

Der neue 2-Liter-Audi-Motor – Konstruktion und Versuchsergebnisse

Der neue 2-Liter-Motor von AUDI NSU wurde aus dem vorhandenen 1,9-l-Reihenmotor mit 4 Zylindern entwickelt. Durch Hubraumvergrößerung, optimierten Brennraum und höhere maximale Drehzahl konnte die Leistung und Abgasemission an die verschiedenen Einbauverhältnisse angepaßt werden. Es wird beschrieben, wie die Bauteile des Motors für die erhöhten Anforderungen ausgelegt wurden.

Die geforderte Leistung und Abgasemission in USA und Europa wird für den Einbau des Motors in den Sportwagen Porsche 924 mit Einspritzung erreicht, für den Einbau in den Transporter VW LT 28 mit Vergaser.

The New 2-l-Audi Engine – Design and Test Results

Abstract

AUDI NSU's new 2 liter engine was developed from the existing 1.9 liter, 4-cylinder in-line engine. By increasing the capacity, improving the combustion chamber shape, and using a higher maximum engine speed it was possible to achieve the power output and emission levels required for the various applications planned.

The article describes how the engine components were designed to meet the more stringent requirements.

The necessary improvements were achieved by the following design modifications: overhead camshaft driven by timing belt; direct valve operation by inverted tappets; crescenttype oil pump driven off the front end of the crankshaft.

Power output and emission requirements for USA and Europe are met by using fuel injection in the Porsche 924 sports car application and a carburetor in the VW LT 28 Transporter application.

1. Einleitung

Der Motorentwicklung Audi war die Aufgabe gestellt, den im Audi 100 verwendeten 1,9-l-Vierzylinder-Reihenmotor zu modernisieren. Es sollten Fahrleistung und Wirtschaftlichkeit gesteigert werden, ohne die bekannte Zuverlässigkeit des

Triebwerkes zu mindern. Diese Forderungen wurden erfüllt durch Vergrößerung des Hubvolumens auf das maximal mögliche, durch Erhöhung der Grenzdrehzahl, der Literleistung und des mittleren spezifischen Druckes.

Die in den Zylinderkopf verlegte Nockenwelle und eine günstige Konstruktion der Ölpumpe ermöglichten bei weitgehender Verwendung der vorhandenen Fertigungseinrichtung eine Senkung der Herstellungskosten. Die Auflagen für Abgasemission und Geräusch konnten durch Gestaltung des Brennraumes und des Ventiltriebes relativ leicht erfüllt werden.

Der Motor wurde für verschiedene Fahrzeugtypen angepaßt; bisher für den

- Lieferwagen VW LT¹⁾ und den
- Sportwagen Porsche 924²⁾

Auch die künftige Entwicklung bei AUDI NSU und die Wünsche eines US-Interessenten sind in der Konstruktion berücksichtigt. Der Längs- und Querschnitt in Bild 1 zeigt die Ausführung des Motors für den Porsche 924.

2. Konstruktion

2.1. Zylinderkurbelgehäuse

Die bewährte Graugußkonstruktion des Zylinderkurbelgehäuses wurde beibehalten. Der Zylinderdurchmesser des bisher gebauten Motors war in früheren Modelljahren von 80 mm auf 84 mm erhöht worden, wobei der Wassermantel um jeden Zylinder erhalten blieb. Wegen der jetzigen Vergrößerung der Zylinderbohrung auf 86,5 mm und bei gleichem Zylinderabstand (95 mm) wie beim 1,9-l-Motor mußten die Zylinderbüchsen zusammengegossen werden. Die Verlegung der Nockenwelle in den Zylinderkopf und damit der Entfall der „Nockenwellengasse“ sowie der Kammer für Stößel und Stößelstange ermöglichten eine symmetrisch steife Ausführung des Motorblockes.

¹⁾ Vgl. ATZ 1975, Nr. 9, S. 274 und Nr. 12, S. 348

²⁾ Vgl. ATZ 1976, Nr. 1, S. 5

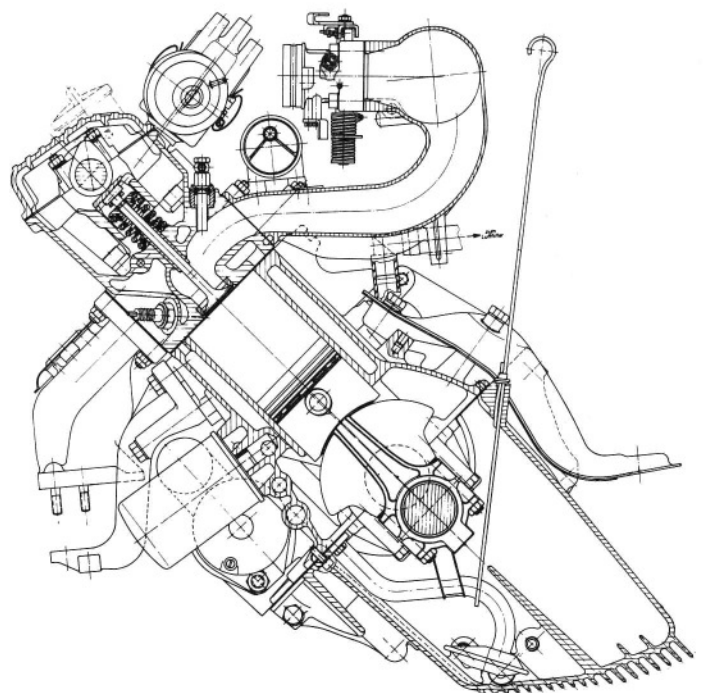
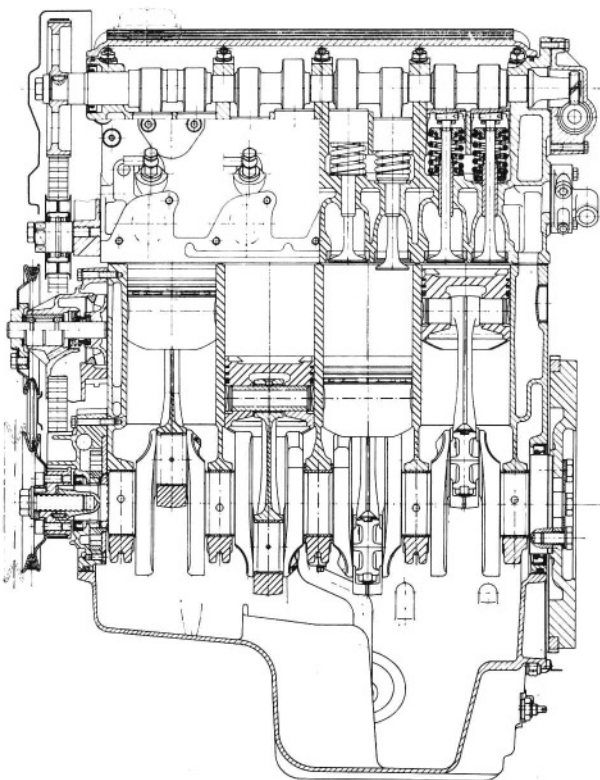


Bild 1a und b. Motor-Längs- und Querschnitt des schräg eingebauten 2,0-Liter-Audi-OHC-Motors in der Ausführung Porsche 924 mit Bosch K-Jetronic-Benzineinspritzung

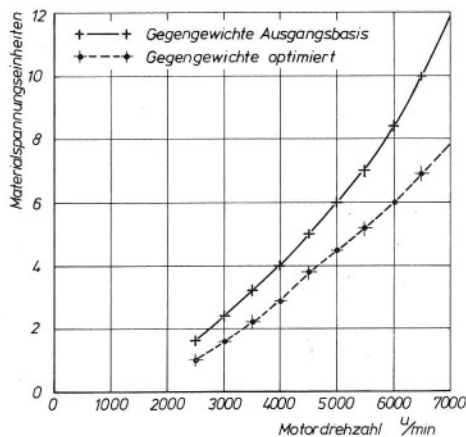


Bild 2. Belastung des Kurbelwellen-Paßlagerdeckels in Abhängigkeit von der Drehzahl bei unterschiedlicher Auslegung der Gegengewichte

Um die Kühlung des 8,5 mm breiten Steges zwischen den Zylindern zu verbessern und dadurch die Zylinderkopfdichtung thermisch zu entlasten, wird nun das Kühlwasser über 6 mm Bohrungen nahe an den kritischen Bereich geführt. Alle wichtigen Stichmaße des 1,9-l-Motors, z. B. für die Befestigung des Zylinderkopfes, der Ölwanne, des Getriebes usw. wurden nicht geändert; damit konnte die teure Einrichtung der Transferstraße für den Motorblock beibehalten werden.

2.2. Triebwerk

Der Kurbelwellenhub 84,4 mm wurde aus Kostengründen nicht geändert, zumal das Verhältnis Hub/Bohrung in etwa dem für Gewicht, Leistung und Emission günstigen Wert 1 entspricht. Eine Vergrößerung des Kurbelradius hätte bei Beibehaltung der Pleuellänge $l=144$ mm ein ungünstiges Pleuelverhältnis ergeben und durch das quadratische Ansteigen der Kräfte 2. Ordnung das Geräuschniveau verschlechtert. Ein neues Pleuel und damit eine Erhöhung des Kurbelgehäuses schied aus Konstruktions- (Bauhöhe) und Kostengründen aus.

Im Versuch führten das Drehzahlenniveau und das größere Kolbengewicht zu Brüchen des mittleren Hauptlagerdeckels. Die unzulässigen Spannungen wurden durch vergrößerte Ge-

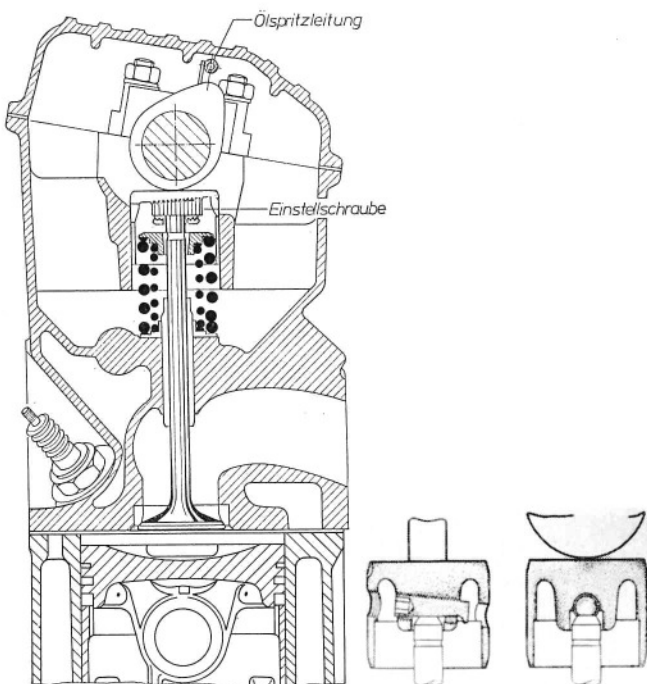


Bild 3. Anordnung des Ventiltriebs und des Brennraumes; die keilförmig abgeflachte Einstellschraube im Tassenstößel ermöglicht pro Umdrehung eine Ventilspiel-Änderung um 0,05 mm (rechts)

gewichte an der Kurbelwelle abgebaut. Die Auswirkung der Maßnahme zeigt Bild 2; bei 6000 U/min konnte die Beanspruchung am Hauptlager 3 um ca. 30 % gesenkt werden. Um die Kurbelwelle wegen des Preisvorteils von Vergütungsstahl in Sphäroguß umstellen zu können, wurde der Grundlagerdurchmesser von 60 auf 64 mm vergrößert und dadurch der verminderte Elastizitäts- und Schubmodul ausgeglichen.

Die Pleuelstange aus vergütetem Stahl und die Pleuellager des bisherigen Motors genügten den erhöhten Belastungen und konnten daher unverändert bleiben.

Der Kolben wurde zusätzlich mit Taschen für den Freigang der Ventile versehen, um bei einem möglichen Zahnriemen-ausfall eine Berührung zu vermeiden. Der 1. Kompressionsring ist verchromt und aus einer Sonderlegierung hergestellt. In der zweiten Kolbennut befindet sich ein Nasenminutenring, der die Olabstreifwirkung des Schlauchfeder-Dachfasenringes der dritten Nut mit unterstützt.

2.3. Zylinderkopf und Ventilsteuerung

Wegen des für frontgetriebene Wagen so entscheidenden Gewichtes auf der Vorderachse und des höheren Leistungsniveaus erschien es richtig, für den Zylinderkopf-Werkstoff Aluminium und in der Anordnung der Ein- und Auslaßkanäle das Querstromprinzip beizubehalten, dagegen erforderte die Art der Ventilbetätigung einige Überlegungen.

Die Ventile des 1,9-l-Motors wurden über Nockenwelle, Stößel, Stößelstange und Blechkipphebel gesteuert. Die aufgezählten Teile waren Ursache einer großen Elastizität in der Übertragung, ihre große Masse beschränkte die maximale Drehzahl. Die Nockenwelle in den Zylinderkopf zu verlegen, stand hier nie in Frage. Eine Versuchsausführung mit einer Schlepphebelsteuerung ergab Geräuschprobleme bei dem geforderten Ventilhub. Außerdem zeigte sich dabei eine Veränderung der Steuerzeiten durch die Ventileinstellung, was Nachteile insbesondere für die strengen Entgiftungsmaßnahmen in den USA befürchten ließ. Der im Motor des Audi 80 verwendete Tassenstößel hatte sich dagegen sehr bewährt, so daß man diesem System wieder den Vorzug gab.

Bei dieser Konstruktion bilden Zylinderkopf und die Lagerböcke für die Aufnahme der Nockenwelle und der Stößel ein einteiliges, steifes Gußstück. Die Nockenwelle aus Stahl ist fünffach gelagert, jedes Lager druckgeschmiert. Außerdem sorgt eine Spritzleitung für ausreichend Öl zwischen Nocken und Stößel. Um Verschleiß zu verhindern, wird der fließgepreßte Stahlstößel einsatzgehärtet und badnitriert, die Nockenwelle induktiv gehärtet und ebenfalls badnitriert.

Wegen des Angebots des Motors in verschiedenen Verkaufsorganisationen wurde zur Erleichterung der Wartung eine gehärtete keilförmige Einstellschraube im Stößel vorgesehen, wie in Bild 3 dargestellt. Diese ermöglicht durch eine Umdrehung die Korrektur des Ventilspieles um jeweils 0,05 mm.

Die Verwendung nur einer Nockenwelle ergibt zwangsläufig, daß die Ventile in Reihe stehen und der Durchmesser des Ventiltellers durch die notwendige Kühlung zwischen Ein- und Auslaßkanal und durch ausreichenden Abstand zur Zylinderwand begrenzt bleibt. Der Durchmesser des Einlaßventils beträgt 38 mm (VW - LT) bzw. 40 mm, der des Auslaßventils 33 mm bei jeweils 9 mm Schaftdurchmesser. Die für die Hochleistungsvariante notwendige Zylinderfüllung muß daher über den Ventilhub erreicht werden: 12 mm beim Einlaß, 11,8 mm beim Auslaß.

Um ein Einlaufen der Nocke auf dem Stößel zu vermeiden, wird dieser durch einen Mittensenk von 1,5 mm zur Nockenmitte in Drehung versetzt. Für die Auslaßventile ist zusätzlich ein Rotocap vorgesehen.

Durch die bearbeitete Unterseite des Zylinderkopfes und die genau hergestellte Brennraummulde im Kolben ergibt sich eine geringe Toleranz des Kompressionsvolumens.

Der Antrieb der Nockenwelle über einen Zahnriemen ist inzwischen Stand der Technik und völlig problemlos. Der Rie-

men erreicht die Lebensdauer des Motors und muß nicht gewartet werden, da er sich nicht längt. Die Einstellung der Riemenspannung geschieht durch Verdrehen einer exzentrisch gelagerten Spannrolle bei einer festgelegten Stellung der Nockenwelle, wobei die richtige Riemenkraft an einem Meßgerät abgelesen wird. Das Toleranzband ist immerhin so weit, daß es ein geübter Monteur durch Tordieren des Riemens um 90° mit Gefühl einhalten kann.

Der Riemen sowie die Antriebsräder aus Sintermetall wurden von anderen Motorentypen des Hauses übernommen. Die reduzierte Zahl der Teile für die Ventilsteuerung brachte für die Kosten des neuen Motors den größten Vorteil.

2.4. Ölpumpe und Motorschmierung

Die Ölpumpe, die bisher als Zahnradpumpe über Schraubenräder von der Nockenwelle aus angetrieben wurde, hätte nach deren Verlegung in den Zylinderkopf zum Antrieb eine Hilfswelle erfordert. Hier bot sich der direkte Antrieb einer Sichelpumpe durch die Kurbelwelle an. Die Übertragung der Leistung auf das Innenzahnrad bereitete anfangs Schwierigkeiten, die durch einen gehärteten Mitnehmer gelöst wurden, der auf die Kurbelwelle aufgeschraubt ist und mit 2 Klauen in das Innenrad aus badnitriertem Stahl eingreift. Diese Konstruktion ermöglicht minimale Baulänge.

Das zum Innenrad exzentrisch gelagerte gesinterte Außenrad schafft veränderlich große Druck- und Saugräume, welche ein sichelförmiger Körper trennt. Der Pumpenraum wird durch eine Stahlplatte abgeschlossen. Auch in diesem Detail steckt viel Entwicklungsarbeit; da die Zahnräder anfangs Axialverschleiß verursachten, mußten diese durch Badnitrieren, Planbearbeitung mit geringer Oberflächenrauigkeit und enge Spieltoleranzen verbessert werden.

Das Gehäuse für diese Pumpe – ein Aluminiumdruckgußteil – nimmt auch das Überdruckventil auf und besorgt den erforderlichen Abschluß des Kurbelgehäuses nach vorn. Eine ähnliche Pumpe wird bereits beim Audi 50 serienmäßig verbaut.

Aus Bild 4 ist zu ersehen, daß der Vorteil der Sichelpumpe gegenüber der bisherigen Zahnradpumpe in der höheren Förderleistung bei niedriger Motordrehzahl liegt. Ein Nachteil der Sichelpumpe ist der etwas schlechtere Wirkungsgrad, wobei allerdings im Vergleich zur herkömmlichen Zahnradpumpe die Verluste im Antriebsstrang durch Kette oder Schraubenräder mit berücksichtigt werden müssen.

Durch die integrierte Ölsteuerung im Gehäuse wird selbst bei Minustemperaturen unter 25°C erreicht, daß der Öldruck 10,5 bar nicht übersteigt. Damit ist auch unter Extrembedingungen eine unzulässige Druckbelastung des Ölfilter-sitzes ausgeschlossen.

Über gebohrte Kanäle werden die 5 Kurbelwellen-, 4 Pleuel- und 5 Nockenwellenlager versorgt, ein Wechselfilter mit Papiereinsatz ist im Hauptstrom angeordnet. Die Nocken- und Tassenstößel erhalten Öl über die erwähnte Spritzleitung. Diese ist so verlegt, daß beim Kaltstart aus 8 Bohrungen gezielt Öl auf die Berührungsflächen tropft. Diese Ölmenge wird durch eine umlaufende Nut im ersten Nockenwellenlager gesteuert.

2.5. Wasserpumpe, Wasserkreislauf und Kühlsystem

Die Wasserpumpe, als Kreiselpumpe ausgeführt, sitzt an der Stirnseite des Motors und drückt über 2 Halbspiralen das Kühlmittel an den zusammengelassenen Zylindern beidseitig entlang. Der Übertritt in den Zylinderkopf wird durch eine Reihe Löcher in der Dichtung so geregelt, daß sich eine möglichst gleichmäßige Temperaturverteilung ergibt. Der größte Teil der Wassermenge strömt erst hinter dem Zylinder 4 in den Zylinderkopf und in diesem durch Leitrippen gezielt an Kerzen und Ventilsitzen vorbei zum vorne liegenden Austritt. Dort regelt ein Wachs thermostat mit gesteuertem Kurzschluß die Kühlwassertemperatur.

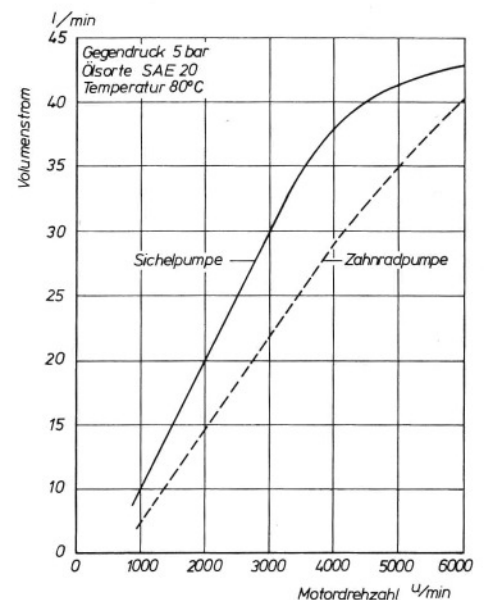


Bild 4. Fördercharakteristik der Sichelpumpe im Vergleich mit einer herkömmlichen Zahnradpumpe

Die Lage des Lüfters ist je nach Motoreinbau verschieden: Beim Porsche 924 wird ein Elektrolüfter verwendet, beim VW LT ein Kunststofflüfter direkt auf der Kurbelwelle.

2.6. Ölwanne

Die von der Stilistik geforderte flache Motorhaube des Porsche 924 zwingt dazu, den Motor um 40° zu neigen, für den VW LT muß er wegen der Einbaubreite unter 18° geneigt eingebaut werden. Aus diesem Grund und wegen der Eingengung durch Achse, Lenkung und Bodenfreiheit konnte keine einheitliche Ölwanne erarbeitet werden. In allen Fällen ist aber wegen der besseren Ölkühlung eine stark verrippte Ölwanne aus Aluminium-Druckguß eingebaut, welche axial mit dem Getriebegehäuse verschraubt, einen steifen Motor-Getriebeblock ermöglicht.

2.7. Zündanlage

Der Zündverteiler wird über badnitrierte Schraubenräder vom hinteren Ende der Nockenwelle angetrieben. Für den Porsche 924 kommt eine Spulenzündung mit Vorfunken-Kerzenstecker zum Einsatz, für die USA-Ausführung dieses Typs ist eine Transistor-Zündanlage mit induktiver Ansteuerung vorgesehen. Die übrigen Motorvarianten verwenden Spulenzündung mit normalen ECE-Kerzensteckern.

3. Versuchsergebnisse

3.1. Brennraum

In einer großen Zahl von Versuchen galt es, einen optimalen Brennraum festzulegen. Es bestanden z.T. einander widersprechende Forderungen: Guter Kraftstoffverbrauch und optimale Abgasemission sollten mit günstiger Lage der Zündkerzen und Freigängigkeit der Ventile zum Kolben erreicht werden.

Hierzu wurden 2 Varianten untersucht:

- Brennraum im Zylinderkopf
- Brennraum im Kolben

Bei beiden wurden die Zündkerzenlagen auf der Einlaß- und Auslaßseite geprüft. Als Optimum ergab sich der Brennraum im Kolben mit auslaßseitiger Zündkerzenlage, der schließlich serienmäßig eingeführt wurde, Bild 5.

Die NO_x -Rohemission ist für diesen Brennraum im Kolben um maximal 30% niedriger als beim Brennraum im Zylinderkopf.

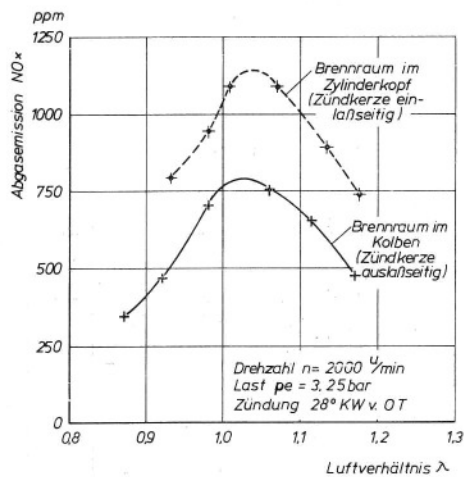


Bild 5. Rohemission NO_x bei verschiedener Brennraumgestaltung

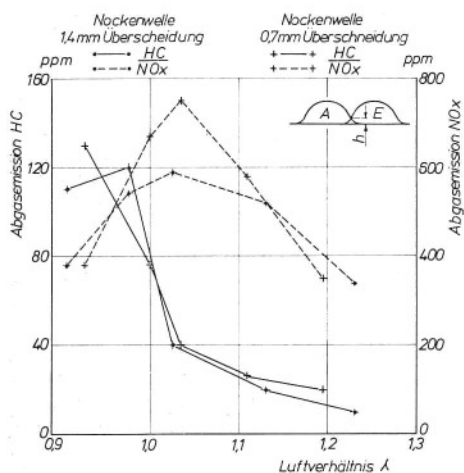


Bild 6. Einfluß der Ventilüberschneidung von Einlaß und Auslaß (1,4 und 0,7 mm) auf die Abgasemission, gekennzeichnet durch die Höhe des Schnittpunktes der Ventilerhebungskurve

3.2. Abgasemission

Hinsichtlich der Nockenwellenauswahl wurde ein guter Kompromiß zwischen

- Leerlaufqualität
 - Fahrverhalten
 - Kraftstoffverbrauch
 - Abgasemission
 - Leistung
- angestrebt.

Von den 2 in die engere Wahl gezogenen Ausführungen mit 0,7 mm und 1,4 mm Überschneidungshöhe (bei Ventilspiel Null), die noch hinsichtlich Abgasemission und Leistungsabgabe optimiert wurden, entschied man sich aufgrund der niedrigeren NO_x -Rohemission und der höheren Leistungsabgabe für die Nockenwelle mit 1,4 mm Überschneidungshöhe. Bild 6 zeigt die für NO_x im Bereich des Luftverhältnisses $\lambda = 1,05$ mit maximal 20% deutlich niedrigere Rohemission. Die HC-Rohemissionen sind dagegen praktisch über dem gesamten dargestellten λ -Bereich gleich.

Die nach sorgfältiger Abstimmung des Gemischbildners in Verbindung mit teilweiser Anwendung von Nachbehandlungsmaßnahmen für das Abgas erreichten Abgasemissionen zeigen jeweils für die Schaltgetriebeausführung als USA-, Kalifornien- und Europavariante, die aus Bild 7 ersichtlichen

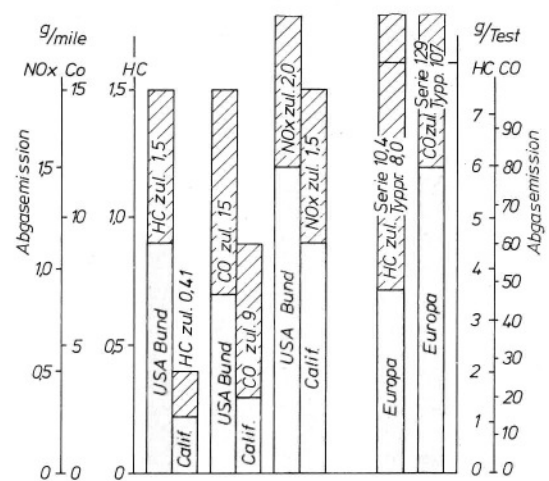


Bild 7. Erreichte Abgaswerte des 2,0-Liter-Audi-Motors (angelegte Streifen) für die verschiedenen Ländervorschriften mit Grenzwerten, gemessen am Typ Porsche 924 (gestricheltes Feld = Abstand vom Grenzwert) Calif = Kalifornien; Zul = Zulässig; Typpr. = Typprüfung

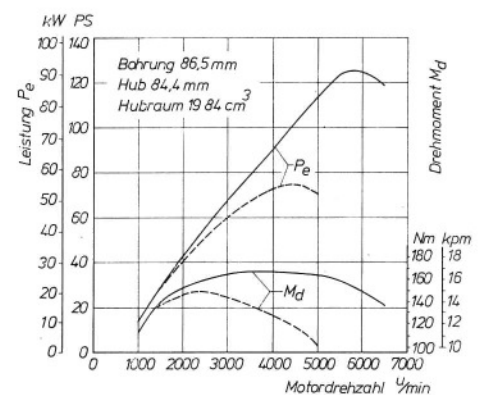


Bild 8. Leistungs- und Drehmomentverlauf der zwei Motorausführungen – Lasttransporter VW LT mit 55 kW (75 PS, gestrichelt) und Porsche 924 mit 92 kW (125 PS ausgezogene Linie)

Mengen. Dabei ist mit Anwendung der Sekundär-Lufteinblasung und der Abgasrückführung eine erhebliche Abstandreserve zu den zulässigen Grenzwerten der einzelnen Abgas-komponenten vorhanden.

3.3. Leistung

Für den Einsatz im sportlichen Fahrzeug ist hohe Leistung mit konstantem Drehmoment in einem weiten Drehzahlbereich gefordert, für ein Nutzfahrzeug „elastische“ Motorauslegung mit Drehmomentmaximum bei niedriger Drehzahl. Dies wird durch verschiedene Nockenwellen und Gemischbildner erreicht: Für den Porsche 924 mit Benzineinspritzung (Bosch K-Jetronik) und Verdichtung $\varepsilon = 9,3$, für den VW-Transporter mit Einfachvergaser (Solex PDSIT) und Verdichtung $\varepsilon = 8,1$.

Die Leistungen und Drehmomente sind im Bild 8 gegenübergestellt.

4. Schlußbetrachtung

Die Entwicklung des neuen 2-l-Audi-Motors zeigt, daß ein vorhandener, bewährter Motor durch ausgefeilte Konstruktions- und gezielte Versuchsarbeit in Hubraum und Leistung gesteigert und dabei an verschiedene Gesetzesvorschriften und Fahrzeugtypen günstig angepaßt werden kann. Die Kostenrechnung und das Urteil der Abnehmerfirma bestätigen den Erfolg.