

Universität Rostock
Institut für Energie- und Umwelttechnik
Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren

Abschlußbericht zum Vorhaben:

**„Auswirkungen des Zusatzes von Rapsölmethylester (RME) auf
die Schmierfähigkeit von schwefelarmem Dieselkraftstoff
nach DIN EN 590 (neu)“
FKZ: 99NR048**

Projektleiter: Prof. Dr-Ing. habil. K. Prescher
Projektbearbeiter: Dipl-Ing. V. Wichmann

Rostock im Juni 2001

Inhaltsverzeichnis:

1. Einleitung und Ziel der Untersuchungen
2. Grundlagen der Schmierung von Einspritzpumpen
 - 2.1 Elastohydrodynamische Schmierung von Einspritzpumpen
 - 2.2 Messmethoden zur Bestimmung der Schmierfähigkeit von Dieselkraftstoff
3. Lösungsweg
 - 3.1 Methodische Vorgehensweise
 - 3.2 Versuchseinrichtungen
4. Ergebnisse der Untersuchungen
 - 4.1 Ergebnisse der chemischen Analysen
 - 4.2 Ergebnisse der Dauerlaufuntersuchungen
5. Ökonomische Bewertung
6. Zusammenfassung
7. Quellenverzeichnis

1 Einleitung und Ziel der Untersuchungen

Mit der Übernahme der seit 1996 geltenden europäischen Norm für Dieselmotorkraftstoffe in die DIN-EN 590 ab Februar 1999 ist auch für die deutschen Kraftstoffhersteller eine deutliche Absenkung des Schwefelgehaltes zur Pflicht geworden.

Die damit verbundene Qualitätsverbesserung läßt weniger SO₂-haltige Abgase bei der motorischen Verbrennung entstehen und bringt Vorteile bei der katalytischen Abgasnachbehandlung. Insbesondere werden schwefelempfindliche Katalysatoren in geringerem Maße „vergiftet“ und erlangen dadurch wesentlich höhere Standzeiten. Weiterhin kommt es zu einer Verringerung der Sulfat-Partikel als einem Teil der Partikelemission.

Deutlicher Nachteil des geringeren Schwefelgehaltes ist die verringerte inhärente Schmierfähigkeit des Dieselmotorkraftstoffs, was sich besonders negativ auf die Standfestigkeit der dieselmotorischen Einspritzanlagen auswirkt. Die Forderungen nach höchsten Einspritzdrücken bei allen modernen Einspritzsystemen verlangen in Pumpen und Düsen sehr enge Passungen zur Gewährleistung von geringen Leckverlusten bei gleichzeitig niedrigen Reibverlusten und hohen Standzeiten. Zur Erreichung ausreichender Schmierfähigkeit sind daher Zuschläge in Form von Additiven oder Zumischungen anderer Kraftstoffe, die eine höhere Eigenschmierfähigkeit besitzen, unbedingt erforderlich. Da Pflanzenölmethylester (PME), insbesondere Rapsölmethylester (RME), gutes Eigenschmierverhalten besitzen und die Dauerstandfestigkeit von Dieselmotoren beim Betrieb mit RME gemäß Spezifikation als gesichert gilt, liegt es nahe, mit Zumischungen zum mineralölbasierten Dieselmotorkraftstoff synthetisch hergestellte und damit teure Additive oder Teile von ihnen zu ersetzen. An die Zuschlagstoffe (Additive) oder Zumischungen für Dieselmotorkraftstoffe, die die günstige Beeinflussung des Reibungs- und Verschleißverhaltens anstelle der Schwefelverbindungen übernehmen müssen, werden hohe Anforderungen gestellt. Ziel der Untersuchungen ist es, die Eignung von RME und Sonnenblumenmethylester als Schmierstoffzusatz zum Dieselmotorkraftstoff nachzuweisen.

2 Grundlagen der Schmierung von Einspritzpumpen

2.1 Elastohydrodynamische Schmierung von Einspritzpumpen

Für die Kraftstoffversorgung von Dieselmotoren werden Einspritzsysteme eingesetzt. Hierbei unterscheidet man Verteilereinspritzpumpen, Reiheneinspritzpumpen, Einzeleinspritzpumpen, Pumpe-Düse-Einheiten und COMMON-RAIL-Systeme.

Dieselmotoren kleiner Leistung werden von Verteilereinspritzpumpen mit Dieseldieselkraftstoff versorgt. Bei diesen Einspritzpumpen erfolgt die Schmierung aller bewegten Teile durch Dieseldieselkraftstoff. Bei Common-Rail-Systemen für hochmoderne Motoren erfolgt die Schmierung des gesamten Kraftstoffsystems ebenfalls durch Dieseldieselkraftstoff.

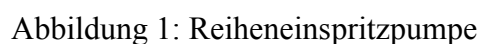
Bei Motoren mit Reiheneinspritzpumpen, Einzeleinspritzpumpen und Pumpe-Düse-Einheiten erfolgt die Schmierung der meisten Teile der Einspritzpumpe durch hochlegiertes Motorenöl, das für Schmierungsaufgaben optimiert wurde. Reiheneinspritzpumpen und Einzeleinspritzpumpen werden meist bei größeren Dieselmotoren eingesetzt. Pumpe-Düse-Einheiten werden bisher hauptsächlich in kleinen hochmodernen Fahrzeugmotoren eingesetzt.

Die Gleitpaarungen Einspritzpumpenplunger-Pumpenzylinder (Hochdruckerzeugung) und das Druckventil werden bei allen Arten von Einspritzsystemen durch den Kraftstoff selbst geschmiert. Die Gleitpaarung Einspritzpumpenplunger-Pumpenzylinder aller Einspritzpumpen zeichnen sich dadurch aus, daß sie ein sehr kleines Einbauspiel besitzen, um die Abdichtung des Hochdruckraumes zu ermöglichen. Über diese Gleitpaarung werden bei einem symmetrischen Pumpenplunger, wie sie in COMMON-RAIL-Systemen und Pumpe-Düse-Einheiten vorkommen, nur kleine Kräfte übertragen und daher ist nur geringer Druck im Schmierpalt erforderlich, um eine gute Schmierung zu sichern. Außerdem wirkt sich positiv aus, daß das Schmiermittel durch die Druckdifferenz zwischen Hochdruckraum und Plungerunterseite in den Schmierpalt gedrückt wird.

Bei Reiheneinspritzpumpen, Einzeleinspritzpumpen und Verteilereinspritzpumpen kommt es dagegen durch die Asymmetrie des Einspritzpumpenplungers (verursacht durch die Absteuerkanäle) zu einer Querkraft auf den Plunger. Diese Querkräfte bewirken ein Auswandern des Plungers aus der Zylindermitte, wodurch der Schmierpalt an einer Seite noch weiter verkleinert wird. Die auftretenden Querkräfte sind aber auch hier nicht so groß, daß es zu einer Zerstörung des Schmierfilmes und damit zu einer Berührung von Hochdruckpumpenplunger und Hochdruckpumpenbuchse (führt zur Mischreibung) mit entsprechendem Verschleiß kommt.

Der Verschleiß zwischen Plunger und Buchse wird nicht durch den Verlust des Schmierfilmes zwischen Plunger und Zylinder wegen schlechter Schmierungseigenschaften des Kraftstoffes, sondern durch Kraftstoffverunreinigungen, die in der Größenordnung des Schmierpaltes liegen, verursacht. Diese abrasiven Verunreinigungen werden aufgrund der hohen Druckdifferenz zwischen Plungeroberseite und Plungerunterseite durch den Schmierpalt gedrückt und bewirken dabei einen Materialabtrag (Verschleiß). Auf die Gleitpaarungen im

Bei Reiheneinspritzpumpen, Einzeleinspritzpumpen und Pumpe-Düse-Einspritzsystemen ist bisher kein verstärkter Verschleiß wegen verringerter Schmierfähigkeit des Kraftstoffes bekannt geworden, da außer der oben beschriebenen Paarung Plunger - Buchse alle anderen Teile mit Schmieröl geschmiert werden. Abbildung 1



5

konvergierenden Gleitflächen auf. Standardbeispiele für solche Lagerstellen im Maschinenbau sind:

- Zahnräder
- Stößel/Nocken
- Wälzlager
- Kettenrad/ Kette.

In den Schmierspalt treten Drücke bis zu 10000 bar auf. Hierdurch kommt es zu zwei reversiblen Vorgängen, die wesentlich zum Erhalt des Schmierspalt beitragen:

1. elastische Verformung der Metalloberflächen
2. Viskositätserhöhung des Kraftstoffes auf Grund des Druckes im Schmierspalt.

In Abbildung 2 ist ein solcher Schmierspalt schematisch dargestellt. Die Dicke des vorhandenen Schmierfilms ist im Normalfall wesentlich geringer als die bei der hydrodynamischen Schmierung und beträgt rund $0,05\ \mu\text{m}$. Es handelt sich bei dieser Schmierung um eine voll ausgebildete Flüssigkeitsreibung mit einer vollständigen Trennung der Gleitpaarung, wodurch theoretisch kein Verschleiß auftreten kann. Wenn es nicht zur Ausbildung einer elastohydrodynamischen Schmierung (z.B. wegen ungeeignetem Schmierstoff) kommt, liegt zwischen den Körpern Mischreibung mit einer wesentlich höheren Verschleißrate vor.

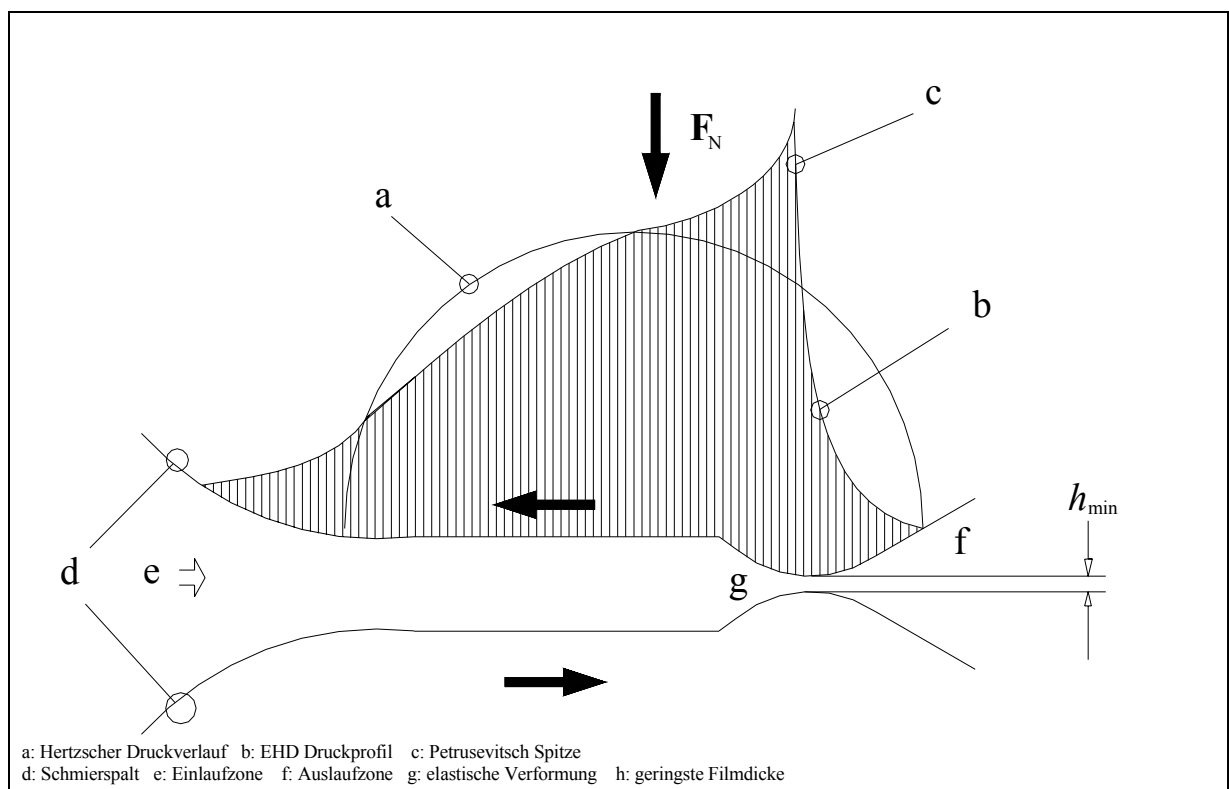


Abbildung 2: Elastohydrodynamischer Schmierspalt und Druckaufbau

Paarungen mit elastohydrodynamischer Schmierung in Verteilereinspritzpumpen und in COMMON-RAIL-Systemen

Wie bereits oben erwähnt, sind die verschleißkritischen Stellen einer Einspritzpumpe nicht im Hochdruckteil, sondern im Niederdruckteil zu finden. In einer Verteilereinspritzpumpe wird die elastohydrodynamische Schmierung beispielsweise für folgende Lager- und Berührungstellen eingesetzt (Abbildung 3 und 4):

- Reglerachse – Fliehgewichte
- Rollenring-Rolle
- Hubscheibe-Rolle.

In einem Common-Rail-Einspritzsystem sind folgende Paarungen als kritisch einzustufen (Abbildung 5 und 6):

- die kraftübertragenden Komponenten der Kraftstoffpumpe
- die Ventilkugel im Druckregelventil
- und im Injektor selbst die Ventilkugel, die die Ablaufdrossel verschließt.

Bei einem Zusammenbruch der elastohydrodynamischen Schmierung kommt es an diesen Punkten zur Mischreibung, die mit einem vielfach höheren Verschleiß als bei elastohydrodynamischer Schmierung verbunden ist. Hierdurch kommt es zu einer Veränderung der Kraft- und Hebelverhältnisse im Reglergestänge. Dementsprechend äußert sich der verstärkte Verschleiß bei Einspritzpumpen zunächst in einer Veränderung der Einspritzmenge und des Einspritzzeitpunktes und nicht durch Heißlaufen oder Festfressen.

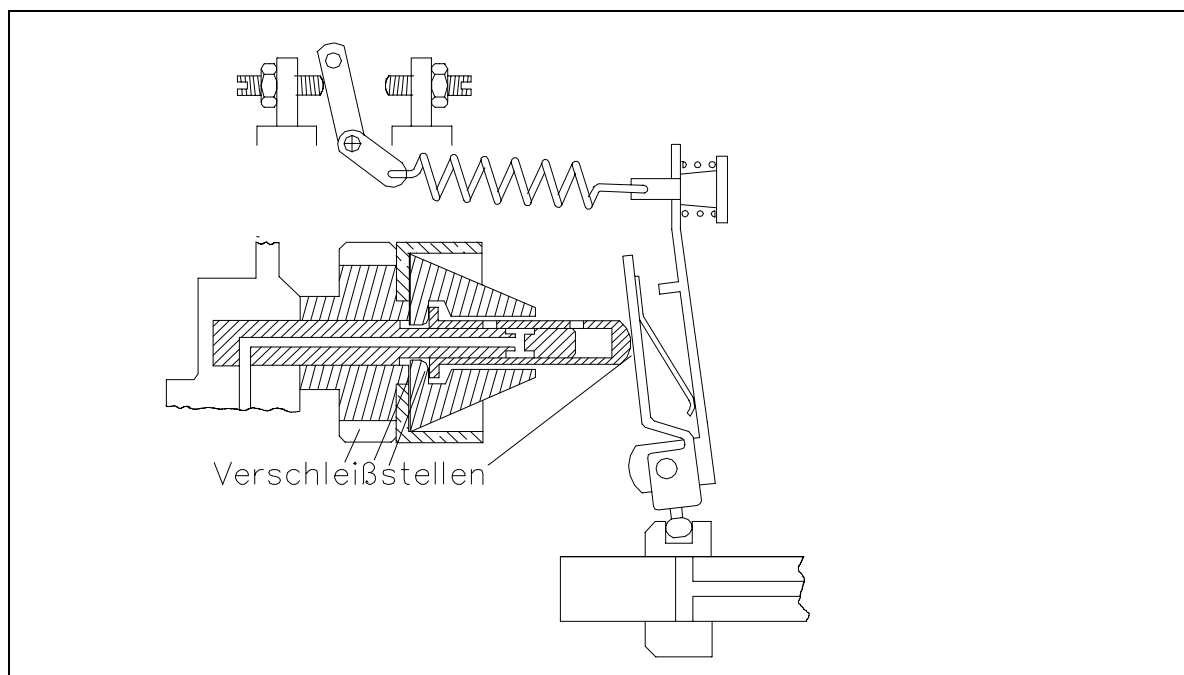


Abbildung 3: Orte der elastohydrodynamischen Schmierung im Reglerbereich der Einspritzpumpe

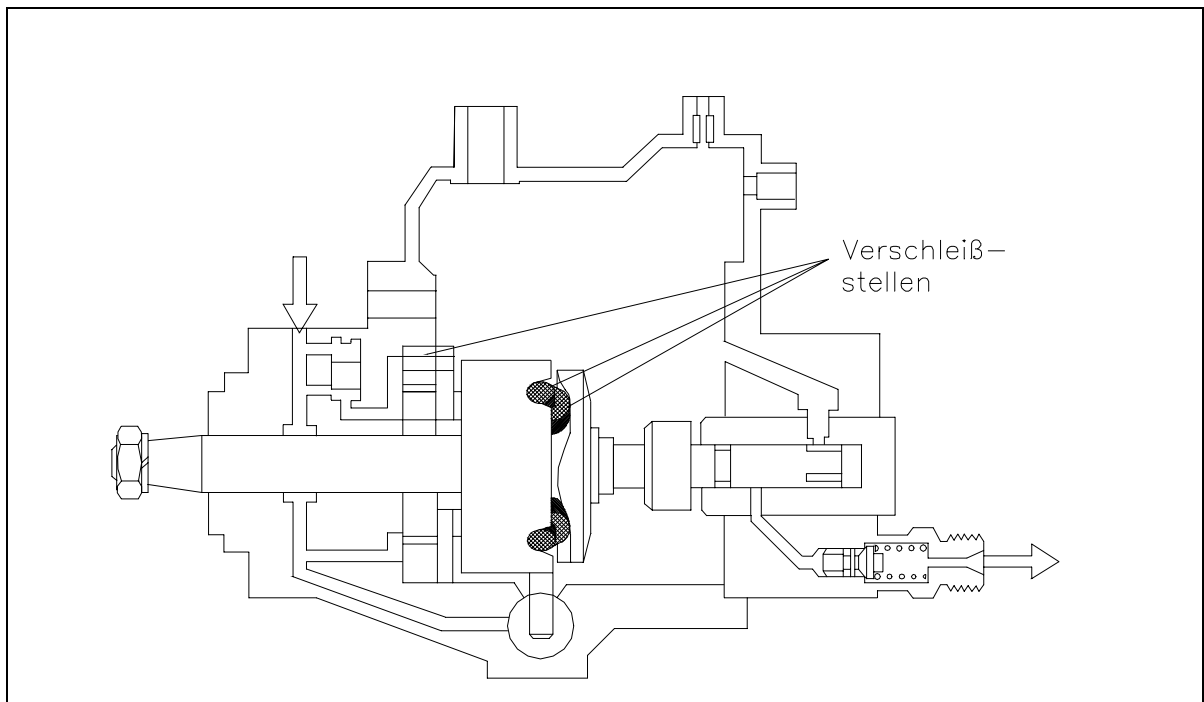


Abbildung 4: Orte der elastohydrodynamischen Schmierung im Hubwerk der Einspritzpumpe

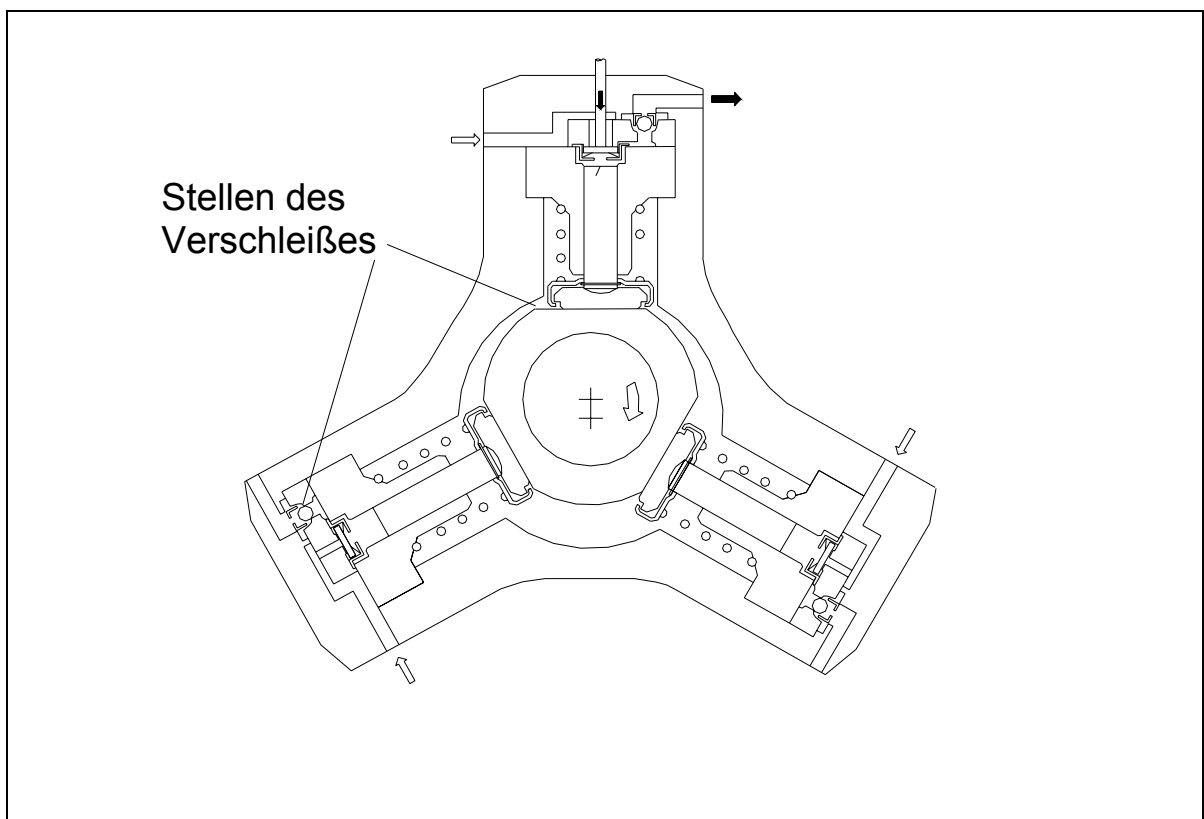


Abbildung 5: Orte der elastohydrodynamischen Schmierung in der Hochdruckpumpe von COMMON- RAIL- Einspritzsystemen

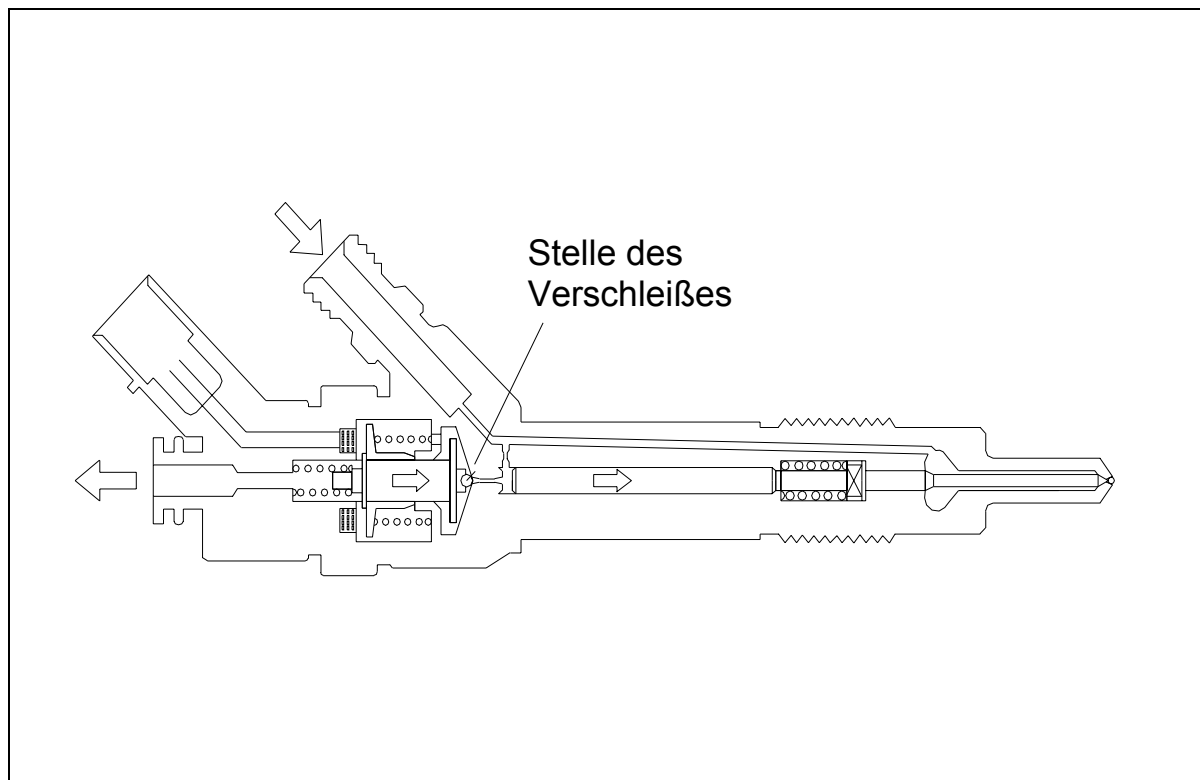


Abbildung 6: Orte der elastohydrodynamischen Schmierung in COMMON-RAIL Injektoren

Einfluß der Kraftstoffeigenschaften auf die elastohydrodynamische Schmierung

Für die Ausbildung eines elastohydrodynamischen Schmierfilms ist eine hohe dynamische Viskosität notwendig. Die dynamische Viskosität von Dieseldieselkraftstoff ist bei Drücken über 1000 bar stark druck- und temperaturabhängig. Mit zunehmendem Druck steigt die dynamische Viskosität zunächst relativ schwach an, um ab einem bestimmten Druck stark zuzunehmen. Dieser Punkt wird als „Erstarrungspunkt“ bezeichnet, das heißt, ab diesem Druck geht der Dieseldieselkraftstoff in die Verfestigung über. Abbildung 7 zeigt schematisch das Viskositäts-Druckverhalten eines gutschmierenden und eines schlecht schmierenden Dieseldieselkraftstoffes. Die Lage des „Erstarrungspunktes“ ist von der chemischen Struktur des Kraftstoffes abhängig. Der Erstarrungspunkt des Dieseldieselkraftstoffes sollte unter den im elastohydrodynamischen Schmierspalt herrschenden Drücken liegen, so daß es im Schmierspalt zu einer exponentiellen Zunahme der Viskosität und damit zu einer Aufrechterhaltung des Schmierfilmes kommt.

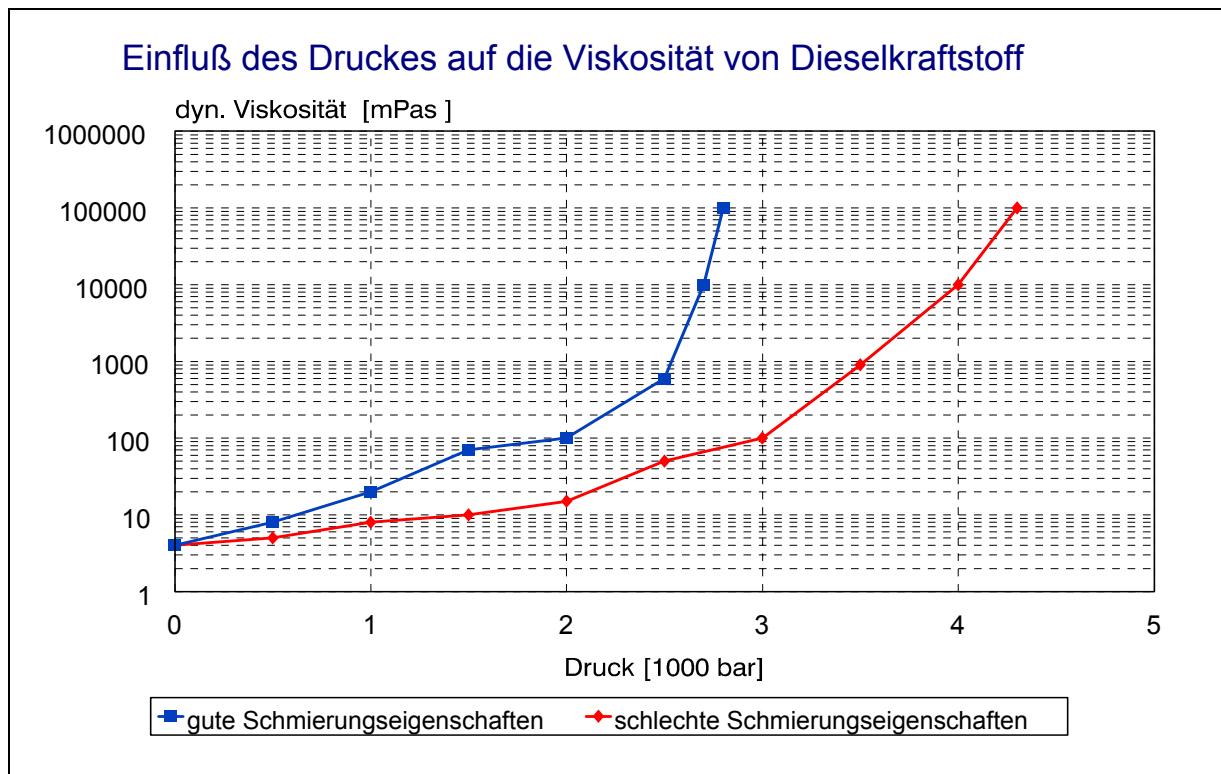


Abbildung 7: Viskosität in Abhängigkeit vom Druck

Für die Schmierwirkung des Dieseldieselkraftstoffs in elastohydrodynamischen Lagern ist eine Reihe von chemischen Parametern wie zum Beispiel:

- die Anzahl und Anordnung von polaren Ketten (Fremdatomen)
- der Gehalt an Di- und Tri-Aromaten
- die Kettenlängen der Paraffine

verantwortlich.

Das Ziel, sauberen Dieseldieselkraftstoff mit einer hohen Cetanzahl herzustellen, wird hauptsächlich durch verstärktes Hydrieren des Rohdieseldieselkraftstoffes realisiert. Bei der Hydrierung werden:

1. Schwefel aus den Molekülen herausgelöst (verläßt als Schwefelwasserstoff die Anlage)
2. Doppelbindungen und Ringe aufgebrochen, das heißt, der Aromatengehalt nimmt ab (Die Folge hiervon ist eine höhere Cetanzahl [gewünschter Effekt] aber auch eine Reduzierung der Schmierungseigenschaften.)
3. Sauerstoff wird aus den Molekülen herausgelöst (verläßt im Wasserdampf gebunden die Anlage), wodurch die für die Schmierung notwendigen polaren Verbindungen verringert werden.

Wenn nun ein Rohdieseldieselkraftstoff mit einem geringen Schwefelgehalt vorhanden ist, reicht ein leichtes Hydrieren, um den Schwefelgehalt so weit zu senken, daß ein normgerechter Dieseldieselkraftstoff vorliegt, dessen noch vorhandene polare Verbindungen eine ausreichende

Schmierwirkung sicherstellen. Bei stark schwefelhaltigem Rohkraftstoff muß stark hydriert werden, um die Norm für den Schwefelgehalt zu erfüllen, wobei gleichzeitig viele polare Verbindungen verloren gehen und ein Dieseldkraftstoff ohne ausreichende Schmierung entsteht. Hier ist die Zugabe von Lubricationsadditiven (starke polare Verbindungen) notwendig, um die Schmierungseigenschaften zu sichern. In dem Forschungsvorhaben wird untersucht, ob RME (besitzt durch den Sauerstoffgehalt von ca. 10% ebenfalls viele polare Verbindungen) diese Lubricationsadditive ersetzen kann.

2.2 Messmethoden zur Bestimmung der Schmierfähigkeit von Dieseldkraftstoff

Für die Untersuchung der Schmierfähigkeit von Dieseldkraftstoff gibt es verschiedene Meßmethoden. Folgende Tests sind Anfang der neunziger Jahre verwendet worden, als erste Schwierigkeiten mit extrem schwefelarmen, schlecht schmierendem Dieseldkraftstoff auftraten und es noch keine umfassenden Kenntnisse über die Schmierungsverhältnisse in Einspritzpumpen gab:

- four ball test (4 Kugel Test)
- Timken test
- Falex pin-on-Vee (Nagel in einer Kerbe)
- Falex BOTS test
- BOCLE (ball-on-cylinder lubricity evaluationtor; Kugel auf einem Zylinder Schmiertest)
- Bosch 2000 Stunden Pumpen Test
- Bosch ball-on-disc test (Kugel auf einer rotierenden Scheibe)
- Plint TE-77 roller on flat high frequency reciprocating test, (nichtdrehender Zylinder der auf einer Ebene mit einer hohen Frequenz hin und her bewegt wird)
- US Army scuffing load test (basierend auf dem BOCLE Test)
- Shell TAFLE (Thornton aviation fuel lubricity evaluator; Spitzenlast Schmieröl Test für Flugzeuge)
- HFRR (high frequency reciprocating rig ball-on-flat test (festgespannte Kugel, die auf einer Ebene mit einer hohen Frequenz hin und her bewegt wird)
- Viskositätsbestimmung bei Drücken von 100 MPa bis 1000 MPa.

Da in Einspritzpumpen, wie jetzt bekannt ist, die elastohydrodynamische Schmierung die Vorgänge zwischen den verschleißgefährdeten Teilen beschreibt, sind alle Testverfahren, die

das Schmierverhalten in dem Gebiet der Mischreibung beschreiben, ungeeignet, um das Schmierungsverhalten des Kraftstoffes vorherzusagen.

Bei der Mischreibung kommt es zu einer Berührung der bewegten Teile mit Materialabtrag, womit ein weitaus größerer Verschleiß verbunden ist. Von den oben genannten Tests beurteilen folgende Verfahren die Schmierfähigkeit eines Stoffes in dem Gebiet der Mischreibung und sind daher für die Beurteilung der Schmierfähigkeit von Kraftstoffen für Einspritzpumpen nicht geeignet:

- Timken test
- Falex pin-on-Vee (Nagel in einer Kerbe)
- Falex BOTS test
- US Army scuffing load test (basierend auf dem BOCLE Test).

Die BOSCH-Pumpentests (Dauerläufe über 500 oder 1000h) liefern aussagekräftige Ergebnisse, sind aber sehr langwierig und sehr kostenaufwendig. Die Festlegung der Pumpenbewertungszahl (1 bis 10) geschieht mittels der verschleißmäßigen Analyse von ca. 40 verschiedenen Pumpenkontakten, dabei werden sowohl das Verschleißbild als auch der Verschleißbetrag berücksichtigt.

Die folgenden Bewertungen werden verwendet:

- 1 → gute Schmierungseigenschaften; einwandfreies Pumpenverhalten
- 3,5 → kritische Schmierfähigkeit; Pumpen noch ausreichend lebensdauersicher
- 10 → schlechte Schmierfähigkeit; frühzeitige Pumpenausfälle

Dieses Verfahren liefert die sichersten Erkenntnisse und wird deshalb in der Forschung eingesetzt.

Die Viskositätsbestimmung von Dieselkraftstoff bei Drücken von 100 MPa bis 1000 MPa in einem Hochdruck-Quarzviskosimeter erfordert einen hohen apparativen und personellen Aufwand. Die Kosten für die Bestimmung des Druck-Viskositäts-Zusammenhangs eines Kraftstoffes liegen bei ca. 10.000 DM.

Als Testverfahren zur schnellen Beurteilung der Schmierfähigkeit von Dieselkraftstoff in Einspritzpumpen sind Testverfahren geeignet, die die elastohydrodynamische Schmierung nachbilden, wie:

- Plint TE-77 roller on flat high frequency reciprocating test, (nichtdrehender Zylinder, der auf einer Ebene mit einer hohen Frequenz hin und her bewegt wird)

- Shell TAFLE (Thornton aviation fuel lubricity evaluator);
- HFRR (high frequency reciprocating rig ball-on-flat test)

Von den Testverfahren wurde der HFRR-Test durch umfassende Vergleiche (round robin test) als das bestgeeignete Testverfahren ermittelt und als standardisierte Meßmethode in der Norm ISO 12516 definiert.

Bei dem HFRR-Test wird eine Kugel mit einem Durchmesser von 6 mm auf einer Platte, in eine Richtung schwingend, bewegt. Die Kugel ist eingespannt und kann daher keine Rollbewegung durchführen, sondern schleift auf der Platte. Die Gleitpaarung befindet sich in einer kleinen Wanne, die mit dem zu untersuchenden Kraftstoff so gefüllt ist, daß die Flüssigkeitsoberfläche sich oberhalb der Platte befindet. Auf diese Weise wird eine Schmierstoffzufuhr zur Lagerstelle analog wie bei der Verteilereinspritzpumpe realisiert, die auch fast vollständig mit Dieselmotorkraftstoff gefüllt ist. In Abbildung 8 ist die Meßapparatur schematisch dargestellt:

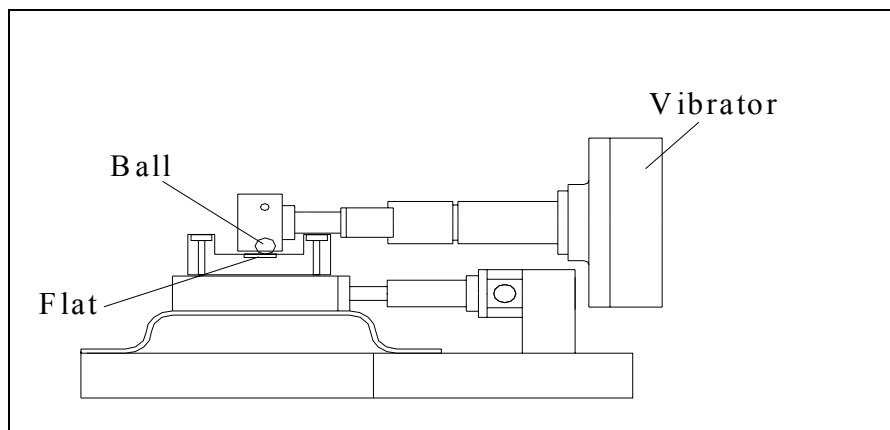


Abbildung 8: Meßapparatur HFRR

Für die Untersuchung wird die Kugel 75 Minuten mit einer Frequenz von 50 Hertz auf der Platte hin und her bewegt. Die Länge des Weges beträgt genau 1mm. Die Kugel wird dabei mit einer Kraft von exakt 2 Newton auf die Platte gedrückt. Bei den Messungen wird auf die genaue Einhaltung der Temperatur und Luftfeuchte über der kleinen Wanne geachtet, da diese Faktoren einen wesentlichen Einfluß auf die Schmierfähigkeit besitzen.

Das Ergebnis dieser Prozedur ist ein ovaler Verschleißabschnitt auf der festeingespannten Kugel (Abplattung), dessen Größe unter dem Mikroskop ausgemessen wird. Der Mittelwert aus den beiden Abmessungen des Ovals (in μm) bildet den Meßwert (HFRR-Wert), der die

Schmierfähigkeit beschreibt. Je größer der Verschleißabschnitt ist, um so geringer ist die Schmierfähigkeit des Kraftstoffes.

Bei der Untersuchung werden des weiteren die Kraft, die für die Bewegung (siehe oben) notwendig ist, und der elektrische Widerstand zwischen Kugel und Platte gemessen. Diese beiden Größen liefern weitere Hinweise auf die Schmierfähigkeit der Probe. Proben mit guten Schmierungseigenschaften zeigen folgende Effekte:

- geringe Reibungskoeffizienten (Verhältnis von Verschiebekraft und Normalkraft) [blaue Linie in Abbildung 9]
- keine Schwankungen im Reibungskoeffizienten
- hoher elektrischer Widerstand zwischen Kugel und Platte. (grüne Linie in Abbildung 9)

Diese Effekte werden nur erreicht, wenn eine elastohydrodynamische Schmierung aufgebaut wird. Sehr gut ist in Abbildung 9 der erhöhte Kraftaufwand (Reibungskoeffizient) im Einlaufbereich (0-10 min) zu sehen.

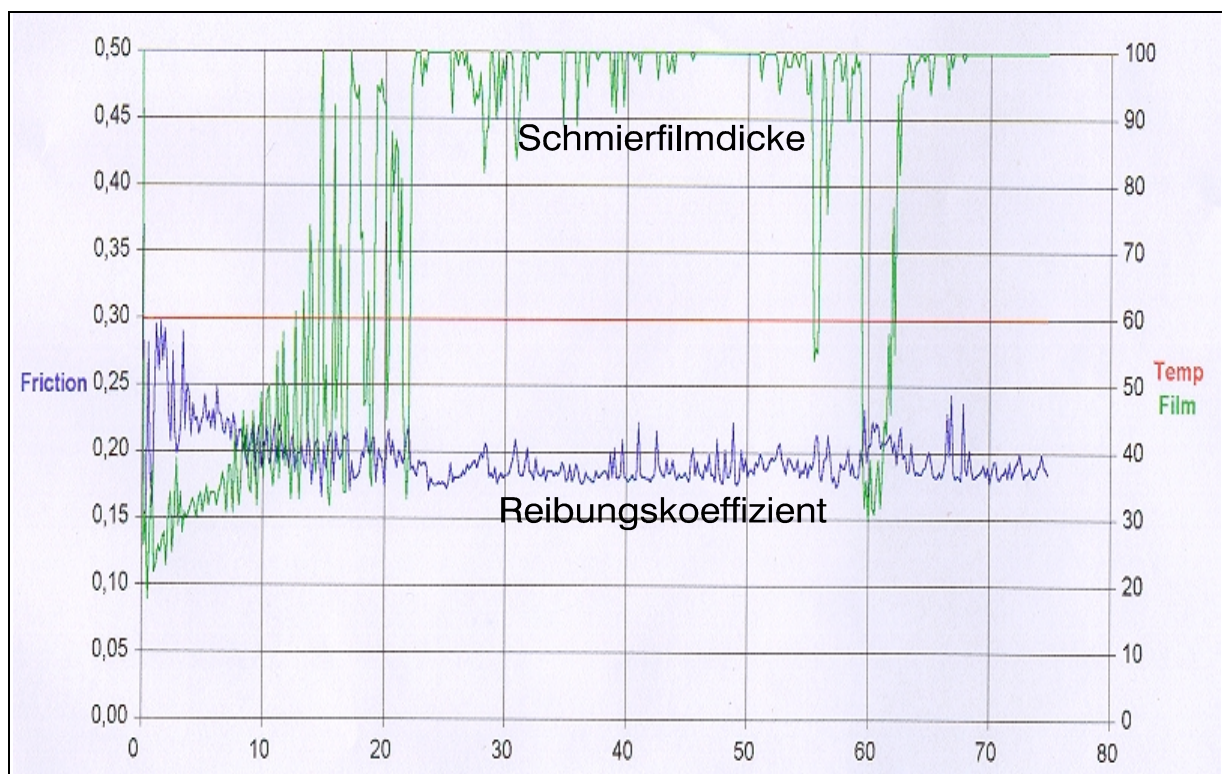


Abbildung 9: Meßaufzeichnung HFRR Gerät

Da der HFRR-Test die Schmierwirkung in der Einspritzpumpe in einem kurzen Zeitraum (75 min) zusammenfaßt, ist er nicht in der Lage, Kraftstoffe im Grenzbereich genau zu beschreiben. Dies hat zur Folge, daß der Grenzwert in der Kraftstoffnorm mit 460 μm sehr stark auf der sicheren Seite liegt und man daher folgende Aussagen treffen kann.

- Kraftstoffe mit einem HFRR-Wert unter 460 μm verursachen mit Sicherheit keinen verstärkten Verschleiß in der Einspritzpumpe.
- Kraftstoffe mit einem HFRR-Wert über 460 verursachen nicht zwangsläufig einen Verschleiß in der Einspritzpumpe.
- Zwischen HFRR-Wert und Verschleiß in der Einspritzpumpe besteht kein durch eine mathematische Funktion beschreibbarer Zusammenhang.
- Eine exakte Vorhersage der Schmierwirkung aus der chemischen Analyse ist momentan nicht möglich, weshalb zur Sicherung der Kraftstoffqualität weiterhin der HFRR-Test eingesetzt werden muß.

Dies wird auch durch neuere CEC/ISO Ringversuche und Forschungsarbeiten der ARAL Forschungs GmbH bestätigt (Abbildung 10).

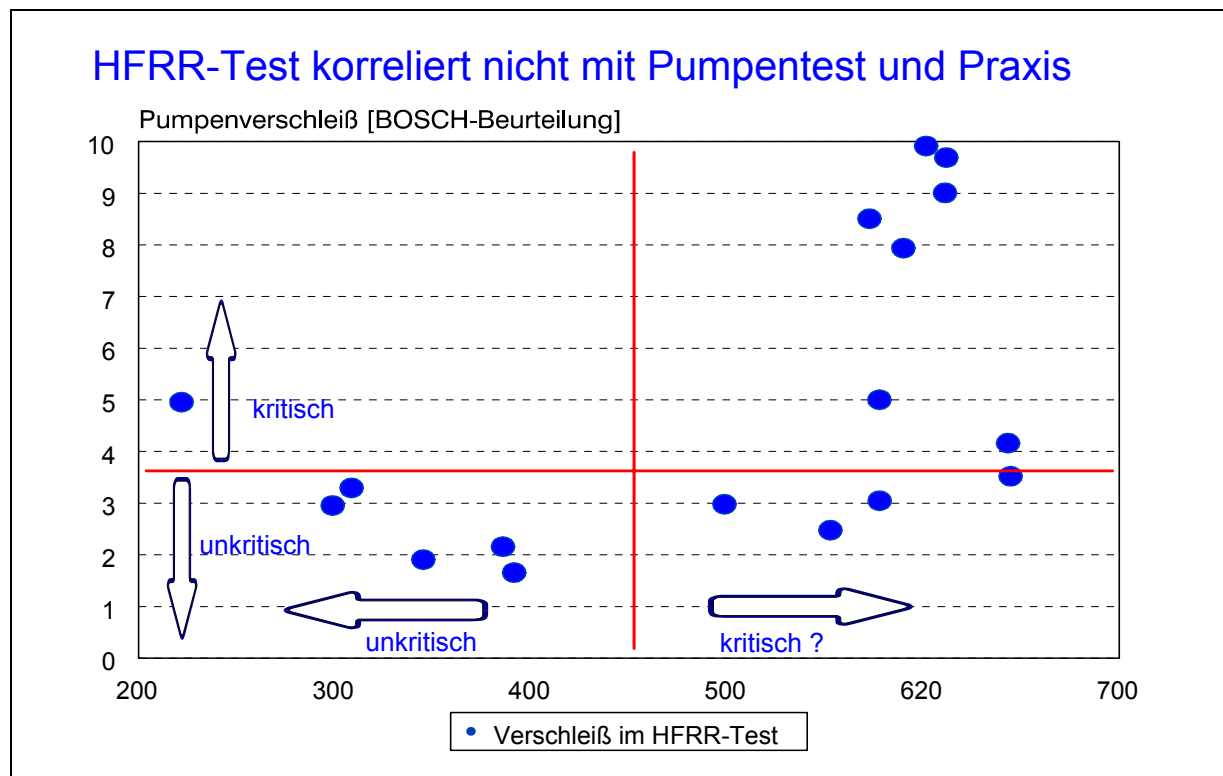


Abbildung 10: Vergleich HFRR Test mit BOSCH-Pumpentest

So wird in dem Dauertest mit entschwefeltem Kraftstoff Haltermann 1 Pr-Nr.2308 nach DIN EN 590 mit einem HFRR-Wert von 570 μm kein verstärkter Verschleiß am Einspritzpumpenprüfstand festgestellt. Die Messung wurde deshalb mit einem schwefelfreien Kraftstoff der Firma Shell Pr-Nr.2405 nach der Schwedischen Norm Class 1 (HFRR-Wert 629 μm) wiederholt, bei der ein größerer Verschleiß auftrat.

Beim Vergleich der beiden Kraftstoffe (Haltermann 1 Pr.-Nr.2308; Shell Pr.-Nr.2405) ist festzustellen, daß ihre Zusammensetzung nach Stoffgruppen (Abbildung 11) nahezu identisch ist, sich ihre Kettenlängen (Siedeverhalten) (Abbildung 12) und Dichte aber deutlich unterscheiden. Die kürzeren Kettenlängen führen hier zu einer schlechteren Schmierwirkung. Zum Vergleich ist in Abbildung 11 und 12 weiterhin ein handelsüblicher Tankstellen Dieseldieselkraftstoff Pr.-Nr.2421 dargestellt, bei dem ein hoher Anteil an 1-Kern-Aromaten festzustellen ist.

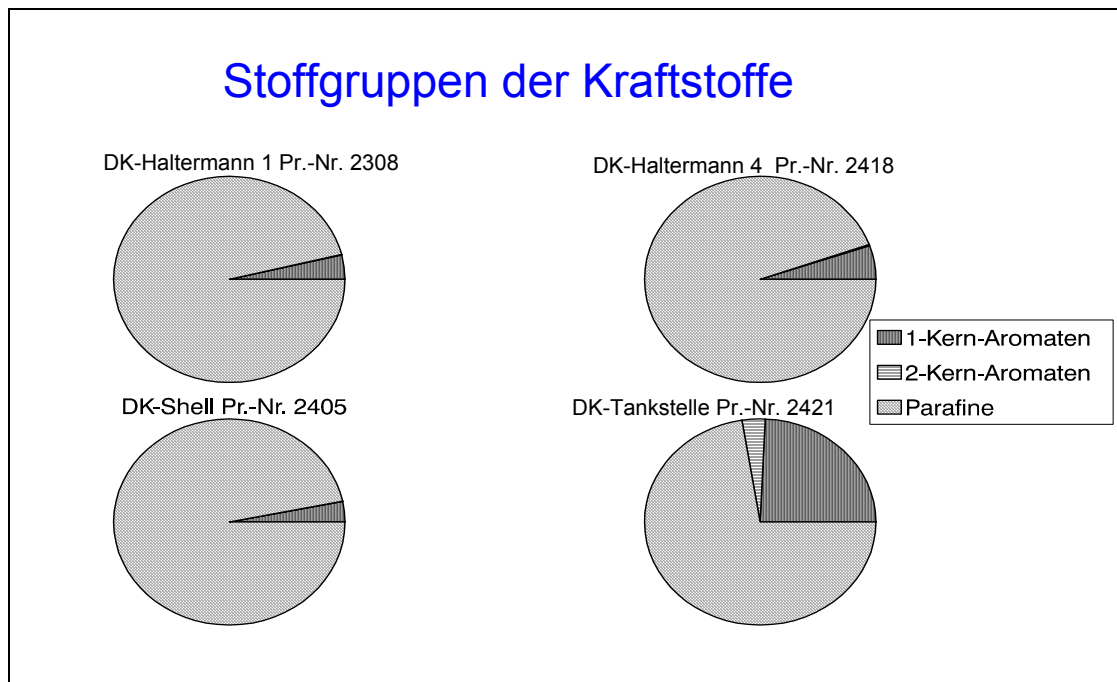


Abbildung 11: Stoffgruppen der Dieseldieselkraftstoffe

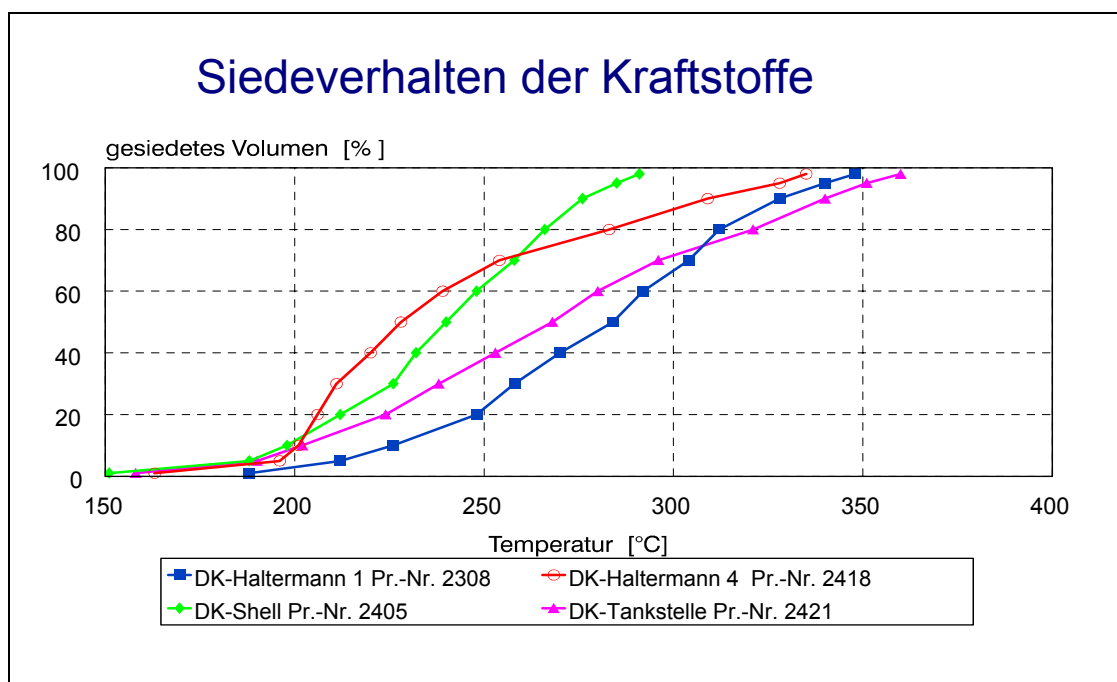


Abbildung 12: Siedeverhalten der Dieseldieselkraftstoffe

3 Lösungsweg

3.1 Methodische Vorgehensweise

Um das Schmierverhalten von Mischungen aus schwefelarmem Dieselkraftstoff und RME sowie Dieselkraftstoff und Sonnenblumenölmethylester zu ermitteln, werden erstens entsprechende Mischungen im Betriebsstofflabor untersucht und zweitens Mischungen, die positive Schmierungseigenschaften erwarten lassen, in Dauerläufen auf Einspritzprüfständen und Motoren getestet.

Bei den Untersuchungen im Brennstofflabor werden systematische Reihen von Mischungen hergestellt und die folgenden für die Schmierung wesentlichen Eigenschaften ermittelt:

- Dichte
- Viskosität (bei Umgebungsdruck)
- HFRR (Schmierfähigkeit)
- CFPP (Kälteverhalten)
- Destillationsverlauf
- Flammpunkt
- Oxidationsstabilität.

Untersucht wurden die folgenden Mischungen: Dieselkraftstoff mit 0; 0,1; 0,5; 0,75; 1; 2; 3; 4; 5 % RME und Dieselkraftstoff mit 0; 0,1; 0,5; 0,75; 1; 2; 3; 4; 5 % Sonnenblumenölmethylester.

Ausgehend von den gewonnenen Erkenntnissen wurde festgelegt, mit welchen Mischungen die Dauerlaufuntersuchungen am Einspritzpumpenprüfstand und am Versuchsmotor durchgeführt wurden. Es wurden Dauerläufe entsprechend Tabelle 1 durchgeführt. Bei den Dauerläufen wurden wiederholt Belastungszyklen durchfahren. In den Abbildungen 13 und 14 sind sowohl die Belastungszyklen für den Einspritzpumpenprüfstand als auch für den Motorenprüfstand dargestellt. Am Ende der Dauerläufe wurde der Verschleißzustand der Einspritzsysteme entsprechend dem Boschpumpentest beurteilt und mit den Noten 1 (geringster Verschleiß) bis 10 (stark zerschissen) bewertet. Bei den Dauerläufen wurde kontrolliert, ob es zu Veränderungen der Kraftstoffe und zu einem Anstieg der Druckdifferenz am Kraftstofffilter kommt. Um eventuelle Veränderungen am Kraftstoff zu ermitteln, wurden Proben aus dem Kraftstoffsystem des Einspritzpumpenprüfstandes entnommen und analysiert. Auf dem Einspritzpumpenprüfstand (Kraftstoff im Kreislauf) wurde alle 50 Stunden der Kraftstoff gewechselt, um Beeinflussungen des Verschleißes durch Veränderungen des

Kraftstoffes (aufgrund des ständigen Umpumpens) auszuschließen. Die Kraftstofffilter wurden auf beiden Versuchsständen nach 250 Stunden gewechselt.

Abschließend wurden von den Kraftstoffmischungen, mit denen die Prüfläufe erfolgreich durchgeführt wurden, die Cetanzahl und der Cetanzahlindex bestimmt.

Tabelle 1: Dauerläufe:

COMMON-RAIL System am Vollmotor	Verteilerpumpe am Einspritzprüfstand.
Diesekraftstoff Haltermann 1 P 2308 plus 1% RME 1000h	Referenzlauf Diesekraftstoff Haltermann 1 P 2308 500 h
	Diesekraftstoff Haltermann 1 P 2308 plus 1% RME 1000h
	Diesekraftstoff Haltermann 1 P 2308 plus 1% Sonnenblumenölmethylester 1000h
	Referenzlauf Diesekraftstoff Shell P 2408 1000h
	Diesekraftstoff Shell P 2408 plus 1% RME 1000h

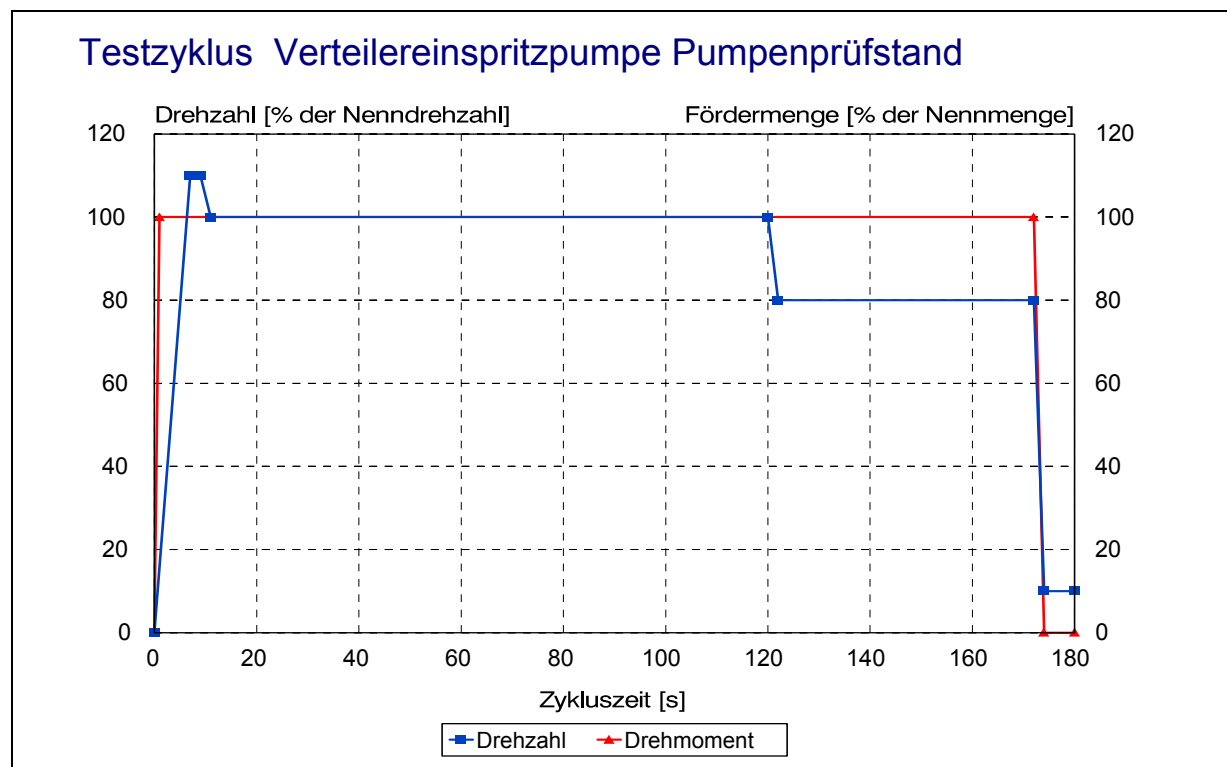


Abbildung 13: Prüfzyklus Einspritzpumpenprüfstand

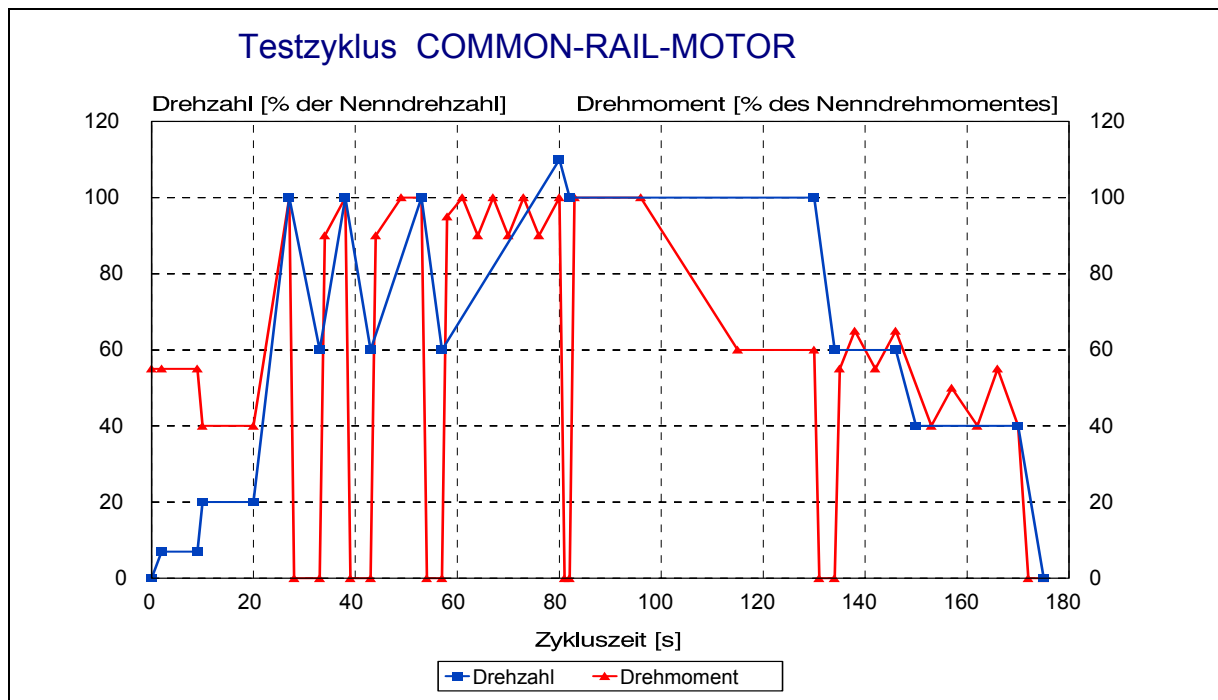


Abbildung 14: Prüfzyklus COMMON-RAIL-Motor

3.2 Versuchseinrichtungen

Für die Untersuchungen der Verteilereinspritzpumpen wurden Pumpen vom Typ VE 4/9 F 2175 eingesetzt und an einem Einspritzpumpenprüfstand getestet. Für die Arbeiten am COMMON-RAIL-System wurde ein Vollmotorenprüfstand auf Basis des Motors OM611 der Daimler Chrysler AG verwendet. In den Abbildungen 15 und 16 sind der Aufbau und die Meßtechnik des Einspritzpumpenprüfstandes und des Vollmotorenprüfstandes dargestellt. Beide Versuchsstände ermöglichen den automatischen Betrieb über 24 Stunden.

4 Ergebnisse

4.1 Ergebnisse der chemischen Analysen

Die eingesetzten Dieseldieselkraftstoffe, Rapsölmethylester (RME) und Sonnenblumenölmethylester (SME) wurden chemisch analysiert. In der Tabelle 2 sind die Analysedaten der Methylester (SME; RME) dargestellt. Es ist festzustellen, daß das beschaffte RME, obwohl es von einem der angesehensten Lieferanten stammt, die Vorgaben der DIN Entwurf 51606 im Bezug auf die Jodzahl nur sehr knapp erfüllt und das Sonnenblumenölmethylester den Normentwurf in den Punkten Gesamtverschmutzung und Jodzahl nicht erfüllt. Weiterhin fällt die sehr geringe Oxidationsstabilität des SME auf, wodurch die Lagerbarkeit dieses Stoffes sehr stark eingeschränkt wird.

In Tabelle 3 sind die Analysedaten der schwefelarmen Dieseldieselkraftstoffe im Vergleich zu im Jahr 2000 käuflich erworbenem handelsüblichen Dieseldieselkraftstoff dargestellt. Die Kraftstoffe „Shell Schweden Class 1 Pr.-Nr. 2405“ und „Haltermann Schweden Class 1 Pr.-Nr. 2418“ werden in Anlehnung an die Schwedische Norm für Dieseldieselkraftstoff hergestellt.

Tabelle 2: Analysedaten der Pflanzenölester

Normwerte	Dimension	Norm	SME Pr-Nr. 2388	RME Pr-Nr. 2278	Norment- wurf min.	Norment- wurf max.
Dichte	kg/m ³	DIN EN ISO 3675	885	883	0,875	0,900
Viskosität	mm ² /s	DIN EN ISO 3104	4,41	4,6	3,5	5
Flammpkt.	°C	DIN EN ISO 22719	122	166	110	
CFPP	°C	DIN EN 116	-7	-14	datumsabhängig	
Schwefel	mg/kg	DIN EN ISO 24260	0,2	2		100
CCR	% kg/kg	DIN EN ISO 10370	0,03	0,08		0,05
Wasser	mg/kg	DIN 51777-1	270	500		300
Gesamtverschmutzung	mg/kg	DIN 51419	65	7,1		20
Ox-Stabilität	h	IP 306 (ISO 6886)	0,14	3,9	ist anzugeben	
NZ	mgKOH/g	DIN 51558-1	0,13	0,11		0,5
Methanol	% kg/kg	E DIN 51608	0,2	0,1		0,3
Monoglyceride	% kg/kg	E DIN 51609	0,44	0,37		0,8
Diglyceride	% kg/kg	E DIN 51609	0,53	0,1		0,4
Triglyceride	% kg/kg	E DIN 51609	0,65	0,02		0,4
Freies Glycerin	% kg/kg	E DIN 51609	0	0,01		0,02
Gesamtglycerin	% kg/kg	E DIN 51609	0,24	0,12		0,25
Jodzahl		DIN 53241-1	128	115		115
Phosphor	mg/kg	DIN 51440-1	<0,5	5		10
Alkaligehalt	mg/kg	DIN 51797-3	<0,1	<5		5
HFRR	µm	ISO 12156	183	137		
Verseifungszahl	mg KOH/g	DIN 51559-1	159	0,181		
Asche	% kg/kg	EN ISO 6245	0,001	0,001		0,03

Von den 3 schwefelarmen Dieseldieselkraftstoffen wurden Mischungen mit RME und SME hergestellt und analysiert. Es ist festzustellen, daß:

- die Dichte mit zunehmendem Anteil von RME ansteigt (Abbildung 17), dennoch bis zu einem Gehalt von 5 % RME die Anforderungen der DIN-Norm EN 590 für Dieseldieselkraftstoff erfüllt
- die Viskosität (bei 1 bar) mit zunehmendem Anteil an RME ansteigt (Abbildung 18), aber bis zu einem Gehalt von 5 % RME die Anforderungen der DIN-Norm EN 590 für Dieseldieselkraftstoff erfüllt
- der Schwefelgehalt mit zunehmendem Anteil an RME abnimmt
- der Aschegehalt und Wassergehalt mit zunehmendem Anteil an RME nicht ansteigt
- der CCR-Wert mit steigendem Anteil an RME zunimmt (Abbildung 19), dennoch bis zu einem Gehalt von 5 % RME die Anforderungen der DIN-Norm EN 590 für Dieseldieselkraftstoff erfüllt

- der Flammpunkt mit zunehmendem Anteil an RME ansteigt (Abbildung 20). Dieser Anstieg ist bei den Kraftstoffen „Shell Schweden Class 1 Pr.-Nr. 2405“ und „Haltermann Schweden Class 1 Pr.-Nr. 2418“ aber sehr gering, so daß keine Beeinträchtigung der Funktion der Standheizungen zu erwarten ist. Der Kraftstoff Haltermann 1 P2308 hat einen normgerechten aber unüblichen Flammpunkt für DK, der durch das RME noch deutlich erhöht wird.
- die Oxidationsstabilität mit zunehmendem Anteil an RME geringfügig abnimmt (Abbildung 21). Diese Oxidationsstabilität bleibt bei DK-RME-Mischungen (max 5 % RME) in den Grenzen der DIN-Norm EN 590 für Dieseldieselkraftstoff. Bei Zugabe von SME sinkt die Oxidationsstabilität sehr stark und ab Gehalten über 2 % erfüllt die Mischung nicht mehr die Vorgaben der deutschen DK-Norm.
- der CFPP-Wert (Kälteverhalten) mit zunehmendem Anteil an RME konstant bleibt,
- das Siedeverhalten durch die Zugabe von RME zu höheren Temperaturen verschoben wird, insbesondere der Siedebeginn und die Temperatur, bei der 95% des Kraftstoffes gesiedet sind. Die Vorgaben der DIN EN 590 werden eingehalten. Probleme gibt es bei der Schwedischen Kraftstoffnorm, die enge Grenzen für das Siedeverhalten festlegt. In Abbildung 22 sind die Temperaturen, bei denen 95% des Kraftstoffgemisches gesiedet sind, dargestellt.
- Die Cetanzahl und der Cetanzahlindex erfahren durch die Zugabe von 1% RME zum Dieseldieselkraftstoff keine meßbare Veränderung (Änderungen im Rahmen der Meßgenauigkeit).

Verzeichnis der Meßstellen

- T1 Temperatur Elektromotor
 - T2 Temperatur Hydraulikflüssigkeit
 - T3 Temperatur des Kraftstoffes im Zulauf
 - T4 Temperatur des Kraftstoffes im Rücklauf
 - T5 Temperatur im Einspritzraum
 - T6 Temperatur im Rücklauf
 - T7 Raumtemperatur
 - n1 Drehzahl 1
 - n2 Drehzahl 2
 - p1 Kraftstoffdruck vor Filter
 - dp Druckdifferenz über Filter
- Meßleitungen werden der Übersicht wegen nicht dargestellt

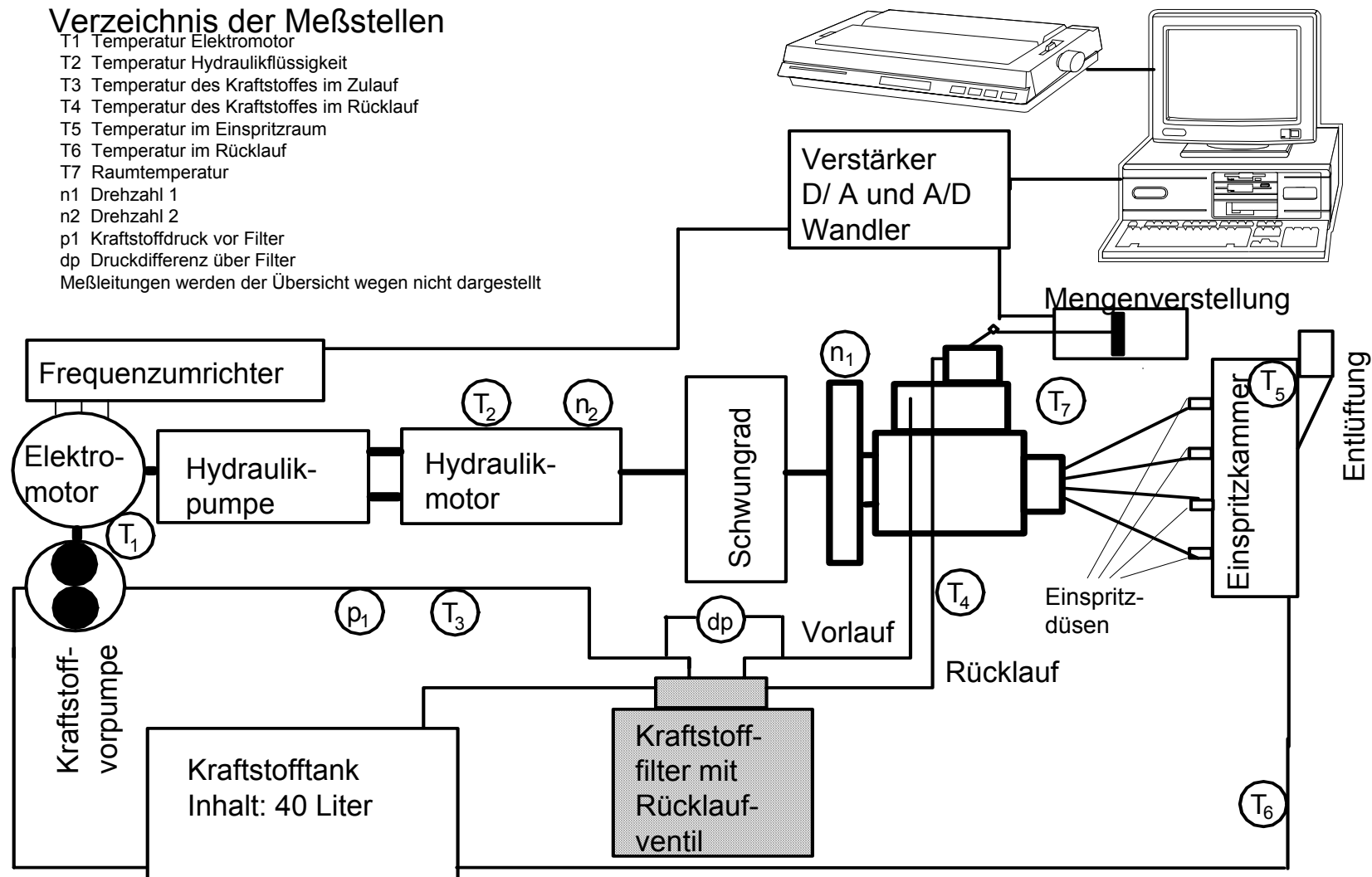


Abbildung 15: Einspritzpumpenprüfstand

Verzeichnis der Meßstellen

M Drehmoment des Motors

n1 Bremsendrehzahl

n2 Motordrehzahl

α Fahrhebelstellung

p1 Kraftstoffdruck vor Filter

p2 Umgebungsdruck

p3 Ladeluftdruck

p4 Abgasgegendruck

p5 Öldruck

p6 Kühlwasserdruck

dp Druckdifferenz über Kraftstofffilter

T1 Kraftstofftemperatur Vorlauf

T2 Kraftstofftemperatur Rücklauf

T3 Kabinentemperatur

T4 Ansaugtemperatur

T5 Lufttemperatur nach ATL

T6 Lufttemperatur nach LLK

T7 Abgastemperatur vor Turbine

T8 Abgastemperatur nach Turbine

T9 Kühlwasser-Eintrittstemperatur

T10 Kühlwasser-Austrittstemperatur

T11 Öl-Eintrittstemperatur

T12 Öl-Austrittstemperatur

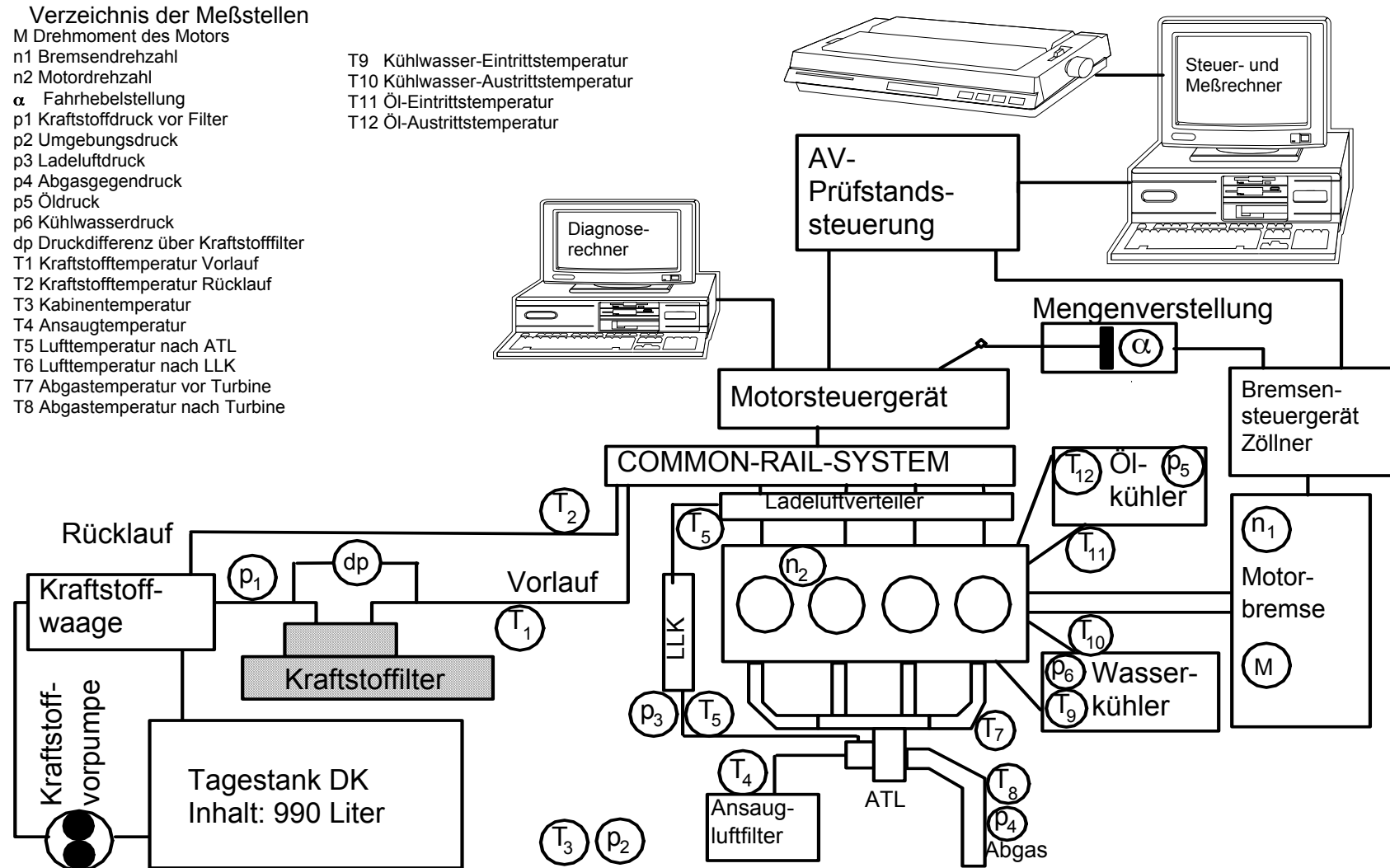


Abbildung 16: COMMON-RAIL-Motorenprüfstand

Tabelle 3 : Eigenschaften der Dieseldieselkraftstoffe

Wert	Dimension	Norm	Tankstelle DIN EN 590 Pr-Nr. 2421	Haltermann DIN EN 590 Pr-Nr. 2308	Haltermann Schw. Class 1 Pr-Nr. 2418	Shell Schw. Class 1 Pr-Nr. 2405
Dichte (15°C)	kg/m ³	EN ISO 3675: 1998 EN ISO 12185	835	829	797,6	812
Viskosität (40°C)	mm ² /s	EN ISO 3104	2,6	3,35	1,9	2,06
Schwefel	mg/kg	EN ISO 51400-10: 1999	477	5	8	3
Asche	% kg/kg	EN ISO 6245	0,001	0,001	0,0001	0,001
Wasser	mg/kg	prEN ISO 12937: 1996	40	200	70	20
Total Contamination	mg/kg	EN 12662	3,6	5,4	1,1	2,9
Conradson (10%DR)	% kg/kg	EN ISO 10370	0,08	0,005	0,013	0,006
Flashpoint	°C	EN 22719	64	85	70	68
CFPP	°C	EN 116	-28	-18	-34	-36
HFRR-Test	µm	ISO 12156-1	341	564	616	629
Ox.-Stabilität	g/m ³	EN ISO 12205	5,3	0,04	4,6	2,1
Destillation	5% bei °C	prEN ISO 3405: 1998	148	188	163	150
Destillation:	ml bei 250°C	prEN ISO 3405: 1998	39	24	68	61
Destillation:	ml bei 350°C	prEN ISO 3405: 1998	96			
Destillation:	95% bei °C	prEN ISO 3405: 1998	357	348	328	285
Heizwert	KJ/kg	DIN 51900_T3	42607	42881	43218	43008
C-Gehalt	% kg/kg		85,9	85,7	85,2	85
H-Gehalt	% kg/kg		14,1	14,3	14,8	15
N-Gehalt	% kg/kg		0	0	0	0
C/H-Verhältnis			6,1	6	5,8	5,7
Paraffine	% kg/kg	IP 391	72,2	96,2	94,6	96,8
1-Kern-Aromaten	% kg/kg	IP 391	24,4	3,7	5,2	3,1
2-Kern-Aromaten	% kg/kg	IP 391	3,1	0,12	0,2	0,03
3-Kern-Aromaten	% kg/kg	IP 391	0,3	0,003	0,001	0,001

Einfluß des Gehaltes von RME auf die Dichte

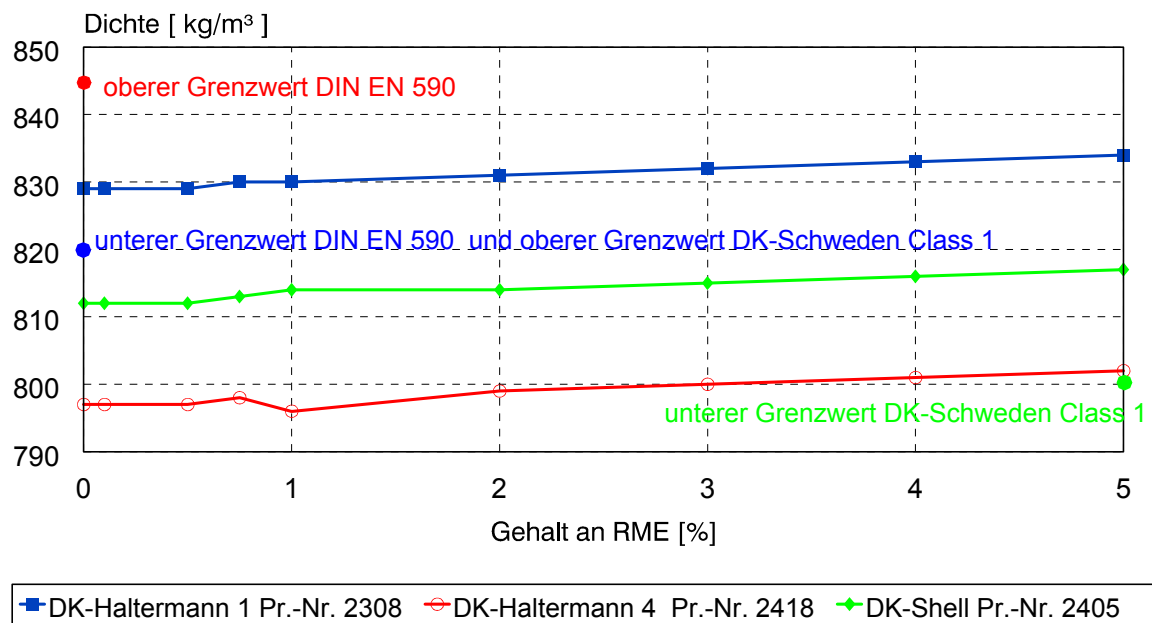


Abbildung 17: Dichte in Abhängigkeit vom RME-Gehalt

Einfluß des Gehaltes von RME auf die Viskosität

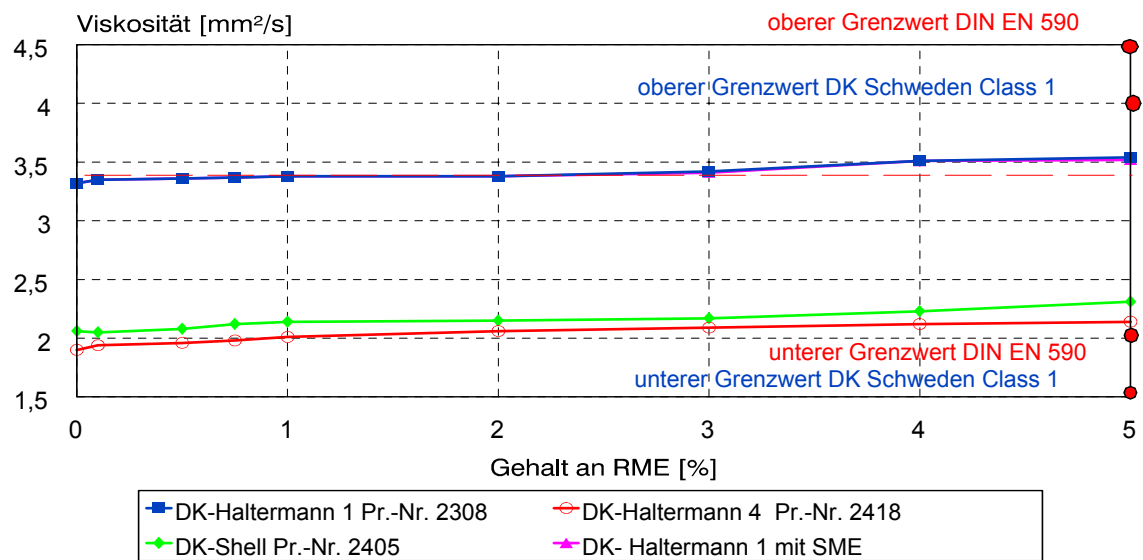


Abbildung 18: Viskosität in Abhängigkeit vom RME-Gehalt

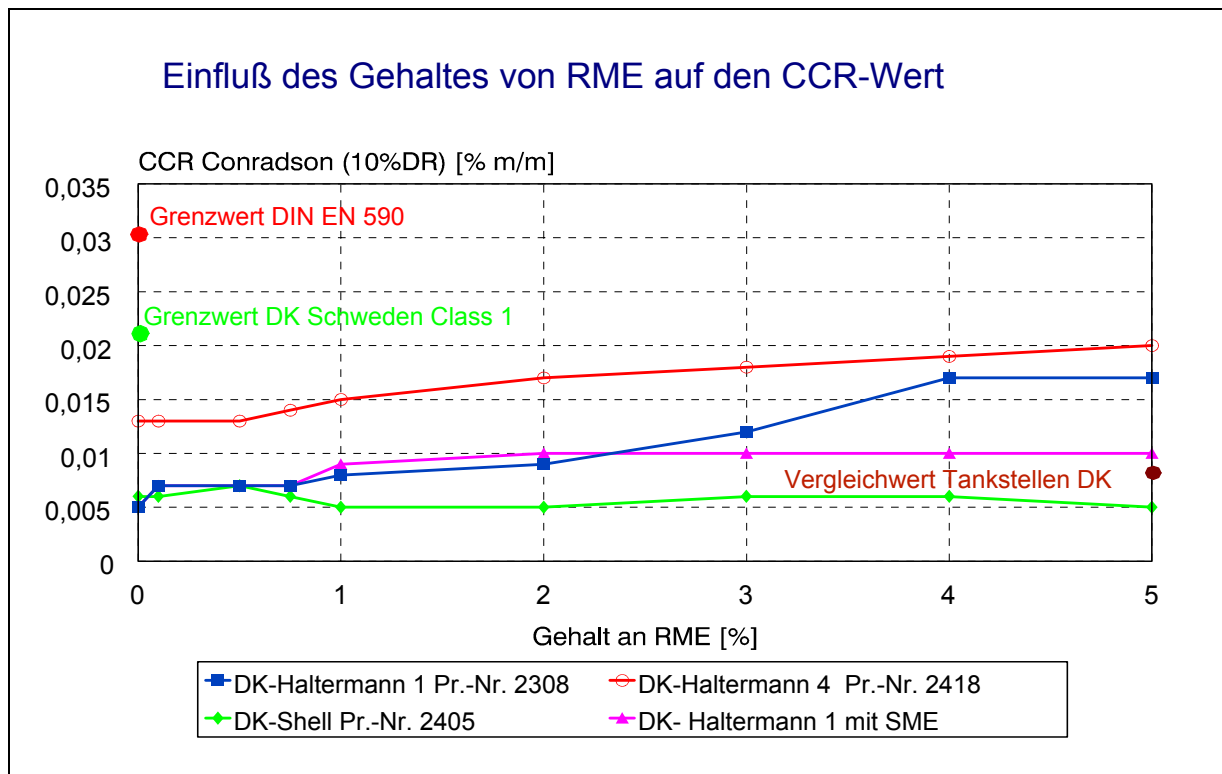


Abbildung 19: CCR-Wert in Abhängigkeit vom RME-Gehalt

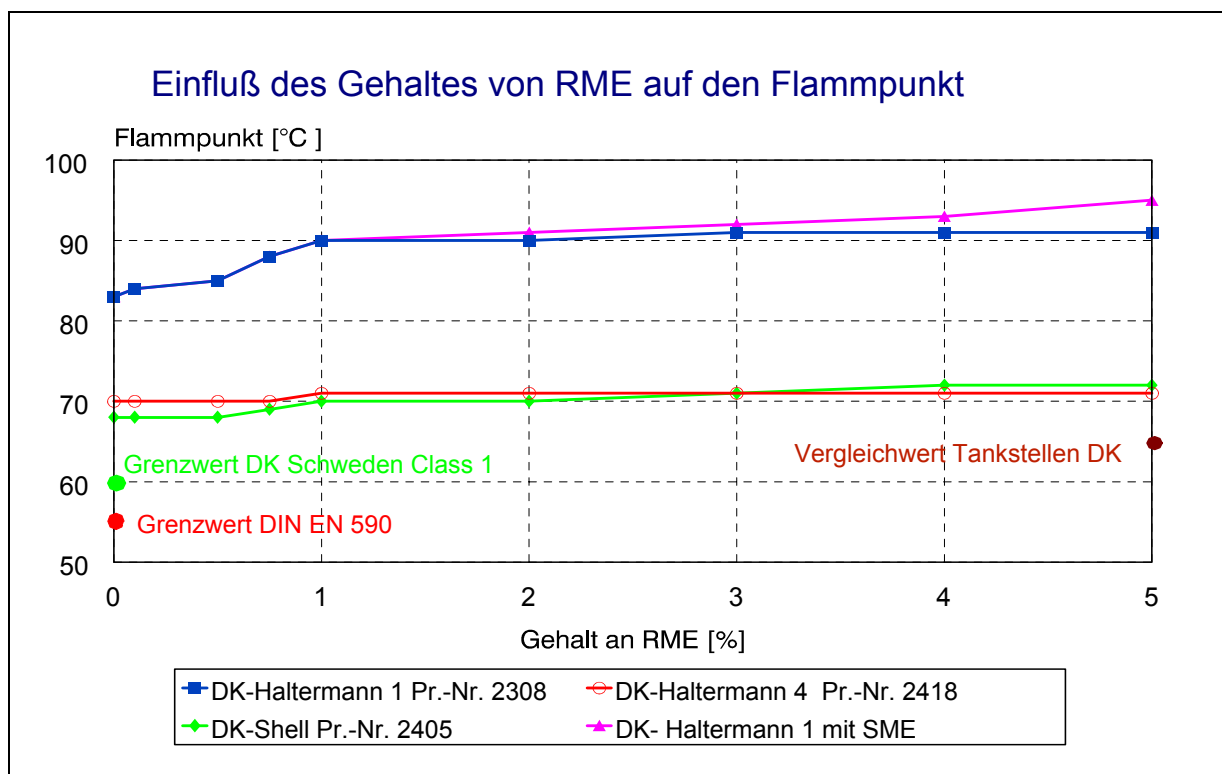


Abbildung 20: Flammpunkt in Abhängigkeit vom RME-Gehalt

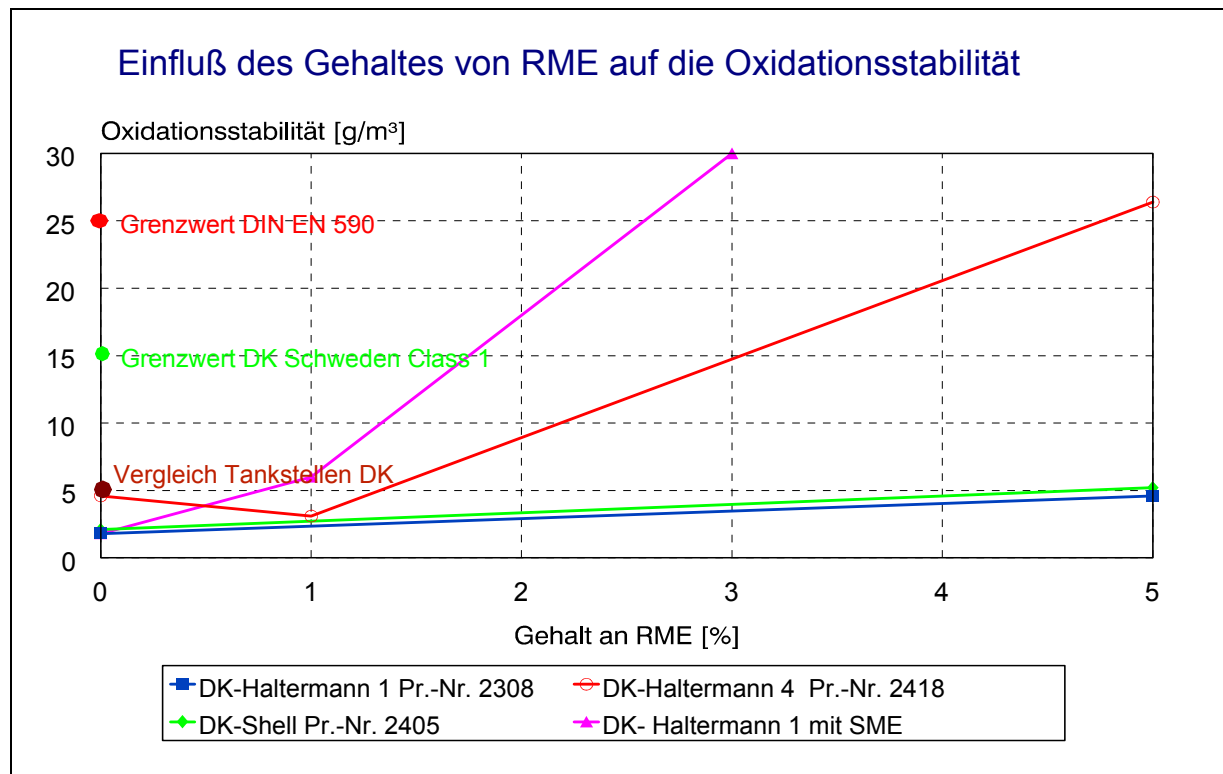


Abbildung 21: Oxidationsstabilität in Abhängigkeit vom RME-Gehalt

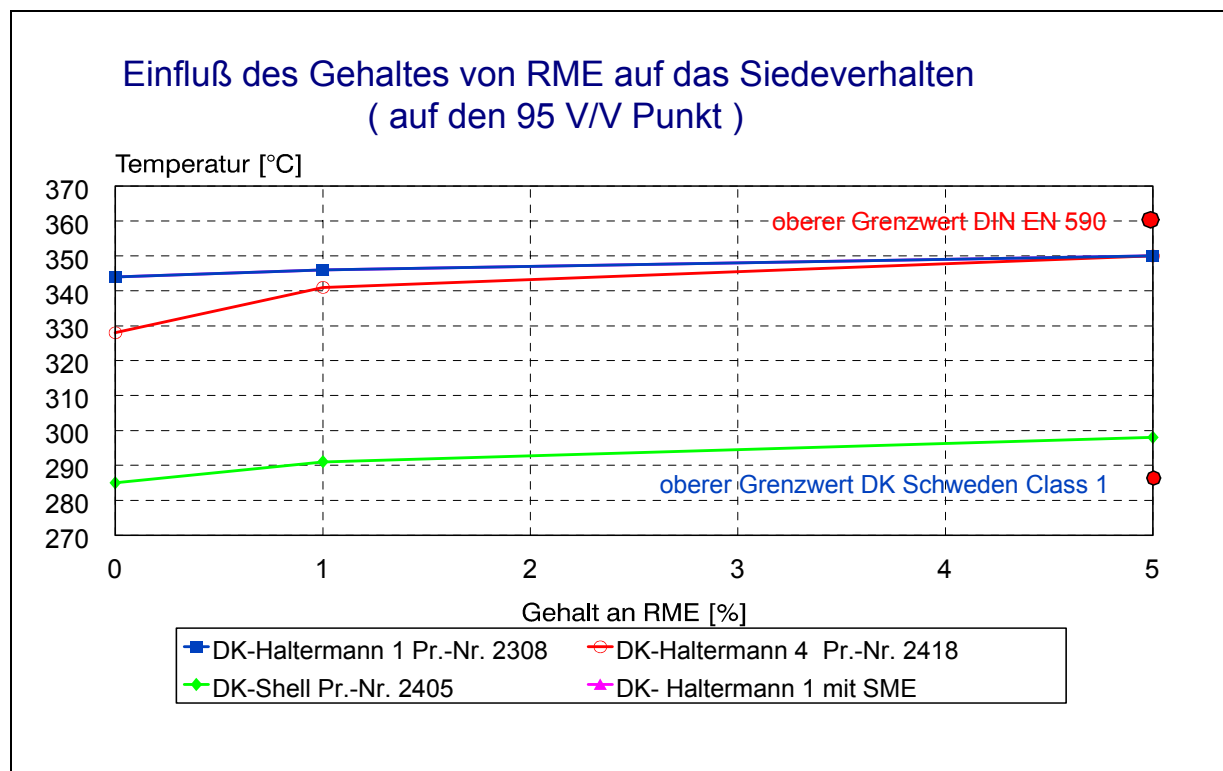


Abbildung 22: Siedeverhalten in Abhängigkeit vom RME-Gehalt

Die Schmierfähigkeit der Dieseldieselkraftstoffe (ermittelt über den HFRR-Test) zeigt deutliche qualitative Veränderungen in Abhängigkeit vom RME-Gehalt (Abbildung 23).

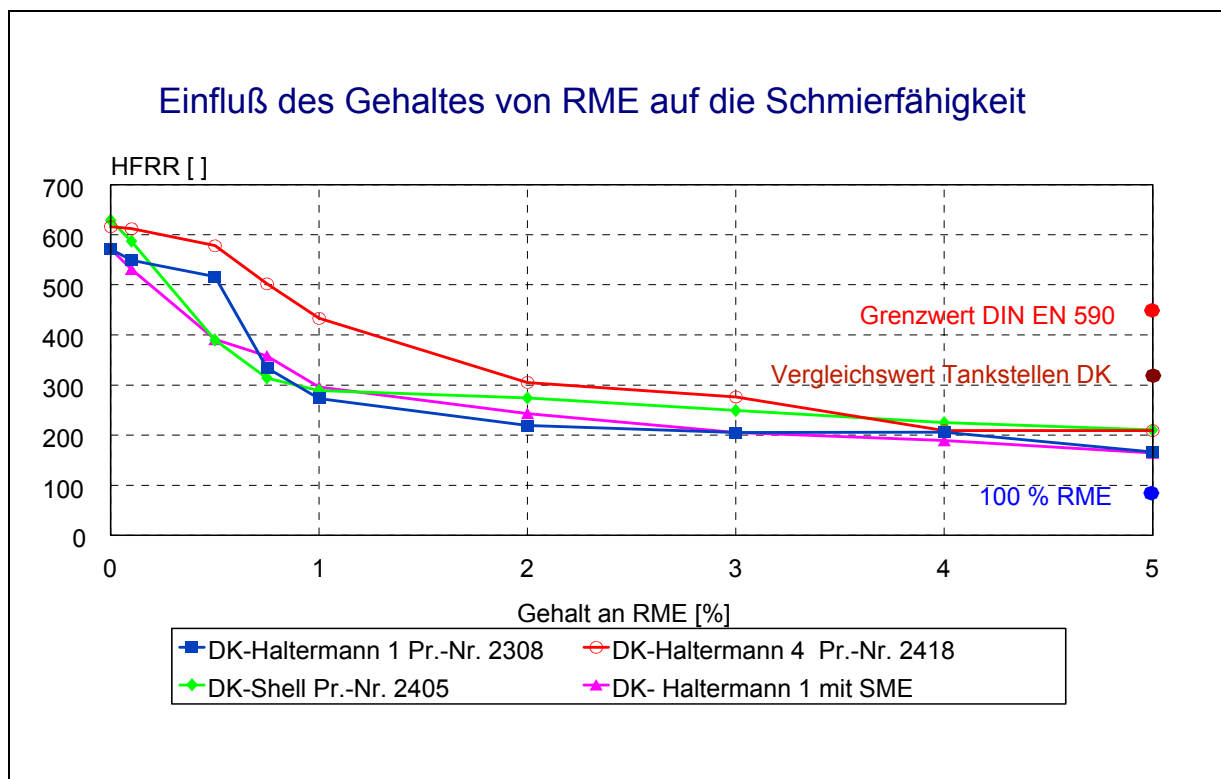


Abbildung 23: Einfluß des Gehaltes von RME auf die Schmierfähigkeit (HFRR-Wert)

Bei Gehalten von 0; 0,1; 0,5 % RME im Dieseldieselkraftstoff liegt eine unzureichende Schmierfähigkeit vor. Der HFRR-Wert liegt deutlich über 460 μm . Es kommt zu keiner Ausbildung eines vollständigen Schmierfilms zwischen der Platte und der Probenkugel. Dies wird dadurch deutlich, daß ständig ein elektrischer Kontakt zwischen den Teilen besteht. Weiterhin treten Schwankungen der benötigten Kraft zur Bewegung der Probenkugel auf. Dies zeigt, daß bei diesen Gehalten an RME im Dieseldieselkraftstoff eine Mischreibung vorliegt.

Bei Gehalten von 1; 2; 3; 4; 5 % RME liegt der HFRR-Wert unter 460 μm und es kommt zur Ausbildung eines vollständigen Schmierfilmes zwischen den Probekörpern (kein elektrischer Kontakt). Die notwendige Kraft, um die Probenkugel auf der Platte zu bewegen, ist geringer als bei den Proben mit geringerem RME-Gehalt und die benötigte Kraft ist nahezu konstant. Ab einem Gehalt von 1% RME kann davon ausgegangen werden, daß zwischen Platte und Probenkugel ein elastohydrodynamischer Schmierfilm vorliegt.

Bei einem RME-Gehalt von 0,75 Prozent liegt ein Übergangsgebiet vor.

4.2 Ergebnisse der Dauerlaufuntersuchungen

Von den Ergebnissen der chemischen Analysen ausgehend wurden die Dauerlaufversuche an dem Einspritzpumpenprüfstand und am COMMON-RAIL-Motor mit einem Gehalt von 1 % RME oder SME durchgeführt. Ein höherer Gehalt an RME wird vermieden, um die Oxidationsstabilität und das Siedeverhalten des Gemisches nicht zu verschlechtern. Dies ist beim Einsatz von COMMON-RAIL-Einspritzsystemen besonders zu beachten, da hohe Temperaturen im Kraftstoffrücklauf (bis 170°C) auftreten können.

Auf dem Einspritzpumpenprüfstand wurden zuerst die Referenzversuche mit schwefelarmen Dieseldieselkraftstoffen ohne RME-Zusatz (Haltermann1 P2308; DK-Shell P2405) durchgeführt (siehe Tabelle 1). Bei diesem Versuch traten erwartungsgemäß keine Probleme durch Ablagerungen, Verlackungen, erhöhtem Druckverlust über dem Kraftstofffilter und Korrosion auf.

Anschließend wurden auf dem Einspritzpumpenprüfstand die Mischungen von Dieseldieselkraftstoff (Haltermann 1 P2308 sowie DK-Shell P2405) mit 1% RME und die Mischung Dieseldieselkraftstoff (Haltermann 1 P2308) mit 1% SME gefahren. Bei dem Betrieb mit diesen Mischungen treten keine der möglichen negativen Veränderungen am Einspritzsystem wie

- Ablagerungen
- Verlackungen
- erhöhter Druckverlust über dem Kraftstofffilter
- Aufquellen von Dichtungen
- Korrosion von kraftstoffberührenden Teilen
- Veränderungen am Kraftstoff auf.

Die Druckdifferenz über dem Kraftstofffilter unterscheidet sich nicht von der bei Betrieb mit reinem Dieseldieselkraftstoff. In Tabelle 4 sind die Analysedaten der benutzten Kraftstoffmischungen dargestellt, die weiterhin alle Vorgaben der Kraftstoffnorm erfüllen.

Tabelle 4 Analysedaten der benutzten Kraftstoffmischungen (Haltermann 1 +1% RME)

Wert	Dimensio n	Normen	DK +1%RME vor Dauerlauf	DK +1%RME nach 60 h	DK +1%RME nach 80 h
Dichte	kg/m ³	DIN EN ISO 3675	830	831	831
Viskosität	mm ² /s	DIN EN ISO 3104	3,38	3,47	3,48
Flammpkt.	°C	DIN EN ISO 22719	90	89	89
CFPP	°C	DIN EN 116	-20	-21	-21
Schwefel	mg/kg	DIN EN ISO 24260	5,0	5,0	4,9
CCR	% kg/kg	DIN EN ISO 10370	0,007	0,02	0,02
Wasser	mg/kg	DIN 51777-1	200	185	182
Gesamtver- schmutzung	mg/kg	DIN 51419	7,5	1,5	0,75
Ox-Stabilität	h	IP 306 (ISO 6886)	2,1	3,2	4,1
NZ	mgKOH/g	DIN 51558-1	0,02	0,02	0,03
HFRR	µm	ISO 12156	273	302	371
Asche	% m/m	EN ISO 6245	0,001	0,002	0,002

Zur Beurteilung der Schmierwirkung werden die Einspritzpumpen nach den Dauerläufen zerlegt und die Verschleißteile beurteilt.

Folgende 5 Verteilereinspritzpumpen werden begutachtet.

Pumpe 1 nach 500h mit Haltermann 1 Pr-Nr.2308;	HFRR-Wert: 570 µm
Pumpe 2 nach 1000h mit Haltermann 1 Pr-Nr.2308 + 1% RME;	HFRR-Wert: 273 µm
Pumpe 3 nach 1000h mit Haltermann 1 Pr-Nr.2308 + 1% SME;	HFRR-Wert: 296 µm
Pumpe 4 nach 1000h mit DK-Shell Schweden Class 1 Pr-Nr.2405;	HFRR-Wert: 629 µm
Pumpe 5 nach 1000h mit DK-Shell S. Class 1 Pr-Nr.2405 + 1% RME;	HFRR-Wert: 289 µm

Auf Grund der guten Schmierwirkung des Kraftstoffes Haltermann 1 Pr-Nr. 2308, (siehe Seite 12 ff.) zeigten alle Verschleißpaarungen in den Einspritzpumpen 1 bis 3 sehr geringen Verschleiß, der maximal mit „laufzeitbedingt“ gekennzeichnet werden kann. Signifikante Unterschiede zwischen den Pumpen können nicht festgestellt werden.

Zwischen den Pumpen 4 und 5 (Basiskraftstoff DK-Shell Schweden Class 1 Pr-Nr.2405; HFRR-Wert: 629 µm) sind deutliche Unterschiede zu erkennen. Die Pumpe 4 ohne RME-Zusatz ist deutlich stärker verschlissen als die Pumpe 5 mit RME-Zusatz. Dies zeigt sich an folgenden Bauteilen:

- Kreuzscheibe
- Hubscheibe
- Ausgleichsscheibe
- Nutscheibe
- Rollenring

- Antriebswelle
- Federbrücke
- Anlaufscheibe des mechanischen Reglers

Des weiteren treten Unterschiede in der Art des Verschleißes auf: Beim Betrieb der Einspritzpumpen mit dem Dieseldieselkraftstoff Haltermann Class 1 ohne RME-Zusatz ist das Verschleißbild schleifender Struktur mit Ansätzen zum Fressen. Im Gegensatz dazu ist beim Betrieb der Einspritzpumpen mit Zusatz von RME festzustellen, daß die kraftübertragenden Paarungen poliert aussehen (absolut glatt und glänzend) und keine Ansätze zum Fressen aufweisen.

Die Kraftstoffmischung Dieseldieselkraftstoff Haltermann 1 P2308 plus 1 % RME wurde weiterhin am COMMON-Rail Motor über einen Zeitraum von 1000 h getestet. Auch bei diesen Versuchen konnte keine der möglichen negativen Veränderungen am Einspritzsystem wie:

- Ablagerungen
- Verlackungen
- erhöhter Druckverlust über dem Kraftstofffilter
- Aufquellen von Dichtungen

durch die Zugabe von RME am Einspritzsystem festgestellt werden. Bei der Funktionsprüfung der Injektoren nach 1000h Dauerlauf lagen die Einspritzmengen bei allen innerhalb der Überprüfungstoleranz. Auch die Rücklaufmengen der Injektoren befanden sich innerhalb der vorgegebenen Toleranz und sind somit nicht zu beanstanden. In den aufgenommenen Mengenkennfeldern wurden keine Auffälligkeiten festgestellt. Die mechanischen Einstellmaße wie Ankerhub, Restluftspalt und Nadelhub sind bei den 4 untersuchten Injektoren innerhalb der Toleranz.

Die hohen Kraftstofftemperaturen, wie sie in COMMON-Rail-Systemen auftraten, hatten keinen Einfluß auf die Qualität des Kraftstoffes.

5 Ökonomische Bewertung des Einsatzes von Mischungen aus schwefelarmen DK und RME

Durch den Zusatz von RME wird eine ausreichende Schmierfähigkeit von Dieseldieselkraftstoff gesichert. Dadurch kann der Einsatz von mineralölbasierenden Additiven zur Verbesserung der Schmierfähigkeit entfallen. Diese mineralölbasierenden Additive sind Kohlenwasserstoffe

mit einem hohen Anteil an Fremdatomen (Sauerstoff, Stickstoff usw.) deren Umweltgefährdung aber nicht höher ist als die des Dieselmotorkraftstoffes.

Von diesen Additiven werden dem Dieselmotorkraftstoff je nach Schmierfähigkeit des Grundkraftstoffes 75 bis 150 ppm zugemischt, dies entspricht einem maximalen Mischungsverhältnis 1 : 6666. Die Beschaffungskosten für diese mineralölbasierenden Additive liegen bei 3,50 DM je Kilogramm. Damit ergeben sich Additivierungskosten pro Liter von maximal 0,05 Pf für die Verbesserung der Schmierfähigkeit.

Durch die Zugabe von RME als Additiv zum Dieselmotorkraftstoff entstehen Kraftstoffe mit folgenden Preisen:

Tabelle: Preisbildung von Kraftstoffen

Randbedingungen (stark schwankend): Literpreis DK (Erzeugung) 60 Pf.; Mineralölsteuer und Ökosteuer 80 Pf pro Liter DK bzw. pro Liter DK-RME-Gemisch; Literpreis RME 135 Pf.; Mehrwertsteuer 16%;

Bezeichnung	DK mit herkömmlichen Additiven	DK mit 1% RME nach momentan gültigem Steuerrecht	DK mit 1% RME Ohne Mineralölsteuer auf RME	DK mit 5 % RME Ohne Mineralölsteuer auf RME
Preis für Dieselmotorkraftstoff	60,000 Pf	59,400 Pf	59,400 Pf	57,000 Pf
Preis für RME	-----	1,350 Pf	1,350 Pf	6,750 Pf
Preis für herkömmliches Additiv	0,050 Pf	-----	-----	-----
Mineralölsteuer	80,000 Pf	80,000 Pf	79,200 Pf	76,000 Pf
MwSt.	22,408 PF	22,520 Pf	22,392 PF	22,360 Pf
Gesamtpreis pro Liter	162,458 Pf	163,270 Pf	162,342 Pf	162,110 Pf

Die Verringerung des Heizwertes des Gemisches (99%DK+ 1%RME) gegenüber dem reinen Dieselmotorkraftstoff ist minimal (0,15%) und liegt damit im Toleranzbereich von Dieselmotorkraftstoff, zumal der Heizwert nicht in die DIN EN 590 aufgenommen wurde.

Unter den momentanen steuerrechtlichen Randbedingungen (der gesamte Kraftstoff wird mit Mineralölsteuer belegt) ist die Zumischung von geringen Mengen RME (laut Vornorm DIN E 51606) zu Dieselmotorkraftstoff nicht wirtschaftlich. Wenn allerdings das RME auch bei Mischkraftstoffen, wie zur Zeit bei Einsatz von reinem RME, von der Mineralölsteuer befreit bleibt, ist ein ökonomischer Betrieb möglich.

6. Zusammenfassung

Durch Dieselkraftstoff mit geringen Schmierungseigenschaften kann es in kraftstoffgeschmierten Einspritzsystemen, wie Verteilereinspritzpumpen und COMMON-Rail-Systemen zu einem verstärkten Verschleiß kommen. Dieser Verschleiß tritt hauptsächlich im Niederdruckbereich auf, an Stellen, wo die Schmierung auf Basis eines elastohydrodynamischen Schmierfilmes erfolgen soll. Zur Ausbildung dieser Schmierungsart ist ein deutlicher Anstieg der dynamischen Viskosität des Kraftstoffes unter dem im Schmierspalt herrschenden Druck erforderlich. Gutschmierende Kraftstoffe mit einer hohen Anzahl an polaren Verbindungen besitzen diese Eigenschaft. Kraftstoffe mit schlechten Schmierungseigenschaften besitzen diese Eigenschaft nicht, weil bei ihnen als Nebeneffekt der starken Hydrierung (Entschwefelung) viele polare Verbindungen beseitigt werden. Zur Verbesserung der Schmierungseigenschaften kann man diesem Kraftstoff Pflanzenölester zugeben, welches auf Grund des Sauerstoffgehaltes viele polare Verbindungen enthält.

Ab einem Zusatz von 1% RME zum Kraftstoff kommt es zu einer wesentlichen Verbesserung der Schmierungseigenschaften. Die Verbesserung erfolgt nicht linear mit der Zunahme des RME-Gehaltes, sondern „sprungartig“ zwischen 0,75 % und 1% RME.

Der Einfluß der Zumischung von geringen Mengen RME (<5%) hat keinen signifikanten Einfluß auf weitere Kraftstoffkennwerte. Die Kennwerte dieser Mischungen erfüllen die Vorgaben der deutschen Dieselkraftstoffnorm DIN EN 590. Kritischster Wert hierbei ist die Oxidationsstabilität, die bei Zugabe, auch geringer Mengen, nicht normgerechter Ester überschritten wird.

Die Zugabe von RME zu Kraftstoffen nach der schwedischen Norm DK Class 1 ist kritisch, da hierbei das genormte Siedeende von 285°C nicht mehr eingehalten werden kann.

Bei den Dauerläufen am Einspritzpumpenprüfstand und am COMMON-RAIL-Motor konnten keine negativen Einflüsse durch die Zugabe von RME oder SME festgestellt werden. Es traten keine Ablagerungen oder Verlackungen in den Einspritzeinrichtungen und kein erhöhter Druckverlust über dem Kraftstofffilter auf. Die Schmierfähigkeitsverbesserung durch Zugabe von 1% RME konnte auch im Pumpendauerlauf nachgewiesen werden.

Der HFRR-Test sichert die Schmierfähigkeit von Dieselkraftstoff durch die Festlegung eines sehr niedrigen Grenzwertes von 460µm. HFRR-Werte von über 460µm sind nicht zwangsläufig mit einer nichtausreichenden Schmierfähigkeit verbunden. Der HFRR-Test beschreibt die Schmierfähigkeit von Kraftstoffen qualitativ, „Schmierfähigkeit gesichert“ (HFRR-Wert kleiner 460µm) oder „Schmierfähigkeit eventuell unzureichend“ (HFRR-Wert

größer 460µm). Eindeutige qualitative Aussagen über die Schmierfähigkeit können nur mit dem Bosch-Pumpen-Test gewonnen werden.

Die Untersuchungen haben gezeigt, daß die Beurteilungen der Schmierfähigkeit von Dieseldkraftstoffen allein durch den HFRR-Wert nicht hinreichend sind. Je nach Kraftstoffkompensation, vgl. Tabelle 3, Abbildung 10 und 11, können Dieseldkraftstoffe mit extrem geringen Schwefelgehalten (<10 ppm) und HFRR-Werten deutlich > 460 µm eine gute Schmierfähigkeit besitzen.

7 Quellenverzeichnis

- /1/ Brand, K.-W.:
Aufstellung eines Kriterienkataloges zur Testung von Lybricity-Additiven in
Dieselkraftstoffen für den Raffinerieeinsatz
Herausgeber: Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und
Kohle e.V.
Hamburg Januar 1998 (DGMK)
- /2/ Produktinformation der BASF
Lubricity additives for low sulphur diesel fuels
Dezember 1997
- /3/ Gibson, D.H.
A numerical model for elastohydrodynamic of plunger and barrel clearances in fuel
injection equipment
Journal of Tribology
Juli 1994; Vol. (116); Seite 597
- /4/ Orii, N.
Relations between erratic engine.
JSAE review
1978; Tokyo; Seiten 286-288; Band 16; Heft 3
- /5 /Cooper
Laboratory screening test for.
Lubrication science Society of Tribologists and Lubrication Engineers
1988; Seiten 133-148; Band 7
- /6/ Grieshaber
Einspritzpumpenverschleiß mit schwefelarmem Dieselkraftstoff
Mineralöltechnik für Mineralöl – Anwendungstechnik
1956; Hamburg; Seiten 0-16; Band 41; Heft 5
- /6/ Lacey, P.I.
Wear with low lubricity fuels
Wear, 160 (1993) 333-343
- /7/ Spikes-H-A
Fuel lubricity – fundamentals and review
Konferenz-Einzelbericht: Fuels, 1st Internat. Colloquium, Esslingen 1997
- /8/ Margaroni-D.
Fuel lubricity
Industrial lubrication and Tribology Band 50 (1998)
- /9/ Shah, R. J.
Development of a Bench scale test to evaluate lubricants for use with methanol-fueled
engines
Lubrication Engineering, Band 52 (1996) Heft 10 Seite 753-761

- /10/ Lacey, P. I.
Development of a lubricity test based on the transition from boundary lubrication to severe adhesive wear in fuels
Lubrication Engineering Band 50 (1994) Heft 10 Seite 749-757
- /11/ Juva, A.
Neste's route to reformulated fuels
Konferenz-Einzelbericht: Fuels, 1st Internat. Colloquium, Esslingen 1997
- /12/ Galbraith, R.
The Rocle Test for Diesel and BIO-Diesel fuel Lubricity
SAE Paper 972862
- /13/ Davenport, J. N.
The lubricity of hydrotreated diesel fuels
Konferenz Einzelbericht: Applikation of Powertrain and Fuel Technologies to Meet Emissions Standards 1996
- /14/ Meyer, K.
A triboloical approach to determine the friction and wear properties of new environmentally benign diesel fuels in conjunction with wear mechanisms in critical parts of diesel injections equipment
Konferenz Einzelbericht: Lubricants and Lubrication 1994 ISBN 0-444-82263-1
- /15/ Nikanjam, M.
Lubricity of low sulfur diesel fuels
SAE-Paper Nr. 932740 (1993)
- /16/ Mikkonen, S.
Reformulated diesel fuels –four years experience in Finland
Konferenz Einzelbericht: Fuel Additives and Performance
SAE-Paper 971634 ISBN 0.7680-0005-X
- /17/ Holland, J.
Einfluß von Dieselmotorkraftstoff auf hochbelastete Wälz-Gleit-Kontakte
Zeitschriftenaufsatz: Tribologie und Schmierungstechnik Band 44 (1997) Heft 3
- /18/ Lacey, P.I.
Evaluation of oxidative corrosion in diesel fuels lubricated contacts
Konferenz Einzelbericht: STLE/ASME 1993
- /19/ Sui, P.C.
Prediction of film thickness and friction at a rotary pump blade and liner interface
Konferenz Einzelbericht: Tribology Symposium 1995 ISBN- 0-7918-1297-9
- /20/ Wilson, B.
Fuel Lubricity
Zeitschriftenaufsatz: Industrial Lubrication and Tribology Band 48 (1996) Heft 1

- /21/ Möller, U.
Schmierstoffe im Betrieb
Monographie VDI Verlag 1986 ISBN 3-18-400739-1
- /22/ Paesler, H.
Additiv –Technologie for diesel fuels a requirement for modern diesel engines
Zeitschriftenaufsatz : Mineralöltechnik Band 42 (1997) Heft 4
- /23/ Meyer, K.
Eine tribologische Betrachtung der Schmierfähigkeit neuer Dieselmotorkraftstoffe
Zeitschriftenaufsatz: Bosch Technische Berichte 1996 Heft 57
- /24/ McGeehan, A.
Effects of new low sulfur Diesel fuel on lube oil performance
Zeitschriftenaufsatz: Diesel Progress Engineering and Drives Band 69 (1994) Heft 4

~~~~~

~~~~~