

Vergleich der Ergebnisse aus SE-Messungen und synchron bestimmten hydraulischen Parametern an einem Absperrorgan mit denen der numerischen Strömungssimulation

Burkhard ZIEGLER¹, David PÖLLHUBER¹
¹ Technische Hochschule Mittelhessen, FB ME,
Wiesenstr. 14, 35390 Gießen

Kontakt E-Mail: Burkhard.Ziegler@me.thm.de

Kurzfassung Absperrorgane generieren einen gewünschten Druckverlust in dem sie durchströmenden Fluid. Dabei wird ein Teil der Energie des Fluides in Wärme aber auch in hoch und niederfrequente Schwingungen umgewandelt. Je nachdem, ob es sich bei dem Fluid um ein Gas oder eine Flüssigkeit handelt, treten bei der Druckreduzierung typische physikalische Effekte auf. In der vorliegenden Untersuchung werden die abgegebenen Schallemissionssignale (RMS-Werte) bei der Drosselung einer Wasserströmung durch einen Kugelhahn sowohl mit den hydraulischen Parametern (Druckverlust, Volumenstrom, hydraulische Leistung der Drosselung) als auch mit den Ergebnissen der numerischen Strömungssimulation (CFD) verglichen. Die CFD ermöglichte die Berechnung von Strömungsparametern (z.B. Drücke, Geschwindigkeiten, turbulente Energie, Energiedissipation) innerhalb des Kugelhahns. Neben Ablösungsvorgängen und Wirbeln generieren Turbulenzen starke Schallemissionen. Ziel der Untersuchung ist es, einen Beitrag zum besseren Verständnis der Abhängigkeiten bei der Generierung von Schallemission in Fluidströmungen zu leisten. Die Untersuchungen wurden im Institut für Mechanik und Materialwissenschaften (IMM) der Technischen Hochschule Mittelhessen (THM), Campus Gießen durchgeführt.

1. Einleitung

DIN EN 736-1 definiert ein Absperrorgan als ein Rohrleitungsteil, das in Systemen aus Rohrleitungen, Behältern, Apparaten und Maschinen die Funktion des Schaltens und Stellens ausübt. Dabei wird unter Schalten verstanden, dass der Abschlusskörper im Wesentlichen die beiden Stellungen „geschlossen“ oder „offen“ einnimmt. Beim Stellen kann der Abschlusskörper funktionsbedingt auch Zwischenstellungen einnehmen. In der Stellung „offen“ und in den möglichen Zwischenstellungen können auf ein Absperrorgan, aufgrund des sie durchströmenden Fluids, unterschiedliche strömungsphysikalische Beanspruchungen wirken. Im Falle des untersuchten wasserdurchströmten Kugelhahns sind dies z.B. hohe Strömungsgeschwindigkeiten, Strömungsablösungen und starke Turbulenzen sowie Kavitation. In der Stellung „vollständig offen“ (Schließwinkel $\varphi = 0^\circ$) sollte ein Kugelhahn einen möglichst geringen Druckverlust aufweisen; im Idealfall nicht mehr als ein Rohrstück mit gleichem Innendurchmesser, Wandrauigkeit, und Länge. In den Zwischenstellungen $0 < \varphi < 75^\circ$ hat



dagegen der Kugelhahn die Aufgabe, gerade einen definierten Druckverlust Δp_V zu generieren, damit ihn nur ein bestimmter Volumenstrom \dot{V} durchströmen kann [1]. Der Druckverlust entspricht der Differenz des mittleren Druckes vor und nach dem Kugelhahn $\Delta p_V = p_1 - p_2$. Dabei strömt die Flüssigkeit vom Punkt 1 (durchströmte Querschnittsfläche des Flansches auf der Eingangsseite) nach Punkt 2 (dito auf der Ausgangsseite). Bei realen Strömungen gilt: $p_2 < p_1$. Die bei den unterschiedlichen Schließwinkeln umgesetzte Leistung P_V entspricht dem Produkt von Druckverlust und Volumenstrom $P_V = \Delta p_V \cdot \dot{V}$, wobei bei $\varphi = 75^\circ$ zwangsläufig keine Leistung umgesetzt wird [2]. Der generierte Druckverlust ist nicht proportional zum Schließwinkel, siehe Bild 3 auf Seite 4.

Nur mit der Kenntnis der Drücke p_1 und p_2 lassen sich die Strömungsvorgänge innerhalb des Kugelhahns nicht hinreichend abbilden, die Schallemissionsanalyse und die numerische Strömungssimulation sollen hier Abhilfe schaffen und sich gegenseitig ergänzen.

2. Hydraulischer Versuchsaufbau

Die Versuche und Berechnungen wurden im Labor für Fluidmechanik und Strömungsmaschinen des Fachbereichs ME der THM in Gießen durchgeführt. Der verwendete Kreiselumpenversuchsstand dient in dieser Untersuchung zur Bereitstellung unterschiedlicher Drücke und Volumenströme durch den Kugelhahn, er wurde in [3] und [4] vorgestellt.

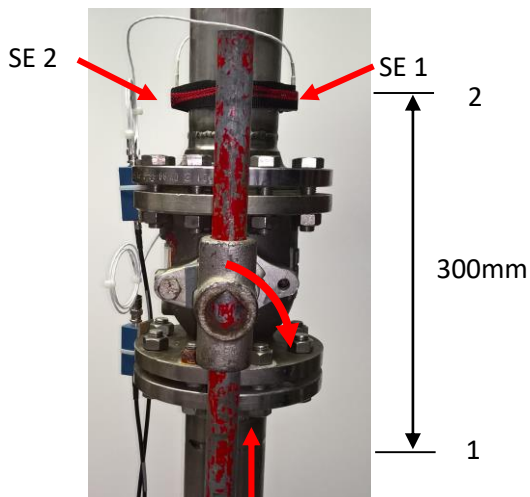


Bild 1. Kugelhahn mit applizierten SE-Sensoren. Der Schließwinkel beträgt 0° (ganz geöffnet)

Untersuchungsobjekt ist ein Kugelhahn der Fa. Klein, Schanzlin & Becker, Typ A16 F36 TT, Nennweite 80mm. Bild 1 zeigt den Kugelhahn mit applizierten Schallemissionssensoren (SE1 und SE2) und den entsprechenden Vorverstärkern der SE-Messketten. Der Kugelhahn ist in dieser Stellung des Betätigungshebels vollständig geöffnet, Schließwinkel = 0° . Eine Drehung im Uhrzeigersinn um 75° führt zum vollständigen Schließen des Kugelhahns.

3. Mathematische Modellierung und numerische Strömungssimulation

Der verwendete Kugelhahn wurde mittels eines 3D CAD Modells mit der Software Solidworks® 2017 mit seinen geometrischen Hauptabmessungen (Gehäuseinnendurchmesser 80mm, letztendliche Gesamtlänge 300mm) modelliert. Dessen sphärische Absperrkörper – in Form einer zylindrisch durchbohrten Kugel (Bohrungsdurchmesser 60mm, Drehachse senkrecht zur Mittelachse des Hahngehäuses) – konnte durch die Änderung eines einzelnen Konstruktionsparameters, dem Schließwinkel, im Modell des Kugelhahngehäuses verdreht werden. Die SolidWorks Komponente Flow-Simulation, ein sogenanntes konstruktionsbegleitendes CFD-Programm, ermöglichte die numerische Strömungssimulation. Die Vernetzung des Modells erfolgte mittels des Verfahrens der lösungsadaptiven Netzverfeinerung, dabei wird, ausgehend von einem engmaschigen Basisnetz (Stufe 6), dessen Auflösung während der Berechnung automatisch angepasst. Netzzellen in Strömungsbereichen mit hohen Gradienten erfahren eine Verfeinerung, solche mit niedrigen werden zusammengefasst [5]. Hohe

Gradienten treten vornehmlich in Bereichen der Strahleinschnürung sowie un stetiger Querschnittsänderungen, wie z.B. den Strömungskanten des Absperrkörpers auf.

Der Schließwinkel übt einen großen Einfluss auf die endgültige Vernetzung aus. Die Anzahl der reinen Fluid- und Partialzellen steigt, in erster Näherung, proportional mit dem Schließwinkel. Das numerische Modell des Kugelhahns wurde im Mittel durch 66.000 reine

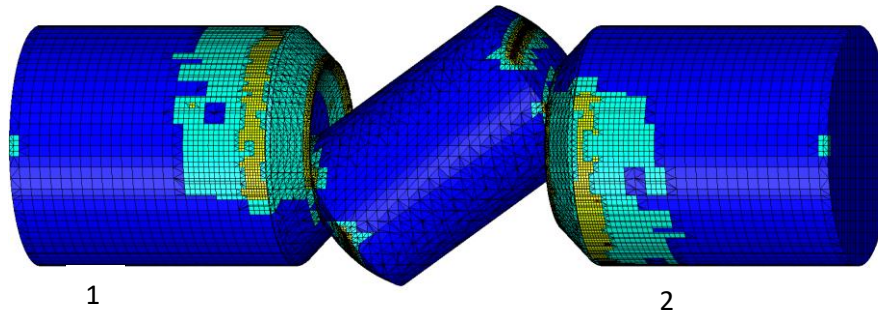


Bild 2. Vernetzung des numerischen Modells des Kugelhahns, Unterschiedliche Verfeinerungsstufen bei einem Schließwinkel von 35°. Durchströmung von 1 nach 2.

Fluidzellen inkl. 24.000 Partialzellen (Fluid / Festkörper) vernetzt, siehe Bild 2. Die Berechnungsdauer betrug jeweils ca. 3 Stunden. Randbedingungen der CFD waren jeweils eingangs-

seitig der gemessene und korrigierte Druck p_1 und ausgangsseitig der gemessene Volumenstrom. Die Ergebnisse der Berechnungen mit den Drücken $p_1 + p_2$ als Randbedingungen wichen bis zu 10% von den vorgenannten ab, was auf die ungünstige Lage der provisorischen Druckmessstelle p_2 zurückzuführen ist. Letztlich wurden sowohl der Druck p_1 als auch der Volumenstrom in Abhängigkeit vom -jeweils im Modell geänderten- Schließwinkel eingegeben und die Berechnung gestartet. Als Allgemeine Einstellungen wurden verwendet: interne Analyse, Standardwasser, adiabate Wand, Rauheit 200 μ m, Strömungstyp (laminar und turbulent), Kavitationsberechnung, Turbulenzparameter (Energie und Dissipation).

Berechnungsziele waren: Druck, Geschwindigkeit, Dichte, Massenstrom, Dampfanteil sowie die turbulente Energie und Dissipation und die Wirbelstärke. Eine größere Gesamtlänge des Berechnungsraumes (Einstrom- /Ausstromrand) als 300mm ergab nur vernachlässigbare Unterschiede. Die Validierung des CFD Modells mit den entsprechenden Messdaten ergab eine hinreichend genaue Abbildung der realen Strömung durch den Kugelhahn.

Strömungen können mit den fünf Erhaltungsgleichungen von Masse, Impuls und Energie, den sogenannten Navier-Stokes-Gleichungen vollständig beschrieben werden [6, 7]. Da dabei auch kleinste Wirbel und Turbulenzen beschrieben, d.h. berechnet werden müssen, ist diese direkte numerische Simulation für technische Anwendungen mit den heutigen Rechnerleistungen noch nicht tragbar. Stattdessen werden Turbulenzen mit Modellen approximiert, damit kann die Physik mit akzeptablen Rechenzeiten noch genau wiedergegeben werden (\rightarrow Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen, engl.: RANS).

Gemäß der Turbulenztheorie enthalten großskalige Wirbel hauptsächlich Bewegungsenergie, sie sind jedoch instabil und zerfallen fortwährend in kleinere, ebenfalls instabile Strukturen. „Es entsteht eine Kaskade von Strukturen unterschiedlicher Größe und Form, welche das turbulente Frequenzspektrum bilden.“ Strömungsbereichen mit starken Scherungen und Umlegungen generieren die turbulente Energie, welche stromabwärts durch Diffusion und Dissipation abklingt. „Je kleiner eine Struktur (ein Wirbel) wird, desto ausgeprägter ist die Wirkung der Reibung und Dissipation“ [8].

Turbulenz lässt sich durch zwei Parameter modellieren, im vorliegenden Fall durch die turbulente kinetische Energie K (gebunden an großskalige Wirbel) und deren Dissipationsrate ε (gebunden an kleinskalige Wirbel); das K - ε Turbulenzmodell. Die massenbezogene turbulente Energie kann –anschaulich– als Maß für die Intensität oder Stärke der Turbulenz angesehen werden. Wie allgemein bekannt, generieren turbulente Strömungen Schallwellen in einem breiten Frequenzbereich, siehe dazu auch [9]. Dieser Zusammenhang wird in dieser Untersuchung für den Vergleich zwischen CFD und SE-Messungen herangezogen.

4. Schallemissionsanalyse Messequipment

Die generierten Schallemissionen wurden mit zwei identischen Messketten der Fa. Mistras detektiert. Jede Messkette bestand aus einem WD-Breitbandsensor, einem Vorverstärker (26dB) und einem 1283-USB-AE Node™ Modul. Die Software AEwin™ for USB diente der Steuerung der USB-AE Node Module sowie der Datenspeicherung, -verarbeitung und -darstellung [10]. Folgender Hardware-Setup wurde bei beiden Kanälen verwendet: Auflösung 16Bit, feste Triggerschwelle 35dB, Bandpass 20kHz - 200kHz, Abtastrate 5MSPS. Time Driven Channel Data: RMS. Time Driven Rate: 50ms, Messdauer 10Sekunden. Die Mittelwerte und Standardabweichungen wurden mit der AEwin statistics Funktion berechnet. Die Sensoren (SE1 und SE2 in Bild 1 auf Seite 2) waren mittels Spannbändern auf der Rohroberfläche fixiert. Hochviskoses Koppelmittel an allen Kontaktflächen diente zur dämpfungsarmen Weiterleitung der SE-Signale zu den Sensoren.

5. Durchgeführte Versuche

Insgesamt 14 Schließwinkelposition, inkl. der Endpositionen ($75^\circ \rightarrow$ „Zu“ und $0^\circ \rightarrow$ „Auf“), des Kugelhahns wurden sowohl versuchstechnisch als auch numerisch untersucht. Wobei die Versuche zuerst durchgeführt wurden, da die dabei gemessenen Drücke und Volumenströme als Grundlage für die Strömungssimulation notwendig waren. Die Wassertemperatur erhöhte sich während der Versuchsdauer leicht von 20°C auf 22°C . Der Luftdruck betrug $998 \pm 2 \text{hPa}$.

6. Darstellung der Ergebnisse

Die Ergebnisse dieser Untersuchung erfolgen -der besseren Übersicht halber- getrennt nach Versuchen und numerischer Simulation.

6.1 Hydraulische Werte

Neben anderen ist die Abhängigkeit des im Kugelhahn generierten Druckverlustes von dessen Schließwinkel in Bild 3 dargestellt. Er steigt von 0° bis 40° Schließwinkel annähernd

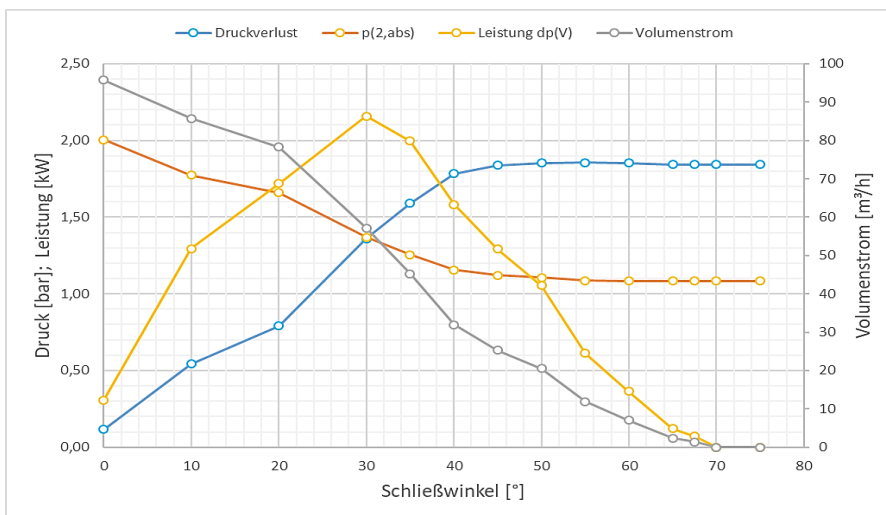


Bild 3. Gemessene und berechneten hydraulischen Werte versus des Schließwinkels des Kugelhahns.

linear, bleibt dann im Mittel konstant. Der Druck $p(2,abs)$ am Ausgang entspricht den Druckverlusten, des Teils der Rohrleitungsanlage, der Kugelhahn und Wassertank verbindet. Bei 30° Schließwinkel wird im Kugelhahn der Maximalwert der hydraulischen Leistung $dp(V)$ bei der Generierung des gewünschten

Druckverlustes erreicht. Der den Kugelhahn durchfließende Volumenstrom ergibt sich letztlich aus dem Druckverlust, vice versa. Der Druck vor dem Kugelhahn ist nicht konstant, er ändert sich mit dem Volumenstrom entsprechend der Drosselkurve der eingesetzten radialen Kreiselpumpe.

6.2 Schallemissionsanalyse

In Vorversuchen wurden die abgegebenen Schallemissionen vor (1) und nach (2) dem Kugelhahn, siehe Bild 1 auf Seite 2, bei verschiedenen Schließwinkelpositionen untersucht. Die Verläufe der gemessenen RMS-Werte beider SE-Sensoren zeigen die gleiche Abhängigkeit vom Schließwinkel. Wobei der Sensor stromabwärts (2) durchschnittlich 2,25-fach höhere Wert lieferte als der stromaufwärts (1). Um einen evtl. Einfluss der Sensorpositionen zu bestimmen wurden beide SE-Sensoren in die horizontale Messebene Position (2) auf der Rohroberfläche unterschiedlich positioniert (diametral gegenüber, in verschiedenen Winkelpositionen zur Rotationsachse des Absperrkörpers) und der vorgenannte Versuchsablauf jeweils wiederholt. Eine Abweichung der RMS-Werte beider Sensoren konnte hierbei nicht festgestellt werden. Erklärbar ist dies, durch die große Wandstärke (2mm) der eingesetzten Rohre, welche zu einer Mittelung der im Messquerschnitt generierten SE-Signale führt.

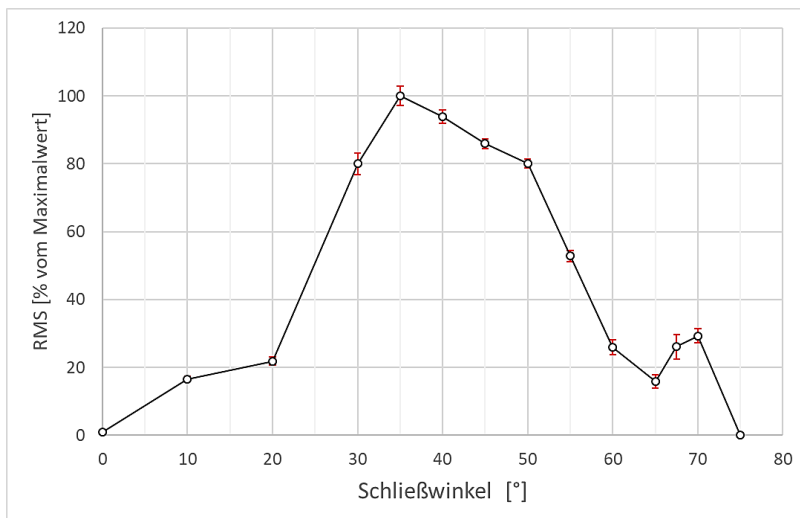


Bild 4. Verlauf der RMS-Werte sowie deren Standardabweichungen versus des Schließwinkels des Kugelhahns.

auf der horizontalen Messebene auf Position (2) gegenüberliegend (normal zur Achse des Absperrkörpers) befestigt. Bild 4 zeigt den Verlauf der gemessenen RMS-Werte des Sensors SE1 und deren Standardabweichung.

Im Hauptversuch wurden beide Sensoren benutzt und

6.3 Numerische Strömungssimulation

Mit dem Ziel Abhängigkeiten zwischen den Verläufen der berechneten Parameter (Druck, Geschwindigkeit, turbulente Energie) zu erkennen, wurden diese z.B. als Stromlinien (siehe Bild 5) oder auch als Schnittverlauf (Bild 6) oder ISO-Flächen (Bild 7) dargestellt.

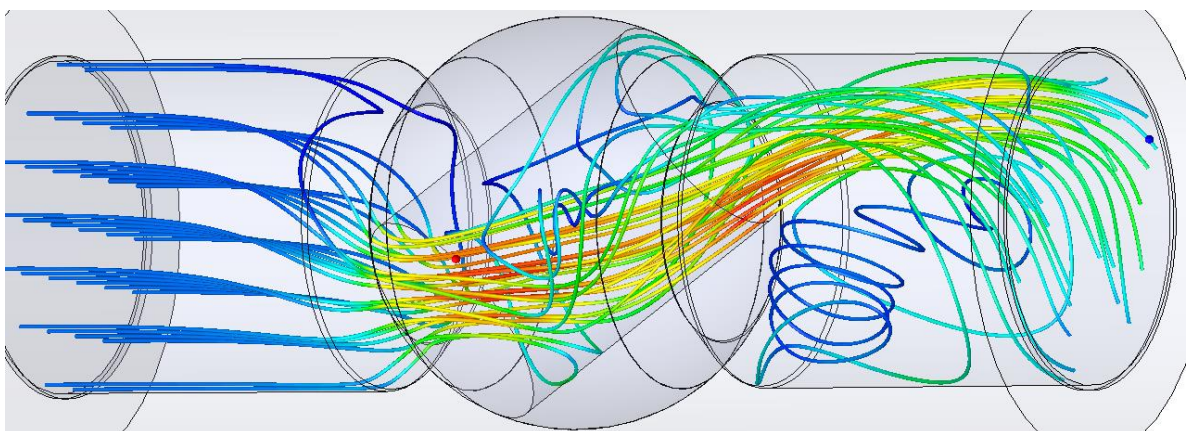


Bild 5. CFD-Ergebnis: Einzelne Stromlinien mit Geschwindigkeitsverlauf (Blau = 0,65m/s; Rot = 15,3m/s), Schließwinkel = 35°, Strömungsrichtung →.

Die Strömung verläuft bei allen Bildern jeweils von links nach rechts. Die jeweiligen Schließwinkel sind angegeben bzw. könnten aus den Darstellungen ermittelt werden.

Nachfolgendes Schnittbild zeigt den Verlauf der errechneten massenbezogenen turbulenten Energie bei einem Schließwinkel von 35° in farbcodierter Darstellung. Diese Darstellungsart bietet einen guten Überblick über die Abstufungen der berechneten Parameter. Für die Beurteilung der räumlichen Lage eines bestimmten Wertes, hier der spez. turbulenten Energie, wurden die ISO-

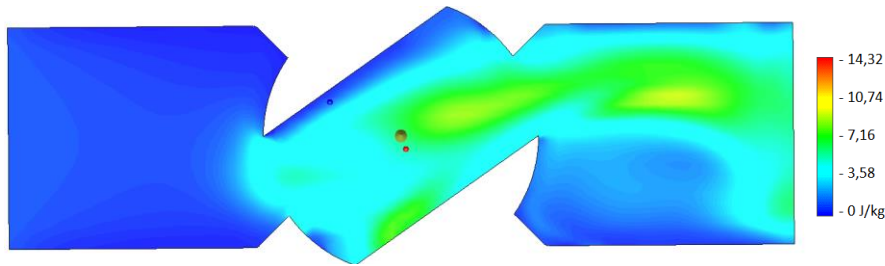


Bild 6. Schnittbild der turbulenten Energie, siehe Farblegende. Roter Punkt → Lage der maximalen turbulenten Energie = 14,32J/kg, blauer Punkt → minimale turbulente Energie = 0 J/kg. Schließwinkel = 35°.

Flächen benutzt. Aus Bild 7 gehen die Lagen der turbulenten Energie mit 9,5 J/kg hervor. Der Maximalwert der turbulenten Energie (roter Punkt, ca. Mitte Absperrkörper) wird von der räumlichen ISO- Fläche eingeschlossen.

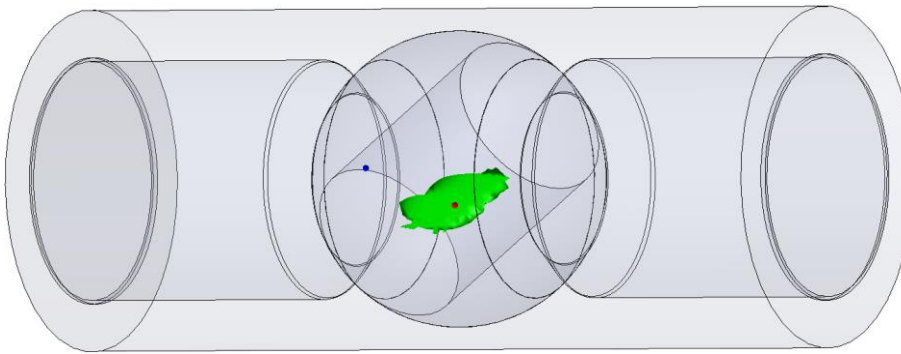


Bild 7. ISO-Fläche der turbulenten Energie = 9,5 J/kg. Roter Punkt → Lage der maximalen turbulenten Energie = 14,32J/kg, blauer Punkt → minimale turbulente Energie = 0 J/kg. Schließwinkel = 35°.

Die Positionen und Ausdehnungen der ISO-Flächen hängen stark vom Schließwinkel und den Parametern der Strömung ab, vice versa. Wünschenswert wäre hier eine Funktion, mit der sich die gesamte turbulente Energie in Teilvolumen des

Strömungsraums integrieren lassen würde (Zellenvolumen · Dichte · spezifische turbulente Energie). Dies würde die Korrelation mit den integralen RMS-Werten vereinfachen. Da die Funktion „Ergebnisse exportieren“ keine nachvollziehbaren Daten lieferte, konnte leider auch keine externe Berechnung der gesamten turbulenten Energie erfolgen. Nachfolgende Tabelle zeigt die Lagen der ISO-Flächen der turbulenten Energie in Abhängigkeit vom Schließwinkel des untersuchten Kugelhaahns.

Tabelle 1. Lage der ISO-Flächen der turbulenten Energie sowie deren globalen Maximalwerte.

Schließwinkel:	0°	10°	20°	30°	35°
Lage:					
turbul.E. [J/kg]					
Global	6,51	11,02	18,33	15,70	14,32

40°	45°	50°	55°	60°	65°	67,5°
10,18	9,75	10,19	6,62	4,11	4,78	8,09

7 Ergebnisdiskussion

Die miteinander zu vergleichenden Verläufe der messtechnisch bzw. numerisch gewonnenen Daten sind im nachfolgenden Bild 8 zusammengefasst. Auf die Erläuterung der Schallpegelmessung LAF 90 (B&K, Typ 2270, Schallpegel mit Frequenzbewertung A, der in 90% der Messzeit überschritten wurde) wird hier verzichtet. Die globalen Maxima der dargestellten Verläufe liegen in einem Schließwinkelbereich von ca. 20° bis 35°.

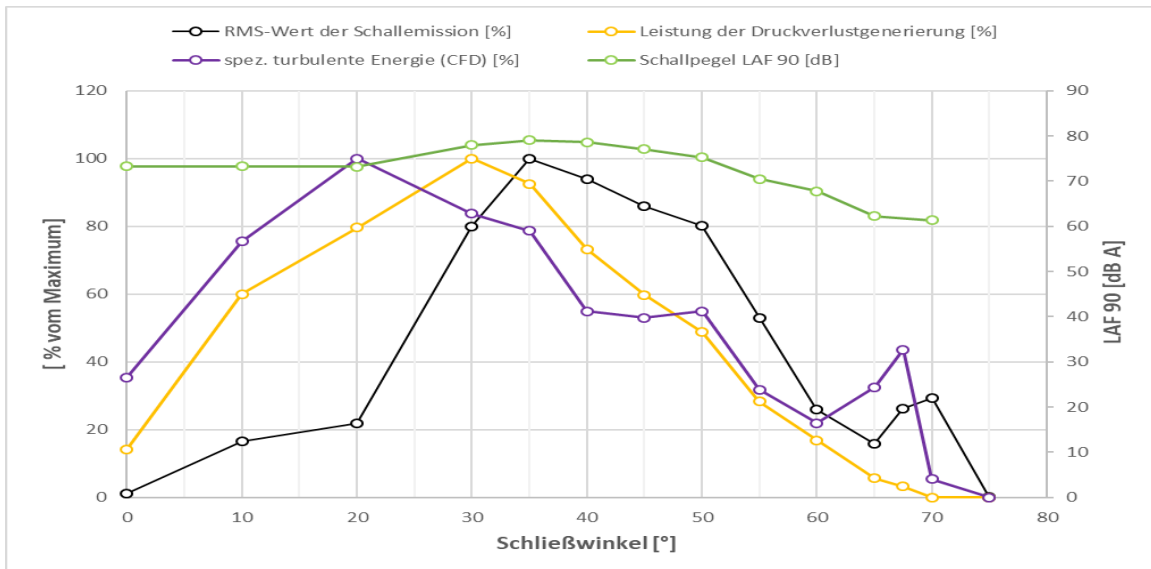


Bild 8. Verläufe der berechneten turbulenten Energie, den gemessenen RMS-Werten und Schallpegel sowie der berechneten Leistung der Druckverlustgenerierung versus des Schließwinkels des Kugelhahns.

Zwischen 0° und 30° Schließwinkel steigen die Werte der Verlustleistung –im Vergleich zu den RMS-Werten– viel stärker an. Die Schallpegel haben sich in diesem Bereich auf ca. 75 dB(A) eingependelt. Die Volumenströme liegen noch bei ca. 50% ihres Maximalwertes, aber die generierten Druckverluste haben erst ca. die Hälfte ihres Maximums erreicht. Aufgrund der geringen Strömungsumlenkung, hohen Volumenströmen aber kleinen Druckverlusten wird hier mehr Energie im Hörschallbereich als im Ultraschallbereich emittiert.

Zwischen 35° und 65° Schließwinkel haben die Druckverluste ihr Maximum erreicht, der Volumenstrom sinkt weiter ab, damit auch die umgesetzte Leistung. Durch die großen Strömungsumlenkungen und hohen Differenzdrücke werden hier vornehmlich Schallemissionswellen generiert werden. Die Kurven zeigen –in erster Näherung– dieselben Verläufe.

RMS-Werte bei 67,5 bis 70° Schließwinkel

Das lokale Maximum der RMS-Werte lässt sich durch die hohe Druckdifferenz –bei minimalem Volumenstrom (1,4m³/h)– erklären, dadurch werden starke Kavitationsimplosionen generiert. Dieser minimale Durchfluss kann als Leckage gedeutet werden, siehe dazu [11]. Bei 67,5° Schließwinkel hat der RMS-Wert einen ca. 10% geringeren Wert als bei 70°, aber eine doppelte Standardabweichung. Ebenso hat der Wert der turbulenten kinetischen Energie (nachfolgend tkE) ein ausgeprägtes lokales Maximum.

Generell bilden die Verläufe sowohl der RMS-Werte und der Schallpegel als auch der Leistung der Druckverlustgenerierung die Vorgänge im Kugelhahn integral ab. Zudem sind sie letztendlich aus Messwerten hervorgegangen. Auf die Abhängigkeit dieser Parameter zueinander hat der genaue Wert des Schließwinkels keinen Einfluss. Der Verlauf der tkE repräsentiert den jeweiligen Maximalwert im gesamten Strömungsraum. Welche Abhängigkeit zwischen der gesamten tkE [J] und der spezifischen tkE [J/kg] besteht, konnte leider nur abgeschätzt werden. Wie aus Tabelle 1 hervorgeht, ändert sich auch jeweils die Lage der

ISO-Flächen der turbulenten Energie: bei 0° treten die stärksten Turbulenzen nicht im Absperrkörper, sondern im stromabwärts gelegenen Gehäuseteil auf. Ab 35° Schließwinkel finden Sie praktisch nur noch im Absperrkörper statt. Bei 65° und $67,5^\circ$ gibt es starke Turbulenzen nur nach den ellipsenförmigen Engstellen (ca. $2,5\text{mm} \cdot 20\text{mm}$). Zwischen den Verläufen der RMS-Werte und der tkE lässt sich eine „Phasenverschiebung“ erkennen, die sich mit abnehmendem Schließwinkel vergrößert (tkE vor RMS). Dieser Effekt beruht auf einem nachträglich festgestellten „Spiel“ ($\pm 3^\circ$) der mechanischen Verbindung des Absperrkörpers mit der Welle im Inneren des Kugelhahns und der Tatsache, dass die freie Durchflussfläche des Kugelhahns ca. quadratisch mit kleiner werdendem Schließwinkel zunimmt.

7 Zusammenfassung und Ausblick

An einem Kugelhahn wurden synchron die RMS-Werte der Schallemission der Schallpegel und hydraulische Werte bei unterschiedlichen Schließwinkeln gemessen. Letztere bildeten die Basis für numerische Strömungsberechnungen. Aus den CFD Ergebnissen konnte, mit der turbulenten kinetischen Energie (tkE), ein Parameter identifiziert werden, der mit dem RMS-Wert der gemessenen Schallemission gut korreliert. Die in Bild 8 zu erkennenden Abweichungen zwischen beiden Verläufen (tkE + RMS) können erklärt werden durch:

- Vereinfachungen bei der numerischen Modellierung des physischen Kugelhahns,
- Nachträglich festgestellte Abweichungen des realen Schließwinkels in Verbindung mit der Abhängigkeit der freien Durchflussfläche vom Schließwinkel,
- Änderung der Lage und Stärke der tkE in Abhängigkeit vom Schließwinkel,
- Verwendetes Turbulenzmodell, hier K- ϵ Modell.

Die technisch relativ einfache Geometrie des Kugelhahns führt, je nach Schließwinkel, zu sehr komplexen Strömungsverläufen. Im Rahmen weiterer Untersuchungen sollten deshalb zunächst einfachere Geometrien (z.B. Blenden) verwendet werden. Die Messung der SE, mit erweitertem Frequenzbereich, direkt im Fluid (ohne Rohrwand) könnte Vorteile bringen. Auch sollten andere Wirbelviskositätsmodelle (z.B. K- ω Modell, SST Modell) bzw. andere Modellansätze wie z.B. das Reynoldsspannungsmodell einbezogen werden.

8 Referenzen

- [1] Wittel, H., et al., Roloff/Matek Maschinenelemente, ISBN 978-3-658-02327-0, Springer-Verlag, 2013.
- [2] Lex, T., Dissertation: Fluidodynamik von Gas-Flüssigkeits-Gemischen in Kugelhähnen, TU München, 2004.
- [3] Dudzig, K., Ziegler, B. The possibility of application the acoustic emission method for monitoring flow of water within a ball valve, Journal of KONES, Vol. 23, Nr. 4, ISSN 1231 – 4005, 2016.
- [4] Ziegler B., Bestimmung der Betriebsbedingungen saugseitig gedrosselter Kreiselpumpen mittels Schallemissionsanalyse, 18. Kolloquium Schallemission, Wetzlar 2011.
- [5] SolidLine AG, Schulungshandbuch SolidWorks Flow Simulation, 2011 .
- [6] Dassault Systems, Solidworks Flow Simulation TECHNICAL REFERENCE, 2017.
- [7] Beinert, C., Dissertation: Eignung numerischer Strömungssimulation zur Bestimmung des Betriebsverhaltens von Industriearmaturen, FB Maschinenbau, TU Darmstadt, 2007.
- [8] Laurien, E., Oertel, H., Numerische Strömungsmechanik, Grundgleichungen und Modelle – Lösungsmethoden – Qualität und Genauigkeit, ISBN 978-3-658-03145-9, Springer-Verlag, 2013.
- [9] Müller, G., Möser, M. (Hrsg); Strömungsgeräusche, ISBN 978-3-662-55438-8, Springer GmbH, 2017.
- [10] USB-AE Node™ & AEwin™ for USB™ Software Users’s Manual, Mistras Group Inc, USA, 2010.
- [11] Schubert, H., Stramka, V., Vor Ort-Ermittlung des Verlustes durch innere Leckagen an geschlossenen Armaturen durch die Schallemissionsprüfung, ZfP-Zeitung 137, 2013.