

Der neue 165 kW-Audi TT-Motor – aktuelles Highlight der Audi-Turbo-Ottomotoren

The New 165 kW Engine for the Audi TT- The Current Highlight of the Audi-Turbo Charged-SI Engines

Dipl.-Ing. J. **Königstedt**, Dr.-Ing. H. **Endres**,
Dr.-Ing. H.-D. **Erdmann**, Dr.-Ing. N. **Südhaus**
Audi AG, Ingolstadt

Zusammenfassung

Der neue 1.8 I-5V-Turbomotor mit einem „280 Nm Hochplateau“ im Bereich von 2200 U/min bis 5500 U/min und einer Maximalleistung von 165 kW stellt die Topmotorisierung des neuen Audi TT mit sportwagengerechten Fahrleistungen dar. Mit 125 PS/Liter erreicht dieses Aggregat eine Literleistung, die viele „hochkarätige“ Sportmotoren übertrifft. Basis dieser Entwicklung bildete die letzte Evolutionsstufe 1.8 I-5V-Turbomotors mit einem Drehmoment von 210 Nm und einer Leistung von 110 kW, die seit Ende 1998 im Audi A3 in Serie ist.

Beschrieben werden die Triebwerksänderungen, die durch die Kombination der sehr hohen thermischen und mechanischen Belastung auf der einen und dem hohen Audi-Qualitätsmaßstab auf der anderen Seite erforderlich waren. Darüberhinaus werden die motorischen Maßnahmen betrachtet, die zur Realisierung der anspruchsvollen thermodynamischen Entwicklungsziele nötig waren.

Summary

The new 1.8 I - 5V-Turbo engine, with its `280 Nm high plateau torque level` between 2200 and 5500 rpm and its maximum power output of 165 kW forms the highest-performance engine of the recently introduced Audi TT, allowing sports-car performance. With 125 bhp per liter, this aggregate achieves a specific power output allowing it to outperform many “high-end” sport-engines. The basis for this engine forms the latest evolution stage of the 1.8 I - 5V-Turbo engine with 210 Nm of torque and a power output of 110 kW. Since the end of 1998 this engine has been available in the A3.

Described within are the base engine modifications that were necessary to withstand the very high thermal and mechanical loads and to meet the high Audi-Quality standards. Furthermore, the measures that were required to achieve the demanding thermodynamic development goals are explained.

1 Einleitung

Aufgeladene Motoren haben bei Audi nicht nur im Motorsport Tradition, sondern sind seit nunmehr zwei Jahrzehnten aus der Palette der Ottomotoren nicht mehr wegzudenken. Es begann mit einem Fünfzylindertriebwerk mit 2,2 l Hubraum und 2-Ventiltechnik ohne Ladeluftkühlung. Zehn Jahre später setzte ein neues Fünfzylinderaggregat mit 4-Ventiltechnik und Ladeluftkühlung ein. Die nächste Evolutionsstufe der Audi-Turbomotoren wurde 1995 mit der Einführung des 1.8 l-Reihen-Vierzylinders mit 5-Ventiltechnik markiert: Im Audi A3 und A4 stellt diese sportliche Komfortmotorisierung eine Nennleistung von 110 kW und ein Drehmoment von 210 Nm zwischen 1750 U/min und 4600 U/min zur Verfügung.

Im Weiteren werden die Entwicklungsumfänge des neuen 1.8 - 5 VT-165 kW näher beleuchtet und verdeutlicht.

2 Motorkonzept

Die Basis der 165 kW Variante bildet das 110 kW Aggregat des Audi A3 in seiner letzten Entwicklungsstufe, die seit Mitte 1998 zur Anwendung kommt. Eine Übersicht über die technischen Daten des 165 kW-Motors zeigt die Abb. 1.

Hubraum	cm ³	1781
Bohrung/Hub	mm	81/86,4
Hub-/Bohrung-Verhältnis		1,07
Ventildurchmesser (E/A)	mm	27/30
Ventilhub (E/A)	mm	7,67/9,30
Steuerzeiten (bei 1mm Hub)		
EÖ	°KW n. OT	8
ES	°KW n. UT	18
AÖ	°KW v. OT	18
AS	°KW v. UT.	38
Verdichtung		8,9
Kraftstoff	ROZ	98/95
Nennleistung	kW	165
bei Drehzahl	1/min	5900
Drehmoment	Nm	280
bei Drehzahl	1/min	2200 – 5500
Spezifische Leistung	kW/dm ³	92,64
Maximaler Mitteldruck	bar	19,8
Abschaltdrehzahl (weich)	1/min	6800
Motorgewicht	Kg	142

Abb. 1: Tabelle der technischen Daten (Pe/Md Angaben gelten für ROZ 98)

2.1 Grundmotor

Die Dauerlaufziele für „S“ Motorisierungen bei Audi entsprechen denen aller anderen Motorisierungen. Zusätzlich werden Hochgeschwindigkeitsläufe bei sehr hohen Außentemperaturen in größerem Umfang durchgeführt, um auch bei den höheren thermischen Beanspruchungen für diese Aggregate die Dauerhaltbarkeit zu gewährleisten.

Aufgrund der hohen thermischen und mechanischen Belastung wurden einige Modifikationen am Grundmotor und Zylinderkopf eingeführt. Vertiefende Ergänzungen liefert im Rahmen des 8. Aachener Kolloquiums der Beitrag von Herrn Dr. Heiduk „CAE zur Unterstützung der Entwicklung von thermisch und mechanisch hochbeanspruchten Bauteilen am 225 PS Audi TT Motor“.

Um den Kraftfluß des erhöhten Zylinderdruckes mit Verbrennungsdrücken von über 100 bar besser abzufangen, wurden die Rippen im Zylinderkurbelgehäuse kraftflußoptimiert verstärkt. Die Abb. 2 verdeutlicht die Modifikation. Kurbelwelle und Pleuel zeigten sich der gestiegenen Belastung gewachsen, einzig die Pleuellagerschalen wurden stangenseitig auf Sputterlager umgestellt. Das geänderte Schwingungsverhalten der Kurbelwelle führte zu einer Anpassung der Gummimischung des Schwingungsdämpfers.

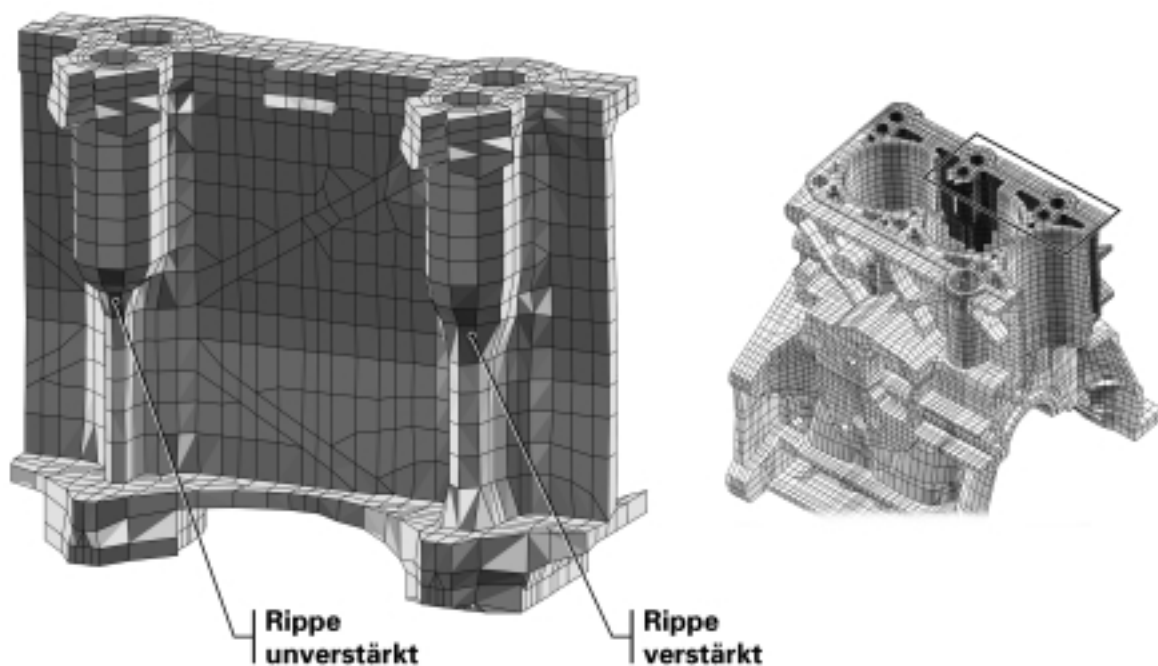


Abb. 2: Kraftflußoptimierte Rippenstruktur im Zylinderkurbelgehäuse

Deutliche Modifikationen wurden hingegen bei der Kolbengruppe durchgeführt (vergl. Abb. 3). Neben der Änderung der Kolbenmulde zur Absenkung der Verdichtung von 9,5:1 auf 8,9:1 wurden der Kolbenboden und -schaft verstärkt. Zusätzlich wurde die 1. Ringnut hinterfüllt und hartanodisiert, der Ringsteg um 0,5 mm erhöht. Als Material kommt eine bewährte hochwarmfeste Kolbenlegierung zum Einsatz.

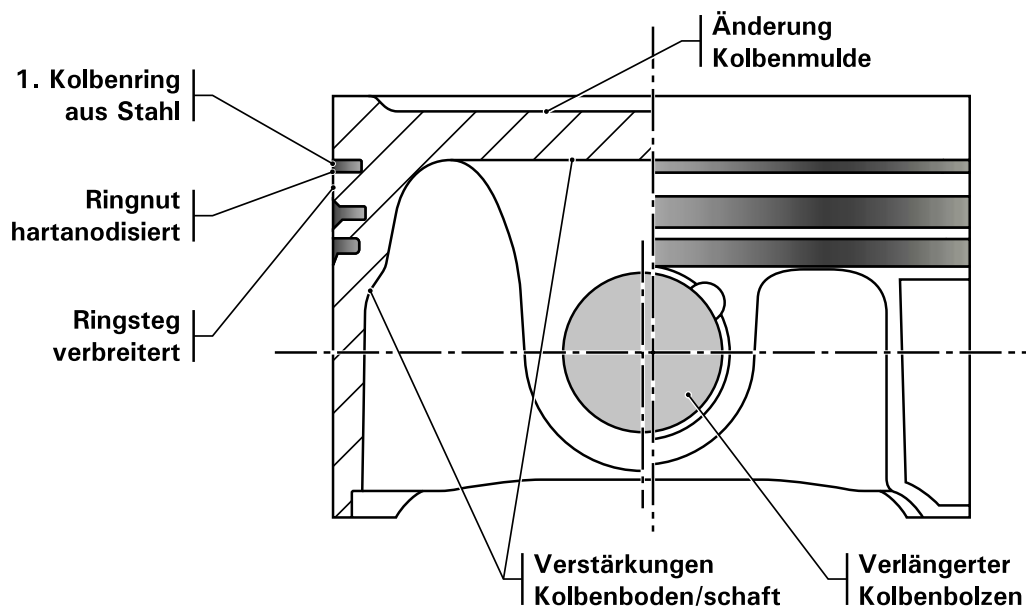


Abb. 3: Kolben-Modifikation

Beim 5-Ventil-Zylinderkopf wurde die Kühlmittelströmung im Bereich des Kerzenschachtes dem erhöhten Wärmeeintrag entsprechend modifiziert. Um ein Öffnen der Auslaßventile bei dem erhöhten Abgasgegendruck sicher zu vermeiden, kommen Auslaßventilfedern mit erhöhten Federkräften zum Einsatz. Die Kurbelgehäuseentlüftung wurde als kombinierte Kopf-Block-Entlüftung funktional optimiert und dem neuen Package angepaßt.

Steuer- und Nebenaggregatetrieb sowie viele Teile des Grundmotors konnten vom 110 kW Basistriebwerk übernommen werden.

2.2 Ansaugseite

Die Ansaugseite bestimmt in einem nicht unwesentlichen Maße den Vollastverbrauch, das Leistungspotential und das Ansprechverhalten eines aufgeladenen Motors. So galt es, einen hohen Ladeluftkühlerwirkungsgrad bei gleichzeitiger Minimierung der Leitungsvolumina und geringen Drosselverlusten darzustellen. Im Laufe der Konzeptphase wurde schnell deutlich, daß die Mono-Ladeluftkühlung des Basismotors mit dem maximalen Luftdurchsatz von fast 700 kg/h bei einem maximalen Ladedruck von 2.0 bar und einer maximalen Verdichteraustrittstemperatur von 140°C überfordert sein würde. Mittels umfangreicher Untersuchungen im Klimawindkanal und Package Studien wurde eine äußerst effiziente Doppel-Ladeluftkühlung entwickelt. Abb. 4 zeigt die gesamte Ladeluftführung vom Luftfilter bis zum Saugrohr.

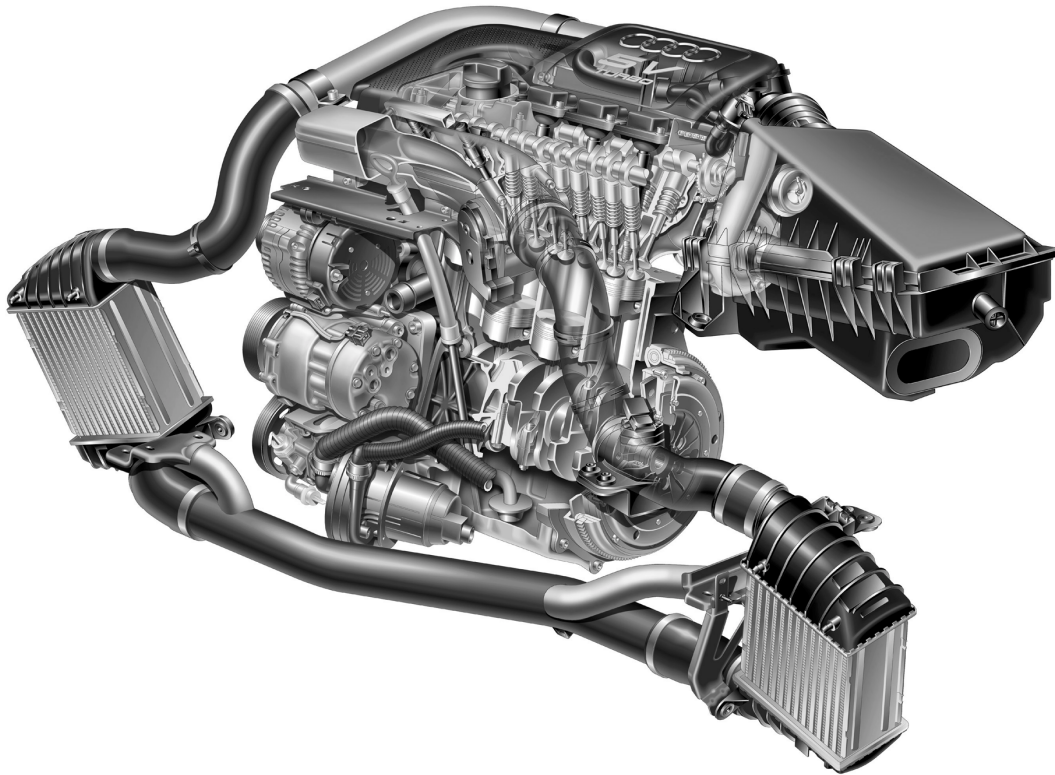


Abb. 4: Schnittdarstellung 1.8l- 5VT 165 kW mit Doppel-Ladeluftkühlung

Aufgrund der hohen mechanischen und thermischen Beanspruchung der Ladeluftstrecke bis zum ersten Ladeluftkühler wurden die Druckschläuche aus Silikon in Wickeltechnik ausgeführt.

Das Saugrohr unterscheidet sich konzeptionell nicht von dem der Basisvariante. Bedingt durch das Konzept der Doppel-Ladeluftkühlung wurde lediglich eine Verlegung der Drosselklappe erforderlich. Der Tumble-Einlaßkanal und die Ein- und Auslaßsteuerzeiten konnten von dem Basismotor übernommen werden.

Um das Design der Frontschürze gegenüber der TT-Studie möglichst unverändert in die Serie übernehmen zu können, wurden die Frontschürzenladeluftführungen so gestaltet, daß nicht nur Kühlluft über die beiden äußeren Stoßfängeröffnungen sondern auch aus dem Bereich der Wasserkühleranströmung in der Stoßfängermitte den beiden vor den Radhäusern angeordneten Ladeluftkühlern zugeführt wird. Die Abführung der Kühlluft geschieht über Schlitze in der Radlaufschale. Unterstützt wird die Abführung der Kühlluft durch den Sog, der durch die sich drehenden Vorderräder erzeugt wird. Abb. 5 zeigt die Einbausituation der beiden in Reihe geschalteten Ladeluftkühler und deren Anströmung.

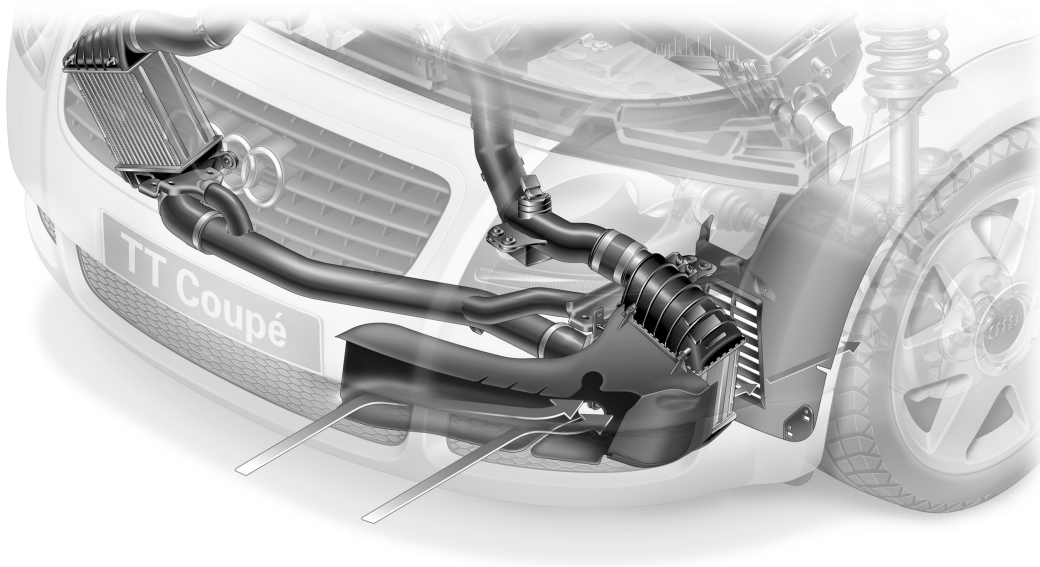


Abb. 5: TT-Vorderwagen mit Ladeluftkühleranströmung

Die Abb. 6 demonstriert eindrucksvoll die Güte der Ladeluftkühlung. Sie zeigt die Temperaturänderung der Ansaugluft von der Rohluftansaugung bis zur Drosselklappe. Auf der Fahrwiderstandslinie im 6. Gang liegt bis 220 km/h die Ansauglufttemperatur im Saugrohr max. 10°C über der Umgebungstemperatur! Bei der Höchstgeschwindigkeit von 243 km/h beträgt die Aufheizung lediglich 21°C, was immer noch einem Ladeluftkühlerwirkungsgrad von über 80 % entspricht!

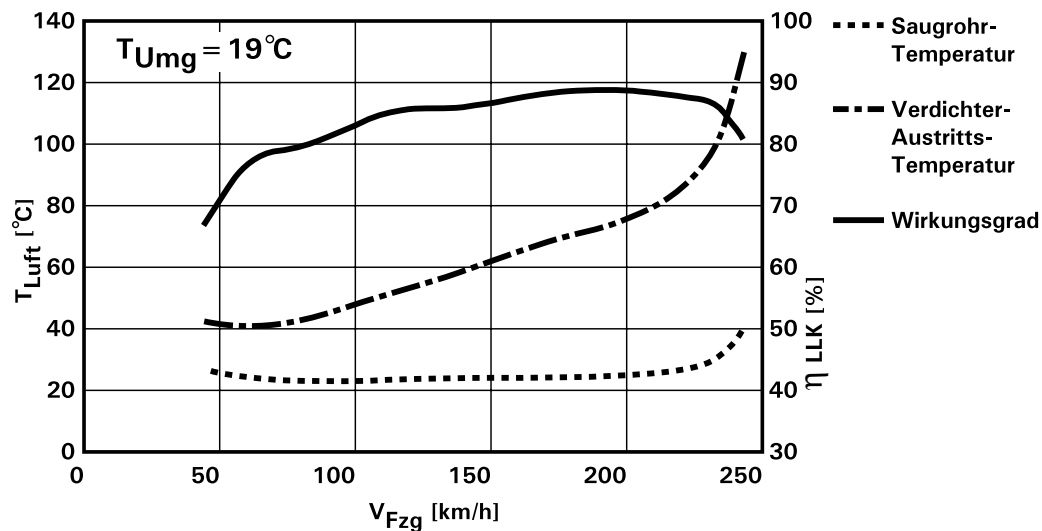


Abb. 6: Ladelufttemperaturen und Ladeluftkühlerwirkungsgrade im 6. Gang

Neben dem erwähnten Ladeluftkühlerkonzept weist die Ansaugseite eine weitere Besonderheit auf: Einen Absorptionsschalldämpfer, der unmittelbar hinter dem Verdichteraustritt in das Druckrohr integriert ist. Starke Druckpulsationen, die sich sehr unangenehm in der Motorakustik äußern, wurden hiermit effizient bedämpft. Die Wirksamkeit des in der Abb. 7 im Schnitt dargestellten Breitbandschalldämpfers liegt in einem Frequenzbereich von 1600 bis 4000 Hz.

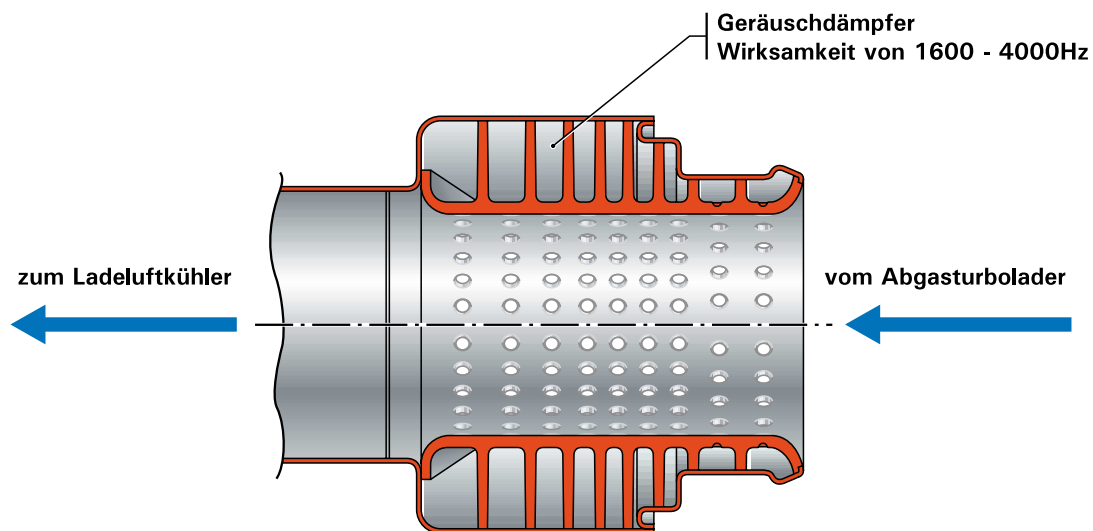


Abb. 7: Schnittdarstellung Absorptionsschalldämpfer

2.3 Abgasseite

Die Abgasseite ist wie beim Basismotor gegen die Fahrtrichtung zur Spritzwand hin angeordnet. Der zur Verfügung stehende Bauraum ist nach oben durch den Wasserkasten, nach rechts und links durch die Bremskraftverstärker der Links- und Rechts lenkervariante begrenzt.

Die Entwicklung des in Abb. 8 dargestellten Abgaskrümmers/Abgasturbolader Package war besonders aufwendig, da neben den thermodynamischen Gesichtspunkten auch das Crashverhalten und die automatische Verschraubung des Abgaskrümmers, des Abgasturboladers und des Vorrohres in der Serie gewährleistet sein mußte.

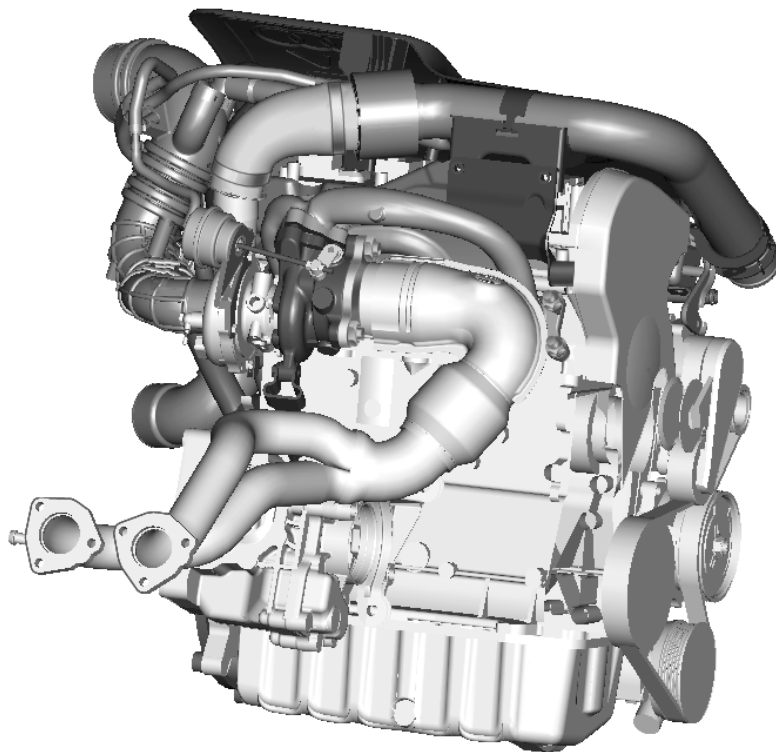


Abb. 8: Gesamtansicht Abgasseite

Die Lage der Abgasseite im „Windschatten“ des Motors in Kombination mit dem enormen Energieeintrag über den Abgasmassenstrom machte eine gerichtete Kühlung erforderlich: Über mehrere NACA-Düsen, die in die Motorraumkapsel integriert sind, gelingt Kühlluft von unten in den Motorraum. Zusätzlich wird über eine aktive Öffnung in der Kühlerlüfterhutze die Luftströmung zwischen Motorhaube und Motordesignabdeckung verstärkt und in Richtung Abgaskrümmen geleitet. Des Weiteren wurde auf die übliche Wärmeabschirmung des Abgaskrümmers verzichtet, stattdessen wurden thermisch hoch belastete Bauteile in der Peripherie über Sekundärabschirmung geschützt.

2.3.1 Abgaskrümmen

Da der anfangs favorisierte Rohrkrümmer in der benötigten Gestalt die thermodynamischen und mechanischen Erwartungen nicht erfüllen konnte, wurde ein Stahlgußkrümmer entwickelt. Als Gußwerkstoff findet ein GGG NiSiCr 3552 Verwendung, bekannt unter der Bezeichnung „D5“, welcher sich durch eine besonders hohe Reißfestigkeit auszeichnet. Mit Hilfe von Ladungswechselrechnungen und Prüfstandsversuchen wurden die Rohrgeometrie und die Rohrzusammenführungen festgelegt. Die Abb. 9 zeigt die Rohrführungen in der Draufsicht. Zur Ausnutzung des Abgasimpulses wurden die Rohrquerschnitte möglichst klein ausgeführt – der Innendurchmesser liegt bei ca. 28 mm. Das Ideal, eine 4 in 1 Zusammenführung kurz vor Turbineneintritt, konnte beim Abgasstrang

des Zylinder 3 aus Packagegründen nicht vollständig umgesetzt werden, es konnte aber auch versuchstechnisch kein wesentlicher Nachteil dieses Kompromisses ermittelt werden.

Um Flanschverzüge zu vermeiden, wird der Abgaskrümmmerflansch zwischen den Zylindern getrennt und mit Langlöchern versehen, um ein Gleiten am Zylinderkopf zu ermöglichen. Die „freien“ Krümmerarme werden durch Schwimmhäute mit Verrippungen am Auslauf versteift.



Abb. 9: Stahlguß-Abgaskrümmmer

2.3.2 Abgasturbolader

Der Abgasturbolader (ATL) bildete erwartungsgemäß einen der Entwicklungsschwerpunkte. Es galt ein gutes Ansprechverhalten und einen sehr frühen steilen Drehmomentanstieg mit guten Wirkungsgraden im Nennleistungsbereich zu kombinieren.

Bei allen aufgeladenen Ottomotoren kommen bei Audi zur Zeit Abgasturbolader der Fa. 3K-Warner zur Anwendung. Der Basismotor verwendet einen wassergekühlten ATL der Baureihe K03 mit einem 2072 GAA Verdichter und einer 5.8.8 Turbine mit radialer Abströmung. Schon zu Beginn der Entwicklung war klar, daß Verdichter- und Turbinendimensionen benötigt werden, die nur auf Basis der K04-Baureihe darstellbar sein würden. Des Weiteren war es das Ziel, eine Turbine mit axialer Abströmung zu verwenden, da bei den deutlich höheren Gasdurchsätzen bei Beibehaltung der radialen Abströmung Nachteile auftreten. Realisiert werden konnte die axiale Abströmung durch die Entwicklung eines Vorrohrkniees, das den Abgasstrom um ca. 120° umlenkt und dann zweiflutig in den Tunnel führt.

Ergebnis der Entwicklung ist der in Abb. 10 dargestellte sehr kompakte ATL vom Typ K04 2275 ECD 5.8.2, wobei das Turbinengehäuse nochmals um ca. 20 mm kürzer gestaltet werden konnte als das des K03 des V6-Biturbos. Mit Hilfe von dreidimensionalen Strömungsrechnungen wurde die Innenkontur des Turbinengehäuses im Bereich des Wastegatezulaufes so optimiert, daß eine

Reduzierung des Abgasgegendruckes vor Turbine um bis zu 300 mbar erreicht werden konnte. Der Werkstoff des Turbinengehäuses entspricht dem des Abgaskrümmers.

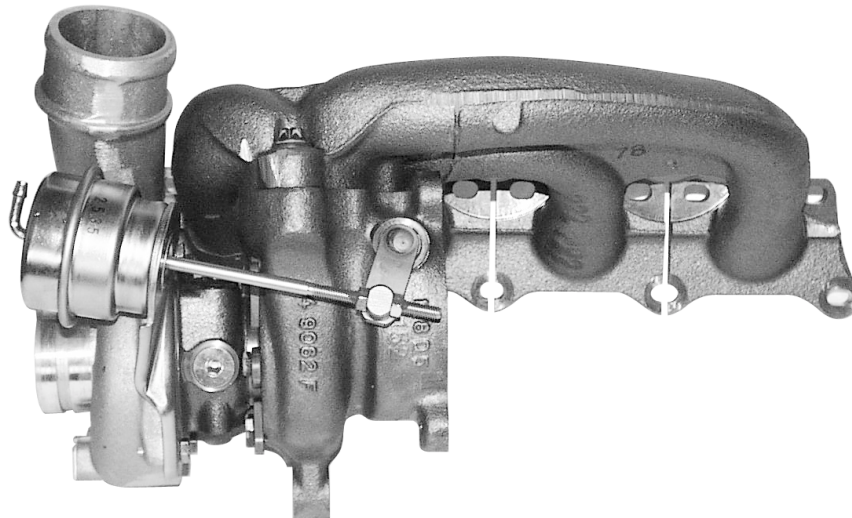


Abb. 10: Abgaskrümmers/Abgasturbolader Verband

Aus den umfangreichen Berechnungen und Prüfstandsversuchen zur Auslegung des ATL soll kurz beispielhaft Einblick in den Prozeß der Verdichterauslegung gegeben werden. Verglichen werden der spätere Serienvverdichter und eine der untersuchten zahlreichen Alternativen mit kleinerem Verdichter. Die wichtigsten Beurteilungskriterien waren:

- Stationärer Drehmomentaufbau
- Dynamischer Drehmomentaufbau
- Lage der Motorbetriebslinie im Verdichterkennfeld in Bezug auf Wirkungsgrad und Läuferdrehzahl

Der kleine Verdichter zeigte stationär einen etwas steileren Drehmomentanstieg, der dazu führte, daß die 280 Nm ca. 100 U/min früher zur Verfügung standen als bei der größeren Variante.

Im dynamischen Drehmomentaufbau konnte der kleine Verdichter jedoch trotz des geringeren Massenträgheitsmomentes keinen Vorteil für sich verbuchen. Bedingt wird dies durch das höhere Drehzahlniveau, welches der kleinere Verdichter für den Solladedruck benötigt. Bei 2500 U/min lag der Drehzahlbedarf um 10% und bei 5000 U/min um 20% über dem des größeren Verdichters.

Der Vergleich der beiden Verdichterkennfelder (Abb. 11) zeigt ganz deutlich, daß der kleinere Verdichter für die hohen Luftmassendurchsätze ab 5000 U/min zu klein

dimensioniert war. Die Wirkungsgrade liegen im Nennleistungsbereich unter 60 %, was einen sehr hohen Abgasgegendruck vor Turbine und eine sehr hohe Verdichteraustrittstemperatur zur Folge hatte. Das Drehzahlniveau liegt schon auf Meereshöhe so hoch, daß eine Höhenkompensation ohne Gefahr von Überdrehzahlen nicht mehr darstellbar wäre. Der Serienvverdichter hingegen wird in diesem Bereich mit einem Wirkungsgrad von über 75 % betrieben und das Drehzahlniveau bietet noch genug Spielraum für eine Höhenkompensation.

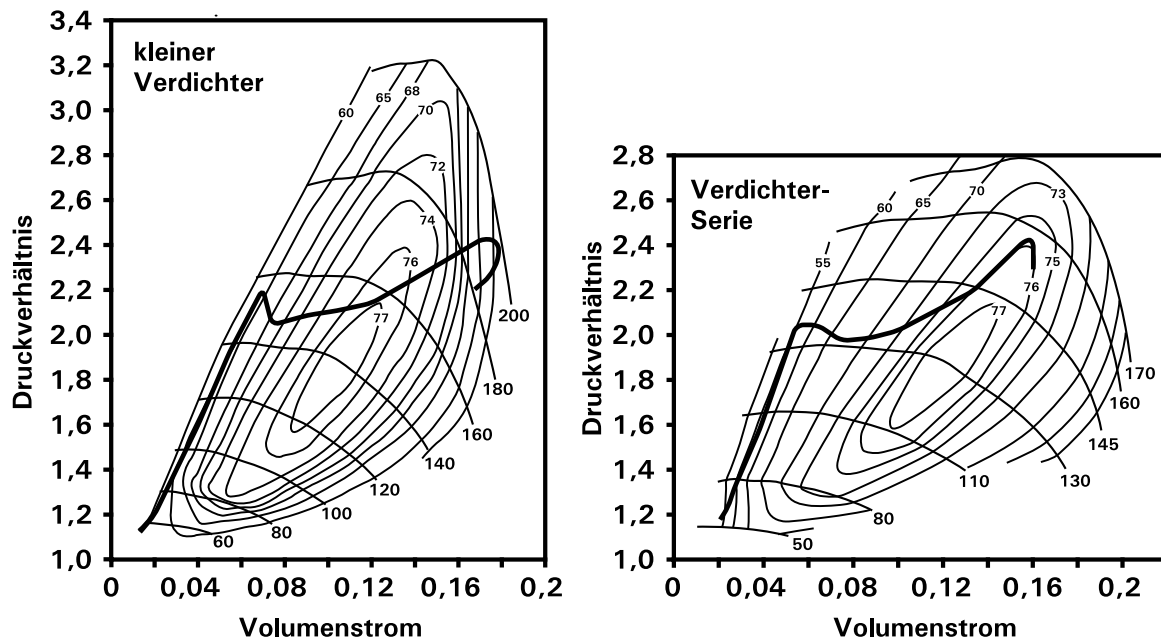


Abb. 11: Vergleich der Verdichterkennfelder

2.4 Abgasnachbehandlung

Der Motor verfügt über eine motorfeste Sekundärluftpumpe (vergl. Abb. 4), die über eine Galerie im Zylinderkopf die Luft in die Auslaßkanäle einbläst.

Der Quattroantrieb erfordert einen zweiflutigen Katalysator (Abb. 12). Die beiden Metallmonolithen (300 cpsi) sind 150 mm lang und haben einen Durchmesser von 93 mm, als Beschichtung kommt eine Platin-, Palladium-, Rhodium-Mischung im Verhältnis 1:14:1; zum Einsatz.



Abb. 12: Abgasanlage mit zweiflutigem Katalysator

Das Fahrzeug erfüllt die Abgasgrenzwerte nach EU III-D. Das Vorrohrkonzept ermöglicht die Integration eines Vorkatalysators zur Erfüllung deutlich schärferer Abgasgrenzwerte.

2.5 Motormanagement

Als Motormanagement kommt die ME 7.5 der Firma Robert Bosch zur Anwendung. Dieses System mit elektronischer Drosselklappe weist eine „drehmomentorientierte Funktionsstruktur“ auf, d. h. alle drehmomentbeeinflussenden Funktionen werden zusammengefaßt und koordiniert. Daraus ergibt sich eine Drehmomentanforderung, die über die verfügbaren Stellgrößen Drosselklappe, Einspritzzeit, Zündwinkel und Ladedruck (Waste-Gate-Stellung) und ggf. Ausblendmuster umgesetzt wird, Abb. 13.

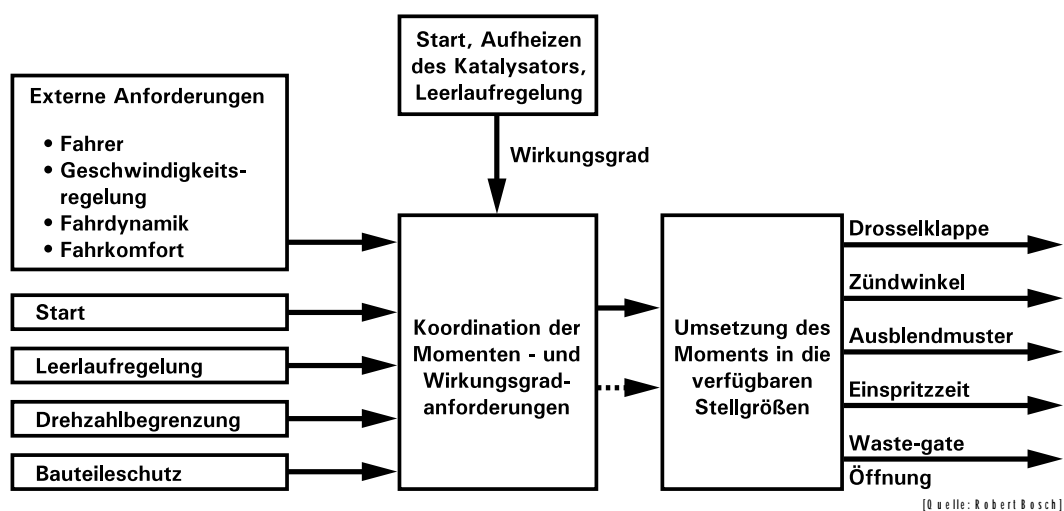


Abb. 13: ME 7 Blockschaftbild

Von den vielfältigen Funktionen sollen nur die für einen Turbomotor besonders relevanten kurz Erwähnung finden:

- Das von dem Fahrer gewünschte Drehmoment wird über die wirkungsgradoptimalste Kombination aus Drosselklappenwinkel und Ladedruck realisiert.
- Bei dynamischem Teillast-Betrieb kann die Drosselklappe zunächst über den stationär erforderlichen Öffnungsquerschnitt hinaus geöffnet werden, um das Hochlaufen des ATL zu beschleunigen.
- Aus dem erforderlichen Klopfregel eingriff wird auf die Kraftstoffqualität geschlossen. Bei Verwendung niederoktaniger Kraftstoffe wird so der Ladedruck eingestellt, der den besten Kompromiß zwischen Drehmoment und Kraftstoffverbrauch darstellt.

3 Fahrzeugergebnisse

3.1 Vollastverhalten

Der Vollastdrehmomentverlauf (Abb. 14) des TT zeigt einen sehr frühen Anstieg des Motordrehmomentes. Von 2200 U/min bis 5500 U/min steht das maximale Drehmoment von 280 Nm zur Verfügung. Die Nennleistung von 165 kW wird bereits bei 5900 U/min erreicht. Die dabei realisierte spezifische Leistung von 125 PS/Liter stellt einen Spitzenwert unter den Serienaggregaten dar.

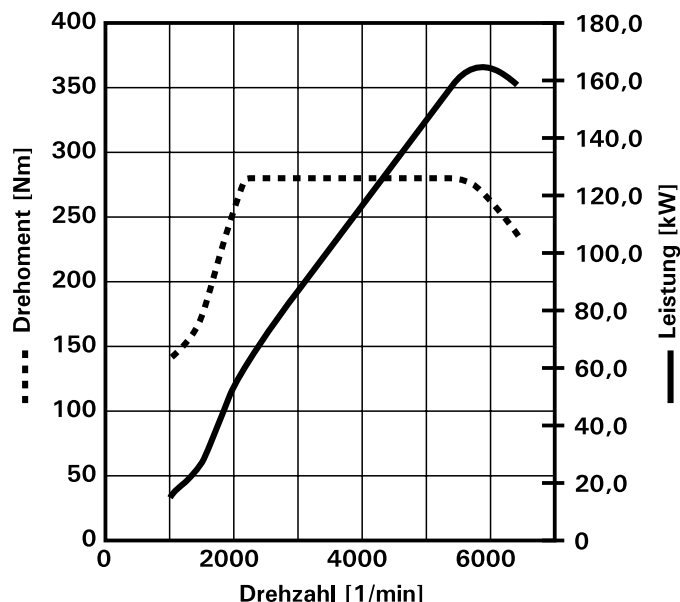


Abb. 14: Leistung und Drehmoment

Der resultierende effektive Mitteldruck liegt bei nahezu 20 bar. Im Bereich um 2200 U/min wird ein absoluter Ladedruck von über 1.9 bar erreicht, Abb. 15.

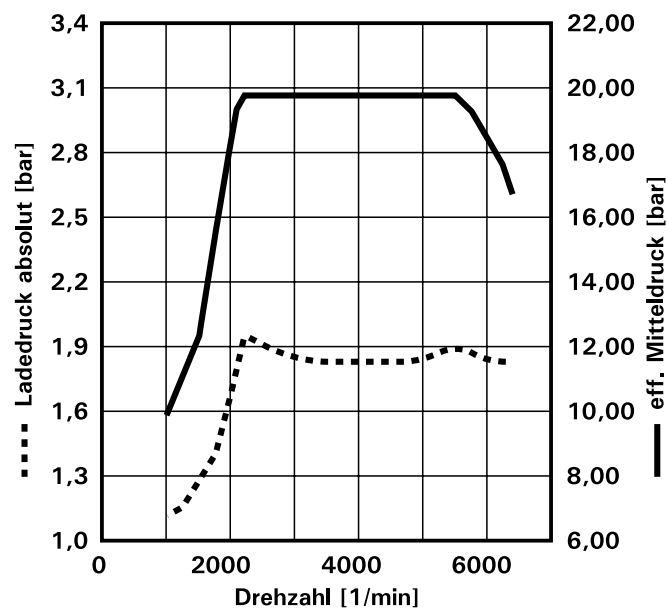


Abb. 15: Mitteldruck und Ladedruckverlauf

3.2 Fahrleistungen

Mit dem beschriebenen 1.8l-5VT-165 kW ist ein Aggregat entstanden, das ein hohes Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen mit einer beachtlichen Nennleistung vereint und somit ein sehr breites nutzbares Drehzahlband aufweist. In der Abb. 16 sind die Fahrleistungen und Verbräuche dem Basismotor mit 110 kW im Audi A3 quattro und dem Audi S3 gegenübergestellt. Der S3 verfügt über die gleiche Motorhardware wie die 165 kW -Variante, per Motorsteuerung wurde jedoch das Drehmoment auf 270 Nm und die Leistung auf 154 kW begrenzt.

		Audi TT 165 kW 6 Gang Quattro	Audi S3 154 kW 6 Gang Quattro	Audi A3 110 kW 5 Gang Quattro
0 - 80 km/h	sec	4,6	4,8	5,4
0 - 100 km/h	sec	6,4	6,8	8,2
60 - 100 km/h vorletzter Gang	sec	7,7	7,8	8,4
80 - 120 km/h höchster Gang	sec	9,6	9,8	12,3
Höchstgeschw.	km/h	243	238	215
MVEG Verbrauch	l/100km			
Stadt		12,3	12,2	12,6
Überland		7,3	7,2	6,7
Gesamt		9,2	9,1	8,9

Abb. 16: Gegenüberstellung der Fahrleistungen der 1.8l Turbo Varianten

4 Schlußwort

Mit der Topmotorisierung des TT wurde ein Hochleistungsaggregat entwickelt, welches trotz seiner hohen spezifischen Leistung ein großes Maß an Alltagstauglichkeit besitzt. Bedingt durch die bullige Drehmomentcharakteristik wird eine schaltfaule Fahrweise ermöglicht. Der Kraftstoffverbrauch liegt im normalen Kundenbetrieb auf einem Niveau, welches normalerweise deutlich schwächer motorisierte Fahrzeuge belegen.

Bei der Entwicklung des Aggregates hat die AVL List GmbH mitgewirkt.

5 Literaturhinweise

- [1] Brennecke, D.; Erdmann, H.-D.; Griesse, W.
Der aufgeladene Vierzylindermotor von Audi mit Fünfventiltechnik
MTZ 56, Nr. 2, 1995
- [2] Rudolph, H.-J.; Königstedt, J.; Brunken, R.; Teufel, H.; Binder, T.
Der Vierzylinder-Turbomotor für den Audi A3
MTZ 58, Nr. 7/8, 1997
- [3] Eiser, A.; Erdmann, H.-D.; Grabow, J.; Mikulic, L.;
Der neue Audi V6-biturbo-Ottomotor
VDI Fortschrittsberichte Reihe12, Nr. 348, 1998
- [4] Heiduk, T.; Binder, T.; Pelzer, A.; Schnattinger, H.
CAE zur Unterstützung der Entwicklung von thermisch und mechanisch
hochbeanspruchten Bauteilen am 225 PS Audi TT Motor
8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1999