

# TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen

## **Mechanische und thermische Beanspruchungen in Großdieselmotoren bei extrem hohen Mitteldrücken**

Simon Gregor Schneider

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. habil. Hartmut Spliethoff

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Horst Rulfs, Technische Universität Hamburg-Harburg

Die Dissertation wurde am 30.04.2012 bei der Technischen Universität München  
eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 14.11.2012 angenommen.

Herausgegeben von:  
Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister  
**LVK** - Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen  
Technische Universität München

Zugleich:

Dissertation, München, Technische Universität München, 2012

Die Informationen in diesem Buch wurden mit großer Sorgfalt erarbeitet. Dennoch können Fehler nicht völlig ausgeschlossen werden. Verlag und Autor übernehmen keine juristische Verantwortung oder irgendeine Haftung für eventuell verbliebene fehlerhafte Angaben und deren Folgen.

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt. Die dadurch begründeten Rechte, insbesondere die der Übersetzung, des Nachdrucks, der Entnahme von Abbildungen, der Wiedergabe auf photomechanischem oder ähnlichem Wege und der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen bleiben - auch bei nur auszugsweiser Verwendung - vorbehalten.

Layout und Satz: Simon Schneider  
Copyright © Simon Schneider 2012  
ISBN: 978-3-943813-04-3

Inmitten der Schwierigkeiten liegt die Möglichkeit.

*Albert Einstein*



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Stand der Technik und Entwicklung bei Großdieselmotoren	1
1.1.1	Emissionsregeln für Großdieselmotoren	1
1.1.2	Aktueller Stand der Technik bei Serienmotoren (Mittelschnellläufer)	2
1.1.3	Motorische Maßnahmen zur NO <sub>x</sub> -Reduzierung bei mittelschnell laufenden Großdieselmotoren	3
1.1.4	Zweistufige Aufladung bei mittelschnell laufenden Großdieselmotoren	5
1.1.5	Common-Rail-Systeme für Schwerölbetrieb	6
1.2	Vorangegangene Untersuchungen in FVV-Projekten an der TUHH (IET)	6
1.3	Ziele des Projekts „Zylinderspitzenrücke“ (FVV 911)	8
1.4	Wissenschaftliche Aufgabenstellung und Forschungsbedarf	10
1.5	Der Forschungsmotor 1L26/40 (Versuchsträger)	10
1.5.1	Konstruktive Anpassungen für extreme Zylinderdrücke	12
1.5.2	Ladeluft- und Abgassystem	12
1.5.3	Einspritzsystem	13
1.6	Nichtlineare Finite-Elemente-Analyse	13
1.6.1	Methode der finiten Elemente	13
1.6.2	Simulation nichtlinearer Effekte am Forschungsmotor 1L26/40	15
1.6.3	Einsatz der FEM in der Motorentwicklung	19
<b>2</b>	<b>Entwurf und Bau von Messbauteilen für die Motormessungen</b>	<b>20</b>
2.1	Konzept der DMS-Messung für Motorbauteile	21
2.1.1	Besonderheiten der Applikation von DMS an Motorbauteilen	22
2.1.2	Versiegelung der DMS	23
2.1.3	Konfiguration und Verschaltung	25
2.1.4	Aufbau der Messkette	26
2.1.5	Auswahl des Sensors	27
2.1.6	Messtechnik und Messverstärker	28
2.1.7	Datenerfassung innerhalb der LabView-Softwareumgebung	30
2.2	Auswertung, Korrektur und Umrechnung der Dehnungsmessungen	30
2.2.1	Senzorzustand und Plausibilitätsprüfung	31
2.2.2	Rechenweg und Fehlerursachen	32
2.2.3	Korrekturverfahren: Eichkurvenkorrektur	33
2.2.4	Korrekturverfahren: lineare Driftkorrektur	35
2.2.5	Vergleich der gemessenen Dehnungen mit der FEM-Simulation	35
2.2.6	Ermittlung von Spannungen aus den DMS-Messwerten	35
2.3	Messbauteile für DMS-Messungen	36
2.3.1	Zylinderkopf für Dehnungsmessungen	36
2.3.2	Zylinderbuchse für Dehnungsmessungen	37

2.3.3	Kolben für Dehnungsmessungen .....	39
2.4	Messbauteile für Temperaturmessungen .....	41
2.4.1	Zylinderkopf für Temperaturmessungen .....	42
2.4.2	Zylinderbuchse für Temperaturmessungen.....	44
2.4.3	Kolben für Temperaturmessungen.....	45
2.4.4	Schwinge zur Kabelführung .....	47
<b>3</b>	<b>Bauteilmessungen.....</b>	<b>50</b>
3.1	Versuchsplan für die Motorversuche .....	50
3.2	Messungsergebnisse der Bauteiltemperaturen .....	51
3.2.1	Temperatur des Zylinderkopfes.....	52
3.2.2	Temperatur der Zylinderbuchse .....	55
3.2.3	Temperatur des Kolbens .....	57
3.2.4	Fazit der Bauteiltemperaturmessungen .....	60
3.3	Messergebnisse der Bauteildehnungen .....	61
3.3.1	Bauteildehnungen der Zylinderbuchse.....	61
3.3.2	Bauteildehnungen des Zylinderkopfes .....	69
3.3.3	Bauteildehnungen des Kolbens.....	76
3.3.4	Einfluss von Maximaldruck und Motorlast auf die Bauteildehnungen .....	80
3.3.5	Fazit der Dehnungsmessungen .....	83
<b>4</b>	<b>FEM-Nachrechnung des Forschungsmotors.....</b>	<b>84</b>
4.1	FEM-Nachrechnung der thermischen Ergebnisse.....	85
4.1.1	Modellaufbau des FEM-Modells für die Nachrechnung .....	86
4.1.2	Randbedingungen für die Kühlgeometrien der thermischen FEM (aus CFD)....	87
4.1.3	Wärmeübergang an die Umgebung .....	89
4.1.4	Randbedingungen für die Wärmeleitfähigkeit der Kontakte .....	89
4.1.5	Werkstoffe und Wärmeleitfähigkeit der Bauteile .....	90
4.1.6	Arbeitsprozessrechnung für die Betriebspunkte der thermischen FEM .....	91
4.1.7	Randbedingungen in den Gaswechselkanälen nach Zapf.....	92
4.1.8	Brennraumseitige Randbedingungen für die FEM-Simulation aus APR.....	93
4.1.9	Bauteil Zylinderkopf: Thermische FEM und Vergleich zur Messung.....	97
4.1.10	Bauteil Zylinderbuchse: Thermische FEM und Vergleich zur Messung .....	101
4.1.11	Energiebilanz aus FEM-Simulation für Zylinderkopf und –buchse.....	105
4.1.12	Vergleich mit der Energiebilanz aus Prüfstandsmessdaten .....	106
4.1.13	Fazit der thermischen FEM .....	108
4.2	FEM-Nachrechnung der mechanischen Ergebnisse.....	109
4.2.1	Kontaktbedingungen der mechanischen FEM-Rechnung.....	110
4.2.2	Nichtlineare Materialgesetze für die Gusswerkstoffe der FEM .....	111
4.2.3	Ergebnisse der mechanischen FEM .....	112
4.3	Messung-Rechnung-Vergleich .....	118
4.3.1	Messung-Rechnung-Vergleich für die Dehnungen des Zylinderkopfes .....	118

4.3.2	Messung-Rechnung-Vergleich für die Dehnungen der Zylinderbuchse.....	121
4.3.3	Fazit des Messung-Rechnung-Vergleiches .....	123
4.4	Festigkeitsnachweis der Bauteile anhand des FEM-Ergebnisses.....	124
4.4.1	Festigkeitsnachweis für die Zylinderbuchse.....	125
4.4.2	Festigkeitsnachweis für den Zylinderkopf .....	131
4.4.3	Fazit der mechanischen FEM .....	139
<b>5</b>	<b>Gesamtfazit .....</b>	<b>141</b>
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung.....</b>	<b>142</b>
<b>7</b>	<b>Ausblick.....</b>	<b>146</b>
<b>8</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>147</b>
<b>9</b>	<b>Anhang .....</b>	<b>153</b>



# Formelzeichen und Indizes

## Lateinische Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Beschreibung
A	m <sup>2</sup>	Fläche
c <sub>m</sub>	m/s	mittlere Kolbengeschwindigkeit
c <sub>p</sub>	J/kgK	isobare spezifische Wärmekapazität
D	m	Zylinderbohrung
H <sub>u</sub>	kJ/kg	unterer Heizwert
L <sub>min</sub>	kg/kg	Mindestluftbedarf
n	1/min	Drehzahl
n <sub>n</sub>	1/min	Nenn Drehzahl
P	kW	Leistung
p	bar	Druck
P <sub>e</sub>	kW	effektive Leistung
p <sub>i</sub>	bar	indizierter Mitteldruck
p <sub>e</sub>	bar	effektiver Mitteldruck
p <sub>max</sub>	bar	maximaler Zylinderdruck
p <sub>mr</sub>	bar	Reibmitteldruck
Q	kJ	Wärme
Q <sub>B</sub>	kJ	Brennstoffwärme
Q <sub>W</sub>	kJ	Wandwärme
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
$\dot{Q}/A$	W/m <sup>2</sup>	Wärmestromdichte
T	K	Temperatur

## Griechische Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Beschreibung
α	W/m <sup>2</sup> K	Wärmeübergangskoeffizient
ΔT	K	Temperaturdifferenz
ε	-	Verdichtungsverhältnis
η	-	Wirkungsgrad
η <sub>ATL</sub>	-	Wirkungsgrad der Aufladegruppe
η <sub>e</sub>	-	effektiver Wirkungsgrad
η <sub>i</sub>	-	innerer Wirkungsgrad
η <sub>m</sub>	-	mechanischer Wirkungsgrad
φ	°KW	Kurbelwinkel
λ	-	Luftverhältnis
λ <sub>v</sub>	-	Verbrennungsluftverhältnis
ρ	kg/m <sup>3</sup>	Dichte

## Indizes und Abkürzungen

<b>Zeichen</b>	<b>Bezeichnung</b>
APR	Kreis-/Arbeitsprozessrechnung
AS	Auslasseite
ATL	Abgasturbolader
AV	Auslassventil
AWG	American wire gauge (Maßeinheit für Kabeldurchmesser)
DVA	Druckverlaufsanalyse
ECA	Emission control area
ES	Einlasseite
EV	Einlassventil
FEM	Finite-Elemente-Methode
G	Generatorbetrieb
G25 ... G100	Nenn Drehzahlbetrieb bei 25 ... 100 % Nennleistung
GKS	Gegenkupplungsseite
HCF	High-Cycle Fatigue
i	indiziert
LCF	Low-Cycle Fatigue
LW	Ladungswechsel
M	Montagebelastung
MSL	Mittelschnellläufer
OT	oberer Totpunkt
OTE	Oberflächen-Thermoelement
p	Dynamische Last aus Zünddruck
SCR	Selektive katalytische Reduktion
S <sub>d</sub>	Sicherheit gegen Dauerfestigkeit
S <sub>f</sub>	Sicherheit gegen Fließen
T	Statisch-thermischer Belastungsanteil
TMF	Thermomechanical Fatigue
UT	unterer Totpunkt
ZOT	Zünd-OT

## 1 Einleitung

### 1.1 Stand der Technik und Entwicklung bei Großdieselmotoren

Mittelschnell laufende Großdieselmotoren haben heute nach über 100-jähriger Entwicklung einen hohen technischen Stand erreicht. Ihre Haupteinsatzbereiche sind Schiffsantriebe und Stationäranlagen zur Stromerzeugung. Diese Anwendung ermöglicht insbesondere in Schwellenländern, auch abgelegene Regionen mit Elektrizität zu versorgen. Im Marinebereich gewinnen neben Schweröl- und MDO-tauglichen Motoren zunehmend auch Dual-Fuel- und Gasmotoren an Bedeutung. Großdieselmotoren realisieren bei hoher Leistungsdichte und Zuverlässigkeit geringe spezifische Kraftstoffverbräuche unter Einhaltung der gültigen Emissionsanforderungen. Weiterentwicklungen sind im Stationär- und im Marinebereich gegenwärtig stark durch die Emissionsregulierung getrieben.

#### 1.1.1 Emissionsregeln für Großdieselmotoren

Die spezifische Leistung dieser Motoren stieg stetig an mit dem Ziel, hohe Nutzleistungen mit kompakten Motoren zu erzeugen und gleichzeitig den Kraftstoffverbrauch zu senken. Während die Emissionen von Schiffsmotoren lange Zeit keiner Reglementierung unterlagen, führte die International Maritime Organization (IMO) seit 1998 ein Regelwerk ein, das für Schiffsmotoren erstmals den Ausstoß von Stickoxiden begrenzte. Die Richtlinie "International Convention on the Prevention of Pollution from Ships", bekannt als MARPOL 73/78 Annex IV definierte 1998 den Emissionsstandard IMO Tier I, der in Abhängigkeit von der Nenndrehzahl des Motors Obergrenzen für die spezifische Stickoxid-Emission festlegte. Dieser Standard gilt für alle seit 2000 neu gebauten Schiffe. Im Jahr 2008 wurde der Annex VI ergänzt und die Emissionsstandards IMO Tier II, der für ab 2011 gebaute Schiffe die Stickoxid-Emissionen weiter reduziert, und IMO Tier III, der ab 2016 in 'Emission Control Areas' (ECAs) gültig ist, eingeführt. Innerhalb der ECAs gelten Obergrenzen für den Schwefelgehalt des Kraftstoffs, um so die Schwefeldioxidemissionen und (indirekt) die Partikelemissionen zu verringern. Bisher eingerichtete ECAs sind: Ostsee (SO<sub>x</sub>), seit 19.5.2005, Nordsee (SO<sub>x</sub>), seit 22.11.2006, nordamerikanische ECA (Küsten der USA und Kanadas), seit 1.8.2011 (SO<sub>x</sub> und NO<sub>x</sub>) [IMO08].

Zum Stand Oktober 2008 war die Richtlinie von 53 Staaten, einschließlich der USA, ratifiziert [Die11]. Laut Angaben der IMO sind die Richtlinien für 99% der weltweiten Tonnage in der kommerziellen Seefahrt verbindlich. Sie stellten damit den Standard für nahezu alle neuen Motoren dar. Aus diesem Grund haben die Hersteller von Schiffsmotoren im letzten Jahrzehnt große Anstrengungen unternommen, Emissionsverbesserungen bei gleichbleibendem Verbrauch und vertretbaren Herstellkosten zu erzielen.

Bild 1.1 zeigt die zulässigen NO<sub>x</sub>-Emissionen für Schiffsmotoren mit einer Nennleistung über 130 kW gemäß den Richtlinien der IMO. Für Motoren mit Nenndrehzahl 750 1/min sind die prozentualen Reduzierungen zwischen den Emissionsstufen eingezeichnet. Dabei liegt IMO Tier I etwa 20% unter dem Stand der Motoren von 1992 [Tin04]. IMO Tier II liegt weitere 20% darunter. IMO Tier III entspricht einer weiteren 75% NO<sub>x</sub>- Reduktion und ist aus heutiger Sicht innermotorisch nicht realisierbar. Die Entwicklung von Motoren für IMO Tier III ist die momentane Herausforderung für die Motorenhersteller (z.B. [Tro10]). In dem Forschungspro-

jekt dieser Arbeit war es bezüglich der Emissionen das Ziel, den Standard IMO Tier II innermotorisch einzuhalten, obwohl der Motor mit deutlich höherer spezifischer Leistungsdichte betrieben wurde als aktuelle Serienmotoren.

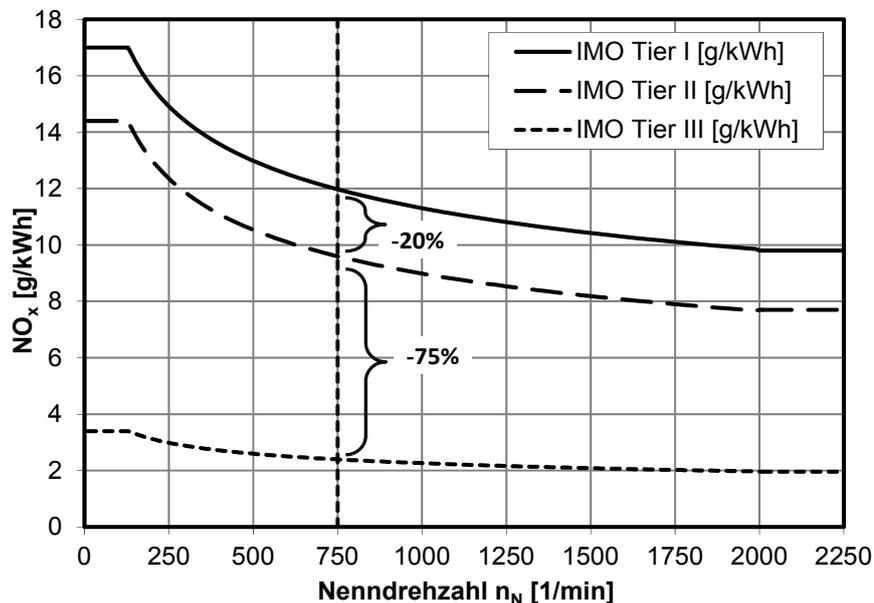


Bild 1.1: Stickoxid-Emissionsgrenzen gemäß MARPOL 73/78 Annex VI.

### 1.1.2 Aktueller Stand der Technik bei Serienmotoren (Mittelschnellläufer)

Seit 2010 werden von allen Herstellern mittelschnell laufende Großdieselmotoren nach Emissionsstand IMO Tier II angeboten. Diese Emissionsstufe kann jeweils ohne externe Abgasnachbehandlung mit Hilfe innermotorischer Maßnahmen realisiert werden.

In Folgenden werden exemplarisch aktuelle Modelle und deren Kennwerte verglichen (Tabelle 1.1). Dabei wurden Motoren ausgewählt, die entweder von der Zylinderbohrung (255 mm-265 mm) oder der Leistung pro Zylinder (ca. 500 kW/Zylinder) in ähnlichen Bereichen wie der Forschungsmotor dieses Projekts liegen. Mit dem W6L26B2 von Wärtsilä und der Serie 8000 von MTU sind auch zwei schnelllaufende Dieselmotoren enthalten. Bei diesen ist die Zylinderleistung (bei ähnlichem effektivem Mitteldruck) durch die höheren Nenn-drehzahlen gegenüber den Mittelschnellläufern größer, wodurch sie in Bezug auf die Beanspruchung der Bauteilkühlung dem Forschungsmotor ähnlich sind.

Die gezeigten Motoren operieren bei bis zu 5,2 bar Ladedruck an der obersten Grenze für einstufige Turboaufladung. Die Arbeitsmitteldrücke erreichen bei neuen Modellen bis zu 29 bar. Alle Motoren sind langhubig ausgelegt, was bei Verdichtungsverhältnissen von 16 bis 17 thermodynamische Vorteile verspricht. Es herrscht ein hoher Konkurrenzdruck um möglichst geringe Kraftstoffverbräuche bei hoher Leistungsdichte. Dieser Trend wird z.B. durch eine Leistungserhöhung des bestehenden W 32-Motors von Wärtsilä auf 580 kW/Zyl. [Heim10] bei gleichzeitiger Verbrauchsverringerung um 1% illustriert. Der Forschungsmotor dieses Projekts wurde zum Vergleich in einer Miller-Variante in Tabelle 1.1 mit aufgenommen. Einzelne Techniken und Entwicklungen der gezeigten Motoren werden im Folgenden erläutert.

Tabelle 1.1: Vergleich ausgeführter Großdieselmotoren

Firma		MAN Diesel & Turbo SE	Wärtsilä	Wärtsilä	Wärtsilä	MTU	Caterpillar Marine Power Systems	FVV
Modell		6L32/44CR	W6L32	W6L32E CR	W6L26B2	20V 8000 M71	6 M25 C – Low Emission Engine	1L26/40 (Miller-Variante)
Bohrung	[mm]	320	320	320	260	265	255	265
Hub	[mm]	440	400	400	320	315	400	400
Hubraum pro Zyl.	[dm <sup>3</sup> ]	35,4	32,2	32,2	17,0	17,4	20,4	22,1
Zylinderleistung	[kW]	560	520	580	340	455	333	550
Verdichtungsverhältnis	[-]	17,2	16	16,3	16,0	-	17	18,1
effektiver Mitteldruck	[bar]	25,3	26	28,8	24,0	27,3	25,9	40
Zylinderanzahl	[-]	6	6	6	6	20	6	1
Drehzahl	[1/min]	750	750	750	1000	1150	750	750
Motorleistung	[kW]	3360	3000	3480	2040	9100	2000	550
Kraftstoffverbrauch Nennleistung (IMO Tier I)	[g/kWh]	177	-	-	-	189	184	-
Kraftstoffverbrauch Nennleistung (IMO Tier II)	[g/kWh]	178 (85% Last)	176 (100% Last)	1% Red. ggü. W32	185 (85% Last)	-	186 (100% Last)	187 (100% Last)
Max. Ladedruck	[bar]	4,7 (Turbolader MAN TCR 20)	5,2 (Turbolader ABB TPS57)	5,2 (Turbolader ABB TPS57)	5,2 (Turbolader ABB TPS57)	4,1 (Turbolader MTU ZR 265)	3,2	10 (Fremdaufladung)
Max. Zylinderdruck	[bar]	230	210	230	210	230	210	365
Einspritzung		Common Rail	PLD	Common Rail	PLD	Common Rail	PLD mit geformter Einspritzkurve	Common Rail
Einspritzdruck/Raildruck	[bar]	1600	1800	1800	1800	1800	-	1800

### 1.1.3 Motorische Maßnahmen zur NO<sub>x</sub>-Reduzierung bei mittelschnell laufenden Großdieselmotoren

Die klassische Maßnahme für eine moderate NO<sub>x</sub>-Reduktion im Mittelschnellläufer ist der Einsatz von Miller-Steuerzeiten, um die Gastemperaturen abzusenken. Bei konstantem maximalem Zünddruck kann das gleichzeitig das Verdichtungsverhältnis erhöht werden, was ebenfalls NO<sub>x</sub>-mindernd wirkt [Sch07A]. Die Kombination dieser Maßnahmen wird heute in den meisten Serienanwendungen eingesetzt (vgl. Bild 1.2 für eine Zünddruckgrenze von 200 bar). Hauptnachteil dieses Verfahrens ist der Anstieg des Ladedruckbedarfs, der die Steuerzeit-Verkürzung bei einstufiger Aufladung begrenzt und für die Hersteller der Turbolader bereits heute eine große Herausforderung darstellt. Randbedingung ist außerdem ein ausreichender Motorwirkungsgrad, da sonst die für Schwerölbetrieb zulässige Abgastemperatur im Miller-Betrieb überschritten wird. Es ist eher unwahrscheinlich, dass allein durch immer extremere Miller-Verfahren IMO Tier III erreicht werden kann [Hei10], weil bei Verfügbarkeit ausreichender Ladedrücke andere Faktoren des Brennverfahrens begrenzend werden (Stabilität, Entflammung, Rußbildung).

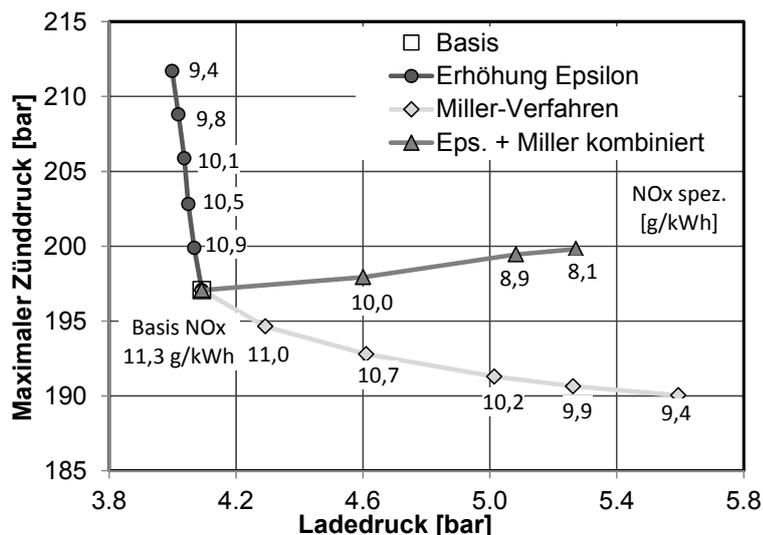


Bild 1.2: Kombinierte Strategie zur NO<sub>x</sub>-Reduktion (nach [Sch07B])

Bei Verwendung besonders kurzer Miller-Steuerzeiten ist vor allem die starke Rußemission und verschlechterte Lastannahme im Bereich geringer Lasten problematisch. Daher muss für diese Anwendungen eine Variabilität im Luftpfad vorgesehen werden. Dies kann durch eine Ventiltriebsvariabilität erfolgen oder durch variable Stellglieder in der Aufladegruppe. Laderseitig ist eine variable Turbinengeometrie, eine schaltbare Registeraufladung (wie bei MTU verwendet) oder eine mehrstufige Aufladung mit Stellgliedern (z.B. Bypässe) möglich. Auch eine intensiviertere Gemischbildung durch frühere Einspritzung mit höherem Druck hilft zur Rußreduktion im Teillastbereich und kann durch Verstellbarkeit konventioneller Einspritzpumpen oder durch Common Rail (vgl. Abschnitt 1.1.5) realisiert werden [Sch07B]. So setzt Wärtsilä für konventionelle Pumpen „variable injection valve timing“ [Heim10] ein und Caterpillar die „Flexible Camshaft Technology – FCT“, mit der Einspritzpumpe und Einlassventile gleichzeitig verstellt werden [Sch07A].

In begrenztem Umfang kann NO<sub>x</sub> auch durch Optimierungen an einem bestehenden Brennverfahren reduziert werden (ca. 10%). Für diese „Low NO<sub>x</sub> Combustion“ wird das Verdichtungsverhältnis leicht erhöht, die Muldenform optimiert und die Einspritzrate gesenkt, um geringere maximale Brennraten und damit niedrigere Verbrennungs-Spitzentemperaturen zu erreichen [Hel10].

Da in ECAs ab 2015 nur noch schwefelarmer Kraftstoff (unter 0,1% Schwefelgehalt) verwendet werden darf, bietet sich für mittelschnell laufende Dieselmotoren dann die Möglichkeit, Abgasrückführung einzusetzen, die im Bereich kleinerer Motoren sehr erfolgreich zur NO<sub>x</sub>-Reduktion verwendet wird [Wir10]. Für Schwerölbetrieb eignet sich AGR wegen der Verschmutzung der Kühler und Ventile bisher nicht. Mit einem speziellen AGR-System mit Filter und Wasserabscheidung wären nach [Hel10] bis zu 60% NO<sub>x</sub>-Reduktion möglich.

Eine weitere Möglichkeit der Emissionsreduktion ist die Wasserzugabe zum Verbrennungsprozess. Dies ist als Anfeuchtung der Luft nach Verdichter möglich, als direkte Wassereinspritzung in den Brennraum oder als Emulsion. Mit diesen „nassen“ Methoden ist erwiesenermaßen eine Stickoxidreduktion um ca. 40% (Ladeluftanfeuchtung) bzw. 50% (Einspritz-

zung) und 25% (Emulsion) erreichbar ([Wir10], [Hel10]). Demgegenüber stehen ein höherer Bauaufwand und bisher geringes Interesse des Marktes.

Weite Verbreitung finden inzwischen die „Dual Fuel“ Motoren und Gasmotoren. Diese können neben Schweröl oder Diesel auch mit Erdgas betrieben werden und ermöglichen dann sehr emissionsarmen Betrieb z.B. innerhalb der ECAs. Solche Motoren sind inzwischen von allen Herstellern im Markt und ermöglichen schon heute die Einhaltung von IMO Tier III (z.B. [Hel10]).

Falls IMO Tier III mit den genannten Maßnahmen nicht erreicht werden kann, steht als Abgasnachbehandlung die SCR-Technik (Selective Catalytic Reduction) zur Verfügung, mit der die  $\text{NO}_x$ -Emissionen um 80% gesenkt werden können [Hel10]. Abgasnachbehandlungsanlagen für Großmotoren sind jedoch mit erheblichen Kosten und Bauraumbedarf verbunden. Als Nachrüstlösung werden SCR-Systeme z.B. von Wärtsilä bereits jetzt vertrieben [Nes09].

#### **1.1.4 Zweistufige Aufladung bei mittelschnell laufenden Großdieselmotoren**

Eine wesentliche Technologie für kommende mittelschnell laufende Dieselmotoren wird die zweistufige Aufladung sein, mit der außerdem etwas höhere Turbolader-Systemwirkungsgrade als mit einstufiger Aufladung realisierbar sind. Die Technik wurde daher von MAN Diesel & Turbo ([Tin09]) und Wärtsilä ([Wik07], [Wik09], [Heim10]) bereits an Prototypmotoren getestet, benötigt aber noch einige Jahre Entwicklung bis zu einem möglichen Serieneinsatz. Sie stellt für  $\text{NO}_x$ -Reduktionsmaßnahmen mittels Miller-Steuerzeiten den erforderlichen Ladedruck bereit oder kann zur Erhöhung der Leistungsdichte genutzt werden. In [Wik07] wird für Messungen am Wärtsilä-Prüfstand in Vaasa mit einem W32-CR-Motor angegeben, dass bei gleichbleibender Leistungsdichte durch extreme Miller-Steuerzeiten etwa 50%  $\text{NO}_x$ -Reduktion erreicht wurden. [Heim10] präzisiert, dass 40%  $\text{NO}_x$ -Reduktion mit gleichzeitig 3% Kraftstoffverbrauchsvorteil ermittelt wurden, wobei der Fokus der Applikation sowohl auf die Emissions- als auch auf die Verbrauchsverbesserung gelegt werden kann. [Wik09] beschreibt geplante Versuche am Großmotoren-Prüfstand des Paul-Scherrer-Instituts mit einem 6L20-Motor von Wärtsilä, bei dem eine variable Einlassventilsteuerung zum Einsatz kommen soll, mit der das Teillastverhalten der zweistufigen Aufladung verbessert werden kann. In [Tin09] wurde bei einem seriennahen Szenario der zweistufigen Aufladung etwa 40%  $\text{NO}_x$ -Reduktion bei identischem Kraftstoffverbrauch am MAN 32/44 CR-Motor gemessen. In [Cod09] wird aufgrund von Prozessrechnungsergebnissen, verglichen zu IMO Tier I von 50%  $\text{NO}_x$ -Einsparung bei ca. 5% Kraftstoffverbrauchsvorteil durch zweistufige Aufladung ausgegangen. Dazu musste die Einlasssteuerzeit um 50 °KW verkürzt und die Ventilüberschneidung reduziert werden. Dabei wird angenommen, dass der Aufladewirkungsgrad durch zweistufige Aufladung von 66% auf 71% steigt. Außerdem unternimmt ABB Turbo Systems nach [Cod09] Schritte zur Entwicklung eines zweistufigen Turboladersystem und hat dafür bereits einen Lader speziell für die Hochdruckstufe entwickelt.

Mit SCR-Systemen lässt sich eine zweistufige Aufladung sinnvoll kombinieren, wenn die Abgasnachbehandlung nach der Hochdruck-Turbine erfolgt, wo die SCR-Light-off-Temperatur zuverlässig erreicht werden kann. Die Light-off-Temperatur ist u.a. vom Schwefelgehalt des Kraftstoffs abhängig. Für zukünftige Anwendungen mittelschnell laufender Dieselmotoren mit

Abgasrückführung ermöglicht eine zweistufige Aufladung, das Spüldruckgefälle zu steuern, damit die gewünschten AGR-Raten erreicht werden können.

Um Motoren mit zweistufiger Aufladung in allen Betriebsbereichen (v.a. Teillast) fahrbar zu machen, ist in jedem Fall eine Ventiltriebsvariabilität sinnvoll, wenn z.B. bei hohen Lasten kurze Miller-Steuerzeiten zur  $\text{NO}_x$ -Reduktion gefahren werden, während für den Schwachlastbetrieb die Einlassventil-Steuerzeit nach spät verschoben wird. Durch die Verschiebung wird das frühe Schließen des Einlassventils deaktiviert. Die Spülluftmenge wird kleiner, wodurch die Abgastemperatur steigt. Durch das spätere Einlassschließen steigt außerdem der Luftdurchsatz und der Betriebspunkt der Aufladung verbessert sich. Beides ist für die Rußemission bei geringer Last hilfreich [Sch03]. Ähnliche Ventiltriebs-Techniken sind bei allen Herstellern in Kombination mit der zweistufigen Aufladung in Planung. Sie heißt bei Caterpillar „Flexible Camshaft Technology – FCT“ [Sch07A] und bei MAN Diesel & Turbo „Variable valve timing – VVT“ [Bau10]. Der Verstellbereich ist jeweils ca. 30 °KW, um im Bereich positiver Ventilüberschneidung zwischen Ein- und Auslassventil zu bleiben.

### 1.1.5 Common-Rail-Systeme für Schwerölbetrieb

Bei Großmotoren dient ein Common-Rail-Einspritzsystem –wie im PKW- und NFZ-Bereich– u.a. zur Entkopplung der Druckerzeugung der Kraftstoffeinspritzung von der Motordrehzahl. Durch den dauerhaft anliegenden Einspritzdruck kann außerdem der Einspritzzeitpunkt flexibel gewählt und elektronisch eingestellt werden. Durch hohe Einspritzdrücke bei Teillast ermöglicht es ein CR-System, die Rußemission im Bereich geringer Lasten extrem zu verringern und dabei auch den Teillast-Kraftstoffverbrauch zu verbessern. Beginnend etwa im Jahr 2000 wurden Common-Rail-Systeme mit Schweröleignung vorgestellt [Jor00]. Die Haltbarkeit der Komponenten ist schwieriger sicherzustellen als bei CR-Systemen für Dieseldieselkraftstoff, wie sie z.B. bei MTU verwendet werden ([Fre00], [Mue07]). Dennoch erreichten die CR-Systeme für Schweröl in Motoren von Wärtsilä ([Jor04], [Sen07]) und MAN Diesel & Turbo ([Wac04], [Vog07], [Heid10]) in jeweils mehreren Baureihen Serienreife. Caterpillar/MaK nutzt ein angepasstes System von L'Orange [Haa10]. CR-Systeme werden bisher meist als Option angeboten. In Kombination mit weiteren Techniken zur Emissionsminderung werden sie zukünftig aber unverzichtbar sein, um kommende Schadstoffnormen einzuhalten. Inzwischen sind sowohl von Wärtsilä/L'Orange [Sen11] als auch von MAN Diesel/Bosch [Leo11] Common-Rail Systeme in der zweiten Generation mit Eignung für Schwerölbetrieb verfügbar. Auf diesem Gebiet zeichnen sich wie im Bereich kleinerer Motoren eine weitere Steigerung der Einspritzdrücke auf (im Schwerölbetrieb) über 2000 bar ab [Leo11].

## 1.2 Vorangegangene Untersuchungen in FVV-Projekten an der TUHH (IET)

Angesichts der aufkommenden Emissionsthematik wurde von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) die Errichtung eines Prüfstands für Schiffsdieselmotoren initiiert. Dieser wurde am Institut für Energietechnik (IET) der TU Hamburg-Harburg (Prof. Rulfs) ab 1996 aufgebaut. Unter Verwendung des Forschungsmotors wurden seit 1998 Projekte zu folgenden Themen bearbeitet: Prozessführung für schwerölbetriebene Großdieselmotoren im Hinblick auf Emission und Kraftstoffverbrauch (1998-2001, [Tin02]), innermotorische  $\text{NO}_x$ -Reduktion mittels Millerverfahren (2002-2007, [Mar03], [Ber07]), Potential extre-

mer Mittel- und Spitzendrücke hinsichtlich Kraftstoffverbrauch, NO<sub>x</sub>-Emission und mechanisch/tribologischer Belastung (2002-2010, [Tho05], [Rus08], [Ber10]) und Abgasrückführung zur NO<sub>x</sub>-Minderung bei extremen Zylinderdrücken (laufend). Während der beiden erstgenannten Projekte wurden Betriebspunkte bei spezifischen Leistungen im Bereich des damaligen Standes der Technik untersucht ( $p_{me(6L)}$  bis 22 bar bzw. 26 bar,  $p_{max}=200$  bar). Es wurde Schweröl eingesetzt (IFO 180: Intermediate Fuel Oil mit einer Viskosität von 180 mm<sup>2</sup>/s bei 50 °C).

Seit einem Umbau in 2007 sind Maximaldrücke bis 400 bar zulässig, so dass es möglich wurde, Betriebspunkte mit höheren Motorlasten als dem bekannten Erfahrungsbereich zu realisieren und zu vermessen. Diese Projekte wurden mit dem Kraftstoff MGO (Marine Gasöl) durchgeführt, ein Betrieb mit Schweröl war nicht mehr vorgesehen.

In der vorliegenden Arbeit werden Ergebnisse aus dem Projekt ‚Zylinderspitzen drücke‘ (siehe Abschnitt 1.3, S.8) vorgestellt. Im Folgenden werden daher die Resultate der vorangegangenen Untersuchungen, welche die Grundlage für das hier beschriebene Projekt bildeten, kurz zusammengefasst.

Im Projekt ‚Prozessführung‘ konnten mit einem Paket aus erhöhtem Verdichtungsverhältnis, Miller-Steuerzeiten und erhöhtem Einspritzdruck die NO<sub>x</sub>-Emissionen für Nennleistung ( $P_e=400$  kW/Zyl. für 1L32/40)  $b_e$ - und rußneutral um ca. 25% abgesenkt werden. Dabei erhöhte sich durch die ersten beiden Maßnahmen die Rauchzahl, was durch die Erhöhung des Einspritzdruckes kompensiert werden konnte. Im Ergebnis wurden ca. 8,2 g/kWh NO<sub>x</sub> bei FSN=1,9 für den Betriebspunkt G100 (Nennleistung) erzielt. Ein elektronisches Einspritzsystem ermöglichte zusätzlich eine Voreinspritzung (2-3% der gesamten Kraftstoffmenge), wodurch  $b_e$ -neutral ca. 15% verringerte NO<sub>x</sub>-Emissionen bei stark reduzierter Rauchzahl möglich waren. Eine geteilte Einspritzung mit 35% des Kraftstoffs zum frühen Zeitpunkt lieferte für Teillastbetrieb (50% Last) deutliche Verbesserungen im Ruß-NO<sub>x</sub>-Tradeoff. Mit den ebenfalls getesteten mechanischen Einspritzpumpen ließen sich im Teillastbereich nur unbefriedigend hohe Rußemissionen realisieren.

Im Projekt ‚Innermotorische NO<sub>x</sub>-Reduzierung‘ wurde ein NO<sub>x</sub>-Ziel von 6 g/kWh für eine Nennleistung von nunmehr  $P_e=476$  kW am 1L32/40 (entsprechend  $p_{me(6L)}=26$  bar) festgelegt. Es wurden umfangreiche Versuchsreihen mit folgenden Ergebnissen durchgeführt: Abgasrückhaltestrategien (negative Ventilüberschneidung) waren unter Schweröl-Rahmenbedingungen nicht sinnvoll, da der Ladedruckbedarf und die thermische Bauteilbeanspruchung stark anstiegen, wodurch sich im Ergebnis NO<sub>x</sub>-Emissionen und Verbrauch verschlechterten. Moderate Miller-Steuerzeiten bei angehobenem Verdichtungsverhältnis (von 15,15 auf 16,2) konnten die NO<sub>x</sub>-Emissionen um 28% verringern, das erforderliche Verdichterdruckverhältnis stieg dabei auf 5,3 bar an. Mit einer zweistufigen Aufladung war eine Reduktion um 42% auf dann 8,8 g/kWh möglich. Dies setzte einen Turboladerwirkungsgrad von 70% bei einem Verdichterdruckverhältnis von 5,8 voraus, wie es mit einer zweistufigen Aufladung realisierbar wäre. Das Problem hoher Rauchwerte in der Teillast konnte durch Einsatz eines Common-Rail-Einspritzsystems gelöst werden. Mit diesem war unsichtbare Abgastrübung (FSN<0,4) für alle Teillastpunkte erzielbar. Insgesamt war das CR-System etwas NO<sub>x</sub>-günstiger, weil der Brennverlauf ein gleichmäßigeres Plateau mit leicht geringerer ma-

ximaler Brennrate aufwies als der des Pumpe-Leitung-Düse Einspritzsystems. Für eine dem PLD-System vergleichbare Brennrate und damit identischem Zylindermaximaldruck von ca. 194 bar wäre ein Speicherdruck des CR-Systems von ca. 1500 bar erforderlich. Bei dem mit dem vorhandenen CR-Injektor erreichbaren Raildruck von nur 1400 bar war bei Verwendung des CR-Systems bei kraftstoffverbrauchsgleicher Einstellung des Spritzbeginns der maximale Zylinderdruck mit 207 bar deutlich höher. Für den angenommenen Vergleich bei identischem Zünddruck ergab sich (verbrauchsneutral) ein NO<sub>x</sub>-Vorteil von ca. 7% für das CR-System bei in beiden Fällen unsichtbarem Rauchwert (CR: FSN=0,04, PLD: FSN=0,35).

### 1.3 Ziele des Projekts „Zylinderspitzenrücke“ (FVV 911)

Die Entwicklung der Viertakt-Großdieselmotoren in der Vergangenheit zeigt, dass von Generation zu Generation stets der effektive Mitteldruck erhöht werden konnte. Um dies bei gleichbleibend hohen Wirkungsgraden zu realisieren, war dies stets mit einem Anstieg des Aufladedrucks verbunden. Dieses wurde durch große Fortschritte in der Entwicklung der Turbolader möglich. Die gleichzeitige Verbesserung der Einspritztechnologie durch z.B. Einsatz von Common-Rail-Systemen an Großmotoren ermöglichte es, die hohen effektiven Mitteldrücke mit zulässigen Emissionen zu realisieren. Aktuelle Motoren operieren jedoch an der äußersten Grenze des Leistungsbereichs einstufiger Turboaufladung. Ein weiterer Entwicklungsschritt Richtung höherem effektivem Mitteldruck ist gegenwärtig immer mit einem Technologieschritt der Turbolader verknüpft.

Bezeichnung des Motors	Einführung	p <sub>zmax</sub> [bar]
MAN 40/54	1965	115
MAN 52/55	1970	115
MAN 52/55 A	1974	125
MAN 40/54 A	1976	120
MAN 40/45	1980	145
MAN 52/55 B	1984	145
MAN 58/64	1985	145
MAN 40/54	1987	160
MAN 48/60	1990	160
MAN 32/40, 40/54, 48/60	1991	180
MAN 58/64	1993	155
MAN 16/24	1995	175
MAN 27/38	1999	190
MAN 21/31	2000	200
MAN 32/40, 48/60 B	2002	190
MAN 32/44CR	2006	230

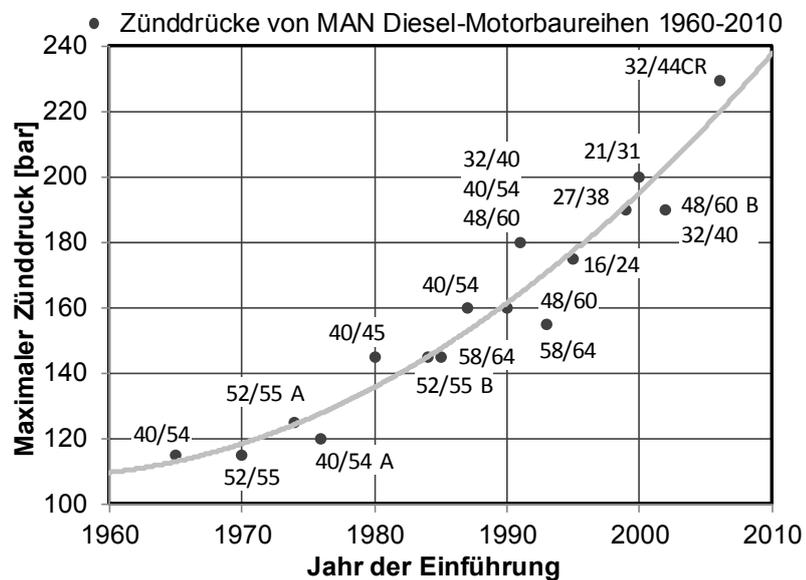


Bild 1.3: Entwicklung der Zünddrücke von MAN-Großmotoren

Sowohl der Wunsch nach weiterer Steigerung des effektiven Mitteldrucks als auch der Bedarf nach Miller-Steuerzeiten zur Verminderung der NO<sub>x</sub>-Emissionen zeigen folglich einen Bedarf nach mehr Ladedruck auf, der von einer einstufigen Abgasturboaufladung nicht mehr abgedeckt werden kann. Durch den Einsatz einer zweistufigen Aufladung wäre diese Begrenzung überwindbar, wobei diese im Vergleich zur einstufigen Aufladung mit wesentlich höherem Bauaufwand und mit zusätzlichem Entwicklungsaufwand verbunden ist. Als mittel-

fristiges Ziel wären kompakte Großdieselmotoren mit effektiven Mitteldrücken um 40 bar und Zünddrücken um 350 bar denkbar. Zum Vergleich zeigt Bild 1.3 die Entwicklung der Zünddrücke bisheriger Serienmotoren am Beispiel der Modelle von MAN Diesel & Turbo. Diese haben etwa seit der Jahrtausendwende die Grenze von 200 bar überschritten. Der Zünddruck stieg bei Nachfolgemodellen stets gegenüber dem Vorgänger an. Die effektiven Mitteldrücke haben (Stand 2011) bei allen Herstellern Werte von ca. 25 bar erreicht, einzelne neue Entwicklungen realisieren bis zu 29 bar (vgl. Abschnitt 1.1.2).

Ziel des Projekts Zylinderspitzen drücke war es daher, den möglichen Betriebsbereich für zweistufig aufgeladene Großdieselmotoren in einem Forschungsmotor zu erproben und dabei Hinweise für die Auslegung und den Betrieb dieser zukünftigen Motoren zu erarbeiten. Das Verhalten der zweistufigen Aufladung wurde dabei durch Fremdaufladung mit elektrisch betriebenen Schraubenverdichtern und geeigneter Einstellung des Abgasgedrucks nachgebildet.

Das experimentelle Vorhaben wurde in zwei Vorstudien vorbereitet [Tho05, Rus08]. In Teilprojekten zur Tribologie, zur Thermodynamik und zur Motormechanik wurde das Potential extremer Mitteldrücke und Spitzendrücke theoretisch untersucht und Details zum Aufbau des Versuchsmotors entwickelt. Speziell die zweite Vorstudie diente zur Vorbereitung von experimentellen Untersuchungen am Forschungsmotor. Im Rahmen dieser Arbeit wurden die thermischen und mechanischen Belastungen aller relevanten Bauteile berechnet und hinsichtlich ausreichender Betriebssicherheit bewertet. Am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Tribologie der Universität Kassel wurden tribologische Effekte des Triebwerks, speziell des Kolbenbolzenlagers und der Kolbenringe, untersucht. Am IET erfolgten die Entwicklung des Brennverfahrens und Prozessrechnungen, mit denen erfolgversprechende Varianten für das Versuchsprogramm ermittelt wurden.

Im Hauptprojekt wurde der Einzylinder-Forschungsmotor 1L 26/40 erfolgreich mit effektiven Mitteldrücken bis 40 bar und Zylinderspitzen drücken bis zu 365 bar betrieben [Ber10]. Die Messung der thermischen und mechanischen Beanspruchung und die detaillierte Auswertung und Optimierung des Brennverfahrens lieferten umfangreiche Informationen über das zu erwartende Betriebsverhalten zukünftiger Motoren hoher Leistungsdichte. Neben der Betriebssicherheit und dem Wirkungsgrad des Motors wurde vor allem das Emissionsverhalten bezüglich Ruß und Stickoxiden untersucht.

Dazu wurden durch die TUHH die aus den früheren Untersuchungen bekannten innermotorischen Maßnahmen auf den Betrieb bei extremen Mitteldrücken angewendet. Gegenstände dieser Untersuchungen waren:

- Miller-Steuerzeiten
- Hohes Verdichtungsverhältnis
- Einspritzverlaufsformung

Die Ergebnisse dieser Versuche wurden einer Motorvariante, die dem aktuellen Stand der Technik (2010) entsprach, gegenübergestellt. Anhand einer detaillierten Verlustanalyse wurden die Ergebnisse im Vergleich zur Referenzvariante verglichen und die Potentiale der erhöhten Zylinderdrücke aufgezeigt. Außerdem wurde die Anwendbarkeit der bestehenden Rechenmodelle zur Verbrennungs- und Emissionsberechnung sowie die gegenwärtige

Technik der Zylinderdruckindizierung auf ihre Anwendbarkeit bei erheblich erhöhten Motor-  
drücken und effektiven Mitteldrücken ausführlich überprüft und bewertet.

#### 1.4 Wissenschaftliche Aufgabenstellung und Forschungsbedarf

Ziel des Gesamtprojekts war es zu klären, ob ein Motor mit den genannten Extremparame-  
tern tatsächlich darstellbar und sinnvoll ist. Während des im Abschnitt 1.3 umrissenen Ab-  
laufs wurde in der ersten Vorstudie das Brennverfahren definiert und in der zweiten Vorstu-  
die die Ausführung des Motors festgelegt. Dabei wurden durch den Autor mittels Voraus-  
rechnung die Herausforderungen und Grenzen aufgedeckt und konstruktive Lösungen, ins-  
besondere für die zuverlässige Kühlung des Motors entwickelt. Auch das verwendete Simu-  
lationskonzept wurde vom Autor in der zweiten Vorstudie erarbeitet und konnte später nach  
den Motormessungen in Form einer Nachrechnung als geeignet bestätigt werden. Im Verlauf  
des experimentellen Vorhabens lag der Schwerpunkt dieser Arbeit auf der Ermittlung und  
dem Verständnis der tatsächlich auftretenden Belastungen und Wärmeströme. Diese Daten  
dienten dazu, in einer Verlustteilung und Kreisprozessrechnung die bestehenden Modelle für  
den hohen Lastbereich zu prüfen. Die Analyse der Belastung zeigte die Relation von thermi-  
schen zu mechanischen Lastanteilen bei extremen Motorparametern. In einem letzten Schritt  
wurde die Simulation gegenüber den Messwerten verifiziert und darauf aufbauend ein Fes-  
tigkeitsnachweis geführt. Dies zeigt anhand des untersuchten Motorkonzepts auf, welche  
Lösungen bereits für hohe Leistungsdichten geeignet sind und in welchen Bereichen bei ei-  
ner Umsetzung in Serienmotoren weiterer Änderungsbedarf besteht.

#### 1.5 Der Forschungsmotor 1L26/40 (Versuchsträger)

Für das Forschungsvorhaben wurde der am IET der TU Hamburg-Harburg vorhandene Mo-  
tor 1L32/40 umgebaut. Dieser war bereits in vorangegangenen Projekten verwendet worden  
(vgl. Abschnitt 1.2). Dabei wurde der Zylinderdurchmesser von 320 mm auf 265 mm verrin-  
gert, wodurch bei gleichbleibender Belastung des Triebwerks Zylinderdrücke bis 365 bar  
möglich wurden (Tabelle 1.2). Die Nenndrehzahl von  $750 \text{ min}^{-1}$  und damit die mittlere Kol-  
bengeschwindigkeit blieben konstant.

Tabelle 1.2: Daten des Forschungsmotors 1L26/40

Zylinderbohrung	265 mm
Kolbenhub	400 mm
Nenndrehzahl	$750 \text{ min}^{-1}$
Mittlere Kolbengeschwindigkeit	10 m/s
Max. effektiver Mitteldruck	40 bar
Max. Zylinderleistung	550 kW
Maximaler Zylinderdruck	365 bar
Max. Einspritzdruck	1800 bar
Max. Ladeluftdruck	10 bar (abs)
Verdichtungsverhältnis	14,0 bis 19,0

Die Bauweise als Einzylinder-Motor führt zu einigen konstruktiven Besonderheiten. Im Bild 1.4 ist ein Längsschnitt des Prüfstands dargestellt. Das Motorgestell besteht aus einer kastenförmigen Schweißkonstruktion. Dieses ist starr auf einem Rahmengestell verschraubt, das auch die Wasserwirbelbremse, ein zusätzliches Stützlager und die Schwungscheibe trägt. Das Rahmengestell ist elastisch im Prüfstandsraum gelagert. Der Motor verfügt über einen Massenausgleich erster und zweiter Ordnung, der sich unterhalb des Triebraums befindet und gemeinsam mit dem Nockentrieb von einem Stirnradgetriebe am freien Wellenende der Kurbelwelle angetrieben wird. Die verwendeten Lagerschalen für Grund- und Pleuellager entsprechen Serienausführungen der Baureihe 40/45 und 32/40 der MAN Diesel & Turbo SE. Die Einzylinder-Kurbelwelle wurde vom bestehenden Forschungsmotor weiter verwendet.

Die gebaute Nockenwelle ist mit Einzelnocken bestückt, deren Winkellage verdrehbar ist. So sind unterschiedliche Ventilsteuerzeiten mit einem relativ geringen Aufwand realisierbar. Die Pleuelstange ist dreiteilig ausgeführt. Zusätzlich zur Teilungsebene im unteren Pleuellager kann der Pleuelschaft im unteren Drittel vom großen Pleuelauge getrennt werden. Diese Teilungsebene ermöglicht das Einlegen von Passblechen, die eine Variation der Pleuelstangenlänge und damit des Verdichtungsverhältnisses zwischen 14 und 19 erlauben.

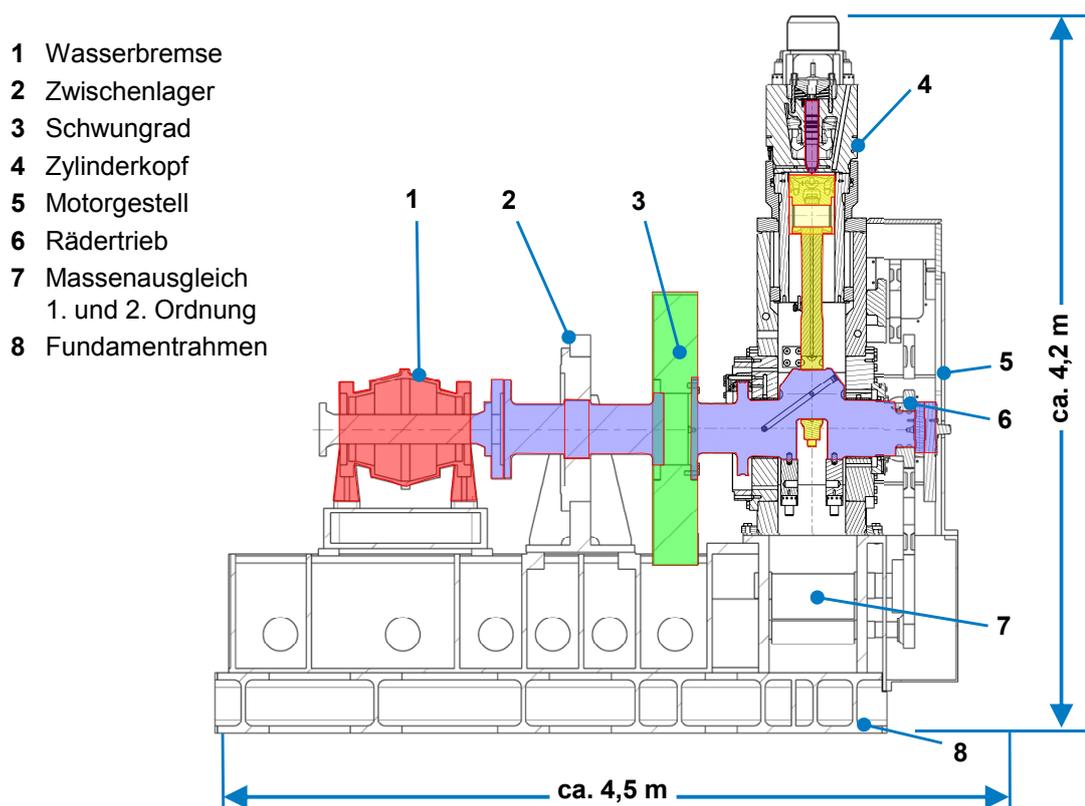


Bild 1.4: Forschungsmotor 1L26/40

### 1.5.1 Konstruktive Anpassungen für extreme Zylinderdrücke

Aufgrund der Verminderung des Zylinderdurchmessers von 320 mm auf 265 mm mussten in Zusammenarbeit mit den jeweiligen Industriepartnern des Arbeitskreises völlig neue Ausführungen von Kolben, Laubuchse, Pleuelstange und Zylinderkopf entwickelt und gefertigt werden. Der Kolben ist, wie im Großmotorenbau üblich, zweiteilig ausgeführt und mit zwei Kompressionsringen bestückt. Zur Kühlung wird dem Kolben über zwei Düsen von der Unterkannte der Laubuchse Spritzöl zugeführt. Die Laubuchse sitzt in einem Stützring, über den auch die Zufuhr des Kühlwassers erfolgt. Um übermäßige Ablagerungen am Feuersteg des Kolbens zu vermeiden, ist im oberen Teil der Buchse ein Stahlring eingesetzt. Aufgrund der vorgegebenen Bohrung im Gestell und dem erheblich reduzierten Durchmesser der Zylinderbohrung ist die Wandstärke der Buchse ungewöhnlich dick, was zu einer sehr steifen Konstruktion führt. Aufgrund der oben beschriebenen dreiteiligen Ausführung des Pleuels brauchte nur der obere Teil, der das Kolbenbolzenlager umschließt, ausgetauscht zu werden. Zur Schmierung erfolgt die Ölzufuhr über eine Bohrung im Pleuelschaft und weiter über eine Nut unter der Lagerbuchse. Zwar entsprechen die äußeren Konturen des Zylinderkopfs weiterhin denen des 32/40-Serienmotors, allerdings mussten die Lage und Größe der Ein- und Auslassventile der kleineren Zylinderbohrung angepasst werden. Aufgrund der konstruktiven Vorgaben sind die Ventilquerschnittsflächen etwas kleiner als sie bei einem entsprechenden Serienmotor wären. Diese Nachteile müssen durch ein höheres Spüldruckgefälle kompensiert werden.

### 1.5.2 Ladeluft- und Abgassystem

Der Einzylinder-Forschungsmotor hat keine Abgasturboaufladung, wie bei Serienmotoren dieser Größe üblich. Stattdessen erfolgt eine Fremdaufladung mit zwei unterschiedlich großen Schraubenverdichtern, die von Elektromotoren angetrieben werden. Steuerbare Abgasklappen sorgen für den Abgasgegendruck, der bei einer Abgasturboaufladung von der Abgasturbine erzeugt würde. So sind die Randbedingungen unterschiedlicher Aufladevarianten, die zuvor in der Kreisprozessrechnung ermittelt werden, darzustellen.

Das Ladeluft- und Abgassystem besteht aus elektrisch betriebenen Verdichtern zur Fremdaufladung und abgasseitigen Drosseln vor Kamin. Der maximal mögliche Ladeluftdruck beträgt 10 bar (abs). Vor und hinter dem Motor gewährleisten jeweils ein großvolumiger Behälter nahezu konstante Drücke. Die Ladelufttemperatur wird auf 45 °C vor Motor geregelt, was einer üblichen Randbedingung bei der Verwendung einer Abgasturboaufladung mit Ladeluftkühlung entspricht. Eine Variation der Temperatur im Bereich von  $\pm 10$  °C ist möglich. Die relative Luftfeuchtigkeit vor Motor variiert prinzipbedingt mit dem Ladeluftdruck, liegt aber immer unter den Normbedingungen (60%) nach ISO 8178. Sie wird kontinuierlich gemessen und insbesondere bei der Auswertung der Stickoxidemissionen berücksichtigt. Da die Festigkeit des Abgassystems nur für Abgastemperaturen bis 550 °C ausgelegt ist, muss beim Überschreiten des Grenzwertes über eine Bypassleitung kalte Ladeluft direkt in den Abgassammler geleitet werden.

### 1.5.3 Einspritzsystem

Die Einspritzanlage besteht aus einer elektrisch angetriebenen Hochdruck-Pumpe, die zwei Speicherbehälter - einer hinter der Pumpe, einer am Motor direkt vor dem Injektor - kontinuierlich nachfüllt. Die Fördermenge der Pumpe wird mit einer Saugdrossel eingestellt. Als Regelgröße dient der Einspritzdruck. Aufgrund der bei Teillast hohen Rücklaufmengen sowie der Leck- und Absteuerverluste des Injektors ist das System mit Kraftstoffkühlern ausgestattet. Das zentrale Element des Systems ist ein hubgesteuerter Speichereinjektor mit elektromagnetisch betätigtem Servoventil der Fa. Bosch. Der Injektor wurde für maximale Einspritzdrücke von 1800 bar ausgelegt. Die übrigen Komponenten ermöglichen einen Systemdruck von max. 2300 bar. Es werden je nach Verdichtungsverhältnis Düsen mit unterschiedlichen Spritzwinkeln verwendet, so dass die Strahloberkante im Kolben-OT etwa die Oberkante der Kolbenmulde trifft. Aus einer großen Matrix von Einspritzdüsen mit unterschiedlichen Lochanzahlen, Lochdurchmessern und Spritzwinkeln wurden für die Untersuchungen im Verlauf der experimentellen Untersuchungen zur Thermodynamik vier Varianten eingesetzt. Das Einspritzsystem ist nicht schweröлтаuglich, daher wurden alle Versuche mit Gasöl durchgeführt. Trotzdem galten für bestimmte Versuchsreihen Randbedingungen, die üblicherweise durch einen Schwerölbetrieb vorgegeben werden.

## 1.6 Nichtlineare Finite-Elemente-Analyse

### 1.6.1 Methode der finiten Elemente

Die Finite-Elemente-Methode (FEM) ist in den letzten Jahren zu einem universellen Hilfsmittel in den Ingenieurwissenschaften geworden. Sie ist ein mathematisches Verfahren, mit dem das „allgemeine Feldproblem“ der Physik durch Zerlegung des Betrachtungsraumes in mathematisch einfacher behandelbare Unterbereiche (die „Elemente“) gelöst wird. Sie überführt die mathematische Beschreibung der Felder in ein System partieller Differentialgleichungen und damit in ein diskret lösbares Gleichungssystem. Dank großer Fortschritte bei Rechnerleistung, flexibler Anpassung der Simulationssoftware an technische Aufgabenstellungen und Anbindung von CAD-Systemen werden inzwischen meist Simulationen mit tatsächlichen Bauteilgeometrien durchgeführt. Auch die Koppelung von thermischer und mechanischer FEM und die Koppelung von FEM mit Strömungsrechnungen sind inzwischen üblich.

Die Finite-Elemente-Methode ist nicht auf die Untersuchung von mechanischen Effekten begrenzt. Mit ihr können alle Potentialfelder, wie z.B. Temperaturfelder, elektrische oder magnetische Felder untersucht werden.

Bei der Finite-Elemente-Methode werden die betrachteten Bauteile durch eine Vielzahl von mechanisch vollständig beschreibbaren Ersatzelementen approximiert [Bai03]. Diese können Linien- Flächen- oder Volumenelemente sein. Sie sind charakterisiert durch die Verschiebungen  $u_n$  ihrer Knotenpunkte entlang der Freiheitsgrade und durch die Steifigkeitskoeffizienten  $k_{ij}$  gegenüber der Deformation des Elements. Außerdem wird ein lineares Elastizitätsgesetz angenommen, das das Materialverhalten beschreibt und die Spannung innerhalb eines Elements mit den Dehnungen des Elements in Relation setzt (Formel 1-1).

$$\sigma_{ij} = \sum_{k,l} k_{ijkl} \varepsilon_{kl} \quad \text{(Formel 1-1)}$$

- mit
- $\varepsilon_{kl}$  [-] - Green-Lagrange-Dehnungstensor mit den Einträgen:  

$$\varepsilon_{kl} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_l} + \frac{\partial \tilde{u}_l}{\partial x_k} + \sum_m \frac{\partial \tilde{u}_m}{\partial x_k} \frac{\partial \tilde{u}_m}{\partial x_l} \right)$$
 (bei linearer FEM in linearisierter Form)
  - $k_{ijkl}$  [Pa] - Elastizitätstensor (bei linear elastischem Verhalten mit konstanten Einträgen)
  - $i, j, k, l, m$  [-] - {1 ... c}, c ist die Dimension des Systems (z.B. 2, 3)
  - $\sigma_{ij}$  [Pa] - Spannungstensor, beinhaltet Einträge für Normal- und Schubspannungen

Nach dem „Prinzip der virtuellen Verschiebungen“ werden nun für das System die Erhaltungssätze für Kontinuität (die Knotenverschiebung ist identisch mit derjenigen des deckungsgleichen Knotens des Nachbarelements) und für Arbeit (bei Deformation des Elements wird Volumenänderungsarbeit verrichtet) angewendet. Die Gleichgewichtsbedingung (Formel 1-2) für das System lautet dann:

$$\sum_a \left( f_a - \sum_{i,j} \int_v \sigma_{ij} \frac{\partial \varepsilon_{ij}}{\partial u_a} dv \right) \delta u_a = 0 \quad \text{(Formel 1-2)}$$

- mit
- $a, b$  [-] - Anzahl der äußeren Kräfte
  - $\delta u_a$  - Verschiebungsincrement der virtuellen Verschiebung
  - $f_a$  [N] - diskrete äußere Kräfte
  - $\int_v \sigma_{ij} \frac{\partial \varepsilon_{ij}}{\partial u_a} dv$  - Innere Kräfte im Ersatzelement, verursacht durch Formänderungsarbeit, integriert über das Volumen aller Elemente

Unter der Annahme, dass im Gleichgewichtszustand keine virtuellen Verschiebungen auftreten, muss der Klammerterm in (Formel 1-2) gleich Null werden. Dadurch wird eine Beziehung hergestellt, mit deren Hilfe nach Einsetzen des Elastizitätsgesetzes die Verschiebungen aller Knoten berechenbar sind (Formel 1-3). Das Verhalten des Systems von Ersatzelementen wird darin durch die Steifigkeitsmatrix  $k_{ab}$  beschrieben.

$$f_a = \sum_b k_{ab} u_b \quad \text{(Formel 1-3)}$$

- mit
- $u_b$  [m] - Verschiebungsvektor aller Freiheitsgrade aufgrund der äußeren Kräfte
  - $k_{ab}$  [N/m] - Steifigkeitsmatrix des Systems (symmetrisch) mit den Koeffizienten

$$k_{ab} = \sum_{i,j,k,l} \int_v \frac{\partial \varepsilon_{ij}}{\partial u_a} k_{ijkl} \frac{\partial \varepsilon_{kl}}{\partial u_b} dv$$

Bei linearen FEM-Rechnungen werden durch Lösen des Gleichungssystems (Formel 1-3) die Verschiebungen aller Knoten direkt errechnet. Aus diesen lassen sich die Dehnungen und Spannungen in den Elementen berechnen. Für die lineare FEM müssen einige Annahmen getroffen werden, unter denen die beschriebenen Gleichungen gültig sind. Die Wesentlichen sind die Annahme ideal-linearen Materialverhaltens, die Annahme „kleiner“ Verformungen und die Wahl von Ersatzelementen mit linearer Ansatzfunktion.

In der technischen Anwendung beruhen die Simulationsprogramme auf dem linearen Ansatz und können zusätzlich nichtlineare Phänomene durch Einsatz entsprechender Rechenmodelle berücksichtigen. Je nach Anwendung muss entschieden werden, welche Vereinfachungen jeweils zulässig sind und welche Effekte mit detaillierteren Modellen genauer berücksichtigt werden müssen. Nach [Wri01] gibt es folgende Kategorien von Effekten, die das FEM-Problem nichtlinear werden lassen:

- Geometrische Nichtlinearität (große Verformungen bei kleinen Verzerrungen, z. B. Membranen)
- Große Deformationen (z.B. Umformen von Metallen)
- Physikalische Nichtlinearität (z.B. nichtlineares Materialverhalten\*)
- Stabilitätsprobleme (geometrisch: Knicken/Beulen, materialbedingt: Einschnürung, Rissbildung)
- Nichtlineare Randbedingungen (z.B. Kontakt zwischen Bauteilen\*, Wärmestrahlung)
- Gekoppelte Simulation (z.B. thermomechanische Koppelung\* oder Fluid-Struktur-Interaktion)

Die Lösung vieler dieser Probleme wurde im letzten Jahrzehnt durch Integration in Standardprogramme einem breiten Anwenderkreis zugänglich gemacht, einige weitere Bereiche finden gerade aus dem Forschungsumfeld in die breite Anwendung in der Industrie. Allen gemeinsam ist, dass die Lösung nur auf iterativem Weg erfolgt und dadurch meist wesentlich rechenaufwändiger als die lineare Berechnung ist. Mit den gegenwärtig verfügbaren Computerkomponenten stellt dies inzwischen kein Hindernis mehr dar.

### **1.6.2 Simulation nichtlinearer Effekte am Forschungsmotor 1L26/40**

Die FEM-Simulationsarbeiten im Rahmen dieser Arbeit wurden mit dem Programmpaket Ansys Workbench durchgeführt [Ans10]. Es wurden gekoppelte Simulationen von Temperaturfeldberechnung und mechanischer Finite-Elemente-Analyse für eine Baugruppe von Motorbauteilen durchgeführt. Dabei wurden u.a. die im vorangegangenen Abschnitt mit (\*) gekennzeichneten nichtlinearen Effekte berücksichtigt, die im Folgenden näher erläutert werden.

#### **Elementtyp und nichtlineare Randbedingungen**

Für thermische Simulationen setzt Ansys die Verwendung von Modell-Volumenelementen mit quadratischer Ansatzfunktion voraus. Auch dies macht eine nichtlineare Lösung des FEM-Problems erforderlich. Das Berechnungsnetz hauptsächlich aus nichtlinearen Elementen vom Typ „Solid186“ mit hexaedrischer Grundstruktur aufgebaut (skizziert in Bild 1.5).

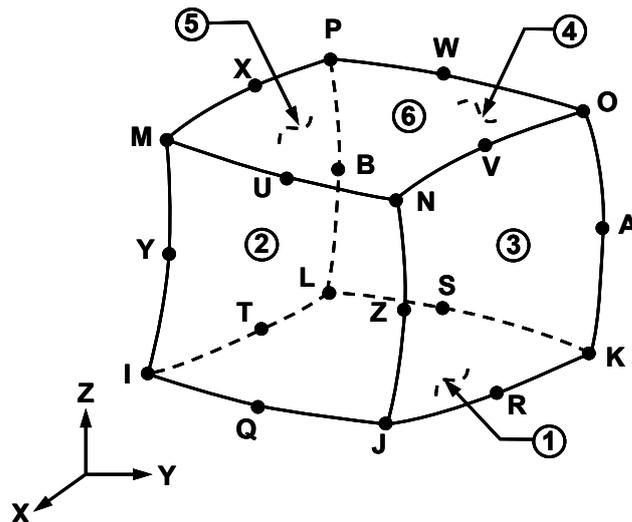


Bild 1.5: Strukturelement Ansys „Solid186“ (Schema der Eingabedaten), nach [Ans10]

Dieses Element besteht aus jeweils 20 Berechnungsknoten (in Bild 1.5 durch Buchstaben gekennzeichnet) und ermöglicht es, entlang von Kanten und Flächen eines Elements detaillierte Verläufe der Ergebnisgrößen zu berechnen. Dadurch erhöht sich in Bereichen großer Gradienten der Ergebnisgrößen die Berechnungsgenauigkeit im Vergleich zu einfacheren Grundelementen. Diese Eigenschaft wurde in den thermischen Simulationen dieser Arbeit auch dazu genutzt, Eingabegrößen (Randbedingungen) auf der Brennraumseite präzise auf einzelne Knoten des FEM-Elements aufzubringen. Die Randbedingungen waren dazu vorab algebraisch als Funktion von Ortskoordinaten beschrieben worden. Bei dem Aufbringen der Randbedingung wurden die Koordinaten der Elementknoten ausgelesen, der entsprechende Wert der Randbedingung für diesen Ort berechnet und diese auf den Elementknoten aufgebracht (siehe Abschnitt 4.1.8, S.93).

Eine regelmäßige Vernetzung der Motorbauteile gelingt bei diesem Elementtyp durch die annähernde Würfelform der Einzelemente sehr gut, was für aussagekräftige Ergebnisse ebenfalls wichtig ist. Da Ansys die verschiedenen physikalischen Phänomene Wärmeleitung und Strukturmechanik im gleichen Simulationsmodell erlaubt (Multiphysik-Fähigkeit), erfolgten thermische und mechanische Simulation mit einem identischen Rechnernetz, so dass die thermischen Ergebnisse ohne Interpolation auf die Knoten des mechanischen Modells angewendet werden konnten. Nachteilig an „Solid186“ ist die große Knotenzahl pro Element, die wesentlich höher liegt als z.B. bei tetraederförmigen Elementen mit linearer Ansatzfunktion, die aus lediglich vier Knoten bestehen.

### **Bauteilkontakte und Kontaktalgorithmus**

Eine weitere Quelle nichtlinearen Systemverhaltens bei der Simulation von Verbrennungsmotor-Komponenten sind die Bauteilkontakte. Kontakte mit Spiel oder Übermaß sowie nicht starr verbundene Kontakte (also gleitend mit oder ohne Reibung) verursachen zusätzliche Iterationen für die Kontaktbehandlung und verhindern eine direkte (lineare) Lösung des FEM-Gleichungssystems. Der Kontaktfindungsalgorithmus kann in Ansys nach folgenden Methoden erfolgen:

„Pure Penalty“: Dies ist die einfachste Methode. Am Kontakt wird automatisch ein Federelement eingefügt, das „Kontaktsteifigkeiten“ in Normal- und Tangentialrichtung als Parameter

hat. In den Simulationen dieses Projekts wurde ausschließlich dieser Algorithmus eingesetzt. Zur Steuerung der Kontakte wurden die Kontaktreibungsfaktoren und die Kontaktsteifigkeit an wichtigen Kontakten direkt vorgegeben. Außerdem wurde individuell für die Kontakte vorgegeben, wie häufig während der (ohne durch die mechanische Lösung auftretenden) Iterationen die Kontaktsteifigkeit aktualisiert werden sollte.

„Augmented Lagrange“: Entgegen seiner Bezeichnung wendet dieser Algorithmus das „Pure Penalty“-Verfahren iterativ an, wobei schrittweise die Kontaktkräfte erhöht werden, bis die Bauteildurchdringung den zulässigen Toleranzbereich unterschreitet. Dadurch werden bei großen Verformungen zusätzliche Iterationen initiiert, die eine Konvergenz verhindern. Dieser Algorithmus ist Standard in Ansys Workbench V10.

„Lagrange“: Das Lagrange-Verfahren erzwingt bei einem geschlossenen Kontakt eine Durchdringung von Null. In der Normalenrichtung des Kontakts wird ein Lagrange-Multiplikator angewendet, in der Tangentialrichtung wird eine Kontaktsteifigkeit wie bei dem „Pure Penalty“-Verfahren verwendet. Das Verfahren kann mit iterativen Solvern nicht eingesetzt werden. Statt einer Kontakt-Federsteifigkeit tritt eine Kontaktkraft als zusätzliche Größe auf.

„Multipoint Constraints (MPC)“: Dieses Verfahren ist für fest verbundene Kontakte geeignet und erstellt Koppelungsbedingungen zwischen mehreren Knoten der angrenzenden FEM-Elemente, um die beiden Kontaktkörper fest aneinander zu binden. Es ermöglicht voll lineare Kontakte ohne Hilfsgrößen und ist daher besonders bei der Untersuchung von Schwingungen hilfreich, indem es die Probleme anderer Kontaktalgorithmen vermeidet. Das Verfahren errechnet aber keine kontaktspezifischen Ergebnisgrößen wie Kontaktdruck etc. Für Kontakte mit Relativbewegung oder Spalten ist es nicht vorgesehen.

Die Kontaktbehandlung im Rahmen der Simulationen wird in Abschnitt 4.2.1 (S.110) beschrieben.

### **Kontaktreibung**

Ein weiterer wichtiger nichtlinearer Effekt bei Bauteilkontakten und wesentlich für gute Ergebnisse ist der Einsatz von Reibung an den FEM-Kontakten. Richtwerte für Gleitreibungszahlen werden z.B. in [Pop09], wie in Tabelle 1.3 gezeigt, angegeben. Für die wesentlichen Kontakte der betrachteten Montagebaugruppe wurde ein Reibbeiwert von 0,15 verwendet. Bei diesen Kontakten (z.B. Ventilsitzring zu Zylinderkopf oder Zylinderkopfdichtung zu Buchse) handelt es sich um trockene oder wenig geschmierte Kontakte zwischen Grauguss- und Stahlbauteilen. Anhand der Tabellenwerte ist jedoch ersichtlich, dass der in der Simulation gewählte Wert abhängig von der Ölbenetzung der Flächen nur eine Annahme sein kann.

Tabelle 1.3: Gleitreibungszahlen für Bauteilkontakte nach [Pop09]

Reibpaarung	Gleitreibungszahl $\mu_g$		
	trocken	wenig geschmiert	geschmiert
Grauguss auf Grauguss	0,28	0,15	0,08
Grauguss auf Stahl	0,18		0,01
Stahl auf Stahl	0,12		0,01

### Elasto-plastisches Materialmodell

Am Forschungsmotor waren die Bauteile Zylinderkopf und Zylinderbuchse der Schwerpunkt der Festigkeitsuntersuchung. Diese bestehen aus Gusseisenwerkstoffen. Es wurde erkannt, dass es erforderlich war, die Werkstoffe dieser beiden Bauteile unter den betrachteten Belastungen realitätsnah als nichtlineares Material in der FEM-Simulation zu berücksichtigen. Dies wird im Abschnitt 4.2.2, S. 111 weiter vertieft. Ansys bietet verschiedene Möglichkeiten der Beschreibung nichtlinearer Werkstoffgesetze. Für die beabsichtigte Anwendung sind „multilineare kinematische Verfestigung“ und „multilineare isotrope Verfestigung“ geeignet. Das Elastizitätsmodul für den oberhalb der Fließgrenze liegenden Bereich wird Tangentenmodul genannt und in Form abschnittsweise linearer Segmente angegeben. „Verfestigung“ bedeutet in diesem Zusammenhang die Fähigkeit von Werkstoffen, nach Überschreiten der Fließgrenze Kräfte aufzunehmen. Dabei kann sich bei zyklischer Belastung die Fließspannung erhöhen und es verbleibt eine zusätzliche plastische Dehnung im Werkstoff. Bei zyklischer Belastung muss zwischen isotroper und kinematischer Verfestigung unterschieden werden. Im Modell isotroper Verfestigung wird im Druckbereich bei der maximalen Verfestigungsspannung ( $\sigma_{max}$ ) wie im Zugbereich die Fließgrenze erreicht (Bild 1.6 links). Bei mehrfacher zyklischer Belastung vergrößert sich bei diesem Modell jedoch jeweils die Fläche unter der Hystereseschleife, was nicht mit der Realität übereinstimmt. Das Modell der kinematischen Verfestigung (Bild 1.6 rechts) besagt, dass bereits bei einer geringeren negativen Spannung nichtlineares Verhalten im Druckbereich auftritt. Dieses Verhalten ist als Bauschinger-Effekt bekannt. Die Hystereseschleife bei zyklischer Belastung wird realitätsnah als sich wiederholende Kurve abgebildet. Das Modell wird daher für solche Untersuchungen empfohlen und wurde in den Berechnungen dieses Projekts eingesetzt.

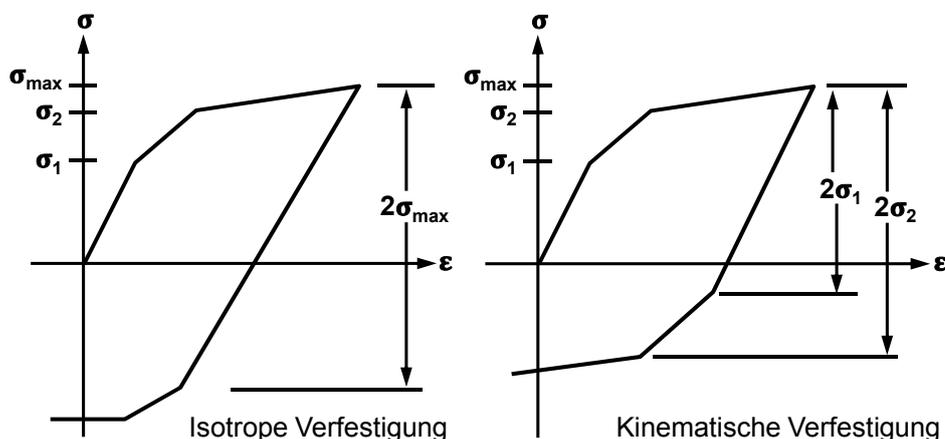


Bild 1.6: Hystereseschleife bei isotroper und kinematischer Verfestigung, nach [Ans10]

Das Modell kinematischer Verfestigung ist bei sehr großen Dehnungen numerisch weniger stabil als das der isotropen Verfestigung, welches in diesem Fall geeigneter ist. Außerdem gibt es Werkstoffe, bei denen das Materialverhalten dem der isotropen Formulierung entspricht. Auch in diesen Fällen ist das Modell isotroper Verfestigung anzuwenden.

### **1.6.3 Einsatz der FEM in der Motorentwicklung**

In der aktuellen Motorentwicklung wird in größerem Umfang FEM-Simulation eingesetzt. Ein Beispiel für neue Trends ist z.B. die Integration des Abgaskrümmers in den Zylinderkopf von PKW-Ottomotoren. In [Kuh09] werden dazu die Vorgehensweise und die Simulationen eines Zylinderkopfes in einem Serienprojekt beschrieben. In [Hei98] wird gezeigt, wie durch den Anstieg der spezifischen Motorleistung von turboaufgeladenen PKW-Dieselmotoren mit Aluminiumzylinderköpfen verbesserte FEM-Methoden erforderlich wurden, um die Betriebsfestigkeit der Zylinderköpfe sicherzustellen. Eine Weiterentwicklung der FEM-Berechnungsmethodik für PKW-Zylinderköpfe wird in [Pet02] beschrieben. In der genannten Arbeit werden die bekannten Modelle für Randbedingungen auf Brennrauminnenseite, Auslasskanal und Kühlmitteloberflächen kritisch geprüft und hinterfragt. Es wurden direkte Wärmestrommessungen an einem aktuellen Motor auf der Gasseite durchgeführt, um die Gültigkeit bestehender Wandwärmemodelle für Kanäle und Brennraum zu prüfen. Für die Kühlmittelseite wurden mit Hilfe von Grundsatzuntersuchungen verbesserte Siedemodelle bereitgestellt. Es wurde gezeigt, dass unter Einsatz dieser realitätsnahen Modelle in 3D-CFD-Rechnungen qualitativ hochwertige Randbedingungen für die FEM erzeugt werden konnten.

## 2 Entwurf und Bau von Messbauteilen für die Motormessungen

Für die experimentelle Untersuchung der thermischen und mechanischen Belastungen im Versuchsmotor 1L26/40 wurde eine Reihe von Messbauteilen gefertigt. So wurden in den brennraumbegrenzenden Bauteilen Zylinderkopf, Kolben und Zylinderbuchse jeweils Dehnungen und Temperaturen gemessen. Dabei wurden für Temperaturen und Dehnungen gesonderte Bauteile verwendet. Einen Überblick über die ausgeführten Teile gibt Tabelle 2.1. Der Umfang an Messstellen sowie deren wünschenswerte Positionen wurden anhand der Ergebnisse der Vorausberechnung aus der Vorstudie und in Abstimmung zwischen den Industriepartnern, dem Obmann und den Forschungsstellen zu Beginn des Hauptprojekts vorgeplant. Die Detailfestlegung der Messorte und die Konstruktion und Ausführung der Messstellen anhand dieser Leitlinie war Gegenstand dieser Arbeit. Es wurde größte Sorgfalt auf die Beständigkeit der Messstellen und hohe Lagegenauigkeit bei der Positionierung der Messstellen gelegt.

In der Vorstudie II waren die Belastungen des Forschungsmotors ausgehend vom Vergleichsmotor MAN 1L32/40 rechnerisch ermittelt worden [Rus08]. In den Simulationen der Vorstudie II für den Forschungsmotor 1L26/40 wurden daher die Voraussagen bzgl. der Bauteilbelastung auf die Auswertung von Messstellen gestützt, die denen am Vergleichsmotor MAN 1L32/40 direkt gegenübergestellt werden konnten. Bei den Versuchsteilen des Hauptprojekts wurde dies berücksichtigt. Die betreffenden Messstellen an den Bauteilen des Hauptprojekts wurden nach Möglichkeit so positioniert, dass eine Vergleichbarkeit zu den Rechnungen der Vorstudie II gegeben war.

Tabelle 2.1: Übersicht über die Bauteile und Messstellen

Bauteil	Messstellen	Lage
<b>Temperaturmessung</b>		
Zylinderkopf	<b>22x T-Mess</b> im Kopf, <b>4x T-Mess</b> im Ventilsitzring	3,0 mm u. Oberfl.
Auslassventil	<b>1x T-Mess</b> Tellermitte, <b>3x T-Mess</b> Sitzring (jew.)	1,0 mm u. Oberfl.
Zylinderbuchse	<b>12x T-Mess</b> in der Buchse, <b>6x T-Mess</b> im Flammring	2,5 mm u. Oberfl. (B) 1,5 bzw 3.0 mm (F)
Kolben mit Messschwinge	<b>14x T-Mess</b> im Oberteil, <b>8x T-Mess</b> im Unterteil	1,0 mm u. Oberfl.
<b>Dehnungsmessung</b>		
Zylinderkopf	<b>12x DMS, 5x OTE</b>	im Wasserraum
Zylinderbuchse	<b>16x DMS, 9x OTE</b>	im Wasserraum
Kolben mit Messschwinge	<b>16x DMS, 9x OTE</b>	im Ölraum
Zuganker Zylinderkopf	Jew. <b>1x DMS</b> Vollbr.	außen
Schrauben Einspritzventil	Jew. <b>1x DMS</b> Vollbr.	außen

Am Kolben konnte dank erodierter Bohrungen sehr dicht unter der Oberfläche gemessen werden. Für die beiden Versuchskolben wurden Schwingen zur Kabelführung konstruiert und gefertigt, die ohne Ausbau der Kurbelwellen-Gegengewichte im Motor montierbar sind und den Kolben mit möglichst wenig Massenkraft belasten. Die Thermoelemente konnten auch in der Schwinde mit speziellen Thermokabeln geführt werden, so dass keine Vergleichstemperaturmessstelle erforderlich war und auch keine Messabweichung durch den Übergang von Thermoleitungen zu Kupferkabeln auftrat. An der Buchse konnte direkt im Material des Flammrings gemessen werden, in den die Thermoelemente hart eingelötet wurden. Am Zylinderkopf wurden die Thermoelemente in Stifte eingesetzt, die aus demselben Material wie der Kopf bestanden. So konnten die Messstellen perfekt positioniert werden, ohne die Wärmeleitung im Bauteil zu verändern. Bei den DMS-Bauteilen wurde die Temperatur der DMS-Streifen mit Oberflächenthermoelementen (OTE) mit aufgezeichnet. Außerdem wurden die DMS-Bauteile vor dem Einsatz einer „Eichmessung“ unterworfen. Bei dieser wurde der im Motorbetrieb zu erwartende Temperaturbereich mit dem Bauteil in einem Ofen abgefahren und die Sensorsignale gemessen. Dies diente als Funktionstest und zum Ermitteln von Korrekturkurven für den thermischen Fehler für jeden DMS.

### 2.1 Konzept der DMS-Messung für Motorbauteile

Messungen mit Dehnungsmessstreifen sind eine bekannte und bewährte Technik und werden seit langem durchgeführt [Fin58]. DMS sind das Sensorelement von Messwertaufnehmern für mechanische Größen und werden in der experimentellen Spannungsanalyse zur Untersuchung von Bauteilen eingesetzt.

Bei den Bauteilen für die Dehnungsmessungen im Projekt Zylinderspitzen drücke befanden sich alle Messstellen auf den Flächen der Kühlgeometrien. Bei Zylinderkopf und Zylinderbuchse waren die Dehnungsmessstreifen (DMS) folglich im direkten Kontakt zum Kühlwasser des Forschungsmotors. Dies bewirkte eine deutlich reduzierte Haltbarkeit der DMS-Bauteile. Während umgebendes Kühlwasser für die Funktion der DMS extrem ungünstig ist, ist die Versiegelung gegen das Motoröl am DMS-Messkolben weniger kritisch. Daher wurden Recherchen zur optimalen Versiegelung der DMS durchgeführt und Vorversuche unternommen, um die Beständigkeit zu testen und zu verbessern. Das Kühlwasser wirkt hauptsächlich durch zwei Mechanismen negativ auf die DMS ein:

- Mechanismus 1: Der DMS wird mittels einer nur einige Mikrometer dünnen Klebstoffschicht auf dem Bauteil befestigt. Der Polymer-Klebstoff quillt bei Kontakt mit Wasser auf und verursacht dabei ein fehlerhaftes Dehnungssignal. Dieser Effekt kann verhindert werden, indem durch die Versiegelung das Wasser vom direkten Kontakt mit dieser tragenden Klebstoffschicht ferngehalten wird.
- Mechanismus 2: Auf dem DMS befinden sich die Lötunkte zum Sensorkabel. Diese haben einen Abstand von ca. 1 mm zueinander, der von der Versiegelung ausgefüllt wird. Bei trocken applizierten DMS besteht zwischen den Lötunkten ein Kontaktwiderstand von über 10 Megaohm. Unter Einwirkung von Wasser wird die Isolationswirkung der Versiegelung geringer. Der Kontaktwiderstand stellt einen Parallelwiderstand zum Messgitter dar. Bei sinkendem Kontaktwiderstand durch Wassereinwirkung verändert sich also der Summenwiderstand des Messaufbaus und der Verstär-

ker zeigt fälschliche Dehnung an, die durch diesen Fehler verursacht wird. Dieser Effekt kann vermieden werden, wenn die Lötunkte möglichst klein sind und von der Versiegelung dicht umschlossen sind. Die Kabelisolierung muss außerdem unmittelbar am Lötunkt beginnen und ebenfalls sicher eingebettet werden.

Beide Mechanismen sorgen für Driften des Messwerts und bewirken, dass bei der Messung der Nullpunktbezug verloren geht und das Signal des betroffenen DMS nach kurzer Zeit den erfassbaren Messbereich verlässt. Bei Problemen an der tragenden Klebstoffschicht (Mechanismus 1) kann sich außerdem die Amplitude des schnellen Signalanteils verringern, obwohl die Messkurve ansonsten plausibel wirkt. Daher war bei der Auswertung der Messergebnisse die sichere Bewertung des Sensorzustands besonders wichtig, um Fehlinterpretationen zu vermeiden.

### 2.1.1 Besonderheiten der Applikation von DMS an Motorbauteilen

Für die Funktion der Dehnungsmessstreifen war eine geeignete Applikation Grundvoraussetzung. Aus der Literatur ist bekannt, dass unter den Bedingungen im Motor nullpunktbezogene Messungen nur schwierig umzusetzen sind. Die Anwendung von DMS an Motorbauteilen wird z.B. in [Bre04] beschrieben und auch auf Probleme der Haltbarkeit der Messstellen hingewiesen. Um erfolgreiche Messungen unter diesen ungünstigen Bedingungen zu ermöglichen, wurden im Vorfeld große Anstrengungen unternommen, die für die Messaufgabe bestmöglichen Lösungen zu finden. Dies betraf die Wahl des Klebverfahrens (warm- oder kalt härtender Klebstoff), den Aufbau und die Materialwahl für die Versiegelung und im Besonderen die Herausführung der Kontakte aus der Versiegelung. Zudem werden zur Abdeckung meist elastische Kitten als Abdeckmittel empfohlen, die allerdings für die Anwendung in den Kühlbohrungen der Motorbauteile wegen ihrer zu hohen Schichtdicken nicht geeignet sind. Eine zu große Schichtdicke behindert sowohl den Wasserfluss als auch den Wärmeübergang des Bauteils an der Messstelle.

Um hohe Nullpunktstabilität zu erreichen, wurde für die Versuchsbauteile eine Applikation mit warm aushärtendem Klebstoff vorgesehen. Als Klebstoff wurde Hottinger EP310S verwendet, der prinzipiell bis +260 °C nullpunktbezogene Messungen ermöglicht und durch seine geringe Viskosität zu sehr dünnen Klebungen beiträgt. Dies ist im Messwertaufnehmerbau die übliche Vorgehensweise und wird beispielsweise in der technischen Schriftenreihe der Firma Vishay [Vis10] ausführlich beschrieben. Die warm aushärtende Klebung erzeugt dünnere Klebstoffschichten, die zudem härter sind, als dies bei kalt aushärtenden Klebungen der Fall ist. Bei der Aushärtung selbst und dem folgenden Nachhärten unter Temperatureinfluss entweicht das Lösungsmittel aus der Kleberschicht. Die Aushärtung der DMS erfolgte bei 200 °C in einem Ofen bei MAN Diesel. Für die Aushärtung sollte die Anwendungstemperatur der Messstelle um mindestens 20 °C überschritten werden, was deutlich erreicht wurde. Außerdem konnte immer nur eine geringe Anzahl an DMS gleichzeitig geklebt werden, weil die Anpressvorrichtungen jeweils benachbarte Messorte verdeckten, die dann in einem weiteren Schritt appliziert wurden. Für die bereits vorhandenen DMS wirkten die weiteren Temperaturzyklen wie eine Nachhärtung der Klebung. Für die Anwendung an Messbauteilen hatte die Klebstoffwahl zur Folge, dass temperaturbeständige Anpressvorrichtungen erforderlich waren, die bei der Härtung den DMS definiert auf das Bauteil anpressten. Für die Applikation

von Zylinderkopf, Zylinderbuchse und Kolben wurden insgesamt sieben verschiedene Anpressvorrichtungen konstruiert und gebaut. Exemplarisch zeigt Bild 2.1 eine der Spannvorrichtungen für die DMS-Applikation in den Kühlbohrungen der DMS-Zylinderbuchse.

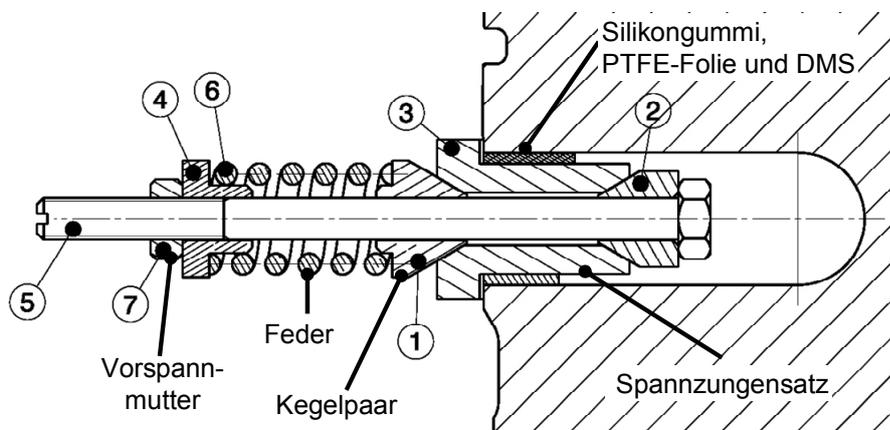


Bild 2.1: Spannvorrichtung für die DMS in der Kühlbohrung der Buchse (Beispiel)

Als spezifische Anpresskraft für hochwertige DMS-Klebung werden in den technischen Unterlagen der Firma Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM) für die experimentelle Spannungsanalyse mindestens 0,5 MPa genannt [Geh06]. Für den Messwertaufnehmerbau empfehlen sowohl HBM als auch Vishay höhere Flächenpressungen, weil sich dadurch die Nullpunktstabilität verbessert. Der Grund für diese Empfehlung ist, dass die hohe Pressung beim Aufnehmerbau technisch besser realisierbar ist und dass für experimentelle Spannungsanalyse normalerweise lediglich transient exakte Messergebnisse (unter Inkaufnahme von Drift des Nullpunkts) angestrebt werden.

Daher wurden für dieses Projekt die Vorrichtungen so gebaut, dass auch größere Anpresskräfte erzeugt werden konnten. Die obere Grenze ist in der Praxis durch das Abscheren des Silikonpolsters unter der Anpresskraft gegeben, für eine gleichmäßige Pressung darf zudem die Silikonmatte nicht zu dünn sein (größer als 2 mm, z.B. Vishay SGP-2). Die Vorrichtungen erzeugten über Spiralfedern und Silikonkissen eine konstante Anpresskraft. Es wurde eine gleichmäßige Anpressung von ca. 2 MPa realisiert, die über den Vorspannweg der Feder definiert und reproduzierbar einstellbar war. Da der Vorspannweg im Vergleich zu möglichen Setzungswegen groß war, blieb auch bei Temperaturwechseln im Ofen die Vorspannung nahezu konstant. Dieses Funktionsschema wurde in ähnlicher Form bei allen Vorrichtungen angewendet. Mit dieser Vorgehensweise ist laut [Hof87] für den vergleichbaren Klebstoff EP250 eine ausreichend geringe Klebeschichtdicke von  $20 \pm 5 \mu\text{m}$  erreichbar. Nur mit ausreichend dünnen Klebstoffschichten sind mit DMS stabile Messungen mit geringem thermisch bedingtem Fehler möglich.

### 2.1.2 Versiegelung der DMS

In [Teg05] wurden u.a. systematische Untersuchungen zur Langzeitstabilität von DMS-Messstellen unter Feuchtigkeitseinfluss durchgeführt. Die Ergebnisse legten nahe, dass die gängigen Versiegelungsmaterialien auf Dauer durch Diffusion Feuchtigkeit aufnehmen und auf diese Weise zum Versagen der Messstelle führen. Außerdem wurde die Diffusion von Wasser entlang der Isolierung der einzelnen Litzen zu den Lötunkten des DMS hin als ein

wesentlicher Schädigungsmechanismus erkannt. Die beste Widerstandsfähigkeit gegenüber Wassereintritt wies bei diesen Versuchen die Kombination eines Polymethylmethacrylat-(PMMA) Klebstoffs aus der Zahnmedizin (Super-Bond, Sun Medical) mit einem nieder-temperaturvernetzenden Butylgummi (F-Coat B, Vishay) auf. PMMA ist hoch wasserbeständig und weist eine Glasübergangstemperatur von 115 °C auf. Diesem Beispiel folgend wurden Dauerversuche mit einem Test-DMS in einem Wasserbad durchgeführt, die vielversprechend verliefen (Temperatur: 85 °C, Dauer: 5 Tage). Für die DMS im Kühlwasserbereich wurde eine Wasserversiegelung mit einem PMMA-Klebstoff ausgeführt. Diese war für die im Wasser auftretenden Temperaturen von ca. 90 °C geeignet. Weil die Aushärtung des DMS-Klebstoffs bei höheren Temperaturen erfolgte, wurde die Versiegelung erst nach der Applikation aller DMS angebracht.

Die Versiegelung für die Messbauteile mit Kühlwasser (Zylinderbuchse, Zylinderkopf) wurde in folgenden Schritten realisiert:

- Reinigung von Klebstoffresten auf den Flächen um den DMS, leichtes Anschleifen.
- Anlöten der drei Litzen. Der Mantel des Messkabels endete mit der Schirmung 25 mm vor dem DMS. Die auf dieser Länge freiliegenden Litzen wurden mit einem Ätzmittel vorbehandelt, das die Verbindung zwischen der Litzenisolierung und dem Abdeckmaterial verbesserte. Entfernung der Flussmittelreste von den Lötstellen.
- Versiegeln mit dem PMMA-Klebstoff in mehreren, größer werdenden Schichten, ausgehend von den Lötstellen und entlang der Litzen. Einbetten der Litzen bündig auf dem Bauteil mit einer geringen Fläche zwischen den Litzen.
- Abdecken der Messstelle mit Aluminium-Folie. Bündiges Anreiben entlang der Kontur der Lötstellen. Die Folie war stets größer als die Ränder der bisherigen Abdeckschichten und überlappte den Beginn des Kabelmantels.
- Versiegeln des Randes der Aluminiumfolie mit einer Butylgummi-Beschichtung (Vishay M-Coat FBT).

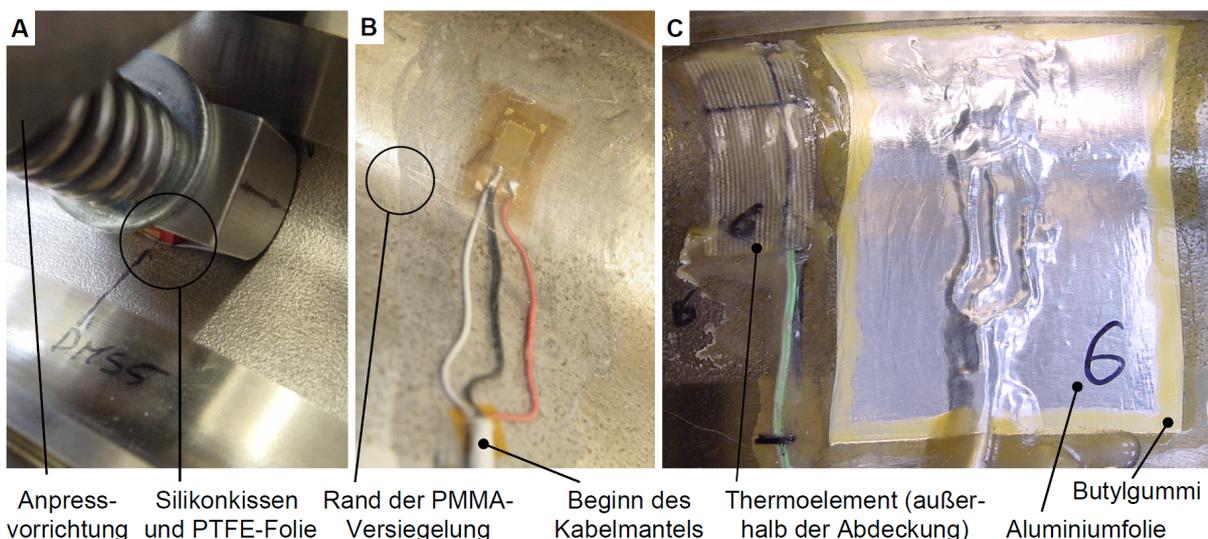


Bild 2.2: Applikation und Abdeckung der Messstelle ‚DMSB6‘ an der Zylinderbuchse

Eine wie beschrieben hergestellte Messstelle zeigt Bild 2.2. Die PMMA-Versiegelung (Mitte) war transparent, so dass eine nachträgliche Sichtkontrolle möglich war. Durch diese Anord-

nung wurde der Weg, den eindiffundierendes Kühlwasser bis zum DMS zurücklegen muss, so lang wie möglich gestaltet. Der Schadensweg verläuft entlang der Außenfläche der vorbehandelten PTFE-Isolierung der Einzellitze. In diesem Bereich besteht allerdings eine sehr gute Klebeverbindung zwischen Litze und Versiegelung. Der Beginn des dreiadrigen Kabels ist vergleichsweise groß und durch seinen Aufbau aus mehreren Elementen und Schirmgeflecht auch schlechter versiegelbar. Kühlwasserdiffusion an dieser Stelle hat aber keinen Einfluss auf das Messsignal. In der fertigen Applikation (rechts) ist die Aluminiumabdeckung, der Butylgummirand (gelblich) und das dem DMS zugeordnete Oberflächenthermoelement (Gewebestruktur, links vom Rand der Aluminiumfolie) sichtbar. Die OTE waren von Newport-Omega (Typ SA1-KI-3M). Sie waren einfach aufgebaut und konnten platzsparend angebracht werden, ohne den Wärmeübergang zu behindern. Anhand der Konturen in der Aluminium-Abdeckfolie ist ebenfalls sichtbar, dass die fünf Versiegelungsschichten über DMS und den Litzen sehr dünn sind und weniger als eine Litzendicke auftragen. Dadurch ist auch im Bereich des DMS und der Versiegelung weiterhin eine gute Wärmeabfuhr aus dem Bauteil gegeben und es tritt keine übermäßige Temperaturüberhöhung auf, wie es bei einer dickeren und thermisch stärker isolierenden Abdeckschicht der Fall wäre. NiCrNi-Thermoelemente sind gegenüber dem Kühlmittel unempfindlich. Daher wurden die Oberflächen-Thermoelemente außerhalb der DMS-Versiegelung neben den jeweiligen DMS angebracht. Aus Platzgründen ist die Anzahl an Thermoelementen geringer als die Zahl der DMS. Bei örtlich benachbarten DMS ist die gemessene Temperatur für alle DMS in der Umgebung relevant.

### 2.1.3 Konfiguration und Verschaltung

Das Messkonzept für die Dehnungsmessungen wurde so gewählt, dass unter den besonderen Randbedingungen am gefeuerten Motor erfolgreiche Messungen möglich waren. Die Motorbauteile haben eine komplexe, dreidimensionale Form. Schaltungen als Halb- oder Vollbrücke enthalten jeweils mehrere aktive DMS, deren Signale sich addieren und so ein zwei- oder vierfaches Signal gegenüber der Viertelbrücke erzielen könnten. Sie sind nur bei geometrisch einfachen Bauteilen sinnvoll anwendbar (z.B. Platte, Balken etc.). Streifen mit mehreren Messgittern wären auch aus Sicht der Auswertung interessant (z.B. zwei Gitter über Kreuz, diese jeweils als Viertelbrücke), um z.B. die Hauptrichtungen der Dehnung zu berechnen. Bei solchen Varianten ist jedoch die aktive Messgitterfläche stets relativ klein und die Versiegelung ist durch die größere Anzahl von Anschlüssen pro DMS-Streifen weniger zuverlässig. Weil die Richtungen der Dehnungen aus den Simulationen ermittelt wurden und wegen der fordernden Applikationsbedingungen am Motor wurden mit dem Ziel einer möglichst hohen Messqualität an den Bauteilen nur Viertelbrücken mit einem Gitter pro Streifen eingesetzt. An den Zylinderkopf- und Injektorschrauben wurden hingegen Vollbrücken appliziert, die so verschaltet waren, dass sie den Dehnungsanteil entlang der Schraubenlängsachse erfassten.

Die Grundlagen und Anwendungsbeispiele für DMS-Messungen werden z.B. in [Hof87] und auch in [Gies94] beschrieben. Das Verschaltungsschema, wie es bei den DMS-Bauteilen ausgeführt wurde, zeigt das Bild 2.3 B. Die Verbindung zum Messverstärker wurde in Dreileiter-Schaltung ausgeführt. Dabei war einer der Kontakte des DMS mit zwei Drähten zum Ver-

stärker verbunden. Bei einer klassischen Wheatstone-Messbrückenschaltung, wie in Bild 2.3 A gezeigt, bilden vier aktive DMS die Messbrücke und sind über bis zu sechs Leitungen mit dem Verstärker verbunden (im Schema als  $R_{\text{Kabel}}$  dargestellt). Die verwendete Viertelbrücke (Bild 2.3 B) ist aus diesem Grundschemata abgeleitet. Der Strom für den einzigen aktiven DMS fließt über Kontakt 6, eine Signalleitung, den aktiven DMS (R1), eine weitere Leitung und Kontakt 4. Die aktive Halbbrücke wird vervollständigt durch einen im Verstärker befindlichen Präzisionswiderstand. Diese Anordnung hat den Vorteil, dass die Leitung zu Kontakt 4 bereits im unteren Ast der Brückenschaltung liegt, und daher in jedem Ast ein Widerstand und eine Leitung (von jeweils identischer Länge) liegen. Der Verstärker erfasst das Messsignal an einer nicht stromdurchflossenen Leitung (Kontakt 5), an der kein Spannungsabfall auftritt. Durch die Lage des Ergänzungswiderstandes im Verstärker konnte das DMS-Kabel bei allen Messstellen in einem Stück vom Lötunkt des DMS-Streifens bis zum Lötunkt im Stecker des Verstärkers geführt werden. Die Stecker wurden als DIN-Stecker mit Metallgehäuse ausgeführt.

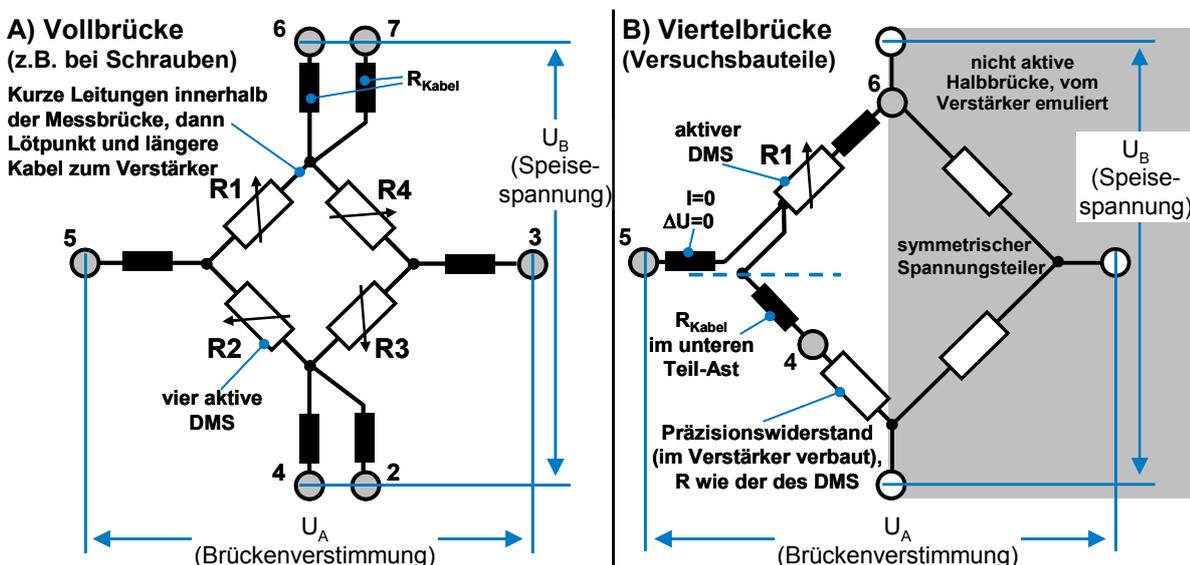


Bild 2.3: schematische Schaltbilder für den Anschluss von Dehnungsmessstreifen.  
A: Vollbrücke (angewendet bei Zylinderkopfschrauben und Injektorschrauben).  
B: Viertelbrücke (angewendet bei Zylinderkopf, Zylinderbuchse und Kolben).

### 2.1.4 Aufbau der Messkette

Als Signalleitung wurden geschirmte Miniaturkabel der Firma Vishay mit drei Litzen verwendet (Typ STC-32T-3). Dieses Kabel hatte bei 1,5 mm Außendurchmesser drei hochflexible Litzen aus je 19 versilberten Kupferfasern (19x0.05 mm), ein Schirmungsgeflecht und eine temperaturbeständige PFA-Isolierung für Dauertemperaturen bis 200 °C. Der Litzendurchmesser von AWG 32 war vergleichsweise groß und bewirkte einen niedrigen Leitungswiderstand der Signalleitungen. Bei der ebenfalls für Messanwendung üblichen Spezifikation AWG 36 ist der Leitungswiderstand ca. 3-mal größer. Diese hochflexiblen Kabel waren auch für den Einsatz in der Kabelschlinge zum Kolben geeignet, so dass auch bei diesem Versuchsbauteil die Leitung in einem Stück ausgeführt werden konnte. Die Leitungen wurden für alle Messstellen und alle Bauteile mit der gleichen Länge von 5,0 m gewählt, um an allen Messstellen identische Kabelwiderstände sicherzustellen. Der Widerstand einer Litze betrug

jeweils  $2,6 \Omega$ . Die Schirmung war nur am Messverstärker verbunden, um die Übertragung von elektrischen Störungen aus der Motorstruktur zu unterdrücken. Der Verstärker hatte außerdem für jeden Kanal einen eigenen Schirmungsanschluss (Kontakt 5), so dass Quereinflüsse zwischen den Kanälen ebenfalls unterbunden wurden. Das Kontaktierungsschema für einen DMS ist in Bild 2.4 dargestellt.

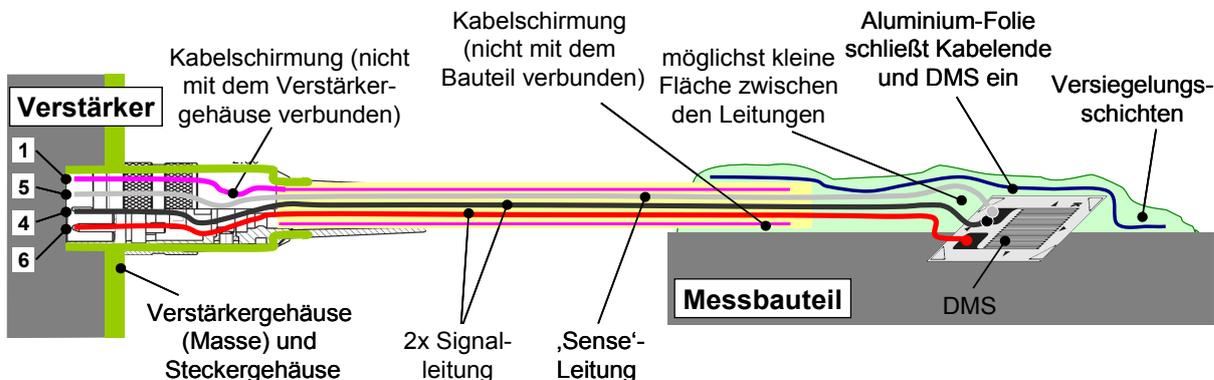


Bild 2.4: Anschlussbild für die komplette Messkette einer DMS-Viertelbrücke.

### 2.1.5 Auswahl des Sensors

Um den Nachteil der vergleichsweise geringeren Signalgröße bei Viertelbrücken-Schaltung auszugleichen, wurden mehrere Maßnahmen ergriffen. Es wurden DMS mit möglichst großer aktiver Messgitterfläche und gleichzeitig möglichst geringen äußeren Abmessungen verwendet. Eine große aktive Messfläche ermöglicht eine höhere Speisespannung ohne das Risiko von Messabweichungen durch die elektrische Verlustwärme des Streifens. Eine höhere Speisespannung erhöht direkt die Signalstärke und den Signal-Rausch-Abstand.

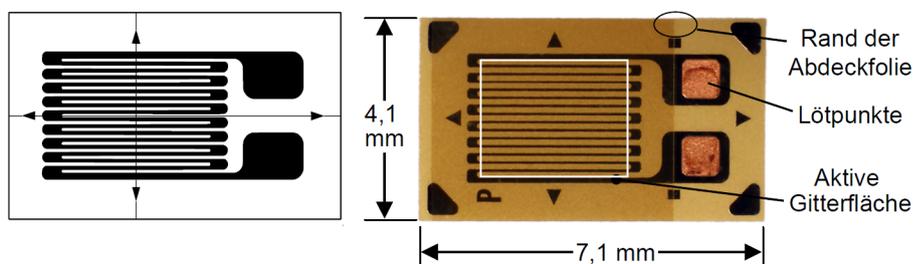


Bild 2.5: Für die Versuchsbauteile eingesetzter DMS (Vishay J5K-05-S100P-350/DP)

Die maximalen äußeren Abmessungen des DMS waren durch den gewünschten Applikationsort und durch die Wölbung des Bauteils an dieser Stelle vorgegeben. Der DMS ermittelt stets einen Mittelwert der Dehnung über seiner aktiven Gitterfläche. Daher wird bei zu kleinen Krümmungsradien der Oberfläche ein nicht aussagekräftiger Wert gemessen. Außerdem bereiten zu große DMS auf zweiachsig gewölbten Flächen Probleme, die Verklebung in hoher Qualität auszuführen. Bei einer möglichst kleinen DMS-Trägerfolie steht außerdem mehr Fläche für die umgebende Versiegelung zur Verfügung. Der ausgewählte DMS der Firma Vishay (Vishay J5K-05-S100P-350/DP, Bild 2.5) gehört zur Serie „J5K“ für den Messwertnehmerbau [VIS04]. Er hat Außenmaße von  $4 \times 7$  mm und eine aktive Gitterfläche von  $2,5 \times 2,5$  mm bei einem Widerstand von  $350 \Omega$ . Diese Serie besitzt eine flexible und hochtemperaturfeste Polyimid-Trägerfolie, die präzise Messungen in einem vergleichsweise großen Bereich bis zu einer Temperatur von  $205 \text{ }^\circ\text{C}$  (nullpunktbezogen) bzw. bis zu  $260 \text{ }^\circ\text{C}$  (dynamisch) ermöglicht.

misch) ermöglicht. Der tatsächlich mit hoher Genauigkeit nutzbare Temperaturbereich hängt wesentlich von weiteren Parametern der Applikation ab, so dass diese Angabe lediglich ein Anhaltspunkt sein kann. Außerdem ist bei diesem DMS-Typ das eigentliche Messgitter durch eine zweite Folie gekapselt, wodurch sich die Robustheit des Sensors bei der Anwendung im Motor erhöht. Die Serie J5K weist außerdem eine hervorragende Kompensation des thermischen Eigensignals auf. Dies ist Grundvoraussetzung für nullpunktbezogene Messungen, da weitere Korrekturmaßnahmen nur den verbleibenden Fehler kompensieren müssen. Alle verwendeten Streifen wurden aus der gleichen Charge gekauft, für die jeweils der Hersteller den K-Faktor nach einem standardisierten Verfahren bestimmt. (Deutsche Normung z. B. nach [VDI07] ). Auf diese Weise war sichergestellt, dass die Sensoren untereinander jeweils identische Eigenschaften hatten.

**2.1.6 Messtechnik und Messverstärker**

Für die Erfassung der mechanischen Belastungen im Motorbetrieb wurde im Projekt geeignete Messtechnik angeschafft. Ziel war es, die Sensoren von je einem Versuchsbauteil zeit-synchron abzutasten und dabei eine zeitliche Auflösung von mindestens 1 °KW bei der Motordrehzahl von 750 1/min zu ermöglichen, entsprechend einer nutzbaren Signalbandbreite von ca. 5 kHz. Pro Bauteil waren bis zu 16 DMS vorgesehen, zu denen jeweils Thermoelemente zugeordnet waren, um thermisch bedingte Messfehler zu kompensieren. Zusätzlich waren das Signal des Inkrementalgebers der Kurbelwelle und das bereits aufbereitete Brennraumdrucksignal mit aufzuzeichnen. Weitere Randbedingung war, das Messgerät möglichst nahe am Motor aufzustellen, um die Signalleitungen kurz zu halten.

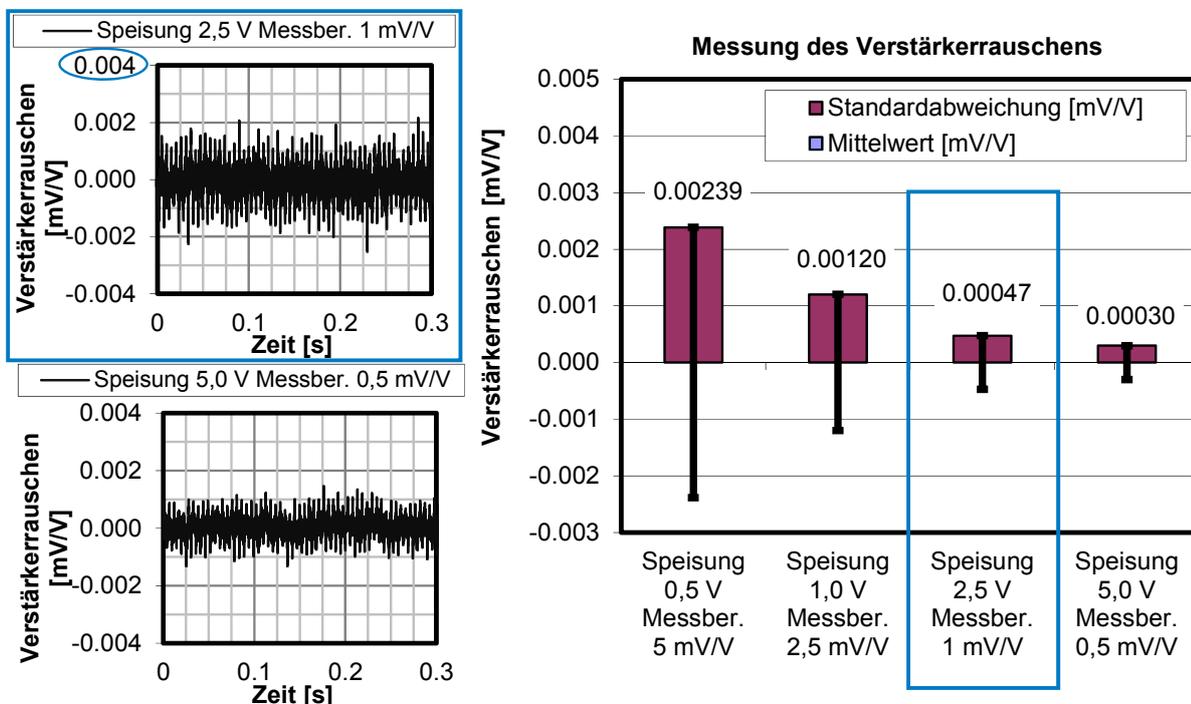


Bild 2.6: Verstärkerrauschen als Anteil des Messbereichs

Von den gestellten Anforderungen war das Kriterium, DMS-Verstärker mit vielen Kanälen und gleichzeitig hoher Messqualität und hoher Abtastrate zu beschaffen, das Ausschlag gebende. Es wurde ein modulares System der Firma Imtron GmbH (Typ SIQUAD) ausgewählt,

das die Kriterien erfüllte und in einem 19-Zoll-Rack bis zu 16 Verstärkereinschübe ermöglichte. Das System bestand aus Einschüben mit je vier Kanälen, in denen jeder der Kanäle einen individuellen Messverstärker hatte. Die DMS-Verstärker ermöglichten bei 2,5 V Speisung einen Messbereich von  $\pm 1$  mV/V und genügten der Genauigkeitsklasse 0,1 %. Mit diesen Einstellungen war eine sehr gute Diskretisierung möglich. Bei den DMS mit den größten Dehnungen wurde der Messbereich vom dynamischen Lastanteil ca. zu 50 % ausgenutzt. Darüber hinaus konnte die Speisung in den Motormessungen bis 5 V angehoben werden, was das Signalrauschen weiter verringerte. In Bild 2.6 ist ein Ausschnitt des Verstärkerrauschens abgebildet. Die Skalengrenzen entsprechen mit  $\pm 0,005$  mV/V jeweils 0,5% des Messbereichs. Die Standardabweichung des verrauschten Signals entsprach bei 2,5 V Speisung 0,047% des Messbereichs, bei 5 V Speisung 0,03%. Die Verstärker wiesen eine sehr gute Langzeit-Nullpunktstabilität auf und behielten diese auch bei Temperaturänderungen im Prüfstandsraum bei. Da der Nullpunkt der DMS bei unbelasteter Messung innerhalb der ersten Stunden noch leicht driftete, wurden bei den Messungen am Motor immer eine Messung in der Nacht vor dem Versuchstag durchgeführt, nach der die Verstärker ihre Betriebstemperatur angenommen hatten. Durch eine Nullpunktkalibrierung vor Beginn des Versuchstages konnte auf diese Weise die Nullpunktstabilität noch weiter verbessert werden.

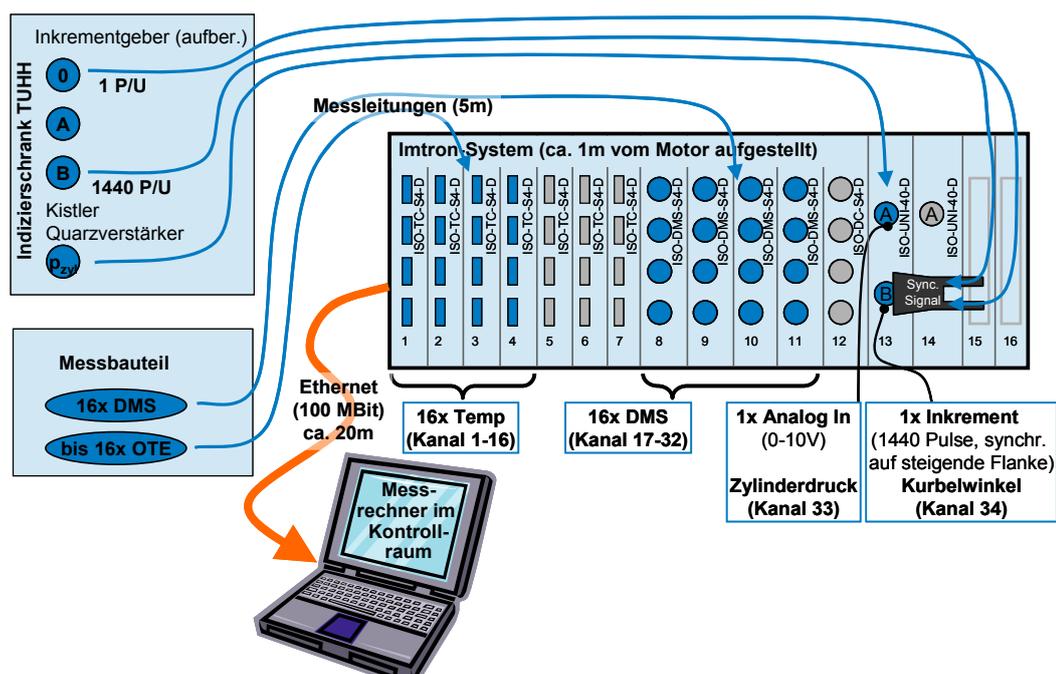


Bild 2.7: Aufbau der Datenerfassung mit modulare Verstärkerrack und Messrechner im Kontrollraum

Es wurden Verstärkermodule für Thermoelemente, DMS und Universalverstärker beschafft. Das System lieferte die Daten über eine Ethernet-Schnittstelle an dem Messrechner und war über diesen konfigurierbar, so dass der Bediener die Messung im Kontrollraum durchführen und überwachen konnte. Das Gerät lieferte zeitkodierte Datenströme der Kanäle und ermittelte an einem Inkrementaleingang für jeden Abtastzeitpunkt den aktuellen Kurbelwinkel aus den Signalen des Kurbelwinkelgebers. Durch speicherbare Konfigurationen und den Aufbau als Rack konnte das Messgerät sowohl beim Test der Bauteile, den Messungen des Temperaturgangs bei der Firma MAN und am Motorprüfstand der TUHH sowohl flexibel eingesetzt

werden als auch schnell zwischen verschiedenen Messbauteilkonfigurationen umgeschaltet werden. Den prinzipiellen Aufbau von Versuchsbauteil und Messgerät für ein DMS-Bauteil zeigt Bild 2.7.

### **2.1.7 Datenerfassung innerhalb der LabView-Softwareumgebung**

Die Aufzeichnung als geschlossenes Datenformat war für die Nachbereitung der Messdaten vorteilhaft. Zu diesem Zweck wurde in NI LabView eine flexible Datenerfassungsumgebung programmiert. Auf diese Weise war es möglich, zeitgleich Messpunkte mit hoher Datenrate und Kurbelwinkel-aufgelösten Signalen sowie Messdaten mit niedriger Datenrate für die statischen Anteile der Signale zu erfassen. Die Aufzeichnung mit hoher Datenrate wurde ‚Kurzzeitmessung‘ genannt und zeitbasiert über je 4 Sekunden Zeitspanne gemessen. Sie erfolgte mit 20 kHz Abtastrate. Die Aufzeichnung mit niedriger Datenrate wurde ‚Dauermessung‘ genannt. Bei ihr wurden die Messwerte ebenfalls mit 20 KHz aufgezeichnet. Die Erfassungsoftware berechnete aus allen Kanälen Kenngrößen des Signals (Mittelwert, Maximum, Minimum, Amplitude) mit 1 Sekunde Mittelungsdauer. Diese wurden während des Motorbetriebs kontinuierlich aufgezeichnet.

Entsprechend dieser Aufzeichnungsstrategie wurden bei den Motormessungen Messdaten erzeugt und gespeichert. Für jeden Motorbetriebspunkt waren Betriebspunktdata als Momentanwerte der ‚Dauermessung‘ mit einer gewissen Mittelungsdauer vorhanden. Außerdem wurde der Verlauf der kontinuierlichen Dauermessung ausgewertet, um so Trends zu erkennen.

Für die einzeln gemessenen Betriebspunkte wurden Datensätze mit den indizierten Verläufen gespeichert (‚Kurzzeitmessung‘). Diese Daten wurden von der Zeitbasis auf eine Kurbelwinkelbasis umgerechnet und lagen als Mittelung über 25 Arbeitsspiele und auch als einzelne Arbeitsspiele (25 Kurven für jeden Kanal) vor. Da der Forschungsmotor kaum Zyklenschwankungen aufwies, waren für intakte Sensoren die einzelnen Arbeitsspiele der Messung nahezu identisch. Eventuelle Abweichungen zwischen den Arbeitsspielen durch einen nicht konstanten Betriebspunkt oder einen defekten DMS zeigten sich durch die Standardabweichung, die für jeden Kurbelwinkel der indizierten Kurven berechnet wurde.

## **2.2 Auswertung, Korrektur und Umrechnung der Dehnungsmessungen**

Bei der Auswertung der Dehnungsmessungen wurden zwei Ziele verfolgt: Einerseits sollte die Dehnung und Spannung am Ort des DMS direkt bestimmt und bewertet und andererseits ein qualifizierter Vergleich mit den Ergebnissen der FEM ermöglicht werden. Die Vorgehensweise wird in Bild 2.8 schematisch dargestellt. Die einzelnen Schritte werden im Folgenden beschrieben.

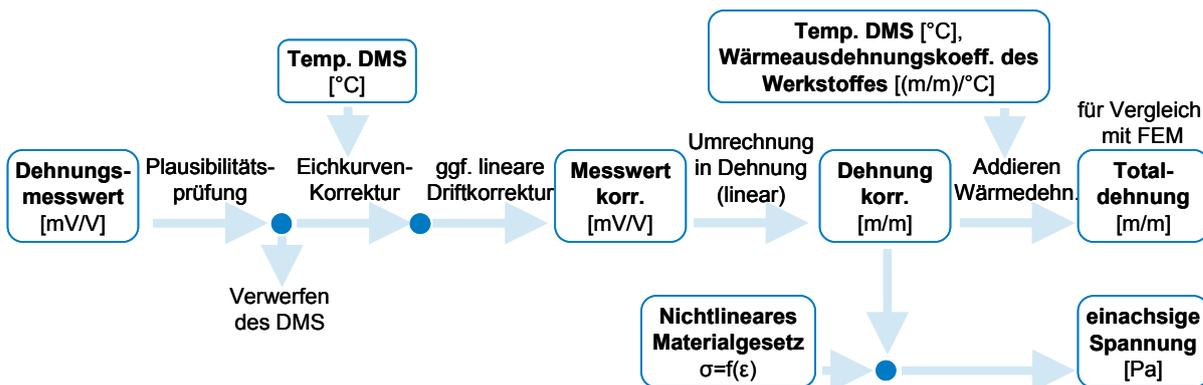


Bild 2.8: schematische Vorgehensweise bei der Auswertung der DMS-Messwerte

### 2.2.1 Sensorzustand und Plausibilitätsprüfung

In einem ersten Schritt musste die Funktion des DMS für den Messzeitraum verifiziert werden. Da die DMS an Buchse und Zylinderkopf im Kühlwasser appliziert waren, führte dies durch das Eindringen von Feuchtigkeit in den Klebstoff zur teilweisen Schädigung und zum Ausfall einiger Sensoren. Um vor der Umrechnung und Ergebnisbewertung zu überprüfen, welche Streifen bis zu welchem Zeitpunkt korrekte Ergebnisse lieferten, wurden die Betriebspunkte in einem Pyramidenmuster mit aufsteigender Last bis G100 und dann wieder absinkend zu niedrigen Lasten angefahren. So wurden alle Betriebspunkte zweimal pro Versuchstag vermessen, wodurch ein Vergleich des Sensorwertes der beiden Messungen das Identifizieren einer Drift oder anderer Fehler des Signals sowie das Erkennen weiterer Arten des Sensorversagens ermöglichte.

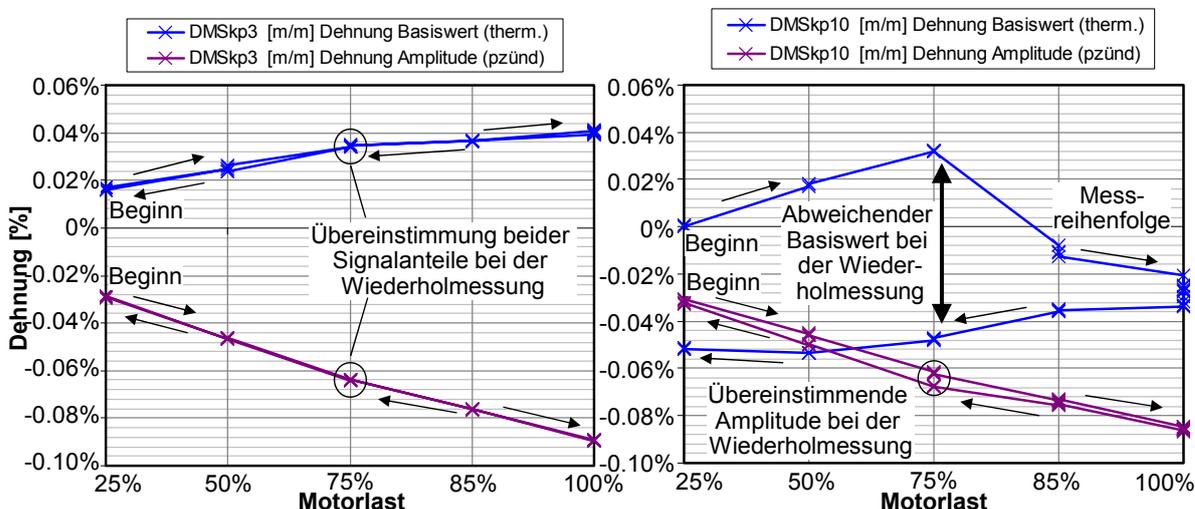


Bild 2.9: Messergebnisse zweier DMS zur Diagnose von Sensorschäden

In Bild 2.9 sind exemplarisch zwei dieser Diagramme gezeigt. Die horizontale Achse gibt die Motorlast wieder, die vertikale Achse bezeichnet die berechnete Dehnung. Für einen intakten DMS (DMSkp3, links) liegen die Messwerte einer Kurve bei der gleichen Last für die verschiedenen Uhrzeiten genau übereinander. Dies gilt sowohl für den statischen Signalanteil („Basiswert“) als auch für die Amplitude innerhalb eines Arbeitsspiels („Amplitude“). Bei abweichenden Kurven (DMSkp10, rechts) handelt es sich um ein Sensorproblem. Im gezeigten Beispiel wird die Amplitude bei allen Messpunkten korrekt erfasst. Der Basiswert verhält sich

jedoch inkonsistent und ist bei Wiederholmessungen (Last 4,5) veränderlich. Dieser DMS weist eine statische Drift auf, wodurch keine Auswertung hinsichtlich des statischen Anteils mehr möglich ist, während der dynamische Anteil verwendbar bleibt.

### 2.2.2 Rechenweg und Fehlerursachen

Das Messprinzip eines idealen DMS beruht darauf, dass seine Widerstandsänderung direkt proportional zur Gesamtdehnung  $\varepsilon$  des Bauteils ist, die aus rein elastischer oder elastischer und plastischer Dehnung bestehen kann. Der K-Faktor des DMS ist dabei eine feste Eigenschaft des Sensors. Dieses Grundprinzip kann man wie in (Formel 2-1) schreiben:

$$\frac{\Delta R}{R_0} = K_{DMS} \cdot \varepsilon_{Bauteil} = K_{DMS} \cdot \frac{\Delta l}{l_0} \quad (\text{Formel 2-1})$$

mit	$\Delta R$	[ $\Omega$ ]	- Gesamte Widerstandsänderung des DMS
	$R_0$	[ $\Omega$ ]	- Nennwiderstand des DMS (bei den Versuchsbauteilen: 350 $\Omega$ )
	$K_{DMS}$	[-]	- K-Faktor der DMS, vom Typ abhängig (bei den Versuchsteilen: K= 2,02)
	$\varepsilon_{Bauteil}$	[m/m]	- technische Dehnung
	$\Delta l$	[m]	- Längendehnung eines geometrischen Abschnitts
	$l_0$	[m]	- Ausgangslänge eines geometrischen Abschnitts

In der Messbrückenschaltung (vgl. 2.1.3) wird die elektrische Brückenverstimmung  $U_B$  gemessen, die im idealen Fall ebenfalls direkt proportional zur Widerstandsänderung ist. Gemäß (Formel 2-2) (Formulierung für eine Viertelbrücke) wird aus dem Messsignal eine Dehnung errechnet. Das Prinzip des DMS-Messverfahrens ist, dass die gesamte Widerstandsänderung innerhalb der Schaltung als Bauteildehnung interpretiert wird, was allerdings auch Anteile der möglichen Messfehler beinhaltet. Für Messungen bei konstanter Temperatur sind die möglichen Fehler durch den ausgeführten Aufbau der Messkette sehr gut kompensiert. Vor der Messung kann der Kanal auf null kalibriert werden, was den Fehleranteil zu diesem Zeitpunkt eliminiert. Fehlereinflüsse bei konstanter Temperatur während der Messdauer treten lediglich bei beginnendem Defekt eines DMS auf und äußern sich dann in einer Drift des statischen Anteils des Signals. Sie sind von einem realen Signal messtechnisch nicht zu unterscheiden, sondern müssen durch die Analyse des Signals erkannt werden.

$$\varepsilon_{Mess} = \frac{U_A}{U_B} \left[ \frac{mV}{V} \right] \cdot \frac{1}{1000} \cdot \frac{4}{K_{(T_{DMS})}} \quad (\text{Formel 2-2})$$

$$\varepsilon_{Mess} = \varepsilon_{mech} + \varepsilon_{TO} = \left( \frac{\Delta R_{mech}}{R_0} + \frac{\Delta R_{TO(T_{DMS})}}{R_0} \right) \frac{1}{K_{(T_{DMS})}} \quad (\text{Formel 2-3})$$

mit	$\varepsilon_{Mess}$	[m/m]	- Messwert der Dehnung
-----	----------------------	-------	------------------------

$\frac{U_A}{U_B}$	$\left[ \frac{mV}{V} \right]$	- Messwert des DMS-Messverstärkers
$U_B$	[V]	- Speisespannung
$\varepsilon_{mech}$	[m/m]	- Bauteildehnung
$\varepsilon_{TO}$	[m/m]	- Thermisches Eigensignal des DMS („scheinbare Dehnung“)
$\Delta R_{mech}$	[ $\Omega$ ]	- Widerstandsänderung des DMS durch die mechanische Bauteildehnung
$\Delta R_{TO(T_{DMS})}$	[ $\Omega$ ]	- Widerstandsänderung der Messbrücke durch thermisches Eigensignal (Fehleranteil)

Bei Messungen, während derer sich die Temperatur verändert, tritt einerseits eine mechanische Wärmedehnung des Bauteils sowie des DMS auf, deren Differenz in das Messsignal einfließt, und andererseits ändert sich auch der elektrische Widerstand des DMS, was sich in einer Temperaturabhängigkeit des K-Faktors äußert [Vis10]. Um diese Einflüsse gering zu halten, sind die verwendeten DMS für einen bestimmten Wärmeausdehnungskoeffizienten des Werkstoffs ‚selbsttemperaturkompensiert‘. Das heißt, dass sich die genannten Fehlereinflüsse weitgehend aufheben, so dass bei Temperaturänderung ohne mechanische Last nur ein geringer Restfehler im Messergebnis verbleibt (Formel 2-3). Dieser thermisch bedingte Signalanteil wird auch „scheinbare Dehnung“ oder englisch „thermal Output“ genannt. Dies bedeutet aber auch, dass die (reale) Wärmeausdehnung des Bauteils bei dieser Art der Messung nicht direkt gemessen wird und in keinem der gemessenen Signalanteile enthalten ist.

### 2.2.3 Korrekturverfahren: Eichkurvenkorrektur

Um die Größe des Restfehlers zu kennen und zu kompensieren, wurde das thermische Eigensignal vor dem Einsatz der Bauteile am Motor direkt gemessen und in Eichkurven für jeden DMS hinterlegt. Dies erfolgte durch Messungen in einem Ofen ohne mechanische Belastung des Bauteils. Der zur jeweiligen Sensortemperatur passende Korrekturwert wurde bei der Motormessung innerhalb der Datenerfassungsumgebung auf das Signal addiert. Diese Vorgehensweise hatte zwei Vorteile: Einerseits wurden alle Eigenschaften der jeweiligen Messstelle und insbesondere der (geringe) Unterschied des Wärmedehnungskoeffizienten des Gussbauteils zum Referenz-Stahlmaterial der Temperaturkompensation berücksichtigt. Andererseits wurde bei der Auswertung für jeden DMS zu jedem Zeitpunkt eine Sensortemperatur abgespeichert, mit Hilfe derer die thermische Dehnung des Bauteils errechnet werden konnte. Dies war für den Vergleich der Messungen mit dem FEM-Ergebnis wichtig. Die Vorgehensweise der Eichkurven-Erzeugung zeigt Bild 2.10 anhand der Messung für einen Testklotz, gefertigt aus dem Material des Zylinderkopfes.

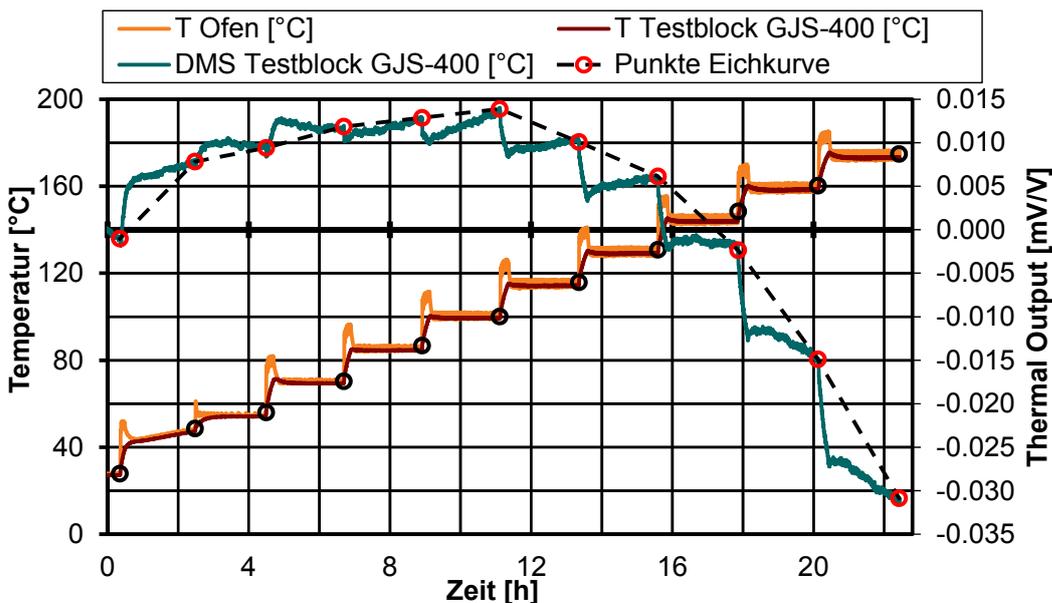


Bild 2.10: Eichkurvenmessung an einem Testklotz aus GJS-400

Für alle DMS wurden mittels Messungen in einem Ofen Eichkurven erstellt und diese in der Datenerfassung zur automatischen Korrektur hinterlegt. Die Ergebniskurven der Eichmessung sind im Anhang in Bild 9.1 dargestellt. Die DMS-Temperaturen folgen den Temperaturstufen des Ofens und die Dehnungen der Zylinderbuchse folgen jeder Stufe mit einem entsprechenden thermischen Eigensignal. Aus den Dehnungen jeweils am Ende der Haltezeit von 1 h wurden Datenpunkte für die Eichkurven erzeugt. Bei einer im Motor typischen Sensortemperatur 90 °C beträgt der Korrekturwert 0 mV/V bis -0,025 mV/V (entsprechend 2,5% des halben Messbereichs oder 0,005% Dehnung). Bei der höchsten angefahrenen Temperatur von 140 °C werden Werte bis -0,045 mV/V erreicht (entsprechend 4,5% des halben Messbereichs bzw. 0,009% Dehnung).

Entsprechende Eichmessungen wurden auch für das Bauteil DMS-Zylinderkopf und das Bauteil DMS-Kolben durchgeführt. Diese Ergebnisse sind im Anhang in Bild 9.2 und Bild 9.3 dokumentiert. Auch bei diesen Bauteilen waren die größten Korrekturwerte ähnlich denen an der Buchse (0,025 mV/V bzw. 0,045 mV/V bei 90 °C bzw. der höchsten Temperatur). Die Eichmessung für den Kolben wurde am zusammengebauten Kolben durchgeführt. Während die DMS des Unterteils einen Verlauf hatten, wie es von einem unbelasteten Einzelteil erwartet werden würde, lag der thermische Fehler der DMS an der Kolbenschraube etwas weiter im negativen Bereich (tendenziell: leichte Abnahme der Schraubenvorspannung bei gleichmäßiger Erwärmung). Die Korrektur des thermischen Eigenfehlers bezieht sich wie beschrieben auf Messungen mit veränderlicher Temperatur. Dies bedeutet, dass von den drei Belastungsfällen der Bauteile die Lastfälle Montagelast und dynamischer Lastanteil (Zünddruck) durch die Eichkurvenkorrektur nicht beeinflusst werden. Die Eichkurvenkorrektur beeinflusst den statisch-thermischen Belastungsanteil der DMS-Ergebnisse. Wie im DMS-Ergebnisteil (3.3) beschrieben, war der Korrekturbetrag im Vergleich zum Messwert in den meisten Fällen relativ klein.

### 2.2.4 Korrekturverfahren: lineare Driftkorrektur

Anschließend wurde optional eine lineare Driftkorrektur vorgenommen. Dies war aber nur bei wenigen DMS erforderlich, da intakte Streifen nur eine sehr geringe Drift zeigten und bei defekten Streifen meist ein völliger Ausfall vorlag. Aus dem Vergleich des statischen Messwerts nach Ende des Versuchstags mit dem Nullwert zu Beginn wurde die Differenz ermittelt, linear über der Messzeit interpoliert und auf den Dehnungswert addiert. Die Driftkorrektur hatte allerdings wesentliche Einschränkungen bei der Anwendbarkeit. Sie war nur bei linearer Drift sinnvoll anwendbar (nicht bei Sprüngen im statischen Signal, nicht bei Versagen mit Überschreiten des Messbereichs). Um die Drift nachverfolgen zu können, musste der Streifen zudem bis zum Ende des Versuchstages ein Messsignal liefern (daher keine Anwendbarkeit bei vollständigem Defekt vor Ende des Versuchstages). Die Driftkorrektur wurde nur für den Zylinderkopf verwendet. Bei funktionierenden DMS war der Maximalwert der Korrektur 0.06 mV/V. Bei beschädigten DMS war sie nur für DMSK7 anwendbar.

### 2.2.5 Vergleich der gemessenen Dehnungen mit der FEM-Simulation

Nach Anwendung der Korrekturverfahren wurden die Messwerte der DMS gemäß (Formel 2-2) in eine Dehnung umgerechnet. Der Vergleich der Messung mit dem FEM-Ergebnis erfolgte anhand der Totaldehnung in DMS-Gitterrichtung. Die aus der FEM ausgelesene Totaldehnung enthält den Absolutwert der freien thermischen Dehnung entsprechend der jeweiligen Bauteiltemperatur. Durch die Temperaturkompensation der DMS ist im DMS-Messwert dieser Anteil nicht enthalten (Die Dehnungsmessung des unbelasteten Teils bei erhöhter Temperatur liefert die Dehnung null). Um die DMS-Dehnungswerte zur FEM vergleichbar zu machen, wurde anhand der (gemessenen) Temperatur des DMS und des thermischen Ausdehnungskoeffizienten (es wurde der gleiche Wert wie im Materialmodell der FEM verwendet) die freie thermische Dehnung für jeden DMS berechnet und zum DMS-Messwert addiert. Auf diese Weise war ein direkter Vergleich zwischen Dehnungsmessung und Totaldehnung der FEM möglich. Der beschriebene Rechenweg wirkt sich nur auf den Vergleich des statisch-thermischen Lastanteils aus. Sowohl die Montagedehnung als auch der dynamische Lastanteil sind ohne Umrechnung direkt zwischen FEM und Messung vergleichbar. Die Ergebnisse dieses Vergleichs werden ab Abschnitt 4.3.1 beschrieben.

### 2.2.6 Ermittlung von Spannungen aus den DMS-Messwerten

Um eine anschauliche Belastungsgröße ausweisen zu können, wurden aus dem korrigierten Dehnungswert einachsige Spannungen errechnet. Dazu wurde das nichtlineare Materialgesetz verwendet, wie es für das jeweilige Bauteil auch in der FEM Anwendung fand. Es wurde der Dehnungswert ohne den berechneten thermischen Dehnungsanteil verwendet, da der thermische Anteil („freie thermische Dehnung“) keine Spannung hervorruft. Bei der berechneten Spannung handelt es sich um eine einachsige Spannungskomponente in Gitterrichtung, die einen Anhaltspunkt für das Belastungsniveau im Bereich des DMS liefert. Die DMS wurden an Orten mit maximaler Last und dort in Richtung der Hauptspannung appliziert. Im Fall gleicher Ausrichtung des Spannungstensors und der DMS-Achse entspricht der berechnete Spannungswert z.B. der maximalen Spannung oder der zweiten Hauptspannung im Hauptachsensystem. Damit hat der berechnete einachsige Spannungswert eine gewisse



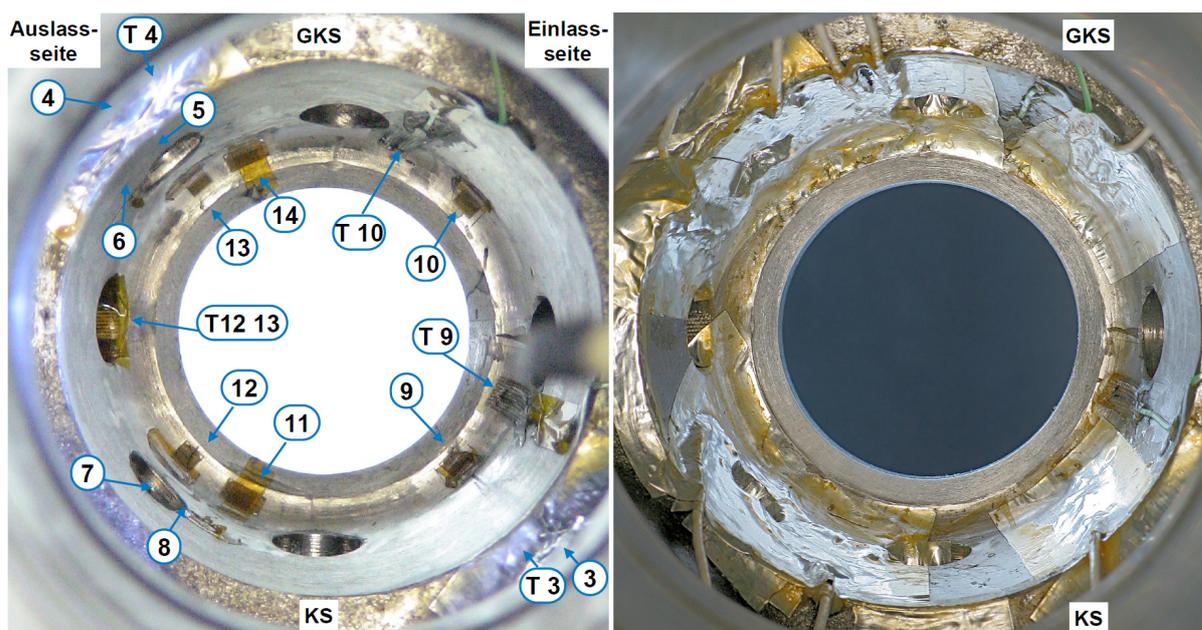


Bild 2.12: DMS-Zylinderkopf. Links: DMS geklebt, rechts: mit Kabeln und Versiegelung

Bild 2.11 zeigt ein Schema der Zylinderkopf-DMS in der Draufsicht auf die Zylindermittle, wobei die ringförmige Fläche die Sitzfläche des Injektors im Zylinderkopf ist. Außerhalb davon sind die Mündungen der Kühlbohrungen erkennbar. Die Versiegelung war am Zylinderkopf am schwierigsten umsetzbar, weil die verfügbaren Flächen in der Umgebung der DMS klein waren. Außerdem hat der Wasserraum im Bereich der Injektorhülse einen Querschnitt von nur ca. 3 mm Dicke (umlaufender Ringspalt), so dass die realisierte sehr flache Versiegelung den Kühlmittelfluss so gering wie möglich behindert. Das eingezeichnete Koordinatensystem gilt für alle Buchsen- und Zylinderkopfbauteile. Die X-Achse zeigt in Auslassrichtung, die Z-Achse in vertikaler Richtung nach oben und der Nullpunkt der Z-Achse liegt auf Höhe der oberen Fläche der Zylinderkopfdichtung.

Wegen des symmetrischen Aufbaus der Bauteile des Versuchsmotors wurde in den FEM-Simulationen jeweils nur ein Halbmodell des Motors berechnet. Dies umfasste immer die Gegenkupplungsseite (in der Abbildung die obere Hälfte) und somit den Bereich der negativen Halbachse der Y-Achse. Die Tabelle 9.1 (im Anhang) zeigt die Koordinaten der Messstellen am Zylinderkopf, Bild 2.12 zeigt die Ausführung der Messstellen (Ansicht wie in Bild 2.11) am Bauteil.

### 2.3.2 Zylinderbuchse für Dehnungsmessungen

An der Zylinderbuchse für DMS-Messungen wurden insgesamt 16 Messstellen ausgeführt, die sich in insgesamt vier Gruppen gliedern. Diese Anordnung wird in Bild 2.13 verdeutlicht. Am Bund der Buchse gibt es DMS quer zum Radius und längs des Radius. Die DMS am Buchsenbund befinden sich alle im Bereich negativer Y-Werte, und sind daher durchgängig mit der FEM abgleichbar. Hier bilden die DMS 2,4,5,6,8 die Gruppe quer zum Radius, die DMS 1,3,7 die Gruppe längs des Radius. In den Kühlbohrungen wurden auf Ein- und Auslassseite je zwei benachbarte Bohrungen mit Messstellen bestückt. Bei insgesamt 23 Bohrungen waren dies Bohrung Nr. 1 und 2 auf der Einlassseite (DMS 9-12) und Bohrung Nr. 12 und 13 auf der Auslassseite (DMS 13-16). Diese hatten DMS jeweils an der Seitenwand der

Bohrung und an der oberen Wand der Bohrung appliziert. Bohrung 1 befindet sich auf dem Mittelschnitt des Motors auf der Einlassseite. Zusätzlich zu den gezeigten DMS waren 9 Oberflächen-Thermoelemente appliziert. Die Messkabel wurden über die obere Deckfläche der Buchse und durch eine Öffnung im umgebenden Bauteil „Stützring“ nach außen geführt.

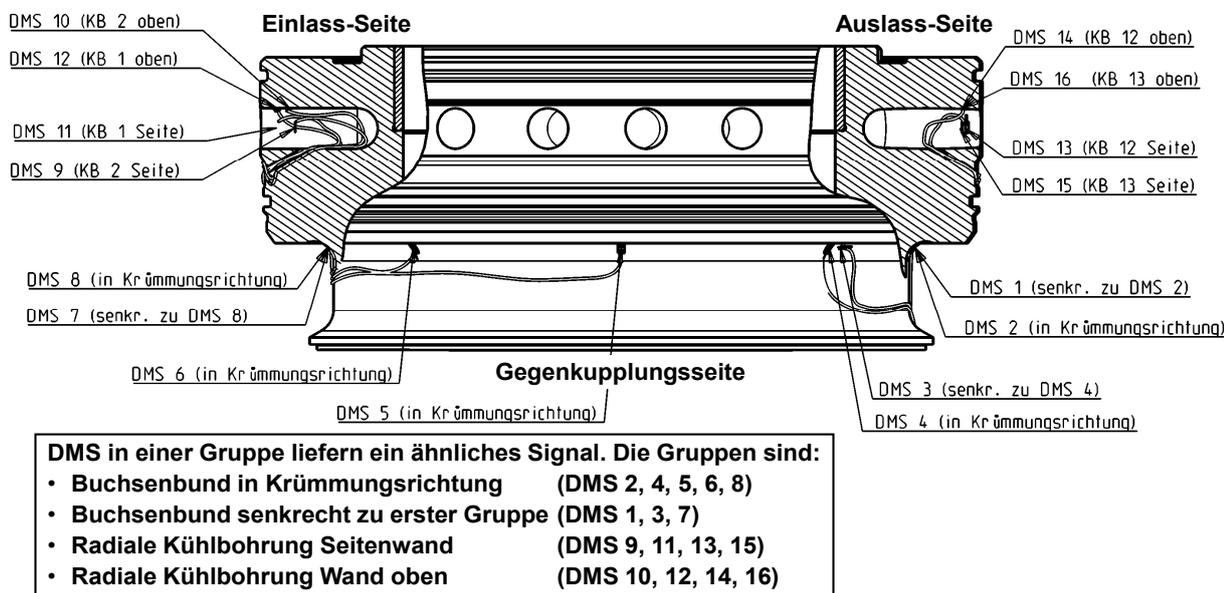


Bild 2.13: Schemaplan der DMS-Zylinderbuchse (auf der Auslassseite versetzt gezeichnet)

Die Abdichtung erfolgte im Bereich des Buchsenhalses am Eintritt der Kabel in die zusätzlichen Bohrungen zur Kabelführung. Es wurden Gummimatten aus Fluorkautschuk (FKM, Viton) verwendet, die auch bei der Erwärmung des Bauteils dauerelastisch blieben. Alle Leitungen wurden zu einem Strang gebündelt und waren bis zum Stecker am Messgerät fest mit dem Versuchsteil verbunden. So konnte der Test des Bauteils und die Messung am Motor mit exakt dem gleichen Signalweg ausgeführt werden. Außerdem beschleunigte dies den Anschluss des Messgeräts bei den Motormessungen. Dieser Aufbau aus Bauteil, Kabelstrang und Messgerät ist in Bild 2.14 abgebildet. In den Kühlbohrungen wurde die Applikation so ausgeführt, dass der Kühlmittelfluss so wenig wie möglich behindert wurde und die Buchse im Stützring weiterhin montierbar blieb. Dafür wurden die Kabel durch eine zusätzliche schräge Bohrung von unten an die Kühlbohrung herangeführt. Die Aluminium-Folie als oberste Abdeck-Lage wurde um die gesamte Mantelfläche der Bohrung geführt und endete unmittelbar an der Umlaufkante am Einlauf der Kühlbohrung. Die Bohrungsspitze wurde von der Applikation nicht tangiert, so dass die Kühlfunktion erhalten blieb. Eine Übersicht der DMS-Messstellen mit den exakten Messstellenkoordinaten gibt Tabelle 9.2 im Anhang.

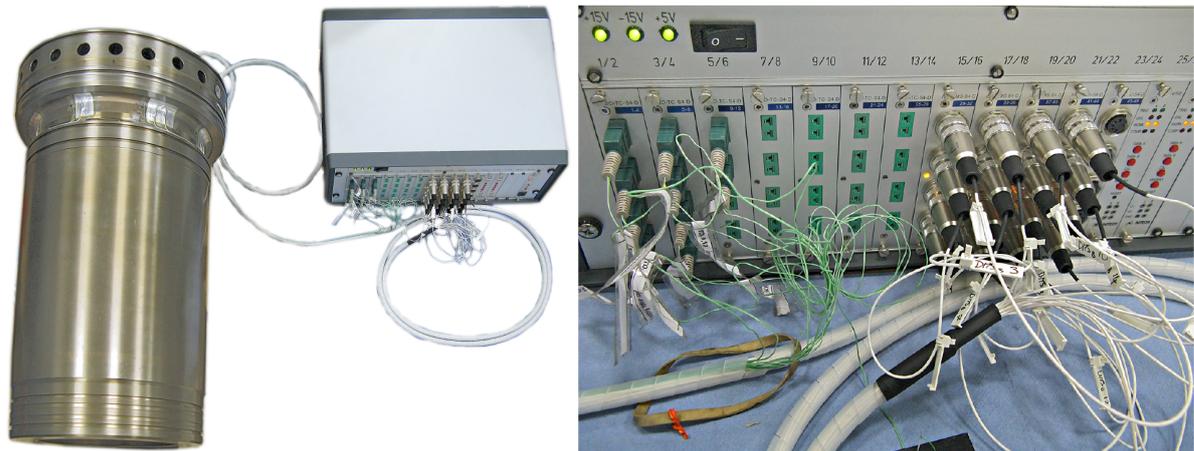


Bild 2.14: DMS-Buchse mit Datenkabel und Anschluss an das Messgerät

### 2.3.3 Kolben für Dehnungsmessungen

Der Kolben für DMS-Messungen ist im Gegensatz zu den anderen DMS-Bauteilen eine Baugruppe, bestehend aus Oberteil, Unterteil und der Kolbenschraube. Am Kolben wurden insgesamt 16 DMS appliziert. Davon befanden sich zwei im Kolbenoberteil (DMSK19A, DMSK19B) auf der Auslassseite, vier in vertikaler Richtung am Schaft der Kolbenschraube (DMSK14-DMSK17) und zehn im Kolbenunterteil. Die DMS im Unterteil befanden sich im oberen Bereich des Unterteils auf der Auslass- (DMSK10, 11) bzw. Gegenkupplungsseite (DMSK8, 9). Im Unterteil waren weitere DMS an der inneren Druckschulter nahe dem Kolbenbolzenlager angebracht. In diesem Radius lagen die DMSK4A, 4B, 5A und 5B. In vertikaler Richtung unterhalb lagen die DMSK2 und 3 auf der Anlauffläche des Kolbens zum Pleuelkopfes. Die Montagedehnung wurde nur mit den DMS der Kolbenschraube gemessen, während die anderen DMS noch nicht mit dem Messgerät verbunden waren. Die Leitungen in das Oberteil wurden mittels eines Stahlröhrchens geführt und die Schwinge zu Kabelführung war auf der Kupplungsseite mit einer flachen Platte an der Abflachung des Kolbenunterteils verschraubt. Außer den DMS waren noch neun Oberflächenthermoelemente nahe der DMS angebracht. Während die DMS-Leitungen bis zum Verstärker durchgängig waren, wurde bei den Thermoelement-Kabeln zur Führung in der Schwinge hochflexible Thermolitzen verwendet. Diese Verbindung wurde als Crimpverbindung mit Klemmen aus dem passenden Thermomaterial ausgeführt, so dass sich durch den Übergang keine Verfälschung des Temperatursignals ergab. Die Anordnung der Messstellen im DMS-Kolben zeigt Bild 2.15.

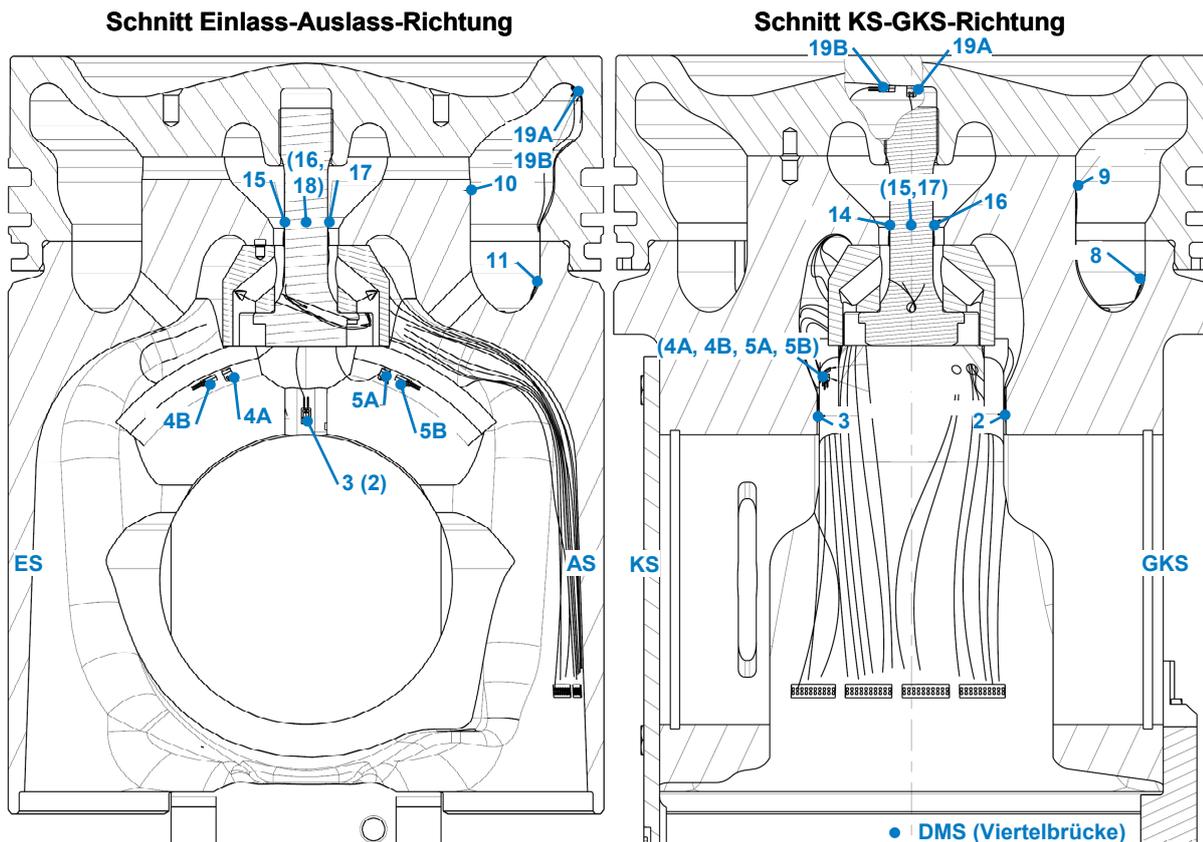


Bild 2.15: Schematisches Bild der Messstellen des DMS-Messkolbens

Der DMS-Messkolben wich beim Aufbau der Versiegelung von den anderen DMS-Bauteilen ab, weil bei ihm gegen Motoröl versiegelt werden musste. Dies erfolgte mit der Vergussmasse Stycast 2850, einem gefüllten und hoch temperaturbeständigen, warm aushärtenden Epoxidharz. An den Messstellen im Inneren des Kolbenunterteils wurde besonders auf eine sehr flache Ausführung der Versiegelung geachtet, weil nur geringe Freigänge zum Pleuelkopf vorhanden waren. Die Aushärtung der DMS-Verklebung des Kolbens konnte im Labor des Lehrstuhls durchgeführt werden, wobei jeweils ein DMS geklebt und einzeln ausgehärtet wurde. Einen Eindruck von der Applikation nach Abdeckung der DMS, aber vor Fixierung der Signalkabel, vermittelt Bild 2.16. Die Vergussmasse am Kolben musste auch mechanisch belastbar sein, weil sie durch die hohen Beschleunigungen aus der Kolbenbewegung auch die Massenkräfte durch das Eigengewicht der Kabel aufnehmen musste. Da die Stycast-Versiegelung eine sehr harte Schicht bildete und sich gut mit der rauen Innenform des Kolbens verband, konnte dies gewährleistet werden. An den DMS im Oberteil traten im Motorbetrieb erhöhte Temperaturen bis ca. 160 °C am Oberflächen-Thermoelement auf, was mit der gewählten Versiegelung beherrscht werden konnte. In Tabelle 9.3 (im Anhang) werden die genauen Messstellenkoordinaten mit Beschreibung aufgeführt. Die tatsächliche Lage und Positioniergenauigkeit ist deshalb wichtig, weil nur dann die exakt gleiche Stelle in der FEM zur Auswertung gewählt werden kann. Um dies sicherzustellen, wurden für die Applikation Positionierzeichnungen erstellt, die bei der Ausrichtung hilfreich waren. Außerdem ermöglichten die gebauten Anpressvorrichtungen eine genaue Positionierung, da an ihnen Markierungen und Maßhilfen angebracht waren.

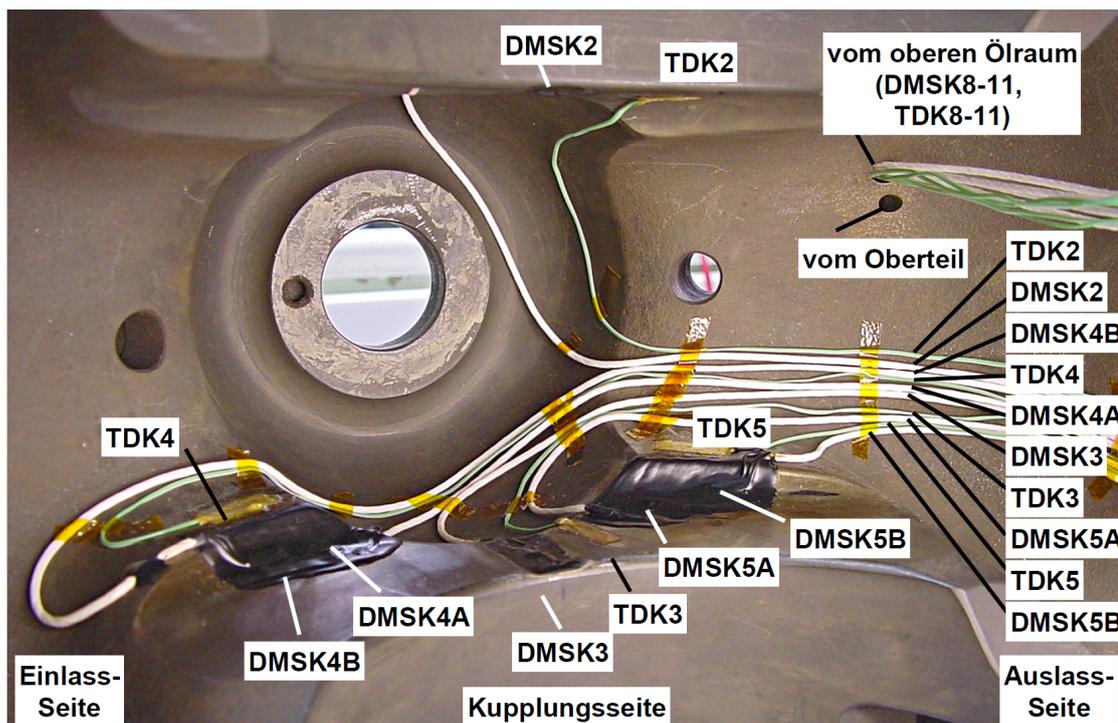


Bild 2.16: Messstellen am Unterteil des DMS-Kolbens nach Versiegelung der Sensoren

#### 2.4 Messbauteile für Temperaturmessungen

Zur Erfassung der thermischen Bauteilbelastung wurden weitere Messbauteile gefertigt. Als Sensor zur Temperaturmessung wurden die weit verbreiteten Thermoelemente vom Typ K (NiCrNi) verwendet. Alle Messstellen waren als Mantelthermoelemente mit einem Außendurchmesser von 1,0 mm ausgeführt. Es wurde eine Ausführung mit isolierter Kontaktstelle gewählt, so dass die Messleitungen stets elektrisch von den Motorteilen isoliert blieben, um Störungen zu vermeiden. Die Elemente der Firma Newport-Omega (Typ TJC300-CASS-IM100U) [New08] haben eine Miniatur-Übergangsstelle zum Thermokabel, was der Montierbarkeit zugutekam. Die Länge des Stahlmantels wurde jeweils so gewählt, dass sich die Übergangsstelle zum Thermokabel erst außerhalb des Bauteils befand. Dies machte den Aufbau innerhalb des Versuchsteils robuster.

In den Motorbauteilen weist die Temperatur in unmittelbarer Wandnähe einen zyklischen Verlauf während des Arbeitsspiels auf. Dieser kann z.B. mit Oberflächenthermoelementen erfasst werden, was z.B. in [Pol02] durchgeführt wurde. Nach den von Polej an einem Nutzfahrzeug-Dieselmotor durchgeführten Versuchen ist am Muldenrand bei  $p_i = 14,6$  bar und  $n = 1600$  1/min mit einer Temperaturamplitude von ca. 50 K an der Oberfläche des Bauteils zu rechnen. Dieser Effekt ist an den Brennraumoberflächen aller Motoren mit wandnaher Verbrennung vorhanden. Es wird davon ausgegangen, dass stationär gemessene Temperaturen zur Bewertung der thermischen Bauteilbelastung dennoch gut geeignet sind. Die Verwendung stationärer Temperaturen ist bei der Auslegung von Kolben üblich.

Die maximal auftretende Oberflächentemperatur des Bauteils ist, bedingt durch die Einbaulage des Thermoelements in 1 mm Tiefe, entsprechend des jeweiligen Temperaturgradienten im Bauteil um einige Kelvin höher als der Messwert. Außerdem liegt der momentane

Wert der Oberflächentemperatur zeitweise um einen Teilbetrag der (unbekannten) transienten Temperaturamplitude oberhalb des gemessenen Wertes.

### 2.4.1 Zylinderkopf für Temperaturmessungen

Der Zylinderkopf des Forschungsmotors 1L26/40 weist ein Brennraumdach in Form einer planen Fläche auf. Die Temperaturmessstellen deckten diese Fläche weitgehend ab und befanden sich daher räumlich in einer Ebene. Die Messstellen in den Ventilstegen wurden als doppelte Messstelle ausgeführt, um Temperaturen in 3,0 mm und 13,0 mm Tiefe zu messen. Aus dieser Differenz ließ sich der Temperaturgradient im Ventilsteg mit guter Genauigkeit berechnen. Die Anordnung wurde so gewählt, dass beide Messorte der doppelten Messstelle auf der Symmetrieachse des Ventilstegs lagen und sich die brennraumnahe Messstelle 3,0 mm weiter in Richtung der Zylindermitte befand als die brennraumferne Messstelle. Auf diese Weise hatte der Temperaturgradient im Zylinderkopf eine Ausrichtung näherungsweise entlang der Projektion beider Messstellen (siehe Bild 2.17).

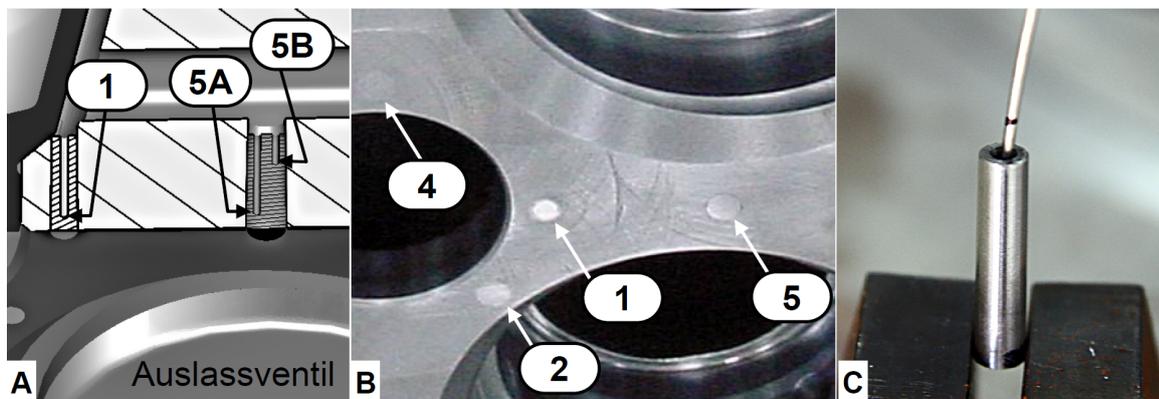


Bild 2.17: A) Lage der doppelten Messstelle relativ zum mittigen Schnitt durch den Ventilsteg. Die Motormitte befindet sich links. B) eingebaute Kegelstifte. C) Kegelstift für eine einzelne Messstelle mit eingestecktem Thermoelement vor dem Einlöten.

Weitere Temperaturen wurden in den Ventilsitzringen gemessen. Weil die Sitzringe im Motorbetrieb hoch belastet waren, wurden diese Messorte mit einem besonders großen Abstand von 6,5 mm zur Ventilsitzfläche und von nur 3,0 mm zur kühlwasserseitigen Oberfläche des Sitzrings angeordnet und ebenfalls hart eingelötet. Weitere Temperaturen wurden direkt in den beiden Auslassventilen erfasst, wobei sich eine Messstelle in Tellermitte 1,0 mm unter der Oberfläche und je drei Messstellen am Ventilsitz, ebenfalls 1,0 mm von der Sitzfläche entfernt, befanden. Leider traten bei den Ventilmessstellen gehäuft Ausfälle auf, so dass in den meisten Fällen nur 2-3 Temperaturen aus den 8 Messstellen verfügbar waren. Auch im Kühlwasser des Zylinderkopfes wurde die Temperatur gemessen. Während die Messung im einzigen Rücklauf (auf der Auslassseite) eindeutige Ergebnisse lieferte, war die Temperatur des Kühlmittelzulaufs zum Zylinderkopf nicht eindeutig zu erfassen, da das Kühlmittel zunächst die Zylinderbuchse durchläuft und über vier Bohrungen zum Zylinderkopf transportiert wird. Bedingt durch die Strömung der Buchsenkühlung war der Volumenstrom in den Bohrungen unterschiedlich. Auch die Temperatur des Kühlmittels war, bedingt durch die kühlere und heißere Seite der Buchse, verschieden. Die beiden Messstellen am Durchtritt befanden sich auf der Kupplungsgegenseite auf Einlass- und Auslassseite. Aus den gewonnenen Messwerten konnte die mittlere Durchtrittstemperatur nicht sicher abgeleitet werden,

insbesondere, da die Temperaturunterschiede im Kühlmittel relativ gering waren (insgesamt ca. 7 °C Temperaturunterschied im Kühlwasser bei G100) und sich daher eine Fehlinterpretation besonders stark auswirkte. Tabelle 9.4 gibt einen zahlenmäßigen Überblick über die Lage der Messstellen, Bild 2.18 zeigt die Lage als Schemabild. Die Messergebnisse aller Messstellen in der unteren Hälfte (negative Y-Werte) waren direkt mit den Ergebnissen des FEM-Halbmodells vergleichbar. Für die Interpretation des Vergleichs wurde Achsensymmetrie auch für das Temperaturfeld angenommen. Der Forschungsmotor wies nahezu keinen Drall auf und war geometrisch nahezu perfekt symmetrisch, so dass diese Symmetrie für die verfolgten Zwecke zulässig erschien. Für Messstellen außerhalb des FEM-Halbmodells wurde daher ein Wert an einer gespiegelten Position zum Vergleich herangezogen.

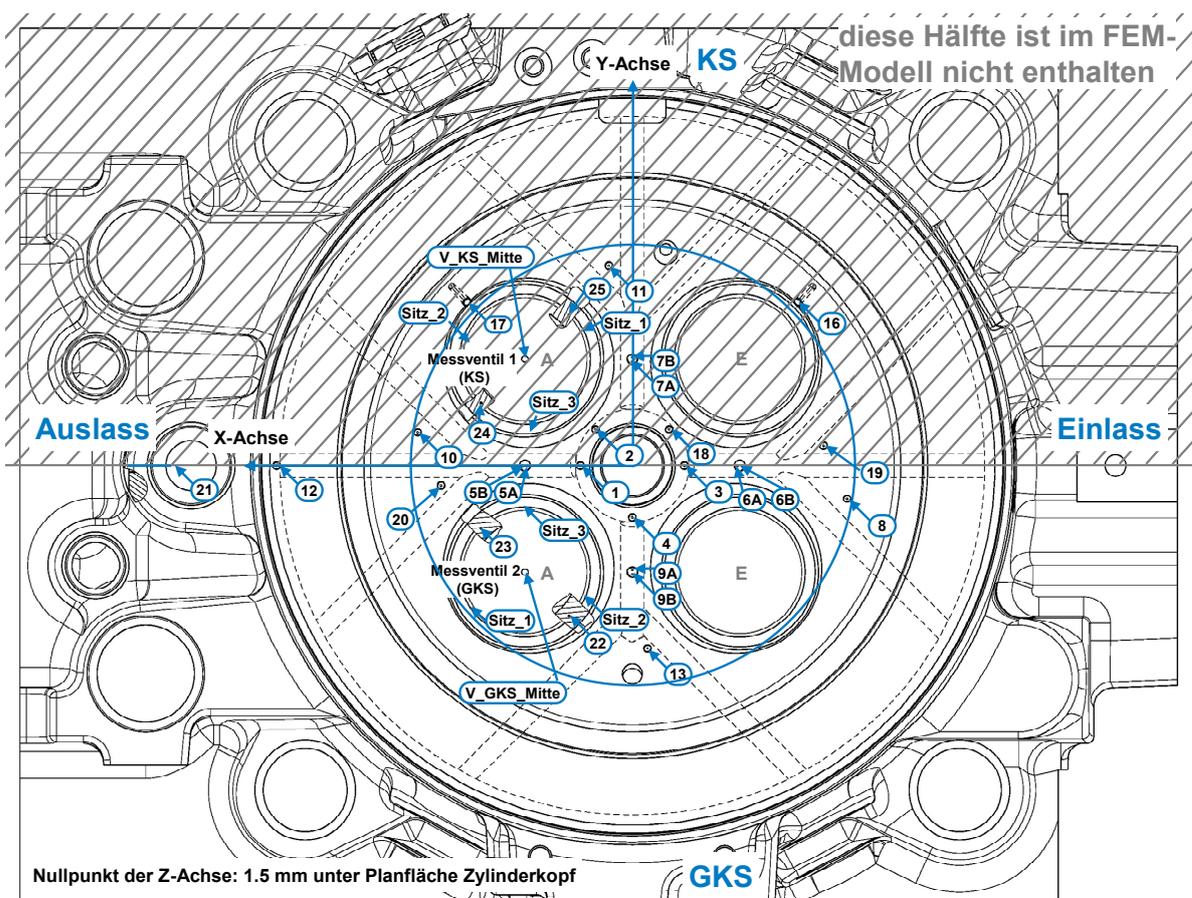


Bild 2.18: Schemaplan der Temperaturmessstellen am Zylinderkopf (Ansicht von unten)

Besonderer Wert wurde auf die Beständigkeit der Messstellen für hohe Motorlasten gelegt. Am Zylinderkopf wurde dazu ein von MAN Turbo&Diesel bereits früher verwendetes Konzept aufgegriffen. Es wurden kegelförmige Stifte aus dem gleichen Material wie der Zylinderkopf gefertigt und dazu passende Bohrungen am Zylinderkopf ausgeführt. Die Stifte konnten von der Brennraumseite durch Einschlagen montiert werden, während die Thermoelemente in den Stiften durch Hartlöten mit Silberlot fest verbunden wurden. Diese Vorgehensweise hatte folgende Vorteile: die Wärmeleitung im Bauteil wurde nicht gestört, zwischen dem Stift und dem Thermoelement bestand eine sehr gut Wärme leitende Verbindung und die Distanz zwischen Thermoelement und Brennraum wurde mit ca. 0,1 mm Präzision sicher festgelegt.

### 2.4.2 Zylinderbuchse für Temperaturmessungen

An der Zylinderbuchse wurden 18 Temperatursensoren appliziert, deren Anordnung im oberen Buchsenbereich in Bild 2.19 gezeigt wird. Der dargestellte Teil des Buchsenkörpers repräsentiert den Bereich der FEM-Nachrechnung (neg. Y-Werte). Neben den Temperaturen des Flammrings waren die Temperaturen am oberen Totpunkt des ersten Kolbenrings von besonderem Interesse. Daher wurden auf Höhe der Ringmitte (für  $\epsilon=17,5$ ) acht Messstellen um den Umfang der Buchse verteilt appliziert (Nr. 20-27, vgl. Tabelle 9.5 im Anhang). Dies entsprach einem Abstand von 67,6 mm ab Oberkante Buchse. Der erste Kolbenring hatte eine Höhe von 8 mm, so dass die Messstelle auch für die weiteren vorgesehenen Verdichtungsverhältnisse ( $\epsilon=16,2$ : +2,3 mm,  $\epsilon=19,0$ : -2,0 mm) immer im Bereich des Kolbenrings lag. Außerdem befanden sich zwei Messstellen gegenüberliegend am Hals der Buchse (Nr. 18 und Nr. 19, 176 mm unter Oberkante der Buchse) und zwei weitere Messstellen auf der Auslassseite im unteren Bereich des Hubweges (Nr. 20 und Nr. 21). Die Messstellen im Buchsenkörper befanden sich jeweils 2,5 mm unter der brennraumseitigen Oberfläche und wurden mit einem Zweikomponenten-Epoxidharz-Kleber eingeklebt.

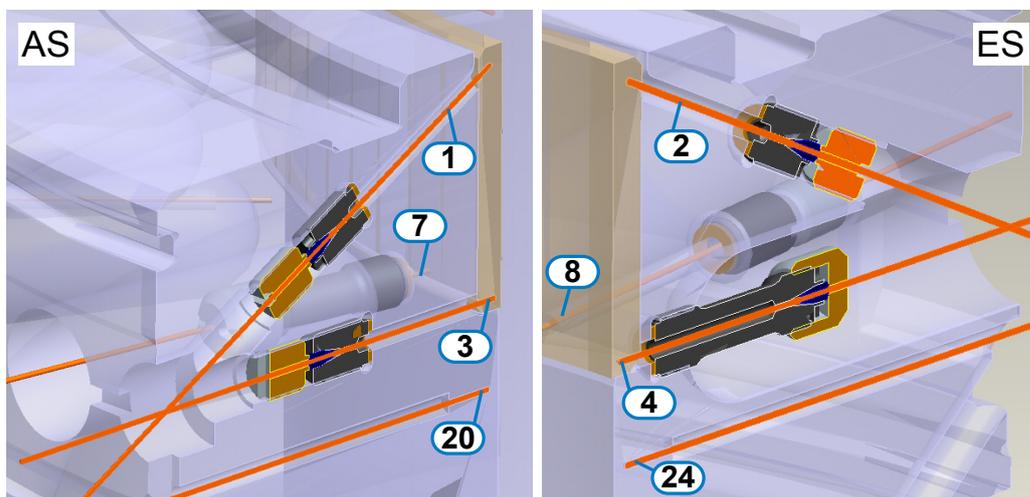


Bild 2.19: Schrägbild der Temperaturmessstellen an der Zylinderbuchse, Bereich Flammring

Im Flammring befanden sich sechs Thermoelemente. Sie wurden (wie die Kegelstifte des Zylinderkopfes) mit einem Silberlot hart eingelötet (Arbeitstemperatur ca. 600 °C). Diese Verbindung war unempfindlich gegenüber den Temperaturen des Motorbetriebes und trotz des nur ca. 2 mm tiefen Lötbereichs mechanisch ausreichend fest. Zwei Messstellen befanden sich in der oberen Kante des Flammrings (Nr. 1 und 2) und vier auf Höhe der Kühlbohrungen. Von diesen war auf Ein- und Auslassseite jeweils eine Messstelle vor der Bohrungsmitte einer Kühlbohrung (Nr. 4, 7) und jeweils eine Messstelle im Zwischenraum zwischen zwei Kühlbohrungen positioniert (Nr. 8, 3). Bei den Thermoelementen im Flammring musste das Element gegen Kühlwassereintritt in den Brennraum abgedichtet werden. Dabei wurden selbst konstruierte Fittings eingesetzt, die das Thermoelement mittels eines Schneidrings verklemmten. Der Aufbau aus Dichtring, Fitting, Schneidring und Vorspannmutter war vollständig innerhalb der Messbuchse montierbar, ohne die Kühlung oder die Einbaukontur der Messzylinderbuchse zu beeinträchtigen. Eine Schnittdarstellung dieser Teile und ein Bild der eingebauten Messstellen zeigt Bild 2.20. Mittels eines eigens konstruierten Werkzeugs wurden die Fittings und der Schneidring montiert. Der Abstand von der Messstelle bis zur

Klemmung wurde groß gewählt und die Thermoelemente wurden bei der Montage leicht gebogen, damit ein Längenausgleich bei Erwärmung des Bauteils möglich war und die Thermoelemente nie straff gespannt waren. Die Koordinaten aller Messstellen der Temperaturmess-Zylinderbuchse werden in Tabelle 9.5 (im Anhang) dargestellt.

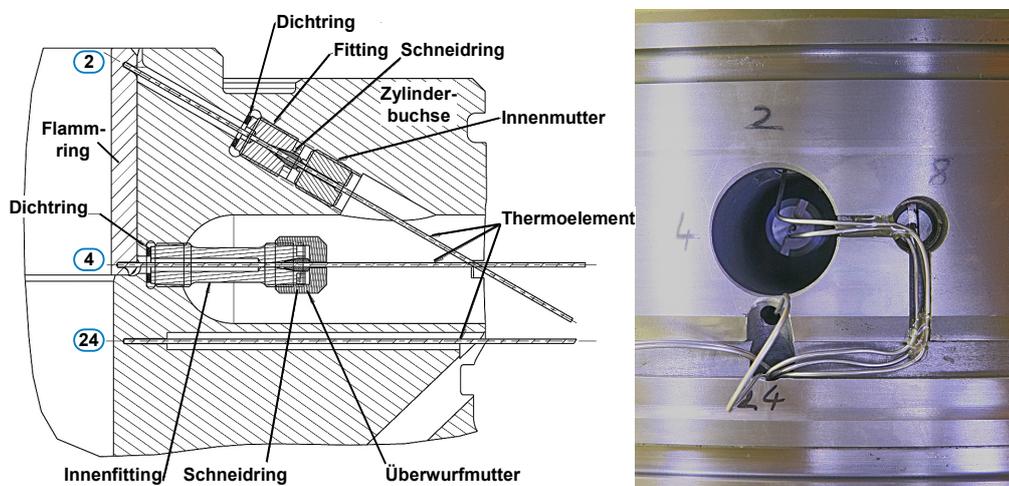


Bild 2.20: Schnitt und fertige Ausführung der Temperaturmessstellen auf der Einlassseite

### 2.4.3 Kolben für Temperaturmessungen

Die Messstellen des Temperaturmesskolbens wurden intensiv mit der Firma Mahle abgestimmt. Es wurden 22 Thermoelemente appliziert. Von diesen befanden sich 14 im Kolbenoberteil, fünf im Kolbenunterteil und drei im Kolben-Kühlöl (Eintritt, Durchtritt, Rücklauftemperatur). Die Öltemperaturen waren besonders wichtig, um den Kolbenwärmestrom abschätzen zu können. Da sich das Kolbenkühlöl im Rücklauf mit dem Öl aus dem Kurbelraum mischt, kann dessen Temperatur nur im Kolben gemessen werden. Ein Schemabild des montierten Kolbens mit Thermoelementen und Verkabelung zeigt Bild 2.22. Die Messstellen im Oberteil befinden sich in zwei um 90° versetzt angeordneten Schnittebenen. Diese lagen auf der Kupplungsgegenseite (Schnitt B-B) auf der Mittelachse eines Einspritzstrahls und auf der Einlassseite (Schnitt A-A), bedingt durch die Anzahl von 11 Spritzlöchern, um 1/4 Strahlabstand außerhalb der Strahlmitte. Bild 2.21 zeigt eine Draufsicht auf den Kolben mit den maßstäblich eingezeichneten Messstellen, in der auch das Strahlbild auf dem Kolben sichtbar ist. Mit dem Messstellenpaar 16 und 17 konnte der Wärmeübergang auf der Fügefläche von Ober- und Unterteil untersucht werden. Außerdem wurden die Temperaturen innen und außen an der Bolzennabe erfasst.

Die Messstellen am Kolben hatten jeweils einen Abstand von 1,0 mm zur Oberfläche. Für das Einbringen der Bohrungen im Kolbenoberteil war die Zugänglichkeit ungünstig. Zudem waren flache Eintrittswinkel in das Bauteil und ein großes Tiefe/Durchmesser-Verhältnis erforderlich. Daher wurden die Bohrungen durch Erodieren mit einem Durchmesser von 1,2 mm und einer Tiefe bis 35 mm hergestellt. Die erreichte Tiefe wurde anschließend durch Messung geprüft. Für die Messebene der Gegenkupplungsseite ist diese Anordnung in Bild 3.9 (S. 58, im Abschnitt zu den Messergebnissen) dargestellt. Im Oberteil wurden die Thermoelemente mit einem keramischen Hochtemperatur-Klebstoff (Swiss Composite 1100) in den Bohrungen fixiert, der bis 1000 °C beständig war. Die Führung der Mantelthermoelemente im Oberteil wurde mit der kürzestmöglichen Weglänge ausgeführt und die Elemente

am Bauteil verklebt. In einer Stahlhülse wurden alle Thermoelemente des Kolbenoberteils in den inneren Bereich des Unterteils geführt. Durch den großen Fügebereich in der unmittelbaren Messbohrung und die weit nach oben gezogene Führungshülse waren die Thermoelemente ausreichend fixiert, um den Beschleunigungen im Kolben zu widerstehen.

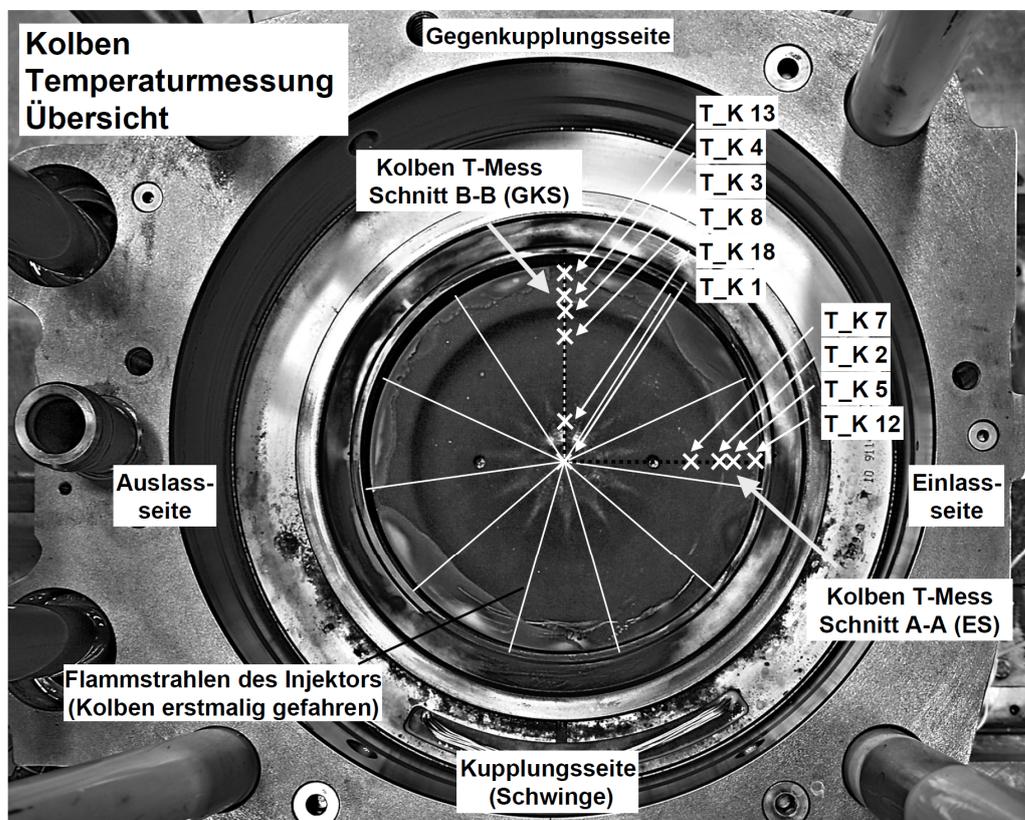


Bild 2.21: Draufsicht auf den Kolben mit Lage der Messebenen und der Flammstrahlen der Verbrennung

Auf der Innenseite des Kolbenunterteils wurden die Übergangsstellen vom Stahlmantel des Elements zum Thermokabel platziert und unmittelbar benachbart dazu eine Crimpverbindung von den sensoreigenen Kabeln zu den flexiblen Thermolitzen für die Schwinge ausgeführt. Die Thermolitzen waren eine Sonderanfertigung der Firma Gore. Sie hatten wie die DMS-Kabel einen Querschnitt von AWG 32 (Ersatzdurchmesser: 0,21 mm) und waren aus sieben Einzelfasern aufgebaut. Wie bei Thermoelementen üblich, waren auch bei den Thermoleitungen für die Schwinge unterschiedliche Leitungsmaterialien für die Pole nötig (gemäß EN 60584, Typ K): der positive Schenkel bestand aus NiCr10, der negative Schenkel aus NiAl-Co. Die verwendeten Crimpklemmen (Hersteller: Newport-Omega) bestanden ebenfalls aus diesem Materialien, so dass die Übergangsstelle zu den Schwingenleitungen keinen Einfluss auf den Temperaturmesswert hatte. Dies wurde nach vollständigem Aufbau der Messkette durch gezieltes Erhitzen der Verbindungsstelle auf ca. 100 °C überprüft, was keinen messbaren Einfluss auf den Messwert des Thermoelements hatte. Die nach der Schwinge verbleibende Strecke zum Messgerät wurde mit den Schwingenleitungen fortgeführt, um einen weiteren Materialübergang zu vermeiden. Die Kabellänge betrug bei beiden Messkolben (Temperatur und DMS) ca. 1,30 m in der Schwinge, ca. 0,5 m im Motorgestell und weitere 2,5 m bis zum Aufstellort des Messverstärkers. Sie wurde damit so gering wie möglich gehalten.

Eine tabellarische Übersicht über die Messstellen des Temperaturmesskolbens zeigt Tabelle 9.6.

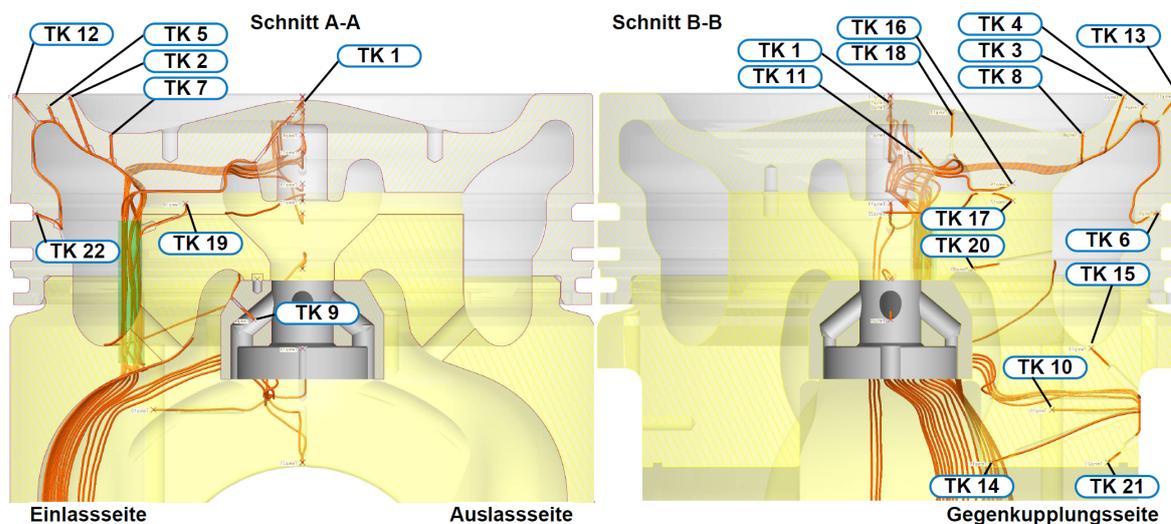


Bild 2.22: Übersicht der Messstellen im Temperatur-Messkolben

#### 2.4.4 Schwinge zur Kabelführung

Für die Messungen am Kolben des Forschungsmotors wurde eine Schwinge zur Kabelführung konstruiert. Sie wurde für 16 DMS und ebenso viele Thermoelemente oder alternativ für ca. 25 Thermoelemente bemessen. Dies entsprach einem Durchmesser des Kabelstrangs von ca. 8 mm. Am Lehrstuhl lagen bereits Erfahrungen mit dem Bau von Schwingen vor, diese waren jedoch stets für kleinere Motoren gebaut worden. Neben den intern bekannten Schwingenkonzepten für Gasmotoren (185 mm Hub) und PKW-Motoren (90 mm Hub) wurden Konstruktionen von MAN Diesel, Mahle und AVL in die Konzeptüberlegungen einbezogen. Am Forschungsmotor 1L26/40 war die Einbausituation dadurch beengt, dass der Motor mit einem Hub/Bohrungsverhältnis von 1,51 relativ langhubig war und der Bauraum durch zwei Ölstrahlen der Kolbenölspritzdüsen und den besonders dicken Pleuelschaft eingeschränkt wurde. Es war außerdem das Ziel, die Schwinge mit eingebauten Gegengewichten an der Kurbelwelle zu betreiben. Dadurch wird der Motorlauf gleichmäßiger und es tritt nicht, wie nach Ausbau eines Gegengewichts, eine erhöhte Belastung der Grundlager auf. Durch das gewählte Verkabelungskonzept der Messkolben war die Schwinge außerdem fest mit dem Kolben verbunden und musste im Verbund mit Kolben und Pleuel im Motor einbaubar sein. Dies wurde bei der Konstruktion der Gelenke berücksichtigt. Um ein seitliches Aufschwingen der Schwingenarme zu verhindern, musste die Kinematik möglichst steif ausgeführt werden und als Baugruppe eine möglichst hohe Eigenfrequenz bei modaler Anregung haben. Außerdem durften, wenn die Schwinge der Kolbenbewegung folgte, bei der Beschleunigung in vertikaler Richtung keine Kraftanteile in Querrichtung der Schwinge auftreten, durch die eine zyklische Querbewegung angeregt werden könnte. Um diesen Effekt zu vermeiden, sollten die Schwerpunkte der Schwingenarme und die mittleren Gelenkpunkte der Gelenke der Schwinge in Querrichtung möglichst in einer Ebene liegen und so keinen Hebelarm bieten, der zu einer Querkraft führen würde. Diese Anforderungen wurden durch seitliches Verschränken des gehäuseseitigen Schwingenarmes im Bereich des mittleren Gelenks erfüllt. Die Schwingenarme und die kolbenseitige Verbindungsplatte wurden aus

10 mm-Material gefertigt, wobei jeweils 5 mm als Materialstärke des Armes und weitere 5 mm als Steg zur Versteifung und Kabelführung ausgeführt wurden. Die Eigenformen der realisierten Schwingenbaugruppe (für Verbundkontakte) wurden in einer Finite-Elemente-Simulation mit einer Modalanalyse ermittelt und sind in Bild 2.23 dargestellt.

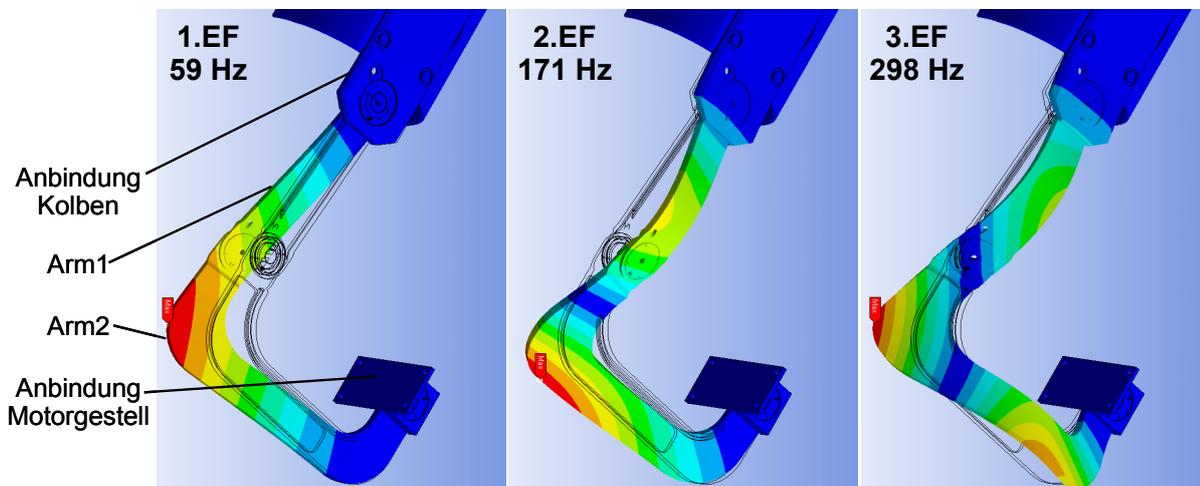


Bild 2.23: Eigenformen der optimierten Messschwinge (Auslenkung überhöht)

Weitere grundsätzliche Anforderungen an die Schwinge waren möglichst kurze Gelenkabstände (gut für hohe Steifigkeit), möglichst steife Gelenke, die Biegemomente in Querrichtung aufnehmen und so Kippbewegungen verhindern konnten, ausreichende Sicherheitsabstände und Kollisionsfreiheit und eine insgesamt möglichst leichte Bauform bei hoher Steifigkeit der Schwingenarme.

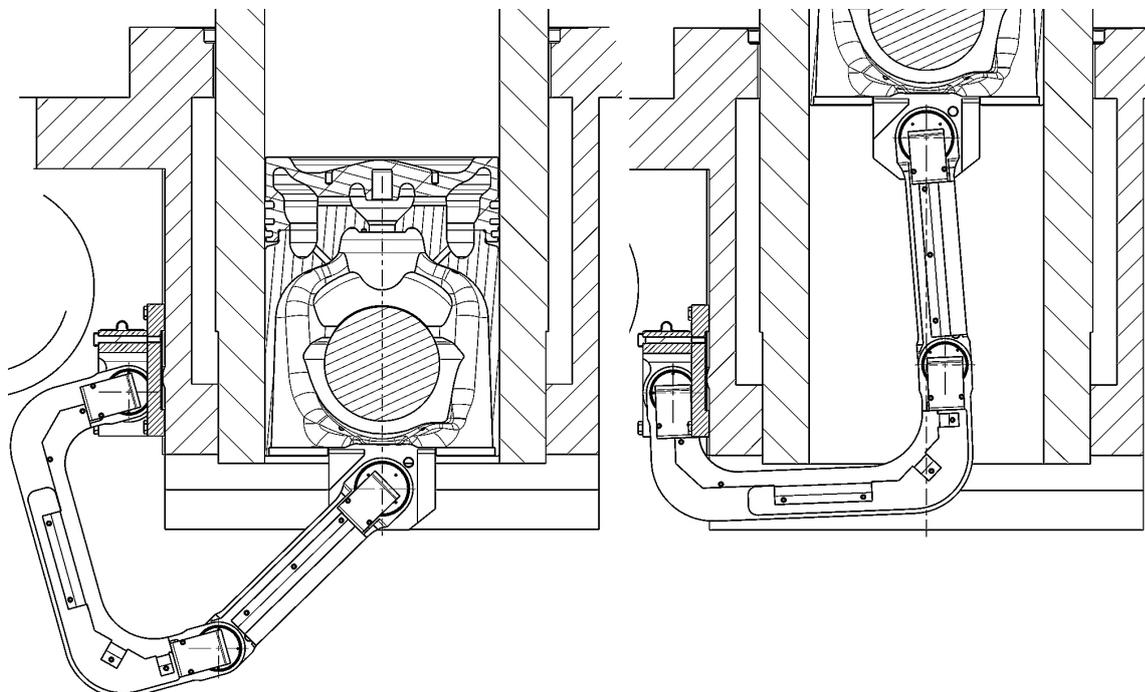


Bild 2.24: Messschwinge des Forschungsmotors 1L26/40 in UT(links)- und OT-Position

Nach einigen Entwicklungsschritten wurde die Schwinge so realisiert, wie sie in Bild 2.24 gezeigt wird. Sie war am Kolben mit einer flachen stirnseitigen Platte montiert, wodurch das kolbenseitige Gelenk deutlich nach unten versetzt werden konnte. Der gehäuseseitige Arm war in U-Form ausgeführt, so dass ein geringer Gelenkabstand möglich war, ohne mit dem

Rand der Zylinderbuchse zu kollidieren. Außerdem konnte dadurch der gestellseitige Gelenkpunkt vertikal sehr weit oben liegen, wodurch Bauraum in Bezug auf das Gegengewicht der Kurbelwelle gespart werden konnte. Das Gegengewicht an der Kurbelwelle konnte eingebaut bleiben. Die Schwinge wurde aus hochfestem Aluminium-Material gefertigt, wobei die Gelenke aus verschraubten Stahlteilen bestanden. Das gestellseitige Gelenk wurde besonders massiv ausgeführt, um an diesem Ende der Schwinge eine stabile seitliche Führung sicherzustellen. Die Messkabel wurden auf der Buchseninnenseite und an den Gelenken jeweils durch die Gelenkmitte geführt. Zum Schutz der Kabel und zur Abschirmung waren Abdeckbleche über dem Kabelkanal der Schwinge angebracht, da bereits früher gezeigt wurde ([Wos98]), dass die Signalqualität von Thermoelementen mit einer abgeschirmten Schwinge deutlich verbessert werden kann. Die Schwinge wurde beim Einbau am gestellseitigen Gelenk mit einer motorfesten Trägerplatte verschraubt, deren Position feinjustierbar war. Für die Schwinge wurde in ProE eine Kinematiksimulation durchgeführt, anhand derer die Geometrie verfeinert wurde. In diesen Rechnungen wurden die zeitlichen Verläufe der Gelenkkraftanteile (Längs- und Querkraft sowie Biegemomente) ausgewertet und die konstruktiven Varianten untereinander verglichen. Die ausgeführte Version hat eine bewegte Masse von 1380 g (beide Arme, incl. Kabel) und ist damit sehr leicht. Am Kolben wurde eine Befestigungsplatte mit 870 g und ein Gegengewicht von 2,19 kg angebracht, wodurch sich das seitliche Kippmoment auf das obere Pleuellager deutlich verringerte. Es werden Sicherheitsabstände von 5 mm zu allen anderen Bauteilen eingehalten.

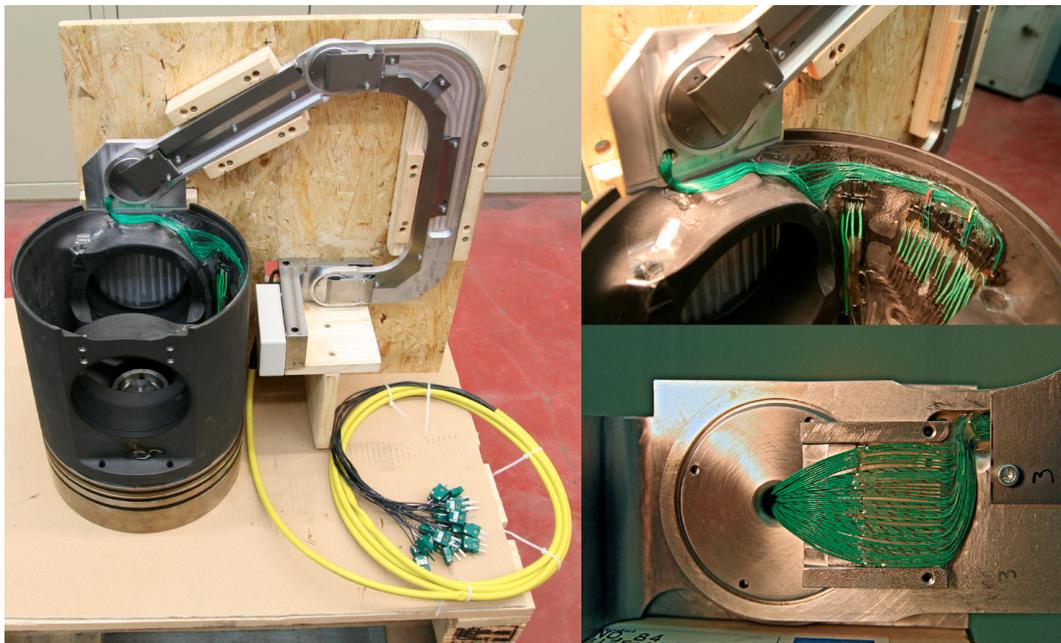


Bild 2.25: Kolben für Temperaturmessungen mit angebauter Schwinge

In Bild 2.25 ist der messbereite Temperaturmesskolben mit angebauter Schwinge zu sehen. Die Kabel wurden an den Gelenkscheiben über Rampen geführt, um die Reibung zwischen dem Kabel und dem drehenden Gelenk gering zu halten. Im rechten oberen Teilbild sind die Übergangsstellen der Thermoelemente und die Crimpverbindung der Kabel sichtbar. Der Motorbetrieb mit der Schwinge verlief problemlos. Die Schwinge verursachte keine Minderung der Signalqualität des Messkolbens im Vergleich zu den anderen Messbauteilen.

### 3 Bauteilmessungen

#### 3.1 Versuchsplan für die Motorversuche

Die Betriebspunkte für die Bauteiluntersuchungen wurden in Abstimmung mit der TUHH und dem Arbeitskreis festgelegt. Mit den Messpunkten sollten mehrere Ziele erreicht werden:

- Bewertung der Bauteilbelastung im Hinblick auf Betriebssicherheit für die Versuche.
- Ermöglichen des Abgleichs der Prozessrechnung für die Betriebspunkte der Basisauslegung der TUHH für den Mittelschnellläufer-Betrieb (MSL). Die Bauteilmessergebnisse sollten für diese Auslegung gewonnen werden, weil deren Betriebspunkte auch in den anderen Arbeitspaketen Verwendung fanden.
- Ermittlung von Bauteilbelastungen zum Vergleich mit der Vorausberechnung der Vorstudie 2. Die thermische und mechanische Vorausberechnung in der Vorstudie erfolgte für einen maximalen Zylinderdruck von bis zu 385 bar und  $p_e = 44$  bar, entsprechend ca. 110% der Nennleistung. Mit dem Forschungsmotor 1L26/40 wurden im Teilprojekt Motormechanik Leistungen bis G100 realisiert, entsprechend  $p_{max} = 340$  bar und effektiven Mitteldrücken von  $p_e = 40$  bar. Dies waren die thermodynamischen Randbedingungen für die Bauteil-Untersuchungen.
- Ermöglichen der Nachrechnung von Betriebspunkten bei verschiedenen Laststufen in der FEM-Simulation. Parameter, die in der Strukturfestigkeits-Simulation nicht direkt abgebildet werden konnten, wurden bei verschiedenen Lasten konstant gehalten.
- Ermitteln des Verhältnisses des statischen Belastungseinflusses durch das Temperaturfeld zu dem dynamischen Lasteinfluss durch Brennraumdruck.
- Einheitliches Messprogramm, das für jedes Bauteil gefahren wurde, um direkt zwischen allen Bauteilmessungen vergleichen zu können. Gleichzeitig sollte die Betriebspunkt-Liste für die DMS-Bauteile wegen der begrenzten Lebensdauer der Sensoren möglichst kurz sein. Für DMS wurde die Reihenfolge der Punkte außerdem mit ansteigender und wieder absinkender Motorlast gewählt, um für jeden Betriebspunkt zwei Messungen zu unterschiedlichen Zeitpunkten zur Verfügung zu haben.

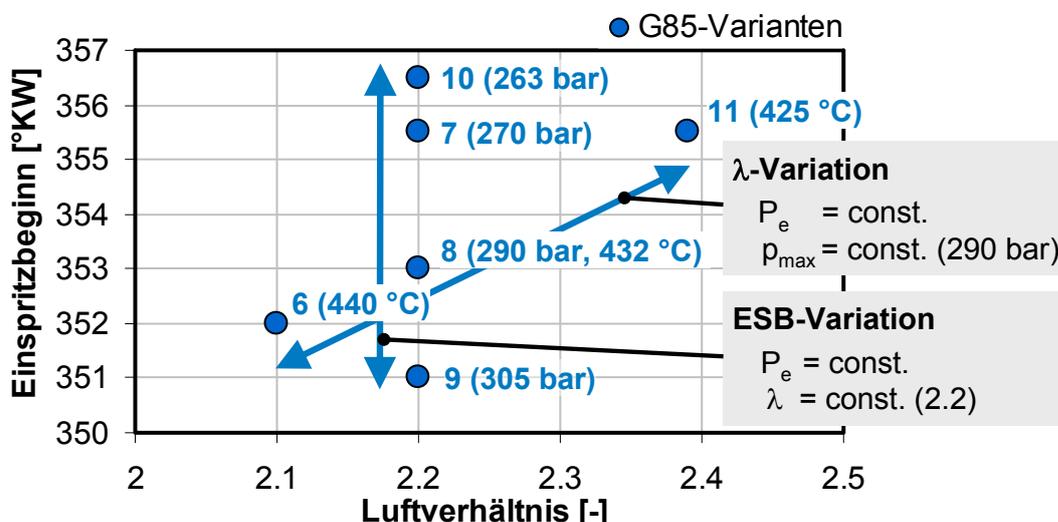


Bild 3.1: Variation von Verbrennungsluftverhältnis und Einspritzbeginn bei 85% Last (mit Betriebspunkt-Nummer und max. Zylinderdruck bzw. Abgastemperatur)

Seit dem Erstlauf des Motors Anfang 2008 wurde von der TUHH zunächst die Betriebsstrategie für den MSL erarbeitet. Auf dieser Basis wurden die Bauteilmessungen in MSL-Auslegung mit einem Verdichtungsverhältnis von 16,2 durchgeführt. Die Einspritzdüsen verfügen über 11 Spritzlöcher bei einem Spritzwinkel von 78°. Diese Konfiguration hat sich bei den Untersuchungen der TUHH als beste unter mehreren Varianten erwiesen. Die Motorauslegung der TUHH für die Mechanikmessungen hatte Eckwerte von  $p_{\max} = 340$  bar und  $p_i = 44$  bar. Für die Bauteilmessungen wurde der bestehende Lastschnitt für MSL-Betrieb von der TUHH übernommen (untere Liste in Tabelle 3.1). Zusätzlich wurden Punkte für einen weiteren Lastschnitt mit einem konstanten Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda_V=2,2$  und einem konstanten ESB von 355,5 °KW ergänzt, die für die Simulation verschiedener Lasten in der FEM die Basis bilden sollen. Bei einer Last von 85 % wurde außerdem eine Variation von Verbrennungsluftverhältnis und Einspritzbeginn durchgeführt (Bild 3.1). Einerseits wurde das Verbrennungsluftverhältnis bei konstanter Last variiert und der Einspritzbeginn so nachgestellt, dass der Maximaldruck der Verbrennung konstant gehalten wurde. Somit veränderte sich durch eine Verschiebung der Abgastemperatur die thermische Belastung, während die maximale mechanische Belastung für das Bauteil gleich blieb. Andererseits wurde der Einspritzbeginn verstellt und das Verbrennungsluftverhältnis konstant gehalten, so dass gezielt der Maximaldruck variiert wurde. Dieser veränderte Druckverlauf ist in den Dehnungsmessungen deutlich sichtbar, während sich die Bauteiltemperatur bei dieser Variation nur moderat ändert. Die beschriebenen Betriebspunkte bei G85 sind schematisch in Bild 3.1 dargestellt (die Abgastemperaturen sind jeweils Temperaturen im Behälter). Ein größerer Verstellbereich war wegen des Erreichens von z.B. Temperaturgrenzen nicht möglich.

Tabelle 3.1: Betriebspunkte für die Messungen zur Bauteilbeanspruchung

<b>Betriebspunkte für DMS-Bauteile</b>					
cDyn-Nr.	Last	Name	Luftverh.	ESB	$p_{\text{Ladeluft}}$
	[%]		[-]	[°KW]	[bar]
1	G50	Basis ( $\lambda$ 2.2) für FEM	2.20	355.5	3.1
2	G75	Basis ( $\lambda$ 2.2) für FEM	2.20	355.5	4.6
3	G85	Basis ( $\lambda$ 2.2) für FEM	2.20	355.5	5.2
4	G85	$\lambda$ -Var.	2.10	352.0	5.0
5	G85	$\lambda$ -Var., ESB-Var.	2.20	353.0	5.2
6	G85	ESB-Var.	2.20	351.0	5.2
7	G85	ESB-Var.	2.20	356.5	5.2
<b>Basisreihe TUHH MSL (Für Temperaturbauteile)</b>					
8	G25	TUHH MSL	2.29	355.5	1.8
9	G50	TUHH MSL	2.33	355.5	3.2
10	G75	TUHH MSL	2.35	355.5	4.9
11	G85	TUHH MSL	2.39	355.5	5.6
12	G90	TUHH MSL	2.42	355.5	6.0
14	G100	TUHH MSL	2.20	353.5	6.2

### 3.2 Messungsergebnisse der Bauteiltemperaturen

Die Temperaturen der Bauteile wurden für alle Betriebspunkte in Tabelle 3.1 gemessen. Für die DMS-Bauteile wurden alle Betriebspunkte der DMS-Liste und wenige zusätzliche Punkte

der Temperatur-Liste gemessen. Im Folgenden werden die Ergebnisse für eine Lastvariation bei einem Verbrennungsluftverhältnis von konstant 2,2 gezeigt. Diese Betriebspunkte entsprechen der Basisauslegung der TUHH für den Versuchsmotor. Zu den Ergebnissen der Bauteilmessungen wurde teilweise bereits in [Ber09] berichtet, dieser Abschnitt bietet einen kompakten Überblick über die Ergebnisse aller Versuchsbauteile.

### 3.2.1 Temperatur des Zylinderkopfes

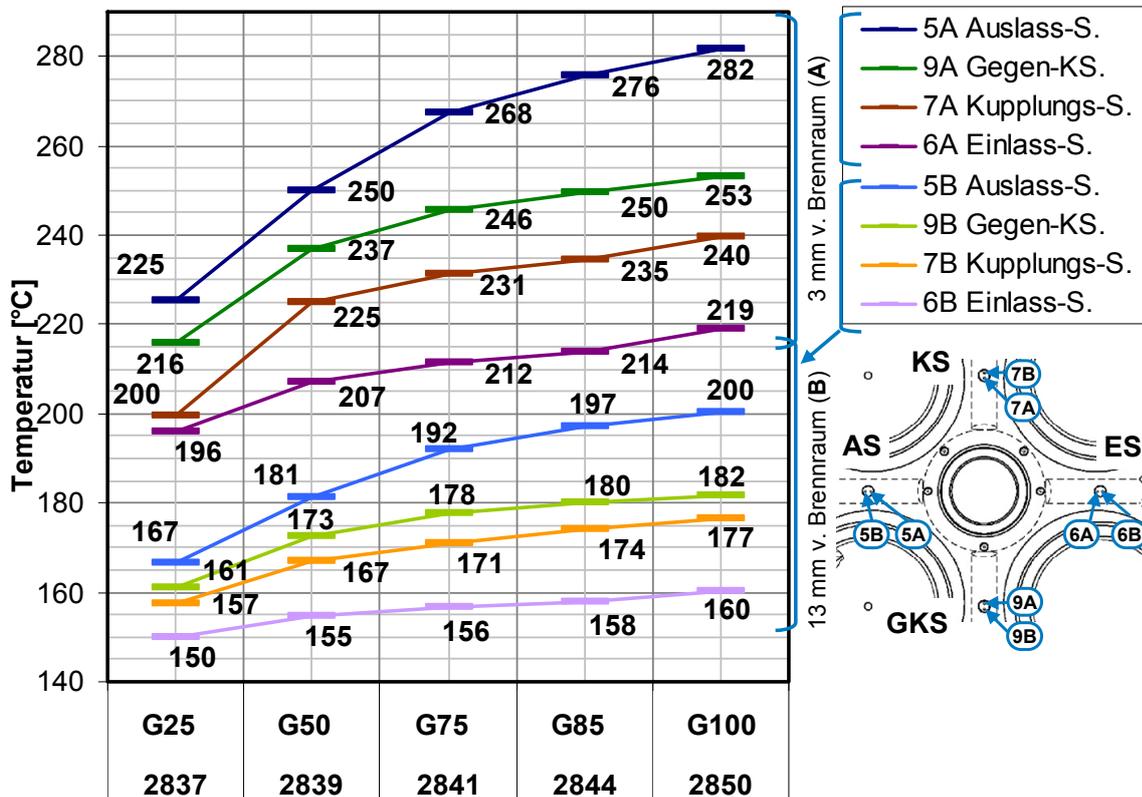


Bild 3.2: Temperaturen der Ventilstege des Zylinderkopfes am 1L26/40

Der Zylinderkopf des 1L26/40 besteht aus GJS-400-Material. FEM-Temperaturfeldrechnungen einer ersten Variante ergaben gegenüber dem Vergleichsmotor deutlich erhöhte Temperaturen, da die massive Bodenplatte die Wärmeabfuhr bei erhöhter Leistungsdichte erschwerte. Außerdem traten durch die gegenüber dem Vergleichsmotor 1L32/40 verkleinerte Zylinderbohrung höhere Temperaturgradienten im Zylinderkopf auf. Am Motor 1L26/40 wird eine relativ kleine Brennraumfläche extrem mit Wärme beaufschlagt, wobei der Zylinderkopf außerhalb dieses Bereichs relativ kühl bleibt. Daher wurden mehrere konstruktive Anpassungen realisiert, um die Temperaturen zu senken: Die Kühlbohrungen wurden neu angeordnet und vergrößert. Zusätzlich konnte der Volumenstrom des Kühlmittels gegenüber dem Vergleichsmotor deutlich gesteigert werden.

In den Ventilstegen des Zylinderkopfes waren doppelte Messstellen positioniert (vgl. Abschnitt 2.4.1). Bild 3.2 zeigt die Temperaturen der vier Ventilstege jeweils in 3 mm und 13 mm Abstand vom Brennraum. Bei der Messung im 1L26/40 erreichte der Zylinderkopf bei Volllast 282 °C an der heißesten Messstelle 5A am Auslassventilsteg. Dies entspricht extrapoliert ca. 306 °C an der Brennraumoberfläche. Der kälteste Ventilsteg (Einlassseite, Nr. 6A)

erreicht in 3 mm Tiefe 219 °C. Die Temperaturen des Zylinderkopfes sind damit deutlich im zulässigen Temperaturbereich.

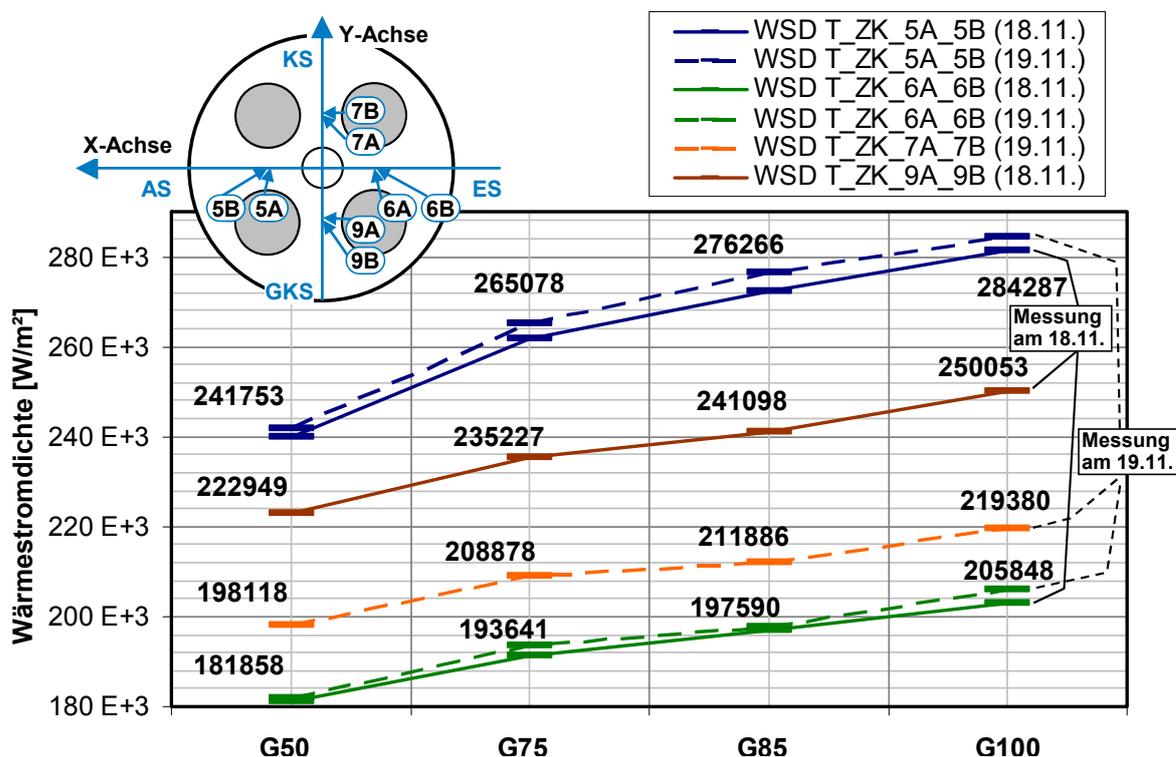


Bild 3.3: Wärmestromdichte in den Ventilstegen des Zylinderkopfes am 1L26/40

Über die doppelten Messstellen im Zylinderkopf ließen sich außerdem Wärmestromdichten berechnen. Dafür wurde für den Werkstoff des Zylinderkopfes die gleiche Wärmeleitfähigkeit wie in der FEM-Simulation angenommen (36,2 W/mK). Die so ermittelten Wärmestromdichten (Bild 3.3) repräsentieren einen Mittelwert in einer Materialtiefe von 3 mm-13 mm in der Mitte des Ventilsteges und war am Auslassventilsteg (ca. 284 kW/m² für Vollast) am größten und am Einlassventilsteg am geringsten (206 kW/m², ca. 30% niedriger). Kupplungs- und Gegenkupplungsseite lagen im mittleren Bereich, wobei die Gegenkupplungsseite (Mst. 9) im FEM-Halbmodell enthalten war. Wegen der lokal sehr unterschiedlichen Verteilung der Wärmestromdichte (vgl. Abschnitt 4.1.9 S.97) kann aus diesen Werten kein direkter Rückschluss auf die abgeführte Wärmemenge getroffen werden. Durchgezogene und gestrichelte Linien zeigen die Ergebnisse, die an unterschiedlichen Versuchstagen ermittelt wurden. Am Forschungsmotor war die Reproduzierbarkeit generell sehr gut, so dass Ergebnisse verschiedener Versuchstage stets gut vergleichbar waren.

Um die Temperaturverteilung im Zylinderkopf zu veranschaulichen, zeigt Bild 3.4 einen Schnitt durch die Messstellen des Zylinderkopfs auf der Einlass-Auslass-Achse (Auslass rechts). Dabei waren die Ventilstege die heißesten Bereiche des Schnitts, weil die Fasen um die Ventile die Brennraumfläche in Relation zur Kühlraumfläche im Bereich des Ventilstegs deutlich erhöhten. Der mittlere Bereich um die Einspritzdüse war kühler. Er hatte einen größeren relativen Flächenanteil an wasserseitigen Kühlgeometrien als die Ventilstege und durch die flache Gestaltung des mittleren Brennraumdachs auch einen geringeren brennraumseitigen Flächenanteil. Außerhalb des Brennraums fiel die Temperatur des Zylinderkopfs steil ab. Die Messstellen 8 und 10 befanden sich jeweils ca. 3 mm innerhalb der Pro-

### 3 Bauteilmessungen

jektion der Buchsenkontur in einem Bereich am Rand des Brennraums mit deutlich rückläufiger Temperatur. Auf der Auslassseite wurden die Profile in Richtung von Messstelle Nr. 12 verlängert, die im Außenbereich des Zylinderkopfes nur 97 °C bei G100 erreichte.

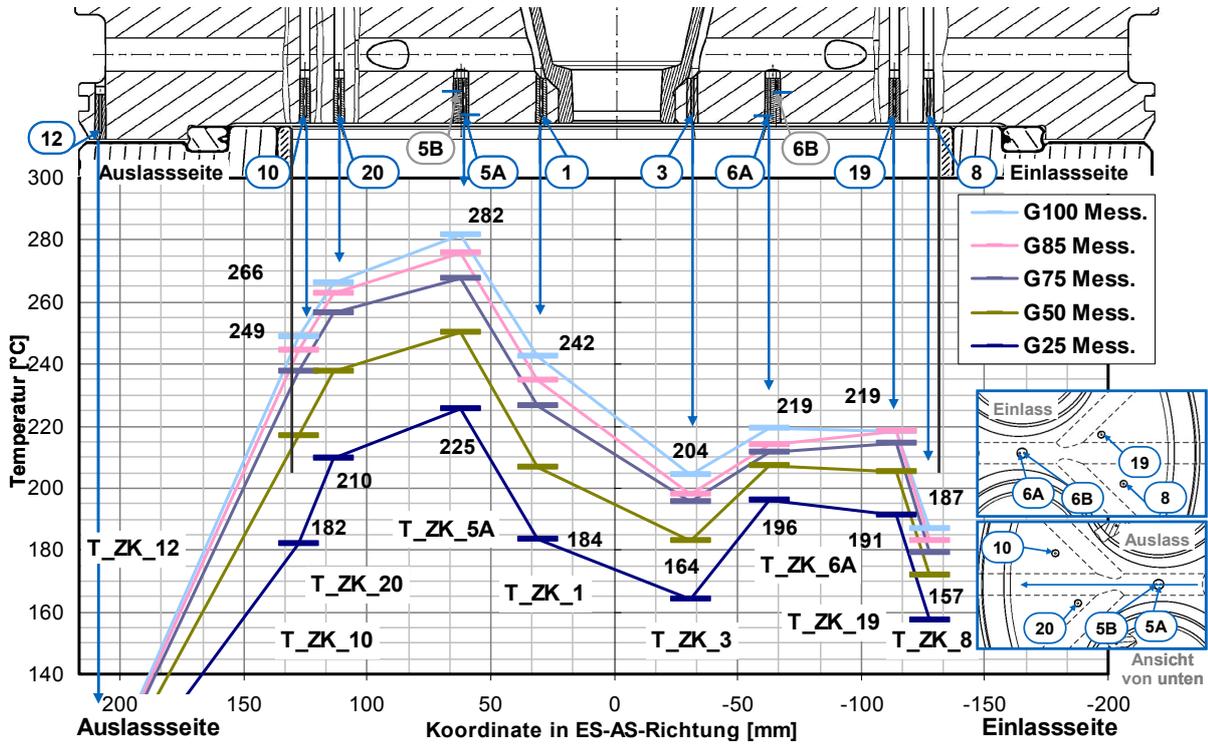


Bild 3.4: Messwerte der Temperatur im Mittelschnitt (ES-AS) des Zylinderkopfes bei verschiedenen Lasten

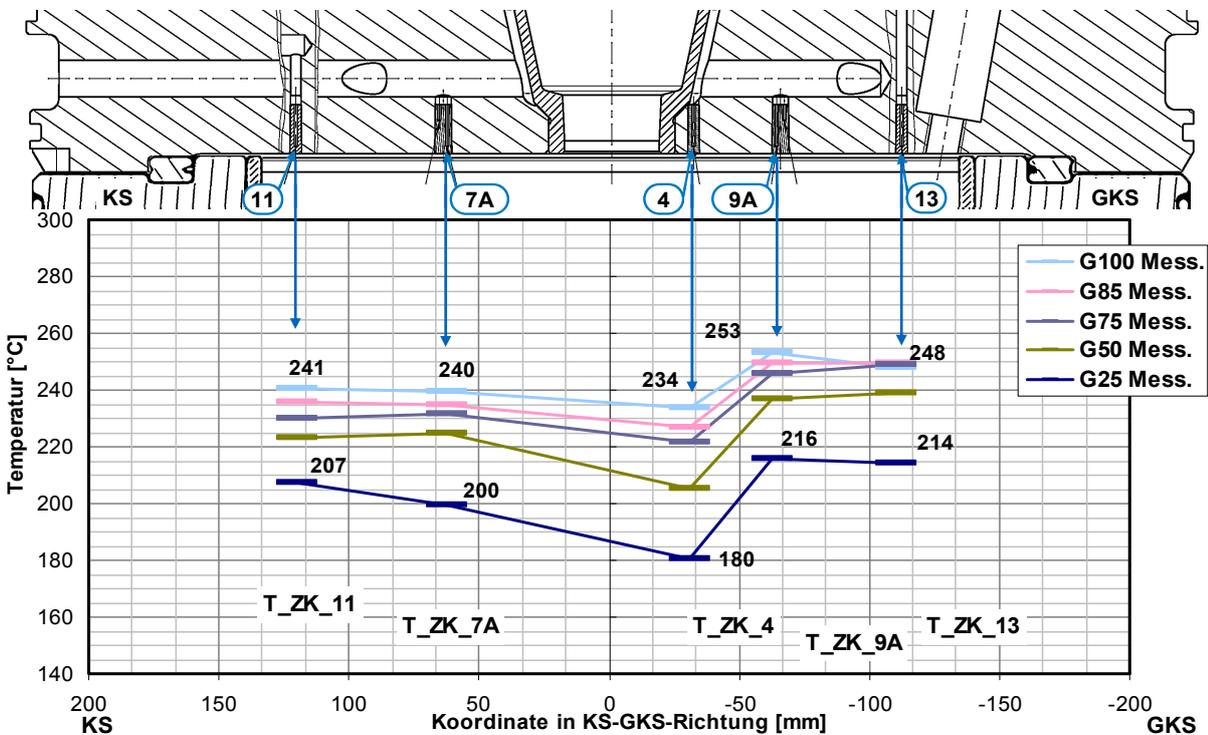


Bild 3.5: Temperatur im Mittelschnitt (KS-GKS) des Zylinderkopfes

In der Querrichtung (Kupplungs-Gegenkupplungsseite, Bild 3.5) war die Temperaturverteilung wesentlich gleichmäßiger. Die Temperaturdifferenz der gegenüberliegenden Ventilstege

betrug bei Volllast 13 °C gegenüber 63 °C in ES-AS-Richtung. Vom Ventilsteg zum Rand des Brennraums verlief die Volllasttemperatur auf gleichmäßigem Niveau von ca. 245 °C (bei G100) auf beiden Seiten dieses Schnittes. Die Motormitte war in beiden Schnitten kühler als die Stegbereiche, weil dort die Kühlbohrungen konzentriert waren und kühlmittelseitig die höchsten Wärmeübergangskoeffizienten auftraten.

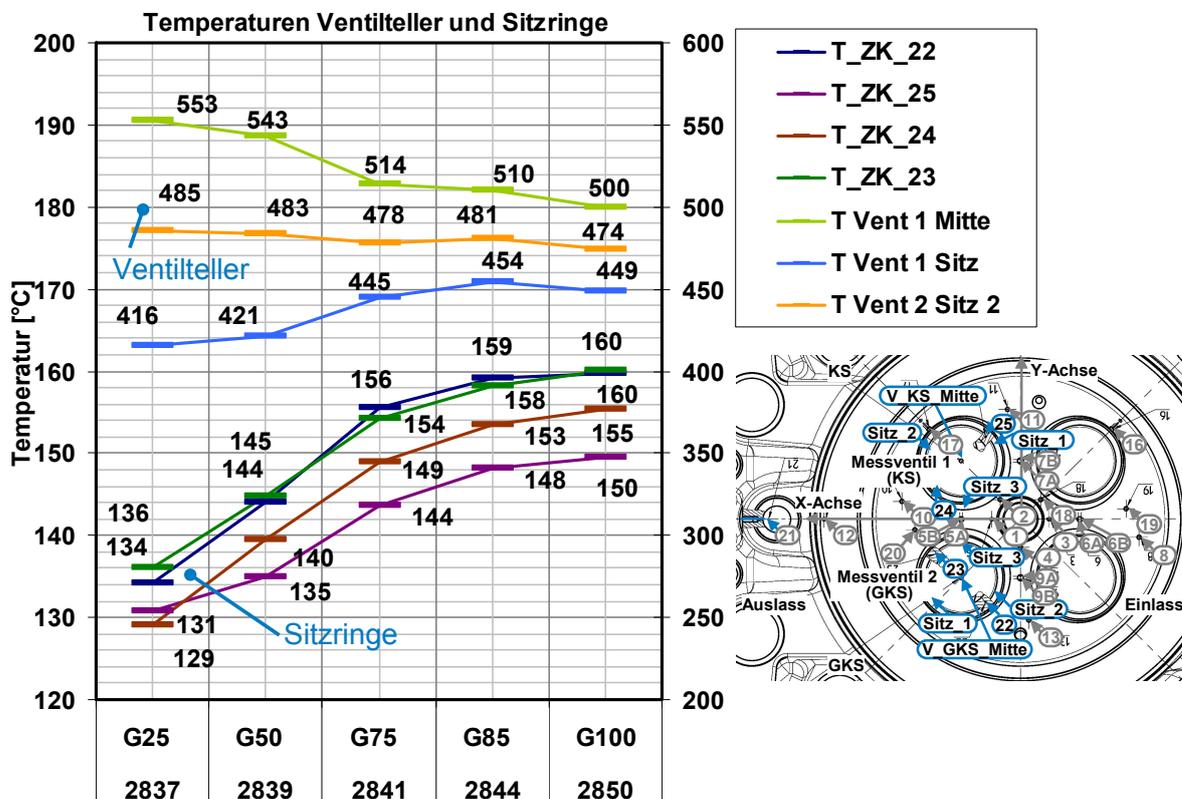


Bild 3.6: Temperatur der Auslassventile und der Ventilsitzringe

Die Temperatur der Ventile (Bild 3.6) wurde neben der Motorlast auch durch den Ladungswechsel beeinflusst. Die Abgastemperatur war bei niedrigen Lasten größer als bei hohen Lasten. Die beeinflusste die Temperatur der Tellermitte des Auslassventils, die bei Teillast mit ca. 550 °C heißer war als bei Volllast (bis ca. 500 °C). Die Temperatur der Auslasssitzringe war mit 155 °C -160 °C bei G100 relativ niedrig, weil sie im Sitzring näher am Wasserraum als an der Sitzauflagefläche gemessen wurde. Diese Temperatur war bei den Ventilsitzringen der beiden Auslassventile ähnlich und an den jeweils an einem Sitzring gegenüber liegenden Messstellen (Nr. 22 und 23 auf der GKS, Nr. 24 und 25 auf der KS) nahezu gleich. Die Sitzringtemperaturen stiegen mit ansteigender Motorlast an. Sie waren beim Abgleich des FEM-Temperaturfeldes ein wichtiges Maß für die Wärmeabfuhr der Ventile über die Ventilsitzfläche.

### 3.2.2 Temperatur der Zylinderbuchse

An der Zylinderbuchse aus einem Schleudergusswerkstoff (E-711) der Fa. Jürgensen waren die Temperaturen am OT des ersten Kolbenrings von besonderem Interesse. Hier wurden in der Vorstudie für die Auslassseite ca. 230 °C an der Messstelle vorausberechnet (für  $p_{\max} = 385$  bar), eine weitere Senkung auf den Zielwert 220 °C war in der Vorausrechnung nicht möglich [Rus08]. In den Kalottenbohrungen zur Buchsenkühlung wurde bei einer kon-

struktiven Vergrößerung der Bohrungstiefe die Strömungsintensität zunehmend geringer, wie CFD-Rechnungen ergaben. Die Durchmesser der Kühlbohrungen waren außerdem durch den für die mechanische Stabilität der Buchse erforderlichen Mindestabstand zwischen den Bohrungen begrenzt. Die optimale Konfiguration war im Rahmen dieser Arbeit mit Hilfe von FEM und CFD-Rechnungen erarbeitet worden und hat einem Kühlbohrungsdurchmesser von 25 mm bei 15,5 mm Wandabstand zur brennraumseitigen Buchsenfläche. Vorteilhaft wirkte sich auch bei der Buchse ein erhöhter Kühlmittelstrom aus. Er stabilisierte die Strömung und verbesserte so die Kühlwirkung.

Die gemessenen Temperaturen der Buchse erreichten am OT des 1. Kolbenrings bis zu 230 °C (siehe Bild 3.7). Damit lagen sie im Bereich der Vorausrechnung. Auch die Differenz zwischen Ein- und Auslassseite von ca. 25 °C deckt sich mit Erfahrungswerten und der Vorausrechnung. Im Bereich geringer Lasten war eine auffällig erhöhte Temperatur im Bereich der Gegenkupplungsseite (GKS) festzustellen. Diese war an mehreren Versuchstagen reproduzierbar und ist vermutlich auf die Lage des Ringstoßes zurückzuführen. Die weiter unten liegenden Bereiche der Buchse waren thermisch kaum belastet. Bereits auf Höhe des unteren Kühlraums, 110 mm unterhalb des OT 1. Ring, betrug die Maximaltemperatur bei Volllast nur noch ca. 140 °C. Auch diese Temperatur wurde in der Vorausrechnung korrekt ermittelt.

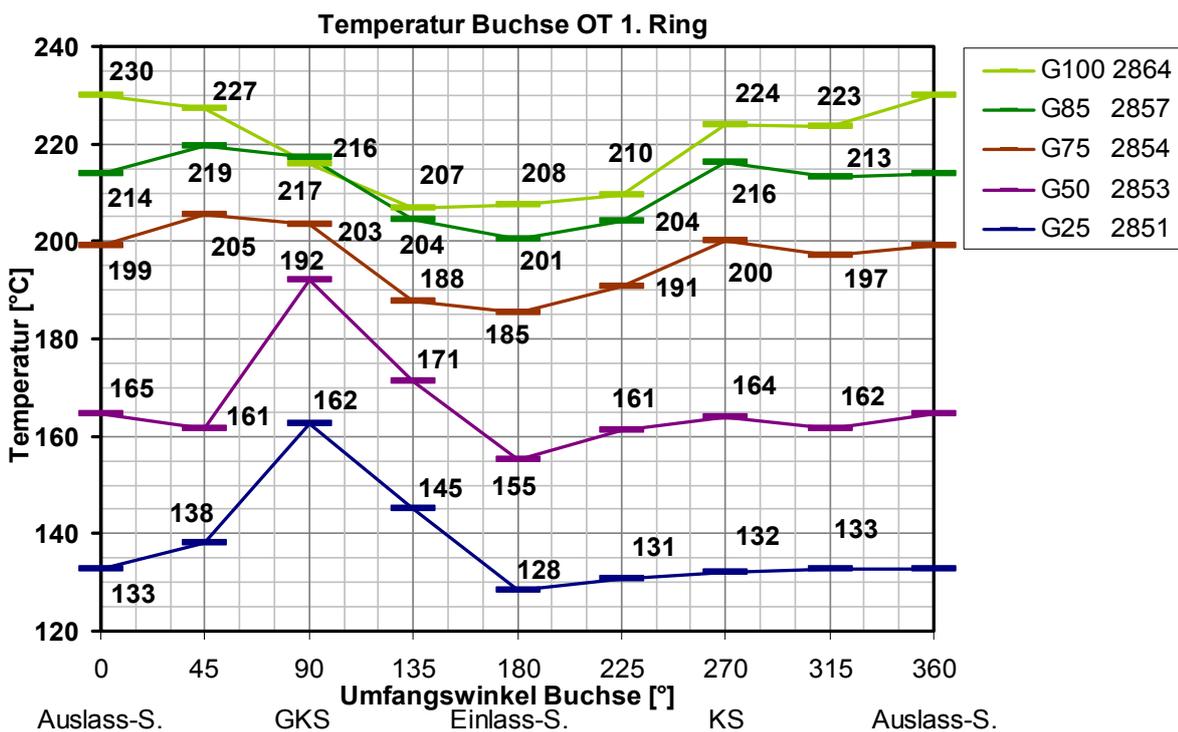


Bild 3.7: Temperatur der Buchse auf Höhe OT 1. Ring

Der Flamming (Bild 3.8) hatte an der oberen Kante auf der Auslassseite Temperaturen von knapp 400 °C (Nr. 1) und auf der Einlassseite von ca. 330 °C (Nr. 2). Die Messstellen befanden sich jeweils im oberen bzw. unteren Endbereich des Rings. Die obere Stirnfläche lag teilweise zum Brennraum hin frei und wurde dadurch thermisch stark belastet. Die untere Stirnfläche war in direktem Kontakt mit der kühlenden Buchse. Die unteren Messstellen befanden sich auf Höhe der Kühlbohrungen. Dort waren die Temperaturen auf der Auslassseite nur leicht höher als auf der Einlassseite. Die auslassseitige Temperatur vor der Kühlbohrung

(Nr. 7) war durch die Kühlwirkung etwas geringer als die Temperatur im Bohrungszwischenraum (Nr. 3). Auf der Einlassseite befand sich die Bohrung Nr. 4 auf der Mittelachse. Sie wurde besonders ungünstig angeströmt, da der einzige Wasserzulauf auf der Auslassseite war. Wegen dieser Besonderheit war auf der Einlassseite die Temperatur vor der Bohrung (Nr. 4) höher als vor dem Zwischenraum (Nr. 8).

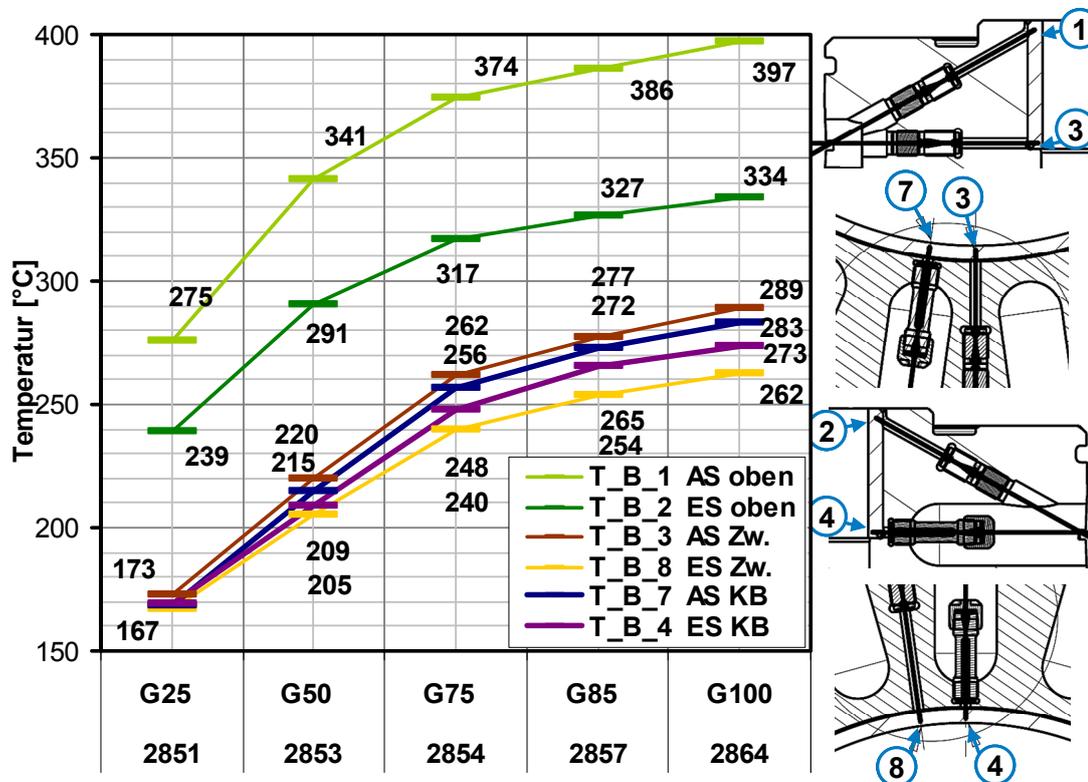


Bild 3.8: Temperaturen des Flammrings bei verschiedenen Lasten

Bei der Vorausrechnung für den Flammring war speziell der Wärmeübergang vom Flammring zur Buchse unbekannt. Während die entsprechenden Annahmen für die unteren vier Messstellen zutreffend waren, war der starke Wärmeeintrag in die obere Kante in der Auslegungsrechnung als zu gering eingeschätzt wurden.

### 3.2.3 Temperatur des Kolbens

Der Kolben wies von den drei brennraumnahen Bauteilen die höchste Temperaturbelastung auf. Die Kolbenkrone und die Sensoren mussten Temperaturen von bis zu 500 °C überdauern. Die heißeste Stelle am Kolben war der Muldenrand. Er erreichte bei Volllast eine Temperatur von knapp 540 °C. Der Einspritzstrahl war bei 78° Spritzwinkel in OT direkt auf den Muldenrand ausgerichtet. Die Spuren der Flammkeulen waren auf der Kolbenoberfläche anhand der Ablagerungen erkennbar. Der Halbschnitt auf der Gegenkupplungsseite befand sich genau in der Mitte eines Einspritzstrahls und wies höhere Temperaturen auf als der zweite Schnitt auf der Einlassseite, der auf halben Weg zwischen Strahlmitte und Strahlzwischenraum liegt. Der Temperaturunterschied zwischen den Schnitten betrug am Muldenrand bei Volllast ca. 60 °C. Die obere Planfläche des Kolbens wurde in beiden Schnitten nach außen hin etwa linear kühler, die äußere Kante am Feuersteg war jeweils ca. 110 °C kälter als der Muldenrand. Die geringste Temperatur an der Brennraumseite der Kolbenkrone

herrschte in der Dommitte mit 332 °C. Die Temperatur der Kolbenkrone auf der Ölseite betrug bei Volllast am Innenradius gegenüber der Feuerstegkante ca. 160 °C. Dieser Wert war durch die Messung mit innen liegenden Oberflächenthermoelementen (OTE) im DMS-Kolben bekannt (OTE bei DMS 19A/19B). Die Ergebnisse der Kolbentemperaturmessung für die Kolbenkrone sind in Bild 3.10 zusammengefasst. Die genaue Anordnung der Messstellen des Schnittes B-B (Gegenkupplungsseite) ist in Bild 3.9 dargestellt.

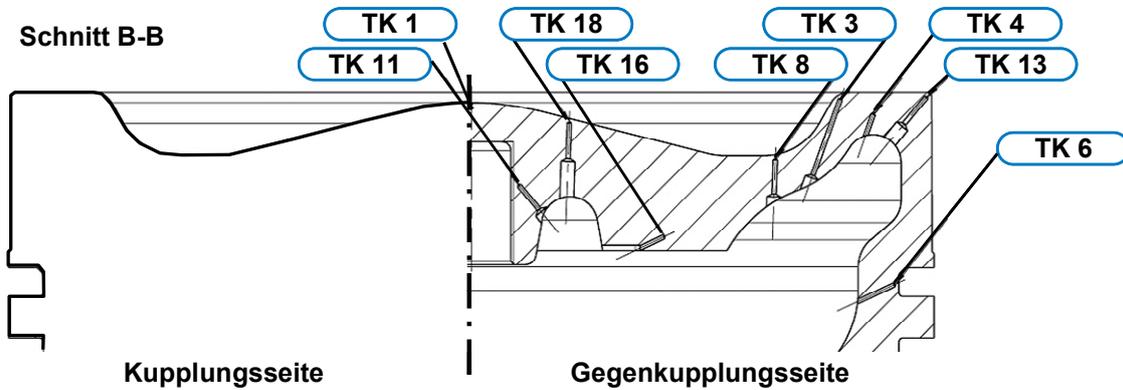


Bild 3.9: Schnitt und Ausführung der Temperaturmessstellen auf der Gegenkupplungsseite (Schnitt B-B)

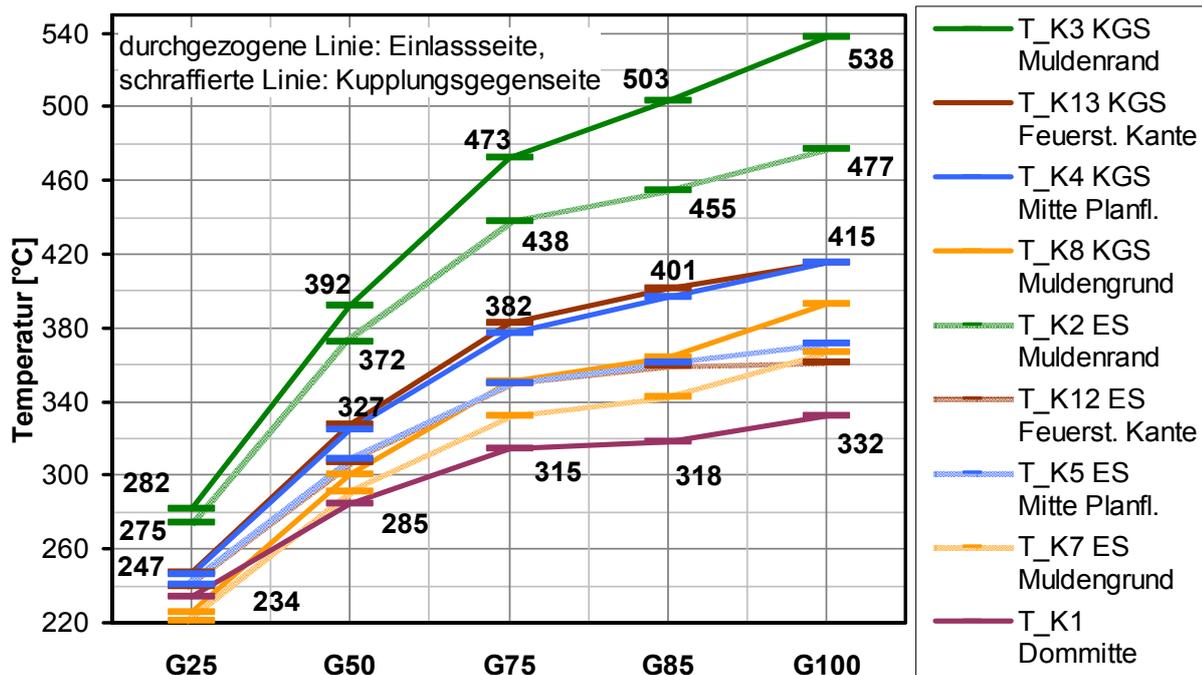


Bild 3.10: Messergebnis für die Kolbenkrone des Temperaturmesskolbens

Die Kühlung des Kolbens war bereits während der Vorstudie durch den Einsatz von zwei Spritzöldüsen stärker dimensioniert worden, so dass am 1L26/40 ein besonders großer Kolbenkühlöl-Volumenstrom möglich war. Es wurde ein Volumenstrom von ca. 45 l/min Kolbenkühlöl (im Zulauf zu den Düsen) erreicht. Die Ölkühlung funktionierte sehr gut, so dass die in den Kolben eintretende Wärmemenge bei allen Betriebspunkten sicher abgeführt werden konnte. Darauf wiesen die Ergebnisse der Bauteilbegutachtung sowie die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt des Kolbenkühlöls hin. In Bild 3.11 sind die mit 95 °C bis 105 °C sehr moderaten Temperaturen im Kolbenunterteil aufgetragen, außerdem die gemessenen Öltemperaturen, anhand derer sich der Wärmeübergang an das Öl nachvollzie-

hen lässt (TK9, TK10, TK19). Die Temperaturdifferenz im Öl betrug ca. 18 °C bei einer Eintrittstemperatur in den Kolben von ca. 65 °C. Anhand von Erfahrungswerten für die Rücklaufmengen aus äußerem und innerem Kühlraum ließ sich auch die vom Öl aufgenommene Wärmemenge berechnen. Die so berechnete Energie betrug ca. 21 kW für Vollast. Der Nutgrund des ersten Kolbenrings erreichte bei Vollast nur 144 °C (TK6, KGS) bzw. 132 °C auf der ES und war damit ebenfalls sehr gut gekühlt (siehe Bild 3.11). Der Kolben führte damit nahezu keine Wärme über das Ringfeld ab, wie auch die Energiebilanz der FEM der Firma Mahle bestätigte.

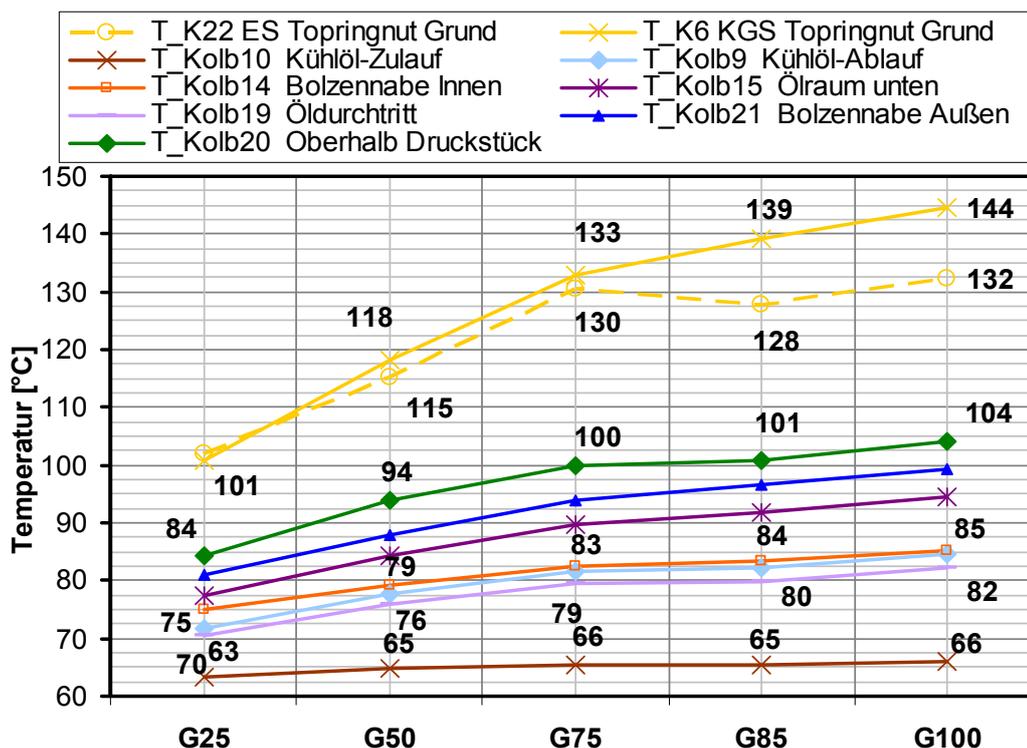


Bild 3.11: Temperaturen im Kolbenunterteil und in der Ringnut

Auch am Kolben ließ sich über Temperaturdifferenzen die Wärmestromdichte abschätzen. Dazu waren die in 5 mm Tiefe befindlichen Messstellen TK4 und TK5 unterhalb der Planfläche des Kolbens, das Messstellenpaar TK16- TK17 an der Kontaktfläche vom Ober- zum Unterteil und die Messstelle TK11 im Bereich des Gewindes der Kolbenschraube in Nähe der Dommitte geeignet. Da im Gegensatz zu den speziellen Messstellenpaaren des Zylinderkopfes der Temperaturgradient am Kolben nicht vertikal verlief und die zweite Temperatur für den Gradienten durch Mittelung zweier Messstellen ermittelt wurde, sind die so berechneten Werte mit einer Unsicherheit von ca. 15% behaftet. Die auf diese Weise berechneten Wärmestromdichten erreichten für die obere Deckfläche des Kolbens Werte von ca. 500 kW/m<sup>2</sup> (ES) bzw. ca. 400 kW/m<sup>2</sup> (KGS) und sind damit deutlich höher als die Wärmestromdichten am Zylinderkopf. In der Nähe der Dommitte ließ sich eine Wärmestromdichte von 247 kW/m<sup>2</sup> errechnen, die etwa halb so groß war wie im Maximum an der Deckfläche. An der Kontaktfläche des Kolbenoberteils zum Kolbenunterteil wurde Wärme mit einer Wärmestromdichte von ca. 196 kW/m<sup>2</sup> übertragen. Aus der kolbenölseitigen Energiebilanzierung ließ sich eine mittlere Wärmestromdichte für die Kolbenfläche von ca. 350 kW/m<sup>2</sup> berechnen

unter der Annahme, dass ca. 90% der in den Kolben eingebrachten Wärmeenergie über die oberen Flächen der Kolbenkrone eintritt.

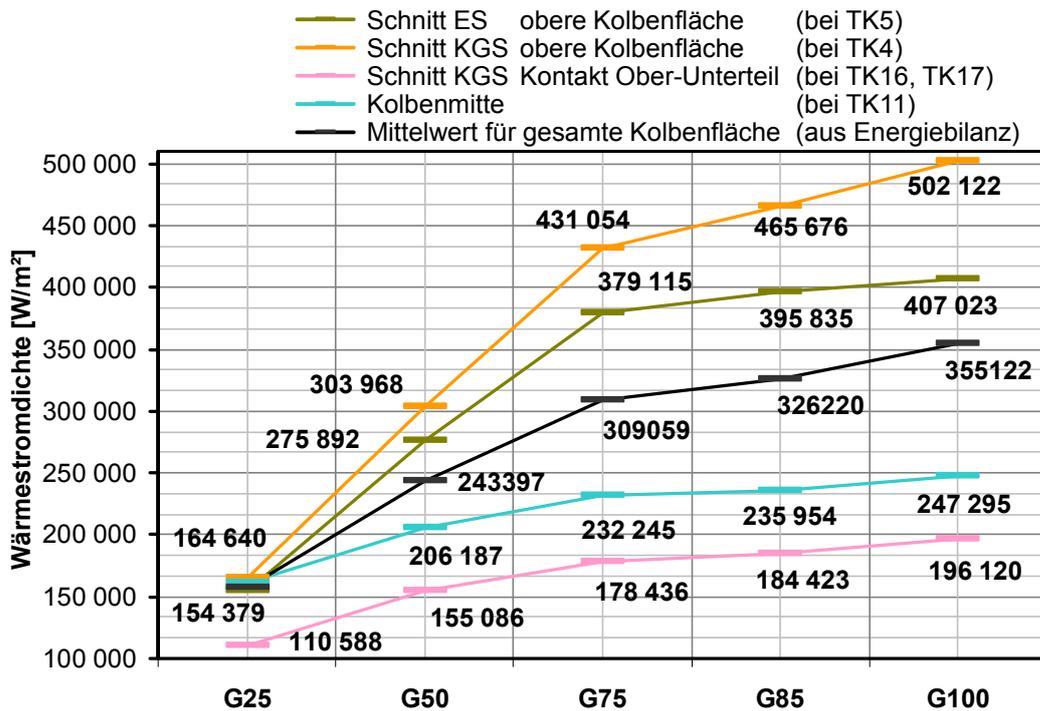


Bild 3.12: Wärmestromdichte am Kolben (aus Messung berechnet)

Insgesamt waren die Temperaturen am Kolben hoch, aber für den Forschungsbetrieb zulässig. Der Werkstoff 42CrMo4 des Kolbenoberteils darf dauerhaft bis 500 °C belastet werden, kurzzeitig auch darüber. Diese Temperatur wurde an einer Stelle des Muldenrandes überschritten. Die restlichen Temperaturen waren in Ordnung. Mit den gemessenen Temperaturen war der Kolben für eine begrenzte Betriebsdauer im Rahmen des Forschungsprojekts sicher einsetzbar. Die auftretenden Kolbentemperaturen stehen aber einem Einsatz des Motorkonzepts in einem Serienmotor entgegen.

#### 3.2.4 Fazit der Bauteiltemperaturmessungen

Die Bauteiltemperaturen sind an der Buchse zulässig, am Kolben grenzwertig und am Zylinderkopf klar im sicheren Bereich. Um dieses Ziel zu erreichen, wurden die Möglichkeiten zur Verbesserung der Kühlung an Kopf und Kolben voll ausgeschöpft. Die umgesetzten Maßnahmen (Variation der Kühlgeometrien, Werkstoffwahl, Kühlmittelvolumenstrom- und Kühlmitteltemperatur, Spritzlochkonfiguration der Einspritzdüse) zeigten die in der Auslegungsrechnung vorherberechnete Wirkung. An der Buchse erreichte der obere Bereich des Flammrings, der kaum gekühlt wird, unerwartet hohe Temperaturen. In diesem Bereich wäre für einen zukünftigen Motor eine angepasste Kühlung (anderes Konzept) wünschenswert. Um für einen serienmäßigen Motor zulässige Bauteiltemperaturen zu erreichen, muss der Werkstoff der Bauteile gegen einen Werkstoff mit ähnlichen Festigkeitseigenschaften und verbesserter Wärmeleitfähigkeit getauscht werden.

### 3.3 Messergebnisse der Bauteil deformungen

Bei der Messung der Bauteil deformung wurden mehrere Belastungsanteile erfasst, die zur Auswertung wieder aufgeteilt werden. Um einen Überblick auf die Größe der Anteile zu geben, werden in Bild 3.13 in die gemessene Bandbreite der Signalanteile direkt verglichen. Die Säulenpaare stellen die auftretenden Minimal- und Maximalwerte der einsatzbereiten Sensoren dar (bei der Drift ist der Driftwert des schlechtesten noch verwendbaren DMS angegeben). Auch die ermittelten Wertebereiche von Stör- und Fehlergrößen sind angegeben. Die im Vergleich größten Werte sind die Dehnungen durch Schraubenmontage. Das Rauschverhalten hat mit einem Wert von  $5 \cdot 10^{-4}$  mV/V einen untergeordneten Einfluss. Die Wertebereiche für statischen und dynamischen Anteil gelten für den Betriebspunkt G100.

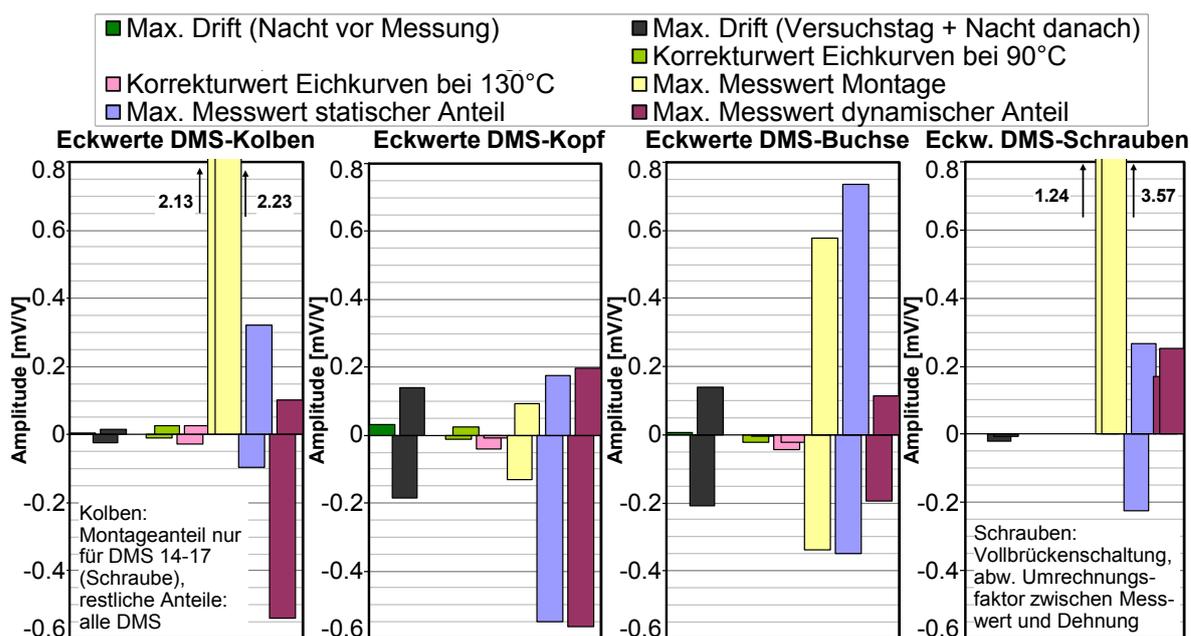


Bild 3.13: Signalgrößen und Signalanteile der DMS-Messungen  
(1 [mV/V] entspricht bei Viertelbrückenschaltung ca. 0,2% Dehnung)

Während die Verstärkerdrift im Warmlauf (Nacht vor Messung) und das Signalrauschen kleine Anteile waren, war die Drift des statischen Anteils während des Versuchstages bei den Bauteilen mit DMS im Kühlwasser deutlich größer. Am Kolben und an den Schrauben war die Drift während des Versuchstages klein und hatte eine ähnliche Größenordnung wie die Korrekturwerte der Eichkurvenkorrektur. Die Nutzsignale waren, je nach Belastungsart und Bauteil, deutlich größer und werden in den folgenden Abschnitten diskutiert. Für die Ergebnisse von Buchse und Kopf bedeutet dies, dass innerhalb einer Sensorgruppe jeweils die Kurven der DMS mit der geringsten Absolutdrift erklärt und dargestellt werden.

#### 3.3.1 Bauteil deformungen der Zylinderbuchse

Die Messung der Montage deformung erfolgte vor dem eigentlichen Versuchstag und ohne Kühlmittel im Kühlraum. Dabei wurden die Zylinderkopfschrauben (Zuganker) hydraulisch vorgespannt. Der Messschrieb (Bild 3.14, links) zeigt den Ablauf der Montage und die Belastung der DMS gemäß ihrer jeweiligen Messstellengruppe. Der Setzungsbetrag betrug bis zu 3,9 % der erreichten Vorspannung (Bild 3.14, rechts).

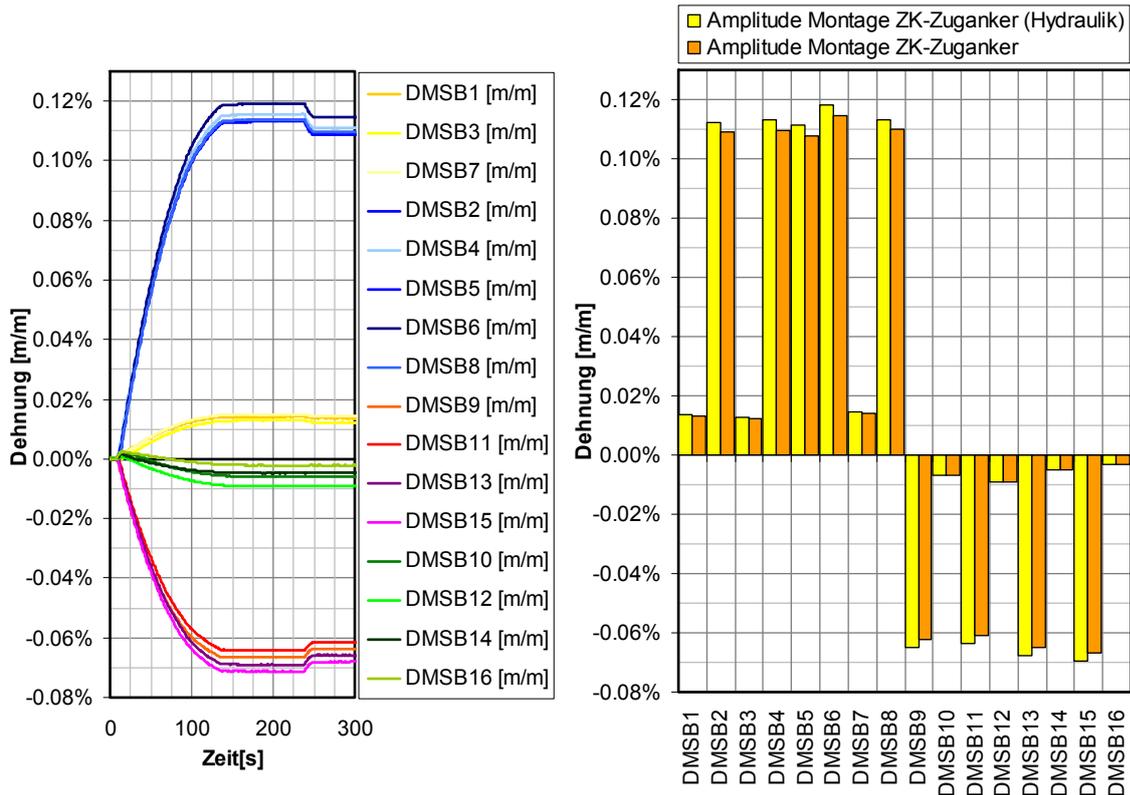


Bild 3.14: Montagemessung an der Zylinderbuchse DMS.  
links: Messschrieb, rechts: Montagegedehnung

Der statische Anteil des DMS-Messwerts wird in Bild 3.15 anhand des ersten Versuchstages an diesem Bauteil gezeigt. Da an diesem Versuchstag sehr viele Sensoren einsatzbereit waren, ist auch an diesem Diagramm die Ähnlichkeit innerhalb der Sensorgruppe klar erkennbar. Am Buchsenbund entsprach die Dehnung in Umfangsrichtung etwa der freien Wärmedehnung (daher war das Signal nahezu null), in Krümmungsrichtung herrschte eine negative Dehnung. An den Kühlbohrungen wurde die obere Wand deutlich auf Zug gedehnt, während die seitliche Wand deutlich im negativen Bereich lag, da die Verspannung der Baugruppe zunahm und die Ausdehnung der Buchse in dieser Richtung behinderte. Die Größe der Absolutdehnung des statischen Anteils wird erst nach der Umrechnung in eine Dehnung sichtbar. Dies wird in Bild 3.16 dargestellt (incl. Eichkurvenkorrektur und Addition der freien thermischen Wärmedehnung). Während das Messsignal vor Motorstart nahe Null blieb, zeigte die Gesamtdehnung während der ersten 1,5 h einen der Temperatur entsprechend ansteigenden Verlauf. Auch die Dehnung nach Motorstopp erreichte erst nach einer längeren Abkühlphase der Motorstruktur wieder den Wert wie zu Beginn des Versuchstages. Somit ist klar ersichtlich, dass sich bei Motorstart innerhalb weniger Sekunden eine im Vergleich der Messstellen unterschiedliche Dehnung einstellte (thermisch bedingte Verspannung der Bauteile), während die Dehnung während der Vorwärmphase für alle Sensoren einen sehr ähnlichen Verlauf hatte (konditioniertes Erwärmen mit gleichmäßiger Wärmedehnung).

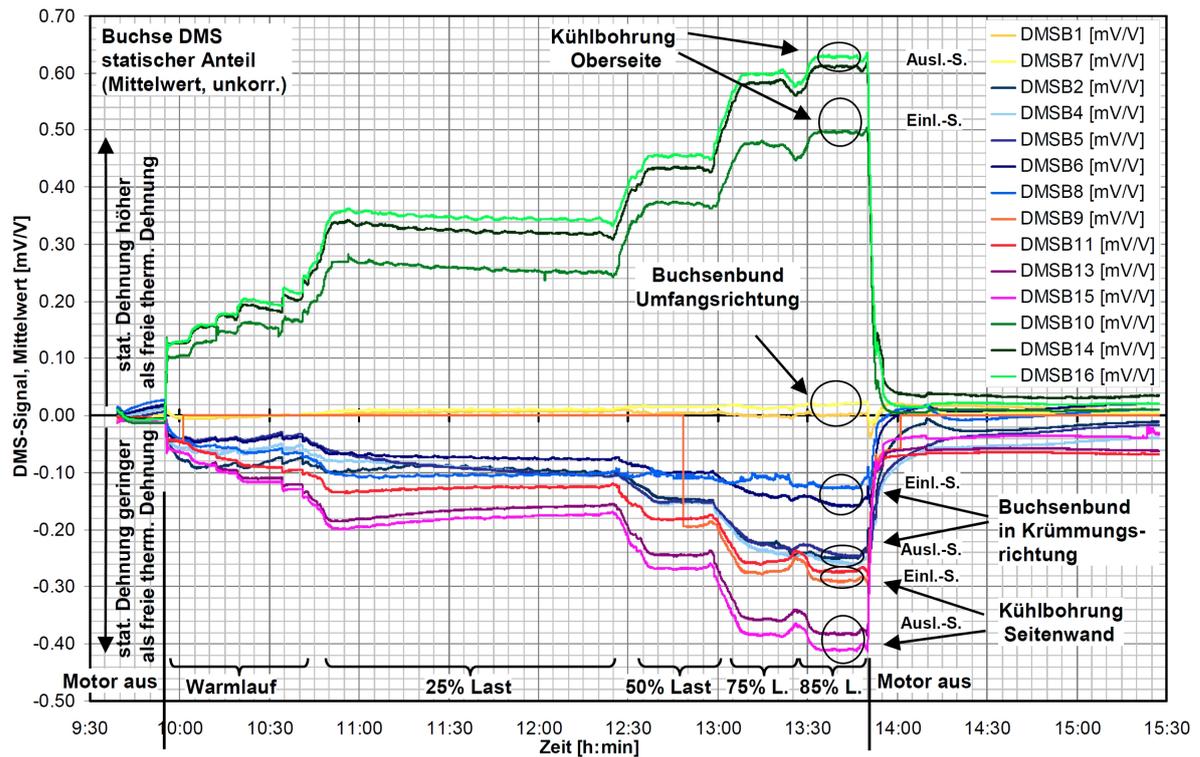


Bild 3.15: Statischer Lastanteil der DMS-Messbuchse (Messsignal)

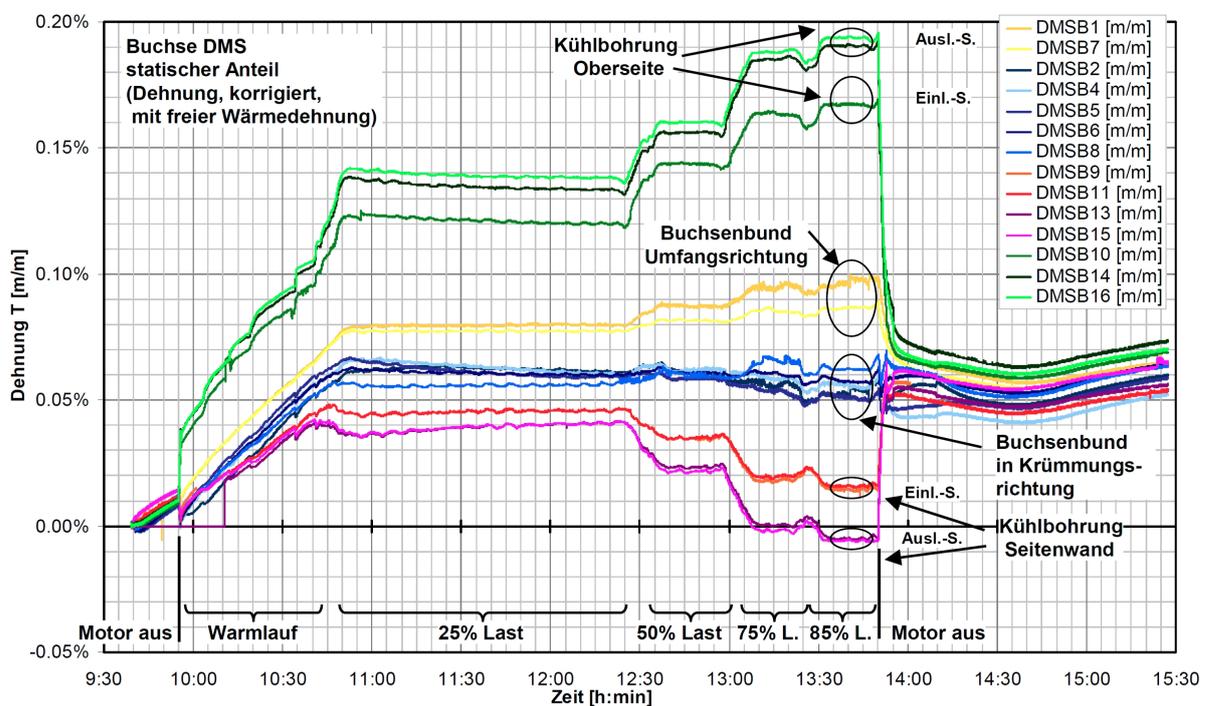


Bild 3.16: Statischer Lastanteil der DMS-Messbuchse (Dehnung)

Auch nach Motorstopp ist erkennbar, dass durch den Kühlmittelumlauf die Ungleichmäßigkeit der Verspannung der Bauteile sehr schnell nivelliert wurde und im weiteren Verlauf der statische Anteil aller Sensoren wieder ähnlich zueinander war.

Die Verläufe aus Bild 3.15 und Bild 3.16 zeigen Ergebnisse des ersten Versuchstages von der Zylinderbuchse, an dem nur eine Variation der Last vermessen wurde. An einem weite-

### 3 Bauteilmessungen

ren Versuchstag wurde das ganze Programm an Betriebspunkten vermessen (die Betriebspunkte mit den cDyn-Nummern 1-7,8, 11 und 14 aus Tabelle 3.1, S.51). Stellvertretend für die vier Sensorgruppen werden in Bild 3.17 bis Bild 3.20 die Lastanteile anhand der DMS DMSB2, 3, 10 und 11 gezeigt. Diese wiesen in ihrer Gruppe jeweils die beste Signalqualität auf und sind daher besonders anschaulich vergleichbar. Das linke Teilbild stellt die Hüllkurve des Messsignals während des Versuchstages sowie in den Zeiträumen davor und danach dar. Die Bauteiltemperatur erreichte auch bei Messungsende am Folgetag nicht wieder Raumtemperatur, so dass die verbleibende Nullabweichung aus der gemessenen restlichen Verspannung der noch ca. 40 °C warmen Baugruppe und aus der statische Drift des Sensors bestand. In der Differenz zwischen dem Mittelwert (MW) und dem korrigierten DMS – Wert ist die jeweilige Größe der Eichkurvenkorrektur sichtbar. Die Signale verliefen vor und nach dem Motorbetrieb konstant und die Amplitude wies bei den verschiedenen Motorlasten deutliche Plateaus auf. Da das dynamische DMS-Signal dem Brennraumdruck folgt, liegt der Mittelwert des Signals vom Betrag her näher am Messwert während der Ladungswechselphase. Dieser Wert (bei DMSB2 z.B. das Maximum, die Amplitude war bei diesem DMS negativ) wurde für die Bewertung der Dehnung als Basiswert für den statischen Anteil herangezogen.

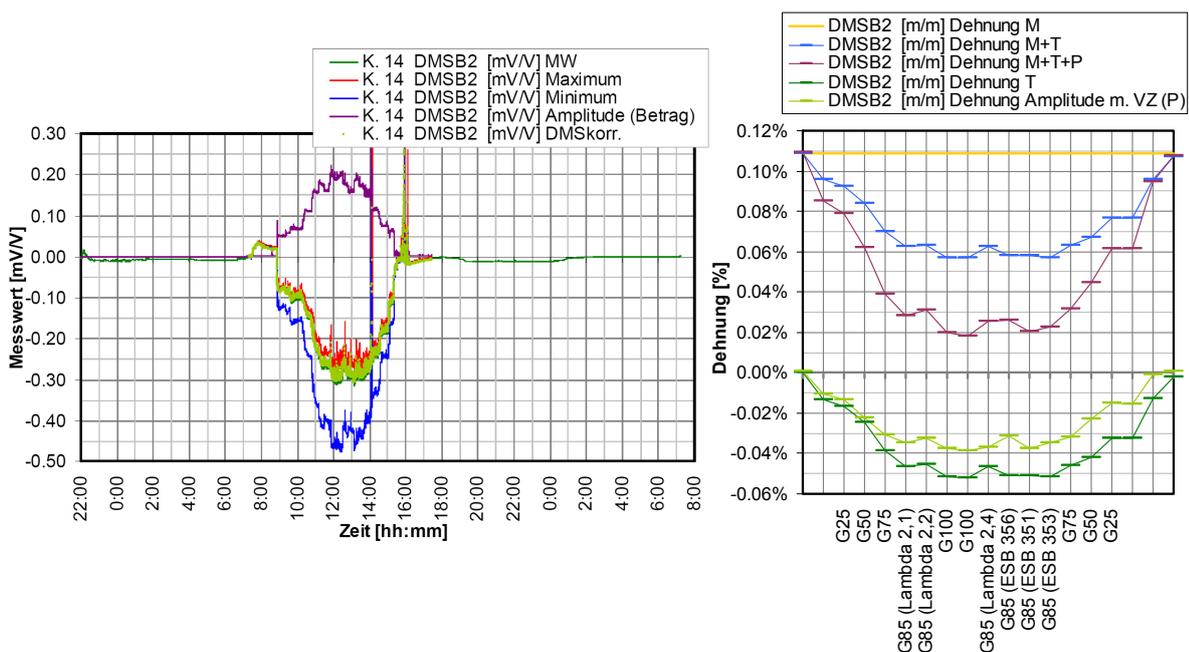


Bild 3.17: Dehnungen von DMSB2 (Bund Krümmungsrichtung)

Das rechte Teilbild zeigt jeweils die Auswertung in Form von Dehnungen für die Betriebspunkte mit den aufgeteilten Lastanteilen (Die Amplitude ist in diesen Diagrammen vorzeichenbehaftet angegeben). Beginn und Ende der Skala werden durch den Messungsbeginn und -ende am Versuchstag gekennzeichnet, Einträge ohne Beschriftung stellen den Motorwarmlauf dar. Die Dehnungsamplitude korrelierte bei den DMS direkt mit der Zünddruckamplitude des jeweiligen Betriebspunktes. Der statische Anteil korrelierte mit der statischen Verspannung des Bauteils. Da durch die Konditionierung von Kühlwasser und Motoröl die Temperatur der brennraumfernen Bauteile stets konstant war, kann die Temperatur am Montageort des DMS als Maß für die Temperaturunterschiede innerhalb der Motorstruktur bei diesem Betriebspunkt dienen. Bei der Auswertung der Messungen wurde eine Beziehung zwi-

schen dem statischen Anteil des Messwerts und der Temperatur am DMS erkennbar, da durch diese Temperaturunterschiede der statisch-thermische Lastanteil hervorgerufen wird.

Dieser Zusammenhang wurde anhand der Variation von Einspritzbeginn und Verbrennungsluftverhältnis bei 85% Motorlast untersucht. Im Ergebnis war er bei der Variation des Einspritzbeginns (veränderte dynamische Belastung aus Zünddruck bei gleichbleibender thermischer Last) deutlich erkennbar. Bei der Variation des Verbrennungsluftverhältnisses (Veränderung der thermischen Belastung bei gleichbleibendem Zünddruck) war kein klarer Trend im Dehnungsergebnis sichtbar.

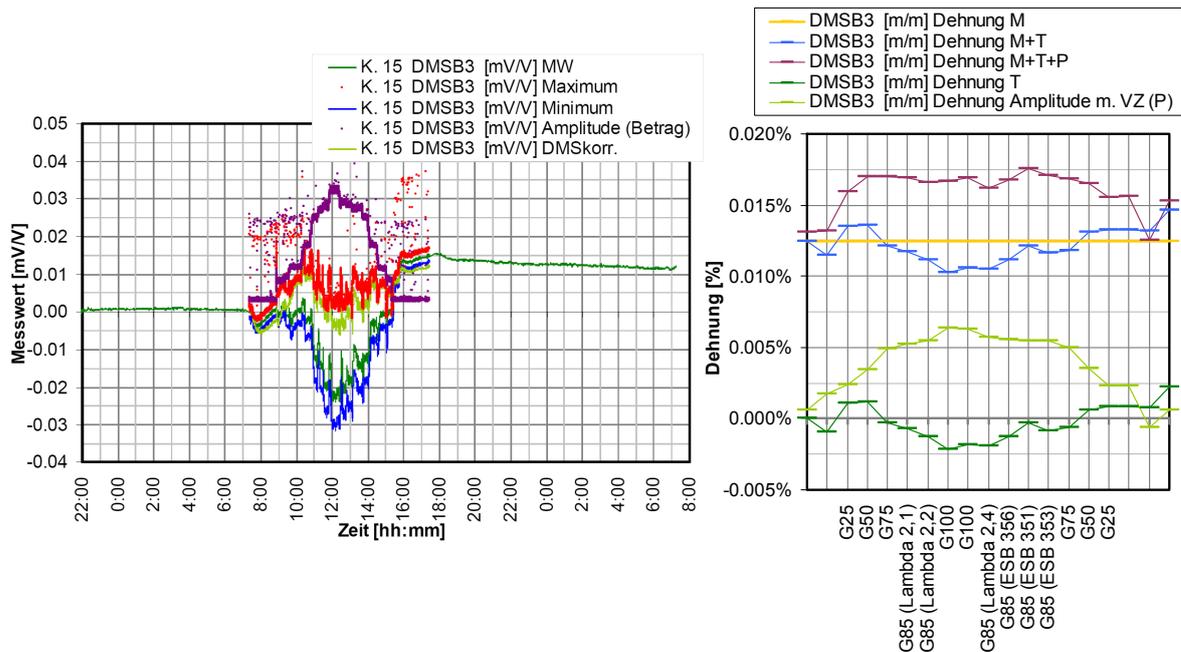


Bild 3.18: Dehnungen von DMSB3 (Bund Umfangsrichtung)

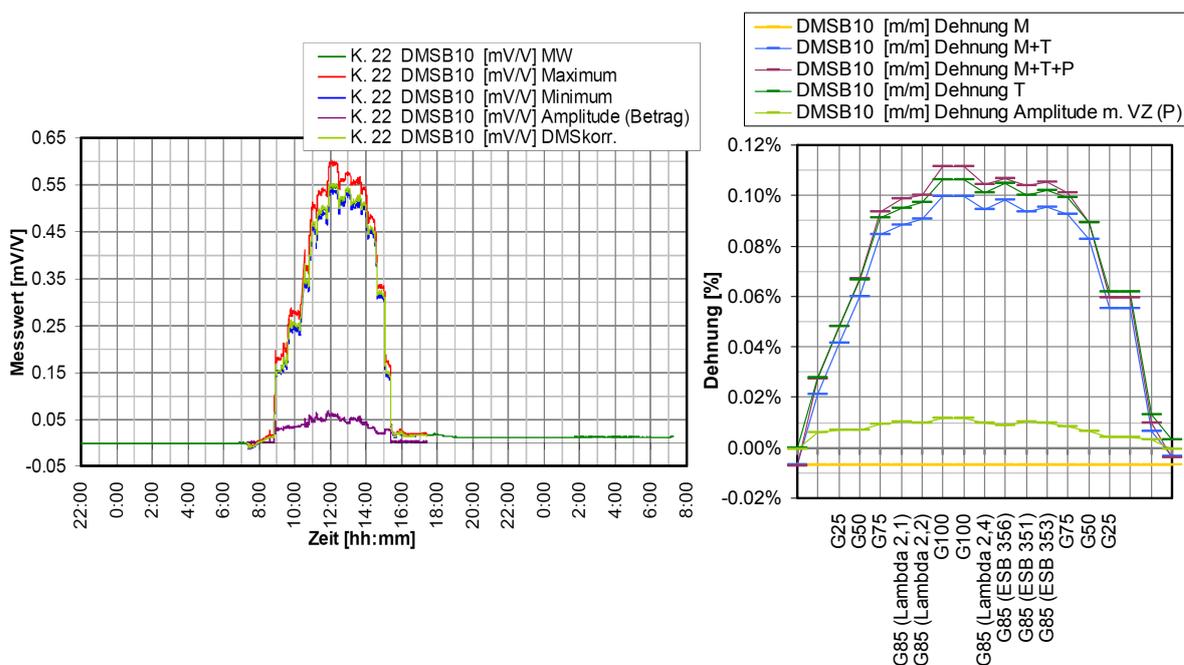


Bild 3.19: Dehnungen von DMSB10 (Kühlbohrung Oberseite)

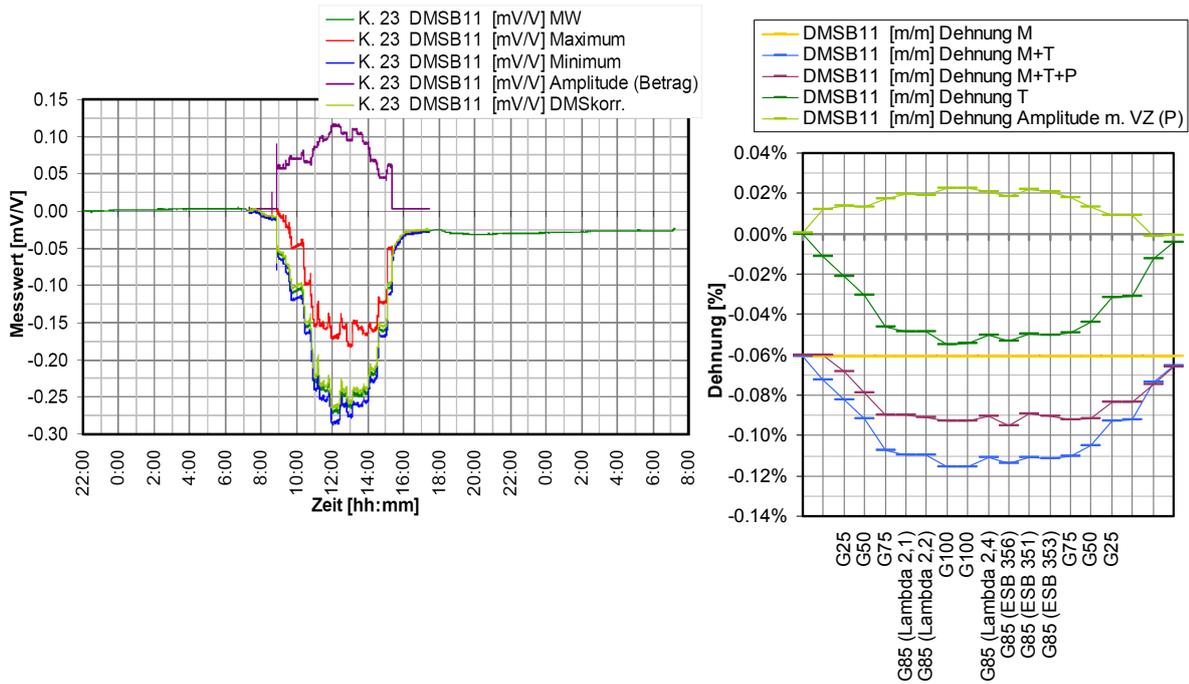


Bild 3.20: Dehnungen von DMSB11 (Kühlbohrung Seitenwand)

Der dynamische Anteil der DMS-Messung hatte bei vielen DMS eine ähnliche Form wie die Zünddruckkurve. Er wird in den folgenden Diagrammen (Bild 3.21 bis Bild 3.24) für den 85%-Lastpunkt des ersten Versuchstages jeweils dem Zylinderdruck (rechte Größenachse) gegenübergestellt. Der Kurvenverlauf des dynamischen Anteils war für einen DMS bei verschiedenen Betriebspunkten stets von der Form her ähnlich. Die Amplitude des Kurvenverlaufs skalierte dabei abhängig von der Druckamplitude des Betriebspunktes. Bei den DMS der Kühlbohrungen war eine geringe wellenförmige Schwingung mit ca. 30 °KW Wellenlänge überlagert, die auf Ein- und Auslassseite eine gegensinnige Amplitude hatte. Diese Schwingung ist auch im Signal der Zylinderkopfschrauben enthalten und entspricht einer Biegeschwingung der gesamten Zylindereinheit in Einlass-Auslass-Richtung. Die Belastungsrichtung unter Zünddruck ist am Bund in Umfangsrichtung auf den Seiten- und oberen Wänden der Kühlbohrungen in Richtung Zug, am Bund in Krümmungsrichtung in Richtung Druckdehnung. Dies entspricht jeweils dem Vorzeichen der Amplitude aus dem vorangegangenen Abschnitt zum statischen Anteil.

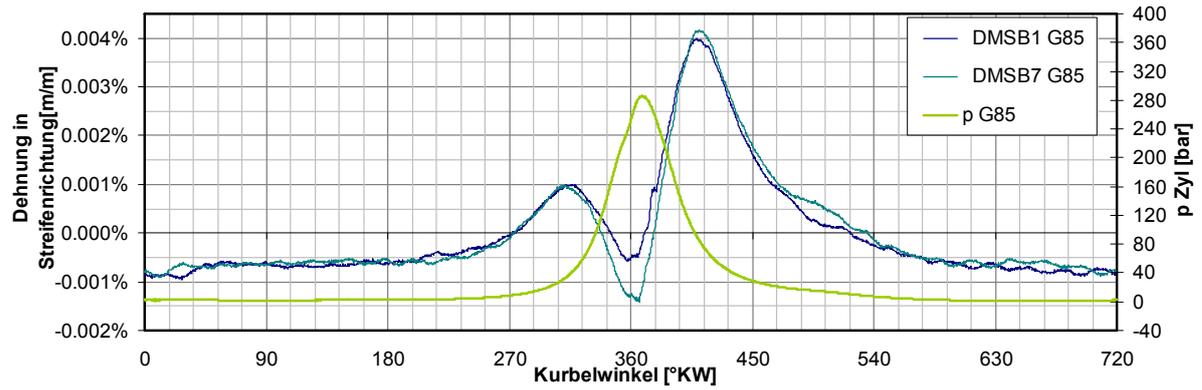


Bild 3.21: Dynamischer Dehnungsanteil (Zylinderbuchse, Bund in Umfangsrichtung)

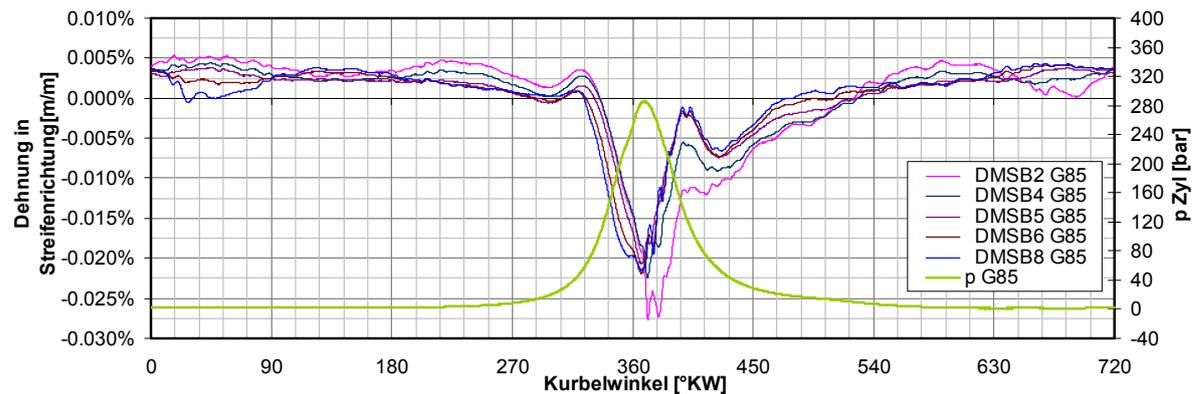


Bild 3.22: Dynamischer Dehnungsanteil (Zylinderbuchse, Bund in Krümmungsrichtung)

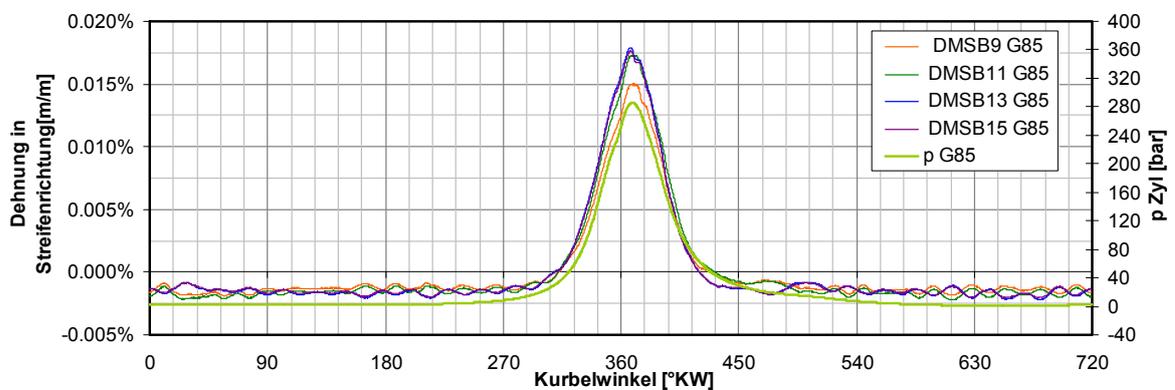


Bild 3.23: Dynamischer Dehnungsanteil (Zylinderbuchse, Kühlbohrung Seitenwand)

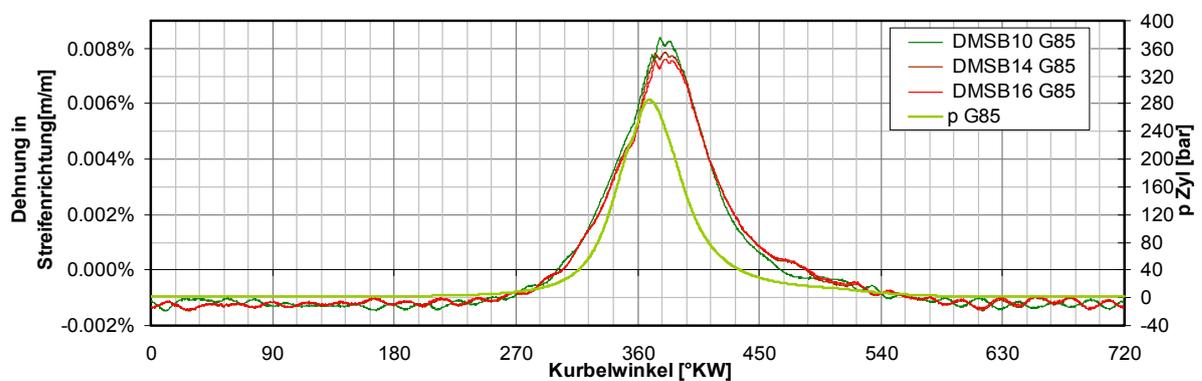


Bild 3.24: Dynamischer Dehnungsanteil (Zylinderbuchse, Kühlbohrung Oberseite)

### 3 Bauteilmessungen

Bild 3.25 zeigt das zusammengefasste Dehnungsergebnis (alle Belastungsarten) für den Volllastpunkt der Zylinderbuchse. Es handelt sich um Totaldehnungen unter Berücksichtigung der freien thermischen Dehnung, die im rechten Teildiagramm noch zur Anschaulichkeit einzeln dargestellt ist. An der Zylinderbuchse waren der Montageanteil der Dehnung (Legendentext: ‚M‘) und der statische Anteil (Legendentext: ‚T‘) jeweils deutlich größer als der dynamische Anteil (Legendentext: ‚P‘). Die DMS am Buchsenbund quer zum Radius (DMSB2, 4, 5, 6, 8) wurden bei der Montage um 0,11% auf Zug gedehnt. Der statische Lastanteil war negativ (Stauchung), nach Addition der freien Wärmedehnung blieb eine leichte Zunahme der Absolutdehnung (M+T gegenüber M bei DMSB2 und 6). Die Amplitude unter Zünddruck war negativ (entlastend). Die DMS am Buchsenbund längs des Radius (DMSB1, 3, 7) wurden unter Montage nur gering beansprucht. Der statische Anteil entsprach etwa 0,1 % Dehnung. Der dynamische Anteil war sehr gering und positiv (Zugdehnung unter Zünddruck). Die Seitenwand der Kühlbohrungen (DMSB11 bzw. DMSB9, 11, 13, 15) wurde unter Montagelast gestaucht. Der statische Dehnungsanteil war (unter Berücksichtigung der freien Wärmedehnung) leicht positiv, die dynamische Dehnung war ebenfalls leicht positiv. Die obere Wand der Kühlbohrungen (DMSB10, 12, 14, 16) wurde unter Montagelast nur gering negativ belastet. Der statische Dehnungsanteil war groß und positiv (Zugdehnung). Der dynamische Anteil war gering und ebenfalls positiv.

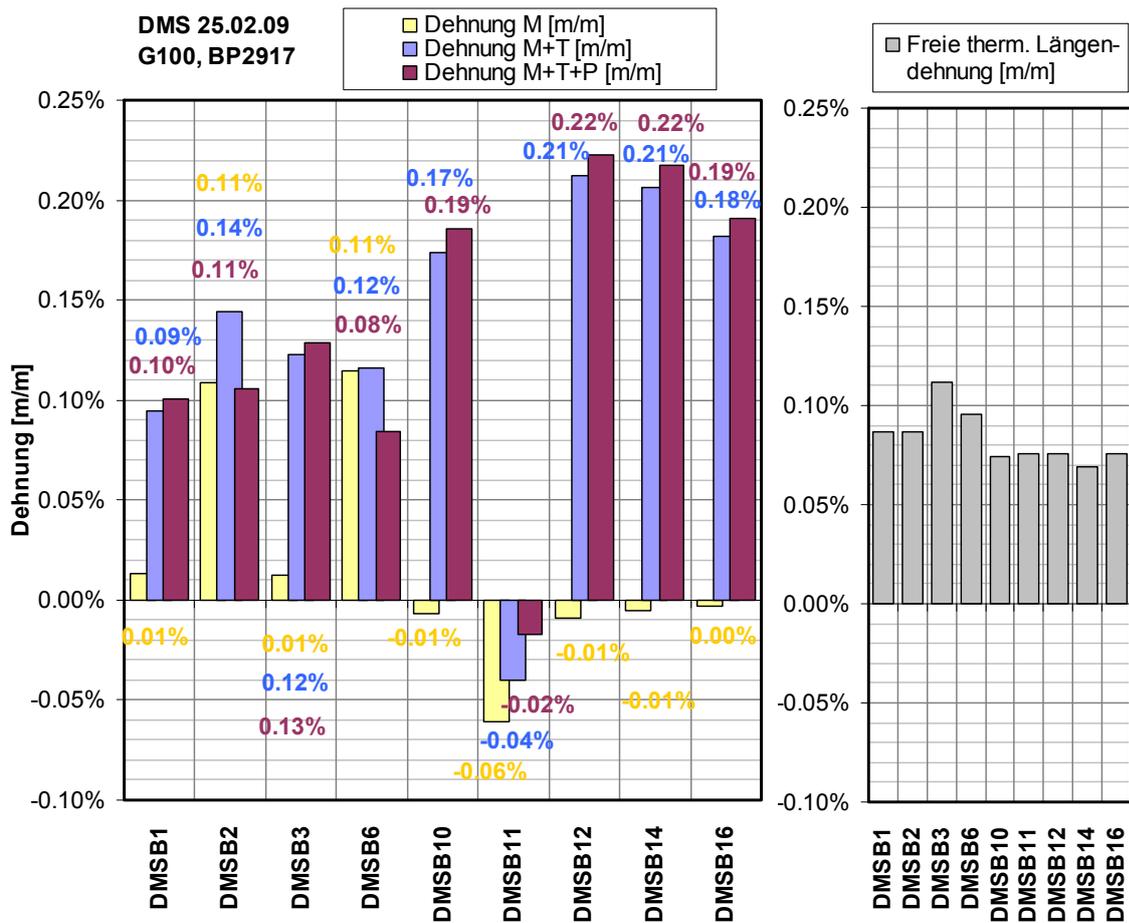


Bild 3.25: Messergebnis (Absolutdehnungen) der Zylinderbuchse (Betriebspunkt 2917)

### 3.3.2 Bauteildehnungen des Zylinderkopfes

Der Zylinderkopf war das zweite Bauteil mit DMS im Kühlwasserraum. Am Zylinderkopf waren 12 DMS platziert, so dass mit ihm gemeinsam noch die Dehnung von zwei Injektorschrauben und zwei Zylinderkopfschrauben vermessen wurden. Die Messergebnisse der Schrauben hatten gegenüber den Messungen der Bauteile den Vorteil einer besseren Signalqualität, weil eine Vollbrückenschaltung verwendet wurde und die Bauteile sich in trockener Umgebung befanden. Außerdem konnte bei den Schrauben die Zuordnung der Dehnung zu einer axialen Kraft mittels eines Vorversuchs direkt verifiziert werden. Dazu wurden die Injektorschrauben durch einen Seilzug axial belastet und über eine Kranwaage das DMS-Signal und die Axialkraft korreliert. Für die Zylinderkopfschrauben wurde eine ähnliche Vorgehensweise mit Hilfe der Auswertung des Betriebsdruckes der hydraulischen Montagevorrichtung angewendet. Aus den Ergebnissen der Messung an den Schrauben wurde direkt die Montagebelastung der FEM entnommen. Auch das Verspannungsverhalten der FEM-Baugruppe unter statisch-thermischer Last konnte anhand dieser Messwerte als zutreffend verifiziert werden. Die gesamte Montagedehnung (Bild 3.26) setzte sich aus den Anteilen der Injektormontage und der Montage der Zylinderkopfschrauben zusammen. Die gemessenen Kräfte entsprachen pro Zylinderkopfschraube 985 kN und pro Injektorschraube 38 kN.

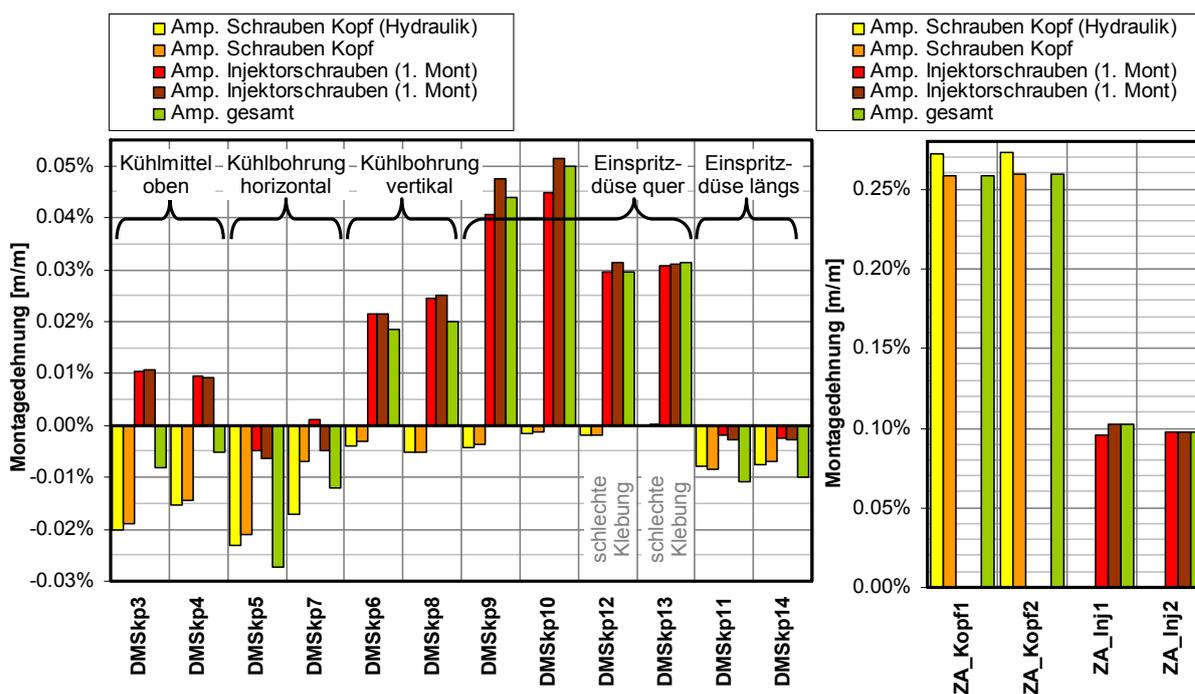


Bild 3.26: Messergebnis der Montageanteile des Zylinderkopfes

Die Zylinderkopfschrauben belasteten das Bauteil auf Druck, wegen der massiven Bauweise des Zylinderkopfes waren die Dehnungen aber eher gering. Nennenswerte Dehnungen durch die Zylinderkopfschrauben von  $-0,02\%$  (Druckdehnung) traten an den DMS auf den Außenflächen der Krümmerrohre (DMSkp3, DMSkp4) und in horizontaler Richtung an den Durchtrittsbohrungen zur Auslassventilkuhlung (DMSkp5, DMSkp7) auf. Die Injektorschraubung belastete hauptsächlich den Radius im Bereich der Einspritzdüse in Krümmungsrichtung (DMSkp9, DMSkp10, DMSkp12, DMSkp13) und die vertikalen DMS der Querbohrungen (DMSkp6, DMSkp8). Die Belastungsrichtung war in Richtung Zug.

Der statisch-thermische Lastanteil des Zylinderkopfes wies bei der Messung die meisten Unsicherheiten auf. Wie bereits im Abschnitt zur Messtechnik beschrieben, wurde der statisch-thermische Anteil bei allmählichem Versagen des Sensors am stärksten verfremdet. Von den 12 DMS im Wasserraum waren die statischen Signale von DMSKp3 und DMSKp4 (Wände der Krümmerrohre im Wassermantel, DMSKp3 einlassseitig, DMSKp4 auslassseitig) und von dem DMS-Paar DMSKp7 und DMSKp8 in einer der Querbohrungen eindeutig verwendbar (4 von 12). Bedingte Aussagen konnten außerdem bei DMSKp10 und DMSKp14 getroffen werden. Der statische Anteil war somit für die DMS-Gruppen am Radius des Injektorsitzes insgesamt unsicher (Diese Gruppe enthielt DMSKp9-14). Zur Verdeutlichung der Ergebnisse wird daher zuerst das Messergebnis der Schrauben besprochen (vgl. Bild 3.27).

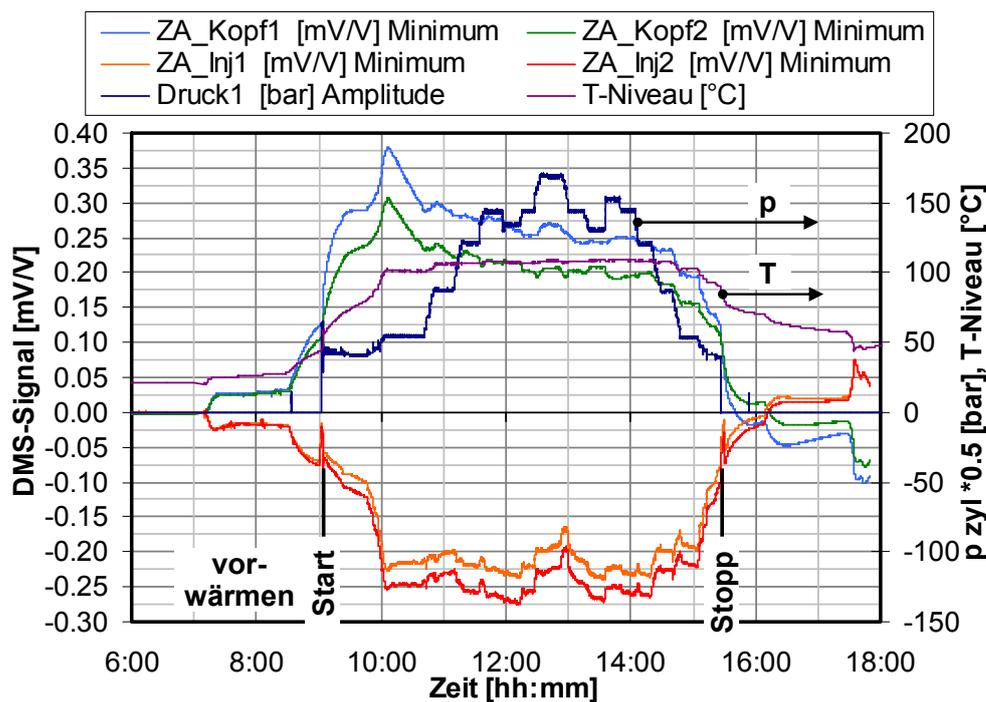


Bild 3.27: Statische Dehnungsanteile der Schrauben am Zylinderkopf, Druckamplitude und Temperaturniveau der DMS.

Diese vier DMS-Signale waren auch im statischen Anteil von sehr guter Qualität. Die Zylinderkopfschrauben (und damit die gesamte Baugruppe) wurden während des Motorbetriebs zusätzlich belastet (Zug), die Injektorschrauben dagegen entlastet (Richtung Druck). Das Durchwärmen des Motors dauerte nach Motorstart noch ca. 1 h (Ende: 10:00 Uhr), und zu diesem Zeitpunkt wurde die maximale Verspannung der Baugruppe erreicht. Im Gegensatz zu dem DMS der Buchse, deren statischer Anteil der jeweiligen Motorlast folgte, blieb der statische Anteil der Schrauben während der weiteren Motorbetriebspunkte annähernd konstant. Das Temperaturniveau an den DMS (gemittelt aus den Oberflächenthermoelementen nahe der DMS am Zylinderkopf) änderte sich während der verschiedenen Lastpunkte ebenfalls nur gering. Nach Abschluss der Messungen verharrten die Temperaturen einige Zeit auf einem Niveau, das deutlich über der Temperatur vor Messungsbeginn lag. Das Temperaturniveau, das vor Start des Motors herrscht, wurde nach der Messung erst 3,5 h nach Motorstopp wieder unterschritten. Der statische Lastanteil kehrte wesentlich schneller auf das Niveau von vor der Messung zurück und erreicht dieses bereits ca. 30 Minuten nach Stopp des Motors (ca. 16:00 Uhr). Wegen der unterschiedlichen Abkühlgeschwindigkeiten der

Komponenten kehrte sich ab diesem Zeitpunkt für die Schrauben die Belastungsrichtung gegenüber dem Motorbetrieb um. In den folgenden Bildern werden die statischen Spannungsanteile in ausgewerteter Form für die Betriebspunkte des Versuchstages vorgestellt. Die Spannungen lassen sich in diesem Fall besser erklären als die Darstellung von Dehnungen, weil bei der Addition der Wärmedehnung das Vorzeichen der Dehnung Richtung positiv wechseln kann und dann die ursprüngliche Belastungsrichtung nicht mehr aus der Kurve ersichtlich ist.

In Bild 3.28 sind die Lastanteile für DMSKp3 und DMSKp4 dargestellt. DMSKp3 befand sich auf der wasserseitigen Wand des Einlasskrümmers. Er wurde statisch auf Zug belastet und hat die Temperatur des Kühlmittels (83 - 86 °C je nach Betriebspunkt). DMSKp4 befand sich an gleicher Stelle am Auslasskrümmer. Dieser hatte eine wesentlich höhere Temperatur und führte sehr viel Wärme an das Kühlwasser ab. Der DMS war auf Druck belastet (weil dieser Bauteilbereich viel heißer war als der Rest des Zylinderkopfes) und das OTE am DMS maß maximal 118°C an der wasserseitigen Bauteiloberfläche. Beide DMS hatten einen negativen dynamischen Anteil, weil an den Krümmern unter Zünddruck die Gaskraft abgestützt wurde.

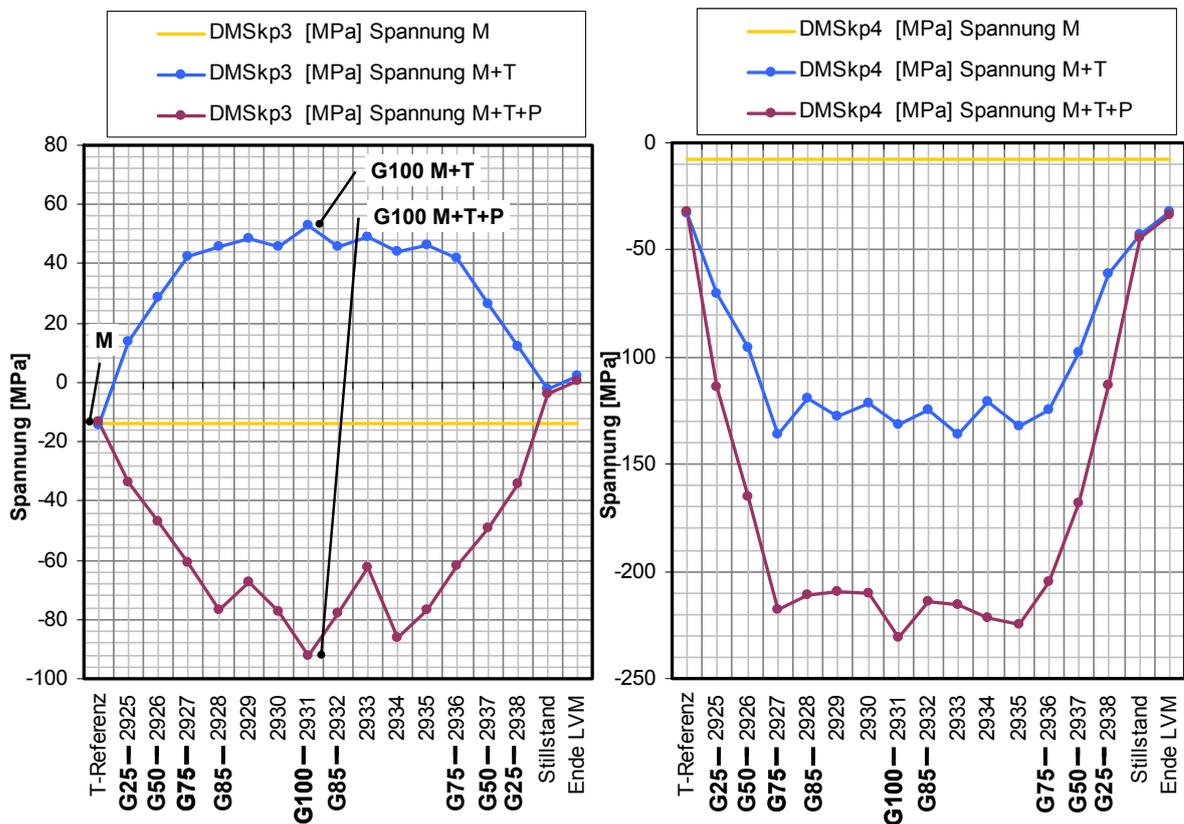


Bild 3.28: Spannungsanteile von DMSKp3 und DMSKp4 (Wand des Krümmers)

Die DMS DMSKp7 (obere Wand) und DMSKp8 (Seitenwand) befanden sich in der Querbohrung vom Mittelbereich des Zylinderkopfes zum Auslassventil auf der Kupplungsseite (Bild 3.29). Unter statischer Last wurde die obere Wandfläche gedehnt und die Seitenwand gestaucht. Die Belastung war damit an dieser Bohrung der Montagebelastung entgegengerichtet und wurde durch die thermische Ausdehnung des Brennraumdachs verursacht, das den restlichen Zylinderkopf entgegen der Montagedehnung nach oben drückte. Der Zünddruck wirkte für diese Querbohrung in einer ähnlichen Weise und dehnte ebenfalls die obere

### 3 Bauteilmessungen

Wand, während die Seitenwand gestaucht wurde. Die Dehnungsamplitude von DMSKp8 (Seitenwand) war die größte Amplitude der DMS am Zylinderkopf. Die DMSKp 5 und DMSKp6 in der anderen Querbohrung verhielten sich bis zum Ausfall ähnlich wie die beiden hier gezeigten DMS.

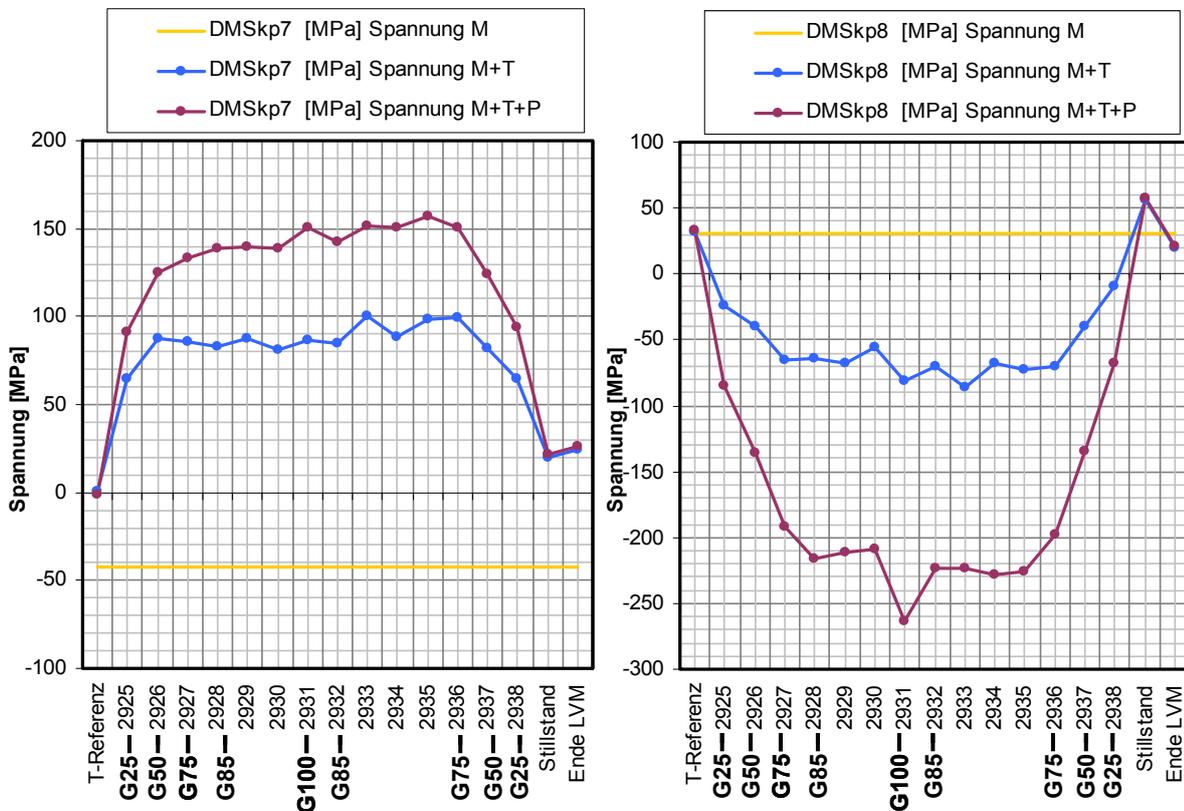


Bild 3.29: Spannungsanteile von DMSKp7 und DMSKp8 (Querbohrung)

Bei den DMS im Injektorschacht lieferte DMSKp14 ein verlässliches Signal (Radius in Umfangsrichtung, Bild 3.30). Die thermische Last verursachte eine moderate Belastung in negativer Richtung. Die Amplitude unter Zünddruck war positiv. Bei den DMS in Umfangsrichtung (DMSKp9, 10, 12, 13) wird stellvertretend DMSKp10 gezeigt. Sein statischer Anteil war unsicher. Der gezeigte Verlauf des statischen Anteils kreuzte die Linie der Montagespannung und wies ein inkonsistentes Verhalten über der Lastvariation auf. Wegen der Drift von DMSKp9 und des Ausfalls der anderen beiden Sensoren kann zum statischen Anteil auch keine vergleichende Aussage getroffen werden. Anhand der FEM-Ergebnisse kann vermutet werden, dass der statische Anteil in dieser Richtung (Krümmungsrichtung) moderat negativ (Druckbereich) war, ähnlich dem Anteil bei DMSKp14. Der dynamische Anteil von DMSKp10 wurde hingegen sicher gemessen und war negativ (Richtung Druck).

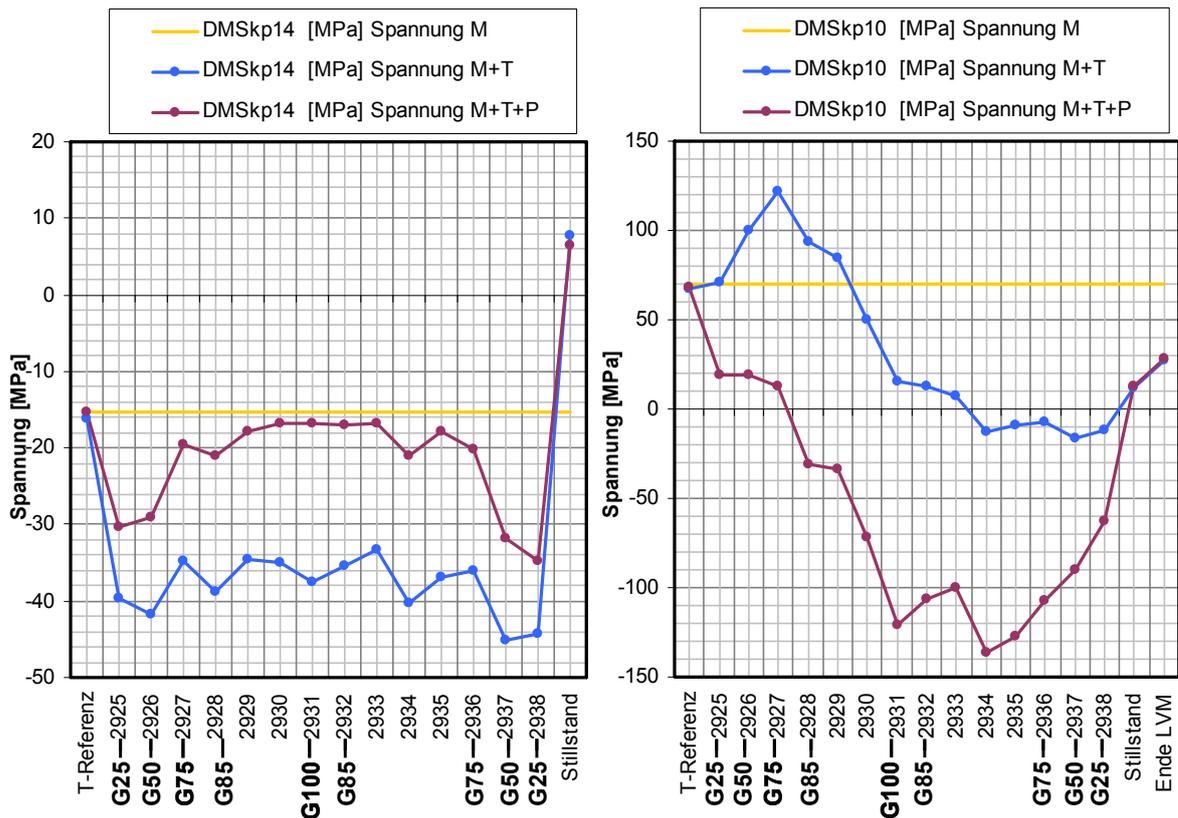


Bild 3.30: Spannungsanteile von DMSKp14 und DMSKp10 (Mittelbereich)

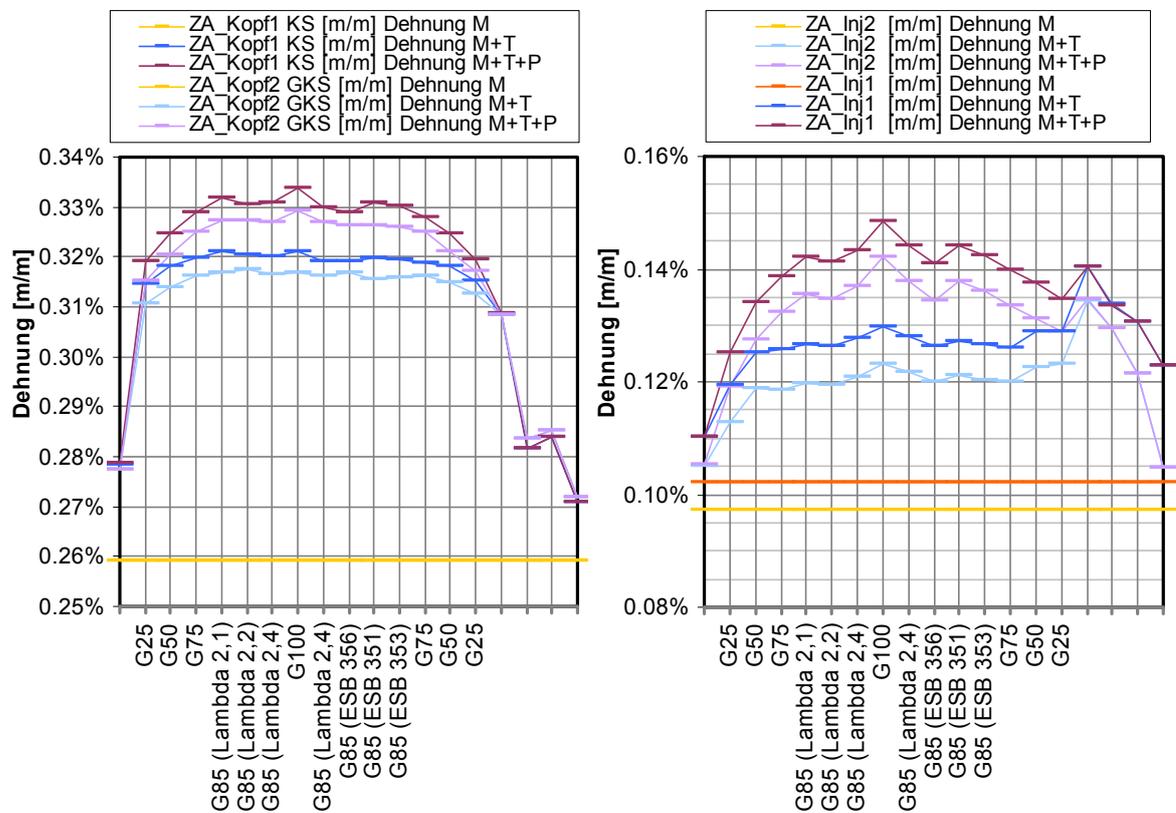


Bild 3.31: Dehnungen der Schrauben am Bauteil Zylinderkopf

Bei der Auswertung der Bauteildehnungen des Zylinderkopfes entsprach das Ergebnis den bereits beschriebenen Ergebnissen für die Spannungen. Da die thermischen Dehnungen, die im statischen Anteil enthalten sind, am Motor stets positive Werte annahmen, waren die Totaldehnungen für M+T und M+T+P im Vergleich zur Darstellung im Spannungsbild deutlich in positive Achsenrichtung verschoben. Auch für DMS mit statischen Anteilen im Bereich geringer Druckspannungen wurde der statische Anteil in vielen Fällen nach Addition der freien Wärmedehnung positiv. Um die Belastungsrichtung möglichst anschaulich erklären zu können, wurde daher für den Zylinderkopf das Spannungsergebnis (und nicht die Dehnungen) beschrieben. Als Beispiel für die Auswertung der Dehnungen zeigt Bild 3.31 die Dehnungen der Schrauben am Zylinderkopf und Injektor. Die Beträge der Dehnung waren für die beiden Zylinderkopfschrauben und für die beiden Injektorschrauben jeweils sehr ähnlich. Dies bedeutet eine symmetrische Belastung des Zylinderkopfes in Motorquerrichtung und rechtfertigte die Anwendung eines Halbmodells in der FEM-Simulation in Bezug auf diese Montagelasten.

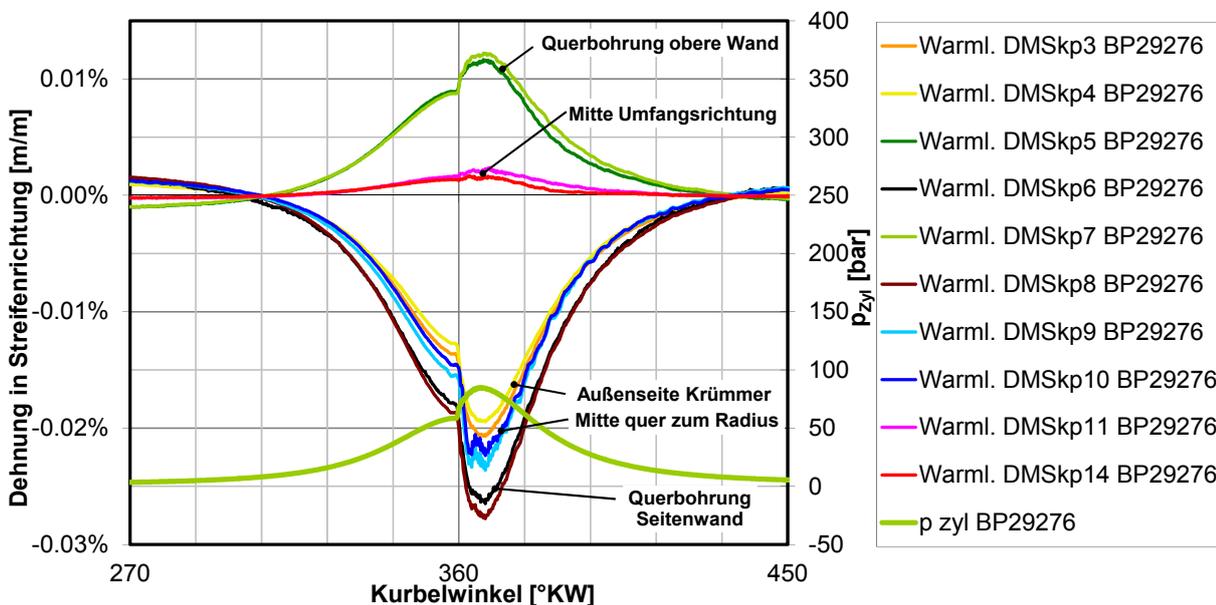


Bild 3.32: Dynamischer Dehnungsanteil am Zylinderkopf (Warmlaufpunkt)

Der dynamische Anteil der DMS-Messung folgte am Zylinderkopf für alle DMS weitgehend dem Verlauf des Zünddrucks (je nach Messort positiv oder spiegelbildlich). Er wird in Bild 3.32 qualitativ für einen Warmlaufpunkt (Maximaldruck ca. 85 bar) gezeigt, bei dem noch alle aktiven DMS einsatzbereit waren. Für G100 sind die dynamischen Verläufe in Bild 3.33 dargestellt. Auch am Zylinderkopf stieg der dynamische Anteil linear mit der Zünddruckamplitude an, was für intakte DMS anhand von Streudiagrammen visualisiert werden konnte. Die maximale Amplitude betrug am Zylinderkopf ca. 0,11% Dehnung bei DMSkp8. Die Charakteristik der Kurven änderte sich bei den verschiedenen Motorlasten kaum. Bei den DMS des Zylinderkopfes waren während der Ladungswechselphase die Ventilöffnungs- und Schließzeiten anhand von Schwingungen sichtbar.

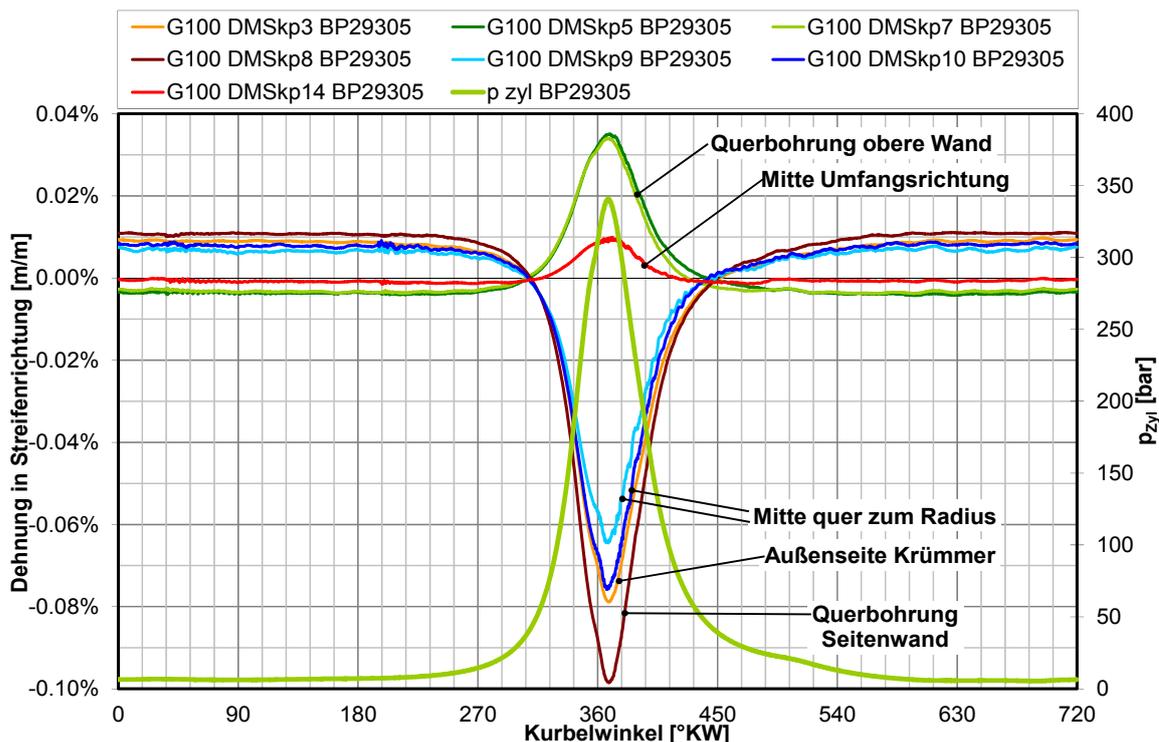


Bild 3.33: Dynamischer Dehnungsanteil am Zylinderkopf (G100)

Das zusammengefasste Ergebnis der Dehnungen für den G100-Lastpunkt (Bild 3.34) enthält Ergebnisse für jede der Sensorgruppen. Die thermische Dehnung ist im rechten Teilbild mit gleichem Maßstab ausgewiesen und im T-Anteil der kumulierten Werte links enthalten.

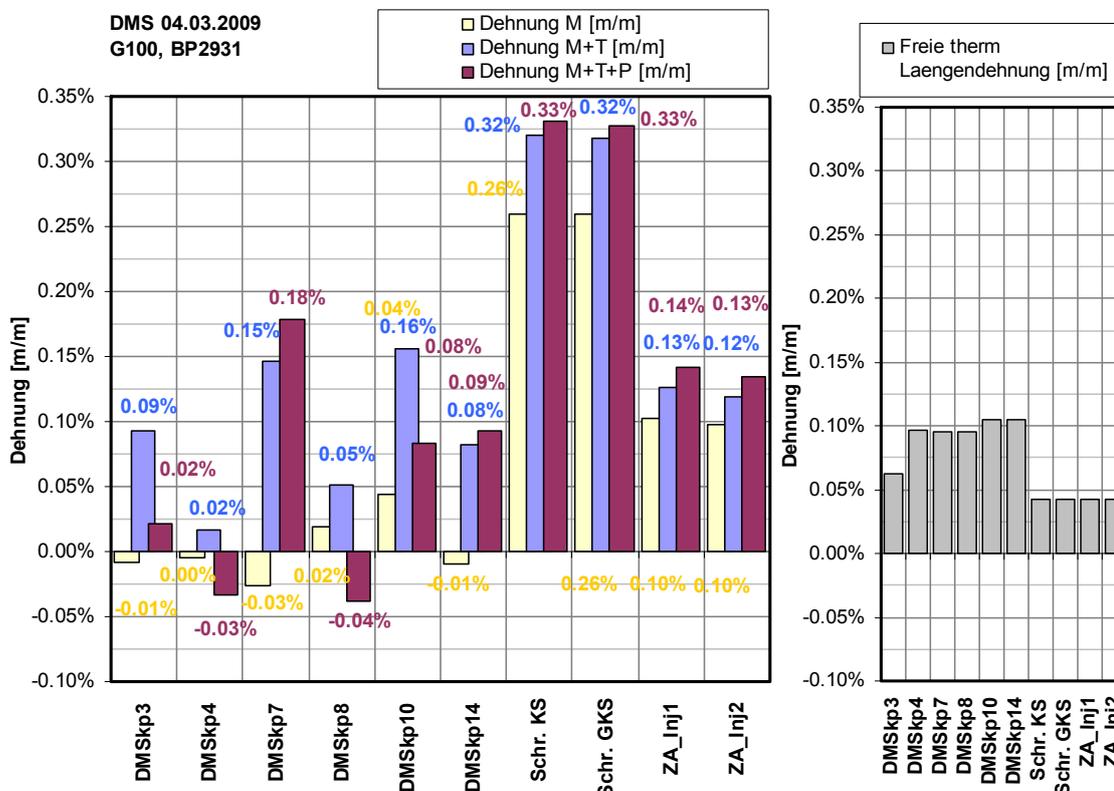


Bild 3.34: Messergebnis (Absolutdehnungen) des Zylinderkopfes (Betriebspunkt 2931)

### 3.3.3 Bauteildehnungen des Kolbens

Bei den Dehnungsmessungen am Kolben waren 14 DMS messbereit. Die DMSK5B und DMSK16 fielen während der Kontaktierung und Versiegelung aus. Alle anderen DMS waren ohne weitere Ausfälle für die Messungen verfügbar. Die Montage des gebauten Kolbens bestand aus dem Fügen der beiden Teile durch Montage der Kolbenschraube gemäß Anzugsvorschrift. Weil dies vor Anbau der Kabelschwinde und dem endgültigen Fixieren der Messleitungen erfolgte, wurden für den Montagevorgang lediglich die vier DMS der Kolbenschraube an das Messgerät angeschlossen. Die Kolbenschraube wurde bei der Montage über die Streckgrenze hinaus belastet. Die DMS am Schraubenschaft wurden als unabhängige Viertelbrücken ausgeführt, so dass unsymmetrische Belastungsfälle, wie z.B. eine Biegebelastung der Schraube bei warmem Motor, erkannt werden konnten.

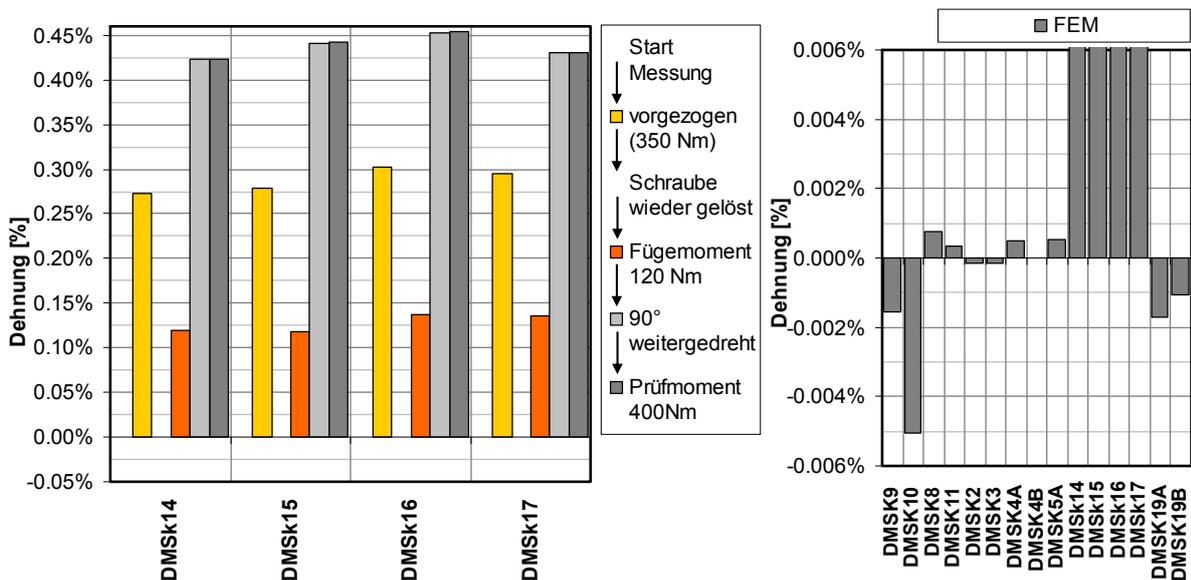


Bild 3.35: Messergebnis der Montagelastanteile des Kolbens (links), FEM-Montagedehnung zum Vergleich (rechts)

Die Montagedehnung erreichte an der Schraube Werte zwischen 0,42% und 0,45% Dehnung (siehe Bild 3.35) mit den höchsten Werten an DMSK16 (Endposition 26° nach der Gegenkupplungsseite). Ein Biegetest vor der Montage zeigte, dass bei Belastung von Hand eine Biegung von ca.  $\pm 0,002\%$  herbeigeführt werden konnte, deren Richtung anhand der Signale klar unterscheidbar war. Die Montagedehnungen der beiden Kolbenbauteile waren im Vergleich um zwei Größenordnungen kleiner als die der Schraube. Sie waren aus einer FEM-Simulation der Firma Mahle bekannt und erreichten maximal  $-0,005\%$  bei DMSK10 (Bild 3.35 rechts). Am Kolben war der statisch-thermische Lastanteil (wie schon der Montageanteil) bei den meisten Messstellen relativ gering. Der größere Anteil der statischen Dehnung resultierte hingegen aus freier Wärmedehnung. Diese Aufteilung der statischen Dehnung in freie Wärmedehnung und thermischen Lastanteil ist in Bild 3.42 (rechtes Teilbild) dargestellt. Zum Größenvergleich der Lastarten wird in Bild 3.36 der thermische Lastanteil (ohne freie Längendehnung) für verschiedene Betriebspunkte dargestellt.

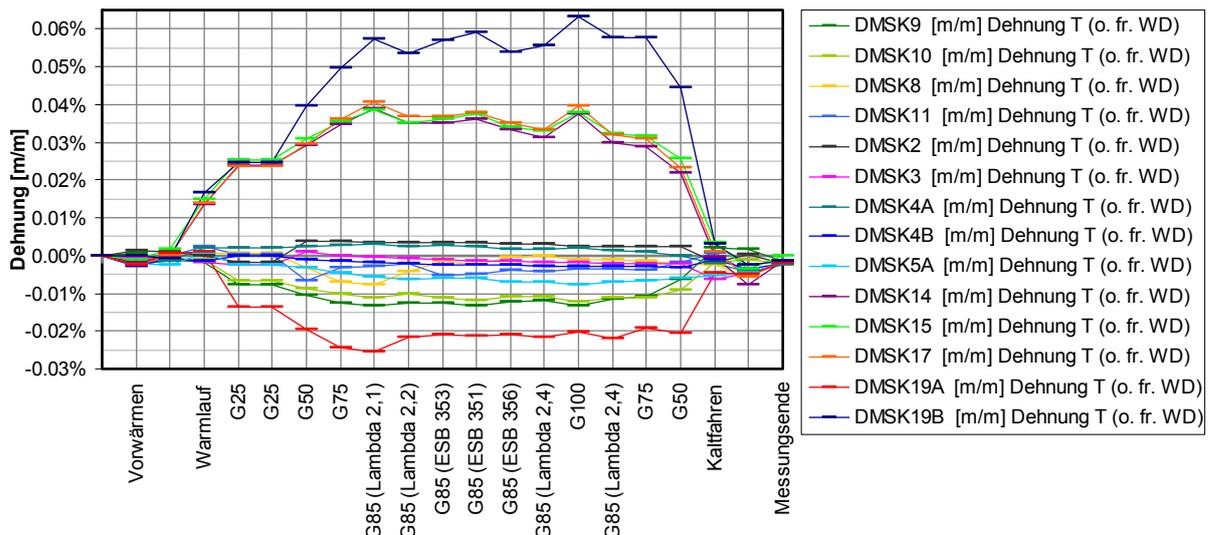


Bild 3.36: Thermischer Lastanteil (ohne freie Wärmedehnung) für die DMS des Kolbens

Die DMS der Kolbenschraube wurden bei G100 um 0,04% auf Zug belastet, die DMS im Oberteil wechselseitig auf Zug (längs des Radius, DMSK19B) und Druck (quer zum Radius, DMSK19A). Das Kolbenoberteil dehnte sich durch die Wärmebelastung der Verbrennung radial nach außen. Dabei erhöhte sich die Schraubenvorspannung und wegen der festen Montage des Oberteils wurde der Innenradius bei DMSK19A gestaucht. Bei allen anderen DMS (DMSK9-DMSK5A) war der statisch-thermische Lastanteil gering. Dies ist darin begründet, dass die Bereiche am Kolbenunterteil durch die intensive Ölkühlung des Kolbens und die Bauweise des Kolbens weitgehend vom Brennraum entkoppelt waren. Für diese DMS lag folglich eine nahezu rein dynamische Belastung durch den Zünddruck ohne Anteile aus Montage oder thermischer Last vor.

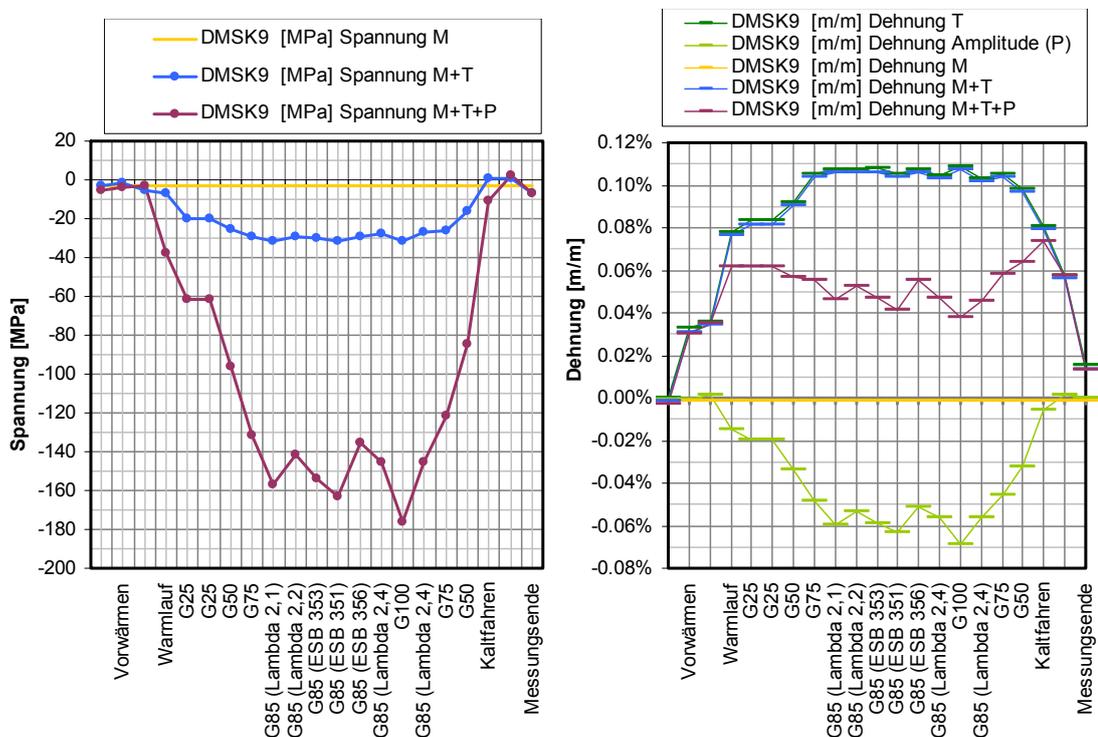


Bild 3.37: Lastanteile des DMSK9 (links Spannungen, rechts Dehnungen)

### 3 Bauteilmessungen

Den Lastverlauf für verschiedene Betriebspunkte für einen typischen DMS des Kolbenunterteils (DMSK9, am Außenzylinder des inneren Kolbenschaftes) zeigt Bild 3.37. Der dynamische Anteil war direkt von der Druckamplitude des Betriebspunktes abhängig und die einachsige Spannung am DMS erreichte bis zu -180 MPa. Der dynamische Lastanteil hatte für alle DMS des Kolbens (außer DMSK4B) ein negatives Vorzeichen (Druckbelastung unter Brennraumdruck).

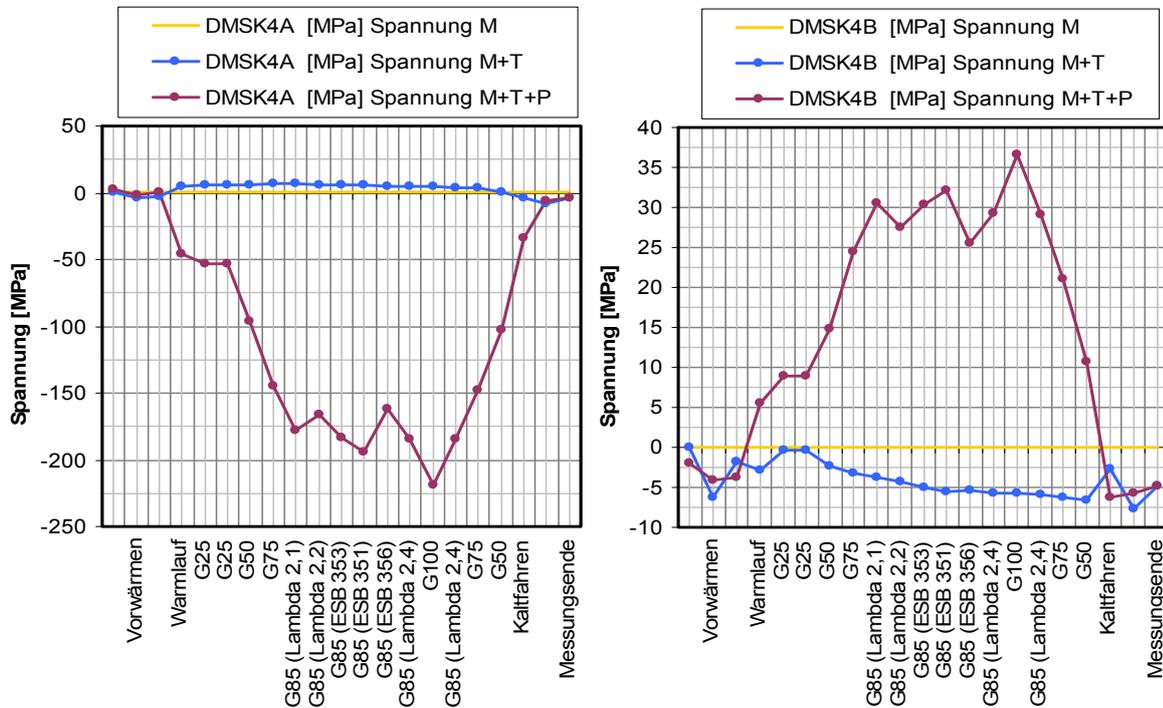


Bild 3.38: Lastanteile des DMSK4A und DMSK4B für verschiedene Betriebspunkte

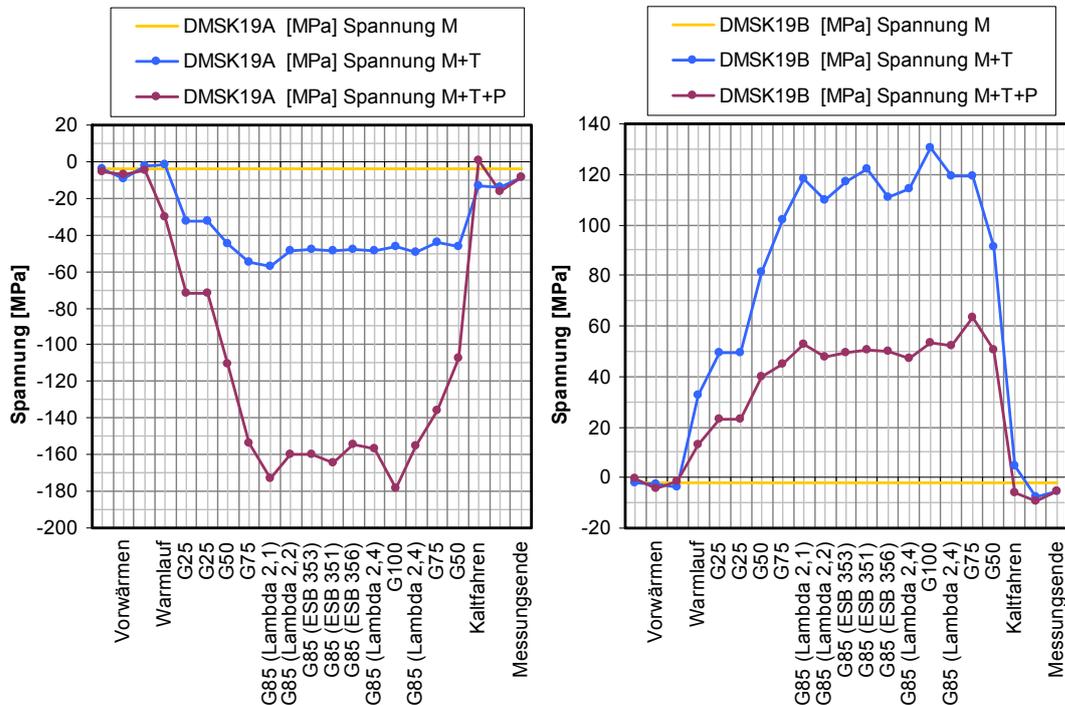


Bild 3.39: Spannungsergebnisse der DMS im Kolbenoberteil (DMSK19A: quer zum Radius, DMSK19B: längs zum Radius)

Im Unterteil wurden DMSK4A und DMSK4B dynamisch gegenseitig belastet. Während die Messstelle in Krümmungsrichtung gestaucht wurde (DMSK4A, bis 225 MPa Amplitude), wurde die Querrichtung gedehnt (Bild 3.38, bis 42 MPa Amplitude). Die DMS des Oberteils wurden dynamisch in Krümmungsrichtung stark (Amplitude bis 132 MPa) und längs des Radius moderat (DMSK19B, Amplitude bis 77 MPa) gestaucht. Die Werte für verschiedene Betriebspunkte zeigt Bild 3.39. Der dynamische Lastanteil folgte bei den DMS des Kolbens weitgehend dem Verlauf des Zylinderdruckes. Die maximale dynamische Amplitude (erreicht an DMSK4A) war etwa doppelt so groß wie der größte statische Anteil.

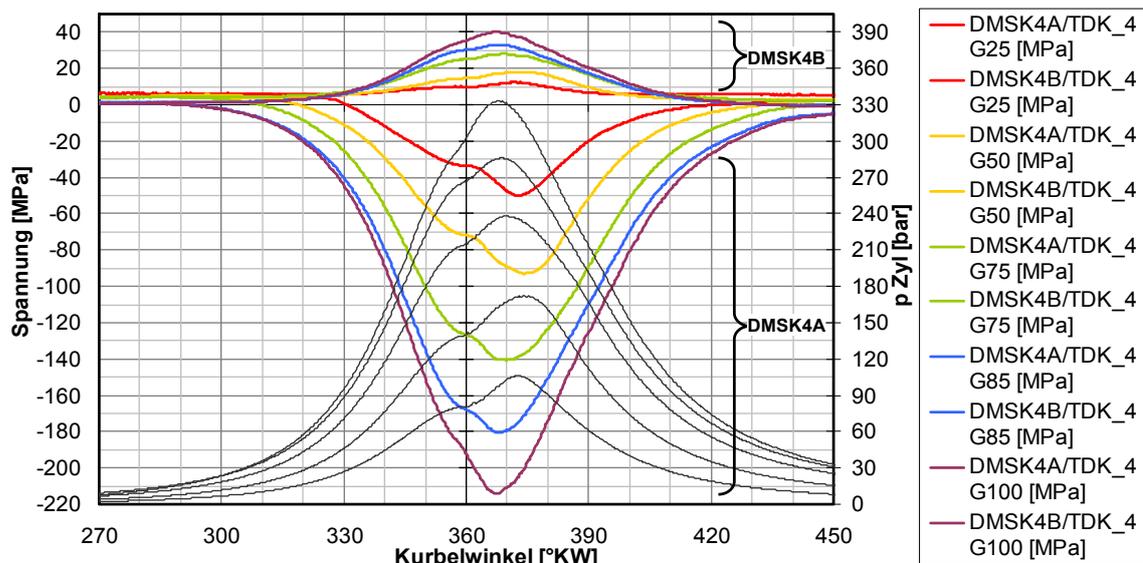


Bild 3.40: Spannungsverläufe für die DMSK4A und 4B für fünf Motorlasten (G25-G100)

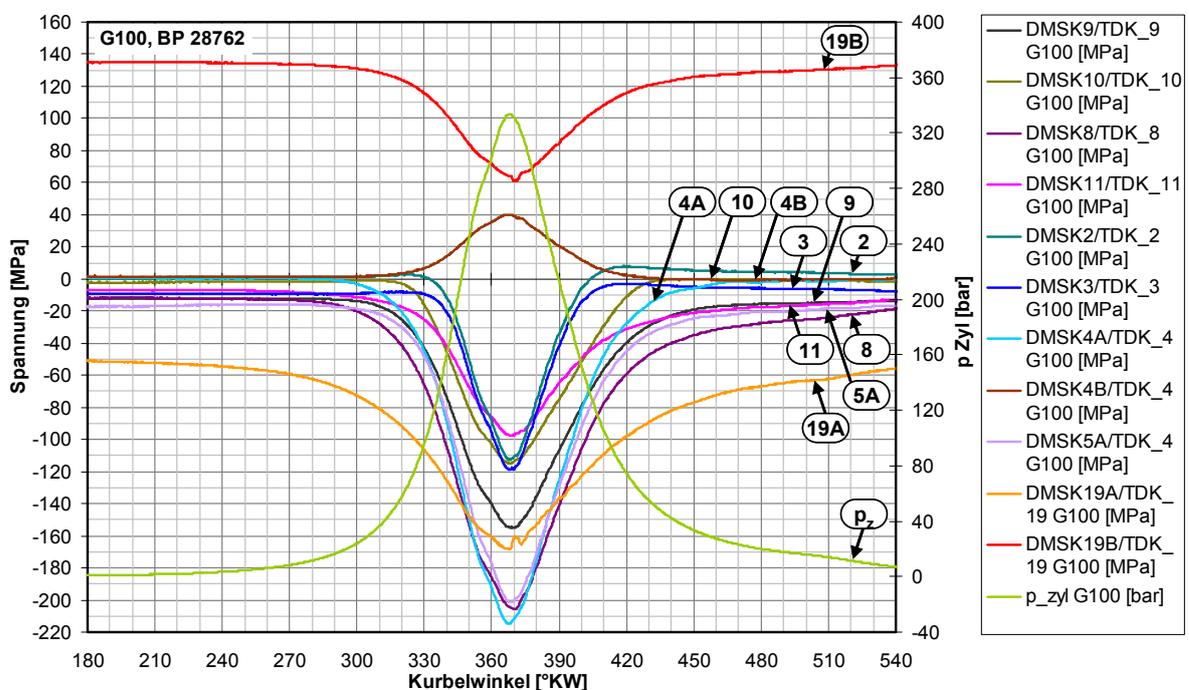


Bild 3.41: Spannungsverläufe aller DMS des Kolbens für G100

Die dynamischen Verläufe für verschiedene Lasten werden in Bild 3.40 exemplarisch für DMSK4A und DMSK4B gezeigt. Die (geringen) statischen Anteile sind in diesem Bild berücksichtigt. Bild 3.41 zeigt im Überblick die Verläufe aller DMS incl. des statischen Anteils.

### 3 Bauteilmessungen

Die Ergebnisse der Dehnungsmessung des Kolbens werden in kumulierter Darstellung in Bild 3.42 zusammengefasst. Die thermischen und dynamischen Anteile sind als Differenz der Säulen ablesbar, das rechte Teilbild verdeutlicht wie beschrieben die Größenverhältnisse von thermischem Lastanteil („Basiswert“) und freier Wärmedehnung, die summiert den T-Anteil der Dehnung bilden.

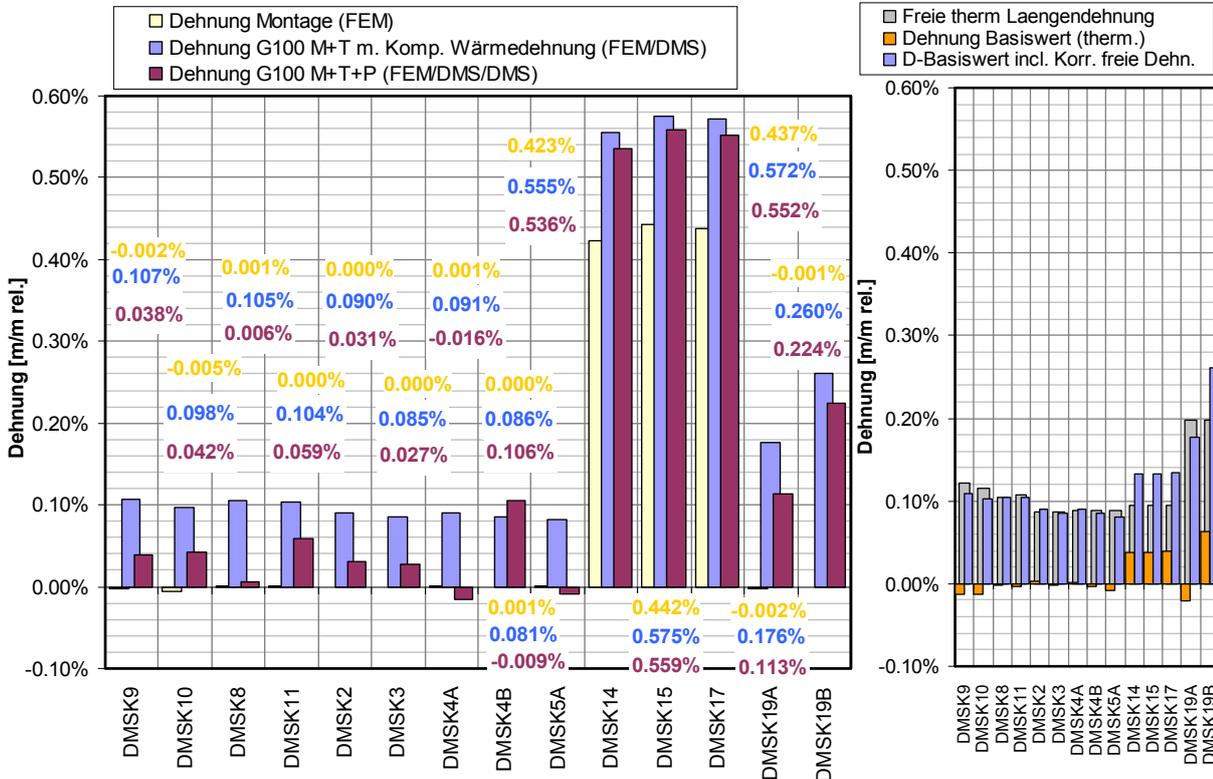


Bild 3.42: DMS-Messergebnisse des Kolbens für G100 (Zusammenfassung)

#### 3.3.4 Einfluss von Maximaldruck und Motorlast auf die Bauteildehnungen

Ein Ziel dieses Teilprojektes war, die Belastung der Motorbauteile außerhalb bisher bekannter Betriebs- und Lastbereiche zu ermitteln. Daher wurde mit den vorliegenden Dehnungsergebnissen untersucht, ob sich innerhalb des Betriebsbereiches ein Zusammenhang zwischen der Veränderung der Betriebsgrößen und der sich einstellenden Belastung des Bauteils ableiten lässt. Als Parameter für dynamische Last wurde die Amplitude des Brennraumdruckes am jeweiligen Betriebspunkt gewählt. Für die statische Last wurde der indizierte Mitteldruck als Parameter gewählt. Dieser ist ein Maß für die zugeführte Wärmeleistung und (bei ähnlichen Wandwärmeanteilen) auch ein Indikator für die absolute Größe des Wandwärmestroms. Die Bandbreite der Betriebspunkte reichte von einer Druckamplitude von ca. 100 bar bis ca. 340 bar. Der indizierte Mitteldruck wurde von ca. 10 bar bis ca. 43 bar variiert. Die Auswertung erfolgte für Zylinderkopf, Zylinderbuchse, den Kolben und die Schrauben (Zylinderkopf und Injektor). Die Ergebnisse sind in Bild 3.43 bis Bild 3.45 für die drei großen Bauteile dargestellt.

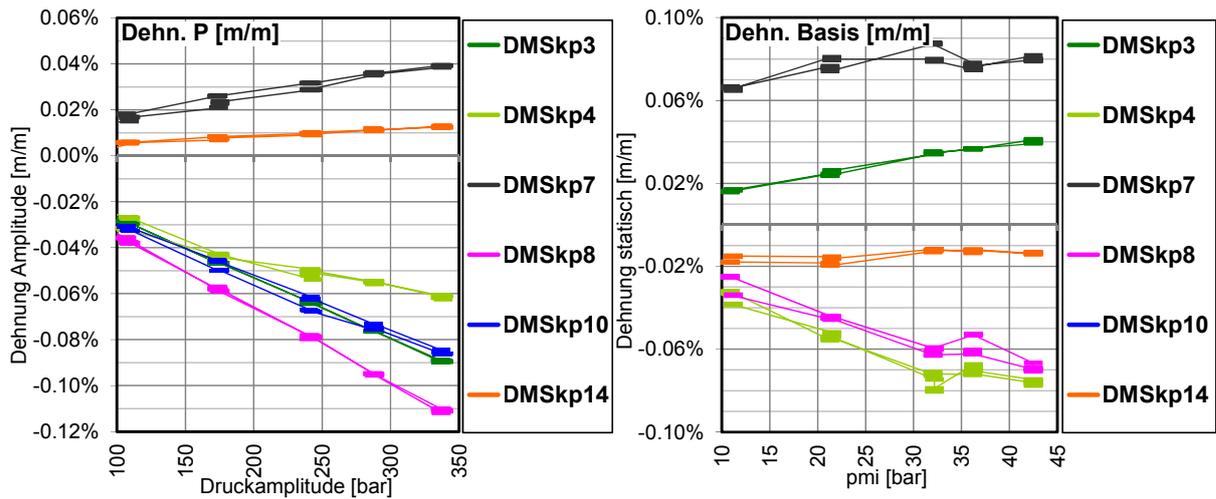


Bild 3.43: Einfluss von Druckamplitude und Motorlast auf die Dehnungen des Zylinderkopfes

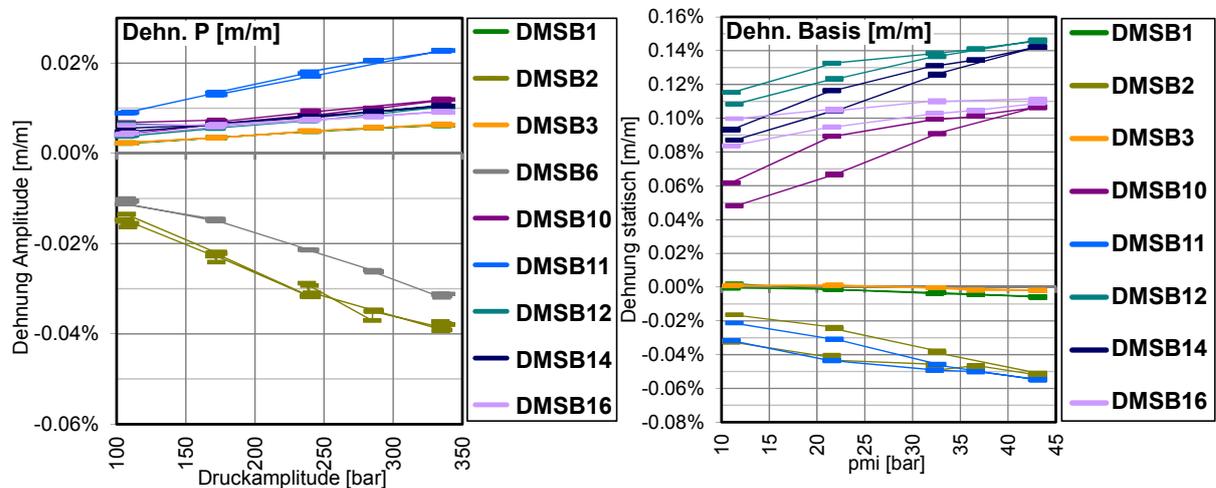


Bild 3.44: Einfluss von Druckamplitude und Motorlast auf die Dehnungen der Zylinderbuchse

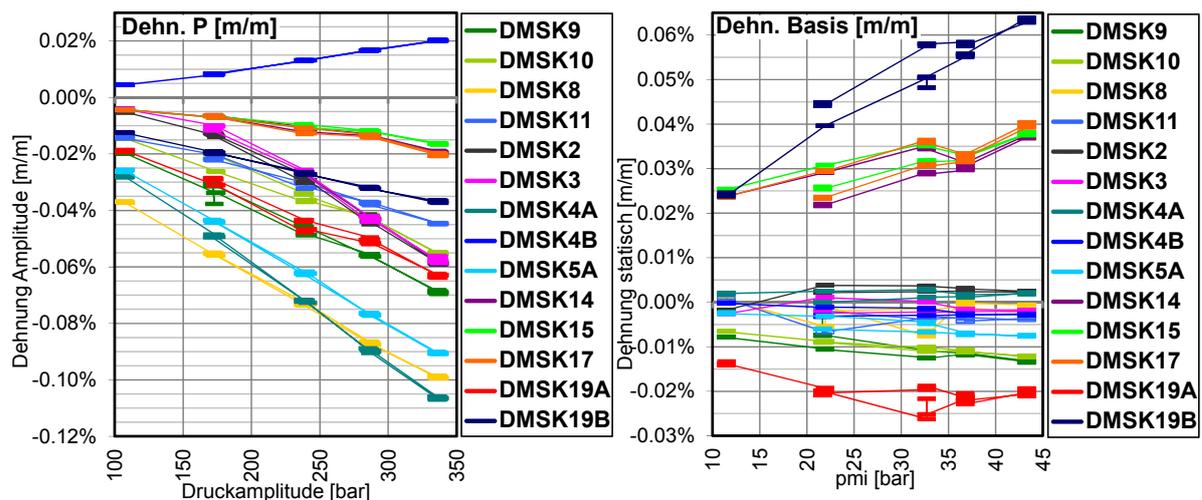


Bild 3.45: Einfluss von Druckamplitude und Motorlast auf die Dehnungen des Kolbens

Bei nahezu allen DMS stellte sich beim dynamischen Anteil eine in guter Näherung lineare Korrelation der Dehnungsamplitude zur Zünddruckamplitude ein (linke Teilbilder). Einzige Ausnahme bildeten die DMS DMSK2 und DMSK3 am Kolben. Diese beiden DMS waren durch die Nähe zum Pleuellager beeinflusst und hatten gekrümmte ‚Antwortkurven‘. Insgesamt

samt war der Zusammenhang für den dynamischen Anteil sehr deutlich und ohne Nullversatz, so dass die Dehnungsamplituden für Zünddrücke von z.B. 400 bar sicher extrapoliert werden könnten.

Der statische Anteil wurde für viele DMS mit steigendem indizierten Mitteldruck ebenfalls tendenziell größer. Beim statischen Anteil war aber stets ein nicht lastabhängiger Basisanteil vorhanden und zudem ein Hystereseeffekt, die durch die langsame Anpassung der Temperatur in der Motorbaugruppe verursacht wurden. Der thermische Zustand der brennraumnahen Messbauteile war wegen des Kühlmittel- und Ölumlaufs bereits einige Minuten nach dem Wechsel des Betriebspunktes stationär, während brennraumferne Bauteile wie das Gestell mit einem Zeitversatz im Stundenbereich die neue Gleichgewichtstemperatur annahmen. Von den Bauteilen, die von der Veränderung der Motorlast beeinflusst wurden (Zylinderbuchse, Zylinderkopf, Teile des Kolbens), war daher beim Zylinderkopf die Streuung im Bereich niedriger Lastpunkte geringer als bei Zylinderbuchse und Kolben (Bild 3.43 rechts im Vergleich zu Bild 3.44 rechts). Dies lag daran, dass die Buchse und die entsprechenden DMS des Kolbens (Schraube, Oberteil) große Montagelastanteile aufwiesen. Der Montageanteil brachte die Hysterese der brennraumfernen Bauteile in den Dehnungswert ein. Die geringe Streuung am Zylinderkopf war also durch den in Relation geringeren Montageanteil dieser DMS begründet. Einige DMS zeigten beim statischen Anteil nahezu keine Abhängigkeit von der Motorlast, sondern nur einen gewissen Sockelbetrag, der durch die Erwärmung des Motors auf Betriebstemperatur verursacht wurde, aber von der weiteren Änderung der Motorlast unabhängig war. Dies waren die DMS am Bund der Zylinderbuchse (DMSB1, DMSB3), die DMS am Kolbenunterteil und die DMS an den Injektor- und Kopfschrauben (nicht dargestellt).

Im Lastpunkt G85 wurden der Einspritzbeginn und das Verbrennungsluftverhältnis variiert, wobei in Bild 3.43 bis Bild 3.45 jeweils nur der Standard-Betriebspunkt für G85 dargestellt wird. Bei Auswertung der Variation des Einspritzbeginns bei G85 zeigte sich, dass der dynamische Anteil bei diesen Punkten weiterhin linear vom Zünddruck abhängig war. Bei Variation des Verbrennungsluftverhältnisses bei G85 folgte der statische Anteil der veränderten thermischen Belastung. Der größte Einfluss war am thermisch stark beeinflussten Kolbenoberteil sichtbar, aber auch an den DMS der Buchse an der oberen Wand der Kühlbohrungen (DMSB10, 12, 14, 16), die durch die thermische Belastung am Flammring beeinflusst waren und bei den DMSkp7 und DMSkp8 in der Querbohrung des Kopfes, die durch heiße Bereiche um die Auslassventile statisch-thermisch belastet wurden. Bei Darstellung der statischen Anteile dieser DMS über deren lokaler Sensortemperatur bei den Betriebspunkten mit variiertem Verbrennungsluftverhältnis war ein Zusammenhang deutlich erkennbar.

Der in Bild 3.43 bis Bild 3.45 rechts dargestellte, teilweise lineare Verlauf des statischen Anteils wurde also wie bei der Variation des Verbrennungsluftverhältnisses hauptsächlich durch die Variation der Last bei thermodynamisch ähnlichem Brennverlauf und stets konditionierten Kühlungsbedingungen hervorgerufen. Wenn sich z.B. die Kühlmitteltemperatur je nach Motorlast um einige °C änderte, führte das zu deutlichen Änderungen oder einer Trendumkehr beim statischen Anteil. Aus diesen Gründen war der statische Lastanteil nicht über den beobachteten Verlauf hinaus extrapolierbar.

### 3.3.5 Fazit der Dehnungsmessungen

Es war an allen drei Bauteilen möglich, Dehnungen bis zu 100% Motorlast zu messen. Die Korrektur des thermischen Fehlersignals des DMS durch Temperaturmessung und Eichkurven war erfolgreich möglich. Die Messqualität war in Ölumgebung (am Kolben) sehr gut, in Wasser für begrenzte Zeit sehr gut. Die Verwendung von warm aushärtendem Kleber (mit entsprechenden Anpressvorrichtungen) war unbedingt erforderlich. Am Kopf musste kalt aushärtender Kleber verwendet werden, weil der Aufwand für den Transport des Versuchsteils zur Aushärtung nach jeder DMS-Klebung am Zylinderkopf zu hoch war. Bei der kalt härtenden Klebung wurde an zwei DMS (DMSKp12, DMSKp13) die erforderliche dünne Kleberschicht nicht erreicht. Der Aufbau der Versiegelung gegen Kühlwasser wurde an bekannte Vorgehensweisen angelehnt und darauf basierend verbessert. Der gewählte Aufbau ermöglichte bei ausreichender Fläche um den Sensor herum sehr gute Ergebnisse und versagte bei geringer vorhandener Fläche deutlich früher. Bei intakter Versiegelung ließen sich an den Bauteilen der statische und der dynamische Anteil rauscharm und ohne Drift messen. Leider war an den Bauteilen Zylinderkopf und Zylinderbuchse der Einfluss von Drift durch schadhafte Sensoren deutlich vorhanden, so dass einige Kanäle nur mit Korrektur und einige gar nicht verwendbar waren.

Es bestand eine direkte Korrelation zwischen dem Zylinderdruck und der dynamischen Amplitude der DMS. Diese Beziehung galt für alle intakten Sensoren und über alle untersuchten Betriebspunkte. Außerdem war ein gewisser Zusammenhang zwischen dem mittleren Temperaturniveau der Messstellen bzw. der Motorlast und dem thermisch-statischen Lastanteil festzustellen. Dieser Bezug des Messwerts zum Temperaturniveau war jedoch zwischen den Messstellen unterschiedlich stark ausgeprägt, z.B. deutlicher an den Zylinderkopfschrauben und geringer am Kolbenunterteil.

#### 4 FEM-Nachrechnung des Forschungsmotors

Das Ziel der Nachrechnungen war es einerseits, vertiefte Informationen zum Wärmehaushalt des Forschungsmotors zu gewinnen. Dazu wurden die Betriebspunkte mittels Druckverlaufsanalyse und Arbeitsprozessrechnung nachgerechnet und eine thermische Finite-Elemente-Simulation durchgeführt. Für die Finite-Elemente-Simulationen wurde die Software Ansys Workbench (Version 11, Version 12) verwendet. Die brennraumseitige thermische Randbedingung für die FEM wurde gemäß der gleichen Vorgehensweise wie in der Bauteilauslegung (die vom Autor erarbeitet worden war) aus Prozessrechnungs-Ergebnissen entwickelt [Rus08]. Für die kühlmittelseitigen Randbedingungen wurden eine gekoppelte CFD-Simulation durchgeführt und daraus Wärmeübergangskoeffizienten für die Oberflächen der Kühlgeometrien entnommen. Die Ergebnisse der thermischen FEM mit dieser Rohversion der gaseitigen Randbedingung wurden mit den gemessenen Bauteiltemperaturen und mit den gemessenen Wärmeströmen abgeglichen. Darauf folgend wurden die Abweichungen zwischen dem FEM-Ergebnis und den Messungen ausgewertet und in einem Anpassungsschritt die Randbedingungen iterativ so justiert, dass sich eine gute Übereinstimmung einstellte (Fitting). Ursachen für die Abweichungen war z.B. der am Motor beobachtete Effekt, dass die Bauteiltemperatur an der Auslasseite höher als an der Einlasseite war, der durch eine symmetrische Randbedingung aus Prozessrechnungsergebnissen nicht wiedergegeben wurde. Der abgeglichene Endstand der thermischen FEM stellte plausible Randbedingungen zur Verfügung, die im Einklang mit den Messungen (Temperatur, Energiebilanz, Prozessrechnung) standen. In der finalen Form der Randbedingungen waren (als Ergebnis aus den Anpassungen) auch nicht direkt messbare Einstellgrößen des Modells wie z.B. Wärmeübergänge von Bauteil-Kontaktflächen mit plausiblen Werten parametrisiert.

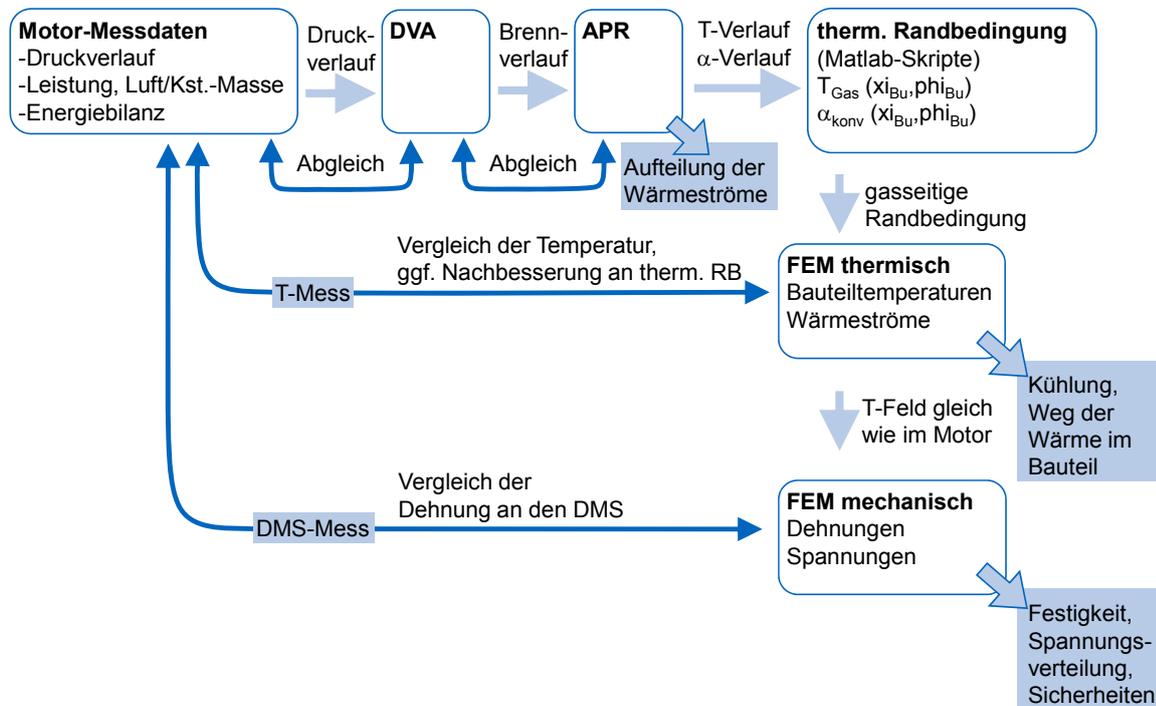


Bild 4.1: Vorgehensweise bei der Nachrechnung der Messdaten

Zweites Ziel der Nachrechnungen war das Führen eines Festigkeitsnachweises. Dazu wurde eine mechanische FEM-Simulation durchgeführt und mit den Randbedingungen aus der thermischen FEM parametrisiert. Mittels eines Rechnung-Messung-Vergleiches zu den Bauteildehnungen konnte die mechanische FEM verbessert und verifiziert werden. Auch bei der Vorgehensweise für diese Simulation flossen Erfahrungen aus der Auslegungsrechnung ein. Anhand der mechanischen FEM wurde für Zylinderkopf und Zylinderbuchse ein Festigkeitsnachweis geführt. Diese Auswertung erfolgte anhand der exportierten Dehnungswerte der Knoten. Dazu wurden für die kritischen Bauteilbereiche charakteristische Lastkombinationen mit der jeweils geringsten Sicherheit im Dauerfestigkeitsdiagramm ermittelt. Für diese wurden mit einem Rechenweg gemäß FKM-Richtlinie [Weg03] Dauerfestigkeiten berechnet. Ein kommerzielles Tool wie z.B. Femfat kam dabei nicht zum Einsatz. Die schematische Vorgehensweise der Nachrechnung ist in Bild 4.1 dargestellt. Der Vergleich gemessener und berechneter Temperaturen wird in Abschnitt 4.1.9 und 4.1.10 beschrieben. Der Vergleich der DMS-Dehnungen mit den berechneten Dehnungen wird in Abschnitt 4.3.1 und 4.3.2 gezeigt.

Die Festigkeitsbewertung von Motorbauteilen unter kombinierten thermischen und mechanischen Lastfällen ist eine Aufgabe, die sich im Bereich der Motorenentwicklung immer wieder stellt. Die entsprechende Vorgehensweise wurde z.B. in [Kuh08] für einen Zylinderkopf mit wasserumspültem Krümmer beschrieben oder in [Nef02] in mehreren Teilbereichen umfassend untersucht. Die Bauteiltemperaturverteilung in hoch belasteten Dieselmotoren wurde auch in [Ado03] untersucht. Dabei erfolgte eine Prozessrechnung (GT Power), die Randbedingungen für eine Gaswechsel-CFD-Rechnung lieferte (Star CD). Deren Ergebnisse wurden dort für eine gekoppelte Fluid-Struktur-Temperaturfeldberechnung (StarCD, Zylinderkopf und Kühlwassergeometrien) verwendet. In allen Fällen ist eine Verknüpfung verschiedener Simulationstechniken erforderlich, die aufeinander aufbauend thermische und mechanische Strukturfestigkeitsrechnungen mit Randbedingungen speisen. An diese schließt sich eine Sicherheits- und Ermüdungsfestigkeitsbewertung an. Die Detaillierungstiefe kann dabei je nach Fragestellung verschieden sein. Dies betrifft die Kühlmittelseite (1D-3D-Simulationskoppelung, Grenzschichtbeschreibung, Phasenübergang des Fluids), die Gasseite (CFD-Ladungswechselrechnung, CFD-Verbrennungsrechnung), die Werkstoffmodelle (Kriechverhalten, Schädigungsmodelle) und die Verknüpfung der Rechnungen (z.B. Fluid-Struktur-Kopplung).

#### 4.1 FEM-Nachrechnung der thermischen Ergebnisse

Bei der Nachrechnung der thermischen FEM war das Ziel, die Wärmeverluste des Motors mit den Wandwärmeströmen der Prozessrechnung in Einklang zu bringen und zu verstehen, wie sich die Energieströme in die Bauteile bei den hohen Motorlasten verteilen oder verändern. Die Motorauslegung des Instituts für Energietechnik der TUHH für den Mittelschnellläufer-Betrieb zeigte, dass die Verteilung der Wärmebelastung auf die Bauteile stark von der Einspritzdüsenkonfiguration bestimmt wurde. Dazu wurden während der Brennverfahrensentwicklung von der TUHH mehrere verschiedene Düsen-Spritzlochkombinationen am Versuchsmotor erprobt. Bei den Motorversuchen überschritt zunächst die Buchsentemperatur am OT des ersten Kolbenrings die maximal zulässige Temperatur. Um dies zu vermeiden, wurde eine Einspritzdüse mit 78° Spritzwinkel und elf Spritzlöchern gewählt (vgl. Abschnitt 3,

S. 50). Diese Konfiguration bewirkte eine Umverteilung der Belastung. Die Temperatur der Buchse am OT des ersten Rings ging zurück, allerdings wurde dadurch der Kolben thermisch stärker belastet.

Mit dieser Einspritzdüse wurden alle Messungen des Mechanik-Versuchsprogramms durchgeführt. Verglichen mit den Vorhersagen der Auslegungsrechnung (damals Extrapolation auf Basis des 1L32/40-Motors, ebenfalls Buchse mit eingelegtem Flammring) war die thermische Belastung im oberen Bereich des Flammrings deutlich höher, während die Belastung der Bereiche der Buchse auf Höhe der Kühlbohrungen und unterhalb in beiden Rechnungen übereinstimmte. Bei der FEM-Nachrechnung wurden zunächst einzelne thermische Modelle für Kopf und die Buchse erstellt und angepasst. Mit diesem Wissen wurde das gemeinsame Modell für Kopf und Buchse aufgebaut und in wenigen Anpassungsschritten die endgültige Variante des Satzes von thermischen Randbedingungen ermittelt. Die im Folgenden vorgestellten Temperaturen werden als Variante TBK7 bezeichnet (thermisches Modell für Buchse und Kopf, 7. Iteration).

### 4.1.1 Modellaufbau des FEM-Modells für die Nachrechnung

Für die Finite-Elemente-Simulation wurde ein Halbmodell der Geometrie des Forschungsmotors eingesetzt. Es wurde ein gemeinsames Modell mit detaillierter Geometrie für die beiden untersuchten Bauteile Zylinderkopf und Zylinderbuchse gewählt, um die Interaktion und Verformung der Baugruppe vollständig abzubilden. Die Zylinderkopfschrauben waren vollständig enthalten, außerdem der Stützring (Wasserleitmantel) sowie Ventile, Ventilführungen und Ventilsitzringe. Das geschweißte Motorgestell des Einzylinders wurde bis 430 mm oberhalb der Kurbelwellenachse abgebildet und war somit knapp zur Hälfte enthalten. Die untere Schnittfläche des Gestells sowie die Schnittfläche des Halbmodells dienten zur Lagerung.

Insgesamt umfasste das Modell 17 Körper mit einer Masse von 1850 kg. Beim Blick auf die Schnittfläche des Halbmodells ist die Auslassseite des Motors immer links abgebildet, die Einlassseite rechts. Die dargestellten Körper reichen von der Motormitte in Richtung Gegenkupplungsseite (negative Y-Werte). Die untersuchten Bauteile weisen an den relevanten Stellen die Originalgeometrie aus dem CAD auf und sind damit geometrisch zu den Versuchsbauteilen identisch. Andere Bauteile wie z.B. das Gestell wurden geometrisch teilweise vereinfacht.

Die Geometrie wurde mit einem strukturierten Netz mit überwiegend Hexaederelementen vernetzt. Um eine ausreichend feine räumliche Auflösung an den kritischen Bereichen der Bauteile zu ermöglichen, enthielt das Rechennetz ca. 1,95 Mio. Knoten. Dieses Modell wurde mit identischem Netz für die thermische und die mechanische FEM eingesetzt. Es wurde großen Wert auf eine hohe Netzqualität gelegt, die besonders auch im Bereich der Kontaktflächen Einfluss auf die Ergebnisse haben kann (z.B. gleichmäßiger Kontaktwärmeübergang, plausible Pressungsverteilung der mechanischen Kontakte). Unterstützend zur Vernetzung wurden Bauteilgruppen (z.B. Zylinderkopf aus 8 Unterbauteilen), Flächenverbunde für die Vernetzung (für gleichmäßige Flächennetze, die von den CAD-Flächenteilungen unabhängig waren), Unterteilung von Flächen (um an bestimmten Orten Elementkanten zu erzwingen) und zahlreiche lokale Netz-Steuerungselemente eingesetzt.

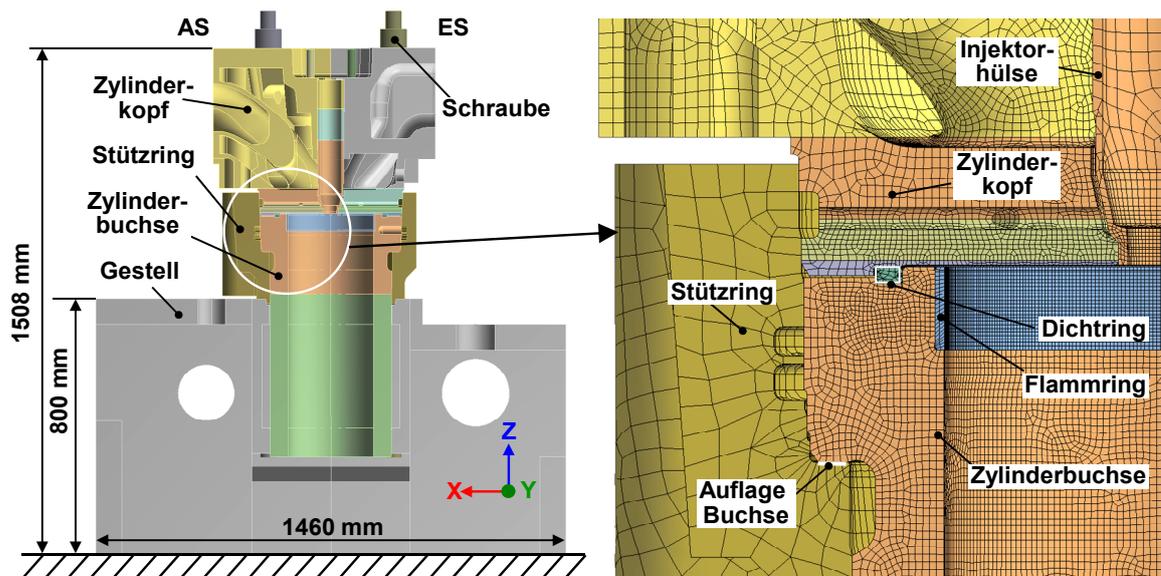


Bild 4.2: Geometriebereich des FEM-Modells (thermisch und mechanisch identisch)

Die Bauteilkontakte wurden, wo erforderlich, reibungsbehaftet angelegt und Kontaktspiele bzw. Übermaße im Modell eingegeben. Im Modell waren 46 Kontaktbereiche enthalten. Für die Gusswerkstoffe von Zylinderkopf und Zylinderbuchse wurde plastisches Materialverhalten angewendet. Diese Materialgesetze und das nichtlineare Verhalten der reibungsbehafteten Kontakte machten die mathematische Lösung der mechanischen Simulation rechenintensiver. Für das thermische Verhalten wurden fünf Motorbetriebspunkte nachgerechnet. Wie in Bild 4.1 beschrieben, dienten die Ergebnisse der thermischen FEM als eine der Randbedingungen für die mechanische Simulation. Für das mechanische Verhalten wurde lediglich der Volllast-Betriebspunkt untersucht und für diesen das thermische Ergebnis direkt übernommen. Das mechanische FEM-Modell war nahezu mit dem thermischen identisch. Einziger Unterschied war, dass die Kontaktdefinition unterschiedlich erfolgen musste: das thermische Modell verwendete fest verbundene Kontakte mit manueller Vorgabe der Wärmeleitfähigkeit, das mechanische Modell reibungsbehaftete Kontakte mit Spiel bzw. Übermaß.

#### 4.1.2 Randbedingungen für die Kühlgeometrien der thermischen FEM (aus CFD)

Für die Kühlgeometrien des Versuchsmotors waren in der zweiten Vorstudie bei der Festlegung der Geometrie der Kühlung gekoppelte CFD-Simulationen mit Bauteilnetz und Flüssigkeitsbereich durchgeführt worden (näher beschrieben in [Rus08]). Die Vorgehensweise unterschied sich vom Berechnungsansatz für z.B. schnelllaufende Fahrzeugmotoren dadurch, dass keine Siedemodelle, wie in [Pet02] beschrieben, eingesetzt wurden. Der Kühlmittelstrom wurde am Forschungsmotor besonders groß gewählt, das Kühlwasser fest auf 85 °C Austrittstemperatur konditioniert. Durch die Anordnung der Strömung im Zylinderkopf als Bohrungsströmung mit hoher Strömungsgeschwindigkeit ist davon auszugehen, dass in diesem Bereich keine Siedeeffekte auftreten. Im oberen Wassermantel des Zylinderkopfes nimmt die Wandtemperatur Werte unter 100 °C an. Siedevorgänge wären lediglich an der kühlmittelseitigen Wand des Auslasskrümmers im Zylinderkopf denkbar, wobei auch in diesem Bereich die übertragene Wärmemenge ohne Siedemodell plausibel groß ist.

Tabelle 4.1: Konvektionsrandbedingungen im FEM-Modell (aus CFD)

Ort	Detail	CFD für Volumenstrom 10,3 m <sup>3</sup> /h	Wärme- übergangs- koeffizient FEM
		<b>alpha</b> [W/m <sup>2</sup> K]	<b>alpha</b> [W/m <sup>2</sup> K]
<b>Wasserraum Zylinderkopf oben</b>	Wassermantel Einlass	3024	3000
	Wassermantel Auslass	3024	3000
	WM Auslass Boden	4284	7000
	WM Einlass Boden	4284	7000
<b>Auslassventil-Sitzringkühlung</b>	Zulaufbohrung	14754	14754
	Ringkühlraum	15691	15691
	Ablaufbohrung	18490	18490
<b>Auslassseite (links, pos. X)</b>	Mitte Außen	11242	11242
	Mitte Innen	17916	17916
	Seite NegY	11004	11004
<b>Einlassseite (rechts, neg. X)</b>	Mitte Außen	11349	11349
	Mitte Innen	19659	19659
	Seite NegY	11452	11452
<b>Kupplungsseite (oben, neg. Y)</b>	Mitte innen	15204	15204
	Bohrungsspitze Ende		1000
	Außen NegX	13822	13822
	Außen PosX	13549	13549
<b>Bereich Einspritzdüse</b>	Düsenhalter unten		18000
	Düsenhalter unten	22807	22806
<b>Ringkanal Zylinderkopf außen</b>		10617	10617
<b>Zylinderbuchse</b>	Zuführung Buchse oben	11014	11000
	Kühlbohrungen	12864	12864
	Kühlbohrungen Einlass		10000
	Bohrungsspitzen	10812	10812
	Bohrungsspitzen Einlass		8000
	Wasserraum unten		8000

Die Netze für die Buchsen- und Zylinderkopfkühlung waren mit je ca. 4,2 Mio. Rechenzellen und sieben Prismenschichten jeweils sehr fein aufgelöst. Der obere Wasserraum des Zylinderkopfes wurde in einem dritten Modell simuliert. In Vorbereitung des Hauptprojektes wurden Variationsrechnungen für verschiedene Volumenströme des Kühlmittels durchgeführt mit der Empfehlung, den Kühlmittel-Volumenstrom auf mindestens 10,3 m<sup>3</sup>/h möglichst zu erhöhen. Aus den Ergebnissen dieser CFD-Simulationen wurden für die Wandflächen der Kühlgeometrien im Zylinderkopf und in der Zylinderbuchse Wärmeübergangswerte für den im Motor realisierten Volumenstrom von 10,3 m<sup>3</sup>/h berechnet. In der Auslegungsrechnung waren die Volumenströme 3 m<sup>3</sup>/h, 6 m<sup>3</sup>/h, 9 m<sup>3</sup>/h und 12 m<sup>3</sup>/h untersucht worden. Die in der FEM-Simulation eingesetzten Werte sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst und wurden in den meisten Bereichen übernommen. Die letzten beiden Bohrungen auf der Einlassseite der Buchse wurden im Forschungsmotor ungünstig angeströmt. Daher wurde für diese Bohrungen ein abweichender, niedrigerer Wärmeübergangskoeffizient eingesetzt. Im oberen Wasserraum des Zylinderkopfes herrscht eine ungerichtete Strömung. Der relativ geringe Mittelwert aus der CFD wurde daher für die Bodenfläche dieses Bereichs erhöht. Die Wärmeabfuhr an dieser Stelle war aber moderat und betrug bei Vollast für die gesamte Fläche nur ca.

700 W. Die Wärmeübergangswerte wurden außerdem gemäß empirischer Formeln des VDI-Wärmeatlas [VDI06] nachgerechnet, die bei den geometrisch klar definierten Bohrungen an vielen Stellen anwendbar waren. Die Werte wiesen eine gute Übereinstimmung auf, so dass die Gültigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten aus der CFD auf diese Weise bestätigt wurde.

#### 4.1.3 Wärmeübergang an die Umgebung

Der Wärmeübergang zur Luft des Prüfstandsraumes war eine kritische Größe für die Wärmebilanz, da er die einzige nicht gemessene Größe darstellte. Bei den G100-Betriebspunkten hatte der Prüfstandsraum stets eine Temperatur von 37 °C, die als Umgebungstemperatur für die FEM verwendet wurde. Bei einer Ölrücklauftemperatur von 70 °C wurden am Motorgestell 63 °C Oberflächentemperatur für den Gleichgewichtszustand gemessen. Wird der Aufbau aus Zylinderkopf und Stützring als quer angeströmter Zylinder angesehen, erfolgt der Übergang von laminarer zu turbulenter Umströmung bei ca. 2 m/s Umströmungsgeschwindigkeit der Luft im Prüfraum (Berechnung nach [VDI06]). Bei dieser Umströmung beträgt der laminare Wärmeübergangskoeffizient 4 W/m<sup>2</sup>K, der turbulente 6,5 W/m<sup>2</sup>K. In der Annahme moderater Luft-Strömungsgeschwindigkeit im Prüfraum wurden daher für die Konvektion an die Umgebung die konservativen Werte von 37 °C und 7 W/m<sup>2</sup>K angesetzt. Die damit errechneten verhältnismäßig geringen Wärmemengen passten zu der Tatsache, dass im FEM-Modell ohnehin weniger Energie vom Kühlwasser abgeführt wurde als in der Messung. Bei größerem Wärmeübergang an die Umgebung würde sich dieses Missverhältnis vergrößern (vgl. Abschnitt 4.1.12, S.106). Auch die errechneten Oberflächentemperaturen in der FEM sind mit diesen Werten plausibel.

#### 4.1.4 Randbedingungen für die Wärmeleitfähigkeit der Kontakte

Tabelle 4.2: Kontaktwärmübergänge im FEM-Modell

Beschreibung der Kontaktgruppen	Kontaktwärmübergang [W/m <sup>2</sup> K]	Anzahl Kontakte	Wärmeleitfähigkeit
Stirnflächen der Buchse zum Zylinderkopf, innerhalb und außerhalb der Zylinderkopfdichtung (Luftspalt von ca. 0,5 mm).	500	2	Manuell
Untere Stirnseite Flammring zu Buchse, radialer Luftspalt an Buchse unten zur Motorgestell-Deckplatte.	1000	2	Manuell
Kontakt Eispitzdüsendummy zu Zylinderkopf (unter Auflage), Spalt Flammring zu Brennraumdach (0,5 mm).	2000	3	Manuell
Ventil zu Ventilsitz (Kontakt nur bei geschlossenem Ventil, daher in FEM Anpassung).	3000	2	Manuell
Flammring Mantelfläche (außen) zu Buchse. Sehr feste Anpressung durch thermische Ausdehnung des Flammrings.	100000	1	Manuell
Restliche Kontakte in der Baugruppe (fest verbunden).	Perfekte Wärmeleitung	39	Manuell
Obere Fläche des Ventilsitzes zum Zylinderkopf, Auflagefläche und Gewindeflächen der Zylinderkopfschrauben.	Automatisch	6	Autom.

Die Kontaktbereiche der thermischen und mechanischen FEM wurden jeweils manuell zugewiesen. Insgesamt waren im gemeinsamen Modell aus Zylinderkopf und Zylinderbuchse

45 Kontaktbereiche vorhanden. Da einige Kontakte für das mechanische Modell mit Spiel oder mit reibungsbehaftetem Kontakt definiert waren, nahm der Kontaktwärmeübergang bei automatischer Festlegung teilweise unplausible Werte an, die von punktuellen Überhöhungen bis zur Unterdrückung der Wärmeleitung am Kontakt reichen konnten. Daher wurden für die Kontakte im thermischen Modell die Kontaktwärmeübergangskoeffizienten fest manuell vorgegeben. In [Pop09] wird hergeleitet, dass die Kontaktwärmleitfähigkeit rauher Kontakte linear mit dem Anpressdruck steigt. Messwerte für den Kontaktwärmeübergang wurden in [Fie06] ermittelt. Diese sind ebenfalls vom Anpressdruck abhängig und betragen z.B. für einen beidseitigen Kontakt aus 42CrMo4 und mittlere Rauigkeit bei 100 MPa Kontaktdruck ca. 60 000 W/mK. Für fest und flächig montierte Kontakte wurde ein perfekter Wärmeübergang angenommen. Für bestimmte Kontaktgruppen wurden niedrigere Werte angesetzt. Diese Werte stellten sich teilweise als Ergebnis der Anpassung als geeignet heraus und sind in Tabelle 4.2 aufgelistet. Am auffälligsten sind die Werte für die Kontaktflächen des Flammrings, an dem mit den gezeigten Werten nach einigen Variationen die plausibelsten Berechnungsergebnisse erzeugt werden konnten. Der Flammring war bei kaltem Motor lose eingebaut und hatte einen axialen Freigang von 0,5 mm. Unter Betriebstemperatur dehnte sich der Ring durch Wärmedehnung, verklemmte sich dann mit der Buchse und verformte sich unter thermischem Einfluss weiter. Im Ergebnis lagen ein relativ schlechter Wärmeübergang an der unteren Stirnfläche und ein ebenfalls geringer Wärmeübergang an der oberen Stirnfläche zum Zylinderkopf hin vor, wobei am Flammring nach dem Motorlauf an dieser Fläche an einigen Stellen Berührungsspuren sichtbar waren. Zur Buchse hin war der Wärmeübergang durch den flächigen Kontakt bei hohem Kontaktdruck sehr gut. Hier wurde ein sehr hoher Wert eingesetzt. Für alle Kontakte wurde eine symmetrische Kontaktbehandlung mit der „Pure-Penalty“-Kontaktformulierung gewählt. Die Kontaktwärmleitung-Randbedingungen waren für alle Motorlasten gleich eingestellt.

### 4.1.5 Werkstoffe und Wärmeleitfähigkeit der Bauteile

Die Werte für die Wärmeleitfähigkeit der Motorbauteile hatten ebenfalls deutlichen Einfluss auf die Simulationsergebnisse. Den größten Einfluss hatten die Daten für Flammring, Zylinderbuchse und Zylinderkopf. Für Flammring und Buchse lagen vom Hersteller (Fa. Jürgen sen) bereitgestellte Werte vor. Für den Zylinderkopf wurden Literaturwerte recherchiert, wie sie z.B. in [Hac88] zu finden sind. Für die Wärmeleitfähigkeit des Zylinderkopf-Werkstoffes wurden beim Abgleich der thermischen FEM verschiedene Werte erprobt. Bei Gusswerkstoffen ist die Zusammensetzung der Legierung nicht fest vorgegeben, so dass die Wärmeleitfähigkeit dieses Werkstoffes leicht unterschiedlich sein kann und auch bei den Literaturwerten eine gewisse Bandbreite der Werte besteht. Die beste Übereinstimmung der Gradienten und Temperaturen ergab sich bei einem konstanten Wärmeleitwert von 36,2 W/mK, was im mittleren Bereich der Literaturwerte lag. Für die Stahlwerkstoffe der restlichen Bauteile waren zuverlässige Daten vorhanden und wurden angewendet.

Tabelle 4.3: Wärmeleitfähigkeit der Werkstoffe im thermischen FEM-Modell

Name	Material	Wärmeleitfähigkeit [W/mK]			
		bei T	bei T	bei T	bei T
		[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
		20	100	300	500
Hülse Einspritzdüse	42CrMo4	45.1	45.1	41.9	36.9
Ventile	X45CrSi93V	21.0	21.0	21.0	21.0
Dichtring	S235	54.0	54.0	54.0	54.0
Stützring	GJS 400	36.2	36.2	36.2	36.2
Schrauben Zylinderkopf	30CrMoV9	42.0	42.0	42.0	42.0
Zylinderkopf	GJS 400 plastisch	36.2	36.2	36.2	36.2
Ventilführungen	GGV-HB200	50.0	50.0	48.0	46.0
Ventilsitzringe	42CrMo4	45.1	45.1	41.9	36.9
Gestell 1L2640	S235	54.0	54.0	54.0	54.0
Flammring	E720 plastisch	36.3	36.7	36.2	33.7
Buchse 1L2640	E711 plastisch	41.2	40.5	35.5	34.5

#### 4.1.6 Arbeitsprozessrechnung für die Betriebspunkte der thermischen FEM

Für die Betriebspunkte der Motorversuche wurden Arbeitsprozessrechnungen mit der lehrstuhleigenen Software cDyn durchgeführt. Deren Ergebnisse wurden zur Entwicklung der gaseitigen Randbedingung in der FEM eingesetzt. Im Folgenden werden die kennzeichnenden Ergebniswerte der Prozessrechnung für die Betriebspunkte der thermischen FEM dargestellt (Tabelle 4.4). Der Volllastpunkt dieser Reihe hatte eine effektive Leistung von 510 kW und einen maximalen Zünddruck von 338 bar. Die gezeigten Werte für effektiven Verbrauch und Reibmitteldruck gelten für den Einzylinder-Forschungsmotor mit Rädertrieb und Massenausgleich, bei dem der Reibungsanteil gegenüber dem Vollmotor deutlich höher ist. Die Prozessrechnung erfolgte mit einem einzonigen Modell mit Justi-Kalorik und Ladungswechsel nach der Füll- und Entleermethode.

Das Modell enthielt Behälter vor und nach Motor mit den Volumina der Behälter am Prüfstand (je 2 m<sup>3</sup>) und zwei Umgebungsbehälter. Es wurden Realbrennverläufe verwendet, die aus der Druckverlaufsanalyse der Betriebspunkte erzeugt worden waren. Die Wandtemperaturen im APR-Modell waren entsprechend der gemessenen Wandtemperaturen eingestellt (jeweils gewichtete Mittelung der Messwerte eines Bauteils) und es war das in Abschnitt 4.1.7 erwähnte Kanalwärmeübergangs-Modell nach Zapf aktiv. Die Werte zeigen die Simulation für den Wandwärmeübergangskoeffizienten nach Woschni (100% Woschni, nicht skaliert). Der gemittelte gaseitige Wärmeübergangskoeffizient erreichte bei G100 1270 W/m<sup>2</sup>K und skaliert mit der Motorlast. Die thermodynamisch gemittelte Temperatur des Arbeitsgases hat von G50 bis G100 jeweils ähnliche Werte von 680 °C bis 690 °C, da der transiente Temperaturverlauf bei den verschiedenen Lasten jeweils relativ ähnlich war. Dies liegt im konstanten Verbrennungsluftverhältnis dieser Betriebspunkte begründet. Die Abgastemperatur im Behälter stieg, wie in Bild 4.3 gezeigt, mit der Last an und betrug bei Volllast 502 °C.

Tabelle 4.4: Kenngrößen der Prozessrechnung

Größe (Werte für 1L26/40, ein Zylinder)	Einheit	G25 Basis	G50 Basis	G75 Basis	G85 Basis	G100 Basis
Motordrehzahl	[1/min]	750	750	750	750	750
Verdichtungsverhältnis	[-]	16.2	16.2	16.2	16.2	16.2
Druck vor Zylinder	[bar]	<b>1.87</b>	<b>3.12</b>	<b>4.68</b>	<b>5.31</b>	<b>6.34</b>
Temperatur vor Zylinder	[K]	46.1	45.8	45.6	45.6	45.5
Druck nach Zylinder	[bar]	1.64	2.43	3.51	3.96	4.67
Mittlere Abgastemperatur	[K]	369.3	447.0	487.1	513.6	502.0
Kühlwassertemperatur (Rücklauf)	[°C]	86.1	86.0	86.0	86.0	86.1
Kraftstoffmasse	[g/ASP]	1.226	2.258	3.394	3.893	4.467
Einströmender Luftmassenstrom	[kg/s]	0.286	0.499	0.754	0.854	1.021
Ausströmender Abgasmassenstrom	[kg/s]	0.294	0.513	0.775	0.879	1.049
Maximaler Zylinderdruck	[bar]	<b>109</b>	<b>175</b>	<b>243</b>	<b>271</b>	<b>338</b>
Mechanischer Wirkungsgrad (1L)	[%]	61.0%	77.6%	82.7%	84.0%	85.5%
Indizierter Mitteldruck	[bar]	<b>11.46</b>	<b>21.87</b>	<b>32.80</b>	<b>37.15</b>	<b>43.39</b>
Reibmitteldruck	[bar]	4.44	4.88	5.85	6.19	6.46
Effektiver Mitteldruck	[bar]	6.99	16.98	27.12	31.22	37.09
Verbrennungsluftverhältnis	[-]	2.49	2.21	2.17	2.14	2.21
Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient	[W/m²K]	<b>487</b>	<b>741</b>	<b>1008</b>	<b>1106</b>	<b>1280</b>
zeitl. gem. Gastemperatur (thermod. MW)	[°C]	634.0	692.1	682.7	682.3	682.6
Spez. ind. Brennstoffverbrauch (1L)	[g/kWh]	171	169	172	175	173
Spez. eff. Brennstoffverbrauch (1L)	[g/kWh]	281	218	208	208	202

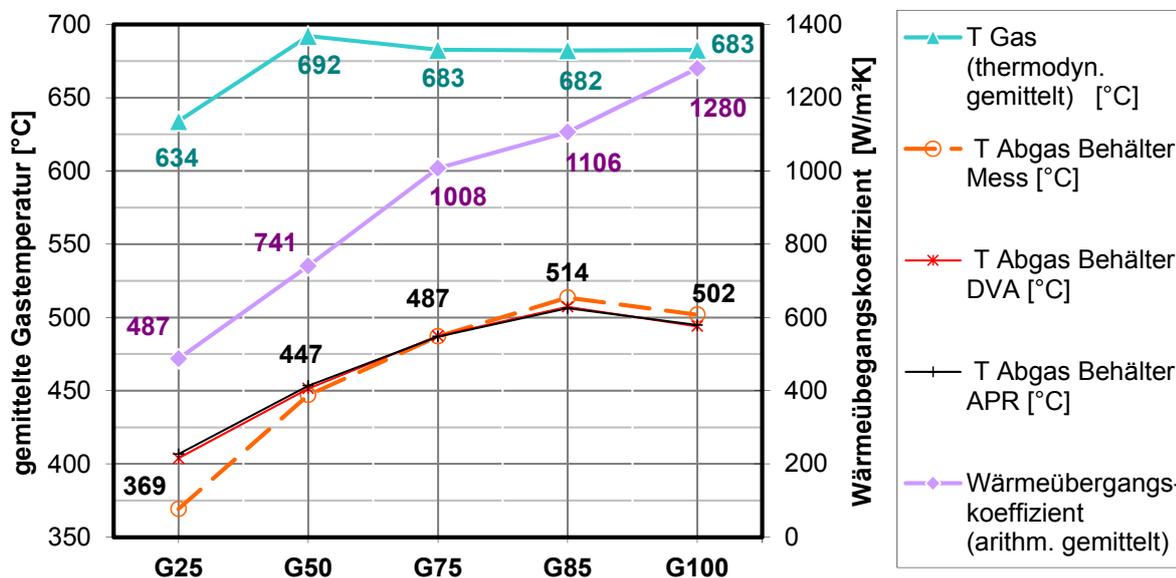


Bild 4.3: Daten aus der Prozessrechnung für die thermische Randbedingung

#### 4.1.7 Randbedingungen in den Gaswechselkanälen nach Zapf

Für den Wärmeübergang in den Kanälen wurden die Formeln nach Zapf angewendet [Zap69]. Diese wurden in die Software cDyn implementiert. Aus dem Ergebnis der Prozessrechnung wurden zeitlichen Mittelwerte der Kanalwärmeübergangskoeffizienten gebildet und diese als Randbedingung für die FEM verwendet. In [Piv98] wurde der Wärmeübergang in den Kanälen untersucht und mit den Berechnungsergebnissen nach Zapf verglichen. Für

den unmittelbaren Ventilbereich wurde darin ein deutlich intensiverer Wärmeübergang als im restlichen Kanal erkannt. Entsprechend wurde im FEM-Modell des 1L26/40 für die kanalseitige Fläche der Ventile und die Flächen im Bereich des Sitzrings ein gegenüber den Zapf-Werten um den Faktor 2 größerer Wärmeübergangskoeffizient angewendet. Als Gastemperatur für den Wärmeübergang wurde die Abgastemperatur der Betriebspunkte verwendet. Auch an den Einlassventilen und Einlasskanälen wurde Wandwärmübergang modelliert. Die übertragene Energie war aber wegen der geringen Temperaturunterschiede und der geringen einlassseitigen Zapf-Wärmeübergangskoeffizienten mit ca. 0,15 kW gering.

Tabelle 4.5: Wärmeübergangswerte in den Gaswechselkanälen

Ort	Detail	Wärmeübergangskoeffizient					Temperatur des Fluids				
		G100	G85	G75	G50	G25	G100	G85	G75	G50	G25
		alpha [W/m²K]	alpha [W/m²K]	alpha [W/m²K]	alpha [W/m²K]	alpha [W/m²K]	Temp. [°C]	Temp. [°C]	Temp. [°C]	Temp. [°C]	Temp. [°C]
Kanäle und Ventile	Einlasskanal	23.4	20.5	18.8	13.7	8.0	45	45	45	45	45
	Einlassbereich	47.0	41.0	37.6	27.4	16.0	45	45	45	45	45
	Ventiloberfläche Einlass	47.0	41.0	37.6	27.4	16.0	45	45	45	45	45
	Auslasskanal	270	249	231	185	136	487	501	482	465	409
	Auslassbereich	540	498	462	370	272	487	501	482	465	409
	Ventiloberfläche Auslass	540	498	462	370	272	500	487	482	465	409

#### 4.1.8 Brennraumseitige Randbedingungen für die FEM-Simulation aus APR

In der Vorstudie zum Vorhaben war eine Vorgehensweise entworfen worden, wie auf Basis von Daten aus der Arbeitsprozessrechnung eine gasseitige thermische Randbedingung für eine Vorausberechnung des Temperaturfeldes eines Motors erzeugt werden konnte. Bei der hier beschriebenen Nachrechnung wurde diese Vorgehensweise beibehalten. Das Grundkonzept beruht auf der Anwendung von Wärmeübergangskennwerten aus einer Prozessrechnung des zukünftigen Motors als konvektive Randbedingung in der FEM. Diese wurden dafür zunächst zeitlich gemittelt und dann zu einer räumlichen Verteilung über die Flächen des Brennraums umgeformt. Die Umformungsschritte erfolgten gleichermaßen für die Fluidtemperatur (Zylinderladung) und den gasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten. Die Bedingung für die Umrechnung war, dass der Wärmestrom aus den erzeugten Mittelwerten (Formel 4-2) gleich groß wie der integrale Wärmestrom aus der Prozessrechnung (Formel 4-1) sein musste. Diese Bedingung wurde erfüllt, wenn die Gastemperatur bei der Mittelwertbildung mit dem jeweils momentan gültigen Wärmeübergangskoeffizienten gewichtet wurde (Formel 4-3). Diese Vorgehensweise bei der Mittelung wird z. B. auch in [Sar03] beschrieben und angewendet. Die so berechnete Temperatur wird ‚thermodynamisch gemittelte Temperatur‘ genannt.

$$Q_{\text{Arbeitspiel}} = \int_{\text{ASP}} \alpha(\varphi) \cdot (T_{\text{Gas}}(\varphi) - T_{\text{Buchse}}) \cdot A(\varphi) d\varphi \quad (\text{Formel 4-1})$$

$$\dot{Q}_{ausMittelwerten} = \bar{\alpha} \cdot (\overline{T_{Gas}} - T_{Buchse}) \cdot \overline{A} \stackrel{!}{=} \frac{Q_{Arbeitspiel}}{t_{Arbeitspiel}} \quad (\text{Formel 4-2})$$

$$\text{mit } \overline{T_{Gas therm.}} = \frac{\int_{ASP} \alpha(t) \cdot T_{Gas}(t) dt}{\int_{ASP} \alpha(t) dt} \quad \text{und} \quad \bar{\alpha} = \int_{ASP} \alpha(t) dt \quad (\text{Formel 4-3})$$

mit  $\alpha$  [W/m<sup>2</sup>K] - gaseitiger Wärmeübergangskoeffizient

$A(\varphi)$  [m<sup>2</sup>] - jeweils freiliegende Wandfläche

$\dot{Q}$  [W] - Wandwärmestrom

$\overline{T_{Gas therm}}$  [K] - zeitlich gemittelte Gastemperatur für thermische Randbedingung

$\bar{\alpha}$  [W/m<sup>2</sup>K] - zeitlich gemittelter Wärmeübergangskoeffizient

Die Berechnung führt für den Zylinderkopf und den obersten Bereich der Zylinderbuchse zu konstanten Werten der Randbedingung für alle Flächen. Für die Bereiche der Buchse zwischen OT und UT der Kolbenkante (Bereich B in Bild 4.4) wurde die Mittelung auf die Zeitan-teile des Arbeitsspiels beschränkt, während derer die Flächen freilagen. Für Bereiche in der überdeckten Zone und unterhalb des Umkehrpunktes des Kolbens lieferte die Prozessrech-nung keine Daten. Für diese wurde anteilig ein Wärmeaustausch mit dem Motoröl ange-nommen, der für alle Betriebspunkte einheitlich war. Dies wird anhand von Beispielwerten für G85 in Bild 4.4 gezeigt. Die Randbedingungen wurden in Polynomform in Abhängigkeit der Bauteilkoordinaten formuliert. In der FEM-Simulation wurde in einem Makro-Programm für jeden FEM-Knoten anhand dessen Koordinaten der Wert der Randbedingung errechnet und auf den Knoten aufgeprägt. Das FEM-Temperaturfeld wurde simuliert und die berechneten Temperaturen an den Messstellen zum Abgleich mit der Messung gespeichert.

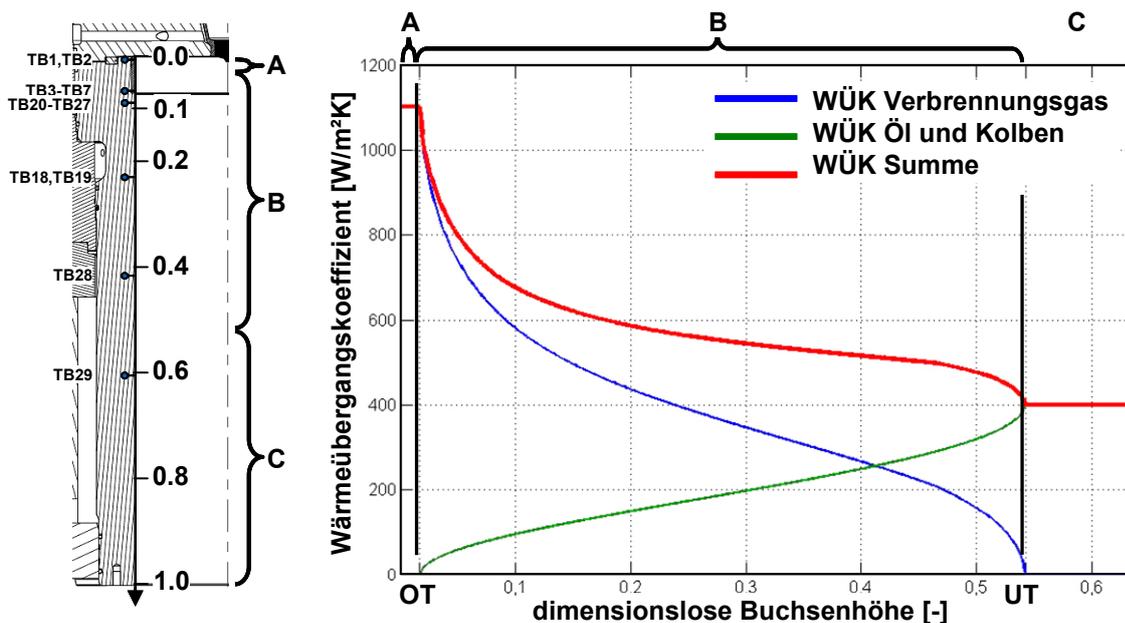


Bild 4.4: Aufteilung der Zylinderbuchse in axiale Abschnitte für die Randbedingung und di-mensionslose Buchsenkoordinate

Im Folgenden wurde anhand der verbleibenden Abweichung die gaseitige Randbedingung lokal angepasst, um Messung und Rechnung in Deckung zu bringen. Die Anpassung betraf nur die lokale gaseitige Temperatur, der Wert des gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten wurde beibehalten. Auch andere Größen, die einen Einfluss auf die Bauteiltemperatur haben, wie z.B. Wärmeleitfähigkeiten, kühlmittelseitige Wärmeübergangskoeffizienten und Kühlmittel- und Umgebungstemperaturen wurden nicht verändert.

Tabelle 4.6: Mittlere Temperaturen und Wärmeübergänge als Ergebnis der Anpassung

<b>Lastpunkt</b>		<b>G25</b> FEM	<b>G50</b> FEM	<b>G75</b> FEM	<b>G85</b> FEM	<b>G100</b> FEM
Gemittelter gaseitiger Wärmeübergangskoeffizient aus Prozessrechnung	[W/m <sup>2</sup> K]	<b>580</b>	<b>830</b>	<b>1030</b>	<b>1150</b>	<b>1274</b>
Mittlere Gastemperatur aus Prozessrechnung	[°C]	<b>634</b>	<b>692</b>	<b>683</b>	<b>682</b>	<b>683</b>
Mittlere Gastemperatur (Zylinderkopf)	[°C]	<b>465</b>	<b>448</b>	<b>440</b>	<b>437</b>	<b>436</b>
Mittlere Gastemperatur (Zylinderbuchse oben)	[°C]	<b>747</b>	<b>797</b>	<b>813</b>	<b>869</b>	<b>866</b>
Alpha Ventilböden	[W/m <sup>2</sup> K]	<b>2500</b>	<b>1900</b>	<b>3000</b>	<b>3000</b>	<b>2000</b>
TGas Ventilboden Auslassventil (konstanter Wert)	[°C]	<b>600</b>	<b>596</b>	<b>542</b>	<b>536</b>	<b>528</b>
TGas Ventilboden Einlassventil	[°C]	<b>wie restlicher Zylinderkopf (Verlauf gemäß Makro)</b>				

Die Ergebnisse der Anpassung waren für Zylinderkopf und Zylinderbuchse deutlich verschieden. Sie sind in Tabelle 4.6 als Zahlenwerte und in Bild 4.5 und Bild 4.6 als Streudiagramm für die beiden Bauteile dargestellt. Am Zylinderkopf musste als Ergebnis der Anpassung die mittlere gaseitige Temperatur wesentlich geringer eingestellt werden als von der Prozessrechnung vorgesehen. Die Gastemperatur für das Einlassventil wurde über das Makro des Zylinderkopfes aufgebracht, während am Auslassventil eine erhöhte konstante Gastemperatur aufgebracht wurde. Am Ventilboden waren für niedrige Motorlasten höhere Temperaturen erforderlich als für hohe Motorlasten. Für die Ventile musste außerdem der Wärmeübergangskoeffizient deutlich angehoben werden, um die relativ hohen gemessenen Ventilttemperaturen in der Teillast nachbilden zu können. An den Ventilen herrschen teilweise ähnliche mittlere Gas- und Bauteiltemperaturen. Bei gleichen Temperaturen würde der Wärmefluss auf null sinken und der Wärmeübergangskoeffizient wäre nicht relevant. Auf der Bodenfläche des Ventils bestehen jedoch Temperaturunterschiede von 35 °C (bei G100) bis 65 °C (bei G25), so dass dieser Fall nicht eintritt. Wie z.B. in Bild 4.9 (S. 99) dargestellt ist, besteht stets ein Wärmestrom in das Ventil, der vom gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten beeinflusst ist. Der Wärmestrom auf den Bodenflächen der Ventile ist bedingt durch die Temperaturverhältnisse jedoch vergleichsweise gering (siehe ebenfalls Bild 4.9). An Buchse und Flammring musste die maximale gaseitige Temperatur gegenüber dem Wert der Prozessrechnung leicht erhöht werden. Sie lag am Flammring im obersten Bereich von ca. 20 mm Höhe (dimensionslose Buchsenkoordinate 0,03) oberhalb der thermodynamisch gemittelten Temperatur (Bild 4.5) und war dann entsprechend des Hubverlaufes rückläufig.

Die zweite Veränderung der gaseitigen Randbedingung neben der Niveauanpassung war die Einführung eines ‚Winkelanteils‘. Dieser bildete entlang des Umfangswinkels der Buchse bzw. in Querrichtung des Zylinderkopfes vorhandene Temperaturunterschiede ab. Die Amplitude des Winkelanteils wurde bei der Anpassung der Rechnung an die Messwerte ermittelt und war in axialer Richtung veränderlich. Sie betrug am Zylinderkopf zwischen 50 °C (am Brennraumdach) und 150 °C (im Ventilsplatt). An der Buchse betrug die größte Amplitude ca. 120 °C und verringerte sich nach unten hin. In Bild 4.5 ist der Winkelanteil nicht enthalten, um die das Diagramm übersichtlich zu halten.

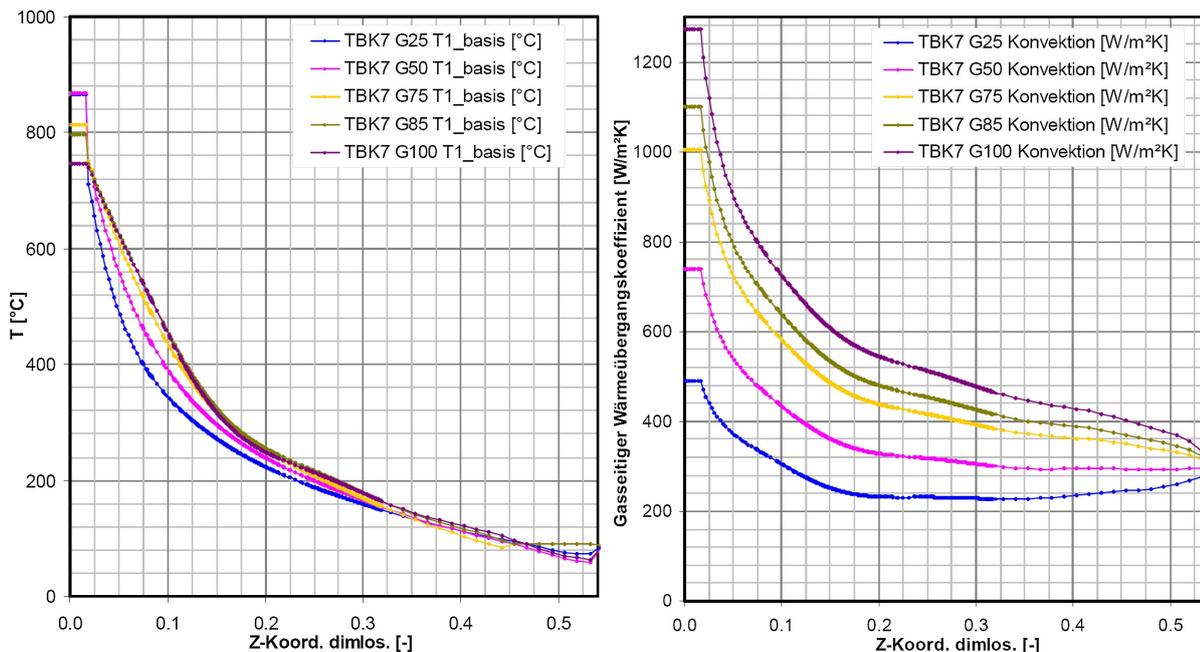


Bild 4.5: Thermische Randbedingung der Zylinderbuchse (links: mittlere Temperatur ohne Winkelanteil, rechts Wärmeübergangskoeffizient)

Die angewendete Vorgehensweise für die Anpassung der gaseitigen Randbedingung hatte den Nachteil, dass für eine gute Anpassung aller Bauteiltemperaturen deutliche Veränderungen an der modellierten Gastemperatur erforderlich waren. Vorteilhaft war jedoch, dass dies die einzige anzupassende Größe war und mit den Daten der Prozessrechnung Anfangswerte bekannt waren. Außerdem war es positiv, dass bei den betrachteten Betriebspunkten die Temperaturprofile untereinander ähnlich waren und voneinander abgewandelt werden konnten. Die Unterschiede der gaseitigen Randbedingung für die berechneten Betriebspunkte bestanden hauptsächlich bei dem gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten. Nach der Optimierung des ersten Betriebspunktes wurden die weiteren Punkte durch das Anwenden der jeweiligen Wärmeübergangskoeffizienten aus der Prozessrechnung bereits gut getroffen. Auf diesem Weg ist mit der gezeigten Vorgehensweise eine Extrapolation auf neue Betriebspunkte möglich. Diese wurde in der Auslegungsrechnung ausgehend von einem Betriebspunkt des Vergleichsmotors 1L32/40 mit einer Motorlast von  $p_i=27$  bar durchgeführt (entsprechend  $P_e = 480$  kW/Zyl. am 6L-Motor) und hat sich im Rückblick als ausreichend aussagekräftig erwiesen.

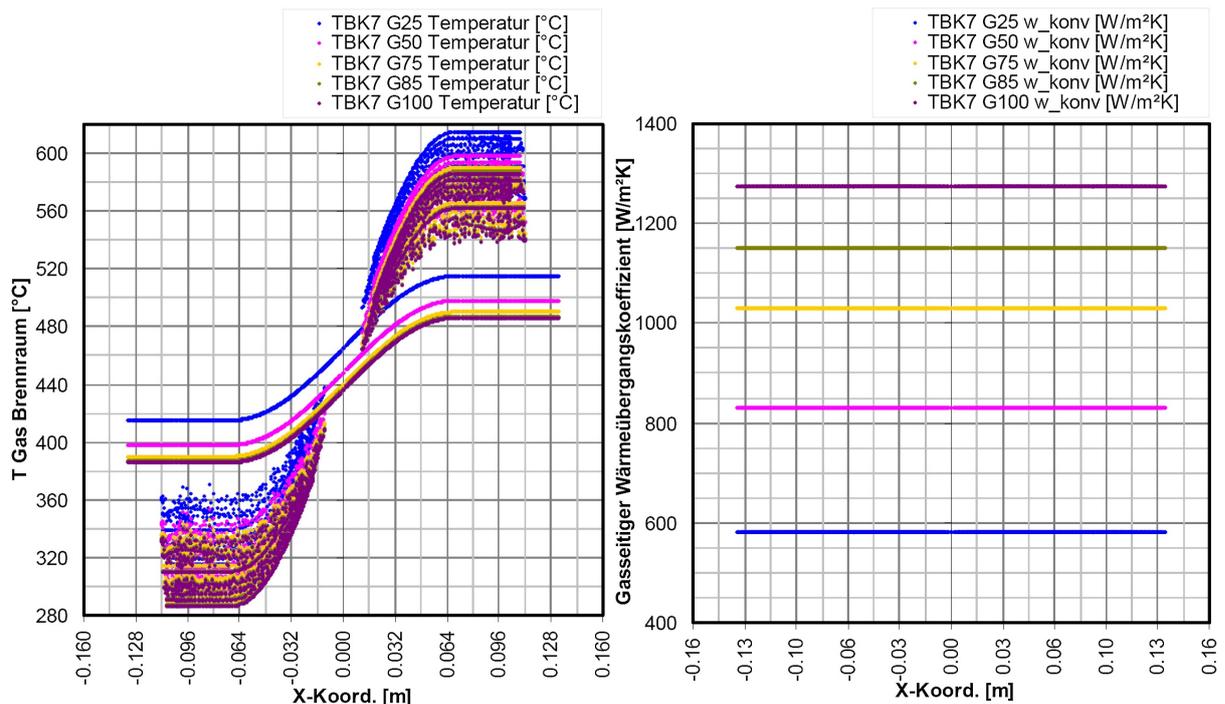


Bild 4.6: Thermische Randbedingung des Zylinderkopfes über der X-Koordinate (links: mittlere Temperatur mit Winkelanteil, rechts Wärmeübergangskoeffizient)

#### 4.1.9 Bauteil Zylinderkopf: Thermische FEM und Vergleich zur Messung

Am Zylinderkopf fiel die moderate thermische Belastung im Vergleich zur Auslegung auf. An den Ventilstegen wurden Temperaturen bis 330  $^{\circ}\text{C}$  erwartet, während das gemessene Maximum am Forschungsmotor bei ca. 290  $^{\circ}\text{C}$  lag. Dazu sind im Bild 2.18 gemessene und gerechnete Temperaturprofile über einen Schnitt des Motors in Einlass-Auslass-Richtung dargestellt. Um die Rechnung anzupassen, wurde bei der gasseitigen Randbedingung eine Verlaufsfunktion in Schnittrichtung mit einer Amplitude von ca. 50 K angewendet. Der Temperaturrückgang am Rand des Brennraums war in der FEM stets weniger steil als in der Messung. Dies betraf auf der Einlassseite (ES) die Mst. 8 bzw. 19, auf der Auslassseite (AS) die Mst. 10 bzw. 20. Das FEM-Temperaturfeld hatte an den Ventilstegen (Mst. 5A, 6A) den gleichen Gradienten wie in der Messung, so dass die örtlichen Wärmeströme im Bauteil an diesen Stellen den Bedingungen am Motor entsprachen.

Um das Temperaturergebnis zu illustrieren, werden in Bild 4.8 Schnitte des Zylinderkopfes auf der Ebene der Temperaturmessstellen (3 mm unter der Oberfläche) gezeigt. Die Ansichtsrichtung ist von unten, zur Orientierung sind die projizierten Konturen des Flammrings und der Zylinderkopfdichtung sowie die Messstellen und Kühlbohrungen eingezeichnet. Die Zahlenwerte geben den berechneten FEM-Temperaturwert an (vgl. durchgezogene Kurven in Bild 4.7). Auch in dieser Darstellung sind der große Temperaturgradient an den Grenzen des Brennraums und der starke Einfluss der heißen Bereiche an der Fase, die das Auslassventil umgibt, klar sichtbar.

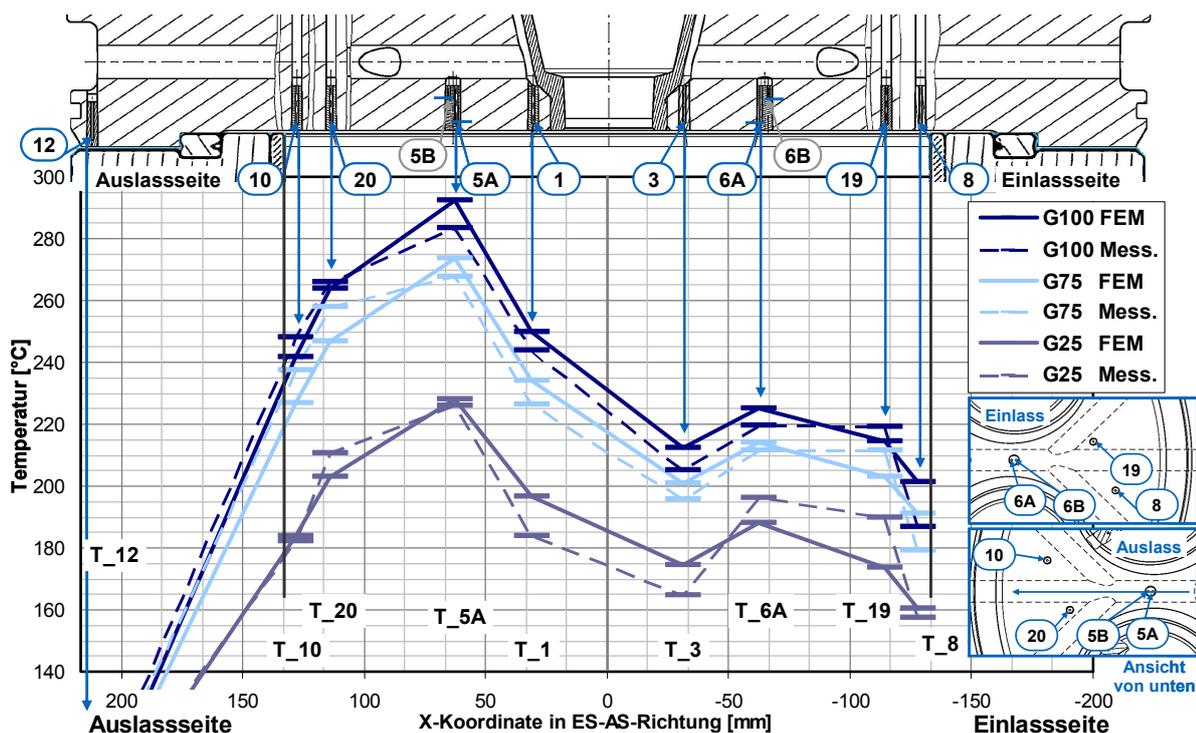


Bild 4.7: Temperaturprofile (Messung: gestrichelt, FEM: durchgezogen) für den Zylinderkopf in Einlass-Auslass-Richtung bei 25%, 75% und 100% Last.

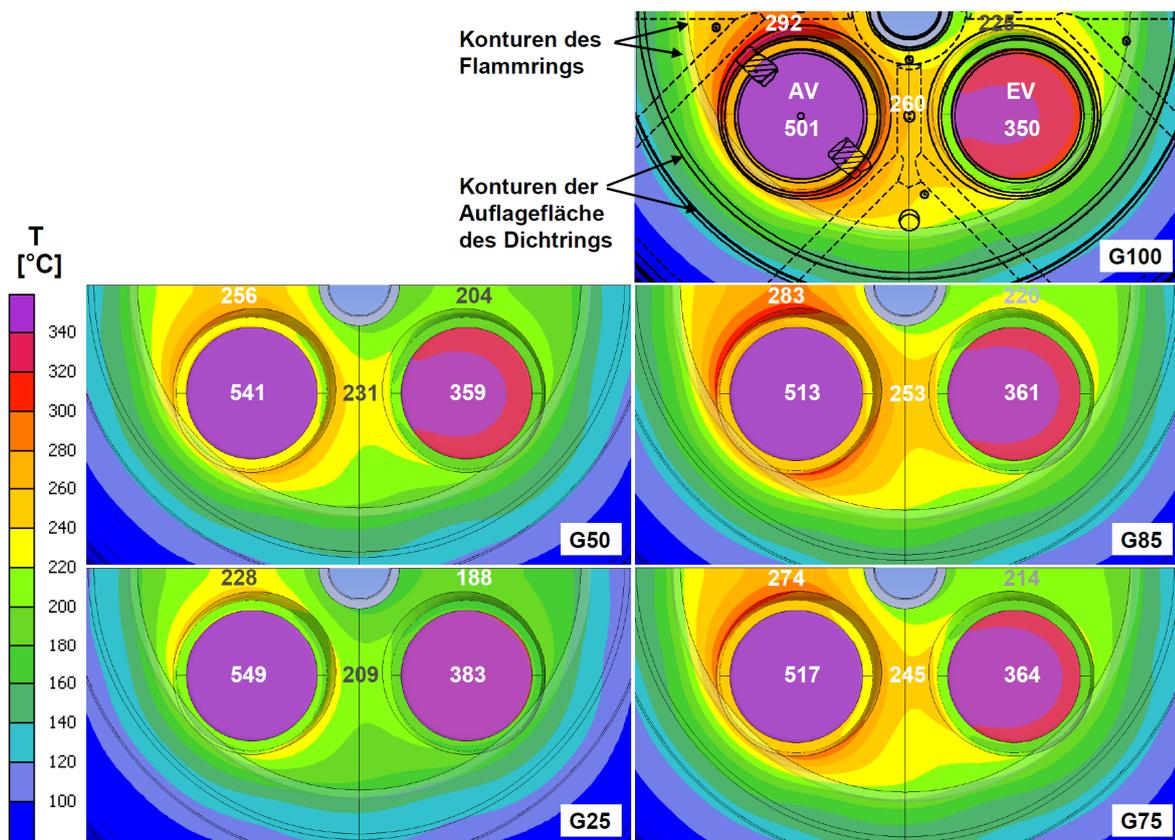


Bild 4.8: Temperaturergebnis des Zylinderkopfes auf Höhe der Messstellen (Blick von unten)

Die Wärmestromdichte, die sich am Zylinderkopf aufgrund des Temperaturfeldes einstellte (Bild 4.9), war deutlich von der jeweiligen Kühlung des Bereichs abhängig, so führte z.B. die untere Deckfläche des Auslassventilsitztringes eine besonders hohe Wärmestromdichte ab.

Der insgesamt größere Wärmeübergang auf der Auslassseite wurde in der FEM (bei nahezu symmetrischer Kühlung auf der Wasserseite) durch die Anpassung der thermischen Randbedingung an die gemessenen Temperaturen herbeigeführt. Die Differenz wurde so eingestellt, dass sich sowohl bei den gemessenen Temperaturen als auch bei den Gradienten in den Ventilstegen (vgl. Bild 3.3) eine gute Übereinstimmung ergab. Der Zylinderkopf nahm im Bereich oberhalb des Flammrings zusätzliche Wärme vom Flammring auf, der an dieser Stelle wesentlich heißer war. Daher sank die Wärmestromdichte des Brennraumdachs erst außerhalb der Außenkontur des Flammrings deutlich ab.

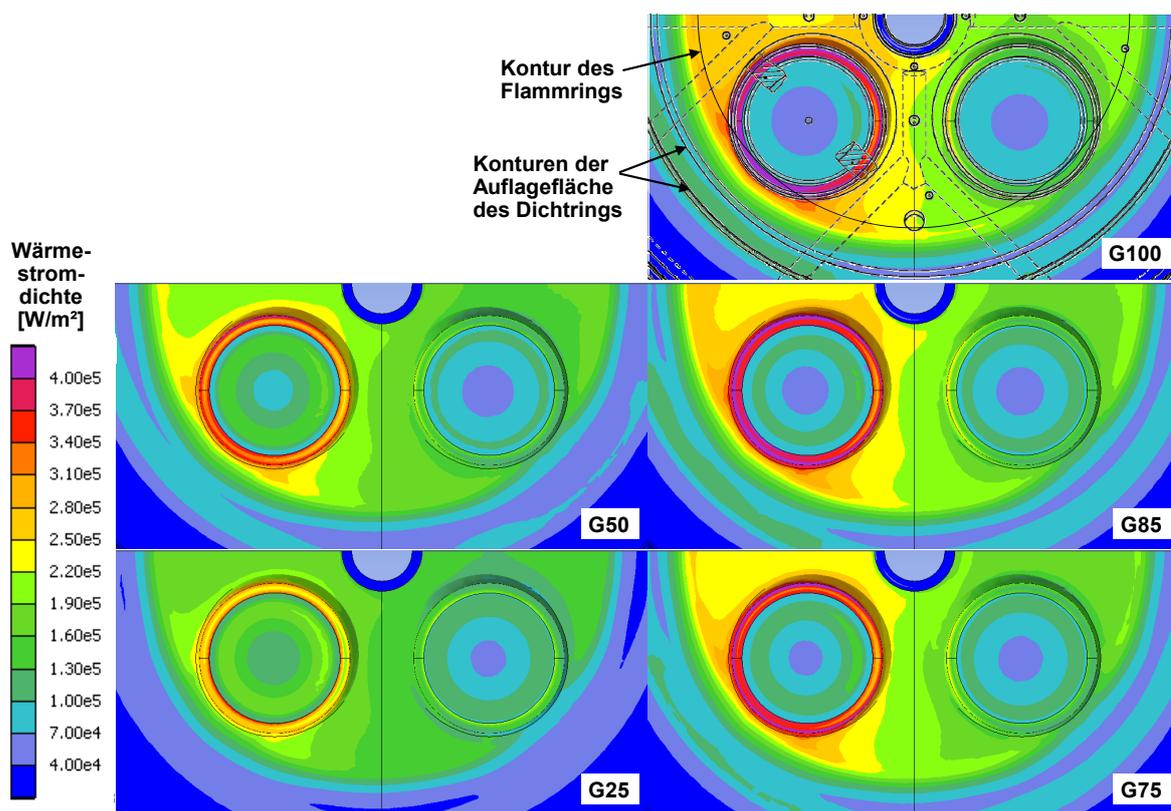


Bild 4.9: Wärmestromdichte des Zylinderkopfes auf Höhe der Messstellen (Blick von unten)

An den Fasen um die Ventile war die gemessene Bauteiltemperatur zunächst am Einlassventil kälter und am Auslassventil heißer als in der FEM berechnet. Dieser Einfluss entsteht durch die intensive Umströmung der Ventile im Ladungswechsel, die den Wärmeaustausch mit dem Bauteil lokal erhöht. Die Amplitude des Winkelanteils der gaseitigen Randbedingung der FEM wurde daher im Bereich der Fasen angehoben (vgl. Bild 4.6, zweite Kurvenschar der Gastemperatur). Die Auslassventile erreichten mit ca. 500 °C (Messwert) fast die Temperatur des Abgases, obwohl sie gut gekühlt waren und jeweils 0,77 kW Wärme an den sehr kalten Sitzring abgaben. Die Wärmeabgabe des Gases im Brennraum an die Unterseite des Rings und des Gases im Auslasskanal waren höher als die des Ventils, so dass je Sitzring 2,99 kW Wärme vom Kühlwasser abgeführt wurde. Die Wärmeströme am Ventil (Ergebniswerte der thermische FEM) wurden rechts in Bild 4.10 schematisch für ein Auslassventil dargestellt. Die Wertetabelle (Bild 4.10 links) zeigt das Verhalten für die untersuchten Motorlasten. Bei niedrigen Lastpunkten traten höhere Ventiltemperaturen auf als bei hohen Lasten, daher ist bei ersteren der Wärmeübergang am Ventilboden insgesamt höher. Dies führt dazu, dass die Bodenfläche des Ventils bei Vollast lediglich 0,24 kW abführt (vgl. Bild 4.10).

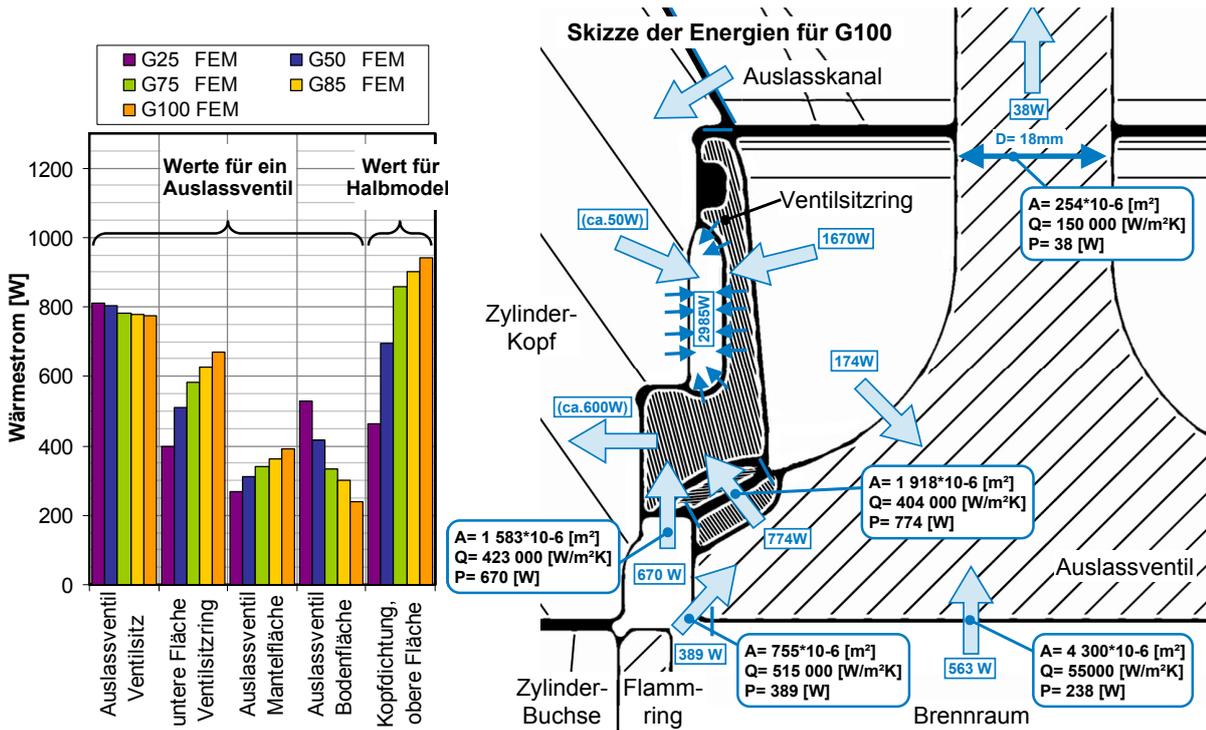


Bild 4.10: Wärmeübergänge am Auslassventil (Lastfall G100)

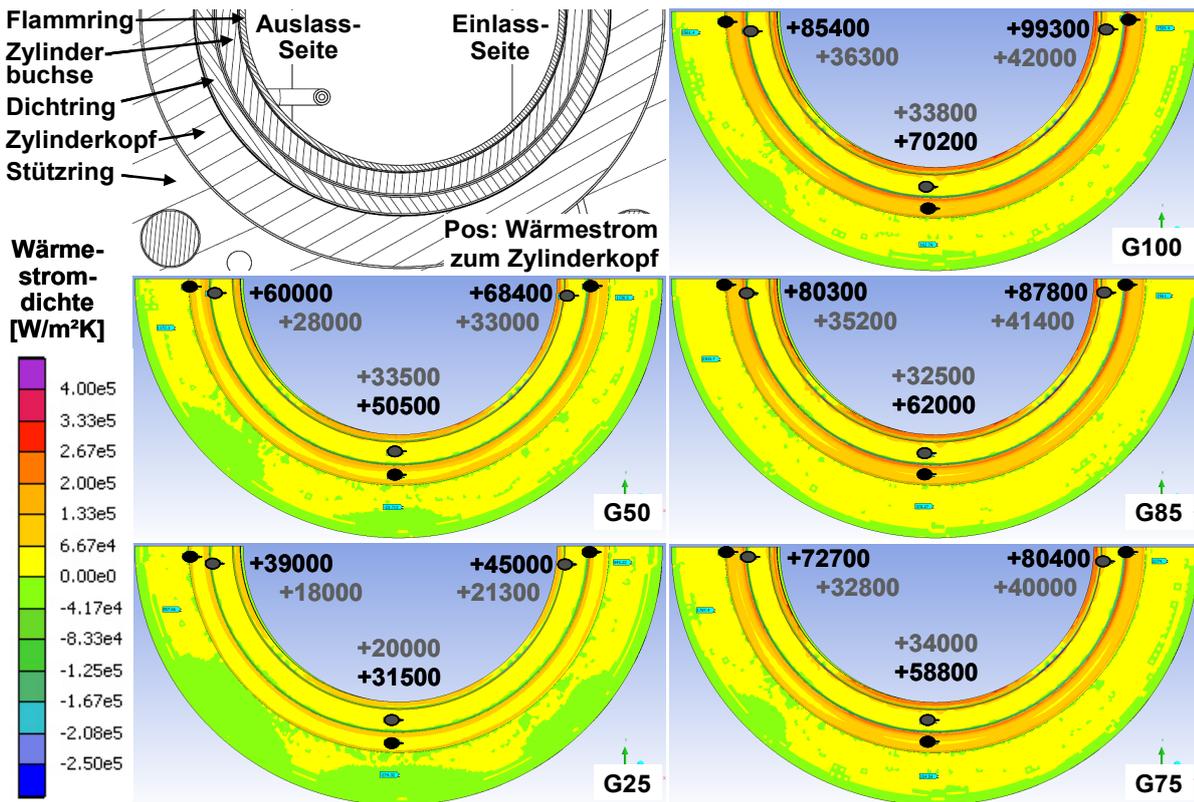


Bild 4.11: Wärmeübergang an der Zylinderkopfdichtung

Oberhalb der Zylinderkopfdichtung verlaufen, bedingt durch die kleine Brennraumfläche, thermisch kaum belastete Abschnitte der Kühlbohrungen in einem Abstand von 23 mm. An der Zylinderbuchse besteht im Bereich außerhalb des Flammrings eine relative Materialanhäufung und ein längerer Wärmeleitweg zu den Buchsenkühlbohrungen. An der Zylinderkopfdichtung stellten sich daher ein Temperaturgradient und ein Wärmestrom in Richtung

Zylinderkopf ein, der aus dem Bereich der oberen 10 mm des Buchsenkörpers abgeführt wurde. Dieser war mit der Motorlast ansteigend und betrug bei Vollast für den ganzen Motor ca. 1,9 kW (vgl. Bild 4.10 links, dort für den halben Motor dargestellt). Der thermisch hoch belastete Flammring führte die Wärme zu und leitete bei Vollast weitere 0,4 kW (entsprechend  $75000 \text{ W/m}^2$ ) über seine obere Fläche an den Zylinderkopf. Die Wärmeströme in Z-Richtung auf der oberen Deckfläche von Dichtring, Buchse und Flammring sind in Bild 4.10 dargestellt (die Skizze zeigt einen Schnitt auf Höhe des Dichtrings). Außer in peripheren Bereichen (negatives Vorzeichen, hellgrüne Farbzone) besteht auf dem Großteil der Flächen ein Wärmestrom nach oben. Die Größenordnung ist für repräsentative Stichproben in Flächenmitte als Zahlenwert angegeben.

#### 4.1.10 Bauteil Zylinderbuchse: Thermische FEM und Vergleich zur Messung

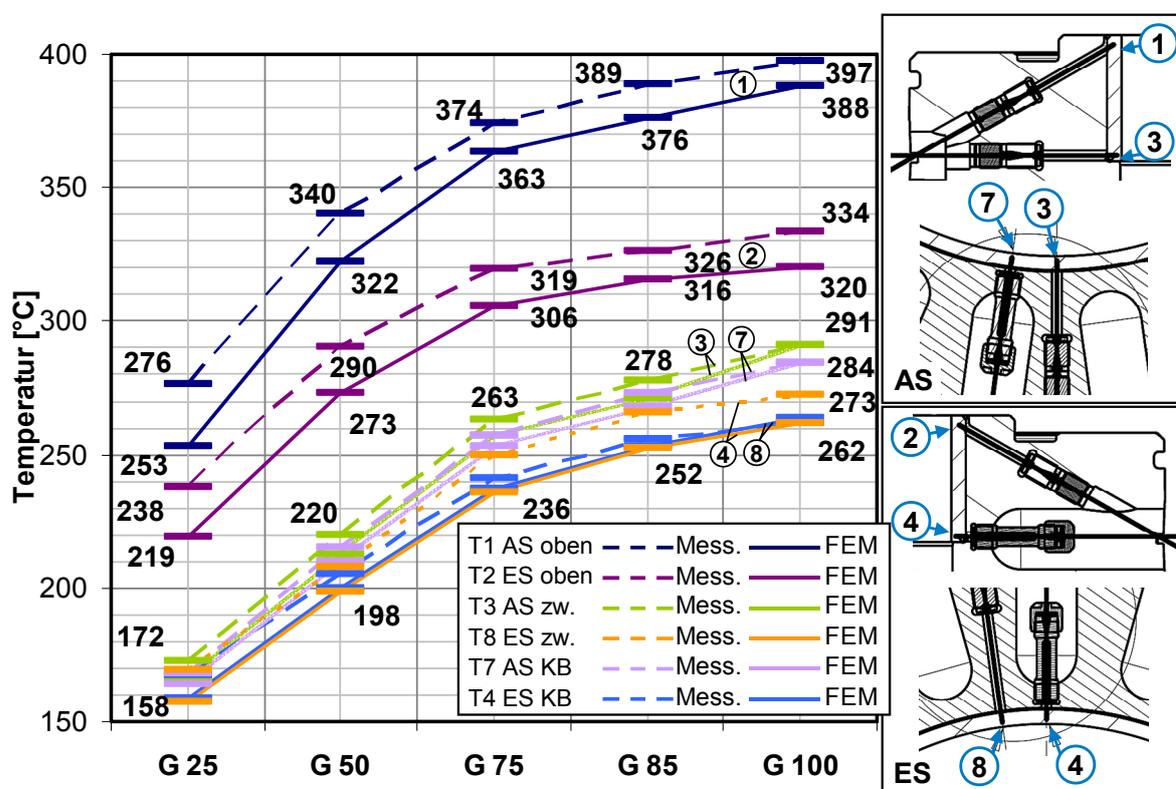


Bild 4.12: Temperaturen der Buchse am Flammring (Messung und Rechnung)

Die Modellierung der gaseitigen Randbedingung für die Zylinderbuchse war anspruchsvoller als für den Zylinderkopf. Die Buchse wies entlang ihrer Längsachse einen starken Temperaturgradienten auf. Der eingelegte Flammring war eine weitere Besonderheit. Durch die Messung direkt im Flammring konnten allerdings ausreichend Daten zur Nachrechnung der Buchsentemperatur gewonnen werden. Der Flammring legte sich unter Betriebstemperatur durch seine thermische Dehnung sehr fest an den Buchsenkörper an, wobei an dieser Kontaktfläche ein im Vergleich zu anderen Kontakten sehr hoher Wärmeübergang herrschte. Während der Verbrennung hatte nur der Flammring direkten Flammenkontakt, so dass er auf der Gasseite sehr stark thermisch belastet wurde, während der Buchsenkörper bis ca.  $30^\circ\text{KW n. OT}$  durch den Kolben verdeckt blieb. Die gemessenen Flammringtemperaturen bedingten für die Nachrechnung eine hohe modellierte Gastemperatur und gleichzeitig eine

relativ gute Wärmeabfuhr an der Rückseite des Flammrings (vgl. Abschnitt 4.1.8). Nur bei dieser Konfiguration ließen sich auch die Temperaturen an der Unterkante des Flammrings und im Buchsenkörper im Bereich der Kühlbohrungen plausibel nachbilden. Die absoluten Temperaturen lagen am OT des ersten Kolbenrings und im unteren Bereich der Buchse etwa um 5°C höher als in der Auslegungsrechnung. Der untere Bereich des Flammrings (Bereich der Kühlbohrungen) hatte etwa die früher vorausgerechnete Temperatur, während der obere Bereich des Flammrings in den Messungen und auch in der Nachrechnung ca. 30°C heißer war.

Die gemessenen und nachgerechneten Temperaturen am Flammring zeigt Bild 4.12. Von den Bauteilen der FEM-Simulation war die obere Kante des Flammrings (TB1, TB2) mit ca. 400°C (abgesehen von den Ventiltellern) der heißeste Bereich. Die Messstellen TB3 bis TB8 liegen im unteren Bereich des Flammrings direkt vor den Kühlbohrungen.

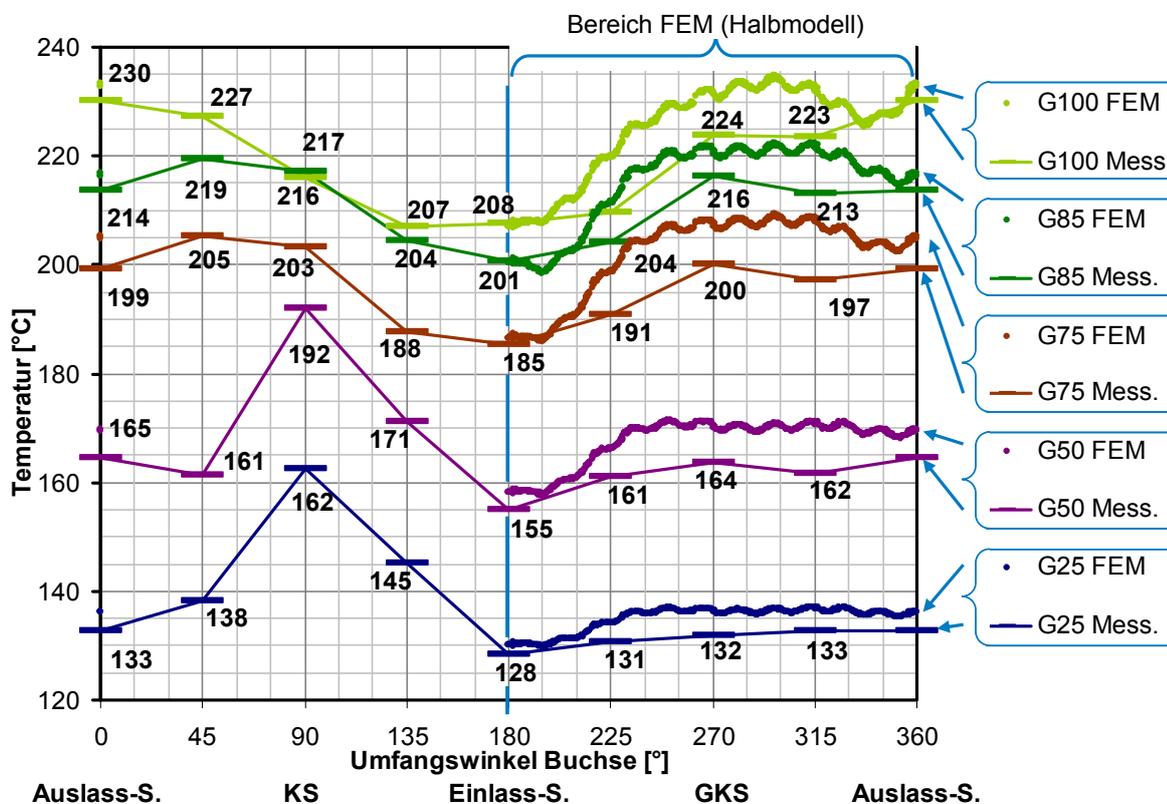


Bild 4.13: Temperaturen der Buchse am OT erster Kolbenring (Messung und Rechnung).

Im Bild 4.13 werden gemessene und berechnete Buchsentemperaturen am OT des ersten Kolbenrings gegenübergestellt. Die leichte Wellenform der Simulationsergebnisse wurde von den einzelnen Buchsenkühlbohrungen hervorgerufen (Darstellung der Temperaturwerte für jeden Knoten des Modells). Die Messung erfolgte an acht gleichmäßig verteilten Messstellen am Umfang (360° Umfangswinkel im Gegensatz zu den Simulationsergebnissen, die nur in der rechten Diagrammhälfte vorliegen). Die erreichte Anpassung des axialen Temperaturprofils auf der Auslassseite der Buchse zeigt Bild 4.14. Die Simulationsergebnisse wurden in der Materialtiefe der Messstellen ausgelesen. Am Flammring sind ein sehr steiler Temperaturanstieg im oberen Buchsenbereich und ein Temperatursprung bei dem Übergang zum Buchsenkörper sichtbar. Unterhalb der Temperaturmessstellen am Buchsenhals (bei 176 mm) sind sowohl die Temperaturen (< 150°C) als auch die Wärmestromdichten (< 50 000 W/m²K) sehr mode-

rat. Die Buchse ist unterhalb auf der Außenseite von einem Raum mit stehender Luft umgeben, über den keine Wärme abführbar ist. Die Wärme wird in diesem Bereich durch Kolbenreibung und in geringerem Umfang durch Kolben-Wärmeleitung zugeführt und auf der Buchseninnenseite von rücklaufendem Öl aus Kolben und Pleuellager abgeführt.

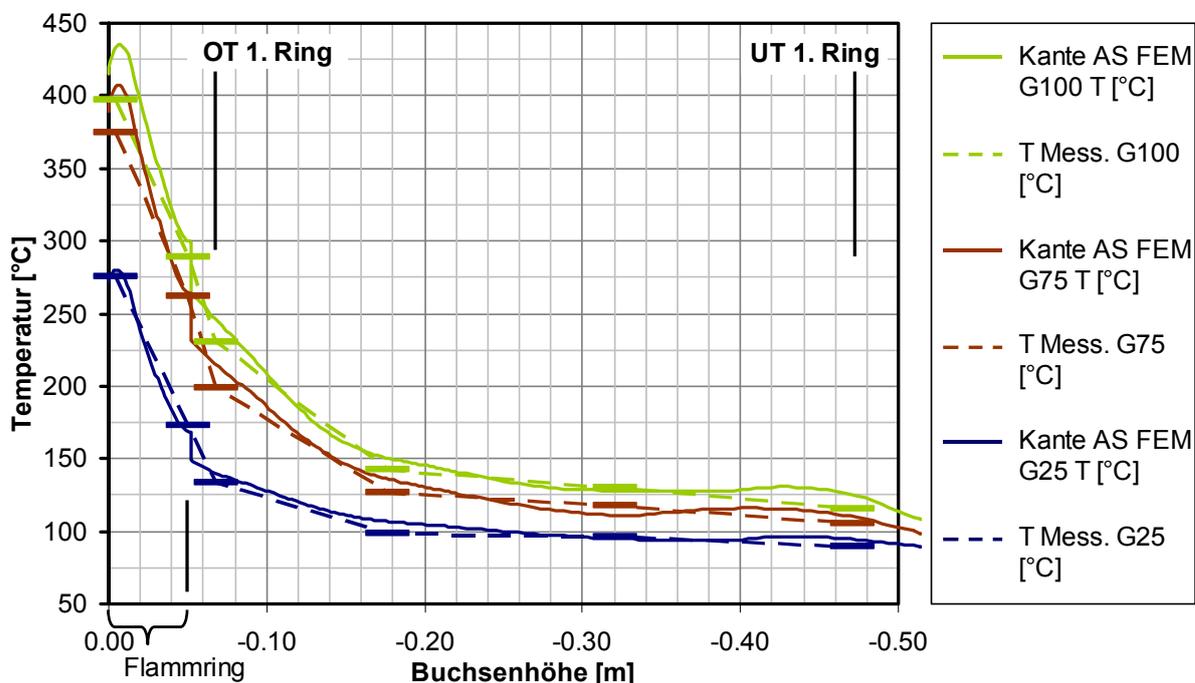


Bild 4.14: FEM-Temperaturprofile auf der Auslassseite in axialer Buchsenrichtung im Vergleich zur Messung für G25, G75 und G100

Die FEM-Temperaturergebnisse werden in Bild 4.15 als flächige Konturdarstellung auf der Simulationsgeometrie gezeigt. Die gekennzeichneten Maximaltemperaturen sind der Höchstwert auf der Oberfläche des FEM-Modells. Die dazu passenden Wärmestromdichten sind in Bild 4.16 dargestellt. Ab G75 liegen die Maximaltemperaturen am Flammring über 400 °C. Dieser Temperaturstau führt dazu, dass zusätzliche Wärme nur noch unterproportional aufgenommen werden kann und mit steigender Last der Wandwärmeanteil relativ zur zugeführten Enthalpie der Verbrennung zurückgeht. Die Kühlgeometrien wurden für eine gute Kühlung im Bereich des OT des ersten Kolbenrings positioniert (was erfolgreich war). Leider ist diese Anordnung für die Kühlung des Flammrings eher ungünstig, wodurch der Wärmestau mitverursacht wird.

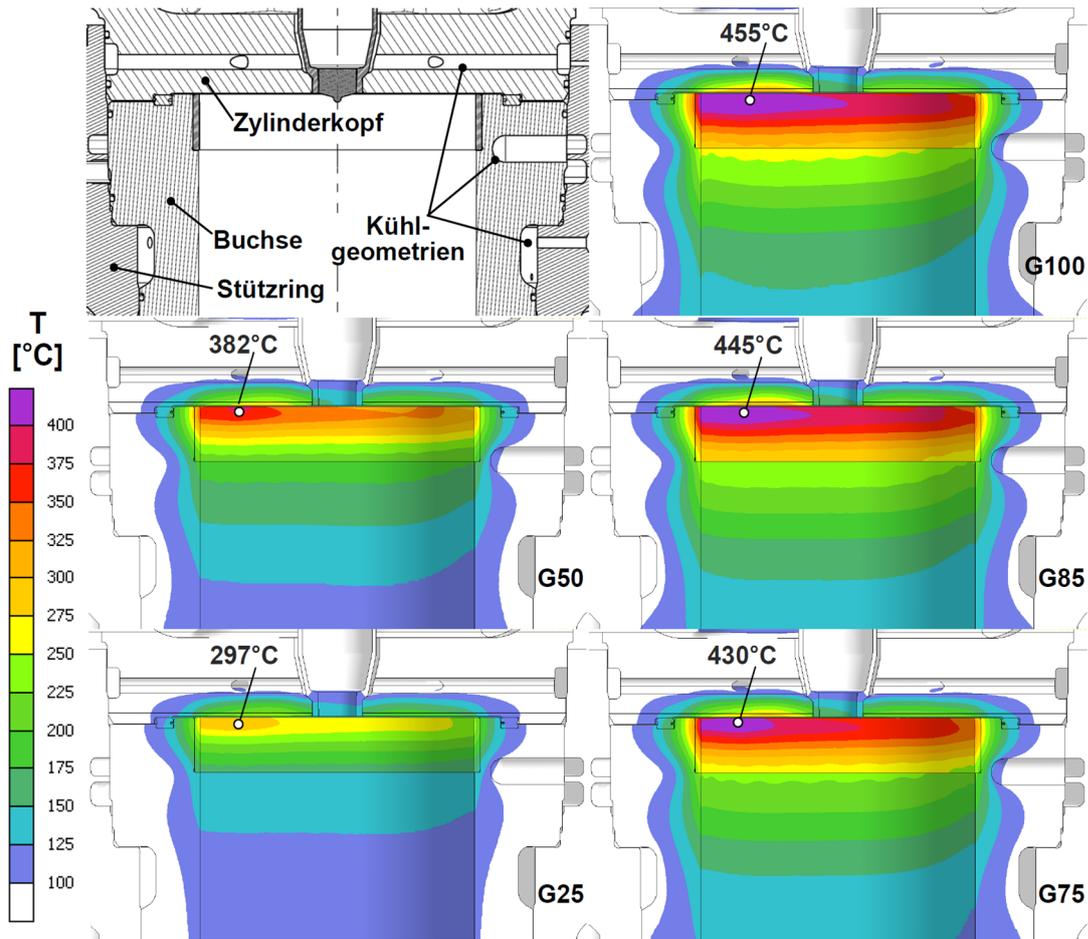


Bild 4.15: FEM-Temperaturergebnisse an der Zylinderbuchse

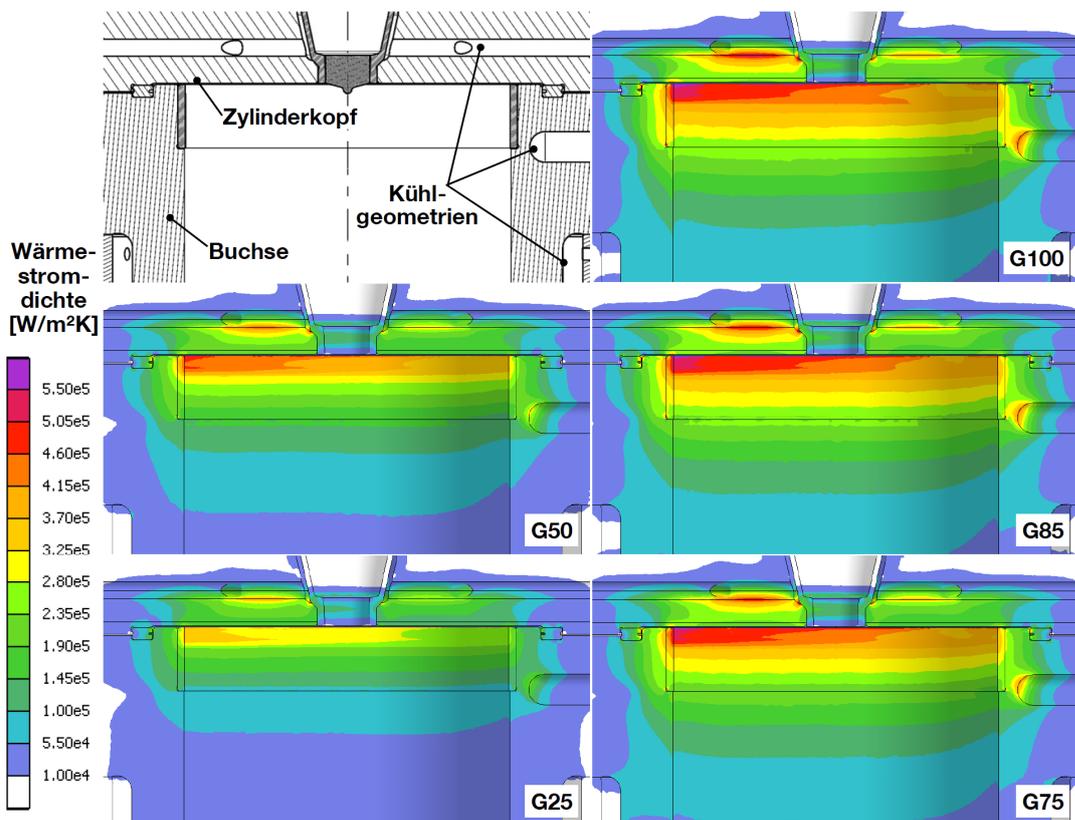


Bild 4.16: Wärmestromdichte an der Zylinderbuchse als FEM-Ergebnis

#### 4.1.11 Energiebilanz aus FEM-Simulation für Zylinderkopf und -buchse

Als weiteres Ergebnis der thermischen FEM-Rechnung wurde eine Energiebilanz für den simulierten Bereich durchgeführt. Die Wärmemengen wurden für alle Wärme übertragenden Bereiche ausgelesen. Aufgeteilt nach zuführenden und abführenden Flächen ließ sich so der Wärmehaushalt der Bauteile darstellen. Darüber hinaus wurden neben den Wärmeübergängen an Kopf und Buchse noch die Wärmeübergänge in den Auslasskanälen, an die Umgebungsluft (über die Außenflächen) und über die Motorstruktur an das Kurbelgehäuse (Hauptschmieröl) berücksichtigt. Die gesamte Wärmeleistung innerhalb der Systemgrenze der FEM betrug bei Volllast ca. 67 kW. Der Wärmeübergang im Auslasskanal war zusammen mit dem Wärmeübergang an den Ventilsitzringen und der Kanalseite des Ventils in der FEM ähnlich hoch wie derjenige am Brennraumdach (Bild 4.17, linkes Diagramm). Die in die Buchse zugeführte Wärmeleistung war in allen Fällen größer als die zugeführte Wärme auf der Brennraumseite des Zylinderkopfes.

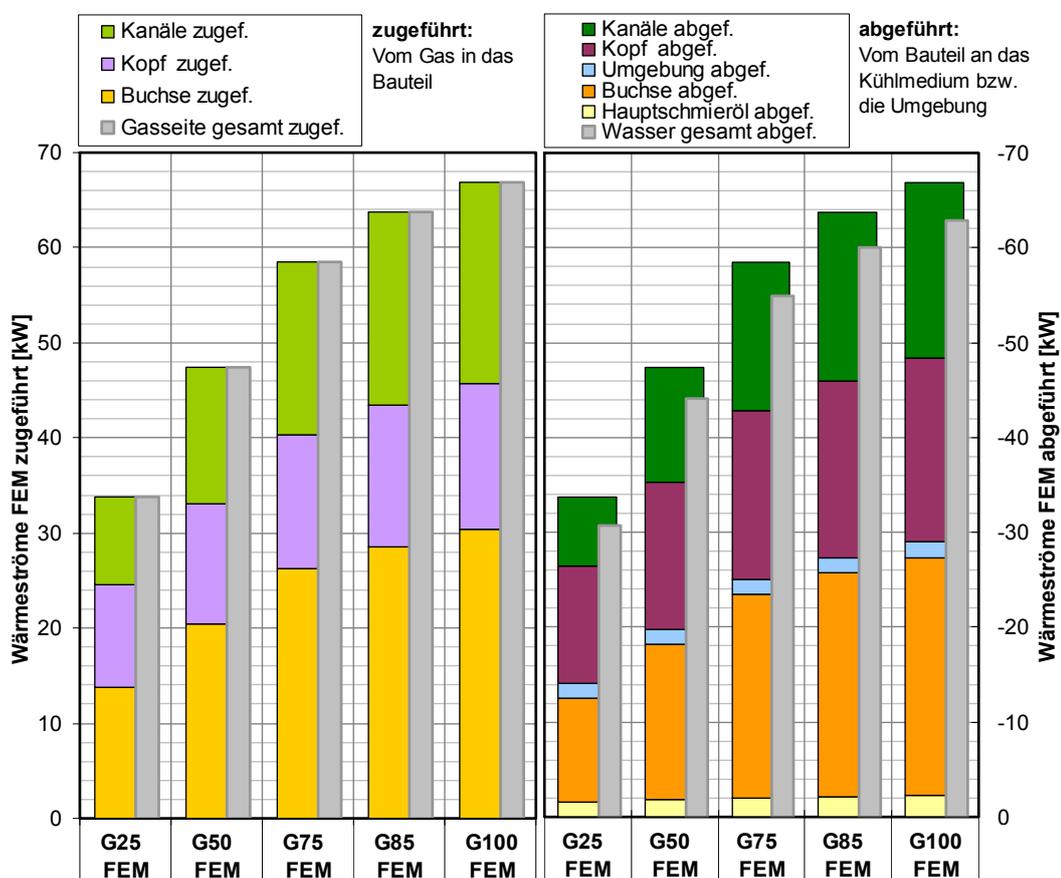


Bild 4.17: Nachrechnung der Energien aus der FEM im gemeinsamen Modell mit Kopf und Buchse für einen Lastschnitt von 25% bis 100% Last

Durch die Anordnung der Kühlräume des Forschungsmotors wurde der Großteil der Prozesswärme direkt vom Kühlwasser aufgenommen. Die Wärmeanteile, die an die Umgebungsluft und den Kurbelraum abgeführt wurden, waren dementsprechend gering. Die Oberflächen der Kühlgeometrien des Zylinderkopfes führten zusätzliche Wärme aus den Auslasskanälen und Wärme aus dem oberen Bereich der Buchse ab. Der Wärmeaustausch der Buchse mit dem Kolben war durch dessen intensive Ölkühlung sehr gering. Der Bereich des

Ringfelds im Kolben lag unterhalb des Ölrums und hatte daher niedrige Temperaturen (ca. 130°C), die etwa gleich hoch waren wie die Temperatur der unteren Bereiche der Buchse.

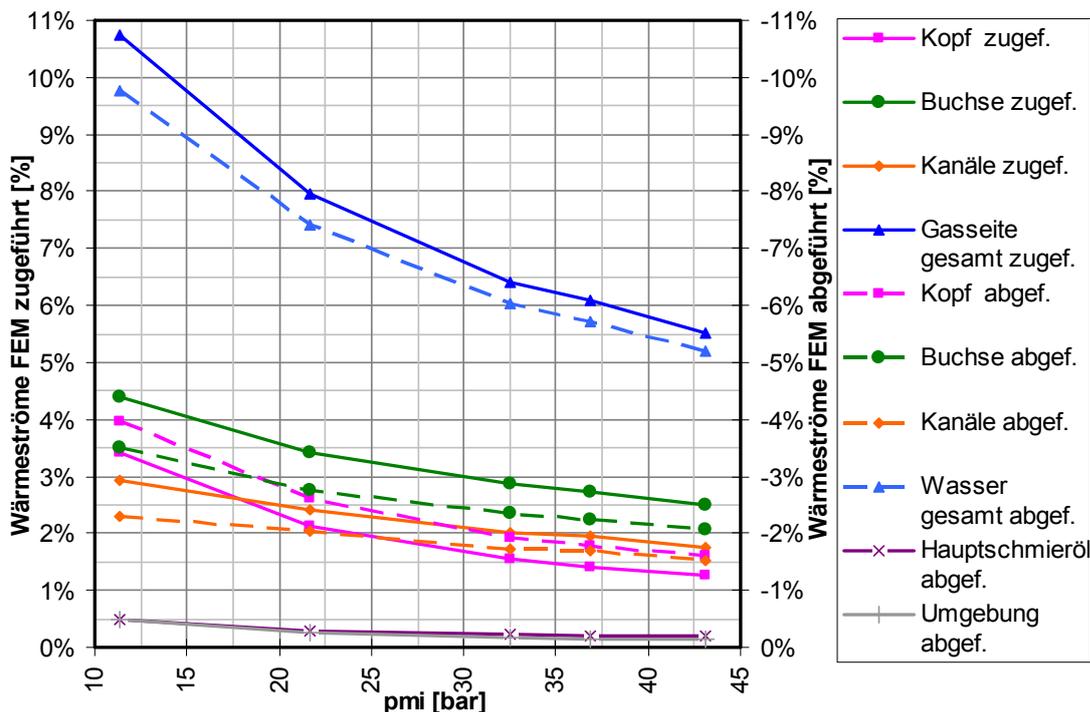


Bild 4.18: Energieergebnisse der FEM als relative Anteile der zugeführten Wärmemenge (aus Kraftstoffverbrauchsmessung) über dem indizierten Mitteldruck

Die in Bild 4.17 gezeigten Energieströme werden in Bild 4.18 relativ zur zugeführten Kraftstoffleistung und als Parameter über dem indizierten Mitteldruck dargestellt. In dieser Darstellung sieht man, dass der Wandwärmeanteil des Versuchsmotors bis zur maximalen Last stets zurückging. Der gezeigte Trend wird durch das gleiche Ergebnis in der abgeglichenen Prozessrechnung und durch die gute Übereinstimmung der FEM-Wärmemengen mit der Energiebilanzmessung des Prüfstandes bestätigt.

#### 4.1.12 Vergleich mit der Energiebilanz aus Prüfstandsmessdaten

Am Motorprüfstand der TUHH wurde im Projekt eine messtechnische Energiebilanzierung durchgeführt. Dafür wurden die Volumenströme der flüssigen Medien direkt gemessen und die Differenz zwischen Ein- und Austrittstemperatur mit speziellen Differenz-Temperaturgebern präzise erfasst. Mit diesen Informationen und den vorhandenen Messwerten der Nutzleistung, der Kraftstoffmasse, des Ladeluftmassenstroms und der Abgastemperatur konnten die Energieströme am Motor nahezu geschlossen erfasst werden. Den schematischen Energiefluss mit Zahlenwerten für einen Volllastpunkt der Bauteilmessungen illustriert Bild 4.19. Durch die geometrische Form des Motoraufbaus waren die Energieanteile, die vom Kühlwasser und vom Motoröl aufgenommen werden, relativ klar aufgeteilt. Im Kühlwasser fand sich die Wandwärme von Zylinderbuchse, Zylinderkopf und Auslasskanälen. Im Kolbenkühlöl wurde die Wandwärme des Kolbens aufgenommen. Dieses Öl mischte sich im Rücklauf mit dem Hauptschmieröl. Der Wärmeübertrag zwischen Kolben und Buchse am Ringpaket war wegen der Bauform des Kolbens und den Temperaturverhältnissen im unteren Bereich der Buchse minimal und kann vernachlässigt werden. Im Hauptschmieröl waren Wärmeanteile aus der Kolben-, Pleuel- und Grundlagerreibung enthalten. Der Reibungs-

energiestrom insgesamt betrug ca. 80 kW bei Vollast (aus APR ermittelt) und war deutlich größer als die Wärme in Haupt- und Rädertrieb-Schmieröl (39 kW + 4 kW bei G100). Die restliche Wärme weiterer Reibungsanteile, z.B. des Massenausgleichsgetriebes, des Zwischenlagers und der Schwungscheibe, waren in keinem der Messwerte enthalten und wurden direkt an die Umgebung abgegeben. Dabei ist zu beachten, dass der in FEM abgebildete Bereich nur ca. 10% der Gesamtmasse des Motoraufbaus ausmachte und die Oberflächen der nicht simulierten Teile (2/3 des Motorgestells, Massenausgleich, Untergestell u.a.) wesentlich größer waren und daher große Wärmemengen an die Luft des Prüfraumes abgeben konnten.

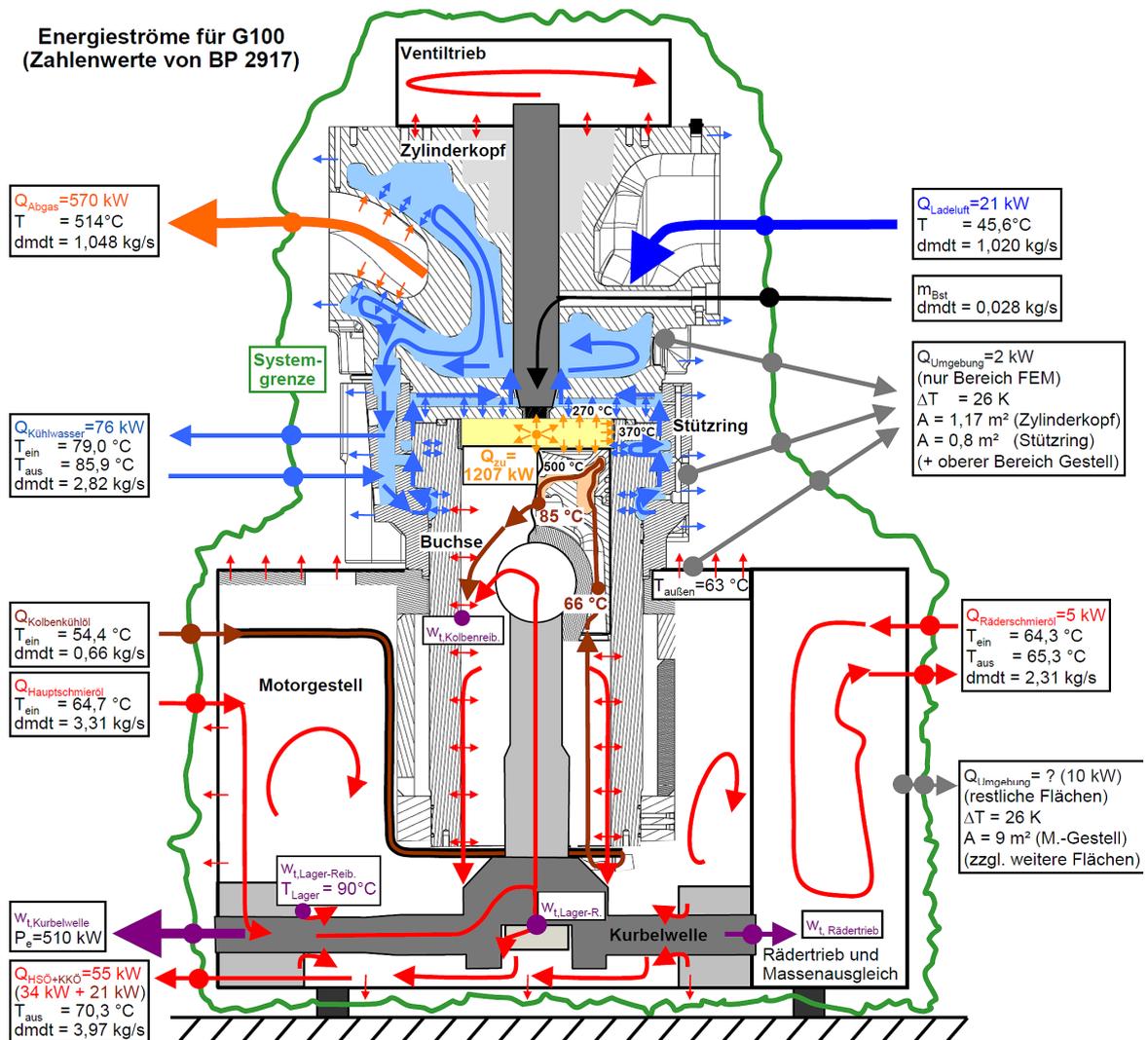


Bild 4.19: Schematische Darstellung der Energieströme am Forschungsmotor

Die Bilanzierung lieferte wertvolle Daten für die Prozessrechnung und den Abgleich der Simulationen. Trotz bestmöglicher Ausführung ist aber mit der Bilanzierung keine absolute Genauigkeit aller Energien erreichbar. Sie wies betriebspunktabhängig eine Differenz aller Ströme von 25-50 kW (entsprechend 2-4%) auf, in der nicht messbare Anteile enthalten waren. Dies war z.B. die Wärmeleitung der Gestell-Oberflächen an den Prüfstandsraum. Außerdem ist die Summe der Ungenauigkeiten bei der Berechnung der restlichen Energien enthalten. Der Motoraufbau mit Untergestell mit einem Gesamtgewicht von ca. 38 t hatte zudem eine gewisse Wärmespeicherfähigkeit und große Oberflächen, so dass z.B. eine

Wärmeleitung in das Untergestell einem „verlorenen“ Energiestrom entsprach, der messtechnisch nicht erfasst wurde. Die am Prüfstand ermittelte kühlmittelseitige Energiebilanzierung wies mit hoher Genauigkeit eine Wärmeleistung im Kühlwasser von ca. 75 kW für den nachgerechneten Volllastpunkt aus. Die Wärmemenge des FEM-Modells mit abgeglichenem Temperaturfeld war mit ca. 63 kW 16,3 % geringer als die Bilanzierung am Prüfstand. Die bilanzierte Wärmemenge am Kolben (Prüfstandsmessung) stimmte mit ca. 21 kW beim nachgerechneten Volllastpunkt gut mit der FEM des Kolbens der Firma Mahle überein. Für die Berechnung des Kolben-Wärmestroms mussten allerdings Öltemperaturen von Thermoelementen im Kolben (TK9, TK10, TK19) herangezogen werden und Annahmen zur Verteilung der Ölmenge auf den äußeren und inneren Ölraum des Kolbens getroffen werden, weil sich der Kolbenkühlöl-Volumenstrom im Rücklauf mit dem Motorkühlöl mischt.

Die Arbeitsprozessrechnung mit unverändertem Wandwärmeübergang nach Woschni und Zapf-Kanalwandwärmemodell ergab für das Kühlwasser eine Energie von ca. 96 kW. Diese Abweichung der APR-Wandwärme von der Messung betrug für alle fünf in der FEM nachgerechneten Motorlasten ca. 20 %. Dies widersprach der präzisen Wärmeleistungsmessung im Kühlmittel und es war in der FEM ausgeschlossen, eine solche Energiemenge unter den gegebenen Randbedingungen durch die Bauteile abzuführen. Um Messung und APR in Übereinstimmung zu bringen, musste der Wärmeübergangskoeffizient nach Woschni um 20 % reduziert werden. Mit der so angepassten Arbeitsprozessrechnung war eine hinreichende Übereinstimmung der Energiemengen zwischen Prozessrechnung, Messdaten und FEM für alle Motorlasten von G25 bis G100 gegeben.

### 4.1.13 Fazit der thermischen FEM

Für Zylinderkopf und Zylinderbuchse wurden fünf Betriebspunkte mit verschiedenen Motorlasten in der thermischen FEM nachgerechnet. Es wurden gut übereinstimmende Temperaturen und Energien zwischen FEM und Messungen erreicht und eine erfolgreiche Verknüpfung der Ergebnisse mit Ergebnissen der Prozessrechnung und der Energiebilanz am Prüfstand hergestellt. Der Wandwärmeübergangskoeffizient nach Woschni war gemäß der FEM-Ergebnisse für die nachgerechneten Betriebspunkte des Forschungsmotors um ca. 20% zu hoch. Die Prozessrechnung mit reduziertem Wärmeübergangskoeffizienten lieferte von den Energien her besser passende Ergebnisse. Es werden große Energiemengen in den Auslasskanälen abgeführt. Daher muss dieser Effekt unbedingt in der Prozessrechnung berücksichtigt werden. Dieser Anteil war am Forschungsmotor besonders hoch, weil die verhältnismäßig kleinen Gaswechselkanäle und die großen Ladungsmassen den Wärmeübergang begünstigten. Die Wärmebelastung der Bauteile war am Flammring und am Muldenrand der Buchse sehr hoch, die Ventile waren speziell bei den niedrigeren Lastpunkten thermisch hoch belastet. Der Zylinderkopf war thermisch eher moderat belastet. Am Zylinderkopf waren lokal sehr ausgeprägte Kühlungs- und Aufheizeffekte durch den Ladungswechsel im Bereich hoher Strömungsgeschwindigkeiten festzustellen (Brennraumflächen in Umgebung des Ventilspalts). Diese wurden durch die Anpassung der thermischen Randbedingung in der FEM abgebildet. Insgesamt war ein sinkender Wandwärmeanteil zu höheren Lasten hin vorhanden (Downsizing-Effekt).

## 4.2 FEM-Nachrechnung der mechanischen Ergebnisse

Die mechanische Strukturfestigkeitsrechnung liefert die gesuchten Aussagen zur Lebensdauerbewertung des Bauteils. Die Vorgehensweise und Methoden zur Bewertung der TMF-Lebensdauer werden z. B. in [Tra08] vorgestellt. Die mechanische Finite-Elemente-Simulation war von den Randbedingungen her weniger aufwändig als die thermische Simulation. Die Anzahl der Last-Randbedingungen war überschaubar und die Größe der Werte bekannt. Die Herausforderung bei der mechanischen FEM-Simulation lag in der Definition der Materialkennwerte und der korrekten Definition der Kontaktbedingungen. Beides hatte starken Einfluss auf die Rechenergebnisse und wurde im Lauf des Projekts optimiert. Der numerische Aufwand für die mechanische Lösung war höher als für die thermische FEM. Während die thermische Simulation in ca. einer Stunde pro Fall gelöst wurde, bewegten sich die Rechenzeiten der mechanischen FEM im Bereich von Tagen.

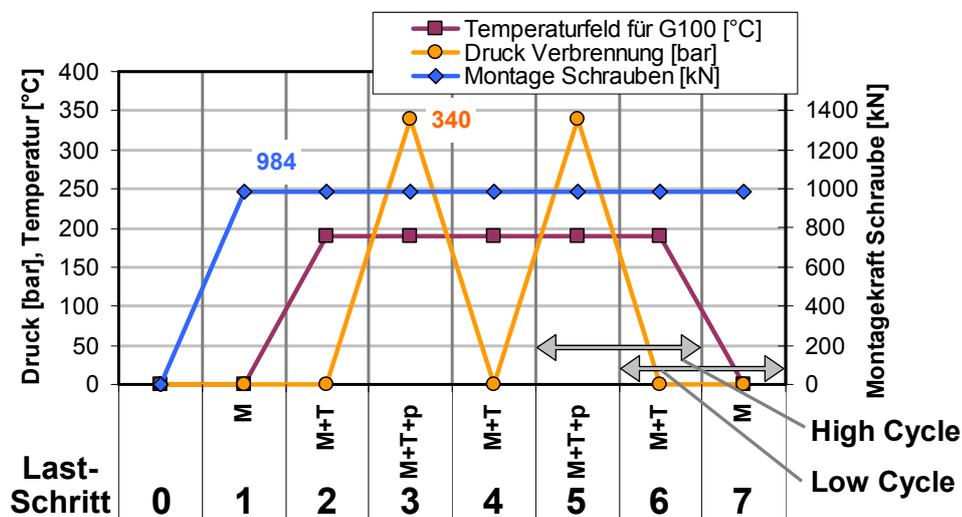


Bild 4.20: Abfolge der Lastschritte im FEM-Modell (Schema)

Um die am Forschungsmotor auftretenden Belastungen in geeigneter Weise zu berechnen, wurden die Lastschritte der mechanischen FEM, wie in Bild 4.20 gezeigt, angeordnet. Die Abfolge bestand aus sieben Lastschritten, welche die aufeinanderfolgenden Belastungen repräsentierten. Die Berechnung als Sequenz bewirkte, dass bei lokalem Überschreiten der Dehngrenze des Werkstoffs plastisches Fließen auftrat, dessen plastische Dehnung für die folgenden Schritte als Randbedingung bestehen blieb. Während der Lastschritte änderte sich außerdem durch Kontaktreibungseffekte die relative Position der Kontaktflächen zueinander. Die letzten Lastschritte zeigten daher den Zustand, wie er im Motorbetrieb zu erwarten wäre und wurden für die Auswertung verwendet (vgl. Abschnitt 4.2.3, allgemeine Ergebnisse der mechanischen FEM). Dabei entsprach Schritt 5 den Belastungen aus der Montage, Temperatur- und Zünddruckbelastung (M+T+p), Schritt 6 der Montage- und Temperaturlast (M+T) und Schritt 7 nur der Montagelast (M).

Die beiden kennzeichnenden Belastungsarten für Motorbauteile sind die isotherme Wechselbeanspruchung (HCF, „High Cycle Fatigue“) und die thermomechanische Wechselbeanspruchung (TMF, „Thermomechanical Fatigue“). Die HCF-Belastung entspricht der Belastungskurve eines Arbeitsspiels. Sie erreicht daher bereits nach kurzen Motorlaufzeiten Zyklenzahlen im Dauerfestigkeitsbereich ( $>1 \cdot 10^6$  Zyklen für Eisengusswerkstoffe). Für die TMF

des Forschungsmotors entspricht ein Zyklus dem Aufwärmen des Motors mit folgendem Betrieb und Abkühlen bis zur Raumtemperatur. In anderen Anwendungen können während einer Betriebsperiode wiederholte TMF-Zyklen auftreten, für den betrachteten Fall entspricht aber eine Betriebsperiode des Motors genau einem Lastspiel für TMF. In Abgrenzung zur „high cycle fatigue“ wird für diese Belastungsart im Folgenden der Begriff „Low Cycle Fatigue“ verwendet. Die Zahl der Low-Cycle-Fatigue-Lastzyklen liegt innerhalb der Motorlebensdauer im Bereich der Zeitfestigkeit.

Die Differenz der Lastschritte 6 und 7 der FEM wurde als Low-Cycle-Amplitude gedeutet und entspricht dem Aufbringen bzw. Wegnehmen der Betriebstemperatur. Die Differenz von Schritt 5 und Schritt 6 stellte durch einmaliges Auftreten des maximalen Zünddrucks das Lastspiel im High Cycle dar. Mit diesen Lastamplituden wird in Abschnitt 4.4, Seite 124 der Festigkeitsnachweis für Dauerfestigkeit geführt (Vergleich der FEM-Spannungsergebnisse gegen die jeweiligen Werkstoffkennwerte). Zur Verifizierung der FEM-Rechnung wurden für die Schritte 5-7 die FEM-Dehnungen an den Orten der DMS mit den DMS-Messwerten verglichen. Dieser Rechnung-Messung-Vergleich wird in Abschnitt 4.3, S.118 beschrieben.

Die Montagekraft der Zylinderkopfschrauben betrug 984 kN je Schraube (2x im Halbmodell). Weitere Montagekräfte waren die Injektorschrauben (je 38 kN, vgl. Abschnitt 3.3.2) und die Kräfte der Ventildfedern (je 10 kN). Dabei war die erforderliche Montagekraft des Injektors im Vorfeld mit einem höheren Wert eingeplant gewesen. Die tatsächlich angewendete (und durch die DMS der Injektorschrauben direkt gemessene) Montagekraft war jedoch für den sicheren Motorbetrieb ausreichend hoch und für die Bauteilfestigkeit des Zylinderkopfes vorteilhaft. Die Montagelasten wurden in Schritt 1 aufgebracht und dann über alle Lastschritte fixiert. Die Belastungen aus den Übermaßpassungen der Kontakte (z.B. Ventilsitzringe) wurden ebenfalls bereits bei Schritt 1 wirksam. Bei Schritt 2 bis einschließlich Schritt 6 war das Temperaturfeld des G100-Betriebspunktes wirksam. Die Schritte 2, 4 und 6 entsprachen also dem Volllastbetrieb zu einem Zeitpunkt ohne Brennraumdruck, z.B. im Ladungswechsel. Der Verbrennungsdruck von 340 bar wurde bei Schritt 3 und Schritt 5 aufgebracht und wirkte auf alle brennraumseitigen Bauteilflächen von Kopf und Buchse bis zum Dichtring und zum OT des ersten Kolbenrings.

### 4.2.1 Kontaktbedingungen der mechanischen FEM-Rechnung

Im mechanischen FEM-Modell waren 42 Kontakte aktiv (vier weitere waren nur thermisch definiert). Davon waren 15 reibungsbehaftet, 14 als reibungsfrei definiert und der Rest als Verbundkontakt. Die reibungsbehafteten Kontakte befanden sich an allen wesentlichen Stellen in Brennraumnähe, z.B. über und unterhalb der Zylinderkopfdichtung, radial am Sitz der Injektorhülse und radial um die Ventilsitzringe sowie an den verschiedenen Kontakten zwischen Stützring und Buchse. Diese sind in Bild 4.21 dargestellt. Reibungsfrei wurden Bereiche definiert, an denen keine durch die Kontakte verursachten Zwangskräfte auftreten sollten, wie z.B. die oberen Kontaktflächen der Ventilsitzringe, die Kontakte des Zylinderkopfes zu den Injektorhülsen oder die radiale innere Fläche des Dichtrings. Weitere Kontakte wurden als Verbund definiert, z.B. der Kontakt vom Stützring zum Motorgestell oder die Kontakte der Zylinderkopfschrauben zur oberen Fläche des Zylinderkopfes.

	Kontaktkörper	Zielkörper
Reibungsbehaftet	Dichtring	Buchse_oben
	Dichtring	Brennraumdach
	Einspritzdüse_unten (zyl. Fläche)	Zylinderkopf
	Flammring	Buchse_oben
	Flammring (untere Fläche)	Buchse_oben
	Stuetzring	Zylinderkopf
	Stuetzring (über Kühlgeometrie)	Buchse_oben
	Stuetzring (über Buchsenauflage)	Buchse_oben
	Stuetzring (unter Buchsenkühlung)	Buchse_oben
	Stuetzring (Bereich unter Buchsenhals)	Buchse_oben
	Ventil_Einlass	Ventilsitz Einlass
	Ventil_Auslass	Ventilsitz Auslass
	Ventilsitz Auslassventil (radial)	Brennraumdach
	Ventilsitz Einlassventil (radial)	Brennraumdach

Bild 4.21: Links: reibungsbehaftete Kontakte im FEM-Modell für Buchse und Zylinderkopf, rechts: Übersicht über die im FEM-Modell verwendeten Kontaktarten

#### 4.2.2 Nichtlineare Materialgesetze für die Gusswerkstoffe der FEM

In den Festigkeitsrechnungen der Motorauslegung [Rus08] wurde erkannt, dass in hoch belasteten Bereichen der Bauteile Spannungen oberhalb der Fließgrenze der verwendeten Eisengusswerkstoffe auftreten würden. Daher wurden für Zylinderkopf und Zylinderbuchse in der FEM-Simulation Materialgesetze mit nichtlinearem Verhalten verwendet. Bei Gusseisen ist die Werkstoffkennlinie bereits bei Spannungen unterhalb der Fließgrenze nicht vollkommen linear, sondern beinhaltet ab der Proportionalitätsgrenze einen kleinen nichtlinearen Anteil. Oberhalb der Fließgrenze verformt sich der Werkstoff plastisch. Diese irreversible plastische Dehnung tritt zusätzlich zur elastischen Dehnung auf und bildet mit dieser die Gesamtdehnung. Das thermoplastische Verhalten einiger Graugusswerkstoffe, darunter der dem Material der Zylinderbuchse sehr ähnliche GJL-300, wurde in [Lan04] experimentell untersucht. Die dort durchgeführten TMF-Testzyklen bildeten das Verhalten fest eingespannter Bauteile unter thermischen Zyklen ab, wobei die Werkstoffprobe bei jedem Zyklus plastisch verformt wird.

In Bild 4.22 werden die entsprechenden Kennlinien der beiden Werkstoffe für die FEM dargestellt. Sie wurden in Ansys in der Formulierung „multilineare kinematische Verfestigung“ implementiert, die zur Beschreibung von Gusswerkstoffen empfohlen wird. Diese Formulierung ist ein Standardmodell nach Chaboche [Cha89]. Das Verhalten dieses Modells bei plastischen Fließeffekten unter zyklischer Last, wie sie in den Motorbauteilen auftreten, wird z.B. in [Aur95] diskutiert. Beim Werkstoff der Buchse, der eine Zugfestigkeit von 290 MPa aufweist, beginnt bereits ab 170 MPa das nichtproportionale Verhalten. Bei dem duktileren Werkstoff GJS-400 des Zylinderkopfes (Normwert der Zugfestigkeit: 390 MPa) tritt der Effekt oberhalb von 325 MPa auf. Bei geringeren Lasten verhält sich der Werkstoff zunächst rein elastisch. Falls in der FEM das plastische Materialverhalten nicht berücksichtigt wird, werden die Spannungen entsprechend dem Elastizitätsmodul linear berechnet. In den hoch belasteten Bereichen werden die Spannungen dann zu groß berechnet. Außerdem verändert sich

durch den Einsatz des nichtlinearen Materialgesetzes das Dehnungs- und Spannungsergebnis für die nachfolgenden Lastschritte, da der plastische Anteil irreversibel im Werkstoff verbleibt. Die weiteren Festigkeitsdaten der Werkstoffe werden in den Abschnitten 4.4.1 und 4.4.2 (Festigkeitsnachweis) erläutert.

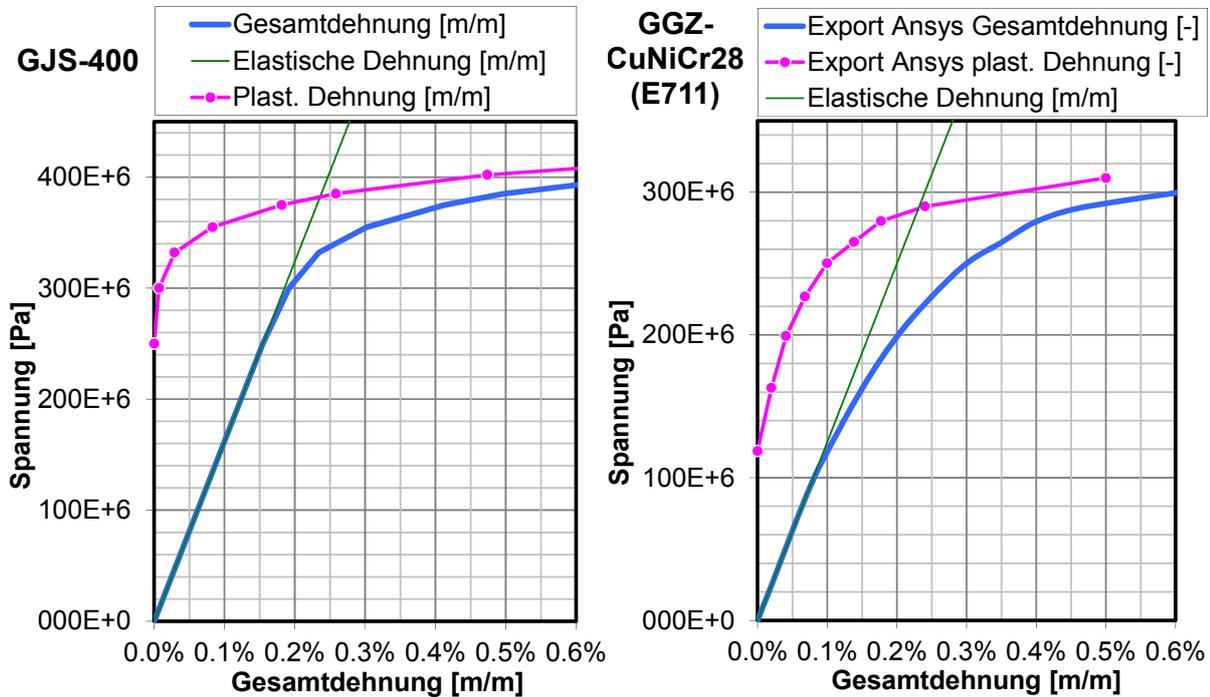


Bild 4.22: Spannung-Dehnung-Beziehung der nichtlinearen Materialgesetze für Zylinderkopf (GJS-400, links) und Zylinderbuchse (GGZ-CuNiCr28, rechts)

### 4.2.3 Ergebnisse der mechanischen FEM

Die FEM-Baugruppe wird bei der Montage durch die Zylinderkopfschrauben (zwei im Halbmodell) in vertikaler Richtung (Z-Achse) belastet. Deren Kraft wird über Muttern in die obere Deckplatte des Zylinderkopfes und von dort in dessen zylindrische Außenwand des Zylinderkopfes eingeleitet. Von der dickwandigen Bodenplatte des Zylinderkopfes wird die Montagekraft durch den Dichtring, die Zylinderbuchse und den Stützring in das Gestell übertragen. Diese Kontaktflächen sind alle ringförmig und konzentrisch zur Zylinderachse. Die unteren Gewinde der Zylinderkopfschrauben befinden sich etwa auf Höhe des unteren Randes der Zylinderbuchse, so dass das Motorgestell auf ca. 400 mm Länge im Kraftfluss der Zylinderkopfschrauben liegt. Im Bereich ober- und unterhalb der Zylinderkopfdichtung verlaufen die Kühlbohrungen der Bauteile quer zum Kraftfluss und werden durch die Montagekraft verformt. Im oberen Wasserraum des Zylinderkopfes befinden sich die Ein- und Auslasskanäle. Sie treten vertikal aus der Bodenplatte hervor und sind dann zur Außenwand hin gekrümmt. Sie sind nach oben hin über Bohrpfefen für die Ventilführungen mit der Deckplatte verbunden und stützen auf diesem Weg das Brennraumdach gegen Verformung durch Zünddruck ab. Die zweite wesentliche Montagelast ist die Vorspannkraft des Injektors. Dieser steht frei im Wassermantel, hat zum Brennraumdach hin eine konische Auflagefläche und wird über ein Joch und zwei Schrauben in diesen Kegelsitz gepresst. Diese Last wurde in der FEM entsprechend der Messwerte der Injektorschrauben als Kraft abgebildet, die direkt auf die Injektorhülse wirkt. Die Injektorschrauben wurden daher nicht modelliert. Die dritte Belas-

tung, die bereits bei der Montage vorliegt, ist die Übermaßpassung der Ventilsitzringe. Diese wurde innerhalb der Passungstoleranz mit einem mittleren Übermaß-Wert in der FEM abgebildet.

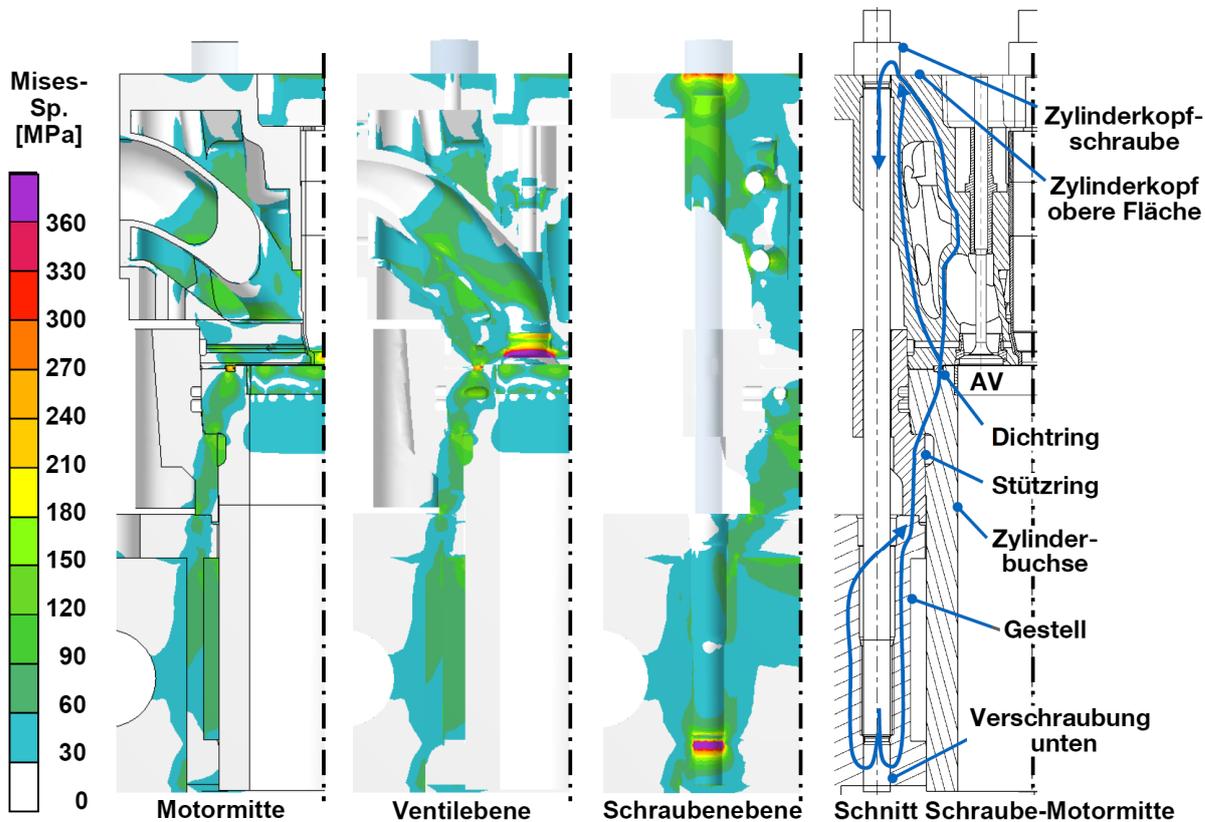


Bild 4.23: Montagespannung der Baugruppe (Schritt 7) und Krachflusschema.

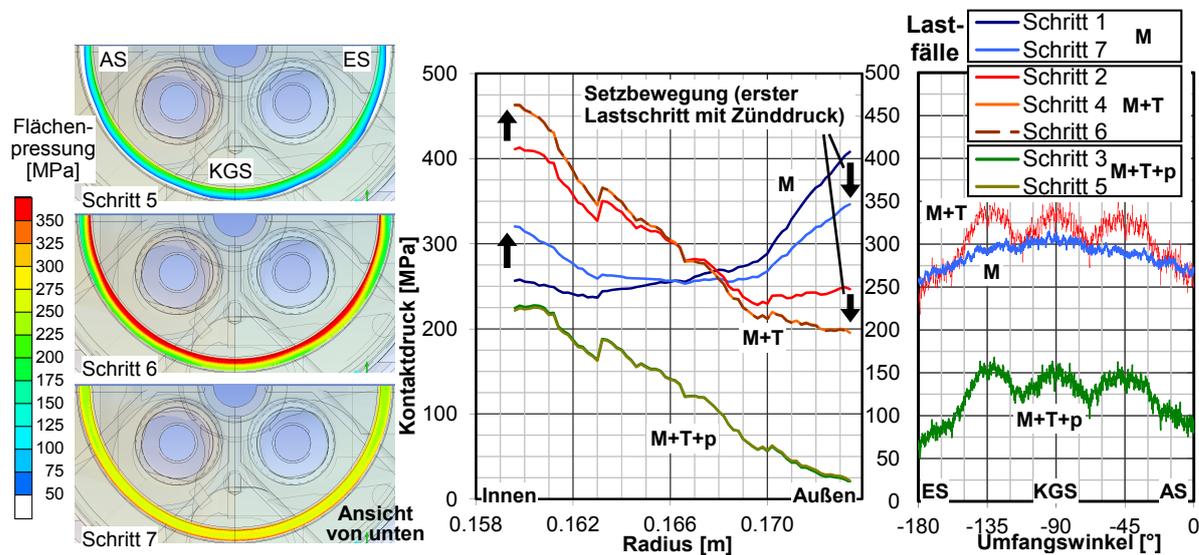


Bild 4.24: Pressungsverteilung an der Zylinderkopfdichtung. Links: FEM-Flächendarstellung Mitte: Verteilung über dem Radius, Rechts: Verteilung über dem Umfang.

In Bild 4.23 ist der Montagelastschritt (Schritt 7) als Außenansicht des Halbmodells, Schnitt in Ebene der Ventile und Schnitt in Ebene der Zylinderkopfschrauben dargestellt. Die gesamte axiale Montagedehnung beträgt ca. minus 1,0 mm. Davon wird der Zylinderkopf um bis zu minus 0,65 mm verformt, die Zylinderbuchse um minus 0,15 mm, und der Stützring sowie

das Gestell um je ca. minus 0,1 mm. An der Zylinderkopfdichtung ist die Kontaktfläche am kleinsten, der Kontaktdruck beträgt bei dem Montagelastschritt dort im Mittel ca. 290 MPa. Von den Bauteilen im Kraftfluss hat der Dichtring relativ gesehen die geringste Steifigkeit und der Bereich des Gestells die höchste. Die axiale Dehnung der Baugruppe durch thermische Last beträgt 1,28 mm, ist also größer als die Stauchung aus der Montagelast. Die axiale Dehnung durch den Brennraumdruck beträgt über die gesamte Baugruppe ca. 0,17 mm und ist kleiner als die beiden anderen Anteile.

Die Pressungsverteilung ist bei dem Montage-Lastschritt (Bild 4.24, Schritt 7) radial und entlang des Umfangs relativ gleichmäßig. Weil der Dichtring einen geringeren Durchmesser hat als die untere Auflage der Zylinderbuchse im Stützring, ist die Pressung am Außenrand geometrisch bedingt etwas höher als am inneren Rand. Unter thermischer Last (Schritt 2, 4, 6) dehnen sich die Bauteile in radialer Richtung aus. Bedingt durch die verschiedenen Temperaturen ist diese radiale Dehnung an der Buchse (radiale Dehnung unter der Dichtung: 0,31 mm bei Schritt 6) etwa 0,18 mm größer als am Zylinderkopf (radiale Dehnung: 0,13 mm oberhalb der Dichtung), so dass die Dichtung während des ersten Druck-Lastspiels (Schritt 3) in Relation zum Zylinderkopf nach außen gleitet.

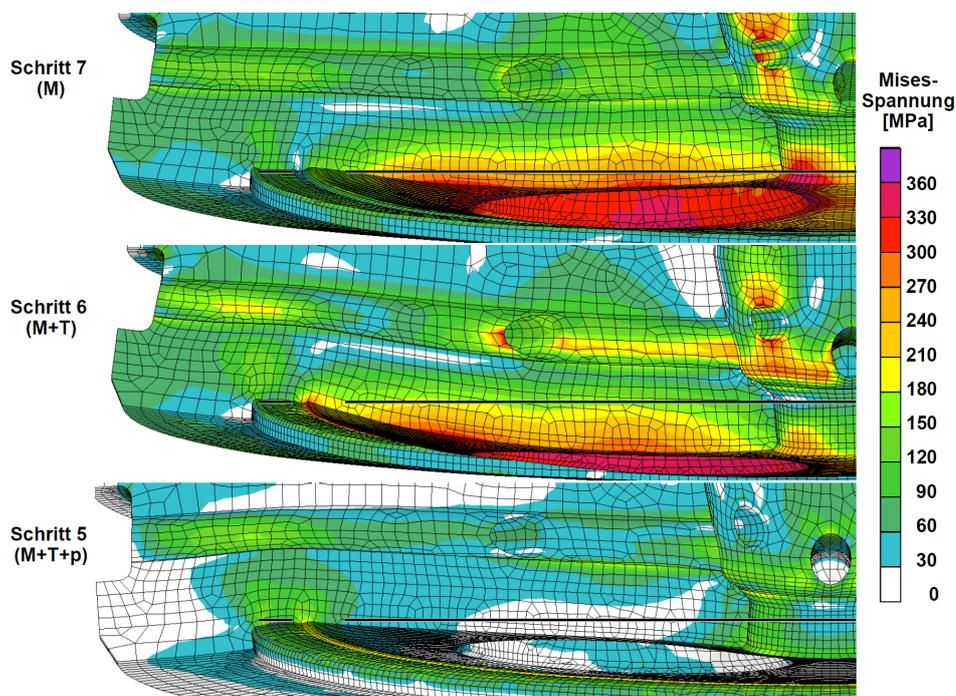


Bild 4.25: Verformung des Zylinderkopfes für die drei betrachteten Lastkombinationen

Am inneren Umfang der Auflagefläche der Zylinderkopfdichtung befindet sich ein Radius, der zum flachen Brennraumdach überleitet. Infolge der Gleitbewegung herrschen bei den folgenden Lastschritten ohne Zünddruck (Nr. 4 bzw. 6, Nr. 6 dargestellt in Bild 4.25) in diesem Radius lokal hohe Druckspannungen, die vor der Bewegung nicht vorhanden waren. Die thermische Dehnung des Zylinderkopfes bewirkt, dass sich das Brennraumdach in negative Z-Richtung ausdehnt, da dies die einzige unbehinderte Dehnungsrichtung ist. Die Bodenfläche des Zylinderkopfes weist dabei insgesamt eine Kippung zur Mitte hin auf. Durch diese Dehnungsbewegungen verlagert sich die Pressung der Zylinderkopfdichtung auf den inneren Rand (Bild 4.24, Schritt 6). Die Flächenpressung ist am inneren Rand bei dieser Belastung

um 50% höher als am äußeren Rand, was auch im Flächenplot deutlich sichtbar ist. Auch über den Umfang nimmt die Ungleichförmigkeit zu. Die Pressung ist im Bereich der Schrauben erhöht (bei  $-45^\circ$  und  $-135^\circ$  Umfangswinkel). Unter Zünddruck geht die Pressung an der Zylinderkopfdichtung gleichmäßig um ca. 175 MPa zurück (Bild 4.24, Schritt 5) und nimmt am äußerem Rand teilweise sehr geringe Werte an. Das Brennraumdach wird durch den Zünddruck nahezu wieder in eine plane Position zurück verformt (Bild 4.25, Schritt 5). Der Radius innerhalb der Dichtungsauflage und einige der Wandflächen der Kühlbohrungen (z.B. Bohrung im Auslassventilsteg zur Motormitte, in Bild 4.25, Schritt 6 und 5 sichtbar) werden dabei entlastet.

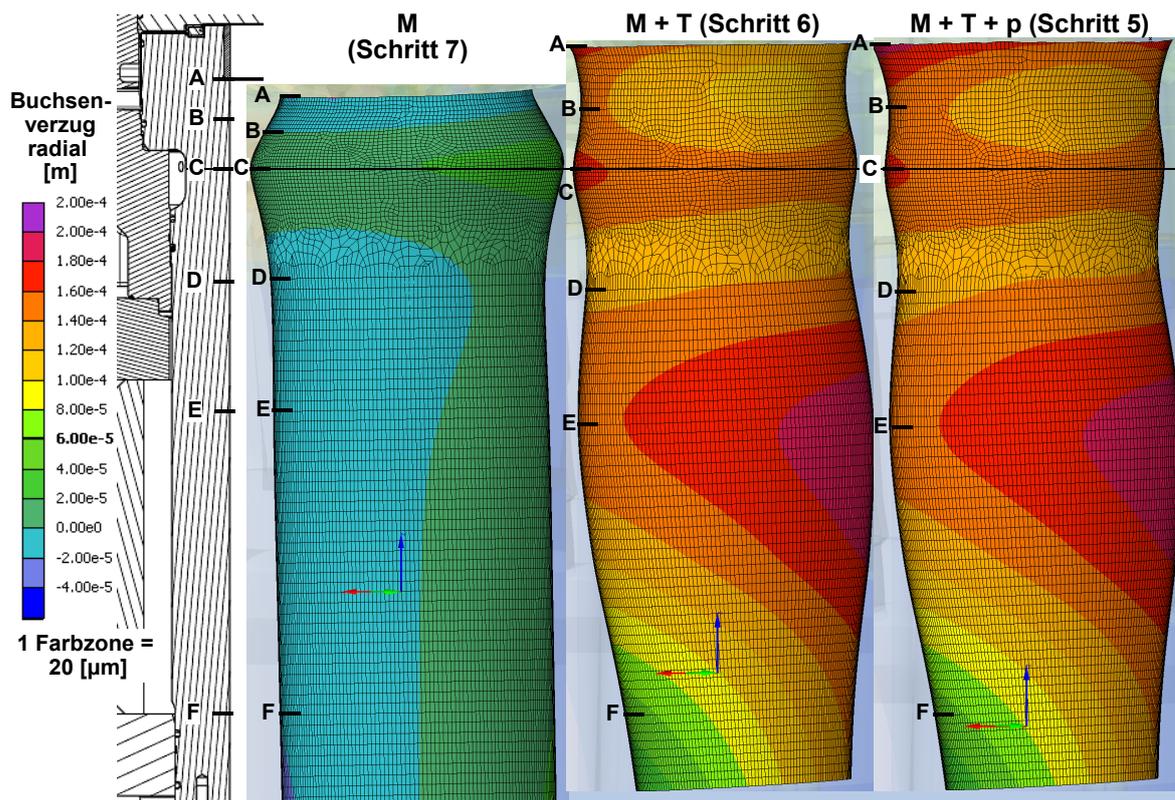


Bild 4.26: Radialer Verzug der Zylinderbuchse bei den untersuchten Lastkombinationen

Die Verformung der Buchsenlauffläche folgt dem für den Zylinderkopf beschriebenen Verhalten. Durch die dickwandige Form der Buchse beträgt die radiale Ausdehnung der Buchsenfläche bei dem Montage-Lastschritt aber lediglich  $30\ \mu\text{m}$  (Bild 4.26). Unter Montagelast (Bild 4.26 links) wird der Buchsenbund Richtung Zylinderachse gebogen (Bereich A bis B), da die Auflage der Kopfdichtung auf einem deutlich kleineren Radius liegt als die untere Auflage der Buchse im Stützring. Auf Höhe des unteren Wasserraums der Buchse (Bereich C) wird die Lauffläche nach außen verformt, wobei auch der Radius des Buchsenbundes gedehnt wird (vgl. DMS-Ergebnis). Unter thermischer Last (Bild 4.26 Mitte) kommen zwei weitere Verformungsanteile hinzu: eine Aufweitung nach oben hin, die ab Markierung (B) beginnt und eine tonnenförmige Aufweitung (E) im freiliegenden unteren Buchsenbereich, beginnend bei der untersten Kontaktfläche des Stützrings zur Buchse (Position D, Kontakt mit Spiel). Die maximale radiale Verlagerung beträgt  $190\ \mu\text{m}$  bei Markierung (E). Unter Brennraumdruck (Bild 4.26 rechts) ändert sich die Charakteristik der Verformung kaum, nur Bereich (A) weitet sich moderat.

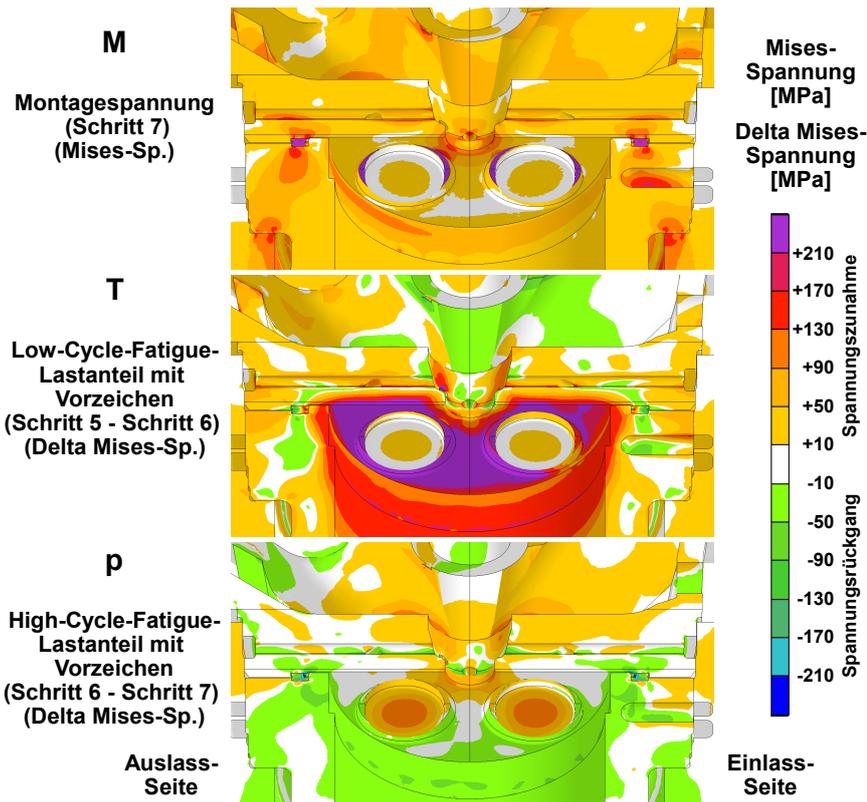


Bild 4.27: Belastungsanteile mit Vorzeichen für die Motormitte

Die Belastungen der Motorbauteile, wie sie für die Auswertung herangezogen wurden, werden beispielhaft in Bild 4.27 veranschaulicht. Die Montagebelastung wird direkt aus den Mises-Vergleichsspannungen des Schrittes 7 ausgewertet (oberstes Teilbild). Wegen der Darstellung als Vergleichsspannung treten nur positive Werte auf. Die Lastamplituden für den thermischen und dynamischen Anteil werden aus den Differenzen der Schritte 5 bis 7 berechnet, wobei diese Anteile auch negative Werte annehmen. Dies ist so zu verstehen, dass bei positiven Werten die Vergleichsspannung durch den Lastanteil zunimmt und bei negativen Werten die Vergleichsspannung zurückgeht und das Bauteil folglich an dieser Stelle entlastet wird.

Von den drei Lastanteilen treten die betragsmäßig größten Spannungsanteile bei dem statisch-thermischen Lastanteil (T) auf. Dieser Anteil erreicht an der Wand hinter dem Flammring eine Ausschlagspannung (Mises) von 140 MPa. In der Bauteilwand herrschen thermisch bedingt hohe Druckspannungen. Am Zylinderkopf erreicht das Brennraumdach beim statischen Lastanteil (T) die höchsten Werte, die bis zu einem thermischen Lastanteil von 300 MPa (Mises) reichen. Hohe Werte des thermischen Anteils treten außerdem in der Querbohrung zur Auslassventilkühlung auf und an einigen heißen Bereichen des Auslasskanals (bis 250 MPa). In allen wesentlichen Bereichen in Brennraumnähe verursacht der thermische Anteil eine Spannungszunahme (pos. Werte, gelbe- und rote Farbtöne), wobei die Bereiche besonders hoher Temperaturen und besonders hohen thermischen Anteils stets identisch sind. Die Seitenwände der Zylinderkopf-Kühlbohrungen und die Querbohrung zur Auslassventilkühlung zählen ebenfalls zu den Bereichen, die einen hohen thermisch bedingten Lastanteil aufweisen. Diese freien Oberflächen liegen benachbart zu den heißen Bereichen des Brennraumdachs. Sie werden durch die thermische Spannung der heißen Bereiche

des Bauteils stark verformt und dabei hoch belastet. Bereiche, die unter statisch-thermischer Last (T) einen Rückgang der Vergleichsspannung erfahren, befinden sich im äußeren Bereich des Dichtrings, im mittleren Bereich des Buchsenkörpers, an den Seitenwänden der Buchsenkühlbohrungen und an den Übergängen der Gaswechselkanäle in den Boden des Zylinderkopfes (nur Bereiche längs der Ventilstege, nicht die Verrundung zur Motormitte hin). Diese Bereiche sind in Bild 4.28 im mittleren Teilbild in der Farbzone der Grüntöne sichtbar. Alle diese Bereiche wiesen vorher eine hohe Montagespannung auf, die durch die ungleichmäßige Wärmeausdehnung der Bauteile nun auf andere Stellen der Geometrie umverteilt wurde. Die lokal zweitgrößten Werte der Lastanteile erreicht die Montagelast (Schritt 7, M). Sie nimmt im Bereich der Ventilsitzringe, im Dichtring, in den Seitenwänden der Buchsenkühlbohrungen und im Umfeld der Krafteinleitung der Zylinderkopfschrauben Werte größer als 150 MPa an. Sie ist wie erwähnt stets positiv.

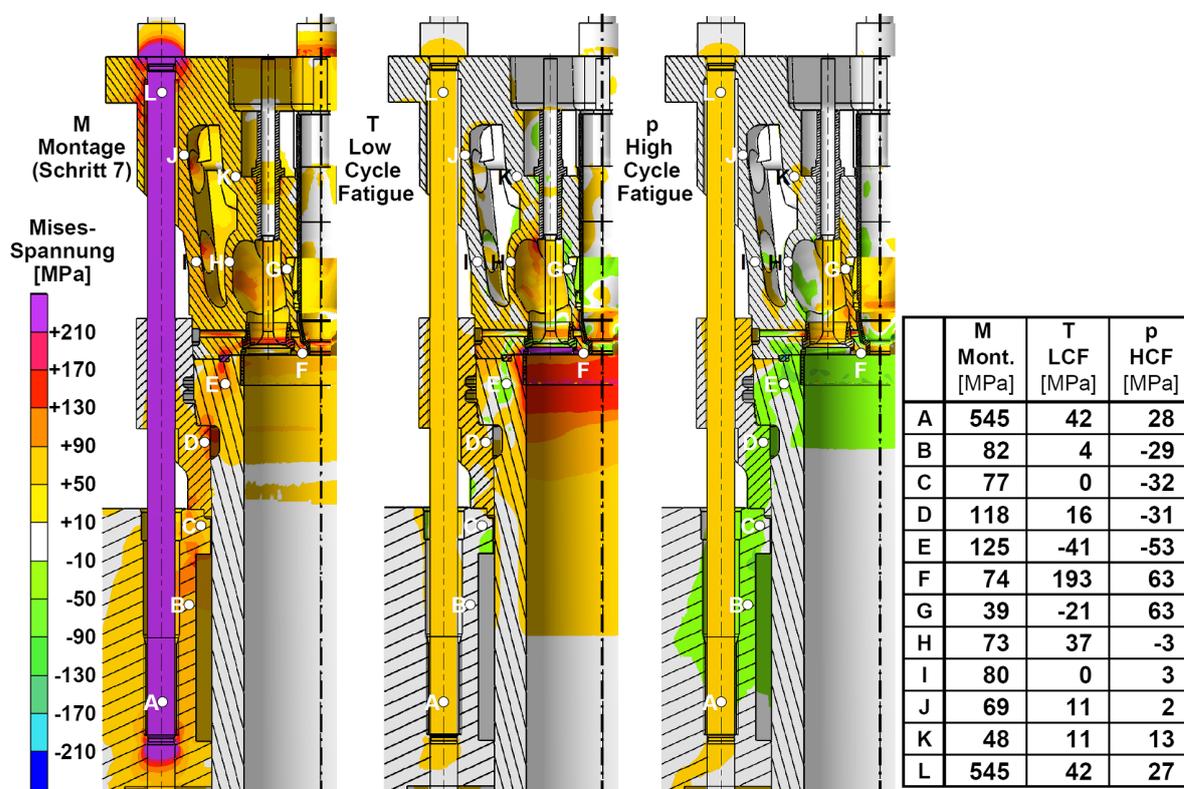


Bild 4.28: Mises-Vergleichsspannung für die Baugruppe nach Lastanteilen.

Der dynamische Lastanteil verursacht von den drei Belastungsarten die geringsten maximalen Ausschlagsspannungen. Er erreicht seine höchsten Werte in der Kontaktfläche zwischen Ventilsitzring und Zylinderkopf (ca. 100 MPa), am Radius zwischen dem Boden des Zylinderkopfes und den Gaswechselkanälen (130-140 MPa) und im Dichtring (ca. 175 MPa). Dieser Anteil wirkt in vielen Bereichen genau entgegen der thermischen Dehnung, von der die Bauteilflächen Richtung Brennraum gedehnt wurden. Dies betrifft den Flammring und große Bereiche des Buchsenkörpers, aber auch die Kühlbohrungen im Zylinderkopf und der Zylinderbuchse, sowie Teilbereiche am äußeren Rand des Brennraumdaches. Eine Belastungszunahme erfahren Bereiche in der Mitte des Brennraumdaches und am Injektorsitz, sowie die Übergänge zu den Gaswechselkanälen im Applikationsbereich der DMSkp3 und DMSkp4. Bei diesem Anteil ist aber zu beachten, dass er als einziger der Anteile dauerhaft

von den Bauteilen erduldet werden muss und daher auch die in Relation geringeren Amplituden kritisch sein können.

Betrachtet man bei Zylinderkopf und Zylinderbuchse die Größe der Lastanteile zueinander (vgl. Bild 4.28), so ist der Montageanteil im Buchsenkörper, in den unteren Flächen aller Kühlbohrungen des Zylinderkopfes und im Bereich der Gaswechselkanäle und der äußeren Wand des Zylinderkopfes dominierend. Der thermische Anteil überwiegt an allen Bauteilbereichen in Brennraumnähe sowie am Auslasskrümmer, der Querbohrung zum Auslassventil und den Verschneidungsbereichen der Zylinderkopf-Kühlbohrungen. Bereiche mit überwiegendem Einfluss durch den Brennraumdruck sind nur vereinzelt vorhanden. Dies sind z.B. die Radien am Übergang zu den Gaswechselkanälen sowie kleine Flächen der Querbohrung zum Auslassventil. Um die Größenverhältnisse der Lastanteile in der Baugruppe zu verdeutlichen, sind in Bild 4.28 Lastamplituden für ausgewählte Punkte der Struktur angegeben. Es handelt sich nicht um Höchstwerte oder kritische Bereiche, sondern um Bereiche in Bauteilmitte, die zeigen sollen, welche Lastart welchen Bauteilbereich wie stark beeinflusst. Weitere Ergebnisse für Spannungen und Sicherheiten werden im Abschnitt zum Festigkeitsnachweis dargestellt (Abschnitt 4.4, S.124).

### 4.3 Messung-Rechnung-Vergleich

#### 4.3.1 Messung-Rechnung-Vergleich für die Dehnungen des Zylinderkopfes

Mit den aufbereiteten Ergebnissen der Dehnungsmessungen wurde ein Vergleich von Messung und Rechnung durchgeführt. Die Messergebnisse wurden, wie in Abschnitt 2.2, S.30 beschrieben, ausgewertet und dabei die Eichkurvenkorrektur angewendet und die thermische Dehnung addiert. Es wurde beachtet, dass die verwendeten thermischen Ausdehnungskoeffizienten der FEM-Werkstoffmodelle mit denen zur Berechnung des thermischen Anteils identisch waren. Dabei wurde die DMS-Dehnung einer aus der FEM entnommenen, einachsigen Dehnungskomponente in Messgitterrichtung gegenübergestellt. Diese Dehnung wurde als Totaldehnung (Legendenbezeichnung EPTO) aus dem FEM-Ergebnis ausgelesen, in der plastische, elastische und thermische Dehnungsanteile enthalten waren. Ausgehend von den Koordinaten des DMS wurden benachbarte FEM-Knoten ermittelt und der Dehnungswert in einem Koordinatensystem ausgelesen, das gemäß der Messgitterrichtung orientiert war. Der jeweilige Abstand der ausgewerteten Knoten von der Gittermitte wurde dokumentiert. Bei der Auswertung wurden auch die Komponenten des Dehnungs- und Spannungstensors in den anderen Raumrichtungen gespeichert, um so ein Bild über den Belastungszustand am Messort zu erhalten (z.B. Querdehnung am Ort des DMS). Diese Auswertung erfolgte für alle FEM-Lastschritte.

Der Vergleich zur Messung erfolgte getrennt für die Montagedehnung, für den statischen Anteil (aus der thermischen Belastung des Motors) und für den dynamischen Anteil (durch den Zünddruck verursacht). Die DMS-Messwerte waren bei der Auswertung in diese Anteile aufgeteilt worden. Bei den FEM-Ergebnissen wurden die Werte der Lastschritte 5 bis 7 bzw. deren Differenzen verwendet. Der Vergleich erfolgte für den in FEM simulierten Lastpunkt G100. In den folgenden Diagrammen wird, nach Belastungsart und Bauteil sortiert, für jeden

Sensor der DMS-Dehnungswert (voll eingefärbt) und rechts daneben der entsprechende FEM-Wert (FEM-Totaldehnung) dargestellt.

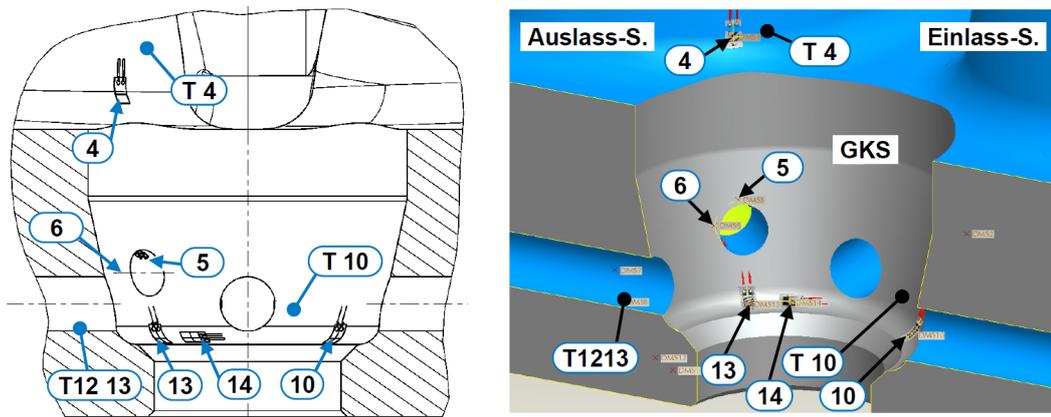


Bild 4.29: Lage der Messstellen am DMS-Zylinderkopf (Schnitt in Einlass/Auslass-Richtung, Injektorbohrung im Halbschnitt, Brennraumfläche verdeckt auf der Unterseite)

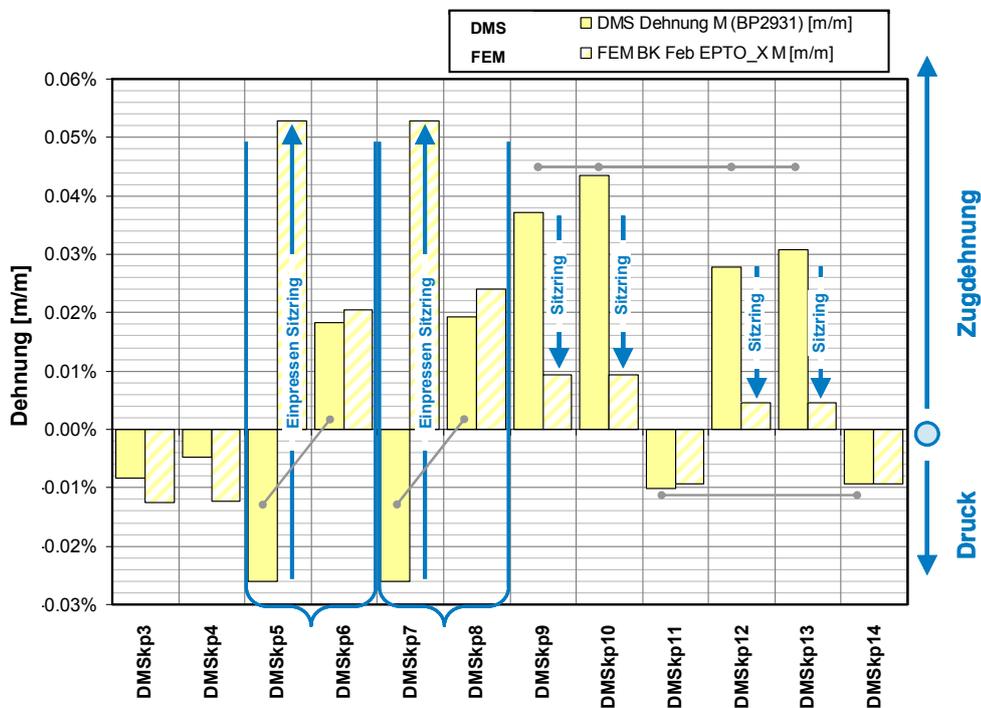


Bild 4.30: Rechnung-Messung-Vergleich Zylinderkopf: Montageanteil

Der Montage-Lastschritt des Zylinderkopfes (Sensor-Lageskizze in Bild 4.29) beinhaltet in der FEM alle Montagebelastungen. Bei der DMS-Messung waren die Sitzringe bereits vorher mit Übermaß eingepresst worden. Im FEM-Ergebnis war es deshalb nicht mehr möglich, die beiden Anteile in getrennte Lastschritte aufzuteilen. Die Summe aus gemessener DMS-Dehnung und Dehnung aus Sitzring-Montage (blaue Pfeile) ergibt die FEM-Dehnung. Das Einpressen des Sitzrings bewirkt Zugdehnung auf den Oberseiten der Querbohrungen (DMSkp5, DMSkp7) und Druckdehnung längs des Injektorradius (DMSkp9, 10, 12, 13). Die restliche Montage (Injektorschrauben, Zylinderkopfschrauben) bewirkt eine Stauchung der innen liegenden Krümmer (DMSkp3, DMSkp4), ein Stauchung der oberen Wand der Querbohrung bei Dehnung der Seitenwand der Querbohrung (graue Verbindungslinie, DMSkp5 und DMSkp6, DMSkp7 und DMSkp8 entsprechend) und im Injektor-Radius eine Dehnung

quer zum Radius und eine geringere Stauchung entlang des Radius (DMSkp11, DMSkp14). Diese Werte stimmen zwischen FEM und DMS überein. Das Sitzring-Übermaß in FEM wurde überprüft und entspricht der Konstruktion. Die gewählte Passung erlaubt aber eine Bandbreite verschiedener Werte für das Übermaß. Daher ist unbekannt, ob das in FEM eingestellte Übermaß dem tatsächlich vorhandenen Übermaß an den Sitzringen entspricht.

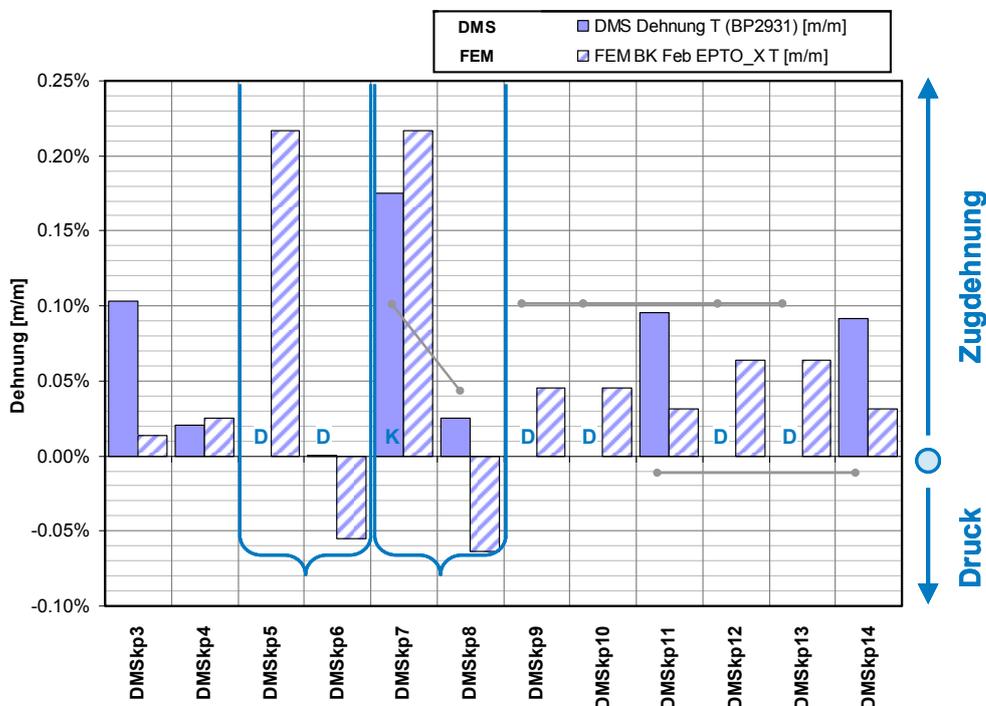


Bild 4.31: Rechnung-Messung-Vergleich Zylinderkopf: statisch-thermischer Anteil

Der statische Dehnungsanteil des Zylinderkopfes (Bild 4.31) konnte nur eingeschränkt verglichen werden, weil die Sensorausfälle am Zylinderkopf hier am zahlreichsten waren. In den Querbohrungen wird die Relation von hoher Dehnung in der oberen Wand und geringer bzw. negativer Dehnung in der Seitenwand übereinstimmend wiedergegeben (DMSkp7, DMSkp8). Die positive Dehnung längs des Radius (DMSkp11, DMSkp14) war in FEM und Messung von der Richtung her gleich, bei den DMS aber vom Wert her größer. Über den statischen Anteil quer zum Radius (DMSkp9, 10, 12, 13) konnte keine Aussage getroffen werden. Die Aussage der FEM, dass DMSkp3 und DMSkp4 im statischen Anteil nahezu gleiches Verhalten aufweisen (vgl. Bild 4.31), weicht vom Ergebnis der Messung ab. Die beiden gut funktionierenden DMS zeigten in der Messung einen deutlichen Unterschied im statischen Anteil. Der statische Dehnungsanteil von DMSkp3 (Einlasskrümmer) sollte demnach deutlich größer sein als der des DMS am Auslasskrümmer (DMSkp4), da sich wegen deren unterschiedlicher Temperatur gemäß der Messung eine gegensinnige Spannung einstellen sollte (Auslasskrümmer: Druckspannung, Einlasskrümmer: Zugspannung).

In der FEM-Simulation werden die Temperaturen an der Bauteiloberfläche richtig wiedergegeben. Die Messwerte sind bei TDkp3 83 °C und bei TDkp4 117 °C, die FEM-Werte (an der Oberfläche) liegen bei DMSkp3 86 °C und bei DMSkp4 109 °C. Trotz der Abweichung der Komponente in Streifenrichtung war die Mises-Vergleichsdehnung, in der Dehnungskomponenten aller Raumrichtungen einfließen, in der FEM für DMSkp4 deutlich größer als für DMSkp3, was zu dem mit den DMS gemessenen Unterschied passt.

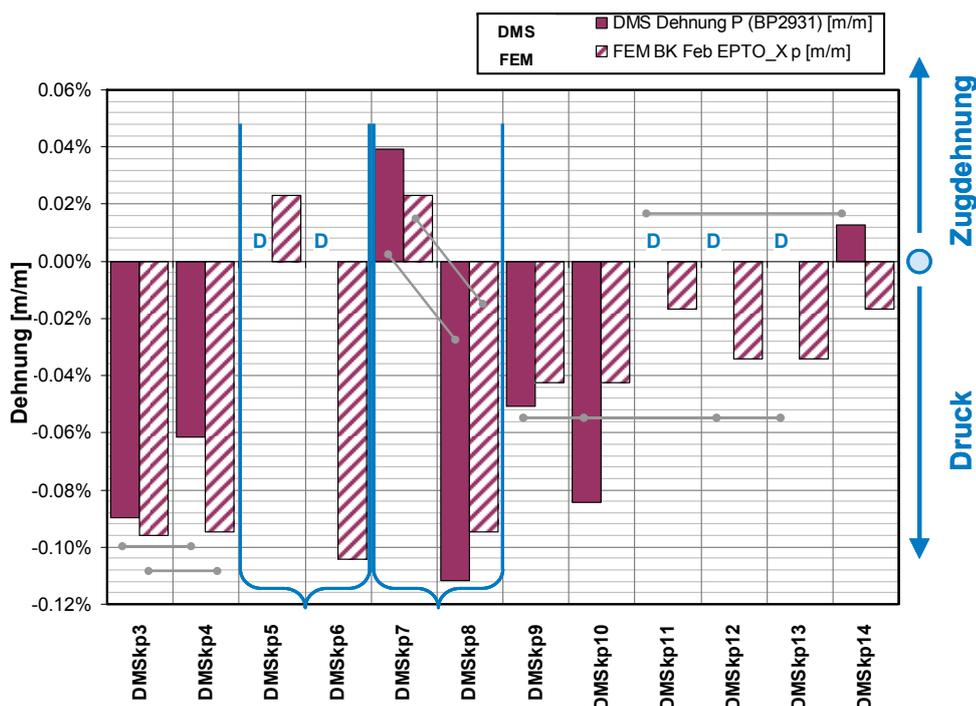


Bild 4.32: Rechnung-Messung-Vergleich Zylinderkopf: dynamischer Anteil

Der dynamische Anteil der Dehnung am Zylinderkopf wird gut wiedergegeben (Bild 4.32). Die Werte an der Querbohrung (DMSkp7, DMSkp8) und den Krümmern (DMSkp3, DMSkp4) aus der FEM entsprechen in Vorzeichen und Betrag den Erwartungen aus der DMS-Messung an diesen Stellen. Bei dem dynamischen Anteil von (DMSkp3, DMSkp4) sind die Amplituden in der FEM für beide identisch, während sie in der Messung um ca. 25% verschieden sind. Die Querrichtung des Radius am Injektor wird übereinstimmend auf Druck belastet (DMSkp9, DMSkp10), der (kleine) Anteil längs des Radius (DMSkp14) hat in der FEM ein von der Messung abweichendes Vorzeichen. Der Messung-Rechnung-Vergleich für den Zylinderkopf ist teilweise gut übereinstimmend, lässt aber an einigen Stellen Fragen offen, die nicht geklärt werden konnten.

#### 4.3.2 Messung-Rechnung-Vergleich für die Dehnungen der Zylinderbuchse

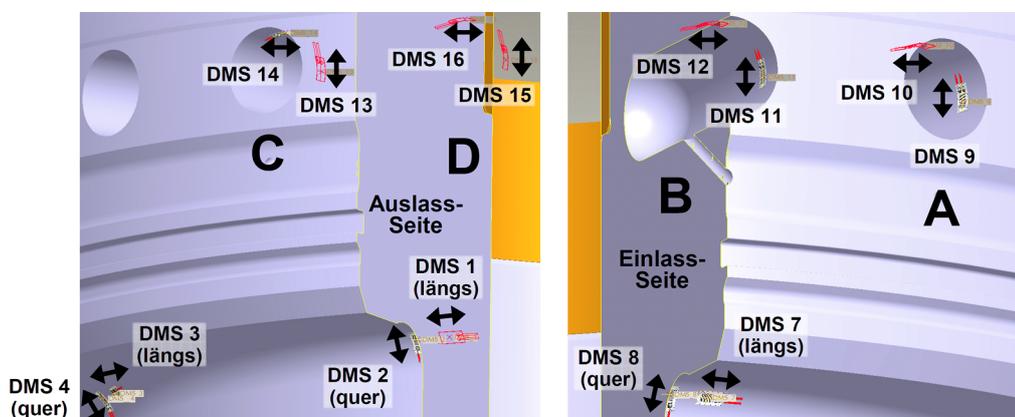


Bild 4.33: Lage der Messstellen an der DMS-Zylinderbuchse (zur Orientierung)

In Bild 4.34 bis Bild 4.36 wird der Messung-Rechnung-Vergleich für die DMS der Buchse vorgestellt, Bild 4.33 zeigt ein Messstellenschema zur Orientierung. Der Montageanteil an

#### 4 FEM-Nachrechnung des Forschungsmotors

der Buchse (Bild 4.34) verhält sich wie erwartet. Die Ergebnissen entsprechen somit dem in Abschnitt 3.3.1, S. 61 beschriebenen Verhalten.

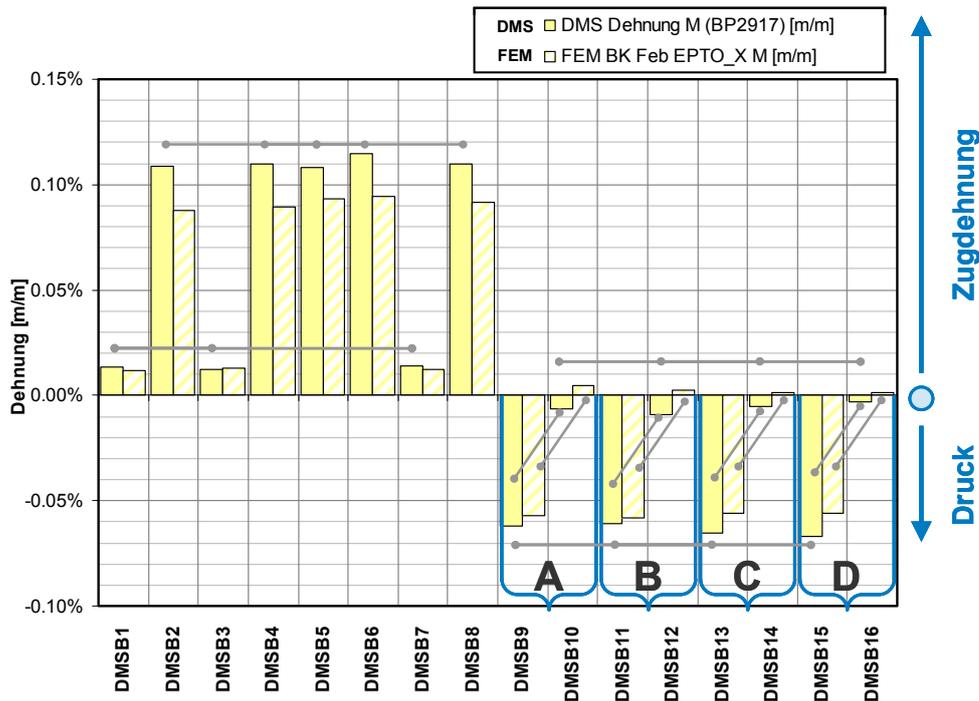


Bild 4.34: Rechnung-Messung-Vergleich Zylinderbuchse: Montageanteil

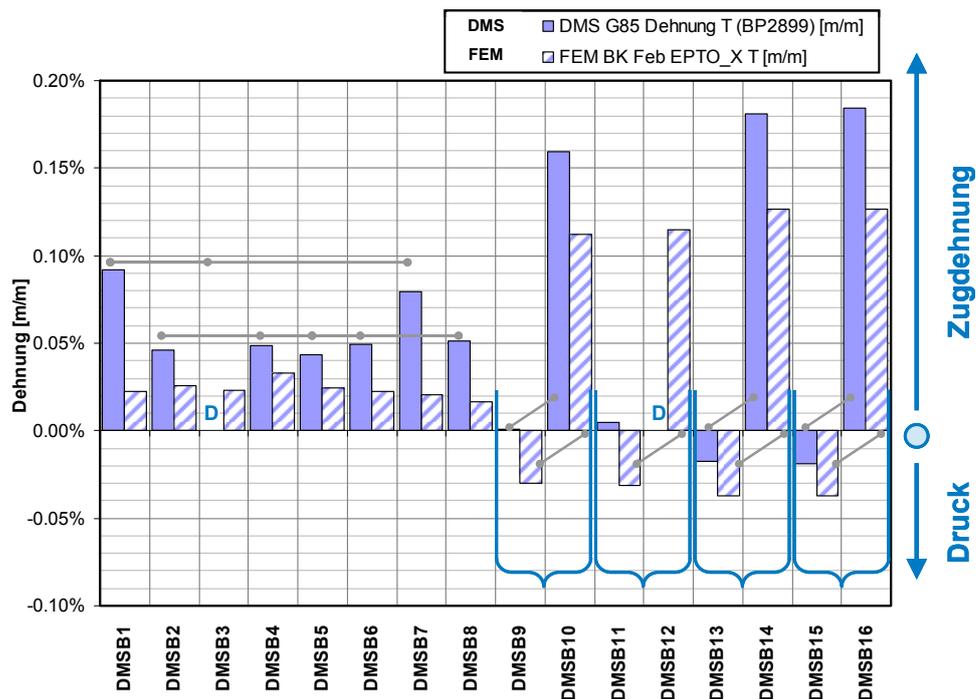


Bild 4.35: Rechnung-Messung-Vergleich Zylinderbuchse: statisch-thermischer Anteil

Bei dem statischen Dehnungsanteil der Buchse (Bild 4.35) ist die Übereinstimmung von Rechnung und Messung ebenfalls gut. Die DMS-Messwerte befinden sich bei allen Messstellen etwas weiter im positiven Bereich als die FEM-Dehnungen. Der Vergleich erfolgt am 85%-Lastpunkt des ersten Versuchstages, weil am zweiten Versuchstag die Zahl der intakten DMS geringer war. Die DMS der Bohrungen zeigen in Messung und Rechnung das Verhalten einer geringen Dehnung im Druckbereich an den DMS der Seitenwand (DMSB9, 11,

13, 15) und eine deutlich höhere an der oberen Bohrungswand (DMSB10, 12, 14, 16). Auch der Trend, dass auf der Auslassseite die Dehnung an der Oberseite der Kühlbohrung höher ist als auf der Einlassseite (DMSB14 höher als DMSB10) ist in Messung und Rechnung gleichermaßen sichtbar. Die DMS des Buchsenbundes (DMSB1-8) liegen alle im Druckbereich und auf ähnlichem Niveau. Bei der DMS-Messung ist dabei der Anteil längs des Radius (DMSB1, 3, 7) größer als der in Querrichtung, während in der FEM der Wert für alle acht DMS ähnlich ist.

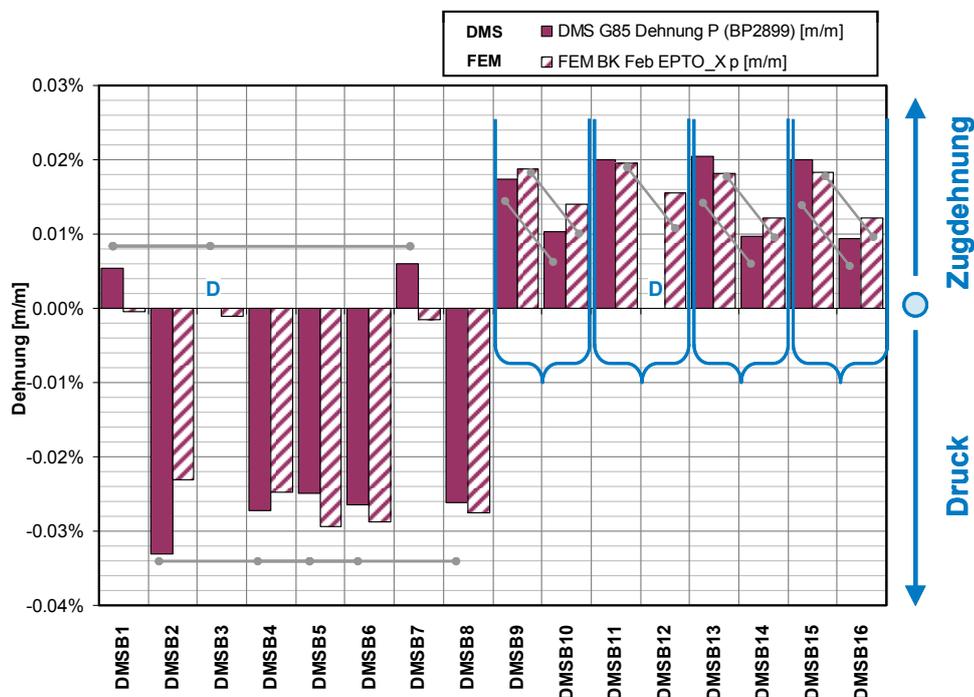


Bild 4.36: Rechnung-Messung-Vergleich Zylinderbuchse: dynamischer Anteil

Der dynamische Anteil der Dehnung an der Buchse passt in Rechnung und Messung ebenfalls gut zusammen. Die Sensoren quer zur Rundung des Buchsenhalses (DMSB2, 4, 5, 6, 8) wurden negativ gedehnt (gestaucht), die Streifen in Längsrichtung (DMSB1, 3, 7) erfuhren fast keinen Belastungsanteil. Der Anteil längs des Radius war in der Messung leicht positiv und damit größer als in der FEM. Die Wände der Buchsenkühlbohrungen wurden auf Zug belastet mit einem höheren Anteil an den Seitenwänden (DMSB9, 11, 13, 15) als an den Oberseiten (DMSB10, 14, 16).

### 4.3.3 Fazit des Messung-Rechnung-Vergleiches

Der Vergleich von Messung und Rechnung war für Zylinderbuchse und Kolben (für Kolben in dieser Arbeit nicht dargestellt) sowie die Schrauben sehr gut, für den Zylinderkopf zufriedenstellend. Von den Lastanteilen führte der Montage- und Zünddruckanteil zu guten Ergebnissen. Der statisch-thermische Anteil wies gewisse Abweichungen auf, wobei die Tendenzen trotzdem erkennbar blieben. Dieser Anteil war von den thermischen Wärmeausdehnungskoeffizienten der Materialien in der FEM-Simulation abhängig, was ihn für mögliche Abweichungen empfindlich machte.

Die Vergleichbarkeit wurde durch Sensorausfälle und Sensoralterung verschlechtert. Daher mussten Sensoren mit zu großer Drift oder untypischen Signalen aus dem Vergleich ge-

nommen werden. An beiden Bauteilen waren bei ca. 50 % der Messstellen alle drei Signalanteile bis zum Ende der Messung verwendbar. Dies bedeutete, dass ggf. die Vergleichsmöglichkeit innerhalb der Sensorgruppe als Plausibilitätsprüfung entfiel, wenn nach den Ausfällen nur noch ein Sensor einer Gruppe messbereit war.

An der Buchse gelang mit Messwerten des ersten Versuchstages ein sehr guter Messung-Rechnung-Vergleich. Am Zylinderkopf wurde der Montageanteil durch die unbekannte Größe des Ventilsitzring-Übermaßes verfälscht. Der thermische Anteil des Zylinderkopfes war wegen des Ausfalls von Sensoren kaum vergleichbar.

An den Verschraubungen, bei denen die DMS in trockener Umgebung geklebt worden waren, und am Kolben, bei dem sie vom Öl umspült waren, war die Vergleichbarkeit durchweg sehr gut. Die Übertragung durch die Schwinge hatte keinen erkennbaren Einfluss auf die Signale. Die DMS an den Zylinderkopf- und Injektorschrauben lieferten auch wegen der Vollbrückenschaltung sehr gute Werte. Der Montageanteil der Zylinderkopfschrauben mit ca. 545 MPa Spannung diente als Randbedingung für die Finite-Elemente-Simulation. Der statische Lastanteil der Zylinderkopfschrauben (+40 MPa) war ein guter Indikator für die Dehnung der Baugruppe insgesamt und stimmte wie der dynamische Anteil (+26 MPa) gut zwischen Messung und Rechnung überein. Wegen der Vorgabe der Montagekraft als Randbedingung waren an den Schrauben der Vergleich der Spannungen und nicht der Totaldehnungen maßgeblich. Die sehr gute Übereinstimmung des statischen und dynamischen Anteils an den Schrauben belegte, dass der Modellaufbau der FEM die globale Verformung der Baugruppe richtig wiedergab und garantierte, dass die äußere Laständerung für das einzelne Bauteil im Verbund einen korrekten Wert hatte.

### **4.4 Festigkeitsnachweis der Bauteile anhand des FEM-Ergebnisses**

Für die Zylinderbuchse und den Zylinderkopf des Forschungsmotors wurden ein statischer Festigkeitsnachweis und ein Dauerfestigkeitsnachweis geführt. Der Rechenweg erfolgte wie in der FKM-Richtlinie [Weg03] bzw. der korrespondierenden Norm DIN 743 vorgegeben. Die Festigkeitsbeurteilung für Gusswerkstoffe wird beispielsweise in [Lüp94] beschrieben. Aus der Zug-Druck-Wechselfestigkeit und der Mittelspannungsempfindlichkeit des Werkstoffs wurde die zulässige Lastamplitude abhängig von der Mittelspannung ermittelt. Dieser wurden die Ergebnisse der in Abschnitt 4.2, S.109, beschriebenen Strukturfestigkeitsrechnung gegenübergestellt und daraus Sicherheitswerte für Dauerfestigkeit errechnet. Die Ergebnisse wurden in Diagrammen nach Haigh und nach Smith veranschaulicht.

Für die Bewertung der Festigkeit des Bauteils wurde die Sicherheit gegenüber der Von-Mises-Vergleichsspannung und gegenüber der maximalen Spannung im Hauptachsensystem betrachtet. Das Fließkriterium nach Mises ist für die Bewertung duktiler Werkstoffe maßgeblich. Es beschreibt die Formänderungsenergie, bei der sich das Bauteil plastisch verformt und leitet daraus eine entsprechende Vergleichsspannung ab. Bei Überschreiten der Vergleichsspannung beginnt das Bauteil, an dieser Stelle zu fließen. Der Werkstoff des Zylinderkopfs hat eine kugelförmige Graphitstruktur und zählt eher zu den duktilen Werkstoffen. Die maximale Spannung im Hauptachsensystem ist die relevante Größe bei der Bewertung spröder Werkstoffe. Für jeden Spannungszustand im Bauteil gibt es eine Orientierung von Hauptachsen, bei der keine Schubspannungen auftreten. Wenn der lokale Spannungstensor

in diesem System dargestellt wird, kann mit drei Hauptspannungen der Spannungszustand vollständig beschrieben werden. Das Bauteil versagt durch Bruch, wenn die größte Hauptspannung die Bruchfestigkeit des Werkstoffs übersteigt. Dieses Kriterium ist für spröde Werkstoffe schärfer als das Mises-Kriterium, weil bei der Bruchlast die Mises-Vergleichsspannung in bestimmten Fällen noch nicht erreicht ist und ein duktiler Werkstoff folglich noch höhere Lasten ertragen kann. Von den betrachteten Bauteilen ist der Grauguss-Werkstoff (GJL) der Zylinderbuchse den spröden Werkstoffen zuzuordnen.

#### 4.4.1 Festigkeitsnachweis für die Zylinderbuchse

Die Buchse besteht aus dem Schleuderguss E 711 der Fa. Jürgensen. Es ist ein Grauguss-Werkstoff mit Lamellengraphit und bei Zylinderbuchsen ein bewährter Standardwerkstoff. Die Werkstoffkennwerte für die Festigkeitsbewertung und das Smith-Diagramm mit den Dauerfestigkeitsgrenzen in der Nomenklatur nach [Nie01] sind in Bild 4.37 angegeben. Die Festigkeitswerte stammen aus Untersuchungen der Fa. Jürgensen. Die Dauerfestigkeitswerte wurden an Proben gewonnen, die direkt aus vergleichbaren Zylinderbuchsen entnommen wurden.

E 711 (ähnlich EN-GLJ-300)  
Gusseisen mit Lamellengraphit, DIN EN 1561 bzw. DIN 1691  
Normabmessung Probestück GJL (gleichw. Rohgussdurchmesser)  $d_N=20$  mm.  
Hier: Materialprobe aus identischer Buchse, Istwert, ermittelt von Fa. Jürgensen.

##### Statischer Festigkeitsnachweis

Normwert der Zugfestigkeit	$R_{m,N}$	275 [MPa]
Normwert der Dehngrenze	$R_{p,0.1,N}$	250 [MPa]
Druckfestigkeit		825 [MPa]

##### Ermüdungsfestigkeitsnachweis

Zug-Druck-Wechselfestigkeit im Bauteil	$\sigma_{W,zd,N} (\sigma_m=0 \text{ MPa})$	116.5 [MPa]
Schwellfestigkeit (Bereich II / III)	$\sigma_{A, II / III}$	72.8 [MPa]
Schwellfestigkeit (Bereich III / IV)	$\sigma_{A, III / IV}$	54.6 [MPa]
Mittelspannungsempfindlichkeit Bereich II	$M_\sigma$	0.60 [-]
Mittelspannungsempfindlichkeit Bereich III	$M_\sigma$	0.20 [-]

##### Messwerte Zug-Druck-Wechselfestigkeit (Wöhler-Versuch)

Zug-Druck-Wechselfestigkeit im Bauteil	$\sigma_{W,zd,N} (\sigma_m=0 \text{ MPa})$	116.5 [MPa]
Zug-Druck-Wechselfestigkeit im Bauteil	$\sigma_{W,zd,N} (\sigma_m=120 \text{ MPa})$	61 [MPa]
Zug-Druck-Wechselfestigkeit im Bauteil	$\sigma_{W,zd,N} (\sigma_m=160 \text{ MPa})$	55 [MPa]

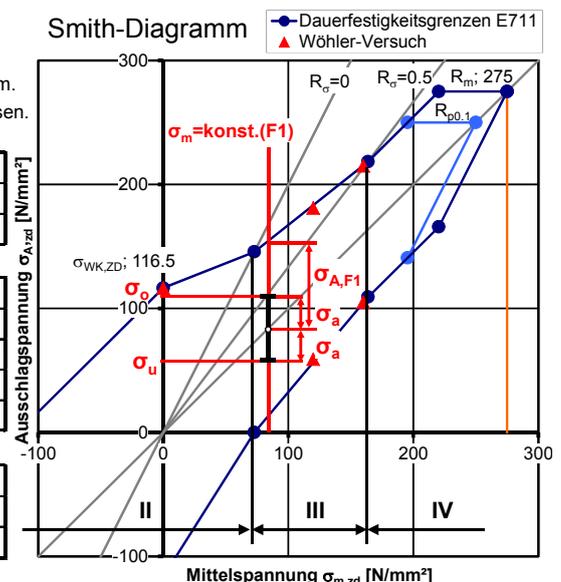


Bild 4.37: Werkstoffkennwerte von E 711 und Festigkeitsgrenzen im Smith-Diagramm.

Die kritischen Belastungsfälle für Zylinderbuchse und Zylinderkopf liegen in den Bereichen III (niedrige Zugschwellbeanspruchung) und IV (hohe Zugschwellbeanspruchung) des Smith-Diagramms. Bei den Bereichen am Brennraum, die gegen die minimale Spannung im Hauptachsensystem bewertet werden, liegt die Belastung im Bereich I (Druckschwellbeanspruchung). Es wird der Überlastungsfall F1 gemäß FKM-Richtlinie angenommen, bei dem eine konstante Mittelspannung vorliegt. Die Festigkeitsgrenzen werden in diesem Fall durch eine zu große Schwingungsamplitude bei konstanter Mittelspannung überschritten.

Tabelle 4.7: Statische Sicherheit an der Zylinderbuchse des 1L26/40

Wand hinter Flammring, LS 6	Max. Mises-Spannung	[MPa]	<b>210</b>
	Fließgrenze Rp0.1	[MPa]	<b>250</b>
	Sicherheit statisch Fließen	SF	<b>1.19</b>
Radius Buchsenbund, LS 6	Max. Zugspannung im HAS	[MPa]	<b>253</b>
	Bruchgrenze	[MPa]	<b>275</b>
	Sicherheit statisch Bruch	S <sub>B</sub>	<b>1.09</b>

An der Zylinderbuchse waren folgende Geometrien besonders kritisch in Bezug auf die Bauteilfestigkeit: die Oberflächen der Kalottenbohrungen, der Radius am Bund der Buchse und die Wandfläche hinter dem Flammring. Zur Beurteilung der Festigkeit wurden die kritischen Stellen lokal ausgewertet. Die geringste statische Sicherheit gegen Mises-Spannung wird mit  $S_F=1,19$  an der Wand hinter dem Flammring erreicht, gegen max. Spannung im HAS beträgt der geringste Wert  $S_F=1,09$  in der Kehle der Buchse (vgl. Tabelle 4.7). Mit diesen Sicherheiten wurde der Versuchsbetrieb als zulässig erachtet. Für eine Serienauslegung müsste das Bauteil verändert werden, um die statische Mindestsicherheit von  $SF=1,2$  einzuhalten. Die ungewöhnliche Buchsengeometrie am Forschungsmotor war gewählt worden, um die Anbindung an das bestehende Motorgestell zu ermöglichen. Mit einem schlankeren Buchsenschaft im unteren Bereich der Buchse und entsprechend im Durchmesser verringerten Auflageflächen wären die erforderlichen Sicherheiten erreichbar. In diesem Fall wäre der horizontale Biegehebelarm zwischen der Auflage der Zylinderkopfdichtung und der Buchse im Stützring (unten) geringer.

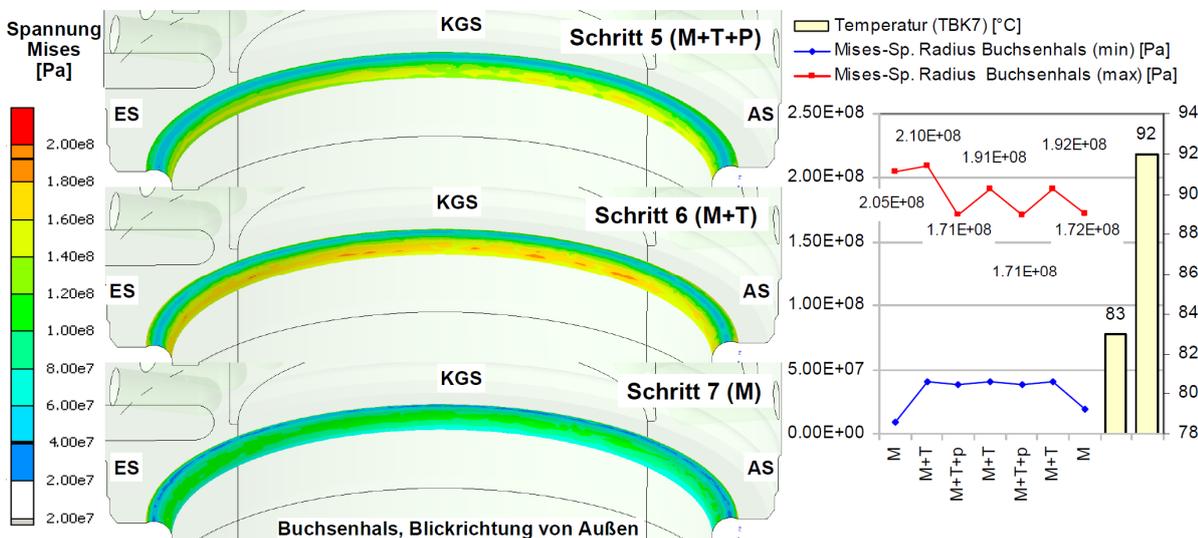


Bild 4.38: Mises-Vergleichsspannung am Radius der Zylinderbuchse für die Lastschritte 5-7

Die Belastung durch Mises-Vergleichsspannung für den Radius am Buchsenbund zeigt Bild 4.38 für die Lastschritte 5 bis 7. Im Diagramm auf der rechten Seite sind die Größt- und Kleinstwerte für jeden Lastschritt und der Temperaturbereich an dieser Stelle dargestellt. Die höchste Vergleichsspannung tritt bei Schritt 6 mit 192 MPa auf. Dies ist etwas geringer als bei dem Festigkeitsnachweis der Auslegungsrechnung, bei dem bis zu 209 MPa auftraten. Der größte Lastanteil in diesem Bereich ist die Montagelast (M, Schritt 7). Der thermische Anteil erhöht diese leicht (M+T, Schritt6), der Zünddruck wirkt entlastend (M+T+p, Schritt 5).

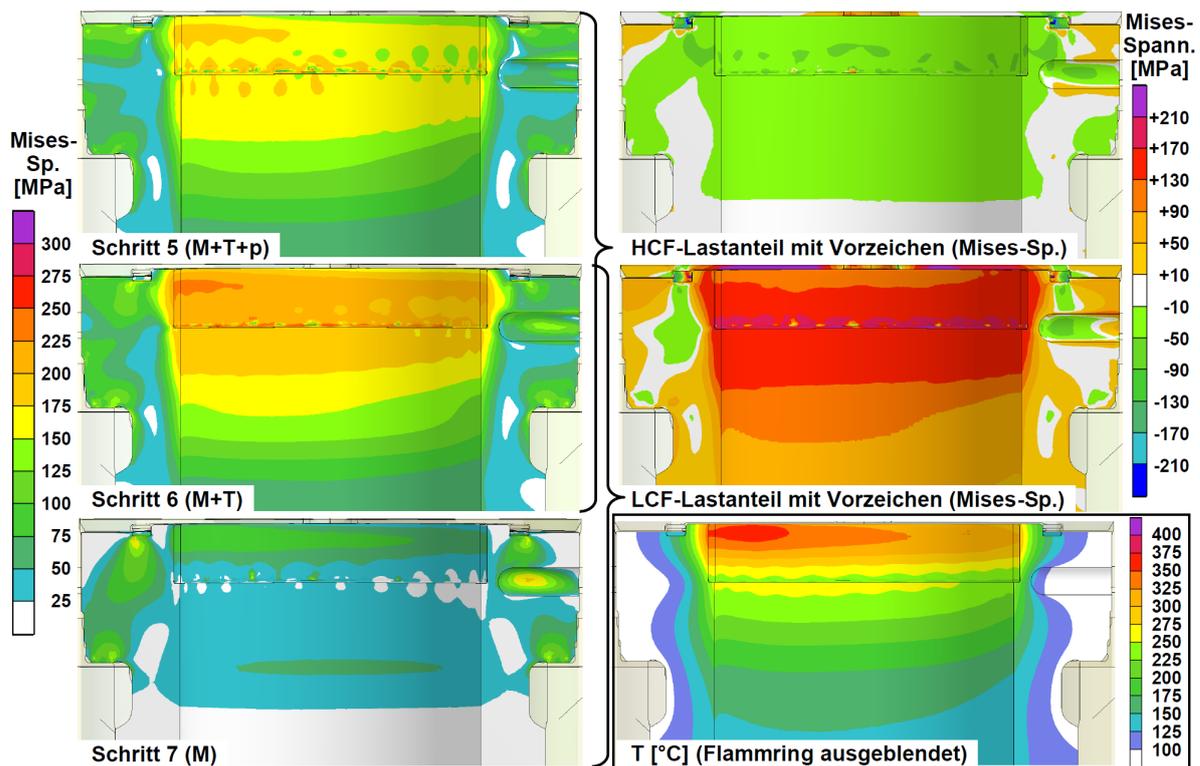


Bild 4.39: Mises-Vergleichsspannung und Low- und High-Cycle-Amplituden an der Buchse (Bereich hinter Flammring)

Im Bereich hinter dem Flammring tritt für den High Cycle eine Ausschlagspannung von 50 MPa auf (Bild 4.39, rechtes oberes Teilbild, vgl. Tabelle 4.8, High Cycle). Im Low Cycle beträgt die Ausschlagspannung bis zu 140 MPa (Teilbild Mitte rechts). Die Bereiche hoher LCF-Belastung decken sich mit den Bereichen hoher Temperatur. Die höchste Temperatur am Buchsenkörper beträgt 369 °C. Die Spannungen sind bei Schritt 6 am größten, der Zünddruck (HCF) wirkt spannungsmindernd. Die obere Mises-Spannung erreicht bei Schritt 6 250 MPa (vgl. Tabelle 4.8).

Die Ergebnisse der Dauerfestigkeitsberechnung an den relevanten Geometrien für High Cycle und Low Cycle zeigt Tabelle 4.8. Die minimale Dauerfestigkeit im High Cycle gegen Mises-Spannung wird im Bereich hinter dem Flammring mit einem Wert von 2,0 erreicht. Der Radius am Buchsenbund und die Kühlbohrungen sind bezüglich Mises im High Cycle unkritisch. Die Spannungsdifferenzen aus der FEM-Auswertung werden als Ausschlagspannung bezeichnet. Der Überlastungsfall F1 geht von einer wechselnden Last bei konstanter Mittelspannung aus, daher wird im Smith-Diagramm ober- und unterhalb der Winkelhalbierenden jeweils die halbe Ausschlagspannung eingetragen. Die gemäß Überlastfall F1 zulässige Spannung  $\sigma_{A,F1}$  ist die relevante Vergleichsgröße. Beides wurde für einen Beispiellastfall in Bild 4.37 gekennzeichnet. In den Diagrammen zur Festigkeitsbewertung (ab Bild 4.40) wurden je untersuchtem Bauteilbereich die untere und obere Spannung als vertikales Lastintervall eingezeichnet. Die Zahlenwerte entsprechen denjenigen aus den Tabellen.

Tabelle 4.8: Dauerfestigkeiten der Buchse des 1L26/40 gegen Mises-Vergleichsspannung

Sicherheit gegen Mises-Vergleichsspannung		Untere Spannung	Ausschlagspannung	Obere Spannung	Dauerfestigkeit
		[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	Sd [-]
High Cycle	Radius Buchsenhals	171	21	192	<b>5.26</b>
	Bereich hinter Flammring	200	50	250	<b>2.00</b>
	Kühlbohrung Mantelfläche	169	15	184	<b>7.35</b>
	Kühlbohrung Spitze	94	58	152	<b>2.16</b>
Low Cycle	Radius Buchsenhals	172	20	192	<b>5.50</b>
	Bereich hinter Flammring	95	140	235	<b>0.78</b>
	Kühlbohrung Mantelfläche	169	16	185	<b>6.79</b>
	Kühlbohrung Spitze	152	21	173	<b>5.11</b>

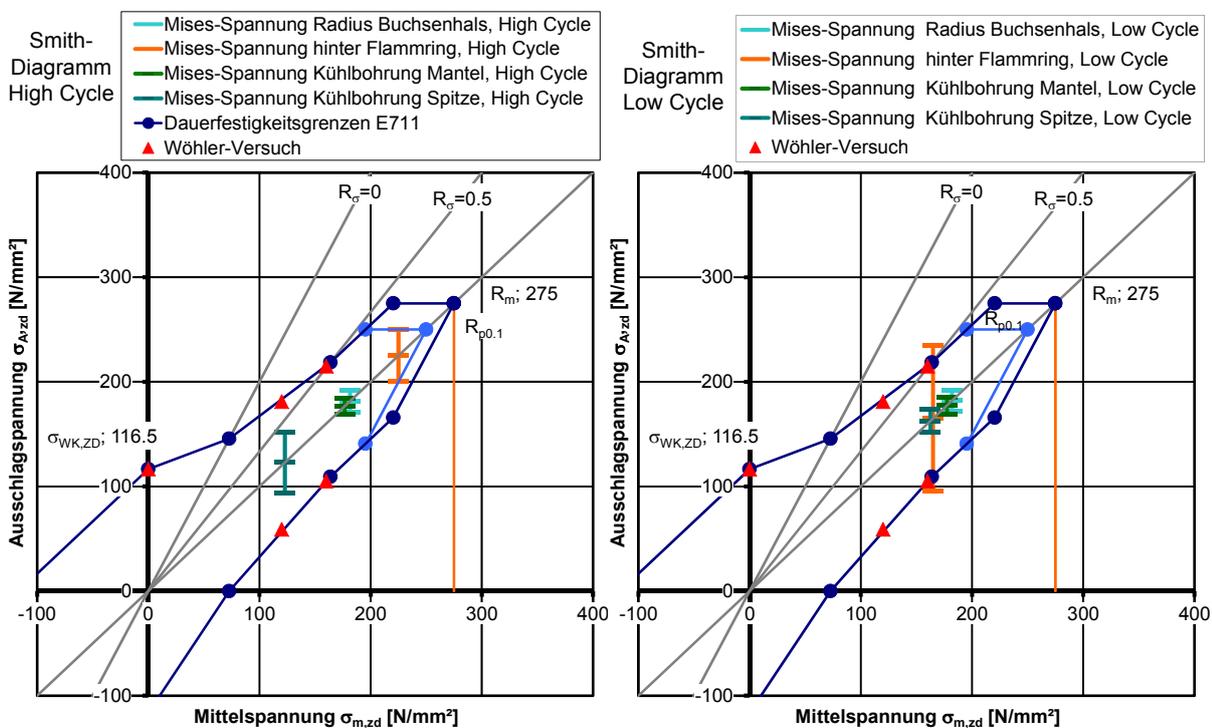


Bild 4.40: Dauerfestigkeitsschaubilder der Zylinderbuchse (Mises-Vergleichsspannung)

Bei dieser Auswertung bezüglich der maximalen Spannung im Hauptachsensystem sind die Grenzlaster für Bauteilversagen die gleichen wie bei der Bewertung nach Mises (Umriss im Smith-Diagramm). Als auftretende Last wird anstatt der Mises-Vergleichsspannung die größte der drei Hauptspannungen des FEM-Ergebnisses zum Vergleich herangezogen.

Die Belastung der Kühlbohrungen der Buchse ist auch bezüglich der Betrachtung der max. Spannung im Hauptachsensystem im zulässigen Bereich (Bild 4.41, Maximal- und Minimal-lasten für alle Lastschritte für Mantelflächen und Bohrungsspitzen). Die Bohrungen sind etwas höher belastet als in der Auslegungsrechnung (z.B. Mantelflächen: jetzt im Maximum 197 MPa, in der Auslegung 164 MPa), da sich gegenüber dieser höheren Temperaturen im Flammring-Bereich der Buchse auch auf die Belastung an den Kühlbohrungen auswirkt. An den Bohrungsspitzen wurde von 120 MPa ausgegangen, in der aktuellen FEM traten ma-

ximal 166 MPa auf. Die Bohrungsspitzen erreichen die maximale Spannung bei Schritt 6, die Mantelflächen bei Schritt 5 (vgl. Bild 4.41). Die errechneten Sicherheiten für die Kühlbohrungen sind für max. Spannung im HAS etwas geringer als bei Untersuchung auf Mises-Spannungen. Die kleinste Sicherheit beträgt  $S_d = 2,15$  für den High Cycle und  $S_d = 1,64$  für den Low Cycle, und treten jeweils an der Spitze der Bohrungen auf.

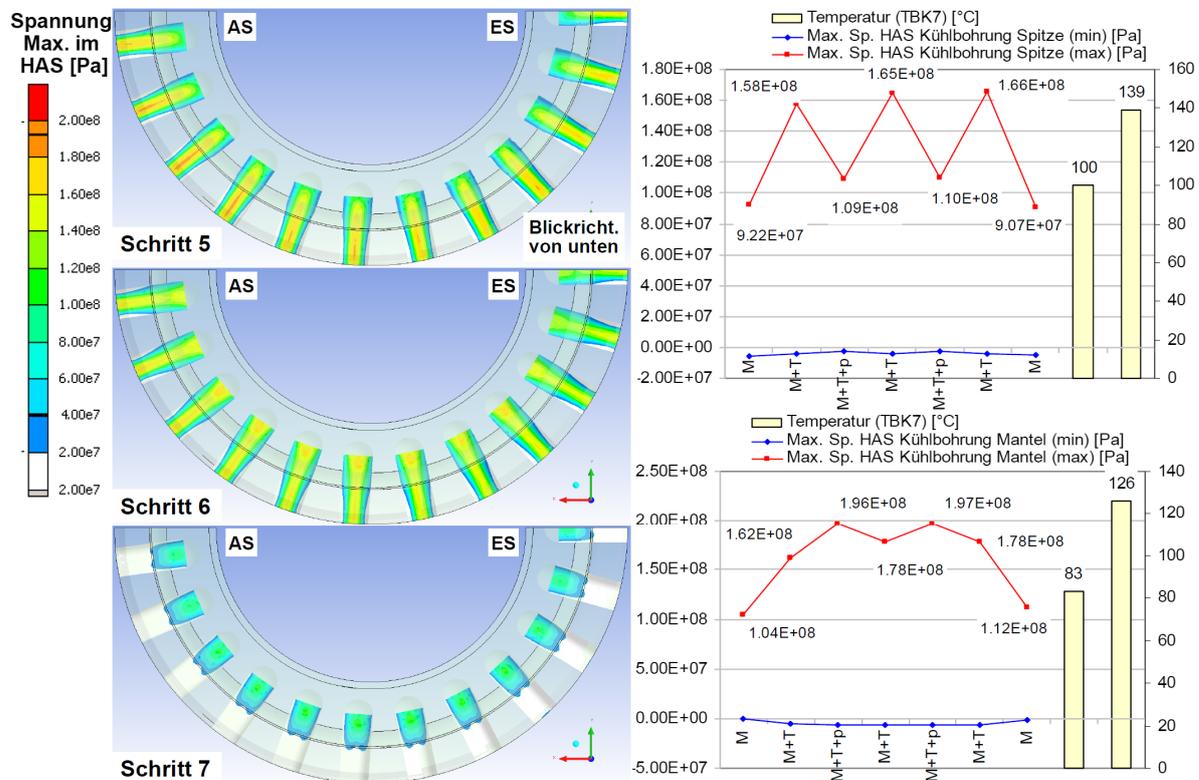


Bild 4.41: Lasten für die Kühlbohrungen der Zylinderbuchse (Mantelfläche und Kalotten)

Die Zylinderbuchse des 1L26/40 kann im High Cycle insgesamt auch gemäß der Beurteilung nach der maximalen Hauptspannung die erforderlichen Mindestsicherheiten einhalten. So hat die Wand hinter dem Flammring und der Radius am Buchsenbund höhere Sicherheiten als die bereits besprochenen Kühlbohrungen (siehe Tabelle 4.9). Für die Low-Cycle-Bbeanspruchung sind an der Buchse die Mantel- und Kalottenflächen der Kühlbohrungen und der Radius am Bund der Buchse unkritisch, wobei die geringste Sicherheit dieser Geometrien mit  $S_d = 1,28$  am Radius des Buchsenbundes erreicht wird. Kritisch ist hingegen der Bereich hinter dem Flammring. An dieser Stelle konnte bereits in der Auslegung keine Dauerfestigkeit erreicht werden. Wegen des thermischen Lastanteils, der an dieser Stelle am Forschungsmotor höher als erwartet war, ist die Low-Cycle-Dauerfestigkeit noch etwas geringer als vorab veranschlagt. Sie erreicht, bezogen auf die Mises-Vergleichsspannung, einen Wert von  $S_d = 0,78$  (Tabelle 4.8, Low Cycle, Bereich hinter Flammring) und bezogen auf die minimale Spannung im Hauptachsensystem einen Wert von  $S_d = 0,93$  (Tabelle 4.9, Low Cycle, Bereich hinter Flammring). Das bedeutet, dass keine Dauerfestigkeit vorliegt und die Zahl der möglichen Betriebszyklen im Zeitfestigkeitsbereich liegt, bevor Schäden auftreten. Für den Werkstoff E711 lagen die Ergebnisse von Dauerfestigkeitsversuchen in Form von Wöhlerlinien vor. Mit dieser konnte für den Überlastungsfall der minimalen Spannung im Hauptachsensystem (Wöhlerversuch für  $\sigma_m = 0$  MPa, reine Wechsellast) eine Zeitfestigkeit von  $3 \cdot 10^5$  Lastspielen ermittelt werden. Für die Zeitfestigkeit bezogen auf die Mises-

#### 4 FEM-Nachrechnung des Forschungsmotors

Vergleichsspannung war ein Wöhlerversuch für  $\sigma_m = 160$  MPa vorhanden. Anhand dessen wurde für die Zeitfestigkeit ein Wert von  $5 \cdot 10^4$  Lastspielen festgestellt. Diese Lastspielzahlen sind für den Low Cycle ausreichend. Für die Anwendung des Motorkonzepts ist diese permanente Überlastung jedoch nicht zufriedenstellend. Daher sollte im Fall einer Anwendung des Konzepts die Kühlung im Bereich des Flammrings konstruktiv verändert werden, um die thermische Überlastung zu verringern.

Tabelle 4.9: Dauerfestigkeiten der Buchse des 1L26/40 gegen max. Spannung im HAS

Sicherheit gegen max. Spannung im HAS		Untere Spannung	Ausschlagspannung	Obere Spannung	Dauerfestigkeit
		[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	Sd [-]
High Cycle	Radius Buchsenhals	203	25	227	<b>4.46</b>
	Hinter Flammring (Min HAS)	-300	75	-225	<b>3.11</b>
	Kühlbohrung Mantelfläche	178	18	197	<b>5.93</b>
	Kühlbohrung Spitze I	110	56	166	<b>2.15</b>
Low Cycle	Radius Buchsenhals	142	86	227	<b>1.28</b>
	Hinter Flammring (Min HAS)	-255	250	-5	<b>0.93</b>
	Kühlbohrung Mantelfläche	112	67	178	<b>1.75</b>
	Kühlbohrung Spitze I	91	75	166	<b>1.64</b>

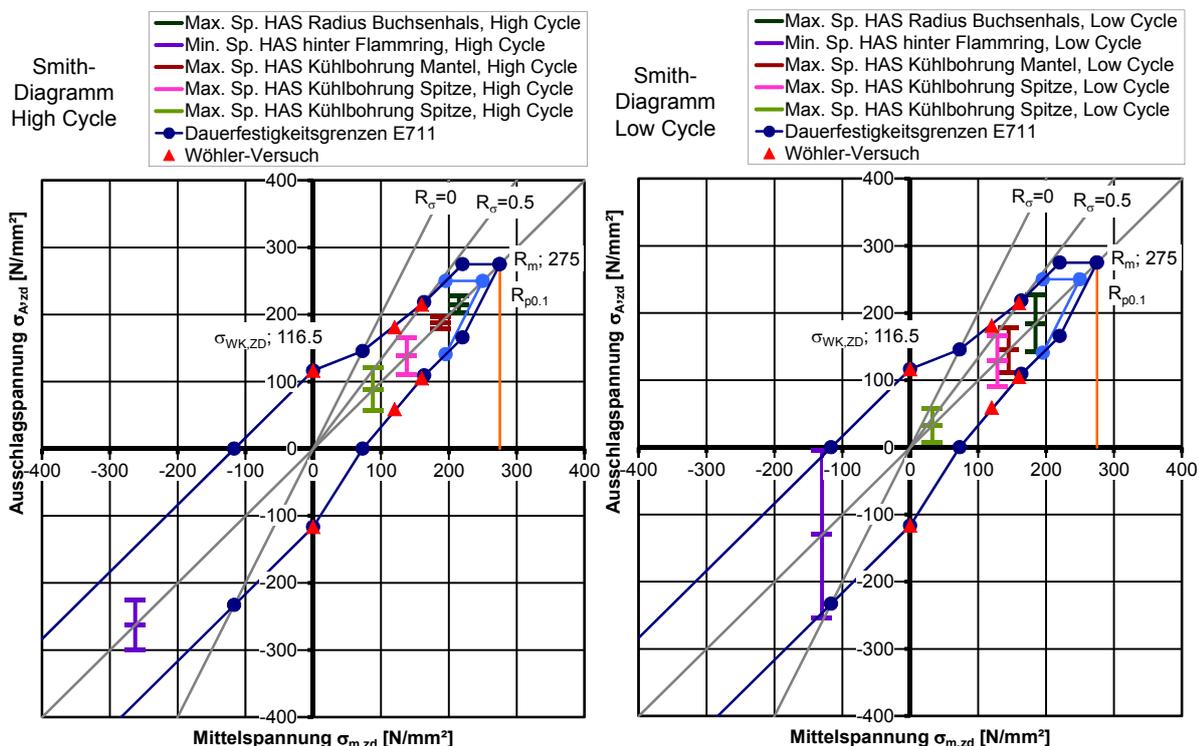


Bild 4.42: Dauerfestigkeitsschaubilder der Zylinderbuchse (Max. Spannung im HAS)

Die plastische Vergleichsdehnung (Bild 4.43) erreichte am Buchsenkörper auf der Fläche hinter dem Flammring Werte zwischen  $5 \cdot 10^{-4}$  bis  $9 \cdot 10^{-4}$  [m/m] (0,05 bis 0,09% Dehnung). Sie wurde durch die hohen Temperaturen verursacht und war größer als in der Auslegung berechnet (damals maximal  $5 \cdot 10^{-4}$  [m/m]). Am unteren Rand der Kontaktfläche zum Flammring

traten durch das FEM-Netz bedingte Überhöhungen der plastischen Dehnung auf (violette Farbzone). Im Randbereich der Auflagefläche der Zylinderkopfdichtung tritt ebenfalls plastische Dehnung bis ca. 0,1% auf, dies ist an dieser Stelle aber unproblematisch. Am Radius am Buchsenbund tritt (im Gegensatz zur Auslegung) keine plastische Verformung mehr auf.

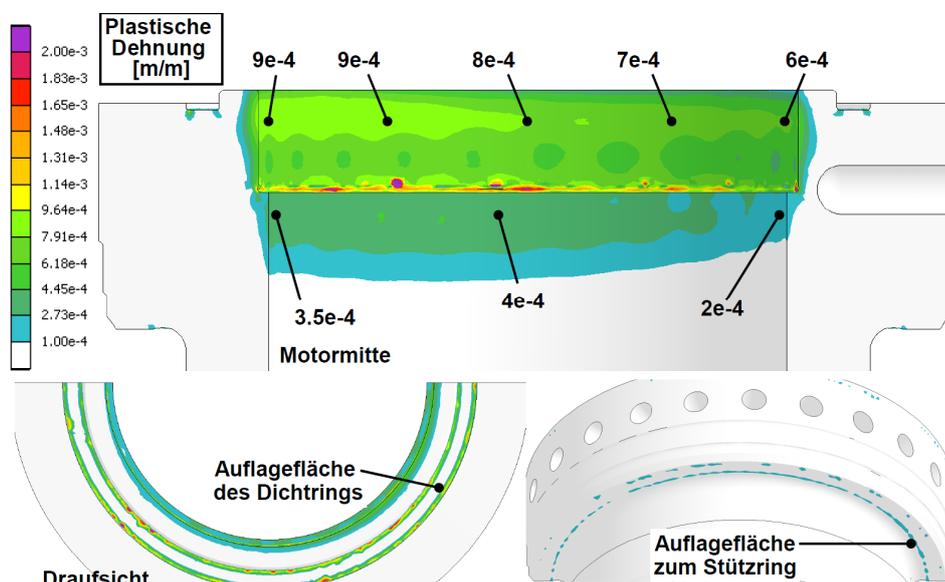


Bild 4.43: Plastische Vergleichsdehnung an der Zylinderbuchse

#### 4.4.2 Festigkeitsnachweis für den Zylinderkopf

Der Werkstoff des Zylinderkopfs ist GJS-400, ein Gusseisenwerkstoff mit Kugelgraphit. Dieser Werkstoff ist typisch für hoch belastete Maschinenteile und zählt im Gegensatz zum Buchsenwerkstoff zu den duktilen Werkstoffen. Dies bedeutet für die Dauerfestigkeitsbetrachtung, dass der Festigkeitsnachweis primär gegen die Mises-Vergleichsspannung zu führen ist. Werkstoffkennwerte für GJS-400 wurden z.B. im FVV-Projekt [Lan82] für die Anwendung in Motoren ermittelt. Das Gussteil wurde in der MAN-Gießerei in Augsburg angefertigt. Die größten Wanddicken am Rohteil betragen ca. 80 mm. Die Werkstoffkennwerte und Festigkeitsgrenzen von GJS-400 sind in Bild 4.44 dargestellt.

Nach dem Ergebnis der FEM-Simulation wird die geforderte statische Sicherheit von  $S=1,2$  an zwei Stellen der untersuchten Bauteile nicht erreicht. Dies ist zum einen das Brennraumdach, bei dem die Sicherheit bezogen auf Mises-Vergleichsspannungen nur  $S_F=0,93$  beträgt (Tabelle 4.10). An dieser Stelle treten thermisch bedingte Druckspannungen auf und die Mises-Vergleichsspannung wird dabei überschritten. Dies führt an der unteren Kante der Fasen um die Ventile zu lokaler plastischer Verformung. Dieses Verhalten ist verursacht durch die geometrisch ungünstige Wärmeabfuhr an dieser Stelle, die eine hohe Temperatur zur Folge hat. Da der Effekt lokal ist, wird die Festigkeit des Bauteils nicht beeinträchtigt. Durch lokale plastische Verformung werden diese Spannungen abgebaut. Zum anderen wird in der Bohrung zur Auslassventil-Kühlung für die max. Spannung in Hauptachsensystem ein Wert von 378 MPa erreicht, entsprechend einer statischen Sicherheit gegen Bruch von nur 1,03. Beide kritische Stellen waren in der Auslegung bereits mit ähnlichen geringen Sicherheitswerten aufgefallen und wurden für den Versuchsbetrieb als hinnehmbar eingestuft.

EN-GJS-400-15U (GGG-40)  
(Gusseisen mit Kugelgraphit, DIN EN 1563 )

**Statischer Festigkeitsnachweis**

Normwert der Zugfestigkeit	$R_{m,N}$	390 [MPa]
Dehngrenze aus Materialgesetz	$R_{p,0,2,N}$	325 [MPa]
Druckfestigkeit		700 [MPa]
Durchmesser der Werkstoffprobe	$d_{Probe}$	80 [mm]
Technologischer Größenfaktor	$K_{d,m}$	0.9655 [-]
Anisotropiefaktor	$K_A$	1 [-]
Bauteilwerte	$R_m$	386.2 [MPa]

**Ermüdungsfestigkeitsnachweis**

Normwert der Zug-Druck-Wechselfestigkeit	$\sigma_{W,zd,N}$	135 [MPa]
Normwert der Biegewechselfestigkeit	$\sigma_{W,B,N}$	190 [MPa]
Technologischer Größenfaktor	$K_{d,m}$	0.9655 [-]
Anisotropiefaktor	$K_A$	1 [-]
Bauteilwert	$\sigma_{W,zd}$	130 [MPa]
Mittelspannungsempfindlichkeit GJS	$M_\sigma$	0.22 [-]

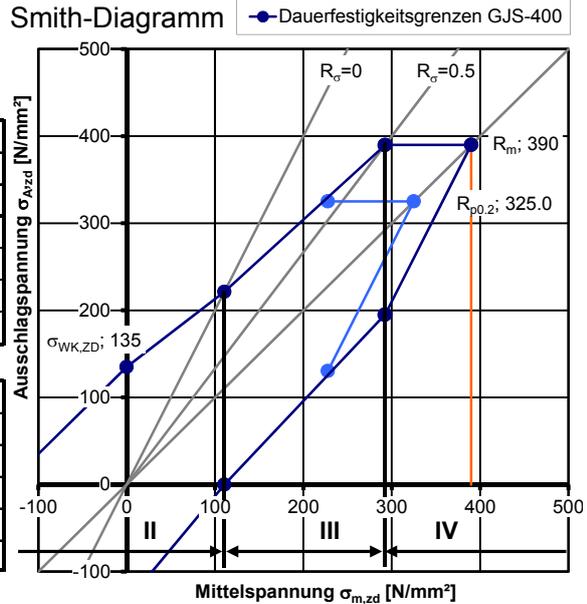


Bild 4.44: Werkstoffkennwerte von GJS-400 und Festigkeitsgrenzen im Smith-Diagramm

Die Bewertung der Dauerfestigkeit des Zylinderkopfes erfolgt wie schon bei der Buchse gegen Mises-Vergleichsspannung und gegen maximale Spannung im Hauptachsensystem. Gegen Mises-Vergleichsspannung liegen die kritischen Bereiche an den Wandflächen der Kühlbohrungen und am Brennraumdach. Für diese Bereiche wurden je zwei charakteristische Belastungsfälle ermittelt, wobei jeweils in einem Fall der maximal auftretende Wert der Lastamplitude und im anderen Fall jeweils die maximale Mittelspannung vorlag (Belastungswerte siehe Bild 4.45). Außerdem wurden der Radius im Bereich des Injektorsitzes und die Querbohrung zum Auslassventil gesondert untersucht. Die Sicherheiten und Dauerfestigkeitsschaubilder des Zylinderkopfes für Mises-Spannungen werden in Tabelle 4.11 und Bild 4.49 am Ende dieses Abschnitts gezeigt.

Tabelle 4.10: Statische Sicherheit am Zylinderkopf des 1L26/40

Brennraumdach 2 High Cycle	Max. Mises-Spannung	[MPa]	<b>350</b>
(Fase am Auslassventil)	Fließgrenze Rp0.2	[MPa]	<b>325</b>
	Sicherheit statisch Fließen	$S_F$	<b>0.93</b>
Max. Sp. HAS Bohrung z. AV	Max. Spannung im HAS	[MPa]	<b>378</b>
	Zug-Bruchgrenze $R_m$	[MPa]	<b>390</b>
	Sicherheit statisch Bruch	$S_B$	<b>1.03</b>

Die Belastung des Brennraumdaches für die Schritte 5 bis 7 sowie die Low- und High-Cycle-Lastanteile zeigt Bild 4.46 (einheitliche Skala für alle Teilbilder). Am Brennraumdach befinden sich für den Low Cycle die Bereiche maximaler Lastamplitude rings um das Auslassventil (Belastung „Brennraumdach 1“, Pfeilmarkierungen bei Schritt 6). Kritische Bereiche mit maximaler Mittelspannung befinden sich im Radius nahe der Kopfdichtungsauflage (Belastung „Brennraumdach 2“, äußerster umlaufender Rand mit gelber bzw. roter Farbzone in Teilbildern zu Schritt 6 und Schritt 7, links Mitte/unten). Dieser Bereich ist im Teilbild des LCF-Betrages (Mitte rechts) unauffällig, ist aber aus der Montage schon mit einer hohen Mittelspannung belastet, so dass unter thermischer Last geringe Sicherheiten auftreten (1,79

im Low Cycle, vgl. Tabelle 4.11). Der Low-Cycle-Lastanteil hat am Brennraumdach nur positive Werte, da die Fläche im Lastfall „Montage“ nahezu unbelastet ist. Im Teilbild für Schritt 6 (Mitte links) ist der Stegbereich zwischen der Fase am Auslassventil und der Motormitte mit einer Markierung versehen. An dieser Stelle tritt am Zylinderkopf plastische Verformung auf (Maximum: ca. 0,11%, Bild 4.50). Die im Werkstoff verbleibende plastische Dehnung ist in Schritt 7 an dieser Stelle als Spannungserhöhung sichtbar. Der Low-Cycle-Lastanteil wird dadurch in diesem Bereich etwas geringer.

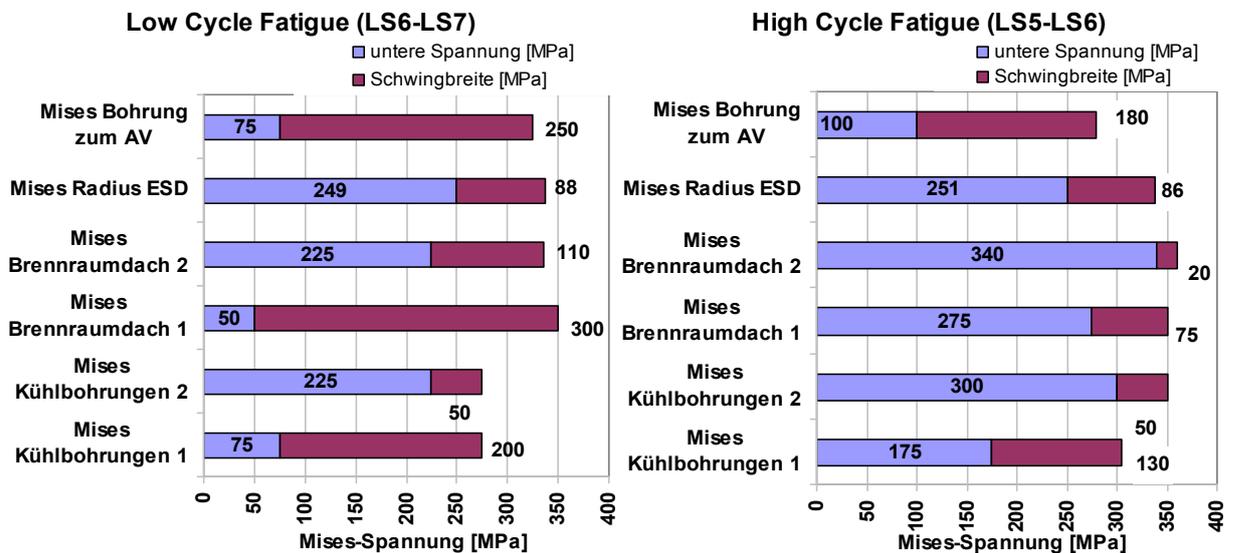


Bild 4.45: Charakteristische Belastungen am Zylinderkopf des 1L26/40 für die Festigkeitsbewertung nach Mises

Im High Cycle handelt es sich um die gleichen hoch belasteten Bereiche, aber um die jeweils andere Belastungsart. Die heißen Bereiche um das Auslassventil haben im High Cycle bereits einen hohen stationären Spannungswert, so dass sie bereits bei geringen Amplituden kritisch belastet sind. Die Belastungsrichtung ist im High Cycle in Motormitte positiv (Spannung erhöhend) Der Radius nahe der Zylinderkopfdichtung wird unter Brennraumdruck auf Biegung belastet und weist daher die höchste auftretende Lastamplitude im High Cycle auf. Dieser Radius wird im Montagelastschritt mit Druckspannungen beansprucht, die unter statisch-thermischer Last noch zunehmen. Die Belastung unter Brennraumdruck wirkt reduzierend auf die Vergleichsspannung (neg. Vorzeichen).

Im Vergleich des Low-Cycle-Lastanteils mit der Bauteiltemperatur ist bei beiden Größen der starke Rückgang im Bereich außerhalb der Flammringkontur zu sehen. Es ist daher davon auszugehen, dass durch eine gleichmäßigere Temperaturverteilung auch die lokalen Gradienten des thermisch-statischen Lastanteils zurückgehen würden. Insgesamt ist die statisch-thermische Last am Brennraumdach geringer als in der Auslegungsrechnung angenommen. Dies liegt daran, dass die thermische Belastung bei dem realisierten Volllastpunkt und der gewählten Einspritzdüsenkonfiguration geringer ist als vorab angenommen und daran, dass die Veränderungen der Kühlungsgeometrie und Kühlmittelmenge die Temperaturen verringert haben. Die heißeste Kante am Brennraumdach hat in der aktuellen FEM 330 °C Temperatur. Dies ist für GGG-40 im zulässigen Bereich und um 50 °C geringer als im Szenario der Auslegungsrechnung.

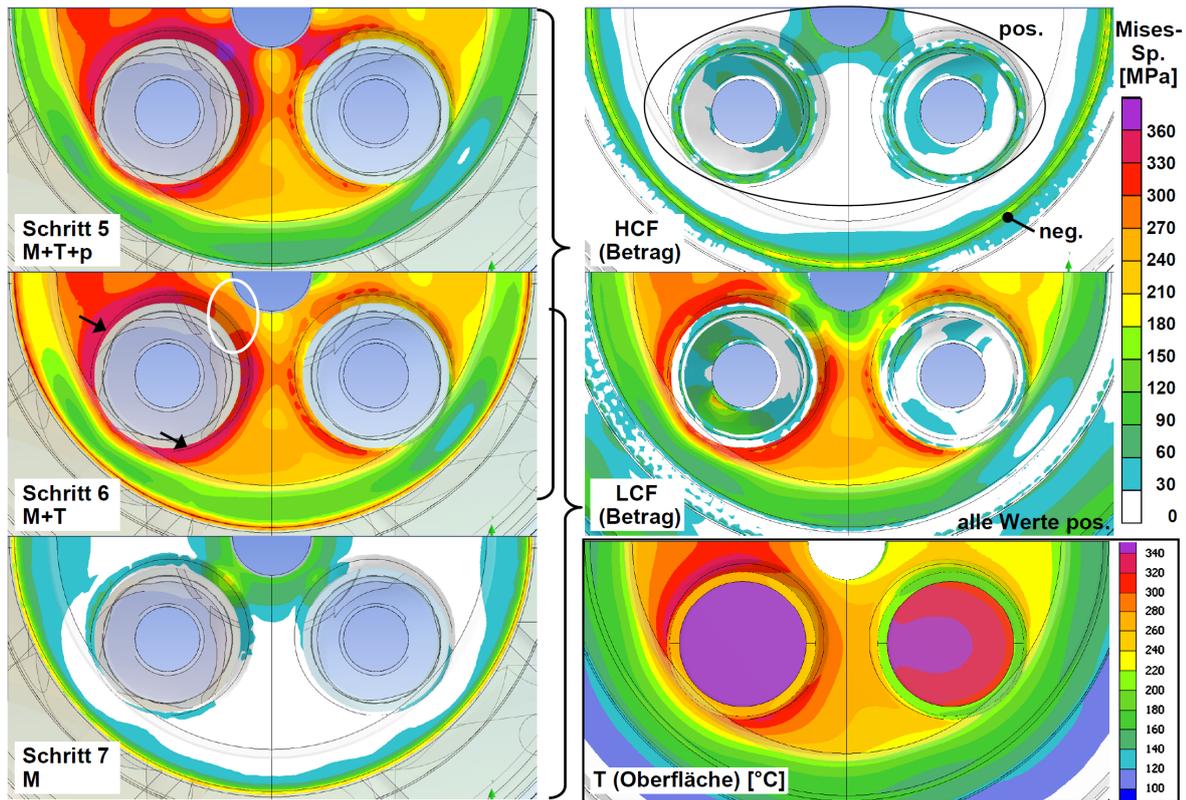


Bild 4.46: Mises-Vergleichsspannung am Brennraumdach und Lastamplituden für Low- und High-Cycle. Die Temperaturen sind für die Bauteiloberfläche angegeben (Im Abschnitt zu den thermischen Ergebnissen werden Temperaturen in 3 mm Tiefe gezeigt).

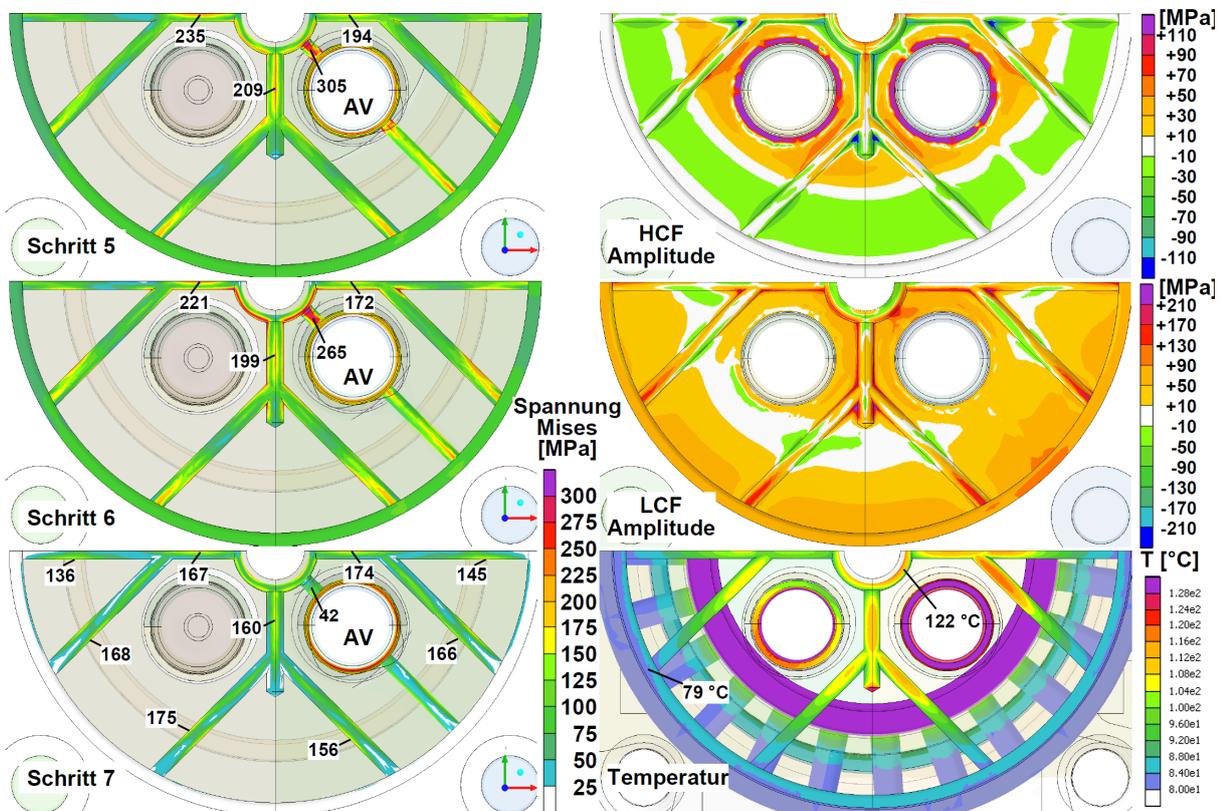


Bild 4.47: Mises-Vergleichsspannung an den Kühlbohrungen

An den Kühlbohrungen des Zylinderkopfes treten verschiedene Belastungsfälle auf, die im Folgenden vorgestellt werden. Im Bereich der Sammelbohrung zur Motormitte bleibt die Mises-Vergleichsspannung unter 235 MPa. Hier wurden in der Auslegungsrechnung über 350 MPa erreicht. Hauptgrund sind die weniger starken Temperaturgradienten, da vorab mit einer Kühlung mit geringerem Volumenstrom gerechnet wurde. Die Temperatur an den Bohrungen beträgt 79 - 122 °C. Die Querbohrung zum Auslassventil ist besonders hoch belastet und wurde wie der Radius am Injektorsitz einzeln ausgewertet. Die Last ist in Schritt 5 mit bis zu 342 MPa am höchsten. Die Kühlbohrungen werden unter Montagelast im Bereich etwas außerhalb der Projektion der Zylinderkopfdichtung mit bis zu 175 MPa an den Seitenwänden der Bohrung belastet (Bild 4.47, Schritt 7). Dieser Bereich liegt auf der Verbindungslinie zwischen der Dichtung und den Außenwänden des Zylinderkopfes. Die Low-Cycle-Belastung erhöht in den Bereichen inner- und außerhalb der Dichtungsprojektion die Spannung. Insbesondere an die Seitenwände der Sammelbohrungen und an deren Verschneidungen an den Verzweigungspunkten (jeweils Seitenwände) treten Ausschlagsspannungen über 150 MPa auf. Dies entspricht einem „Flachdrücken“ dieser Bohrungen im Low Cycle durch die thermische Dehnung der massiven Bodenplatte des Zylinderkopfes. Die freien Bohrungsmündungen zur Außenseite des Zylinderkopfes hin werden in vertikaler Richtung verzerrt.

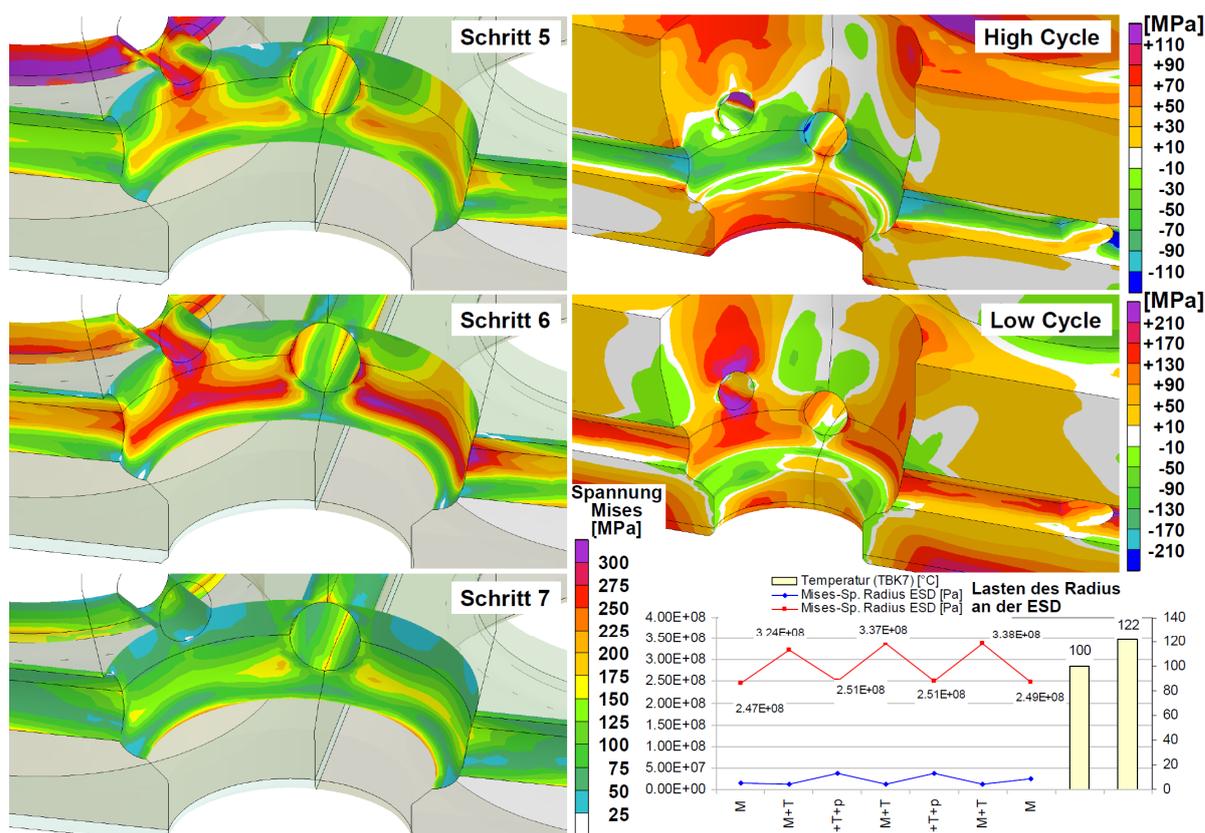


Bild 4.48: Mises-Vergleichsspannung am Radius im Bereich der Injektorauflage und an der Querbohrung zur Auslassventil-Kühlung

Die Belastung im High Cycle wirkt an den Kühlbohrungen teils gegensinnig zu den anderen Lastarten. Im Bereich der Sammelbohrungen wirkt der High Cycle entgegen dem Low Cycle, indem die Verformung aus thermischer Last durch den Brennraumdruck reduziert wird. Im Bereich außerhalb der Zylinderkopfdichtung wirkt der High Cycle entgegen der Montagelast

(die Seitenwände dieser Bohrungsabschnitte werden entlastet), weil der Brennraumdruck die Anpresskraft der Dichtung herabsetzt. Die entsprechenden Belastungen sind in Tabelle 4.11 für die zwei charakteristischen Belastungen der Kühlbohrungen aufgeführt.

Tabelle 4.11: Dauerfestigkeiten für den Zylinderkopf des 1L26/40 bezüglich Mises-Vergleichsspannung

Sicherheit gegen Mises-Vergleichsspannung		Untere Spannung	Ausschlagspannung	Obere Spannung	Dauerfestigkeit
		[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	S <sub>d</sub> [-]
High Cycle	Kühlbohrungen 1	175	130	305	<b>1.56</b>
	Kühlbohrungen 2	300	50	350	<b>2.60</b>
	Brennraumdach 1	275	75	350	<b>2.07</b>
	Brennraumdach 2	340	20	360	<b>4.00</b>
	Radius ESD	251	86	338	<b>2.22</b>
	Bohrung z. AV	100	180	280	<b>1.16</b>
Low Cycle	Kühlbohrungen 1	75	200	275	<b>1.06</b>
	Kühlbohrungen 2	225	50	275	<b>4.02</b>
	Brennraumdach 1	50	300	350	<b>0.69</b>
	Brennraumdach 2	225	110	335	<b>1.79</b>
	Radius ESD	249	88	338	<b>2.19</b>
	Bohrung z. AV	75	250	325	<b>0.83</b>

Die Kühlbohrungen erreichen demnach im High Cycle trotz ihrer hohen Belastung ausreichende Sicherheiten. Im Low Cycle wird die Dauerfestigkeit für den Bereich „Kühlbohrungen 1“ (Lastfall mit hoher Ausschlagspannung) mit S<sub>d</sub>= 1,06 verfehlt. Die entsprechenden Stellen am Bauteil sind die Verschneidungen der Sammelbohrungen. Der Radius außerhalb der Injektorauflage (Bild 4.48) hat am Forschungsmotor trotz hoher Belastung mit bis zu 336 MPa bei Schritt 6 ausreichende Sicherheiten von ca. 2,2 in Low- und High Cycle. Dies liegt an der jetzt gegenüber der Voruntersuchung reduzierten Montagekraft des Injektors, aber auch an der verbesserten Kühlung. Durch diese wird die thermische Dehnung verringert und so am Injektorsitz die Laständerung der Vorspannkraft im Low Cycle tendenziell reduziert. Die Querbohrung zum Auslassventil (Länge: ca. 20 mm) durchquert einen relativ schlanken Stegbereich und wird extrem belastet (ebenfalls Bild 4.48). Sie befindet sich in direkter Nähe zu der Übermaßpassung des Ventilsitzringes. Während die Montagebelastung mit etwa 75 MPa moderat ist, tritt eine sehr hohe Low-Cycle-Belastung von 250 MPa auf, da die Bohrung bei der Temperaturänderung des Zylinderkopfes von der Relativdehnung zwischen Auslasskrümmer und Bodenplatte deutlich verformt wird. Am Bohrungsende zur Motormitte hin tritt an der oberen und unteren Kante plastische Dehnung mit einem Maximalwert von ca. 0,11% auf. Dies ist gleich hoch wie am Brennraumdach (nicht dargestellt). Auch im High Cycle ist eine hohe Amplitude von 170 MPa festzustellen, in diesem Fall aber an der Seitenwand des Bohrungsendes in Richtung Sitzring. Dieser Bereich wird gestaucht, da der Sitzring den Brennraumdruck, der vom Ventil eingebracht wird, direkt unterhalb der Querboh-

rung in den Zylinderkopf einleitet. Die entsprechenden Sicherheiten sind  $S_d=1,16$  für den High Cycle und  $S_d= 0,83$  für den Low Cycle. Insgesamt sind die Kühlbohrungen des Zylinderkopfes etwas geringer belastet als in der Auslegungsrechnung angenommen. Der Radius an der Einspritzdüse war in der Vorauslegung kritisch, ist mit den tatsächlichen Lasten von der Festigkeit her aber in Ordnung. Die Bohrung zum Auslassventil ist nach der aktuellen Rechnung das Element des Zylinderkopfes mit den ungünstigsten Sicherheiten.

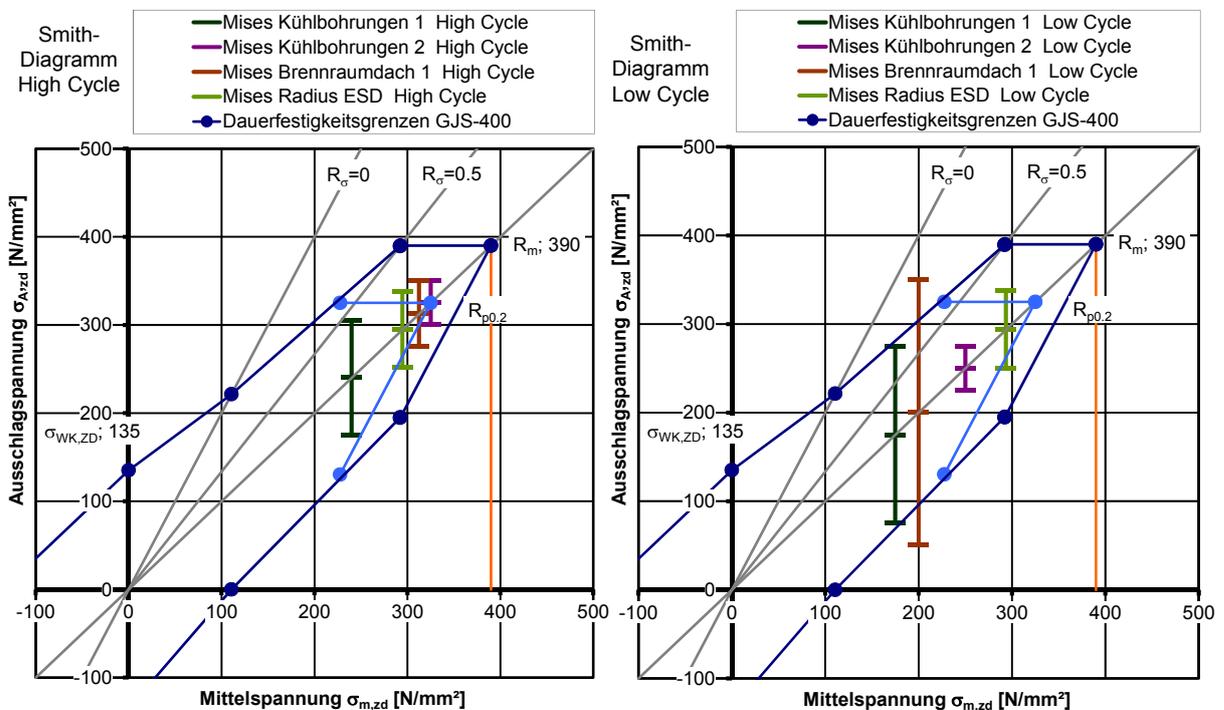


Bild 4.49: Dauerfestigkeitsdiagramme für den Zylinderkopf (Mises-Spannungen)

Bei Untersuchung in Bezug auf maximale Spannung im Hauptachsensystem ergibt sich ein ähnliches Ergebnis wie bei der Betrachtung nach Mises (Werte in Tabelle 4.12). Der Radius an der Auflage der Einspritzdüse erreicht im Low Cycle nur eine Sicherheit von 1,13. Dies ist aber deutlich besser als in der Auslegungsrechnung angenommen, wo in diesem Bereich Maximalspannungen im Hauptachsensystem von über 400 MPa erreicht wurden und keine Low-Cycle-Dauerfestigkeit vorlag. Die Querbohrung zum Auslassventil ist ebenfalls wie bei der Betrachtung nach Mises kritisch belastet. An der oberen und unteren Kante der Bohrung, wo die zulässige Mises-Vergleichsspannung überschritten wurde, wird auch die max. Spannung im Hauptachsensystem überschritten. Die Dauerfestigkeit für den Low Cycle beträgt an der Bohrung auch bei dieser Betrachtung nur  $S_D=0,84$ . Das Brennraumdach ist von der Belastungsform her ein Sonderfall. Thermisch und durch den Zünddruck bedingt, liegen in diesem Bereich Druckspannungen vor. Daher wird auf dieser Fläche die minimale Spannung im Hauptachsensystem (entsprechend der größten Druckspannung) ausgewertet (Bild 4.50). Diese ist während aller Schritte mit thermischer Last konstant hoch und vergrößert sich unter Zünddruck noch etwas. Unter reiner Montagelast geht die Druckspannung nahezu vollständig zurück (Bild 4.50, Schritt 7, weiß/hellblaue Farbgenze).

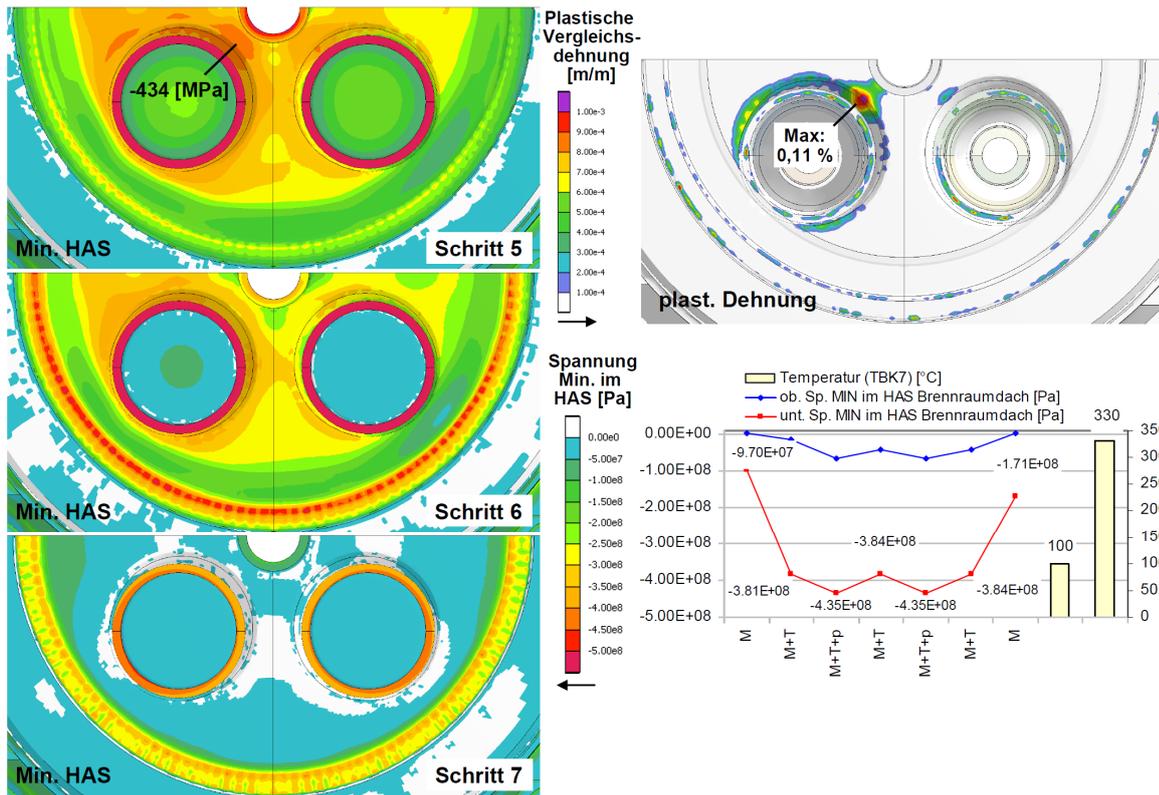


Bild 4.50: Minimale Spannung im Hauptachsensystem und plastische Vergleichsdehnung für Schritt 7 am Brennraumdach

In Bild 4.50 ist außerdem in direkten Vergleich die plastische Dehnung für den letzten Lastschritt eingezeichnet. Diese tritt in geringem Umfang an der Umlaufkante um das Auslassventil sowie verstärkt in deren Bereich nahe der Injektorbohrung auf. Die Ursache ist, dass sich zu der thermischen Last (die am ganzen Umfang des Ventils wirkt) Anteile der beiden anderen Belastungsarten ergänzen. Aus der Montage beträgt der Anteil bereits 130 MPa (Mises-Spannung) und unter Zünddruck wird der mittlere Bereich ebenfalls belastet (an dieser Stelle: ca. 50 MPa im High Cycle).

Tabelle 4.12: Dauerfestigkeiten für den Zylinderkopf des 1L26/40

Sicherheit gegen max. Spannung im HAS		Untere Spannung	Ausschlagspannung	Obere Spannung	Dauerfestigkeit
		[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	[N/mm <sup>2</sup> ]	Sd [-]
High C.	Bohrung z. AV	330	40	370	<b>2.00</b>
	Radius bei ESD	288	77	365	<b>1.65</b>
	Brennraumdach (Min. HAS)	-435	51	-384	<b>5.30</b>
Low C.	Bohrung z. AV	70	250	320	<b>0.84</b>
	Radius bei ESD	191	174	365	<b>1.13</b>
	Brennraumdach (Min. HAS)	-384	213	-171	<b>1.27</b>

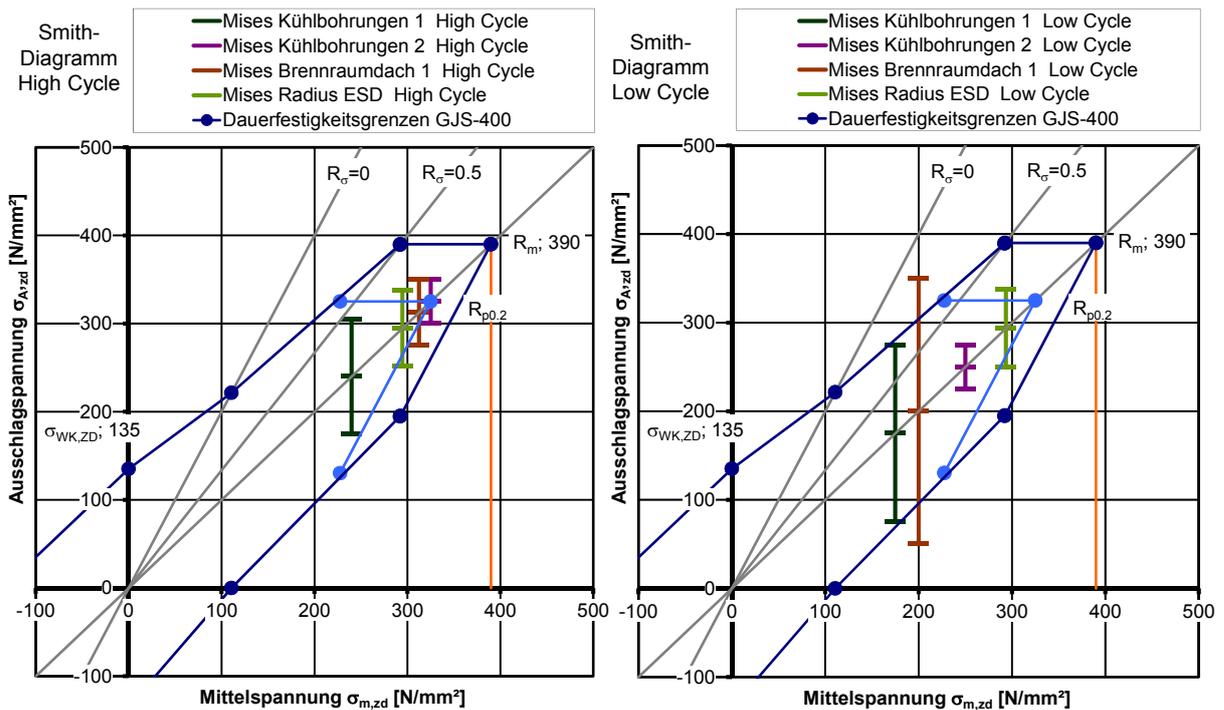


Bild 4.51: Dauerfestigkeitsdiagramme für den Zylinderkopf (Max. Spannung im HAS)

Die Darstellung der minimalen Spannung im HAS in Bild 4.50 zeigt auch den Kontaktdruck der Zylinderkopfdichtung. Der Abstand zwischen dem Rand des Brennraums und der Dichtung ist, bedingt durch die Konstruktion des Forschungsmotors mit dickwandiger Buchse, besonders groß. Dies ist für die Festigkeit des Zylinderkopfes positiv. Der Bereich des Quetschspaltes wirkt wie eine räumliche Funktionstrennung zwischen Brennraum und Dichtung und beinhaltet eine Zone mit geringer Spannungshöhe. Auf diese Weise wirken an diesem Teil des Brennraumdachs keine hohen thermischen Lasten und hohen Montage- bzw. dynamische Lasten aus Zünddruck an der gleichen Stelle des Bauteils. Dadurch wird eine Situation mit überlagerter Belastung wie in der Motormitte vermieden. Von der Sicherheit her ist das Brennraumdach in Ordnung. Bei dem realisierten Betriebspunkt ist die Belastung zulässig. Im Low Cycle wird eine Sicherheit von  $S_d=1,27$  erreicht. Der Zylinderkopf ist mit den gezeigten Sicherheiten für den Versuchsbetrieb geeignet. Es ist aber anzumerken, dass die gewählte Betriebsstrategie des Motors für die Belastung des Zylinderkopfes vergleichsweise günstig war. Im Vergleich wurden Zylinderbuchse und Kolben durch die Verbrennung stärker belastet. Bei einer anderen Auslegung von Einspritzung und Verbrennung ist die Verteilung der Bauteilbelastung von dem untersuchten Fall verschieden.

#### 4.4.3 Fazit der mechanischen FEM

In der mechanischen FEM-Simulation erfolgte eine Nachrechnung der Volllast für Buchse und Kopf einzeln und in einem gemeinsamen Modell. Hauptbelastungsanteil am Forschungsmotor ist die thermische Last und deren Kombination mit der Montagelast. Um die auftretenden Lasten geeignet in der Simulation abzubilden, wurden Werkstoffgesetze für plastisches Materialverhalten für die Gusswerkstoffe erstellt und eingesetzt. Wegen des deutlichen Einflusses der thermischen Last und der Wechselwirkung der Bauteile im Baugruppenverbund war eine genaue Kenntnis der Materialkennwerte (E-Modul, Wärmeaus-

dehnungskoeffizient, Wärmeleitfähigkeit) wesentlich für das Ergebnis. Auch die Randbedingungen haben einen großen Einfluss (vor allem thermische Randbedingungen, Bauteilkontakte, Reibungsverhalten, Einfluss der Umgebung, Systemgrenze der Baugruppe) und wurden sorgfältig gewählt und geprüft. Der Vergleich mit der Dehnungsmessung deckte einzelne Unstimmigkeiten der FEM-Lösung auf, die sonst nicht erkennbar gewesen wären. Daraufhin wurde z.B. die Modellierung des Kontaktes an der Zylinderkopfdichtung verändert. Zum Großteil gelang der Vergleich zwischen FEM und Dehnungsmessung sehr gut, so dass die Simulation als aussagekräftig angesehen werden kann.

Im Ergebnis bestätigte die mechanische FEM in ihrer aktuellen Form als Nachrechnung die Resultate der FEM am Ende des Vorprojektes, aufgrund derer die Freigabe zum Betrieb des Forschungsmotors gegeben worden war. Mit der angewendeten Vorgehensweise wurden die sicherheitsrelevanten Bauteilbereiche mit Hilfe des FEM-Ergebnisses identifiziert und Änderungsmaßnahmen ergriffen. Beispiele für solche Änderungen sind die erhöhte Kühlmittelmenge, die für die Bauteilsicherheit am Zylinderkopf sehr günstig war, die angepasste Montagekraft des Injektors und Geometrieänderungen an der Buchsenkühlung, durch die im Bereich des OT des 1. Kolbenrings an der Buchse die Laufflächentemperaturen auf zulässige Werte gesenkt werden konnten.

Die Ergebnisse der FEM bestätigten die Dauerfestigkeit der Bauteile für den High-Cycle-Betrieb, was für diesen auch unbedingte Voraussetzung war. Für den Low Cycle wurde in einzelnen Bereichen in Brennraumnähe hinter dem Flammring und am Brennraumdach keine Dauerfestigkeit erreicht. Auch an der Querbohrung zum Auslassventil wurde diese verfehlt. Da die Anzahl an Betriebszyklen bei Maximallast bei dem Forschungsmotor eher gering ist, muss für den Low Cycle keine Dauerfestigkeit gefordert werden. Für die Anwendung des verwendeten Motorkonzepts in Serienmotoren müssten in den Bereichen ohne Low-Cycle-Dauerfestigkeit Veränderungen realisiert werden.

Nicht vorhersagbar mit der beschriebenen Vorgehensweise sind lokale Effekte auf der Gasseite, falls sich deren Verteilung anders verhält als die des Vergleichsmotors (z.B. die Auswirkung anderer Strahlwinkel des Injektors). Der Grund hierfür ist die bewusst einfach gehaltene Ableitung der gasseitigen Randbedingung aus Ergebnissen einer Prozessrechnung. Dieses Konzept wurde zu Beginn des Vorhabens gewählt, weil für den Arbeitsprozess des Forschungsmotors in dieser Phase keine weitergehenden Informationen vorhanden waren. In Kombination mit der Anpassung an Temperaturmessungen war die Vorgehensweise für die Anwendung im Forschungsprojekt zielführend. Bei Bedarf nach direkter Abbildung der lokalen Effekte auf der Gasseite muss in diesem Bereich ein anderer Ansatz zur Modellierung der Randbedingung gewählt werden (z.B. mittels 3D-CFD des Gasraums). Die erarbeitete Vorgehensweise ist bezüglich des Ursprungsformats der Daten flexibel und kann Randbedingungen aus solchen Quellen ebenfalls präzise auf das FEM-Modell aufbringen.

## 5 Gesamtfazit

Die gegenwärtig steigende Leistungsdichte mittelschnell laufender Großdieselmotoren war Anlass, einen Forschungsmotor mit spezifischer Leistungsdichte 50% über dem Stand der Technik und entsprechend erhöhtem Maximaldruck zu konstruieren und zu erproben.

Die getestete Motorkonfiguration war betriebsfest und die höhere Druckbelastung erwies sich als nicht kritisch. Die thermische Last ist grenzwertig, für sie war keine Dauerfestigkeit in allen Bereichen gegeben. Für eine Serienanwendung müsste daher die Wärmeabfuhr weiter überarbeitet werden und konstruktive Änderungen an den Kühlgeometrien vorgenommen werden.

Wesentliches Werkzeug zur Untersuchung dieser Sachverhalte ist die thermisch-mechanisch gekoppelte FEM-Simulation, begleitet von Kreisprozessrechnung, CFD und Bauteiltemperaturmessungen. Die Kombination dieser Methoden wurde im Vorfeld für die Konstruktion des Motors eingesetzt und die Ergebnisse wurden durch die experimentellen Daten bestätigt.

Die hohe Leistungsdichte bewirkte einen positiven Downsizing-Effekt, der in einem reduzierten Wandwärmeanteil sichtbar wurde. Die getestete hohe Leistungsdichte hat sich bezüglich des Kraftstoffverbrauchs als thermodynamisch lohnend erwiesen und wird voraussichtlich mit weiterem Entwicklungsaufwand auch für die Serienanwendung realisierbar sein.

### 6 Zusammenfassung

Der Betrieb eines mittelschnell laufenden 4-Takt-Dieselmotors ist mit einem indizierten Mitteldruck von 44 bar und einem maximalen Zylinderdruck von 360 bar möglich. Die realisierte Konfiguration eignet sich für den Versuch, ist aber nicht dauerhaft und damit nicht serientauglich. Die gemessenen und nachgerechneten Belastungen waren von der Vorausberechnung korrekt vorhergesagt worden, so dass bereits in einer frühen Projektphase viele Problemstellen verbessert werden konnten. Ohne die Anpassungen wäre der sichere Motorbetrieb keinesfalls möglich gewesen. An einigen Stellen (Muldenrand, Querbohrung zum Auslassventil, heiße Fase a Zylinderkopfes) sind die Belastungen bei dem realisierten Betrieb knapp im Bereich des Zulässigen. Bereits bei Wegfall einer Maßnahme (z.B. der Erhöhung des Kühlmitteldurchsatzes) würden an diesen Stellen Festigkeitsgrenzen überschritten werden. Der thermische Einfluss hat massiven Einfluss auf die mechanische Belastung der Bauteile. Um die mechanische Belastung in den Griff zu bekommen, ist es am aussichtsreichsten, an den thermisch überlasteten Bereichen Abhilfe zu schaffen. Sinnvoll ist es, das Temperaturfeld im Bauteil nach Möglichkeit gleichmäßiger zu machen und scharfe Temperaturgradienten zu vermeiden.

Im Bereich der Thermodynamik des Motors ergänzten sich die in diesem Bericht geschilderten Arbeiten und die Ergebnisse der TU Hamburg-Harburg hinsichtlich des Wärmehaushaltes der Bauteile. Die thermische FEM beinhaltete Aussagen zu den Energieflüssen in den Bauteilen und die messtechnische Energiebilanzierung der TUHH lieferte die Energieflüsse an den Systemgrenzen. Die Wandwärmeleitung des Kolbens konnte aus Öltemperaturmessungen in Kolben und Ölzulauf sowie Messungen des Volumenstroms sehr gut abgeschätzt und durch die thermische FEM der Firma Mahle bestätigt werden. Als weitere Datenquelle zur Energiebilanz diente die Arbeitsprozessrechnung, die begleitend durchgeführt wurde. Diese wurde als kombinierte DVA- und APR-Rechnung mit Realbrennverläufen ausgeführt. Sie bestätigte die hohen Wärmemengen, die an den Oberflächen der Auslasskanäle im Zylinderkopf transportiert wurden. Dieser Teilaspekt wurde an beiden Forschungsstellen in der Prozessrechnung abgebildet und lieferte identische Ergebnisse.

Die mit den gemessenen Bauteiltemperaturen verifizierte thermische FEM lieferte daraufhin physikalische Obergrenzen der transportierten Wandwärme und zeigte, dass die nach dem Standard-Wandwärmeübergangsmodell nach Woschni berechneten Wandwärmemengen für die höheren Lastpunkte des Forschungsmotors zu groß waren. Die auf diese Weise mit der Prozessrechnung ermittelten Wandwärmemengen waren laut FEM-Ergebnis nicht durch die Bauteile übertragbar und in der aufgenommenen Wärmemenge des Kühlwassers nicht nachweisbar. Um die beobachteten Energiemengen in Deckung zu bringen, wurden Prozessrechnungen durchgeführt, bei denen der Wärmeübergangskoeffizient nach Woschni für jeden Kurbelwinkel linear reduziert wurde. Die Prozessrechnung mit auf 80% verringertem Übergangskoeffizienten lieferte Energiemengen, die zu den thermischen FEM-Simulationen und zu den Messungen der Energiebilanzierung passten. Dieser Vergleich wurde für die fünf Lastpunkte der Lastvariation von G25 bis G100 mit jeweils ähnlich gutem Ergebnis durchgeführt. Dieser Effekt ist als ein Teil des Downsizing-Vorteils zu sehen, wonach bei weiter ge-

steigerter Leistungsdichte der Anteil der Wandwärme auch wegen der anteilig kleineren Wandflächen zurückgeht.

Als Ergebnis der Dehnungsmessungen wurde der Zusammenhang festgestellt, dass die Amplituden der Bauteildehnungen auch bei sehr hohen Motorlasten an vielen Stellen der Geometrie linear mit der Amplitude des Brennraumdruckes skalierten. Es ist zu erwarten, dass dieses Verhalten auch für etwas höhere Lasten gilt, so dass z.B. Sicherheiten für einen Zünddruck von 400 bar (bei gleichbleibender thermischer Last) linear abgeschätzt werden können. Bezüglich des statisch-thermischen Dehnungsanteils war das Verhalten je nach Bauteil unterschiedlich. So gab es brennraumferne Bereiche, wie die Verschraubung der Baugruppe, bei denen der thermische Anteil während des Motorbetriebs einen konstanten, hohen Wert hatte (gleichbleibend und lastunabhängig während des Motorbetriebs) und Bereiche wie z.B. am Zylinderkopf, bei denen die thermische Dehnung mit der Motorlast (indizierter Mitteldruck) skalierte. Bauteile wie der Kolben, die sich thermisch weitgehend frei dehnen können, haben im Vergleich der Bauteile einen wesentlich geringeren statisch-thermischen Lastanteil, ebenfalls (im Bereich des Kolbenunterteils) unabhängig von der Motorlast. Daher kann für den statisch-thermischen Lastanteil keine Vorhersagemöglichkeit abgeleitet werden. Dieser hängt weitgehend von der Einbausituation in der Baugruppe ab.

Mit einem umfangreichen Versuchsprogramm und über 400 Betriebsstunden des Einzylinder-Forschungsmotor im Institut für Energietechnik (IET) der TU Hamburg-Harburg konnte im Forschungsvorhaben „Zylinderspitzendrücke“ erfolgreich nachgewiesen werden, dass der Motorbetrieb mit extremen Zylinder- und Mitteldrücken möglich und sinnvoll ist. Befundungen der brennraumseitigen Bauteile, die in Zusammenarbeit mit den projektbegleitenden Industriepartnern durchgeführt wurden, konnten dies belegen. Es zeigten sich auch nach über 50 Betriebsstunden mit Zylinderdrücken von mehr als 300 bar keine ungewöhnlichen Verschleißerscheinungen.

Auch bei sehr hohen Prozessdrücken von 350 bar in Verbindung mit zweistufiger Abgasurboaufladung lassen sich in mittelschnelllaufenden Großdieselmotoren die ab 2011 geltenden Grenzwerte für die Stickoxid-Emission (IMO Tier II) allein mit innermotorischen Maßnahmen (Miller-Ventilsteuerzeiten) einhalten (vgl. [Ber10]). Der spezifische Kraftstoffverbrauch steigt dabei nicht an, sondern lässt sich in vielen Betriebspunkten reduzieren. Eine deutliche Steigerung der Kolbenflächenleistung  $P_e/A_K$  von heute 0,6 kW/cm<sup>2</sup> auf 1 kW/cm<sup>2</sup> und somit eine größere Leistungsdichte sind möglich. Im Teillastbetrieb wurde selbst mit Miller-Steuerzeiten ein rauchfreier Betrieb nachgewiesen, d.h. die FSN-Werte lagen deutlich unter 0,5. Durch eine detaillierte Verlustanalyse wurde eine Verbesserung des indizierten und effektiven Wirkungsgrades bei extrem hohen Zylinder- und Mitteldrücken nachgewiesen (vgl. [Ber10]). Bemerkenswert ist dabei, dass die Wirkungsgradvorteile auf eine Vielzahl von Ursachen zurückgeführt werden können, insbesondere durch die thermodynamischen Stoffeigenschaften der Zylinderladung, die Wirkung der hohen Ladungsdichte auf den Verbrennungsablauf und den effektiveren Ladungswechsel.

In den Arbeitspaketen dieses Berichts wurden die mechanischen und thermischen Belastungen, das Festigkeitsverhalten und die Energieströme in den Motorbauteilen sowohl messtechnisch als auch simulativ untersucht. Die Messsensoren wurden im Rahmen dieser Arbeit

appliziert und lieferten am hochbelasteten Motor umfangreiche Messwerte. Im Mittelpunkt stand die Verknüpfung der Bauteilmessungen mit den Berechnungen. Die Messstellen wurden gezielt so gewählt, dass sie für relevante Stellen der Simulation Vergleichswerte liefern. Außerdem wurden in den Simulationen Auswerteroutinen eingesetzt, die für den Ort der realen Sensoren einen berechneten Vergleichswert ausweisen. So wurden für die Bauteile Buchse, Kopf und Kolben ausreichend Daten erzeugt, um den Belastungszustand direkt zu messen und um eine gute Vergleichbarkeit der Messungen mit der Nachrechnung zu ermöglichen. Des Weiteren wurde festgestellt, dass die DMS-Signale immer auf Plausibilität geprüft werden müssen und es wurden entsprechende Verfahren bei der Versuchsplanung und Auswertung angewendet und so die Validität der Dehnungsmessung sichergestellt. Zusätzlich zu den direkt gemessenen Werten lieferte die Nachrechnung weitere Informationen. Besonders zu nennen ist hier die Energiebilanzierung, die zwischen der FEM, der Bilanzierung am Prüfstand und den Energiemengen der Prozessrechnung einen Vergleich ermöglicht. Bei Betrachtung eines Lastschnittes waren die spezifischen Wandwärmeverluste bis zur Volllast hin leicht rückläufig. Auch zwischen 85% und 100% Last war noch eine leichte Verringerung des Wandwärmeanteils erkennbar. Am Zylinderkopf waren starke lokale Temperatureffekte durch den Gasbewegung während des Ladungswechsels festzustellen. Dies ist neben der Verbrennungsführung ein Grund für die verhältnismäßig geringe Wärmeabfuhr des Zylinderkopfes (Wärmeabfuhr stattdessen teilweise über Spülluft). Außerdem wurden beträchtlich hohe Wärmeübergänge an den Auslasskanälen innerhalb des Zylinderkopfes deutlich, die durch das Hochlast-Konzept des Forschungsmotors (große Massendurchsätze und aus konstruktiven Gründen vergleichsweise kleine Kanalquerschnitte) besonders hohe Werte annehmen. In dieser Hinsicht könnte die Abgasenthalpie erhöht und die Bauteilkühlung entlastet werden, wenn an der Innenseite der Auslasskanäle eine dünne thermisch isolierende Schicht aufgebracht würde.

Hinsichtlich der Festigkeit hat sich in diesem Forschungsvorhaben und bei der Nachrechnung die Bewertung in der Vorauslegung bestätigt. Der Motor wies grenzwertige Lasten auf, die an mehreren Stellen keine Dauerfestigkeit ermöglichen, wie es für den Serieneinsatz eines solchen Motors nötig wäre. Für einen zeitlich begrenzten Versuchsbetrieb waren die Sicherheiten zufriedenstellend. Dies zeigten auch die regelmäßigen Begutachtungen der Bauteile und der unproblematische Versuchsbetrieb. Begrenzend für den Serieneinsatz des untersuchten Motors ist vor allem der hohe statisch-thermische Lastanteil. Während er für die High-Cycle-Dauerfestigkeit an den Bauteilen noch ertragbar ist, tritt dieser Anteil für den Low Cycle als Amplitude der mechanischen Last auf. In den betroffenen heißen Bereichen der Motorkomponenten wird daher keine Low-Cycle-Dauerfestigkeit, sondern nur Zeitfestigkeit erzielt. Wünschenswert für einen Serieneinsatz eines solchen Motors wäre die Verwendung von Werkstoffen mit gleicher Wärmeleitfähigkeit und leicht besseren mechanischen Kennwerten. Der Einsatz höherfester Werkstoffe mit schlechterer Wärmeleitung (z.B. bekannte höherfeste Eisengusslegierungen) würde zum Überschreiten der Temperaturgrenzen führen und wäre nicht zielführend. Da der Sprung in der Leistungsdichte für die erprobte Konfiguration gegenüber dem Stand der Technik mit ca. +50% noch sehr deutlich ist, lässt sich sagen, dass die Bauteilfestigkeit für den Fall kontinuierlich steigender Leistungsdichte für die nächsten Entwicklungsstufen voraussichtlich realisierbar sein wird. Durch Einsatz

neuer Techniken, wie z.B. einer lokalen Wärmebehandlung des Werkstoffs am Muldenrand [Kol11] (die bei PKW-Aluminiumkolben zum Einsatz kommt) sind die Festigkeitsprobleme bei der erprobten Leistungssteigerung ( $p_{me} > 40$  bar) voraussichtlich ebenfalls lösbar.

### **7 Ausblick**

Da für Emissionen gemäß IMO Tier III voraussichtlich Abgasnachbehandlungssysteme wie z.B. ein SCR-Katalysator erforderlich sind, stellt sich für Maßnahmen wie zweistufige Aufladung oder weitere Leistungssteigerung vordringlich die Frage, wie diese mit Emissionsmaßnahmen vorteilhaft kombinierbar sind. Denkbar ist z.B., das gewonnene Ladedruckpotential einer mehrstufigen Aufladung teils zur Leistungssteigerung und teils zur Stickoxidminderung über Miller-Steuerzeiten zu nutzen. In Kombination mit einem SCR-System ist die innermotorische NO<sub>x</sub>-Minderung z.B. für den Verbrauch an Harnstoff relevant und bietet damit einen Kostenvorteil. In Kombination mit einem SCR-System ergibt sich der Nutzen einer zweistufigen Aufladung, dass die Abgastemperaturen nach der Hochdruckstufe für den Betrieb des SCR-Systems an dieser Stelle hoch genug sind. Dies ist speziell für den SCR-Einsatz bei Schwerölbetrieb relevant, der Abgastemperaturen von >330 °C erfordert.

In diesem Kontext ist zu erwarten, dass sich eine zweistufige Aufladung im Bereich der Großmotoren zunehmend durchsetzen wird. Damit verbunden wird auch eine schrittweise Erhöhung der Arbeitsmitteldrücke einhergehen. Offen ist, bis zu welcher Grenze der spezifischen Leistung diese Steigerung wirtschaftlich sein und damit Einzug in Serienmotoren finden wird. Aus technischer Sicht wäre der in diesem Projekt untersuchte Bereich bis ca. 40 bar effektivem Mitteldruck wohl realisierbar.

---

**8 Literaturverzeichnis**

- [Ado03] Adomeit, P.; Vedder, R.; Lang, O., Schorn, N.; Paffrath, H., Schulte, H.: Numerische Simulation des Wärmeübergangs und -transports in Zylinderköpfen von Hochleistungs-Dieselmotoren; 9. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", Graz, 2003
- [Ans10] N.N.: Dokumentation zur Software Ansys V11, Ansys Inc., Canonsburg PA, 2010
- [Aur95] Auricchio, F.; Taylor, R. L.: Two material models for cyclic plasticity: Nonlinear kinematic hardening and generalized plasticity, International Journal of Plasticity, Volume 11, Issue 1, Elsevier, Amsterdam, 1995
- [Bai03] Baier, H.: Skriptum zur Vorlesung Leichtbau, Studiendruck der Fachschaft Maschinenwesen, München, 2003
- [Bau10] Bauder, W.; Vogel, C.; Heider, G.; Pönsgen, C.: The 32 bore engine program from MAN Diesel-SE the flexible adaption in terms of concept and layout in the propulsion and stationary market for Diesel- and Gas operations, Paper No. 104, 26<sup>th</sup> CIMAC world Congress, Bergen, 2010
- [Ber07] Berndt, B., Marquardt, L.: Untersuchungen zur schadstoffarmen Verbrennung in mittelschnelllaufenden Viertakt-Schwerölmotoren unter Anwendung des Miller-Verfahrens, Abschlussbericht FVV-Vorhaben 821, Heft 840, Frankfurt/M., 2007
- [Ber09] Berndt, B.; Ruschmeyer, K.; Schneider, S.: Zylinderspitzendrücke, Zwischenbericht über das Vorhaben Nr. 911, FVV-Frühjahrstagung, Heft R545, Frankfurt/M. 2009
- [Ber10] Berndt, B.; Ruschmeyer, K.; Schneider, S., Schlerege, F.: Potentiale des Großdieselmotors bei extremer Anhebung der technischen Grenzen, speziell des Druckniveaus, Abschlussbericht FVV-Vorhaben 911, Heft 919, Frankfurt/M., 2010
- [Bre04] Bremer, R.; Ganser, J.; Schwelberger, W.: Beanspruchungsanalyse mittels Brennraum-DMS und FEM-Rechnung, MTZ 65 Heft 2, Springer Automotive Media, Wiesbaden, 2004
- [Cha89] Chaboche, J. L.: Equations for Cyclic Plasticity and Cyclic Viscoplasticity, International Journal of Plasticity 7, Issue 3, Elsevier, Amsterdam, 1989
- [Cod09] Codan, E.; Mathey, Ch.; Vögeli, S.: Einsatzmöglichkeiten und Potentiale der 2-stufigen Aufladung, 14. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2009
- [Die11] N.N.: IMO Marine Engine Regulations, <http://www.dieselnet.com/standards>, Ecopoint Inc., Mississauga Canada, 2011
- [Eil91] Eilts, P.: Zur Ablagerungsbildung im Schwachlastbetrieb hochaufgeladener Dieselmotoren, VDI-Forschungsheft Bd. 57 Nr. 665, Düsseldorf 1991

- [Fie06] Fieberg, C.; Korthäuser, M.: Kontaktdruckabhängiger Wärmeübergang im motorischen Umfeld, Abschlussbericht FVV-Vorhaben 889, Heft R535, Frankfurt/M., 2006
- [Fin58] Fink, K.; Rohrbach, C.: Handbuch der Spannungs- und Dehnungsmessung, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1958
- [Fre00] Freitag, M.; Teetz, C.: Die neue Baureihe 8000 von MTU, MTZ 61 Nr. 10, Springer Automotive Media, Wiesbaden, 2000
- [Geh06] Gehrke, K.: Schulungsunterlagen zum Seminar DK, HBM Messtechnik, Darmstadt, 2006
- [Gies94] Giesecke, P.: Dehnungsmessstreifentechnik, Vieweg Verlag, Braunschweig, 1994
- [Haa10] Haas, S.: Introduction of the Caterpillar Common Rail on M32 engine family – Operational experience, Paper No. 287, 26<sup>th</sup> CIMAC Congress, Bergen, 2010
- [Hac88] Hachenberg, K.; Kowalke, H.; Motz, M.: Gusseisen mit Kugelgraphit, Konstruieren und Gießen 13 (1), VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988
- [Hei96] Heider, G.: Rechenmodell zur Vorausrechnung der NO-Emissionen von Dieselmotoren, Dissertation, TU München, 1996
- [Hei98] Heiduk, T.; Wagner, T.; Ecker, H. J.: Der Vierventil-DI-Zylinderkopf - eine Herausforderung für die Strukturauslegung, MTZ 59 Nr. 1, Springer Automotive Media, Wiesbaden 1998
- [Heid10] Heider, G.; Kremser, T.; Gritzko, T.: More than 100.000 running hours field experience in HFO operation with CR injection systems on MAN medium speed diesel engines, Paper No. 36, 26<sup>th</sup> CIMAC Congress, Bergen, 2010
- [Heim10] Heim, K.; Troberg, M.; Ollus, R.; Vaarasto, M.: Latest developments in Wärtsilä's medium-speed engine portfolio, Paper No. 206, 26<sup>th</sup> CIMAC Congress, Bergen, 2010
- [Hel10] Hellen, G.: Wärtsilä Product Development to comply with IMO Tier III (NO<sub>x</sub>), Presentation to HELCOM, Helsinki, 2010
- [Hof87] Hoffmann, K.: Eine Einführung in das Messen mit Dehnungsmessstreifen, Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, 1987
- [IMO08] International Maritime Organization: Revised Annex VI of MARPOL 73/78, London 2008
- [Jor00] Jorach, R.; Doppler, H.; Altmann, O.: Schweröl-Common-Rail-Einspritzsysteme für Großmotoren, MTZ 61 Nr. 12, Springer Automotive Media, Wiesbaden, 2000
- [Jor04] Jorach, R. W.; Schneider, H.; Kerckhoff, A. J.; Altmann, O.: From high speed diesel to medium speed HFO engines – L'Orange platform based common rail pumps fulfill future demands, Paper No. 80, 24<sup>th</sup> CIMAC Congress, Kyoto, 2004

- [Kol11] KS Kolbenschmidt GmbH: Verfahren zur Herstellung eines Kolbens einer Brennkraftmaschine mittels induktiver Energiezufuhr und Laserbestrahlung, Deutsches Patent Nr. DE102009025064A1, 2011
- [Kuh09] Kuhlbach, K.; Mehring, J.; Borrmann, D.; Friedfeld, R.: Zylinderkopf mit integriertem Abgaskrümmter für Downsizing-Konzepte, MTZ 70 Nr. 12, Springer Automotive Media, Wiesbaden, 2009
- [Lan04] Langmayr, F.; Zieher, F.; Lampic, M.: Thermomechanik von Gusseisen für Zylinderköpfe, MTZ 65 Nr. 4, Springer Automotive Media, Wiesbaden, 2004
- [Lan82] Lang, K. H.; Lohe D.: Untersuchungen zum ein- und wechselsinnigen Verformungsverhalten verschiedener Gusseisensorten im Temperaturbereich 20°C-500°C, Abschlussbericht FVV-Vorhaben 228, Heft 312, Frankfurt/M., 1982
- [Leo11] Leonhard, R.; Parche, M.; Kendlbacher, C.: Einspritztechnik für Schiffsdieselmotoren, MTZ 72 Nr. 4, Springer Automotive Media, Wiesbaden, 2011
- [Lüp94] Lüpfer, H.-P.: Beurteilung der statischen Festigkeit und Dauerfestigkeit metallischer Werkstoffe bei mehrachsiger Beanspruchung, Dt. Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig 1994
- [Mak11] N.N.: M25C Low Emission Engine, Produktinformation, Caterpillar Marine Power Systems, Hamburg, 2011
- [Mar03] Marquardt, L.: Prozessrechnungen für Schwerölmotoren mit Miller-Verfahren (Vorstudie), Abschlussbericht FVV-Vorhaben 787, Heft 752, Frankfurt/M., 2003
- [MAN11] N.N.: Marine Engine IMO Tier II Programme 3rd edition, MAN Diesel und Turbo SE, Augsburg, 2011
- [Mue07] Mueller, S.: Field Experiences with MTU 20V 8000 engines in various Marine Applications, Paper No. 240, 25<sup>th</sup> CIMAC Congress, Wien, 2007
- [Nef02] Nefischer, P.; Ennemoser, A.; Wimmer, A.; Pflügl, M.: Rechnerische Bestimmung der Bauteiltemperaturen mit Hilfe verbesserter Modellierung des Wärmeübergangs in Zylinderköpfen. In: Tagungsband 23. Internationales Wiener Motoren Symposium, Wien, 2002
- [New08] N.N.: Katalog T4, Temperatur-Messtechnik, Newport Electronics GmbH, Deckenpfronn, 2008
- [Nes09] Nesse, H.-P.; Haraldson, L: Wärtsilä Norway - Environmental Retrofit possibilities, MARINTEK Trondheim, 2009
- [Nie01] Niemann, G.; Winter, H.; Höhn, B.-R.: Maschinenelemente, Springer Berlin Heidelberg, 2001
- [Pet02] Petuschnig, H.; Klinner, P.; Kobor, A.; Schutting, E.: Rechnerische Abbildung des Temperaturfeldes in Zylinderköpfen moderner Dieselmotoren, MTZ 63 Nr. 12, Springer Automotive Media, Wiesbaden, 2002
- [Piv98] Pivec, R.; Sams, T.; Wimmer, A.: Wärmeübergang im Ein- und Auslasssystem, MTZ 59 Nr. 10, Springer Automotive Media, Wiesbaden 1998

- [Pol02] Polej, A., Wichmann, V.: Instationäre thermische und mechanische Motorbelastung von EURO - III - abgasoptimierten Nutzfahrzeugdieselmotoren, Abschlussbericht FVV-Vorhaben 750, Heft 765, Frankfurt/M. 2002
- [Pop09] Popov, V.: Kontaktmechanik und Reibung, Springer Berlin Heidelberg, 2009
- [Rus08] Ruschmeyer, K.; Schneider, S.; Kessler, K.; Schlerege, F.: Voruntersuchungen zum Forschungsprojekt über extrem hohe Zylinderdrücke in Großdieselmotoren (Vorstudie II), Abschlussbericht FVV-Vorhaben 864, Heft 867, Frankfurt/M. 2008
- [Sar03] Sargenti, R.: Entwicklung eines allgemeingültigen Modells zur Berechnung der Brennraumwandtemperaturen bei Verbrennungsmotoren, Abschlussbericht FVV-Vorhaben 779, Heft 782, Frankfurt/M. 2003
- [Sch03] Schlemmer-Kelling, U.: Brennverfahrensentwicklung für niedrige Schadstoffemissionen bei mittelschnelllaufenden Dieselmotoren, 5. Dresdner Motorenkolloquium, Dresden, 2003
- [Sch07A] Schlemmer-Kelling, U.; Rickert, C.: Aufladung von Großdieselmotoren im Spannungsfeld zukünftiger Emissionsvorschriften, 12. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2007
- [Sch07B] Schlemmer-Kelling, U.: The environment friendly medium-speed engine, Paper No. 32, 25<sup>th</sup> CIMAC world Congress, Wien, 2007
- [Sch09] Schlerege, F.: Kolbenringdynamik – Simulation von Reibung und Verschleiß, Dissertation Universität Kassel, 2009
- [Sen07] Senghaas, C.; Altmann, O.; Schwalbe, M.; Jay, D.; Lehtonen, K.: Advanced technology for HFO injection systems developed for medium speed engines, Paper No. 137, 25<sup>th</sup> CIMAC world Congress, Wien, 2007
- [Sen11] Senghaas, C.; Schneider, H.; Reinhard, S.; Jay, D.; Ehrström, K.: Neues Schweröl-Common-Rail-Einspritzsystem, MTZ 72 Nr. 1, Springer Automotive Media, Wiesbaden, 2011
- [Teg05] Tegtmeier, F.: Mehrkomponenten-Dehnungsaufnehmer für das Monitoring von Bauwerken, Dissertation, TU Braunschweig, 2005
- [Tho05] Thoma, M.; Kessler, K.; Schlerege, F.: Vorstudie Potentialabschätzung „Zylinderspitzenrücke“, Abschlussbericht FVV-Vorhaben 815, Heft 804, Frankfurt/M., 2005
- [Tin02] Tinschmann, G., Marquardt, L.: Einfluss der Prozessführung auf Emission und Kraftstoffverbrauch hochaufgeladener Großdieselmotoren für Schwerölbetrieb, Abschlussbericht FVV-Vorhaben 697, Heft 738, Frankfurt/M. 2002
- [Tin04] Tinschmann, G.: Emissionsoptimierte Prozessführung in hochaufgeladenen Großdieselmotoren für Schwerölbetrieb, Dissertation, TU Hamburg-Harburg, 2004
- [Tin09] Tinschmann, G.; Holand, P.; Stiesch, G.: Zweistufige Aufladung als Baustein zur Effizienzsteigerung und Emissionsreduzierung bei mittelschnell laufenden Großdieselmotoren, 14. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2009

- [Tra08] Trampert, S.; Göcmez, T.; Pischinger, S.: Thermomechanical fatigue life prediction of cylinder heads in combustion engines, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 130 (1), Dayton, 2008
- [Tro10] Troberg, M.; Delneri, D.: Roadmap zur Erfüllung der Tier-III-Abgasnorm für Schiffsmotoren, MTZ 71 Nr. 6, Springer Automotive Media, Wiesbaden, 2010
- [VDI06] N.N.: VDI Wärmeatlas, 10. Auflage, Springer Berlin Heidelberg, 2006
- [VDI07] N.N.: Experimentelle Strukturanalyse – Dehnungsmessstreifen mit metallischem Messgitter – Kenngrößen und Prüfbedingungen, VDI/VDE-Gesellschaft Mess- und Automatisierungstechnik (VDI-Richtlinie 2635, Blatt 1), Düsseldorf, 2007
- [Vis04] N.N.: Transducer-class strain gages, Vishay Micro-Measurements Group Germany, Heilbronn, 2004
- [Vis10] N.N.: Vishay technical notes, Vishay Micro-Measurements Group, <http://www.vishay.com>, 2010
- [Vog07] Vogel C.; Heider G.; Haas S.; Marzinek A.: The new MAN 32/44 CR - efficient, clean and Compact, Paper No. 104, 25<sup>th</sup> CIMAC Congress, Wien, 2007
- [Wac04] Wachtmeister G.; Maier L.; Haas S.; Marzinek A.; Vogel C.: New concept of HFO common rail injection system for MAN B&W MS Diesel engines, Paper No. 136, 24<sup>th</sup> CIMAC Congress, Kyoto, 2004
- [Weg03] Wegerdt, C.; Hanel, W.; Hänel, B.; Wirthgen, G.; Zenner, H.; Seeger, T.: FKM-Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. 5. Auflage, VDMA Verlag, Frankfurt, 2003
- [Wik07] Wik, Ch.; Hallback, B.: Utilisation of 2-stage turbo charging as an emission reduction mean on a Wärtsilä 4-stroke medium-speed diesel engine, Paper No. 101, 25<sup>th</sup> CIMAC Congress, Wien, 2007
- [Wik09] Wik, Ch.; Salminen, H.; Hoyer, K.; Mathey, Ch.; Vögeli, S.; Kyrtatos, P.: 2-stage Turbo Charging on Medium Speed Engines - Future Supercharging on the new LERF-Test Facility, 14. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2009
- [Wos98] Woschni, G.; Klaus, B.; Zeilinger, K.: Untersuchung des Wärmetransports zwischen Kolben, Kolbenringen und Zylinderbüchse, MTZ 59 Nr. 9, Springer Automotive Media, Wiesbaden, 1998
- [Wir10] Wirth, K.: Emission reduction opportunities on MaK engines, Paper No. 286, 26<sup>th</sup> CIMAC Congress, Bergen, 2010
- [Wri01] Wriggers, P.: Nichtlineare Finite-Element-Methoden, Springer Verlag, Berlin, 2001



9 Anhang

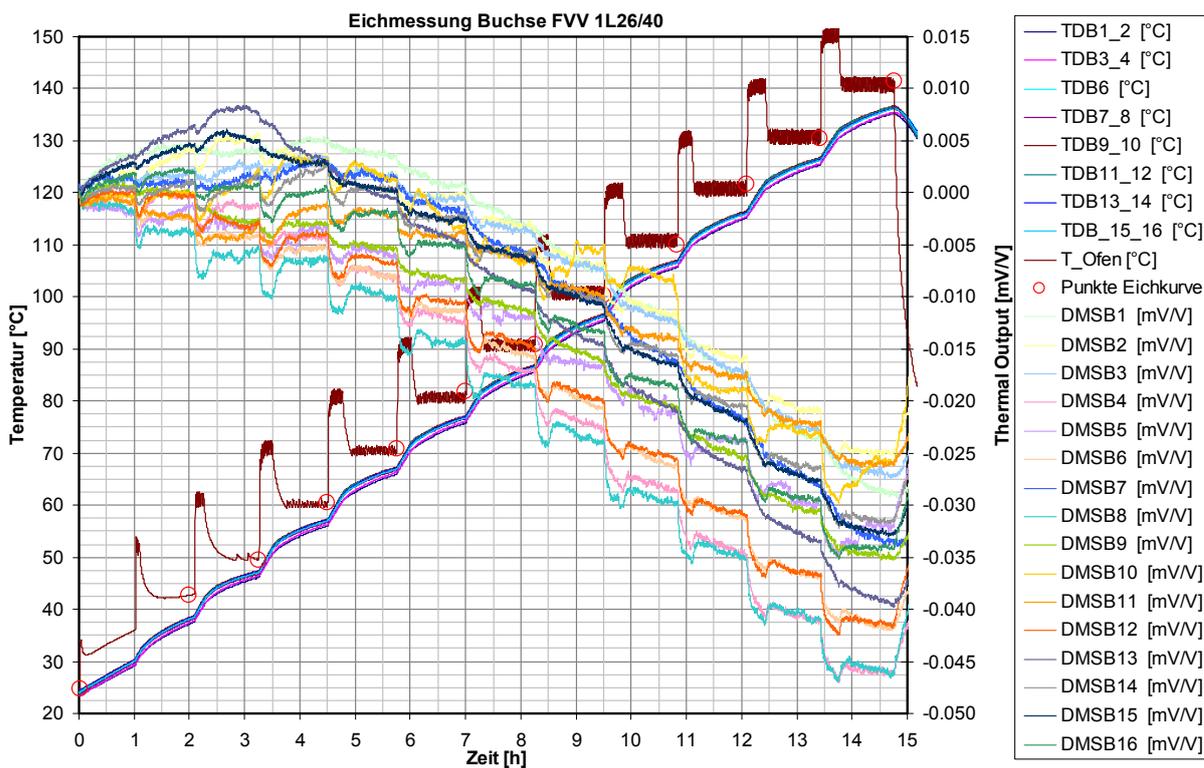


Bild 9.1: Eichkurvenmessung für die DMS-Messbuchse

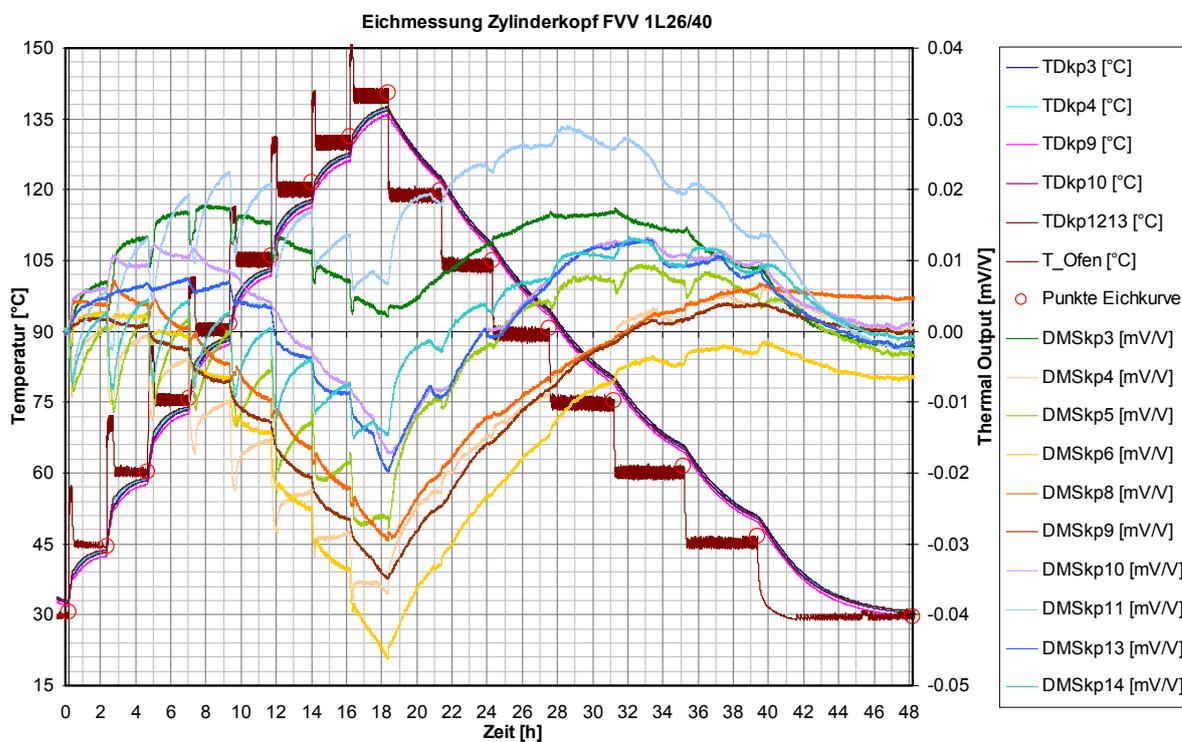


Bild 9.2: Eichkurvenmessung für den DMS-Messzylinderkopf

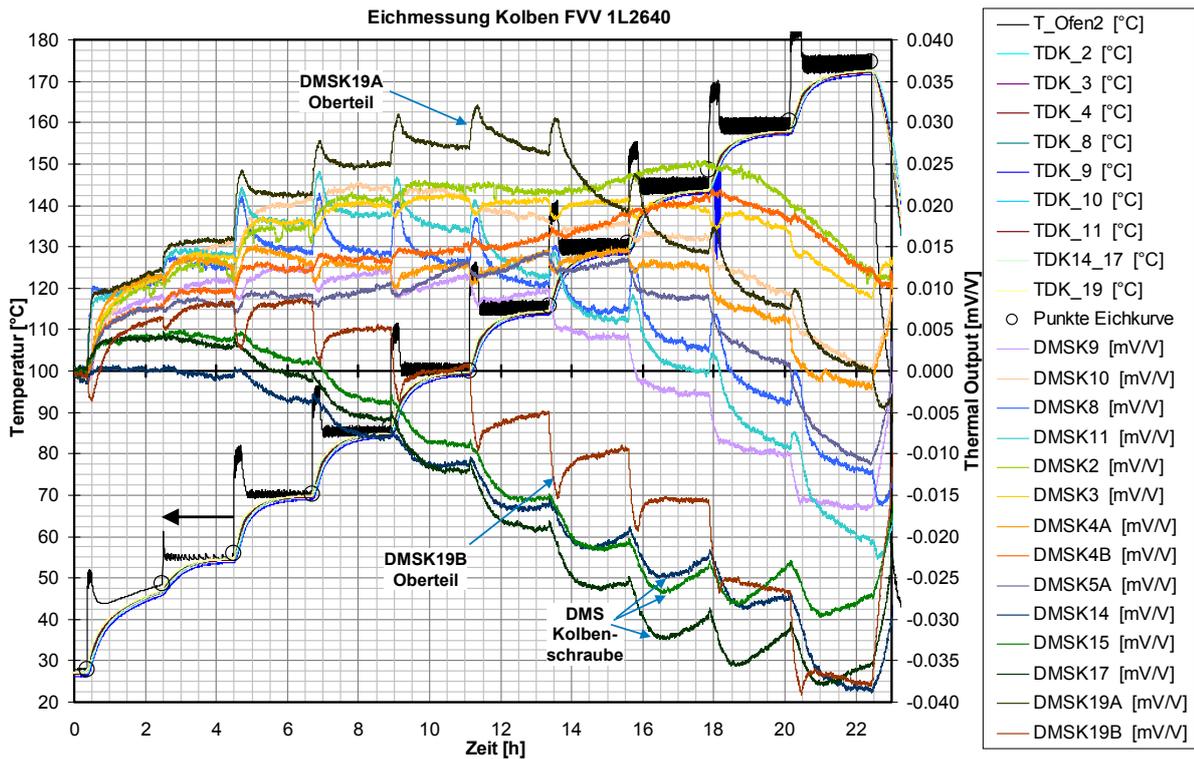


Bild 9.3: Eichkurvenmessung für den DMS-Messkolben

Tabelle 9.1: Messstellen des DMS-Zylinderkopfes

Kanal Nr.	Beschreibung	Oberfläche	Krümmung	Max. Länge	Name	X-Koord [mm]	Y-Koord [mm]	Z-Koord [mm]
1	Auslasskanal-Außenwand im WM	Guss	R=120	bel.	DMSkp1	115.7	-115.7	105.5
2	Einlasskanal-Außenwand im WM	Guss	R=120	bel.	DMSkp2	-117.2	117.2	105.5
3	ESD-Ausdrehung, 80 mm über BR, Einlassseite	Guss	R=12	12 mm	DMSkp3	-33.3	33.3	84.5
4	ESD-Ausdrehung, 80 mm über BR, Auslassseite	Guss	R=12	12 mm	DMSkp4	32.6	-32.6	84.5
5	Kühlbohrung Auslassventil A2 hor.	gespant	R=6	9 mm	DMSkp5	29.7	-29.7	44.5
6	Kühlbohrung Auslassventil A2 vert.	gespant	R=6	9 mm	DMSkp6	33.9	-25.5	38.5
7	Kühlbohrung Auslassventil A1 hor.	gespant	R=6	9 mm	DMSkp7	29.7	29.7	44.5
8	Kühlbohrung Auslassventil A1 vert.	gespant	R=6	9 mm	DMSkp8	25.5	33.9	38.5
9	Rundung Auflage ESD, Einlassventil E1	gespant	R=6	8 mm	DMSkp9	-22.6	22.6	21.3
10	Rundung Auflage ESD, Einlassventil E2	gespant	R=6	8 mm	DMSkp10	-22.6	-22.6	21.3
11	Rundung Auflage ESD, Auslassventil A1, längs R.	gespant	R=6	10 mm	DMSkp11	14.5	28.4	21.3
12	Rundung Auflage ESD, Auslassventil A1, quer R.	gespant	R=6	8 mm	DMSkp12	22.6	22.6	21.3
13	Rundung Auflage ESD, Auslassventil A2, quer R.	gespant	R=6	8 mm	DMSkp13	22.6	-22.6	21.3
14	Rundung Auflage ESD, Auslassventil A2, längs R.	gespant	R=6	10 mm	DMSkp14	14.5	-28.4	21.3

Tabelle 9.2: Messstellen der DMS-Zylinderbuchse

Kanal Nr.	Beschreibung	Richtung des DMS	Oberfläche	Krümmung	Kanalname	X- Koord [mm]	Y- Koord [mm]	Z- Koord [mm]
1	Auslassseite	Buchsenbund längs zum Radius	gespant	R=12 mm	DMSB1	178.1	10.0	-124.0
2	Auslassseite	Buchsenbund quer zum Radius	gespant	R=12 mm	DMSB2	178.4	0.0	-124.0
3		Buchsenbund längs zum Radius	gespant	R=12 mm	DMSB3	133.0	-118.9	-124.0
4		Buchsenbund quer zum Radius	gespant	R=12 mm	DMSB4	126.1	-126.1	-124.0
5	KGS (Rädertrieb)	Buchsenbund quer zum Radius	gespant	R=12 mm	DMSB5	0.0	-178.4	-124.0
6		Buchsenbund quer zum Radius	gespant	R=12 mm	DMSB6	-126.1	-126.1	-124.0
7	Einlassseite	Buchsenbund längs zum Radius	gespant	R=12 mm	DMSB7	-178.1	-10.0	-124.0
8	Einlassseite	Buchsenbund quer zum Radius	gespant	R=12 mm	DMSB8	-178.4	0.0	-124.0
9	Einlassseite	Radial in der Kühlbohrung, Seitenwand	gespant	R=12.5 mm	DMSB9	-198.1	-68.5	-50.0
10	Einlassseite	Radial in der Kühlbohrung, Oberseite	gespant	R=12.5 mm	DMSB10	-201.5	-56.5	-37.5
11	Einlassseite	Radial in der Kühlbohrung, Seitenwand	gespant	R=12.5 mm	DMSB11	-209.3	-12.5	-50.0
12	Einlassseite	Radial in der Kühlbohrung, Oberseite	gespant	R=12.5 mm	DMSB12	-209.3	0.0	-37.5
13	Auslassseite	Radial in der Kühlbohrung, Seitenwand	gespant	R=12.5 mm	DMSB13	209.0	-16.1	-50.0
14	Auslassseite	Radial in der Kühlbohrung, Oberseite	gespant	R=12.5 mm	DMSB14	207.3	-28.5	-37.5
15	Auslassseite	Radial in der Kühlbohrung, Seitenwand	gespant	R=12.5 mm	DMSB15	205.6	40.9	-50.0
16	Auslassseite	Radial in der Kühlbohrung, Oberseite	gespant	R=12.5 mm	DMSB16	207.3	28.5	-37.5

Tabelle 9.3: Messstellen des DMS-Messkolbens

Kanal Nr.	Mst. Name	Beschreibung	Richtung des DMS	In Schnitt	X- Koord [mm]	Y- Koord [mm]	Z- Koord [mm]
1	DMSK9	zyl. Umfang (Außendurchm)	Z-Richtung, GKS	B-B	0.0	-73.0	176.0
2	DMSK10	zyl. Umfang (Außendurchm)	Z-Richtung, 20° aus AS versetzt	A-A	68.6	25.0	176.0
3	DMSK8	zyl. Umfang (Innendurchm)	Z-Richtung, GKS	B-B	0.0	-103.6	133.9
4	DMSK11	zyl. Umfang (Innendurchm)	Z-Richtung, AS	A-A	103.6	0.0	133.9
5	DMSK2	Stirnfl. Innen über Bolzenlager (GKS)	Z-Richtung, in gefräster Tasche	B-B	0.0	-42.0	73.0
6	DMSK3	Stirnfl. Innen über Bolzenlager (KS)	Z-Richtung, in gefräster Tasche	B-B	0.0	42.0	73.0
7	DMSK4A	Radius Seitenwand KS (links, auf Einlassseite)	Quer zum Radius	-	-35.2	38.5	93.4
8	DMSK4B	Radius Seitenwand KS (links, auf Einlassseite)	Längs des Radius	-	-42.6	38.5	90.3
9	DMSK5A	Radius Seitenwand KS (rechts, auf Auslassseite)	Quer zum Radius	-	35.2	38.5	93.4
10	DMSK5B	Radius Seitenwand KS (rechts, auf Auslassseite)	Längs des Radius	-	42.6	38.5	90.3
11	DMSK14	Schaft der Schraube (Längs)	Z-Richtung (Viertelbr.) 26° von KS	B-B	0.0	9.6	159.0
12	DMSK16	Schaft der Schraube (Längs)	Z-Richtung (Viertelbr.) 26° von GKS	B-B	0.0	-9.6	159.0
13	DMSK15	Schaft der Schraube (Längs)	Z-Richtung (Viertelbr.) 26° von ES	A-A	-9.6	0.0	159.0
14	DMSK17	Schaft der Schraube (Längs)	Z-Richtung (Viertelbr.) 26° von AS	A-A	9.6	0.0	159.0
15	DMSK19A	Kolbenoberteil	Längs zum Radius	A-A	120.4	0.0	220.7
16	DMSK19B	Kolbenoberteil	Quer zum Radius	A-A	120.0	10.0	220.7

Tabelle 9.4: Messstellen des Temperatur-Messzylinderkopfes

Messstelle Bezeichnung	x-Koord. [mm]	y-Koord. [mm]	z-Koord. [mm]	Tiefe u. Oberfl. [mm]	Kommentar
T_ZK_1	31.0	0.0	4.5	3.0	BR neben Injektor AS
T_ZK_2	21.9	21.9	4.5	3.0	Mitte zwischen Auslassventil und Injektor
T_ZK_3	-31.0	0.0	4.5	3.0	BR neben Injektor ES
T_ZK_4	0.0	-31.0	4.5	3.0	BR neben Injektor KS
T_ZK_5A	62.5	0.0	4.5	3.0	Ventilsteg AS, doppelte Messstelle
T_ZK_5B	65.5	0.0	14.5	13.0	Ventilsteg AS, doppelte Messstelle
T_ZK_6A	-62.5	0.0	4.5	3.0	Ventilsteg ES, doppelte Messstelle
T_ZK_6B	-65.5	0.0	14.5	13.0	Ventilsteg ES, doppelte Messstelle
T_ZK_7A	0.0	62.5	4.5	3.0	Ventilsteg KS, doppelte Messstelle
T_ZK_7B	0.0	65.5	14.5	13.0	Ventilsteg KS, doppelte Messstelle
T_ZK_8	-128.0	-20.0	4.5	3.0	Rand BR Einlassseite
T_ZK_9A	0.0	-62.5	4.5	3.0	Ventilsteg KGS, doppelte Messstelle
T_ZK_9B	0.0	-65.5	14.5	13.0	Ventilsteg KGS, doppelte Messstelle
T_ZK_10	128.0	20.0	4.5	3.0	Rand BR Auslassseite
T_ZK_11	14.0	120.0	4.5	3.0	Rand BR KGS
T_ZK_12	212.0	0.0	-2.5	3.0	ZK äußere Ecke
T_ZK_13	-9.0	-110.0	4.5	3.0	Rand BR KS
T_ZK_16	-100.0	100.0	5.4	3.0	Fase Einlassventil
T_ZK_17	100.0	100.0	5.4	3.0	Fase Auslassventil
T_ZK_18	-21.9	21.9	4.5	3.0	Mitte zwischen Einlassventil und Injektor
T_ZK_19	-114.0	12.0	4.5	3.0	Randbereich BR Einlassseite
T_ZK_20	114.0	-12.0	4.5	3.0	Randbereich BR Auslassseite
T_ZK_21	273.0	0.0	117.0	im KM	KM Rücklauf, Messstelle im Kühlmittel
T_ZK_22	37.8	-90.2	24.6	6.5	im Sitzring, Auslassventil 1
T_ZK_23	90.2	-37.8	24.6	6.5	im Sitzring, Auslassventil 1
T_ZK_24	90.2	37.8	24.6	6.5	im Sitzring, Auslassventil 2
T_ZK_25	37.8	90.2	24.6	6.5	im Sitzring, Auslassventil 2
T_ZK_26	-137.0	-216.0	35.0	im KM	Stützring KM-Zulauf, Mst. im Kühlmittel
T_ZK_27	137.0	-216.0	32.0	im KM	Stützring KM-Zulauf, Mst. im Kühlmittel
TV_KS_Mitte	64.0	64.0	2.5	1.0	Auslassventil 1 (KS) Tellermitte
TV_KS_Sitz1	33.9	81.4	14.8	1.0	Auslassventil 1 Sitztemperatur 1
TV_KS_Sitz2	94.1	81.4	14.8	1.0	Auslassventil 1 Sitztemperatur 2
TV_KS_Sitz3	64.0	29.3	14.8	1.0	Auslassventil 1 Sitztemperatur 3
T_AV_GKS_Mitte	64.0	-64.0	2.5	1.0	Auslassventil 2 (KGS) Tellermitte
T_AV_GKS_Sitz1	94.1	-81.4	14.8	1.0	Auslassventil 2 Sitztemperatur 1
T_AV_GKS_Sitz2	33.9	-81.4	14.8	1.0	Auslassventil 2 Sitztemperatur 2
T_AV_GKS_Sitz3	64.0	-29.3	14.8	1.0	Auslassventil 2 Sitztemperatur 3

Tabelle 9.5: Messstellen der Temperatur-Messbuchse

<b>Buchse T-Mess</b>			<b>X-Koord</b>	<b>Y-Koord</b>	<b>Z-Koord</b>	<b>Z ab OK</b>	<b>Wand-</b>
<b>Messstellenkoordinaten</b>		<b>Nr.</b>	<b>[mm]</b>	<b>[mm]</b>	<b>[mm]</b>	<b>Buchse</b>	<b>abstand</b>
						<b>[mm]</b>	<b>[mm]</b>
3,7 mm unter OK Buchse	Ausl	1	135.0	0.0	-3.2	3.7	3.0
	Einl	2	-135.0	0.0	-3.2	3.7	3.0
50 mm unter OK Buchse (Kühlbohrungen auf 51 mm)	Ausl	3	133.5	0.0	-49.5	50.0	1.5
	Einl	4	133.5	0.0	-49.5	50.0	1.5
	Ausl	7	132.3	-18.1	-49.5	50.0	1.5
	Einl	8	-132.3	-18.1	-49.5	50.0	1.5
67,6 mm unter unter OK Buchse, OT 1. Ring	Ausl	20	135.0	0.0	-67.1	67.6	2.5
	(n. in FEM)	21	95.5	95.5	-67.1	67.6	2.5
	KS (n. in FEM)	22	0.0	135.0	-67.1	67.6	2.5
	(n. in FEM)	23	-95.5	95.5	-67.1	67.6	2.5
	Einl	24	-135.0	0.0	-67.1	67.6	2.5
		25	-95.5	-95.5	-67.1	67.6	2.5
	KGS	26	0.0	-135.0	-67.1	67.6	2.5
		27	95.5	-95.5	-67.1	67.6	2.5
176 mm unter OK Buchse	Ausl	18	135.0	0.0	-175.5	176.0	2.5
	Einl	19	-135.0	0.0	-175.5	176.0	2.5
320 mm unter OK Buchse	Ausl	28	135.0	0.0	-319.5	320.0	2.5
UT 1. Ring	Ausl	29	135.0	0.0	-465.1	465.6	2.5

Tabelle 9.6: Messstellen des Temperatur-Messkolbens

Kanal Nr.	Mst. Name	Beschreibung	In Schnitt	Bauteil	X-Koord [mm]	Y-Koord [mm]	Z-Koord [mm]	Wand-abstand [mm]
1	T_Kolb1	Dommitte	A-A (Einlass-S.)	Oberteil	0.0	0.0	231.1	1.0
7	T_Kolb7	Muldengrund	A-A (Einlass-S.)	Oberteil	-86.8	0.0	216.3	1.0
2	T_Kolb2	Muldenrand	A-A (Einlass-S.)	Oberteil	-105.5	0.0	233.4	1.0
5	T_Kolb5	Kühlraum oben	A-A (Einlass-S.)	Oberteil	-114.9	0.0	229.0	5.0
12	T_Kolb12	Feuersteg Ecke	A-A (Einlass-S.)	Oberteil	-130.2	0.0	233.9	1.0
22	T_Kolb22	Topringnut Grund	A-A (Einlass-S.)	Oberteil	-121.1	0.0	180.5	1.0
18	T_Kolb18	Dom halb mittig	B-B (GKS,Warte)	Oberteil	0.0	-28.0	226.6	1.0
8	T_Kolb8	Muldengrund	B-B (GKS,Warte)	Oberteil	0.0	-86.8	216.3	1.0
3	T_Kolb3	Muldenrand	B-B (GKS,Warte)	Oberteil	0.0	-105.5	233.4	1.0
4	T_Kolb4	Kühlraum oben	B-B (GKS,Warte)	Oberteil	0.0	-114.9	229.0	5.0
13	T_Kolb13	Feuersteg Ecke	B-B (GKS,Warte)	Oberteil	0.0	-130.2	233.9	1.0
6	T_Kolb6	Topringnut Grund	B-B (GKS,Warte)	Oberteil	0.0	-121.1	180.5	1.0
11	T_Kolb11	Schraube oben	B-B (GKS,Warte)	Oberteil	0.0	-13.4	208.7	21.0
16	T_Kolb16	Wärmeüberg. (oben)	B-B (GKS,Warte)	Oberteil	0.0	-55.3	194.0	4.0
17	T_Kolb17	Wärmeüberg. (unten)	B-B (GKS,Warte)	Unterteil	0.0	-55.3	186.0	4.0
20	T_Kolb20	Oberhalb Druckstück	B-B (GKS,Warte)	Unterteil	0.0	-37.4	155.3	1.0
15	T_Kolb15	Ölraum unten	B-B (GKS,Warte)	Unterteil	0.0	-90.7	119.0	1.0
14	T_Kolb14	Nabe Innen	B-B (GKS,Warte)	Unterteil	0.0	-45.9	67.0	1.0
21	T_Kolb21	Nabe Außen	B-B (GKS,Warte)	Unterteil	0.0	-98.2	67.0	1.0
10	T_Kolb10	Kühlöl-Zulauf	-	Unterteil	-67.5	-73.0	91.0	im Öl
9	T_Kolb9	Kühlöl-Ablauf	A-A	Druckstück	-22.0	0.0	132.0	im Öl
19	T_Kolb19	Öldurchtritt	A-A (Einlass-S.)	Unterteil	-53.0	0.0	190.0	im Öl



## Danksagung

Ich möchte mich bei allen bedanken, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben:

Prof. Wachtmeister für die Betreuung der Arbeit.

Prof. Rulfs für die Übernahme des Koreferats und Prof. Spliethoff für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Den Mitgliedern der Arbeitskreise der Forschungsprojekte ‚Zylinderspitzendrücke‘ für die konstruktive Zusammenarbeit.

Den Mitarbeitern des Lehrstuhls und der Werkstatt für das angenehme Arbeitsklima und die tatkräftige Unterstützung.

Den Studenten für ihr stetes Engagement.

Meiner Familie.

München, im Dezember 2012

Simon Schneider

