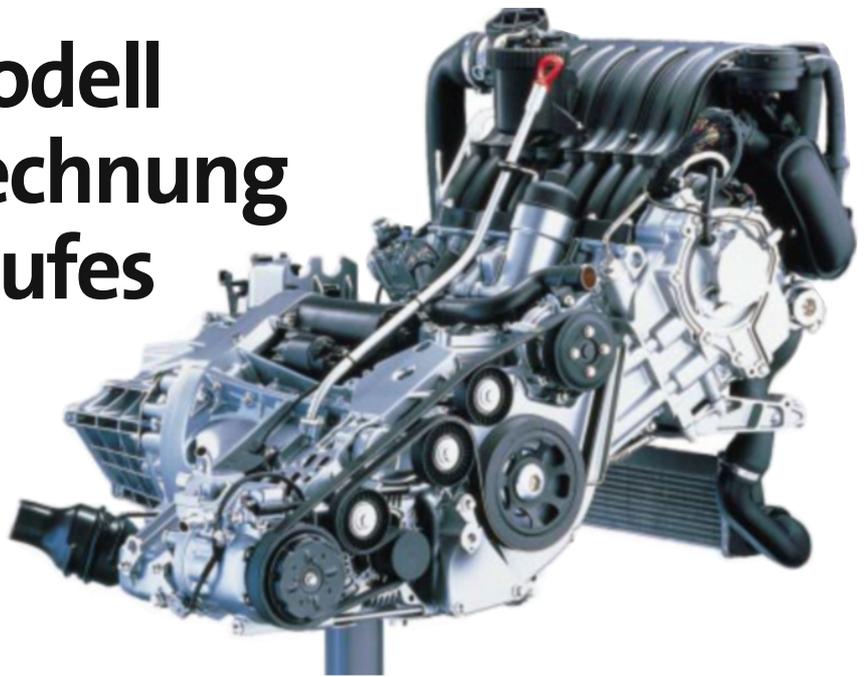


Empirisches Modell zur Vorausberechnung des Brennverlaufes bei Common-Rail-Dieselmotoren



Von Christian Barba,
Christine Burkhardt,
Konstantinos Boulouchos und
Michael Bargende

Die Arbeitsprozessrechnung (APR), basierend auf einem Einzonen-Modell und einem vorgegebenen Ersatzbrennverlauf (EBV), stellt weiterhin ein wichtiges Werkzeug in der Motorenentwicklung dar. Die Vorgabe eines den Betriebsbedingungen des Motors entsprechenden EBVs erfolgt typischerweise mit Hilfe eines empirischen Modells. Das hier vorgestellte empirische Modell und der neue EBV gehen optimal auf den in weiten Kennfeldbereichen vorherrschenden Verbrennungstyp des Common-Rail-Motors ein. Wesentliche Neuerung ist somit unter anderem die Berücksichtigung einer Vorverbrennung (VV) und die Abhängigkeit von weitgehend frei wählbaren Inputgrößen wie dem Raildruck. Basis des neuen Modells war eine äußerst umfangreiche Datenbasis von über 1800 Betriebspunkten von fünf verschiedenen Motoren. Die Arbeiten wurden in der Pkw-Entwicklung von DaimlerChrysler in Stuttgart durchgeführt.

1 Einleitung

Die heutige Motorenentwicklung wird maßgeblich durch die angestrebten kürzeren Entwicklungszeiten sowie durch die stetig steigenden Anforderungen im Bereich Komfort, Verbrauch und Umweltverträglichkeit beeinflusst. Die CR-Einspritzung am Dieselmotor bietet neue Potenziale, um diesen Anforderungen gerecht zu werden. Die grosse Anzahl der Freiheitsgrade dieses Systems führt aber zu einem erheblichen Mehraufwand bei dessen Applikation. Der Zielkonflikt mit den geforderten kürzeren Entwicklungszeiten ist vorprogrammiert.

Die Lösung dieses Problems ist aus technischer Sicht unter anderem in der konsequenten Nutzung von Simulationswerkzeugen zu suchen, bieten diese doch schon

in der frühen Entwicklungsphase eines Motors die Möglichkeit, Aussagen über dessen Verhalten zu machen und den zu untersuchenden Parameterbereich sinnvoll einzuschränken.

Neben der sehr detaillierten, aber auch komplexen und zeitaufwendigen 3-D-Simulation sind empirische nulldimensionale Modelle sinnvolle Werkzeuge zur Berechnung des Hochdruckprozesses. Gerade die Einfachheit und somit auch Rechengeschwindigkeit eines nulldimensionalen empirischen Modells machen dieses für bestimmte Aufgaben äußerst attraktiv. Als klassisches Anwendungsgebiet ist die Einbindung in ein Ladungswechselprogramm zu nennen.

Die wichtigsten bestehenden empirischen Ansätze sind die von Anisitis/Woschni [1],

Oberg [2] und Schreiner [3]. All diese Ansätze wurden aber für gänzlich andere Motortypen entwickelt und gehen nicht optimal auf die Gegebenheiten und Randbedingungen des CR-Motors ein. Es sind dies vor allem:

- Vorverbrennung in weiten Kennfeldbereichen
- keine ausgeprägte Premixed-/Diffusionsverbrennung der Hauptverbrennung (HV)
- frei wählbarer Raildruck
- in weiten Bereichen frei einstellbare Werte für Ladedruck, AGR-Rate und Kraftstoffmenge. Somit ist das Verbrennungsluftverhältnis λ als Modelleingangsgröße ungeeignet.

Aus aktueller Literatur [4] ist bekannt, dass der Ansatz von Anisitis/Woschni weiterhin zur Anwendung kommt. Eine detailliertere

Verifikation dieses Ansatzes für vorliegende Motoren zeigte aber, dass dieser ohne eine Parameteranpassung nur sehr bedingt plausible Ergebnisse liefert. Hinzu kommen fundamentale Schwächen eines Vibe-EBVs, auf die in Kapitel 3 eingegangen wird.

Die Neuentwicklung eines empirischen Modells und EBVs ist daher notwendig. Die einfache, übersichtliche Struktur der bestehenden Ansätze sollte dabei aber unbedingt beibehalten werden. Um das Modell so einfach wie möglich zu halten, soll es in erster Linie auf die in der Praxis interessierenden Kennfeldbereiche abgestimmt werden.

2 Datenbasis, Messdatenerfassung

Grundlage für Entwicklung und Verifikation des neuen empirischen Modells waren über 1 800 Betriebspunkte von allen Hubraumklassen der heutigen CR-Motorenbaureihe von Mercedes-Benz. Die geometrischen Eckdaten dieser Motoren sind in der **Tabelle 1** zusammengefasst.

Alle Indiziermessungen wurden mit wassergekühlten Sensoren des Typs 6061 B des Unternehmens Kistler durchgeführt.

Die Messdatenerfassung, Auswertung, Druckverlaufsanalyse (DVA) und Arbeitsprozessrechnung erfolgte mit dem Indizier- und Auswertesystem IDEfix [5]. In der Druckverlaufsanalyse und Arbeitsprozessrechnung wurde der Wandwärmeübergang mit dem Ansatz von Bargende [6] und die Kalorik nach Zacharias [7] berücksichtigt.

3 Entwicklung eines neuen Ersatzbrennverlaufes

In einem qualitativen Sinn kann die Verbrennung des Pkw-CR-Dieselmotors, wie im **Bild 1** dargestellt, in folgende vier Typen eingeteilt werden:

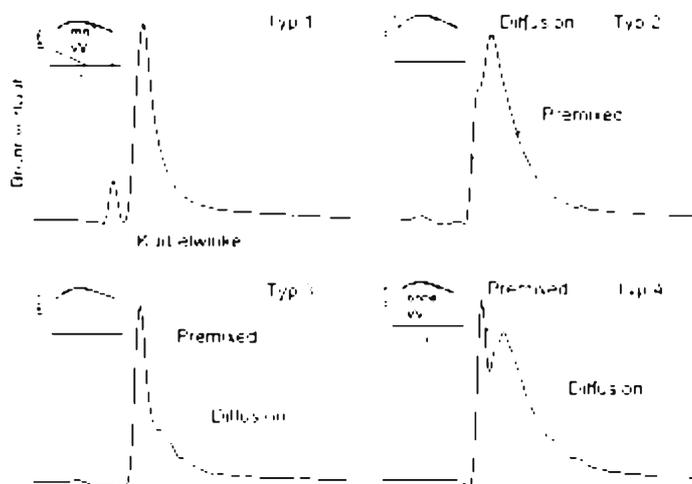
Tabelle 1: Geometrische Eckdaten der untersuchten Motoren

Table 1: Specification of investigated engines

Typ	Hub [mm]	Bohrung [mm]	Zylindervolumen [cm ³]
1	79	65,5	266
2	84	80	422
3	82	83,5	449
4	86	86	500
5	88,4	88	538

Bild 1: Verbrennungstypen

Fig. 1: Different types of combustion



1. Vorverbrennung, Hauptverbrennung ohne erkennbaren Premixed-Einfluss
2. durch Diffusionsverbrennung bestimmte Hauptverbrennung mit erkennbarem, aber geringem Premixed-Einfluss
3. Hauptverbrennung mit dominierender Premixed-Verbrennung
4. Hauptverbrennung mit differenzierbarem Premixed- und Diffusionsteil mit je einem lokalen Maximum.

Der Verbrennungstyp 1 stellt dabei die wichtigste Kategorie im gesamten Kennfeld dar und tritt bei vorhandener VV und nicht zu tiefen Lasten auf. Typ 2 findet sich bei hohen Lasten und Drehzahlen, wo typischerweise ohne VV gefahren wird. Typ 3 tritt bei tiefen Lasten und geringer bis verschwindender VV-Menge auf, während Typ 4 nur im mittleren Last- und Drehzahlbereich bei nicht vorhandener VV auftritt.

Ein EBV, der alle Typen optimal wiedergibt, müsste also aus einem VV-Teil, einem Premixed-Teil und einem Diffusionsteil bestehen. Im Laufe der Auswertungen zeigte sich aber, dass ein solcher dreiteiliger EBV nicht dem Ziel eines einfachen übersichtlichen Modells entspricht. Zudem soll in erster Linie der in der Praxis wichtige Kennfeldbereich mit VV optimal wiedergegeben werden, in dem sich in den meisten Fällen eine Verbrennung entsprechend Typ 1 oder zum Teil Typ 2 einstellt. Aus diesem Grund wird der Premixed-Teil der HV nicht modelliert.

3.1 EBV der Vorverbrennung

Der am häufigsten verwendete EBV ist der Vibe-Verlauf [8]. Dieser Ansatz besteht vor allem durch seine Einfachheit. Im vorliegenden Fall ist ein Vibe-Verlauf in sehr weiten Kennfeldbereichen vorzüglich geeignet, um die Vorverbrennung zu modellieren.

Da die Vorverbrennung ausser in Randbereichen als sehr kompakte symmetrische Verbrennung abläuft, kann sogar noch der Formfaktor $m=2$ gesetzt werden. Als Randbereiche sind Betriebsbedingungen zu verstehen, bei denen die eingespritzte VE-Menge unvollständig und nicht scharf abgrenzbar verbrennt, was beispielsweise bei langen Zündverzügen beim Kaltstart auftreten kann.

Zusammenfassung VV-EBV:

- Vibe-Verlauf mit Formfaktor $m=2$, Gl. (1)
- Bei gegebenem VB erfolgt die Einpassung an einen gegebenen Brennverlauf so, dass Übereinstimmung der umgesetzten Menge und der Verbrennungsdauer gefordert wird oder, bei fixem Formfaktor äquivalent und oftmals einfacher, Übereinstimmung bezüglich Ort und Betrag von dQ_{Bmax} der VV.
- Bei gegebenem VB mit dem Modell zu beschreibende Größen: umgesetzte Menge Q_{VV} und Verbrennungsdauer $\Delta\phi_{VDVV}$.

3.2 EBV der Hauptverbrennung

Zur Beschreibung der HV ist ein Vibe-Verlauf dahingehend ungeeignet, als nicht gleichzeitig der kompakte erste Teil und der langsame, verschleppte Ausbrand der typischen CR-Dieselerbrennung wiedergegeben werden können. In der Praxis ergibt dies die wesentliche Einschränkung, dass unter anderem die beiden wichtigen Outputgrößen Spitzendruck p_{max} und innere Arbeit W_i nicht gleichzeitig mit zufriedenstellender Genauigkeit wiedergegeben werden können. **Bild 2** zeigt einen eingepassten Vibe-Verlauf, der p_{max} recht gut wiedergibt, bezüglich W_i aber auf eine Abweichung von über 10 % führt. In Anlehnung an den Ansatz von Schreiner lässt sich diese Problematik durch einen mehrteiligen EBV ange-

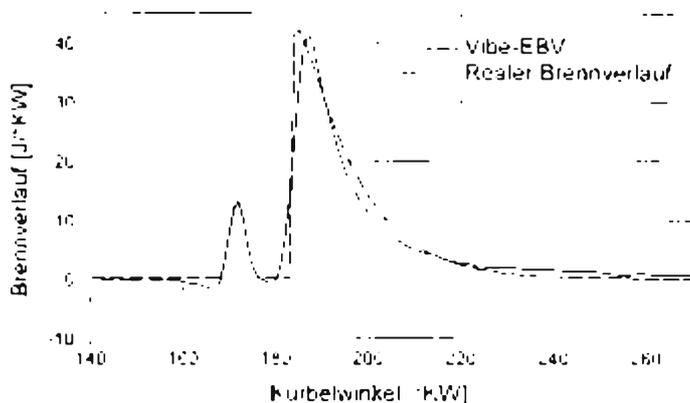


Bild 2: Beschreibung der Verbrennung mit zwei Vibe-Verläufen

Fig. 2: Modelling combustion rate with two Vibe functions

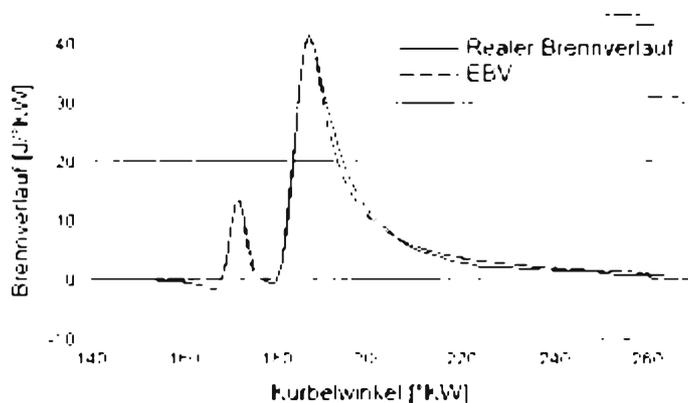


Bild 3: Neuer Ersatzbrennverlauf

Fig. 3: New equivalent combustion rate

hen – im vorliegenden Fall optimal mit einem Vibe-Hyperbel-EBV. Demnach wird bis zu einem Übergangspunkt P kurz nach dQ_{Bmax} der HV die Hauptverbrennung mit einem Vibe-Verlauf beschrieben, danach mit einer Hyperbel. **Bild 3** zeigt die gute Übereinstimmung von gegebenem Brennverlauf und dem gewählten EBV der VV und HV.

Sowohl die Hyperbelparameter $h_{1,2,3}$ in Gl. (5), als auch die Vibe-Parameter $\Delta\phi_{VDV}$ und \bar{Q}_V in Gl. (4) sind unanschauliche Größen, die in keinem direkten Zusammenhang zu charakteristischen Verbrennungskenngrößen stehen. Eine direkte Beschreibung des EBVs über diese Größen ist somit schwierig. Einfacher ist die Vorgabe von charakteristischen Verbrennungskenngrößen – die EBV-Parameter folgen dann rein rechnerisch aus dem sich ergebenden Gleichungssystem. Optimale Ergebnisse konnten dabei erzielt werden, wenn bei gegebenem VBHV folgende Verbrennungskenngrößen beschrieben werden:

- Betrag dQ_{Bmax}
- Ort dQ_{Bmax}
- 50%-Punkt-Lage der HV
- 90%-Punkt-Lage der HV.

Die noch fehlenden Gleichungen zur Berechnung aller EBV-Parameter ergeben sich aus der Forderung, dass die umgesetzte Menge der vorgegebenen Menge entspricht und der Funktionswert des Vibe-Verlaufes im Übergangspunkt demjenigen der Hyperbel entspricht. Zudem wird je eine Gleichung für die Lage des Übergangspunktes und den Funktionswert von dQ_B bei Verbrennungsende benötigt. Die Lage des Übergangspunktes wird mit Gleichung (2) beschrieben, für dQ_B bei Verbrennungsende hat sich Gl. (3) als günstig erwiesen.

Zusammenfassung HV-EBV:

- Vibe-Hyperbel-EBV, Gl. (4) und Gl. (5)
- Bei gegebenem VB und umgesetzter Menge erfolgt die Einpassung an einen gegebenen Brennverlauf so, dass Übereinstimmung des Ortes und Betrages von dQ_{Bmax} , der 50%- und der 90%-Punkt-Lage gefordert wird. Dies sind gleichzeitig die Größen, die mit dem Modell beschrieben werden müssen.
- Die EBV-Parameter \bar{Q}_V , $\Delta\phi_{VDV}$, m , $\Delta\phi_p$, h_1 , h_2 , h_3 und $\Delta\phi_{VD}$ folgen dann aus den Gleichungen für Ort dQ_{Bmax} , Betrag dQ_{Bmax} , 50%-Punkt-Lage der HV $\Delta\phi_{50}$, 90%-Punkt-Lage der HV $\Delta\phi_{90}$, umgesetzter Menge Q_{HV} , Funktionswert im Übergangspunkt, Lage Übergangspunkt und dQ_B bei Verbrennungsende. Das entstehende nichtlineare Gleichungssystem kann mit den gängigen auf dem Newton'schen Lösungsverfahren basierenden Verfahren gelöst werden.

4 Das neue empirische Modell

Im vorherigen Kapitel wurde der neue EBV hergeleitet, der einen gegebenen Brennverlauf in weiten Bereichen sehr gut wiedergibt. Das empirische Modell soll nun die Änderung des Ersatzbrennverlaufes bei geänderten Betriebsbedingungen ausgehend von einem Referenzpunkt beschreiben. Der Be-

zug auf einen Referenzpunkt ist für ein rein empirisches Modell unabdingbar, da so nicht im Modell enthaltene Randbedingungen, wie das Injektorverhalten, mit eingehen und das Modell möglichst allgemein gültig gehalten werden kann.

Wie schon erwähnt, beschreibt das Modell charakteristische Verbrennungskenngrößen und nicht direkt die EBV-Parameter. Da sich zeigte, dass zwischen den Inputgrößen und den gewählten Kenngrößen im Allgemeinen eindeutige Zusammenhänge bestehen, ist dieses Vorgehen ein wesentlicher Schlüssel für die Qualität des Modells.

Bild 4 zeigt beispielhaft den Zusammenhang zwischen einer reinen Drehzahlvariation und der Kenngröße dQ_{Bmax} .

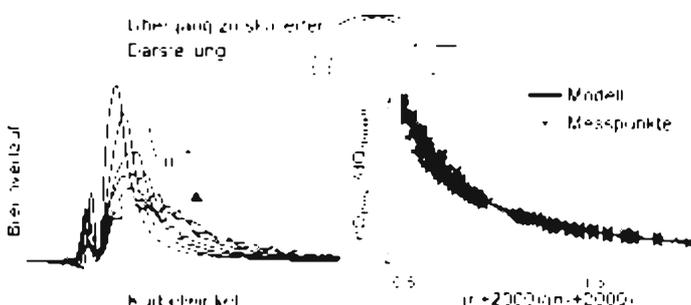
4.1 VV-Modell

Im Fall der Vorverbrennung konnten folgende Abhängigkeiten gefunden werden:

- Zündverzug: Der Zündverzug hat einen starken Einfluss auf die VV, und zwar in der Form, dass die umgesetzte Menge mit steigendem Zündverzug abnimmt. Da die VV praktisch als reine Premixed-Verbrennung abläuft, lässt sich dies dadurch erklären, dass bei länger werdendem Zündverzug ein Teil des einge-

Bild 4: Zusammenhang zwischen Drehzahl und dQ_{Bmax}

Fig. 4: Correlation between engine speed and dQ_{Bmax}



Brennverlaufsrechnung

brachten Kraftstoffes ausserhalb der ma-
geren Zündgrenzen liegt und somit erst
später mit der Hauptverbrennung um-
gesetzt wird.

- Zugeführte Kraftstoffmenge: Eine Zu-

nahme der VE-Menge führt zu einer ge-
ringfügigen Verlängerung der Vorver-
brennungsdauer.

Bei den anderen Inputgrößen liess sich kein

eindeutiger, wesentlicher Einfluss auf die
VV feststellen. Zusammengefasst ergibt sich
somit das durch Gl. (6) und Gl. (7) beschrie-
bene VV-Modell. Gl. (7) beschreibt die Än-
derung der umgesetzten Menge in Funkti-

Vibe-Verlauf der VV:

$$q_{VV} = \frac{dQ_{VV}}{d\phi} = \frac{Q_{VV}}{\Delta\phi_{VDVV}} \cdot a \cdot (m_{VV} + 1) \cdot y^{m_{VV}} \cdot e^{-a \cdot y^{m_{VV} + 1}} \quad (1)$$

$$y = \frac{\phi - \phi_{VBVV}}{\Delta\phi_{VDVV}}$$

$$m_{VV} = 2$$

Hilfsgleichungen EBV:

$$\Delta\phi_P = 1.3 \cdot \Delta\phi_{dQB_{max}} \quad (2)$$

$$dQ_{B_VE} = 0.035 \cdot dQ_{B_{max}} \quad (3)$$

Vibe-Hyperbel-EBV für die HV:

Vibe: $\phi_{VB} \leq \phi \leq \phi_P$

$$Q_V = \int_{\phi_{VB}}^{\phi} Q_V \cdot \left(1 - e^{-a \cdot y^{m-1}}\right) \quad (4)$$

$$q_V = \frac{dQ_V}{d\phi} = \frac{Q_V}{\Delta\phi_{VDV}} \cdot a \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{m+1}}$$

$$y = \frac{\phi - \phi_{VB}}{\Delta\phi_{VDV}}$$

Hyperbel: $\phi_P \leq \phi \leq \phi_{VE}$

$$q_H = h_3 + h_1 \cdot (\phi - \phi_{VB})^{h_2}$$

$$Q_H = \int_{\phi_P}^{\phi} q_H \cdot d\phi \quad (5)$$

$$= h_3 \cdot (\phi - \phi_P) + h_1 \cdot \frac{1}{h_2 + 1} \cdot \left[(\phi - \phi_{VB})^{h_2 + 1} - (\phi_P - \phi_{VB})^{h_2 + 1} \right]$$

($h_2 \neq -1$)

VV-Modell:

$$\frac{\Delta\phi_{VDVV}}{\Delta\phi_{VDVV0}} = \left(\frac{Q_{VV} + 7}{Q_{VV0} + 7} \right)^{0.15} \cdot \left(\frac{\tau_{ZV}}{\tau_{ZV0}} \right)^{0.565} \quad (6)$$

$$\frac{Q_{VV}}{Q_{VV0}} = \left(\frac{\tau_{ZV}}{\tau_{ZV0}} \right)^{-1.1}, \text{ falls } \tau_{ZV} > 0.75 \text{ ms} \quad (7)$$

HV-Modell:

$$\frac{dQ_{B_{max}}}{dQ_{B_{max0}}} = \left(\frac{p_{Rail}}{p_{Rail0}} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{n + 2000}{n_0 + 2000} \right)^{-1.64} \cdot \left(\frac{\frac{Q_{HV}}{A_D \cdot V_H} - 2.6E12}{\frac{Q_{HV0}}{A_D \cdot V_H} - 2.6E12} \right)^{0.38} \quad (8)$$

$$\cdot e^{\frac{-5.5E-15}{A_D \cdot V_H} \cdot (Q_{HV} - Q_{HV0})} \cdot \left(\frac{\frac{m_Z}{V_H} - 0.6}{\frac{m_Z}{V_H} - 0.6} \right)^{0.17} \cdot \left(\frac{m_L \cdot m_{Z0}}{m_{L0} \cdot m_Z} \right)^{0.18}$$

$$\frac{\Delta\phi_{dQB_{max}}}{\Delta\phi_{dQB_{max0}}} = \left(\frac{p_{Rail}}{p_{Rail0}} \right)^{-0.4} \cdot \left(\frac{n - 600}{n_0 - 600} \right)^{0.45} \cdot \left(\frac{Q_{HV}}{Q_{HV0}} \right)^{0.95} \quad (9)$$

$$\cdot e^{\frac{-4.5E-11}{A_D} \cdot (Q_{HV} - Q_{HV0})} \cdot \left(\frac{m_Z}{m_{Z0}} \right)^{0.26} \cdot \left(\frac{m_L}{m_{L0}} \right)^{-0.11}$$

$$\frac{\Delta\phi_{50}}{\Delta\phi_{50_0}} = \left(\frac{p_{Rail}}{p_{Rail0}} \right)^{0.51} \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right)^{0.71} \cdot \left(\frac{\frac{Q_{HV}}{V_H} + 1.4E6}{\frac{Q_{HV0}}{V_H} + 1.4E6} \right)^{0.97} \quad (10)$$

$$\cdot \left(\frac{\frac{m_Z}{V_H} - 0.7}{\frac{m_{Z0}}{V_H} - 0.7} \right)^{-0.04} \cdot \left(\frac{m_L \cdot m_{Z0}}{m_{L0} \cdot m_Z} \right)^{-0.12}$$

$$\frac{\Delta\phi_{90}}{\Delta\phi_{90_0}} = \left(\frac{p_{Rail}}{p_{Rail0}} \right)^{-0.285} \cdot \left(\frac{n + 1200}{n_0 + 1200} \right)^{0.9} \quad (11)$$

$$\cdot \left(\frac{\lambda - 0.8}{\lambda_0 - 0.8} \right)^{-0.47} \cdot e^{0.103 \cdot (\lambda - \lambda_0)}$$

ZV-Modell:

$$\tau_{ZV} = c_0 + c_1 \cdot p^{c_2} \cdot e^{\frac{E}{\lambda \cdot T}} \quad (12)$$

$$1 = \int_{t = t(\phi_{EB})}^{t = t(\phi_{VB})} \frac{1}{\tau_{ZV}(t)} dt \quad (13)$$

$$\tau_{ZV} = -.05 + 25 \cdot p_{Rail}^{-.84} + 15.1173 \cdot p^{-1.4779} \cdot e^{\frac{1953}{T}} \quad (14)$$

$$\tau_{ZV} = .25 + 25 \cdot p_{Rail}^{-.84} + 15.1173 \cdot p^{-1.4779} \cdot e^{\frac{1953}{T}} \quad (15)$$

$$\tau_{ZV} = .25 + 25 \cdot p_{Rail}^{-.84} + 15.1173 \cdot p^{-1.4779} \cdot e^{\frac{1953}{T} + 650} \quad (16)$$

Brennverlaufsrechnung

on des Zündverzuges. Unterhalb von $\tau_{ZV}=0.75$ ms entspricht die zugeführte Menge in guter Näherung der umgesetzten. Bei einer beliebigen Betriebspunktänderung ist wie folgt vorzugehen:

Formelzeichen

R	Allgemeine Gaskonstante	[J/mol/K]
φ	Kurbelwinkel	[°KW]
λ	Verbrennungsluftverhältnis	[-]
τ	Zeit	[ms]
A	Fläche	[m ²]
c	Konstante	[-]
dQ _B	Brennverlauf	[J/°KW]
E	Aktivierungsenergie	[J]
L _{Vg}	Verbrennungsgeräusch	[dB(A)]
m	Formfaktor Vibe	[-]
	Masse	[kg]
n	Drehzahl	[1/min]
p	Druck	[bar]
p _{Rail}	Raildruck	[bar]
Q	Wärme	[J]
Q _{VV}	Umgesetzte VV-Energie	[J]
Q _{HV}	Umgesetzte HV-Energie	[J]
T	Temperatur	[K]
V	Volumen	[m ³]
W	Arbeit	[J]

Indizes

0	Referenzpunkt
50	50%-Punkt
90	90%-Punkt
B	Brennstoff
D	Düse
EB	Einspritzbeginn
H	Hub
i	innere
L	Luft
P	Übergangspunkt
R	Restgas
RE	Rechenende
VB	Verbrennungsbeginn
VE	Verbrennungsende
VV	Vorverbrennung
Z	Zylinder
ZV	Zündverzug

Abkürzungen

AB	Ansteuerbeginn
AD	Ansteuerdauer
APR	Arbeitsprozessrechnung
CR	Common-Rail
DVA	Druckverlaufsanalyse
EBV	Ersatzbrennverlauf
HE	Haupteinspritzung
HV	Hauptverbrennung
VB	Verbrennungsbeginn
VD	Verbrennungsdauer
VE	Voreinspritzung
VV	Vorverbrennung
ZV	Zündverzug

- Berechnung der umgesetzten VV-Energie des Referenzpunktes aus der DVA
- Vorgabe der neuen, zugeführten VV-Energie des Rechenpunktes. Falls der Zündverzug des Rechenpunktes größer als 0.75 ms ist, dann Berechnung der umgesetzten VV-Energie mit Gl. (7). (Q_{VV0} = zugeführte Energie bei $\tau_{ZV0}=0.75$, Q_{VV} = umgesetzte Energie beim neuen ZV)
- Berechnung der neuen Verbrennungsdauer mit Gl. (6). (Q_{VV} = umgesetzte Energie des Rechenpunktes aus obigem Schritt, Q_{VV0} = umgesetzte Energie des Referenzpunktes).

4.2 HV-Modell

Beim Hauptverbrennungsmodell werden folgende Abhängigkeiten berücksichtigt:

- Raildruck: Mit dem Raildruck ändern sich die pro °KW eingespritzte Kraftstoffmenge und mischungsbestimmende Randbedingungen wie Tröpfchendurchmesser oder kinetische Strahlenergie.
- Drehzahl: Auch mit der Drehzahl ändert sich wiederum die pro °KW eingespritzte Kraftstoffmenge. Zudem ändert sich die von der Kolbenbewegung induzierte Strömung.
- Umgesetzte HV-Energie: Bei konstantem Raildruck und gegebenem Düsenquerschnitt ist eine Änderung der HV-Energie gleichbedeutend mit einer Änderung der AD.
- Zylinderfüllung: Die Zylinderfüllung, charakterisiert durch Gesamtmenge und Aufteilung in Luft- und Restgasmasse, beeinflusst die Gemischaufbereitung und Verbrennung über die Änderung der Dichte und des Sauerstoff- beziehungsweise Inertgasgehaltes. Stärkster Einflussfaktor ist dabei der Sauerstoffgehalt, der vor allem gegen Verbrennungsende relevant wird.

Bei der Verbrennungskenngröße $\Delta\phi_{90}$ zeigte sich, dass in erster Linie nur noch der Sauerstoffgehalt und somit näherungsweise λ relevant ist, unabhängig davon, ob die λ -Änderung durch eine Änderung der Luft-, Rest- oder Kraftstoffmasse verursacht worden ist. Der Zündverzug der HV ist die wesentlichste Einflussgröße auf die Ausbildung der Premixed-Verbrennung. In einem allgemein gültigen Ansatz mit entsprechenden EBV müsste also der ZV mit eingehen. In vorliegendes Modell, das die Diffusionsbestimmte Hauptverbrennung beschreibt, geht der ZV nicht ein. Die Beschreibung der vier Verbrennungskenngrößen der HV erfolgt mit Gl. (8), Gl. (9), Gl. (10) und Gl. (11).

4.3 ZV-Modell

Soll die Simulation nicht mit vorgegebenem Verbrennungsbeginn, sondern mit den für den Anwender interessanten Inputgrößen ABVE und ABHE durchgeführt werden, muss zudem ein Zündverzugsmodell gebildet werden. Diese Modellierung erfolgt typischerweise über einen Ansatz [9] entsprechend Gl. (12). Um der Druck- und Temperaturänderung während des Zündverzuges Rechnung zu tragen, ist die Verwendung des Zündintegrals, Gl. (13), sinnvoll [10].

Problematisch ist dabei die Tatsache, dass der Verzug zwischen dem aus dem Motor kennfeld folgenden AB und dem Einspritzbeginn im realen Motorbetrieb weitgehend unbekannt ist. Die nachfolgenden Ansätze wurden daher alle auf den bekannten AB bezogen – die Parameter enthalten somit die Unsicherheit bezüglich des genannten Einspritzverzuges. Bei der Auswertung zeigte sich, dass der Zündverzug eine geringe, aber erkennbare Abhängigkeit vom Raildruck hat, was durch einen entsprechenden Term berücksichtigt wird. Des Weiteren müssen folgende drei Fälle unterschieden werden:

1. ZV der VV: Es ist sinnvoll, den ZV der VV als Ausgangspunkt zu wählen, da in diesem Fall die Temperatur in einem Ansatz nach Gl. (12) sehr gut durch die Massenmitteltemperatur wiedergegeben wird und weil bei Verbrennungsbeginn die Einspritzung bereits komplett abgeschlossen ist und folglich keinen Einfluss auf den Entflammungsprozess nimmt. Unter Verwendung des Zündintegrals und einer Datenbasis von zirka 120 Betriebspunkten aus dem gesamten Kennfeld liess sich Gl. (14) abstimmen. Wegen der Unsicherheit bezüglich des Einspritzverzuges ist keine klare Aufteilung in physikalischen und chemischen Zündverzug möglich.

2. ZV der HV ohne VV: Der Unterschied zu obigem Fall ist dadurch gegeben, dass die Einspritzung bei VB noch nicht beendet ist. Der Zündverzug wird somit durch die fortwährende Einspritzung beeinflusst. Wegen der Verdampfung und somit Temperaturabsenkung durch die Haupteinspritzung ist ein längerer Zündverzug zu erwarten. Die beste Anpassung für den Fall ZVHV ohne VV, ausgehend vom VV-Ansatz, ergab sich durch Einführung eines Offsets von + 0,3 ms entsprechend Gl. (15). Durch Korrektur der Temperatur (Absenkung infolge Verdampfung) konnte keine ähnlich gute Verbesserung der Resultate erreicht werden.

3. ZV der HV mit VV: Das weitaus schwie-

Brennverlaufsrechnung

rigste Teilmodell stellt der ZV der HV mit VV dar, da hier ganz klar lokale Temperaturen den ZV bestimmen. Eine einfache und plausible Anpassung der Massenmitteltemperatur, zum Beispiel in Funktion der umgesetzten VV-Menge, Füllung, Drehzahl und so weiter konnte nicht gefunden werden. Recht ansprechende Resultate ließen sich aber durch Einführung eines konstanten additiven „Temperaturkorrekturgliedes“ erzielen, das im Grunde genommen nichts anderes darstellt, als eine durch die VV hervorgerufene erhöhte Temperatur. Gl. (16) zeigt die mit dem Korrekturglied von 650 K angepasste Gleichung. Die Tatsache, dass kein allgemein gültiger ZV-Ansatz gefunden werden konnte, ist ein weiterer Grund nicht mit einem detaillierten Premixed-Diffusionsmodell zu arbeiten, da die wesentlichste Inputgröße, der ZV, nicht für alle Fälle klar vorliegt. Aus heutiger Sicht dürfte ein quasidimensionales Modell, das vereinfacht auch lokale Einflüsse erfasst, das sinnvollere Werkzeug sein, um den Zündverzug und die sich daraus ergebenden Abhängigkeiten zu untersuchen. **Bild 5** zeigt am Beispiel des ZV der VV die gute Übereinstimmung zwischen gemessenem und berechnetem Zündverzug.

5 Verifikation, Ergebnisse, Grenzen

Bild 6 zeigt den Vergleich zwischen gegebenem und simuliertem Brennverlauf einiger repräsentativer Betriebspunkte aus dem gesamten Kennfeld. **Tabelle 2** zeigt die wichtigsten Outputgrößen innere Arbeit W_i , Spitzendruck p_{max} , Verbrennungsgeräusch L_{vg} , berechnete NO-Emission (nach Heider [11]) und Druck bei Rechenende p_{RE} der neun im **Bild 6** gezeigten Betriebspunkte. Bei der Simulation wurde der bekannte VB und die gegebene umgesetzte Menge vorgegeben. Wie ersichtlich, gibt der simulierte Brennverlauf die reale Verbrennung grundsätzlich sehr gut wieder. Einzig beim Punkt 4 ist eine etwas größere Abweichung zu erkennen. Diese lässt sich aber eindeutig mit dem nicht mehr vernachlässigbaren Premixed-Einfluss erklären, der bei tiefen Lasten und sehr kleiner VV-Menge relevant wird. Gut erkennbar ist ebenfalls, dass auch der im oberen Last- und Drehzahlbereich sich einstellende Verbrennungstyp 2 recht gut mit vorliegendem Modell beschrieben werden kann. Auch der Vergleich der Outputgrößen zeigt eine gute Wiedergabe der gegebenen Werte. Dabei ist in einem ersten Schritt weniger die absolute Wiedergabe eines jeden einzelnen Wertes ausschlaggebend, als vielmehr die korrekte Wiedergabe von Änderungen.

Bild 5: Zündverzug der Vorverbrennung von 110 Betriebspunkten aus dem gesamten Kennfeld. Vergleich Messung/Rechnung

Fig. 5: Ignition delay of pre-combustion of 110 samples of different operating conditions. Comparison measurement / calculation

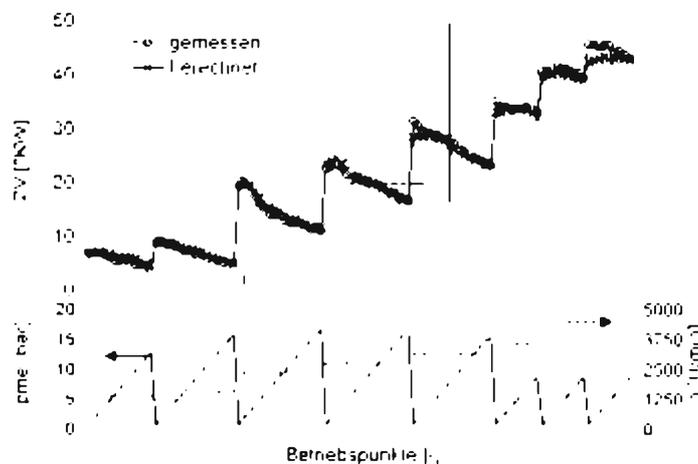


Bild 7 zeigt als Anwendungsbeispiel eine Raildruckänderung und deren Einfluss auf die Outputgrößen. Die Grenzen des Modells werden dann erreicht, wenn die Form des angesetzten EBVs nicht mehr derjenigen der realen Verbrennung entspricht oder bei Änderung von nicht berücksichtigten Randbedingungen. Als Beispiel sei auf den im **Bild 6** dargestellten Betriebspunkt 4 verwiesen, der wegen des nicht modellierten Premixed-Einflusses nicht optimal wiedergegeben werden kann. Ebenfalls in diese Kategorie müssen Dralländerungen eingeteilt werden, wie sie durch Abschaltung eines Kanals hervorgerufen werden. Auch hier sind es nicht modellierte lokale Vorgänge, die die Verbrennung beeinflussen. Simulationsrechnungen unter speziellen Randbedingungen wie dem Kaltstart müssen kritisch beurteilt werden, weil in diesem Fall wichtige Inputgrößen wie die sich ändernde Wandtemperatur oder das temperaturabhängige Injektorverhalten nicht eingehen.

6 Ausblick

Die Verifikation des vorgestellten Modells hat gezeigt, dass die Verbrennung aller bestehenden CR-Motoren von Mercedes-Benz gut bis sehr gut mit vorliegendem Modell berechnet werden kann. Die Möglichkeit, aus einem quasidimensionalen Modell ein vereinfachtes, allgemein gültiges Untermodell für den Zündverzug zu entnehmen, um damit eine Grundlage für die sinnvolle Beschreibung des Premixed-Einflusses zu haben, muss auf jeden Fall weiterverfolgt werden. Als weitere Verifikation wäre die Berechnung von grundsätzlich anderen, grosvolumigen CR-Motoren interessant. In diesem Fall steht vor allem die Frage im Vordergrund, wie allgemein gültig das Modell ist, oder ob eine Parameteranpassung unter Beibehaltung der grundsätzlichen Struktur erforderlich ist.

Tabelle 2: Wichtige Outputgrößen. Vergleich Druckverlaufsanalyse/Simulation

Table 2: Important result parameters. Comparison pressure trace analysis/calculation

	Punkt	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	n	1400	1400	1400	2400	2400	2400	4000	4000	4000
	pme	1	8	13	1	11	17	1	7	13
W_i [J]	DVA	135.3	488.6	723.5	154.7	669.4	983	219.7	542.2	853.4
	Modell	138.9	499.6	744.6	153.9	676.9	976.4	225.2	549.8	829.6
p_{max} [bar]	DVA	50.1	91.7	123.8	48.6	102.7	135.6	73.7	115	128.3
	Modell	52.4	96.3	122	49.2	102.5	132.2	72.7	119	129.6
L_{vg} [dBA]	DVA	81.7	86.4	87.8	89.7	89.5	90.5	94.6	96.7	97.4
	Modell	80.9	85.5	85.9	86.1	90.1	92.7	94.8	98	97.4
NO [ppm]	DVA	249.7	994.4	1754.6	69	505.9	774.1	141.1	431.9	799.8
	Modell	258.6	1165.5	1805.2	112.9	463.8	659.7	146.7	454.4	796.6
	Messw.	173.6	956.5	1680	122.5	627.7	791.5	148.9	543.4	714.4
p_{RE} [bar]	DVA	1.9	4.4	6.9	2.1	6.8	9.8	3.1	5.9	9.4
	Modell	1.9	4.3	6.7	2.1	6.7	9.8	3.1	5.9	9.4

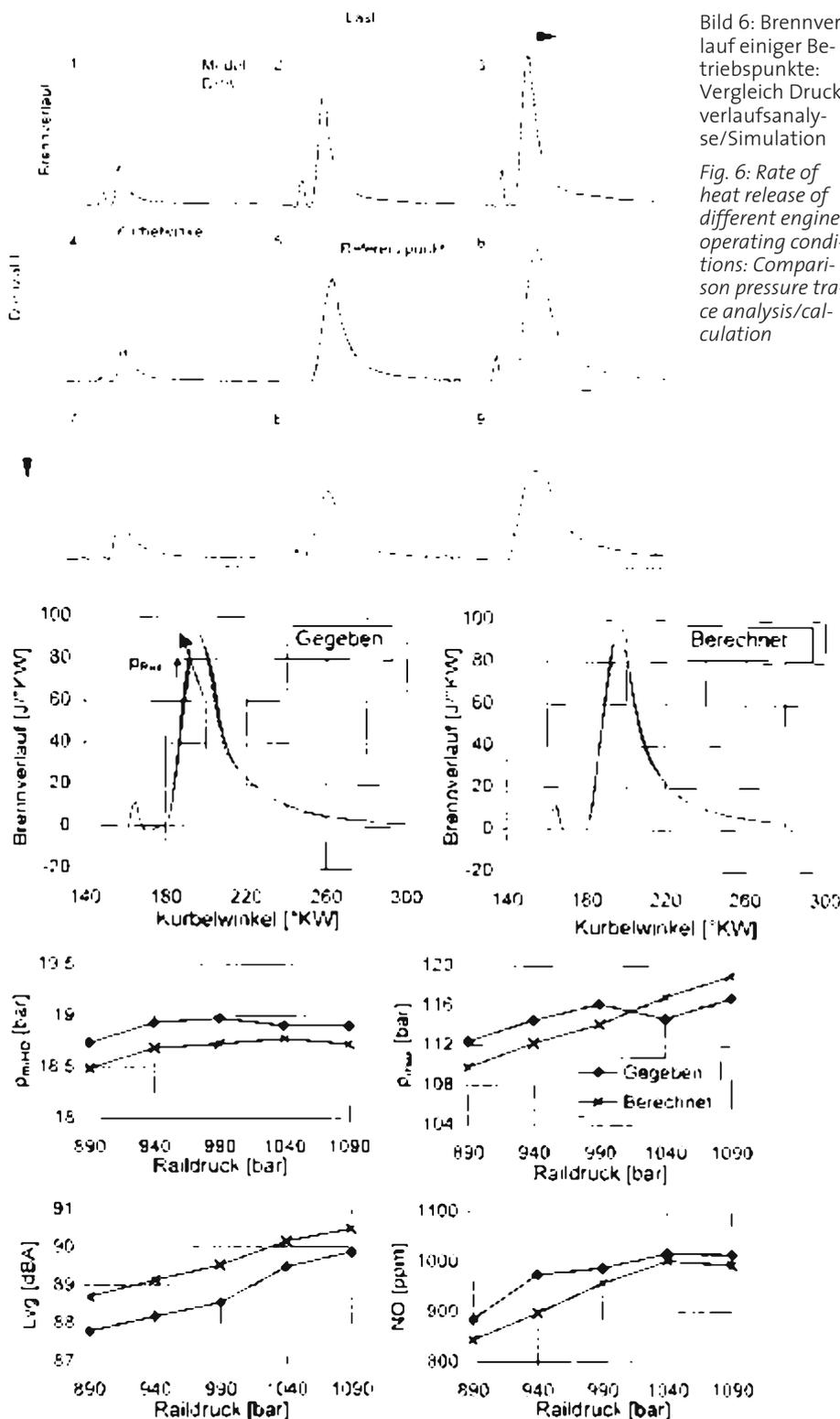


Bild 6: Brennverlauf einiger Betriebspunkte: Vergleich Druckverlaufsanalyse/Simulation

Fig. 6: Rate of heat release of different engine operating conditions: Comparison pressure trace analysis/calculation

Bild 7: Raildruckvariation: Vergleich Druckverlaufsanalyse/Simulation

Fig. 7: Variation of rail pressure: Comparison pressure trace analysis/calculation

[4] Ertl, Ch.; Kranawetter, E.; Stütz, W.: Simulation des dynamischen Verhaltens von Dieselmotoren mit elektronischem Management. In: MTZ 58 (1997), Nr. 10

[5] Bargende, M.: IDEfix: Ein umfassendes Indizierdatenerfass- und Auswertesystem. VDI-Berichtsband Nr. 974, 1992

[6] Bargende, M.: Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren. Dissertation, TH Darmstadt, 1990

[7] Zacharias, F.: Analytische Darstellung der thermodynamischen Eigenschaften von Verbrennungsgasen. Dissertation, TU Berlin, 1966

[8] Vibe, I. I.: Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. VEB Verlag Technik, Berlin, 1970

[9] Sitkei, G.: Über den dieselmotorischen Zündverzug. In: MTZ 24 (1963), Nr. 6

[10] Heywood, J. B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill New York, 1989

[11] Heider, G.: Rechenmodell zur Vorausberechnung der NO-Emission von Dieselmotoren. Dissertation, TU München, 1996

Die Verfasser

Dipl.-Ing. Christian Barba ist Mitarbeiter des Teams Verbrennungsanalyse, Abteilung EP/MPM, Pkw-Entwicklung der DaimlerChrysler AG, Stuttgart.



Dipl.-Ing. Christine Burkhardt ist Leiterin des Teams Verbrennungsanalyse, Abteilung EP/MPM, Pkw-Entwicklung der DaimlerChrysler AG, Stuttgart.



Dr. sc. techn. Konstantinos Boulouchos ist Titularprofessor am Laboratorium für Verbrennungsmotoren und Verbrennungstechnik (LVV) und leitet das gemeinsame Programm „Verbrennungsforschung“ der ETH Zürich und des Paul Scherrer Instituts in Würenlingen/CH.



Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende ist Ordinarius für Verbrennungsmotoren des IVK und Vorstandsmitglied des FKFS, Universität Stuttgart.



Literaturhinweise

[1] Anisitis, F.; Woschni, G.: Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufes mittelschnelllaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen. In: MTZ 34 (1973), Nr. 4

[2] Oberg, H.-J.: Die Darstellung des Brennverlaufes eines mittelschnelllaufenden Dieselmotors durch zwei überlagerte Vibe-Funktionen. Dissertation, TU Braunschweig, 1976

[3] Schreiner, K.: Untersuchungen zum Ersatzbrennverlauf und Wärmeübergang bei schnelllaufenden Hochleistungsdieselmotoren. In: MTZ 54 (1993), Nr. 11



You can read the English version of this article in **MTZ worldwide**.

Subscription Hotline: +49 / 6 11 / 78 78 151