



Die Thermosiphonkühlung CO₂-Minderung im Fahrbetrieb

Bereits aus frühen Nachkriegszeiten ist ein Serienfahrzeug von DKW bekannt, dessen Motor den Thermosiphoneneffekt zur Motorkühlung nutzte. Natürlich sind die spezifischen Leistungen heutiger Motoren sehr viel höher. Ein reines Thermosiphon-Kühlsystem könnte die notwendigen Wärmemengen aus einem Hochleistungsmotor an der Vollast nicht mehr abtransportieren. Die Elring Klinger Motortechnik hat ein Kühlsystem entwickelt, das eine möglichst gute Kombination aus Thermosiphonkühlung und pumpengetriebener Zwangszirkulation darstellt. Es eröffnet ein Potenzial zur Kraftstoffverbrauchsminderung von mehr als 5 % im Stadtfahrbetrieb.

1 Einleitung

Trotz der Tatsache, dass das Fahrzeuggewicht in den Jahren 1990 bis 2007 um mehr als 25 % angewachsen ist, hat es die Automobilindustrie in dieser Zeit den durchschnittlichen Flottenverbrauch in Europa um 21 % gesenkt. Diese Erfolge – die im übrigen von der Politik und vom Gesetzgeber nie wirklich gewürdigt worden sind – waren insbesondere durch neue Brennverfahrensentwicklungen, Maßnahmen zur Reibleistungsminimierung und andere Wirkungsgradsteigerungen am Fahrzeug möglich.

Nichtsdestotrotz gibt es die zwingende Notwendigkeit, den Kraftstoffverbrauch und damit die CO₂-Emissionen weiter abzusenken – zum einen, weil die neue CO₂-Gesetzgebung entsprechende Vorgaben macht, **Bild 1**, zum anderen, weil Prognosen die zeitlich begrenzte Verfügbarkeit der fossilen Brennstoffe aufweisen.

Die Hauptpunkte für eine weitere Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs sind:

- Reibungsoptimierungen an Motor und Fahrzeug
- weitere Verbesserungen des thermodynamischen Verbrennungsprozesses
- Kaltstartverbesserung und ein schnelleres Motoraufwärmverhalten
- gutes Wärmeflussmanagement des Motors.

Der vorliegende Beitrag wird sich auf die letzten zwei Punkte konzentrieren. Neben einigen konstruktiven Details wird er zeigen, wie der Thermosiphoneffekt wirkt und wie er für ein verbessertes Thermomanagement des Motors genutzt werden kann. Des Weiteren soll ausgeführt werden, welches Optimierungspotenzial einzelne Maßnahmen haben und wie sich ein gut ausgelegter Thermosiphon-Motor im Fahrbetrieb verhält. Die dargestellten Vorteile machen klar, dass zukünftig solche Konzepte mit Priorität behandelt werden sollten, wenn es gilt, eine möglichst große Reibminderung im Motorgehäuse während der Kaltstart und Aufwärmphase des Motors zu erreichen.

2 Straßenverkehrssituation

Studien haben ergeben, dass Pkw im Straßenverkehr hauptsächlich zwischen Distanzen von 1 bis 6 km betrieben werden. Des Weiteren konnte ermittelt werden, dass die durchschnittliche Fahrzeuggeschwindigkeit aller Fahrten in Deutschland 35 km/h beträgt. Daraus kann geschlossen werden, dass heutige Motoren im Straßenverkehr hauptsächlich im Warmlauf und unter Schwachlastbedingungen betrieben werden.

Eigene Versuche mit Messfahrzeugen belegen diese Aussagen [1]. Der europäi-

Die Autoren



Dr.-Ing. Gerald Eifler ist Geschäftsführer der Elring Klinger Motortechnik GmbH in Idstein.



Dipl.-Ing. (FH) Thomas Buck ist Technischer Leiter bei der Flowmaster GmbH in Idstein.

permitted average fleet value for CO ₂ -emissions by engine improvement measures	130 g/km			
Additional CO ₂ -saving measures, such as:	- 10 g/km			
• tire pressure control				
• better rolling resistance				
• gear shift announcement by display				
	<hr style="width: 20%; margin-left: auto; margin-right: 0;"/>			
	120 g/km			

Percentage of fleet vehicles which have to fulfil the CO ₂ -emission target	2012	2013	2014	2015
	65 %	75 %	80 %	100 %

penalty to be paid by the OEM per vehicle sold when overshooting the average fleet emission target	1 g	2 g	3 g	≥ 4 g CO ₂
	5,- €	15,- €	25,- €	95,- €

Bild 1: CO₂-Gesetzgebung in Europa

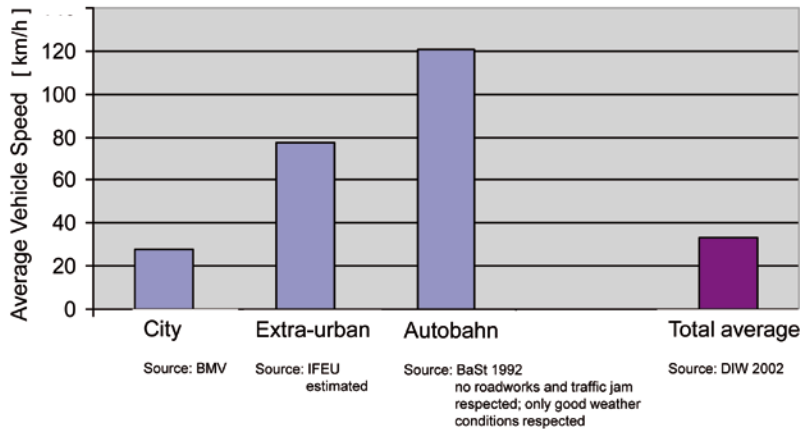


Bild 2: Statistische Daten des bundesdeutschen Straßenverkehrs [2, 3]

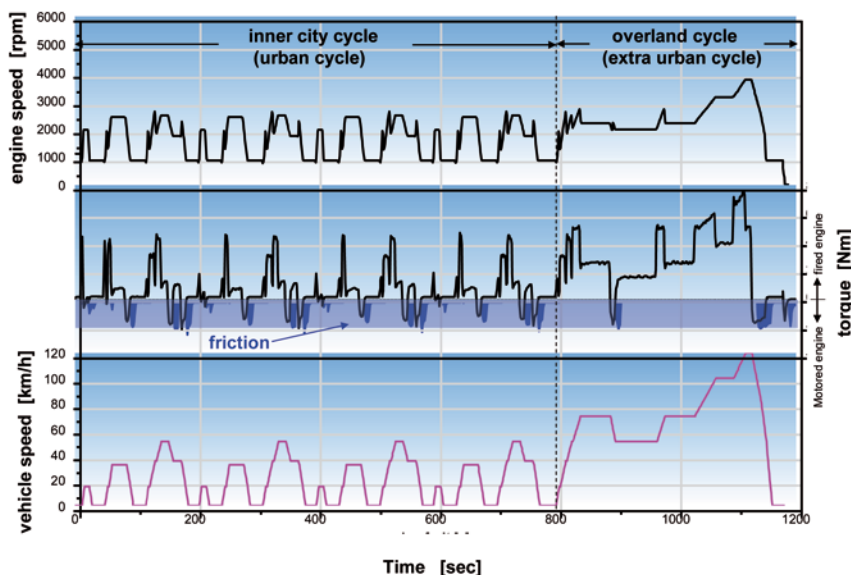


Bild 3: Motordrehzahl und -drehmoment im europäischen Fahrzyklus NEFZ

sche Fahrzyklus NEFZ repräsentiert exakt diese Bedingungen und wird deshalb für alle Untersuchungen als maßgeblicher Testzyklus herangezogen. Bild 2 und Bild 3.

Derzeit werden mehr und mehr Kühlkonzepte mit schaltbarer Wasserpumpe entwickelt. Man kann annehmen, dass alle Motoren der Zweiliterklasse zukünftig ein solches Kühlsystem besitzen. Im Aufwärmbetrieb in der tiefen Teillast (Stadtfahrbetrieb) wird die Wasserpumpe abgeschaltet, um Pumpenantriebsenergie zu sparen und um schnellere Aufwärmzeiten des Motors zu erreichen. Gerade in diesem Betrieb ließe sich der Kühlmittelkreis aber auch perfekt im Thermosiphonbetrieb fahren, so dass die Abschaltzeit der schalt-

baren Wasserpumpe deutlich verlängert werden könnten.

3 Die Funktionsweise des Thermosiphoneffekts

Bereits aus frühen Nachkriegszeiten ist das Serienfahrzeug DKW „Meisterklasse 3=6“ (DKW F93/F94) bekannt, dessen Motor den Thermosiphoneffekt zur Motorkühlung nutzte. Der Zweitaktmotor war durch einen sehr großen Kühler gekennzeichnet, der an der Spritzwand zum Fahrgastraum positioniert war. Außerdem besaß er groß dimensionierte, mit Gefälle verlegte Rohrleitungen für den Kühlmittelkreislauf, die einen möglichst geringen Rohrwiderstand bieten sollten.

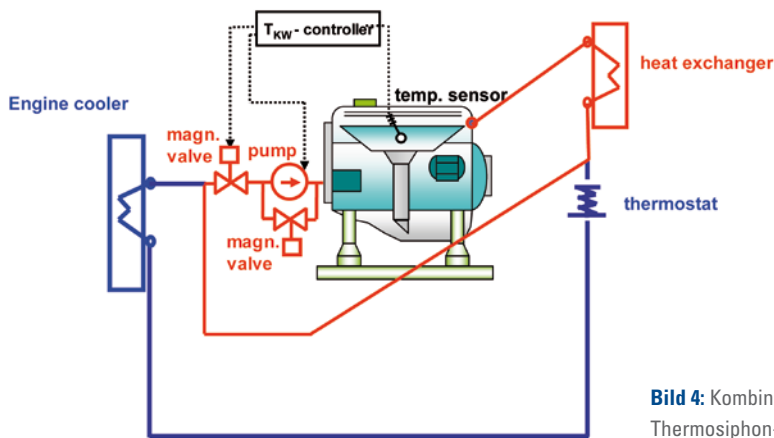
Die maximale Leistung des Motors, der bis zum Jahr 1959 gebaut wurde, betrug 29 kW. Er besaß keine Kühlmittelpumpe und stellte die Motorkühlung nur über die Thermosiphonkühlung sicher. Es gab einen Nachfolgemotor mit einem auf 1,175 l angehobenem Hubvolumen und einer Leistung von 44 kW, der noch bis in das Jahr 1966 hinein produziert wurde – wenn auch nicht mehr für den deutschen Markt. Der Thermosiphoneffekt selbst basiert auf Dichtunterschieden zwischen unterschiedlich temperierten Kühlmittelschichtungen: Im Motor aufgeheiztes Kühlmittel mit geringerer Dichte steigt nach oben; im Kühler abgekühltes Kühlmittel fällt nach unten. Entsprechend bewirken diese thermischen Kräfte eine kontinuierliche Zirkulation.

Natürlich sind die spezifischen Leistungen heutiger Motoren sehr viel höher. Ein reines Thermosiphon-Kühlsystem könnte die notwendigen Wärmemengen aus einem Hochleistungsmotor an der Vollast nicht mehr abtransportieren. Die Herausforderung ist, ein Kühlsystem zu entwickeln, das eine möglichst gute Kombination aus Thermosiphonkühlung und pumpengetriebener Zwangszirkulation darstellt.

4 Moderner Kühlkreislauf mit Thermosiphoneffekt

Bild 4 zeigt einen kombinierten Kühlkreislauf mit abschaltbarer Kühlmittelpumpe, der auch im Thermosiphonbetrieb gefahren werden kann. Es ist wichtig, dass die Wasserpumpe eine schaltbare Bypassleitung besitzt, die die Zirkulation auch im Stillstand der Pumpe zulässt. Versuche haben gezeigt, dass es auch mit Blick auf eine möglichst schnelle Motoraufheizung sinnvoll sein kann, per Magnetventil die gesamte Zirkulation (also auch die Thermosiphonzirkulation) abzuschalten. Ein weiteres wichtiges Detail ist der Temperatursensor, der eine Kühlmitteltemperatur innerhalb des Motors erfassen muss. Die übliche Temperaturerfassung am Motoraustritt ist bei Stillstand des Kühlmittelkreises nicht mehr aussagekräftig.

Um den inneren (roten) Kühlmittelkreis zu kühlen, wird ein zusätzlicher Wärmetauscher benötigt, der an einer möglichst hohen Position unter der Motorhaube



- flow and heat transfer optimized heat exchanger
- coolant tubes with moderate angle of gradient
- flow optimized design of the circuit
- switchable waterpump with bypass
- magnetic valve for interrupting the flow circulation

Bild 4: Kombiniertes Kühlkreis mit Thermosiphon- und Zwangskühlung

platziert werden sollte. Prinzipiell kann der Wärmetauscher der Fahrgastheizung verwendet werden. Hier ergeben sich aber Schwierigkeiten bei der Regelung, so dass ein eigener Wärmetauscher für den inneren Kreis zu bevorzugen ist. Die Leitungen des inneren Kreises sind mit Gefälle verlegt, um den Thermosiphon-effekt zu unterstützen.

5 1D-Simulation des Thermosiphoneffekts

Zur Abschätzung der Leistungsfähigkeit des Thermosiphoneffekts wurde mit der Software Flowmaster im Vorfeld der Untersuchung auf dem Prüfstand, eine Simulation des thermohydraulischen Verhaltens des in Bild 4 gezeigten inneren Kreislaufs durchgeführt. Flowmaster ist eine Software zur Fluid-System-Simulation, welche Druckverluste und Durchflüsse beliebiger hydraulischer Systeme unter Berücksichtigung thermodynamischer Einflüsse iterativ berechnen kann.

Die analytische Abbildung der einzelnen Elemente erfolgt dabei unter der Annahme eindimensionalen Verhaltens der Komponenten und homogener An- und Abströmung. Insbesondere die Möglichkeit zur Berücksichtigung unterschiedlicher Einbauhöhen im System qualifiziert Flowmaster zur Analyse thermisch getriebener Strömungen.

Bei unterschiedlichen Kühlmitteldichten, welche in diesem Fall durch den Temperatureintrag des Motors beziehungsweise durch die Kühlleistung des Heizungswärmetauschers entstehen, führt dies dazu, dass die zwischen den Höhen-

niveaus resultierenden Totaldruckdifferenzen berechnet werden können. Der lokale Totaldruck an den Definitionstellen der Höhenniveaus zwischen den Einzelkomponenten ergibt sich aus:

$$P_t = P_s + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 + \rho \cdot g \cdot h \quad \text{Gl. (1)}$$

mit

P_t – Totaldruck

P_s – Statischer Druck

v – gemittelte Strömungsgeschwindigkeit

g – Erdbeschleunigung

h – Höhe in Bezug zum Basisniveau

Da für die Ausbildung des Thermosiphoneffekts nur die in dieser Phase tatsächlich durchströmten Komponenten des Kühlkreises maßgeblich sind, wurde die Modellbildung auf diesen Teil begrenzt. Hierzu gehören der Wassermantel des Motors, der Heizungswärmetauscher so-

wie der den Druck initialisierende Ausgleichsbehälter. Die Abbildung der Zwischenleitungen wurde auf die zur Überbrückung der Höhendifferenzen notwendigen Rohrlängen begrenzt, da eine genaue Schlauchführung zu diesem Zeitpunkt noch nicht fest stand. **Bild 5** zeigt das entsprechende Simulationsmodell unter Annahme eines Heizungswärmetauschers mit zwölf Rohren.

Der Druckverlust des Motors wird hier mittels einer empirisch gewonnenen Kennlinie in Abhängigkeit vom Durchfluss definiert. Bei der Optimierung des Heizungswärmetauschers hinsichtlich der notwendigen Rohranzahl und des Rohrdurchmessers wird von einem konstanten Wärmeeintrag des Motors ins Kühlmedium ausgegangen. Der nur geringe Höhenunterschied zwischen Motoreintritt und Motoraustritt wird in der zunächst rein stationären Auslegung vernachlässigt.

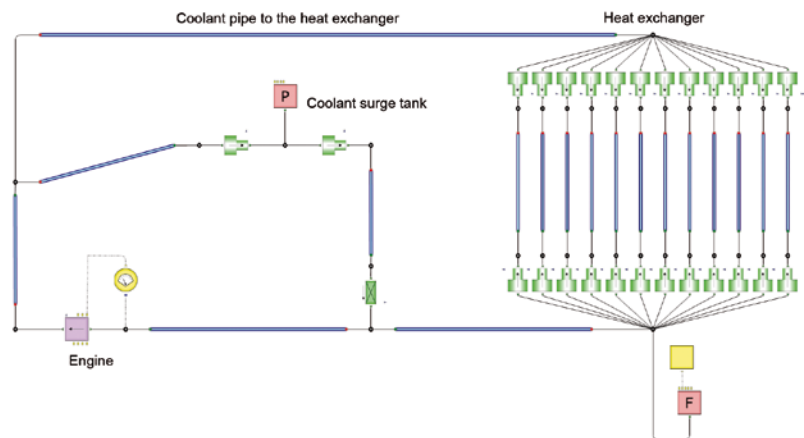


Bild 5: Abbildung des Simulationsmodells in Flowmaster

Initialising of the thermosiphon effect

Die analytische Untersuchung des Thermosiphoneffekts erfordert primär eine Variation der Parameter „Rohrdurchmesser“, „Rohrlänge“ und „Rohranzahl“. Aufgrund der Möglichkeit, diese Parameter durch die Nutzung von zentral gesetzten Variablen effizient vorzugeben, wurde hier der Ansatz einer detaillierten Abbildung der Einzelrohre des Wärmetauschers gewählt. Die detaillierte Abbildung erfolgt durch die Simulation paralleler Rohrstränge unter Annahme einer homogenen Druckverteilung in der Verteilerleiste des Kühlers. Die Anpassung der Kühlerfläche erfolgt durch die Variation der oben genannten Schlüsselvariablen. Im Rahmen der parametrischen Untersuchung wurde weiterhin die Einbaulage des Kühlers relativ zum Motor verändert, wobei sich die Höhenniveaus an Ein- und Austritt aus der gewählten Rohrlänge des Kühlers ergeben.

Eine weitere wichtige Einflussgröße für die Entwicklung des Thermosiphoneffekts ist die Definition des inneren und äußeren Wärmeübergangs. Nur wenn am Heizungswärmetauscher genügend Wärme abgeführt werden kann, stellt sich eine entsprechende Temperaturdifferenz beziehungsweise als Folge ein ausreichender Dichtegradient ein. Die äußere Wärmeübertragung, also zwischen Kühler-Außenfläche und umgebender Luft, wurde zur besseren Vergleichbarkeit mit Untersuchungen am Prüfstand über einen konstanten Wärmeübergangskoeffizienten unter Annahme von stehender Luft um den Kühler definiert. Die innere Wärmeübertragung wurde über die Nusselt-Zahl entsprechend der Dittus-Boelter-Korrelation nach Gl (2) beschrieben:

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c \quad \text{Gl. (2)}$$

mit

- Nu – Nusselt-Zahl
- Re – Reynolds-Zahl
- Pr – Prandtl-Zahl
- a, b, c – Koeffizienten nach Dittus-Boelter (0,023 / 0,8 / 0,4)

Obwohl der Ausgleichsbehälter nicht als durchströmte Komponente zu sehen ist (der Durchfluss sollte zugunsten des Thermosiphoneffekts gegebenenfalls durch

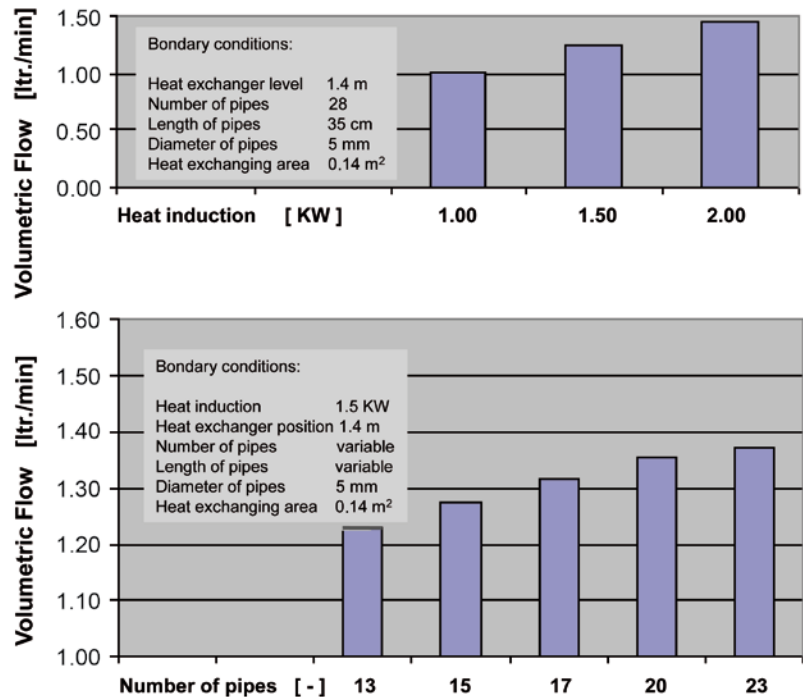


Bild 6: Verhalten des Thermosiphon-Kreislaufes bei veränderlichem Wärmeeintrag (oben) und Erhöhung der WT-Rohranzahl (unten)

entsprechende Einbaumaßnahmen soweit wie möglich reduziert werden), ist er für eine korrekte Analyse als druckspezifizierende Komponente unerlässlich und daher Teil des Simulationsmodells.

Bei Beginn der Aufwärmung ist im realen System mit einer Initialisierung des Thermosiphoneffekts durch die stark geometrieabhängige Temperaturschichtung zu rechnen. Diese regt dann die einsetzende Zirkulation an. Die Abbildung dieses Initialisierungsprozesses sowie die Aktivierung des iterativen thermischen Solvers der 1D-Simulation erfolgt über die Vorgabe eines minimalen Grund-

massenstroms dessen Wert unterhalb der Berechnungstoleranzen liegt.

Um den Einfluss der im System umgesetzten Energiemenge auf den Thermosiphoneffekt zu ermitteln, wurde ausgehend von einer Grundkonfiguration des Kühlers zunächst die vom Motor in das Kühlsystem eingetragene Wärmemenge variiert. Bei steigendem Eintrag zeigen sich wie erwartet aufgrund der steigenden Temperatur- und Dichteunterschiede auch steigende Durchflussraten, Bild 6. Weiter konnte gezeigt werden, dass der Durchfluss bei Verringerung der Druckverluste unter gleichzeitiger

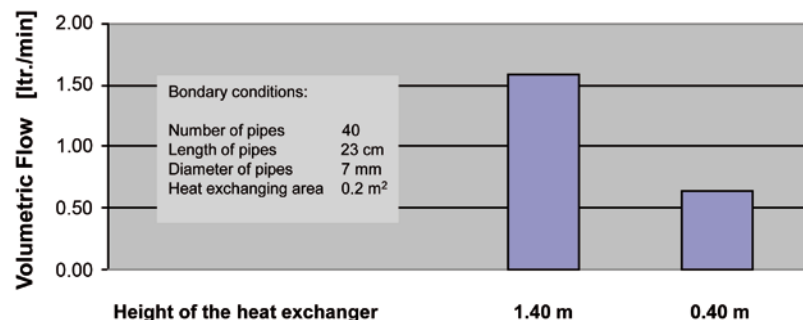


Bild 7: Volumenstrom im Thermosiphon-Kreislauf bei Veränderung der geodätischen Höhe des Heizungswärmetauschers

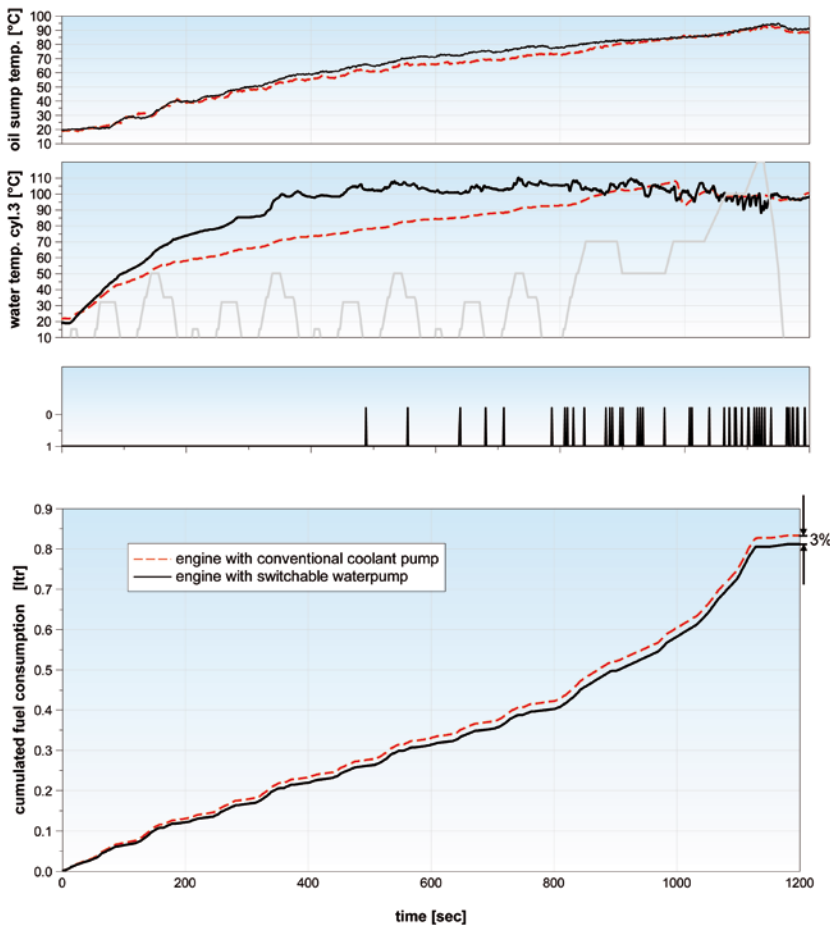


Bild 8: 1,8-l-Motor mit konventioneller und mit schaltbarer Wasserpumpe im NEFZ-Vergleich

Erhaltung der effektiven Wärmeübertragung steigt. Hierzu wurde die Anzahl der Rohre erhöht und die Rohrlängen zur Beibehaltung der wärmeübertragenden Fläche reduziert, Bild 6 (unten).

Eine Variation der Einbaulage des Kühlers relativ zum Motor bestätigt den erwarteten positiven Einfluss der Höhendifferenz zwischen der wärmeabführenden Komponente (Kühler) und der wärmezuführenden Komponente (Motor) auf den Thermosiphoneffekt, Bild 7.

Weitere Rechnungen zeigten den positiven Einfluss eines reduzierten Durchflusswiderstands durch Vergrößerung des durchströmten Gesamtquerschnitts. Zur Optimierung des Thermosiphoneffekts sollten die Druckverluste der wärmeübertragenden Komponenten weitestgehend reduziert werden, weil die zur Erzeugung der Zirkulation des Kühlmittels zur Verfügung stehenden Druckunterschiede gering sind. Da die verfügbaren Druckdifferenzen im Wesent-

lichen auf den temperaturbedingten Dichteunterschieden beruhen, sollte beispielsweise durch die Wahl einer möglichst großen Kühlerfläche zudem die thermische Leistungsfähigkeit des Kühlers maximiert werden. Die Erhöhung der Einbaulage des Kühlers relativ zum Motor begünstigt ebenfalls den Thermosiphoneffekt.

Der im Fahrzeug zur Verfügung stehende Bauraum setzt, im Gegensatz zum reinen Prüfstands Aufbau, natürliche Grenzen. Theoretisch wäre bei gleicher thermischer Leistung ein breiter Kühler mit hoher Rohranzahl, großen Durchmessern und kurzen Rohren einem schmalen Kühler mit kleinen Durchmessern und wenigen, langen Rohren vorzuziehen. Da die luftseitige Fläche aber durch Ausnutzung der vollen verfügbaren Länge und Breite auf jeden Fall maximiert werden sollten, ist die Optimierung des wasserseitigen Druckverlusts durch Erhöhung von Rohranzahl und -durchmesser

entscheidend. Zusätzlich sollten soweit wie möglich Maßnahmen getroffen werden, die Wärmeübertragung auf der Luftseite zu optimieren, zum Beispiel durch entsprechende Turbulenzerzeuger.

6 Prüfstandsversuche mit schaltbarer Wasserpumpe

Seit 2004 beschäftigt sich die ElringKlinger Motortechnik mit der Entwicklung von Kühlkreissystemen mit schaltbaren Wasserpumpen. Bereits sehr frühe Versuche machten klar, dass es einen Effekt innerhalb des Motors geben muss, der selbst bei abgeschalteter Pumpe den Motor vor der Überhitzung schützt – zumindest, wenn er bei kleinen Lasten betrieben wird. Bei unterbrochener Zirkulation heizten sich alle untersuchten Motoren sehr schnell auf, gingen aber innerhalb des innerstädtischen Zyklus des NEFZ schnell in einen temperaturstabilen Zustand über, ohne zu überhitzen. Im weiteren Verlauf des Zyklus reichten ein paar Schaltstöße der Wasserpumpe mit einer Zeitdauer von < 5 s, um den Motor in sicheren Temperaturgrenzen zu fahren. Bild 8 zeigt die typischen Verläufe eines Versuchs mit und ohne schaltbarer Wasserpumpe. Im abgeschalteten Zustand heizt sich der Motor im Vergleich zum konventionellen Motor sehr schnell auf. Die Kurven der gemessenen Kühlmitteltemperaturen im Zylindermantel gehen aber nach 400 s in die Waagerechte über. Erst später, bei etwa 490 s, muss die Wasserpumpe das erste Mal zuschalten. Mit zunehmender Last im Überlandzyklus sind die Pumpentaktungen häufiger; Insgesamt schaltet aber die Wasserpumpe nur zirka 5 % der gesamten Testlaufzeit zu. Die eingesparte Pumpenantriebsleistung und die schnellere Motorölerwärmung führen zu Einsparungen im Kraftstoffverbrauch von etwa 3 % im gesamten NEFZ. Aufgrund von Simulationsrechnungen muss davon ausgegangen werden, dass weniger als 40 % der Kraftstoffverbrauchseinsparungen aus der eingesparten Pumpenantriebsleistung herrührt. Der größere Anteil basiert auf der schnelleren Ölerwärmung. Auch wenn die Temperaturunterschiede nicht sehr groß erscheinen, so ist ihre Wirkung doch deutlich. Immerhin vermindert sich die Viskosität des Öls bei

einer Temperaturerhöhung von 50 auf 60 °C um etwa 30 % [4]. Wird nur der innerstädtische Zyklus ausgewertet, so ergeben sich Kraftstoffverbrauchseinsparungen von 4,8 %.

Alle Untersuchungen wurden auf einem dynamischen Prüfstand durchgeführt, der das Gesamtfahrzeug über ein Fahrzeugmodell inklusive aller Fahrwiderstände, Wirkungsgrade und Massenträgheiten im Antriebsstrang simuliert. Die Genauigkeit eines dynamischen Prüfstands ist deutlich höher als die einer Fahrzeug-Rollenprüfstands. Die Ergebnisse in Bild 8 wurden mit dem Modell eines Opel Astra ermittelt. Es sei erwähnt, dass durch die Ein/Aus-Schaltung der Wasserpumpe in bestimmten Zonen des Kühlwassermantels große Temperaturschwankungen auftreten können. Diese zunächst recht großen Ausschläge sind jedoch als unkritisch zu bewerten. Messungen an mehreren Motoren zeigen auf, dass sie sich nicht auf die Bauteiltemperaturen übertragen. Wie im Bild 9 dargestellt, finden sich die Ausschläge der Kühlmitteltemperatur nicht in den Materialtemperaturen der Zylinderrohre wieder. Liner-Deformationen oder ähnliches sind deshalb nicht zu befürchten. Die Materialtemperaturen sind eher abhängig von den Lastzuständen des NEFZ.

7 Prüfstandsversuche mit Thermosiphonkühlkreislauf

Untersuchungen an der gleichen Motor/Fahrzeugkombination mit einem Thermosiphonkühlkreis offenbarten noch größere Vorteile im Kraftstoffverbrauch. Alle Motorversionen konnten ohne Pumpenzuschaltung den innerstädtischen Zyklus durchfahren. Es wurden drei Varianten untersucht, und zwar:

- Thermosiphonkreis mit kleinem Wärmetauscher (Variante 1)
- Thermosiphonkreis mit großem, strömungsoptimierten Wärmetauscher (Variante 2)
- Thermosiphonkreis entsprechend Variante 2 mit Abschalt-Magnetventil (Variante 3).

Eine Pumpenzuschaltung war erst ab der Beschleunigung auf > 100 km/h notwendig. Die Wirkung des Thermosiphoneffekts war beeindruckend. Die Motorversion mit großem, strömungsoptimierten

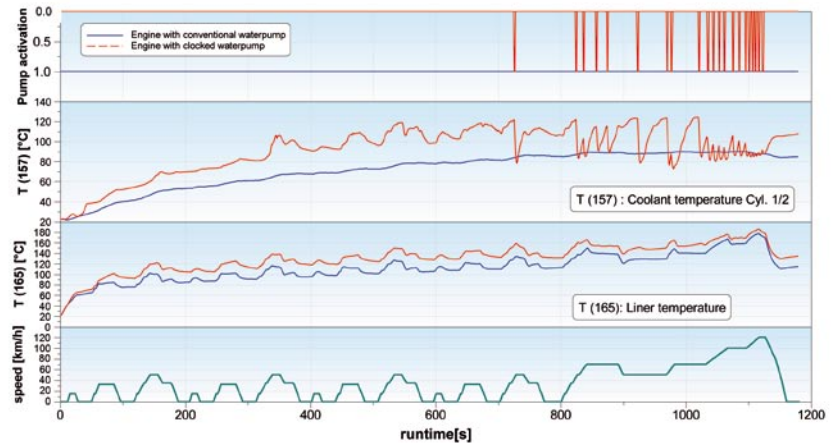


Bild 9: Vergleich verschiedener Kühlmitteltemperaturen bei Wasserpumpenzuschaltung am 1,0-l-Motor

Wärmetauscher lieferte eine so intensive Zirkulation, dass das Temperaturniveau auf das des konventionellen Vergleichsmotors absank. Mit kleinerem Thermosiphon-

Wärmetauscher blieb das System zwar in einem hohen Temperaturbereich, es waren mehr Schaltungen der Wasserpumpe (insgesamt zehn Schaltungen) notwendig.

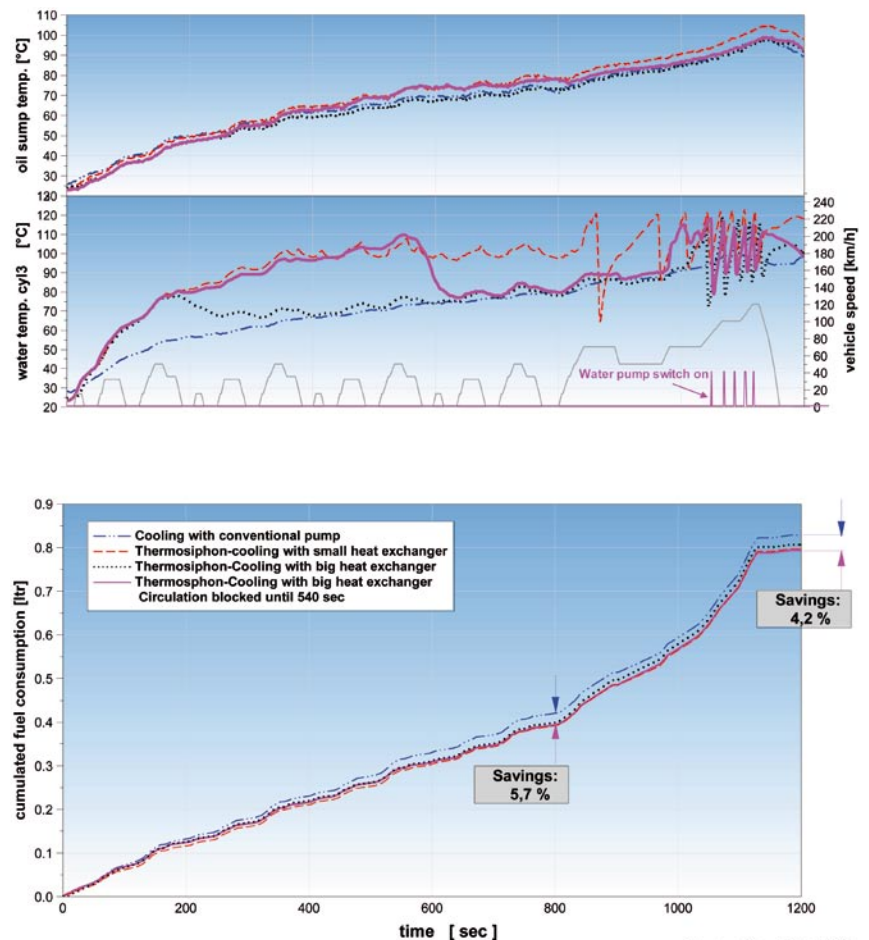


Bild 10: 1,8-l-Motor mit konventionellem Kühlkreis und mit verschiedenen Thermosiphonkühlkreisläufen im NEFZ-Vergleich

Als optimal erwies sich die Konfiguration mit großem Wärmetauscher und per Magnetventil unterbrochener Gesamtzirkulation. Das Ventil wurde erst geöffnet, nachdem der Wassermantel eine Temperatur von 105 °C erreicht hatte. Die Thermosiphonzirkulation setzte dementsprechend sehr viel später bei 600 s ein. Mit dieser Variante konnten ein sehr gutes Öltemperaturniveau und minimierte Wasserpumpen-Zuschaltzeiten realisiert werden. Insgesamt reduzierten sich die Zuschaltungen auf fünf Schaltungen a 2 s. Als Resultat waren 4,3 % niedrigere NEFZ-Verbräuche zu verzeichnen. Im Stadtverkehr verringerte sich der Verbrauch um 5,7 %, Bild 10.

Um zusätzliche Informationen über das Durchflussverhalten des Kühlmittels zu erhalten, war der Versuchsmotor zusätzlich mit einer Ultraschall-Durchflussmessstrecke ausgestattet. Das Prinzip des Messverfahrens basiert auf einer Differenz der Laufzeit zwischen gesendeter und reflektierter Ultraschallwelle, die einmal mit und einmal gegen die Strömung gesendet werden. Der Vorteil dieses Messprinzips ist, dass die Durchflussstrecke nicht durch zusätzliche Strömungswiderstände verbaut wird. Die Ergebnisse lassen sich dem Bild 11 entnehmen und korrespondieren mit Bild 10. Im oberen Diagramm sind die Durchflüsse gezeigt, die am konventionellen Kühlkreis gemessen wurden. Die Werte variieren von 10 bis 18 l/min für den Nebenkühlkreis durch den Heizungswärmetauscher und etwa 20 bis 65 l/min für den Hauptmotorkühlkreis.

Die Durchflüsse durch den Motor mit Thermosiphonkühlkreis liegen Größenordnungen darunter. Sie wurden deshalb in ein separates Teildiagramm (mittleres Diagramm) eingetragen. Der Thermosiphoneffekt startet mit einem plötzlichen Ausschlag; es werden maximale Durchflusswerte von 1 bis 2 l/min erreicht. Trotz dieser geringen Werte sind die Durchsätze offensichtlich unter Teillastbedingungen für eine Kühlung des Motors ausreichend – ein Hinweis, dass für diese Betriebsbedingungen die normalen Pumpenleistungen eher überdimensioniert sind.

Der Thermosiphoneffekt mit kleinem Wärmetauscher ist kaum merkbar. Dies ist wahrscheinlich auch darauf zurückzuführen, dass hier der konventionelle Wärmetauscher der Fahrgastzellenhei-

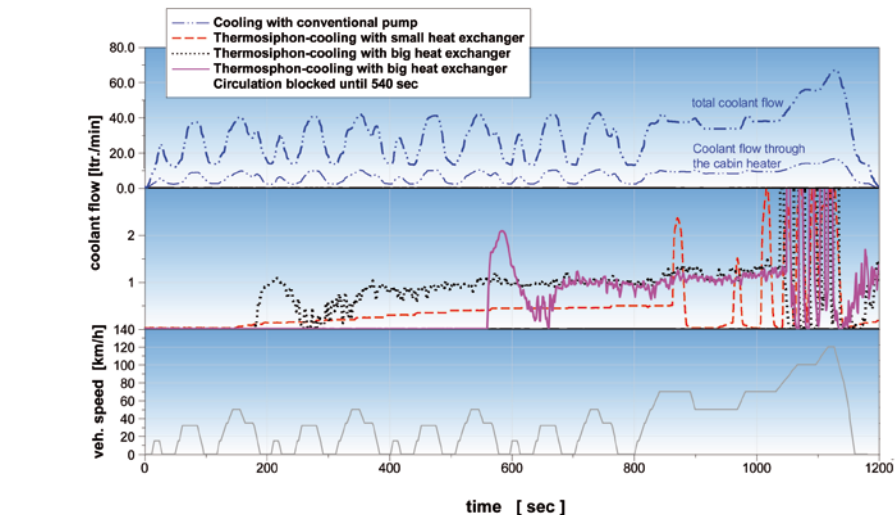


Bild 11: Kühlmitteldurchfluss durch einen 1,8-l-Motor mit und ohne Thermosiphonkühlkreis während des NEFZ

zung eingesetzt wurde, der von seinen Rohrführungen und Lamellen her nicht auf den Thermosiphoneffekt angepasst war. Im Gegensatz dazu konnte mit dem großen Wärmetauscher mit vertikaler Kühlmittelflussrichtung ein sehr deut-

ventil die Thermosiphonströmung zunächst unterdrückt und erst später freigegeben (margentafarbene Kurve) so fällt der Startwert noch größer aus und schwingt bis auf einen Spitzenwert von 2 l/min. Auch mit Blick auf die gemessenen Durchflüsse stellt sich die Version mit großem Wärmetauscher und zusätzlichem Abschaltventil als die beste dar.



licher und absolut reproduzierbarer Effekt gemessen werden, der etwa bei 190 s mit einem eindrucksvollen Ausschlag einsetzt und sich bei etwas mehr als 1 l/min einpendelt. Wird über das Abschalt-

8 Ergebnisse vom Rollenprüfstand

Das Konzept der Thermosiphonkühlung wurde im Rahmen eines anderen Projekts auch an einem 1,6-l-Motor in einem Opel Astra Twintop realisiert. Dem Titelbild lassen sich das Fahrzeug selbst und der Aufbau im Motorraum entnehmen. Es wurde ein zusätzlicher Thermosiphonwärmetauscher eingesetzt, dessen Auslegung sich nach den Ergebnissen der Simulationsrechnungen richtete und der auf der rechten Seite an der Spritzwand in einer möglichst hohen Position montiert wurde. Die Fahrgastzellenheizung blieb unberührt. Der Aufbau wurde durch eine elektrische Kühlmittelpumpe vervollständigt, die den Vorteil hatte, auch im Stillstand durchgängig für eine Thermosiphonströmung zu sein. Ein zusätzlicher Bypass um die Pumpe herum konnte damit entfallen.

Das Fahrzeug wurde im NEFZ auf dem Rollenprüfstand vermessen. Im Prinzip wurden die Ergebnisse des dynamischen Prüfstands bestätigt. In der Bestvariante

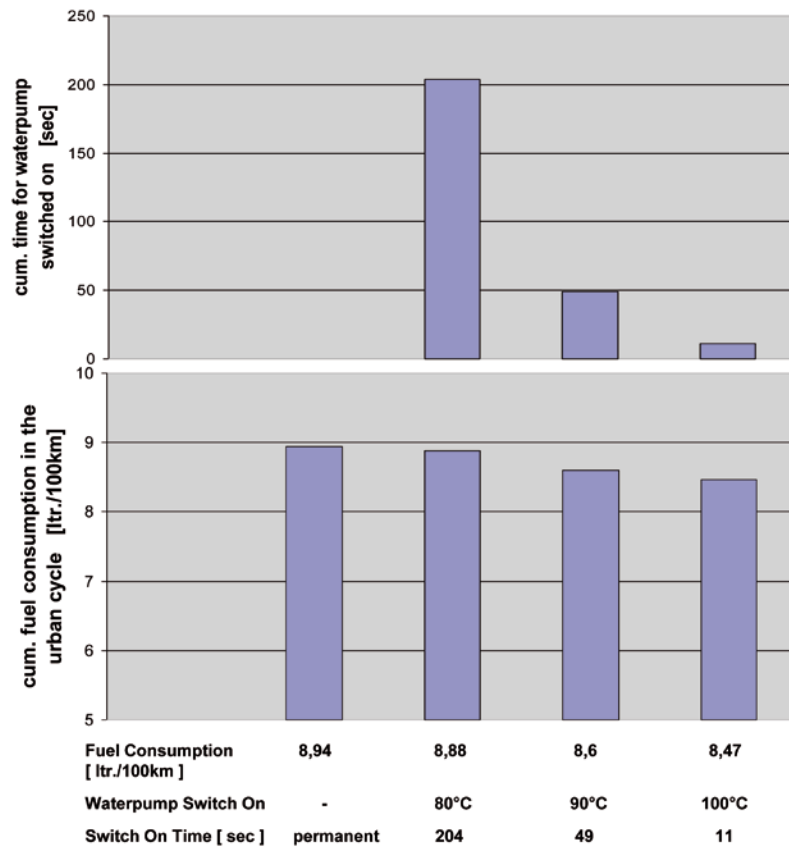


Bild 12: Ergebnisse des Opel Astra mit 1,6-l-Motor und Thermosiphonkühlung am Rollenprüfstand

mit einer getakteten Wasserpumpen-Zuschaltung ab 100 °C konnte nahezu der gesamte innerstädtische Bereich ohne Pumpenzuschaltung gefahren werden; es wurde eine geringe Anzahl von Pumpenzuschaltungen gemessen, die sich auf eine Gesamt-Zuschaltdauer von etwa 11 s summierten. Im Gegensatz dazu musste die Pumpe im Überlandzyklus öfters intermittierend zugeschaltet werden um unter dem gegebenen Temperaturlimit zu bleiben. Der Motor und sein fahrzeuggemäßer Aufbau des Thermosiphonkreises stellten sich damit schlechter dar als der Prüfstands-aufbau mit 1,8l-Motor. Hauptursache ist die Position des Thermosiphonwärmetauschers, der im Motorraum nur knapp über der Oberkante des Motors montiert werden konnte. Für die vorhergehenden Versuche am dynamischen Motorprüfstand war eine Position von 15 cm über der Motoroberkante realisiert worden. Trotzdem fiel die Kraftstoffverbrauchersparnis im Stadtfahrbetrieb erfreulich gut aus. In der Bestvariante bei einer Pumpenzu-

schaltung ab 100 °C wurde der Verbrauch um 5,26 % reduziert, **Bild 12**.

9 Zusammenfassung

Fahrzeugmotoren arbeiten vorwiegend unter Teillastbedingungen, weil die Pkw in Deutschland mit sehr geringen Durchschnittsgeschwindigkeiten und überwiegend im Stadtverkehr betrieben werden. Im Teillast-Kennfeldbereich ist jedoch der prozentuale Anteil der Reibleistung – und insbesondere der Reibleistung im Nebenaggregatetrieb – sehr hoch. Jede Maßnahme, die gezielt unter diesen Betriebsbedingungen zur Reibminderung beiträgt, wirkt direkt positiv auf den Kraftstoffverbrauch. Nebenaggregate wie die Wasserpumpe werden normalerweise für die maximale Anforderung ausgelegt und haben deshalb unter Teillastbedingungen einen schlechten Wirkungsgrad. Deutliche Verbesserungen kann man erreichen, wenn man die Wasserpumpe während des Kaltstarts und des

Motorwarmlaufs abschaltet. Diese Maßnahme verspricht im NEFZ eine Kraftstoffverbrauchseinsparung von etwa 3 %. Der Entwicklungsaufwand für die Umsetzung eines solchen Konzepts ist relativ niedrig.

Das weiterführende Konzept der Thermosiphonkühlung eröffnet ein Potenzial zur Kraftstoffverbrauchsminderung von mehr als 5 % im NEFZ. Diese Werte konnten auf einem dynamischen Motorprüfstand gemessen werden. Es wurde eine Konfiguration realisiert, mit der im gesamten NEFZ die Wasserpumpe nur noch fünf Mal mit einer Gesamt-Zuschaltzeit von 10 s aktiviert werden musste. Die restlichen 1190 s des Tests blieb die Pumpe abgeschaltet; die Kühlung wurde durch den Thermosiphoneffekt sichergestellt.

Wegen der geometrischen Einschränkungen, die bei der Realisierung des Konzepts im Fahrzeug berücksichtigt werden mussten, arbeitete das Thermosiphonprinzip im realen Fahrzeug nicht optimal. Immerhin konnte aber auch das Fahrzeug im Stadtbetrieb weitgehend ohne Pumpenzuschaltung fahren. Die Messungen wiesen hier einen Kraftstoffverbrauchsvorteil von über 5 % aus. Im Überlandbereich musste die Wasserpumpe mit kontinuierlicher Taktung betrieben werden, um die Motorkühlung sicherzustellen.

Literaturhinweise

- [1] Eifler, G.; Burkard, M.; Kawert, F.: Bedarfsabhängig geregelte Motorkühlung. In MTZ 2005 Nr. 3
- [2] Mobilität in Deutschland. DIW-Studie 2002
- [3] Tremod-Studie, IFEU 2007
- [4] Eifler, G.: Möglichkeiten zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs durch vorausschauendes Wärmemanagement. MTZ-Konferenz „CO₂ – Die Herausforderung für unsere Zukunft“. 26. bis 27.6.2007 in München
- [5] Richter, R.; Goßlau, D.; Binnenbruck, R.; Steinberg, P.: Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs durch vorausschauendes Wärmemanagement. In: Wärmemanagement des Kraftfahrzeuges V. Expert-Verlag 2006

Download des Beitrags unter

www.MTZonline.de

MTZ

Read the English e-magazine.

Order your test issue now:
viewegteubner@abo-service.info



Kostenkühler.

Stickoxide effizient reduzieren. Mit den innovativen Handtmann Kühler-Konzepten für die Abgasrückführung.

Dass immer strengere Umweltvorgaben Abgasrückführung in Zukunft unverzichtbar machen, ist alles andere als neu. Neu sind jedoch die Abgasrückführungs- und Kühlerkonzepte, die Handtmann unter Nutzung seiner Kompetenz entwickelt hat. Ob Hybrid-Kühler oder Komplettkühler aus Aluminium – bei Handtmann findet man fortschrittliche,



integrierte Kühlersysteme und -module, die genau die Ansprüchen der Kunden erfüllen und bedarfsgerechte, einbaufertige Komplettlösungen sind. Nicht nur für die High-End-, sondern auch für die Low-Cost-Anwendung. Innovative Kühler-Konzepte für die Abgasrückführung. Wegweisende Systemtechnik von Handtmann.

handtmann
Ideen mit Zukunft.