

**Maßnahmen zur Senkung der thermischen Belastung
am
Turbodieselmotor OM 603.960**

Diplomarbeit

eingereicht am Fachbereich 2 Ingenieurwissenschaften II
der Fachhochschule für Technik und Wirtschaft Berlin

von:

Thomas P. R. Lehmann
Hannoversche Str. 28
10115 Berlin

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. B. Jankowski
Prof. Dipl.-Ing. W. Berner

Berlin, 01.03.1999

Inhalt

1 Einleitung	2
2 Das Versuchsfahrzeug und sein Antrieb	4
2.1 Das Versuchsfahrzeug	4
2.2 Der Antrieb	4
2.3 Zustandsanalyse der Motorkühlung	5
3 Die Motorkühlung	7
3.1 Aufgabe und Grundlage der Motorkühlung	7
3.2 Arten der Motorkühlung	9
3.3 Ist-Zustand der thermischen Verhältnisse am Versuchsfahrzeug	10
3.4 Technische Ausgangsbedingungen der Motorkühlung	11
3.4.1 Die Motorkühlmittelkühlung	11
3.4.2 Die Motoröl- und Kolbenbodenkühlung	13
3.4.3 Die Automatikgetriebeölkühlung	14
3.4.4 Die Kühlung der Auslaßventile	15
4 Entstehung der thermischen Belastung im Vorkammerdieselmotor	16
4.1 Die Bildung und Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches	16
4.2 Die Aufladung des Dieselmotors	19
4.2.1 Die Gemischaufbereitung aufgeladener Dieselmotoren	20
4.2.2 Geschichtlicher Rückblick der Aufladung	20
4.2.3 Aufladeverfahren	22
4.2.4 Die Abgasturboaufladung (ATL)	23
4.2.4.1 Möglichkeiten zur Verbesserung des Betriebsverhaltens des ATL	25
4.2.4.2 Leistungsbilanz des ATL des untersuchten Fahrzeugs	26
5 Möglichkeiten zur Senkung der thermischen Belastung	31
5.1 Primäre Maßnahmen - Steigerung von Motorwirkungsgraden	31
5.2 Sekundäre Maßnahmen - Optimierung der Wärmeabfuhr	31
5.2.1 Optimierung der Kühlung des Motorkühlmittels	31
5.2.2 Optimierung der Motorölkühlung	32
5.2.3 Kühlung der Ladeluft	34

6 Die Ladeluftkühlung	35
6.1 Grundlagen der Ladeluftkühlung und deren Wirkung	35
6.2 Einbau, Auslegung und Wirkungsgrad von Ladeluftkühlern	39
6.3 Ausführungsarten und Besonderheiten von Ladeluftkühlern	44
6.4 Die kombinierte Ladeluftkühlung	46
6.5 Ladeluftkühlung mit Niedertemperatur-Kühlmittelkreislauf	47
6.6 Ladeluftkühlungen gegebener Vergleichsfahrzeuge	51
7 Umsetzung der aufgezeigten Lösungsmöglichkeiten am gegeben Fahrzeug	55
7.1 Wirkungsgradsteigerung am Turbodieselmotor	55
7.2 Optimierung der Motorkühlmittelkühlung am Turbodieselmotor	55
7.3 Kühlung der Ladeluft am Turbodieselmotor	56
8 Die Konstruktion einer NT/KM-Ladeluftkühlung	58
8.1 Entwurf und Auslegung des LL/KM-Kühlers	58
8.2 Entwurf und Auslegung des NT/KM-Kühlers	59
8.3 Entwurf und Auslegung des Ausgleichsbehälters	60
8.4 Auswahl und Einbauort der Umwälzpumpe	61
8.5 Erreichte Ergebnisse und Lösungen	62
8.6 Steuerungs- und Regelungsmöglichkeiten der Umwälzpumpe und der Zusatzelektrolüfter	66
9 Schlußbetrachtung	69
10 Literaturverzeichnis	73
11 Verzeichnis Abbildungen und Tabellen	75
12 Anlagenverzeichnis	77

Tabelle 1: Verzeichnis der Symbole und Indizes

Symbol	Einheit	Benennung
ϕ		Austauschgrad für Wärmetauscher
Δ		Differenz
γ		Polytrophenexponent
ξ		Druckverlustbeiwert
η_p		Gütegrad für den Dichterückgewinn
Δt^*		Dimensionslose Temperaturdifferenz
A	m^2	Fläche
A		Austritt
c_p	$J/(kg \cdot K)$	Spezifische Wärmekapazität bei konst. Druck
E		Eintritt
G	kg/s	Durchsatz
Ges		Gesamt
i oder AS	s^{-1}	Arbeitsspiele je Kurbelwellenumdrehung
KL		Kühlluft
KM		Kühlmittel
LL		Ladeluft
Max		Maximum
Min		Minimum
N	s^{-1}	Drehzahl der Kurbelwelle
NT		Niedertemperatur
P	bar	Druck/ Mitteldruck
P	W	Leistung
Q	kW	Kühlleistung
R	$J/(kg \cdot K)$	Spezielle Gaskonstante
T	K	Temperatur
V_h	m^3	Hubvolumen
W	J	Arbeit
W	$m \cdot s^{-1}$	Geschwindigkeit
Z		Zylinderanzahl

1 Einleitung

Die thermische Belastung von Verbrennungsmotoren ergibt sich aus ihrem Nutzungsprofil. Der Betrieb im Bereich der Höchstlast oder Höchstleistung führt zu hohen thermischen Belastungen des Motors und seiner Nebenaggregate.

In Serienfahrzeugen sind Materialwahl und Konstruktionslösungen aus Kostengründen an ein durchschnittliches Nutzungsprofil angepaßt. Unterliegen die Serienfahrzeuge infolge individuellen Kundenverhaltens oder durch Addition von durch den Kunden frei wählbaren Ausstattungselementen einem wiederholten oder dauerhaften Betrieb im Bereich der Höchstlast oder Höchstleistung, führt dies zu vorzeitigem Verschleiß und dem damit verbundenen Austausch der betreffenden Bauteile, einher gehend mit Kostenaufwand und Umweltbelastung. Technisch konstruktive Lösungsmöglichkeiten für vom durchschnittlichen Anforderungsprofil abweichende Probleme der thermischen Belastung bieten nur eine kleine Anzahl von Automobilherstellern und die Automobiltuner an.

Diese Diplomarbeit erläutert das Potential und den Nutzen einer individuellen und auf ein bestimmtes Kundenbedürfnis ausgerichteten technischen Problemlösung und nachträglichen Änderung, im Bereich der Motorkühlung eines serienmäßigen Personenkraftwagens mit Turbodieselmotor.

Als Versuchsfahrzeug dient der Mittelklassekombi vom Typ Mercedes Benz 300 TD Turbo, mit Anhängenzugvorrichtung, Klimaanlage und Automatikgetriebe, der dem Autor gehört. Die Nutzung dieser Sonderausstattungen bewirkt einen häufigeren Betrieb des Verbrennungsmotors im Bereich seiner Höchstlast und Höchstleistung. Deshalb werden Optimierungsmöglichkeiten der Motorkühlung an diesem Fahrzeug untersucht.

Die Rahmenbedingungen für die Optimierungen werden durch das Fahrzeug selbst, die finanziellen Möglichkeiten des Autors sowie durch die Laborausstattung im Laborkomplex III Fahrzeug- und Verkehrstechnik der Fachhochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, da diese Diplomarbeit nicht für oder mit einer Firma sondern als Hochschulthema bearbeitet wurde, bestimmt.

Die hier vorliegende Arbeit weist den theoretischen Ansatz, die am Versuchsfahrzeug durchgeführten technisch-konstruktiven Veränderungen sowie die durch Messungen belegte Verbesserung der Motorkühlung aus. Die praktische Umsetzung der erarbeiteten Lösungsmöglichkeiten wird nach eingehender kritischer Analyse, Problem- und Zustandsbeschreibung aufgezeigt.

Die Schlußbetrachtung setzt sich vorrangig mit weiterführenden Untersuchungen auseinander, die im Rahmen dieser Diplomarbeit nicht möglich waren.

2 Das Versuchsfahrzeug und sein Antrieb

2.1 Das Versuchsfahrzeug

Bei dem Versuchsfahrzeug handelt es sich um einen Mittelklassekombi vom Typ Mercedes-Benz 300 TD Turbo. Die höchstzulässige Anhängelast dieses Fahrzeugs ist mit 2100 kg und die höchstzulässige Gesamtmasse mit 2210 kg angegeben. Es ist mit einem automatischem Getriebe (Serie), einer Anhängenzugvorrichtung und einer Klimaanlage ausgestattet.

2.2 Der Antrieb

Der indirekt, in eine Vorkammer, einspritzende Dieselmotor vom Typ OM 603.960, mit 2996 cm^3 Hubraum, ist mit einer Abgasturboaufladung (Verdichter- und Turbinenkennfeld siehe Anlagen S.86 und S.88) ausgerüstet und leistet, wie Abbildung 1 zeigt, bei 4600 min^{-1} 108 kW. Das Zusammenspiel von Automatikgetriebe und Turbodieselmotor mit einem Drehmoment von 273 Nm bei 2400 min^{-1} macht dieses Automobil zu einem idealen Zugfahrzeug.

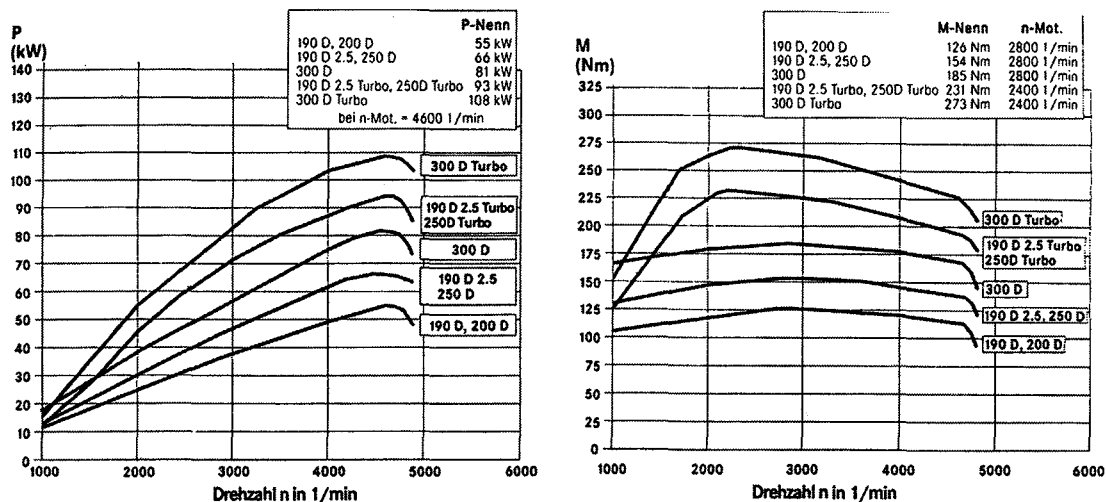


Abbildung 1: Verlauf von Leistung und Drehmoment der Motoren OM 601, 602, 603¹

¹ Motortechnische Zeitschrift 53. Jahrgang 1992 S.15

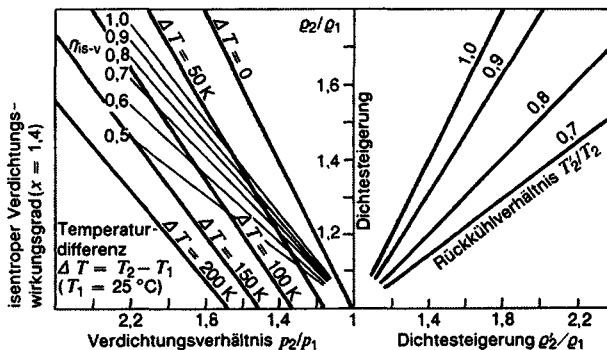
2.3 Zustandsanalyse der Motorkühlung

Bei Kombination von Anhängenzugvorrichtung und Klimaanlage wird vom Hersteller eine luftgekühlte Automatikgetriebeölkühlung mit Zusatzelektrolüfter gefordert und eingebaut. Im Gegensatz dazu sieht die Serienausführung (Anhängenzugvorrichtung oder Klimaanlage) einen im Motorkühlmittelkühler „kaltwasserseitig“ integrierten Automatikgetrieberohrkühler vor.

Bei Ausnutzung der maximalen Zuladung und Anhängelast bei gleichzeitigem Betrieb der Klimaanlage wird das Motorkühlsystem stark belastet, was sich in hohen Kühlmitteltemperaturen zeigt. Dadurch wird der Bedarf nach weiteren Möglichkeiten der Kühlung geweckt. Da bereits Motor- und Getriebeölkühler installiert sind und beide Öltemperaturen keine kritischen Werte annehmen, wird nach Möglichkeiten gesucht, das bestehende Flüssigkeitskühlsystem in seiner Wirkung zu verbessern.

Desweiteren wird die Kühlung der vom Abgasturbolader verdichteten (siehe Abbildung 2) und erhitzten Ladeluft erwogen.

Dichtesteigerung der Verbrennungsluft im Zylinder bei Aufladung.
 Dichtesteigerung bei Aufladung als Funktion des Druckverhältnisses im Verdichter, des Verdichtungs-Wirkungsgrades und der Rückkühlrate bei Ladeluftkühlung (LLK).



$p_2/p_1 = \pi_c$ = Druckverhältnis bei der Vorverdichtung
 ρ_2/ρ_1 = Dichtesteigerung, ρ_1 = Dichte vor Verdichter, ρ_2 = Dichte nach Verdichter in kg/m^3
 T_2/T_1 = Rückkühlrate, T_2 = Temperatur vor LLK, T_1 = Temperatur nach LLK in K
 η_{is-v} = isentroper Verdichterwirkungsgrad

Abbildung 2: Dichtesteigerung der Verbrennungsluft bei Aufladung und Ladeluftkühlung²

Ladeluftkühlungen werden seit mehreren Jahren in verschiedenen Turbodieselpersonen und -lastkraftwagen eingebaut. Sie sind ebenfalls auf dem Sektor des Automobiltunings weit verbreitet. Zu den Serienanwendungen von Ladeluftkühlungen zählen Fabrikate wie z.B. Mercedes-Benz 4-Ventil Turbodiesel, VW und Audi TDI-Modelle. Im Bereich des Automobiltunings kann

² N.N. Kraftfahrzeugtechnisches Taschenbuch VDI-Verlag 20. Auflage 1987 Seite 339

hier, z.B. die Firma STT (Svensk Turbo Teknik) aus Schweden, spezialisiert auf Dieseltuning genannt werden.

Die Senkung der Verbrennungstemperatur im Zylinder durch Ladeluftkühlung erzeugt ca. 5 % weniger Ruß³ bei der Verbrennung. Weitere Vorteile sind eine geringere thermische Bauteilbelastung⁴ des Zylinderkopfes und der Auslaßventile sowie geringer NO_x-Ausstoß⁵. Die Kühlung der verdichteten Ladeluft bewirkt eine Dichtesteigerung⁶ der Ladeluft, eine Absenkung⁷ der Ladungs- und Abgastemperatur⁸ sowie „einen erheblich besseren thermischen Wirkungsgrad des Motors“⁹. Der Wirkungsgrad eines thermodynamischen Prozesses wird durch die Höhe der Prozeßanfangs- und -endtemperatur bestimmt. Das heißt, bei konstanter Prozeßendtemperatur und durch eine Ladeluftkühlung gesenkter Prozeßanfangstemperatur steigt der Wirkungsgrad. Durch eine Wirkungsgradsteigerung ergeben sich Vorteile beim Kraftstoffverbrauch und in der Leistungsabgabe.

Es kann geschlußfolgert werden, daß eine ausgeführte Ladeluftkühlung ein hohes Potential für die Senkung der thermischen Belastung am vorliegenden Motor darstellt. Dies ist aus Abbildung 3 ersichtlich.

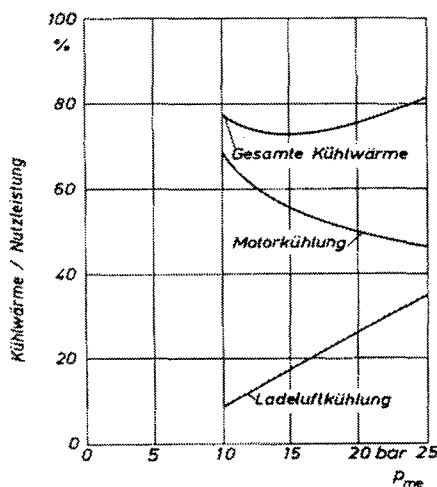


Abbildung 3: Kühlungsbilanz bei Aufladung über dem Mitteldruck¹⁰

³ Helmut Hütten Motoren, Motorbuchverlag 10. Auflage 1997 Seite 205

⁴ Gert Hack Autos Schneller machen Motorbuch Verlag 2. Auflage 1995 S. 119

⁵ Motortechnische Zeitschrift 53 (1992) 5

⁶ Gert Hack Autos Schneller machen Motorbuch Verlag 2. Auflage 1995 S. 119

⁷ ebenda, S. 119

⁸ vgl. Pischinger S. Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren II Bild 14.4-28 19. Auflage Oktober 1998

⁹ Gert Hack Autos Schneller machen Motorbuch Verlag 2. Auflage 1995 S. 540

¹⁰ Pischinger S. Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren II Bild 14.4-27 19. Auflage Oktober 1998

3 Die Motorkühlung

3.1 Aufgabe und Grundlage der Motorkühlung

Die Aufgabe der Motorkühlung ist es, die Bauteiltemperaturen des Motors und seiner angeschlossenen Nebenaggregate, mittels Luft oder Wasser innerhalb bestimmter zulässiger Grenzen zu halten, um damit dauerhafte Schäden zu vermeiden.

Die Höhe der abzuführenden Wärmemengen ist abhängig von der Bauart der Wärmeübertrager und der im Fahrzeug zur Verfügung stehenden maximalen Wärmeübertragerfläche.

Die dem Dieselmotor in Form von Kraftstoff zugeführte chemische Brennstoffenergie wird je nach Hubvolumen sowie der Art des Arbeits- und Verbrennungsverfahrens zu 30 bis 50 %¹¹ in Nutzarbeit umgesetzt. Der restliche Energieanteil tritt in Form von Wärme auf und wird, wie aus Abbildung 4 zu ersehen ist, überwiegend mit dem heißen Abgas und über das Kühlsystem des Motors abgeführt; ein relativ kleiner Anteil gelangt über die Motoroberfläche durch freie Konvektion und Strahlung an die Umgebung.

Das Kühlsystem umfaßt neben der Kühlmittelkühlung auch die Schmieröl- und Ladeluftkühlung. Diese als Sankey-Diagramme bezeichneten Ener-

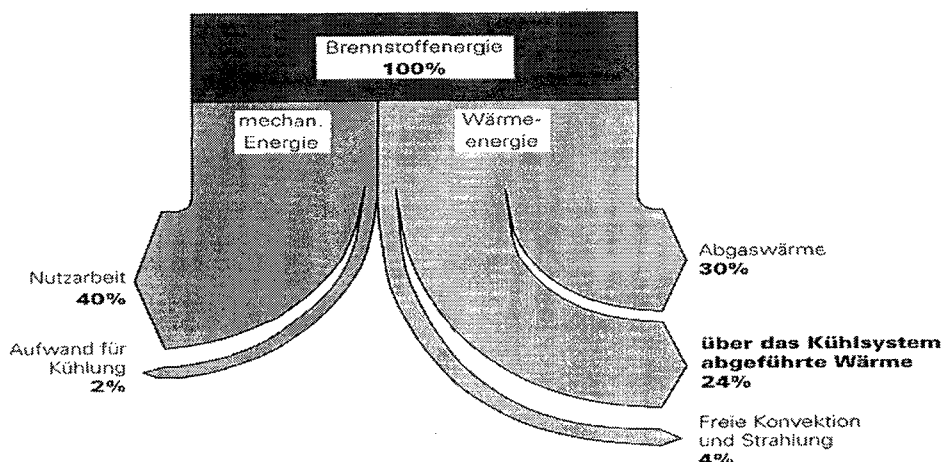


Abbildung 4: Äußere Wärmebilanz eines neuzeitlichen Nfz-Dieselmotors¹²

¹¹ Klaus Mollenhauer Handbuch Dieselmotoren Springer-Verlag 1997 S. 398

¹² ebenda, S. 398

gieflußdiagramme stellen die dem Motor zu- und abgeführten Energieströme dar.

Bei der Flüssigkeitskühlung wird die Bauteilwärme an den wärmebeaufschlagten Zonen des Zylinderkopfes und Zylinders vom Kühlmittel aufgenommen und über einen geschlossenen, separaten Kühlkreislauf zu einem Kühlmittel/Luft- oder einem Kühlmittel/Wasser- Wärmetauscher transportiert und dort, wie in Abbildung 5 schematisch dargestellt, an die Umgebung abgegeben.

„Eine rechnerische Erfassung dieses aus mehreren Wärmeübergangs- und Wärmeleitvorgängen bestehenden Wärmetransportvorganges in seiner Gesamtheit ist sehr aufwendig.“¹³

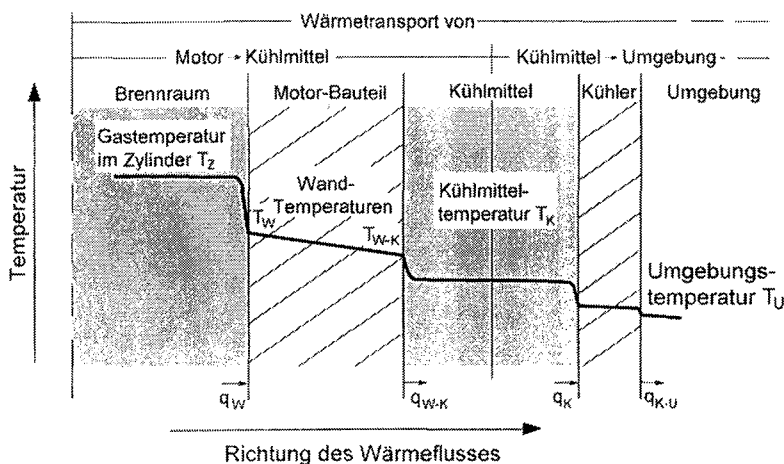


Abbildung 5: Temperaturverlauf und Wärmeströme in Motor und Kühlsystem¹⁴

Die spezifische Wärme, die 1 kg eines Stoffes um 1°C erwärmt, beträgt für Wasser 4,186 kJ * kg⁻¹ * K⁻¹, für Glykol rund 2,512 kJ * kg⁻¹ * K⁻¹, für Öl nur 2,093 kJ * kg⁻¹ * K⁻¹ und für

Luft (bei konstantem Volumen) 0,712 kJ * kg⁻¹ * K⁻¹.

Aus diesem Grund müssen die Kühlrippen bzw. Kühlerlamellen eine große Oberfläche mit geringem Durchströmungswiderstand und hohem Luftdurchsatz aufweisen. Diese äußere Oberfläche muß um ein vielfaches größer sein als die innere, den brennenden Gasen zugekehrte Oberfläche.

Der Wärmeübergang von Metall zu Luft beträgt nur ein zwanzigstel des Wärmeübergangs von Metall an Wasser.

¹³ Klaus Mollenhauer Handbuch Dieselmotoren Springer-Verlag 1997 S. 400

¹⁴ ebenda, S. 400

Aus dem vorgenanntem folgt, daß bei luftgekühlten Motoren die Wandflächen der Kühlrippen das 12 – 25fache¹⁵ der Innenfläche des Verbrennungsraumes beträgt. Bei wassergekühlten Motoren wird das Problem des schlechten Wärmeüberganges von Metall an Luft in den Kühler verlagert, dessen Oberfläche aufgrund der geringeren Temperaturdifferenz zwischen Kühlwasser und Umgebungsluft größer sein muß als die des luftgekühlten Motors, jedoch sind diese kostengünstiger zu fertigen.

3.2 Arten der Motorkühlung

Grundsätzlich wird bei der Motorkühlung zwischen direkter und indirekter sowie Wasser- und Luftkühlung unterschieden. Bei der direkten Kühlung steht der Motor in unmittelbarem Kontakt mit dem Kühlmittel Luft oder Wasser - dieses wird zum Abtransport der Wärme genutzt. Im Gegensatz dazu besteht die indirekte Motorkühlung aus einem geschlossenen Kühlkreislauf, bei der Wasser oder Öl als Wärmezwischenträger dient und in Wärmeübertragern dann mittels Wasser oder Luft gekühlt wird.

Daraus ergeben sich folgende Varianten:

- direkte Luftkühlung, z.B. bei Kraftfahrzeugen, Kettensägen
- direkte Wasserkühlung, z.B. bei Bootsmotoren mit offenem Kühlkreislauf
- indirekte Luftkühlung, z.B. bei Kraftfahrzeugen und Industriemotoren mit Wasser oder Öl als Wärmezwischenträger
- indirekte Wasserkühlung, z.B. bei Boots- und Schiffsmotoren mit geschlossenem Kühlkreislauf

Unterschiede existieren desweiteren beim Umlauf des Kühlmediums. Dieser kann zwangsweise unter Zuhilfenahme von Pumpen oder Gebläsen oder durch Ausnutzung der von Naturgesetze wie beim Thermosiphon oder durch den Fahrtwind (Staudruck) aufrecht erhalten werden.

Als weiteres Merkmal der Motorkühlung ist die Art der Kühlerlüfter oder Luftkühlgebläse sowie deren Antrieb, gesteuert oder nicht gesteuert, zu nennen. Die Antriebsleistung für einen Ventilator, hinter oder vor einem Wasserkühler, einzusparen oder nur dann aufzuwenden, wenn der Ventilator benötigt wird,

¹⁵ vgl. Helmut Hütten Motoren, Motorbuchverlag 10. Auflage 1997 Seite 259

ist naheliegend. Es werden beispielsweise einige luftgekühlte Motoren betrieben, von Motorrädern abgesehen, die ihre Wärme ohne Leistung verzehrende Gebläse abführen. Kühler in starken Rennsportwagen, für die Schleichtempo oder Ampelstopps unbekannte Begriffe sind, werden seit jeher fast ohne Ausnahme nur mit dem Fahrtwind gekühlt.

1960 baute Peugeot eine elektromagnetische Kupplung. Diese überträgt das Antriebsmoment zum Ventilator nur, wenn ein Wärmefühler eine hohe Wassertemperatur signalisiert. Somit gilt Peugeot als einer der Pioniere für den ökonomischen Wärmehaushalt von Gebrauchsmotoren. Die dadurch eingesparte Antriebsleistung bedeutet eine Wirkungsgradsteigerung des Motors, da die Kühlleistung nicht vom Thermostat nachträglich geregelt, sondern erst gar nicht erzeugt wird. Nach diesem Prinzip arbeiten die beiden Kühlerlüfter im Versuchsfahrzeug (siehe Kapitel 3.4.1 „Die Motorkühlmittelkühlung“). Ebenso ist es üblich, die Kühlluftgebläse an luftgekühlten Gebrauchsmotoren über thermostatisch gesteuerte Flüssigkeitskupplungen zu steuern. Auch mechanische Kupplungen sind in der Geschichte, z.B. bei Fiat (1947), Serck in England und Dowty, zu finden.

3.3 Ist-Zustand der thermischen Verhältnisse am Versuchsfahrzeug

Der Ist-Zustand der thermischen Verhältnisse am Mercedes-Benz 300 TD Turbo bei Vollastbetrieb wurde wie folgt ermittelt:

- Kühlmitteltemperatur¹⁶ ca. 105°C am Motorausgang bei Umgebungstemperaturen von ca. 5°C bei Dauervollgas auf der Autobahn
- Kühlmitteltemperatur ca. 110°C am Motorausgang bei Umgebungstemperaturen von ca. 25°C bei Anhängerbetrieb (Anhängelast 2100 kg) im Stadtverkehr.

Da das Fahrzeug keine Ladeluftkühlung besitzt, betragen die Ladelufttemperaturen zwischen 100 und 140°C je nach Umgebungslufttemperatur und Motordrehzahl bei Motorvollast und bei 1,1 bar Ladedruck Überdruck.

¹⁶ Gemessen mit der Kühlmitteltemperaturanzeige im Fahrzeug

Im einzelnen wurden die folgenden Werte gemessen:

Tabelle 2: Meßwerte am Mercedes-Benz 300 TD Turbo

Drehzahl in min^{-1}	Ladedruck in bar Überdruck	T ₁ vor Turbo in °C	T ₂ nach Turbo in °C	Fahrstrecke in km	Außen- temperatur in °C
4000	1,1	14	120	400	13
4500	1,1	14	125		13
4700	1,1	14	129		13

Der Ist-Zustand der thermischen Verhältnisse für Motorkühlmittel und Ladeluft wird als unbefriedigend angesehen.

Die Motoröltemperatur¹⁷ beträgt im normalen Fahrbetrieb ca. 80°C und steigt erst nach länger andauernden hohen Motordrehzahlen¹⁸ auf 100 bis 110°C an. Daraus ergibt sich kein weiterer Kühlleistungsbedarf.

Die Temperatur des Automatikgetriebeöles wurde nicht gemessen, jedoch aufgrund der separaten Luftölkühlung als unkritisch angenommen.

3.4 Technische Ausgangsbedingungen der Motorkühlung

3.4.1 Die Motorkühlmittelkühlung

Der Motorkühlmittelkühler besitzt eine Netzfläche von 500 x 600 mm und eine Netztiefe von 50 mm. Er ist als reiner Kreuzstromwärmeübertrager¹⁹ mit seitlichen Wasserkästen aus Kunststoff ausgeführt.

Der Kühlmittelthermostat ist in die „Kaltwasserseite“²⁰, den Kühlmiteleintritt des Motors, integriert. Er ist als Dehnstoffregler ausgeführt und öffnet bei einer Kühlmitteltemperatur (Regeltemperatur) von 80°C.

¹⁷ Gemessen mit VDO Öltemperaturmeßgerät in der Ölwanne

¹⁸ vgl. Helmut Hütten Motoren, Motorbuchverlag 10. Auflage 1997 Seite 284

¹⁹ nach VDI Wärmeatlas 8. Auflage 1997

²⁰ vgl. Helmut Hütten Motoren, Motorbuchverlag 10. Auflage 1997 Seite 265

Der Thermostat ist ein Regelventil, das den Weg vom Motor zum Kühler (bis auf eine kleine Bohrung zum Druck- und Niveauausgleich) versperrt und diesen freigibt, wenn das Wasser eine bestimmte Temperatur erreicht hat. Diese Thermostate sind in der Regel heutzutage als Kurzschlußthermostate ausgelegt - am dritten Anschluß zu erkennen (siehe Abbildung 6). Dieser kann im Zylinderkopf liegen und leitet kaltes Kühlwasser direkt zur Wasserpumpe zurück. Das Motorkühlmittel zirkuliert in der Anwärmperiode nur im Motor selbst sowie im Heizungskreislauf (falls dieser eingeschaltet ist). Bei dem hier beschriebenen Motorkühlsystem des Versuchsfahrzeugs findet ein solcher Kurzschlußthermostat Verwendung. Zwei Anschlüsse, der zur Wasserpumpe und der Kurzschlußanschluß aus dem Motorblock zur Wasserpumpe, sind im Motorblock integriert.

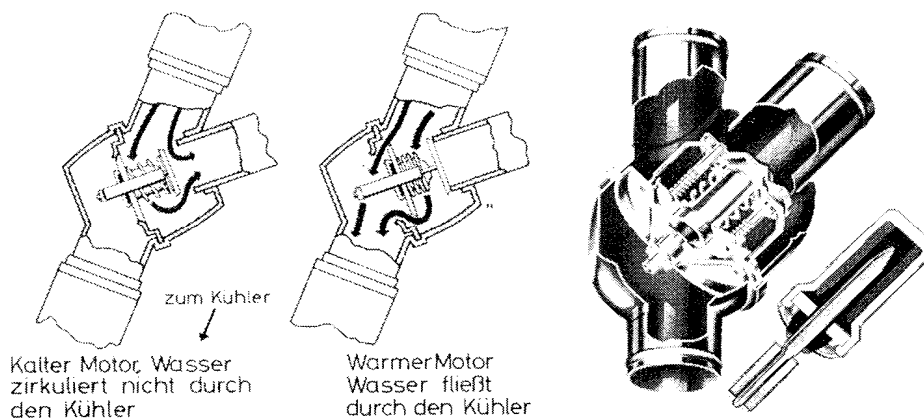


Abbildung 6: Schema und Ansicht eines Kurzschlußthermostaten²¹

Das Fahrzeug ist im Serienzustand mit einem Kühlerlüfter hinter dem Motorkühlmittelkühler ausgestattet. Dieser Kühlerlüfter wird über eine Viskosekupplung, die auf der Kühlmittelpumpenwelle sitzt, von der Kurbelwellenriemenscheibe des Motors über einen Keilrippenriemen angetrieben.

Der Viskoselüfter ist eine Entwicklung²² der Kühlerfabrik Behr in Stuttgart-Feuerbach und arbeitet nach dem System Schwitzer.

Bei der Viskosekupplung dient zur Übertragung des Antriebsdrehmoments zähes und gegen Temperaturunterschiede weitgehend unempfindliches Silikonöl. In der einfachen Ausführung arbeitet diese Kupplung drehmomentabhängig, als sogenannte Schlupfkupplung. Der Lüfter rutscht, wenn sein

²¹ Helmut Hütten Motoren, Motorbuchverlag 10. Auflage 1997 Seite 263

²² vgl. ebenda, Seite 265

Kraftbedarf steil ansteigt, oberhalb einer vorbestimmten Drehzahl (verschleißfrei) durch, spart dadurch Antriebsleistung und senkt sein Arbeitsgeräusch. Die Viskoselüfter von LKW-Motoren enthalten zusätzlich Bimetallstreifen, die auf die Warmluft hinter dem Kühler reagieren. Sie steuern die Ölmenge, die ständig von einem kleinen Vorratsraum zum ringförmigen Arbeitsraum innerhalb der Lüfternabe und wieder zurück fließt. Dadurch rotiert der Ventilator bei hohen Temperaturen schnell, mit minimalem Schlupf, bei geringen Temperaturen langsamer, mit mehr Schlupf.

Die Viskosekupplung arbeitet im untersuchten Fahrzeug mit der genannten Bimetallregelung.

Der Antrieb der Kühlmittelpumpe und somit auch der des Viskoselüfters erfolgt im Drehzahlverhältnis von 1,1 : 1 zur Motorkurbelwelle.

Bedingt durch die Ausstattung des Fahrzeuges mit einer Klimaanlage verfügt der Motorkühlmittelkühler über einen Zusatzelektrolüfter, der vor dem Kondensator der Klimaanlage und dem Kühlmittelkühler angeordnet ist. Der Zusatzelektrolüfter wird zum einen über den Druck in der Klimaanlage, zum anderen über die Kühlmitteltemperatur (110°C) bei gleichzeitigem Abschalten der Klimaanlage eingeschaltet.

Bei dem im betrachteten Fahrzeug verwendeten Flüssigkeitskühlsystem handelt es sich um ein plombiertes, d.h., daß der Überlauf des Kühlers nicht ins freie mündet, sondern in ein Ausgleichgefäß, welches gleichzeitig einen statischen Druck in der Anlage erzeugt und mit einem im Verschlußdeckel integrierten Überdruckventil versehen ist. Dieses Überdruckventil öffnet den Weg zur Überlaufleitung in einen Überlaufbehälter erst, wenn ein Überdruck von 0,5 bis 1 bar erreicht ist. Der in diesem Fahrzeug verwendete Kühlerverschlußdeckel ist mit einem Überdruckventil ausgestattet, das bei 140°C öffnet.

3.4.2 Die Motoröl- und Kolbenbodenkühlung

Die unter Kapitel 3.3 „Ist-Zustand der thermischen Verhältnisse am Versuchsfahrzeug“ genannten Werte für die Motoröltemperatur sind sowohl auf die hohe Motorölfüllmenge von 8 Litern (Ölwechsellmenge) als auch auf die thermostatisch geregelte Motorölkühlung zurückzuführen. Der Motorölkühler

ist als luftgekühlter Kreuzgegenstromwärmeübertrager²³ mit zwei Rohrreihen und zwei Durchgängen ausgeführt.

Dieser Turbodieselmotor ist mit einer Kolbenbodenkühlung ausgestattet, die die Kolbentemperatur z.B. um 50°C ^{24 25}, senkt. Dabei wird Motoröl von unten, durch eine Ölspritzdüse in einen Kühlkanal im Kolben gespritzt und durch die „Shakerwirkung“²⁶ des hin- und hergehenden Kolbens durch den Kühlkanal gedrückt (siehe Abbildung 7).

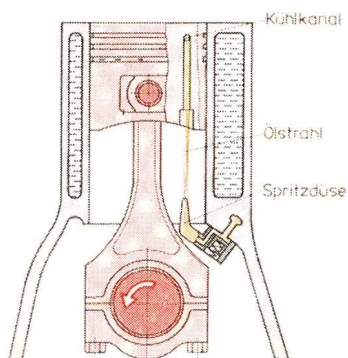


Abbildung 7: Kolben mit Kühlkanal und Ölspritzdüse für Turbodieselmotor²⁷

3.4.3 Die Automatikgetriebeölkühlung

Die Kühlung des Automatikgetriebeöls ist in der Serienversion durch einen auf der „Kaltwasserseite“ des Motorkühlmittelkühlers integrierten Automatikgetriebeölkühler sichergestellt. Dieser ist als Rohrbündelwärmeübertrager mit einem inneren Durchgang ausgelegt.

Bei dem hier beschriebenen Fahrzeug wird das Automatikgetriebeöl in einem separaten Kreuzgegenstromwärmeübertrager mit zwei Rohrreihen und zwei Durchgängen mit Hilfe von Luft gekühlt. Dieser luftgekühlte Automatikgetriebeölkühler erhöht den Ölinhalt im Getriebe und verfügt zusätzlich über einen mittels Thermoschalter (100°C) geschalteten Zusatzelektrolüfter. Zum Schutz des Lüfters wird dieser bei jedem Anlaßvorgang des Verbrennungsmotors mit Spannung versorgt und somit vor dem „Festgehen“ geschützt.

²³ nach VDI Wärmeatlas 8. Auflage 1997

²⁴ gemessen an einem Porsche-Sechszylinder Ottomotor mit 1 mm Bohrung der Spritzdüsen

²⁵ vgl. Helmut Hütten Schnelle Motoren, Motorbuchverlag 10. Auflage 1994 Seite 202

²⁶ N.N. Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik Verlag Europa-Lehrmittel 23. Auflage 1988 S. 176

²⁷ ebenda S. 176

3.4.4 Die Kühlung der Auslaßventile

Rotglühende Auslaßventile sind die wärmsten Teile in den Zylinderköpfen und Brennräumen. Hohle natriumgefüllte Auslaßventile (Abbildung 8) sind bei

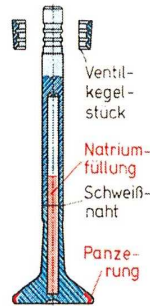


Abbildung 8: Gepanzertes Auslaßventil mit Natriumfüllung²⁸

sonst gleichen Verhältnissen um rund 80 bis 120°C weniger warm als Vollventile. Die größere Wirkung, der Absenkung der Arbeitstemperatur wird bei Ventilen mit hohlgeschmiedetem Teller erzielt. Maximal zwei Drittel des Hohlraums werden mit Natrium gefüllt, das bei 97°C flüssig wird und bei jedem Ventilhub hin und her schwingt. Dadurch wird die Wärme in den Ventilschaft und dann zur Ventilfehrung transportiert.

²⁸ N.N. Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik Verlag Europa-Lehrmittel 23. Auflage 1988 S. 197

4 Entstehung der thermischen Belastung im Vorkammerdieselmotor

„Der Wunsch, den Carnotschen Idealprozeß zu verwirklichen, beherrschte fortan mein Dasein - so berichtete Rudolf Diesel selbst. Das war noch keine Erfindung, nicht einmal die Idee dazu. Aber der Gedanke verfolgte mich unausgesetzt.“²⁹

4.1 Die Bildung und Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches

Die innere Gemischbildung im Dieselmotor ist auf eine ausgezeichnete Zerkleinerung und Verteilung der Kraftstofftröpfchen in der hoch erhitzten und komprimierten Verbrennungsluft angewiesen. Der in den Dieselmotor eingespritzte Kraftstoff soll eigentlich sofort zünden und verbrennen. Der unvermeidliche Zündverzug wird durch die Zerstäubung und die eigentliche Entflammung verursacht. Da aber, nach dem Zündverzug zuerst eine sehr kleine Kraftstoffmenge zünden soll, um einen plötzlichen, harten Druckanstieg zu vermeiden, darf man weder zu schnell noch zu früh einspritzen.

Eine schnellere und bessere Gemischbildung begünstigt einen steilen Druckanstieg im Zylinder - also stärkere Geräusche und mechanische Beanspruchungen. Umgekehrt fördert ein kürzerer Zündverzug zwar die Laufruhe und den Verbrauch, es ist aber mit vermehrter Rußbildung³⁰ zu rechnen. Einspritzdüsen mit sehr feinen Bohrungen zerstäuben den Kraftstoff zu Tröpfchen, die 1 bis 20 µm groß sind.

Damit entsteht gegenüber einem einzelnen großen Tropfen eine 200- bis 500fache Oberflächenvergrößerung - zugunsten rascher Verdampfung und Vermischung. Eine noch feinere Zerstäubung ist nicht zweckmäßig, weil damit die Durchschlagskraft der Tröpfchen trotz 200 bis 1200 bar Einspritzdruck vermindert und der Brennraum ungenügend erfaßt wird.

Die in diesem Motor verwendeten Zapfendüsen besitzen einen kleinen Zapfen, der in die Düsenbohrung hineinragt. Dessen Bewegung verhindert weit-

²⁹ Helmut Hütten Motoren, Motorbuchverlag 10. Auflage 1997 Seite 176

³⁰ ebenda, Seite 196

gehend die unerwünschte Verkokung. Der bei angehobener Düsennadel ringförmige Spalt erzeugt einen kegelförmigen Einpritzstrahl mit sehr feinen außen angeordneten Tröpfchen, die den Zündverzug kurz halten, sowie den größeren innen liegenden Tröpfchen, die mit ihrer höheren Durchschlagkraft längere Wege in der hochverdichteten Luft zurücklegen. Außerdem bewirkt der Zapfen, daß die Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung mit einer besonders geringen Kraftstoffmenge beginnt, bevor die Hauptmenge folgt. Dieses erleichtert sanften Druckanstieg und weichen Motorlauf, besonders da Zapfendüsen allgemein in Kammermotoren Verwendung finden. Prosper L' Orange, 1876 als Sohn eines deutschen Chefarztes und Hugenotten-Urenkel in Beirut geboren, war der Überzeugung, daß es gelingen müßte, im Verbrennungsraum eine kräftige Strömung zu erzeugen, welche die Drucklufteinblasung ersetzt und den eingespritzten Kraftstoff zerstäubt. Ein vom Hauptverbrennungsraum durch eine enge Bohrung abgeteilter Raum - bei Deutz als Nachkammer, fortan als Vorkammer bezeichnet - nimmt etwa ein Viertel der komprimierten Verbrennungsluft auf. Der in die Vorkammer eingespritzte Kraftstoff benötigt keine extrem feine Verteilung, so daß eine Einlochdüse und ein verhältnismäßig geringer Einspritzdruck genügen.

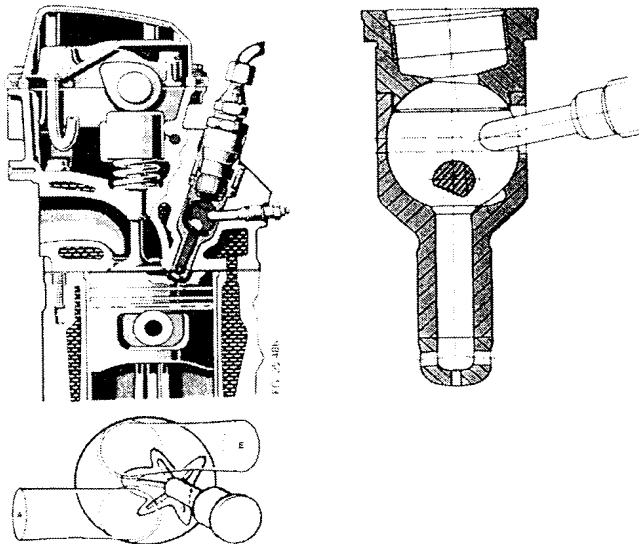


Abbildung 9: Brennraum und Vorkammer mit Schrägeinspritzung des OM 603.960³¹

³¹ Motortechnische Zeitschrift 53. Jahrgang 1992 S.15

Die Drucksteigerung in der Vorkammer schießt den teilverbrannten Kraftstoff mit hoher Geschwindigkeit in den (langhubigen)³² Hauptverbrennungsraum (unter stets hängenden Ventilen – siehe Abbildung 9)³³ S.17, in dem die Gemischbildung zustande kommt.

Vorkammer-Diesel erkaufen die sanfte Drucksteigerung und den weichen Motorlauf mit enormen Luftgeschwindigkeiten in den engen Bohrungen zwischen dem Haupt- und Nebenbrennraum. Der unterschiedliche Druckverlauf in den Arbeitszylindern und Vorkammern bei der Verdichtung und verstärkt nach der Entzündung bewirkt bei hohen Drehzahlen Gasgeschwindigkeiten bis zu 500 und 600 m/s. Dies bedeutet einen Verlust von Energie, also von Wärme und Leistung. Gegenüber Motoren mit direkter Einspritzung, in denen die Luft mit höchstens 60 m/s in die meistens im Kolbenboden befindlichen „Verbrennungsmulden“ verdrängt wird, sind dies 10 bis 15 % Verlust.

Diese Wärme und Leistung wird in den Zylinderkopf und den Kolben eingetragen und belastet folglich das Kühlsystem. Die genannten hohen Luftgeschwindigkeiten in Kammermotoren führen gegenüber Direkteinspritzern zu höheren Verbrauchswerten und einer stärkeren Belastung der Zylinderköpfe, Kolben (siehe Abbildung 10) und Kolbenringe.

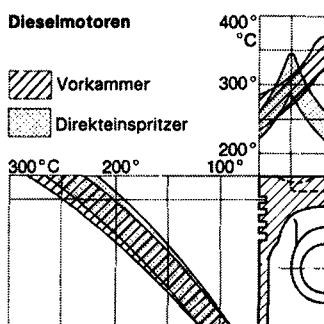


Abbildung 10: Vergleich der Kolbentemperaturen³⁴

Da Dieselmotoren bis auf wenige Ausnahmen qualitätsgeregt sind, arbeiten sie grundsätzlich mit voller Füllung, in der auch geringste Kraftstoffmengen verbrennen. Dadurch erreichen die Luftzahlen Werte von 4 und darüber, was eine hohe Kraftstoffausnutzung, also geringen Verbrauch, den zusätzlich das hohe Verdichtungsverhältnis beeinflusst, bedeutet.

³² vgl. Helmut Hütten Motoren, Motorbuchverlag 10. Auflage 1997 Seite 54

³³ vgl. ebenda, Seite 25

³⁴ N.N. Kraftfahrzeugtechnisches Taschenbuch VDI-Verlag 20. Auflage 1987 Seite 314

Bei einer Energieumwandlung unterscheidet man die Exergie, das ist der weiterhin umwandelbare Anteil der Energie (insbesondere die mechanische Arbeit), sowie die Anergie, das ist der nicht in Exergie umwandelbare Anteil der Energie. Die Anergie nimmt folglich bei einem irreversiblen Vorgang zu, während die Exergie abnimmt, es geht nutzbare Energie „verloren“.

Im Verbrennungsmotor existieren irreversible Vorgänge durch die Verbrennung und den Wärmeübergang während der Verbrennung und der Expansion, sowie durch Verwirbelung und Vermischung des Gemisches beim Ansaugen und bei der Verdichtung. Die entsprechende Anergie wird mit dem Kühlmittel und dem Abgas abgeführt. Insbesondere das Abgas enthält aufgrund seiner hohen Temperaturen auch noch nennenswerte Anteile von Exergie. Um eine Wirkungsgradsteigerung zu erreichen, müssen die irreversiblen Vorgänge verringert werden. Die Exergieverluste bei der Verbrennung durch unvollständigen Stoffumsatz sind ebenso wie die durch den Wärmeübergang an die Brennraumwand grundsätzlich nicht zu vermeiden. Eine Verminderung der Irreversibilitäten und damit eine Verbesserung des Wirkungsgrades ist durch die bereits beschriebenen Maßnahmen der Prozeßführung (z.B. Verbrennung bei hohem Verdichtungsverhältnis) und über eine Verminderung der an die Brennraumwände übergehenden Wärme begrenzt erreichbar. Eine Verminderung des Wärmeüberganges erhöht daher auch die Abgasenergie.

Die Energie der bis zu 900°C heißen und gegenüber der Umgebung unter Druck, stehenden Abgase kann z.B. für den Antrieb einer Turbine eines Abgasturboladers genutzt werden.

4.2 Die Aufladung des Dieselmotors

Die Aufladung wird zur Leistungssteigerung des Verbrennungsmotors angewandt. Dabei wird durch eine Arbeitsmaschine oder durch Wellenvorgänge im Ansaugrohr die für den Verbrennungsprozeß benötigte Luft verdichtet, so daß pro Arbeitsspiel eine größere Luftmasse in den Zylinder gelangt. Dies steigert den Mitteldruck (Arbeit/Hubraum). Die Vorteile der Aufladung liegen in der erzielbaren Leistungssteigerung, der Steigerung der Bauraumleistung und einer günstigeren Leistungsmasse. Desweiteren können sich bei spezi-

eller Auslegung noch Vorteile im Wirkungsgrad des Motors und bei der Abgasquantität- und qualität ergeben. Als Nachteile stehen dem eine komplexe Bauweise sowie ein eventuell schlechteres Drehmoment- und Beschleunigungsverhalten gegenüber. Durch die Aufladung verringert sich der Zündverzug, der Motor läuft ruhiger und die Spanne zwischen den Verdichtungs- und Spitzendrücken wird kleiner.

4.2.1 Die Gemischaufbereitung aufgeladener Dieselmotoren

Der technische und finanzielle Aufwand für die Gemischaufbereitung von Dieselmotoren ist generell groß. Der Kraftstoff wird mit hohem Druck durch eine Einspritzpumpe direkt in die Brennräume gefördert, so daß eine Anpassung an die Aufladung keine größeren Probleme darstellt. Die Einspritzpumpe muß dem höheren Kraftstoffbedarf angepaßt werden. Dies erfolgt in der Regel durch eine Druckdose, die den Vollaustschlag der Einspritzpumpe ladedruckabhängig steuert (Kürzel: LDA = Ladedruckabhängige Anpassung). Zusätzlich kann als weitere Einflußgröße der Atmosphärendruck eingebracht werden, um die Kraftstoffmenge in großen Höhen, bei abnehmender Luftdichte, zu korrigieren. Dadurch wird das dieseltypische Rußen vermieden. In diesem Fall besteht die Regeleinrichtung aus einer Doppeldose (Kürzel: ALDA = Atmosphärische und Ladedruckabhängige Anpassung). Die Einspritzpumpen müssen von der Fördermenge her für den höheren Kraftstoffdurchsatz ausgelegt sein. Gleiches gilt für das Kraftstoffördersystem (Kraftstoffpumpe) vom Tank zur Einspritzpumpe.

4.2.2 Geschichtlicher Rückblick der Aufladung³⁵

„Die Geschichte der Aufladung ist fast so alt wie die des Verbrennungsmotors.“³⁶

- 1885 Patent Gottlieb Daimlers für einen 4-Takt-Ottomotor, bei dem die Kolbenunterseite zur Verdichtung zusätzlichen Gemisches diente.
- 1896 Versuche von Rudolf Diesel an einem 4-Takt-Kreuzkopfmotor, bei dem die Kolbenunterseite als Ladepumpe ausgebildet war.

³⁵ nach Pischinger S. Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren II Auflage Oktober 1998 S.182-183

³⁶ ebenda, S.182

- 1905 Der Schweizer Alfred Büchi erhält ein Patent auf einen Verbundmotor, bei dem Lader und Turbine mechanisch an den Motor gekoppelt sind.
- 1908 Chadwick Rennwagen mit mechanisch angetriebenem Zentrifugallader
- 1910 Erster aufgeladener Flugmotor. Vor allem für Flugmotoren war die Aufladung eine günstige Möglichkeit, die Leistungseinbußen infolge der abnehmenden Luftdichte bei größeren Höhen zu kompensieren.
- 1915 Patent auf den Namen Büchi für die erste freilaufende Abgasturbo-ladergruppe. Dieser Erfindung liegen die Erfahrungen seit 1905 zugrunde.
- 1921 Daimler baut den ersten serienmäßigen Kompressorwagen. Die Aufladung erfolgt mittels mechanisch angetriebenem Roots-Gebälse.
- 1922 Erster Einsatz von Kompressorwagen in einem Automobilrennen
- 1925 Stoßaufladung von Büchi
- 1925 Inbetriebnahme des Passagierschiffes „Preußen“. Das Schiff wurde durch einen 10-Zylinder-4-Takt-Dieselmotor ($p_{me} = 11 \text{ bar}$) mit Abgasturboaufladung angetrieben.
- 1938 Erster Nutzfahrzeugdieselmotor mit Abgasturboaufladung der Schweizer Maschinenfabrik Saurer
- 1939 Praktische Flugerprobung des ersten 2-Takt-Dieselmotors mit Abgasturboaufladung (Jumo 205)
- 1952 Nutzfahrzeugdieselmotor mit einem mechanisch angetriebenem Schraubenradverdichter (Saurer)
- 1962 Chevrolet Corvair Monza und Oldsmobile Jetfire (General Motors) erste Serien-Pkw mit Abgasturboaufladung
- 1978 Daimler Benz 300 SD: erster turboaufgeladener Pkw-Dieselmotor

4.2.3 Aufladeverfahren

Die Einteilung der Aufladeverfahren erfolgt nach den Kombinationsmöglichkeiten der Einzelaggregate der Aufladung, dieses sind³⁷:

- Motor
- Verdichter
- Turbine, oder äquivalenter Antrieb.

Daraus ergeben sich folgende vier Verfahren

- Mechanische Aufladung
- Abgasturboaufladung (ATL)
- Verbundverfahren
- Treibgasverfahren

Bei der mechanischen Aufladung erfolgt der Antrieb des Verdichters direkt vom Motor über eine mechanische Kopplung zwischen Motor und Verdichter. Bei der Abgasturboaufladung wird der Verdichter von der Abgasturbine durch Ausnutzung der Abgasenergie ohne Zwischenschaltung von Kraft- und Arbeitsmaschine (Complex-Verfahren) angetrieben. Es besteht keine mechanische Verbindung zwischen Motor und Verdichter.

Beim Verbundverfahren erfolgt eine „mechanische Kopplung von Motor, Verdichter und Turbine. Dieses Verfahren wurde in den USA von der Firma Curtis-Wright für Flugmotoren verwendet. Es hat den Vorteil, daß jederzeit die notwendige Leistung zum Antrieb des Verdichters vom Motor geliefert werden kann. Bei hohen Drehzahlen gibt die Turbine noch zusätzliche Leistung ab.“³⁸

Beim Treibgasverfahren „dient der Motor nur zum Antrieb des Verdichters und zur Gaserzeugung für die Turbine. Die Nutzleistung wird von der Turbine abgenommen.“³⁹

Die Abgasturboaufladung hat sich heute bei Dieselmotoren im wesentlichen durchgesetzt und in zunehmendem Maße auch bei Ottomotoren.

³⁷ vgl. Pischinger S. Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren II Auflage Oktober 1998 S.179

³⁸ ebenda, S.180

³⁹ ebenda, S.181

4.2.4 Die Abgasturboaufladung (ATL)

Die Abgasturboaufladung stellt eine Erweiterung des thermodynamischen Kreisprozesses dar. Bei einem Motor mit gegebener Drehzahl, Zylinderzahl, Hubraum und Anzahl der Arbeitsspiele pro Umdrehung wird der Druck im Saugrohr (über dem Umgebungsdruck) und somit der Mitteldruck im Zylinder durch Aufladung erhöht (Gleichung 1).

$$P = \frac{p \times V_h \times z \times n}{i}$$

Gleichung 1⁴⁰

Hier bedeuten:

- P Leistung in kW
- p Mitteldruck in Pa
- V_h Hubvolumen in m^3
- z Anzahl der Zylinder
- n Drehzahl der Kurbelwelle in s^{-1}
- i Arbeitsspiele je Kurbelwellenumdrehung 0,5 für 4-Taktmotoren

Der gegenüber dem Umgebungsdruck erhöhte Saugrohrdruck ergibt eine positive Ladungswechselschleife im Indikatordiagramm in Abbildung 11, gekennzeichnet durch einen rechtsdrehenden Kreisprozeß.

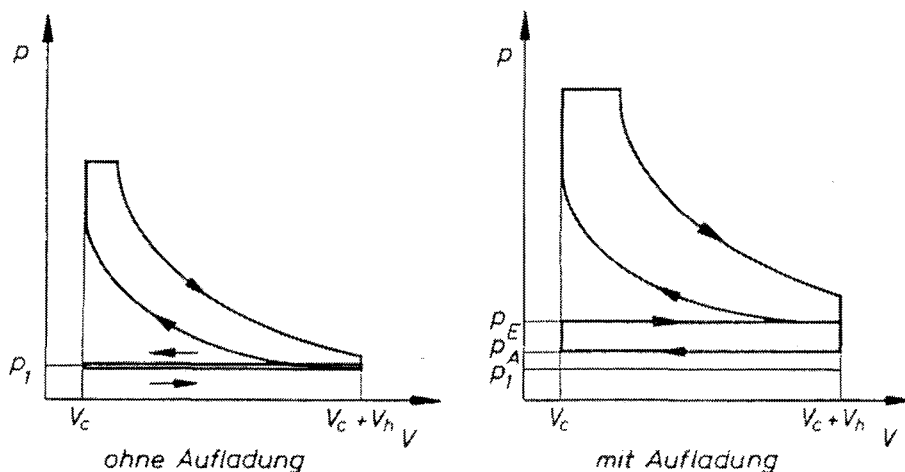


Abbildung 11: Schematische Darstellung der p-V-Diagramme⁴¹

⁴⁰ Müsch A. Verbrennungsmotoren für Militärkraftfahrzeuge Militärverlag der DDR 1. Auflage 1988

⁴¹ Pischinger S. Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren II Auflage Oktober 1998 Bild 14.2-2 S.197

Die positive Ladungswechselschleife kann jedoch nicht als voller Leistungsgewinn betrachtet werden, da die Laderantriebsleistung berücksichtigt werden muß, die zum einen aus der Expansion der Abgase und zum anderen durch Verdrängungsarbeit des Kolbens aufgebracht wird.

Abgasturbolader (siehe Abbildung 12) zeichnen sich durch einen einfachen Aufbau aus und benötigen im Gegensatz zum mechanischen Lader keinen Antrieb des Verdichters. Der Verdichter ist in der Regel in Radialbauweise ausgeführt. Als Turbinen kommen meist Zentripetalturbinen zur Anwendung, wodurch hohe Druckverhältnisse verarbeitet werden können. Axialturbinen werden in der Regel nur bei großen Aggregaten verwendet. Die Läuferdrehzahl eines Abgasturboladers ist sehr hoch (z.B. über 100000 min^{-1} bis $200000^{42} \text{ min}^{-1}$ bei ATL für Pkw-Motoren). Aus Sicherheitsgründen weisen deshalb die Turbinen (meist Grauguß) und Verdichtergehäuse (meist

Turbolader mit Ladedruckregelventil

Turbochargers with poppet valve · Turbocompresseurs avec soupape de régulation

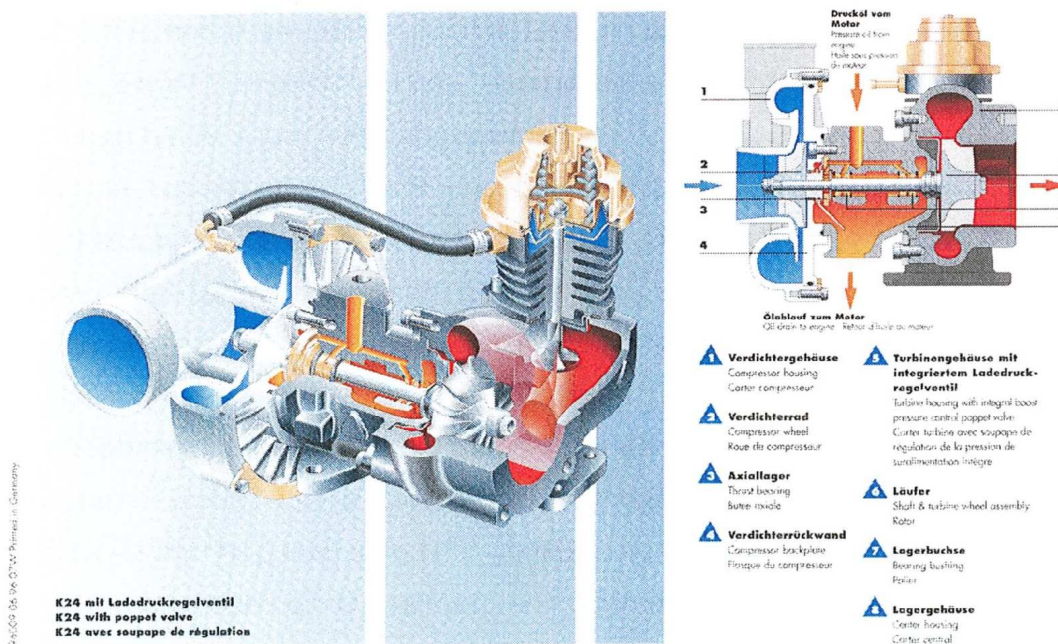


Abbildung 12: Turbolader der Firma KKK Typ K 24 des 300 TD Turbo⁴³

⁴² Helmut Hütten Motoren, Motorbuchverlag 10. Auflage 1997 Seite 246

⁴³ KKK Kühnle, Kopp & Kausch AG

Leichtmetall) eine hohe Festigkeit auf und sind schleuderfest bei Überdrehzahl und Bersten des Läufers.

Der Abgasturbolader ist thermodynamisch mit dem Kolbenmotor gekoppelt und bildet mit ihm eine Verbundmaschine.

4.2.4.1 Möglichkeiten zur Verbesserung des Betriebsverhaltens des ATL⁴⁴

Bei Fahrzeugantrieben mit stark schwankenden Drehzahlen und Belastungen ist die grundsätzlich „steile“ Charakteristik von Turbinen und Schleudern, die bei steigenden Drehzahlen stark und progressiv wachsende Ladedrücke und Fördermengen bewirkt, von Nachteil.

Bei niedriger Motordrehzahl ist ein starker Drehmomentabfall für Fahrzeugmotoren unerwünscht und könnte nur durch ein eng gestuftes Getriebe kompensiert werden. Aus diesem Grund werden am Abgasturbolader verschiedene Maßnahmen angewandt, um eine bessere Drehmomentcharakteristik des aufgeladenen Motors zu erzielen:

- Kleine Auslegung des Strömungsquerschnittes der Turbine (hohe Ladedruckverhältnisse) und Ladeluftabblase über ein selbsttätiges Ventil (z.B. BMW Turbo). Wegen der energetischen Nachteile wird dieses Verfahren heute kaum noch angewendet.
- Kleine Auslegung des Strömungsquerschnittes der Turbine und Abgasabblase durch ein vom Ladedruck (z.B. Daimler Benz, Porsche) oder vom Abgasdruck (z.B. Saab) gesteuertes Ventil. Dieses Verfahren hat sich heute allgemein durchgesetzt. Probleme hinsichtlich des heißen Abblaseventils sind konstruktiv beherrschbar.
- Variabler Eintrittsquerschnitt durch veränderliche Anstellwinkel des Leitapparates der Turbine (mit zusätzlich verstellbaren Verdichterschaufeln). Dies ist thermodynamisch sehr günstig und findet vor allem bei Pkw-DI(Direkteinspritzer)-Dieselmotoren zunehmend Verbreitung in der Serie.
- Klein ausgelegter Turbineneintrittsquerschnitt und Begrenzung des Ladedruckes durch Abregelung der Brennstoffmasse bei hohen Drehzahlen. Diese Maßnahme ist nur bei Dieselmotoren anwendbar und bewirkt einen in Abhängigkeit von der Drehzahl konstanten oder nur mäßig steigenden

⁴⁴ vgl. Pischinger S. Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren II S. 219 - 222. Auflage Oktober 1998

Ladedruck. Die Möglichkeiten der Leistungssteigerung werden nicht voll ausgenutzt.

- Groß ausgelegter Turbineneintrittsquerschnitt (auf hohe Motordrehzahlen abgestimmt). Das Saugsystem ist so dimensioniert, daß durch Schwingungsvorgänge bei niedrigen Drehzahlen eine dynamische Aufladung erzielt wird. Als Nachteile sind ein hoher Bauaufwand und träges Verhalten bei Drehzahländerung zu nennen.
- Mehrere parallel geschaltete Turbolader mit entsprechend kleinerem Turbinenquerschnitt werden mit steigender Last sowohl auf der Verdichter- als auch auf der Turbinenseite zugeschaltet (Registeraufladung). Das Zu- oder Abschalten der Turbine erfolgt über Abgasklappen; die Saugseite des Verdichters ist bei abgeschaltetem ATL durch eine vom Ladedruck der aktiven Lader beaufschlagte Rückschlagklappe abgedichtet.
- Hyperbar-System: Bei der Hyperbar-Aufladung kann durch eine Zusatzbrennkammer vor der Turbine je nach Betriebspunkt der Abgasstrom durch die Turbine vergrößert und somit das Ladedruckverhältnis erhöht werden. Dieses ist wegen des zusätzlichen Brennstoffverbrauches thermodynamisch ungünstig.

Die ideale Lösung, um die Drehmomentcharakteristik für Fahrzeugmotoren zu verbessern, gibt es heute noch nicht, insbesondere nicht bei Hochaufladung.

Bei Schiffsmotoren ist die Abgasturboaufladung nicht problematisch, da die Charakteristik der Schiffspropeller (Propellerkurve) nicht dem Motorverhalten widerspricht. Stationäre Motoren für Generatorantrieb lassen sich einfacher mit ATL optimieren, weil sich die Abstimmung auf einen festen Drehzahlpunkt bezieht.

4.2.4.2 Leistungsbilanz des ATL des untersuchten Fahrzeugs

Bei Rechnungen mit Temperaturwerten als Quotienten ist anzumerken, daß für sämtliche Zustände oder Vorgänge – beim Ansaugen, Verdichten, Verbrennen oder Expandieren – aufgrund physikalischer Gesetzmäßigkeiten, die Kelvinskala und nicht die Celsiusskala angewendet wird.

Die im Verdichter des Abgasturboladers verrichtete Arbeit lässt sich mit Hilfe der folgenden Formeln bestimmen:

$$W_t = \kappa \times W_r$$

Gleichung 2⁴⁵

$$W_r = \frac{R_i}{(\kappa - 1)} \times (T_2 - T_1)$$

Gleichung 3⁴⁶

Werden beide Formeln zusammengefasst, so erhält man:

$$W_t = \kappa \times \frac{R_i}{(\kappa - 1)} \times (T_2 - T_1)$$

Gleichung 4

Setzt man hier die größten Temperaturdifferenzen (nach Tabelle 2) ein, so folgt die technische Arbeit zu:

$$W_t = 1,4 \times \frac{287J}{(1,4 - 1) \times kg \times K} \times (410K - 276K)$$

$$W_{t,spez} = \frac{134603J}{kg} = 134603J \times kg^{-1}$$

Diese 134603 J * kg⁻¹ ist die spezifische Arbeit, die bei der Verdichtung und Erwärmung der Ladeluft im Verdichter des Abgasturboladers für ein Kilogramm Ladeluft aufgewandt werden.

Hier bedeuten:

- κ adiabaten Exponent für Luft = 1,4
- R_i spezielle Gaskonstante für Luft = 287 J*kg⁻¹*K⁻¹
- T Temperatur (2 nach der Verdichtung; 1 davor) in K
- W_r Raumänderungsarbeit in J
- W_t technische Arbeit in J
- $W_{t,spez}$ spezifische technische Arbeit in J* kg⁻¹

⁴⁵ nach Vorlesung Prof. Dr.-Ing. Jankowski

⁴⁶ ebenda

Der Durchsatz des Turbodieselmotors wird mit Gleichung 5 errechnet:

4750 min⁻¹ ergeben 39,6 Arbeitsspiele (AS oder i) pro Sekunde für einen Zylinder; pro Arbeitsspiel, Hubvolumen 0,0005 m³; 1,1 bar Ladedruck (Überdruck) nach ATL und 98066,5 Pa = 0,980665 bar⁴⁷ Luftdruck.

$$G = \rho \times V_h \times AS \times z$$

Gleichung 5

$$\rho = \frac{p}{R \times T}$$

$$G = \frac{p}{R \times T} \times V_h \times AS \times z$$

$$G = \frac{2,1 \times 10^5 \text{ kg} \times \text{m}^{-1} \times \text{s}^{-2} \times 0,0005 \text{ m}^3 \times 39,6 \text{ s}^{-1} \times 6}{287 \text{ kg} \times \text{m}^2 \times \text{s}^{-2} \times \text{kg}^{-1} \times \text{K}^{-1} \times 410 \text{ K}}$$

$$G = 0,212 \text{ kg} \times \text{s}^{-1}$$

Hier bedeuten:

- ρ Dichte in 10³ kg*m⁻³
- AS Arbeitsspiele pro Sekunde
- G Durchsatz in kg/s
- p Ladedruck absolut in Pa
- R_i spezielle Gaskonstante für Luft = 287 J*kg⁻¹*K⁻¹
- T Temperatur in K
- V_h Volumen in m³
- z Zylinderzahl

Die vom Verdichter an die Ladeluft abgegebene Leistung folgt nun mit

Gleichung 6:

$$P_v = W_i \times G$$

Gleichung 6

$$P_v = \kappa \times \frac{R_i}{(\kappa - 1)} \times (T_2 - T_1) \times \frac{p}{R \times T} \times V_h \times AS \times z$$

$$P_v = 1,4 \times \frac{287 \text{ J}}{(1,4 - 1) \times \text{kg} \times \text{K}} \times (410 \text{ K} - 276 \text{ K}) \times \frac{2,1 \times 10^5 \text{ Pa} \times 0,0005 \text{ m}^3 \times 39,6 \text{ s}^{-1} \times 6}{287 \text{ J} \times \text{kg}^{-1} \times \text{K}^{-1} \times 410 \text{ K}}$$

$$P_v = 134603 \text{ J} \times \text{kg}^{-1} \times 0,212 \text{ kg} \times \text{s}^{-1} = 28535,8 \text{ J} \times \text{s}^{-1} = 28535,8 \text{ W} = 28,5 \text{ kW}$$

Sie beträgt 28,5 kW.

Die Antriebsleistung des Verdichters, wird nach Gleichung 7 zu:

$$P_{VA} = \frac{P_v}{\eta_v} = \frac{28,5kW}{0,77} = 37,0kW$$

Gleichung 7

Die Antriebsleistung der Turbine, wird nach Gleichung 8 zu:

$$P_{TA} = \frac{P_{VA}}{\eta_T} = \frac{37kW}{0,70} = 52,8kW$$

Gleichung 8

Hier bedeuten:

- η_T Turbinenwirkungsgrad
- η_V Verdichterwirkungsgrad
- P_{TA} Turbinenantriebsleistung
- P_V vom Verdichter an die Ladeluft abgegebene Leistung
- P_{VA} Verdichterantriebsleistung

Die Energie der Abgase des Turbodieselmotors wird wie folgt berechnet:

(Annahme: keine Massezunahme durch Brennstoffzufuhr)

Volumen je Hub $V = 0,0005m^3$ Masse je Hub nach Gleichung 9

$$m_h = \rho \times V$$

$$\rho = \frac{p}{R \times T}$$

$$m_h = \frac{p}{R \times T} \times V_h$$

$$m_h = \frac{2,1 \times 10^5 Pa}{287 J \times kg^{-1} \times K^{-1} \times 338 K} \times 0,0005 m^3$$

$$m_h = \frac{2,1 \times 10^5 kg \times m^{-1} \times s^{-2}}{287 kg \times m^2 \times s^{-2} \times kg^{-1} \times K^{-1} \times 338 K} \times 0,0005 m^3$$

$$m_h = 0,00108 kg$$

Gleichung 9

Das spezifische Abgasvolumen errechnet sich nach Gleichung 10:

$$V_1 = \frac{V_h}{m_h} = \frac{0,0005 m^3}{0,00108 kg} = 0,4619 m^3 kg^{-1}$$

Gleichung 10

Hier bedeuten:

- m_h Masse je Hub in kg
- $V_1 = V_4$
- V_1 spezifisches Volumen beim Ansaugen
- V_4 spezifisches Volumen beim Ausstoßen
- V_h Volumen je Hub in m^3

Der Druck (p_4) der heißen Verbrennungsgase wird nach Gleichung 11 errechnet (T_4 berührungslos gemessen):

$$p_4 \times V_4 = R \times T_4$$

$$p_4 = \frac{R \times T}{V_4} = \frac{287 \text{ kg} \times \text{m}^{-1} \times \text{s}^{-2} \times \text{kg}^{-1} \times \text{K}^{-1} \times 1173 \text{ K}}{0,4619 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}} = 728786,9 \text{ Pa} = 7,28 \text{ bar}$$

Gleichung 11

Zur Berechnung der Temperatur (Gleichung 12) des Abgases nach der Turbine (T_5) wird vereinfacht adiabat gerechnet:

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad T_5 = \left(\frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \times T_4$$

$$T_5 = \left(\frac{1 \text{ bar}}{7,28 \text{ bar}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \times 1173 \text{ K} = 665 \text{ K}$$

Gleichung 12

Die technische Arbeit der Turbine wird mit Gleichung 13 berechnet.

$$W_t = \kappa \times \frac{R_i}{(\kappa-1)} \times (T_4 - T_5) \quad W_{t, \text{spez}} = 1,4 \times \frac{287 \text{ J} \times \text{kg}^{-1} \times \text{K}^{-1}}{(1,4-1)} \times (1173 \text{ K} - 665 \text{ K})$$

$$W_{t, \text{spez}} = 510286 \text{ J} \times \text{kg}^{-1}$$

Gleichung 13

$$W_{t, \text{spez}} \times G = 510286 \text{ J} \times \text{kg}^{-1} \times 0,212 \text{ kg} \times \text{s}^{-1} = 108180,6 \text{ J} \times \text{s}^{-1} = W_t$$

$$W_t = 108180,6 \text{ J} \times \text{s}^{-1} = 108,18 \text{ kW}$$

5 Möglichkeiten zur Senkung der thermischen Belastung

5.1 Primäre Maßnahmen - Steigerung von Motorwirkungsgraden

Die unter Kapitel 4.1 „Die Bildung und Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches“ genannten Nachteile von Kammermotoren hinsichtlich der hohen Luftgeschwindigkeiten zwischen Haupt- und Nebenbrennraum gegenüber Direkteinspritzern bewirken, eine höhere Belastung der Motorbauteile und folglich des Kühlsystems. Daraus wird deutlich, daß eine Umstellung des Einspritzverfahrens auf Direkteinspritzung zu einer Senkung des Wärmeeintrages in die Motorbauteile um 10 bis 15 % sowie zu einer besseren Kraftstoffausnutzung und Steigerung des thermischen Wirkungsgrades führt. Jede weitere Steigerung des mechanischen Wirkungsgrades, also die Senkung von Reibungs- und Panschverlusten, z.B. in der Steuerkette, an den Wangen der Kurbelwelle oder im Ventiltrieb, senkt ebenso den Wärmeeintrag.

5.2 Sekundäre Maßnahmen - Optimierung der Wärmeabfuhr

Die Wärmeabfuhr durch Kühlung des Turbodieselmotors teilt sich auf in:

1. Kühlung des Motorkühlmittels
2. Kühlung des Motoröls
3. Kühlung der Ladeluft

5.2.1 Optimierung der Kühlung des Motorkühlmittels

Bei der Optimierung der Kühlung des Motorkühlmittels stehen folgende Varianten zur Verfügung:

1. Steigerung des Motorkühlmitteldurchsatzes
2. Senkung der Eintrittstemperatur des Motorkühlmittels in den Motor
3. Steigerung der Temperaturdifferenz des Motorkühlmittels zwischen Kühlereintritt und Kühleraustritt
4. Umstellung der Motordurchströmung des Motorkühlmittels von längs auf quer zum Motorblock

Die Steigerung des Motorkühlmitteldurchsatzes kann durch eine höhere Drehzahl der Wasserpumpe des Motors erreicht werden. Dazu ist die Übersetzung zwischen der Kurbelwelle und der Wasserpumpenantriebswelle zu ändern.

Eine Senkung der Motoreintrittstemperatur des Motorkühlmittels im Motorblock wird durch eine geänderte Regel- oder Öffnungstemperatur des Kühlmittelthermostats bewirkt.

Um die Temperaturdifferenz des Motorkühlmittels zwischen Kühlereintritt und Austritt zu steigern, ist der Wirkungsgrad des Motorkühlmittelkühlers zu erhöhen. Das ist entweder durch einen neuen Kühler mit Hochleistungskühlnetzen, einer größeren Netztiefe oder einer größeren Netzfläche, zu erreichen oder es ist die Anströmung des gegebenen Kühlers zu verbessern.

Die Umstellung der Motordurchströmung des Motorkühlmittels von längs auf quer zum Motorblock stellt eine Änderung der Grundkonstruktion und Auslegung des Motors dar und ist nachträglich nicht zu realisieren. Der Mercedes-Benz Actros ist mit einer derartigen Neukonstruktion ausgestattet. Bewertung der Möglichkeiten siehe Tabelle 3 S.33.

5.2.2 Optimierung der Motorölkühlung

Zur Optimierung der Motorölkühlung existieren folgende Varianten:

1. Steigerung des Motoröldurchsatzes
2. Senkung der Eintrittstemperatur des Motoröls im Motorblock

Die Steigerung des Motoröldurchsatzes bedingt eine neue und leistungsfähigere Ölpumpe des Motors, deren Montage den Ausbau der Motorölwanne erfordert.

Um die Eintrittstemperatur des Motoröls in den Motorblock zu senken, ist der Wirkungsgrad des Motorölkühlers zu erhöhen. Dazu sind ebenfalls die bereits unter Kapitel 5.2.1 „Optimierung der Kühlung des Motorkühlmittels“ gemachten Aussagen zur Wirkungsgradsteigerung des Motorkühlmittelwärmehaushalts gültig.

Bewertung der Möglichkeiten siehe Tabelle 4 S.33.

Möglichkeiten zur Senkung der thermischen Belastung

Tabelle 3: Bewertung der Möglichkeiten zur Optimierung der Kühlung des Motor Kühlmittels

Variante	Kosten			Nutzen			Bauraum			Baufwand			Summe
	Wertung	Wichtung	Produkt	Wertung	Wichtung	Produkt	Wertung	Wichtung	Produkt	Wertung	Wichtung	Produkt	
1	1	0,5	0,5	3	0,1	0,3	1	0,25	0,25	1	0,50	0,5	1,55
2	1	0,5	0,5	2	0,1	0,2	1	0,25	0,25	1	0,50	0,5	1,45
3	3	0,5	1,5	1	0,1	0,1	2	0,25	0,50	2	0,50	1,0	3,10
4	6	0,5	3,0	1	0,1	0,1	2	0,25	0,50	3	0,50	1,5	5,10

Für die Wertungen gilt: 1 = sehr gut; 2 = gut; 3 = befriedigend; 4 = ausreichend; 5 = mangelhaft 6 = ungenügend

Für die Wichtungen gilt: 0,1 = sehr wichtig; 0,25 = wichtig; 0,5 = weniger wichtig; 0,75 = unwichtig; 1 = nebensächlich

Tabelle 4: Bewertung der Möglichkeiten zur Optimierung der Motorölkühlung

Variante	Kosten			Nutzen			Bauraum			Baufwand			Summe
	Wertung	Wichtung	Produkt	Wertung	Wichtung	Produkt	Wertung	Wichtung	Produkt	Wertung	Wichtung	Produkt	
1	3	0,5	1,5	2	0,1	0,2	1	0,25	0,25	3	0,50	1,5	3,45
2	3	0,5	1,5	2	0,1	0,2	2	0,25	0,50	3	0,50	1,5	3,70

Für die Wertungen gilt: 1 = sehr gut; 2 = gut; 3 = befriedigend; 4 = ausreichend; 5 = mangelhaft 6 = ungenügend

Für die Wichtungen gilt: 0,1 = sehr wichtig; 0,25 = wichtig; 0,5 = weniger wichtig; 0,75 = unwichtig; 1 = nebensächlich

5.2.3 Kühlung der Ladeluft

Zur Optimierung von Ladeluftkühlungen sind folgende Varianten denkbar:

- Steigerung des Kühlluftdurchsatzes
- Steigerung der Temperaturdifferenz der Ladeluft zwischen Kühlereintritt und Kühleraustritt

Um den Kühlluftdurchsatz zu steigern, bedarf es entweder einer verbesserten Anströmung des Ladeluftkühlers oder eines geringeren Durchströmungswiderstandes.

Eine Steigerung der Temperaturdifferenz der Ladeluft zwischen Kühlereintritt und Kühleraustritt und somit eine Senkung der Eintrittstemperatur der Ladeluft in den Verbrennungsraum ist durch eine Erhöhung des Wirkungsgrades, mit Hilfe der bereits erwähnten Maßnahmen, des Ladeluftkühlers zu erzielen. Die zuvor genannten Grundsätze bei der Optimierung von Ladeluftkühlern gelten unverändert bei der Neuauslegung und Konstruktion einer Ladeluftkühleranlage und sind zu beachten.

Die mit der Ladeluftkühlung erzielbare höhere Ladeluftdichte bestimmt weitgehend die erzielbare Literleistung, während die verminderten Ladelufttemperaturen die Wärmebelastung des Motors senken. Jedoch bedeutet maximale Kühlung nicht gleichzeitig maximale Dichtesteigerung, da die Ladeluftkühlung durch den Austauschgrad ϕ für Wärmeaustauscher und den Gütegrad für den Dichterückgewinn η_p bewertet wird.

Allgemein kann gesagt werden, daß Hochleistungskühlnetze durch den Einsatz von Wellrippen-Rohrsystemen, (Rohre jeder Querschnittsform) mit geschlitzten Rippen zu realisieren sind. Die dabei angewendeten Maßnahmen sind prinzipiell: Schlitzung der Rippen, Verkleinerung der Teilung der Schlitze und Optimierung des Anstellwinkels. Von der glatten Rippe ausgehend konnte so die spezifische Leistung dieser Systeme bis (1980) um ca. 50 % gesteigert werden, wobei allerdings der kühlluftseitige Druckverlust bis zum 2,3 fachen bei gleicher Tiefe angestiegen ist. Trotzdem reduziert sich der Bedarf an kühlluftseitiger Wärmeaustauschfläche um ca. 40 %, da die Leistungsziffer, d.h. das Verhältnis von Kühlleistung zu luftseitiger Pumpleistung für die geschlitzte Rippe wesentlich günstiger ist als für die glatte Rippe.

6 Die Ladeluftkühlung

6.1 Grundlagen der Ladeluftkühlung und deren Wirkung

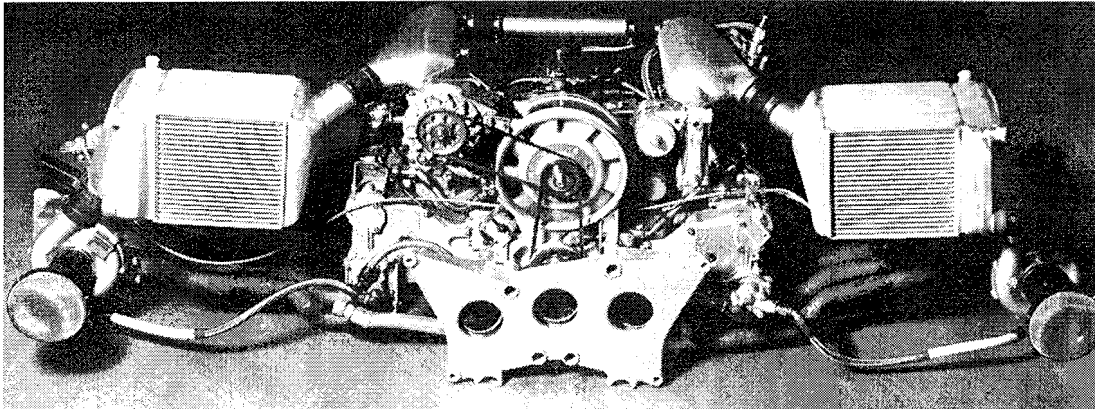


Abbildung 13: Porsche-Motor 935/76 im 956 mit Ladeluft-Wasser-Luft-Ladeluftkühlung⁴⁸

Der erste PKW – Turbodiesel mit Ladeluftkühlung erschien 1980 im Renault Typ 30.⁴⁹

Das thermodynamische Ziel der Aufladung mit anschließender Rückkühlung der Ladeluft im Ladeluftkühler ist die maximal mögliche Dichtesteigerung der den Zylindern zugeführten Verbrennungsluft, also die Annäherung an den idealen Prozeß der isothermen Verdichtung.

Die im Turbolader durch eine polytrope Zustandsänderung erreichbare Druckerhöhung ist nach Gleichung 14 stets mit einem Temperaturanstieg verbunden.

$$\frac{T_a}{T_e} = \left(\frac{p_a}{p_e} \right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma} \right)}$$

Gleichung 14⁵⁰

Bei der idealen Ladeluftkühlung wird die Ladeluft ohne Druckverlust auf die Eintrittstemperatur des Kühlmediums abgekühlt. Jedoch aufgrund endlicher Wärmeaustauschflächen und Strömungsquerschnitte erreicht der reale Wärmeaustauscher diese theoretischen Werte nicht.

⁴⁸ Helmut Hütten Schnelle Motoren, Motorbuchverlag 10. Auflage 1997 Seite 493

⁴⁹ nach ebenda, Seite 203

⁵⁰ Motortechnische Zeitschrift 53. Jahrgang 1992 S.115

$$\phi = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{\Delta T_{LL}}{T_{LL,e} - T_{KL,e}}$$

Gleichung 15⁵¹

Die thermodynamische Bewertung der Ladeluftkühlung erfolgt mit Hilfe von Kennwerten, die auf diese Idealwerte bezogen sind.

„Unter der realistischen Bedingung, daß der Wärmekapazitätsstrom der Ladeluft geringer ist als der des Kühlmittels und der Kühlluft, ergibt sich nach Gleichung 15 der Austauschgrad ϕ für Wärmeaustauscher und nach

$$\eta_p = \frac{\Delta \rho_{LL}}{\Delta \rho_{LL,\max}} = \frac{\frac{T_{LL,e}}{T_{LL,a}} \times \left(1 - \frac{\Delta p_{LL}}{p_{LL,e}}\right) - 1}{\frac{T_{LL,e}}{T_{KL,e}} - 1}$$

Gleichung 16⁵²

Gleichung 16 der Gütegrad für den Dichterückgewinn η_p .⁵³

Hier bedeuten:

- ϕ Austauschgrad für Wärmetauscher
- Δ Differenz
- γ Polytropenexponent
- η_p Gütegrad für den Dichterückgewinn
- a Austritt
- e Eintritt
- KL Kühlluft
- LL Ladeluft
- p Druck in bar
- Q Kühlleistung
- T Temperatur in K

Das Verhältnis der im Ladeluftkühler erreichten Dichtesteigerung der Ladeluft zur maximal erreichbaren Dichtesteigerung, die sich theoretisch bei einer

⁵¹ Motortechnische Zeitschrift 53. Jahrgang 1992 S.115

⁵² ebenda, S.115

⁵³ ebenda, S.115

druckverlustfreien Abkühlung auf die Eintrittstemperatur der Kühlluft ergibt, wird durch den Gütegrad für den Dichterückgewinn η_p beschrieben.

Für diesen theoretischen Fall ist $\eta_p = 1$.

Die Höhe des gewählten Druckverhältnisses bestimmt die Erwärmung der Luft bei der Verdichtung in Abgasturboladern. Desweiteren wird die Temperaturerhöhung der Ladeluft vom Wirkungsgrad des Laders (schlechter Wirkungsgrad = hohe Eintrittstemperatur und umgekehrt) sowie vom Wärmeaustausch mit den Wandungen des Laders beeinflusst.

Neben der erwünschten Dichtesteigerung im Abgasturbolader entsteht außerdem eine unerwünschte Temperaturerhöhung der Luft. Diese hohen Temperaturen sind deshalb von Nachteil, da sie einerseits das Temperaturniveau des Arbeitsprozesses im Motor und somit dessen thermische Belastung erhöhen und andererseits die in den Motor einbringbare Luftmasse aufgrund geringer Dichte reduzieren. Diese grundsätzlichen Zusammenhänge sind seit der Frühzeit des Motorenbaus bekannt. Die Idee, die erwärmte und verdichtete Luft herunterzukühlen, hatten deshalb fast alle Pioniere des Motorenbaus, angefangen von Rudolf Diesel bis hin zum Erfinder der Abgasturbo-Aufladung, Alfred Büchi. Dieser machte die Ladeluftkühlung (LLK abgekürzt) nicht nur zum Bestandteil seiner Erfindung, sondern realisierte sie in der Praxis.

Die Ladeluftkühlung stellt thermodynamisch betrachtet eine Erweiterung des Gesamtprozesses der Aufladung dar, die zwei wichtige Funktionen erfüllt:

- Eine Erhöhung der Luftdichte bei gleichem Ladedruck
- Eine Absenkung der Lufttemperatur.

Das bedeutet, auf einen gegebenen Turbomotor bezogen, daß mit steigender Dichte eine höhere Motorleistung möglich ist, da die Leistungssteigerung des Motors in erster Linie proportional zur Luftdichte ist (siehe Abbildung 14). Eine Übersichtsrechnung mit einer Temperaturabsenkung von 10 Grad ergibt eine Dichtesteigerung von etwa 3 Prozent und eine Leistungserhöhung um etwa den gleichen Prozentsatz. Die Abkühlung der Ladeluft beispielsweise um 50°C würde einer Leistungssteigerung von ca. 15 % gleichkommen. Außerdem wird mit der kühleren Ladeluft eine geringere Anfangstemperatur

des Kreisprozesses realisiert. Verbunden ist dies mit geringeren Abgastemperaturen und einer Reduzierung der thermischen Belastung des Motors.

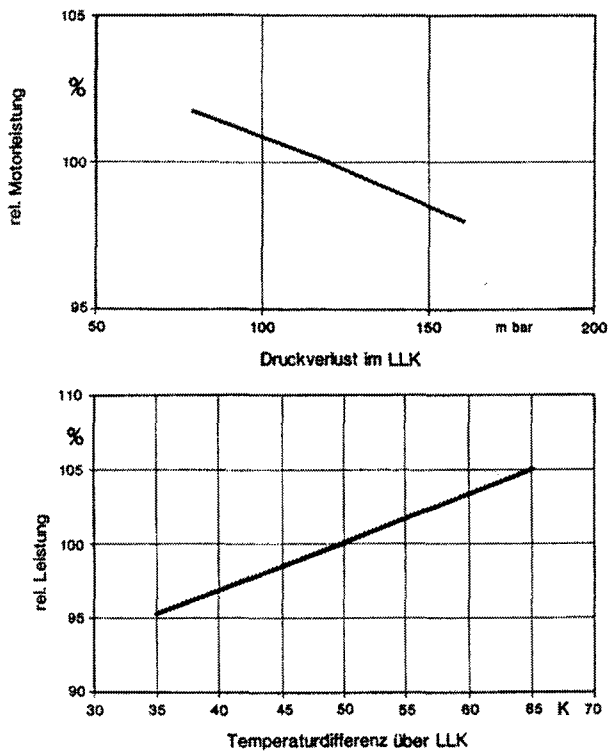


Abbildung 14: Einfluß von Druck- und Temperaturdifferenz auf die relative Motorleistung⁵⁴

Die Vorteile der Ladeluftkühlung sind:⁵⁵

- Eine Leistungssteigerung aufgeladener Motoren, da bei gleichem Verbrennungsluftverhältnis entsprechend der größeren Ladungsmasse mehr Kraftstoff umgesetzt werden kann.
- Eine geringere Ladungstemperatur am Verdichtungsbeginn die zu einer niedrigeren Temperatur während des gesamten Arbeitsspieles und somit zu einer Steigerung des Wirkungsgrades sowie zu einer geringeren thermischen Belastung der Bauteile führt.
- Abgeminderte Wandwärmeverluste bei niedrigeren Prozeßtemperaturen, die bei höherer Leistung zu geringeren mechanischen Verluste und zu einem verringerten Kraftstoffverbrauch führen.
- Die Senkung der NO_x-Emission bei niedrigeren Prozeßtemperaturen.

⁵⁴ F. Indra und J. Quarg Prinzipvergleich zweier Ladeluftkühlssysteme VDI Berichte NR. 910, 1991 S. 319

⁵⁵ R. Pischinger Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine Springer- Verlag 1989 S.263

Eine hohe Ladelufteintrittstemperatur in den Motor wirkt sich aus verschiedenen Gründen nachteilig aus. Für die Ladungsmenge im Zylinder ist die Dichte der Ladung vor dem Einlaß entscheidend. Eine hohe Ladelufttemperatur reduziert jedoch die Dichte und damit die Ladungsmenge. Die Dichtesteigerung ist bei hohen Temperaturen wesentlich geringer als die Drucksteigerung. Für die Leistungssteigerung durch Aufladung ist nicht allein das Druckverhältnis entscheidend, sondern letztendlich die Höhe der Ladungsdichte und damit die zur Verfügung stehende Sauerstoffmenge vor dem Einlaß.

Hohe Ladelufttemperaturen sind aber noch aus einem anderen Grund zu vermeiden. Da das Temperaturniveau des Kreisprozesses von der Verdichtungs-Ausgangstemperatur im Zylinder, also überwiegend von der Temperatur der Ladung bestimmt wird, steigt die thermische Belastung einer Maschine durch hohe Ladelufttemperaturen an.

Die nachteiligen Folgen hoher Ladelufttemperaturen im Betrieb eines aufgeladenen Motors sind:

- Geringere Leistung
- Höhere thermische Belastung
- Schlechterer Wirkungsgrad

Deshalb ist vor allem bei Motoren mit hoher spezifischer Leistung eine Ladeluftkühlung unbedingt zu empfehlen. Dabei wird für Serienmotoren eine Temperaturabsenkung von etwa 40 bis 70 Grad durch einen zwischen Verdichter und Motoreinlaß geschalteten Kühler angestrebt. Dazu werden in der Regel bei Personenwagen vom Fahrtwind durchströmte Ladeluftkühler verwendet, die, um eine ausreichende Wirkung zu zeigen, richtig plaziert und groß genug bemessen sein müssen.

Die durch den Ladeluftkühler abgeführte Wärme belastet nicht das Kühlsystem des Motors.

6.2 Einbau, Auslegung und Wirkungsgrad von Ladeluftkühlern

Die eingeschränkten Einbauverhältnisse im Motorraum von Personenwagen beeinflussen die optimale Gestaltung einer Ladeluftkühlung und deren Wirksamkeit.

Dies sind:

- Anordnung und Einbaulage des Ladeluftkühlers
- Größe und Bauart des Ladeluftkühlers sowie die
- Leitungsführung der Ladeluft

Eines der größten Probleme beim Einbau eines Ladeluftkühlers ist es, einen Einbauort zu finden, an dem eine optimale Durchströmung mit und ein maximales Bauvolumen realisierbar sind. Besonders problematisch ist die Lösung dieser Aufgabe bei Automobilen, deren Grundkonzeption nicht die Aufladung oder Ladeluftkühlung vorsieht. Deshalb ist unter Beachtung obiger Grundsätze ein guter Kompromiß zu suchen.

Bei Nutzung des Fahrtwindes zur Kühlung des Ladeluftkühlers ist die beste Kühlwirkung dort zu erzielen, wo der höchste Staudruck herrscht. Das ist am Bug und hinter der Motorhaube (siehe Abbildung 15) des Fahrzeuges.

Das Diagramm zeigt die Druckverteilung am Vorderwagen (nach Hucho) bei Luftanströmung. Es macht deutlich, wo die Einströmöffnungen für Ladeluftkühler liegen müssen.

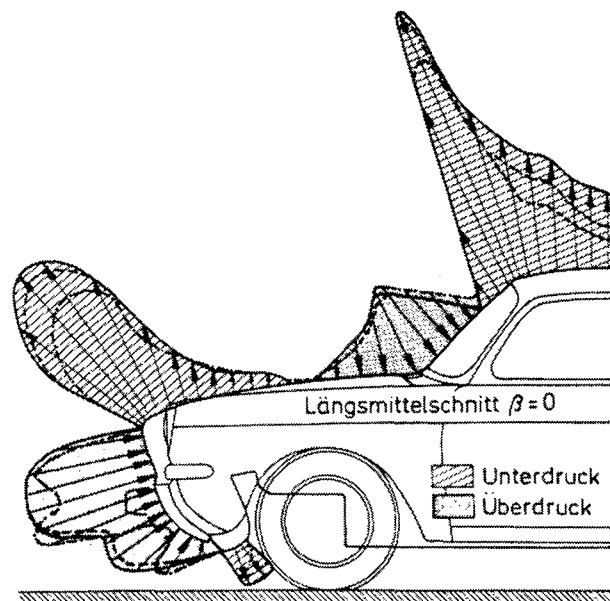


Abbildung 15: Druckverteilung an der Fahrzeugfront⁵⁶

Der Ladeluftkühler sollte grundsätzlich weder vor noch hinter einem anderen Kühler platziert werden, damit er vom Fahrtwind frei durchströmt werden kann. Da sich bei den modernen Karosserieformen mit immer flacher werdender Stirnfläche diese Forderung nicht immer realisieren läßt, sind die in Abbildung 16 illustrierten Varianten gebräuchlich.

⁵⁶ Gert Hack Turboautos Turbomotoren Motorbuchverlag 1. Auflage 1983 Seite 82

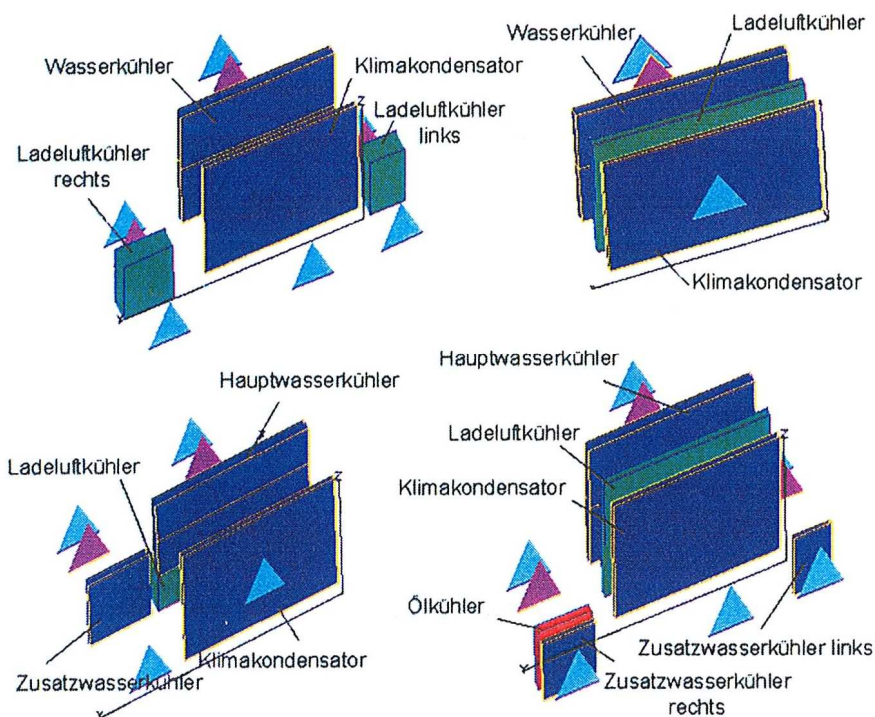


Abbildung 16: Wärmetauscheranordnungen⁵⁷

Die Wirksamkeit der Ladeluftkühlung kann durch zusätzliche Kühlluftführungen (Luftschächte) optimiert werden, vor allem damit die den Ladeluftkühler verlassende Warmluft ungehindert abströmen kann.

Der Ladeluftkühler ist als Motorbestandteil möglichst nahe am Motor zu platzieren, so daß die Ladeluftleitungen möglichst kurz ausfallen. Dies reduziert den Druckverlust und verbessert das Ansprechverhalten des Turbomotors. Jedoch ist auch deren strömungsgünstige Gestaltung wichtig. Dies gilt sowohl für die Luftführung vom Abgasturbolader bzw. Verdichter zum Ladeluftkühler sowie für die motorseitige Leitung vom Ladeluftkühler zum Einlaßsammler.

Ein mechanisches Problem ist bei den Ladeluftleitungen zu beachten: Da der Ladeluftkühler, außer bei Niedertemperatur-Kühlmittel(NT/KM)-Ladeluftkühlern, in der Regel karosseriefest montiert ist, kommt es zu Relativbewegungen zwischen ihm und den Motoranschlußstutzen am Turbolader und Luftsammler. Insbesondere bei starken Beschleunigungsvorgängen kann sich der Motor aufgrund der weichen Lagerung sehr stark gegenüber der Karosserie bewegen (bis zu 70 mm). Die Luftführung muß dies und eventuelle Längendifferenzen elastisch ausgleichen. Selbstverständlich müssen sämtli-

⁵⁷ Automobiltechnische Zeitschrift 99 Jahrgang 1997 S.10

che Verbindungen der Druckleitungen und diese selbst druckfest und formstabil ausgeführt sein.

Zur äußeren Geometrie der Ladeluftkühler ist zu bemerken, daß rein kühltechnisch betrachtet eine möglichst große Fläche und eine geringe Kühlnetztiefe zu den besten Ergebnissen führen würde. Dies läßt sich aus Platzgründen und wegen des negativen Einflusses auf den Luftwiderstandsbeiwert selten realisieren. Der Trend geht hier zu kompakten Kühlern mit relativ großer Netztiefe, die sich leichter integrieren lassen. Hier ist ein guter Kompromiß anzustreben, da die Kühlwirkung, bei konstantem Blockvolumen des LLK mit zunehmender Tiefe des Kühlers abnimmt.

Vorrangige Aufgabe der Ladeluftkühlung ist es, die Temperatur der verdichteten Verbrennungsluft abzusenken. Bei der Bemessung des Ladeluftkühlers ist es daher wichtig, die Ladeluftmenge und Temperatur näherungsweise zu bestimmen.

Ladelufttemperaturen bei Vollast am Verdichteraustritt:⁵⁸

- | | |
|--------------------------------------|------------|
| - Renn- und Wettbewerbsmotoren | über 200°C |
| - Sportliche Straßenmotoren | max. 160°C |
| - Niedrig aufgeladene Straßenmotoren | ca. 100°C |

Wie Gleichung 14 S.35 zeigt, ist die Ladelufttemperatur vom Aufladegrad des Motors unmittelbar abhängig. Obwohl der Kühler bei hohen Ladelufttemperaturen wegen des großen Temperaturgefälles wirksamer arbeitet, ist natürlich zu einer effektiven Kühlung ein größeres Kühlervolumen notwendig als bei niedrigen Ladelufttemperaturen. Stärker als die Ladelufttemperatur bestimmt die durchgesetzte Luftmenge die Kühlergröße, diese wächst mit zunehmender Leistung. Bei Dieselmotoren vergleichbarer Leistung liegt die Luftmenge etwas höher als bei Ottomotoren. Wegen der im allgemeinen geringeren Fahrgeschwindigkeiten sollten Ladeluftkühler für Dieselpersonenkraftwagen größer ausgeführt werden.

Die Wirksamkeit der Ladeluftkühlung wird von der Temperaturdifferenz zwischen Kühlereintritt und -austritt bestimmt. Da die Ladeluft grundsätzlich, außer bei Schiffen, durch die Umgebungsluft gekühlt wird, markiert die Umge-

⁵⁸ nach Gert Hack Turboautos Turbomotoren Motorbuchverlag 1. Auflage 1983 Seite 85

bungstemperatur die theoretische Grenze der Abkühlung. 20 bis 30 Grad über der Umgebungstemperatur sind gute Ergebnisse.

Für den Austauschgrad ϕ für Wärmeaustauscher gilt:

$$\phi = \frac{\Delta T_{LL} (\text{Ladeluft - Temperaturdifferenz})}{ETD (\text{Eintritts - Temperaturdifferenz})} \text{ (nach 2)}$$

Die Ladeluft-Temperaturdifferenz ist der bereits erwähnte Unterschied zwischen Kühlereintritt und -austritt, die Eintritts-Temperaturdifferenz ist der Unterschied zwischen der Ladelufttemperatur nach dem Verdichter und der Kühllufttemperatur. Gelänge es, auf Umgebungstemperatur herunter zu kühlen, wäre die thermische Wirksamkeit des Ladeluftkühlers 1,0 oder 100 %, dies ist allerdings unmöglich. Einen für die Praxis sehr guten Wert markiert der Audi 200 Turbo: Seine Ladelufttemperatur (Kühlereintritt) beträgt ca. 100°C; diese wird bei einer Umgebungstemperatur von ca. 20°C im Kühler auf etwa 40°C abgekühlt. Der Austauschgrad ϕ für Wärmeaustauscher ergibt sich zu:

$$\phi = \frac{100 - 40}{100 - 20} = \frac{60}{80} = 0,75;$$

Solche Werte erreichen nur Fahrzeuge mit hoher Endgeschwindigkeit und optimaler Anordnung des Ladeluftkühlers. In der Regel liegt die thermische Wirksamkeit zwischen 0,4 und 0,6. Die Temperaturabsenkung der Ladeluft ist nicht der einzige Maßstab für die Güte einer Ladeluftkühlung, denn neben der Abkühlung tritt ein unvermeidlicher Druckabfall durch die hohturbulente Strömung und den Strömungswiderstand in der Ladeluftleitung sowie im Kühler und damit ein Dichteverlust der Ladeluft ein. Der Druckabfall muß durch eine höhere Vorverdichtung kompensiert werden, was wiederum Nachteile, beispielsweise eine höhere Turbinendrehzahl und letztendlich eine höhere Ladelufttemperatur, nach sich zieht.

Der Druckverlust im Ladeluft-Kühlsystem ist so gering wie möglich zu halten. Widerstandsarme Kühler und aerodynamisch günstige, kurze Leitungen sind hierzu am besten geeignet. Es bleibt auch bei sorgfältiger Ausführung ein Zielkonflikt zwischen möglichst hoher Temperaturabsenkung und möglichst geringem Druckverlust bestehen, wobei ein ausgewogenes Verhältnis zwischen Druckverlust und Abkühlung anzustreben ist. Der maximale Druckab-

fall im gesamten Kühlsystem sollte 20 % des Ladedrucks nicht überschreiten
- als sehr gut gelten 10 % und weniger.

6.3 Ausführungsarten und Besonderheiten von Ladeluftkühlern

„Alle derzeitigen Ladeluft-Kühlsysteme bei Personenwagen arbeiten mit Luft/Luftkühlern.⁵⁹

Diese Aussage des Verfassers ist bezogen auf das Erscheinungsjahr (1983) des Buches sicher richtig. Heutzutage (1999) sind drei PKW-Typen auf dem Markt, bei denen die Kühlung der Ladeluft, ab Werk, in wassergekühlten Ladeluftkühlern erfolgt, dies sind:

- Mercedes Benz G 290 Turbodiesel
- Opel Lotus Omega
- Lotus Esprit Turbo.

Bei der Ladeluft/Kühlluft-(LL/KL)-Kühlung wird die Ladeluft im Kreuzstrom durch die Umgebungsluft gekühlt, die aufgrund der Druckdifferenz zwischen der Fahrzeug-Außenkontur (Staudruck) und dem Kühleraustritt (meist im Motorraum) durch den Kühler strömt. Daraus folgt das erste Unterscheidungsmerkmal der Ladeluftkühler - das Kühlmedium, also Luft/Luftkühler oder Luft/Wasserkühler, als zweites die Form der Innendurchströmung. Bei der *einfachen* Durchströmung tritt die Ladeluft auf einer Seite des Kühlers ein, durchströmt ihn geradlinig und tritt auf der anderen Seite wieder aus. Die Vorteile der einfachen Durchströmung sind niedrige Strömungsgeschwindigkeit, kurze Wege und geringer Druckabfall. Der einfach durchströmte Ladeluftkühler erfordert jedoch eine größere Kühler-Eintrittsfläche und steht somit einer kompakten Bauweise entgegen, wie sie bei modernen, strömungsgünstigen Fahrzeugen gefordert wird.

Bei der *zweifachen* Durchströmung liegen Lufteintritt und -austritt auf einer Seite des Kühlers. Die Luft durchströmt den Kühler nach dem Eintritt geradlinig, wird dann am gegenüberliegenden Kühlerkasten U-förmig umgelenkt und strömt zurück. Da die Luft bei vergleichbaren Kühlergrößen den doppelten Weg zurücklegt, hat sie auch die doppelte Strömungsgeschwindigkeit. Dies und die Umlenkung ergeben gegenüber dem einfach durchströmten Kühler

⁵⁹ Gert Hack Turboautos Turbomotoren Motorbuchverlag 1. Auflage 1983 Seite 88 - 91

einen wesentlich höheren Druckabfall (Abbildung 17), der durch eine möglichst widerstandsarme Ausführung des Kühlers (große Rohrquerschnitte) teilweise kompensiert werden kann. Als Richtwert für den Druckabfall im Kühler lassen sich für die einfache Durchströmung 6 % und für die zweifache Durchströmung 12 % des jeweiligen Ladedrucks ansetzen. Die zweifache Durchströmung erlaubt eine kompakte Bauweise des Ladeluftkühlers und im Bedarfsfall eine temperaturabhängige Regelung zur Schließung des Kühlers über einen Thermostaten und eine Klappe.

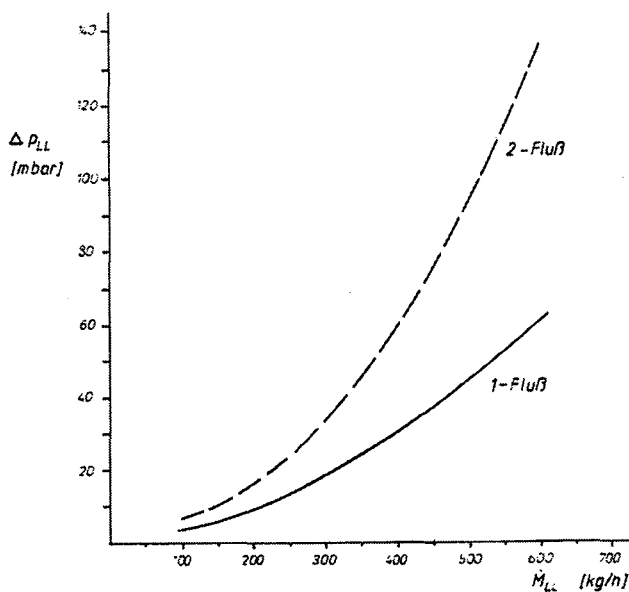


Abbildung 17: Druckverlust für 1-fluß und 2-fluß Ladeluftkühler⁶⁰

Es werden grundsätzlich Leichtmetallkühlerelemente verwendet, die zur Erzielung einer hohen Kühlleistung bei guten Fabrikaten innen (nur bei LL/KL-Ladeluftkühlern) und außen berippt sind.

Ein stark beripptes und dichtes Kühlnetz auf der Kühlluftseite ergibt einen hohen Staudruck, eine geringere Kühlluftmenge und somit einen besseren C_W -Wert. Die Kühlluftkästen und die Leitungen sind, wie der Kühler selbst, strömungsgünstig zu gestalten, um den Druckabfall zu minimieren. Kühlluftkästen aus Kunststoff sind nur anwendbar, wenn die Ladelufttemperatur unter 140°C liegt. Bei höheren Temperaturen sind die Kästen aus Aluminiumblech oder Aluminiumguß zu fertigen. Eine Möglichkeit, die Kühlerfläche zu

⁶⁰ Gert Hack Turboautos Turbomotoren Motorbuchverlag 1. Auflage 1983 Seite 88

vergrößern, besteht in der Verwendung eines schrägen Kühlnetzes. So ließen sich beim Audi 200 13 statt 12 Kühllamellen unterbringen.

6.4 Die kombinierte Ladeluftkühlung

Diese Form der Ladeluftkühlung besteht aus zwei Stufen. Zum einen strömt die Ladeluft durch einen kleinen Ladeluft-Wasserkühler, der vom Kühlmittel des Motors unmittelbar nach Motorkühler-Austritt durchflossen wird, im zweiten Kühlkreis durchströmt sie einen Ladeluft/Luftkühler. Diese sogenannte Mix-Kühlung wird bisher nur bei Wettbewerbsmotoren verwendet, z.B. Renault F1 oder Porsche 956 (siehe Abbildung 13 S.35), bei denen die Vorteile dieser Kühlungsform zu nutzen sind. Die Vorteile sind eine bei niedrigen Geschwindigkeiten oder in der Teillast gute Kühlleistung und somit insgesamt gleichmäßigere Ladelufttemperatur. Außerdem werden die Kühler insgesamt kleiner, was bei dem beengten Bauraum von Formel-Fahrzeugen und Sportwagen vorteilhaft ist. Der hohe Bauaufwand dieser Kühlerart begrenzt den Einsatz auf Sonderfälle, zumal die der Ladeluft entzogene Wärme dem Kühlsystem des Motors zufließt, die Kühlmittelseintrittstemperatur in den Motor erhöht und über die Motorkühlmittelkühlung abgeführt werden muß. Die Gesamtleistung der Kühlung durch die gemischte Kühlung ist nicht besser als die der konventionellen Luft/Luftkühlung.

Auch ein separater Wasserkreislauf läßt sich nutzen, der den Vorteil hat, die Kühlmittel-Temperatur stärker senken zu können. (z.B. Toleman Hart F 1 bis 1983), jedoch aufgrund zusätzlicher Kühler und Pumpen sehr aufwendig ist. Der separate Wasserkreislauf (Abbildung 18 S.47) entspricht „der klassischen Konstruktionsleitlinie Trennen der Funktionen“⁶¹. Dadurch können der Ladeluftkühler und der Wärmetauscher so platziert werden, daß einerseits die optimale Ladeluftführung möglich ist und andererseits der zur Verfügung stehende Anteil der Fahrzeugstirnfläche bestmöglich im Sinne maximaler Kühlung genutzt wird. Dies ermöglicht einen geringen Druckverlust und eine gleichmäßige Ladelufttemperatur, ist aber verbunden mit dem Nachteil der stark angewachsenen Anzahl der Bauteile und dem Aufwand für einen zweiten, vom Motorkühlkreislauf getrennten Kühlmittelkreislauf mit Wärme-

⁶¹ F. Indra und J. Quarg Prinzipvergleich zweier Ladeluftkühlssysteme VDI Berichte NR. 910, 1991 S. 320

tauscher, Pumpe, Schläuchen, Ausgleichsbehälter usw.

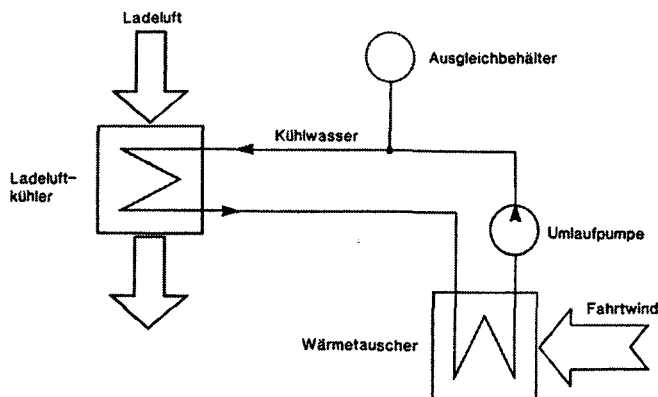


Abbildung 18: Prinzipdarstellung einer LLK mit separater NT/KM-Kühlung⁶²

Dieses Verfahren wird in der heutigen Zeit als Ladeluftkühlung mit Niedertemperatur-Kühlmittelkreisläufen bezeichnet.

6.5 Ladeluftkühlung mit Niedertemperatur-Kühlmittelkreislauf

Die zur Ladeluftkühlung üblicherweise eingesetzten Ladeluft/Kühlluft-Kühler (LL/KL-Kühler) werden im Kühlluftstrom des Fahrzeugs vorzugsweise neben dem Haupt-Kühlmittelkühler angeordnet. Ist dies nicht möglich sind die in Abbildung 16 auf S.41 dargestellten Varianten der Wärmetauscheranordnung zu wählen.

Die Verwendung von Niedertemperatur-Kühlmittelkreisläufen (NT/KM-Kreisläufen) zur Ladeluftkühlung verbessert und erweitert deren Optimierungsmöglichkeiten.

Beim NT/KM-Kreislauf wird ein Kühlmittelstrom entweder dem Hauptkühlmittelkühler am Ausgang nachgeschaltet oder von ihm völlig getrennt geführt. Der erste Fall bezeichnet eine integrierte, der zweite eine separate Schaltung. In einem Ladeluft/Kühlmittel-Kühler (LL/KM-Kühler) wird die Wärme der Ladeluft an das Kühlmittel abgegeben, das zuvor im Niedertemperatur-Kühlmittelkühler (NT/KM-Kühler) durch Kühlluft abgekühlt wurde. Der LL/KM-Kühler kann dadurch unabhängig von der Kühlluftbeaufschlagung des Fahrzeugs, z.B. bei Heck- und Mittelmotorfahrzeugen, motornah und strömungsgünstig an jeder geeigneten Stelle zwischen Verdichterauslaß und Zylinder-einlaß montiert werden.

⁶² F. Indra und J. Quarg Prinzipvergleich zweier Ladeluftkühlssysteme VDI Berichte NR. 910, 1991 S. 321

Im Vergleich zur üblichen direkten LL/KL-Kühlung ergeben sich dadurch folgende Vorteile für den LL/KM-Kühler:

- Stärkere Abkühlung der Ladeluft bei gleicher Stirnfläche von NT/KM-Kühler und LL/KL-Kühler oder gleiche Ladeluftabkühlung bei 20 bis 30 % geringerer Stirnfläche des NT/KM-Kühlers, das bedeutet Platz- und Gewichtersparnis im Fahrzeugfrontbereich.
- Geringerer ladeluftseitiger Druckabfall im Ladeluftkühler durch wärmetechnisch günstigere Gestaltungsmöglichkeiten des Wärmeaustauschernetzes und der Ladeluftkästen.
- Weitere Reduzierung des ladeluftseitigen Druckabfalls und Platzersparnis im Motorraum durch kürzere Ladeluftleitungen.
- Schnelleres Ansprechen der Aufladung durch kürzere Ladeluftleitungen und kleineres Volumen des LL/KM-Kühler.
- Regelung der Ladelufttemperatur als Funktion des Kühlmitteldurchsatzes.

Die Einbaulage des LL/KM-Kühlers kann unabhängig von der Kühlluftführung festgelegt werden. Das Volumen eines LL/KM-Kühlers kann 20 bis 60 % kleiner sein als das eines LL/KL-Kühlers. Der NT/KM-Kühler führt die Kühlmittelwärme an die Kühlluft ab. Deshalb müssen bei seiner Anordnung die Staudruckverhältnisse an der Fahrzeugfront berücksichtigt werden (siehe Abbildung 15 S.40). Der NT/KM-Kühler ist wie ein LL/KL-Kühler neben oder vor dem Haupt-Kühlmittelkühler anzuordnen. Die Platzierung des NT/KM-Kühlers neben dem Haupt-Kühlmittelkühler ist zu bevorzugen, damit die Kühlluft den NT/KM-Kühler ungehindert verlassen kann und nicht, wie bei einer Anordnung vor dem Haupt-Kühlmittelkühler, diesen mit erwärmter Kühlluft beaufschlagt.

Beide Wärmetauscher sind als gelötete Flachrohrsysteme oder als mechanisch gefertigte Rund- oder Ovalrohrsysteme auszuführen. Gelötete Flachrohrsysteme weisen bei hoher spezifischer Leistung ein sehr gutes Leistungs-/Druckabfallverhalten auf. Mechanisch gefertigte Rund- oder Ovalrohrsysteme verfügen zwar über eine geringere spezifische Leistung, können dafür aber wirtschaftlicher und umweltschonender in Großserie hergestellt werden.

Das von einer Zusatzpumpe geförderte Kühlmittel zirkuliert in einem geschlossenen Kreislauf zwischen NT/KM-Kühler und LL/KM-Kühler. Für die Anforderungen im PKW-Bereich genügt ein Elektromotor mit kleiner elektrischer Leistungsaufnahme (< 50 Watt), z.B. Mercedes-Benz G 290 Turbodiesel mit 25 W. Ist eine höhere Pumpenleistung erforderlich, kann ein mechanischer Antrieb eingesetzt werden (z. B. Opel Lotus Omega mit Impellerpumpe, anstelle des Zündverteilers angeflanscht und somit mit halber Kurbelwellendrehzahl rotierend, was eine Abhängigkeit der Umwälzleistung von der Motordrehzahl bedeutet). Durch Regelung der Pumpendrehzahl wird der Kühlmitteldurchsatz und damit die Abkühlung der Ladeluft beeinflusst. Sofern der Kühlmitteldurchsatz einen Mindestwert, der nur von der Umgebungstemperatur und der Verdichteraustrittstemperatur bestimmt wird, nicht unterschreitet, hat er kaum Einfluß auf die Ladelufttemperatur nach dem Kühler bzw. auf die abgeführte Wärme.

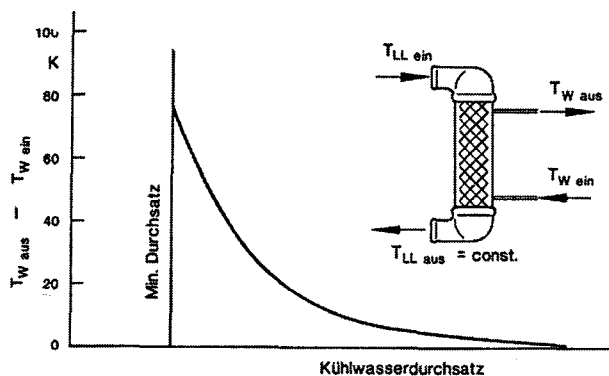


Abbildung 19: Abhängigkeit der Temperaturdifferenz im LLK vom Wasserdurchsatz⁶³

Die Temperaturdifferenz zwischen Wassereintritt und Austritt ändert sich nämlich entsprechend dem Durchsatz (siehe Abbildung 19). Die Wärmespeicherung des Kühlwassers verändert das Transientverhalten so, daß ausgehend von einem niedrigen Temperaturniveau des gesamten Ladeluftkühlsystems kurzzeitig der Ladeluft mehr Wärme entzogen werden kann, als im stationären Zustand. Dieser Effekt läßt sich durch eine entsprechend große Menge niedrig temperierten Kühlmittels noch verstärken.

Der Ausgleich der Kühlmittelvolumenschwankungen infolge von Temperaturänderungen und der zur Entlüftung erforderliche Beruhigungsbereich erfordern ein zusätzliches Volumen, entweder durch Vergrößern und optimale

⁶³ F. Indra und J. Quarg Prinzipvergleich zweier Ladeluftkühlssysteme VDI Berichte NR. 910, 1991 S. 321

Konstruktion eines Kühlmittelkastens oder durch den Einbau eines separaten Ausgleichsbehälters. Der Kühlmittelinhalt im NT/KM- und LL/KM-Kühler beträgt zusammen etwa 1 bis 2 l und als Ausgleichsvolumen ca. 0,25 l.

Auf die Funktion und die Wirkungsweise der Ladeluftkühlung mit integriertem NT/KM-Kreislauf wird hier nicht näher eingegangen, da diese im allgemeinen nur bei Nutzfahrzeugen Anwendung findet, und im Rahmen dieser Diplomarbeit im gegebenen Fahrzeug eine Ladeluftkühlung mit einem separaten NT/KM-Kreislauf installiert wird.

Bei einer erweiterten Nutzung des LL/KM-Kühlers als Wärmetauscher besteht die Möglichkeit der Umschaltung des Kühlwasserkreislaufes von separaten auf integrierten Kühlmittelkreislauf, so daß bei niedrigen Außentemperaturen und Motorlasten die Ladeluft mit heißem Motorkühlwasser vorgewärmt werden kann. Dieses verbessert die Gemischaufbereitung und damit die Verbrennung. Als Folge verringern sich die Drosselverluste, der Verbrauch und die Rohemissionen des Motors, da die Dichte der Ansaugluft abnimmt.

Bei einer LL/KL-Kühlung wird die Wärme der Ladeluft über die Wärmeaustauscher -rohre und -rippen direkt an die Kühlluft abgeführt. Demgegenüber ist ein NT/KM-Kreislauf durch eine indirekte Ladeluftkühlung über das Kühlmittel charakterisiert, das die Wärme zwischen Ladeluft und Kühlluft transportiert. Die indirekte Ladeluftkühlung erfordert vier Wärmeübergangswiderstände, im Gegensatz zur direkten Ladeluftkühlung mit nur zwei, jedoch lassen sich Luft/Flüssigkeits-Wärmetauscher wärmetechnisch optimaler gestalten als Luft/Luft-Wärmetauscher.

LL/KL-Kühler benötigen auf der Ladeluftseite mit Rücksicht auf den Gütegrad für den Dichterückgewinn niedrige Druckabfälle. Dazu sind große Strömungsquerschnitte, also breite und tiefe Rohre erforderlich, die einen hohen Wärmeübergangswiderstand besitzen und den kühlluftseitigen Druckabfall erhöhen. Der kühlluftseitige Wärmeübergang kann wegen der damit verbundenen weiteren Erhöhung des kühlluftseitigen Druckabfalls nur begrenzt gesteigert werden.

Bei Luft/Flüssigkeits-Wärmetauschern werden auf der Flüssigkeitsseite stoffbedingt äußerst niedrige Wärmeübergangswiderstände auch mit deutlich

schmalere und weniger tiefe Rohren erzielt. Somit kann der kühlflutseitige Wärmeübergang durch eine Vergrößerung der wärmeübertragenden Oberflächen und den Einsatz von Hochleistungsrippen deutlich verbessert werden, ohne einen unter Berücksichtigung von Lüfter und Staudruck nicht mehr akzeptablen Druckabfall zu erzeugen.

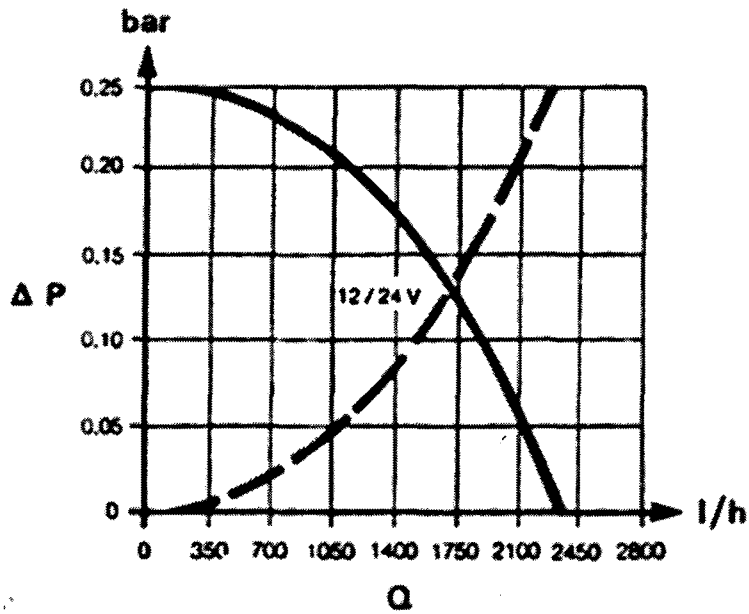
6.6 Ladeluftkühlungen gegebener Vergleichsfahrzeuge

Die Ladeluftkühlungen der untersuchten Vergleichsfahrzeuge teilen sich auf in NT/KM-Ladeluftkühlungen und LL/KL-Ladeluftkühlungen.

Der Mercedes-Benz G 290 Turbodiesel ist mit einem fünf Zylinder Turbodieselmotor mit direkter Einspritzung und 2874 cm^3 , der 88 kW bei 3800 min^{-1} leistet, ausgerüstet und besitzt, wie bereits erwähnt, eine Ladeluftkühlung mit NT/KM-Kühlung. Die Wasserumwälzung erfolgt über eine elektrische Impellerumwälzpumpe (Webasto U 4810 siehe Abbildung 24 S.61) mit 25 W Leistungsaufnahme und einer Umwälzleistung von 1600 l/h gegen $0,15 \text{ bar}$ Druck; die Pumpenkennlinie ist der Abbildung 20 auf S.52 zu entnehmen. Das Blockvolumen⁶⁴ des LL/KM-Kühlers beträgt $2143,98 \text{ cm}^3$ bei einer Stirnfläche von $178,66 \text{ cm}^2$. Der NT/KM-Kühler besitzt ein Blockvolumen von $1725,28 \text{ cm}^3$ und eine Stirnfläche von $750,12 \text{ cm}^2$. Es wurden die in Tabelle 5 (S.52) dargestellten Meßwerte gemessen.

Die Nutzung und Übernahme der im Mercedes-Benz G 290 Turbodiesel verbauten LL/KM- und NT/KM-Wärmetauscher war nicht möglich. Der LL/KM-Wärmetauscher paßte nicht in den Motorraum des Mercedes-Benz 300 TD Turbo. Die Übernahme des NT/KM-Wärmetauscher wurde verworfen, da der zur Verfügung stehende Einbauraum nicht bestmöglich genutzt worden wäre. Zu Vergleichszwecken mit der für den Mercedes-Benz 300 TD Turbo auszuliegenden NT/KM-Ladeluftkühlung wurden die in Tabelle 5 (S.52) dargestellten Messungen durchgeführt und der Austauschgrad der Ladeluftkühlung berechnet. Die Umwälzpumpe des Mercedes-Benz G 290 Turbodiesel Typ Webasto U 4810 (siehe Abbildung 24 S.62) wurde auch im Versuchsfahrzeug des Autors eingebaut und erwies sich hier als praktikabel.

⁶⁴ Blockvolumen und Stirnfläche nach Zeichnungsmaßangaben der Firma AKG Autokühler GmbH & Co. KG



U4810

Abbildung 20: Kennlinie der Umwälzpumpe des Mercedes-Benz G 290 Turbodiesel⁶⁵

Tabelle 5: Meßwerte am Mercedes-Benz G 290 Turbodiesel

Drehzahl in min ⁻¹	Ladedruck in bar Überdruck	T1 vor LLK in °C	T2 nach LLK in °C	Fahrstrecke in km	Außen- Temperatur in °C
3000	0,00	22,5	54,0	38	22,5
4000	0,70	97,0	54,0	40	22,5
4200	0,70	100,0	58,0	42	22,5
3000	0,85	105,0	59,0	44	22,5
3500	0,80	103,0	57,0	46	22,5
3000	0,90	92,0	45,0	48	22,5
3000	0,85	90,0	50,0	50	22,5
3750	0,80	103,0	56,0	52	22,5
3800	0,80	103,0	57,0	56	22,5

Autobahn, Vollast Fahrzeug mit zwei Personen besetzt

⁶⁵ Webasto Zubehörkatalog Standheizungen

Da sich die Ladelufttemperaturen nach dem LL/KM-Kühler um den Wert von 50°C bewegen, besteht die Möglichkeit, daß die elektrische Impellerumwälzpumpe in Abhängigkeit von der Ladelufttemperatur geregelt und erst nach Überschreiten eines bestimmten Wertes eingeschaltet wird. Dieses bestätigte sich bei einer an die Meßfahrt angeschlossenen Untersuchung der Ladeluftkühlung. Bei mit Leerlaufdrehzahl arbeitendem Motor war im Beruhigungsbereich des Wasserkastens des LL/KM-Kühlers keine Wasserbewegung zu erkennen. Nachdem die Umwälzpumpe direkt an die Batterie angeschlossen wurde, änderte sich dies, so daß von der erwähnten Regelung ausgegangen werden kann. Eine Analyse der Regelpunkte wurde nicht vorgenommen, ebensowenig wie eine Druckverlustermittlung der Ladeluft im LL/KM-Kühler, da hierzu die notwendigen Druckmeßstellen im Ladedrucksystem des Fahrzeugs fehlten. Einzig der Ladedruck im Saugrohr des Motors nach dem LLK konnte gemessen werden.

Wie aus der Tabelle 5 S.52 zu ersehen ist, beträgt die größte realisierte Temperaturdifferenz 47 K, so daß nach Gleichung 2 (S.27) der Austauschgrad der Ladeluftkühlung

$$\phi = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{\Delta t_{LL}}{t_{LL,e} - t_{KL,e}} \quad (2) \quad \phi = \frac{378 - 332}{378 - 295} = \underline{\underline{0,558}}$$

beträgt.

Da die Umwälzung geregelt ist, kann nicht nachvollzogen werden, ob es sich bei dem erreichten Austauschgrad um das mit dieser Anlage erreichbare Maximum handelt.

Der VW Passat Variant Turbodiesel ist mit einem vier Zylinder Turbodieselmotor mit indirekter Einspritzung und 1570 cm³ Hubraum, der 59 kW bei 4500 min⁻¹ leistet, ausgerüstet und besitzt eine LL/KL-Ladeluftkühlung. Der Ladeluftkühler ist im vorderen linken Radkasten eingebaut und besitzt eine Netzfläche von 376,25 cm² und eine Netztiefe von 6,5 cm. Bedingt durch seine Anordnung sind die Ladeluftleitungen zwischen Abgasturbolader, Ladeluftkühler und Motoreinlaß ca. 2,60 m lang und mit neun Rohrkrümmern versehen. Dies läßt einen hohen Druckverlust vermuten.

Bei einer Meßfahrt wurden die in Tabelle 6 (S.54) dargestellten Meßwerte gemessen. Der Druckverlust konnte nicht gemessen werden, da die dazu

nötigen Druckmeßstellen fehlten. Der Austauschgrad der Ladeluftkühlung, für die größte realisierte Temperaturdifferenz beträgt nach Gleichung 2 (S.27)

$$\phi = 0,618.$$

$$\phi = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{\Delta t_{LL}}{t_{LL,e} - t_{KL,e}} \quad (2)$$

$$\phi = \frac{354 - 307}{354 - 280} = \underline{\underline{0,618}}$$

Tabelle 6: Meßwerte am VW Passat Variant Turbodiesel

Geschwindigkeit	Ladedruck	T1 vor LLK	T2 nach LLK	Fahrstrecke	Außen-Temperatur
in km/h und Gang	in bar Überdruck	in °C	in °C	in km	in °C
100/V	0,70	66,0	27,0	38	7
100/III	0,70	73,0	30,0	40	7
140/V	0,75	80,0	32,0	42	7
150/V	0,75	80,0	34,0	44	7
160/V	0,75	82,0	36,0	46	7
160/V	0,75	83,0	36,0	48	7
160/V	0,75	81,0	34,0	50	7
170/V	0,70	83,0	37,0	52	7
175/V	0,70	84,0	38,0	54	7

Autobahn, Vollast Fahrzeug mit zwei Personen besetzt

Bei dem VW Passat konnte die Motordrehzahl nicht gemessen werden, da kein Drehzahlmesser eingebaut war. Deshalb wurden die Fahrzeuggeschwindigkeit und der Getriebegang aufgenommen.

7 Umsetzung der aufgezeigten Lösungsmöglichkeiten am gegeben Fahrzeug

7.1 Wirkungsgradsteigerung am Turbodieselmotor

Die Steigerung des mechanischen Wirkungsgrades am vorhandenen Turbodieselmotor ist nachträglich nicht in einem vertretbaren finanziellen Rahmen zu realisieren. Gleiches gilt auch für die prinzipbedingten Nachteile des Verbrennungsverfahrens gegenüber direkteinspritzenden Turbodieselmotoren, wie unter Kapitel 4.1 „Die Bildung und Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches“ beschrieben. Jedoch kann durch die Verwendung von vollsynthetischen Leichtlaufmotorölen eine Minderung der inneren Reibung der Motorbauteile und durch den Einsatz einer Ladeluftkühlung die Senkung der Ansauglufttemperatur des Motors und damit eine Wirkungsgradverbesserung erreicht werden.

7.2 Optimierung der Motorkühlmittelkühlung am Turbodieselmotor

Die Optimierung der Motorkühlmittelkühlung am gegebenen Turbodieselmotor wurde durch den Einbau eines in der Regeltemperatur geänderten Thermostaten und einer vergrößerten Übersetzung der Wasserpumpenriemenscheibe zur Kurbelwelle erreicht.

Der geänderte Thermostat besitzt eine Regeltemperatur, die um 5°C geringer ist als die des Originalthermostaten, sie liegt bei 75°C. Die Kühlwassertemperatur am Motorausgang in den Wasserkühler, bewegt sich damit im normalen Fahr- und Belastungszustand, (Ausnahme: Dauervollgas auf der Autobahn), zwischen 80 bis 90°C. Somit wurde mit dieser Maßnahme gegenüber den unter Kapitel 3.3 „Ist-Zustand der thermischen Verhältnisse am Versuchsfahrzeug“ beschriebenen Verhältnissen, Anhängerbetrieb in der Stadt und Umgebungstemperaturen von 25°C, eine Absenkung der Motorkühlmitteltemperatur um ca. 20°C und bei Dauervollgas auf der Autobahn und Umgebungstemperaturen von 5°C eine Absenkung um ca. 5°C erzielt.

Zusätzlich ist das Übersetzungsverhältnis der Wasserpumpenriemenscheibe zur Kurbelwelle vergrößert worden. Die Serienübersetzung mit einem Verhältnis von 1,1 : 1 wurde mit Hilfe einer kleineren Wasserpumpenriemenscheibe auf 1,25 : 1 geändert, so daß sowohl die Wasserpumpe als auch der Viskoselüfter nun eine um 13,7 % erhöhte Drehzahl aufweisen. Die Wasserpumpenriemenscheibe und der Thermostat sind Mercedes-Benz Originalersatzteile.

Auf die Änderung des Motorkühlmittelwärmetauschers wurde verzichtet, da die einzige durchzuführende Maßnahme eine Neuanfertigung gewesen wäre. Sie ist später bei einem notwendigen Austausch des Kühlers vorgesehen. Da Netzfläche und Netztiefe aus Platzgründen nicht größer ausfallen können, beschränkt sich der Vorteil eines neuen Kühlers mit Hochleistungskühlnetzen und geschlitzten Rippen auf damit verbundene Wirkungsgradverbesserungen.

Da der NT/KM-Kühlmittelkühler den Platz des ab Werk montierten Zusatzelektrolüfters einnimmt, mußte für diesen Ersatz geschaffen werden. Er wurde durch zwei Elektrolüfter mit jeweils 255 mm Flügeldurchmesser ersetzt, die vor dem NT/KM-Kühlmittelkühler montiert sind. Dazu mußten die Signalhörner an einem anderen Platz montiert werden. Die Ansteuerung der Zusatzelektrolüfter erfolgt über die vorhandene Schaltung und den unter Kapitel 8.6 „Steuerungs- und Regelungsmöglichkeiten der Umwälzpumpe und der Zusatzelektrolüfter“ erläuterten Zusatz.

7.3 Kühlung der Ladeluft am Turbodieselmotor

Für die Umsetzung der Ladeluftkühlung boten sich verschiedene Varianten an:

1. LL/KL-Ladeluftkühlung als Kaufteil, installiert im vorderen rechten Radhaus
2. LL/KL-Ladeluftkühlung als Eigenkonstruktion
3. NT/KM-Ladeluftkühlung als Kaufteil
4. NT/KM-Ladeluftkühlung als Eigenkonstruktion

Die erste Variante erwies sich aufgrund des hohen Preises der Anlage (2500 DM)⁶⁶, der Größe der Kühlerfläche und der somit zu erwartenden Abkühlung, der langen Ladeluftwege und dem damit großen Druckverlust und schließlich hinsichtlich des Einbauortes als ungünstig. Der Einbauort im vorderen rechten Radhaus, hinter dem Frontstoßfänger würde eine neue Position für den Automatikgetriebeölkühler bedeuten, so daß zusätzliche Kosten für Material, Bau- und Konstruktionsaufwand sowie neue Automatikgetriebeölleitungen entstehen würden.

Die zweite Möglichkeit, eine LL/KL-Ladeluftkühlung selbst zu entwerfen, scheiterte an einem geeigneten Einbauort, einer strömungsgünstigen Leitungsführung und den bei der ersten Variante angeführten Gründen.

Die dritte Variante, eine NT/KM-Ladeluftkühlung als Kaufteil zu erwerben und einzubauen, hätte sich eventuell unter Schwierigkeiten realisieren lassen, da eine solche Anlage für den gleichen Basismotor im Mercedes-Benz G 350 Turbodiesel von der Firma STT angeboten wird. Die Umsetzung dieser Lösungsmöglichkeit wurde, jedoch ebenfalls verworfen. Die Bedingungen für die Montage des LL/KM-Kühlers mit den Wasseranschlüssen und des NT/KM-Kühlers waren aufgrund des minimalen Platzangebotes als kaum akzeptabel zu bezeichnen. Schließlich gab den Ausschlag, daß bei dieser Variante die Umwälzmenge der Umwälzpumpe mit 700 l/h zu gering gewesen wäre und der Preis mit 6000 DM⁶⁷ außerhalb der Realisierungsmöglichkeiten gelegen hätte.

Als einzige Variante blieb also nur, eine NT/KM-Ladeluftkühlung als Eigenkonstruktion zu entwickeln. Diese Variante war vor allem deshalb von Vorteil, weil sie gestattete eingehende Untersuchungen der bestehenden Platzverhältnisse bei Berücksichtigung der bereits beschriebenen Anforderungen und Rahmenbedingungen vorzunehmen. Damit wurde diese Variante als der erfolgversprechendste Weg realisiert.

⁶⁶ telefonische Auskunft der Firma Mosselmann in Holland

⁶⁷ telefonische Auskunft der Firma KLS

8 Die Konstruktion einer NT/KM-Ladeluftkühlung

8.1 Entwurf und Auslegung des LL/KM-Kühlers

Die Arbeiten zum Entwurf und zur Auslegung des LL/KM-Kühlers mußten berücksichtigen, daß der nach dem Ausbau der Ladedruckleitung zwischen Verdichterauslaß und Motoreinlaß oberhalb des Turboladers zur Verfügung stehende Platz größtmöglich ausgenutzt wurde und desweiteren die Anforderungen hinsichtlich eines geringen Strömungswiderstandes Beachtung fanden.

Um diese Aufgabe optimal und mit einem vertretbaren Aufwand bewältigen zu können, wurde ein Holzmodell angefertigt. Damit war es möglich, die spätere Form, Größe und Lage des Ladeluftkühlers im eingebauten Zustand beurteilen und entsprechende Veränderungen einfach vornehmen zu können. Die Maße für die Außenabmessungen des LL/KM-Kühlers waren so ebenfalls leicht festzulegen.

Für die Montage des LL/KM-Kühlers stand der Raum unmittelbar rechts neben dem Motor zur Verfügung. Damit war die Höhe des Kühlers mit max. 95 mm gegeben, da über dem Ladeluftkühler noch Raum für das Verlegen der Ladeluftleitung vom Kühlerauslaß zum Motoreinlaß bleiben mußte.

Für die Breite des Kühlers ergab sich ein Maß von max. 195 mm. Dabei mußte die Kippbewegung des Motors nach rechts bei starkem Beschleunigen berücksichtigt werden, so daß von der verfügbaren Breite 15 mm nicht für den Ladeluftkühler genutzt werden konnten.

Für die Länge des Kühlers standen unter Beachtung des Platzes für den Ladeluftauslaß 440 mm zur Verfügung.

Die bestimmten Außenabmessungen des Ladeluftkühlers sind in der Skizze im Anhang (S.82) dargestellt. Diese Skizze diente als Vorgabe zur Fertigung des Kühlers, ebenso wie die Forderungen, daß das Kühlnetz mit maximaler Querschnittsfläche und Volumen und der Kühler mit minimalem Durchströmungswiderstand zu fertigen sind.

Es ergab sich daraus eine Querschnittsfläche des Ladeluftkühlernetzes in Durchströmungsrichtung von 128 cm^2 und eine Länge von 190 mm.

Der Ladeluftkühler (siehe Abbildung 21) ist komplett aus Aluminium gefertigt und mit einem Hochleistungskühlnetz ausgestattet. Der Ladelufteingang wurde direkt im Verdichtergehäuse des Abgasturboladers mit einem Nullring abgedichtet. Für den Ladeluftausgang ist ein Aluminiumrohr mit 57 mm Durchmesser gewählt worden.

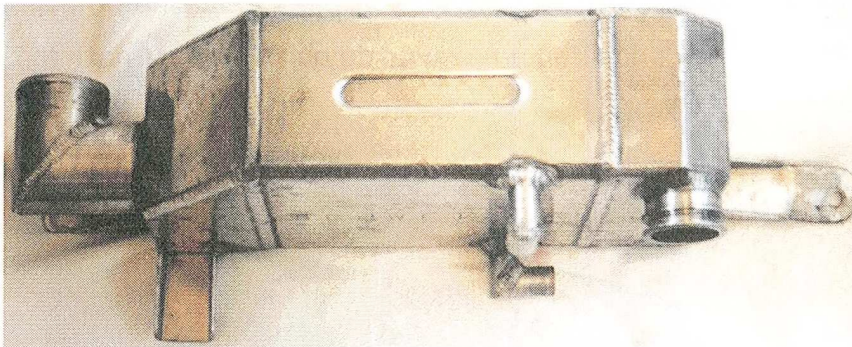


Abbildung 21: LL/KM-Wärmetauscher in Seitenansicht

8.2 Entwurf und Auslegung des NT/KM-Kühlers

Nach dem Ausbau des Zusatzelektrolüfters, der vor dem Klimakondensator und Motorkühlmittelkühler angebracht war, stand ein geeigneter Einbauort für den NT/KM-Kühler zur Verfügung.

Auch hier wurde ein Holzmodell mit den maximal zur Verfügung stehenden Abmessungen 550 mm (Breite) x 420 mm (Höhe) und 45 mm (Tiefe), zur Anpassung des Wärmeaustauschers, angefertigt. Dieses Holzmodell mußte später an der Ober- und Unterkante gekürzt werden, um eine einwandfreie Motorhaubenent- und Verriegelung zu gewährleisten und die Paßfähigkeit des Kühlers zwischen dem Klimakondensator und dessen Träger herzustellen. Daraus ergaben sich die Aussenabmessungen, die in der Skizze (siehe Anlage S.80) dargestellt sind und als Fertigungsgrundlage, bei der Firma Schweizer dienten, wie auch die Forderung nach maximaler Netzfläche.

Der gefertigte NT/KM-Wärmetauscher weist die folgenden Abmessungen für die Kontur und das Kühlnetz auf:

Höhe:	350 mm	Netz:	310 mm
Breite:	540 mm	Netz:	500 mm
Tiefe:	44 mm	Netz:	28 mm.

Der NT/KM-Kühler (siehe Abbildung 22) besteht aus einem Hochleistungskühlnetz mit geschweißten Aluminiumwasserkästen und seitlichen Wasserstutzen mit einem Durchmesser von 19 mm, er ist als Kreuzstromwärmeübertrager ausgeführt.

Das Kühlnetz des NT/KM-Kühlers setzt sich aus 42 senkrecht verlaufenden Flachrohren zusammen. An jedem dieser Rohre sind 197 Kühlbleche befestigt. Daraus ergibt sich eine Gesamtoberfläche von ca. 2,04 m².

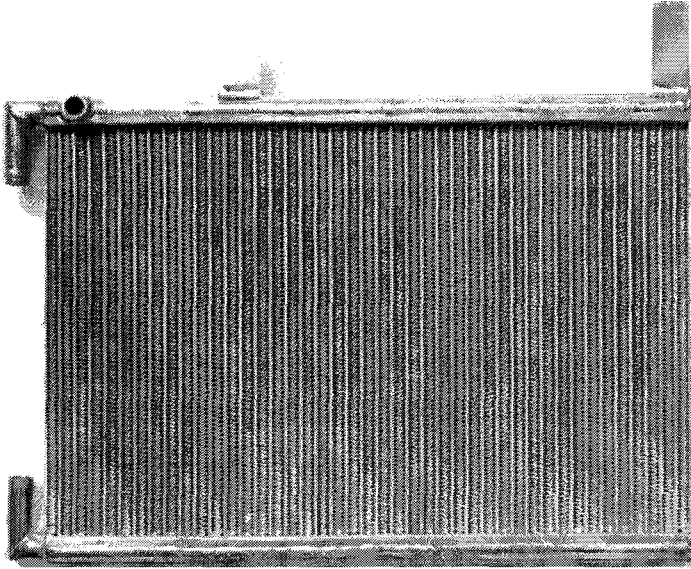


Abbildung 22: NT/KM-Wärmetauscher in Frontansicht

8.3 Entwurf und Auslegung des Ausgleichsbehälters

Der Ausgleichsbehälter dient, wie unter Kapitel 6.5 „Ladeluftkühlung mit Niedertemperatur-Kühlmittelkreislauf“ beschrieben, dem Ausgleich der Kühlmittelvolumenschwankungen infolge von Temperaturänderungen und der Entlüftung. Da das erforderliche zusätzliche Volumen aufgrund konstruktiver Gegebenheiten nicht durch die Vergrößerung und optimale Konstruktion eines Kühlmittelkastens zu erzielen war, mußte ein separater Ausgleichsbehälter entworfen und eingebaut werden. Die Skizze (siehe Anlage S.84) diente als Grundlage für die Fertigung des Ausgleichsbehälter, bei der Firma Schweizer. Dieser separate Ausgleichsbehälter ist aus Aluminium geschweißt und hat ein Volumen von 3465 cm³. Er ist mit zwei Wasseranschlüssen versehen, so daß das im NT/KM-Kreislauf zirkulierende Kühlmittel ihn ständig durchströmt, hat ein Gewinde M 14x1,5 zur Aufnahme eines

Thermofühlers oder -schalters, einen verschließbaren Einfüllstutzen und wird vom im NT/KM-Kühler abgekühlten Kühlmittel durchflossen.

8.4 Auswahl und Einbauort der Umwälzpumpe

Bei der Auswahl der Umwälzpumpe wurde darauf Wert gelegt, daß es sich um ein preiswertes Großserienbauteil mit hoher Umwälzleistung handelt. Als praktikabel und den installierbaren Schlauchdurchmessern (19 mm) angepaßt erwies sich die Umwälzpumpe U 4810 der Firma Webasto (siehe Abbildung 24 S.62), die auch im Mercedes-Benz G 290 Turbodiesel eingebaut ist.

Es wurden gleichfalls Versuche mit der Umwälzpumpe U 4814 (siehe Abbildung 24 S.62) der Firma Webasto vorgenommen, die bei 0,2 bar Gegendruck 5200 l/h Umwälzleistung (siehe Abbildung 23) erreicht. Diese Pumpe wird von der Firma Huber Fahrzeugtechnik ebenfalls für eine NT/KM-Ladeluft-kühlung, in einem Toyota verwendet. Aufgrund der bei dieser Pumpe größeren Anschlußdurchmesser (38 mm) verzögerte sich deren Einbau, da notwendige Reduzierschläuche (38 mm auf 19 mm) nicht rechtzeitig geliefert wurden. Somit konnte der Einfluß der höheren Umwälzleistung auf die Abkühlung der Ladeluft nicht nachgewiesen werden.

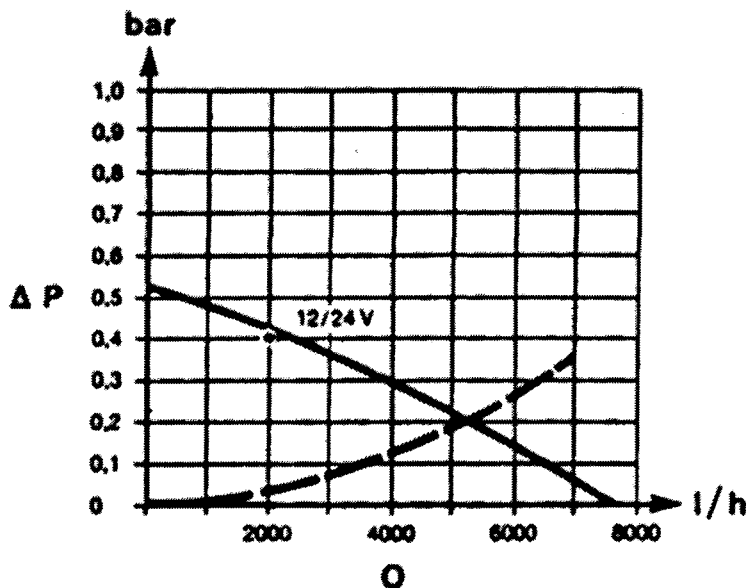


Abbildung 23: Umwälzpumpenkennlinie Webasto U 4814⁶⁸

⁶⁸ Webasto Zubehörkatalog Standheizungen



Abbildung 24: Webasto Umwälzpumpen U4810 links und U4814 rechts

8.5 Erreichte Ergebnisse und Lösungen

Die erreichten Lösungen der umgesetzten NT/KM-Ladeluftkühlung sind in Abbildung 25 und in Abbildung 26 (S.63) zu sehen.

Die mit der selbst ausgelegten und umgesetzten NT/KM-Ladeluftkühlung erreichten Ergebnisse bestätigen die Erwartungen dahingehend, daß die Abkühlung der Ladeluft relativ unabhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit gewährleistet wird.

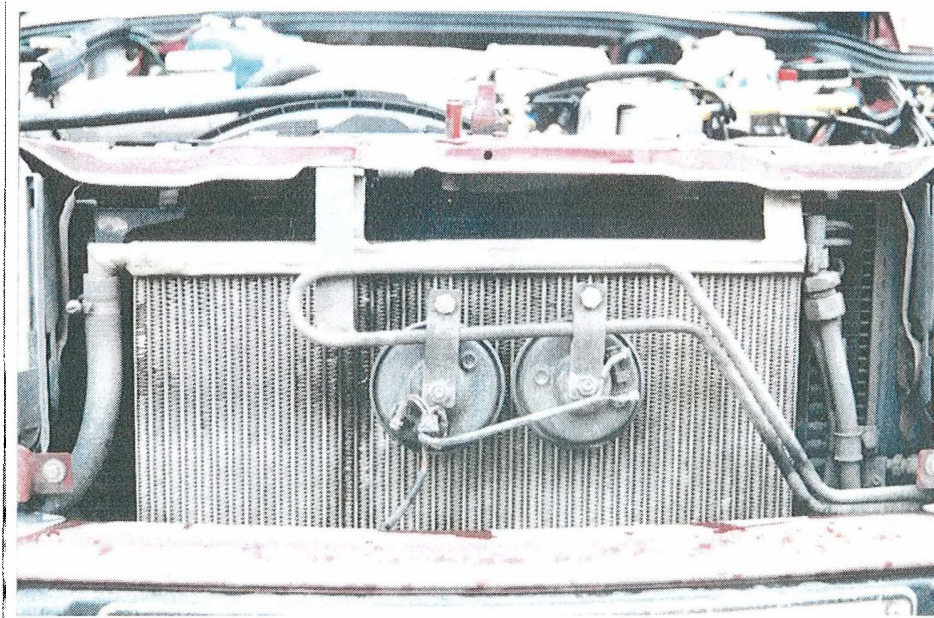


Abbildung 25: NT/KM-Wärmetauscher im Mercedes-Benz 300 TD Turbo eingebaut

D. h., bei geringen Geschwindigkeiten und hoher Motorbelastung z.B. im Anhängerbetrieb erreicht die Abkühlung der Ladeluft bereits hohe Werte.

Da eine Messung der Abgaszusammensetzung qualitativ und quantitativ nicht erfolgen konnte, ist eine Auswirkung der Ladeluftkühlung nicht nachzuweisen.

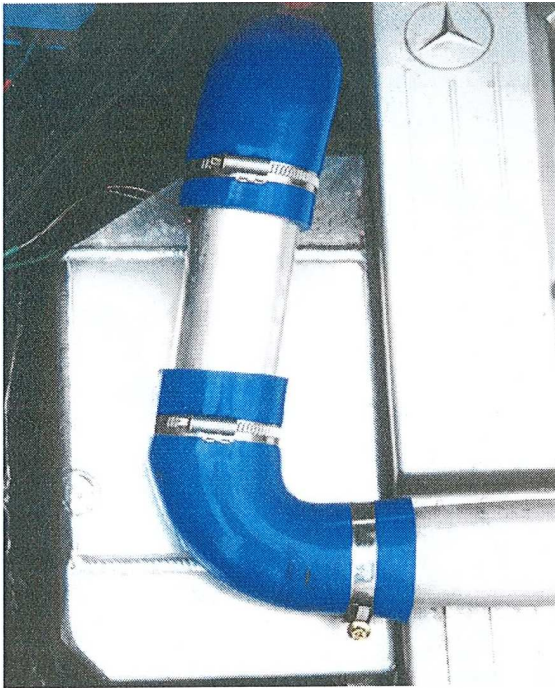


Abbildung 26: LL/KM-Wärmetauscher mit Ladeluftleitung

Die abgeführte Wärmemenge lässt sich mit Gleichung 17 berechnen:

$$\dot{Q} = \dot{m} \times c_p \times (T_e - T_a)$$

Gleichung 17⁶⁹

$$p \times V = R_i \times T$$

mit

$$V = \frac{1}{\rho} \rightarrow p \times \frac{1}{\rho} = R_i \times T \rightarrow \rho = \frac{p}{R_i \times T}$$

und

$$\dot{m} = \rho \times \dot{V}$$

folgt

in

$$\dot{Q} = \dot{m} \times c_p \times (T_a - T_e)$$

eingesetzt

$$\dot{Q} = \frac{p}{R_i \times T} \times \dot{V}_h \times AS \times z \times c_p \times (T_a - T_e)$$

⁶⁹ Tafelwerk

Setzt man hier nun die Anzahl der Arbeitsspiele pro Sekunde und die Zylinderzahl ein, so folgt die Leistung der Ladeluftkühlung mit Gleichung 18

$$\dot{Q} = \frac{P}{R_i \times T} \times \dot{V}_h \times AS \times z \times c_p \times (T_a - T_e)$$

Gleichung 18

Hier bedeuten:

- ρ Dichte in $10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- AS Anzahl der Arbeitsspiele pro Sekunde
- c_p spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck in $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- p Ladedruck absolut in Pa
- Q Kühlleistung
- R_i spezielle Gaskonstante für Luft = $287 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- T Temperatur in K
- V Volumen in m^3
- V_h Volumen in m^3
- z Zylinderzahl

$$\dot{Q} = \frac{P}{R \times T} \times \dot{V}_h \times AS \times z \times c_p \times (T_a - T_e)$$

$$\dot{Q} = \frac{10^5 \times 2,1 \text{ Pa} \times \text{kg} \times \text{K}}{287 \text{ J} \times 410 \text{ K}} \times 0,0005 \text{ m}^3 \times 39,6 \text{ s}^{-1} \times 6 \times \frac{1009 \text{ J}}{\text{kg} \times \text{K}} \times (330 \text{ K} - 410 \text{ K})$$

$$\dot{Q} = -17113,98 \frac{\text{kg} \times \text{kg} \times \text{K} \times \text{m}^3 \times \text{s}^{-1} \times \text{kg} \times \text{m}^2 \times \text{K} \times \text{s}^2}{\text{m} \times \text{s}^2 \times \text{s}^2 \times \text{kg} \times \text{m}^2 \times \text{K} \times \text{kg} \times \text{kg} \times \text{K}} = -17223,98 \text{ kg} \times \text{m}^2 \times \text{s}^{-3}$$

$$\dot{Q} = -17223,98 \text{ J} \times \text{s}^{-1} = -17223,98 \text{ W} = -17,2 \text{ kW}$$

Die Ladeluftkühlung führt maximal eine Leistung von 17,2 kW ab.

Der Druckverlust lässt sich mit Gleichung 19 berechnen (Annahme $\xi=2$)⁷⁰:

$$\Delta p = \xi \times \frac{\rho \times w^2}{2} \quad w = \frac{\dot{V}}{A}$$

Gleichung 19

⁷⁰ nach Prof. Dr.-Ing. Jankowski

Hier bedeuten:

- ρ Dichte in $10^3 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
- Δp Ladedruckdifferenz absolut in Pa
- w Geschwindigkeit in $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
- ξ Druckverlustbeiwert
- V Volumen in m^3
- A Fläche in m^2

Für einen Rohrkrümmer beträgt Δp 3380,5 Pa, dieser Wert ist jetzt mit der Anzahl der Rohrkrümmer zu multiplizieren und ergibt bei vier Rohrkrümmern Δp 13522,0 Pa. Die Differenz dieses Wertes zum gemessenen Druckverlust ist der Druckverlust im Ladeluftkühler.

Im einzelnen wurden die folgenden Werte gemessen:

Tabelle 7: Meßwerte am Mercedes-Benz 300 TD Turbo LLK mit U 4810

Drehzahl in min^{-1}	Ladedruck Überdruck in bar	T1 vor LLK in $^{\circ}\text{C}$	T2 nach LLK in $^{\circ}\text{C}$	Fahrstrecke in km	Außen- Temperatur in $^{\circ}\text{C}$
2000	0,70	70	20	10	3
3000	0,80	80	20	13	3
3000	0,80	81	19	14	3
3500	0,90	91	25	20	3
4000	1,00	108	35	25	3
4500	0,90	124	51	32	3
4750	0,90	130	60	34	3
4750	0,90	131	58	35	3
4750	0,85	129	54	36	3
4750	0,90	137	57	41	3

Autobahn Vollast Automobil mit 2 Personen besetzt

Tabelle 8: Meßwerte am Mercedes-Benz 300 TD Turbo LLK mit U 4810

Drehzahl in min^{-1} Gang	Ladedruck Überdruck in bar	T1 vor LLK in $^{\circ}\text{C}$	T2 nach LLK in $^{\circ}\text{C}$	Fahrstrecke in km	Außen- Temperatur in $^{\circ}\text{C}$
2000 II	0,80	80	20	30	10
3000 III	0,88	85	25	32	10
3000 III	0,80	90	26	33	10
3000 III	0,80	92	30	34	10
3000 III	0,80	92	31	35	10
3000 III	0,80	90	28	36	10
3000 IV	0,80	95	34	37	10

Landstraße Automobil und Anhänger zusammen ca.: 3000 kg

Mit der im Mercedes-Benz 300 TD Turbo installierten NT/KM-Ladeluftkühlung und der Umwälzpumpe Webasto U 4810 wurden unter den in Tabelle 7 genannten Bedingungen ein Austauschgrad $\phi = 79,5 \%$ und ein Gütegrad für den Dichterückgewinn $\eta_{\rho} = 6 \%$ erreicht.

Bei der Meßreihe nach Tabelle 8 ergibt sich die thermische Wirksamkeit mit $85,7 \%$ und der Gütegrad für den Dichterückgewinn $\eta_{\rho} = -0,16 \%$ für die erste Messung bei 2000 min^{-1} im 2. Gang. D. h., hier nimmt die Dichte der Ladeluft ab.

8.6 Steuerungs- und Regelungsmöglichkeiten der Umwälzpumpe und der Zusatzelektrolüfter

Die Steuerung und Regelung der Umwälzpumpe ist nach den folgenden Parametern möglich:

1. Fahrpedalstellung, als Steuerung
2. Ladelufttemperatur als Regelung
3. Ladedruck im Ansaugrohr als Regelung
4. Kühlmitteltemperatur als Regelung.

Die Auswahl der einzelnen Varianten erfolgt nach den Anforderungen und Möglichkeiten der technischen und finanziellen Realisierbarkeit.

Die erste Variante ist relativ preiswert umzusetzen, da bereits ein Mikroschalter installiert ist und dieser für die Ansteuerung des Umwälzpumpenrelais genutzt werden kann.

Verwendet man die Ladelufttemperatur als Regelung, so ist der Aufwand höher als bei der ersten Variante, da hier zu dem zu installierenden und schnellansprechenden Temperatursensor noch eine Auswerteschaltung und Relaisansteuerung hinzu kommt. Als Vorteil ist hier die Festlegung einer Ladelufttemperatur als Regeltemperatur oder zur kennfeldgesteuerten Umwälzpumpendrehzahlregelung zu nennen.

Bei der dritten Variante ist ebenfalls direkt die Ansteuerung des Umwälzpumpenrelais über einen Druckschalter möglich. Es können aber Drucksensoren mit einer kennfeldgesteuerten Auswertung der Ladedruckverläufe auch verwendet so wird die Umwälzpumpendrehzahl und somit die Ladelufttemperatur geregelt.

Die vierte Variante benötigt einen Temperaturschalter oder -sensor, je nach Auswertung der Signale und geforderter Empfindlichkeit. Er ist im NT/KM-Ladeluftkühler auf der Warmwasserseite eingebaut ist. Dies ermöglicht die Regelung der Pumpe oder deren Drehzahl in Abhängigkeit von der Kühlmitteltemperatur, womit nur ein indirekter Zusammenhang zur Ladelufttemperatur besteht.

Die Vorteile aller Varianten sind, daß die Pumpe im Schiebetrieb und Leerlauf abgeschaltet werden kann, wodurch die Elektroanlage nicht zusätzlich belastet wird und somit keine Laufgeräusche der Umwälzpumpe im Leerlauf des Turbodieselmotors auftreten.

Als Nachteil aller Varianten ist die nicht kontinuierliche Abkühlung des Kühlmittels zu nennen, die nur durch einen permanenten Betrieb der Umwälzpumpe zu ermöglichen wäre.

Der permanenten Betrieb der Umwälzpumpe würde aber dazu führen, daß das Kühlmittel auch im Motorbetrieb ohne Last, also Schiebetrieb oder Leerlauf, umgewälzt und somit z.B. bei Bergabfahrt abgekühlt wird.

Von den zuvor genannten Varianten kommt für das untersuchte Fahrzeug die Steuerung der Umwälzpumpe in Abhängigkeit von der Fahrpedalstellung (Variante 1) in Frage, da sie den Geräuschpegel im Leerlauf senkt und auch bei geringen Motorlasten eine Umwälzung des Kühlmittels ermöglicht.

Jedoch gilt auch hier der genannte Nachteil, der aber bei der geplanten Umstellung auf die Pumpe Webasto U 4814 in seiner Auswirkung minimiert wird. Die Zusatzelektrolüfter werden zusätzlich zu den im Kapitel 3.4.1 „Die Motor-kühlmittelkühlung“ genannten Parametern in Abhängigkeit von der Kühlmitteltemperatur im Ausgleichsbehälter der Ladeluftkühlung bei mehr als 35°C eingeschaltet.

Zusätzlich werden bei Überschreiten einer Kühlmitteltemperatur von 35°C im Ausgleichsbehälter nicht nur die Zusatzelektrolüfter eingeschaltet, sondern gleichzeitig auch das Relais der Umwälzpumpe angesteuert und diese in Betrieb gesetzt.

9 Schlußbetrachtung

Die im Rahmen dieser Diplomarbeit bearbeiteten Probleme und Fragestellungen wurden in dem durch finanzielle und materielle Grenzen eng gesteckten Rahmen gelöst.

Die NT/KM-Ladeluftkühlung wurde ausgelegt, konstruiert, gefertigt und im Personenkraftwagen Mercedes-Benz 300 TD Turbo erfolgreich eingebaut und getestet.

Insbesondere bei einer besseren Ausstattung mit Meßtechnik wäre es möglich gewesen, die Wirkungsgrade der einzelnen Wärmetauscher getrennt zu untersuchen. So konnte nur der Gesamtaustauschgrad der Ladeluftkühlung für spezielle Betriebspunkte des Motors untersucht werden. Ebenso wäre es möglich gewesen, die Wirkungen der Ladeluftkühlung über der Drehzahl und der Motorlast zu bestimmen, womit noch gezielter die Vorteile einer flüssigkeitsgekühlten Ladeluftkühlung bei geringen Fahrzeuggeschwindigkeiten und hoher Motorlast nachzuweisen wären.

Speziell bei der Ladedruckmessung mußte auf handelsübliche Ladedruckmanometer zurückgegriffen werden, diese reichten allerdings für die vergleichenden Messungen aus.

Wie bereits im Text erwähnt, konnte keine Messung der Abgasqualität und -quantität erfolgen. Dadurch wurde ein Einfluß der Ladeluftkühlung auf umweltrelevante Faktoren nicht nachgewiesen.

Auch der im Laborkomplex III Fahrzeug- und Verkehrstechnik der Fachhochschule für Technik und Wirtschaft Berlin vorhandene Leistungsprüfstand für Kraftfahrzeuge konnte nicht genutzt werden, da der Wandlerschlupf des Automatikgetriebes nicht meß- und reproduzierbar ist, und somit keine vergleichbaren Leistungsmessungen möglich sind.

Insbesondere die mit den meßtechnischen Problemen in Zusammenhang stehenden Teile dieser Diplomarbeit bieten Gelegenheit zu weiterführenden Untersuchungen auf dem Gebiet der Ladeluftkühlung und deren Einfluß auf Motorparameter und Umwelteinflüsse.

Aufgrund des finanziellen Rahmens konnte nur ein Ladeluft/Kühlmittel-Kühler gefertigt werden. Einflüsse eines geänderten und mit größeren Kühlnetzen

versehenen LL/KM-Kühlers auf den Austauschgrad und auf den, durch eine andere Ladeluftleitungsführung veränderten Ladedruckverlust sind deshalb nicht nachweisbar.

Der speziell für die eingeschränkten Platzverhältnisse konstruierte und mit größtmöglicher Netzfläche ausgelegte Niedertemperatur/Kühlmittel-Wärmetauschers wurde im Staudruckbereich der Fahrzeugfront eingebaut.

Ein negativer Einfluß auf die hinter dem Niedertemperatur/Kühlmittel-Wärmetauschers angeordneten Klimaanlage- und Motorkühlmittelwärmetauscher ist nicht zu erkennen.

Der in die flüssigkeitsgekühlte Ladeluftkühlung integrierte Ausgleichsbehälter, besitzt einen Inhalt der mehr als das 12fache des in der Literatur geforderten beträgt. Dieses große Volumen dient nicht nur dem notwendigen Ausgleich der Volumenschwankungen und der Entlüftung, sondern wird ständig mit umgewälzt und stellt dadurch kurzzeitig eine große Kühlwassermenge zur Verfügung.

Die Auswahl der Umwälzpumpe Webasto U 4810, die wie bereits erwähnt ebenfalls im Mercedes-Benz G 290 Turbodiesel eingebaut ist, erwies sich als zweckmäßig.

Abschließend kann gesagt werden, daß die vom Autor ausgelegte, konstruierte und umgesetzte NT/KM-Ladeluftkühlung den Anforderungen hinsichtlich der Temperaturabsenkung der Ladeluft (siehe Kapitel 6.1 „Grundlagen der Ladeluftkühlung und deren Wirkung“) und des Druckverlustes (siehe Kapitel 6.2 „Einbau, Auslegung und Wirkungsgrad von Ladeluftkühlern“) genügt. Die Werte für die Temperaturabsenkung sind entsprechend Kapitel 6.1 als sehr gut zu bezeichnen. Der Druckverlust der gesamten Ladeluftkühlanlage beträgt 20 %, verglichen mit den in Kapitel 6.2 geforderten Werten ist damit nur der höchstzulässige Druckverlust erreicht. Aufgrund der Senkung der Ladelufttemperatur wird die thermische Belastung des Turbodieselmotors OM 603.960 gesenkt.

Ein Vergleich des Austauschgrades der Ladeluftkühlung des 300 TD Turbo, mit den Austauschgraden der Ladeluftkühlungen der Vergleichsfahrzeuge, nach Kapitel 6.6 „Ladeluftkühlungen gegebener Vergleichsfahrzeuge“, zeigt gemäß Tabelle 9 ebenfalls ein gutes Ergebnis.

Tabelle 9: Gegenüberstellung der Austauschgrade der Ladeluftkühlungen

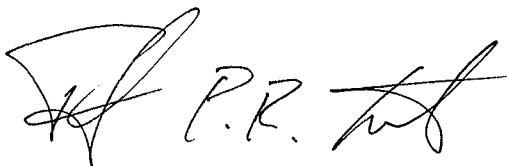
	Mercedes-Benz 300 TD Turbo	Mercedes-Benz G 290 Turbodiesel	VW Passat Variant 1,6 TD mit LLK
Austauschgrad der Ladeluftkühlung ϕ in %	79,5	55,8	61,8

Betrachtet man die finanzielle Investition, so kann man von einem sehr guten Preis-Leistungsverhältnis sprechen, zumal der Kostenaufwand 50 % der Anlage als Kaufteil der Firma STT entspricht.

Eidesstattliche Erklärung

Ich Thomas Paul Reinhold Lehmann, Matrikel-Nr.: 0134898 versichere, die vorliegende Diplomarbeit selbständig verfaßt und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt zu haben.

Berlin, 01.03.1999

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'T.P.R. Lehmann', written in a cursive style.

Thomas Paul Reinhold Lehmann

10 Literaturverzeichnis

- Automobiltechnische Zeitschrift VDI-Verlag
- Baehr H. D., Stephan K.: Wärme und Stoffübertragung . Springer Verlag
2. Aufl. 1996
- Beitz W., Küttner K.-H.: Taschenbuch für den Maschinenbau/Dubbel
Springer Verlag 17. Aufl. 1990
- Bunting K.-D.: Deutsches Wörterbuch Isis Verlag AG 1996
- dtv Lexikon F. A. Brockhaus Verlag 1992
- Eisenbahningenieur
- geländewagen magazin az Auto Verlag
- List H., Pischinger A.: Die Verbrennungskraftmaschine Bd. 5 Springer
Verlag 1989
- Hack G.: Autos schneller machen Motorbuch Verlag 2. Aufl. 1995
- Hack G.: Turboautos Turbomotoren Motorbuch Verlag 1. Aufl. 1983
- Hütten H.: Motoren Motorbuch Verlag 10. Auflage 1997
- Hütten H.: Schnelle Motoren Motorbuch Verlag 10. Aufl. 1994
- Mollenhauer K.: Handbuch Dieselmotoren Springer Verlag 1997
- Motortechnische Zeitschrift VDI-Verlag
- Müsch A.: Verbrennungsmotoren für Militärkraftfahrzeuge Militärverlag
der DDR 1. Auflage 1988
- N.N.: Automobiltechnisches Handbuch für Turbolader und Kompressor-
motoren Schrader Verlag
- N.N.: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch/Bosch VDI-Verlag 20. Aufl. 1987
- N.N.: Synonymwörterbuch VEB Bibliographisches Institut Leipzig 6. Aufl.
1980
- N.N.: Tafelwerk Volk und Wissen Volkseigener Verlag Berlin 4. Aufl. 1982
- N.N.: Technisches Taschenbuch by INA 4. Korrigierter Nachdruck 1994
- N.N.: Wissensspeicher Verbrennungsmotoren VEB Verlag für Verkehrs-
wesen 6. Aufl. 1986
- OFF ROAD AC Verlagsgesellschaft
- Technische Unterlagen Kühnle, Kopp & Kausch 1998
- Technische Unterlagen Setrab AB Sweden 1998

- Univ.-Prof. Dr.-Ing. Pischinger S.: Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren Selbstverlag 1998
- VDI-Gesellschaft Fahrzeugtechnik: VDI Bericht 910 VDI-Verlag 1991
- VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen: VDI-Wärmeatlas Springer Verlag 8. Aufl. 1997

11 Verzeichnis Abbildungen und Tabellen

Abbildung 1: Verlauf von Leistung und Drehmoment der Motoren OM 601,602,603	4
Abbildung 2: Dichtesteigerung der Verbrennungsluft bei Aufladung und Ladeluftkühlung	5
Abbildung 3: Kühlbilanz bei Aufladung über dem Mitteldruck	6
Abbildung 4: Äußere Wärmebilanz eines neuzeitlichen Nfz-Dieselmotors	7
Abbildung 5: Temperaturverlauf und Wärmeströme in Motor und Kühlsystem	8
Abbildung 6: Schema und Ansicht eines Kurzschlußthermostaten	12
Abbildung 7: Kolben mit Kühlkanal und Ölspritzdüse für Turbodieselmotor	14
Abbildung 8: Gepanzertes Auslaßventil mit Natriumfüllung	15
Abbildung 9: Brennraum und Vorkammer mit Schrägeinspritzung des OM 603.960	17
Abbildung 10: Vergleich der Kolbentemperaturen	18
Abbildung 11: Schematische Darstellung der p-V-Diagramme	23
Abbildung 12: Turbolader der Firma KKK Typ K 24 des 300 TD Turbo	24
Abbildung 13: Porsche-Motor 935/76 im 956 mit Ladeluft-Wasser-Luft- Ladeluftkühlung	35
Abbildung 14: Einfluß von Druck- und Temperaturdifferenz auf die relative Motorleistung	38
Abbildung 15: Druckverteilung an der Fahrzeugfront	40
Abbildung 16: Wärmetauscheranordnungen	41
Abbildung 17: Druckverlust für 1-fluß und 2-fluß Ladeluftkühler	45
Abbildung 18: Prinzipdarstellung einer LLK mit separater NT/KM-Kühlung	47
Abbildung 19: Abhängigkeit der Temperaturdifferenz im LLk vom Wasserdurchsatz	49
Abbildung 20: Kennlinie der Umwälzpumpe des Mercedes-Benz G 290 Turbodiesel	52
Abbildung 21: LL/KM-Wärmetauscher in Seitenansicht	59
Abbildung 22: NT/KM-Wärmetauscher in Frontansicht	60
Abbildung 23: Umwälzpumpenkennlinie Webasto U 4814	61
	75

Abbildung 24: Webasto Umwälzpumpen U4810 links und U4814 rechts	62
Abbildung 25: NT/KM-Wärmetauscher im Mercedes-Benz 300 TD Turbo eingebaut	62
Abbildung 26: LL/KM-Wärmetauscher mit Ladeluftleitung	63
Tabelle 1: Verzeichnis der Symbole und Indizes	1
Tabelle 2: Meßwerte am Mercedes-Benz 300 TD Turbo	11
Tabelle 3: Bewertung der Möglichkeiten zur Optimierung der Kühlung des Motorkühlmittels	33
Tabelle 4: Bewertung der Möglichkeiten zur Optimierung der Motorölkühlung	33
Tabelle 5: Meßwerte am Mercedes-Benz G 290 Turbodiesel	52
Tabelle 6: Meßwerte am VW Passat Variant Turbodiesel	54
Tabelle 7: Meßwerte am Mercedes-Benz 300 TD Turbo LLK mit U 4810	65
Tabelle 8: Meßwerte am Mercedes-Benz 300 TD Turbo LLK mit U 4810	66
Tabelle 9: Gegenüberstellung der Austauschgrade der Ladeluftkühlungen	71

12 Anlagenverzeichnis

Maßskizze des NT/KM-Ladeluftkühlers	79
Maßskizze des LL/KM-Ladeluftkühlers	81
Maßskizze des Ausgleichbehälters	83
Verdichterkennfeld des Abgasturboladers des Turbodieselmotors OM 603.960	85
Turbinenkennfeld des Abgasturboladers des Turbodieselmotors OM 603.960	87

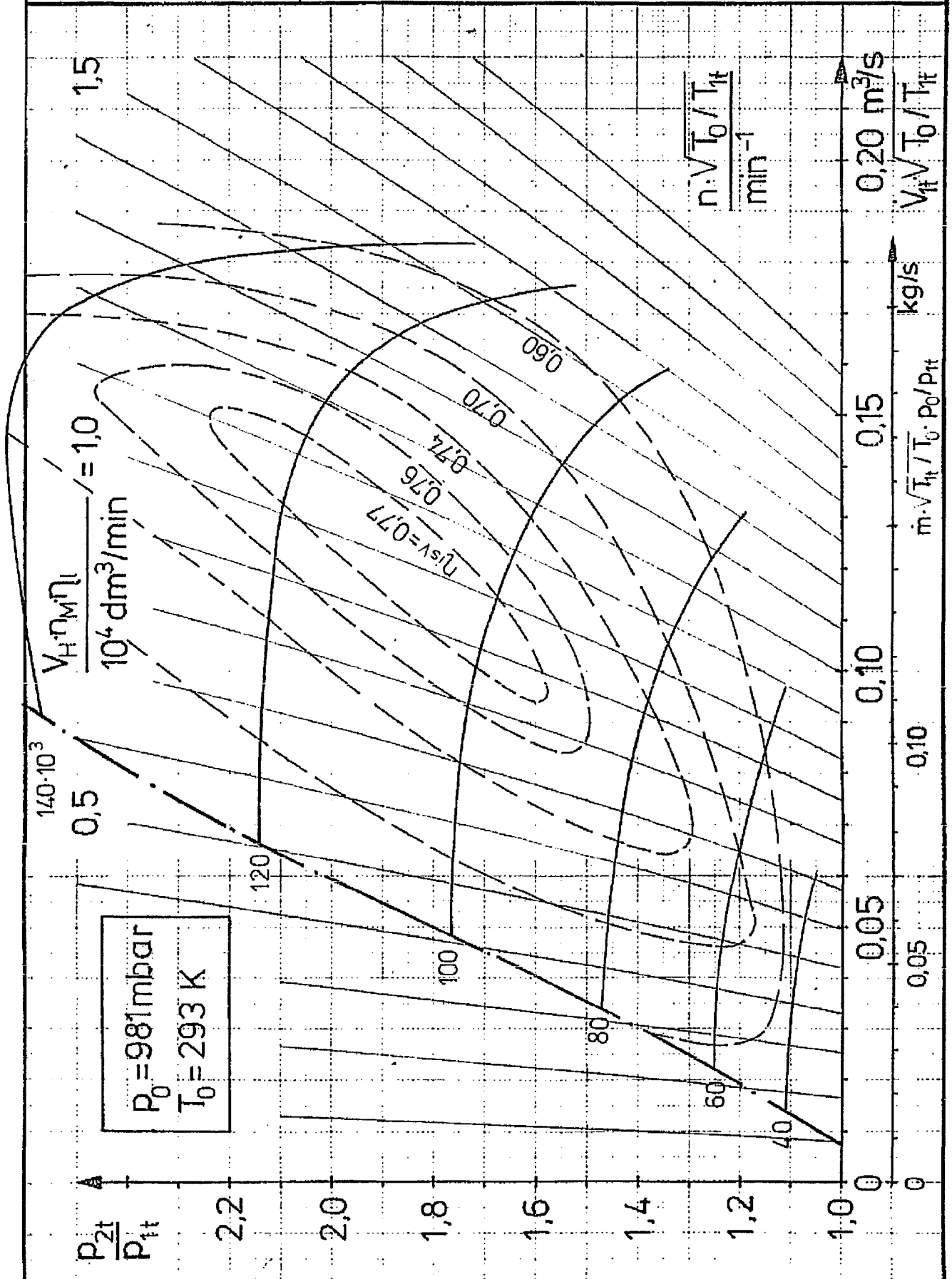
**Maßskizze
des
NT/KM-Kühlers**

**Verdichterkennfeld
des
Abgasturboladers
des
Turbodieselmotors OM 603.960**



Aktiengesellschaft
Kühnle, Kopp & Kausch
 Frankenthal / Pfalz

Verdichterkennfeld 2467 GXA



Entw.: Her	Gepr.: <i>Bnd</i>	ZVA-Nr: 1976-5034	Ersetzt durch:	Zeichn. Nr.:
Dat.: 22.5.84	Dat.: 24.05.84	Vers-Nr.: 4160	Dat.:	5324 02400 19 (4)

**Turbinenkennfeld
des
Abgasturboladers
des
Turbodieselmotors OM 603.960**



Aktiengesellschaft
Kühnle, Kopp & Kausch
D 6710 Frankenthal/Pfalz

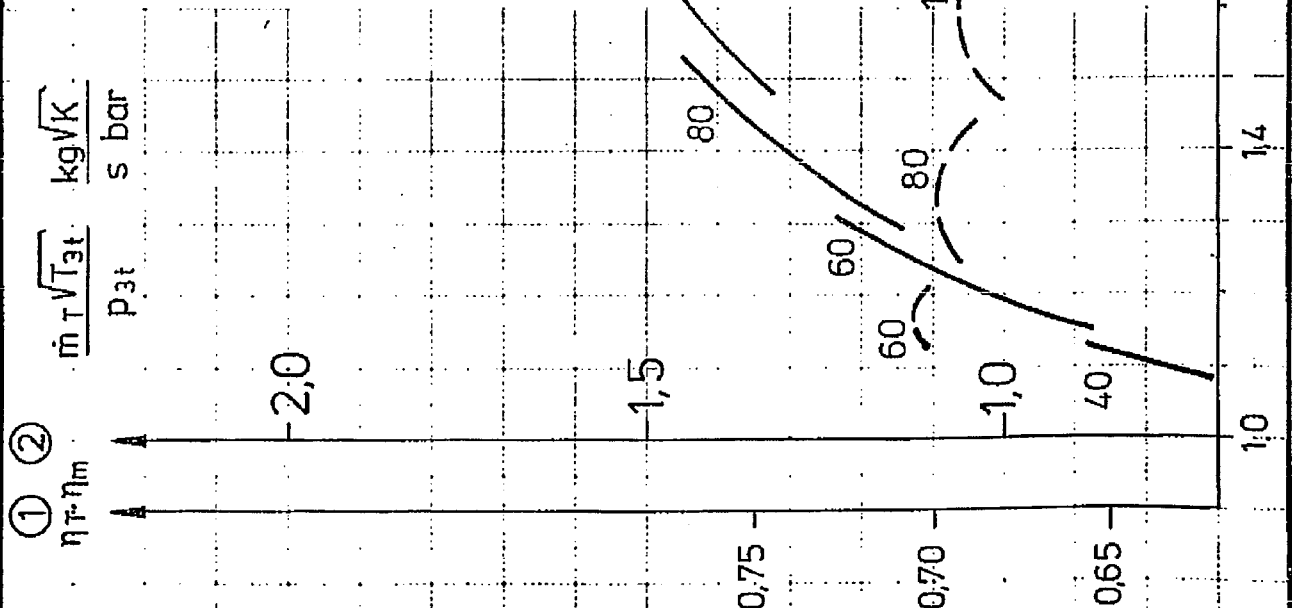
Turbinenkennfeld

K24-6.53
GAATK

Gemessen mit Verdichter: 2464 GA

Gemessen bei $823K < T_{3t} < 923K$

$T_{3t,ref} = 873K$



Entw.: Hck
Dat.: 15.12.94

Gepr.: *Bnd/As*
Dat.: 13.12.94

Ersatz für:
Dat.:

TLV-Nr.: 1992-5034
Vers-Nr.: 11895

Zeichn. Nr.:
5324 024 4007(4) Bl. 1