

# **Einfluss des Zylinderdruckverlaufes auf den Reibmitteldruck eines Benzinmotors mit Direkteinspritzung**

## **Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur  
(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. Ingo Scholz

geb. am 28.08.1975 in Magdeburg

genehmigt durch die Fakultät Maschinenbau  
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Ludger Deters  
Priv.-Doz. Dr.-Ing. habil. Günter Blodig

Promotionskolloquium am 13.11.2006

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in der Konzernforschung Antriebe der Volkswagen AG.

Ich bedanke mich ganz herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Deters für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptreferates.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Priv.-Doz. Dr.-Ing. habil. Blodig für die Förderung und Unterstützung dieser Arbeit und für die Übernahme des Koreferates.

Des weiteren möchte ich mich bei Herrn Dr.-Ing. Oberg und Herrn Dipl.-Ing. Stolte dafür bedanken, dass sie es mir ermöglicht haben, diese Arbeit in Ihrer Abteilung durchführen zu können.

Herrn Dr.-Ing. Manz danke ich für die Anregung zu dem Thema dieser Dissertation.

Für die breite Unterstützung und fachlichen Anregungen bedanke ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Milocco und Herrn Dr.-Ing. Jippa.

Herrn Muckhoff, Herrn Albrecht, Herrn Konrad, Herrn Wollermann, Herrn Schäfer, Hr. Börstler und Hr. Georg danke ich für die sehr angenehme Zusammenarbeit am Motorprüfstand und in der Motorenwerkstatt und für ihren Einsatz, der ebenfalls entscheidend zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Isenbüttel, im November 2006

Ingo Scholz

# Kurzfassung

Bei Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung (BDE-Motoren) ist im Schichtladebetrieb die Energieumsetzung schneller als bei vergleichbaren Benzinmotoren mit äußerer Gemischbildung. Dies führt zu höheren Zylinderdrücken, so dass BDE-Motoren im Schichtladebetrieb einen höheren Reibmitteldruck aufweisen als vergleichbare Benzinmotoren mit äußerer Gemischbildung.

In der vorliegenden Arbeit wurde der vom Zylinderdruck beeinflusste brennverfahrensbedingte Reibmitteldruck analysiert. Anhand eines Teillast-Kennfeldpunktes wurden die tribologischen Auswirkungen des Zylinderdruckverlaufes für einen strahlgeführten, luftunterstützten BDE-Motor ermittelt und mit denen eines Benzinmotors mit äußerer Gemischbildung verglichen. Unter Einbeziehung der in der Literatur beschriebenen Berechnungsansätze konnte festgestellt werden, dass an der Kolben/Zylinder-Reibpaarung des BDE-Motors aufgrund der höheren Tangentialkräfte der Kolbenringe und durch den höheren Zylinderdruck die Schmierfilmdicke geringer und die dynamische Viskosität des Schmiermittels höher waren als beim Benzinmotor mit äußerer Gemischbildung. Die beim BDE-Motor geringere mittlere Temperatur des Schmiermittels führte ebenfalls zu einer Zunahme der dynamischen Viskosität. Zudem wurden beim BDE-Motor die Haupt- und Pleuellager durch den höheren Zylinderdruck stärker belastet.

Um den Einfluss des Zylinderdruckverlaufes auf den Reibmitteldruck analysieren und mathematisch beschreiben zu können, wurde der Zylinderdruckverlauf gezielt verändert. Es stellte sich heraus, dass sowohl die Lage als auch der Betrag des maximalen Zylinderdruckes relevante Einflussgrößen darstellen. Für die mathematische Beschreibung wurde ein bestehender Modellansatz um einen Term erweitert und für diesen Term zwei Lösungsansätze hergeleitet. Mit beiden Lösungsansätzen konnte eine gute Übereinstimmung zwischen dem berechneten und dem gemessenen Reibmitteldruck aufgezeigt werden. Es zeigte sich, dass eine Abschätzung des Reibmitteldruckes im Schichtladebetrieb von BDE-Motoren auch ohne genaue Kenntnisse der Motorgeometrie möglich ist.

# Inhaltsverzeichnis

|   |     |
|---|-----|
| Formelzeichen, Abkürzungen und Begriffe.....  | III |
| 1. Einleitung und Aufgabenstellung.....   | 1   |
| 2. Stand der Forschung.....   | 4   |
| 2.1 Experimentelle Untersuchungsmethoden.....   | 5   |
| 2.2 Ergebnisse aus experimentellen Untersuchungen.....  | 11  |
| 2.3 Modellansätze.....  | 14  |
| 2.4 Erkenntnisse aus dem Stand der Forschung.....   | 16  |
| 3. Bekannte theoretische Ansätze.....   | 17  |
| 3.1 Bewegungsgleichungen des geschränkten Kurbeltriebes.....                                  | 17  |
| 3.2 Kräftebilanzierung an der Kolbengruppe des geschränkten Kurbeltriebes...                  | 19  |
| 3.3 Bestimmung der minimalen Schmierfilmdicke.....  | 25  |
| 3.3.1 Ansatz nach Kuhlmann [TR19].....  | 25  |
| 3.3.2 Ansatz nach Lang/Steinhilper [TR31] und Fuller [TR49].....                              | 27  |
| 3.3.3 Ansatz nach Böswirth [TR47].....  | 30  |
| 3.3.4 Bewertung der einzelnen Ansätze.....  | 31  |
| 3.4 Einfluss der minimalen Schmierfilmdicke auf den Reibmitteldruck.....                      | 32  |
| 3.5 Einfluss der Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität auf den<br>Reibmitteldruck..... | 33  |
| 4. Lösungsweg.....  | 36  |
| 5. Versuchsaufbau.....  | 38  |
| 5.1 Versuchsmotor.....  | 38  |
| 5.2 Messtechnik am Motorprüfstand.....  | 40  |
| 6. Einfluss des Brennverfahrens auf den Reibmitteldruck.....                                  | 43  |
| 6.1 Einflussgrößen auf den Reibmitteldruck.....   | 45  |
| 6.1.1 Untersuchung von Einflüssen im geschleppten Motorbetrieb.....                           | 53  |
| 6.1.2 Untersuchung von Einflüssen im befeuerten Motorbetrieb.....                             | 61  |
| 6.2 Fehlerbetrachtung.....  | 74  |

|  |     |
|--|-----|
| 7. Einfluss des Zylinderdruckverlaufes auf den Reibmitteldruck.....  | 77  |
| 7.1 Einfluss des globalen Verbrennungsluft-Verhältnisses und des<br>Zündzeitpunktes auf den Reibmitteldruck.....   | 78  |
| 7.1.1 Einfluss des globalen Verbrennungsluft-Verhältnisses $\lambda_{\text{Abgas}}$ auf den<br>Reibmitteldruck $p_{\text{mr}}^*$ bei einem Zündzeitpunkt<br>ZZP = 330 1/KW n. LWoT.....            | 79  |
| 7.1.2 Einfluss des globalen Verbrennungsluft-Verhältnisses $\lambda_{\text{Abgas}}$ auf den<br>Reibmitteldruck $p_{\text{mr}}^*$ bei einem späteren Zündzeitpunkt<br>(ZZP = 344 1/KW n. LWoT)..... | 83  |
| 7.1.3 Einfluss des Zündzeitpunktes auf den Reibmitteldruck.....  | 86  |
| 7.1.4 Bewertung der Untersuchungsergebnisse.....   | 90  |
| 7.2 Erstellung von Modellansätzen zur Berechnung des Reibmitteldruckes.....  | 90  |
| 7.2.1 Modellbildung unter Verwendung von Indizierdaten.....  | 92  |
| 7.2.2 Modellbildung unter Verwendung von Regelgrößen des<br>Steuergerätes.....   | 96  |
| 8. Validierung der Modellansätze.....  | 98  |
| 9. Zusammenfassung und Ausblick.....   | 104 |
| Literaturverzeichnis.....  | 106 |

## Formelzeichen, Abkürzungen und Begriffe

| Formelzeichen                                    | Einheit        | Bezeichnung  |
|--|----------------|--|
| A  | m <sup>2</sup> | Fläche   |
| A <sub>K</sub>                                   | m <sup>2</sup> | Kolbenfläche   |
| A <sub>M, KR</sub>                               | m <sup>2</sup> | Mantelfläche eines Kolbenringes                      |
| A <sub>M, Rr</sub>                               | m <sup>2</sup> | Mantelfläche des Rechteckringes                      |
| A <sub>M, Mr</sub>                               | m <sup>2</sup> | Mantelfläche des Minutenringes                       |
| A <sub>M, Ör</sub>                               | m <sup>2</sup> | Mantelfläche des Ölabstreifringes                    |
| A <sub>M, Rr, BM</sub>                           | m <sup>2</sup> | Mantelfläche des Rechteckringes beim Basismotor      |
| A <sub>M, Rr, VM</sub>                           | m <sup>2</sup> | Mantelfläche des Rechteckringes beim Versuchsmotor   |
| A <sub>M, Mr, BM</sub>                           | m <sup>2</sup> | Mantelfläche des Minutenringes beim Basismotor       |
| A <sub>M, Mr, VM</sub>                           | m <sup>2</sup> | Mantelfläche des Minutenringes beim Versuchsmotor    |
| A <sub>M, Ör, BM</sub>                           | m <sup>2</sup> | Mantelfläche des Ölabstreifringes beim Basismotor    |
| A <sub>M, Ör, VM</sub>                           | m <sup>2</sup> | Mantelfläche des Ölabstreifringes beim Versuchsmotor |
| A <sub>0</sub> , A <sub>1</sub> , A <sub>2</sub> | -              | Koeffizienten  |
| AGR  | %              | Abgasrückführrate                                    |
| Aö   | KW n. LWoT     | Auslassventil öffnet                                 |
| As   | KW n. LWoT     | Auslassventil schließt                               |
| B <sub>0</sub> , B <sub>1</sub>                  | -              | Koeffizienten  |
| C <sub>1</sub> , C <sub>2</sub>                  | -              | Koeffizienten  |
| D <sub>1</sub> , D <sub>2</sub>                  | -              | Koeffizienten  |
| d  | m              | Durchmesser der Zylinderbohrung                      |
| d <sub>KR</sub>                                  | m              | Außendurchmesser des Kolbenringes                    |

| Formelzeichen              | Einheit    | Bezeichnung  |
|----------------------------|------------|--|
| $d_{Mr}$                   | m          | Innendurchmesser des Minutenringes   |
| $d_{Ör}$                   | m          | Innendurchmesser des Ölabstreifringes  |
| $d_{Rr}$                   | m          | Innendurchmesser des Rechteckringes  |
| $E_1, E_2, E_3, E_4$       | -          | Koeffizienten  |
| $E_{\ddot{O}}$             | KW n. LWoT | Einlassventil öffnet   |
| $E_s$                      | KW n. LWoT | Einlassventil schließt   |
| $F_{AH}$                   | N          | Schnittkraft in horizontaler Richtung  |
| $F_G$                      | N          | Gaskraft   |
| $F_{hyd, rad}$             | N          | hydrodynamische Reaktionskraft im Schmierfilm infolge des hydrodynamischen Druckaufbaus in radialer Richtung |
| $F_K$                      | N          | Kolbenkraft  |
| $F_{KR}$                   | N          | Kolbenringkraft  |
| $\hat{F}_{KR}$             | N          | Anfangsbedingung für die Kolbenringkraft   |
| $F_N$                      | N          | Normalkraft  |
| $F_{N, BM}$                | N          | Normalkraft beim Basismotor  |
| $F_{N, VM}$                | N          | Normalkraft beim Versuchsmotor   |
| $F_{osZ}$                  | N          | oszillierende Massenkraft  |
| $F_{p_{Zyl, rad}}$         | N          | Kraft am Kolbenring infolge des Zylinderdruckes in radialer Richtung   |
| $F_{p_{Zyl, rad, Mr}}$     | N          | Kraft am Minutenring infolge des Zylinderdruckes (30 %) in radialer Richtung                                 |
| $F_{p_{Zyl, rad, Mr, BM}}$ | N          | Kraft am Minutenring infolge des Zylinderdruckes (30 %) in radialer Richtung beim Basismotor                 |
| $F_{p_{Zyl, rad, Mr, VM}}$ | N          | Kraft am Minutenring infolge des Zylinderdruckes (30 %) in radialer Richtung beim Versuchsmotor              |
| $F_{p_{Zyl, rad, Ör}}$     | N          | Kraft am Ölabstreifring infolge des Zylinderdruckes (17 %) in radialer Richtung                              |

| Formelzeichen               | Einheit | Bezeichnung  |
|-----------------------------|---------|--|
| $F_{p_{Zyl}, rad, Ör, BM}$  | N       | Kraft am Ölabstreifring infolge des Zylinderdruckes (17 %) in radialer Richtung beim Basismotor  |
| $F_{p_{Zyl}, rad, Ör, VM}$  | N       | Kraft am Ölabstreifring infolge des Zylinderdruckes (17 %) in radialer Richtung beim Versuchsmotor   |
| $F_{p_{Zyl}, rad, Rr}$      | N       | Kraft am Rechteckring infolge des Zylinderdruckes (100%) in radialer Richtung  |
| $F_{p_{Zyl}, rad, Rr, BM}$  | N       | Kraft am Rechteckring infolge des Zylinderdruckes (100%) in radialer Richtung beim Basismotor  |
| $F_{p_{Zyl}, rad, Rr, VM}$  | N       | Kraft am Rechteckring infolge des Zylinderdruckes (100%) in radialer Richtung beim Versuchsmotor   |
| $F_{Reib}$                  | N       | Reibkraft  |
| $F_{Reib, rad}$             | N       | Reibkraft am Kolbenring in radialer Richtung   |
| $F_{Reib, h_0}$             | N       | Reibkraft in Abhängigkeit von der minimalen Schmierfilmdicke   |
| $F^*_{Reib, h_0, Last, VM}$ | %       | auf den Basismotor bezogene Reibkraft des Versuchsmotors in Abhängigkeit von der durch die Last hervorgerufenen minimalen Schmierfilmdicke |
| $F_{Reib, \eta_p}$          | N       | Reibkraft in Abhängigkeit von der dynamischen Viskosität   |
| $F_{res}$                   | N       | resultierende Kraft infolge von $\bar{p}_{KR}$   |
| $F_{ST}$                    | N       | Pleuelstangenkraft   |
| $F_t$                       | N       | Tangentialkraft der Kolbenringe  |
| $F_{t, Mr}$                 | N       | Tangentialkraft des Minutenringes  |
| $F_{t, Ör}$                 | N       | Tangentialkraft des Ölabstreifringes   |
| $F_{t, Rr}$                 | N       | Tangentialkraft des Rechteckringes   |
| $F_{t, rad}$                | N       | statische Anpresskraft des Kolbenringes  |
| $F_{t, rad, Mr}$            | N       | statische Anpresskraft des Minutenringes   |
| $F_{t, rad, Ör}$            | N       | statische Anpresskraft des Ölabstreifringes  |

| Formelzeichen                             | Einheit          | Bezeichnung  |
|---|------------------|--|
| $F_{t, \text{rad}, \text{Rr}}$            | N                | statische Anpresskraft des Rechteckringes                      |
| $F_{t, \text{rad}, \text{BM}}$            | N                | statische Anpresskraft der Kolbenringe beim Basismotor         |
| $F_{t, \text{rad}, \text{Rr}, \text{BM}}$ | N                | statische Anpresskraft des Rechteckringes beim Basismotor      |
| $F_{t, \text{rad}, \text{Mr}, \text{BM}}$ | N                | statische Anpresskraft des Minutenringes beim Basismotor       |
| $F_{t, \text{rad}, \text{Ör}, \text{BM}}$ | N                | statische Anpresskraft des Ölabstreifringes beim Basismotor    |
| $F_{t, \text{rad}, \text{max}}$           | N                | maximal zulässige statische Anpresskraft der Kolbenringe       |
| $F_{t, \text{rad}, \text{min}}$           | N                | minimal zulässige statische Anpresskraft der Kolbenringe       |
| $F_{t, \text{rad}, \text{VM}}$            | N                | statische Anpresskraft der Kolbenringe beim Versuchsmotor      |
| $F_{t, \text{rad}, \text{Rr}, \text{VM}}$ | N                | statische Anpresskraft des Rechteckringes beim Versuchsmotor   |
| $F_{t, \text{rad}, \text{Mr}, \text{VM}}$ | N                | statische Anpresskraft des Minutenringes beim Versuchsmotor    |
| $F_{t, \text{rad}, \text{Ör}, \text{VM}}$ | N                | statische Anpresskraft des Ölabstreifringes beim Versuchsmotor |
| GB  | KW n. LWoT       | Gemischeinblas-Beginn  |
| GB <sub>R</sub>                           | KW n. LWoT       | Gemischeinblas-Beginn im Referenzbetriebspunkt                 |
| GB <sub>K</sub>                           | KW n. LWoT       | Gemischeinblas-Beginn in einem Kennfeldpunkt                   |
| GE  | KW n. LWoT       | Gemischeinblas-Ende  |
| GE <sub>phy</sub>                         | KW n. LWoT       | physikalisch bedingtes Gemischeinblas-Ende                     |
| G <sub>1</sub>                            | W/m <sup>2</sup> | Koeffizient  |
| G <sub>2</sub>                            | -                | Koeffizient  |
| h   | m                | Schmierfilmdicke   |
| h <sub>KR</sub>                           | m                | Höhe des Kolbenringes  |

| Formelzeichen                   | Einheit | Bezeichnung   |
|---------------------------------|---------|---|
| $h_{Mr}$                        | m       | Höhe des Minutenringes  |
| $h_{Ör}$                        | m       | Höhe des Ölabstreifringes   |
| $h_{Rr}$                        | m       | Höhe des Rechteckringes   |
| $h_0$                           | m       | minimale Schmierfilmdicke   |
| $\hat{h}_0$                     | m       | Anfangsbedingung für die minimale Schmierfilmdicke  |
| $h_{0, Kolbenhemd}$             | m       | minimale Schmierfilmdicke zwischen Kolbenhemd und Zylinderlaufbuchse  |
| $h_{0, Mr}$                     | m       | minimale Schmierfilmdicke zwischen Minutenring und Zylinderlaufbuchse   |
| $h_{0, Ör}$                     | m       | minimale Schmierfilmdicke zwischen Ölabstreifring und Zylinderlaufbuchse  |
| $h_{0, Rr}$                     | m       | minimale Schmierfilmdicke zwischen Rechteckring und Zylinderlaufbuchse  |
| $h^*_{0, Last}$                 | %       | auf den Basismotor bezogene minimale Schmierfilmdicke in Abhängigkeit von der Last  |
| $h^*_{0, Last, Kolbenhemd, VM}$ | %       | auf den Basismotor bezogene minimale Schmierfilmdicke beim Kolbenhemd des Versuchsmotors in Abhängigkeit von der Last     |
| $h^*_{0, Last, Mr, VM}$         | %       | auf den Basismotor bezogene minimale Schmierfilmdicke beim Minutenring des Versuchsmotors in Abhängigkeit von der Last    |
| $h^*_{0, Last, Ör, VM}$         | %       | auf den Basismotor bezogene minimale Schmierfilmdicke beim Ölabstreifring des Versuchsmotors in Abhängigkeit von der Last |
| $h^*_{0, Last, Rr, VM}$         | %       | auf den Basismotor bezogene minimale Schmierfilmdicke beim Rechteckring des Versuchsmotors in Abhängigkeit von der Last   |
| $h_{0, Schlepp, BM}$            | m       | minimale Schmierfilmdicke beim Basismotor im geschleppten Motorbetrieb  |
| $h_{0, Schlepp, VM}$            | m       | minimale Schmierfilmdicke beim Versuchsmotor im geschleppten Motorbetrieb   |

| Formelzeichen                     | Einheit | Bezeichnung   |
|-----------------------------------|---------|---|
| $h^*_{0, \text{Schlepp, VM}}$     | %       | auf den Basismotor bezogene minimale Schmierfilmdicke beim Versuchsmotor im geschleppten Motorbetrieb                     |
| $h^*_{0, \text{Schlepp, Rr, VM}}$ | %       | auf den Basismotor bezogene minimale Schmierfilmdicke beim Rechteckring des Versuchsmotors im geschleppten Motorbetrieb   |
| $h^*_{0, \text{Schlepp, Mr, VM}}$ | %       | auf den Basismotor bezogene minimale Schmierfilmdicke beim Minutenring des Versuchsmotors im geschleppten Motorbetrieb    |
| $h^*_{0, \text{Schlepp, Ör, VM}}$ | %       | auf den Basismotor bezogene minimale Schmierfilmdicke beim Ölabstreifring des Versuchsmotors im geschleppten Motorbetrieb |
| $h_1$                             | m       | Schmierfilmdicke zwischen der Ober- bzw. Unterkante des Kolbenringes und der Zylinderlaufbuchse                           |
| $h_{ZW}$                          | m       | Dicke der Zylinderwand  |
| $k$                               | m       | Kolbenbolzen-Desachsierung  |
| $l$                               | m       | Pleuelstangenlänge  |
| $l_0$                             | m       | Länge des zylindrischen Schmierspaltanteiles  |
| $M_A$                             | Nm      | Schnittmoment   |
| $m_{\text{Kolben}}$               | kg      | Masse des Kolbens   |
| $m_{\text{Kb}}$                   | kg      | Masse des Kolbenbolzens   |
| $m_{\text{Mr}}$                   | kg      | Masse des Minutenringes   |
| $m_{\text{Ör}}$                   | kg      | Masse des Ölabstreifringes  |
| $m_{\text{osZ}}$                  | kg      | oszillierende Masse   |
| $m_{\text{osZ, PI}}$              | kg      | oszillierende Masse der Pleuelstange  |
| $m_{\text{Rr}}$                   | kg      | Masse des Rechteckringes  |
| $m_{\text{Sr}}$                   | kg      | Masse des Sicherungsringes  |
| $\dot{m}_K$                       | kg/s    | Kraftstoffmassendurchsatz   |
| $n$                               | 1/min   | Drehzahl  |
| $n_R$                             | 1/min   | Drehzahl im Referenzbetriebspunkt   |

| Formelzeichen          | Einheit          | Bezeichnung   |
|------------------------|------------------|---|
| $n_K$                  | 1/min            | Drehzahl in einem Kennfeldpunkt   |
| $n_N$                  | 1/min            | Nenndrehzahl  |
| $\bar{p}_{KR}$         | N/m <sup>2</sup> | Flächenpressung des Kolbenringes  |
| $\bar{p}_r$            | N/m <sup>2</sup> | radialer Anpressdruck   |
| $p$                    | bar              | Druck   |
| $p_{hyd}$              | bar              | hydrodynamischer Druck im Schmierfilm   |
| $p_{Kg}$               | bar              | Druck im Kurbelgehäuse  |
| $p_{ma, Komp}$         | bar              | Antriebsmitteldruck des Luftkompressors   |
| $p_{max}$              | bar              | maximaler Zylinderdruck   |
| $p_{max, R}$           | bar              | maximaler Zylinderdruck im Referenzbetriebspunkt  |
| $p_{max, K}$           | bar              | maximaler Zylinderdruck in einem Kennfeldpunkt  |
| $p_{me}$               | bar              | effektiver Mitteldruck  |
| $p_{me, R}$            | bar              | effektiver Mitteldruck im Referenzbetriebspunkt   |
| $p_{me, K}$            | bar              | effektiver Mitteldruck in einem Kennfeldpunkt   |
| $p_{mi}$               | bar              | indizierter Mitteldruck   |
| $p_{mi, R}$            | bar              | indizierter Mitteldruck im Referenzbetriebspunkt  |
| $p_{mr}$               | bar              | Reibmitteldruck   |
| $p_{mr}^*$             | %                | auf den Referenzbetriebspunkt bezogener Reibmitteldruck                                       |
| $p_{mr, R}$            | bar              | Reibmitteldruck im Referenzbetriebspunkt  |
| $p_{mr, befeuert}$     | bar              | Reibmitteldruck im befeuerten Motorbetrieb  |
| $p_{mr, befeuert, VM}$ | bar              | Reibmitteldruck im befeuerten Motorbetrieb beim Versuchsmotor                                 |
| $p_{mr, berechnet}^*$  | %                | auf den Referenzbetriebspunkt bezogener, nach Gleichung (8.2.1-5) berechneter Reibmitteldruck |

| Formelzeichen                           | Einheit | Bezeichnung  |
|---|---------|--|
| $p_{mr, h_0}$                           | bar     | Reibmitteldruck in Abhängigkeit von der minimalen Schmierfilmdicke   |
| $p^*_{mr, h_0, \text{Schlepp, VM}}$     | %       | auf den Basismotor bezogener Reibmitteldruck in Abhängigkeit von der minimalen Schmierfilmdicke beim Versuchsmotor im geschleppten Motorbetrieb                        |
| $p^*_{mr, h_0, \text{Schlepp, Mr, VM}}$ | %       | auf den Basismotor bezogener Reibmitteldruck in Abhängigkeit von der minimalen Schmierfilmdicke beim Minutenring des Versuchsmotors im geschleppten Motorbetrieb       |
| $p^*_{mr, h_0, \text{Schlepp, Ör, VM}}$ | %       | auf den Basismotor bezogener Reibmitteldruck in Abhängigkeit von der minimalen Schmierfilmdicke beim Ölabstreifring des Versuchsmotors im geschleppten Motorbetrieb    |
| $p^*_{mr, h_0, \text{Schlepp, Rr, VM}}$ | %       | auf den Basismotor bezogener Reibmitteldruck in Abhängigkeit von der minimalen Schmierfilmdicke beim Rechteckring des Versuchsmotors im geschleppten Motorbetrieb      |
| $p_{mr, K}$                             | bar     | Reibmitteldruck eines Kennfeldpunktes  |
| $p_{mr, \text{Last}}$                   | bar     | Reibmitteldruck in Folge der Last  |
| $p_{mr, \text{Last, BM}}$               | bar     | Reibmitteldruck des Basismotors in Abhängigkeit von der Last   |
| $p_{mr, \text{Last, VM}}$               | bar     | Reibmitteldruck des Versuchsmotors in Abhängigkeit von der Last  |
| $p_{mr, \text{Schlepp}}$                | bar     | Reibmitteldruck im geschleppten Motorbetrieb   |
| $p_{mr, \text{Schlepp, VM}}$            | bar     | Reibmitteldruck des Versuchsmotors im geschleppten Motorbetrieb  |
| $p_{mr, \eta_p}$                        | bar     | Reibmitteldruck unter Berücksichtigung der Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität  |
| $p^*_{mr, \text{VM}}$                   | %       | auf den Referenzbetriebspunkt bezogener, gemessener Reibmitteldruck beim Versuchsmotor   |
| $p^*_{mr, \eta_p, \text{Last, VM}}$     | %       | auf den Basismotor bezogener Reibmitteldruck unter Berücksichtigung der durch die Last hervorgerufenen Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität beim Versuchsmotor |
| $p_n$                                   | bar     | Druck nach dem Kolbenring  |

| Formelzeichen             | Einheit      | Bezeichnung  |
|---------------------------|--------------|--|
| $p_{\text{rad}}$          | bar          | radialer Anpressdruck des Kolbenringes an die Zylinderlaufbuchse |
| $p_{\text{Stl}}$          | bar          | Stützluftdruck   |
| $p_{\text{Umg}}$          | bar          | Umgebungsdruck   |
| $p_v$                     | bar          | Druck vor dem Kolbenring   |
| $p_{\text{Zyl}}$          | bar          | Zylinderdruck  |
| $p_{\text{Zyl, BM}}$      | bar          | Zylinderdruck beim Basismotor                                    |
| $p_{\text{Zyl, VM}}$      | bar          | Zylinderdruck beim Versuchsmotor                                 |
| $r$                       | m            | Kurbelwellenradius   |
| $S_{\text{OGleitschuh}}$  | -            | Sommerfeldzahl für den Gleitschuh                                |
| $s$                       | m            | Kolbenhub  |
| $T_{\text{KM}}$           | K            | Kühlmitteltemperatur   |
| $T_{\text{ZW}}$           | K            | mittlere Zylinderwandtemperatur                                  |
| $T_{\text{ZW, BM}}$       | K            | mittlere Zylinderwandtemperatur beim Basismotor                  |
| $T_{\text{ZW, VM}}$       | K            | mittlere Zylinderwandtemperatur beim Versuchsmotor               |
| $U$                       | V            | Betriebsspannung   |
| $u$                       | m/s          | plattennormale Annäherungsgeschwindigkeit                        |
| $V$                       | $\text{m}^3$ | Volumen  |
| $V_h$                     | $\text{m}^3$ | Hubvolumen eines Zylinders                                       |
| $V_H$                     | $\text{m}^3$ | Hubvolumen des Motors  |
| $v$                       | m/s          | Geschwindigkeit  |
| $W_e$                     | J            | effektive Arbeit   |
| $W_i$                     | J            | indizierte Arbeit  |
| $x$                       | m            | Wegrichtung im dreidimensionalen Raum                            |
| $x_{\text{Kolben}}$       | m            | Kolbenweg  |
| $\dot{x}_{\text{Kolben}}$ | m/s          | Kolbengeschwindigkeit  |

| Formelzeichen                        | Einheit          | Bezeichnung   |
|--------------------------------------|------------------|---|
| $\ddot{x}_{\text{Kolben}}$           | m/s <sup>2</sup> | Kolbenbeschleunigung  |
| y                                    | m                | Wegrichtung im dreidimensionalen Raum   |
| ZZP                                  | KW n. LWoT       | Zündzeitpunkt   |
| ZZP <sub>R</sub>                     | KW n. LWoT       | Zündzeitpunkt im Referenzbetriebspunkt  |
| ZZP <sub>K</sub>                     | KW n. LWoT       | Zündzeitpunkt in einem Kennfeldpunkt  |
| z                                    | m                | Wegrichtung im dreidimensionalen Raum   |
|                                      |                  |   |
| $\alpha$                             | °                | Schränkungswinkel   |
| $\alpha_p$                           | 1/bar            | Viskositätsdruckkoeffizient   |
| $\beta$                              | °                | Pleuelstangenwinkel   |
| $\beta_2$                            | °                | Faktor  |
| $\gamma$                             | °                | Winkel  |
| $\Delta h$                           | m                | Differenz aus den Schmierfilmdicken $h_1$ und $h_0$   |
| $\Delta I$                           | A                | Differenz der elektrischen Stromstärke zwischen Basis- und Versuchsmotor  |
| $\Delta P_E$                         | W                | elektrische Leistung zwischen Basis- und Versuchsmotor  |
| $\Delta P_M$                         | W                | mechanische Leistung zwischen Basis- und Versuchsmotor  |
| $\Delta p$                           | bar              | Differenz zwischen Druck im Kurbelgehäuse und Druck in der Umgebung   |
| $\Delta p_{\text{ma, Gen, Last}}$    | bar              | Differenz des Antriebsmitteldruckes des Generators zwischen Basis- und Versuchsmotor in Abhängigkeit von der Last |
| $\Delta p_{\text{ma, Gen, Schlepp}}$ | bar              | Differenz des Antriebsmitteldruckes des Generators zwischen Basis- und Versuchsmotor im geschleppten Motorbetrieb |
| $\Delta p_{\text{mi}}$               | bar              | Differenz des indizierten Mitteldruckes zwischen Basis- und Versuchsmotor   |
| $\Delta p_{\text{mr}}$               | bar              | Differenz des Reibmitteldruckes zwischen Basis- und Versuchsmotor   |

| Formelzeichen                     | Einheit | Bezeichnung  |
|-----------------------------------|---------|--|
| $\Delta p_{mr, BDE}$              | bar     | Differenz zwischen dem nach Gleichung (2.3-2) berechneten Reibmitteldruck und dem gemessenen Reibmitteldruck   |
| $\Delta p_{mr, befeuert}$         | bar     | Differenz des Reibmitteldruckes zwischen Basis- und Versuchsmotor im befeuerten Motorbetrieb   |
| $\Delta p_{mr, GL, Last}$         | bar     | Differenz des Reibmitteldruckes der Gleitlager zwischen Basis- und Versuchsmotor in Abhängigkeit von der Last  |
| $\Delta p_{mr, h_0, Last}$        | bar     | Differenz des Reibmitteldruckes zwischen Basis- und Versuchsmotor in Abhängigkeit von der, durch die Last hervorgerufenen minimalen Schmierfilmdicke                   |
| $\Delta p_{mr, h_0, Schlepp}$     | bar     | Differenz des Reibmitteldruckes zwischen Basis- und Versuchsmotor in Abhängigkeit von der minimalen Schmierfilmdicke im geschleppten Motorbetrieb                      |
| $\Delta p_{mr, h_0, Schlepp, Mr}$ | bar     | Differenz des Reibmitteldruckes zwischen Basis- und Versuchsmotor in Abhängigkeit von der minimalen Schmierfilmdicke beim Minutenring im geschleppten Motorbetrieb     |
| $\Delta p_{mr, h_0, Schlepp, Ör}$ | bar     | Differenz des Reibmitteldruckes zwischen Basis- und Versuchsmotor in Abhängigkeit von der minimalen Schmierfilmdicke beim Ölabbstreifring im geschleppten Motorbetrieb |
| $\Delta p_{mr, h_0, Schlepp, Rr}$ | bar     | Differenz des Reibmitteldruckes zwischen Basis- und Versuchsmotor in Abhängigkeit von der minimalen Schmierfilmdicke beim Rechteckring im geschleppten Motorbetrieb    |
| $\Delta p_{mr, Kolben, Schlepp}$  | bar     | Differenz des Reibmitteldruckes zwischen Baustufen des Kolbens vom Versuchsmotor im geschleppten Motorbetrieb  |
| $\Delta p_{mr, Last}$             | bar     | Differenz des Reibmitteldruckes zwischen Basis- und Versuchsmotor in Abhängigkeit von der Last   |
| $\Delta p_{mr, Schlepp}$          | bar     | Differenz des Reibmitteldruckes zwischen Basis- und Versuchsmotor im geschleppten Motorbetrieb   |

| Formelzeichen  | Einheit | Bezeichnung  |
|--|---------|--|
| $\Delta p_{mr, T_{ZW}, Last}$                        | bar     | Differenz des Reibmitteldruckes zwischen Basis- und Versuchsmotor in Abhängigkeit von der durch die Last hervorgerufenen Zylinderwandtemperatur                          |
| $\Delta p_{mr, \eta_p, Last}$                        | bar     | Differenz des Reibmitteldruckes zwischen Basis- und Versuchsmotor unter Berücksichtigung der durch die Last hervorgerufenen Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität |
| $\Delta T_{ZW}$                                      | K       | Differenz der Zylinderwandtemperaturen zwischen Basis- und Versuchsmotor   |
| $\Delta \varepsilon$                                 | -       | Differenz des Verdichtungsverhältnisses zwischen Basis- und Versuchsmotor  |
| $\Delta \varphi_{p_{max}}$                           | -       | Dimensionslose Darstellung des Abstandes zwischen $\varphi_{p_{max}, K}$ und $\varphi_{p_{max}, B}$  |
| $\delta_{\varphi_{p_{max}, R} \varphi_{p_{max}, K}}$ | -       | Bereichszuweisung (Kronecker-Delta)  |
| $\varepsilon$  | -       | Verdichtungsverhältnis   |
| $\vartheta_{\text{Öl}}$                              | °C      | Öltemperatur   |
| $\eta$   | Pa·s    | dynamische Viskosität des Schmiermittels   |
| $\eta_{Gen}$   | -       | Wirkungsgrad des Generators  |
| $\eta_p$   | Pa·s    | dynamische Viskosität des Schmiermittels in Abhängigkeit vom Druck   |
| $\eta_{p, Kolbenhemd}$                               | Pa·s    | dynamische Viskosität des Schmiermittels am Kolben in Abhängigkeit vom Druck   |
| $\eta_{p, Mr}$                                       | Pa·s    | dynamische Viskosität des Schmiermittels am Minutenring in Abhängigkeit vom Druck  |
| $\eta_{p, Ör}$                                       | Pa·s    | dynamische Viskosität des Schmiermittels am Ölabstreifring in Abhängigkeit vom Druck   |
| $\eta_{p, Rr}$                                       | Pa·s    | dynamische Viskosität des Schmiermittels am Rechteckring in Abhängigkeit vom Druck   |
| $\eta^*_{p, Last, Kolbenhemd, VM}$                   | %       | auf den Basismotor bezogene, durch die Last hervorgerufene Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität am Kolbenhemd des Versuchsmotors                                 |

| Formelzeichen                     | Einheit           | Bezeichnung  |
|-----------------------------------|-------------------|--|
| $\eta^*_{p, \text{Last, Mr, VM}}$ | %                 | auf den Basismotor bezogene, durch die Last hervorgerufene Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität am Minutenring des Versuchsmotors    |
| $\eta^*_{p, \text{Last, ÖR, VM}}$ | %                 | auf den Basismotor bezogene, durch die Last hervorgerufene Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität am Ölabstreifring des Versuchsmotors |
| $\eta^*_{p, \text{Last, Rr, VM}}$ | %                 | auf den Basismotor bezogene, durch die Last hervorgerufene Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität am Rechteckring des Versuchsmotors   |
| $\eta_0$                          | Pa·s              | dynamische Viskosität des Schmiermittels bei Umgebungsdruck  |
| $\kappa$                          | -                 | Schränkungsverhältnis  |
| $\lambda_{\text{Abgas}}$          | -                 | globales Verbrennungsluft-Verhältnis (nach [A13] aus den gemessenen Abgaskomponenten in der Sammelleitung vor dem Katalysator errechnet)     |
| $\lambda_{\text{Abgas, R}}$       | -                 | globales Verbrennungsluft-Verhältnis im Referenzbetriebspunkt  |
| $\lambda_{\text{Abgas, K}}$       | -                 | globales Verbrennungsluft-Verhältnis in einem Kennfeldpunkt  |
| $\lambda_l$                       | -                 | Luftliefergrad   |
| $\lambda_{l, R}$                  | -                 | Luftliefergrad im Referenzbetriebspunkt  |
| $\lambda_{l, K}$                  | -                 | Luftliefergrad in einem Kennfeldpunkt  |
| $\lambda_{\text{lokal}}$          | -                 | lokales Verbrennungsluft-Verhältnis  |
| $\lambda_{\text{PI}}$             | -                 | Pleuelstangenverhältnis  |
| $\lambda_{\text{ZW}}$             | W/(m·K)           | Wärmeleitkoeffizient der Zylinderwand  |
| $\mu$                             | -                 | Reibungszahl   |
| $\rho$                            | kg/m <sup>3</sup> | Dichte   |
| $\rho_K$                          | m                 | Krümmungshalbmesser im Scheitel der Parabel  |
| $\tau$                            | N/m <sup>2</sup>  | Schubspannung  |

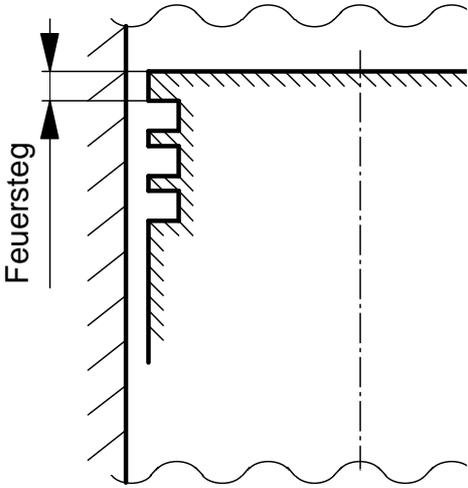
| Formelzeichen          | Einheit     | Bezeichnung   |
|------------------------|-------------|---|
| $\varphi$              | °KW n. LWoT | Kurbelwellenwinkel  |
| $\varphi_{p_{max}}$    | °KW n. LWoT | Lage des maximalen Zylinderdruckes                          |
| $\varphi_{p_{max}, R}$ | °KW n. LWoT | Lage des maximalen Zylinderdruckes im Referenzbetriebspunkt |
| $\varphi_{p_{max}, K}$ | °KW n. LWoT | Lage des maximalen Zylinderdruckes in einem Kennfeldpunkt   |
| $\varphi_{ZOT}$        | °KW n. LWoT | Lage des ZOT  |
| $\omega$               | rad/s       | Winkelgeschwindigkeit                                       |

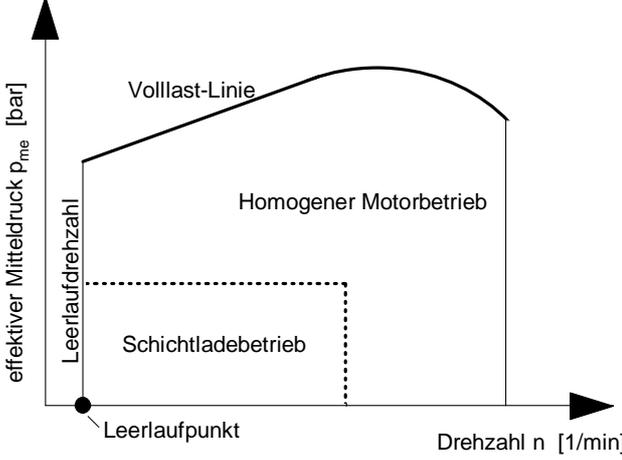
| chemische Formel | Bezeichnung       |
|------------------|-------------------|
| CO               | Kohlenmonoxid     |
| CO <sub>2</sub>  | Kohlendioxid      |
| HC               | Kohlenwasserstoff |
| NO <sub>x</sub>  | Stickoxid         |
| O <sub>2</sub>   | Sauerstoff        |

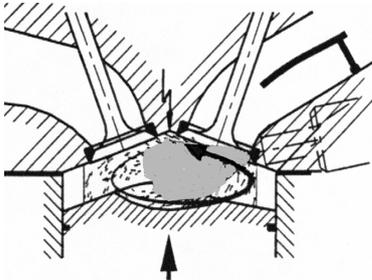
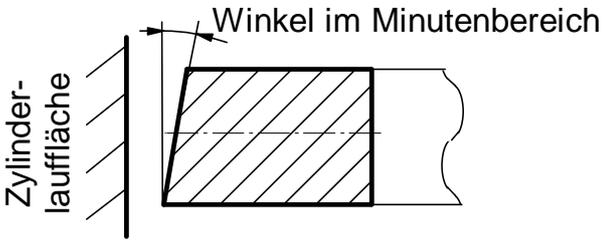
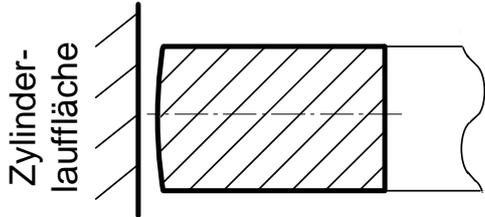
| Abkürzung | Erläuterungen                                    |
|-----------|--|
| BDE       | Benzin-Direkteinspritzung                        |
| CFD       | Computational Fluid Dynamics                     |
| DOHC      | Double Over Head Camshaft                        |
| EA        | Entwicklungsauftrag                              |
| FVV       | Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen |
| GDI       | Gasoline Direct Injection                        |
| GL        | Gleitlager                                       |
| IMEP      | Indicated Mean Effective Pressure                |

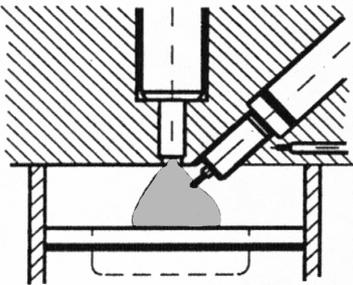
| Abkürzung   | Erläuterungen   |
|-------------|---|
| LWoT        | oberer Totpunkt beim Ladungswechsel<br>(Ladungswechsel-OT = 0 °KW)              |
| oT          | oberer Totpunkt   |
| TDI         | Turbodiesel Direct Injection  |
| uT          | unterer Totpunkt  |
| VW          | Volkswagen  |
| ZOT         | oberer Totpunkt zwischen Kompressions- und Verbrennungstakt (= 360 °KW n. LWoT) |
| °KW n. LWoT | Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt des Ladungswechsels                  |

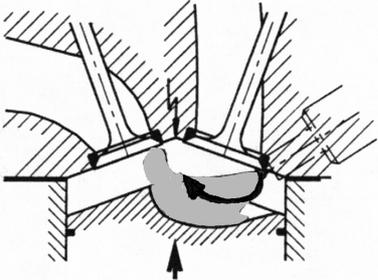
| Begriff                     | Erläuterungen   |
|-----------------------------|---|
| Abgasrückführung [B06]      | Bei der Abgasrückführung wird der angesaugten Frischluft Abgas zugeführt. Dadurch wird die Verbrennung langsamer, die Verbrennungstemperatur abgesenkt und in der Folge die Stickoxidbildung reduziert.                                     |
| Druckseite                  | Durch die Schrägstellung der Pleuelstange wird der Kolben seitlich belastet. Die Seite, bei der der Kolben während des Expansionstaktes anliegt, wird Druckseite genannt.   |
| effektive Mitteldruck [U12] | Als effektiver Mitteldruck wird der auf die Kolbenfläche wirkend gedachte konstante Druck als Verhältnis der effektiven Arbeit (der reibungsbehafteten Arbeit) eines Arbeitsspiels zum Hubvolumen bezeichnet.<br>$p_{me} = \frac{W_e}{V_H}$ |
| Entflammungsphase           | Die Entflammungsphase stellt bei der Energieumsetzung den Abstand in °KW vom Zündzeitpunkt bis zur 1 %-Energieumsatzlage dar.   |

| Begriff                       | Erläuterungen   |
|-------------------------------|---|
| Exothermie                    | <p>Die Exothermie beschreibt einen Vorgang, bei dem Wärmeenergie freigesetzt wird. Hat ein Katalysator seine Betriebstemperatur erreicht, wird bei der katalytischen Nachbehandlung der Abgase Wärme freigesetzt. Die Temperatur steigt an. Mittels Temperatur-Mess-Stellen vor und nach dem Katalysator kann die Funktionstüchtigkeit des Katalysators überwacht werden.</p> |
| Feuersteg                     | <p>Als Feuersteg wird der Abstand zwischen Kolbenboden und dem ersten Kolbenring bezeichnet.</p>   |
| Gegendruckseite               | <p>Durch die Schrägstellung der Pleuelstange wird der Kolben seitlich belastet. Die Seite, bei der der Kolben während des Expansionstaktes nicht anliegt, wird Gegendruckseite genannt und befindet sich gegenüber der Druckseite.</p>  |
| indizierter Mitteldruck [U12] | <p>Als indizierter Mitteldruck wird der auf die Kolbenfläche wirkend gedachte konstante Druck als Verhältnis der indizierten Arbeit (der reibungslosen Arbeit) eines Arbeitsspiels zum Hubvolumen bezeichnet.</p> $p_{mi} = \frac{W_i}{V_H}$  |

| Begriff                                    | Erläuterungen  |
|--|--|
| Kennfeld                                   | <p>Das Kennfeld eines Verbrennungsmotors ist durch die Größen effektiver Mitteldruck und Drehzahl definiert. Graphisch dargestellt ist das Kennfeld eines Benzinmotors mit Direkteinspritzung.</p>   |
| Kolbenhemd                                 | <p>Als Kolbenhemd wird der Bereich des Kolbens unterhalb des Ölabstreifringes bezeichnet. Er sichert die Führung des Kolbens im Zylinder.</p>  |
| Kolbensekundärbewegung [TR30]              | <p>Die Geradföhrung des Kolbens im Zylinder wird durch das Kolbenhemd gewöhrlleistet. Durch die thermische und mechanische Verformung des Kolbens ist ein ausreichendes Spiel des Kolbens im Zylinder notwendig. Spiel, Pleuelschrägstellung und Lage des Kolbenswerpunktes zur Kolbenbolzenachse sorgen für eine Quer- und Kippbewegung des Kolbens im Zylinder. Diese Quer- und Kippbewegung wird als Kolbensekundärbewegung bezeichnet.</p> |
| Laufspiel des Kolbens [TR30] (Einbauspiel) | <p>Die Geradföhrung des Kolbens im Zylinder wird durch das Kolbenhemd gewöhrlleistet. Durch die thermische und mechanische Verformung des Kolbens ist aber ein ausreichendes Spiel des Kolbens im Zylinder notwendig. Die Differenz zwischen Zylinderdurchmesser und größtem Kolbendurchmesser stellt das Laufspiel (Einbauspiel) des Kolbens dar.</p>   |

| Begriff                                   | Erläuterungen  |
|---|--|
| <p>luftgeführtes Brennverfahren [D16]</p> | <p>Bei dem luftgeführten BDE-Brennverfahren wird der Kraftstoff nicht direkt auf die Zündkerze gespritzt. Erst durch eine ausgeprägte Bewegung der Zylinderladung wird der eingespritzte Kraftstoff zur Zündkerze hin verweht.</p>       |
| <p>Minutenring</p>                        |   |
| <p>Ölabstreifring [KR01]</p>              | <p>Der Ölabstreifring besteht aus 2 Stahlbandringen in der Form von Rechteckringen und einer zwischen den beiden Stahlbandringen eingesetzte Abstandsfeder aus Stahl.</p>  |
| <p>Rechteckring</p>                       |    |
| <p>Reibmitteldruck</p>                    | <p>Als Reibmitteldruck wird der auf die Kolbenfläche wirkend gedachte konstante Druck als Verhältnis der Reibarbeit eines Arbeitsspiels zum Hubvolumen bezeichnet.</p> $p_{mr} = \frac{W_r}{V_H}$ <p>Der Reibmitteldruck stellt die Differenz zwischen dem indizierten Mitteldruck und dem effektiven Mitteldruck dar.</p> |

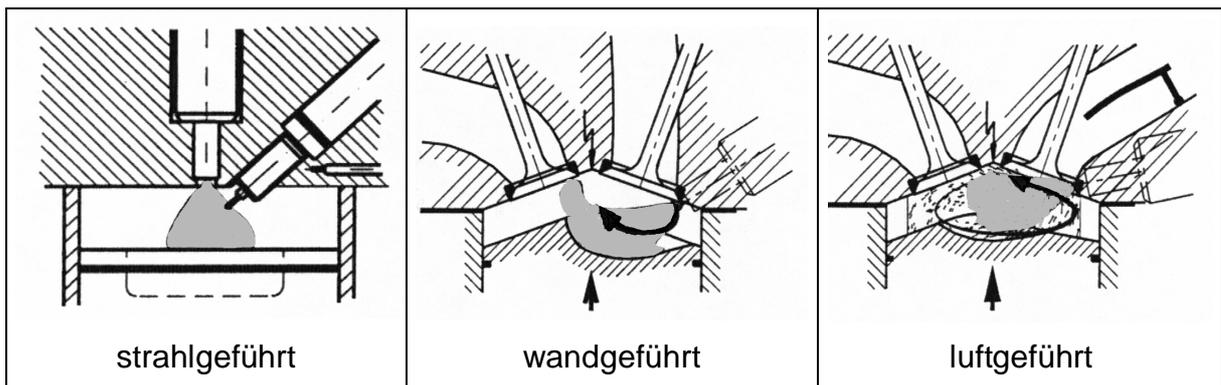
| Begriff                              | Erläuterungen  |
|--------------------------------------|--|
| Sauterdurchmesser                    | Der Sauterdurchmesser ist eine Kenngröße für die Tropfengrößenverteilung. Er ist definiert als das Verhältnis von Gesamtvolumen der eingespritzten Kraftstoffmenge zur Gesamtoberfläche aller Tropfen.   |
| Schichtladebetrieb                   | Im Gegensatz zu Benzinmotoren mit äußerer Gemischbildung, die lediglich mit einem homogenen Kraftstoff-Luft-Gemisch ( $\lambda_{\text{lokal}} = \lambda_{\text{Abgas}}$ ) betrieben werden können, kann bei BDE-Motoren eine Ladungsschichtung realisiert werden. Möglich ist dies durch die Positionierung des Kraftstoffinjektors im Brennraum. Dadurch ist die Einbringung des Kraftstoffes in den Brennraum von der Luftansaugung im Ansaugtakt entkoppelt. Auf diese Weise ist es möglich, den Kraftstoff zeitlich so einzuspritzen, dass im Bereich der Zündkerze ein zündfähiges Gemisch entsteht, während sich im übrigen Brennraum, idealisiert betrachtet, nur Luft befindet. Es gilt $\lambda_{\text{lokal}} \neq \lambda_{\text{Abgas}}$ |
| stöchiometrisch [B06]                | <p>Ein stöchiometrisches Kraftstoff-Luft-Verhältnis liegt dann vor, wenn</p> $\frac{\text{Masse der Luft}}{\text{Mindestluftbedarf} \cdot \text{Masse Kraftstoff}} = 1$ <p>ergibt. Der Mindestluftbedarf kann für Benzin mit 14,8 kg Luft/kg Kraftstoff angegeben.</p>   |
| strahlgeführtes Brennverfahren [D16] | <p>Dieses BDE-Brennverfahren zeichnet sich durch eine räumlich nahe Anordnung des Kraftstoffinjektors zur Zündkerze aus. Der Kraftstoffinjektor spritzt einen Teil des Kraftstoffes direkt in den Zündbereich der Zündkerze.</p>   |

| Begriff                            | Erläuterungen   |
|------------------------------------|---|
| Stützluft                          | <p>Wie bei allen BDE-Motoren wird auch bei einem luftunterstützten Brennverfahren über die Einlassventile Luft angesaugt. Zusätzlich dazu wird zur Verbesserung der Kraftstoffzerstäubung neben dem Kraftstoff auch Luft über den Injektor eingespritzt. Die mit dem Kraftstoff eingespritzte Luft wird als Stützluft bezeichnet. Diese charakterisiert das luftunterstützte Einspritzsystem.</p> |
| unterstöchiometrisch               | <p>Ein unterstöchiometrisches Kraftstoff-Luft-Verhältnis liegt dann vor, wenn</p> $\frac{\text{Masse der Luft}}{\text{Mindestluftbedarf} \cdot \text{Masse Kraftstoff}} < 1$ <p>ist. Der Mindestluftbedarf kann für Benzin mit 14,8 kg Luft/kg Kraftstoff angegeben werden.</p>   |
| wandgeführtes Brennverfahren [D16] | <p>Bei diesem BDE-Brennverfahren wird der Kraftstofftransport zur Zündkerze primär durch die Kolbenbodenform realisiert. Hierfür wird der Kraftstoff zunächst in Richtung einer speziell geformten Kolbenmulde gespritzt und anschließend durch die Kolbenbodenform zur Zündkerze umgelenkt.</p>              |
| $\lambda_{\text{Abgas}}$           | <p>Beschreibt das aus den Abgaskomponenten nach Brettschneider [A13] berechnete Kraftstoff-Luft-Verhältnis. Es beschreibt die über den gesamten Brennraum gemittelte Zusammensetzung des Kraftstoff-Luft-Gemisches.</p>   |
| $\lambda_l$                        | <p>Der Luftliefergrad beschreibt das Verhältnis der tatsächlich im Brennraum befindlichen Frischgasmasse zu der theoretisch möglichen.</p> $\lambda_l = \frac{\text{im Zylinder vorhandene Frischgasmasse}}{V_h \cdot \text{Dichte des Frischgases bei } p_0 \text{ und } T_0}$   |

| Begriff                  | Erläuterungen   |
|--------------------------|---|
| $\lambda_{\text{lokal}}$ | Das lokale Verbrennungsluft-Verhältnis beschreibt die lokale Zusammensetzung des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Der Mittelwert aus allen $\lambda_{\text{lokal}}$ ergibt $\lambda_{\text{Abgas}}$ . |
| 50 %-Energieumsatzlage   | Die 50 %-Energieumsatzlage definiert bei der Energieumsetzung den Punkt, bei dem 50 % der eingebrachten Energie umgesetzt sind. Dieser Punkt wird auch als Schwerpunktlage bezeichnet.          |

# 1. Einleitung und Aufgabenstellung

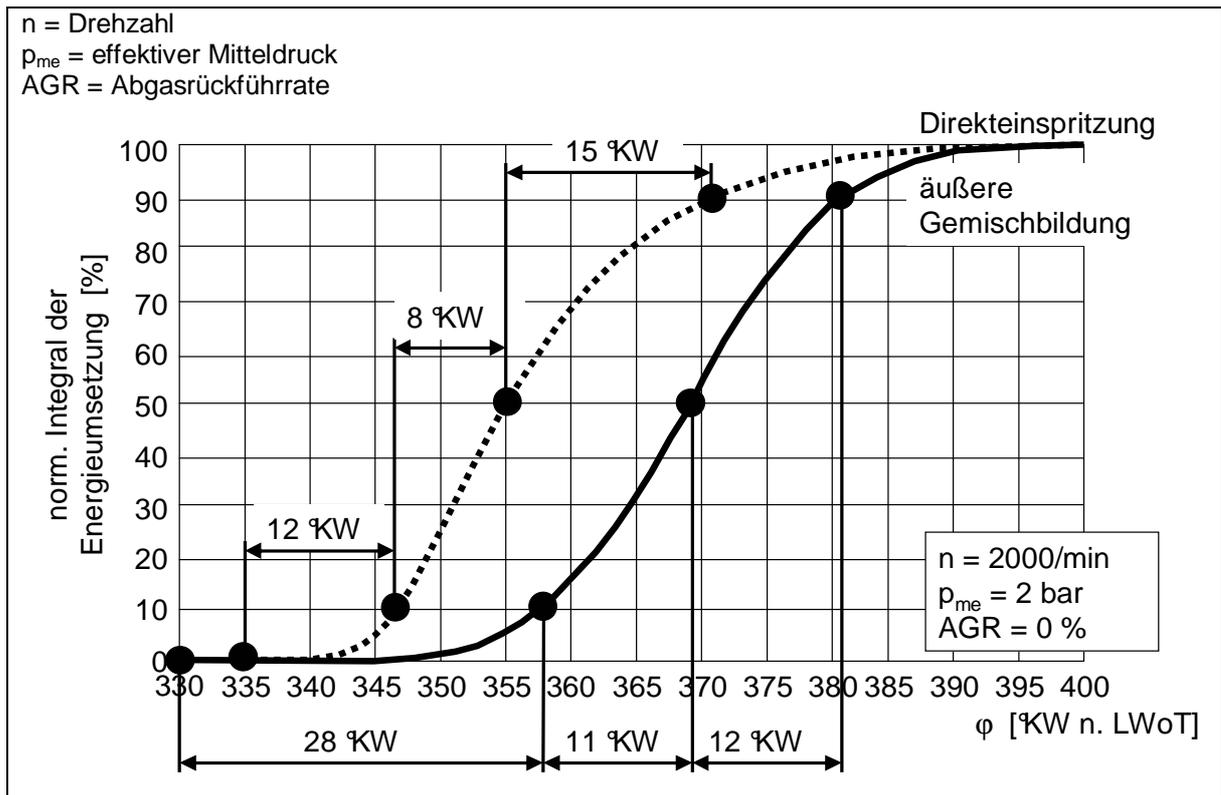
Die Reduzierung des Kraftstoffverbrauches und somit auch der CO<sub>2</sub>-Emissionen ist in den letzten Jahren immer mehr in den Mittelpunkt der Entwicklung von Verbrennungsmotoren gerückt. Im Rahmen dieser Entwicklungsarbeiten brachten Audi 1988 mit dem TDI-Motor (Turbodiesel Direct Injection) für den Dieselbetrieb und Mitsubishi 1996 mit dem GDI-Motor (Gasoline Direct Injection) für den Einsatz von Benzin-Kraftstoff serienreife Technologien der Direkteinspritzung für PKW-Motoren auf den Markt. Während bei dem Dieselmotor mit Direkteinspritzung schon ein hoher technischer Stand erreicht wurde, ist die Suche nach dem "idealen Brennverfahren" bei Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung (BDE-Motoren) noch nicht abgeschlossen. Die Entwicklungstätigkeiten konzentrieren sich hier hauptsächlich auf das strahlgeführte, das wandgeführte und das luftgeführte Brennverfahren (**Bild 1-1**).



**Bild 1-1:** Einteilung der BDE-Brennverfahren im Schichtladebetrieb [D16]

Bei den in Bild 1-1 aufgeführten BDE-Brennverfahren ist der Gemischbildungsvorgang im Schichtladebetrieb unterschiedlich. Dennoch kann bei Wolters et. al. [D16] für alle drei Brennverfahren im Schichtladebetrieb ein ähnlicher Verlauf der Energieumsetzung festgestellt werden.

Wird dieser im Schichtladebetrieb ermittelte Verlauf mit dem Verlauf der Energieumsetzung eines Benzinmotors mit äußerer Gemischbildung verglichen, ist die Energieumsetzung bei BDE-Motoren nach Wolters et. al. [D16] und Krebs/Theobald [D28] zu Beginn der Verbrennung schneller. Der weitere Verlauf der Energieumsetzung eines BDE-Motors kann dem eines Benzinmotors mit äußerer Gemischbildung gleichgesetzt werden. Die in **Bild 1-2** aufgeführten Differenzen zwischen markanten Punkten der Energieumsetzung sollen dies verdeutlichen.



**Bild 1-2:** Energieumsetzung eines BDE-Motors und eines Benzinmotors mit äußerer Gemischbildung bei  $n = 2000/\text{min}$ ,  $p_{me} = 2 \text{ bar}$  und  $\text{AGR} = 0 \%$  nach Krebs/Theobald [D28]

Die beim BDE-Motor deutlich schneller erreichte 10 %-Energieumsatzlage ist nach Krebs/Theobald [D28] vor allem auf die intensivere Tumble- bzw. Drallströmung, auf die höhere Dichte im Brennraum und auf das lokale, unterstöchiometrische Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{lokal}}$  an der Zündkerze zurückzuführen. Folge dieser schnelleren Energieumsetzung zu Beginn der Verbrennung im Schichtladebetrieb sind nach Krebs/Theobald [D28] ein steilerer Druckanstieg, ein wesentlich höherer maximaler Zylinderdruck und eine Verschiebung der Lage des maximalen Zylinderdruckes in Richtung "früh" (hin zu kleineren Kurbelwinkeln).

Vor allem die auf einem wesentlich höheren Druckniveau ablaufende und sehr viel früher einsetzende Verbrennung führt dazu, dass die Triebwerkskräfte bei BDE-Motoren gegenüber Benzinmotoren mit äußerer Gemischbildung merklich zunehmen.

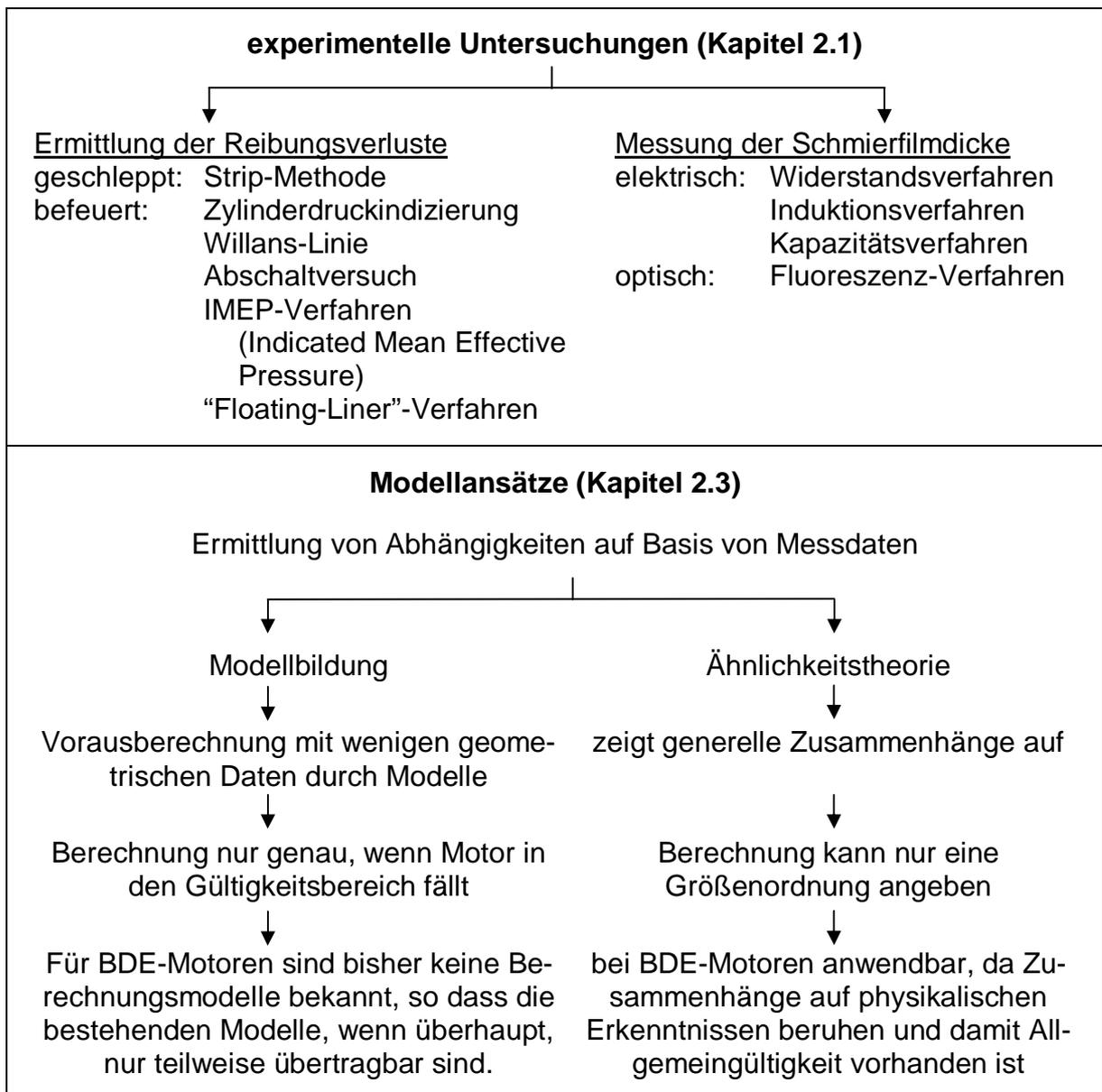
Ziel der Arbeit ist es, den Einfluss der unterschiedlichen Triebwerkskräfte von BDE-Motoren und Benzinmotoren mit äußerer Gemischbildung auf den Reibmitteldruck zu analysieren und die durch die Triebwerkskräfte beeinflussten Größen zu quantifizieren. Des Weiteren soll der Einfluss des Zylinderdruckes auf den Reibmitteldruck bei

BDE-Motoren speziell im Schichtladebetrieb aufgezeigt und mit den gewonnenen Erkenntnissen ein Modell zur Vorausberechnung des Reibmitteldruckes bei BDE-Motoren abgeleitet werden.

Für die Lösung dieser Aufgabe sollen zuerst die Auswirkungen der unterschiedlichen Zylinderdruckverläufe bei einem BDE-Motor und einem Benzinmotor mit äußerer Gemischbildung auf die Triebwerkskräfte durch einen direkten Vergleich beider Verfahren mittels einer theoretischen Analyse aufgezeigt werden. Durch Parametervariationen soll der Zylinderdruckverlauf im Schichtladebetrieb des BDE-Motors verändert und der Einfluss auf den Reibmitteldruck dargestellt werden. Mit den daraus gewonnenen Erkenntnissen soll ein Modell erstellt werden, das die Vorausberechnung des Reibmitteldruckes im Schichtladebetrieb von BDE-Motoren ermöglicht.

## 2. Stand der Forschung

Für die Ermittlung der Reibungsverluste und der sich zwischen Zylinderlaufbuchse und Kolbenringen bzw. zwischen Zylinderlaufbuchse und Kolbenhemd einstellenden Schmierfilmdicken am Verbrennungsmotor sowie für die Vorausberechnung des Reibmitteldruckes sind in der Vergangenheit zahlreiche Untersuchungen durchgeführt worden. Die häufigsten Untersuchungs- und Berechnungsmethoden sind in **Bild 2-1** übersichtsartig aufgeführt.



**Bild 2-1:** Möglichkeiten zur Bestimmung der Reibungsverluste und der sich zwischen Zylinderlaufbuchse und Kolbenringen bzw. zwischen Zylinderlaufbuchse und Kolbenhemd einstellenden Schmierfilmdicken am Verbrennungsmotor sowie zur Vorausberechnung des Reibmitteldruckes

## 2.1 Experimentelle Untersuchungsmethoden

Die in Bild 2-1 aufgeführten Methoden zur Ermittlung der Reibungsverluste lassen sich in Verfahren zur Bestimmung des Reibmitteldruckes an einem Vollmotor und in Verfahren zur Bestimmung der Reibkraft der Kolbengruppe unterteilen.

Für die Ermittlung des Reibmitteldruckes an einem Vollmotor können

- die Strip-Methode,
- die Zylinderdruckindizierung,
- die Willans-Linie und
- der Abschaltversuch

sowie für die Messung der Reibkraft der Kolbengruppe

- das IMEP-Verfahren (Indicated Mean Effective Pressure) und
- das "Floating-Liner"-Verfahren

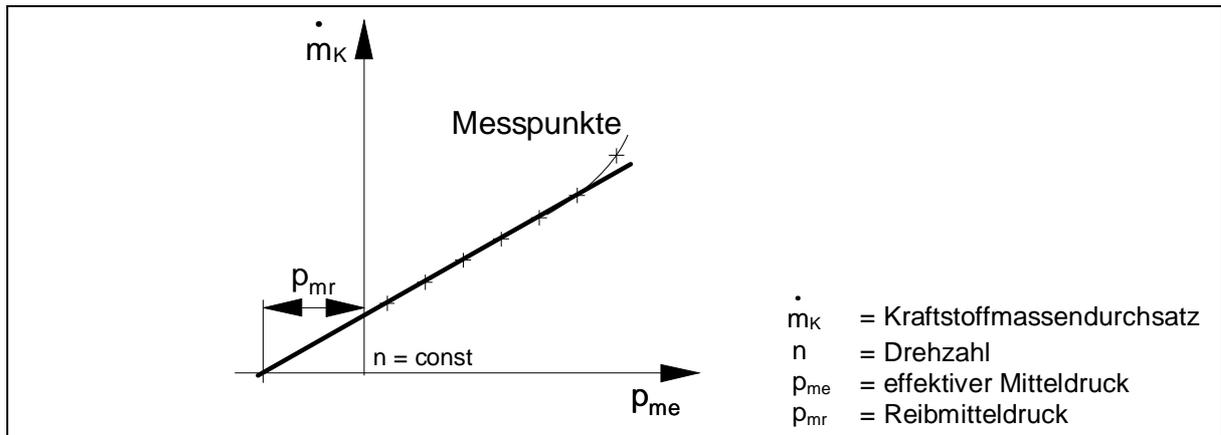
angewendet werden.

Bei der Strip-Methode wird für die Bestimmung der Reibmitteldruckanteile der Kurbelwelle, der Kolbengruppe, des Ventiltriebes und der Nebenaggregate der Motor stufenweise ab- oder aufgerüstet. Dabei bleibt nach Thiele [TR08] der Einfluss des Arbeitsprozessverlaufes auf die Reibmitteldruckanteile unberücksichtigt, da der Motor geschleppt wird.

Für den befeuerten Betrieb ist die Zylinderdruckindizierung nach Kessen [TR01] und Thiele [TR08] die einzige Methode, bei der sowohl die Drehzahl- als auch die Lastabhängigkeit des Reibmitteldruckes im unveränderten Motorbetrieb bestimmt werden können. Eine Aufteilung des Reibmitteldruckes in entsprechende Anteile der Kurbelwelle, der Kolbengruppe, des Ventiltriebes und der Nebenaggregate ist jedoch mit der Zylinderdruckindizierung nicht möglich.

Die Willans-Linie (**Bild 2.1-1**) stellt nach Urlaub [B06], Pischinger et. al. [B08] und Fischer [TR10] den am Prüfstand ermittelten Verlauf des zeitlichen Kraftstoffverbrauches in Abhängigkeit vom effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  bei einer konstanten Motordrehzahl dar. Durch eine Extrapolation dieses Verlaufes bis zum Verbrauch "0" ergibt sich auf der negativen  $p_{me}$ -Achse näherungsweise der Reibmitteldruck eines Motors. Da-

bei wird nach Fischer [TR10] die Genauigkeit dieses Verfahrens maßgeblich vom Extrapolationsverfahren beeinflusst.



**Bild 2.1-1:** Prinzipielle Ergebnisdarstellung durch Anwendung der Willans-Linie nach Urlaub [B06]

Beim Abschaltversuch wird für alle Zylinder des Motors während der Zylinderdruckindizierung aus dem befeuerten Motorbetrieb in den Schleppbetrieb umgeschaltet. Da sich innerhalb weniger Motorumdrehungen Wellenmoment und Drehzahl wieder einregeln, verändert sich der thermische Zustand an den Zylinderlaufbuchsen nur geringfügig. Dadurch ist es kurz nach dem Umschalten möglich, den Reibmitteldruck des Motors im Schleppbetrieb bei nahezu konstanten thermischen Bedingungen wie im befeuerten Betrieb zu bestimmen. Durch die ähnlichen thermischen Bedingungen kann nach dem bei Fischer [TR10] und Betz/Zellbeck [TR16] definierten Abschaltversuch der Lasteinfluss  $p_{mr, Last}$  aus dem ermittelten Reibmitteldruck im Schleppbetrieb  $p_{mr, Schlepp}$  und dem ermittelten Reibmitteldruck im befeuerten Betrieb  $p_{mr, befeuert}$  berechnet werden, so dass

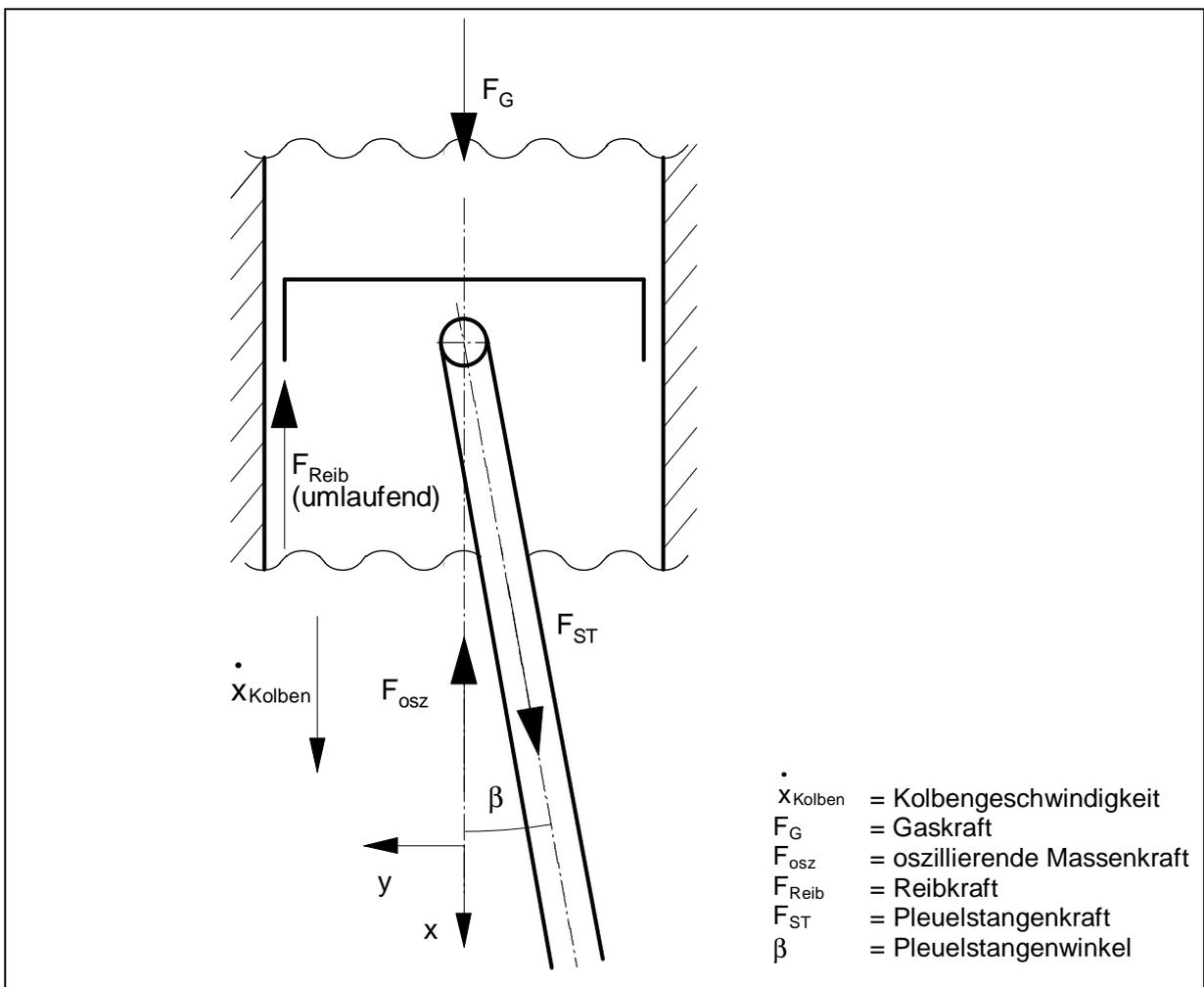
$$p_{mr, Last} = p_{mr, befeuert} - p_{mr, Schlepp} \quad (2.1-1)$$

gilt. Durch Anwendung des Abschaltversuches an sechs Reihen-, Boxer- bzw. V-Motoren mit unterschiedlichem Hubvolumen ( $V_H = 998 \dots 4266 \text{ cm}^3$ ) stellt Fischer [TR10] für Benzinmotoren mit äußerer Gemischbildung den Ansatz

$$p_{mr, Last} = 0,01 \cdot p_{me} \quad (2.1-2)$$

auf, der die Abhängigkeit des  $p_{mr, Last}$  vom effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  beschreibt. Die Größenordnung wird u.a. von Halsband [TR47], Schwarzmeier [TR04], Kochanowski [U09] und Heywood et. al. [U10] bestätigt.

Um den Einfluss des Arbeitsprozessverlaufes auf die Reibkraft der Kolbengruppe eines Motors zu ermitteln, kann das IMEP-Verfahren angewendet werden. Dabei werden die in vertikaler Richtung wirkenden und im Gleichgewicht befindlichen Kraftkomponenten der Reibkraft  $F_{Reib}$ , der Gaskraft  $F_G$ , der oszillierenden Massenkraft  $F_{osz}$  und der Pleuelstangenkraft  $F_{ST}$  betrachtet (**Bild 2.1-2**).



**Bild 2.1-2:** Prinzipskizze für das IMEP-Verfahren nach Schwarzmeier [TR04]

Die Gaskraft wird mittels einer Zylinderdruckindizierung und die Pleuelstangenkraft mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen erfasst. Die Ermittlung der oszillierenden Massenkraft erfolgt rechnerisch mit Hilfe der Drehzahl, der oszillierenden Masse und mit Hilfe von Geometriedaten. Da die drei Kraftkomponenten  $F_G$ ,  $F_{osz}$  und  $F_{ST}$  bestimmt werden können, folgt durch Differenzbetrachtung die Reibkraft als einzige Unbekannte:



Ermöglicht wird dies durch die Übertragung der an der Kolbengruppe entstehenden Reaktionskräfte auf eine Kraftmesseinrichtung. Nach Fischer [TR10] kann der Einfluss der Messbuchsen auf die reale Laufbuchsen-Deformation und damit auch auf die Ausbildung des Schmierfilmes nicht quantifiziert werden. Des Weiteren muss nach Kessen [TR01] darauf geachtet werden, dass eine kraftneutrale Abdichtung zwischen der Zylinderlaufbuchse und dem Zylinderkopf erfolgt. Eine Berührung hätte einen starken Anstieg des Kraftnebenschlusses zur Folge und würde das Messergebnis signifikant verfälschen.

Neben den bisher aufgeführten Untersuchungsmethoden für die Bestimmung des Reibmitteldruckes eines Vollmotors und der Reibkraft der Kolbengruppe gibt es ebenfalls verschiedene Möglichkeiten, die Schmierfilmdicke zwischen Kolbenring und Zylinderlaufbuchse zu ermitteln. Auf elektrischen Messprinzipien basieren

- das Widerstandsverfahren,
- das Induktionsverfahren und
- das Kapazitätsverfahren.

Als optische Messmethode wird

- das Fluoreszenzverfahren

angewendet.

Bei dem Widerstandsverfahren wird davon ausgegangen, dass der elektrische Strom, der über das Schmiermittel zwischen Kolbenring und Zylinderlaufbuchse fließt, proportional zur Schmierfilmdicke ist und sich damit bei unterschiedlichen Schmierfilmdicken auch ein unterschiedlicher elektrischer Widerstand zwischen Kolbenring und Zylinderlaufbuchse einstellt. Um den elektrischen Widerstand zu ermitteln, werden an dem zu untersuchenden Kolbenring die Kolbenringnut vom Kolben elektrisch isoliert und die Messaufnehmer im Kolbenring justiert. Bei diesem Verfahren muss nach Kessen [TR01] bedacht werden, dass sowohl die Öltemperatur als auch Rußteilchen und Gasblasen den Widerstand des Öles und damit die Messung der Schmierfilmdicke beeinflussen können.

Die Änderung der Induktivität einer mit Wechselstrom durchflossenen Spule in Abhängigkeit vom Abstand zwischen Spulenkern (Anker) und Joch nutzt das Induktionsverfahren. Werden die Spule und der Kern durch einen Sensor und das Joch durch die Laufbuchse dargestellt, rufen unterschiedliche Schmierfilmdicken zwischen Kolbenring und Laufbuchse auch unterschiedliche Induktivitäten hervor, die weitestgehend unabhängig vom Zustand des Schmiermittels sind. Eine Einschränkung ergibt sich nach Kessen [TR01] durch eventuelle ferromagnetische Partikel im Schmierfilm zwischen Kolbenring und Zylinderlaufbuchse, den nichtlinearen Zusammenhang zwischen Abstand und Induktivität sowie durch den Einfluss der Temperatur auf den Ohmschen Widerstand der Spulenwicklung.

Das kapazitive Messprinzip beruht auf der physikalischen Eigenschaft eines Plattenkondensators. Die Kapazität zweier paralleler Platten, zwischen denen sich ein Dielektrikum befindet, verändert sich umgekehrt proportional zum Abstand der Platten. Bei der Anwendung in der Motorentechnik stellen der Kolbenring und die Zylinderlaufbuchse prinzipiell einen Plattenkondensator mit dem Schmiermittel als Dielektrikum dar. Die Messaufnehmer können entweder im Kolbenring oder an signifikanten Punkten ortsfest in die Laufbuchse eingelassen werden. Wesentlich für das Verfahren sind die gleichbleibenden Eigenschaften des Dielektrikums. Da sowohl die Temperatur als auch der Eintrag von Schmutzpartikeln und Gasblasen im Schmiermittel die Dielektrizität des Schmiermittels und damit die Kalibrierkurve des kapazitiven Sensors beeinflussen, ist nach Golloch [TR02] hier besondere Achtsamkeit geboten. Bei dem optischen Verfahren wird die Eigenschaft von handelsüblichen Motorenölen genutzt, nach Bestrahlung mit geeignetem Licht zu fluoreszieren. Dabei wird über optische Zugänge (Quarzfenster) oder Lichtleitfasern das Öl z. B. mit Laserlicht oder Xenon-Licht bestrahlt und so zur Fluoreszenz angeregt. Dieses Fluoreszenzlicht besitzt eine andere Wellenlänge als das Bestrahlungslicht, so dass es mit optischer Filtertechnik gesondert aufgenommen und durch den Einsatz von Photomultipliern in ein Spannungssignal umgewandelt werden kann. Das Spannungssignal entspricht der Intensität der Fluoreszenz und dient damit als Maß für die Schmierfilmdicke. Bei der Anwendung dieses optischen Verfahrens ist aber nach Golloch [TR02] zu beachten, dass die Fluoreszenzintensität von der Ölsorte abhängig ist und nach längerer Bestrahlung sowie bei Alterung des Öles deutlich nachlässt. Des Weiteren kann durch die Bestrahlung mit einem Laser die lokale Schmierfilmtemperatur und dadurch auch die Fluoreszenz beeinflusst werden. Da zudem nicht ausgeschlossen

werden kann, dass Licht aus der Verbrennung des in den Zylinder eingespritzten Kraftstoffes mit gleicher Wellenlänge wie die Fluoreszenz das Ergebnis beeinflusst, sollte dieser Bereich bei der Analyse ausgeblendet werden.

## 2.2 Ergebnisse aus experimentellen Untersuchungen

Bei Anwendung der in Kapitel 2.1 aufgeführten Untersuchungsmethoden können z.B. Freier/Schelling [TR03], Thiele [TR12], Fischer [TR10], Affenzeller/Gläser [B01], Köhler [B05] und Betz/Zellbeck [TR16] die Anteile der einzelnen Baugruppen (Kurbelwelle, Kolbengruppe, Ventiltrieb) auf den Reibmitteldruck bestimmen. So ermitteln Freier/Schelling [TR03] durch Messungen am Rumpfmotor (Zylinderblock mit Kurbelwelle und Kolbengruppe) im Schleppbetrieb und einer Drehzahl von  $n = 2000/\text{min}$ , dass bei einer Öltemperatur von  $102\text{ °C}$  und einer Wassertemperatur von  $83\text{ °C}$  die Kurbelwelle einen Anteil an der Gesamtreibung in Höhe von  $21\%$  besitzt.  $79\%$  gehen zu Lasten der Kolbengruppe (Pleuel und Kolben mit Ringen). Fischer [TR10] bestätigt bei einer Drehzahl von  $n = 2000/\text{min}$  und einer Öl- und Wassertemperatur von  $90\text{ °C}$  bei der Betrachtung des Rumpfmotors diese Größenordnung. Wird der Ventiltrieb in die Betrachtung von Fischer [TR10] mit einbezogen, können der Kurbelwelle  $15\%$ , der Kolbengruppe  $62\%$  und dem Ventiltrieb  $23\%$  zugeordnet werden.

Krebs/Theobald [D28], Schwarzmeier [TR04], Thiele [TR12], Szengel [TR35], Chucholowski et. al. [KR02] und Stanley et. al. [KR07] stellen fest, dass ein veränderter Arbeitsprozessverlauf eine Änderung sowohl beim Zylinderdruckverlauf als auch beim Temperaturniveau im Zylinder verursacht. Dadurch wird in erster Linie die Reibkraft der Kolbengruppe beeinflusst. Die Reibungsverluste in den Haupt- und Pleuellagern sowie im Ventiltrieb werden nach Fischer [TR10] und Schwarzmeier [TR04] durch einen veränderten Zylinderdruckverlauf nur geringfügig beeinflusst.

Schwarzmeier [TR04] und Thiele [TR12] begründen den negativen Einfluss eines höheren Zylinderdruckes auf die Reibkraft der Kolbengruppe mit der ansteigenden Normalkraft  $F_N$  aus der Bewegungs- und Massenbilanz des Kolbens. Zusätzlich werden nach Kessen [TR01], Golloch [TR02], Schwarzmeier [TR04], Bruchner [TR09], Fischer [TR10] und Thiele [TR12] die Kolbenringe durch den höheren Zylinderdruck stärker an die Zylinderwand gepresst, was sich ebenfalls reibkraftherhöhend auswirkt. Chucholowski et. al. [KR03], Bruchner [TR09], Fischer [TR10], Röhrle [TR30], Thie-

le [TR33] und Fries [TR52] geben an, dass an den Messstellen "Feuersteg" und "Nutgrund des ersten Kolbenringes" der Druck fast identisch ist mit dem Zylinderdruck. Für den Druck hinter dem zweiten Kolbenring gibt es in der Literatur eine Bandbreite von 13 % des Zylinderdruckes bei Fischer [TR10] bis hin zu 47 % bei Thiele [TR33]. Ähnlich gestaltet sich die Angabe des Druckes hinter dem dritten Kolbenring. Während bei Fischer [TR10] nur 8 % des Zylinderdruckes hinter dem dritten Kolbenring wirken, sind es bei Thiele [TR33] noch 25 %.

Ein höheres Temperaturniveau im Zylinder führt wiederum zu einer Reduzierung der dynamischen Viskosität des Schmiermittels und beeinflusst dadurch die Reibkraft der Kolbengruppe. Dabei hat nach Lang [TR26] die innere Reibung im Schmierfilm und nach Erkenntnissen von Golloch [TR02], Bruchner [TR09] und Thiele [TR22] die Öltemperatur im Ölsumpf auf die Temperatur des Schmierfilmes im Spalt zwischen Kolbenring und Laufbuchse keinen starken Einfluss. Aus diesem Grund muss nach Kessen [TR01], Fischer [TR10] und Affenzeller/Gläser [B01] in erster Linie die vorherrschende Kühlmitteltemperatur als Ersatz für die Temperatur des Schmierfilmes zwischen Kolbenring und Zylinderlaufbuchse berücksichtigt werden.

Schwarzmeier [TR04] und Krause/Todsén [TR32] dagegen betrachten die Zylinderwandtemperatur als Ersatzgröße für die Temperatur des Schmierfilmes. Diese kann zum einen messtechnisch ermittelt, zum anderen aber auch nach folgender, von Atkins/French [T19] und Manz [B11] angegebenen Gleichung für Benzinmotoren mit äußerer Gemischbildung abgeschätzt werden:

$$T_{ZW} = G_1 \cdot \left( \frac{5,13 \cdot \dot{m}_K}{A_K} \right)^{0,6} \cdot \left( \frac{h_{ZW}}{\lambda_{ZW}} + \frac{1}{0,42 \cdot n} \right) + T_{KM} \quad (2.2-1)$$

$\dot{m}_K$  Kraftstoffmassendurchsatz [kg/s]

$G_1 = 193 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2$

$T_{ZW}$  mittlere Zylinderwandtemperatur [K]

$A_K$  Kolbenfläche [m<sup>2</sup>]

$h_{ZW}$  Dicke der Zylinderwand [m]

$\lambda_{ZW}$  Wärmeleitkoeffizient der Zylinderwand [W/(m·K)]

$n$  Drehzahl [1/min]

$T_{KM}$  Kühlmitteltemperatur [K].

Während Schwarzmeier [TR04] seine Untersuchungen an einem großvolumigen Dieselmotor ( $V_h = 3314 \text{ cm}^3$ ) im Schleppbetrieb und bei einem konstanten maximalen Zylinderdruck von  $p_{\max} = 35 \text{ bar}$  durchführt, bedienen sich Krause/Todsens [TR32] eines Dieselmotors mit einem Hubvolumen  $V_h = 1533 \text{ cm}^3$ . Die Untersuchungen von Krause/Todsens [TR32] finden bei einem maximalen Zylinderdruck von  $p_{\max} = 18 \text{ bar}$  statt. Entsprechend dieser unterschiedlichen Randbedingungen ergeben sich unterschiedliche Angaben bzgl. der Reibmitteldruckänderung. So kann Schwarzmeier [TR04] bei einer Drehzahl von 1800/min durch eine Temperaturerhöhung um 25 K eine Reduzierung des Reibmitteldruckes der Kolbengruppe um 0,15 bar ermitteln, was einer Änderung von 0,006 bar/K entspricht. Krause/Todsens [TR32] dagegen stellen bei einer Drehzahl von 2000/min mit zunehmender Temperatur nur eine Verringerung des Reibmitteldruckes der Kolbengruppe von 0,002 bar/K fest.

Die Abnahme des Reibmitteldruckes mit steigender Kühlmittel- bzw. Zylinderwandtemperatur ist nach Kessen [TR01] auf die Abnahme der hydrodynamischen Reibkräfte zurückzuführen. Als Ursache wird die Abnahme der Viskosität durch die ebenfalls steigende Schmiermitteltemperatur angegeben. Andererseits nimmt mit steigender Schmiermitteltemperatur die Tragfähigkeit des Schmierfilmes ab, wodurch nach Schwarzmeier [TR04] der Mischreibungsanteil im Bereich kleiner Relativgeschwindigkeiten zunimmt. Infolgedessen erhöht sich die Reibung, die bei Beitz/Grote [B03] und Czichos [B04] in die Bereiche

- Flüssigkeitsreibung ( $\mu = 0,001 \dots 0,01$ ) und
- Mischreibung ( $\mu = 0,01 \dots 0,1$ )

eingeteilt ist. Die Erhöhung des Mischreibungsanteiles führt zu höheren Reibkräften in der betroffenen Baugruppe.

Das Ansteigen des Mischreibungsanteiles kann auf die abnehmende Schmierfilmdicke zurückgeführt werden, da sich diese nach Szengel [TR35] aus dem Gleichgewicht des inneren Schmierfilmdruckes (Druckaufbau durch Scherbewegung bzw. durch Verdrängung) und der auf die Fläche des Schmierfilmes wirkenden Normalkraft ergibt.

Den Einfluss der Scherbewegung auf den Druckaufbau zeigen Kessen [TR01] und Shin/Takeishi [KR09] auf. So ermitteln Shin/Takeishi [KR09], dass der Schmierfilm mit steigender Kolbengeschwindigkeit dicker wird. Kessen [TR01] konnte durch die

Anwendung eines eindimensionalen induktiven Verfahrens nachweisen, dass die maximale Schmierfilmdicke auf der Druckseite des ersten Kolbenringes exakt bei der maximalen Kolbengeschwindigkeit erreicht wird. Golloch [TR02] findet andererseits durch eine räumliche Messung der Schmierfilmdicke mittels Induktionsverfahren heraus, dass im Spalt zwischen dem ersten Kolbenring und der Zylinderlaufbuchse überwiegend Mangelschmierung - also eine unvollständige Ölfüllung - vorhanden ist. Eine mögliche Ursache für die Mangelschmierung stellt die Kolbensekundärbewegung dar, die die Quer- und Kippbewegung des Kolbens beschreibt. Diese Quer- und Kippbewegung des Kolbens führt dazu, dass sich der Kolben nicht zentrisch im Zylinder bewegt, sondern sich entweder auf die Druck- oder die Gegendruckseite anlegt. Dies führt wiederum dazu, dass die Dichtwirkung der Kolbenringe durch die Verminderung der Kontaktpressung an der Kolbenwand bzw. an der Unterflanke der Kolbennut verringert wird. Folge der Kolbensekundärbewegung sind nach Hubert/Pribsch [KR04] einerseits unterschiedliche Feuerstegvolumina am Umfang des Kolbens und andererseits unterschiedliche Strömungsflächen bei den Kolbenringen. Nur dadurch ist es zu erklären, dass deutliche Unterschiede im Gasdruckverlauf zwischen den Kolbenringen auf der Druck- und der Gegendruckseite festzustellen sind.

### 2.3 Modellansätze

Kapitel 2.2 belegt, dass das Reibungsverhalten von Verbrennungsmotoren durch viele Parameter beeinflusst wird. So ist z.B. der Reibmitteldruck u.a. eine Funktion der Schmierfilmdicke, der dynamischen Viskosität des Schmiermittels und der vom Zylinderdruck hervorgerufenen, auf die Zylinderlauffläche wirkenden Normalkraft. Die Schmierfilmdicke wiederum wird im Wesentlichen von der Kolbengeschwindigkeit, der dynamischen Viskosität des Schmiermittels und von der auf die Fläche des Schmierfilmes wirkenden Kraft beeinflusst.

Um den Einfluss der einzelnen Parameter auch mathematisch zu erfassen, ermitteln z. B. Thiele [TR07, TR08, TR33], Szengel [TR35], Schwarzmeier [TR04], Chuchowski et. al. [KR02], Kuhlmann [TR19] und Fischer [TR10] Abhängigkeiten, die die Grundlage für Modelle bilden. Mit Hilfe dieser Modelle ist es möglich, für Motoren, die den entsprechenden Gültigkeitsbereich erfüllen, mit einem geringen Umfang an Eingabedaten den Reibmitteldruck zu bestimmen. So kann z. B. der Ansatz von Fi-

scher [TR10] für Benzinmotoren mit äußerer Gemischbildung angewendet werden. Als Referenz dient ein im Schleppbetrieb bei einer Drehzahl  $n = 3000/\text{min}$  und einer Öltemperatur von  $\vartheta_{\text{Öl}} = 90 \text{ °C}$  gemessener Reibmitteldruck  $p_{\text{mr, Schlepp}}$ . Für jeden Betriebspunkt aus dem Kennfeld (das Kennfeld ist durch die Größen effektiver Mitteldruck und Drehzahl definiert) ist es anschließend möglich, den Reibmitteldruck  $p_{\text{mr, K}}$  in diesem Kennfeldpunkt vorauszuberechnen. Vorgegeben werden müssen der effektive Mitteldruck  $p_{\text{me, K}}$  und die Drehzahl  $n_{\text{K}}$  in diesem definierten Kennfeldpunkt:

$$p_{\text{mr, K}} = p_{\text{mr, Schlepp}} \cdot (A_0 + A_1 \cdot n_{\text{K}} + A_2 \cdot n_{\text{K}}^2) + B_0 + B_1 \cdot p_{\text{me, K}} \quad (2.3-1)$$

Dabei sind die Koeffizienten  $A_0$ ,  $A_1$  und  $A_2$  von der Kühlmitteltemperatur  $T_{\text{KM}}$  und die Koeffizienten  $B_0$  und  $B_1$  von der Kühlmitteltemperatur  $T_{\text{KM}}$  und der Motordrehzahl  $n_{\text{K}}$  in einem Kennfeldpunkt abhängig. Die Gleichungen zur Bestimmung der Koeffizienten sind bei Fischer [TR10] beschrieben.

Schwarzmeier [TR04] dagegen entwickelte einen Ansatz für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung. Bei einem Referenzbetriebspunkt im befeuerten Betrieb, der durch die Drehzahl  $n_{\text{R}}$  und den effektiven Mitteldruck  $p_{\text{me, R}}$  charakterisiert ist, wird der indizierte Mitteldruck  $p_{\text{mi, R}}$  gemessen. Durch die Gleichung

$$p_{\text{mr, R}} = p_{\text{mi, R}} - p_{\text{me, R}}$$

kann der Reibmitteldruck des Referenzbetriebspunktes  $p_{\text{mr, R}}$  bestimmt werden. Mit Hilfe des effektiven Mitteldruckes  $p_{\text{me, K}}$  und der Drehzahl  $n_{\text{K}}$  in einem betrachteten Kennfeldpunkt K und der Nenndrehzahl  $n_{\text{N}}$  des Motors kann anschließend der Reibmitteldruck  $p_{\text{mr, K}}$  dieses Kennfeldpunktes vorausberechnet werden. Dabei wird auf eine Berücksichtigung des Temperatureinflusses und der Motorgeometrie verzichtet:

$$p_{\text{mr, K}} = p_{\text{mr, R}} + C_1 \cdot (p_{\text{me, K}}^{1,35} - p_{\text{me, R}}^{1,35}) + C_2 \cdot \left[ \left( \frac{n_{\text{K}}}{n_{\text{N}}} \right)^2 - \left( \frac{n_{\text{R}}}{n_{\text{N}}} \right)^2 \right] \quad (2.3-2)$$

$$\left. \begin{array}{l} C_1 = 0,0175 \\ C_2 = 0,95 \end{array} \right\} \text{ für 4-Takt-Motoren mit Nebenaggregaten} \\ \text{aus der Gruppe der Schnellläufer.}$$

## 2.4 Erkenntnisse aus dem Stand der Forschung

Die Auswertung der vorhandenen Literaturquellen ergibt, dass sowohl für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung als auch für Benzinmotoren mit äußerer Gemischbildung schon Modellansätze existieren, mit denen eine Berechnung der Reibmitteldrücke möglich ist. Des Weiteren wurden bereits zahlreiche Grundlagenuntersuchungen durchgeführt, so dass die Reibungsausbildung sehr genau beschrieben werden kann. Diese Untersuchungen waren meistens mit deutlichen Veränderungen am Motor verbunden.

Um den brennverfahrensbedingten Reibungsanteil richtig analysieren zu können, dürfen nur wenige Veränderungen am Motor vorgenommen werden. Diese Bedingung kann nur mittels einer Zylinderdruckindizierung und eines Abschaltversuches eingehalten werden.

Anhand der Ergebnisse der recherchierten Arbeiten kann die Analyse des brennverfahrensbedingten Reibungsanteils primär auf die Kolbengruppe begrenzt werden, da ein veränderter Arbeitsprozessverlauf eine Änderung sowohl beim Zylinderdruckverlauf als auch beim Temperaturniveau im Zylinder verursacht und damit in erster Linie das Reibungsverhalten der Kolbengruppe beeinflusst.

Aus diesem Grund sollen nachfolgend für den allgemein gültigen, geschränkten Kurbeltrieb die notwendigen Bewegungsverhältnisse und Kräftebilanzen aufgeführt und die Abhängigkeiten der wirkenden Kräfte auf die dynamische Viskosität des Schmiermittels, die Schmierfilmdicke und den Reibmitteldruck aufgezeigt werden.



Der Kolbenweg  $x_{\text{Kolben}}$  errechnet sich nach Maass/Klier [B02]:

$$x_{\text{Kolben}} = r \cdot \left( 1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda_{\text{PI}}} \cdot \left( \cos \alpha - \sqrt{1 - (\lambda_{\text{PI}} \cdot \sin \varphi + \kappa)^2} \right) \right) \quad (3.1-1)$$

$$\kappa = \frac{k}{l} \quad \text{Schränkungsverhältnis [-]}$$

$$\lambda_{\text{PI}} = \frac{r}{l} \quad \text{Pleuelstangenverhältnis [-]}$$

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \kappa^2}$$

$k$  Kolbenbolzen-Desachsierung [m]

$l$  Pleuelstangenlänge [m]

$r$  Kurbelwellenradius [m]

$\varphi$  Kurbelwellenwinkel [°].

Die Kolbengeschwindigkeit  $\dot{x}_{\text{Kolben}}$  ergibt sich aus der ersten Ableitung des Kolbenweges nach der Zeit. Nach Tschöke [B12] kann geschrieben werden:

$$\dot{x}_{\text{Kolben}} = \omega \cdot r \cdot \left( \sin \varphi + \frac{(\lambda_{\text{PI}} \cdot \sin \varphi + \kappa) \cdot \cos \varphi}{\sqrt{1 - (\lambda_{\text{PI}} \cdot \sin \varphi + \kappa)^2}} \right) \quad (3.1-2)$$

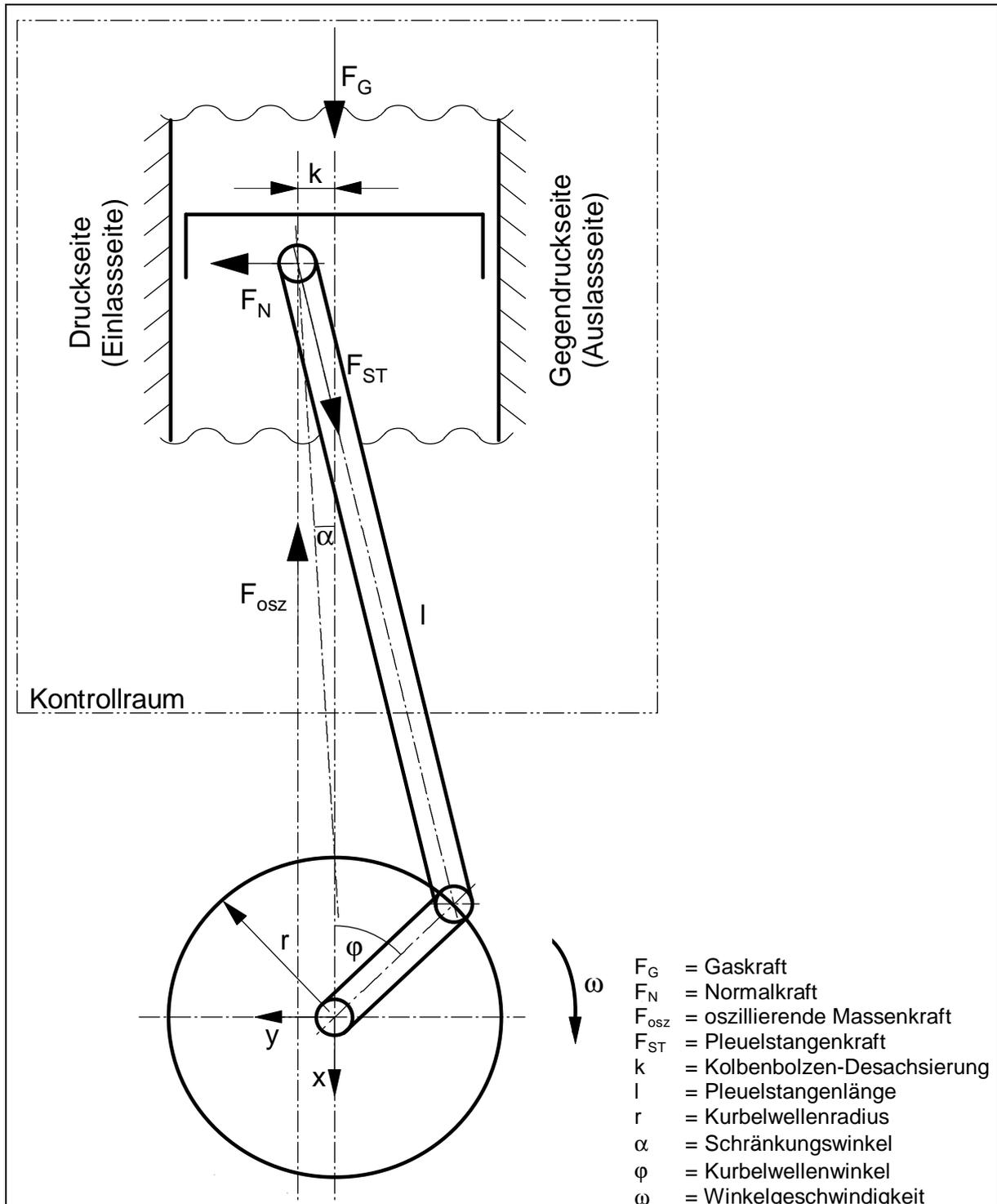
$\omega$  Winkelgeschwindigkeit [rad/s].

Aus der zweiten Ableitung des Kolbenweges nach der Zeit ergibt sich nach Tschöke [B12] die Kolbenbeschleunigung:

$$\ddot{x}_{\text{Kolben}} = \omega^2 \cdot r \cdot \left\{ \cos \varphi + \frac{\lambda_{\text{PI}} \cdot \cos^2 \varphi - \sin \varphi \cdot (\lambda_{\text{PI}} \cdot \sin \varphi + \kappa)}{\sqrt{1 - (\lambda_{\text{PI}} \cdot \sin \varphi + \kappa)^2}} + \frac{\left[ 1 - (\lambda_{\text{PI}} \cdot \sin \varphi + \kappa)^2 \right]^{-1} \cdot (\lambda_{\text{PI}} \cdot \sin \varphi + \kappa)^2 \cdot \lambda_{\text{PI}} \cdot \cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - (\lambda_{\text{PI}} \cdot \sin \varphi + \kappa)^2}} \right\} \quad (3.1-3)$$

### 3.2 Kräftebilanzierung an der Kolbengruppe des geschränkten Kurbeltriebes

Die Kräfte an der Kolbengruppe des geschränkten Kurbeltriebes nach Maass/Klier [B02] sind in **Bild 3.2-1** dargestellt. Der Kontrollraum definiert das System Kolbengruppe.



**Bild 3.2-1:** Kräfte am geschränkten Kurbeltrieb nach Maass/Klier [B02]

Die auf den Kolben wirkende Gaskraft  $F_G$  ist von der Kolbenfläche  $A_K$ , dem Zylinderdruck  $p_{Zyl}$  und dem im Kurbelgehäuse herrschenden Druck  $p_{Kg}$  abhängig:

$$F_G = A_K \cdot (p_{Zyl} - p_{Kg}). \quad (3.2-1)$$

Nach Fischer [TR10] kann der Druck im Kurbelgehäuse  $p_{Kg}$  gleich dem Umgebungsdruck  $p_{Umg}$  gesetzt werden, so dass geschrieben werden kann:

$$F_G = A_K \cdot (p_{Zyl} - p_{Umg}). \quad (3.2-2)$$

Neben der Gaskraft treten noch Massenkräfte auf. Sie wirken wie die Gaskraft in Richtung der Zylinderachse. Für die Kolbengruppe muss jedoch nur die oszillierende Masse  $m_{osz}$  berücksichtigt werden. Diese setzt sich aus der Masse des Kolbens  $m_{Kolben}$  zzgl. der Massen des Kolbenbolzens  $m_{Kb}$ , der Kolbenringe  $m_{Rr}$ ,  $m_{Mr}$  und  $m_{Ör}$ , der Sicherungsringe  $m_{Sr}$  und der oszillierenden Masse der Pleuelstange  $m_{osz, PI}$  zusammen. Für die oszillierende Massenkraft  $F_{osz}$  gilt folgende Abhängigkeit:

$$F_{osz} = m_{osz} \cdot \ddot{x}_{Kolben}. \quad (3.2-3)$$

Durch die Überlagerung der Gaskraft  $F_G$  mit der oszillierenden Massenkraft  $F_{osz}$  kann die Kolbenkraft  $F_K$  wie folgt berechnet werden:

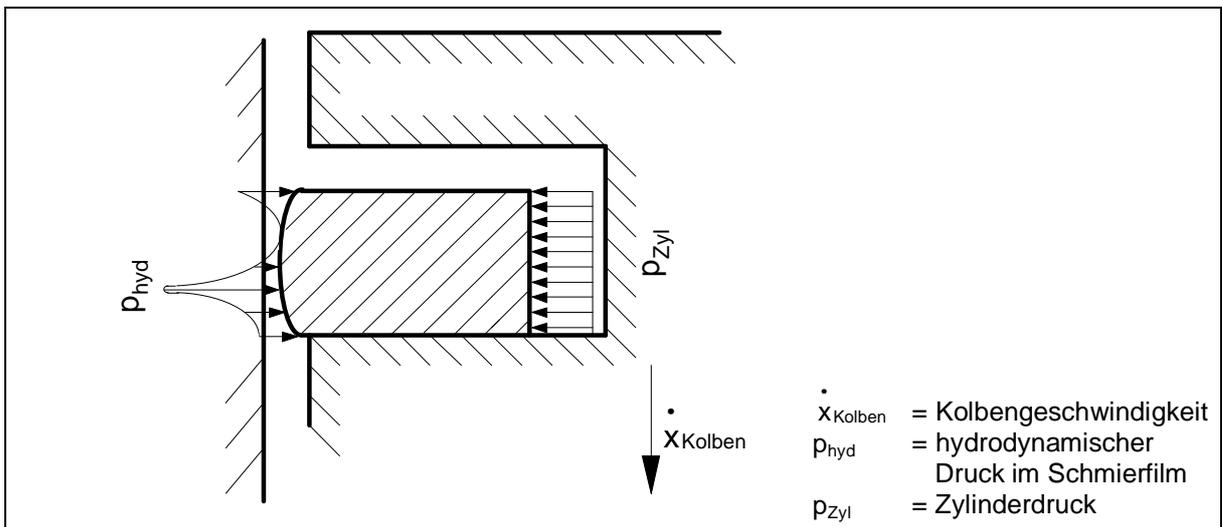
$$F_K = F_G - F_{osz}. \quad (3.2-4)$$

Die Normalkraft  $F_N$  wirkt über das Kolbenhemd senkrecht zur Zylinderlaufbuchse und errechnet sich aus der Kräftebilanz nach Tschöke [B12] für den geschränkten Kurbeltrieb nach folgender Beziehung:

$$F_N = F_K \cdot \frac{\lambda_{PI} \cdot \sin\varphi + \kappa}{\sqrt{1 - (\lambda_{PI} \cdot \sin\varphi + \kappa)^2}}. \quad (3.2-5)$$

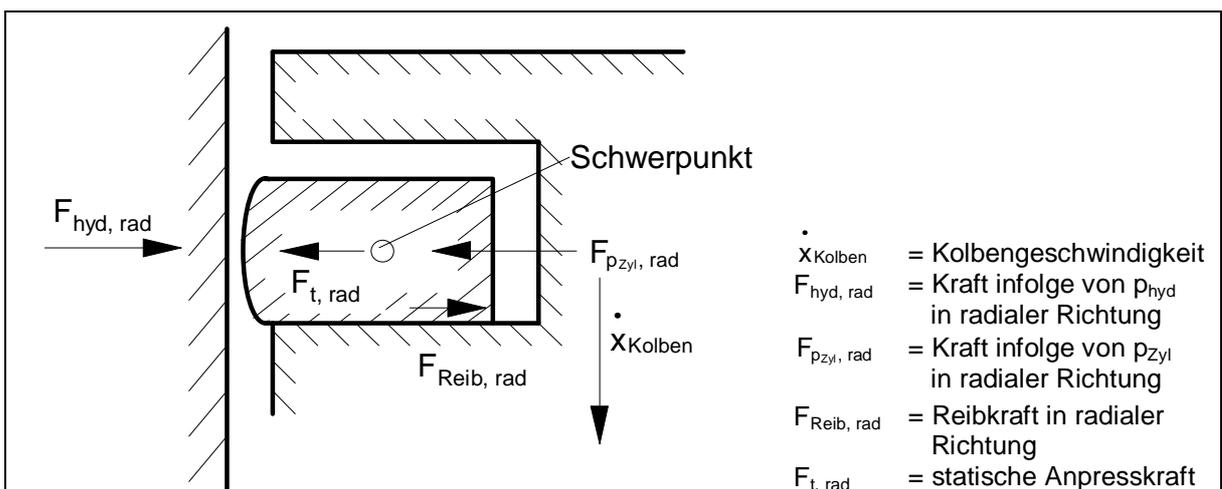
Nach Bruchner [TR09] unberücksichtigt bleiben in Gleichung (3.2-5) die von den Tangentialspannungen der Kolbenringe und vom Zylinderdruck verursachten Ring-

kräfte auf die Zylinderlaufbuchse. Das führt dazu, dass die errechnete Normalkraft geringer ausfällt als die tatsächlich vorhandene. Aus diesem Grund muss nach Bruchner [TR09] neben der Normalkraft  $F_N$  auch die Kolbenringkraft  $F_{KR}$  berücksichtigt werden. Für die Berechnung der Kolbenringkraft  $F_{KR}$  müssen die Druck- und Kräfteverhältnisse am Kolbenring bekannt sein. Köhler [B05] und Szengel [TR35] geben die in **Bild 3.2-2** dargestellten radialen Druckverhältnisse an.



**Bild 3.2-2:** Druckverhältnis in radialer Richtung an der Kolbenringlauffläche in Anlehnung an Köhler [B05]

Durch den Zylinderdruck  $p_{Zyl}$  und die Tangentialkraft des Kolbenringes  $F_t$  wirken in Anlehnung nach Köhler [B05] auf den Kolbenring folgende radiale Kräfte (**Bild 3.2-3**).



**Bild 3.2-3:** Kräfte in radialer Richtung am Kolbenring in Anlehnung an Köhler [B05]

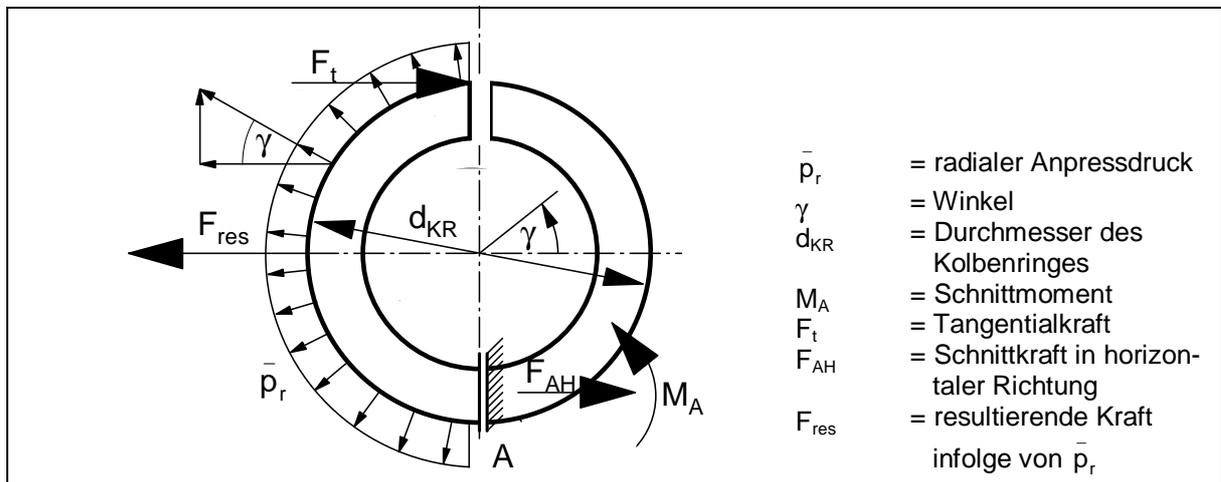
Nach Bild 3.2-3 wird der Kolbenring in radialer Richtung durch die statische Anpresskraft  $F_{t, rad}$  und durch die infolge des Zylinderdruckes wirkende Kraft  $F_{p_{Zyl}, rad}$  an die

Zylinderwand gedrückt. Diese Kräfte stehen mit der hydrodynamischen Reaktionskraft  $F_{\text{hyd, rad}}$  im Gleichgewicht.

Aufgrund der in radialer Richtung wirkenden unbekanntenen Reibkraft innerhalb der Ringdichtung können lediglich die statische Anpresskraft  $F_{\text{t, rad}}$  und die radial wirkende Kraft  $F_{\text{pZyl, rad}}$  bei der Berechnung der Kolbenringkraft  $F_{\text{KR}}$  berücksichtigt werden:

$$F_{\text{KR}} = F_{\text{t, rad}} + F_{\text{pZyl, rad}}. \quad (3.2-6)$$

Für die Berechnung der statischen Anpresskraft  $F_{\text{t, rad}}$  wird die Tangentialkraft  $F_{\text{t}}$  benötigt. Die Tangentialkraft  $F_{\text{t}}$  ist die Kraft, die nötig ist, um den Kolbenring auf Stoßspiel zusammenzuziehen. Demzufolge greift die Tangentialkraft am Außendurchmesser des Kolbenringes an (Bild 3.2-4).



**Bild 3.2-4:** Wirkung der Tangentialkraft  $F_t$  am Kolbenring in Anlehnung an das Kolbenring-Handbuch der Firma Goetze [KR01]

Die aus dem radialen Anpressdruck  $\bar{p}_r$  resultierende Kraft  $F_{\text{res}}$  ergibt sich bei Vernachlässigung der Schnittkraft  $F_{\text{AH}}$  dabei zu:

$$F_{\text{res}} = 2 \cdot \int_{0^\circ}^{90^\circ} \bar{p}_r \cdot \frac{d_{\text{KR}}}{2} \cdot h_{\text{KR}} \cdot \cos \gamma \, d\gamma \quad (3.2-7)$$

$$F_{\text{res}} = 2 \cdot \left[ \bar{p}_r \cdot \frac{d_{\text{KR}}}{2} \cdot h_{\text{KR}} \cdot \sin \gamma \right]_{0^\circ}^{90^\circ} \quad (3.2-8)$$

$$F_{\text{res}} = 2 \cdot \bar{p}_r \cdot \frac{d_{\text{KR}}}{2} \cdot h_{\text{KR}}. \quad (3.2-9)$$

Unter der Voraussetzung, dass das Schnittmoment  $M_A \approx 0$  ist, gilt:

$$-F_t \cdot d_{KR} + F_{res} \cdot \frac{d_{KR}}{2} = 0. \quad (3.2-10)$$

Für den radialen Anpressdruck des Kolbenringes an der Zylinderlaufbuchse  $\bar{p}_r$  ergibt sich somit die Gleichung

$$\bar{p}_r = \frac{2 \cdot F_t}{d_{KR} \cdot h_{KR}}. \quad (3.2-11)$$

Diese Gleichung geben auch [KR01] und Köhler [B05] an. Für  $\bar{p}_r$  kann auch geschrieben werden:

$$\frac{F_{t, rad}}{A_{M, KR}} = \frac{2 \cdot F_t}{d_{KR} \cdot h_{KR}}. \quad (3.2-12)$$

$A_{M, KR}$  Mantelfläche des Kolbenringes [m<sup>2</sup>]

Gleichung (3.2-8) mit der Mantelfläche des Kolbenringes  $A_{M, KR}$  multipliziert, ergibt

$$\frac{F_{t, rad}}{A_{M, KR}} \cdot A_{M, KR} = \frac{2 \cdot F_t}{d_{KR} \cdot h_{KR}} \cdot A_{M, KR}.$$

Mit  $A_{M, KR} = \pi \cdot d_{KR} \cdot h_{KR}$  ergibt sich nach Köhler [B05] und Fischer [TR10] die von der Tangentialkraft hervorgerufene statische Anpresskraft  $F_{t, rad}$  zu:

$$F_{t, rad} = 2 \cdot \pi \cdot F_t. \quad (3.2-13)$$

Bei einer Ringbestückung mit einem Rechteckring, einem Minutenring und einem Ölabstreifring werden die Kolbenringe mit der jeweiligen Tangentialkraft  $F_{t, Rr}$ ,  $F_{t, Mr}$  und  $F_{t, Ör}$  montiert. Dadurch ergeben sich die von den Tangentialkräften hervorgerufenen statischen Anpresskräfte zu:

$$F_{t, \text{rad}, Rr} = 2 \cdot \pi \cdot F_{t, Rr} \quad (3.2-14)$$

$$F_{t, \text{rad}, Mr} = 2 \cdot \pi \cdot F_{t, Mr} \quad (3.2-15)$$

$$F_{t, \text{rad}, Ör} = 2 \cdot \pi \cdot F_{t, Ör} \quad (3.2-16)$$

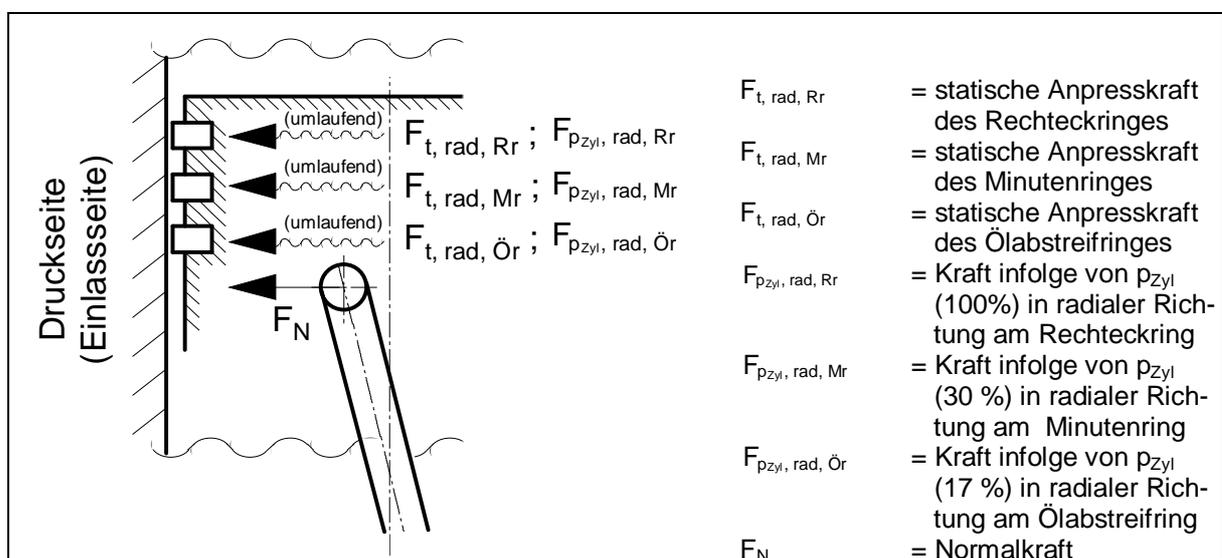
$F_{t, \text{rad}}$  wirkt konstant auf die Zylinderwand. Zusätzlich drückt der Zylinderdruck die Kolbenringe gegen die Zylinderwand. Die radial wirkende Kraft  $F_{p_{\text{Zyl}}, \text{rad}}$  wird durch die Höhe des Kolbenringes, den Innendurchmesser des Kolbenringes und den hinter dem Ring anliegenden Zylinderdruck  $p_{\text{Zyl}}$  bestimmt. Dabei wirkt nach Angaben von Chucholowski et. al. [KR03], Bruchner [TR09], Fischer [TR10], Röhrlé [TR30], Thiele [TR33] und Fries [TR52] hinter dem ersten Kolbenring der Zylinderdruck zu 100 %. Aufgrund der in der Literatur angegebenen Bandbreiten des wirkenden Zylinderdruckes hinter dem zweiten (13 ... 47 % des Zylinderdruckes) und dem dritten Kolbenring (8 ... 25 % des Zylinderdruckes) wird auf Mittelwerte dieser Bandbreiten zurückgegriffen. Demzufolge sollen hinter dem zweiten Kolbenring noch 30 % und hinter dem dritten Kolbenring noch 17 % des Zylinderdruckes wirken. Für die bereits gewählte Ringbestückung ergeben sich für  $F_{p_{\text{Zyl}}, \text{rad}}$  folgende Gleichungen:

$$F_{p_{\text{Zyl}}, \text{rad}, Rr} = h_{Rr} \cdot d_{Rr} \cdot \pi \cdot p_{\text{Zyl}} \quad (3.2-17)$$

$$F_{p_{\text{Zyl}}, \text{rad}, Mr} = 0,3 \cdot h_{Mr} \cdot d_{Mr} \cdot \pi \cdot p_{\text{Zyl}} \quad (3.2-18)$$

$$F_{p_{\text{Zyl}}, \text{rad}, Ör} = 0,17 \cdot h_{Ör} \cdot d_{Ör} \cdot \pi \cdot p_{\text{Zyl}} \quad (3.2-19)$$

**Bild 3.2-5** zeigt die Wirkung der die Kolbenreibung beeinflussenden Kräfte.



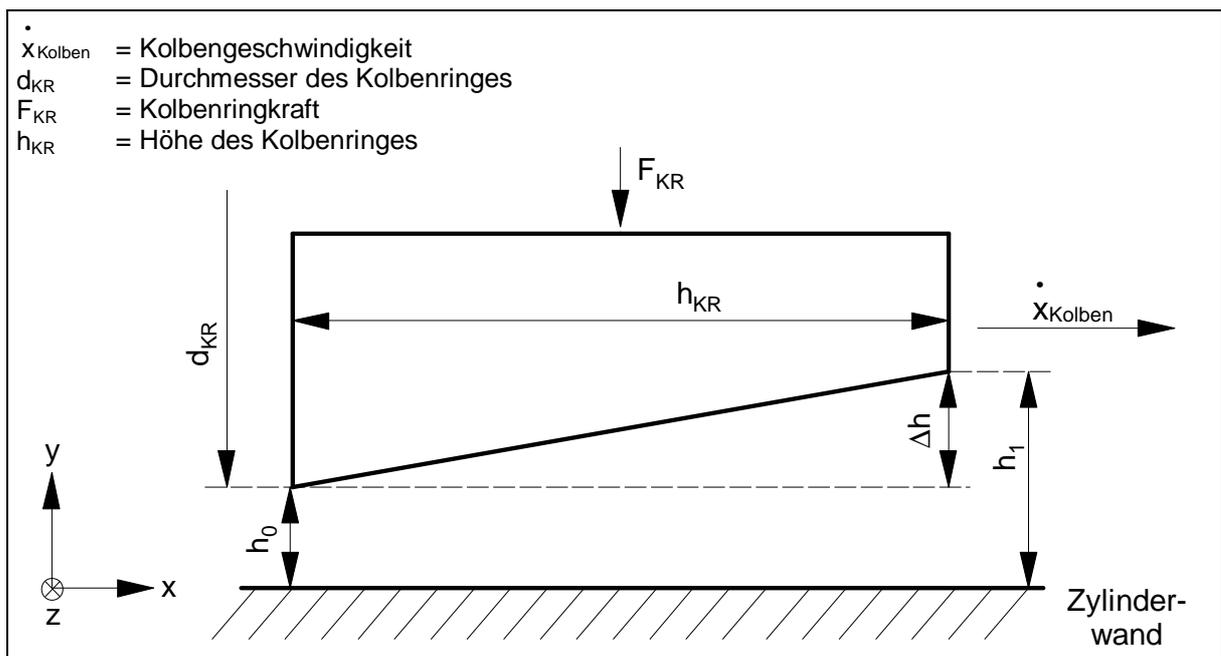
**Bild 3.2-5:** Graphische Darstellung der die Kolbenreibung beeinflussenden Kräfte

### 3.3 Bestimmung der minimalen Schmierfilmdicke

Die Kolbenringkraft  $F_{KR}$  aus Gleichung (3.2-6) und die Normalkraft  $F_N$  aus Gleichung (3.2-5) beeinflussen die minimale Schmierfilmdicke  $h_0$  am Kolbenring bzw. am Kolbenhemd und damit die Reibung. Für die Bestimmung der minimalen Schmierfilmdicke sind in der Literatur verschiedene Ansätze zu finden. Neben experimentellen Untersuchungen, auf die bereits in Kapitel 2 eingegangen wurde, sind Ableitungen und Modellansätze vorhanden. Hierbei wird exemplarisch auf die Modellansätze für Kolbenringe eingegangen. Das Kolbenhemd ist aufgrund seiner balligen Form geometrisch mit einem Kolbenring vergleichbar, so dass die Ergebnisse übertragbar sind. Die verschiedenen Ansätze zur Bestimmung der minimalen Schmierfilmdicke sollen aufgezeigt und bewertet werden. Zur Vereinfachung soll nachfolgend nur die Kolbenringkraft  $F_{KR}$  als Einflussgröße betrachtet werden.

#### 3.3.1 Ansatz nach Kuhlmann [TR19]

Bei Kuhlmann [TR19] wird zur Beschreibung der Reibungsvorgänge an den Kolbenringen ein mathematisches Modell entwickelt. Dabei wird ein voll hydrodynamisch geschmierter Kolbenring vorausgesetzt. Basis seines Modells ist der tribologische Zustand an einem Gleitschuh (**Bild 3.3.1-1**).



**Bild 3.3.1-1:** Vereinfachte zweidimensionale Darstellung eines Kolbenringes nach Kuhlmann [TR19]

Die Sommerfeldzahl als eine charakteristische tribologische Größe wird wie folgt für den Gleitschuh definiert:

$$So_{\text{Gleitschuh}} = \frac{\bar{p}_{KR} \cdot h_0^2}{\eta \cdot \dot{x}_{\text{Kolben}} \cdot h_{KR}} \quad (3.3.1-1)$$

$\bar{p}_{KR}$  Flächenpressung des Kolbenringes [N/m<sup>2</sup>]

$So_{\text{Gleitschuh}}$  Sommerfeldzahl für den Gleitschuh [-]

$\eta$  dynamische Viskosität [Pa·s].

Für die Sommerfeldzahl werden in Abhängigkeit des Abstandes zwischen Kolbenring und Zylinderwand zwei verschiedene Lösungen angegeben:

| Lösung 1  | Lösung 2  |
|---|---|
| $\frac{\Delta h}{h_0} \ll 1$  | $\frac{\Delta h}{h_0} \gg 1$  |
| $So_{\text{Gleitschuh}} \sim \frac{1}{h_0} \quad (3.3.1-2)$   | $So_{\text{Gleitschuh}} \sim h_0^{0,5} \quad (3.3.1-3)$   |
| $\frac{\bar{p}_{KR} \cdot h_0^2}{\eta \cdot \dot{x}_{\text{Kolben}} \cdot h_{KR}} \sim \frac{1}{h_0} \quad (3.3.1-4)$ | $\frac{\bar{p}_{KR} \cdot h_0^2}{\eta \cdot \dot{x}_{\text{Kolben}} \cdot h_{KR}} \sim h_0^{0,5} \quad (3.3.1-5)$ |

Die Flächenpressung des Kolbenringes  $\bar{p}_{KR}$  wird nach Gleichung (3.2-11) mit

$$\bar{p}_{KR} = \frac{2 \cdot F_{KR}}{d_{KR} \cdot h_{KR}} \quad (3.3.1-6)$$

berechnet. Mit den Randbedingungen, dass die Kolbengeschwindigkeit  $\dot{x}_{\text{Kolben}}$ , die dynamische Viskosität  $\eta$  und die Höhe bzw. der Durchmesser der Kolbenringe  $h_{KR}$  bzw.  $d_{KR}$  pro Kurbelwinkel konstant sind, ergibt sich zwischen der minimalen Schmierfilmdicke  $h_0$  und der Kolbenringkraft  $F_{KR}$  folgender Zusammenhang:

| Lösung 1   | Lösung 2   |
|--|--|
| $h_0 \sim \left( \frac{1}{F_{KR}} \right)^{1/3} \quad (3.3.1-7)$ | $h_0 \sim \left( \frac{1}{F_{KR}} \right)^{2/3} \quad (3.3.1-8)$ |

### 3.3.2 Ansatz nach Lang/Steinilper [TR31] und Fuller [TR49]

Für die Berechnung der minimalen Schmierfilmdicke wird in beiden Arbeiten von einer hydrodynamischen Schmierung im Keilspalt ausgegangen. Basis für die Berechnung der minimalen Schmierfilmdicke ist die Reynolds'sche Differentialgleichung:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho \cdot h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\rho \cdot h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \left[ \dot{x}_{\text{Kolben}} \cdot \frac{\partial(\rho \cdot h)}{\partial x} + 2 \cdot \frac{\partial(\rho \cdot h)}{\partial t} \right] \quad (3.3.2-1)$$

$h$  Schmierfilmdicke [m]

$\rho$  Dichte [ $\text{kg/m}^3$ ].

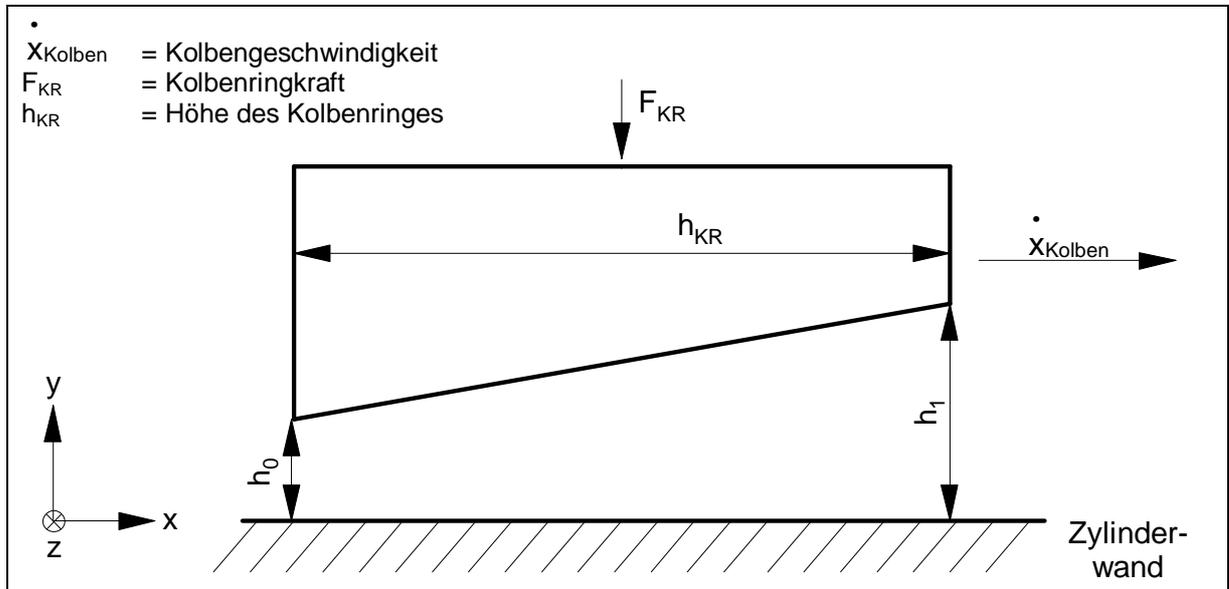
Für die Berechnung der minimalen Schmierfilmdicke werden folgende Vereinfachungen vorgenommen:

- die Kompressibilität des Schmiermittels wird vernachlässigt
- das Fluid ist ein Newton'sches Fluid
- die Strömung ist laminar
- die Schmierfilthöhe ist keine Funktion der Zeit
- die Trägheitskräfte infolge Beschleunigung sind im Vergleich zu den Scherkräften vernachlässigbar
- der Schmierzustand ist zweidimensional
- die Viskosität bleibt konstant
- der Druck im Schmierfilm ist eindimensional.

Für einen unendlich breiten Gleitschuh entsprechend **Bild 3.3.2-1** ergibt sich:

$$\bar{p}_{KR} = \frac{6 \cdot \eta \cdot \dot{x}_{\text{Kolben}} \cdot h_{KR}}{h_0^2} \cdot G_2 \quad (3.3.2-2)$$

$G_2$  Koeffizient [-].



**Bild 3.3.2-1:** Vereinfachte zweidimensionale Darstellung eines Gleitschuhs nach Lang/Steinhilper [TR31]

Für die minimale Schmierfilmdicke gilt nach Gleichung (3.3.2-2):

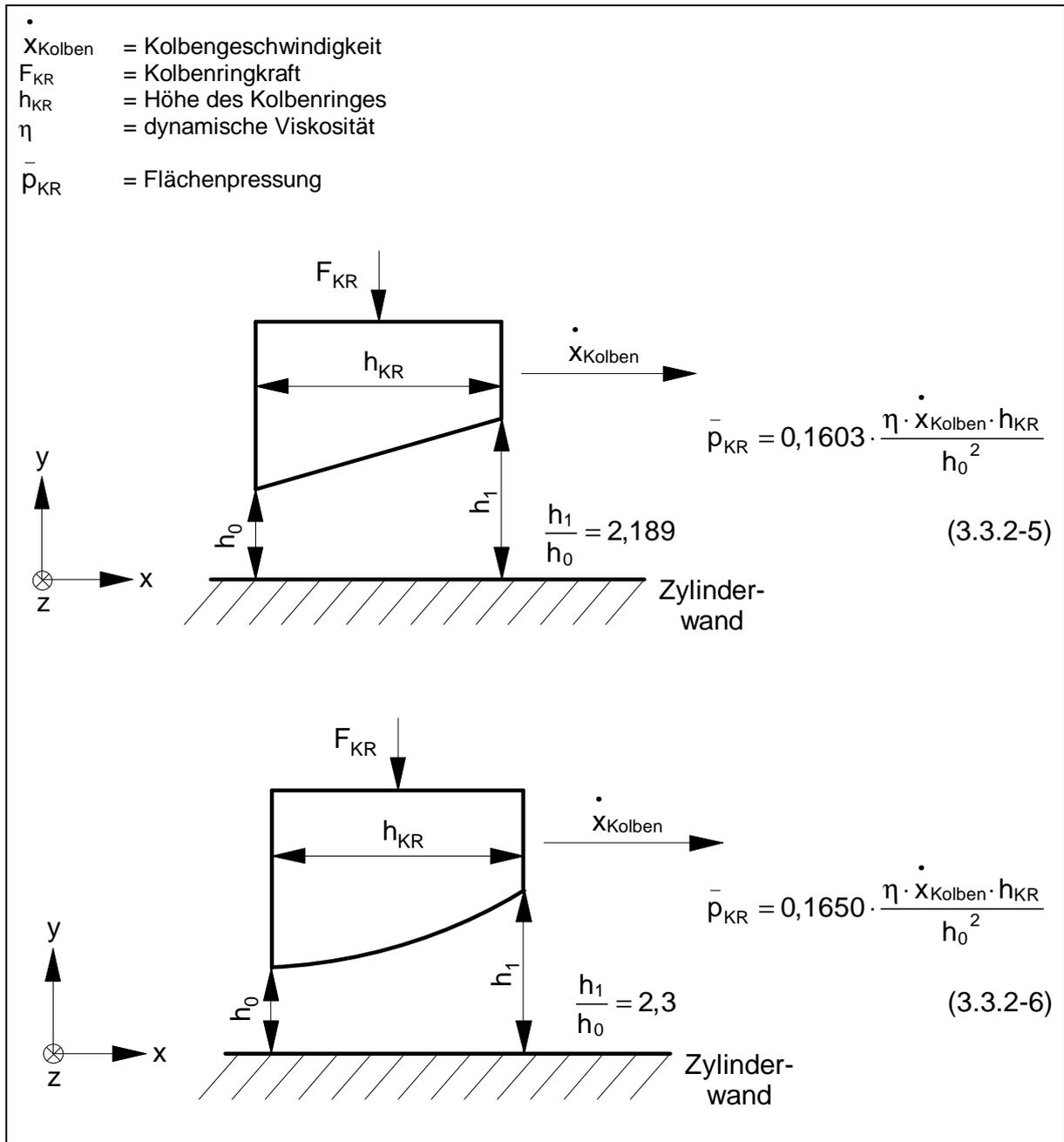
$$h_0 = \sqrt{\frac{6 \cdot \eta \cdot \dot{x}_{\text{Kolben}} \cdot h_{KR}}{\bar{p}_{KR}} \cdot G_2} \quad (3.3.2-3)$$

Hierbei kann der Koeffizient  $G_2$  bei einer kippbeweglichen Anordnung mit  $G_2 = 0,025$  als konstant angesehen werden. Mit  $\bar{p}_{KR}$  entsprechend Gleichung (3.3.1-6) lässt sich folgende Proportionalität aufstellen:

$$h_0 \sim \sqrt{\frac{1}{F_{KR}}} \sim \left(\frac{1}{F_{KR}}\right)^{0,5} \quad (3.3.2-4)$$

Lang/Steinhilper [TR31] ermitteln zudem für verschiedene Gleitschuharten die maximale Flächenpressung. Exemplarisch sei hier auf die Arten "ebene, geneigte Gleit-

schuhfläche“ und “Exponentialverlauf der Gleitschuhfläche“ eingegangen. Diese Formen entsprechen einem Minuten- bzw. einem Rechteckring.



**Bild 3.3.2-2:** Flächenpressung bei verschiedenen Gleitschuharten nach Lang/Steinilper [TR31]

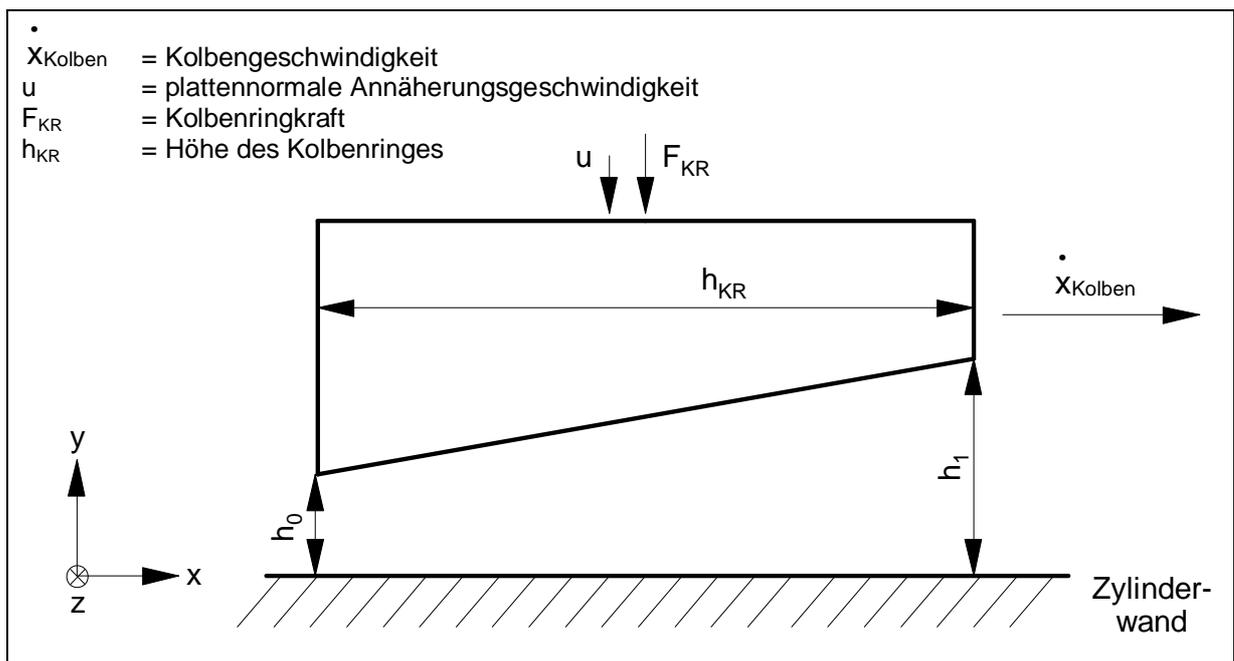
Es zeigt sich, dass bei unterschiedlichen Geometrien zwar die Größe der Tragkraft unterschiedlich ist, die Abhängigkeiten der Einflussgrößen aber bei beiden Gleitschuharten in Bild 3.3.2-2 konstant sind. Auf diese Weise bleibt bei einem Vergleich von zwei gleichen Kolbenringen die Gültigkeit der Proportionalität (3.3.2-4) erhalten.

### 3.3.3 Ansatz nach Böswirth [TR47]

Ebenso wie Fuller [TR49] und Lang/Steinhilper [TR31] wird die Reynolds'sche Differentialgleichung als Basis der Betrachtungen verwendet. Als Randbedingungen gelten folgende Annahmen:

- das Fluid ist inkompressibel
- die Strömung ist laminar
- das Fluid ist ein Newton'sches Fluid
- der Druck ist über die Dicke des Spaltes konstant
- der Spalt ist flach – also eine geringe Neigung bei Keilspalten
- der Gleitschuh ist unendlich breit
- das Verhältnis  $h_0/\text{Krümmungsradius des Kolbenringes}$  ist  $\ll 1$ .

**Bild 3.3.3-1** zeigt den bei Böswirth [TR47] definierten Gleitschuh.



**Bild 3.3.3-1:** Vereinfachte zweidimensionale Darstellung eines Gleitschuhs nach Böswirth [TR47]

Für den Fall, dass die angegebene plattennormale Annäherungsgeschwindigkeit  $u = 0$  und der Gleitschuh unendlich breit ist, wird folgende Lösung angegeben:

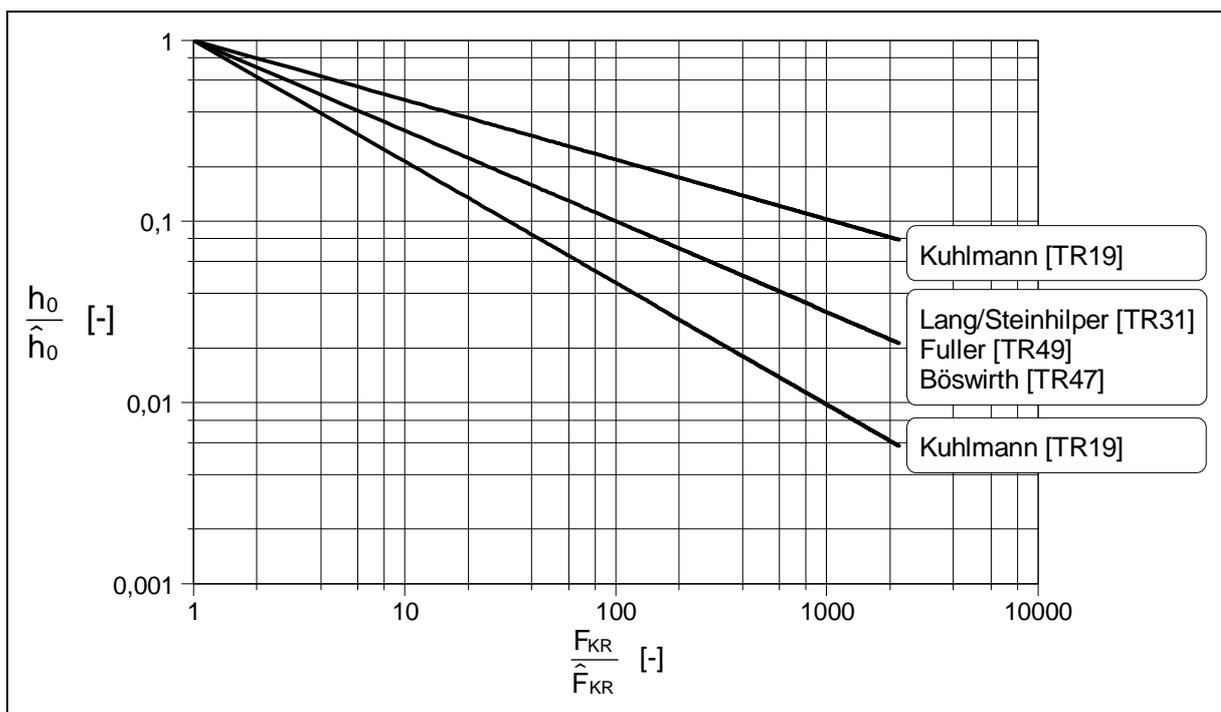
$$F_{\text{KR}} = \frac{6 \cdot \eta \cdot h_{\text{KR}}^2 \cdot d_{\text{KR}}}{h_0^2} \cdot \dot{x}_{\text{Kolben}} \cdot G_2 \quad (3.3.3-1)$$

Wird der Koeffizient  $G_2$  wie im Kapitel 3.3.2 als konstant angesehen, lässt sich aus Gleichung (3.3.3-1) folgende Proportionalität ableiten:

$$h_0 \sim \sqrt{\frac{1}{F_{KR}}} \sim \left(\frac{1}{F_{KR}}\right)^{0,5} . \quad (3.3.3-2)$$

### 3.3.4 Bewertung der einzelnen Ansätze

In **Bild 3.3.4-1** ist die Abhängigkeit zwischen der minimalen Schmierfilmdicke  $h_0$  und der Kolbenringkraft  $F_{KR}$  entsprechend den Ansätzen von Kuhlmann [TR19], Lang/Steinhilper [TR31], Fuller [TR49] und Böswirth [TR47] in doppelt-logarithmischer Darstellung beschrieben.



**Bild 3.3.4-1:** Abhängigkeit der minimalen Schmierfilmdicke von der Kolbenringkraft bei verschiedenen Ansätzen

Generell zeigt sich, dass mit zunehmender Kolbenringkraft  $F_{KR}$  die Schmierfilmdicke  $h_0$  abnimmt. Die unterschiedliche Steigung der Geraden in Bild 3.3.4-1 ist auf die unterschiedlichen Exponenten in den einzelnen Ansätzen zurückzuführen. Der Bereich wird durch die Arbeit von Kuhlmann [TR19] eingegrenzt. In Abhängigkeit von der Entfernung des Ringes von der Wand werden folgende Exponenten angegeben:

|                              |      |
|------------------------------|------|
| $\frac{\Delta h}{h_0} \ll 1$ | 1/3  |
| $\frac{\Delta h}{h_0} \gg 1$ | 2/3. |

Die Lösungen von Lang/Steinhilper [TR31], Böswirth [TR47] und Fuller [TR49] liegen mit dem Exponenten von 0,5 im Mittelfeld des eingegrenzten Bereiches. Es gilt:

$$h_0 \sim \left( \frac{1}{F_{KR}} \right)^{0,5} . \quad (3.3.4-1)$$

Diese Abhängigkeit wurde über eine Reynolds'sche Differenzialgleichung für Gleit-  
schuh mit Spitzkeil abgeleitet. Für geometrisch ähnliche Kolbenringe ist damit eine  
Übertragbarkeit der Ergebnisse gegeben.

### 3.4 Einfluss der minimalen Schmierfilmdicke auf den Reibmittel- druck

Mit Hilfe der in Kapitel 3.3.4 aufgeführten Abhängigkeit soll nachfolgend der Einfluss  
der minimalen Schmierfilmdicke auf den Reibmitteldruck aufgezeigt werden. Die Ab-  
hängigkeiten zur Ermittlung der Reibkraft  $F_{Reib}$  lassen sich nach Kuhlmann [TR19]  
durch folgende Proportionalität angeben:

$$F_{Reib} \sim d_{KR} \cdot h_{KR} \cdot \eta \cdot \frac{\dot{x}_{Kolben}}{h_0} . \quad (3.4-1)$$

Werden die dynamische Viskosität, die Kolbengeschwindigkeit und die Höhe bzw.  
der Durchmesser des Kolbenringes als konstant angesehen, vereinfacht sich die Ab-  
hängigkeit der Reibkraft von der minimalen Schmierfilmdicke zu

$$F_{Reib, h_0} \sim \frac{1}{h_0} \quad (3.4-2)$$

und mit der Proportionalität (3.3.4-1) zu

$$F_{\text{Reib}, h_0} \sim F_{\text{KR}}^{0,5}. \quad (3.4-3)$$

Da sich der Reibmitteldruck nach Kessen [TR01] mit

$$p_{\text{mr}, h_0} = \frac{1}{V_h} \cdot \oint F_{\text{Reib}, h_0} \cdot ds \quad (3.4-4)$$

berechnen lässt, kann auch

$$p_{\text{mr}, h_0} \sim F_{\text{KR}}^{0,5} \quad (3.4-5)$$

bzw.

$$p_{\text{mr}, h_0} \sim \frac{1}{h_0} \quad (3.4-6)$$

geschrieben werden. Mit dieser Proportionalität ist es möglich, den Einfluss der minimalen Schmierfilmdicke auf den Reibmitteldruck zu beschreiben.

### **3.5 Einfluss der Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität auf den Reibmitteldruck**

In Kapitel 2.2 wurde auf experimentelle Ergebnisse von Schwarzmeier [TR04] und Krause/Todsén [TR32] eingegangen, die den Einfluss der Zylinderwandtemperatur auf den Reibmitteldruck aufzeigen. Da die Zylinderwandtemperatur als Ersatzgröße für die Temperatur des Schmierfilmes herangezogen werden kann, ist mit den Erkenntnissen von Schwarzmeier [TR04] und Krause/Todsén [TR32] auch indirekt der Einfluss der Schmierfilmtemperatur auf die dynamische Viskosität beschrieben.

Neben der Temperatur hat aber auch die auf den Schmierfilm wirkende Kraft einen Einfluss auf die dynamische Viskosität. Dieser Einfluss kann mit der bei Bartel [TR05]

und Fassbender [TR21] angegebenen Gleichung nach Barus [U08] berechnet werden. Die Gleichung lautet:

$$\eta_p = \eta_0 \cdot e^{\alpha_p \cdot p} \quad (3.5-1)$$

|            |   |
|------------|---|
| $\eta_p$   | dynamische Viskosität des Schmiermittels in Abhängigkeit des Druckes [Pa·s] |
| $\eta_0$   | dynamische Viskosität des Schmiermittels bei Umgebungsdruck [Pa·s]          |
| $\alpha_p$ | Viskositätsdruckkoeffizient [1/bar]   |
| $p$        | Druck [bar].  |

In dieser Gleichung ist  $\eta_0$  eine Funktion der Temperatur. Die dynamische Viskosität  $\eta_p$  ist damit abhängig von Druck und Temperatur. Da der Einfluss der Temperatur auf die dynamische Viskosität bereits indirekt in Kapitel 2.2 aufgezeigt wurde, wird dieser Einfluss in diesem Kapitel nicht mehr berücksichtigt. Demnach kann davon ausgegangen werden, dass  $\eta_0$  konstant ist. Es gilt:

$$\eta_p \sim e^{\alpha_p \cdot p}. \quad (3.5-2)$$

Hierbei ist nach Bartel [TR05] der Viskositätsdruckkoeffizient  $\alpha_p$  sowohl von der Temperatur als auch von der Druckänderungsgeschwindigkeit und der Molekülstruktur abhängig. Bis zu einem Druck von 200 N/mm<sup>2</sup> kann nach Bartel [TR05] der Einfluss der Druckänderungsgeschwindigkeit vernachlässigt werden.

Der Einfluss der Viskosität auf die Reibkraft kann mit der bei Kuhlmann [TR19] angegebenen Proportionalität

$$F_{\text{Reib}} \sim d_{\text{KR}} \cdot h_{\text{KR}} \cdot \eta \cdot \frac{\dot{x}_{\text{Kolben}}}{h_0} \quad (3.4-1)$$

beschrieben werden. Es gilt damit:

$$F_{\text{Reib}, \eta_p} \sim \eta \sim \eta_p \sim e^{\alpha_p \cdot p}. \quad (3.5-3)$$

Anhand dieser Proportionalität wird deutlich, dass durch einen Anstieg des auf den Schmierfilm wirkenden Druckes auch die dynamische Viskosität zunimmt. Wird die Proportionalität (3.5-3) in Gleichung (3.4-4) eingesetzt, ergibt sich folgende Abhängigkeit:

$$\rho_{mr, \eta_p} \sim F_{Reib, \eta_p} \sim \eta \sim \eta_p \sim e^{\alpha_p \cdot p}. \quad (3.5-4)$$

Mit dieser Proportionalität ist es nun möglich, den Einfluss der Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität des Schmiermittels auf die Reibkraft zu berechnen.

## 4. Lösungsweg

Die gewonnenen Erkenntnisse aus Kapitel 2 und 3 lassen erkennen, dass

- eine ausführliche Analyse des Einflusses des Zylinderdruckverlaufes auf den Reibmitteldruck an BDE-Motoren im Schichtladebetrieb und
- ein Modellansatz zur Bestimmung des Reibmitteldruckes für BDE-Motoren im Schichtladebetrieb

für eine Anwendung im Rahmen dieser Arbeit nicht zur Verfügung stehen.

Ziel ist es deshalb, den Einfluss des Zylinderdruckverlaufes auf den Reibmitteldruck eines BDE-Motors im Schichtladebetrieb zu analysieren. Aus diesem Grund wird ein als Basismotor bezeichneter 1,4 l-55 kW-VW-Benzinmotor mit äußerer Gemischbildung modifiziert, um ein strahlgeführtes Brennverfahren darzustellen. Durch die Realisierung dieses Brennverfahrens stehen für die Wahl des Einspritzzeitpunktes mehr Freiheitsgrade zur Verfügung, da weder eine Abhängigkeit von der Position des Kolbenbodens (wandgeführtes Brennverfahren) noch eine Abhängigkeit von zyklischen Schwankungen der Zylinder-Innenströmung (luftgeführtes Brennverfahren) vorhanden sind.

Als Gemischbildner wird für den modifizierten Basismotor, der nachfolgend als Versuchsmotor bezeichnet wird, ein luftunterstütztes Einspritzsystem verwendet. Dieses hat nach Emerson et. al. [O12] den Vorteil, dass Tropfen mit einem Sauterdurchmesser von 2,7  $\mu\text{m}$  erreicht werden können. Im Vergleich dazu kann nach Ortmann et. al. [S20] bei Single-Fluid-Einspritzsystemen mit einem Einspritzdruck von 100 bar lediglich ein Sauterdurchmesser von 15  $\mu\text{m}$  realisiert werden. Damit liegt der entscheidende Vorteil der luftunterstützten Benzin-Direkteinspritzung bei einer durch die feine Zerstäubung des Sprays hervorgerufenen Oberflächenvergrößerung des Kraftstoffes und der daraus resultierenden schnellen Verdampfung und Gemischbildung. Damit kann der bei Krebs/Theobald [D28] beschriebene Einfluss einer zu Beginn der Verbrennung schnelleren Energieumsetzung auf den Zylinderdruckverlauf und damit auf die Erhöhung der Triebwerkskräfte von BDE-Motoren im Vergleich zu Benzinmotoren mit äußerer Gemischbildung am besten dargestellt werden.

Zuerst sollen die Auswirkungen der unterschiedlichen Zylinderdruckverläufe beim Versuchs- und beim Basismotor auf die Triebwerkskräfte durch einen direkten Vergleich beider Verfahren aufgezeigt werden. Hierfür werden die Reibmitteldrücke des Versuchs- und des Basismotors miteinander verglichen und beide Werte unter Anwendung des bei Fischer [TR10] beschriebenen Abschaltversuches in den Schlepp- und in den Lastanteil aufgeteilt. Eine Verlustanalyse der Nebenaggregate ermöglicht schließlich eine rein motorspezifische Betrachtung, so dass nachfolgend mittels einer theoretischen Analyse der Einfluss der unterschiedlichen Zylinderdruckverläufe auf die Belastung der Kolben/Zylinderlaufflächen-Reibpaarung und damit auf die Reibmitteldrücke aufgezeigt werden kann.

Eine anschließende gezielte Veränderung des Zylinderdruckverlaufes ermöglicht es, den Einfluss des Zylinderdruckverlaufes auf den Reibmitteldruck genauer zu beschreiben. Als Variationsgrößen werden das globale Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  und der Zündzeitpunkt ausgewählt. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse dienen als Basis für die Modellbildung. Hierfür werden die von Schwarzmeier [TR04] und Fischer [TR10] aufgeführten Modelle auf ihre Gültigkeit und Anwendbarkeit für den Versuchsmotor hin analysiert. Bei unzureichender Genauigkeit erfolgt eine geeignete Anpassung. Eine anschließende Validierung sowohl am Versuchsmotor als auch an zwei weiteren BDE-Motoren wird zur Bestätigung des Modellansatzes vorgenommen.

## 5. Versuchsaufbau

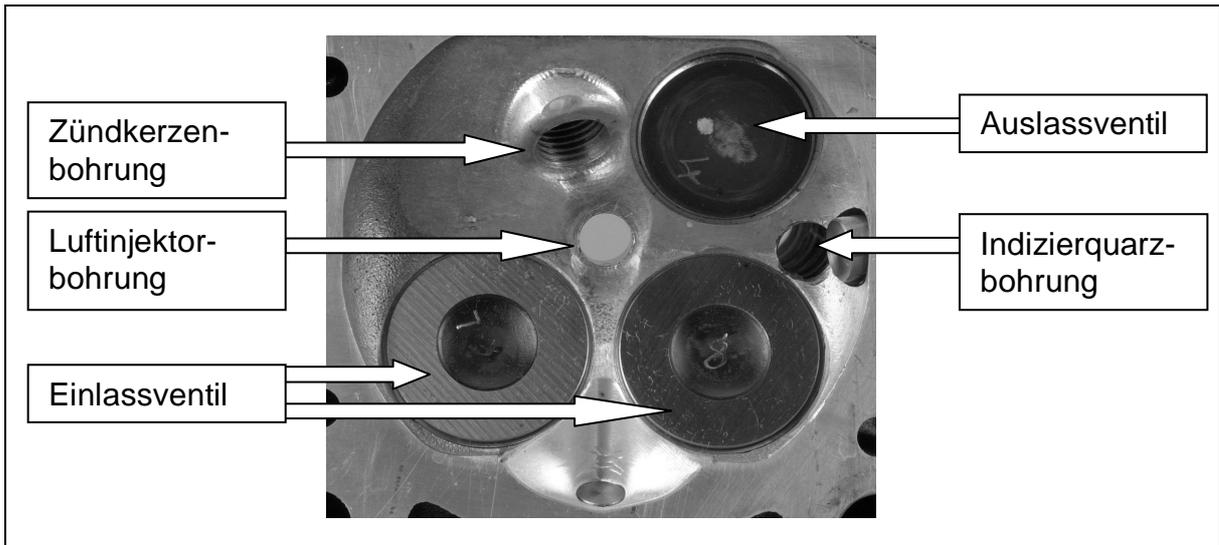
Der Versuchsmotor unterscheidet sich vom Basismotor im Wesentlichen in der Kraftstoffeinbringung und der Brennraumgestaltung. Es werden die wichtigsten Veränderungen beim Versuchsmotor im Vergleich zum Basismotor aufgezeigt, und die Prüfstands Umgebung wird beschrieben.

### 5.1 Versuchsmotor

Bei dem Versuchsmotor handelt es sich um einen modifizierten 1,4 l-55 kW-Benzinmotor mit einem luftunterstützten Einspritzsystem. Dieses setzt sich aus einem Luftkompressor, zwei in Reihe geschalteten Kraftstoffpumpen, einem Railsystem und dem pro Zylinder notwendigen Kraftstoff- und Luftinjektor zusammen.

Das Railsystem ist zentral auf der Nockenwellenhaube befestigt. Von dem Railsystem werden der Kraftstoff- und der Luftinjektor jeweils mit dem Kraftstoff bzw. der Stützluft versorgt. Den notwendigen Kraftstoffdruck erzeugen zwei in Reihe geschaltete Kraftstoffpumpen. Die Stützluft wird mittels eines Luftkompressors verdichtet und dem Luftinjektor zur Verfügung gestellt. Die Anordnung der Injektoren ist so gewählt, dass der Kraftstoff- und der Luftinjektor eine Einheit bilden, bei der sich der Kraftstoffinjektor oberhalb des Luftinjektors befindet. Durch diesen Aufbau ist gewährleistet, dass der Kraftstoff durch den Kraftstoffinjektor in den Luftinjektor eingespritzt wird. Die eigentliche Einspritzung des Kraftstoffes und der Stützluft in den Brennraum erfolgt über den Luftinjektor.

Für die Realisierung eines strahlgeführten Brennverfahrens ist der Luftinjektor zentral im Brennraumdach angeordnet. Um bei der Positionierung der Zündkerze zum Luftinjektor einen zusätzlichen Freiheitsgrad zu erhalten, wird auf eines der beiden Auslassventile verzichtet und die Zündkerze seitlich neben dem Auslassventil nahe dem Luftinjektor angeordnet (**Bild 5.1-1**).



**Bild 5.1-1:** Brennraumgestaltung des Zylinderkopfes

**Tabelle 5.1-1** fasst weitere technische Daten des Versuchsmotors zusammen.

|                                 | Formelzeichen | Einheit         | Versuchsmotor                     |
|---------------------------------|---------------|-----------------|-----------------------------------|
| Motortyp                        |               |                 | VW EA111 - BDE                    |
| Bauart                          |               |                 | 4-Zylinder-Reihe, 12 Ventile      |
| Ventiltrieb                     |               |                 | DOHC, Rollenschlepphebel          |
| Einlassventil-Durchmesser       |               | mm              | 29,5                              |
| Auslassventil-Durchmesser       |               | mm              | 26,0                              |
| Durchmesser der Zylinderbohrung | d             | mm              | 76,5                              |
| Kolbenhub                       | s             | mm              | 75,6                              |
| Hubvolumen eines Zylinders      | $V_h$         | cm <sup>3</sup> | 347,5                             |
| Hub-Bohrungs-Verhältnis         |               | -               | 0,988                             |
| Pleuelstangenlänge              | l             | mm              | 144                               |
| Zylinderabstand                 |               | mm              | 82                                |
| Einspritzsystem                 |               |                 | Common-Rail                       |
| Gemischbildner                  |               |                 | luftunterstütztes Einspritzsystem |

**Tabelle 5.1-1:** Technische Daten des Versuchsmotors

Für die Realisierung des strahlgeführten Brennverfahrens ist eine Anpassung der Kolbenmulde erforderlich. Hierfür werden CFD-Berechnungen (Computational Fluid Dynamics) herangezogen. Sie zeigen, dass bei einer Topfmulde die Kraftstoffschichtung stabil in der Mitte des Brennraumes verbleibt. Dadurch wird sichergestellt, dass sich zum Zündzeitpunkt im Bereich der Zündkerze ein zündfähiges Gemisch befindet. Durch das Zusammenspiel von Topfmulde und der Lage von Zündkerze und Luftinjektor zueinander ist die Realisierung einer Tumble- oder Drallströmung im Zylinder nicht erforderlich, so dass als Ladungsbewegung nur eine ausgeprägte Quetschströmung benötigt wird.

Der stirnseitig angeordnete Haupttrieb des Basismotors wird überarbeitet, damit neben der Kühlmittel- und der Ölpumpe auch der Luftkompressor vom Motor angetrieben werden kann.

Obwohl bei BDE-Motoren der ungedrosselte Betrieb angestrebt wird, kann auf die Drosselklappe nicht verzichtet werden, da über diese die Abgasrückführung gesteuert wird.

Die Ventilhubverläufe des Basismotors werden für den Versuchsmotor übernommen. Hierbei hat die Einlassnockenwelle einen stufenlosen Verstellbereich von 40 °KW in Richtung "früh", ausgehend von der Grundstellung.

## 5.2 Messtechnik am Motorprüfstand

Der Versuchsmotor ist auf einem konventionellen Motorprüfstand aufgebaut. Die Steuerung des Motors erfolgt über die Prüfstandssteuerung Puma 5.5.1 der Firma AVL. Mit einem Messwerte-Erfassungssystem können Drehzahl, Drehmoment, Temperatur, Druck, Verbrauch, CO<sub>2</sub>-Gehalt im Saugrohr, Abgastrübung und Abgasemissionen aufgezeichnet werden.

Die Temperaturen und Drücke von Öl, Kühlmittel, Kraftstoff, Stützluft und Abgas dienen zur Kontrolle des Motorbetriebes. Mit Hilfe der Abgastemperaturen vor und nach dem Katalysator wird die Exothermie und damit die Funktion des Katalysators überwacht.

Für die Bestimmung des Kraftstoffverbrauches steht eine Kraftstoffwaage vom Typ 733s der Firma AVL zur Verfügung.

Durch die Verwendung eines Ultramat 13P der Firma Siemens kann am Versuchsmotor der CO<sub>2</sub>-Gehalt im Saugrohr ermittelt werden. Mit dieser Größe ist es möglich, die Abgasrückführrate (AGR-Rate) zu berechnen.

Die Abgastrübung wird mit einem Opacimeter der Firma AVL bestimmt.

Die mit dem Puma-System verbundene Abgasanalyse EXSA 1500 der Firma Horiba ermöglicht die Erfassung der Abgaskomponenten CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, HC und NO<sub>x</sub>. Mit den aus der Sammelleitung vor dem Katalysator entnommenen Rohemissionen wird nach Brettschneider [A13] das globale Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  berechnet.

Für die statistische Absicherung werden durch das Messwert-Erfassungssystem alle Messwerte mit einer Abtastrate von 10 Hz über einen Zeitraum von 30 s aufgezeichnet und anschließend gemittelt.

Neben den Standardmessungen wird am Prüfstand eine Zylinderdruckindizierung durchgeführt. Die für die Messkette notwendigen Komponenten sind in **Tabelle 5.2-1** aufgeführt.

|                   |                                  |
|-------------------|----------------------------------|
| Druckaufnehmer    | Typ 6061B gekühlt; Firma Kistler |
| Ladungsverstärker | Typ 5011; Firma Kistler          |
| Winkelmarkengeber | Typ 364-CO1; Firma AVL           |
| Datenerfassung    | FEVIS-System 3.4; Firma FEV      |
| Kühlaggregat      | Typ 2621C; Firma Kistler         |

**Tabelle 5.2-1:** Die am Motorprüfstand vorhandenen Komponenten für die Zylinderdruckindizierung

Für die Untersuchungen wird an jedem Zylinder der Zylinderdruck Kurbelwinkel aufgelöst gemessen. Durch eine thermodynamische Analyse des Zylinderdruckes können Aussagen über den Energieumsatz, die Entflammungsphase, die indizierte Arbeit und die Temperaturverläufe getroffen werden. Da der Zylinderdruck einer Streuung unterliegt, werden die Zylinderdruckindizierung und die thermodynamische Analyse für 50 aufeinander folgende Arbeitsspiele pro Zylinder durchgeführt und anschließend alle ermittelten Größen statistisch betrachtet. Bewertet werden der jeweilige Mittelwert aus 200 Arbeitsspielen, die Standardabweichung und das Streuband. Alle am Prüfstand ermittelten Größen sind in **Bild 5.2-1** aufgeführt.

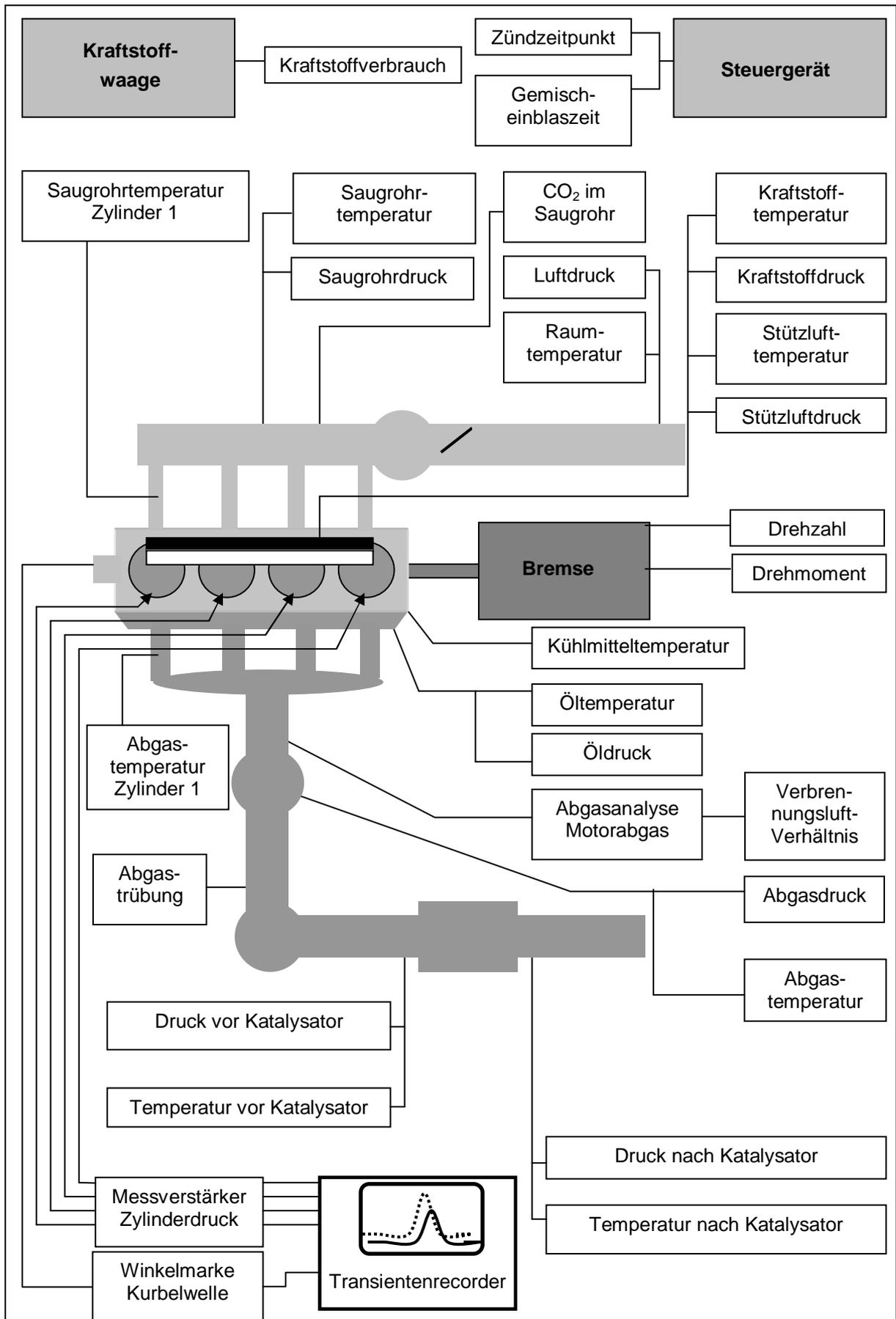


Bild 5.2-1: Messtechnik am Motorprüfstand

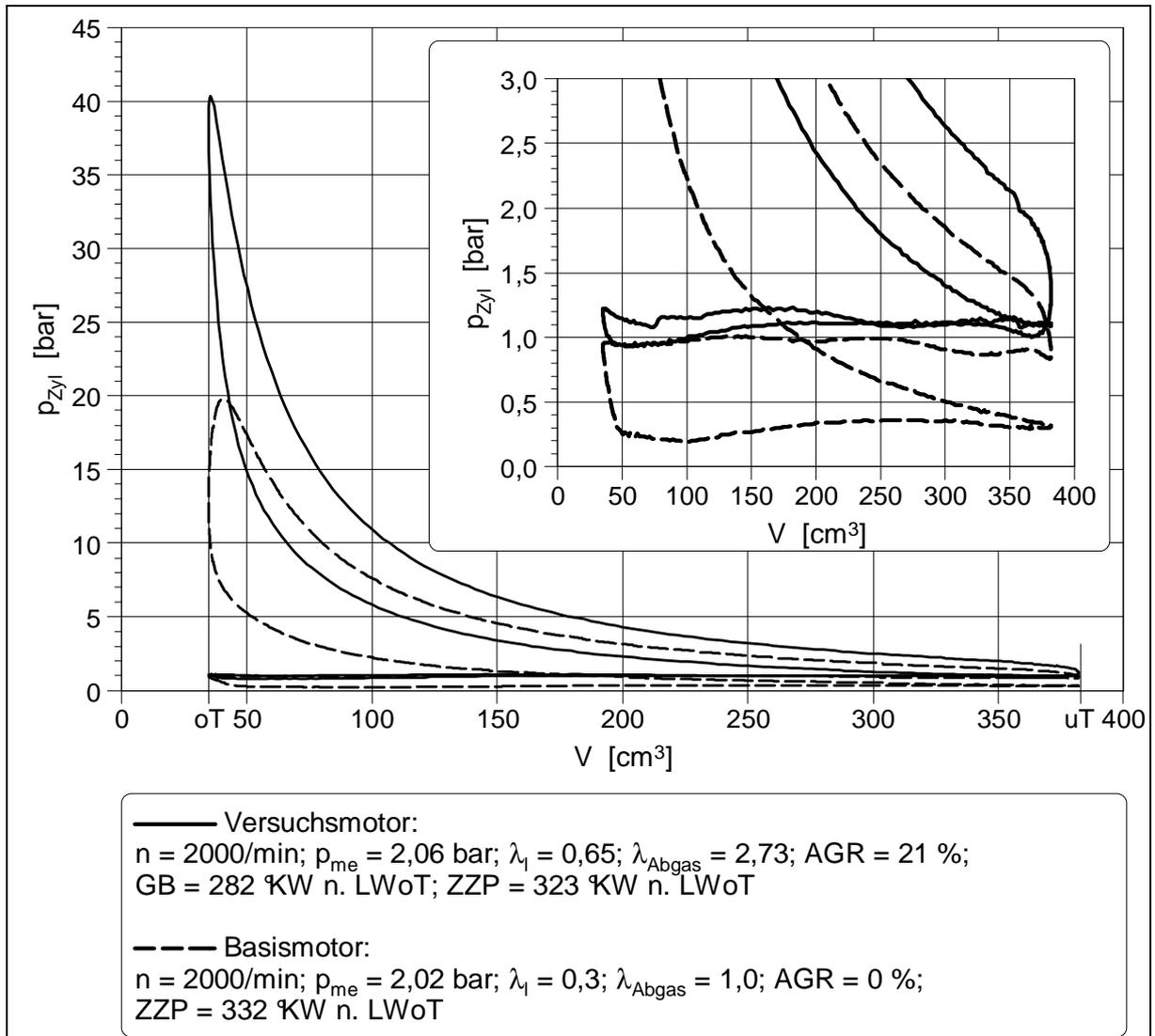
## 6. Einfluss des Brennverfahrens auf den Reibmitteldruck

Es wird der vorhandene höhere Reibmitteldruck bei BDE-Motoren im Vergleich zu Benzinmotoren mit äußerer Gemischbildung betrachtet. Um aufzuzeigen, dass dieser höhere Reibmitteldruck auch für ein strahlgeführtes, luftunterstütztes Brennverfahren gilt, wird für einen ausgewählten Teillast-Kennfeldpunkt im Schichtladebetrieb mit  $n = 2000/\text{min}$  und  $p_{me} = 2 \text{ bar}$  der Einfluss des Brennverfahrens auf den Reibmitteldruck analysiert. Zum Vergleich wird der Basismotor mit identischen Eckdaten (s. Kapitel 5) herangezogen. Die Motor- und Einstelldaten sind in **Tabelle 6-1** aufgeführt. Die Einstellungen von Einlassnockenwellenposition, AGR-Rate, Gemischeinblas-Beginn, Gemischeinblas-Ende und Zündzeitpunkt erfolgen verbrauchs-optimal.

|                                      | Formelzeichen     | Einheit       | Basismotor | Versuchsmotor |
|--------------------------------------|-------------------|---------------|------------|---------------|
| Stützluftdruck                       | $p_{Stl}$         | bar           |            | 7,5           |
| Hubvolumen eines Zylinders           | $V_h$             | $\text{cm}^3$ | 347,5      | 347,5         |
| Einlassventil öffnet                 | Eö                | °KW n. LWoT   | 697        | 677           |
| Einlassventil schließt               | Es                | °KW n. LWoT   | 275        | 255           |
| Abgasrückführrate                    | AGR               | %             | 0          | 21            |
| Luftliefergrad                       | $\lambda_l$       | -             | 0,3        | 0,65          |
| Gemischeinblas-Beginn                | GB                | °KW n. LWoT   |            | 282           |
| globales Verbrennungsluft-Verhältnis | $\lambda_{Abgas}$ | -             | 1          | 2,73          |
| Zündzeitpunkt                        | ZZP               | °KW n. LWoT   | 332        | 323           |
| Auslassventil öffnet                 | Aö                | °KW n. LWoT   | 477        | 477           |
| Auslassventil schließt               | As                | °KW n. LWoT   | 35         | 35            |

**Tabelle 6-1:** Relevante Motor- und Einstelldaten des Basis- und des Versuchsmotors für den Betriebspunkt  $n = 2000/\text{min}$  und  $p_{me} = 2 \text{ bar}$

Die gemittelten Zylinderdruckverläufe für den in Tabelle 6-1 aufgeführten Kennfeldpunkt sind in **Bild 6-1** dargestellt.



**Bild 6-1:** Zylinderdruckverläufe des Basis- und des Versuchsmotors für den Betriebspunkt  $n = 2000/\text{min}$  und  $p_{me} = 2 \text{ bar}$

Es zeigt sich, dass der Versuchsmotor gegenüber dem Basismotor einen deutlich steileren Druckanstieg, einen doppelt so hohen maximalen Zylinderdruck und eine Verschiebung der Lage des maximalen Zylinderdruckes in Richtung "früh" aufweist. Damit besitzt der Zylinderdruckverlauf des strahlgeführten, luftunterstützten Brennverfahrens gleiche charakteristische Merkmale wie der Zylinderdruckverlauf des bei Krebs/Theobald [D28] beschriebenen BDE-Brennverfahrens. Demzufolge müssen sich auch beim Versuchsmotor höhere Triebwerkskräfte und damit ein höherer Reibmitteldruck einstellen als beim Basismotor. Für den Reibmitteldruck  $p_{mr}$  gilt nach Heywood [B07]:

$$p_{mr} = p_{mi} - p_{me} \quad (6-1)$$

$p_{mi}$  indizierter Mitteldruck [bar]

$p_{me}$  effektiver Mitteldruck [bar].

Im Vergleich zum Basismotor wurde beim Versuchsmotor ein um  $\Delta p_{mi} = 0,54$  bar höherer indizierter Mitteldruck ermittelt. Da beim Basismotor ein um 0,04 bar geringerer effektiver Mitteldruck  $p_{me}$  gemessen wurde als beim Versuchsmotor, ergibt sich laut Gleichung (6-1) während des befeuerten Motorbetriebes für den Versuchsmotor ein um 0,5 bar höherer Reibmitteldruck  $\Delta p_{mr, befeuert}$  als beim Basismotor.

Um die Ursache für den höheren Reibmitteldruck am Versuchsmotor zu ermitteln, sollen anschließend der Basis- und der Versuchsmotor tribologisch analysiert und miteinander verglichen werden.

## 6.1 Einflussgrößen auf den Reibmitteldruck

Es wird die aufgezeigte Differenz der Reibmitteldrücke  $\Delta p_{mr, befeuert}$  zwischen Basismotor im Homogen- und Versuchsmotor im Schichtladebetrieb beim Teillast-Kennfeldpunkt  $n = 2000/\text{min}$  und  $p_{me} = 2$  bar zur Quantifizierung der Ursachen analysiert. In **Tabelle 6.1-1** sind alle wichtigen Daten der Kolbenbaugruppe für den Basis- und den Versuchsmotor gegenübergestellt.

|                                      | Formelzeichen  | Einheit | Basismotor | Versuchsmotor |
|--------------------------------------|----------------|---------|------------|---------------|
| Durchmesser der Zylinderbohrung      | d              | mm      | 76,5       | 76,5          |
| Kolbenhub                            | s              | mm      | 75,6       | 75,6          |
| Verdichtungsverhältnis               | $\varepsilon$  | –       | 10,5       | 11,0          |
| Kolbenbolzen-Desachsierung           | k              | mm      | 0,5        | 0,5           |
| Pleuelstangenlänge                   | l              | mm      | 144        | 144           |
| Pleuelstangenverhältnis              | $\lambda_{PI}$ | –       | 0,2625     | 0,2625        |
| oszillierende Masse der Pleuelstange | $m_{osz, PI}$  | g       | 147        | 147           |
| Masse des Kolbens                    | $m_{Kolben}$   | g       | 236        | 314           |
| Masse des Kolbenbolzens              | $m_{Kb}$       | g       | 61         | 69            |
| Masse eines Sicherungsringes         | $m_{Sr}$       | g       | 1          | 1             |
| Höhe des Rechteckringes              | $h_{Rr}$       | mm      | 1,2        | 1,2           |
| Tangentialkraft des Rechteckringes   | $F_{t, Rr}$    | N       | 7,75       | 9,55          |
| Masse des Rechteckringes             | $m_{Rr}$       | g       | 6          | 6             |
| Höhe des Minutenringes               | $h_{Mr}$       | mm      | 1,5        | 1,5           |
| Tangentialkraft des Minutenringes    | $F_{t, Mr}$    | N       | 8,4        | 9,45          |
| Masse des Minutenringes              | $m_{Mr}$       | g       | 7          | 8             |
| Höhe des Ölabstreifringes            | $h_{Ör}$       | mm      | 2,5        | 2,5           |
| Tangentialkraft des Ölabstreifringes | $F_{t, Ör}$    | N       | 30,75      | 31,75         |
| Masse des Ölabstreifringes           | $m_{Ör}$       | g       | 7          | 5             |

**Tabelle 6.1-1:** Daten der Kolbenbaugruppe des Basis- und des Versuchsmotors

Die angegebenen Tangentialkräfte der Rechteck-, Minuten- und Ölabstreifringe stellen den jeweiligen Mittelwert der Toleranzbereiche dar.

Beim Kolben des Basismotors wird zur Reduzierung der Kolbenmasse die Unterseite des Kolbenbodens nachbearbeitet. Bei dem Versuchsmotor ist dies aus Festigkeitsgründen nicht möglich, so dass die Kolben des Versuchsmotors jeweils um 78 g schwerer sind.

Um die Einflüsse auf das Motorreibungsverhalten zu lokalisieren, wird eine getrennte Betrachtung des geschleppten und des befeuerten Motorbetriebes durchgeführt. Entsprechend dem bei Fischer [TR10] beschriebenen Abschaltversuch setzt sich der im befeuerten Betrieb ermittelte Reibmitteldruck  $p_{mr, befeuert}$  aus dem im Schleppbetrieb ermittelten Reibmitteldruck  $p_{mr, Schlepp}$  und dem Lasteinfluss  $p_{mr, Last}$  zusammen. Somit gilt:

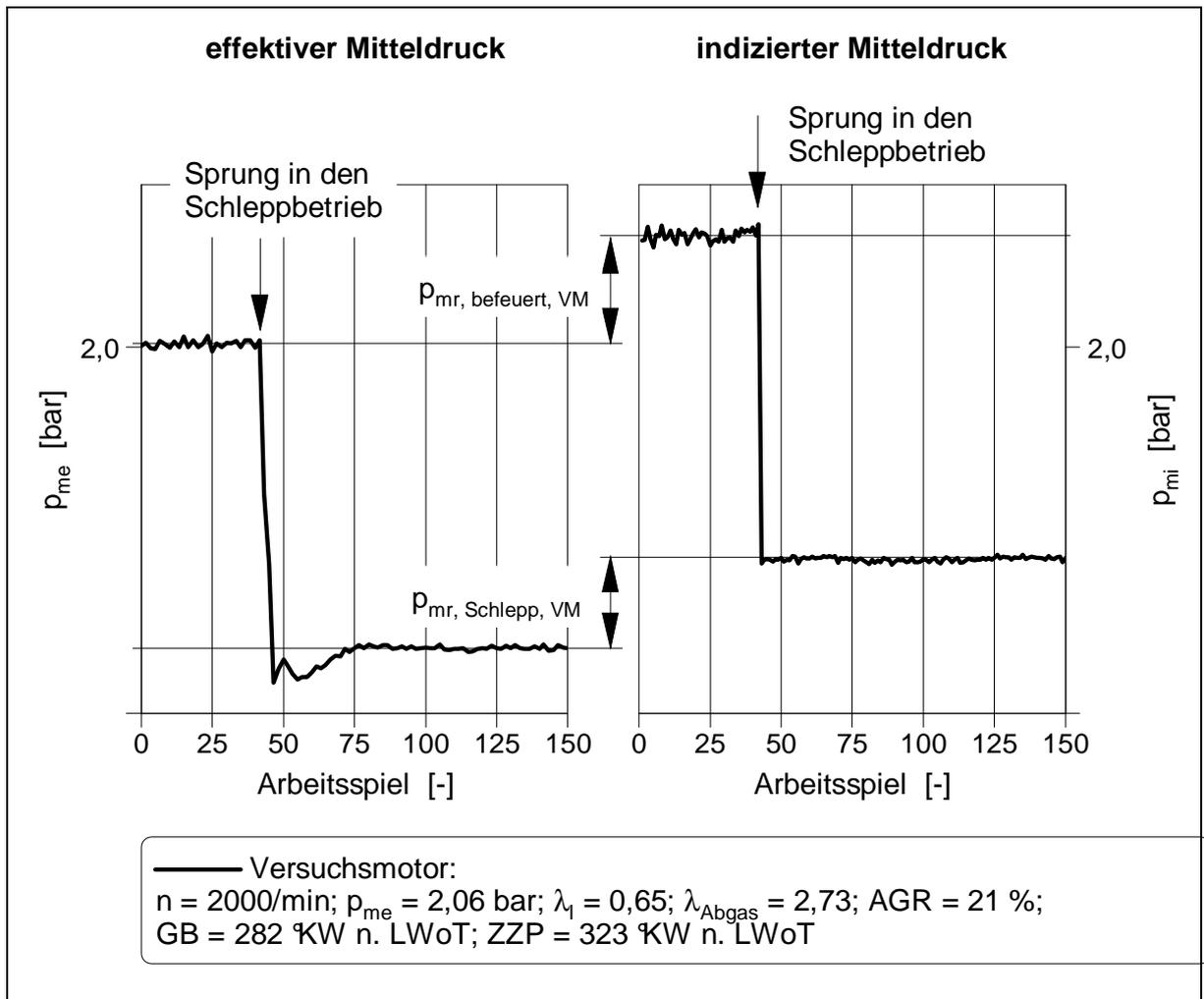
$$p_{mr, Last} = p_{mr, befeuert} - p_{mr, Schlepp} \quad (2.1-1)$$

Für Benzinmotoren mit äußerer Gemischbildung stellt Fischer [TR10] durch die Anwendung des Abschaltversuches den Ansatz

$$p_{mr, Last} = 0,01 \cdot p_{me} \quad (2.1-2)$$

auf, so dass sich für den Basismotor im untersuchten Kennfeldpunkt ( $n = 2000/\text{min}$  und  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ ) ein  $p_{mr, Last, BM} \approx 0,02 \text{ bar}$  ergibt.

Da der Versuchsmotor bei gleichem effektiven Mitteldruck einen deutlich höheren Reibmitteldruck aufweist als der Basismotor, muss davon ausgegangen werden, dass Gleichung (2.1-2) für den Versuchsmotor keine Gültigkeit besitzt. Aus diesem Grund wird der bei Fischer [TR10] beschriebene Abschaltversuch durchgeführt. Hierbei wird der Motor zunächst befeuert betrieben. Während der Indiziermessung findet ein Wechsel von dem befeuerten Betrieb in den Schleppbetrieb statt. Da sich innerhalb weniger Arbeitsspiele Wellenmoment und Drehzahl wieder eingeregelt haben, kann davon ausgegangen werden, dass sich der thermische Zustand an der Zylinderlaufbuchse in einem so geringen Umfang verändert hat, dass er vernachlässigt werden kann. **Bild 6.1-1** zeigt den Ablauf für den Versuchsmotor.



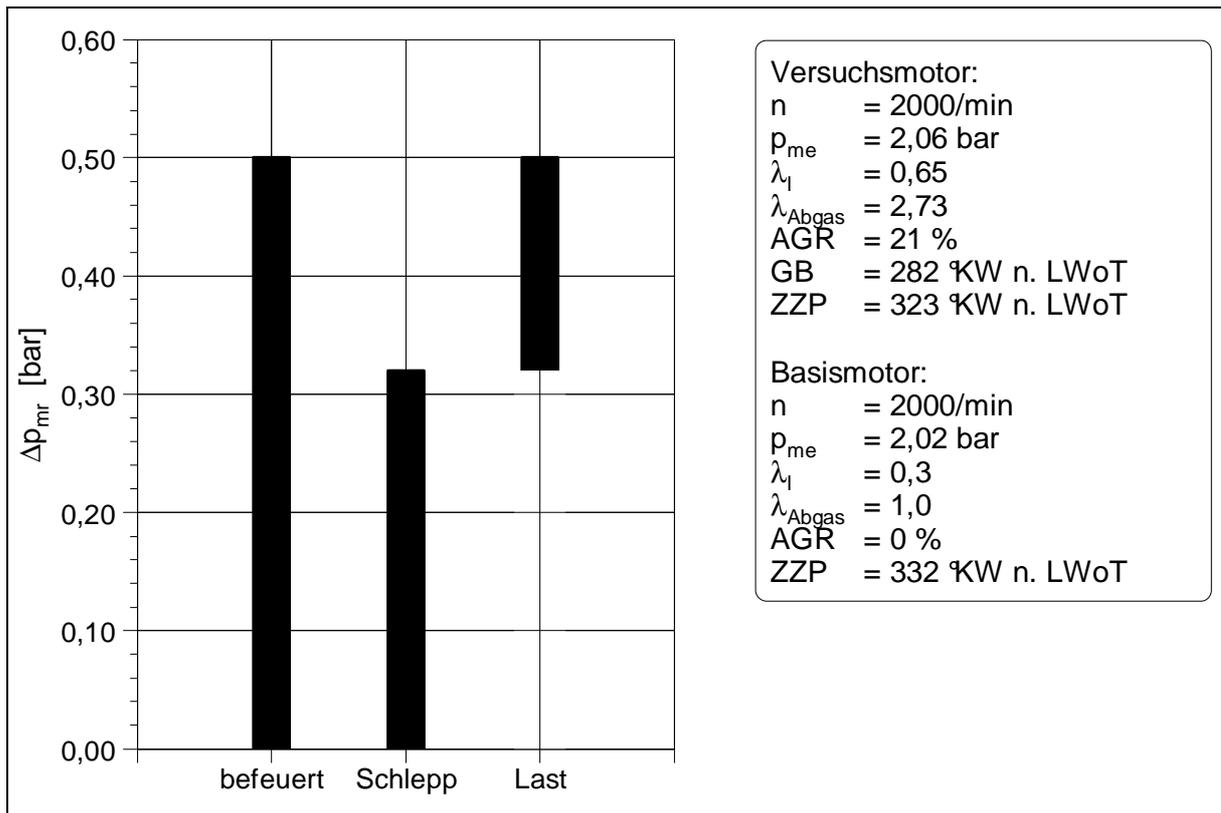
**Bild 6.1-1:** Reibmitteldruckanteil im befeuerten und im geschleppten Betrieb des Versuchsmotors für den Betriebspunkt  $n = 2000/\text{min}$  und  $p_{me} = 2 \text{ bar}$

Durch den direkten Vergleich zwischen dem effektiven und dem indizierten Mitteldruck wird für den Versuchsmotor sowohl  $p_{mr, \text{ befeuert, VM}}$  als auch  $p_{mr, \text{ Schlepp, VM}}$  ermittelt. Entsprechend Gleichung (2.1-1) kann für den Versuchsmotor der Einfluss der Last auf den Reibmitteldruck hier mit  $p_{mr, \text{ Last, VM}} = 0,2 \text{ bar}$  angegeben werden.

Die Differenz des Lasteinflusses zwischen beiden Motoren

$$\Delta p_{mr, \text{ Last}} = p_{mr, \text{ Last, VM}} - p_{mr, \text{ Last, BM}}$$

ergibt  $\Delta p_{mr, \text{ Last}} = 0,18 \text{ bar}$ . Werden von dem ermittelten Wert  $\Delta p_{mr, \text{ befeuert}} = 0,5 \text{ bar}$   $\Delta p_{mr, \text{ Last}} = 0,18 \text{ bar}$  abgezogen, ergibt sich  $\Delta p_{mr, \text{ Schlepp}} = 0,32 \text{ bar}$ . In **Bild 6.1-2** ist die Reibmitteldruckbilanz aufgetragen.



**Bild 6.1-2:** Vergleich der Reibmitteldruckunterschiede zwischen dem Basis- und dem Versuchsmotor für den Betriebspunkt  $n = 2000/\text{min}$  und  $p_{me} = 2 \text{ bar}$  im befeuerten und geschleppten Motorbetrieb

Bei dieser Untersuchung muss aber berücksichtigt werden, dass im Vergleich zum Basismotor der Versuchsmotor zusätzliche Arbeit für den Luftkompressor, für eine zweite Kraftstoffpumpe und für die vier Luftinjektoren aufbringen muss (s. Kapitel 5). Um später eine rein motorspezifische Betrachtung durchführen zu können, wird zuerst der Einfluss des Antriebsmitteldruckes des Kompressors  $p_{ma, \text{Komp}}$  auf den Reibmitteldruck herausgerechnet. Dafür wird die Reib- und Verdichtungsarbeit des Kompressors in separaten Versuchen quantifiziert. Die Motordrehzahl, der Drosselklappenwinkel und die Einlassnockenwellenposition entsprechen den Einstellungen des Kennfeldpunktes. Um eine klare Zuordnung des Kompressor-Leistungsbedarfes zu erhalten, werden folgende Betriebsmodi definiert:

- Modus 1: Schleppbetrieb ohne Kompressor
- Modus 2: Schleppbetrieb mit druckfrei laufendem Kompressor
- Modus 3: Schleppbetrieb mit Kompressor und Kompression, ohne Lufteinblasung
- Modus 4: Schleppbetrieb mit Kompressor und Lufteinblasung.

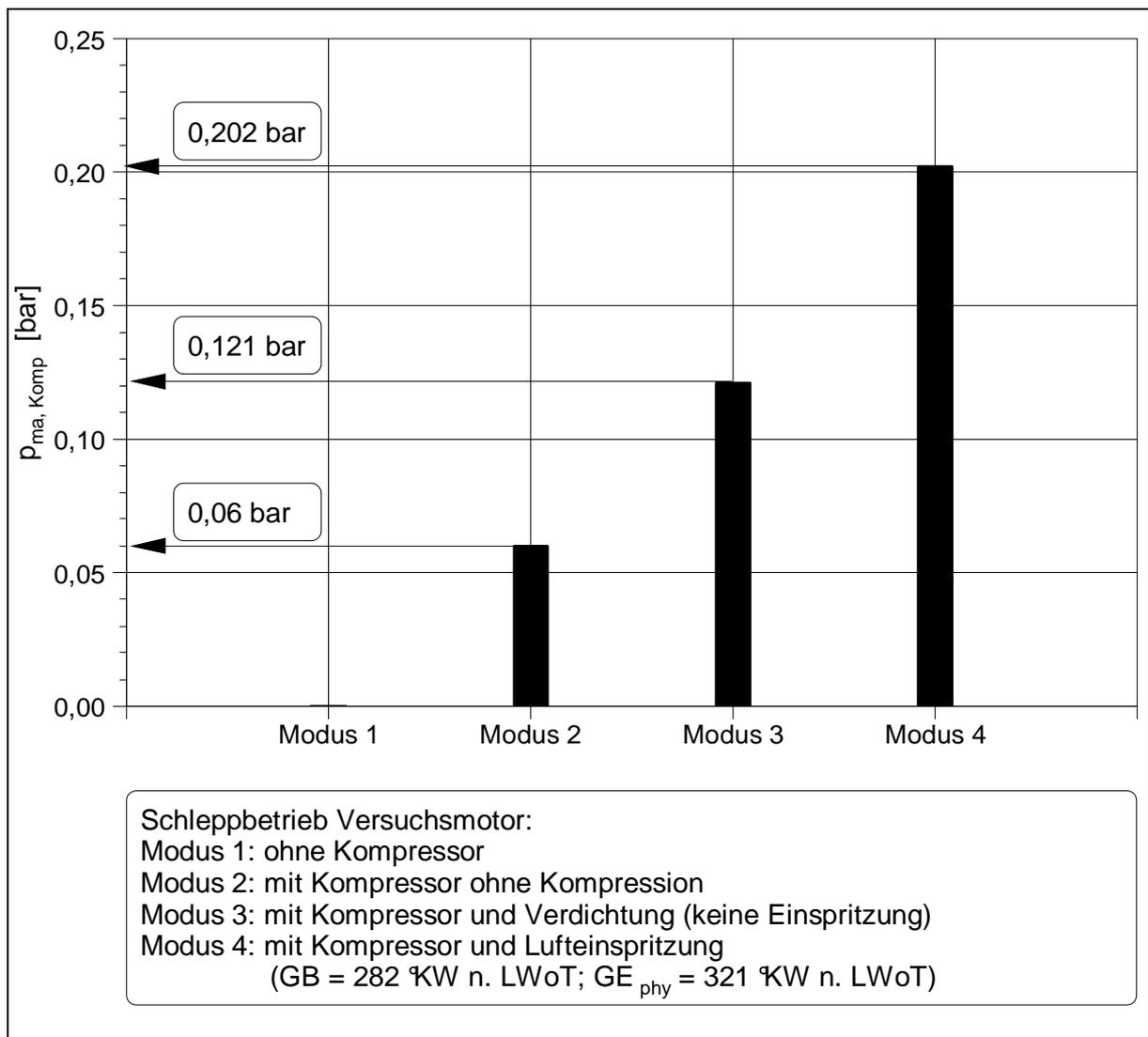
Dabei dient Modus 1 als Vergleichsbasis für die weiteren Modi, um andere Einflüsse auszuschließen.

Mit Modus 2 kann die Reibarbeit des Kompressors bestimmt werden, da dieser lastfrei läuft und keine Kompressionsarbeit aufbringen muss.

Der Modus 3 hat den realen Schlepptrieb zum Inhalt. Bei dem Abschaltversuch wird die Einspritzung für den Sprung vom befeuerten Betrieb in den Schlepptrieb deaktiviert, und es erfolgt damit keine Ansteuerung der Luftinjektoren. Deshalb muss für den Schlepptrieb dieser Betriebsmodus betrachtet werden.

Modus 4 beschreibt den befeuerten Betrieb. In diesem Fall werden die Luftinjektoren aus dem Luftrail gespeist, wodurch ein Massendurchsatz zustande kommt. Der Kompressor muss folglich eine größere Luftmasse komprimieren als im Schlepptrieb.

In **Bild 6.1-3** sind die Antriebsmitteldrücke des Kompressors  $p_{ma, Komp}$  für die verschiedenen Betriebsmodi dargestellt.



**Bild 6.1-3:** Antriebsmitteldruck  $p_{ma, Komp}$  des Kompressors für verschiedene Betriebsmodi

Es ist zu erkennen, dass im geschleppten Motorbetrieb (Modus 3) der Kompressor einen Antriebsmitteldruck von 0,121 bar erfordert und durch die Lufteinblasung im befeuerten Motorbetrieb (Modus 4) sich dieser Wert um 0,081 bar erhöht. Insgesamt erfordert der Kompressor einen Antriebsmitteldruck  $p_{ma, Komp} = 0,202$  bar.

Zusätzlich müssen die unterschiedlichen Energieanforderungen der elektrischen Verbraucher beider Motoren berücksichtigt werden. Bei dem Abschaltversuch wird für den Übergang in den Schleppbetrieb die Kraftstoffzufuhr unterbrochen, so dass an dem Basismotor die Ansteuerung der Kraftstoffinjektoren und bei dem Versuchsmotor die Ansteuerung der Luftinjektoren deaktiviert werden müssen. Alle anderen elektrischen Verbraucher behalten ihren Betriebszustand bei. Für den befeuerten Betrieb ist lediglich eine Leistungsbetrachtung zwischen den Kraftstoffinjektoren des Basismotors und den Luftinjektoren des Versuchsmotors notwendig. Im Schleppbetrieb muss der Generator des Versuchsmotors den Strom für die zweite Kraftstoffpumpe und für die vier Kraftstoffinjektoren (s. Kapitel 5) zusätzlich bereitstellen. Zudem werden über die 12 V-Versorgung der Batterie einige Drucksensoren und eine Lambdasonde mit Strom versorgt.

Für die Ansteuerung der zusätzlichen Kraftstoffpumpe, der vier Kraftstoffinjektoren und der Prüfstandsmesssysteme benötigt der Versuchsmotor bei einer Betriebsspannung von  $U = 12$  V eine um  $\Delta I = 9,2$  A höhere elektrische Stromstärke als der Basismotor. Nach Arndt [B13] beträgt die mechanische Antriebsleistung:

$$\Delta P_M = \frac{\Delta P_E}{\eta_{Gen}} = \frac{U \cdot \Delta I}{\eta_{Gen}} \quad (6.1-1)$$

$\Delta P_M$  mechanische Leistung zwischen Basis- und Versuchsmotor [W]

$\Delta P_E$  elektrische Leistung zwischen Basis- und Versuchsmotor [W]

$\eta_{Gen}$  Generatorwirkungsgrad [-].

Nach [B15] wird ein mittlerer Wirkungsgrad des Generators  $\eta_{Gen} = 0,55$  angenommen, so dass der Versuchsmotor eine zusätzliche mechanische Antriebsleistung von

$\Delta P_M = 200,7 \text{ W}$  aufbringen muss. Nach Urlaub [B06] kann die mechanische Antriebsleistung in den Antriebsmitteldruck für den Generator im Schleppbetrieb  $\Delta p_{\text{ma, Gen, Schlepp}}$  umgerechnet werden. Für Viertaktmotoren gilt:

$$\Delta p_{\text{ma, Gen, Schlepp}} = \frac{\Delta P_M \cdot 1200}{V_H \cdot n} \quad (6.1-2)$$

$\Delta P_M$  mechanische Leistung zwischen Basis- und Versuchsmotor [kW]  
 $V_H$  Hubvolumen des Motors [dm<sup>3</sup>].

Die Differenz der mechanischen Leistung in Höhe von  $\Delta P_M = 200,7 \text{ W}$  entspricht demnach einem Antriebsmitteldruck für den Generator im Schleppbetrieb von  $\Delta p_{\text{ma, Gen, Schlepp}} = 0,086 \text{ bar}$ .

Weiterhin besteht im befeuerten Betrieb zwischen den Kraftstoffinjektoren des Basismotors und den Luftinjektoren des Versuchsmotors nach Herstellerangaben ein zusätzlicher Strombedarf von  $\Delta I = 0,5 \text{ A}$ . Nach Gleichung (6.1-1) ergibt sich somit bei einer Betriebsspannung  $U = 12 \text{ V}$  eine mechanische Leistung  $\Delta P_M = 10,9 \text{ W}$ . Das entspricht einem Reibmitteldruck von  $\Delta p_{\text{ma, Gen, Last}} = 0,004 \text{ bar}$ .

Werden  $\Delta p_{\text{mr, Schlepp}} = 0,32 \text{ bar}$  und  $\Delta p_{\text{mr, Last}} = 0,18 \text{ bar}$  ohne den Antriebsmitteldruck des Kompressors und des Generators betrachtet, so ergeben sich für  $\Delta p_{\text{mr, Schlepp}}$  und  $\Delta p_{\text{mr, Last}}$  folgende Werte:

|  | Formelzeichen               | Einheit | Schleppbetrieb | befuenerter Betrieb |
|--|-----------------------------|---------|----------------|---------------------|
| $\Delta p_{\text{mr}}$ incl. Nebenaggregate        | $\Delta p_{\text{mr}}$      | bar     | 0,32           | 0,18                |
| Antriebsmitteldruck des Luftkompressors            | $p_{\text{ma, Komp}}$       | bar     | - 0,121        | - 0,081             |
| Differenz des Antriebsmitteldruckes des Generators | $\Delta p_{\text{ma, Gen}}$ | bar     | - 0,086        | - 0,004             |
| motorspezifisches $\Delta p_{\text{mr}}$           | $\Sigma$                    | bar     | 0,113          | 0,095               |

**Tabelle 6.1-2:** Berechnung des motorspezifischen  $\Delta p_{\text{mr, Schlepp}}$  und  $\Delta p_{\text{mr, Last}}$

### 6.1.1 Untersuchung von Einflüssen im geschleppten Motorbetrieb

Im geschleppten Motorbetrieb unterscheidet sich der Reibmitteldruck des Versuchsmotors vom Basismotor um  $\Delta p_{mr, \text{Schlepp}} = 0,113 \text{ bar}$ . Diese Differenz ist auf die beim Versuchsmotor durchgeführten Veränderungen

- am Zylinderkopf,
- am Verdichtungsverhältnis und
- an der Kolbengruppe

zurückzuführen.

Da sich im Vergleich zu einem 4-Ventil-Zylinderkopf die 3-Ventil-Technik reibungsmindernd auswirkt, ist der Mehraufwand von  $\Delta p_{mr, \text{Schlepp}} = 0,113 \text{ bar}$  nur der Veränderung von Verdichtungsverhältnis und Kolbengruppe zuzuordnen.

Das Verdichtungsverhältnis beeinflusst den Zylinderdruckverlauf sowohl im geschleppten als auch im befeuerten Betrieb. Die in Tabelle 6.1-1 aufgeführten Verdichtungsverhältnisse beider Motoren weichen nur um  $\Delta \varepsilon = 0,5$  voneinander ab. Somit kann dieser Einfluss auf die Reibung vernachlässigt werden.

Die Kolbengruppe des Versuchsmotors unterscheidet sich von der des vergleichbaren Basismotors durch eine dem Brennverfahren angepasste Kolbenbodenform. Zudem werden andere Kolbenringe verwendet, die wegen der höheren maximalen Zylinderdrücke über größere Tangentialkräfte verfügen.

Die Tangentialkräfte der Kolbenringe wirken unabhängig vom Zylinderdruck konstant auf die Zylinderlaufbuchse. Deshalb muss der Einfluss der unterschiedlichen Tangentialkräfte von Basis- und Versuchsmotor auf das Reibungsverhalten im Schleppbetrieb berücksichtigt werden. Mit den in Tabelle 6.1-1 angegebenen Werten ergeben sich folgende statische Anpresskräfte:

|  | Einheit | Basismotor | Versuchsmotor |
|--|---------|------------|---------------|
| $F_{t, \text{rad}, Rr} = 2 \cdot \pi \cdot F_{t, Rr}$ (3.2-14) | N       | 48,61      | 60,0          |
| $F_{t, \text{rad}, Mr} = 2 \cdot \pi \cdot F_{t, Mr}$ (3.2-15) | N       | 52,77      | 59,38         |
| $F_{t, \text{rad}, Ör} = 2 \cdot \pi \cdot F_{t, Ör}$ (3.2-16) | N       | 193,20     | 199,49.       |

**Tabelle 6.1.1-1:** Berechnung der statischen Anpresskräfte

Wird davon ausgegangen, dass sich zwischen Zylinderlaufbuchse und Kolbenring eine definierte minimale Schmierfilmdicke  $h_0$  ausbildet, so stellt sich nach Szenge [TR35] ein Gleichgewicht aus dem inneren Schmierfilmdruck und der auf die Fläche des Schmierfilmes wirkenden Kraft ein. Deshalb ist die minimale Schmierfilmdicke  $h_0$  nach der Proportionalität (3.3.4-1) bestimmbar. Aufgrund der geometrisch identischen Ringpakete beim Basis- und Versuchsmotor sind die bei Lang/Steinhilper [TR31] verwendeten Koeffizienten, welche die Gleitschuhgeometrie beschreiben, konstant. Demnach gilt:

$$h_0 \sim \left( \frac{1}{F_{t, \text{rad}}} \right)^{0,5} . \quad (6.1.1-1)$$

Für die Lösung dieser Proportionalität bietet sich folgende Gleichung an:

$$\begin{aligned} h_{0, \text{Schlepp, VM}}^* [\%] &= \frac{h_{0, \text{Schlepp, VM}} \cdot 100}{h_{0, \text{Schlepp, BM}}} \\ h_{0, \text{Schlepp, VM}}^* [\%] &= \frac{F_{t, \text{rad, BM}}^{0,5} \cdot 100}{F_{t, \text{rad, VM}}^{0,5}} . \end{aligned} \quad (6.1.1-2)$$

Hierbei wird der Basismotor zu 100 % gesetzt.

Werden für  $F_{t, \text{rad, BM}}$  und  $F_{t, \text{rad, VM}}$  die nach Gleichung (3.2-14), (3.2-15) und (3.2-16) errechneten Werte eingesetzt, so ergeben sich folgende Schmierfilmdicken:

$$\begin{aligned} h_{0, \text{Schlepp, Rr, VM}}^* [\%] &= \frac{F_{t, \text{rad, Rr, BM}}^{0,5} \cdot 100}{F_{t, \text{rad, Rr, VM}}^{0,5}} = 81,02 \% \\ h_{0, \text{Schlepp, Mr, VM}}^* [\%] &= \frac{F_{t, \text{rad, Mr, BM}}^{0,5} \cdot 100}{F_{t, \text{rad, Mr, VM}}^{0,5}} = 88,87 \% \\ h_{0, \text{Schlepp, Ör, VM}}^* [\%] &= \frac{F_{t, \text{rad, Ör, BM}}^{0,5} \cdot 100}{F_{t, \text{rad, Ör, VM}}^{0,5}} = 96,85 \% . \end{aligned}$$

Entsprechend dieser Werte zeigt sich, dass die Schmierfilmdicke beim Versuchsmotor bei allen drei Kolbenringen geringer ist als beim Basismotor.

Eine Verringerung der Schmierfilmdicke bedeutet nach Proportionalität (3.4-2) eine Erhöhung der Reibkraft. Nach Proportionalität (3.4-5) kann geschrieben werden:

$$p_{mr, h_0} \sim F_{t, rad}^{0,5}. \quad (6.1.1-3)$$

Somit kann

$$p_{mr, h_0, Schlepp, VM}^* [\%] = \frac{F_{t, rad, VM}^{0,5} \cdot 100}{F_{t, rad, BM}^{0,5}} \quad (6.1.1-4)$$

geschrieben werden. Demnach bewirkt der Anstieg der statischen Anpresskraft eine Erhöhung des Reibmitteldruckes:

$$p_{mr, h_0, Schlepp, Rr, VM}^* [\%] = \frac{F_{t, rad, Rr, VM}^{0,5} \cdot 100}{F_{t, rad, Rr, BM}^{0,5}} = 111,1 \%$$

$$p_{mr, h_0, Schlepp, Mr, VM}^* [\%] = \frac{F_{t, rad, Mr, VM}^{0,5} \cdot 100}{F_{t, rad, Mr, BM}^{0,5}} = 106,1 \%$$

$$p_{mr, h_0, Schlepp, Ör, VM}^* [\%] = \frac{F_{t, rad, Ör, VM}^{0,5} \cdot 100}{F_{t, rad, Ör, BM}^{0,5}} = 101,6 \%$$

Diese Werte stellen die prozentuale Veränderung des Reibmitteldruckes der einzelnen Kolbenringe beim Versuchsmotor im Vergleich zum Basismotor dar. Um eine Aussage über die absolute Veränderung des Reibmitteldruckes der einzelnen Kolbenringe zu erhalten, wird auf die Absolutgröße  $\Delta p_{mr, Schlepp} = 0,113$  bar (Tabelle 6.1-2) zurückgegriffen. Hierbei ist aber zu beachten, dass für die Bestimmung des  $\Delta p_{mr, Schlepp}$  sowohl der Basis- als auch der Versuchsmotor als Vollmotoren betrieben werden und demnach das  $\Delta p_{mr, Schlepp}$  die Differenz der Gesamtreibung darstellt. Um die nach Gleichung (6.1.1-4) bestimmten prozentualen Veränderungen bei den Reibmitteldrücken jedoch auf die Reibmitteldruckdifferenz  $\Delta p_{mr, Schlepp} = 0,113$  bar beziehen zu können, muss neben der prozentualen Veränderung des Reibmitteldruckes der einzelnen Kolbenringe beim Versuchsmotor im Vergleich zum Basismotor auch der Anteil der Kolbenreibung an der Gesamtreibung bekannt sein. Nach Fischer [TR10] können bei einer Drehzahl  $n = 2000/\text{min}$  der Kolbengruppe 62 % der Gesamtreibung zugeordnet werden. Demnach ergeben sich bezogen auf den Reibmitteldruck  $\Delta p_{mr, Schlepp} = 0,113$  bar

|                        |  |
|------------------------|--|
| für den Rechteckring   | $\Delta p_{mr, h_0, Schlepp, Rr} = 0,008 \text{ bar}$  |
| für den Minutenring    | $\Delta p_{mr, h_0, Schlepp, Mr} = 0,004 \text{ bar}$  |
| für den Ölabstreifring | $\Delta p_{mr, h_0, Schlepp, Ör} = 0,001 \text{ bar}.$ |

Insgesamt ergibt sich damit ein  $\Delta p_{mr, h_0, Schlepp} = 0,013 \text{ bar}$  .

Neben der Verringerung der minimalen Schmierfilmdicke bewirkt die Zunahme der statischen Anpresskraft nach Proportionalität (3.5-2) und der damit verbundenen Zunahme des Druckes auch eine Erhöhung der dynamischen Viskosität und damit nach Proportionalität (3.5-4) einen Anstieg des Reibmitteldruckes. Wegen des geringen Unterschiedes zwischen den Tangentialkräften der Kolbenringe des Basis- und des Versuchsmotors sind die Auswirkungen auf die Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität im geschleppten Motorbetrieb sehr klein, so dass hier auf eine Betrachtung verzichtet wird.

Die dynamische Viskosität des Schmiermittels ist neben der statischen Anpresskraft auch von der Schmiermitteltemperatur abhängig. Für die Bestimmung der Schmiermitteltemperatur wird die Zylinderwandtemperatur herangezogen. Die mittlere Zylinderwandtemperatur nach Gleichung (2.2-1) ist neben der Kühlmitteltemperatur auch vom Kraftstoffmassendurchsatz und damit von der Verbrennungstemperatur abhängig. Da im Schleppbetrieb zwischen Basis- und Versuchsmotor jedoch die Zylinderwandtemperatur primär nur von der Kühlmitteltemperatur abhängig ist und diese Temperatur bei beiden Motoren auf  $T_{KM} = 362 \text{ K}$  geregelt wurde, kann der Einfluss der Schmiermitteltemperatur auf die dynamische Viskosität des Schmiermittels im Schleppbetrieb vernachlässigt werden.

Während bisher bei den Tangentialkräften die Mittelwerte der Toleranzbereiche herangezogen wurden, werden nachfolgend die Grenzen des Streubandes von  $\Delta p_{mr, h_0, Schlepp}$  betrachtet. Die dafür notwendigen maximal und minimal zulässigen statischen Anpresskräfte sind in **Tabelle 6.1.1-2** aufgeführt.

|  | Formelzeichen                              | Einheit | Basismotor | Versuchsmotor |
|--|--|---------|------------|---------------|
| minimal zulässige statische Anpresskraft | $F_{t, \text{rad}, \text{Rr}, \text{min}}$ | N       | 36,44      | 42,10         |
|  | $F_{t, \text{rad}, \text{Mr}, \text{min}}$ | N       | 42,10      | 41,47         |
|  | $F_{t, \text{rad}, \text{Ör}, \text{min}}$ | N       | 153,93     | 160,22        |
| maximal zulässige statische Anpresskraft | $F_{t, \text{rad}, \text{Rr}, \text{max}}$ | N       | 60,95      | 77,91         |
|  | $F_{t, \text{rad}, \text{Mr}, \text{max}}$ | N       | 63,46      | 77,28         |
|  | $F_{t, \text{rad}, \text{Ör}, \text{max}}$ | N       | 232,48     | 238,76        |

**Tabelle 6.1.1-2:** Minimal und maximal zulässige statische Anpresskräfte

Werden nun

$F_{t, \text{rad}, \text{max}}$  des Versuchsmotors und  $F_{t, \text{rad}, \text{min}}$  des Basismotors

bzw.

$F_{t, \text{rad}, \text{min}}$  des Versuchsmotors und  $F_{t, \text{rad}, \text{max}}$  des Basismotors

für jeden Kolbenring in Gleichung (6.1.1-4) eingesetzt und über den Faktor 0,62 auf den Reibmitteldruck  $\Delta p_{\text{mr}, \text{Schlepp}} = 0,113$  bar bezogen, ergeben sich für  $\Delta p_{\text{mr}, \text{h}_0, \text{Schlepp}}$  folgende Streubandbereiche:

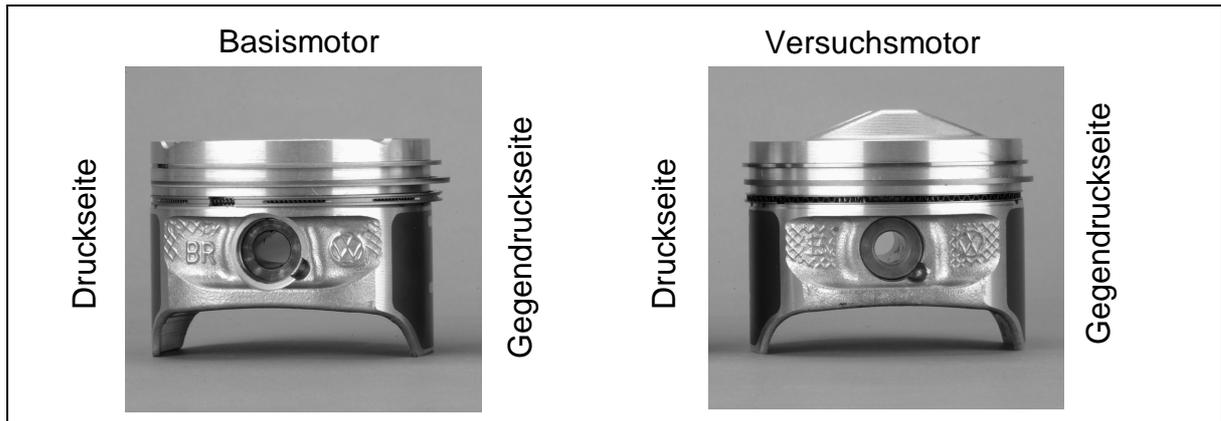
für den Rechteckring  $\Delta p_{\text{mr}, \text{h}_0, \text{Schlepp}, \text{Rr}} = -0,011 \dots 0,032$  bar

für den Minutenring  $\Delta p_{\text{mr}, \text{h}_0, \text{Schlepp}, \text{Mr}} = -0,013 \dots 0,024$  bar

für den Ölabstreifring  $\Delta p_{\text{mr}, \text{h}_0, \text{Schlepp}, \text{Ör}} = -0,012 \dots 0,017$  bar.

Dabei sind die negativen Werte darin begründet, dass die minimale Anpresskraft beim Versuchsmotor kleiner ist als die maximale Anpresskraft beim Basismotor.

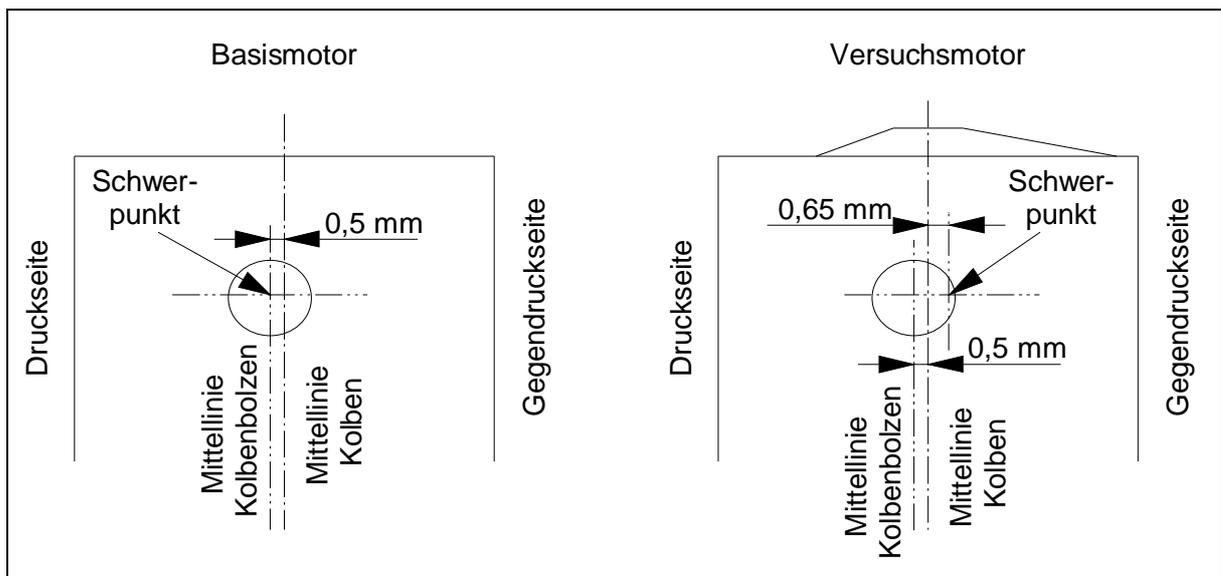
Es wird deutlich, dass über die Tangentialkräfte der höhere Reibmitteldruck des Versuchsmotors im Schleppbetrieb nicht vollständig beschrieben werden kann, so dass der restliche Anteil über den Kolben erklärbar sein muss. Um den Einfluss des Kolbens darzustellen, wird ein Vergleich der Kolben von Basis- und Versuchsmotor durchgeführt. **Bild 6.1.1-1** zeigt die Kolben von Basis- und Versuchsmotor.



**Bild 6.1.1-1:** Kolben des Basis- und des Versuchsmotors

Das Pleuelhemd, die Position der Pleuelringe und die Höhe des Pleuelsteges sind gleich. Um das Verdichtungsverhältnis anzuheben, besitzt der Pleuel des Versuchsmotors die in Bild 6.1.1-1 sichtbaren "Verdrängungskörper". Diese bewirken einen 1,88 mm höheren Pleuelanschwerpunkt und damit nach Freier/Schelling [TR03] eine erhöhte Reibung. Des Weiteren ist - bedingt durch die Pleuelbodenform - beim Pleuel des Versuchsmotors der Schwerpunkt gegenüber dem Pleuel des Basismotors zur Gegendruckseite verschoben. Obwohl beide Pleuel über eine Pleuelachsierung des Pleuelbolzens zur Druckseite verfügen, liegt beim Pleuel des Versuchsmotors der Schwerpunkt in dieser Achse 0,65 mm auf der Gegendruckseite.

**Bild 6.1.1-2** zeigt die Pleuelanschwerpunktlagen.



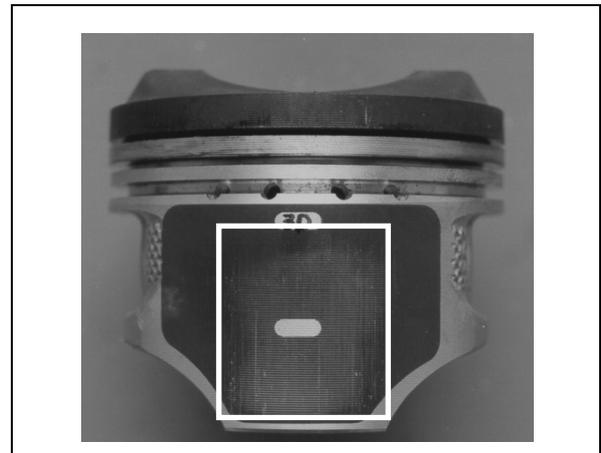
**Bild 6.1.1-2:** Darstellung der Pleuelanschwerpunktlagen der Pleuel des Basis- und des Versuchsmotors in radialer Richtung

Die damit verbundenen Auswirkungen auf die Kolbensekundärbewegung bzw. auf die Schmierfilmbildung [TR17, TR36] und damit auf den Reibmitteldruck [TR16, TR36] werden nicht betrachtet.

Des Weiteren ergeben Untersuchungen beim Kolbenhersteller Kolbenschmidt [U02], dass das Tragbild des Versuchsmotorkolbens zu tief und zu schmal und damit nicht optimal über die beschichteten Schaffflächen ausgebildet ist. Zudem ist die Schaffbeschichtung im tragenden Bereich zum Teil abgetragen. **Bild 6.1.1-3** zeigt vom Versuchsmotor exemplarisch die Gegendruckseite des Kolbens von Zylinder 1 und **Bild 6.1.1-4** die Druckseite des Kolbens von Zylinder 3 nach 125 Betriebsstunden.

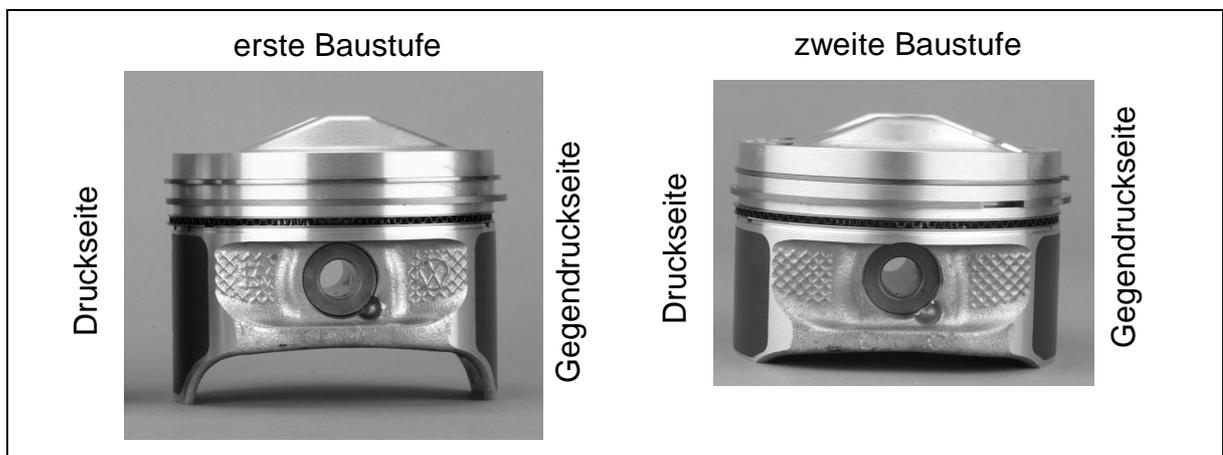


**Bild 6.1.1-3:** Gegendruckseite des Kolbens von Zylinder 1 des Versuchsmotors



**Bild 6.1.1-4:** Druckseite des Kolbens von Zylinder 3 des Versuchsmotors

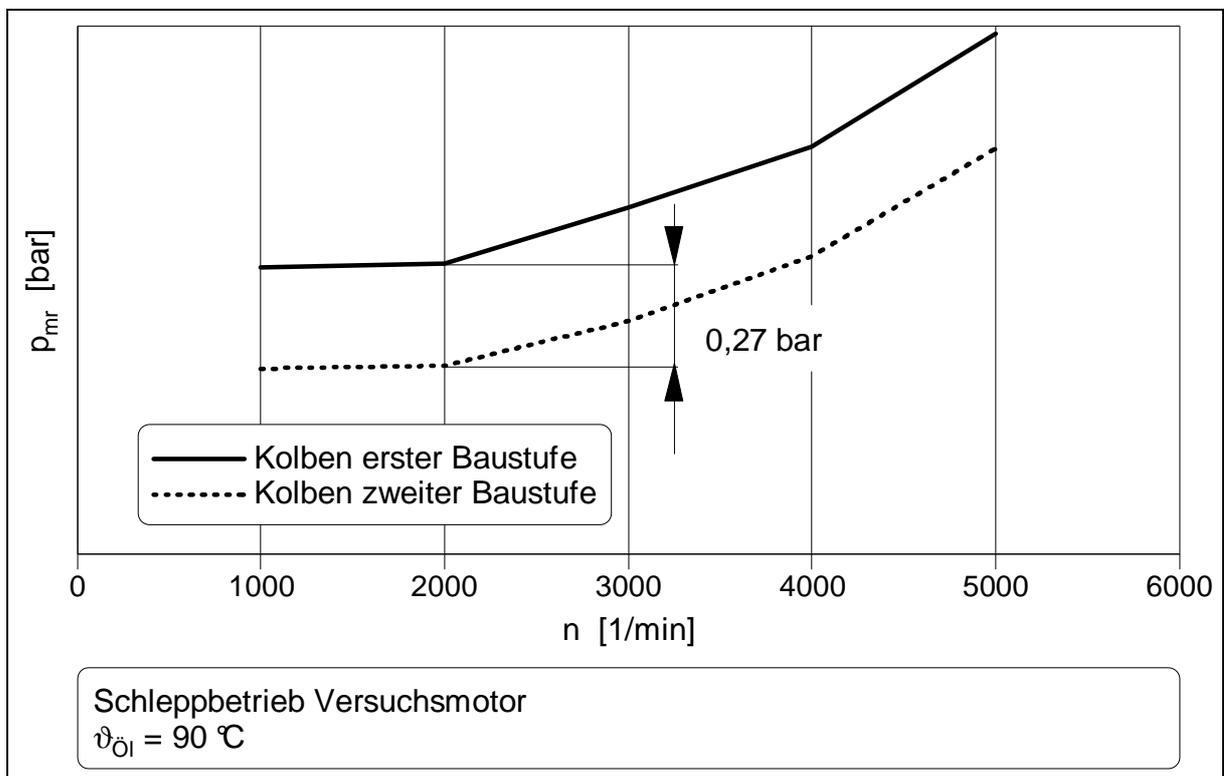
Um den Einfluss eines erhöhten Reibmitteldruckes aufgrund eines ungünstigen Laufbildes zu quantifizieren, wird eine zweite Baustufe des Kolbens erstellt. **Bild 6.1.1-5** zeigt die erste und die zweite Baustufe des Kolbens vom Versuchsmotor.



**Bild 6.1.1-5:** Baustufen des Kolbens vom Versuchsmotor

Bei der zweiten Baustufe des Kolbens werden die Kolbenhemdlängen und der Feuersteg reduziert, eine Anpassung der Balligkeit und des Laufspieles durchgeführt und das Einbauspiel um  $10\ \mu\text{m}$  erhöht. Die Vergrößerung des Einbauspiels bewirkt nach Freier/Schelling [TR03], Thiele [TR33] und Betz/Zellbeck [TR16] sowohl eine Reduzierung der Reibung als auch eine erhöhte "Fresssicherheit". Thiele [TR33] gibt ergänzend dazu an, dass die Reibkraft proportional zur Fläche der Kolbenhemden ist und damit eine Reduzierung der Kolbenhemdlängen auch eine Reduzierung des Reibmitteldruckes bewirkt.

Um zu überprüfen, wie sich die Veränderungen auf den Reibmitteldruck des Versuchsmotors auswirken, werden beide Kolben im Schleppbetrieb bei verschiedenen Drehzahlen, aber konstanter Öltemperatur ( $\vartheta_{\text{Öl}} = 90\ \text{°C}$ ) betrieben ( **Bild 6.1.1-6**).



**Bild 6.1.1-6:** Einfluss des Kolbens vom Versuchsmotor auf den Reibmitteldruck

Der Versuch zeigt, dass bei einer Drehzahl von  $n = 2000/\text{min}$  eine Reduzierung des Reibmitteldruckes um  $\Delta p_{\text{mr, Kolben, Schlepp}} = 0,27\ \text{bar}$  erreicht wird.

Durch die Addition von  $\Delta p_{\text{mr, h}_0, \text{ Schlepp}} = 0,013\ \text{bar}$  und  $\Delta p_{\text{mr, Kolben, Schlepp}} = 0,27\ \text{bar}$  ergibt sich ein  $\Delta p_{\text{mr, Schlepp}} = 0,283\ \text{bar}$ . Es entsteht ein Streuband von  $0,234 \dots 0,343\ \text{bar}$ . Damit liegt dieser Bereich deutlich über dem nachzuweisenden

$\Delta p_{\text{mr, Schlepp}} = 0,113$  bar. Das bedeutet, dass der Versuchsmotor mit dem modifizierten Kolben ein geringeres  $\Delta p_{\text{mr, Schlepp}}$  aufweist als der Basismotor. Zurückzuführen ist das auf das fehlende zweite Auslassventil beim Versuchsmotor.

### 6.1.2 Untersuchung von Einflüssen im befeuerten Motorbetrieb

Es sollen die Ursachen für den um  $\Delta p_{\text{mr, Last}} = 0,095$  bar höheren Reibmitteldruck beim Versuchsmotor im befeuerten Motorbetrieb angegeben werden. Hierfür wird zweckmäßigerweise zuerst der Einfluss der Schmiermitteltemperatur betrachtet, die die dynamische Viskosität des Schmiermittels beeinflusst. Die Zylinderwandtemperatur wird zur Bestimmung der Temperatur im Schmierfilm herangezogen. Schwarzmeier [TR04] und Krause/Todsens [TR32] haben Ergebnisse veröffentlicht, die den Einfluss der Zylinderwandtemperatur auf den Reibmitteldruck beschreiben. Während Schwarzmeier [TR04] im Schleppbetrieb bei einer Drehzahl von  $n = 1800/\text{min}$  und einem konstanten maximalen Zylinderdruck von 35 bar eine Änderung des Reibmitteldruckes der Kolbengruppe in Höhe von 0,006 bar/K ermittelt, können Krause/Todsens [TR32] bei einer Drehzahl von  $n = 2000/\text{min}$  und einem maximalen Zylinderdruck von 18 bar nur eine Reduzierung des Reibmitteldruckes der Kolbengruppe von 0,002 bar/K feststellen. Aufgrund der Tatsache, dass die von Schwarzmeier [TR04] gewählten Randbedingungen eher denen des Versuchsmotors und die gewählten Randbedingungen von Krause/Todsens [TR32] eher denen des Basismotors entsprechen, soll für eine Erhöhung der Zylinderwandtemperatur um 1 K eine Reduzierung des Reibmitteldruckes von einer Bandbreite von 0,002 ... 0,006 bar ausgegangen werden.

Da sowohl am Basis- als auch am Versuchsmotor keine Zylinderwandtemperaturen gemessen werden können, wird auf bereits gewonnene Erkenntnisse in der Literatur zurückgegriffen. Schwarzmeier [TR04] führt aus, dass zwischen dem oberen und dem unteren Totpunkt ein Temperaturunterschied von 15 K vorherrscht. Dieser Unterschied existiert aber unabhängig von der Last, so dass die Last lediglich für das Niveau der Temperatur entscheidend ist. Durch den Vergleich von zwei Motoren mit identischen Eckdaten ist aber nur das Niveau der Zylinderwandtemperatur entscheidend, so dass auf die Berechnung einer, für die gesamte Zylinderlaufbuchse gelten-

de, mittlere Zylinderwandtemperatur nach Atkins/French [T19] und Manz [B11] zurückgegriffen werden kann. Für Benzinmotoren mit äußerer Gemischbildung gilt:

$$T_{ZW} = G_1 \cdot \left( \frac{5,13 \cdot \dot{m}_K}{A_K} \right)^{0,6} \cdot \left( \frac{h_{ZW}}{\lambda_{ZW}} + \frac{1}{0,42 \cdot n} \right) + T_{KM} \quad (2.2-1)$$

$$G_1 = 193 \cdot 10^3 \text{ W/m}^2.$$

Der Vorteil dieser Gleichung liegt darin begründet, dass neben der Kühlmitteltemperatur und den Wärmeleiteigenschaften der Zylinderwand auch der Kraftstoffmassendurchsatz berücksichtigt wird. Da sich die Flamme von der Zündkerze her in alle Richtungen ausbreitet, werden die Zylinderwände mit einer höheren Temperatur beaufschlagt. Zudem ist die Verbrennungstemperatur eine Funktion der eingebrachten Kraftstoffmasse. Damit hängt die Zylinderwandtemperatur neben der Kühlmitteltemperatur auch von der eingebrachten Kraftstoffmasse ab.

Für die Berechnung der mittleren Zylinderwandtemperatur nach Gleichung (2.2-1) müssen die einzelnen Größen bekannt sein. Im stationären Betrieb der beiden Motoren können der Kraftstoffmassendurchsatz und die Kühlmitteltemperatur gemessen werden. Es ergeben sich die in **Tabelle 6.1.2-1** aufgeführten Größen.

|                           | Formelzeichen  | Einheit                            | Basismotor           | Versuchsmotor        |
|---------------------------|----------------|------------------------------------|----------------------|----------------------|
| Kolbenfläche              | $A_K$          | $\text{m}^2$                       | 0,0046               | 0,0046               |
| Wärmeleitkoeffizient      | $\lambda_{ZW}$ | $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ | 52,5                 | 52,5                 |
| Dicke der Zylinderwand    | $h_{ZW}$       | m                                  | 0,006                | 0,006                |
| Drehzahl                  | n              | 1/min                              | 2000                 | 2000                 |
| Kraftstoffmassendurchsatz | $\dot{m}_K$    | kg/s                               | $1,44 \cdot 10^{-4}$ | $1,15 \cdot 10^{-4}$ |
| Kühlmitteltemperatur      | $T_{KM}$       | K                                  | 362                  | 362                  |

**Tabelle 6.1.2-1:** Kenngrößen für die Berechnung der mittleren Zylinderwandtemperatur

Aufgrund dieser Eingabedaten ergeben sich nach Gleichung (2.2-1) folgende, über die gesamte Zylinderlaufbuchse geltende, mittlere Zylinderwandtemperaturen:

$$T_{ZW, BM} = 446 \text{ K}$$

$$T_{ZW, VM} = 435 \text{ K.}$$

Entsprechend dieser Ergebnisse stellt sich beim Versuchsmotor eine um 11 K geringere mittlere Zylinderwandtemperatur ein als beim Basismotor. Obwohl die errechneten Absoluttemperaturen für den Betriebspunkt  $n = 2000/\text{min}$  und  $p_{me} = 2 \text{ bar}$  die realen Zylinderwandtemperaturen nicht genau wiedergeben, wird die Differenz von 11 K aus beiden Absolutgrößen auch von Urzua Torres [U11] mittels Zylinderwandtemperaturmessungen sowohl beim geschichteten als auch beim homogenen Motorbetrieb bestätigt.

Die Differenz  $\Delta T_{ZW} = 11 \text{ K}$  bedeutet bei einem nach Schwarzmeier [TR04] und Krause/Todsén [TR32] ermittelten Einfluss der Wandtemperatur auf den Reibmitteldruck der Kolbengruppe von  $0,002 \dots 0,006 \text{ bar/K}$  eine Erhöhung des Reibmitteldruckes um  $0,022 \dots 0,066 \text{ bar}$  und für den Mittelwert von  $0,004 \text{ bar/K}$  eine Erhöhung des Reibmitteldruckes um  $0,044 \text{ bar}$ . Diese Werte müssen noch mit dem bei Fischer [TR10] angegebenen Faktor  $0,62$  multipliziert werden, da die von Schwarzmeier [TR04] und Krause/Todsén [TR32] gemessenen Werte nur die Abhängigkeit der Kolbengruppe beschreiben. Demnach bewirkt die um 11 K geringere Zylinderwandtemperatur beim Versuchsmotor einen Anstieg des Reibmitteldruckes des Gesamtmotors um  $\Delta p_{mr, T_{ZW}, Last} = 0,027 \text{ bar}$  und ein Streuband von  $\Delta p_{mr, T_{ZW}, Last} = 0,014 \dots 0,041 \text{ bar}$ .

Neben der Temperatur des Schmiermittels muss nach Kapitel 3.5 aber auch der Einfluss des Druckes auf die dynamische Viskosität betrachtet werden. Es gilt:

$$\eta_p \sim e^{\alpha_p \cdot p}. \quad (3.5-2)$$

Für die Bestimmung des Druckviskositätskoeffizienten  $\alpha_p$  gibt Bartel [TR05] eine Temperaturabhängigkeit an. Da die Zylinderwandtemperatur bereits zur näherungsweise Bestimmung der Temperatur im Schmierfilm herangezogen wurde, soll auch hier auf die Ergebnisse zurückgegriffen werden. Bei der Berechnung der Zylinderwandtemperaturen ergibt sich zwischen Basis- und Versuchsmotor eine Differenz von  $\Delta T_{ZW} = 11 \text{ K}$ . Demnach wird die bei Bartel [TR05] angegebene Temperaturabhängigkeit des Druckviskositätskoeffizienten  $\alpha_p$  vernachlässigt. Auch der bei Bartel [TR05] angegebene Einfluss der Druckänderungsgeschwindigkeit wird nicht be-

rücksichtigt, da der maximale Druckanstieg beim Basismotor 0,71 bar/KW und beim Versuchsmotor 1,33 bar/KW beträgt und damit beide Werte unterhalb des von Bartel [TR05] angegebenen Wertes liegen. Wird zudem davon ausgegangen, dass die Molekülstruktur im Öl konstant ist, so kann der bei Fassbender [TR21] für Mineralöle angegebene Wert  $\alpha_p \approx 0,00275/\text{bar}$  verwendet werden.

Der auf den Schmierfilm wirkende Druck setzt sich aus der Normalkraft  $F_N$  bzw. aus den hinter den einzelnen Kolbenringen wirkenden Druckanteilen und den entsprechenden radialen Anpressdrücken der Kolbenringe zusammen. Bei der Normalkraft wird angenommen, dass diese über die in den Bildern 6.1.1-3 und 6.1.1-4 dargestellten Flächen mit einer Breite von 26 mm und einer Höhe von 35 mm wirkt. Demnach ergeben sich im befeuerten Betrieb folgende Proportionalitäten:

$$\eta_{p, \text{Kolbenhemd}}(\varphi) \sim e^{\alpha_p \cdot \frac{F_N(\varphi)}{A}} \quad (6.1.2-1)$$

$$A = \text{Fläche} (= 26 \text{ mm} \cdot 35 \text{ mm nach Bild 6.1.1-3 und 6.1.1-4})$$

$$\eta_{p, Rr}(\varphi) \sim e^{\alpha_p \cdot \left( p_{Zyl}(\varphi) + \frac{F_{t, rad, Rr}}{A_{M, Rr}} \right)} \quad (6.1.2-2)$$

$$\eta_{p, Mr}(\varphi) \sim e^{\alpha_p \cdot \left( 0,3 \cdot p_{Zyl}(\varphi) + \frac{F_{t, rad, Mr}}{A_{M, Mr}} \right)} \quad (6.1.2-3)$$

$$\eta_{p, Ör}(\varphi) \sim e^{\alpha_p \cdot \left( 0,17 \cdot p_{Zyl}(\varphi) + \frac{F_{t, rad, Ör}}{A_{M, Ör}} \right)}. \quad (6.1.2-4)$$

Obwohl der Einfluss der Tangentialkräfte der Kolbenringe auf die Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität des Schmiermittels bereits im geschleppten Motorbetrieb (Kapitel 6.1.1) behandelt wurde, muss dieser Term auch im befeuerten Motorbetrieb betrachtet werden. Durch die exponentielle Abhängigkeit des Druckes auf die dynamische Viskosität ist eine einfache Addition des Einflusses aus dem geschleppten und dem befeuerten Motorbetrieb nicht möglich, so dass die exponentielle Abhängigkeit des Druckes auf die dynamische Viskosität nur durch die hier aufgezeigten Gleichungen richtig wiedergegeben wird.

Die in der Proportionalität (6.1.2-1) aufgeführte Normalkraft  $F_N$  errechnet sich nach:

$$F_N(\varphi) = F_K(\varphi) \cdot \frac{\lambda_{PI} \cdot \sin\varphi + \kappa}{\sqrt{1 - (\lambda_{PI} \cdot \sin\varphi + \kappa)^2}}. \quad (3.2-5)$$

Die für die Ermittlung der Kolbenkraft  $F_K$  erforderliche Gaskraft  $F_G$  wird nach Gleichung (3.2-2) berechnet. Da der Druck im Kurbelgehäuse unterhalb des Umgebungsdruckes liegt, ist:

$$p_{Kg} = p_{Umg} - \Delta p$$

$\Delta p$  Druckdifferenz zwischen Kurbelgehäuse und Umgebung [bar].

Weil die Druckdifferenz zwischen Kurbelgehäuse und Umgebung deutlich kleiner ist als der Zylinderdruck, also  $\Delta p \ll p_{Zyl}$  gilt, kann  $\Delta p$  vernachlässigt werden. Somit lässt sich die Gaskraft nach Gleichung (3.2-2) berechnen.

Um die Veränderung der dynamischen Viskosität des Versuchsmotors im Vergleich zum Basismotor in Abhängigkeit vom wirkenden Druck darzustellen, können folgende Verhältnisgleichungen aufgestellt werden:

$$\eta_{p, \text{Last, Kolbenhemd, VM}}^* [\%] = \frac{e^{\alpha_p \cdot \frac{F_{N, VM}(\varphi)}{A}} \cdot 100}{e^{\alpha_p \cdot \frac{F_{N, BM}(\varphi)}{A}}} \quad (6.1.2-5)$$

$$\eta_{p, \text{Last, Rr, VM}}^* [\%] = \frac{e^{\alpha_p \cdot \left( p_{Zyl, VM}(\varphi) + \frac{F_{t, rad, Rr, VM}}{A_{M, Rr, VM}} \right)} \cdot 100}{e^{\alpha_p \cdot \left( p_{Zyl, BM}(\varphi) + \frac{F_{t, rad, Rr, BM}}{A_{M, Rr, BM}} \right)}} \quad (6.1.2-6)$$

$$\eta_{p, \text{Last, Mr, VM}}^* [\%] = \frac{e^{\alpha_p \cdot \left( 0,3 \cdot p_{Zyl, VM}(\varphi) + \frac{F_{t, rad, Mr, VM}}{A_{M, Mr, VM}} \right)} \cdot 100}{e^{\alpha_p \cdot \left( 0,3 \cdot p_{Zyl, BM}(\varphi) + \frac{F_{t, rad, Mr, BM}}{A_{M, Mr, BM}} \right)}} \quad (6.1.2-7)$$

$$\eta_{p, \text{Last, Ör, VM}}^* [\%] = \frac{e^{\alpha_p \cdot \left( 0,17 \cdot p_{Zyl, VM}(\varphi) + \frac{F_{t, rad, Ör, VM}}{A_{M, Ör, VM}} \right)} \cdot 100}{e^{\alpha_p \cdot \left( 0,17 \cdot p_{Zyl, BM}(\varphi) + \frac{F_{t, rad, Ör, BM}}{A_{M, Ör, BM}} \right)}}. \quad (6.1.2-8)$$

Für den Versuchsmotor ergeben sich folgende Werte:

$$\begin{aligned}\eta_{p, \text{ Last, Kolbenhemd, VM}}^* &= 100,28 \% \\ \eta_{p, \text{ Last, Rr, VM}}^* &= 100,68 \% \\ \eta_{p, \text{ Last, Mr, VM}}^* &= 100,22 \% \\ \eta_{p, \text{ Last, Ör, VM}}^* &= 100,13 \%\end{aligned}$$

Nach

$$p_{mr, \eta_p} \sim F_{\text{Reib, } \eta_p} \sim \eta \sim \eta_p \sim e^{\alpha_p \cdot p} \quad (3.5-4)$$

bedeutet dies eine Zunahme des Reibmitteldruckes in Summe um 1,31 %. Wird dieser Wert auf  $\Delta p_{mr, \text{ Last}} = 0,095$  bar (Tabelle 6.1-2) bezogen, so muss wie im geschleppten Motorbetrieb auch im befeuerten Motorbetrieb der Anteil der Kolbengruppe an der Gesamtreibung des Motors berücksichtigt werden. Mit dem bei Fischer [TR10] angegebenen Anteil von 62 % der Kolbengruppe an der Gesamtreibung des Motors nimmt der Reibmitteldruck  $\Delta p_{mr, \eta_p, \text{ Last}}$  durch den Anstieg der dynamischen Viskosität  $\eta_p$  um  $\approx 1$  mbar zu.

Um den Einfluss der wirkenden Kräfte auf die minimale Schmierfilmdicke darzustellen, müssen folgende Gleichungen berechnet werden:

$$F_N = F_K \cdot \frac{\lambda_{PI} \cdot \sin\varphi + \kappa}{\sqrt{1 - (\lambda_{PI} \cdot \sin\varphi + \kappa)^2}} \quad (3.2-5)$$

$$F_{p_{Zyl, \text{ rad, Rr}}} + F_{t, \text{ rad, Rr}} = h_{Rr} \cdot d_{Rr} \cdot \pi \cdot p_{Zyl} + 2 \cdot \pi \cdot F_{t, Rr} \quad (6.1.2-9)$$

$$F_{p_{Zyl, \text{ rad, Mr}}} + F_{t, \text{ rad, Mr}} = 0,3 \cdot h_{Mr} \cdot d_{Mr} \cdot \pi \cdot p_{Zyl} + 2 \cdot \pi \cdot F_{t, Mr} \quad (6.1.2-10)$$

$$F_{p_{Zyl, \text{ rad, Ör}}} + F_{t, \text{ rad, Ör}} = 0,17 \cdot h_{Ör} \cdot d_{Ör} \cdot \pi \cdot p_{Zyl} + 2 \cdot \pi \cdot F_{t, Ör} \quad (6.1.2-11)$$

Auch hier ist wieder aufgrund der exponentiellen Abhängigkeit der Kräfte auf die minimale Schmierfilmdicke eine einfache Addition des Einflusses aus dem geschleppten und dem befeuerten Motorbetrieb nicht möglich, so dass nur bei Berücksichtigung aller im befeuerten Betrieb wirkenden Kräfte die exponentielle Abhängigkeit richtig wiedergegeben wird.

In Gleichung (3.2-5) wird die in der Kolbenkraft  $F_K$  enthaltene Gaskraft  $F_G$  nach Gleichung (3.2-2) berechnet.

Es stellen sich auch im befeuerten Motorbetrieb bestimmte Schmierfilmdicken ein. Demnach kann geschrieben werden:

$$h_{0, \text{Kolbenhemd}}(\varphi) \sim \left( \frac{1}{F_N(\varphi)} \right)^{0,5} \quad (6.1.2-12)$$

$$h_{0, \text{Rr}}(\varphi) \sim \left( \frac{1}{F_{p_{\text{Zyl, rad, Rr}}}(\varphi) + F_{t, \text{rad, Rr}}} \right)^{0,5} \quad (6.1.2-13)$$

$$h_{0, \text{Mr}}(\varphi) \sim \left( \frac{1}{F_{p_{\text{Zyl, rad, Mr}}}(\varphi) + F_{t, \text{rad, Mr}}} \right)^{0,5} \quad (6.1.2-14)$$

$$h_{0, \text{Ör}}(\varphi) \sim \left( \frac{1}{F_{p_{\text{Zyl, rad, Ör}}}(\varphi) + F_{t, \text{rad, Ör}}} \right)^{0,5} \quad (6.1.2-15)$$

Um die prozentuale Veränderung der Schmierfilmdicken des Versuchsmotors im Vergleich zum Basismotor darzustellen, können folgende Verhältnisgleichungen aufgestellt werden:

$$h^*_{0, \text{Last, Kolbenhemd, VM}}(\varphi) [\%] = \frac{(F_{N, \text{BM}}(\varphi))^{0,5} \cdot 100}{(F_{N, \text{VM}}(\varphi))^{0,5}} \quad (6.1.2-13)$$

$$h^*_{0, \text{Last, Rr, VM}}(\varphi) [\%] = \frac{(F_{p_{\text{Zyl, rad, Rr, BM}}}(\varphi) + F_{t, \text{rad, Rr, BM}})^{0,5} \cdot 100}{(F_{p_{\text{Zyl, rad, Rr, VM}}}(\varphi) + F_{t, \text{rad, Rr, VM}})^{0,5}} \quad (6.1.2-14)$$

$$h^*_{0, \text{Last, Mr, VM}}(\varphi) [\%] = \frac{(F_{p_{\text{Zyl, rad, Mr, BM}}}(\varphi) + F_{t, \text{rad, Mr, BM}})^{0,5} \cdot 100}{(F_{p_{\text{Zyl, rad, Mr, VM}}}(\varphi) + F_{t, \text{rad, Mr, VM}})^{0,5}} \quad (6.1.2-15)$$

$$h^*_{0, \text{Last, Ör, VM}}(\varphi) [\%] = \frac{(F_{p_{\text{Zyl, rad, Ör, BM}}}(\varphi) + F_{t, \text{rad, Ör, BM}})^{0,5} \cdot 100}{(F_{p_{\text{Zyl, rad, Ör, VM}}}(\varphi) + F_{t, \text{rad, Ör, VM}})^{0,5}} \quad (6.1.2-16)$$

Es ergeben sich über ein Arbeitsspiel betrachtet folgende Schmierfilmdicken:

$$\sum_{\varphi = 0 \text{ kW}}^{720 \text{ kW}} h_{0, \text{ Last, Kolbenhemd, VM}}^*(\varphi) = 89,34 \%$$

$$\sum_{\varphi = 0 \text{ kW}}^{720 \text{ kW}} h_{0, \text{ Last, Rr, VM}}^*(\varphi) = 78,40 \%$$

$$\sum_{\varphi = 0 \text{ kW}}^{720 \text{ kW}} h_{0, \text{ Last, Mr, VM}}^*(\varphi) = 85,27 \%$$

$$\sum_{\varphi = 0 \text{ kW}}^{720 \text{ kW}} h_{0, \text{ Last, Ör, VM}}^*(\varphi) = 94,22 \%$$

Über ein Arbeitsspiel betrachtet werden demnach beim Versuchsmotor geringere minimale Schmierfilmdicken erreicht als beim Basismotor. Diese Verringerungen der minimalen Schmierfilmdicken bedingen nach

$$F_{\text{Reib, } h_0}(\varphi) \sim \frac{1}{h_0(\varphi)} \quad (3.4-2)$$

einen Anstieg der Reibkraft, so dass

$$F_{\text{Reib, } h_0, \text{ Last, Kolbenhemd, VM}}^*(\varphi) [\%] = \frac{(F_{N, \text{ VM}}(\varphi))^{0,5} \cdot 100}{(F_{N, \text{ BM}}(\varphi))^{0,5}} \quad (6.1.2-17)$$

$$F_{\text{Reib, } h_0, \text{ Last, Rr, VM}}^*(\varphi) [\%] = \frac{(F_{p_{\text{Zyl, rad, Rr, VM}}}(\varphi) + F_{t, \text{ rad, Rr, VM}})^{0,5} \cdot 100}{(F_{p_{\text{Zyl, rad, Rr, BM}}}(\varphi) + F_{t, \text{ rad, Rr, BM}})^{0,5}} \quad (6.1.2-18)$$

$$F_{\text{Reib, } h_0, \text{ Last, Mr, VM}}^*(\varphi) [\%] = \frac{(F_{p_{\text{Zyl, rad, Mr, VM}}}(\varphi) + F_{t, \text{ rad, Mr, VM}})^{0,5} \cdot 100}{(F_{p_{\text{Zyl, rad, Mr, BM}}}(\varphi) + F_{t, \text{ rad, Mr, BM}})^{0,5}} \quad (6.1.2-19)$$

$$F_{\text{Reib, } h_0, \text{ Last, Ör, VM}}^*(\varphi) [\%] = \frac{(F_{p_{\text{Zyl, rad, Ör, VM}}}(\varphi) + F_{t, \text{ rad, Ör, VM}})^{0,5} \cdot 100}{(F_{p_{\text{Zyl, rad, Ör, BM}}}(\varphi) + F_{t, \text{ rad, Ör, BM}})^{0,5}} \quad (6.1.2-20)$$

gilt. Für die Reibkraft ergeben sich folgende Werte:

$$\sum_{\varphi=0}^{720} F_{\text{Reib, } h_0, \text{ Last, Kolbenhemd, VM}}^* (\varphi) = 111,93 \%$$

$$\sum_{\varphi=0}^{720} F_{\text{Reib, } h_0, \text{ Last, Rr, VM}}^* (\varphi) = 127,54 \%$$

$$\sum_{\varphi=0}^{720} F_{\text{Reib, } h_0, \text{ Last, Mr, VM}}^* (\varphi) = 117,27 \%$$

$$\sum_{\varphi=0}^{720} F_{\text{Reib, } h_0, \text{ Last, Ör, VM}}^* (\varphi) = 106,13 \%$$

Da

$$p_{\text{mr, } h_0} = \frac{1}{V_h} \cdot \oint F_{\text{Reib, } h_0} \cdot ds \quad (3.4-4)$$

gilt, können die einzelnen Differenzen zwischen Versuchs- und Basismotor unter Berücksichtigung des bei Fischer [TR10] angegebenen Anteils der Kolbengruppe an der Gesamtreibung des Motors in Höhe von 62 % auf die Reibmitteldruckdifferenz im befeuerten Betrieb  $\Delta p_{\text{mr, Last}} = 0,095$  bar bezogen werden. Es gilt:

$$\sum_{\varphi=0}^{720} p_{\text{mr, } h_0, \text{ Last, Kolbenhemd, VM}} (\varphi) = 0,007 \text{ bar}$$

$$\sum_{\varphi=0}^{720} p_{\text{mr, } h_0, \text{ Last, Rr, VM}} (\varphi) = 0,016 \text{ bar}$$

$$\sum_{\varphi=0}^{720} p_{\text{mr, } h_0, \text{ Last, Mr, VM}} (\varphi) = 0,010 \text{ bar}$$

$$\sum_{\varphi=0}^{720} p_{\text{mr, } h_0, \text{ Last, Ör, VM}} (\varphi) = 0,004 \text{ bar.}$$

Insgesamt bewirkt die Schmierfilmdickenreduzierung beim Versuchsmotor einen Anstieg des Reibmitteldruckes gegenüber dem Basismotor um  $\Delta p_{\text{mr, } h_0, \text{ Last}} = 0,037$  bar.

Die bisher dargestellten Ergebnisse von  $\Delta p_{\text{mr, } \eta_p, \text{ Last}}$  und  $\Delta p_{\text{mr, } h_0, \text{ Last}}$  basieren auf Zylinderdruckverläufe, die aus 50 aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen ermittelt wurden. Um die Streubänder von  $\Delta p_{\text{mr, } \eta_p, \text{ Last}}$  und  $\Delta p_{\text{mr, } h_0, \text{ Last}}$  aufzuzeigen, können

der maximale Zylinderdruckverlauf des Versuchsmotors mit dem minimalen Zylinderdruckverlauf des Basismotors

bzw.

der maximale Zylinderdruckverlauf des Basismotors mit dem minimalen Zylinderdruckverlauf des Versuchsmotors

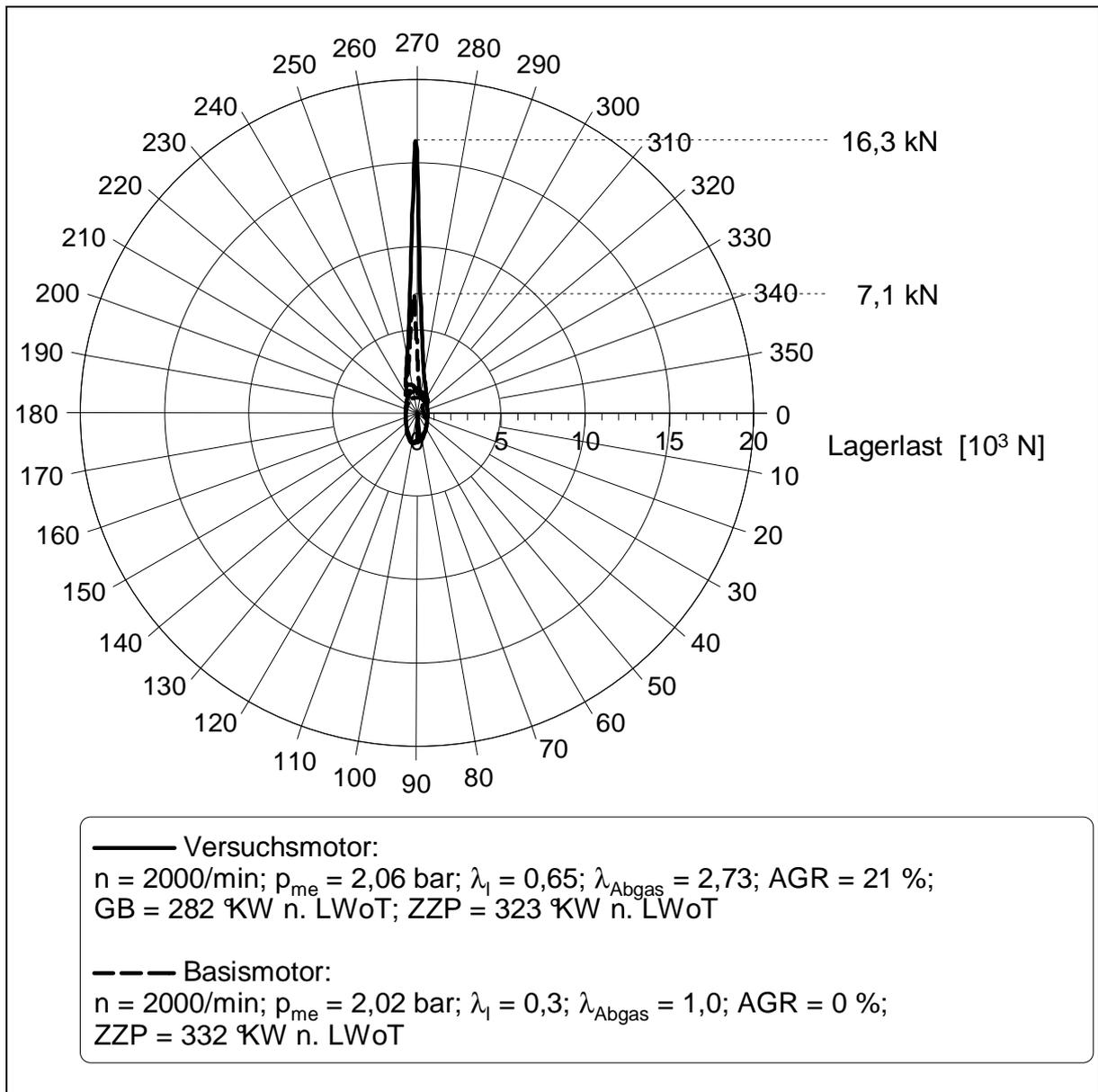
verglichen werden. Entsprechend dem veränderten Zylinderdruckverlauf ergeben sich folgende Streubandbereiche (**Tabelle 6.1.2-2**). Hier werden zur besseren Übersicht zusätzlich die Mittelwerte mit dargestellt.

|                               | Streubandbereich  | auf $\Delta p_{mr, Last}$ bezogenes Streuband | auf $\Delta p_{mr, Last}$ bezogener Mittelwert |
|-------------------------------|-------------------|---|--|
| $p^*_{mr, \eta_p, Last, VM}$  | 99,87 ... 102,6 % |   |  |
| $\Delta p_{mr, \eta_p, Last}$ |                   | - 0,000 ... 0,002 bar                         | 0,001 bar                                      |
| $p^*_{mr, h_0, Last, VM}$     | 88,59 ... 191,5 % |   |  |
| $\Delta p_{mr, h_0, Last}$    |                   | - 0,007 ... 0,054 bar                         | 0,037 bar                                      |
| $\Sigma$                      |                   | - 0,007 ... 0,056 bar                         | 0,038 bar                                      |

**Tabelle 6.1.2-2:** Betrachtung der Streubänder und der Mittelwerte

Unberücksichtigt blieb bisher der Einfluss des Zylinderdruckes auf die Reibung der Gleitlager. In der Literatur wird dieser Einfluss als gering angesehen. Um eine möglichst vollständige Analyse der Reibungsverluste durchzuführen, soll dieser Einfluss doch betrachtet werden. Die Berechnungen werden mit dem FVV-Programm "Gleitlager" [U03, U04] durchgeführt. Durch die Verwendung der darin enthaltenen Lagerbelastungsberechnung [U05, U07] und unter Berücksichtigung der Randbedingung von starren Zapfen und Lagerschalen können die minimale Schmierfilmdicke und dessen Lage, die Lagerbelastung und dessen Angriffswinkel sowie die Exzentrizität pro Kurbelwinkel für Pleuell- und Hauptlager berechnet werden. Exemplarisch soll hier auf die Ergebnisse des Pleuellagers eingegangen werden.

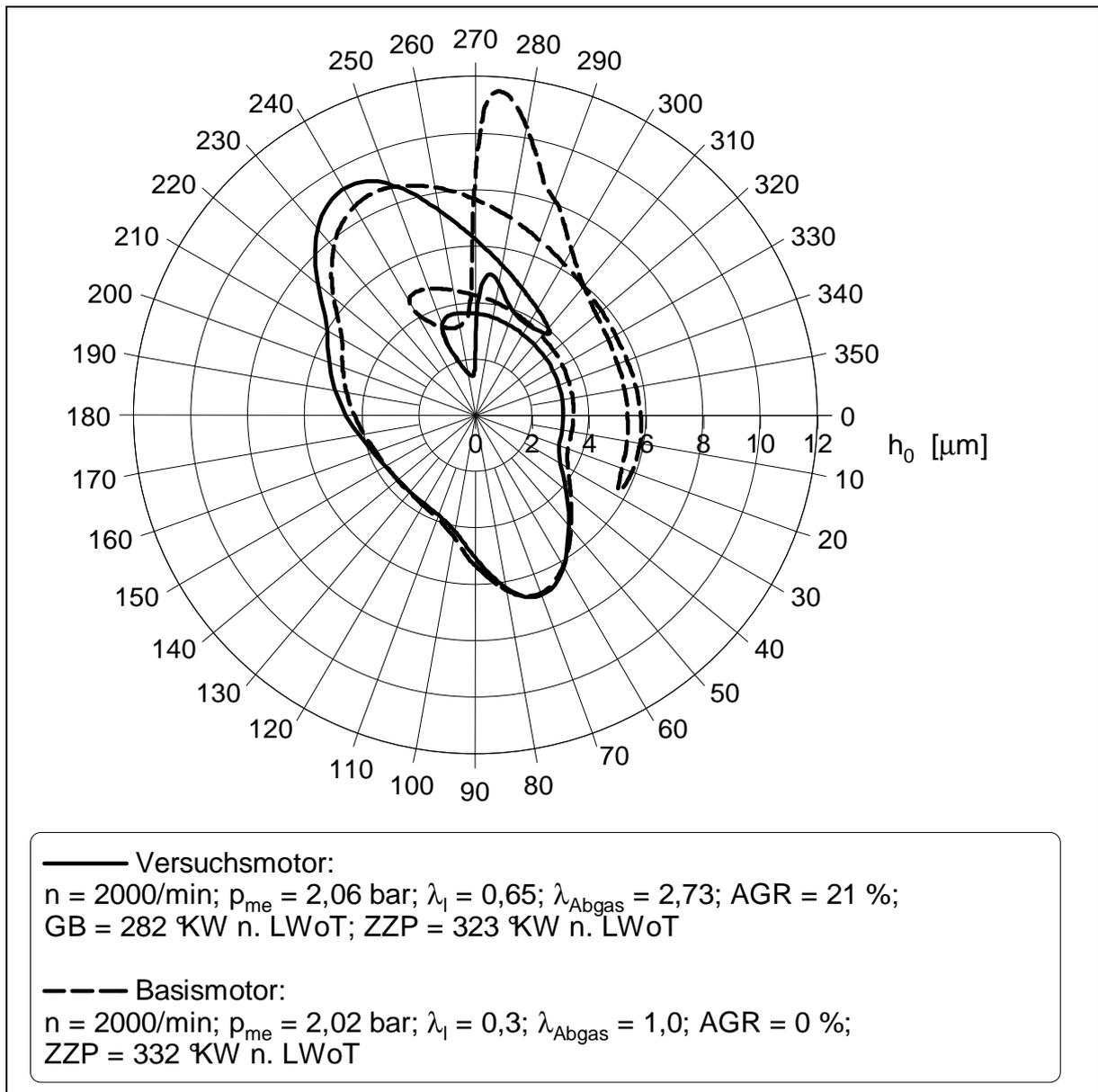
In **Bild 6.1.2-1** ist der Verlauf der Pleuellagerbelastung für beide Motoren aufgetragen. Dabei stellt die 180 °Achse die Trennfuge des Lagers dar.



**Bild 6.1.2-1:** Verlauf der Pleuellagerbelastung des Basis- und des Versuchsmotors für den Betriebspunkt  $n = 2000/\text{min}$  und  $p_{me} = 2 \text{ bar}$  nach Lücke [U01]; bezogen auf die Lagerschale

Durch den höheren Verdichtungs-, Verbrennungs- und Expansionsdruck im Zylinder nehmen auch die Lagerlasten des Versuchsmotors deutlich zu. So hat der Anstieg des maximalen Zylinderdruckes von 20 bar auf 40 bar (s. Bild 6-1) eine Erhöhung der Lagerbelastung von 7,1 kN auf 16,3 kN zur Folge.

Durch die höhere Lagerbelastung nimmt wiederum die minimale Schmierfilmdicke im Hubzapfenlager ab. In **Bild 6.1.2-2** sind für beide Motoren die minimalen Schmierfilmdicken aufgetragen. Auch hier stellt die 180 ° Achse die Trennfuge des Lagers dar.



**Bild 6.1.2-2:** Verlauf der minimale Schmierfilmdicke im Pleuellager des Basis- und des Versuchsmotors für den Betriebspunkt  $n = 2000/\text{min}$  und  $p_{me} = 2 \text{ bar}$  nach Lübke [U01]; bezogen auf die Lagerschale

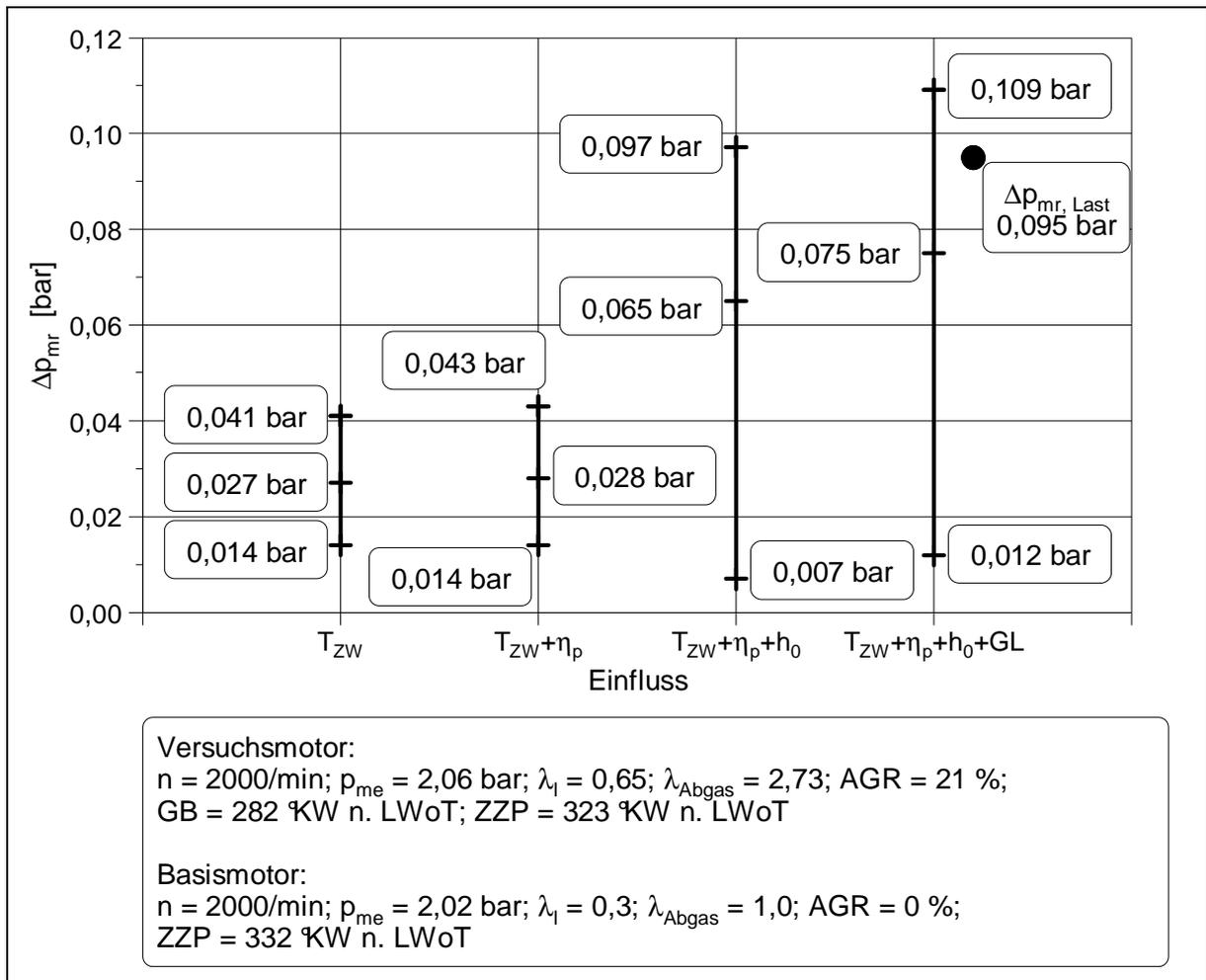
Zu erkennen ist, dass durch die höhere Lagerlast des Versuchsmotors die minimale Schmierfilmdicke abnimmt. Durch die Zunahme der Lagerbelastung und die damit verbundene Reduzierung der minimalen Schmierfilmdicke steigt auch die Reibarbeit der Gleitlager. Werden die Reibmitteldrücke der vier Pleuellager addiert, kann beim Versuchsmotor ein um  $0,005 \text{ bar}$  höherer Reibmitteldruck gegenüber dem Basismotor errechnet werden. Für die fünf Hauptlager müssen bei gleicher Vorgehensweise folgende höhere Reibmitteldrücke berücksichtigt werden:

|                     |            |
|---------------------|------------|
| Hauptlager 1 und 5: | 0,001 bar  |
| Hauptlager 2 und 4: | 0,002 bar  |
| Hauptlager 3:       | 0,002 bar. |

Zusammen mit den vier Pleuellagern erhöht sich der Gesamtreibmitteldruck der Gleitlager gegenüber dem Basismotor um  $\Delta p_{mr, GL, Last} = 0,01$  bar. Es ergibt sich ein Streubandbereich von 0,005 ... 0,012 bar.

Auf die Reibung am Kolbenbolzen wird nicht eingegangen, da diese primär durch Quer- und Kippbewegung des Kolbens hervorgerufen wird. Hierbei sind aber die Wege so gering, dass die Reibarbeit und damit der Reibmitteldruck vernachlässigt werden können.

Werden die mittleren Werte von  $\Delta p_{mr, T_{ZW}, Last}$ ,  $\Delta p_{mr, \eta_p, Last}$ ,  $\Delta p_{mr, h_0, Last}$  und  $\Delta p_{mr, GL, Last}$  mit den dazugehörigen Streubändern dargestellt, ergibt sich **Bild 6.1.2-5**. Zur besseren Übersicht ist der gemessene Wert  $\Delta p_{mr, Last} = 0,095$  bar mit eingetragen.



**Bild 6.1.2-5:** Streuband und Mittelwert von Einflussgrößen auf die Reibmitteldruckdifferenz zwischen Basis- und Versuchsmotor für den Betriebspunkt  $n = 2000/\text{min}$  und  $p_{me} = 2$  bar

Es ist ersichtlich, dass durch die Addition der Mittelwerte  $\Delta p_{mr, T_{ZW}, Last} = 0,027$  bar,  $\Delta p_{mr, \eta_p, Last} = 0,001$  bar,  $\Delta p_{mr, h_0, Last} = 0,037$  bar, und  $\Delta p_{mr, GL, Last} = 0,01$  bar bereits eine Differenz von 0,075 bar zwischen Basis- und Versuchsmotor vorliegt. Bei der Betrachtung des Streubandes ließ sich ein maximaler Bereich von 0,012 ... 0,109 bar ermitteln, was einer Differenz von 0,097 bar entspricht.

Es zeigt sich, dass das  $\Delta p_{mr, Last} = 0,095$  bar innerhalb des Streubandbereiches liegt. Die Abweichung des gemessenen Wertes  $\Delta p_{mr, Last} = 0,095$  bar von dem analytisch ermitteltem Wert 0,075 bedeutet eine Abweichung von 21 %. Durch die mathematische Analyse konnte der lastabhängige Reibmitteldruckanteil  $\Delta p_{mr, Last}$  gut beschrieben werden.

## 6.2 Fehlerbetrachtung

Trotz der guten Übereinstimmung zwischen berechneter und gemessener Reibmitteldruckdifferenz wird darauf hingewiesen, dass Annahmen getroffen werden mussten.

So erfolgte z. B. die mathematische Beschreibung der minimalen Schmierfilmdicke auf der Grundlage der Hydrodynamik. Rosenberg [TR42] gibt an, dass dieser Zustand für den Kolben über dem gesamten Hub gegeben ist. Heuberger et. al. [TR39] schränken diese Aussage dahingehend ein, dass in den Bereichen des LWoT's kein hydrodynamischer Zustand vorherrscht. Im Bereich des ZOT arbeitet der Kolben aber auch nach Heuberger et. al. [TR39] im hydrodynamischen Bereich. Anders ist es bei den Kolbenringen. Hier geben sowohl Rosenberg [TR42] als auch Heuberger et. al. [TR39] an, dass diese zwischen den Totpunkten im hydrodynamischen Gebiet und in den Totpunkten im Mischreibungsgebiet arbeiten. Kessen [TR01] unterstützt diese Aussagen dahingehend, dass der hydrodynamische Reibungszustand überwiegend bei hohen Kolbengeschwindigkeiten auftritt. Zwar kann nach Kessen [TR01] dieser Zustand in den Totpunkten für eine begrenzte Zeit durch den Squeeze-Effekt aufrecht erhalten werden, jedoch verkürzen hohe Zylinderdrücke und hohe Schmierfilmtemperaturen diesen Effekt, so dass ein Wechsel in den Mischreibungszone erfolgt. Bruchner [TR09], Fischer [TR10], Thiele [TR33] und Halsband [TR41] weisen aber darauf hin, dass sich eine Änderung des Reibungsmechanismus in den Tot-

punkten auf den gesamten Reibmitteldruck weniger stark auswirkt, da hier nur geringe Kolbenwege zurückgelegt werden (s. Gleichung (3.4-4)). Demzufolge kann der Fehler, der durch ein Ausschließen der Mischreibung auftritt, als gering angesehen werden.

Für die mathematische Beschreibung der minimalen Schmierfilmdicke wurden Ansätze von Lang/Steinhilper [TR31] und Fuller [TR49] verwendet. Ausgangsbasis dieser Ansätze ist die hydrodynamische Schmierung im Gleitschuh. Lang/Steinhilper [TR31] und Fuller [TR49] stellen hiermit eine Berechnung der minimalen Schmierfilmdicke an Gleitlagern zur Verfügung. Da die Kolbenringe und das Kolbenhemd prinzipiell als Gleitschuh betrachtet werden können aber kein Gleitlager darstellen, können die realen Gegebenheiten am Kolbenring mit diesen Ansätzen nicht genau wiedergegeben werden. So wird z.B. von einer laminaren Strömung im Schmierpalt ausgegangen und die Kompressibilität des Schmiermittels vernachlässigt. Diese Vereinfachungen ermöglichen aber die Bestimmung der minimalen Schmierfilmdicke mit einfachen Mitteln, so dass für diese Arbeit auf diese Möglichkeit zurückgegriffen wurde.

Bei der Berechnung der Normalkraft  $F_N$  wurde die oszillierende Massenkraft berücksichtigt, die unter anderem eine Funktion der Drehzahl ist. Die Drehzahl ist während eines Arbeitsspiels Schwankungen ausgesetzt, wodurch zwischen der integralen und der exakten Drehzahlmessung ein Unterschied entsteht. Schwarzmeier [TR04] gibt diesen Unterschied bei einer Drehzahl von  $n = 420/\text{min}$  mit ca. 100 N bei den Massenkraften an. Mit steigender Drehzahl verringert sich aber die Differenz zwischen integraler und exakter Drehzahlmessung. Somit kann bei der hier betrachteten Drehzahl die integrale Bestimmung der Drehzahl als ausreichend genau bewertet werden.

Eine Berechnung der Kolbensekundärbewegung war im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich. Es ist zu empfehlen, den Einfluss der unterschiedlichen Schwerpunktlagen des Kolbens zwischen Basis- und Versuchsmotor auf die Kolbensekundärbewegung noch zu untersuchen, da diese einen entscheidenden Einfluss auf die Schmierfilmbildung [TR17] und damit auf die Reibung [TR16, TR03, TR36] hat. Bislang kann keine Aussage getroffen werden, welcher Art und wie groß dieser Einfluss ist.

Zusammenfassend wird durch diese Betrachtung deutlich: Der Reibmitteldruck kann nicht gesondert vom Brennverfahren bzw. vom Brennverlauf betrachtet werden. Die alleinige Berücksichtigung des Schleppmomentes birgt eine große Unsicherheit in sich. Erst durch eine simultane Messung der indizierten und der effektiven Arbeit, z. B. während eines Abschaltversuches, kann der tatsächliche Lasteinfluss und damit auch der tatsächliche Reibmitteldruck ermittelt werden. Eine anschließende detaillierte Reibungsanalyse ermöglicht es, die Einflussgrößen auf den Reibmitteldruck zu ermitteln und zu quantifizieren.

## 7. Einfluss des Zylinderdruckverlaufes auf den Reibmitteldruck

Es wird ein Lösungsansatz zur Vorausberechnung des Reibmitteldruckes für BDE-Motoren im Schichtladebetrieb abgeleitet. Hierfür sind diejenigen Kenngrößen des Zylinderdruckes messtechnisch zu ermitteln, die einen relevanten Einfluss auf den Reibmitteldruck ausüben. Für die Bestimmung dieser Kenngrößen ist eine gezielte Veränderung des Zylinderdruckverlaufes notwendig. Da der Zylinderdruckverlauf nicht direkt variiert werden kann, muss auf andere Variationsparameter zurückgegriffen werden. Hierzu bieten sich das globale Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  und der Zündzeitpunkt ZZP an. Damit bei beiden Größen ein großer Verstellbereich möglich ist, wird der Versuchsmotor in einem Betriebszustand betrieben, in dem bei verschiedenen globalen Verbrennungsluft-Verhältnissen ein großes Zündfenster realisiert werden kann. Das globale Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  wird aus den gemessenen Abgaskomponenten in der Sammelleitung vor dem Katalysator errechnet. Es besitzt keine Aussagekraft über die lokalen Verbrennungsluft-Verhältnisse  $\lambda_{\text{lokal}}$  im Brennraum.

Um unveränderte Randbedingungen für die Verbrennung sicherzustellen, wird für die nachfolgenden Untersuchungen der Luftliefergrad  $\lambda_l$  und somit die angesaugte Luftmenge im Zylinder konstant gehalten.

Die Zylinderdruckverläufe werden mit Hilfe der Zylinderdruckindizierung Kurbelwinkel-aufgelöst für 50 aufeinander folgende Arbeitsspiele pro Zylinder gemessen. Dargestellt werden die Ergebnisse des jeweiligen Mittelwertes aus 200 Arbeitsspielen und ggf. das Streuband incl. der Standardabweichung.

Die einzelnen Motorparameter sind in **Tabelle 7-1** zusammengefasst.

|                                      | Formelzeichen            | Einheit     | Versuchsmotor |
|--------------------------------------|--------------------------|-------------|---------------|
| Drehzahl                             | n                        | 1/min       | 2000          |
| Verdichtungsverhältnis               | $\varepsilon$            | -           | 10            |
| Einlassventil öffnet                 | Eö                       | °KW n. LWoT | 697           |
| Einlassventil schließt               | Es                       | °KW n. LWoT | 275           |
| Abgasrückführrate                    | AGR                      | %           | 0             |
| Luftliefergrad                       | $\lambda_l$              | -           | 0,475         |
| Gemischeinblas-Beginn                | GB                       | °KW n. LWoT | 271           |
| Gemischeinblas-Ende                  | GE                       | °KW n. LWoT | 330           |
| globales Verbrennungsluft-Verhältnis | $\lambda_{\text{Abgas}}$ | -           | 1,6 ... 2,3   |
| Zündzeitpunkt                        | ZZP                      | °KW n. LWoT | 330 ... 352   |
| Auslassventil öffnet                 | Aö                       | °KW n. LWoT | 477           |
| Auslassventil schließt               | As                       | °KW n. LWoT | 35            |

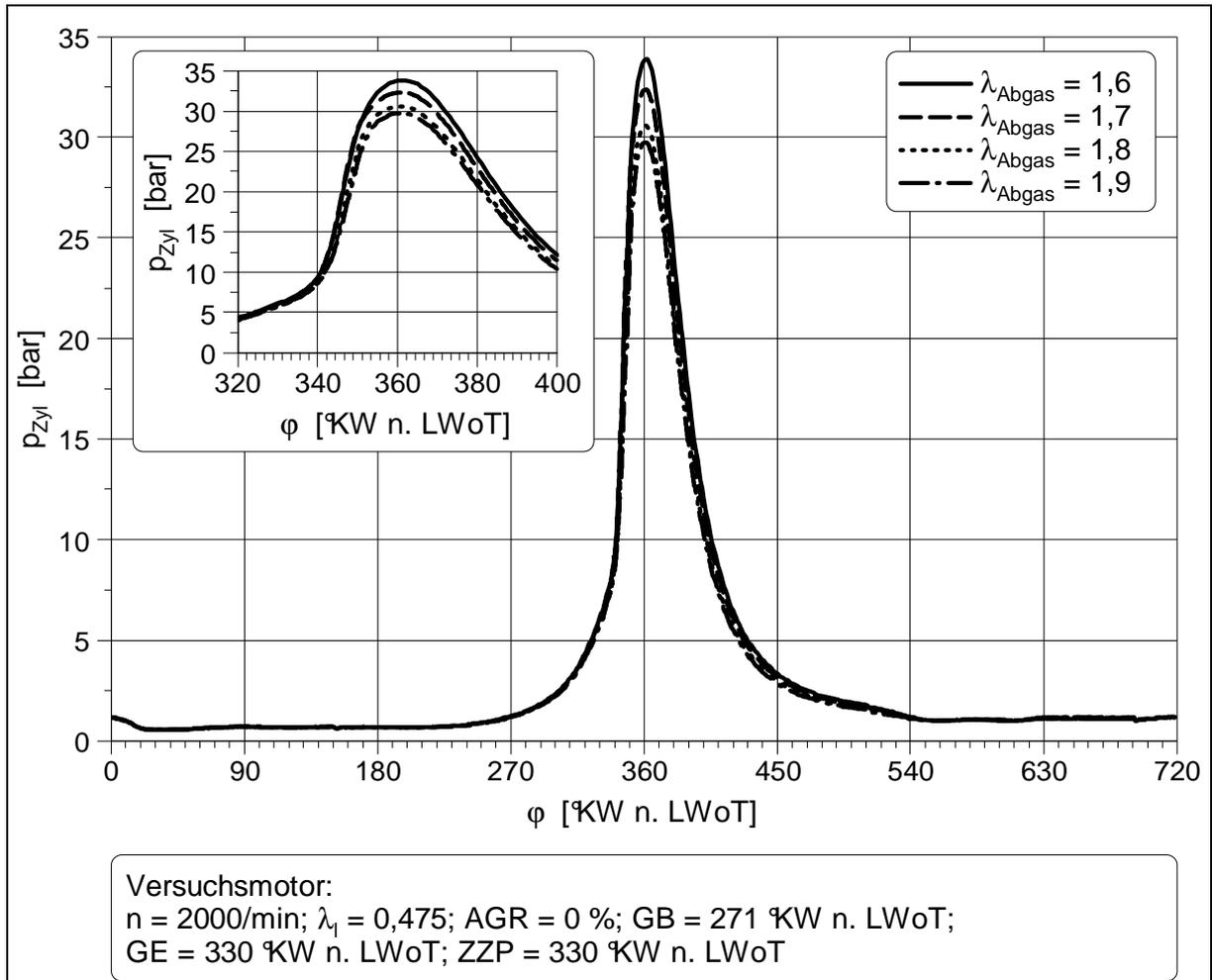
**Tabelle 7-1:** Motordaten und Parameter für die Variation des Zylinderdruckverlaufes

## 7.1 Einfluss des globalen Verbrennungsluft-Verhältnisses und des Zündzeitpunktes auf den Reibmitteldruck

Für die thermodynamische Betrachtung werden der Einfluss des globalen Verbrennungsluft-Verhältnisses  $\lambda_{\text{Abgas}}$  und der Einfluss des Zündzeitpunktes auf den Zylinderdruckverlauf ermittelt.

### 7.1.1 Einfluss des globalen Verbrennungsluft-Verhältnisses $\lambda_{\text{Abgas}}$ auf den Reibmitteldruck $p_{\text{mr}}^*$ bei einem Zündzeitpunkt ZZZP = 330 °KW n. LWoT

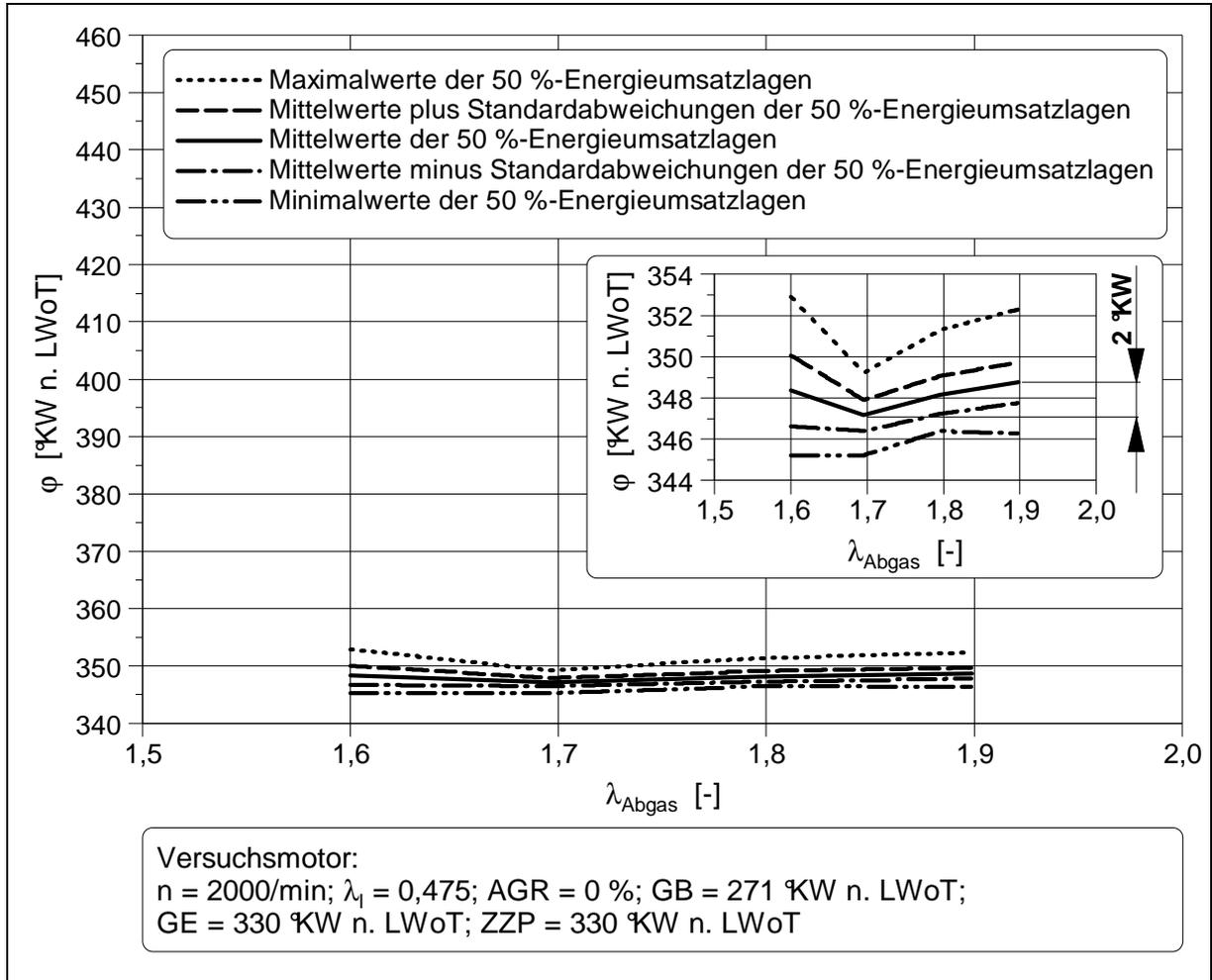
Es wird der Einfluss des Verbrennungsluft-Verhältnisses  $\lambda_{\text{Abgas}}$  bei dem Zündzeitpunkt ZZZP = 330 °KW n. LWoT beschrieben. Dazu wird das globale Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  im Bereich von 1,6 ... 1,9 variiert. In Abhängigkeit vom  $\lambda_{\text{Abgas}}$  ergeben sich die in **Bild 7.1.1-1** dargestellten Zylinderdruckverläufe.



**Bild 7.1.1-1:** Zylinderdruckverläufe in Abhängigkeit vom globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  bei einem Zündzeitpunkt ZZZP = 330 °KW n. LWoT

Es wird deutlich, dass beim gewählten Zündzeitpunkt ZZZP = 330 °KW n. LWoT der maximale Zylinderdruck  $p_{\text{max}}$  mit zunehmendem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  sinkt, die Lage des maximalen Zylinderdruckes aber bei  $\phi_{p_{\text{max}}} = 361$  °KW n. LWoT nicht beeinflusst wird. Da bei dieser Variation zum gleichen Zeitpunkt im Verdichtungsstakt sowohl gezündet als auch die Gemischeinblasung beendet wird, kann davon ausgegangen werden, dass unabhängig vom globalen

Verbrennungsluft-Verhältnis zum Zündzeitpunkt ein sehr gleichmäßiger Gemischzustand und so nahezu konstante Verbrennungsbedingungen vorliegen. Nachweisen lassen sich diese durch die 50 %-Energieumsatzlagen, die mit dem dazugehörigen Streuband in **Bild 7.1.1-2** dargestellt sind.

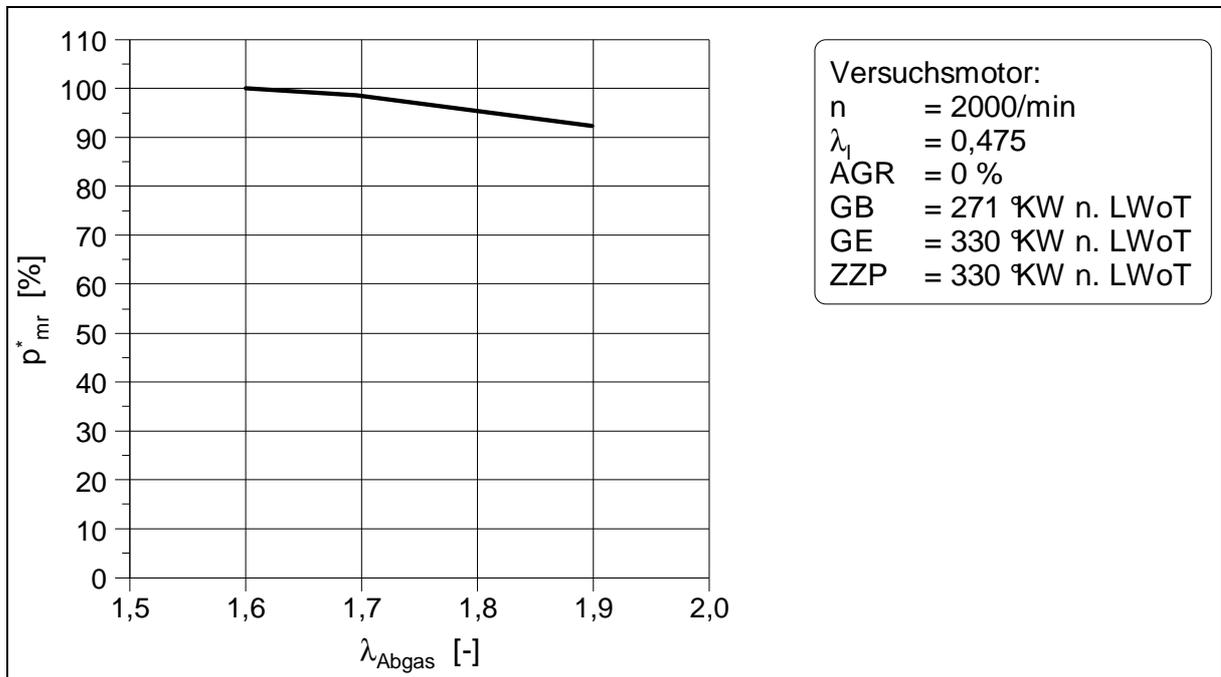


**Bild 7.1.1-2:** Streuband der 50 %-Energieumsatzlagen in Abhängigkeit vom globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  bei einem Zündzeitpunkt  $\text{ZZP} = 330 \text{ \%KW n. LWOt}$

Es zeigt sich, dass das Streuband der 50 %-Energieumsatzlagen sehr klein ist und der Mittelwert über dem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  nur um 2 %KW variiert. Demnach hat das globale Verbrennungsluft-Verhältnis bei diesem Zündzeitpunkt keinen wesentlichen Einfluss auf die 50 %-Energieumsatzlage.

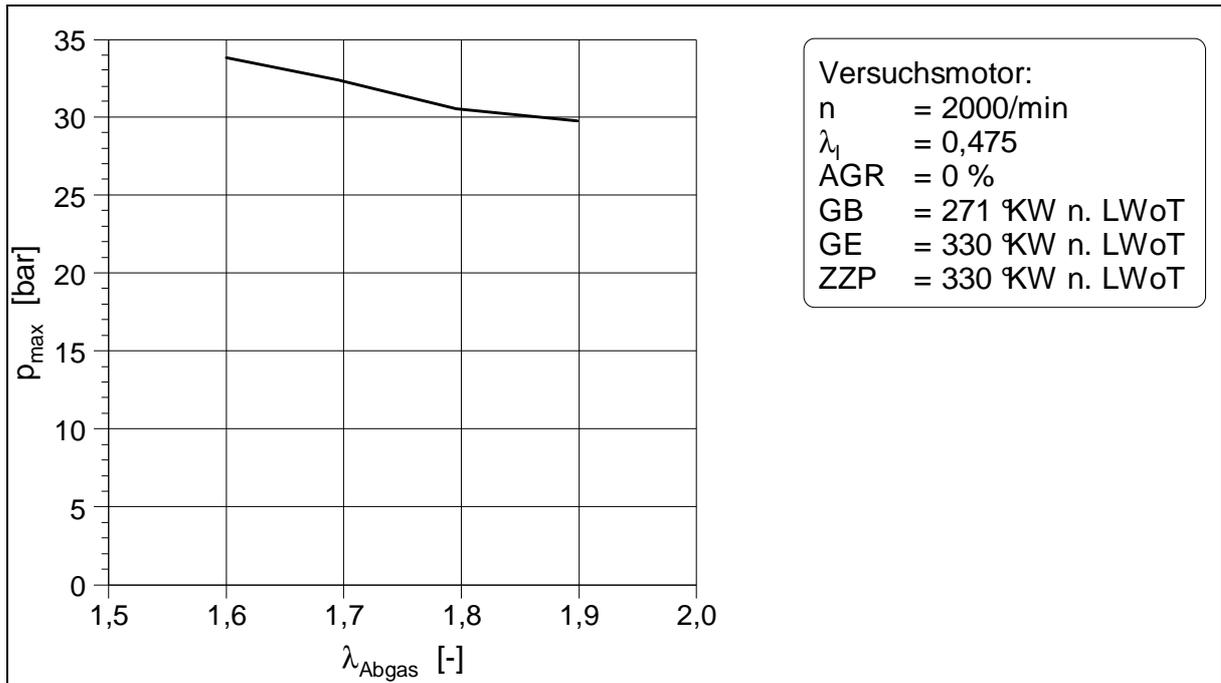
Trotz der nahezu konstanten Verbrennungslagen erfolgt mit zunehmendem Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  eine Reduzierung des Reibmitteldruckes. In **Bild 7.1.1-3** ist für diese Variation die Änderung des Reibmitteldruckes  $p_{\text{mr}}^*$  über dem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  aufgetragen. Hierbei beschreibt  $p_{\text{mr}}^*$  den auf einen

Referenzbetriebspunkt bezogenen Reibmitteldruck. In diesem Fall dient der Reibmitteldruck bei dem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}} = 1,6$  als Referenzpunkt und wird zu 100 % gesetzt.



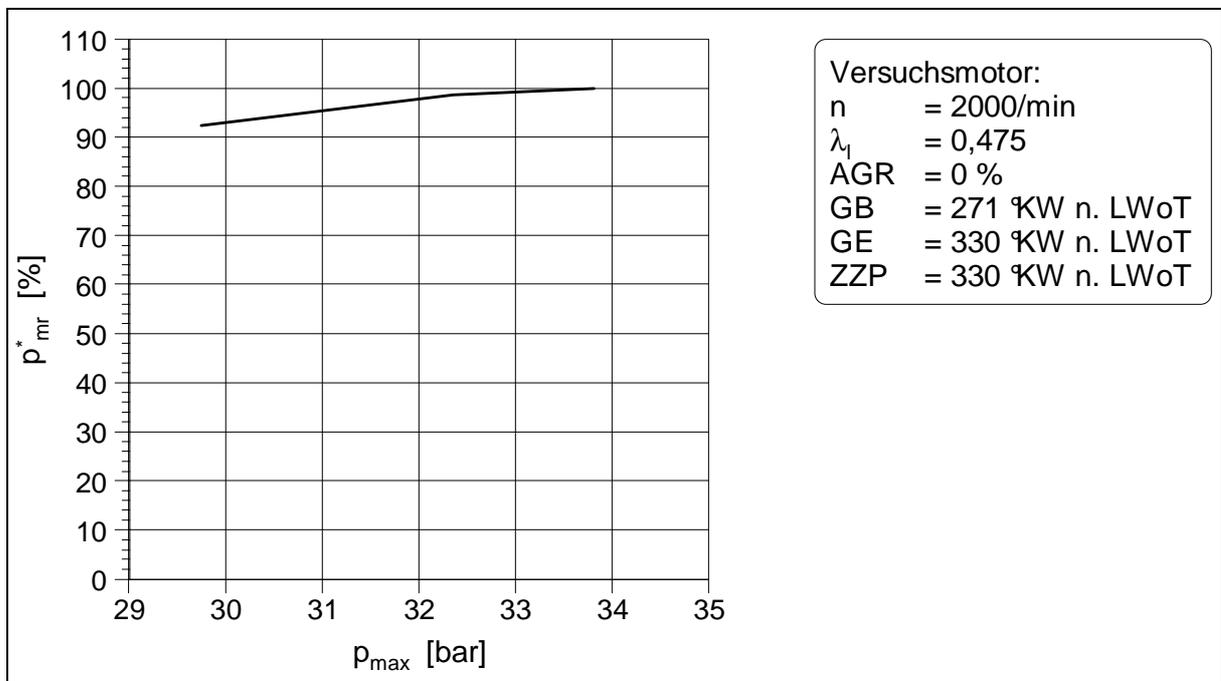
**Bild 7.1.1-3:** Verlauf des Reibmitteldruckes  $p^*_{mr}$  in Abhängigkeit vom globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  bei einem Zündzeitpunkt ZZP = 330 kW n. LWoT

Es wird deutlich, dass mit größer werdendem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis eine Abnahme des Reibmitteldruckes erfolgt. Die Abnahme des Reibmitteldruckes ist auf den abnehmenden maximalen Zylinderdruck zurückzuführen, da die Lage des maximalen Zylinderdruckes mit zunehmendem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  nicht beeinflusst wird. **Bild 7.1.1-4** zeigt die Abhängigkeit des maximalen Zylinderdruckes vom globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$ .



**Bild 7.1.1-4:** Verlauf des maximalen Zylinderdruckes  $p_{max}$  in Abhängigkeit vom globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{Abgas}$  bei einem Zündzeitpunkt ZZP = 330 kW n. LWoT

Aus den Darstellungen in Bild 7.1.1-3 und Bild 7.1.1-4 lässt sich die Abhängigkeit des Reibmitteldruckes  $p_{mr}^*$  vom maximalen Zylinderdruck  $p_{max}$  für den Zündzeitpunkt ZZP = 330 kW n. LWoT entnehmen ( **Bild 7.1.1-5**).

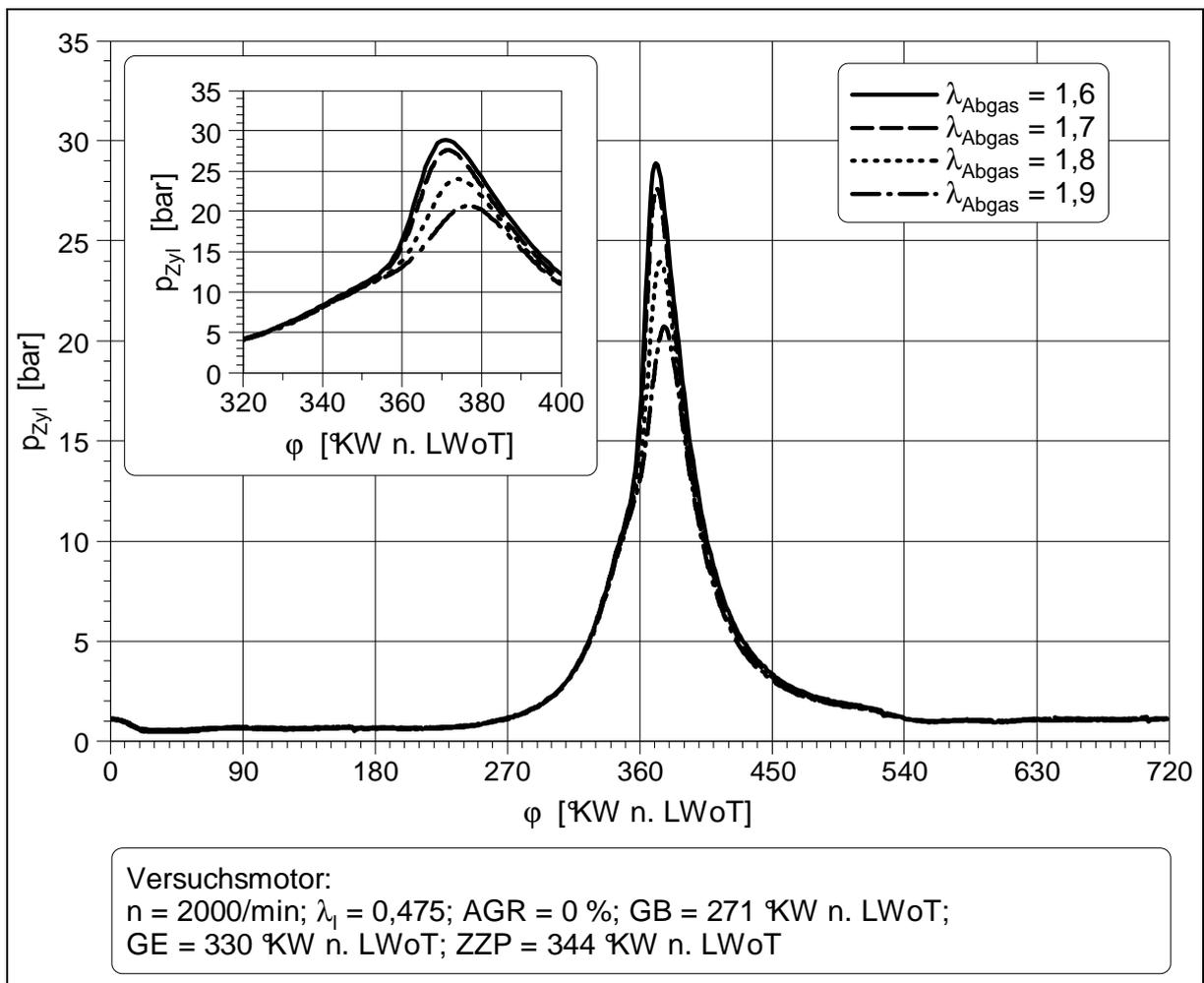


**Bild 7.1.1-5:** Verlauf des Reibmitteldruckes  $p_{mr}^*$  in Abhängigkeit vom maximalen Zylinderdruck  $p_{max}$  bei einem Zündzeitpunkt ZZP = 330 kW n. LWoT

Zu erkennen ist, dass mit abnehmendem maximalen Zylinderdruck  $p_{\max}$  eine Reduzierung des Reibmitteldruckes  $p_{\text{mr}}^*$  erfolgt.

### 7.1.2 Einfluss des globalen Verbrennungsluft-Verhältnisses $\lambda_{\text{Abgas}}$ auf den Reibmitteldruck $p_{\text{mr}}^*$ bei einem späteren Zündzeitpunkt (ZZP = 344 °KW n. LWoT)

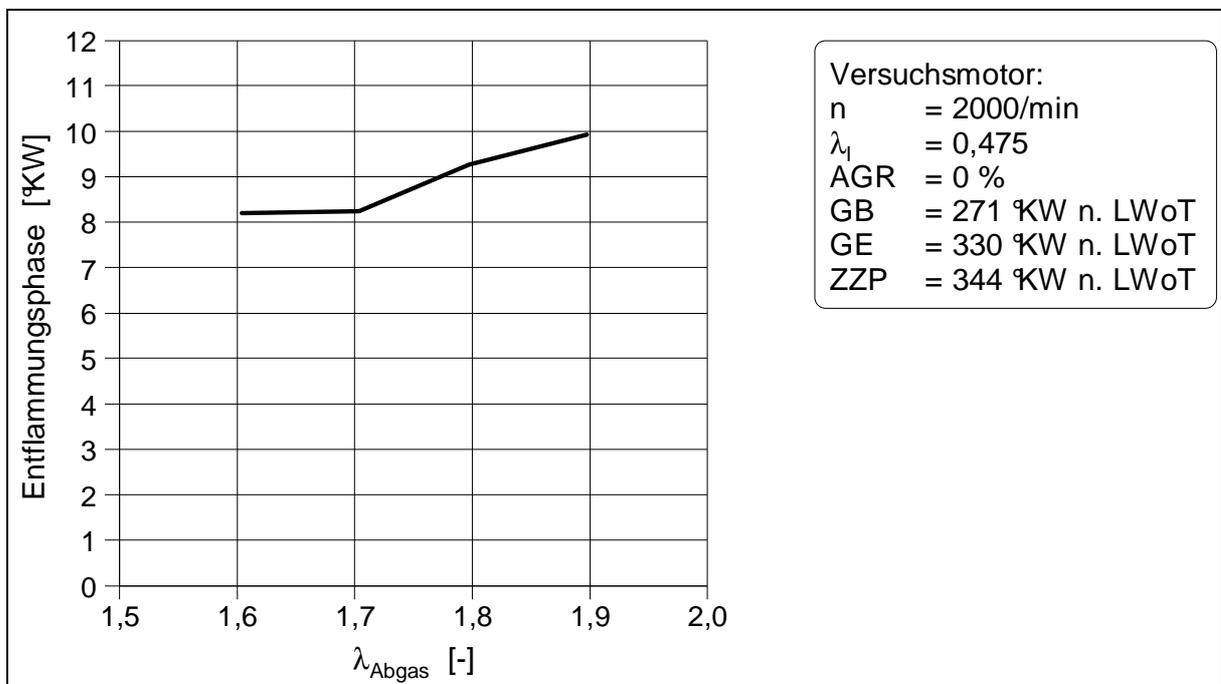
Wird die gleiche Variation aus Kapitel 7.1.1 bei einem späteren Zündzeitpunkt (ZZP = 344 °KW n. LWoT) durchgeführt, so kann hier eine Veränderung im Zylinderdruckverlauf festgestellt werden. Allerdings verändert sich mit dem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis neben dem Betrag auch die Lage des maximalen Zylinderdruckes. In **Bild 7.1.2-1** sind in Abhängigkeit vom globalen Verbrennungsluft-Verhältnis die Zylinderdruckverläufe bei einem ZZP = 344 °KW n. LWoT aufgetragen.



**Bild 7.1.2-1:** Zylinderdruckverläufe in Abhängigkeit vom globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  bei einem Zündzeitpunkt ZZP = 344 °KW n. LWoT

Es ist zu erkennen, dass sich bei diesem Zündzeitpunkt mit zunehmendem globalem Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  zum einen der maximale Zylinderdruck verringert und zum anderen sich auch die Lage des maximalen Zylinderdruckes in Richtung "spät" verschiebt.

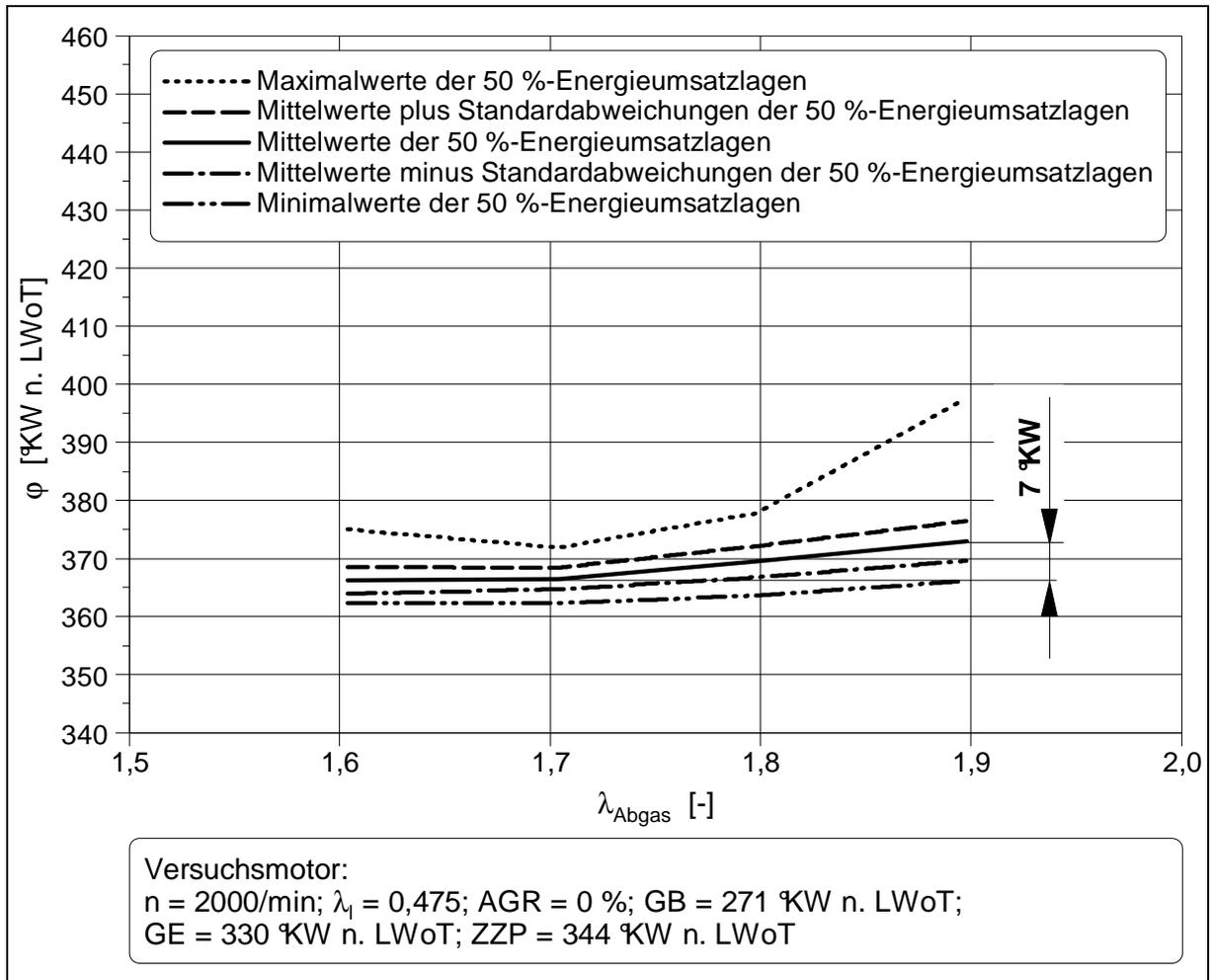
Hierbei ist die Verschiebung der Lage des maximalen Zylinderdruckes in Richtung "spät" auf unterschiedliche Gemischzustände an der Zündkerze zum Zündzeitpunkt zurückzuführen. Durch den konstanten Abstand zwischen Gemischeinblas-Ende (GE) und Zündzeitpunkt tritt mit größerem globalem Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  eine stärkere Abmagerung des lokalen Kraftstoff-Luft-Gemisches auf, was wiederum zu einer Reduzierung der Flammenausbreitungsgeschwindigkeit und damit zu einer längeren Entflammungsphase (Abstand vom Zündzeitpunkt bis zur 1 %-Energieumsatzlage) führt (**Bild 7.1.2-2**).



**Bild 7.1.2-2:** Verlauf der Entflammungsphase in Abhängigkeit vom globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  bei einem Zündzeitpunkt ZZP = 344 kW n. LWoT

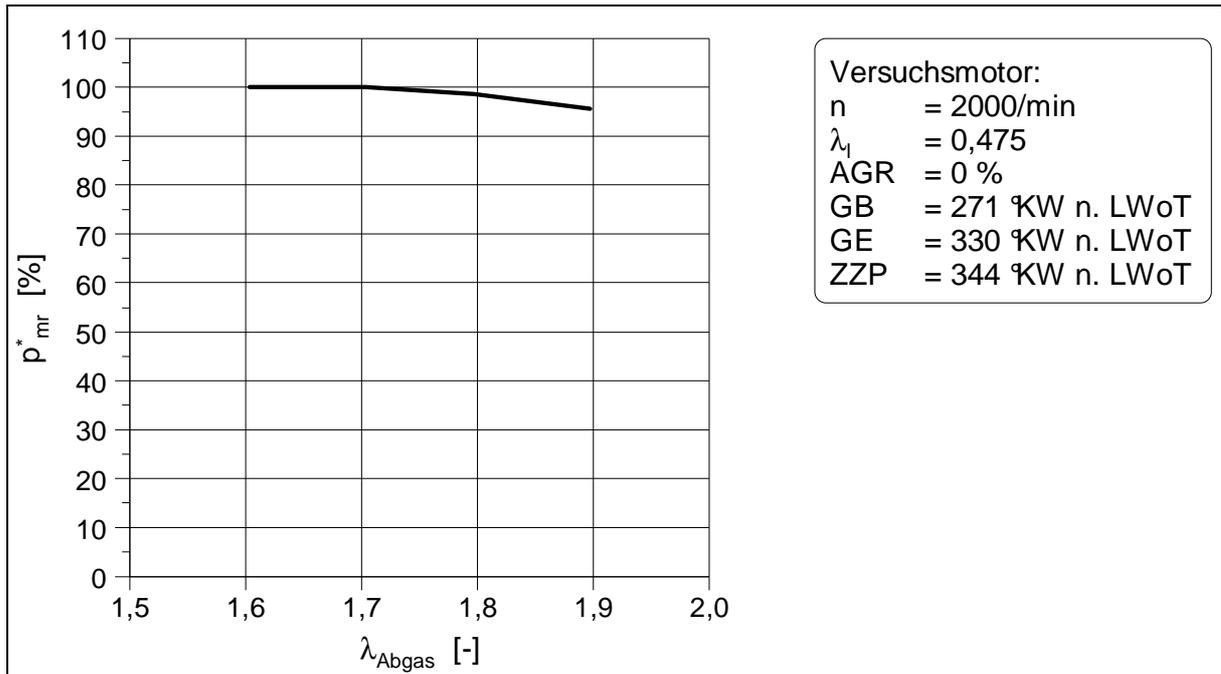
Aufgrund dieser unterschiedlichen Entflammungsphasen kann bei diesem Zündzeitpunkt nicht mehr von konstanten Verbrennungsbedingungen über dem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  ausgegangen werden. Mit steigendem  $\lambda_{\text{Abgas}}$  verschiebt sich die 50 %-Energieumsatzlage in Richtung "spät". In **Bild 7.1.2-3** ist zu sehen, wie sich bei diesem Zündzeitpunkt die 50 %-Energieumsatzlage mit zunehmendem globalem Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  in Richtung "spät" verschiebt und sich das Streuband vergrößert. Demnach hat das globale Verbrennungsluft-

Verhältnis bei diesem Zündzeitpunkt einen deutlichen Einfluss auf die 50 %-Energieumsatzlage.



**Bild 7.1.2-3:** Streuband der 50 %-Energieumsatzlagen in Abhängigkeit vom globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  bei einem Zündzeitpunkt  $\text{ZZP} = 344 \text{ kW n. LWoT}$

Um zu zeigen, wie sich die Verschiebung der Lage des maximalen Zylinderdruckes in Richtung "spät" auswirkt, ist in **Bild 7.1.2-4** für den Zündzeitpunkt  $\text{ZZP} = 344 \text{ kW n. LWoT}$  der Reibmitteldruck  $p_{\text{mr}}^*$  über dem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  aufgetragen. Dabei dient der Reibmitteldruck bei  $\lambda_{\text{Abgas}} = 1,6$  wieder als Referenzpunkt und wird zu 100 % gesetzt.

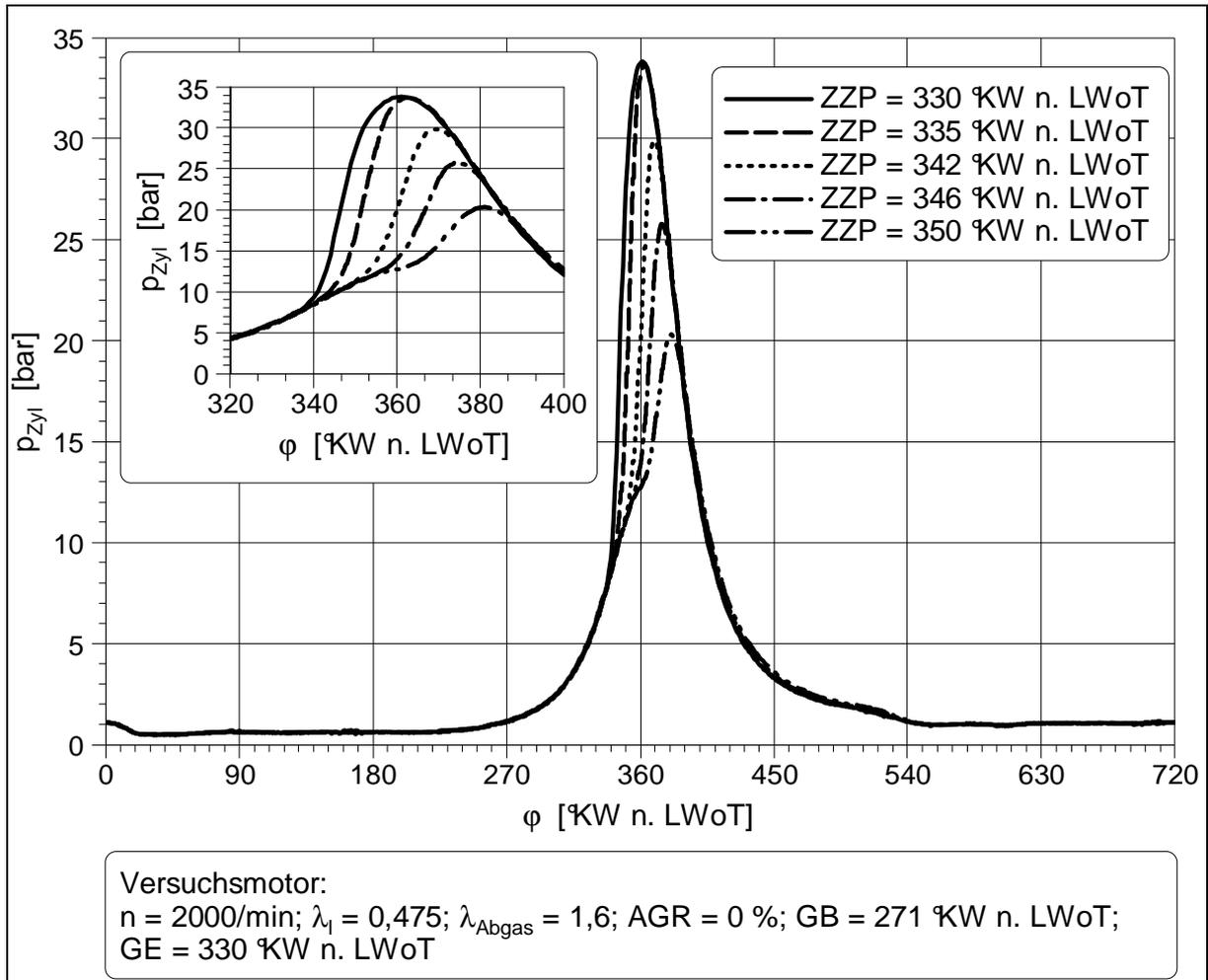


**Bild 7.1.2-4:** Verlauf des Reibmitteldruckes  $p_{mr}^*$  in Abhängigkeit vom globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{Abgas}$  bei einem Zündzeitpunkt ZZP = 344 kW n. LWoT

Neben der Abhängigkeit des Reibmitteldruckes vom Zylinderdruck ergibt sich auch eine Abhängigkeit von den Verbrennungsbedingungen und damit von der Lage des maximalen Zylinderdruckes. Demzufolge muss neben dem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis auch der Zündzeitpunkt einen Einfluss auf den Reibmitteldruck ausüben.

### 7.1.3 Einfluss des Zündzeitpunktes auf den Reibmitteldruck

Zur Darstellung des in Kapitel 7.1.2 beschriebenen Einflusses des Zündzeitpunktes auf den Reibmitteldruck wird nachfolgend bei einem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{Abgas} = 1,6$  eine Variation des Zündzeitpunktes durchgeführt. Die Zylinderdruckverläufe sind in **Bild 7.1.3-1** dargestellt.

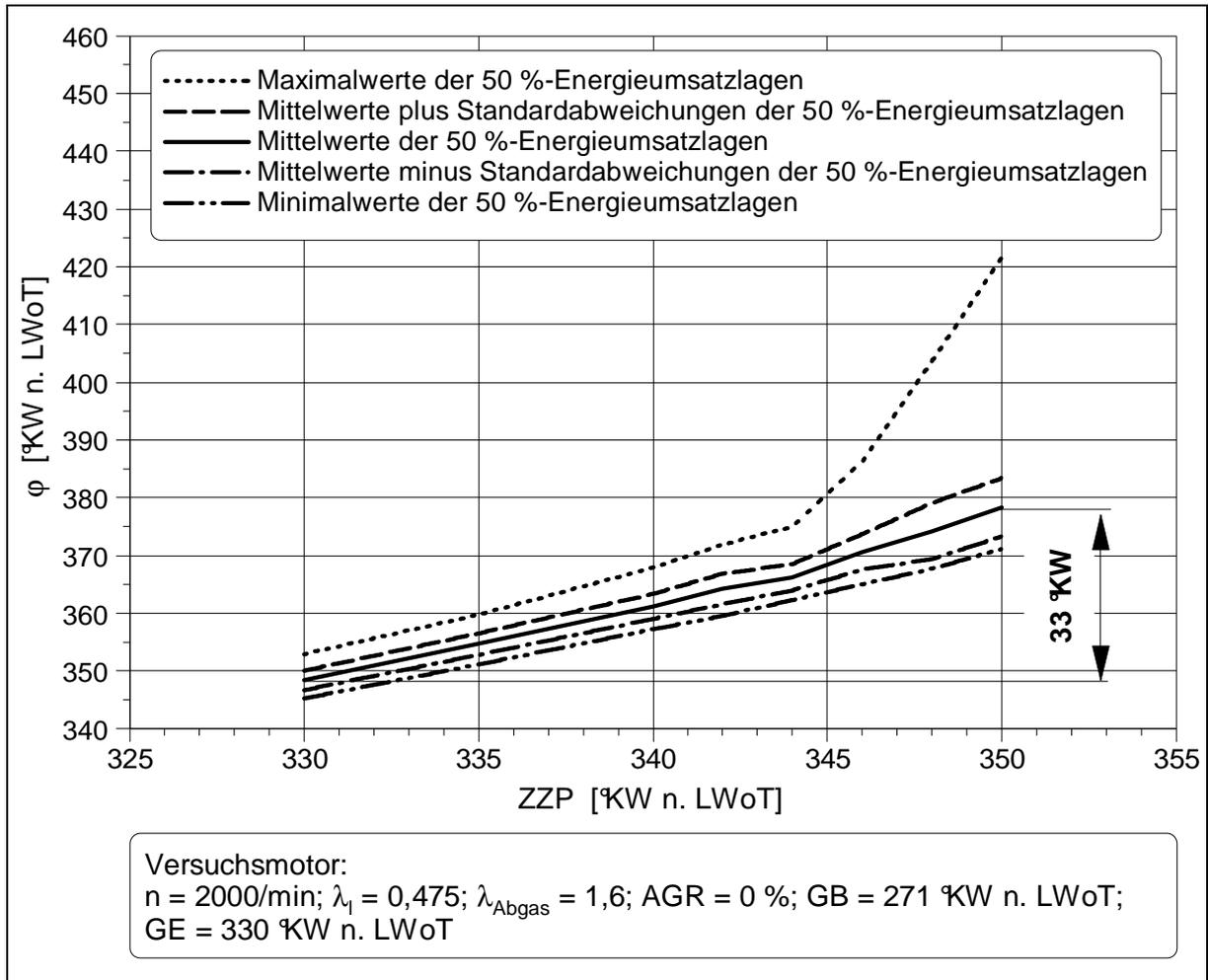


**Bild 7.1.3-1:** Zylinderdruckverläufe in Abhängigkeit vom Zündzeitpunkt bei einem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}} = 1,6$

Es zeigt sich, dass ein sehr früher Zündzeitpunkt einen wesentlich höheren maximalen Zylinderdruck bedingt als ein späterer Zündzeitpunkt. Zusätzlich verschiebt sich auch die Lage des maximalen Zylinderdruckes mit der Frühverstellung des Zündzeitpunktes in Richtung "früh".

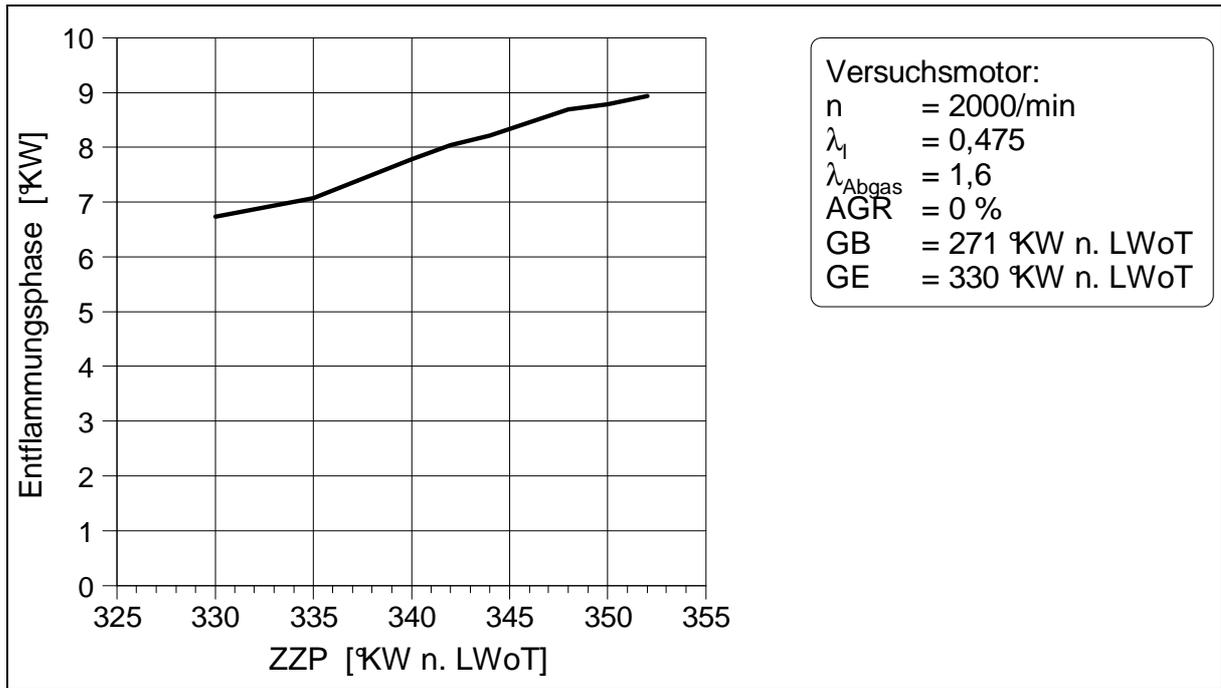
Die Abnahme des maximalen Zylinderdruckes ist hierbei mit der Lage der Verbrennung im Arbeitsspiel begründet. Während z.B. bei einem Zündzeitpunkt  $\text{ZZP} = 330 \text{ °KW n. LWoT}$  ein Teil der Verbrennung im Kompressionstakt stattfindet, verschiebt sich die Verbrennung bei einem Zündzeitpunkt  $\text{ZZP} = 350 \text{ °KW n. LWoT}$  in den Expansionsstakt.

Neben dem direkten Einfluss des Zündzeitpunktes haben auch die vorherrschenden Verbrennungsbedingungen einen Einfluss auf die Lage der Verbrennung. Als Indikator hierfür kann die 50 %-Energieumsatzlage herangezogen werden. **Bild 7.1.3-2** zeigt für die einzelnen Zündzeitpunkte die 50 %-Energieumsatzlagen.



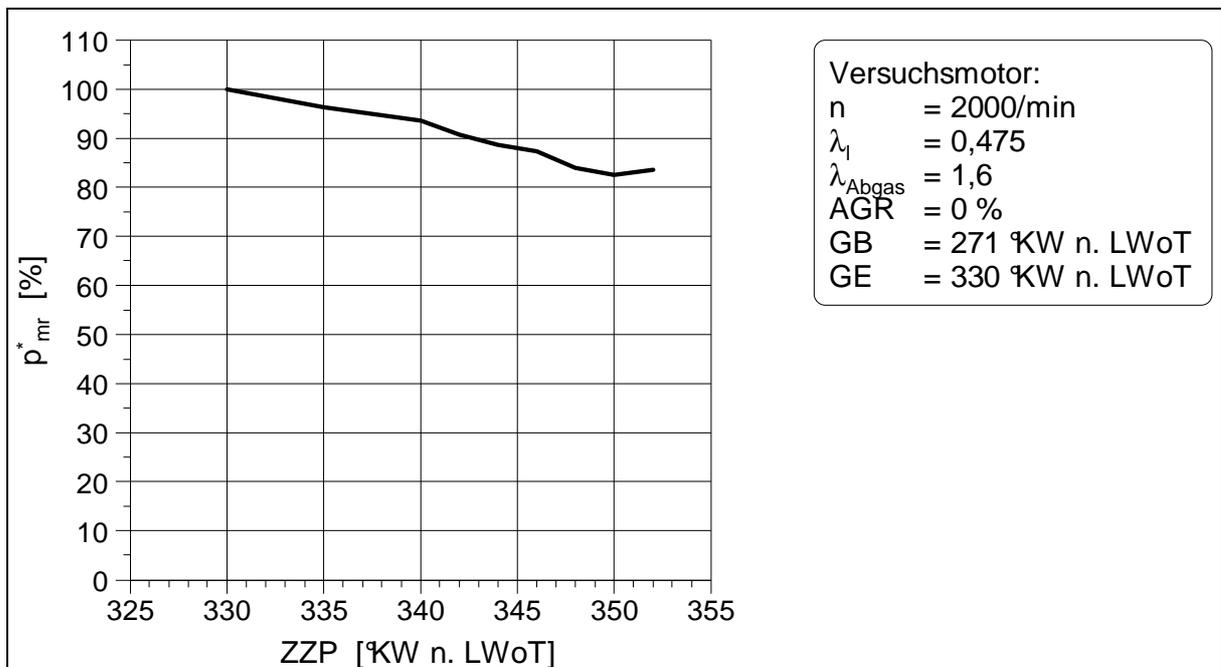
**Bild 7.1.3-2:** Streuband der 50 %-Energieumsatzlagen in Abhängigkeit vom Zündzeitpunkt ZZP bei einem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}} = 1,6$

Anhand dieses Bildes wird erkennbar, dass sich durch einen späteren Zündzeitpunkt auch die 50 %-Energieumsatzlage in Richtung "spät" verschiebt. Dies ist zum einen auf die später eingeleitete Verbrennung und zum anderen auf die mit späterem Zündzeitpunkt zunehmende Entflammungsphase zurückzuführen. Ursache für den letztgenannten Grund ist der mit späterem Zündzeitpunkt ansteigende Homogenisierungsgrad des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Durch das mechanisch festgelegte Gemischeinblas-Ende wird mit späterem Zündzeitpunkt dem Kraftstoff-Luft-Gemisch eine längere Homogenisierungszeit gewährt. Die dadurch eintretende stärkere Abmagerung des lokalen Kraftstoff-Luft-Gemisches führt wiederum zu einer Reduzierung der Flammenausbreitungsgeschwindigkeit und damit zu einem Anstieg der Entflammungsphase (**Bild 7.1.3-3**).



**Bild 7.1.3-3:** Verlauf der Entflammungsphase in Abhängigkeit vom Zündzeitpunkt ZZP bei einem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}} = 1,6$

Die in Richtung "spät" verschobene Lage des maximalen Zylinderdruckes führt nun dazu, dass sich über dem Zündzeitpunkt der in **Bild 7.1.3-4** dargestellte Verlauf des Reibmitteldruckes einstellt. Als Referenzpunkt wird der Reibmitteldruck bei ZZP = 330 kW n. LWoT zu 100 % gesetzt.



**Bild 7.1.3-4:** Verlauf des Reibmitteldruckes  $p_{mr}^*$  in Abhängigkeit vom Zündzeitpunkt ZZP bei einem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}} = 1,6$

### 7.1.4 Bewertung der Untersuchungsergebnisse

Es wurde nachgewiesen, dass das globale Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  und der Zündzeitpunkt einen Einfluss auf den Zylinderdruckverlauf und dieser wiederum einen Einfluss auf den Reibmitteldruck hat.

Als charakteristische Einflussgrößen des Zylinderdruckverlaufes auf den Reibmitteldruck haben sich zum einen der maximale Zylinderdruck  $p_{\text{max}}$  und zum anderen die Lage des maximalen Zylinderdruckes  $\varphi_{p_{\text{max}}}$  herausgestellt. Dabei war die Verschiebung der Lage des maximalen Zylinderdruckes in Richtung "spät" immer mit einer Abnahme des maximalen Zylinderdruckes verbunden. Im Gegensatz dazu konnte eine Reduzierung des maximalen Zylinderdruckes auch bei konstanten Lagen des maximalen Zylinderdruckes erfolgen. Hierfür waren aber gleichbleibende lokale Verbrennungsluft-Verhältnisse an der Zündkerze erforderlich, so dass eine konstante 50 %-Energieumsatzlage erreicht wurde.

## 7.2 Erstellung von Modellansätzen zur Berechnung des Reibmitteldruckes

Die Ergebnisse aus Kapitel 7.1 stellen im Folgenden die Grundlage für die Modellbildung dar, um die Vorausberechnung des Reibmitteldruckes an BDE-Motoren zu ermöglichen. Als Ausgangsbasis werden zwei Modellansätze herangezogen, die im Rahmen von FVV-Vorhaben entstanden sind (s. Kapitel 2.3).

Der Ansatz von Fischer [TR10] kann für Benzinmotoren mit äußerer Gemischbildung angewendet werden:

$$p_{mr, K} = p_{mr, \text{Schlepp}} \cdot (A_0 + A_1 \cdot n_K + A_2 \cdot n_K^2) + B_0 + B_1 \cdot p_{me, K} \quad (2.3-1)$$

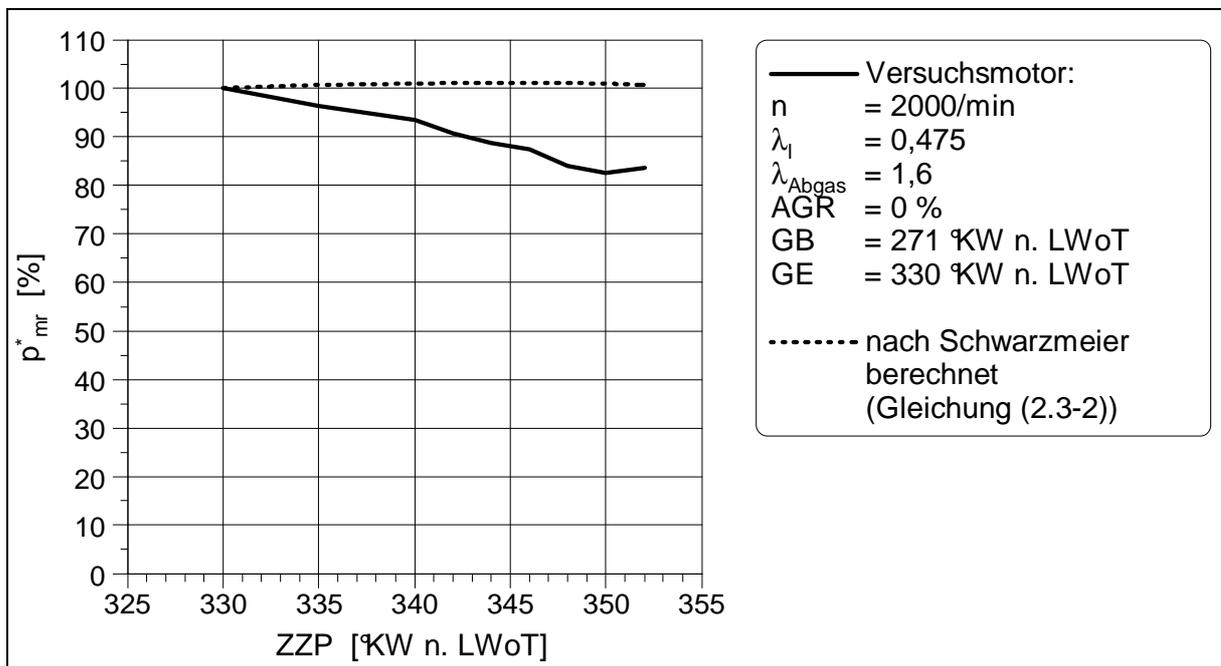
Der Ansatz von Schwarzmeier [TR04] wurde für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung entwickelt:

$$p_{mr, K} = p_{mr, R} + C_1 \cdot (p_{me, K}^{1,35} - p_{me, R}^{1,35}) + C_2 \cdot \left[ \left( \frac{n_K}{n_N} \right)^2 - \left( \frac{n_R}{n_N} \right)^2 \right] \quad (2.3-2)$$

$$\left. \begin{array}{l} C_1 = 0,0175 \\ C_2 = 0,95 \end{array} \right\} \text{ für 4-Takt-Motoren mit Nebenaggregaten} \\ \text{aus der Gruppe der Schnellläufer.}$$

Da ein BDE-Motor im Schichtladebetrieb aufgrund der Qualitätsregelung eher mit einem Dieselmotor zu vergleichen ist und ein im befeuerten Betrieb gemessener Reibmitteldruck realistischer erscheint als ein im unbefeuerten Betrieb ermittelter, soll für den hier diskutierten Anwendungsfall der Ansatz von Schwarzmeier [TR04] analysiert werden. Hierfür wird die in Kapitel 7.1.3 aufgezeigte Abnahme des Reibmitteldruckes  $p_{mr}^*$  mit späterem Zündzeitpunkt herangezogen. Als Referenzpunkt dient wieder der Reibmitteldruck bei einem ZZP = 330 °KW n. LWoT. Die Konstanten  $C_1$  und  $C_2$  werden von Schwarzmeier [TR04] übernommen.

Es fällt auf, dass die am Versuchsmotor gemessene Abnahme des Reibmitteldruckes mit Gleichung (2.3-2) nicht wiedergegeben werden kann (**Bild 7.2-1**).



**Bild 7.2-1:** Vergleich des nach Gleichung (2.3-2) berechneten und des gemessenen Reibmitteldruckes  $p_{mr}^*$

Dementsprechend muss der Ansatz von Schwarzmeier [TR04] um den Term  $\Delta p_{mr, BDE}$  ergänzt werden, um eine Anwendung für BDE-Motoren zu ermöglichen. Gleichung (2.3-2) ergibt sich dann wie folgt:

$$p_{mr, K} = p_{mr, R} + C_1 \cdot (p_{me, K}^{1,35} - p_{me, R}^{1,35}) + C_2 \cdot \left[ \left( \frac{n_K}{n_N} \right)^2 - \left( \frac{n_R}{n_N} \right)^2 \right] + \Delta p_{mr, BDE} \quad (7.2-1)$$

$$\left. \begin{array}{l} C_1 = 0,0175 \\ C_2 = 0,95 \end{array} \right\} \text{für 4-Takt-Motoren mit Nebenaggregaten} \\ \text{aus der Gruppe der Schnellläufer.}$$

Für den  $\Delta p_{mr, BDE}$ -Term sollen zwei Lösungsansätze beschrieben werden. Der erste Lösungsansatz dient dazu, die direkte Abhängigkeit der geschichteten Verbrennungsbedingungen auf den Reibmitteldruck zu beschreiben. Aus Kapitel 7.1 ist bekannt, dass sowohl der Betrag (s. Kapitel 7.1.1) als auch die Lage des maximalen Zylinderdruckes (s. Kapitel 7.1.2) einen deutlichen Einfluss auf den Reibmitteldruck haben. Demzufolge wird der erste Lösungsansatz die Einflussparameter  $p_{max}$  und  $\varphi_{p_{max}}$  berücksichtigen.

Der zweite Lösungsansatz soll die Berechnung des Reibmitteldruckes mit Hilfe von Regelgrößen des Steuergerätes ermöglichen, so dass eine Indizierung nicht nötig ist. Bei beiden Lösungsansätzen wird nur der geschichtete Motorbetrieb betrachtet, da die Verbrennung und das Reibverhalten im homogenen Motorbetrieb prinzipiell dem eines Benzinmotors mit äußerer Gemischbildung ähnlich ist und für diesen Anwendungsfall auf den Ansatz von Fischer [TR10] zurückgegriffen werden kann.

### 7.2.1 Modellbildung unter Verwendung von Indizierdaten

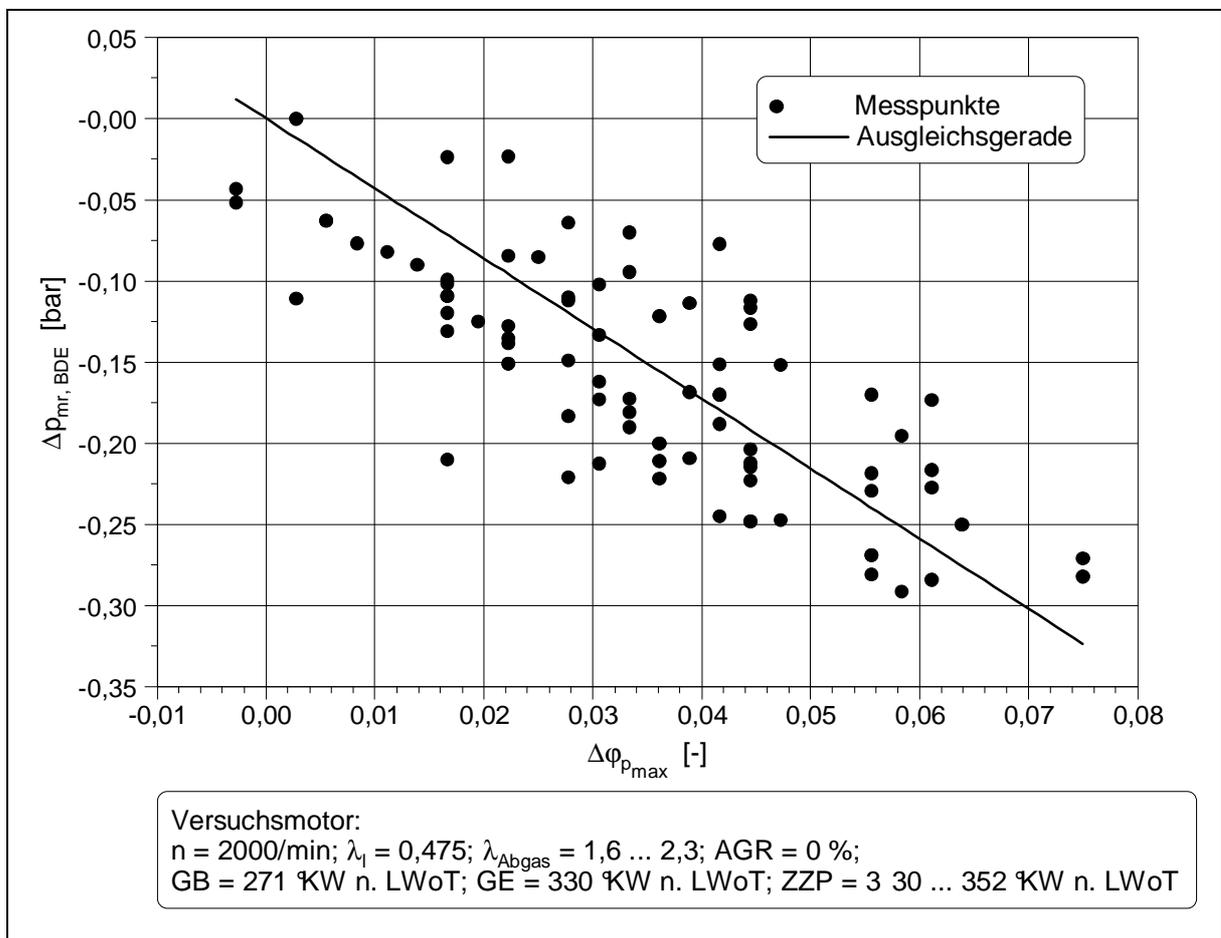
Der Reibmitteldruck am Verbrennungsmotor wird u. a. durch den Zylinderdruck beeinflusst (s. Kapitel 7.1). Da Gleichung (2.3-2) den gemessenen Reibmitteldruckverlauf am Versuchsmotor nicht wiedergeben kann, muss diese Gleichung entsprechend erweitert werden. Hierfür wird zuerst die Lage des maximalen Zylinderdruckes berücksichtigt, da die Verschiebung der Lage des maximalen Zylinderdruckes in Richtung "spät" immer mit einer Abnahme des maximalen Zylinderdruckes verbunden ist. Auf diese Weise können die beiden Einflussfaktoren Betrag und Lage des maximalen Zylinderdruckes mit nur einem Term dargestellt werden. In **Bild 7.2.1-1** ist das  $\Delta p_{mr, BDE}$  verschiedener Messreihen über  $\Delta \varphi_{p_{max}}$  aufgetragen. Dabei stellt

$\Delta p_{mr, BDE}$  die jeweilige Differenz zwischen dem nach Gleichung (2.3-2) berechneten und dem am Prüfstand gemessenen Reibmitteldruck für das entsprechende  $\Delta \varphi_{p_{max}}$  dar. Das  $\Delta \varphi_{p_{max}}$  ist als

$$\Delta \varphi_{p_{max}} = \left( \frac{\varphi_{p_{max}, K}}{\varphi_{ZOT}} - \frac{\varphi_{p_{max}, R}}{\varphi_{ZOT}} \right) \quad (7.2.1-1)$$

$$\varphi_{ZOT} = 360 \text{ } \text{KW n. LWoT}$$

definiert. Die Lage des maximalen Zylinderdruckes wird auf den ZOT bezogen, um eine dimensionslose Betrachtung durchführen zu können.



**Bild 7.2.1-1:** Abhängigkeit der Differenz zwischen dem nach Gleichung (2.3-2) berechneten und dem gemessenen Reibmitteldruck  $\Delta p_{mr, BDE}$  von der Lage des maximalen Zylinderdruckes

Entsprechend dieser Punkteschar kann mit Hilfe der Software "UniPlot 3.4.3" nach dem Prinzip der kleinsten Fehlerquadrate eine Ausgleichsgerade der Funktion

$$f(\Delta\varphi_{p_{\max}}) = D_1 \cdot \Delta\varphi_{p_{\max}} \quad (7.2.1-2)$$

mit einer Steigung  $D_1 = -4,315$  gebildet werden. Diese Funktion wurde gewählt, da

- ein linearer Zusammenhang erkennbar ist und
- in Gleichung (7.2-1) von einem Referenzbetriebspunkt ausgegangen wird und demzufolge die Ausgleichsgerade durch den Nullpunkt gehen muss.

Für den  $\Delta p_{mr, BDE}$  -Term kann demnach folgender Ansatz geschrieben werden:

$$\Delta p_{mr, BDE} = D_1 \cdot \left( \frac{\varphi_{p_{\max, K}}}{\varphi_{ZOT}} - \frac{\varphi_{p_{\max, R}}}{\varphi_{ZOT}} \right) \quad (7.2.1-3)$$

$$D_1 = -4,315$$

$$\varphi_{ZOT} = 360 \text{ KW n. LWoT.}$$

Bei einer genaueren Analyse dieses Terms fällt auf, dass dieser zu Null wird, wenn zwischen Referenz- und Kennfeldpunkt eine konstante Lage des maximalen Zylinderdruckes vorliegt. Da aber, wie in Kapitel 7.1.1 festgestellt, auch eine Reduzierung des maximalen Zylinderdruckes eine Absenkung des Reibmitteldruckes bewirkt, muss der maximale Zylinderdruck durch einen weiteren Summanden berücksichtigt werden. Dabei wird mit diesem Term nicht der Lastzustand, sondern der in Gleichung (2.3-2) ausgeschlossene thermische Zustand des Motors indirekt beschrieben. Da das Temperaturniveau im Zylinder mit abnehmendem Zylinderdruck sinkt und somit eine höhere Viskosität des Schmiermittels zur Folge hat, erhöht sich auch der Reibmitteldruck des Motors. Andererseits nimmt nach Schwarzmeier [TR04] die Tragfähigkeit des Schmiermittels mit sinkender Temperatur zu, wodurch der Mischreibungsanteil im Bereich kleiner Relativgeschwindigkeiten und damit auch der Reibmitteldruck abnimmt. Aufgrund der in Kapitel 7.1.1 ermittelten Reduzierung des Reibmitteldruckes mit abnehmendem maximalem Zylinderdruck muss hier der Effekt der Tragfähigkeitszunahme des Schmiermittels überwiegen. Während bei der Berücksichtigung der Lage des maximalen Zylinderdruckes dieser Effekt schon mit einfließt, ist dies bei konstanten Lagen des maximalen Zylinderdruckes zwischen Referenz- und Kennfeldpunkt nicht der Fall. Demzufolge beschränkt sich die Gültigkeit

des  $p_{\max}$ -Einflusses auf den Bereich, bei dem die Lage des maximalen Zylinderdruckes konstant ist. Aus diesem Grund wird zur Fallunterscheidung das Kronecker- $\delta$  verwendet, welches den Gültigkeitsbereich des  $p_{\max}$ -Summanden angibt. Es ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\delta_{\varphi_{p_{\max, R}} \varphi_{p_{\max, K}}} = \begin{cases} 1 & \text{wenn } \varphi_{p_{\max, R}} = \varphi_{p_{\max, K}} \\ 0 & \text{sonst.} \end{cases}$$

Um den Einfluss des  $p_{\max}$ -Summanden zu bestimmen, kann ähnlich verfahren werden wie bei dem  $D_1$ -Koeffizienten. Für den  $\Delta p_{\text{mr, BDE}}$ -Term gilt somit folgender Ausdruck:

$$\Delta p_{\text{mr, BDE}} = D_1 \cdot \left( \frac{\varphi_{p_{\max, K}}}{\varphi_{\text{ZOT}}} - \frac{\varphi_{p_{\max, R}}}{\varphi_{\text{ZOT}}} \right) + D_2 \cdot (p_{\max, K} - p_{\max, R}) \cdot \delta_{\varphi_{p_{\max, R}} \varphi_{p_{\max, K}}} \quad (7.2.1-4)$$

$$D_1 = -4,315$$

$$D_2 = 0,016$$

$$\varphi_{\text{ZOT}} = 360 \text{ KW n. LWoT}$$

$$\delta_{\varphi_{p_{\max, R}} \varphi_{p_{\max, K}}} = \begin{cases} 1 & \text{wenn } \varphi_{p_{\max, R}} = \varphi_{p_{\max, K}} \\ 0 & \text{sonst.} \end{cases}$$

Mit Gleichung (7.2.1-4) ergibt sich folgende Endgleichung:

$$\begin{aligned}
p_{mr, K} = p_{mr, R} + C_1 \cdot (p_{me, K}^{1,35} - p_{me, R}^{1,35}) + C_2 \cdot \left[ \left( \frac{n_K}{n_N} \right)^2 - \left( \frac{n_R}{n_N} \right)^2 \right] + \\
+ D_1 \cdot \left( \frac{\varphi_{p_{max}, K}}{\varphi_{ZOT}} - \frac{\varphi_{p_{max}, R}}{\varphi_{ZOT}} \right) + D_2 \cdot (p_{max, K} - p_{max, R}) \cdot \delta_{\varphi_{p_{max}, R} \varphi_{p_{max}, K}}
\end{aligned}
\tag{7.2.1-5}$$

$$\begin{array}{l}
C_1 = 0,0175 \\
C_2 = 0,95
\end{array}
\left. \vphantom{\begin{array}{l} C_1 \\ C_2 \end{array}} \right\} \text{für 4-Takt-Motoren mit Nebenaggregaten} \\
\text{aus der Gruppe der Schnellläufer.}$$

$$D_1 = -4,315$$

$$D_2 = 0,016$$

$$\varphi_{ZOT} = 360 \text{ KW n. LWoT}$$

$$\delta_{\varphi_{p_{max}, R} \varphi_{p_{max}, K}} = \begin{cases} 1 & \text{wenn } \varphi_{p_{max}, R} = \varphi_{p_{max}, K} \\ 0 & \text{sonst.} \end{cases}$$

### 7.2.2 Modellbildung unter Verwendung von Regelgrößen des Steuergerätes

Für eine Vorausberechnung des Reibmitteldruckes unabhängig von einer Indizierung müssen die Größen  $\varphi_{p_{max}}$  und  $p_{max}$  durch geeignete Regelgrößen des Steuergerätes ersetzt werden. Dabei soll nachfolgend nur auf einige signifikante Größen eingegangen werden.

Aus Kapitel 7.1 ist bereits bekannt, dass der Reibmitteldruck vom

- Zündzeitpunkt ZZP und
- globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{Abgas}$

abhängig ist. Darüber hinaus beeinflusst außerdem der lokale Gemischzustand an der Zündkerze den Zylinderdruckverlauf, so dass neben dem Zündzeitpunkt ZZP auch der Gemischeinblas-Beginn GB berücksichtigt werden muss. Des Weiteren wird der im Zylinder vorherrschende Zylinderdruck durch den Luftliefergrad  $\lambda_l$  beeinflusst. Zusammenfassend gilt für Betriebspunkte ohne Abgasrückführung also:

$$\Delta p_{mr, BDE} = f(\text{ZZP}, \lambda_{Abgas}, \text{GB}, \lambda_l). \tag{7.2.2-1}$$

Entsprechend der sich damit ergebenden Abhängigkeit des Reibmitteldruckes von dem Zündzeitpunkt ZZP, dem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$ , dem Gemischeinblas-Beginn GB und dem Luftliefergrad  $\lambda_l$  ergibt sich für den zweiten Lösungsansatz bei gleicher Vorgehensweise wie im Kapitel 7.2.1 folgende Endgleichung:

$$\begin{aligned}
 p_{\text{mr, K}} = p_{\text{mr, R}} + C_1 \cdot (p_{\text{me, K}}^{1,35} - p_{\text{me, R}}^{1,35}) + C_2 \cdot \left[ \left( \frac{n_K}{n_N} \right)^2 - \left( \frac{n_R}{n_N} \right)^2 \right] + \\
 + E_1 \cdot \left[ \left( \frac{\text{ZZP}_K}{\varphi_{\text{ZOT}}} \right)^{0,7} - \left( \frac{\text{ZZP}_R}{\varphi_{\text{ZOT}}} \right)^{0,7} \right] + \\
 + E_2 \cdot \left[ (\lambda_{\text{Abgas, K}})^{0,65} - (\lambda_{\text{Abgas, R}})^{0,65} \right] + \\
 + E_3 \cdot (\lambda_{l, K} - \lambda_{l, R}) + E_4 \cdot \left( \frac{\text{GB}_K}{\varphi_{\text{ZOT}}} - \frac{\text{GB}_R}{\varphi_{\text{ZOT}}} \right)
 \end{aligned}
 \tag{7.2.2-2}$$

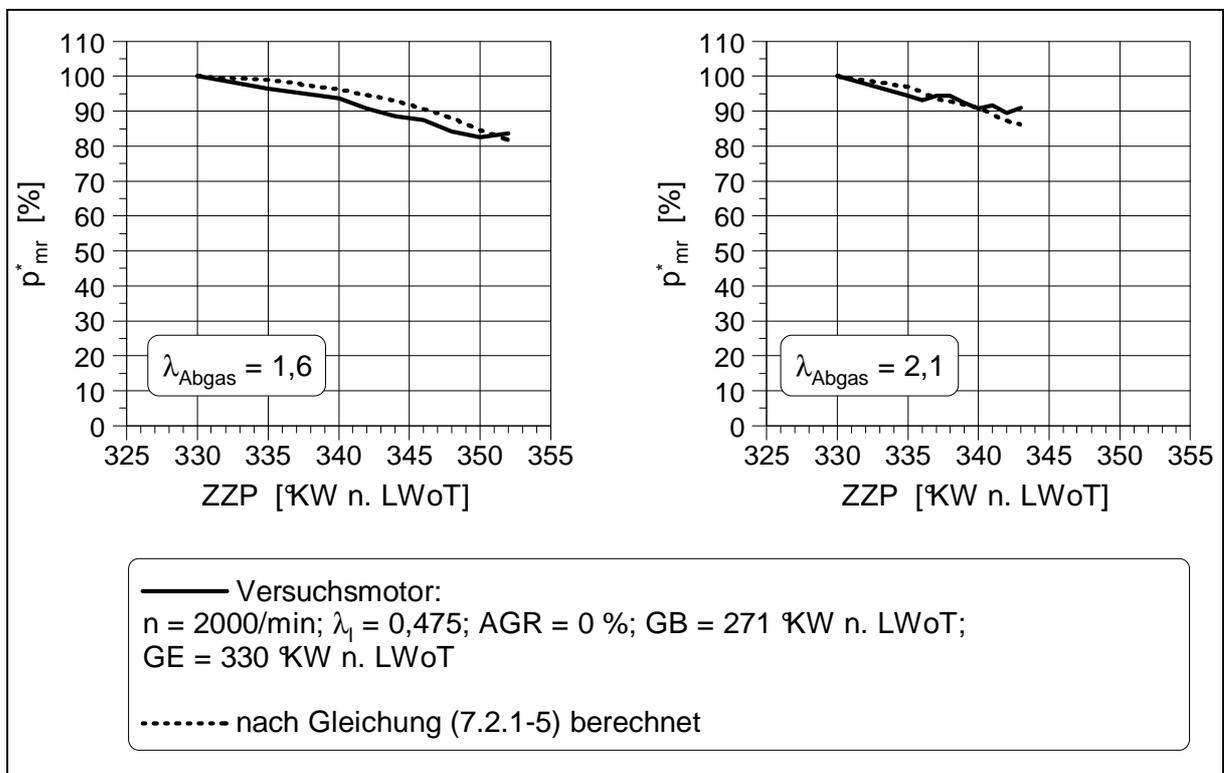
$$\begin{aligned}
 C_1 &= 0,0175 \\
 C_2 &= 0,95 \\
 E_1 &= -5,1 \\
 E_2 &= -0,3 \\
 E_3 &= 0,72 \\
 E_4 &= -7,5 \\
 \varphi_{\text{ZOT}} &= 360 \text{ KW n. LWoT.}
 \end{aligned}
 \left. \vphantom{\begin{aligned} C_1 \\ C_2 \\ E_1 \\ E_2 \\ E_3 \\ E_4 \\ \varphi_{\text{ZOT}} \end{aligned}} \right\} \text{ für 4-Takt-Motoren mit Nebenaggregaten} \\
 \left. \vphantom{\begin{aligned} C_1 \\ C_2 \\ E_1 \\ E_2 \\ E_3 \\ E_4 \\ \varphi_{\text{ZOT}} \end{aligned}} \right\} \text{ aus der Gruppe der Schnellläufer.}$$

Dabei wird auch hier der Zündzeitpunkt und der Beginn der Gemischeinblasung auf den ZOT bezogen und die von Schwarzmeier [TR04] gewählten Indizes R und K beibehalten.

## 8. Validierung der Modellansätze

Die in Kapitel 7.2 aufgeführten Modellansätze zur Vorausberechnung des Reibmitteldruckes von BDE-Motoren sollen nachfolgend validiert werden.

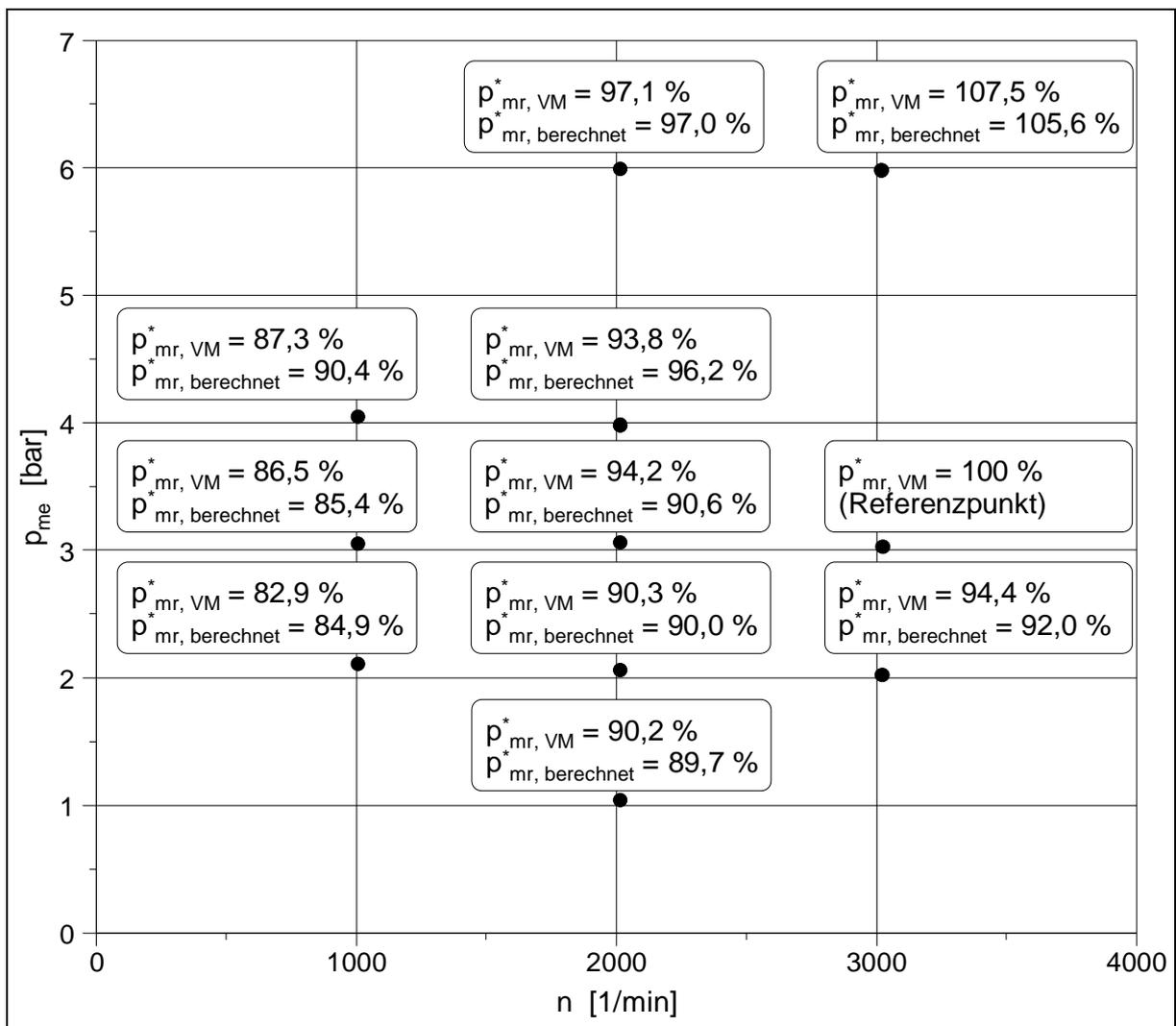
Die Anwendung der von Schwarzmeier [TR04] angegebenen Gleichung (2.3-2) zeigte in Bild 7.2-1 keine Übereinstimmung zwischen berechnetem und am Prüfstand gemessenem Reibmitteldruck des Versuchsmotors. Aus diesem Grund wurde Gleichung (2.3-2) um den Term  $\Delta p_{mr, BDE}$  ergänzt, für den in Kapitel 7.2 zwei Lösungsansätze angegeben wurden. Der erste Lösungsansatz berücksichtigt neben der Lage auch den Betrag des maximalen Zylinderdruckes. Entsprechend Gleichung (7.2.1-5) ist es nun möglich, den Reibmitteldruck des Versuchsmotors im geschichteten Betrieb ausreichend genau wiederzugeben. **Bild 8-1** zeigt den nach Gleichung (7.2.1-5) berechneten und den am Prüfstand gemessenen Reibmitteldruck beispielhaft für die globalen Verbrennungsluft-Verhältnisse  $\lambda_{Abgas} = 1,6$  und  $\lambda_{Abgas} = 2,1$ . Als Referenzbetriebspunkt für die Berechnung wird jeweils der Betriebspunkt bei ZZP = 330 kW n. LWoT gewählt. Die sich bei den einzelnen Messpunkten einstellenden Reibmitteldrücke werden auf diesen Punkt bezogen.



**Bild 8-1:** Vergleich des nach Gleichung (7.2.1-5) berechneten und des gemessenen Reibmitteldruckes  $p_{mr}^*$  bei verschiedenen globalen Verbrennungsluft-Verhältnissen  $\lambda_{Abgas}$

Es wird deutlich, dass beide Verläufe durch Gleichung (7.2.1-5) sehr gut wiedergegeben werden können.

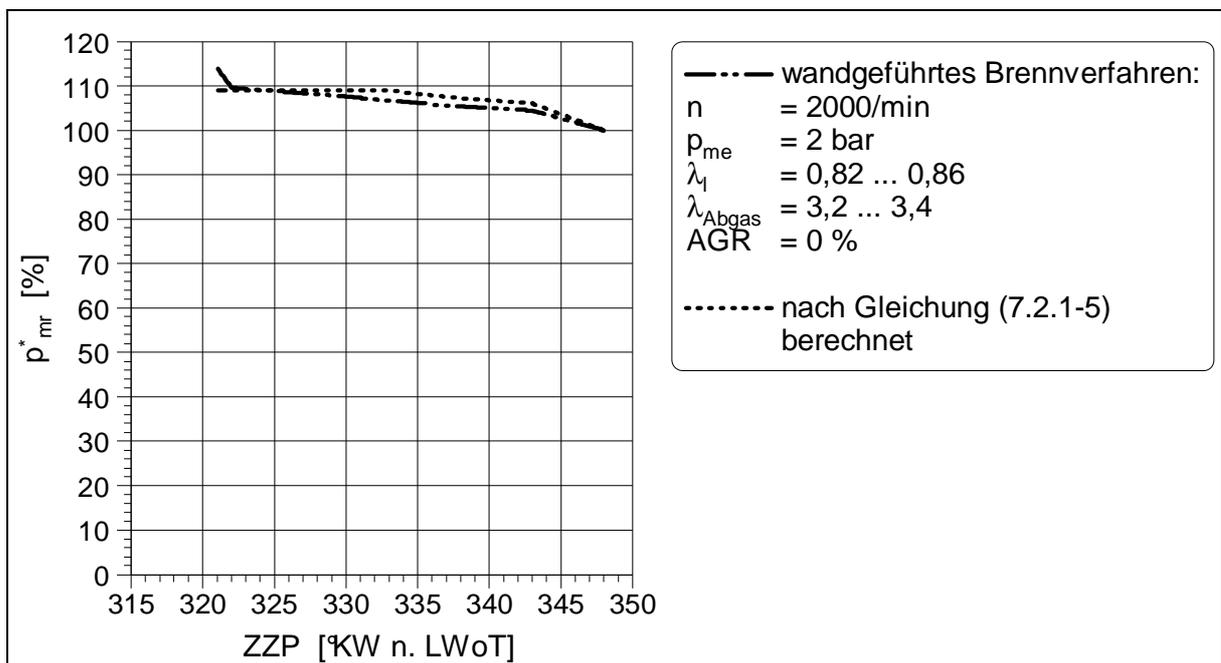
Um die Gültigkeit von Gleichung (7.2.1-5) für das gesamte Schichtladekennfeld darzulegen, werden elf stationär applizierte Kennfeldpunkte ausgewählt, bei denen neben dem Zündzeitpunkt und dem globalen Verbrennungsluft-Verhältnis auch eine Anpassung des Luftliefergrades und der Abgasrückführrate erfolgt, um den vorgegebenen Restriktionen bzgl. Verbrauch und Abgasemissionen gerecht zu werden. **Bild 8-2** zeigt die berechneten und die gemessenen Reibmitteldrücke für ausgewählte Betriebspunkte des Versuchsmotors. Hierbei stellt  $p_{mr, VM}^*$  den auf den Referenzbetriebspunkt bezogenen, gemessenen Reibmitteldruck beim Versuchsmotor und  $p_{mr, berechnet}^*$  das Ergebnis nach Gleichung (7.2.1-5) dar. Als Referenz für die Berechnungen wird der Teillast-Kennfeldpunkt  $n = 3000/\text{min}$ ,  $p_{me} = 3 \text{ bar}$  herangezogen.



**Bild 8-2:** Vergleich des nach Gleichung (7.2.1-5) berechneten und des gemessenen Reibmitteldruckes  $p_{mr}^*$

Es zeigt sich jeweils eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem  $p_{mr, \text{berechnet}}^*$  und dem gemessenen  $p_{mr, VM}^*$ .

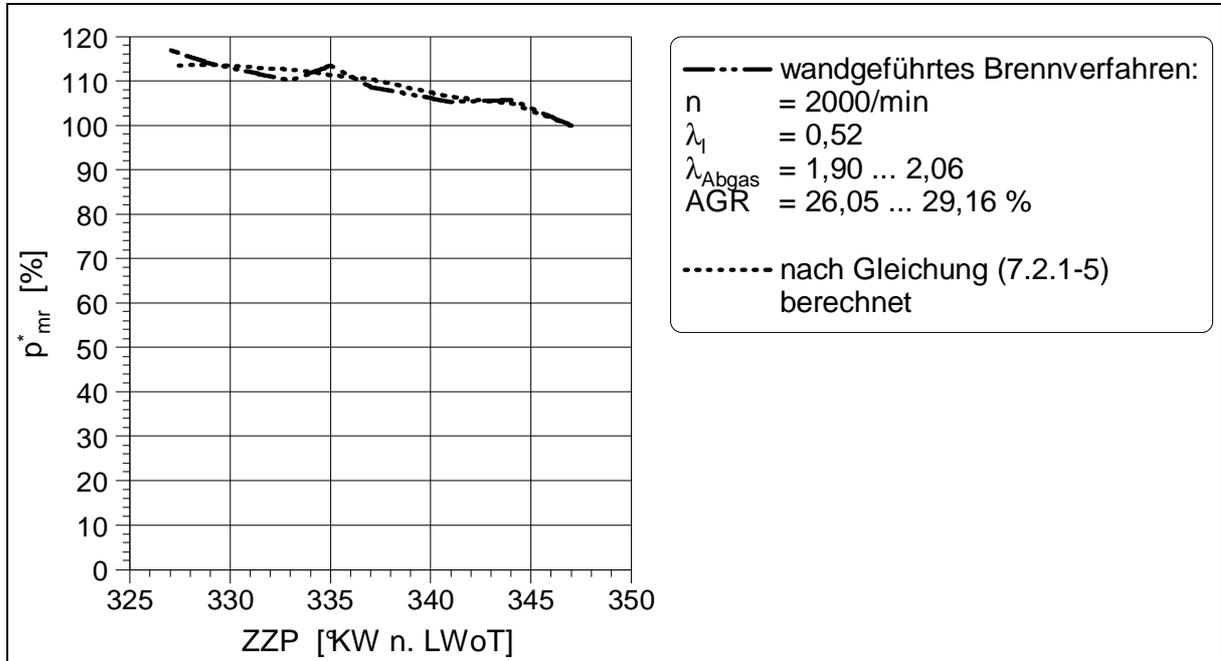
Um die Gültigkeit der Gleichung (7.2.1-5) auch für andere Motoren zu beweisen, wird Gleichung (7.2.1-5) zur Berechnung des Reibmitteldruckes eines 1,6 l-Motors mit einem primär wandgeführten Brennverfahren herangezogen. Für einen willkürlich ausgewählten Betriebspunkt wird eine Zündzeitpunktvariation durchgeführt. Im Gegensatz zu den Untersuchungen am Versuchsmotor bleibt hier aber der effektive Mitteldruck konstant. Demzufolge treten Abweichungen beim globalen Verbrennungsluft-Verhältnis  $\lambda_{\text{Abgas}}$  und beim Luftliefergrad  $\lambda_l$  auf. Unabhängig davon zeigt sich auch bei diesem Motor das bekannte Verhalten des abnehmenden Reibmitteldruckes mit späterem Zündzeitpunkt. Ebenso verschiebt sich mit späterem Zündzeitpunkt die 50 %-Energieumsatzlage in Richtung "spät", und der maximale Zylinderdruck sinkt. In **Bild 8-3** ist neben dem gemessenen Einfluss des Zündzeitpunktes auf den Reibmitteldruck des 1,6 l-Motors auch das Ergebnis nach Gleichung (7.2.1-5) dargestellt. Der Betriebspunkt bei ZZP = 348 °KW n. LWoT dient als Referenzbetriebspunkt für die Berechnung.



**Bild 8-3:** Vergleich des nach Gleichung (7.2.1-5) berechneten und des gemessenen Reibmitteldruckes  $p_{mr}^*$  für einen 1,6 l-Motor mit primär wandgeführtem Brennverfahren

Auch bei diesem Motor kann mit Gleichung (7.2.1-5) eine gute Übereinstimmung zwischen dem berechneten und dem gemessenen Reibmitteldruck  $p_{mr}^*$  erzielt werden. Die stärkere Abweichung bei dem Zündzeitpunkt ZZP = 321 °KW n. LWoT ist auf das Erreichen der Zündgrenze zurückzuführen.

Eine weitere Überprüfung der Gültigkeit von Gleichung (7.2.1-5) wird an einem 2,0 l-Motor mit einem primär wandgeführten Brennverfahren vorgenommen. Wie **Bild 8-4** zeigt, wird auch hier eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem berechneten und dem gemessenen  $p_{mr}^*$  erzielt.



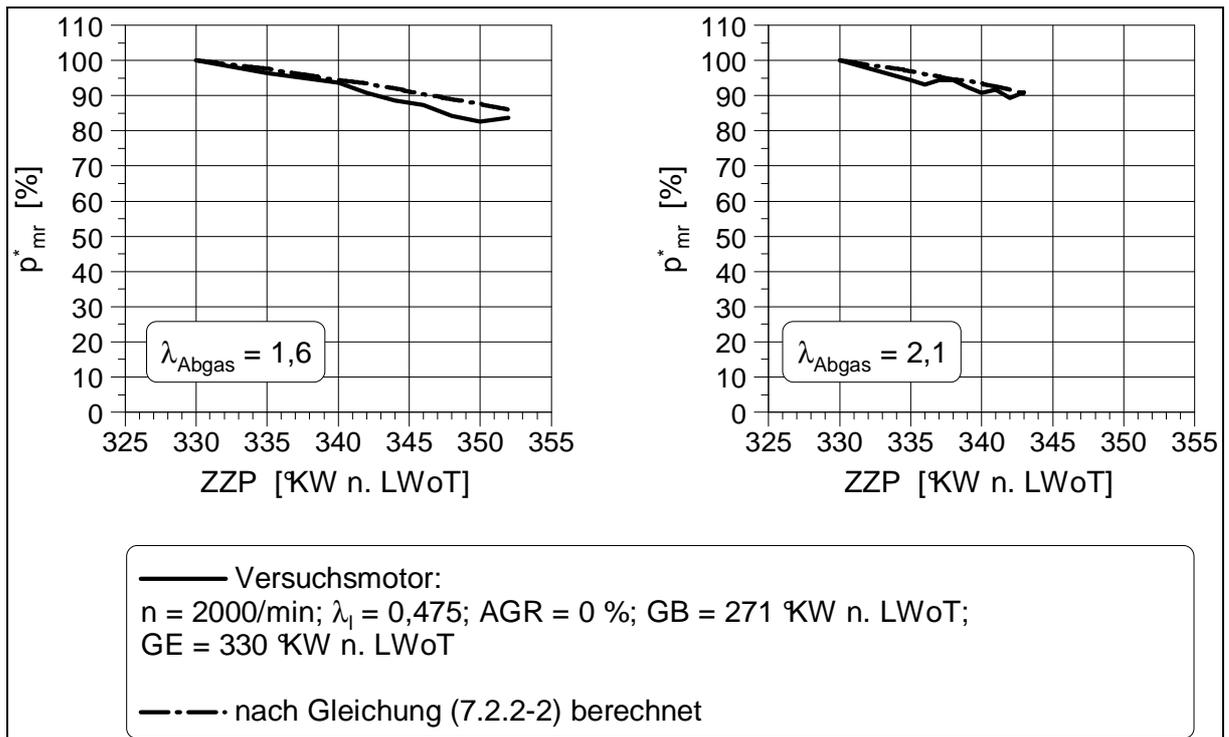
**Bild 8-4:** Vergleich des nach Gleichung (7.2.1-5) berechneten und des gemessenen Reibmitteldruckes  $p_{mr}^*$  für einen 2,0 l-Motor mit primär wandgeführtem Brennverfahren

Die Gleichung (7.2.1-5) ist also für BDE-Motoren anwendbar. Im Bedarfsfall sollte aber eine Anpassung der Größen  $D_1$  und  $D_2$  vorgenommen werden.

Für die Vorausberechnung des Reibmitteldruckes auf Basis von Regelgrößen des Steuergerätes wurde Gleichung (7.2.2-2) aufgestellt.

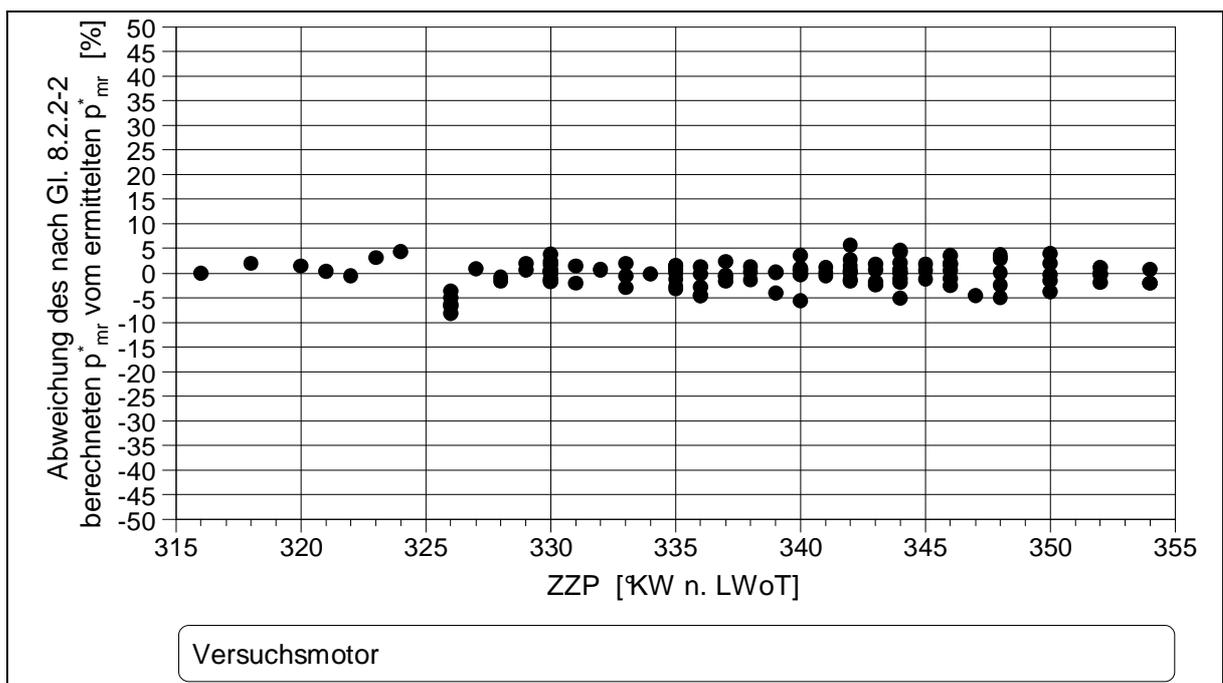
Entsprechend dieser Gleichung ist es möglich, auch ohne Indizierung den Reibmitteldruck eines Motors bei Betriebspunkten ohne Abgasrückführung zu berechnen.

**Bild 8-5** zeigt für die globalen Verbrennungsluft-Verhältnisse  $\lambda_{\text{Abgas}} = 1,6$  und  $\lambda_{\text{Abgas}} = 2,1$  den nach Gleichung (7.2.2-2) berechneten und den am Prüfstand gemessenen Reibmitteldruck. Als Referenzbetriebspunkt für die Berechnung wird wieder jeweils der Betriebspunkt bei  $\text{ZZP} = 330 \text{ KW n. LWoT}$  gewählt.



**Bild 8-5:** Vergleich des nach Gleichung (7.2.2-2) berechneten und des gemessenen Reibmitteldruckes  $p_{mr}^*$  bei verschiedenen globalen Verbrennungsluft-Verhältnissen  $\lambda_{Abgas}$

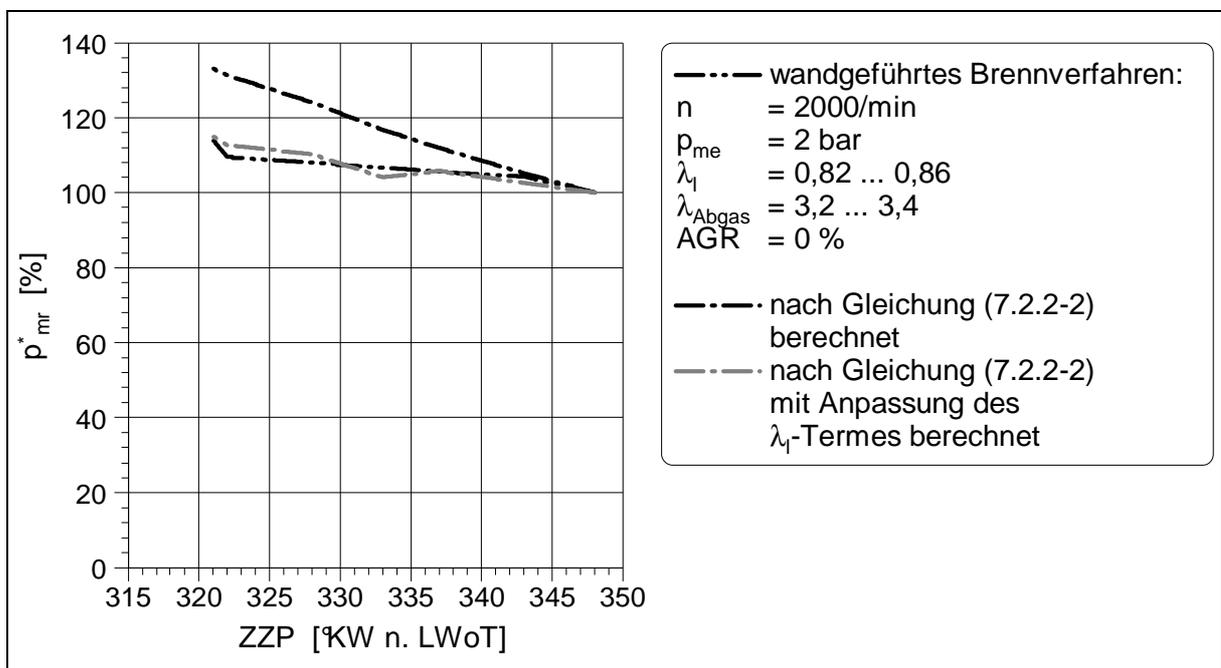
Deutlich ist, wie auch ohne Indizierung der Verlauf des Reibmitteldruckes bei diesen Zündzeitpunktvariationen abgebildet wird. Zudem kann an über hundert zusätzlichen, am Versuchsmotor gemessenen Validierungspunkten eine sehr gute Modellqualität nachgewiesen werden (**Bild 8-6**).



**Bild 8-6:** Abweichung des nach Gleichung (7.2.2-2) berechneten vom gemessenen Reibmitteldruck  $p_{mr}^*$

Nur bei 5 Messpunkten sind Abweichungen größer 5 % zu erkennen. Dies kann mit dem Erreichen der Zündgrenze bei diesen Messpunkten erklärt werden.

Bei der Verwendung von Gleichung (7.2.2-2) an dem 1,6 l-Motor mit einem primär wandgeführten Brennverfahren ergibt sich keine gute Übereinstimmung zwischen dem berechneten und dem gemessenen Reibmitteldruck. Die Ursache ist in dem abweichenden Hubvolumen des 1,6 l-Motors gegenüber dem des Versuchsmotors zu sehen. Ein größeres Hubvolumen bedingt einen anderen Luftliefergrad, so dass eine Anpassung des Koeffizienten vom  $\lambda_1$ -Term erfolgen muss. Durch eine willkürliche Anpassung des Wertes  $E_3$  von 0,72 auf 4,7 ist es auch bei diesem Motor möglich, eine sehr gute Übereinstimmung zu erzielen (**Bild 8-7**).



**Bild 8-7:** Vergleich des nach Gleichung (7.2.2-2) berechneten und des gemessenen Reibmitteldruckes  $p_{mr}^*$  für einen 1,6 l-Motor mit primär wandgeführtem Brennverfahren

Eine Überprüfung der Gl. 7.2.2-2 an dem 2,0 l-Motor mit einem primär wandgeführten Brennverfahren kann nicht durchgeführt werden, da hier nur Messpunkte mit AGR zur Verfügung stehen, diese Einflussgröße in Gl. 7.2.2-2 aber nicht berücksichtigt wird.

Es war also möglich, mit Hilfe des ersten Lösungsansatzes eine allgemeingültige Gleichung aufzustellen, mit der die Vorausberechnung des Reibmitteldruckes im Schichtladebetrieb unter Berücksichtigung der thermodynamischen Einflussparameter möglich ist. Dagegen muss bei dem zweiten Lösungsansatz für Motoren mit einem abweichenden Hubvolumen eine Anpassung des  $\lambda_1$ -Terms erfolgen.

## 9. Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde der Einfluss des Zylinderdruckverlaufes auf den Reibmitteldruck von Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung (BDE-Motoren) untersucht. Aktuelle Veröffentlichungen haben gezeigt, dass BDE-Motoren im Schichtladebetrieb zu Beginn der Verbrennung eine schnellere Energieumsetzung aufweisen als vergleichbare Benzinmotoren mit äußerer Gemischbildung. Die schnellere Energieumsetzung führt zu einer Veränderung im Zylinderdruckverlauf, der wiederum einen Einfluss auf den Reibmitteldruck des Motors hat.

Um den vom Zylinderdruck beeinflussten brennverfahrensbedingten Reibmitteldruck von BDE-Motoren im Schichtladebetrieb analysieren zu können, wurde eine Kräftebilanz an der Kolbengruppe aufgestellt. Dabei konnte festgestellt werden, dass neben der Normalkraft auch die Einflüsse der Tangentialspannung der Kolbenringe und die vom Zylinderdruck hervorgerufenen Ringkräfte auf die Zylinderlaufbuchse berücksichtigt werden müssen.

Anhand des Teillast-Kennfeldpunktes im Schichtladebetrieb mit  $n = 2000/\text{min}$  und  $p_{me} = 2 \text{ bar}$  wurden die tribologischen Auswirkungen des Arbeitsprozessverlaufes ermittelt. Als Vergleichsbasis diente ein Benzinmotor mit äußerer Gemischbildung und identischen Eckdaten.

Es zeigte sich, dass der verwendete BDE-Motor mit einem strahlgeführten, luftunterstützten Brennverfahren einen wesentlich höheren Reibmitteldruck aufwies als der vergleichbare Benzinmotor mit äußerer Gemischbildung. Anhand des Abschaltversuches, bei dem während der Indizierung bei allen Zylindern von dem befeuerten in den geschleppten Motorbetrieb gewechselt wurde, konnte der Reibmitteldruck sowohl im befeuerten als auch im geschleppten Motorbetrieb bei ähnlichen thermischen Bedingungen bestimmt werden.

Für die tribologische Analyse dienten in der Literatur beschriebene Erkenntnisse und Berechnungsansätze. Die Lösungen der Gleichungen ergaben, dass an der Kolben/Zylinder-Reibpaarung des BDE-Motors aufgrund der höheren Tangentialkräfte der Kolbenringe und durch den höheren Zylinderdruck die Schmierfilmdicke geringer und die dynamische Viskosität des Schmiermittels höher ausfielen als beim Benzin-

motor mit äußerer Gemischbildung. Sowohl die Reduzierung der Schmierfilmdicke als auch der Anstieg der dynamischen Viskosität bedingten einen höheren Reibmitteldruck, so dass ein Teil des höheren Reibmitteldruckes beim BDE-Motor auf die höheren Tangentialkräfte der Kolbenringe bzw. auf den höheren Zylinderdruck zurückgeführt werden konnte.

Neben dem Druck hat auch die Temperatur einen Einfluss auf die dynamische Viskosität des Schmiermittels. Unter Berücksichtigung der Kühlmitteltemperatur wurde beim BDE-Motor eine geringere mittlere Zylinderwandtemperatur berechnet als beim Benzinmotor mit äußerer Gemischbildung. Die damit verbundene Zunahme der Viskosität des Schmiermittels bedeutete ebenfalls einen Anstieg des Reibmitteldruckes. Zusätzlich konnte gezeigt werden, dass auch die Pleuel- und Hauptlager durch den veränderten Zylinderdruckverlauf des BDE-Motors stärker belastet wurden.

Um den Einfluss des Zylinderdruckverlaufes analysieren zu können, wurde dieser mit Hilfe einer Variation des Zündzeitpunktes und des globalen Verbrennungsluft-Verhältnisses gezielt verändert. Dabei stellte sich heraus, dass sowohl die Lage als auch der Betrag des maximalen Zylinderdruckes einen Einfluss auf den Reibmitteldruck hatten.

Um diesen Einfluss mathematisch beschreiben zu können, wurden ein bestehender Modellansatz um einen Term erweitert und für diesen Term zwei Lösungsansätze hergeleitet. Mit dem ersten Lösungsansatz konnten der Einfluss der Lage des maximalen Zylinderdruckes und dessen Betrag auf den Reibmitteldruck beschrieben werden. Bei dem zweiten Lösungsansatz wurden die Größen Luftliefergrad, globales Verbrennungsluft-Verhältnis, Zündzeitpunkt und Gemischeinblas-Beginn berücksichtigt, so dass eine Vorausberechnung des Reibmitteldruckes auch mit Hilfe von Regelgrößen des Steuergerätes möglich war.

Die beiden Lösungsansätze wurden an verschiedenen BDE-Motoren validiert. Es konnte mit beiden Lösungsansätzen eine gute Übereinstimmung zwischen dem berechneten und dem gemessenen Reibmitteldruck nachgewiesen werden. Allerdings zeigte sich beim zweiten Lösungsansatz, dass eine Anpassung der Koeffizienten an unterschiedliche Hubvolumen erfolgen muss. Aufgrund dessen sollte in weiterführenden Arbeiten der Einfluss des Hubvolumens und der AGR auf den Reibmitteldruck bei BDE-Motoren im Schichtladebetrieb untersucht werden.

## Literaturverzeichnis

- [A13] Brettschneider, J.: Berechnung der Kraftstoffzusammensetzung mit Hilfe der Abgasanalyse. Bosch Technische Berichte 1996, Heft 57, Seite 53-57.
- [B01] Affenzeller, J.; Gläser, H.: Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren. Wien, New York: Springer-Verlag, 1996.
- [B02] Maass, H.; Klier, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine. Wien, New York: Springer-Verlag, 1981.
- [B03] Beitz, W., Grote, K.-H. (Hrsg.): Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. 20. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 2001.
- [B04] Czichos, H. (Hrsg): Hütte – Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften. 31. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 2000.
- [B05] Köhler, E.: Verbrennungsmotoren – Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 2. Auflage, Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg-Verlag, 2001.
- [B06] Urlaub, A.: Verbrennungsmotoren – Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion. 2. Auflage; Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 1994.
- [B07] Heywood, J.-B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. New York: McGraw-Hill, Inc., 1988.
- [B08] Pischinger, R.; Kraßnig, G.; Taučar, G.; Sams, Th.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Wien, New York: Springer-Verlag, 1988.
- [B11] Manz, P.-W.: Indizieretechnik an Verbrennungsmotoren. Braunschweig, Technische Universität Carolo-Wilhelmina, Vorlesung, 2001.  
<http://www.tu-bs.de/institute/ivb/index.html>
- [B12] Tschöke, H.: Mechanik der Kolbenmaschinen. Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität, Vorlesung, 1996.
- [B13] Arndt, A.: Kleines Formellexikon. Berlin, VEB Verlag Technik, 16. Auflage, 1982.
- [B15] ---: Bosch Technische Unterrichtung - Generatoren. Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 2. Auflage, 1993.
- [D16] Wolters, P.; Grigo, M.; Walzer, P.: Betriebsverhalten eines direkt einspritzenden Ottomotors mit luftgeführter Gemischbildung. Tagungsbericht des 6. Aachener Kolloquiums Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 1997.
- [D28] Krebs, R.; Theobald, J.: Die Thermodynamik der FSI-Motoren von Volkswagen. Veranstaltungsunterlagen zur Tagung: 22. Internationales Wiener Motoren Symposium, Wien, 2001.
- [KR01] ---: Kolbenring-Handbuch. Sonderdruck der Friedrich Goetze AG, 2. Auflage, 1973.
- [KR02] Chucholowski, C.; Kornprobst, H.; Zeilinger, K.: Kolbenringverhalten und Kolbensekundärbewegung. FVV Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen, Vorhaben Nr. 560, Heft 323, Frankfurt, 1983.
- [KR03] Chucholowski, C.; Kornprobst, H.; Zeilinger, K.: Kolbenringverhalten II. FVV Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen, Vorhaben Nr. 304, Heft 360, Frankfurt, 1985.

- [KR04] Hubert, M.; Pribsch, H.: Simulation des Einflusses von Kolbenringparametern. MTZ 60 (1999), Heft 11, S. 772-779.
- [KR07] Stanley, R.; Taraza, D.; Henein, N.; Bryzik, W.: A Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly. Technical Paper Series, SAE-Paper No. 1999-01-0974, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1999.
- [KR09] Shin, K.; Takeishi, Y.: Die Reibung und die Schmierung der Kolbenringe. Übersetzung aus der japanischen Zeitschrift "Junkatsu", Band 22 (1977), Heft 8, S. 483-489.
- [O12] Emerson, J.; Felton, P. G.; Bracco, F. V.: Structure of Sprays from Fuel Injektors Part III: The Ford Air-Assisted Fuel Injector. SAE Technical Paper Series, SAE Paper No. 900478, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1990.
- [S20] Ortman, R.; Würfel, G.; Grzeszik, R.; Raimann, J.; Samenfink, W.; Schlerfer, J.: Vergleich von Zerstäubungskonzepten für Benzin-Direkteinspritzung. Veranstaltungsunterlagen zur Tagung: Direkteinspritzung im Ottomotor III, Haus der Technik e. V., Essen, 2001.
- [T19] Atkins, K. A.; French, C. C. J.: Thermal loading of a petrol engine. Proc. Instn. Mech. Engrs. 49/73 (1973), Vol. 187, S. 561-573.
- [TR01] Kessen, U.: Tribologische Untersuchungen an der Kolbengruppe eines Dieselmotors bei hohen Mitteldrücken.-1999. Hannover, Universität, Dissertation.
- [TR02] Golloch, R.: Untersuchungen zur Tribologie eines Dieselmotors im Bereich Kolbenring/Zylinderlaufbuchse. Fortschrittsbericht, VDI-Reihe 12, Nr. 473. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2001.
- [TR03] Freier, H.; Schelling, H.: Einflußgrößen auf die Reibleistung der Kolbengruppe. VDI Berichte 1993, Nr. 1099, S. 125-136.
- [TR04] Schwarzmeier, M.: Der Einfluß des Arbeitsprozeßverlaufs auf den Reibmitteldruck von Dieselmotoren.-1992. München, Technische Universität, Dissertation.
- [TR05] Bartel, D.: Berechnung der Festkörper- und Mischreibung bei Metallpaarungen.-2000. Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität, Dissertation.
- [TR07] Thiele, E.: Aufteilung der Reibungsverluste von Dieselmotoren. Schmiertechnik + Tribologie 25 (1978), Heft 6, S. 202-205.
- [TR08] Thiele, E.: Ermittlung der Reibungsverluste in Verbrennungsmotoren. MTZ 43 (1982), Heft 6, S. 253-258.
- [TR09] Bruchner, K.: Beitrag zur experimentellen Bestimmung der Kolben- und Kolbenringreibung in Verbrennungsmotoren.-1983. Berlin, Technische Universität, Dissertation.
- [TR10] Fischer, G.: Reibmitteldruck – Ottomotoren. FVV Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen, Vorhaben Nr. 629, Heft 685, Frankfurt, 1999.
- [TR12] Thiele, E.: Mechanische Reibungsverluste in Hubkolbenantrieben. Schmiertechnik + Tribologie 33 (1986), Heft 5, S. 290-298.
- [TR16] Betz, G.; Zellbeck, H.: Untersuchungen zur Reibleistung der Kolbengruppe. MTZ 47 (1986), Heft 10, S. 433-437.
- [TR17] Jakobs, R.: Untersuchungen der Kolbenschaftschmierung an einem Glaszylinder-Modellmotor. MTZ 40 (1979), Heft 6, S. 277-285.

- [TR19] Kuhlmann, P.: Ähnlichkeit im Schmierpalt zwischen Kolbenring und Zylinderwand. Veranstaltungsunterlagen zum FVV Workshop über das Thema: Tribosystem Kolben-Kolbenring-Zylinderlauffläche, FVV, Frankfurt/Main, 1989.
- [TR21] Fassbender, U.: Tribologische Eignung biologisch schnell abbaubarer Schmierstoffe.-1998. Aachen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Dissertation.
- [TR22] Thiele, E.: Reibungsanalyse – Grundlage zur Optimierung. Unveröffentlichter Bericht, Universität Hannover.
- [TR26] Lang, J. R.: Kolben-Zylinder-Dynamik.-1997. Aachen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Dissertation.
- [TR27] Mann, U.: Schmierfilmbildung in elasto-hydrodynamischen Kontakten.-1995. München, Technische Universität, Dissertation.
- [TR30] Röhrle, M. D.: Kolben für Verbrennungsmotoren. Band 98, Landsberg/Lech: Verlag moderne Industrie, 1994.
- [TR31] Lang, O. R.; Steinhilper, W.: Gleitlager. Berlin, Heidelberg, New York, Tokio: Springer-Verlag, 1978.
- [TR32] Krause, H.-H.; Todsén, U.: Reibung, Schmierung und Verschleiß an Kolben-Kolbenring-Zylindersystemen. BMFT-Dokumentation zum Forschungs- und Entwicklungsprogramm: Tribologie – Reibung, Verschleiß, Schmierung. Berlin, Heidelberg, New York, Tokio: Springer-Verlag, 1983.
- [TR33] Thiele, E.: Beitrag zur Reibungsanalyse von Hubkolbentriebwerken.-1982. Hannover, Universität, Dissertation.
- [TR35] Szengel, R.: Einfluß konstruktiver Parameter auf die Reibungsverluste der Kolbengruppe eines Hubkolbentriebwerkes.-1985. Hannover, Universität, Dissertation.
- [TR36] Schwaderlapp, M.; Dohmen, J.; Haubner, F.; Barthel, R. Biber, Ch.: Reibungsreduzierung als Verbrauchsmaßnahme. MTZ 64 (2003), Heft 3, S. 222-229.
- [TR39] Heuberger, A; Lagemann, V; Chu Suy, F.; Gasthuber, H.; Füßer, H.-J.: Mikrodynamik und Festkörperkontakt – Betrachtung am Beispiel des Tribosystems Kolben-Kolbenringe-Zylinderlaufbahn. VDI-Berichte Nr. 1764. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2003.
- [TR41] Halsband, M.: Entwicklung reibungsoptimierter Kolbengruppen unter Anwendung spezifischer Messverfahren. Fortschrittsbericht, VDI-Reihe 12, Nr. 221. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1994.
- [TR42] Rosenberg, R. C.: General Friction Considerations for Engine Design. Technical Paper Series, SAE-Paper No. 821576, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1976.
- [TR47] Böswirth, L.: Zur Berechnung des Quetsch- und Klebeeffektes bei dünnen flüssigkeitsgefüllten Spalten. Fortschrittsbericht, VDI-Reihe 7, Nr. 47. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1978.
- [TR49] Fuller, D. D.: Theorie und Praxis der Schmierung. Stuttgart: Berliner Union, 1960.
- [TR52] Fries, O.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Verschleiß und zur Schmierung keramischer Kolben und keramikbeschichteter Kolbenringe unter realen Betriebsverhältnissen.-1991. Kaiserslautern, Universität, Dissertation.
- [U01] Lübke, G.: Unveröffentlichter Bericht, Volkswagen AG, Wolfsburg, 2002.

- [U02] Reimers, A.: Unveröffentlichter Bericht, KS Kolbenschmidt GmbH, Neckarsulm, 2002.
- [U03] Schaffrath, G.: Das Gleitlager mit beliebiger Schmierpaltform – Verlagerung des Wellenzapfens bei zeitlich veränderlicher Belastung.-1967. Karlsruhe, Technische Universität, Dissertation.
- [U04] Harbordt, J.; Klumpp, R.: Computer-Programm zur Berechnung der Verlagerungsbahn, der örtlichen Drücke und des tatsächlichen Schmierpalt im Gleitlager beliebiger Geometrie unter statischer und dynamischer Last. FVV Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen, Vorhaben Nr. 98, Heft 137, Frankfurt, 1972.
- [U05] Möhlenkamp, H.: Beitrag zur Berechnung der Lagerbelastung und Verlagerungsbahnen schnelllaufender Dieselmotoren bei verschiedenen Lastpunkten.-1974. Hannover, Technische Universität, Dissertation.
- [U07] Groth, K.; Thiele, E.: Ermittlung und Erfassung der mechanischen Verluste in Verbrennungsmotoren. FVV Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen, Vorhaben Nr. 176, Heft 297, Frankfurt, 1981.
- [U08] Barus, C.: Isothermals, Isopiestic and Isometrics Relative to Viscosity. American Journal of the Institute of Petroleum 48 (1962), S. 87-96.
- [U09] Kochanowski, H.-A.: Beitrag zur Bestimmung der Abhängigkeit des Reibmitteldruckes bei Verbrennungskraftmaschinen von verschiedenen Betriebsparametern.-1975. Hannover, Technische Universität, Dissertation.
- [U10] Heywood, J. B.; Nitschke, R. G.; Patton, K. J.: Development and Evaluation of a Friction Model for Spark Ignition Engines. Technical Paper Series, SAE-Paper No. 890836, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1989.
- [U11] Urzua Torres, P. I.: Unveröffentlichter Bericht, Volkswagen AG, Wolfsburg, 2005.
- [U12] ---: DIN 1940.

# Lebenslauf

## **Persönliche Daten:**

Name: Ingo Scholz  
geboren am: 28. August 1975 in Magdeburg  
Familienstand: ledig  
Staatsangehörigkeit: deutsch

## **Schulbildung:**

08/1982 - 07/1985 Erich-Weinert-Oberschule Magdeburg  
08/1985 - 07/1986 Erweiterte Thomasoberschule Leipzig  
08/1986 - 07/1990 Erich-Weinert-Oberschule Magdeburg  
08/1990 - 07/1994 Integrierte Gesamtschule „Willy Brandt“ Magdeburg

## **Studium:**

10/1994 – 09/1999 Maschinenbau an der Otto-von-Guericke Universität  
Magdeburg  
10/1999 – 09/2002 Doktorand bei der Volkswagen AG, Wolfsburg

## **Beruflicher Werdegang:**

seit 10/2002 Mitarbeiter in der Konzernforschung Antriebe,  
Volkswagen AG, Wolfsburg