

1 Einleitung

Das Abkommen von Paris, das 2015 während der Klimarahmenkonvention der Vereinten Nationen (UNFCCC) verabschiedet wurde, zielt darauf ab, die globale Erwärmung zu begrenzen und enthält Bestimmungen, Ziele zur Reduzierung von Treibhausgasemissionen aus anthropogenen Quellen (einschließlich des Verkehrssektors) festzulegen und folglich die Entwicklung und Nutzung emissionsarmer Fahrzeuge zu fördern [1]. Neben diesem globalen Abkommen gibt es zahlreiche weitere Bemühungen, die Treibhausgasemissionen zu reduzieren und definierte Klimaziele zu erreichen. Beispielsweise hat die Europäische Union das spezifische Ziel festgelegt, die Emissionen im Verkehrssektor bis 2050 um 90 % im Vergleich zu den Werten von 1990 zu reduzieren [2]. Daher verlagert sich der Fokus zunehmend auf emissionsfreie Antriebe, wie etwa die batterieelektrischen Fahrzeuge (BEVs), welche aufgrund ihrer hohen Gesamteffizienz als vielversprechende Technologie angesehen werden.

Auch für Fahrzeuge mit Verbrennungsmotoren wurden in den letzten zwei Jahrzehnten massive Anstrengungen unternommen, um sowohl die Effizienz als auch die Schadstoffemissionen zu verbessern. Ein Teil dieser Forschung bestand darin, Fahrzeugbetriebszustände zu identifizieren, die zu erhöhten Emissionen führen, was beispielsweise beim Betrieb mit niedrigen Geschwindigkeiten, insbesondere beim Anfahren aus dem Stillstand, der Fall ist. Daraus konnten geeignete Betriebsstrategien entwickelt werden, um sowohl Schadstoff- als auch CO_2 -Emissionen zu reduzieren, z. B. durch den Betrieb des Motors bei optimaler Last und die Unterstützung des Verbrennungsmotors bei niedrigen Geschwindigkeiten durch den Einsatz eines Elektromotors. Diese Erkenntnisse beschleunigten die Entwicklung von Hybridfahrzeugen unterschiedlichster Antriebskonfiguration, welche auf dem Pfad zur Elektromobilität im Privatkraftwagensektor als wichtige Brückentechnologie betrachtet werden [3].

Hybridfahrzeuge können bei entsprechender Systemauslegung lokal emissionsfrei fahren, Energie beim Bremsen rekuperieren und gleichzeitig weiterhin das bestehende, weitverbreitete Tankstellennetz nutzen. Eine Betriebsstrategie ist erforderlich, um die Interaktion zwischen Verbrennungsmotor und Elektromotor in jeder Fahrsituation zu optimieren, wobei viele Parameter (Route, Verkehr, Fahrer, Wetter, Ladezustand, etc.) berücksichtigt werden müssen. Die Erstellung und Optimierung einer Betriebsstrategie erfordern einen hohen Entwicklungsaufwand, einschließlich zahlreicher praktischer Tests und Fachwissen in verschiedenen Bereichen.

Um eine effiziente Betriebsstrategie zu erstellen, müssen zunächst ein oder mehrere Ziele definiert werden, die als Bewertungsmaßstab für den Fortschritt der Optimierung dienen können. Der Fokus auf der Minimierung des Gesamtenergieverbrauchs war lange Zeit das bevorzugte Entwicklungsziel von Hybridfahrzeugen. Dies kann erreicht werden, indem der Verbrennungsmotor in hocheffizienten Kennfeldbereichen betrieben wird und ungünstige Lastszenarien (z. B. sehr niedrige Lasten) gezielt vermieden werden. Im Ergebnis führt dies zu einer

Verringerung der CO_2 -Emissionen aufgrund des geringeren Kraftstoffverbrauchs, ignoriert jedoch andere Emissionskomponenten (z. B. Stickstoffoxide). Durch die aktuell herrschenden Abgasgesetzgebungen ist es zusätzlich sinnvoll, die Reduktion unterschiedlicher Abgaskomponenten als Optimierungsziel zu verfolgen. Dies kann neben der Einhaltung gesetzlicher Grenzwerte auch weitere Vorteile bieten, zum Beispiel durch die Möglichkeit das Abgasnachbehandlungssystem zu vereinfachen und somit die Systemkosten zu reduzieren.

Optimierungen können vor allem in realen Versuchsumgebungen sehr zeitaufwändig sein. Begünstigt durch die steigende Rechenleistung und neue Modellierungsmethoden, kann der Einsatz eines digitalen Zwillings daher eine effiziente Alternative darstellen. Hierzu ist eine umfassende Simulationsumgebung erforderlich, die in der Lage sein muss, die realen Betriebsbedingungen mit hoher Genauigkeit zu modellieren. Neben den Fahrzeug- und Umweltmodellen gehören dazu auch spezielle Modelle, um das zu optimierende Verhalten, wie beispielsweise die hochdynamische Emissionsentstehung eines Verbrennungsmotors, zu beschreiben.

Damit der Emissionsausstoß und der Kraftstoffverbrauch von Fahrzeugen unter realistischen Betriebsbedingungen bewertet werden können, wurden verschiedene Fahrzyklen als standardisierte Metrik entwickelt. In Europa wurden 2017 die Worldwide Harmonized Light Duty Vehicle Test Procedure (WLTP) und der damit verbundene Worldwide Harmonized Light Duty Vehicle Test Cycle (WLTC) eingeführt, um realistischere Fahrbedingungen abzubilden als dies der zuvor verwendete Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ) leisten konnte [4]. Als weiteren Schritt verlangt die europäische Emissionsgesetzgebung zum heutigen Zeitpunkt die Bewertung der Schadstoffemissionen im realen Straßenbetrieb gemäß der Real Driving Emissions (RDE)-Gesetzgebung. Diese Rahmenbedingungen erhöhen die Anforderungen an Motor- und Emissionsmodelle, da hochkomplexe Prozesse (Emissionsbildung) in schnell veränderlichen Umgebungen effizient abgebildet werden müssen. Letzteres ist essenziell, um die Modelle auch auf leistungssarmer Hardware, wie beispielsweise Steuergeräten, für unmittelbare Regelungsfunktionen einsetzen zu können.

Zur Modellierung des Verbrennungsmotors und der Emissionsbildung wurden in der Vergangenheit spezifische Methoden, wie physikalisch oder phänomenologisch basierte Ansätze, entwickelt. Obwohl diese Modelle die Emissionen unter stationären Bedingungen präzise vorher-sagen können, ist ihre Optimierung für den hochdynamischen Motorbetrieb zeitaufwendig, erfordert ein hohes Maß an Expertise und ist oft mit einer reduzierten Genauigkeit verbunden.

Das zentrale Ziel der vorliegenden Arbeit besteht darin, aktuelle Fortschritte in den Methoden des Maschinellen Lernens zu analysieren und auf die beschriebene Problemstellung anzuwenden. Dadurch sollen insbesondere die bisherigen Limitierungen der dynamischen Emissions-prädiktion überwunden werden. Zusätzlich werden Kombinationen von physikalisch-phänomenologischen und datenbasierten Ansätzen betrachtet (sogenannte Hybridmodelle), um mögliche Vorteile durch die Verknüpfung beider Modellarten zu untersuchen.

2 Theoretische Grundlagen

Um die in dieser Arbeit vorgestellten Modelle und Ergebnisse fundiert bewerten zu können, ist es unerlässlich, die Hintergründe und verschiedenen theoretischen Grundlagen zu berücksichtigen. Daher werden nachfolgend zunächst Kenntnisse über die ottomotorische Verbrennung und die physikalisch-phänomenologische Beschreibung dieser Prozesse vermittelt.

Danach wird die Entstehung verschiedener, im Kontext dieser Arbeit relevanter Emissionskomponenten erörtert. Zusätzlich werden physikalisch-phänomenologische Modellierungsansätze dargestellt, welche für die jeweiligen Emissionskomponenten in der Entwicklung von hoher Relevanz sind und ebenfalls in den vorliegenden Untersuchungen angewendet werden.

Abschließend folgt eine Einführung in die datenbasierten Methoden und das Maschinelle Lernen. Durch die Anwendung Maschinellen Lernens auf die komplexen Datenmengen, die aus Experimenten und Simulationen gewonnen werden, können Muster erkannt und Methoden entwickelt werden, die neue und effiziente Emissionsmodelle ermöglichen.

2.1 Ottomotor

Der Ottomotor gehört zu den Verbrennungsmotoren, welche sich als Wärmekraftmaschinen dadurch charakterisieren lassen, dass eine Umwandlung von chemisch gebundener in mechanische Energie erfolgt [5], [6], [7]. Die im Kontext dieser Arbeit relevanten Grundlagen werden nachfolgend erörtert.

2.1.1 Grundlagen

Das klassische homogene ottomotorische Brennverfahren zeichnet sich nach Merker und Teichmann [8] durch eine zeitliche Abgrenzung von Gemischbildung und Verbrennung aus. Diese vorgemischte Verbrennung ist eine Hauptunterscheidung zu der beim Dieselmotorenverfahren vorherrschenden Diffusionsflamme, welche sich nach Heywood [7] dadurch auszeichnet, dass die Durchmischung der Reaktionspartner erst in der Reaktionszone stattfindet.

Beim ottomotorischen Brennverfahren ist der Kraftstoff hingegen bereits vor Zünd- bzw. Verbrennungsbeginn vollständig verdampft. Das Luft-Kraftstoff-Gemisch wird am Ende der Kompressionsphase (in der Regel) durch einen Zündfunken fremdgezündet, da Ottokraftstoff verglichen mit anderen Kraftstoffen (beispielsweise dem Diesekraftstoff) relativ zündunwillig ist. [8]

Bei der Gemischbildung in Ottomotoren gibt es Unterschiede hinsichtlich der Durchmischung der Komponenten im Brennraum (homogen/inhomogen) und dem Masseverhältnis zwischen Luft und Kraftstoff. Dies wird durch das Vorliegen eines stöchiometrischen Luft-Kraftstoff-verhältnisses, bei dem exakt die Luftmasse zur Verfügung steht, welche für die vollständige Verbrennung des Kraftstoffes theoretisch erforderlich ist, oder eines überstöchiometrischen Verhältnisses charakterisiert. Diese Systematik ist in Abbildung 2-1 nach [8] abgebildet.

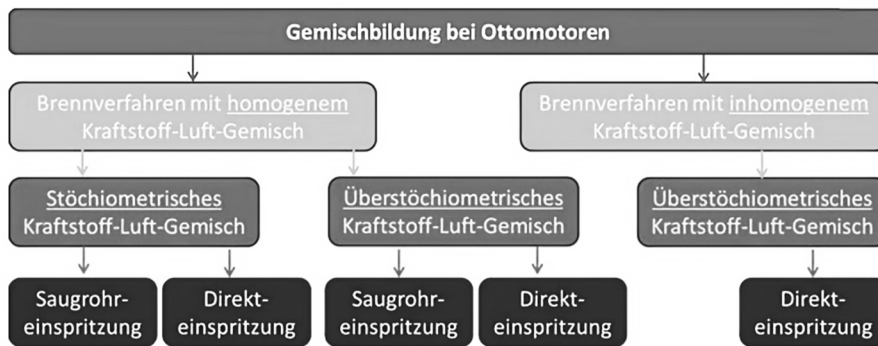


Abbildung 2-1: Systematik zur Unterteilung ottomotorischer Gemischbildungsverfahren nach [8]

Für die Aufrechterhaltung des Umwandlungsprozesses von chemisch gebundener in mechanische Energie muss periodisch frisches Luft-Kraftstoff-Gemisch im Arbeitszylinder bereitgestellt und nach der Verbrennung wieder ausgestoßen werden. Dies geschieht bei Verbrennungsmotoren in Personenkraftwagen meist nach dem Viertakt-Prinzip. Ein Arbeitsspiel besteht dabei aus vier Abschnitten. Im Ansaugtakt gelangt Luft beziehungsweise Luft-Kraftstoff-Gemisch über die Einlassventile in den Brennraum. Danach schließen die Einlassventile und durch eine Bewegung des Kolbens in Richtung oberem Totpunkt (OT) werden die eingeschlossenen Komponenten komprimiert. Durch die Zündkerze wird die Verbrennung vor Erreichen des OT eingeleitet. Die Freisetzung der chemischen Energie des Kraftstoffes führt zu einer Druck- und Temperaturerhöhung im Brennraum, was den Kolben nach unten bewegt. Bei der anschließenden Aufwärtsbewegung des Kolbens werden die Abgase und unter Umständen vorhandenes unverbranntes Gemisch über die Auslassventile ausgestoßen und der Prozess beginnt von neuem. [9]

Infolge der verschiedenen Ausführungen der Ottomotoren und der dazugehörigen Brennverfahren gibt es im dargestellten Viertakt-Prozess Unterschiede in den einzelnen Abschnitten. So wird beispielsweise während der Kompression bei einem Motor mit Saugrohreinspritzung

bereits Luft-Kraftstoff-Gemisch verdichtet, wohingegen bei einem Motor mit Direkteinspritzung und inhomogenem Luft-Kraftstoff-Gemisch (Schichtladung) anfangs nur Luft komprimiert und erst am Ende des Kompressionstaktes Kraftstoff eingespritzt wird. In Abbildung 2-2 wird der Viertakt-Prozess eines Ottomotors mit Saugrohreinspritzung dargestellt.

Bild 1

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

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

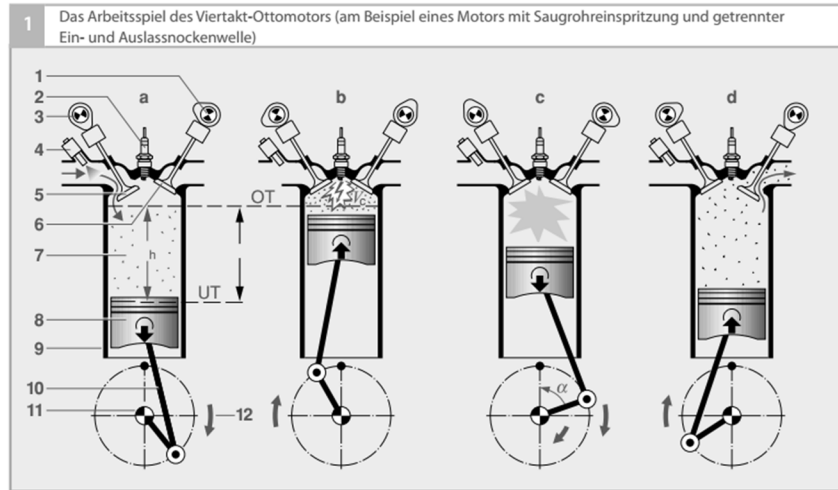


Abbildung 2-2: Arbeitsspiel eines Ottomotors mit Saugrohreinspritzung nach [9]

Auch hinsichtlich der Art der Zündung gibt es verschiedene Varianten. Die herkömmliche Spulenzündung mit einer Hochspannungsquelle (Zündspule) und einer Zündkerze, an welcher der Zündfunke überspringt und dadurch die notwendigen Bedingungen für eine exotherm ablaufende Reaktion schafft, hat sich aufgrund der guten Funktion und vergleichbar geringem Kostenaufwand etabliert [10]. Davon abgesehen gibt es weitere alternative Zündsysteme, welche jedoch – wenn überhaupt – nur in Nischen Anwendung finden (beispielsweise die Plasma- oder Laserzündung) [11].

Neben den zuvor genannten Möglichkeiten, die sich alle unter dem Begriff der Fremdzündung zusammenfassen lassen, gibt es auch beim Ottomotor Konzepte, bei welchen das Gemisch durch die Beeinflussung der Randbedingungen, wie etwa Brennraumtemperatur und -druck, zur Selbstzündung gebracht wird. Diese Form von Niedertemperatur-Brennverfahren werden oft unter dem Begriff „HCCI“ (engl. „Homogeneous Charge Compression Ignition“) zusammengefasst. HCCI ist im deutschsprachigen Raum auch als „homogene Kompressionszündung“ geläufig und bietet die Möglichkeit einer gleichzeitigen Effizienzsteigerung bei reduzierten Schadstoff-Emissionen [12]. Da der Verbrennungsbeginn nicht wie bei den fremdgezündeten Brennverfahren präzise eingeleitet werden kann, liegt darin und hieraus resultierend in der Kontrolle des weiteren Verbrennungsverlaufes eine große Herausforderung.

Wie im Verlauf von Kapitel 5.1.1 näher erläutert wird, handelt es sich beim für diese Arbeit relevanten Versuchsträger um einen Motor mit Direkteinspritzung und einem homogenen,

fremdgezündeten Luft-Kraftstoff-Gemisch, welches in weiten Kennfeldbereichen stöchiometrisch vorliegt. Daher bezieht sich die weitere Aufbereitung der theoretischen Grundlagen (bspw. der Herleitung der Emissionsentstehung) hauptsächlich auf dieses ottomotorische Konzept.

2.1.2 Druckverlaufsanalyse

Eine wichtige Grundlage für die spätere Modellierung bzw. Motorprozessrechnung bildet die Druckverlaufsanalyse. Dadurch können solche Größen bestimmt werden, die im Experiment nur schwer oder nicht direkt messbar sind. Hierzu zählen beispielsweise der Brennverlauf oder der Restgasgehalt. In Abbildung 2-3 sind einige charakteristische Größen aufgeführt, welche aus der Analyse des Druckverlaufes folgen.

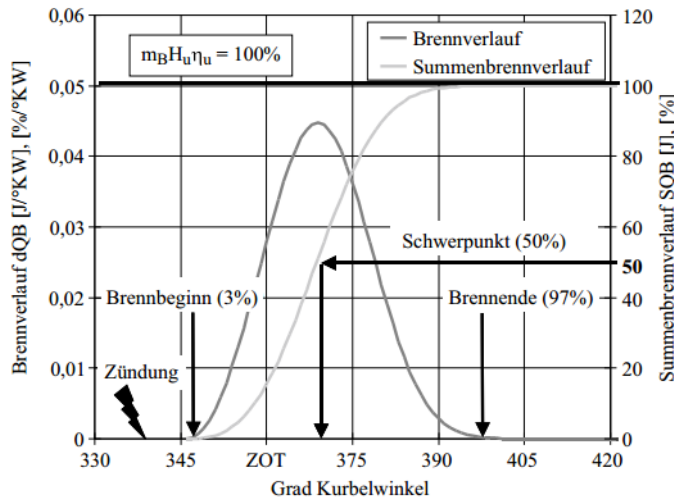


Abbildung 2-3: Beispielhaftes Ergebnis einer Druckverlaufsanalyse [13]

Bei der Bestimmung des Druckverlaufes wird häufig in einen Hochdruck- (Brennraum) und einen Niederdruckbereich (Einlasssystem und Auslasssystem) unterschieden, wobei die zusätzliche Betrachtung des Niederdruckteils den Vorteil bietet, dass genauere Angaben über den Ladungswechselvorgang gemacht werden können. In beiden Fällen wird das erfasste Drucksignal in Korrelation zur Kurbelwellenposition (über den sogenannten Kurbelwinkel) aufgezeichnet, was auch als Druckindizierung bezeichnet wird. Für eine detaillierte Erklärung der Indiziermesskette und der technischen Umsetzung der einzelnen Komponenten kann auf das Werk von Wimmer und Glaser [14] zurückgegriffen werden.

Da der Schwerpunkt der Druckverlaufsanalyse hauptsächlich auf der Verbrennung liegt, wird der Brennraum thermodynamisch in der Regel als geschlossenes System während der Hochdruckschleife betrachtet. Dies bedeutet, dass es keine Enthalpieströme über die Systemgrenze hinweg gibt, wodurch folgender Zusammenhang aufgestellt werden kann: [13]

$$\frac{dQ_B}{dt} = \frac{dU}{dt} + \frac{dQ_W}{dt} + p \frac{dV}{dt} \left[-\frac{dm_{BB}}{dt} h_{BB} \left(-\frac{dm_{Br.,verd.}}{dt} \Delta h_{verd.} \right) \right] \quad (1)$$

Dabei sind $\frac{dQ_B}{dt}$ der (zeitliche) Brennverlauf, U die innere Energie und Q_W die Wandwärmeverluste. $p \frac{dV}{dt}$ beschreibt die Volumenänderungsarbeit, m_{BB} die Masse des Blowby (Verbrennungsgase, die zwischen Kolben und Zylinderwand in das Kurbelgehäuse entweichen), h_{BB} die dazugehörige Enthalpie, $dm_{Br.,verd.}$ die Masse des verdampften Brennstoffs und $h_{verd.}$ die Verdampfungsenthalpie. In erster Näherung können bei einem Ottomotor mit Direkteinspritzung die Verdampfungsenthalpie und die Blowby-Verluste vernachlässigt werden. [13]

Alle Größen sind in der oben dargestellten Gleichung zeitbezogen, ein Bezug auf die Kurbelwellenposition lässt sich äquivalent umsetzen. Durch Messungen, geometrische Beziehungen und Annahmen (beispielsweise des Polytropenexponenten) kann aus (1) und dem gemessenen Druckverlauf auf den Brennverlauf geschlossen werden. Eine detaillierte Anwendung dieser Methode ist unter anderem in der Arbeit von Witt [15] beschrieben.

2.1.3 Nulldimensionale und phänomenologische Simulation der Verbrennung

Für die Simulation von Verbrennungsmotoren gibt es verschiedene Modellarten, welche sich anhand unterschiedlicher Kriterien klassifizieren lassen. In Bezug auf die Dimensionalität ist eine Unterscheidung in 0D-, 1D-, 3D- und quasidimensionale Modelle möglich. Innerhalb dieser Einteilung kann eine weitere Aufschlüsselung in die mathematischen, empirischen, physikalischen und phänomenologischen Modelle vorgenommen werden. [16]

Bei der Auswahl der Modellklasse gibt es keine generell zu bevorzugende Lösung, vielmehr sollte der Modellansatz in Bezug auf den Zweck der Simulation gewählt werden. 0-dimensionale Modelle stellen die einfachste Art der Verbrennungssimulation dar, was mit der Notwendigkeit vieler Vereinfachungen, aber ebenso einer sehr schnellen Berechnungszeit einhergeht. Am anderen Ende des Spektrums lassen sich die 3D- beziehungsweise CFD-Modelle (engl. „Computational Fluid Dynamics“) einordnen, welche den Brennraum räumlich in kleine Volumen-Elemente auflösen und dadurch eine mehrdimensionale Erfassung der Vorgänge erlauben. Dies ermöglicht zwar eine hohe Genauigkeit, impliziert jedoch in der Regel auch eine lange Simulationsdauer. Die erörterten Zusammenhänge sind in Abbildung 2-4 qualitativ dargestellt.

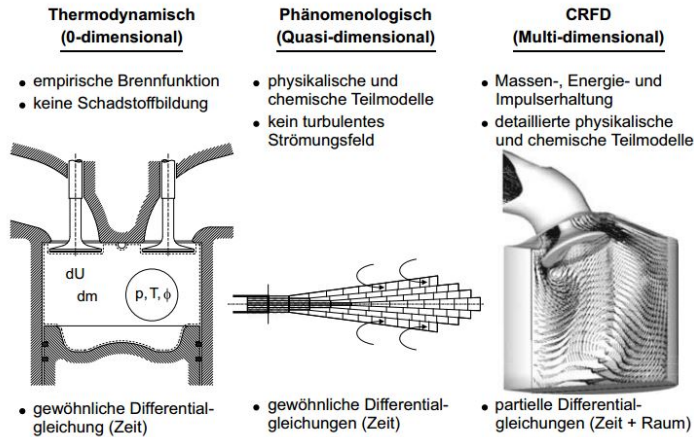


Abbildung 2-4: Einordnung von Modellarten nach Komplexität und Rechendauer [13]

3D-CFD-Simulationen können durch die präzise Auflösung des Strömungsfeldes bereits in sehr frühen Entwicklungsstadien eine Einschätzung bezüglich des späteren Systemverhaltens ermöglichen. Dies kann beispielsweise bei der geometrischen Auslegung des Luftpfades für einen Verbrennungsmotor (Ansaugsystem, Ventile, etc.) hilfreich sein. Dieser lässt sich dann bereits hinsichtlich der Kanalführung optimieren, ohne dass ein physischer Prototyp existiert. Je nach betrachtetem Gesamtvolumen und der Zellgröße erfordert diese Untersuchung jedoch eine hohe Rechenleistung und die Rechenzeit beträgt in der Regel ein Vielfaches der simulierten Dauer. 0D-, 1D-, oder quasidimensionale Modelle können dahingegen die tatsächliche Systemgeometrie nicht oder nur stark eingeschränkt darstellen, da bei der Nutzung dieser Ansätze zahlreiche Vereinfachungen notwendig sind. Der große Vorteil dieser Modellansätze liegt jedoch in der hohen Rechengeschwindigkeit, welche auch Echtzeitfähigkeit ermöglichen kann. Dies ist nicht nur im Hinblick auf stationäre Hardware interessant, sondern besonders auch für die Anwendung in Fahrzeugen mit in der Regel weniger performanter mobiler Hardware.

Da ein Ziel der Arbeit in der Entwicklung eines effektiven Werkzeuges für die Optimierung und Regelung der Emissionen liegt, werden die theoretischen Grundlagen für die 0D- und phänomenologischen Modelle im weiteren Verlauf näher erläutert. Diese Modellarten weisen für den gewählten Einsatzzweck das größte Potenzial auf.

Nulldimensionale Modellierung

Bei der 0-dimensionalen Modellierung wird der Brennraum nach bestimmten statistischen Kriterien in eine oder mehrere Zonen unterteilt. Innerhalb dieser Zonen gibt es räumlich gesehen keine Unterschiede und jede Zone wird als homogen betrachtet. Dadurch werden alle Größen innerhalb einer Zone auf eine zeitliche oder kurbelwinkelbasierte Abhängigkeit bezogen, weshalb die 0-dimensionale Modellierung auch öfters als zeitdimensionale Modellierung bezeichnet wird. [17]

Neben dieser zwingenden Voraussetzung für die 0-dimensionale Modellierung gibt es nach [17] noch drei weitere Annahmen, welche oft als Vereinfachung der Berechnung getroffen werden:

- „Das Arbeitsgas im Brennraum wird als Gemisch idealer Gase behandelt, dessen Komponenten Luft, verbranntes Gas und bei Gemischansaugung Kraftstoffdampf zu jedem Zeitpunkt als vollständig durchmischt angenommen werden.“
- „Reibungskräfte im Arbeitsgas werden vernachlässigt, so dass mit der Voraussetzung konstanten Drucks innerhalb jeder Zone der Impulsatz keine Aussage liefert.“
- „Die Verbrennung wird im Energieerhaltungssatz durch die Zufuhr der Brennstoffwärme dQ_B dargestellt, die der Energiefreisetzung des chemisch reagierenden Kraftstoffs entspricht, ohne dass Kraftstoffaufbereitung, Verdampfung oder Zündverzug separat modelliert werden.“

Der Brennraum wird als ein offenes System angenommen, in welchem alle Größen instationär veränderlich sind. Dies lässt sich sowohl räumlich wie auch zeitlich beobachten. Die Vorgänge, welche die Energiebilanz des Systems Brennraum beeinflussen, sind in Abbildung 2-5 dargestellt. [17]

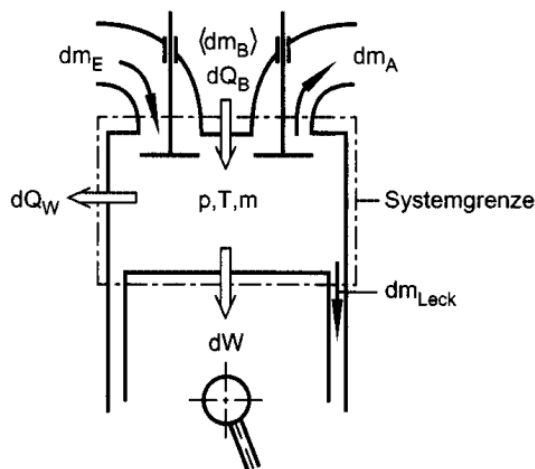


Abbildung 2-5: Brennraum als offenes System nach [17]

Zusammengefasst lassen sich nach [17] die folgenden thermodynamischen Prozesse im System Brennraum beschreiben:

- Stofftransport: Es findet ein Transport der einströmenden Gasmasse (dm_E), der ausströmenden Gasmasse (dm_A), der Leckagemasse (dm_{Leck}) und (bei Direkteinspritzung) der Brennstoffmasse (dm_B) über die Systemgrenze statt.
- Energietransport: Durch die Umwandlung der im Kraftstoff gebundenen chemischen Energie wird Wärme (dQ_B) freigesetzt. Die Wandwärme (dQ_W) und Arbeit (dW) werden über die Systemgrenze abgegeben. Zusätzlich sind die Massenströme am Energietransport durch ihre Enthalpie und äußere Energie beteiligt.
- Energieänderung: Die innere, im System gespeicherte Energie (dU) und die äußere Energie (dE_a) ändern sich während eines Arbeitsspiels.

Das Einzonenmodell erlaubt eine globale Beurteilung der Motorprozesse ohne eine Auflösung lokaler Unterschiede (beispielsweise der Temperaturverteilung) zu berücksichtigen. Wenn dies die Anforderungen an die Simulation erfüllt, so können Einzonenmodelle besonders für luftansaugende Motoren gute Ergebnisse liefern. Zwei- bzw. Mehrzonenmodelle unterteilen den Brennraum in der Regel in je eine Zone mit verbranntem und unverbranntem Gemisch. Dadurch können diese Modelle vorteilhaft bei der Betrachtung von gemischansaugenden Motoren sein, oder wenn die Temperaturverteilung im Brennraum berücksichtigt werden muss, beispielsweise bei der Modellierung von Emissionen. [17]

Nachfolgend werden drei Grundgleichungen für die 0-dimensionale Simulation von Verbrennungsmotoren nach [17] erläutert, wobei dies zum besseren Verständnis anhand des Einzonenmodells für luftansaugende Motoren geschieht:

Massenerhaltung: Basierend auf der allgemeinen Kontinuitätsgleichung kann die Änderung der Masse in einer Zone mit der Summe der Massenströme gleichgesetzt werden, welche in diese zu- oder daraus abfließen. Das lässt sich differentiell mit Bezug auf den Kurbelwinkel φ mit folgender Gleichung darstellen.

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} + \frac{dm_B}{d\varphi} \quad (2)$$

Die darin beschriebenen differentiellen Masseänderungen lassen sich in Abbildung 2-5 grafisch nachvollziehen.