

5. KÖTTER Workshop

Gasmengenmessung 2010

10. / 11. März 2010

Vortrag 04

**Untersuchung von strömungs- und
schwingungstechnischen Effekten an
Gasdruckregelanlagen**

Dr.-Ing. Johann Lenz

KÖTTER Consulting Engineers KG

Workshop Gas 2010

Untersuchung von strömungs- und schwingungstechnischen Effekten an Gasdruckregelanlagen

Dr.-Ing. Johann Lenz

1.) Einleitung

Die Aufgabe einer Gasdruckregel- und Messanlage (GDRM) besteht neben der Regelung bzw. der Reduzierung des Druckniveaus in der Regel aus der Messung der geförderten Erdgasmenge. Gelegentlich werden im Betrieb der Anlagen Auffälligkeiten festgestellt, die sich im Nachhinein als eine Auswirkung von strömungs- und schwingungstechnischen Effekten herausstellen. Der nachfolgende Beitrag zeigt hierzu keine umfassende Auflistung, sondern befasst sich mit den Auswirkungen, die sich in Form von unerwünschten Gasmengenmessfehlern, Rohrleitungsschwingungen oder erhöhten Lärmbelastungen in einer Anlage äußern. Zunächst werden die grundlegenden Mechanismen, die an GDRM-Anlagen bisher festgestellt wurden, benannt und erläutert. Es folgt eine Vorgehensweise zur prinzipiellen Vermeidung von dynamischen Effekten - wie z. B. Schwingungen - in der Planungsphase. Anschließend wird am Beispiel einer bestehenden Anlage erläutert, wie man durch eine gezielte messtechnische Untersuchung den oft komplexen Zusammenhängen „auf die Spur“ kommt.

2.) Stationäre strömungstechnische Effekte

Hierzu werden die zeitunabhängigen Störungen bzw. Abweichungen vom symmetrischen (idealen) Strömungsprofil betrachtet. Darunter fallen z. B. Strömungsdrall oder Profilverformung, sogenannte „Strömungsdellen“, die nicht an den Prüfständen sondern erst in der Anlage z. B. aufgrund der Rohrleitungsführung auftreten.

3.) Schwingungstechnische Effekte

Schwingungen als zeitabhängige Störungen können in GDRM-Anlagen in verschiedensten Formen, wie z. B. als Rohrleitungs- oder Anlagenschwingungen auftreten. Oft sind sie auch verant

wortlich für Abweichungen oder Störungen bei der Gasmengenmessung. Vereinfacht können Schwingungen in eine Anregung und in eine Übertragungstrecke (Schwingungssystem) aufgeteilt werden.

3.1 Schwingungsanregung

Typische Erregerquellen in Gasdruckregelanlagen sind z. B. Druckregler, an denen durch den Abbau eines hohen Differenzdruckes eine meist breitbandige Anregung auftritt. Darüber hinaus kann auch eine Schwingungsanregung durch den Wärmeübergang [2] stattfinden. Als reine „strömungsinduzierte“ Anregung ist die Wirbelablösung zu nennen, die beispielsweise an nicht durchflossenen Rohrleitungsabschnitten auftreten kann. Aber auch eine Anregung durch eine benachbarte Anlage mit Verdichtern kann beim Betrieb einer GDRM-Anlage zu Schwingungsphänomenen führen.

3.2 Übertragungstrecke (Schwingungssystem)

Das eigentliche Schwingungssystem kann aus unterschiedlichen Komponenten bestehen, die dann ggf. miteinander gekoppelt sind. Eine GDRM-Anlage besteht aus der Strukturmechanik (Rohrleitungssystem) und der in der Rohrleitung unter Druck stehenden Gassäule (Akustik), welche jeweils als ein selbständiges Schwingungssystem betrachtet werden können. Treten Übereinstimmungen in den Eigenfrequenzen beider Systeme auf, so sind in Abhängigkeit der Erregerquelle auch größere Schadensszenarien möglich [1].

Je nach Anregungsquelle und Übertragungsverhalten kann es zu unterschiedlichen Auswirkungen bzw. Schwingungserscheinungen kommen:

- a) Mechanische Rohrleitungsschwingungen in Form von Biegeschwingungen z. B. aufgrund von erhöhten Pulsationen in der Richtung des Volumenstroms (Longitudinalwellen) in der Regel im Frequenzbereich unterhalb von 200 Hz.
- b) Auffallende Lärmbelastung sowie hochfrequente Strukturschwingungen z. B. aufgrund von erhöhten Pulsationen quer zur Strömungsrichtung (Transversalwellen) in der Regel im Frequenzbereich oberhalb 200 Hz.
- c) Hochfrequente Strukturschwingungen und Pulsationen (Ultraschallbereich), die vom Menschen nicht wahrgenommen werden (Frequenzbereich > 16.000 Hz), jedoch zu Störungen an den Ultraschallzählern führen können.

Zielsetzung bei der Planung und beim Bau einer Neuanlage ist es, einen möglichst problemlosen Betrieb zu gewährleisten. Trotz Einhaltung aller gültigen Regelwerke kommt es beim Betrieb von GDRM-Anlagen immer wieder zu den beschriebenen unerwünschten Auswirkungen. Durch gezielte Simulationsberechnungen im Planungsstadium einer Anlage kann ein Großteil der beschriebenen dynamischen Störeffekte erkannt und vermieden werden. Dies wird nachfolgend an einem Beispiel erläutert.

4.) Durchführung einer Schwingungs- und Pulsationsstudie in der Planungsphase

Im Rahmen der sogenannten „akustischen Studie“ wird die Berechnung der zu erwartenden Pulsationen im Rohrleitungssystem durchgeführt. Dazu wird die instationäre, kompressible und reibungsbehaftete Strömung über ein Charakteristiken-Verfahren bestimmt. Anschließend wird geprüft, ob festgelegte Grenzwerte überschritten werden. Danach erfolgt die „strukturmechanische Studie“, bei der aufgrund der vorher berechneten Gaskräfte die Schwingungen des Rohrleitungssystems berechnet und beurteilt werden.

In der Abbildung 1 ist das R+I Schema einer typischen GDRM-Anlage dargestellt. Zuerst erfolgt die Digitalisierung des gesamten Rohrleitungssystems, wobei die jeweiligen Simulationen getrennt für das Anlagensystem stromauf (blau) und stromab (rot) der Regelarmaturen durchgeführt werden.

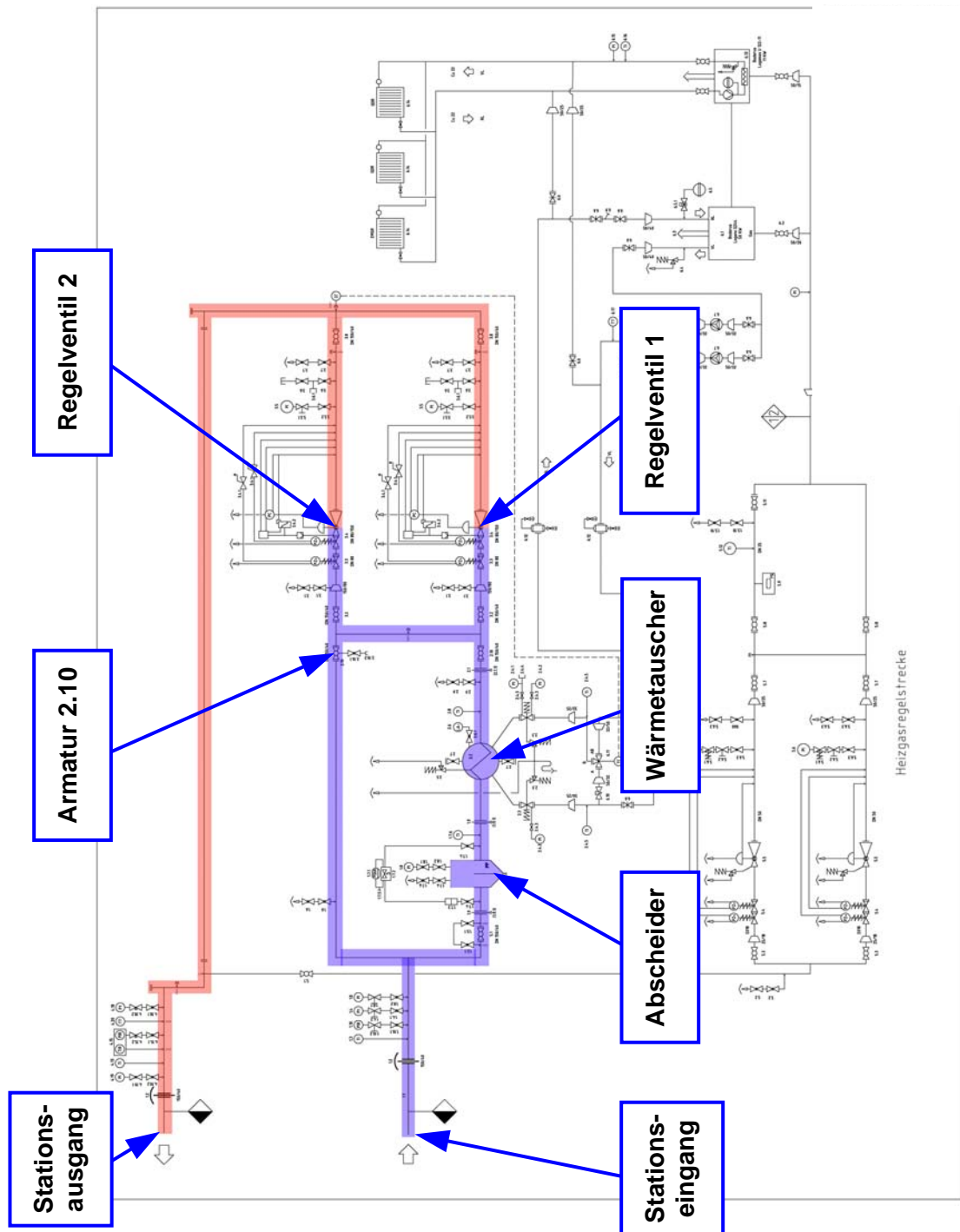


Abbildung 1: Übersicht der zu digitalisierenden „akustischen“ Rohrleitungsbereiche stromauf (blau markiert) und stromab (rot markiert) der Regelventile.

Als Zwischenergebnis liefert das Verfahren die Zeitverläufe für den Druck und die Strömungsgeschwindigkeit für jeden beliebigen Punkt im digitalisierten Bereich (Abbildung 2). Als Anregung wurde unter Berücksichtigung der Randbedingungen z. B. an den aktiven Regelventilen eine stochastische Schwankung der Strömungsgeschwindigkeit vorgegeben, die unterhalb von 200 Hz einem konstanten Schalldruckpegel von 145 dB (Bezug $2 \cdot 10^{-5}$ Pa) entspricht. Erfahrungsgemäß ist dieser Schalldruckpegel als "auf der sicheren Seite" zu bewerten, so dass die tatsächlichen Pulsationen - im Vergleich zu den hier prognostizierten Pegeln - geringer ausfallen werden.

Auszugsweise sind die Ergebnisse der Strömungssimulation dargestellt. Die Abbildung 2 zeigt für den Einzelbetrieb des Regelventils 1 die berechnete lokale Verteilung der Amplitudenspektren stromauf des Regelventils. Deutlich sind die resonanten Überhöhungen im Bereich zwischen dem Abscheider und den beiden Regelventilen bei ca. 72 Hz und 92 Hz zu erkennen. Des Weiteren zeigen sich leichte Resonanzen bei ca. 18 Hz und 28 Hz in den Anlagenbereichen zwischen den Regelventilen und der Eingangsseite zur geschlossenen Armatur 2.10. Das spezifizierte Spitze-Spitze Pulsationsniveau von maximal 0,5 % wird eingehalten.

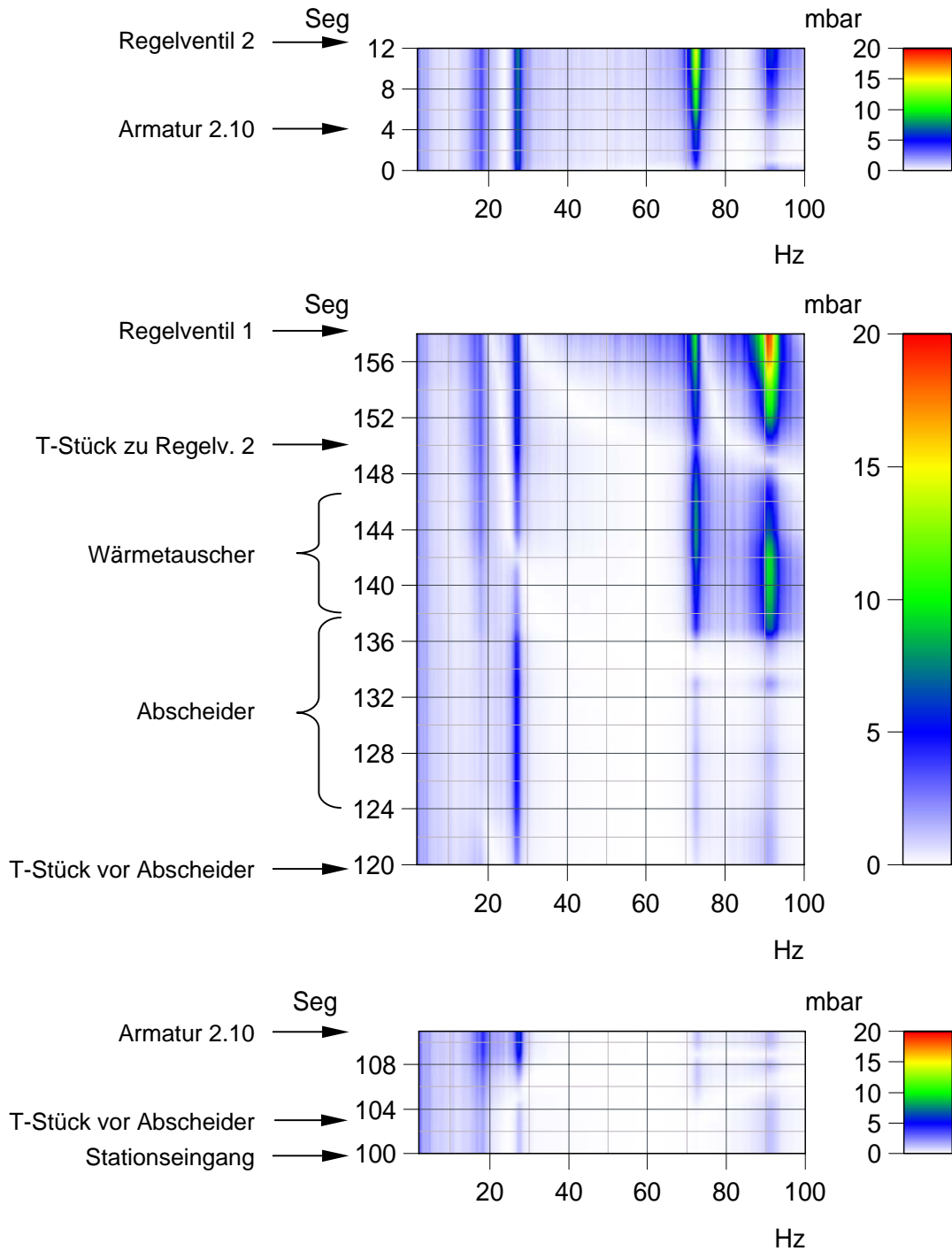


Abbildung 2: Lokale Verteilung der Druckamplituden (Peak-Hold-Spektren) für den Anlagenbereich stromauf der Regelventile beim Betrieb der Regelstrecke 1.

Strukturmechanische Studie

Im Rahmen der strukturmechanischen Berechnungen des Rohrleitungssystems wird nach der Modellerstellung (Finite-Element-Modell) geprüft, ob die berechneten Eigenfrequenzen mit den dominierenden Anregungsfrequenzen der Gaskräfte, die sich aus dem akustischen Teil

der Studie ergeben, übereinstimmen. Anschließend wird das Schwingungsniveau der relevanten strukturmechanischen Eigenformen, die entscheidend durch die berechneten Gaskräfte angeregt werden können, mittels einer Betriebschwingungsanalyse ("Mechanical Response Analysis") abgeschätzt.

Abbildung 3 zeigt beispielhaft für den Betrieb der Regelstrecke 2 die sich bei der Betriebschwingungsanalyse am Rohrleitungssystem einstellenden Schwingungen. Ein Vergleich der berechneten Schwingungen erfolgt nach den Bewertungskriterien der VDI-Richtlinie 3842 [3]. Es zeigten sich jedoch bei dieser Anlage aus schwingungstechnischer Sicht keinerlei Problemzonen, so dass weitere Minderungsmaßnahmen wie z. B. zusätzliche Rohrleitungsbefestigungen oder Pulsations-Dämpferplatten nicht erforderlich waren.

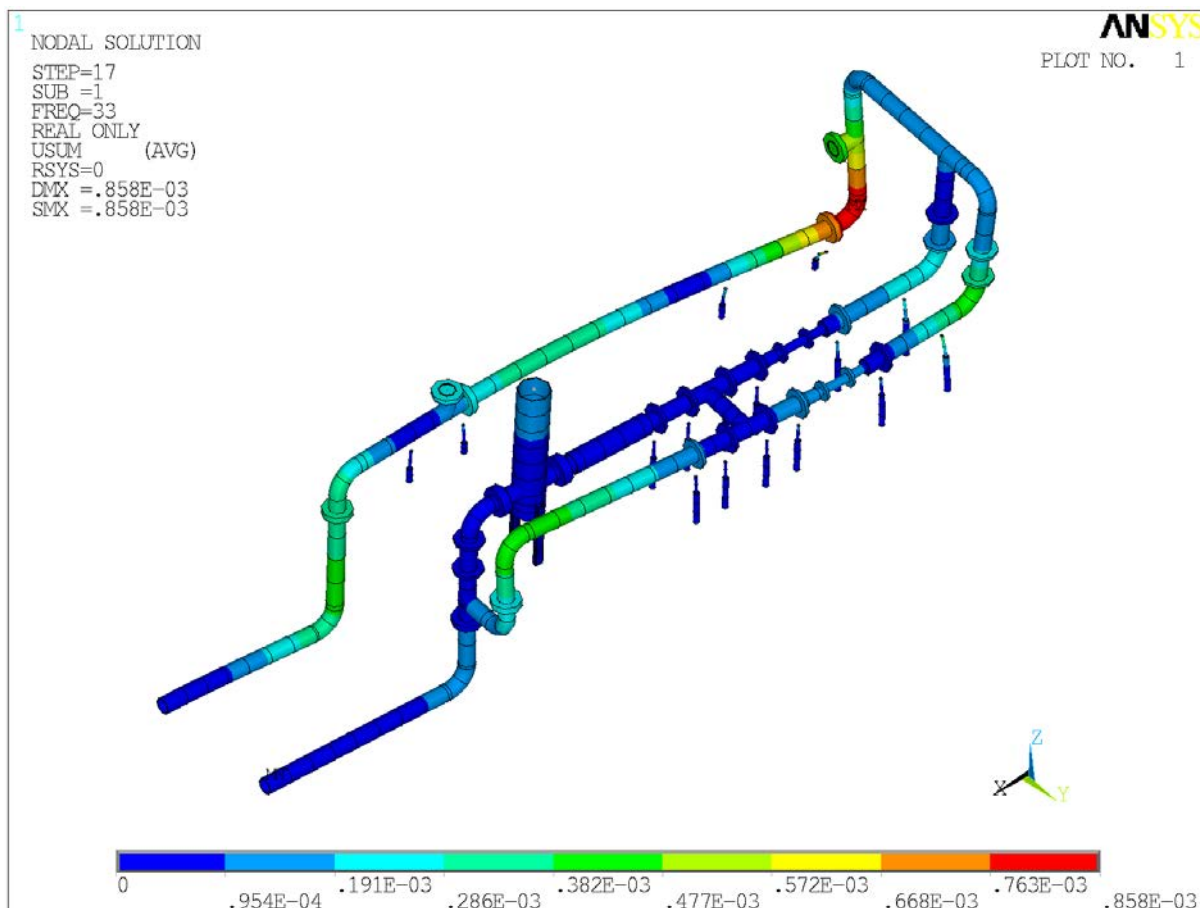


Abbildung 3: Betriebschwingungsanalyse beim Betrieb der Regelstrecke 2.

Neben den hier gezeigten Berechnungsergebnissen wird auch überprüft, ob in der geplanten Anlage die Bedingungen für eine thermoakustische Rückkopplung gegeben sind [2]. Wenn dies der Fall ist, werden als weitere Maßnahmen die Umpositionierung der Wärmetauscher oder der Einsatz von Lochblenden empfohlen. Häufig werden die Anlagen in der realisierten

Bauausführung aufgrund der örtlichen Gegebenheiten leicht verändert, wie z. B. im Rohrleitungsverlauf. In diesen Fällen empfehlen wir, eine messtechnische Überprüfung nach Fertigstellung im Betrieb vorzunehmen, da oft bereits kleine Änderungen der Planungsvorgaben größere Auswirkungen auf das Schwingungsverhalten zeigen.

5.) Beispiel zur Analyse von dynamischen Effekten an bestehenden Anlagen

In einer bestehenden GDRM-Anlage wurde nach einiger Betriebszeit eine Gleichlaufabweichung zwischen den in Reihe geschalteten Turbinenrad- und Wirbelgaszählern beobachtet.

Im ersten Schritt wurde eine Voranalyse der aufgezeichneten Trenddaten vorgenommen. Aus den zur Verfügung gestellten Daten wurde für jede Stunde die prozentuale Gleichlaufabweichung E_{VN} des Normvolumenstroms wie folgt berechnet:

$$E_{VN} [\%] = \frac{V_{WBZ} - V_{TRZ}}{V_{TRZ}} \cdot 100$$

mit

V_{WBZ} = Normvolumenstrom Wirbelzähler (WBZ)

V_{TRZ} = Normvolumenstrom Turbinenradzähler (TRZ)

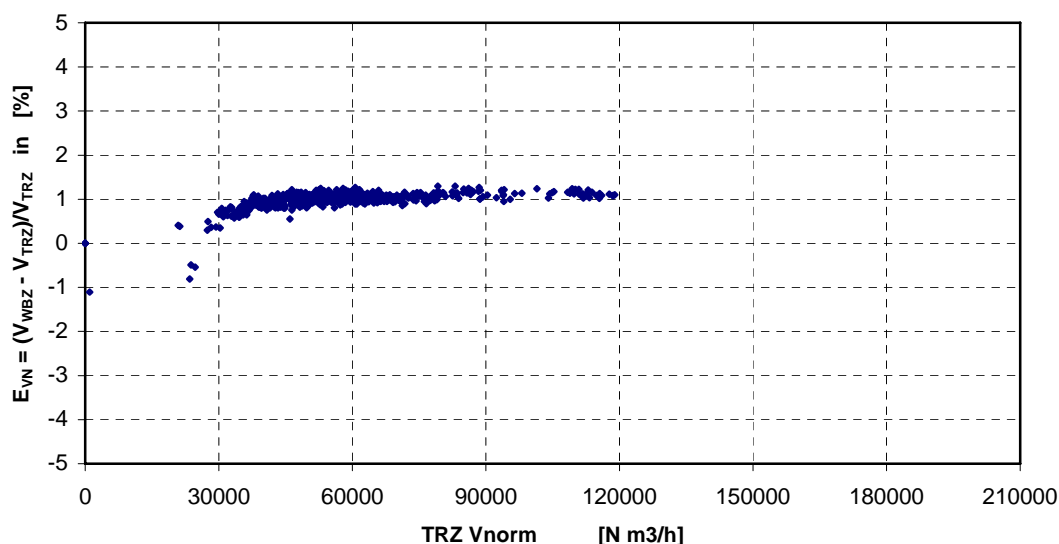


Abbildung 4: Stundenmittelwerte der Gleichlaufabweichungen E_{VN} im Oktober.

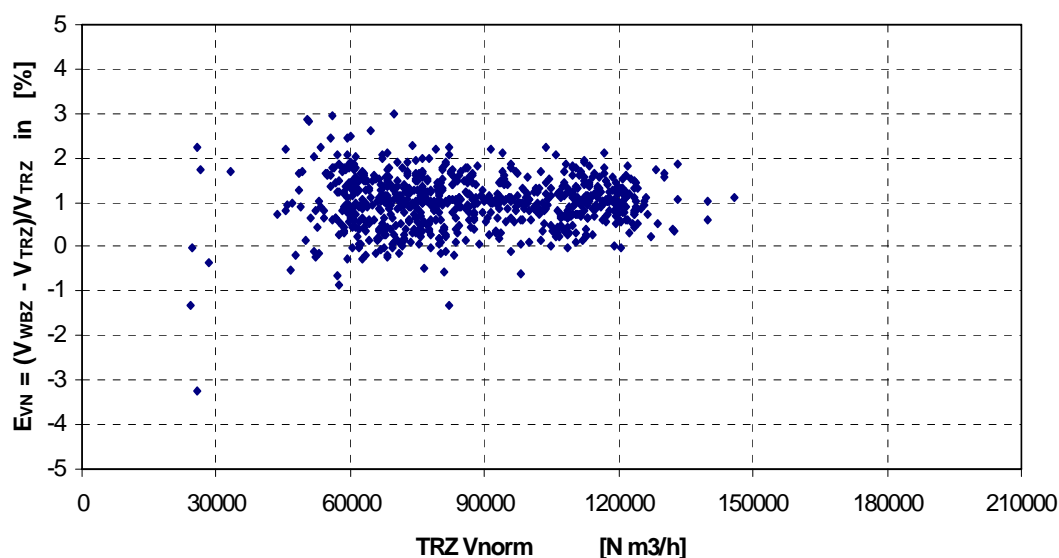


Abbildung 5: Stundenmittelwerte der Gleichlaufabweichungen E_{VN} im Januar.

Die aufgetragenen Gleichlaufabweichungen sind im Oktober nahezu unabhängig vom Volumenstrom ca. $E_{VN} = +1$ [%]. Ab Januar des nachfolgenden Jahres zeigen die Gleichlaufabweichungen ein mehr stochastisches Verhalten, wobei die gemittelte Gleichlaufabweichung weiterhin 1 % beträgt.

Zur Überprüfung der Ursache für die gestiegene Standardabweichung wurde überprüft, ob Änderungen in der Anlage (z. B. Filterwechsel) oder Auffälligkeiten (z. B. Differenzdruckänderungen) beobachtet wurden, bzw. ob die Anlage anders verfahren wurde. Für das veränderte stochastische Verhalten konnte jedoch vorerst keine plausible Erklärung gefunden werden. Die Analyse der Daten zeigt, dass keine Abhängigkeit des stochastischen Verhaltens von der Höhe des Volumenstroms oder von starken Variationen des Volumenstroms besteht. Zur weiteren Ursachenanalyse wurde eine messtechnische Untersuchung bei drei verschiedenen Fahrweisen und unterschiedlichen Betriebspunkten durchgeführt.

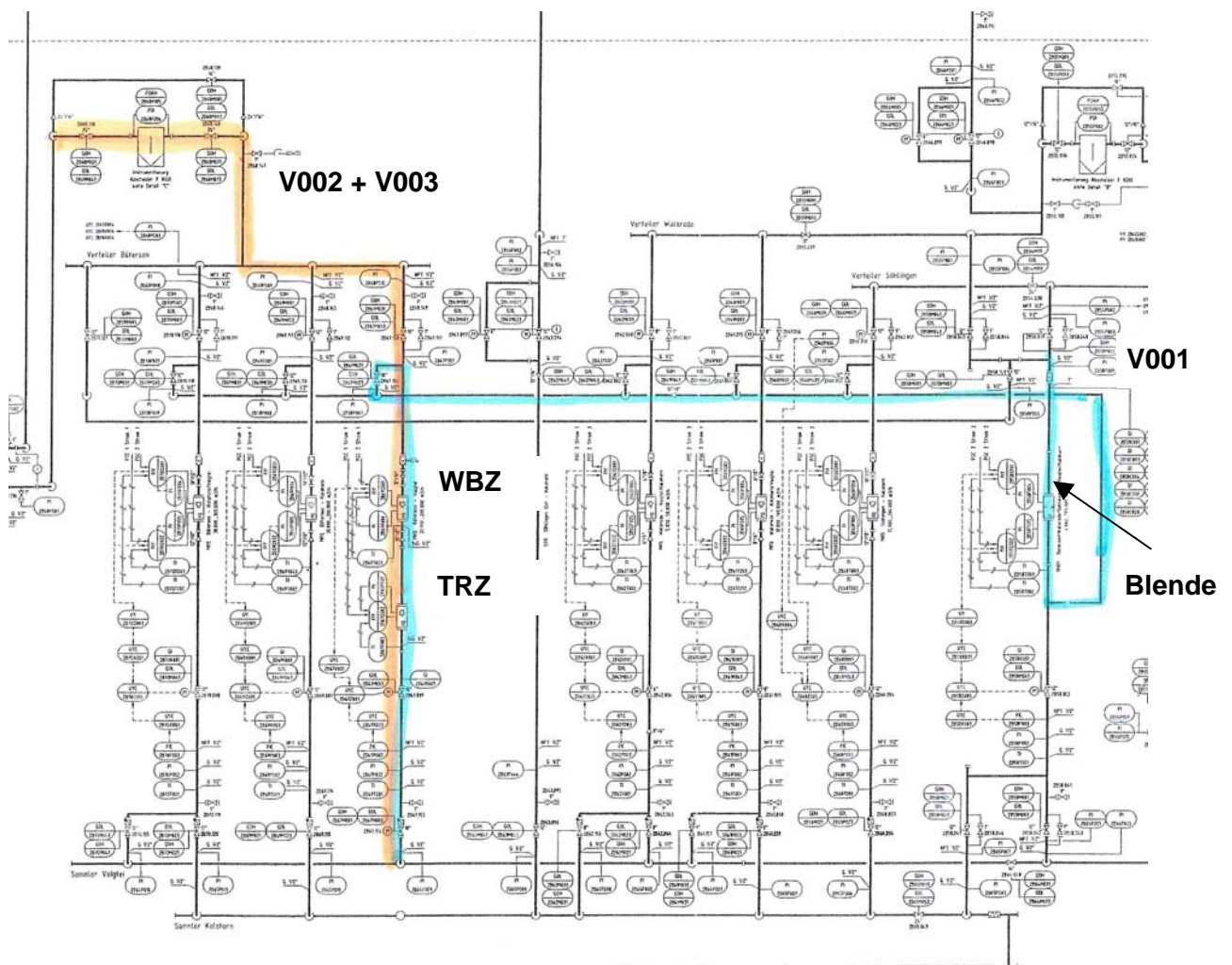


Abbildung 6: Fahrwege bei den Untersuchungen (blau: Untersuchung V001, gelb: Untersuchungen V002, V003).

Bei der ersten Fahrweise (gekennzeichnet mit "V001") wurden der Wirbel- und der Turbinenradzähler in Reihe mit einer Blende gefahren (Abbildung 6). Bei der zweiten und dritten Gruppe der Untersuchungen (gekennzeichnet mit "V002" und "V003") wurde über die übliche Strecke gefahren (Reihenschaltung Wirbelzähler und Turbinenradzähler). Bei der dritten Gruppe der Untersuchungen (V003) wurde der im Normalbetrieb vorliegende Differenzdruck über dem Regelventil mittels Handandrosselung der Eingangsarmatur reduziert. In den folgenden Abschnitten werden die Ergebnisse dieser Untersuchungen dargestellt und analysiert. Bei den Messungen wurden gleichzeitig die Strukturschwingungen, die dynamischen Drücke und die HF-Signale des Wirbel- und Turbinenradzählers mit einer Abtastrate von 20 kHz erfasst.

5.1.1 Reproduzierbarkeit der Gleichlauffehler

Der Normvolumenstrom des Wirbelzählers und des Turbinenradzählers wurde aus den parallel zu den Schwingungen aufgenommenen HF-Signalen, der gemessenen Temperatur und dem gemessenen Druck des jeweiligen Zählers – unabhängig und parallel zu den installierten Mengenumwertern – berechnet. Aus den auf diese Weise berechneten Normvolumenströmen wurde ebenfalls der Gleichlauffehler berechnet.

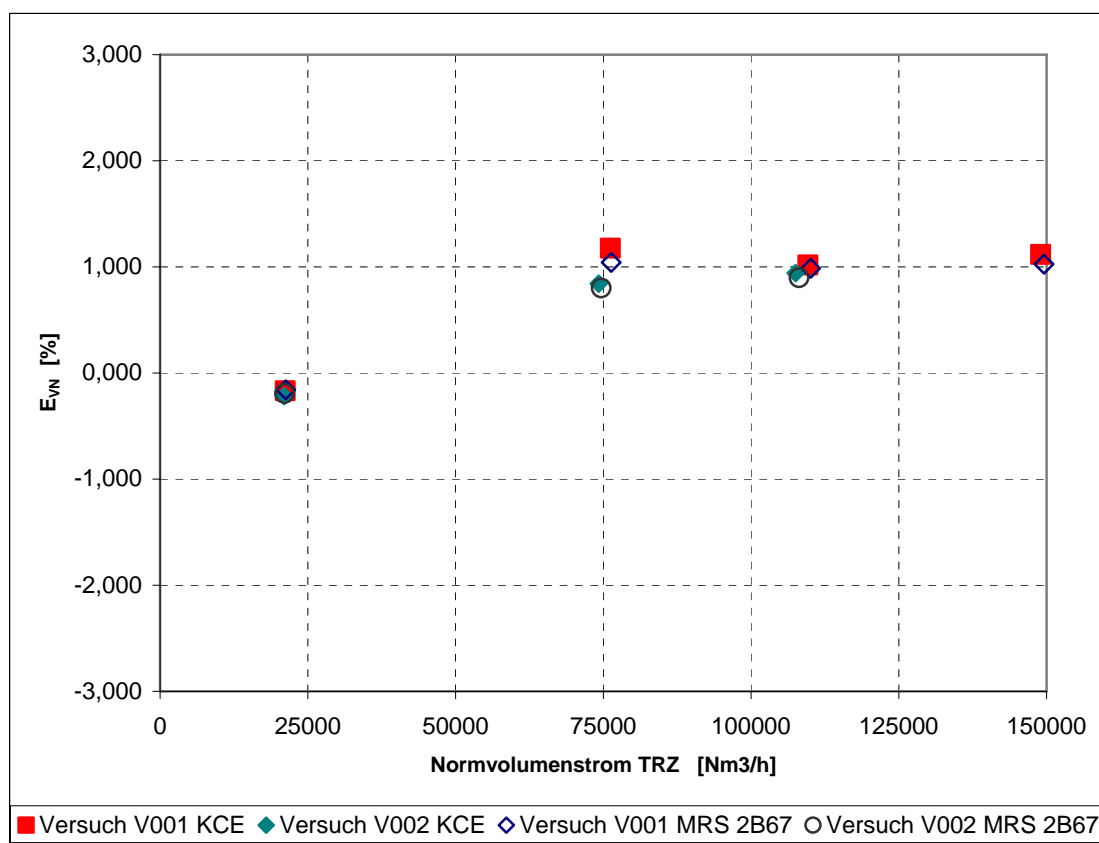


Abbildung 7: Vergleich der Gleichlaufabweichung E_{VN} gemessen bei den Fahrwegen V001 und V002.

In Abbildung 7 ist der Gleichlauffehler für die Fahrweisen V001 und V002 dem über die Mengenumwerter ermittelten Gleichlauffehler gegenübergestellt. Die Ergebnisse zeigen, dass die Gleichlaufabweichung (1 %) auf beiden Fahrstrecken zum gleichen Ergebnis führt und reproduzierbar ist.

5.1.2 Überprüfung der Druck- und Temperaturmessung beim TRZ und WBZ

Für die Berechnung des Normvolumenstroms beim WBZ und TRZ werden lokale – d. h. am Zähler gemessene – Drücke und Temperaturen verwendet. Zur Prüfung dieser lokalen Temperatur- und Druckmessungen werden pro Messpunkt die Zustandszahlen für den Turbinenradzähler $Z_{U_{TRZ}}$ und für den Wirbelzähler $Z_{U_{WBZ}}$ berechnet über die Gleichungen:

$$Z_{U_{TRZ}} = \frac{\text{Normvolumenstrom TRZ}}{\text{Betriebsvolumenstrom TRZ}} \quad Z_{U_{WBZ}} = \frac{\text{Normvolumenstrom WBZ}}{\text{Betriebsvolumenstrom WBZ}},$$

wobei der Normvolumenstrom ein Ist-Wert (Druck- und Temperaturmessung mit den fest installierten Anlagegeräten) oder ein Soll-Wert (Druck- und Temperaturmessung mit mobilen Referenzgeräten) sein kann. Die prozentuale Abweichung der Zustandszahlen:

$$Z = \frac{(Z_{U_{WBZ}} - Z_{U_{TRZ}}) \cdot 100}{Z_{U_{TRZ}}}$$

ist für die drei Untersuchungen in der Abbildung 8a und 8b dargestellt.

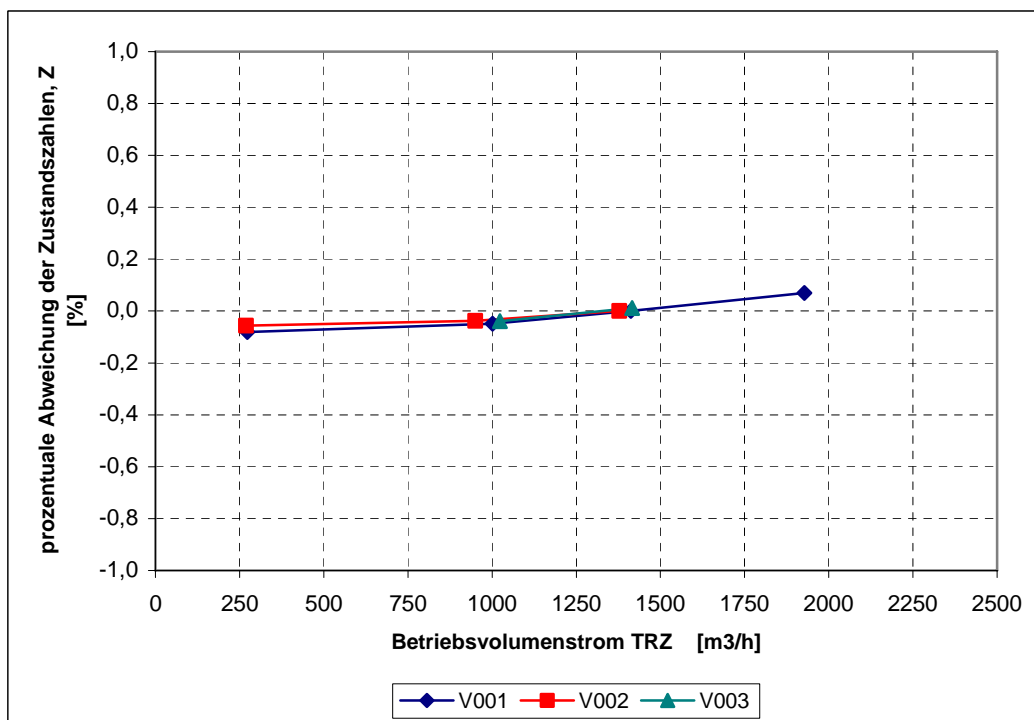


Abbildung 8a: Prozentuale Abweichung der Zustandszahlen bei den Untersuchungen V001, V002 und V003 (Ist-Werte).

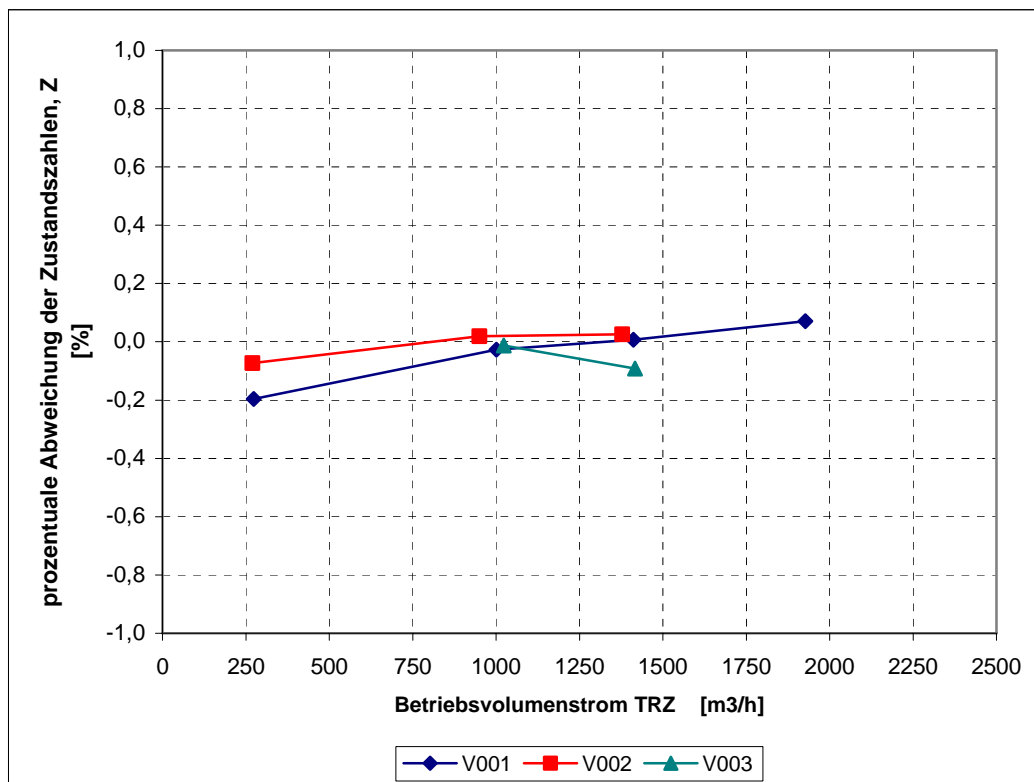


Abbildung 8b: Prozentuale Abweichung der Zustandszahlen bei den Untersuchungen V001, V002 und V003 (Soll-Werte).

Es fällt auf, dass die prozentualen Abweichungen der Zustandszahlen bei den Soll-Werten nicht wie bei den Ist-Werten mit zunehmenden Volumenstrom steigen (siehe Abbildung 8b, Untersuchung V003). Für einen nach einem WBZ geschalteten TRZ würde man einen Anstieg der Abweichung zwischen den Zustandszahlen mit dem Volumenstrom erwarten (mit dem Volumenstrom zunehmender Druckverlust zwischen WBZ und TRZ bedeutet einen kleiner werdenden Z_{TRZ} und eine größere Zustandszahl). Gleichzeitig soll die Abweichung zwischen den Zustandszahlen mit abnehmendem Volumenstrom gegen Null tendieren. Die durchgeführten Referenzmessungen sind daher im vorliegenden Fall mit einer höheren Unsicherheit zu bewerten.

Insgesamt sind die prozentualen Abweichungen der Zustandszahlen jedoch als niedrig anzusehen ($< \pm 0,1\%$ bzw. $< \pm 0,2\%$). Daraus resultiert, dass die Temperatur- und Druckmessungen beim TRZ und WBZ nicht entscheidend für die Gleichlaufabweichung zwischen WBZ und TRZ verantwortlich sind. Die Gleichlaufabweichung ist somit schon bei der Betriebsvolumenstrommessung zu erkennen, also – unter Annahme nicht beschädigter Zähler – in den Strömungsverhältnissen zu sehen.

Aus den bisherigen Ergebnissen folgt, dass die elektrische Messkette nicht der Grund für die Gleichlaufabweichung ist. Als mögliche weitere Ursachen der Gleichlaufabweichung kommen Strukturschwingungen, Druckpulsationen (inklusive Lärmpegel) und die eigentliche Zuströmung (verformtes Strömungsprofil, Drall) in Frage. Zuerst wurden die festgestellten Strukturschwingungen und Pulsationen näher betrachtet.

Die Effektivwerte der mechanischen Schwingungen in der Nähe des WBZ (Messpunkte $S_{3,y}$, $S_{3,z}$) und TRZ (Messpunkte $S_{4,y}$, $S_{4,z}$) sind in Abbildung 9 dargestellt.

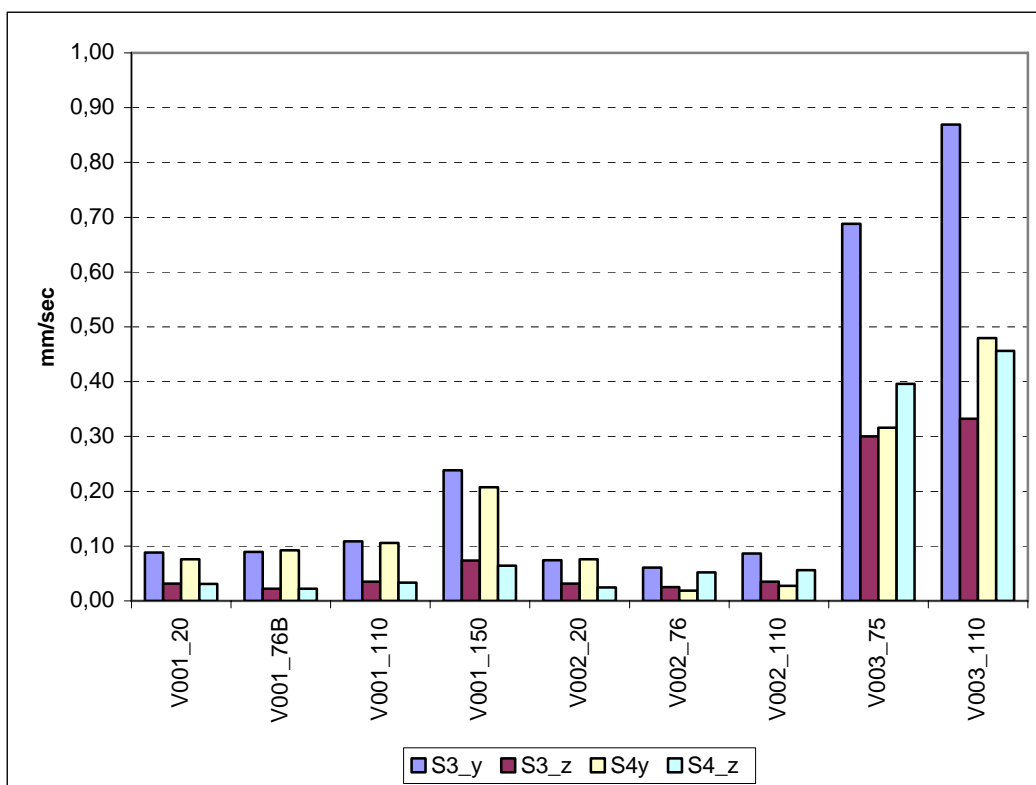


Abbildung 9: Effektive Schwingungsgeschwindigkeiten in der Nähe des Turbinenradzählers (Messpunkte $S_{4,y}$, $S_{4,z}$) und Wirbelzählers (Messpunkte $S_{3,y}$, $S_{3,z}$).

Für den TRZ sind die festgestellten Schwingungen unterhalb der vom Hersteller empfohlenen Grenzwerte ($< 1 \text{ mm/s eff.}$). Am Wirbelzähler sind die Werte ebenfalls als gering und unauffällig einzustufen. Der Anstieg der Schwingungen im Versuch V003 ist auf die erhöhten Druckpulsationen durch die Androsselung der Eingangsarmatur zurückzuführen.

Mechanische Schwingungen können bei den Thermistoren des WBZ zu einem Impulsfehler führen. Der Mengenumwerter des WBZ vergleicht die Impulse von beiden Thermistoren und

gibt bei einer Abweichung von mehr als 10 Impulsen pro 10.000 Impulsen eine Fehlermeldung (Pulsvergleichsfehler). Eine solche Fehlermeldung ist bei den Untersuchungen nicht aufgetreten.

Wirbelzähler können durch Pulsationen der Gassäule in ihrem Messverhalten negativ beeinflusst werden, wenn die Pulsationsfrequenz zwischen 25 % und 200 % der Wirbelablösefrequenz liegt. Die Druckpulsationen, die während der Untersuchungen in diesem Frequenzbereich aufgetreten sind, werden jedoch durch den Wirbelzähler selbst initiiert und korrespondieren mit der Doppelten der Wirbelablösefrequenz. Diese auftretenden Frequenzen können prinzipiell Resonanzen in der Rohrleitung der Mess- und Regelstrecke anregen.

Die im vorliegenden Fall festgestellten Resonanzen sind aber nicht ausreichend, um rückwirkend die Wirbelablösung und damit den Gleichlauffehler zu beeinflussen. Dies zeigt sich am deutlichsten beim Verfahren des Volumenstroms und gleichzeitiger Betrachtung des Gleichlaufes. In der Abbildung 10 ist eine Farbkarte mit den Amplitudenspektren der Druckpulsationen im Bereich des WBZ (oben) sowie die Wirbelablösefrequenz (Mitte) und die Gleichlaufabweichung (unten) (berechnet in 30-Sekundenschritten) dargestellt. Die Abbildung zeigt, dass der Gleichlauffehler (ca. 1 %) nicht von Eigenfrequenzen bzw. Druckpulsationen der Gassäule (90 Hz bis 120 Hz) (dunkel in der Farbkarte) beeinflusst wird.

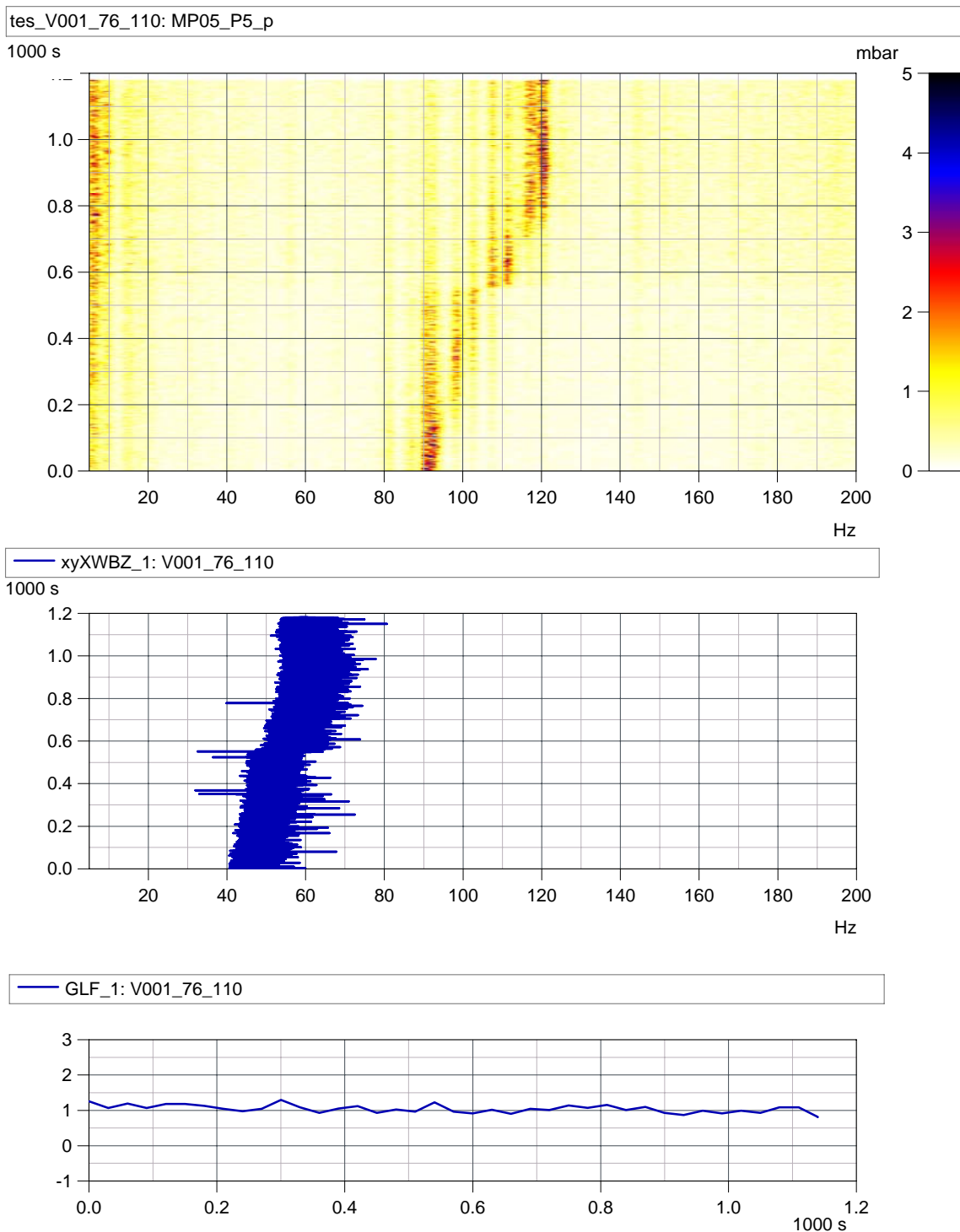


Abbildung 10: Farbkarte der Amplitudenspektren der Druckpulsationen in der Nähe des Wirbelzählers (oben), Wirbelablösefrequenz (Mitte) und Gleichlaufabweichung E_{VB} (unten) beim Verfahren von 76.000 nach 110.000 Nm^3/h (Untersuchung V001).

Bezüglich des Einflusses der Druckpulsationen auf den Turbinenradzähler kann Folgendes gesagt werden. Grundsätzlich führen Druckpulsationen bei einem TRZ zu einem größeren gemessenen Durchsatz gegenüber dem tatsächlichen Wert. Im vorliegenden Fall sind die Amplituden der Pulsationen jedoch zu niedrig, um den Turbinenradzähler zu beeinflussen.

Im Versuch V001_150 wurden Druckpulsationen mit einer Amplitude von 22 mbar gemessen. Mit der akustischen Impedanz (Produkt der Betriebsdichte und der Schallgeschwindigkeit) von ca. 23.700 kg/m²s ergibt sich für eine rein "durchlaufende" Schallwelle eine Amplitude der Geschwindigkeitsschwankung von 0,09 m/s.

Wenn es sich um eine akustische Resonanz handelt, kann diese Amplitude an anderen Orten deutlich größer sein und wird daher im vorliegenden Fall mit dem Faktor vier multipliziert (Erfahrungswert). Es ergibt sich eine maximale Geschwindigkeitsschwankung (v_{Schw}) von 0,36 m/s. Bei einem Betriebsvolumenstrom V_B von ca. 1.950 m³/h und einem Durchmesser (D) von 0,2 m ergibt sich mit der Gleichung für die maximale Mehranzeige des TRZ infolge Pulsationen:

$$E = 50 \cdot I^2 = 50 \left(\frac{v_{\text{Schw}}}{V_B} \right)^2 = 50 \cdot \left(\frac{v_{\text{Schw}} \cdot A_{\text{Rohr}}}{V_B} \right)^2 = 50 \cdot \left(\frac{0,36 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0314 \text{ m}^2}{0,5416 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}} \right)^2 =$$
$$= 50 \cdot 0,02^2 = 0,02 \%$$

mit

I = Massenstrom-Pulsationsindex

v_{Schw} = Volumenstromschwankung

A_{Rohr} = Innenfläche der Rohrleitung

E = prozentuale Mehranzeige des Turbinenradzählers (maximal)

ein maximaler Messfehler am Turbinenradzähler von 0,02 % (Mehranzeige).

Einfluss des Regelventils (breitbandiges Rauschen)

Prinzipiell führt ein erhöhtes breitbandiges Rauschen, verursacht z. B. von einem Regelventil, zu einer Minderanzeige am WBZ [4, 5].

Der Einfluss des breitbandigen Rauschens auf den Gleichlauf wurde bei der dritten Versuchsreihe (V003) untersucht. Hierbei wurde der Volumenstrom durch Handan

drosselung an der Eingangsarmatur (neben Schwingungsmesspunkt S1y) geregelt. Das Regelventil war vollständig geöffnet (100 %). Die Gleichlauffehler wurden bei konstantem Volumenstrom und auch beim Variieren des Volumenstroms gemessen.

Die Abbildungen 11 und 12 zeigen die Gleichlaufabweichungen ohne (Untersuchungen V001 und V002) und mit Handandrosselung (Untersuchung V003) bei konstantem Volumenstrom.

Darüber hinaus ist der Effektivwert der Druckschwankungen dargestellt. Ein Spektrum der Druckschwankungen zeigt die Abbildung 13. Diese Abbildungen zeigen ein breitbandiges Rauschen. Wie zu erwarten sind bei der Handandrosselung die Lärmpegel in der Rohrleitung höher und der Gleichlauffehler im Vergleich zur Ausgangssituation um 1 % reduziert.

Auch aus anderen Untersuchungen ist bekannt, dass Wirbelzähler die Neigung haben, bei steigenden Druckschwankungen (Rauschen) einen zu kleinen Volumenstrom anzuzeigen. Die Wirbelablösefrequenz (f) beim Störkörper des WBZ ist eine Funktion von der Strouhalzahl (Sr), der mittleren Strömungsgeschwindigkeit in der Rohrleitung (v) und vom Durchmesser des Störkörpers (d):

$$f = Sr \frac{v}{d}$$

Im Mengenumwerter des WBZ wird die Strouhalzahl (Sr) mit dem Durchmesser (d) als Konstante hinterlegt.

Die Strouhalzahl ist u. a. abhängig von der Reynoldszahl aber auch vom Turbulenzgrad der Strömung. Nach Sakamoto [5] wird die Strouhalzahl für einen Störkörper mit zunehmender Turbulenz kleiner (zunehmender Effektivwert der Druckschwankungen). Bei gleichbleibendem Volumenstrom lösen dann mit zunehmender Turbulenz weniger Wirbel pro Zeit am Störkörper ab. Dementsprechend ist der angezeigte Volumenstrom dann kleiner. Bei den durchgeführten Versuchen mit Handandrosselung (V003) ist dieser Zusammenhang verantwortlich für die reduzierte Gleichlaufabweichung.

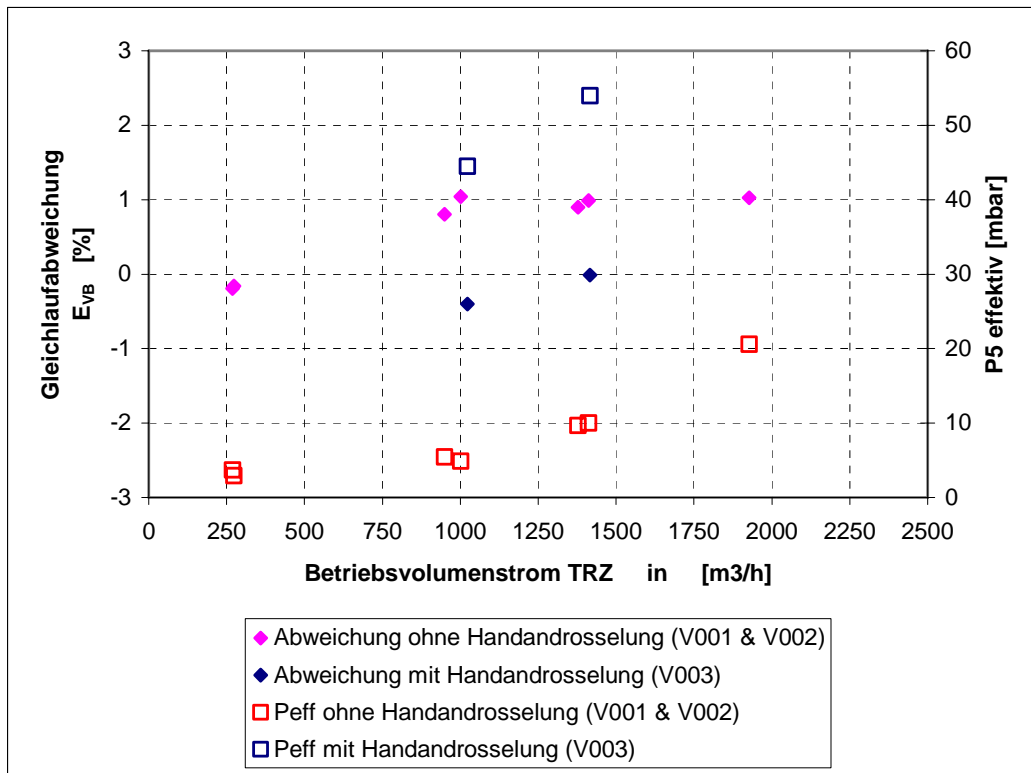
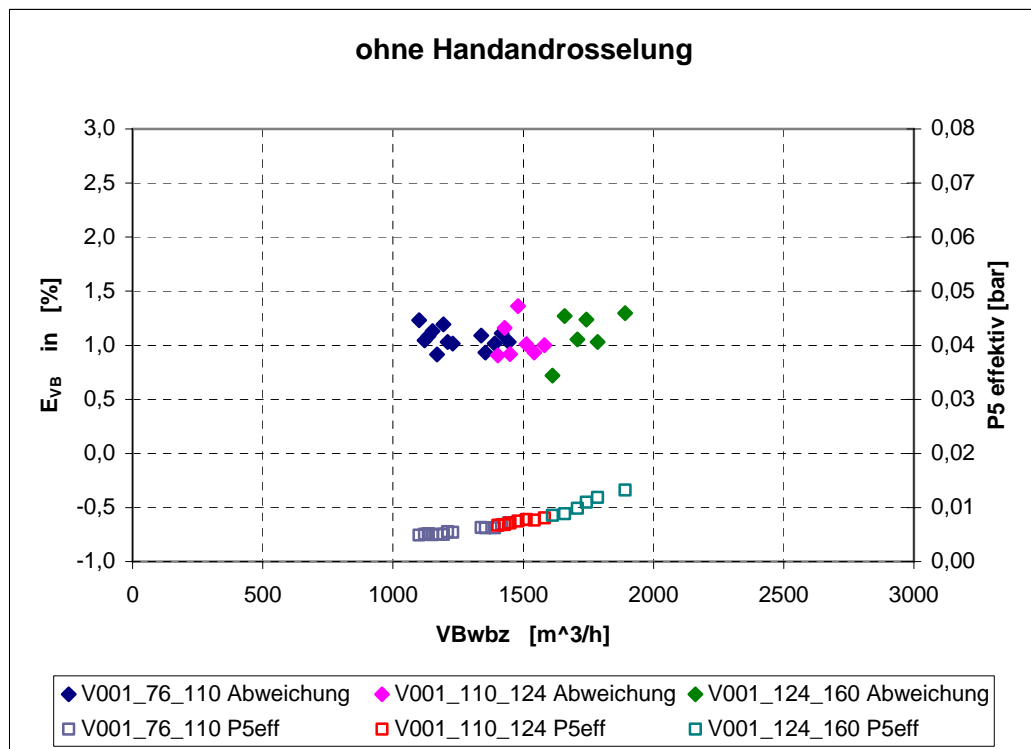


Abbildung 11: Gleichlaufabweichung E_{VB} und effektive Druckschwankung vs. Betriebsvolumenstrom mit und ohne Handandrosselung.



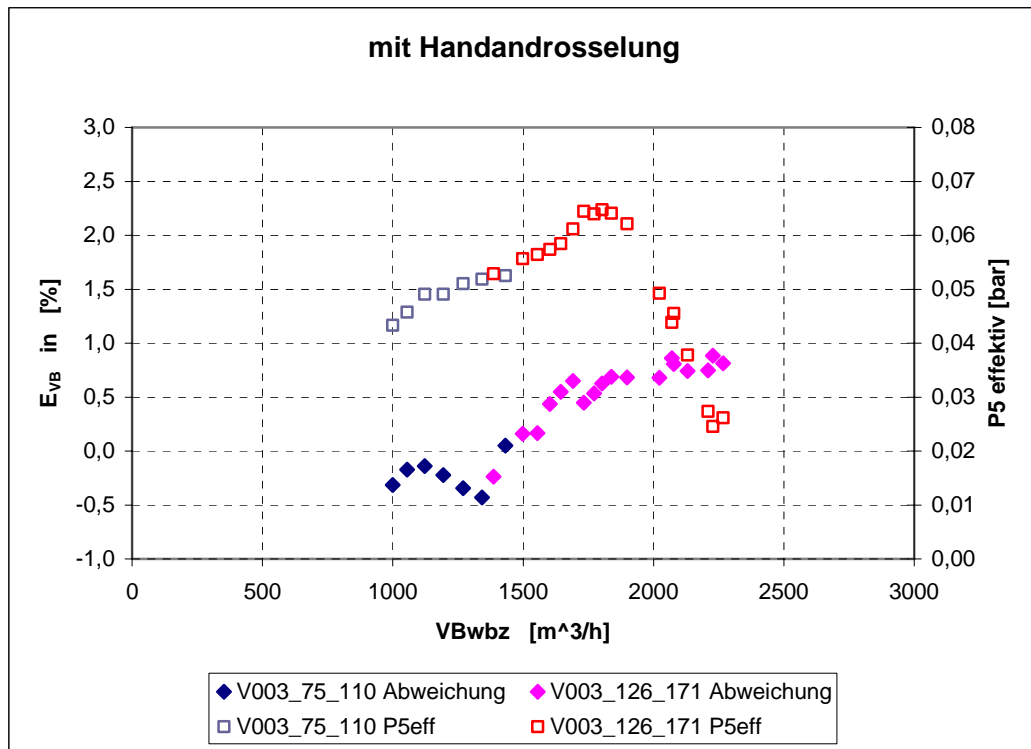
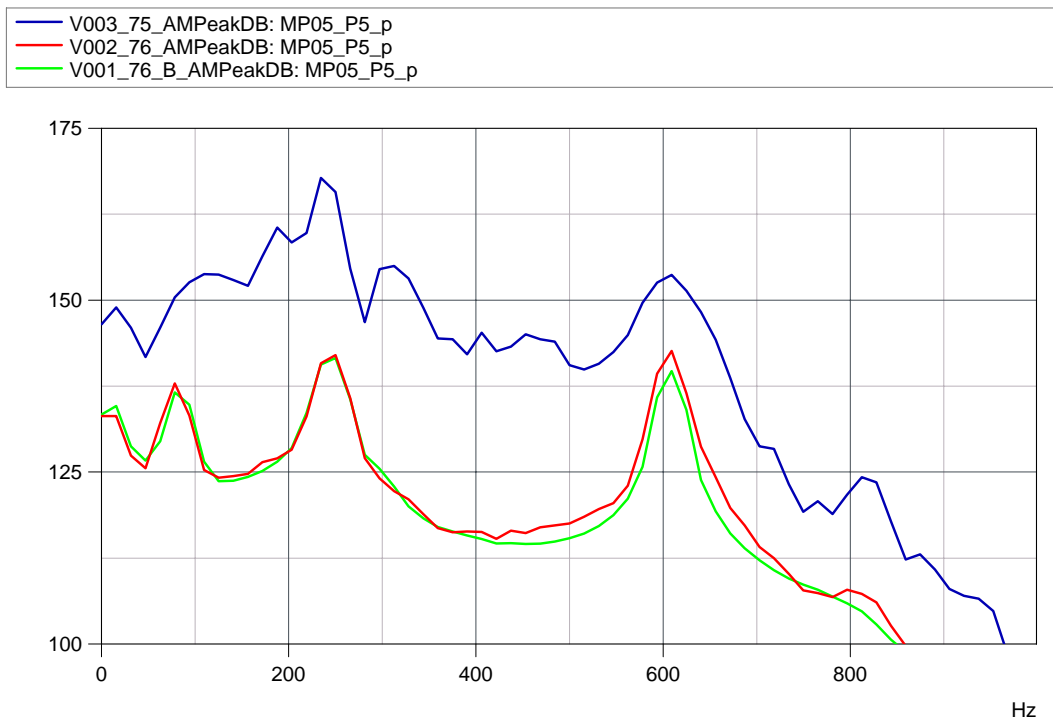


Abbildung 12: Gleichlaufabweichung E_{VB} und effektive Druckschwankung vs. Betriebsvolumenstrom beim Verfahren mit (oben) und ohne Handandrosselung (unten).



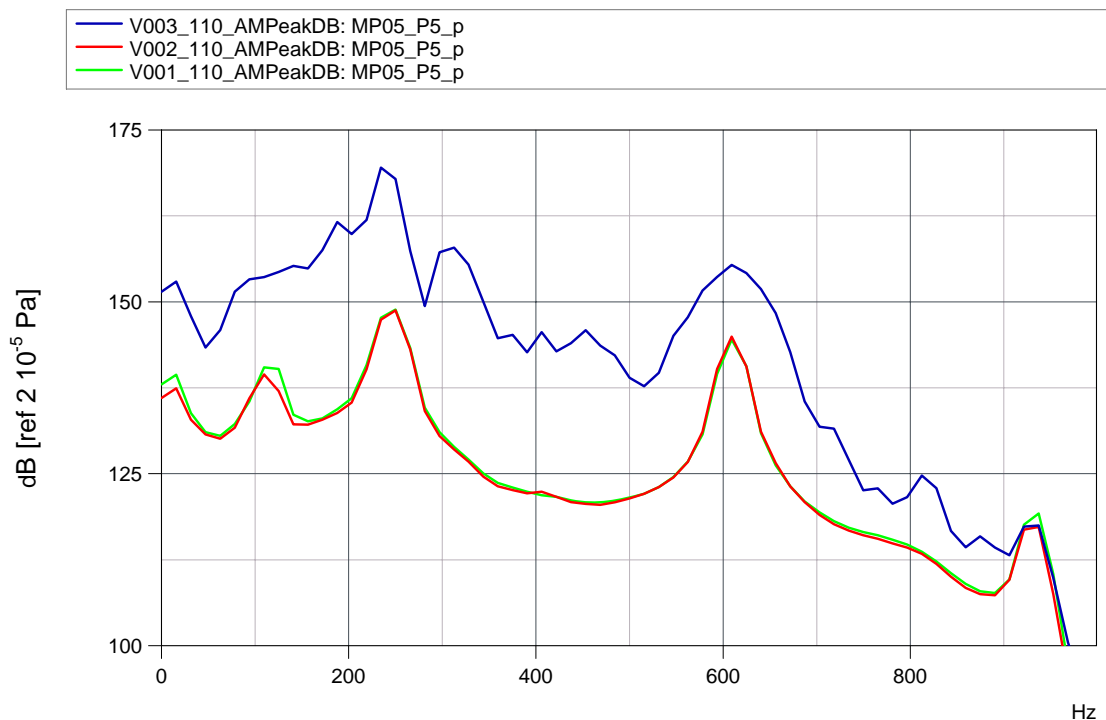


Abbildung 13: Spektrale Verteilung der Druckschwankungen in dB ($p_{\text{ref}} = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa) in der Nähe des WBZ mit Handandrosselung (blau) und ohne Handandrosselung (rot und grün) bei Normvolumenstrom 75.000 Nm³/h (oben) und 110.000 Nm³/h (unten).

5.1.3 Vergleich mit Messungen an der Blende (V001)

Bei der ersten Untersuchung V001 sind gleichzeitig Volumenstrommessungen an der Blende, dem Wirbelzähler und dem Turbinenradzähler durchgeführt worden. Die Gleichlaufabweichungen zwischen Wirbelzähler, Turbinenradzähler und Messung an der Blende sind in Abbildung 14 dargestellt.

Im Vergleich zur Blendenmessung zeigen der Turbinenradzähler und der Wirbelzähler mehr an. Die Gleichlaufabweichung gegenüber der Blende ist beim Wirbelzähler größer, was ein Hinweis darauf ist, dass die Ursache der Gleichlaufabweichung zwischen WBZ und TRZ vermutlich beim WBZ liegt.

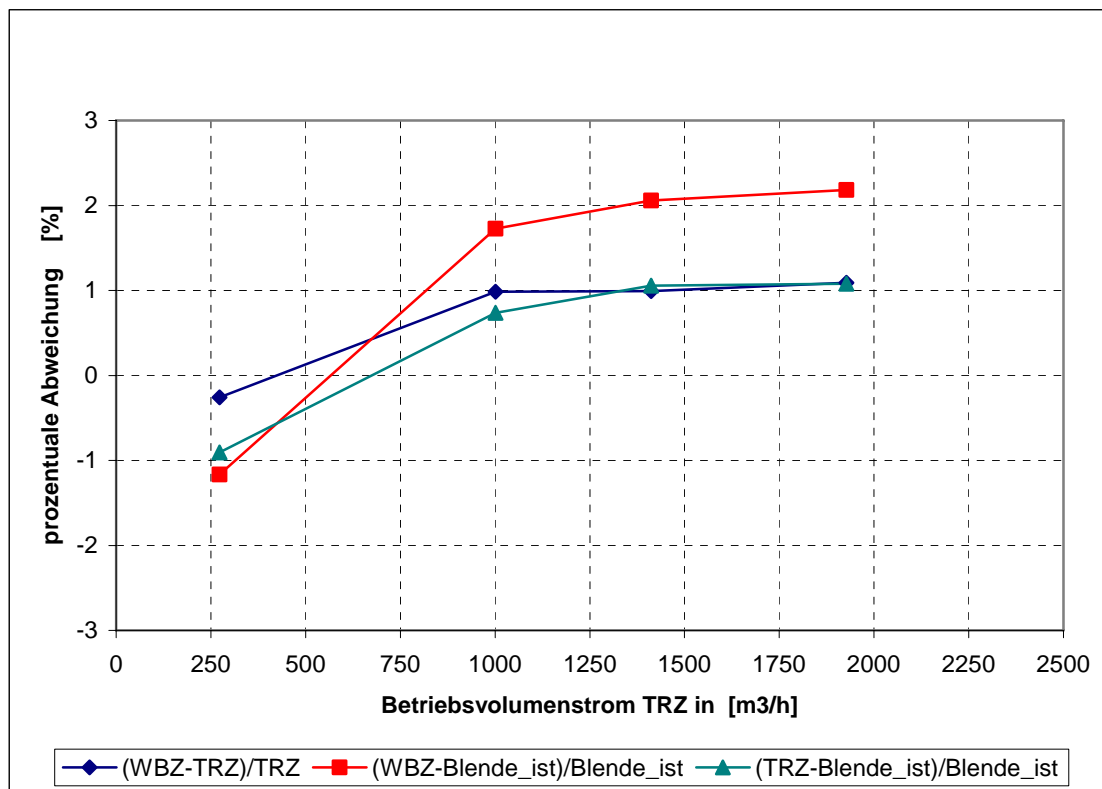


Abbildung 14: Gleichlaufabweichung zwischen Wirbelzähler, Turbinenradzähler und Blendenmessung (Ist-Werte).

Es hat sich gezeigt, dass die Messkette der Anlage sowie Strukturschwingungen und Druckpulsationen nicht die Ursache für die Gleichlaufabweichung sind. Eine bislang nicht betrachtete weitere mögliche Fehlerquelle kann z. B. durch den Strömungsverlauf hervorgerufen werden. Hierbei unterscheidet man:

1. Drall

Drall kann insbesondere am Turbinenradzähler – in Abhängigkeit der Drehrichtung – zu einer Mehr- oder Minderanzeige führen. Die Untersuchungsreihen V001 und V002 zeigen aber gleiche Gleichlaufabweichungen bei unterschiedlichen Fahrstrecken zur Volumenstrommessung. Dementsprechend ist ein entscheidender Einfluss von Drall auf die Messverfahren auszuschließen.

2. Strömungsprofilverformung

Aus unserer Erfahrung zeigt sich der Wirbelzähler relativ empfindlich gegen verformte Strömungsprofile durch entsprechende Anströmbedingungen. So kann ein im Vergleich zum Hochdruckprüfstand abgeflachteres Strömungsprofil zu einer Mehranzeige am Wirbelzähler

führen. Eine solche Beeinflussung kann beispielsweise durch ein Anfahrtrieb oder eine in die Rohrleitung ragende Flanschdichtung verursacht werden.

Auch an einem TRZ kann ein verformtes Strömungsprofil zu einem Messfehler führen. In der Regel kommt es jedoch zu einer Mehranzeige, so dass ein verformtes Strömungsprofil am TRZ im vorliegenden Fall eher ausscheidet.

Um die Ursache einzugrenzen, sind die Erkenntnisse der durchgeführten Untersuchung noch einmal aufgeführt:

- 1) Die Gleichlaufabweichungen sind systematisch (+ 1 %) und zeigen sich unabhängig vom Volumenstrom. Die Abweichung ist positiv, d. h. der WBZ zeigt im Vergleich zum TRZ zuviel an.
- 2) An den vorhandenen Temperatur- und Druckmessungen der Zähler konnten keine Auffälligkeiten festgestellt werden.
- 3) Für den TRZ sind die gemessenen Strukturschwingungen niedriger als die vom Hersteller benannten Grenzwerte. Auch eine Beeinflussung des TRZ durch Pulsationen kann ausgeschlossen werden. Dabei würden Pulsationen beim TRZ zu einem größeren angezeigten Durchsatz führen. Da beim WBZ keine Pulsvergleicherfahrmeldung aufgetreten ist, ist auch hier ein Einfluss von Strukturschwingungen auf das Zählerverhalten des WBZ unwahrscheinlich. Die gemessenen Pulsationen beim WBZ korrespondieren mit der doppelten Wirbelablösefrequenz. Sie sind aber zu gering, um rückwirkend die Wirbelablösung zu beeinflussen.
- 4) Eine Beeinflussung des WBZ durch das Regelventil ist auszuschließen. Es wurden keine signifikanten Pulsationen gemessen, die vom Ventil verursacht werden. Ein eventuelles breitbandiges Rauschen des Regelventils würde zudem zu einer Minderanzeige beim WBZ führen.
- 5) Im Vergleich mit einer Blendenmessung zeigen TRZ und WBZ mehr an. Die Gleichlaufabweichung gegenüber der Blende ist beim WBZ um ca. 1 % größer, was ein Hinweis darauf ist, dass die Gleichlaufabweichung durch den Wirbelzähler verursacht wird.

Aufgrund dieser Erkenntnisse kommt als mögliche Ursache für die Gleichlaufabweichung eine Strömungsprofilverformung am WBZ in Betracht. Ein im Vergleich zum

Hochdruckprüfstand abgeflachtes Strömungsprofil durch ein Anfahrsieb oder eine in die Rohrleitung ragende Flanschdichtung könnte am WBZ zu einer Mehranzeige führen.

Empfehlung und weitere Vorgehensweise:

Unsere Empfehlung war, das Anfahrsieb zu kontrollieren und ggf. mit dem Rohrleitungs-T-Stück zu demontieren. Nach einer Inspektion vor Ort zeigte sich, dass das Sieb am Außenrand leicht verschmutzt war. Nach dem Wiedereinbau des gereinigten Siebes reduzierte sich die gemittelte Gleichlaufabweichung von 1 % auf 0,2 %, so dass weitere Maßnahmen nicht erforderlich waren.

6.) Literaturverzeichnis

- [1] Ziegenbalg, Jürg; Maciejewski, Günter.: „Hightech-Erneuerung der Gasübernahmestation Bernburg-Peißen“, Energie Wasser Praxis, ISSN: 1436-6134 (2005)
- [2] Lenz, J.: „Anlagenschwingungen aufgrund thermoakustischer Instabilitäten an Wärmetauschern in GDRM-Anlagen“, Erdgas, Erdkohle (2009), Urban-Verlag, Hamburg/Wien GmbH
- [3] VDI-Richtlinie 3842, Schwingungen in Rohrleitungssystemen, Juni 2004
- [4] Brümmer, A.: „Der Einfluss von Volumenstrompulsationen auf die Messgenauigkeit von Turbinenradzählern“, Gaswärme International, 47 (1998), Heft 11, S. 619 – 623
- [5] Sakamoto, H. und Haniu, H.: „Effect of Free-stream Turbulence on Characteristics of Fluctuating Forces Acting on Two Square Prisms in Tandem Arrangement“, Transactions of ASME, June 1988, Vol. 110, S. 140 – 146