

Lastadaptive Pulsationsminderung in Hydraulikschläuchen

Experimentelle Untersuchungen an einer Schaltdrossel

J. Rösner, Prof.-Ing. P. Pelz, TU Darmstadt Fluidsystemtechnik, Darmstadt, **Dr.-Ing. A. Bootz**, BMW AG, München, **R. Kemnitz**, RAPA GmbH

Quelle: VDI Tagung Schwingungsdämpfung, 16. und 17. Oktober 2007

Kurzfassung

Zur Pulsationsminderung werden im hydraulischen Leitungssystem von Pkw derzeit passive Schlaucheinbauten, z.B. Drosseln, verwendet. Deren pulsationsmindernde Wirkung ist im Allgemeinen monoton steigend von ihrem Druckverlust abhängig. Verstelldrosseln ermöglichen, diesen Druckverlust dann zu reduzieren, wenn die Pulsationsminderung nicht benötigt wird, z.B. in Betriebszuständen niedrigen Drucks. Im Folgenden wird eine Schaltdrossel vorgestellt, die ohne Fremdenergie nur auf Grund des Systemdrucks zwischen zwei Drosselstellungen schaltet. Anhand von Prüfstandsmessungen wird die pulsationsmindernde Wirkung des Ventils gezeigt. Das Ventil erweitert den Maßnahmen-Katalog zur akustischen Verbesserung von Schlauchleitungen und wird am besten mit herkömmlichen Maßnahmen kombiniert.

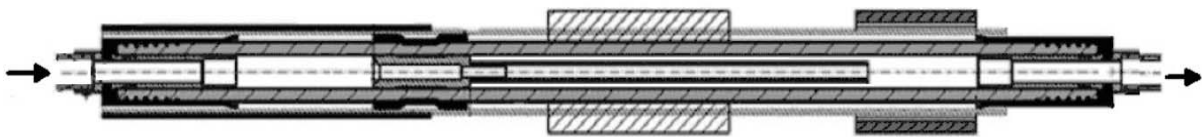
1. Pulsationsminderung

Die Druckversorgung von hydraulischen Systemen in PKWs wie Servolenkung oder Wankstabilisierung erfolgt durch Verdrängerpumpen, deren Volumenstrom eine gewisse Pulsation aufweist. Diese Volumenstrompulsation wird in dem anschließenden System in eine Druckpulsation umgewandelt. Das System besteht aus Schlauch und Rohrleitungen sowie einem Aktuator zur Umwandlung der hydraulischen in mechanische Energie. Besonders der Gleichgang-Hydraulikzylinder der Servolenkung wandelt Druckpulsationen erst in Körperschall und dann in Luftschall um. Neben störenden Vibrationen können so auch unerwünschte Geräusche auftreten.

Durch die Verwendung sogenannter Dehnschläuche mit erwünschter Volumenzunahme unter Druck wird diese Problematik entschärft, da sie wie ein Tiefpassfilter wirken [1].

Während eines Pulsationsberges füllen sie sich mit zusätzlichem Öl, was sie dann in ein Pulsationstal abgeben, Durch den Platzmangel in modernen Motorräumen ist die Schlauchlänge und damit auch ihre Filterwirkung stark begrenzt, es müssen deshalb zusätzliche Maßnahmen gewählt werden. Diese Maßnahmen dürfen aber das System nicht zu weich machen, da dies z.B. das Lenkgefühl beeinträchtigt [2].

Im Leitungssystem von PKWs werden verschiedene Schlaucheinbauten wie Drosseln oder Resonatoren verwendet. Bild 1 zeigt die Schnittdarstellung eines Resonatorschlauchs. Als Besonderheit verfügt diese Schlauchkammer über einen Scheuerschutz. Der Resonator erzeugt durch seine flexible Gestaltung und seinen laminaren Widerstand eine sehr gute Pulsationsdämpfung.



Bild

1: Prinzipbild Resonator (Continental TechnoChemie)

Diese Maßnahmen bewirken einen Druckverlust und sind jederzeit aktiv, obwohl bei niedrigem Systemdruck eine geringere Pulsationsminderung akzeptabel ist. Der konstante Druckverlust der Bauelemente führt also zu einem erhöhten Energieverbrauch.

Deswegen begannen 2006 Überlegungen bei BMW und Fluidsystemtechnik (vormals Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik), Schlaucheinbauten adaptiv zu gestalten. So sollte der Zielkonflikt zwischen Energieverbrauch und Pulsationsminderung aufgelöst werden. Das System sollte kostengünstig sein und ohne Fremdenergie auskommen.

Die typischen Leitungssysteme für PKW Servolenkung oder Wankstabilisierung bestehen aus zwei bis drei Schlauchabschnitten unterschiedlicher Länge sowie verbindenden Rohrabschnitten. Die Form und Lage der Leitung und die Aufteilung in Schlauchkammern sind bereits vor der Feinabstimmung der Akustik festgelegt. Bei der Abstimmung der Leitung können deshalb nur noch wenige Parameter verändert werden. Neben den energetischen Vorteilen einer adaptiven Lösung ist sie deswegen auch als Ergänzung der derzeitigen Maßnahmen interessant.

In früheren Untersuchungen wurden Schaltdrossel-Ventile untersucht, die zwischen den Schlauchkammern angeordnet waren. Die Ergebnisse zeigten nur eine geringe Verbesserung gegenüber dem Serienstand. Der Prototyp eines schaltbaren Resonators zeigte Potenzial, war aber hinsichtlich des Fertigungsaufwands zu problematisch [3].

Im Zuge der Optimierung an anderer Stelle wurde im Auftrag von BMW durch die Firma RAPA (Rausch & Pausch GmbH) ein neues Ventil für den Einbau innerhalb einer Schlauchkammer entwickelt. Das Ventil verengt beim Erreichen eines Systemdrucks von ca. 15 bar den Querschnitt so, dass ein zusätzlicher Druckverlust von ca. 12 bar (bei 11 l/min Pentosin CHF-11S bei 50°C) entsteht. Diese Aufstauwirkung bewirkt zusammen mit der Elastizität des Schlauches eine adaptive Pulsationsminderung. Der Druckverlust unterhalb der Schaltschwelle liegt niedriger als der von üblichen Resonatoren.

Das Ventil wurde für die Untersuchungen mittels Schlauchschellen an unterschiedlichen Positionen im Schlauch festgeklemmt. In der Serie wird eine übliche Verpressung wie bei Drosseln verwendet. Den Aufbau des Ventils zeigt Bild 2. Der Schaltkolben wird auf einer Seite vom Fluiddruck beaufschlagt. Der Druckkraft entgegen wirkt eine Feder. Über die Federsteifigkeit lässt sich die Schaltcharakteristik des Ventils beeinflussen. Die Besonderheit des Ventils ist, dass keine Abdichtung gegen die Umgebung erfolgt. Der Federraum ist mit Luft gefüllt und gegen das Fluidvolumen abgedichtet. Der Vorteil dieser Lösung ist, dass sich im Falle eines Dichtungsversagens keine Leckage in die Umgebung erfolgt. Bei einem Dichtungsversagen bleibt das Ventil in der offenen Stellung.

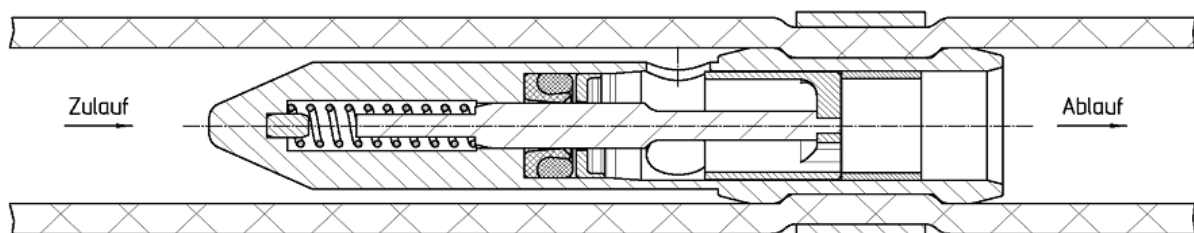


Bild 2: Darstellung des Schaltdrosselventils

2. Schlauchaufbau am Prüfstand

Die Energieversorgung am Prüfstand übernimmt, wie im Fahrzeug, eine Flügelzellen/Radialkolben-Tandempumpe. Der Volumenstrom des Flügelzellenteils wird am Prüfstand direkt in den Tank geleitet und dient durch die zusätzliche Vermischung der Temperaturkonstanz. An den Austritt der Radialkolbenpumpe wird die zu untersuchende Leitung angeschlossen. Als Steller für die Druckregelung dient am Ende der Leitung ein Bosch Regelventil, das von einer ADwin Karte angesteuert wird.

Ein zweiter Ölkreislauf ist für die Heizung und Kühlung zuständig. Der Temperaturregelkreis ist ebenfalls auf der ADwin Karte implementiert. Als Steller dient ein Wegeventil, das

zwischen einem Druckbegrenzungsventil als hydraulische Heizung und einem Gegenstromkühler schaltet. Beide Kreisläufe sind mit Rücklaufiltern versehen.

Der Serienschlauch besteht aus drei Kammern, jeweils mit PTFE-Resonatoren bestückt. Die erste und die letzte Schlauchkammer der Leitung sind ca. 600 mm lang und damit doppelt so lang wie die mittlere Kammer. Einen Prüfstands Aufbau zeigt Bild 3.

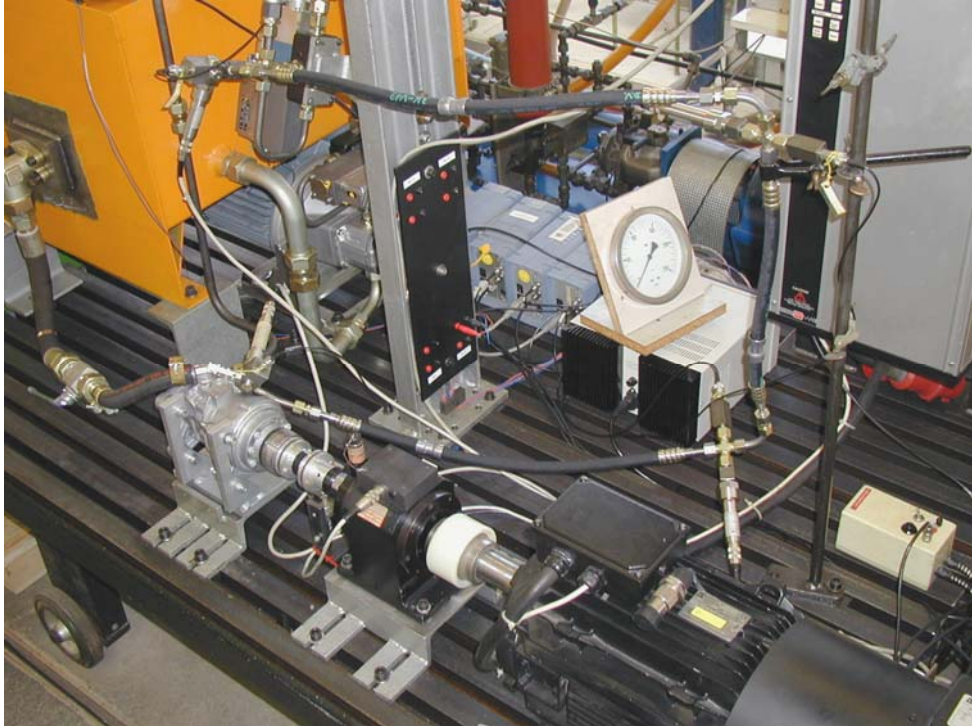


Bild 3: Typische Montage der Schlauchleitung am Prüfstand

Die Firma ContiTech Techno-Chemie GmbH stellte alle für die Untersuchungen nötigen Schlauchabschnitte zur Verfügung: Neben den Kammern in Serienausführung auch Kammern entsprechender Länge ohne Einbauten, sowie Kammern ebenfalls entsprechender Länge mit den zu untersuchenden Schaltventilen. Dabei befand sich in Kammer eins ein früher Prototyp, während für die zweite und dritte Schlauchkammer Ventile aus einer späteren Musterphase zur Verfügung standen. Die Ventile wurden von der Firma RAPA zur Verfügung gestellt.

Im Rahmen der Untersuchungen wurden unterschiedliche Kammer-Zusammenstellungen untersucht sowie zusätzlich der Ersatz der mittleren Kammer durch ein Rohr entsprechender Länge.

Die Drucksensoren wurden jeweils an den Ein-/Austritten der Schlauchkammern mittels spezieller Adapter montiert (Bild 4). Als statische Drucksensoren kamen piezoresistive Sensoren des Typs Keller PA 23 zum Einsatz, als dynamische Sensoren wurden

piezoelektrische Kistler 701A verwendet. Die Messung erfolgt über 16 bit Messkarten 6220-M der Firma National Instruments. Die 6221-M Karte derselben Firma wird benutzt, um die Sollwertverläufe für Druck und Drehzahl vorzugeben. Die Drehzahlsteuerung des fremdbelüfteten Asynchronmotors erfolgt über den Frequenzumrichter.

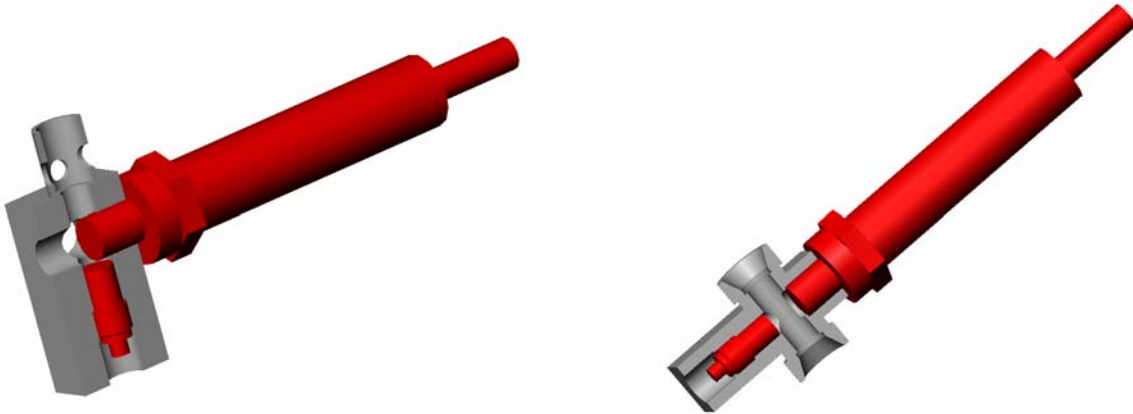


Bild 4: Drucksensoren in Hohlschraubenadapter (links) und Rohrleitungseinbau (rechts)

Die Konfiguration des Schlauches wird durch die Leistungsabschnitte benannt. Die Position des Ventils innerhalb der Schlauchkammer wird in Millimetern, gemessen vom Schlauchkammereintritt angegeben. Wenn ein Schlauch, bzw. Ventil an einer anderen als der üblichen Stelle eingesetzt wird, so wird das durch einen Zusatz beschrieben.

Beispiele:

ResoLeer140mmV1 kennzeichnet eine Leitung, bestehend aus einem Resonatorabschnitt, einem Schlauch ohne Einbauten und als dritte Kammer die eigentlich erste Schlauchkammer, mit dem Ventil V1 140mm vom Schlaucheintritt positioniert.

ResoResoReso kennzeichnet die Serienversion des Schlauches mit je einem PTFE-Resonator pro Schlauchkammer.

3. Auswerteverfahren

3.1 Campbell-Diagramm

Um das Schwingungsverhalten von Systemen und Strukturen zu untersuchen, gibt es mehrere Möglichkeiten. Bekannt sind insbesondere die Anregung mit einem Impuls (Hammerschlag) oder einer harmonischen Schwingung (Sinus). Letztere Variante kann auch mit zeitlich veränderlicher Frequenz als Anregungssignal (Sinus-Sweep/-Chirp) durchgeführt werden. Treffen Erregerfrequenz und Eigenfrequenz des Systems zusammen, antwortet das

System mit einer Amplitudenerhöhung. Im Falle des Systems Pumpe + Leitung kommt im Betrieb die Anregung aus dem System selber. Durch die Pulsation der Pumpe wird das System zu Schwingungen angeregt. In diesem Fall kann ein Drehzahlhochlauf (bzw. auch – Runterlauf) durchgeführt werden. Dabei regt sich das System selber an. Wird nun eine zeitlich gleitende FFT mit relativ kleinem Zeitfenster durchgeführt, bekommt man zu jedem Zeitpunkt ein Frequenzspektrum, das man auf der X-Achse eines Diagramms aufträgt. Auf der y-Achse wird die mittlere Drehzahl während des FFT Fensters aufgetragen. Als Z-Achse dient die Amplitude des Signals, wobei meistens auf eine 3D-Darstellung verzichtet wird und die Amplitude farbkodiert abgebildet wird.

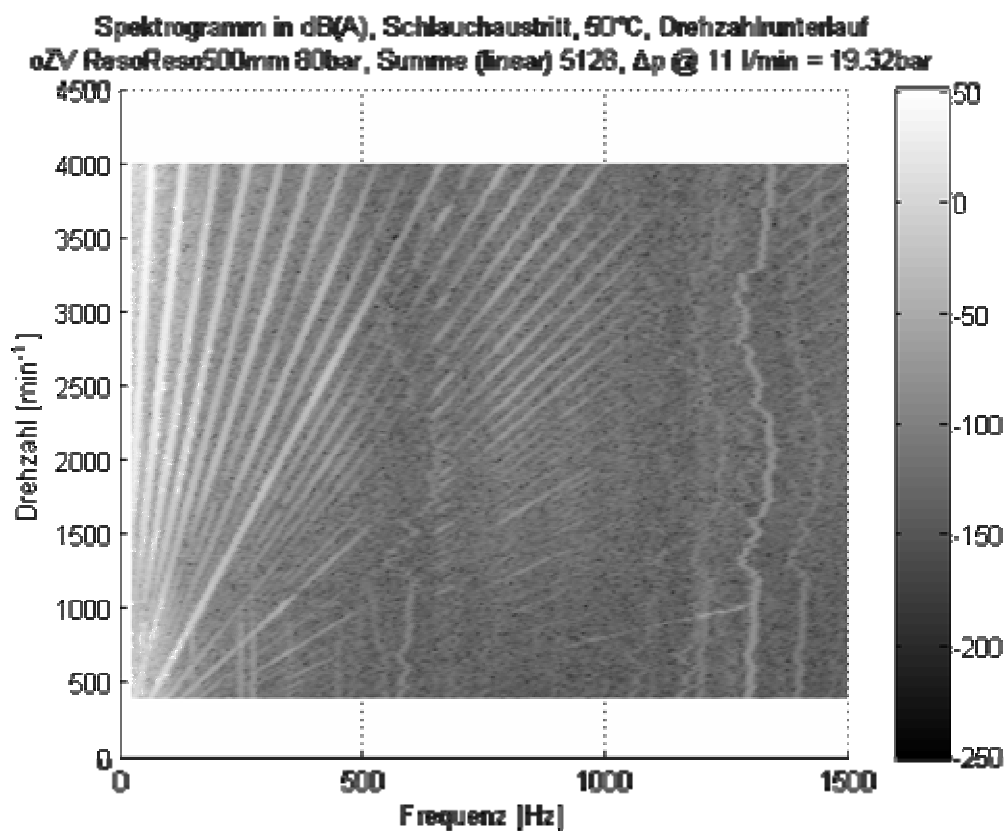


Bild 5: Campbell-Diagramm, farbkodierte Amplitude in dB(A) X bar/1 bar

Bild 5 zeigt das Campbell Diagramm, wie es aus dem Hochlauf der Radialkolbenpumpe von 400 bis 4000 min^{-1} bei 50°C und 80 bar berechnet wurde. Dem Nachteil der eingeschränkten Quantifizierbarkeit der dreidimensionalen Darstellung im Campbell-Diagramm steht der Vorteil der schnellen intuitiven Qualifizierbarkeit der Druckpulsation gegenüber. Die grafische Darstellung erfolgt, wie in der Akustik üblich, A-bewertet und logarithmisch. Dadurch werden die Unterschiede im Bereich der schwächeren Ordnungen besser dargestellt

Die Nullpunktstrahlen sind die Drehzahlharmonischen, senkrechte Linien sind Systemeigenfrequenzen (zu erkennen bei 1300 Hz) und gekrümmte Linien wären Zeichen für Nichtlinearitäten oder Zeitinvarianzen. Wo sich Systemeigenfrequenzen und Drehzahlharmonische schneiden, kommt es zu deutlichen Resonanzeffekten, das System antwortet mit großer Amplitude.

Auffällig ist, dass bei der Radialkolbenpumpe alle Kolbenordnungen klar erkennbar sind. Dies ist zum Teil auf den harten Leitungsabschluss durch das Ventil zurückzuführen

3.2 Ordnungsverfolgung

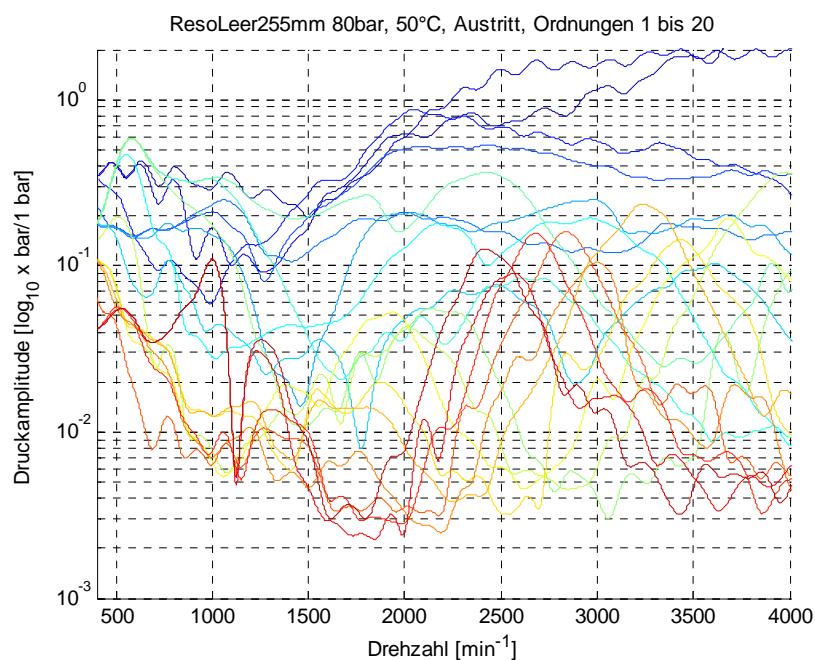


Bild 6: Ordnungsverfolgung, Ordnungen 1 bis 20

Ausgehend von den im vorangegangenen Kapitel vorgestellten Campbell Diagrammen lässt sich einfach eine Ordnungsverfolgung ableiten. Hierzu lässt man einen Laufindex entlang der Ordnungsstrahlen laufen und notiert die dabei auftretenden Amplituden, getrennt für jede Ordnung. Die resultierende Darstellung zeigt Bild 6. Hierbei werden die erste bis zwanzigste Ordnung betrachtet.

3.3 Ordnungsverfolgung kumuliert

Wie im vorangegangenen Kapitel gezeigt, wird durch die große Anzahl der relevanten Ordnungen die übliche gleichzeitige Darstellung der Ordnungen sehr unübersichtlich. Dies

kann durch die Darstellung der kumulierten Ordnungssumme verringert werden. Hierbei wird statt der n-ten Ordnung die Summe der Ordnungen 1 bis n aufgetragen, wie Bild 7 zeigt:

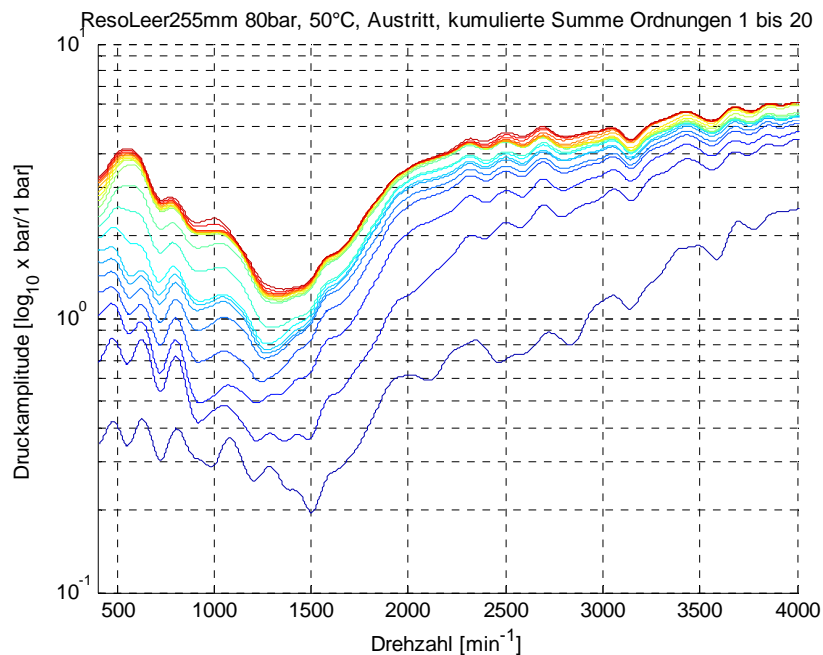


Bild 7: Kumulierte Summe zur Darstellung der Ordnungsverfolgung

3.4 Eindimensionale Kenngröße

Die Darstellung der kumulierten Summe ermöglicht den einfachen Vergleich einiger Konfigurationen im gleichen Diagramm, bei ausreichender Übersichtlichkeit. Zum Vergleich vieler Konfigurationen ist es aber wünschenswert, eine skalare Größe für die Pulsation zu verwenden. Dies erlaubt auch, in einem Diagramm auf einer Achse die Pulsation und auf der zweiten den Druckverlust als zweite Zielgröße darzustellen.

Zur Gewinnung dieses Wertes wurden mehrere Verfahren untersucht:

- Aufsummieren des Ganzfeldes (Campbell) der A-bewerteten Amplituden zwischen 400 und 4000 1/min sowie ~ 0 und 1500 Hz Pulsationsfrequenz
- Aufsummieren des Ganzfeldes (Campbell) der linearen Amplituden zwischen 400 und 4000 1/min sowie ~ 0 und 1500 Hz Pulsationsfrequenz.
- Aufsummieren aller Werte des kumulierten Ordnungs-Vektors, d.h. Anregungsdrehzahl von 400 bis 4000 1/min

Bringt man die untersuchten Konfigurationen anhand dieser Kennwerte in eine Reihenfolge, so zeigen die drei Methoden ähnliche Ergebnisse. Im Folgenden wird die Summation des Ganzfeldes der linearen Amplituden aufgrund der größeren Spreizung verwendet. Da der

Pulsationskennwert von den Messeinstellungen (Zeit, Abtastrate) und den FFT-Parametern (FFT Punkte, Overlap, Fensterung) abhängt, wird auf das Benutzen einer Einheit verzichtet. Zusätzlich zum Pulsationskennwert wird auch der Druckverlust betrachtet.

4. Ergebnisse

4.1 Schalthysterese

Es wurden Schaltversuche bei Volumenströmen von 4, 8 und 12 l/min durchgeführt. In Bild 8 sind für das Ventil V2 die Kurven für das Schaltverhalten dargestellt. Durch die Verwendung von Dreiecks-Rampen für den Austrittsdruck lassen sich Schaltzeitpunkte und Hysterese bestimmen. Es ist zu erkennen, dass auch bei hohen Volumenströmen die Schaltpunkte sich nur wenig verschieben. Dies deutet auf einen geringen Einfluss der Strömungskräfte hin.

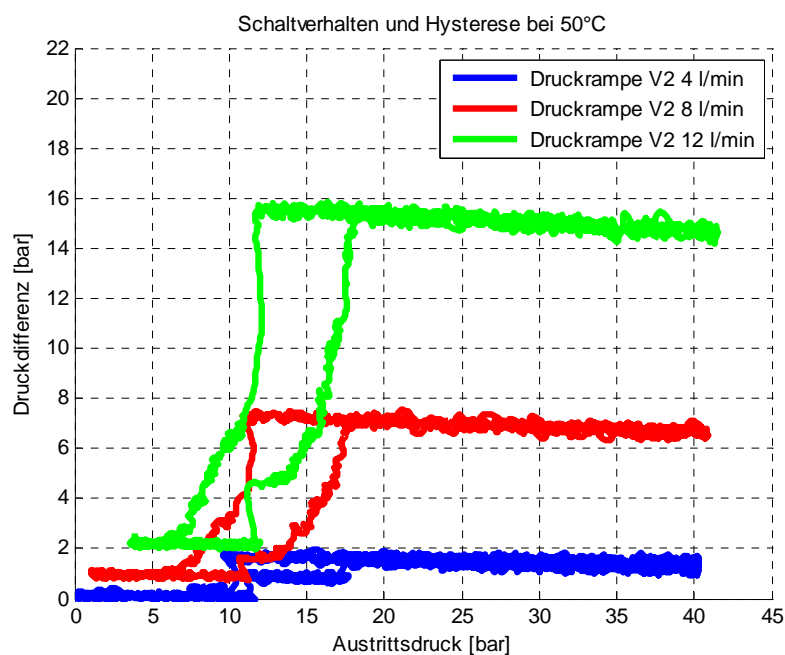


Bild 8: Schaltverhalten für Ventil V2 bei unterschiedlichen Volumenströmen

4.2 Druckverlust

Alle Messungen wurden bei 50°C (+/- 1,5K) durchgeführt, der Druckverlust wurde bei 11 l/min bestimmt. Für die Bestimmung des Druckverlusts wurde ein Drehzahlhochlauf durchgeführt, wobei die Ventile komplett geschaltet waren. Da die Drucksignale pulsationsbehaftet sind, werden sie tiefpassgefiltert und anschließend die Druckverlustkurve

mittels fehlerminimiertem quadratischen Polynoms bestimmt. Bei nicht geschaltetem Ventil zeigen alle Ventile um 1,6 bar Druckverlust bei 11 l/min. Resonatoren haben einen Druckverlust von ca. 2,0 bar. Im geschalteten Zustand erzeugt der frühe Prototyp 19 bar Druckverlust, während die Ventile aus der späteren Musterphase die Vorgabe von 13 bar erfüllen.

4.3 Pulsationskennwert

Mit dem in Kapitel 3.4 vorgestellten Verfahren zur Gewinnung einer skalaren Pulsationskenngröße und dem während eines Drehzahlhochlaufs bestimmten Druckverlust, lassen sich die gemessenen Konfigurationen in einem Diagramm darstellen. Eine Auswahl zeigt Bild 9.

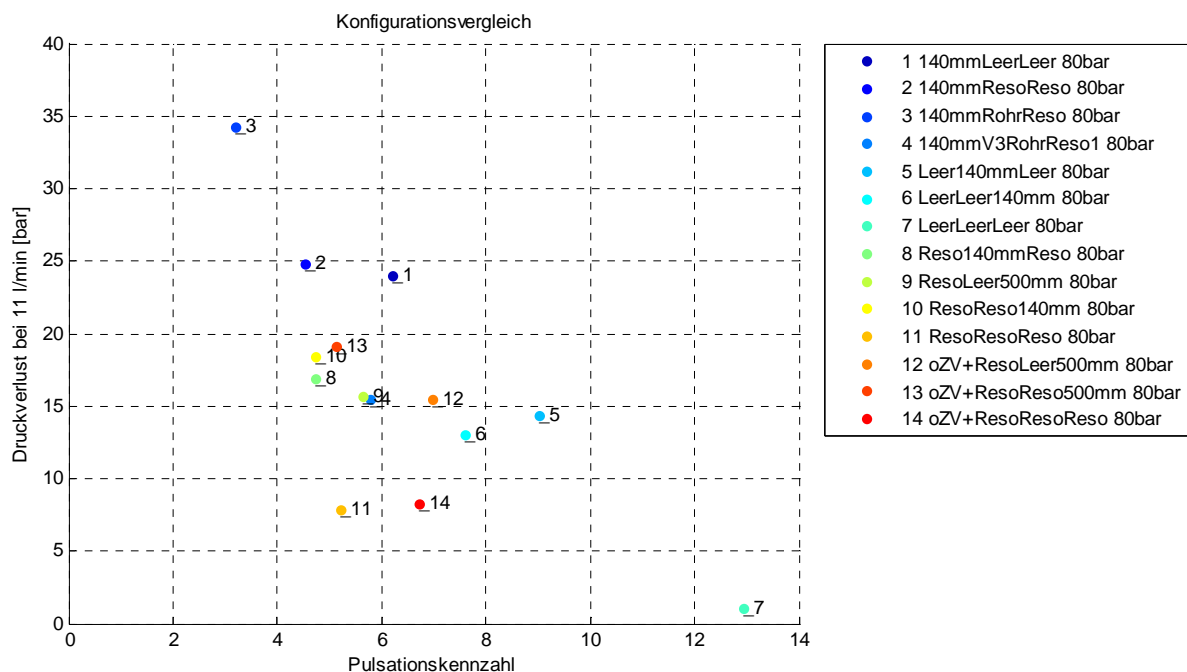


Bild 9: Darstellung von Druckverlust vs. Pulsation einiger Konfigurationen bei 80 bar

Man erkennt, dass die Serienlösung (11), bestehend aus drei Resonatoren, einen geringen Durchflusswiderstand bei guter Pulsationsminderung liefert. Die besten Konfigurationen mit dem Schaltventil haben allerdings bessere pulsationsmindernde Eigenschaften, auf Kosten eines teilweise deutlich erhöhten Druckverlustes.

4.4 Ordnungsverfolgung

Für die weitere Untersuchung wurden Konfigurationen nicht weiter untersucht, deren Kombination von Schlaucheinbauten zu teuer ist. Das betrifft insbesondere Konfigurationen mit mehr als einem Schaltventil.

Aus der Auswertung der Gesamtübersicht in Bild 9 ergab sich, dass die mittlere, kürzeste Kammer den geringsten Einfluss auf die Pulsation hat. Einsparungen sind deshalb am Ehesten hier möglich. Eine Auswahl der Konfigurationen wird im Folgenden dargestellt.

4.4.1 Verzicht auf das Zusatzvolumen am Pumpenaustritt

Die Pumpe besitzt am Austritt des Radialkolbenteils ein Zusatzvolumen, das als zusätzliche hydraulische Kapazität dient. Dieses Teil wird durch einen aufwändigen Fertigungsprozess hergestellt und ist daher kostenintensiv.

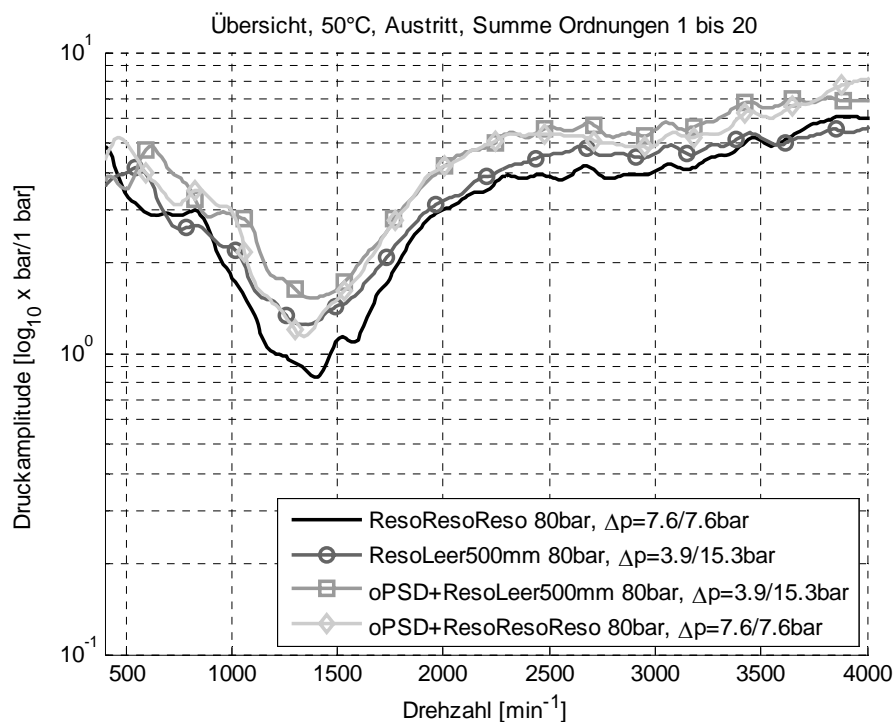


Bild 10: Verzicht auf den Pulsationsdämpfer am Pumpenaustritt

Das Entfernen des Zusatzvolumens am Pumpenaustritt zieht eine Erhöhung der Pumpenpulsation im gesamten Frequenzbereich nach sich, wie Bild 10 belegt. Dies gilt sowohl für die Serienleitung als auch für die Schaltdrossellösung. Wenn aber statt des Zusatzvolumens eine zweite Kammer mit Resonator verwendet wird, erhält man bei geringen Kosten eine sehr gute Pulsationsminderung, bis auf den Bereich zwischen 900 und 1700 min^{-1} , wo der Serienschlauch (mit Zusatzvolumen) deutlich besser ist. Wie Bild 11

zeigt, ist der Dreikammerschlauch mit Schaltdrossel und ohne Pulsationsdämpfer einem Zweikammerschlauch mit Pulsationsdämpfer in der Pulsationsminderung überlegen. Außerdem ist der Entfall des Pulsationsdämpfers preislich interessant. Der Druckverlust im ungeschalteten Zustand liegt zwar höher als der des Zweikammerschlauches, aber noch knapp unter Serienniveau.

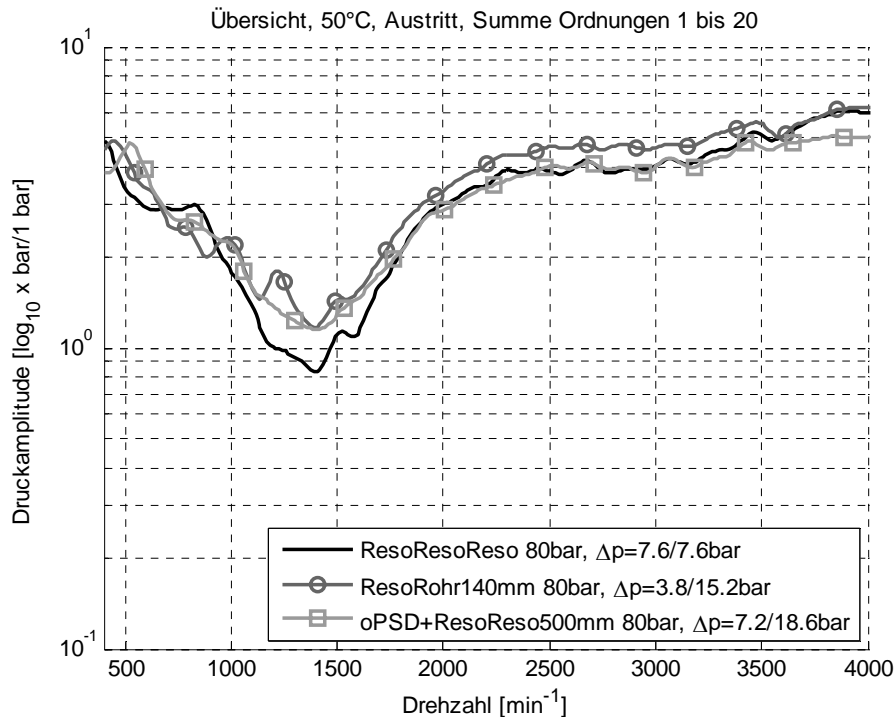


Bild 11: Vergleich Entfall des Pulsationsdämpfer mit Entfall der zweiten Schlauchkammer

4.4.2 Erhöhung des Druckverlustes in der Schaltdrossel

Um zu überprüfen, wie die Höhe des Druckverlustes in der Schaltdrossel mit der Pulsationsminderung korreliert, wurde die erste Kammer als dritte Kammer benutzt, da das in der ersten Kammer montierte Ventil einen deutlich höheren Druckverlust hat.

Bild 12 zeigt, dass die Steigerung des Druckverlustes von 15 auf fast 40 bar eine deutliche Verbesserung der Pulsationen im mittleren und hohen Drehzahlbereich bewirkt. Wegen des deutlich höheren Druckverlustes hat diese Lösung keine Serienchance.

Da der Unterschied im Druckverlust der nicht-geschalteten Ventile minimal ist, kann eine identische Pulsationsminderung bei Umlaufdruck erwartet werden. Bild 12 zeigt, dass sich die beiden Konfigurationen entsprechend verhalten.

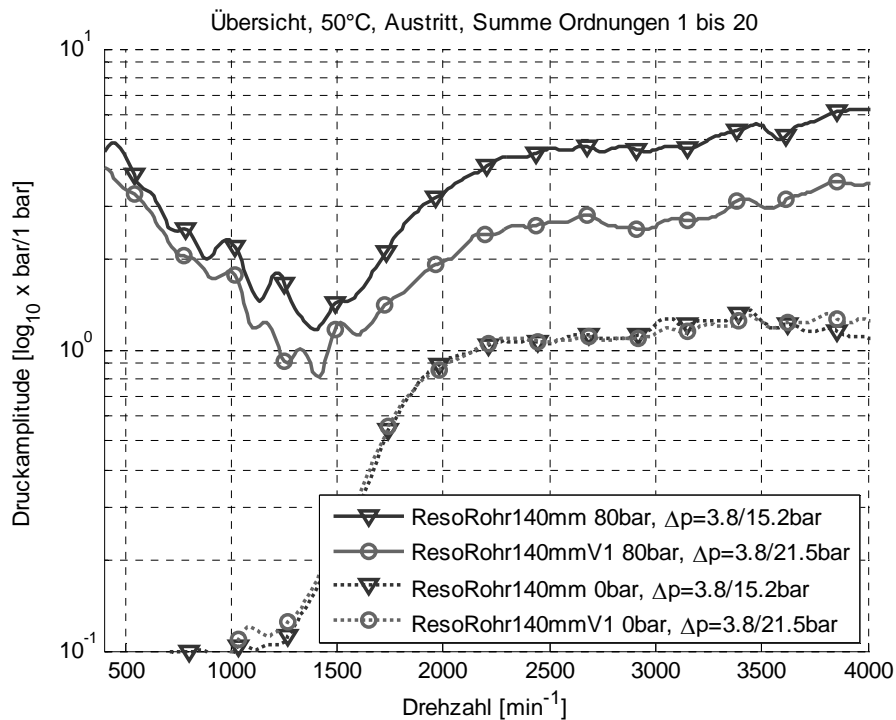


Bild 12: Einfluss des Druckverlusts in der Schaltdrossel auf die Pulsation

4.4.3 Notwendigkeit einer Resonatorkammer

Da die Schaltdrossel im ungeschalteten Zustand nur eine minimale Aufstauwirkung hat, ist die Pulsationsminderung bei Umlaufdruck sehr gering. Insbesondere bei hohen Drehzahlen sind Konfigurationen ohne Resonator sehr schlecht, weswegen der Einsatz mindestens einer Resonatorkammer sinnvoll ist. Bild 13 zeigt den Vergleich zwischen zwei Konfigurationen mit und ohne Resonator bei 80 bar und bei Umlaufdruck. Man erkennt, dass bei hohem Druck der Resonator einen deutlich positiven Einfluss hat und sich das bei Umlaufdruck noch verstärkt. Es wird deshalb nur in Ausnahmefällen möglich sein, komplett auf Resonatoren zu verzichten.

Bild 14 zeigt die Vorteile, die die Serienlösung bei Umlaufdruck gegenüber zwei Schlauchkonfigurationen hat, die bei 80 bar Austrittsdruck ungefähr gleichwertige Eignung zeigen.

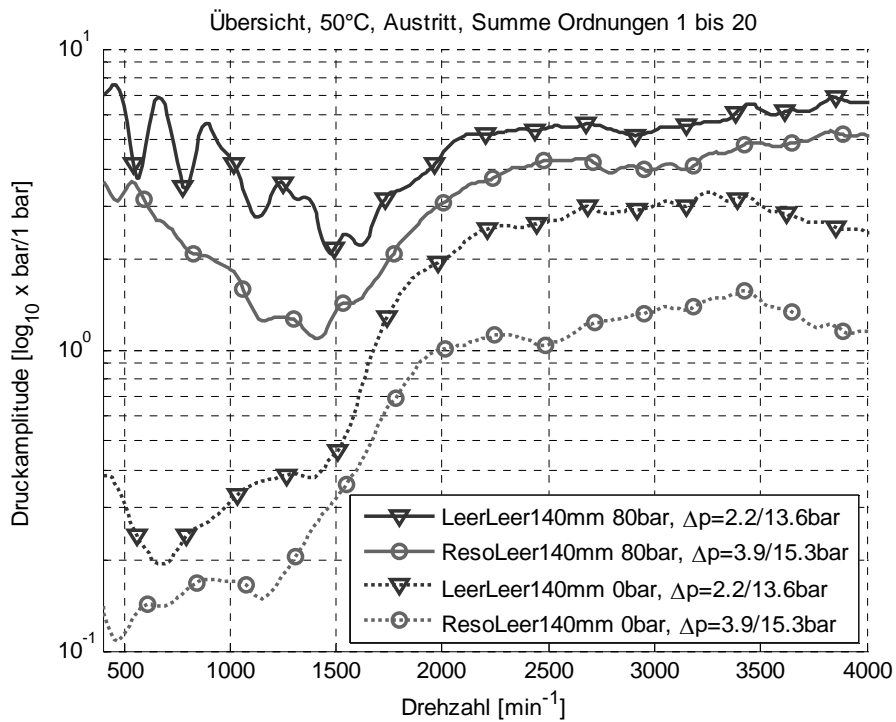


Bild 13: Vergleich von Konfigurationen mit und ohne Resonator

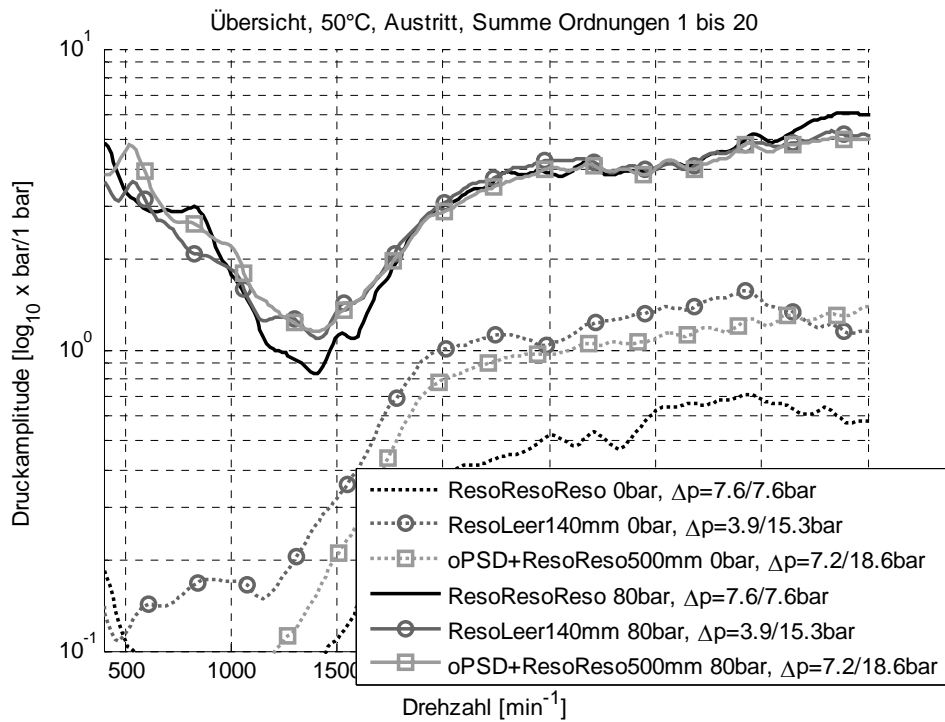


Bild 14: Vergleich bei Umlaufdruck von Konfigurationen, die bei 80 bar ähnliche Eigenschaften haben

5. Fazit und Ausblick

Ein selbsttätig druckabhängig schaltendes Drosselventil für den Schlaucheinbau wurde vorgestellt. Untersuchungen am Prüfstand haben gezeigt, dass dieses Ventil in der Lage ist, Pulsationen am Schlauchaustritt wirksam zu reduzieren. Bei ersten Werkbank-Untersuchungen wurde die Wirksamkeit des Ventils auch in einem fahrzeughen System bestätigt.

Das Ventil ist eine Alternative und Ergänzung zu herkömmlichen pulsationsmindernden Maßnahmen. Im Vergleich zum Resonator fällt der deutlich höhere Druckverlust im geschalteten Zustand auf. Im nicht geschalteten Zustand ist der Druckverlust zwar etwas geringer als bei üblichen Resonatoren, dafür ist auch die Pulsationsminderung deutlich reduziert. Hier kommt es auf die Verteilung der Betriebszustände an, ob das Ventil CO₂-neutral eingesetzt werden kann.

Bei besonders schwierigen Abstimmungsproblemen bietet das Ventil wegen seiner kurzen Bauform die Möglichkeit, es zusammen mit einem Resonator innerhalb einer Schlauchkammer einzusetzen und so die Effekte beider Maßnahmen zu kombinieren.

Zur Optimierung der Energieaufnahme ist bei Open-Center-Regelsystemen eine fahrzustandsorientierte Regelung des Volumenstroms denkbar, z.B. im Falle einer Radialkolbenpumpe durch Verwendung einer aktiven Saugregelung. Die Druckverluste im System sinken dann im unbelasteten Zustand weiter ab. Darüber hinaus unterschreitet der Systemdruck den unteren Schaltpunkt des Dämpfungsventils weiter als im unregulierten System. Dies reduziert die Zeitanteile des geschalteten Zustands und wirkt sich somit zusätzlich günstig auf die Leistungsaufnahme aus.

Literatur

- [1] Hofmann, M.: Messung des Übertragungsverhaltens von Servolenkdehnschlauchleitungen am Fahrzeug und am Prüfstand sowie Geräusch- und Schwingungsmessung zur Bewertung des Gesamtverhaltens, Diplomarbeit, TU Darmstadt 1996
- [2] Hamadeh, N.: Adaptive Pulsationsdämpfung für hydraulische Antriebe, Diplomarbeit, TU Darmstadt, 2006
- [3] Jochum, N.: Analyse der erforderlichen Dynamik von Druckversorgungen für hydraulische OC-Lenkssysteme, Studienarbeit, TU Darmstadt, 2005