

A. Brümmer

Der Einfluß von Volumenstrompulsationen auf die Meßgenauigkeit von Turbinenradzählern

Zusammenfassung Es wird eine Methode vorgestellt, mit der der Anzeigefehler eines Turbinenradzählers infolge einer Volumenstrompulsation berechnet werden kann. Die Grundlage der Theorie bildet die Bewegungsgleichung des Turbinenrades. In Abhängigkeit einer vorgegebenen instationären Strömung wird diese Gleichung numerisch gelöst. Es ergibt sich der zeitliche Verlauf der Rotationsgeschwindigkeit des Turbinenrades und damit der Anzeigefehler des Turbinenrades. Der Einfluß verschiedener Parameter auf die Meßgenauigkeit wird untersucht.

Die Vorgehensweise für den praktischen Einsatz der Methode zur „Online“-Korrektur bzw. Korrektur nach einer anlagenspezifischen Tabelle wird aufgezeigt. Hierzu wird empfohlen, die Schwankung des Volumenstromes zu messen und anschließend mit der vorgestellten Berechnungsvorschrift den entsprechenden Korrekturfaktor für den Anzeigewert des Turbinenradzählers zu ermitteln.

The influence of volumetric-flow surges on the measuring accuracy of turbine-type flowmeters

Summary A method which can be used for calculation of the display error of a turbine-type flowmeter as a result of volumetric flow surging is discussed. The theory is based on the movement equation of the turbine wheel. This equation is numerically solved as a function of a given non-steady-state flow. The chronological plot of speed of rotation of the turbine wheel is obtained, and therefore the display error of the turbine wheel. The influence of various parameters on measuring accuracy is examined.

The procedure for practical use of the method for on-line correction or correction using a system-specific table is indicated. For this purpose, it is recommended that the fluctuation in volumetric flow be measured and the corresponding correction factor for the turbine-type flowmeter's display value be determined using the calculation procedure presented.

L'influence des pulsations de flux volumique sur la précision de mesure des compteurs à roue de turbine

Résumé Il est présenté une méthode permettant de calculer l'erreur d'affichage d'un compteur à roue de turbine suite à une pulsation de flux volumique. La base de cette théorie repose sur l'équation horaire du mouvement de la roue à turbine. Cette équation est résolue numériquement en fonction d'un flux instationnaire donné. Il en résulte un cours chronologique de la vitesse de rotation de la roue à turbine et donc l'erreur d'affichage de cette dernière. On analyse l'influence de différents paramètres sur la précision de mesure.

On montre la manière de procéder pour une utilisation pratique de la méthode pour la correction en ligne ou la correction selon un tableau spécifique à l'installation. Pour cela, il est conseillé de mesurer les variations du flux volumique et de déterminer ensuite le coefficient de correction correspondant pour la valeur affichée sur le compteur à roue de turbine à l'aide de l'instruction de calcul présentée.

Problemstellung

Turbinenradzähler werden seit einigen Jahren auch zur eichpflichtigen Messung von Volumenströmen in Rohrleitungen eingesetzt. Die Anzeigegenauigkeit der Turbinenradzähler ist bei stationären Strömungen sehr gut (Fehler < 0,2 %). Sie basiert auf einem weitgehend linearen Zusammenhang zwischen dem Volumenstrom, der durch den Turbinenradzähler strömt, und der Drehgeschwindigkeit des Turbinenrades. In vielen Fällen ist die Rohrströmung jedoch, bedingt durch die diskontinuierliche Arbeitsweise angeschlossener Verdrängemaschinen, instationär. Sowohl der geförderte Volumenstrom als auch der statische Druck in der Rohrleitung pulsieren. Unter diesen Bedingungen ist der von einem Turbinenradzähler angezeigte Volumenstrom zum Teil erheblich fehlerbehaftet.

In einem einfachen Versuch läßt sich dieser Fehler verifizieren. Wird das Turbinenrad eines Turbinenradzählers durch einen plötzlich einsetzenden Volumenstrom Q_{IST} in Rotation versetzt, dann erreicht es binnen kurzer Zeit die zu diesem Volumenstrom gehörende Drehzahl (Bild 1a).

Die Minderanzeige des Turbinenradzählers $Q_{TRZ} - Q_{IST}$ (gerasterte Fläche) ist entsprechend gering. Setzt der Volumenstrom jedoch plötzlich aus, dann läuft das Turbinenrad lange nach. In diesem Fall zeigt der Turbinenradzähler einen deutlich zu großen Volumenstrom an (schraffierte Fläche). Der insgesamt von einem Turbinenradzähler festgestellte Volumenstrom ist daher im intermittierenden Betrieb zu groß.

Vergleichbare Verhältnisse ergeben sich bei einer pulsierenden Strömung Q_{IST} (Bild 1b). Dem ansteigenden Volumenstrom kann das Turbinenrad besser folgen (geringe Minderanzeige) als dem abfallenden Volumenstrom (große Mehranzeige). Entsprechend ist auch bei diesen Betriebsbedingungen der insgesamt vom Turbinenradzähler gemessene Volumenstrom größer als der tatsächliche Wert. Ziel der weiteren Ausführungen ist es, diesen Meßfehler von Turbinenradzählern zu quantifizieren und eine Korrekturmethode aufzuzeigen.

Berechnung des Meßfehlers von Turbinenradzählern

Aufstellen der Bewegungsgleichung für das Turbinenrad

Um den genannten Meßfehler des Turbinenradzählers zu bestimmen, ist es erforderlich, die Bewegungsgleichung für das Turbinenrad aufzustellen. Ausgangsbasis hierzu ist der Drallsatz (Momentensatz)

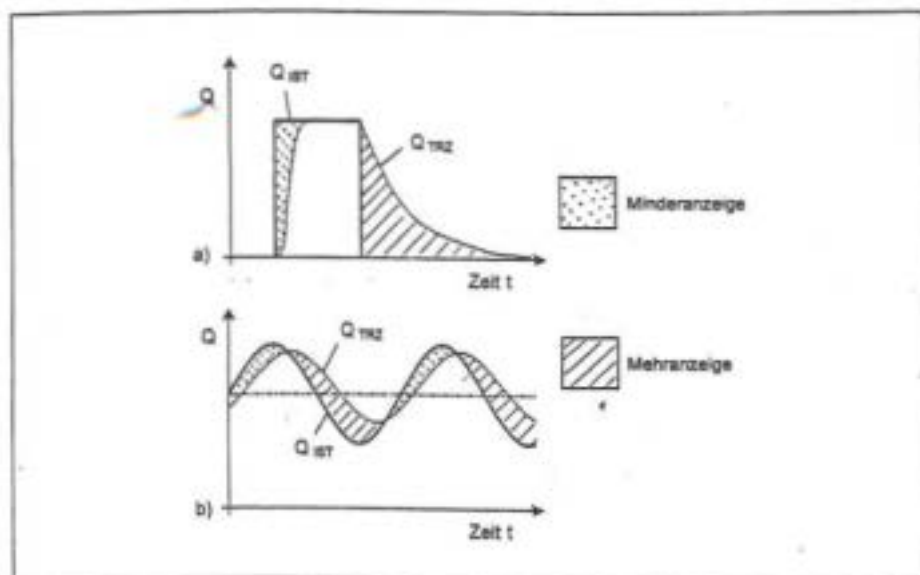


Bild 1: Qualitativer Verlauf des angezeigten Volumenstromes Q_{TRZ} eines Turbinenradzählers (TRZ) bei intermittierendem (a) und pulsierendem (b) tatsächlichen Volumenstrom Q_{IST} .
Fig. 1: Qualitative plot of indicated volumetric flow Q_{TRZ} of a turbine-type flowmeter (TRZ) with intermittent (a) and surging (b) actual volumetric flow Q_{IST} .
Fig. 1: Cours qualitatif du flux volumique Q_{TRZ} d'un compteur à roue de turbine (TRZ) indiqué pour un flux volumique réel Q_{IST} intermittent (a) et pulsant (b).

$$\Theta \frac{d\omega}{dt} = M_A - M_{FR} - M_{MR} \quad (1)$$

nach dem die zeitliche Änderung der Winkelgeschwindigkeit des Turbinenrades ω proportional der Summe der am Turbinenrad angreifenden Momente ist [1]. Der Proportionalitätsfaktor ist das Trägheitsmoment Θ des Turbinenrades. Die angreifenden Momente sind das Antriebs-

moment M_A sowie die Bremsmomente infolge der Fluidreibung M_{FR} und der mechanischen Reibung M_{MR} . Im weiteren wird angenommen, daß das Fluid als inkompressibel betrachtet werden kann (Machzahlen $Ma < 0,3$). Des weiteren wird von einer axialen und in radialer Richtung konstanten Anströmung ausgegangen. Diese Verhältnisse können durch speziell formte Einlaufkörper

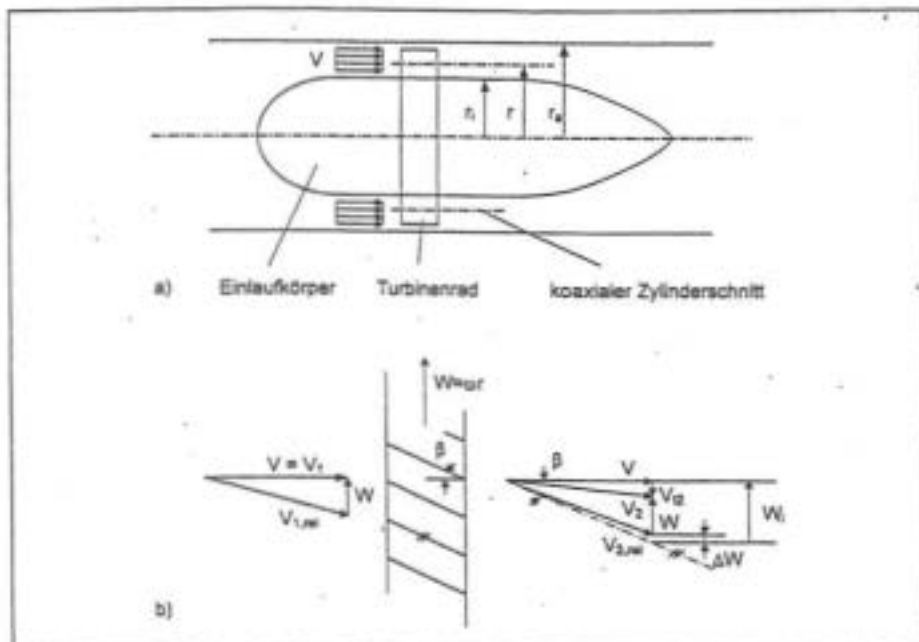


Bild 2: Schematische Zeichnung eines Turbinenradzählers (a) und Geschwindigkeitsdreiecke am mittleren Radius r des Turbinenrades (b).
Fig. 2: Schematic of a turbine-type flowmeter (a) and velocity triangles at the average radius (r) of the turbine wheel (b).
Fig. 2: Schéma d'un compteur à roue de turbine (a) et triangles de vitesse sur le rayon moyen r de la roue de turbine (b).

(Bild 2a) erreicht werden. Das Verhalten des Turbinenrades läßt sich dann durch den Strömungszustand auf dem mittleren Radius r

$$r = \sqrt{(r_1^2 + r_2^2)/2} \quad (2)$$

beschreiben.

Hierzu wird durch den mittleren Radius r des Turbinenrades ein koaxialer Zylinderschnitt gelegt. Die Geschwindigkeitsdreiecke für diesen Schnitt sind in Bild 2b dargestellt. Die Anströmungsgeschwindigkeit v entspricht der absoluten Strömungsgeschwindigkeit v_1 vor dem Turbinenrad (Index 1) und ergibt sich aus dem Volumenstrom Q und der Eintrittsfläche A des Turbinenrades zu

$$v = v_1 = \frac{Q}{A} \quad (3)$$

Durch Subtraktion der Rotationsgeschwindigkeit $w = \omega r$ ergibt sich die Relativgeschwindigkeit $v_{1,rel}$, mit der die Schaufeln des Turbinenrades angeströmt werden. Nach dem Turbinenrad (Index 2) hat die Strömung die Relativgeschwindigkeit $v_{2,rel}$, die sich wiederum durch Addition der Rotationsgeschwindigkeit $w = \omega r$ in die absolute Abströmgeschwindigkeit v_2 umrechnen läßt. Aufgrund der Bremsmomente M_{FR} und M_{MR} entspricht die Geschwindigkeit v_2 nicht der Anströmung v , sondern beinhaltet zusätzlich eine Umfangskomponente v_{12} . Die Strömung nach dem Turbinenrad ist demnach drallbehaftet.

Nach der Eulerschen Turbinengleichung [2] besteht zwischen dem Antriebsmoment M_A , das auf das Turbinenrad wirkt, und der Umfangsgeschwindigkeit v_{12} der Zusammenhang

$$M_A = \rho Q r v_{12} \quad (4)$$

Die Umfangsgeschwindigkeit v_{12} läßt sich entsprechend Bild 2b durch

$$v_{12} = w_1 - w - \Delta w \quad (5)$$

ausdrücken. Δw beschreibt die Abnahme der Rotationsgeschwindigkeit des Turbinenrades infolge der begrenzten Führungskapazität der Schaufeln. Nach [1] ist

$$\Delta w = \eta v_{12} \quad (6)$$

wobei der Proportionalitätsfaktor η (Verlustfaktor) für ein Turbinenrad konstant ist. Des weiteren kennzeichnet w_1 die Rotationsgeschwindigkeit des Turbinenrades unter idealen Verhältnissen (reibungsfrei, ideale Umlenkung), wenn also die Relativgeschwindigkeit $v_{2,rel}$ parallel zu den Schaufeln des Turbinenrades verläuft und v_{12} gleich Null ist. Mit dem Schaufelwinkel β ergibt sich

$$w_1 = v \tan \beta \quad (7)$$

Durch Einsetzen der Gleichung (5) bis (7) in Gleichung (4) folgt für das Antriebsmoment

$$M_A = \rho Q r \frac{v \tan \beta - w}{(1 + \eta)} \quad (8)$$

Das Bremsmoment infolge der fluidmechanischen Reibung läßt sich durch eine am mittleren Radius r angreifenden Kraft F_{FR} anhand von

$$M_{FR} = r F_{FR} \quad (9)$$

bestimmen. Für die Kraft F_{FR} wird der dimensionslose Reibungskoeffizient

$$c_{FR} = \frac{F_{FR}}{\frac{\rho}{2} w^2 A} \quad (10)$$

eingeführt [1], so daß aus Gleichung (9)

$$M_{FR} = r \frac{\rho}{2} w^2 A c_{FR} \quad (11)$$

wird. Das Bremsmoment infolge der mechanischen Reibung M_{MR} (Lagerreibung, Zählwerk) wird als konstant angenommen.

Durch Einsetzen der Gleichung (8) und (11) in den Drallsatz (1) folgt die Bewegungsgleichung für das Turbinenrad

$$\frac{\Theta}{r} \frac{dw}{dt} = \frac{\rho A r \tan \beta v^2}{1 + \eta} - M_{MR} - \frac{\rho A r}{1 + \eta} v w - r \frac{\rho}{2} A c_{FR} w^2 \quad (12)$$

$$\frac{\rho A r}{1 + \eta} v w - r \frac{\rho}{2} A c_{FR} w^2$$

Mit der Einführung des zeitlichen Mittelwertes der Anströmungsgeschwindigkeit

$$v_0 = \frac{1}{T} \int_0^T v dt, \quad (13)$$

der Periodendauer der pulsierenden Volumenstromschwankung T und der dimensionslosen Größen

$$\bar{w} = \frac{w}{v_0 \tan \beta}; \quad \bar{v} = \frac{v}{v_0}; \quad \tau = \frac{t}{T} \quad (14)$$

kann Gleichung (12) in der dimensionslosen Form

$$D_1 \frac{d\bar{w}}{d\tau} + \bar{v} \bar{w} + D_2 \bar{w}^2 = \bar{v}^2 - D_3 \quad (15)$$

mit

$$D_1 = \frac{\Theta(1 + \eta)}{r^2 \rho A v_0 T}$$

$$D_2 = \frac{1}{2} (1 + \eta) c_{FR} \tan \beta \quad (16)$$

$$D_3 = \frac{M_{MR}(1 + \eta)}{\rho A v_0^2 r \tan \beta}$$

überführt werden.

Lösen der Bewegungsgleichung

Im stationären Betrieb $\bar{v} = 1$ ist die zeitliche Änderung der Rotationsgeschwindigkeit \bar{w} gleich Null, so daß $\bar{w} = \bar{w}_{0,stat}$ eine Konstante ist. Sie berechnet sich aus Gleichung (15) zu

$$\bar{w}_{0,stat} = \frac{w_{0,stat}}{v_0 \tan \beta} = -\frac{1}{2D_2} + \sqrt{\frac{1}{4D_2^2} - \frac{D_3 - 1}{D_2}} \quad (17)$$

Für den instationären Betrieb mit einem pulsierenden Volumenstrom muß die gewöhnliche Differentialgleichung (15) gelöst werden. Hierzu bietet sich das klassische Runge-Kutta-Verfahren [3] an, wobei die Koeffizienten D_1 , D_2 und D_3 als konstant angesetzt werden. Für einen vorgegebenen, periodischen Volumenstrom \bar{v} ergibt sich auf diese Weise die periodisch schwankende Rotationsgeschwindigkeit \bar{w} des Turbinenrades. Durch die Integration

$$\bar{w}_{0,inst} = \int_0^1 \bar{w} d\tau, \quad (18)$$

die numerisch auf einfache Weise mittels der Simpson-Regel durchgeführt werden kann, folgt die zeitlich gemittelte Rotationsgeschwindigkeit des Turbinenrades $\bar{w}_{0,inst}$ für den instationären Betriebszustand.

Darstellung der Meßfehler

Die Diskussion der Meßfehler erfolgt auf Basis eines konkreten Turbinenradzählers mit den Daten

- Trägheitsmoment des Turbinenrades: $\Theta = 1,35 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2$,

- mittlerer Radius: $r = 45,08 \text{ mm}$,
- Eintrittsfläche: $A = 0,0042 \text{ m}^2$,
- Schaufelwinkel: $\beta = 45^\circ$,
- Verlustfaktor: $\eta = 0$,
- mechanisches Bremsmoment: $M_{MR} = 7 \cdot 10^{-7} \text{ Nm}$.

Dieser Turbinenradzähler wird zur Volumenstrommessung in einer Ethylen-Rohrleitung eingesetzt. Die für die Berechnung benötigten Stoffdaten sind die Dichte $\rho = 216,7 \text{ kg/m}^3$ und der Reibungskoeffizient $c_{FR} = 5 \cdot 10^{-6}$ des Ethylen-Gases. Die Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten c_{FR} von der Reynoldszahl, also von der Anströmungsgeschwindigkeit v , wird vernachlässigt.

Für die periodische Volumenstrompulsation wird der Ansatz

$$\bar{v} = \frac{v}{v_0} = 1 + I \cos(2\pi \tau) \quad (19)$$

gemacht. Die Strömung pulsiert also sinusförmig mit der Amplitude $I v_0$ um den zeitlichen Mittelwert v_0 . Der Koeffizient I wird Pulsationsindex genannt und berechnet sich anhand von

$$I = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{max} + Q_{min}} \quad (20)$$

Bei Vergabe eines zeitlichen Mittelwertes für den Volumenstrom Q_0 , einer Periodendauer T bzw. Frequenz f der Pulsation und eines Pulsationsindex I läßt sich über die Gleichung (15) und (17) der Meßfehler E des Turbinenradzählers

$$E = \frac{\bar{w}_{0,inst} - \bar{w}_{0,stat}}{\bar{w}_{0,stat}} \quad (21)$$

bestimmen. Im weiteren wird der Einfluß

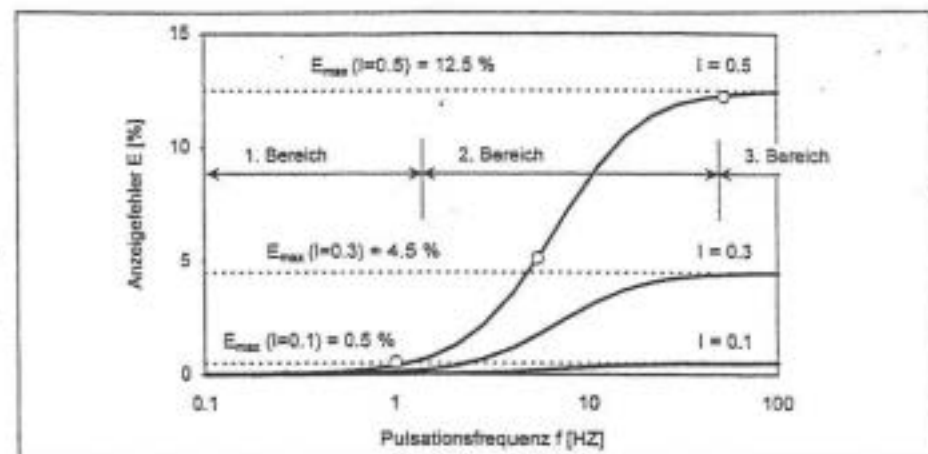


Bild 3: Anzeigefehler E eines Turbinenradzählers über der Pulsationsfrequenz f für verschiedene Pulsationsindizes I

Fig. 3: Display error (b) of a turbine-type flowmeter against surging frequency f for various surging indices I

Fig. 3: Erreur d'affichage E d'un compteur à roue de turbine au-dessus de la fréquence de pulsation f pour différents indices de pulsation I

der genannten Parameter auf den Meßfehler E untersucht.

In Bild 3 ist der Meßfehler E des Turbinenradzählers über der Pulsationsfrequenz f für verschiedene Pulsationsindizes I dargestellt. Der Volumenstrom wurde für die Berechnung auf $Q_0 = 50 \text{ m}^3/\text{h}$ festgelegt.

Für einen Pulsationsindex I läßt sich das Verhalten eines Turbinenradzählers in Abhängigkeit von der Pulsationsfrequenz in drei Bereiche einteilen. Im Bereich kleiner Frequenzen (1. Bereich) kann das Turbinenrad der Volumenstrompulsation gut folgen (Bild 4), so daß der Meßfehler E klein ist. In diesem Frequenzbereich kann der Meßfehler eines Turbinenradzählers in der Regel vernachlässigt werden. Im zweiten Bereich steigt der Meßfehler E mit der Pulsationsfrequenz stark an. Das Turbinenrad beschleunigt bei steigenden Volumenströmen besser als es bei einem fallenden Volumenstrom verzögert. Der vom Turbinenrad gemessene Volumenstrom ist daher größer als

der tatsächliche Wert ($E > 0$). Gleichzeitig wird die vom Turbinenrad angezeigte Amplitude der Volumenstrompulsation mit steigender Frequenz kleiner. Im dritten Bereich ist der Meßfehler E des Turbinenradzählers unabhängig von der Pulsationsfrequenz f konstant. Die vom Turbinenrad angezeigte Amplitude der Volumenstromschwankung ist nahezu Null. Aufgrund seiner Massenträgheit kann das Turbinenrad in diesem Frequenzbereich der Pulsation nicht mehr folgen und mißt durchweg einen zu großen Volumenstrom. Nach [4] kann dieser Fehler über die einfache Beziehung

$$E_{\text{max}} = \frac{1}{2} I^2 \quad (22)$$

bestimmt werden.

Mit steigendem Pulsationsindex I (Bild 3), also mit wachsender Amplitude der Volumenstrompulsation, wird der Anzeigefehler E des Turbinenradzählers nichtlinear

größer. Der beschriebene Verlauf des Fehlers E über der Pulsationsfrequenz f bleibt hingegen erhalten. Auch die drei genannten Frequenzbereiche verschieben sich nahezu nicht.

Zur Diskussion des Einflusses, den der zeitliche Mittelwert des Volumenstromes auf die Meßgenauigkeit eines Turbinenradzählers hat, ist in Bild 5 der Anzeigefehler E über der Pulsationsfrequenz f für verschiedene Volumenströme Q_0 aufgetragen. Der Pulsationsindex wurde für diese Untersuchung auf $I = 0,5$ festgelegt.

Unabhängig vom Volumenstrom Q_0 bleibt der qualitative Verlauf des Anzeigefehlers E über der Pulsationsfrequenz f erhalten. Der Frequenzbereich, in dem der Meßfehler mit der Pulsationsfrequenz stark ansteigt (2. Bereich), verschiebt sich jedoch mit zunehmendem Volumenstrom zu größeren Frequenzen. Der Turbinenradzähler kann demnach einer bestimmten Pulsation mit konstanter Frequenz mit zunehmendem Volumenstrom besser folgen. Ab einer mit dem Volumenstrom ansteigenden Grenzfrequenz ist der Anzeigefehler eines Turbinenrades wiederum konstant (3. Bereich) und entspricht dem Maximalwert E_{max} nach Gleichung (22).

Praktischer Einsatz als Korrekturmethode

Bestimmung der erforderlichen Parameter

Zur Ermittlung des Anzeigefehlers eines Turbinenradzählers mittels der ausgeführten Methode werden verschiedene Parameter benötigt. Zu den spezifischen Daten des Turbinenradzählers zählen:

- Trägheitsmoment des Turbinenrades: Θ ,
- mittlerer Radius: r ,
- Eintrittsfläche: A ,
- Schaufelwinkel: β ,
- Verlustfaktor: η ,
- mechanisches Bremsmoment: M_{MR} .

Diese Parameter können in der Regel dem Datenblatt des jeweiligen Turbinenradzählers entnommen werden oder lassen sich über den Hersteller in Erfahrung bringen.

Die erforderlichen Stoffdaten des geförderten Fluids sind die Dichte ρ und der Reibungskoeffizient c_{FR} . Die Dichte des Fluids läßt sich entweder direkt beim Betreiber des Turbinenradzählers erfragen oder aus den Betriebsbedingungen (Gaszusammensetzung, Druck, Temperatur) berechnen. Der Reibungskoeffizient c_{FR} kann im allgemeinen der Literatur [5] entnommen werden.

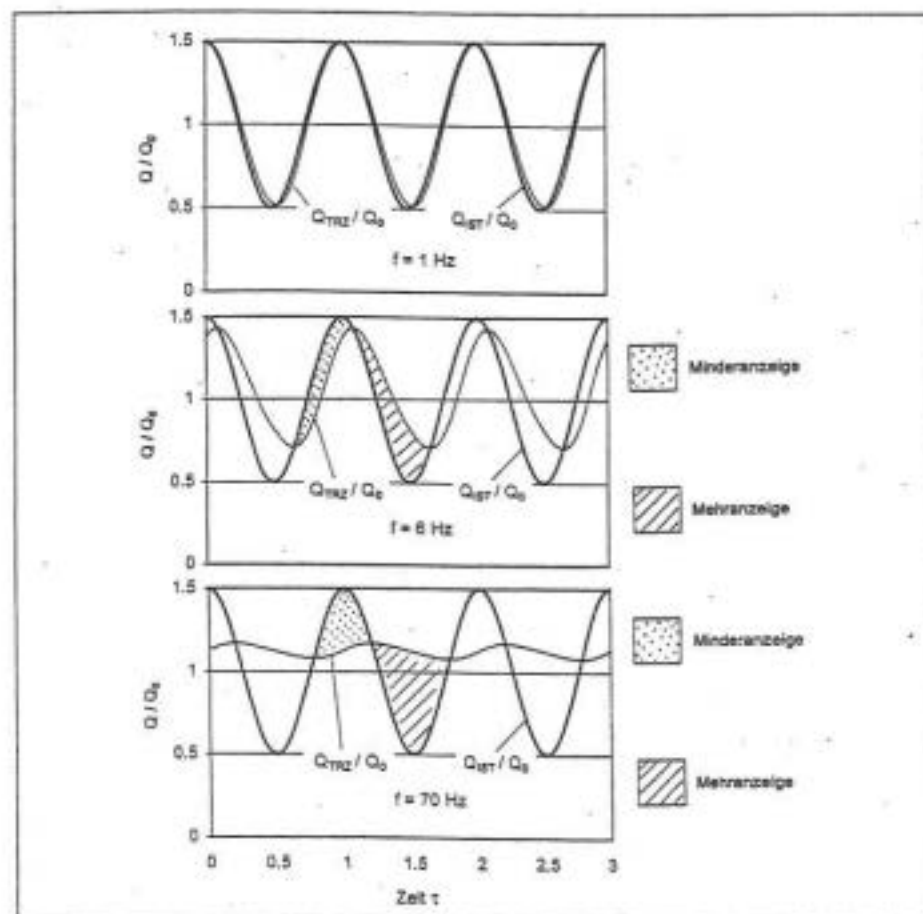


Bild 4: Angezeigter Volumenstrom Q_{T92} eines Turbinenradzählers und tatsächlicher Volumenstrom Q_{97} über der dimensionslosen Zeit τ für die Pulsationsfrequenzen $f = 1 \text{ Hz}$ (oben), $f = 6 \text{ Hz}$ (mittig) und $f = 70 \text{ Hz}$ (unten)

Fig. 4: Indicated volumetric flow Q_{T92} of a turbine-type flowmeter and actual volumetric flow Q_{97} against dimensionless time τ for surging frequencies $f = 1 \text{ Hz}$ (top), $f = 6 \text{ Hz}$ (centre), and $f = 70 \text{ Hz}$ (bottom)

Fig. 4: Flux volumique affiché Q_{T92} d'un compteur à roue de turbine et flux volumique réel Q_{97} au-dessus du temps non dénommé τ pour les fréquences de pulsation $f = 1 \text{ Hz}$ (en haut), $f = 6 \text{ Hz}$ (au centre) et $f = 70 \text{ Hz}$ (en bas)

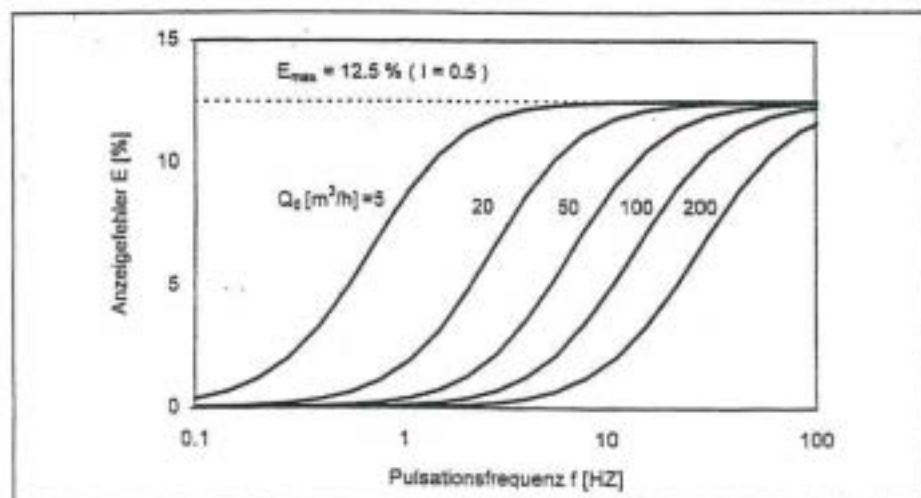


Bild 5: Anzeigefehler E eines Turbinenradzählers über der Pulsationsfrequenz f für verschiedene Volumenströme Q_v .

Fig. 5: Display error E of a turbine-type flowmeter against surging frequency f for various volumetric flows Q_v .

Fig. 5: Erreur d'affichage E d'un compteur à roue de turbine au-dessus de la fréquence de pulsation f pour différents flux volumiques Q_v .

Von den Betriebsdaten wird der zeitlich gemittelte Volumenstrom Q_v benötigt. Als erste Näherung kann hierzu der vom Turbinenradzähler angezeigte Wert angenommen werden. Obwohl gerade dieser Wert fehlerbehaftet ist und korrigiert werden soll, reicht er für die Berechnung des Anzeigefehlers E in der Regel aus. Ansonsten muß der benötigte tatsächliche Volumenstrom Q_v iterativ berechnet werden, wobei der angezeigte, fehlerbehaftete Volumenstrom als Startwert genutzt werden kann.

Die Pulsationsfrequenz f und der Pulsationsindex l müssen meßtechnisch erfaßt werden. Hierzu bietet sich das Wirkdruckprinzip [6] an, wobei als Drosselgerät zum Beispiel vorhandene Blenden oder der Einlaufkörper des Turbinenrades genutzt werden können [7]. Durch Transformation des gemessenen Wirkdruckes Δp (Differenzdruckes) in den Frequenzbereich ergibt sich die gesuchte Pulsationsfrequenz f . Der Pulsationsindex l läßt sich aus dem gemessenen Wirkdruck über die Beziehung

$$l = \frac{\sqrt{\Delta p_{\max}} - \sqrt{\Delta p_{\min}}}{\sqrt{\Delta p_{\max}} + \sqrt{\Delta p_{\min}}} \quad (23)$$

bestimmen.

Anwendung als Korrekturmethode

Die Korrektur des von einem Turbinenradzähler angezeigten, fehlerbehafteten Volumenstromes auf Basis der vorgestellten Berechnungsmethode kann anhand einer anlagenspezifischen Tabelle oder „Online“ erfolgen.

Für die Korrektur mittels einer anlagenspezifischen Tabelle werden die zur Berechnung des Anzeigefehlers E benötigten Parameter für alle möglichen Betriebszustände (Volumenströme, Temperaturen usw.) in der beschriebenen Weise ermittelt. Anschließend werden die zugehörigen Anzeigefehler E berechnet und zusammen mit den jeweiligen Betriebszuständen in einer Tabelle abgelegt. Anhand der Tabelle und der kontinuierlich protokollierten Betriebszustände kann der Anlagenbetreiber die vom Turbinenradzähler angezeigten Volumenströme nachträglich korrigieren.

Wird jedoch die Anzahl der möglichen Betriebszustände zu groß oder unterliegt die festgestellte Pulsation starken zeitlichen Schwankungen, dann bietet sich eine „Online“-Korrektur an. Hierzu müssen der Wirkdruck Δp und der vom Turbinenradzähler angezeigte, fehlerbehaftete Volumenstrom Q_v kontinuierlich gemessen und über eine Meßwertaufzeichnungskarte digitalisiert werden. Anhand der vorgestellten Berechnungsvorschrift kann mit diesen Eingangsgrößen der tatsächliche Volumenstrom „Online“ angegeben werden.

Zusammenfassung

Es wird eine Methode vorgestellt, mit der der Anzeigefehler eines Turbinenradzählers infolge einer Volumenstrompulsation berechnet werden kann. Die Vorgehensweise für den praktischen Einsatz der Methode zur „Online“-Korrektur bzw. Korrektur nach einer anlagenspezifischen Tabelle, wird aufgezeigt.

Die Berechnung des Anzeigefehlers basiert auf der Bewegungsgleichung des Turbinenrades. Die Bewegungsgleichung wird aufgestellt und in eine dimensionslose Form gebracht. Sie stellt eine Riccati-Differentialgleichung dar, die mittels eines klassischen Runge-Kutta-Verfahrens numerisch gelöst wird. Es ergibt sich der zeitliche Verlauf der Rotationsgeschwindigkeit des Turbinenrades. Durch Integration der Rotationsgeschwindigkeit wird anschließend der Anzeigefehler des Turbinenradzählers bestimmt. Auf Basis dieses Vorgehens werden der Einfluß der Pulsationsfrequenz, des Pulsationsindex und des zeitlichen Mittelwertes des Volumenstromes auf die Meßgenauigkeit eines Turbinenradzählers untersucht. Es zeigt sich, daß mit steigender Pulsationsfrequenz, steigendem Pulsationsindex und fallendem Volumenstrom der Anzeigefehler größer wird. Generell ist der vom Turbinenradzähler gemessene Volumenstrom größer als der tatsächliche Wert.

Für die Anwendung der Berechnungsvorschrift als Korrekturmethode ist es erforderlich, die tatsächliche Volumenstrompulsation (Frequenz und Amplitude) meßtechnisch zu erfassen. Hierzu bietet sich das Wirkdruckprinzip (zum Beispiel Blende, Einlaufkörper des Turbinenrades) an. Aus den gemessenen Differenzdrücken kann der zu dem jeweiligen Betriebspunkt gehörende Pulsationsindex und die Pulsationsfrequenz bestimmt werden. Diese Informationen bilden die Grundlage für die Ausarbeitung einer anlagenspezifischen Korrekturtabelle oder dienen als Eingangsgrößen für die „Online“-Korrektur des von einem Turbinenradzähler erfaßten, fehlerbehafteten Volumenstromes.

Schrifttum

- [1] Lee, W.F.Z.; Kirk, M.J.; Bonner J.A.: Gasturbine flowmeter measurement of pulsating flow. *Journal of Engineering for Power*, (1975), pp. 531-539
- [2] Sigloch, H.: *Technische Fluidmechanik*. VDI Verlag, 3. Auflage, 1996
- [3] Rothe, R.: *Höhere Mathematik*, Teil 3. Teubner Verlagsgesellschaft Stuttgart, 9. Auflage, 1982
- [4] Bergervoet, J.T.M.: Effekte bei der Durchflußpulsation auf Turbinenradgaszähler. Mitteilung der Firma Instromet, Silvolde, 1991
- [5] Lee, W.F.Z.; Evans, H.J.: Density effect and Reynolds Number effect on gas-turbine flowmeters. *Journal of Basic Engineering* 87 No. 4, (1965), pp. 1043-1057
- [6] DIN 1952 „Durchflußmessung mit Blenden, Düsen und Venturiröhren in voll durchströmten Röhren mit Kreisquerschnitt“ (1982)
- [7] Aschenbrenner, A.: intermittierender Betrieb und pulsierender Durchfluß bei Turbinenradgaszählern. Mitteilung der PTB, 1989