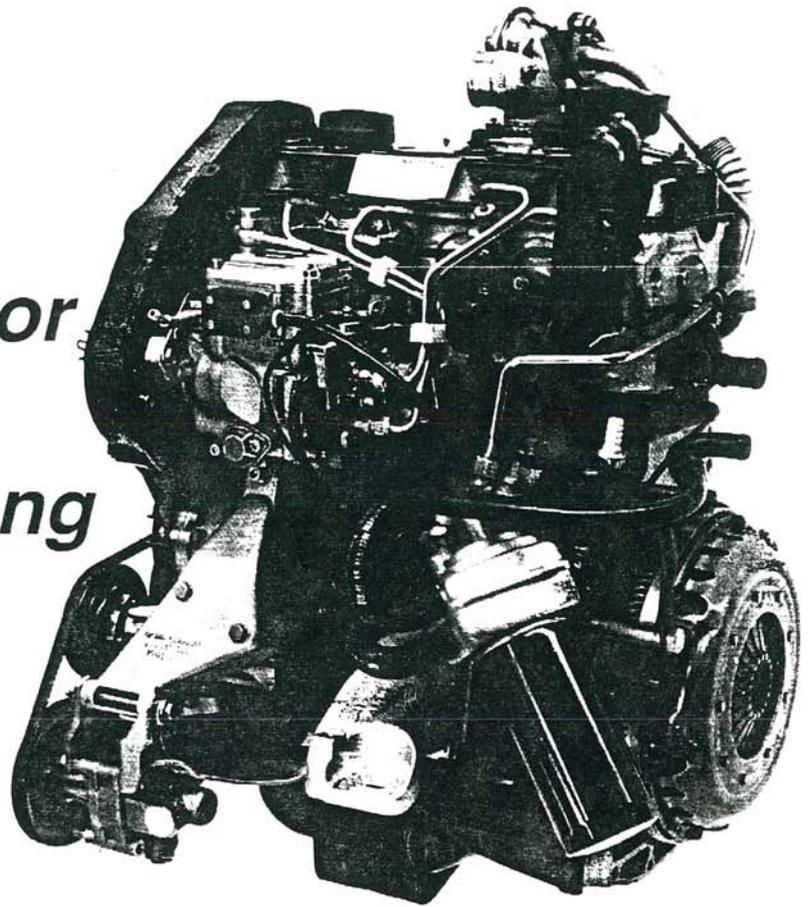


Ein neuer Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung und 1,9 l Hubraum

Von Günter Goergens, Arnold Strauss
und Michael Willmann



Der neue VW-Dieselmotor mit Direkteinspritzung, Abgas-turboaufladung mit Ladeluftkühlung und nachgeschaltetem Oxidationskatalysator sowie 1,9 l Hubraum baut in den Grundabmessungen auf den Wirbelkammer-Dieselmotor mit 1,9 l Hubraum auf.

Entwicklungsziele waren die drastische Senkung des Kraftstoffverbrauchs bei gleichzeitiger Minimierung aller Emissionen – trotz hoher Leistung und guter Drehmomententfaltung.

Im folgenden wird an einigen Beispielen die Brennverfahrensentwicklung sowie der konstruktive Aufbau beschrieben.

1 Einleitung

Die niedrigen Verbrauchswerte des Dieselmotors sowie die geringen gasförmigen Emissionen werden diesem Motor unter Umweltaspekten in Zukunft eine steigende Bedeutung zukommen lassen. Auch die prinzipielle Möglichkeit, alternative Kraftstoffe einzusetzen, ist dabei ein wichtiger Gesichtspunkt.

Eine deutliche Absenkung des Verbrauchs von Dieselmotoren wird durch die Umstellung von Kammerbrennverfahren auf Direkteinspritzung (DI) erreicht; eine Entwicklung, die sich schon vor geraumer Zeit bei Lastkraftwagen vollzog.

Beträchtliche Geräuschemissionen sowie der zu hohe NO_x -Ausstoß waren bislang die größten Hinderungsgründe für die Anwendung des DI-Dieselmotors in Personenkraftwagen.

Langjährige und intensive Forschungsarbeiten [1, 5] bei VW und Audi waren nötig, bis 1989 im Audi 100 2.5 TDI der Dieselmotor mit Direkteinspritzung in Serie ging [2, 3].

Auf derselben Basisentwicklung aufbauend, sind beim neuen 1.9-l-TDI-Vierzylindermotor viele Gemeinsamkeiten mit dem, nun nach Anlage 23 schadstoffarmen, 2.5-l-Fünfzylindermotor vorhanden [4].

Abweichungen erklären sich aus der unterschiedlichen Triebwerkskonfiguration

und durch den Einbau des Aggregates in anderen Fahrzeugklassen. Der Serieneinsatz des Triebwerkes beginnt im neuen Audi 80; eine Applikation ist aber auch im Volkswagen Passat oder Golf möglich.

Über die vorgenommenen Optimierungsarbeiten an Brennraum, Drall, Einspritzung und Aufladesystem und die Anpassung des Triebwerkes an die höhere Beanspruchung wird nachfolgend berichtet.

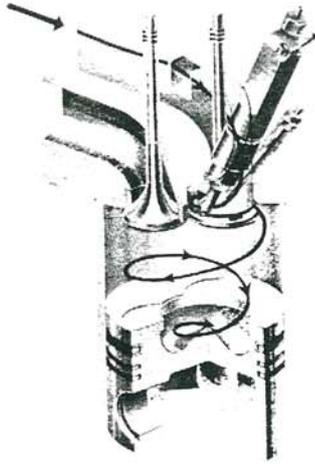
2 Verbrennungsoptimierung

Das Brennverfahren mit luftverteilernder Direkteinspritzung wurde am Zweizylindermotor vorentwickelt [5] und auf den Vierzylindermotor mit zunächst 1.7 l Hubvolumen und mechanischer Aufladung übertragen. Aufgrund der steigenden Forderungen nach höherer Fahrleistung bei zunehmenden Fahrzeuggewichten wurde das Hubvolumen auf 1.9 l erhöht. Die verschärfte Abgasgesetzgebung führte zu der Entscheidung, auf Abgas-turboaufladung umzustellen. Dadurch wurde der Zielkonflikt zwischen NO_x -Reduzierung bei gleichzeitiger Einhaltung scharfer Partikelgrenzwerte mit geringerem Aufwand gelöst.

An Zweizylindermotoren durchgeführte Versuche zeigten Emissionsvorteile der Fünfloch-Düse im Vergleich zu der Vierloch-Düse besonders im unteren bis mittleren Kennfeldbereich.

Turbodieselmotor von VW mit Direkteinspritzung

Einlaßdrallkanal



Kolbenmulde

Loch Einspritzdüse



Bild 1: Komponenten des direkteinspritzenden Dieselmotors

Fig. 1: Direct injection combustion components

Wesentliche Einflußgrößen des direkteinspritzenden Arbeitsverfahrens sind auch der Einlaßdrall, die Einspritzausrüstung sowie die Kolbenmulde. **Bild 1.**

2.1 Kolbenmulde

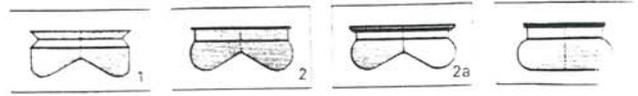
Während der Entwicklung des Motors wurden Muldendurchmesser und Tiefe, die Muldenform, der Bodenkegel und

Turbulenzring variiert. Von den untersuchten Muldenformen. **Bild 2,** bot die Mulde 2a mit einer Verdichtung von $\epsilon = 19.5$ den besten Kompromiß zwischen Drehmomentverlauf, maximaler Leistung, spezifischem Verbrauch, Abgasemission, Geräusch, Kaltstartverhalten und Rißunempfindlichkeit. Bei der Variante 2a konnten die Spitzendrücke

bei Vollast unter 130 bar gesenkt werden. **Bild 3.**

2.2 Drallkanal

Ein zentraler Entwicklungsschwerpunkt für den 1.9-l-TDI-Motor war die Gestaltung des Drallkanals. In mehrjähriger Entwicklungsarbeit wurden unterschiedliche Drallkanäle mit CAD konstruiert.



Die abgebildeten Mulden wurden untersucht. Die Mulde 2a stellt unter den gegebenen Randbedingungen das Optimum dar

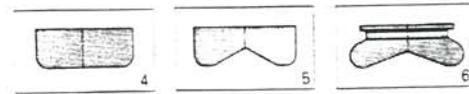


Bild 2: Unterschiedliche Kolbenmulden

Fig. 2: Different combustion chamber shapes

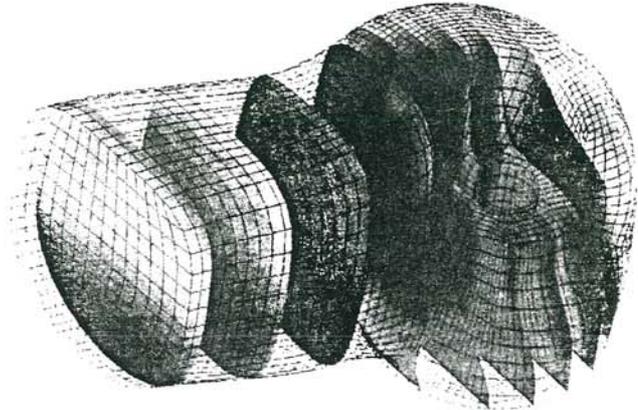


Bild 4: Entwicklung des Drallkanals mit CAD und Finitem Volumen Verfahren

Fig. 4: Development of the inlet port using CAD and Finite Volume method

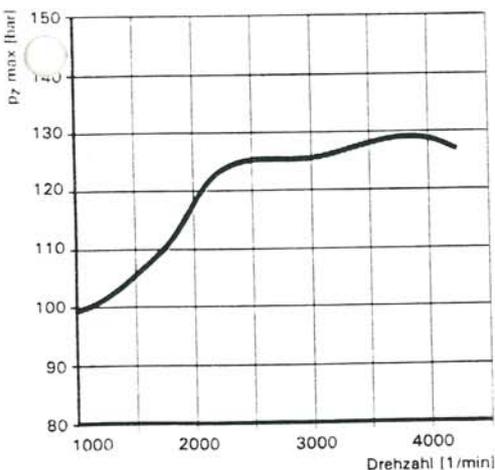


Bild 3: Verlauf des Spitzendrucks als Funktion der Drehzahl

Fig. 3: Maximum combustion pressure over engine speed

A New 1.9-l-Turbocharged Diesel Engine with Direct Injection

by Günter Goergens, Arnold Strauss and Michael Willmann

The new 1.9-l diesel engine with oxidation cat, turbocharger and intercooler is based on the 1.9-l IDI engine. The development goals were to reduce fuel consumption considerable, also minimizing exhaust emissions and at the same time increasing the power output and offering good torque characteristic. The new engine is based on the following features:

- engine management with an electronically controlled distributor pump
- electronic throttle pedal
- 5-hole-injectors
- high pressure injection.

The 4-cylinder turbo diesel engine with intercooler has a capacity of 1896 cm³ with a 79.5 mm bore and a 95.5 mm stroke. It develops 66 kW at 4000 rpm. Maximum torque delivery is 182 Nm at only 2300 rpm (Fig. 23). Minimum full load consumption on the full throttle curve is 203 g/kWh (Fig. 24).

Maximum mean effective pressure is 12 bar at 2300 rpm. The fuel consumption according to DIN 70 030 in litres/100 km: constant 90 km/h: 3.8; constant 120 km/h: 5.2; ECE urban cycle: 6.2.

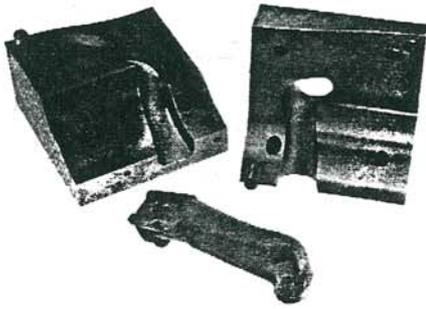
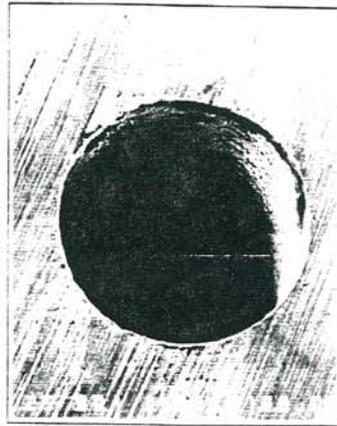
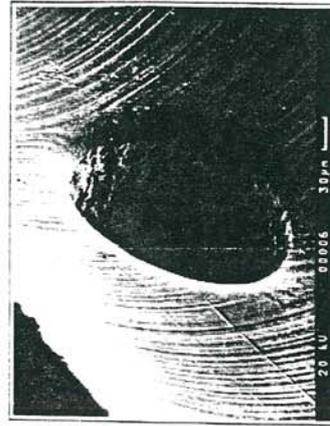


Bild 5: Strömungsmodell des Drallkanals

Fig. 5: Inlet port model



scharfkantig



gerundet

Bild 6: Vergleich von Düsenlöchern

Fig. 6: Injection holes, sharp and rounded

Bild 4, und am Strömungsprüfstand und an Motoren untersucht. Dabei wurde auch dem Saugrohr und dem Ventilsitz große Beachtung geschenkt, da der gesamte Einstrombereich die Drallausbildung beeinflusst. Bei der verwendeten Düsen- und Kolbenmuldenkonfiguration war ein Drallniveau von 0,5 (nach Tippelann) schließlich das Optimum. Bild 5 zeigt ein Strömungsmodell des verwendeten Kanals.

In weiteren Schritten gelang es, bei gleichbleibendem Drallniveau den Durchfluß zu verbessern und die Empfindlichkeit des Drallkanals auf Störungen durch Ventil, Saugrohr usw. auf ein Minimum zu reduzieren. Auf Fertigungstoleranzen des Drallkanals reagiert das Brennverfahren – wie sich im Versuch zeigte – wenig empfindlich.

2.3 Einspritzanlage

Die technischen Daten der Einspritzanlage zeigt Tafel 1. Als Einspritzpumpe wird die elektronisch geregelte Verteiler-einspritzpumpe VP 34 von Bosch in der Ausführung VE 4/10 eingesetzt. Zur Erzielung hoher Förderraten, die für eine ausgewogene Gemischbildung im ge-

Tafel 1: Hydraulische Ausrüstung des 1,9-l-TDI, Anlage 23

Table 1: Hydraulic system of the 1.9-l-TDI (appendix 23)

VE-Pumpe:	
Typ Bosch	: VP 34
Stempel-Durchmesser [mm]	: 10
Hubnockengeschwindigkeit c_{1000}	[m/s]: 1,4
Vorhub	[mm]: 0
Absteuerungsquerschnitt	[mm]: 2x2
Gleichdruckventil	[bar]: \varnothing 0,7/80
Düse:	
P-Düse, 5-Loch, Sitzlochausführung	
Lochdurchmesser	[mm]: 0,194
Druckstufe	[mm]: 4x2,2
Öffnungsdruck p_{off}	[bar]: 250
Spritzwinkel	[°]: 150
Leitung:	
Länge	[mm]: 305
Durchmesser	[mm]: 1,6

samten Last- und Drehzahlbereich notwendig sind, konnte ein c_{1000} von 1,4 m/s realisiert werden. Dazu waren Verstärkungsmaßnahmen am Triebwerk der Einspritzpumpe nötig.

Die integrierte Gleichdruckentlastung gewährleistet in Verbindung mit den abgestimmten Einspritzleitungen und den schadraumminimierten Düsenhaltern einen stabilen Einspritzverlauf im gesamten Betriebsbereich des Motors. Rückblasen sowie Nachspritzer werden sicher verhindert.

Zum Erreichen geringstmöglicher Emissionen erwies sich eine Sitzlochdüse mit fünf Löchern mit einem Lochdurchmesser von 0,194 mm und einem Spritzwinkel von 150° als Optimum.

Ein wesentlicher Schritt bei der Entwicklung der Düsen ist die hydroerosive Verrundung der Düsenlöcher am Loch-eintritt. Im Elektronenrastermikroskop zeigt sich der Unterschied zwischen scharfkantigen und verrundeten Löchern. Bild 6. Durch diese Verrundung wird das Durchflußverhalten der Düsen erheblich verbessert. Diese Maßnahme ermöglicht eine Verringerung des Lochdurchmessers und wirkt sich günstig auf die Verbrennung und das Emissionsverhalten aus.

Des weiteren werden die bei der Serienfertigung auftretenden Durchflußtoleranzen durch ein mengengesteuertes Verrunden deutlich eingengt.

3 Motormanagement

Das rechnergesteuerte Motormanagement übernimmt eine elektronische Dieselregelung (EDC) von Bosch mit dem Steuergerät MSA 6, Bild 7.

Das Steuergerät verarbeitet die eingehenden Daten und regelt neben Ladedruck, Einspritzmenge und -beginn auch das Abgasrückführungssystem und die Glühzeit.

3.1 Mengenbegrenzung über Rauchkennfeld

Die maximal zulässige Kraftstoffmenge bei Vollast wird im Normalbetrieb durch die drehzahlabhängige Drehmomentkennlinie vorgegeben. Steht jedoch nicht genügend Luftmasse zur Verfügung (z. B. bei instationärem Betrieb), wird die

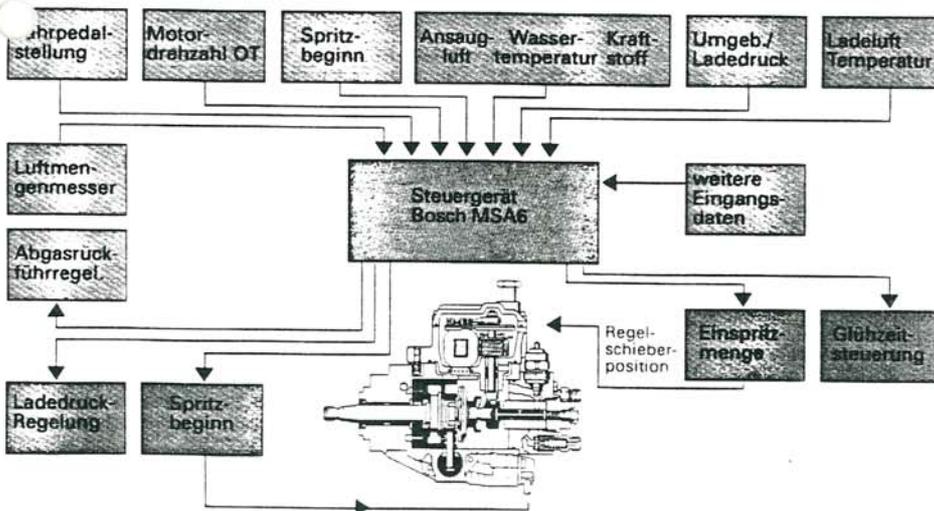


Bild 7: Motormanagement des TDI-Motors

Fig. 7: 1.9-l-TDI engine management

Kraftstoffmasse auf die im Rauchkennfeld, **Bild 8 links**, abgespeicherten Werte begrenzt, um einen sichtbaren Rußausstoß zu verhindern. Die tatsächlich zugeführte Luftmasse sowie die Motordrehzahl werden als Eingangsgrößen verarbeitet. Die Luftmasse wird aus dem Signal des Luftmengenmessers und der Temperatur an der Stauklappe sowie dem aktuellen Luftdruck, der im Absolutdrucksensor des EDC-Steuergeräts gemessen wird, berechnet.

Die Abstimmung des Rauchkennfeldes muß dabei sehr sorgfältig erfolgen, um in allen Betriebszuständen einerseits den sichtbaren Schwarzrauch sicher zu verhindern, andererseits aber ein „Hängenbleiben“ im Rauchkennfeld und damit eine ungenügende Fahrdynamik zu vermeiden.

3.2 Spritzbeginnregelung

Das Spritzbeginn-Grundkennfeld ist im **Bild 8, Mitte**, dargestellt. In Abhängigkeit von Kraftstoffmasse und Motordrehzahl wird dabei der Sollwert des Spritzbeginns mit dem getakteten Magnetventil des Spritzverstellers der Einspritzpumpe geregelt. Bei niedrigen Drehzahlen nahe der Vollast ermöglicht der relativ frühe Spritzbeginn einen raucharmen Betrieb des Motors. Bei mittleren Drehzahlen und kleinen bis mittleren Lasten reduziert der sehr späte Spritzbeginn die Stickoxidbildung erheblich.

Das dargestellte Grundkennfeld wird bei bestimmten Betriebszuständen des Motors mit entsprechenden Kennfeldern oder Kennlinien korrigiert. Steht nach einem Schubbetrieb des Motors kein Istwert des Spritzbeginns zur Verfügung, wird die Regelung unterbrochen und nach einem Steuerkennfeld ein Tastverhältnis für das Magnetventil vorgegeben, bis die EDC einen Istwert erkennt und so die Regelung aktiviert.

3.3 Abgasrückführ-Regelung

Für die Abgasrückführ-Regelung wird das Kennfeld in **Bild 8, rechts**, herangezogen. Ein von Kraftstoffmasse und Motordrehzahl abhängender Luftmassen-Sollwert wird mit dem Istwert des Luftmengenmessers verglichen und eingeregelt. Ein mit Unterdruck betätigtes EGR-Ventil dient als Stellglied, das mit einem getakteten elektro-pneumatischen Wandler von dem Steuergerät angesteuert wird. Zum Erzielen hoher EGR-Raten bei kleinen Lasten wird der Abgasstrom vor dem Abgasturbolader (ATL) entnommen und vor dem Eintritt ins Saugrohr der Ansaugluft zugemischt.

Im Vergleich zu herkömmlichen Systemen mit EGR-Strecken im Niederdruck-Gaswechselteil des Motors sind nicht allein höhere EGR-Raten möglich, auch das Emissionsverhalten wird durch die „heiße“ EGR positiv beeinflusst und zudem eine Verschmutzung von ATL-Verdichter und Ladeluftkühler vermieden.



Bild 8: Kennfelder der elektronischen Dieselregelung

Fig. 8: Smoke, injection timing and EGR maps

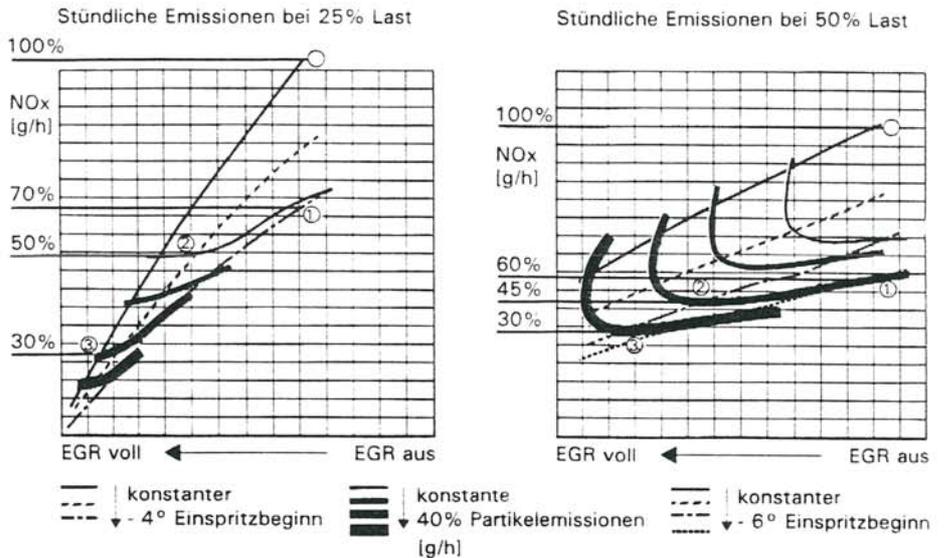


Bild 9: Variation von Spritzbeginn und EGR

Fig. 9: Exhaust emissions with various EGR rates and timings

Die Reduktion der Stickoxidemission aufgrund der Regelung von Spritzbeginn und EGR ist im **Bild 9** gezeigt. Durch späteren Spritzbeginn sinkt die NO_x -Emission auf ca. 60 bis 70% (1). Bei zusätzlicher Verwendung von EGR wird eine Absenkung auf insgesamt 45 bis 50% möglich (2).

Wird ein Anstieg der Partikelemissionen und damit eine geringfügige Verschlech-

terung des Motorwirkungsgrades in Kauf genommen, werden die NO_x -Emissionen sogar auf 30% reduziert (3).

3.4 Ladedruckregelung

Zur Aufladung des Motors dient ein Abgasturbolader des Typs T2 von Garrett, dem ein Ladeluftkühler nachgeschaltet ist. Der aktuelle Ladedruck-Istwert wird nach dem Ladeluftkühler von einem

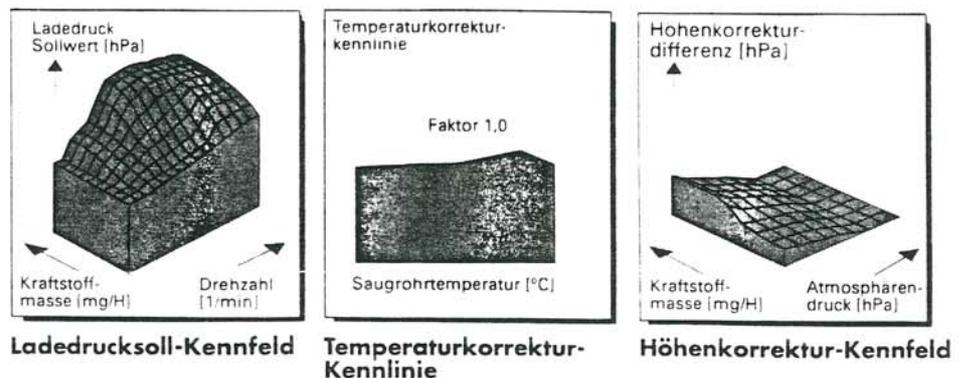


Bild 10: Kennfelder zur Ladedruckregelung

Fig. 10: Boost pressure regulating maps

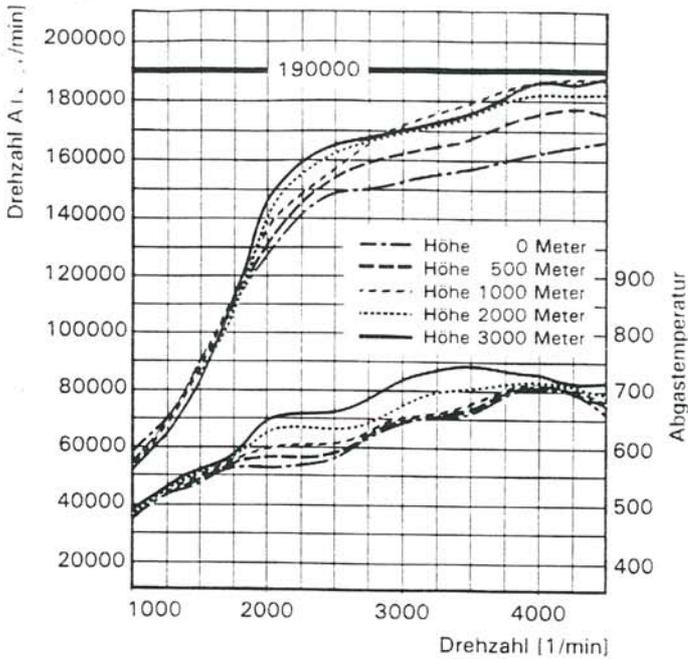


Bild 11: ATL-Drehzahl und Abgastemperatur in Abhängigkeit von der Höhe

Fig. 11: Turbocharger speed and exhaust temperature depending upon altitude

Sensor gemessen und über das Waste-Gate, das gezielt mit einem elektropneumatischen Wandler beeinflusst wird, auf einen vom Steuergerät festgelegten Sollwert eingestellt.

Auf diese Weise ist eine Anhebung des Ladedrucks im Waste-Gate-Betriebsbereich des ATL möglich. Die für die Sollwertbildung maßgeblichen Größen sind im Bild 10 dargestellt; alle verarbeiteten Drücke sind hierbei Absolutdruckwerte.

Entsprechend der Motordrehzahl und der Kraftstoffmasse ergibt sich aus dem Kennfeld, Bild 10, links, ein Sollwert für den Ladedruck, der in Abhängigkeit von

der Ladelufttemperatur nach dem Kühler mit einem Faktor, Bild 10, Mitte, korrigiert wird, um den Temperatureinfluß auf die Dichte der Ladeluft zu berücksichtigen. So erhält das Triebwerk unter wechselnden Betriebsbedingungen eine weitgehend konstante Luftmasse.

In Abhängigkeit von Kraftstoffmasse und Atmosphärendruck fließt in den korrigierten Sollwert auch eine Höhenkorrektur ein. Bild 10, rechts, die ab etwa 1500 m Höhe wirksam wird und den Ladedruck begrenzt. So wird verhindert, daß die Drehzahl des ATL oder die Temperatur des Abgaskrümmers zulässige Grenzwerte überschreiten. Bild 11.

Tafel 2: Technische Daten des 1.9-l-TDI, Anlage 23

Table 2: Technicals data of the 1.9-l-TDI (appendix 23)

Konstruktionsdaten:

Bauart	:	Vierzylinder-Reihenmotor
Hubraum	[cm ³]:	1896
Hub	[mm]:	95,5
Bohrung	[mm]:	79,5
Verdichtungsverhältnis	:	19,5:1
Zylinderabstand	[mm]:	88
Kurbelwelle	:	geschmiedet fünffach gelagert
Hauptlager-Ø	[mm]:	54
Pleuellager-Ø	[mm]:	47,8
Pleuellänge	[mm]:	144
Einlaßventil-Ø	[mm]:	36
Auslaßventil-Ø	[mm]:	31,5
Abgasturbolader	:	Garrett T2
EGR-Ventil-Ø	[mm]:	22
Zündfolge	:	1-3-4-2
Motorgewicht (trocken)	[kg]:	151

Leistungsdaten:

Nennleistung	[kW]:	66
Nenn Drehzahl	[1/min]:	4000
Max. Drehmoment	[Nm]:	182
bei Drehzahl	[1/min]:	2300
Literleistung	[kW/l]:	34,8
Max. eff. Mitteldruck	[bar]:	12,0
Kolbengeschwindigkeit (bei Nenn Drehzahl)	[m/s]:	12,7

4 Triebwerksbeschreibung

Die Grundabmessungen mit den bewährten Konstruktionsmerkmalen des Dieselmotors mit 1.9 l Hubraum [6, 7] wurden für diesen Motor übernommen. So werden auch hier ein Grauguß-Kurbelgehäuse mit fünffach gelagerter Stahlkurbelwelle, ein Gleichstrom-Zylinderkopf aus Aluminium mit einer obenliegenden Nockenwelle, Tassenstößel mit integriertem hydraulischem Ventilspielausgleich und ein Nockenwellen- und Einspritzpumpenantrieb über Zahnriemen verwendet.

Auch der Hub von 95,5 mm und die Bohrung von 79,5 mm bei einem Zylinderabstand von 88 mm wurden beibehalten und ergeben so einen Hubraum von 1896 cm³. Die detaillierten technischen Daten zeigt Tafel 2.

Bedingt durch die TDI-spezifischen Maßnahmen wie Drall-Einlaßkanäle im Zylinderkopf und kolbenintegrierte Brennräume sowie durch Überarbeitung und Verstärkung fast aller Triebwerks-teile entstand innerhalb der bekannten Baureihe 827/086 ein neuer Motor. Der Längs- und Querschnitt ist in Bild 12 dargestellt.

Die Umstellung des Brennverfahrens von Kammer- auf Direkteinspritzung zog, durch die dabei entstehenden höheren Verbrennungsdrücke und Druckanstiege, höhere Bauteilbelastungen und ein geändertes Beanspruchungsprofil nach sich.

Um die hochgesteckten Ziele bezüglich Aggregat-Lebensdauer zu erreichen, mußten die Triebwerkskomponenten neu ausgelegt werden. Wegen der, auf-

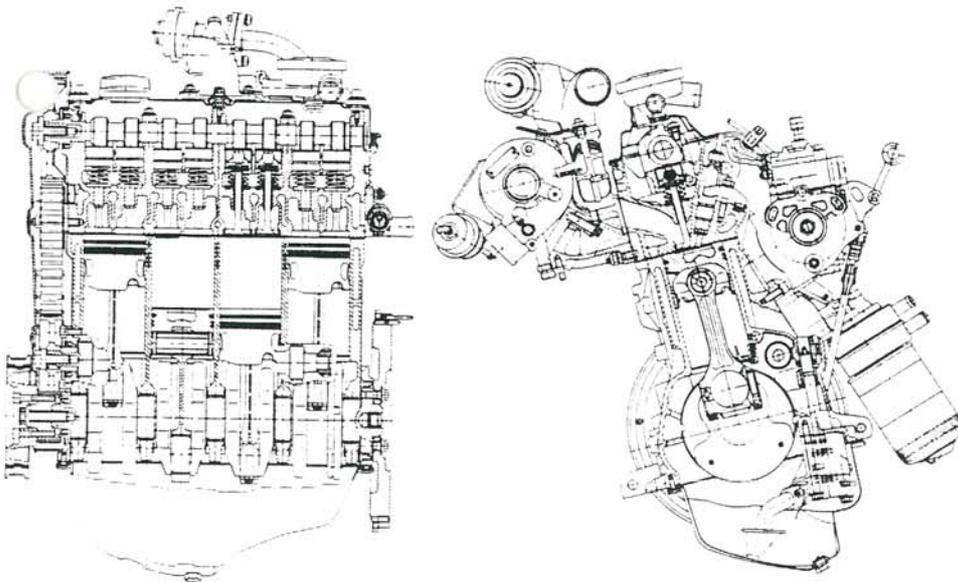


Bild 12: Motorlängs- und -querschnitt

Fig. 12: Longitudinal and cross section

Turbodieselmotor von VW mit Direkteinspritzung

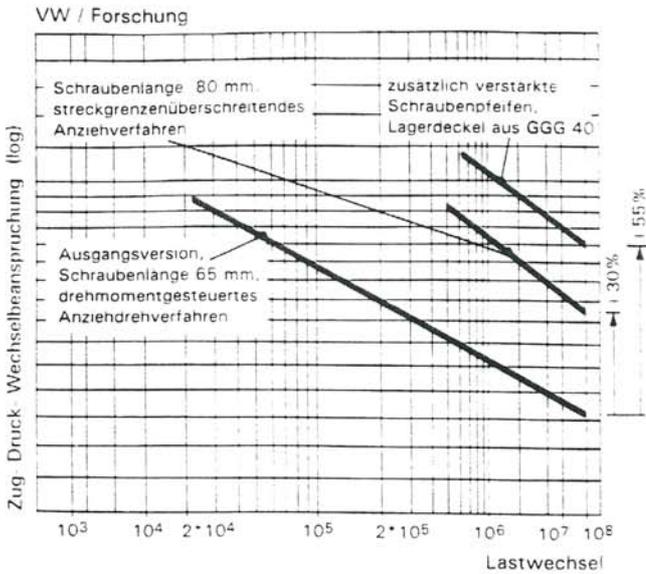


Bild 13: Maßnahmen zur Anhebung der Belastbarkeit im Hauptlagerstuhl-bereich

Fig. 13: Improvements to mainbearing area

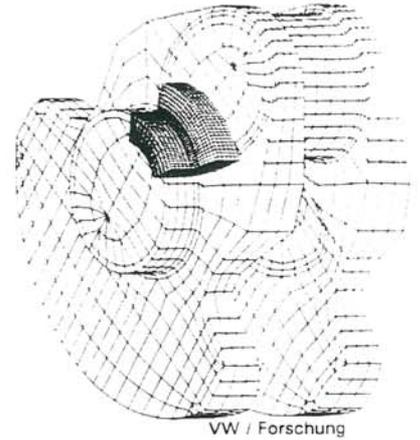


Bild 14: FEM-Modell zur Rollradienauslegung am Kurbelwellenzapfen

Fig. 14: Rolling radius optimization on FEM model

grund vorhandener Fertigungs- und Montageeinrichtungen, in engen Grenzen festgelegten Bauteilgeometrie, erfolgte dies nicht allein durch Verstärkung der Querschnitte, sondern in hohem Maße durch Optimierung von Werkstoffen, Bearbeitung und Oberflächenbehandlung.

4.1 Kurbelgehäuse

Der Brennverlauf und die daraus resultierenden hohen Spitzendrücke des direkteinspritzenden Dieselfahrens bringen besonders für das Kurbelgehäuse höchste Beanspruchungen mit sich. Ausgehend vom Kurbelgehäuse aus GG 25, das für den Wirbelkammer-Dieselmotor mit 1,9l Hubraum entwickelt worden war, wurden FEM-Analysen durchgeführt und festigkeitssteigernde Maßnahmen getroffen.

Als besonders sensibel erwies sich im Versuch das System von Kurbelwellenla-

gerstuhl und -lagerbügel samt Schraubverbindung. In mehreren Durchgängen wurden die Komponenten verstärkt und aufeinander abgestimmt.

Die Hauptlagerstühle wurden durch Rippen und Auskehlungen versteift und die Sacklöcher der Hauptlagerbügel-Schrauben optimiert. Um ein „Klaffen“ der Lagerdeckel in den Kontaktflächen zu verhindern, wurde die Spannlänge der Schrauben vergrößert und ein streckgrenzenüberschreitendes, drehwinkelgesteuertes Anzugsverfahren eingeführt.

Zur Erhöhung der Festigkeit der Hauptlagerbügel wurden die Querschnitte nur gering vergrößert, da eine ausreichende Vergrößerung den Transport des Kurbelgehäuses auf der vorhandenen Montagestraße behindert hätte. Eine Umstellung im Werkstoff von lamellarem GG 25 auf sphärischen GGG 40 für die Hauptlagerbügel wurde deshalb nötig.

Eine Darstellung der Auswirkungen dieser Maßnahmen zeigt Bild 13. Neben festigkeitsrelevanten Verstärkungen Kurbelgehäuse wurden die Seitenwände auch unter akustischen Gesichtspunkten überarbeitet und mit Rippen gezielt versteift.

4.2 Kurbelwelle

Wegen der hohen Zünddrücke des DI-Brennverfahrens und des hohen Hubes mußte die geschmiedete Kurbelwelle gänzlich überarbeitet werden. Zu Anfang der Entwicklung traten torsionsüberlastete Biegedauerbrüche in den Lagerradien sowie Torsionsdauerbrüche am vorderen steuerseitigen Wellenzapfen auf.

Eine begleitend durchgeführte FEM-Berechnung, Bild 14, mit vorgegebenem Spitzendruck ergab die zur Dauerfestigkeit notwendige Festigkeit in den Lagerradien. Um diese Festigkeit, die über der

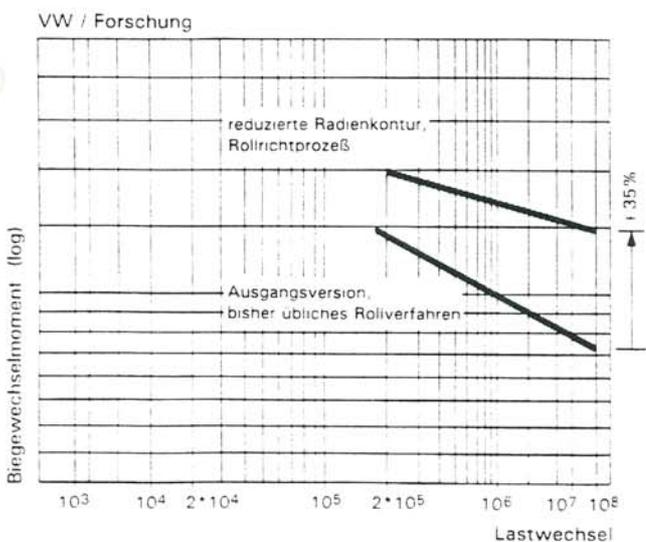


Bild 15: Anhebung der Biegewechselbelastbarkeit der Kurbelwelle

Fig. 15: Improvement to the crankshaft due to rolling method

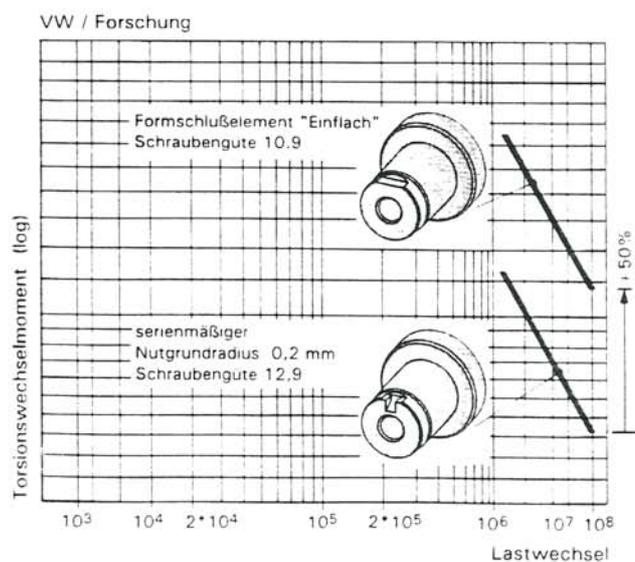


Bild 16: Torsionswechselbelastbarkeit der vorderen Zapfenausführung

Fig. 16: Torque loadings on different crankshaft noses

doppelten Grundfestigkeit des Werkstoffs lag, zu erreichen, wurde das schon bekannte Verfahren der Rollverfestigung weiterentwickelt.

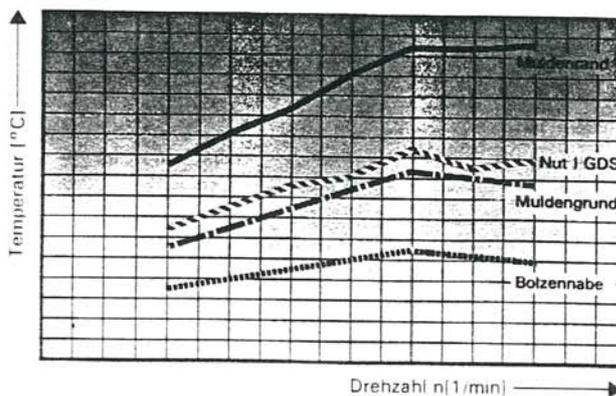
Durch das ursprünglich verwendete Verfahren des „Rollens und Richtens“ wurde die zuvor durch das Rollen erreichte Verfestigung beim Richten teilweise wieder abgebaut. Erst die Einführung des „Rollrichtens“ stellte die notwendigen Druckeigenspannungen sicher. **Bild 15**. Damit wurden nach Optimierung der Parameter Rollkraft, Rollanstellwinkel, Zahl der Überrollungen und der Radien die Kehlen dauerfest. Die im Versuch anfangs aufgetretenen Dauerbrüche des steuerseitigen Kurbelwellenzapfens resultierten aus Torsionsschwingungen, die durch das Zusammenwirken der Zündkräfte mit dem Steuertrieb und dem Trieb der Nebenaggregate entstanden. Der Bruchausgang war die Anbindung des Zahnriemenrades an den Kurbelwellenzapfen. Um die maximal resultierende Torsionsbeanspruchung zu ermitteln, mußten zunächst die Einflüsse durch Variation der Parameter erfaßt werden. Dabei hatte eine gesamtheitliche Betrachtung des Systems nicht nur die bekannte Wechselwirkung zwischen Zündkräften und Schwungrad aufgezeigt, sondern auch bedeutenden Einfluß von Steuertrieb sowie Nebenaggregate-Antrieb bewiesen.

Zur Verringerung der kritischen Torsionsschwingungen war eine aufwendige Abstimmung des Schwingungsdämpfers mit dem Gesamtsystem notwendig, wobei dieser mit dem Dämpfering auch die Nebenaggregate antreibt.

Dabei zeigte sich, daß der Einsatz von Keilrippenriemen zum Antrieb der Nebenaggregate eine höhere Belastung für die Kurbelwelle darstellt, als dies bei Keilriemen der Fall ist. Nachdem sich die gängige Anbindung des Zahnriemenrades an den Kurbelwellenzapfen durch Nut im Zapfen und Nase im gesinterten Zahnriemenrad wegen der hohen Wechsellastmomente im Steuertrieb als nicht so robust erwiesener hatte und auch durchgespielte Optimierungen der zur Verfügung stehenden Parameter nicht zu einer ausreichenden Festigkeit führte, war ein neuer Lösungsansatz erforderlich.

Bild 17: Meßwerte der Kolbentemperaturen

Fig. 17: Piston temperatures



Nach umfangreicher Detailarbeit brachte schließlich eine Anflachung des Kurbelwellenzapfens. **Bild 16**, die Lösung, womit die zuvor kritischen Korbspannungen ausgeschaltet wurden und auch die Flächenpressung auf zulässige Werte gesenkt werden konnte.

4.3 Kolben

Ein besonderer Schwerpunkt bei der Entwicklung des Motors war die Dauerfestigkeit der Kolben. Weitere Anforderungen waren niedriger Ölverbrauch und geringe Durchblasmengen, gutes Geräuschverhalten und Freßsicherheit, ein optimiertes Kolbengewicht sowie eine kostengünstige Lösung für die Großserienfertigung.

Das letzte Kriterium bestimmte die Bauart des Aluminiumkolbens, wobei konzeptbedingt besonders die Spannungsausbildungen an Muldenrand und Muldenrand, den Naben und den Nabenabstützungen beachtet werden mußten. Der für die Serie ausgelegte zylindrische Kolbenbolzen mit den Abmessungen $\varnothing 26 \times 66$ mm und einem Innendurchmesser von 13 mm erfüllt die Forderungen nach geringer Flächenpressung in den Naben und im kleinen Pleuellager sowie geringem Gewicht bei hoher Steifigkeit.

Den in den Versuchsreihen festgestellten Querrissen in den Kolbenbolzenaufnahmen konnte durch Verstärkung der Abstützung, Variation des Radius und den Einsatz von Bronzebuchsen begegnet werden. Die Rißbildung in der Kolbenmulde wurde durch eine gezielte Temperaturabsenkung mit einer öldruckabhängigen Spritzkühlung der Kolbeninnenböden vermieden. Gleichzeitig wird hierdurch die Schmierung des Kolbenbolzens deutlich verbessert.

Die umfangreichen Kolbentemperaturmessungen. **Bild 17**, ermöglichten eine Beurteilung der wichtigsten Parameter. So waren auch die Risse am Muldenrand mit auf thermische Ursachen zurückzuführen. Der Muldenrand wurde durch gezieltes Verrunden optimiert, und zusätzlich wurde mit einer Vollvergütung des Kolbens die Neigung zu Anrissen wirksam verringert. Im Muldenbereich

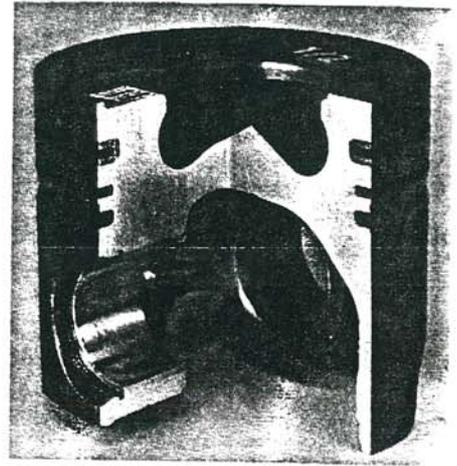


Bild 18: Kolben-Schnittbild des TDI-Motors mit 1,9 l Hubraum

Fig. 18: 1.9-l-TDI piston (section removed)

wurde partiell ein Oberflächenschutz durch Hartanodisierung aufgebracht, der thermischer Materialermüdung vorbeugt.

Um eine gezielte Dehnung am Muldenrand in der Bolzenachsebene zuzulassen, wurden diese Stellen von der Hartanodisierung bewußt ausgenommen.

Der zum Einsatz kommende Kolben, **Bild 18**, hat folgende Merkmale:

- Vollschafkolben, gegossen aus eutektischer AlSi-Legierung
- Parallel-Abstützung
- Niresit-Ringträger für Nut 1
- Hartanodisierung, partiell an Boden und Muldenrand
- Vollvergütung
- Kolbenschaft mit Graphitschicht
- Kolben-Leistungsgewicht: 32,4 g/kW.

4.4 Pleuel

Die hohen Verbrennungsdrücke des TDI-Motors erforderten viel Feinarbeit bei der Auslegung der Pleuelstangen. Das Konzept der „Untenführung“ verbesserte die Lasteinleitung, verringerte die Neigung zum Verkanten und ermöglichte auch eine Vergrößerung der Lagerbreite am Kurbelzapfen auf 20 mm. Zur Verringerung des Reibwiderstandes im Pleuellager und damit indirekt zur Senkung der Druckspannungen im Pleuellfuß wurde viel Sorgfalt darauf verwendet, den Ölschichtaufbau in den Lagern bei allen Betriebszuständen zu verbessern. Dies erfolgte unter anderem durch optimierte Auslegung der Ölversorgungsbohrungen in der Kurbelwelle.

4.5 Zylinderkopfdichtung

Die Zylinderkopfdichtung ist, wie alle anderen Bauteile am Motor, asbestfrei. Zur Minimierung des Schadraums im Brennraum im oberen Totpunkt werden mit drei unterschiedlich dicken Dichtungen weitgehend Fertigungstoleranzen ausgeglichen.

Turbodieselmotor von VW mit Direkteinspritzung

Viel Detailarbeit erforderte die nachzugsfreie Auslegung der Dichtung, die den Entfall der Inspektion nach 1000 km möglich macht.

4.6 Triebwerksteuerung

Wie beim Wirbelkammermotor mit 1,9 l Hubraum erfolgt die Steuerung mit einem Zahnriemen. Da am TDI-Motor mit 1,9 l Hubraum besonders wegen der Einspritzpumpe wesentlich höhere Belastungen für den Zahnriemen auftreten, mußten zur Erhöhung der Lebensdauer und zur Verbesserung des Laufverhaltens zusätzliche Maßnahmen getroffen werden.

Die anfangs unbefriedigende Lebensdauer des Zahnriemens am TDI-Motor wurde durch eine weitere Verbreiterung des Riemens nicht wesentlich gesteigert. Spezielle Untersuchungen auf Zahnriemen-Prüfständen hatten bewiesen, daß kein linearer Zusammenhang zwischen der Breite eines Zahnriemens und seiner Lebensdauer besteht. **Bild 19**.

Weiterhin zeigten die Versuche, daß den Riemenausfällen fast immer eine Längung vorausging, die sich auch im Schwingverhalten der Riemen widerspiegelte. Die problematische Längung der Riemen ist auf das Setzen und das Ausrichten der Cordfäden, vor allem aber auf das „Entdrillen“ der gewickelten Zugstränge zurückzuführen. Durch das Entdrillen wird ein mehrachsiger Schubspannungszustand erzeugt, der sich mit dem fertigungsbedingten Schubspannungszustand zwischen Cord und Kautschuk überlagert. Zusätzlich führt die Länge des Riemens bei Einsatz einer statischen Spannrolle zu einer stärkeren Kraftübertragung durch die Zahnriemenzähne, da mit abnehmender Mittelspannung die Reibschlußübertragung geringer wird. Diese erhöhten Schubspannungen, von außen auf die Zähne und von innen durch Entdrillen, führen über eine beschleunigte Änderung der Molekülstruktur des Kautschuks zum Abscheren der Zähne.

Eine dynamische Zahnriemen-Spannvorrichtung verhindert die Überdehnung des Zahnriemens und hält die Riemen-Spannung bei allen Betriebszuständen konstant. Eine zusätzliche Beruhigungsrolle hilft Transversal- und Torsionsschwingungen im Zahnriemen zwischen Einspritzpumpe und Nockenwelle zu vermeiden.

4.7 Antrieb der Nebenaggregate

Der Antrieb des Generators, bei dem sich die maximalen Torsionsschwingungen bei niedriger Drehzahl mit denen des Motors überlagern, erfolgt mit einem Keilrippenriemen, der mit einer automatischen Spannvorrichtung gespannt wird.

Kommt ein Klimakompressor zum Einsatz, wird auch dieser mit Keilrippenriemen angetrieben. Die Wasserpumpe so-

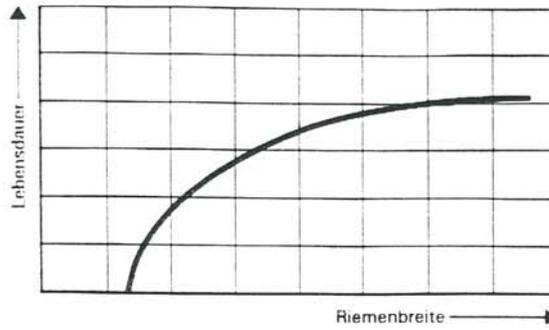


Bild 19: Einfluß der Zahnriemenbreite auf die Lebensdauer

Fig. 19: Influence of the timing belt width on endurance

wie die serienmäßig eingebaute Lenkhilfpumpe treibt ein Keilriementrieb an, der sich in der Vergangenheit schon vielfach bewährt hat.

4.8 Kühlwasserkreislauf

Für den neu entwickelten Aluminium-Zylinderkopf des TDI-Motors wurde der Kühlmittelkreislauf optimiert. Mit FEM-Berechnungen wurden Druck- und Strömungsverluste sowie strömungsarme „Totwassergebiete“ untersucht. **Bild 20**. Eine anschließende Berechnung des Wärmetransportes, **Bild 21**, zeigte im Zylinderkopf Wärmestauungen, die durch

gezielte Maßnahmen, unter anderem auch an den Drosselstellen der Zylinderkopfdichtung, beseitigt wurden. Das Kühlsystem wurde selbstentlüftend konzipiert.

5 Entwicklungsergebnisse

Die Entwicklungsziele des neuen TDI-Motors mit 1,9 l Hubraum waren neben hohem Drehmoment und hoher Leistung bei niedrigem spezifischem Verbrauch besonders geringstmögliche Ruß- und Abgasemissionen sowie ein niedriges Geräuschniveau.

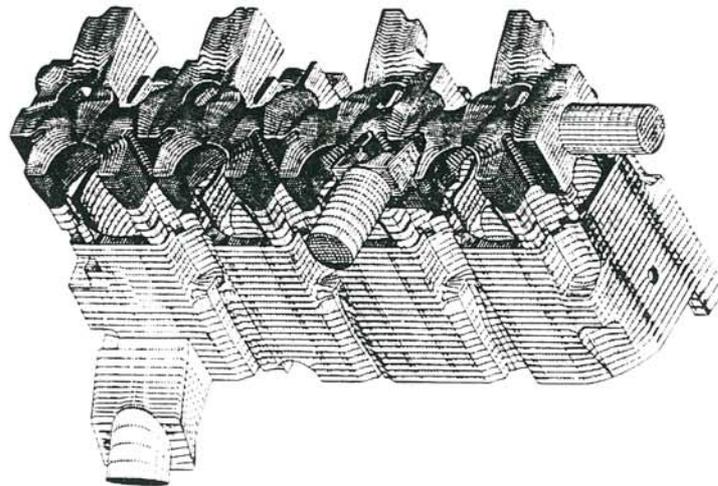


Bild 20: Berechnungsmodell für Kühlmittelkreislauf

Fig. 20: FEM model for cooling system

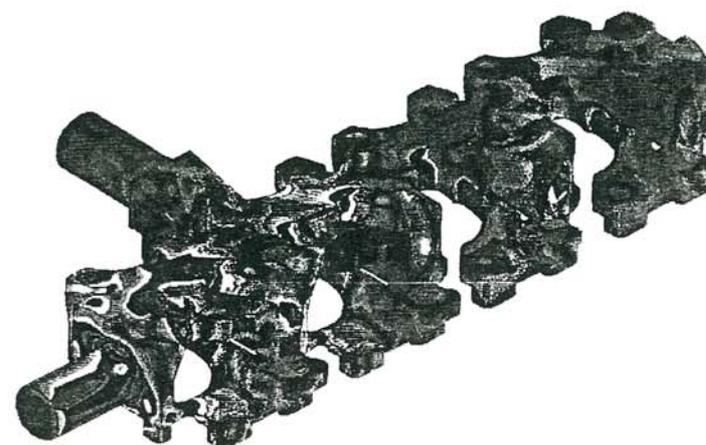


Bild 21: Berechnungsmodell für Wärmetransport

Fig. 21: Calculation model for cylinderhead heat transfer

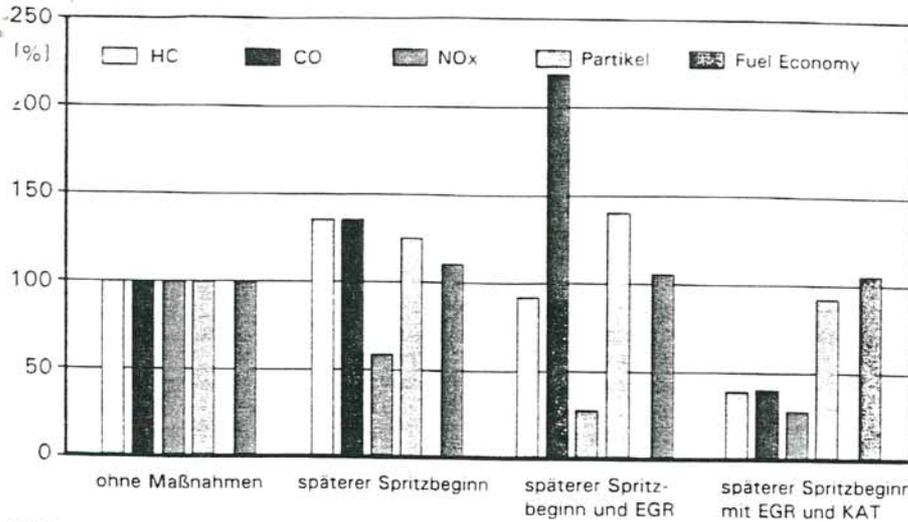


Bild 22: Entwicklungsstufen der Abgasemission im US-75-Test

Fig. 22: US 75 exhaust emissions optimization steps

5.1 Abgasemissionen

Bild 22 zeigt die Abgasemissionen des Motors in einem Fahrzeug der Schwungmassenklasse 3375 lbs (Audi 80 TDI) im US-75-Test. Mit der Rücknahme des Spritzbeginns lässt sich die Stickoxid-Emission im Vergleich zu der verbrauchsgünstigsten Basisversion (ohne Maßnahmen) auf etwa 60% reduzieren, wobei sich allerdings alle anderen Emissionen, einschließlich des Kraftstoffverbrauchs, deutlich verschlechtern.

Die zusätzliche Verwendung von EGR ermöglicht es, den Stickoxidanteil auf 30% zu verringern. In der Folge sinken auch die HC-Werte und der Kraftstoffverbrauch, während die Partikelzahl leicht zunimmt.

Wird zusätzlich ein Oxidationskatalysator eingesetzt, gelingt es HC und CO auf ca. 40% zu senken, NO_x auf 30% zu halten und die Partikel auf 90% – bezogen

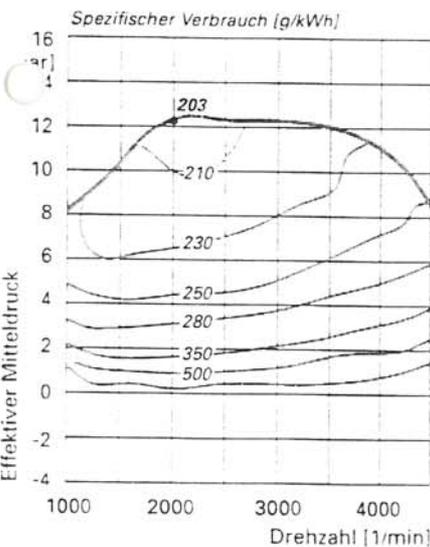


Bild 24: Muscheldiagramm des spezifischen Verbrauchs

Fig. 24: Specific fuel consumption map

auf die Ausgangswerte – zu reduzieren. Die konzeptbedingt guten Verbrauchswerte erhöhen sich zugunsten der Minimierung der Schadstoffe um etwa 4%.

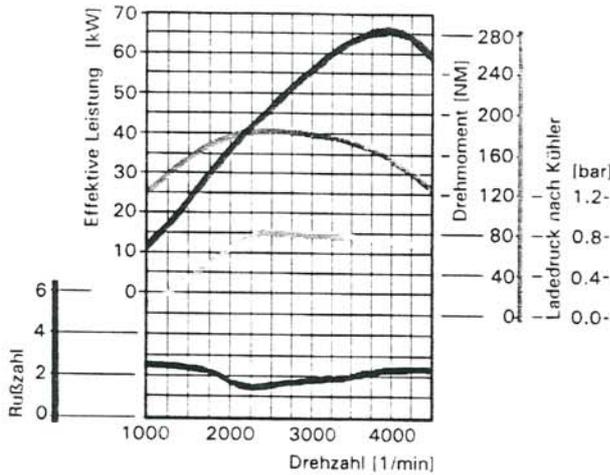


Bild 23: Leistungs- und Drehmomentverlauf, Ladedruck und Rußzahl

Fig. 23: Power, torque, boost pressure and smoke

bei Vollast, 2000 1/min

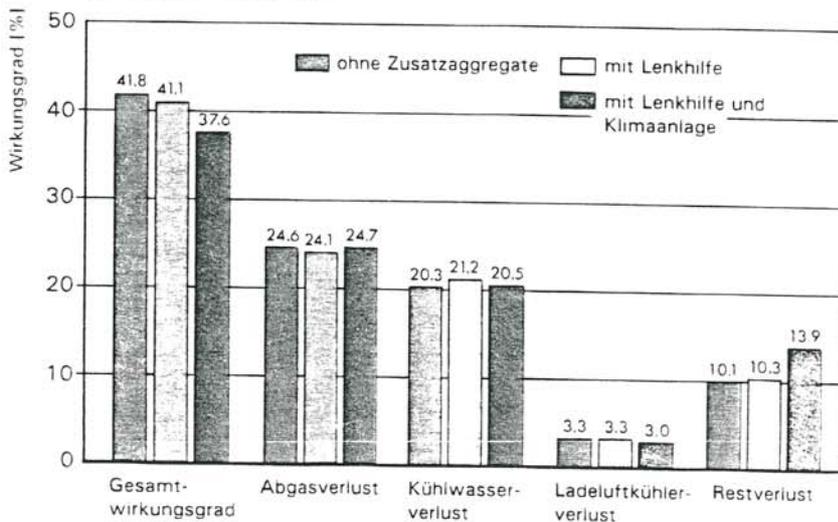


Bild 25: Energiebilanz des TDI-Motors mit 1,9l Hubraum

Fig. 25: 1.9-l-TDI energy distribution

5.2 Leistung und Verbrauch

Der TDI-Motor mit 1,9l Hubraum hat eine Nennleistung von 66 kW bei 4000 min. Bild 23. Der geregelte Ladedruck erreicht max. 0,8 bar (bei 2300 min und Vollast) bzw. 0,72 bar bei Nennleistung. Der minimale spezifische Verbrauch liegt innerhalb des Drehzahlbereichs von 2000 bis 2300 min nahe der Vollast knapp über 200 g/kWh. Bild 24. Die Verbrauchswerte für den Audi 80 TDI betragen bei:

90 km/h	3.8 l/100 km
120 km/h	5.2 l/100 km
Stadtzyklus	6.2 l/100 km
Drittel-Mix	5.1 l/100 km

5.3 Energiebilanz

Die Energiebilanz des TDI-Motors mit Abgasurboaufladung und Ladeluftkühlung ist in Bild 25 dargestellt. Bei Vollast und einer Drehzahl von 2000 min wird ohne Zusatzaggregate ein Gesamtwirkungsgrad von 41,8% erreicht. Das Einschalten eines Klimakompressors (volle Kühlleistung bei 25 °C Umgebungstemperatur) senkt den Wirkungsgrad auf

Turbodieselmotor von VW mit Direkteinspritzung

37,6%. Die Verlustleistungen (ohne Nebenaggregate) betragen im einzelnen:

- ca. 25% Abgas
- ca. 21% Kühlwasser
- ca. 3% Ladeluftkühler
- ca. 10% Restverluste.

Im Vergleich mit Kammermotoren ist eine deutlich geringere Kühlwasserverlustleistung festzustellen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Der neue direkteinspritzende Turbodieselmotor mit Ladeluftkühlung und 1,9 l Hubraum setzt in seiner Klasse einen Meilenstein in der Weiterentwicklung des schnellaufenden Dieselmotors. Neben minimierten Verbrauchswerten, die dem direkteinspritzenden Brennverfahren eigen sind, konnten auch die typischen, harten Verbrennungsgeräusche sowie die Abgasemissionen deutlich abgesenkt werden.

Bei der weiteren Optimierung des DI-Verfahrens sind folgende Schritte vorstellbar:

- Eine weitere Verbesserung der Einspritztechnik durch Minimierung der Toleranzen und Optimierung des Dynamikverhaltens.
- Die Entwicklung einer Hochdruckeinspritzung mit Einspritzdrücken von mehr als 1000 bar.
- Der Einsatz der Mehrventiltechnik.
- Weiterentwicklung der Abgasnachbehandlung durch verbesserte Partikelfilter und Oxidationskatalysatoren und NO_x-Reduktionssystemen.

Anschriften der Verfasser:

Günter Goergens

Grüne Grenze 14, D-3170 Gifhorn

Arnold Strauss

Selkebachstraße 6, D-3306 Lehre

Michael Willmann

Virchowhang 14, D-3180 Wolfsburg

Literaturhinweise

- [1] Basshuysen, R. v., D. Stock und R. Baur: Audi Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung. Teil 1. MTZ 50 (1989) 10
- [2] Basshuysen, R. v., J. Steinwart, H. Stähle und R. Baur: Audi Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung. Teil 2. MTZ 50 (1989) 12
- [3] Basshuysen, R. v., D. Stock und R. Baur: Audi Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung. Teil 3. MTZ 51 (1990) 1
- [4] Demel, H., D. Stock und R. Baur: Audi Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung - Schadstoffarm nach Anlage 23. MTZ 52 (1991) 9
- [5] Wiedemann, B., M. Willmann, J. Nitz und G. Buschmann: Das Oko-Polo-Antriebskonzept. MTZ 52 (1991) 2
- [6] Ebbinghaus, W., E. Müller und D. Neyer: Der neue 1,9-l-Dieselmotor von VW. MTZ 50 (1989) 12
- [7] Neyer, D., E. Müller und H. Mutke: Der 1,9-l-Kat-Diesel im Passat. MTZ 52 (1991) 10