

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Lehrstuhl für Werkstoffkunde und Werkstoffmechanik (WKM)

Validierung der Berechnungsmethode zur Lebensdauerbewertung von thermomechanisch beanspruchten Zylinderköpfen aus Gusseisen mit Vermiculargraphit

Marc Hans Leidenfrost

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Horst Baier

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr. mont. habil. Dr. rer. nat. h. c. Ewald Werner
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister

Die Dissertation wurde am 26.11.2012 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 11.06.2013 angenommen.

*„So eine Arbeit wird eigentlich nie fertig,
man muss sie für fertig erklären,
wenn man nach Zeit und Umständen
das möglichste getan hat.“*

(Johann Wolfgang von Goethe, Italienische Reise, 16. März 1787)

Meiner Familie gewidmet

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Werkstoffkunde und Werkstoffmechanik der Technischen Universität München.

In erster Linie möchte ich meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr. mont. habil. Dr. rer. nat. h. c. Ewald Werner, danken, dass er die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit übernommen hat und damit deren Zustandekommen überhaupt erst ermöglichte. Zudem möchte ich mich für seine ständige Unterstützung, sein Engagement und seine Diskussionsbereitschaft sowie für seine bedingungslose Bereitschaft, an den Projektsitzungen in Nürnberg teilzunehmen, bedanken.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister, Ordinarius am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München, möchte ich für sein Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Koreferats danken.

Ein besonderer Dank gilt allen Mitarbeitern des Lehrstuhls für Werkstoffkunde und Werkstoffmechanik, die maßgeblich zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Vor allem bei Frau Yvonne Jahn möchte ich mich für die tatkräftige Unterstützung bei Verwaltungsfragen bedanken.

Der MAN Truck & Bus AG danke ich für die Anregung und Förderung dieser Arbeit. Insbesondere Herrn Dr.-Ing. Erwin Thiel möchte ich für die stets angenehmen Diskussionen und die Vermittlung seines Wissens auf dem Gebiet der numerischen Simulation danken. Weiterhin gilt mein Dank allen Mitarbeitern der Abteilungen EMTS und EMTM (Werk Nürnberg), die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Den Herren Dipl.-Ing. Guanhui Li, M. Sc. Stefan Brendler sowie M. Sc. Vikas Vaidyanathan danke ich für die wertvollen Beiträge, die sie im Rahmen ihrer Abschlussarbeiten geleistet haben.

Zuletzt möchte ich meiner Familie für die grenzenlose Unterstützung in allen Bereichen danken. Hervorheben möchte ich meine Eltern, die mit ihren Korrekturen und Anregungen einen wichtigen Teil zur schriftlichen Ausarbeitung der Arbeit beigetragen haben.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Problemstellung	1
1.2	Zielsetzung	3
2	Grundlagen	5
2.1	Der Zylinderkopf	5
2.1.1	Aufbau	7
2.1.2	Beanspruchung	9
2.2	Gusseisenwerkstoffe	11
2.2.1	Physikalische Eigenschaften	13
2.2.2	Verformungsverhalten	15
2.2.3	Ermüdungsverhalten	18
2.3	Konstitutivbeziehungen.....	21
2.3.1	Elastizität.....	22
2.3.2	Plastizität.....	23
2.4	Werkstoff- und Lebensdauermodell für Gusseisen	28
3	Berechnungsmethode	33
4	Validierung der Berechnungsmethode	35
4.1	Experimentelle Untersuchungen.....	36
4.1.1	Zylinderkopf.....	36
4.1.2	Zylinderkopfwerkstoff	38
4.1.3	Aufbau des Prüfstands	39
4.1.4	Vorgehensweise.....	40
4.1.5	Ergebnisse	41

4.2	Numerische Untersuchungen [71]	44
4.2.1	Strömungssimulation	45
4.2.2	Temperaturfeldsimulation	51
4.2.3	Verformungsberechnung	54
4.2.4	Lebensdauer	56
4.3	Messfühlerbohrungen und -position [89, 90]	58
4.4	Diskussion	64
4.4.1	Zylinderkopftemperatur	65
4.4.2	Lebensdauer	68
5	Anpassung des Lebensdauermodells	73
6	Überprüfung der Übertragbarkeit	77
6.1	Experimentelle Untersuchungen	77
6.1.1	Zylinderkopfwerkstoff	78
6.1.2	Versuchsträger	79
6.1.3	Vorgehensweise	80
6.1.4	Ergebnisse	81
6.2	Numerische Untersuchungen	86
6.2.1	Strömungssimulation	88
6.2.2	Temperaturfeldsimulation [102]	91
6.2.3	Verformungsberechnung	96
6.2.4	Lebensdauer	101
6.3	Diskussion	106
6.3.1	Zylinderkopftemperatur	106
6.3.2	Lebensdauer	109
7	Ausblick	115
8	Zusammenfassung	119
	Abbildungsverzeichnis	123
	Tabellenverzeichnis	127
	Literaturverzeichnis	129

Abkürzungsverzeichnis

CAD	Computer-aided design
CFD	Computational fluid dynamics
FEM	Finite-Elemente-Methode
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen
HCF	High-cycle fatigue
HTC	Heat transfer coefficient
Nfz	Nutzfahrzeug
Pkw	Personenkraftwagen
TBULK	Bulk temperature
TMF	Thermo-mechanical fatigue
Zk	Zylinderkopf

1 Einleitung

Der Dieselmotor hat sich seit seiner Erfindung zu einem unverzichtbaren Antriebsaggregat im Bereich der Nutzfahrzeuge entwickelt. Trotz der konsequenten Weiterentwicklung alternativer Antriebskonzepte wird sich dies auch in absehbarer Zeit voraussichtlich nicht ändern. Insbesondere die Einhaltung der gesetzlich vorgeschriebenen und immer weiter eingeschränkten Obergrenzen für Partikel-, Stickoxid- und Kohlenmonoxidemissionen haben die Entwicklung neuer Dieselmotorgenerationen maßgeblich beeinflusst. Zur Reduktion der Emissionen forcierten die Motorenhersteller vor allem innermotorische Maßnahmen. Dies führte im Allgemeinen zu einer steigenden thermischen und mechanischen Belastung der Bauteile. Auch in Zukunft werden die Motorenhersteller auf innermotorische Maßnahmen zur Reduktion der Abgasemissionen nicht verzichten können. Daher sind mit den kommenden Gesetzen zur Senkung der Abgasemissionen weiter steigende thermische und mechanische Belastungen zu erwarten.

Dies wirkt sich größtenteils negativ auf die Lebensdauer der Bauteile im Motor aus. Besonders die „heißen“ Bauteile (Zylinderkopf, Abgaskrümmen, Turbolader usw.) sind aufgrund des Zusammenwirkens von mechanischen und thermischen Lasten betroffen. Daher sind diese Bauteile zukünftig im Entwicklungsprozess einer noch detaillierteren Betrachtung zu unterziehen. Der steigende Kostendruck und marktspezifische Gegebenheiten führen zu der Forderung nach immer kürzeren Entwicklungszeiten und immer geringeren Entwicklungskosten. Daher kommt in der Motorenentwicklung vermehrt die numerische Simulation zum Einsatz. Die heutigen Rechnerleistungen ermöglichen dabei eine schnelle und kostengünstige Untersuchung sowie Bewertung detaillierter dreidimensionaler Bauteilgeometrien oder ganzer Baugruppen unter Berücksichtigung komplexer mathematischer Werkstoff- und Lebensdauermodelle.

1.1 Problemstellung

Die versuchstechnische und numerische Bewertung der Lebensdauer von Zylinderköpfen stellt aufgrund der Bedeutung des Zylinderkopfes für die Funktion eines Mo-

tors einen unverzichtbaren Schritt in der heutigen Motorenentwicklung dar. Zylinderköpfe sind durch ihre Funktion als Brennraum begrenzendes Bauteil hauptsächlich zwei Arten zyklischer Belastung im Betrieb eines Dieselmotors ausgesetzt:

Dies sind zum Einen thermische Wechsellasten mit meist niedriger Frequenz, wie sie beispielsweise am Motorenprüfstand im sogenannten Thermoschockbetrieb oder im Fahrbetrieb bei Start-/Stopp-Vorgängen auftreten. Im Thermoschockbetrieb erfolgt das zyklische Aufheizen und Abkühlen meist durch einen Wechsel zwischen den Betriebspunkten Leerlauf und Volllast. Damit werden die im Fahrbetrieb auftretenden Start-/Stopp-Vorgänge zeitgerafft nachgebildet. Die thermischen Wechsellasten haben eine sogenannte thermomechanische Ermüdung (engl. thermo-mechanical fatigue, kurz: TMF) des Zylinderkopfes zur Folge.

Zum Anderen wirken auf den Zylinderkopf auch hochfrequente mechanische Lasten. Diese sind im Zylinderkopf hauptsächlich auf den Zünddruck im Brennraum zurückzuführen. Hierbei kommen Langzeitermüdungseffekte (engl. high-cycle fatigue, kurz: HCF) im Zylinderkopf zum Tragen. Beide Ermüdungsarten treten im motorischen Betrieb überlagert auf. Zuzüglich zu den beiden zyklischen Belastungen wirkt noch eine statische Grundbelastung durch die Montage des Zylinderkopfes.

In Zylinderköpfen führt die TMF meist zu Rissen in den Ventilstegen und der Injektorbohrung, die vom Brennraumdeck ausgehen. Risse in Bereichen hoher Steifigkeitssprünge oder in Übergangsradien können dagegen der HCF zugeordnet werden [1, 2]. Motorenversuche der MAN Truck & Bus AG haben gezeigt, dass vor allem die thermomechanische Beanspruchung zunehmend die Lebensdauer der hochtemperaturbelasteten Zylinderköpfe bestimmt. Die Bewertung von Zylinderköpfen erfolgt derzeit überwiegend in aufwendigen Motorenversuchen. Hierbei wird ein festgelegtes Prüfprogramm (z.B.: Thermoschock) durchlaufen. Als Beurteilungskriterium werden die Risslängen und -tiefen am Ende des Prüflaufs herangezogen. Die Durchführung solcher Prüfläufe ist in der Regel mit einem hohen Zeit- und Kostenaufwand verbunden. Daher eignet sich diese Methode nicht, um die im Entwicklungsprozess anfallenden Konstruktionsvarianten zu bewerten. Hierfür wird heute die numerische Simulation eingesetzt. Mit dieser lassen sich Konstruktionsvarianten schnell vergleichen und somit die Anzahl an Motorenversuchen im Entwicklungsprozess reduzieren.

Für die numerische Berechnung der Lebensdauer von Zylinderköpfen muss das zyklische Aufheizen und Abkühlen, das zu den charakteristischen Rissen bei thermomechanischer Ermüdung führt, simuliert werden. Wegen ihres Einflusses auf die be-

rechnete Lebensdauer sind in der Simulation die zeitabhängige Temperaturverteilung, der überlagerte Zünddruck, die Montagelasten, das Werkstoffverhalten und das werkstoffspezifische mathematische Modell für die Lebensdauervorhersage zu berücksichtigen. Mit sinnvoll angenommenen mechanischen und thermischen Lasten können zwar brauchbare Ergebnisse erzielt werden, allerdings ist damit in erster Näherung nur ein rein qualitativer Vergleich der Konstruktionsvarianten untereinander möglich. Um aus den Simulationsergebnissen Rückschlüsse auf die Lebensdauer im Fahrzeug beziehungsweise im Motorenversuch ziehen zu können, ist ein Abgleich zwischen Simulation und Versuch erforderlich.

1.2 Zielsetzung

Im Vordergrund der vorliegenden Arbeit steht die Validierung der numerischen Berechnungsmethode zur Bewertung der Lebensdauer von Zylinderköpfen aus Gusseisen. Das Ergebnis der Arbeit soll ermöglichen, die Lebensdauer von Zylinderköpfen im Motorenversuch rechnerisch vorherzusagen, so dass dieser in Zukunft nur noch zur Bestätigung der Berechnungsergebnisse herangezogen werden muss.

In dieser Arbeit wird ausschließlich auf die thermomechanische Ermüdung eingegangen. Zunächst erfolgt in einem Komponentenversuch die Betrachtung des Zylinderkopfes unter thermozyklischer Belastung ohne überlagerten Zünddruck. Anhand der Versuchsergebnisse wird im Rahmen der Validierung die berechnete Zylinderkopftemperatur abgeglichen. Hierzu werden die Messmethode sowie die Strömungs- und Temperaturfeldsimulation eingehender untersucht. In Verbindung mit der anschließenden Berechnung der Verformung und der Lebensdauer werden die Parameter des verwendeten Lebensdauermodells überprüft und gegebenenfalls angepasst.

Den Abschluss bilden ein Thermoschock-Motorenversuch und dessen Nachrechnung. Hierbei treten die zyklischen thermischen und mechanischen (Zünddruck) Lasten überlagert auf. Die Nachrechnung des Motorenversuchs wird zur Überprüfung der angepassten Berechnungsmethode herangezogen und soll Aufschluss über eventuell weitere notwendige Maßnahmen geben.

2 Grundlagen

Im folgenden Kapitel wird zunächst ein Überblick über den konstruktiven Aufbau von Zylinderköpfen gegeben. Zylinderköpfe sind hersteller- und motorenspezifische Bauteile. Daher existiert eine Vielzahl an Zylinderkopfkonstruktionen und Konstruktionsdetails. Bei der Beschreibung des konstruktiven Aufbaus liegt der Schwerpunkt auf Zylinderköpfen von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren und den für diese Arbeit relevanten Begriffen. Daran anschließend werden die Beanspruchungen und die zur thermomechanischen Ermüdung führende Problematik bei Zylinderköpfen erläutert. Nachdem bei den untersuchten Zylinderköpfen als Werkstoff ausschließlich Gusseisen mit Vermiculargraphit (EN-GJV) zur Anwendung kommt, wird zudem nachfolgend auf die Eigenschaften von Gusseisen sowie dessen Verformungs- und Ermüdungsverhalten eingegangen.

Für eine realistische rechnerische Vorhersage der Bauteillebensdauer stellt die Idealisierung des Werkstoffverhaltens einen wichtigen Aspekt dar. Zur Beschreibung des Werkstoffverhaltens steht eine Reihe mathematischer Formulierungen zur Verfügung. In Kapitel 2.3 werden die grundlegenden Begriffe und Zusammenhänge zur Beschreibung des elastischen und des plastischen Werkstoffverhaltens von Metallen dargestellt. Abschließend werden das zur Bewertung der thermomechanisch beanspruchten Zylinderköpfe verwendete Verformungs- und Lebensdauermodell vorgestellt.

2.1 Der Zylinderkopf

Bezüglich der Konstruktion und Herstellung stellt der Zylinderkopf (kurz: Zk) das anspruchsvollste Bauteil in modernen Motoren dar [3]. Er begrenzt den Brennraum nach oben und über ihn erfolgen die Zufuhr der Frischluft in den Brennraum sowie auch die Abfuhr des Abgases. Zudem wird vom Zylinderkopf der Ventiltrieb aufgenommen [4-6]. Nach [3] lassen sich für den Zylinderkopf die folgenden allgemeinen Anforderungen formulieren:

- hohe Volllastwerte durch widerstandsarmen Ladungswechsel,
- effiziente Verbrennung durch kompakten Brennraum,

- geräuscharmer und drehzahlfester Ventiltrieb,
- niedrige Masse,
- kostengünstige Herstellung,
- Wartungsfreiheit.

Bei Zylinderköpfen ist nach [3] und [4] zwischen zwei grundlegenden Arten der konstruktiven Ausführung zu unterscheiden: die Einzel- beziehungsweise die Blockausführung. Je nach Ausführung werden die Zylinderköpfe daher auch als Einzel- oder Blockzylinderköpfe bezeichnet. Bei der Variante als Einzelzylinderkopf wird für jeden Zylinder ein Zylinderkopf verwendet, während bei der Blockausführung ein Zylinderkopf für die gesamte Zylinderbank eingesetzt wird. In Nutzfahrzeug-Dieselmotoren kommen beide Ausführungen zum Einsatz [7]. Einzelzylinderköpfe werden dabei aus Kostengründen vornehmlich bei V-Motoren verbaut. Diese werden meist so konzipiert, dass grundsätzlich auf beiden Zylinderbänken derselbe Zylinderkopf verwendet werden kann. Man spricht dann vom so genannten „Wende-Zk“ [4]. Die beiden beschriebenen Ausführungsformen sind am Beispiel eines V8-Dieselmotors und eines 6-Zylinder-Reihenmotors der MAN Truck & Bus AG in Bild 1 dargestellt. Der linke Teil von Bild 1 zeigt die auf dem Kurbelgehäuse (schwarz) montierten Einzelzylinderköpfe (hellgrau) beim V-Motor. Diese sind als „Wende-Zk“ ausgeführt. Im rechten Teil von Bild 1 ist ein montierter Zylinderkopf (hellgrau) in Blockausführung bei einem Reihenmotor abgebildet.

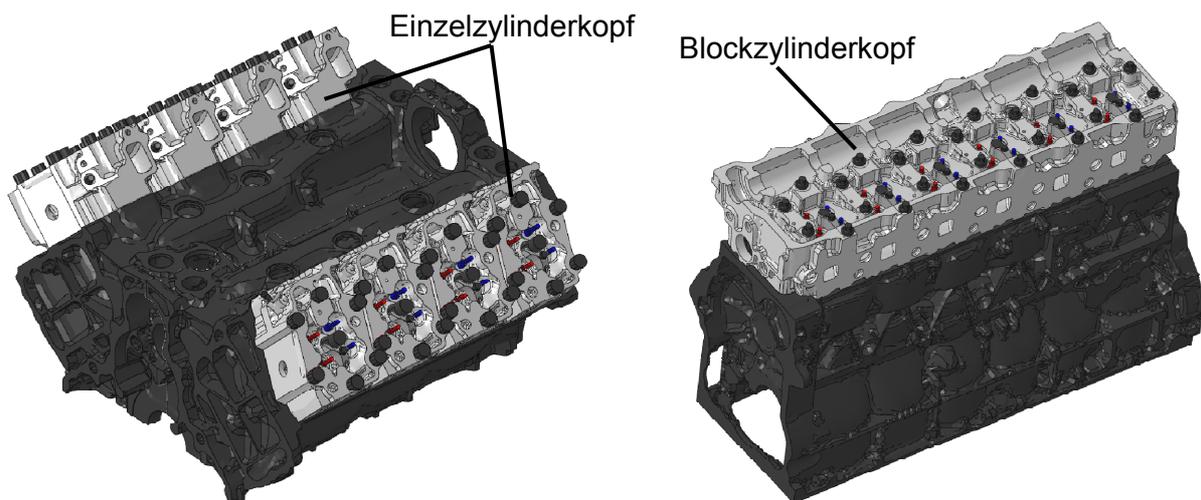


Bild 1: Grundlegende Ausführungsformen von Zylinderköpfen
links: V8-Dieselmotor mit Einzelzylinderköpfen der MAN Truck & Bus AG
rechts: 6-Zylinder-Reihenmotor mit Blockzylinderkopf der MAN Truck & Bus AG

2.1.1 Aufbau

Aufgrund der vielfältigen Anforderungen an Zylinderköpfe ist deren Geometrie in der Regel sehr komplex. Einzel- und Blockzylinderköpfe unterscheiden sich dabei nicht in ihrem prinzipiellen Aufbau. Bild 2 zeigt am Beispiel eines Pkw-Dieselmotors den Aufbau eines Zylinderkopfes.

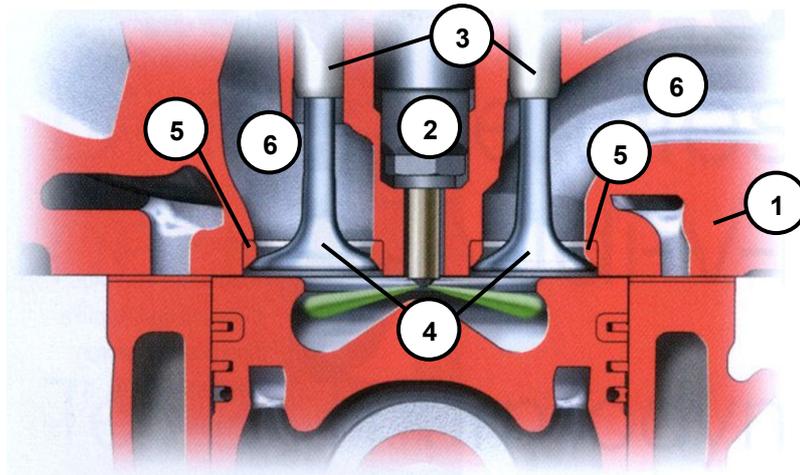


Bild 2: Aufbau eines Zylinderkopfes am Beispiel eines Pkw-Dieselmotors [4]

- ①: Zylinderkopf
- ②: Injektor
- ③: Ventilführungen
- ④: Ventile
- ⑤: Ventilsitzringe
- ⑥: Ladungswechselkanäle

Die dem Brennraum zugewandte Fläche wird bei Zylinderköpfen im Allgemeinen als Unterseite bezeichnet. Bei Dieselmotoren wird die Geometrie des Brennraums über die im Kolbenboden eingebrachte Brennraummulde festgelegt. Die Unterseite des Zylinderkopfes ist daher meist eben ausgeführt. Funktionell teilt sich die Unterseite in zwei Bereiche. Der eine Bereich begrenzt den Brennraum. Dieser wird als Feuerdeck beziehungsweise Brennraumdeck bezeichnet. Die restliche Fläche der Unterseite dient als Kontaktfläche für die Zylinderkopfdichtung. Auf der Oberseite des Zylinderkopfes befindet sich die Ventilsteuerung und je nach Konstruktion auch die Nockenwelle. Zur Schmierung der beweglichen Teile ist die Oberseite mit dem Hauptölkanal im Kurbelgehäuse verbunden. Zuleitung und Rückführung des Öls erfolgen über gegossene Kanäle im Zylinderkopf. Der gesamte im Zylinderkopf mit Öl beaufschlagte Bereich wird als Ölraum bezeichnet [3, 4].

Um die eingespritzte Kraftstoffmenge möglichst effektiv ausnutzen zu können, befindet sich der Injektor zur Kraftstoffeinspritzung (Bild 2, ②) bei 4-Ventil-Dieselmotoren

zentral und mündet über die Injektorbohrung mittig in den Brennraum [4, 8]. Die Abdichtung zum Brennraum erfolgt zum Beispiel über eine Kupferdichtung. Die notwendige Presskraft zur Abdichtung wird über eine auf der Oberseite des Zylinderkopfes angebrachte Injektorbrücke eingeleitet.

Im Inneren des Zylinderkopfes verlaufen die Ladungswechselkanäle (Bild 2, ⑥). Durch diese werden die Zufuhr der angesaugten Frischluft (Einlasskanal) beziehungsweise die Abfuhr der Abgase (Auslasskanal) ermöglicht. Bei der Anordnung der Ladungswechselkanäle ist nach [4] und [7] zwischen dem Gegen- und dem Querstromprinzip zu unterscheiden. Beim Gegenstromprinzip liegen Ein- und Auslasskanal auf derselben Seite des Zylinderkopfes. Die unmittelbare Nachbarschaft von Ansaugleitung und Abgaskrümmer hat eine unerwünschte Aufheizung der Ansaugluft zur Folge. Daher wird heute vornehmlich das Querstromprinzip angewendet. Ein- und Auslasskanal liegen hierbei in entgegengesetzter Richtung im Zylinderkopf (siehe Bild 2). Die Ladungswechselkanäle münden ausgehend von den seitlichen Flanschflächen in die Brennräume. Im Mündungsbereich der Ladungswechselkanäle befinden sich die Ventilsitzringe (Bild 2, ⑤). Damit diese im Betrieb nicht herausfallen, ist eine ausreichend hohe Pressung erforderlich. Aus diesem Grund werden die Ventilsitzringe meist unterkühlt eingepresst. Die Ventilschäfte der Ventile (Bild 2, ④) liegen innerhalb der Ladungswechselkanäle und durchstoßen diese zusammen mit den dort auslaufenden Ventilfehrungen (Bild 2, ③) [4, 7].

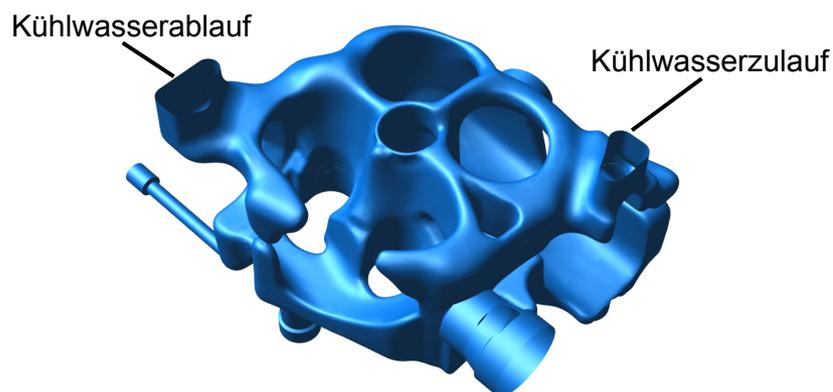


Bild 3: Wasserraum eines Einzelzylinderkopfes (Nfz-Dieselmotor)

Die hohe Verbrennungs- und Abgastemperatur erfordert die Kühlung des Zylinderkopfes mit Kühlwasser (Wasser-Glykol-Gemisch). Dabei muss vor allem eine ausreichende Kühlung des Brennraumdecks, des Injektors und der Auslasskanäle sichergestellt sein. Hierzu kommen unterschiedliche Konzepte zur Durchströmung des Zy-

linderkopfes zum Einsatz. Eine Beschreibung der einzelnen Konzepte führt an dieser Stelle zu weit, es sei daher auf [4] verwiesen. Bei wassergekühlten Motoren ist im Inneren des Zylinderkopfes ein meist geometrisch komplexer und filigraner Wasserraum vorhanden. Bild 3 zeigt den Wasserraum in einem Einzelzylinderkopf eines Nutzfahrzeug-Dieselmotors (kurz: Nfz-Dieselmotor). Die Auslegung erfolgt im Hinblick auf ein niedriges Temperaturniveau, eine gleichmäßige Temperaturverteilung im Zylinderkopf und identische Kühlbedingungen für alle Zylinder [4]. Die Durchströmung des Zylinderkopfes ist dabei nicht unabhängig von der des Kurbelgehäuses [4]. Für die Auslegung der Wasserräume wird heute die numerische Strömungssimulation (engl. Computational Fluid Dynamics, kurz: CFD) eingesetzt [9, 10].

2.1.2 Beanspruchung

Zylinderköpfe sind statischen und dynamischen Beanspruchungen im Motor ausgesetzt. Die statische Beanspruchung wird durch die Verschraubung des Zylinderkopfes mit dem Kurbelgehäuse, das Einpressen der Ventilsitzringe und Ventilführungen sowie durch die Verspannung des Injektors hervorgerufen. Im Betrieb des Motors überlagern sich den statischen Beanspruchungen dynamische Lasten [11]. Diese resultieren zum Einen aus der zyklischen Verbrennung (z. B.: Zünddruck) und zum Anderen aus einer zyklischen Temperaturbelastung, wie sie beispielsweise bei Lastwechseln oder Heiß/Kalt-Zyklen (Thermoschock) im Start-Stopp-Betrieb des Motors auftreten [4, 12, 13].

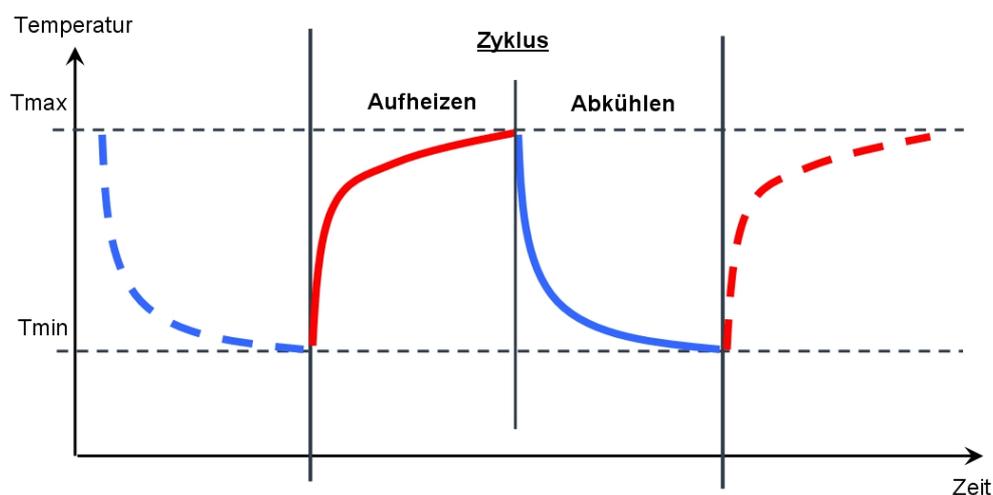


Bild 4: Temperatur-Zeit-Verlauf im Zk bei zyklischer Temperaturbelastung (schematisch)

In Bild 4 ist der Temperatur-Zeit-Verlauf im Zylinderkopf beispielhaft bei einer zyklischen Temperaturbelastung skizziert. Die roten Kurven in Bild 4 stellen das Aufheizen des Zylinderkopfes auf Maximaltemperatur und die blauen das schnelle Abkühlen auf Minimaltemperatur dar. Der Wechsel zwischen Aufheizen und schnellem Abkühlen wird als Thermoschockzyklus bezeichnet. Diese zyklische Temperaturbelastung führt zur thermomechanischen Ermüdung des Zylinderkopfes.

Im Zylinderkopf tritt im Thermoschock eine instationäre und inhomogene Temperaturverteilung auf. Charakteristisch für die Temperaturverteilung im Zylinderkopf ist, dass die höchste Temperatur lokal am Ventilsteg zwischen den Auslassventilen und bei den Ventilstegen zwischen den Einlass- und Auslassventilen an der dem Auslass zugewandten Seite auftreten [4-6, 14-18]. Ausgehend von diesen Bereichen fällt die Temperatur bereits nach wenigen Millimetern deutlich ab. Für Aluminium-Zylinderköpfe gibt [4] einen Temperaturabfall, ausgehend vom Brennraumdeck in Richtung Wasserraum, von bis zu 220°C über wenige Millimeter Wanddicke an. Die Inhomogenität der Temperaturverteilung ist dabei hauptsächlich abhängig von

- der Bauteilgeometrie,
- dem lokalen Wärmeeintrag durch die Verbrennung,
- den Zeiten für Aufheiz- und Abkühlvorgänge,
- der lokalen Wärmeabfuhr durch das Kühlwasser,
- der Wärmeleitung des Zylinderkopfwerkstoffes,
- der Temperatur der angesaugten Frischluft und
- der Abgastemperatur.

Die lokal variierende Temperatur hat auch eine unterschiedliche thermische Dehnung im Zylinderkopf zur Folge. Dabei behindern die kälteren und damit steiferen Bereiche die thermische Ausdehnung der heißen Bereiche (sog. Dehnungsbehinderung). Diese Behinderung der thermischen Ausdehnung wird durch erzwungene mechanische Spannungen ausgeglichen. In der Aufheizphase, z. B. durch Hochfahren des Motors auf Volllast, führt dies in den Ventilstegen zu Druckspannungen. Diese übersteigen lokal die Druckfließgrenze des Zylinderkopfwerkstoffes und führen damit zu einer plastischen Verformung. Durch anschließendes Abkühlen, z. B. durch Herunterfahren auf Leerlauf, entstehen in den „verkürzten“ Ventilstegen Zugspannungen. Diese bewirken ebenfalls eine plastische Verformung. Dieser zyklische Wechsel aus Zug- und Druckspannungen hat nach mehreren Thermoschockzyklen Risse in den Ventilstegen zur Konsequenz [2, 4-6, 12].

2.2 Gusseisenwerkstoffe

Die komplexe geometrische Gestaltung und die Beanspruchung von Zylinderköpfen in modernen Otto- und Dieselmotoren führen zu einer Vielzahl an technischen Anforderungen, die ein Zylinderkopfwerkstoff erfüllen muss. Im Vordergrund stehen vor allem die prozesssichere Herstellung, die dauerhaft ertragbaren mechanischen und thermischen Belastungen, die Masse sowie die Kosten [19].

Als Zylinderkopfwerkstoffe kommen bei Pkw-, Nfz-, und Großmotoren, abhängig von Motorentyp und Hersteller, Gusseisen mit Lamellengraphit, Vermiculargraphit und Kugelgraphit sowie Stahlguss und Aluminiumguss zur Anwendung [20]. Im Pkw-Bereich wurde in der Vergangenheit vornehmlich Grauguss mit Lamellengraphit als Zylinderkopfwerkstoff eingesetzt. Heute werden Pkw-Zylinderköpfe von Otto- und auch Dieselmotoren aus Gewichtsgründen in der Regel aus Aluminium-Silizium-Legierungen hergestellt [4, 5]. Bei Nutzfahrzeug- und Schiffsdieselmotoren wird aufgrund der höheren Beanspruchungen im Vergleich zu Pkw-Motoren weiterhin Gusseisen favorisiert. Durch die gestiegenen mechanischen und thermischen Belastungen kommen bei Zylinderköpfen für Nfz-Dieselmotoren anstelle von Gusseisen mit Lamellengraphit vermehrt die härtesten Gusseisensorten mit Vermiculargraphit und Kugelgraphit als Werkstoffe zum Einsatz [21].

Gusseisen gehört neben Stahlguss und den mit Silizium, Aluminium oder Chrom hochlegierten Sondergusseisen zur Gruppe der Eisengusswerkstoffe. Der Großteil der Gusseisensorten enthält zwischen 2 % und 5 % Kohlenstoff und liegt damit nahe bei der eutektischen Zusammensetzung des Fe-C-Systems. Daraus resultiert eine niedrige Schmelztemperatur von 1150°C bis 1250°C. Durch die dünnflüssige Schmelze wird ein gutes Formfüllungsvermögen erreicht. Gusseisen weist aufgrund der naheutektischen Zusammensetzung ein feinkörniges Gefüge und keine bevorzugte Kornorientierung auf. Durch die Legierungselemente Kohlenstoff und Silizium lässt sich die Art der bei Erstarrung des Gusseisens entstehenden Kohlenstoffphasen beeinflussen. Aus Gusseisendiagrammen (z. B. nach Greiner-Klingenstein und nach Maurer) kann das Gusseisengefüge in Abhängigkeit von dem Kohlenstoff- und Siliziumgehalt sowie der Bauteildicke abgeschätzt werden. Prinzipiell wird anhand des Aussehens der Bruchflächen zwischen weißem und grauem Gusseisen unterschieden. Weißes Gusseisen wird abhängig von den Legierungsbestandteilen in

Hart- und Temper-Rohguss unterteilt. Wegen seiner Eigenschaften findet weißes Gusseisen keine Anwendung als Zylinderkopfwerkstoff [22, 23].

Graues Gusseisen enthält 2,5 % bis 5 % Kohlenstoff sowie 0,8 % bis 3 % Silizium und erstarrt bei langsamer Abkühlung überwiegend nach dem stabilen System. Beim Abkühlen kommt es zur Ausscheidung von Graphit. Hinsichtlich der geometrischen Form dieser Ausscheidungen wird graues Gusseisen in Gusseisen mit Lamellengraphit, Vermiculargraphit und Kugelgraphit eingeteilt. Die Kurzbezeichnungen nach DIN EN 1560 sind EN-GJL, EN-GJV und EN-GJS, die in der Regel durch die Angabe des Mindestwerts der Zugfestigkeit in N/mm^2 vervollständigt werden [22-25]. Bild 5 zeigt die drei beschriebenen Ausscheidungsformen des Graphits.

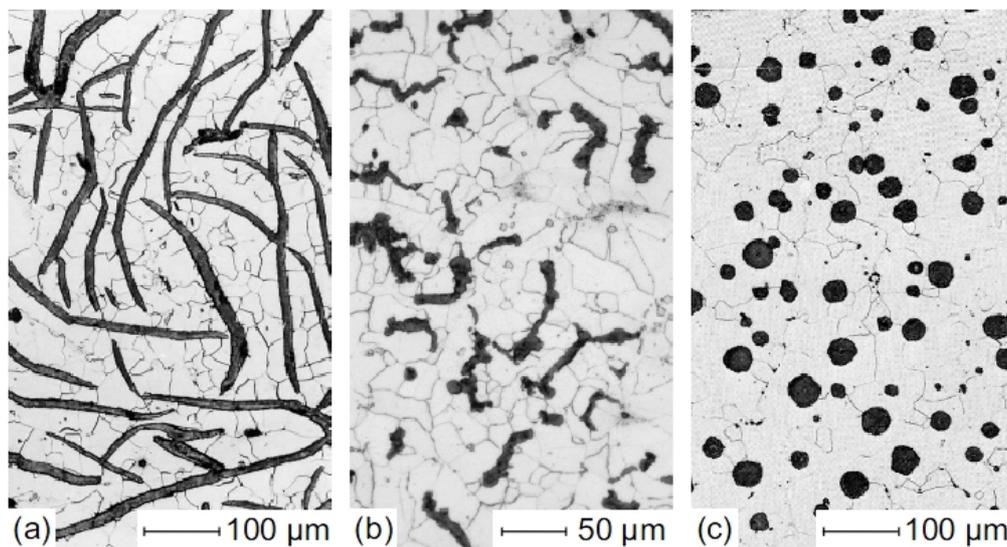


Bild 5: Typische Ausscheidungsformen von Graphit in grauem Gusseisen [25]

- (a) lamellar (EN-GJL)
- (b) vermicular (EN-GJV)
- (c) kugelig (EN-GJS)

Während die lamellare Form des Graphits bei untereutektischen Eisen-Kohlenstoff-Siliziumlegierungen zu finden ist, wird die Ausbildung von Graphitkugeln durch eine gezielte Schmelzebehandlung mit Magnesium, Calcium oder Cer erreicht. Das Zulegieren von geringen Mengen Magnesium (ca. 0,1 %) sowie von Titan und/oder Aluminium in die Schmelze von EN-GJS führt zur Ausscheidung von wenig verzweigten, gedrunenen Graphitlamellen mit abgerundeten Enden, dem sogenannten Vermicular- oder Würmchengraphit [22-25].

2.2.1 Physikalische Eigenschaften

Die physikalischen Eigenschaften von grauem Gusseisen werden hauptsächlich durch das Grundgefüge, die Ausbildung und die Verteilung des Graphits sowie von dessen Volumenanteil, d. h. vom C- und Si-Gehalt, beeinflusst [23, 26]. Von den Eigenschaften sind für die Anwendung bei erhöhter Temperatur beziehungsweise bei der für Zylinderköpfe typischen Temperaturwechselbeanspruchung die Wärmeleitfähigkeit und die Wärmeausdehnung von besonderer Bedeutung [27].

Die Wärmeleitfähigkeit zeigt eine deutliche Abhängigkeit von der vorliegenden Graphitausbildung und dem Grundgefüge (siehe Bild 6). Gusseisen mit einer kugeligen Graphitausbildung weist die geringste und das mit lamellarer die höchste Wärmeleitfähigkeit auf. Die Werte von Gusseisen mit Vermiculargraphit liegen dazwischen. Oberhalb von ca. 320°C besitzen EN-GJL und EN-GJV eine nahezu identische Wärmeleitfähigkeit. Aufgrund der guten Wärmeleitfähigkeit von Graphit führt ein steigender Volumenanteil zu einer Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit des Gusseisens. Steigende Siliziumgehalte führen stattdessen zu einer Reduktion. Mit steigendem Perlitanteil im Grundgefüge nimmt die Wärmeleitfähigkeit deutlich niedrigere Werte an. In Bild 6 wird dies am Beispiel eines Sphärogusses mit ferritischem und einem mit perlitischem Matrixgefüge veranschaulicht [27, 28].

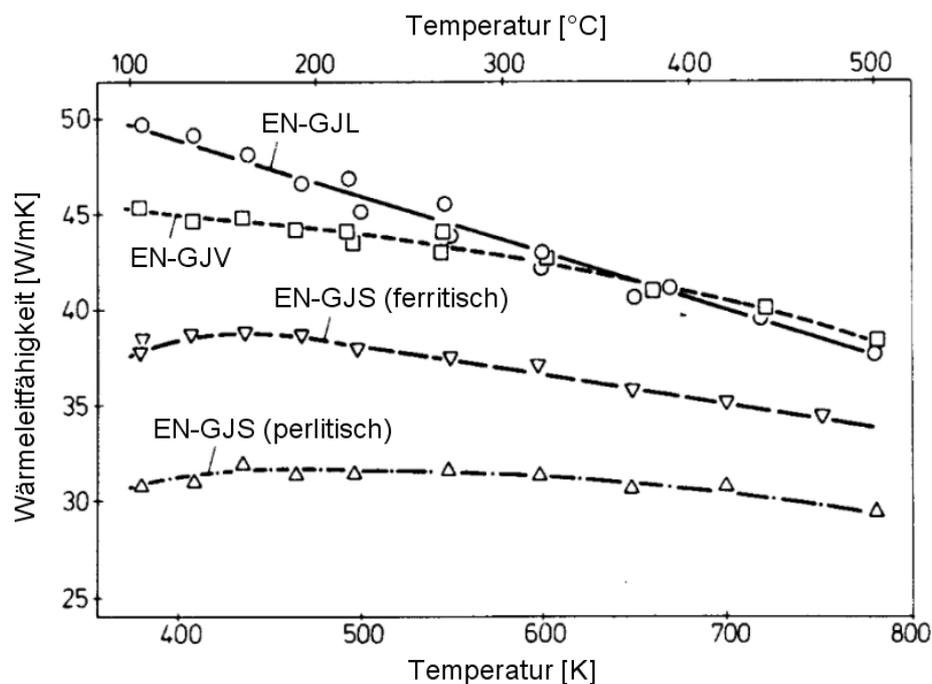


Bild 6: Wärmeleitfähigkeit von EN-GJL, EN-GJV und EN-GJS in Abhängigkeit von der Temperatur [28]

Bei thermischer Wechselbeanspruchung mit hohen Aufheiz- und Abkühlgeschwindigkeiten stellt insbesondere die Wärmeausdehnung eine wesentliche Kenngröße dar. Der Wärmeausdehnungskoeffizient zeigt ähnlich der Wärmeleitfähigkeit eine Abhängigkeit von der Graphitmenge, der Art der Graphitbildung und dem Grundgefüge. In Bild 7 ist der Wärmeausdehnungskoeffizient in einem Temperaturbereich von 100°C bis 500°C für EN-GJL und EN-GJV sowie für EN-GJS mit einem ferritischen und einem perlitischen Grundgefüge dargestellt [27, 28].

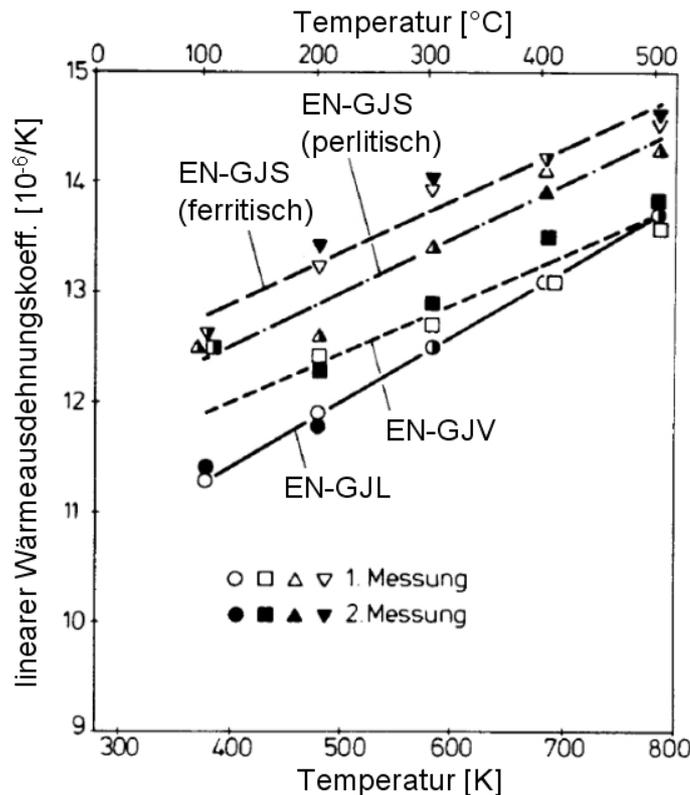


Bild 7: Wärmeausdehnungskoeffizient von EN-GJL, EN-GJV und EN-GJS in Abhängigkeit von der Temperatur [28]

Wie Bild 7 zeigt, weist Gusseisen mit globularer Graphitbildung den höchsten und das mit lamellarer den niedrigsten Wärmeausdehnungskoeffizienten auf. Der Wärmeausdehnungskoeffizient von Gusseisen mit Vermiculargraphit liegt zwischen EN-GJS und EN-GJL. Des Weiteren besitzt Gusseisen mit einem ferritischen Grundgefüge im Vergleich zu einem mit perlitischem einen höheren Wärmeausdehnungskoeffizienten. Bei den betrachteten Gusseisenwerkstoffen bewirkt ein zunehmender Graphitanteil eine Abnahme des Wärmeausdehnungskoeffizienten. Dies ist auf den ca. 0,6-fach kleineren Wärmeausdehnungskoeffizienten von Graphit im Vergleich zur Matrix zurückzuführen [27, 28].

2.2.2 Verformungsverhalten

Bedingt durch den Gefügebau von Gusseisen handelt es sich um einen grob zweiphasigen Werkstoff. Das Verformungsverhalten wird durch die Eigenschaften der Primärphase (ferritisch/perlitische Matrix) und die der Sekundärphase (Graphit) geprägt. Da sich bei elastischer Verformung die Eigenschaften ferritischer und perlitischer Gefüge nur unwesentlich unterscheiden, wird bei der Betrachtung der elastischen Eigenschaften von einer einheitlichen Matrix, unabhängig vom Ferrit- und Perlitanteil, ausgegangen [26-28].

Der Elastizitätsmodul von Gusseisen hängt von den Elastizitätsmoduln sowie vom Volumenanteil, der Form und der Anordnung der einzelnen Phasen ab. Dies spiegeln die bei Raumtemperatur stark unterschiedlichen Elastizitätsmoduln der Gusseisenarten und deren Wertebereiche wider. Gusseisen mit lamellarem Graphit weist mit 50 GPa bis 140 GPa den niedrigsten und das mit globularem Graphit mit 160 MPa bis 185 MPa den höchsten Elastizitätsmodul auf. Bei Gusseisen mit vermicular ausgeschiedenem Graphit liegt der Elastizitätsmodul zwischen 135 GPa und 150 GPa. Eine Erhöhung der Temperatur führt zu einer Reduktion des Elastizitätsmoduls. Bei Gusseisen mit Lamellengraphit kann in einem Temperaturbereich von -196°C bis $+400^{\circ}\text{C}$ ein nahezu linearer Abfall mit zunehmender Temperatur festgestellt werden. Die typische Temperaturempfindlichkeit $f = -dE/dT$ von unlegiertem EN-GJL wird mit ungefähr 40 MPa/K angegeben. Für EN-GJS liegen die wenigen verfügbaren Werte oberhalb der Raumtemperatur zwischen 30 MPa/K und 60 MPa/K [26-28].

Das elastisch-plastische Verformungsverhalten der Eisengusswerkstoffe wird hauptsächlich durch die innere Kerbwirkung der Graphitteilchen bestimmt. In Bild 8 sind schematisch die Verfestigungskurven für EN-GJL, EN-GJV und EN-GJS unter Zug- und Druckbeanspruchung dargestellt. Kennzeichnend für das Spannungs-Dehnungs-Diagramm ist ein kontinuierlicher Übergang aus dem Hooke'schen in den nicht Hooke'schen Verformungsbereich. Der bei EN-GJL lamellar ausgeschiedene Graphit überträgt nur geringe Zugkräfte. Die Graphitlamellen wirken ähnlich wie innere Kerben, an deren Enden Spannungsspitzen auftreten. Dadurch erreicht EN-GJL nur eine sehr niedrige Streckgrenze, die im Extremfall den Wert Null annehmen kann. Die Zugfestigkeit liegt zwischen 100 MPa und 350 MPa. Die Bruchdehnung ist mit Werten kleiner 0,8 % bei einem perlitischen Matrixgefüge ebenfalls sehr gering. Druckkräfte können dagegen durch die nahezu inkompressiblen Graphitlamellen deutlich

besser übertragen werden. Bei EN-GJL kann die Druckfestigkeit bis zu einem Faktor 4 größer als die Zugfestigkeit sein. Die unterschiedlich gute Übertragbarkeit von Zug- und Druckkräften ist im Spannung-Dehnung-Diagramm durch eine deutliche Zug/Druck-Asymmetrie erkennbar (Bild 8) [22-30].

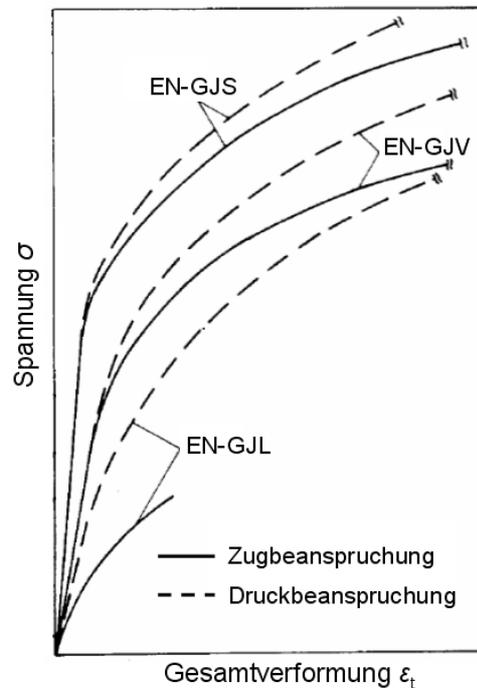


Bild 8: Schematische Verfestigungskurven von EN-GJL, EN-GJV und EN-GJS [28]

Bei Gusseisen mit Kugelgraphit wird durch die kugelige Form der Graphitausscheidungen eine im Vergleich zu den Graphitlamellen deutlich geringere innere Kerbwirkung erreicht. Dies führt zur einer weitaus weniger ausgeprägten Zug/Druck-Asymmetrie (Bild 8). Beim Sphäroguss liegt die Zugfestigkeit mit 350 MPa bis 900 MPa und die Bruchdehnung mit Werten von teilweise über 20 % deutlich höher als bei Gusseisen mit lamellarem Graphit. Durch eine entsprechende Wärmebehandlung können die mechanischen Eigenschaften von EN-GJS teilweise noch erheblich verbessert werden [22-30].

Gusseisen mit Vermiculargraphit stellt einen Kompromiss aus den Eigenschaften von EN-GJL und EN-GJS dar. Aufgrund der abgerundeten Enden der Graphitausscheidungen liegt die innere Kerbwirkung zwischen der von EN-GJL und EN-GJS. Dies zeigt sich auch bei der Zug/Druck-Asymmetrie (Bild 8), die geringer ist als die von EN-GJL und größer als die von EN-GJS. Die Zugfestigkeit von EN-GJV liegt mit 300 MPa bis 500 MPa ebenso wie die Bruchdehnung (bis zu 8 %) ebenfalls zwischen den Werten von Grau- und Sphäroguss [26-28]. Entscheidend für die mecha-

nischen Eigenschaften von EN-GJV ist das Verhältnis aus vermicularem und kugeligem Graphit. Bild 9 zeigt, dass ausgehend von 100 % Graphitkugeln (0 % Vermiculargraphit) mit steigendem Anteil an Vermiculargraphit die Zugfestigkeit (R_m), die 0,2 %-Dehngrenze ($R_{p0,2}$) und die Bruchdehnung (A) abnehmen [25].

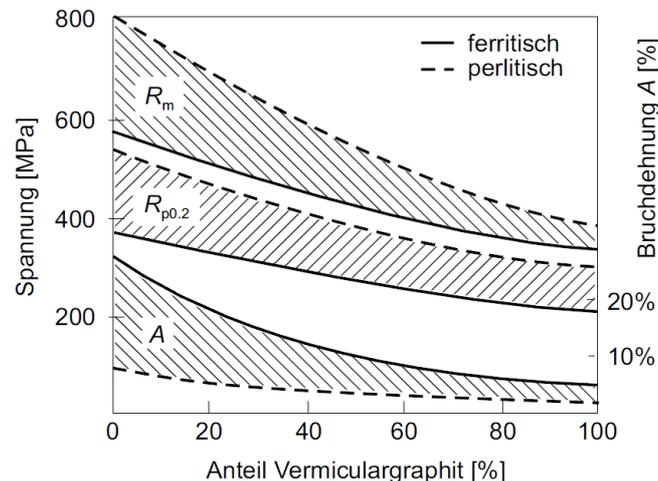


Bild 9: Einfluss des Anteils an Vermiculargraphit auf die mechanischen Eigenschaften [25]

R_m : Zugfestigkeit

$R_{p0,2}$: 0,2 %-Dehngrenze

A: Bruchdehnung

Neben der Graphitform wird die Festigkeit von Gusseisen auch durch das Grundgefüge bestimmt. Äquivalent zu Stahl weist ein perlitisches Grundgefüge eine höhere Festigkeit als ein ferritisches auf. Die Art des Grundgefüges und die Größe der Graphitausscheidungen sind bei Gusseisen stark vom gegossenen Querschnitt (Wanddicke) abhängig. Eine geringe Abkühlgeschwindigkeit (große Wandstärke) hat zur Folge, dass bei hoher Temperatur ausreichend Zeit für die Diffusion des Kohlenstoffs zur Verfügung steht. Daher entsteht in diesem Fall ein überwiegend ferritisches Grundgefüge mit großen Graphitausscheidungen. Bei schneller Abkühlung (geringe Wandstärke) hingegen bleibt das Grundgefüge überwiegend perlitisch und die Graphitausscheidungen klein [22-25].

Des Weiteren werden die mechanischen Eigenschaften durch die Temperatur beeinflusst. In einem Temperaturbereich zwischen 20°C und ca. 200°C ist mit steigender Temperatur eine Abnahme der 0,2 %-Dehn- und der 0,2 %-Stauchgrenze bei EN-GJL, EN-GJV und EN-GJS zu verzeichnen. Die 0,2 %-Dehngrenze bleibt dann bis ca. 300°C nahezu konstant. Für die 0,2 %-Stauchgrenze gilt dies bis ca. 400°C. Oberhalb von 400°C nehmen die 0,2 %-Dehn- und die 0,2 %-Stauchgrenze deutlich ab. Die Zugfestigkeit zeigt bei EN-GJL bis 400°C nur eine geringe Temperaturab-

hängigkeit. Bei EN-GJV nimmt die Zugfestigkeit bis ca. 200°C und bei EN-GJS bis ca. 300°C ab und bleibt anschließend bis 400°C annähernd konstant. Oberhalb von 400°C nimmt auch die Zugfestigkeit der drei Gusseisenwerkstoffe deutlich ab. Die relativ geringe Änderung der 0,2 %-Dehn- und der 0,2 %-Stauchgrenze sowie der Zugfestigkeit zwischen 200°C und 400°C ist auf dynamische Reckalterungsvorgänge zurückzuführen [26].

2.2.3 Ermüdungsverhalten

Eine zyklische Beanspruchung führt bei hinreichend großen Lastamplituden mit steigender Lastwechselzahl zu einer fortschreitenden Schädigung und schlussendlich zu einem Versagen von Werkstoff und Bauteil. Dieser als Ermüdung bezeichnete Prozess kann bereits bei Beanspruchungshöhen weit unterhalb der statischen Festigkeitswerte stattfinden. Dabei führt eine höhere Beanspruchung generell zu einer kürzeren Lebensdauer [31].

Während der zyklischen Beanspruchung durchläuft ein Werkstoff unterschiedliche Ermüdungsstadien. Zu Beginn, in der anrissfreien Ermüdungsphase, finden im gesamten Werkstoffvolumen strukturmechanische Veränderungen in Form von Ver- und Entfestigungsprozessen statt. In der darauf folgenden Rissbildungsphase entstehen erste mikroskopische Anrisse im Werkstoff. Deren Länge liegt in der Größenordnung der Gefügebestandteile. Weitere Lastwechsel führen in der Rissausbreitungsphase zu einer Vergrößerung der mikroskopischen Anrisse hin zu makroskopischen. Die mikroskopischen Anrisse können bereits bei Beanspruchungen unterhalb der Wechselfestigkeit (größte dauerhaft ertragbare Spannungsamplitude bei einer Mittelspannung $\sigma_m=0$) entstehen. Jedoch wachsen diese mit steigender Lastwechselzahl nicht weiter. Im letzten Ermüdungsstadium, der instabilen Rissausbreitungsphase, wird der noch tragende Restquerschnitt durch einen Gewaltbruch durchtrennt. Bezogen auf die Gesamtlebensdauer entfällt auf die Rissbildungs- und die Rissausbreitungsphase meistens der größte Lebensdaueranteil [31-34].

Das isotherme Ermüdungsverhalten unter zyklischer Belastung wird entsprechend der Versuchsführung mit Spannung- oder Dehnung-Wöhlerkurven beschrieben. Hierzu wird die Amplitude der schwingenden Beanspruchung in Abhängigkeit von der Bruchlastspielzahl aufgetragen. Bei metallischen Werkstoffen sind zwei Typen von Wöhlerkurven zu unterscheiden:

Typ I zeigt im Idealfall bei hohen Bruchlastspielzahlen einen horizontalen Kurvenverlauf, der die Wechsel- bzw. Dauerfestigkeit des Werkstoffs wiedergibt. Zu finden ist dieser Kurvenverlauf vor allem bei Werkstoffen mit kubisch raumzentrierter Kristallstruktur.

Bei Wöhlerkurven vom Typ II ist eine solch ausgeprägte Grenzbeanspruchung nicht feststellbar. Daher wird als Wechsel- bzw. Dauerfestigkeit meist die Beanspruchungsamplitude, die zu einer Bruchlastspielzahl von 10^7 Lastwechseln führt, definiert. Wöhlerkurven vom Typ II sind vorwiegend bei reinen Metallen und Legierungen mit kubisch-flächenzentriertem Gitteraufbau zu finden [32].

Für EN-GJL, EN-GJV und EN-GJS sind Wöhlerkurven vom Typ I charakteristisch. Die Festigkeitswerte bei zyklischer Beanspruchung (Kurzzeit-, Zeit-, Wechselfestigkeit) werden, ebenso wie die statischen Festigkeitswerte, im Wesentlichen durch die innere Kerbwirkung der Graphitteilchen beeinflusst. Eine steigende innere Kerbwirkung führt hierbei zu einer Abnahme der Festigkeitswerte. Sphärolithisches Gusseisen weist daher die höchste und Gusseisen mit Lamellengraphit die geringste Wechselfestigkeit auf. Die von Gusseisen mit vermicular ausgeschiedenem Graphit liegt wiederum dazwischen. Dies gilt bei spannungs- sowie dehnungskontrollierten Versuchen [31, 32, 35, 36]. In Bild 10 sind für EN-GJL, EN-GJV und EN-GJS exemplarisch die Spannung-Wöhlerkurven bei Raumtemperatur dargestellt.

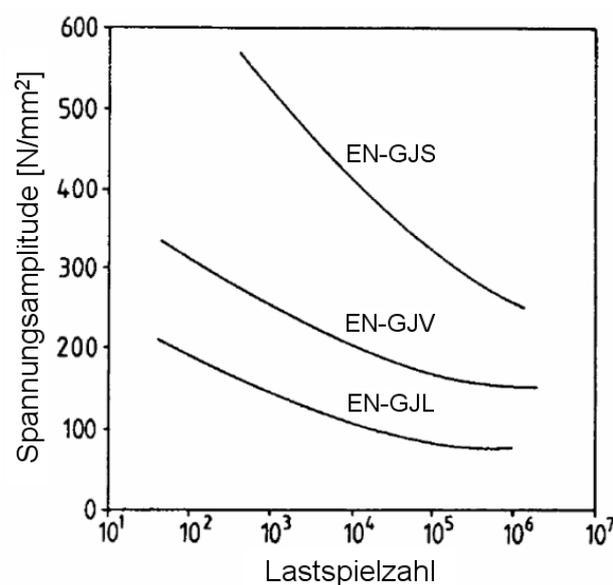


Bild 10: Spannung-Wöhlerkurven von EN-GJL, EN-GJV und EN-GJS [32]

Eine Versuchstemperatur oberhalb der Raumtemperatur führt bis etwa 250°C bei den betrachteten Gusseisenwerkstoffen zu einer Abnahme der Bruchlastspielzahl.

Zwischen 300°C und 350°C tritt infolge der dynamischen Reckalterung ein relatives Maximum auf. Eine Erhöhung der Versuchstemperatur über 350°C bewirkt dann einen deutlichen Abfall der Bruchlastspielzahl [27].

Das Ermüdungsverhalten metallischer Werkstoffe wird vor allem durch die bei entsprechend großen Lastamplituden auftretende plastische Wechselverformung beeinflusst. Diese bewirkt innerhalb des Werkstoffs mikrostrukturelle Veränderungen, die zur Anrissbildung und schließlich zum Ermüdungsbruch führen [27]. Charakteristisch für eine Beanspruchung im elastisch-plastischen Verformungsbereich ist der nichtlineare Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung. Bei zyklischer Belastung äußert sich dies im Spannung-Totaldehnung-Diagramm in einer Hystereseschleife. In Bild 11 ist diese für den allgemeinen Fall mit den dazugehörigen Kenngrößen dargestellt. ϵ_m und σ_m bezeichnen darin die statische Mitteldehnung und Mittelspannung. Des Weiteren sind die Spannungs- und Totaldehnungsamplitude σ_a und ϵ_a , die entsprechenden Schwingbreiten $\Delta\sigma$ und $\Delta\epsilon$ sowie der elastische und der plastische Anteil der Dehnungsschwingbreite $\Delta\epsilon_{el}$ und $\Delta\epsilon_{pl}$, ersichtlich [31-33].

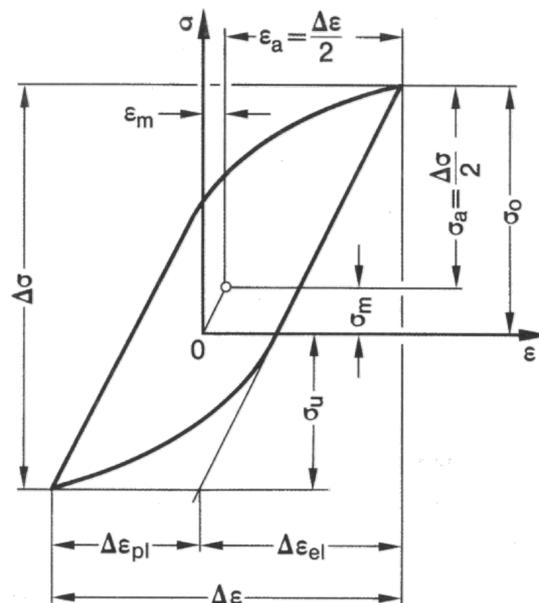


Bild 11: Spannung-Totaldehnung-Zusammenhang bei zyklischer Beanspruchung [31]

Bei Gusseisenwerkstoffen enthält die plastische Dehnungsamplitude neben den Anteilen aus der plastischen Verformung des Matrixmaterials auch Anteile, die auf Ablöseerscheinungen zwischen Graphit und Matrix zurückzuführen sind. Diese treten vor allem unter Zugbeanspruchung auf und werden durch ein Abknicken der Hysteresekurve deutlich [27].

Das Wechselverformungsverhalten der Werkstoffe wird bei spannungs- und totaldehnungskontrollierten Dauerschwingversuchen durch sogenannte Wechselverformungskurven dargestellt. Hierzu wird bei spannungskontrollierten Versuchen die plastische Dehnungsamplitude und bei totaldehnungskontrollierten Versuchen die Spannungsamplitude über der Lastspielzahl aufgetragen. Entsprechend dem Kurvenverlauf ist zwischen Wechselentfestigung und Wechselverfestigung zu unterscheiden. Nimmt in spannungskontrollierten (totaldehnungskontrollierten) Versuchen die plastische Dehnungsamplitude zu (Spannungsamplitude ab), liegt Wechselentfestigung und im umgekehrten Fall Wechselverfestigung vor. Eine weitere Möglichkeit zur Beurteilung des Werkstoffverhaltens bei schwingender Beanspruchung ist der Vergleich zwischen den zyklischen und den zügigen Spannung-Dehnung-Kurven. Bei wechselentfestigenden Werkstoffen liegt die zyklische unter der zügigen Spannung-Dehnung-Kurve, während sich bei wechselverfestigenden Werkstoffen die zyklische über der zügigen Kurve befindet. Die Gusseisenwerkstoffe EN-GJV und EN-GJS zeigen bei Raumtemperatur und erhöhter Temperatur in der Regel ein wechselverfestigendes Werkstoffverhalten. EN-GJL hingegen weist bei zyklischer Beanspruchung ein entfestigendes Werkstoffverhalten auf. Unter Zugbeanspruchung ist dieses jedoch nicht auf Entfestigungsprozesse im Werkstoff, sondern auf die Bildung und das Wachstum von Ermüdungsrissen zurückzuführen [27, 32, 37].

2.3 Konstitutivbeziehungen

Zur Lösung strukturmechanischer Problemstellungen müssen Spannung, Dehnung und Verschiebung sowie die auf den Körper wirkenden äußeren Kräfte über mathematische Beziehungen miteinander verknüpft werden. Dies geschieht mittels der Gleichgewichtsbeziehungen, der kinematischen Beziehungen und der Konstitutivbeziehungen. Über die Gleichgewichtsbeziehungen wird ein Zusammenhang zwischen Spannung und äußeren Kräften und über die kinematischen Beziehungen eine Verknüpfung zwischen Verschiebung und Dehnung hergestellt. Mittels der Konstitutivbeziehungen wird die Spannung mit der Dehnung gekoppelt. Damit beschreiben diese das eigentliche Werkstoffverhalten und werden deshalb auch als Material- bzw. Werkstoffgesetz oder Werkstoffmodell bezeichnet. Ergänzt wird das Gleichungssystem durch die Spannungs- und Verschiebungsrandbedingungen [38, 39].

2.3.1 Elastizität

Für die numerische Berechnung mittels Finite-Elemente-Methode (kurz: FEM) müssen zur Auswahl einer geeigneten Konstitutivbeziehung das reale Werkstoffverhalten, die wirkenden Belastungen und die geforderte Genauigkeit berücksichtigt werden. Beispielsweise können bei mechanischer Beanspruchung von Werkstoffen elastische, plastische und viskose Verformungsanteile auftreten, die das Werkstoffmodell wiedergeben muss. Vielfach sind auch Orts- und Temperaturabhängigkeiten mit einzubeziehen. Eine sehr einfache Konstitutivbeziehung ergibt sich zum Beispiel für die Beschreibung eines linear elastischen Materialverhaltens. Für dieses wird im eindimensionalen Fall der Zusammenhang zwischen Spannung σ und Dehnung ε durch das Hookesche Gesetz

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (2.1)$$

beschrieben. Hierin stellt E den Elastizitätsmodul dar. Für die Verallgemeinerung von Gleichung 2.1 auf dreidimensionale Probleme werden anstelle der skalaren Größen tensorielle herangezogen. Der Spannungstensor σ_{ij} (Tensor zweiter Stufe) wird in diesem Fall gemäß

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \varepsilon_{kl} \quad (2.2)$$

mit dem Dehnungstensor ε_{kl} (Tensor zweiter Stufe) verknüpft. Der Elastizitätstensor C_{ijkl} (Tensor vierter Stufe) bzw. dessen Komponenten charakterisieren, äquivalent zum Elastizitätsmodul im eindimensionalen Fall, die elastischen Eigenschaften des Werkstoffs. Für einen anisotropen Werkstoff kann gezeigt werden, dass unter Berücksichtigung der Symmetrien

$$C_{ijkl} = C_{jikl} = C_{ijlk} = C_{klij} \quad (2.3)$$

der Elastizitätstensor im allgemeinen Fall 21 voneinander unabhängige elastische Konstanten besitzt. Für einen isotropen Werkstoff reduziert sich die Anzahl auf die zwei Laméschen Konstanten λ und μ . Damit kann der Elastizitätstensor in der Form

$$C_{ijkl} = \lambda \delta_{ij} \delta_{kl} + \mu (\delta_{ik} \delta_{jl} + \delta_{il} \delta_{jk}) \quad (2.4)$$

dargestellt werden. Eingesetzt in Gleichung 2.2 ergibt sich das Elastizitätsgesetz im isotropen Fall zu:

$$\sigma_{ij} = \lambda \varepsilon_{kk} \delta_{ij} + 2\mu \varepsilon_{ij} \quad (2.5)$$

In Gleichung 2.4 und 2.5 ist δ_{ij} das aus der Tensoralgebra bekannte Kronecker-Symbol [40]. Die Laméschen Konstanten können auch in Abhängigkeit von den im einachsigen Zugversuch ermittelten elastischen Kenngrößen isotroper Werkstoffe, dem Elastizitätsmodul E und der Querkontraktionszahl ν , mit

$$\lambda = \frac{E \cdot \nu}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2\nu)} \quad (2.6)$$

und

$$\mu = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \quad (2.7)$$

ausgedrückt werden [23, 41-44].

Infolge einer Temperaturänderung θ tritt neben der mechanischen Dehnung auch eine thermische Dehnung auf. Diese kann bei einer Behinderung der Ausdehnung zu Wärmespannungen führen. Mit dem symmetrischen linearen Temperatureausdehnungstensor α_{ij} ergibt sich die thermische Dehnung zu

$$\varepsilon_{ij}^{\text{th}} = \alpha_{ij} \theta. \quad (2.8)$$

Diese wird zu der elastischen Dehnung addiert. Somit ergibt sich für die Gesamtdehnung

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^{\text{el}} + \varepsilon_{ij}^{\text{th}}. \quad (2.9)$$

Damit kann das lineare Elastizitätsgesetz in der Form

$$\sigma_{ij} = E_{ijkl} (\varepsilon_{kl} - \alpha_{kl} \theta) \quad (2.10)$$

geschrieben werden. Die Temperaturdehnung ist bei isotropem Werkstoffverhalten unabhängig von der gewählten Koordinatenrichtung. Als Werkstoffparameter sind in diesem Fall der Elastizitätsmodul, die Querkontraktionszahl und der lineare Temperatureausdehnungskoeffizient zu berücksichtigen. Diese können auch von der Temperatur abhängen [39, 41, 42].

2.3.2 Plastizität

Mit dem linearen Elastizitätsgesetz kann beispielsweise bei metallischen Werkstoffen mit ausgeprägter Streckgrenze der Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung bis zum Erreichen der Fließspannung σ_F bzw. bei denen ohne ausgeprägte Fließgrenze näherungsweise bis zur 0,2 %-Dehngrenze $R_{p0,2}$ beschrieben werden.

Bei einer Materialbeanspruchung oberhalb von σ_F oder $R_{p0,2}$ kommt es bei metallischen Werkstoffen zu plastischem Fließen und nach Entlastung zu einer bleibenden Verformung. Zur Beschreibung von elastisch-plastischem Materialverhalten wird angenommen, dass sich die Gesamtdehnung additiv aus einem elastischen und einem plastischen Anteil zusammensetzt:

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^{\text{el}} + \varepsilon_{ij}^{\text{pl}}. \quad (2.11)$$

Bei einer Temperaturänderung müssen, äquivalent zu Gleichung 2.9, auch die thermischen Dehnungsanteile in Gleichung 2.11 berücksichtigt werden:

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^{\text{el}} + \varepsilon_{ij}^{\text{pl}} + \varepsilon_{ij}^{\text{th}}. \quad (2.12)$$

Für den elastischen Anteil wird dabei beispielsweise ein Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung entsprechend Gleichung 2.2 vorausgesetzt. Zur Beschreibung des plastischen Anteils müssen dagegen eine Fließbedingung, ein Fließgesetz und ein Verfestigungsgesetz formuliert werden [44-46].

Die Fließbedingung gibt an, ob der vorliegende Spannungszustand zu einer plastischen Verformung des Werkstoffs führt oder nicht. Hierzu wird zum Beispiel bei einem mehrachsigen Spannungszustand aus den Komponenten des Spannungstensors eine skalare Vergleichsspannung berechnet und der aktuellen Fließgrenze gegenübergestellt. Die Fließbedingung kann im einfachsten Fall in der Form

$$F(\sigma_{ij}) \leq 0 \quad (2.13)$$

angegeben werden. Im Spannungsraum kann die Fließfunktion als Fläche (Fließfläche) gedeutet werden. Ein Spannungszustand innerhalb der Fließfläche ($F < 0$) führt dabei zu elastischem und einer auf der Fließfläche ($F = 0$) zu einem plastischen Materialverhalten. Spannungszustände außerhalb der Fließfläche sind nicht möglich. Für ein idealplastisches Werkstoffverhalten ist es nachvollziehbar, dass keine Spannung oberhalb der Fließgrenze eingestellt werden kann. Bei verfestigendem Werkstoffverhalten ist hingegen auch eine Spannung darüber möglich. Hierzu führt allerdings kein Belastungszustand außerhalb der Fließfläche, sondern eine Veränderung von sowohl Form, Lage und Größe der Fließfläche während der Belastung. Damit bleibt die aufgebrachte Spannung während der plastischen Verformung stets auf der Fließfläche [44-47].

Bei metallischen Werkstoffen liegen der plastischen Verformung Scherungen zugrunde, die von Schubspannungen hervorgerufen werden. Dabei tritt keine Änderung des

Volumens auf (Volumenkonstanz). Für die Formulierung der Fließbedingung wird angenommen, dass die hydrostatische Spannung, bei der $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ gilt, nicht zu einer plastischen Verformung führt. Damit ergibt sich die Fließfläche im Hauptspannungsraum geometrisch als Mantel um die „hydrostatische Raumdiagonale“. Hinzu kommt, dass bei isotropen Werkstoffen die Fließfläche nicht von der Raumrichtung der Belastung abhängen darf. Die Formulierung erfolgt daher in Hauptspannungen. Ein Beispiel einer Fließbedingung für metallische Werkstoffe ist die Fließbedingung nach von Mises (Gestaltänderungsenergie-Hypothese). Diese postuliert, dass bei einer mehrdimensionalen Beanspruchung Fließen eintritt, wenn die Gestaltänderungsenergiegedichte gleich derjenigen bei Eintritt des Fließens unter einachsiger Beanspruchung ist [46, 50, 51]. In Hauptspannungen ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) ausgedrückt, ergibt sich für die von Mises Fließbedingung:

$$F = \frac{1}{6} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right] - \frac{\sigma_F^2}{3} = 0. \quad (2.14)$$

Bei einem idealplastischen Werkstoff ist die Fließspannung σ_F konstant, während diese bei einem verfestigenden Werkstoff von der plastischen Deformation abhängt. Im dreidimensionalen Hauptspannungsraum ist durch Gleichung 2.14 eine Kreiszyylinderfläche mit der hydrostatischen Geraden als Mittelachse definiert (siehe Bild 12) [44-47].

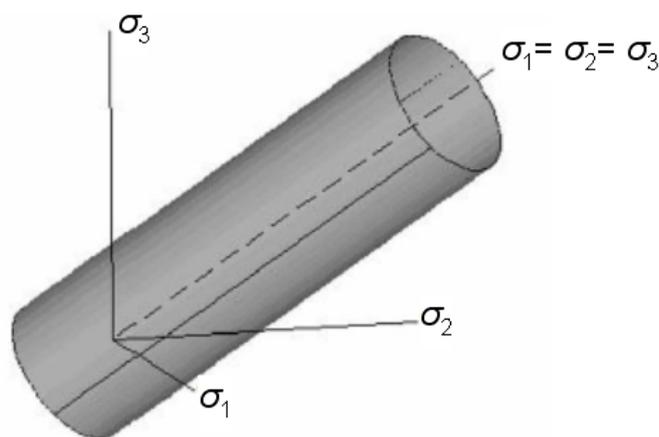


Bild 12: Fließfläche nach von Mises im Hauptspannungsraum [46]

Neben der Fließbedingung stellt das Fließgesetz einen weiteren Baustein zur Beschreibung plastischen Materialverhaltens dar. Über das Fließgesetz wird die Entwicklung der plastischen Dehnung unter einem Spannungszustand beschrieben. Bei plastischer Verformung muss beachtet werden, dass kein eindeutiger Zusammen-

hang mehr zwischen Spannung und Dehnung vorliegt. Vielmehr hängt der aktuelle Zustand von der Verformungsgeschichte ab. Jedoch kann, unter Berücksichtigung der Fließbedingung, die notwendige Spannung angegeben werden, die zu einem bestimmten plastischen Dehnungssinkrement führt. Daher wird mit dem Fließgesetz ein eindeutiger Zusammenhang zwischen dem plastischen Dehnungssinkrement und den Spannungskomponenten hergestellt. Ein gängiges Fließgesetz liefert beispielsweise die sogenannte inkrementelle Theorie. Hier wird davon ausgegangen, dass die dissipierte Energie bei plastischer Verformung größer Null ist (Druckersches Postulat). Das Fließgesetz ergibt sich aus der Forderung, dass die plastische Energiedissipation für eine gegebene plastische Formänderungsgeschwindigkeit $\dot{\varepsilon}_{ij}^{pl}$ maximal wird:

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^{pl} = \dot{\lambda} \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}}. \quad (2.15)$$

Hierin stellt $\dot{\lambda}$ einen Proportionalitätsfaktor dar, über den bei vorgegebener plastischer Formänderungsgeschwindigkeit die Spannung so eingestellt wird, dass diese bei plastischer Verformung die Fließfläche nicht verlässt. Das Fließgesetz nach Gleichung 2.15 führt zudem zu der Forderung, dass der Gradient der Fließflächenfunktion

$$\text{grad } F = \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}} \quad (2.16)$$

senkrecht auf der Fließfläche steht. Aus dem eindeutigen Zusammenhang zwischen Spannung und plastischer Formänderungsgeschwindigkeit folgt zudem, dass die Fließfläche konvex und stetig differenzierbar sein muss [44-47, 49].

Die beschriebene Fließbedingung und das Fließgesetz sind ausreichend, um ein idealplastisches Werkstoffverhalten nachzubilden. Bei einem verfestigenden Werkstoff, wie zum Beispiel dem Gusseisen (vgl. Bild 8, S. 16), muss zusätzlich die Veränderung von Form, Lage und Größe der Fließfläche mathematisch erfasst werden. Hierzu sind in der Fließbedingung (Gleichung 2.13) zusätzliche Terme zu berücksichtigen. Damit kann die veränderliche Fließflächenfunktion G allgemein mit

$$G(\sigma_{ij}, \varepsilon_{ij}^{pl}, k_l) \leq 0 \quad (2.17)$$

angegeben werden. Die aktuelle plastische Verformung ε_{ij}^{pl} und der Satz von Verfestigungsparametern k_l können von der Verformungsgeschichte, der Temperatur und

auch der Dehngeschwindigkeit abhängen. Die zwei Grenzfälle des Verfestigungsverhaltens bilden die sogenannte „isotrope“ und die „kinematische Verfestigung“. Bei der isotropen Verfestigung wird davon ausgegangen, dass sich die Fließfläche gleichmäßig aufweitet (siehe Bild 13, links). Dies kann durch eine Fließbedingung der Form

$$G(\sigma_{ij}, \varepsilon_{\text{eqv}}^{\text{pl}}) = \sigma_v(\sigma_{ij}) - \sigma_F(\varepsilon_{\text{eqv}}^{\text{pl}}) \quad (2.18)$$

beschrieben werden. Hierin stellt σ_v eine vom aktuellen Spannungszustand abhängige Vergleichsspannung (z.B.: von Mises) und σ_F die von der kumulierten plastischen Vergleichsdehnung abhängige Fließspannung dar. Geeignet ist die isotrope Verfestigung, um das Verfestigungsverhalten von Metallen bei einsinniger Belastung nachzubilden. Bei zyklischer Belastung (z.B.: Zug/Druck) ist diese Beschreibung nicht mehr ausreichend, da beispielsweise bei Belastungsumkehr die Verringerung der Druck-Fließspannung nach der plastischen Verformung im Zugbereich (Bauschinger-Effekt) nicht abgebildet wird [45-48].

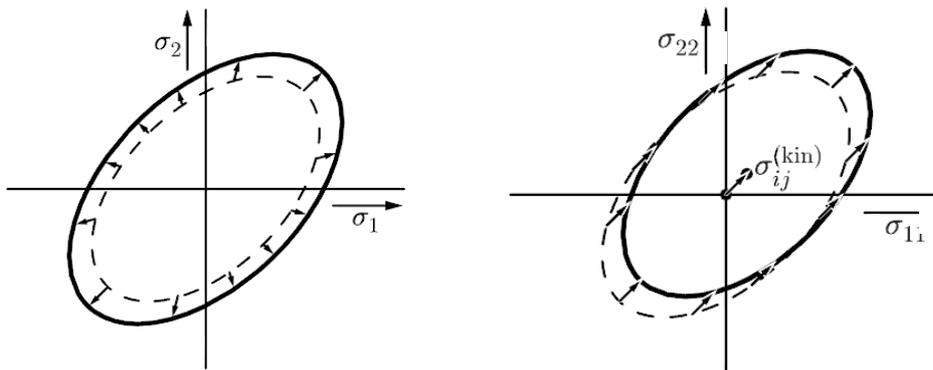


Bild 13: Grenzfälle des Verfestigungsverhaltens [47]
 links: isotrope Verfestigung
 rechts: kinematische Verfestigung

Das Verfestigungsverhalten von Metallen unter zyklischer Last inklusive des Bauschinger-Effekts kann mit der kinematischen Verfestigung wiedergegeben werden [52]. Hierbei wird davon ausgegangen, dass die Fließfläche weder Form noch Größe ändert, sondern sich im Spannungsraum bewegt (Bild 13, rechts). Die Fließbedingung kann in diesem Fall in der Form

$$G(\sigma_{ij}, \alpha_{ij}) = \sigma_v(\sigma_{ij} - \alpha_{ij}) - \sigma_F \quad (2.19)$$

formuliert werden. Die Lage der Fließfläche bzw. die Verschiebung des Zentrums im Hauptspannungsraum wird durch die sogenannte Rückspannung α_{ij} (engl.: back-

stress) erfasst. Diese kann zum Beispiel mittels eines Evolutionsgesetzes allgemein in der Form

$$\alpha_{ij} = \alpha_{ij}(\dot{\varepsilon}_{ij}^{pl}) \quad (2.20)$$

dargestellt werden. Die Verschiebung der Fließfläche im Spannungsraum hat zur Folge, dass die Fließspannung abhängig von der Raumrichtung wird. Dadurch ist eine Formulierung in Hauptspannungen nicht mehr möglich. Dieser Umstand muss auch in der Beschreibung der Rückspannung beachtet werden. Grundsätzlich können die isotrope und die kinematische Verfestigung auch kombiniert werden, so dass sich Phänomene wie zyklisches Kriechen (Ratcheting) oder Mittelspannungsrelaxation abbilden lassen [45-48].

2.4 Werkstoff- und Lebensdauermodell für Gusseisen

Um mit der FEM eine realistische Spannung und Dehnung in den zyklisch thermisch und mechanisch beanspruchten Zylinderköpfen aus Gusseisen berechnen zu können, muss die verwendete Konstitutivbeziehung das zeit- und temperaturabhängige zyklische elastisch-plastische Verformungsverhalten des Werkstoffs wiedergeben.

Die grundlegenden Phänomene wie Dehnratenabhängigkeit, Kriechen, Relaxation und Erholung sowie der Bauschinger-Effekt, Ver- und Entfestigung, Mittelspannungsrelaxation und Ratcheting werden durch das viskoplastische Werkstoffmodell von Chaboche abgebildet [53]. Damit auch die typische Zug/Druck-Asymmetrie der Eisengusswerkstoffe wiedergegeben werden kann, muss der Einfluss des Graphits auf das elastische und das plastische Verformungsverhalten im Werkstoffmodell berücksichtigt werden. Der im Matrixmaterial verteilte Graphit wird dazu mathematisch durch die Porosität f charakterisiert [44]. Es wird angenommen, dass das Matrixmaterial plastisch inkompressibel und der darin eingelagerte Graphit kugelförmig ist. Eine Änderung der Graphitform wird nicht berücksichtigt [44, 53, 54].

Die Beschreibung des Werkstoffverhaltens erfolgt ähnlich den Ausführungen in Kapitel 2.3.1 und 2.3.2. Zunächst werden die Verzerrungsraten in einen elastischen und einen plastischen Anteil aufgeteilt. Der elastische Anteil wird mit dem Hookeschen Gesetz beschrieben. Um den Einfluss des Graphits auf das elastische Werkstoffverhalten zu erfassen, wird anstelle des „herkömmlichen Elastizitätstensors“ der effektive Elastizitätstensor nach Mori-Tanaka mit seinen von der Porosität abhängigen ef-

fektiven elastischen Konstanten verwendet [44]. Zur Bestimmung des plastischen Verformungsanteils wird das mikromechanische Modell von Gurson herangezogen [53]. Dieses liefert eine Fließbedingung und ein Fließgesetz, in die beide die Porosität eingeht. Die Fließbedingung wurde von Tvergaard und Needleman modifiziert, so dass das Wachstum und das Schrumpfen vorhandener Poren, sowie die Änderung der Porosität infolge von Porenneuentstehung, berücksichtigt wird [44, 53]. Im Folgenden sind die wichtigsten Gleichungen des Werkstoffmodells zusammengefasst. Die Gleichungen zur Berechnung des effektiven Elastizitätstensors und der Porosität sind [53-55] zu entnehmen.

Die Totaldehnung des verwendeten Gurson-Chaboche-Modells setzt sich aus einem elastischen, einem viskoplastischen und einem thermischen Anteil zusammen. Ausgedrückt in Dehnraten ergibt sich:

$$\dot{\varepsilon}_{ij} = \dot{\varepsilon}_{ij}^{\text{el}} + \dot{\varepsilon}_{ij}^{\text{vp}} + \dot{\varepsilon}_{ij}^{\text{th}}. \quad (2.21)$$

Für den elastischen Verformungsanteil wird der Zusammenhang zwischen Spannungs- und Dehnrate durch

$$\dot{\sigma}_{ij} = \mathbf{C}'_{ijkl} (\dot{\varepsilon}_{kl} - \dot{\varepsilon}_{kl}^{\text{vp}} - \dot{\varepsilon}_{kl}^{\text{th}}) + \left(\frac{\partial \mathbf{C}'_{ijkl}}{\partial f} \dot{f} + \frac{\partial \mathbf{C}'_{ijkl}}{\partial T} \dot{T} \right) \mathbf{C}'_{klmn}^{-1} \sigma_{mn} \quad (2.22)$$

gebildet. Darin stellt der erste Term das Hookesche Gesetz mit dem erwähnten effektiven Elastizitätstensor \mathbf{C}'_{ijkl} nach Mori-Tanaka dar. Der zweite Term in Gleichung 2.22 folgt aus der Anwendung der Produkt- und Kettenregel bei der Differentiation. σ_{mn} ist der Cauchy Spannungstensor. Die thermische Dehnrate wird analog zu Gleichung 2.8 mit

$$\dot{\varepsilon}_{ij}^{\text{th}} = \alpha_{ij} \dot{\theta} \quad (2.23)$$

berechnet. Das Fließgesetz nach Gurson entspricht Gleichung 2.15 mit dem Proportionalitätsfaktor

$$\lambda = \left(\sigma_{ij} \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}} \right)^{-1} (1-f) \cdot \sigma_M \dot{\varepsilon}_M^{\text{vp}}. \quad (2.24)$$

Darin sind σ_M die Fließspannung und $\dot{\varepsilon}_M^{\text{vp}}$ die viskoplastische Vergleichsdehnrate im Matrixmaterial. Für die Beschreibung des zeitabhängigen Verhaltens von σ_M wird ein Potenzgesetz verwendet:

$$\sigma_M = \sigma_Y + K \left(\dot{\varepsilon}_M^{\text{vp}} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (2.25)$$

Darin stellen σ_Y , K und n temperaturabhängige anpassbare Parameter dar. Mit der effektiven Spannung

$$\beta_{ij} = \sigma_{ij} - (1-f) \sum_{k=1}^2 \alpha_{ij}^k \quad (2.26)$$

ergibt sich die viskoplastische Vergleichsdehnrate im Matrixmaterial zu

$$\dot{\epsilon}_M^{vp} = \frac{\beta_{ij} \dot{\epsilon}_{ij}^{vp}}{(1-f) \cdot \sigma_Y} \quad (2.27)$$

Der Rückspannungstensor α_{ij} beschreibt hierbei das kinematische Verfestigungsverhalten. Die Fließbedingung F nach Gurson, Tvergaard und Needleman kann mit dem von Mises-Vergleichswert β_{eq} und dem hydrostatischen Anteil β_h der effektiven Spannung β_{ij} in der Form

$$F = \left(\frac{\beta_{eq}}{\sigma_M} \right)^2 + 2q_1 f^* \cosh \left(\frac{3}{2} q_2 \frac{\beta_h}{\sigma_M} \right) - (1 + q_3 f^{*2}) \quad (2.28)$$

angegeben werden. q_1 , q_2 und q_3 stellen anpassbare Parameter dar [56, 57]. Details zur effektiven Porosität f^* können [53-57] entnommen werden. Die Rückspannungen zur Beschreibung der kinematischen Verfestigung werden durch

$$\dot{\alpha}_{ij}^k = \frac{2}{3} C^k \dot{\epsilon}_{ij}^{vp} - \gamma^k \varphi^k \dot{\epsilon}_{ij}^{vp} \alpha_{ij}^k - R^k \alpha_{ij}^k + \frac{1}{C^k} \frac{\partial C^k}{\partial T} \dot{T} \alpha_{ij}^k \quad (2.29)$$

mit $k = 1, 2$

erfasst. Die Parameter C^k , γ^k , R^k darin sind temperaturabhängig und müssen anhand von Versuchsdaten bestimmt werden. Die Ver- bzw. Entfestigungsfunktionen φ^k sind mit den anpassbaren Parametern φ_∞^k sowie ω^k durch

$$\varphi^1 = \varphi_\infty^1 + (1 - \varphi_\infty^1) \cdot e^{-\omega^1 \sqrt{\frac{2}{3} \dot{\epsilon}_{ij}^{vp} \dot{\epsilon}_{ij}^{vp}}} \quad \text{für } k=1 \quad (2.30)$$

und

$$\varphi^2 = \varphi_\infty^2 + (1 - \varphi_\infty^2) \cdot e^{-\omega^2 \sqrt{\frac{2}{3} \dot{\epsilon}_{ij}^{vp} \dot{\epsilon}_{ij}^{vp}}} \quad \text{für } k=2 \quad (2.31)$$

gegeben. Die anpassbaren, meist temperaturabhängigen Parameter des Werkstoffmodells wurden in [53] anhand von Probenversuchen für die Zylinderkopfwerkstoffe EN-GJL-250, EN-GJV-450 und EN-GJS-700 ermittelt. Dadurch wurde eine gute Übereinstimmung zwischen der experimentell gemessenen und der numerisch berechneten Spannung erreicht. Trotz der Annahme von kugelförmigem Graphit kann

auch die Zug/Druck-Asymmetrie der drei Eisengusswerkstoffe mit dem Werkstoffmodell gut beschrieben werden [53-55, 58]. Für einen komplexen LCF- und einen TMF-Versuch mit kompletter Dehnungsbehinderung zeigt Bild 14 den Vergleich zwischen der gemessenen und berechneten Spannung beispielhaft für EN-GJV-450. Als komplexer LCF-Versuch wird in diesem Fall ein isothermer LCF-Versuch bezeichnet, bei dem die Versuchsführung die Variation der Dehnrates und der Haltezeiten beinhaltet. Diese spezielle Versuchsführung wurde in [53] entwickelt, um die Parameter des Werkstoffmodells zu ermitteln.

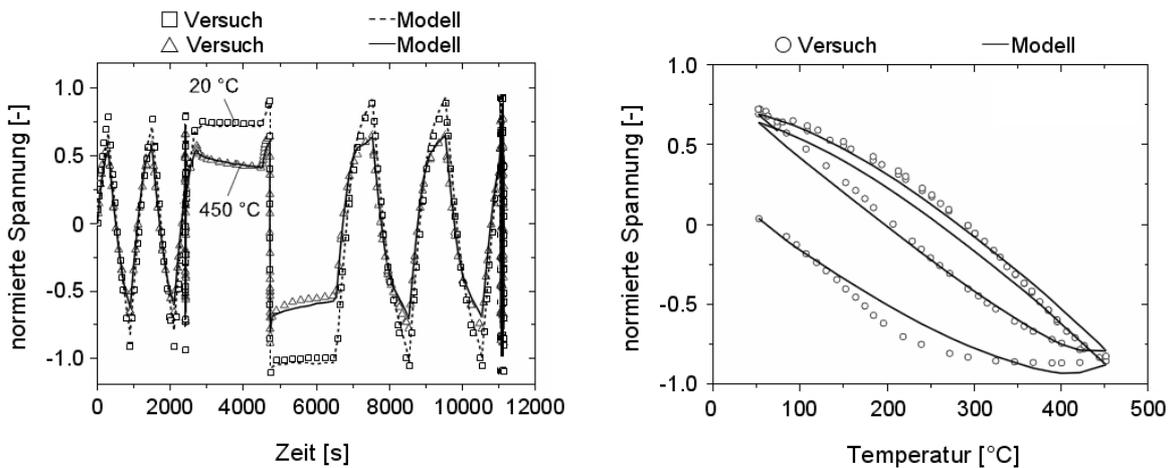


Bild 14: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Spannung [58]
 links: komplexer LCF-Versuch EN-GJV-450
 rechts: TMF-Versuch mit kompletter Dehnungsbehinderung EN-GJV-450

Die Lebensdauer von Bauteilen aus Eisenguss wird bei LCF und TMF im Wesentlichen durch das Wachstum und die Vereinigung von Mikrorissen beeinflusst. Zur Beschreibung des Wachstums kurzer Risse wird in [53] ein mechanismusbasiertes Modell verwendet. Dieses beruht auf der Annahme, dass die zyklische Risspitzenöffnung $\Delta CTOD$ linear mit dem Rissfortschritt pro Zyklus da/dN korreliert:

$$\frac{da}{dN} = \beta \cdot \Delta CTOD . \tag{2.32}$$

Darin ist β eine Proportionalitätskonstante. Für Risse, die im Vergleich zur Probe klein sind, ist die zyklische Risspitzenöffnung proportional zur Risslänge a :

$$\Delta CTOD = \frac{1}{2} \cdot D_{TMF} \cdot a . \tag{2.33}$$

Der von den Spannungs- und Dehnschwingweiten abhängige dimensionslose Schädigungsparameter D_{TMF} wurde speziell für anisotherme Belastungszyklen beliebiger

Form und elastisch-viskoplastische Werkstoffe entwickelt. Für einen halbkreisförmigen Oberflächeriss ist

$$D_{\text{TMF}} = \left(1,45 \frac{\Delta\sigma_{\text{i,eff}}^2}{\sigma_{\text{CY}} E} + \frac{2,4}{\sqrt{1+3N}} \frac{\Delta\sigma_{\text{i}}^2}{\sigma_{\text{CY}} \Delta\sigma_{\text{e}}} \Delta\varepsilon_{\text{e}}^{\text{vp}} \right) F(T, t). \quad (2.34)$$

Hierin ist σ_{CY} die zyklische Fließgrenze, E der Elastizitätsmodul, N der Verfestigungsexponent nach Ramberg-Osgood und F eine Funktion zur Berücksichtigung des Zeiteinflusses. $\Delta\sigma_{\text{i}}$ ist die Schwingbreite der maximalen Hauptspannung. $\Delta\sigma_{\text{e}}$ und $\Delta\varepsilon_{\text{e}}^{\text{vp}}$ sind die Schwingbreiten der von Mises Vergleichsspannung bzw. -dehnung einer gesättigten Spannung-Dehnung-Hysterese. Riss-schließeffekte werden in der effektiven Spannungsschwingbreite

$$\Delta\sigma_{\text{i,eff}} = 3,72 \frac{\Delta\sigma_{\text{i}}}{(3-R)^{1,74}} \quad (2.35)$$

nach [59] berücksichtigt. R ist darin das Verhältnis aus minimaler zu maximaler Spannung der Hysterese. Aus Gleichung 2.32 und 2.33 folgt durch Separation der Variablen und Integration von der Anfangsrislänge bis zur Rislänge bei Bruch die ertragbare Zyklenzahl bis zum Versagen

$$N_{\text{f}} = A \cdot (D_{\text{TMF}})^{-B}, \quad (2.36)$$

wobei A und B anpassbare Parameter sind. Für duktile Werkstoffe werden für den Parameter A Werte zwischen 8 und 24 und für $B=1$ vorgeschlagen [53-55, 60].

3 Berechnungsmethode

Die Berechnung und Bewertung der Lebensdauer von thermomechanisch beanspruchten Zylinderköpfen aus Gusseisen erfolgt in dieser Arbeit mittels der Finite-Elemente-Methode. Diese erlaubt die Einbeziehung der komplexen Zylinderkopfgeometrie sowie der statisch und dynamisch wirkenden mechanischen Lasten und thermischen Beanspruchungen. Die Vorgehensweise bei der Berechnung der Lebensdauer ist als Flussdiagramm in Bild 15 dargestellt.

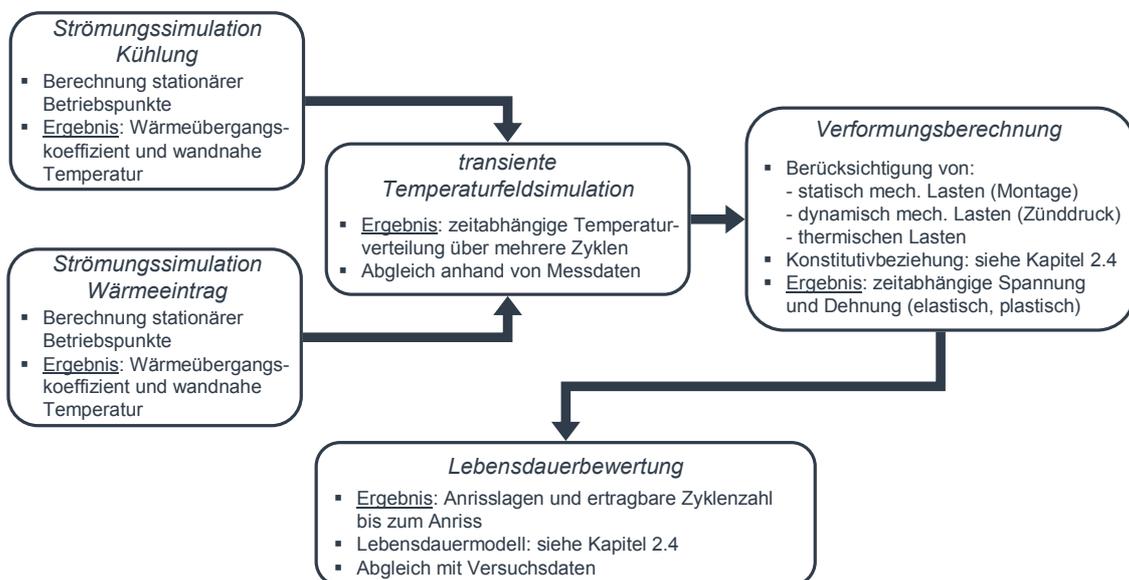


Bild 15: Berechnungsmethodik zur Ermittlung der Zylinderkopflebensdauer

Zur Berechnung der Lebensdauer werden in einem ersten Schritt die kühlwasser- und brennraumseitigen Strömungsverhältnisse rechnerisch nachgebildet. Dies ist notwendig, um den konvektiven Wärmeübergang zwischen dem Zylinderkopf und dem jeweiligen Fluid zu ermitteln. Die Berechnung erfolgt, abhängig vom nachzurechnenden Prüfprogramm, für festgelegte Betriebspunkte. Für das in den Versuchen verwendete Thermoschock-Prüfprogramm sind das die Punkte Volllast und Leerlauf. Die notwendigen Randbedingungen (Fluidtemperatur, Massenstrom etc.) werden, soweit möglich, vorab im jeweils nachzurechnenden Versuch ermittelt. Das Ergebnis der Strömungssimulation ist eine örtlich aufgelöste Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten (engl. heat transfer coefficient, kurz: HTC) sowie der dazugehörigen mittleren wandnahen Temperatur (engl. bulk temperature, kurz: TBULK) für den Wasserraum und den Brennraum des Zylinderkopfes [61-64].

Ausgehend von der Strömungssimulation wird im zweiten Schritt die inhomogene Temperaturverteilung in Abhängigkeit von der Zeit berechnet. Für die Temperaturfeldberechnung werden die zuvor ermittelten Verteilungen des HTC und der TBULK als Randbedingungen herangezogen [64]. Insgesamt werden drei thermische Zyklen transient berechnet. Die Auswertung erfolgt anhand des dritten Zyklus, da hier eventuelle Einschwingvorgänge bereits abgeklungen sind. Nachdem die Temperaturverteilung als Hauptbeanspruchung des Zylinderkopfes die berechnete Lebensdauer deutlich beeinflusst [65], findet ein Abgleich zwischen der berechneten und der gemessenen Temperatur im Zylinderkopf statt.

Zusätzlich zur zeitabhängigen Temperaturverteilung werden in der Verformungsberechnung die Montagelasten und die Belastung durch den Zünddruck berücksichtigt. Die Montagelasten ergeben sich durch das Einpressen der Ventilsitzringe und der Ventilführungen sowie durch die Montage des Injektors und die Verschraubung des Zylinderkopfes mit dem Kurbelgehäuse. Die für die Lebensdauerberechnung notwendigen Dehnungen (elastisch, plastisch, thermisch) und Spannungen werden in der Verformungsberechnung unter Zuhilfenahme des in Kapitel 2.4 beschriebenen Werkstoffmodells (Gurson-Chaboche) für Eisengusswerkstoffe ermittelt. Damit werden in der Simulation die Zug-/Druck-Asymmetrie des Zylinderkopfwerkstoffes sowie das zyklische Werkstoffverhalten beachtet. Analog zur Temperaturfeldberechnung werden auch in der Verformungsberechnung drei Belastungszyklen berechnet. Dabei wird ebenfalls der dritte Zyklus ausgewertet.

Unter Berücksichtigung von Spannung, Dehnung und Temperatur folgen die Ermittlung der Schädigung nach Gleichung 2.34 und die der ertragbaren Zyklenzahl bis zum Anriss nach Gleichung 2.36. Als Anriss wird nach [31] ein Riss mit 0,5 mm Tiefe und einer Oberflächenlänge von 2 mm bezeichnet. Die berechnete Anrisslage und die dazugehörige ertragbare Zyklenzahl werden mit den experimentell ermittelten Daten abgeglichen. Daran schließen sich eine Anpassung der Parameter des Lebensdauermodells und die Überprüfung der Übertragbarkeit an.

Für die Strömungssimulationen wird die kommerzielle Software ANSYS CFX herangezogen. Zur Berechnung der transienten Temperaturverteilung werden die kommerziellen FE-Programme ANSYS und ABAQUS eingesetzt. Die Verformungsberechnung und Lebensdauerbewertung werden ausschließlich mit ABAQUS durchgeführt.

4 Validierung der Berechnungsmethode

Zur Validierung der Berechnungsmethode wird in einem ersten Schritt ein Komponentenversuch durchgeführt. In diesem werden die Zylinderkopftemperatur, die Anrisslage und die ertragbare Zyklenzahl bis zum Anriss ermittelt. In einem zweiten Schritt folgt die Nachrechnung dieses Versuchs entsprechend der in Kapitel 3 vorgestellten Berechnungsmethode. Zur Validierung werden die Simulationsergebnisse den experimentell bestimmten Ergebnissen gegenübergestellt und bewertet.

Im anschließenden Kapitel wird zunächst auf die durchgeführten experimentellen Untersuchungen und deren Ergebnisse eingegangen. Im Rahmen dessen werden die Prüfzylinderköpfe und die zur Temperaturmessung eingesetzten Messzylinderköpfe sowie deren Werkstoff betrachtet. Daran schließt sich ein Überblick über den Prüfaufbau und die Vorgehensweise zur Ermittlung der Zylinderkopftemperatur, der Anrisszyklenzahl und Anrisslage an. Den Abschluss der experimentellen Untersuchungen bilden die Versuchsergebnisse.

Der zweite Teil dieses Kapitels befasst sich mit den Ergebnissen der numerischen Untersuchungen. Hierzu werden, gemäß Bild 15, im ersten Schritt die Ergebnisse der wasserraum- sowie der brennraumseitigen Strömungssimulationen erläutert. Anschließend wird ein Überblick über die Ergebnisse der Temperaturfeld- und Verformungsberechnung sowie über die berechnete ertragbare Zyklenzahl und die Anrisslage gegeben.

Ergänzend zu den experimentellen und numerischen Untersuchungen wird im vorletzten Teil dieses Kapitels zum Einen der Einfluss der zur Temperaturmessung im Zylinderkopf eingebrachten Messfühlerbohrungen auf die Temperaturverteilung untersucht, zum Anderen erfolgt eine Betrachtung der Position der im Zylinderkopf eingebrachten Messfühler.

Den Abschluss des Kapitels bildet die Diskussion der experimentell und numerisch ermittelten Ergebnisse. Hierzu werden die gemessene und berechnete Temperatur sowie auch die Anrisszyklenzahl und die Anrisslage einander gegenübergestellt und bewertet.

4.1 Experimentelle Untersuchungen

Um die im Komponentenversuch ermittelten Ergebnisse auf einen späteren Motorenversuch übertragen zu können, muss auf dem verwendeten Prüfstand die im Motor durch Heiß/Kalt-Zyklen auftretende thermomechanische Beanspruchung im Zylinderkopf vereinfacht nachgebildet werden. Hierzu wird auf einen für diese Fragestellung konzipierten Zylinderkopfprüfstand der Fa. IABG zurückgegriffen [66, 67].

4.1.1 Zylinderkopf

Aufgrund der Handhabbarkeit und der bereits vorhandenen experimentellen sowie numerischen Datenbasis kommen für die Untersuchungen ausschließlich Einzelzylinderköpfe aus der V-Motorenbaureihe (siehe [68]) der MAN Truck & Bus AG zum Einsatz. Als Werkstoff findet bei diesen Zylinderköpfen Gusseisen mit Vermiculargraphit (EN-GJV-450) Verwendung. Bild 16 zeigt die Brennraumseite eines solchen Zylinderkopfes ohne die Auslassventile.

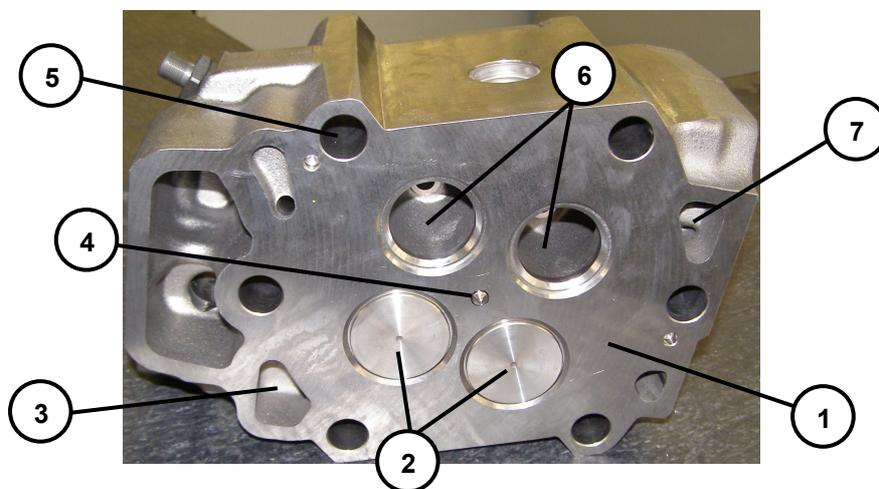


Bild 16: Einzelzylinderkopf der MAN Truck & Bus AG ohne Auslassventile

- ①: Brennraumdeck
- ②: Einlass (mit Ventilen)
- ③: Kühlwasserzulauf
- ④: Injektor
- ⑤: Schraubenbohrungen (6x)
- ⑥: Auslass (ohne Ventile)
- ⑦: Kühlwasserablauf

Die Zylinderköpfe weisen ein für Dieselmotoren typisches ebenes Brennraumdeck (Bild 16, ①) und einen mittig im Brennraum sitzenden Injektor (Bild 16, ④) zur Kraftstoffeinspritzung auf. Die Ladungswechselkanäle sind nach dem Querstromprinzip

angeordnet. Durch den gedrehten Ventilsterne wird eine günstigere Strömungsführung im Einlass (Bild 16, ②) und Auslass (Bild 16, ⑥) erreicht. Die Befestigung des Zylinderkopfes auf dem Kurbelgehäuse wird über sechs gleichmäßig verteilte Zylinderkopfschrauben gewährleistet [68].

Temperaturmesszylinderkopf:

Zur Messung der Zylinderkopftemperatur wird ein spezieller Messzylinderkopf mit NiCr/NiAl (K)-Thermoelementen eingesetzt. Der Messzylinderkopf entspricht bezüglich der Geometrie, des Werkstoffes und der Anbauteile dem verwendeten Serienzylinderkopf (vgl. Bild 16). Jedoch sind bei dem Messzylinderkopf zur Anbringung der Thermoelemente Bohrungen ($\varnothing d = 3 \text{ mm}$) parallel zum Brennraumdeck vorgesehen. Der Soll-Abstand zwischen der Bohrungsachse und dem Brennraumdeck beträgt 5 mm. Die Fixierung der Thermoelemente in den Bohrungen erfolgt mittels eines speziellen Hochtemperaturklebstoffs.

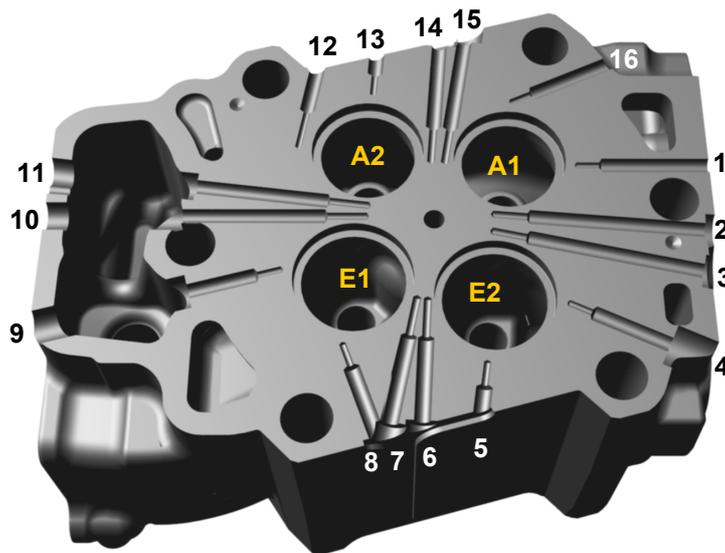


Bild 17: Übersicht über die Messfühlerbohrungen im Zylinderkopf (Schnitt 5 mm unter dem Brennraumdeck)

Für die Messung der Zylinderkopftemperatur werden im Komponentenversuch drei Messzylinderköpfe mit jeweils 16 Temperaturmessstellen verwendet. Zur besseren Auflösung des Temperaturfeldes zwischen den Ventilstegen werden diese mit jeweils zwei Temperaturmessstellen versehen. Die Anordnung der Messfühlerbohrungen, 5 mm unter dem Brennraumdeck, ist in Bild 17 dargestellt.

4.1.2 Zylinderkopfwerkstoff

Die von der MAN Truck & Bus AG für die Untersuchungen bereitgestellten Zylinderköpfe aus Gusseisen mit Vermiculargraphit (EN-GJV 450) weisen eine chemische Zusammensetzung entsprechend Tabelle 1 auf.

Element	C	Si	Cu + Sn	Mn	Cr	Ti	P	Mo, S, Mg
%	3,27	2,17	1,07	0,67	0,04	0,01	0,01	<0,01

Tabelle 1: Chemische Zusammensetzung EN-GJV 450 (Komponentenversuch)

Zur Einordnung des Werkstoffs werden aus sechs Bereichen eines Zylinderkopfes Proben entnommen und Zugversuche nach DIN EN ISO 6892-1 durchgeführt. Aus diesen ergibt sich für den Zylinderkopfwerkstoff eine mittlere relative Dehngrenze $R_{p0,2}$ von 1,38 und eine mittlere relative Zugfestigkeit R_m von 1,28. Beide Werkstoffkenngrößen liegen damit oberhalb der in [69] angegebenen relativen Maximalwerte ($R_{p0,2, \max} = 1,1$; $R_{m, \max} = 1,08$). Die Bruchdehnung liegt hierbei im Mittel bei 0,88 %.

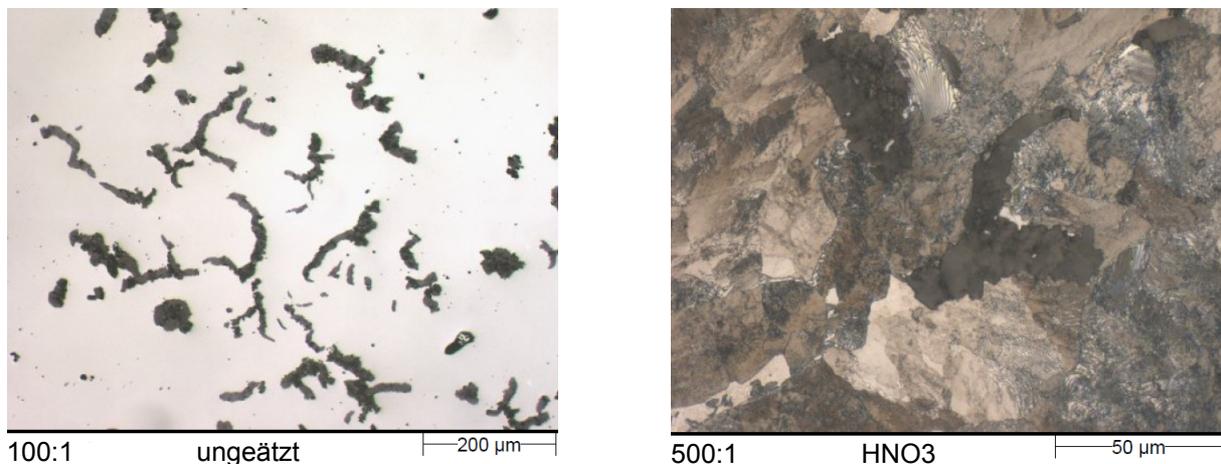


Bild 18: Zylinderkopfwerkstoff A1E2-Ventilsteg (Komponentenversuch)
links: Graphitform und Graphitverteilung
rechts: Gefügebildung

Der Graphit liegt in der für EN-GJV typischen Würmchenform vor. Die Verteilung ist leicht inhomogen. Die Nodularität befindet sich zwischen 25 % und 39 % und ist für EN-GJV leicht erhöht. Damit können die erhöhten Festigkeitswerte erklärt werden (vgl. Bild 9, S. 17). Das Matrixgefüge ist überwiegend perlitisch mit Spuren von Ferrit. Im linken Teil von Bild 18 ist beispielhaft die Graphitform und die Graphitverteilung und im rechten die Gefügebildung im A1E2-Ventilsteg dargestellt.

4.1.3 Aufbau des Prüfstands

Der Zylinderkopfprüfstand der Fa. IABG setzt sich im Wesentlichen aus einem Kurbelgehäuse-Dummy (Bild 19,③), den drei Prüfzylinderköpfen (Bild 19,①) und einem Gasbrenner pro Zylinderkopf (Bild 19,②) zusammen. Daneben verfügt der Prüfstand über eine Frischluftzufuhr, eine Abgasabsaugung und mehrere Kühlwasserkreisläufe sowie entsprechende Messtechnik zur Erfassung von Temperaturen, Drücken und Durchflüssen [66, 67].

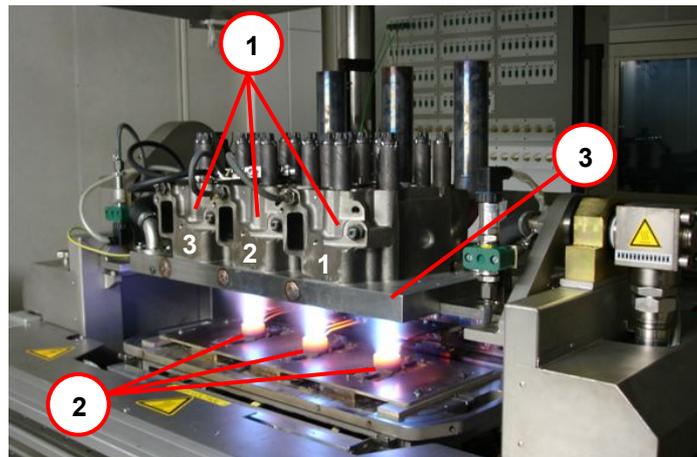


Bild 19: Aufbau des Prüfstands für den Komponentenversuch

- ①: Prüfzylinderköpfe Nr. 1, 2, 3
- ②: Gasbrenner
- ③: Kurbelgehäuse-Dummy

Die drei Prüfzylinderköpfe werden äquivalent zur Verwendung im Motor mit Ventilführungen, Ventilsitzringen, Einlassventilen sowie einem Injektor mit Druckrohrstutzen und Injektorbrücke vorgruppiert (siehe Bild 16). Auf die Auslassventile wird in diesem Versuch verzichtet, zum Einen, um eine ausreichende Abfuhr des Heißgases zu gewährleisten, und zum Anderen, um den Wärmeeintrag im Auslasskanal zu berücksichtigen. Über die verwendeten Zylinderkopfschrauben werden die Prüfzylinderköpfe entsprechend den Anzugsvorschriften mit dem Kurbelgehäuse-Dummy verschraubt. Die Abdichtung zwischen Kurbelgehäuse-Dummy und Zylinderköpfen erfolgt mithilfe der Serien-Zylinderkopfdichtung.

Neben der Aufnahme der Prüflinge übernimmt der Kurbelgehäuse-Dummy auch die Zu- und Abfuhr des Kühlwassers. Hierzu sind in der Platte Kühlkanäle eingearbeitet. Diese werden von der Fa. IABG mittels CFD-Simulation so ausgelegt, dass der Kühlwassermassenstrom in den drei Zylinderkopfszuläufen annähernd identisch ist und motornahe Strömungsverhältnisse existieren. Für den verwendeten Kurbelge-

häuse-Dummy wird in [70] die folgende rechnerische Aufteilung des Kühlwassermassenstroms auf die drei Zylinderköpfe angegeben:

- Zylinderkopf 1: 0,60 kg/s,
- Zylinderkopf 2: 0,57 kg/s,
- Zylinderkopf 3: 0,55 kg/s.

Der Wärmeeintrag und damit die Zylinderkopftemperatur werden über die drei Propan-Sauerstoff-Druckluft-Brenner geregelt. Jeder der drei Gasbrenner kann bei diesem Prüfaufbau mit einer maximalen Leistung von 75 kW betrieben werden [66]. Die räumliche Position ist verstellbar, so dass der Wärmeeintrag an die Verhältnisse im Motor angepasst werden kann.

Zur Rissprüfung der Ventilstege kann der Kurbelgehäuse-Dummy inklusive der Zylinderköpfe um 90° um seine horizontale Achse gedreht werden. Dadurch ist ein ungehinderter Blick auf das Brennraumdeck und damit eine einfache optische Risserkennung ohne die Demontage von Bauteilen möglich [66, 67].

4.1.4 Vorgehensweise

Zur Nachbildung der im Motor auftretenden thermomechanischen Beanspruchung werden in dem Komponentenversuch die Zylinderköpfe zyklisch thermisch belastet (Thermoschock). Der komplette Lastzyklus setzt sich aus einer Aufheiz- und einer Abkühlphase zusammen (vgl. Bild 4, S. 9). In der Aufheizphase werden die drei Zylinderköpfe von jeweils einem Gasbrenner auf Maximaltemperatur gebracht. Der Kühlwassermassenstrom wird dabei zur Unterstützung des Aufheizvorgangs reduziert. In der Abkühlphase hingegen sind die Gasbrenner ausgeschaltet und die Zylinderköpfe werden mit einem erhöhten Kühlwassermassenstrom durchströmt. Damit wird ein sehr schnelles Aufheizen und Abkühlen der Zylinderköpfe erreicht.

In einem ersten Schritt werden die gewünschte Zylinderkopftemperatur und die Temperaturverteilung eingestellt. Hierzu werden auf dem Prüfstand die Messzylinderköpfe montiert und die Prüfstandsparameter iterativ angepasst. Zu diesen gehören beispielsweise die Dauer der Aufheiz- und der Abkühlphase, der Kühlwassermassenstrom in beiden Phasen sowie die Kühlwassertemperatur, die Brennerleistung und die räumliche Lage der Gasbrenner.

Als Referenzwert für die Anpassung wird eine bereits vorhandene maximale Zylinderkopftemperatur aus einem früheren Motorenversuch der MAN Truck & Bus AG

herangezogen. Die Einstellung der Prüfstandsparameter geschieht dabei so, dass am Ende der Aufheizphase in den drei Zylinderköpfen eine ca. 50°C höhere Maximaltemperatur im Vergleich zum Referenzwert auftritt. Damit wird gewährleistet, dass innerhalb der festgelegten Prüfdauer mit Sicherheit Anrisse in den Ventilstegen entstehen. Die ermittelten Prüfstandsparameter sind in Tabelle 2 zusammengefasst.

Parameter	Wert
Aufheizphase	30 s
Abkühlphase	45 s
Kühlwassermassenstrom Aufheizphase	29,9 l/min
Kühlwassermassenstrom Abkühlphase	140,0 l/min
Kühlwassertemperatur am Einlass	18°C
Leistung Brenner 1	≈ 61 kW
Leistung Brenner 2	≈ 54 kW
Leistung Brenner 3	≈ 65 kW

Tabelle 2: Eingestellte Prüfstandsparameter im Komponentenversuch

Mit den angepassten Prüfstandsparametern wird im zweiten Schritt der Dauerlauf durchgeführt. Dazu werden die Messzylinderköpfe gegen Prüfzylinderköpfe (ohne Temperaturmessstellen) ausgetauscht und entsprechend dem Thermoschock-Prüfprogramm zyklisch belastet. Risskontrolle und Rissdokumentation erfolgen in regelmäßigen Abständen von 150 bis 200 Zyklen durch eine visuelle Überprüfung der einzelnen Brennraumdecks.

4.1.5 Ergebnisse

Die im Komponentenversuch ermittelten Ergebnisse umfassen die gemessene Zylinderkopftemperatur sowie die Anrisszyklenzahl und die Anrisslage.

a) Temperaturmessung

Mit den Prüfstandsparametern aus Tabelle 2 wird 5 mm unter dem Brennraumdeck eine relative Maximaltemperatur von 1,00 bei Zylinderkopf 1 und Zylinderkopf 2 sowie 0,86 bei Zylinderkopf 3 gemessen. Die Maximaltemperatur tritt bei allen drei Zylinderköpfen am Ende der Aufheizphase im Auslassventilsteg (Messstellen 14 und

15) auf. In den beiden Auslass/Einlass-Ventilstegen beträgt die relative Temperatur am Ende der Aufheizphase an der Auslassbohrung (Messstellen 2 und 11) 0,90 bei Zylinderkopf 1, 0,77 bei Zylinderkopf 2 und 0,84 bei Zylinderkopf 3. An der Einlassbohrung (Messstellen 3 und 10) liegt die relative Temperatur in den Auslass/Einlass-Ventilstegen bei 0,84 (Zk 1), 0,69 (Zk 2) und 0,79 (Zk 3). Die ausnahmslos höheren Messwerte an der Auslassbohrung sind auf den Wärmeeintrag durch das im Auslasskanal strömende Heißgas zurückzuführen. Nachdem im Einlasskanal solch ein Wärmeeintrag nicht stattfindet, wird in diesem (Messstellen 6 und 7) eine deutlich niedrigere Temperatur (bis zu 40%) im Vergleich zum Maximalwert gemessen.

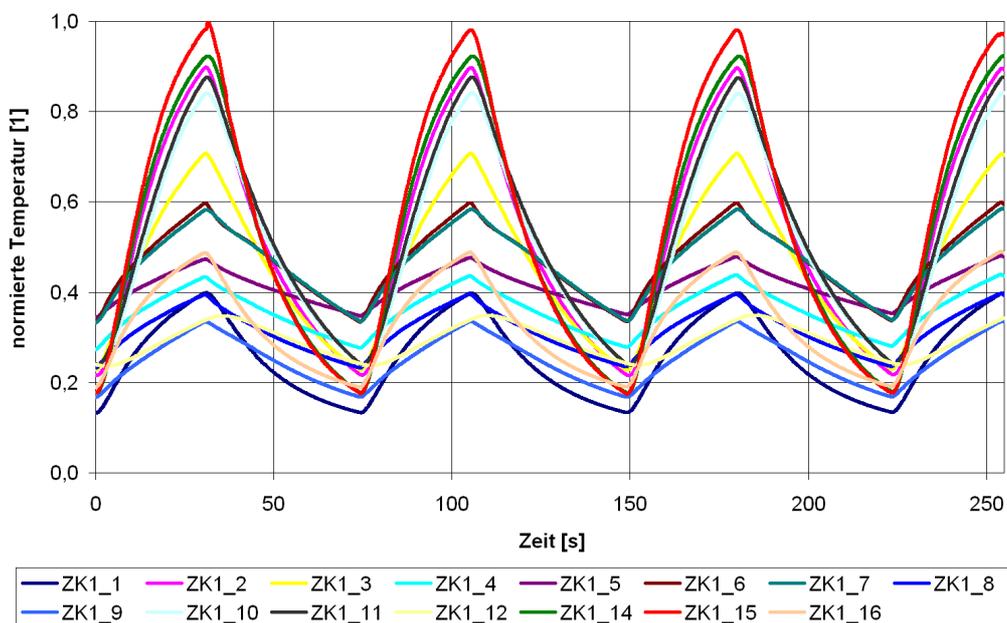


Bild 20: Gemessener Temperatur-Zeit-Verlauf an den 16 Messstellen von Zylinderkopf 1

Die restlichen Messstellen weisen in der Aufheizphase meist relative Werte unter 0,48 auf. Hieraus wird deutlich, dass am Ende der Aufheizphase, in der Ebene parallel zum Brennraumdeck, lokal eine sehr unterschiedliche Temperatur auftritt und damit eine inhomogene Temperaturverteilung vorliegt.

Am Ende der Abkühlphase liegt die relative Temperatur im Zylinderkopf an den meisten Messstellen deutlich unter 0,24. Im Auslassventilsteg (Messstellen 14 und 15) werden beispielsweise 0,18 bei Zylinderkopf 1, 0,19 bei Zylinderkopf 2 und 0,17 bei Zylinderkopf 3 gemessen. Lediglich an den Messstellen 5, 6, 7 und 8 wird aufgrund der in diesem Bereich nicht vorhandenen Kühlung mit Kühlwasser eine Temperatur über 0,24 ermittelt. In der Abkühlphase liegt eine vergleichsweise homogene Temperaturverteilung in den Zylinderköpfen vor.

Bild 20 zeigt am Beispiel der 16 Messstellen von Zylinderkopf 1 die gemessene Temperatur in Abhängigkeit von der Zeit. Aufgrund eines Defektes lieferte Messstelle 13 in diesem Fall keine auswertbaren Daten.

b) Ermittlung der Zyklenzahl bis zum Anriss

Im Dauerlauf wird durch die visuelle Überprüfung der Brennraumdecks bei Zylinderkopf 1 ein erster Anriss nach einer relativen Laufzeit von 0,49 ausgehend von Auslass A2 am Ventilsteg zwischen Auslass A2 und Einlass E1 (kurz: A2E1-Ventilsteg) ermittelt.

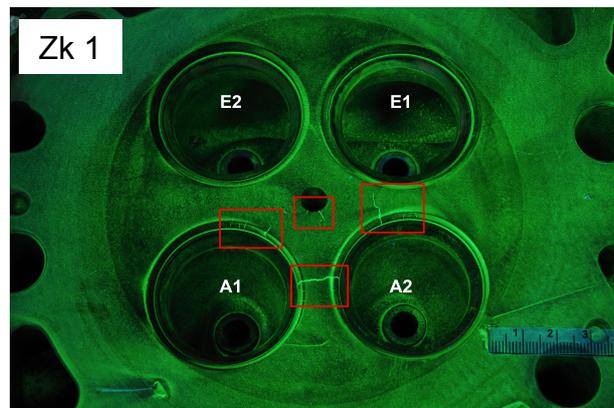


Bild 21: Risslagen bei Zylinderkopf 1 nach Abschluss des Prüflaufs

Die Risslänge am Brennraumdeck beträgt circa 0,5 mm. Ein weiterer Anriss wird nach einer relativen Laufzeit von 0,53 (Risslänge circa 2,0 mm) im Auslassventilsteg ausgehend von Auslass A1 dokumentiert. Am Ende des Prüflaufs können mehrere Anrisse ausgehend von Auslass A1 am A1E2-Ventilsteg (Risslängen 1,0 mm bis 3,0 mm) und an der Injektorbohrung (3,5 mm bis 4,0 mm) festgestellt werden. Durch die magnetische Rissprüfung des Zylinderkopfes im Anschluss an den Dauerlauf bestätigten sich die Risslagen (Bild 21).

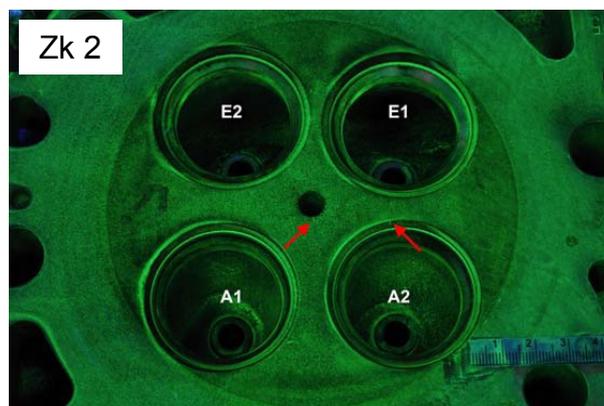


Bild 22: Risslagen bei Zylinderkopf 2 nach Abschluss des Prüflaufs

Bei Zylinderkopf 2 sind am Ende des Prüflaufs durch die magnetische Rissprüfung erste Anrisse ausgehend von Auslass A2 am A2E1-Ventilsteg sowie an der Injektorbohrung erkennbar. Die Risslängen liegen in diesem Fall bei 1,0 mm bis 2,0 mm. Das Ergebnis der magnetischen Rissprüfung zeigt Bild 22.

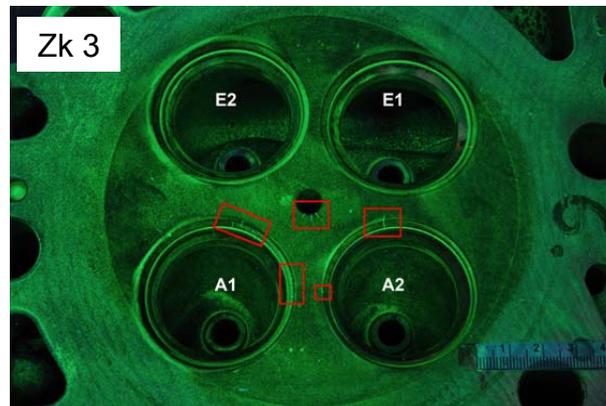


Bild 23: Risslagen bei Zylinderkopf 3 nach Abschluss des Prüflaufs

Wie bei Zylinderkopf 1 liegt auch bei Zylinderkopf 3 (Bild 23) der Ort des ersten Anrisses an der Auslassseite des A2E1-Ventilstegs. Der Anriss tritt nach einer relativen Laufzeit von 0,86 auf. Die Risslänge an der Oberfläche beträgt 1,0 mm. Durch die magnetische Rissprüfung nach Abschluss des Prüflaufs werden mehrere Anrisse an der Injektorbohrung (Risslängen 1,5 mm bis 3,0 mm) sichtbar. Des Weiteren sind Anrisse am Auslassventilsteg (2,0 mm) ausgehend von Auslass A1 und Auslass A2 sowie mehrere Anrisse ausgehend von Auslass A1 am A1E2-Ventilsteg (1,0 mm bis 2,0 mm) zu erkennen.

4.2 Numerische Untersuchungen [71]

Bei der Simulation des durchgeführten Komponentenversuchs steht eine möglichst realitätsnahe Nachbildung im Vordergrund. Dazu wird zuerst ein CAD-Modell des Prüfaufbaus erstellt, in dem alle notwendigen Bauteile für die Strömungs-, Temperaturfeld-, Verformungs- und Lebensdauerberechnung enthalten sind. Damit stellt es den Ausgangspunkt für die jeweiligen numerischen Untersuchungen dar. Für die einzelnen Berechnungsschritte und -disziplinen werden aus diesem, entsprechend ihren individuellen Anforderungen, die benötigten Teil-Geometriemodelle abgeleitet.

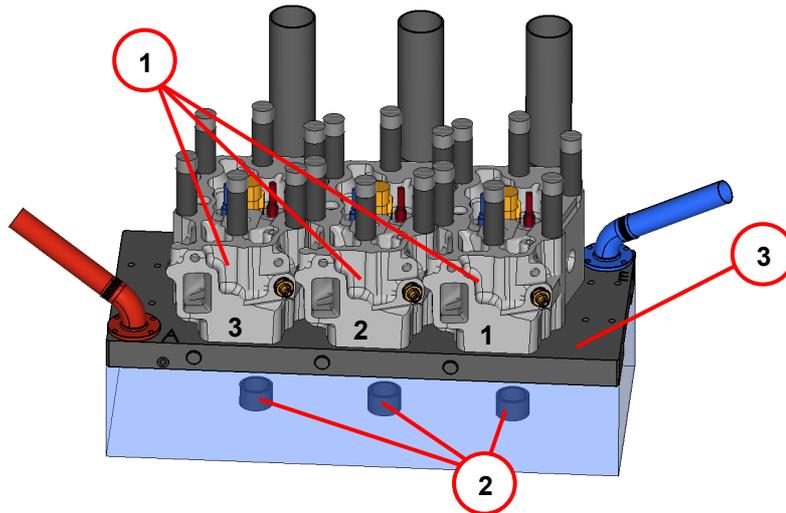


Bild 24: CAD-Modell des Prüfaufbaus für die Nachrechnung des Komponentenversuchs
①: Prüfzylinderköpfe Nr. 1, 2, 3
②: Gasbrenner
③: Kurbelgehäuse-Dummy

Bild 24 zeigt das erstellte CAD-Modell des gesamten Prüfaufbaus. Es umfasst die drei Einzelzylinderköpfe ① mit den im Prüflauf verwendeten Anbauteilen, die Abgasrohre und den Kurbelgehäuse-Dummy ③ inklusive des Zu- und Ablaufs für das Kühlwasser. Ebenso werden der obere Teil der Gasbrenner ② sowie der Zwischenraum zwischen diesen und dem Kurbelgehäuse-Dummy berücksichtigt.

4.2.1 Strömungssimulation

Bei der Strömungssimulation wird in zwei voneinander unabhängigen Berechnungen der kühlwasser- und der brennraumseitige konvektive Wärmeübergang zwischen dem Zylinderkopf und dem strömenden Fluid ermittelt. Kühlwasserseitig müssen in der Berechnung die Aufheiz- und die Abkühlphase betrachtet werden. Brennraumseitig ist nur die Aufheizphase zu beachten, da nur in dieser die Gasbrenner eingeschaltet sind.

a) Kühlwasserseitige Strömungssimulation

Für die Berechnung der Kühlwasserströmung lässt sich aus dem in Bild 24 gezeigten CAD-Modell ein Teilmodell (Bild 25) mit den ausschließlich von Kühlwasser durchströmten Bereichen ableiten. Das Teilmodell umfasst die drei Wasserräume der Einzelzylinderköpfe, die im Kurbelgehäuse-Dummy integrierten Kühlkanäle sowie den Zu- und Ablaufanschluss.

Die Diskretisierung des durchströmten Volumens erfolgt mit 4-knotigen Tetraeder-Elementen (linearer Elementansatz). Um damit die Kühlwasserströmung ausreichend genau abbilden zu können, wird eine entsprechend feine Diskretisierung gewählt. Damit auch im wandnahen Bereich (Wärmeübergang) eine akzeptable Qualität der Ergebnisse erreicht wird, muss dieser deutlich feiner als der Rest des durchströmten Volumens aufgelöst werden. Hierzu wird der wandnahe Bereich mit Prismen-Elementen vernetzt. Insgesamt werden in dem FE-Modell zwölf Prismenschichten herangezogen, die eine Gesamtdicke von 2,4 mm aufweisen. Die Vernetzung wird dabei so gesteuert, dass die Schichtdicke ausgehend von der Wand mit einer festgelegten Wachstumsrate zunimmt. Die dünnste Schicht, an der Wand, ist in diesem Fall 0,06 mm dick.

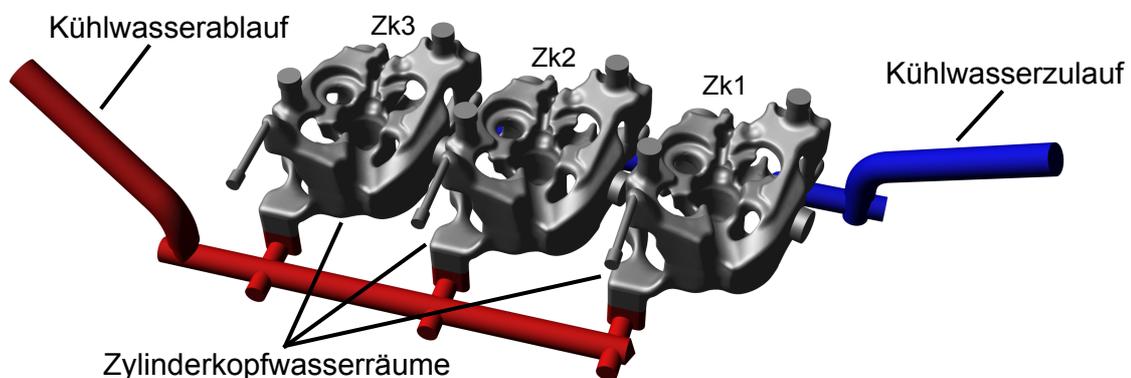


Bild 25: Geometriemodell für die kühlwasserseitige Strömungssimulation

Als Randbedingungen werden für die Simulation der Aufheiz- und der Abkühlphase der Massenstrom und die Fluidtemperatur am Kühlwassereintritt vorgegeben. Die Werte hierfür liefern die Messdaten. Daneben wird zur Berechnung des Wärmeübergangs zwischen Kühlwasser und Zylinderkopf die Wandtemperatur benötigt [72]. Da für diese keine Messwerte vorliegen, müssen im ersten Schritt Werte angenommen werden. In einem iterativen Prozess aus Strömungs- und Temperaturfeldberechnung folgen anschließend eine Präzisierung der Wandtemperatur und deren Verteilung. Die Werkstoffdaten des Wasser-Glykol-Gemischs sind aus den Herstellerangaben [73] zu ersehen.

Aufgrund des unterschiedlichen Kühlwassermassenstroms in der Aufheiz- und der Abkühlphase (siehe Tabelle 2, S. 41) werden beide Phasen simuliert. Die Betrachtung erfolgt dabei stationär. Die berechnete Strömungsgeschwindigkeit ist in Bild 26 in einer Ebene parallel zum Brennraumdeck (Blick auf das Brennraumdeck) dargestellt. Die Ebene ist so gewählt, dass diese die Kühlkanäle in den Ventilstegen

schneidet. Erwartungsgemäß führt der höhere Massenstrom in der Abkühlphase auch zu einer höheren Strömungsgeschwindigkeit in den Ventilstegen (Bild 26). Dadurch wird in der Abkühlphase eine schnelle Abkühlung des Zylinderkopfes erreicht. Daneben sind Unterschiede bei der Durchströmung der drei Zylinderköpfe in der Abkühl- und in der Aufheizphase festzustellen. Diese beeinflussen die Kühlung und damit auch die Zylinderkopftemperatur.

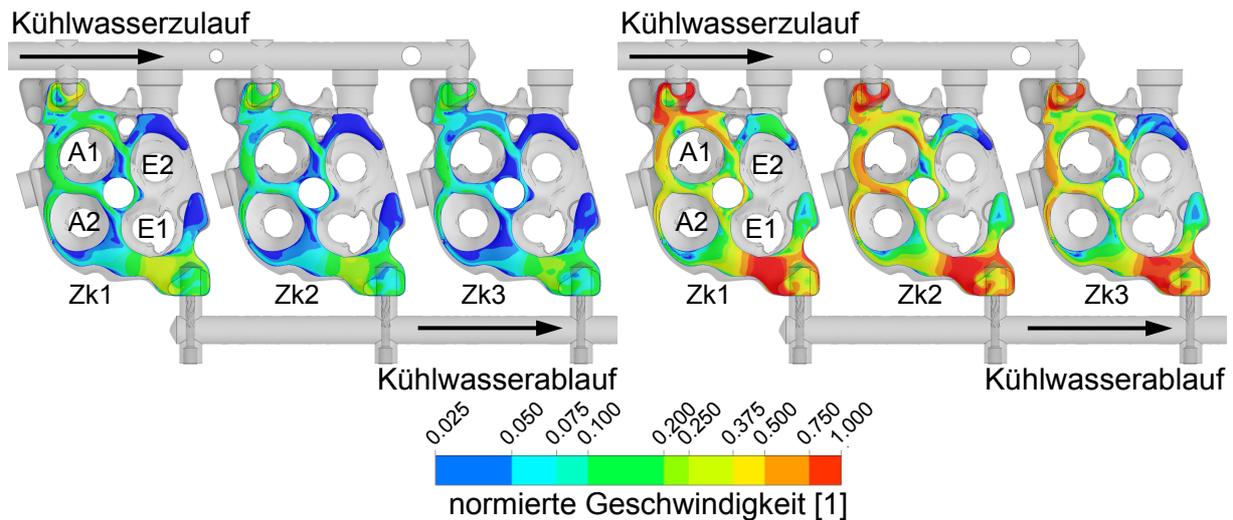


Bild 26: Kühlwasser-Strömungsgeschwindigkeit im Zylinderkopf
links: Aufheizphase
rechts: Abkühlphase

Der konvektive Wärmeübergang wird durch den Wärmeübergangskoeffizienten (HTC) und die wandnahe Fluidtemperatur (TBULK) beschrieben. Die ermittelte Verteilung des HTC ist für die Aufheiz- und die Abkühlphase in Bild 27 und für die dazugehörige TBULK in Bild 28 (Blick auf das Brennraumdeck) dargestellt.

Wasserraumseitig tritt bei den ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten kein nennenswerter Unterschied zwischen Aufheiz- und Abkühlphase auf (Bild 27). Aus [74, 75] ist ersichtlich, dass der lokale Wärmeübergangskoeffizient im wandnahen Bereich von der Vernetzung, der Geometrie, den Werkstoffeigenschaften des Fluids und der kinetischen Turbulenzenergie in der Grenzschicht abhängig ist. Nachdem die Vernetzung, die Geometrie und die Werkstoffeigenschaften in beiden FE-Rechnungen identisch sind, kann aus den nahezu gleichen Wärmeübergangskoeffizienten geschlossen werden, dass auch die kinetische Turbulenzenergie in der Grenzschicht in beiden Fällen annähernd gleich ist.

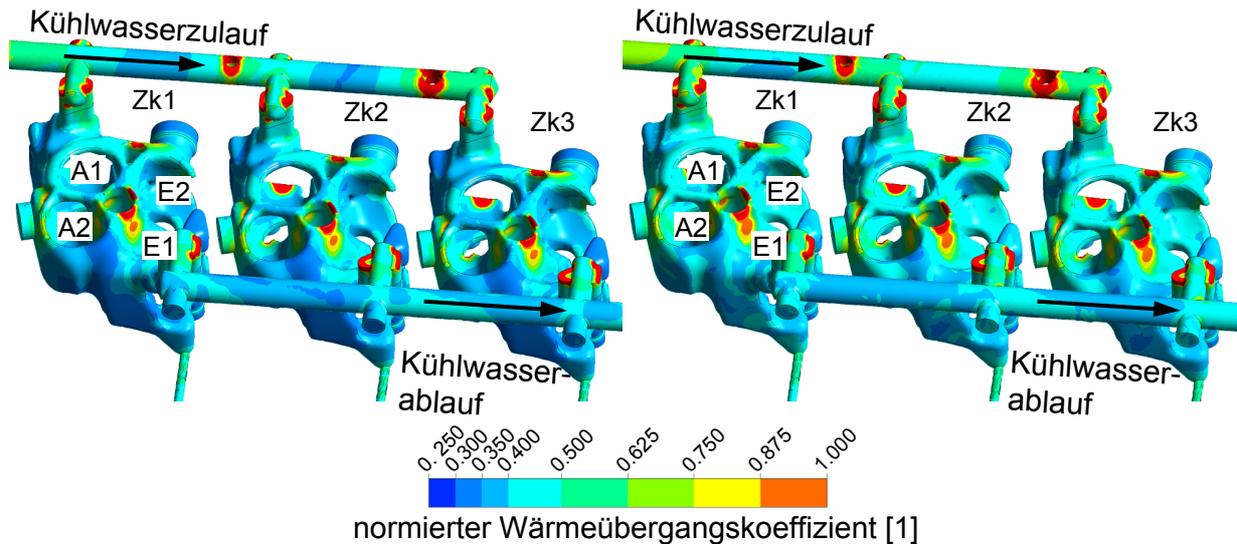


Bild 27: Wärmeübergangskoeffizient (wasserraumseitig)
links: Aufheizphase
rechts: Abkühlphase

Aus der wandnahen Temperatur in Bild 28 wird deutlich, dass diese in der Aufheizphase (Bild 28, links) weitaus höher im Vergleich zu der in der Abkühlphase (Bild 28, rechts) ist. Dies ist auf den Wärmeeintrag der Gasbrenner in der Aufheizphase zurückzuführen. Hierbei wird eine höhere Zylinderkopftemperatur erreicht. Aufgrund der Wärmeleitung im Zylinderkopfwerkstoff führt dies auch zu einer höheren wasserraumseitigen Wandtemperatur und damit zu einer höheren wandnahen Fluidtemperatur.

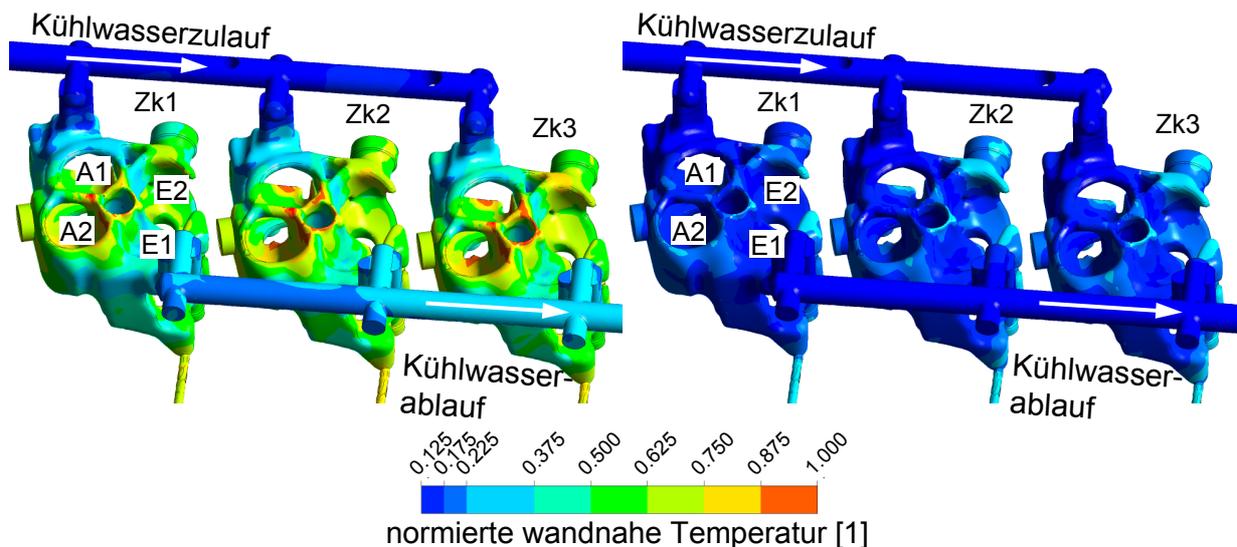


Bild 28: Wandnahe Temperatur (wasserraumseitig)
links: Aufheizphase
rechts: Abkühlphase

Zum Ausschluss zeitabhängiger Effekte, beispielsweise durch das schlagartige Umschalten des Kühlwassermassenstroms im thermischen Zyklus, werden der HTC und die TBULK zum Vergleich auch in einer instationären Strömungsrechnung ermittelt. Aus den Ergebnissen der instationären Strömungsrechnung sind keine Abweichungen zu den stationär ermittelten Ergebnissen und damit keine weiterführenden Erkenntnisse feststellbar.

b) Brennraumseitige Strömungssimulation

Der Berechnung des Wärmeeintrags durch die Propan-Sauerstoff-Gasbrenner liegt vereinfachend die Annahme einer heißen Gasströmung (Luft) zugrunde. Der Verbrennungsprozess selbst wird dabei nicht betrachtet.

Das Geometriemodell (Bild 29) umfasst die drei Gasbrenner, den Raum zwischen diesen und den Zylinderköpfen bzw. dem Kurbelgehäuse-Dummy sowie die Auslasskanäle und die Abgasrohre. Die Diskretisierung erfolgt äquivalent zu dem kühlwasserseitigen FE-Modell mit 4-knotigen Tetraeder-Elementen und den Prismenschichten im wandnahen Bereich.

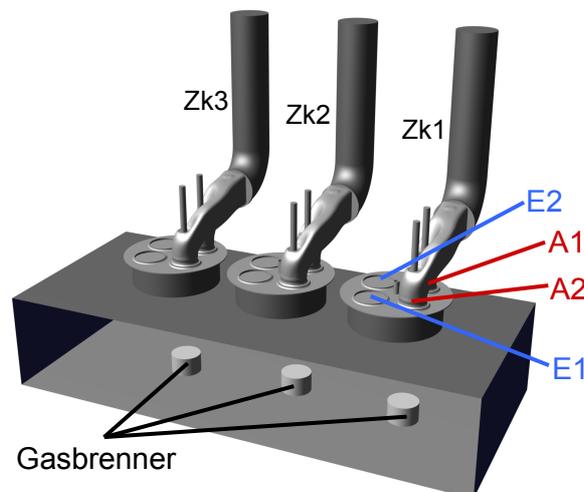


Bild 29: Geometriemodell für die brennraumseitige Strömungssimulation

Für die Fluidtemperatur und die Strömungsgeschwindigkeit des Heißgases am Eintritt in den Strömungsraum stehen keine Messwerte aus dem Komponentenversuch zur Verfügung. Daher werden diese ebenso wie die Wandtemperatur im ersten Schritt der Berechnung abgeschätzt. Entsprechend der Vorgehensweise bei der Simulation der Kühlwasserströmung werden anschließend die iterative Anpassung und Optimierung der Randbedingungen vorgenommen. Die ermittelten Werte für die Fluidtemperatur und Strömungsgeschwindigkeit sind in Tabelle 3 zusammengefasst. Die

temperaturabhängigen Werkstoffdaten für das Heißgas werden aus der Datenbank von ANSYS CFX [76] und dem VDI-Wärmeatlas [77] übernommen.

Zylinderkopf	Fluidtemperatur [°C]	Geschwindigkeit [m/s]
Zk 1	1400	284,4
Zk 2	1400	334,4
Zk 3	1400	454,5

Tabelle 3: Fluidtemperatur und Einlassströmungsgeschwindigkeit in der brennraumseitigen Strömungssimulation

Bild 30 zeigt die berechnete Temperatur der Heißgasströmung. Es ist ersichtlich, dass mit den in Tabelle 3 angegebenen Werten die Temperaturverteilung und die Absolutwerte (1300°C bis 1400°C) der Heißgasströmung näherungsweise mit Angaben in der Literatur für Propan/Sauerstoff-Gasflammen [78-81] übereinstimmen. Damit konnte in diesem Fall die deutlich aufwendigere Simulation des Verbrennungsvorgangs umgangen werden.

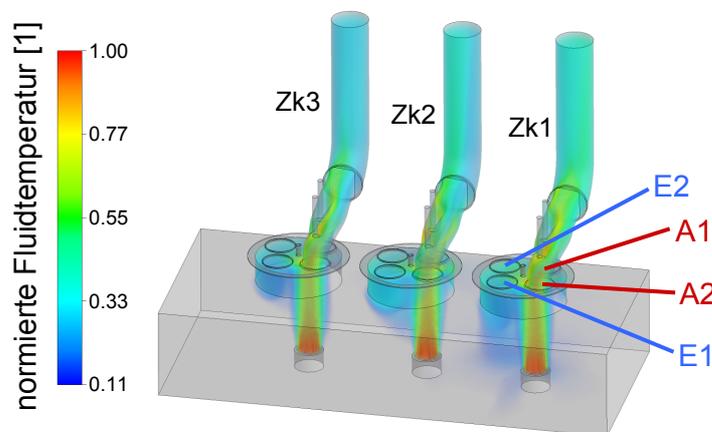


Bild 30: Fluidtemperatur in der brennraumseitigen Strömungssimulation

Die ermittelte Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten und der wandnahen Temperatur sind in Bild 31 mit Blick auf das Brennraumdeck dargestellt. Bei der wandnahen Temperatur wird der Staubereich der Heißgasströmung (maximale wandnahe Temperatur) im Bereich des Auslassventilstegs deutlich. Aufgrund des hohen Wärmeeintrags an dieser Stelle ist in diesem Bereich auch die maximale Zylinderkopftemperatur zu erwarten. Daneben ist festzustellen, dass der Bereich der maximalen wandnahen Temperatur zwischen den drei Zylinderköpfen variiert. Dies ist auf die unterschiedliche Position der Gasbrenner zurückzuführen.

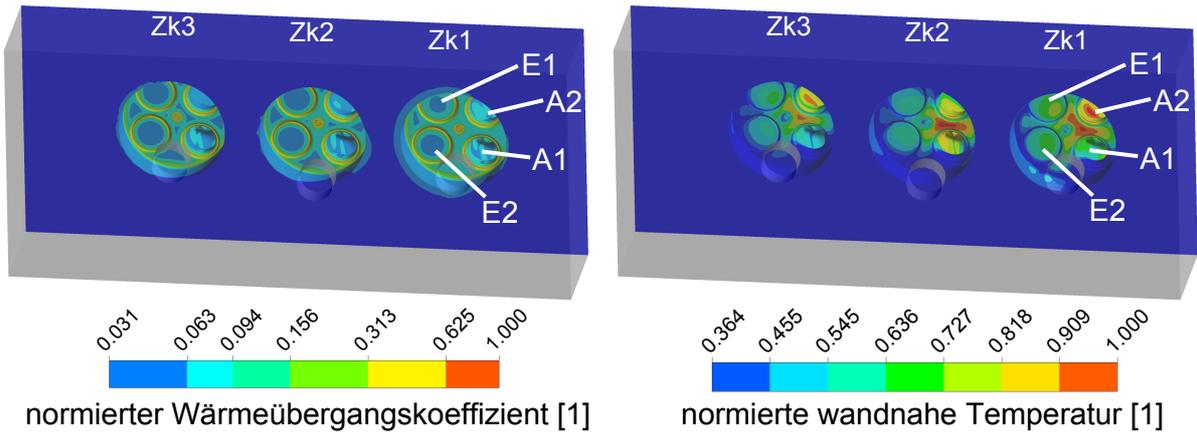


Bild 31: Wärmeübergangskoeffizient und wandnahe Temperatur (brennraumseitig)
links: Wärmeübergangskoeffizient
rechts: wandnahe Temperatur

4.2.2 Temperaturfeldsimulation

Mit der in der Strömungssimulation ermittelten Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten und der wandnahen Temperatur wird der konvektive Wärmeaustausch zwischen dem betrachteten Fluid (Heißgas bzw. Kühlwasser) und dem Zylinderkopf beschrieben. Die Wärmeleitung im Zylinderkopfwerkstoff wird in der Temperaturfeldsimulation berechnet.

Das CAD-Modell für die Temperaturfeldberechnung entspricht dem in Bild 24 gezeigten Gesamt-Modell. Da die Geometrie und die Temperaturverteilung in den drei Gasbrennern sowie im Zu- und Ablauf für das Kühlwasser keinen Einfluss auf die Temperaturverteilung im Zylinderkopf haben, werden sie in der Simulation nicht berücksichtigt.

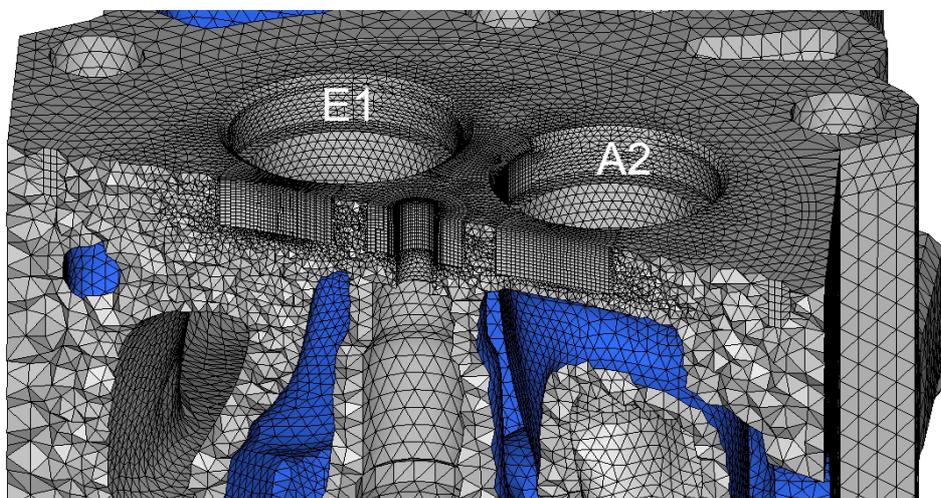


Bild 32: Diskretisierung im Bereich der Ventilstege für die Temperaturfeldberechnung

Die Diskretisierung des FE-Modells erfolgt in den anrissfreien Bereichen mit 4-knotigen Tetraeder-Elementen (linearer Elementansatz). Die Elementkantenlänge beträgt im Zylinderkopf zwischen 2 mm und 5 mm. Um den Temperaturgradienten ausgehend vom Brennraumdeck in Richtung der Kühlkanäle genau abbilden zu können, werden die Ventilstege mit wesentlich kleineren Hexaeder-Elementen (Elementkantenlänge <1 mm) vernetzt (Bild 32) [82].

Die Randbedingungen setzen sich in der Temperaturfeldberechnung aus den in Kapitel 4.2.1 gezeigten kühlwasser- und brennraumseitigen Wärmeübergangskoeffizienten und wandnahen Temperaturen zusammen. Zusätzlich wird für die Oberflächen, die mit Umgebungsluft in Kontakt stehen, der konvektive Wärmeübergang berücksichtigt. Hierzu werden ein Wärmeübergangskoeffizient von $100 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ und eine wandnahe Temperatur von 100°C in der Aufheiz- und 50°C in der Abkühlphase aus bisherigen Temperaturfeldberechnungen herangezogen.

Neben den konvektiven Randbedingungen wird auch der Wärmeübergang zwischen den in Kontakt stehenden Bauteilen simuliert. Dieser ist abhängig von dem Kontaktdruck [83]. Für die eingepressten Bauteile (Ventilsitzringe, Ventilführungen) wird nach [83] für den Kontaktwärmeübergang ein Wert von $15000 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ verwendet. Die restlichen Kontaktpaarungen werden aus [83] mit $1500 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ definiert.

Aus der berechneten zeitabhängigen Temperatur ist ersichtlich, dass analog zu der gemessenen Temperatur (Bild 20, S. 42) die Maximaltemperatur 5 mm unter dem Brennraumdeck am Ende der Aufheizphase im Auslassventilsteg (Messstellen 14 und 15) auftritt. Die relative maximale Temperatur liegt in der Simulation bei 1,00 (Zylinderkopf 1 und Zylinderkopf 2) sowie bei 0,87 (Zylinderkopf 3). In Bild 33 ist der berechnete Temperaturverlauf exemplarisch für die 16 Temperaturmessstellen von Zylinderkopf 1 dargestellt.

Des Weiteren ist den Ergebnissen zu entnehmen, dass am Ende der Aufheizphase in den beiden Auslass/Einlass-Ventilstegen an der Auslassbohrung (Messstellen 2 und 11) eine relative Temperatur zwischen 0,68 und 0,87 auftritt. An der Einlassbohrung (Messstellen 3 und 10) liegt diese zwischen 0,64 und 0,82. Damit wird in der Simulation ebenfalls der Temperaturunterschied zwischen Einlass- und Auslassseite erfasst. Im Einlassventilsteg (Messstellen 6 und 7) wird am Ende der Aufheizphase eine maximale relative Temperatur von 0,62 erreicht. Damit weist der Zylinderkopf in der Berechnung ebenfalls lokal eine sehr unterschiedliche Temperatur und eine inhomogene Temperaturverteilung auf (Bild 34, links).

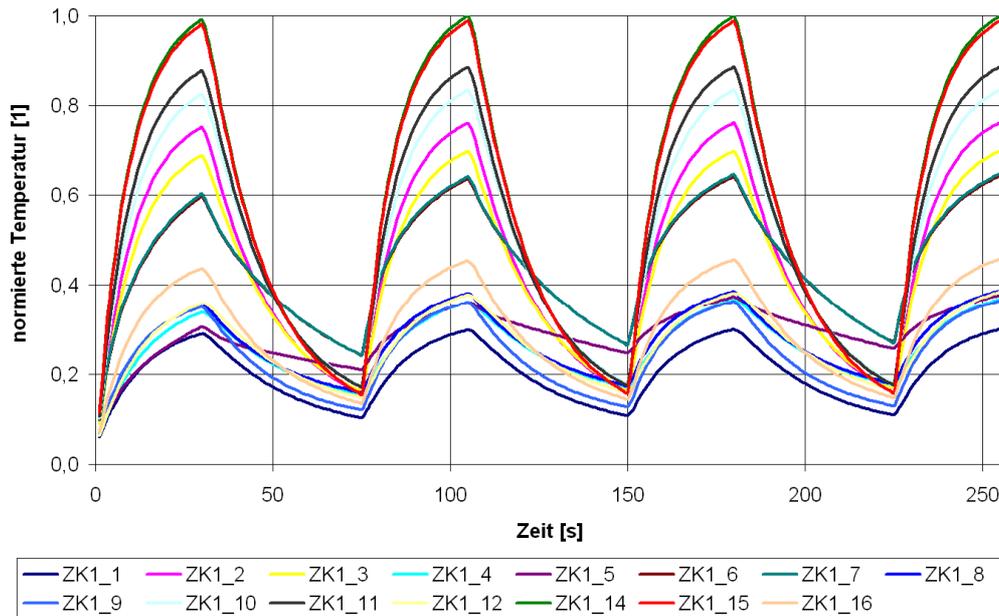


Bild 33: Berechneter Temperatur-Zeit-Verlauf an den 16 Messstellen von Zylinderkopf 1

Am Ende der Abkühlphase wird im Zylinderkopf eine relative Temperatur von maximal 0,26 berechnet. Die höchste Temperatur tritt wie bei der Temperaturmessung am Einlassventilsteg auf (Bild 34, rechts). In der Abkühlphase liegt eine vergleichsweise homogene Temperaturverteilung vor (Bild 34, rechts).

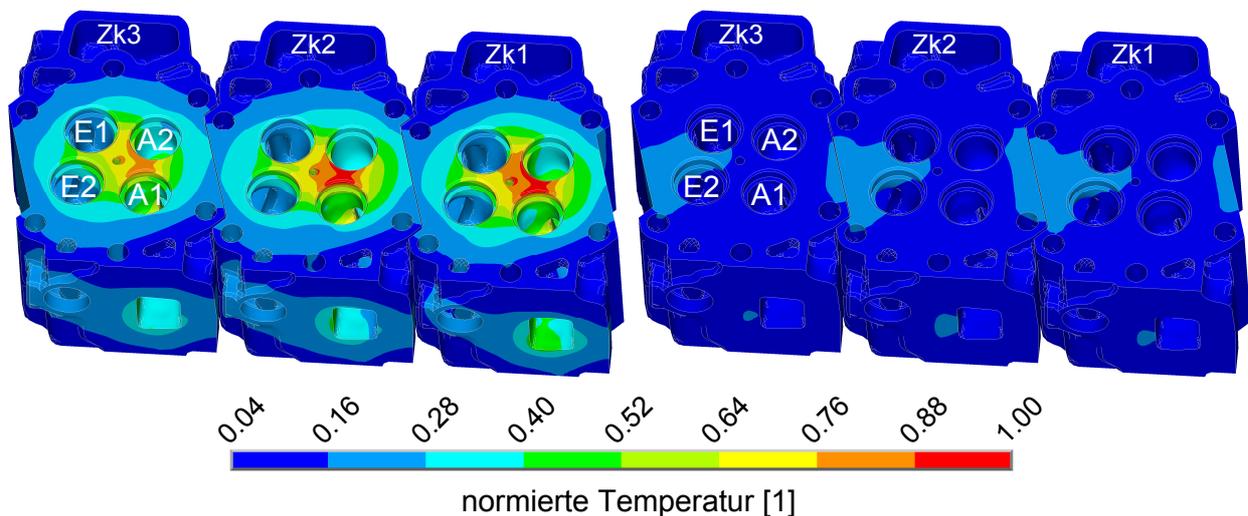


Bild 34: Temperaturverteilung in den Zylinderköpfen (Komponentenversuch)
links: Ende der Aufheizphase
rechts: Ende der Abkühlphase

Aus Bild 34 wird bereits der Temperaturgradient in der Brennraumdeck-Ebene deutlich. Den Gradienten ausgehend vom Brennraumdeck in Richtung der Kühlkanäle

zeigt Bild 35. Dazu ist die Temperaturverteilung in einer Schnittebene (senkrecht zum Brennraumdeck) durch den Auslassventilsteg von Zylinderkopf 1 dargestellt. Im Auslassventilsteg tritt am Ende der Aufheizphase der höchste Temperaturgradient ($\approx 15 \text{ }^\circ\text{C/mm}$) auf.

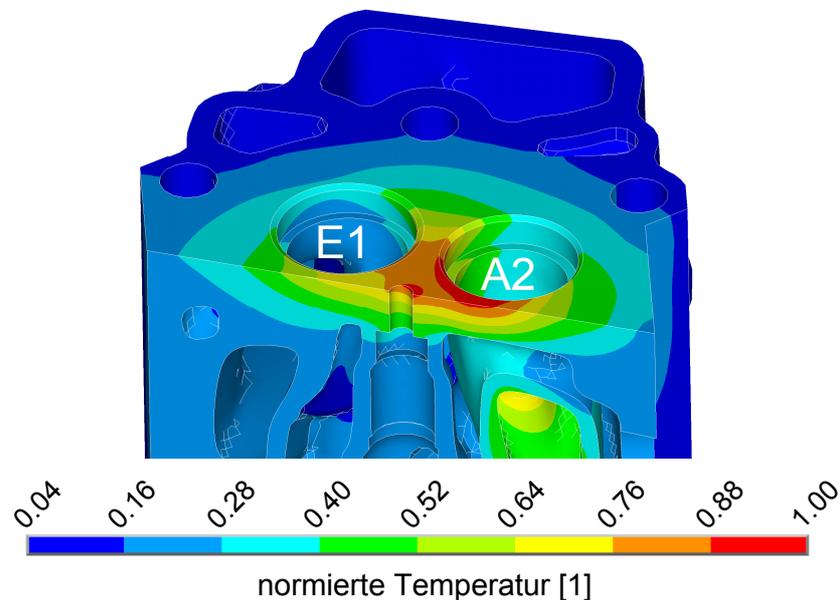


Bild 35: Temperaturgradient im Auslassventilsteg am Ende der Aufheizphase

4.2.3 Verformungsberechnung

Zur Berechnung der Verformung und der daraus resultierenden Spannung und Dehnung im Zylinderkopf wird das bereits in der Temperaturfeldberechnung verwendete CAD-Modell benutzt. Die Abgasrohre und die Einlassventile finden in der Simulation keine Berücksichtigung, da diese keine Verformung der Zylinderköpfe hervorrufen.

Das Finite-Elemente-Netz aus der Temperaturfeldsimulation wird aufgrund der Anzahl an zu berechnenden Freiheitsgraden nicht für die Verformungsberechnung übernommen. Die Vernetzung wird daher an die Erfordernisse der Verformungsberechnung angepasst. Die Diskretisierung erfolgt in diesem Fall ausschließlich mit 10-knotigen Tetraeder-Elementen (quadratischer Elementansatz). In den anrissgefährdeten Bereichen (Ventilstege, Injektorbohrung) wird eine Elementkantenlänge von 1 mm eingestellt. Die restlichen Bereiche sind gröber vernetzt [84].

Äquivalent zum realen Zylinderkopf werden in der Simulation die statisch mechanischen Lasten durch die Montage und die zyklisch thermischen Lasten durch das Aufheizen und Abkühlen der Zylinderköpfe berücksichtigt. Die Montagebeanspruchung wird durch die eingepressten Ventilsitzringe und Ventulführungen, die Ver-

schraubung des Injektors und des Druckrohrstutzens sowie die Verschraubung der Zylinderköpfe mit dem Kurbelgehäuse-Dummy bestimmt.

Die Lasten durch die eingepressten Ventilsitzringe und Ventilführungen werden in der Kontaktdefinition durch das bei der Montage gemessene Übermaß mit einbezogen. Die Einlassventilsitzringe weisen hierbei ein Übermaß zwischen 0,061 % und 0,064 % und die Auslassventilsitzringe zwischen 0,058 % und 0,070 % auf. Bei den Ventilführungen liegt das gemessene Übermaß zwischen 0,07 % und 0,10 %. Aus Betriebsmessungen der MAN Truck & Bus AG werden zur Nachbildung der Verschraubung die Schraubenvorspannkräfte für die Injektorverschraubung, den Druckrohrstutzen und die Zylinderkopfschrauben herangezogen [85-87]. Die zyklisch thermische Beanspruchung folgt aus dem transient berechneten Temperaturfeld (Kapitel 4.2.2).

Die Beschreibung des Werkstoffverhaltens erfolgt für die Zylinderköpfe nach der in Kapitel 2.4 vorgestellten Konstitutivbeziehung für Gusseisenwerkstoffe. Den restlichen Bauteilen im FE-Modell wird ein linear elastisches Werkstoffverhalten zugrunde gelegt. Soweit vorhanden werden hierbei temperaturabhängige Werkstoffkennwerte verwendet. Für die Zylinderkopfdichtung kommen bereits zur Verfügung stehende Be- und Entlastungskurven aus [88] zum Einsatz.

Im ersten Schritt der Berechnung wird die Montage simuliert. Die Ventilsitzringe und Ventilführungen werden eingepresst und die Schraubenkräfte aufgebracht. Im zweiten Schritt schließt sich die Simulation von drei Belastungszyklen an. Äquivalent zur Temperaturfeldrechnung wird der dritte Zyklus ausgewertet.

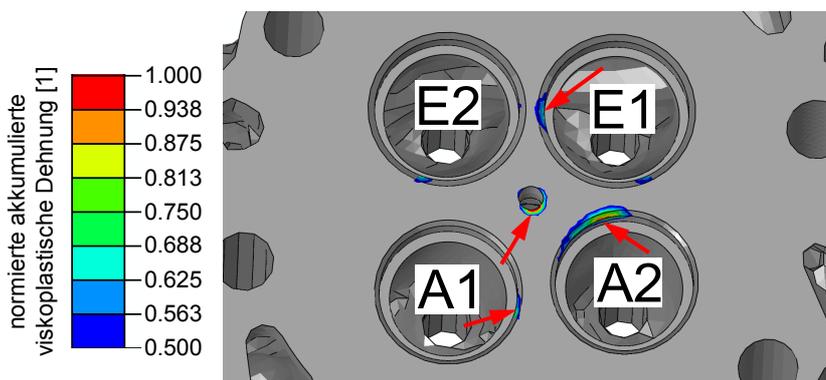


Bild 36: Akkumulierte viskoplastische Dehnung im Zylinderkopf beim Aufheizen

Wie bereits in Kapitel 2.1.2 beschrieben, führt die inhomogene Temperaturverteilung am Ende der Aufheizphase zu einer lokal unterschiedlichen thermischen Dehnung. Die deutlich kälteren Bereiche behindern dabei die Ausdehnung der heißen Berei-

che. Dadurch entstehen lokal Druckspannungen, die bei Überschreiten der zyklischen Druckfließgrenze des Werkstoffes eine Plastifizierung zur Folge haben [2]. Bild 36 zeigt die berechnete akkumulierte viskoplastische Dehnung am Ende der Aufheizphase am Beispiel von Zylinderkopf 1.

Aus Bild 36 wird deutlich, dass die akkumulierte viskoplastische Dehnung lokal im A2E1-Ventilsteg die höchsten Werte aufweist. Dies wird durch die Geometrie und die damit verbundene unterschiedliche Steifigkeit und Verformung im Zylinderkopf bedingt. Durch das anschließende Abkühlen des Zylinderkopfes entstehen Zugeigen-
spannungen in den plastisch verformten Bereichen (Bild 37). Dieser zyklische Wechsel aus Zug- und Druckspannung führt in der Folge nach einer endlichen Anzahl an Lastwechseln zur Rissbildung in den Ventilstegen und an der Injektorbohrung.

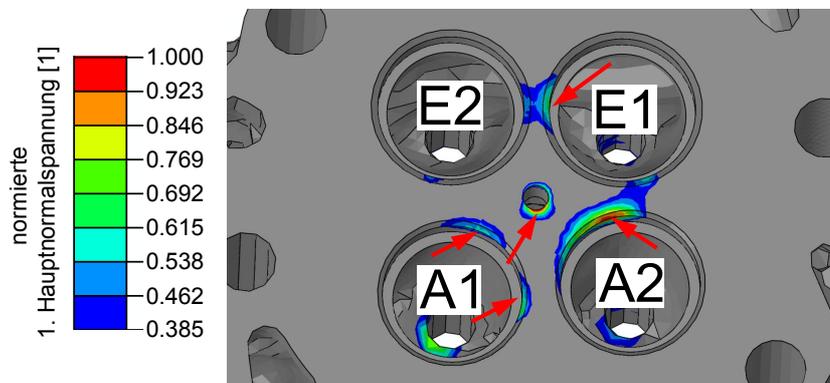


Bild 37: Zugspannung im Zylinderkopf beim Abkühlen

4.2.4 Lebensdauer

Aus der ermittelten Spannung und Dehnung wird, unter Berücksichtigung des Lebensdauermodells aus Kapitel 2.4, die Schädigung bzw. die ertragbare Zyklenzahl bis zum Anriss berechnet. Die Auswertung und Angabe der berechneten ertragbaren Zyklenzahl erfolgt an den nach Abschluss des Komponentenversuchs mittels magnetischer Rissprüfung dokumentierten Risslagen (siehe Bilder 21 bis 23).

Aus den Berechnungsergebnissen ergibt sich an der dem Auslassventilsteg nächstgelegenen Seite der Injektorbohrung von Zylinderkopf 1 ein erster Anriss nach einer relativen Zyklenzahl von 0,04. Am A2E1-Ventilsteg von Zylinderkopf 1 wird rechnerisch eine relative Zyklenzahl von 0,16 ertragen. Für den Auslassventilsteg wird der Anriss ausgehend von Auslass A1 nach 0,28 und im A1E2-Ventilsteg nach 0,72 relativen thermischen Zyklen vorhergesagt. Das Ergebnis der Lebensdauerberechnung von Zylinderkopf 1 zeigt Bild 38.

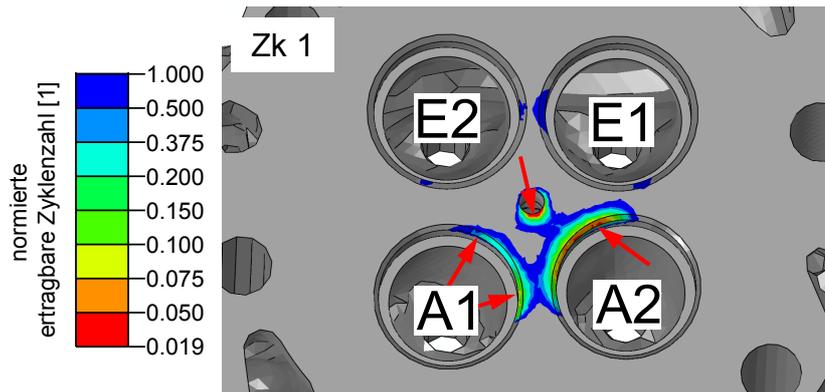


Bild 38: Berechnete ertragbare Zyklenzahl für Zylinderkopf 1 (Komponentenversuch)

Bei Zylinderkopf 2 wird in der Berechnung der erste Anriss nach 0,13 relativen thermischen Zyklen wie bei Zylinderkopf 1 an der dem Auslassventilsteg nächstgelegenen Seite der Injektorbohrung festgestellt. Ebenso wird für den A2E1-Ventilsteg eine relative Anrisslebensdauer von 2,57 ermittelt. Zudem wird nach 0,29 relativen Zyklen ein Anriss ausgehend von Auslass A1 am Auslassventilsteg berechnet (Bild 39).

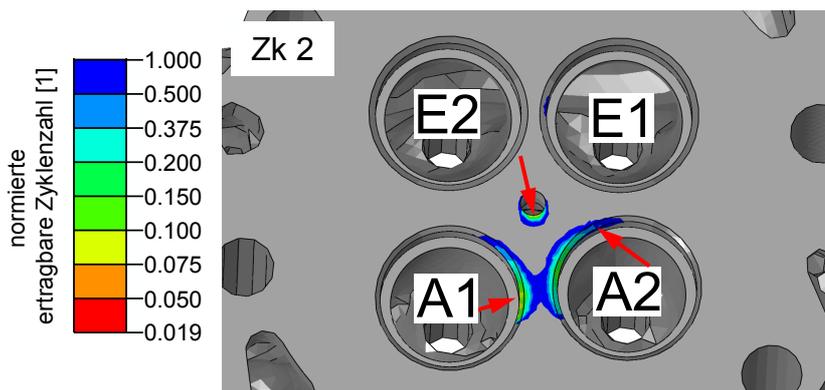


Bild 39: Berechnete ertragbare Zyklenzahl für Zylinderkopf 2 (Komponentenversuch)

Die ertragbare Zyklenzahl bis zum Anriss liegt bei Zylinderkopf 3 an der dem Auslassventilsteg nächstgelegenen Seite der Injektorbohrung bei 0,68 relativen Zyklen. Am A2E1-Ventilsteg werden rechnerisch 1,75 relative Zyklen und am A1E2-Ventilsteg 7,37 relative Zyklen vorhergesagt. Ebenso werden am Auslassventilsteg (Auslass A1) 4,59 relative Zyklen festgestellt. Das Berechnungsergebnis zeigt Bild 40.

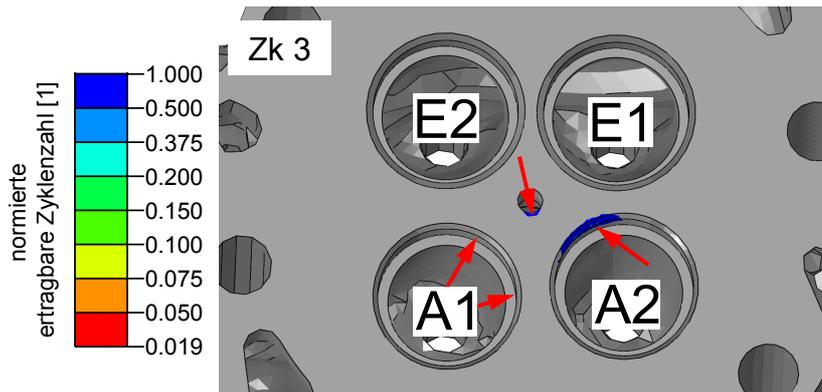


Bild 40: Berechnete ertragbare Zyklenzahl für Zylinderkopf 3 (Komponentenversuch)

4.3 Messfühlerbohrungen und -position [89, 90]

Ergänzend zu den bisherigen Ergebnissen werden nachstehend zwei Untersuchungen bezüglich der Temperaturmessmethode vorgestellt. Zuerst erfolgt eine Betrachtung des Einflusses der in den Zylinderkopf eingebrachten Messfühlerbohrungen auf das Temperaturfeld. Dabei wird auch der zur Fixierung der Thermolemente eingesetzte Hochtemperaturklebstoff berücksichtigt. In der zweiten Untersuchung wird der Einfluss einer Positionsabweichung der Thermolemente auf die gemessene Zylinderkopftemperatur betrachtet.

a) Messfühlerbohrungen und Klebstoff

Zur Untersuchung des Einflusses der Messfühlerbohrungen im Zylinderkopf auf das Temperaturfeld werden zwei gesonderte Temperaturfeldberechnungen durchgeführt. In der ersten Berechnung werden die Messfühlerbohrungen im Zylinderkopf entsprechend Bild 17, S. 37, modelliert. Zum Vergleich wird in der zweiten Rechnung das Temperaturfeld im Zylinderkopf ohne Messfühlerbohrungen herangezogen. In beiden Fällen erfolgt die Diskretisierung mit 4-knotigen Tetraederelementen. Die Berechnungen werden mit jeweils identischen konvektiven Randbedingungen und Einstellungen des Gleichungslösers ausgeführt. Es werden drei Thermozyklen transient simuliert, von denen der letzte ausgewertet wird.

In Bild 41 ist die berechnete Temperaturverteilung am Ende der Aufheizphase für einen Zylinderkopf ohne (Bild 41, links) und einen mit Messfühlerbohrungen (Bild 41, rechts) dargestellt. Die Abbildung zeigt den Auslassventilsteg mit einem Schnitt senkrecht zum Brennraumdeck durch Messstelle 15. Es wird deutlich, dass sich im Zylinderkopf mit Messfühlerbohrungen ausgehend vom Brennraumdeck bis zur Bohrung eine deutlich höhere Temperatur einstellt. Dies ist auf die, im Vergleich zum Zylinder-

derkopfundmaterial, um circa 20-fach geringere Wärmeleitfähigkeit des verwendeten Hochtemperaturklebstoffs zurückzuführen. Damit wirken die Messfühlerbohrungen wie eine lokale Isolierschicht. Dies hat vor allem auf die Temperaturverteilung in den Ventilstegen einen Einfluss, da hier zum Einen der Temperaturgradient ausgehend vom Brennraumdeck sehr hoch ist und zum Anderen die Messfühlerbohrungen nahezu über die gesamte Breite der Ventilstege eingebracht sind. An der Soll-Position der Thermoelemente 5 mm unter dem Brennraumdeck ergibt sich bei Berücksichtigung der Messfühlerbohrungen in der FE-Berechnung eine um bis zu circa 4 % höhere Temperatur im Vergleich zu den Ergebnissen mit dem FE-Modell ohne Messfühlerbohrungen.

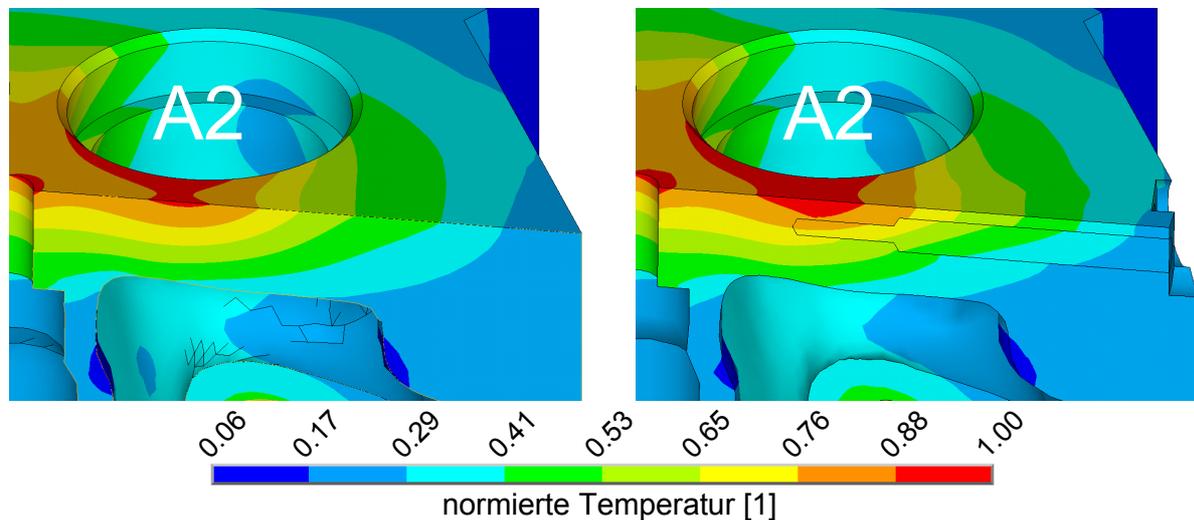


Bild 41: Temperaturfeld ohne und mit Messfühlerbohrungen am Ende der Aufheizphase
links: ohne Messfühlerbohrungen
rechts: mit Messfühlerbohrungen

b) Messfühlerposition

Bisher wurden zur Auswertung der rechnerischen Untersuchungen die Thermoelemente an der festgelegten Soll-Position betrachtet. Im realen Bauteil ist dagegen eine Abweichung zwischen der Soll- und Ist-Position zu erwarten. Aufgrund der inhomogenen Temperaturverteilung und des hohen Temperaturgradienten, ausgehend vom Brennraumdeck in Richtung der Kühlkanäle (Bild 35 und Bild 41), wirkt sich eine solche Positionsabweichung auch auf die gemessene Temperatur aus.

Die Abweichung zwischen der Soll- und Ist-Position der Thermoelemente kann zweierlei Ursachen haben. Eine Ursache ist, dass der relativ dünne Bohrer ($\varnothing d = 3 \text{ mm}$) aufgrund seiner geringen Steifigkeit und des langen Bohrweges im Zylinderkopfmaterial verläuft. Dies ist, obwohl die Bohrungen mittels moderner CNC-Maschinen ein-

gebracht werden, nicht zu vermeiden. Eine weitere Ursache ist der im Vergleich zur Bohrung kleinere Durchmesser der verwendeten Thermoelemente. Hierdurch kann bei der Applikation die exakte Lage des Messfühlers auf der Bohrungsachse (Soll-Position) nicht gewährleistet werden.

Die Position der Thermoelementspitzen wird exemplarisch an einem der verwendeten Messzylinderköpfe vermessen. Dazu wird der Messzylinderkopf zuerst 10 mm unterhalb des Brennraumdecks geteilt. Die Messfühler liegen dabei in der entstandenen 10 mm starken Zylinderkopfscheibe. Anschließend wird diese, ausgehend vom Wasserraum, schrittweise abgeschliffen, bis die Messfühler in den Bohrungen sichtbar werden. Zur Bestimmung der Positionsabweichung der Messfühler in der Ebene parallel zum Brennraumdeck wird die Zylinderkopfscheibe mittels Röntgenstrahlung durchleuchtet. Die Auswertung erfolgt über die Röntgenaufnahmen und vorher definierte Referenzpunkte.

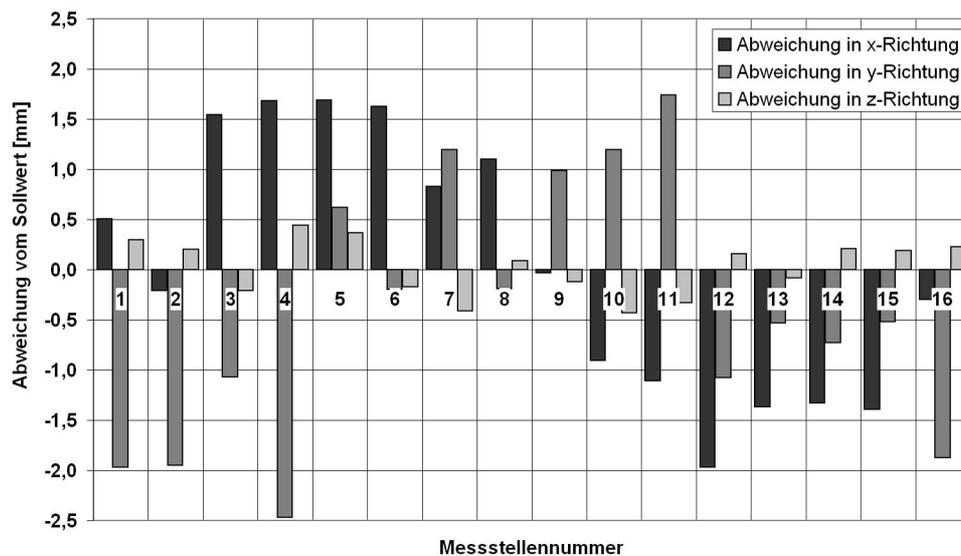


Bild 42: Gemessene Abweichung der Thermoelemente von der Soll-Position

Anschließend wird die Lageabweichung senkrecht zum Brennraumdeck ermittelt. Dazu werden die Messfühlerbohrungen aus der Zylinderkopfscheibe ausgesägt (Die Sägeschnitte durch die Messfühlerspitzen werden senkrecht zum Brennraumdeck gelegt.). Damit kann der Abstand zwischen dem Brennraumdeck und der jeweiligen Messfühlerspitze gemessen und die Abweichung zwischen der Soll- und Ist-Position senkrecht zum Brennraumdeck berechnet werden. Um eine ausreichende Messgenauigkeit zu gewährleisten, werden alle Messungen auf einer Koordinatenmessma-

schine durchgeführt. In Bild 42 sind die Abweichungen in alle drei Raumrichtungen für die 16 Messstellen zusammengefasst.

Aus den Messergebnissen ist erkennbar, dass in der xy-Ebene (Ebene parallel zum Brennraumdeck) teilweise eine Abweichung von bis zu 2,5 mm auftritt. In z-Richtung, also senkrecht zum Brennraumdeck, wird eine maximale Abweichung zwischen Soll- und Ist-Position der Messfühler von 0,5 mm bestimmt. Unter Berücksichtigung der Temperaturverteilung im Zylinderkopf in Bild 41 ist durch die festgestellte Abweichung in der xy-Ebene nur ein geringer Einfluss auf die Messwerte zu erwarten. Dies ist vor allem auf den geringen Temperaturgradienten in diesen Koordinatenrichtungen zurückzuführen. Dahingegen ist durch die Abweichung in z-Richtung ein deutlicher Einfluss auf die Messwerte wahrscheinlich.

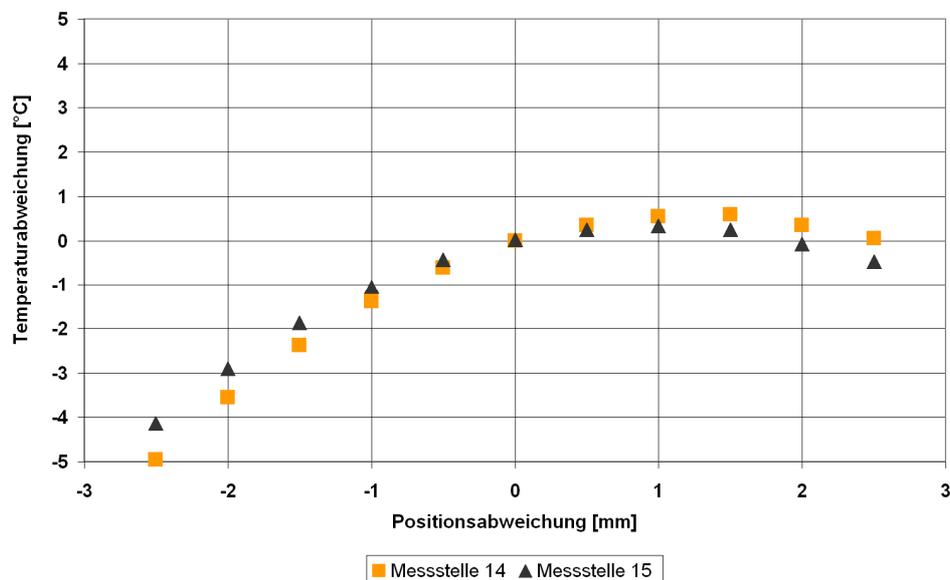


Bild 43: Positionsabweichung in Richtung der Bohrungsachse

Die Quantifizierung des Einflusses der Positionsabweichungen auf die gemessene Temperatur erfolgt anhand der Temperaturfeldberechnung. Damit nicht für jede untersuchte Messfühlerposition ein CAD-Modell erstellt werden muss, werden in einem ersten Schritt die Untersuchungen an einem FE-Modell ohne Messfühlerbohrungen durchgeführt. Betrachtet wird die Abweichung zwischen Soll- und Ist-Position in Richtung der Bohrungsachse und senkrecht dazu sowie senkrecht zum Brennraumdeck. In den Bildern 43, 44 und 45 ist jeweils die Temperaturdifferenz an der Messfühlerspitze in Abhängigkeit von der betrachteten Positionsabweichung dargestellt. Exemplarisch werden in diesem Fall die Messstellen mit der höchsten gemessenen Tem-

peratur (Messstellen 14 und 15) ausgewertet. Den Fall von einer Abweichung in Richtung der Bohrungsachse zeigt Bild 43. Daraus ist ersichtlich, dass bei einer Abweichung bis zu $\pm 2,5$ mm keine nennenswerte Temperaturdifferenz an der Messstelle auftritt.

Bild 44 gibt die berechnete Temperaturdifferenz für eine Positionsabweichung senkrecht zur Bohrungsachse in der Ebene parallel zum Brennraumdeck wieder. Dem Diagramm ist zu entnehmen, dass bei näher an der Auslasskanalbohrung befindenden Messfühlerbohrungen eine höhere Temperaturabweichung vorliegt. Bei einer Positionsabweichung von 2,5 mm in Richtung der Auslasskanalbohrung beträgt die Temperaturdifferenz bereits 15 K. Eine Verschiebung in Richtung der Mitte des Ventilstegs führt zu einer vernachlässigbaren Abweichung bei der gemessenen Temperatur.

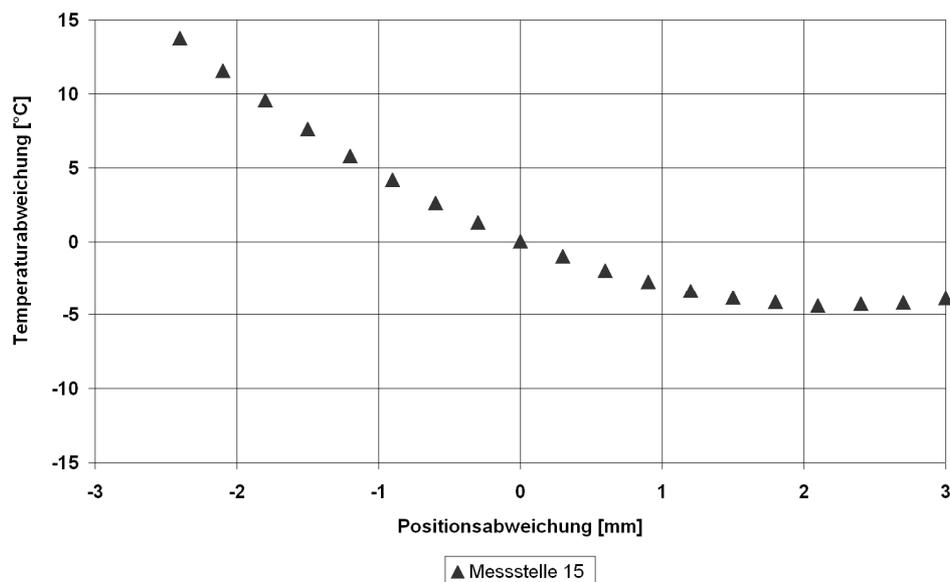


Bild 44: Positionsabweichung senkrecht zur Bohrungsachse

Bei einer Abweichung der Messfühler senkrecht zum Brennraumdeck (vgl. Bild 45) wird der bereits erwähnte Einfluss des hohen Temperaturgradienten deutlich. Eine Differenz von $\pm 0,5$ mm zwischen Soll- und Ist-Position der Messfühler führt an den Messstellen im heißesten Bereich des Zylinderkopfes zu ± 10 K Unterschied in der gemessenen Temperatur. An den restlichen Messstellen in den „kälteren“ Bereichen des Zylinderkopfes werden die gleichen Effekte festgestellt, jedoch ist die absolute Abweichung geringer. Dies liegt vor allem an dem weitaus geringeren Temperaturgradienten in diesen Bereichen.

Aufbauend auf den bisherigen Ergebnissen mit dem FE-Modell ohne Messfühlerbohrungen werden in einer weiteren Untersuchung die Bohrungen für die Thermoelemente im FE-Modell berücksichtigt. Die Positionsabweichung in der Ebene parallel zum Brennraumdeck wird dabei nicht ausgewertet, da die Messfühlerbohrungen und der Hochtemperaturklebstoff hauptsächlich den Temperaturgradienten in vertikaler Richtung beeinflussen (Bild 41). Zur Bewertung der Abweichung können die Ergebnisse aus der Berechnung ohne Messfühlerbohrungen herangezogen werden. Senkrecht zum Brennraumdeck sollten die Thermoelemente 5 mm unter der Oberfläche, also auf der Bohrungsachse, liegen. Aufgrund des im Vergleich zur Bohrung kleineren Durchmessers der Thermoelemente weicht die Ist-Position von der Bohrungsachse ab. Bereits ohne die Berücksichtigung der Messfühlerbohrungen haben sich hierdurch Temperaturdifferenzen von ± 10 K bei $\pm 0,5$ mm Positionsabweichung zwischen den Messpositionen ergeben (siehe Bild 45).

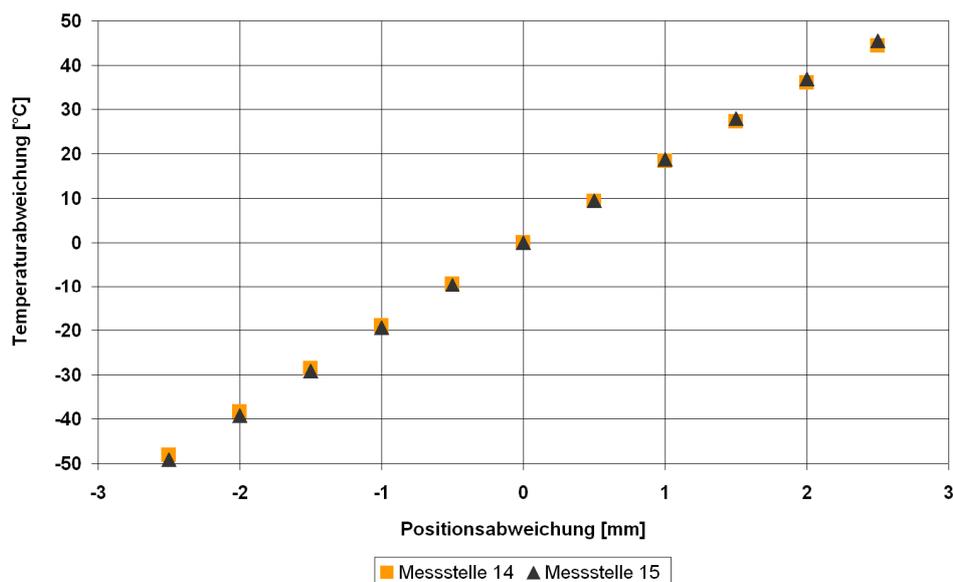


Bild 45: Positionsabweichung senkrecht zum Brennraumdeck (ohne Messfühlerbohrungen)

Bild 46 zeigt die berechnete Temperaturdifferenz in Abhängigkeit von der Abweichung zur Soll-Position bei Messfühlerbohrungen mit Klebstofffüllung im Zylinderkopf. Wie bei den bisherigen Ergebnissen ist auch hier bei einer kleinen Positionsabweichung ein großer Unterschied bei der gemessenen Temperatur erkennbar. Hinzu kommt noch der isolierende Einfluss durch die Messfühlerbohrungen und den Hochtemperaturklebstoff auf das Temperaturfeld. Im schlechtesten Fall liegen die Thermoelemente an der Bohrungswand an, so dass sie den minimalen respektive

den maximalen Abstand zum Brennraum einnehmen. Dies führt dann an der Messstelle zu einer rechnerischen Temperaturabweichung zwischen +70 K und -35 K.

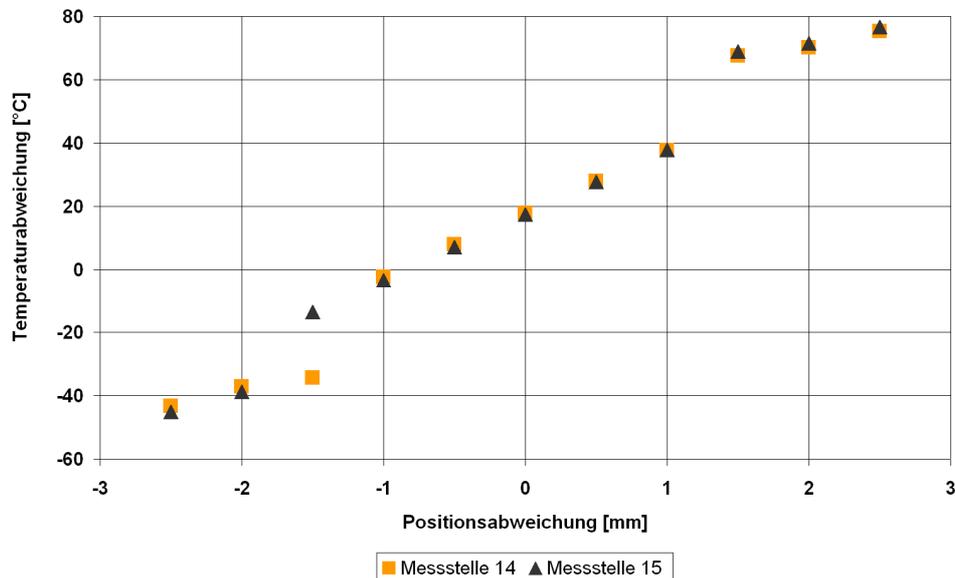


Bild 46: Positionsabweichung senkrecht zum Brennraumdeck (mit Messfühlerbohrungen)

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass durch die eingebrachten Messfühlerbohrungen und die Klebstofffüllung die Temperatur und deren Verteilung im Zylinderkopf beeinflusst wird. Bezüglich der gemessenen Temperatur ist aufgrund des Temperaturgradienten im Zylinderkopf vor allem der Abstand der Thermoelemente zum Brennraumdeck entscheidend. Eventuelle Lageabweichungen können einerseits durch ein Verlaufen des Bohrers bei der Fertigung und andererseits durch die Positionierung der Thermoelemente in der Bohrung verursacht werden.

4.4 Diskussion

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse des Komponentenversuchs und der numerischen Simulation diskutiert. Es werden die Berechnungsergebnisse mit der versuchstechnisch ermittelten Zylinderkopftemperatur, der Anrisslage und der ertragbaren Zyklenzahl bis zum Anriss abgeglichen.

Im ersten Schritt wird die gemessene Zylinderkopftemperatur betrachtet. Anschließend erfolgt der Abgleich mit der berechneten Temperatur. Hierbei wird der Einfluss von Abweichungen der maximalen bzw. der minimalen Temperatur auf die berechne-

te Lebensdauer bewertet. Der Abgleich der ermittelten Anrisslage und der ertragbaren Zyklenzahl folgt im zweiten Schritt.

4.4.1 Zylinderkopftemperatur

Bei der im Komponentenversuch gemessenen Zylinderkopftemperatur ist festzustellen, dass an jeweils der gleichen Messstelle teilweise eine deutlich unterschiedliche Temperatur zwischen den drei Zylinderköpfen besteht. Besonders deutlich wird dies bei der im Auslassventilsteg gemessenen Maximaltemperatur am Ende der Aufheizphase. Zylinderkopf 1 und 2 weisen in diesem Fall eine relative Temperatur von 1,00 auf, während bei Zylinderkopf 3 lediglich 0,86 gemessen wird. Dies kann auf die unterschiedliche Position und die variierende Leistung (Tabelle 2, S. 41) der Gasbrenner sowie auf eine lokal unterschiedliche Wärmeleitfähigkeit aufgrund der Verteilung und Menge des Graphits zurückgeführt werden. Als Hauptursache ist allerdings die unterschiedliche Position der Thermoelemente zueinander und bezüglich ihrer Soll-Position (Kapitel 4.3) zu sehen.

Zur Bewertung der berechneten Zylinderkopftemperatur wird im ersten Schritt der Einfluss einer Temperaturabweichung auf die ertragbare Zyklenzahl betrachtet. Am Beispiel eines TMF-Probenversuchs wurden Abweichungen der Maximaltemperatur bereits in [84, 91, 92] untersucht. Hier wurde gezeigt, dass im TMF-Probenversuch eine um 10 K höhere Maximaltemperatur rechnerisch eine bis zu 34 % niedrigere ertragbare Zyklenzahl zur Folge hat [84]. Um den Einfluss am Zylinderkopf zu ermitteln, wird das in der Verformungsberechnung (Kapitel 4.2.3) verwendete FE-Modell herangezogen. Für die Bewertung werden als Referenztemperatur die Ergebnisse aus Kapitel 4.2.2 verwendet. Diese werden durch Addition bzw. Subtraktion um maximal -20 K reduziert bzw. +20 K erhöht. Die bestehende Temperaturverteilung (Bild 34, S. 53) wird nicht verändert.

Zuerst erfolgt die Betrachtung des Einflusses der Maximaltemperatur. Die Temperaturverteilung wird am Ende der Aufheizphase in dem angegebenen Bereich von -20 K bis +20 K variiert. Die Temperatur am Ende der Abkühlphase bleibt unverändert. Für die Zeitpunkte zwischen dem Ende der Aufheiz- und der Abkühlphase wird die Temperatur linear interpoliert. Daraus ergibt sich der in Bild 47 dargestellte Temperatur-Zeit-Verlauf. Die maximale Temperaturabweichung von +20 K am Ende der Aufheiz-

phase zeigt die rote Kurve und die minimale Temperaturabweichung von -20 K die blaue.

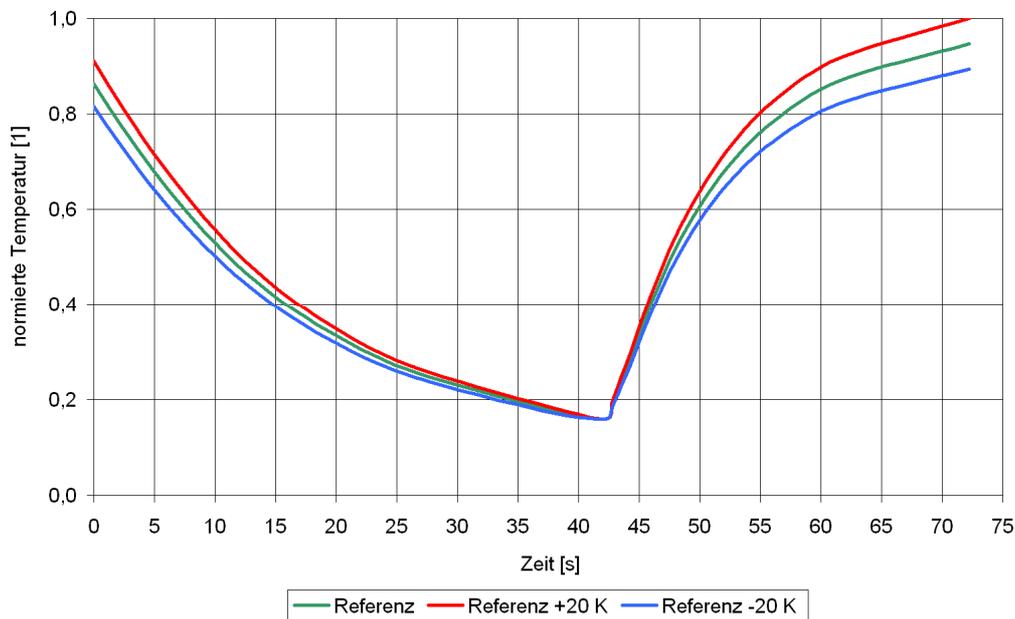


Bild 47: Temperatur-Zeit-Verlauf bei Abweichung der Maximaltemperatur vom Referenzwert

Aus den berechneten Lebensdauern wird deutlich, dass im Vergleich zum Referenzwert eine um 20 K niedrigere Temperatur eine bis zu 60 % höhere ertragbare Zyklenzahl zur Folge hat. Bei 10 K wird noch eine um 26 % höhere Zyklenzahl festgestellt. Für eine oberhalb des Referenzwertes liegende Temperatur stellt sich der Zusammenhang umgekehrt dar. Eine 20 K zu hohe Maximaltemperatur führt zu einer 34 % niedrigeren Zyklenzahl und eine 10 K oberhalb des Referenzwertes liegende Temperatur zu einer immerhin noch um 20 % geringeren Zyklenzahl. Das Verhalten kann dadurch erklärt werden, dass bei einer höheren Maximaltemperatur auch eine höhere thermische Dehnung auftritt, während gleichzeitig die Druckfließgrenze sinkt. Aufgrund dessen nimmt auch der Anteil an plastischer Verformung in der Aufheizphase zu. Dies führt wiederum beim Abkühlen zu einer größeren Zugeigenspannung und insgesamt zu einer Reduktion der Lebensdauer. Bei einer niedrigeren Maximaltemperatur ist dies genau umgekehrt.

Der Einfluss von einer Temperaturabweichung der Minimaltemperatur am Ende der Abkühlphase wird ebenfalls betrachtet. Die Vorgehensweise ist dabei mit der bei der Maximaltemperatur identisch. Die Ergebnisse zeigen, dass die Minimaltemperatur einen vernachlässigbaren (<5 %) Einfluss auf die Lebensdauer hat. Daher ist ein Ab-

gleich zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen für die Maximaltemperatur am Ende der Aufheizphase ausreichend.

Für den Abgleich wird die berechnete Zylinderkopftemperatur an der jeweiligen Soll-Position der Thermoelemente verwendet. Bild 48 zeigt exemplarisch für die 16 Temperaturmessstellen von Zylinderkopf 1 den Vergleich der Maximaltemperatur am Ende der Aufheizphase.

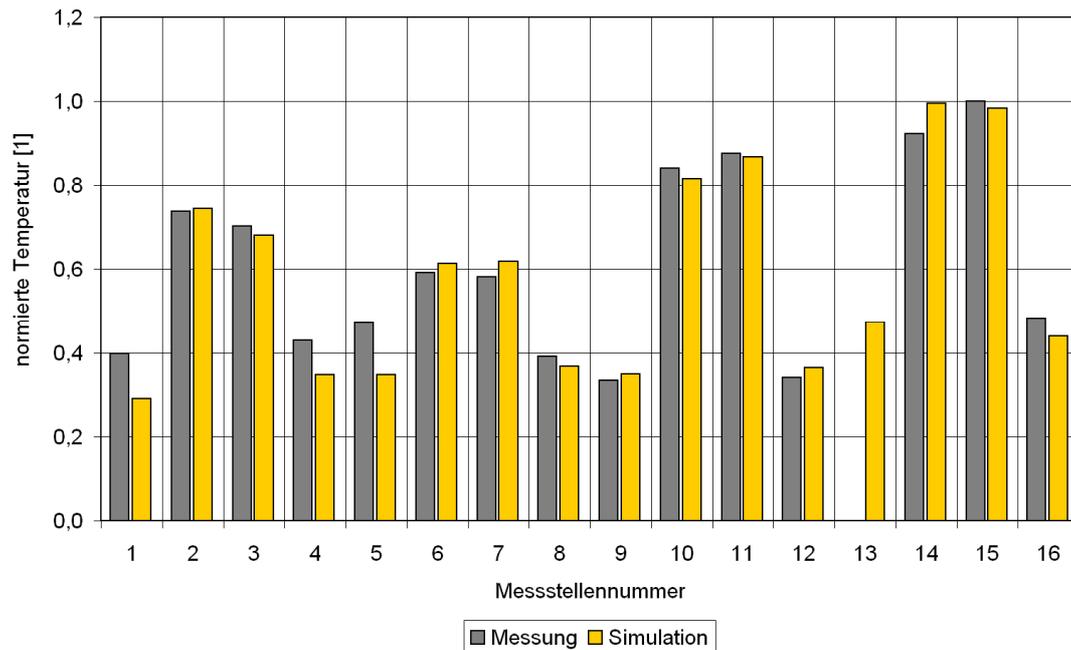


Bild 48: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Zylinderkopftemperatur am Beispiel der 16 Messstellen von Zylinderkopf 1

Aus Bild 48 ist ersichtlich, dass die berechnete Temperatur an den 16 Messstellen gut mit den gemessenen Werten übereinstimmt. In den Ventilstegen (Messstellen 2, 3, 6, 7, 10, 11 und 14, 15) liegt die Abweichung zwischen Messung und Simulation deutlich unter 10 %. Da die berechnete Zylinderkopftemperatur sehr gut mit den gemessenen Werten übereinstimmt, kann gefolgert werden, dass auch die Abbildung der Propan-Sauerstoff-Verbrennung durch eine einfache Heißgasströmung in der brennraumseitigen Strömungssimulation zulässig ist.

Zusammenfassend ist zu sagen, dass mit der in der wasserraum- und brennraumseitigen Strömungssimulation ermittelten Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten und der wandnahen Temperatur die Zylinderkopftemperatur rechnerisch sehr gut nachgebildet werden kann. Potential für Verbesserungen bieten dabei einerseits die Messmethode und andererseits auch die Berechnung. Bei der Messmethode können

durch Steigerung der Positioniergenauigkeit der applizierten Temperaturmessfühler die Messgenauigkeit und die Temperaturstrebweite reduziert werden, was beispielsweise durch eine Vormontage der Messfühler in Hülsen, die anschließend in die Bohrungen im Zylinderkopf eingebracht werden, realisiert werden kann. In der Simulation können für den Abgleich mit der gemessenen Temperatur die Messfühlerbohrungen inklusive der Klebstofffüllung im FE-Modell berücksichtigt werden. Dazu ist jedoch eine zweite Temperaturfeldrechnung mit einem FE-Modell ohne Messfühlerbohrungen zur Simulation des Dauerlaufs notwendig.

4.4.2 Lebensdauer

Die versuchstechnisch ermittelten Anrisslagen entsprechen den bisherigen Erfahrungen aus Motorenversuchen der MAN Truck & Bus AG [93, 94]. Daraus lässt sich schließen, dass die thermomechanische Beanspruchung der Zylinderköpfe gut auf dem Komponentenprüfstand nachgebildet werden kann. Aufgrund der einfachen optischen Zugänglichkeit des Brennraumdecks ließ sich die Anrisszyklenzahl auf 200 Zyklen genau ermitteln.

Zylinderkopf	Anrisslage	normierte ertragbare Zyklenzahl [1]	
		Versuch	Simulation
Zk 1	A2E1	0,49	0,16
	A2A1	0,53	0,28
	A1E2	1,00	0,72
	Injektor	1,00	0,04
Zk 2	A2E1	1,00	2,57
	Injektor	1,00	0,13
Zk 3	A2E1	0,86	1,75
	A2A1	1,00	4,59
	A1E2	1,00	7,37
	Injektor	1,00	0,68

Tabelle 4: Vergleich zwischen der im Komponentenversuch ermittelten und der berechneten ertragbaren Zyklenzahl

Die rein optische Überprüfung des Brennraumdecks hat den Nachteil, dass sehr kleine Risse übersehen werden. Dies ist auch der Grund dafür, dass die Anrisse an der Injektorbohrung erst nach Abschluss des Prüflaufs mit der magnetischen Rissprüfung festgestellt werden konnten. Da diese bereits Risslängen an der Oberfläche deutlich größer als 2 mm aufweisen, ist ein früherer Anrisszeitpunkt anzunehmen.

Aus dem Ergebnis der Lebensdauerberechnung ist ersichtlich, dass mit dem Lebensdauermodell nach [53] die Anrisslagen im A2E1-Ventilsteg, an der Injektorbohrung und im Auslassventilsteg wiedergegeben werden. Bei der berechneten ertragbaren Zyklenzahl zeigen sich Abweichungen zwischen den Versuchs- und den Simulationsergebnissen. In Tabelle 4 ist die im Versuch gemessene und die berechnete ertragbare Zyklenzahl für die Anrisslagen im A2E1-Ventilsteg, an der Injektorbohrung, im Auslassventilsteg (A2A1) und im A1E2-Ventilsteg zusammengefasst.

Ein Grund, der die Vorhersagequalität der Simulation beeinflusst, ist die Mehrachsichtigkeit des Beanspruchungszustandes an den Anrissorten. Da zur Ermittlung der Parameter des Werkstoff- und Lebensdauermodells ausschließlich einachsige Probenversuche herangezogen werden [53], führt ein dreiachsiger Beanspruchungszustand im Bereich der Anrisse rechnerisch zu Abweichungen. Die Mehrachsichtigkeit wird nach [95, 95] als Verhältnis von hydrostatischer Spannung σ_H und der Vergleichsspannung nach von Mises σ_{Mises} dargestellt. Für eine einachsige Beanspruchung ergibt sich T_x zu 1/3 [95].

$$T_x = \frac{\sigma_H}{\sigma_{Mises}} \quad (4.1)$$

Bild 49 zeigt die Vergleichsspannung nach von Mises in Abhängigkeit von der hydrostatischen Spannung für einen TMF-Probenversuch (rot) und den Anrissort im A2E1-Ventilsteg (blau). Die grüne Kurve kennzeichnet hier die rein einachsige Beanspruchung. Aus Bild 49 wird deutlich, dass im TMF-Probenversuch erwartungsgemäß eine einachsige Beanspruchung vorliegt. Im A2E1-Ventilsteg und auch bei den anderen Anrisslagen muss zwischen der Abkühl- und der Aufheizphase unterschieden werden. In der Abkühlphase (positive hydrostatische Spannung) ist die Beanspruchung in diesen Bereichen nahezu einachsig, während in der Aufheizphase (negative hydrostatische Spannung) eine mehrachsige Beanspruchung vorliegt. Die Mehrachsichtigkeit wird durch plastische Spannungsumlagerungen und die Stützwirkung der elastisch verformten Bereiche hervorgerufen.

Ein weiterer Grund für die Abweichungen zwischen den Versuchs- und Simulationsergebnissen ist das Werkstoffverhalten der untersuchten Zylinderköpfe. Die Parameter des Werkstoff- und Lebensdauermodells (Kapitel 2.4) wurden in [53] an Gusseisen mit Vermiculargraphit mit einer mittleren relativen Dehngrenze von 0,92 und einer mittleren relativen Zugfestigkeit von 1,07 angepasst. Bei dem für diese Arbeit bereitgestellten Zylinderkopfwerkstoff handelt es sich zwar ebenfalls um Gusseisen mit Vermiculargraphit, dieser weist aufgrund der erhöhten Nodularität jedoch abweichende Werkstoffeigenschaften (physikalische Eigenschaften, Verformungs- und Ermüdungsverhalten) auf. Zur Quantifizierung des Einflusses müssen die Parameter des Verformungs- und Lebensdauermodells für den verwendeten Werkstoff neu angepasst werden. Hierzu sind umfangreiche Probenversuche notwendig, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht mehr durchgeführt werden konnten.

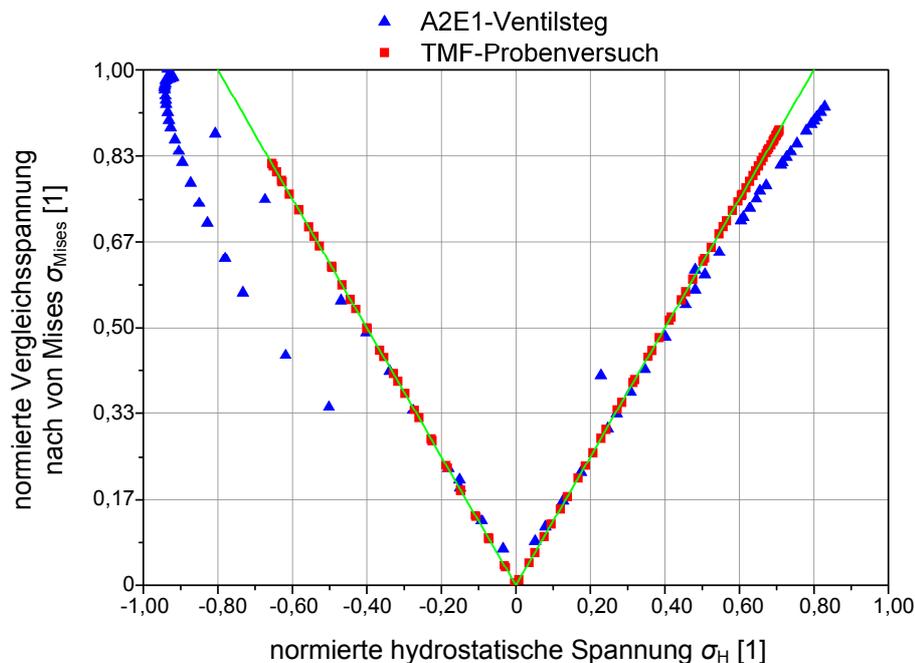


Bild 49: Vergleich der Spannungsmehrachsigkeit zwischen einem TMF-Probenversuch (rot) und dem A2E1-Ventilsteg (blau)

Zusätzlich zu den bisher genannten Ursachen für die Abweichungen zwischen der berechneten und versuchstechnisch ermittelten ertragbaren Zyklenzahl muss auch der Einfluss der Zylinderkopftemperatur erwähnt werden. Bei den eingesetzten Temperaturmesszylinderköpfen weichen die applizierten Messfühler von ihrer Soll-Position ab. In der Temperaturfeldsimulation wird hingegen nur die im CAD-Modell vorgegebene Soll-Position ausgewertet. Aufgrund des hohen Temperaturgradienten

bestimmt hierbei hauptsächlich der Abstand zum Brennraumdeck die gemessene Temperatur (Kapitel 4.3). Ausgehend von Bild 42, S. 60, muss für diesen Abstand eine Toleranz von mindestens $\pm 0,5$ mm angenommen werden. Wie Bild 46 entnommen werden kann, hat dies eine Temperaturstreuung von ± 10 K zur Folge. Kapitel 4.4.1 zeigt, dass bei einer solchen Temperaturstreuung eine um bis zu ± 25 % variierende ertragbare Zyklenzahl (abhängig vom betrachteten Ort) zu erwarten ist.

5 Anpassung des Lebensdauermodells

Um die Übereinstimmung zwischen der im Versuch ermittelten und der berechneten ertragbaren Zyklenzahl zu verbessern, werden die anpassbaren Parameter des Werkstoff- und Schädigungsmodells herangezogen.

Im ersten Schritt werden die Parameter des Werkstoffmodells variiert. Ziel hierbei ist es, den Spannung-Dehnung-Verlauf im vorgegebenen Temperaturbereich von 20°C bis 500°C besser abzubilden und somit die Lebensdauervorhersage zu verbessern. Hierzu werden die in [53] durchgeführten LCF-Probenversuche bei 20°C, 200°C, 350°C und 500°C sowie die TMF-Probenversuche mit Temperaturschwingweiten von 50°C/400°C, 50°C/425°C und 50°C/450°C nachgerechnet. Die Parameter des Werkstoffmodells werden händisch jeweils einzeln verändert, so dass die maximale und minimale Spannung bzw. Dehnung insgesamt besser wiedergegeben wird. Diese Maßnahme wirkt sich insgesamt sehr unterschiedlich auf die berechnete ertragbare Zyklenzahl aus, so dass hiermit keine einheitlich bessere Übereinstimmung mit den Versuchsdaten erreicht wird.

Nachdem es nicht ausreicht, einzelne Parameter des Werkstoff- und Schädigungsmodells anzupassen, müssten diese für den Zylinderkopfwerkstoff der verwendeten Produktionscharge insgesamt neu bestimmt werden. Um dies zu realisieren, ist eine Vielzahl an Probenversuchen notwendig. Da hierfür nicht ausreichend Probenkörper aus dieser Produktionscharge zu Verfügung stehen, muss in dieser Arbeit darauf verzichtet werden. Stattdessen werden wie in [97] die Parameter A und B in Gleichung 2.36 (S. 32) für den untersuchten Zylinderkopfwerkstoff angepasst. Die Parameter A und B haben den Vorteil, dass sie nicht temperaturabhängig betrachtet werden müssen. Außerdem beeinflussen sie direkt die ertragbare Zyklenzahl. Gleichung 2.36 beschreibt den Zusammenhang zwischen dem Schädigungsparameter D_{TMF} und der ertragbaren Zyklenzahl N_f . Zur Ermittlung der beiden Parameter A und B wird der am jeweiligen Anrissort berechnete Schädigungsparameter in Abhängigkeit von der im Versuch festgestellten ertragbaren Zyklenzahl an dieser Stelle aufgetragen. Anschließend erfolgt durch eine Kurvenanpassung mit Gleichung 2.36 die Bestimmung der Parameter A und B . Bild 50 zeigt in doppellogarithmischer Darstellung den Schädigungsparameter D_{TMF} in Abhängigkeit von der ertragbaren Zyklenzahl N_f . Die rote Kurve stellt darin die Modellvorhersage entsprechend [53] und die

grüne Kurve das Ergebnis der neuen Anpassung dar. Für beide Modellvorhersagen ist ein Streuband mit Faktor 2 angegeben.

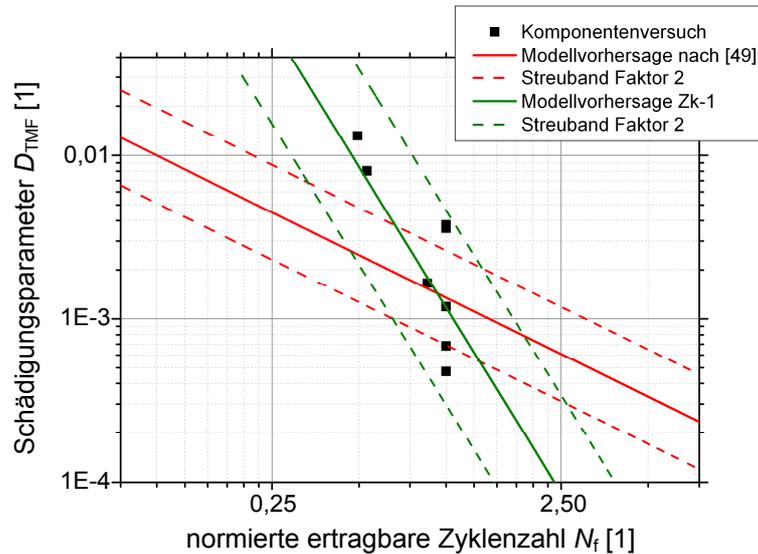


Bild 50: Berechnete Schädigung D_{TMF} in Abhängigkeit von der im Komponentenversuch ermittelten ertragbaren Zyklenzahl N_f

Aus Bild 50 ist ersichtlich, dass mit den in [53] anhand von Ergebnissen aus LCF-Probenversuchen ermittelten Parametern $A=2$ und $B=1,15$ nur eingeschränkt die Lebensdauer der Zylinderköpfe im Komponentenversuch vorhergesagt werden kann.

Zylinderkopf	Anrisslage	normierte ertragbare Zyklenzahl [1]	
		Versuch	Simulation
Zk 1	A2E1	0,49	0,43
	A2A1	0,53	0,51
	A1E2	1,00	0,68
	Injektor	1,00	0,28
Zk 2	A2E1	1,00	1,00
	Injektor	1,00	0,40
Zk 3	A2E1	0,86	0,89
	A2A1	1,00	1,21
	A1E2	1,00	1,37
	Injektor	1,00	0,66

Tabelle 5: Vergleich zwischen der im Komponentenversuch ermittelten und der mit der angepassten Modellvorhersage berechneten ertragbaren Zyklenzahl

Durch die Anpassung an die Ergebnisse aus dem Komponentenversuch ergibt sich für die Parameter $A=376$ und $B=0,35$. Hiermit wird die im Komponentenversuch ermittelte ertragbare Zyklenzahl deutlich besser (innerhalb des Streubandes mit Faktor 2) rechnerisch erfasst (siehe Bild 50 und Tabelle 5). Der steilere Kurvenverlauf der Modellvorhersage mit angepassten Parametern (Bild 50) wird durch die erhöhte Nodularität des untersuchten Zylinderkopfwerkstoffs verursacht. Der Kurvenverlauf entspricht damit eher dem von Gusseisen mit Kugelgraphit. Vergleicht man die Ergebnisse der Modellanpassung von EN-GJV und EN-GJS in [53] ist dieser Unterschied ebenfalls ersichtlich. Hierin weist die Modellvorhersage für Gusseisen mit Kugelgraphit ebenfalls einen steileren Kurvenverlauf als die für Gusseisen mit Vermiculargraphit auf.

Um die bisherigen Ergebnisse zur Vorhersage eines Motorenversuchs zu verwenden, muss die Übertragbarkeit überprüft werden. Im Motorenversuch können der zusätzlich wirkende hochfrequente Zünddruck und eventuell abweichende Werkstoffeigenschaften Auswirkungen auf die Genauigkeit der Lebensdauervorhersage haben.

6 Überprüfung der Übertragbarkeit

Um mit der in Kapitel 3 vorgestellten Berechnungsmethode und den in Kapitel 5 an die Ergebnisse des Komponentenversuchs angepassten Parametern die Lebensdauer von Zylinderköpfen aus Gusseisen mit Vermiculargraphit in Motorenversuchen vorhersagen zu können, muss die Übertragbarkeit der bisherigen Ergebnisse überprüft werden. Dazu wird in dieser Arbeit ein Thermoschock-Motorenversuch durchgeführt und entsprechend Bild 15, S. 33, nachgerechnet.

Nachstehend wird zuerst auf die durchgeführten experimentellen Untersuchungen und deren Ergebnisse eingegangen. Da die eingesetzten Zylinderköpfe aus einer anderen Produktionscharge stammen, wird nochmals der Zylinderkopfwerkstoff charakterisiert. Anschließend folgt sowohl eine Beschreibung des Versuchsträgers als auch der Vorgehensweise zur Ermittlung der Zylinderkopftemperatur sowie der Anrisszyklenzahl und Anrisslage. Den Abschluss bilden die Versuchsergebnisse.

Die durchgeführten numerischen Untersuchungen und deren Ergebnisse werden im zweiten Teil dieses Kapitels betrachtet. Hier werden die wasserraum- und die brennraumseitige Strömungssimulation sowie die Temperaturfeld- und Verformungsrechnung behandelt. Abschließend werden die berechnete ertragbare Zyklenzahl und die Anrisslagen gezeigt.

Den letzten Punkt bildet die Diskussion der experimentell und numerisch ermittelten Ergebnisse. Es werden die gemessene und berechnete Temperatur sowie auch die Anrisszyklenzahl und Anrisslage einander gegenübergestellt und bewertet.

6.1 Experimentelle Untersuchungen

Der Motorenversuch wird auf einem speziellen Entwicklungsprüfstand durchgeführt. Der Prüfstand verfügt über eine vollautomatische Prüfstandssteuerung sowie eine Ansaugluft- und Kühlwasserkonditionierung, eine Thermoschockanlage für Nutzfahrzeug-Dieselmotoren und eine ausreichende Anzahl an Messkanälen für die durchzuführenden Temperaturmessungen.

Die eingesetzten Prüfzylinderköpfe entsprechen bezüglich ihrer Geometrie denen im Komponentenversuch (siehe Kapitel 4.1.1). Da keine weiterführenden Erkenntnisse

durch die doppelten Messstellen in den Ventilstegen zu erwarten sind, werden im Motorenversuch zur Messung der Zylinderkopftemperatur Messzylinderköpfe mit nur einer Bohrung und einem Thermoelement pro Ventilsteg verwendet. Die Messstellen in den Ventilstegen erhalten abweichend zu Bild 17, S. 37, die Nummern 23 (A1E2-Ventilsteg), 67 (E1E2-Ventilsteg), 1011 (A2E1-Ventilsteg) sowie 1415 (A2A1-Ventilsteg). Zusätzlich wird bei den Messzylinderköpfen zwischen Einlassventilsteg und Injektorbohrung die Messstelle 17 ergänzt. Die restlichen Messstellen sind bezüglich Ort und Nummerierung identisch mit denen in Bild 17.

6.1.1 Zylinderkopfwerkstoff

Die für den Motorenversuch bereitgestellten Einzelzylinderköpfe stammen aus einer anderen Produktionscharge als die im Komponentenversuch verwendeten. Daher war es notwendig, die chemische Zusammensetzung (siehe Tabelle 6) und die Werkstoffkennwerte der Zylinderköpfe ebenfalls zu ermitteln. Außerdem erfolgte nochmals eine Betrachtung des Gefüges (siehe Bild 51).

Element	C	Si	Cu + Sn	Mn	Cr	Ti	Mo	P, S, Mg
%	3,37	2,04	1,10	0,69	0,05	0,01	0,06	<0,01

Tabelle 6: Chemische Zusammensetzung EN-GJV 450 (Motorenversuch)

Wie bei den bisherigen Werkstoffuntersuchungen werden zur Bestimmung der Dehngrenze und der Zugfestigkeit sechs Zugversuche durchgeführt. Die Proben werden dabei an mehreren Stellen des Zylinderkopfes entnommen. Aus den Zugversuchen ergeben sich eine mittlere relative Dehngrenze $R_{p0,2}$ von 0,99 und eine mittlere relative Zugfestigkeit R_m von 0,89. Die ermittelten Kenngrößen liegen bei dieser Charge an der unteren Grenze ($R_{p0,2, \min} = 0,90$; $R_{m, \min} = 0,92$) der in [69] angegebenen relativen Toleranzen. Die Bruchdehnung liegt im Mittel bei 0,67 %.

Vor allem wasserraumseitig dominiert im Randbereich lamellarer Graphit. Am Brennraumdeck ist dieser aufgrund der mechanischen Bearbeitung nicht mehr vorhanden. Außerhalb des Randbereichs können im Schliiffbild vermiculare Graphitausscheidungen festgestellt werden (Bild 51, links). Die Verteilung des Graphits ist dabei leicht inhomogen.

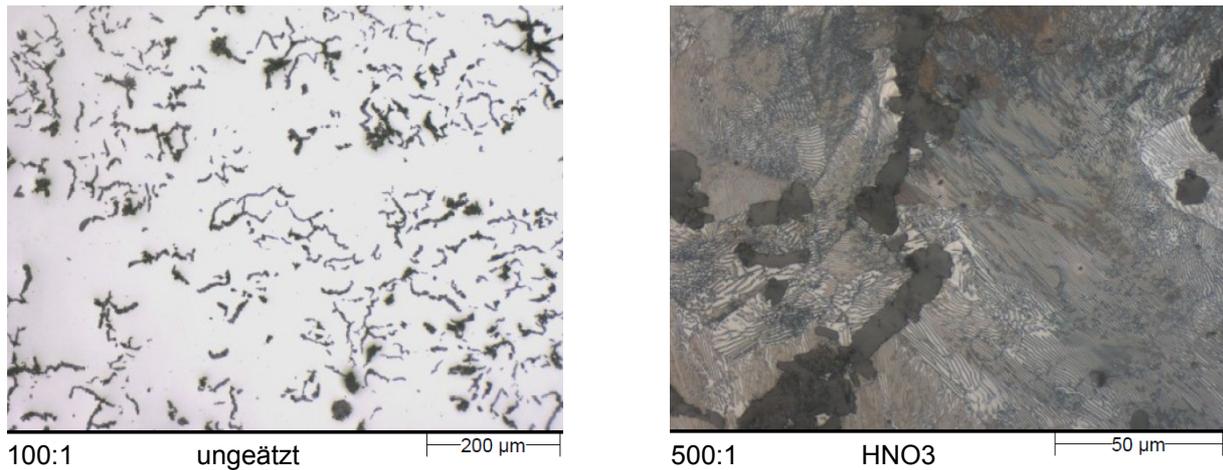


Bild 51: Zylinderkopfwerkstoff A1E2-Ventilsteg (Motorenversuch)
links: Graphitform und Graphitverteilung
rechts: Gefügeausbildung

Das Gefüge der untersuchten Zylinderköpfe ist überwiegend perlitisch. Der Ferrit-Anteil liegt unter 1 %. Die Ausbildung des Gefüges zeigt der rechte Teil von Bild 51.

6.1.2 Versuchsträger

Für die Untersuchungen wird ein V8-Viertakt-Dieselmotor mit Common-Rail-Direkteinspritzung von der MAN Truck & Bus AG verwendet. Die interne Bezeichnung des Motors lautet: D2868LE121. Es handelt sich dabei um einen stehenden Motor mit Turboaufladung und Ladeluftkühler [98-100]. Die wichtigsten technischen Daten des Motors sind in Tabelle 7 zusammengefasst.

Technische Daten	
Hubraum	16 162 cm ³
Hub	157 mm
Bohrung	128 mm
Zylinder	8
Ventile pro Zylinder	4
Abgasnorm	Euro 5
Maximale Leistung bei Drehzahl	570 kW / 1800 1/min
Maximales Drehmoment bei Drehzahl	3200 Nm / 1500 1/min

Tabelle 7: Technische Daten des Versuchsmotors [98-100]

6.1.3 Vorgehensweise

Im ersten Schritt erfolgen durch die MAN Truck & Bus AG die Inbetriebnahme und Einstellung des Motors. Die Motorparameter (Einspritzbeginn, Einspritzverlauf, Kraftstoffmenge etc.) werden so gewählt, dass eine maximale thermische und mechanische Beanspruchung der Zylinderköpfe erreicht wird. Die Messung des Zünddrucks erfolgt an Zylinder 1. In Fahrtrichtung gesehen, befindet sich dieser rechts vorne. Dem gegenüber (links vorne) liegt Zylinder 5. Die rechte Zylinderbank setzt sich aus den Zylindern 1 bis 4 (gezählt entgegen der Fahrtrichtung) und die linke aus den Zylindern 5 bis 8 zusammen. In Bild 52 ist die Nummerierung der linken Zylinderbank gezeigt. Der Pfeil weist in Fahrtrichtung.



Bild 52: Nummerierung der Zylinder im Motorenversuch
rechte Zylinderbank: Zylinder 1 bis 4
linke Zylinderbank: Zylinder 5 bis 8

Im Rahmen der Inbetriebnahme durchläuft der Motor ein 1,5 h-Einlauf- und ein 5 h-Teillastprogramm. Bei beiden Programmen werden mehrere festgelegte Drehzahl-Drehmoment-Kombinationen, auf die im Detail in dieser Arbeit nicht näher eingegangen wird, durchlaufen. In jedem der eingestellten Betriebspunkte wird eine Kontrollmessung zur Überprüfung der Motorwerte durchgeführt.

Im Anschluss an die Einlaufphase erfolgt zuerst die Messung der Zylinderkopftemperatur der rechten (Zylinder 1 bis 4) und anschließend der linken Zylinderbank (Zylinder 5 bis 8). Hierzu werden auf der zu messenden Zylinderbank die vier Serienzylinderköpfe gegen vier Messzylinderköpfe ausgetauscht und der Temperaturverlauf über zehn thermische Zyklen aufgezeichnet.

Für die Temperaturmessungen und den anschließenden Dauerlauf wird ein Thermochock-Prüfprogramm herangezogen. Der thermische Zyklus setzt sich aus einer 4-minütigen Aufheiz- und einer 4-minütigen Schockphase zusammen. Das Aufheizen des Motors wird bei Nennleistung und Nenndrehzahl (100 % Last) durchgeführt und das Abkühlen ohne Last bei Leerlaufdrehzahl. Die Aufheiz- und Abkühlzeit von vier Minuten ist notwendig, um die maximale bzw. minimale Temperatur im Motor zu erreichen. Die im Thermochock-Prüfprogramm zulässigen Temperatur- und Druckgrenzen sind [101] zu entnehmen.

Der Dauerlauf umfasst eine relative Gesamtmotorlaufzeit von 1,00. Dies entspricht 1,00 relativen thermischen Zyklen. Zu Beginn des Dauerlaufs werden acht ungelauene Serienzylinderköpfe auf dem Motor montiert. Zur Überprüfung der Brennraumdecks auf Anrisse wird in Intervallen von 150 h der Dauerlauf unterbrochen und die Zylinderköpfe demontiert. Die Rissprüfung erfolgt visuell und mittels Farbeindringverfahren an den gereinigten Zylinderköpfen. Zylinderköpfe mit Anrissen werden durch ungelauene ersetzt, die ohne Anrisse werden wieder auf ihrer zugehörigen Zylinderposition montiert. Anschließend wird der Prüflauf bis zum nächsten Inspektionszeitpunkt fortgeführt.

Am Ende des Dauerlaufs findet zur Kontrolle nochmals eine Messung der Zylinderkopftemperatur statt. Hierzu wird äquivalent zur Temperaturmessung am Beginn des Prüflaufs vorgegangen.

6.1.4 Ergebnisse

Die im Motorenversuch ermittelten Ergebnisse umfassen die gemessene Zylinderkopftemperatur sowie die Anrisszyklenzahl und Anrisslage.

a) Temperaturmessung [102]

Mit den angepassten Motorparametern wird an Zylinder 1 ein maximaler relativer Zünddruck von 1,10 gemessen. Dieser ist um 10 % höher als der Zünddruck in der Serienanwendung. Die maximale relative Temperatur liegt mit diesen Einstellungen 5 mm unter dem Brennraumdeck zwischen 1,00 (Zylinderkopf 4) und 0,83 (Zylinderkopf 1). Die Maximaltemperatur tritt erwartungsgemäß am Ende der Aufheizphase im Auslassventilsteg auf (Messstelle 1415).

In den Auslass/Einlass-Ventilstegen (Messstellen 23 und 1011) wird im Mittel eine um 16 % geringere Temperatur im Vergleich zu den Maximalwerten gemessen. Die relative Temperatur im Einlassventilsteg (Messstelle 67) liegt zwischen 0,77 und 0,71. Erwartungsgemäß ist diese deutlich niedriger als die Maximaltemperatur in den Auslassventilstegen. Zurückzuführen ist dies auf die beim Ansaugen im Einlasskanal strömende kalte Umgebungsluft.

Der Unterschied zwischen Auslass und Einlass wird bei den restlichen Messstellen ebenfalls deutlich. Aufgrund der heißen Abgasströmung weisen die Messstellen an den Auslassbohrungen (Messstellen 1, 12, 13 und 16) durchschnittlich eine um 12 % höhere Temperatur auf als die um die Einlassbohrungen angeordneten (Messstellen 4, 5, 8 und 9). An der Messstelle zwischen Einlassventilsteg und Injektorbohrung (Messstelle 17) wird im Mittel eine relative Maximaltemperatur von circa 0,50 festgestellt. Diese ist damit im Vergleich zu der ermittelten Temperatur in den Ventilstegen erheblich geringer.

Aus der gemessenen Temperatur ist ersichtlich, dass die Temperaturverteilung im Zylinderkopf so wie jene im Komponentenversuch am Ende der Aufheizphase inhomogen ist und damit in der Brennraumbene lokal ein hoher Temperaturgradient vorliegt. In Tabelle 8 ist die Maximaltemperatur in den Ventilstegen der acht Zylinderköpfe zusammengefasst. Die Messstelle im Auslassventilsteg von Zylinder 8 lieferte unplausible Temperaturwerte und wird daher nicht ausgewertet.

Zylinderkopf	normierte Maximaltemperatur in den Ventilstegen [1]			
	E1E2	A1E2	A2E1	A1A2
1	0,72	0,75	0,77	0,83
2	0,74	0,78	0,78	1,00
3	0,76	0,78	0,81	0,96
4	0,77	0,79	0,85	1,00
5	0,75	0,77	0,81	0,95
6	0,73	0,76	0,78	0,92
7	0,75	0,78	0,72	0,98
8	0,71	0,74	0,88	-

Tabelle 8: Gemessene Temperatur in den Ventilstegen am Ende der Aufheizphase

Am Ende der Abkühlphase wird an allen Messstellen eine relative Temperatur zwischen 0,09 und 0,17 ermittelt. Die maximale Temperatur tritt hier im Einlassventilsteg (Messstelle 67) auf. Dies ist auf die nicht vorhandene Kühlung des Ventilstegs zurückzuführen. Aufgrund der geringen Temperaturunterschiede zwischen den einzelnen Messstellen liegt am Ende der Abkühlphase eine vergleichsweise homogene Temperaturverteilung im Zylinderkopf vor. In Bild 53 ist am Beispiel von Zylinderkopf 4 der normierte Temperaturverlauf an den 13 Messstellen für drei thermische Zyklen dargestellt.

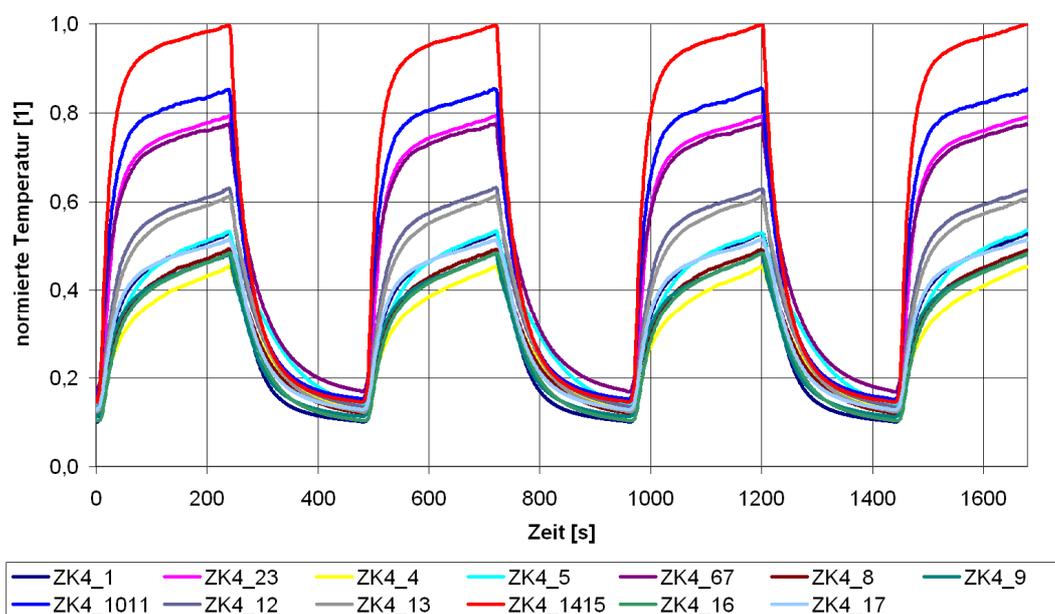


Bild 53: Gemessener Temperatur-Zeit-Verlauf an den 13 Messstellen von Zylinderkopf 4

Durch den hohen Zünddruck treten bereits nach sehr kurzen relativen Laufzeiten ($<0,08$) wasserraumseitig Schäden durch HCF an den Zylinderköpfen auf. Diese Schäden führen aufgrund ihrer Lage zu einer Vermischung von Kraftstoff und Kühlwasser und machen damit einen Austausch des betroffenen Zylinderkopfes notwendig. Die Laufzeiten sind dabei so kurz, dass keine Anrisse aufgrund thermomechanischer Ermüdung auftreten. Da in dieser Arbeit jedoch Anrisse durch TMF betrachtet werden sollen, muss die zur HCF führende mechanische Beanspruchung der Zylinderköpfe reduziert werden. Hierzu wird der Zünddruck für den Prüflauf und die zweite Temperaturmessung auf einen relativen Wert von 1,00 verringert. Aus der Messung der Vollastkurve ergeben sich bei reduziertem Zünddruck eine maximale relative Motorleistung von 1,02 bei 1800 U/min und ein maximales relatives Drehmoment von

1,01 bei 1500 U/min. Der Verlauf von Leistung, Drehmoment und Zünddruck ist in Abhängigkeit von der Drehzahl in Bild 54 dargestellt.

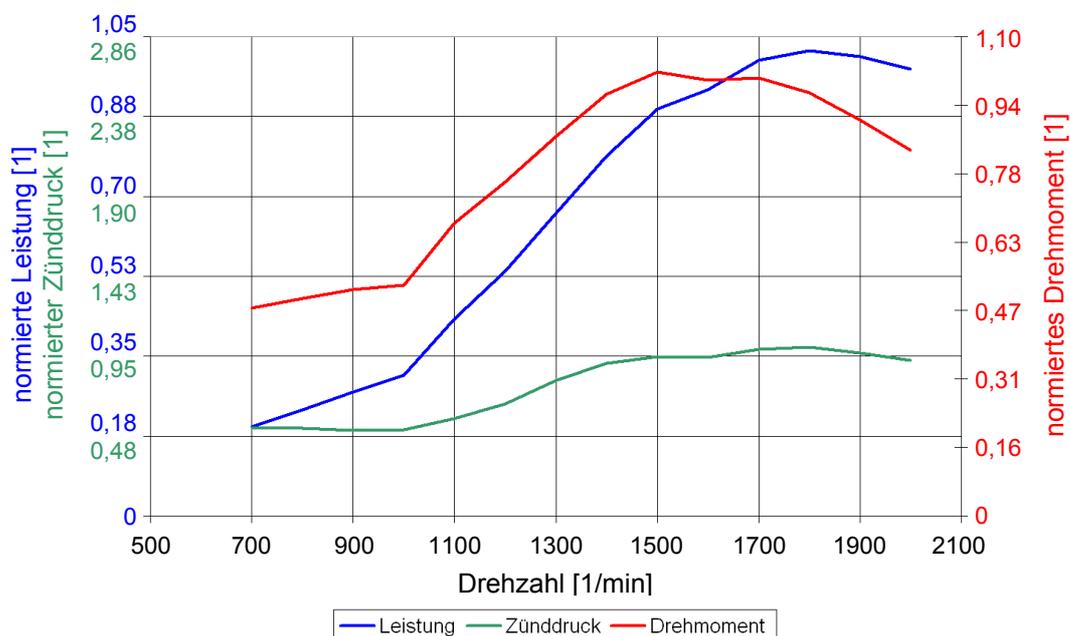


Bild 54: Leistung, Drehmoment und Zünddruck des Versuchsmotors in Abhängigkeit von der Drehzahl

Bei der Temperaturmessung am Ende des Prüflaufs konnte aufgrund eines Motorschadens (Wasserschlag) nur die Temperatur der Zylinderköpfe 5 bis 8 (linke Zylinderbank) gemessen werden. Ein Vergleich zwischen der in der ersten Temperaturmessung (relativer Zünddruck: 1,10) ermittelten Maximaltemperatur in den Ventilstegen und der in der zweiten Messung (relativer Zünddruck: 1,00) zeigt, dass der Einfluss auf die gemessene Zylinderkopftemperatur durch die Reduktion des Zünddrucks unter 10 % liegt. Die festgestellte Temperaturänderung bei Zylinderkopf 8 ist dabei nicht auf die Verringerung des Zünddrucks zurückzuführen, da der in der ersten Temperaturmessung an Zylinder 8 verwendete Messzylinderkopf aufgrund eines Defekts ausgetauscht werden musste. Damit verbunden ist eine Vielzahl an Parametern (Geometrie, Gefüge und Graphitanteil im Bereich der Messstellen, Applikation der Messstellen etc.), die den Messwert beeinflussen. Somit ist eine Aussage zu den Auswirkungen der Zünddruckreduktion auf die Zylinderkopftemperatur bei diesem Zylinderkopf nicht möglich.

In Tabelle 9 ist die prozentuale Temperaturdifferenz zwischen erster und zweiter Messung in den Ventilstegen zusammengefasst. Für Zylinderkopf 8 ist die Abweichung der Vollständigkeit halber ebenfalls mit angegeben.

Zylinderkopf	Temperaturabweichung in %			
	E1E2	A1E2	A2E1	A1A2
1	-	-	-	-
2	-	-	-	-
3	-	-	-	-
4	-	-	-	-
5	0,9	1,8	-1,2	-1,0
6	0,3	0,6	1,5	0,3
7	2,8	3,3	-6,8	1,0
8	(-0,7)	(-6,1)	(7,2)	-

Tabelle 9: Temperaturabweichung zwischen erster und zweiter Temperaturmessung im Motorenversuch

Aus den Ergebnissen kann gefolgert werden, dass die Reduktion des Zünddrucks um 10 % zwischen erster und zweiter Temperaturmessung nur einen geringen Einfluss auf die Zylinderkopftemperatur hat (<10 %). Daher werden für den späteren Abgleich der numerisch berechneten Temperatur die Werte aus der ersten Messung herangezogen.

b) Ermittlung der Zyklenzahl bis zum Anriss [102]

Die zyklische thermische Beanspruchung der Zylinderköpfe im Thermoschock-Prüfprogramm führt zu Anrissen in den Ventilstegen. Der erste Anriss tritt im Prüflauf nach einer relativen Laufzeit von 0,2 erwartungsgemäß am heißesten Zylinderkopf (Zylinder 4) auf. Dieser geht vom Auslass A2 am A2E1-Ventilsteg aus und weist eine ungefähre Länge an der Oberfläche von 4,9 mm auf. Das Ergebnis der Farbeindringprüfung zeigt Bild 55.

Für den weiteren Prüflauf wird Zylinderkopf 4 gegen einen ungelaufenen Zylinderkopf ausgetauscht. Der neu montierte Zylinderkopf weist nach einer relativen Laufzeit von 0,5 wiederum einen Anriss ausgehend von Auslass A2 am A2E1-Ventilsteg auf. Die Risslänge an der Oberfläche beträgt in diesem Fall circa 6,0 mm. An den Zylinderköpfen 2 und 5 werden nach einer relativen Laufzeit von 0,7 wie bei Zylinderkopf 4 erste Anrisse ausgehend von Auslass A2 am A2E1-Ventilsteg festgestellt. Der Riss an Zylinderkopf 2 weist eine Länge an der Oberfläche von 4,2 mm und der an Zylinderkopf 5 von 4,4 mm auf. Ein weiterer Anriss wird nach einer relativen Laufzeit von 0,9 ebenfalls ausgehend von Auslass A2 am A2E1-Ventilsteg von Zylinderkopf 3

(Risslänge circa 3,4 mm) und am Ende des Prüflaufs am Auslassventilsteg von Zylinderkopf 7 festgestellt.

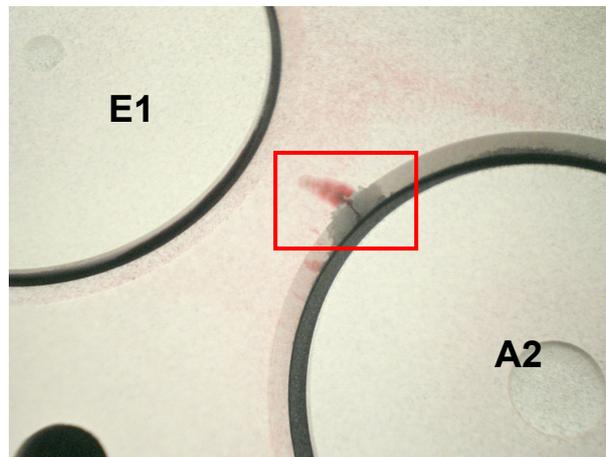


Bild 55: Anriss am A2E1-Ventilsteg von Zylinderkopf 4

Die mittels Farbeindringprüfung festgestellten Anrisse werden durch die im Anschluss durchgeführte magnetische Rissprüfung der Zylinderköpfe bestätigt.

6.2 Numerische Untersuchungen

Bei der Simulation des Motorenversuchs wird zur Berechnung der Zylinderkopflebensdauer entsprechend dem in Kapitel 3 beschriebenen Berechnungsablauf (Bild 15, S. 33) vorgegangen.

Es wird die wasserraum- und brennraumseitige Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten sowie der wandnahen Temperatur ermittelt. Hieraus werden die zeitabhängige Temperaturverteilung sowie die Spannung und Dehnung berechnet. Mit diesen Ergebnissen erfolgt abschließend die Bewertung der Lebensdauer. Die Randbedingungen für die Simulation und die Berechnungsergebnisse werden dabei anhand der zur Verfügung stehenden Versuchsdaten abgeglichen. Entsprechende Vereinfachungen der Geometrie und Annahmen bei den Randbedingungen werden so gewählt, dass eine Beeinflussung der berechneten Lebensdauer ausgeschlossen werden kann.

Das als Grundlage für die Berechnungen fungierende Geometriemodell umfasst den oberen Teil des Kurbelgehäuses sowie die Zylinderlaufbuchsen, Zylinderkopfdichtungen und die Zylinderköpfe mit Anbauteilen (Ventilsitzringe, Ventilführungen, Ventile, Injektor, Injektorbrücke, Druckrohrstutzen, Zylinderkopfschrauben). Weitere Bau-

teile müssen in diesem Fall nicht berücksichtigt werden, da diese keine Verformung des Zylinderkopfes bzw. keinen Einfluss auf die Temperaturverteilung in diesem zur Folge haben.

Für die Berechnung der Zylinderkopftemperatur, der Verformung und Lebensdauer wird ausschließlich die Geometrie der linken Zylinderbank (Zylinder 5 bis 8) verwendet. Dies ist vertretbar, da im realen Motor geometrisch identische Bauteile auf der linken und der rechten Zylinderbank verbaut sind. Lediglich die Geometrie des Kurbelgehäuses weist geringe Unterschiede zwischen beiden Zylinderbänken auf. Diese können jedoch vernachlässigt werden, da durch sie die Temperaturverteilung und das Verformungsverhalten der Zylinderköpfe nicht beeinflusst werden. Die Randbedingungen der Berechnungen müssen so gewählt werden, dass mit dem verwendeten Geometriemodell die Temperatur und Verformung der beiden Zylinderbänke ermittelt werden kann.

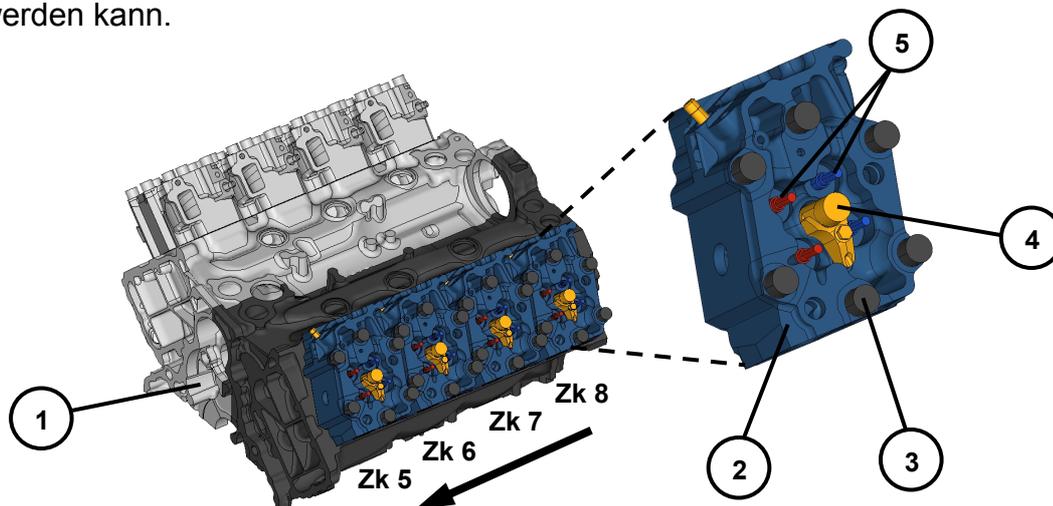


Bild 56: CAD-Modell des Versuchsmotors für die Nachrechnung des Motorenversuchs [102]

- ①: Kurbelgehäuse
- ②: Zylinderkopf
- ③: Zylinderkopfschraube
- ④: Injektor mit Injektorbrücke
- ⑤: Ventile mit Ventileführungen

In Bild 56 ist das CAD-Modell des Versuchsmotors dargestellt. Die für die Temperaturfeld- und Verformungsberechnung des Motorenversuchs verwendete Zylinderbank ist farbig hervorgehoben. In der Detailansicht ist die Oberseite eines Zylinderkopfes mit den erwähnten Anbauteilen abgebildet. Zur Orientierung ist in Bild 56 die Fahrtrichtung wieder mittels Pfeil gekennzeichnet.

6.2.1 Strömungssimulation

Um den Wärmeeintrag durch die Verbrennung und die Wärmeabfuhr durch das Kühlwasser realistisch berücksichtigen zu können, müssen für beide Fälle der Wärmeübergangskoeffizient und die wandnahe Temperatur bestimmt werden. Die hierzu notwendigen Strömungssimulationen wurden bereits in einem vorangegangenen Projekt der MAN Truck & Bus AG ebenfalls für einen Motor aus der Baureihe D28 durchgeführt [103-106]. Es wird auf diese Ergebnisse zurückgegriffen.

Die räumlichen Verteilungen des HTC und der TBULK kann dabei ohne Probleme auf den untersuchten Motor übertragen werden, da die wasserraum- und brennraumseitige Geometrie in beiden Fällen identisch ist. Ebenso stimmen der Kühlwassermassenstrom sowie die Anzahl und Ausrichtung der Einspritzdüsenlöcher überein. Nur die Leistung des Motors, für den die Verteilung des HTC und der TBULK ermittelt wurde, ist im Vergleich zu dem in dieser Arbeit verwendeten geringer. Um dieser Tatsache Rechnung zu tragen, muss die Verbrennungssimulation nicht erneut durchgeführt werden. Stattdessen werden der brennraumseitige HTC und die TBULK skaliert, so dass die gemessene und berechnete Zylinderkopftemperatur übereinstimmt. Die räumliche Verteilung des HTC und der TBULK wird dabei nicht verändert.

a) Kühlwasserseitige Strömungssimulation

Der Wärmeübergangskoeffizient und die wandnahe Temperatur der mit Kühlwasser in Kontakt stehenden Bereiche werden für das Kurbelgehäuse, die Zylinderköpfe und die Zylinderlaufbuchsen aus [103, 105] übernommen. Zur Nachrechnung des Thermoschock-Prüfprogramms werden jeweils der HTC und die TBULK für die Betriebspunkte Volllast und Leerlauf betrachtet. Für beide Betriebspunkte ist exemplarisch der HTC des Wasserraums der linken Zylinderbank (Blick auf das Brennraumdeck) in Bild 57 dargestellt. Aus diesem ist ersichtlich, dass bei Volllast ein deutlich höherer Wärmeübergangskoeffizient im Vergleich zum Leerlauf vorliegt. Das lässt auf eine unterschiedliche Strömung des Kühlwassers bzw. kinetische Turbulenzenergie in der Grenzschicht in beiden Betriebspunkten schließen. Zudem wird deutlich, dass im Bereich des Auslassventilstegs ein hoher HTC erreicht wird. Dadurch wird in diesem Bereich eine gute Kühlung gewährleistet.

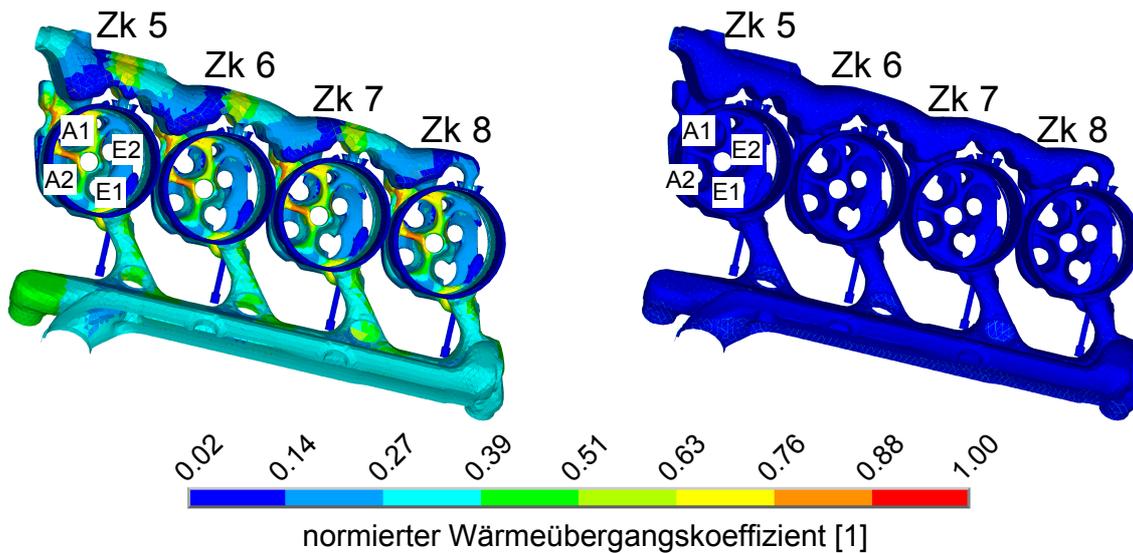


Bild 57: Wärmeübergangskoeffizient, Wasserraum linke Zylinderbank
 links: Betriebspunkt Volllast
 rechts: Betriebspunkt Leerlauf

Die zum Wärmeübergangskoeffizienten in Bild 57 gehörige wandnahe Temperatur ist Bild 58 zu entnehmen. Hier ist ebenfalls ein deutlicher Unterschied zwischen den beiden betrachteten Betriebspunkten zu erkennen. Während bei Volllast die maximale relative wandnahe Temperatur bis zu 1,00 im Auslassventilsteg beträgt, wird bei Leerlauf eine relative Temperatur deutlich unter 0,54 erreicht.

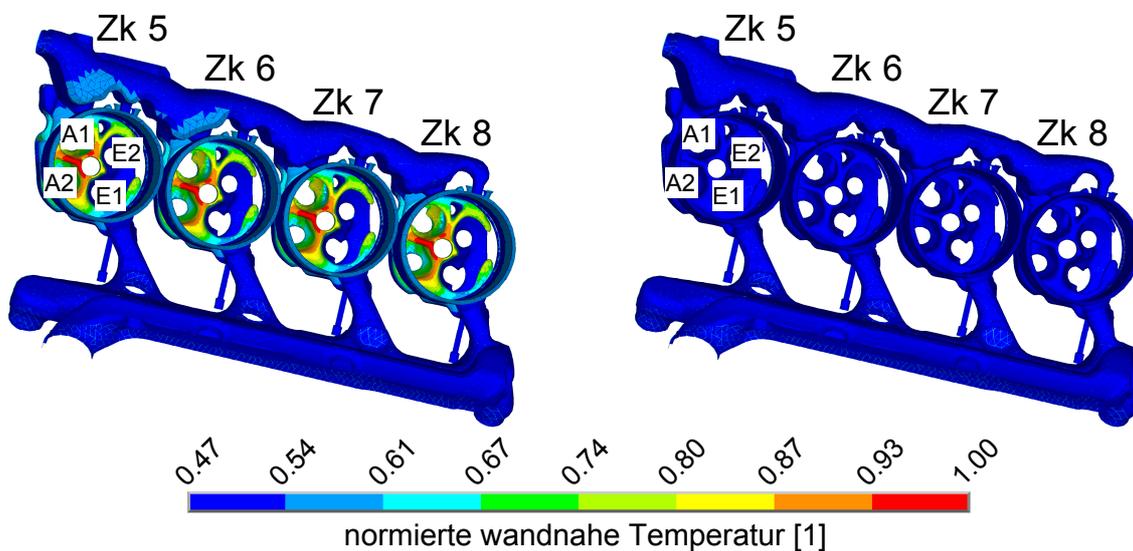


Bild 58: Wandnahe Temperatur, Wasserraum linke Zylinderbank
 links: Betriebspunkt Volllast
 rechts: Betriebspunkt Leerlauf

Für die rechte Zylinderbank ist der verwendete wasserraumseitige HTC und die TBULK identisch mit denen in Bild 57 bzw. Bild 58.

b) Brennraumseitige Strömungssimulation

Brennraumseitig muss der Wärmeeintrag durch die motorische Verbrennung nachgebildet werden. Die räumlichen Verteilungen des HTC und der TBULK werden für alle Bauteile, die den Brennraum begrenzen (ohne Kolben), aus [106] übernommen. Um die gemessene Zylinderkopftemperatur zu erreichen, werden diese über einen Skalierungsfaktor (räumliche Verteilung bleibt gleich) angepasst. In Bild 59 ist der HTC exemplarisch für die Zylinder 5 bis 8 der linken Zylinderbank (Blick auf das Brennraumdeck) dargestellt. Bei den Zylindern 1 bis 4 der rechten Zylinderbank sind die Verteilung und die Absolutwerte identisch.

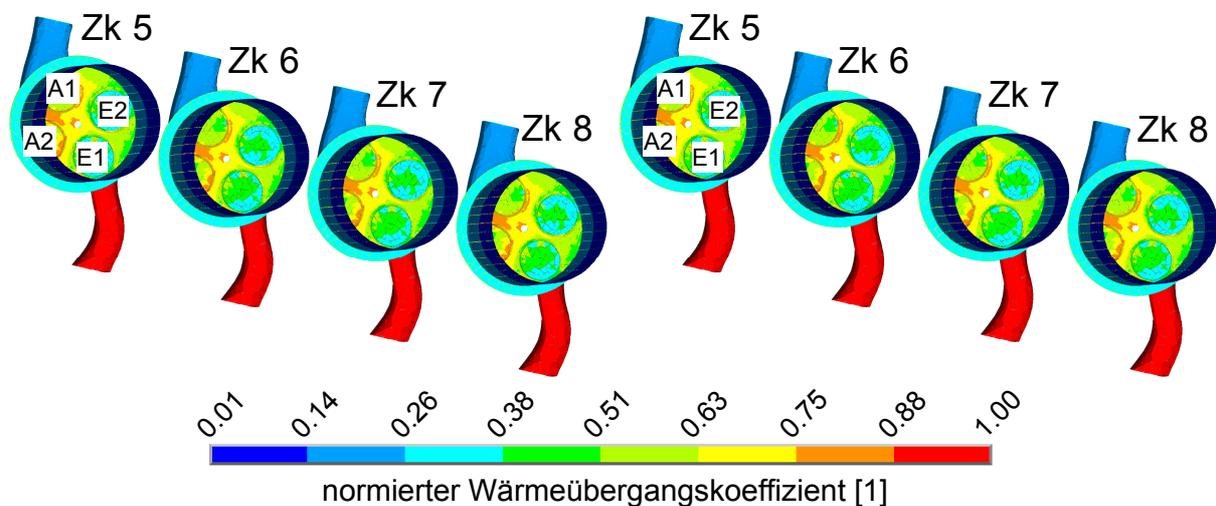


Bild 59: Wärmeübergangskoeffizient, Brennraum linke Zylinderbank
links: Betriebspunkt Volllast
rechts: Betriebspunkt Leerlauf

Aus der Darstellung des Wärmeübergangskoeffizienten ist ersichtlich, dass am Brennraumdeck im Bereich des Auslassventilstegs die höchsten Werte auftreten. Damit ist an dieser Stelle auch der höchste Wärmeeintrag in den Zylinderkopf vorhanden. Verantwortlich hierfür ist die Strömung der Verbrennungsgase durch die Auslasskanalbohrungen. Aus dem in beiden Betriebspunkten gleichen HTC wird gefolgert, dass sich die Strömung im Brennraum nur unwesentlich ändert.

Hauptsächlich ändert sich zwischen Volllast und Leerlauf die wandnahe Temperatur. Erwartungsgemäß tritt die höchste TBULK im Betriebspunkt Volllast auf. Bild 60 zeigt exemplarisch die wandnahe Temperatur für die Zylinder 5 bis 8 der linken Zylinderbank. Aus Bild 60 wird deutlich, dass die Verteilung der TBULK bei den vier Zylindern gleich ist, während sich die Absolutwerte von Zylinder zu Zylinder ändern. Damit ver-

hält sich die TBULK äquivalent zu der im Versuch gemessenen Zylinderkopftemperatur.

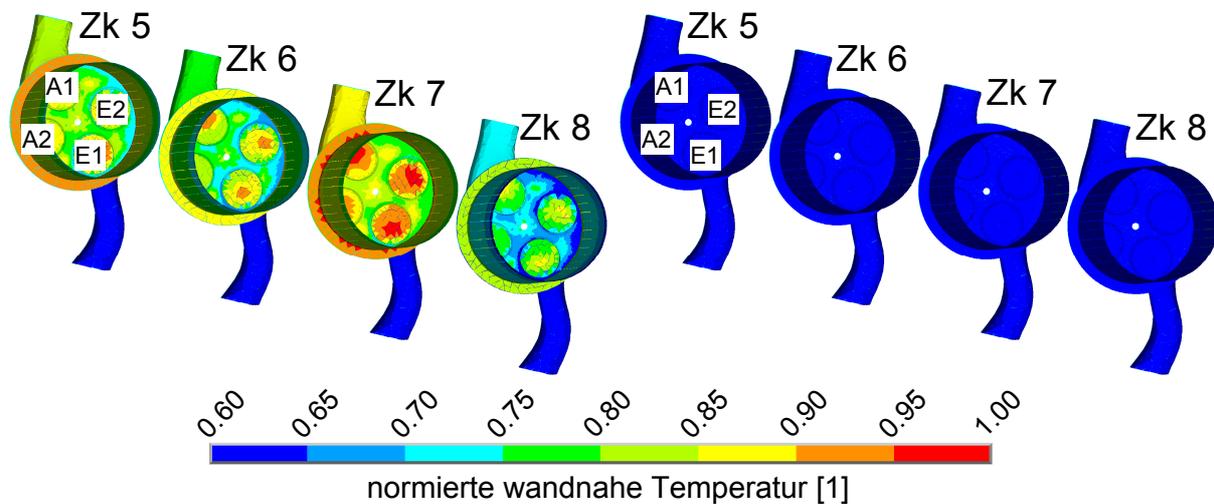


Bild 60: Wandnahe Temperatur, Brennraum linke Zylinderbank
links: Betriebspunkt Vollast
rechts: Betriebspunkt Leerlauf

Der Injektor bzw. die Einspritzdüsenlöcher sind bei diesem Motor so orientiert, dass der Kraftstoff in Richtung der Ventile und der Ventilstege eingespritzt wird. An diesen Stellen entsteht bei Vollast eine hohe Verbrennungstemperatur und damit auch eine hohe wandnahe Temperatur (Bild 60). Die TBULK der rechten Zylinderbank entspricht in ihrer Verteilung der in Bild 60, jedoch mit abweichenden Absolutwerten.

6.2.2 Temperaturfeldsimulation [102]

Im ersten Schritt der Temperaturfeldsimulation wird die im Motorenversuch durchgeführte Temperaturmessung nachgerechnet. Hierzu werden die Messfühlerbohrungen inklusive der Klebstofffüllung in der Zylinderkopfgeometrie berücksichtigt. Die Auswertung der Temperatur erfolgt an der Soll-Position der Thermoelemente.

Im Motorenversuch wurde die Zyklenzahl bis zum Anriss mit Zylinderköpfen ohne Temperaturmessstellen ermittelt. Daher wird in einem zweiten Schritt das Temperaturfeld auch für diesen Fall berechnet. Dies ist notwendig, da die Messfühlerbohrungen im Zylinderkopf mit ihrer Klebstofffüllung nach Kapitel 4.3 zu einer höheren Oberflächentemperatur am Brennraumdeck im Vergleich zu Zylinderköpfen ohne diese Messstellen führt (Bild 41, S. 59). Da die maximale Zylinderkopftemperatur einen sehr großen Einfluss auf die Lebensdauer hat (Kapitel 4.4.1), muss in der Ver-

formungs- und Lebensdauerberechnung das Temperaturfeld in einem Zylinderkopf ohne Messfühlerbohrungen, analog zum Versuch, herangezogen werden. Für die beiden Temperaturfeldberechnungen wird das in Bild 56 dargestellte Geometriemodell der linken Zylinderbank mit den beschriebenen Anbauteilen eingesetzt.

a) Berechnung mit Messfühlerbohrungen im Zylinderkopf

Das gesamte FE-Modell wird ausschließlich mit 4-knotigen Tetraeder-Elementen (linearer Elementansatz) vernetzt. In den anrissfreien Bereichen des Zylinderkopfes wird eine Elementkantenlänge >2 mm gewählt. Die Ventilstege (Bereiche, in denen die Anrisse auftreten) werden an der Oberfläche mit wesentlich kleineren Elementen (Elementkantenlänge <1 mm) vernetzt. Um die Anzahl der Freiheitsgrade im Rahmen zu halten, wird auf eine feine Vernetzung, ausgehend vom Brennraumdeck in Richtung der Kühlkanäle (Kapitel 4.2.2), verzichtet. Die übrigen Bauteile werden möglichst grob diskretisiert. Das gesamte FE-Modell der linken Zylinderbank setzt sich aus 4 133 324 Elementen und 766 431 Knoten zusammen.

Neben der Geometrie muss zur Simulation der Temperaturverteilung auch der konvektive Wärmeaustausch mit einbezogen werden. Hierzu werden die in Kapitel 6.2.1 gezeigten brennraum- bzw. wasserraumseitigen Wärmeübergangskoeffizienten und wandnahen Temperaturen (Vollast und Leerlauf) verwendet. Daneben wird auch der konvektive Wärmeaustausch mit der Umgebungsluft und dem Motoröl angenähert. Hierzu werden für den Wärmeaustausch mit der Umgebungsluft ein Wärmeübergangskoeffizient von $100 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ und eine wandnahe Temperatur von 20°C festgelegt. Für die mit Motoröl in Kontakt stehenden Oberflächen werden $200 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ und 105°C aus [88] übernommen. In beiden Fällen handelt es sich um örtlich und zeitlich konstante Werte. Die Wärmeübertragung über die Kontaktflächen sich berührender Bauteile wird wie bei der Berechnung des Temperaturfeldes im Komponentenversuch (Kapitel 4.2.2) berücksichtigt. Nach [83] wird für die eingepressten Bauteile (Ventilsitzringe, Ventileführungen) der Kontaktwärmeübergang mit $15000 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ und für alle anderen Kontaktpaarungen mit $1500 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ angenommen.

Aus den berechneten Zeit-Temperatur-Verläufen der acht Zylinderköpfe ist ersichtlich, dass analog zu der im Motorenversuch gemessenen Temperatur (Bild 53, S. 83) auch in der Simulation die Maximaltemperatur 5 mm unter dem Brennraumdeck am Ende der Aufheizphase im Auslassventilsteg (Messstelle 1415) auftritt. Bild 61 zeigt exemplarisch für die Temperaturmessstellen von Zylinderkopf 4 die berechnete Temperatur in Abhängigkeit von der Zeit.

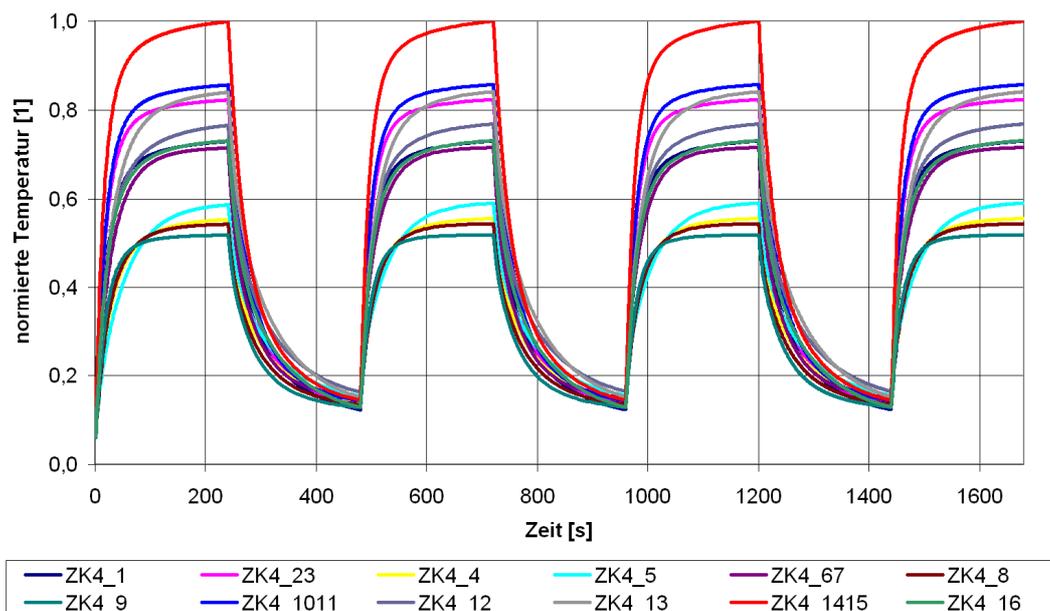


Bild 61: Berechneter Temperatur-Zeit-Verlauf an den 13 Messstellen von Zylinderkopf 4

Die maximale relative Temperatur liegt zwischen 1,00 (Zylinderkopf 4) und 0,88 (Zylinderkopf 8). Analog zu den Messdaten weisen die Messstellen in den Auslass/Einlass-Ventilstegen (Messstellen 23 und 1011) eine bis zu 20 % und die im Einlassventilsteg (Messstelle 67) eine bis zu 30 % niedrigere Temperatur gegenüber dem Maximalwert auf. In Tabelle 10 ist die Temperatur am Ende der Aufheizphase für die Messstellen in den Ventilstegen der acht Zylinderköpfe zusammengefasst.

Zylinderkopf	normierte Maximaltemperatur in den Ventilstegen [1]			
	E1E2	A1E2	A2E1	A1A2
1	0,64	0,74	0,77	0,90
2	0,71	0,82	0,85	0,99
3	0,68	0,79	0,82	0,95
4	0,71	0,82	0,86	1,00
5	0,69	0,79	0,83	0,96
6	0,67	0,77	0,80	0,93
7	0,71	0,81	0,84	0,98
8	0,63	0,73	0,76	0,88

Tabelle 10: Berechnete Temperatur in den Ventilstegen am Ende der Aufheizphase

Am Ende der Abkühlphase liegt erwartungsgemäß eine homogene Temperaturverteilung in den Zylinderköpfen vor. An den virtuellen Messpositionen wird eine relative Temperatur zwischen 0,12 und 0,17 berechnet.

Für die Aufheiz- und die Abkühlphase ist die Temperaturverteilung der acht Zylinderköpfe in Bild 62 dargestellt. Wie bei den vorherigen Untersuchungen wird daraus die Inhomogenität des Temperaturfeldes am Ende der Aufheizphase deutlich. Vergleicht man diese Temperaturverteilung mit der im Komponentenversuch ermittelten (Bild 34, S. 53), ist eine sehr gute Übereinstimmung am Ende der Aufheiz- und der Abkühlphase ersichtlich. Dies lässt den Schluss zu, dass der durch die Verbrennung im motorischen Betrieb bewirkte Wärmeeintrag in die Zylinderköpfe sehr gut durch die Gasbrenner im Komponentenversuch nachgebildet wird.

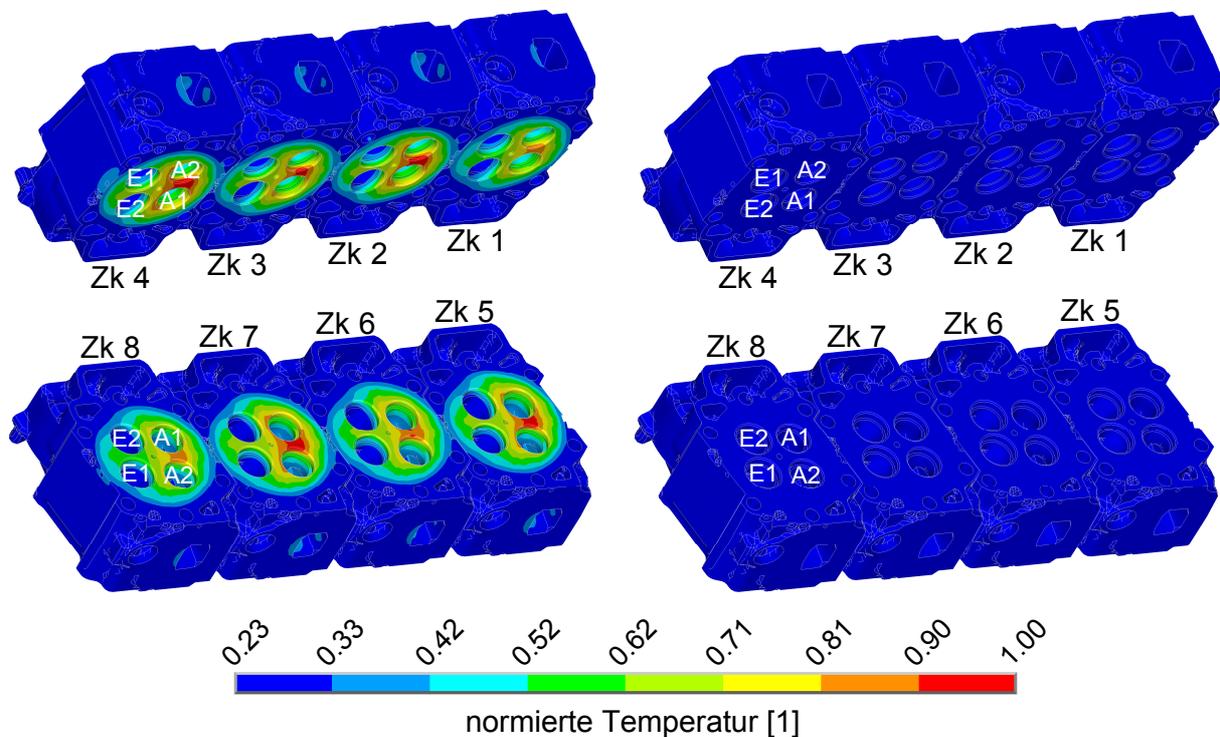


Bild 62: Temperaturverteilung im Zylinderkopf (Motorenversuch)
links: Ende der Aufheizphase
rechts: Ende der Abkühlphase

b) Berechnung ohne Messfühlerbohrungen im Zylinderkopf

Für die Berechnung der Temperaturverteilung in den Zylinderköpfen ohne Messfühlerbohrungen wird ebenfalls das in Bild 56 dargestellte Geometriemodell zurückgegriffen. Lediglich die Zylinderkopfgeometrie wird entsprechend abgeändert. Die Elementgrößen und Vernetzungseinstellungen zur Diskretisierung der Zylinderkopfgeometrie werden identisch zu dem FE-Modell mit Messfühlerbohrungen gewählt. Die

Vernetzung der restlichen Bauteile wird aus der vorangegangenen Betrachtung übernommen. In Bild 63 ist das vernetzte FE-Modell der linken Zylinderbank abgebildet. Zur Veranschaulichung ist darin ein Bereich der Zylinder 5 und 6 senkrecht zum Brennraumdeck herausgeschnitten. Die Detailansicht zeigt am Beispiel von Zylinder 6 einen Teil der Vernetzung des Zylinderkopfes, der Einlass- und Auslassventile, des Injektors und der Zylinderlaufbuchse.

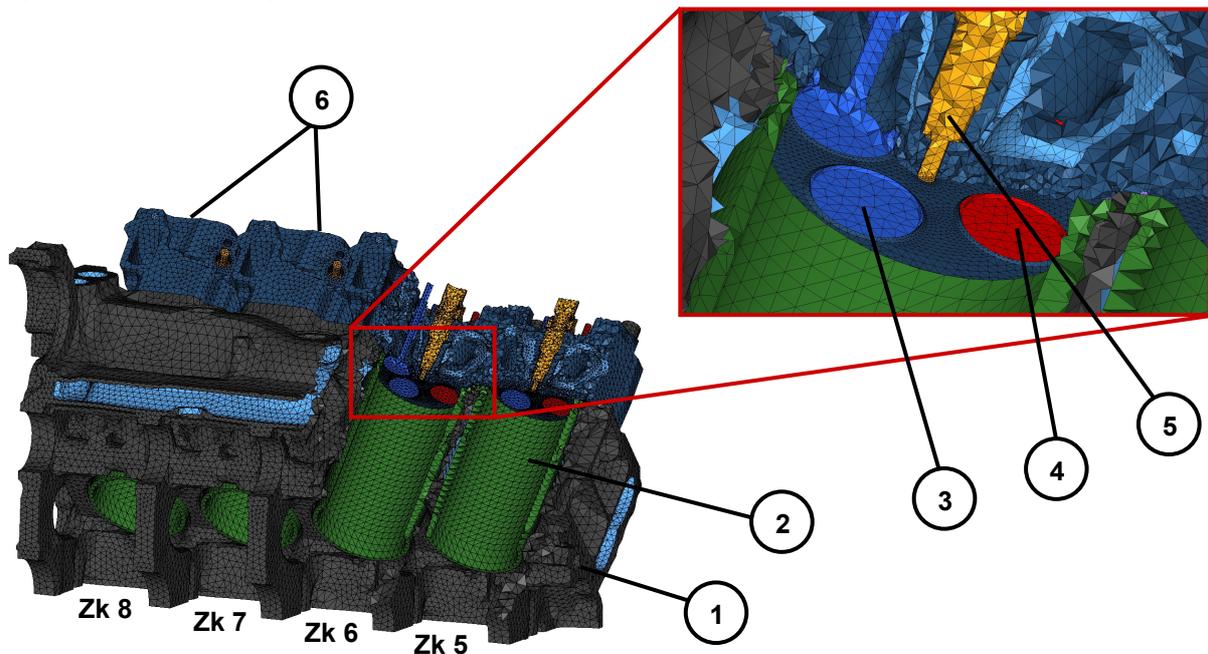


Bild 63: Diskretisierung des FE-Modells (Motorenversuch)

- ①: Kurbelgehäuse (linke Zylinderbank)
- ②: Zylinderlaufbuchse
- ③: Einlassventil
- ④: Auslassventil
- ⑤: Injektor
- ⑥: Zylinderkopf

Die wasserraum- und brennraumseitigen Randbedingungen sowie die zur Beschreibung des Wärmeübergangs an die Umgebungsluft und an das Motorenöl notwendigen HTC und TBULK werden entsprechend der Betrachtung mit Messfühlerbohrungen gewählt. Dies trifft auch auf den Kontaktwärmeübergang zu.

Die berechnete Oberflächentemperatur am Brennraumdeck liegt im Zylinderkopf ohne Messfühlerbohrungen am Ende der Aufheizphase erwartungsgemäß unter denen in der Simulation mit Messfühlerbohrungen. Dies gilt auch für die Messstellentemperatur 5 mm unter dem Brennraumdeck. Wie bei den in Kapitel 4.3 gezeigten Ergebnissen wird eine maximal 4 % niedrigere Temperatur an den Messstellen ermittelt. In den Ventilstegen liegt die Abweichung in diesem Fall sogar unter 2,1 %. Der relative

Temperaturunterschied an den Temperaturmessstellen in den Ventilstegen zwischen den beiden FE-Modellen (mit und ohne Messfühlerbohrungen) ist in Tabelle 11 zusammengefasst.

Zylinderkopf	Temperaturabweichung in %			
	E1E2	A1E2	A2E1	A1A2
1	-0,7	-1,9	-0,6	-0,5
2	-1,0	-2,0	-0,8	-0,5
3	-1,0	-2,1	-0,9	-0,5
4	-0,7	-2,0	-0,8	-0,5
5	-0,7	-1,8	-0,9	-0,5
6	-0,7	-2,1	-0,9	-0,3
7	-1,0	-2,0	-0,8	-0,5
8	-0,4	-1,9	-0,6	-0,3

Tabelle 11: Temperaturabweichung an den Messstellen in den Ventilstegen

6.2.3 Verformungsberechnung

Zur Berechnung der Spannung und Dehnung im Zylinderkopf wird das in Bild 56 dargestellte Geometriemodell der linken Zylinderbank verwendet. Auf die Einlass- und Auslassventile wird in der Verformungsberechnung verzichtet, da durch deren Montage keine Verformung des Zylinderkopfes hervorgerufen wird. Um den über die Ventile übertragenen Zünddruck zu berücksichtigen, wird dieser nach [107] so umgerechnet, dass er direkt als Randbedingung auf die Berührfläche zwischen Ventil und Ventilsitzring aufgebracht werden kann.

Das FE-Modell wird entsprechend dem in der Temperaturfeldsimulation (siehe Bild 63) verwendeten mit Tetraeder-Elementen vernetzt. Anstelle eines linearen Elementansatzes wird jedoch ein quadratischer verwendet. Damit können die Spannung und Dehnung sowie auch die Lebensdauer besser abgebildet werden [84].

Das Verformungsverhalten des verwendeten Zylinderkopfwerkstoffes (Gusseisen mit Vermiculargraphit, Kapitel 6.1.1) wird mit dem in Kapitel 2.4 vorgestellten Werkstoffmodell beschrieben. Um Konvergenzprobleme bei der Berechnung zu vermeiden, wird im Kontaktbereich der Schraubenköpfe (Zylinderkopfschrauben) und der Zylinderkopfdichtung (Bereich der Sicke [108, 109]) lokal am Zylinderkopf ein linear elas-

tisches Werkstoffverhalten definiert. Da diese Stellen ausreichend weit von den auszuwertenden Bereichen (Ventilstege) entfernt sind, kann ein Einfluss auf die Ergebnisse in den Ventilstegen ausgeschlossen werden. Das Verformungsverhalten des Kurbelgehäuses, der Zylinderlaufbuchsen und der anderen Bauteile wird in der Simulation als linear elastisch angenommen. Die benötigten temperaturabhängigen Elastizitätsmoduln, Querkontraktionszahlen und thermischen Ausdehnungskoeffizienten werden für die jeweiligen Werkstoffe von der MAN Truck & Bus AG zur Verfügung gestellt. Die Be- und Entlastungskennlinien zur Beschreibung des Verhaltens der Zylinderkopfdichtung stammen aus [88].

Die Kontakte zwischen den Bauteilen werden reibungsbehaftet mit einem Reibkoeffizienten von 0,2 definiert. Um die Übertragung der Schraubenkräfte zu simulieren, werden nach [110, 111] die Gewindepартner über sogenannte multi point constraints (kurz: MPC) miteinander verbunden. Diese können damit als „verklebt“ angesehen werden.

Im Motorenversuch setzt sich die Beanspruchung des Zylinderkopfes aus den durch die Montage entstehenden Lasten und der im Betrieb wirkenden thermischen und mechanischen Wechsellasten gemäß [112] zusammen. Für die Bewertung der Lebensdauer müssen die statischen und dynamischen Lasten in der Verformungsrechnung berücksichtigt werden.

Wie auch bei der Nachrechnung des Komponentenversuchs wird die Montage der Ventilführungen, der Ventilsitzringe, des Injektors und Druckrohrstutzens sowie die Verschraubung des Zylinderkopfes über die Zylinderkopfschrauben berechnet. Aufgrund des in [84] nachgewiesenen vernachlässigbaren Einflusses der Montagereihenfolge wird diese nicht simuliert. Entsprechend den Bauteilzeichnungen wird für die Einlass- und Auslassventilführungen ein Übermaß von 0,3 % und für die Einlass- und Auslassventilsitzringe ein Übermaß von 0,065 % bzw. 0,068 % verwendet. Die Schraubenkräfte zur Montage des Injektors, des Druckrohrstutzens und der Zylinderkopfschrauben ergeben sich aus [85-87].

Die berechnete transiente Bauteiltemperatur (Kapitel 6.2.2) bildet die zyklisch thermische Beanspruchung. Es werden dabei ausschließlich die Temperaturen des dritten thermischen Zyklus herangezogen. Die zyklisch mechanische Beanspruchung ist durch den periodisch wirkenden Zünddruck gegeben. Aus den Messwerten ist bei 1800 1/min (Betriebspunkt Vollast) ein relativer Zünddruck von 1,00 und bei 600 1/min (Betriebspunkt Leerlauf) einer von 0,24 zu entnehmen.

Um im Anschluss an die Verformungsberechnung die Lebensdauer der Zylinderköpfe unter Einbeziehung der überlagerten niederfrequenten thermischen und hochfrequenten mechanischen Beanspruchungen bewerten zu können, müssen nach [113] die aus dem Zünddruck resultierenden Spannungs- und Dehnungsamplituden in der Verformungsberechnung enthalten sein. Zu diesem Zweck wird in der Verformungsberechnung ein Last-Zeit-Verlauf, wie ihn Bild 64 zeigt, berechnet.

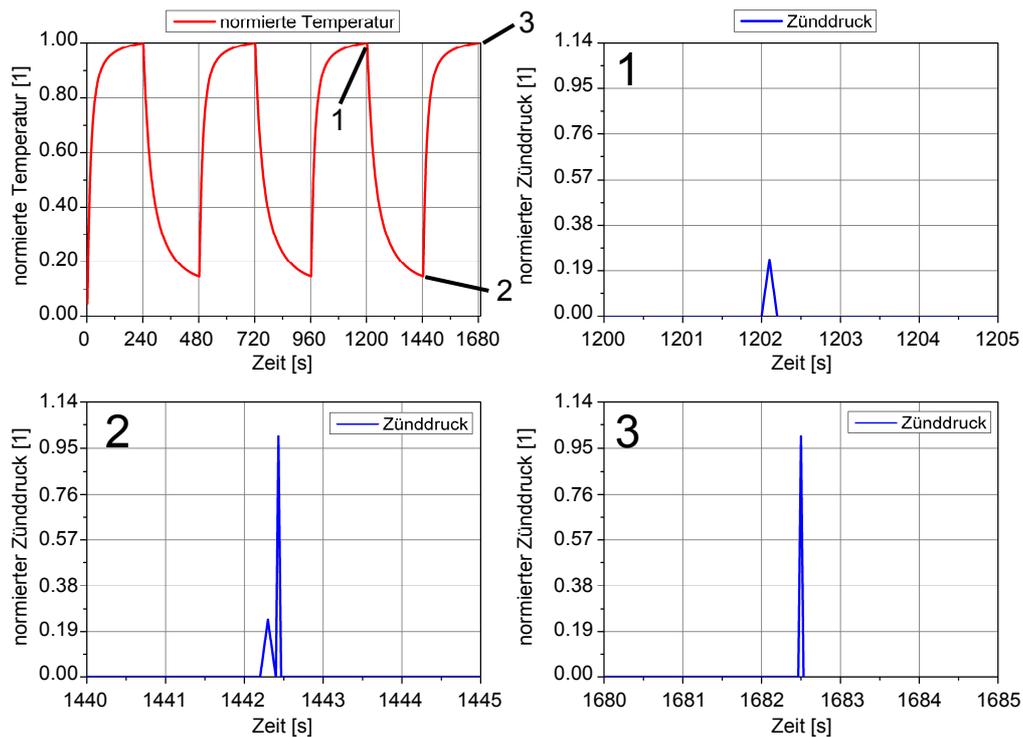


Bild 64: Temperatur und Zünddruck in Abhängigkeit von der Zeit in der Verformungsrechnung

Bei dem Last-Zeit-Verlauf wird in den ersten beiden Berechnungsschritten die Montage simuliert. Die Ventilfehrungen und die Ventilsitzringe werden eingepresst sowie alle Schrauben mit 1/100 der Vorspannkraft angezogen. Anschließend erfolgt der Endanzug der Schrauben mit der gesamten Vorspannkraft.

Auf die Montage folgend werden drei thermische Zyklen berechnet, wobei der dritte Zyklus für die Lebensdauerbewertung herangezogen wird. Der Zünddruck (bestehend aus einem Berechnungsschritt mit und einem ohne Zündung) wird, wie in [113] vorgeschlagen, jeweils zu Beginn und am Ende der Abkühl- bzw. der Aufheizphase des dritten Zyklus in der Simulation erfasst. Für die Abkühlphase wird der relative Zünddruck im Leerlauf-Betriebspunkt (0,24) und für die Aufheizphase der im Vollast-Betriebspunkt (1,00) verwendet. Der Zünddruck wird dabei, in Anlehnung an die

Messwerte aus dem Motorenversuch, als näherungsweise konstant über die jeweilige Phase betrachtet. Die Zykluszeiten ergeben sich aus der jeweiligen Drehzahl des Betriebspunktes.

Die Berechnungsergebnisse zeigen, dass das Verformungsverhalten identisch mit dem im Komponentenversuch ist. Während der Montage der Anbauteile (Einpressen der Ventilsitzringe, Verschraubung des Injektors etc.) und der Verschraubung des Zylinderkopfes mit dem Kurbelgehäuse werden Zugspannungen in den Ventilstegen aufgebaut. Das anschließende Aufheizen des Zylinderkopfes führt dann zu Druckspannungen und plastischer Verformung in den Ventilstegen. In den restlichen kälteren Bereichen wird die Fließgrenze des Werkstoffs nicht überschritten, so dass hier nur eine reversible Verformung auftritt. In der Abkühlphase entstehen in den plastisch verformten Bereichen (Ventilstege) Zugeigenspannungen, die deutlich über den Zugspannungen nach der Montage liegen.

In Bild 65 sind für einen FE-Knoten im A2E1-Ventilstege beispielhaft die Spannung in Abhängigkeit von der Dehnung (Bild 65, links) und in Abhängigkeit von der Temperatur (Bild 65, rechts) dargestellt. In beiden Diagrammen ist die Montage in grün, die erste Aufheizphase in gelb und der darauf folgende thermische Zyklus mit der Abkühlphase in blau und der Aufheizphase in rot gekennzeichnet. Aus Bild 65 wird das beschriebene Verformungsverhalten nochmals deutlich.

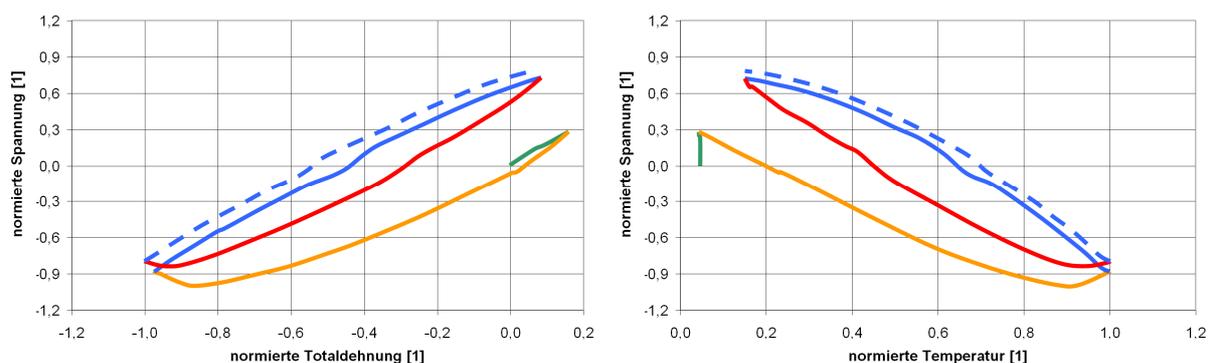


Bild 65: Spannung in Abhängigkeit von der Totaldehnung und der Temperatur am Beispiel des A2E1-Ventilstegs

links: Spannung in Abhängigkeit von der Totaldehnung

rechts: Spannung in Abhängigkeit von der Temperatur

Die am Ende der Aufheizphase auftretende hohe Spannung und plastische Verformung im Zylinderkopf ist vor allem auf die inhomogene Temperaturverteilung und die daraus resultierende unterschiedliche thermische Ausdehnung der einzelnen Bereiche zurückzuführen: Die Bereiche hoher Temperatur (Auslassventilsteg und Aus-

lass/Einlass-Ventilstege) sind von kälteren Bereichen (deutlich geringere thermische Ausdehnung) umschlossen. Dies führt dazu, dass die thermische Ausdehnung der heißen Bereiche behindert wird. Die sogenannte Dehnungsbehinderung K kann nach [114-116] mit

$$K = \frac{\varepsilon_{\text{mech}}}{\varepsilon_{\text{therm}}} \quad (6.1)$$

berechnet werden. $K=0$ entspricht dabei einer freien Wärmeausdehnung und $K=1$ einer vollständigen Dehnungsbehinderung. In TMF-Probenversuchen wird die vollständige Behinderung der thermischen Ausdehnung durch eine starre Einspannung der Probe erreicht. Für den Zylinderkopf ist in Bild 66 die Dehnungsbehinderung am Ende der Aufheizphase im Brennraumdeck dargestellt. Diese weist am Einlass- und Auslassventilsteg sowie an der den Auslassbohrungen zugewandten Seite der Auslass/Einlass-Ventilstege und auch an der Injektorbohrung lokale Maxima auf. Die lokalen Maxima kennzeichnen die Bereiche, in denen in der Aufheizphase plastische Verformungen und in der Abkühlphase Zugspannungen auftreten.

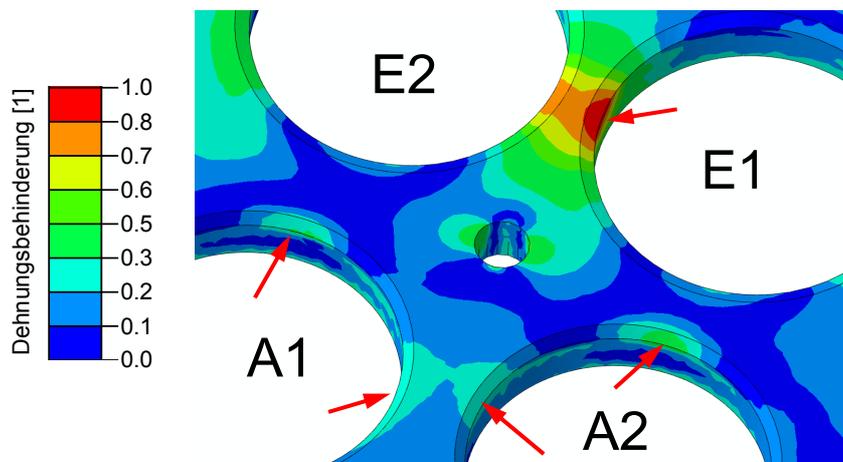


Bild 66: Dehnungsbehinderung in den Ventilstegen des Zylinderkopfes

In [53] und [113] wurden LCF-Probenversuche mit einer überlagerten hochfrequenten mechanischen Beanspruchung, entsprechend der im Motor, durchgeführt. Es wurde festgestellt, dass bei dem untersuchten Zylinderkopfwerkstoff erst ab einer Dehnungsamplitude von 0,03 % eine Reduktion der Lebensdauer auftritt. Mit dem im Motorenversuch gemessenen maximalen und minimalen Zünddruck (210 bar bei Vollast und 50 bar bei Leerlauf) ergab sich in der Verformungsberechnung eine maximale Dehnungsamplitude von 0,023 %. Diese trat zu Beginn der Aufheizphase bei einem Zünddruck von 210 bar auf. Nachdem die ermittelte Dehnungsamplitude unter

dem in [53] angegebenen Schwellwert liegt, wird angenommen, dass die Reduktion der Lebensdauer durch den überlagerten Zünddruck vernachlässigbar ist.

6.2.4 Lebensdauer

Mit dem in Kapitel 2.4 beschriebenen mechanismusbasierten Schädigungsmodell kann die Lebensdauer von Zylinderköpfen bei LCF und TMF vorhergesagt werden. Dies ist für eine rein thermische Wechselbeanspruchung der Zylinderköpfe, wie in dem durchgeführten Komponentenversuch, ausreichend. Um die Zylinderkopflebensdauer bei einer zyklisch thermischen Beanspruchung mit überlagerter wechselnder mechanischer Last (Zünddruck) berechnen zu können, wurde in [113] das Schädigungsmodell aus [53] analog zu [117] entsprechend erweitert.

Der Rissfortschritt pro Zyklus setzt sich in diesem Fall additiv aus dem Rissfortschritt bei einem charakteristischen thermischen Zyklus und dem aufsummierten Rissfortschritt der mechanischen Zyklen zusammen:

$$\frac{da}{dN} = \frac{da}{dN} \Big|_{\text{LCF, TMF}} + \sum_i \frac{da_i}{dN_i} \Big|_{\text{HCF}} \quad (6.2)$$

Unter der Annahme eines linearen Zusammenhangs zwischen dem Rissfortschritt pro Zyklus da/dN und der Rissspitzenöffnung $\Delta CTOD$ wird bei LCF und TMF die Beziehung

$$\frac{da}{dN} \Big|_{\text{LCF, TMF}} = \beta \cdot \Delta CTOD \Big|_{\text{LCF, TMF}} \quad (6.3)$$

herangezogen. Gleichung 6.3 entspricht dabei der in [53] verwendeten mathematischen Beschreibung (siehe Kapitel 2.4, Gleichung 2.32). Für HCF wird der Rissfortschritt in der Form

$$\frac{da_i}{dN_i} \Big|_{\text{HCF}} = \beta \cdot \Delta CTOD \Big|_{\text{HCF}} \cdot G \quad (6.4)$$

angegeben. Hier wird, wie bei Gleichung 6.3, über den Faktor β der Einfluss der Graphiteinschlüsse auf die Rissfortschrittsrate berücksichtigt. Der Faktor β ist für Gleichung 6.3 und Gleichung 6.4 identisch. Es wird davon ausgegangen, dass die Amplituden der mechanischen Wechsellast im Betrieb klein sind und dadurch die

Entlastung rein elastisch erfolgt [113]. Damit kann die Rissspitzenöffnung $\Delta CTOD$ durch

$$\Delta CTOD|^{HCF} = d_n \cdot 1,45 \frac{(\Delta \sigma_{1,eff}^{HCF})^2}{E \cdot \sigma_{CY}} \cdot a \quad (6.5)$$

ausgedrückt werden. Hierin ist d_n ein vom Verfestigungsverhalten abhängiger Faktor, der von Shih [118] tabelliert wurde, a die Risslänge, σ_{CY} die zyklische Fließgrenze und E der Elastizitätsmodul. Wie bei LCF und TMF ist $\Delta \sigma_{1,eff}^{HCF}$ die effektive Spannungsschwingbreite des HCF-Zyklus. Die Funktion G in Gleichung 6.4 beschreibt nach [119] den Übergang im Schwellwertbereich und wird in der Form

$$G = 1 - \left(\frac{\Delta K_{th,eff}^{HCF}}{\Delta K_{eff}^{HCF}} \right)^p \quad (6.6)$$

geschrieben. Des Weiteren wird davon ausgegangen, dass die mechanische Beanspruchung nur bei geöffnetem Riss zum Rissfortschritt beiträgt. Dazu muss der Spannungsintensitätsfaktor eines mechanischen Belastungszyklus

$$\Delta K_{eff}^{HCF} = \frac{2,243}{\pi} \cdot \Delta \sigma_{1,eff}^{HCF} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (6.7)$$

größer als der effektive Schwellwert $\Delta K_{th,eff}^{HCF}$ sein. Gleichung 6.7 gilt für einen kleinen, halbkreisförmigen Oberflächenriss. Zudem muss auch die maximale Spannung im HCF-Zyklus größer als die Rissöffnungsspannung im LCF- bzw. TMF-Zyklus sein [113].

Die ertragbare Zyklenzahl bis zum Versagen N_f wird durch Integration von Gleichung 6.2 von einer Anfangsrisslänge a_0 bis zu einer Endrisslänge a_f ermittelt. Zunächst wird eine kritische Risslänge

$$a_{cr} = \left(\Delta K_{th,eff}^{HCF} \frac{\sqrt{\pi}}{2,243 \cdot \Delta \sigma_{1,eff}^{HCF}} \right) \quad (6.8)$$

bestimmt. Ab dieser trägt die mechanische Beanspruchung erst zur Schädigung bei. Für den Fall, dass die kritische Risslänge kleiner als die Anfangsrisslänge ($a_{cr} < a_0$) ist, ergibt sich für die ertragbare Zyklenzahl

$$N_f = \frac{p \ln(a_f) + 2 \ln \left(k_3 a_f^{\frac{-p}{2}} - k_4 \right) - p \ln(a_0) - 2 \ln \left(k_3 a_0^{\frac{-p}{2}} - k_4 \right)}{k_4 p} \quad (6.9)$$

Ist die kritische Risslänge größer als die Anfangsrisslänge und kleiner als die Endrisslänge ($a_0 < a_{cr} < a_f$), kann die ertragbare Zyklenzahl aus

$$N_f = \frac{\ln\left(\frac{a_{cr}}{a_0}\right)}{k_1} + \frac{\rho \ln(a_f) + 2 \ln\left(k_3 a_f^{-\frac{\rho}{2}} - k_4\right) - \rho \ln(a_{cr}) - 2 \ln\left(k_3 a_{cr}^{-\frac{\rho}{2}} - k_4\right)}{k_4 \rho} \quad (6.10)$$

berechnet werden. Ein dritter Fall ergibt sich für eine kritische Risslänge, die größer als die Endrisslänge ist ($a_f < a_{cr}$). Für die ertragbare Zyklenzahl gilt dann:

$$N_f = \frac{\ln\left(\frac{a_f}{a_0}\right)}{k_1}. \quad (6.11)$$

In den Gleichungen 6.9 bis 6.11 ist

$$k_1 = \beta \cdot d_n \cdot D_{TMF}, \quad (6.12)$$

$$k_2 = \beta \cdot d_n \cdot \sum 1,45 \frac{(\Delta \sigma_{l,eff}^{HCF})^2}{E \cdot \sigma_{CY}}, \quad (6.13)$$

$$k_3 = k_2 \left(\frac{\Delta \bar{K}_{th,eff}^{HCF}}{\frac{2,243}{\sqrt{\pi}} \cdot \Delta \bar{\sigma}_{l,eff}^{HCF}} \right) \quad (6.14)$$

und

$$k_4 = k_1 + k_2. \quad (6.15)$$

Da sich die effektive Spannungsschwingbreite $\Delta \sigma_{l,eff}^{HCF}$ und der effektive Schwellwert $\Delta \bar{K}_{th,eff}^{HCF}$ während eines Zyklus ändern können, werden für die Integration die Mittelwerte über sämtliche HCF-Zyklen verwendet. Im Fall eines nichtlinearen Zusammenhangs zwischen dem Rissfortschritt pro Zyklus da/dN und der Riss Spitzenöffnung $\Delta CTOD$ muss Gleichung 6.2 numerisch integriert werden.

Mit dem erweiterten Lebensdauermodell (Gleichungen 6.2 bis 6.15) und der in der Verformungsberechnung (Kapitel 6.2.3) ermittelten Spannung und Dehnung wird für die im Motor vorliegende überlagerte Beanspruchung die Zylinderkopflebensdauer berechnet. Aus den Ergebnissen der Verformungsberechnung wurde bereits deutlich, dass die aus dem Zünddruck resultierende maximale Dehnungsamplitude kleiner als der in [53] angegebene Schwellwert ist. Daher wurde angenommen, dass der Einfluss des Zünddrucks auf die Zylinderkopflebensdauer vernachlässigbar ist. In

Bild 67 ist am Beispiel von Zylinderkopf 4 die berechnete ertragbare Zyklenzahl bei einer rein thermischen Wechselbeanspruchung (Bild 67, links) und bei einer thermischen Wechselbeanspruchung mit überlagerter mechanischer Wechsellast (Bild 67, rechts) dargestellt. Die geringen Unterschiede (<7 % in den kritischen Bereichen) zwischen beiden Ergebnissen bestätigten den in diesem Fall vernachlässigbaren Einfluss des Zünddrucks auf die Lebensdauer des Zylinderkopfes. Im Folgenden wird aufgrund dessen ausschließlich die Lebensdauer bei rein thermomechanischer Ermüdung ohne überlagerte mechanische Wechsellasten betrachtet.

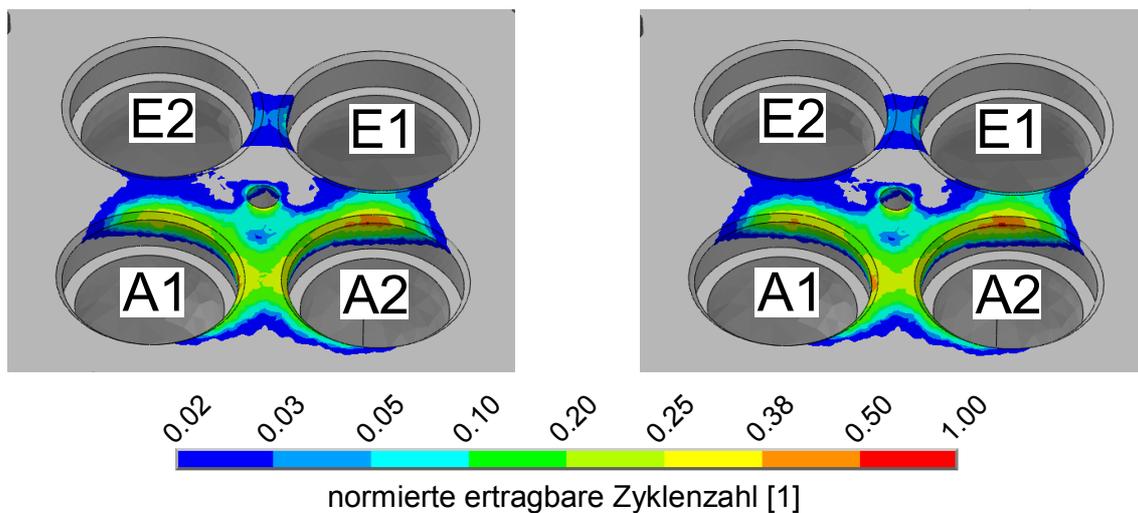


Bild 67: Vergleich der ertragbaren Zyklenzahl ohne und mit HCF (Zylinderkopf 4)
links: ertragbare Zyklenzahl bei TMF
rechts: ertragbare Zyklenzahl bei TMF mit überlagerter HCF

Die ertragbare Zyklenzahl bis zum Versagen wird bei TMF mit dem in Kapitel 2.4 beschriebenen Lebensdauermodell berechnet. Für die Parameter A und B in Gleichung 2.36 werden die in Kapitel 5 bestimmten Werte $A=376$ und $B=0,35$ verwendet. Bild 68 zeigt die ermittelte ertragbare Zyklenzahl für die vier Zylinderköpfe der linken Zylinderbank und Bild 69 für die der rechten Zylinderbank. Den Ergebnissen ist zu entnehmen, dass die acht Zylinderköpfe ein identisches Lebensdauerverhalten aufweisen (Verteilung der ertragbaren Zyklenzahl ist gleich). Dies kann auf die ebenfalls nur geringfügig unterschiedlichen Temperaturverteilungen (Bild 62, S. 94) zurückgeführt werden.

Das Minimum der ertragbaren Zyklenzahl ist bei allen Zylinderköpfen des untersuchten Motors gleichermaßen am A2E1-Ventilsteg auf der dem Auslass A2 zugewandten Seite zu finden. Zylinderkopf 4 weist dabei mit einer relativen Laufzeit von 0,21 rechnerisch die geringste und Zylinderkopf 8 mit 0,40 die höchste Lebensdauer auf.

Erwartungsgemäß korreliert die Lebensdauer sehr gut mit der Zylinderkopftemperatur am Ende der Aufheizphase (Maximaltemperatur). Der Zylinderkopf mit der geringsten Lebensdauer weist die höchste Temperatur und der mit der höchsten Lebensdauer die niedrigste Temperatur auf.

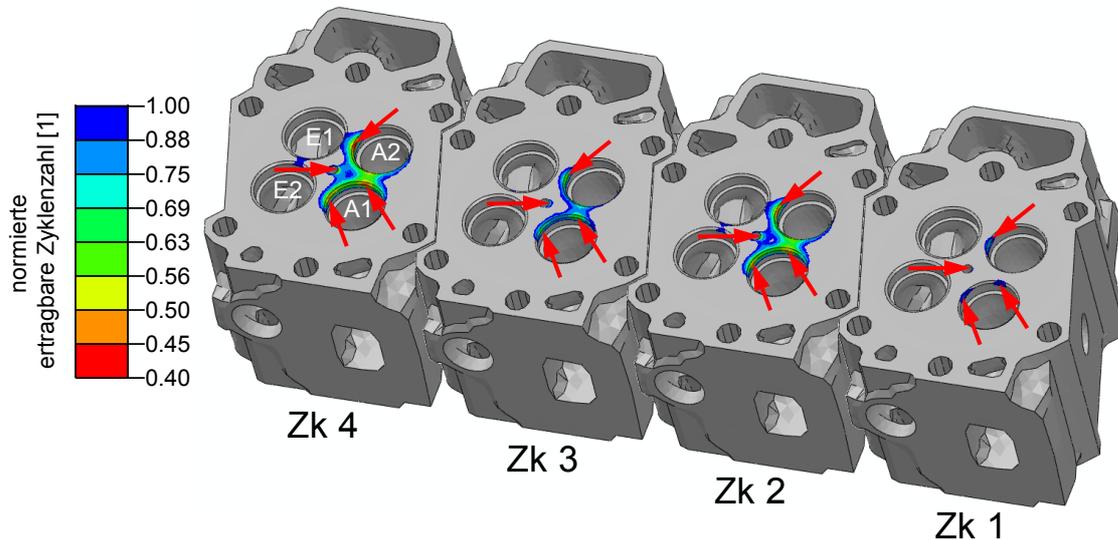


Bild 68: Ertragbare Zyklenzahl für die Zk der linken Zylinderbank (Motorenversuch)

Neben dem Lebensdauerminimum am A2E1-Ventilsteg sind aus den Berechnungsergebnissen auch lokale Minima auf beiden Seiten des Auslassventilstegs sowie auf der dem Auslass A1 zugewandten Seite am A1E2-Ventilsteg und an der Injektorbohrung erkennbar. Dies lässt den Schluss zu, dass bei dieser Beanspruchung ein erster Anriss an der dem Auslass A2 zugewandten Seite des A2E1-Ventilstegs entsteht (Primäranriss) und sich bei fortwährender Belastung weitere Anrisse am Auslassventilsteg, am A1E2-Ventilsteg und an der Injektorbohrung bilden.

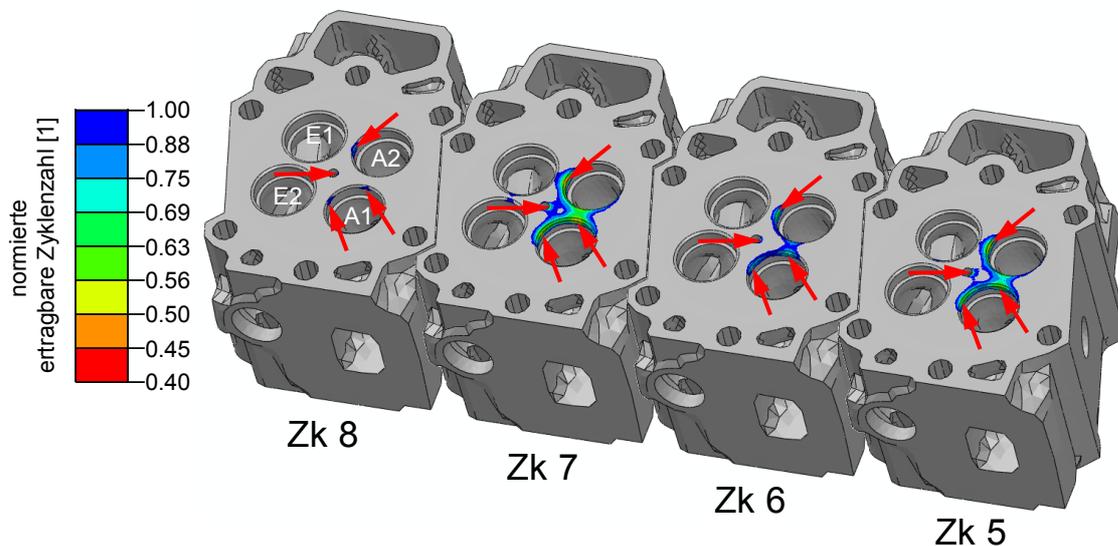


Bild 69: Ertragbare Zyklenzahl für die Zk auf der rechten Zylinderbank (Motorenversuch)

In Tabelle 12 ist die in den risskritischen Bereichen berechnete ertragbare Zyklenzahl zusammengefasst.

Zylinderkopf	normierte ertragbare Zyklenzahl [1]			
	A2E1	A1A2	A1E2	Injektor
1	0,37	0,46	0,45	0,42
2	0,23	0,26	0,27	0,27
3	0,29	0,32	0,34	0,34
4	0,21	0,24	0,25	0,25
5	0,26	0,30	0,31	0,31
6	0,32	0,36	0,38	0,38
7	0,24	0,27	0,28	0,29
8	0,40	0,49	0,48	0,45

Tabelle 12: Berechnete ertragbare Zyklenzahl in den kritischen Bereichen (Motorenversuch)

6.3 Diskussion

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse des Motorenversuchs und seiner Nachrechnung diskutiert. Es erfolgt eine Gegenüberstellung von Berechnungsergebnissen und der versuchstechnisch ermittelten Zylinderkopftemperatur, der ertragbaren Zyklenzahl bis zum Anriss und der Anrisslage.

6.3.1 Zylinderkopftemperatur

Wie zuvor beim Komponentenversuch ist die Genauigkeit der gemessenen Zylinderkopftemperatur vornehmlich von der Positioniergenauigkeit der Thermoelemente abhängig (siehe Kapitel 4.3).

Bei Messstelle 1415 im Auslassventilsteg von Zylinderkopf 1 ist im Vergleich zu den Messstellen in den anderen Auslassventilstegen eine deutlich niedrigere Temperatur gemessen worden. Da die anderen Messstellen in Zylinderkopf 1 jedoch mit den in den restlichen Zylinderköpfen befindlichen Messstellen vergleichbare Werte aufweisen, muss davon ausgegangen werden, dass die Ist-Position von Messstelle 1415 in Zylinderkopf 1 von der Soll-Position merklich abweicht. Bei den anderen Messstellen in den Zylinderköpfen sind solche deutlichen Unterschiede nicht feststellbar. Daher

ist anzunehmen, dass deren Position gut mit der jeweils gewünschten Soll-Position übereinstimmt. Die dennoch vorhandenen geringen Temperaturdifferenzen zwischen den einzelnen Zylinderköpfen werden auf Unterschiede bei der Verbrennung, Kühlung und der lokalen Wärmeleitfähigkeit (abhängig von der Graphitverteilung) des Werkstoffs zurückgeführt.

Zur realitätsnahen Simulation der transienten Temperaturverteilung wurden in der Temperaturfeldberechnung die Messfühlerbohrungen und deren Kleberfüllung im FE-Modell berücksichtigt. Die Messfühler wurden dabei an deren Soll-Position modelliert. Positionsabweichungen der Messfühler wurden in der Simulation nicht berücksichtigt.

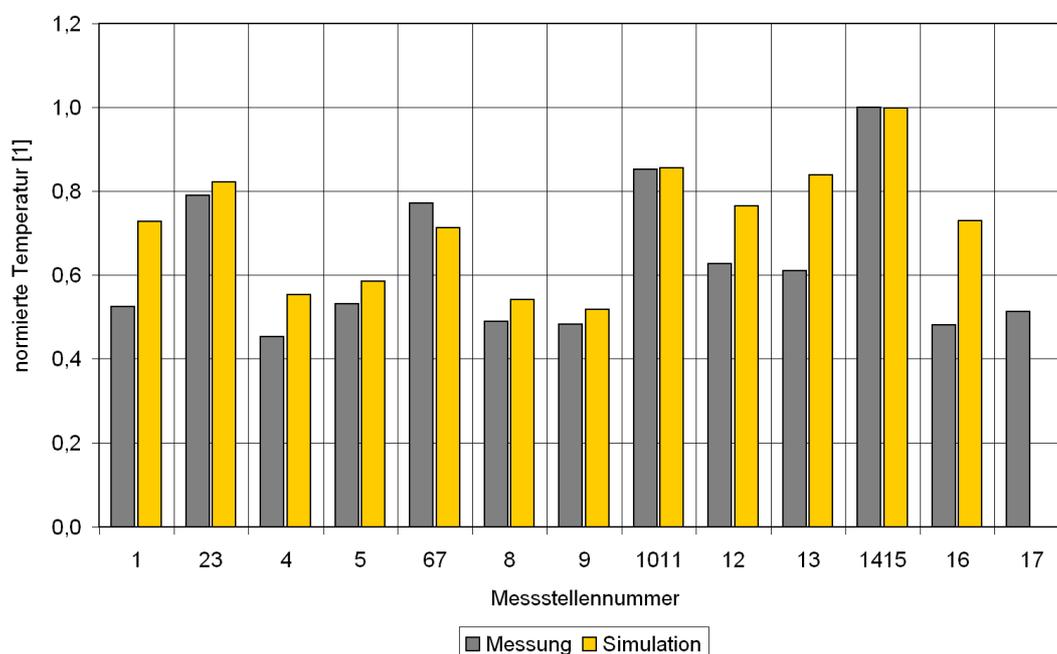


Bild 70: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Zylinderkopftemperatur am Beispiel der 13 Messstellen von Zylinderkopf 4 [102]

Mit den angepassten wasserraum- und brennraumseitigen Wärmeübergangskoeffizienten und wandnahen Temperaturen konnte die Temperaturverteilung in den Zylinderköpfen rechnerisch gut nachgebildet werden. Es wird vor allem die maximale Temperatur im Auslassventilsteg und den Auslass/Einlass-Ventilstegen sowie auch im Einlassventilsteg sehr gut wiedergegeben. Eine akzeptable Differenz zwischen der gemessenen und berechneten Temperatur wird auch bei den Messstellen in den kälteren Bereichen erreicht. Dies ist wichtig, da durch die Temperatur bzw. die thermische Ausdehnungen der kälteren Bereiche die Dehnungsbehinderung im Zylinder-

kopf und damit auch die auftretende Verformung bestimmt wird. Neben der Temperaturverteilung im Zylinderkopf werden auch die Temperaturunterschiede zwischen den einzelnen Zylindern sehr gut abgebildet. Bild 70 zeigt exemplarisch für die 13 Messstellen von Zylinderkopf 4 einen Vergleich zwischen der berechneten maximalen Zylinderkopftemperatur am Ende der Aufheizphase und der im Versuch gemessenen Temperatur. Bei den anderen Zylinderköpfen liegt ebenfalls eine gute Übereinstimmung zwischen gemessener und berechneter Temperatur vor. Da sich diese lediglich im Temperaturniveau unterscheiden, wird auf eine Darstellung entsprechend Bild 70 verzichtet.

Die Temperatur am Ende der Abkühlphase weist ebenso nur geringe Differenzen zwischen der im Versuch gemessenen Temperatur und der in der Simulation berechneten auf. Da die Temperatur am Ende der Abkühlphase die berechnete Lebensdauer nur in vernachlässigbarem Maße beeinflusst (siehe Kapitel 4.4.1), wird diese nicht gesondert betrachtet.

Neben der absoluten Zylinderkopftemperatur am Ende der Aufheiz- bzw. der Abkühlphase wurde auch der zeitliche Verlauf der berechneten Temperatur überprüft und angepasst. Dadurch konnte für die Temperatur im Thermoschockzyklus eine gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation erreicht werden. Bild 71 zeigt einen Vergleich des zeitabhängigen Temperaturverlaufs zwischen Berechnung und Messung am Beispiel von Messstelle 1415 im Auslassventilsteg von Zylinderkopf 4 für einen Zyklus.

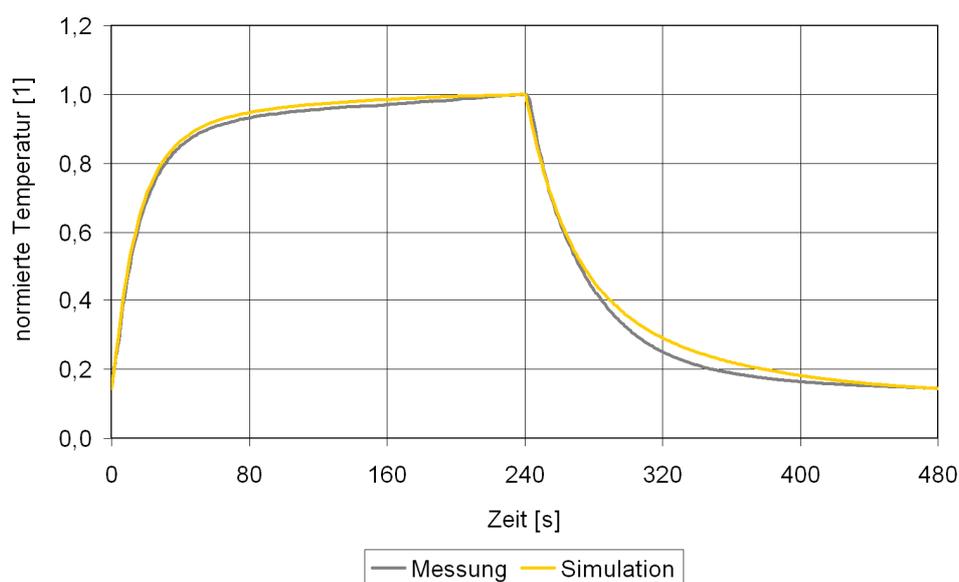


Bild 71: Vergleich des transienten Temperaturverlaufs im Auslassventilsteg (Zylinderkopf 4)

Zusammenfassend kann man sagen, dass mit den in dieser Arbeit angepassten wasser- und brennraumseitigen Wärmeübergangskoeffizienten und wandnahen Temperaturen das Temperaturfeld im Zylinderkopf sehr gut wiedergegeben werden kann. Es wurde gezeigt, dass die berechnete Zylinderkopftemperatur am Ende der Aufheiz- und der Abkühlphase sehr gut mit den gemessenen Werten übereinstimmt. Dabei muss jedoch beachtet werden, dass eine eventuelle Abweichung der Messfühler von ihrer Soll-Position zu Unsicherheiten bei den Messwerten führt, die in der Simulation keine Berücksichtigung fand. Neben der maximalen bzw. minimalen Temperatur am Ende der Aufheiz- und Abkühlphase wird mit der Simulation auch der transiente Temperaturverlauf im Thermoschockzyklus sehr gut nachgebildet. Nachdem im ersten Schritt, dem Abgleich mit den Versuchsdaten, in der Temperaturfeldberechnung die Messfühlerbohrungen inklusive deren Klebstofffüllung einbezogen wurden, konnte die Genauigkeit des Abgleichs zwischen gemessener und berechneter Temperatur verbessert werden. Die anschließende Berechnung der Zylinderkopftemperatur ohne Messfühlerbohrungen für die Lebensdauerbewertung erfolgte analog zum Prüflauf im Motorenversuch.

6.3.2 Lebensdauer

In dem durchgeführten Motorenversuch wurden an den A2E1-Ventilstegen der Zylinderköpfe erste Anrisse ausgehend von Auslass A2 ermittelt. Obwohl im befeuerten Motor zusätzlich zu der thermischen auch eine mechanische Beanspruchung auf den Zylinderkopf wirkt, treten die ersten Anrisse an den gleichen Stellen wie bei der rein thermischen Beanspruchung im Komponentenversuch auf. Daraus wird deutlich, dass die Anrisslage im Zylinderkopf überwiegend durch die thermische Beanspruchung bestimmt wird.

Die stark eingeschränkte optische Zugänglichkeit des Brennraumdecks bei montierten Zylinderköpfen führte dazu, dass für die Anrissuntersuchung im Motorenversuch die Zylinderköpfe zu festgelegten Untersuchungszeitpunkten demontiert werden mussten. Die Rissprüfung erfolgte anschließend mittels Farbeindringverfahren. Der hohe Aufwand bei der Demontage der Zylinderköpfe ermöglichte eine Rissprüfung nur in Intervallen von 100 h. Das bedeutet, dass im Motorenversuch die Anrisszyklenzahl auf 750 Zyklen genau erfasst werden konnten. Nach erfolgter Rissprüfung wurden die Zylinderköpfe ohne Anriss zur Fortsetzung des Prüflaufs wieder auf dem

Motor montiert (siehe Kapitel 6.1.3). Ein Einfluss der wiederholten Demontage und Montage auf die Lebensdauer der Zylinderköpfe ist nicht vorhanden. Dies wurde im Vorfeld rechnerisch überprüft und bestätigt.

Die Risse weisen bei allen Zylinderköpfen an der Oberfläche eine Länge größer als 2 mm auf. Daraus ist zu schließen, dass die Anrisszeitpunkte (definiert als Riss mit einer Risslänge an der Oberfläche kleiner gleich 1 mm) vor dem jeweiligen Untersuchungszeitpunkt liegen. Eine Abschätzung des tatsächlichen Anrisszeitpunkts ist an dieser Stelle nicht möglich, da keine Informationen zum Wachstum der Risse in den Ventilstegen vorhanden sind.

Die Ergebnisse der Verformungsberechnung haben gezeigt, dass durch den im Motorenversuch verwendeten Zünddruck die Zylinderkopflebensdauer nicht merklich reduziert wird. Dies kann mit dem in [53] festgestellten Schwellwertverhalten bei Gusseisen mit Vermiculargraphit begründet werden. Die Berechnung der Lebensdauer erfolgte daher mit dem in Kapitel 2.4 beschriebenen Modell unter Berücksichtigung der in Kapitel 5 an die Ergebnisse des Komponentenversuchs angepassten Parameter A und B .

Ein qualitativer Vergleich der rechnerisch ermittelten Anrisslage mit der im Versuch zeigt, dass in der Simulation der Ort des ersten Anrisses (Auslassseite A2 des A2E1-Ventilstegs) mit dem im Motorenversuch übereinstimmt. Zusätzlich sind aus den Simulationsergebnissen kritische Stellen am Auslassventilsteg, am A1E2-Ventilsteg sowie an der Injektorbohrung erkennbar. Im Motorenversuch konnten diese nach einer relativen Prüfdauer von 1,00 nicht erzeugt werden. Aufgrund der im Vergleich zum Komponentenversuch aber nahezu identischen Beanspruchung ist anzunehmen, dass bei längeren Motorlaufzeiten das Schadensbild dem im Komponentenversuch gleicht und somit die in der Simulation ermittelten Anrisslagen plausibel sind. Neben dem Ort des ersten Anrisses wird auch die zeitliche Reihenfolge des Auftretens der Anrisse an den einzelnen Zylinderköpfen in der Lebensdauerberechnung wiedergegeben.

In Tabelle 13 ist die im Versuch ermittelte und die berechnete ertragbare Zyklenzahl für die Anrisslagen in den acht Zylinderköpfen zusammengefasst. Hieraus wird deutlich, dass mit dem in Kapitel 5 an den Komponentenversuch angepassten Lebensdauermodell bei der Simulation des Motorenversuchs die ertragbare Zyklenzahl um den Faktor 2-3 zu konservativ berechnet wird. In erster Linie kann dies auf die sehr unterschiedliche Werkstoffqualität der beiden Produktionschargen (Komponenten-

bzw. Motorenversuch) zurückgeführt werden. Die erhöhte Nodularität des im Komponentenversuch verwendeten Zylinderkopfwerkstoffs führte zu einem Verformungs- und Lebensdauerverhalten, das dem von EN-GJS entspricht. Dies zeigt sich bei den statischen Kennwerten, die oberhalb des in [69] festgelegten Toleranzbereichs für EN-GJV 450 liegen. Daher wurde die Modellvorhersage in Kapitel 5 entsprechend angepasst. Die Werkstoffqualität der Zylinderköpfe im Motorenversuch ist dagegen an der in [69] angegebenen unteren Toleranzgrenze angesiedelt. Daraus ergibt sich ein zu den im Komponentenversuch verwendeten Zylinderköpfen abweichendes Verformungs- und Lebensdauerverhalten, das zu den im Motorenversuch festgestellten Lebensdauerdifferenzen zwischen Versuch und Simulation führt. Nachdem Einflüsse wie die Mehrachsigkeit des Beanspruchungszustandes (Kapitel 4.4.2) oder die Unterschiede zwischen gemessener und berechneter Temperatur bei beiden Simulationen auftreten, können diese als Ursache für die um Faktor 2-3 abweichende Lebensdauer ausgeschlossen werden.

Zylinderkopf	Anrisslage	normierte ertragbare Zyklenzahl [1]	
		Versuch	Simulation
1	-	-	0,37
2	A2E1	0,70	0,23
3	A2E1	0,90	0,29
4	A2E1	0,20 / 0,50	0,21
5	A2E1	0,70	0,26
6	-	-	0,32
7	A2A1	1,00	0,27
8	-	-	0,40

Tabelle 13: Vergleich zwischen der im Motorenversuch ermittelten und der berechneten ertragbaren Zyklenzahl

Um trotz der großen Schwankungsbreite der Werkstoffqualität der untersuchten Zylinderköpfe die Lebensdauer in beiden Versuchen vorhersagen zu können, werden zwei Möglichkeiten untersucht:

Bei der ersten Möglichkeit wird eine erneute Anpassung der Parameter A und B in Gleichung 2.36 (S. 32) durchgeführt. Hierzu wird Bild 50, S. 74, mit den Versuchs- und Simulationsergebnissen aus dem Motorenversuch ergänzt (Bild 72) und die bei-

den Parameter neu ermittelt. Aus der Anpassung ergibt sich A zu 2360 und B zu 0,095. Damit wird rein rechnerisch im Mittel eine gute Lebensdauervorhersage bei beiden Versuchen erreicht. Aus Bild 72 wird jedoch deutlich, dass mit der neuen Anpassung vor allem die Anrisszeitpunkte in dem für die Auslegung der Zylinderköpfe wichtigen Bereich niedriger Zyklenzahlen nicht in dem Streuband (Faktor 2) liegen.

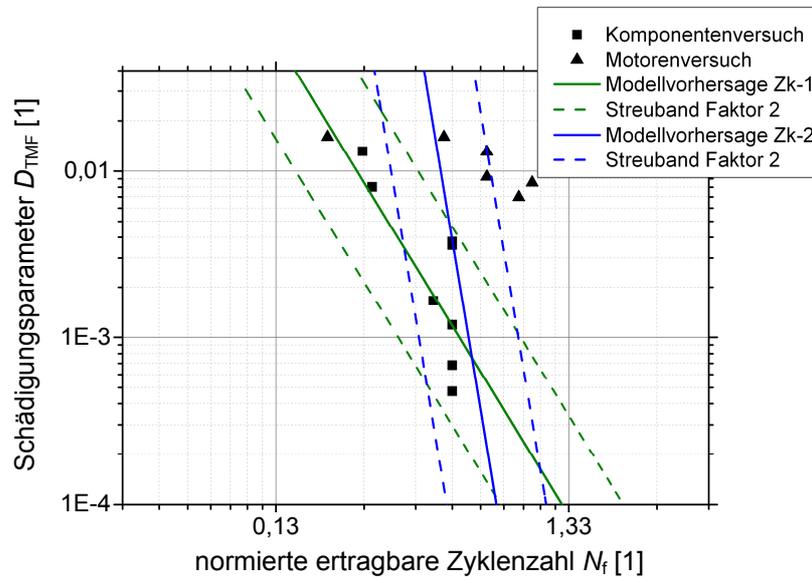


Bild 72: Berechnete Schädigung D_{TMF} in Abhängigkeit von der im Komponenten- und Motorenversuch ermittelten ertragbaren Zyklenzahl N_f

Eine zweite Möglichkeit, die quantitative Vorhersage der Lebensdauer im Motorenversuch zu verbessern, wird durch eine Korrektur der berechneten ertragbaren Zyklenzahl mittels Korrekturfaktor erreicht.

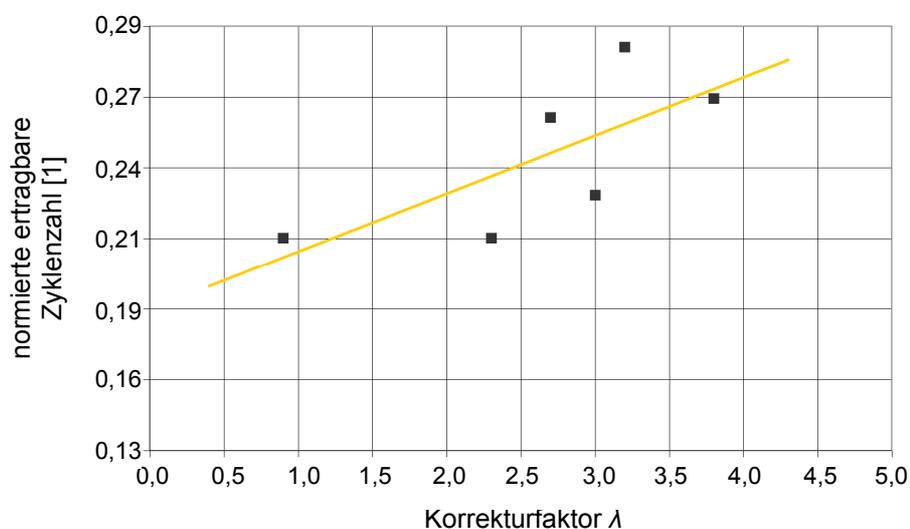


Bild 73: Abhängigkeit des Korrekturfaktors von der berechneten ertragbaren Zyklenzahl

Der Korrekturfaktor wird aus den Werten in Tabelle 13 mit

$$\lambda = \frac{N_{f, \text{Versuch}}}{N_{f, \text{Sim}}} \quad (6.16)$$

berechnet. In Bild 73 ist die berechnete ertragbare Zyklenzahl in Abhängigkeit von dem ermittelten Korrekturfaktor λ dargestellt. Es wird deutlich, dass ein näherungsweise linearer Zusammenhang zwischen beiden Größen vorliegt. Die in Bild 73 dargestellte Trendlinie (gelb) wird durch

$$N_{f, \text{Sim}} = 164\lambda + 1400 \quad (6.17)$$

beschrieben. Mit Hilfe dieses Zusammenhangs erfolgt die Korrektur der mit Gleichung 2.36 (S. 32) und den zugehörigen Parametern aus Kapitel 5 berechneten ertragbaren Zyklenzahl $N_{f, \text{Sim}}$. Die korrigierte ertragbare Zyklenzahl ergibt sich damit aus:

$$N_{f, \text{Sim, korr}} = \frac{N_{f, \text{Sim}}}{164} (N_{f, \text{Sim}} - 1400). \quad (6.18)$$

In Tabelle 14 ist die korrigierte, berechnete ertragbare Zyklenzahl den im Motorenversuch ermittelten gegenübergestellt. Es wird deutlich, dass durch die Korrektur erwartungsgemäß eine deutlich bessere quantitative Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation erreicht wird. Zudem wird bewirkt, dass die berechnete Anrisszyklenzahl der Zylinderköpfe, bei denen in dem Prüflauf keine Anrisse festgestellt wurden (Zylinderköpfe 1, 6 und 8), oberhalb der maximalen Zyklenzahl im Motorenversuch liegt.

Zylinderkopf	Anrisslage	normierte ertragbare Zyklenzahl [1]	
		Versuch	Simulation
1	-	-	3,15
2	A2E1	0,70	0,45
3	A2E1	0,90	1,29
4	A2E1	0,20 / 0,50	0,26
5	A2E1	0,70	0,86
6	-	-	2,05
7	A2A1	1,00	0,97
8	-	-	3,87

Tabelle 14: Vergleich der korrigierten ertragbaren Zyklenzahl mit der Zyklenzahl aus dem Motorenversuch

Zusammenfassend kann man sagen, dass die Zylinderkopflebensdauer qualitativ sehr gut vorhergesagt werden kann. Die festgestellte quantitative Abweichung der berechneten ertragbaren Zyklenzahl im Vergleich zu den Versuchsergebnissen kann auf die im Komponentenversuch stark abweichende Werkstoffqualität zurückgeführt werden. Um dies zu berücksichtigen, wurden zwei Möglichkeiten untersucht, von denen die Korrektur über einen von der ertragbaren Zyklenzahl abhängigen Korrekturfaktor die besten Ergebnisse lieferte. Des Weiteren kann die Vorhersage der Lebensdauer durch eine Reduktion der Abweichungen zwischen berechneter und gemessener Temperatur erreicht werden. Da durch den Werkstoff das Verformungs- und auch Lebensdauerverhalten bestimmt wird, kann die Vorhersage der Zylinderkopflebensdauer durch eine genaue Kenntnis der Werkstoffstreuung und dessen Einfluss korrigiert werden. Dafür ist vor allem eine Erweiterung der bestehenden Versuchsdaten bezüglich Werkstoffqualität, Werkstoffkennwerten und Lebensdauer notwendig.

7 Ausblick

Ausgehend von den Untersuchungen in dieser Arbeit und den erreichten Resultaten ergeben sich für zukünftige Arbeiten (Versuch und Simulation) weitere Aufgabenstellungen, die im Rahmen der Lebensdauervorhersage von Zylinderköpfen durchgeführt werden sollten. Diese sind im Folgenden kurz zusammengefasst:

- Bei der verwendeten Methode zur Messung der Temperatur wurde festgestellt, dass die Ist-Position der Messfühler teilweise nicht mit der Soll-Position übereinstimmt. Zur Steigerung der Messgenauigkeit ist es daher empfehlenswert, die Messmethode zu verbessern. Ein Ansatz wäre, die Thermoelemente nicht wie bisher direkt in den Zylinderkopf einzukleben, sondern diese vorher in Hülsen zu positionieren, mit Klebstoff zu fixieren und anschließend die Hülsen mitsamt den Thermoelementen in die Messfühlerbohrungen einzubringen.
- Im Motorenversuch mussten zur Anrisserkennung die Zylinderköpfe zu bestimmten Zeitpunkten demontiert werden. Eine Untersuchung des Brennraumdecks in kürzeren Intervallen ist dabei nicht nur wegen der Zeit- und Kostenersparnis, sondern vor allem auch wegen der genaueren Ermittlung des Anrisszeitpunktes zu bevorzugen. Hierfür eignet sich beispielsweise die Anrissdetektion mittels Wirbelstromsensor. Dieser kann bei Zylinderköpfen von Nutzfahrzeugmotoren über die Injektorbohrung in den Brennraum eingeführt werden, so dass nur die Demontage des Injektors erforderlich ist. Zudem wäre die Methode bei Einzel- und Blockzylinderköpfen anwendbar.
- In dieser Arbeit wurden zwei Versuche (Komponenten- und Motorenversuch) zur Validierung und Überprüfung der Übertragbarkeit durchgeführt. Durch weitere Versuche (Komponenten- sowie auch Motorenversuche), in denen die Anrisszyklenzahl und die Zylinderkopftemperatur erfasst werden, ließen sich Streuungen bei der gemessenen Zylinderkopftemperatur, beim Werkstoff usw. und deren Einflüssen auf die Lebensdauer quantifizieren. Damit könnte die Anpassung des Verformungs- und Lebensdauermodells und die Genauigkeit der Lebensdauervorhersage nochmals gesteigert werden.
- Neben den untersuchten Einzelzylinderköpfen finden auch Blockzylinderköpfe aus Gusseisen mit Vermiculargraphit in Nutzfahrzeugmotoren Anwendung.

Diese weisen eine im Vergleich zu Einzelzylinderköpfen abweichende Steifigkeit und Dehnungsbehinderung auf. Daher ist zu überlegen, die Übertragbarkeit der Berechnungsmethode durch die Nachrechnung eines Komponenten- oder auch Motorenversuchs mit einem Blockzylinderkopf zusätzlich zu bestätigen.

- Die Berechnungsmethode setzt sich aus den wasserraum- und brennraumseitigen Strömungssimulationen, der Temperaturfeldsimulation, der Verformungsberechnung und der Lebensdauerbewertung zusammen. Hiermit werden die Wärmeübergänge, die Bauteiltemperaturen, die Spannungen und Dehnungen sowie die ertragbare Zyklenzahl berechnet. Zudem ist es vorstellbar, den Berechnungsablauf durch eine Gießsimulation zu ergänzen. Mit deren Ergebnissen könnten die durch Oxideinschlüsse, Porosität und die Mikrostruktur lokalen mechanischen Eigenschaften sowie die durch den Abkühlprozess entstandenen Eigenspannungen berücksichtigt werden [120-123].
- Eventuelle Differenzen zwischen gemessener und berechneter Temperatur werden durch eine „händische“ Optimierung der Randbedingungen (HTC und TBULK) in der Temperaturfeldrechnung ausgeglichen. Gerade für den Fall, dass eine gemessene Temperatur zur Verfügung steht, jedoch keine berechneten HTC und TBULK, müssen für die Temperaturfeldberechnung Randbedingungen angenommen und angepasst werden. Je nach Qualität der Annahmen kann die Anpassung des HTC und der TBULK sehr aufwendig und das Ergebnis unzureichend sein. Durch eine automatische Anpassung der Randbedingungen (Optimierungsroutine) kann der Aufwand bei gleichzeitiger Steigerung der Ergebnisqualität verbessert werden. Ein erster methodischer Ansatz wurde aufbauend auf den Ergebnissen dieser Arbeit in [124] entwickelt.
- Für die Vorhersage der Lebensdauer von Bauteilen aus Gusseisen unter thermomechanischer Beanspruchung ist die Wahl des Verformungs- und des Lebensdauermodells von besonderer Bedeutung. Neben der untersuchten Kombination bestehend aus dem Gurson-Chaboche-Verformungsmodell und einem mechanismusbasiertem Lebensdauermodell aus [53] sind auch andere Modelle denkbar. Zur Bewertung von TMF wäre in einer weiterführenden Arbeit eine Betrachtung der in [125] verwendeten Verknüpfung des Chabo-

che-Modells mit einem zeitlich inkrementellem Lebensdauermodell oder auch die Kombination des verwendeten Gurson-Chaboche-Modells mit dem in der Software FemFat implementierten Lebensdauermodell nach [126, 127] möglich.

- Die zur Validierung und Überprüfung der Übertragbarkeit verwendeten FE-Modelle wurden so realitätsnah wie möglich ausgeführt. Dies führt zu einem sehr hohen Detaillierungsgrad (hoher Aufwand bei der Modellerstellung und Vernetzung), der mit einer großen Anzahl an zu berechnenden Freiheitsgraden (lange Rechenzeiten) einhergeht. Da es das Ziel sein muss, die Berechnungsmethode in den Konstruktions- und Auslegungsprozess einzubeziehen, sollten in weiterführenden Arbeiten die Möglichkeiten zur Reduktion des Modellierungs- und des Berechnungsaufwands untersucht und die daraus resultierenden Unsicherheiten bei den berechneten ertragbaren Zyklenzahl abgeschätzt werden.

8 Zusammenfassung

Die steigenden mechanischen und thermischen Belastungen von Zylinderköpfen in modernen Nutzfahrzeug-Dieselmotoren führen dazu, dass die thermomechanische Ermüdung und die Zylinderkopflebensdauer im Entwicklungsprozess eingehender betrachtet werden müssen. Im Hinblick auf Zeit und Kosten spielt dabei die numerische Simulation eine immer wichtigere Rolle.

In der vorliegenden Arbeit wurde am Beispiel von Einzelzylinderköpfen aus Gusseisen mit Vermiculargraphit die Berechnungsmethode anhand der Ergebnisse eines Komponentenversuchs validiert und anschließend deren Übertragbarkeit auf den Motorenversuch überprüft.

In dem Komponentenversuch wurde zur Validierung der Simulation die Zylinderkopftemperatur 5 mm unter dem Brennraumdeck und die Anrisszeitpunkte bestimmt. Es konnte gezeigt werden, dass durch die in den Zylinderkopf parallel zum Brennraumdeck eingebrachten Bohrungen und den verwendeten Klebstoff zur Fixierung der Thermoelemente die Messwerte beeinflusst werden. Zudem wurde festgestellt, dass bedingt durch den hohen Temperaturgradienten im Zylinderkopf, vor allem bei Abweichungen des Abstandes der Messfühler zum Brennraumdeck, nicht zu vernachlässigende Temperaturmessfehler zu erwarten sind.

Zur Berechnung der Lebensdauer im Komponentenversuch wurde der wasserraum- und brennraumseitige konvektive Wärmeübergang mittels Strömungssimulationen berechnet. Hierauf aufbauend wurden die zeitabhängige Temperaturverteilung in den Zylinderköpfen simuliert und die Ergebnisse mit der gemessenen Temperatur abgeglichen. Dadurch konnte eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Simulation erreicht werden. Dies ist notwendig, da die Zylinderkopftemperatur, insbesondere die Maximaltemperatur, einen sehr großen Einfluss auf die Zylinderkopflebensdauer haben.

Unter Berücksichtigung der Montage- und der thermischen Wechsellasten wurde die Verformung im Zylinderkopf ermittelt. Zur Beschreibung des Werkstoffverhaltens in der Berechnung ist ein kombiniertes Gurson-Chaboche-Modell verwendet worden. Mit diesem ist es möglich, die Zug/Druck-Asymmetrie und das zyklische elastisch-plastische Verformungsverhalten des Werkstoffs wiederzugeben. Die Ergebnisse des verwendeten mechanismusbasierten Lebensdauermodells zeigten, dass sich

mit dem Modell die Anrisslage im Zylinderkopf sehr gut vorhersagen lassen. Durch eine Anpassung der Parameter des Lebensdauermodells konnte auch die quantitative Vorhersage der ertragbaren Zyklenzahl bei der Nachrechnung des Komponentenversuchs deutlich verbessert werden.

Da bei der Auslegung die Haltbarkeit der Bauteile in Motordauerläufen entscheidend ist, wurde die Übertragbarkeit der an die Ergebnisse aus dem Komponentenversuch angepassten Berechnungsmethode auf einen Thermoschock-Motorenversuch überprüft.

Im Motorenversuch wurde für den Abgleich mit den Simulationsergebnissen ebenfalls die Temperatur 5 mm unter dem Brennraumdeck sowie die Anrisszeitpunkte bestimmt. Die verwendeten Zylinderköpfe sind dabei geometrisch identisch mit den im Komponentenversuch verwendeten. Es zeigte sich, dass sich die Werkstoffqualität der Zylinderkopfcharge von der im Komponentenversuch unterscheidet. Daraus war auch ein Einfluss auf die Lebensdauer der Zylinderköpfe zu erwarten.

Für die Nachrechnung des Motorenversuchs wurden die wasserraum- und die brennraumseitigen konvektiven Randbedingungen aus einem dieser Arbeit vorangegangenen Projekt übernommen. Damit eine gute Übereinstimmung zwischen der berechneten und der gemessenen Temperatur erreicht wird, wurden der Wärmeübergangskoeffizient und die wandnahe Temperatur der Wärmeintragseite angepasst. Mit den angepassten Randbedingungen wurde die transiente Temperaturverteilung im Zylinderkopf berechnet. Diese korrelierte dabei sehr gut mit den Messwerten.

Die Spannung und Dehnung im Zylinderkopf ergibt sich im Motorenversuch aus den Montagelasten sowie aus der thermischen Wechsellast und einer durch den Zünddruck hervorgerufenen mechanischen Wechsellast. Für die Bewertung der Lebensdauer ist ein erweitertes Lebensdauermodell verwendet worden. Dieses berücksichtigt die Lebensdauerreduktion durch den überlagerten Zünddruck. Mit diesem konnten die Anrisslage im Zylinderkopf ebenfalls sehr gut vorhergesagt werden. Die berechnete ertragbare Zyklenzahl war dabei um den Faktor 2-3 zu konservativ. Dies wird vor allem auf die abweichende Werkstoffqualität zurückgeführt. Nachdem festgestellt wurde, dass eine erneute Anpassung der Parameter des Lebensdauermodells an die Ergebnisse aus dem Komponenten- und dem Motorenversuch nicht zielführend ist, wurde eine andere Möglichkeit vorgeschlagen, die berechnete ertragbare Zyklenzahl zur Vorhersage der Zylinderkopflebensdauer im Motorenversuch zu korrigieren und dadurch eine verbesserte quantitative Übereinstimmung zu erreichen.

Hierzu wurde ein Korrekturfaktor eingeführt. Mit diesem wurde, trotz der Unterschiede in der Werkstoffqualität, eine hinreichend gute Vorhersage der Zylinderkopflebensdauer (ertragbare Zyklenzahl) erreicht.

Insgesamt wurde in dieser Arbeit gezeigt, dass mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode die Lebensdauer von Zylinderköpfen aus Gusseisen mit Vermiculargraphit im Komponentenversuch qualitativ und auch quantitativ sehr gut vorhergesagt werden kann. Für die Vorhersagegüte ist dabei vor allem die Maximaltemperatur im Zylinderkopf und bei deren Messung die Positioniergenauigkeit der Messfühler entscheidend. Zudem wurde die Erkenntnis gewonnen, dass mit dem angepassten Lebensdauermodell auch die Zylinderkopflebensdauer in einem Thermoschock-Motorenversuch rechnerisch sehr gut wiedergegeben wird. Aufgrund der abweichenden Werkstoffqualität wird die ertragbare Zyklenzahl jedoch mit einem Faktor von 2-3 zu konservativ berechnet. Um dies zu korrigieren, wurde eine entsprechende Methode vorgeschlagen. Durch weitere Komponenten- wie auch Motorenversuche können die Datenbasis vergrößert und somit auch die Vorhersagegüte und die vorgeschlagene Korrekturmethode verfeinert werden.

Abbildungsverzeichnis

Bild 1:	Grundlegende Ausführungsformen von Zylinderköpfen	6
Bild 2:	Aufbau eines Zylinderkopfes am Beispiel eines Pkw-Dieselmotors [4]	7
Bild 3:	Wasserraum eines Einzelzylinderkopfes (Nfz-Dieselmotor).....	8
Bild 4:	Temperatur-Zeit-Verlauf im Zk bei zyklischer Temperaturbelastung (schematisch)	9
Bild 5:	Typische Ausscheidungsformen von Graphit in grauem Gusseisen [25]	12
Bild 6:	Wärmeleitfähigkeit von EN-GJL, EN-GJV und EN-GJS in Abhängigkeit von der Temperatur [28]	13
Bild 7:	Wärmeausdehnungskoeffizient von EN-GJL, EN-GJV und EN-GJS in Abhängigkeit von der Temperatur [28].....	14
Bild 8:	Schematische Verfestigungskurven von EN-GJL, EN-GJV und EN-GJS [28]	16
Bild 9:	Einfluss des Anteils an Vermiculargraphit auf die mechanischen Eigenschaften [25]	17
Bild 10:	Spannung-Wöhlerkurven von EN-GJL, EN-GJV und EN-GJS [32].....	19
Bild 11:	Spannung-Totaldehnung-Zusammenhang bei zyklischer Beanspruchung [31].....	20
Bild 12:	Fließfläche nach von Mises im Hauptspannungsraum [46].....	25
Bild 13:	Grenzfälle des Verfestigungsverhaltens [47]	27
Bild 14:	Vergleich zwischen gemessener und berechneter Spannung [58]	31
Bild 15:	Berechnungsmethodik zur Ermittlung der Zylinderkopflebensdauer	33
Bild 16:	Einzelzylinderkopf der MAN Truck & Bus AG ohne Auslassventile.....	36
Bild 17:	Übersicht über die Messfühlerbohrungen im Zylinderkopf	37
Bild 18:	Zylinderkopfwerkstoff A1E2-Ventilsteg (Komponentenversuch).....	38
Bild 19:	Aufbau des Prüfstands für den Komponentenversuch	39
Bild 20:	Gemessener Temperatur-Zeit-Verlauf an den 16 Messstellen von Zylinderkopf 1	42
Bild 21:	Risslagen bei Zylinderkopf 1 nach Abschluss des Prüflaufs	43
Bild 22:	Risslagen bei Zylinderkopf 2 nach Abschluss des Prüflaufs	43
Bild 23:	Risslagen bei Zylinderkopf 3 nach Abschluss des Prüflaufs	44
Bild 24:	CAD-Modell des Prüfaufbaus für die Nachrechnung des Komponentenversuchs	45
Bild 25:	Geometriemodell für die kühlwasserseitige Strömungssimulation	46
Bild 26:	Kühlwasser-Strömungsgeschwindigkeit im Zylinderkopf.....	47
Bild 27:	Wärmeübergangskoeffizient (wasserraumseitig).....	48
Bild 28:	Wandnahe Temperatur (wasserraumseitig).....	48
Bild 29:	Geometriemodell für die brennraumseitige Strömungssimulation.....	49
Bild 30:	Fluidtemperatur in der brennraumseitigen Strömungssimulation	50
Bild 31:	Wärmeübergangskoeffizient und wandnahe Temperatur (brennraumseitig)	51
Bild 32:	Diskretisierung im Bereich der Ventilstege für die Temperaturfeldberechnung	51
Bild 33:	Berechneter Temperatur-Zeit-Verlauf an den 16 Messstellen von Zylinderkopf 1	53
Bild 34:	Temperaturverteilung in den Zylinderköpfen (Komponentenversuch).....	53

Bild 35: Temperaturgradient im Auslassventilsteg am Ende der Aufheizphase	54
Bild 36: Akkumulierte viskoplastische Dehnung im Zylinderkopf beim Aufheizen	55
Bild 37: Zugspannung im Zylinderkopf beim Abkühlen.....	56
Bild 38: Berechnete ertragbare Zyklenzahl für Zylinderkopf 1 (Komponentenversuch)	57
Bild 39: Berechnete ertragbare Zyklenzahl für Zylinderkopf 2 (Komponentenversuch)	57
Bild 40: Berechnete ertragbare Zyklenzahl für Zylinderkopf 3 (Komponentenversuch)	58
Bild 41: Temperaturfeld ohne und mit Messfühlerbohrungen am Ende der Aufheizphase	59
Bild 42: Gemessene Abweichung der Thermoelemente von der Soll-Position	60
Bild 43: Positionsabweichung in Richtung der Bohrungsachse	61
Bild 44: Positionsabweichung senkrecht zur Bohrungsachse	62
Bild 45: Positionsabweichung senkrecht zum Brennraumdeck (ohne Messfühlerbohrungen).....	63
Bild 46: Positionsabweichung senkrecht zum Brennraumdeck (mit Messfühlerbohrungen).....	64
Bild 47: Temperatur-Zeit-Verlauf bei Abweichung der Maximaltemperatur vom Referenzwert.....	66
Bild 48: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Zylinderkopftemperatur am Beispiel der 16 Messstellen von Zylinderkopf 1.....	67
Bild 49: Vergleich der Spannungsmehrachsigkeit zwischen einem TMF-Probenversuch (rot) und dem A2E1-Ventilsteg (blau)	70
Bild 50: Berechnete Schädigung D_{TMF} in Abhängigkeit von der im Komponentenversuch ermittelten ertragbaren Zyklenzahl N_f	74
Bild 51: Zylinderkopfwerkstoff A1E2-Ventilsteg (Motorenversuch).....	79
Bild 52: Nummerierung der Zylinder im Motorenversuch.....	80
Bild 53: Gemessener Temperatur-Zeit-Verlauf an den 13 Messstellen von Zylinderkopf 4	83
Bild 54: Leistung, Drehmoment und Zünddruck des Versuchsmotors in Abhängigkeit von der Dreh- zahl.....	84
Bild 55: Anriss am A2E1-Ventilsteg von Zylinderkopf 4.....	86
Bild 56: CAD-Modell des Versuchsmotors für die Nachrechnung des Motorenversuchs [102]	87
Bild 57: Wärmeübergangskoeffizient, Wasserraum linke Zylinderbank.....	89
Bild 58: Wandnahe Temperatur, Wasserraum linke Zylinderbank	89
Bild 59: Wärmeübergangskoeffizient, Brennraum linke Zylinderbank	90
Bild 60: Wandnahe Temperatur, Brennraum linke Zylinderbank	91
Bild 61: Berechneter Temperatur-Zeit-Verlauf an den 13 Messstellen von Zylinderkopf 4	93
Bild 62: Temperaturverteilung im Zylinderkopf (Motorenversuch).....	94
Bild 63: Diskretisierung des FE-Modells (Motorenversuch).....	95
Bild 64: Temperatur und Zünddruck in Abhängigkeit von der Zeit in der Verformungsrechnung.....	98
Bild 65: Spannung in Abhängigkeit von der Totaldehnung und der Temperatur am Beispiel des A2E1-Ventilstegs.....	99
Bild 66: Dehnungsbehinderung in den Ventilstegen des Zylinderkopfes	100
Bild 67: Vergleich der ertragbaren Zyklenzahl ohne und mit HCF (Zylinderkopf 4)	104
Bild 68: Ertragbare Zyklenzahl für die Zk der linken Zylinderbank (Motorenversuch).....	105
Bild 69: Ertragbare Zyklenzahl für die Zk der rechten Zylinderbank (Motorenversuch)	105

Bild 70: Vergleich zwischen gemessener und berechneter Zylinderkopftemperatur am Beispiel der 13 Messstellen von Zylinderkopf 4 [102].....	107
Bild 71: Vergleich des transienten Temperaturverlaufs im Auslassventilsteg (Zylinderkopf 4).....	108
Bild 72: Berechnete Schädigung D_{TMF} in Abhängigkeit von der im Komponenten- und Motorenversuch ermittelten ertragbaren Zyklenzahl N_f	112
Bild 73: Abhängigkeit des Korrekturfaktors von der berechneten ertragbaren Zyklenzahl.....	112

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Chemische Zusammensetzung EN-GJV 450 (Komponentenversuch)	38
Tabelle 2:	Eingestellte Prüfstandsparameter im Komponentenversuch.....	41
Tabelle 3:	Fluidtemperatur und Einlassströmungsgeschwindigkeit in der brennraumseitigen Strömungssimulation	50
Tabelle 4:	Vergleich zwischen der im Komponentenversuch ermittelten und der berechneten ertragbaren Zyklenzahl.....	68
Tabelle 5:	Vergleich zwischen der im Komponentenversuch ermittelten und der mit der angepassten Modellvorhersage berechneten ertragbaren Zyklenzahl	74
Tabelle 6:	Chemische Zusammensetzung EN-GJV 450 (Motorenversuch).....	78
Tabelle 7:	Technische Daten des Versuchsmotors [98-100].....	79
Tabelle 8:	Gemessene Temperatur in den Ventilstegen am Ende der Aufheizphase	82
Tabelle 9:	Temperaturabweichung zwischen erster und zweiter Temperaturmessung im Motorenversuch.....	85
Tabelle 10:	Berechnete Temperatur in den Ventilstegen am Ende der Aufheizphase	93
Tabelle 11:	Temperaturabweichung an den Messstellen in den Ventilstegen	96
Tabelle 12:	Berechnete ertragbare Zyklenzahl in den kritischen Bereichen (Motorenversuch).....	106
Tabelle 13:	Vergleich zwischen der im Motorenversuch ermittelten und der berechneten ertragbaren Zyklenzahl.....	111
Tabelle 14:	Vergleich der korrigierten ertragbaren Zyklenzahl mit der Zyklenzahl aus dem Motorenversuch.....	113

Literaturverzeichnis

- [1] T. Göcmez, S. Lauer, F. Maassen: **Auslegung von Diesel-Zylinderköpfen**, Sonderausgabe ATZ, April 2011, S. 10-20
- [2] S. Trampert, R. Beykirch, B. Laubner: **Vorsprung durch Strukturoptimierung bei der Motorenentwicklung**, Sonderausgabe ATZ und MTZ, Juni 2007, S. 74-81
- [3] E. Hoepke, S. Breuer, W. Appel, H. Brähler, U. Dahlhaus, T. Esch, S. Kopp, B. Rhein: **Nutzfahrzeugtechnik**, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 5. Auflage, 2008, S. 377-379
- [4] E. Köhler, R. Flierl: **Verbrennungsmotoren**, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 5. Auflage, 2009, S. 268-312
- [5] M. Bargende: **Verbrennungsmotoren III**, Vorlesungsskriptum, Institut für Verbrennungsmotoren und Krafffahrwesen, Universität Stuttgart, Wintersemester 2004/2005
- [6] U. Spicher: **Verbrennungsmotoren A**, Vorlesungsskriptum, Institut für Kolbenmaschinen, Universität Karlsruhe (TH)
- [7] MAN Truck & Bus AG, **Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik**, 2008, S. 117
- [8] W. Bauer: **Empirisches Modell zur Bestimmung des dynamischen Strahlkegelwinkels**, Dissertation, TU München
- [9] J. H. Ferziger, M. Peric: **Numerische Strömungsmechanik**, Springer, Berlin Heidelberg, 1. Auflage, 2008
- [10] W. Kümmel: **Technische Strömungsmechanik**, Teubner, Wiesbaden, 3. Auflage, 2007
- [11] H. Sorger, F. Zieher, U. Sauerwein, W. Schöffmann: **Hochbelastete Zylinderköpfe für Otto- und Dieselmotoren**, Motortechnische Zeitschrift, 69, 2008, 2, S. 104-113
- [12] S. Thalmeier, A. Fischersworing-Bunk, F.-J. Klinkenberg, K.-H. Lang, D. Löhe: **Zur thermomechanischen Bewertung hochbelasteter Aluminium-Zylinderköpfe**, MP Materials Testing, 49, 2007, 3, S. 113-117
- [13] S. Scharf: **Neue gießereitechnische Entwicklungen für Zylinderköpfe**, Motortechnische Zeitschrift, 73, 2012, 4, S. 300-309
- [14] G. Pitz, T. Beck, K.-H. Lang, D. Löhe: **Thermisch-mechanisches und isothermes Ermüdungsverhalten der Nickelbasis-Superlegierung IN 792 CC**, Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, 28, 1997, S. 142-148
- [15] A. Polej, V. Wichman: **Instationäre thermische und mechanische Motorbelastung von EURO – III – abgasoptimierten Nutzfahrzeugdieselmotoren**, Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. 750, Heft 765, 2002
- [16] T. Hamm, H. J. Ecker, M. Rebbert, M. Grafen: **Zylinderkopfkonzeppte für hohe Spitzendrücke**, Motortechnische Zeitschrift, 69, 2008, 6, S. 526-533
- [17] M. Diviš, R. Tichánek, M. Španiel: **Heat Transfer Analysis of Diesel Engine Head**, Acta Polytechnica, 43, 2003, 5, S. 34-39

- [18] B. Berndt, K. Ruschmeyer, S. Schneider, F. Schlerege: **Zylinderspitzendrücke**, Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. 911, Heft 919, 2010
- [19] S. Knirsch, E. Ambos, M. Todte: **Werkstoff- und Verfahrensentwicklung für Zylinderköpfe von hochbelasteten Verbrennungsmotoren**, Motortechnische Zeitschrift, 65, 2004, 4, S. 292-297
- [20] K. Mollenhauer, H. Tschöke: **Handbuch Dieselmotoren**, Springer, Berlin Heidelberg, 3. Auflage, 2007, S. 383-385
- [21] F. Langmayr, F. Zieher, M. Lampic: **Thermomechanik von Gusseisen für Zylinderköpfe**, Motortechnische Zeitschrift, 65, 2004, 4, S. 298-303
- [22] H.-J. Bargel, G. Schulze, H. Hilbrans, K.-H. Hübner, O. Krüger: **Werkstoffkunde**, Springer, Berlin Heidelberg, 10. Auflage, 2008, S. 258-266
- [23] E. Hornbogen, G. Eggeler, E. Werner: **Werkstoffe**, Springer, Berlin Heidelberg, 10. Auflage, 2012, S. 347-402
- [24] E. Werner: **Werkstoffkunde 2**, Vorlesungsskriptum, Lehrstuhl für Werkstoffkunde und Werkstoffmechanik, TU München, 2009
- [25] H. Berns, W. Theisen: **Eisenwerkstoff – Stahl und Gusseisen**, Springer, Berlin Heidelberg, 4. Auflage, 2008, S. 31-34 und S. 144-162
- [26] R. Hallstein, D. Eifler, D. Löhe: **Einfluß von Graphitbildung und Matrixgefüge auf das thermische Ermüdungsverhalten hochbeanspruchter Gußeisenwerkstoffe**, Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. 458, Heft Nr. 500, 1991
- [27] R. Hallstein, D. Eifler, D. Löhe: **Thermisch mechanische Ermüdungsbeanspruchung von Gußeisenwerkstoffen unter betriebsnahen Bedingungen**, Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. 360, Heft 458, 1989
- [28] K. H. Lang, D. Löhe: **Untersuchungen zum ein- und wechelsinnigen Verformungsverhalten verschiedener Gußeisensorten im Temperaturbereich $20^{\circ}\text{C} \leq T \leq 500^{\circ}\text{C}$** , Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. 228, Heft Nr. 312, 1982
- [29] E. A. Avallone, T. Baumeister, Ali M. Sadegh: **Mark's Standard Handbook for Mechanical Engineers**, McGraw-Hill, New York, 11. Auflage, 2007
- [30] M. Scheffer: **Gefügeschädigung in thermisch hochbelasteten Eisengussbauteilen**, Diplomarbeit, Universität Kassel, Mai 2009
- [31] D. Radaj, M. Vormwald: **Ermüdungsfestigkeit – Grundlagen für Ingenieure**, Springer, Berlin Heidelberg, 3. Auflage, 2007
- [32] K. H. Lang, D. Eifler: **Untersuchungen zur Erkennung, Entwicklung und Ausbreitung von Schwingungsrissen in hochtemperaturbeanspruchten Eisengußwerkstoffen**, Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. 294, Heft Nr. 372, 1985
- [33] D. Fiegel: **Ermittlung zyklischer Werkstoffeigenschaften hochbelasteter Bauteile**, Diplomarbeit, Georg-Simon-Ohm Fachhochschule Nürnberg, Februar 2003
- [34] U. Zerbst, M. Schödel, M. Vormwald: **Ermüdungsrissausbreitung**, Materials Testing, 49, 2007, 3, S. 70-80
- [35] E. Haibach: **Betriebsfestigkeit**, Springer, Berlin Heidelberg, 3. Auflage, 2006

- [36] H. Nieth: **Dauerwechselfestigkeit von Gußwerkstoffen bei phasengleicher Überlagerung von Zug-, Druck- und Biegebeanspruchung**, Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. 62 und 63, Heft Nr. 86, 1971
- [37] D. Freund: **Einfluß der Gußhaut auf das Schwingfestigkeitsverhalten von Gußeisen mit Kugelgraphit**, Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. 455, Heft Nr. 514, 1992
- [38] W. A. Wall, B. Bornemann: **Finite Elemente**, Vorlesungsskriptum, Lehrstuhl für Numerische Mechanik, TU München, 2009
- [39] B. Klein: **FEM**, Vieweg, Wiesbaden, 7. Auflage, 2007, S. 19-26 und S. 253-257
- [40] M. Itskov: **Tensor Algebra and Tensor Analysis for Engineers**, Springer, Berlin Heidelberg, 2. Auflage, 2009, S. 7
- [41] D. Gross, W. Hauger, P. Wriggers: **Technische Mechanik Band 4**, Springer, Berlin Heidelberg, 7. Auflage, 2009, S. 102-113
- [42] R. Kienzler, R. Schröder: **Einführung in die höhere Festigkeitslehre**, Springer, Berlin Heidelberg, 1. Auflage, 2009, S. 105-160
- [43] J. Wissmann, K.-D. Sarnes: **Finite Elemente in der Strukturmechanik**, Springer, Berlin Heidelberg, 1. Auflage, 2006, S. 142-149
- [44] D. Gross, T. Seelig: **Bruchmechanik**, Springer, Berlin Heidelberg, 4. Auflage, 2007, S. 15-28
- [45] J. Besson, G. Cailletaud, J.-L. Chaboche, S. Forest: **Non-Linear Mechanics of Materials**, Springer, Berlin Heidelberg, 1. Auflage, 2010
- [46] W. Rust: **Nichtlineare Finite-Elemente-Berechnungen**, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 1. Auflage, 2009, S. 170-227
- [47] J. Rösler, H. Harders, M. Bäker: **Mechanisches Verhalten der Werkstoffe**, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 3. Auflage, 2008, S. 82-106
- [48] L. Nadala: **FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik**, Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 1. Auflage, 2010, S. 151-185
- [49] J. L. Chaboche, O. Jung: **Application of a kinematic hardening viscoplasticity model with thresholds to the residual stress relaxation**, International Journal of Plasticity, 13, 1998, 10, S. 785-807
- [50] D. Gross, W. Hauger, J. Schröder, E. Werner: **Formeln und Aufgaben zur Technischen Mechanik 4**, Springer, Berlin Heidelberg, 2. Auflage, 2012, S. 303-380
- [51] S. Kalpakjian, S. R. Schmid, E. Werner: **Werkstofftechnik**, Person Studium, München, 1. Auflage, 2011, S. 73-139
- [52] W. Eichseder, G. Winter, H. Köberl: **Material and fatigue life models for thermo-mechanical loaded components**, Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, 39, 2008, 10, S. 777-782
- [53] A. Uihlein, K.-H. Lang, T. Seifert, H. Riedel, R. Mohrmann, G. Maier: **Entwicklung von Rechenmodellen zur Lebensdauervorhersage von Motorbauteilen unter thermisch-mechanischer Ermüdungsbeanspruchung**, Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. 825, Heft Nr. 860, 2008
- [54] T. Seifert, H. Riedel: **Mechanism-based thermomechanical fatigue life prediction of cast iron. Part I: Models**, International Journal of Fatigue, 32, 2010, S. 1358-1367

- [55] M. Metzger, M. Knappe, T. Seiffert: **Materialmodell zur Lebensdauervorhersage von Bauteilen aus Eisengusswerkstoffen**, Motortechnische Zeitschrift, 72, 2011, 10, S. 798-804
- [56] G. Bernauer, W. Brocks, U. Mühlich, D. Steglich, M. Werwer: **Hinweise zur Anwendung des Gurson-Tvergaard-Needleman-Modells**, Technical Note, Institut für Werkstofforschung, GKSS-Forschungszentrum Geesthacht, 1999
- [57] S. Hao, W. Brocks: **The Gurson-Tvergaard-Needleman-model for rate and temperature-dependent materials with isotropic and kinematic hardening**, Computational Mechanics, 20, 1997, S. 34-40
- [58] T. Seiffert, G. Maier, A. Uihlein, K.-H. Lang, H. Riedel: **Mechanism-based thermomechanical fatigue life prediction of cast iron. Part II: Comparison of model predictions with experiments**, International Journal of Fatigue, 32, 2010, S. 1368-1377
- [59] H. Heitmann: **Betriebsfestigkeit von Stahl: Vorhersage der technischen Anrisslebensdauer unter Berücksichtigung des Verhaltens von Mikrorissen**, Dissertation, RWTH Aachen, 1983
- [60] C. Schweizer, T. Seiffert, M. Schlesinger, H. Riedel: **Korrelation zwischen zyklischer Risspitzenöffnung und Lebensdauer**, DVM-Bericht, 239, 2007, S. 237-246
- [61] H. D. Baehr, K. Stephan: **Wärme- und Stoffübertragung**, Springer, Berlin Heidelberg, 5. Auflage, 2006
- [62] J. H. Spurk, N. Aksel: **Strömungslehre**, Springer, Berlin Heidelberg, 7. Auflage, 2007
- [63] A. Ennemoser, K. Mahmoud, E. Winklhofer: **Kombinierte Fluid- und Strukturberechnung zur thermischen Analyse in Zylinderköpfen von Verbrennungskraftmaschinen**, Motortechnische Zeitschrift, 60, 1999, 5, S. 340-345
- [64] H. Petutschnig, P. Klinner, A. Kobor, E. Schutting: **Rechnerische Abbildung des Temperaturfeldes in Zylinderköpfen moderner Dieselmotoren**, Motortechnische Zeitschrift, 63, 2002, 12, S. 1010-1019
- [65] S. Thalmeier, A. Fischersworing-Bunk, F.-J. Klinkenberg, K.-H. Lang: **Thermomechanische Schädigung – Von der Mikrostruktur zur FE-Analyse**, Motortechnische Zeitschrift, 69, 2008, 3, S. 206-211
- [66] F. Achatz, J. Fröschl, S. Rödling, J. Gärtner: **Innovatives Bauteilprüfkonzept für Zylinderköpfe**, Motortechnische Zeitschrift, 70, 2009, 12, S. 930-934
- [67] F. Achatz, J. Fröschl, S. Rödling: **Zeitgeraffte und kostenoptimierte Bauteilprüfung an Zylinderköpfen**, Materials Testing, 52, 2010, 7-8, S. 502-507
- [68] G. Oehler, W. Vogel, M. Raup, I. Möller, J. Türk: **Der neue V8-Dieselmotor von MAN**, Motortechnische Zeitschrift, 69, 2008, 9, S. 670-679
- [69] MAN Truck & Bus AG: **Zylinderköpfe aus Gusseisen mit Vermikulargraphit – Technische Lieferbedingungen**, Werknorm M3453, MAN Truck & Bus AG, September 2006
- [70] U. Specht, F. Achatz: **CFD-Auslegungsrechnung Kurbelgehäusedummy**, Interner Bericht, IABG mbH, 2008
- [71] M. Leidenfrost, E. Werner, D. Meyer: **Lebensdauerbewertung von thermomechanisch belasteten Gusseisen-Zylinderköpfen**, Materials Testing, 53, 2011, 11-12, S. 758-762

- [72] K. Sihling, W. Chen, J. Fieger: **Bestimmung der örtlichen gas- und kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten als Randbedingungen zur Vorausberechnung der thermischen Belastung der Bauteile**, Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. 132 und 175, Heft Nr. 181, 1976
- [73] Artec Engenious Coolants: **Havoline Antifreeze Coolant (Havoline AFC)**, Produktdatenblatt, Artec Engenious Coolants, 2005
- [74] ANSYS Inc.: **ANSYS CFX-Solver Modeling Guide**, Handbuch, ANSYS Inc., 2006, S. 72-74
- [75] ANSYS Inc.: **ANSYS CFX-Solver Theory Guide**, Handbuch, ANSYS Inc., 2006, S. 107-118
- [76] ANSYS Inc.: **ANSYS CFX-Pre User's Guide**, Handbuch, ANSYS Inc., 2006, S. 101-114
- [77] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg.): **VDI-Wärmeatlas**, Springer, Berlin Heidelberg, 10. Auflage, 2006, S. Dbb2-Dbb16
- [78] N. Peters: **Technische Verbrennung**, Vorlesungsskriptum, Institut für Technische Verbrennung, RWTH-Aachen
- [79] Y. E. Grois, R. Sieber, M. Harasek, G. Löffler, H. Hofbauer: **Numerische Simulation der Verbrennung in einem 10 MW-Gasbrenner mittels FLUENT**, Bericht, Institut für Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und technische Biowissenschaften, TU Wien, 2005
- [80] D. Kuhn: **Messung von Temperatur- und Konzentrationsprofilen mittels Laserinduzierter Fluoreszenz (LIF)**, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2000
- [81] PanGas: **Produktspezifikation Flüssiggas Propan C₃H₈**, Datenblatt, PanGas, 2010
- [82] G. Li: **Berechnung und Verifikation des Temperaturfeldes im Zylinderkopf durch Nachbildung des Wärmeeintrags mittels einer Gasbrennerströmung**, Diplomarbeit, Universität Stuttgart, Mai 2010
- [83] C. Fieberg, M. Korthäuer: **Kontaktdruckabhängiger Wärmeübergang im motorischen Umfeld**, Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. M2401, Heft Nr. 828, 2006
- [84] S. Brendler: **Hochtemperaturschädigungsrechnung am Beispiel eines Zylinderkopfes**, Masterarbeit, Fachhochschule Landshut, Dezember 2010
- [85] K. Thies: **Messung der Injektorkraft auf den Cu-Dichtring**, Interner Untersuchungsbericht F061/07/1, MAN Truck & Bus AG, 2009
- [86] K. Thies: **Vorspannkraft Injektor und Druckrohrstutzen (DRS)**, Interner Untersuchungsbericht F176/06/1, MAN Truck & Bus AG, 2007
- [87] K. Thies: **Setzkurven Zylinderkopfschraube**, Interner Untersuchungsbericht F166/03/1, MAN Truck & Bus AG, 2004
- [88] E. Ugur: **Thermoschock Berechnung des MAN D28 V8 Neu Motors (Fahrzeug)**, Interner Bericht, AVL List GmbH, 2005
- [89] M. Leidenfrost, E. Werner: **Temperaturmessung an einem thermisch belasteten Zylinderkopf**, Motortechnische Zeitschrift, 73, 2012, 7-8, S. 620-624
- [90] M. Leidenfrost, E. Werner: **Measuring temperature at a cylinder head under thermal load**, MTZworldwide, 73, 2012, 7-8, S. 70-74
- [91] H.-J. Kühn, O. Kahlcke, S. Brookes: **A practicable nominal temperature tolerance for TMF-tests**, International Journal of Fatigue, 30, 2008, S. 277-285

- [92] K.-H. Lang: **Thermomechanische Ermüdung von Gusseisenwerkstoffen**, Fortbildungsseminar Thermomechanische Ermüdung, DVM, 2012
- [93] M. Leidenfrost: **Iststand-Analyse Zylinderkopfschäden Teil 1**, Interner Untersuchungsbericht F/139/08/1, MAN Truck & Bus AG, 2011
- [94] M. Leidenfrost: **Iststand-Analyse Zylinderkopfschäden Teil 2**, Interner Untersuchungsbericht F/139/08/2, MAN Truck & Bus AG, 2011
- [95] J. Lemaitre, R. Desmorat: **Engineering Damage Mechanics**, Springer, Berlin Heidelberg, 1. Auflage, 2005
- [96] A. Völling: **Berücksichtigung der Dehnungsbehinderung in bruchmechanischen Sicherheitsanalysen**, Dissertation, RWTH Aachen, 2009
- [97] L. Cui, A. Scholz, P. von Hartrott, M. Schlesinger: **Entwicklung von Modellen zur Lebensdauervorhersage von Kraftwerksbauteilen unter thermisch-mechanischer Kriechermü-dungsbeanspruchung**, Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. 895, Heft Nr. 888, 2009
- [98] MAN Truck & Bus AG: **D2868 8-Zylinder V-Motor für Nutzfahrzeuge**, Datenblatt, MAN Truck & Bus AG, 2010
- [99] MAN Truck & Bus AG: **MAN Motoren für Mobile Maschinen – Das Produktprogramm**, Präsentation, MAN Truck & Bus AG, 2010
- [100] MAN Truck & Bus AG: **MAN D2868 V8 Common Rail**, Präsentation, MAN Truck & Bus AG, 2007
- [101] MAN Truck & Bus AG: **Kennwerte Motor zur Durchführung von Erprobungsläufen**, Arbeits- / Prüfanweisung 677N, MAN Truck & Bus AG, 2010
- [102] M. Metzger, M. Leidenfrost, E. Werner, H. Riedel, T. Seifert: **Lifetime prediction of EN-GJV 450 cast iron cylinder heads using a mechanism-based model: Combined thermomechanical and high cycle fatigue loading**, International Journal of Fatigue, in Vorbereitung
- [103] R. Pöschl, P. Cartellieri: **MAN D28 V8 neu**, Interne Präsentation, AVL List GmbH, 2005
- [104] M. Mittermaier, R. Pöschl: **MAN D28 V12 Yacht Motor Zylinderkopfmodifikation**, Interne Präsentation, AVL List GmbH, 2009
- [105] D. Konrad, E. Ugur, R. Pöschl: **MAN D28 V8 neu TMF-Berechnung – Siedeeffekte**, Interne Präsentation, AVL List GmbH, 2005
- [106] D. Konrad, E. Ugur: **MAN D28 V8 neu TMF-Berechnung – Kalibrierung Messung - Berechnung**, Interne Präsentation, AVL List GmbH, 2005
- [107] M. Leidenfrost: **FEM-Gestaltsoptimierung am Zylinderkopf unter Temperaturbelastung**, Diplomarbeit, Georg-Simon-Ohm Fachhochschule Nürnberg, Januar 2008
- [108] J. Schneider, J. Schnurrenberger, J. Ludwig, G. Unseld, A. Weiß: **Weiterentwicklungen beim Wellenstopper**, Motortechnische Zeitschrift, 64, 2003, 10, S. 842-849
- [109] REINZ-Dichtungs-GmbH: **Zylinderkopfdichtungen**, Produktübersicht, REINZ-Dichtungs-GmbH, 2008
- [110] Dassault Systèmes: **Abaqus 6.11 Documentation**, Handbuch, Dassault Systèmes, 2011
- [111] CADFEM GmbH: **ANSYS Contact Mechanics**, Seminarunterlagen, CADFEM GmbH, 2010

- [112] A. Linke, P. Steffe, M. Bugsch, D. Pinkernell: **Thermo-mechanische Berechnung des Zylinderkopfes eines MAN-Großdieselmotors mittels Fluid-Struktur-Kopplung**, Ansys Conference & 27th CADFEM User's Meeting, Präsentation, 2009
- [113] M. Metzger, B. Nieweg, Y. Brontfeyn, M. Tandler, C. Schweizer, L. Heritier, K.-H. Lang: **Rechenmodelle zur Lebensdauervorhersage von Motorbauteilen unter thermomechanischer und überlagerter hochzyklischer Ermüdungsbeanspruchung**, Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. 985, Heft Nr. 947, 2011
- [114] G. Winter, H. Köberl, W. Eichlseder: **Methoden zur Ermittlung der TMF-Lebensdauer von GJV 450**, Gießerei-Rundschau, 55, 2008, S. 238-241
- [115] R. J. A. Ehart, P. Nefischer, W. Eichlseder: **Materialmodellierung und Lebensdauerabschätzung**, Materials Testing, 49, 2007, 9, S. 474-479
- [116] R. J. A. Ehart, P. Nefischer, M. Riedler: **Materialmodellierung und Lebensdauerabschätzung bei thermomechanisch beanspruchten Motorbauteilen unter Berücksichtigung von Alterungsvorgängen**, DVM-Bericht 133 „Betriebsfestigkeit in der virtuellen Produktentwicklung, 2006, S. 109-121
- [117] C. Schweizer, T. Seifert, B. Nieweg, P. v. Hartrott, H. Riedel: **Mechanisms and modeling of the fatigue crack growth under combined isothermal and high cycle fatigue loading**, International Journal of Fracture, 80, 1996, S. 165-192
- [118] C. F. Shih: **Tables of the Hutchinson-Rice-Rosengreen singular field quantities**, Brown University Report MRL E-147, 1983
- [119] J. C. Newman: **A crack-closure model for predicting fatigue crack growth under aircraft spectrum loading**, Methods and models for predicting fatigue crack growth under random loading, ASTM STP 748
- [120] J. C. Sturm: **Prozessimulation des Werkstoffes Gusseisen mit Vermiculargraphit**, Deutscher Gießereitag, Berlin, 2002
- [121] AVL List GmbH: **Quenching simulation using AVL FIRE**, Präsentation, AVL List GmbH, 2009
- [122] F. Maaßen, M. Loeprecht, A. Egner-Walter: **Rechnerische Optimierung von hochbelasteten Zylinderköpfen aus Aluminium – Dauerlaufsimulation**, 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2000, S. 805-842
- [123] D. Greif, Z. Kovacic, V. Srinivasan, D. M. Wang, M. Saffa: **Coupled Numerical Analysis of Quenching Process of Internal Combustion Engine Cylinder Head**, BHM, 154, 2009, 11, S. 509-517
- [124] V. Vaidyanathan: **Automated Optimization of the Boundary Conditions of a Thermal Analysis at the Cylinder Head**, Masterarbeit, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen Aachen, RWTH Aachen, Mai 2012
- [125] J. Schicker, R. Sievert, B. Fedelich: **Entwicklung von Rechenmodellen zur Lebensdauervorhersage von Werkstoffen für Abgasturbolader-Heißeile unter thermomechanischer Ermüdungsbeanspruchung und Übertragung für Anwendung auf Bauteile**, Abschlussbericht des FVV-Vorhabens Nr. 916, Heft Nr. 902, 2010

- [126] A. Nelhiebel: **Determination of the material parameters of a TMF damage model from experiments**, Diplomarbeit, Budapest University of Technology and Economics, 2006
- [127] R. Minichmayr, M. Riedler, G. Winter, H. Leitner, W. Eichlseder: **Thermo-mechanical fatigue life assessment of aluminium components using the damage rate model of Sehitoglu**, International Journal of Fatigue, 30, 2008, S. 298-304