Wandstärkenveränderung infolge Verschleiß untersucht. Nach weiteren



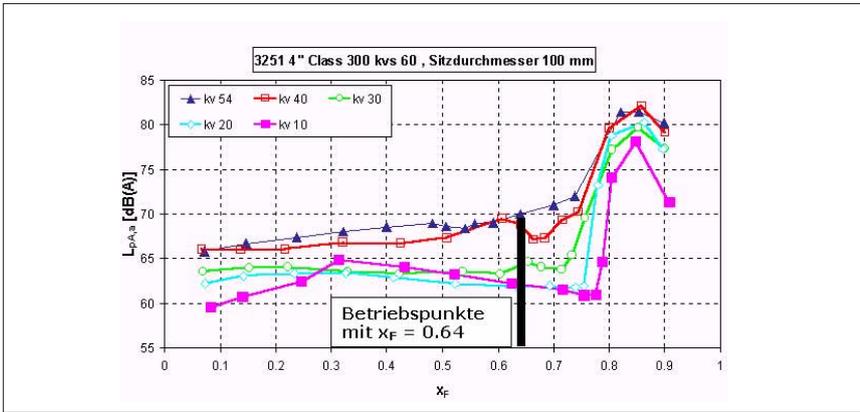
**Bild 10:** Gemessene  $x_{Fz}$ -Wert-Verläufe für Sitzdurchmesser 80 mm mit Drosselsystem aus Bild 9 und V-Port-Kegel aus Bild 8

**Fig. 10:** Plotted  $x_{Fz}$  values for seat diameter of 80 mm with throttling system as shown in Fig. 9 and V-port plug as shown in Fig. 8



**Bild 11:** CFD-Simulationen für zwei Kegelpositionen ( $k_v$  5 :ac und  $k_v$  80: bd): Isobaren und Geschwindigkeitsvektoren

**Fig. 11:** CFD simulations for two plug positions ( $C_v$  5.9 :ac and  $k_v$  94: bd): Isobars and velocity vectors



**Bild 12:** Raffineriebeispiel (Tankwagenbeladung) mit hohen Schallpegelanforderungen ( $p_1=1100$  kPa,  $p_2=400$  kPa,  $Q = 30 \dots 144$  m<sup>3</sup>/h Öl,  $x_F = 0,64$ ,  $L_{pA,e} < 70$  dB(A) !)

**Fig. 12:** Practical example from a refinery with high noise reduction requirements ( $p_1=160$  psi,  $p_2=58$  psi,  $Q = 54905 \dots 263000$  lb/h oil,  $x_F = 0,64$ , external sound pressure level  $L_{pe,a} < 70$  dB(A) !)

1½ Jahren und hohen „Costs of Ownership“ für diese Ventilmessstelle mit einem Vielfachen der ursprünglichen Ventilanschaffungskosten zeigte das Drehkegelventil den gleichen Verschleiß wie das erste und wurde schließlich durch ein Hubventil mit dem oben beschriebenen neuen Kegel- bzw. Sitzde-

sign ersetzt. Dieses neue Ventil hat nun alle vorherigen Probleme eliminiert.

**Maßnahmen bei Flashing**

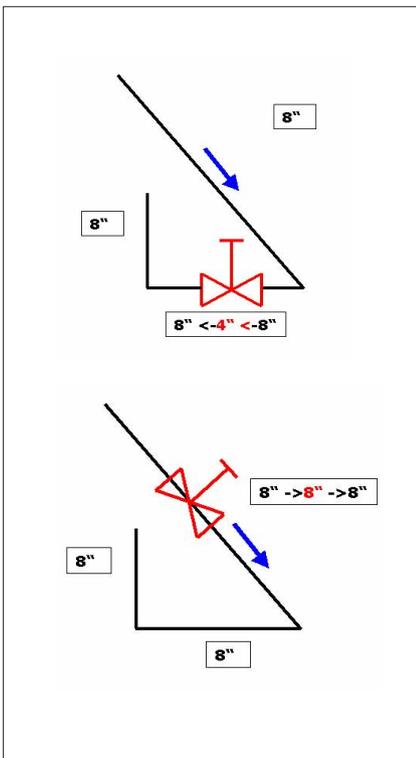
Im Falle von Flashing oder 2-Phasenströmung ist die Wahl einer ausreichend großen Ventiltinnenweite zur Begrenzung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit

auf der Nachdruckseite oberste Pflicht, um die dargestellten Probleme auf ein Minimum zu reduzieren. Als Maximalwert sollten erfahrungsgemäß 60 m/s nicht überschritten werden [2]. Bei Applikationen mit zusätzlich korrosiv wirkenden Medien ist zudem die richtige Werkstoffauswahl von Bedeutung. Außerdem sollte die Sitzgröße um mindestens eine Stufe reduziert sein, um der Strömung auf der  $p_2$ -Seite möglichst schlagartig sehr viel zu Raum zur Verfügung zu stellen.

In einer Raffinerie ergaben sich für ein 4“-Ventil mit den nachstehenden Betriebsdaten folgende Schwierigkeiten:

Im Ventil und in den Krümmern vor und hinter dem Ventil (**Bild 13a**) kam es zur Erosion unterstützt durch Korrosion. Die Auswertung der vorliegenden Betriebsdaten einschließlich der Enthalpie-daten ergab, dass die mittlere Ausgangsgeschwindigkeit bei dem normalen Durchfluss und bei ca. 13 % Ausdampfung ca. 250 m/s betrug. Damit war der Erosionsverschleiß durch Tröpfchenschlag praktisch unvermeidbar.

Nachteilig ist auch die Anordnung des Ventils zwischen zwei Krümmern auf einer kurzen Distanz.



**Bild 13:** Ventil- und Rohrisometrieänderung in einer Raffinerieanlage (a: vorher, b: nachher)

**Fig. 13:** Changes in the valve and pipe isometry in a refinery system (a: before, b: after)

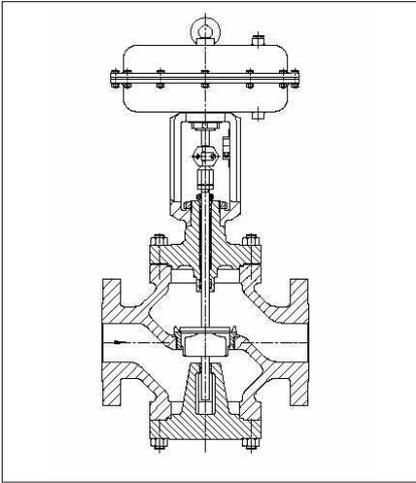


Bild 14: Hubstellventil mit vibrationsarmem V-Port-Kegel (Samson 3254)

Fig. 14: Globe valve with low-vibration V-Port plug (Samson 3254)

Die Probleme wurden beseitigt durch ein 8"-Stellventil mit einem vibrationsarmen V-Port-Kegel mit  $k_{vs}$  80 linear (Hastelloy gegen Korrosionsangriff). Das

Ventil wurde mittig in die lange Rohrleitung vor dem 1. Krümmer eingebaut (Bild 13b). Hier waren die „Costs of Ownership“ bedingt durch Anlagenstillstände, Umbauarbeiten und „teure“ Berater-Institutionen letztlich 10 mal so hoch wie die Erstinvestition für das 4"-Ventil, bevor das neue Ventil zum Einsatz kam.

An einer anderen Stelle dieser Raffinerie traten massive Schwingungsprobleme auf, die sogar zum Einreißen von Rohrleitungsträgern führten. Das ursprünglich eingesetzte Drehkegelventil hatte eine zu kleine Nennweite (12"), so dass die zu hohen Strömungsgeschwindigkeiten die in den Bildern 4ab visualisierten Strömungsvorgänge und damit eine starke Rohrleitungsanregung bewirkten, die aufgrund des hohen Druckrückgewinnes bei Drehkegelventilen noch verstärkt wurden. Abhilfe schaffte ein Hubventil mit größerer Nennweite (20", Bild 14). Auch hier wurden hohe Anlagenkosten auf der Seite des Anwenders erzeugt, weil vorher ein für die vorhandenen Betriebsbedingungen nicht geeignetes Stellgerät ausgewählt wurde.

#### Literatur

- [1] Kiesbauer, J.: An improved prediction method for hydrodynamic noise in control valves. Valve World magazine, Vol. 3, Issue 3, June 1998, pp. 33 – 49
- [2] Diener, R.; Friedel, L.; Kiesbauer, J.: Auslegung von Stellgeräten bei Zweiphasenströmung (Sizing of control valves for two-phase flow). Automatisierungstechnische Praxis, Vol. 42, Issue 3, pp. 26 – 34
- [3] Stiles, G. F.: Cavitation In Control Valves, Instruments & Control Systems (p. 2086-2093, November 1961)
- [4] Sizing Equations for Fluid Flow under installed conditions, International Standard IEC 534-8-2-1: 2000 (International Electrotechnical Commission, Geneva, Switzerland)
- [5] Prediction of noise generated by hydrodynamic flow, International Standard IEC 534-8-4: IEC 65B WG 9 (Secretary) 130B, 2000
- [6] Considerations for Evaluating Control Valve Cavitation, Instrument Society of America Recommended Practice, ISA-RP75.23



