

Grundlagen des Ottomotors

Der Ottomotor ist eine Verbrennungskraftmaschine mit Fremdzündung, die ein Luft-Kraftstoff-Gemisch verbrennt und damit die im Kraftstoff gebundene chemische Energie freisetzt und in mechanische Arbeit umwandelt. Hierbei wurde in der Vergangenheit das brennfähige Arbeitsgemisch durch einen Vergaser im Saugrohr gebildet. Die Emissionsgesetzgebung bewirkte die Entwicklung der Saugrohreinjection (SRE), welche die Gemischbildung übernahm. Weitere Steigerungen von Wirkungsgrad und Leistung erfolgten durch die Einführung der Benzin-Direktinjection (BDE). Bei dieser Technologie wird der Kraftstoff zum richtigen Zeitpunkt in den Zylinder eingespritzt, sodass die Gemischbildung im Brennraum erfolgt.

Arbeitsweise

Im Arbeitszylinder eines Ottomotors wird periodisch Luft oder Luft-Kraftstoff-Gemisch angesaugt und verdichtet. Anschließend wird die Entzündung und Verbrennung des Gemisches eingeleitet, um durch die Expansion des Arbeitsmediums (bei einer Kolbenmaschine) den Kolben zu bewegen. Aufgrund der periodischen, linearen Kolbenbewegung stellt der Ottomotor einen Hubkolbenmotor dar. Das Pleuel setzt dabei die Hubbewegung des Kolbens in eine Rotationsbewegung der Kurbelwelle um (**Bild 1**).

Viertakt-Verfahren

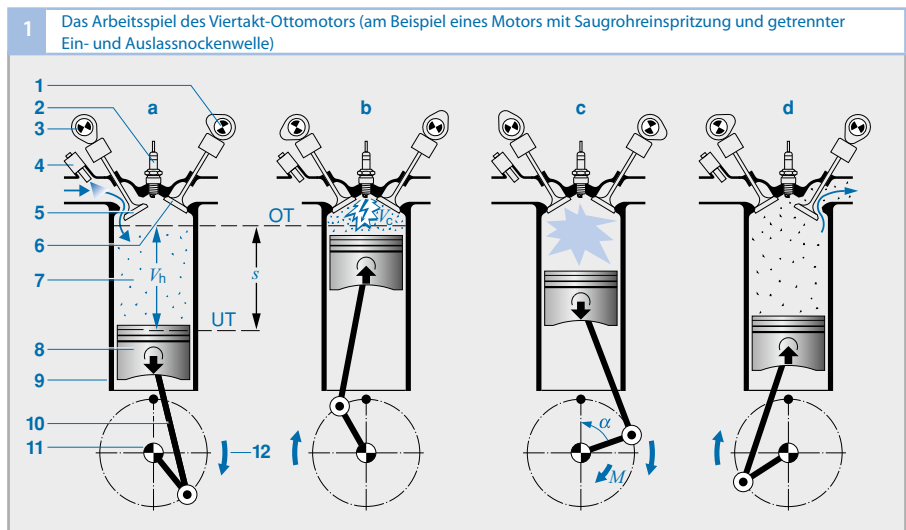
Die meisten in Kraftfahrzeugen eingesetzten Verbrennungsmotoren arbeiten nach dem Viertakt-Prinzip (**Bild 1**). Bei diesem Verfahren steuern Gaswechselventile den Ladungswechsel. Sie öffnen und schließen die Ein- und Auslasskanäle des Zylinders und steuern so die Zufuhr von Frischluft oder -gemisch und das Ausstoßen der Abgase.

Das verbrennungsmotorische Arbeitsspiel stellt sich aus dem Ladungswechsel (Aus-schiebetakt und Ansaugtakt), Verdichtung,

Bild 1

- a Ansaugtakt
- b Verdichtungstakt
- c Arbeitstakt
- d Ausstoßtakt

- 1 Auslassnockenwelle
- 2 Zündkerze
- 3 Einlassnockenwelle
- 4 Einspritzventil
- 5 Einlassventil
- 6 Auslassventil
- 7 Brennraum
- 8 Kolben
- 9 Zylinder
- 10 Pleuelstange
- 11 Kurbelwelle
- 12 Drehrichtung
- M Drehmoment
- α Kurbelwinkel
- s Kolbenhub
- V_h Hubvolumen
- V_c Kompressionsvolumen



Verbrennung und Expansion zusammen. Nach der Expansion im Arbeitstakt öffnen die Auslassventile kurz vor Erreichen des unteren Totpunkts, um die unter Druck stehenden heißen Abgase aus dem Zylinder strömen zu lassen. Der sich nach dem Durchschreiten des unteren Totpunkts aufwärts zum oberen Totpunkt bewegende Kolben stößt die restlichen Abgase aus.

Danach bewegt sich der Kolben vom oberen Totpunkt (OT) abwärts in Richtung unteren Totpunkt (UT). Dadurch strömt Luft (bei der Benzin-Direkteinspritzung) bzw. Luft-Kraftstoffgemisch (bei Saugrohrein-spritzung) über die geöffneten Einlassventile in den Brennraum. Über eine externe Abgasrückführung kann der im Saugrohr befindlichen Luft ein Anteil an Abgas zugemischt werden. Das Ansaugen der Frischladung wird maßgeblich von der Gestalt der Ventilhubkurven der Gaswechselventile, der Phasenstellung der Nockenwellen und dem Saugrohrdruck bestimmt.

Nach Schließen der Einlassventile wird die Verdichtung eingeleitet. Der Kolben bewegt sich in Richtung des oberen Totpunkts (OT) und reduziert somit das Brennraumvolumen. Bei homogener Betriebsart befindet sich das Luft-Kraftstoff-Gemisch bereits zum Ende des Ansaugtaktes im Brennraum und wird verdichtet. Bei der geschichteten Betriebsart, nur möglich bei Benzin-Direkteinspritzung, wird erst gegen Ende des Verdichtungstaktes der Kraftstoff eingespritzt und somit lediglich die Frischladung (Luft und Restgas) komprimiert. Bereits vor Erreichen des oberen Totpunkts leitet die Zündkerze zu einem gegebenen Zeitpunkt (durch Fremdzündung) die Verbrennung ein. Um den höchstmöglichen Wirkungsgrad zu erreichen, sollte die Verbrennung kurz nach dem oberen Totpunkt abgelaufen sein. Die im Kraftstoff chemisch gebundene Energie wird durch die Verbrennung freigesetzt und

erhöht den Druck und die Temperatur der Brennraumladung, was den Kolben abwärts treibt. Nach zwei Kurbelwellenumdrehungen beginnt ein neues Arbeitsspiel.

Arbeitsprozess: Ladungswechsel und Verbrennung

Der Ladungswechsel wird üblicherweise durch Nockenwellen gesteuert, welche die Ein- und Auslassventile öffnen und schließen. Dabei werden bei der Auslegung der Steuerzeiten (Bild 2) die Druckschwingungen in den Saugkanälen zum besseren Füllen und Entleeren des Brennraums berücksichtigt. Die Kurbelwelle treibt die Nockenwelle über einen Zahnriemen, eine Kette oder Zahnräder an. Da ein durch die Nockenwellen zu steuerndes Viertakt-Arbeitsspiel zwei Kurbelwellenumdrehungen andauert, dreht sich die Nockenwelle nur halb so schnell wie die Kurbelwelle.

Ein wichtiger Auslegungsparameter für den Hochdruckprozess und die Verbrennung beim Ottomotor ist das Verdichtungsverhältnis ε , welches durch das Hubvolumen V_h und Kompressionsvolumen V_c folgendermaßen definiert ist:

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}. \quad (1)$$

Dieses hat einen entscheidenden Einfluss auf den idealen thermischen Wirkungsgrad η_{th} , da für diesen gilt:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}, \quad (2)$$

wobei κ der Adiabatenexponent ist [4]. Des Weiteren hat das Verdichtungsverhältnis Einfluss auf das maximale Drehmoment, die maximale Leistung, die Klopfneigung und die Schadstoffemissionen. Typische Werte beim Ottomotor in Abhängigkeit der Füllungssteuerung (Saugmotor, aufgeladener Motor) und der Einspritzart (Saugrohrein-

spritzung, Direkteinspritzung) liegen bei ca. 8 bis 13. Beim Dieselmotor liegen die Werte zwischen 14 und 22. Das Hauptsteuerelement der Verbrennung ist das Zündsignal, welches elektronisch in Abhängigkeit vom Betriebspunkt gesteuert werden kann.

Unterschiedliche Brennverfahren können auf Basis des ottomotorischen Prinzips dargestellt werden. Bei der Fremdzündung sind homogene Brennverfahren mit oder ohne Variabilitäten im Ventiltrieb (von Phase und Hub) möglich. Mit variablem Ventiltrieb wird eine Reduktion von Ladungswechselverlusten und Vorteile im Verdichtungs- und Arbeitstakt erzielt. Dies erfolgt durch erhöhte Verdünnung der Zylinderladung mit Abgas, welches mittels interner (oder auch externer) Rückführung in die Brennkammer gelangt. Diese Vorteile werden noch weiter durch das geschichtete Brennverfahren ausgenutzt. Ähnliche Potentiale kann die so genannte homogene Selbstzündung beim Ottomotor erreichen, aber mit erhöhtem

Regelungsaufwand, da die Verbrennung durch reaktionskinetisch relevante Bedingungen (thermischer Zustand, Zusammensetzung) und nicht durch einen direkt steuerbaren Zündfunken initiiert wird. Hierfür werden Steuerelemente wie die Ventilsteuerung und die Benzin-Direkteinspritzung herangezogen.

Darüber hinaus werden Ottomotoren je nach Zufuhr der Frischladung in Saugmotoren- und aufgeladene Motoren unterschieden. Bei letzteren wird die maximale Luftdichte, welche zur Erreichung des maximalen Drehmomentes benötigt wird, z. B. durch eine Strömungsmaschine erhöht.

Luftverhältnis und Abgasemissionen

Setzt man die pro Arbeitsspiel angesaugte Luftmenge m_L ins Verhältnis zur pro Arbeitsspiel eingespritzten Kraftstoffmasse m_K , so erhält man mit m_L/m_K eine Größe zur Unterscheidung von Luftüberschuss (großes m_L/m_K) und Luftmangel (kleines m_L/m_K). Der genau passende Wert von m_L/m_K für eine stöchiometrische Verbrennung hängt jedoch vom verwendeten Kraftstoff ab. Um eine kraftstoffunabhängige Größe zu erhalten, berechnet man das Luftverhältnis λ als Quotient aus der aktuellen pro Arbeitsspiel angesaugten Luftmasse m_L und der für eine stöchiometrische Verbrennung des Kraftstoffs erforderliche Luftmasse m_{Ls} , also

$$\lambda = \frac{m_L}{m_{Ls}}. \tag{3}$$

Für eine sichere Entflammung homogener Gemische muss das Luftverhältnis in engen Grenzen eingehalten werden. Des Weiteren nimmt die Flammengeschwindigkeit stark mit dem Luftverhältnis ab, so dass Ottomotoren mit homogener Gemischbildung nur in einem Bereich von $0,8 < \lambda < 1,4$ betrieben werden können, wobei der beste Wirkungs-

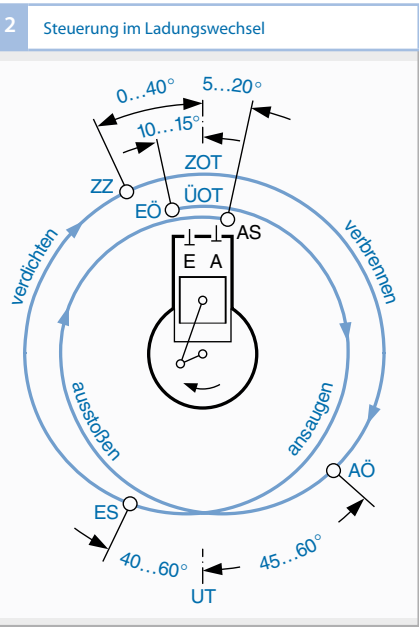
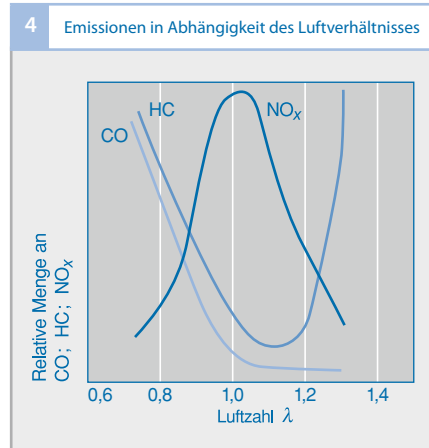
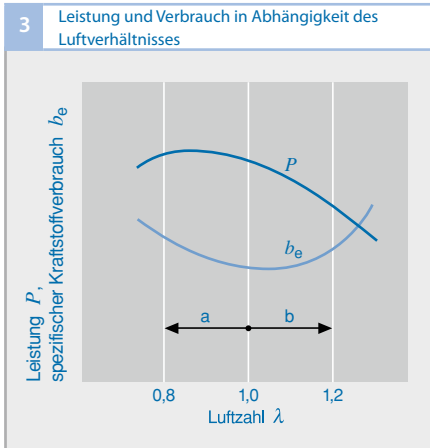


Bild 2
Im Ventilsteuerzeiten-Diagramm sind die Öffnungs- und Schließzeiten der Ein- und Auslassventile aufgetragen.
E Einlassventil
EÖ Einlassventil öffnet
ES Einlassventil schließt
A Auslassventil
AÖ Auslassventil öffnet
AS Auslassventil schließt
OT oberer Totpunkt
ÜOT Überschneidungs-OT
ZOT Zünd-OT
UT unterer Totpunkt
ZZ Zündzeitpunkt

**Bild 3**

- a fettes Gemisch (Luftmangel)
- b mageres Gemisch (Luftüberschuss)

grad im homogen mageren Bereich liegt ($1,3 < \lambda < 1,4$). Für das Erreichen der maximalen Last liegt andererseits das Luftverhältnis im fetten Bereich ($0,9 < \lambda < 0,95$), welches die beste Homogenisierung und Sauerstoffoxidation erlaubt, und dadurch die schnellste Verbrennung ermöglicht (Bild 3).

Wird der Emissionsausstoß in Abhängigkeit des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses betrachtet (Bild 4), so ist erkennbar, dass im fetten Bereich hohe Rückstände an HC und CO verbleiben. Im mageren Bereich sind HC-Rückstände aus der langsameren Verbrennung und der erhöhten Verdünnung erkennbar, sowie ein hoher NO_x -Anteil, der sein Maximum bei $1 < \lambda < 1,05$ erreicht. Zur Erfüllung der Emissionsgesetzgebung beim Ottomotor wird ein Dreiwegekatalysator eingesetzt, welcher die HC- und CO-Emissionen oxidiert und die NO_x -Emissionen reduziert. Hierfür ist ein Luft-Kraftstoff-Verhältnis von $\lambda \approx 1$ notwendig, das durch eine entsprechende Gemischregelung eingestellt wird.

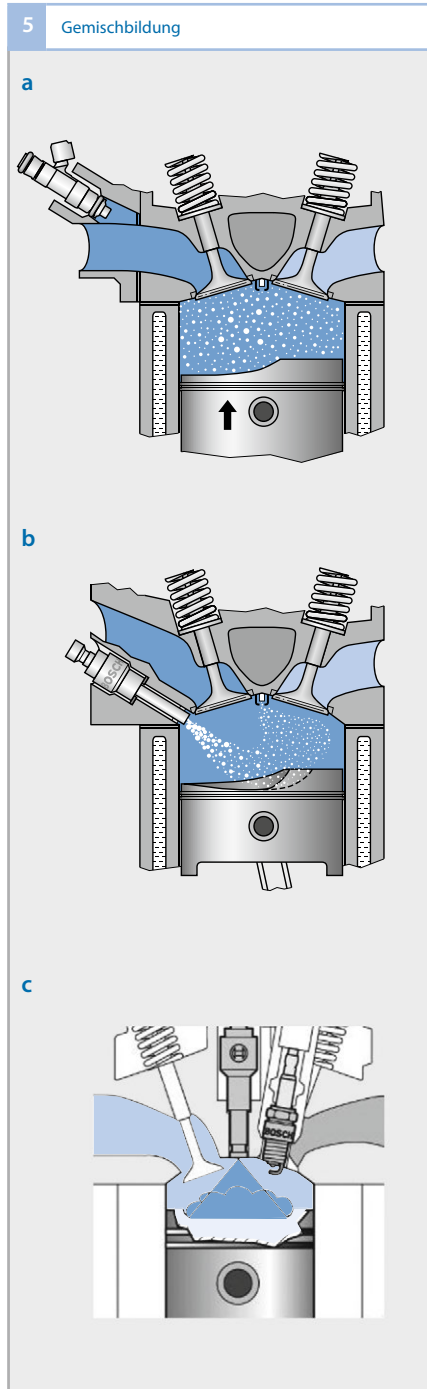
Weitere Vorteile können aus dem Hochdruckprozess im mageren Bereich ($\lambda > 1$) nur mit einem geschichteten Brennverfahren gewonnen werden. Hierbei werden weiterhin HC- und CO-Emissionen im Dreiwegekatalysator oxidiert. Die NO_x -Emissionen

müssen über einen gesonderten NO_x -Speicherkatalysator gespeichert und nachträglich durch Fett-Phasen reduziert oder über einen kontinuierlich reduzierenden Katalysator mittels zusätzlichem Reduktionsmittel (durch selektive katalytische Reduktion) konvertiert werden.

Gemischbildung

Ein Ottomotor kann eine äußere (mit Saugrohreinspritzung) oder eine innere Gemischbildung (mit Direkteinspritzung) aufweisen (Bild 5). Bei Motoren mit Saugrohreinspritzung liegt das Luft-Kraftstoff-Gemisch im gesamten Brennraum homogen verteilt mit dem gleichen Luftverhältnis λ vor (Bild 5a). Dabei erfolgt üblicherweise die Einspritzung ins Saugrohr oder in den Einlasskanal schon vor dem Öffnen der Einlassventile.

Neben der Gemischhomogenisierung muss das Gemischbildungssystem geringe Abweichungen von Zylinder zu Zylinder sowie von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel garantieren. Bei Motoren mit Direkteinspritzung sind sowohl eine homogene als auch eine heterogene Betriebsart möglich. Beim homogenen Betrieb wird eine saughubsynchrone Einspritzung durchgeführt, um eine



möglichst schnelle Homogenisierung zu erreichen. Beim heterogenen Schichtbetrieb befindet sich eine brennfähige Gemischwolke mit $\lambda \approx 1$ als Schichtladung zum Zündzeitpunkt im Bereich der Zündkerze. **Bild 5** zeigt die Schichtladung für wand- und luftgeführte (**Bild 5b**) sowie für das strahlgeführte Brennverfahren (**Bild 5c**). Diese Brennverfahren werden im Abschnitt **Einspritzung** genauer erklärt. Der restliche Brennraum ist mit Luft oder einem sehr mageren Luft-Kraftstoff-Gemisch gefüllt, was über den gesamten Zylinder gemittelt ein mageres Luftverhältnis ergibt. Der Ottomotor kann dann ungedrosselt betrieben werden. Infolge der Innenkühlung durch die direkte Einspritzung können solche Motoren höher verdichten. Die Entdrosselung und das höhere Verdichtungsverhältnis führen zu höheren Wirkungsgraden.

Zündung und Entflammung

Das Zündsystem einschließlich der Zündkerze entzündet das Gemisch durch eine Funkenentladung zu einem vorgegebenen Zeitpunkt. Die Entflammung muss auch bei instationären Betriebszuständen hinsichtlich wechselnder Strömungseigenschaften und lokaler Zusammensetzung gewährleistet werden. Durch die Anordnung der Zündkerze kann die sichere Entflammung insbesondere bei geschichteter Ladung oder im mageren Bereich optimiert werden.

Die notwendige Zündenergie ist grundsätzlich vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis abhängig. Im stöchiometrischen Bereich wird die geringste Zündenergie benötigt, dagegen erfordern fette und magere Gemische eine deutlich höhere Energie für eine sichere Entflammung. Der sich einstellende Zündspannungsbedarf ist hauptsächlich von der im Brennraum herrschenden Gasdichte abhängig und steigt nahezu linear mit ihr an. Der Energieeintrag des durch den Zündfunken

entflammten Gemisches muss ausreichend groß sein, um die angrenzenden Bereiche entflammen zu können und somit eine Flammenausbreitung zu ermöglichen.

Der Zündwinkelbereich liegt in der Teillast bei einem Kurbelwinkel von ca. 50 bis 40 ° vor ZOT (vgl. Bild 2) und bei Saugmotoren in der Volllast bei ca. 20 bis 10 ° vor ZOT. Bei aufgeladenen Motoren im Volllastbetrieb liegt der Zündwinkel wegen erhöhter Klopfneigung bei ca. 10 ° vor ZOT bis 10 ° nach ZOT. Üblicherweise werden im Motorsteuergerät die positiven Zündwinkel als Winkel vor ZOT definiert.

Zylinderfüllung

Eine wichtige Phase des Arbeitspiels wird von der Verbrennung gebildet. Für den Verbrennungsvorgang im Zylinder ist ein Luft-Kraftstoff-Gemisch erforderlich. Das Gasgemisch, das sich nach dem Schließen der Einlassventile im Zylinder befindet, wird als Zylinderfüllung bezeichnet. Sie besteht aus der zugeführten Frischladung (Luft und gegebenenfalls Kraftstoff) und dem Restgas (Bild 6).

Bestandteile

Die Frischladung besteht aus Luft, und bei Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung (SRE) dem dampfförmigen oder flüssigen Kraftstoff. Bei Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung (BDE) wird der für das Arbeitspiel benötigte Kraftstoff direkt in den Zylinder eingespritzt, entweder während des Ansaugtaktes für das homogene Verfahren oder – bei einer Schichtladung – im Verlauf der Kompression.

Der wesentliche Anteil an Frischluft wird über die Drosselklappe angesaugt. Zusätzliches Frischgas kann über das Kraftstoffverdunstungs-Rückhaltesystem angesaugt

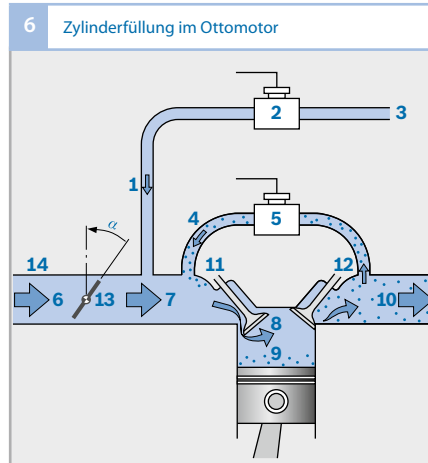


Bild 6

- 1 Luft- und Kraftstoffdämpfe (aus Kraftstoffverdunstungs-Rückhaltesystem)
- 2 Regenerierventil mit variablem Ventilöffnungsquerschnitt
- 3 Verbindung zum Kraftstoffverdunstungs-Rückhaltesystem
- 4 rückgeführtes Abgas
- 5 Abgasrückführventil (AGR-Ventil) mit variablem Ventilöffnungsquerschnitt
- 6 Luftmassenstrom (mit Umgebungsdruck p_u)
- 7 Luftmassenstrom (mit Saugrohrdruck p_s)
- 8 Frischgasfüllung (mit Brennraumdruck p_B)
- 9 Restgasfüllung (mit Brennraumdruck p_B)
- 10 Abgas (mit Abgasgegendruck p_A)
- 11 Einlassventil
- 12 Auslassventil
- 13 Drosselklappe
- 14 Ansaugrohr
- α Drosselklappenwinkel

werden. Die nach dem Schließen der Einlassventile im Zylinder befindliche Luftmasse ist eine entscheidende Größe für die während der Verbrennung am Kolben verrichtete Arbeit und damit für das vom Motor abgegebene Drehmoment. Maßnahmen zur Steigerung des maximalen Drehmomentes und der maximalen Leistung des Motors bedingen eine Erhöhung der maximal möglichen Füllung. Die theoretische Maximalfüllung ist durch den Hubraum, die Ladungswechselaggregate und ihre Variabilität begrenzt. Bei aufgeladenen Motoren markiert der erzielbare Ladedruck zusätzlich die Drehmomentausbeute.

Aufgrund des Totvolumens verbleibt stets zu einem kleinen Teil Restgas aus dem letzten Arbeitszyklus (internes Restgas) im Brennraum. Das Restgas besteht aus Inertgas und bei Verbrennung mit Luftüberschuss (Magerbetrieb) aus unverbrannter Luft. Wichtig für die Prozessführung ist der Anteil des Inertgases am Restgas, da dieses keinen Sauerstoff mehr enthält und an der Verbrennung des folgenden Arbeitspiels nicht teilnimmt.

Ladungswechsel

Der Austausch der verbrauchten Zylinderfüllung gegen Frischgas wird Ladungswechsel genannt. Er wird durch das Öffnen und das Schließen der Einlass- und Auslassventile im Zusammenspiel mit der Kolbenbewegung gesteuert. Die Form und die Lage der Nocken auf der Nockenwelle bestimmen den Verlauf der Ventilerhebung und beeinflussen dadurch die Zylinderfüllung. Die Zeitpunkte des Öffnens und des Schließens der Ventile werden Ventil-Steuerzeiten genannt. Die charakteristischen Größen des Ladungswechsels werden durch Auslass-Öffnen (AÖ), Einlass-Öffnen (EÖ), Auslass-Schließen (AS), Einlass-Schließen (ES) sowie durch den maximalen Ventilhub gekennzeichnet. Realisiert werden Ottomotoren sowohl mit festen als auch mit variablem Steuerzeiten und Ventilhuben (→ **Füllungsteuerung**).

Die Qualität des Ladungswechsels wird mit den Größen Luftaufwand, Liefergrad und Fanggrad beschrieben. Zur Definition dieser Kennzahlen wird die Frischladung herangezogen. Bei Systemen mit Saugrohrreinspritzung entspricht diese dem frisch eintretenden Luft-Kraftstoff-Gemisch, bei Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung und Einspritzung in den Verdichtungsakt (nach ES) wird die Frischladung lediglich durch die angesaugte Luftmasse bestimmt. Der Luftaufwand beschreibt die gesamte während des Ladungswechsels durchgesetzte Frischladung bezogen auf die durch das Hubvolumen maximal mögliche Zylinderladung. Im Luftaufwand kann somit zusätzlich jene Masse an Frischladung enthalten sein, welche während einer Ventilüberschneidung direkt in den Abgastrakt überströmt. Der Liefergrad hingegen stellt das Verhältnis der im Zylinder tatsächlich verbliebenen Frischladung nach Einlass-Schließen zur theoretisch maximal möglichen La-

dung dar. Der Fanggrad, definiert als das Verhältnis von Liefergrad zum Luftaufwand, gibt den Anteil der durchgesetzten Frischladung an, welcher nach Abschluss des Ladungswechsels im Zylinder eingeschlossen wird. Zusätzlich ist als weitere wichtige Größe für die Beschreibung der Zylinderladung der Restgasanteil als das Verhältnis aus der sich zum Einlassschluss im Zylinder befindlichen Restgasmasse zur Gesamt eingeschlossenen Masse an Zylinderladung definiert.

Um im Ladungswechsel das Abgas durch das Frischgas zu ersetzen, ist ein Arbeitsaufwand notwendig. Dieser wird als Ladungswechsel- oder auch Pumpverlust bezeichnet. Die Ladungswechselverluste verbrauchen einen Teil der umgewandelten mechanischen Energie und senken daher den effektiven Wirkungsgrad des Motors. In der Ansaugphase, also während der Abwärtsbewegung des Kolbens, ist im gedrosselten Betrieb der Saugrohrdruck kleiner als der Umgebungsdruck und insbesondere kleiner als der Druck im Kurbelgehäuse (Kolbenrückraum). Zum Ausgleich dieser Druckdifferenz wird Energie benötigt (Drosselverluste). Insbesondere bei hohen Drehzahlen und Lasten (im entdrosselten Betrieb) tritt beim Ausstoßen des verbrannten Gases während der Aufwärtsbewegung des Kolbens ein Staudruck im Brennraum auf, was wiederum zu zusätzlichen Energieverlusten führt, welche Ausschleiverluste genannt werden.

Steuerung der Luftfüllung

Der Motor saugt die Luft über den Luftfilter und den Ansaugtrakt an (**Bilder 7 und 8**), wobei die Drosselklappe aufgrund ihrer Verstellbarkeit für eine dosierte Luftzufuhr sorgt und somit das wichtigste Stellglied für den Betrieb des Ottomotors darstellt. Im weiteren Verlauf des Ansaugtraktes erfährt der angesaugte Luftstrom die Beimischung von Kraftstoffdampf aus dem Kraftstoffverduns-

tungs-Rückhaltesystem sowie von rückgeführtem Abgas (AGR). Mit diesem kann zur Entdrosselung des Arbeitsprozesses – und damit einer Wirkungsgradsteigerung im Teillastbereich – der Anteil des Restgases an der Zylinderfüllung erhöht werden. Die äußere Abgasrückführung führt das ausgestoßene Restgas vom Abgassystem zurück in den Saugkanal. Dabei kann ein zusätzlich installierter AGR-Kühler das rückgeführte Abgas vor dem Eintritt in das Saugrohr auf ein niedrigeres Temperaturniveau kühlen und damit die Dichte der Frischladung erhöhen. Zur Dosierung der äußeren Abgasrückführung wird ein Stellventil verwendet.

Der Restgasanteil der Zylinderladung kann jedoch im großen Maße ebenfalls durch die Menge der im Zylinder verbleibenden Restgasmasse geändert werden. Zu deren Steuerung können Variabilitäten im Ventiltrieb eingesetzt werden. Zu nennen sind hier insbesondere Phasensteller der Nockenwellen, durch deren Anwendung die Steuerzeiten im breiten Bereich beeinflusst werden können und dadurch das Einhalten einer gewünschten Restgasmasse ermöglichen. Durch eine Ventilüberschneidung kann beispielsweise der Restgasanteil für das folgende Arbeitsspiel wesentlich beeinflusst werden. Während der Ventilüberschneidung sind Ein- und Auslassventil gleichzeitig geöffnet, d. h., das Einlassventil öffnet, bevor das Auslassventil schließt. Ist in der Überschneidungsphase der Druck im Saugrohr niedriger als im Abgastrakt, so tritt eine Rückströmung des Restgases in das Saugrohr auf. Da das so ins Saugrohr gelangte Restgas nach dem Auslass-Schließen wieder angesaugt wird, führt dies zu einer Erhöhung des Restgasgehalts.

Der Einsatz von variablen Ventiltrieben ermöglicht darüber hinaus eine Vielzahl an Verfahren, mit welchen sich die spezifische Leistung und der Wirkungsgrad des Otto-

motors weiter steigern lassen. So ermöglicht eine verstellbare Einlassnockenwelle beispielsweise die Anpassung der Steuerzeit für die Einlassventile an die sich mit der Drehzahl veränderliche Gasdynamik des Saugtraktes, um in Volllastbetrieb die optimale Füllung der Zylinder zu ermöglichen.

Zur Wirkungsgradsteigerung im gedrosselten Betrieb bei Teillast ist zudem die Anwendung vom späten oder frühen Schließen der Einlassventile möglich. Beim Atkinson-Verfahren wird durch spätes Schließen der Einlassventile ein Teil der angesaugten Ladung wieder aus dem Zylinder in das Saugrohr verdrängt. Um die Ladungsmasse der Standardsteuerzeit im Zylinder einzuschließen, wird der Motor weiter entdrosselt und damit der Wirkungsgrad erhöht. Aufgrund der langen Öffnungsdauer der Einlassventile beim Atkinson-Verfahren können insbesondere bei Saugmotoren zudem gasdynamische Effekte ausgenutzt werden.

Das Miller-Verfahren hingegen beschreibt ein frühes Schließen der Einlassventile. Dadurch wird die im Zylinder eingeschlossene Ladung im Fortgang der Abwärtsbewegung des Kolbens (Saugtakt) expandiert. Verglichen mit der Standard-Steuerzeit erfolgt die darauf folgende Kompression auf einem niedrigeren Druck- und Temperaturniveau. Um das gleiche Moment zu erzeugen und hierfür die gleiche Masse an Frischladung im Zylinder einzuschließen, muss der Arbeitsprozess (wie auch beim Atkinson-Verfahren) entdrosselt werden, was den Wirkungsgrad erhöht. Aufgrund der weitgehenden Bremsung der Ladungsbewegung während der Expansion vor dem Verdichtungstakt wird allerdings die Verbrennung verlangsamt und das theoretische Wirkungsgradpotential daher zum großen Teil wieder kompensiert. Da beide Verfahren die Temperatur der Zylinderladung während der Kompression senken, können sie insbesondere bei aufgelade-

7 Strukturbild eines Ottomotors mit Saugrohreinjection ohne Aufladung einschließlich Komponenten für die elektronische Steuerung und Regelung

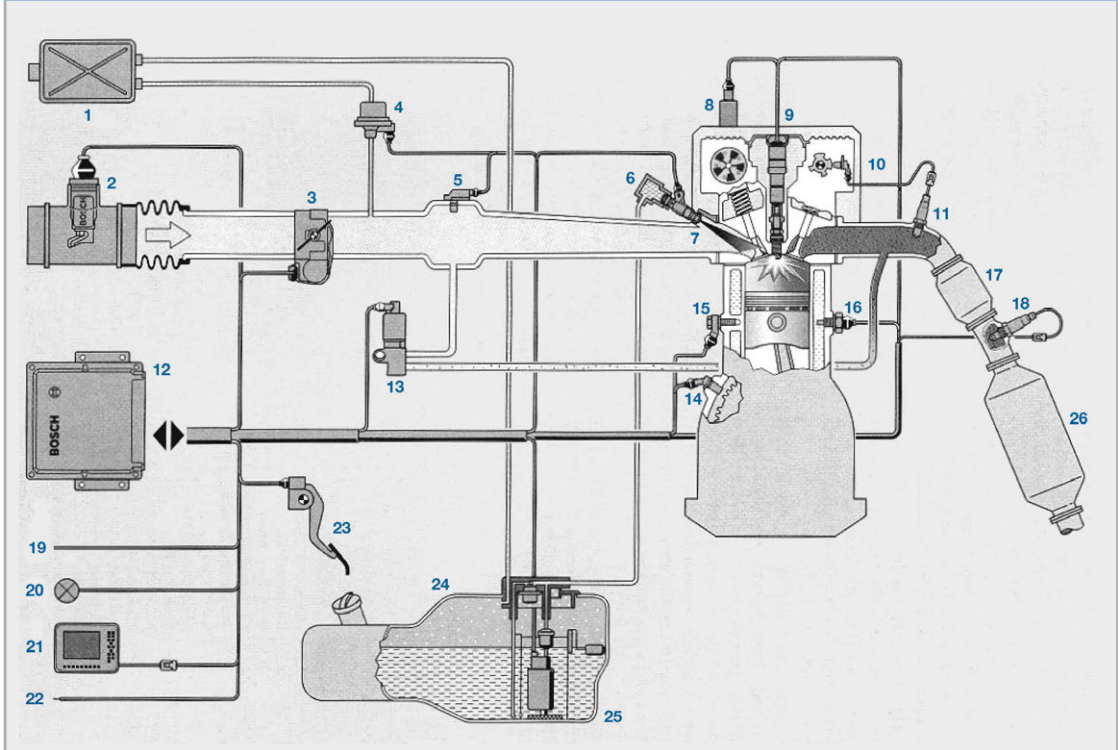


Bild 7

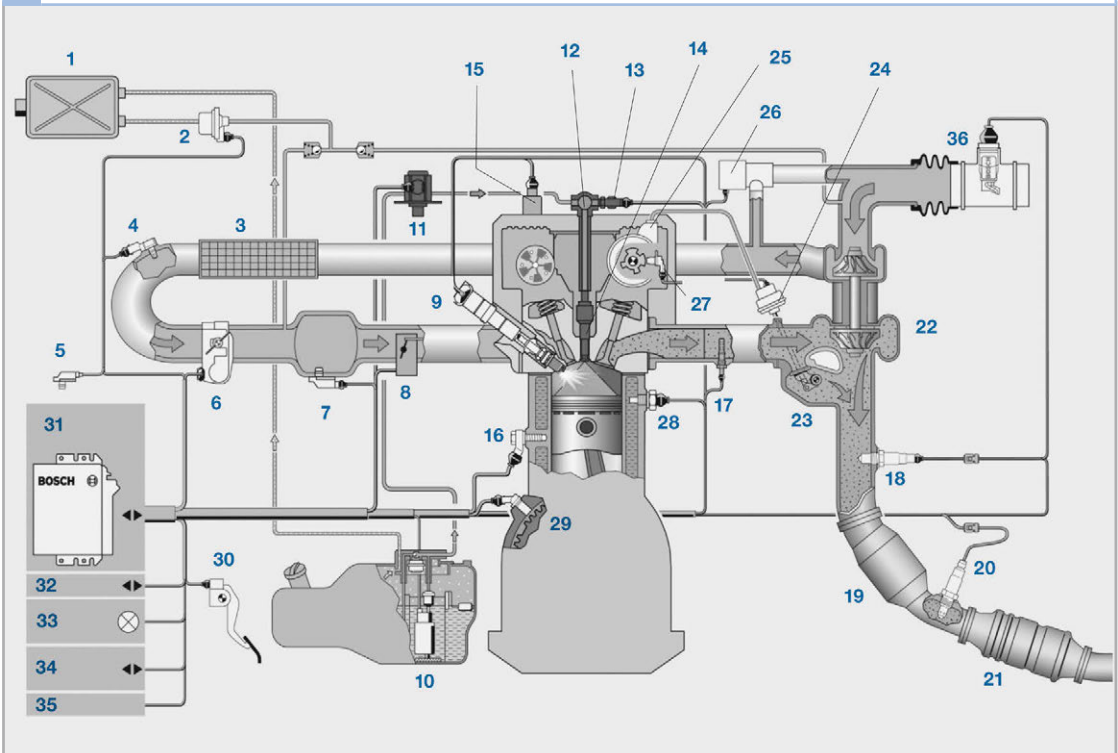
- | | |
|---|--|
| 1 Aktivkohlebehälter | 17 Vorkatalysator (Dreiwegekatalysator) |
| 2 Heißfilm-Luftmassenmesser (HFM) mit integriertem Temperatursensor | 18 λ -Sonde nach dem Vorkatalysator |
| 3 Drosselvorrichtung (EGAS) | 19 CAN-Schnittstelle |
| 4 Tankentlüftungsventil | 20 Motorkontrollleuchte |
| 5 Saugrohrdrucksensor | 21 Diagnoseschnittstelle |
| 6 Kraftstoffverteilerstück | 22 Schnittstelle zur Wegfahrsperrung |
| 7 Einspritzventil | 23 Fahrpedalmodul mit Pedalwegsensoren |
| 8 Aktoren und Sensoren für variable Nockenwellensteuerung | 24 Kraftstoffbehälter |
| 9 Zündkerze mit aufgesteckter Zündspule | 25 Tankeinbaueinheit mit Elektrokraftstoffpumpe, Kraftstofffilter und Kraftstoffregler |
| 10 Nockenwellen-Phasensensor | 26 Hauptkatalysator (Dreiwegekatalysator) |
| 11 λ -Sonde vor dem Vorkatalysator | |
| 12 Motorsteuergerät | |
| 13 Abgasrückführventil | |
| 14 Drehsensors | |
| 15 Klopfsensor | |
| 16 Motortemperatursensor | |

Der in Bild 7 dargestellte Systemumfang bezüglich der On-Board-Diagnose entspricht den Anforderungen der EOBD.

nen Ottomotoren an der Volllast ebenfalls zur Senkung der Klopfneigung und damit zur Steigerung der spezifischen Leistung verwendet werden.

Die Anwendung variabler Ventihubverfahren ermöglicht durch die Darstellung von Teilhuben der Einlassventile ebenfalls eine Entdrosselung des Motors an der Drosselklappe und damit eine Wirkungsgradsteigerung. Zudem kann durch unterschiedliche Hubverläufe der Einlassventile eines Zylinders die Ladungsbewegung deutlich erhöht werden, was insbesondere im Bereich niedriger Lasten die Verbrennung deutlich stabilisiert und damit die Anwendung hoher Restgasraten erleichtert. Eine weitere Möglichkeit zur Steuerung der Ladungsbewegung bilden Ladungsbewegungskappen,

8 Strukturbild eines aufgeladenen Ottomotors mit Direkteinspritzung einschließlich Komponenten für die elektronische Steuerung und Regelung



welche durch ihre Stellung im Saugkanal des Zylinderkopfs die Strömungsbewegung beeinflussen. Allerdings ergibt sich hier aufgrund der höheren Strömungsverluste auch eine Steigerung der Ladungswechselarbeit.

Insgesamt lassen sich durch die Anwendung variabler Ventiltriebe, welche eine Kombination aus Steuerzeit- und Ventilhubverstellung bis hin zu voll-variablen Systemen umfassen, beträchtliche Steigerungen der spezifischen Leistung sowie des Wirkungsgrades erreichen. Auch die Anwendung eines geschichteten Brennverfahrens erlaubt aufgrund des hohen Luftüberschusses einen weitgehend ungedrosselten Betrieb, welcher insbesondere in der Teillast des Ottomotors zur einer erheblichen Steigerung des effektiven Wirkungsgrades führt.

Bild 8

- | | |
|--|------------------------------------|
| 1 Aktivkohlebehälter | 18 λ-Sonde |
| 2 Tankentlüftungsventil | 19 Vorkatalysator |
| 3 Heißfilm-Luftmassenmesser | 20 λ-Sonde |
| 4 kombinierter Ladedruck- und Ansauglufttemperatursensor | 21 Hauptkatalysator |
| 5 Umgebungsdrucksensor | 22 Abgasturbolader |
| 6 Drosselvorrichtung (EGAS) | 23 Waste-Gate |
| 7 Saugrohrdrucksensor | 24 Waste-Gate-Steller |
| 8 Ladungsbewegungsklappe | 25 Vakuumpumpe |
| 9 Zündspule mit Zündkerze | 26 Schub-Umluftventil |
| 10 Kraftstofffördermodul mit Elektrokraftstoffpumpe | 27 Nockenwellen-Phasensensor |
| 11 Hochdruckpumpe | 28 Motortemperatursensor |
| 12 Kraftstoff-Verteilerrohr | 29 Drehsensors |
| 13 Hochdrucksensor | 30 Fahrpedalmodul |
| 14 Hochdruck-Einspritzventil | 31 Motorsteuergerät |
| 15 Nockenwellenversteller | 32 CAN-Schnittstelle |
| 16 Klopfsensor | 33 Motorcontrollleuchte |
| 17 Abgastemperatursensor | 34 Diagnoseschnittstelle |
| | 35 Schnittstelle zur Wegfahrsperre |

Das bei homogener, stöchiometrischer Gemischverteilung erreichbare Drehmoment ist proportional zu der Frischgasfüllung. Daher kann das maximale Drehmoment lediglich durch die Verdichtung der Luft vor Eintritt in den Zylinder (Aufladung) gesteigert werden. Mit der Aufladung kann der Liefergrad, bezogen auf Normbedingungen, auf Werte größer als eins erhöht werden. Eine Aufladung kann bereits allein durch Nutzung gasdynamischer Effekte im Saugrohr erzielt werden (gasdynamische Aufladung). Der Aufladungsgrad hängt von der Gestaltung des Saugrohrs sowie vom Betriebspunkt des Motors ab, im Wesentlichen von der Drehzahl, aber auch von der Füllung. Mit der Möglichkeit, die Saugrohrgeometrie während des Fahrbetriebs beispielsweise durch eine variable Saugrohrlänge zu ändern, kann die gasdynamische Aufladung in einem weiten Betriebsbereich für eine Steigerung der maximalen Füllung herangezogen werden.

Eine weitere Erhöhung der Luftdichte erzielen mechanisch angetriebene Verdichter bei der mechanischen Aufladung, welche von der Kurbelwelle des Motors angetrieben werden. Die komprimierte Luft wird dabei durch das Ansaugsystem, welches dann zugunsten eines schnellen Ansprechverhaltens des Motors mit kleinem Sammlervolumen und kurzen Saugrohrängen ausgeführt wird, in die Zylinder gepumpt.

Bei der Abgasturboaufladung wird im Unterschied zur mechanischen Aufladung der Verdichter des Abgasturboladers nicht von der Kurbelwelle angetrieben, sondern von einer Abgasturbine, welche sich im Abgasstrakt befindet und die Enthalpie des Abgases ausnutzt. Die Enthalpie des Abgases kann zusätzlich erhöht werden, in dem durch die Anwendung einer Ventilüberschneidung ein Teil der Frischladung durch die Zylinder gespült (Scavenging) und damit der Massen-

strom an der Abgasturbine erhöht wird. Zusätzlich sorgt eine hohe Spülrate für niedrige Restgasanteile. Da bei Motoren mit Abgasturboaufladung im unteren Drehzahlbereich an der Volllast ein positives Druckgefälle über dem Zylinder gut eingestellt werden kann, erhöht dieses Verfahren wesentlich das maximale Drehmoment in diesem Betriebsbereich (Low-End-Torque).

Füllungserfassung und Gemischregelung

Beim Ottomotor wird die zugeführte Kraftstoffmenge in Abhängigkeit der angesaugten Luftmasse eingestellt. Dies ist nötig, weil sich nach einer Änderung des Drosselklappenwinkels die Luftfüllung erst allmählich ändert, während die Kraftstoffmenge arbeitsspielindividuell variiert werden kann. In der Motorsteuerung muss daher für jedes Arbeitsspiel je nach der Betriebsart (Homogen, Homogen-mager, Schichtbetrieb) die aktuell vorhandene Luftmasse bestimmt werden (durch Füllungserfassung). Es gibt grundsätzlich drei Verfahren, mit welchen dies erfolgen kann. Das erste Verfahren arbeitet folgendermaßen: Über ein Kennfeld wird in Abhängigkeit von Drosselklappenwinkel α und Drehzahl n der Volumenstrom bestimmt, der über geeignete Korrekturen in einem Luftmassenstrom umgerechnet wird. Die auf diesem Prinzip arbeitenden Systeme heißen α - n -Systeme.

Beim zweiten Verfahren wird über ein Modell (Drosselklappenmodell) aus der Temperatur vor der Drosselklappe, dem Druck vor und nach der Drosselklappe sowie der Drosselklappenstellung (Winkel α) der Luftmassenstrom berechnet. Als Erweiterung dieses Modells kann zusätzlich aus der Motordrehzahl n , dem Druck p im Saugrohr (vor dem Einlassventil), der Temperatur im Einlasskanal und weiteren Einflüssen (Nockenwellen- und Ventilhubverstellung, Saugrohrumschaltung, Position der La-

dungsbewegungsklappe) die vom Zylinder angesaugte Frischluft berechnet werden. Nach diesem Prinzip arbeitende Systeme werden *p-n*-Systeme genannt. Je nach Komplexität des Motors, insbesondere die Variabilitäten des Ventiltriebs betreffend, können hierfür aufwendige Modelle notwendig sein. Das dritte Verfahren besteht darin, dass ein Heißfilm-Luftmassenmesser (HFM) direkt den in das Saugrohr einströmenden Luftmassenstrom misst. Weil mittels eines Heißfilm-Luftmassenmessers oder eines Drosselklappenmodells nur der in das Saugrohr einfließende Massenstrom bestimmt werden kann, liefern diese beiden Systeme nur im stationären Motorbetrieb einen gültigen Wert für die Zylinderfüllung. Ein stationärer Betrieb setzt die Annahme eines konstanten Saugrohrdrucks voraus, so dass die dem Saugrohr zufließenden und den Motor verlassenden Luftmassenströme identisch sind. Die Anwendung sowohl des Heißfilm-Luftmassenmessers als auch des Drosselklap-

penmodells liefert bei einem plötzlichen Lastwechsel (d. h. bei einer plötzlichen Änderung des Drosselklappenwinkels) eine augenblickliche Änderung des dem Saugrohr zufließenden Massenstroms, während sich der in den Zylinder eintretende Massenstrom und damit die Zylinderfüllung erst ändern, wenn sich der Saugrohrdruck erhöht oder erniedrigt hat. Daher muss für die richtige Abbildung transienter Vorgänge entweder das *p-n*-System verwendet oder eine zusätzliche Modellierung des Speicherverhaltens im Saugrohr (Saugrohrmodell) erfolgen.

Kraftstoffe

Für den ottomotorischen Betrieb werden Kraftstoffe benötigt, welche aufgrund ihrer Zusammensetzung eine niedrige Neigung zur Selbstzündung (hohe Klopfestigkeit) aufweisen. Andernfalls kann die während der Kompression nach einer Selbstzündung erfolgte, schlagartige Umsetzung der Zylinder-

Tabelle 1
Eigenschaftswerte flüssiger Kraftstoffe.
Die Viskosität bei 20 °C liegt für Benzin bei etwa 0,6 mm²/s, für Methanol bei etwa 0,75 mm²/s, für Ethanol bei etwa 1,5 mm²/s.

Stoff	Dichte in kg/l	Hauptbestandteile in Gewichtsprozent	Siedetemperatur in °C	Spezifische Verdampfungswärme in kJ/kg	Spezifischer Heizwert in MJ/kg	Zündtemperatur in °C	Luftbedarf, stöchiometrisch in kg/kg	Zündgrenze	
								untere	obere
								in Volumenprozent Gas in Luft	
Ottokraftstoff									
Normal	0,720...0,775	86 C, 14 H	25...210	380...500	41,2...41,9	≈ 300	14,8	≈ 0,6	≈ 8
Super	0,720...0,775	86 C, 14 H	25...210	–	40,1...41,6	≈ 400	14,7	–	–
Flugbenzin	0,720	85 C, 15 H	40...180	–	43,5	≈ 500	–	≈ 0,7	≈ 8
Kerosin	0,77...0,83	87 C, 13 H	170...260	–	43	≈ 250	14,5	≈ 0,6	≈ 7,5
Dieselmotorkraftstoff	0,820...0,845	86 C, 14 H	180...360	≈ 250	42,9...43,1	≈ 250	14,5	≈ 0,6	≈ 7,5
Ethanol C ₂ H ₅ OH	0,79	52 C, 13 H, 35 O	78	904	26,8	420	9	3,5	15
Methanol CH ₃ OH	0,79	38 C, 12 H, 50 O	65	1 110	19,7	450	6,4	5,5	26
Rapsöl	0,92	78 C, 12 H, 10 O	–	–	38	≈ 300	12,4	–	–
Rapsölmethylester (Biodiesel)	0,88	77 C, 12 H, 11 O	320...360	–	36,5	283	12,8	–	–

Stoff	Dichte bei 0 °C und 1 013 mbar in kg/m³	Hauptbe- standteile in Gewichts- prozent	Siedetempera- tur bei 1 013 mbar in °C	Spezifischer Heizwert		Zünd- temperatur in °C	Luftbedarf, stöchio- metrisch in kg/kg	Zündgrenze	
				Kraftstoff in MJ/kg	Luft-Krafts- stoff-Gemisch in MJ/m³			untere	obere
								in Volumenprozent Gas in Luft	
Flüssiggas (Autogas)	2,25	C ₃ H ₈ , C ₄ H ₁₀	–30	46,1	3,39	≈ 400	15,5	1,5	15
Erdgas H (Nordsee)	0,83	87 CH ₄ , 8 C ₂ H ₆ , 2 C ₃ H ₈ , 2 CO ₂ , 1 N ₂	–162 (CH ₄)	46,7	–	584	16,1	4,0	15,8
Erdgas H (Russland)	0,73	98 CH ₄ , 1 C ₂ H ₆ , 1 N ₂	–162 (CH ₄)	49,1	3,4	619	16,9	4,3	16,2
Erdgas L	0,83	83 CH ₄ , 4 C ₂ H ₆ , 1 C ₃ H ₈ , 2 CO ₂ , 10 N ₂	–162 (CH ₄)	40,3	3,3	≈ 600	14,0	4,6	16,0

Tabelle 2
Eigenschaftswerte gas-
förmiger Kraftstoffe. Das
als Flüssiggas bezeich-
nete Gasgemisch ist bei
0 °C und 1 013 mbar
gasförmig; in flüssiger
Form hat es eine Dichte
von 0,54 kg/l.

derladung zu mechanischen Schäden des Ottomotors bis hin zu seinem Totalausfall führen. Die Klopfestigkeit eines Ottokraftstoffes wird durch die Oktanzahl beschrieben. Die Höhe der Oktanzahl bestimmt die spezifische Leistung des Ottomotors. An der Volllast wird aufgrund der Gefahr von Motorschäden die Lage der Verbrennung durch das Motorsteuergerät über einen Zündwinkeleingriff (durch die Klopfregelung) so eingestellt, dass – durch Senkung der Verbrennungstemperatur durch eine späte Lage der Verbrennung – keine Selbstzündung der Frischladung erfolgt. Dies begrenzt jedoch das nutzbare Drehmoment des Motors. Je höher die verwendete Oktanzahl ist, desto höher fällt, bei einer entsprechenden Bedatung des Motorsteuergeräts, die spezifische Leistung aus.

In den **Tabellen 1** und **2** sind die Stoffwerte der wichtigsten Kraftstoffe zusammengefasst. Verwendung findet meist Benzin, welches durch Destillation aus Rohöl gewonnen und zur Steigerung der Klopfestigkeit mit geeigneten Komponenten versetzt wird. So

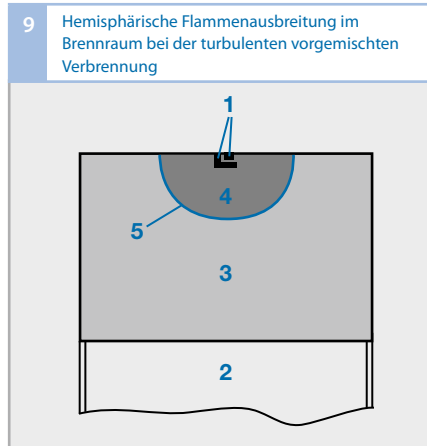
wird bei Benzinkraftstoffen in Deutschland zwischen Super und Super-Plus unterschieden, einige Anbieter haben ihre Super-Plus-Kraftstoffe durch 100-Oktan-Benzine ersetzt. Seit Januar 2011 enthält der Super-Kraftstoff bis zu 10 Volumenprozent Ethanol (E10), alle anderen Sorten sind mit max. 5 Volumenprozent Ethanol (E5) versetzt. Die Abkürzung E10 bezeichnet dabei einen Ottokraftstoff mit einem Anteil von 90 Volumenprozent Benzin und 10 Volumenprozent Ethanol. Die ottomotorische Verwendung von reinen Alkoholen (Methanol M100, Ethanol E100) ist bei Verwendung geeigneter Kraftstoffsysteme und speziell adaptierter Motoren möglich, da aufgrund des höheren Sauerstoffgehalts ihre Oktanzahl die des Benzins übersteigt.

Auch der Betrieb mit gasförmigen Kraftstoffen ist beim Ottomotor möglich. Verwendung findet als serienmäßige Ausstattung (in bivalenten Systemen mit Benzin- und Gasbetrieb) in Europa meist Erdgas (Compressed Natural Gas CNG), welches hauptsächlich aus Methan besteht. Aufgrund

des höheren Wasserstoff-Kohlenstoff-Verhältnisses entsteht bei der Verbrennung von Erdgas weniger CO_2 und mehr Wasser als bei Verbrennung von Benzin. Ein auf Erdgas eingestellter Ottomotor erzeugt bereits ohne weitere Optimierung ca. 25 % weniger CO_2 -Emissionen als beim Einsatz von Benzin. Durch die sehr hohe Oktanzahl (ROZ 130) eignet sich der mit Erdgas betriebene Ottomotor ideal zur Aufladung und lässt zudem eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses zu. Durch den monovalenten Gaseinsatz in Verbindung mit einer Hubraumverkleinerung (Downsizing) kann der effektive Wirkungsgrad des Ottomotors erhöht und seine CO_2 -Emission gegenüber dem konventionellen Benzin-Betrieb maßgeblich verringert werden.

Häufig, insbesondere in Anlagen zur Nachrüstung, wird Flüssiggas (Liquid Petroleum Gas LPG), auch Autogas genannt, eingesetzt. Das verflüssigte Gasgemisch besteht aus Propan und Butan. Die Oktanzahl von Flüssiggas liegt mit ROZ 120 deutlich über dem Niveau von Super-Kraftstoffen, bei seiner Verbrennung entstehen ca. 10 % weniger CO_2 -Emissionen als im Benzinbetrieb.

Auch die ottomotorische Verbrennung von reinem Wasserstoff ist möglich. Aufgrund des Fehlens an Kohlenstoff entsteht bei der Verbrennung von Wasserstoff kein Kohlendioxid, als „ CO_2 -frei“ darf dieser Kraftstoff dennoch nicht gelten, wenn bei seiner Herstellung CO_2 anfällt. Aufgrund seiner sehr hohen Zündwilligkeit ermöglicht der Betrieb mit Wasserstoff eine starke Abmagerung und damit eine Steigerung des effektiven Wirkungsgrades des Ottomotors.



Verbrennung

Turbulente vorgemischte Verbrennung

Das homogene Brennverfahren stellt die Referenz bei der ottomotorischen Verbrennung dar. Dabei wird ein stöchiometrisches, homogenes Gemisch während der Verdichtungsphase durch einen Zündfunken entzündet. Der daraus entstehende Flammkern geht in eine turbulente, vorgemischte Verbrennung mit sich nahezu hemisphärisch (halbkugelförmig) ausbreitender Flammenfront über (Bild 9).

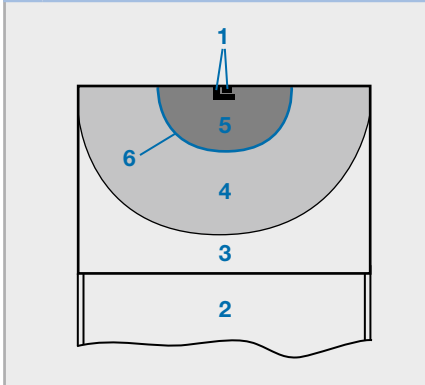
Hierzu wird eine zunächst laminare Flammenfront, deren Fortschrittgeschwindigkeit von Druck, Temperatur und Zusammensetzung des Unverbrannten abhängt, durch viele kleine, turbulente Wirbel zerklüftet. Dadurch vergrößert sich die Flammenoberfläche deutlich. Das wiederum erlaubt einen erhöhten Frischladungseintrag in die Reaktionszone und somit eine deutliche Erhöhung der Flammenfortschrittgeschwindigkeit. Hieraus ist ersichtlich, dass die Turbulenz der Zylinderladung einen sehr relevanten Faktor zur Verbrennungsoptimierung darstellt.

10 Hemisphärische Flammenausbreitung im Brennraum bei der turbulenten vorgemischten teildiffusiven Verbrennung

Bild 10

- 1 Elektroden der Zündkerze
- 2 Kolben
- 3 Luft (und Restgas) mit $\lambda \rightarrow \infty$
- 4 Gemisch mit $\lambda_g \approx 1$
- 5 Verbranntes Gas mit $\lambda_v \approx 1$
- 6 Flammenfront

Über den gesamten Brennraum gemittelt ergibt sich eine Luftzahl über eins.



Turbulente vorgemischte teildiffusive Verbrennung

Zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs und somit der CO_2 -Emission ist das Verfahren der geschichteten Fremdzündung beim Ottomotor, auch Schichtbetrieb genannt, ein vielversprechender Ansatz.

Bei der geschichteten Fremdzündung wird im Extremfall lediglich die Frischluft verdichtet und erst in Nähe des oberen Totpunkts der Kraftstoff eingespritzt sowie zeitnah von der Zündkerze gezündet. Dabei entsteht eine geschichtete Ladung, welche idealerweise in der Nähe der Zündkerze ein Luft-Kraftstoff-Verhältnis von $\lambda \approx 1$ besitzt, um die optimalen Bedingungen für die Entflammung und Verbrennung zu ermöglichen (Bild 10). In der Realität jedoch ergeben sich aufgrund der stochastischen Art der Zylinderinnenströmung sowohl fette als auch magere Gemisch-Zonen in der Nähe der Zündkerze. Dies erfordert eine höhere geometrische Genauigkeit in der Abstimmung der idealen Injektor- und Zündkerzenposition, um die Entflammungsrobustheit sicher zu stellen.

Nach erfolgter Zündung stellt sich eine überwiegend turbulente, vorgemischte Ver-

brennung ein, und zwar dort, wo der Kraftstoff schon verdampft innerhalb eines Luft-Kraftstoff-Gemisches vorliegt. Des Weiteren verläuft die Umsetzung eines Teils des Kraftstoffs an der Luft-Kraftstoff-Grenze verdampfender Tropfen als diffusive Verbrennung. Ein weiterer wichtiger Effekt liegt beim Verbrennungsende. Hierbei erreicht die Flamme sehr magere Bereiche, die früher ins Quenching führen, d. h. in den Zustand, bei welchem die thermodynamischen Bedingungen wie Temperatur und Gemischqualität nicht mehr ausreichen, die Flamme weiter fortschreiten zu lassen. Hieraus können sich erhöhte HC- und CO-Emissionen ergeben. Die NO_x -Bildung ist für dieses entdrosselte und verdünnte Brennverfahren im Vergleich zur homogenen stöchiometrischen Verbrennung relativ gering. Der Dreiwegekatalysator ist jedoch wegen des mageren Abgases nicht in der Lage, selbst die geringe NO_x -Emission zu reduzieren. Dies macht eine spezifische Nachbehandlung der Abgase erforderlich, z. B. durch den Einsatz eines NO_x -Speicherkatalysators oder durch die Anwendung der selektiven katalytischen Reduktion unter Verwendung eines geeigneten Reduktionsmittels.

Homogene Selbstzündung

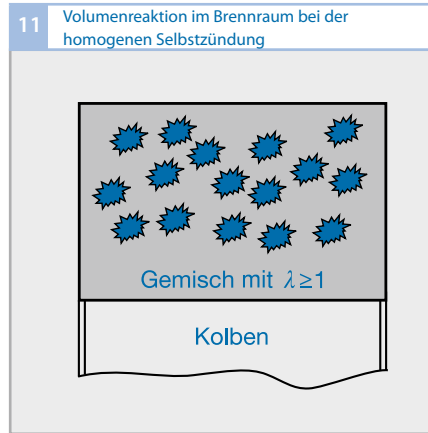
Vor dem Hintergrund einer verschärften Abgasgesetzgebung bei gleichzeitiger Forderung nach geringem Kraftstoffverbrauch ist das Verfahren der homogenen Selbstzündung beim Ottomotor, auch HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) genannt, eine weitere interessante Alternative. Bei diesem Brennverfahren wird ein stark mit Luft oder Abgas verdünntes Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch im Zylinder bis zur Selbstzündung verdichtet. Die Verbrennung erfolgt als Volumenreaktion ohne Ausbildung einer turbulenten Flammenfront oder einer Diffusionsverbrennung (Bild 11).

Die thermodynamische Analyse des Arbeitsprozesses verdeutlicht die Vorteile des HCCI-Verfahrens gegenüber der Anwendung anderer ottomotorischer Brennverfahren mit konventioneller Fremdzündung: Die Entdrosselung (hoher Massenanteil, der am thermodynamischen Prozess teilnimmt und drastische Reduktion der Ladungswechselverluste), kalorische Vorteile bedingt durch die Niedrigtemperatur-Umsetzung und die schnelle Wärmefreisetzung führen zu einer Annäherung an den idealen Gleichraumprozess und somit zur Steigerung des thermischen Wirkungsgrades. Da die Selbstzündung und die Verbrennung an unterschiedlichen Orten im Brennraum gleichzeitig beginnen, ist die Flammenausbreitung im Gegensatz zum fremdgezündeten Betrieb nicht von lokalen Randbedingungen abhängig, so dass geringere Zyklusschwankungen auftreten.

Die kontrollierte Selbstzündung bietet die Möglichkeit, den Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses unter Beibehaltung des klassischen Dreiwegkatalysators ohne zusätzliche Abgasnachbehandlung zu steigern. Die überwiegend magere Niedrigtemperatur-Wärmefreisetzung bedingt einen sehr niedrigen NO_x -Ausstoß bei ähnlichen HC-Emissionen und reduzierter CO-Bildung im Vergleich zum konventionellen fremdgezündeten Betrieb.

Irreguläre Verbrennung

Unter irregulärer Verbrennung beim Ottomotor versteht man Phänomene wie die klopfende Verbrennung, Glühzündung oder andere Vorentflammungserscheinungen. Eine klopfende Verbrennung äußert sich im Allgemeinen durch ein deutlich hörbares, metallisches Geräusch (Klingeln, Klopfen). Die schädigende Wirkung eines dauerhaften Klopfens kann zum völligen Ausfall des Mo-



tors führen. In heutigen Serienmotoren dient eine Klopfregelung dazu, den Motor bei Volllast gefahrlos an der Klopfgrenze zu betreiben. Hierzu wird die klopfende Verbrennung durch einen Sensor detektiert und der Zündwinkel vom Steuergerät entsprechend angepasst. Durch die Anwendung der Klopfregelung ergeben sich weitere Vorteile, insbesondere die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs, die Erhöhung des Drehmoments sowie die Darstellung des Motorbetriebs in einem vergrößerten Oktanzahlbereich. Eine Klopfregelung ist allerdings nur dann anwendbar, wenn das Klopfen ein reproduzierbares und wiederkehrendes Phänomen ist.

Der Unterschied zwischen einer regulären und einer klopfenden Verbrennung ist in (Bild 12) dargestellt. Aus dieser wird deutlich, dass der Zylinderdruck bereits vor Klopfbeginn infolge hochfrequenter Druckwellen, welche durch den Brennraum pulsieren, im Vergleich zum nicht klopfenden Arbeitsspiel deutlich ansteigt. Bereits die frühe Phase der klopfenden Verbrennung zeichnet sich also gegenüber dem mittleren Arbeitsspiel (in Bild 12 als reguläre Verbrennung gekennzeichnet) durch einen schnelleren Massenumsatz aus. Beim Klopfen kommt es

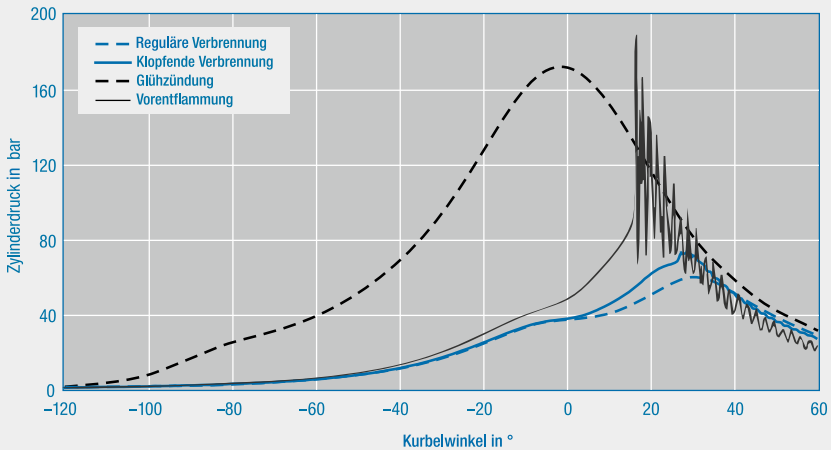
12 Druckverläufe von Verbrennungen (Mitteldruck 20 bar, Drehzahl 2 000 min⁻¹)

Bild 12

Der Kurbelwinkel ist auf den oberen Totpunkt in der Kompressionsphase (ZOT) bezogen.

zur Selbstzündung in den noch nicht von der Flamme erfassten Endgaszonen. Die stehenden Wellen, die anschließend durch den Brennraum fortschreiten, verursachen das hörbare, klingelnde Geräusch. Im Motorbetrieb wird das Eintreten von Klopfen durch eine Spätverstellung des Zündwinkels vermieden. Dies führt, je nach resultierender Schwerpunktslage der Verbrennung, zu einem nicht unerheblichen Wirkungsgradverlust.

Die Glühzündung führt gewöhnlich zu einer sehr hohen mechanischen Belastung des Motors. Die Entflammung des Frischgemischs erfolgt hierbei teilweise deutlich vor dem regulären Auslösen des Zündfunken. Häufig kommt es zu einem sogenannten Run-on, wobei nach starkem Klopfen der Zeitpunkt der Entzündung mit jedem weiteren Arbeitsspiel früher erfolgt. Dabei wird ein Großteil des Frischgemischs bereits deutlich vor dem oberen Totpunkt in der Kompressionsphase umgesetzt (Bild 12). Druck und Temperatur im Brennraum steigen dabei aufgrund der noch ablaufenden

Kompression stark an. Hat sich die Glühzündung erst eingestellt, kommt es im Gegensatz zur klopfenden Verbrennung zu keinem wahrnehmbaren Geräusch, da die pulsierenden Druckwellen im Brennraum ausbleiben. Solch eine extrem frühe Glühzündung führt meistens zum sofortigen Ausfall des Motors. Bevorzugte Stellen, an denen eine Oberflächenzündung beginnen kann, sind überhitzte Ventile oder Zündkerzen, glühende Verbrennungsrückstände oder sehr heiße Stellen im Brennraum wie beispielsweise Kanten von Kolbenmulden. Eine Oberflächenzündung kann durch entsprechende Auslegung der Kühlkanäle im Bereich des Zylinderkopfs und der Laufbuchse in den meisten Fällen vermieden werden.

Eine Vorentflammung zeichnet sich durch eine unkontrollierte und sporadisch auftretende Selbstentflammung aus, welche vor allem bei kleinen Drehzahlen und hohen Lasten auftritt. Der Zeitpunkt der Selbstentflammung kann dabei von deutlich vor bis zum Zeitpunkt der Zündeinleitung selbst variieren. Betroffen von diesem Phänomen

sind generell hoch aufgeladene Motoren mit hohen Mitteldrücken im unteren Drehzahlbereich (Low-End-Torque). Hier entfällt bis heute die Möglichkeit zur effektiven Regelung, die dem Auftreten der Vorentflammung entgegenwirken könnte, da die Ereignisse meist einzeln auftreten und nur selten unmittelbar in mehreren Arbeitsspielen aufeinander folgen. Als Reaktion wird bei Serienmotoren nach heutigem Stand zunächst der Ladedruck reduziert. Tritt weiterhin ein Vorentflammungsereignis auf, wird als letzte Maßnahme die Einspritzung ausgeblendet. Die Folge einer Vorentflammung ist eine schlagartige Umsetzung der verbliebenen Zylinderladung mit extremen Druckgradienten und sehr hohen Spitzendrücken, die teilweise 300 bar erreichen. Im Allgemeinen führt ein Vorentflammungsereignis daraufhin immer zu extremem Klopfen und gleicht vom Ablauf her einer Verbrennung, wie sie sich bei extrem früher Zündeinleitung (Überzündung) darstellt. Die Ursache hierfür ist noch nicht vollends geklärt. Vielmehr existieren auch hier mehrere Erklärungsversuche. Die Direkteinspritzung spielt hier eine relevante Rolle, da zündwillige Tropfen und zündwilliger Kraftstoffdampf in den Brennraum gelangen können. Unter anderem stehen Ablagerungen (Partikel, Ruß usw.) im Verdacht, da sie sich von der Brennraumwand lösen und als Initiator in Betracht kommen. Ein weiterer Erklärungsversuch geht davon aus, dass Fremdmedien (z. B. Öl) in den Brennraum gelangen, welche eine kürzere Zündverzugszeit aufweisen als übliche Kohlenwasserstoff-Bestandteile im Ottokraftstoff und damit das Reaktionsniveau entsprechend herabsetzen. Die Vielfalt des Phänomens ist stark motorabhängig und lässt sich kaum auf eine allgemeine Ursache zurückführen.

Drehmoment, Leistung und Verbrauch

Drehmomente am Antriebsstrang

Die von einem Ottomotor abgegebene Leistung P wird durch das verfügbare Kuppelungsmoment M_k und die Motordrehzahl n bestimmt. Das an der Kupplung verfügbare Moment (**Bild 13**) ergibt sich aus dem durch den Verbrennungsprozess erzeugten Drehmoment, abzüglich der Ladungswechselerluste, der Reibung und dem Anteil zum Betrieb der Nebenaggregate. Das Antriebsmoment ergibt sich aus dem Kuppelungsmoment abzüglich der an der Kupplung und im Getriebe auftretenden Verluste.

Das aus dem Verbrennungsprozess erzeugte Drehmoment wird im Arbeitstakt (Verbrennung und Expansion) erzeugt und ist bei Ottomotoren hauptsächlich abhängig von:

- der Luftmasse, die nach dem Schließen der Einlassventile für die Verbrennung zur Verfügung steht – bei homogenen Brennvorgängen ist die Luft die Führungsgröße,
- die Kraftstoffmasse im Zylinder – bei geschichteten Brennvorgängen ist die Kraftstoffmasse die Führungsgröße,
- dem Zündzeitpunkt, zu welchem der Zündfunke die Entflammung und Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemisches einleitet.

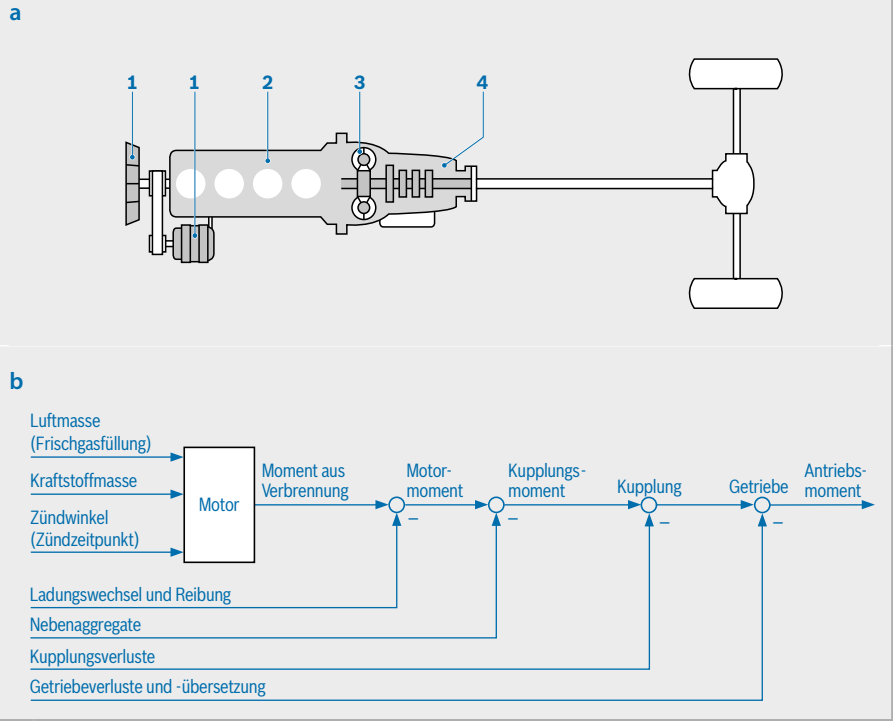
Definition von Kenngrößen

Das instationäre innere Drehmoment M_i im Verbrennungsmotor ergibt sich aus dem Produkt von resultierender tangentialer Kraft F_T und Hebelarm r an der Kurbelwelle:

$$M_i = F_T r. \quad (4)$$

Die am Kurbelradius r wirkende Tangentialkraft F_T (**Bild 14**) resultiert aus der Kolbenkraft des Zylinders F_z , dem Kurbelwinkel φ und dem Pleuelschwenkwinkel β zu:

13 Drehmomente am Antriebsstrang



14 Kräfte an Pleuel und Kurbelwelle

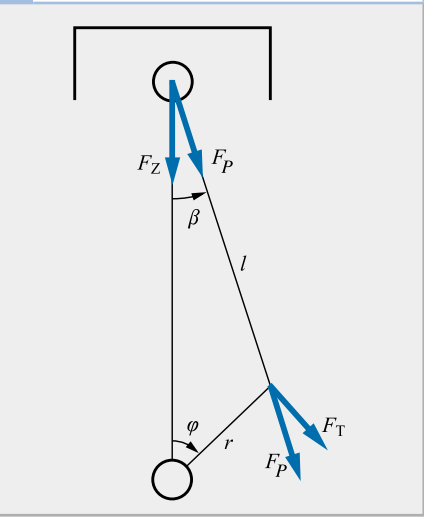


Bild 14

l Pleuellänge

r Kurbelradius

φ Kurbelwinkel

β Pleuelschwenkwinkel

F_z Kolbenkraft

F_p Pleuelstangenkraft

F_T Tangentialkraft

$$F_T = F_z \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} \tag{5}$$

Mit

$$r \sin \varphi = l \sin \beta \tag{6}$$

und der Einführung des Schubstangenverhältnisses λ_l

$$\lambda_l = \frac{r}{l} \tag{7}$$

ergibt sich für die Tangentialkraft:

$$F_T = F_z \left(\sin \varphi + \lambda_l \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_l^2 \sin^2 \varphi}} \right) \tag{8}$$

Die Kolbenkraft F_z ist ihrerseits bestimmt durch das Produkt aus der lichten Kolbenflä-

che A , die sich aus dem Kolbenradius r_K zu

$$A_K = r_K^2 \pi \quad (9)$$

ergibt und dem Differenzdruck am Kolben, welcher durch den Brennraumdruck p_Z und dem Druck p_K im Kurbelgehäuse gegeben ist:

$$F_Z = A_K (p_Z - p_K) = r_K^2 \pi (p_Z - p_K). \quad (10)$$

Für das instationäre innere Drehmoment M_i ergibt sich schließlich in Abhängigkeit der Stellung der Kurbelwelle:

$$M_i = r_K^2 \pi (p_Z - p_K) \left(\sin \varphi + \lambda_l \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_l^2 \sin^2 \varphi}} \right) r. \quad (11)$$

Für die Hubfunktion s , welche die Bewegung des Kolbens bei einem nicht geschränkten Kurbeltrieb beschreibt, folgt aus der Beziehung

$$s = r(1 - \cos \varphi) + l(1 - \cos \beta) \quad (12)$$

der Ausdruck:

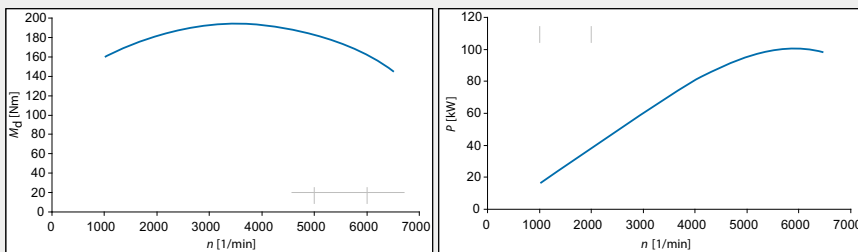
$$s = \left(1 + \frac{1}{\lambda_l} - \cos \varphi - \sqrt{\frac{1}{\lambda_l^2} - \sin^2 \varphi} \right) r. \quad (13)$$

Damit ist die augenblickliche Stellung des Kolbens durch den Kurbelwinkel φ , durch den Kurbelradius r und durch das Schubstangenverhältnis λ_l beschrieben. Das momentane Zylindervolumen V ergibt sich aus der Summe von Kompressionsendvolumen V_K und dem Volumen, welches sich über die Kolbenbewegung s mit der lichten Kolbenfläche A_K ergibt:

$$V = V_K + A_K s = V_K + r_K^2 \pi \left(1 + \frac{1}{\lambda_l} - \cos \varphi - \sqrt{\frac{1}{\lambda_l^2} - \sin^2 \varphi} \right) r. \quad (14)$$

15 Typische Leistungs- und Drehmomentkurven eines Ottomotors mit vier Zylindern

a



b

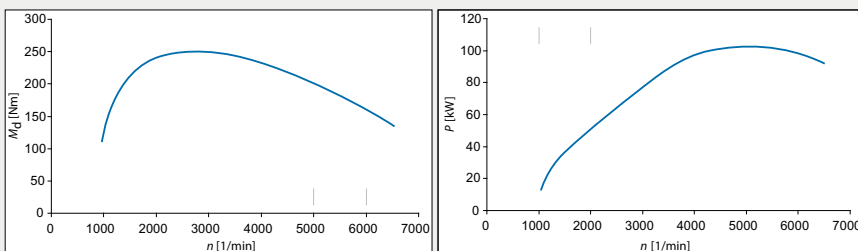


Bild 15

- a 1,9 l Hubraum ohne Aufladung
- b 1,4 l Hubraum mit Aufladung
- n Drehzahl
- M_d Drehmoment
- P Leistung

16 Verbrauchskennfeld eines Ottomotors ohne Aufladung

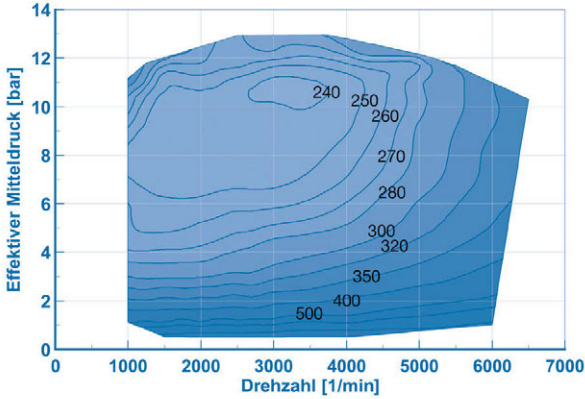


Bild 16
Die Zahlen geben den Wert für b_e in g/kWh an.

17 Verbrauchskennfeld eines aufgeladenen Ottomotors

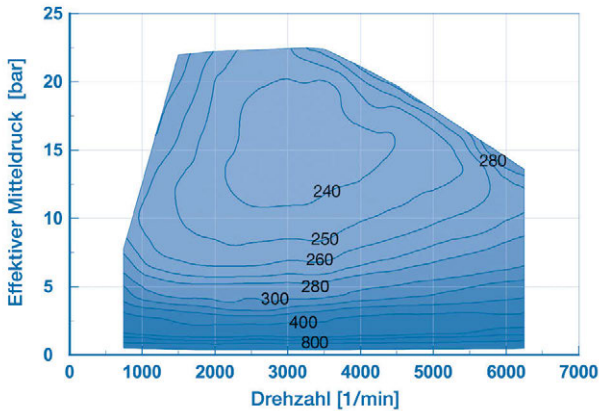


Bild 17
Die Zahlen geben den spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e in g/kWh an.

Das am Kurbeltrieb erzeugte Drehmoment kann in Abhängigkeit des Fahrerwunsches durch Einstellen von Qualität und Quantität des Luft-Kraftstoff-Gemisches sowie des Zündwinkels geregelt werden. Das maximal erreichbare Drehmoment wird durch die maximale Füllung und die Konstruktion des Kurbeltriebs und Zylinderkopfes begrenzt.

Das effektive Drehmoment an der Kurbelwelle M_d entspricht der inneren technischen Arbeit abzüglich aller Reibungs- und Aggregateverluste. Üblicherweise erfolgt die Auslegung des maximalen Drehmomentes für niedrige Drehzahlen ($n \approx 2000 \text{ min}^{-1}$), da in diesem Bereich der höchste Wirkungsgrad des Motors erreicht wird.

Die innere technische Arbeit W_i kann direkt aus dem Druck im Zylinder und der Volumenänderung während eines Arbeitsspiels in Abhängigkeit der Taktzahl n_T berechnet werden:

$$W_i = \int_0^{\varphi_T} p \frac{dV}{d\varphi} d\varphi, \quad (15)$$

wobei

$$\varphi_T = n_T \cdot 180^\circ \quad (16)$$

beträgt.

Unter Verwendung des an der Kurbelwelle des Motors abgegebenen Drehmomentes M_d und der Taktzahl n_T ergibt sich für die effektive Arbeit:

$$W_e = 2\pi \frac{n_T}{2} M_d. \quad (17)$$

Die auftretenden Verluste durch Reibung und Nebenaggregate können als Differenz zwischen der inneren Arbeit W_i und der effektiven Nutzarbeit W_e als Reibarbeit W_R angegeben werden:

$$W_R = W_i - W_e. \quad (18)$$

Eine Drehmomentgröße, die das Vergleichen der Last unterschiedlicher Motoren erlaubt, ist die spezifische effektive Arbeit w_e , welche die effektive Arbeit W_e auf das Hubvolumen des Motors bezieht:

$$w_e = \frac{W_e}{V_H}. \quad (19)$$

Da es sich bei dieser Größe um den Quotienten aus Arbeit und Volumen handelt, wird

diese oft als effektiver Mitteldruck p_{me} bezeichnet.

Die effektiv vom Motor abgegebene Leistung P resultiert aus dem erreichten Drehmoment M_d und der Motordrehzahl n zu:

$$P = 2\pi M_d n. \quad (20)$$

Die Motorleistung steigt bis zur Nenndrehzahl. Bei höheren Drehzahlen nimmt die Leistung wieder ab, da in diesem Bereich das Drehmoment stark abfällt.

Verläufe

Typische Leistungs- und Drehmomentkurven je eines Motors ohne und mit Aufladung, beide mit einer Leistung von 100 kW, werden in **Bild 15** dargestellt.

Spezifischer Kraftstoffverbrauch

Der spezifische Kraftstoffverbrauch b_e stellt den Zusammenhang zwischen dem Kraftstoffaufwand und der abgegebenen Leistung des Motors dar. Er entspricht damit der Kraftstoffmenge pro erbrachte Arbeitseinheit und wird in g/kWh angegeben. Die **Bilder 16** und **17** zeigen typische Werte des spezifischen Kraftstoffverbrauchs im homogenen, fremdgezündeten Betriebskennfeld eines Ottomotors ohne und mit Aufladung.

Thermodynamische Grundlagen: Analyse und Simulation

Systembetrachtung und Definition

Zur thermodynamischen Beschreibung der innermotorischen Vorgänge [8] ist die Definition eines Systems notwendig. Zweckmäßigerweise wird hierzu der Brennraum herangezogen, die Systemgrenze bilden die den Brennraum umgebenden Wände (**Bild 18**). Das System kann in Abhängigkeit der betrachteten Teilprozesse thermodynamisch offen oder geschlossen sein.

Energiebilanz

Zur Analyse des Arbeitsprozesses wird auf das System Brennraum der 1. Hauptsatz der Thermodynamik in seiner differentiellen Form angewandt. Die Änderungen beziehen sich dabei auf ein Inkrement des Kurbelwinkels φ :

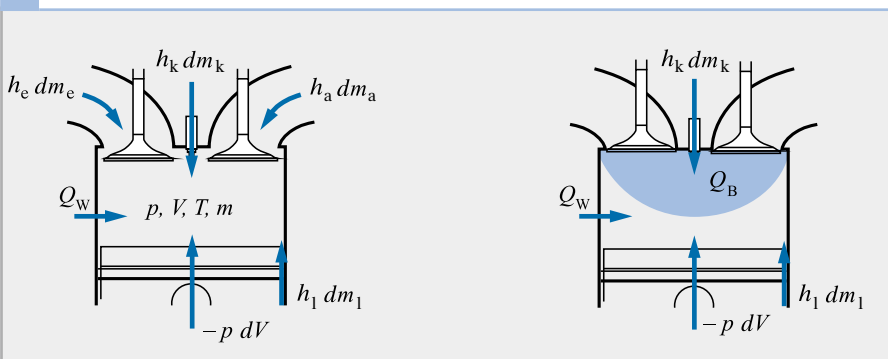
$$\frac{dQ_B}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dH}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi}. \quad (21)$$

Dabei ist U die Energie der Zylinderladung, Q_B die der Zylinderladung über die Verbrennung zugeführte Wärme, die Brennwärme, Q_w die über die Zylinderwände abtransportierte Wärme, die Wandwärme, und $-p dV$ die Volumenänderungsarbeit (vgl. **Bild 18**).

Bild 18

- h_e spezifische Enthalpie des Frischgasmassenstroms
- h_a spezifische Enthalpie des Abgasmassenstroms
- h_k spezifische Enthalpie des Kraftstoffdampfs bei Direkteinspritzung
- h_l spezifische Enthalpie des Leckage-Massenstroms
- dm_e differentielle Masse des Frischgasstroms
- dm_k differentielle Masse des Kraftstoffdampfs bei Direkteinspritzung
- dm_a differentielle Masse des Abgasmassenstroms
- dm_l differentielle Masse des Leckage-Massenstroms
- p momentaner Druck im Zylinder
- V momentanes Zylindervolumen
- T momentane Temperatur der Zylinderladung
- m Masse der Zylinderladung
- Q_B Brennwärme
- Q_w Wandwärme
- $-p dV$ Volumenänderungsarbeit

18 Das System Brennraum mit relevanten physikalischen Größen



Beim Ladungswechsel erfolgt eine Zu- und Abfuhr von Masse der Zylinderladung. Die entsprechende Änderung der Energie wird über die über die Systemgrenze strömende Enthalpie H berücksichtigt (siehe z. B. [1, 2, 7]). Sie ergibt sich zu:

$$\frac{dH}{d\varphi} = h_e \frac{dm_e}{d\varphi} + h_a \frac{dm_a}{d\varphi} + h_l \frac{dm_l}{d\varphi} + h_K \frac{dm_K}{d\varphi}. \quad (22)$$

Bei der Bestimmung der Enthalpieströme werden die Änderungen der Systemmasse über die Ein- und Auslassventile dm_e bzw. dm_a sowie die auftretende Leckage an den Kolbenringen dm_l mit ihren jeweiligen spezifischen Enthalpien h_e , h_a , h_l , h_K berücksichtigt. Bei Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung ist bei der Aufstellung der Energiebilanz darüber hinaus die Einspritzung der Kraftstoffmasse dm_K mit einzubeziehen. Dabei ist aufgrund des sehr kleinen Volumenanteils der Flüssigphase lediglich der Kraftstoffdampf thermodynamisch relevant.

Die Änderung der Systemmasse während des Arbeitsprozesses ergibt sich aus den Massenströmen über die Ein- und Auslassventile, dem Leckagemassenstrom sowie der Berücksichtigung der Einspritzrate des eingespritzten Kraftstoffs und resultiert in der Massenbilanz:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_e}{d\varphi} + \frac{dm_a}{d\varphi} + \frac{dm_l}{d\varphi} + \frac{dm_K}{d\varphi}. \quad (23)$$

Der Zustand der Zylinderladung kann durch die Zustandsgleichung

$$pV = mRT \quad (24)$$

beschrieben werden. Dabei bezeichnet p den momentanen Zylinderdruck, V das momentane Zylindervolumen, m die Systemmasse, R die Realgaskonstante und T die momentane Massenmitteltemperatur. Mit diesen Grundgleichungen ist das thermodynami-

sche System „Brennraum“ mathematisch bestimmt. Zu deren Lösung werden neben den kalorischen Daten des Arbeitsmediums je nach Anwendung Messdaten, Annahmen und geeignete Ansätze für die jeweiligen Verlustterme benötigt. Hierbei finden sowohl physikalisch basierte als auch empirische Modelle Anwendung.

Druckverlaufsanalyse

Bei der Druckverlaufsanalyse werden gemessene Druckverläufe für die Analyse des Prozesses herangezogen. Hierbei wird der Gesamtprozess in den Niederdruckprozess und den Hochdruckprozess unterteilt. Der Niederdruckprozess wird auch Ladungswechsel genannt und besteht im Wesentlichen aus dem Ein- und dem Auslasstakt. Der Hochdruckprozess heißt auch Verbrennungsprozess und umfasst im Wesentlichen den Kompressions- und den Expansionstakt.

Bei der Analyse des Ladungswechsels steht die Beurteilung seines Erfolges im Vordergrund und damit vornehmlich die Berechnung des Liefergrades und des Restgasgehalts; also die Bestimmung von Größen, welche messtechnisch lediglich unter sehr hohem Aufwand erfassbar sind. Darüber hinaus liefert die Berechnung den thermischen Zustand (Druck, Temperatur) und die Zusammensetzung (Luft, Kraftstoff, Restgas) der Zylinderladung zum Zeitpunkt „Einlass schließt“ (Beginn der Kompression) als wichtige Anfangsbedingung für die Analyse des Hochdruckprozesses.

Die Berechnungsgrundgleichung ergibt sich für den Ladungswechsel aus Gl. (21) unter der Annahme nicht stattfindender Verbrennung und Vernachlässigung der Leckage, jedoch unter Berücksichtigung der direkt in den Zylinder erfolgenden Kraftstoffeinspritzung bei Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung:

19 Ladungswechselanalyse

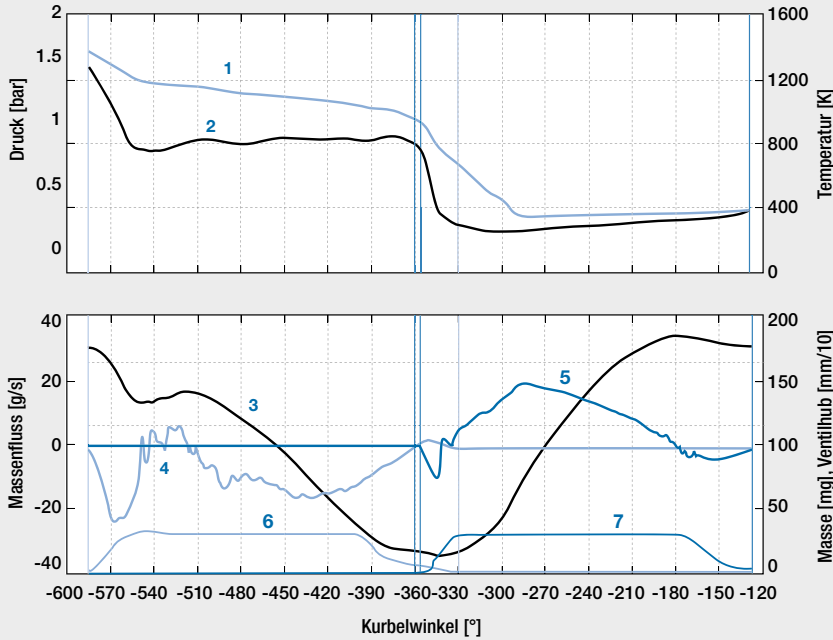


Bild 19

- 1 Temperatur der Zylinderladung
- 2 Druck der Zylinderladung
- 3 Masse der Zylinderladung
- 4 Massenfluss durch das Auslassventil
- 5 Massenfluss durch das Einlassventil
- 6 Ventilhub des Auslassventils
- 7 Ventilhub des Einlassventils

$$\frac{dU}{d\varphi} = \frac{dQ_W}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} + h_a \frac{dm_a}{d\varphi} + h_e \frac{dm_e}{d\varphi} + h_K \frac{dm_K}{d\varphi}. \quad (25)$$

Handelt es sich bei der Analyse um ein System mit Saugrohreinspritzung, so wird der Kraftstoff der Frischladung zugeschlagen. Zur Berechnung werden des Weiteren die bereits erwähnte Massenbilanz (23) und die thermische Zustandsgleichung (24) verwendet. Die über die Ein- und Auslassventile strömenden Massen werden unter Annahme einer adiabaten, isentropen Strömung mit Hilfe der Drosselgleichung [8] bestimmt. Der hierzu benötigte wirksame Strömungsquerschnitt der Ventilöffnung wird zumeist in einem „Strömungsversuch“ ermittelt. Dabei wird die sich ergebende effektive Strö-

mungsfläche als Funktion des Ventilhubes bestimmt und auf ein festes Maß (z. B. Kolbenquerschnitt) bezogen. Dieser „Durchflussbeiwert“ wird in der Berechnung entsprechend dem Ventilhub herangezogen, um den Massenstrom für das jeweilige Ventil zu ermitteln. Zur Bestimmung des Druckgefälles über den Ventilen kann vornehmlich eine Messung des Druckes in den Ein- und Auslasskanälen des Zylinderkopfes dienen. Ist diese nicht verfügbar, so kann die Analyse des Ladungswechsels unter Annahme eines konstanten Druckniveaus an den Ventilen idealisiert angestellt werden. Die Einspritzung des Kraftstoffes bei Motoren mit Direkteinspritzung, sofern diese im Ladungswechsel erfolgt (beim homogenen Brennverfahren), wird mit Hilfe von halbempirischen Verdampfungsmodellen anhand der Einspritzrate berücksichtigt, da der

Kraftstoff thermodynamisch aufgrund des sehr kleinen Volumenanteils der Flüssigphase nennenswert erst in der Dampfphase in Erscheinung tritt.

Die Änderung des Brennraumvolumens als Folge der Kurbelwellendrehung ergibt sich aus der Hubfunktion (13). Zur Ermittlung des auftretenden Wandwärmestromes wird ein phänomenologisch basiertes Modell nach [10] herangezogen, welches den Wandwärmeübergang im Ladungswechsel beschreibt. Die Abhängigkeit der kalorischen Daten (spezifische Wärmekapazität, reale Gaskonstante) der Luft, des Rauchgases sowie des Kraftstoffdampfes von den Zustandsgrößen und der Zusammensetzung kann tabellarischen Werken oder polynomischen Ansätzen entnommen werden [8]. Weiterführende Arbeiten [2] bestimmen ebenfalls die kalorischen Größen des Rauchgases direkt aus dem entsprechenden Gleichgewichtszustand für beliebige Kraftstoffe. Die Ermittlung der Größen für die gesamte Zylinderladung (Mischung aus Luft, Kraftstoffdampf, Restgas) erfolgt nach der Mischungsregel [8] unter Berücksichtigung der jeweiligen Massenanteile.

Bild 19 zeigt als Beispiel die Ergebnisse einer Ladungswechselanalyse unter Verwendung gemessener Druckverläufe im Ein- und Auslasskanal. Als Funktion des Kurbelwinkels können die Verläufe der ein- und austretenden Massenströme, der Gesamtmasse oder der durch das System gespülten Frischladung und die momentanen Werte der Zustandsgrößen betrachtet werden. Als zylinderspezifische Ergebnisse resultieren neben der für den Ladungswechsel aufzuwendenden Arbeit wichtige Kenngrößen zu dessen Beurteilung (z. B. Liefergrad, Spülgrad) sowie die Zusammensetzung der Ladung und deren thermischer Zustand zu Beginn des Verdichtungsaktes. Zweck der Analyse des Hochdruckprozesses ist neben

der Bestimmung der erzielten technischen Arbeit die Ermittlung des Brennverlaufs, also des zeitlichen Fortschritts der Umsetzung der im Kraftstoff gebundenen chemischen Energie in Wärme. Dazu findet die Berechnung der Zustandsgrößen der Zylinderladung statt, die als Randbedingung zur Bestimmung der thermischen Belastung von Bauteilen oder zur Abschätzung der im Prozess anfallenden Emissionen dienen. Darüber hinaus ergeben sich bei der Hochdruckanalyse einzelne Energieanteile des Arbeitsprozesses, welche zusammen mit den Ergebnissen der Ladungswechselanalyse die Durchführung einer Verlustteilung erlauben und somit eine effiziente Optimierung des Gesamtprozesses ermöglichen. Die Analyse des Hochdruckprozesses setzt die Messung des Brennkammerdrucks voraus. Die Grundgleichung zur Analyse des Hochdruckprozesses ergibt sich aus Gl. (21) für $dH/d\varphi = 0$ (Ventile sind geschlossen):

$$\frac{dQ_b}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} - \frac{dQ_w}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi} - h_1 \frac{dm_1}{d\varphi} - h_K \frac{dm_K}{d\varphi}. \quad (26)$$

Ergänzt wird die Gleichung durch die entsprechende Massenbilanz und die Anwendung von Gl. (24). Sowohl die Berechnung der Volumenfunktion gemäß Gl. (14) als auch die Ermittlung der kalorischen Daten der Zylinderladung erfolgt analog zu der Ladungswechselanalyse, ebenso die Berücksichtigung der Kraftstoffeinspritzung, wenn diese im Verdichtungsakt erfolgt (beim Schichtbetrieb). Die Berechnung des auftretenden Leckagemassenstroms erfolgt mit Hilfe der Drosselgleichung (adiabate, isentrope Strömung, [8]) unter Verwendung eines empirischen Modells zur Ermittlung des effektiven Strömungsquerschnittes an den Kolbenringen [6]. Für die Bestimmung des

anfallenden Wandwärmestromes im Hochdruckteil sind mehrere Ansätze bekannt, welche entweder phänomenologisch oder physikalisch (mit hohem Rechenaufwand) basiert und für den ottomotorischen Einsatz verifiziert sind [8].

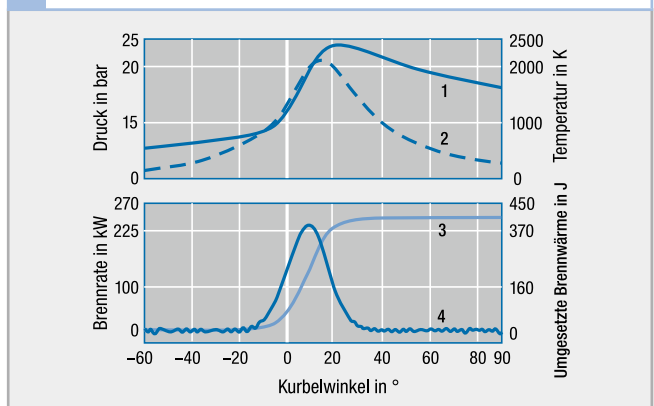
In Bild 20 sind beispielhaft die Ergebnisse einer Hochdruckanalyse dargestellt. Neben der Ermittlung zeitlicher Verläufe der Zustandsgrößen sowie zylinderspezifischer Werte erlaubt insbesondere der Brennverlauf eine Interpretation der Wärmefreisetzung hinsichtlich ihrer Lage (Umsatzschwerpunkt) und Charakteristik (max. Umsatzrate, Dauer). Eine solche Brennverlaufsanalyse liefert wertvolle Informationen zur Beurteilung der Verbrennung und damit der Optimierung des Hochdruckprozesses. Die mit der Brennverlaufsanalyse ermittelte, gesamte umgesetzte Brennwärme lässt sich mit der Energie des eingespritzten Kraftstoffs vergleichen. Diese Bilanzierung erlaubt zusätzlich eine Aussage über die Güte der Analyse.

Die Druckverlaufsanalyse des Arbeitsprozesses ist bei entsprechend durchgeführter, zeitlich aufgelöster Messung der Druckverläufe auch transient auf Zeitbasis durchführbar. Insbesondere bei sich stark ändernder Drehzahl innerhalb des Arbeitsspiels, wie dies beispielsweise beim Start des Verbrennungsmotors der Fall ist, stellt erst eine transiente Betrachtung die Vergleichbarkeit der erhaltenen Ergebnisse sicher. Je nach Anwendung werden für die zeitlich basierte Analyse zur Bestimmung der Verlustterme Wandwärme und Leckage entsprechend modifizierte Modelle [5] verwendet.

Arbeitsprozessrechnung

Die aufgestellten Bestimmungsgleichungen können umgekehrt unter Vorgabe entsprechender Randbedingungen (Motorgeometrie, Ansaug-, Auslassbedingung) und Annahme einer Brennrate (Ersatzbrennverlauf)

20 Analyse des Hochdruckteils



zur Berechnung der Prozessgrößen verwendet werden. Diese so genannte Arbeitsprozessrechnung (0D-Simulation) erlaubt die Vorhersage von Leistungsdaten und Wirkungsgrad eines Motors unter den gegebenen Randbedingungen. Ebenfalls möglich sind, auch basierend auf bestehenden Systemen, Parametervariationen unter Separierung externer Einflüsse, welche eine Potentialabschätzung neuer Konzepte erlauben.

Für die Rechnung werden sowohl für den Ladungswechsel als auch für den Hochdruckteil die Bestimmungsgleichungen verwandt. Die Berechnung des Wandwärmestroms, der Leckage oder die Ermittlung der kalorischen Daten der Zylinderladung erfolgt analog zu den Ansätzen, welche bei der Druckverlaufsanalyse Anwendung finden. Zur Vorgabe einer Brennrate hat sich der Ersatzbrennverlauf nach Vibe [9], nicht zuletzt wegen seiner Parametrierbarkeit und einfachen Anwendung, etabliert. Für die Darstellung der Wärmefreisetzung neuer Verbrennungskonzepte (Schichtbetrieb, homogene Selbstzündung, ...) ist auch eine Kombination zweier oder mehrerer Vibe-Funktionen verwendbar [8]. Zur Vorausberechnung der Verbrennung können Modelle dienen, wel-

Bild 20

- 1 Temperatur
- 2 Druck
- 3 umgesetzte Brennwärme
- 4 Brennrate

che basierend auf einer hemisphärischen Flammenausbreitung unter einer vereinfachten Bestimmung der Flammengeschwindigkeit mit Turbulenzmodellen die Ermittlung einer Brennrate in Abhängigkeit der Brennraumgeometrie und des Ladungszustands (Druck, Temperatur, Zusammensetzung) erlauben.

Als Resultate ergeben sich alle wesentlichen Größen des Arbeitsprozesses. Neben der Berechnung von Zustandsgrößen und zylinderspezifischen Kennwerten ist innerhalb der Arbeitsprozessrechnung ebenfalls die Aufstellung einer Verlustteilung möglich. Unter Verwendung von Klopffmodellen wird eine Aussage über das Vollastverhalten des Ottomotors möglich.

Aufgrund der zeitlichen, jedoch nicht örtlichen Auflösung (im Sinne einer 0D-Simulation) des Systems Brennkammer sind insbesondere integrale Ergebnisse der Arbeitsprozessrechnung belastbar und für weiterführende Simulationen geeignet (Kennfelderstellung, Fahrzyklusrechnung).

1D-Simulation

Ebenso wie die Betrachtung der Vorgänge in der Brennkammer eines Verbrennungsmotors ist für dessen Entwicklung die Auslegung der Luft- und Abgaspfade notwendig, denn diese bestimmen maßgeblich den Ladungswechsel und damit die Leistungscharakteristik des Motors.

Um insbesondere die gasdynamischen Vorgänge in den Luft und Abgas führenden Strecken vorherzusagen, ist zumindest eine eindimensionale Betrachtung dieser Systeme notwendig. Dazu werden die Pfade aus Rohren, Verzweigungen und Verbindungen entsprechend ihrer Abmessungen modellhaft zusammengesetzt. Innerhalb der Elemente werden eindimensionale Transportgleichungen der Kontinuität, Impuls- sowie Energieerhaltung (Navier-Stokes-Gleichungen) auf-

gestellt und für das Gesamtsystem unter Einsatz numerischer Lösungsalgorithmen zeitbasiert gelöst.

Sowohl für die Bestimmung der auftretenden Wandreibung als auch zur Berechnung des gaseitigen Wärmeübergangs in den modellierten Strecken werden zumeist parametrierbare Modelle verwendet. Das Verhalten von Drosseln oder Ventilen kann durch entsprechende Kennlinien und Beiwerte erfasst werden.

Der aus der 1D-Gasdynamik bestimmte Zustand der Strömung bildet die Niederdruck-Randbedingung zur rechnerischen Abbildung der Brennkammer, welche analog zu der im vorhergehenden Abschnitt dargestellten 0D-Simulation erfolgt und damit keine räumliche Auflösung des Brennraums aufweist. Strömungsmaschinen wie Turbinen oder Verdichter werden durch Interpolation entsprechender Kennfelder (Look-up Tables) abgebildet. Diese entstammen zumeist Messungen an Prüfständen mit konstanten Randbedingungen und vermögen damit die Leistungsdaten solcher Maschinen lediglich unter stationären Bedingungen des Systems exakt darzustellen.

Die 1D-Simulation kann sowohl zur Vorausberechnung kompletter Systeme und damit zu einer idealisierten Leistungsanalyse noch nicht bestehender Motoren dienen, als auch, nach entsprechendem Modellabgleich mit Messdaten, zur Potentialabschätzung von zusätzlichen Komponenten oder Verfahren herangezogen werden. Hieraus ergeben sich typische Anwendungen der eindimensionalen Simulation, welche neben der Leistungs- und Wirtschaftlichkeitsanalyse (bezüglich Kraftstoffverbrauch) folgende Bereiche umfassen: die Auslegung und Optimierung von Saugrohren, Sammlern, Ventilerhebungskurven- und Steuerzeiten auf der Frischladungsseite sowie die Turbolader- und Bypassoptimierung oder die Auslegung

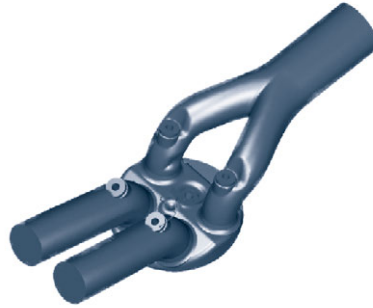
und Bewertung von Strecken der Abgasrückführung verbunden mit thermischer Analyse im Bereich des Abgassystems. Auch kann eine akustische Untersuchung der Schallemission des Ansaug- und des Abgastraktes angestellt werden. Zudem bieten die meisten Simulationsumgebungen zusätzlich die Möglichkeit des Aufbaus von Regelstrecken, womit die motorische 1D-Simulation ebenfalls zum Reglerentwurf genutzt werden kann.

Neben den vielen Vorteilen, insbesondere des geringen Aufwands zur Modellerstellung und der kurzen Rechenzeit gegenüber der 3D-Simulation, stößt die verbrennungsmotorische 1D-Simulation allerdings auch an die Grenzen ihrer Anwendung. So führt ein starker 3D-Einfluss ohne erweiterte Modellierung (Kopplung mit 3D-CFD, Computational Fluid Dynamics) zu falschen Aussagen. Bei unzureichender Kalibrierung motornaher, thermodynamischer Parameter liefern Potentialabschätzungen keine Absolutaussagen, lediglich „relative“ Bewertungen sind dann möglich. Auch ist das Überschreiten der Grenzen von hinterlegten Kennfeldern stets kritisch zu überprüfen. Insbesondere bei Strömungsmaschinen führt eine unsachgemäße Extrapolation in den seltensten Fällen zu verwertbaren Ergebnissen.

3D-Simulation

Ausgangspunkt für die 3D-Simulation (CFD, Computational Fluid Dynamics) ist die numerische Lösung der strömungsmechanischen Transportgleichungen für Masse, Impuls und Energie (häufig bezeichnet als Navier-Stokes-Gleichungen mit entsprechenden Erweiterungen für reaktive Strömungen), mittels leistungsfähiger Rechner. Dabei wird neben dem verallgemeinerten thermodynamischen Zustand auch der mechanische Bewegungszustand berechnet, was die vollständige kontinuumsmechanische

21 Typisches Strömungsvolumen für die CFD-Berechnung



Charakterisierung der Vorgänge im Zylinder erlaubt. Diese Simulation kann bei der Untersuchung beliebiger, technisch relevanter Strömungsvorgänge eingesetzt werden; so z. B. auch für die Berechnung der Einspritzdüseninnenströmung, zur Gestaltung der Saugrohre, zur Auslegung der Turbolader, zur Motorkühlung und natürlich auch für die Klimatisierung und Aerodynamik des Fahrzeuges.

Von größter Bedeutung ist die Festlegung des zu berechnenden Strömungsvolumens und, damit eng verknüpft, die Spezifikation der Randbedingungen an den Strömungsvolumengrenzen. Beim Ottomotor erfolgt üblicherweise eine räumliche Diskretisierung des Zylinders mit Teilen des Saug- und des Abgasrohrs (vgl. Bild 21), wobei diese zeitabhängig (an die Arbeitstakte) angepasst wird. Weitergehende Symmetrieanahmen, die die Reduktion des Rechengebietes auf eine Zylinderhälfte oder ein Zylindersegment erlauben würden, sind beim Ottomotor meist nicht zutreffend. Falls Ladungsbewegungsklappen im Saugrohr integriert sind, müssen diese auch bei der Vernetzung berücksichtigt werden. Die Strömungsvolumengrenzen müssen so gewählt werden, dass die Strömung dort zuverlässig als Randbedingung und, falls not-



wendig, auch zeitabhängig spezifiziert werden kann.

Bei der Diskretisierung des Strömungsgebietes wird das Volumen in kleine Untervolumina, sogenannte Zellen, unterteilt. Diese Zellen können unterschiedliche geometrische Formen haben (typischerweise Tetraeder, Hexaeder, Prismen und Pyramiden) und werden bei der Gittergenerierung nach Vorgabe durch den Benutzer erzeugt. Ein Beispiel eines solchen Berechnungsgitters ist in **Bild 22** dargestellt. Die Kraftstoffeinspritzung, aber auch die Auflösung kleiner Spalte (z. B. an den Einlassventilen oder zwischen den Zündkerzenelektroden) und der Grenzschichtcharakter der Strömung an den Wänden erfordern zahlreiche Modifikationen. Das Ergebnis der Gittergenerierung stellt häufig einen Kompromiss zwischen den Anforderungen der Strömungsphysik, dem numerischen Lösungsverfahren (Genauigkeit und Stabilität) und den vorhandenen Rechenressourcen dar.

Typische Netze für den Ladungswechsel bestehen aus einigen Millionen Zellen. In jeder einzelnen Zelle können mit Hilfe von Approximationen (die prinzipiell umso besser zutreffen, je kleiner die Zelle ist) die strömungsmechanischen Transportgleichungen

in ihrer integralen Form als algebraische Gleichungen umformuliert werden. Diese Vorgehensweise wird auch als Finite-Volumen-Methode bezeichnet und ist die vorherrschende Diskretisierungsmethode in der technischen Anwendung der numerischen Strömungsmechanik. Das Ergebnis der Diskretisierung ist ein nichtlineares algebraisches Gleichungssystem mit sehr großer und schwachbesetzter Matrix, das mit Hilfe von Rechnern gelöst werden muss. Wegen der enormen Größe können solche Gleichungssysteme nur noch durch Parallelisierung effizient gelöst werden.

Während des kompletten Arbeitsspiels von 720 ° Kurbelwinkel müssen im Zylinder zahlreiche physikalisch-chemische Phänomene berücksichtigt werden: Turbulenz, Kraftstoffzerstäubung und Sprayausbreitung, Aufwärmung und Verdunstung der Kraftstofftropfen, Wandfilmdynamik, Zündung, Verbrennung und Emissionsbildung. Diese Phänomene sind auf Grund der extrem unterschiedlichen Zeit- und Längenskalen sowie ihrer extremen Komplexität nicht in einer CFD-Simulation des Innenzylinders direkt berechenbar und deren Einfluss muss mit Hilfe geeigneter Modelle in der CFD-Simulation approximiert werden. Viele dieser dabei benutzten Modelle sind nicht allgemeingültig oder befinden sich noch in der Entwicklung. Eine Kontrolle der Rechenergebnisse durch Plausibilisierung, Verifizierung und Validierung der Simulationsergebnisse sollte fester Bestandteil des Entwicklungsprozesses sein.

Die Rechnung liefert lokal in jeder Zelle Werte für die charakteristischen Strömungsvariablen wie Druck, Temperatur, Dichte, Geschwindigkeit und Stoffkonzentrationen, außerdem charakteristische Turbulenzgrößen wie z. B. die turbulente kinetische Energie und deren Dissipation. Zwei Beispiele sind in **Bild 23** zu sehen. **Bild 23a** zeigt die

23 Ergebnisse der CFD-Berechnung

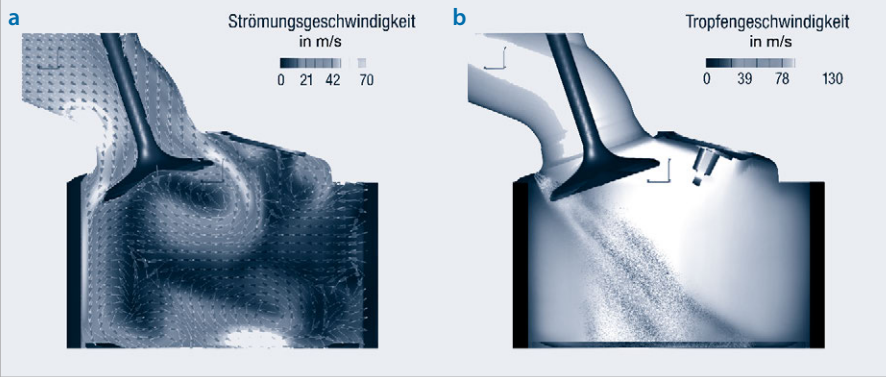


Bild 23

- a Innenströmung
- b Einspritzung im Zylinder

Verteilung des Geschwindigkeitsbetrages in einer Symmetrieebene des Einlassventils. Die Strömungsrichtung wird mit Hilfe von Vektorpfeilen verdeutlicht. In Bild 23b ist die Spraywolke des eingespritzten Kraftstoffes erkennbar, wobei die Farbcodierung der einzelnen Tropfen die aktuelle Tropfengeschwindigkeit repräsentiert.

Das Vorliegen der zeitlich und räumlich vergleichsweise hoch aufgelösten Strömungsfelder erlaubt detaillierte Analysen der Zylinderströmung und der Gemischbildungsvorgänge, die entscheidenden Einfluss auch auf die anschließende Verbrennung haben. Solche Analysen der zeitlichen Entwicklung lokaler Strömungs- und Gemischbildungsphänomene sind jedoch relativ aufwendig im Vergleich zu einer Druckverlaufsanalyse oder der 1D-Simulation.

Aus den lokalen zeitlichen und räumlichen Ergebnissen können durch entsprechende Prozeduren auch Mittelwerte berechnet werden. So lässt sich durch räumliche Mittelung über das Innenzylindervolumen ein auf den ganzen Zylinder bezogener, nur noch zeitlich variabler Wert ermittelt werden, der mit den Daten aus der Druckverlaufsanalyse (oder der 1D-Simulation) verglichen werden kann und mit diesen Daten

konsistent sein sollte. Der generelle Aufwand bei der Anwendung der 3D-Simulation für die Analyse motorischer Vorgänge ist im Vergleich zu den 0D- und 1D-Entwicklungswerkzeugen überproportional hoch und nur für die Beschreibung räumlich hoch aufgelöster Phänomene zu rechtfertigen.

Wirkungsgrad

Der Verbrennungsmotor setzt nur einen Teil der gesamten im Kraftstoff chemisch gebundenen Energie in mechanische Arbeit um. Ein Teil der Energie geht verloren. Die Verluste aus dem thermischen Hochdruckprozess, dem Ladungswechsel und der Reibung werden anhand der thermodynamischen Verlustteilung beschrieben. Zweckmäßig hierfür ist die Darstellung des Arbeitsprozesses im Druck-Volumen-Diagramm (p - V -Diagramm), auch Arbeitsdiagramm genannt.

Idealer Vergleichsprozess und Verlustteilung

Ausgehend vom Idealprozess des Ottomotors werden bei der Verlustteilung die jeweiligen Einzelverluste, welche die theoretisch

erzielbare Arbeit verringern, berechnet. Daraus ergibt sich die Wirkungsgradkette.

Die Reihenfolge, in der die einzelnen Verluste berücksichtigt werden, hat Einfluss auf deren errechneten Wert. Es empfiehlt sich zunächst alle Verluste zu betrachten, die auf die Prozessführung zurückzuführen sind, und erst dann die Verluste aufgrund der kalorischen Daten des Arbeitsgases. Grund für diese Vorgehensweise sind die ungünstigen, nicht realistischen kalorischen Eigenschaften des Zylinderinhalts beim Idealprozess, die sich zwangsläufig bei einer Berücksichtigung der Stoffwerte bei extrem hohen Temperaturen ergeben würden.

Idealer Vergleichsprozess

Als allgemeiner Idealprozess wird wegen seiner allgemeinen Gültigkeit für alle ottomotorischen Brennverfahren der Gleichraumprozess herangezogen. **Bild 24a** zeigt diesen Prozess im Druck-Volumen-Diagramm. Der thermische Wirkungsgrad η_{th} für den Gleichraumprozess ist lediglich abhängig vom Verdichtungsverhältnis ε und vom Isentropenexponent κ , wobei für den hier angeführten Idealprozess für κ der konstante Wert $\kappa = 1,4$ für reine Luft anzusetzen ist (siehe z. B. [2]):

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}.$$

Reale Ladung

Nächster Schritt in der Verlustteilung ist der vollkommene Motor mit realer Ladung (**Bild 24b**). Dieser orientiert sich bereits sehr stark am zu analysierenden Motor und am betrachteten Betriebspunkt, berücksichtigt also, ob ein Volllast- oder ein Teillast-Betriebspunkt betrachtet wird. Dabei gelten folgende Randbedingungen: geometrisch gleicher Motor; reale Masse (Luft, Kraftstoff, Restgas) und Druck zum Zeit-

punkt, wenn das Einlassventil schließt; Stoffwerte sind ausschließlich Funktionen der Zusammensetzung. Des Weiteren wird der Gleichraumprozess beim oberen Totpunkt und eine vollständige, vollkommene Verbrennung bis zum chemischen Gleichgewicht angenommen. Zusätzlich werden ein idealer Ladungswechsel im unteren Totpunkt (isochorer Austausch der Verbrennungsgase mit reiner Frischladung), keine Wandwärmeverluste (adiabate Prozessführung), isentrope Kompression und Expansion vorausgesetzt sowie die Leckageverluste vernachlässigt.

Verbrennungsschwerpunkt

An dieser Stelle wird der Gleichraumprozess mit Wärmefreisetzung im Verbrennungsschwerpunkt berechnet. Dieser neue Vergleichsprozess kann durch Definition eines modifizierten Verdichtungsverhältnisses ε^* anschaulich dargestellt werden, in dem in (**Bild 24c**) der obere Totpunkt von OT zu einem fiktiven oberen Totpunkt OT* verschoben wird.

Unvollständige, unvollkommene Verbrennung

Beim Ottomotor enthält die Zylinderladung aufgrund von Quenching-Effekten (Flammenauslöschung) an der Wand und unvollständiger Umsetzung am Ende der Verbrennung unverbrannte Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxid-Anteile. Die diesen Emissionen entsprechende, dem Prozess entgangene Energie wird berechnet und bei der Bildung der Wirkungsgradkette berücksichtigt.

Reale Verbrennung

Im nächsten Schritt muss der sich aus dem realen Brennverlauf ergebende Verlust berechnet werden (**Bild 24d**). Das heißt, dass hier der Dauer und der Form des realen Brennverlaufs Rechnung getragen wird. Der

resultierende Verlust aus der nicht optimalen Verbrennungsschwerpunktslage wurde bereits oben berücksichtigt (Verbrennungslage). Würde die gesamte Wärme im Schwerpunkt freigesetzt werden, ergäbe sich hier ein Verlust von Null.

Reales Arbeitsgas

Anschließend ist der Verlust durch das Realgasverhalten zu berücksichtigen (**Bild 24e**). Bei diesem Schritt werden die kalorischen Eigenschaften des Zylinderinhalts (Luft, Restgas, Kraftstoff) in Abhängigkeit von Druck, Temperatur und Zusammensetzung berücksichtigt.

Wandwärmeverluste

Die Wirkungsgradverluste aufgrund der Wärmeabfuhr an die Zylinderwände des Motors (**Bild 24f**) werden nach dem Newtonschen Wärmeübergangsansatz [8] berechnet. Bei der Wirkungsgradberechnung kommt es wesentlich auf den Zeitpunkt der Wärmeübertragung an die Zylinderwand an. Dieser Zusammenhang wird deutlich, wenn man analog zum Gleichraumgrad der Verbrennung (siehe oben) den Gleichraumgrad der Wandwärmeverluste berechnet. Ein hoher Gleichraumgrad der Wandwärmeverluste, also eine OT-nahe Verbrennung, bedeutet einen hohen Wirkungsgradverlust aufgrund von Wandwärme und wirkt dem Wirkungsgradgewinn mit einem hohen Gleichraumgrad der Verbrennung entgegen. Das Optimum dieses gegenläufigen Sachverhalts liegt bei kompakten Brennräumen bei einem Brennverlaufsschwerpunkt von 6 bis 8 ° Kurbelwinkel nach ZOT.

Expansionsverlust

Alle bisherigen Berechnungen erfolgen von UT bis UT, ohne Berücksichtigung realer Steuerzeiten der Ein- und Auslassventile. Der Expansionsverlust berücksichtigt das

normalerweise vor UT stattfindende Öffnen der Auslassventile und den damit verbundenen Verlust durch nicht vollständiges Ausnutzen der Expansion bis UT.

Kompressionsverlust

Mit diesem Verlust wird berücksichtigt, dass die Einlassventile nach UT schließen und damit ein gegenüber UT verspäteter Beginn der Kompression erfolgt.

Ladungswechselverluste

Der ideale Ladungswechsel wird nur aus den gemittelten Ein- und Auslassdrücken berechnet (**Bild 24g**). Ein- und auslassseitige Druckschwingungen werden hier nicht berücksichtigt. Der ideale Ladungswechselverlust gibt an, welche Ladungswechselarbeit prinzipbedingt anfällt, z. B. beim Vergleich eines gedrosselten zu einem ungedrosselten Betrieb des Motors. Beim realen Ladungswechsel werden darüber hinaus Druckschwingungen berücksichtigt (**Bild 24h**).

Bei Zusammenfassung von Expansions-, Kompressions- und realem Ladungswechselverlust – und dem Vergleich mit den idealen Ladungswechselverlusten – können die aus Strömungsvorgängen und nicht idealen Steuerzeiten resultierenden Verluste von den prozessbedingten Verlusten getrennt werden.

Mechanischer Verlust

Der mechanische Verlust aufgrund von Reibung an den Kolbenringen, an den Lagern, am Ventiltrieb sowie in den Nebenaggregaten wird aus dem durch Messung ermittelten indizierten Mitteldruck und dem aus dem abgegebenen Drehmoment bestimmten effektiven Mitteldruck berechnet.

Weitere Verluste, wie z. B. durch die Leckage an den Kolbenringen (Blow-by), werden aufgrund ihres geringen Anteils und des hohen Erfassungsaufwandes meist vernachlässigt.

24 Schrittweise Darstellung der einzelnen Vergleichsprozesse

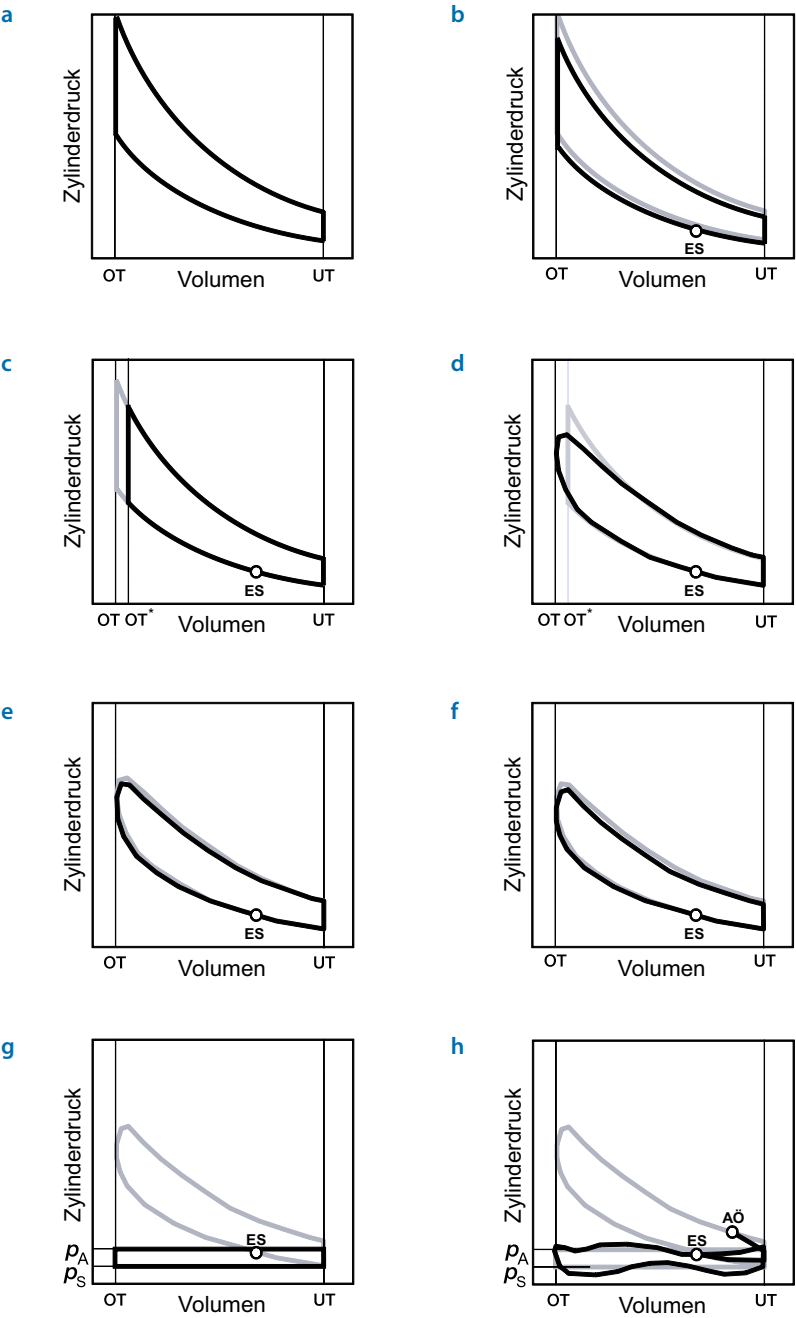
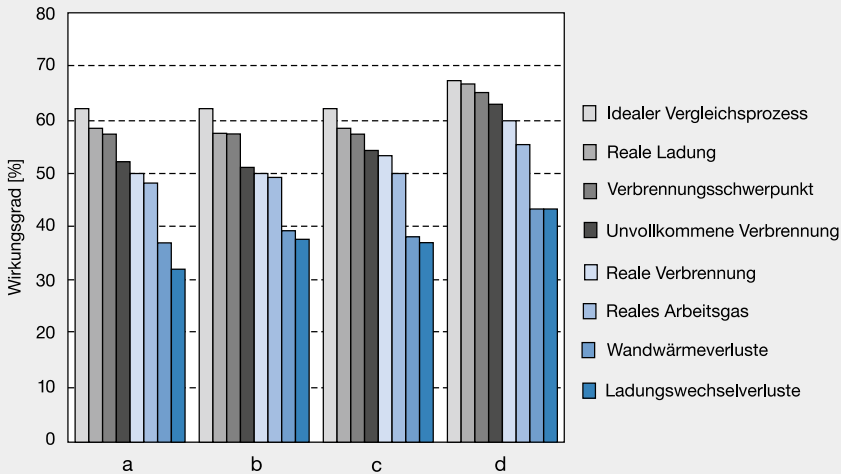


Bild 24
Die Beschriftung (a–h) betrifft jeweils die schwarze Kurve. Die graue Kurve bezieht sich auf das jeweils vorhergehende Diagramm.

- a Idealer Vergleichsprozess
- b Reale Ladung
- c Verbrennungsschwerpunkt
- d Reale Verbrennung
- e Reales Arbeitsgas
- f Wandwärmeverluste
- g Idealer Ladungswechsel
- h Realer Ladungswechsel

ES Einlass schließt
AÖ Auslass öffnet
OT oberer Totpunkt
OT* fiktiver, verschobener oberer Totpunkt entsprechend des modifizierten Verdichtungsverhältnisse ϵ^* (siehe Text)
UT unterer Totpunkt
 p_A Abgasgegendruck
 p_S Saugrohrdruck

25 Wirkungsgradkette von verschiedenen ottomotorischen Brennverfahren und dem Dieselverfahren

Bild 25

Die Legende bezeichnet jeweils die Verluste oder deren Ursache, die zur Reduzierung des Wirkungsgrades auf den im Diagramm eingetragenen Wert führen.

- a Ottomotor mit Saugrohrinspritzung
- b Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung
- c Ottomotor mit homogener Selbstzündung
- d Dieselmotor

Beispielhaft für den Einsatz der thermodynamischen Verlustteilung zeigt **Bild 25** vergleichend die Wirkungsgradkette von verschiedenen ottomotorischen Brennverfahren sowie dem Dieselverfahren mit Direkteinspritzung im gleichen Betriebspunkt von 2000 min^{-1} und 3 bar indizierten Mitteldruck.

Technologien zur Wirkungsgradoptimierung

In Anbetracht der weltweiten Anstrengungen, den CO_2 -Ausstoß zu reduzieren, ist die Wirkungsgraderhöhung bei Ottomotoren einer der Hauptentwicklungsschwerpunkte. Verbesserte und neue Brennverfahren haben Vorteile beim Wirkungsgrad und Emissionsausstoß beispielsweise durch variable Ventiltriebe in Kombination mit einer Erhöhung der Robustheit gegenüber der Rückführung hoher interner Restgasanteile mit den sich daraus ergebenden Vorteilen durch Reduktion der Prozess- und Verbrennungstemperatur.

Das homogene entdrosselte Brennverfahren der homogenen Selbstzündung erlaubt eine magere homogene Niedertemperaturverbrennung mit Wirkungsgradvorteilen unter Beibehaltung niedriger Emissionen. Der Schichtbetrieb stellt weiterhin die Referenz im Arbeitsprozess dar. Durch die Entdrosselung des Ladungswechsels und die sehr hohe Gemischverdünnung mit Frischluft kommt dieses Brennverfahren dem idealen Gleichraumprozess etwas näher als alle anderen. Als Nachteile bleiben allerdings die Entflammungsrobustheit der geschichteten Ladung sowie die NO_x -Emission, die wegen des mageren Gemisches nicht im Dreiwegekatalysator reduziert werden kann und erst mit einem NO_x -Speicherkatalysator oder einem SCR-Katalysator den Emissionsvorschriften gerecht wird.

Sowohl das Brennverfahren mit Selbstzündung als auch der Schichtbetrieb sind sogenannte Teillast-Brennverfahren, da diese nur in einem Teillastbereich einen Vorteil bieten oder realisierbar sind. Der restliche

Kennfeldbereich wird üblicherweise durch die Anwendung homogener Fremdzündung dargestellt. Für die unterschiedlichen Brennverfahren ergeben sich Technologie-bezogene Optimierungspotentiale die im Folgenden beschrieben werden. **Bild 26** zeigt hierzu die Verläufe der Prozessgrößen im Vergleich.

Homogenes Brennverfahren mit Saugrohrreinspritzung und Fremdzündung

Bei einem gegebenen Verdichtungsverhältnis und fremdgezündetem, homogenem Brennverfahren bildet der Zündwinkel den einzigen Optimierungsparameter. Die Verbrennung zeichnet sich hier üblicherweise durch eine fast symmetrische Wärmefreisetzung aus (**Bild 26b**, Kurve 1).

Homogenes Brennverfahren mit Direkteinspritzung und Fremdzündung

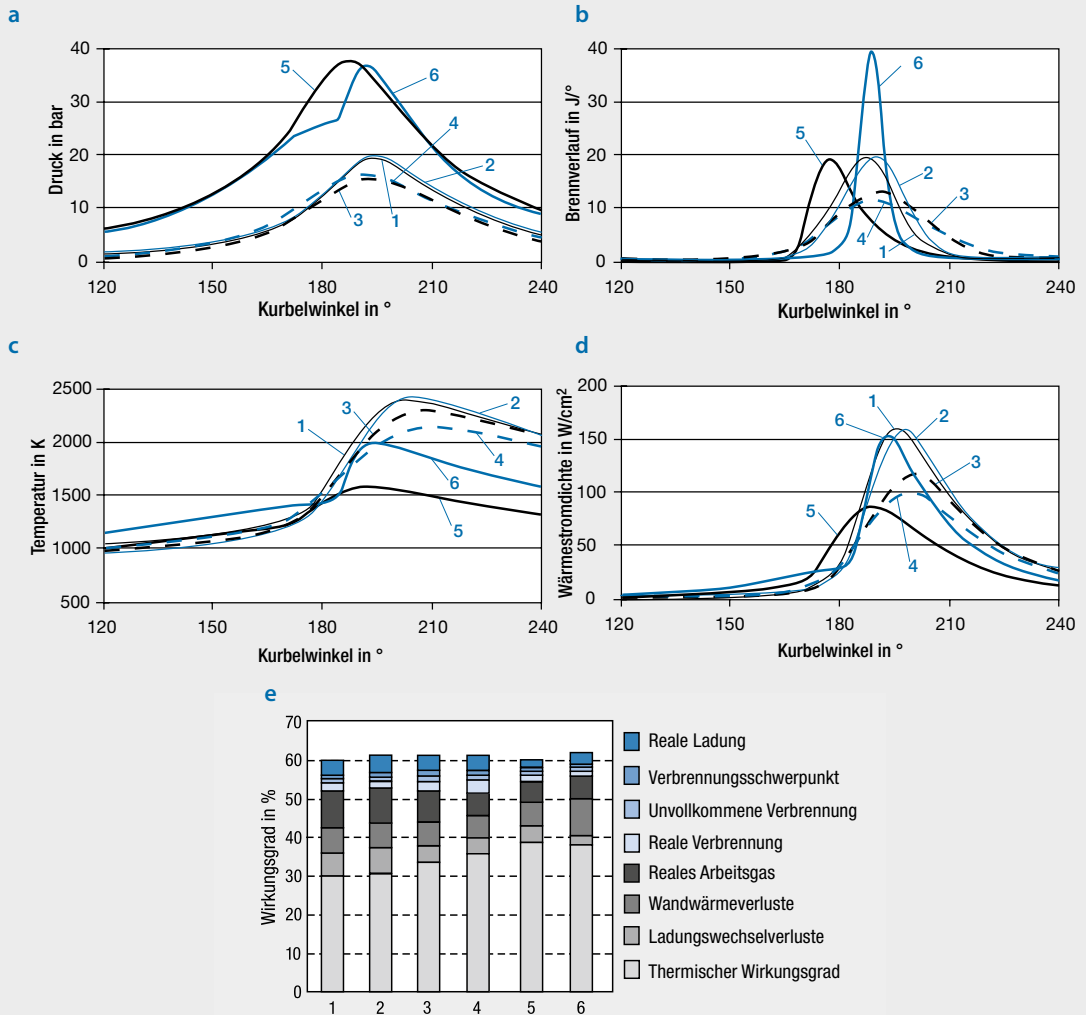
Durch die Einspritzung von Benzin direkt in den Brennraum wird eine Gemischkühlung bewirkt. Diese ermöglicht eine Verdichtungserhöhung, die wiederum in einem höheren thermischen Wirkungsgrad resultiert (**Bild 26e**, Säule 2). Zusätzlich werden höhere Druck- und Temperatur-Bedingungen für die Flammenausbreitung geschaffen (**Bild 26a**, c, jeweils Kurve 2), was weitere Vorteile in Bezug auf Brenngeschwindigkeit bringen kann. Hierbei sind nicht nur der Zündwinkel, sondern auch der Einspritzzeitpunkt wesentliche Optimierungsparameter hinsichtlich Verbrauch und Emissionen.

Homogenes Brennverfahren mit variablem Ventiltrieb und Fremdzündung

Der Einsatz variabler Ventiltriebe erlaubt die Steuerung der für eine bestimmte Last benötigten Luftmenge über die Ladungswechselventile statt über die Drosselung im Ansaugsystem. Dies reduziert die Ladungswechselverluste erheblich.

Für den Betrieb eines Teillastbetriebspunktes sind zwei Steuerstrategien üblich: entweder frühes Einlass schließen oder spätes Einlass schließen. Diese können beispielsweise über ein verkürztes bzw. verlängertes Einlassnockenprofil, welches z. B. in einem 2-Punkt-Hubsystem integriert ist, realisiert werden. Die Anwendung eines kontinuierlich verstellbaren Einlasshubsystems oder eines vollvariablen elektrohydraulischen oder elektromechanischen Ventiltriebs sind alternative Ansätze. Bei vollvariablen Systemen können sowohl die Ventilhubkurven als auch die Steuerzeiten der Ein- und Auslassventile frei gewählt werden. Damit wird auch eine Optimierung der Steuerung der Auslassnockenwelle möglich, z. B. des Zeitpunkts „Auslassventil öffnen“, um eine Maximierung der Drehmomentausbeute im Expansionstakt zu erreichen.

Des Weiteren erlaubt ein variabler Ventiltrieb eine gezielte Rückführung oder Rückhaltung von Abgas im Brennraum. Dies wird prinzipiell durch eine große Ventilüberschneidung im Ladungswechsel-OT ermöglicht. Der erhöhte Restgasanteil erhöht wiederum den Druck und das Temperaturniveau im Brennraum. Dies bewirkt Verbesserungen bei der Kraftstoffverdampfung und Gemischbildung. Für die Verbrennung sind die erhöhten Prozessgrößen Druck und Temperatur grundsätzlich von Vorteil. Der hohe Restgasanteil führt jedoch zu einer starken Reduktion der laminaren Brenngeschwindigkeit, was den Wirkungsgradvorteil wiederum schmälert. Zum Teil lässt sich dieser Effekt durch eine Frühverstellung der Zündung kompensieren. Die Vorteile hoher Restgasanteile im Hochdruckprozess resultieren aber nicht direkt aus der Verbrennung, sondern vielmehr aus der erhöhten Verdünnung des Arbeitsgases. Diese Verdünnung führt zu niedrigeren Verbrennungstemperaturen und bringt somit Vortei-

26 Physikalische Größen und wichtige Eigenschaften eines Ottomotors bei verschiedenen Brennverfahren


le bei den kalorischen Eigenschaften des Arbeitsgases und den Wandwärmeverlusten (Bild 26d, Kurven 3 und 4). Die Verbrennung verläuft in diesem Fall etwas verzögert (Bild 26b, Kurven 3 und 4), insbesondere wenn keine zusätzlichen Maßnahmen zur Turbulenzerhöhung angewendet werden, um den Nachteil des höheren Restgasanteils

Bild 26

- 1 Saugrohreinjection
- 2 Direkteinspritzung im homogenen Betrieb
- 3 variabler Ventiltrieb mit Verstellung der Steuerzeiten
- 4 vollvariabler Ventiltrieb mit Verstellung der Steuerzeiten und der Ventilhubkurven
- 5 Direkteinspritzung im Schichtbetrieb
- 6 Selbstzündung

- a Druck
 - b Brennverlauf
 - c Temperatur
 - d Wandwärmestromdichte, jeweils als Funktion des Kurbelwinkels
 - e Wirkungsgradkette
- Die Legende bezeichnet jeweils die Verluste oder deren Ursachen, die zur eingezeichneten Reduzierung des Wirkungsgrades führen. Die volle Höhe ist der Wirkungsgrad des idealen Vergleichsprozesses.

beim Durchbrand zu kompensieren. Dabei wird durch die Verdünnung mit Restgas die Massenmitteltemperatur insbesondere während der Verbrennung und Expansion gesenkt (**Bild 26c**, Kurven 3 und 4).

Geschichtetes Brennverfahren mit Direkteinspritzung und Fremdzündung

Der geschichtete Magerbetrieb nähert sich bereits dem entdrosselten Gleichraumprozess. Hier ist es für eine stabilere und robustere Entflammung wichtig, eine örtlich nahe Anordnung von Injektor und Zündkerze zu gewährleisten. Dies kann beispielsweise durch eine zentrale Einbaulage des Injektors im Zylinderkopf erfolgen (**Bild 5c**).

Die großen Vorteile dieses Brennverfahrens liegen in der Entdrosselung des Ladungswechsels und, noch wichtiger, in dem hohen Verdünnungsgrad des Arbeitsgases. Dies bringt durch die niedrigen Massenmitteltemperaturen (**Bild 26c**, Kurve 5) große Vorteile in den kalorischen Eigenschaften der Zylinderladung. Die Wandwärme wird aufgrund des höheren Druckniveaus im Brennraum zunächst nicht, wie durch die niedrigere Massenmitteltemperatur zu erwarten, reduziert. Der hohe Zylinderdruck verringert vielmehr die thermische Grenzschicht an der Brennraumwand, was den Wärmeübergangskoeffizienten erhöht und damit die Wandwärmeverluste steigert.

Um die zertifizierungsrelevanten NO_x -Emissionen zu reduzieren, wird zusätzlich eine externe Abgasrückführung eingesetzt. Dabei werden, durch Zufügen von Restgas, die kalorischen Eigenschaften des Arbeitsgases verschlechtert, da hierbei Frischluft verdrängt wird, so dass die Verdichtung leicht niedrigere Drücke erreicht und somit auch während der Verbrennung niedrigere Temperaturen entstehen. Damit wird ebenfalls die Temperatur- und Sauerstoff-sensitive NO_x -Bildung reduziert.

Charakteristisch sind für dieses Brennverfahren der entdrosselte Prozess, d. h. hohe Drücke (**Bild 26a**, Kurve 5), niedrige Massenmitteltemperaturen (**Bild 26c**, Kurve 5) und eine zu Beginn schnelle Verbrennung (**Bild 26a, b**, jeweils Kurve 5), die zu hohen Wirkungsgraden führen (**Bild 26e**, Säule 5). Im Gegenzug wirkt sich das verzögerte Verbrennungsende (**Bild 26b**, Kurve 5), bedingt durch eine nichtideale Gemisch-Schichtung, negativ auf den Wirkungsgrad aus, wobei jedoch die positiven Effekte deutlich überwiegen.

Brennverfahren mit kontrollierter homogener Selbstzündung und Direkteinspritzung

Die ottomotorische kontrollierte Selbstzündung, auch HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) genannt, stellt insbesondere für die Teillast hohe Potentiale durch die Entdrosselung des Ladungswechsels zur Verfügung. Durch die hohe Verdünnung im Hochdruckprozess und die schnelle Wärmefreisetzung kommt dieser Prozess dem Gleichraumprozess sehr nahe. Dabei werden insbesondere sehr niedrige NO_x -Emissionen erreicht. Die für die Selbstzündung benötigte hohe Temperatur reduziert die Vorteile bezüglich kalorischer Eigenschaften der Zylinderladung und insbesondere hinsichtlich der Wandwärmeverluste (**Bild 26e**, Säule 6).

Für die Steuerung der Selbstzündung sind variable Ventiltriebe notwendig, die eine präzise Restgaszumessung erlauben. Hierzu sind unterschiedliche Ventiltriebstrategien möglich, um eine gezielte Temperaturmodulation zu erreichen. Auch die Kombination mit externer Abgasrückführung stellt eine weitere Variabilität hinsichtlich niedrigerer Restgastemperaturen dar.

Zusätzlich spielt die Direkteinspritzung eine weitere wichtige Rolle, indem durch den Einspritzzeitpunkt und Mehrfacheinsprit-

zung die thermodynamischen Eigenschaften des Arbeitsgases und die Reaktionskinetik beeinflusst werden können. Somit sind schon die zwei Hauptparameter identifiziert, die den klassischen Zündwinkel bei diesem Brennverfahren als Steuergröße zur Regelung des Motors ersetzen.

Aufgrund hoher benötigter Restgasgehalte wird der Zuwachs eines Flammkernes nach einer Fremdzündung deutlich verlangsamt und hat dadurch üblicherweise keine messbare Wirkung. Die Fremdzündung hat jedoch bei höheren Lasten und bei der damit einhergehenden Abnahme des Restgasanteiles eine stabilisierende Wirkung.

Die sehr schnelle Wärmefreisetzung, die reaktionskinetisch gesteuert wird, muss verlangsamt werden, damit keine zu hohen mechanischen Belastungen und Verbrenungsgeräusche auftreten. Dazu spielt die Verdünnung mit Inertgas über die Ventilsteuerung sowie die Steuerung des Temperaturverlaufs und das Zusammenspiel von Restgasanteil und Einspritzstrategie eine sehr wichtige Rolle.

Hierbei sind nicht nur die Entdrosselung, welche durch hohe Brennraumdrücke charakterisiert wird, sondern auch die sehr schnelle Wärmefreisetzung besondere Merkmale (**Bild 26a, b**, jeweils Kurve 6). Die Massenmitteltemperatur liegt hier aufgrund der hohen internen Abgasrückführaten höher als jene des geschichteten Brennverfahrens (**Bild 26c**).

Messtechnik an Verbrennungsmotoren

Messtechnik

Der Zylinderdruckverlauf bildet die Grundlage zur thermodynamischen Analyse der Vorgänge im Inneren des Zylinders. Diese Größe (**Bild 26a**) ist einerseits als Funktion des Kurbelwinkels zu erfassen, wird jedoch örtlich konstant innerhalb der Brennkammer angenommen. Zur Durchführung einer verlässlichen Analyse des Ladungswechsels ist es zudem sinnvoll, ebenfalls den zeitlichen Verlauf des Druckes im Saugrohr und im Abgastrakt eines jeden Zylinders zu erfassen.

Die zeitliche Aufnahme motorspezifischer Größen wird Indizierung genannt. In der Regel werden zur Indizierung Transient-Recorder verwendet, welche mit Hilfe von Kurbelwinkelgebern jeweils auf eine Winkelposition der Kurbelwelle getriggert werden. Kurbelwinkelgeber werden auf das freie Ende der Kurbelwelle angebracht und liefern neben den winkelaufgelösten Trigger-Marken (meist 1° oder $0,5^\circ$ Auflösung) ein definiertes Signal pro Umdrehung der Kurbelwelle. Damit ist eine exakte Lage-Erkennung der Kurbelwelle möglich. Zu jedem Trigger-Ereignis speichert der Transient-Recorder die Werte angeschlossener Signale. Auf diese Weise ist eine kurbelwinkelsynchrone Erfassung beispielsweise des Verlaufs des Zylinderdruckes möglich.

Druckindizierung

Für die Erfassung der Niederdruckwerte (im Saugrohr oder für das Abgas) werden zu meist piezoresistive Druckaufnehmer verwendet, welche den Absolutdruck an der Messstelle liefern. Zum thermischen Schutz des Drucksensors im Abgastrakt wird dieser mittels Umschaltadapter, die mit Druckluft betrieben werden, lediglich während einer

Messaufnahme dem heißen Abgas ausgesetzt.

Bei der Hochdruckindizierung finden hingegen piezoelektrische Druckaufnehmer Anwendung, welche als Messgröße eine relative Änderung des Zylinderdruckes angeben. Sie werden meist aktiv durch ein Kühlkreislauf, welcher durch eine Konditioniereinrichtung bereit gestellt wird, gekühlt. Piezoelektrische Druckaufnehmer weisen einen großen Messbereich auf und eignen sich deshalb für die Messung des sich während des Arbeitsspiels stark ändernden Brennraumdruckes. Sie liefern als Messgröße eine elektrische Ladung, welche mit Hilfe von Ladungsverstärkern und Wandlern als digitalisiertes Signal am Transientrecorder gemessen werden kann. Aufgrund des relativen Messwertes muss der mit piezoelektrischen Druckaufnehmern gemessene Zylinderdruckverlauf durch geeignete Verfahren (Bezug auf ein absolutes Messsignal, z. B. den Saugrohrdruck, thermodynamische Nulllinienfindung) auf ein Absolutniveau hin korrigiert werden.

Literatur

- [1] Czichos, H. (Herausgeber); Hennecke, M. (Herausgeber). Hütte. Das Ingenieurwesen. 33. Aufl. Springer 2007.
- [2] Grill, M.: Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren. Diss. Universität Stuttgart, 2006
- [3] Grote, K.-H. (Herausgeber); Feldhusen, J. (Herausgeber). Dubel: Taschenbuch für den Maschinenbau. 23. Aufl., Springer 2012
- [4] Hahne, E.: Technische Thermodynamik, 2. überarbeitete Auflage, Addison-Wesley, 1993, ISBN 3-89319-663-3
- [5] Lejsek, D.: Berechnung des instationären Wandwärmeübergangs im Hochlauf von Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung. Diss. Technische Universität Darmstadt, 2009
- [6] Merzbach, G.: Bestimmung der Leckage an einem 1-Zylinderversuchsmotor. Diplomarbeit, TH Darmstadt, 1988
- [7] Mollenhauer, K. (Herausgeber); Tschöke, H. (Herausgeber). Handbuch Dieselmotoren (VDI-Buch). 3., neu bearbeitete Aufl. Springer 2007
- [8] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, Th.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. 2. überarbeitete Auflage, Springer, Wien, New York, 2002, ISBN 3-211-83679-9
- [9] Vibe, I. I.: Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. VEB Verlag Technik, Berlin, 1970
- [10] Woschni, G.: Beitrag zum Problem des Wandwärmeüberganges im Verbrennungsmotor. MTZ 26, 1965

► Geschichte der Dieseleinspritzung bei Bosch

Die Einspritzung des Kraftstoffs ist für die Funktion eines Dieselmotors absolut wesentlich. Beim Bau der ersten Dieselmotoren standen die hierfür erforderlichen Einspritzpumpen und -düsen nicht zur Verfügung. Ein Einspritzsystem muss in der Lage sein, auch kleine Mengen Kraftstoff reproduzierbar einspritzen zu können, damit ein runder und gleichförmiger Motorlauf auch im Leerlauf gewährleistet ist. Für die Vollast muss sich die Fördermenge auf ein Vielfaches steigern lassen. Die erforderlichen Einspritzdrücke betrugen damals schon über 100 bar. Dies waren für die damaligen Verhältnisse sehr hohe Anforderungen, besonders was die Werkstoffe und die Fertigung betraf.

Die erste serienreife Bosch-Einspritzpumpe von 1927 nutzte eine gezahnte Regelstange zum Verdrehen der Pumpenkolben mit schräg verlaufender Steuerkante (siehe Bild 1). Der einfache und übersichtliche Aufbau ermöglichte eine einfache Fertigung, Prüfung und Wartung. Parallel zu den Pumpen wurden Zapfen- und Lochdüsen entwickelt. Auf Wunsch der Motorenhersteller wurden in den Zylinder einschraubbare Düsenhalter hergestellt, ähnlich wie es damals schon bei Zündkerzen üblich war.

Bei einer festen Stellung der Regelstange behält ein Dieselmotor seine Drehzahl nicht genau bei. Für den Betrieb ist daher ein Regler erforderlich. Außerdem muss der Dieselmotor durch eine Enddrehzahlregelung von unzulässig hohen Drehzahlen geschützt werden. Dieser Regler (häufig als Fliehkraftregler ausgeführt) wurde bald in die Einspritzpumpe mit integriert (siehe Bild 2). Bosch hatte mit seinen Pumpen und Düsen einen wesentlichen Anteil an der Entwicklung des Dieselmotors bis zum heutigen Stand.

Die konsequente Weiterentwicklung des Dieselmotors für Kraftfahrzeuge hat in der 125-jährigen Unternehmensgeschichte von Bosch eine lange Tradition. Der Unternehmensgründer Robert Bosch selbst gab 1922 den Entwicklungsauftrag für die Dieseleinspritzpumpe – zunächst für den Einsatz in Lastkraftwagen. So erschien bereits 1924 der erste serienmäßige dieselgetriebene Lkw in Deutschland und 1927 startete die Produktion der Diesel-Einspritztechnik in Großserie.

In den 30er Jahren plante Daimler-Benz, den Dieselmotor mit Bosch-Einspritzung auch im Pkw anzubieten. Der erste serienmäßige Diesel-Pkw der Welt war der Mercedes-Benz 260 D (siehe Bild 3). Er verbrauchte ein Drittel weniger Kraftstoff als ein gleich starker Pkw mit Ottomotor. Pkw mit Dieselmotor waren aufgrund ihrer Wirtschaftlichkeit vor allem im Taxi-Einsatz immer beliebter. 1960 stellte Bosch die erste Verteilereinspritzpumpe vor. Sie war leichter und kompakter als die damaligen Reiheneinspritzpumpen und eignete sich besonders für den Einsatz in kleineren Pkw, z. B. im VW Golf Diesel von 1975.

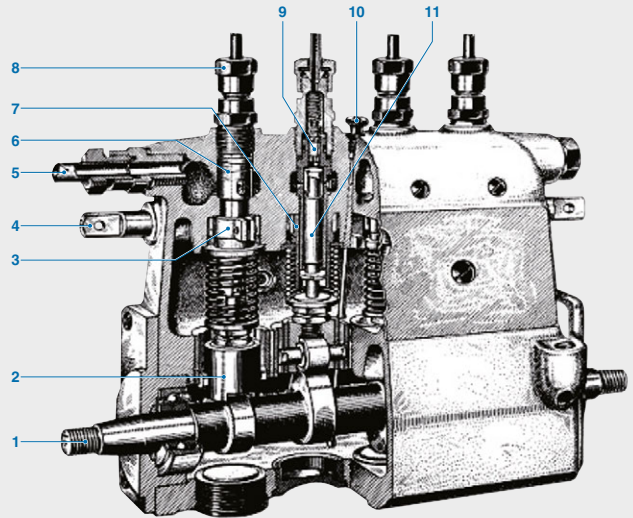


Bild 1: Erste serienreife Bosch-Einspritzpumpe von 1927

- | | |
|-------------------|------------------------------|
| 1 Nockenwelle | 7 Regelhülse |
| 2 Rollenstößel | 8 Druckleitungsanschluss |
| 3 Zahnsegment | 9 Druckventil mit K ölbbchen |
| 4 Regelstange | 10 Ölpegel-Messstab |
| 5 Zulaufanschluss | 11 Pumpenkolben |
| 6 Pumpenzylinder | |

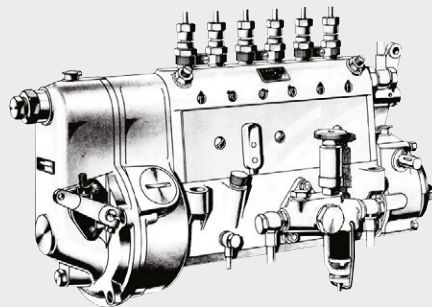


Bild 2:
Bosch-Einspritzpumpe
mit Fliehkraftregler



Bild 3:
Mercedes-Benz 260 D

Abgastechnik für Verbrennungsmotoren

Reif, K. (Hrsg.)

2015, VII, 205 S. 121 Abb. in Farbe., Softcover

ISBN: 978-3-658-09521-5