

Technische Auslegung des geschalteten Ansaugsystems DUAL RAM

P.0199
D. Hees

S-MARTIN BURGHARDT GERD ARNOLD

neue Dreiliter-Vierventil-
motor von Opel ist mit einem
altbaren Ansaugsystem
gerüstet. Die Bezeichnung
DUAL RAM steht für die Kom-
bination aus Resonanz- und
Ram-Rohraufladung. Um
den Entwicklungsaufwand bei der
Entwicklung gering zu halten,
wurde eine optimale Geometrie
der Sauganlage mit Unter-
stützung von Simulationsrech-
nungen ermittelt. Es werden
in der Literatur bekannte
Rechenverfahren eingesetzt
um neue Zusammenhänge
aufzuzeigen.

The new Opel 24-valve
three liter engine is equipped
with a controlled DUAL-RAM
intake system. DUAL RAM
stands for a combination of
resonance pipe and ram pipe
charging. To keep develop-
ment tests on a low level,
computer simulation applying
numerical procedures known
from specialized literatur and
showing new contexts, was
used to determine optimum
dimensions for the intake
system.

621.43.013.2:681.3

bares Rechenprogramm zurückgegriffen, das auf einem
gasdynamischen Ansatz für die Rohrströmung aufbaut.
Ausgehend von den Grundgleichungen der instationären
Gasdynamik, nämlich den Erhaltungssätzen der Masse, des
Impulses und der Energie, wird ein nichtlineares inhomoge-
nes Differentialgleichungssystem für eine eindimensio-
nale Rohrströmung aufgestellt, das mit einem geeigneten
Verfahren gelöst wird. ... wie bei den in [1, 2, 3] darge-
stellten Programmen.

Für die Übergangsstellen zwischen den Rohrabschnit-
ten sind Randbedingungen zu formulieren. Bei Anisentro-
pie, wie sie beispielsweise an Drosselstellen auftritt, wer-
den stationär gemessene Durchflußbeiwerte verwendet.
Das Programm erlaubt es unter anderem, Druckverläufe an
verschiedenen Stellen des Ein- und Auslaß-Systems in Ab-
hängigkeit vom Kurbelwinkel darzustellen, die meßtech-
nisch nur aufwendig zu erfassen sind. Damit können die
Vorgänge analysiert werden, die den Verlauf des Liefergra-
des beeinflussen. Das Programm errechnet außerdem die
Zustandsänderung im Zylinder [4, 5], dabei wird der Wär-
meübergang nach Woschni [6] berücksichtigt. Die Ver-
brennung wird mit dem Ersatzsystem nach Wiebe [7] dar-
gestellt. Damit kann neben dem Liefergrad auch die innere
Arbeit errechnet werden. Die Bestimmung von Effektivwer-
ten, beispielsweise des Moments, ist bei Kenntnis der Rei-
bung ebenfalls möglich. Da sich Reibung und Verbrennung
mit der Drehzahl ändern, können sich leichte Unterschiede
zwischen den Drehzahlen bei Liefergrad- und Momentma-
ximum ergeben.

Wegen der größeren Anschaulichkeit wird in der vor-
liegenden Arbeit ergänzend eine akustische Berechnung
der Eigenfrequenzen des Systems hinzugezogen [8]. Das
Verfahren geht von der Wellengleichung der Akustik aus.
An den Rohrenden und in einem angeschlossenen Behäl-
ter werden die adiabatischen Zustandsänderungen ermit-
telt und in die Wellengleichung eingesetzt. Damit ergibt

D 1. Einleitung

Der Ladungswechsel eines Verbren-
nungsmotors wird weitgehend durch
Schwingungsvorgänge bestimmt, die
in den Ansaug- und Auspuffrohren stattfinden.
Amplituden und Phasenlagen dieser Schwin-
gungen sowie das Zusammenwirken von Saug-
rohr- und Auspuffschwingungen können den
Ladungswechsel bei bestimmten Drehzahlen
unterstützen und bei anderen Drehzahlen be-
hindern. Dadurch wird der Verlauf des Liefer-
grades über der Drehzahl und damit die Mo-
mentcharakteristik des Motors im wesentli-
chen festgelegt.

Die Schwingungsvorgänge werden durch
Druckstörungen angeregt, die beim Öffnen und
Schließen der Ventile sowie durch die Kolben-
bewegung entstehen. Die Schwingungsvor-
gänge können exakt mit einem gasdynami-
schen Ansatz oder anschaulicher mit einem
akustischen Ansatz beschrieben werden.

2. Rechenverfahren

Für die Untersuchung der Ladungswech-
selvorgänge am neu ausgelegten Sechszylin-
dermotor wurde auf ein im Hause Opel verfüg-



DIPL.-ING.
HANS-MARTIN
BURGHARDT



DR. RER. NAT.
GERD ARNOLD

Adam Opel AG, Rüsselsheim

...ich eine einfache Beziehung zwischen den Abmessungen eines Rohr-Behälter-Systems und seiner Eigenfrequenz. Hieraus lassen sich bereits, wie im folgenden gezeigt wird, die Drehzahlen bestimmen, bei denen die Liefergradmaxima auftreten. Im Gegensatz zum gasdynamischen Ansatz kann jedoch die akustische Eigenfrequenzberechnung nicht die Amplituden der Wellen ermitteln, die die absolute Höhe des Liefergrades bestimmen. Weiterhin können keine Reibungs- und Wärmeübergangsverluste erfaßt werden. Die Änderung der Schallgeschwindigkeit mit dem

Druck wird nicht berücksichtigt, das kann bei großen Druckamplituden, wie sie vor allem im Auspuff vorkommen, zu Ungenauigkeiten führen. Für einen ersten Überblick, bei dem die Kenntnis der Resonanzstellen eines Absaug- oder Auspuffsystems sehr hilfreich ist, bringt das Verfahren schnell hinreichend genaue Ergebnisse. Darauf aufbauend werden mit der obengenannten gasdynamischen Berechnung quantitative Ergebnisse ermittelt, an denen aussagekräftigere Detailuntersuchungen möglich sind.

3. Momentcharakteristik verschiedener Motorbauarten

Für eine generelle Übersicht wurde der Verlauf der spezifischen Arbeit für gebräuchliche Motoren verschiedener Zylinderanzahl mit dem gasdynamischen Ansatz errechnet. Dabei werden bei allen Untersuchungen gleiche Abmessungen für Zylinder und Ventile gewählt. Ebenso sind Luftfilter, Verbindungsschlauch und Saugrohr gleichermaßen an die jeweilige Zylinderanzahl angepaßt. Der Sechszylindermotor hat ein zweiflutiges Auspuffsystem, die Zylindergruppen 1-3 und 4-6 sind zusammengefaßt. Das Auspuffsystem des Dreizylindermotors entspricht einem Zweig der Sechszylinderabgasanlage. Zum Vergleich wurde auch die spezifische Arbeit für einen Vierzylindermotor ermittelt. Bei diesem wird die übliche Konstruktion mit Doppelrohrauspuff gewählt. Alle Motoren sind mit gleichen Nockenprofilen ausgestattet, die Ventilsteuerzeiten sind ebenfalls gleich.

Bild 1 zeigt das Ergebnis anhand der inneren Arbeit. Die Maxima liegen bei Drei- und Sechszylindermotor bei verschiedenen Drehzahlen, dabei ist das Maximum beim Sechszylindermotor wesentlich breiter als beim Dreizylindermotor. Der Vierzylindermotor hat einen fülligeren Verlauf der inneren Arbeit, zwei relative Maxima sind deutlich erkennbar. Weiterhin wurde ein Motor völlig ohne Saugrohr gerechnet. Das Maximum der inneren Arbeit ist hier sehr flach und liegt viel niedriger als bei den anderen Motoren.

Durch Verlängerung des Saugrohres kann zwar die Charakteristik des Sechszylindermotors erheblich verändert werden (Bild 2), die Fülligkeit der Kurven ändert sich dabei jedoch nicht wesentlich, der typische Verlauf des Vierzylindermotors wird dabei in keinem Fall erreicht. Bei sehr langen Saugrohren kann das Momentmaximum bei einer ebenso niedrigen Drehzahl liegen wie beim Dreizylindermotor, ohne jedoch so schmalbandig zu sein.

Diese Beispiele zeigen, daß das Saugsystem gerade bei Drei- und Sechszylindermotoren einen dominierenden Einfluß auf die Charakteristik hat. Demgegenüber kann die Form der Momentkurve durch Änderung der Nockenwellen oder der Ventilsteuerzeiten nur noch geringfügig verändert werden. Der Kurvenverlauf ändert sich dabei im allgemeinen in der Weise, daß sich die Kurve um einen Punkt dreht. Beispielsweise wird das Moment im unteren Drehzahlbereich angehoben, wenn die Öffnungsdauer des Einlaßventils verkürzt wird, dabei nimmt das Moment im oberen Drehzahlbereich ab. Insgesamt bleibt jedoch dabei die Charakteristik des Motors im wesentlichen erhalten.

4. Zusammenhang zwischen Saugrohrschwingungen und Liefergrad

Bestimmend für die Lage des Momentmaximums sind die Schwingungsvorgänge im Saugrohr. Wenn sich der Kolben bei offenem Ventil vom oberen zum unteren Totpunkt bewegt, sinkt der Druck im Zylinder. Dadurch entsteht in

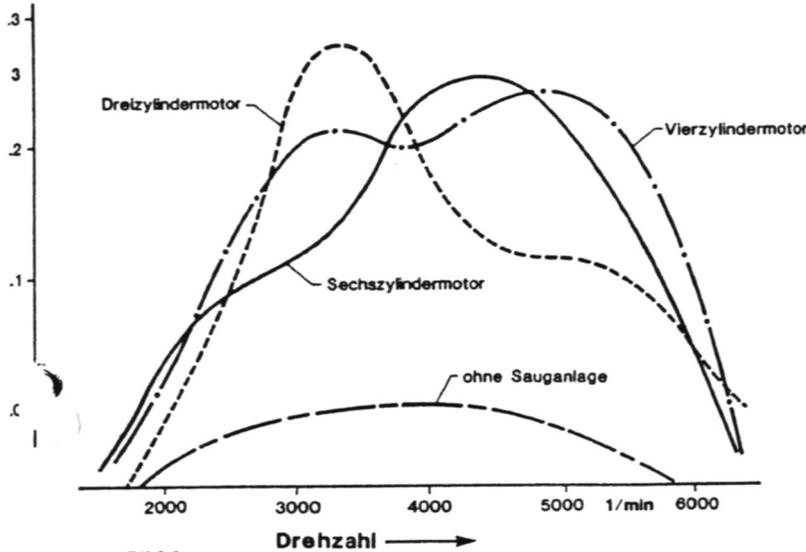


Bild 1
Innere Arbeit für Drei-, Vier- und Sechszylindermotor. Hauptabmessungen, Rohrlängen und Nockenprofile gleich. Zum Vergleich: Motor ohne Saugrohr

Internal work for three, four, and six cylinder engines. Same major dimensions, pipe lengths, and cam profiles. For comparison purposes, engine without intake manifold.

Travail interne pour moteur à trois, quatre et six cylindres. Dimensions principales, longueurs de tuyau et profils des cames identiques. A titre de comparaison: moteur sans tubulure d'aspiration

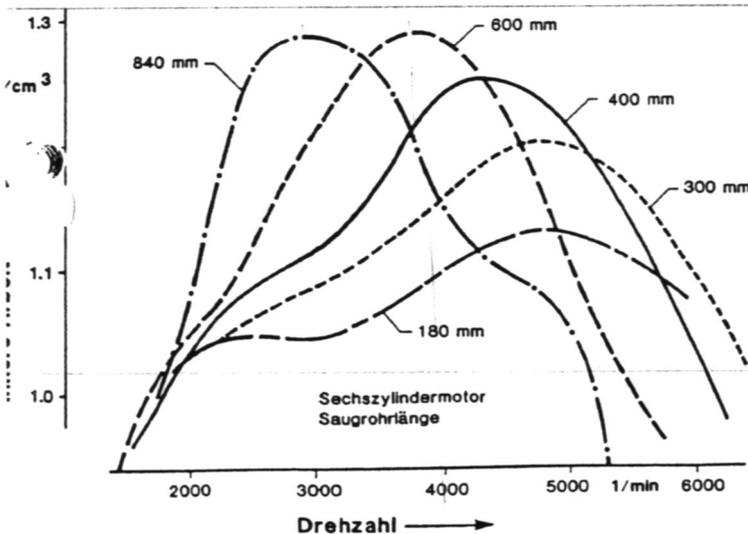


Bild 2
Innere Arbeit des Sechszylindermotors. Einfluß der Saugrohr-Länge

Internal work of six cylinder engine. Influence of manifold length
Travail interne du moteur à six cylindres. Influence de la longueur de la tubulure d'aspiration

Saugrohr eine Unterdruckwelle, die zum Rohrende läuft und an diesem reflektiert wird. Sie läuft bei einem offenen Rohrende als Überdruckwelle zurück zum Zylinder und trifft hier nach einer bestimmten Zeit wieder ein. Die Laufzeit ergibt sich dabei bekanntlich aus Rohrlänge und Schallgeschwindigkeit. Die zum Zylinder zurücklaufende Überdruckwelle überlagert sich am Ventil mit der vom Zylinder weglaufernden Unterdruckwelle, damit ergibt sich der in Bild 3 skizzierte, stark idealisierte Druckverlauf, ähnliche Darstellungen finden sich in [9, 10, 11]. Rohrleitungssystem und Zylindervolumen bilden somit ein Schwingungssystem, dessen Eigenfrequenz aus den Abmessungen berechnet werden kann.

Um diese Schwingungen in einem kompletten Ansaugsystem zu untersuchen, wurde der Druckverlauf unmittelbar vor dem Einlaßventil mit dem gasdynamischen Ansatz errechnet. In den Bildern 4a und 4b ist dieser Verlauf zusammen mit dem Druck im Zylinder über dem Kurbelwinkel für fast den gesamten Betriebsdrehzahlbereich dargestellt. Etwa ab dem oberen Totpunkt ist die Schwingungsform erkennbar, die in Bild 3 schematisch dargestellt ist. Das hierin auftretende Druckmaximum wandert mit steigender Drehzahl nach rechts. Dieses Maximum unterstützt den Füllungsvorgang, wenn es zu einem günstigen Zeitpunkt eintrifft. Nach dem unteren Totpunkt drückt der nun aufwärtsgehende Kolben das Gas im Zylinder zusammen, dadurch steigt der Druck im Zylinder. Es kommt zum Rückströmen, wenn der Druck im Zylinder den Druck in der Saugleitung übersteigt. Bild 5 zeigt zur Verdeutlichung den Massenstrom an den Ventilen unter der Wirkung der im unteren Bildteil dargestellten Druckwellen. Hier ist außerdem zu erkennen, daß es auch im Bereich des oberen Totpunktes zum Rückströmen kommen kann, wenn während der Ventilüberschneidung ein entsprechendes Druckgefälle zwischen dem Auspuff und dem Zylinder auftritt. Die Rückströmung unmittelbar vor dem Schließen des Einlaßventils wird mit zunehmender Drehzahl geringer, weil das Druckgefälle zwischen Zylinder und Einlaß abnimmt. Geringe Rückströmung ist eine notwendige Voraussetzung für hohen Liefergrad.

Der Verlauf des Liefergrades und damit die Charakteristiken des Motors wird bestimmt durch die Form der Druckwellen, die sich mit der Drehzahl ändert. Darin unterscheiden sich Drei- und Sechszylindermotor, wie ein Vergleich der Bilder 4a und 4b zeigt. Diese Unterschiede ergeben sich aus unterschiedlichen konstruktiven Bedingungen. Untersuchungen über den Zusammenhang zwischen dem Liefergradverlauf und verschiedenen konstruktiven Parametern wurden in der Vergangenheit mehrfach beschrieben.

Die Abmessungen des Ansaugsystems werden in [12] durch dimensionslose Kenngrößen dargestellt, die aus Ähnlichkeitsbetrachtungen abgeleitet werden. Eine davon, die aus Rohrlänge, Erregerfrequenz und Schallgeschwindigkeit gebildet wird, wird in [13] näher untersucht. Beispielsweise wird diese Kennzahl konstant gehalten, während Rohrlänge und Motordrehzahl (Erregerfrequenz) verändert werden. Dabei ergeben sich sehr ähnliche Druckverläufe vor dem Einlaßventil. Weiter wird gezeigt, daß das Liefergradmaximum beim untersuchten Motor in einem bestimmten Größenbereich dieser Kennziffer auftritt. In [9] wird eine ähnliche Kennzahl als „Wave Ram Parameter“ definiert. Daraus wird der Winkel abgeleitet, nach dem die reflektierte Welle wieder am Zylinder erscheint; die Wirkung der Welle beim Schließen des Einlaßventils wird dargestellt.

Der optimale Schließzeitpunkt des Einlaßventils wird in [10] aus der Trägheitswirkung der instationären Strömung ermittelt. Dazu wird die kinematische Energie der

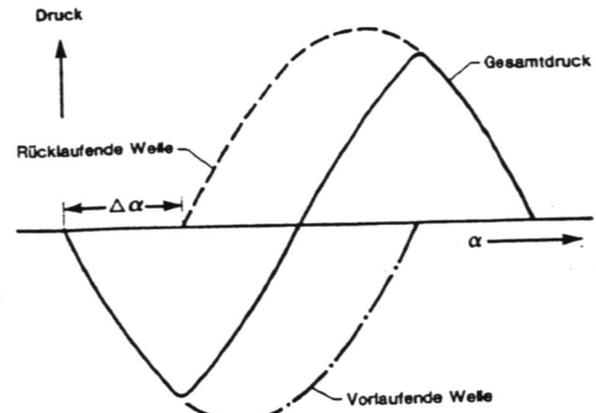


Bild 3
Druckverlauf im Saugrohr (schematisch)

Intake manifold pressure curve (typical)

Caractéristique de pression dans la tubulure d'aspiration (schéma)

Rohrströmung für den Winkelbereich zwischen dem oberen Totpunkt des Kolbens und dem Schließzeitpunkt des Einlaßventils bestimmt. Diese wird verglichen mit der potentiellen Energie, die während des gleichen Zeitraumes für die Verdichtung des Gases im Zylinder aufzuwenden ist. Daraus wird eine Beziehung für den optimalen Schließzeitpunkt des Einlaßventils abgeleitet.

Eine Verbindung zwischen den Ventilsteuerzeiten und der Eigenfrequenz des Ansaugsystems wird in [14] hergestellt. Für einen Zylinder mit einem Einzelrohr wird eine Gleichung für die Resonanzdrehzahl angegeben, die aus der Eigenfrequenz eines Helmholtz-Resonators und einem empirischen „Valve Timing Factor“ gebildet wird, der die Ventilsteuerzeiten berücksichtigt. Die Eigenfrequenz des Helmholtz-Resonators ergibt sich als Sonderfall aus der in [8] abgeleiteten allgemeinen Gleichung für einen Schwingler aus einem Rohr und einem Behälter, wenn das Rohrvolumen klein ist gegenüber dem Behältervolumen. Der empirische „Valve Timing Factor“ wurde in [15] für verschiedene ausgeführte Motoren ermittelt; er liegt zwischen 1,6 und 2,3. Dabei gelten die niedrigeren Werte für Rennmotoren.

Die dargestellten Untersuchungen verwenden zum Teil empirische Größen. Im folgenden wird eine Beziehung zwischen den Rohrabmessungen und den Steuerzeiten einerseits und dem Liefergradmaximum andererseits abgeleitet, die ohne empirische Größen auskommt. Diese Beziehung wird anschließend verwendet, um die Funktion des DUAL RAM anschaulich zu machen und seine Abmessungen festzulegen.

4.1 Druckverlauf bei maximalem Liefergrad

Um festzustellen, ob das Maximum der Zylinderfüllung mit einem charakteristischen Druckverlauf im Saugrohr verbunden ist, wurden die zugehörigen Druckkurven für Motoren mit drei, vier und sechs Zylindern sowie für verschiedene Saugrohrängen bei gleichen Nockenwellen miteinander verglichen. Es zeigt sich, daß die Kurven bei maximalem Liefergrad einander sehr ähnlich sind (Bild 6). Im Bereich des unteren Totpunktes tritt in allen Fällen eine positive Druckwelle auf. In [16] wird nachgewiesen, daß eine kurze positive Druckwelle den Liefergrad deutlich anhebt, wenn sie unmittelbar nach dem Totpunkt wirkt. Den Kurven kann weiterhin entnommen werden, daß der Null-durchgang nach dem Druckmaximum immer an der glei-

Stelle liegt, nämlich beim *Schließzeitpunkt* des Einlaßventils.

Um den Zusammenhang zwischen der Form der Druckwelle und dem Liefergrad zu klären, wurden einige Rechnungen mit einem vereinfachten Simulationsmodell durchgeführt. Dieses Rechenmodell enthält Kolben- und Einlaßventilbewegung sowie den ersten Hauptsatz der

Thermodynamik für ein offenes System und eine Gleichung für den Massenstrom am Ventil (Bild 7).

Damit ergibt sich ein Gleichungssystem, das für jedes Kurbelwinkelintervall nach den Unbekannten p (Druck im Zylinder) und $\Delta m/\Delta t$ (im Zeitintervall einströmende Masse) aufgelöst werden kann. Daraus wird der Liefergrad durch Aufsummieren der einströmenden Masse bestimmt.

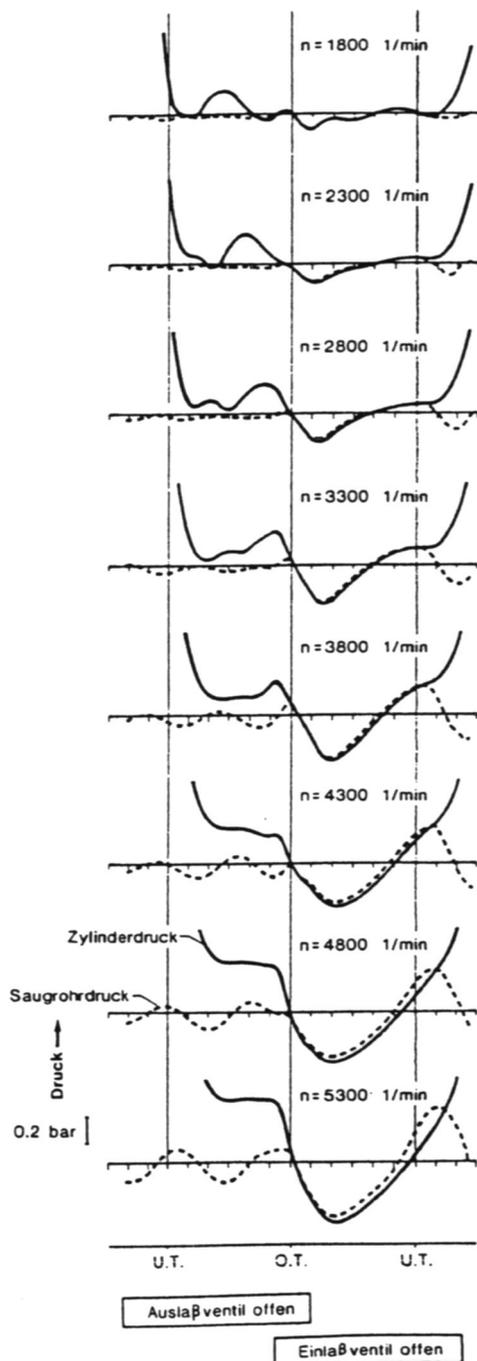


Bild 4a
Druckverlauf im Saugrohr und im Zylinder des Sechszylindermotors (aus gasdynamischer Rechnung)

Intake manifold and cylinder pressure curves of the six cylinder engine (from gas dynamic computation)

Caractéristique de pression dans la tubulure d'aspiration et dans le cylindre du moteur à six cylindres (à partir d'un calcul dynamique des gaz)

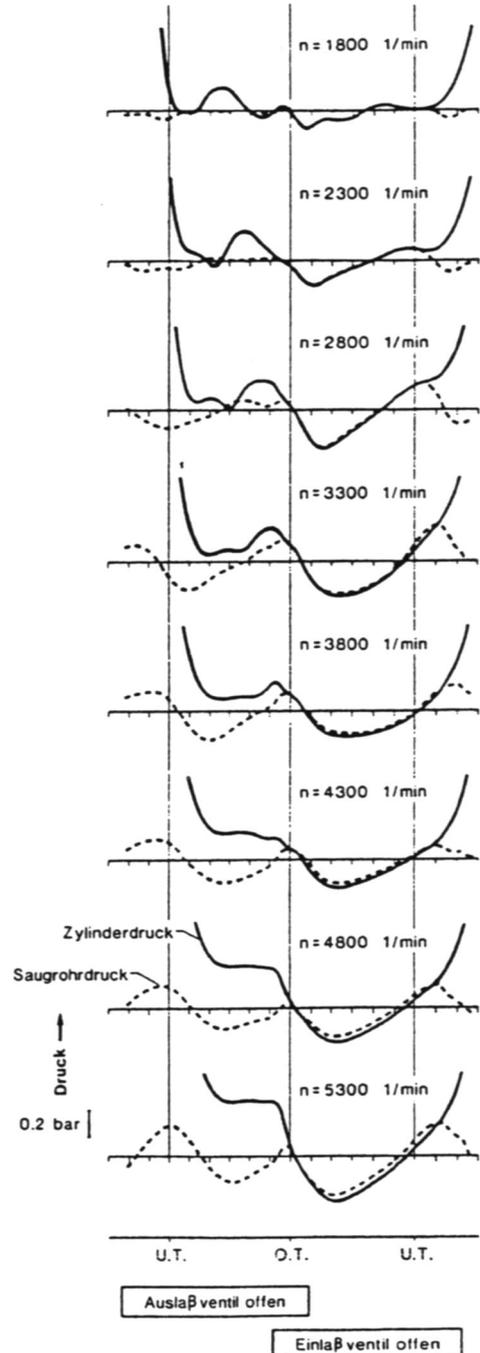


Bild 4b
Druckverlauf im Saugrohr und im Zylinder des Dreizylindermotors (aus gasdynamischer Rechnung)

Intake manifold and cylinder pressure curves of the three cylinder engine (from gas dynamic computation)

Caractéristique de pression dans la tubulure d'aspiration et dans le cylindre du moteur à trois cylindres (basé sur un calcul dynamique des gaz)

wird postuliert, daß der Druckverlauf im Saugrohr durch eine Sinuskurve angenähert werden kann: die Amplitude und die Wellenlänge sind dabei frei wählbar.

4.2 Wellenlänge der Saugrohrschwingung

Zunächst wird angenommen, daß die Sinuskurve immer im oberen Totpunkt beginnt (Bild 8). Für die Wellen-

länge sind vier verschiedene Werte dargestellt. Für die kürzeste Wellenlänge ergibt sich für den Druck im Zylinder nach dem vom Saughub verursachten Unterdruck zunächst ein Druckanstieg, dem schon bald ein Druckabfall folgt. Erst kurz vor dem Schließen des Einlaßventils nimmt der Druck wieder zu. Damit beginnt der Verdichtungshub mit einem sehr niedrigen Anfangsdruck. Die Masse im Zylinder, die im

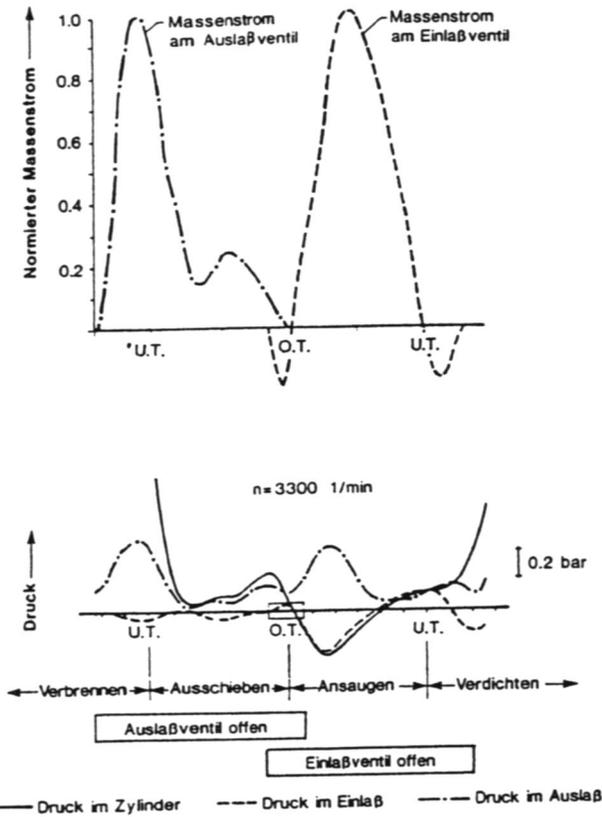
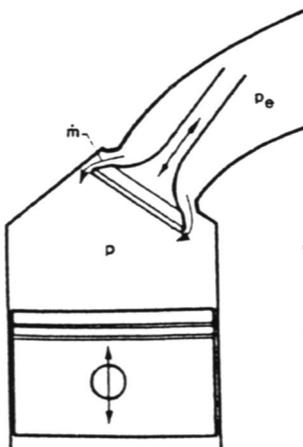


Bild 5
Massenstrom an den Ventilen mit Rückströmung (obere Kurven), zugehörige Druckverläufe im Zylinder und an den Ventilen (untere Kurven)

Mass flow at the valves including backflow (top curves), pertinent cylinder and valve pressure curves (lower curves)

Courant de masse aux soupapes avec reflux (courbes supérieures), les caractéristiques de pression correspondantes dans le cylindre et aux soupapes (courbes inférieures)



$$d(m \cdot u) = h \cdot dm + dQ - p \cdot dV$$

$$\dot{m} = \alpha \cdot F \cdot v_e \left[\frac{p}{p_e} \right]^{1/\kappa} \sqrt{v_e^2 + 2 \frac{\kappa}{\kappa-1} p_e v_e \left(1 - \left[\frac{p}{p_e} \right]^{(\kappa-1)/\kappa} \right)}$$

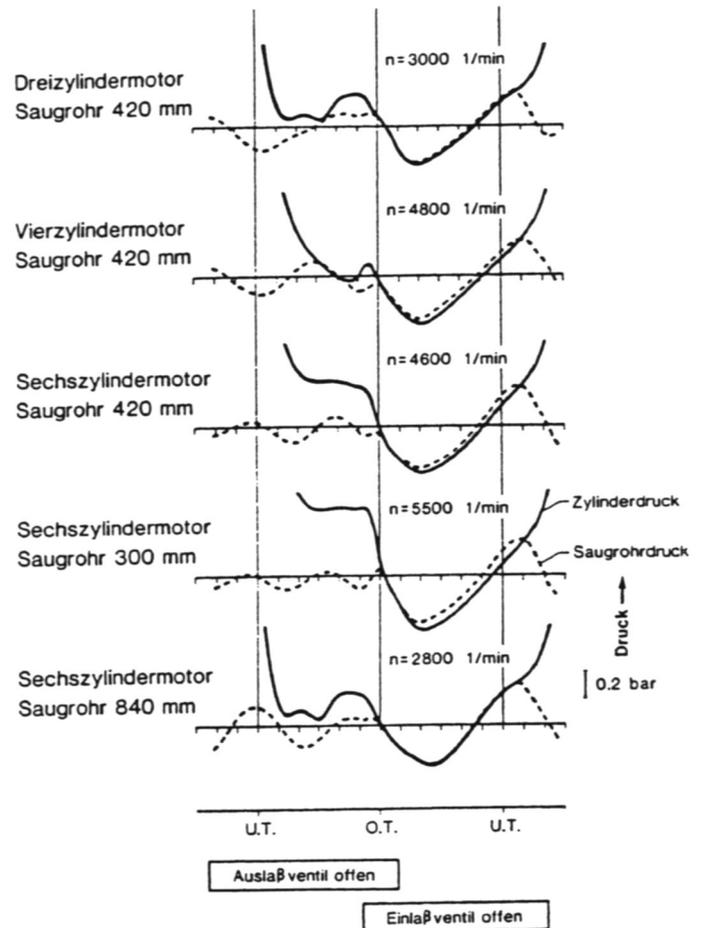


Bild 6
Druckverlauf im Saugrohr und im Zylinder bei maximalem Liefergrad für Drei-, Vier- und Sechszylindermotor. Sechszylindermotor mit verschiedenen Saugrohrängen.

Intake manifold and cylinder pressure curves at maximum volumetric efficiency for three, four and six cylinder engines. Six cylinder engine with various manifold lengths.

Caractéristique de pression dans la tubulure d'aspiration et dans le cylindre pour un coefficient de rendement maxi pour moteur à 3, à 4 et à six cylindres. Moteur à six cylindres avec différentes longueurs de tubulure d'aspiration.

Bild 7
Vereinfachtes Ladungswechselmodell aus Zylinder und Ventil (Schema), Druckverlauf im Saugrohr vorgegeben

Simplified cylinder and valve gas exchange model (typical), given manifold pressure curve

Modèle simplifié du cycle de charge du cylindre et de la soupape (schéma). Caractéristique de pression allouée dans la tubulure d'aspiration

auf den mit Luft von Umgebungszustand gefüllten Saugrohr bezogen ist, steigt in diesem Fall steil an, erreicht Maximum kurz vor dem unteren Totpunkt und fällt dann stark ab. Der Endwert beim Schließen des Einlaßventils ist der Liefergrad.

Mit zunehmender Wellenlänge, d.h. längeren Saugrohren, steigt der Druck im Zylinder beim Schließen des Ein-

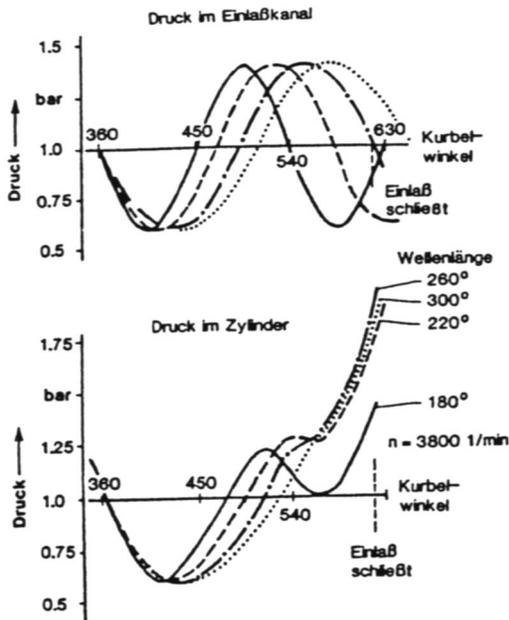


Bild 8
Ladungswechselrechnung mit dem vereinfachten Modell: vorgegebene Druckverläufe im Saugrohr (oben), daraus errechneter Druck im Zylinder (unten)

Gas exchange computation with simplified model: given pressure curves in manifold (top), computed cylinder pressure (bottom)

Calcul du cycle de charge sur le modèle simplifié: caractéristiques de pression allouées dans la tubulure d'aspiration (en haut), pression dans le cylindre calculé (en bas).

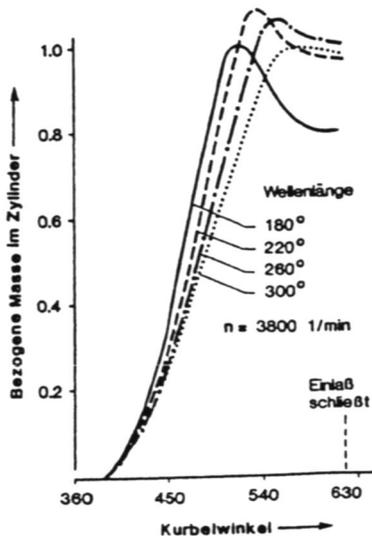


Bild 9
Ladungswechselrechnung mit dem vereinfachten Modell: mit den Druckverläufen aus Bild 8 errechnete Masse im Zylinder

Gas exchange computation with the simplified model: mass in the cylinder computed with the pressure curves of Fig. 8

Calcul du cycle de charge sur le modèle simplifié: avec courbes de pression de la masse dans le cylindre calculée à partir de la figure 8.

laßventils und damit der Liefergrad zunächst an. Wenn die Sinuskurve etwa beim Schließzeitpunkt des Einlaßventils ihren Nulldurchgang hat, wird der maximale Liefergrad erreicht (Wellenlänge 260 Grad). Bei einer noch längeren Welle nimmt der Liefergrad wieder etwas ab.

In weiteren Rechnungen wurde die Wellenlänge festgehalten und der Schließzeitpunkt des Einlaßventils um 30 Grad vor- bzw. zurückverlegt. Es ergab sich eine Bestätigung obiger Aussage. Bei der Berechnung dieser Kurven wurde angenommen, daß die Sinuskurve im oberen Totpunkt beginnt. Im allgemeinen liegt der Anfangspunkt jedoch etwas später, wie den Kurven in Bild 4 entnommen werden kann. Das Druckminimum tritt bei der maximalen Kolbengeschwindigkeit auf. Wie die Rechnungen zeigen, fallen auch unter dieser Bedingung der Schließzeitpunkt des Einlaßventils und der Nulldurchgang der Druckkurve zusammen, wenn der Liefergrad sein Maximum erreicht. Dies scheint somit eine allgemeingültige Regel zu sein.

Die Rechnungen mit dem Ladungswechselmodell ergaben ganz allgemein, daß der Liefergrad mit der Amplitude der obengenannten Druckwelle direkt korreliert. Ein ähnliches Ergebnis findet sich in [13]. Eine durch Resonanz erhöhte Druckwelle führt daher zu einem hohen Liefergrad. Ein besonders ausgeprägtes Liefergradmaximum ergibt sich jedoch erst, wenn Resonanz und günstige Phasenlage der Schwingung zusammenfallen.

4.3 Drehzahl bei maximalem Liefergrad

Nachdem eine Wellenform gefunden wurde, die zu einer hohen Zylinderfüllung führt, wird die Drehzahl bestimmt, bei der eine solche Welle in einem Rohrleitungssystem mit vorgegebenen Abmessungen auftritt. In Bild 10 ist diese Welle skizziert, sie hat beim Schließen des Einlaßventils einen Nulldurchgang und das Minimum bei der maximalen Kolbengeschwindigkeit. Für die Dauer einer Schwingung im Gradmaßstab ergibt sich:

$$\alpha_w = \frac{4}{3} (\alpha_{ES} - \alpha_{K \max}) \quad (1)$$

mit

α_{ES} Schließwinkel des Einlaßventils,
 $\alpha_{K \max}$ Winkel bei maximaler Kolbengeschwindigkeit.

Während einer Umdrehung tritt diese Welle i -mal auf, dabei ist

$$i = 360/\alpha_w$$

Bei der Drehzahl n (1/min) ergeben sich

$$v = 360/\alpha_w \cdot n/60 = \frac{6 \cdot n}{\alpha_w}$$

Wellen der Länge α_w pro Sekunde.

Im Rohrsystem treten Schwingungen mit der Eigenfrequenz ω auf. Diese haben die Wellenlänge α_w bei der Drehzahl, bei der die Eigenfrequenz ω gleich der Frequenz v ist. Bei dieser Drehzahl $n_{L \max}$ hat der Liefergrad sein Maximum.

$$n_{L \max} = \omega \alpha_w / 6 \quad (2)$$

Die Eigenfrequenz ω des Rohrsystems wird mit dem akustischen Verfahren nach [8] abgeschätzt. Es gilt für ein Element, das aus einem Rohr mit der Länge l und dem Querschnitt A besteht sowie einem angeschlossenen Behälter mit dem Volumen V :

$$A l / V = \varphi \tan \varphi \quad (3)$$

mit

$$\varphi = 2 \pi l \omega / c \quad (4)$$

Darin ist c die Schallgeschwindigkeit.

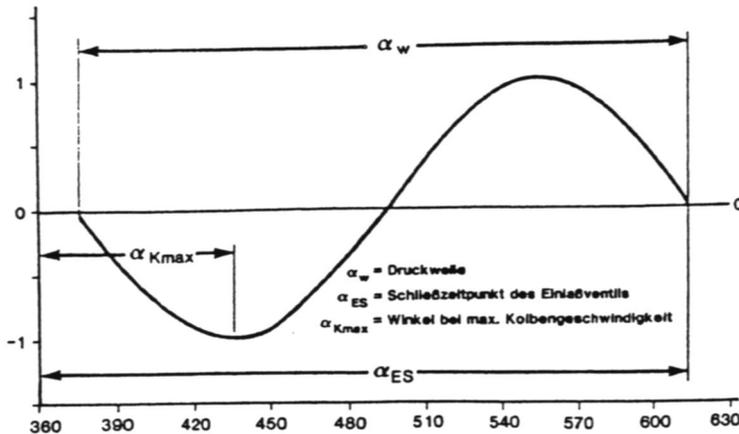


Bild 10
Form der idealisierten Druckwelle im
Saugrohr

Shape of the idealized pressure wave
in the intake manifold

Forme d'une onde de pression idéalisée dans
la tubulure d'aspiration

Durch Zusammensetzen mehrerer Elemente können auch umfangreiche Rohrsysteme dargestellt werden; die Gleichung wird iterativ gelöst.

5. Grundtypen der Schwingungsform im Ansaugsystem

Bei Verwendung des akustischen Ansatzes – wie im vorangegangenen Kapitel geschehen – muß das Ansaugsystem zunächst auf ein geeignetes Modell reduziert werden. Dabei ist die gegenseitige Beeinflussung der einzelnen Zylinder zu beachten. Hierin unterscheiden sich Drei- und Sechszylindermotor erheblich, sie verkörpern zwei grundsätzlich verschiedene Typen von Ansaugsystemen, nämlich Schwingrohr- und Resonanzrohrsystem.

5.1 Sechszylindermotor als Schwingrohrsystem

Im Luftverteiler überlagern sich die von den einzelnen Zylindern kommenden Druckwellen. Beim Sechszylindermotor ergibt sich aus der Zündfolge, daß Überdruckwellen teils auf Unterdruckwellen treffen, wie die schematische Darstellung in Bild 11a zeigt. Sie löschen sich weitgehend aus, es bleiben nur noch Restschwingungen mit geringer Amplitude übrig, in Bild 11a als Druckverlauf aus der gasdynamischen Rechnung eingezeichnet. Das hat zur Folge, daß die Saugrohrschwingungen nicht über den Luftverteiler hinaus wirken. Die Rohre und Behälter vor dem Luftverteiler beeinflussen daher nicht die Eigenfrequenz des Systems. Diese Aussage deckt sich mit der praktischen Erfahrung, daß sich beim Sechszylindermotor die Lage des Drehmomentmaximums nicht ändert, wenn der Luftverteiler und die davor liegenden Bauteile entfernt werden. Ein Aufladesystem, bei dem die Schwingung nicht über das einzelne Rohr hinausreicht, ist als Schwingrohrsystem bekannt. Es zeichnet sich durch einen weichen Verlauf des Liefergrades in der Nähe des Maximums aus [11]. Das Modell für die akustische Rechnung ist besonders einfach, es besteht lediglich aus Saugrohr und Zylinder.

Bei der gasdynamischen Rechnung sind die vor dem Luftverteiler liegenden Bauteile wegen der darin auftretenden Strömungsverluste im Rechenmodell enthalten. Pro Arbeitsspiel tritt in jedem Saugrohrarm jeweils eine Erregung auf, die dadurch entstehende Schwingung klingt verhältnismäßig schnell ab, weil sie nicht durch Schwingungen in den anderen Saugrohrarmen aufrechterhalten wird, wie im linken Teil des Bildes 4a erkennbar. Der folgende Ladungswechselvorgang wird nicht mehr beeinflusst. Beim

Sechszylindermotor bestimmt also eine Partialschwingung im Saugrohr die Lage des Momentmaximums.

Damit ist es leicht möglich, den oben gefundenen Zusammenhang zwischen der Wellenlänge und dem Liefergradmaximum am Modell eines gesamten Motors nochmals mit einer gasdynamischen Rechnung zu überprüfen. Durch Vorgabe der Abmessungen des Ansaugsystems steht die Eigenfrequenz fest. Verändert wird bei dieser Rechnung der Schließzeitpunkt des Einlaßventils, der Nockenhub bleibt dabei unverändert. Bild 12 zeigt die errechneten Liefergrade. Die Drehzahlen, die zu den jeweiligen Liefergradmaxima gehören, wurden aus dem Diagramm abgegriffen und im kleinen Diagramm oben links über dem Schließwinkel des Einlaßventils dargestellt. Die Gerade stellt den Graphen der Gleichung (2) dar, die Eigenfrequenz wurde mit dem akustischen Modell Gleichung (3) errechnet. Wie das Ergebnis zeigt, kann mit diesem einfachen und anschaulichen Verfahren die zum maximalen Drehmoment gehörende Drehzahl vorhergesagt werden. Die Veränderlichkeit des Zylindervolumens während eines Arbeitsspiels wird dadurch berücksichtigt, daß ein zeitlicher Mittelwert verwendet wird [8, 14]. Eine solche Korrektur ist vor allem dann notwendig, wenn das Zylindervolumen in der Größenordnung des Rohrvolumens liegt.

Die Anwendung dieses Rechenverfahrens setzt voraus, daß im Motor keine wesentlichen Drosselungen auftreten, die die Liefergradkurve schon im Bereich des Liefergradmaximums nach unten abknicken lassen. Solche Drosselungen können sein: zu kleine Ventile, zu kleiner Ventilhub, zu kleine Öffnungszeit des Auslaßventils und zu enge Querschnitte im Auslaßsystem. Ein Beispiel dazu zeigt Bild 13, hier sind die Drehzahlen aufgetragen, bei denen sich bei Variation der Rohrlängen die maximalen Liefergrade ergeben. Für den hier dargestellten Zweiventilmotor ist nur für die langen Saugrohre die Übereinstimmung mit der ausgezogenen Kurve gut. Der Grund dafür ist, daß die Auslaßventile in diesem Motor relativ klein sind. Daher nimmt der Zylinderdruck beim Schließen des Auslaßventils mit steigender Drehzahl zu, wie in Bild 4a erkennbar. Dieser Druck hat eine starke Rückströmung vom Zylinder in den Einlaßkanal zur Folge, sobald das Einlaßventil öffnet. Je höher die Drehzahl für den maximalen Liefergrad ist, um so mehr werden die Liefergradkurven verändert. Eine bessere Übereinstimmung zwischen der Vorhersage mit dem akustischen Modell und der gasdynamischen Rechnung ergibt sich daher, wenn große Ventilgesamtquerschnitte verwendet werden, wie die Punkte für den Vierventilmotor zeigen.

Bild 11a

Modelle für die gasdynamische und die akustische Berechnung des Sechszylindermotors; Druckverlauf im Luftverteiler:
 - schematisch aus Druckverläufen in den Saugrohren (oben Mitte),
 - Summenkurve aus gasdynamischer Rechnung (unten Mitte)

Models for the gas dynamic and acoustic computation of the six cylinder engine:

- typical intake manifold pressure curves (top center)
- sum curve of gas dynamic computation (bottom center)

Modèles pour le calcul acoustique et dynamique des gaz du moteur à six cylindres. Caractéristique de pression dans le diffuseur d'air:

- schématique sur base des courbes de pression dans les tubulures d'aspiration (en haut au milieu),
- courbe cumulée obtenue par le calcul dynamique des gaz (en bas au milieu)

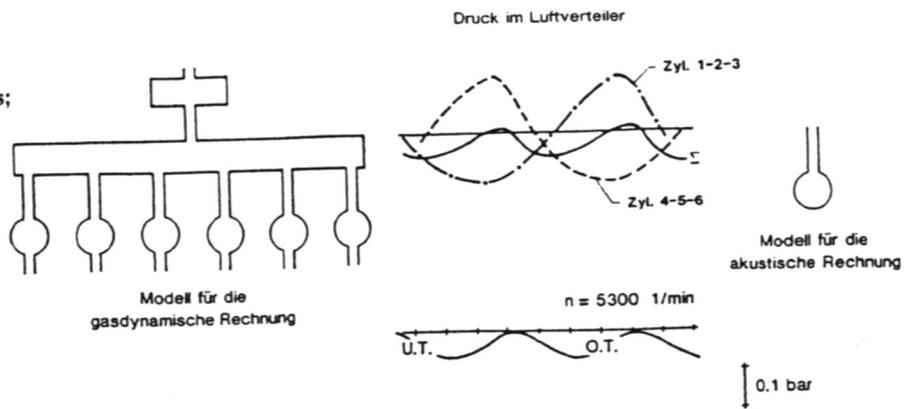


Bild 11b

Modelle für die gasdynamische und die akustische Berechnung des Dreizylindermotors; Druckverlauf im Luftverteiler:
 - schematisch aus Druckverläufen in den Saugrohren (oben Mitte),
 - Summenkurve aus gasdynamischer Rechnung (unten Mitte)

Models for the gas dynamic and acoustic computation of the three cylinder engine:

- typical intake manifold pressure curves (top center)
- sum curve of gas dynamic computation (bottom center)

Modèles pour le calcul acoustique et dynamique des gaz du moteur à trois cylindres. Caractéristique de pression dans le diffuseur d'air:

- schématique à partir des courbes de pression dans les tubulures d'aspiration (en haut au milieu),
- courbe cumulée obtenue par le calcul dynamique des gaz (en bas au milieu)

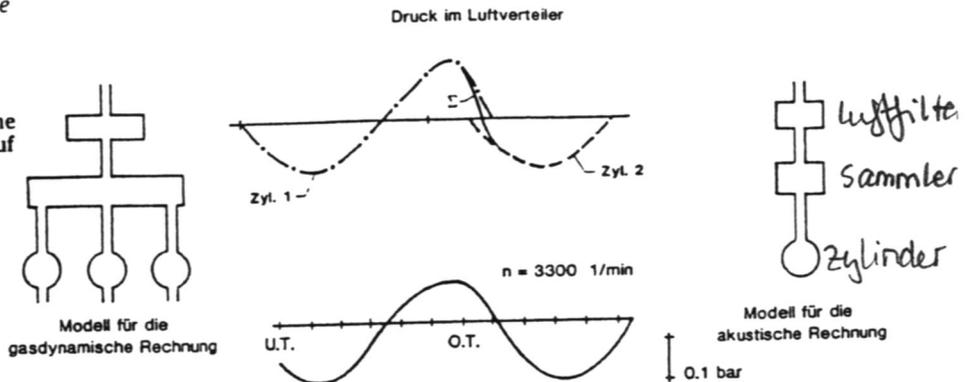


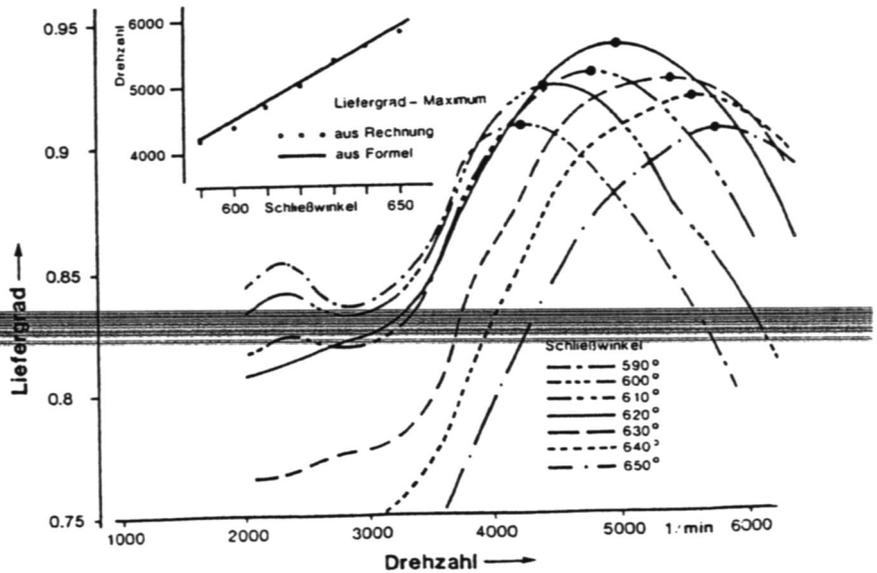
Bild 12

Einfluß des Einlassventil-Schließwinkels auf den Liefergrad; Eigenfrequenz des Ansaugsystems für alle Kurven gleich. Kleines Teilbild: Vergleich der Drehzahlen beim Liefergradmaximum

Influence of the cam valve closing angle on volumetric efficiency; one natural frequency of the intake system for all curves. Small diagram: speed comparison at maximum volumetric efficiency

Influence de l'angle de fermeture de la soupape d'admission sur le coefficient de rendement. Fréquence propre du système d'aspiration est identique pour toutes les courbes. Petite figure partielle: comparaison des régimes pour un coefficient de rendement maximum

- basé sur le calcul dynamique des gaz (points sur le grand diagramme)
- basé sur le calcul acoustique (équation 2)



5.2 Dreizylindermotor als Resonanzrohrsystem

Beim Dreizylindermotor überschneiden sich die Einströmvorgänge der einzelnen Zylinder kaum (Bild 11 b), es gibt daher keine gegenseitige Auslöschung der Druckwellen wie beim Sechszylindermotor. Deshalb reichen die Schwingungen von den Saugrohren über den Luftverteiler hinaus durch den Schlauch und den Luftfilter bis zum Ansaugschlauch. Diese Bauteile müssen deshalb im akustischen Rechenmodell enthalten sein. Insgesamt wird dadurch die effektive Länge der schwingenden Röhre wesentlich größer als beim Sechszylindermotor mit gleichen Abmessungen. Damit ergibt sich eine niedrigere Eigenfrequenz.

Die aus der Eigenfrequenz folgende Resonanzdrehzahl kann für den Dreizylindermotor leicht aus dem Druckverlauf im Saugrohr (z.B. Bild 4b) abgeleitet werden. Dazu wird die Gesamtamplitude, die bei geöffnetem Einlaßventil im Saugrohr herrscht, aus den Kurven abgegriffen und in Bild 14 dargestellt. Zum Vergleich ist die entsprechende Druckamplitude des Sechszylindermotors eingezeichnet.

Wenn die Amplitude beim Sechszylindermotor monoton mit der Drehzahl zunimmt, tritt beim Dreizylindermotor ein ausgeprägtes Maximum bei 3300 1/min auf. Hier liegt offensichtlich ein Resonanzfall des Gesamtsystems vor. Entsprechend der Zündfolge treten in den drei Saugrohren abwechselnd Erregungen auf, deren Frequenz mit der Eigenfrequenz des Systems übereinstimmt. Die Schwingungsanteile der benachbarten Zylinder sind im linken Teil des Druckbildes (Bild 4b) erkennbar. Bei der Resonanzdrehzahl 3300 1/min haben diese Druckwellen große Amplituden und sind in Phase. Diese Drehzahl erhält man auch als Resonanzdrehzahl aus Gleichung (2), wenn man die Eigenfrequenz mit dem akustischen Ansatz errechnet und für die Dauer einer Schwingung α_w den Zündabstand 240 Grad einsetzt.

Wie oben gezeigt wurde, ist ein hoher Druck kurz vor dem Schließen des Einlaßventils eine Bedingung für hohen Liefergrad. Diese Bedingung ist im Resonanzfall erfüllt. Weiterhin ist eine günstige Phasenlage der positiven Druckwelle erforderlich. Bei einem Schließzeitpunkt des Einlaßventils von etwa 70 bis 80 Grad nach dem unteren Totpunkt einer maximalen Kolbengeschwindigkeit bei etwa 75 Grad nach dem oberen Totpunkt erhält man aus Gleichung (1) die Wellenlänge von etwa 240 Grad. Der gleiche Winkel ergibt sich beim Dreizylindermotor als Abstand zwischen zwei Erregungen. Damit stimmen die Drehzahlen für günstige Phasenlage und für maximale Druckamplitude bei Dreizylindermotoren mit üblichen Ventilsteuerzeiten weitgehend überein, während bei Vierzylindermotoren wegen der Zündfolge von 180 Grad ungünstigere Verhältnisse vorliegen.

Das hier beschriebene Ansaugsystem entspricht dem Resonanzrohrsystem, das in [11, 17, 18, 19, 20] dargestellt ist. In [11] wird anhand von Druckdiagrammen gezeigt, daß die Schwingung nahezu ungedämpft verläuft. Kurz nach dem Öffnen des Einlaßventils soll eine Unterdruckwelle auf das Ventil zulaufen, weil dadurch die zum Rohrende laufende Unterdruckwelle eine besonders große Amplitude bekommt. Diese Welle wird am offenen Rohrende als Überdruckwelle mit entsprechend großer Amplitude reflektiert, damit ist der Nachladevorgang besonders ausgeprägt [8, 13]. Beim Öffnen des Ventils kann eine Überdruckwelle den Beginn des Ladevorganges unterstützen [19]. Alle diese Bedingungen sind bei einem Zündwinkel von 240 Grad weitestgehend erfüllt. Bild 4b zeigt bei $n = 3300$ 1/min diesen optimalen Fall.

Das Liefergradmaximum ist bei einem Resonanzsystem sehr ausgeprägt, eine kleine Drehzahlabweichung ge-

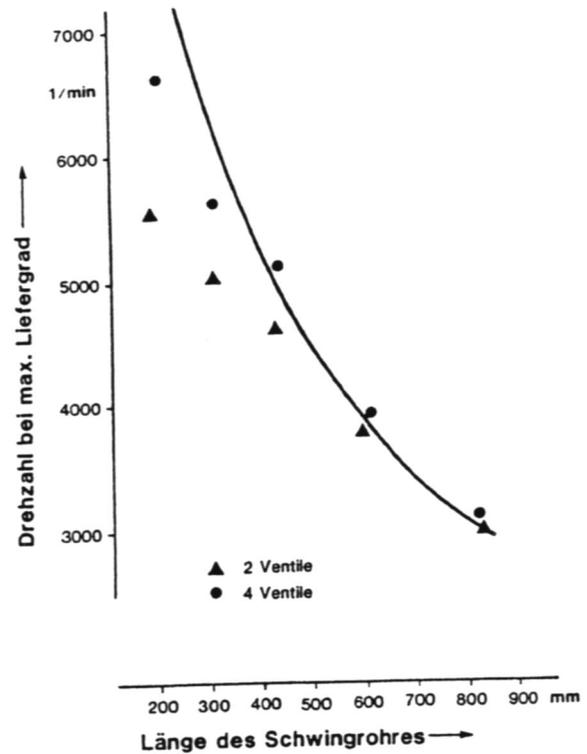


Bild 13

Drehzahl bei maximalem Liefergrad in Abhängigkeit von der Rohrlänge; Vergleich zwei Ventile und vier Ventile pro Zylinder, - Punkte aus gasdynamischer Rechnung mit Rohrlängen wie Bild 2,

- Kurve aus Gleichung 2

Speed at maximum volumetric efficiency relative to pipe length: comparison of two valves versus four valves per cylinder.

- points from gas dynamic computation with pipe lengths as Fig. 2

- curve from equation 2

Régime pour un coefficient de rendement en fonction de la longueur du tuyau: Comparaison: deux soupapes et quatre soupapes par cylindre.

- Points à partir du calcul de dynamique des gaz avec des longueurs de tuyau comme fig. 2

- Courbe résultant de l'équation 2

← Wellenlänge und Zündabstand müssen übereinstimmen

nügt, um aus dem Optimum herauszukommen. Daher sind reine Resonanzsysteme für einen Fahrzeugmotor mit großem Betriebsdrehzahlbereich wenig geeignet. Sie werden in Verbindung mit einem anderen Aufladesystem, beispielsweise einem Abgasturbolader, angewendet. Diese Anordnung ist als „kombinierte Aufladung“ [17] bekannt. Bei Abstimmung auf eine niedrige Resonanzdrehzahl kann sie die Drehmomentschwäche des Turboladers im unteren Drehzahlbereich ausgleichen [20].

6. Anwendung auf ein variables Ansaugsystem

Eine weitere Möglichkeit, die Vorteile zweier Ladesysteme miteinander zu verbinden, ohne auch die jeweiligen Nachteile in Kauf nehmen zu müssen, besteht in der Kombination von Schwingrohr- und Resonanzrohraufladung (DUAL RAM). Damit ergibt sich im oberen Drehzahlbereich das füllige Momentmaximum eines Sechszylindermotors, dem im unteren Drehzahlbereich eine Momentenspitze hinzugefügt wird, wie sie der Dreizylindermotor hat. Die konstruktive Lösung dieser Aufgabe besteht aus der Kombination von Komponenten des Drei- und des Sechszylindermotors

Bild 14

Gesamtamplitude der Saugrohrschwingung (Definition im Teilbild) in Abhängigkeit von der Drehzahl für Drei- und Sechszylindermotor

Entire amplitude of intake manifold vibration (definition in small curve) relative to speed for three and six cylinder engines

Amplitude globale de l'oscillation de la tubulure d'aspiration (definition dans la figure partielle) en fonction du régime pour un moteur à trois ou à six cylindres

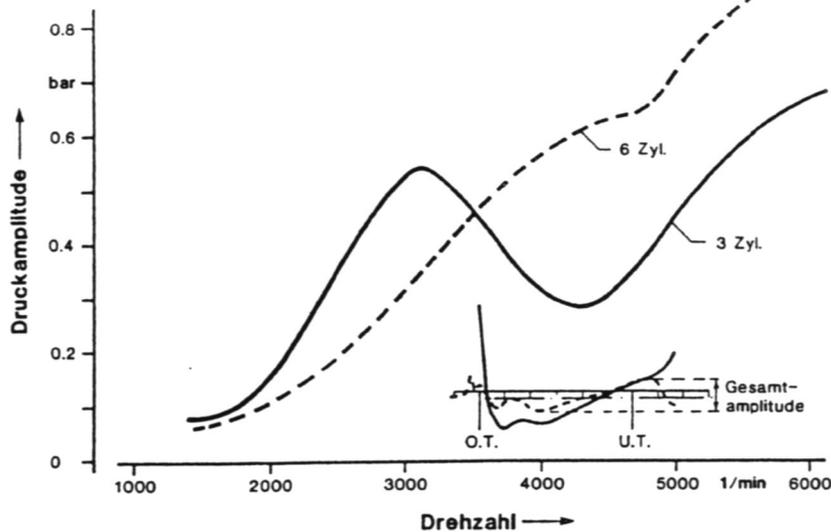


Bild 15

Funktionsschema des DUAL RAM:

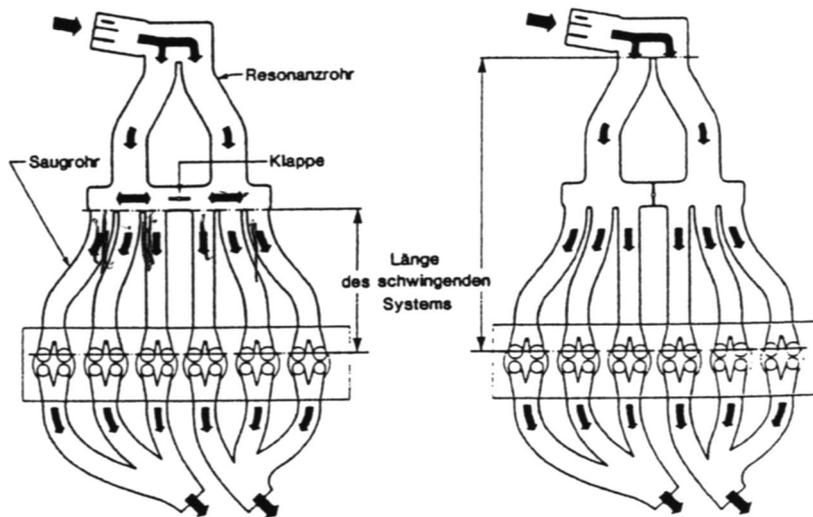
- links: Klappe offen, Schwingrohrsystem,
- rechts: Klappe geschlossen, Resonanzrohrsystem

Function of DUAL RAM:

- LHS: control valve open, ram pipe system,
- RHS: control valve closed, resonance pipe system

Schéma de fonctionnement du DUAL RAM:

- à gauche: volet ouvert, système de tube articulé
- à droite: volet fermé, système à tube de résonance



tors. Dazu wird der Luftverteiler des Sechszylindermotors in zwei gleich große Behälter aufgeteilt und der Schlauch zwischen Luftverteiler und Luftfilter durch zwei Resonanzrohre ersetzt (Bild 15). Die Aufteilung wird durch eine schaltbare Klappe vorgenommen [21, 23]. Bei geschlossener Klappe ergibt sich damit der Momentverlauf eines Dreizylindermotors, bei offener Klappe ergeben sich der entsprechende Verlauf und die Leistung des Sechszylindermotors. Für den Einsatz im Fahrzeug wird die optimale Summenkurve durch eine elektronische Steuerung bewirkt.

Für einen solchen Motor werden im folgenden die Abmessungen des Ansaugsystems so abgestimmt, daß Moment- und Leistungszielwerte bei insgesamt fülligem Momentverlauf erreicht werden. Diese Abstimmung wird mit dem gasdynamischen Rechenverfahren durchgeführt, mit dem akustischen Ansatz wird eine Vorauswahl der zu untersuchenden Parameterkombinationen vorgenommen.

Errechnet werden inneres Moment und innere Leistung. Um daraus auf die Effektivwerte schließen zu können, ist die Kenntnis des Reibmoments erforderlich. Dieses wird gewonnen aus der Differenz zwischen Rechen- und Meßwerten an einem ähnlichen Motor. Damit wird gleichzeitig die Genauigkeit des Rechenmodells überprüft. Das

Reibmoment muß im Rahmen der aus Erfahrung und Veröffentlichungen bekannten Grenzen liegen, z.B. [22], über der Drehzahl leicht ansteigen und einen möglichst glatten Verlauf haben.

Zunächst wird untersucht, wie sich Rohrlängen und -durchmesser auf Moment und Leistung im oberen Drehzahlbereich auswirken. Anschließend werden nach Festlegung dieser Abmessungen alle weiteren Parameter untersucht, die den Momentverlauf im unteren Drehzahlbereich bei geschlossener Klappe bestimmen.

6.1 Abstimmung für den oberen Drehzahlbereich

Rohrdurchmesser und -länge werden variiert. Durch Vergrößerung der Länge nimmt der maximale Liefergrad bei abnehmender Nenndrehzahl zu, die Leistung verringert sich zunächst leicht, dann stärker (Bild 16a). Ähnlich wirkt sich eine Verkleinerung des Durchmessers aus (Bild 16b). Je nach Auslegungskonzept ist hieraus eine Auswahl zu treffen. Da im vorliegenden Fall nicht Höchstleistung um jeden Preis gefordert war, wurde eine Abmessung gewählt, bei der das maximale Moment bei Verringerung des Durchmessers noch zunimmt, die Abnahme der Spitzenleistung jedoch gering ist.

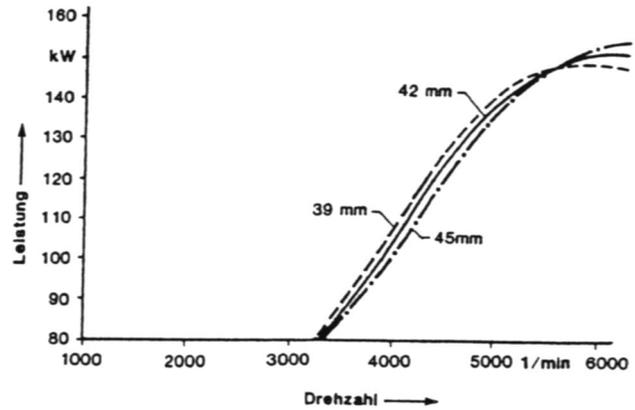
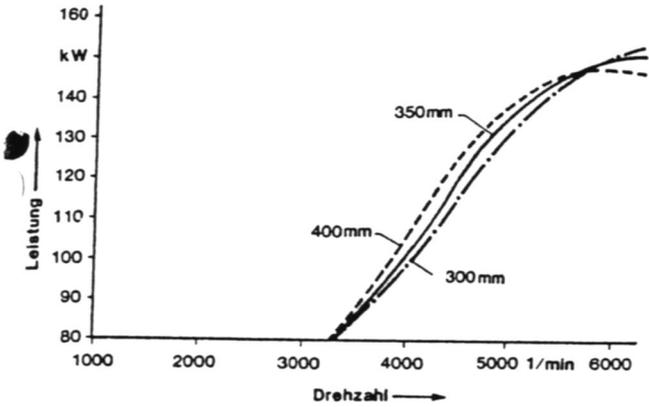
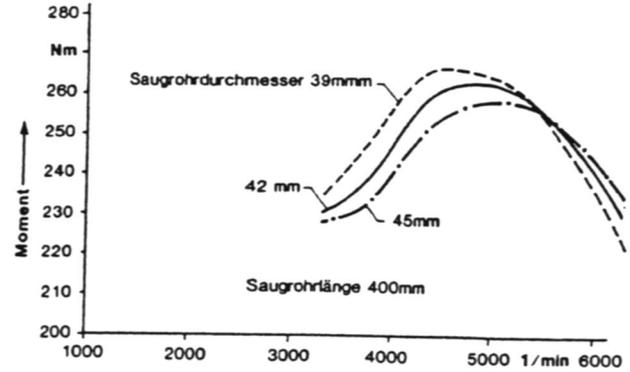
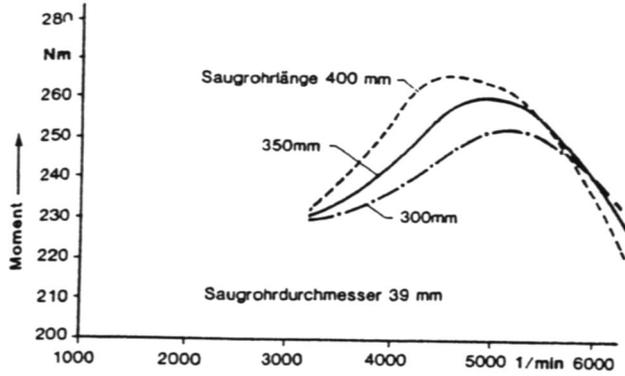


Bild 16a
Einfluß der Saugrohlänge auf Leistung und Moment im oberen Drehzahlbereich

Influence of intake manifold length on output and torque in the upper speed range

Influence de la longueur de la tubulure d'aspiration sur la puissance et le couple dans le régime supérieur

Bild 16b
Einfluß des Saugrohrdurchmessers auf Leistung und Moment im oberen Drehzahlbereich

Influence of intake manifold diameter on output and torque in the upper speed range

Influence de la longueur de la tubulure d'aspiration sur la puissance et le couple dans le régime supérieur

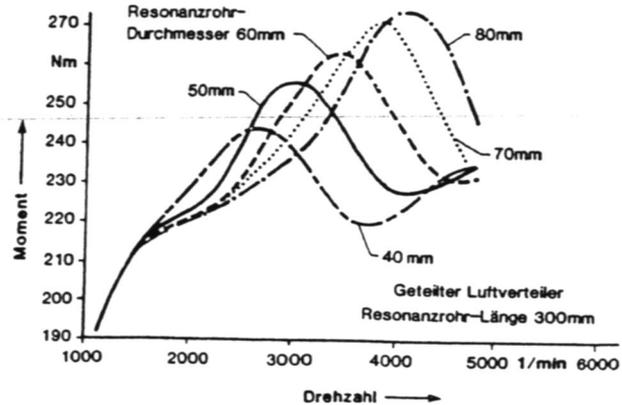
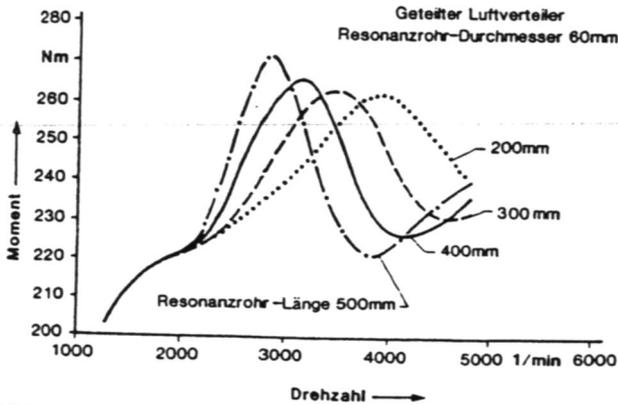


Bild 17a
Einfluß der Resonanzrohrlänge auf das Moment im unteren Drehzahlbereich

Influence of resonance pipe length on torque in the lower speed range

Influence de la longueur du tube de résonance sur le couple dans le régime inférieur

Bild 17b
Einfluß des Resonanzrohrdurchmessers auf das Moment im unteren Drehzahlbereich

Influence of resonance pipe diameter on torque in the lower speed range

Influence de la longueur du tube de résonance sur le couple dans le régime inférieur

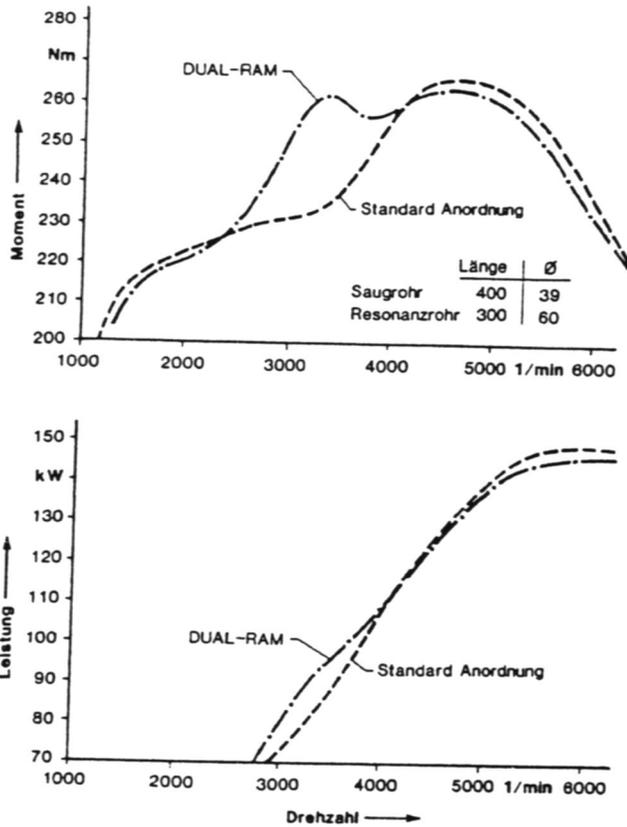


Bild 21

Leistung und Moment der Standardausführung eines Sechszylindermotors und der Ausführung mit kombinierter Schwingrohr- und Resonanzrohraufladung (DUAL RAM)

Output and torque of the standard six cylinder engine and the six cylinder engine with combined ram pipe and resonance pipe charging (DUAL RAM)

Puissance et couple de la version standard du moteur à six cylindres et de la version avec chargement combiné du tube articulé et du tube de résonance (DUAL RAM)

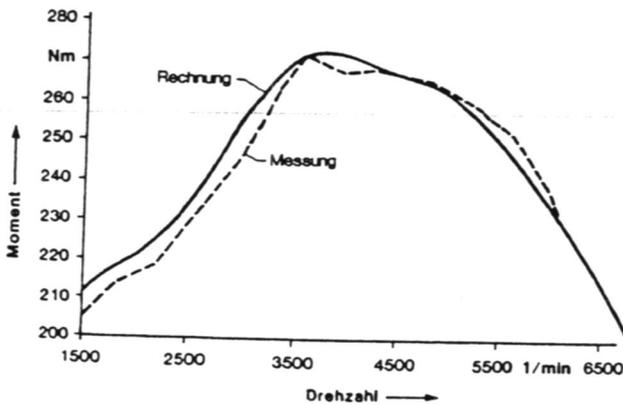


Bild 22

Momentverlauf des fertigen Motors, Vergleich von Rechnung und Messung

Torque curve of the final engine, comparison of computation and measurement

Caractéristique de couple du moteur achevé. Comparaison du calcul et de la mesure

moment bei niedriger Drehzahl erreicht und die in Frage kommenden Behälter und Rohre im Fahrzeug untergebracht werden können. Die auf diese Weise ermittelten Abmessungen des Systems wurden in der ersten Versuchsausführung verwirklicht, die den gewünschten Moment- und Leistungsdaten schon recht nahe kam. Nach endgültiger Festlegung des Nockenprofils und Vergrößerung der Einlaßventile konnte der Saugrohrdurchmesser noch etwas verkleinert werden, ohne daß der Leistungszielwert unterschritten wurde. Damit konnte das Momentmaximum noch etwas angehoben werden.

Die gemessene ABE-Momentkurve des fertigen Motors, der in [24] beschrieben ist, wurde unter Berücksichtigung der inzwischen eingetretenen obengenannten Änderungen mit dem für die Auslegung verwendeten Rechenmodell nachgerechnet; den Vergleich von Rechnung und Messung zeigt Bild 22. Es wird ein maximales Moment von 270 Nm bei einer Drehzahl von 3 600 1/min erreicht. Die Leistung beträgt 150 kW bei 6 000 1/min. Die Schwingrohrarme sind 400 mm lang (Verteiler bis Ventil) und haben 36 mm Durchmesser. Die beiden Resonanzrohre haben eine Länge von 300 mm bei einem Durchmesser von 60 mm.

Literatur

1. Benson, R. S., R. D. Garg and D. Woollatt: A Numerical Solution of Unsteady Flow Problems; Int. J. Mech. Sci 1964, Vol. 6, pp. 117 – 114.
2. Seifert, H. und Mitarbeiter: Die Berechnung instationärer Strömungsvorgänge in den Rohrleitungs-Systemen von Mehrzylindermotoren; MTZ 74 (1972), S. 421 – 428.
3. Pucher, H.: Ein Rechenprogramm zum instationären Ladungswechsel von Dieselmotoren; MTZ 38 (1977), S. 333 – 335.
4. Eberle, M.: Beitrag zur Berechnung des thermodynamischen Zusammenwirkens von Verbrennungsmotor und Abgasturbolader; Diss. ETH Zürich 1968.
5. Woschni, G.: Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen; MTZ 26 (1965), S. 439 – 446.
6. Woschni, G.: Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren; MTZ 31 (1970), S. 491.
7. Jante, A.: Das Wiebe-Brenngesetz, ein Fortschritt in der Thermodynamik der Kreisprozesse von Verbrennungsmotoren; Kraftfahrzeugtechnik 1960, S. 340 – 346.
8. Fiala, E., H.-P. Willumeit: Schwingungen in Gaswechselleitungen von Kolbenmaschinen; MTZ 28 (1967), S. 144 – 151.
9. Broome, D.: Induction Ram, Automobile Engineer 1969, S. 130 – 133, S. 189 – 184, S. 262 – 267.
10. Rózsás, T.: Anwendung der Ähnlichkeitsgesetze beim Ladungswechsel des Viertaktmotors; MTZ 74 (1972), S. 479 – 486.
11. Seifert, H.: Die charakteristischen Merkmale der Schwingrohr- und Resonanzaufladung bei Verbrennungsmotoren; FISITA-Kongreß 1982, Paper 82032.
12. Brandstetter, W.: Ähnlichkeitsgesetze des Viertaktmotors; MTZ 28 (1967), S. 341 – 349.
13. Duell, H.: Berechnungen und Versuche zur Optimierung von Ansaugsystemen für Mehrzylindermotoren mit Einzelzylinder-Einspritzung; VDI-Fortschrittsbereiche, Reihe 12, Nr. 85, Düsseldorf 1987.
14. Engelmann, H. W.: Design of a Tuned Intake Manifold; ASME-Paper 73-WA/DGP-2 (1973).
15. Vorum, P. C.: Short Pipe Manifold Design for Four Stroke Engines, ASME-Paper 76-WA/DGP-4, 1976.
16. Ohata, A., Y. Ishida: Dynamic Inlet Pressure and Volumetric Efficiency of Four Cycle Four Cylinder Engine, SAE – Paper 820407 (1982).
17. Cser, G.: Ein neuartiges Verfahren zur Verbesserung der Abgasturboaufladung; MTZ 32 (1971), S. 368 – 373.
18. Anisits, F., F. Spinnler: Entwicklung der kombinierten Aufladung am neuen Saurer-Fahrzeugdieselmotor D4KT; MTZ 39 (1978), S. 447 – 451.
19. Zürner, H.: Entwicklung von aufgeladenen M.A.N.-Fahrzeug-Dieselmotoren in Sechszylinder-Reihenbauart; MTZ 41 (1980), S. 41 – 46.
20. Indra, F.: Kombinierte Aufladung an einem Personenwagen-Ottomotor hoher Literleistung; MTZ 40 (1979), S. 581 – 584.
21. Ohata, A.: Development of Toyota Variable Induction System; VDI-Fortschr.-Ber. 1985, Nr. 173, S. 33 – 44.
22. van Basshuysen, R., W. Schmäddeke, R. Vogt: Reibungsverluste von Fahrzeugmotoren unterschiedlicher Größe und Zylinderanzahl; MTZ 41 (1980), S. 509 – 511.
23. Henning, H.: BMW M5; ATZ 91 (1989) 4.
24. Willenbockel, O., G. Arnold, A. Friedrich: Der neue Dreiliter-Viertaktmotor von Opel; MTZ 50 (1989), Nr. 10.