

# Hybridisierung einer Verbrennungskraftmaschine zur Emissionsreduktion

*Felix Pult<sup>1</sup>, Danilo Engelmann<sup>2</sup> und Marcus Geimer<sup>1</sup>*

*1 Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima), KIT, Karlsruhe, Deutschland*

*E-Mail: felix.pult@kit.edu; Tel.: (+49)721 608 41848*

*E-Mail: marcus.geimer@kit.edu; Tel.: (+49)721 608 48601*

*2 Labor für Verbrennungsmotoren und Abgastechnik (afhb), BFH-TI, Bern, Schweiz*

*E-Mail: danilo.engelmann@bfh.ch; Tel.: (+41)323 216 680*

## Kurzfassung

Dieser Beitrag untersucht eine Möglichkeit zur Reduktion der transienten Emissionen bei Verbrennungsmotoren am Beispiel von Dieselmotoren für mobile Arbeitsmaschinen. Dabei wird der Verbrennungsmotor während transienter Betriebsphasen durch ein Hybridmodul entlastet. Es werden sowohl ein Vorgehen zur Ermittlung des nötigen Energieinhaltes und der Größe des Speichers, als auch mögliche Topologien des Hybridmoduls präsentiert. Außerdem wird für einen Beispielmotor auf Basis von Messdaten der Zusammenhang zwischen der Zeitkonstante des Luftpfads, der Speichergröße des Hybridmoduls und der Reduktion der transienten Emissionen ermittelt.

**Schlagnworte:** Phlegmatisierung, Rohemissionen, Hybridmodul, Verbrennungsmotor, Turbodieselmotor

# 1 Einleitung

Aufgeladene Dieselmotoren sind in der Lage, eine höhere spezifische Arbeit abzugeben als selbstansaugende Dieselmotoren. Abbildung 1.1 zeigt den Luftpfad eines solchen Motors. Turbolader gelten für die Aufladung als etabliert. Ihr besonderer Vorteil ist, dass sie für ihren Betrieb keine zusätzliche externe Energie benötigen. Stattdessen nutzen Turbolader die im Abgas enthaltene Energie über eine Turbine, die über eine Welle einen Verdichter antreibt, der die Aufladung der Zylinder bewerkstelligt.

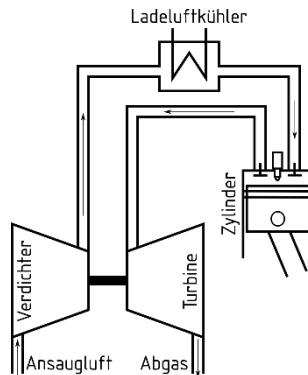


Abbildung 1.1: Schema eines aufgeladenen Dieselmotors

Die bereitgestellte Menge der Frischluft ist also direkt mit dem aus den Zylindern ausströmenden Abgasmassenstrom gekoppelt. Dies hat im transienten Betrieb Auswirkungen auf das Verhalten des Motors, z.B. bei schnellen Lastsprüngen. Wird ein hohes Drehmoment schnell abgefordert, muss eine größere Menge an Diesel in den Brennraum eingespritzt werden. Für eine größere Dieselmenge wird jedoch auch eine höhere Luftmenge benötigt, da sonst hohe Emissionen entstehen. Der Turbolader kann wiederum die benötigte Luftmenge nicht sofort zur Verfügung stellen, da noch nicht genug

Abgasmassenstrom zur Verfügung steht. Als Folge entstehen hohe Emissionen über mehrere Zyklen des Motors hinweg. Hierbei können gegenüber stationärem Betrieb sowohl für Stickoxide ( $\text{NO}_x$ ) um circa 400 % als auch für Partikel um über 1.000 % erhöhte Emissionen auftreten [1] [2]. Dies kann solange beobachtet werden, bis der steigende Abgasmassenstrom den Turbolader beschleunigt hat und dieser somit ausreichend Frischluft zur Verfügung stellt. Der Luftpfad des Motors, genauer das transiente Verhalten des Turboladers, ist beim transienten Emissionsverhalten die bestimmende Zeitkonstante [3]. Daher wurden viele Möglichkeiten untersucht, die das transiente Verhalten von Turboladern verbessern (vgl. Abbildung 1.2).

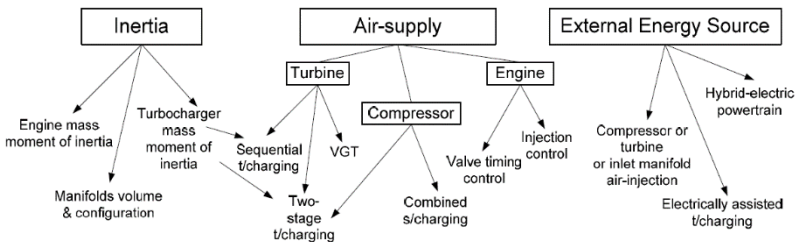


Abbildung 1.2: Möglichkeiten, das transiente Verhalten von aufgeladenen Motoren zu verbessern [3]

Als sehr effektiv zeigt sich die Verringerung der trägen Massen, z.B. bei mehrstufiger Aufladung. Diese benötigt jedoch Platz und erzeugt hohe Kosten. Die Anpassung der Einspritzmenge an die Luftversorgung, indem diese im transienten Fall begrenzt wird, um Emissionen zu vermeiden, verschlechtert die Maschinendynamik. Der Einsatz von elektrischer oder anderer externer Energie zur Unterstützung des Turboladers entspräche dem einer mechanischen Aufladung, aber mit variabler Übersetzung. Trotzdem ist durch den Verlust an Nutzarbeit und Wandlungsverluste ein steigender Verbrauch zu erwarten.

In diesem Projekt soll durch die Verbindung von Turbodieselmotor (im Folgenden Verbrennungskraftmotor oder VKM genannt) und einem kompakten, direkt am VKM befindlichen Hybridmodul ein neuer Weg beschritten werden. Die Vorteile eines motornahen und kompakten Hybridmoduls liegen darin, dass das Hybridmodul die Betriebspunkte des VKM gut beeinflussen kann und VKM und Hybridmodul als Einheit auftreten. Damit kann es innerhalb der NRTC-Typenzulassung als *Emissionsminderungsstrategie* für ein einfacheres Erreichen der Emissionsziele sorgen [4].

Abbildung 1.3 beschreibt die Funktionsweise des Hybridsystems. Bei positiven Lastsprüngen (Bereich I) soll der VKM ( $M_{Diesel}$ ) entsprechend der Zeitkonstante des Luftpfads ( $T_{LP}$ ) das geforderte Drehmoment ( $M_{gef}$ ) aufbauen. Das fehlende Differenzmoment muss das Hybridmodul ( $M_{Hybrid}$ ) bereitstellen. Die Ladung des Hybridmoduls erfolgt bei Rückkehr zur Teillast (Bereich II), als Lastpunkterhöhung. Durch eine geeignete Betriebsstrategie und somit durch stets passende Luftverhältnisse sollen im Folgenden die Emissionen gegenüber konventionellen VKM und später eventuell die Verbräuche gegenüber VKM mit unterstützten Turboladern verringert werden, da die Betriebsstrategie den Speicher während Bereich II in Kennfeldzonen geringeren spezifischen Verbrauchs laden soll. Bei dieser neuen Methode handelt es sich um eine Phlegmatisierung, die sich durch einen geringen Phlegmatisierungsgrad nach [5] auszeichnet. Es werden  $T_{LP}$  von 0,5 bis 5 s erwartet.

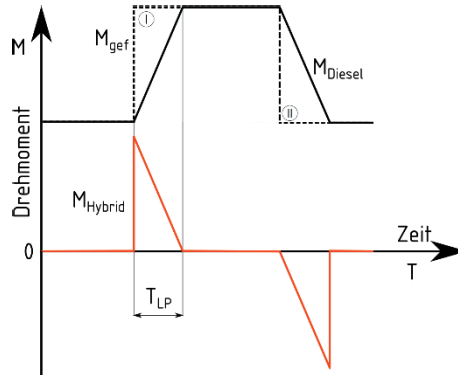


Abbildung 1.3: Funktionsprinzip des Hybrids

## 2 Hybridmodul

Das Ziel der Untersuchungen in dieser Arbeit ist es, einen Zusammenhang zwischen  $T_{LP}$ , der Größe des Hybridmoduls und der durch die Phlegmatisierung des VKM bewirkten Reduktion der Emissionen herzustellen. Dabei hat  $T_{LP}$  zusammen mit der Höhe des Lastsprungs direkten Einfluss auf die Energie des Speichers, die dieser zur Phlegmatisierung bereitstellen muss. Diese Energie bestimmt letztendlich die Größe des Hybridmoduls.

Für die Untersuchung stehen die Messdaten des von [1] durchgeführten Lastsprungs in Abbildung 2.1 zur Verfügung, die den Verlauf von Einspritzmenge  $m_d$ , Pedalsignal und Partikelemissionen  $\rho_p$  bzw.  $NO_x$ -Emissionen  $\rho_n$  bei einer konstanten Drehzahl  $n_{VKM} = 2.000 \text{ U/min}$  zeigen. Für die Messungen wurde ein V8-Diesel mit 6,0l Hubraum und Turboaufladung verwendet [1].

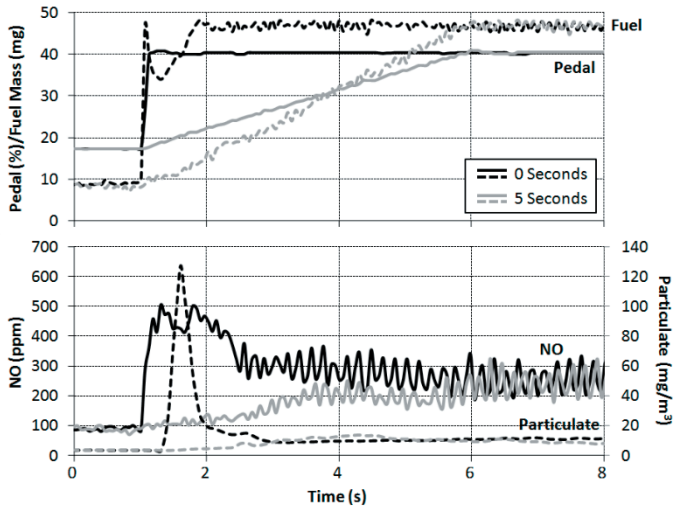


Abbildung 2.1: Messung von Einspritzmenge, Emissionen und Pedalsignal bei konstanten Hochlaufzeiten  $T_{LP} = 0$  s und  $T_{LP} = 5$  s des VKM für einen Lastsprung [1]

## 2.1 Energieinhalt des Hybridmodulspeichers

Da die Messdaten nur für  $T_{LP0} = 0$  s und 5 s zur Verfügung stehen, müssen die Messdaten für  $T_{LP}$  im Intervall von 0,5 s mit [6] für das weitere Vorgehen interpoliert werden. Bei den Messdaten des Pedalsignals und der Einspritzmenge wird nur der Winkel der Rampe verändert. Für die folgende Interpolation der Emissionen werden nur die Partikelemissionen genutzt, da sich diese bei den luftarmen Bedingungen während transientser Zustände verstärkt bilden, wie Abbildung 2.1 und [7] verdeutlichen.

Die Messungen von [6] zeigen, dass sich der qualitative Verlauf der Partikelemissionen für verschiedene Hochlaufzeiten nicht verändert. Daher wurden zunächst die maximalen Werte der Partikelemissionen  $\max \rho_p$  für  $T_{LP} = 0$  s bis  $T_{LP} = 5$  s interpoliert. Das Ergebnis zeigt Abbildung 2.2.

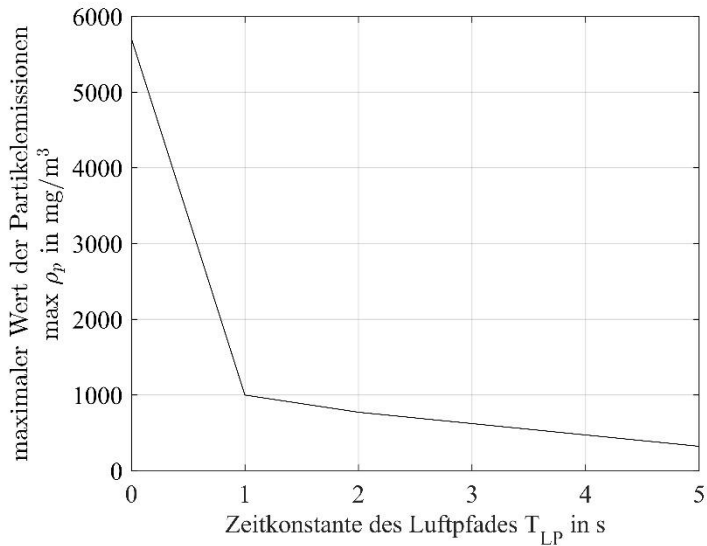


Abbildung 2.2: Maximalwerte der Partikelemissionen  $\max \rho_p$  für verschiedene  $T_{LP}$  nach [6]

Um die Daten aus Abbildung 2.2 auf jeden VKM anwenden zu können, wird nur das Verhältnis vom Maximalwert für  $T_{LP} = 0$  s zu dem des jeweils betrachteten  $T_{LP}$  verwendet. Der ausgeprägte Knick bei  $T_{LP} = 1$  s in der Kurve ist auf die verzögerte Turboladerbeschleunigung zurückzuführen.

Für die Interpolation der Partikelemissionen  $\rho_p$  ist zunächst der zu interpolierende Bereich zu wählen. Dieser befindet sich zwischen  $t = 1$  s und 3 s, wo sich die Partikelverläufe von  $T_{LP} = 0$  s und  $T_{LP} = 5$  s aufteilen. Im Anschluss wird der qualitative Verlauf der Partikelemissionen für  $T_{LP} = 0$  s aus Abbildung 2.1 für jede  $T_{LP}$  mit den Werten aus Abbildung 2.2 herunterskaliert. Dadurch ergeben sich die Partikelverläufe in Abbildung 2.3. Bei einem Vergleich mit [2] und [8] zeigte sich, dass die Interpolation bezüglich der Absolutwerte gute Ergebnisse liefert. Der zeitliche Verlauf stimmt nicht überein. Dies ist aber wegen der im Folgenden durchgeführten Integration nicht relevant.

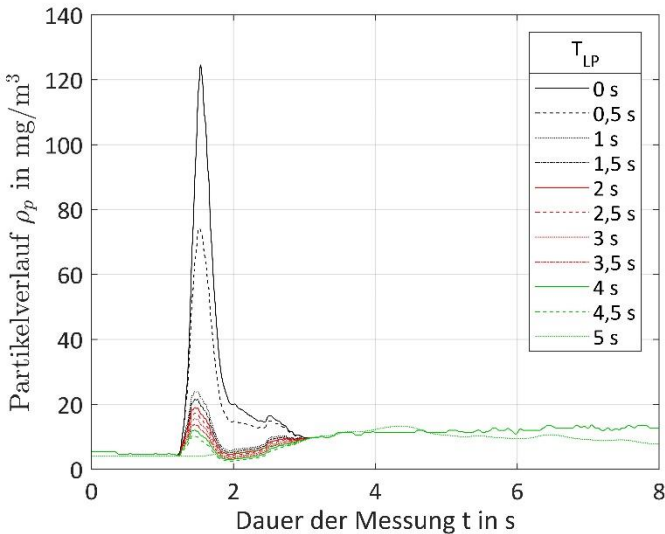


Abbildung 2.3: Interpolierte Partikelverläufe  $\rho_p$  auf Basis von [1] und [6]

Zur Ermittlung des nötigen Speicher-Energieinhaltes  $E_{Sp}$  wird für jede  $T_{LP}$  für Einspritzmenge  $\Delta m_d$  und Partikelemissionen  $\Delta \rho_p$  die Differenz vom konventionellen VKM ( $T_{LP} = 0$  s) und phlegmatisierten VKM ( $T_{LP} = 0,5$  bis 5 s) gebildet. Mit der Differenz und dem Diesel-Heizwert  $H_i$  berechnet sich  $E_{Sp}$  für alle  $T_{LP}$  mit (2.1). Der Wirkungsgrad des VKM  $\eta_{VKM}$  wird berücksichtigt, der des Hybridsystems  $\eta_{Hyb}$  erst nach der Vorauslegung des Speichers in Abschnitt 3.2. Gleichung (2.2) ermittelt die Reduktion der transienten Partikelemissionen  $\Delta \rho_{p,tra}$  für jede  $T_{LP}$ . Das Ergebnis zeigt Abbildung 2.4, der Knick resultiert wie oben aus der verzögerten Turboladerbeschleunigung.

$$E_{Sp} = \int_{t_0}^{t_{end}} \Delta m_d \cdot H_i \cdot \eta_{VKM} dt \quad (2.1)$$

$$\Delta \rho_{p,tra} = \frac{\int_{t_0}^{t_{end}} \Delta \rho_p dt}{\int_{0s}^{t_{end}} (\rho_{p_0} - \rho_{p_5}) dt} \quad (2.2)$$



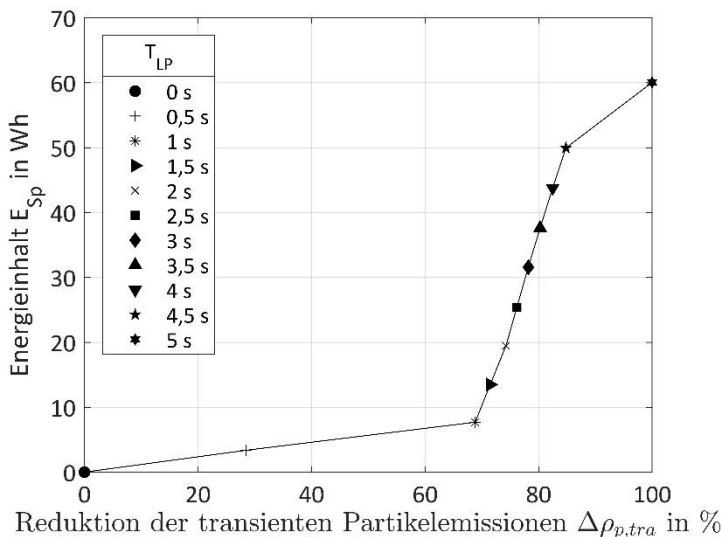


Abbildung 2.4: Zusammenhang zwischen  $T_{LP}$ , der Reduktion der transienten Partikelemissionen und dem Energieinhalt des Speichers

## 2.2 Energiespeicher

Nachdem aus dem vorigen Abschnitt der nötige Energieinhalt des Speichers für den betrachteten Lastsprung hervorgeht, dient der folgende dazu, die Speicherart auszuwählen. Es fand eine Untersuchung von mechanischen, elektrischen und hydraulischen Energiespeichern statt, die aktuell serienreif einsetzbar sind. Weiter können die elektrischen Speicher in Batterien und Doppelschichtkondensatoren, sowie die hydraulischen Speicher in Kolben-, Blasen- und Membranspeicher aufgedgliedert werden. Bei den mechanischen Speichern handelt es sich um Schwungradspeicher. [9]

Diese Energiespeicher lassen sich in Abhängigkeit ihrer Leistungs- und Energiedichte in einem sogenannten Ragone-Diagramm vergleichen. Ein solches Ragone-Diagramm, hier speziell für Energiespeicher in Hybridfahrzeugen,

zeigt Abbildung 2.5. Außerdem kann die Zykluszeit eines Speichers durch die diagonalen Linien, den sogenannten Isochronen, dargestellt werden.

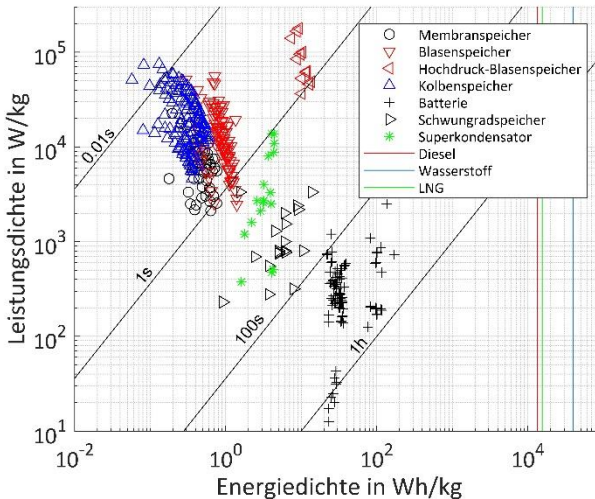


Abbildung 2.5: Ragone-Diagramm

Abbildung 2.4 zeigt, dass eine Reduktion der Emissionen um 70 % bereits bei  $T_{LP} = 1$  s möglich ist. Dafür ist ein Energieinhalt des Speichers von etwa  $E_{Sp} = 7,7$  Wh nötig. Maximal wird eine  $T_{LP} = 5$  s nötig. Der Energiespeicher muss also eine geringe Energiemenge in einer sehr kurzen Zeitspanne bereitstellen. Dafür eignen sich vor allem Superkondensatoren, Membranspeicher, Blasenspeicher und Hochdruck-Blasenspeicher, wie Abbildung 2.5 zeigt. Auch wenn in Zukunft wahrscheinlich elektrische Hybridsysteme vermehrt vertreten sein werden, haben Hydraulikspeicher aktuell noch einige Vorteile gegenüber den Superkondensatoren. Denn ihre Robustheit bei schweren Einsätzen in mobilen Arbeitsmaschinen ist höher und das Know-How im Umgang vorhanden. Außerdem ist der Systemaufbau schnell amortisierbar [10]. Deswegen fällt die Entscheidung gegen die Superkondensatoren und gegen die

Hochdruckblasenspeicher, da deren Drücke für Mobilanwendungen zu hoch sind, und stattdessen für die Blasenspeicher und Membranspeicher.

## 2.3 Hybridmodul-Konzept

Mit der Wahl von Blasen- oder Membranspeicher als Energiespeicher in Abschnitt 2.2 steht auch der zu verwendende Energiewandler fest. Zur Anwendung kommt eine Hydraulikeinheit. In den vorliegenden Konzepten, die in Abbildung 2.6 einzusehen sind, befindet sich das Hybridmodul aufgrund der in Abschnitt 1 erläuterten Gründe motornah zwischen VKM und Antriebsstrang.

Das Hybridmodul 1 in Abbildung 2.6 links zeichnet sich durch einen einfachen Aufbau aus, da die Hydraulikeinheit direkt an der Kurbelwelle angeflanscht wird. Aufgrund des kleinen  $T_{LP}$  und des dadurch niedrigen nötigen Energieinhalts des Speichers kann es kompakt bleiben und benötigt daher nur wenig Bauraum. Eine endgültige Bauraumabschätzung befindet sich am Ende der Auslegung in Kapitel 3.2. Statt eines Ventils, das den Druck an der Pumpe regelt, wird das zur Phlegmatisierung nötige Drehmoment durch das einstellbare Schluckvolumen der Einheit geregelt. Wird der VKM nicht phlegmatisiert, verschwenkt die Pumpe in die Nulllage, dreht aber immer mit der Drehzahl des VKM mit und erzeugt dadurch Verlustleistung. Außerdem ist die Hydraulikeinheit für das komplette Drehzahlband des VKM auszulegen.

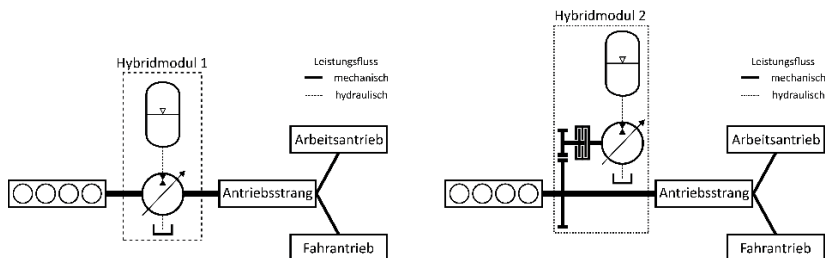


Abbildung 2.6: Hybridmodul-Konzepte

Um die Nachteile von Hybridmodul 1 zu kompensieren, wurde Hybridmodul 2 entwickelt (vgl. Abbildung 2.6 rechts). Hier wird die Hydraulikeinheit über ein Stirnradgetriebe mit einer festen Übersetzung und einer schnell schaltbaren Lamellenkupplung in den Antriebsstrang integriert. Dadurch kann diese aufgrund der Übersetzung kleiner ausfallen, ihr Volumenstrombedarf sinkt und damit auch die Speichergröße. Außerdem liegt die Hydraulikeinheit in Hybridmodul 2 nicht im direkten Leistungsfluss zwischen VKM und Antriebsstrang und läuft daher durch das Schließen der Lamellenkupplung nur während der Phlegmatisierung mit. Dies steigert den Wirkungsgrad wegen der wegfallenden volumetrischen Verluste während des nicht-transienten Motorbetriebes.

Trotz der Vorteile von Hybridmodul 2 nutzen die folgenden Überlegungen die Topologie von Hybridmodul 1. Denn bei diesem Modul ist keine Übersetzung von Drehzahl oder Drehmoment vorhanden, wodurch die Einflüsse des Hybridmoduls auf die Reduktion der Emissionen besser zu berücksichtigen sind. Außerdem ist davon auszugehen, dass Hydraulikspeicher und -pumpe bei Hybridmodul 2 kleiner ausfallen und sich dadurch bei gleicher Reduktion der Emissionen günstiger auf Kosten und Bauraum auswirken.

### **3 Zusammenhang zwischen $T_{LP}$ , Speichergröße und reduzierter Emissionsbelastung**

Mit dem Wissen um den nötigen Energieinhalt des Speichers und dem zu verwendenden Hybridmodul kann in diesem Abschnitt der Zusammenhang zwischen  $T_{LP}$ , der Größe des Hybridmoduls und der durch die Phlegmatisierung des VKM bewirkten Reduktion der Emissionen hergestellt werden. Die Auslegung des Speichers des Hybridmoduls findet dabei unter Berücksichtigung des Energieinhaltes aus Abschnitt 2.1 und dem zu erstellenden speicher- und zustandsspezifischen p-V-Diagramm statt. Zunächst wird mit der Vorauslegung auf Basis des Energieinhaltes ein Anhaltspunkt geschaffen, um das

p-V-Diagramm aufzustellen und auf dessen Grundlage die finale Auslegung durchführen zu können.

### 3.1 Vorauslegung des Hydraulikspeichers

Ein Vorgehen für die Auslegung anhand des Energieinhaltes  $E_{Sp}$  aus Abschnitt 2.1 gibt Abbildung 3.1 links an, wobei der Bedarf den Energieinhalt beschreibt [11]. Aus Datenblättern von Herstellern für Hydraulikspeicher wird der Speicher mit dem kleinstmöglichen effektiven Gasvolumen  $V_0$  und dessen maximalem Betriebsdruck  $p_3$  gewählt. Als Energieträger wird ein ideales Gas gewählt, das ein adiabates Verhalten aufweist, da Gasladung- und entladung in einem Zeitraum von unter  $T_{LP} = 5$  s stattfinden. In der Auslegungsprozedur werden  $V_0$  und ein Vorfülldruck  $p_0$  gesucht, die mit  $p_3$ , dem erforderlichen Energieinhalt  $E_{Sp} = W_{12erf}$  und weiteren Betriebsparametern im zulässigen Bereich liegen müssen. Dieser ist Abbildung 3.1 rechts zu entnehmen. Die Prozedur wird iterativ durchgeführt, bis beide Restriktionskurven erfüllt sind. Dann steht die richtige Speichergröße  $V_0$  fest, wobei die Druckniveaus noch zu bestimmen sind. Der Vorfülldruck  $p_0$  ist möglichst klein zu wählen, da dem Speicher dann mehr Energie zur Verfügung steht. Allerdings darf  $p_0$  nicht unter den zulässigen Druck  $p_{0,zul}$  fallen.

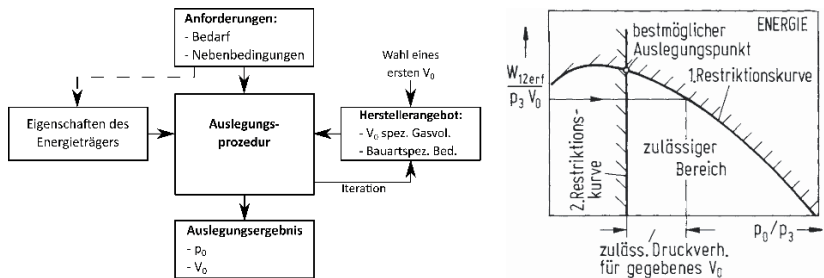


Abbildung 3.1: Speicherauslegung auf Basis des Energieinhaltes  $E_{Sp}$  nach [11]

## 3.2 Finale Auslegung des Hybridmoduls

Nach der Vorauslegung des Speichers nach [11] steht eine Speichergröße für jede  $T_{LP}$  fest, allerdings sind einerseits die Wirkungsgrade des Hybridmoduls noch nicht berücksichtigt und andererseits konnte bisher nicht überprüft werden, ob das Speichervolumen für den bei der Phlegmatisierung des VKM entstehenden Volumenstrom ausreicht und der Speicherdruck nicht unter den zulässigen Vorfülldruck fällt. Um die Wirkungsgrade und das p-V-Diagramm der Zustandsgrößen ermitteln zu können, ist als Grundlage der Berechnungen  $V_0$  als bekannt vor auszusetzen. Da dieses in der Vorauslegung berechnet wurde, können Wirkungsgrade und p-V-Diagramm nun berücksichtigt werden und auf dieser Grundlage die finale Speicherauslegung durchgeführt werden.

Zunächst ist für den entstehenden Volumenstrom  $Q$  und damit für alle weiteren Berechnungen die Größe der Hydraulikeinheit entscheidend. Dafür wird das maximale Drehmoment des VKM der Messung aus dessen Drehmomentkennfeld für die während der Messung konstant gehaltene Drehzahl von  $n_{VKM} = 2000$  U/min ermittelt. Dabei soll das für diese Drehzahl maximale Drehmoment berücksichtigt werden, um eine komplette Entlastung des VKM durch das Hybridmodul sicher zu stellen. Das maximal geforderte Drehmoment an das Hybridmodul beträgt demnach  $M_{PM,max} = 759$  Nm. Weil die Hydraulikeinheit als Pumpe und als Motor arbeiten und bei transienten Ereignissen schnell reagieren soll, muss sie schnelle Verschwenkzeiten aufweisen.

Auf Basis dieser Anforderungen fällt die Wahl auf die Axialkolben-Schrägscheibenpumpe A11VO der Baureihe 41 von Bosch Rexroth mit einem Schluckvolumen von  $V_g = 145$  cm<sup>3</sup>. Da im verwendeten Hybridmodul in Abbildung 2.6 links kein Ventil angeordnet ist, muss die Hydraulikeinheit das Schluckvolumen mit (3.1) so anpassen, dass für den aus dem Speicher bereitgestellten Druck  $p_{Sp}$  immer das benötigte Drehmoment  $M_{PM}$  erzeugt wird. Es handelt sich hier also um eine druckregelte Hydraulikeinheit.

$$V_g = \frac{M_{PM} \cdot 2 \cdot \pi}{p_{Sp} \cdot \rho_{Tank}} \quad (3.1)$$

$$V_2 = \sqrt[\kappa]{\frac{p_0}{p_2}} \cdot V_0 \quad (3.2)$$

$$p_1 = p_2 \cdot \left(1 - \frac{\Delta V}{V_2}\right)^{-\kappa} \quad (3.3)$$

$$V_1 = V_2 - \Delta V \quad (3.4)$$

Mit dem Schluckvolumen der Hydraulikeinheit und der Drehzahl des VKM kann der Volumenstrom  $Q = V_g \cdot n_{VKM}$  und daraus die Volumenänderung  $\Delta V = Q \cdot dt$  im Speicher ermittelt werden. Sowohl  $\Delta V$  als auch Druck  $p_2$  und Volumen  $V_2$  aus dem Anfangszustand bilden zusammen mit (3.2), (3.3) und (3.4) die Berechnungsgrundlage für Druck  $p_1$  und Volumen  $V_1$  des Endzustandes des Speichers. Damit lässt sich das p-V-Diagramm iterativ für jeden Zeitschritt und jede  $T_{LP}$  erstellen.

Mithilfe der ermittelten Volumenströme, Drücke und Schluckvolumina der hydraulischen Komponenten lässt sich der Wirkungsgrad des Hydraulikmoduls, wie in Abschnitt 2.1 angekündigt, berechnen. Der nötige Energieinhalt  $E_{Sp,m}$ , der alle Wirkungsgrade berücksichtigt, wird mit (3.5) ermittelt.

Der Wirkungsgrad der oben gewählten Hydraulikeinheit  $\eta_{PM}$  basiert auf einem gemessenen Kennfeld von [12]. Mit den Eingangswerten von Drehzahl  $n_{VKM}$  und Differenzdruck  $\Delta p$  der Hydraulikeinheit lässt sich der Wirkungsgrad aus dem Kennfeld herauslesen.

Für den Speicher ermittelt sich der Wirkungsgrad nur auf Basis der Verluste des Strömungswiderstandes beim Be- bzw. Entladen. Denn aufgrund der angenommenen adiabaten Zustandsänderung entstehen keine thermischen Verluste während des Füllens oder Entleerens des Speichers. Daher wird mithilfe der Blendengleichung nach [13] und den Durchmessern der einzelnen Speicherauslässe der Wirkungsgrad des Speichers mit (3.6) ermittelt.

Der Wirkungsgrad des Ventils berechnet sich analog zu dem des Speichers, wird hier aber nicht berücksichtigt, da im Hybridmodul aufgrund der Verstell-einheit kein Ventil nötig ist.

$$E_{Sp,\eta} = \int P_{abhydr,PM} dt \cdot \frac{1}{\eta_{hyb}} = \frac{E_{abhydr,Motor}}{\eta_{hyb}} = \frac{E_{Sp}}{\eta_{Sp} \cdot \eta_{Ven} \cdot \eta_{PM}} \quad (3.5)$$

$$\eta_{Sp} = 1 - \frac{P_{VerlustSp}}{P_{Sp}} \quad (3.6)$$

$$V_1 \geq V_0, p_1 \leq p_{0zul} \quad (3.7)$$

Durch die Berücksichtigung der Wirkungsgrade steigt der nötige Energieinhalt  $E_{Sp,\eta}$  für die finale Auslegung des Hybridmoduls im Vergleich zum in Abschnitt 2.1 ermittelten  $E_{Sp}$  leicht an. Dadurch werden unter Umständen größere Speicher nötig. Dies wird in der finalen Auslegung berücksichtigt.

Der zweite Schritt der finalen Hybridmodulsauslegung überprüft abschließend, ob das Speichervolumen für den nötigen Volumenstrom ausreicht und ob der Druck im Speicher nicht unter den zulässigen Druck abfällt. Dafür wird für jede  $T_{LP}$  und den zunächst kleinstmöglichen Speicher aus der Vorauslegung das p-V-Diagramm über die gesamte Zeit der interpolierten Messdaten erstellt. Dabei werden die Wirkungsgrade von VKM und Hybridmodul berücksichtigt. Mithilfe des p-V-Diagramms werden dann die beiden Abbruchkriterien aus (3.7) überprüft. Sollte ein Kriterium zutreffen, ist der untersuchte Speicher nicht anwendbar und der nächstgrößere aus den vorliegenden Datenblättern wird auf gleiche Art und Weise untersucht.



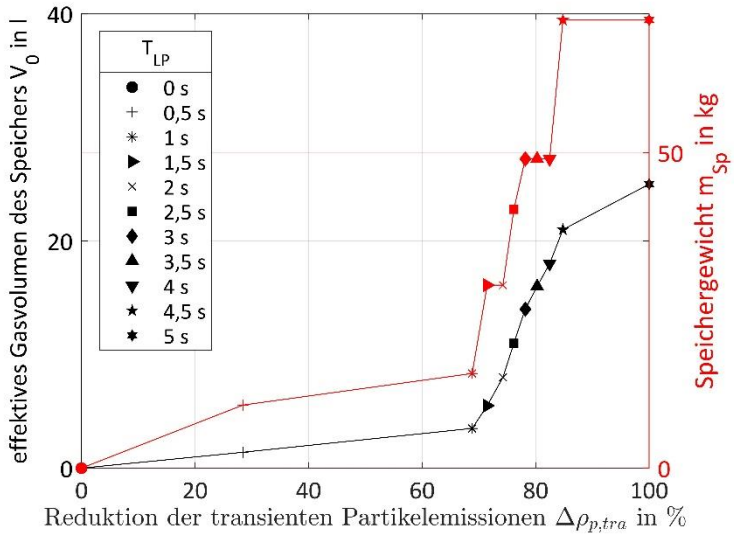


Abbildung 3.2: Zusammenhang zwischen  $T_{LP}$ , Speichergröße und Reduktion der Emissionen

Das Ergebnis der Speicherauslegung für die einzelnen  $T_{LP}$  zeigt Abbildung 3.2. Hier sind das nötige effektive Gasvolumen  $V_0$  und das Gewicht des dazugehörigen Hydraulikspeichers über der Reduktion der transienten Partikelemissionen  $\Delta\rho_{p,tra}$  aufgetragen. Es wurde somit der gesuchte Zusammenhang für den untersuchten VKM gefunden. Abbildung 3.2 zeigt, dass ab dem Knick bei  $T_{LP} = 1$  s über zwei Drittel der transienten Emissionen reduziert werden können. Denn nach 1 Sekunde ist der Turbolader in der Lage, genug Energie aus dem Abgasstrom zu generieren, und hat seine Trägheit überwunden. Dadurch kann er ausreichend Luft für eine gute Verbrennung in den Brennraum fördern. Für das Hybridmodul wird daher ein  $V_0$  von 3,5 l gewählt. Damit ergibt sich für einen Blasenspeicher ein Bauraum von  $0,15 \times 0,15 \times 0,6 \text{ m}^3$  und für die Hydraulikeinheit von  $0,4 \times 0,3 \times 0,3 \text{ m}^3$ . Für die Reduktion der transien-

ten Emissionen über 70 % hinaus wäre ein deutlich größerer Hydraulikspeicher zu wählen. Dadurch stiegen Bauraum und Gewicht des Hybridmoduls stark an.

## 4 Zusammenfassung

Dieser Beitrag gibt den Ausblick auf eine neue Methode, die transienten Rohemissionen eines Verbrennungskraftmotors (VKM) zu reduzieren. Diese nennt sich Phlegmatisierung, wobei ein geringer Phlegmatisierungsgrad gewählt wurde. Die Phlegmatisierung nutzt ein kompaktes Hybridmodul zur kurzzeitigen Entlastung des VKM. Nach der Berechnung des nötigen Energieinhaltes für einen bestimmten Lastsprung aus Messdaten folgten die Präsentation eines möglichen Hybridmoduls und die Auswahl der Energiespeicherungsart. Mithilfe dieses Wissens wurde für den betrachteten VKM der Zusammenhang zwischen der Zeitkonstante des Luftpfades  $T_{LP}$ , der Größe des Hydraulikspeichers und der Reduktion der transienten Emissionen ermittelt. Dies ist gleichzeitig die Auslegung des Hybridmoduls.

Das Ergebnis der Auslegung ist ein Hybridmodul, das das System für eine Zeitkonstante des Luftpfades von  $T_{LP} = 1$  s mit der nötigen Leistung versorgen kann. Damit liegt  $T_{LP}$  im erwarteten Bereich. Für die Phlegmatisierung ist demnach ein Hydraulikspeicher mit dem effektiven Gasvolumen  $V_0 = 3,5$  l und die Hydraulikpumpe A11VO der Baureihe 41 von Bosch Rexroth mit einem Schluckvolumen von  $V_g = 145$  cm<sup>3</sup> nötig. Mit diesem Hybridmodul ist für den in der Messung berücksichtigten Lastsprung von 10 auf 40 % Last eine Reduktion der transienten Partikelemissionen um bis zu 68,8 % möglich. Das kompakte Hybridmodul ist folglich in der Lage, einen Großteil der Rohemissionen zu reduzieren und kann daher als alternative Methode zur Reduktion transienter Rohemissionen von aufgeladenen Motoren in Betracht gezogen werden.

## 5 Ausblick

Alle in diesem Paper erzielten Ergebnisse bezüglich der Speicherauslegung und den Zusammenhängen zwischen Speichergröße und Reduktion der transienten Rohemissionen basieren auf Messungen von [1] und [6]. Da dort sowohl ein spezifischer Verbrennungskraftmotor (VKM) als auch ein spezifischer Lastsprung verwendet wurde, können alle Aussagen nur auf den in den Messungen verwendeten oder sehr ähnliche VKM bezogen werden. Um verschiedene VKM bei variablen Drehzahlen und unterschiedliche Arbeitszyklen von mobilen Arbeitsmaschinen berücksichtigen zu können, wird daher basierend auf den Erkenntnissen der vorliegenden Arbeit ein Simulationsmodell aufgebaut. Dieses soll für eine genaue Ermittlung der Partikel-,  $\text{NO}_x$ -, und weiteren Rohemissionen die Einspritzung und den Luftpfad abbilden können. Ziel der Simulation ist es, durch Berücksichtigung verschiedener Hybridmodul-Topologien und Betriebsstrategien für die optimale Auslegung des Speichers und der Hydraulikpumpe zu sorgen. Dabei wird weiterhin die Reduktion der transienten Rohemissionen bei einem möglichst kleinen Hybridmodul angestrebt.

## Danksagung

Gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) - GE 2022/14-1.

## Literatur

- [1] Hagen, J.R.; Assanis, D.N.; Filipi, Z.S.: Cycle-resolved measurements of in-cylinder constituents during diesel engine transients and insight into their impact on emissions. 2011.
- [2] Hagen, J.R.; Filipi, Z.; Assanis, D.N.: Transient Diesel Emissions: Analysis of Engine Operation During a Tip-In. 2006.
- [3] Rakopoulos, C.D. und Giakoumis, E.G.: Diesel engine transient operation, Springer, London, 2009.
- [4] Europäisches Parlament und europäischer Rat: Verordnung (EU) 2016/1628. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=CELEX%3A32016R1628>, (Abrufdatum: 06.09.2018).
- [5] Thiebes, P.: Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Technische Informationsbibliothek u. Universitätsbibliothek, KIT Scientific Publishing, Hannover, Karlsruhe, 2012.
- [6] Disch, C.; Kubach, H.; Spicher, U.; Schyr, C.: Experimental Investigations of Transient Emissions Behaviour Using Engine-in-the-Loop. Karlsruhe, 2012.
- [7] Tschöke, H.; Mollenhauer, K.; Maier, R.: Handbuch Dieselmotoren. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2018.
- [8] Engelsmann, D.; Wachtmeister, G.: Untersuchung von Betriebsstrategien für einen elektrisch hybridisierten Traktor mittels einer multiphysikalischen Gesamtfahrzeugsimulation. 4. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2013, S. 1-11.
- [9] Geimer, M.; Pohlandt, C.: Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen. KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2014.

- [10] Feld, D.; Bauer, F.; Röhr, A.: Hydraulischer Hybrid-Antrieb ermöglicht signifikantes Downsizing des Dieselmotors bei Tandemwalzen. 6. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2017, S. 51-60.
- [11] Korkmaz, F.: Hydrospeicher als Energiespeicher. Springer, Berlin, Heidelberg, 1982.
- [12] Ivantysyn, J. und Ivantysynova, M.: Hydrostatische Pumpen und Motoren. Vogwel, Würzburg, 1993.
- [13] Beater, P.: Entwurf hydraulischer Maschinen. Springer, Berlin, 1999.