

Die Leistung und der Wirkungsgrad eines Verbrennungsmotors können mit den Methoden der Thermodynamik berechnet werden. Im Kap. 4 werden die entsprechenden Methoden vorgestellt. Diese Berechnungen lassen sich nur unter sehr idealisierten Annahmen mit einfachen Mitteln durchführen. Wenn man einen Motor so genau wie möglich thermodynamisch berechnen möchte, dann muss man sehr aufwändige Programmsysteme verwenden. Im Kap. 4 wird auch gezeigt, wie man Motorinformationen, die in Autozeitschriften zu finden sind, thermodynamisch auswerten kann.

## 4.1 Warum gibt es überhaupt noch Verbrennungsmotoren? Ist das nicht eine uralte Technik?

### Der Leser/die Leserin lernt

Die „alten“ Motorenerfinder haben den Verbrennungsmotor so genial erfunden, dass er auch heute noch eine wesentliche Rolle bei der Energieumwandlung spielt. ◀

In den Medien wird manchmal argumentiert, der Verbrennungsmotor sei ein uraltes technisches Produkt, das man schon längst durch eine neue und bessere Technik ablösen sollte. Dabei denkt man gerne an die Brennstoffzelle oder den Elektromotor. Es stimmt: Der erste Verbrennungsmotor lief bereits 1862 und wurde von Nicolas August Otto erfunden. Als Ingenieur muss man aber feststellen, dass den alten Erfindern wie Otto,

---

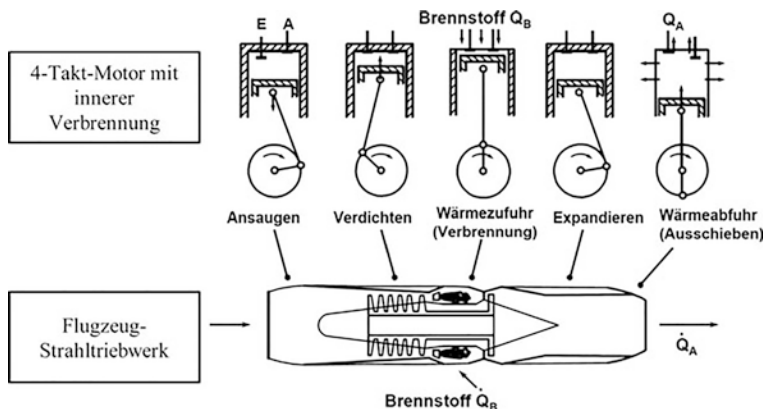
**Elektronisches Zusatzmaterial** Die elektronische Version dieses Kapitels enthält Zusatzmaterial, das berechtigten Benutzern zur Verfügung steht [https://doi.org/10.1007/978-3-658-29226-3\\_4](https://doi.org/10.1007/978-3-658-29226-3_4).

Diesel oder Maybach ein Produkt gelungen ist, das in seinen Grundprinzipien bis heute unverändert funktioniert.

In vielen Anwendungsbereichen gibt es noch keinen adäquaten Ersatz. Das liegt daran, dass der Verbrennungsmotor in manchen Konstruktionsdetails so einfach gestaltet ist, dass man eben noch nichts Besseres gefunden hat. Ein Beispiel hierfür ist der Ladungswechsel über eine Nockenwelle, einen Hebel und ein Tellerventil (vergleiche Abschn. 3.12). Auch wenn viele Entwicklungsabteilungen versuchen, diesen Mechanismus mit elektromagnetischen oder hydraulischen Bauelementen zu ersetzen, so ist bis heute kein energetisch gleichwertiges Prinzip zur Serienreife gebracht worden. Gleiches gilt für das Hubkolbenprinzip. Dieses ist derart einfach, dass es nichts Besseres gibt. Auch der Wankelmotor mit seinem Rotationskolben konnte sich nicht durchsetzen.

Abb. 4.1 versucht zu erklären, warum das Hubkolbenprinzip so überragend ist. Gezeigt werden ein 4-Takt-Motor und ein Strahltriebwerk. Thermodynamisch gesehen dienen beide der Energieumwandlung, indem ein Kraftstoff mit Luft verbrannt wird. Dazu wird Luft angesaugt (1. Takt), verdichtet (2. Takt), mit Kraftstoff gemischt und dieser unter Volumenausdehnung verbrannt (3. Takt) und die Abgase ausgeschoben (4. Takt). Während es beim Strahltriebwerk für jede dieser vier Aufgaben eine spezielle Baugruppe gibt, finden beim Hubkolbentriebwerk alle vier Zustandsänderungen im gleichen Raum, nämlich dem Hubvolumen, statt. Dort, wo die Verbrennung stattfindet, treten Temperaturen von einigen Tausend Kelvin auf. Dazu muss das Strahltriebwerk entsprechend geschützt und gekühlt werden. Beim Hubkolbenmotor erfolgt die Kühlung ganz einfach durch die Frischladung, die wenige Millisekunden nach der heißen Verbrennung in den Brennraum eintritt und diesen kühlt. Dieses Prinzip ist derart einfach, dass Rasenmähermotoren oder Modellflugzeugmotoren mit einigen wenigen Bauteilen auskommen. Auch wenn moderne Motoren nicht mehr luftgeköhlt sind, sondern einen Kühlkreislauf mit Wasser haben, so ändert das trotzdem nichts daran, dass das Prinzip der Motorkühlung sehr einfach ist.

Der Preis, den der Hubkolbenmotor für dieses einfache Prinzip bezahlen muss, ist der bewegte Kolben, der durch die große Drehzahl der Kurbelwelle innerhalb von kürzester Zeit beschleunigt und abgebremst wird. Dabei treten enorme Trägheitskräfte auf (ver-



**Abb. 4.1** Vergleich von 4-Takt-Motor und Strahltriebwerk [18]

gleiche Abschn. 5.2), die zu Vibrationen und hohen Bauteilbelastungen führen und die Lebensdauer des Motors begrenzen. Weil insbesondere die Pkw-Motoren keine hohe Lebenserwartung haben (200.000 km entsprechen etwa 4000 Betriebsstunden.), spielt das aber nur eine untergeordnete Rolle. (Industriemotoren erreichen dagegen Lebensdauern von etwa 40.000 h).

Interessant ist übrigens, dass diese stark instationären Zustandsänderungen im Brennraum des Verbrennungsmotors (Wechsel von Ansaugen, Verdichten, Verbrennen und Ausschleiben innerhalb von wenigen Millisekunden) nur schwer physikalisch zu beschreiben sind. Deswegen ist die thermodynamische Simulation von Verbrennungsmotoren auch heute noch sehr kompliziert (vergleiche Merker [19]). Die physikalischen Modelle beschreiben die Vorgänge nicht genau genug. Deswegen müssen die Modelle durch Messungen am realen Motor kalibriert werden.

Ein weiterer Vorteil des Verbrennungsmotors ist, dass er für die Verwendung von flüssigen Kraftstoffen optimiert wurde (Einspritztechnik). Gerade flüssige Kraftstoffe sind die besten Energieträger für den mobilen Einsatz, weil sie sehr einfach getankt werden können und weil sie eine viel höhere Energiedichte haben als Gase (vergleiche Abschn. 2.15).

All diese Vorteile führen dazu, dass heutige Verbrennungsmotoren (insbesondere die langsam laufenden Schiffsmotoren) effektive Wirkungsgrade von über 50 % erreichen. Das schafft kein anderes Prinzip, das die in flüssigen Kraftstoffen enthaltene Energie in mechanische Arbeit umwandelt. Und es gibt kein anderes System, das das so preiswert kann wie der Verbrennungsmotor.

Das Problem der Verbrennungsmotoren in Pkw ist nicht in erster Linie, dass diese Motoren keine großen Wirkungsgrade erreichen könnten. Es liegt vielmehr daran, dass die Motoren in Pkw meistens in Kennfeldbereichen (Teil – und Schwachlastbereich) betrieben werden, in denen sie einen schlechten Wirkungsgrad haben (vergleiche Abschn. 6.1). Hier müssen Optimierungen des Gesamtsystems vorgenommen werden (viele Getriebestufen, Hybridtechnik, ...).

---

### Zusammenfassung

Verbrennungsmotoren sind relativ einfache Energieumwandlungsmaschinen. Sie sind für die Verwendung von flüssigen Kraftstoffen (optimaler Energieträger für den mobilen Einsatz) ausgelegt. Es gibt für flüssige Kraftstoffe keine Energieumwandlungsmaschine mit einem besseren Wirkungsgrad als Verbrennungsmotoren. ◀

---

## 4.2 Welchen thermischen Wirkungsgrad kann ein Ottomotor bestenfalls haben?

---

### Der Leser/die Leserin lernt

Gleichraumprozess | Gleichdruckprozess | Seiligerprozess | Gleichung zur Berechnung des Wirkungsgrades des Gleichraumprozesses. ◀

Den Idealprozess eines Verbrennungsmotors kann man durch folgenden Kreisprozess beschreiben:

- 1  $\rightarrow$  2: Isentrope<sup>1</sup> Kompression,
- 2  $\rightarrow$  4: Wärmezufuhr (Verbrennung) nach fester Gesetzmäßigkeit,
- 4  $\rightarrow$  5: Isentrope Expansion,
- 5  $\rightarrow$  1: Isochore Wärmeabgabe (Ladungswechsel).

Bei diesem Prozess gelten folgende Randbedingungen:

- Die Verbrennung (Wärmezufuhr) erfolgt nach einer festen Gesetzmäßigkeit.
- Der Prozess ist innerlich reversibel. Das bedeutet, dass keine Reibungsverluste auftreten.
- Während der Kompression und der Expansion treten keine Wandwärmeverluste auf.
- Als Arbeitsmedium dient Luft, die als ideales Gas betrachtet wird. Sie besitzt eine konstante Gaskonstante  $R$  und einen konstanten Isentropenexponenten  $\kappa$ .
- Das thermodynamische System ist geschlossen. Es gibt also keinen Massenaustausch über die Systemgrenze. Der Kraftstoff kommt nur in Form von Wärmeenergie über die Systemgrenze. Es gibt auch kein Abgas, sondern nur eine Wärmeabgabe statt des Ladungswechsels.

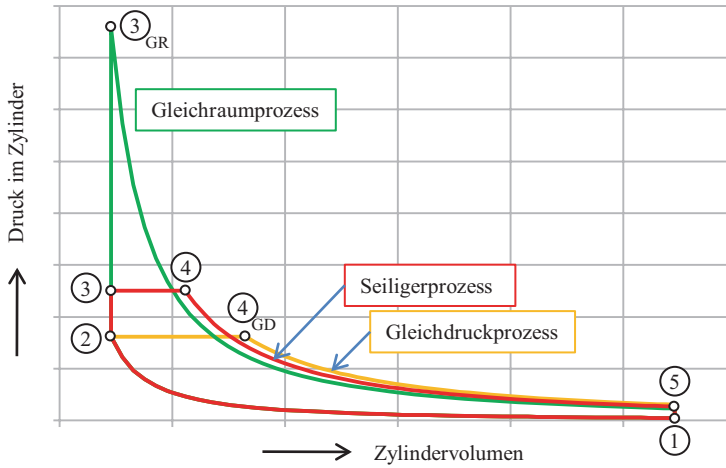
Der einfachste Idealprozess ist der Gleichraumprozess, bei dem die Verbrennung bei konstantem Volumen, also im oberen Totpunkt stattfindet. Diese Verbrennung läuft schlagartig, also unendlich schnell ab.

Etwas komplizierter ist der Gleichdruckprozess, bei dem die Verbrennung im oberen Totpunkt beginnt. Obwohl durch die Expansion der Druck fallen müsste, wird er durch die intensiver werdende Verbrennung auf einem konstanten Wert gehalten. Als Grenzbedingung gilt: Die Gleichdruckverbrennung muss beendet sein (Punkt 4<sub>GD</sub> in Abb. 4.2), bevor der Kolben im unteren Totpunkt angelangt ist.

Noch komplizierter ist der Seiliger-Prozess, der eine Kombination der beiden anderen Prozesse darstellt: Zuerst erfolgt ein Teil der Verbrennung als Gleichraumverbrennung, danach die restliche Verbrennung als Gleichdruckverbrennung. Die Charakterisierung

---

<sup>1</sup>Der thermodynamische Begriff der „isentropen Zustandsänderung“ kann hier nur kurz erläutert werden. Weitere Informationen finden sich in den Büchern zur Grundlage der Thermodynamik, z. B. [3]. Mit dem Begriff „isentrope Zustandsänderung“ ist gemeint, dass der Prozess so geführt wird, dass weder Wärme mit der Umgebung ausgetauscht wird noch Reibung auftritt. Wenn keine Wärme mit der Umgebung ausgetauscht wird, dann ist das thermodynamische System „adiabat“. Wenn keine Reibung auftritt, dann verläuft der Prozess „reversibel“. Isentrop bedeutet also „adiabates System und reversibler Prozess“. Reale Systeme sind dagegen nicht adiabat und reale Prozesse sind nicht reversibel. Sie laufen immer in eine bestimmte Richtung. Bei einem reibungsbehafteten, irreversiblen Prozess kommt man nicht mehr zum Ausgangspunkt zurück, ohne dafür Energie aufzuwenden.



**Abb. 4.2**  $p$ - $V$ -Diagramm der Idealprozesse

des Seiligerprozesses erfolgt durch die Festlegung des Druckes im Punkt 3. Als Grenzbedingung gilt: Der Druck im Punkt 3 muss kleiner sein als der Druck im Punkt  $3_{GR}$  (Gleichraumprozess).

Die Idealprozesse Gleichraumprozess, Gleichdruckprozess und Seiligerprozess (kombinierter Prozess) sind in Abb. 4.2 dargestellt.

Zur Berechnung des Gleichraumprozesses werden die Grundgleichungen der Thermodynamik (1. Hauptsatz und thermische Zustandsgleichung für ideale Gase) verwendet.

Der thermische Wirkungsgrad ergibt sich als Verhältnis von abgegebener Arbeit zu zugeführter Wärme:

$$\eta_{GR} = \frac{|w_V|}{q_{zu}}.$$

Die durch die Verbrennung zugeführte Energie  $q_{zu}$  verlässt den Prozess entweder als Volumenänderungsarbeit  $w_V$  oder als Abwärme  $q_{ab}$ :

$$\begin{aligned} q_{zu} - |q_{ab}| - |w_V| &= 0, \\ |w_V| &= q_{zu} - |q_{ab}|, \\ \eta_{GR} &= \frac{q_{zu} - |q_{ab}|}{q_{zu}} = 1 - \frac{|q_{ab}|}{q_{zu}}. \end{aligned}$$

Die zugeführte spezifische Wärme ergibt sich aus der Temperaturerhöhung durch die Verbrennung ( $T_3 - T_2$ ):

$$q_{zu} = u_3 - u_2 = c_v \cdot (T_3 - T_2).$$

Die abgeführte spezifische Wärme ergibt sich aus der Temperaturabnahme ( $T_5 - T_1$ ) bei der Wärmeabfuhr:

$$q_{ab} = u_1 - u_5 = c_v \cdot (T_1 - T_5).$$

In der Thermodynamik haben abgeführte Wärmen einen negativen Zahlenwert.

$$|q_{ab}| = c_v \cdot (T_5 - T_1)$$

Die Temperaturen sind über die Gleichung für die isentrope Zustandsänderung bei idealen Gasen gekoppelt, weil die Verdichtung von 1 nach 2 und die Expansion von 3 nach 5 als isentrop betrachtet werden:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1}.$$

Das Volumenverhältnis ist gleich dem Verdichtungsverhältnis:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \varepsilon.$$

(Eine Skizze zur Zylindergeometrie ist im Abschn. 5.1 zu finden.)

Also ergibt sich:

$$\begin{aligned} \frac{T_2}{T_1} &= \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1}, \\ T_2 &= T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}. \end{aligned}$$

Analog gilt:

$$\begin{aligned} \frac{T_3}{T_5} &= \left( \frac{V_5}{V_3} \right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1}, \\ T_3 &= T_5 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}. \end{aligned}$$

Damit ergibt sich:

$$\begin{aligned} \eta_{GR} &= 1 - \frac{|q_{ab}|}{q_{zu}} = 1 - \frac{c_v \cdot (T_5 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_2} \\ &= 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_5 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} - T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}}. \end{aligned}$$

Also:

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

Beim Gleichraumprozess hängt der thermische Wirkungsgrad also nur vom Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  ab. Ein typischer Ottomotor hat ein Verdichtungsverhältnis von 12. Damit ergibt sich bei Verwendung des Isentropenexponenten von Luft ( $\kappa = 1,4$ ) ein bestmöglicher thermischer Wirkungsgrad von 63 %:

$$\eta_{\text{Ottomotor}} = 1 - \frac{1}{12^{1,4-1}} = 63 \, \%.$$

#### Zusammenfassung

Ein Ottomotor hat im idealen Fall einen Wirkungsgrad von etwas mehr als 60 %. In Wirklichkeit hat er einen bestmöglichen effektiven Wirkungsgrad von etwa 36 %. Die großen Unterschiede sind darin begründet, dass beim realen Motor die zuvor genannten Voraussetzungen wie beispielsweise isentrope Zustandsänderungen oder Reibungsfreiheit nicht gegeben sind. ◀

### 4.3 Welchen thermischen Wirkungsgrad kann ein Dieselmotor bestenfalls haben?

#### Der Leser/die Leserin lernt

Gleichungen zur Berechnung des Wirkungsgrades des Gleichdruckprozesses und des Seiligerprozesses. ◀

Für Dieselmotoren wird gerne der Gleichdruck-Prozess als Idealprozess verwendet. Den Wirkungsgrad dieses Prozesses kann man folgendermaßen herleiten.

Für den Gleichdruck-Prozess gilt ebenso wie beim zuvor behandelten Gleichraumprozess:

$$\eta_{\text{GD}} = 1 - \frac{|q_{\text{ab}}|}{q_{\text{zu}}}.$$

Beim Gleichdruckprozess gilt für die zu- und abgeführten spezifischen Wärmen:

$$\begin{aligned} q_{\text{zu}} &= h_4 - h_2 = c_p \cdot (T_4 - T_2), \\ |q_{\text{ab}}| &= c_v \cdot (T_5 - T_1). \end{aligned}$$

(Man beachte die Verwendung der spezifischen Enthalpien bei der Wärmezufuhr bei konstantem Druck).

Für die Temperaturen in der Kompressionsphase gilt:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}.$$

Also:

$$\begin{aligned} q_{zu} &= c_p \cdot (T_4 - T_2) = c_p \cdot (T_4 - T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}), \\ \frac{q_{zu}}{c_p} &= T_4 - T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}, \\ \frac{q_{zu}}{c_p \cdot T_1} &= \frac{T_4}{T_1} - \varepsilon^{\kappa-1}. \end{aligned}$$

Die linke Seite wird als Größe  $q^*$  abgekürzt:

$$q^* = \frac{q_{zu}}{c_p \cdot T_1}.$$

Also gilt:

$$\begin{aligned} q^* &= \frac{T_4}{T_1} - \varepsilon^{\kappa-1}, \\ T_4 &= T_1 \cdot (q^* + \varepsilon^{\kappa-1}). \end{aligned}$$

Für die Berechnung der spezifischen Abwärme wird die Temperatur  $T_5$  benötigt. Diese wird aus  $T_1$  berechnet, indem rückwärts der ganze Kreisprozess berechnet wird.

In der isentropen Expansionsphase gilt:

$$\frac{T_4}{T_5} = \left( \frac{v_5}{v_4} \right)^{\kappa-1}.$$

Für die isobare Verbrennung von 2 nach 4 gilt:

$$\begin{aligned} p_2 &= p_4, \\ \frac{R \cdot T_2}{v_2} &= \frac{R \cdot T_4}{v_4}, \\ v_4 &= \frac{T_4}{T_2} \cdot v_2. \end{aligned}$$

Also:

$$\frac{T_4}{T_5} = \left( \frac{v_5}{v_4} \right)^{\kappa-1} = \left( \frac{v_5}{\frac{T_4}{T_2} \cdot v_2} \right)^{\kappa-1} = \left( \frac{T_2}{T_4} \cdot \varepsilon \right)^{\kappa-1}.$$

Damit ergibt sich

$$T_5 = T_4 \cdot \left( \frac{T_2}{T_4} \cdot \varepsilon \right)^{1-\kappa} = (T_4)^\kappa \cdot (T_2)^{1-\kappa} \cdot \varepsilon^{1-\kappa}.$$

Die Temperatur  $T_2$  ist aus der isentropen Kompression bekannt.

$$T_5 = (T_4)^\kappa \cdot (T_2)^{1-\kappa} \cdot \varepsilon^{1-\kappa} = (T_4)^\kappa \cdot (T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1})^{1-\kappa} \cdot \varepsilon^{1-\kappa} = (T_4)^\kappa \cdot (T_1)^{1-\kappa} \cdot (\varepsilon^\kappa)^{1-\kappa}$$



Also gilt für die Abwärme:

$$\begin{aligned}
 |q_{\text{ab}}| &= c_v \cdot (T_5 - T_1) = c_v \cdot \left( (T_4)^\kappa \cdot (T_1)^{1-\kappa} \cdot (\varepsilon^\kappa)^{1-\kappa} - T_1 \right) \\
 &= c_v \cdot T_1 \cdot \left( (T_4)^\kappa \cdot (T_1)^{-\kappa} \cdot (\varepsilon^\kappa)^{1-\kappa} - 1 \right) \\
 &= c_v \cdot T_1 \cdot \left( [T_1 \cdot (q^* + \varepsilon^{\kappa-1})]^\kappa \cdot (T_1)^{-\kappa} \cdot (\varepsilon^\kappa)^{1-\kappa} - 1 \right) \\
 &= c_v \cdot T_1 \cdot \left( (q^* + \varepsilon^{\kappa-1})^\kappa \cdot (\varepsilon^\kappa)^{1-\kappa} - 1 \right) \\
 &= c_v \cdot T_1 \cdot \left( (q^* \cdot \varepsilon^{1-\kappa} + 1)^\kappa - 1 \right).
 \end{aligned}$$

Für den thermischen Wirkungsgrad gilt dann:

$$\begin{aligned}
 \eta_{\text{GD}} &= 1 - \frac{|q_{\text{ab}}|}{q_{\text{zu}}} = 1 - \frac{c_v \cdot T_1 \cdot \left( [T_1 \cdot (q^* + \varepsilon^{\kappa-1})]^\kappa \cdot (T_1)^{-\kappa} \cdot (\varepsilon^\kappa)^{1-\kappa} - 1 \right)}{q^* \cdot c_p \cdot T_1} \\
 &= 1 - \frac{[T_1 \cdot (q^* + \varepsilon^{\kappa-1})]^\kappa \cdot (T_1)^{-\kappa} \cdot (\varepsilon^\kappa)^{1-\kappa} - 1}{q^* \cdot \frac{c_p}{c_v}} \\
 &= 1 - \frac{(q^* + \varepsilon^{\kappa-1})^\kappa \cdot (\varepsilon^\kappa)^{1-\kappa} - 1}{q^* \cdot \kappa}.
 \end{aligned}$$

Also:

$$\eta_{\text{GD}} = 1 - \frac{1}{\kappa \cdot q^*} \cdot \left[ \left( \frac{q^*}{\varepsilon^{\kappa-1}} + 1 \right)^\kappa - 1 \right].$$

Beim Gleichdruckprozess hängt der thermische Wirkungsgrad also zusätzlich zum Verdichtungsverhältnis auch von einer Größe  $q^*$  ab.  $q^*$  hängt im Wesentlichen vom Luftverhältnis  $\lambda$  ab, wie die folgende Herleitung zeigt:

$$q^* = \frac{q_{\text{zu}}}{c_p \cdot T_1} = \frac{1}{c_p \cdot T_1} \cdot \frac{Q_{\text{zu}}}{m_{\text{zyl}}} = \frac{1}{c_p \cdot T_1} \cdot \frac{m_{\text{B}} \cdot H_{\text{U}}}{m_{\text{zyl}}}.$$

Beim Idealprozess befindet sich im Zylinder nur Luft:  $m_{\text{zyl}} = m_{\text{L}}$ . Die Luftmasse und die Kraftstoffmasse hängen über das Luftverhältnis  $\lambda$  voneinander ab. Also:

$$q^* = \frac{1}{c_p \cdot T_1} \cdot \frac{m_{\text{B}} \cdot H_{\text{U}}}{m_{\text{zyl}}} = \frac{1}{c_p \cdot T_1} \cdot \frac{m_{\text{B}} \cdot H_{\text{U}}}{m_{\text{L}}} = \frac{1}{c_p \cdot T_1} \cdot \frac{H_{\text{U}}}{\lambda \cdot L_{\text{min}}}.$$

$q^*$  hängt also vom Luftverhältnis und vom Anfangszustand 1 zu Beginn der Kompression ab. Im Zustand 1, also nach dem „Ladungswechsel“, hat das Gas im Zylinder den Zustand der Umgebungsluft.

Beispiel: Ein typischer Dieselmotor hat ein Verdichtungsverhältnis von 18 und ein Luftverhältnis von 1,3 bei Vollast. Als Anfangstemperatur  $T_1$  im unteren Totpunkt kann ein Wert von 20 °C angenommen werden. Damit ergibt sich ein bestmöglicher thermischer Wirkungsgrad von 57,4 %. In Wirklichkeit hat ein Pkw-Dieselmotor einen

bestmöglichen effektiven Wirkungsgrad von etwa 42 %. Die großen Unterschiede sind darin begründet, dass beim realen Motor die zuvor genannten Voraussetzungen wie isentrope Kompression oder Reibungsfreiheit nicht gelten.

Die Kompressionslinie des eben berechneten Dieselmotors kann man berechnen, wenn man den Anfangszustand 1 kennt. In diesem Punkt (unterer Totpunkt) entsprechen Druck und Temperatur im Zylinder ungefähr den Werten im Saugrohr. Wenn es sich bei dem Dieselmotor um einen Saugmotor handelt, dann beträgt der Druck etwa 1 bar. Wenn es sich um einen aufgeladenen Motor handelt, dann entspricht der Druck etwa dem Ladedruck. Der Druck am Ende der Kompressionsphase (Punkt 2, oberer Totpunkt) ergibt sich aus der isentropen Kompression des Gases im Zylinder. Aus der Thermodynamik kennt man die Gleichung, mit der isentrope Zustandsänderungen bei idealen Gasen berechnet werden können:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa-1}.$$

$V_1$  ist das Volumen im unteren Totpunkt,  $V_2$  das Volumen im oberen Totpunkt. Der Quotient  $V_1/V_2$  ist also das Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$ . Für die Kompressionslinie<sup>2</sup> gilt demnach:

$$\begin{aligned} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} &= \varepsilon^{\kappa-1}, \\ \frac{p_{OT}}{p_{UT}} &= \varepsilon^{\kappa}. \end{aligned}$$

Bei einem Saug-Dieselmotor und einem Verdichtungsverhältnis von 18 ergibt sich also ein Druck am Ende der Kompressionsphase von 57,2 bar. Der Gleichdruckprozess besagt, dass während der Verbrennung dieser Druck beibehalten wird, aber nicht größer wird. Dieser maximale Druck während der Verbrennungsphase ist beim realen Dieselmotor aber viel höher.

Um Dieselmotoren besser ideal berechnen zu können, wird gerne der Seiligerprozess verwendet, der eine Kombination aus Gleichdruck- und Gleichraumprozess ist. Nach der Kompression wird der Druck zunächst im OT auf einen Wert  $p_{\max}$  erhöht (Gleichraumverbrennung). Dann bleibt er während der restlichen Gleichdruckverbrennung konstant.

Die Gleichung für den Wirkungsgrad des Seiligerprozesses wird hier nicht hergeleitet. Sie lautet:

---

<sup>2</sup>Hinweis: Abschn. 4.10 beschäftigt sich nochmals ausführlicher mit der Kompressionslinie von Verbrennungsmotoren.

$$\eta_{\text{Seiliger}} = 1 - \frac{\left[ q^* - \frac{1}{\kappa \cdot \varepsilon} \left( \frac{p_{\max}}{p_{\min}} - \varepsilon^{\kappa} \right) + \frac{p_{\max}}{p_{\min} \cdot \varepsilon} \right]^{\kappa} \cdot \left( \frac{p_{\min}}{p_{\max}} \right)^{\kappa-1} - 1}{\kappa \cdot q^*}.$$

Die Abkürzung  $q^*$  hat die gleiche Bedeutung wie beim Gleichdruckprozess. Neu ist der Quotient  $p_{\max}/p_{\min}$ .  $p_{\min}$  ist der Druck im UT,  $p_{\max}$  der Druck im OT.

Wenn man beim obigen Beispiel von einem Maximaldruck des Saugdieselmotors von 80 bar ausgeht, so ergibt sich ein thermischer Wirkungsgrad des Seiligerprozesses von 61,8 %. Der Gleichraumprozess würde 68,5 % erreichen.

#### Zusammenfassung

Ein Dieselmotor könnte im idealen Fall einen thermischen Wirkungsgrad von etwa 60 % erreichen. In Wirklichkeit hat ein Pkw-Dieselmotor einen bestmöglichen effektiven Wirkungsgrad von etwa 42 %. Die großen Unterschiede sind darin begründet, dass beim realen Motor die zuvor genannten Voraussetzungen wie beispielsweise isentrope Zustandsänderungen oder Reibungsfreiheit nicht gegeben sind. ◀

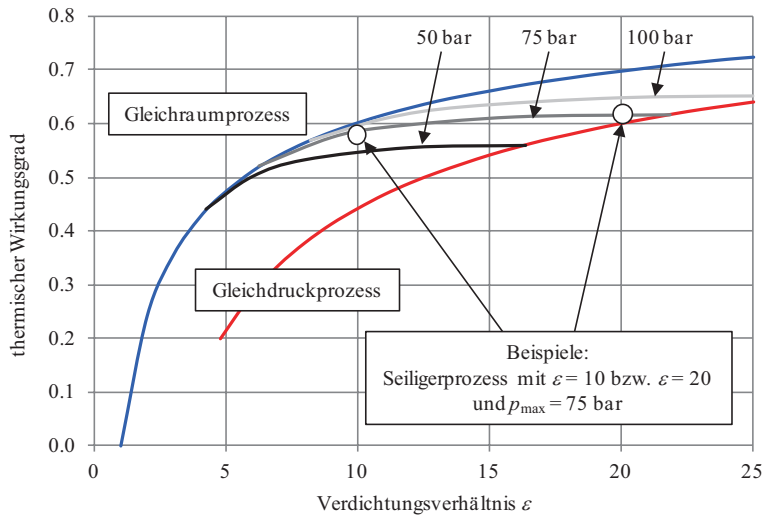
## 4.4 Stimmt es, dass ein Ottomotor eine Gleichraumverbrennung und ein Dieselmotor eine Gleichdruckverbrennung hat?

### Der Leser/die Leserin lernt

Bedeutung der Idealprozesse. ◀

Die klare Antwort ist: nein! Die Prozesse Gleichdruck und Gleichraum sind Idealvorstellungen, die mit der Realität nichts zu tun haben. Eine Gleichraumverbrennung ist nicht realisierbar, weil sie unendlich schnell, also schlagartig im oberen Totpunkt stattfinden müsste. Eine Gleichdruckverbrennung ist nicht realisierbar, weil sie eine Verbrennung ist, die langsam anfängt – das könnte man technisch vielleicht noch realisieren – immer heftiger wird und dann schlagartig endet. Und das geht in der Technik nicht: Eine Verbrennung kann nicht schlagartig enden.

Was haben diese Prozesse dann aber mit Otto- bzw. Dieselmotoren zu tun? Wenn man die Ergebnisse der Gleichungen für die thermischen Wirkungsgrade in den Abschn. 4.1 und 4.3 grafisch darstellt, so erhält man Abb. 4.3. Die obere Linie stellt den Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis dar, die untere den des Gleichdruckprozesses. Dazwischen befindet sich der Bereich des kombinierten Prozesses, des Seiligerprozesses. Beim Seiligerprozess gibt man den maximalen Druck am Ende der Gleichraumphase vor. Daraus ergibt sich dann die Aufteilung der Verbrennung in einen Gleichraumanteil mit Druckerhöhung und einen



**Abb. 4.3** Thermische Wirkungsgrade der Idealprozesse (Randbedingungen: Dieseldraftstoff, Luft,  $\lambda = 1,4$ ,  $p_{UT} = 1$  bar,  $T_{UT} = 20$  °C)

Gleichdruckanteil mit konstantem Druck. Im Diagramm sind drei Maximaldrücke (50 bar, 75 bar und 100 bar) eingetragen. Wenn man beispielsweise einen Seiligerprozess mit einem Maximaldruck von 75 bar realisieren möchte, dann hat er bei einem Verdichtungsverhältnis von 10 einen großen Gleichraumanteil. (Der Prozess liegt nahe an der Linie der Gleichraumprozesse.) und bei einem Verdichtungsverhältnis von 20 einen großen Gleichdruckanteil. (Der Prozess liegt nahe an der Linie der Gleichdruckprozesse).

Man kann erkennen, dass bei einem gegebenen Verdichtungsverhältnis der Gleichraumprozess einen besseren Wirkungsgrad hat als der Gleichdruckprozess. Der maximale Druck im Zylinder, der bei der Gleichraumverbrennung erreicht wird, ist extrem hoch. Wenn man die Punkte mit gleichem Verbrennungshöchst-Druck im Diagramm miteinander verbindet, kann man erkennen, dass bei gegebenem Maximaldruck der Gleichdruckprozess den besten Wirkungsgrad hat.

Ottomotoren sind hinsichtlich des Verdichtungsverhältnisses begrenzt: Wegen der Klopfgefahr lassen sich kaum Verdichtungsverhältnisse größer als 12 realisieren. Das bedeutet, dass bei einem Ottomotor wegen der Begrenzung des Verdichtungsverhältnisses der Gleichraumprozess den bestmöglichen Wirkungsgrad aufweist. Dieselmotoren sind hinsichtlich des maximalen Verbrennungsdruckes begrenzt. Bei modernen Motoren erreicht er bis zu 200 bar. Wenn der Druck zu hoch wird, dann können die Zylinderkopfdichtung oder die Kolbenringe oder die Lager beschädigt werden. Das bedeutet, dass bei einem Dieselmotor wegen der Begrenzung des Verbrennungshöchst-Druckes der Gleichdruckprozess den bestmöglichen Wirkungsgrad aufweist. Ottomotoren haben aber keine

Gleichraumverbrennung und Dieselmotoren keine Gleichdruckverbrennung. Und sie können sie auch nie erreichen.

### Zusammenfassung

Die Idealprozesse „Gleichraumverbrennung“ und „Gleichdruckverbrennung“ können in der Realität nie erreicht werden. In Otto- und Dieselmotoren werden diese Prozesse deswegen auch nicht realisiert. Der Gleichraumprozess beschreibt nur den bestmöglichen Prozess, den man bei einem vorgegebenen Verdichtungsverhältnis (typisch für Ottomotoren) erreichen kann. Der Gleichdruckprozess beschreibt den bestmöglichen Prozess, den man bei einem vorgegebenen Maximaldruck (typisch für Dieselmotoren) erreichen kann. ◀

## 4.5 Wie kann man die Idealprozesse mit Hilfe von Excel berechnen und grafisch darstellen?

### Der Leser/die Leserin lernt

Programmierung der drei Idealprozesse mit Excel | Visualisierung der Idealprozesse in Diagrammen. ◀

In den vorherigen Kapiteln wurde der thermische Wirkungsgrad der Idealprozesse berechnet. Die Prozessverläufe selbst wurden aber nicht ermittelt. Dies soll im Folgenden mithilfe einer Excel-Tabelle erfolgen. Die Berechnung ist allgemein gehalten und liefert den Seiliger-Prozess. Die Prozess „Gleichraum“ und „Gleichdruck“ sind Sonderfälle des Seiliger-Prozesses und damit automatisch enthalten.

Der Seiliger-Prozess wird in fünf Teilprozesse zerlegt. Ausgangspunkt ist der „untere Totpunkt“. Von dort aus erfolgt eine isentrope Kompression, die in 50 Teilschritte unterteilt wird. Danach kommen die isochore Verbrennung (10 Teilschritte) und die isobare Verbrennung (50 Teilschritte). Die isentrope Expansion wird wieder in 50 Teilschritte zerlegt. Der Prozess endet mit der isochoren Expansion auf das Anfangsniveau (10 Teilschritte). Die Zahl der Teilschritte ist relativ willkürlich gewählt, ist aber genau genug und macht sich nicht in einer hohen Rechenzeit bemerkbar.

Der zu berechnende Motor (Einzyylinder-Motor) wird durch seine Geometrie (Hubvolumen  $V_h$  und Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$ ) gegeben. Das Arbeitsgas im Zylinder ist reine Luft mit den Stoffwerten spezifische Gaskonstante  $R$  und spezifische isobare Wärmekapazität  $c_p$ . Der Kraftstoff wird durch seine Mindestluftmenge  $L_{\min}$  und seinen Heizwert  $H_U$  festgelegt. Der Anfangszustand im Zylinder ist durch Druck und Temperatur im unteren Totpunkt ( $p_{UT}$  und  $T_{UT}$ ) gegeben. Die Kraftstoffmasse ergibt sich aus der im Zylinder vorhandenen Luftmasse (berechenbar aus den Anfangsbedingungen) und dem Luftverhältnis  $\lambda$ .

Die Motorgeometrie ergibt sich aus der Definition des Verdichtungsverhältnisses:

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_h + V_{\min}}{V_{\min}} = \frac{V_h}{V_{\min}} + 1,$$

$$V_{\min} = \frac{V_h}{\varepsilon - 1},$$

$$V_{\max} = V_{\min} + V_h.$$

Die Stoffwerte (spezifische isochore Wärmekapazität  $c_v$  und Isentropenexponent  $\kappa$ ) ergeben sich zu (vergleiche [3])

$$c_v = c_p - R,$$

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}.$$

Die während des ganzen Prozesses konstante Luftmasse ergibt sich aus der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase im unteren Totpunkt:

$$m_L = m_{UT} = \left( \frac{p \cdot V}{R \cdot T} \right)_{UT}.$$

Der Kompressionsenddruck ergibt sich aus der isentropen Kompression:

$$p_{OT} = p_2 = p_{UT} \cdot \varepsilon^\kappa.$$

Die Temperatur am Ende der Kompressionsphase kann wiederum mit der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase berechnet werden.

Die Kraftstoffmasse  $m_B$  und die Kraftstoffenergie  $Q_B$  ergeben sich aus dem Luftverhältnis  $\lambda$ , der Mindestluftmasse  $L_{\min}$  und dem Heizwert  $H_U$ :

$$m_B = \frac{m_L}{L_{\min} \cdot \lambda},$$

$$Q_B = m_B \cdot H_U.$$

Die Aufteilung der Verbrennungsenergie auf den Gleichraum- und den Gleichdruckprozess ergibt sich durch die Vorgabe des Gleichraumanteils. Wenn dieser eins ist, dann ist es ein reiner Gleichraumprozess. Wenn er gleich null ist, dann ist es ein reiner Gleichdruckprozess.

Durch die Verbrennung gibt es gemäß dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik Temperaturerhöhungen, die folgendermaßen berechnet werden:

$$\Delta T_{GR} = \frac{Q_{GR}}{m_L \cdot c_v},$$

$$\Delta T_{GD} = \frac{Q_{GD}}{m_L \cdot c_p}.$$

Mit der so berechenbaren Temperatur am Ende der Gleichraumverbrennung ist auch der Druck über die thermische Zustandsgleichung berechenbar:

$$T_3 = T_2 + \Delta T_{GR},$$

$$p_3 = \frac{m_L \cdot R \cdot T_3}{V_c}.$$

Den Endpunkt der isobaren Verbrennung (Volumen  $V_4$ ) erhält man aus dem Druck und der Temperatur an dieser Stelle:

$$T_4 = T_3 + \Delta T_{GD},$$

$$V_4 = \frac{m_L \cdot R \cdot T_4}{p_3}.$$

Die isentrope Expansion ergibt sich dann mit den gleichen Gleichungen wie bei der Kompression:

$$p_5 = p_4 \cdot \left( \frac{V_4}{V_{UT}} \right)^\kappa.$$

$$T_5 = \frac{p_5 \cdot V_5}{m_L \cdot R}.$$

Auf diese Weise sind die Eckpunkte des Seiligerprozesses bekannt. Die Zustandsänderungen selbst werden, wie oben schon erwähnt, durch die Zerlegung der Intervalle in 10 bzw. 50 Teilschritte berechnet.

Für die Kompressionslinie gilt:

$$V(i) = V_{\min} - i \cdot \frac{V_h}{50}.$$

Für die Expansionslinie gilt:

$$V(i) = V_4 + i \cdot \frac{V_5 - V_4}{50}.$$

Für die Gleichraumverbrennung gilt:

$$p(i) = p_2 + i \cdot \frac{p_3 - p_2}{10}.$$

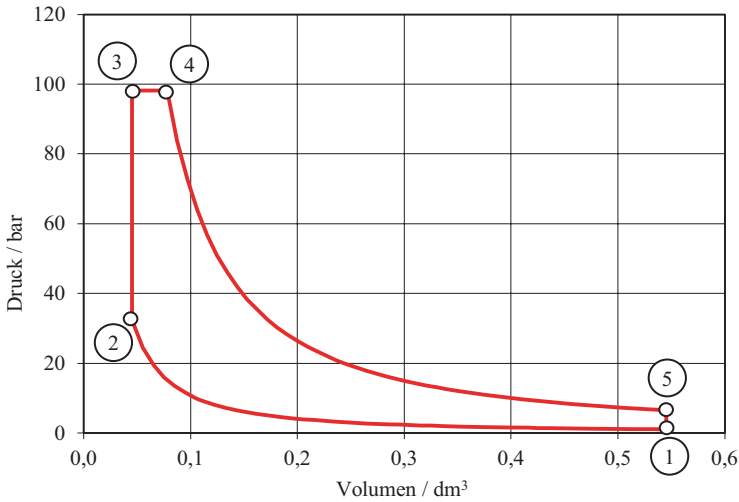
Für die Gleichdruckverbrennung gilt:

$$V(i) = V_3 + i \cdot \frac{V_4 - V_3}{50}.$$

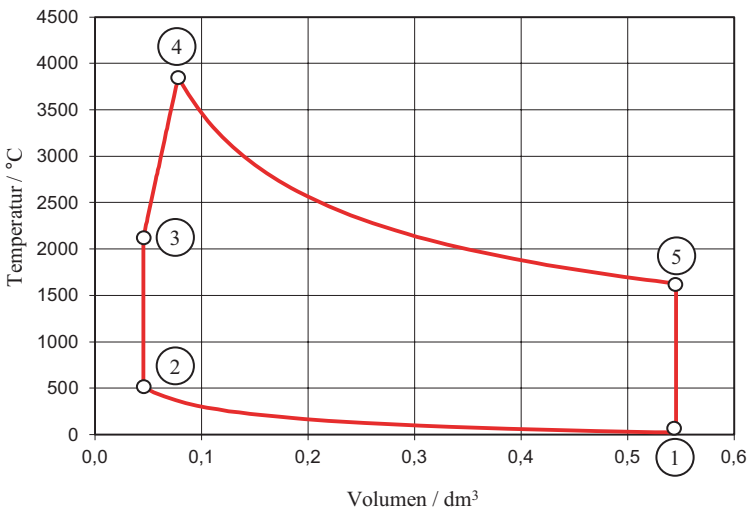
Für die Wärmeabfuhr am unteren Totpunkt gilt:

$$p(i) = p_5 - i \cdot \frac{p_5 - p_1}{10}.$$

Damit lassen sich die Zustandsänderungen von Druck und Temperatur während des gesamten Prozesses berechnen und mit Excel auch grafisch darstellen (Abb. 4.4).



**Abb. 4.4**  $p$ - $V$ -Diagramm des Seiliger-Prozesses



**Abb. 4.5**  $T$ - $V$ -Diagramm des Seiliger-Prozesses

In Abb. 4.5 kann man sehr gut erkennen, dass die Temperatur des Gases im Zylinder während der Verbrennung sehr hohe Werte annimmt. Dies gilt insbesondere für die Idealprozesse. Aber auch im realen Motor treten lokale Temperaturen von ca. 3000 K auf. Dies begünstigt die Bildung von Stickoxiden aus dem Stickstoff und dem Sauerstoff der Verbrennungsluft.



Am Ende der Excel-Tabelle werden die Flächen im  $p$ - $V$ -Diagramm durch Integration berechnet. Für die Kompressionslinie gilt:

$$\begin{aligned}\int_1^2 p \cdot dV &= \int_1^2 p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V}\right)^\kappa \cdot dV \\ &= -\frac{1}{0,4} \cdot p_1 \cdot V_1^\kappa \cdot [V^{-0,4}]_{V_1}^{V_2} \\ &= -\frac{1}{0,4} \cdot p_1 \cdot V_1^\kappa \cdot (V_2^{-0,4} - V_1^{-0,4}).\end{aligned}$$

Daraus ergibt sich dann die im  $p$ - $V$ -Diagramm umschlossene Fläche als Summe aller Teilflächen. Durch den Vergleich mit der Kraftstoffenergie erhält man den thermischen Wirkungsgrad des Prozesses.

Die letzte Zeile in der Excel-Berechnung ermittelt den indizierten Mitteldruck, der zum Prozess gehört. Weitere Informationen zum Mitteldruck sind im Abschn. 4.7 zu finden.

---

## 4.6 Warum endet im Diagramm mit dem Wirkungsgrad des Gleichdruckprozesses die Linie bei einem Verdichtungsverhältnis von etwa 4?

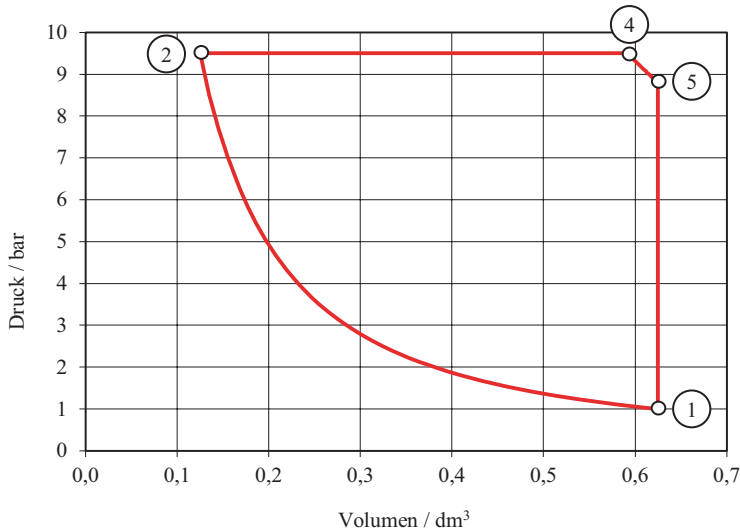
---

### Der Leser/die Leserin lernt

Der Gleichdruck benötigt ein Mindest-Verdichtungsverhältnis. ◀

In Abb. 4.3 in Abschn. 4.4 endet die Linie des Wirkungsgrades des Gleichdruckprozesses bei einem minimalen Verdichtungsverhältnis von etwa 4. Die Ursache für dieses Verhalten kann mit der im Abschn. 4.5 erstellten Berechnung einfach erklärt werden. Wenn man mit den Eingabedaten „spielt“ und beispielsweise einen Gleichdruckprozess mit einem Luftverhältnis von 1,4 und einem Verdichtungsverhältnis von 5 berechnen lässt, so ergibt sich das in Abb. 4.6 gezeigte  $p$ - $V$ -Diagramm.

Man kann deutlich erkennen, dass die Verbrennung so lange andauert, dass sie erst kurz vor dem unteren Totpunkt beendet ist. Wenn man das Verdichtungsverhältnis noch weiter absenken würde, dann würde die Zeit für die vollständige Verbrennung des Kraftstoffes nicht mehr ausreichen. Deswegen endet die Wirkungsgradlinie in Abb. 4.3 bei einem minimalen Verdichtungsverhältnis von knapp 5. Diese Grenze ist natürlich auch von den anderen Eingabewerten abhängig und kann deswegen in anderen Büchern bei geringfügig anderen Werten liegen.



**Abb. 4.6**  $p$ - $V$ -Diagramm eines Gleichdruckprozesses mit einem Verdichtungsverhältnis von 5 (Randbedingungen: Dieselmotorkraftstoff, Luft,  $\lambda = 1,4$ ,  $p_{UT} = 1$  bar,  $T_{UT} = 20$  °C)

### Zusammenfassung

Je kleiner das Verdichtungsverhältnis ist, umso länger dauert die Verbrennung an, um eine bestimmte Kraftstoffmenge zu verbrennen. Wenn das Verdichtungsverhältnis zu klein wird, dann reicht die Zeit bis zum UT nicht aus, um den Kraftstoff vollständig zu verbrennen. Ein derartiges Verdichtungsverhältnis ist dann nicht mehr sinnvoll. ◀

## 4.7 Kann man die Kenngröße „Mitteldruck“ auch verstehen?

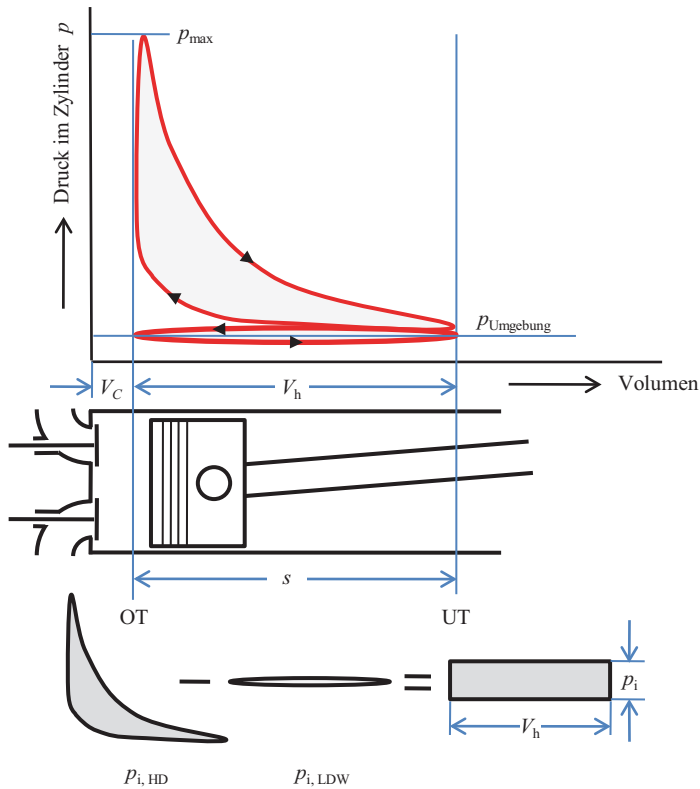
### Der Leser/die Leserin lernt

Leistung | Drehmoment | Arbeit | Mitteldruck | Wirkungsgrad | Gütegrad | Verlustanalyse. ◀

Im Abschn. 3.4 wurde der effektive Mitteldruck  $p_e$  als Proportionalitätskonstante eingeführt: Der effektive Mitteldruck ist ein Maß für die Leistung pro Hubvolumen und pro Drehzahl. Man kann an das Thema des Mitteldruckes aber auch ganz anders herangehen:

Im Abschn. 4.1 wurde gezeigt, wie der Druck im Inneren des Zylinders bei einem Idealmotor aussieht. Im Abschn. 4.5 wurde er berechnet. In der Realität sieht der Druck etwas anders aus. Abb. 4.7 zeigt das idealisierte  $p$ - $V$ -Diagramm eines realen Motors.

Man erkennt den Druckanstieg in der Kompressionsphase, die Drucküberhöhung während der Verbrennung, den Druckabfall in der Expansionsphase sowie das



**Abb. 4.7**  $p$ - $V$ -Diagramm eines realen 4-Takt-Motors

Ausschieben der Abgase und das Ansaugen der Frischladung. Die Thermodynamik sagt, dass die Fläche im  $p$ - $V$ -Diagramm ein Maß für die Arbeit  $W$  ist, mit der der Kolben nach unten gedrückt wird. Dabei muss der Umlaufsinn der Schleife im  $p$ - $V$ -Diagramm berücksichtigt werden: Während der Kompression und Expansion wird die Fläche im Uhrzeigersinn umlaufen, während des Ladungswechsels gegen die Uhrzeigerdrehung. Die Ladungswechselschleife ist also negativ, sie reduziert die in der Hochdruckschleife abgegebene Motorarbeit etwas.

Die innere Arbeit eines Zylinders kann aus der Volumenänderungsarbeit  $W_{V,Zyl}$  (umschlossene Fläche im  $p$ - $V$ -Diagramm) berechnet werden<sup>3</sup>:

<sup>3</sup>In der Thermodynamik wird die Volumenänderungsarbeit als negatives Integral des Druckes über dem Volumen definiert. Das hängt damit zusammen, dass in der Thermodynamik abgegebene Arbeiten negativ gezählt werden. Die Motoren-Thermodynamiker möchten aber nicht davon sprechen, dass ein Motor eine Leistung von beispielsweise  $-100$  kW hat. Deswegen definierten sie die Volumenänderungsarbeit mit einem positiven Vorzeichen: Abgegebene Arbeiten zählen positiv.

$$W_{i, \text{Zyl}} = W_{V, \text{Zyl}} = + \oint p \cdot dV.$$

Die innere Leistung  $P_i$ , die ein Zylinder abgibt, ergibt sich aus dem Quotienten von der inneren Arbeit und der Zeit für ein Arbeitsspiel:

$$P_{i, \text{Zyl}} = \frac{W_{V, \text{Zyl}}}{t_{\text{ASP}}} = n_{\text{ASP}} \cdot W_{V, \text{Zyl}} = i \cdot n \cdot \oint p \cdot dV.$$

Die Motoreningenieure nennen die innere Arbeit auch „indizierte Arbeit“, weil die Messtechnik, mit der der Druck im Inneren des Zylinders gemessen wird, „Zylinderdruck-indizierung“ heißt.

Wenn man die Volumenänderungsarbeit, die eine unregelmäßige Fläche im  $p$ - $V$ -Diagramm ist, durch ein flächengleiches Rechteck mit der waagerechten Abmessung „Zylinderhubvolumen“ ersetzt, so ergibt sich eine Höhe des Rechteckes, die man als „indizierten Mitteldruck“  $p_i$  bezeichnet:

$$W_{i, \text{Zyl}} = W_{V, \text{Zyl}} = + \oint p \cdot dV = p_i \cdot V_h.$$

Damit ergibt sich die innere Zylinderleistung zu

$$P_{i, \text{Zyl}} = i \cdot n \cdot \oint p \cdot dV = i \cdot n \cdot p_i \cdot V_h.$$

Diese Gleichung ist vollkommen analog zur Definitionsgleichung für den effektiven Mitteldruck im Abschn. 3.4. Der indizierte Mitteldruck ist also der über ein Arbeitsspiel gemittelte Druck, der den Kolben nach unten drückt. Von diesem Druck kommt am Ausgang des Motors, an der Kurbelwelle, nicht alles heraus, weil ein Teil im Motor als Reibungsverlust in Wärme umgewandelt (dissipiert) wird. Damit können ein Verbrennungsmotor und seine Reibungsverluste mit den Begriffen Leistung, Drehmoment, Arbeit oder Mitteldruck beschrieben werden:

$$P_e = P_i - P_r,$$

$$M_e = M_i - M_r,$$

$$W_e = W_i - W_r,$$

$$p_e = p_i - p_r.$$

Der Index r beschreibt den Reibungsverlust.

Man kann bei den Gleichungen jeweils die Werte für einen Zylinder oder für den ganzen Motor verwenden.

Ein Beispiel soll den Umgang mit diesen Größen näher erläutern:

An einem 4-Zylinder-Viertakt-Otto-Motor ( $V_H = 1,76 \text{ dm}^3$ ,  $\varepsilon = 10,2$ ) wurden auf dem Prüfstand folgende Daten ermittelt:

Drehzahl $n$	$= 5500/\text{min},$
Bremskraft $F_B$	$= 127,8 \text{ N},$
Hebelarm der Bremse $x$	$= 1 \text{ m},$
stündlicher Kraftstoffverbrauch $\dot{m}_B$	$= 20,8 \text{ kg/h}.$

Bei einer Zylinderdruckindizierung ergab sich eine indizierte Arbeit von  $W_i = 506 \text{ J}$ .

Das Motormoment ergibt sich aus der Bremskraft am Hebelarm zu  $127,8 \text{ Nm}$ .<sup>4</sup> Daraus kann man dann mit der Drehzahl die effektive Motorleistung und mit dem Hubvolumen den effektiven Mitteldruck bestimmen. Die innere Motorleistung, die den Kolben nach unten drückt, ergibt sich aus der inneren Arbeit, die mithilfe der Zylinderdruckindizierung (vergleiche Abschn. 4.26) ermittelt wurde, und der Motordrehzahl zu:

$$P_i = i \cdot n \cdot W_i.$$

Daraus können dann der mechanische Wirkungsgrad und die Reibleistung bestimmt werden. Der innere oder indizierte Wirkungsgrad ergibt sich, analog zum effektiven Wirkungsgrad, zu:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_B \cdot H_U}.$$

Wenn man den inneren Wirkungsgrad mit dem thermischen Wirkungsgrad des Idealprozesses (hier Gleichraumprozess) vergleicht, so erhält man den sogenannten Gütegrad:

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_{\text{th, Idealprozess}}} = 63,2 \, \%.$$

Mit diesen Angaben kann man eine Verlustanalyse durchführen:

Der Motor könnte im Idealfall 60,5 % (Gleichraum-Wirkungsgrad) der Kraftstoffenergie nutzen. Aber nur 63,2 % davon, also 38,2 % der Kraftstoffenergie drücken als innere Arbeit den Kolben nach unten. Davon werden nur 79,3 % (mechanischer Wirkungsgrad) über die Kurbelwelle nach außen gegeben. Alle Verluste landen letztlich als Abwärme (im Abgas, im Motoröl, im Motorkühlwasser und als Strahlungsenergie) in der Umwelt.

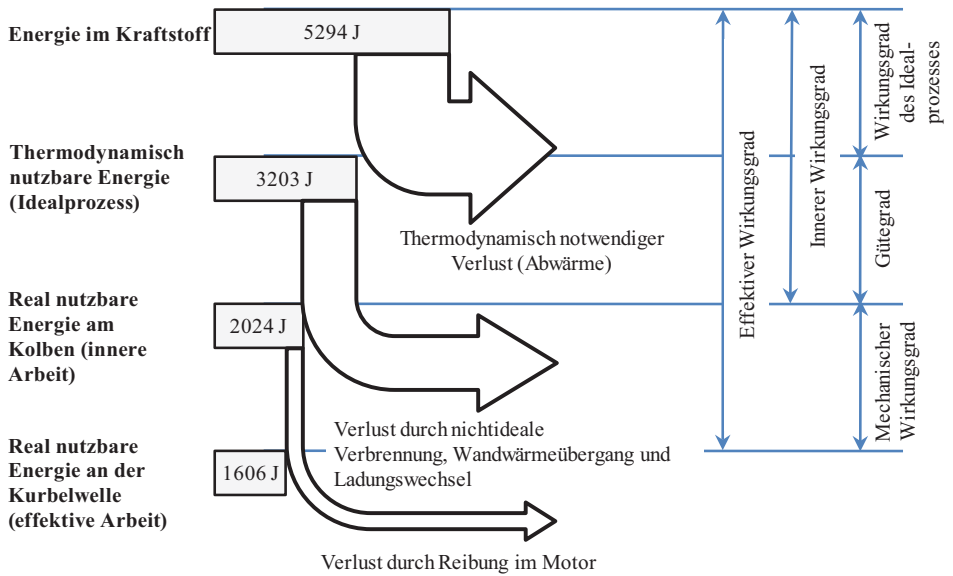
Das Ergebnis der Verlustanalyse kann als Tabelle (Tab. 4.1) oder als Diagramm (Abb. 4.8) dargestellt werden. Dabei spielt es auch keine Rolle, ob man die Zahlenwerte als Leistung, Energie, Moment oder Mitteldruck angibt. Das Ergebnis ist immer das gleiche.

---

<sup>4</sup>Das Motormoment kann am Prüfstand gemessen werden, indem man einen Hebelarm an der Motorlagerung anbringt und die Kraft misst, mit der der Hebelarm auf eine Kraftmessdose drückt. Dieser Effekt ist ähnlich wie der, den man beobachten kann, wenn man beispielsweise eine elektrische Bohrmaschine einschaltet: Diese dreht sich mit ihrem Drehmoment in der Hand, die die Maschine festhält.

**Tab. 4.1** Verlustanalyse

Verlustanalyse	Leistung in kW	Energie in J	Moment in Nm	Mitteldruck in bar	Wirkungs- grad (bezogen auf Teilprozess)	Wirkungsgrad (bezogen auf Kraftstoffein- satz)
im Kraftstoff	242,7	5294,5	421,3	30,08		
thermodynamisch notwendiger Ver- lust	95,8	2091,2	166,4	11,88		
max. möglich (GR-Prozess)	146,8	3203,4	254,9	18,20	0,605	0,605
Verlust durch reale Verbrennung, Wärmeübergang und Ladungs- wechsel	54,1	1179,4	93,9	6,70		
am Kolben	92,8	2024,0	161,1	11,50	0,632	0,382
Verlust durch Reibung im Motor	19,2	418,0	33,3	2,38		
an der Kurbel- welle	73,6	1606,0	127,8	9,12	0,793	0,303



**Abb. 4.8** Verlustanalyse eines Verbrennungsmotors

Aus den Zahlen kann man entnehmen, dass im gewählten Beispiel nur etwa 30 % der im Kraftstoff enthaltenen Energie an der Kurbelwelle des Motors entnommen werden können. Man erkennt auch, dass der Wirkungsgrad des Idealprozesses in der Realität bei Weitem nicht erreicht wird.

Wenn man mehr Messwerte zur Verfügung hat, dann kann man die Verlustanalyse noch verfeinern. Beispielsweise könnte man die Verluste im Zylinder detaillieren, indem man die Ladungswechselverluste, die Wandwärmeverluste und die Verluste aufgrund einer nichtoptimalen Verbrennung ermittelt. Oder man könnte die Reibungsverluste hinsichtlich der Anteile der verschiedenen Bauteile aufteilen. Allerdings erfordert eine detaillierte Verlustanalyse immer auch sehr detaillierte Messungen am Motor. Für die Ladungswechselverluste benötigt man beispielsweise eine aufwändige Zylinderdruckmessung (Niederdruckindizierung). Für die Wandwärmeverluste sind detaillierte Messungen in den Kühlkreisläufen notwendig.

Die Ergebnisse der Verlustanalyse verwendet man, um zu untersuchen, in welchen Bereichen sich eine Optimierung des Verbrennungsmotors besonders lohnt, um den Gesamtwirkungsgrad zu verbessern.

---

#### Zusammenfassung

Der innere oder indizierte Mitteldruck  $p_i$  ist der über ein Arbeitsspiel gemittelte Druck im Innern eines Zylinders.

Mit Hilfe einer Verlustanalyse kann man die Bereiche des Verbrennungsmotors identifizieren, die einen besonders schlechten Wirkungsgrad haben und bei denen sich deswegen eine Optimierung lohnt. ◀

---

## 4.8 Warum haben Ottomotoren im Teillastbetrieb einen relativ schlechten Wirkungsgrad?

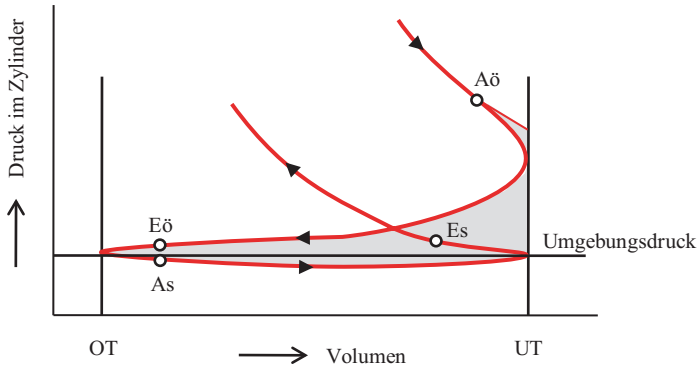
---

### Der Leser/die Leserin lernt

Problematik der Drosselklappe beim Ottomotor. ◀

Im Abschn. 4.7 wurde gezeigt, dass man die innere Arbeit eines Motors im  $p$ - $V$ -Diagramm sehen kann. Dabei zählt die Hochdruckschleife (Kompression und Expansion) positiv und die Ladungswechselschleife negativ. Je größer die Ladungswechselschleife ist, umso schlechter ist es für den Motor, weil dann ein relativ großer Teil der inneren Arbeit für das Ansaugen der Frischladung und das Ausschieben der Abgase benötigt wird.

Beim Ausschieben der Abgase in die Umgebung muss der Druck im Zylinder immer höher sein als der Umgebungsdruck, damit die Gase ausgeschoben werden können. Beim Ansaugen der Frischladung aus der Umgebung muss der Druck im Zylinder kleiner sein als der Umgebungsdruck, damit die Frischladung angesaugt werden kann (vergleiche Abb. 4.9).

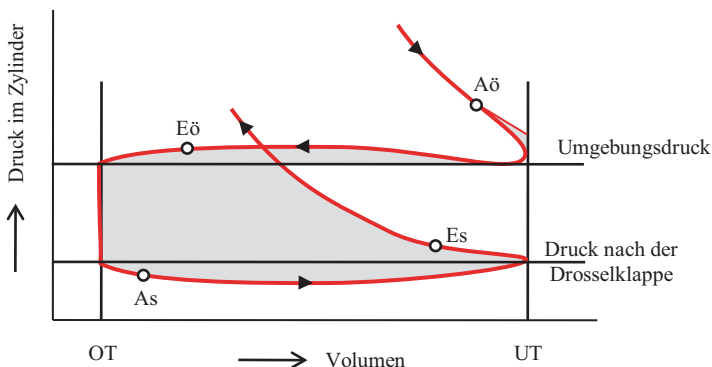


**Abb. 4.9** Ladungswechselverluste eines Ottomotors bei Volllast. (Nach [15])

Ottomotoren verbrennen den Kraftstoff im Allgemeinen stöchiometrisch, das bedeutet im richtigen Luftverhältnis. Wenn ein Ottomotor im Teillastgebiet betrieben werden soll, dann darf er nur wenig Kraftstoff verbrennen (vergleiche Nachfrage 2.2). Deswegen benötigt er auch wenig Luft. Beim Ansaugen der Frischladung muss der Ottomotor daran gehindert werden, viel Frischladung anzusaugen. Das geschieht durch eine Drosselklappe im Ansaugrohr. Diese stellt einen Strömungswiderstand dar und reduziert den Umgebungsdruck auf beispielsweise 0,3 bar im Leerlauf des Motors.

Wenn ein Ottomotor Frischladung ansaugen soll, die beispielsweise nur mit 0,45 bar vorliegt, dann muss der Druck im Zylinder niedriger als 0,45 bar sein, was dazu führt, dass die Ladungswechselschleife nach unten vergrößert wird und die Ladungswechselverluste deutlich zunehmen. Sie können im Leerlaufbereich des Motors durchaus 0,7 bar betragen (vergleiche Abb. 4.10).

Bei Volllast beträgt der indizierte Mitteldruck eines Saug-Ottomotors ca. 14 bar. Der Ladungswechsel-Mitteldruck von beispielsweise 0,3 bar spielt dann keine allzu große



**Abb. 4.10** Ladungswechselverluste eines Ottomotors bei Teillast. (Nach [15])



Rolle. Im Leerlauf soll der indizierte Mitteldruck eines Saug-Ottomotors gerade die Ladungswechsel- und die Reibungsverluste überwinden, damit die effektive Leistung des Motors gleich null ist. Wenn der Reibungsverlust-Mitteldruck beispielsweise 1 bar beträgt und der Ladungswechsel-Mitteldruck 0,7 bar, dann muss der Motor einen indizierten Mitteldruck von 1,7 bar bereitstellen, damit der Motor im Leerlauf laufen kann. Jetzt tragen die Ladungswechselverluste mit ca. 40 % zur inneren Arbeit und damit zu ca. 40 % des Kraftstoffverbrauchs bei.

### Zusammenfassung

Im Teil- und Schwachlastbereich eines Ottomotors verursacht die Drosselklappe einen nicht unerheblichen Teil des Kraftstoffverbrauchs. ◀

## 4.9 Wie sehen die $p$ - $V$ -Diagramme von Verbrennungsmotoren wirklich aus?

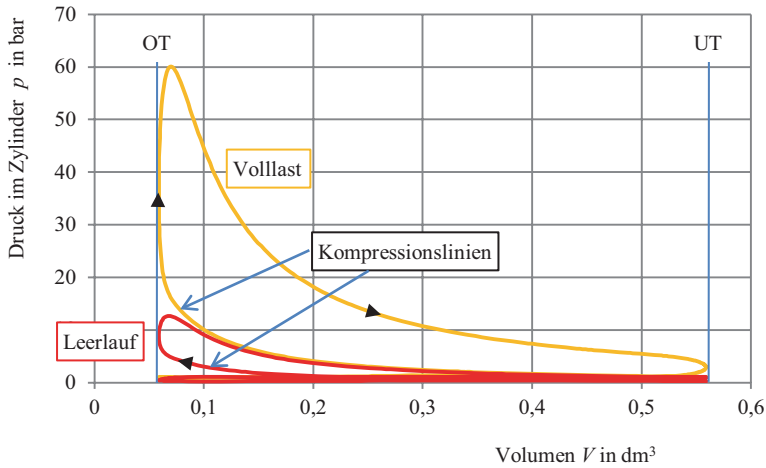
### Der Leser/die Leserin lernt

Diskussion der  $p$ - $V$ -Diagramme von Saugmotoren, gedrosselten Motoren und aufgeladenen Motoren unter Verwendung von Simulationsergebnissen. ◀

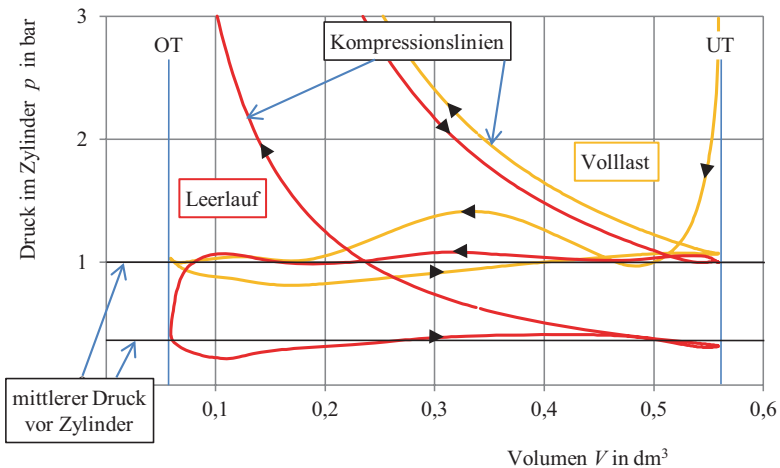
Die  $p$ - $V$ -Diagramme in Abb. 4.7, 4.9 und 4.10 sind übertrieben skizziert und entsprechen nur qualitativ, nicht aber quantitativ den realen Verhältnissen. Wenn man richtige Darstellungen haben möchte, dann muss man in den Motor hineinschauen und den Druck im Innern des Zylinders messen (vergleiche Abschn. 4.26). Man kann aber auch mit Hilfe von komplexen und genauen thermodynamischen Simulationen den Druck berechnen lassen. Die typischen Standardprogramme, die in der Industrie eingesetzt werden, sind beispielsweise die Tools „GT-Power“ von Gamma Technologies Inc., „Boost“ der AVL LIST GmbH oder „WAVE“ von Ricardo UK Ltd. Mit diesen umfangreichen Programmen kann man den Druck im Innern eines Zylinders und auch in den Ansaug- und Abgaskanälen mit großer Genauigkeit berechnen. Die folgenden Bilder zeigen die Ergebnisse von solchen Simulationen.

Abb. 4.11 zeigt das  $p$ - $V$ -Diagramm eines Ottomotors bei einer Drehzahl von 3000/min bei Volllast und im Leerlauf. Man kann deutlich erkennen, dass sich die Kompressionslinien deutlich unterscheiden. Das hängt damit zusammen, dass der Ottomotor im Leerlauf die Drosselklappe weit geschlossen hat und damit der Druck vor dem Zylinder deutlich niedriger ist als der Umgebungsdruck. Man kann im Diagramm auch schön sehen, dass die Fläche und damit der innere Mitteldruck bei Volllast wesentlich größer ist als im Leerlauf. Im Leerlauf ist die Fläche nicht gleich null, weil die innere Leistung des Motors zur Überwindung der Reibleistung benötigt wird.

Abb. 4.12 zeigt die Vergrößerung der Ladungswechselschleifen. Man kann sehen, dass der Druck beim Ausschieben der Abgase und bei der Ansaugung der Frischladung



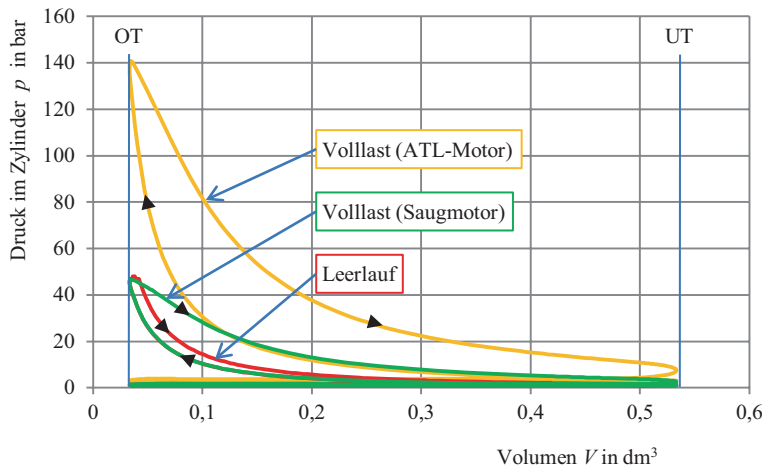
**Abb. 4.11**  $p$ - $V$ -Diagramm eines Saug-Ottomotors bei Volllast und Leerlauf



**Abb. 4.12**  $p$ - $V$ -Diagramm eines Saug-Ottomotors bei Volllast und Leerlauf (Ladungswechselschleifen)

nicht konstant ist. Die Druckwelligkeit wird durch die Druckschwingungen im Saugrohr und in der Abgasleitung hervorgerufen.

Abb. 4.13 zeigt die Ergebnisse für einen Dieselmotor. Dieser wird im Teil- und Schwachlastgebiet nicht über eine Drosselklappe gedrosselt. Die Leistung wird vielmehr durch die Kraftstoffmenge, die direkt in den Zylinder eingespritzt wird, eingestellt. Das bedeutet, dass beim Saugmotor der Zylinder in der Kompressionsphase „noch nicht



**Abb. 4.13**  $p$ - $V$ -Diagramm eines Dieselmotors (mit und ohne Turbolader) bei Volllast und Leerlauf

weiß“, wie viel Kraftstoff kurz vor dem oberen Totpunkt eingespritzt wird. Deswegen sind die Kompressionslinien von Leerlauf und Volllast praktisch identisch. Ab dem Einspritz- und Verbrennungsbeginn unterscheiden sich die  $p$ - $V$ -Diagramme dann. Die Fläche ist bei Volllast fülliger, weil der innere Mitteldruck natürlich größer sein muss.

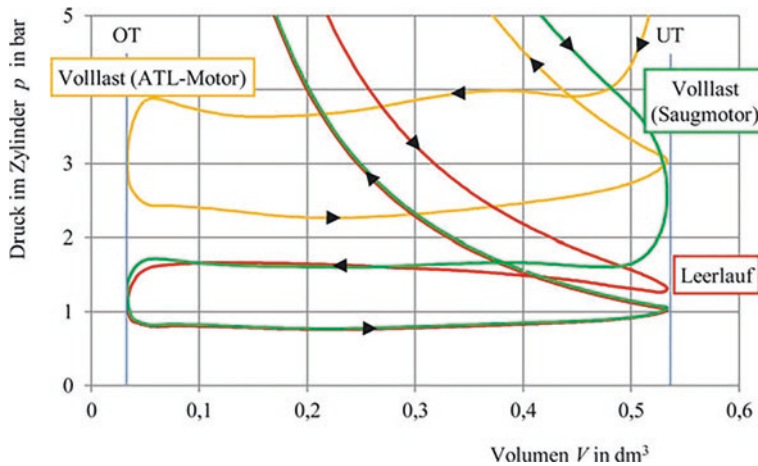
Wenn der Dieselmotor durch einen Abgasturbolader aufgeladen wird, dann strömt die Frischluft mit Überdruck in den Zylinder. Die Kompressionslinie des Turbomotors muss dann wesentlich höher liegen als die des Saugmotors, was man dem Diagramm gut entnehmen kann. Durch den hohen Ladedruck steigen der Druck am Ende der Kompressionsphase und auch der Maximaldruck deutlich an.

Abb. 4.14 zeigt die Ladungswechselschleifen. Man kann wieder die Welligkeit des Druckes während des Ladungswechsels erkennen. Diese wird wie beim Ottomotor durch Druckschwingungen im Saugrohr und im Abgaskanal verursacht. Weiterhin erkennt man, dass sowohl der Druck vor dem Zylinder als auch der Druck nach dem Zylinder im ATL-Betrieb deutlich angehoben werden.<sup>5</sup>

### Zusammenfassung

Insbesondere im Ladungswechselbereich sehen die realen  $p$ - $V$ -Diagramme deutlich anders aus, als sie üblicherweise in Büchern skizziert werden. Das hängt mit den Druckschwingungen im Ansaug- und Abgassystem zusammen. ◀

<sup>5</sup>Je nach Auslegung und Wirkungsgrad des Turboladers kann der Ladedruck sogar höher sein als der Druck nach dem Zylinder. Das führt dann zu einer sogenannten positiven Ladungswechselschleife, die nicht wie üblich im Gegenuhrzeigersinn, sondern in Uhrzeigerichtung umlaufen wird und damit die Gesamtleistung des Motors erhöht.



**Abb. 4.14**  $p$ - $V$ -Diagramm eines Dieselmotors (mit und ohne Turbolader) bei Volllast und Leerlauf (Ladungswechselschleifen)

#### 4.10 Wie ändert sich die Kompressionslinie im $p$ - $V$ -Diagramm, wenn man das Verdichtungsverhältnis, das Hubvolumen oder den Saugrohrdruck ändert?

##### Der Leser/die Leserin lernt

Kompressionslinie im  $p$ - $V$ -Diagramm. ◀

Im Abschn. 4.4 wurde gezeigt, dass man das Verdichtungsverhältnis eines Verbrennungsmotors so hoch wie möglich wählen sollte, um eine maximale Leistung zu erreichen. Beim Ottomotor legt die Klopff Gefahr das maximale Verdichtungsverhältnis fest. Beim Dieselmotor kann man es so lange erhöhen, bis der Maximaldruck im Zylinder eine durch die Bauteile festgelegte Grenze erreicht. Aufgeladene Motoren haben ein eher kleines Verdichtungsverhältnis, weil durch die Aufladung der Druck im Zylinder ohnehin schon höher ist.

Mit den im Abschn. 4.3 verwendeten Gleichungen kann die Kompressionslinie im  $p$ - $V$ -Diagramm berechnet werden. Es handelt sich dabei im idealen Fall um eine Isentrope:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa.$$

Im realen Fall verwendet man gerne die gleiche physikalische Beziehung, ersetzt den Isentropenexponenten  $\kappa$  aber durch den sogenannten Polytropenexponenten  $n$ . Dieser nimmt bei Verbrennungsmotoren in der Kompressionsphase Werte zwischen 1,32 und 1,36 (vergleiche Abschn. 4.27) an.

Damit lässt sich die Kompressionslinie zwischen dem UT (maximales Zylindervolumen) und dem OT (minimales Zylindervolumen) berechnen. Der Druck im unteren Totpunkt, also am Ende des Einströmens der Frischladung, ist ungefähr so hoch wie der Druck der Frischladung im Saugrohr selbst.

In den folgenden Bildern wird gezeigt, wie sich die Kompressionslinie ändert, wenn man das Verdichtungsverhältnis, das Hubvolumen oder den Ladedruck ändert. Ausgangspunkt ist ein typischer Pkw-Motor mit einem Zylinderhubvolumen von  $0,5 \text{ dm}^3$  und einem Verdichtungsverhältnis von 12. In der Saugmotorvariante entspricht der Zylinderdruck im unteren Totpunkt dem Umgebungsdruck von 1 bar. In der aufgeladenen Variante entspricht er dem Saugrohrdruck.

Aus der Definition des Verdichtungsverhältnisses

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_h}{V_c} + 1$$

kann man bei gegebenem Hubvolumen und Verdichtungsverhältnis das Kompressionsvolumen  $V_c$  berechnen:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}.$$

Die entsprechenden Berechnungen wurden in der zum Kapitel gehörenden Excel-Tabelle vorgenommen und sind in den folgenden Bildern dargestellt.

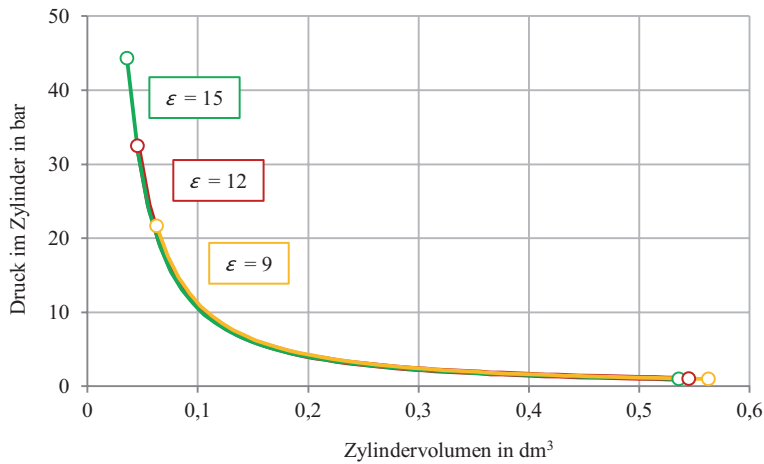
Abb. 4.15 zeigt den Einfluss eines geänderten Verdichtungsverhältnisses auf die Kompressionslinie. Man kann deutlich erkennen, dass sich durch das Verdichtungsverhältnis im Wesentlichen nur der Kompressionsenddruck ändert. Man kann das Druckniveau im Zylinder also auf einfache Weise durch ein reduziertes Verdichtungsverhältnis absenken.

Abb. 4.16 zeigt den Einfluss des Hubvolumens auf die Kompressionslinie. Der Kompressionsenddruck ändert sich nicht, weil dieser nur vom Saugrohrdruck und vom Verdichtungsverhältnis abhängt.

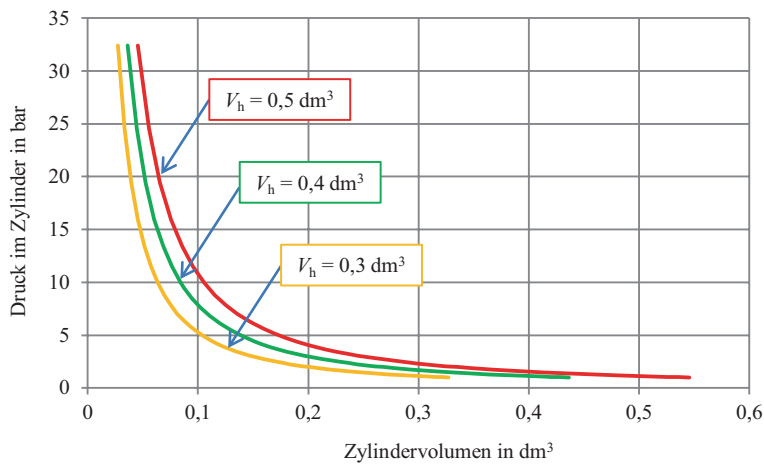
Abb. 4.17 zeigt den Einfluss des Saugrohrdruckes auf die Kompressionslinie. Man kann deutlich erkennen, dass eine Verdoppelung des Saugrohrdruckes (Ladedruckes) auch den Kompressionsenddruck verdoppelt. Aufgeladene Motoren muss man deswegen durch eine Reduzierung des Verdichtungsverhältnisses vor einer mechanischen Überlastung (Dieselmotor) bzw. vor dem Klopfen schützen.

### Zusammenfassung

Insbesondere durch eine Aufladung steigt der Druck am Ende der Kompressionsphase deutlich an. Er kann am besten durch eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses wieder reduziert werden. ◀



**Abb. 4.15** Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Kompressionslinie

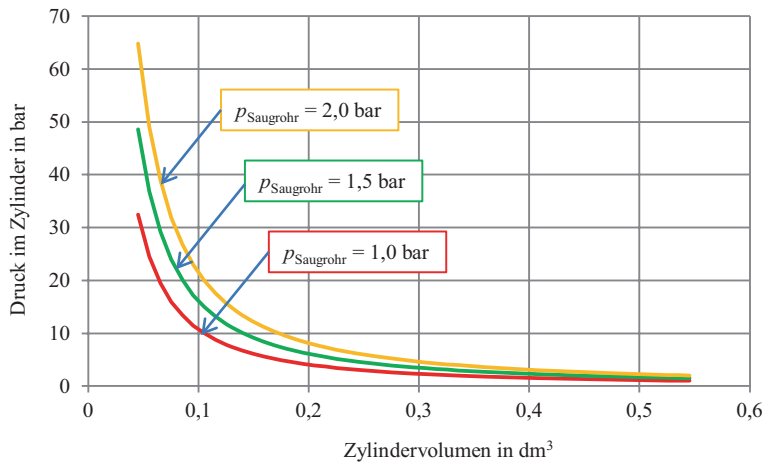


**Abb. 4.16** Einfluss des Hubvolumens auf die Kompressionslinie

#### 4.11 Wie kann man bei Ottomotoren auf die Drosselklappe verzichten?

##### Der Leser/die Leserin lernt

Problematik der Drosselklappe bei Ottomotoren im Teillastgebiet | Alternativen zur Drosselklappe. ◀



**Abb. 4.17** Einfluss des Saugrohrdruckes auf die Kompressionslinie

Im Abschn. 4.8 wurde erwähnt, dass konventionelle Ottomotoren im Allgemeinen stöchiometrisch betrieben werden. Das bedeutet, dass man im Teillastgebiet nicht viel Kraftstoff-Luft-Gemisch ansaugen darf, damit die Leistung nicht zu groß wird. Der Motor möchte aber ein Hubvolumen Gemisch ansaugen. Um trotzdem nicht viel Masse in den Zylindern zu haben, muss die Dichte der Zylinderladung abgesenkt werden. Das geschieht, indem der Druck vor dem Zylinder durch eine Drosselklappe abgesenkt wird. Dies führt dann aber dazu, dass beim Ansaugen der Druck im Zylinder sehr tief fallen muss, damit das Gemisch überhaupt angesaugt werden kann. Und das führt dann, wie im Abschn. 4.8 gezeigt wurde, zu einem großen Ladungswechselverlust und damit zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch.

Seit Langem wird deswegen versucht, den Ladungswechsel im Teillastgebiet eines Ottomotors zu optimieren. Dazu gibt es mehrere Methoden, die anhand einer Analogie-betrachtung erläutert werden sollen:

Der Besitzer eines neuen Geschäftes in einem Einkaufszentrum verspricht in der Werbung, dass jeder Kunde, der in der ersten Stunde nach der Eröffnung des Geschäftes zu ihm kommt, ein Geschenk erhält. Insgeheim hofft der Besitzer aber, dass nicht viel Kunden kommen, weil er Geschenke für nur 100 Personen hat. Er hat drei Möglichkeiten, um dafür zu sorgen, dass innerhalb von einer Stunde nur 100 Kunden das Geschäft betreten, obwohl in dieser Zeit eigentlich viel mehr kommen könnten. Die erste Methode ist, dass er die Eingangstür schließt, sobald 100 Kunden im Laden sind. Die zweite Methode ist, dass er die Eingangstür nur einen Spalt weit öffnet. Dann quetschen sich die Kunden so langsam in das Geschäft, dass innerhalb der ersten Stunde nur 100 hindurch kommen. Die dritte Methode ist, dass er in großer Entfernung zum Geschäft ein Drehkreuz aufbaut. Vor dem Drehkreuz stauen sich die Kunden, weil sie nur langsam das Drehkreuz passieren können. Danach können sie in aller Ruhe in das Geschäft gehen, weil von hinten ja nur noch Einzelne nachkommen können.

Diese drei Methoden werden auch bei Ottomotoren angewendet. Die erste Methode entspricht dem Einsatz von voll variablen Ventilsteuerzeiten, wie sie beispielsweise von BMW mit der Valvetronic oder von Fiat mit dem Multi-Air-System eingesetzt werden. Die zweite Methode entspricht dem Einsatz von variablen Ventilhuben, wie man sie ebenfalls bei der Valvetronic oder beim Valvelift-System von Audi (zumindest zweistufig) vorfindet. Die dritte Methode mit dem Strömungshindernis weit vor dem Zylinder ist die bekannte Drosselklappe.

Der Vorteil der zu beliebigen Zeitpunkten schließbaren Einlassventile ist, dass der Druck vor dem Zylinder nicht abgesenkt werden muss und damit die Ladungswechselschleife klein bleibt. Die vollvariablen Ventilhuben sind eigentlich nichts anderes als Drosselstellen, die sich in unmittelbarer Nähe des Zylinders befinden. Auch sie verursachen bei kleinem Hub hohe Ladungswechselverluste durch die Drosselung der angesaugten Ladung. Sie sind aber trotzdem besser als die Drosselklappe. Jede Drosselstelle erzeugt nämlich Turbulenzen, die die Strömung nach der Engstelle verwirbeln. Turbulenzen nach der Drosselklappe, also im Saugrohr, nutzen nicht besonders viel. Turbulenzen nach den Ventilen, also im Zylinder, sind sehr nützlich, weil Turbulenzen im Zylinder die Verbrennung deutlich verbessern und damit auf andere Weise den Gesamtwirkungsgrad des Motors verbessern.

Zusätzlich zu diesen drei Methoden der Dichteabsenkung im Teillastgebiet gibt es die Möglichkeit, den Ottomotor im Schichtladebetrieb, also mit Luftüberschuss zu betreiben (vergleiche Abschn. 2.4). Dadurch, dass der Zündkerze im Schichtladebetrieb vorgedauert wird, das Luftverhältnis wäre überall im Brennraum gleich eins, verkraftet die Verbrennung den Luftüberschuss und die angesaugte Ladungsmasse muss nicht künstlich gedrosselt werden.

---

### Zusammenfassung

Man kann durch die Verwendung von vollvariablen Ventilsystemen (variabler Ventilhub und variable Steuerzeiten) die Drosselklappe ersetzen. Weiterhin kann man bei direkt einspritzenden Ottomotoren mit Ladungsschichtung durch den Luftüberschuss auf die Drosselklappe verzichten. ◀

---

## 4.12 Wie groß sind die Reibungsverluste bei einem Verbrennungsmotor?

---

### Der Leser/die Leserin lernt

Näherungsgleichung zur Berechnung von Reibungsverlusten. ◀

Die Reibungsverluste eines Verbrennungsmotors können als Leistung, Arbeit, Moment oder Mitteldruck angegeben werden. Es ergibt sich beispielsweise aus der Differenz zwischen innerer Leistung und effektiver Leistung eine Reibungsverlustleistung



$$P_r = P_i - P_e.$$

Sie können aber auch indirekt als Wirkungsgrad angegeben werden. Der mechanische Wirkungsgrad ist definiert als

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_e}{P_e + P_r} = \frac{1}{1 + \frac{P_r}{P_e}} = \frac{M_e}{M_i} = \frac{W_e}{W_i} = \frac{p_e}{p_i}.$$

Reibungsverluste können nicht direkt gemessen werden, sondern müssen berechnet werden. Sie ergeben sich beispielsweise aus der effektiven Leistung (ermittelt aus Drehzahl und Drehmoment) und der inneren Leistung (ermittelt aus einer Zylinderdruck-indizierung). Diese Methode ist relativ ungenau, weil sich die kleine Reibleistung als Differenz zweier großer Zahlen ergibt (vergleiche Abschn. 4.25).

Wenn genaue Angaben nicht bekannt sind, dann kann man die Reibungsverluste eines betriebswarmen Motors nach folgenden Angaben abschätzen:

$$\eta_m = 0,85 \dots 0,90 \quad \text{bei Volllast.}$$

Ausgehend von diesem Punkt kann man näherungsweise davon ausgehen, dass die Reibungsverluste zu 1/3 von der Motorlast (effektiver Mitteldruck  $p_e$ ) und zu 2/3 von der Motordrehzahl ( $n$ ) stammen. Dann kann man linear interpolieren:

$$\frac{p_r}{p_r, \text{ Volllast}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{n}{n_{\text{Volllast}}} + \frac{1}{3} \cdot \frac{p_e}{p_e, \text{ Volllast}}.$$

Diese Gleichung ist natürlich recht ungenau, kann für grobe Abschätzungen aber durchaus verwendet werden.

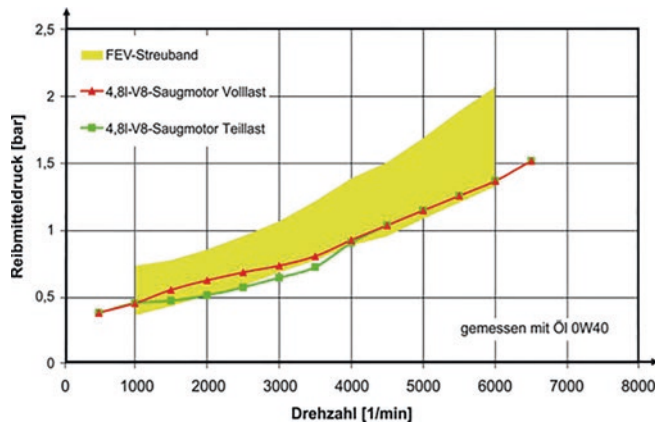
#### Zusammenfassung

Ein typischer Verbrennungsmotor hat bei Volllast einen mechanischen Wirkungsgrad von etwa 85 % bis 90 %. Das entspricht einem Reibmitteldruck von etwa 1,5 bar bis 3 bar. Im Teillastgebiet nimmt der Reibmitteldruck in Abhängigkeit von der Drehzahl und dem Mitteldruck ab. Nach dem Kaltstart sind die Reibungsverluste allerdings deutlich höher, weil kaltes Motorenöl eine sehr hohe Viskosität hat. ◀

## 4.13 Wie groß ist der Reibmitteldruck handelsüblicher Motoren?

#### Der Leser/die Leserin lernt

Reibmitteldruck handelsüblicher Motoren. ◀



**Abb. 4.18** Reibmitteldruck aktueller Ottomotoren [20]

Wenn man die Reibung eines Motors beurteilen möchte, dann ist es sinnvoll, ihn mit anderen zu vergleichen. Dazu werden in der Fachliteratur gerne Streubänder verwendet. Unabhängige Firmen testen eine große Zahl von Motoren und veröffentlichen die Messergebnisse in Form von sogenannten Streubändern. Abb. 4.18 zeigt die Reibmitteldrücke aktueller Ottomotoren in Abhängigkeit von der Motordrehzahl. Eingetragen ist in der Veröffentlichung der Reibmitteldruck zweier Porsche-Motoren. Man erkennt gut, dass sie am unteren Rand des Streubandes liegen und damit besonders gut sind. Es ist logisch, dass in Veröffentlichungen und Vorträgen Firmen immer dann ihre Motoren im Streuband zeigen, wenn sie dabei besonders gut abschneiden. Daraus kann man umgekehrt manchmal schließen, dass die Motoren bezüglich der Kenngrößen nicht so gut sind, die nicht genannt werden ...

#### Zusammenfassung

Die Reibmitteldrücke handelsüblicher Motoren kann man näherungsweise sogenannten Streubändern entnehmen. Die so geschätzten Werte sind relativ genau, weil alle Motorenhersteller mit ähnlichen Methoden arbeiten und deswegen keine großen Unterschiede zu erwarten sind. ◀

### 4.14 Wie groß ist der Wirkungsgrad eines Motors bei Leerlauf?

#### Der Leser/die Leserin lernt

Abschätzung des inneren Wirkungsgrades eines Verbrennungsmotors im Leerlauf. ◀

Der effektive Wirkungsgrad  $\eta_e$  eines Verbrennungsmotors ist im Leerlauf natürlich null. Denn gemäß der Definition

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_B} = \frac{P_e}{\dot{m}_B \cdot H_U}$$

muss  $\eta_e$  gleich null sein, weil der Motor im Leerlauf keine effektive Leistung abgibt. Der Motor muss aber so viel Kraftstoff verbrennen, dass die Reibungs- und die Ladungswechselerluste kompensiert werden. Der Reibmitteldruck beträgt gemäß Abschn. 4.13 (Abb. 4.18) etwa 0,5 bar. Die Ladungswechselerluste eines Ottomotors kann man im  $p$ - $V$ -Diagramm im Abschn. 4.9 (Abb. 4.12) zu etwa 0,4 bar abschätzen. Der Kraftstoffverbrauch von Pkw beträgt im Leerlauf, wie in den Abschn. 6.3 und 6.4 noch gezeigt wird, etwa 0,5 l/h oder 0,4 kg/h. Mit diesen Zahlenwerten kann folgende Verlustanalyse (vergl. Abschn. 4.7) durchgeführt werden. Dabei wird von einem 1,4-l-Ottomotor mit einer Leerlaufdrehzahl von 800/min ausgegangen.

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_B \cdot H_U = 4,67 \text{ kW}$$

$$P_r = i \cdot n \cdot p_r \cdot V_H = 0,47 \text{ kW}$$

$$P_{LDW} = i \cdot n \cdot p_{LDW} \cdot V_H = 0,37 \text{ kW}$$

Gemäß den Bezeichnungen in Abschn. 4.7 entspricht die Reibleistung der inneren Leistung. Die Leistung des Hochdruckprozesses entspricht der Summe von Reibleistung und Ladungswechselerlustleistung:

$$P_{i,HD} = P_r + P_{LDW} = 0,84 \text{ kW}.$$

Die Verlustkette sieht dann so aus: Es wird Kraftstoff verbrannt, der eine Heizleistung von 4,67 kW in sich trägt. Davon könnte man gemäß den Idealprozessen (vergl. Abschn. 4.2) ca. 60 % bis 70 % nutzen. In Wirklichkeit nutzt der Motor davon nur 18 %. Das ist dann eine innere Leistung der Hochdruckschleife im  $p$ - $V$ -Diagramm von 0,84 kW. Knapp die Hälfte dieser Leistung (0,37 kW) wird für den Ladungswechsel benötigt. Daraus resultiert dann eine innere Leistung von 0,47 kW, die für die Überwindung der Reibungsverluste benötigt wird. Der innere Wirkungsgrad beträgt 10 %.

### Zusammenfassung

Im Leerlauf eines Verbrennungsmotors ist der effektive Wirkungsgrad gleich null. Der innere Wirkungsgrad liegt in der Größenordnung von 10 %. Der innere Wirkungsgrad des Hochdruckprozesses liegt in der Größenordnung von 20 %. ◀

#### 4.15 Wie stark geht bei einem 4-Zylinder-Ottomotor die abgegebene Motorleistung zurück, wenn in einem Zylinder die Zündung<sup>6</sup> ausfällt?

##### Der Leser/die Leserin lernt

Auswirkung des Ausfalls der Verbrennung in einem Zylinder auf die Motorleistung. ◀

Eine erste Antwort auf die oben gestellt Frage ist: Wenn nur noch drei von vier Zylindern arbeiten, dann wird die Motorleistung auch nur noch  $\frac{3}{4}$  der vorherigen Leistung betragen. Diese Antwort kann aber noch verfeinert werden: Wenn ein Zylinder von vier Zylindern ausfällt, dann liefern nur noch drei Zylinder innere Arbeit, vier Zylinder tragen aber zu Reibungs- und Ladungswechselverlusten bei. Das soll an folgendem Beispiel berechnet werden:

Ein 4-Zylinder-Ottomotor liefere eine effektive Leistung von  $P_e = 100 \text{ kW}$ .

Der mechanische Wirkungsgrad wird geschätzt zu  $\eta_m = 85 \%$ .

Dann ergibt sich eine innere Zylinderleistung von 29,4 kW und eine Reibleistung von 4,4 kW.

Im Fall von drei arbeitenden Zylindern ergibt sich eine effektive Leistung von  $3 \cdot 29,4 \text{ kW} - 4 \cdot 4,4 \text{ kW} = 70,6 \text{ kW}$ , was einer Leistungsreduzierung von fast 30 % entspricht.

Damit sind die Reibungsverluste berücksichtigt. Der vierte Zylinder hat aber noch einen Ladungswechsel und damit Ladungswechselverluste, die die gesamte Motorleistung weiter reduzieren.

##### Zusammenfassung

Wenn bei einem 4-Zylinder-Verbrennungsmotor die Verbrennung in einem Zylinder ausfällt, so nimmt die effektive Motorleistung um mehr als 25 % ab, weil nur drei der vier Zylinder arbeiten, alle vier aber zu den Reibungs- und Ladungswechselverlusten beitragen. Zudem wird die Laufunruhe deutlich zunehmen. ◀

---

<sup>6</sup>Wenn bei einem Ottomotor die Zündung ausfällt, dann gelangt unverbrannter Kraftstoff in das Auspuffsystem, was dazu führen kann, dass der 3-Wege-Katalysator nicht mehr richtig funktioniert. Deswegen wird bei modernen Motoren der Ausfall einer Zündkerze im Rahmen der On-Board-Diagnose überwacht und beispielsweise aus der Ungleichförmigkeit der Kurbelwellendrehgeschwindigkeit erkannt. Wenn eine Zündkerze ausfällt, wird die zu diesem Zylinder gehörende Kraftstoffeinspritzung gestoppt und der Fahrer durch die dadurch entstehende Leistungsreduzierung veranlasst, eine Servicewerkstatt aufzusuchen. Dies ist auch notwendig, weil durch den Ausfall der Einspritzung das Luftverhältnis im Katalysator nicht mehr stöchiometrisch ist.

# **4.16 Kann man die Kenngrößen von Motoren aus den Testberichten in Zeitschriften berechnen oder abschätzen?**

## **Der Leser/die Leserin lernt**

Analyse der Daten von aktuellen Pkw aus Testberichten. ◀

Die Testberichte der Fachzeitschriften sind eine sehr gute Quelle für Motorinformationen. Üblicherweise werden die Motorgeometrie (Hub, Bohrung, Verdichtungsverhältnis) sowie die maximale Leistung bei Nenndrehzahl und das maximale Drehmoment bei einer mittleren Drehzahl angegeben. Mit den in den Abschn. 3.4, 3.12 und 5.1 hergeleiteten Gleichungen lassen sich die mittlere Kolbengeschwindigkeit  $v_m$  und die effektiven Mitteldrücke in den charakteristischen Kennfeldpunkten berechnen.

Die Tab. 4.2 zeigt die entsprechenden Ergebnisse für aktuelle Motoren, die in den letzten zehn Jahren in der Zeitschrift „Auto, Motor und Sport“ gefunden wurden. Dargestellt werden die Daten von Ottomotoren (Saugmotoren und aufgeladene Motoren mit Saugrohrein-spritzung und Direkteinspritzung) sowie von aufgeladenen Dieselmotoren.

**Tab. 4.2** Typische Daten von aktuellen Pkw-Motoren

		Saug-Otto- motoren mit Saugrohrein- spritzung	Saug-Otto- motoren mit Direktein- spritzung	aufgeladene Ottomotoren mit Saug- rohrein- spritzung	aufgeladene Ottomotoren mit Direkt- einspritzung	aufgeladene Diesel- motoren
$s$	mm	83,4	84,4	84,5	86,2	91,2
$D$	mm	87,4	92,8	80,6	83,4	81,9
$z$		6,4	7,6	5,4	5,8	4,7
$V_h$	dm <sup>3</sup>	512	568	435	474	483
$V_H$	dm <sup>3</sup>	3489	4247	2442	2851	2278
$s/D$		0,97	0,9	1,06	1,04	1,11
$\varepsilon$		11,0	12,4	9,5	10,0	16,6
$P_{e,max}$	kW	227	320	192	258	142
$n_{max}$	1/min	6585	7375	5343	5704	3951
$M_{max}$	Nm	355	458	369	474	418
$n$	1/min	4286	4711	1883	1933	1757
$v_m$	m/s	18,3	20,7	15,1	16,4	11,9
$p_{Lade,\dot{U}}$	bar			1,01	1,12	1,55
$p_e$ bei $P_{e,max}$	bar	10,9	12,1	17,4	18,6	18,6
$p_e$ bei $M_{max}$	bar	12,4	13,5	18,8	20,8	22,8

Die Zahlenwerte wurden ermittelt, indem Mittelwerte über alle Fahrzeuge gebildet wurden. Dabei wurde aber nicht berücksichtigt, wie häufig diese Fahrzeuge gekauft werden. Insofern sind leistungsstarke, aber selten gekaufte Motoren eher überrepräsentiert.

Man kann erkennen, dass die typischen Zylinderabmessungen zu Bohrungen von etwa 85 mm bei Ottomotoren und etwa 90 mm bei Dieselmotoren führen. Das Hub-Bohrung-Verhältnis liegt bei Ottomotoren bei eins und bei Dieselmotoren im leicht langhubigen Bereich ( $s/D = 1,1$ ). Die durchschnittlichen Zylinder-Hubvolumina liegen bei allen Motoren zwischen  $450 \text{ cm}^3$  und gut  $500 \text{ cm}^3$ .

Besonders interessant ist das Verdichtungsverhältnis. Es nimmt bei aufgeladenen Ottomotoren Werte von weniger als 10 an. Damit reduziert man beim aufgeladenen Ottomotor die Klopfgefahr. Bei direkt einspritzenden Saug-Ottomotoren ist das Verdichtungsverhältnis mit Werten von über 12 recht hoch. Die Direkteinspritzung des Kraftstoffes und die damit verbundene Verdampfung im Zylinder kühlt die Füllung und reduziert damit die Klopfgefahr, was wiederum höhere  $\varepsilon$ -Werte erlaubt.

Man kann erkennen, dass die mittlere Kolbengeschwindigkeit bei Ottomotoren im Allgemeinen Werte zwischen 15 m/s und 20 m/s annimmt. Bei Dieselmotoren liegt sie in der Größenordnung von 12 m/s.

Die Zylinderleistungen selbst sind kaum aussagekräftig, weil, wie in Abschn. 3.4 gezeigt wurde, die Leistung von der Drehzahl, dem Hubvolumen und der Kenngröße Mitteldruck abhängt. Der effektive Mitteldruck ist aber sehr aussagekräftig. Der Tabelle kann man entnehmen, dass der maximale effektive Mitteldruck eines Saug-Ottomotors dort, wo das maximale Moment liegt, 12,4 bar (Saugrohreinspritzung) bzw. 13,5 bar (Direkteinspritzung) beträgt. Aufgeladene Pkw-Motoren erreichen Werte von etwa 20 bar. Bei Nennleistung liegen die maximale Momente und damit die maximale Mitteldrücke niedriger: 10,9 bar bzw. 12,1 bar bei Saug-Ottomotoren.

Ottomotoren erreichen maximale Drehzahlen von über 6000/min, Dieselmotoren von etwa 4000/min. Autofahrer wünschen sich, dass das maximale Drehmoment schon bei kleinen Drehzahlen auftritt, damit man schaltfaul fahren und schon aus niedrigen Drehzahlen heraus gut beschleunigen kann. In der Tabelle sieht man, dass dieser Wunsch besonders gut mit aufgeladenen Motoren erfüllt werden kann. Diese erreichen ihr maximales Drehmoment schon bei Drehzahlen von weniger als 2000/min, während dieser Punkt bei Saug-Ottomotoren im Durchschnitt bei etwa 4000/min liegt.

Die bisherigen Aussagen basieren auf Mittelwerten und gelten für den durchschnittlichen Motor. Wenn man sich einzelne Motoren in der zum Kapitel gehörenden Excel-Tabelle anschaut, dann kann man Folgendes erkennen:

### Saugmotoren

Die sehr sportlichen Fahrzeuge mit Maximaldrehzahlen von etwa 8000/min erreichen mittlere Kolbengeschwindigkeiten, die über 20 m/s liegen (Audi RS5: 25,5 m/s). Die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist ein wichtiges Auslegungskriterium, mit dem man die Lebenserwartung eines Verbrennungsmotors festlegt. Deswegen muss man auch bei den

sportlichen Motoren darauf achten, dass der Erfahrungswert von 20 m/s nicht deutlich überschritten wird.

Die beiden 2-Ventil-Motoren im Dacia Sandere 1,4 MPI und im Fiat Grande Punto 1,4 8 V erreichen Mitteldrücke im Nennleistungspunkt von nur etwas über 8 bar. Das sind deutlich kleinere Werte als die sonst üblichen.

Die Porsche-Motoren im 911 GT3 und im 911 Carrera erreichen außergewöhnlich hohe Mitteldrücke im Nennleistungspunkt (ca. 13,5 bar). Das ist umso erstaunlicher, als der GT3 bei seinen hohen Drehzahlen ohnehin größere Ladungswechsel- und Reibungsverluste haben müsste. Es wäre interessant, diese Motoren genauer zu untersuchen. Die Testberichte liefern hierfür aber nicht genügend viele technischen Informationen.

Interessant ist auch das Verhältnis von maximalem effektivem Mitteldruck bei mittlerer Drehzahl und bei Nenndrehzahl: Die Werte liegen zwischen 1,0 und 1,28. Die beiden oben genannten Motoren mit den höchsten effektiven Mitteldruck bei Nenndrehzahl (Porsche 911) haben bei mittlerer Drehzahl einen kaum höheren Mitteldruck. Das spricht für eine starke Hochdrehzahlauslegung mit entsprechend optimierten kurzen Saugrohren. Besonders auffallend ist der BMW Z4 M Roadster mit hoher Drehzahl und hohen Mitteldrücken sowohl bei Nenndrehzahl als auch bei mittlerer Drehzahl.

### Aufgeladene Motoren

Bei aufgeladenen Otto- und Dieselmotoren kann man erkennen, dass die effektiven Mitteldrücke bei Nennleistung und bei maximalem Mitteldruck im Kennfeld zwischen 12 bar und 23 bar liegen. Die Größenordnung hängt davon ab, wie hoch der Ladedruck ist und wie tief die verdichtete und dadurch erwärmte Luft im Ladeluftkühler wieder abgekühlt wird. Angaben zu den Ladelufttemperaturen sind nicht bekannt, man kann im Bestfall aber von 40 °C ausgehen. Die maximalen Ladeüberdrücke werden in Testberichten häufig angegeben.<sup>7</sup> Es wird aber nicht angegeben, wo im Kennfeld diese Drücke erreicht werden. Da moderne Aufladesysteme Einrichtungen zur Begrenzung des Ladedruckes haben, kann man in erster Näherung davon ausgehen, dass der maximale Ladedruck sowohl bei Nennleistung als auch im Punkt des maximalen Drehmomentes erreicht wird.

Besonders auffällig sind die Motoren im Audi TT, die außergewöhnlich hohe Mitteldrücke von deutlich über 20 bar erreichen. Der BMW M550d mit seinen drei Turboladern schafft einen effektiven Mitteldruck von 31,1 bar im Punkt des höchsten

---

<sup>7</sup>Bei Angaben zu Drücken, seien dies beispielsweise Ladedrücke, Öldrücke oder Reifenluftdrücke, muss man immer klären, ob der Absolutdruck oder der Überdruck gegenüber dem Atmosphärendruck gemeint ist. Früher hängte man diese Information an die Einheit an (z. B. atü), was aber erfreulicherweise seit 1972 durch die SI-Normen verboten ist. Die Norm schreibt vor, dass man diese Information durch die physikalische Größe angibt. Es wäre gut, wenn die Autoren einfach von absolutem Ladedruck oder Ladeüberdruck sprechen würden.

**Tab. 4.3** Berechnung des effektiven Mitteldruckes eines Saug-Ottomotors mit verschiedenen Eingabewerten

Variante	$\eta_e$	$\lambda_a$	$p_{\text{Saug}}/\text{bar}$	$T_{\text{Saug}}/^\circ\text{C}$	$\lambda$	$p_e/\text{bar}$
Durchschnittlicher Saug-Ottomotor mit Saugrohrreinspritzung im Drehmomentoptimum ( $p_e = 12,4 \text{ bar}$ )						
1	0,36	1,00	1,0	20	1,0	11,6
2	0,36	1,07	1,0	20	1,0	12,4
Durchschnittlicher Saug-Ottomotor mit Saugrohrreinspritzung im Nennleistungspunkt ( $p_e = 10,9 \text{ bar}$ )						
3	0,30	1,13	1,0	20	1,0	10,9
4	0,31	1,09	1,0	20	1,0	10,9
5	0,32	1,06	1,0	20	1,0	10,9
Durchschnittlicher Saug-Ottomotor mit Direkteinspritzung im Drehmomentoptimum ( $p_e = 13,3 \text{ bar}$ )						
5	0,36	1,07	1,0	20	1,0	13,3
Durchschnittlicher Saug-Ottomotor mit Direkteinspritzung im Nennleistungspunkt ( $p_e = 11,6 \text{ bar}$ )						
6	0,31	1,09	1,0	20	1,0	11,6

Drehmomentes auf der Vollastkurve. Dafür benötigt er dann aber einen Ladeüberdruck von 3,0 bar: ein für Pkw-Motoren sehr hoher Wert.

### Thermodynamische Bewertung

Im Abschn. 3.8 wurden die Gleichungen zur Berechnung des Mitteldruckes hergeleitet. Diese Gleichungen benötigen als Eingabegrößen den effektiven Wirkungsgrad des Motors ( $\eta_e$ ), den Luftaufwand ( $\lambda_a$ ), Druck und Temperatur im Saugrohr sowie das Luftverhältnis  $\lambda$ . Hinzu kommen die Kraftstoffkenngrößen Heizwert ( $H_U$ ) und Mindestluftmenge ( $L_{\min}$ ). Wenn man diese Eingabegrößen sinnvoll schätzt, dann sollten sich die typischen Mitteldruckwerte, wie sie in der Tab. 4.2 aufgelistet sind, ergeben. Beispielsweise ergibt sich für einen idealen Ottomotor ( $\eta_e = 0,36$ ,  $\lambda_a = 1$ ,  $\lambda = 1$ ,  $p_{\text{Saug}} = 1 \text{ bar}$ ,  $T_{\text{Saug}} = 20^\circ\text{C}$ ) ein effektiver Mitteldruck von 11,6 bar (vergleiche Variante 1 in Tab. 4.3). Der durchschnittliche Saug-Ottomotor mit Saugrohrreinspritzung hat aber beim größten Drehmoment einen  $p_e$ -Wert von 12,5 bar. Wenn man mit den Eingabegrößen „spielt“, dann erhält man den Wunschladdruck beispielsweise mit einem  $\lambda_a$ -Wert von 1,07.<sup>8</sup>

<sup>8</sup>Ottomotoren werden heute immer noch im Vollastbereich angefettet, um den Motor durch den überschüssigen Kraftstoff, der zwar verdampft, aber kaum zur Verbrennung beiträgt, zu kühlen. Dieser Effekt kann in den überschlägigen Berechnungen nicht berücksichtigt werden, da Angaben zum Anfetten nie veröffentlicht werden. Beim Anfetten beseitigt der 3-Wege-Katalysator die CO- und HC-Emissionen nicht mehr, was man aber nicht in der Öffentlichkeit diskutiert haben möchte ...



An diesen Zahlenspielen kann man erkennen, dass aktuelle Ottomotoren mit Luftaufwandszahlenwerten arbeiten, die besser sind als 100 %. Das ist physikalisch deswegen möglich, weil in die Berechnung von  $\lambda_a$  der mittlere Druck im Saugrohr eingeht, nicht aber die Druckschwingungen (vergleiche Abschn. 3.9). Wenn man die Schwingungsdynamik im Saugrohr optimal auslegt, dann kann man in gewissen Drehzahlbereichen den Ladungswechsel deutlich verbessern und  $\lambda_a$ -Werte von über 100 % erreichen. Die Methoden hierfür sind variable Saugrohrlängen, Klappen im Saugsystem, variable Ventilhube und variable Ventilsteuerzeiten.

Wie sieht das im Nennleistungspunkt aus? Hier muss man von einem effektiven Wirkungsgrad von etwa 30 % ausgehen. Die Varianten 3 bis 5 in Tab. 4.3 zeigen das Ergebnis. Man sieht deutlich, dass man noch größere  $\lambda_a$ -Werte oder einen besseren effektiven Wirkungsgrad benötigt, um den gewünschten Mitteldruck von 10,9 bar zu erreichen.

Bei direkt einspritzenden Ottomotoren ergibt sich der größere Mitteldruck quasi „automatisch“. Dadurch, dass der Zylinder nur reine Luft ansaugt, wird die entsprechende Gleichung aus Abschn. 3.8 verwendet. Diese führt dann zu den größeren Mitteldrücken, ohne dass an den Wirkungsgraden etwas geändert werden müsste.

Wenn man die aufgeladenen Dieselmotoren nachrechnen möchte, dann muss man das Luftverhältnis und die Temperatur im Saugrohr abschätzen. Der Ladedruck (Druck im Saugrohr) wird häufig in den Testberichten angegeben. Für das Luftverhältnis kann man einen Wert von 1,3 oder 1,4 annehmen. Bei kleineren  $\lambda$ -Werten würde der Dieselmotor zu sehr rußen. Die Ladelufttemperatur kann im besten Fall mit 40 °C bis 50 °C geschätzt werden. Dieselmotoren haben im Bestpunkt einen effektiven Wirkungsgrad von etwa 42 %, im Nennleistungspunkt einen Wert von ca. 36 %.

Der Tab. 4.4 kann man entnehmen, dass man keine besonders guten effektiven Wirkungsgrade oder Luftaufwandszahlen annehmen muss, um den Mitteldruck zu

**Tab. 4.4** Berechnung des effektiven Mitteldruckes von aufgeladenen Motoren mit Direkteinspritzung mit verschiedenen Eingabewerten

Variante	$\eta_e$	$\lambda_a$	$p_{\text{Saug}}/\text{bar}$	$T_{\text{Saug}}/^\circ\text{C}$	$\lambda$	$p_e/\text{bar}$
Durchschnittlicher aufgeladener Dieselmotor im Drehmomentoptimum ( $p_e = 20,9 \text{ bar}$ )						
1	0,42	1,00	2,37	50	1,4	22,5
2	0,42	0,93	2,37	50	1,4	20,9
Durchschnittlicher aufgeladener Dieselmotor im Nennleistungspunkt ( $p_e = 16,8 \text{ bar}$ )						
3	0,35	0,89	2,37	50	1,4	16,8
Durchschnittlicher aufgeladener Ottomotor mit Direkteinspritzung im Drehmomentoptimum ( $p_e = 19,4 \text{ bar}$ )						
4	0,35	0,90	1,96	50	1,0	19,4
Durchschnittlicher aufgeladener Ottomotor mit Direkteinspritzung im Nennleistungspunkt ( $p_e = 17,3 \text{ bar}$ )						
5	0,31	0,91	1,96	50	1,0	17,3

**Tab. 4.5** Notwendiges Produkt aus effektivem Wirkungsgrad und Luftaufwand ( $\eta_e \cdot \lambda_a$ ), um die in Testberichten angegebenen Leistungen und Drehmomente erreichen zu können

		Saug-Otto- motoren mit Saugrohrrein- spritzung	Saug-Otto- motoren mit Direktein- spritzung	aufgeladene Ottomotoren mit Saugrohr- einspritzung	aufgeladene Ottomotoren mit Direkt- einspritzung	aufgeladene Diesel- motoren
$p_e$ bei $M_{\max}$	bar	12,5	13,4	18,6	19,6	22,3
$\eta_e \cdot \lambda_a$		0,39	0,39	0,33	0,32	0,42
$p_e$ bei $P_{e,\max}$	bar	10,9	11,8	17,2	17,3	18,0
$\eta_e \cdot \lambda_a$		0,34	0,34	0,31	0,29	0,34

erreichen. Dieselmotoren können auch nicht so wie Saug-Ottomotoren mit variablen Saugsystemen ausgestattet werden, weil die Anordnung von Turbolader und Ladeluftkühler die konstruktiven Möglichkeiten einschränkt. Gleiches gilt für den aufgeladenen Ottomotor, der in den Varianten 4 und 5 in Tab. 4.4 nachgerechnet wird.

Die Tab. 4.5 in der zu diesem Kapitel gehörenden Excel-Datei zeigt die Ergebnisse für alle untersuchten Otto- und Dieselmotoren. Die Unsicherheit im effektiven Wirkungsgrad  $\eta_e$  und im Luftaufwand  $\lambda_a$  wird berücksichtigt, indem ausgerechnet wird, wie groß das Produkt  $\eta_e \cdot \lambda_a$  sein muss, um die Prospektangaben für die Motorleistung bzw. den Mitteldruck nachrechnen zu können. Man kann folgende Mittelwerte erkennen (Tab. 4.5).

**Zusammenfassung**

Aus den Testberichten kann man oft mehr Informationen über die Verbrennungsmotoren gewinnen, als die Hersteller üblicherweise angeben. ◀

**4.17 Nach welchen Kriterien kann man Verbrennungsmotoren auslegen?**

**Der Leser/die Leserin lernt**

einfache Auslegung von Verbrennungsmotoren. ◀

Im Folgenden soll ein Pkw-Motor mit einer effektiven Leistung von 100 kW als Otto- und als Dieselmotor, sowohl in der Saugvariante als auch in der aufgeladenen Variante, ausgelegt werden. Die folgende Tab. 4.6 zeigt eine mögliche Vorgehensweise:

Zunächst werden die Zustände im Saugrohr der Motoren festgelegt. Dabei handelt es sich um die Umgebungsbedingungen bzw. um die Bedingungen einer abgeschätzten Aufladung. Diese kann natürlich durch eine Aufladungsauslegung (vergleiche Kap. 8) besser festgelegt werden. Der Dieselmotor hat einen höheren Ladedruck, weil er

**Tab. 4.6** Auslegung von Motoren

		Pkw-Otto (Saug)	Pkw-DI-Otto (aufgel.)	Pkw-Diesel (Saug)	Pkw-Diesel (ATL)	Einheit
Umgebungsvariablen						
Saugrohr- druck	$p$	1	1,8	1	2,5	bar
Saugrohr- temperatur	$T$	300	330	300	350	K
Stoffwerte						
Heizwert	$H_U$	42.000	42.000	42.800	42.800	kJ/kg
Mindestluft- menge	$L_{\min}$	14,5	14,5	14,6	14,6	
Gaskonstante	$R$	287	287	287	287	J/kg/K
Kenngrößen						
spez. effektiver Kraftstoffver- brauch	$b_e$	290	290	240	240	g/(kWh)
Luftaufwand	$\lambda_a$	1,05	0,9	0,95	0,9	
Luftverhält- nis	$\lambda$	1,0	1,0	1,4	1,4	
Hub- Bohrung-Ver- hältnis	$s/D$	1,0	1,0	1,1	1,1	
Zielgröße						
effektive Leistung	$P_e$	100	100	100	100	kW
Variationsgrößen						
mittlere Kolben- geschwindig- keit	$v_m$	18	18	12	12	m/s
Zylinderzahl	$z$	4	3	8	4	
Rechenergebnisse						
effektiver Wirkungs- grad	$\eta_e$	0,296	0,296	0,350	0,350	
effektiver Mitteldruck	$p_e$	9,77	14,64	8,10	16,44	bar
Kolben- flächen- leistung	$P_e/A_{K,ges}$	0,440	0,659	0,243	0,493	kW/cm <sup>2</sup>

(Fortsetzung)

**Tab.4.6** (Fortsetzung)

		Pkw-Otto (Saug)	Pkw-DI-Otto (aufgel.)	Pkw-Diesel (Saug)	Pkw-Diesel (ATL)	Einheit
Kolbenfläche	$A_K$	56,9	50,6	51,5	50,7	cm <sup>2</sup>
Bohrung	$D$	85,10	80,25	80,94	80,34	mm
Hub	$s$	85,10	80,25	89,04	88,38	mm
Motorhub- volumen	$V_H$	1,94	1,22	3,67	1,79	dm <sup>3</sup>
Drehzahl	$n$	6345	6729	4043	4073	1/min

besser aufgeladen werden kann als ein Ottomotor (Klopfgefahr beim Ottomotor). Der Pkw-ATL-Dieselmotor hat aber eine höhere Ladelufttemperatur, weil angenommen wird, dass die durch die starke Aufladung erwärmte Luft nicht genügend abgekühlt werden kann.

Die folgenden Zeilen geben die konstanten Stoffwerte an. Danach werden die Kenngrößen vorgegeben. Man wählt hierfür die Werte, die sich bei Motoren dieser Art bewährt haben und die dem Stand der Technik entsprechen.

Die Variationsgrößen sind Daten, die innerhalb gewisser Grenzen gewählt werden können.

Mit diesen Eingabedaten ergeben sich dann mit den Gleichungen aus den letzten Kapiteln die Rechenergebnisse. Von besonderem Interesse ist dabei die Drehzahl. Diese darf nicht zu hoch und nicht zu klein sein. Beeinflusst wird sie mit den gewählten Werten für die Zylinderzahl und für die mittlere Kolbengeschwindigkeit. Weiterhin interessant sind die Motorabmessungen. Bei Pkw-Motoren haben sich Zylinderhubvolumina von etwa 0,5 Liter durchgesetzt. Mit Excel variiert man so lange die relativ frei wählbaren Größen, bis man Ergebnisse erhält, die den Erfahrungswerten entsprechen. Das wird im Folgenden gezeigt.

Beim Saug-Ottomotor kommt man mit einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 18 m/s und 4 Zylindern auf ein Motorhubvolumen von 1,94 Liter und eine Drehzahl von gut 6300/min. Das sind typische Werte für heutige Pkw-Motoren.

Der aufgeladene DI-Ottomotor ist schwieriger auszulegen. Mit einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von ebenfalls 18 m/s kann man einen 2-Zylinder-Motor mit zu großen Zylinderabmessungen (Hub und Bohrung von fast 100 mm) oder einen 3-Zylinder-Motor mit einer zu großen Drehzahl (über 6700/min) auslegen. Beide Varianten passen nicht so recht zu den heutigen Motorgrößen. Optimal wäre eine Zahl von 2,5 Zylindern. Aber das geht konstruktiv natürlich nicht. Wenn man eine mittlere Kolbengeschwindigkeit von 20 m/s zulässt, wird es auch nicht besser. Letztlich ist der absolute Ladedruck mit 1,8 bar für einen derartigen Motor zu hoch gewählt. Wenn man einen absoluten Ladedruck von 1,5 bar anstrebt, dann erhält man einen 3-Zylinder-Motor

mit einer Bohrung von knapp 88 mm, einem Motorhubvolumen von 1,6 Liter und einer Drehzahl von gut 6100/min.

Der Saug-Dieselmotor wird mit 8 Zylindern und einem Hubvolumen von 3,67 Liter sehr groß. Etwas anderes war aber auch nicht zu erwarten. Letztlich haben Saug-Dieselmotoren eine so geringe Leistung, dass sie heute nicht mehr gebaut werden.

Beim ATL-Dieselmotor passt alles recht gut zusammen. Es ergibt sich ein 1,8-l-Motor mit einer maximalen Drehzahl von knapp 4100/min.

An diesen Beispielen kann man erkennen, dass man zur Grobauslegung eines Motors mit den Eingabedaten „spielen“ muss, um zu vernünftigen Ergebnissen zu kommen. Wenn die Ausgangsdaten, wie beim aufgeladenen DI-Ottomotor, nicht so recht zur gewünschten Motorleistung passen, dann lässt sich auch keine Auslegung finden.

### Zusammenfassung

Verbrennungsmotoren legt man aus, indem man einige Kenngrößen sinnvoll schätzt und dann kontrolliert, ob sich vernünftige Werte für die erforderliche Drehzahl und die Motorabmessungen ergeben. ◀

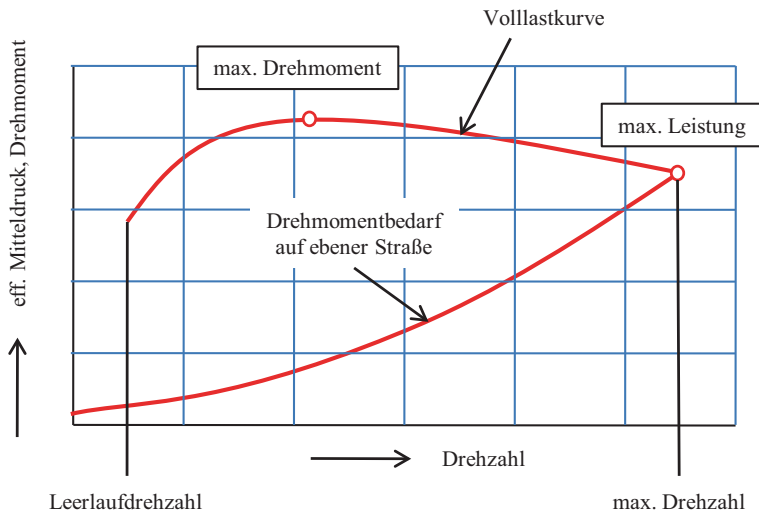
## 4.18 Welche Bedeutung haben die Kennfelder von Verbrennungsmotoren?

### Der Leser/die Leserin lernt

Bedeutung der Verbrauchskennfelder von Verbrennungsmotoren. ◀

Die zwei wichtigsten Angaben zur Festlegung des Betriebspunktes eines Verbrennungsmotors sind die Drehzahl und das Drehmoment. Hinzu kommen viele weitere Angaben wie beispielsweise Kühlwassertemperatur oder Zündzeitpunkt. Diese Angaben sind aber gegenüber den beiden erstgenannten von untergeordneter Bedeutung. Statt des Drehmomentes gibt man noch besser den effektiven Mitteldruck an, da dieser als Kenngröße weitgehend unabhängig von der Motorgröße ist. Effektiver Mitteldruck und Drehmoment sind über das Hubvolumen direkt ineinander umrechenbar (vergleiche Abschn. 3.4). Manche Autoren verwenden statt des Mitteldruckes oder Drehmomentes auch die effektive Motorleistung.

Aus der Drehzahl und dem effektiven Mitteldruck bildet man dann ein Kennfeld (vergleiche Abb. 4.19). Die linke Begrenzung des Kennfeldes ist die Leerlaufdrehzahl (bei Pkw meistens zwischen 800/min und 1000/min). Rechts wird das Kennfeld durch die maximal zulässige Drehzahl begrenzt. Die waagerechte Achse repräsentiert Betriebspunkte, bei denen das abgegebene Motormoment gleich null ist (Leerlauf). Die Vollastkurve gibt an, welcher effektive Mitteldruck bei einer bestimmten Drehzahl maximal abgegeben werden kann.



**Abb. 4.19** Typisches Kennfeld eines Verbrennungsmotors

Die gekrümmte Linie, die den Nullpunkt und den Punkt der maximalen Motorleistung verbindet, zeigt den Drehmomentbedarf, den ein bestimmtes Fahrzeug mit einem bestimmten eingelegten Getriebegang auf ebener Straße benötigt, um die Fahrwiderstände zu überwinden. Betriebspunkte, die zwischen dieser Fahrkurve und der Volllastkurve liegen, werden dann gefahren, wenn das Fahrzeug entweder einen Berg hinauf fährt oder beschleunigt wird. Betriebspunkte zwischen der Fahrkurve und dem Leerlauf werden dann gefahren, wenn das Fahrzeug entweder einen Berg hinunter fährt oder abgebremst wird.

In den einzelnen Fragen des Kap. 6 wird noch genauer auf diese Kennfelder und die Fahrbetriebspunkte eingegangen.

Die Entwicklungsingenieure von Verbrennungsmotoren lernen das Betriebsverhalten eines Motors kennen, indem sie den Motor auf einem Prüfstand bei verschiedenen Drehzahlen und Drehmomenten betreiben. Die Messergebnisse (beispielsweise den Kraftstoffverbrauch oder den Öldruck) stellt man dann in Kennfeldern grafisch dar. In Motorzeitschriften werden von diesen vielen Messwerten meistens nur die Volllastlinie und der effektive spezifische Kraftstoffverbrauch im Bestpunkt des Motors angegeben.

### Zusammenfassung

Die Entwickler von Verbrennungsmotoren stellen die auf Prüfständen ermittelten Betriebswerte ihrer Motoren gerne in Kennfeldern grafisch dar. Diese enthalten das Wissen über die Motorbetriebswerte in einer sehr kompakten Form. ◀

## 4.19 In manchen Veröffentlichungen fehlen genaue Zahlenangaben zum Kraftstoffverbrauch. Kann man diese trotzdem irgendwie ermitteln?

### Der Leser/die Leserin lernt

Man kann häufig auch dann Informationen aus Kennfeldern ablesen, wenn der Autor aus Gründen der Geheimhaltung manche Angaben entfernt hat. ◀

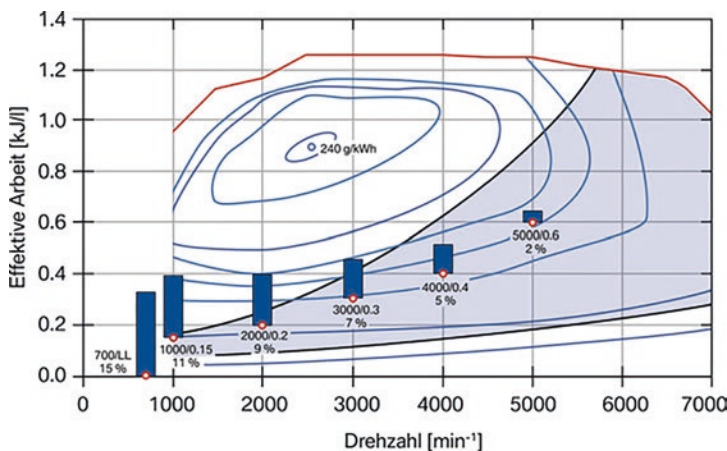
Manche Firmen veröffentlichen in Fachzeitschriften Berichte über ihre neu entwickelten Motoren, beschriften die Diagrammachsen aber nur relativ dürtig oder gar nicht. Ein Beispiel hierfür ist Abb. 4.20. Ingenieure neigen dazu, auf ihre Ergebnisse stolz zu sein und diese auch gerne zu veröffentlichen. Vorgesetzte dagegen befürchten, dass Wettbewerber aus den Veröffentlichungen zu viele Informationen gewinnen könnten. Deswegen werden in Fachaufsätzen gerne die Achsen - oder Kurvenbeschriftungen unkenntlich gemacht oder wesentliche Angaben verschwiegen.

Das Diagramm zeigt das Kennfeld des 6-Zylinder-Motors von BMW. Aufgetragen ist die effektive Arbeit über der Motordrehzahl. Die effektive Arbeit ist nichts anderes als der effektive Mitteldruck, wie die folgende Gleichung zeigt:

$$\text{Effektive Arbeit} = \frac{\text{Arbeit}}{\text{Hubvolumen}} = \frac{\text{Mitteldruck} \cdot \text{Hubvolumen}}{\text{Hubvolumen}} = \text{Mitteldruck}.$$

Die Einheiten kann man folgendermaßen umrechnen:

$$1 \frac{\text{kJ}}{\text{l}} = \frac{1000 \text{ Nm}}{10^{-3} \text{ m}^3} = 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 10 \text{ bar}.$$



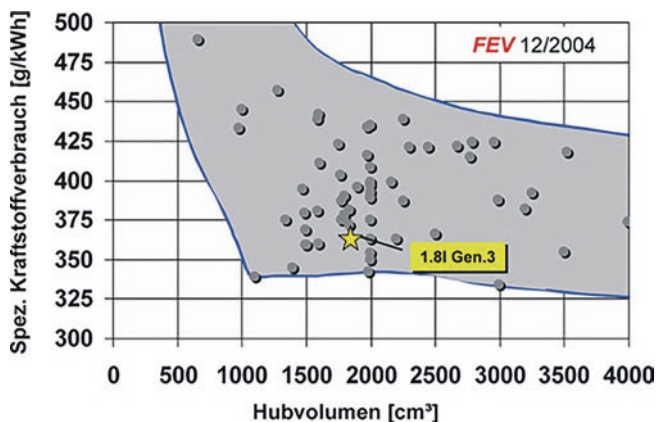
**Abb. 4.20** Kennfeld des 6-Zyl.-Motors von BMW [21]

Der Motor hat also einen maximalen effektiven Mitteldruck von knapp 13 bar.

BMW gibt den Bestverbrauch mit 240 g/(kWh) an, beschriftet die anderen Verbrauchs-Isolinien aber nicht. (Die dunklen Balken geben die Verbrauchsverbesserung gegenüber dem Vorgängermodell an und können hier vernachlässigt werden.) Trotzdem kann man nach einigem Überlegen die Linien beschriften. Das wird im Folgenden gezeigt.

In der Literatur findet man öfter anonymisierte Darstellungen (sogenannte Streubänder), in denen der Kraftstoffverbrauch des eigenen Motors mit denen von anderen Motoren verglichen wird.

Abb. 4.21 zeigt Angaben im typischen Teillastpunkt ( $n = 2000/\text{min}$ ,  $p_e = 2$  bar). Eingetragen ist ein 1,8-l-Motor von Opel. Dem Diagramm kann man entnehmen, dass 3-l-Motoren in diesem Punkt Verbräuche zwischen 330 g/(kWh) und 440 g/(kWh) haben. Der 3-l-BMW-Motor (Abb. 4.20) liegt in diesem Kennfeldpunkt knapp oberhalb einer Isolinie. Wenn man davon ausgeht, dass die Isolinien im BMW-Kennfeld keine „ungeraden“ Beschriftungen haben, so könnte man sie beispielsweise mit den Werten 240 (Optimum), 250, 260, 270, 280, 290, 300, 350, 400 beschriften. Im Teillastpunkt läge dann ein Verbrauch von ca. 340 g/(kWh) vor, was für einen modernen Motor in Ordnung ist. Die Wahrscheinlichkeit ist groß, dass dies die richtigen Angaben sind. Der BMW-Motor hätte dann im Nennleistungspunkt einen effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch von knapp 300 g/(kWh), was ein normaler Wert für Motoren dieser Art ist. Falls die Isolinie unterhalb des Teillastpunktes ( $n = 2000/\text{min}$ ,  $p_e = 2$  bar) nicht 350 g/(kWh), sondern 400 g/(kWh) ist, dann wäre der BMW-Motor in diesem Punkt eher unterdurchschnittlich. Der Motor hätte dann im Nennleistungspunkt einen effektiven spezifischen Verbrauch von etwa 330 g/(kWh). Dieser Wert wäre aber so schlecht, dass er sehr unwahrscheinlich ist.



**Abb. 4.21** Kraftstoffverbrauch verschiedener Motoren bei  $n = 2000/\text{min}$  und  $p_e = 2$  bar [22]



### Zusammenfassung

Durch sinnvolle Überlegungen, Vergleiche mit ähnlichen Motoren und Abschätzungen der Kenngrößen kann man mehr Informationen aus veröffentlichten Kennfeldern entnehmen, als es den Motorenherstellern manchmal lieb ist. ◀

## 4.20 Warum sehen die Linien konstanter Motorleistung im Motorenkennfeld wie Hyperbeln aus?

### Der Leser/die Leserin lernt

Die Linien konstanter Motorleistung im Kennfeld sind Hyperbeln. ◀

Motorenkennfelder werden meistens dargestellt, indem man das Drehmoment oder den effektiven Mitteldruck über der Drehzahl aufträgt. Linien konstanter Motorleistung sind dann tatsächlich Hyperbeln:

Der Zusammenhang zwischen Leistung, Moment und Drehzahl lautet:

$$P_e = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M.$$

Wenn das Moment als y-Achse und die Drehzahl als x-Achse gewählt wird, dann ergibt sich:

$$M = \frac{P_e}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{n}.$$

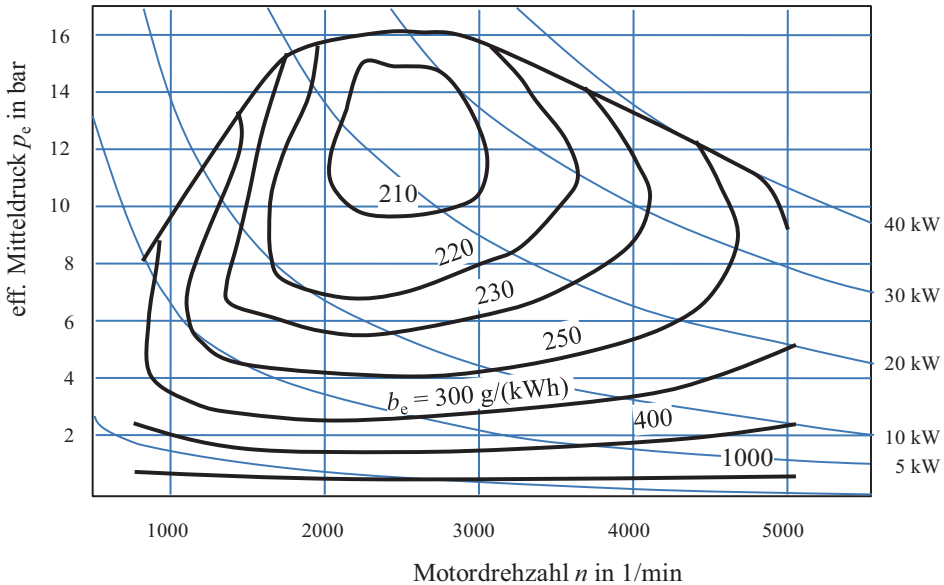
Linien konstanter Motorleistung sind dann Hyperbeln:

$$M = \text{konst} \cdot \frac{1}{n},$$

$$y \sim \frac{1}{x}.$$

Abb. 4.22 zeigt ein derartiges Kennfeld. Die Linien konstanter Motorleistung sind Hyperbeln.

Man sieht in dem Diagramm sehr schön, dass eine Motorleistung von 10 kW bei großer Drehzahl und kleinem Mitteldruck (5000/min und 2,67 bar) oder bei kleiner Drehzahl und großem Mitteldruck (z. B. 2000/min und 6,67 bar) bereitgestellt werden kann. Wenn beispielsweise ein Pkw eine Leistung von 10 kW benötigt, um mit einer Geschwindigkeit von 60 km/h zu fahren, dann kann er je nach gewählter Getriebeabstufung das mit einer Drehzahl von 2000/min oder 5000/min erreichen. Die effektiven spezifischen Kraftstoffverbräuche sind mit 220 g/kW/h bzw. 400 g/kW/h sehr unterschiedlich. Es ergeben sich streckenbezogene Verbräuche von 4,4 l/(100 km) bzw. 7,9 l/(100 km). Man kann also deutlich Kraftstoff sparen, wenn man den Motor bei konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit mit kleiner Drehzahl betreibt.



**Abb. 4.22** Kennfeld eines 0,9-l-Turbo-Dieselmotors

### Zusammenfassung

Eine gewünschte Motorleistung kann entweder mit kleiner Drehzahl und großem Mitteldruck oder mit großer Drehzahl und kleinem Mitteldruck dargestellt werden. Diese Punkte konstanter Motorleistung liegen im Motorenkennfeld (effektiver Mitteldruck oder Drehmoment in Abhängigkeit von der Drehzahl) auf Hyperbeln. ◀

## 4.21 Wie ändert sich die Abgastemperatur im Kennfeld?

### Der Leser/die Leserin lernt

Das typische Verhalten der Abgastemperatur im Motorkennfeld ◀

Wenn Kraftstoff in den Zylindern eines Verbrennungsmotors verbrennt, wird eine entsprechende Energie freigesetzt. Im Abschn. 1.3 wurde dazu der Heizwert eingeführt. Diese durch die Verbrennung freigesetzte Energie kann aus thermodynamischen Gründen nicht vollständig in Rotationsenergie umgewandelt werden. Der indizierte Wirkungsgrad, der ebenfalls im Abschn. 1.3 eingeführt wurde, gibt an, welcher Anteil der Verbrennungsenergie den Kolben des Zylinders nach unten drückt und so in innere Arbeit umgewandelt wird. Der Rest der Energie geht entweder als Wärme über die

Zylinderwände in das Kühlwasser und in das Motorenöl über oder ist im Abgas enthalten. Entsprechend hoch ist die Temperatur des Abgases. Der 1. Hauptsatz der Thermodynamik (Abschn. 4.2) beschreibt diese Vorgänge. Er besagt, dass die Leistung, die im Kraftstoff enthalten ist ( $\dot{Q}_B$ ), entweder als innere Leistung ( $P_i$ ) oder als Wandwärmestrom ( $\dot{Q}_W$ ) oder als Enthalpiestrom des Abgases ( $\dot{H}_A$ ) den Zylinder verlässt:

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_B \cdot H_U = P_i + \dot{Q}_W + \dot{H}_A = \eta_i \cdot \dot{m}_B \cdot H_U + \eta_w \cdot \dot{m}_B \cdot H_U + \dot{m}_A \cdot c_{p,A} \cdot (t_A - t_U)$$

Die Größe  $\eta_w$  gibt an, welcher Anteil des Kraftstoffwärmestroms in den Wandwärmestrom übergeht. Die spezifische Enthalpie des Abgases ergibt sich für ideale Gase aus der spezifischen isobaren Wärmekapazität ( $c_{p,A}$ ) und der Temperaturdifferenz zur Umgebung.

Genau genommen müsste man noch die Enthalpieströme berücksichtigen, die mit der Luft und mit dem Kraftstoff in den Zylinder gelangen. Bei Enthalpietrachtungen darf man aber den Nullpunkt der Enthalpie beispielsweise auf den Umgebungszustand legen. Das bedeutet, dass Luft und Kraftstoff, die mit Umgebungstemperatur dem Zylinder zugeführt werden, keinen Beitrag zum 1. Hauptsatz leisten.

Der Luftmassenstrom, der Abgasmassenstrom und der Kraftstoffmassenstrom hängen über die Massenbilanz und das Luftverhältnis  $\lambda$  zusammen:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_L}{L_{\min} \cdot \dot{m}_B}$$

$$\dot{m}_A = \dot{m}_L + \dot{m}_B = \lambda \cdot L_{\min} \cdot \dot{m}_B + \dot{m}_B = (\lambda \cdot L_{\min} + 1) \cdot \dot{m}_B$$

Damit kann man den 1. Hauptsatz umschreiben zu

$$\dot{m}_B \cdot H_U = (\eta_i + \eta_w) \cdot \dot{m}_B \cdot H_U + (\lambda \cdot L_{\min} + 1) \cdot \dot{m}_B \cdot c_{p,A} \cdot (t_A - t_U)$$

Daraus ergibt sich:

$$t_A = t_U + \frac{(1 - \eta_i - \eta_w) \cdot H_U}{(\lambda \cdot L_{\min} + 1) \cdot c_{p,A}}$$

bzw.

$$\eta_w = 1 - \eta_i - \frac{(t_A - t_U) \cdot (\lambda \cdot L_{\min} + 1) \cdot c_{p,A}}{H_U}$$

Mit der ersten Gleichung kann man die Abgastemperatur  $t_A$  berechnen, wenn man den indizierten Wirkungsgrad ( $\eta_i$ ) und den Anteil der Wandwärmeverluste an der Kraftstoffenergie ( $\eta_w$ ) kennt. Mit der zweiten Gleichung kann man die Wandwärmeverluste berechnen, wenn man die Abgastemperatur kennt.

Der indizierte Wirkungsgrad eines Verbrennungsmotors ist häufig nicht bekannt. Eher kennt man den effektiven Wirkungsgrad, der manchmal in Fachzeitschriften angegeben wird. Aus dem effektiven Wirkungsgrad und den Reibungsverlusten (Reibmitteldruck) kann man über folgende Betrachtungen den indizierten Wirkungsgrad berechnen:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{Q}_B}$$

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_B}$$

Also gilt:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\frac{P_e}{\eta_e}} = \eta_e \cdot \frac{P_i}{P_e} = \eta_e \cdot \frac{P_e + P_r}{P_e} = \eta_e \cdot \frac{p_e + p_r}{p_e} = \eta_e \cdot \left(1 + \frac{p_r}{p_e}\right)$$

Ebenso ist bekannt, dass die Abgastemperatur im Nennleistungspunkt bei Ottomotoren in der Größenordnung von 1100 °C liegt und bei Dieselmotoren in der Größenordnung von 800 °C. Im Teillastgebiet bei einer Drehzahl von 2000/min und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar liegen die Temperaturen bei 500 °C (Ottomotoren) bzw. 300 °C. Insbesondere die niedrige Abgastemperatur beim Dieselmotor stellt ein Problem dar. Denn die Regenerationstemperatur (600 °C) für den Dieselpartikelfilter (Rußfilter) wird im Stadtverkehr nie erreicht. Deswegen muss man bei derartiger Fahrweise die Abgastemperatur künstlich durch eine Verschlechterung des Motorwirkungsgrades anheben, um gelegentlich den Dieselpartikelfilter regenerieren zu können.

Die folgenden Tab. 4.7 und 4.8 enthalten einige typische Zahlenwerte, die man durch Verwendung der oben hergeleiteten Gleichung und die Annahme von einigen

**Tab. 4.7** Drei typische Betriebspunkte bei einem Saug-Ottomotor

	Nennleistung	max. M bei 2000/min	$p_e = 2$ bar bei 2000/min	
$n$	6000	2000	2000	1/min
$p_e$	10	10	2	bar
$p_r$	2	1,11	0,58	bar
$c_{p,L}$	1007	1007	1007	J/kg/K
$c_{p,A}$	1136	1136	1136	J/kg/K
$H_U$	42000	42000	42000	kJ/kg
$L_{\min}$	14,5	14,5	14,5	
$\lambda$	1	1	1	
$\eta_e$	0,29	0,36	0,24	
$t_U$	20	20	20	°C
$t_A$	1100	800	500	°C
$b_e$	296	238	357	g/kW/h
$\eta_i$	0,348	0,400	0,309	
$\eta_A$	0,453	0,327	0,201	
$\eta_W$	0,199	0,273	0,489	

**Tab. 4.8** Drei typische Betriebspunkte bei einem ATL-Dieselmotor

	Nennleistung	max. M bei 2000/min	$p_e = 2$ bar bei 2000/min	
$n$	4000	2000	2000	l/min
$p_e$	16	22	2	bar
$p_r$	2,5	1,98	0,94	bar
$c_{p,L}$	1007	1007	1007	J/kg/K
$c_{p,A}$	1136	1136	1136	J/kg/K
$H_U$	42800	42800	42800	kJ/kg
$L_{\min}$	14,6	14,6	14,6	
$\lambda$	1,4	1,2	4	
$\eta_e$	0,37	0,41	0,29	
$t_U$	20	20	20	°C
$t_A$	800	700	300	°C
$b_e$	227	205	290	g/kWh
$\eta_i$	0,428	0,447	0,426	
$\eta_A$	0,444	0,334	0,441	
$\eta_W$	0,128	0,219	0,133	

Schätzwerten berechnen kann. Der Reibmitteldruck wird mit der Methode berechnet, die in Abschn. 4.12 vorgestellt wurde.

Wenn man die Abgastemperatur im Kennfeld eines Verbrennungsmotors bestimmen möchte und sie in drei Betriebspunkten kennt, dann kann man in erster Näherung einen linearen Ansatz aufstellen. Dieser besagt, dass die Abgastemperatur linear von der Drehzahl und linear vom effektiven Mitteldruck abhängt. Ein möglicher Ansatz ist:

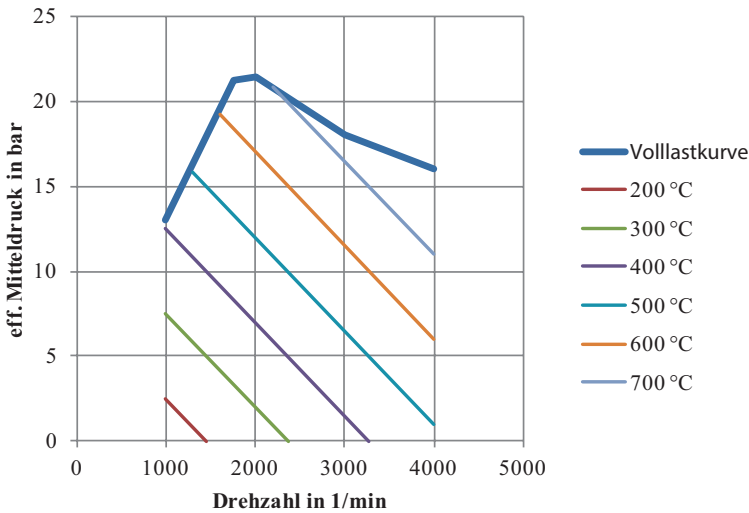
$$t_A = t_0 + t_1 \cdot \frac{n}{n_0} + t_2 \cdot \frac{p_e}{p_{e,0}}$$

$n_0$  und  $p_{e,0}$  sind die Drehzahl bzw. der effektive Mitteldruck im Nennleistungspunkt des Verbrennungsmotors. Die Parameter  $t_0$ ,  $t_1$  und  $t_2$  werden so bestimmt, dass man mit der Gleichung die bekannten Temperaturen in den drei Betriebspunkten genau wiedergibt. Das führt letztlich zu einem linearen Gleichungssystem von drei Gleichungen mit drei Unbekannten, das man beispielsweise mit dem Gauß-Algorithmus (vergleiche [9]) lösen kann.

Die Temperaturen bei den beiden oben gezeigten Beispielen lassen sich durch folgende Gleichungen beschreiben:

Saug-Ottomotor:

$$t_A = 275 \text{ °C} + 450 \text{ °C} \cdot \frac{n}{n_0} + 375 \text{ °C} \cdot \frac{p_e}{p_{e,0}}$$



**Abb. 4.23** So ähnlich sieht das typische Abgastemperaturkennfeld eines ATL-Dieselmotors aus

ATL-Dieselmotor:

$$t_A = 40\text{ °C} + 440\text{ °C} \cdot \frac{n}{n_0} + 320\text{ °C} \cdot \frac{p_e}{p_{e,0}}$$

Wenn man diese Gleichung für den ATL-Dieselmotor in einem Kennfeld grafisch darstellt, dann ergibt sich ein typisches Bild (Abb. 4.23):

Hinweis: Die Abgastemperatur kann man sehr einfach beeinflussen, indem man bei Ottomotoren den Zündzeitpunkt und bei Dieselmotoren den Einspritzzeitpunkt elektronisch ändert. Insofern sollte man diese Methode der näherungsweisen linearen Abhängigkeit der Abgastemperatur von der Drehzahl und dem effektiven Mitteldruck nur dann verwenden, wenn sonst keine Werte über den Motor vorliegen.

### Zusammenfassung

Die Abgastemperatur nimmt im Motorkennfeld mit der Drehzahl und mit dem effektiven Mitteldruck zu. Da sie relativ einfach durch den Zündzeitpunkt (bei Ottomotoren) und durch den Einspritzzeitpunkt (bei Dieselmotoren) beeinflussbar ist, sollte man die näherungsweise Methode dieses Abschnitts nur anwenden, wenn sonst keine Werte über den Motor vorliegen. ◀

## 4.22 Kann man zur Leistungserhöhung eines Verbrennungsmotors nicht einfach das Zylinderhubvolumen entsprechend vergrößern?

### Der Leser/die Leserin lernt

Bedeutung der mittleren Kolbengeschwindigkeit. ◀

Wenn man die Leistung eines Verbrennungsmotors beispielsweise verdoppeln möchte, dann könnte man auf die Idee kommen, einfach das Hubvolumen der Zylinder jeweils zu verdoppeln. Denn die effektive Motorleistung ergibt sich bekanntlich aus der Gleichung

$$P_e = i \cdot n \cdot p_e \cdot z \cdot V_h.$$

Leider ist das Problem nicht so einfach lösbar: Ein größeres Zylinderhubvolumen führt zu größeren Zylinderabmessungen. Der größere Kolbenhub führt dann bei gleich bleibender Drehzahl zu einer Erhöhung der mittleren Kolbengeschwindigkeit. Diese bestimmt aber die Lebensdauer. Deswegen würde eine einfache Vergrößerung der Motorabmessungen unter Beibehaltung der Drehzahl die Lebenserwartung des Motors reduzieren. Wenn man dann die Motordrehzahl verringert, um die mittlere Kolbengeschwindigkeit wieder auf einen akzeptablen Wert zu bringen (beispielsweise 20 m/s), dann sinkt die Motorleistung und die Motorabmessungen müssten weiter erhöht werden, um die gewünschte Leistung zu erreichen.

Hinter diesen Überlegung stehen die sogenannten Ähnlichkeitsgesetze, die hier nicht näher hergeleitet werden sollen, die aber zum Beispiel im Buch von Pischinger [18] nachgelesen werden können. Sie lauten:

Zwei Motoren 1 und 2 verhalten sich dann geometrisch und mechanisch ähnlich, wenn sie bezüglich dem Hub-Bohrung-Verhältniss  $D$ , der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $v_m$  und dem indiziertem Mitteldruck  $p_i$  übereinstimmen.

Aus diesen Bedingungen lassen sich interessante Ergebnisse ableiten, indem man von den bisher bekannten Gleichungen ausgeht

$$P_e = i \cdot n \cdot p_e \cdot z \cdot V_h,$$

$$V_h = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s,$$

$$v_m = 2 \cdot s \cdot n$$

und sie entsprechend umformt:

$$P_e = i \cdot n \cdot p_e \cdot z \cdot V_h = i \cdot n \cdot p_e \cdot z \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s = i \cdot n \cdot p_e \cdot z \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{D}{s}\right)^2 \cdot s^3,$$

$$P_e = i \cdot n \cdot p_e \cdot z \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{D}{s}\right)^2 \cdot \left(\frac{v_m}{2 \cdot n}\right)^3,$$

$$P_e = \frac{\pi}{32} \cdot i \cdot p_e \cdot z \cdot \left(\frac{D}{s}\right)^2 \cdot v_m^3 \cdot \frac{1}{n^2}.$$

Wenn man zwei unterschiedlich große, aber geometrisch und mechanisch ähnliche Motoren miteinander vergleicht, dann gilt:

$$P_e \sim \frac{1}{n^2}.$$

Wenn man also die Leistung eines Motors bei gleicher Zylinderzahl durch Hubraumvergrößerung steigern möchte, dann muss man die Motordrehzahl deutlich absenken. Große und leistungsstarke Motoren haben also immer kleine Maximaldrehzahlen. Umgekehrt kann man große Drehzahlen nur bei kleinen Zylinderleistungen realisieren. Weiterhin sieht man, dass eine kurzhubige Bauweise (kleines  $s/D$ ) leistungssteigernd wirkt. Letztlich kann man die Motorleistung am besten steigern, wenn es gelingt, die mittlere Kolbengeschwindigkeit anzuheben, ohne dass dabei die Lebensdauer des Motors zurückgeht.

Ein weiteres Ergebnis ist:

$$\begin{aligned} \frac{P_e}{V_h} &= i \cdot n \cdot p_e \cdot z = i \cdot \frac{v_m}{2 \cdot s} \cdot p_e \cdot z, \\ \frac{P_e}{V_h} &\sim \frac{1}{s}. \end{aligned}$$

Bei ähnlichen Motoren ist die Hubraumleistung umgekehrt proportional zu den Motorabmessungen und damit zur Motorgröße. Nur kleine Motoren können große Hubraumleistungen erreichen.

Für die auf die Leistung bezogene Motormasse gilt unter der Annahme, dass die Masse über die Dichte  $\rho$  proportional zum Hubvolumen ist:

$$\begin{aligned} \frac{m}{P_e} &= \frac{m}{i \cdot n \cdot p_e \cdot z \cdot V_h} = \frac{m}{i \cdot \frac{v_m}{2 \cdot s} \cdot p_e \cdot z \cdot V_h} \sim \frac{\rho \cdot V_H}{i \cdot \frac{v_m}{2 \cdot s} \cdot p_e \cdot z \cdot V_h}, \\ \frac{m}{P_e} &\sim s. \end{aligned}$$

Die auf die Leistung bezogene Motormasse ist also proportional zu den Motorabmessungen: Große Motoren sind relativ schwerer als kleine Motoren.

### Zusammenfassung

Bei der Erhöhung der Motorleistung durch eine Vergrößerung der Motorabmessungen muss man darauf achten, dass die mittlere Kolbengeschwindigkeit nicht zu groß wird. Gegebenenfalls muss man die Drehzahl absenken, wodurch die Leistung aber wieder abfällt. ◀



## 4.23 Könnte man einen 3-Wege-Katalysator nicht elektrisch beheizen, damit er nach dem Kaltstart schneller auf Betriebstemperatur kommt?

### Der Leser/die Leserin lernt

Den 3-Wege-Katalysator kann man nicht mit der 12-V-Batterie beheizen. ◀

Der 3-Wege-Katalysator des Ottomotors beseitigt die Abgaskomponenten CO, HC und NO<sub>x</sub> zu über 90 %, wenn er mit einem Luftverhältnis  $\lambda = 1$  und mit einer Temperatur von über etwa 250 °C betrieben wird. Das bedeutet, dass der Katalysator in den ersten Minuten nach dem Kaltstart noch nicht richtig konvertiert. Fast die komplette Schadstoffmenge, die während des europäischen Fahrzyklus (vergleiche Abschn. 6.14) produziert wird, stammt aus den ersten Minuten.

Schon lange überlegt man deswegen, ob man den Katalysator nicht elektrisch beheizen könnte, um dieses Problem zu beseitigen. Die folgende Abschätzung zeigt, dass das mit den heutigen elektrischen Pkw-Bordnetzen nicht geht. Ausgangspunkt ist ein 1,4-l-Ottomotor, der bei einer Drehzahl von 2000/min und mit einem effektiven Mitteldruck von 2 bar betrieben wird. Es soll berechnet werden, welche elektrische Heizleistung notwendig ist, um die Temperatur des Abgasstroms um 100 K zu erhöhen.

Die Motorleistung im untersuchten Betriebspunkt ist (vergleiche Abschn. 3.4)

$$P_e = i \cdot n \cdot p_e \cdot V_H = 4,67 \text{ kW}.$$

Zunächst muss der Abgasmassenstrom berechnet werden. Er ist die Summe aus Luft- und Kraftstoffmassenstrom. Der Kraftstoffmassenstrom ergibt sich aus dem effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch in diesem Leistungspunkt, den man mit einem Wert von  $b_e = 350 \text{ g/(kWh)}$  abschätzen kann (vergleiche die Kennfelder in den Abschn. 6.8, 6.9 und 6.11). Daraus ergibt sich

$$\dot{m}_B = b_e \cdot P_e = 1,63 \text{ kg/h}.$$

Der Luftmassenstrom ergibt sich bei einem stöchiometrischen Luftverhältnis zu

$$\dot{m}_L = L_{\min} \cdot \dot{m}_B = 23,68 \text{ kg/h}.$$

Also muss ein Abgasmassenstrom von 25,32 kg/h aufgeheizt werden. Dafür wird gemäß dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik eine Heizleistung von

$$\dot{Q} = \dot{m}_A \cdot c_{p,A} \cdot \Delta T = 0,799 \text{ kW}$$

benötigt. Diese Leistung muss vom Bordnetz aufgebracht werden. Der Zusammenhang zwischen der Spannung ( $U_{el}$ ), dem Strom ( $I_{el}$ ) und der Leistung ( $P_{el}$ ) ist

$$P_{el} = U_{el} \cdot I_{el}.$$

An Bord der heutigen Pkw befindet sich eine 12-V-Batterie, die im Extremfall eine Dauerleistung von etwa 2000 W abgeben muss. Man sieht sofort, dass das einem Dauerstrom von fast 200 A entspricht. Laut den Pannenstatistiken des ADAC ist die Autobatterie das störanfälligste Bauteil im Pkw. Dieses kann man nicht mit einem zusätzlichen elektrischen Verbraucher in der oben berechneten Größenordnung von etwa 800 W belasten. Hinzu kommt, dass nicht nur der Abgasstrom kontinuierlich aufgeheizt werden müsste. Es müsste auch der Katalysator selbst auf seine Betriebstemperatur gebracht werden, wofür zusätzliche Heizenergie benötigt wird.

### Zusammenfassung

Die üblichen 12-V-Batterien in Pkw sind zu schwach, um beispielsweise den 3-Wege-Katalysator oder den Rußfilter elektrisch zu beheizen. Auch die 24 Volt in Nutzfahrzeugen sind zu niedrig. Zurzeit werden aber erste Fahrzeuge mit einem 48-V-Bordnetz angeboten. Diese erhöhte Spannung kann viele elektrische Verbraucher ermöglichen, die mit dem bisherigen 12-V-Netz nicht realisiert werden können. ◀

## 4.24 Wie wählt man eine passende Einspritzdüse für einen Ottomotor aus?

### Der Leser/die Leserin lernt

Auslegung der Einspritzdüsen für einen Ottomotor. ◀

Für einen 4-Zylinder-Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung soll eine passende Einspritzdüse ausgewählt werden. Der Motor soll eine effektive Leistung von 100 kW haben. Zur Verfügung steht ein Einspritzsystem, das pro Einspritzdüse einen maximalen Kraftstoffvolumenstrom von  $347 \text{ cm}^3/\text{min}$  zur Verfügung stellen kann. (Die Hersteller von Einspritzdüsen charakterisieren ihre Produkte unter anderem durch die Angabe des maximalen Einspritzvolumens pro Minute.) Kann das Einspritzsystem für den Motor verwendet werden?

Zunächst muss man ausrechnen, welche maximale Einspritzmenge der Motor bei Nennleistung benötigt. Verbrauchskennfelder aktueller Ottomotoren geben im Nennleistungspunkt einen effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch von etwa  $be = 300 \text{ g/(kWh)}$  an (vergleiche die Kennfelder in den Abschn. 6.8, 6.9 und 6.10). Das führt dann zu einem Kraftstoffmassenstrom  $\dot{m}_B = 30 \text{ kg/h}$ . Aufgeteilt auf die vier Zylinder sind das  $7,5 \text{ kg/h} = 125 \text{ g/min}$  pro Einspritzdüse. (Jeder Zylinder beim Benzindirekteinspritzer hat eine eigene Einspritzdüse.) Die heute üblichen Pkw-Ottomotoren haben eine maximale Drehzahl von 6000/min. Das sind 3000 Arbeitsspiele pro Minute. Die 125 g Kraftstoff, die jede Einspritzdüse in der Minute einspritzen muss, werden also auf 3000 Arbeitsspiele aufgeteilt. Pro Arbeitsspiel gibt das eine Kraftstoffmasse von 41,67 mg.

Beim Benzindirekteinspritzer steht nicht das komplette Arbeitsspiel für die Einspritzung zur Verfügung. Letztlich kann man mit der Einspritzung frühestens anfangen, wenn die Auslassventile geschlossen sind, also bei einem Kurbelwinkel von ca.  $50^\circ$  nach dem OT. Bis zum Kurbelwinkel des Zündzeitpunktes (beispielsweise  $40^\circ$  vor dem OT) muss die Einspritzung spätestens beendet sein. Es bleiben also von einer Kurbelwellenumdrehung ( $360^\circ$ ) nur ca.  $270^\circ$ , also  $\frac{3}{4}$  für die Einspritzung übrig. Bei einer Drehzahl von  $6000/\text{min} = 100/\text{s}$  dauert eine Umdrehung 10 ms.  $\frac{3}{4}$  davon sind 7,5 ms. Die Einspritzanlage muss also einen Kraftstoffmassenstrom von  $41,67/7,5 \text{ mg/ms} = 5,56 \text{ g/s}$  einspritzen können. Bei einer Kraftstoffdichte des Benzins von  $0,76 \text{ g/cm}^3$  sind das  $7,31 \text{ cm}^3/\text{s} = 439 \text{ cm}^3/\text{min}$ . Die oben genannte Einspritzdüse liefert aber einen maximalen Kraftstoffvolumenstrom von  $347 \text{ cm}^3/\text{min}$ , was für den untersuchten Motor zu wenig ist. Sie ist also nicht geeignet. Eine größere Einspritzdüse muss ausgewählt werden.

#### Zusammenfassung

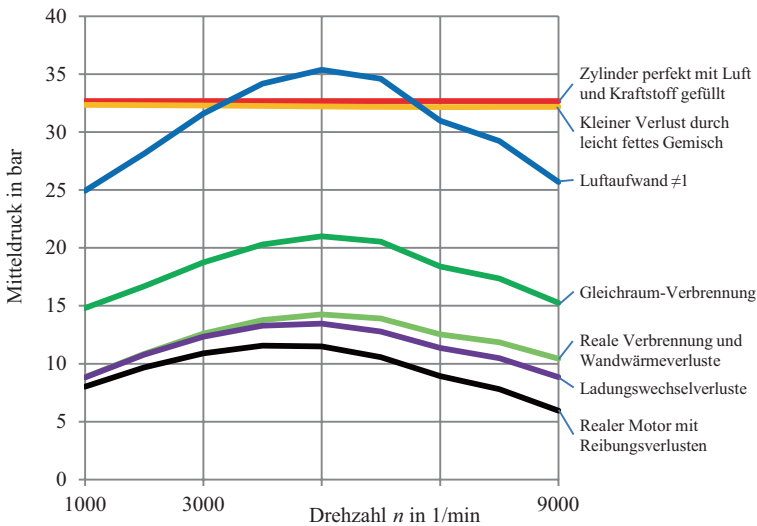
Die Einspritzdüsen eines Ottomotors werden so ausgewählt, dass sie auch bei maximaler Drehzahl und maximaler Leistung den benötigten Kraftstoff innerhalb der im Arbeitsspiel zur Verfügung stehenden Zeit einspritzen können. ◀

## 4.25 Wie ändern sich die Motorverluste im Kennfeld eines Verbrennungsmotors?

#### Der Leser/die Leserin lernt

Umfangreiche Verlustanalyse. ◀

Im Abschn. 3.8 wurden Gleichungen hergeleitet, mit denen der effektive Mitteldruck eines Verbrennungsmotors aus den Kenngrößen effektiver Wirkungsgrad  $\eta_e$ , Umsetzungsgrad  $\eta_U$ , Luftaufwand  $\lambda_a$  und Luftverhältnis  $\lambda$  berechnet werden kann. Im Abschn. 4.7 und in Abb. 4.8 wurde eine einfache Verlustanalyse eines Verbrennungsmotors gezeigt. Mit diesen Kenntnissen kann nun untersucht werden, welche Verluste im Kennfeld eines Verbrennungsmotors auftreten. Grundlage für diese Untersuchungen sind thermodynamische Simulationen, die mit dem Programm GT-Power von Gamma Technologies Inc. ([www.gtisoft.com](http://www.gtisoft.com)) durchgeführt wurden. Zwei typische Kennlinien im Kennfeld eines Verbrennungsmotors wurden dabei berechnet: die Vollastlinie und eine Drehzahllinie bei einer konstanten Drehzahl von 2000/min. Der untersuchte Motor ist ein 4-Zylinder-Ottomotor mit Saugrohreinspritzung und einem Motorhubvolumen von  $2 \text{ dm}^3$ . Das Verdichtungsverhältnis beträgt 9,5, was für einen modernen Ottomotor relativ gering ist. Der Motor wird auf der Vollastlinie relativ fett betrieben, um den Motor thermisch zu entlasten und die Klopfgefahr zu verringern (vergleiche Abschn. 4.16).



**Abb. 4.24** Verlustanalyse auf der Volllastkurve

(Hinweis für diejenigen, die eine GT-Power-Lizenz haben und das Beispiel nachrechnen wollen: Es wurde das Modell SI\_4cyl\_Basic der Programmversion 7.3 verwendet.)

Die Simulationsergebnisse auf der Volllastkurve sind in der zum Kapitel gehörenden Excel-Datei zu finden. Abb. 4.24 visualisiert die Ergebnisse.

Die waagerechte, rote Linie bei einem Mitteldruck von 32,7 bar bedeutet, dass der Ottokraftstoff so viel Energie enthält, dass es einem Mitteldruck von 32,7 bar entspricht. Voraussetzung hierfür ist, dass die Zylinder perfekt mit Luft befüllt sind, der Luftaufwand also 100 % beträgt. Die gelbe Linie leicht unterhalb dieser Linie drückt aus, dass aber nur ein Mitteldruck von etwa 32,3 bar erreicht werden könnte, weil der Motor leicht fett betrieben wird.

Wie schon mehrfach in diesem Buch erklärt wurde, benötigt der Kraftstoff eine entsprechende Luftmenge, um verbrannt zu werden. Die Druckdynamik (vergleiche Abschn. 3.9) dieses Motors führt dazu, dass der Ladungswechsel (Luftaufwand) bei einer Drehzahl von 5000/min am besten ist. Bei kleineren und größeren Drehzahlen wird der Ladungswechsel deutlich schlechter und es befindet sich weniger Luft im Zylinder. Deswegen kann dann auch nicht so viel Kraftstoff verbrannt werden und der maximal mögliche Mitteldruck fällt ab. Die nächste Linie (blau) drückt aus, dass die im Kraftstoff enthaltene Energie einem Mitteldruck zwischen etwa 25 bar und 35 bar entspricht. In der Nähe der Drehzahl von 5000/min ist der Luftaufwand durch dynamische Effekte im Saugrohr sogar größer als 100 %.

Die Thermodynamik (Gleichraum-Verbrennung, vergleiche Abschn. 4.2) sagt, dass die im Kraftstoff enthaltene Energie nicht vollständig in mechanische Arbeit umgewandelt werden kann. Die nächst tiefere Linie (dunkelgrün) berücksichtigt das

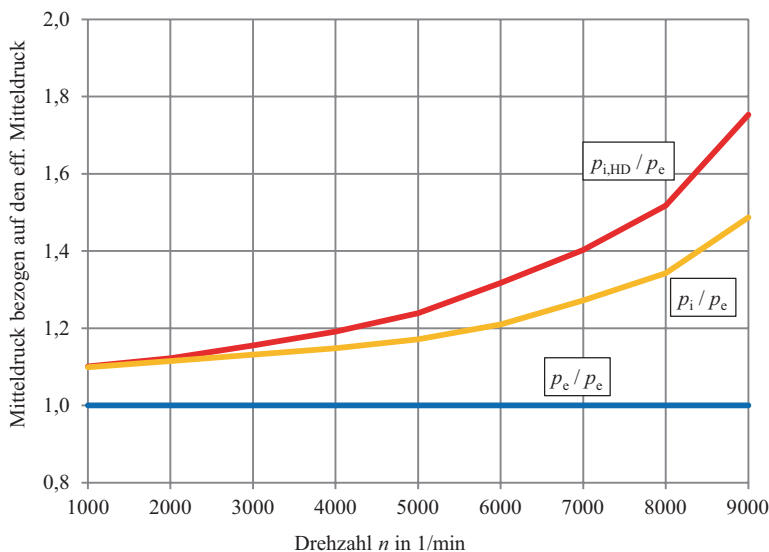
und zeigt, welcher Mitteldruck (zwischen 15 bar und 21 bar) bestenfalls mit der zur Verfügung stehenden Luft und dem zugehörigen Kraftstoff vom Motor abgegeben werden kann. In der Realität gibt der Motor aber nur einen effektiven Mitteldruck zwischen 6 bar und 12 bar ab, weil die Verbrennung nicht ideal verläuft und weil Wärmeverluste, Ladungswechselverluste und Reibungsverluste hinzukommen. Man kann in dem Bild deutlich sehen, dass mit zunehmender Drehzahl sowohl die Reibungsverluste (0,8 bar ... 2,9 bar) als auch die Ladungswechselverluste (bis zu 1,6 bar) zunehmen. Wegen dieser starken Zunahme der Verluste ist es nicht sinnvoll, diesen Motor bei Drehzahlen oberhalb von etwa 6000/min zu betreiben.

Die mit der Drehzahl zunehmenden Verluste durch Reibung und Ladungswechsel lassen sich auch gut in Abb. 4.25 erkennen. Hier sind der innere Mitteldruck und der innere Mitteldruck in der Hochdruckphase relativ zum effektiven Mitteldruck dargestellt.

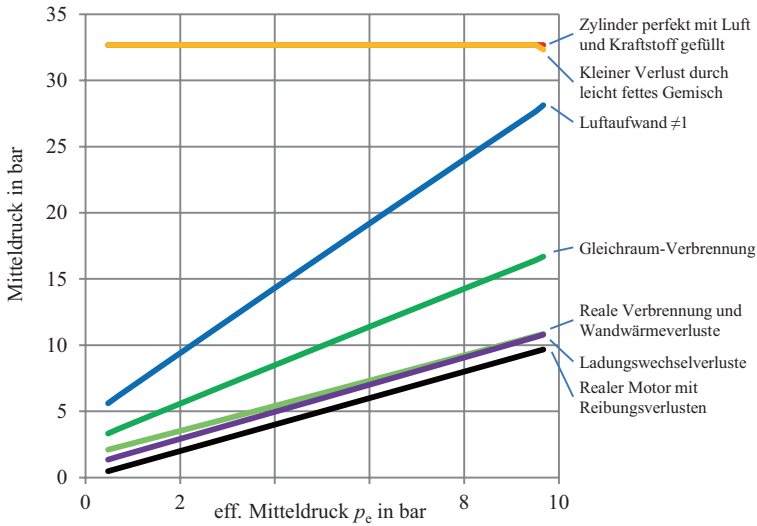
Während bei der Drehzahl von 1000/min diese Verluste zusammen nur etwa 10 % des effektiven Mitteldruckes betragen, summieren sie sich bei der großen Drehzahl von 9000/min auf zusammen fast 80 % auf. Das bedeutet dann auch, dass bei dieser Drehzahl der Kraftstoffverbrauch durch Reibung und Ladungswechsel fast verdoppelt werden würde.

Abb. 4.26 und 4.27 zeigen in analoger Weise die Ergebnisse für eine Lastvariation bei einer Drehzahl von 2000/min.

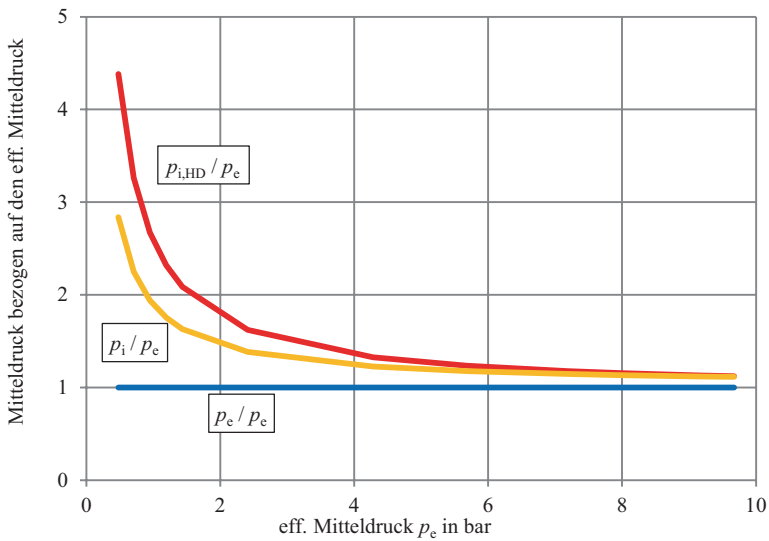
Deutlich kann man erkennen, wie die Drosselklappe den Luftmassenstrom reduziert und der Motor deswegen keinen großen Mitteldruck mehr bereitstellen kann. (Aber das soll er ja im Teillastgebiet auch nicht.) Interessant ist auch hier die Betrachtung der Reibungs- und Ladungswechselverluste (Abb. 4.27). Die Reibungsverluste sind



**Abb. 4.25** Reibungs- und Ladungswechselverluste auf der Vollastlinie



**Abb. 4.26** Verlustanalyse bei einer Drehzahl von 2000/min



**Abb. 4.27** Reibungs- und Ladungswechselverluste bei einer Drehzahl von 2000/min

im Wesentlichen drehzahlabhängig und ändern sich deswegen bei konstanter Drehzahl kaum. Die Ladungswechselverluste nehmen aber mit abnehmender Last (also mit abnehmendem effektivem Mitteldruck) deutlich zu, weil die Drosselklappe zu einem Absenken des Druckes im Saugrohr führt und dadurch die Ladungswechselschleife größer wird (vergleiche Abschn. 4.8).

Insbesondere bei kleinen effektiven Mitteldrücken nehmen die Ladungswechselverluste deutlich zu und die Reibungsverluste spielen (relativ gesehen) eine immer größere Rolle. Bei einem effektiven Mitteldruck von 1 bar betragen die Verluste mehr als das 2,5-fache. Entsprechend groß sind dann natürlich auch die Kraftstoffverbräuche.

#### Zusammenfassung

Zusammenfassend kann man feststellen: Der Ottomotor hat zwei Problembereiche mit großen Verlusten: Volllast bei großen Drehzahlen und Teillast mit weitgehend geschlossener Drosselklappe. Während die Volllastprobleme nicht so schwerwiegend sind, weil man fast nie bei Vollgas fahren kann oder möchte, sind die Probleme bei Teillast wesentlich. Deswegen versuchen die Hersteller von Ottomotoren, das Problem der Reibung durch spezielle reibungsminimierende Maßnahmen zu bekämpfen. Das Problem der Drosselklappe kann man beispielsweise durch Benzindirekteinspritzung mit Ladungsschichtung (also Entdrosselung durch Luftüberschuss, vergl. Abschn. 2.4 und 3.9), vollvariable Ventile (Abschn. 4.11) oder Zylinderabschaltung verringern. ◀

### 4.26 Welche Rückschlüsse kann man aus dem Druck im Innern der Motorzylinder (Zylinderdruckindizierung) über das Motorverhalten ziehen?

#### Der Leser/die Leserin lernt

Messmethode „Zylinderdruckindizierung“. ◀

Eine moderne Messtechnik, die bei der Motorenentwicklung auf dem Prüfstand immer angewendet wird und die auch schon bei ersten Serienmotoren im Betrieb eingesetzt wird, ist die Zylinderdruckindizierung. Darunter versteht man die Messung des Druckes in einem oder allen Zylindern eines Verbrennungsmotors in Abhängigkeit von der Zeit. Dazu verwendet man einen Quarzdruckaufnehmer, der im Zylinderkopf weitgehend brennraumbündig eingebaut wird. Dieser Drucksensor gibt eine Ladung ab, die sich mit dem Druck im Innern des Zylinders ändert. Die Ladung wird in einem Ladungsverstärker in eine Spannung umgewandelt. Diese kann dann mit einem Oszilloskop in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt werden.

Das Zylinderdrucksignal kann man besonders effizient auswerten, wenn man gleichzeitig auch die Position des Kolbens in Abhängigkeit von der Zeit kennt. Dazu misst man mit einer auf der Kurbelwelle befestigten Zahnscheibe die Position der Kurbelwelle, den sogenannten Kurbelwinkel. Aus diesem kann über die Geometrie des Zylinders die Position des Kolbens berechnet werden (vergleiche Abschn. 5.1).

Beide Messungen haben typische Probleme. Das Drucksignal wird mit den heute eingesetzten Drucksensoren nur als Relativdruck gemessen. Die absolute Lage des Druckes

muss mit einer geeigneten Methode im Nachhinein festgelegt werden. Zudem kann es während der Verbrennung durch die hohen Temperaturen zu einer thermischen Verformung des Druckaufnehmers kommen, was die Druckmessung verfälscht.

Auch das Kurbelwellensignal ist eine Relativmessung. Die absolute Lage der Kurbelwelle wird ermittelt, indem man auf der Zahnscheibe einen oder zwei Zähne weglässt. Wenn die große Zahnücke am Sensor vorbeikommt, kennt man die Lage der Kurbelwelle absolut genau. Allerdings muss man zuvor ermitteln, an welcher Stelle die Zahnücke sitzt. Dazu dreht man beispielsweise auf dem Prüfstand die Kurbelwelle von Hand so weit, bis sich der Kolben in einem Zylinder genau in seinem oberen Totpunkt befindet. Den dazugehörigen Kurbelwinkel misst man auf der Zahnscheibe ab und kennt so die genaue Lage der Kurbelwelle. Weil die genaue Ermittlung der OT-Lage eines Kolbens auch fehlerbehaftet ist, kann man diese Lage im Nachhinein im Rahmen einer thermodynamischen Auswertung (OT-Ermittlung) noch geringfügig ändern (vergleiche Abschn. 4.27).

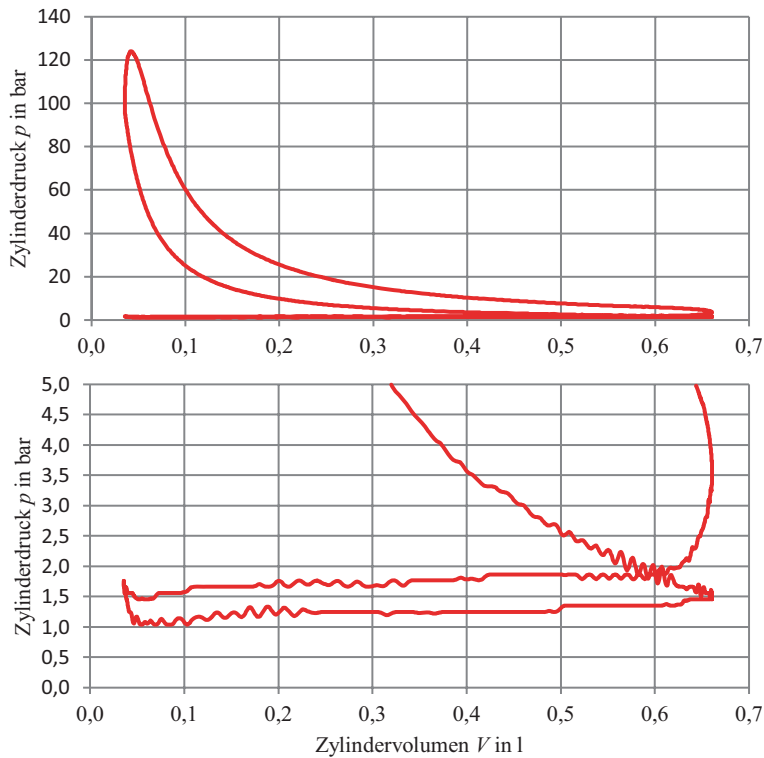
In der zum Kapitel gehörenden Excel-Tabelle ist eine Zylinderdruckauswertung durchgeführt. Es handelt sich beim untersuchten Motor um einen älteren 2,5-l-Turbodieselmotor von Iveco. Als Betriebspunkte werden zwei Lasten (Vollast mit 221 Nm und Teillast mit 150 Nm) bei einer Drehzahl von 2500/min analysiert. Die Spalte C enthält die Eingabedaten, die für die Auswertung benötigt werden. Die Spalten E und F enthalten den gemessenen Kurbelwinkel und den gemessenen Zylinderdruck. Die Spalten G und H enthalten die mit einer additiven Größe korrigierten Werte. Üblicherweise beginnt man mit der Zylinderdruckauswertung beim Kurbelwinkel „Einlass schließt“. Die Zelle C22 ermittelt aus den Ventilsteuerzeiten die Zeile, in der dieser Kurbelwinkel vorliegt. Die Spalten L und M enthalten dann den Kurbelwinkel und den Druckverlauf in einer so verschobenen Variante, dass der erste Wert der bei „Einlass schließt“ ist. In Spalte N wird die Position des Kolbens ermittelt. Spalte O enthält dann das aktuelle Zylindervolumen.

Wenn man den Druck (Spalte M) über dem Zylindervolumen (Spalte O) aufträgt, erhält man das sogenannte  $p$ - $V$ -Diagramm des Motors (Abb. 4.28). Zusätzlich ist die Ladungswechselschleife vergrößert dargestellt.

Aus diesem Diagramm kann man den maximalen Druck (den Verbrennungshöchstdruck  $p_{\max}$ ) ablesen, der bei dem untersuchten Betriebspunkt kurz nach dem oberen Totpunkt auftritt (124 bar). Wenn man den Druck in allen Zylindern eines Motors misst, dann kann man aus Unterschieden im Verbrennungshöchstdruck auf Unterschiede in den Zylindern schließen. Weil man möchte, dass alle Zylinder eines Motors gleich arbeiten, kann man so die Notwendigkeit einer Verbesserung des Motors feststellen.

Wenn man insbesondere die Ladungswechselschleife genauer anschaut, dann erkennt man, dass das Drucksignal relativ verwackelt ist. Das hat mehrere Gründe. Zum einen spielt die Genauigkeit der digitalen Messung gerade bei kleinen Drücken eine große Rolle. Wenn eine nur begrenzte Genauigkeit an signifikanten Stellen bekannt ist, dann kann eben das Drucksignal nicht beliebig genau aufgelöst werden. Zum anderen treten



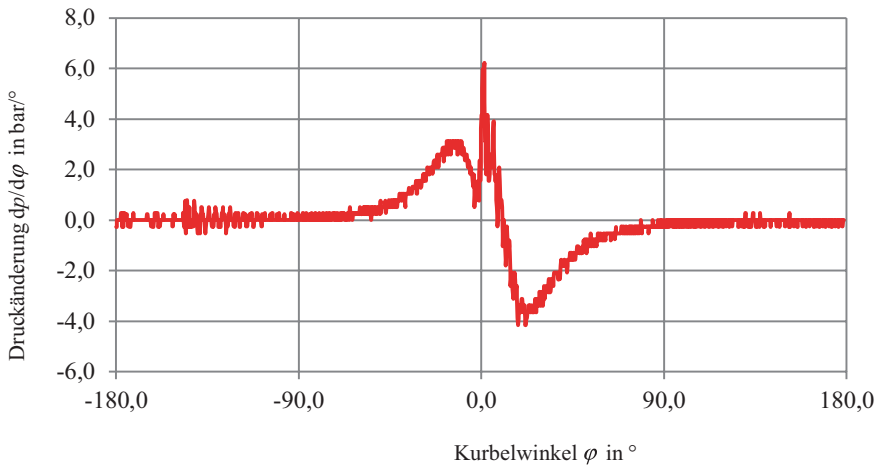


**Abb. 4.28**  $p$ - $V$ -Diagramme des untersuchten Iveco-Turbodieselmotors

im Zylinder häufig Druckschwingungen auf, die durch die Verbrennung oder durch das Aufsetzen der Ventile ausgelöst werden. Diese Schwingungen klingen dann im Laufe der Zeit ab. Ein dritter Grund für Druckschwingungen ist, dass der Drucksensor manchmal nicht brennraumbündig eingebaut werden kann. Wenn er dann eine zurückversetzte Position einnimmt, entstehen sogenannte „Pfeischwingungen“ in dem Druckkanal zwischen Brennraumwand und Drucksensor.

Diese genannten Druckschwingungen stören die grafische Darstellung besonders dann, wenn die Druckänderung (Ableitung des Druckes nach dem Kurbelwinkel) betrachtet werden soll. Abb. 4.29 zeigt die Ableitung des Druckverlaufs nach dem Kurbelwinkel mit den unveränderten Messwerten. Man erkennt das sehr unruhige Signal, das durch die numerische Ableitung des Messsignals entsteht.

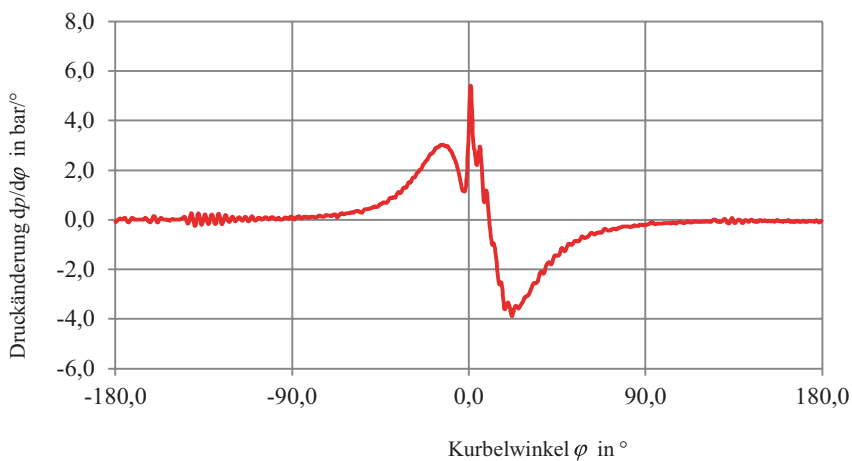
Zur Analyse des Druckverlaufs wird dieser deswegen gerne gefiltert oder geglättet. In der zum Buch gehörenden Excel-Datei ist die Methode der 3-Punkte-Glättung programmiert. Darunter versteht man die Rechenvorschrift, dass man einen gleitenden Mittelwert bildet, indem man den Messwert an einem bestimmten Kurbelwinkel durch den arithmetischen Mittelwert des Wertes und seiner beiden Nachbarwerte ersetzt:



**Abb. 4.29** Druckänderung bei dem unveränderten Druckverlauf

$$y_{i,\text{neu}} = \frac{y_{i-1} + y_i + y_{i+1}}{3}.$$

Die Prozedur wendet man mehrmals so lange an, bis das Signal „glatt genug“ ist. Abb. 4.30 zeigt die Druckänderung nach einer 10-maligen Anwendung der 3-Punkte-Glättung auf das Messsignal. Man kann deutlich erkennen, dass das Signal deutlich weniger oszilliert. Gleichzeitig geht aber auch Dynamik verloren. So kann man dem ungeglätteten Druckverlauf eine maximale Druckänderung von etwa 6  $\text{bar}/^\circ$  entnehmen, während das bei



**Abb. 4.30** Druckänderung nach der 10-fachen Glättung des Druckverlaufs

geglätteten Signal nur noch etwa 5,5 bar<sup>o</sup> sind. Im Diagramm ist sehr schön der Verbrennungsbeginn kurz vor dem oberen Totpunkt zu erkennen. Die Excel-Datei ermöglicht es, den Druckverlauf bis zu 50-mal zu glätten. Dazu wird in der Zelle C56 angegeben, wie oft geglättet werden soll (0 ... 50). In den Spalten Z bis BW werden die Glättungen vorgenommen. Aus diesen 50 Glättungen werden in Spalte H die Daten verwendet, die zur gewünschten Zahl von Glättungen gehört.

Aus der Zylinderdruckindizierung kann man aber noch weitere interessante Informationen gewinnen. Der im Abschn. 4.7 eingeführte indizierte Mitteldruck ergibt sich aus dem Integral

$$p_i = \frac{1}{V_h} \oint p \cdot dV.$$

Dieses Integral kann aus dem gemessenen Zylinderdruck und dem aus dem Kurbelwinkel bestimmten Zylindervolumen berechnet werden.

Excel kann leider nicht integrieren. Näherungsweise lässt sich  $p_i$  aber aus der folgenden Gleichung bestimmen:

$$p_i = \frac{1}{V_h} \oint p \cdot dV \approx \frac{1}{V_h} \sum_k p_k \cdot \Delta V_k.$$

Die Spalte P der Excel-Tabelle berechnet die jeweiligen Werte

$$p_k \cdot \Delta V_k$$

und in der Zelle C61 ist der indizierte Mitteldruck von 13,27 bar zu finden. Aus dem auf dem Prüfstand ermittelten effektiven Mitteldruck von 11,11 bar ergibt sich dann ein Reibmitteldruck von 2,16 bar.

Die Zylinderdruckmesstechnik ermöglicht es also, die Reibungsverluste eines Verbrennungsmotors zu bestimmen. Dies ist allerdings eine sehr problematische Vorgehensweise. Bereits kleine Fehler im indizierten Mitteldruck führen zu großen Fehlern im Reibmitteldruck. Wenn man beispielsweise eine Kurbelwinkelungenauigkeit von 0,5 °KW annimmt (Zelle C55), so ändert sich der indizierte Mitteldruck um 0,53 bar auf 13,80 bar und der Reibmitteldruck auf 2,69 bar (Änderung um 25 %).

#### **Nachgefragt: Wie kann man den Druck im Innern eines Zylinders messen?**

Der Druckverlauf im Inneren des Zylinders ist eine wichtige Information über den Betriebszustand des Motors. Aus dem Druckverlauf kann man die innere Arbeit des Zylinders, die Luftmasse, den Brennverlauf, den Verbrennungshöchst- und viele andere Informationen gewinnen. Den Druck misst man (Zylinderdruckindizierung), indem man im Zylinderkopf in einer separaten Bohrung einen Drucksensor einbaut und den Druck zeitlich hoch aufgelöst (beispielsweise alle 0,5 °KW) misst. Gleichzeitig misst man mit einem Drehwinkelsensor die Position der Kurbelwelle und damit den Kurbelwinkel. Der Drucksensor muss die hohen

Brennraumdrücke und -temperaturen aushalten können. Beim Ottomotor verwendet man gerne einen Zündkerzenadapter, bei dem der Drucksensor in die Zündkerze integriert ist. Auf diese Weise kann man auf eine zusätzliche Bohrung im Zylinderkopf verzichten.

Diese Zylinderdruckmesstechnik ist recht genau, aber auch sehr teuer. Sie wird bei Entwicklungsmotoren auf dem Prüfstand eingesetzt, kostet mehrere tausend Euro pro Zylinder und ist nicht serientauglich. Schon lange wünschen sich die Motoreningenieure eine preisgünstige Messtechnik, die auch bei Serienmotoren eingesetzt werden kann. Dann könnte man den Motor genauer einstellen, die Laufruhe erhöhen sowie den Kraftstoffverbrauch und die Schadstoffemissionen verringern.

Um das Jahr 2010 gingen die ersten Dieselmotoren in Serie, die einen neuartigen Zylinderdrucksensor verwenden (Abb. 4.31). Dieser ist im Glühstift integriert und erfordert deswegen keine zusätzliche Bohrung im Zylinderkopf. Der Sensor ist nicht brennraumbündig eingebaut, sondern relativ weit zurück versetzt. Dadurch ist er nicht den hohen Verbrennungstemperaturen ausgesetzt.



**Abb. 4.31** Glühkerze mit Drucksensor von Beru [23]

**Zusammenfassung**

Der indizierte Mitteldruck gibt sehr gute Hinweise darauf, ob die einzelnen Zylinder eines Mehrzylindermotors gleichmäßig arbeiten. Mögliche Ursachen für Unterschiede zwischen den Zylindern können unterschiedliche Luftzuteilungen durch Druckschwankungen im Saugrohr oder ungleichmäßige Einspritzmengen oder Unterschiede im Zündzeitpunkt bzw. Einspritzzeitpunkt sein. ◀

## 4.27 Wie kann man aus dem Druck im Innern eines Zylinders auf die Verbrennung schließen (Druckverlaufsanalyse)?

**Der Leser/die Leserin lernt**

Herleitung und Erklärung der Methode „Druckverlaufsanalyse“. ◀

Neben dem Verbrennungshöchstdruck und dem indizierten Mitteldruck kann man aus der Zylinderdruckmessung auch die Verbrennung ermitteln. Hierzu muss der gemessene Druckverlauf thermodynamisch ausgewertet werden. Die Vorgehensweise nennt man „Druckverlaufsanalyse (DVA)“. Im Folgenden wird die DVA sehr einfach dargestellt. In der Motorenentwicklung beschreibt man die einzelnen Teilmodelle etwas komplizierter und damit genauer. Für das vorliegende Buch reicht aber die einfache Vorgehensweise, um die Grundprinzipien zu erklären.

Im Abschn. 4.2 wurde der 1. Hauptsatz der Thermodynamik erwähnt. Dieser besagt, dass sich die Energie im Innern eines Systems nur ändern kann, wenn über die Systemgrenze Energie in Form von Wärme oder Arbeit zu- oder abgeführt wird. Das Innere eines Zylinders kann als thermodynamisches System betrachtet werden. Solange die Ventile geschlossen sind, bleibt die Masse im Innern des Zylinders konstant, die differentiellen Änderungen  $dm_E$  und  $dm_A$  sind also gleich null (Abb. 4.32).

Der 1. Hauptsatz der Thermodynamik besagt dann:

$$dW_V + dQ_W + dQ_B = dU.$$

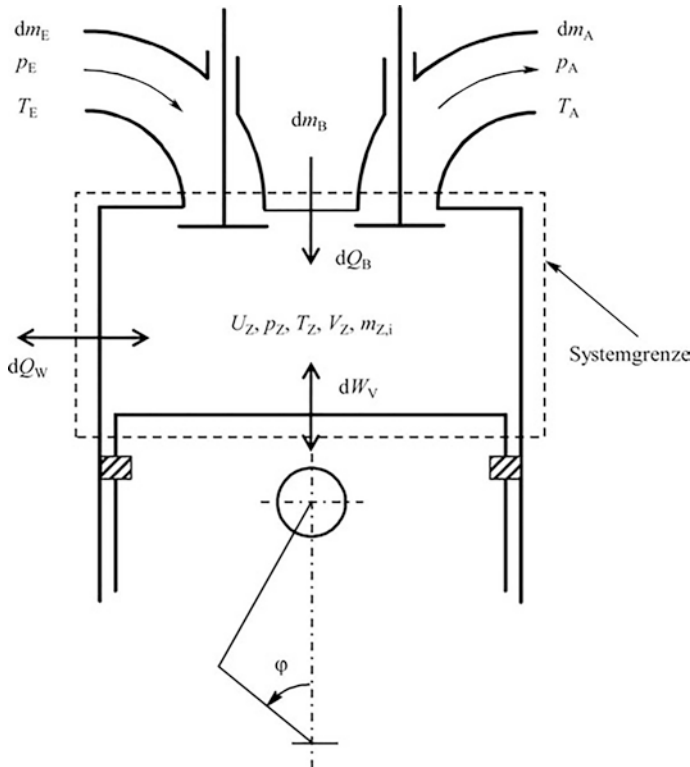
Die innere Energie  $dU$  ändert sich also nur,

- wenn sich der Kolben bewegt und damit durch die Volumenänderung eine Volumenänderungsarbeit  $dW_V$  ausgetauscht wird,
- wenn über die Zylinderwände Wärme  $dQ_W$  ausgetauscht wird,
- wenn durch die Verbrennung Wärme  $dQ_B$  freigesetzt wird.

Die Verbrennung von Kraftstoff wird bei dieser einfachen Betrachtungsweise als eine „innere Heizung“, also als eine innere Wärmezufuhr angesehen. Dabei wird die Masse des Kraftstoffes zunächst vernachlässigt.

Die Gleichung für die Volumenänderungsarbeit lautet wie schon im Abschn. 4.7:

$$dW_V = -p \cdot dV.$$



**Abb. 4.32** Thermodynamisches System „Zylinder“

Dabei wird der Druck  $p$  durch die Zylinderdruckindizierung gemessen. Das Volumen  $V$  wird aus der Geometrie des Kurbeltriebs in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel berechnet.

Die Wandwärmeverluste werden nach dem Newtonschen Ansatz berechnet:

$$\dot{Q}_W = \alpha \cdot A \cdot (T_Z - T_{\text{Wand}}).$$

Dabei ist  $A$  die Wärme übertragende Fläche (Zylinderkopffläche + Kolbenbodenfläche + momentan frei gegebene Fläche der Laufbuchse).  $T_Z$  ist die Temperatur des Gases im Zylinder.  $T_{\text{Wand}}$  ist die Temperatur der Brennraumwand. In der Praxis werden meistens unterschiedliche Temperaturen für Zylinderkopf, Kolbenboden und Laufbuchse verwendet. In der vorliegenden Arbeit wird aus Gründen der Vereinfachung eine konstante Temperatur für alle Wände angenommen.

Für den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  gibt es in der Literatur sehr viele verschiedene Gleichungen. Die bekannteste stammt von Woschni [24]. Im vorliegenden Buch wird die sehr einfache Gleichung von Hohenberg verwendet:

$$\alpha = 130 \cdot V^{-0,06} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,4} \cdot (v_m + 1,4)^{0,8}.$$

Diese Gleichung wurde dem Buch von Pischinger [24] entnommen. Diese Zahlenwert-Gleichung ist sehr problematisch. Denn es wird nicht angegeben, in welchen Einheiten die physikalischen Größen eingesetzt werden müssen<sup>9</sup>. Der Autor hat „experimentiert“, welche Einheiten zu sinnvollen Ergebnissen führen. Das führt dann zu folgender Gleichung:

$$\frac{\alpha}{\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}} = 130 \cdot \left( \frac{V}{\text{dm}^3} \right)^{-0,06} \cdot \left( \frac{p}{\text{bar}} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{T}{\text{K}} \right)^{-0,4} \cdot \left( \frac{v_m}{\frac{\text{m}}{\text{s}}} + 1,4 \right)^{0,8}.$$

Die Notation dieser Gleichung mag für viele Leser/Leserinnen ungewohnt sein. Sie entspricht aber der SI-Norm, ist mathematisch exakt und enthält alle Einheiten. An dieser Gleichung erkennt man übrigens sehr schön, warum man physikalische Größen kursiv und Einheiten nicht-kursiv schreiben sollte.

$V$  ist das aktuelle Zylindervolumen,  $p$  der aktuelle Zylinderdruck,  $T$  die aktuelle Temperatur des Gases im Zylinder und  $v_m$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit.

Die Gastemperatur wird mit der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase berechnet, wobei man vereinfachend davon ausgeht, dass sich im Zylinder nur Luft befindet mit der Gaskonstanten  $R = 287 \text{ J/(kgK)}$ :

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T.$$

Die innere Energie des Gases im Zylinder wird gemäß der kalorischen Zustandsgleichung für ideale Gase berechnet:

$$dU = d(m \cdot c_v \cdot T).$$

Zusammenfassend kann man feststellen: Aus der Zylinderdruckindizierung ist  $p$  als Funktion des Kurbelwinkels bekannt. Wenn man die Masse  $m$  der Luft im Zylinder kennt und auch die Wandtemperaturen abschätzt<sup>10</sup>, dann kann man mit den eben genannten physikalischen Modellen die Volumenänderungsarbeit, die Wandwärmeverluste und die innere Energie berechnen und dann aus dem 1. Hauptsatz die durch Verbrennung freigesetzte Energie berechnen. In vielen Büchern heißt die pro Kurbelwinkel freigesetzte Verbrennungsenergie „Brennverlauf“ und das Integral „Summenbrennverlauf“:

<sup>9</sup>Der Autor hat viele Bücher angeschaut, um Hinweise auf die in den Gleichungen für den Wärmeübergangskoeffizienten verwendeten Einheiten zu finden. Leider werden diese Einheiten in fast keinem Buch angegeben ...

<sup>10</sup>Es ist nicht einfach, die Wandtemperaturen genau zu ermitteln. Eine gute Schätzung geht folgendermaßen: Im betriebswarmen Zustand sind die Wandtemperaturen auf jeden Fall höher als die Kühlmitteltemperaturen (Kühlwasser und Schmieröl) in Höhe von etwa 100 °C. Bei Vollast kann man eine Kolbentemperatur von 200 °C, eine Zylinderkopftemperatur von 400 °C und eine Laufbuchsentemperatur von 150 °C schätzen. Im Teillastgebiet liegen die Bauteiltemperaturen dann zwischen diesen maximalen Temperaturen und den Kühlmitteltemperaturen.

$$\text{Brennverlauf: } \frac{dQ_B(\varphi)}{d\varphi},$$

$$\text{Summenbrennverlauf: } Q_B(\varphi) = \int \frac{dQ_B(\varphi)}{d\varphi} \cdot d\varphi.$$

Manche Autoren bezeichnen aber auch den „Summenbrennverlauf“ als „Brennverlauf“.

In der Praxis geht man so vor, dass man auf dem Prüfstand einen Betriebspunkt einstellt und den Zylinderdruck, die Drehzahl, das Drehmoment und auch den Luft- und Kraftstoffmassenstrom misst. Aus dem Luftmassenstrom kann man unter Verwendung eines geschätzten Liefergrades die Luftmasse im Zylinder abschätzen.

In der Excel-Tabelle ist eine Druckverlaufsanalyse programmiert. Die ersten Spalten wurden im Abschn. 4.26 erklärt. Die folgenden Spalten bedeuten:

- Q mit der thermischen Zustandsgleichung berechnete Gastemperatur,
- R mit der kalorischen Zustandsgleichung berechnete Änderung der inneren Energie,
- S aktuelle Wandfläche,
- T Wärmeübergangskoeffizient,
- U Wandwärmeverlust,
- V durch Verbrennung freigesetzte Energie,
- W Brennverlauf,
- X Summenbrennverlauf.

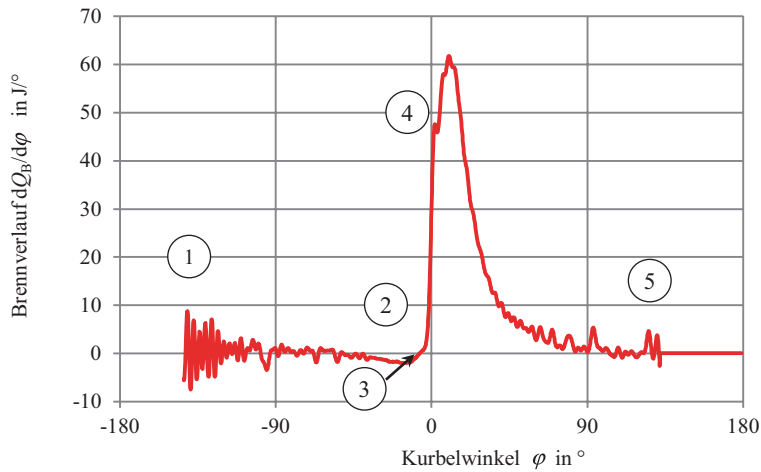
Das Ergebnis der Druckverlaufsanalyse (Vollast des Iveco-Dieselmotors bei 2500/min) zeigt die Abb. 4.33. Der Druckverlauf wurde hierfür 50-mal geglättet. An der Stelle 1 (Einlass schließt) beginnt die Druckverlaufsanalyse. Die Schwingungen sind auf Druckschwingungen (Schallwellen) im Brennraum zurückzuführen, die wahrscheinlich durch das Aufsetzen des Einlassventils verursacht werden und langsam ausklingen. Der negative Brennverlauf im Bereich 2 ist nicht eindeutig zu erklären. Manche Autoren führen es auf die Verdampfung des eingespritzten Dieseldienststoffes zurück. Andere Autoren erklären es damit, dass wohl das physikalische Modell für den Wärmeübergang in OT-Nähe nicht gut mit der Realität übereinstimmt. An der Stelle 3 beginnt dann die Verbrennung, was man an der starken Zunahme des Brennverlaufs erkennt.

An der Stelle 4 erkennt man den Übergang von der ersten Verbrennungsphase (Premixed-Verbrennung) zur zweiten Verbrennungsphase (Diffusions-Verbrennung). Das ist typisch für direkt einspritzende Dieselmotoren. An der Stelle 5 endet die Druckverlaufsanalyse mit dem Öffnen des Auslassventils.

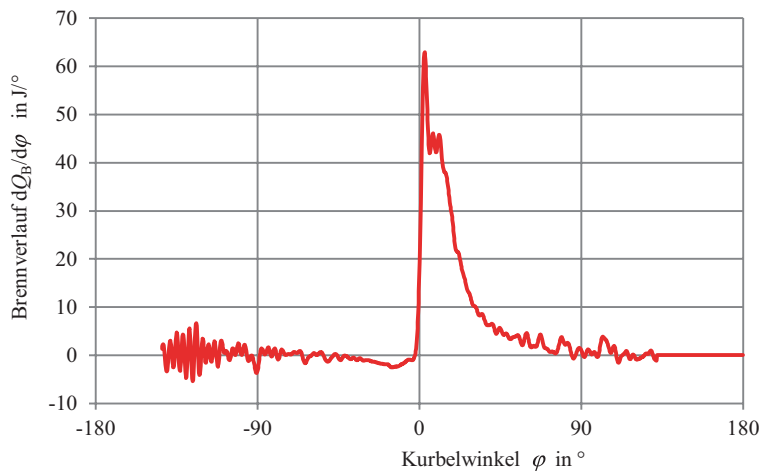
Abb. 4.34 zeigt den Brennverlauf des Ivecomotors bei einer Drehzahl von 2500/min und einem Drehmoment von 150 Nm (Teillastgebiet). Man kann deutlich erkennen, dass Dieselmotoren im Teillastgebiet eine ausgeprägtere Premixed-Spitze haben. Der zweite Teil der Verbrennung spielt eine untergeordnete Rolle.

Genau genommen ist eigentlich nicht die Premixed-Spitze ausgeprägter, sondern die Diffusions-Phase fehlt weitgehend. Das kann man folgendermaßen erklären: Beim Dieselmotor „weiß“ die Verbrennung zu Beginn der Einspritzung noch nicht, ob es sich





**Abb. 4.33** Brennverlauf des direkt einspritzenden Dieselmotors von Iveco bei Volllast



**Abb. 4.34** Brennverlauf des Iveco-Motors im Teillastgebiet

um einen Volllastpunkt mit großer Einspritzmenge oder um einen Schwachlastpunkt mit kleiner Einspritzmenge handelt. Die Verbrennung beginnt dieselmotorentypisch mit der heftigen Premixed-Verbrennung. In dieser Phase wird vor allem der Kraftstoff verbrannt, der in der Zündverzugsphase, also zwischen Einspritzbeginn und Verbrennungsbeginn in den Brennraum eingespritzt wurde. Kraftstoff, der nach dem Verbrennungsbeginn eingespritzt wird, verbrennt in der zweiten Phase „sanft“, weil die Temperatur im Brennraum schon hoch ist. Die Diffusionsphase ist umso ausgeprägter, je länger und je mehr

Kraftstoff nach dem Verbrennungsbeginn noch eingespritzt wird. Im Schwachlastgebiet eines Dieselmotor endet die Einspritzung teilweise schon vor dem Verbrennungsbeginn.

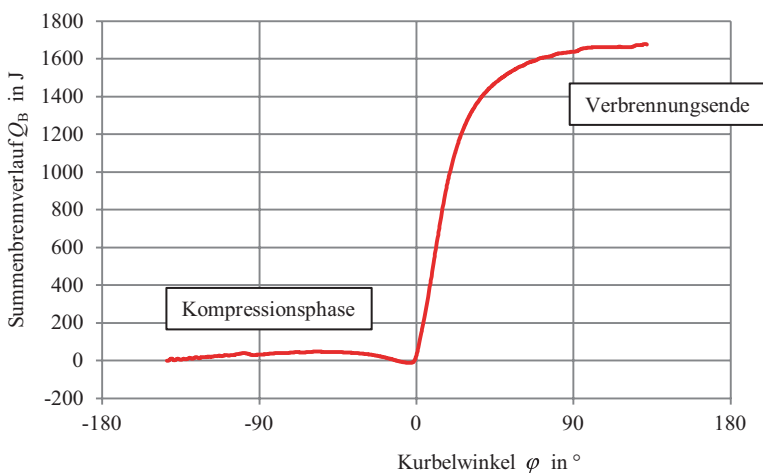
Bei der DVA wurde die am Prüfstand gemessene Kraftstoffmenge nicht verwendet. Deswegen kann man sie zur Kontrolle der Druckverlaufsanalyse verwenden. Der Summenbrennverlauf beschreibt, welche Energie bei der Verbrennung freigesetzt wurde. Diese sollte der Energie des eingespritzten Kraftstoffes entsprechen. Aus der Masse des eingespritzten Kraftstoffes und dem Heizwert kann man diese Energie berechnen. In der Excel-Tabelle enthält die Zelle C65 die Energiebilanz  $\eta_{DVA}$ :

$$\eta_{DVA} = \frac{Q_B}{m_B \cdot H_U} = \frac{\text{in der DVA gefundene Energie}}{\text{Energie des Kraftstoffes}}.$$

Bei der durchgeführten Analyse des Volllastpunktes ergibt sich ein Wert von 95,3 %, was angesichts der verwendeten einfachen physikalischen Teilmodelle nicht überbewertet werden darf. Üblicherweise akzeptiert man bei der DVA Energiebilanzwerte zwischen 95 % und 105 %. Alle Ungenauigkeiten in der Messkette und in den physikalischen Modellen äußern sich in Werten der Energiebilanz, die sich von 100 % unterscheiden.

Abb. 4.35 zeigt den integrierten Brennverlauf (Summenbrennverlauf) des Volllastpunktes des Ivecomotors. Durch die Integration werden die Druckschwingungen, die im Brennverlauf deutlich zu sehen sind, weitgehend beseitigt. Man erkennt den typischen s-förmigen Verlauf natürlicher Prozesse. Er beschreibt, welche Kraftstoffenergie zu einem bestimmten Kurbelwinkel durch die Verbrennung bereits freigesetzt wurde. Weniger erfreulich ist, dass in der Kompressionsphase, in der keine Verbrennung stattfindet, trotzdem Energie gefunden wurde. Dieses Problem wird im Folgenden behandelt.

Im Abschn. 4.27 wurde erwähnt, dass bei der Zylinderdruckmessung der Druck nur als Relativdruck gemessen wird. Das absolute Niveau muss irgendwie festgelegt



**Abb. 4.35** Summenbrennverlauf des Ivecomotors bei Volllast

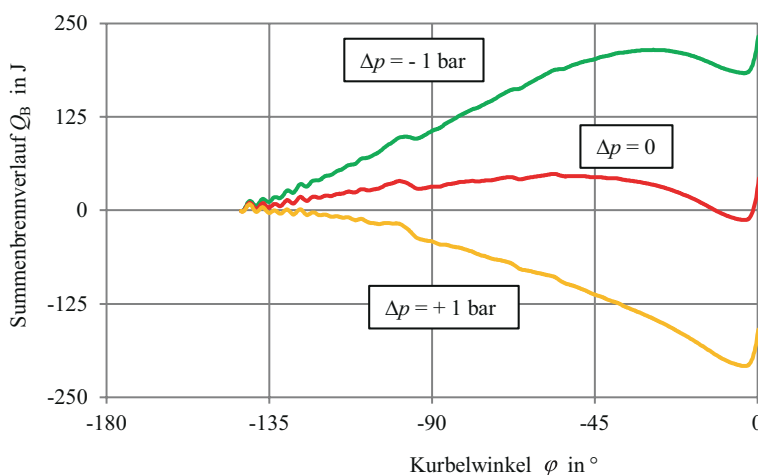
werden. Eine erste gute Abschätzung ist, dass gegen Ende des Ladungswechsels, also im unteren Totpunkt, der Druck im Zylinder dem Druck im Saugrohr entspricht. (In der Zelle C54 kann eine Druckkorrektur vorgegeben werden.) Eine andere Methode ist die Beobachtung des Brennverlaufs in der Kompressionsphase. Hier darf sich kein von null verschiedener Brennverlauf ergeben, weil ja noch keine Verbrennung stattfindet. Gerne bleibt man bei dieser Beobachtung etwas vom Punkt „Einlass schließt“ und von der Problematik des negativen Brennverlaufs kurz vor dem Verbrennungsbeginn weg. Wenn man beispielsweise den Bereich zwischen 100 °KW und 50 °KW vor OT betrachtet, dann muss der Wert des Summenbrennverlaufs am Anfang und am Ende gleich sein (am besten gleich null). Abb. 4.36 zeigt den Einfluss der Druckniveauekorrektur auf den Summenbrennverlauf.

Man kann gut erkennen, wie ein falsches Druckniveau den Summenbrennverlauf nach oben oder unten verformt. Deswegen ist eine gute Methode der Druckniveaufestlegung die Beobachtung des Summenbrennverlaufs in der Kompressionsphase.

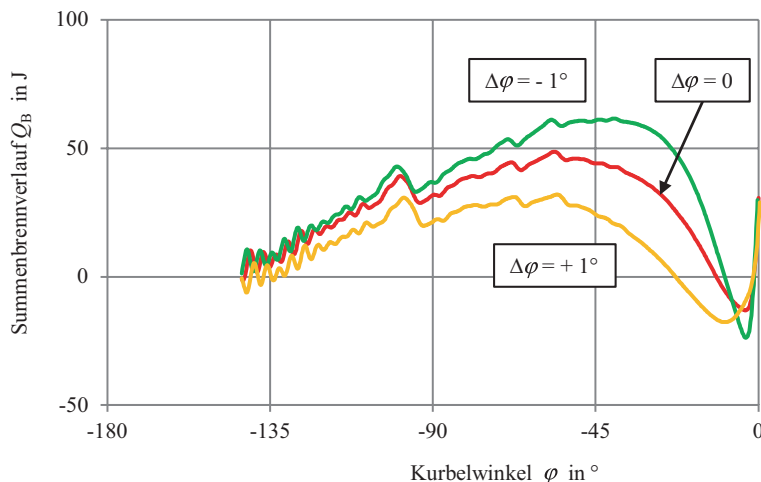
Eine dritte Methode der Druckniveaufestlegung ist die sogenannte Polytropenmethode. Die Erfahrung zeigt, dass man den Druckverlauf in der Kompressionsphase gut mit der Polytropengleichung beschreiben kann:

$$\frac{p(\varphi_2)}{p(\varphi_1)} = \left( \frac{V(\varphi_1)}{V(\varphi_2)} \right)^n.$$

Diese Gleichung ähnelt der thermodynamischen Gleichung für isentrope Zustandsänderungen. Der Exponent  $n$  heißt „Polytropenexponent“. Die Erfahrung zeigt, dass man die Kompressionslinie von üblichen Motoren recht gut mit einem Polytropenexponenten von 1,32 bis 1,36 beschreiben kann. Die in Abb. 4.36 untersuchten Druckkorrekturen



**Abb. 4.36** Einfluss der Druckkorrektur auf den Summenbrennverlauf



**Abb. 4.37** Einfluss der Kurbelwinkelkorrektur auf den Summenbrennverlauf

haben Polytropenexponenten von 1,41 ( $\Delta p = 0$ ) bzw. 1,72 ( $\Delta p = -1$  bar) und 1,20 ( $\Delta p = 1$  bar).

Im Abschn. 4.27 wurde auch erwähnt, dass man bei der Zylinderdruckmessung die Kurbelwinkelzuordnung eventuell geringfügig korrigieren muss. Auch die Kurbelwinkelkorrektur beeinflusst den Summenbrennverlauf in der Kompressionsphase. Abb. 4.37 zeigt den Einfluss der Kurbelwinkelkorrektur auf den Summenbrennverlauf in der Kompressionsphase.

Man kann deutlich erkennen, dass der Einfluss der Kurbelwinkelkorrektur nicht so groß ist wie der der Druckniveauekorrektur (andere Skalierung der senkrechten Achse) und dass die Kurbelwinkelkorrektur den Summenbrennverlauf qualitativ anders verformt als die Druckniveauekorrektur.

### Zusammenfassung

Die thermodynamische Analyse des im Innern eines Zylinders gemessenen Druckes ist eine bewährte Methode, um Informationen über die Verbrennungsvorgänge zu erhalten. ◀

## 4.28 Wozu dient eine doppelt-logarithmische Darstellung?

### Der Leser/die Leserin lernt

Mit einer doppelt-logarithmischen Darstellung kann man Potenzfunktionen linear darstellen. ◀

Ingenieure stellen Messwerte gerne in Koordinatensystemen dar, um Zusammenhänge zwischen den Messwerten zu erkennen. Es ist einleuchtend, dass ein linearer Zusammenhang zwischen Messwerten im kartesischen Koordinatensystem wie eine Gerade aussieht. Wenn es sich um Zusammenhänge handelt, die man durch eine Potenzfunktion  $n$ -ten Grades  $y = x^n$  ( $n \neq 0$ ) beschreiben kann, dann wählt man gerne eine doppelt-logarithmische Darstellung. Das kann man folgendermaßen begründen:

Die Potenzfunktion

$$y = x^n$$

wird durch Logarithmierung beider Gleichungsseiten zu

$$\ln(y) = \ln(x^n).$$

Gemäß den Rechenregeln für Logarithmen gilt:

$$\ln(y) = \ln(x^n) = n \cdot \ln(x).$$

Wenn man neue Koordinaten  $X = \ln(x)$  und  $Y = \ln(y)$  einführt, dann stellt sich die Potenzfunktion als lineare Gleichung mit der Steigung  $n$  dar:

$$Y = n \cdot X.$$

Das bedeutet, dass eine Potenzfunktion wie eine Gerade aussieht, wenn man sie über logarithmischen Achsen darstellt.

Bei der Kontrolle von Zylinderdruckmessungen wird diese Methode gerne verwendet. Die Kompressionslinie eines Hubkolbenmotors wird in guter Näherung durch

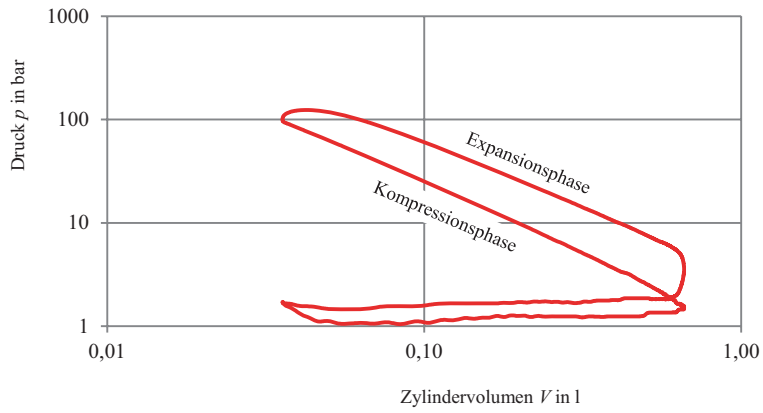
$$p(\varphi) = p_{\text{UT}} \cdot \left( \frac{V_{\text{UT}}}{V(\varphi)} \right)^n$$

beschrieben.  $n$  ist der sogenannte Polytropenexponent, der bereits in Abschn. 4.10 und 4.28 verwendet wurde. Wenn man die Zylinderdruckmessung in einem  $\ln(p) - \ln(V)$ -Koordinatensystem darstellt (Abb. 4.38), dann ergeben die Messwerte in der Kompressionsphase näherungsweise eine Gerade mit dem Polytropenexponenten  $n$  als Steigung. Ähnliches gilt für die Expansionsphase mit einem anderen Polytropenexponenten.

Dort, wo in der Kompressions- und in der Expansionsphase die Kurve  $\ln(p)$  als Funktion von  $\ln(V)$  linear verläuft, ist noch keine Verbrennung bzw. keine Verbrennung mehr. Dazwischen findet die Verbrennung statt.

### Zusammenfassung

In doppelt-logarithmischer Darstellung verlaufen Potenzfunktionen linear. Die Steigung der Geraden ist ein Maß für die Größe der Potenz. ◀



**Abb. 4.38** Doppelt-logarithmische Darstellung des  $p$ - $V$ -Diagramms aus Abb. 4.28