



Der durch die Zunahme der Komplexität von Motoren dramatisch ansteigende Funktionsumfang erzwingt die Einführung neuer Methoden. Die virtuelle Applikation steigert erheblich die Effizienz der Kalibrierung von Motorsteuergeräten und wird zum unverzichtbaren Bestandteil des Entwicklungsprozesses. Die IAV besitzt umfangreiche Erfahrungen auf diesem Gebiet. In Kooperation mit der Westsächsischen Hochschule Zwickau wurden geeignete Modelle entwickelt, bewertet und an verschiedenen Motorkonzepten getestet. Der Beitrag gibt einen Überblick über den aktuellen Entwicklungsstand und beschreibt geeignete Modellansätze.

Modellansätze für die virtuelle Applikation von Motorsteuergeräten

1 Einleitung

Da aktuell der Ausstoß von CO₂ verstärkt in den Fokus der Öffentlichkeit gerückt ist, ist der Wirkungsgrad von Fahrzeugantrieben mit Verbrennungsmotor deutlich zu verbessern. Das führt zu einem zu erheblich komplexeren Systemen, um Ladungswechsel und Verbrennung zu steuern, und zum anderen zu Kombinationen von Verbrennungsmotoren mit Elektroantrieben. Damit nimmt der Aufwand zur wirkungsgradoptimalen Parametrierung der Antriebe unter allen Betriebsbedingungen erheblich zu.

Die IAV arbeitet seit mehreren Jahren intensiv an Verfahren und Methoden, um die daraus resultierende, stark steigende Anzahl an Parametern in vertretbarer Zeit so zu optimieren, dass sich im Betrieb möglichst immer der günstigste Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors ergibt. Dabei wird der erheblich gestiegene Aufwand an zu bedatenden Labels im Motorsteuergerät im besonderen Maße Rechnung getragen. Die Einführung physikalisch basierter Modelle im Applikationsprozess ist zum unverzichtbaren Werkzeug geworden, um im Entwicklungsablauf effizient zur optimalen Kalibrierung zu gelangen.

2 Toolkette und Anforderungen an die Modelle

Zur virtuellen Applikation ist eine umfangreiche Toolkette unverzichtbare Basis für eine effektive Prozessgestaltung. Entscheidend ist ein Softwarepaket zur schnellen Aufbereitung von Prüfstandsmessungen für unterschiedliche Funktionsblöcke, zur softwaregestützten Be-

reitstellung der Daten für Berechnungsverfahren und Optimierer sowie zur Koordination des Zusammenwirkens der Teilsysteme. Eine detaillierte Beschreibung der Toolkette wurde in [1] veröffentlicht, **Bild 1**.

3 Lasterfassung

Die Zylinderladung wird im Motorsteuergerät in Abhängigkeit vom Saugrohrdruck für alle erforderlichen Betriebspunkte und Ladungswechseleinstellungen modelliert. Das erfordert bei konventioneller Bedatung eine Vielzahl an Messungen. Zur Verringerung des Aufwands ist die DoE-Methode bereits seit vielen Jahren etabliert. Dabei wird der Füllungsverlauf abhängig von den freien Parametern mit Polynommodellen oder neuronalen Netzen abgebildet. Bei diesem Verfahren wird mit intelligenten Versuchsplänen der Messaufwand zum Abgleich der Polynomkoeffizienten erheblich reduziert [2]. Alternativ kann die Ladungswechselsimulation die Luftmasse im Zylinder berechnen und damit den Messaufwand weiter minimieren.

In der nulldimensionalen Simulation treten durch die Vernachlässigung der instationären Wellenvorgänge Abweichungen von den berechneten Absolutwerten auf. Deshalb sind Messungen zur Kalibrierung des Modells für fast jeden Betriebspunkt am Motorprüfstand erforderlich. Mit dem kalibrierten Modell können die Daten im gesamten erforderlichen Parameterraum wegen der großen Rechengeschwindigkeiten sehr schnell erzeugt werden. Im Falle von gravierenden Änderungen im Ladungswechselkonzept, wie zum Beispiel einer Änderung der Saug-

Die Autoren



Dipl.-Ing. Matthias Kratzsch ist Fachbereichsleiter Applikation Ottomotoren im Geschäftsfeld Antriebsstrang-Mechatronik der IAV GmbH, München, und Leiter der IAV in München.



Dipl.-Ing. Michael Günther ist Abteilungsleiter Verbrennung/Thermodynamik Ottomotoren im Geschäftsbereich Antriebsstrang-Mechatronik der IAV GmbH in Chemnitz.



Dipl.-Ing. Nick Elsner ist verantwortlich für den Bereich Ladungswechsel, Abteilung Verbrennung/Thermodynamik Ottomotoren im Geschäftsbereich Antriebsstrang-Mechatronik der IAV GmbH in Chemnitz.



Dr.-Ing. Steffen Zwahr ist wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Fakultät Kraftfahrzeugtechnik der Westsächsischen Hochschule Zwickau.

Analyse	Simulation	Modellierung
Ladungswechsel- / Prozessanalyse Brennverlauf Ein- / Auslassmassenstrom Frischluftmasse Restgasmasse Detaillierte Verlustteilung Frequenz Analyse Brennraumfrequenzen Filter Charakteristik	1D Ladungswechselsimulation Füllungserfassung Restgasanteil Steuerzeiten 0D Ladungswechselsimulation Verdampfung Start- / Dynamiksimulation Arbeitsprozess - Simulation Verbrennung Brennverlaufsmodelle Klopfregelung Abgaswärmestrom	Empirisches Verbrennungsmodell Modellgleichungen Brennparameter Phenomenologisches Verbrennungsmodell Automatischer Abgleich der Entrainment Parameter Reibungsverluste Abgleich von Reibmodellen (emp. / phys. basierte Modelle)
Automatisierung / Optimierung	Abgleich von Ladungswechselmodellen Auswertung der Ladungswechselrechnungen Parametervariationen	

Bild 1: Werkzeuge für die virtuelle Applikation

rohrgeometrie, ist jedoch immer ein neuer Modellabgleich erforderlich.

Die eindimensionale Ladungswechselsimulation kann die Zielgrößen der Last- erfassung exakter vorausberechnen. Der Aufwand zur Modellerstellung und Kalibrierung ist höher, aber der Umfang an Messungen am Motorprüfstand deutlich geringer. Es lassen sich abgestimmte Ladungswechselmodelle bei Änderungen am Motorkonzept weiterverwenden und in bestimmten Grenzen Vorhersagen der sich einstellenden Zylinderfüllung treffen. Zum Einsatz kommt handelsübliche Software wie GT-Power, die kombiniert mit Optimierern zum effizienten Modell- abgleich die Berechnung der Ladungs- wechselformparameter im gesamten Kennfeld übernimmt. Diese Methode wurde bereits detailliert in [1] vorgestellt.

4 Basisparametrierung

Zur Basisparametrierung zählen die Steuerzeitenoptimierung, die Direkteinspritzung und die Betriebsartenumschaltung, auf die im Folgenden näher eingegangen wird.

4.1 Steuerzeitenoptimierung

Die in Abschnitt 3 beschriebenen Modelle kommen bei der Auslegung der Basisparameter des Motors zur Anwendung. In diesem Fall liefert die Gesamtprozess- simulation (Kombination von Nieder- druck- und Hochdruckschleife) sehr gute Ergebnisse. Zur Vorbedatung von Steuer- zeiten im Vollastfall werden mittels Op-

timierer die Nockenwellenpositionen für maximale Zylinderfüllung als Zielkriterium ermittelt. In der Teillast erreicht der gedrosselte Ottomotor seinen minimalen Kraftstoffverbrauch bei größtmöglicher Vermeidung von Drosselverlusten durch Erhöhung des Restgasanteils. Die Verletzung der Brenngrenzen infolge zu hoher Abgasanteile im Zylinder verhindern empirische Restgasverträglichkeitsmodelle oder alternativ physikalisch basierte Entflammbarkeitsmodelle.

4.2 Direkteinspritzung

Durch die Abkühlung der Zylinder- ladung bei Benzindirekteinspritzung führt der resultierende Druckabfall zum Nachströmen von Frischgas mit dem Ergebnis einer größeren Zylinderfüllung. Bei unterschiedlicher Positionierung der Einspritzung ergibt sich eine differenzierte Wirkung des Nachladeeffekts. Vor allem bei der Aufteilung der Kraftstoffanteile

vor und nach Einlassschluss ergibt sich ein erheblicher Einfluss auf die Zylinder- ladung. Zur Berechnung des Ladungs- anteils infolge der Kraftstoffkühlung wird das in Abschnitt 9 beschriebene Ver- dampfungsmodell genutzt.

4.3 Betriebsartenumschaltung

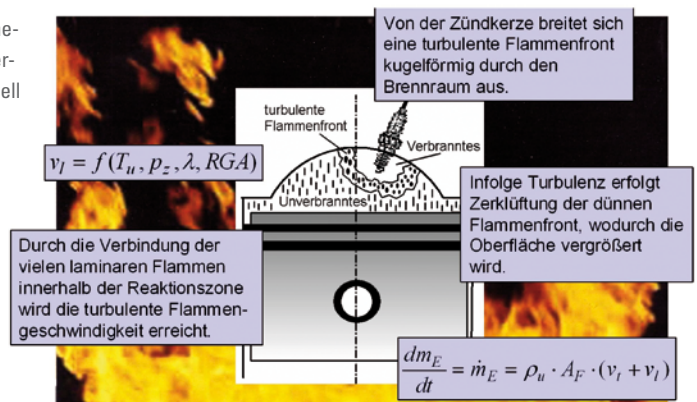
Da Variabilitäten am Verbrennungsmotor betriebspunktabhängig zu unterschiedlichen Effekten führen, sind Umschalt- vorgänge zwischen den Betriebsarten notwendig (zum Beispiel Zweipunkt-Ventil- hubschaltung). Zur Vermeidung von Dreh- momentsprüngen werden die Zustands- änderungen im Zylinder bei Umschalt- vorgängen vom Steuergerät zyklusauf- gelöst berechnet. Da diese Vorgänge in sehr kurzer Zeit ablaufen, ist es messtechnisch außerordentlich schwer, exakte Ergebnisse zu erhalten. Die klassische Kalibrierung, bestehend aus Messung, Bedatung, Messung, versagt dadurch.

Auch hier kommen die Modelle aus Abschnitt 3 zur Anwendung. Sie liefern Linien der Füllung in Abhängigkeit vom Saugrohrdruck jeweils mit beiden Zu- ständen. Im Schnittpunkt beider Füll- raden ist die Zylinderfüllung gleich und bietet damit den idealen Abstimmungs- punkt für ruckfreies Umschalten.

5 Verbrennungsmodell zur Bedatung von Momentenstruktur und Zündwinkel

Zur Berechnung der indizierten Dreh- momente wird die Arbeitsprozessrech- nung genutzt. Zur Berücksichtigung der unterschiedlichen Betriebszustände bil- den Verbrennungsmodelle die Änderun-

Bild 2: Phänomenologisches Verbrennungsmodell (Entrainment- Modell)



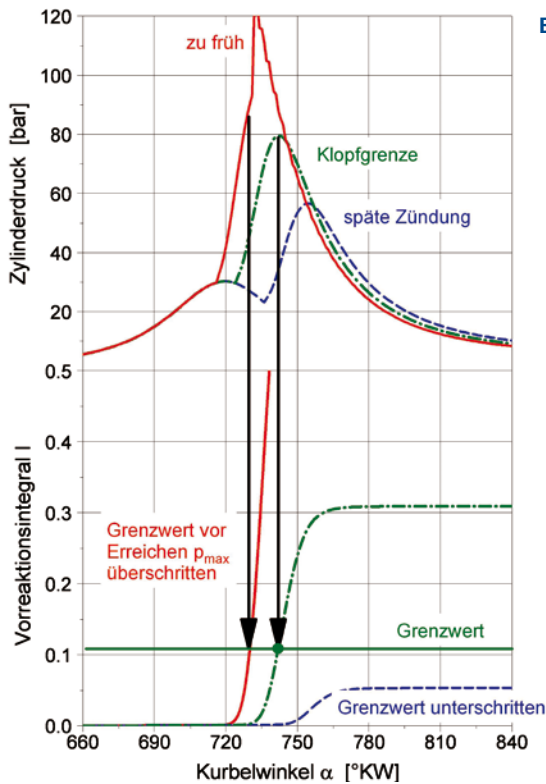


Bild 3: Modell zur Detektion der Klopfgrenze

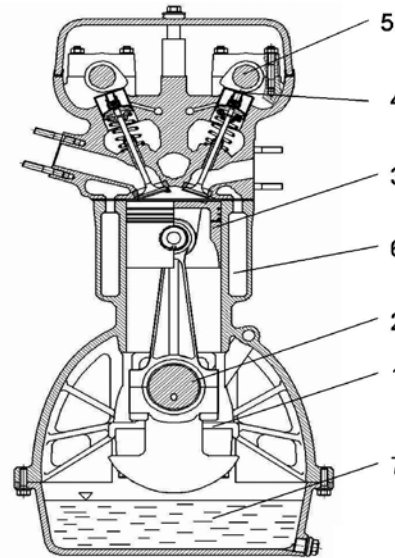


Bild 4: Reibungsmodell

$$p_{mr} = p_{mr_ref} + \Delta p_{mrHL/PL/KG/VT/NWA/KMP/SMP}$$

gen im Brennverlauf in Abhängigkeit der relevanten Parameter ab. Hier bieten sich verschiedene Möglichkeiten von einfachen Ansätzen nach Vibe bis zur Darstellung der Brennverläufe mittels neuronaler Netze an. Am besten geeignet sind phänomenologische Modelle (Entrainmentmodelle), Bild 2. Der Verbrennungsablauf wird als Kombination von laminarer und turbulenter Flammenausbreitung abgebildet:

$$\frac{dm_E}{dt} = \rho_u \cdot A_F \cdot (v_t + v_i) \quad \text{Gl. (1)}$$

Vorteile dieses Verfahrens sind der geringe Messaufwand und die physikalisch basierte Abbildung von Einflüssen wie Zylinderinnenströmung und Turbulenz. Die Abbildung der geometrischen Systemgrenzen für die Verbrennung erfolgt auf der Basis von CAD-Daten. Unter Einbeziehung der Brennraumgeometrie werden Abgasvolumen, Flammenfront- und Wandkontaktfläche für die sich ausbreitende Flammenfront berechnet. Mit Hilfe des Verbrennungsmodells kann das indizierte Drehmoment für alle Betriebszustände inklusive der Zündwinkel im nicht klopfbegrenzten Kennfeldbereich bedatet werden.

6 Klopfmodell

Der im Verbrennungsmodell abgelegte Zusammenhang zwischen Zündzeitpunkt und Verbrennungsschwerpunktlage berücksichtigt nicht die Klopfneigung des Motors.

Auf der Basis der Messungen zur Momentenmodellierung kann ein empirisches Klopfmodell nach Franzke [3] beziehungsweise Spicher und Worret [4] kalibriert werden. Definitionsgemäß entstehen klopfende Verbrennungen dann, wenn ein kritischer Vorreaktionszustand spätestens zur Winkellage α_{pmax} eintritt, Bild 3. Zur Erfassung dieses Zustands wird der Motor so exakt wie möglich an der definierten Klopfgrenze betrieben und die gewonnenen Druckverläufe analysiert. Im Ergebnis liegt ein kritischer Wert I_k für das Vorreaktionsintegral I vor:

$$I = \frac{1}{\omega} \cdot \int_{\alpha_{ES}}^{\alpha_{pmax}} \frac{p^a}{e^{b/T_{uv}}} d\alpha \quad \text{Gl. (2)}$$

Unter Berücksichtigung dieser Grenze kann die Zündwinkelbedatung in allen Punkten erfolgen, die infolge Klopfen nicht mit optimaler Verbrennungslage gezündet werden können.

7 Reibungsmodell

Mittels eines Reibungsmodells werden aus indizierten Kenngrößen die Effektivwerte ermittelt. Zum Einsatz können hier empirische Polynommodelle oder physikalisch basierte Ansätze kommen. Vorteile von teilempirischen Modellen mit physikalischem Hintergrund, wie nach [5], liegen in der detaillierteren Berücksichtigung tribologischer Teilsysteme beziehungsweise von Temperatureinflüssen auf die Reibung, Bild 4.

8 Abgastemperaturmodell und Bauteilschutz

Hier sollen das Wärmetransportmodell und das Luftverhältnis zur Einhaltung der Abgas-Grenztemperatur näher beschrieben werden.

8.1 Wärmetransportmodell

Die Einhaltung der maximalen Abgastemperatur zur Sicherung der Dauerhaltbarkeit der Komponenten, wie zum Beispiel der Turbine, wird mit der Zylinderinnenkühlung in Form einer Gemischanreicherung erreicht. Zur Ermittlung

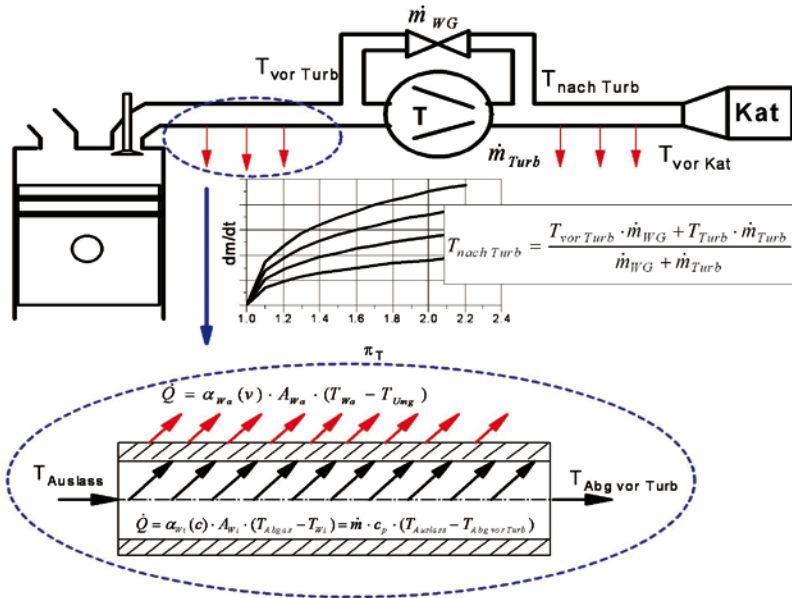


Bild 5: Modellierung der Abgastemperatur

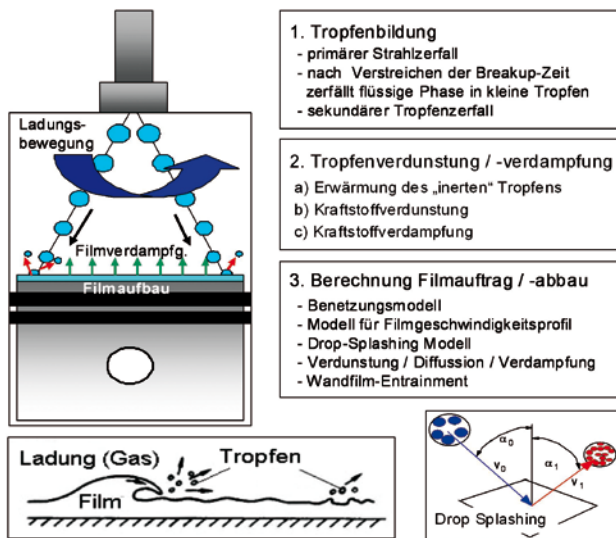


Bild 6: Modellierung von Kraftstofftropfen- und filmverdampfung

des korrekten Anreicherungs-faktors ist die Kenntnis der aktuellen Abgastemperatur in Abhängigkeit von den relevanten Einflussgrößen erforderlich, Bild 5.

Die Temperatur im Zylinder bei „Auslass öffnet“ liefert die Arbeitsprozessrechnung im Zusammenspiel mit dem in Abschnitt 5 beschriebenen Verbrennungsmodell. Bis zum Verlassen des Auslasskanals wird der Wärmeübergang nach [6] berechnet. Zur Ermittlung der Bauteiltemperaturen mit Beachtung der Konvektion ist ein Wärmetransportmodell erforderlich. Berechnet werden die Erwärmung und die Wärmeabstrahlung der Bauteile sowie die Abgastemperatur

bis Eintritt in den Katalysator. Wird das Abgas über eine Turbine geleitet, erfolgt die Beschreibung der Enthalpieabsenkung mit Zusatzmodellen.

8.2 Luftverhältnis zur Einhaltung der Abgas-Grenztemperatur

Die Einhaltung des Grenzwerts einer Komponente, wie zum Beispiel $T_{Abgas} = 950 \text{ °C}$ für die Turbine, erfordert zugehörige Luftverhältnisse, die gleichzeitig die Klopfneigung des Motors reduzieren. Die damit mögliche Frühverstellung des Zündzeitpunkts senkt die Abgastemperatur zusätzlich. Um das optimale Lambda zu ermitteln, ist die Anwendung einer

virtuellen Klopfregelung auf der Basis des Klopfmodells erforderlich. Durch gleichzeitige Variation von Lambda und Zündzeitpunkt erfolgt die iterative Annäherung an die optimale Parametrierung.

9 Verdampfungsmodell

Zur Ermittlung des Verdampfungsverlaufs wurde ein Verdampfungsmodell mit mehreren Teilmodellen entwickelt, Bild 6. Zunächst erfolgt die Berechnung der Tropfendurchmesser beziehungsweise deren Verteilung sowie der Austrittsgeschwindigkeit. Die Tropfen werden zu Paketen zusammengefasst und stellvertretend als Einzeltropfen betrachtet. Im Brennraum werden die Tropfen abgebremst und infolge des Wärmeübergangs aufgewärmt. Unterhalb einer Temperaturgrenze dient die zugeführte Wärme nur der Temperaturänderung des Tropfens, der Verdampfungs-term in Gl. (4) entfällt.

Nach Überschreiten der Grenztemperatur wird für $T < T_{Siede}$ die Verdunstung berechnet. Die eingetragene Wärme wird sowohl zum Verdunsten als auch zur Erhöhung der Tropfentemperatur genutzt:

$$\alpha_{wÜ} \cdot A_{Tr} \cdot (T_{Ladung} - T_{Tr}) = \dot{m}_{Dampf} \cdot h_v + m_{Tr} \cdot c_{p,Tr} \cdot \frac{dT_{Tr}}{dt} \quad \text{Gl. (3)}$$

Die Verdunstungsrate hängt von Stofftransportvorgängen ab, die vom Konzentrationsunterschied und dem Massentransferkoeffizienten bestimmt werden. Nach Erreichen der Siedetemperatur erfolgt keine weitere Temperaturerhöhung. Die zugeführte Wärme dient ausschließlich zum Verdampfen von Kraftstoff.

Auf den Kolbenboden oder die Zylinderwand auftreffende Tröpfchen werden in einem Wandfilmmodell erfasst. Erreicht ein Paket die Kolbenoberfläche, dann wird mit der Reynolds- und Ohnesorge-Zahl die Reflexion von Tropfen bewertet. Der reflektierte Teil wird als neues Paket weiter verfolgt. Der verbleibende Kraftstoff trägt zum Wandfilmaufbau bei. Der Wandfilm tauscht Wärme mit dem Kolben und der Ladung aus. Erwärmen, Verdunsten beziehungsweise Verdampfen des Films werden analog Gl. (4) berücksichtigt.

Zur Modellierung des Filmtransports wird ein logarithmisches Wandgesetz zur

eingetragene Wärme wird unterhalb der Siedetemperatur zur Temperaturerhöhung und zum Verdunsten des Wassers genutzt.

Wesentlich für den Stofftransport ist der Unterschied der Konzentrationen des Wasserdampfs an der Filmoberfläche und im Abgas in der Grenzschicht. Die Verdunstungsrate wird unter Berücksichtigung der Diffusion und der Sherwoodzahl berechnet.

Nach Erreichen der Siedetemperatur dient die ausgetauschte Wärme ausschließlich zum Verdampfen. Die Berechnung des Filmtransports erfolgt auf Basis bekannter Ansätze [9, 10].

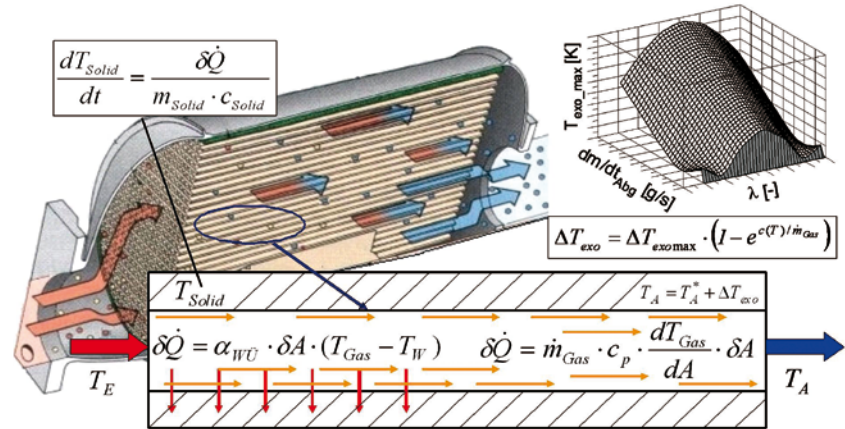


Bild 9: Berechnung von Wärmestrom und Exothermie im Katalysator

12 Wärmestrom und Exothermiemodell des Katalysators

Zur Vermeidung thermischer Schädigung ist die Kenntnis der Abgastemperatur im Katalysator erforderlich. Die konventionelle Bedatung des Katalysatormodells erfordert zeitaufwändige Messungen. Die Berechnung der Abgastemperaturen im Katalysator basiert im Wesentlichen auf zwei Teilmodellen, Bild 9:

1. Wärmestrommodell für die Abkühlung beziehungsweise Erwärmung des Abgases und des Monolithen
2. Exothermiemodell zur Beschreibung der Wärmezufuhr infolge der Oxidation der brennbaren Bestandteile im Abgas.

Bei der Modellbildung wird der Katalysator in mehrere vertikale Abschnitte geteilt und für jeden Abschnitt die Wärmebilanz aufgestellt:

$$\delta\dot{Q} = \alpha_{WÜ} \cdot \delta A \cdot (T_{Gas} - T_W) \quad \text{Gl. (7)}$$

$$\delta\dot{Q} = \dot{m}_{Gas} \cdot c_p \cdot \frac{dT_{Gas}}{dA} \cdot \delta A \quad \text{Gl. (8)}$$

Die Erwärmung des Monolithen wird entweder vereinfacht mit einem nulldimensionalen Ansatz, bei dem die übergegangene Wärme die gesamte Feststoffmasse des Elements aufwärmt:

$$\frac{dT_{Solid}}{dt} = \frac{\delta\dot{Q}}{m_{Solid} \cdot c_{Solid}} \quad \text{Gl. (9)}$$

oder unter Anwendung der Gesetzmäßigkeiten instationärer Wärmeleitung modelliert.

Mit der Gastemperatur am Katalysatoreintritt werden Gas- und Festkörper-

temperatur im ersten Element berechnet. Die Abgastemperatur im ersten Bereich dient als Eintrittstemperatur für das zweite Segment. Mit allen weiteren Elementen wird analog verfahren mit dem Ergebnis einer eindimensionalen Temperaturverteilung für die Gas- und Feststoffphase längs des Katalysators. Zur Modellierung der Temperaturvergrößerungen in den einzelnen Elementen infolge Exothermie wird gegenwärtig das von Lubeski [11] vorgeschlagene Verfahren angewendet, bei dem eine modellierte maximale exotherme Temperaturerhöhung auf die einzelnen Elemente verteilt wird.

13 Fazit

Die umfangreichen Steuergerätestrukturen, die für den optimalen Motorbetrieb zu kalibrieren sind, bedeuten einen hohen Messaufwand, verbunden mit hohen Kosten und langen Entwicklungszeiten. Mit dem Übergang zur virtuellen Applikation gelingt es der IAV, verstärkt Messungen durch Simulationsrechnungen zu ersetzen.

Die dafür vorhandenen Modelle erfüllen Qualitätsansprüche, die zur Bedatung von Konzeptmotoren bis hin zu seriennahen Baustufen hinreichend genau sind. So kann beispielsweise bei der Last erfassung eine Genauigkeit von ±3 % erreicht werden. Die erforderlichen Testreihen wurden in der IAV an verschiedenen Motoren mit unterschiedlichen Last erfassungssystemen und Brennverfahren mit guten Ergebnissen durchgeführt.

Literaturhinweise

- [1] Seiffert, U.; Gotthard, R. (Hrsg.): Virtuelle Produktentstehung für Fahrzeug und Antrieb im Kraftfahrzeug. 1. Auflage, Vieweg+Teubner-Verlag, Wiesbaden, 2008
- [2] Röpke, K.; et al.: DoE – Design of Experiments – Methoden und Anwendungen in der Motorenentwicklung. Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech, 2005
- [3] Franzke, D. E.: Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze. Dissertation, TU München, 1981
- [4] Spicher, U.; Worret, R.: Entwicklung eines Kriteriums zur Vorausberechnung der Klopfgrenze. Forschungsbericht Nr. 700, FVW, Frankfurt/Main, 2002
- [5] Fischer, G.: Expertenmodell zur Berechnung der Reibungsverluste von Ottomotoren. Dissertation, TU Darmstadt, 2000
- [6] Zapf, H.: Beitrag zur Untersuchung des Wärmeübergangs während des Ladungswechsels im Viertakt-Dieselmotor. In: MTZ 30 (1969), Nr. 12, S. 461-465
- [7] Cerbe, G.; Hoffmann, H.-J.: Einführung in die Wärmelehre. 8. Auflage, S. 304 ff., Carl-Hanser-Verlag, München, Wien, 1987
- [8] Eichert, H.: Abschätzung des Kondensatanfalls im Brennraum während Kaltstart und Warmlaufphase. Interner Forschungsbericht, Westsächsische Hochschule Zwickau, 1999
- [9] Elsässer, A.: Kraftstoffaufbereitung in Verbrennungsmotoren Grundlagen der Strömung schubspannungsgetriebener Wandfilme. Dissertation, Universität Karlsruhe, 1998
- [10] Grote, A.: Zum Verhalten instationärer Kraftstoffwandfilme in Einlasskanälen von Ottomotoren, Dissertation, Universität Karlsruhe, 1999
- [11] Lubeski, A.: Real-Time Catalytic Converter Temperature Estimator in the Powertrain Controller, SAE 2000-01-0651, USA, 2000

Download des Beitrags unter www.MTZonline.de

MTZ

Read the English e-magazine. Order your test issue now: SpringerAutomotive@abo-service.info

Wer bremst, verliert?

Vom cleveren Umgang mit Geld in der Krise.



Automotive Agenda – Wir denken schon mal vor

Jetzt Vorzugsausgabe online bestellen: www.Automotive-Agenda.de oder per Fax an: 0611.7878 440