

# 1 Einleitung

Im Zuge der Weiterentwicklung moderner Verbrennungsmotoren und Brennverfahren treten neben der Leistungssteigerung zunehmend ökologische Gesichtspunkte immer stärker in den Vordergrund. Dies ist nicht zuletzt auch auf die kontinuierlich verschärften gesetzlichen Abgasgrenzwerte und die ansteigenden Kraftstoffpreise zurückzuführen. Aufgrund der zunehmenden Anforderungen und Komplexität moderner direkteinspritzender Dieselmotoren einerseits und aufgrund von verkürzten Motoren-Entwicklungszeiten andererseits kommt der 3d-CFD<sup>1</sup> Simulation wachsende Bedeutung zu. Eine der schwierigsten aber auch interessantesten Aufgabenstellungen in diesem Umfeld ist die Simulation des dieselmotorischen Verbrennungsprozesses.

Zur präzisen Beschreibung der Vorgänge im Brennraum gehört eine sorgfältige Analyse der einzelnen Verluste, mit dem Ziel, diese zu minimieren. Eine wesentliche Verlustquelle ist der Wärmeübergang zwischen dem Arbeitsgas und den Brennraumwänden. Durch diesen verringert sich zum einen der Wirkungsgrad des motorischen Arbeitsprozesses, zum anderen werden Bauteilkomponenten, wie Kolben, Zylinderkopf und die Ventile thermisch hoch belastet. Durch die Kopplung der Wärmeverluste mit dem Temperaturfeld im Brennraum ist die Beschreibung des Wandwärmübergangs, aber auch für die Schadstoffbildung, von wesentlicher Bedeutung.

Der Verbrennungsmotor kann in allgemeiner Formulierung als Energieumwandlungssystem mit offenem Kreislauf und intermittierendem Gasdurchsatz bezeichnet werden. Die instationäre Arbeitsweise des Verbrennungsmotors führt während bestimmter Bereiche des Prozessablaufes zu erheblichen Temperaturentschieden zwischen dem Arbeitsmedium und den begrenzenden Brennraumwänden, wodurch beträchtliche Wärmeströme der chemisch umgesetzten Energie an ein äußeres Kühlsystem abgeführt werden müssen, um die zulässigen Bauteiltemperaturen nicht zu überschreiten. Diese Wärmeverluste sind besonders hoch, wenn das Arbeitsgas im Brennraum hohe Drücke und Temperaturen aufweist. Sie verschlechtern gerade dann den Wirkungsgrad des Prozesses, wenn die Arbeitsfähigkeit des Gases am Größten ist.

---

<sup>1</sup> CFD= Computational Fluid Dynamics

Mit Hilfe der dreidimensionalen Verbrennungssimulation ist es möglich, in Verbindung mit experimentellen Untersuchungen die komplexen chemischen und physikalischen Teilprozesse während eines Arbeitsspiels in einem Verbrennungsmotor besser verstehen zu können. Zur Beschreibung stehen für turbulente Strömungen die Reynoldsgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen, die in einem bewegten Gitter mit Sprayeintrag und Verbrennung gelöst werden müssen, zur Verfügung. Voraussetzung hierfür sind geeignete Modelle zur Beschreibung der physikalischen Prozesse, die ein vertretbares Maß an Rechenzeit, Speicherplatzbedarf und Genauigkeit aufweisen. Die Genauigkeit der einzelnen Modelle in der CFD-Simulation beeinflusst die Genauigkeit der in der Simulationskette folgenden Modelle. Der gasseitige Wandwärmeübergang stellt hierbei aufgrund des instationären Charakters der Zustände im Brennraum, der Beeinflussung durch Rußanlagerungen und durch die auftretende Wärmestrahlung eine besondere Herausforderung dar.

In der vorliegenden Arbeit wird daher ein Wärmeübergangsmodell für die 3d-CFD-Simulation entwickelt, das sowohl den konvektiven Wärmeübergang als auch die durch die im Dieselmotor auftretende Rußbildung begründete Partikelstrahlung berücksichtigt. Des Weiteren wurde ein Modell zur Beschreibung der Rußanlagerung an die kalten Brennraumwände verwendet, welches abhängig von der Gastemperatur und dem Temperaturgradienten in Wandnähe die sich einstellende Rußschicht beschreibt.

Neben den neuen Ansätzen zum Wärmeübergang wurde das bestehende Wärmeübergangsmodell in KIVA-3V [HAR97] zur vergleichenden Berechnung der Wärmeverluste verwendet. Diese Untersuchungen zeigten, dass bei Verwendung eines starren Gitters eine Verletzung der sogenannten  $y^+$ -Bedingung in mehreren Randzellen während eines Arbeitsspiels vorliegt. Daher wurde eine dynamische, adaptive Netzoptimierung appliziert, die die Netzgröße in Wandnähe variiert und dadurch die Wandzellen zu jedem Zeitpunkt in ihrer Größe auf die geforderte Bedingung anpasst.

Die Modelle sind in den dreidimensionalen Mehrphasen-CFD-Code KIVA-3V, der speziell auf die Simulation von direkteinspritzenden Motoren zugeschnitten ist, implementiert worden. Die Allgemeingültigkeit der entwickelten Modelle werden anhand von Wärmestrommessungen an einem Nfz-Dieselmotor nachgewiesen.

## 2 Stand der Forschung

In diesem Kapitel werden zunächst die Grundlagen bezüglich des Wärmeübergangs in Dieselmotoren vorgestellt. Es werden sowohl die grundlegenden physikalischen Gesetzmäßigkeiten, die dem gaseitigen Wandwärmeübergang zu Grunde liegen erläutert, als auch die experimentelle Bestimmung der Wandwärmeströme und die aus der Literatur bekannten Simulationsmodelle erklärt. Die Literaturrecherche ist bewusst reduziert auf die Beschreibung der Modellierung des Wärmeübergangs und den Wärmeübergang beeinflussenden Phänomenen, wie sie in der 3d-CFD-Simulation Stand der Technik sind.

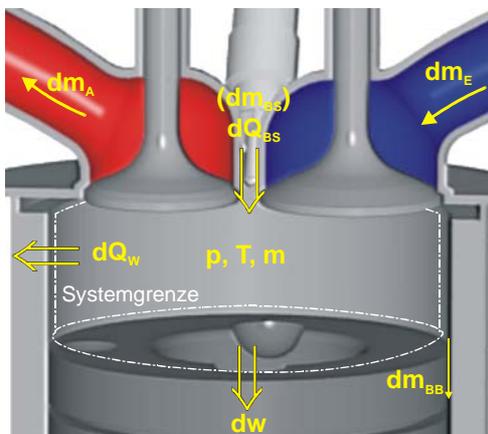
Eine ausführliche Darstellung der in der Vergangenheit zum Einsatz gekommenen nulldimensionalen Modelle findet sich in [WOS70], [PFM77], [HOH79], [BAR90], [HEY02].

### 2.1 Grundlagen

Die Bestimmung der Wärmeverluste in einem Verbrennungsmotor zwischen dem Arbeitsmedium und den begrenzenden Wänden ist für die Auslegung und Konstruktion in der Motorenentwicklung von entscheidender Bedeutung. Zur genauen Untersuchung der Wärmeübergangsprobleme ist eine Unterteilung des Gesamtsystems Brennraum in Teilsysteme notwendig, da im Ansaugkanal, im Brennraum oder im Abgassystem grundlegend andere Verhältnisse bezüglich des Wärmeübergangs vorliegen. Eine Erwärmung der angesaugten Luft im Ansaugkanal durch die heißeren Wände des Zylinderkopfes führt zu Füllungsverlusten und damit zu einem schlechteren Liefergrad. Hohe Wärmeverlustströme des heißen Abgases an die Wände reduzieren das nutzbare Energieniveau an der Turbine des Abgasturboladers. Die innermotorischen Wärmeverluste, die Thema der vorliegenden Arbeit sind, sind in besonderem Maße durch die instationären Vorgänge des Viertaktverfahrens des Verbrennungsmotors geprägt. Aufgrund der hohen auftretenden Temperaturdifferenzen zwischen dem Arbeitsgas, das während der Verbrennung lokale Temperaturen von 2500 K und höher erreichen kann, und den brennraumbegrenzenden Wänden, die durch geeignete Kühlmechanismen maximale Bauteiltemperaturen von 500K – 600K, abhängig vom Material, nicht überschreiten, treten lokal sehr hohe Wärmestromdichten auf. Damit bestimmt der Wandwärmeübergang die thermische Belastung der den Brennraum umgebenden Bauteile und den Einsatz bestimmter Werkstoffe.

### 2.1.1 Gasseitiger Wärmeübergang im Verbrennungsmotor

Stellt man das instationäre, offene thermodynamische Teilsystem „Brennraum“ vereinfacht wie in Bild 1 dar, lassen sich zwar globale energetische Aussagen, jedoch keine differenzierten Angaben über lokale Größen treffen. Zur Berechnung dieser sogenannten nulldimensionalen Modelle stehen grundsätzlich die Erhaltungssätze für Masse und Energie sowie die thermische Zustandsgleichung des Arbeitsgases zur Verfügung. Die Impulserhaltung hingegen und damit das Strömungsfeld wird nicht berücksichtigt. Für das in Bild 1 dargestellte Einzonenmodell, welches als ideal durchmischt angesehen wird, ergeben sich folgende Gleichungen für die Massenbilanz und für die Energiegleichung (Bild 1). Für Dieselmotoren setzt sich die Änderung der Arbeitsgasmasse  $m$  im Brennraum aus der einströmenden Masse  $m_E$ , der ausströmenden Masse  $m_A$ , der Leckagemasse (Blowby)  $m_{BB}$  und der zugeführten Brennstoffmasse  $m_{BS}$  zusammen. Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik setzt sich die Änderung der inneren Energie  $dU$  aus der geleisteten Volumenänderungsarbeit  $p dV$ , der Enthalpieströme der ein- und austretenden Massen, der freigesetzten Brennstoffwärme  $dQ_{BS}$  und dem Wandwärmestrom  $dQ_w$  zusammen.



Massenerhaltung:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm_E}{dt} - \frac{dm_A}{dt} - \frac{dm_{BB}}{dt} + \frac{dm_{BS}}{dt}$$

Energieerhaltung:

$$\frac{dU}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + h_E \frac{dm_E}{dt} - h_A \frac{dm_A}{dt} - h_{BB} \frac{dm_{BB}}{dt} + \frac{dQ_{BS}}{dt} - \frac{dQ_w}{dt}$$

Bild 1: Thermodynamische Betrachtung des Brennraums

Der Einfluss des gasseitigen Wandwärmeverlusts auf die Änderung der inneren Energie im Brennraum  $dU/dt$  ist demnach entscheidend, um die Effizienz der Energieumsetzung und damit den Wirkungsgrad und den Verbrennungsprozess charakterisieren zu können. Des Weiteren ist eine genaue Kenntnis des Wärmeübergangs für eine gezielte Weiterentwicklung und Vorausberechnung von Verbrennungsmotoren essentiell.

Eine genaue örtliche und zeitliche Verteilung des Wärmestromes im Brennraum ist notwendig, um detaillierte Aussagen über das Temperaturfeld zu machen. Dabei ist aufgrund des starken Einflusses der Temperatur auf die Reaktionskine-

Die Wandwärmeeübergang für die Schadstoffbildung in Verbrennungsmotoren von wesentlicher Bedeutung. Die Einflüsse des innermotorischen Wärmeübergangs sind in Bild 2 plakativ dargestellt. Auf eine detaillierte Diskussion soll hier verzichtet werden. Um diese Einflüsse, die zusätzlich miteinander interagieren, in der Simulation des Arbeitsprozesses wiedergeben zu können, sind möglichst detaillierte und auf den physikalischen Gesetzmäßigkeiten beruhende Modellansätze zur Beschreibung des Wandwärmeeübergangs erforderlich. In Kap. 2.2 werden solche multidimensionalen Modelle, die auch als *Computational Fluid Dynamics* (CFD) bezeichnet werden, vorgestellt.

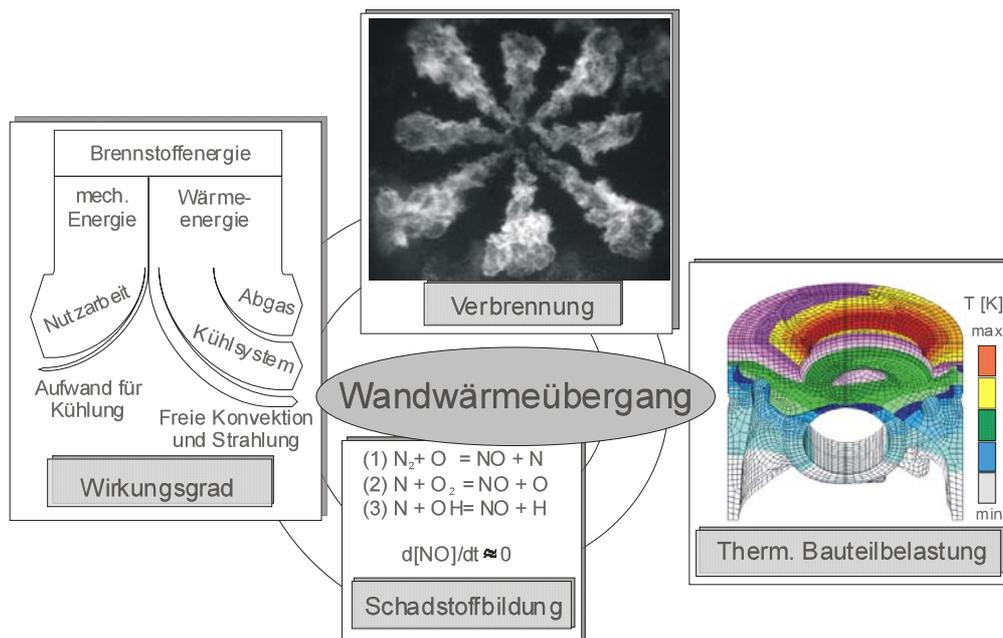


Bild 2: Einflüsse des gaseitigen Wandwärmeeübergangs

Grundsätzlich sind drei Mechanismen zu unterscheiden, die den Wärmeübergang vom Arbeitsgas zur Brennraumwand in Dieselmotoren charakterisieren (s. Bild 3).

**1. Konvektiver Wandwärmeeübergang:** Der maßgebliche Wärmeübergangsmechanismus ist aufgrund der hohen Gasgeschwindigkeiten und der hohen Turbulenz die erzwungene Konvektion. Die Strömung verursacht an den begrenzenden Brennraumwänden die Ausbildung einer Temperaturgrenzschicht. Innerhalb dieser dünnen Schicht existiert ein Temperaturgradient als Konsequenz einer Differenz zwischen der Gastemperatur und der Wandtemperatur. Das „Abkühlungsgesetz nach Newton“ beschreibt den konvektiven Wandwärmestrom aufgrund dieser treibenden Temperaturdifferenz durch folgende Gleichung:

$$q_{konv} = \alpha_{konv} \cdot (T_G - T_W). \quad (1)$$

Die Variable  $\alpha_{konv}$  ist der sogenannte Wärmeübergangskoeffizient. Dieser beschreibt die Abhängigkeit des Wärmeübergangs von dem vorhandenen Strö-

mungsfeld innerhalb der Grenzschicht durch beeinflussende Effekte des Sprays und der Verbrennung sowie der thermodynamischen und thermophysikalischen Eigenschaften des Gases.

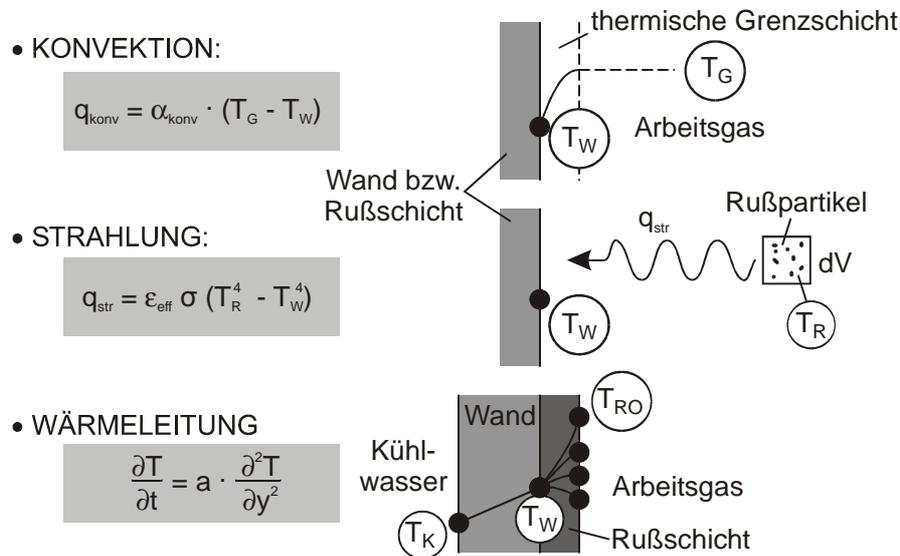


Bild 3: Wärmeübergangsmechanismen im Dieselmotor

**2. Wärmestrahlung:** Die auftretende Strahlung im Dieselmotor ist direkt abhängig von der Rußpartikelkonzentration, da die Partikel- und damit Festkörperstrahlung um ein Vielfaches größer ist als die auftretende Gasstrahlung der Verbrennungsprodukte [HEY02]. Der Anteil des Wärmetransportes im Brennraum eines Dieselmotors, der durch Strahlung erfolgt, beträgt je nach Motortyp und Betriebspunkt über den Zyklus integriert bis zu 50 Prozent des gesamten Wärmeaustausches [BOU91]. Der Nettostrahlungswärmestrom zwischen den Rußteilchen und den begrenzenden Wänden des Brennraums kann mittels folgender Gleichung, ausgehend von der Strahlung eines schwarzen Körpers, bestimmt werden:

$$q_{str} = \epsilon_{eff} \cdot \sigma (T_R^4 - T_W^4), \quad (2)$$

mit dem effektiven Emissionskoeffizienten  $\epsilon_{eff}$ , der die Abweichung des Emissionsvermögens der Wände und der Rußteilchen zu dem eines schwarzen Körpers beschreibt und der sogenannten Stefan-Boltzmann Konstante  $\sigma$ . Aus der Gleichung (2) wird deutlich, dass eine geeignete Strahlungstemperatur  $T_R$  gewählt werden muss, da im Gegensatz zur Konvektion der Energieübergang bei der Strahlung nicht von der 1. Potenz der Temperaturdifferenz zwischen zwei Orten im Brennraum abhängt, sondern von der 4. Potenz. Aufgrund dieses grundlegenden Unterschieds zwischen den Energieaustauschmechanismen durch Strahlung und Konvektion wird deutlich, dass der Einfluss der Strahlung bei höherer Temperatur eine größere Bedeutung erlangt.

**3. Wärmeleitung:** Die sich bei der dieselmotorischen Verbrennung bildenden Rußpartikel können sich zum Teil an der relativ kalten Brennraumwand ablagern und dort eine Rußschicht bilden. Aufgrund der porösen Struktur besitzt diese Schicht eine isolierende Wirkung, so dass die Rußoberflächentemperatur deutlich höher als die ursprüngliche Wandtemperatur sein kann. Hierdurch werden die Effekte der Konvektion sowie der Temperaturstrahlung in einem nicht zu vernachlässigenden Maße beeinflusst. Die Berücksichtigung dieses Prozesses erfordert die Berechnung der instationären Wärmeleitung in der Rußschicht. In Bild 3 ist die instationäre Differentialgleichung für das Temperaturfeld innerhalb der Ruß- bzw. Wandschicht dargestellt. Der lokale Wandwärmestrom an der Wandoberfläche aufgrund von Wärmeleitung ist durch den *Fourierschen Wärmeleitungsansatz* festgelegt,

$$q_w = -\lambda_w \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}, \quad (3)$$

wobei  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit und  $y$  den Wandnormalenabstand beschreibt.

Zur Modellierung dieser Mechanismen werden in Kap. 2.2 eine Auswahl an unterschiedlichen Ansätzen aus der Literatur vorgestellt und bewertet.

### 2.1.2 Rußwandanlagerung

Im motorischen Verbrennungsprozess werden je nach Verfahren bestimmte Rückstände an den Zylinderwänden gebildet. Beim Dieselmotor bestehen diese Partikel hauptsächlich aus Ruß, der bei örtlichem Luftmangel und Temperaturen im Bereich von 1500 K bis 2000 K im Brennraum entsteht. Die genaue Entstehung von Ruß ist ein physikalisch und chemisch sehr komplexer Prozess, der wegen seiner reaktionskinetischen Vorgänge noch nicht bis ins Detail verstanden ist [MES99]. Die Anlagerungen von Rußpartikeln an den brennraumbegrenzenden Wänden von Dieselmotoren können verschiedene Transportmechanismen wie Thermophorese, Elektrophorese, Diffusion oder Ablagerung durch Gravitation als Ursache haben. Nach Untersuchungen von Kittelson et al. [KAH90] und Suhre und Foster [SUF92] beruht die beobachtete Anlagerung aber hauptsächlich auf dem thermophoretischen Effekt. Die von ihnen bestimmte Anlagerungsgeschwindigkeit aufgrund dieses Phänomens ist deutlich höher als die der anderen Mechanismen.

Aufgrund der vorhandenen Turbulenz im Brennraum erreichen die Rußpartikel sowie Vorläufer der Rußbildung die thermische Grenzschicht. Durch Thermopho-

rese lagern sich diese Partikel zum Teil auf den Oberflächen von Kolben, Zylinderkopf und den Bereichen der Zylinderlaufbuchse ab, die nicht von den Kolbenringen überstrichen werden. Bei der Thermophorese handelt es sich um einen Transportmechanismus, der Partikel in der thermischen Grenzschicht längs des Temperaturgradienten in Richtung niedriger Temperaturen wandern lässt [KAH90], [WHG79]. Treibende Kraft ist der asymmetrische Impulsaustausch zwischen den Partikeln und den sie umgebenden Gasmolekülen. Die wegen der höheren Temperatur energiereicheren Moleküle auf der „heißen“ Seite des Partikels geben im Durchschnitt einen höheren Impuls an das Teilchen ab, als die Gasmoleküle auf der „kalten“ Seite. Dies führt zu einer höheren Kollisionsfrequenz zwischen den Gasmolekülen und den Partikeln auf der heißen Temperaturseite [LEH93]. So entsteht eine resultierende Kraft in Richtung des Temperaturgradienten. Dieser Vorgang ist in Bild 4 dargestellt.

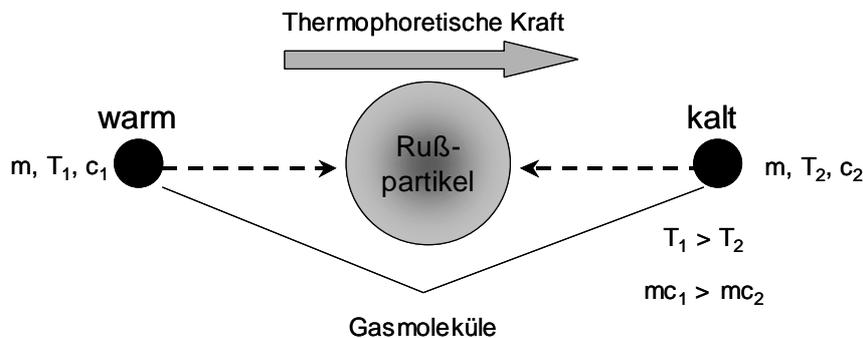


Bild 4: Impulsaustausch zwischen Gasmolekülen und Partikeln; Thermophorese

Die Struktur dieser partikelorientierten Ablagerungen zeichnet sich durch einen trockenen, porösen und locker zusammenhängenden Aufbau aus [WBM97]. Dadurch wirkt die Schicht isolierend, so dass die Rußoberflächentemperatur deutlich höher als die Wandtemperatur sein kann [LEH93]. Hierdurch werden die Effekte der konvektiven Wandwärmeübertragung sowie der Temperaturstrahlung in einem nicht zu vernachlässigenden Maße beeinflusst.

Erste Untersuchungen zum Thema thermophoretische Rußwandauflagerung in Dieselmotoren gehen auf Kittelson et al. [KAH90] zurück. Diese zeigten, dass der Ruß sich während des Verbrennungsprozesses an den Brennraumwänden ablagert und aufgrund von fehlendem Sauerstoff nicht oxidiert. Mit dem Öffnen des Auslassventils beginnt das Ausschleusen des Abgases mit hohen Geschwindigkeiten. Die dadurch hervorgerufenen hohen Scherkräfte bewirken ein Abtragen des abgelagerten Rußes. Dieser wird mit dem Abgasstrom abtransportiert. Um die abgelagerte Rußmasse zu messen, applizierten Kittelson et al. [KAH90] ein zu Beginn der Messung rußfreies Metallplättchen an einer bestimmten Stelle am

Zylinderkopf. Dieses konnte nach gefeuertem Motorbetrieb wieder entfernt, und die abgelagerte Masse bestimmt werden. Die Ergebnisse zeigten, dass die Menge an Ruß zunächst zeitlich linear zunahm, nach einer bestimmten Zeit jedoch einen asymptotischen Wert erreicht, so dass eine konstante Rußschichtdicke vorhanden ist.

Aufbauend auf den Untersuchungen von Kittelson et al. [KAH90] veränderten Suhre und Foster [SUF92] den Versuchsaufbau derart, dass sie statt des Metallplättchens ein Auslassventil durch eine optische Strahlungssonde ersetzen, um damit die Abschwächung des Strahlungssignals mit zunehmender Berußung der Sondenoberfläche zu messen und die Rußablagerungsrate zu bestimmen. In Übereinstimmung mit den Ergebnissen von Kittelson et al. [KAH90] zeigten die Messungen eine lineare Zunahme der Rußwandablagerung bis ein stationärer Punkt erreicht wird, ab dem die Rußschicht konstant bleibt.

Abraham [ABR96] entwickelte ein 3d-Modell zur Beschreibung der Rußablagerung in einem Dieselmotor auf Basis eines stochastischen diskreten Partikel-Ansatzes. Die Untersuchung zeigt, dass in der Kernströmung der Effekt der Thermophorese zu vernachlässigen ist, hier bestimmt die Widerstandskraft der Strömung die Bewegung der Partikel. Gelangen Partikel in Wandnähe, überwiegt der Einfluss der Thermophorese. Aus den Berechnungen wird deutlich, dass bei Berücksichtigung der Thermophorese eine größere Menge an Ruß im Abgas zum Öffnungszeitpunkt des Auslassventils vorhanden ist als bei Vernachlässigung. Abraham begründet dies, ähnlich wie Kittelson et al. [KAH90], durch die schlechte Oxidation in Wandnähe aufgrund des fehlenden Sauerstoffs.

Der Rußwandablagerungen bei der Berechnung und der Modellierung des gasseitigen Wandwärmeüberganges wird erst seit einiger Zeit Beachtung geschenkt. Vor allem zu nennen ist Eiglmeier [EI00], der die Anlagerung von Rußpartikeln aufgrund von Thermophorese nach Kittelson et al. [KAH90] in einem phänomenologischen Modell berücksichtigt. Es wird gezeigt, dass die Rußschichten eine isolierende und somit auf den Wärmestrom „dämpfende“ Wirkung besitzen. Eine weitere Arbeit ist die von Wiedenhöfer [WI01], der eine thermophoretische Anlagerung von Rußpartikeln in den 3d-CFD-Code KIVA-3V implementiert hat.

In der vorliegenden Arbeit wurde ein Modell zur Rußwandablagerung, basierend auf dem Effekt der Thermophorese, nach Kittelson et al. [KAH90] und Suhre und Foster [SUF92] in den 3d-CFD-Code KIVA-3V implementiert, die Modellierung wird in Kap. 4.3 vorgestellt.