

Mechanisch vollvariabler Ventiltrieb am Turbomotor: Verbrauchsvorteil und Vollastverhalten

Prof. Dr.-Ing. Rudolf Flierl, Dipl.-Ing. Mark Paulov, Technische Universität Kaiserslautern
Dipl.-Ing. Andreas Knecht, Hilite Hydraulik-Ring GmbH, Nürtingen
Prof. Dr.-Ing. Wilhelm Hannibal, enTec CONSULTING GmbH, Hemer

Abstract

A 2.0 l turbo charged gasoline engine with the mechanically fully variable valve train UniValve of the Hilite Hydraulik-Ring Company has been investigated on a test bed at the University of Kaiserslautern. To evaluate the valve train influence between the engine's mode with and without the variable inlet valve variation the test engine has been modified only by replacing the inlet valve components. First results of the mechanical behaviour, full load behaviour and fuel consumption at part load have been measured. These results are compared to the normal aspirated gasoline engine. In both cases the engines have been driven throttled and throttle free through the variable valve train. The dynamic behaviour of the turbocharger version has been investigated too. The only modification of the engine is the turbo charger, the valve train and the intake manifold hasn't been changed. The results have been compared with GT-Power simulations. The fuel consumption at the map point 2,000 rpm/2bar could be improved up to 15 % through the throttle free load control. The low end torque has been increased by 10 %.

1 Einleitung

Der variable Ventiltrieb hat sich in den letzten 25 Jahren an Ottomotoren derart etabliert, dass heutzutage eher die Frage gestellt wird, wie viele Möglichkeiten der Variabilität auch zukünftig noch zu nutzen sind, damit weitere CO₂-Reduktionen erzielt werden. Nockenwellenverstellungen mit der stufenlosen Variation der Steuerzeit sind auch an modernen neuen kleinen Motoren Stand der Technik. Ventilumschalt- und Ventilabschaltkonzepte nach Einführung der V-TEC-Technologie bei der Fa. Honda sind weltweit an vielen Motoren umgesetzt worden. Vollvariable Ventilsteuerungen auf Basis eines mechanischen Wirkprinzips sind nach einer flächendeckenden Serieneinführung bei der Fa. BMW auch an 1,6 l Saugmotoren von der Fa. PSA in Serie [1], [2].

Aktuell kommen Motoren mit mechanisch vollvariablem Ventiltrieb in großen Stückzahlen aus Japan neu auf den Markt, die dem eingeschlagenen Weg von BMW folgen. Neben den an Serienmotoren zu findenden Lösungen von Nissan und Mitsubishi hat Toyota gerade ihr System Valvematic neu an einem Vierzylinder-Ottomotor vorgestellt, [3]. Auch von Honda ist das „Advanced V-TEC“ System als neue vollvariable mechanische Ventilsteuerung angekündigt, womit im Vergleich zur stufenweisen Variation der Ventilerhebung weitere Verbrauchssenkungen genannt werden.

In Forschung und Entwicklung wird derzeit verstärkt an der Fragestellung gearbeitet, inwieweit durch mechanische vollvariable Ventilsteuerungen an Ottomotoren mit Turboaufladung und Direkteinspritzung sich weitere Verbrauchspotenziale erschließen lassen. Um die Funktions- und Entwicklungspotentiale eines mechanisch vollvariablen Ventiltriebs hinsichtlich dieser Fragestellung weiter zu quantifizieren, werden mit der Ventilsteuerung „UniValve“ der Fa. Hilite Hydraulik-Ring an der Technischen Universität in Kaiserslautern an einem Serien- Vierzylindermotor umfangreiche Untersuchungen durchgeführt, [4] bis [9].



Bild 1: Turboladeranordnung am 2.0 l Versuchsmotor mit vollvariabler Ventilsteuerung

Bei der Einführung von variablen Ventilsteuerungen an Serienmotoren wurde bisher nicht nur der Ventiltrieb, sondern meist der komplette Motor, häufig auch in seiner Grundauslegung neu gestaltet, so dass erreichte Funktionsverbesserungen des neuen Motors nicht einzelnen Innovationen zugeordnet werden können. Deshalb wird sich bei den dargestellten Untersuchungen auf die Basis eines Vierzylinder- Serienmotors bezogen, der ohne Wechsel des Grundmotors auf die vollvariable Ventilsteuerung UniValve umgerüstet wurde. Lediglich die Einlassventilseite wird mit der neuen Ventilsteuerung ausgerüstet. Dabei wurde im ersten Schritt der Originalkolben und damit auch der Originalbrennraum verwendet, Kanäle und Ventile bleiben ebenso gleich. Das UniValve-Ventiltriebssystem kann selbst in einen kompakten Zylinderkopf mit beherrschbaren Änderungen integriert werden, ohne dass Sauganlage, Nebenaggregate oder Abgasanlage modifiziert werden müssen. An diesem Grundmotor kann zusätzlich Turboaufladung und Direkteinspritzung dargestellt werden. Damit besteht die Möglichkeit, sechs Motorkonzepte zu vergleichen: Saugmotor, Turbomotor und Turbomotor mit Direkteinspritzung gedrosselt mit Vollhub und drosselfrei mit vollvariablen Einlassventilhuben.

An dieser Stelle werden erste Ergebnisse zum Volllast- und zum Verbrauchsverhalten am Saugmotor und am Turbomotor mit und ohne variablen Ventiltrieb dargestellt.

2 Funktionsbeschreibung UniValve

Das Ventiltriebssystem „UniValve“ ist ähnlich wie die „Valvetronic“ von BMW als Kurvengetriebe aufgebaut. Beide Ventiltriebskonzepte verwenden konventionelle Rollenschlepphebel, die die Ventilbetätigung vornehmen. Zusätzlich ist jeweils ein Zwischenhebel zwischen Nocken und Rollenschlepphebel mit einer Arbeitskurve vorgesehen, über deren Lageänderung die gewünschte Variabilität der Ventilerhebung erzeugt wird. Im Gegensatz zu BMW wird ein Kipphebel als Zwischenhebel verwendet, der in einer Kulisse bei jeder Drehung der Nockenwelle abläuft.

Die Motivation für den Einsatz eines Kipphebels als Zwischenhebel ist bei dieser Konstruktion vorteilhaft bezüglich des Massenausgleichs während der Dreh- bzw. Kippbewegung, wodurch sich das System hervorragend auch für hohe Drehzahlen eignet. Der Ventilhub und damit gekoppelt die Öffnungszeit werden durch Verdrehen der Exzenterwelle eingestellt. Zwei dieser Kipphebel sind auf einer Achse angeordnet, so dass bei einem Vierventilmotor die Bauteileanzahl reduziert wird und nur drei Rollen für ein Ventilpaar verwendet werden. Mit dieser so genannten Gabelhebel Konstruktion entsteht ein deutlicher Kosten- und Toleranzvorteil, **Bild 7**.

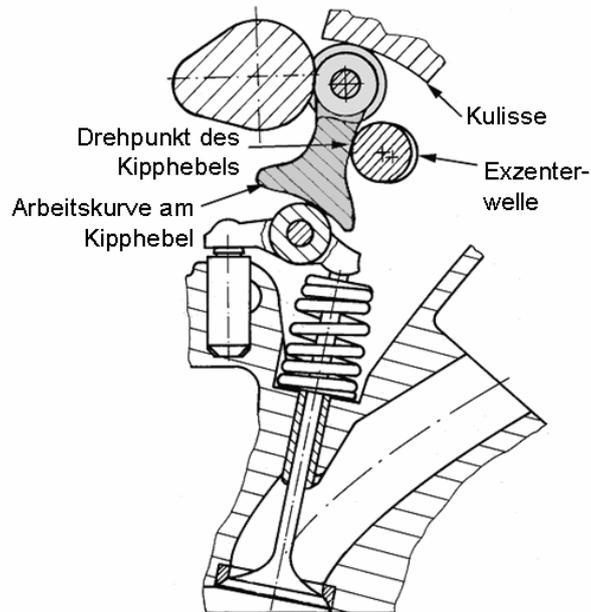


Bild 2: Schematischer Aufbau des vollvariablen Ventiltriebs UniValve

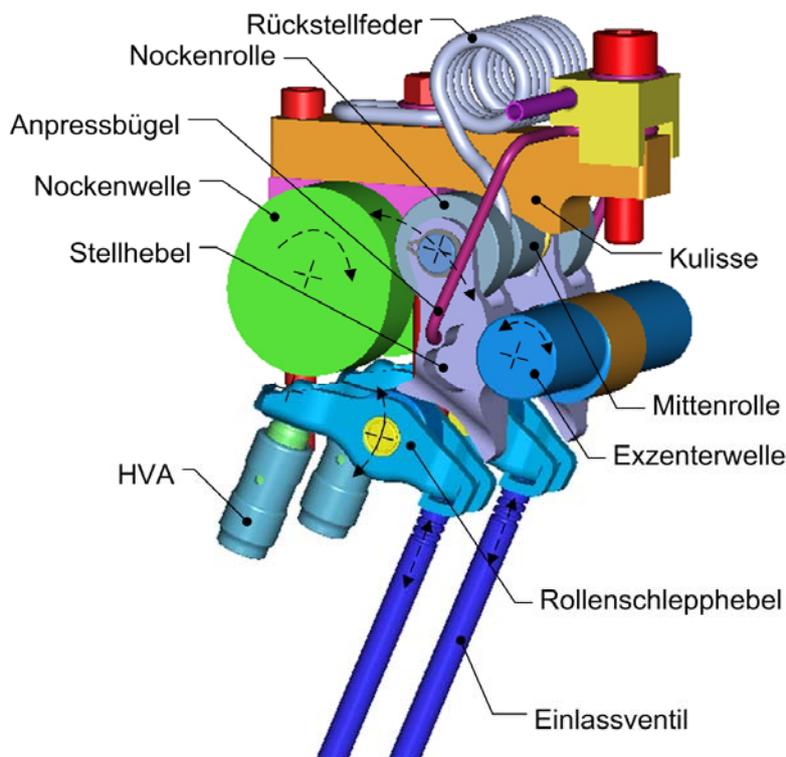


Bild 3: Komplette Ventiltriebsbaugruppe für zwei Einlassventile

In **Bild 2** und **Bild 3** ist der schematische Aufbau des UniValve Systems im Schnitt dargestellt. Der Zwischenhebel oder Stellhebel ist als Kipphebel ausgeführt und stützt sich mit seiner Arbeitskurve am Rollenschlepphebel, am Nocken mit einer Rolle, an der Exzenterwelle mit einem Gleitkontakt und mit einer separat für zwei Kipphebel existierende Rolle in der zwischen den Ventilebenen liegenden Kulisse ab, in welcher diese Stützrolle sich auf einer Kreisbahn bei jeder Nockendrehung bewegt. Durch Verdrehung der Exzenterwelle wird der Ventilhub vom Nullhub bis zum Maximalhub hin verändert.

Zur Verstellung des Ventilhubes wird beim UniValve- System eine so genannte „Innenexzenterwelle“ verwendet, bei der die Exzenterkontur in allen Ausdehnungen innerhalb der Hüllkurve des Lagerdurchmessers der Welle bleibt. Die Exzenterwelle wird aus einem centerless geschliffenen Rundstab hergestellt. Sie kann dann in einer Bohrung im Zylinderkopf gelagert und von einem Ende

des Zylinderkopfes montiert werden, d. h. Lagerdeckel und Lagerdeckelverschraubungen sind nicht notwendig.

Am Ende der Exzenterwelle befindet sich ein Schneckenrad, das über einen Elektromotor die Verstellung der Exzenterwelle vornimmt, **Bild 4**. Je Zylinder ist eine Rückstellfeder vorgesehen, die den Kontakt der Hebelbaugruppe zum Nocken sicherstellt. Die Montage des Systems in den Zylinderkopf erfolgt ohne Spezialwerkzeuge. Mit dem Anschrauben der Kulisse ist das System im Zylinderkopf fixiert, ohne dass eine zusätzliche Einstellung der Bauteile erforderlich ist.

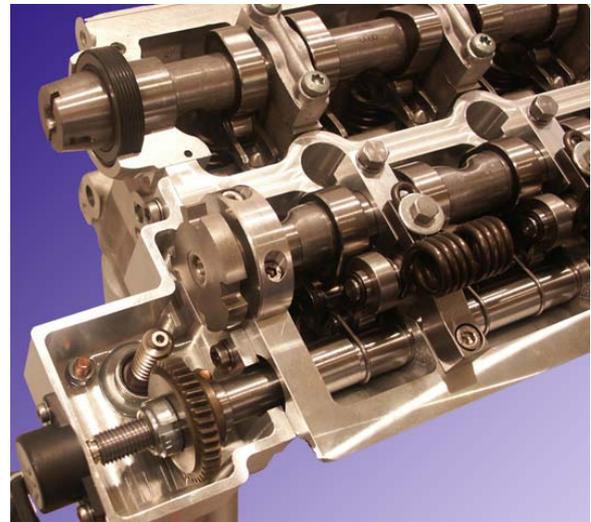


Bild 4: Einbau des UniValve Systems in den 2,0 l Vierzylindermotor

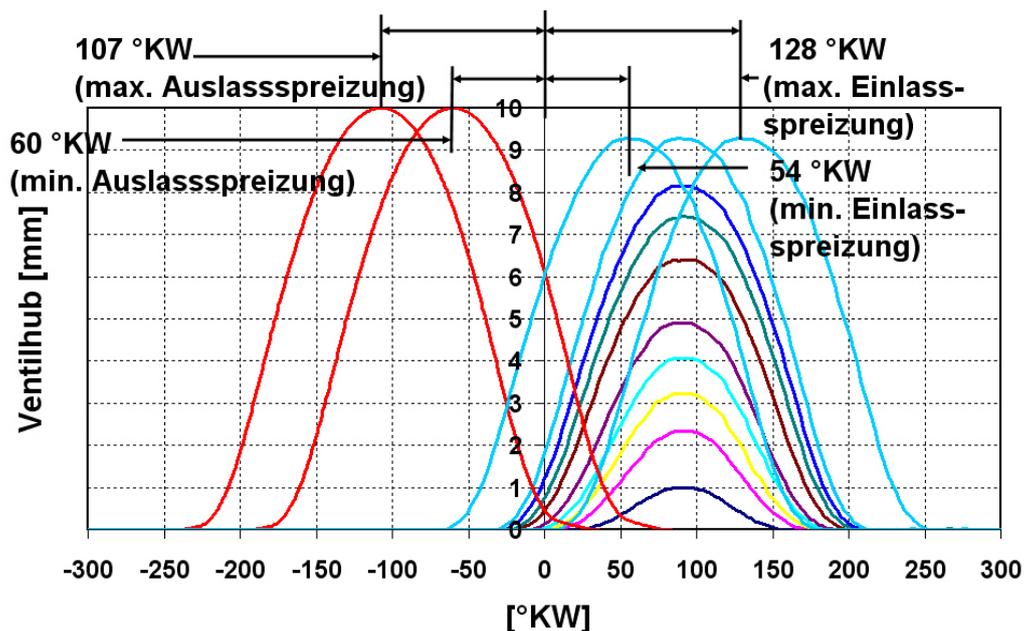


Bild 5: Ventilhubscharen während der Versuchsdurchführung

In **Bild 5** sind mögliche Hubscharen dargestellt, die durch ein Verstellen der Exzenterwelle erreicht werden können. Es können alle Ventilhubbe zwischen 0 und 10 mm stufenlos eingestellt werden. Ferner sind die mit dem Nockenwellenversteller gewählten Spreizungen aufgezeigt, die im Versuchsprogramm verändert wurden.

Die Auslegung der Ventilhubkurve des UniValve Systems erfolgt mit einem Simulationsprogramm. Mit diesem Programm kann die Rampenhöhe und Länge, die Höhe der Öffnungsbeschleunigung und der Schließbeschleunigung genau auslegt und vorausgerechnet werden. Die ausgelegten Rampen in der Ventilbeschleunigung können frei gestaltet werden. So zeigt das mittlere Diagramm von **Bild 6** eine Rampe mit konstanter Beschleunigung. Besonders zu beachten ist, dass die Auslegung der

maximalen Öffnungs- und Schließbeschleunigung derart beeinflusst werden kann, dass die Maxima der bezogenen Beschleunigungen zu den Teilhüben zunehmen und das absolute Maximum bei einem Teilhub auftritt (s. **Bild 6** oben), bzw. das absolute Maximum der Öffnungsbeschleunigung bei Vollhub zu finden ist und zu den Teilhüben hin die Maxima abnehmen (s. **Bild 6** Mitte). Des Weiteren können auch Auslegungen mit abgesenkten Schließbeschleunigungen realisiert werden (**Bild 6** unten). Dadurch wird die Höhe und Lage der auftretenden Belastung auf die Ventiltriebsbauteile beeinflusst, die respektive bei einem Teilhub oder bei Maximalhub liegen kann.

Die Ventilsteuerung wurde an verschiedenen Verbrennungsmotoren erprobt. Die Evolutionsstufen der Gabelhebel bzw. Kipphebel sind in **Bild 9** dargestellt. Durch eine konsequente Reduzierung der Bauteilgröße mit dem Einsatz von kombinierten FEM- und MKS- Methoden konnte das Bauteilgewicht und damit die bewegte Masse deutlich reduziert werden. Der Gabelhebel führt eine Drehbewegung um den Kontakt zur Exzenterwelle durch. Die Massenverteilung, bezogen auf diesen Drehpunkt, wird weitgehend ausgeglichen, so dass sich dieses System besonders gut für hohe Drehzahlen eignet. Eine Hebelgruppe eines Hochdrehzahlmotors zeigt **Bild 8**.

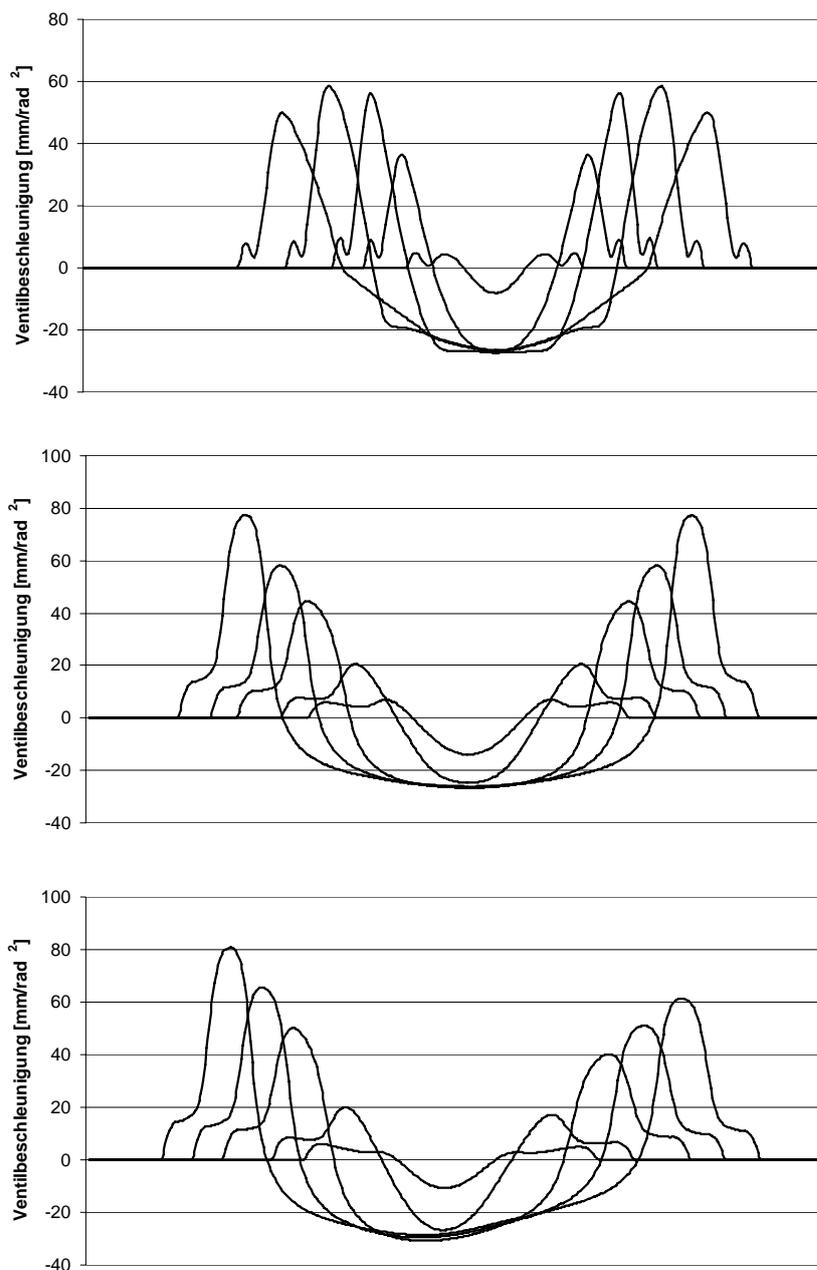


Bild 6: Drei verschiedene Varianten für mögliche Beschleunigungsverläufe am Ventil

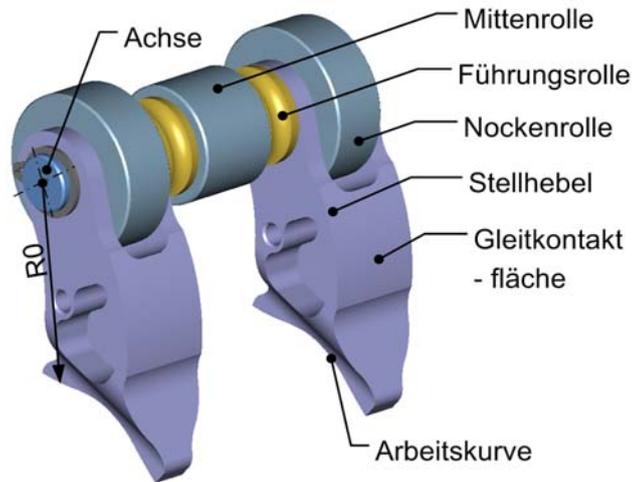


Bild 7: Gabelhebelausführung des Versuchsmotors mit den Kipphebeln auf einer gemeinsamen Achse



Bild 8: Gabelhebelausführung für ein Hochdrehzahlkonzept

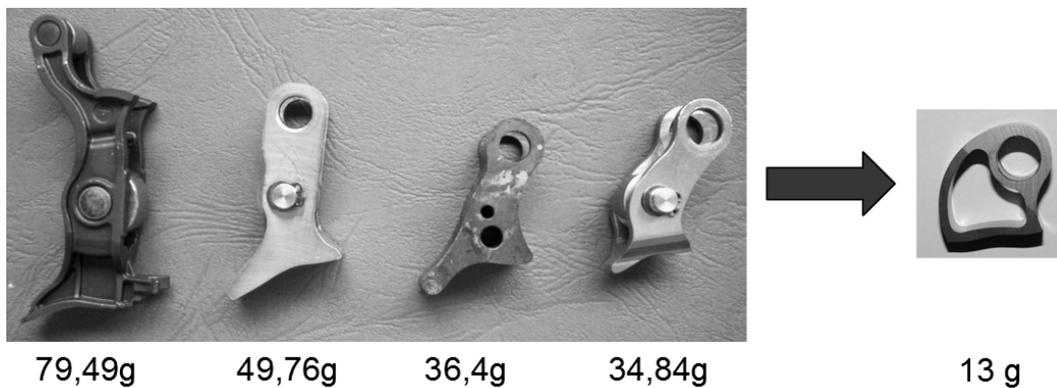


Bild 9: Prototypen von Kipphebeln im Vergleich zum Hebel der Valvetronic I (links dargestellt)

3..Die Motivation für den Einsatz des vollvariablen Ventiltriebs und das daraus resultierende Versuchsprogramm

Die Hauptmotivation des Einsatzes des vollvariablen Ventiltriebs liegt in der Kraftstoffverbrauchssenkung und in der Senkung der Emissionen oder wenigstens in der Einhaltung zukünftiger Emissionsstandards. Eine weitere Zielsetzung des Einsatzes betrifft die Steigerung der Dynamikeigenschaften eines Verbrennungsmotors; bei Turbomotoren der Verbesserung des Ansprechverhaltens des Turboladers.

Die Verbrauchsverbesserung durch eine drosselfreie Laststeuerung mit vollvariablem Ventiltrieb wird bei einem Ottomotor erreicht durch:

- Reibungsreduktion im Ventiltrieb ca. 1 bis 2%, durch eine verbesserte Gemischaufbereitung beim Einströmen im Zylinder und infolge von Restgas im Zylinder,
- durch eine Wirkungsgradverbesserung, indem in der Teillast der Zylinder durch Restgas zusätzlich gefüllt wird,
- durch eine Reduktion der Ladungswechselerbeit einschließlich des Expansionsverlustes.

Der Kraftstoffverbrauch wird erhöht durch:

- zusätzliche Kräfte und Momente zur Verstellung des Ventilhubes und zum Halten eines eingestellten Ventilhubes,
- durch „schlechtere“ Gemischaufbereitung bzw. Verdampfungsbedingungen des Kraftstoffes, da der Kraftstoff bei Saugrohrinspritzung in das Saugrohr mit höherem Druck eingespritzt wird,
- durch erhöhte Wandwärmeverluste, wenn die Gemischtemperatur durch die Zumischung von Restgas erhöht wird.

Betrachtet man zunächst einen stationären Betriebspunkt (z.B. 2000 1/min und 2bar), so ist die Reibungsveränderung durch den reduzierten Ventilhub von ca. 10 mm auf ca. 1 mm gut und einfach mit Schleppversuchen messbar. Auch die Kräfte und Momente, die zum „Halten“ des eingestellten Ventilhubes notwendig sind, sind messbar und hinsichtlich des zusätzlichen Kraftstoffverbrauches gut erfassbar.

Anders sieht es mit der Wirkung des Restgases auf die Gemischaufbereitung, die Wandwärmeverluste und Ladungswechselverluste aus. In Motoren mit gedrosselter Laststeuerung werden die Ladungswechselerbeit und die Höhe der Restgasmenge durch die Ein- und Auslassspreizung beeinflusst, so dass der Einfluss auf den Verbrauch nicht zugeordnet werden kann.

Bei einer drosselfreien Laststeuerung ist dagegen ab einer Auslassspreizung von ca. 80 °KW die Restgasmenge nahezu unabhängig von der Einlassspreizung, so dass bei konstanter Auslassspreizung der Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch zugeordnet werden kann.

4 Versuchsprogramm

Mehrere Motorvarianten mit dem vollvariablen Ventiltrieb wurden bisher untersucht. Am Prüfstand wurde der Motor gedrosselt betrieben, d.h. mit Drosselklappe und maximalem Ventilhub, und auch drosselfrei, d.h. die Drosselklappe war vollständig geöffnet und die Last wurde über den variablen Ventilhub eingestellt. Der Motor wurde als Saug- und Turbomotor betrieben mit gedrosselter und drosselfreier Laststeuerung. Der Zylinderkopf eines Saugmotors wurde konstruktiv so verändert, dass der vollvariable Ventiltrieb appliziert werden konnte. Der Brennraum, die Ein- und Auslasskanäle sowie der Grundmotor wurden nicht geändert. Der aufgeladene Motor unterscheidet sich durch die Abgasanlage (**Bild 1**) und eine Änderung der Ansaugseite durch Hinzufügen eines Ladeluftkühlers. Die originale Ansauganlage mit Drosselklappe und die Verdichtung des Motors wurden nicht geändert. Für die folgenden Versuche bedeutet dies, dass die Messungen am 2,0 l Vierzylindermotors miteinander aufgrund des identischen bzw. gleichen Grundmotors und dem gleichen Zylinderkopfdesign vergleichbar sind für die Fälle:

- gedrosselter Saugmotor
- ungedrosselter Saugmotor
- gedrosselter aufgeladener Motor
- ungedrosselter aufgeladener Motor

Um die unterschiedlichen Motorbetriebsarten miteinander vergleichen zu können, wurde ein GT-Power Modell erstellt. In diesem Modell wurden zur besseren Abbildung der Messwerte, gemessene Ventilhubkurven verwendet, da bei vollvariablen Ventiltrieben die Ventilbeschleunigung von der Motordrehzahl abhängig ist, **Bild 10**.

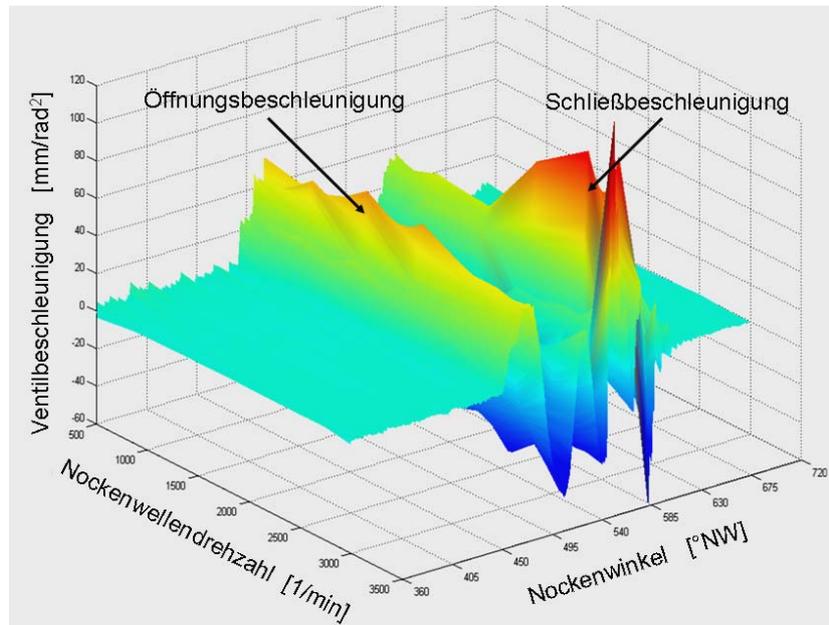


Bild 10: Gemessenen Ventilbeschleunigungen für den Modellabgleich der Ladungswechselsimulation

Die bezogene Ventilschließbeschleunigung kann so ausgelegt werden, dass sie mit abnehmendem Hub zunimmt. Bei hohen Drehzahlen können die Schließbeschleunigungen so ausgelegt werden, dass die Ventiltriebskräfte nicht die zulässigen Werte überschreiten, aber trotzdem die maximale Motorleistung dargestellt werden kann. Für die mittleren Drehzahlen, wo das Drehmomentmaximum liegt, kann die Schließbeschleunigung somit ihren Maximalwert von bis zu 80 mm/rad^2 erreichen. Dies ist ein großer Vorteil gegenüber den elektromechanischen Ventiltrieben bei denen die Ventilschließbeschleunigung mit zunehmender Motordrehzahl abnimmt.

Um das Emissions- und Verbrauchsverhalten des Motors bei dem Lastpunkt $n = 2000 \text{ 1/min}$ und $p_{me} = 2 \text{ bar}$ analysieren zu können, wurde ein so genannter Phasenschnitt gefahren, d.h. bei konstanter Auslassspreizung wurde die Einlassspreizung variiert, (Bild 5). Der Grundmotor ist mit einem Phasensteller auf der Einlassseite ausgerüstet, welcher eine Verschiebung der Spreizung von 40°KW zulässt. Um die Einlassspreizung in einem Bereich von 120°KW bis 50°KW verändern zu können, muss zusätzlich die Einlassnockenwelle verdreht werden, indem man die Einlassnockenwelle um einen Zahn des Kettenrades in der Winkellage bezüglich zur Auslassnockenwelle dreht. Da auf der Auslassnockenwelle kein Phasensteller vorhanden ist, kann auch hier Spreizung der Auslassnockenwelle nur schrittweise verstellt werden.

5 Versuchsergebnisse

5.1 Verbrauchsmessungen bei Teillast am Saugmotor

Der gemessene Verbrauch des Saugmotors mit Drosselklappe und des drosselfreien Saugmotors mit vollvariablem Ventiltrieb ist in Bild 11 dargestellt. Im gedrosselten Motorbetrieb, d.h. mit maximalem Ventilhub wird der Verbrauch aufgrund des Einlassphasenstellers um 4 % beim originalen Motor und um 3 % beim UniValve Motor reduziert. Die geringe Verbrauchsreduktion beim gedrosselt betriebenen UniValve Motor ist auf die Zunahme der Reibung durch den vollvariablen Ventiltrieb bei Vollhub zurückzuführen.

Im drosselfreien Betrieb nimmt der Verbrauch kontinuierlich mit der Einlassspreizung bei konstanter Auslassspreizung ab. Wird die Auslassspreizung verringert, so nimmt auch der Verbrauch ab. Die Verbrauchskurve mit geringerer Auslassspreizung ist nahezu eine Parallelverschiebung der Verbrauchskurve mit großer Auslassspreizung. Der niedrigste Verbrauch im drosselfreien Betrieb wurde bei einer Auslassspreizung von 60°KW erzielt. Wird die Auslassspreizung weiter verringert, z.B. auf 54°KW , so nimmt der Verbrauch wieder zu. In der Summe sind 14 % Verbrauchseinsparung möglich im Vergleich zum gedrosselten Motor mit einer festen Ein- und Auslassspreizung. Im Vergleich zum Serienmotor mit einem Phasensteller auf der Einlassseite ist eine

Verbrauchsminderung von 10 % möglich. Im Vergleich zum UniValve Motor im gedrosselten Betrieb beträgt der thermodynamische Vorteil des drosselfreien Motors 14 %.

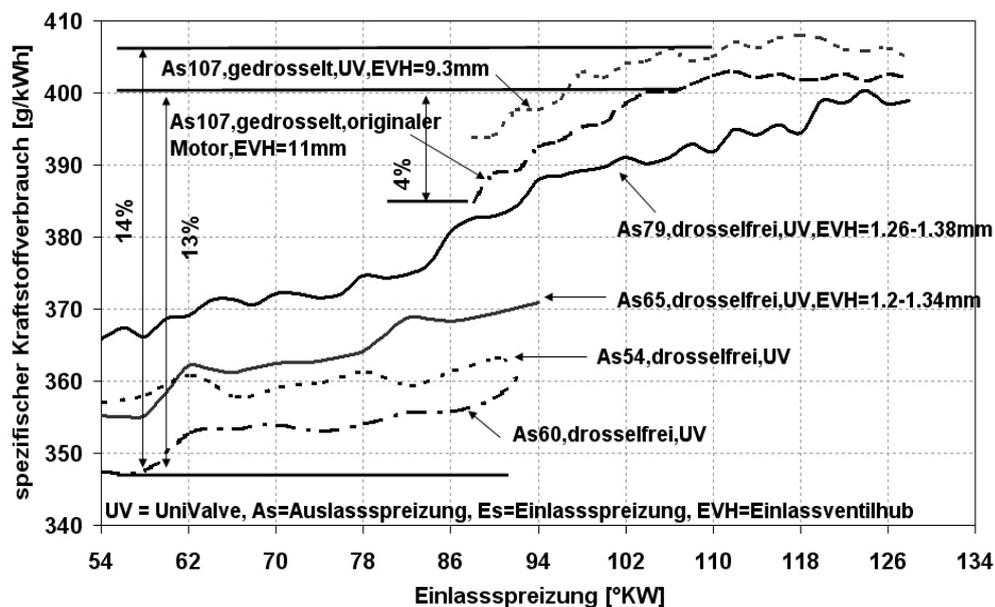


Bild 11: Spezifischer Kraftstoffverbrauch des Saugmotors mit und ohne vollvariable Steuerzeiten beim Lastpunkt 2000 1/min – 2 bar

5.2 Verbrauchsmessungen bei Teillast am Turbomotor

Beim aufgeladenen Motor mit variabler Ventilsteuerung nimmt der Verbrauch im Vergleich zum Saugmotor mit variabler Ventilsteuerung im Vergleichslastpunkt 2000 1/min – 2 bar um 4 % zu. Im Prinzip verhält sich der aufgeladene UniValve Motor ähnlich wie der Saugmotor mit variabler Ventilsteuerung; der spezifische Verbrauch nimmt mit abnehmender Ein- und Auslassspreizung ab.

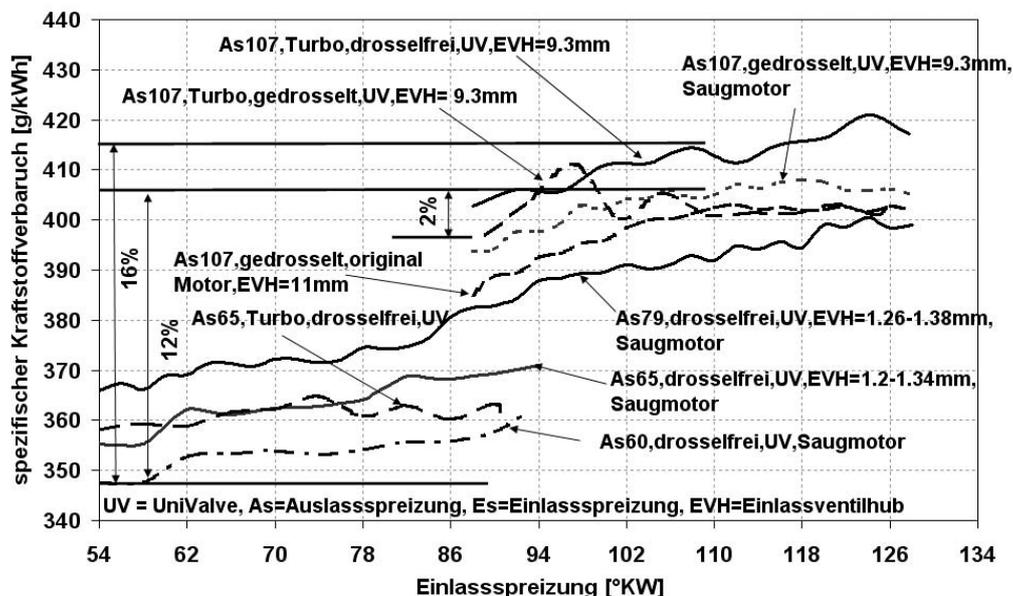


Bild 12: Spezifischer Kraftstoffverbrauch des Turbomotors mit und ohne vollvariable Steuerzeiten beim Lastpunkt 2000 1/min – 2 bar

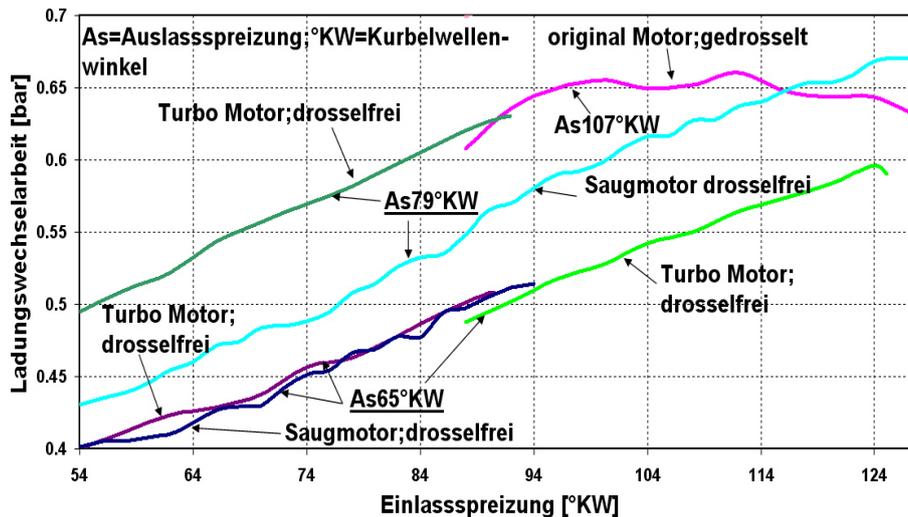


Bild 13: Vergleich der Ladungswechselarbeit am Saug- und Turbomotor bei 2000 1/min – 2 bar

Im Vergleich zum gedrosselten Turbomotor wird mit dem drosselfreien Turbomotor eine Verbrauchsminderung von 14 % bei einer Auslassspannung von 60 °KW erzielt. Bei ähnlicher Ein- und Auslassspannung erreicht der ungedrosselte Turbomotor bis auf 2 % die Verbrauchswerte des ungedrosselten Saugmotors, **Bild 12**.

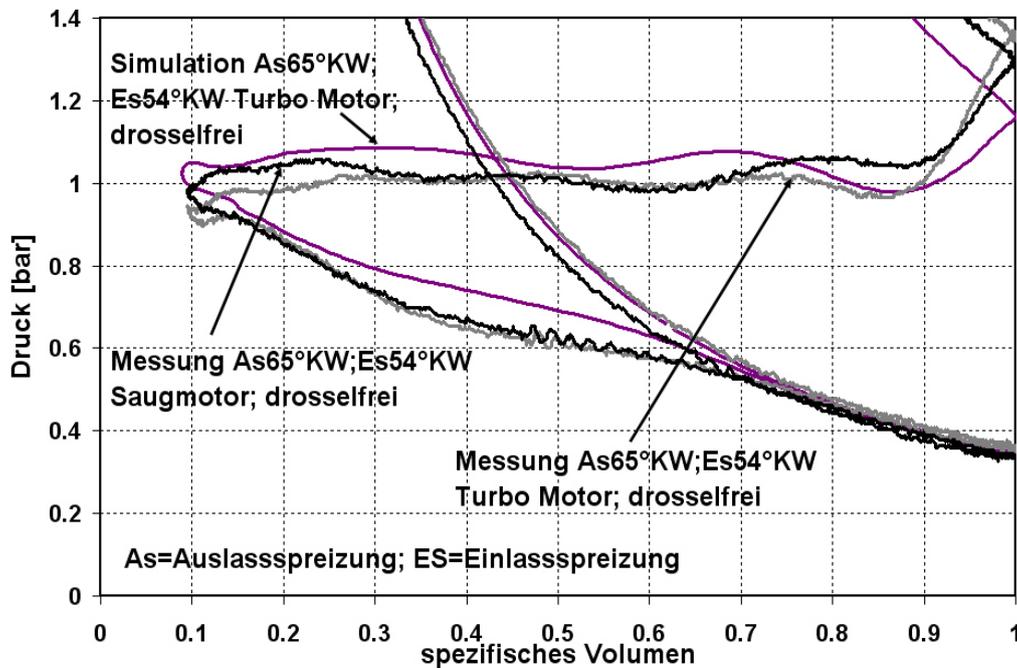


Bild 14: Gemessene Ladungswechselarbeit beim Lastpunkt 2000 1/min - 2 bar

Bei allen Versuchen wurde der Motor an allen Zylindern - an Zylinder 1 auch im Ansaug- und Abgastrakt - indiziert. Mit Hilfe der Indizierung konnte die Ladungswechselarbeit aus den gemessenen Zylinderdruckverläufen ermittelt werden, **Bild 14**. Wird der spezifische Kraftstoffverbrauch über der Ladungswechselarbeit aufgetragen, so stellt sich ein sehr ähnlicher Verlauf zu den Verbrauchsmessungen über dem Einlassphasenschnitt ein, **Bild 15**.

Die Ladungswechselarbeit ist ein thermodynamischer Verlust des Motors und hat somit einen direkten Einfluss auf die Effizienz des Motors. Die Höhe der Ladungswechselarbeit hängt von der Ein- und Auslassspannung ab. Der Kraftstoffverbrauch eines Motors wird von der Ladungswechselarbeit und von der Restgasmenge beeinflusst. Inwiefern die Restgasmenge die Effizienz des Motors und die Gemischaufbereitung beeinflusst lässt sich im Augenblick noch nicht genau beziffern. Mit Hilfe des eindimensionalen Strömungsprogramms GT-Power werden die Restgasanteile verschiedener Motoren bei unterschiedlichen Ein- und Auslassspannung errechnet. Bei Saugmotoren mit Drosselklappensteuerung wird die Restgasmenge durch die Ein- und

Auslasssprężung beeinflusst. Durch eine Reduzierung der Einlasssprężung nimmt die Ladungswechselarbeit ab, gleichzeitig erhöht sich die Restgasmenge, die im Zylinder verbleibt. Abgas strömt aus dem Auslasskanal zurück in den Zylinder und teilweise auch direkt in den Einlasskanal im Bereich der Überschneidung, um dann zusammen mit Frischgas wieder angesaugt zu werden.

Die Mengen an Restgas die im Zylinder verbleiben, sind von der Größe der Auslass- und Einlasssprężung und von den Druckverhältnissen von Zylinder zum Auslasskanal und vom Zylinder zum Einlasskanal abhängig.

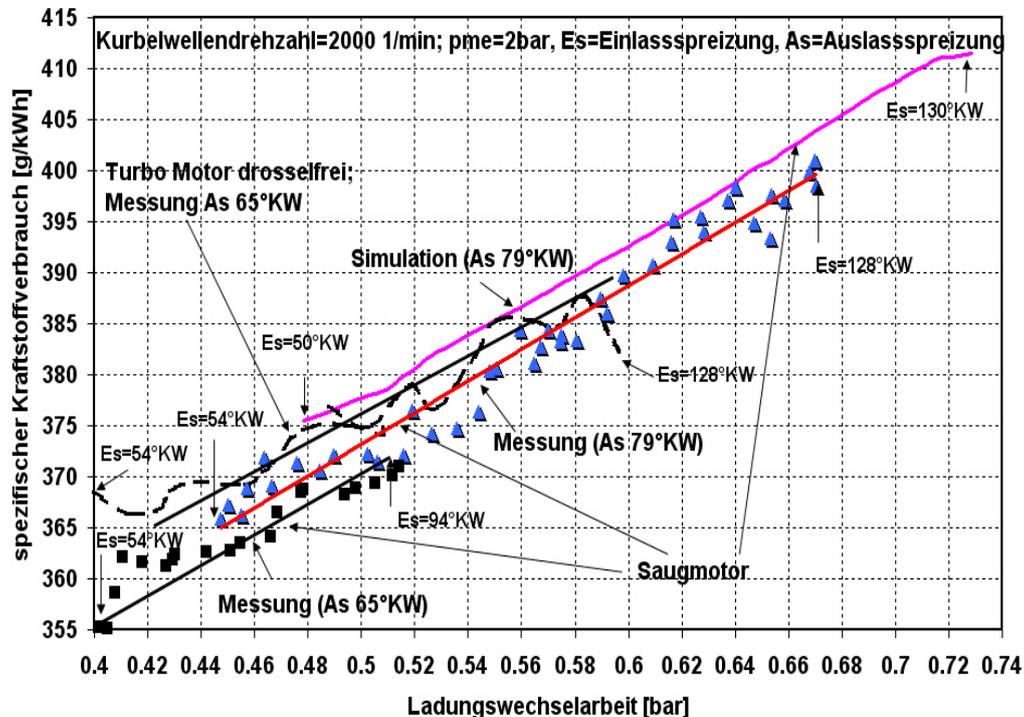


Bild 15: Spezifischer Kraftstoffverbrauch über der Ladungswechselarbeit bei 2000 1/min – 2 bar

Bei drosselfreien Saug- und Turbomotoren ist der Restgasanteil bei kleinen Auslasssprężungen unabhängig von der Einlasssprężung. Bei diesen Betriebspunkten, bei denen die Restgasmenge nur von der Auslasssprężung abhängt, zeigt sich, dass die Restgasmenge im Zylinder über das Auslassventil eingeleitet wird. Bei konstanter Auslasssprężung wird der Kraftstoffverbrauch nicht von der Restgasmenge beeinflusst sondern von der Höhe der Ladungswechselarbeit. Aus **Bild 11** und **12**, in der der spezifische Verbrauch über der Einlasssprężung aufgetragen ist, wird deutlich, dass es einen linearen Zusammenhang des spezifischen Verbrauchs und der Einlasssprężung bei konstanter Auslasssprężung gibt, d.h. bei gleich bleibendem Restgasgehalt.

Die Restgasmenge beeinflusst die Verbrennungsgeschwindigkeit. Durch das Restgas wird die Verbrennungsgeschwindigkeit abgesenkt und insbesondere lokale Temperaturen bei der Verbrennung reduziert, wodurch wiederum die Menge der Stickoxide reduziert wird. Wird allerdings die Verbrennungsgeschwindigkeit soweit abgesenkt, dass der optimale Bereich des Schwerpunktes der Energieumsetzung / Verbrennung nicht mehr eingehalten wird, steigt der Kraftstoffverbrauch durch verschleppte Verbrennung an. D.h. letztendlich, bei einem Ottomotor mit einer gedrosselten Laststeuerung wird die Reduzierung der Ladungswechselarbeit durch variable Steuerzeit durch die gleichzeitige Erhöhung der Restgasmenge in relativ enge Grenzen gesetzt.

Ein Ottomotor mit drosselfreier Laststeuerung zeigt dagegen ein anderes Verhalten hinsichtlich der Restgassteuerung. Der Einfluss der Einlasssprężung auf die Restgasmenge ist bei großen Einlasssprężungen relativ klein und bei kleinen Einlasssprężungen nahezu nicht vorhanden. Der Grund dafür sind einmal die geänderten Druckverhältnisse. Bei der drosselfreien Laststeuerung liegt der Druck im Einlasskanal etwa auf Umgebungsdruck. Zudem strömt sofort, wenn das Einlassventil geöffnet wird, Frischgas mit hoher Strömungsgeschwindigkeit ein, d.h. auch in der Teillast gibt es nahezu kein Rückströmen. Damit kann die Ladungswechselarbeit und damit der Kraftstoffverbrauch bei einem drosselfreien Motor durch die Reduktion der Einlasssprężung deutlich stärker reduziert werden, **Bild 12**.

5.3 Vollastverhalten am Saugmotor

Das frühe Einlassschließen beim Saugmotor mit dem System UniValve führt zu einer Erhöhung des Drehmoments bei niedrigen Drehzahlen. In **Bild 12** sind auch Vollastkurven der einzelnen Teilhübe dargestellt. Die Ansauglänge beim Saugmotor wurde bei den Versuchen mit einer vollvariablen Sauganlage ergänzt und die Saugrohrlänge von 230 mm bis 870 mm variiert. Das maximale Drehmoment des Saugmotors kann somit um bis zu 15 % gesteigert werden.

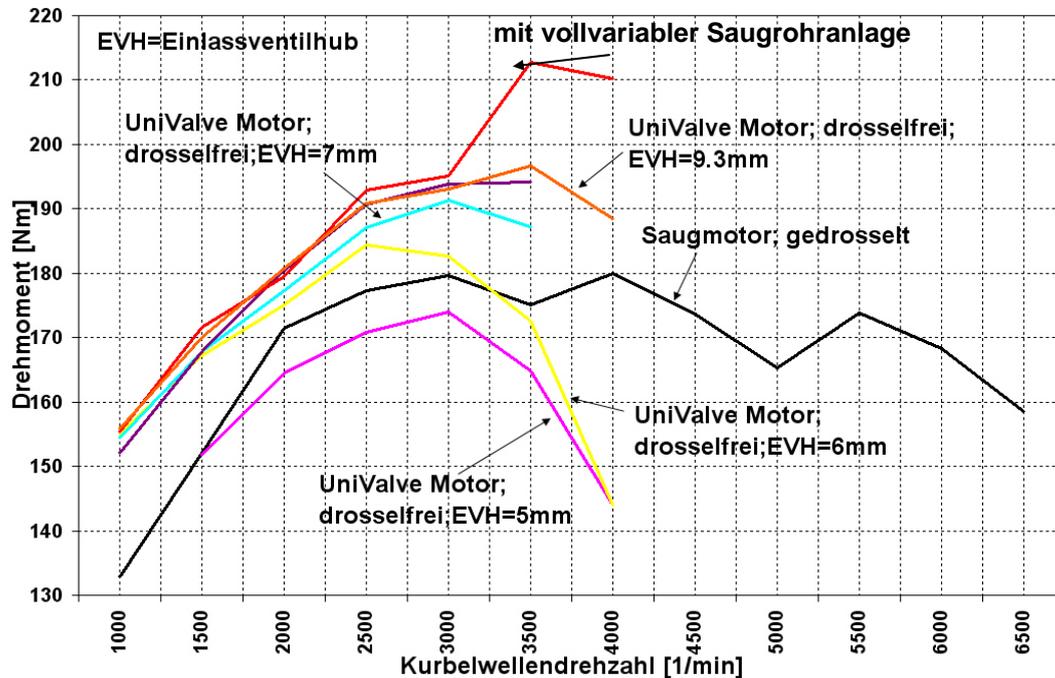


Bild 16: Drehmomentverhalten

5.4 Vollastverhalten am Turbomotor

Beim aufgeladenen Motor sind der Drehmomentverlauf und die Turboladerdrehzahl unmittelbar miteinander gekoppelt. Die Drehmomentsteigerung des drosselfreien Saugmotors bei niedrigen Drehzahlen ist auf die höhere Zylinderladung zurückzuführen, (**Bild 18**). Der somit erhöhte Abgasmassenstrom führt zu einer höheren Turboladerdrehzahl. Bei 1000 1/min konnte eine Steigerung der Turboladerdrehzahl von 45.000 1/min auf 55.000 1/min realisiert werden, (**Bild 17**).

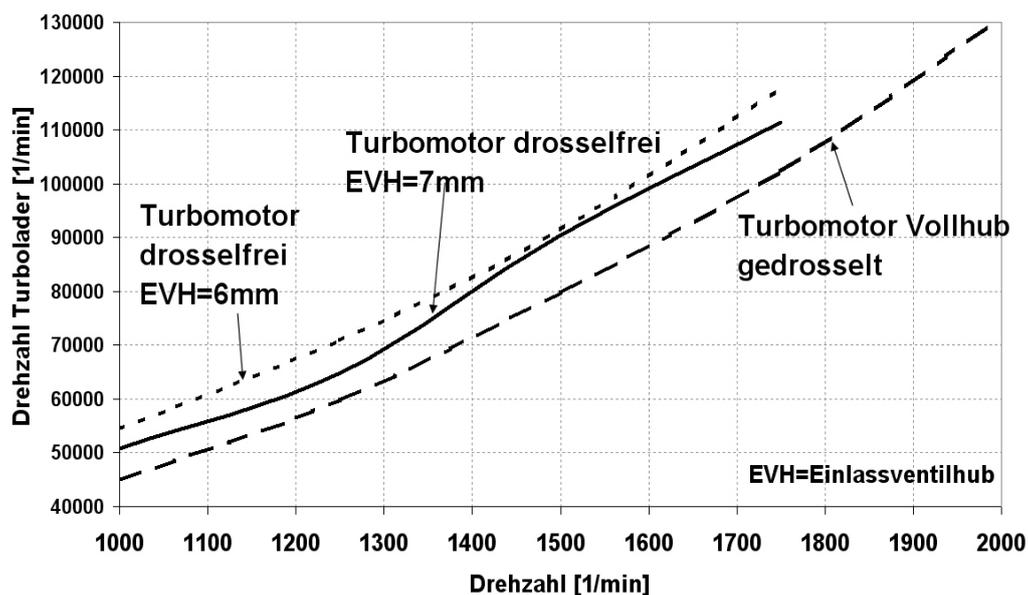


Bild 17: Gemessenen Turboladerdrehzahl in Abhängigkeit von der Motordrehzahl

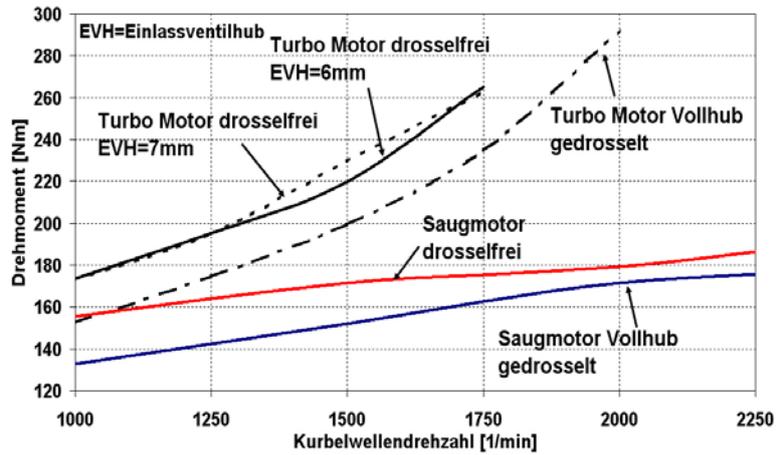


Bild 18: Drehmomentvergleich der unterschiedlich untersuchten Konzepte

Das Drehmoment des drosselfreien Turbomotors wird bei 1000 1/min um den gleichen Betrag wie beim Saugmotor angehoben, Bild 18. Die erhöhte Turboladerdrehzahl kann damit bei dem Motor mit Saugrohreinspritzung in ein höheres Drehmoment umgesetzt werden.

5.5 Ansprechverhalten des Turboladers

Die Laststeuerung des Motors direkt am Zylinder ohne ein dazwischen liegendes Sammlervolumen führt zu einer deutlich schnelleren Laständerung beim Turbomotor, wobei in dem in **Bild 20** dargestellten Drehmomentverlauf noch keine Beschleunigungsanreicherung appliziert ist.

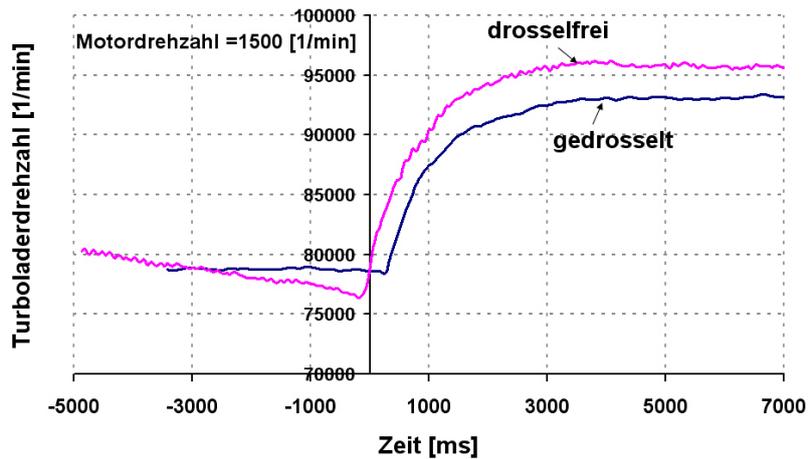


Bild 19: Turboladeransprechverhalten beim Lastsprung

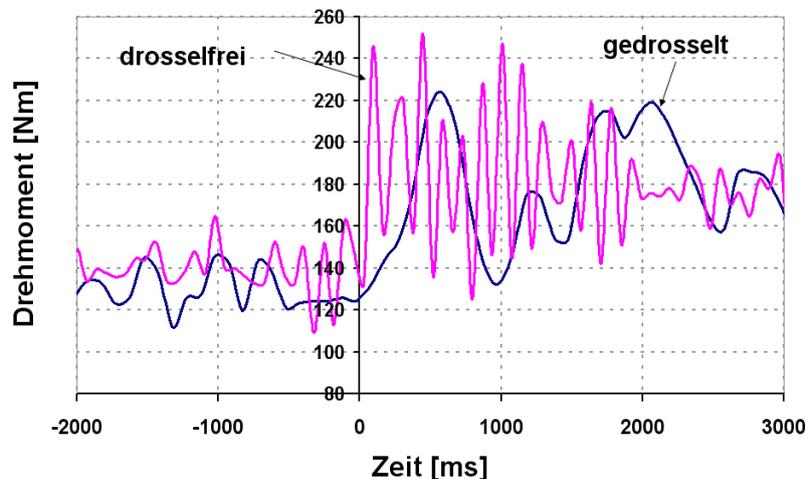


Bild 20: Drehmomentaufbau des Versuchsmotors beim Lastsprung

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die drosselfreie Laststeuerung des Verbrennungsmotors mit variablen Ventilsteuerzeiten ermöglicht deutliche Verbrauchsvorteile und eine Erhöhung des maximalen Motordrehmomentes bei niedrigen Drehzahlen. In der Teillast konnten bei dem hier dargestellten Turbomotor nahezu die gleichen Verbrauchsvorteile wie beim drosselfreien Saugmotor erreicht werden. Ferner wurde das maximale Drehmoment bei unteren Motordrehzahlen erhöht und ein verbessertes Ansprechverhalten des Turboladers konnte ebenfalls nachgewiesen werden.

Der gemessene spezifische Verbrauch in der Teillast bei einer Einlassspreizung von 54 °KW und einer Auslassspreizung von 60 °KW befindet sich auf dem gleichen Niveau wie der des drosselfreien Saugmotors. In diesem Fall wurde eine Phasing- Exzenterwelle benutzt, die unterschiedliche Hübe der benachbarten Ventile eines Zylinders bei kleinen Ventilhuben ermöglicht. Diese Ergebnisse verdeutlichen die Potentiale des vollvariablen Ventiltriebs auch für aufgeladene Ottomotoren, die es insbesondere zur Senkung der CO₂-Emissionen zu nutzen gilt.

Die vorgestellten Untersuchungen werden in einem nächsten Schritt an einem Turbomotor mit Direkteinspritzung fortgeführt. In wie weit weitere Potenziale ergründet werden können, bleibt abzuwarten. Mit der aus Japan kommenden flächendeckenden Verwendung von vollvariablen Ventilsteuerungen an Ottomotoren werden Ventiltriebskonzepte für zukünftige Zylinderkopfgeneration nach wie vor intensiv diskutiert werden. Mit der derzeit am Markt vorhandenen Vielfalt an Variabilitäten in Ventiltrieb besitzt der vollvariable Ventiltrieb exzellente Chancen für eine weitere Verwendung in der Großserie. Viele der Potenziale werden wohl in Zukunft erst mit der Optimierung der Systemtechnik erschlossen werden.

Das hier vorgestellte UniValve System bietet neben der drosselfreien Laststeuerung von der Systemtechnik her weitere Möglichkeiten zur Potenzialausnutzung. Mit dem Konzept der so genannten „Innenexzenterwelle“ können verschiedene Ausführungsformen des vollvariablen Ventiltriebes dargestellt werden. Es können drosselfrei

- die zwei Einlassventile parallel geöffnet werden,
- die zwei Einlassventile mit unterschiedlichem Hub geöffnet werden (Phasing),
- die Einlassventile von Zylindergruppen mit unterschiedlichem Hub geöffnet werden,
- Zylinderabschaltung; einige Zylindergruppen werden mit Ventilhub betrieben und andere werden stillgelegt,
- Uploading; einzelne Zylindergruppen werden mit geringer Ladung, andere mit erhöhter Ladung betrieben.

Mit der derzeit in Entwicklung sich befindenden neuen Brennverfahren, die im Wesentlichen die Direkteinspritzung einsetzen, gilt es zu untersuchen, in wie weit der vollvariable Ventiltrieb im Kombination hierzu weitere Potenziale erschließt.

Nach den oben erzielten Ergebnissen eines Saug- und Turbomotors mit UniValve und Saugrohreinspritzung wird an der TU Kaiserslautern eine aufgeladener Motor mit UniValve und Direkteinspritzung untersucht. Ziel der Untersuchung ist die Analyse der weiteren Verbraucheinsparpotentiale des vollvariablen Ventiltriebes in Kombination mit der Direkteinspritzung.

7 Literaturverzeichnis

- [1] **Schopp, J.; Kessler, F.; Sonntag, E.; Bordes, F.; Keribin, P.:** Die neue kleine 4-Zylinder Motorenfamilie aus der BMW / PSA Kooperation. Vortrag 15. Aachener Kolloquium, 11.10.2006
- [2] **Unger, H.:** Valvetronic – Der Beitrag des Ventiltriebs zur Reduzierung der CO₂-Emissionen des Ottomotors, Landsberg am Lech, Verlag moderne Industrie 2004
- [3] **Shimizu, K.; Fuwa, N.; Yoshihara, Y.:** Die neue Toyota Ventilsteuerung für variable Steuerzeiten und Hub. Vortrag 16. Aachener Kolloquium, 10.10.2007
- [4] **Flierl, R.; Hannibal, W.; Knecht, A.; Gollasch, D.; Pohl, D.:** Perspektiven des vollvariablen Ventiltriebs UniValve auf Basis eines 2,0-l-Ottomotors. in MTZ 08/2006
- [5] **Flierl, R.; Gollasch, D.; Paulov, M.; Barrios, A.:** Funktionspotentiale des vollvariablen Ventiltriebes bei Turbomotoren und bei Motoren mit vollvariabler Verdichtung Vortrag auf der Tagung: Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren, Leipzig, Dezember 2006
- [6] **Flierl, R.; Hannibal, W.; Knecht, A.; Gollasch, D.; Kairies, D.; Kausch, C.; Jubelt, M.:** Potential of a Mechanical Fully-Variable Valve Train. Results of Simulated and Actual Engine Operation for the New UniValve System, SAE 2005, 2005-01-0768
- [7] **Flierl, R.; Hannibal, W.; Volpert, B.; Mohr, M.; Jubelt, M.:** Dynamic simulation of Mechanical Fully-Variable Valve Trains with Special Consideration of Component Elasticity, SAE 2005, 2005-01-0767
- [8] **Flierl, R.; Hannibal, W.; Gollasch, D.; Knecht, A.:** Improvements to a Four Cylinder Gasoline Engine Through the Fully Variable Valve Lift and Timing System UniValve. SAE 2006, 2006-01-0223
- [9] **Flierl, R.; Volpert, B.:** Dynamische vollparametrische Simulation und Verifikation als Werkzeug zur Auslegung mechanisch vollvariabler Ventiltriebe. VDI-Tagung Leonberg: Ventiltrieb und Zylinderkopf 2006

8 Verwendete Abkürzungen

| | |
|-----|--|
| °KW | Grad Kurbelwelle bzw. Kurbelwellenwinkel |
| As | Auslassspreizung |
| Es | Einlassspreizung |
| EVH | Einlassventilhub |
| LWA | Ladungswechselerarbeit |
| UV | variabel Ventilsteuerung UniValve |

9 Kontakt

enTec CONSULTING GmbH
Im Beil 7
D- 58675 Hemer
www.entec-consulting.de