

Modellierung des Betriebsverhaltens eines Diesel-Industriemotors als Stromerzeuger

Daniel Jörss¹, Bert Henrik Herrmann¹, Christian Fink^{1*}

¹. Fakultät für Maschinenbau, Hochschule Wismar, Philipp-Müller-Str. 14, 23966 Wismar, Germany

*Christian.Fink@hs-wismar.de

Abstract. Im Rahmen des laufenden BMBF-finanzierten und durch den Projektpartner Caterpillar unterstützten Forschungsprojektes SIDYN soll das Betriebsverhalten eines Stromerzeugers in Inselnetzen mit dynamischen Netzlasten simulativ beschrieben werden. Der hier präsentierte aktuelle Entwicklungsstand beschreibt das thermodynamisch-mechanische Motormodell, an welches im weiteren Projektverlauf das mechanisch-elektrische Generator-Netz-Modell anschließen soll. Zur Verifizierung eines Simulationsansatzes für den Industriemotor wurden Messungen an einem Laboraufbau an der Hochschule Wismar durchgeführt. Ziel dabei ist es, eine klare Schnittstellenbeschreibung zu entwickeln, die es ermöglicht, verschiedene Lastszenarien und deren Rückwirkung auf das Systemverhalten zu simulieren. Dabei wird ein in [2] beschriebener Ansatz verfolgt und in MATLAB® Simulink® umgesetzt. Zur Darstellung des Regelverhaltens seitens des Industriemotors wurde eine Schnittstellenbeschreibung der zeitlich variablen Momente und Winkelgeschwindigkeiten am Antriebsstrang betrachtet. Bezugnehmend auf den vorliegenden Versuchsaufbau wurden in erster Näherung gute Ergebnisse mit dem vorliegenden Modell erreicht. So zeigen die berechneten und simulierten Zylinderdruckverläufe in verschiedenen stationären Betriebspunkten eine hohe Übereinstimmung. Die im weiteren Projektverlauf angestrebte Berechnung dynamischer Betriebszustände erfordert jedoch verschiedene Erweiterungen des Systemmodells sowie auch des Motorprüfstandes.

Einleitung

Zur Erzeugung elektrischer Energie in Inselnetzen werden derzeit im maritimen sowie im stationären Inselbetrieb vorrangig GENSETS (Set aus Generator und Verbrennungsmotor) eingesetzt. Hierbei wird die hohe Energiedichte fossiler Brennstoffe durch die Kopplung eines Stromgenerators mit einem Verbrennungsmotor (meist Diesel- oder Gasmotoren) in elektrische Energie umgewandelt. Bereits im Auslegungsprozess der Anlage ist es zunehmend gefordert, Wechselwirkungen zwischen den

Systemkomponenten zu quantifizieren und eine optimierte Systemkonfiguration und Betriebsweise zu identifizieren. Auswirkungen dynamischer Lastwechsel im elektrischen Netz und die Reaktion des Verbrennungsmotors haben in Inselnetzen beispielsweise direkte Auswirkungen auf Schwankungen der Netzfrequenz. Insbesondere bei Anwendungen mit hohen elektrischen Lasten im Inselbetrieb, wie z.B. bei Zement- und Stahlwerken oder auch Schiffen mit Hybridantriebssystemen können erhebliche Einflüsse auf die Stabilität der Netzfrequenz entstehen und negative Auswirkungen auf andere Netzkomponenten hervorrufen. Für die Auslegung und Betrieb entsprechender Inselnetze ist es von großer Bedeutung, die zu erwartenden Wechselwirkungen zuverlässig quantitativ bestimmen zu können. Bislang werden solche Berechnungen aufwändig von Hand oder in Teilsimulationen durchgeführt. Unsicherheiten führen dabei oftmals zur Wahl einer überdimensionierten Anlagenkategorie mit entsprechend hohen Beschaffungskosten.

Grundsätzlich werden herkömmliche Simulationen solcher Systeme auf Basis von drehzahlbasierten Modellen berechnet [7]. Der Ansatz des Projektes beinhaltet jedoch die Annahme, dass durch die Entwicklung eines Modells auf Basis drehwinkel aufgelöster Prozessrechnung eine präzisere Aussage zum Systemverhalten getätigt werden kann und somit die Anlagenkonfiguration hinsichtlich deutlich mehr Parametern optimierbar ist. Als Ergebnis des Auslegungsprozesses kann ggf. eine wirtschaftlichere Anlage gewählt werden, die dennoch eine stabile Systemleistung mit geringen Netzschwankungen ermöglicht.

Neben einer sicheren und bestmöglichen Systemleistung können auch weitere ökonomische und ökologische Gesichtspunkte, wie Effizienz und Emissionen, als Zielgrößen einer modellbasierten Systemauslegung definiert werden.

Bei der Simulation sollen zwei Systemmodelle an einer Schnittstelle zusammengeführt werden. Dabei

handelt es sich um ein mechanisch-thermodynamisches Motormodell sowie ein mechanisch-elektrisches Generator-Netz-Modell. Zur Modellentwicklung sollen zunächst ein 2,9 l Turbodiesel- Industriemotor sowie ein Generator als Asynchronmaschine abgebildet werden, wie sie im Motorenlabor der Hochschule Wismar existieren. Die Schnittstelle wird über einen zeitlich und drehwinkelaufgelösten Drehmomentverlauf realisiert, um hochaufgelöst Lastwechselspiele zwischen den Maschinen, inklusive der gedämpften, elastischen Kupplung, beschreiben zu können.

In diesem Dokument soll für das Teilmodell des Verbrennungsmotors der bis dato entwickelte Simulationsansatz beschrieben, sowie erlangte Simulationsergebnisse mit Messergebnissen des Motorprüfstandes verglichen werden.

1 Die Simulationsumgebung

Zur Simulation des Dieselmotors wurde ein Berechnungsansatz auf Grundlage einschlägiger OD-Modelle sowie verfügbarer Motordaten gewählt.

Obwohl eine Reihe kommerzieller Tools zur Berechnung von Antriebssystemen verfügbar ist, wurde sich unter Berücksichtigung der Projektziele für die Eigenentwicklung eines entsprechenden Simulationsmodells entschieden. Gründe hierfür sind:

- Genaue Kenntnis des Aufbaus der Modelle
- Spezielle Abstimmung der Modelle auf Gegebenheiten von Großmotoren und Stromerzeugern in Einzel- und Mehrmotorenanlagen mit gegenseitiger Wechselwirkung
- Freie Wahl des Detaillierungsgrades und der Anwenderkomplexität der Teilmodelle und des Gesamtsystems
- Ausbaufähigkeit des Modells hinsichtlich weiterer Schnittstellen, wie z.B. Ankopplung an Wärmenetze bei Abwärmenutzung

Die Wahl der Simulationsumgebung fällt auf das Programm MATLAB® Simulink®. Hierin ist eine flexible Struktur abbildbar und es können sowohl existierende Module als auch eigener Code genutzt werden. So können physikalische Zusammenhänge nachvollziehbar und adaptierbar programmiert werden.

2 Modellbeschreibung

Zur Simulation des Verbrennungsmotors wird ein nulldimensionales Modell verwendet, welches auf dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik beruht, in dem der Brennraum ein instationäres, offenes System darstellt [1].

Die Energiebilanz [1], abgeleitet nach dem Kurbelwinkel φ , wird im Allgemeinen wie folgt beschrieben:

$$\frac{dU}{d\varphi} = -p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} \quad (1)$$

Für die Lösung der Bilanzgleichung muss in der Simulation eine Variable vorgegeben werden, wie z.B. der Zylinderdruck aus Messdaten oder ein empirisch ermittelter Brennverlauf (Wärmezufuhr aufgrund Verbrennung). Die innere Energie im Brennraum wird über die kalorische Zustandsgleichung für ideale Gase berechnet.

$$dU = m \cdot c_v \cdot dT \quad (2)$$

In Anlehnung an [2] wird in der Simulation die Gleichung 2 nach der Zeit abgeleitet, so verschwindet die Ableitung der konstanten Bezugstemperatur und man erhält

$$\Delta \dot{U} = m \cdot c_v \cdot \dot{T} \quad (3)$$

Mit diesem Ansatz [2] lässt sich der 1. Hauptsatz als Differentialgleichung 1. Ordnung wie folgt formulieren

$$\dot{T} = \frac{-p \cdot \frac{dV(\varphi)}{dt} + \dot{Q}_B - \dot{Q}_W + \dot{H}_E - \dot{H}_A}{m \cdot c_v} \quad (4)$$

Für die spezifische Wärmekapazität c_v sind in der Simulation Stoffdaten [3] in Polynomgleichungen, in Abhängigkeit der berechneten Temperatur, für verschiedene Luftverhältnisse hinterlegt, um damit höhere Genauigkeiten zu erzielen.

Die Berechnung des Zylinderdruckes lässt sich mit Hilfe der idealen Gasgleichung berechnen.

$$p = \frac{m \cdot R \cdot T}{V} \quad (5)$$

Neben der Bestimmung von Druck und Temperatur ist es noch erforderlich, den zugeführte Wärmestrom \dot{Q}_B aus dem Brennstoff zu berechnen. Die Energieumsetzung während der Verbrennung wird mittels eines Vibe-

Ersatzbrennverlaufs dargestellt [8][4]. Um den dieselmotorischen Brennverlauf möglichst realitätsnah darzustellen, wird für die Simulation eine Überlagerung aus drei Vibe-Funktionen verwendet. Diese sollen die drei typischen Phasen vorgemischte Verbrennung, Hauptverbrennung und Nachverbrennung beschreiben [4]. In Abbildung 1 sind die einzelnen Brennverlaufs-funktionen sowie deren Überlagerung exemplarisch dargestellt.

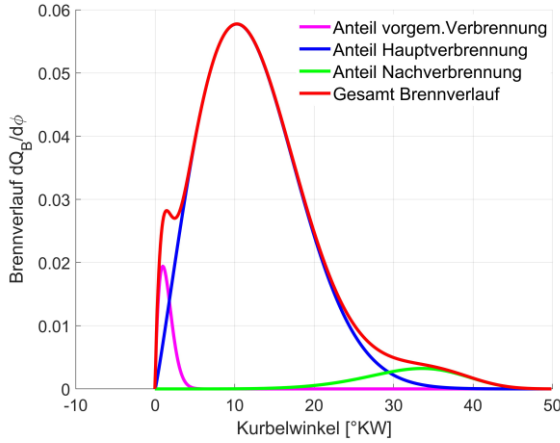


Abbildung 1: Modellierung Brennverlauf

Der Brennverlauf wird im Vorfeld über ein Programm in MATLAB® erzeugt und in Simulink® an ein 1D Lookup-Table als Durchbrennfunktion weitergegeben. Mit Hilfe des Newton'schen Ansatzes lässt sich die abgeführte Wärmeleistung \dot{Q}_W , durch Wärmeübergang an Zylinderwand und Kolben, beschreiben.

$$\dot{Q}_W = \alpha \cdot A(\varphi) \cdot (T_{Gas} - T_{Wand}) \quad (6)$$

In der Gleichung 6 ist A die Wärme übertragende Fläche, die sich aus Zylinderkopffläche, Kolbenbodenfläche und der momentanen Mantelfläche des Brennraumes je nach Kolbenposition zusammensetzt.

Für den Wärmeübergangskoeffizienten α wurde sich in der Simulationsumgebung für die Gleichung 7 nach Woschni-Huber [3] entschieden, da diese neben dem Hochdruckteil (Kompression und Expansion) noch den Ladungswechsel (Ausschieben und Ansaugen) mit berücksichtigt.

$$\alpha = 130 \cdot d^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot (C_1 \cdot v)^{0,8} \quad (7)$$

Die dimensionslose Konstante C_1 ist mit folgenden Werten angegeben:

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{v_u}{v_{KM}} \text{ für den Hochdruckteil}$$

$$C_1 = 6,18 + 0,417 \frac{v_u}{v_{KM}} \text{ für den Ladungswechsel}$$

Der Geschwindigkeitsterm v wird in der Gleichung 8 nach [3] wie folgt beschrieben:

$$v = v_{KM} \left[1 + 2 \cdot \left(\frac{V_C}{V} \right)^2 \cdot p_i^{-0,2} \right] \quad (8)$$

Dabei ist p_i der indizierte Mitteldruck, der in der Simulationsumgebung als integrale Größe aus der Volumenänderungsarbeit, bezogen auf das Hubvolumen des Zylinders, berechnet wird.

Die Terme \dot{H}_E und \dot{H}_A sind die Enthalpieströme der durch die Ventile ein- und ausströmenden Gasmassen, die in der Simulation wie folgt formuliert werden [4].

$$\dot{H}_E = \dot{m}_E \cdot (u_E + R_E \cdot T_E) \quad (9)$$

$$\dot{H}_A = \dot{m}_A \cdot (u_A + R_A \cdot T_A) \quad (10)$$

Der Index E kennzeichnet den Zustand knapp vor dem Einlassventil und in analoger Weise der Index A den Zustand nach dem Auslassventil. Die Berechnung der spezifischen inneren Energie beruht auf Stoffdaten aus [3], die in Polynomgleichungen, als Funktion der Temperatur, für das jeweilige Luftverhältnis überführt wurden. Zur Berechnung des Massenstroms durch die Ventile im Ladungswechsel wird folgende Gleichung 11 bzw. 12 verwendet [3].

$$\dot{m}_E = \mu \cdot A_{V E(\varphi)} \cdot \frac{p_E}{\sqrt{R \cdot T_E}} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_Z}{p_E} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_Z}{p_E} \right)^{\frac{(\kappa+1)}{\kappa}} \right]} \quad (11)$$

$$\dot{m}_A = \mu \cdot A_{V A(\varphi)} \cdot \frac{p_Z}{\sqrt{R \cdot T_Z}} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_A}{p_Z} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_A}{p_Z} \right)^{\frac{(\kappa+1)}{\kappa}} \right]} \quad (12)$$

Entsprechend stehen die Indizes Z für Zylinder, E für Einlass und A für Auslass, jeweils betrachtet knapp vor beziehungsweise nach dem Ventil.

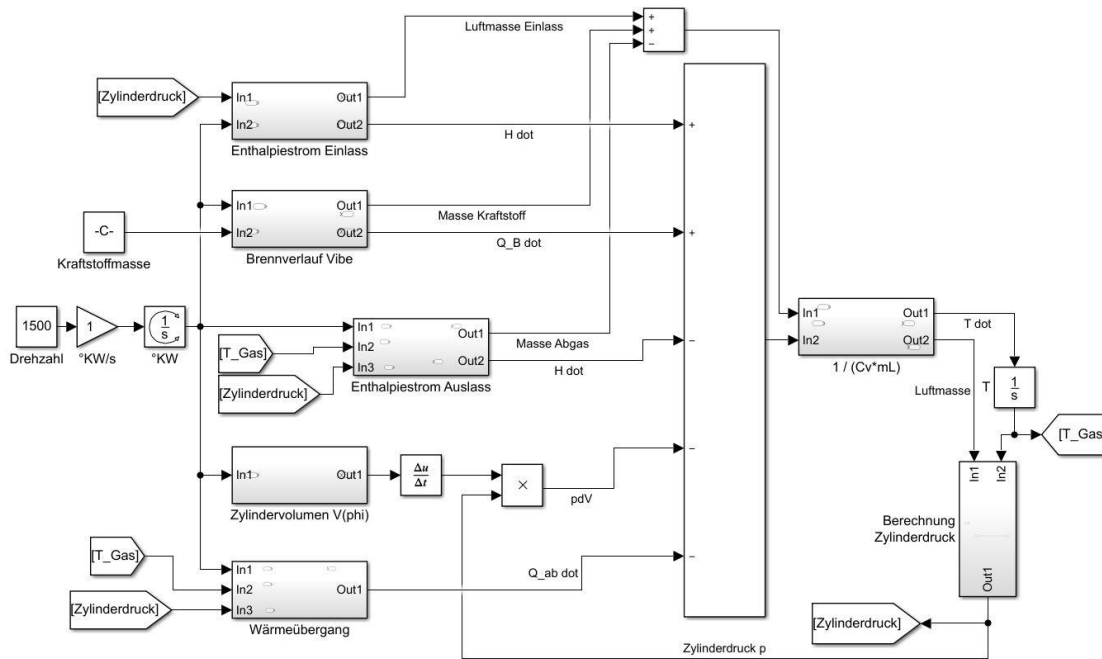


Abbildung 2: schematische Darstellung in Simulink®

A_v beschreibt die Schlitzfläche vom Einlass- bzw. Auslassventil, die sich in Abhängigkeit der Ventilerhebung ändert. Die Durchflusszahl μ ist ein Maß für den Strömungswiderstand an den Ventilkämen, wodurch Verluste durch Reibungen berücksichtigt werden. Diese können meist nur an Strömungsprüfständen oder durch aufwendige CFD-Analysen ermittelt werden [4]. Für die Simulation wurden Durchflussbeiwerte in Abhängigkeit des relativen Ventilhubes aus [1][4] angenommen.

Abbildung 2 zeigt den schematischen Simulink®-Code zur Berechnung der Energiebilanz im Brennraum. Die Simulation startet durch die Vorgabe einer Anfangstemperatur, Startdrehzahl sowie einer im Brennraum schon vorhandenen Luftmasse. Dabei befindet sich der Kolben, bei 0°KW , am oberen Totpunkt. Über den Block „Berechnung Zylinderdruck“ wird gemäß Gleichung 5 der Druck im Brennraum berechnet. Temperatur und Druck werden dann anschließend an die jeweiligen Subsysteme weitergegeben. Durch Integration der Winkelgeschwindigkeit erhält man den Kurbelwinkel. Daraus ergeben sich in den Subsystemen unter anderem das Zylindervolumen, in Abhängigkeit des Kurbelwinkels, sowie die Steuerung der Ventilerhebungskurven, mit den daraus resultierenden Gasmassenströmen. Dies ist exemplarisch in Abbildung 3 dargestellt.

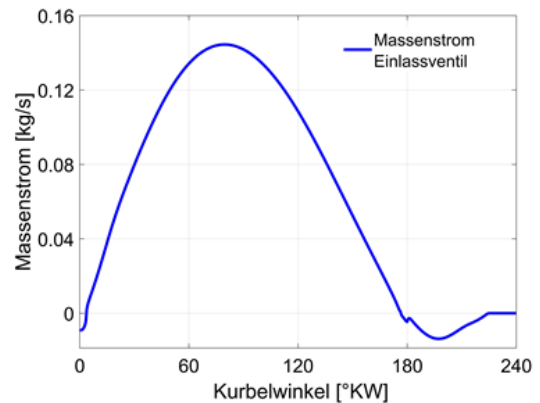


Abbildung 3: simulierter Massenstrom Einlassventil

Es ist zu erkennen, dass es im betrachteten Lastpunkt bei 180°KW , am Ende des Ansaugvorgangs, zu Rückströmungen kommt. Der Kolben bewegt sich hier bereits wieder in Richtung OT und schiebt einen Teil der Luftmasse aus dem noch geöffneten Ventil wieder aus. Dieses Phänomen ist abhängig von der Motordrehzahl und führt je nach Auslegung der Ventilerhebungskurve, bei höherer Drehzahl, zu einer Steigerung der Luftmasse im Zylinder. Mit Schließen des Einlassventils kann man das System als geschlossen betrachten, wenn z.B. Leckagen vernachlässigt werden.

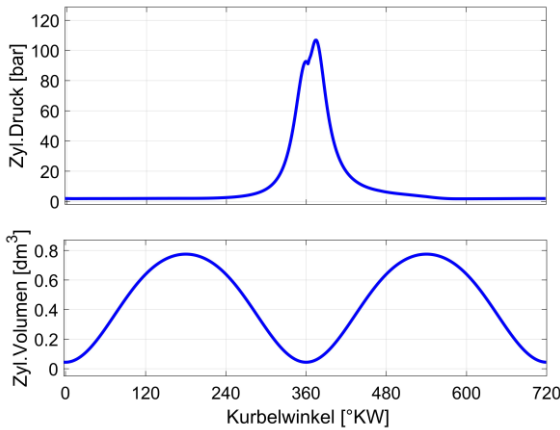


Abbildung 4: oben: Zylinderdruckverlauf über 720°KW
unten: Zylindervolumen über 720°KW

Abbildung 4 zeigt den simulierten Zylinderdruckverlauf sowie das veränderliche Zylindervolumen über ein Arbeitsspiel (720° KW). Mit der Aufwärtsbewegung des Kolbens verkleinert sich das Zylindervolumen und es beginnt die Kompressionsphase, wodurch Druck und Temperatur ansteigen. Bei ca. 360° KW setzt die Verbrennung ein und der Druck steigt an. Mit der Abwärtsbewegung des Kolbens vergrößert sich das Zylindervolumen und es folgt die Expansionsphase, in der Druck und Temperatur im weiteren Verlauf sinken. Kurz vor 480° KW öffnet das Auslassventil und es beginnt das Ausschleiben der Abgase. Für die Modellierung eines 4-Zylindermotors wird die Energiebilanz für jeden Brennraum einzeln berechnet. Dabei muss bei der Integration des Drehwinkels aus der Winkelgeschwindigkeit eine Verschiebung berücksichtigt werden, die beim 4-Zylindermotor dem Zündabstand von 180° KW entspricht.

Für die Berechnung des Drehzahlverlaufs werden jeweils die Terme der am Kolben verrichteten Volumenänderungsarbeit $-p \frac{dv}{d\varphi}$, abgeführte Nutzleistung, notwendige Reibleistung sowie Leistungen zur oszillierenden Beschleunigung der Kolben herangezogen. Die Ermittlung des Reibmitteldrucks erfolgt dabei durch einen Polynomansatz von Chen & Flynn [5], welcher eine gute Adaptierbarkeit an die Rand- und Betriebsbedingungen erlaubt. In der folgenden Abbildung 5 ist eine schematische Darstellung zur Berechnung der Drehungleichförmigkeit in Simulink® dargestellt.

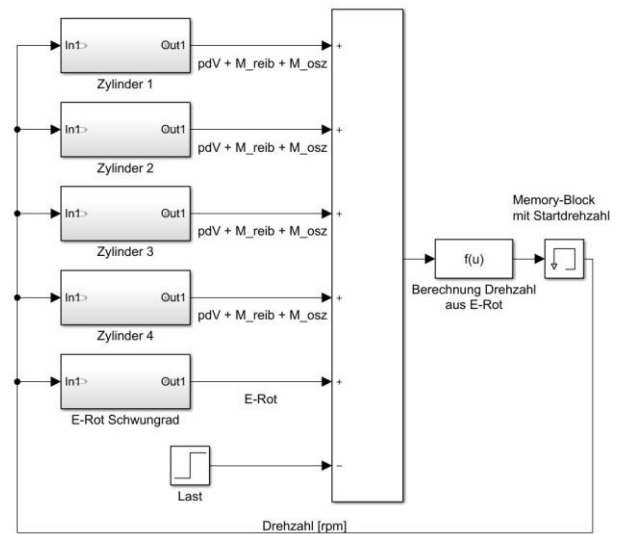


Abbildung 5: schematische Darstellung

Über den „Memory-Block“ muss im Vorfeld eine Startdrehzahl definiert werden, um die Energiebilanz berechnen zu können. In den Subsystemen „Zylinder 1“ bis „Zylinder 4“ wird jedes Einzelmoment, unter Berücksichtigung des oszillierenden Massenmomentes und des Reibmomentes, berechnet. Die Lastanforderung in diesem System ist als Konstante hinterlegt, welche sich je nach Simulationsbedingungen erhöhen oder verringern lässt. Der Energiezustand des Schwungrades lässt sich mit Gleichung 13 beschreiben.

$$E_{Rot} = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \quad (13)$$

In Abbildung 6 ist ein simulierter Momentenverlauf für einen Zylinder, über ein Arbeitsspiel, dargestellt.

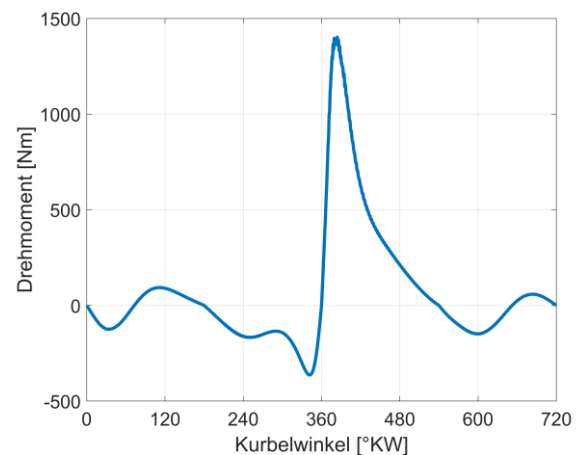


Abbildung 6: simulierter Momentenverlauf

An der Summenstelle werden alle einfließenden Energien zusammengeführt. Durch Umstellen der Gleichung 13 lässt sich der Drehzahlverlauf wie folgt berechnen

$$n = \sqrt{\frac{E_{Rot\ neu}}{2 \cdot J \cdot \pi^2}} \quad (14)$$

In Abbildung 7 ist die simulierte Ungleichförmigkeit im Drehzahlverlauf für ein Arbeitsspiel nach Gleichung 14 über der Zeit, bei einer Nennzahl von 1500 min^{-1} , dargestellt.

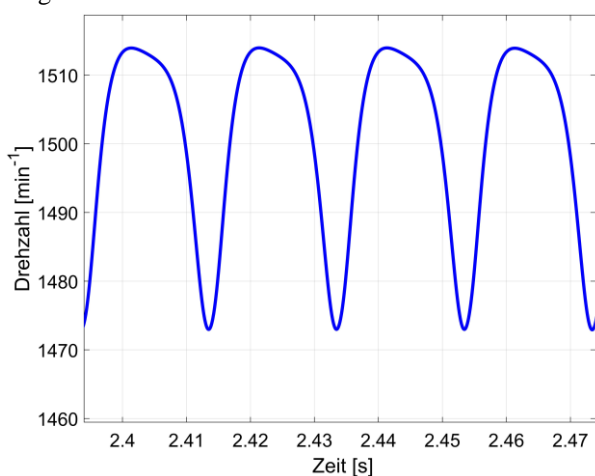


Abbildung 7: simulierte Drehungleichförmigkeit

Da die Drehungleichförmigkeit des Motors einen erheblichen Einfluss auf eine mit ihm gekoppelte E-Maschine hat, muss zusätzlich das Verhalten eines elastischen Kupplungselementes simuliert werden. Nach dem dynamischen Grundgesetz für die Drehbewegung ergeben sich für die Drehmassen folgende Gleichungen [6].

$$-k_D(\varphi_M - \varphi_G) - d_D(\dot{\varphi}_M - \dot{\varphi}_G) + M = J_M \cdot \ddot{\varphi}_M \quad (15)$$

$$k_D(\varphi_M - \varphi_G) + d_D(\dot{\varphi}_M - \dot{\varphi}_G) = J_G \cdot \ddot{\varphi}_G \quad (16)$$

In den Gleichungen 15 und 16 ist $d_D(\dot{\varphi}_M - \dot{\varphi}_G)$ das Dämpfungsmoment und $k_D(\varphi_M - \varphi_G)$ das Moment aus der Verdrehung beider Drehmassen zueinander. M ist das Erregermoment, das von der Motorseite eingeleitet wird.

Nach der höchsten Ableitung umgestellt, ergibt sich folgende Gleichung 17

$$-k_D \left(\frac{1}{J_M} + \frac{1}{J_G} \right) \cdot (\varphi_M - \varphi_G) - d_D \left(\frac{1}{J_M} + \frac{1}{J_G} \right) \cdot (\dot{\varphi}_M - \dot{\varphi}_G) + \frac{M}{J_M} = \ddot{\varphi}_M - \ddot{\varphi}_G \quad (17)$$

In Abbildung 8 ist ein simulierter Drehzahlverlauf vor und hinter dem elastischen Kupplungselement dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich die Drehungleichförmigkeit des Verbrennungsmotors durch die elastische Kupplung, deutlich reduziert, auf den Generator überträgt.

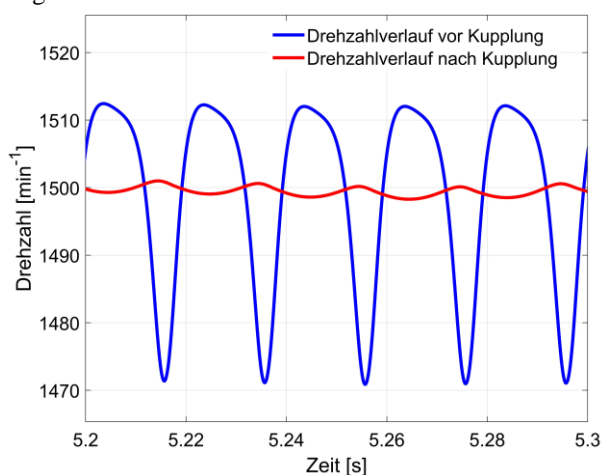


Abbildung 8: simulierte Drehungleichförmigkeit inklusive Kupplung

3 Modellvalidierung

Zur Verifizierung des Simulationsmodells, werden die Berechnungsergebnisse mit Messdaten des Versuchsmotors aus dem Motorenlabor der Hochschule Wismar verglichen.

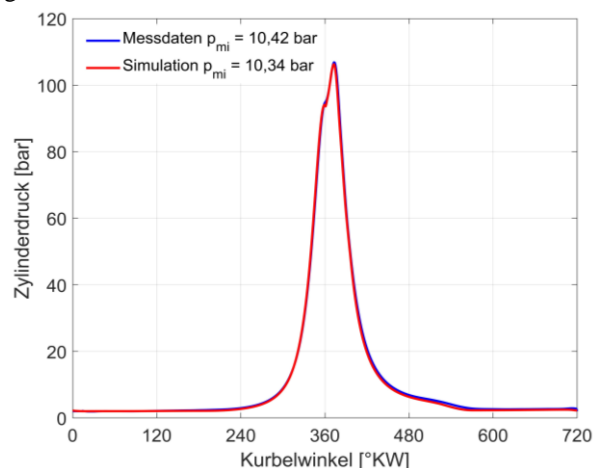


Abbildung 9: Zylinderdruckverlauf eines Zylinders über ein Arbeitsspiel im Vergleich von Messung zu Simulation

In Abbildung 9 ist ein Vergleich des Zylinderdruckverlaufes über einen komplettes Arbeitsspiel bei einer Motordrehzahl von 2000 min^{-1} und einem Drehmoment von 200 Nm dargestellt. Als Eingangsparameter für die Simulation wurde ein aus den Messungen ermittelter Brennverlauf eingesetzt. Ein Vergleich der ermittelten Zylinderdruckverläufe zeigt, dass Simulation und Berechnung in hohem Maße übereinstimmen. Dies ist eine wichtige Voraussetzung für eine genaue Beschreibung des zeitlichen Drehmomentverlaufes an der Schnittstelle zwischen Verbrennungsmotor und angeschlossenen Generator. Ein Vergleich des Mitteldruckes als integrale Größe zur Charakterisierung der Motorlast ergibt eine Abweichung von kleiner 1 % zwischen Simulation und Messung. Ähnlich gute Ergebnisse wurden auch in anderen Betriebspunkten festgestellt, was zumindest für die stationären Betriebspunkte die Anwendbarkeit des Simulationsansatzes und der gewählten Modelle bestätigt.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen des BMBF-finanzierten Forschungsvorhabens SIDYN soll das Betriebsverhalten eines Stromerzeugers in Inselnetzen mit dynamischen Netzlasten auf Grundlage eines modularen Simulationsmodells abgebildet werden. Das Modell soll die Möglichkeit zur Variation unterschiedlicher Motor- und Netzkonfigurationen sowie verschiedener Lastszenarien bieten.

Basierend auf thermodynamisch-mechanischen Zusammenhängen sowie einzelnen, speziell für Verbrennungsmotoren entwickelten Teilmodellen wurde dafür das hier vorgestellte Gesamtmodell eines 4-Zylinder 4-Takt Industrie-Dieselmotors in Simulink® aufgebaut. Ein Vergleich der mittels des Modells berechneten Ergebnisse zeigt dabei in stationären Betriebspunkten sehr gute Übereinstimmungen mit Messergebnissen von einem Motorprüfstand, was die Anwendbarkeit des gewählten Simulationsansatzes unterstützt.

Da die Abbildung hochdynamischer Betriebszustände ein wesentliches Ziel des Vorhabens ist, müssen im weiteren Projektverlauf sowohl das Motormodell als auch der Motorprüfstand entsprechend weiterentwickelt werden. Im konkreten Fall bedeutet dies, die Modellierung und messtechnische Erfassung des dynamischen Verhaltens des Abgasturboladers. Es ist darüber hinaus zu prüfen, welchen Einfluss Wärmeübergangsprozesse in Ansaug- und Abgasstrecke sowie eine Abgasrückführung auf das dynamische Betriebsverhalten haben.

Danksagung

Die hier vorgestellten Ergebnisse wurden im Rahmen des öffentlich finanzierten Projektes SIDYN (FKZ: 13FH043PX8) erarbeitet. Die Autoren möchten sich sowohl beim BMBF sowie auch bei dem Projektpartner Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG für die Unterstützung des Vorhabens bedanken.

Nomenklatur

U	- innere Energie [J]
p	- Druck [Pa]
\dot{Q}_B	- Energiefreisetzung aus Brennstoff [J/s]
\dot{Q}_W	- Wandwärmestrom [W]
φ	- Kurbelwinkel [°]
KW	- Kurbelwinkel
h	- spezifische Enthalpie [J/kg]
m	- Masse [kg]
T	- Temperatur [K]
V	- Volumen [m ³]
c_v	- spezifische Wärmekapazität [J/(kg K)]
$\dot{H}_{E,A}$	- Enthalpiestrom [J/s]
\dot{m}	- Massenstrom [kg/s]
R	- Gaskonstante [J/(kg K)]
α	- Wärmeübergangskoeffizient [W/(m ² K)]
A	- wärmeübertragende Fläche [m ²]
d	- Bohrungsdurchmesser [m]
v_u	- Drallgeschwindigkeit [m/s]
v_{KM}	- mittlere Kolbengeschwindigkeit [m/s]
u	- spezifische innere Energie [J/kg]
p_i	- indizierter Mitteldruck [bar]
μ	- Durchflusskoeffizient [-]
A_v	- Schlitzfläche [m ²]
κ	- Isentropenexponent [-]
J	- Trägheitsmoment [kg m ²]
ω	- Winkelgeschwindigkeit [s ⁻¹]
J_M	- Trägheitsmoment Motor [kg m ²]
J_G	- Trägheitsmoment Generator [kg m ²]
k_D	- Drehfedersteifigkeit [Nm/rad]
d_D	- Dämpfungskonstante [Nms/rad]
φ_M	- Verdrehwinkel Motor seitig [rad]
φ_G	- Verdrehwinkel Generator seitig [rad]
$\dot{\varphi}_M$	- Winkelgeschwindigkeit Motor seitig [rad/s]
$\dot{\varphi}_G$	- Winkelgeschwindigkeit Generator seitig [rad/s]
$\ddot{\varphi}_M$	- Winkelbeschleunigung Motor seitig [rad/s ²]
$\ddot{\varphi}_G$	- Winkelbeschleunigung Generator seitig [rad/s ²]

References

- [1] Maurer, T. *Einführung in die Realprozessrechnung von Verbrennungsmotoren*, Berlin: Springer-Verlag GmbH, 2020.
- [2] Scherf, H. *Modellbildung und Simulation dynamischer Systeme*, München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 2010.
- [3] Pischinger, R., Klell, M., Sams, T. *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, 3.Aufl., Wien, New York: Springer-Verlag, 2009.
- [4] Merker, G., Schwarz, C. *Grundlagen Verbrennungsmotor*, 4. Auflage, Wiesbaden: Vieweg + Teuber, 2009.
- [5] Chen, S., Flynn, P. „*Development of a Single Cylinder Compression Ignition Research Engine*“ in SAE Technical Paper 650733, 1965.
- [6] Jäger, H., Mastel, R., Knaebel, M. *Technische Schwingungslehre*, 8.Aufl., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013
- [7] Mrugowsky, H. *Drehstrommaschinen im Inselbetrieb*, 2.Aufl., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [8] Vibe, I. *Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren*, VEB Verlag Technik, Berlin, 1970