Verbrennungsmotorische Berechnungen 2

2.1 Stöchiometrie

2.1.1 Mindestluftmenge

Bei den in Verbrennungsmotoren verwendeten Kraftstoffen handelt es sich im Allgemeinen um Kohlenwasserstoff-Verbindungen. (Nur vereinzelt werden Experimente mit reinem Wasserstoff gemacht.) Die einfachste HC-Verbindung ist Methan: CH_4. Methan verbrennt mit dem Sauerstoff der Luft zu Wasser (H_2O) und Kohlendioxid (CO_2):

$$CH_4 + 2\,O_2 \rightarrow CO_2 + 2\,H_2O \tag{2.1}$$

Unter Verwendung der Molmassen ($M_C = 12\,\mathrm{g/mol}$, $M_H = 1\,\mathrm{g/mol}$, $M_O = 16\,\mathrm{g/mol}$) kann man eine stöchiometrische Massenbilanz aufstellen:

$$16\,\mathrm{g} + 64\,\mathrm{g} = 44\,\mathrm{g} + 36\,\mathrm{g} \tag{2.2}$$

Zur Verbrennung von 16 g Methan werden also 64 g Sauerstoff benötigt. Dabei ergeben sich 44 g Kohlendioxid und 36 g Wasser.

Üblicherweise wird der Sauerstoff der Luft entnommen, in der er mit einem Massenanteil von 23,01 % enthalten ist. Die 64 g Sauerstoff entsprechen also 278,1 g Luft. Die Mindestluftmenge von Methan ergibt sich somit zu

$$L_{\min} = \frac{m_L}{m_B} = \frac{278{,}1\,\mathrm{g}}{16\,\mathrm{g}} = 17{,}38 \tag{2.3}$$

Kraftstoff wird üblicherweise mit einem tiefgestellten Buchstaben B (wie Brennstoff) abgekürzt.

Typische Zahlenwerte für die Mindestluftmenge handelsüblicher Kraftstoffe sind 14,5 für Benzin und 14,6 für Dieselkraftstoff.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017

K. Schreiner, *Verbrennungsmotor – kurz und bündig*,
https://doi.org/10.1007/978-3-658-19426-0_2

2.1.2 Heizwert

Bei der Verbrennung wird Energie freigesetzt. Diese kann man sich als eine Art innerer Wärmequelle Q_B im Zylinder vorstellen. Q_B ergibt sich als Produkt der verbrannten Kraftstoffmasse und des Heizwerts H_U des Kraftstoffes:

$$Q_B = m_B \cdot H_U \tag{2.4}$$

Der Heizwert kann als die spezifische Reaktionsenthalpie der stöchiometrischen Gleichung verstanden werden. Typische Zahlenwerte für die Heizwerte handelsüblicher Kraftstoffe sind 42,0 MJ/kg für Benzin und 42,8 MJ/kg für Dieselkraftstoff.

2.1.3 Luftverhältnis

Wenn der Kraftstoff nicht mit der stöchiometrischen Luftmenge, sondern mit Luftüberschuss (mageres Gemisch) oder mit Luftmangel (fettes Gemisch) verbrannt wird, dann verwendet man zur Kennzeichnung des Gemisches das Luftverhältnis λ:

$$\lambda = \frac{m_L}{m_B \cdot L_{min}} \tag{2.5}$$

Benzin muss immer mit einem Luftverhältnis zwischen etwa 0,7 und 1,3 gezündet werden, damit die Verbrennung ausgelöst wird. Der 3-Wege-Katalysator verlangt darüber hinaus ein Luftverhältnis von 1. Dieselkraftstoff ist diesbezüglich weniger empfindlich. Er kann mit nahezu beliebigen Luftverhältnissen brennen. Allerdings neigt die dieselmotorische Verbrennung zur Rußbildung, wenn das Luftverhältnis kleiner als etwa 1,3 wird. Deswegen werden Dieselmotoren im Allgemeinen mit einem (deutlichen) Luftüberschuss betrieben.

2.2 Kenngrößen

Motorenentwickler verwenden gerne Kenngrößen, um die Eigenschaften eines Verbrennungsmotors zu charakterisieren. Durch die Verwendung von Kenngrößen kann man Motoren verschiedener Hersteller, Anwendungen und Größen gut miteinander vergleichen. Tab. 2.1 zeigt wichtige Kenngrößen unterschiedlicher Motoren. Die folgenden Abschnitte gehen auf diese Kenngrößen näher ein.

Tab. 2.1 Typische Kenngrößen von Otto- und Dieselmotoren in verschiedenen Anwendungen

Motor	n_{max}	V_h	v_m	$p_{e,max}$	ε	p_{max}	$\eta_{e,opt}$	$\eta_{e,nenn}$	$b_{e,opt}$	$b_{e,nenn}$
	1/min	dm^3	m/s	bar		bar			g/(kWh)	g/(kWh)
Ottomotoren										
Pkw (ohne Aufladung)	6000–8000	0,3–0,5	20	13	13	60	0,37	0,30	230	290
Pkw (mit Aufladung)	6000	0,3–0.5	20	20	11	120	0,37	0,30	230	290
Dieselmotoren										
Pkw (mit Aufladung)	5000	0,3–0.5	15	22	16	200	0,42	0,37	200	230
Lkw (mit Aufladung)	1800–3000	1–2	13	24	16	220	0,45	0,40	190	210
größere Schnellläufer	1000–2500	2–20	15	30	16	180	0,45	0,45	190	190
Mittelschnellläufer	200–1200	10–300	10	25	15	200	0,50	0,50	170	170
Langsamläufer (2-Takt)	<100	100–2000	8	18	15	200	0,52	0,52	160	160

2.2.1 Hubvolumen

Die wichtigste geometrische Größe eines Verbrennungsmotors ist das Motorhubvolumen V_H. Es ergibt sich als Produkt des Zylinderhubvolumens V_h und der Zylinderzahl z:

$$V_H = z \cdot V_h \tag{2.6}$$

Das Zylinderhubvolumen selbst lässt sich aus dem Zylinder-Durchmesser (der Bohrung D) und dem Kolbenhub s berechnen (vergleiche Abb. 1.4):

$$V_h = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \tag{2.7}$$

2.2.2 Leistung und Drehmoment

Die Leistung eines Verbrennungsmotors P kann mit der aus der Physik bekannten Gleichungen für rotierende Maschinen aus dem Drehmoment M und der Drehzahl n berechnet werden:

$$P = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M \tag{2.8}$$

Dabei muss man unterscheiden, wo die Leistung gemessen wird. Die Leistung, die den Kolben im Zylinder nach unten drückt, ist die innere Leistung P_i. Die effektive Leistung an der Kupplung des Motors ist P_e. Die Differenz zwischen beiden ist die durch Reibung und sonstige Verluste im Motor verursachte Reibleistung P_r. In gleicher Weise kann man auch von einem inneren Moment M_i, einem effektiven Moment M_e und einem Reibmoment M_r sprechen. Beim effektiven Moment lässt man häufig auch den Index e weg.

2.2.3 Mitteldruck

Es ist leicht nachvollziehbar, dass die Leistung eines Motors proportional zur Motorgröße (dem Motorhubvolumen) und der Drehzahl ist:

$$P_e \sim n \cdot V_H \tag{2.9}$$

Die Proportionalitätskonstante hat die Einheit eines Druckes, weswegen man sie auch als effektiven Mitteldruck p_e bezeichnet. (Viele Bücher verwenden die nicht

normgerechte, aber allgemein übliche Abkürzung p_{me}.) Das führt dann zur Gleichung

$$P_e = i \cdot n \cdot p_e \cdot V_H \tag{2.10}$$

Die Gleichung enthält noch die Taktzahl i. Für sie gilt:

$i = 1$ beim 2-Takt-Motor
$i = 0{,}5$ beim 4-Takt-Motor

Damit bringt man zum Ausdruck, dass beim 4-Takt-Motor die Drehzahl „nur zur Hälfte zählt“, weil der Motor nur jede zweite Umdrehung eine Verbrennung aufweist.

Der effektive Mitteldruck ist eine der wichtigsten Kenngrößen eines Verbrennungsmotors. Er beschreibt die Qualität eines Motors als eine auf das Motorhubvolumen und die Motordrehzahl bezogene Leistung. Die Motorenfachleute nutzen diese Größe gerne auch als inneren Mitteldruck p_i und als Reibmitteldruck p_r. Für viele Motoren gilt, dass der Reibmitteldruck in einer Größenordnung von 1 bis 2 bar liegt. Damit kann man die Reibungsverhältnisse unabhängig von der Motorgröße abschätzen.

Den inneren Mitteldruck p_i kann man auch anders herleiten und verstehen. In Abb. 1.7 wurde bereits der Druckverlauf während eines Arbeitsspiels im Zylinder eines 4-Takt-Motors dargestellt. Die Thermodynamik sagt, dass die Fläche, die vom Kreisprozess im p-V-Diagramm umschlossen wird, gleich der Arbeit des Prozesses ist. Dabei muss man den Umlaufsinn der Fläche berücksichtigen. Flächen, die in Uhrzeigerdrehung umlaufen werden, geben Arbeit ab und sind damit für einen Verbrennungsmotor wertvoll. Die Ladungswechselfläche, die in der Gegenrichtung umlaufen wird, stellt für den Verbrennungsmotor den Ladungswechselverlust dar. Man kann im p-V-Diagramm eine Rechteckfläche konstruieren, die genauso groß ist wie die vom Kreisprozess umschlossene Fläche. Diese Fläche hat als waagerechte Abmessung das Zylinderhubvolumen. Die senkrechte Abmessung hat die Dimension eines Druckes und ist der schon oben erwähnte innere Mitteldruck (vergleiche Abb. 2.1). (Die Messtechnik, mit der man den Druckverlauf im Innern eines Zylinders misst, heißt Zylinderdruckindizierung. Deswegen sagt man zum inneren Mitteldruck häufig auch indizierter Mitteldruck.) Thermodynamisch kann man das so formulieren: Die innere oder indizierte Arbeit W_i ergibt sich zu

$$W_i = \oint p \cdot \mathrm{d}V = p_i \cdot V_h \tag{2.11}$$

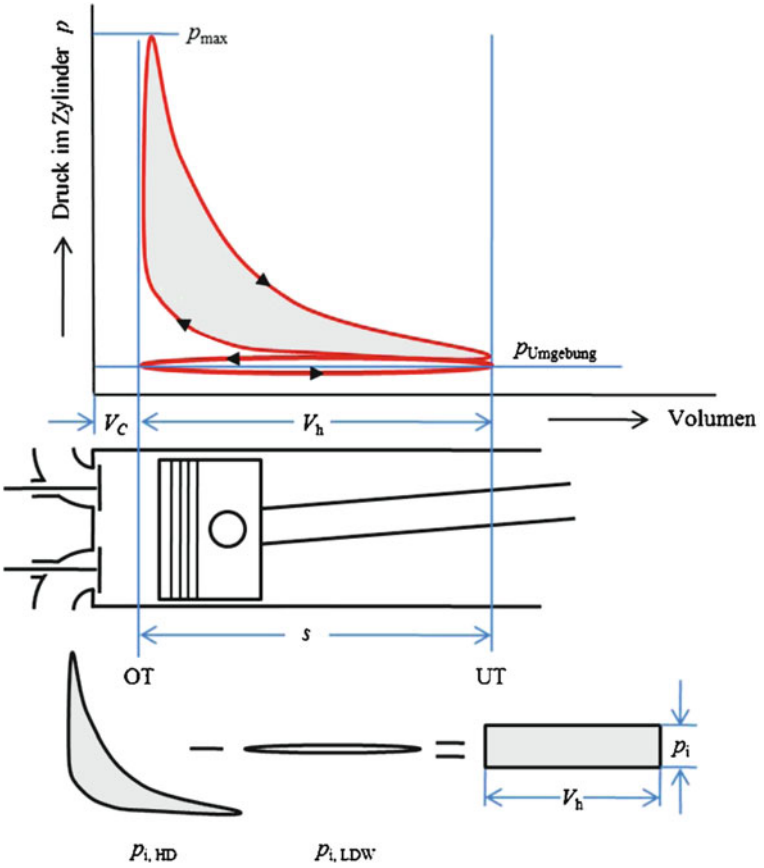


Abb. 2.1 *p-V*-Diagramm eines realen 4-Takt-Motors: Die vom Kreisprozess umschlossene Fläche ist die innere Arbeit. Man kann sie auch als Rechteckfläche mit den Abmessungen Zylinderhubvolumen und innerer Mitteldruck p_i darstellen [Schreiner (2015)]

Hinweis In der Thermodynamik wird die innere Arbeit eigentlich mit einem negativen Vorzeichen versehen, weil abgegebene Arbeiten definitionsgemäß ein negatives Vorzeichen haben. Die Motorenentwickler lassen das Minuszeichen aber weg. Denn sonst müsste man thermodynamisch richtig, aber umgangssprachlich eigenartig beispielsweise sagen: Der Verbrennungsmotor hat eine Leistung von minus 100 Kilowatt.

2.2.4 Wirkungsgrad und Kraftstoffverbrauch

Die nächste Gruppe von Kenngrößen sind die Wirkungsgrade η. Sie beschreiben das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand (vergleiche Abschn. 1.1). Beim Verbrennungsmotor liegt der Nutzen in der mechanischen Leistung P_e. Der Aufwand steckt im Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_B$ unter Berücksichtigung des Heizwertes H_U:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_B \cdot H_U} \tag{2.12}$$

Wenn man statt der effektiven Leistung die innere Leistung P_i verwendet, erhält man den inneren Wirkungsgrad η_i. Das Verhältnis dieser beiden Wirkungsgrade ist der mechanische Wirkungsgrad η_m:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{\eta_e}{\eta_i} \tag{2.13}$$

In der Motorenentwicklung verwendet man häufig statt dem effektiven Wirkungsgrad eines Motors den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e:

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e \cdot H_U} \tag{2.14}$$

Die Kenngröße ist sehr leicht zu verstehen, denn sie drückt aus, welchen Kraftstoffmassenstrom man benötigt, um eine bestimmte effektive Leistung zu erzielen. Die gebräuchliche Einheit für b_e ist demnach g/(kWh). In gleicher Weise kann man auch einen indizierten oder inneren spezifischen Kraftstoffverbrauch definieren:

$$b_i = \frac{\dot{m}_B}{P_i} = \frac{1}{\eta_i \cdot H_U} \tag{2.15}$$

Typische Bestwerte für den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch bei Pkw-Motoren sind 200 g/(kWh) bei Dieselmotoren und 230 g/(kWh) bei Ottomotoren.

Bei Pkw gibt man noch eine ganz andere Art von Kraftstoffverbrauch an, nämlich den streckenbezogenen Kraftstoffverbrauch V_S in der Einheit l/(100 km):

$$V_S = \frac{\dot{V}_B}{v_{Pkw}} \tag{2.16}$$

Er ergibt sich aus dem Kraftstoffvolumenstrom $\dot{V}_B$ und der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Pkw}. Genaugenommen hat diese Größe mit dem Verbrennungsmotor nur indirekt zu tun. Denn sie berücksichtigt das ganze Fahrzeug und hängt natürlich beispielsweise auch vom Luft- und vom Rollwiderstand ab.

2.2.5 Luftaufwand und Liefergrad

Im Abschn. 1.4.1 wurde der Verbrennungsmotor als „Luftpumpe“ bezeichnet. Im Idealfall saugt der Motor pro Arbeitsspiel so viel Ladung an, wie im Motorhubvolumen Platz ist. Multipliziert mit der Luftdichte ρ_L ergibt sich dann der Luftmassenstrom $\dot{m}_{L,ideal}$:

$$\dot{m}_{L,ideal} = i \cdot n \cdot \rho_L \cdot V_H \tag{2.17}$$

Die Luftdichte kann man mit der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase (vergleiche (Schreiner, 2015)) aus dem Luftdruck p, der Lufttemperatur T und der Gaskonstanten für Luft R berechnen:

$$\rho_L = \left(\frac{p}{R \cdot T}\right)_{\text{vor Zyl}} \tag{2.18}$$

Der Zustand „vor Zylinder“ entspricht beim ungedrosselten Motor näherungsweise dem Umgebungszustand. Beim gedrosselten Motor entspricht er dem Zustand nach der Drosselklappe und beim aufgeladenen Motor dem Zustand der Ladeluft.

Im realen Fall wird der Motor weniger Ladung ansaugen, als es dem Idealfall entspricht. Denn die Ventile öffnen nur eine relativ kleine Fläche des Zylinderquerschnittes. Und bei hohen Drehzahlen reicht die Zeit oft kaum aus, um den Zylinder vollständig mit Luft zu füllen. Deswegen kann man einen Wirkungsgrad des Ladungswechsels definieren, der beschreibt, wie gut der reale Massenstrom dem ideal möglichen entspricht. Dieser Wirkungsgrad des Ladungswechsels heißt in der englischsprachigen Literatur „volumetrischer Wirkungsgrad“, was man gut verstehen kann. In der deutschen Literatur wird er als Luftaufwand λ_a bezeichnet:

$$\lambda_a = \frac{\dot{m}_{\text{Ladung durch den Motor}}}{\dot{m}_{L,ideal}} \tag{2.19}$$

Bei manchen Motoren sind die Einlass- und die Auslassventile kurzzeitig gemeinsam geöffnet (Ventilüberschneidung, vergleiche Abschn. 1.3.1). Dann kann es zum Durchströmen der Ladung kommen, sodass angesaugte Ladung direkt in den Abgaskanal gelangt. Dann verbleibt im Zylinder nicht so viel Ladung, wie durch die Einlassventile angesaugt wurde. Der Liefergrad λ_l beschreibt diesen Effekt, indem er die tatsächlich im Zylinder vorhandene Ladungsmasse berücksichtigt:

$$\lambda_l = \frac{\dot{m}_{\text{Ladung im Zylinder}}}{\dot{m}_{L,ideal}} = \frac{i \cdot n \cdot m_{\text{Ladung im Zylinder}}}{\dot{m}_{L,ideal}} \tag{2.20}$$

Moderne Motoren haben im Allgemeinen 4-Ventil-Technik (zwei Einlass- und zwei Auslassventil pro Zylinder) und optimierte Ansaug- und Abgassysteme. Deswegen sind die heutigen Luftaufwandzahlen recht hoch und liegen häufig in einer Größenordnung von 0,9 bis 1,0. Bei einer besonders guten Abstimmung der Ansaugsysteme (vergleiche Abschn. 1.4.1 und Kap. 4) können durch dynamische Effekte λ_a-Werte von bis zu 1,1 erreicht werden: Der Motor saugt also mehr Ladung an, als es dem mittleren Druck vor Zylinder entspricht. Das ist gewissermaßen eine leichte Aufladung durch geschickte Ausnutzung der Druckdynamik.

2.2.6 Mittlere Kolbengeschwindigkeit

Die Geschwindigkeit des Kolbens ändert sich ständig mit der Kurbelwellenumdrehung. Man kann aber eine mittlere Kolbengeschwindigkeit v_m (vergleiche Abschn. 1.5.1) dahingehend definieren, dass der Kolben während einer Motorumdrehung zweimal den Kolbenhub s zurücklegt:

$$v_m = 2 \cdot s \cdot n \tag{2.21}$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist ein Maß für die Belastung insbesondere der Bauteilgruppe Kolbenringe/Kolben/Laufbuchse. Typische Zahlenwerte sind etwa 20 m/s bei Pkw-Motoren und 10 m/s bei langsamlaufenden Schiffsdieselmotoren.

2.2.7 Hub-Bohrung-Verhältnis

Wenn man (vielleicht bei einer sportlichen Motorauslegung) die Drehzahl erhöhen möchte, dann muss man den Kolbenhub entsprechend reduzieren, um die mittlere Kolbengeschwindigkeit und damit den Verschleiß nicht anwachsen zu lassen. Der kleinere Kolbenhub würde das Zylinderhubvolumen verringern und muss mit einem größeren Zylinderdurchmesser D kompensiert werden. Dadurch ändert sich das Hub-Bohrung-Verhältnis s/D. Pkw-Benzinmotoren haben hier üblicherweise Werte von etwa 1. Sportliche Motoren haben Werte kleiner 1 („Kurzhuber“) bis hinunter zu 0,5 bei Rennmotoren. Dieselmotoren haben Werte leicht größer 1 („Langhuber“) bis hin zu 4 bei langsamlaufenden Schiffsdieselmotoren.

2.3 Motorsimulation

Experimente an Verbrennungsmotoren werden üblicherweise auf Motorprüfständen durchgeführt. Diese sind aufwendig und erfordern eine zum Teil sehr teure Messtechnik. So kostet beispielsweise die Abgasmessanlage zur Bestimmung der gasförmigen Schadstoffkonzentrationen ca. 300.000 EUR. Schon lange versucht man deswegen, einen Teil der Prüfstandsarbeiten durch Simulationen zu ersetzen. Die einfachen thermodynamischen Berechnungen, die zu den bekannten Gleichraum- und Gleichdruckprozessen führen, sind viel zu ungenau. Komplizierte thermodynamische Berechnungen sind aufwendig und erfordern eine Kalibrierung der Modelle durch Messwerte. Besonders komplex ist die Kalibrierung der Modelle für die Verbrennung. Letztlich gelingt es noch keinem Verbrennungsmodell, alle Änderungen, die an einem Motor vorgenommen werden können (Zündzeitpunkt bei Ottomotor, Einspritzbeginn, Voreinspritzung und Einspritzdruck beim Dieselmotor, Luftbewegungen und Turbulenzen im Brennraum, Hydraulik der Einspritzanlage, ...), so zu berücksichtigen, dass die Verbrennung richtig vorausberechnet wird. Deswegen ist es immer notwendig, die Verbrennung im Innern des Zylinders zu messen, um die Verbrennungsmodelle der Simulationstools zu kalibrieren. Die Standardmethode hierfür ist die Methode der Zylinderdruckindizierung mit anschließender Druckverlaufsanalyse (Schreiner, 2015). Man misst dazu mit einer aufwendigen Messtechnik den Druck im Zylinder des Motors mit einer hohen zeitlichen Auflösung und wertet ihn thermodynamisch aus. Als Ergebnis erhält man den sogenannten Brennverlauf, der die zeitliche Energiefreisetzung durch die Verbrennung beschreibt.

Neben der thermodynamischen Simulation werden Verbrennungsmotoren auch mit 3D-Strömungssimulationen berechnet. Hierbei geht es vor allem um die Strömungsverhältnisse im Ansaugsystem, im Zylinderkopf, im Zylinder und im Abgassystem. Mit hydraulischen Simulationen werden vor allem die Einspritzanlage sowie die Schmieröl- und Kühlkreisläufe untersucht. Mechanische Simulationen untersuchen die Belastungen und die Haltbarkeit der Bauteile.

http://www.springer.com/978-3-658-19425-3

Verbrennungsmotor – kurz und bündig

Schreiner, K.

2017, IX, 138 S. 98 Abb. in Farbe., Softcover
ISBN: 978-3-658-19425-3