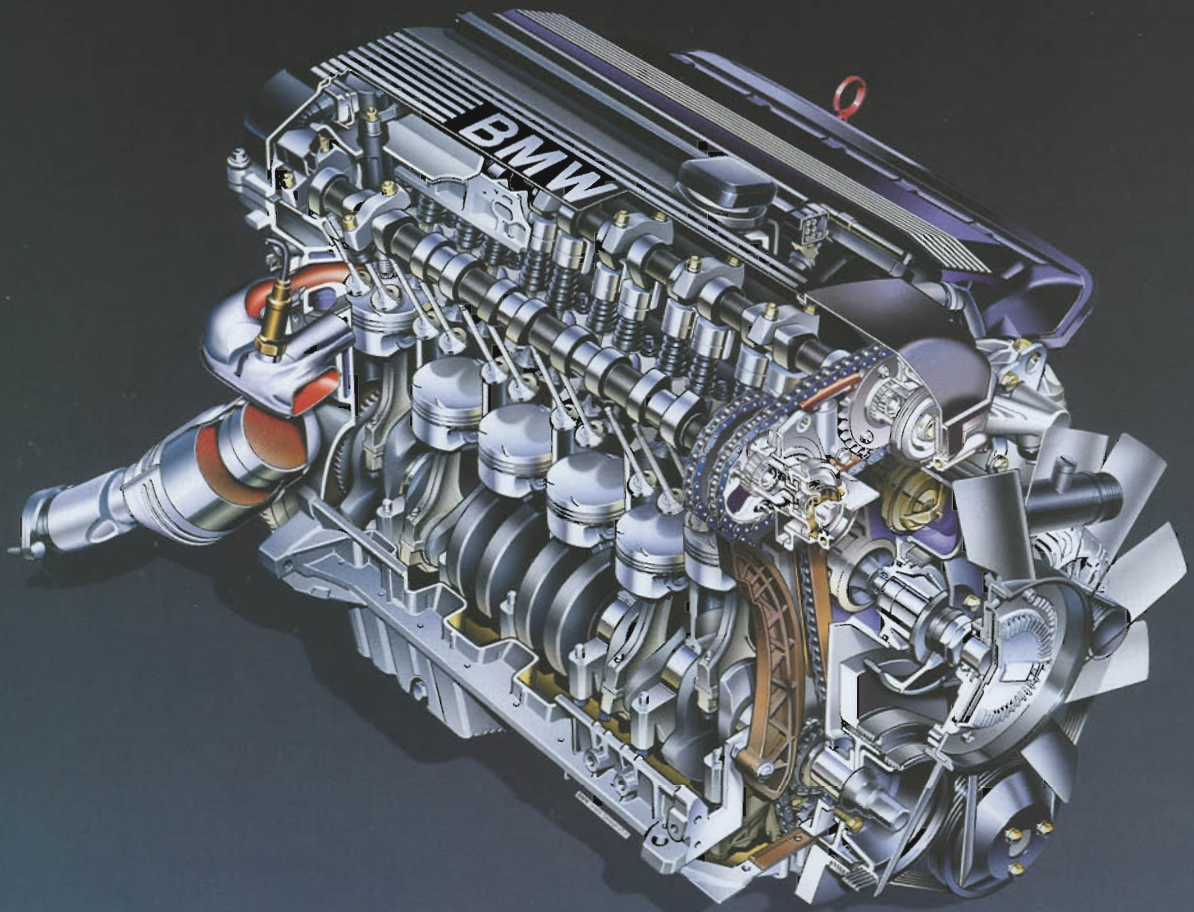


# Die neuen BMW Sechszylindermotoren



Die Ergebnisse der Neukonstruktion der Sechszylinder-Ottomotoren von BMW sind ein spürbar höheres Drehmoment im unteren Drehzahlbereich, niedrige Abgasemissionen, eine Senkung des Kraftstoffverbrauchs und der Schallemissionen. Die Wirtschaftlichkeit des neuen Motors wird durch eine Verlängerung der Wartungsintervalle erhöht. Für die Zielerreichung kommen moderne Technikkomponenten zum Einsatz, dazu gehören eine vollvariable Verstellung der Ein- und Auslaßnockenwellen, ein Einlaßturbulenzsystem, eine elektromotorisch angetriebene Drosselklappe und motornahe Metallkatalysatoren. Die frühzeitige und umfassende Einbindung der Systemlieferanten in die Entwicklung und eine konsequente Verfolgung des Gleichteileprinzips war dabei sehr erfolgreich.

## 1 Einleitung

Die Sechszylindermotoren in den BMW Automobilen zeichnen sich durch exzellente Laufruhe, hohe spezifische Leistungen und niedrigen Kraftstoffverbrauch aus. Sie sind mit diesen Eigenschaften auch in der neuen 3er Reihe weiterhin die Spitzenmotorisie-

rung bei unveränderter Hubraumstaffelung und den bisherigen Maximalwerten für Drehmoment und Leistung. Die zunehmend härteren Forderungen bezüglich Ökologie und Ökonomie und steigende Kundenerwartungen machten jedoch eine grundlegende Neukonstruktion der Motoren mit deutlichen Verbesserungen auf allen Zielgebieten erforderlich.

## 2 Entwicklungsziele

Mit der neuen Sechszylinder-Motorenbaureihe waren unter der Vorgabe der bisherigen Hubraumstaffelung und der Maximalwerte der Vorgängermotoren für Drehmoment und Leistung folgende Ziele zu erreichen:

- höhere Drehmomentwerte im unteren, kundenrelevanten Drehzahlbereich für noch besseres Anfahr- und Elastizitätsverhalten
- niedriges Niveau der Abgasemissionen für das Unterschreiten auch der schärfsten gesetzlichen Grenzwerte (EU 3 und LEV) bei weltweitem Einsatz
- Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs bei bereits sehr niedrigen Basiswerten
- Verbesserung der Motorakustik
- Erhöhung der Produktqualität und Senkung der cost of ownership.

### 3 Konstruktive Gestaltung

#### 3.1 Hauptabmessungen

Die neue Sechszylinder-Baureihe wurde konstruktiv vollkommen neu gestaltet. Die Katalysatoranlage, das Ansaugsystem und das Rohteil des Zylinderkopfs und des Kurbelgehäuses sind für alle Hubräume identisch. Dieses Gleichteilekonzept setzt sich auf die Sensorik und Aktuatorik des Motors fort. Das **Titelbild** zeigt die Gesamtansicht des Motors und die **Tabelle 1** die wesentlichen Hauptabmessungen. Das Kurbelgehäuse wurde geringfügig erhöht, um die geringere Dicke der neu verwendeten Metallagendichtung auszugleichen.

#### 3.2 Triebwerk, Kurbelgehäuse

Die Schallabstrahlung des Kurbelgehäuses wurde durch gezielte Verrippung und Bombierung der Oberflächen nochmals verringert. Weiterhin wurde die Wasserführung um einen direkten Kanal von der Wasserpumpe zum Zylinderkopf erweitert. Die Zylinderlaufbahnen wurden auf eingepreßte Grauguß-Buchsen mit nur 1,5 mm Wandstärke umgestellt. Im Bereich der Grundlager wurden die Versteifungsbleche, der Ölhubel und das Ölpumpengehäuse zu einem Bauteil, der Versteifungsschale, integriert. Diese Schale erhöht die Steifigkeit in diesem Bereich und verringert die Schwingungsanregung der akustisch optimierten Ölwanne. Die Pleuellager wurden im Hubzapfenbereich versteift und das Pleuellager-Geberrad vom Torsionsschwingungsdämpfer auf die Pleuellagerwange zwischen den fünften und sechsten Zylinder verlegt.

#### 3.3 Zylinderkopf

##### 3.3.1 Zylinderkopfkonzzept

Zur Herstellung des Zylinderkopf-Rohteils wird in Europa erstmalig das wegweisende

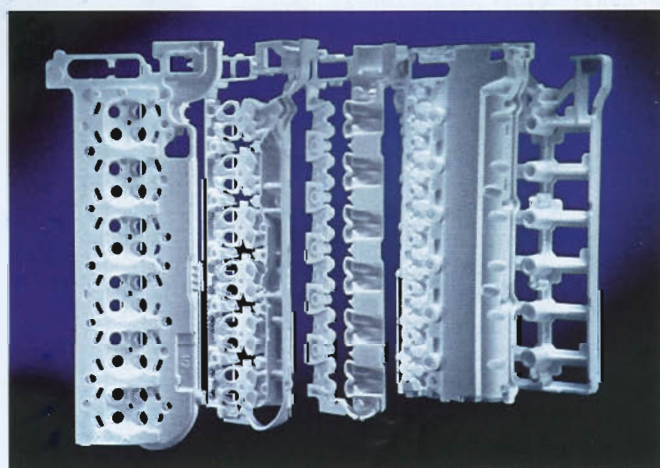
Tabelle 1: Hauptabmessungen und technische Daten

Table 1: Main dimensions and technical data

Variante		2,0 l	2,5 l	2,8 l
Bauart/Zündfolge nach DIN		R6 / 1-5-3-6-2-4		
Hubraum effektiv	cm <sup>3</sup>	1 991	2 494	2 793
Bohrung/Hub	mm	80 / 66	84 / 75	84 / 84
Hub/Bohrungsverhältnis	-	0,825	0,893	1,000
Pleuellänge	mm	145	140	135
Pleuellstangenverhältnis λ	-	0,228	0,268	0,311
Hauptlager-Durchmesser	mm	60,0		
Pleuellager-Durchmesser	mm	45,0		
Verdichtungsverhältnis ε	-	11,0	10,5	10,2
Zylinderblockhöhe	mm	211,0		
Zylinderabstand	mm	91,0		
Anzahl Pleuellager	-	7		
Kurbelgehäusematerial		Aluminium mit GG-Laufbuchsen (AlSi9Cu3)		
Zylinderkopfmaterial		Aluminium (AlSi6Cu4)		
Nockenwelle		kettengeschaltete obenliegende Nockenwellen		
Nockenwellenverstellung		Hydraulische stufenlose Phasenverstellung der Einlaß- und Auslaßnockenwelle		
Ventiltrieb		Tassenstößel mit hydraulischem Ventilspielausgleich		
Ventildurchmesser Einlaß/Auslaß	mm	30,0 / 27,0	33,0 / 30,5	
Ventilschaftdurchmesser Einlaß/Auslaß	mm	6,0 / 6,0		
Ventilwinkel Einlaß/Auslaß		20°/15° / 19°/15°		
max. Ventilhub Einlaß/Auslaß	mm	9,0 / 9,0		
Öffnungsdauer Einlaß/Auslaß	°KW	228 / 244 mit verlängerter Anlauframpe		
Einlaß-/Auslaßspreizung	°KW	80-120 / 80-105		
Motorgewicht nach BMW Richtlinie	kg	167	167	170
Gemischauflbereitung		Siemens MS42 sequentielle MPI		
Kraftstoff (zylinderselektive Klopfregelung)		ROZ91 / 95 / 98 (empfohlener Kraftstoff)		
Abgassystem	-	motornaher 3-Wege Hauptkatalysator		
Abgasgrenzwerte	-	EU 3/LEV mit Sekundärlufteinblasung		

Bild 1: Styroporscheiben des „Lost Foam“-Zylinderkopfs

Fig. 1: Styrofoam-parts of the „Lost Foam“-cylinderhead



Lost Foam-Verfahren angewendet. Dieses umweltschonende Gießverfahren wurde in der hauseigenen Gießerei stetig weiterentwickelt.

Das Positivmodell, bestehend aus fünf verklebten Styroporscheiben, **Bild 1**, wird mit

einer Schlichteschicht überzogen im Gießsand eingebettet. Das Styropor verdampft während des Gießvorgangs und die freigesetzten Gase entweichen durch die poröse Schlichte. Mit diesem Gießverfahren sind Hinterschneidungen und Ölkanäle ohne Nachbearbeitung realisierbar. Außerdem

ist der Werkzeugaufwand im Vergleich zum Kokillenguß wesentlich geringer.

Für die USA-Varianten wurde ein Sekundärluftkanal auf der Auslaßseite integriert. Die Stichkanäle zum Sammelkanal werden durch zwei sich treffende Bohrungen hergestellt, **Bild 2**.

Auf der Einlaßseite sind unterhalb des Einlaßkanals Turbulenzbohrungen auf jeweils einer Seite des Einlaßventils angeordnet, die tangential kurz vor dem Ventilsitz in den Einlaßkanal einmünden. An diesen Turbulenzbohrungen ist ein zusätzliches Ansaugsystem angeschlossen, **Bild 2**. Die hohe Strömungsgeschwindigkeit durch die Turbulenzbohrungen verbessert die Gemischaufbereitung im Saugrohr.

### 3.3.2 Variable Nockenwellenverstellung

Das bisherige Nockenwellen-Verstellungssystem von BMW mit zwei Schaltstellungen für die Einlaßspreizung wurde zu einem geregelten Phasenverstellungssystem weiterentwickelt, **Bild 3**. Das System (Doppel VANOS) ermöglicht eine stufenlose Spreizungsverstellung der Einlaß- und Auslaßnockenwelle relativ zur Kurbelwelle, **Bild 4**.

Doppel VANOS ist modular aus der hydraulischen Verstelleinheit und dem Verstellgetriebe aufgebaut. Der Verstellbereich umfaßt 40 °KW auf der Einlaßseite und 25 °KW auf der Auslaßseite.

Der komplette hydraulische Umfang wurde zur Montagevereinfachung in eine Verstelleinheit integriert, die aus Druckgußgehäuse, Verstellkolben, Ölkanälen und Magnetventilen besteht. Die hydraulische Verstellenergie wird aus dem Motorölkreislauf über eine externe Leitung am Ölfiltergehäuse entnommen.

Im Verstellgetriebe wird die Hubbewegung des Verstellkolbens und der Zahnwelle mit einer Schrägverzahnung in eine Drehung der Nockenwellen relativ zu den antreibenden Kettenrädern umgewandelt.

Die Sollstellungen sind abhängig von den Motorbetriebsparametern Last, Drehzahl und Motortemperatur. Mit zwei baugleichen elektromagnetischen 4/3-Wegeventilen wird die Öldruckbeaufschlagung der jeweiligen Verstellkolben gesteuert. In der Mittelposition der Steuerkolben werden beide Ölkanäle zum Verstellkolben versperrt und eine Fixierung der Nockenwellenposition erreicht.

Bild 2: Turbulenzkanal und Sekundärluftkanal im Zylinderkopf

Fig. 2: Turbulence port and secondary air port in the cylinderhead

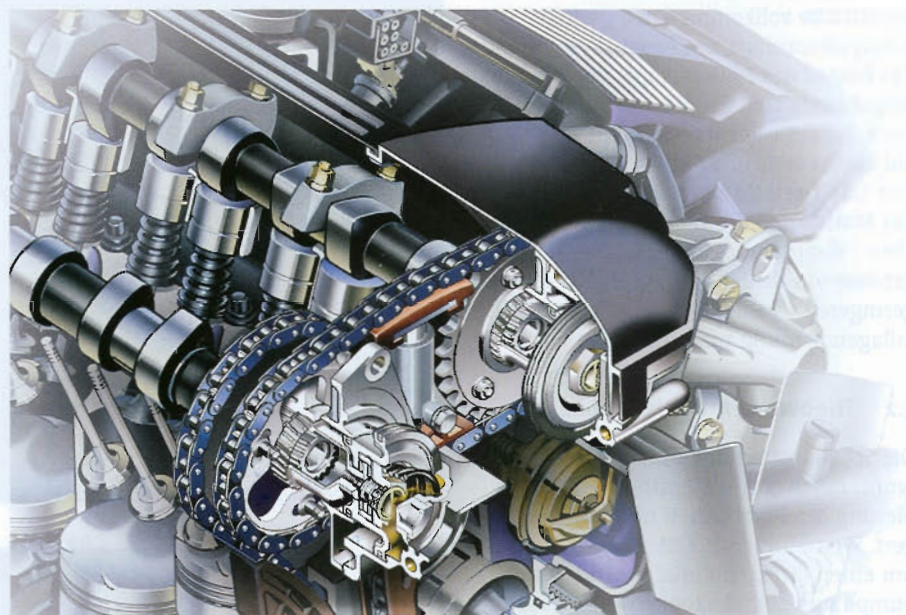
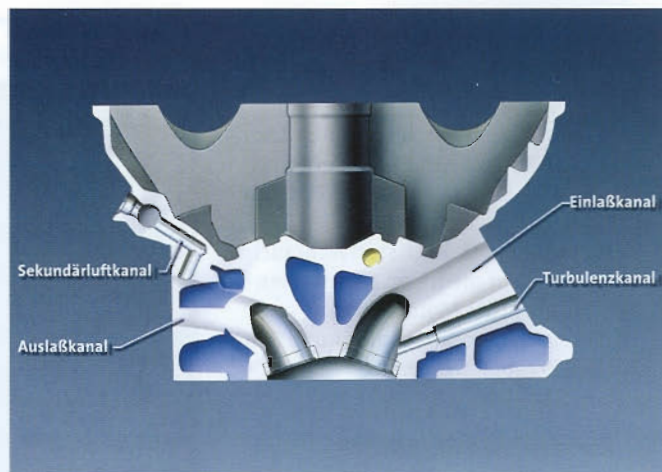
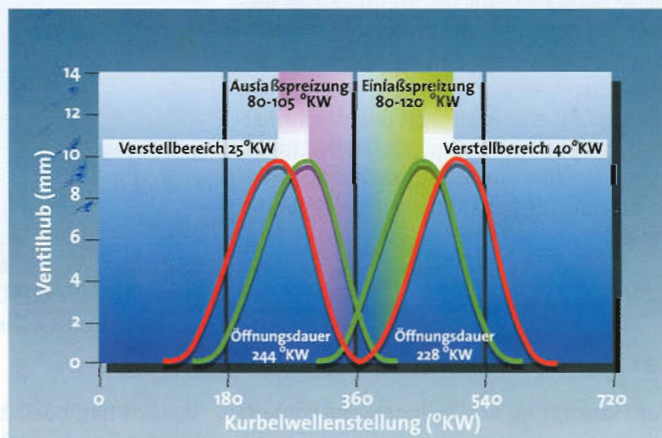


Bild 3: Doppel VANOS System

Fig. 3: Double continuously controlled camshaft phasing

Bild 4: Ventilhebungskurven

Fig. 4: Valve lifting curve



### 3.4 Ansaugsystem

Die Sauganlage aus Kunststoff wurde um das Turbulenzsystem, mit eigenem Sammler, Steller und Turbulenzrohren erweitert. Dieses System wird in der unteren Teillast bis auf die Leckagemenge an der Drosselklappe ausschließlich durchströmt. Das Hauptsystem ist als schaltbares Resonanz-Sauganlagenprinzip, mit Schaltklappe im Hauptsammler, zwei zusätzlichen Resonanzrohren und Resonanzsammler ausgeführt, **Bild 5**.

Die Füllung des Hauptsystems wird von einer elektromotorisch angetriebenen Drosselklappe gesteuert. Im Gegensatz zu einem EML-Drosselklappenstutzen sind die redundanten Fahrerwunsch-Potentiometer im Drosselklappengehäuse integriert. Die Betätigung erfolgt mit Bowdenzug, wobei eine Koppelung zwischen Drosselklappe und Seilzug mit einer Feder erfolgt. Gegen diese Koppelfeder kann ein Torque-Motor die Drosselklappe frei verdrehen. Durch diese Funktionalität ist es möglich, in der unteren Teillast das Hauptansaugsystem verschlossen zu halten und den Luftbedarf des Motors über das Turbulenzsystem mit einem Zweiwicklungs-Drehsteller (ZWD) zu steuern.

Die Kurbelgehäuseentlüftung wurde prinzipiell vom Vorgängermotor übernommen. Die Einleitung dieser Entlüftungsgase erfolgt jetzt allerdings durch ein Gleichverteilungsrohr von oben in die Schwingrohre. Durch die neue Lage der Entlüftungsleitungen wird eine Vereisung und eine mögliche Verschmutzung der Stellorgane verhindert. Die Einbaulage des Einspritzventils wurde dem neuen Einspritzventil mit vorgezogenem Abspritzpunkt angepaßt. Das Zweistrahlenventil spritzt schräg zur Ventilachse ab, so daß die Wandbenetzung durch Kraftstoff vermindert wurde, **Bild 6**. Dieses Ventil wird mit gleicher Durchflußkennlinie für alle Hubraumvarianten eingesetzt.

### 3.5 Abgasanlage

Durch den Einsatz des motornahen Hauptkatalysators wird Bauraum für einen Zwischenschalldämpfer frei. Dadurch entfiel die im Vorgängermodell eingesetzte Abgasklappe beim 2,8-l-Motor. Die Lambda-Meßsonden sind im Krümmer untergebracht und gewährleisten ein schnelles Ausregeln von Gemischabweichungen. Für eine Katalysatorüberwachung sind Monitorsondenpositionen nach dem Katalysator vorgehalten.

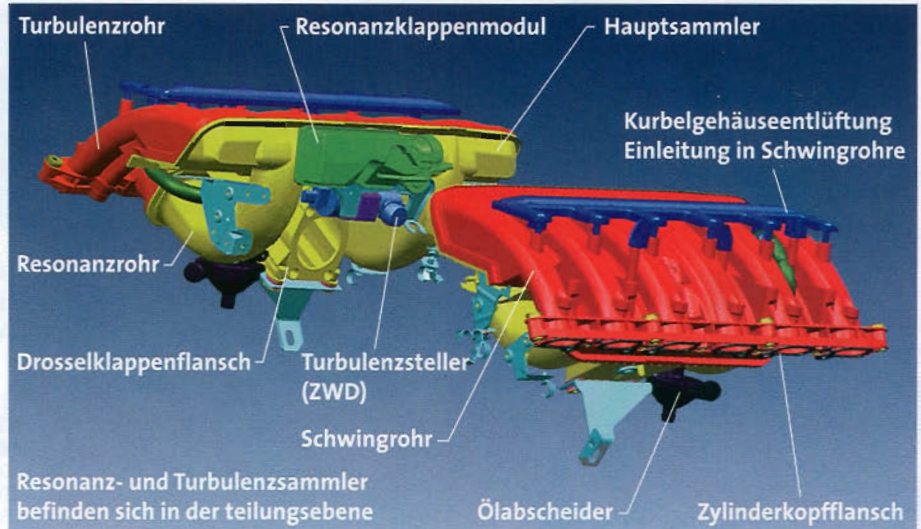


Bild 5: Saugmodul; Fig. 5: Induction system

### 3.6 Wartungsintervalle und Unterhaltskosten

Bereits seit Anfang der achtziger Jahre setzt BMW die Service-Intervall-Anzeige (SIA) zur Bestimmung individueller Wartungsintervalle ein, die für die neue 3er Baureihe weiterentwickelt wurde. In Verbindung mit niedrig viskosen Motorölen sind durchschnittliche Ölwechselintervalle von mehr als 20 000 km möglich. Auch wenn ein Kunde wenig fährt, kann er von den Neuerungen profitieren, da der zeitliche Abstand zwischen den Ölwechseln auf bis zu zwei Jahre verlängert wurde.

Die Abfolge der Wartungen mit Ölwechseln und Inspektionen wird beibehalten, so daß auch der Zeitraum für alle weiteren Wartungsumfänge verlängert werden. Die Zündkerzen müssen sogar nur bei jeder zweiten Inspektion erneuert werden (durchschnittlich nach 90 000 bis 100 000 km). Dazu stellt eine neuartige Multifunktionskerze mit vier Massen- und Platin-Mit-



Bild 6: Schrägabspritzendes Einspritzventil  
Fig. 6: Oblique spraying injection valve

telektrode nach dem Gleitfunkenprinzip eine Selbstreinigungswirkung und geringen Elektrodenabbrand sicher.

## 4 Ladungswechsel

### 4.1 Ziele und Konzeptelemente

Die Drehmomentorientierung der bisherigen Sechszylindermotoren sollte erheblich verstärkt und das hohe Niveau der Nennleistungen beibehalten werden. Die neuen Konzeptelemente sind die Resonanzsauganlage, die vollvariable Nockenspreizung für Einlaß und Auslaß sowie die zweiflutige Abgasanlage.

### 4.2 Auslegung der Komponenten mit Simulationsrechnung

Der Ladungswechsel als Gesamtsystem wurde mit dem Simulationstool PROMO sowohl in der Konzeptphase ausgelegt als auch in der Serienphase optimiert. Das dafür erforderliche Modell besteht aus Ansauggeräuschkämpfer, Sauganlage, Ventilsteuerung, Abgaskrümmer mit Katalysatoren und Schalldämpferanlage, **Bild 7**.

In **Bild 8 oben** sind die Drehmomentverläufe für geschlossene und offene Stellung der Schaltklappe in der Resonanzsauganlage aufgetragen. Bei geschlossener Klappe wird für den unteren Drehzahlbereich eine günstige etwa 600 mm lange Schwinglänge – bestehend aus Ansaugkanal, Schwingrohr und Resonanzrohr – konfiguriert. Bei offener Schaltklappe für höhere Drehzahlen ist eine abgestimmte kurze Schwinglänge von etwa 360 mm, bestehend aus Ansaugkanal und Schwingrohr, im Eingriff. Die effektive Drehmomentkurve des 2,8-l-Motors ergibt

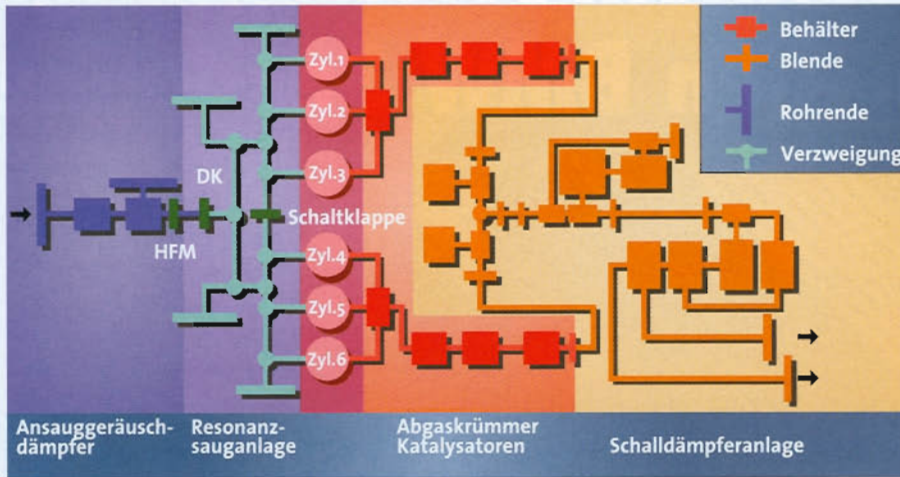


Bild 7: Berechnungsmodell für Ladungswechselauslegung

Fig. 7: Calculation model for charge changing design

sich aus den jeweils günstigsten Drehmomenten bei geschlossener und offener Schaltklappe.

Die primären Gründe für das System Doppel VANOS sind Verbrauchs- und Abgasreduzierung in der Teillast durch Steuerung des Restgasanteiles. Zusätzlich lassen sich Verbesserungen im Drehmomentverlauf erreichen. Allein mit der Verstellung der Auslaß-VANOS ist im Drehzahlbereich von 1 500 bis 2 500/min am 2,8-l-Motor ein Drehmomentzuwachs von bis zu 10 Nm möglich, Bild 8, oben.

Eine Abgasanlage, die im Bereich der Katalysatoren und bis zum Ausgang des ersten Schalldämpfers zweiflutig gestaltet ist, wird nun auch für die Motoren mit 2,0 l und 2,5 l Hubraum eingesetzt. Die Wirkung der getrennten Strömungsführung für das Ab-

gas der beiden Zylindergruppen ist in Bild 8 unten dargestellt. Der Drehmomentzuwachs beträgt bis zu 17 Nm am 2,0-l-Motor im Bereich von 1 500 bis 2 500/min.

### 4.3 Leistung, Drehmoment und Fahrleistungen

Die Gesamtwirkung der neuen Konzeptelemente für die Sechszylindermotoren ist erheblich und verstärkt das Durchzugspotential dieser Antriebe um bis zu 10 %. Die typgeprüften Kurven für Leistung und Drehmoment zeigt Bild 9. Die Nennwerte und die Fahrleistungen für einen 3er mit manuellem Schaltgetriebe der neuen BMW Sechszylindermodelle zeigt Tabelle 2.

Zielgemäß sind die eindrucksvollsten Verbesserungen im Anfahr- und Elastizitätsverhalten der Modelle 320i und 323i zu ver-

zeichnen. Bei der Beschleunigung im fünften Gang von 80 auf 120 km/h betragen die Verbesserungen im Vergleich zu den Vorgängermodellen 0,8 beziehungsweise 1,9 s. Im Vergleich zu Wettbewerbs-Automobilen mit Sechszylindermotor zeigen im neuen 3er die drei neuen Sechszylindermotoren von BMW im spezifischen Drehmoment ihre hervorragende Stellung bei unteren Drehzahlen und hohes Niveau bei mittleren und oberen Drehzahlen, Bild 10.

## 5 Gemischbildung und Verbrennung

### 5.1 Brennverfahren

Durch die vollvariable Nockenwellenverstellung wird in der Teillast die Restgasmenge im Zylinder gesteuert (interne AGR). Durch die Abgarrückführung sinkt grundsätzlich die Verbrennungstemperatur, so wird die Stickoxidbildung im Brennraum verringert. Zugleich muß bei gleicher Motorlast die Motordrosselung reduziert werden, um die gleiche Frischluftmasse im Zylinder zu erreichen, das verringert den Kraftstoffverbrauch.

Andererseits wird durch den erhöhten Restgasgehalt die Verbrennung verlangsamt, so daß der Vorzündbedarf steigt und die Entflammungsbedingungen verschlechtert werden. Als Gegenmaßnahmen steigert das Turbulenzsystem die Ladungsbewegung und intensiviert die Gemischaufbereitung im Saugrohr, um die Verbrennung zu beschleunigen und den Vorzündbedarf zu verringern. Diese Stabilisierung der Verbrennung ermöglicht es, den Motor mit einem hohen Restgasgehalt zu betreiben.

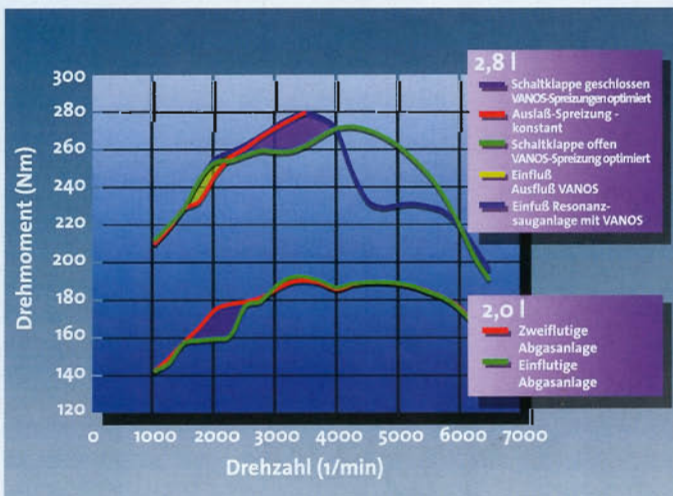


Bild 8: Berechnungsergebnisse der Ladungswechselauslegung

Fig. 8: Results of charge changing calculation

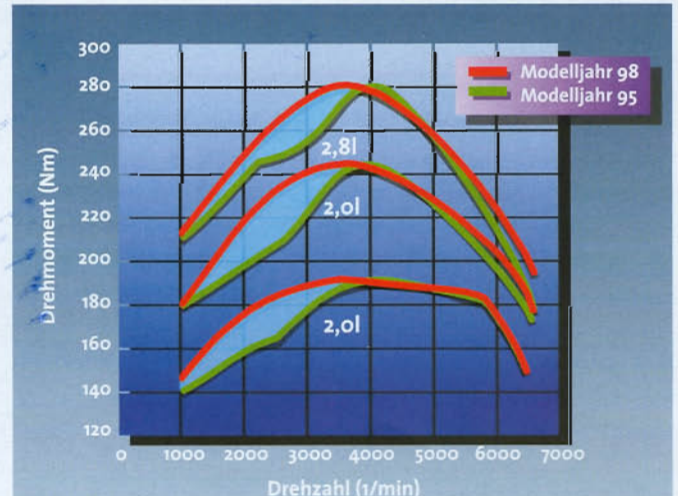


Bild 9: Drehmoment der BMW Sechszylindermotoren

Fig. 9: Torque of BMW 6 cylinder engines

Tabelle 2: Nennwerte und Fahrleistungen der BMW 3er Reihe mit manuellem Getriebe

Table 2: Performance data of BMW 3 Series cars and manual gear

Fahrzeug		320i	323i	328i
max. Leistung bei Drehzahl	kW 1/min	110 5 900	125 5 500	142 5 500
max. Drehmoment bei Drehzahl	Nm 1/min	190 3 500	245 3 500	280 3 500
Höchstzahl	1/min		6 500	
Max. Spezifische Leistung	kW/dm <sup>3</sup>	55,0	50,0	50,7
Max. Spezifisches Drehmoment	Nm/dm <sup>3</sup>	95	98	100
Max. Spezifische Arbeit	kJ/dm <sup>3</sup>	1,20	1,23	1,26
Leerlaufdrehzahl	1/min	720	720	720
<b>Fahrleistungen</b>				
Fahrleistungsgewicht	kg	1565	1570	1595
Achsgetriebeübersetzung	–	3,45	3,07	2,93
Höchstgeschwindigkeit	km/h	219	231	240
<b>Beschleunigung</b>				
0 - 100 km/h	s	9,9	8,0	7,0
0 - 400 m	s	17,0	15,8	15,0
0 - 1000 m	s	30,7	28,9	27,0
80 - 120 km/h im 4. Gang	s	9,7	8,4	7,5
80 - 120 km/h im 5. Gang	s	12,5	10,8	9,9

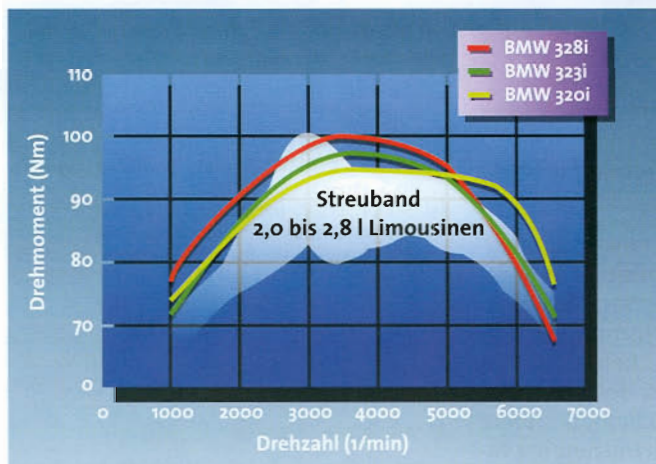


Bild 10: Spezifisches Drehmoment der BMW Sechszylinder-Modelle und der Wettbewerber

Fig. 10: Volumetric torque of BMW 6 cylinder models and competitors

An einem Betriebspunkt des Motors werden die motorischen Auswirkungen der Nockenwellenverstellung und des Turbulenzsystems vorgestellt, **Bild 11**. Es ist zu erkennen, daß mit steigender Ventilüberschneidung (innere AGR) grundsätzlich die NO<sub>x</sub>-Emissionen sinken und nur ein geringer Einfluß der Überschneidungslage existiert. Die HC-Emissionen bleiben nahezu konstant, steigen bei großen Ventilüberschneidungen durch Verringerung der Verbrennungsqualität jedoch an. Der Kraftstoffverbrauch sinkt generell durch die Entdrosselung mit zunehmender Ventilüberschneidung, wobei die Lage der Überschneidungsfläche ebenfalls einen Einfluß zeigt. Das Turbulenzsystem bewirkt eine Ver-

schiebung der Aussetzergrenze zu höheren Abgasrückführaten und reduziert den Vorzündbedarf um 10 bis 15 °KW.

Die grundsätzliche Auslegungsphilosophie soll anhand von Zündhaken erklärt werden, **Bild 12**. Beispielsweise ist der optimale Kraftstoffverbrauch ohne Turbulenzsystem bei der E/A-Stellung 1 bei einem Vorzündbedarf von 34 °KW zu finden. Mit Zuschaltung der Turbulenz bei gleicher Nockenwellenlage verringert sich der Vorzündbedarf um 15 °KW und der Kraftstoffverbrauch als auch die NO<sub>x</sub>-Emission sinkt.

Eine Erhöhung der Überschneidung mit Turbulenz senkt nochmals die Stickoxid-

Emissionen und den Kraftstoffverbrauch. Der optimale Zündwinkel verschiebt sich bei diesem zweiten Schritt um 10 °KW nach früh. Insgesamt sind die HC-, NO<sub>x</sub>-Emissionen und der Kraftstoffverbrauch geringer als bei der dargestellten Ausgangsbasis ohne Turbulenzsystem.

Im Vergleich zum Vorgängermotor wurde mit diesen Systemen die Laufruhe verbessert sowie die NO<sub>x</sub>-Emissionen und der Kraftstoffverbrauch nochmals gesenkt.

### 5.2 Kraftstoff- und Ölverbrauch

Neben dem thermodynamischen Wirkungsgrad hat der mechanische Wirkungsgrad einen entscheidenden Einfluß auf den Kraftstoffverbrauch. Durch Detailoptimierungen an der Wasserpumpe, Ölpumpe und Riementrieb wurden auch deren Wirkungsgrade angehoben.

Am Asymdukt-Kolben von Mahle für die Varianten mit 2,5 l und 2,8 l Hubraum wurde durch eine dauerhafte Siebdruckgraphitierung am Kolbenschaft eine Laufspieloptimierung und eine Reduzierung der Reibungsverluste von bis zu 7 % im Schleppversuch im Vergleich zur verzinnnten Variante bei gleichzeitiger Minimierung der Kolbengeräusche erreicht.

Eine optimierte Zylinderhonung und ein bezüglich Zwickelverschleiß optimaler CKS36 Kolbenring in der ersten Ringnut verringert den Anfangsölverbrauch um mehr als die Hälfte. Gleichzeitig sinkt trotz des geringeren Ölverbrauchs nicht nur der Kolbenring-, sondern auch der Laufbahnverschleiß.

Die Kennfeldkühlung, seit Anfang 1996 beim BMW V8-Motor im Einsatz, wird wie beim Vierzylindermotor nun auch beim Sechszylindermotor eingesetzt und vermindert durch eine höhere Betriebstemperatur die Reibungsverluste im Teillastbetrieb [5, 3]. Damit ist BMW der erste Automobilhersteller weltweit, der flächendeckend dieses zukunftsweisende Konzept in Serie verwendet.

### 5.3 Emissionen

Die Emissionen hängen im wesentlichen vom Abgas-Nachbehandlungssystem ab. Trotz des geringen Katalysatorvolumens von weniger als 1,9 l werden sehr niedrige Emissionswerte erreicht. Die Vorteile des motornahen Katalysators sind das schnelle Anspringen und die Verschiebung des Betriebstemperaturkollektivs zu höheren

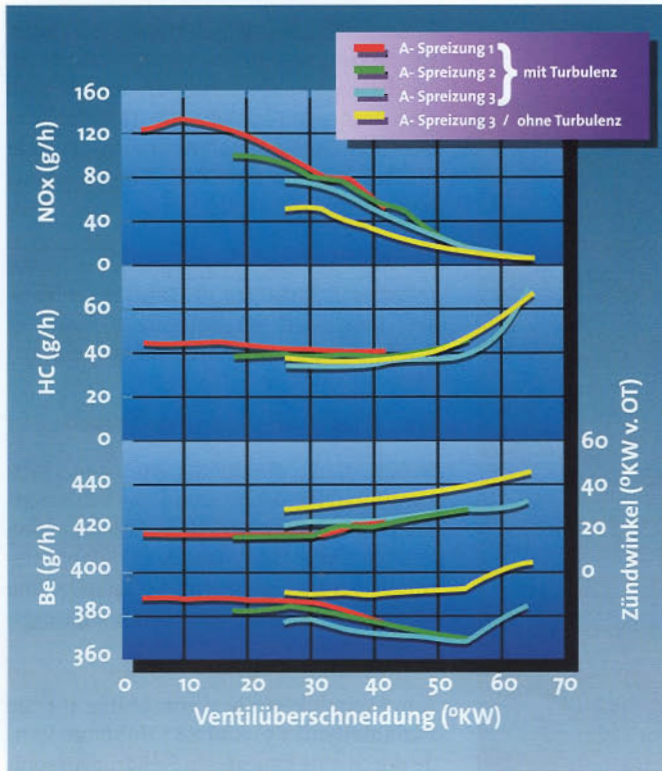


Bild 11: Emissionen und Verbrauch über der Ventilüberschneidung bei  $n = 2000$ ,  $w_e = 0,2 \text{ kJ/dm}^3$

Fig 11: Emissions and fuel consumption depends on valve overlap at 2000 rpm and 0,2 kJ/dm<sup>3</sup> load

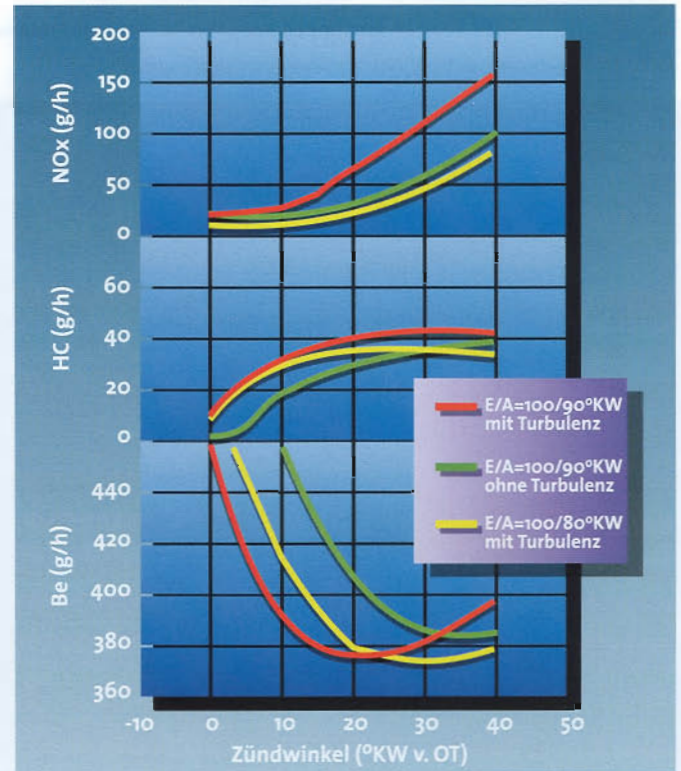


Bild 12: Zündhaken mit Variation des Restgasgehalts mit ohne Turbulenz

Fig 12: Variation of ignition timing, camshaft phasing and turbulence air flow

Temperaturen. Der Einsatz eines solchen Konzepts wurde durch Fortschritte in der katalytischen Beschichtungstechnik, insbesondere bei der Temperaturstandfestigkeit, erst ermöglicht. Durch eine geänderte Auslegung sind mit diesem Katalysatorkonzept auch zukünftige Emissionsanforderungen erreichbar.

### 5.4 Akustik

Die Motorakustik wurde im Vergleich zum Vorgänger nochmals verbessert. Die Maßnahmen zur Verminderung des Körperschalls bestehen im wesentlichen in einer Strukturoptimierung und Versteifung der Bauteile.

Der Mündungsschall der Abgasanlage wurde durch eine verlängerte Anlauftrampe des Auslaßnockens reduziert. Das „flachere“ Öffnen der Auslaßventile reduziert den Vorauslaßstoß und damit auch die Schwingungsanregung der Abgasanlage.

Die normalerweise negative Auswirkung auf den thermodynamischen Wirkungsgrad durch den Expansionsverlust konnte durch die Anpassung der Nockenwellen-Phasenverstellung kompensiert werden.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorgestellte Motorüberarbeitung orientiert sich am Kundennutzen und an weltweiten gesetzlichen Emissionsanforderungen. Die Drehmomentsteigerung im kundenrelevanten unteren Drehzahlbereich und die Wirtschaftlichkeit des neuen Motors bauen die Spitzenstellung der BMW Motoren weiter aus. Durch Nutzung der Variabilitäten bei immer leistungsfähigeren Motorsteuerungen steht mit diesem Motor ein Auslegungspotential für weitere schärfere gesetzliche Anforderungen zu Verfügung.