

INHALT

Vorwort	7
I. Zur Geschichte des Viertakt-Hochleistungsmotors	9
II. Die Gaswechselvorgänge	24
Ventilüberschneidung 24 / Gemischtemperatur 25 / Turbulenz 26 / Die vier Takte 27 / Wichtige Formeln 29 / Strömung in den Kanälen 31 / Strömungsprüfstand 34 / Ventile 36 / Auslaßkanal 38 / Zylinderkopfformen 38 / Brennräume mit kugelförmiger Oberfläche 39 / Vierventilige Zylinderköpfe mit kugelförmigem Brennraum 41 / Radialventil-Köpfe mit kreuzweise gegenüberliegenden Ventilen gleicher Funktion nach Patent Apfelbeck 44 / Der Vierventilkopf mit dachförmigem Brennraum 45 / Entwurf des Zylinderkopfs unter Berücksichtigung der Gasgeschwindigkeit 50 /	
III. Steuerzeiten, Ventilerhebungskurven und Nockenformen	53
Ventilerhebungskurven 55 / Nockenformen 58 / Nockenkonstruktion 59 / Nocken für Flachstößel 59 / Nocken für Rollenabnehmer 60 / Stößel und Hebel 60 / Abnahme der Ventilerhebungskurve 63 /	
IV. Nockenherstellung	64
Meisternocken-Herstellung 68 / Meisternocken-Schleifmaschine 70 / Nockenwellen-Herstellung 73 /	
V. Übertragung der Nockenbewegung auf das Ventil	75
Gleitflächenstößel 75 / Federteller als Abnehmer 75 / Tassenstößel 76 / Pilzförmige Stößel 78 / Hammerstößel 79 / Gleitflächenhebel 79 / Hebelanordnung 80 / Ventilspieleinstellung 81 / Einstellmöglichkeit am Hebelende 81 / Abnehmer mit Rollen 82 / Rollenstößel 83 / Rollenstößel mit Doppelführung 83 / Kastenstößel 84 / Kipphebel mit Rolle 84 / Schwinghebel mit Rolle 85 / Einnockensteuerung 86 /	
VI. Ventilbeschleunigung und Elastizität in der Ventilsteuerung	89
Elastizität in der Ventilsteuerung 89 / Stoßstangensteuerung 90 / Nockenwellenantrieb 91 /	
VII. Ungewöhnliche Ventilsteuerungen	92
Zwangsläufige Ventilsteuerung 96 /	
VIII. Ventile und Ventildfedern, Ventilsteuerungsprüfstand	97
Ventile und Federteller 97 / Ventildfedern 100 / Ventilsteuerungsprüfstand 104 / Das Lichtblitzstroboskop 108 /	

IX. Zylinderköpfe	110
Konstruktion des Grundkörpers 110 / Die Verrippung 111 / Die Anblasrichtung 113 / Herstellung eines neuen Zylinderkopfes für einen luftgekühlten Motor 114 / Wassergekühlte Zylinderköpfe 116 / Konstruktionszeichnung für den Modellschreiner 118 / Reihen-Zylinderkopf mit Wasserkühlung 119 / Zweiteiliger wassergekühlter Zylinderkopf 120 / Bearbeitung von Zylinderköpfen 123 / Ausarbeiten der Kanäle 126 / Einschrumpfen der Sitzringe und Führungen 126 /	
X. Leichtmetallzylinder	128
Laufflächen 128 / Verbundgußzylinder 128 /	
XI. Kolben und Kolbenbolzen	130
Kolbenformen 130 / Bestellzeichnung 132 / Bearbeitung auf Drehbank und Fräsmaschine 134 / Modellkolben zur Ermittlung der Verdichtung 137 / Kolbenbolzen 138 /	
XII. Pleuelstangen	139
Gleit- und Wälzlagerung 139 / Herstellung von Pleuelstangen 140 / Glattschaftpleuel 144 / Titanpleuel 144 /	
XIII. Kurbelwellen	146
Geteilte (gebaute) Kurbelwellen 146 / Zusammengesetzte Kurbelwellen für Zweizylinder-Boxermotoren 151 / Herstellung von geteilten Wälzlager-Kurbelwellen 153 / Kurbelwellen für Zweizylinder-Boxer- oder Parallel-Zweizylindermotoren 154 / Gleitlagerwellen 158 / Kurbelwellen-Schmierung 158 / Ölsumpf 159 / Auswuchten von Kurbeltrieben 160 /	
XIV. Kurbelgehäuse	164
XV. Einzylinder-Prüfstandmotor	166
Bau des Einzylinder-Prüfstands 170 / Prüfstanderprobung 172 / Leistungsbremsen 173 /	
XVI. Tuning vorhandener Motoren	175
Die Maßnahmen zur Leistungssteigerung 177 / Arbeiten am Zylinderkopf 179 / Ansaug- und Auspuffanlagen 182 / Temperatur der Auspuffleitung 185 /	
XVII. Werkzeugbau	186
Anreißen 188 / Nacharbeit an nicht zentrisch laufenden Wellen 189 /	
XVIII. Einsatzhärten und Vergüten	190
Wissenswertes über Feinguß 191 /	
XIX. Schiebersteuerung für Viertakt-Hochleistungsmotoren	193
Anhang	199

VORWORT

Veranlassung, dieses Buch zu schreiben, waren letztlich die überaus zahlreichen Anfragen von Interessenten an einer Leistungssteigerung von Viertaktmotoren bzw. für die Einzelfertigung eines Viertakt-Hochleistungsmotors für Sport- und Rennzwecke, als deren Konstrukteur ich im Lauf meiner jahrzehntelangen beruflichen Tätigkeit in der Flugmotoren-, Automobil- und Motorrad-Industrie weltweit bekannt wurde. Solche Anleitungen können sich aber nicht auf einzelne „Wunder-Rezepte“ beschränken, mit denen die Interessenten, auch wenn sie handwerklich geschult sind, nicht zum gewünschten Erfolg kommen. Und da sich in der auf dem Markt befindlichen diesbezüglichen Literatur auch nur entweder allgemein bekannte Hinweise – oder gar absolut unbrauchbare Ratschläge – finden, glaubte ich, mit einer umfassenden Behandlung der konstruktiven Maßnahmen, die zum Hochleistungs-Viertaktmotor führen, vielen Interessenten nützliches Wissen, das ich mir auf Grund fünfzigjähriger Erfahrungen bei Konstruktion und Bau solcher Motoren erworben habe, vermitteln zu können. Eine zielstrebige Leistungssteigerung fängt bei einer geänderten Nockenwelle an und hört eventuell erst bei einem neuen Zylinderkopf auf. Der größte Leistungssprung ist mit geänderten Steuerzeiten zu erzielen. Um bei den diesbezüglichen Arbeiten richtig vorgehen zu können, bedarf es aber genauer Kenntnisse der Gaswechselvorgänge im Motor, über die deshalb ausführlich ge-

sprochen wird. Andere Steuerzeiten aber erfordern andere Nocken, ohne deren Selbstherstellung eine wirkliche Leistungssteigerung nicht möglich ist. Normalerweise braucht man dazu eine Nockenschleifmaschine, die die Kleinigkeit von nahezu DM 200000.– kostet – eine undiskutable Anschaffung also. Außerdem kommen für einen modernen Hochleistungs-Viertakter nur ruckfreie Nocken in Frage, zu deren komplizierter Berechnung mathematische Kenntnisse erforderlich sind. Schließlich sind zur sicheren Beurteilung von Steuerzeiten und Ventilerhebungen Erfahrungen notwendig, die man sich am besten in den Rennabteilungen der einschlägigen Herstellerfirmen erwerben kann.

Deshalb wird auch in der zur Verfügung stehenden Literatur die Frage der Nockenherstellung meist mit der Erklärung abgetan, daß die Neuherstellung oder selbst die Abänderung von Nocken nur von Spezialfirmen durchgeführt werden könne, die die notwendigen Erfahrungen und Einrichtungen besitzen, niemals aber von kleinen Werkstätten oder gar privaten Bastlern.

Das trifft auch zu, sofern man die übliche Art der Nockenherstellung zugrunde legt. In meinem Buch wird aber eine andere, bedeutend einfachere Möglichkeit beschrieben, damit jeder handwerklich geschickte Motoren-Mechaniker sich zunächst zu erschwinglichen Kosten eine einwandfrei funktionierende Nockenschleifmaschine und mit deren Hilfe die benötigten neuen

Nocken herstellen kann. Die für die Konstruktion und Herstellung der benötigten „Meisternocken“ erforderlichen Zahlen der Ventilerhebungskurven werden in tabellarischer Form für 40 verschiedene Nockenformen zur Verfügung gestellt, was sich nur durch die Inanspruchnahme eines Computers ermöglichen ließ (siehe Anhang).

Oft aber wird es im Zuge der Leistungssteigerung auch notwendig sein, den vorhandenen Zylinderkopf zu ändern bzw. durch einen neu zu konstruieren, den zu ersetzen. Nachdem zunächst die verschiedenen Möglichkeiten von Hochleistungs-Zylinderköpfen ausführlich behandelt wurden, werden dann wieder alle notwendigen Ratsschläge für Änderungen bzw. Neubau gegeben. In weiteren Kapiteln werden die Arbeiten an Kurbelwellen, Pleuelstangen, Kolben und allen Teilen der Ventilsteuerung detailliert so beschrieben, daß der einigermaßen versierte Motorenfachmann mit ihnen etwas anfangen und mit seinen leistungssteigernden Arbeiten zum Erfolg kommen kann.

Meine Arbeiten bei der Entwicklung von Hochleistungs- und Rennmotoren haben mich vieles gelehrt. Unter anderem auch, daß man gut daran tut, alle leistungssteigernden Schritte zunächst an einem Einzylinder-Prüfstandmotor durchzuführen. An einem solchen lassen sich auf einfachste Weise Änderungen und Neuentwicklungen überprüfen.

Verzichtet man darauf und sammelt seine Erfahrungen erst am fertigen Motor, dann kann das, wie ich es oft beobachten mußte, ein sehr teurer Spaß werden, der unter Umständen die ganze Arbeit zum Scheitern bringt. Deshalb bringe ich in meinem Buch auch detaillierte Anleitungen zur Selbsterstellung eines solchen Prüfstandmotors, wie ich ihn selbst in meiner Werkstatt bei Leistungssteigerungen und Neuentwicklungen von Hochleistungs-Viertaktmotoren benutze.

Der Vollständigkeit halber – und weil sich mein Buch in erster Linie an den Werkstatt-Praktiker wendet – wird auch über die wichtigsten Werkstoffe, die Wärmebehandlung von Stählen und eine Anzahl handwerklicher Tricks gesprochen.

Um aber auch zu zeigen, wie weit man – trotz wesentlich ungünstigerer Voraussetzungen – beim Bau von Hochleistungsmotoren für Sport- und Rennzwecke schon in der ersten Epoche unseres Jahrhunderts war, habe ich als Einleitung eine Anzahl hochinteressanter „Oldtimer“ zusammengestellt. Und schließlich werfe ich zum Schluß noch einen Blick auf das offenbar weithin vergessene Gebiet der Drehschiebersteuerung von Viertaktmotoren, die im Prinzip für die Erzielung von Hochleistungen besser geeignet sein sollte als die herkömmliche Steuerung der Gaswechselvorgänge mit oszillierenden Tellerventilen.

Ing. Ludwig Apfelbeck
Graz/Österreich

LUDWIG APFELBECK

WEGE ZUM HOCHLEISTUNGS- VIERTAKTMOTOR

MOTORBUCH VERLAG STUTTGART

Einband und Schutzumschlag: Siegfried Horn

ISBN 3-87943-578-2

10. Auflage 1989

Copyright © by Motorbuch Verlag, Postfach 103743, 7000 Stuttgart 10

Ein Unternehmen der Paul Pietsch-Verlage GmbH & Co.

**Sämtliche Rechte der Verbreitung – in jeglicher Form und Technik –
sind vorbehalten.**

Gesamtherstellung: Freiburger Graphische Betriebe, 7800 Freiburg i. Br.

Printed in Germany

I. ZUR GESCHICHTE DES VIERTAKT-HOCHLEISTUNGSMOTORS

Wenn man die Zylinderköpfe der in Rennfahrzeugen eingebauten Verbrennungsmotoren vor 1900 (und auch noch einige Jahre später) betrachtet, kommt man zu der Überzeugung, daß die Konstrukteure noch keine Ahnung von einer grundlegenden Forderung an Hochleistungs-Zylinderköpfe hatten: die Oberfläche des Verbrennungsraums soll im Verhältnis zum Rauminhalt so klein wie möglich sein, und auf ihr sollen größtmögliche Ventilteller-Querschnitte untergebracht werden. In die Praxis übertragen, bedeutet das einen halbkugelförmigen Brennraum mit ebenem Kolbenboden.

Aber damals hatte man wohl andere Sorgen, so daß man gar nicht dazu kam, an einen vorteilhaften Brennraum zu denken. Man mußte in erster Linie Betriebssicherheit erreichen, denn es gab schon zu jener Zeit Rennen, die über mehr als 1000 km führten. Am anfälligsten waren die Ventile, in deren gußeisernen Teller der Schaft eingesetzt und vernietet war. Man mußte die Ventile, besonders das Auslaßventil, vor zu hoher Temperatur schützen und plazierte sie deshalb möglichst weit weg vom eigentlichen Brennraum ans Ende eines Kanals, in dem eine mehr oder weniger ruhende Gassäule, die nur langsam brannte, die Ventilteller gegen die Brennraumwärme isolierte. Deshalb sah der Zylinderkopf eines der betriebssichersten und erfolgreichsten Motoren aus dem Jahr 1898 wie in Abb. 1 aus, die einen Schnitt durch den Panhard & Levassor-Motor zeigt; bei ihm war das

Auslaßventil am Ende eines langen Kanals untergebracht. Für das (automatische) Einlaßventil war der Kanal wesentlich kürzer.

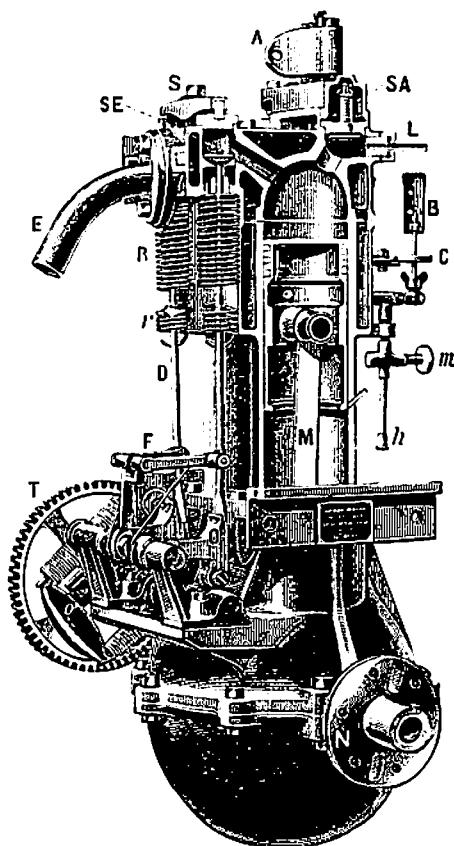


Abb. 1: Panhard & Levassor-Motor (1898)

Etwas später, etwa ab 1900, gab es schon Zylinderköpfe mit quergestellten Ventilen (Abb. 2, Längsschnitt des De Dietrich-Motors) sowie verschiedene

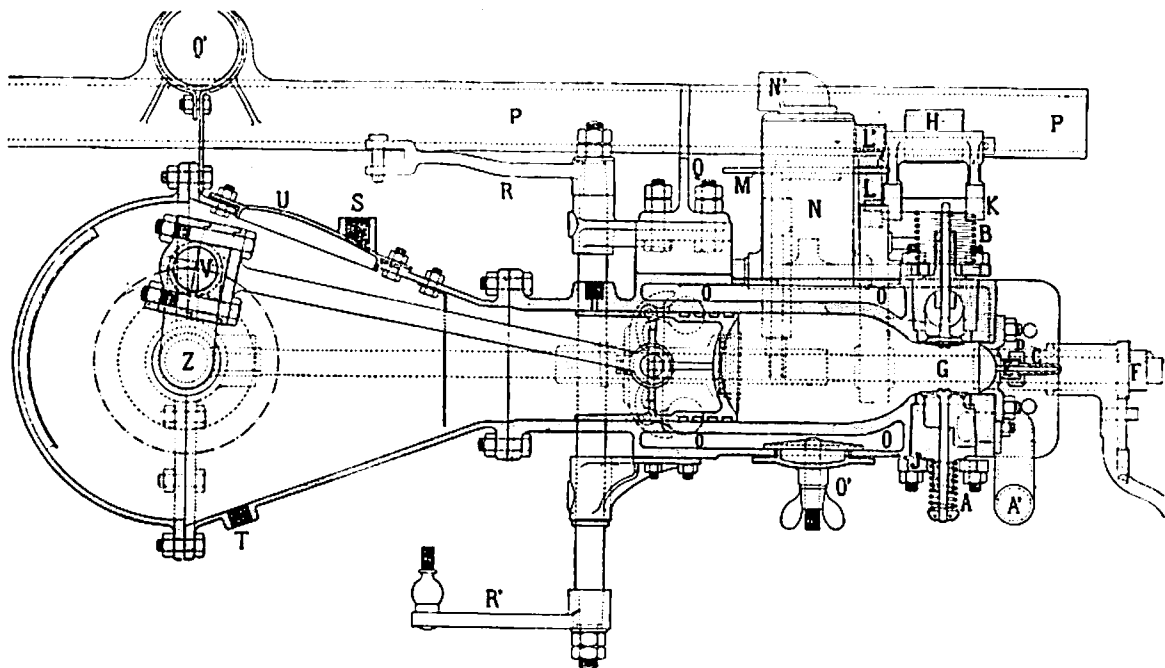
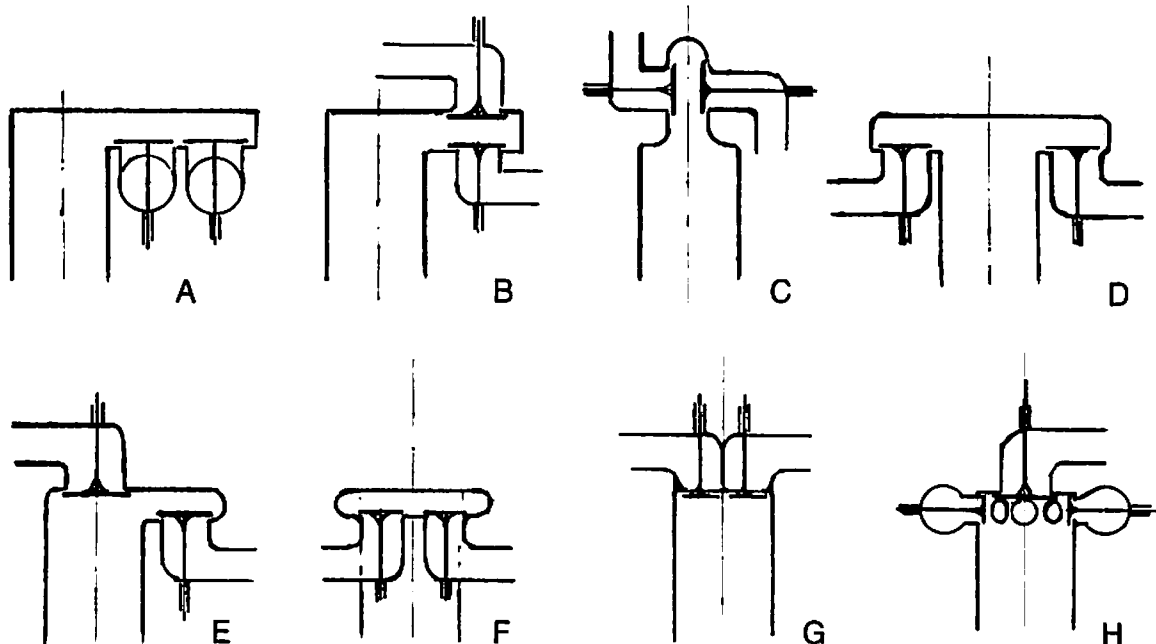


Abb. 2: De Dietrich-Motor (1900)

Ventilanordnungen nach Abb.3. In ihr stellt Fig.A die Bauart des ersten De Dion-Bouton-Motors dar. Später wurde das Einlaßventil über das Auslaßventil verlegt (Fig. B). Dann kamen die sogenannten „Hammer“-Zylinderköpfe auf (Fig. D), bei denen die Ventile zu beiden Seiten des Zylinders angeordnet waren. Mercedes baute sehr erfolgreiche

Rennmotoren in der Anordnung E (Einlaßventil über Zylindermitte und Auslaßventil seitlich). Schon vor 1900 baute Daimler einen Motor mit Parallelventilen in der Grundauführung nach Fig. G, wie sie heute noch üblich ist. Das Einlaßventil arbeitete als „Schnüffelventil“ freilich damals noch automatisch. Der erste Daimler-Motor, der 1895 in Groß-

Abb. 3: Verschiedene Zylinderköpfe und Ventilanordnungen (1900–1904)



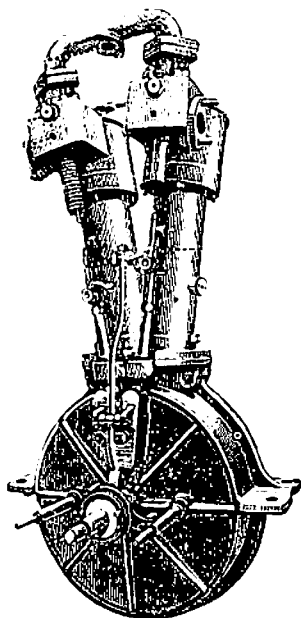


Abb. 4: Erster Daimler-Großserlenmotor (1895)

serie herauskam, hatte übereinanderliegende Ventile nach Fig. B; er ist in Abb. 4 genauer dargestellt.

Eine interessante Konstruktion ist in Skizze 3/H gezeigt: ein amerikanischer Vierzylinder-Rennmotor, dessen Zylinderköpfe ein zentrales Auslaßventil und acht kleine, um den Zylinder gruppierte automatische Einlaßventile besaßen.

Der normale Seitenventil-Zylinderkopf nach Fig. 3/F kam erst etwa ab 1904 zur Anwendung. Der erste halbkugelige Brennraum mit V-förmig angeordneten Ventilen wurde von der Firma Pipe 1905 herausgebracht (Abb. 5). Er arbeitete mit Stoßstangen-Steuerung. Absolut mangelhaft konstruiert war die Einlaßseite mit der im Ansaugkanal liegenden Ventillfeder, durch deren Windungen das Gas strömen mußte, während auf der Auslaßseite die Ventillfeder außerhalb des Kanals untergebracht war. Die Zündkerze befand sich aber schon im Brennraumzentrum. Bemerkenswert die lange, vorzüglich gekühlte Auslaßventilführung.

1908 tauchten die Clement-Bayard-Rennwagenmotoren (Abb. 6) ebenfalls mit halbkugeligen Brennräumen und V-Ventilanordnung auf. Die Ventillfedern, auch die der Einlaßventile, waren schon außerhalb der Kanäle angeordnet, die Nockenwelle befand sich über der Zylindermitte, und die Ventilbetätigung erfolgte über doppelarmige Kipphebel. Bemerkenswert einerseits die vorzügliche Kühlung des Verbren-

Abb. 5: Pipe-Motor (1905) mit Halbkugelbrennraum und V-förmig angeordneten Ventilen

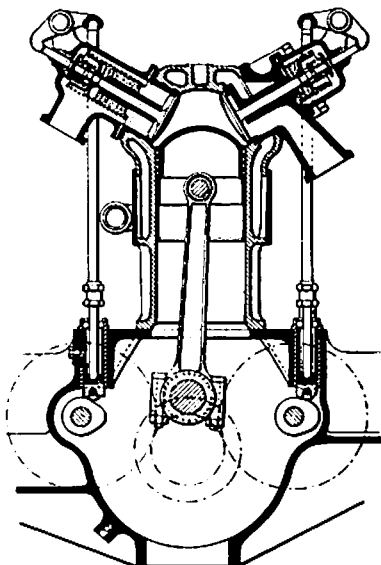


Abb. 6: Clement Bayard-Rennmotor (1908)

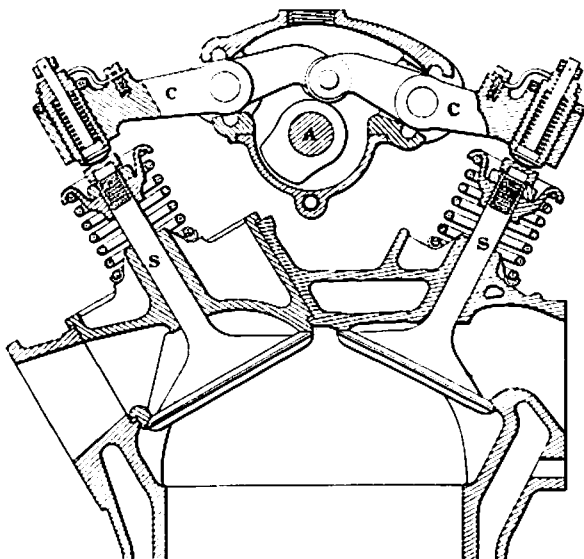
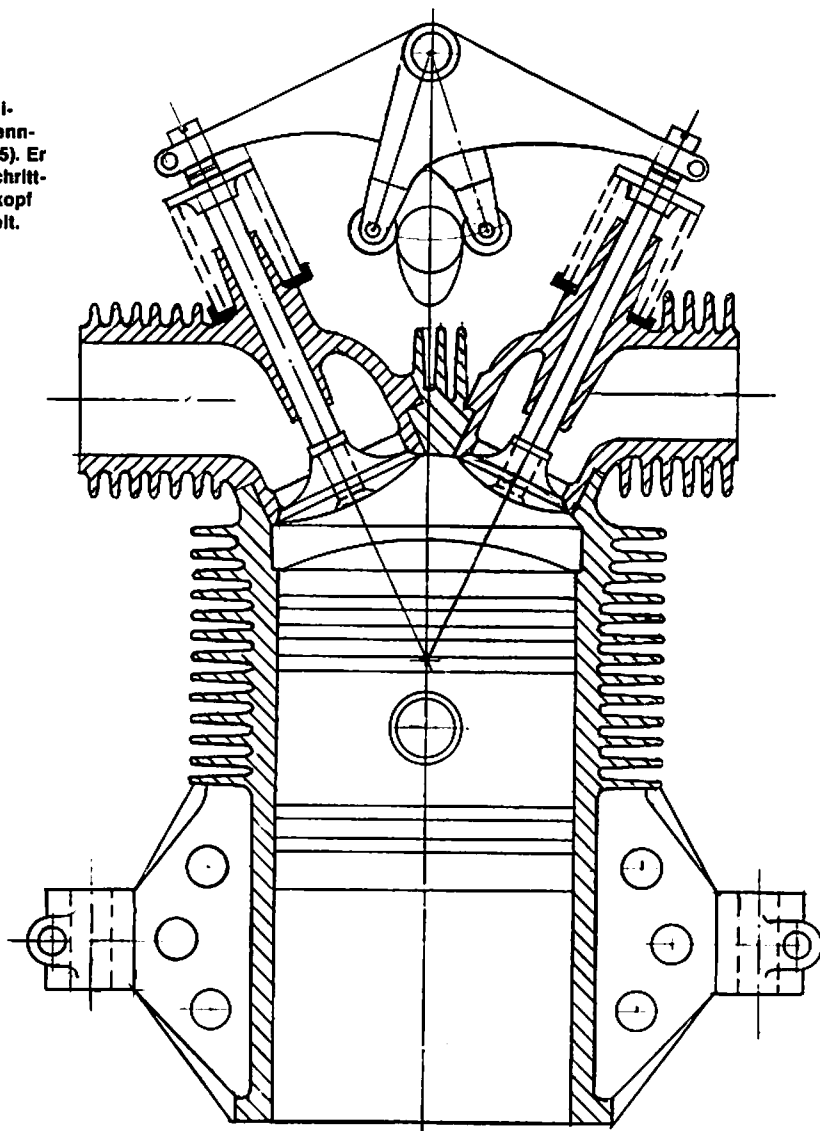


Abb. 7: Amerikanischer Premier-Rennwagenmotor (1905). Er besaß den fortschrittlichsten Zylinderkopf der damaligen Zeit.



nungsraums, andererseits die völlig falsche Nockenform.

Als bahnbrechend für die damalige Zeit muß der 1905 hergestellte Zylinderkopf des amerikanischen Premier-Rennmotors bezeichnet werden (Abb. 7). Er könnte heute konstruiert worden sein, so modern sieht er aus, wenn man die Form des Brennraums, die Gestaltung der Kanäle, die Ventile und ihre Führungen betrachtet. Auch die Ventilbetäti-

gung über Schwinghebel von der zentral angeordneten Nockenwelle aus entspricht ganz heutigen Konstruktions-tendenzen. Der Motor war luftgekühlt (Abb. 8); er hatte 178 mm Bohrung und 140 mm Hub. Das daraus resultierende Hub/Bohrungsverhältnis mit 0,79 war für jene Zeit ganz ungewöhnlich, denn die Motoren waren damals durchweg sehr langhubig. Erstaunlich auch die Verrippung dieses Motors. Der Antrieb

der Nockenwelle erfolgte über eine Königswelle.

Bei der Betrachtung dieses Motors muß man unwillkürlich darüber nachdenken, um wieviel eigentlich die Technik der Zylinderkopfkonstruktion in den letzten 70 Jahren weitergekommen ist. Daß sich dieser überragende Motor zu seiner Zeit nicht durchsetzen konnte, lag an einem Kardinalfehler: er besaß nämlich kein Kurbelgehäuse, die Kurbelwelle lief frei und ungeschützt, wie z.B. auch beim ersten Ford-Rennmotor von 1903. Damit war natürlich keine Betriebssicherheit zu erreichen. An den Zylindern waren unten einfach Rippen angegossen, die die Lagerböcke für die Hauptlager trugen und an denen wiederum der ganze Motor im Rahmen befestigt war. Man hat nie wieder etwas von diesem Motor gehört.

Der erste Vierventil-Zylinderkopf wurde durch ein Patent von Hotchkiss bekannt, das aus dem Jahr 1906 stammt. Es beinhaltete bereits einen Halbkugel-Zylinderkopf mit vier radial angeordneten Ventilen, Einlaßventile nebeneinander, ebenso die Auslaßventile.

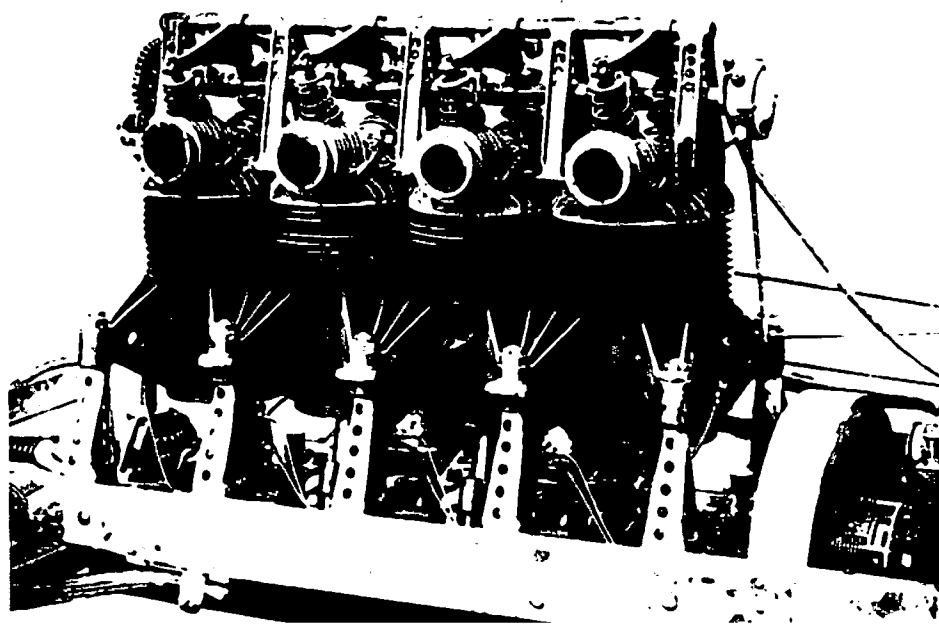
Abb. 9 zeigt den interessanten sechsventiligen Einzylinder-Borderaux-Mo-

tor, der 1909 die Targa Florio der Kleinwagenklasse gewann. Die Ventile waren rechtwinklig zur Zylinderachse auf einer Ebene angeordnet. Je drei nebeneinanderliegende Ventile waren Einlaß- bzw. Auslaßventile, die Ein- und Auslaßkanäle führten nach oben. Die Ventilbetätigung erfolgte mit Zugstangen von zwei untenliegenden Nockenwellen aus.

Der erste Motor mit vierventiligen Halbkugel-Zylinderköpfen und radial angeordneten Ventilen, der zu Rennerfolgen kam, war der Dreiliter-Alcyon-GP-Motor von 1912, den die Abbildungen 10, 11 und 12 zeigen. Die Ventile gleicher Funktion waren nebeneinander angeordnet und wurden durch eine Zugstangen-Steuerung betätigt. Die Ventilfedern waren an den Zugstangen angeordnet, da an den Ventilen selbst kein Platz war; diese mußten möglichst kurz sein, da sonst die Zylinderabstände zu groß geworden wären. Der Motor drehte 3200 Touren pro Minute (was für die damalige Zeit außergewöhnlich hoch war) und leistete dabei 90 PS.

1912 erschien Peugeot mit einer ganz neuartigen Motorenkonstruktion. Der Motor, ein Vierzylinder, hatte erstmals vierventilige Dachköpfe – genau wie die

Abb. 8: Der Premier-Motor hatte eine freiliegende Kurbelwelle und kein Kurbelgehäuse.



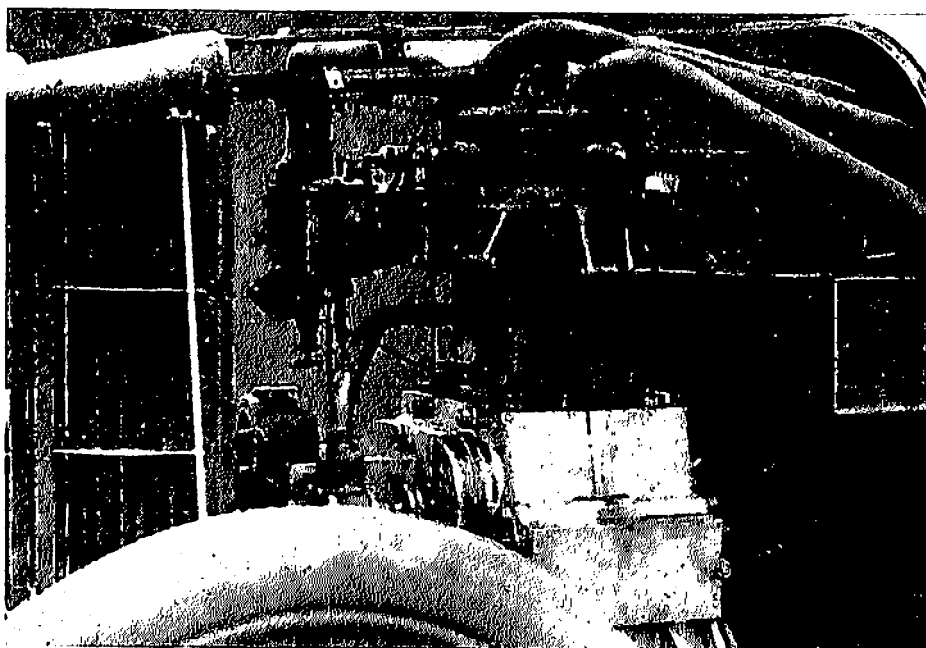
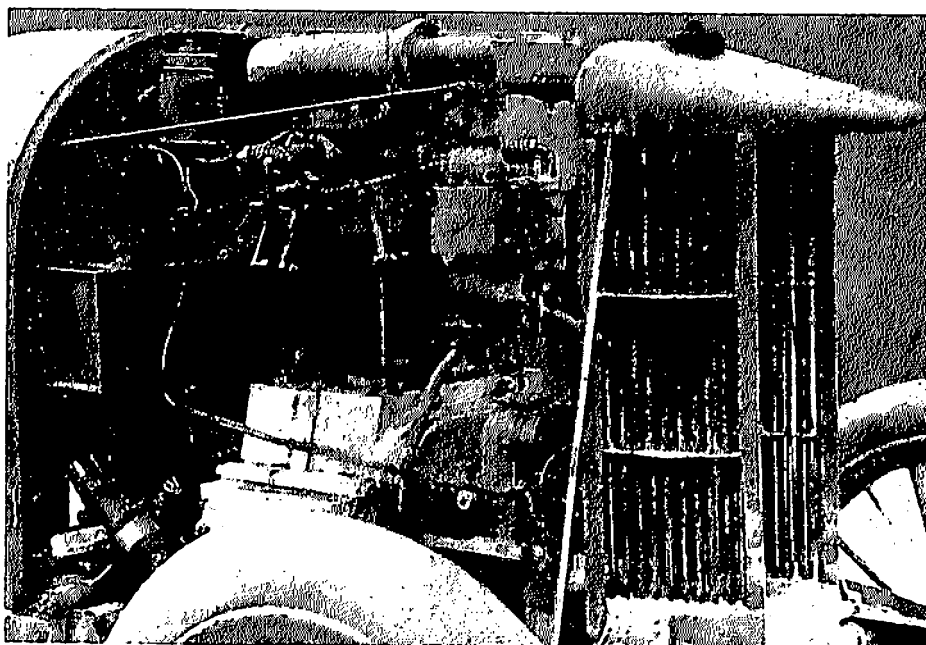
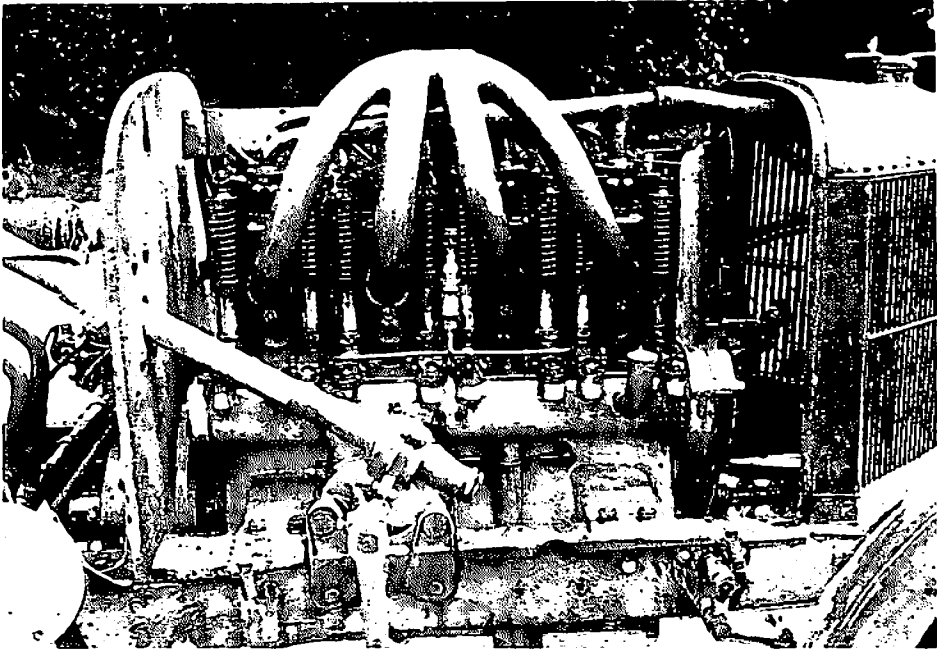
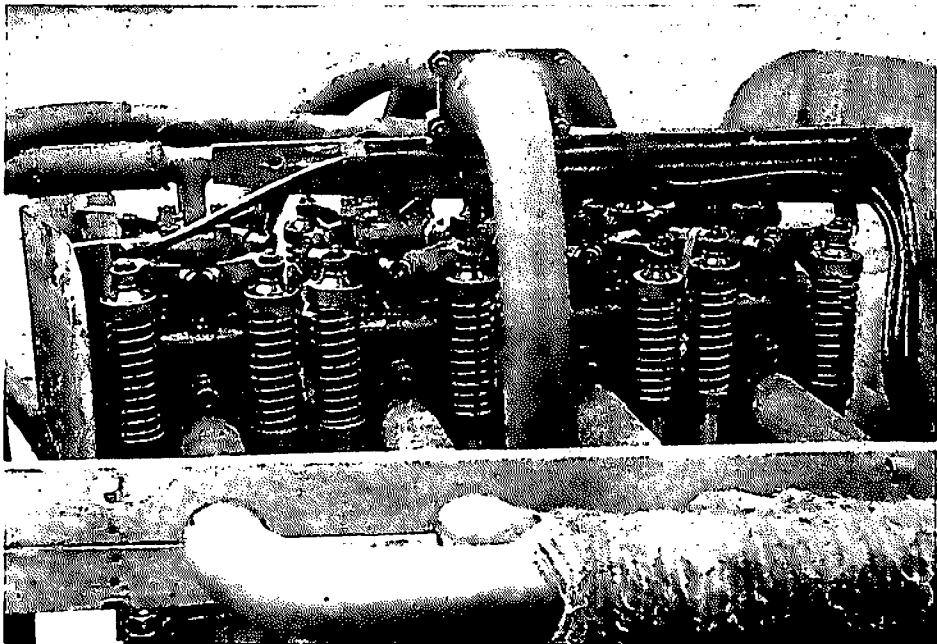


Abb. 9: Der französische Bordeaux-Rennmotor (1909) hatte einen hochinteressanten Sechsventil-Zylinderkopf mit Zugstangen-Steuerung.





Oben Abb. 10: Alcyon-Grand Prix-Rennmotor (1912). Unten Abb. 11: Der Alcyon-Motor hatte einzeln stehende Zylinder mit halbkugelförmigen Brennräumen in den Zylinderköpfen und vier radial angeordneten Ventilen (Ventile gleicher Funktion nebeneinander).



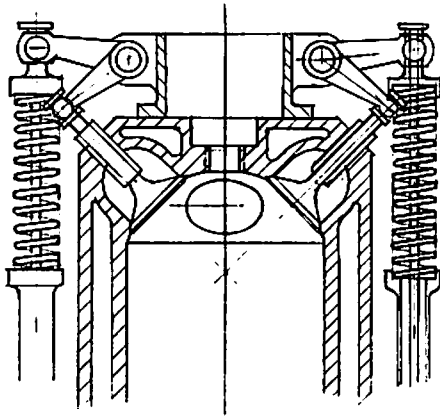


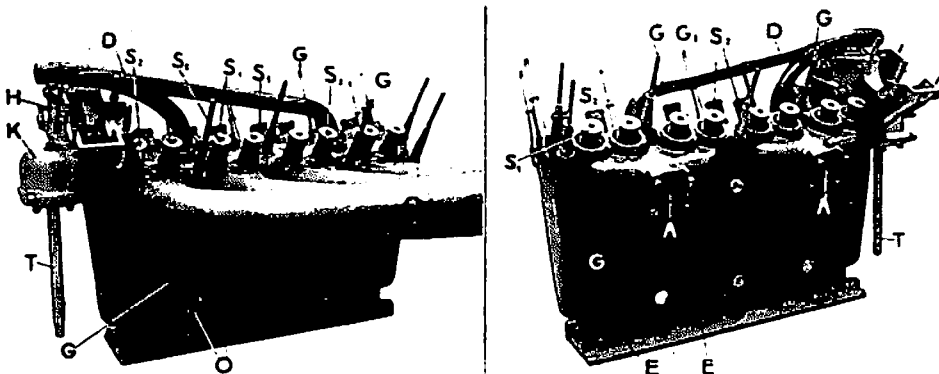
Abb. 12: Schnitt durch den Alcyon-Zylinderkopf. Die Steuerung erfolgte durch Zugstangen, auf denen die Ventillfedern angeordnet waren.

Köpfe, die heute üblich sind. Er besaß schon zwei obenliegende Nockenwellen, die über eine Königswelle angetrieben wurden. Der Konstrukteur war Ernest Henry, der 1919, als er bei der Firma Ballot war, auch den Tassenstößel erfand. Der Motor war der Konkurrenz weit überlegen und gewann 1912 und 1913 den Grand Prix. Er hatte drei Liter Hubraum bei 92 mm Bohrung und 169 mm Hub. Die Einlaßventile hatten 52, die Auslaßventile 46 mm Durchmesser. Abb. 13 zeigt den Zylinderblock, der mit dem Kopf ein Gußstück bildete. Auch den Grand Prix von 1914 hätte dieser Motor wohl gewonnen, wenn nicht der Wagen knapp vor Schluß des Rennens ausgefallen wäre. Mercedes gewann dieses Rennen mit einem neuartigen Motor, ebenfalls mit vierventiligen, dachförmigen Zylinderköpfen (Abb. 14).

Übrigens hatten beim 1914er Grand Prix schon fast alle Rennwagen Motoren mit Vierventil-Zylinderköpfen in Dachform. Der Mercedes-Motor hatte als Besonderheit einzelstehende, aus Stahlblech zusammengeschweißte Zylinder (die mit dem Vierventilkopf ein Stück bildeten), eine obenliegende Nockenwelle mit Schwinghebelbetätigung der Ventile und erstmals Leichtmetallkolben (die gesamte Konkurrenz fuhr noch mit Graugußkolben). Mercedes blieb bei der Konstruktion der zusammengeschweißten Vierventilköpfe bis zum Jahr 1940. Während des Krieges 1914–1918 besaßen viele größere Flugmotoren vierventilige Zylinderköpfe – teils in Dachform, teils mit Parallelventilen in flachem Brennraum. 1914 gab es auch einen Delage-Rennmotor mit Vierventilköpfen und quergestellten Ventilen in der Anordnung wie Abb. 3/C.

Nach dem ersten Weltkrieg fanden sich bei verschiedenen Motorradfabriken dachförmige Zylinderköpfe mit vier Ventilen, wie sie auch bei mehreren Wagenmotoren verwendet wurden. Alle diese Köpfe (bis auf die der Mercedes-Rennmotoren) waren in Grauguß gegossen und wiesen einen schwerwiegenden Mangel auf: die dünne Wand zwischen den Auslaßventilen und -kanälen, die von beiden Seiten angeheizt wurde und ihre Wärme nicht abgeben konnte. Nach kurzer Betriebszeit entstand dadurch ein Riß vom einen Ventil-

Abb. 13: Zylinderblock des Peugeot-Grand Prix-Rennmotors (1912–14) mit vierventiligen Dachköpfen; Konstrukteur Henry.



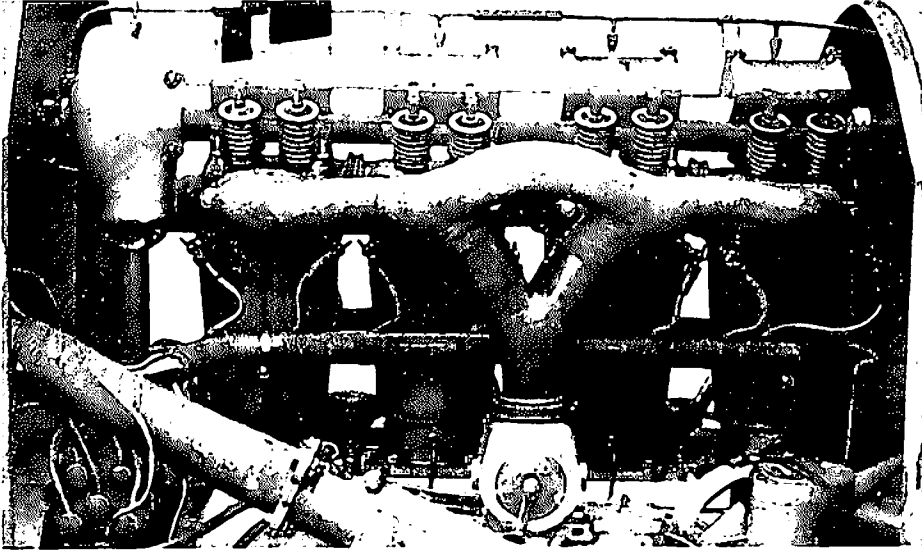
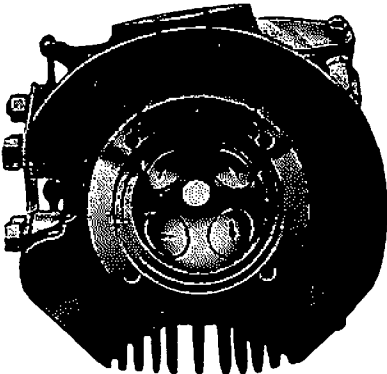


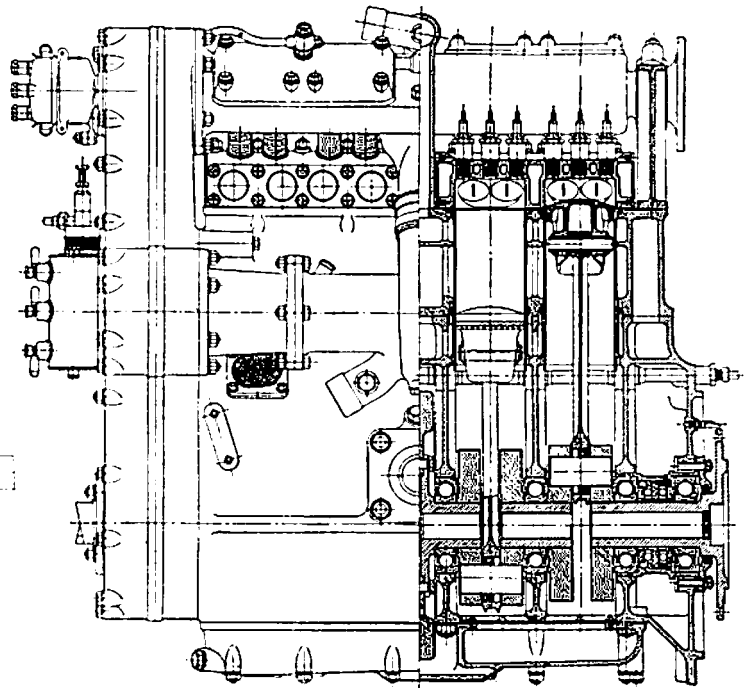
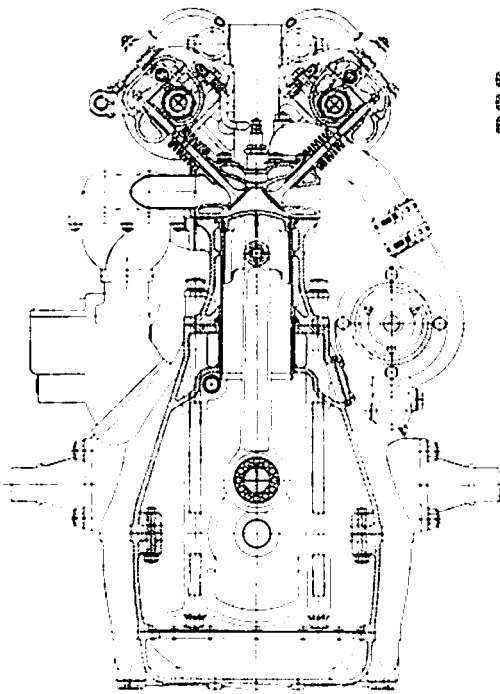
Abb. 14: Mercedes-Rennmotor, Grand-Prix-Sieger 1914, mit Vierventil-Dachköpfen und vier Zündkerzen pro Zylinder.

sitz zum anderen, und der Kopf wurde unbrauchbar. Speziell die luftgekühlten Köpfe von Motorradmotoren litten unter diesem Übelstand, und nach einigen Jahren verschwanden alle vierventiligen Dach-Zylinderköpfe bei Motorrädern. Nur die Rudge-Motoren, die einen halbkugeligen Zylinderkopf mit radial gestellten Ventilen aufwiesen, blieben von der Rißbildung verschont, weil die Wand zwischen den Auslaßventilen viel stärker war und die Wandstärke zudem keilförmig zunahm. Die 250-cm³- und 350-cm³-Motoren hatten Radialventile (Abb. 15), während der 500-cm³-Motor zunächst einen dachförmigen Zylinderkopf hatte und damit auch den Übelstand der dünnen Wand zwischen den Auslaßventilen aufwies. Später wurde auch dieser Kopf auf der Auslaßseite auf radial stehende Ventile abgeändert, womit die Schwierigkeiten beseitigt waren.

Abb. 15: Rudge-Halbkugel-Zylinderkopf mit vier radial angeordneten Ventilen.



Die Einlaßseite beließ man wie beim Dachkopf mit parallel angeordneten Ventilen, weil dadurch der Einlaßkanal eine günstigere Form hatte als bei Radialventilen. Mercedes bewältigte beim Dachkopf den Nachteil der Trennwand zwischen den Auslaßventilen dadurch, daß diese hohl ausgeführt und wassergekühlt wurde (was nur dank der Schweißkonstruktion möglich war). Leistungsmäßig konnten sich die Rudge-Motoren nicht gegen die Spitzenklasse der damaligen Zweiventilmotoren durchsetzen. Diese besaßen meist obenliegende Nockenwellen, während Rudge an der ungünstigeren Stoßstangen-Steuerung festhielt. Zur Betätigung der vier Ventile waren beim Radialkopf immerhin sechs doppelarmige Schwinghebel, zwei Kipphebel, zwei Stößel und zwei Stoßstangen erforderlich. Aber der Rudge-Motor war der einzige Vierventil-Motorradmotor, der sich noch bis 1940 halten konnte. Erstklassige, vierventilige Dachköpfe, die aus Bronze gegossen waren, besaß der Dreiliter-Vauxhall-Vierzylinder-Rennmotor aus dem Jahr 1922. Sicherheitshalber waren drei Zündkerzen angeordnet. Die Kurbelwelle lief auf



Links Abb. 16a: Vauxhall-Dreiliter-Rennwagenmotor mit vierventiligen Dachköpfen (1922); 131 PS bei 4500 U/min. Rechts Abb. 16b: Der Vauxhall-Motor hatte vorbildliche Kanäle, drei Zündkerzen pro Zylinderkopf und eine Wälzlager-Kurbelwelle, die aus Einzeltellen zusammengepreßt war.

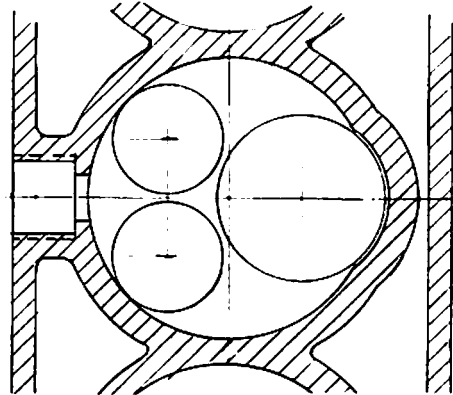
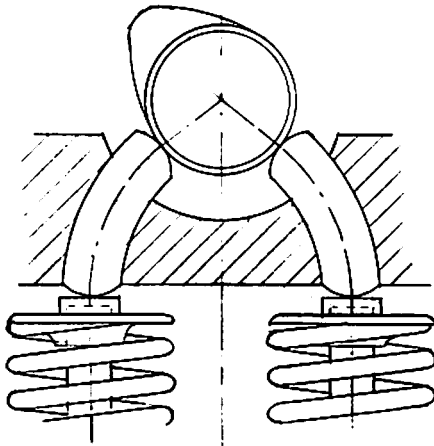
Kugellagern, die Pleuel auf Rollen (Abb. 16a und b).

Auch bei den Rennwagen verschwanden aber dann die Vierventil-Zylinderköpfe nach und nach wieder. Bugatti baute zuerst vierventilige Köpfe mit parallel stehenden bzw. hängenden Ventilen, die von einer sehr interessanten Steuerung (Abb. 17) betätigt wurden:

die Nockenstößel bestanden aus kreisbogenförmigen Stahlstücken mit rechteckigem Querschnitt, wie aus der Zeichnung ersichtlich. Ab 1925 ging Bugatti auf dreiventilige Köpfe über (Abb. 18), und ab 1931 baute man dort Motoren mit zweiventiligen Halbkugelköpfen und V-förmig angeordneten Ventilen.

Abb. 17: Bugatti-Vierventiler; Ventilsteuerung über gebogene Stößel.

Abb. 18: Ventilanordnung des dreiventiligen Bugatti-Motors (1925).



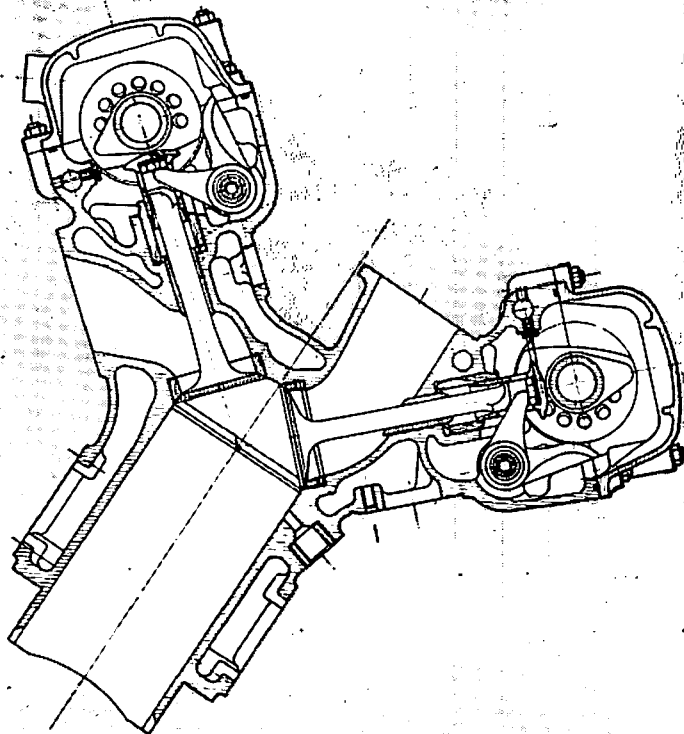


Abb. 19:
Mercedes-Zwei-
ventil-Zylinderkopf
des Achtzylinder-
Zweiliter-Renn-
motors aus dem
Jahr 1954 mit
zwangsläufiger
Ventilsteuerung.
Auffallend der
Ventilwinkel von
106°. Liter-
leistung 116 PS
bei 8500 U/min.

Ab 1925 hatten fast alle Rennmotoren der Welt zweiventilige Köpfe mit obenliegenden Nockenwellen, nur die Mercedes-Kompressorrennwagen und der amerikanische Offenhauser-Vierzylinder waren noch vierventilig. Am erstaunlichsten war es allerdings, daß Mercedes, als die Firma 1954 wieder in den internationalen Rennsport einstieg, den einwandfrei betriebssicheren Vierventil-Dachkopf verließ und sich ebenfalls dem zweiventiligen Halbkugelkopf (Abb. 19) zuwandte. Dieser beherrschte dann immerhin etwa drei Jahrzehnte lang eindeutig das Feld.

Der Verfasser hat sich schon in den 30er Jahren intensiv mit Rennmotor-Zylinderköpfen befaßt und sah die Fehler bei den Rudge- und bei anderen, ähnlichen Motoren. Es war unschwer zu erkennen, daß die doppelt aufgeheizte Wand beim Dachkopf dann zu vermeiden ist, wenn

die Auslaßventile gegenüberliegend angeordnet werden, so daß ein Auslaß- an ein Einlaßventil grenzt. Bei weiterem Durchdenken ergab sich dann ganz von selbst, daß der Brennraum eine kugelige Oberfläche haben müsse, weil so weit größere Ventilquerschnitte unterzubringen sind. Ein nach diesem Prinzip gebauter (und auch patentierter) Zylinderkopf brachte eine erstaunliche Leistungssteigerung; aber es war infolge der dabei erreichten hohen Drehzahl nicht möglich, mit einem solcherart umgebauten Rudge-Motor auch nur eine kurze Lebensdauer zu erzielen. Dazu hätte es der Mithilfe einer Motorenfabrik bedurft; aber sämtliche Firmen, denen damals die Konstruktion angeboten wurde, lehnten sie mit der Begründung ab, daß der Vierventilkopf doch eine längst überlebte Sache sei, der niemals die Leistung eines modernen Zwei-

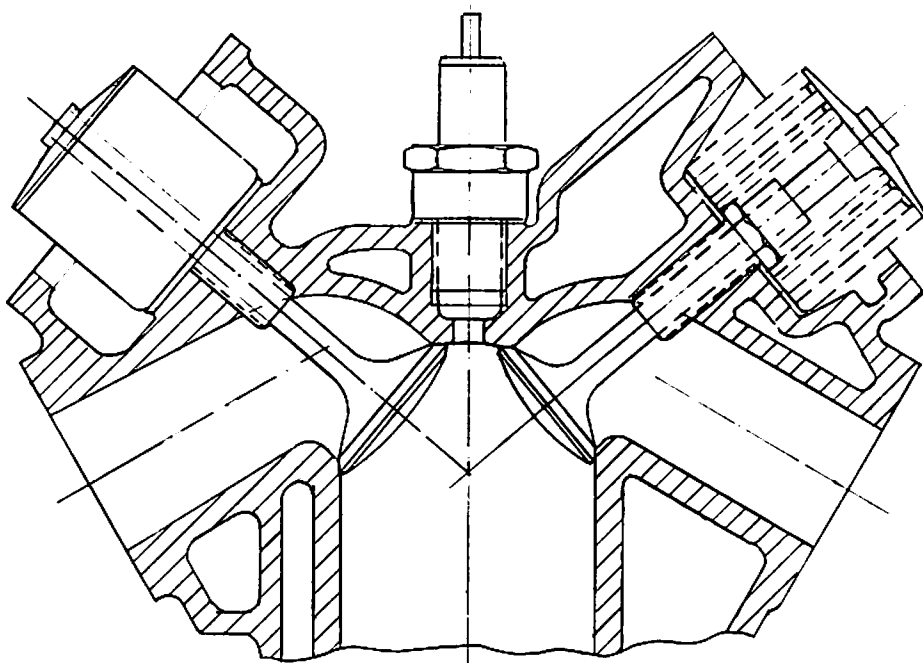


Abb. 20: Delage-Zylinderkopf. Schnellster Anderthalbliter-Rennmotor 1927.

ventilern erreichen könne, was ja durch den Rudge-Kopf bewiesen sei...

Der damals leistungsstärkste Rennwagenmotor war zweifellos der 1927 herausgebrachte Achtzylinder-Delage mit 1,5 ltr, dessen Zylinderkopf die Abb. 20 zeigt. Er leistete mit Kompressor 170 PS bei 8000 U/min. Alle Rennwagenmotoren der damaligen Zeit hatten etwa gleichartige Zweiventil-Zylinderköpfe wie dieser Delage. Kopf und Zylinder bestanden aus einem Stück und waren aus Grauguß gegossen. Der Ventilwinkel betrug 100°. Zum Ausbauen der Ventile mußten die Führungen herausgeschraubt werden. Die zentral angeordnete Zündkerze war zurückgesetzt, ihre Verbindung mit dem Brennraum wurde nur durch eine kleine Bohrung bzw. einen Schlitz zwischen den Ventilen hergestellt.

Auf eine günstige Form der Ein- und Auslaßkanäle wurde damals bei Wagenmotoren wenig Wert gelegt. Die Kanäle waren um ungefähr 90 Grad abgewin-

kelt, um möglichst kurze Ventile zu bekommen. Einen mustergültig ausgeführten Zylinderkopf besaß dagegen schon 1923 der 1,5-ltr-Rennmotor der kleinen italienischen Firma Chiribiri, ein Saugmotor, der in Abb. 21 gezeigt ist. Zylinder und Kopf bestanden aus einem Stück; der ganze Vierzylinderblock war ähnlich der Mercedes-Methode aus Rohr- und Blecheinzelteilen zusammengeschweißt. Aufbau und Anordnung der Schweißstellen gehen klar aus der Zeichnung hervor. Infolge des 90°-Ventilwinkels mußten auch hier die Ventildführungen herausschraubbar sein, weil sich sonst die Ventile nicht hätten ausbauen lassen. Bemerkenswert die im Vergleich zu anderen Zylinderköpfen der damaligen Zeit günstige Kanalführung. Lediglich die Motorradmotoren jener Tage hatten bei V-förmig angeordneten Ventilen durchweg horizontale Kanalführungen, ab 1925 sogar zum Teil schon aufwärts gerichtete Einlaßkanäle.

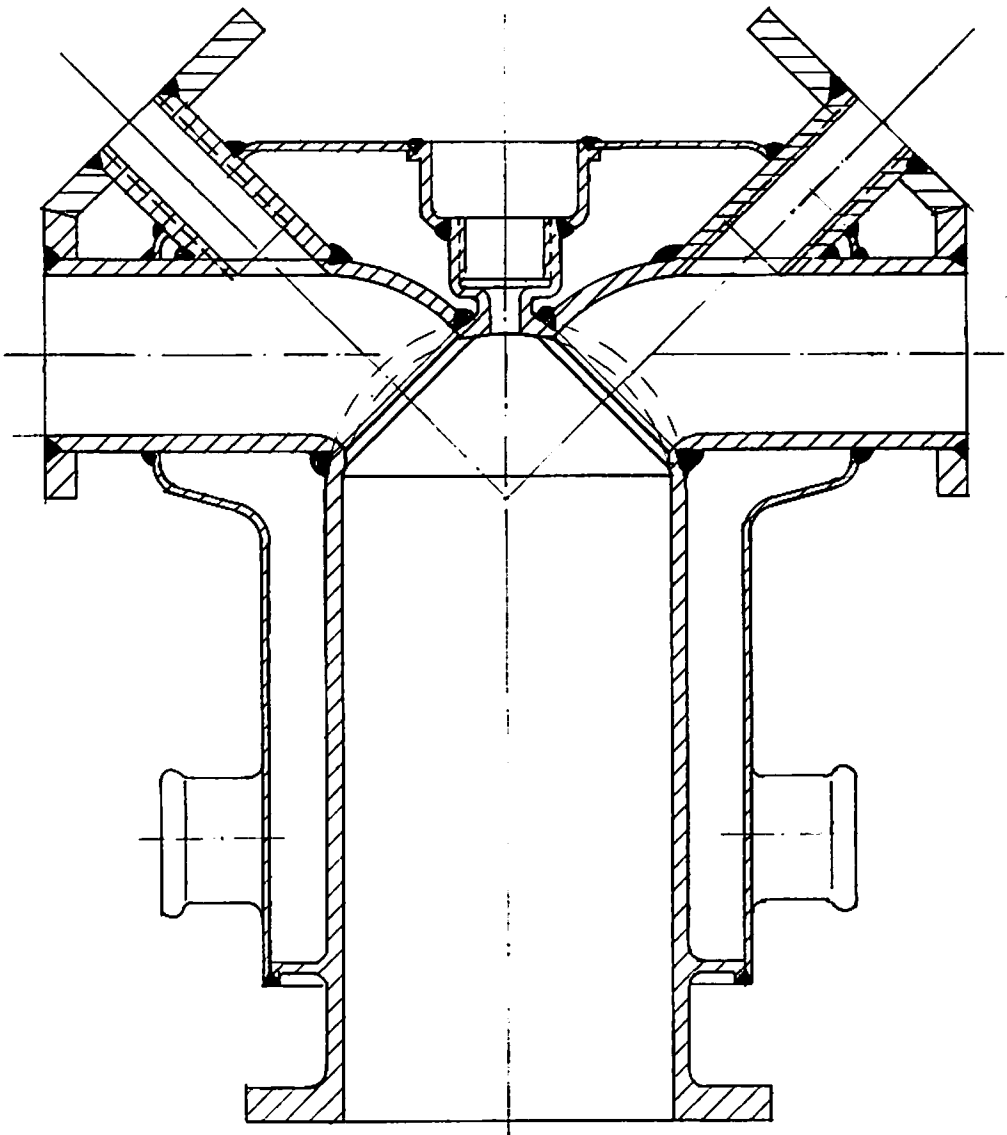
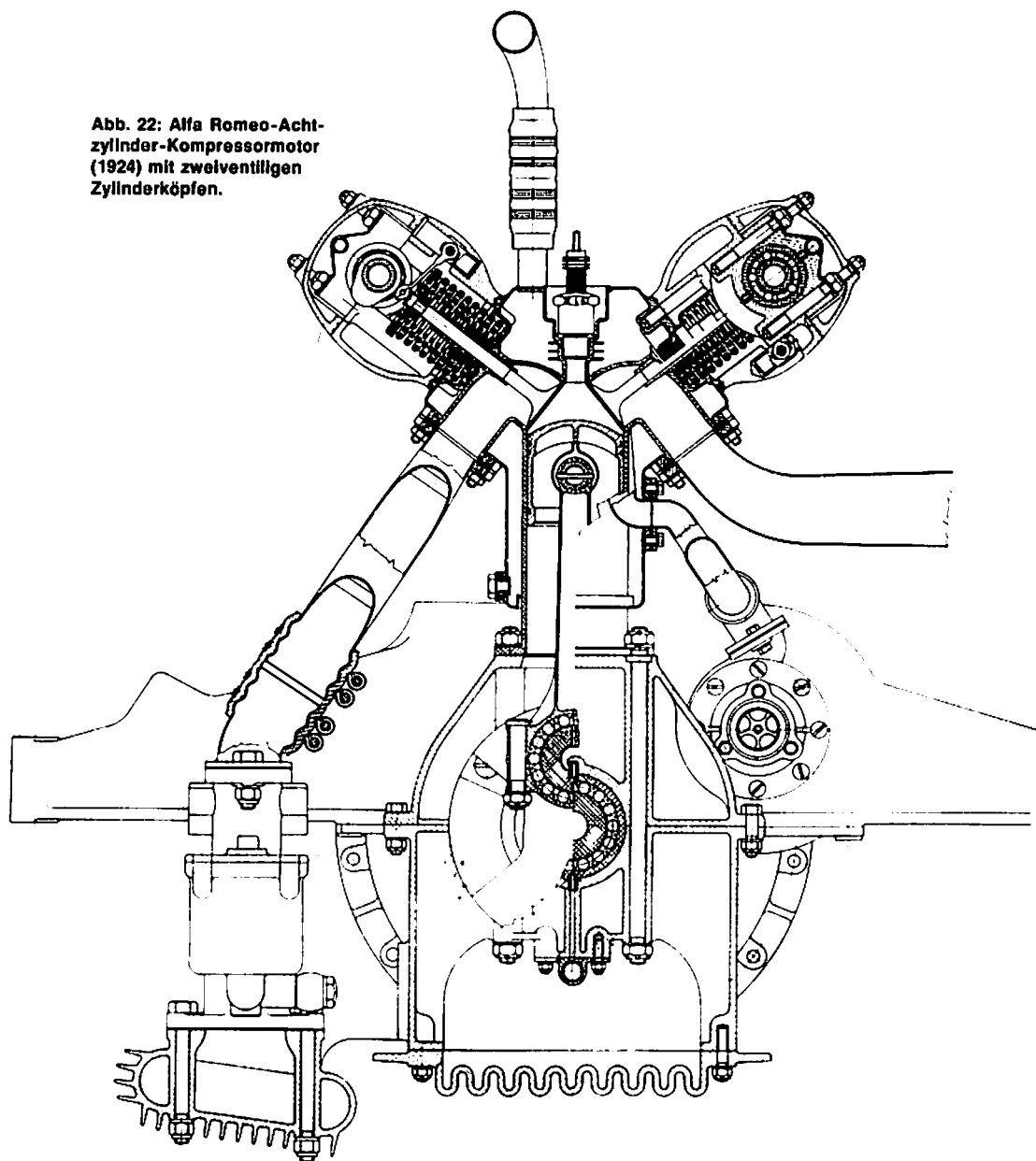


Abb. 21: Chiribiri-Zylinderblock (1923); Schweißkonstruktion. Man beachte die für die damalige Zeit fortschrittliche Konstruktion.

1962 kam dann plötzlich der große Umschwung: die Honda-Leute holten den totgesagten vierventiligen Henry-Dachkopf wieder aus der Versenkung, rüsteten ihre Motorradmotoren damit aus und gewannen alle Rennen überlegen. Die Brennräume waren als Stahlschalen

gefertigt und in den Zylinderkopf eingegossen. Damit war das Problem der rißgefährdeten Zwischenwände zwischen den Auslaßventilen gelöst. Die Ventilbetätigung erfolgte durch zwei obenliegende Nockenwellen über Tassenstößel nach der Erfindung von Henry.

**Abb. 22: Alfa Romeo-Acht-
zylinder-Kompressormotor
(1924) mit zweiventiligen
Zylinderköpfen.**



Nach den Erfolgen der Honda-Rennmotoren stellte die gesamte noch am Straßenrennsport interessierte Industrie ihre Zweiventilmotoren auf vierventilige Köpfe um, und heute repräsentiert diese Zylinderkopf-Bauart den Stand der

Technik im Rennmotorenbau, auch bei Motorradmotoren.

Ernest Henry freilich erlebte den neuerlichen Durchbruch seiner Konstruktion nicht mehr; er starb, arm und vergessen,

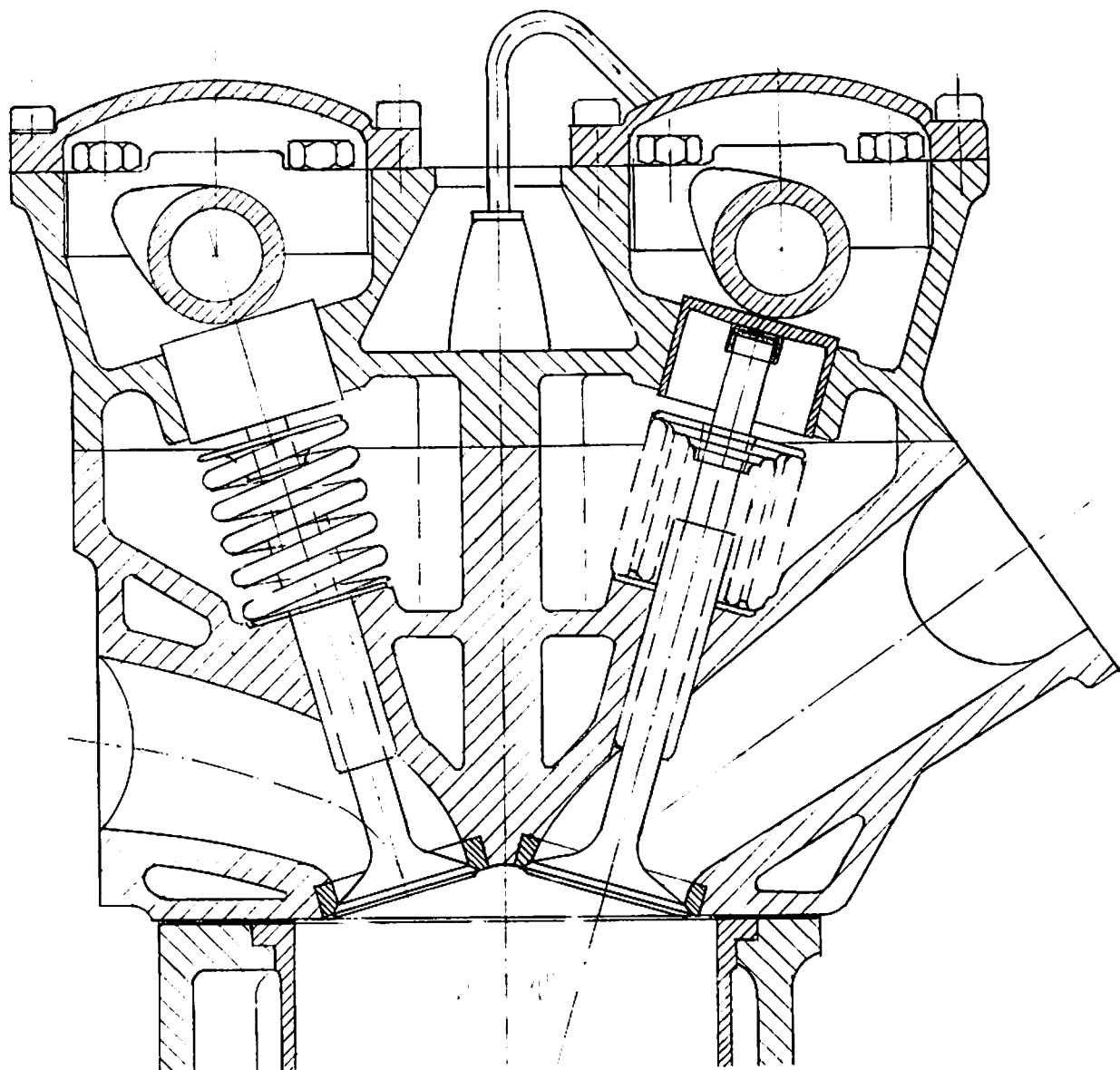


Abb. 23: Zylinderkopf des heutigen vierventiligen Cosworth-Rennmotors Formel I.

noch vorher in einem Pariser Altersheim.

Abschließend noch eine Gegenüberstellung zweier Grand Prix-Motoren. Abb. 22 zeigt den Alfa Romeo-Achtzylinder-Rennmotor mit Kompressor aus

dem Jahr 1924 (mit zweiventiligen Zylinderköpfen). Bemerkenswert die anormal großen dreifachen Ventildfedern.

In Abb. 23 ist der vierventilige Zylinderkopf des heutigen Cosworth F1-Rennmotors dargestellt.

II. DIE GASWECHSELVORGÄNGE

Eine Verbrennungskraftmaschine saugt in der Zeiteinheit ein bestimmtes Gewicht brennbaren Gemischs an, das von der Temperatur, vom Gaswechselvorgang und der Drehzahl des Motors abhängig ist. Durch die Verbrennung des Gemischs wird eine vom Ladungsgewicht direkt abhängige Wärmemenge frei, von der ein durch den thermischen und mechanischen Wirkungsgrad bestimmter Anteil in nutzbare Arbeit umgesetzt wird.

Bei gegebenem Kraftstoff und gegebenem Hubvolumen ist die Motorleistung zunächst von dieser für jede einzelne Verbrennung zur Verfügung stehenden Gasmenge und vom Wirkungsgrad der Verbrennung abhängig.

Die Zylinderfüllung (volumetrischer Wirkungsgrad) ist abhängig von der Ergiebigkeit des Saughubs, unterstützt von der Saugwirkung des Auspuffs (wofür die Steuerzeiten maßgebend sind), und von der Temperatur der Ladung.

Der Saughub soll in möglichst vollkommener Weise vor sich gehen. Die Einströmung soll möglichst reibungslos stattfinden. Voraussetzung sind dafür zunächst genügend große, glatte und möglichst krümmungslose Einlaßleitungen (freier Durchgang) von richtiger Länge sowie genügend großer Ventilquerschnitt. In zweiter Linie wichtig sind die Steuerzeiten, also der Öffnungs- und Schließzeitpunkt der Ventile und die Ventilüberschneidung, d. i. das gleichzeitige Offenhalten von Ein- und Auslaßventil im OT. In früherer Zeit kannte man noch keine Ventilüber-

schneidung und versuchte, durch den Ansaugvorgang allein zu einer möglichst optimalen Zylinderfüllung zu kommen. 1926 schrieb Ricardo in seinem weltberühmten Buch „Schnelllaufende Verbrennungsmaschinen“: „Das Einlaßventil darf sich beim Hochleistungsmotor nicht schon im OT öffnen, sondern erst einige Zeit danach. Dadurch wird durch den abwärtsgehenden Kolben zunächst ein Unterdruck im Zylinder erzeugt, und beim Öffnen des Ventils stürzt die Ladung dann sofort mit hoher Geschwindigkeit in den Zylinder“ (also etwa die Vorstellung eines gespannten Gummibandes). Die Literleistung damaliger Saug-Hochleistungsmotoren betrug bis ungefähr 50 PS/Liter (bei Halbliter-Zylindern!). Der von Ricardo konstruierte Dreiliter-Vierzylinder-Vauxhall-Rennmotor (Abb. 16) mit Vierventil-Dachköpfen und drei Zündkerzen pro Zylinder, die sich von der heutigen Konstruktionstendenz kaum unterschieden, hatte 43 PS Literleistung. Der 1924 wohl leistungsstärkste Motorrad-Rennmotor war der 500 cm³-Einzylinder von Moto Guzzi, ebenfalls mit vierventiligem Dachkopf und über Königswelle betätigten Ventilen, der 27 PS abgab (Abb. 24).

Ventilüberschneidung

Man kann die Hochleistungsmotoren-Technik in zwei Epochen einteilen: Das Zeitalter ohne Ventilüberschneidung,

und die Zeit danach mit Ventilüberschneidung. Der Wendepunkt läßt sich zeitmäßig nicht genau feststellen, aber die Erfinder dürften wohl die rennfahrenden Konstrukteure Marchand und Le Vack gewesen sein, die plötzlich mit verblüffenden Leistungen ihrer Motoren aufkreuzten, deren Geheimnis sie aber so lange wie möglich für sich behielten.

Mit Hilfe der Ventilüberschneidung kann man einen Motor, bei dem die Voraussetzungen für eine Leistungssteigerung ansonsten vorhanden sind, auf eine 50% höhere Leistung bringen, als er mit normalen Steuerzeiten abgibt. Unter normalen Steuerzeiten versteht man die des Gebrauchsmotors, bei dem die Ventile im OT höchstens 1–2 mm geöffnet sind. Das ist beim Gebrauchsmotor notwendig, damit er im unteren Drehzahlbereich schon eine möglichst hohe Leistung aufweist. Der Gebrauchsmotor darf also nur eine ganz geringe Ventilüberschneidung haben. Je mehr man diese vergrößert, je früher man also das Einlaßventil öffnen und je später man das Auslaßventil schließen läßt und je höher die Ventile im OT geöffnet sind, desto höher wird die Leistung – allerdings verlagert sie sich in den Bereich höherer Drehzahl. Ein ausgesprochener Rennmotor, bei dem die Ventile im OT z. B. 5–7 mm geöffnet sind,

setzt erst bei ca. 5000 U/min ein; darunter läuft er nur unregelmäßig und spukend. Er muß also unbelastet auf die Drehzahl, bei der er Leistung abzugeben beginnt, hochgejagt werden und darf im Betrieb nicht unter diese Mindestdrehzahl kommen. Es gibt allerdings Mittel und Wege, diesen Nachteil bis zu einem gewissen Grad zu vermeiden, aber das gilt hauptsächlich für vierventilige Zylinderköpfe. Darauf wird noch näher eingegangen werden.

Gemischtemperatur

Ein weiterer wichtiger Umstand, der die Zylinderfüllung stark beeinflusst, ist die Temperatur der Ladung zum Zeitpunkt der Entflammung; sie soll möglichst niedrig sein. Wodurch wird nun die Temperatur der Ladung nachteilig erhöht? Immer dann, wenn die Ansaugleitung sehr heiß ist, z. B. durch eine naheliegende Auspuffleitung, oder wenn die Ansaugleitung durch einen heißen Teil des Zylinderkopfs führt – oder wenn aus anderen Gründen die Umgebung der Ansaugpartie heiß ist. Die Ladung kann aber auch im Brennraum selbst Wärme aufnehmen, und zwar von den heißen Ventiltellern. Das Einlaßventil kann 300 bis 500° und das

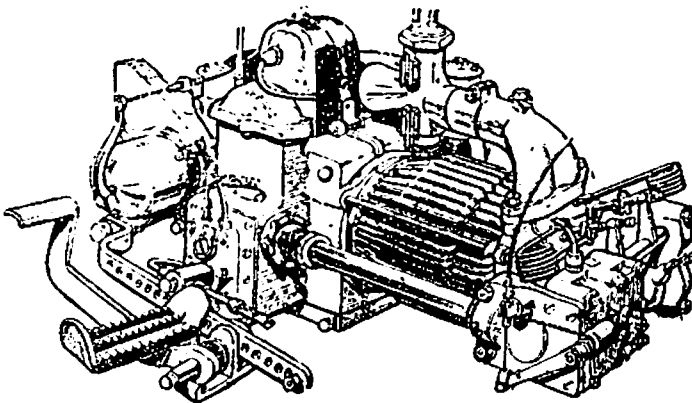


Abb. 24: Moto Guzzi-500 cm³-Motor, vier-ventilig mit Königs-welle, aus dem Jahr 1923

Auspuffventil sogar 600 bis 800° C erreichen. Es muß also angestrebt werden, die Ventilttemperaturen so niedrig wie möglich zu halten.

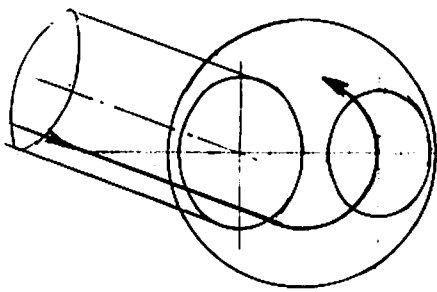
Eine beträchtliche Temperaturaufnahme der Frischgasladung erfolgt auch, wenn eine heiße Restgasmenge im Brennraum verbleibt, die sich mit dem Frischgas vermischt. Die Ventilüberschneidung ist das einzige Mittel, diese Restgasmenge auszuspülen und durch eine Frischgasmenge zu ersetzen. Ohne Ventilüberschneidung ist der Motor bestenfalls imstande, eine Zylinderfüllung entsprechend dem nominalen Hubvolumen zu erreichen, weil ja der Inhalt des Brennraums zunächst aus Altgas besteht. Mit der Ventilüberschneidung wird das Hubvolumen noch mindestens um den Inhalt des Brennraums vermehrt, und außerdem wird die Temperatur nicht durch die der Abgase erhöht. Bekanntlich dehnt sich Luft pro Grad C um 1/273 ihres Volumens aus. Bei 273 Grad verdoppelt sich also das Volumen, oder mit anderen Worten: es steht dann nur noch die halbe Zylinderfüllung und damit die halbe Leistung zur Verfügung. Der Wirkungsgrad der Verbrennung hängt zunächst von der Gestaltung des Brennraums ab, dessen Oberfläche möglichst klein und unzerklüftet sein soll. Je kleiner die Oberfläche, um so weniger Wärme geht verloren. Die günstigste Form wäre eine Halbkugel bei ebenem Kolbenboden. Diese Gestaltung ist aber wegen des notwendigen hohen Verdichtungsverhältnisses nur bei einem sehr langhubigen Motor zu erreichen. Beim Kurzhuber muß der Kolben einen hochgewölbten Boden erhalten, in dem Taschen für die Ventilteller ausgearbeitet sind, eine Form, die den Brennraum um so mehr zerklüftet, je kürzer der Hub ist.

Von einem möglichst ebenen Kolbenboden ausgehend, erscheint ein niedriger, halbkugelförmiger oder flach dachförmiger Brennraum daher günstiger. Die Zündkerze soll, damit eine rasche Verbrennung eingeleitet wird, im Scheitel des Brennraums sitzen, damit der Abstand der Zündstelle vom weitesten Punkt des Brennraums möglichst kurz ist. Wenn eine Mittelkerze nicht angebracht werden kann, müssen zwei Zündkerzen seitlich versetzt vorgesehen werden.

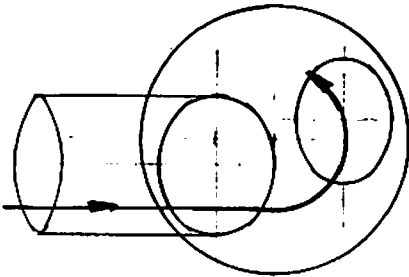
Turbulenz

Außerdem ist der Wirkungsgrad der Verbrennung von der Turbulenz, d.h. der Wirbelung der Ladung im Moment der Entzündung, und vom Verdichtungsverhältnis abhängig. Die Wirbelung ist notwendig, damit die Durchbrennung genügend rasch vor sich geht. Ist die Wirbelung ungenügend, dann brennt die Ladung schleichend, sie brennt eventuell noch während des Auspuffvorgangs und heizt die Auspuffleitung auf. Hellgelb glühende Auspuffrohre sind kein gutes Zeichen bei einem Hochleistungsmotor.

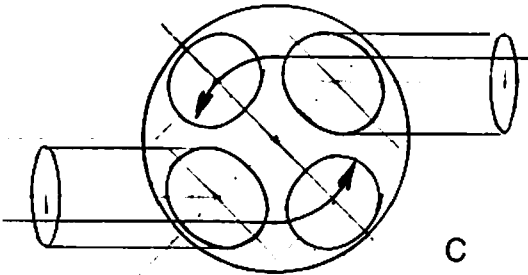
Wirkungsgrad der Verbrennung und Motorleistung sind am höchsten, wenn die Verdichtung so hoch getrieben wird, daß sie knapp vor der Klopfgrenze liegt. Diese hängt von der Klopfestigkeit des Zylinderkopfs und von der Zylinderfüllung ab. Je geringer der Füllungsgrad, desto höher kann verdichtet werden. Der Durchschnittswert für maximale Verdichtung liegt bei Hochleistungsmotoren etwa bei 10,5, volle Zylinderfüllung und einen günstigen Brennraum vorausgesetzt.



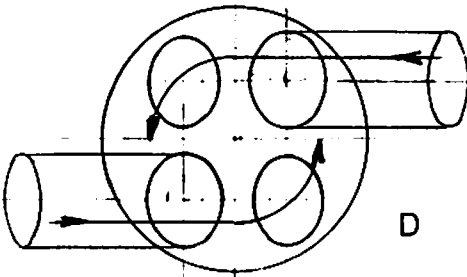
A



B

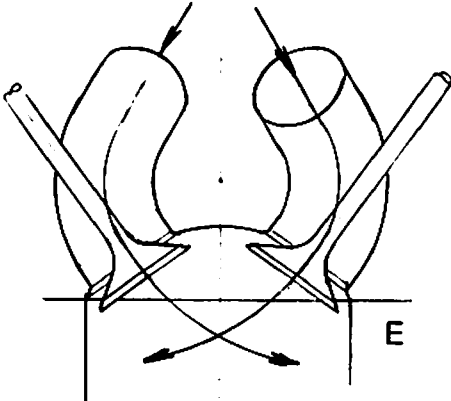


C



D

Abb. 25: Erzeugung einer Drallbewegung der einströmenden Gase



E

Die vier Takte

Beginnen wir mit der Verbrennung: Diese wird von der Zündkerze eingeleitet und soll möglichst schnell die gesamte Ladung erfassen. Die günstigste Stelle für die Zündkerze liegt in der Mitte der Oberfläche des Verbrennungsraums. Wichtig ist, daß zwischen Zündstelle und Kolbenboden ein Abstand von mindestens 5 bis 6 mm ist und daß die Ladung sich in möglichst starker Bewegung (Wirbelung) befindet. Diese Wirbelung entsteht beim Einströmen der Gassäule und kann durch eine Drallströmung verstärkt werden. Eine intensive Drehbewegung im Brennraum kann auch durch zwei tangential einander gegenüberliegend einmündende Gasströme erzeugt werden, was aber nur mit gegenüberliegenden Einlaßventilen erreichbar ist (Abb. 25 C, D, E). Ansonsten kann Wirbelung auch durch Quetschung der Ladung im oberen Tot-

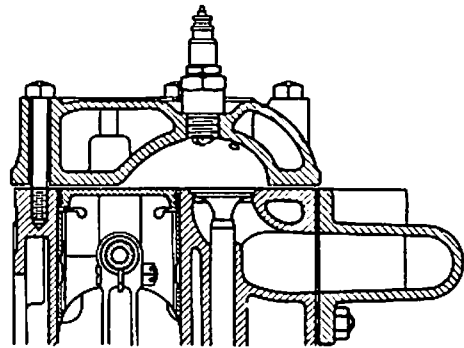


Abb. 26: Ricardo-Quetschkopf

punkt erzeugt werden. Jedoch sind dazu Flächen im Brennraum und am Kolbenboden notwendig, die nur bei zweiventiligen Köpfen in ausreichender Größe vorhanden sein können. Man erinnert sich, daß seinerzeit beim sei-

tengesteuerten Ricardo-Zylinderkopf die halbe Fläche des Kolbenbodens für die Quetschung herangezogen wurde (Abb. 26).

Die Geschwindigkeit, mit der die Ladung abbrennt, wird auch durch das Verdichtungsverhältnis erhöht, nur darf dieses nicht so hoch sein, daß eine klopfende Verbrennung stattfindet. Diese erfolgt dann explosionsartig viel zu rasch und übt während der Abwärtsbewegung des Kolbens keinen genügenden Druck mehr aus, so daß ein bedeutender Leistungsverlust entsteht.

Entsprechend weit vor dem unteren Totpunkt des Kolbens öffnet sich das Auslaßventil. Der Zeitpunkt hängt von der Drehzahl ab, er darf nicht zu früh liegen (damit nicht zuviel vom nutzbaren Kolbenweg verlorengeht), aber auch nicht zu spät (weil dann der Altgasinhalt des Zylinders bis zum unteren Totpunkt noch nicht genügend entspannt ist, wodurch das Hochgehen des Kolbens erschwert wird). Das Öffnen des Ventils muß möglichst schnell erfolgen, da langsames Öffnen hohe Ventiltemperatur verursacht (ist der Spalt sehr klein, dann pfeifen die heißen Gase mit hoher Geschwindigkeit durch und heizen das Ventil schweißflammenartig auf).

Sehr vorteilhaft sind doppelte Ventile mit kleiner Teller-Oberfläche, die schneller gegen den hohen Gasdruck geöffnet werden können und die Ventilsteuerung weniger belasten. Je nach der Elastizität der Ventilsteuerung (die einen Verzug des Öffnungszeitpunkts bewirkt) wird bei einer Drehzahl von 7000 bis 9000/min. der theoretische Beginn der Öffnungszeit mit ca. 80–100 Grad vor UT bemessen. In Wirklichkeit öffnet das Ventil 10 bis 20 Grad später, weil die Steuerung elastisch nachgibt. Ausgenommen dann, wenn die Steue-

rung über Tassenstößel erfolgt, weil sie dann genügend steif ist.

Beim Aufwärtsgang des Kolbens wird der Zylinder vollkommen entleert, und schon vor OT entsteht ein starker Sog im Auspuff, der, da das Einlaßventil schon weit vor OT öffnet, für die Einstromung der Ladung ausgenützt wird. Da beide Ventile im OT ungefähr auf ihren halben Hub und darüber geöffnet sind, besteht also ein freier Durchgang vom Einlaß zum Auslaßkanal, und die Auspuffgassäule reißt zunächst die im Brennraum befindliche restliche Altgasmenge und nachfolgend eine gewisse Menge Frischgas aus dem Ansaugrohr mit sich. Schließt nun etwa 60–80° nach OT das Auspuffventil, dann stürzt die beschleunigte Frischgassäule in den Zylinderraum. Außerdem ist es noch möglich, daß die in das Auspuffrohr gelangte Frischgasmenge durch Schwingungsvorgänge wieder in den Zylinder zurückstoßen wird. Bei Zweitakt-Rennmotoren wird eine beträchtliche Überladung dadurch erreicht, daß während des Spülvorgangs eine gewisse Frischgasmenge zunächst in die besonders gestaltete Auspuffanlage gelangt und dann durch eine Druckwelle wieder in den Zylinder zurückgeführt wird. Auch beim Viertaktmotor läßt sich eine solche Überladung durch die bei Überschneidung auf Hochgeschwindigkeit gebrachte Frischgassäule erzielen. Es kommt dabei außer der Ventilerhebung auf die Länge und den Inhalt der Ansaugleitung und die Ausführung der Auspuffanlage sowie auf die Drehzahl an. Die Saugwirkung des Kolbens beginnt erst mit zunehmender Kolbengeschwindigkeit und erreicht im UT ihren Höchstwert. Der Einstromvorgang hält beim Aufwärtsgang des Kolbens noch so lange an, bis dieser die Gassäule zum

Stillstand gebracht hat. Erst in diesem Moment darf das Einlaßventil schließen. Schließt es zu früh, dann ist die Einströmung noch nicht beendet, und eine optimale Zylinderfüllung wird nicht erreicht. Schließt es zu spät, dann schiebt der Kolben einen Teil der Ladung wieder in den Einlaßkanal zurück, wodurch ebenfalls Zylinderfüllung verlorengeht. Die günstigste Schließzeit des Einlaßventils richtet sich nach der Drehzahl und kann zwischen 70 und 100° Kurbelwinkel und darüber variieren. Die für einen Hochleistungsmotor bestgeeigneten Steuerzeiten kann man nur am Prüfstand durch Versuche mit verschiedenen Nocken und gleichzeitige Erprobung verschiedener Ansaug- und Auspuffanlagen ermitteln.

Wenn ein Motor bei hoher Drehzahl aus dem Ansaugtrichter nebelt, obwohl er eine hohe Leistung abgibt, dann ist dies nicht darauf zurückzuführen, daß das Einlaßventil zu spät schließt, sondern es handelt sich um einen Schwingungsvorgang in der Ansaugleitung. Nachdem das Einlaßventil geschlossen hat, prallt die im Ansaugrohr strömende Gassäule mit hoher Geschwindigkeit gegen das geschlossene Ventil, federt zurück und wird im nächsten Moment wieder angesaugt. Bei hoher Drehzahl schwingt die Gassäule zwischen zwei Ansaugtakten sogar mehrmals hin und her, was man sehr genau beobachten kann, wenn man mit dem Stroboskop in den Ansaugtrichter hineinleuchtet. Dabei ist zu erkennen, daß der aus der Düse austretende Kraftstoffstrahl mehrmals seine Richtung wechselt und gegen die Strömungsrichtung Gemisch nach außen treten läßt. Das Nebeln ist also eine selbstverständliche Begleiterscheinung beim Lauf eines Hochleistungsmotors.

Wichtige Formeln

Der mittlere Arbeitsdruck – Mittel­druck – (p_{me}) ist für die Beurteilung der Leistung eines Motors neben dem Drehmoment (M_d) der wichtigste Wert. Höhere Arbeitsdrücke bei zunehmender Drehzahl zu erreichen ist Ziel und Voraussetzung jeder Leistungssteigerung. Der höchste Verbrennungsdruck (p) steigt mit dem Verdichtungsverhältnis ε nahezu linear an nach der Formel:

$$p = 7 \times \varepsilon - 2$$

z.B. $\varepsilon = 8 = 7 \times 8 = 56 - 2 = 54 \text{ kp/cm}^2$
oder $\varepsilon = 11 = 7 \times 11 = 77 - 2 = 75 \text{ kp/cm}^2$

Die Formel für den Mitteldruck p_{me} lautet:

$$p_{me} = \frac{900 \times N}{V_h \times n} \text{ (kp/cm}^2\text{)}$$

Die Formel für das Drehmoment M_d lautet:

$$M_d = \frac{716,2 \times N}{n} \text{ (m/kp)}$$

Die Formel für die mittlere Kolbengeschwindigkeit (C_m) lautet:

$$C_m = \frac{n \times S}{30000} \text{ (m/s)}$$

N = Nutzleistung in PS

V_h = Hubvolumen

n = Drehzahl pro min.

S = Kolbenhub

Der Ansaugvorgang ist zur Erreichung eines hohen Ladegewichts von grundlegender Bedeutung. Die Strömung soll möglichst frei und widerstandslos erfolgen, und zwar unterscheidet man die Strömung vor und die nach dem Ventilteller. Maßgebend ist zunächst die Gasgeschwindigkeit. Bei zu hoher Gasgeschwindigkeit tritt Drosselung ein, bei zu niedriger wird die Gemischbildung beeinträchtigt. Die Formel für die mittlere Gasgeschwindigkeit W im Ventilquerschnitt in m/sek lautet:

$$W = \frac{C_m \times F}{f} \text{ (m/s)}$$

W = mittlere Gasgeschwindigkeit

C_m = mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/s

F = die Fläche des Kolbens in mm^2

f = der freie Ventilquerschnitt in mm^2

Der Ventilquerschnitt bei geöffnetem Ventil (f) in mm^2 wird berechnet nach:

$$f = 3,14 \times d_i \times h \times 0,707$$

0,707 gilt für Ventile mit 45° Sitzwinkel.

d_i = Innendurchmesser des Ventilsitzes in mm.

h = Ventilhub.

Der Ventilhub soll 25–28% des Tellerdurchmessers betragen.

Beispiel:

Für ein Ventil mit 48 mm $\varnothing$ und 12 mm Hub beträgt der freie Querschnitt des Ringspalts (44 mm Innendurchmesser):
 $3,14 \times 44 \times 12 \times 0,707 = 1170 \text{ mm}^2$
 (Abb. 27).

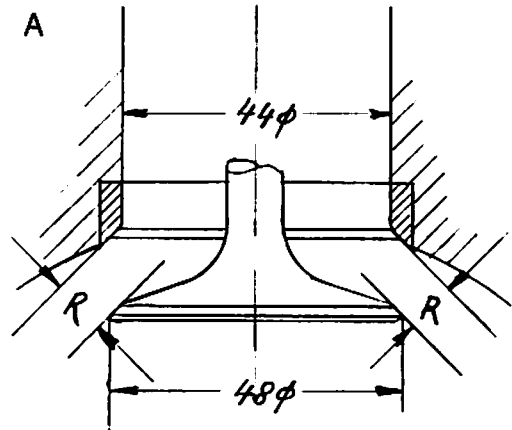
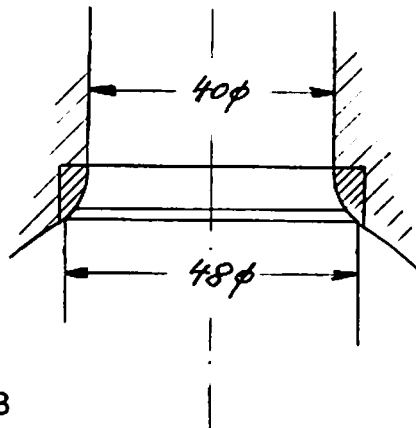


Abb. 27: Ringspaltquerschnitte am Ventil



In Fig. A beträgt der Innendurchmesser des Sitzrings 44 mm, das ergibt abzüglich des 9-mm-Ventilschaft-Durchmessers einen Querschnitt von 1438 mm^2 .

In Fig. B ist der Sitzring infolge der Abrundung innen auf 40 mm $\varnothing$ verjüngt, der Querschnitt beträgt 1178 mm², also annähernd gleich viel wie der Ventilquerschnitt R von 1170 mm².

Strömung in den Kanälen

Es erhebt sich nun die Frage, was günstiger ist: ein großer oder ein kleiner Querschnitt an dieser Stelle.

Strömungsmäßig ist es günstig, wenn der Übergang vom Ansaugkanal in den 45°-Ventilsitz mit einer Abrundung erfolgt, was aber eine Verringerung des Querschnitts bedeutet. Handelt es sich um einen kurzhubigen Vierventiler, der an sich große Ventilquerschnitte besitzt, dann ist es richtig, den Querschnitt des Ansaugrohrs am Sitzring nicht größer, sondern eher kleiner als den Ventilquerschnitt zu bemessen. Handelt es sich aber um einen Zweiventiler, dann wird die Leistung höher sein, wenn der Querschnitt an dieser Stelle so groß gemacht wird, wie es das Ventil erlaubt. Das Ansaugrohr, dessen Länge sehr wichtig ist, soll vom Ventil weg zum Vergaser bzw. Ansaugtrichter auf keinen Fall kleiner, sondern eher etwas größer werden, wenigstens aber im Innendurchmesser gleich bleiben.

Die Luft muß ja beim Ansaugvorgang vom Stillstand auf eine Geschwindigkeit von 80 bis 100 m/s beschleunigt werden. Dazu gehört zunächst einmal ein Ansaugtrichter in geeigneter Formgebung (Abb. 28). Ein Rohrende wie obere Figur ist ungeeignet, da beim Ansaugen die Luft auch seitlich zuströmt und den Eintrittsquerschnitt verengt. Bei Vergasern ist, sofern es sich nicht um Schiebervergaser mit freiem Durchgang

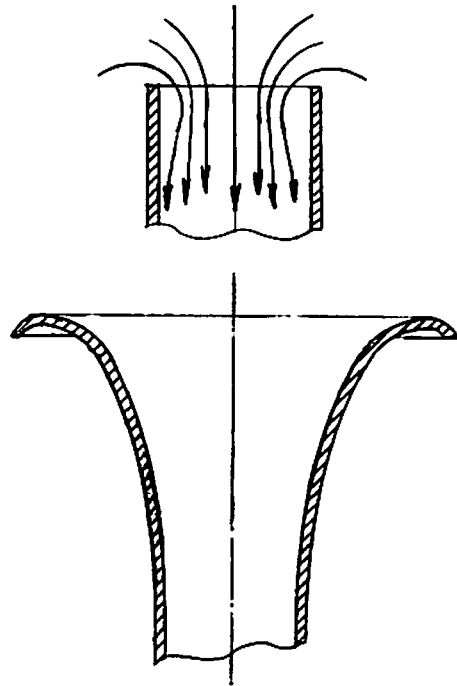


Abb. 28: Saugrohreingang

handelt, durch die Drosselklappe und den Lufttrichter mit einem gewissen Widerstand zu rechnen. Die beste Lösung zur Erreichung der höchsten Leistung ist eine Saugrohr-Einspritzung mit Flachschieber. Bei voll geöffnetem Schieber ist dann ein freier und strömungsgünstiger Durchgang gewährleistet.

Mit großem Saugrohrquerschnitt ist Höchstleistung zu erzielen, aber wenn auch bei niederen Drehzahlen ein hohes Drehmoment gefordert wird, muß der Saugquerschnitt wesentlich kleiner sein, damit die Gasgeschwindigkeit nicht zu gering wird.

Beide Forderungen zusammen sind jedoch normalerweise nicht ohne weiteres zu erfüllen. Bei Vierventilern dagegen kann man durch Anordnung von zwei getrennten Ansaugleitungen (jede mit einem eigenen Vergaser, die nacheinander geöffnet werden) diese Aufgaben einwandfrei erfüllen, d. h., daß

bei jeder Drehzahl die richtige Gasgeschwindigkeit und Leistung da ist. Allerdings ist im modernen Rennmotorenbau von dieser Möglichkeit kaum jemals Gebrauch gemacht worden, weil bei Mehrzylindermotoren eine Betätigung von zwei unabhängigen Drosseln pro Zylinder reichlich kompliziert wird. Außerdem ist man vielfach (fälschlicherweise) der Ansicht, daß im Rennen nur höchste Drehzahlen wichtig sind.

Mit einer Saugrohreinspritzung wird trotz großem Saugrohrquerschnitt im übrigen ohnehin eine erhebliche Leistung schon im mittleren Drehzahlbereich erreicht, wie sie bei Vergaserbetrieb kaum möglich ist.

Abb. 29 zeigt die Leistungskurve eines 500-cm³-Einzylindermotors, der mit zwei Vergasern von 38 mm Ø bestückt ist, die nacheinander öffnen. Mit einem Vergaser beträgt die Leistung von 15 PS bei 2700 U/min bis 33 PS bei 5000 U/min, nach der zusätzlichen Öffnung des zweiten Vergasers bis zu 69 PS

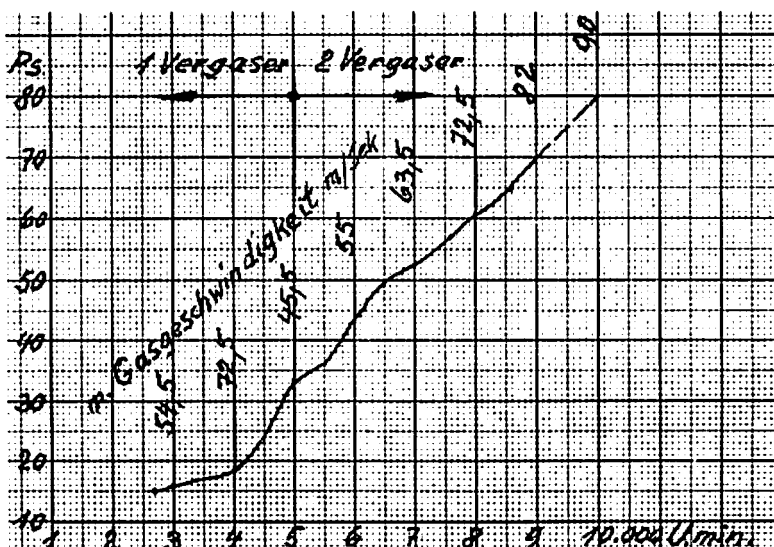
bei 9000 U/min. Werden beide Vergaser gleichzeitig geöffnet, läuft der Motor unter 5000 U/min überhaupt nicht.

Kennzeichnung: Radial-Vierventiler mit kreuzweise gegenüberliegenden Ventilen gleicher Funktion. Einlaßventile 40 mm Ø, Auslaßventile 33 mm Ø, Verdichtung 10,5 (Abb. 43).

Bei Kraftstoffeinspritzung muß der Kraftstoff nicht aus der Düse herausgesaugt werden, wozu ein entsprechender Unterdruck bzw. eine gewisse Gasgeschwindigkeit notwendig sind, sondern er wird bei jeder Drehzahl dosiert eingespritzt. Dadurch ist auch bei geringer Gasgeschwindigkeit noch eine ausreichende Vermischung mit der Luft gewährleistet.

Bleiben wir aber beim einzelnen Ansaugkanal, um dessen optimale Formgebung zu ergründen. Die Strömung vor dem Durchtritt durch den Ventilsplatt wird durch den Ventilschaft und das in den Kanal hineinragende Ende der Ventiltführung gestört. Durch stromlinien-

Abb. 29:
Leistungs-
kurve eines
500 cm³-Zwei-
vergaser-
Motors mit
Zylinderkopf
nach Abb. 43
und Dellorto-
Schieber-
Vergasern
38 Ø.



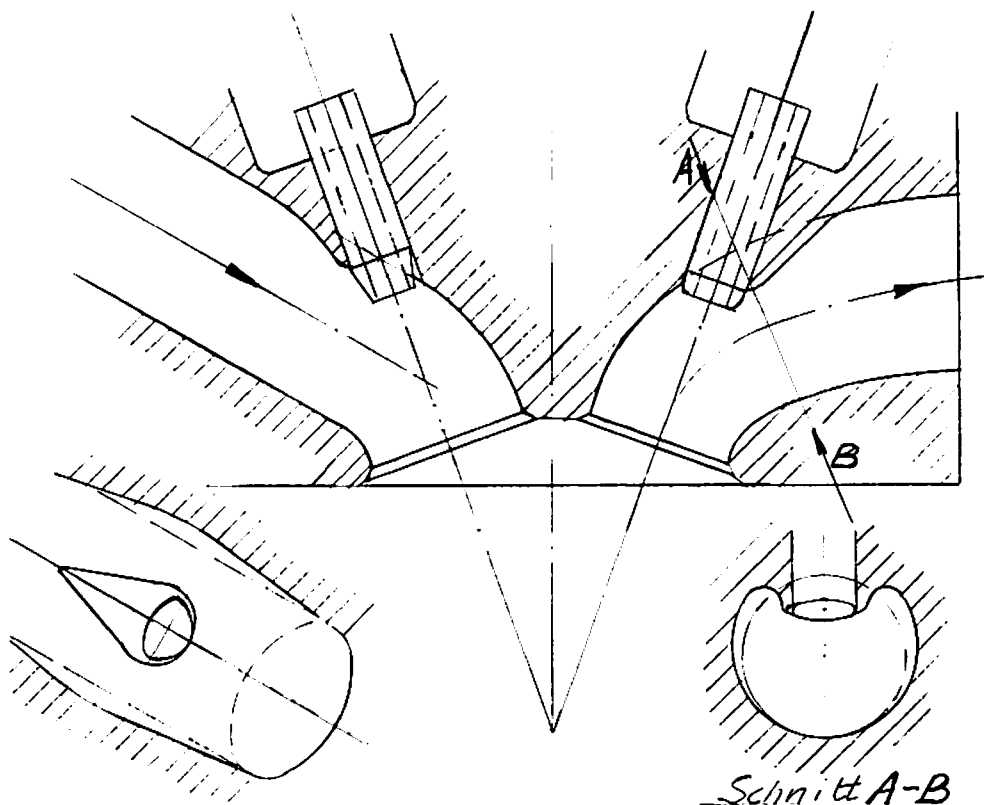


Abb. 30: Strömung an der Ventillführung.

förmige Ausbildung einer Nase an dieser Stelle kann das Umfließen der Störstelle wesentlich reibungsloser gestaltet werden (Abb.30). Da aber die Führung den Querschnitt des Kanals verengt, muß dieser hier entsprechend verbreitert werden, damit der volle Querschnitt wiederhergestellt wird. Natürlich muß die Verbreiterung an beiden Seiten vorgenommen werden und zügig verlaufen, wozu einige Querschnitte aufgezeichnet und eventuell planimetriert werden müssen.

Um Strömungsstörungen an der oben erwähnten Stelle zu vermeiden, sind schon viele Vorschläge und Versuche gemacht worden, die einen geraden Einlaßkanal zum Ventil hin unter Vermeidung des Ventilschafts bezwecken

sollten. Da aber keine dieser Konstruktionen brauchbar ist, brauchen wir uns nur mit der einzigen Möglichkeit, die das Umströmen von Ventilschacht und Führung vermeidet, zu befassen, und das ist der Y-förmige Einlaßkanal nach Abb.31. Die Einstromung erfolgt hier durch zwei getrennte Ansaugrohre; keine der beiden Gassäulen braucht über den Ventilschaft zu strömen, die Vereinigung erfolgt erst beim Ventilteller, das Hindernis ist also ausgeschaltet. Diese Konstruktion wurde 1968 am Weltmeisterschaftsmotor von Fath zum Erfolg geführt. Es wurde nur in ein Rohr Kraftstoff eingespritzt, durch das andere wurde lediglich reine Luft angesaugt, die sich aber bei der Einstromung mit dem anderen, den Kraftstoff enthal-

tenden Strom vermischte. Diese Konstruktion geht zurück auf eine Erfindung des Verfassers aus dem Jahr 1923

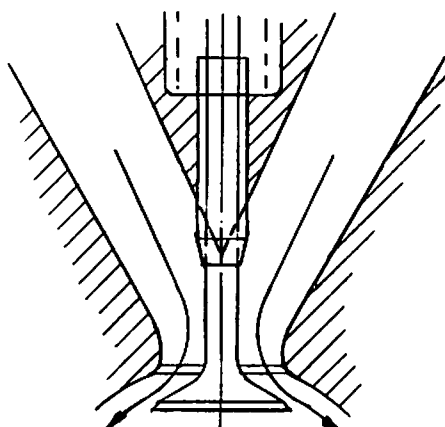


Abb. 31: Y-förmiger Einlaßkanal.

und einen ausgeführten Einzylindermotor in zweiventiliger Bauart, bei dem jedoch das Y-förmige Ansaugrohr um 90° verdreht war, so daß die beiden Vergaser auf gleicher Höhe standen. Die Bauart fand damals keinen Anklang, weil die zu jener Zeit erstmalig verwendeten Fallstromvergaser wegen der Gefahr des Übrinnens zu unsicher erschienen.

Strömungsprüfstand

Doch nun zurück zum normalen Ansaugrohr. Sehr aufschlußreiche Beobachtungen kann man an einem Strömungsprüfstand anstellen: Auf einen Glaszylinder wird der zu untersuchende Zylinderkopf mit kurzem Ansaugkanal aufgesetzt (es kann eine Attrappe aus Holz sein), und am anderen Ende wird mittels eines Gebläses die Luft mit einem gewissen Unterdruck abgesaugt. Man

kann nun sowohl die Strömung an den Ventilen beobachten als auch die abgesaugte Luftmenge bei verschiedenen Zylinderköpfen und verschiedenen Ventilhuben mittels einer Meßvorrichtung mit Prandtl-Rohr messen.

Die Strömung um den geöffneten Teller eines Einlaßventils untersucht man mittels eines an einem Draht befestigten 3–4 cm langen Wollfadens, den man durch den Ansaugkanal hindurch rund um den Ventilspalt führt. Der Faden richtet sich genau nach der Strömung, und diese hat das Bestreben, geradeaus, also in Kanalrichtung, zu verlaufen. Ist der Kanal stark abgebogen, dann ist an der Innenseite der Krümmung ein Stillstand der Strömung, ja fast sogar eine Gegenströmung festzustellen (Abb. 32). Um eine möglichst gleichmäßige Strömung rund um den ganzen

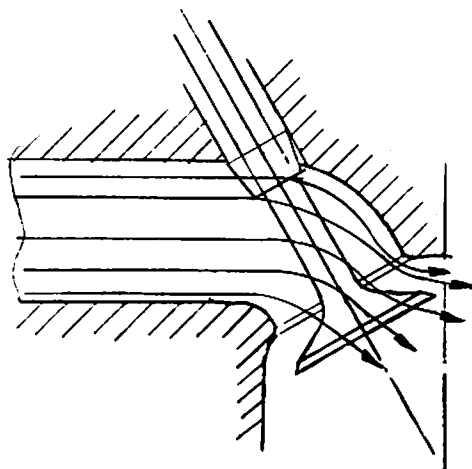


Abb. 32: Bei stark gekrümmtem Kanal will die Strömung dem Krümmungswinkel nicht folgen und reißt an der Unterseite ab.

Teller zu erreichen, darf der Kanal nur wenig gekrümmt sein, d.h., der Winkel zwischen Kanal und Ventilschaft muß möglichst klein sein (Abb. 33). Das gibt

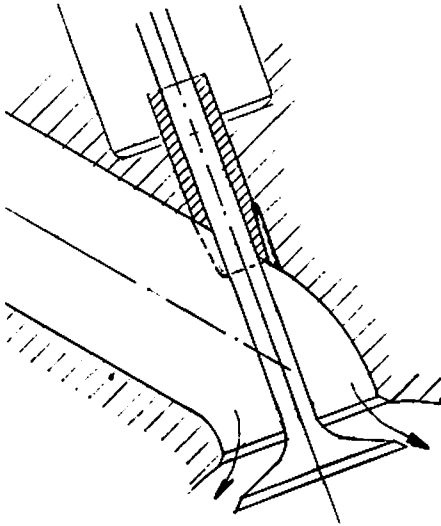


Abb. 33: Der Winkel zwischen Ventilschaft und Kanal soll möglichst klein sein.

jedoch lange Ventile, da die Ventilsfeder Platz braucht. Bei Verwendung von Haarnadel-Ventilsfedern, die weniger

Raum beanspruchen, kann der Winkel noch etwas kleiner werden.

Nach dem Durchtritt durch den Ventilschlitz, der den Gasstrom entsprechend dem Sitzwinkel von 45° lenkt, will dieser seine Richtung beibehalten und sich seitlich ausbreiten. Es muß deshalb um jeden geöffneten Teller herum genügend Platz für die Durchströmung sein. Bei Vierventilköpfen mit parallel angeordneten großen Ventilen liegen die Teller nahe an der Zylinderwand, und auch ihr Abstand voneinander ist so gering, daß an diesen Stellen die Durchströmung behindert ist. Bei einer Strömungsuntersuchung mit dem Wollfaden sind diese Störstellen klar erkennbar.

Bei einem Hochleistungsmotor besteht während der Zeit der Ventilüberschneidung eine intensive Strömung vom Einlaß- zum Auslaßkanal, welche so gelenkt werden soll, daß die Altgasmenge, die

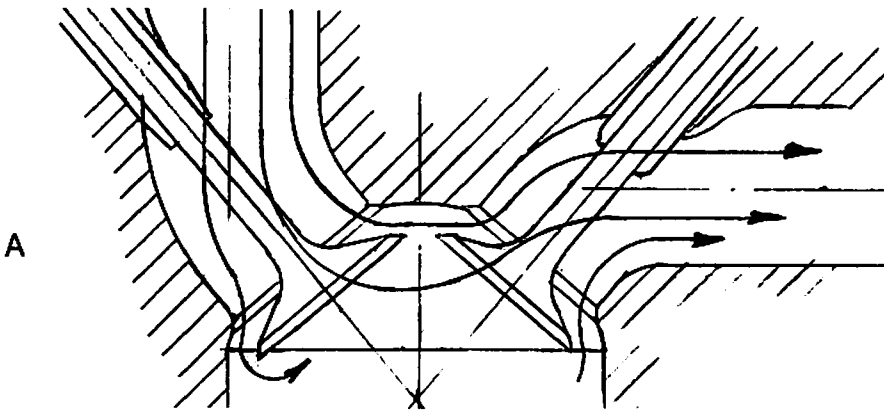
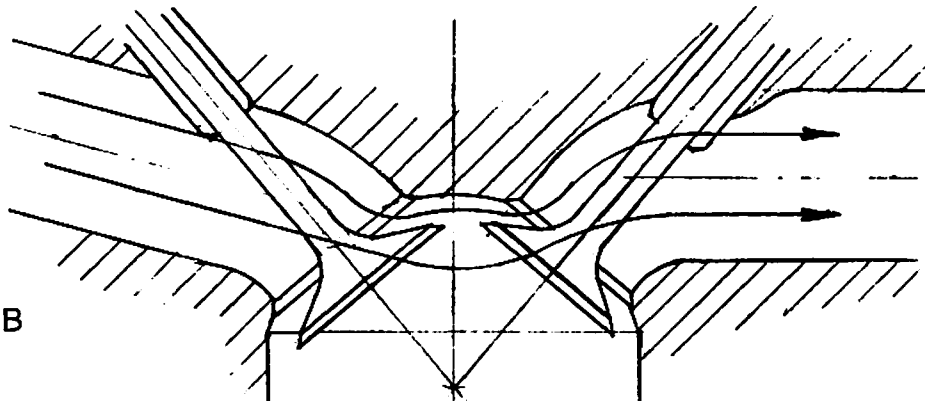
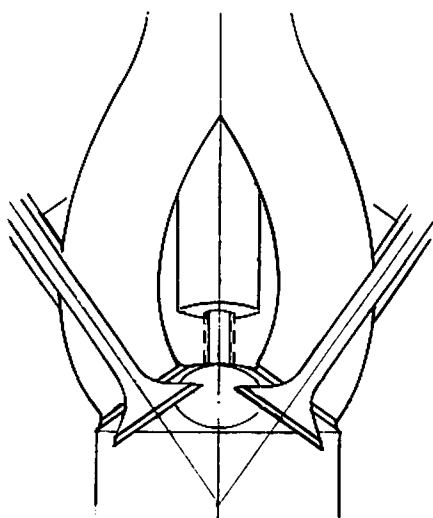


Abb. 34: Ansaugströmung bei verschiedenen Kanalstellungen.



beim Normalmotor im Zylinderkopf verbleibt, möglichst ausgespült wird. Die Strömung soll so erfolgen, daß alle sich in Ecken und Nischen befindlichen Restbestände erfaßt werden. Aus diesem Grunde erscheint ein Fallstrom-Einlaßkanal vorteilhaft, da dann die Strömung unter dem Teller des Einlaßventils hinweg erfolgt und auch den dort befindlichen Teil der Altgase erfaßt (Abb. 34-A). Bei horizontaler Kanalstellung läuft dagegen die Strömung auf kürzestem Weg und läßt einen Teil der Restgasmenge unberührt (Abb. 34-B). Der Gaswechselvorgang bei Ventilüberschneidung ist für den Grad der Zylinderfüllung von maßgebender Bedeutung. Weiterhin sind Ventilanordnung und Stellung der Kanäle auch für den Zeitraum, in dem der Kolben ansaugt, wichtig. Die Strömung wird am wenigsten gestört, wenn sie in Richtung des ansaugenden Kolbens erfolgt, wie dies aus Durchflußmessungen klar hervorgeht.

Abb. 35: Diese strömungsgünstigste Ventil- und Kanalordnung ergibt optimalen Luftdurchsatz.



Ein Zylinderkopf mit Fallstromkanälen, in dessen kugeligem Brennraum sich V-förmig angeordnete Ventile befinden, deren Teller genügend Abstand voneinander und von der Zylinderwand haben, ergibt die günstigsten Strömungsverhältnisse, die daher einen optimalen Füllungsgrad erreichen lassen (Abb. 35).

Ventile

Ein- und Auslaßventile (Abb. 36) sollen im Hinblick auf geringste Wärmeaufnahme einen ebenen Teller haben. Beim Einlaßventil soll der Schaft im Hinblick auf geringsten Strömungswiderstand mit einem großen Radius in einen Kegel von etwa 130° übergehen. Vor dem Kegel wird der Schaft etwas verstärkt. Aus Gewichtsgründen wird der Teller des Einlaßventils (bei größeren Ventilen) etwas hohl gedreht. Tulpenventile werden heute nicht mehr verwendet, da sie zu schwer sind und es sich herausgestellt hat, daß sie strömungsmäßig gar nicht so vorteilhaft sind, wie es den Anschein haben könnte. Das Einlaßventil erhält einen möglichst dünnen Schaft, und der Tellerdurchmesser wird etwa 20% größer disponiert als beim Auslaßventil. Dieses Verhältnis hat sich in vielen Versuchen als das richtige bestätigt und gilt auch für vierventilige Zylinderköpfe. Das Auslaßventil ist thermisch höher belastet als das Einlaßventil und erhält einen stärkeren Ventilschaft, der (bei großen Ventilen) natriumgekühlt sein muß. Die Ventiltemperatur wird bei intensiver Frischgas-Durchströmung während der Ventilüberschneidung entsprechend herabgesetzt.

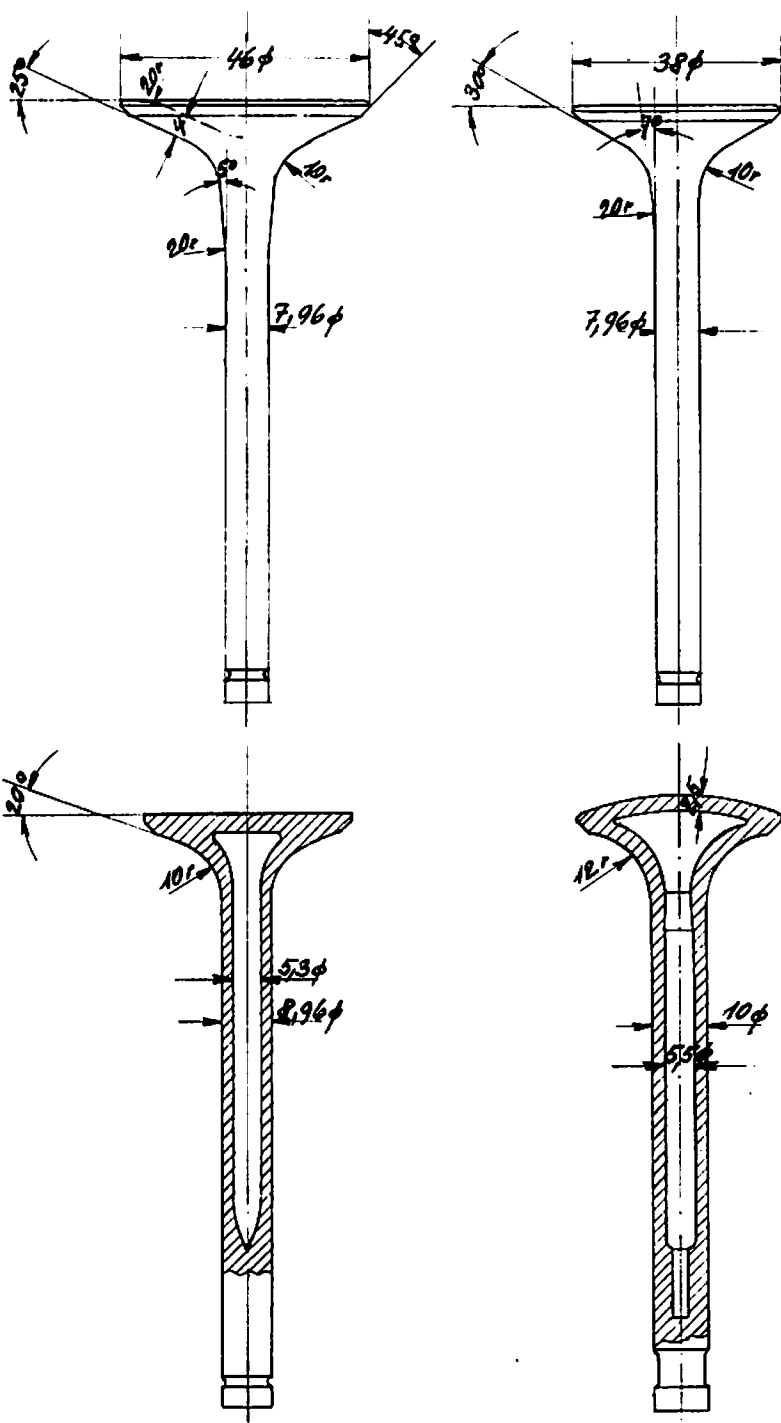


Abb. 36:
Ventil-
ausführungen.

Auslaßkanal

Um das Auslaßventil möglichst wenig aufzuheizen, soll der im Feuer stehende Ventilschaft möglichst kurz sein. Der Auslaßkanal soll daher verhältnismäßig

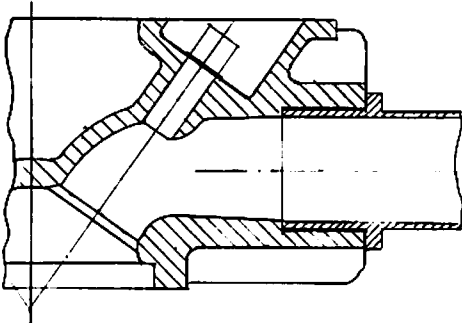


Abb. 37: Auspuffrohr ohne Wandberührung weit in den Zylinderkopf hineingeführt.

niedrig und dafür breit sein. Die starkwandige Ventilfehrung soll in einer nicht zu dünnen Nase eingebettet sein und daraus etwas vorstehen, damit der Ventilschaft abgeschirmt ist. Auch ist es günstig, die Ventilfehrung etwa 2 mm tief anzusenken. Der Auslaßkanal muß sich vom Ventil Sitz weg stark erweitern, soll aber möglichst kurz sein, damit der Zylinderkopf nicht unnötig aufgeheizt wird. Falls der Kanal lang ist, soll das Auspuffrohr entsprechend weit (ohne Wandberührung) in denselben hineintragen, wie Abb. 37 zeigt.

Zylinderkopfformen

Die für Hochleistungs- und Rennmotoren in Betracht kommenden Zylinderköpfe können zwei-, drei- und vierventilig sein und können einen flachen, kugeligen oder dachförmigen Brenn-

raum haben. Köpfe mit mehr als vier Ventilen hat es zu allen Zeiten gegeben, sind aber heute nicht mehr üblich.

Brennräume, deren Basis größer als die Zylinderbohrung ist, sind nicht optimal, weil die Brennraumboberfläche unnütz vergrößert wird. Diese soll aber so klein wie möglich sein und soweit wie möglich für die Ventilteller ausgenutzt werden. Zylinderköpfe mit verkleinertem Brennraum, z. B. zweiventilige Halbkugelsköpfe mit konzentrisch angeordnetem Brennraum, der kleiner ist als die Zylinderbohrung (z. B. bei BMW-Motorradmotoren), werden bei Kurzhubern manchmal angewendet, um eine Quetschung zu erzielen bzw. um die Leistung begrenzt zu halten. Solche Zylinderköpfe sind ein aussichtsreiches Objekt für Leistungssteigerungen.

Zylinderköpfe mit flachem Brennraum können zwei, drei oder vier Ventile haben. Die zweiventilige Bauart eignet sich naturgemäß nur für sehr kurzhubige Motoren mit deshalb großem Zylinderdurchmesser, und auch hier fallen die Ventilquerschnitte sehr klein aus. Außerdem ist es ein Nachteil, daß die Ventilteller zu nahe an der Zylinderwand liegen und, wie bereits gesagt, dort die Strömung behindert wird. Die Ventilgrößen sind begrenzt und für Hochleistung nicht ausreichend. Der Vorteil besteht in der Möglichkeit, einen Kolben mit ebenem Boden zu verwenden, der sehr leicht ist und auch am wenigsten aufgeheizt wird, da er ja die kleinste Oberfläche besitzt. Zwecks Erreichung genügend hoher Verdichtung wird der Brennraum meist wannenförmig ausgebildet (Abb. 38a) und der übrige Teil der Scheibenfläche bis an den Kolbenboden herangeführt. Durch diese Bauart kann infolge Quetschung der Ladung starke Turbulenz im Brennraum

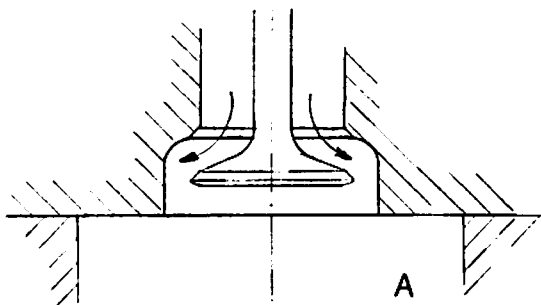


Abb. 38a: Wannenförmiger Brennraum.

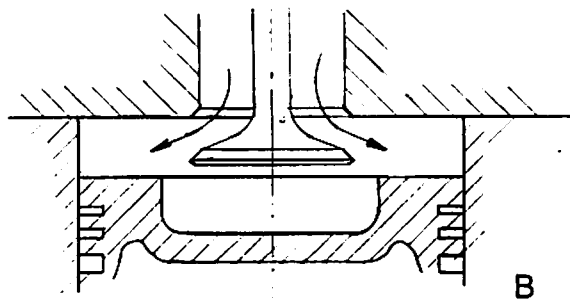


Abb. 38b: Brennraum im Kolbenboden.

erzielt werden, die eine rasche Verbrennung begünstigt. Allerdings ist Quetschung mit einem gewissen Kraftaufwand verbunden und daher für absolute Hochleistungsmotoren nicht unbedingt erwünscht.

Der wannenförmige Brennraum kann aber auch in den Kolbenboden gelegt werden. Der Zylinderkopf besitzt dann eine ebene Oberfläche und ist sehr einfach und billig herstellbar. Auch ist es ein Vorteil, daß die Strömung um die Ventilteller herum frei ist, sobald der Kolben einen Teil seines Wegs zurückgelegt hat (Abb. 38b). Nachteilig ist jedoch das höhere Gewicht derartiger Kolben.

Größere Ventilquerschnitte als mit zwei Ventilen auf ebener Fläche erreicht man mit drei Ventilen. Solche Zylinderköpfe sind allerdings heute noch recht selten. Diese Anordnung besaß seinerzeit jahrelang der Bugatti-Rennmotor (zwei Einlaß- und ein Auslaßventil). Ungünstig war dabei die Anordnung der Kerze seitlich an der Zylinderwand. Trotzdem war der Bugatti zu seiner Zeit der Welt erfolgreichster Rennwagen (Abb. 18).

Die Anordnung von vier Ventilen im flachen Brennraum scheitert an der Unterbringung der Zündkerze zwischen den Ventilen – eine unabdingbare Voraussetzung für jeden Hochleistungsmotor. Außerdem liegen die Ventilteller knapp an der Zylinderwand und entfernen sich

auch beim Öffnen nicht von dieser, so daß der volle Ventilumfang nicht ausgenutzt wird.

Brennräume mit kugelige Oberfläche

können ebenfalls zwei-, drei- oder vier-ventilig sein. Es ist die optimale Form, denn sie besitzt die kleinste Oberfläche im Verhältnis zum Rauminhalt und ergibt auch die günstigsten Strömungsverhältnisse für die V-förmig angeordneten Ventile. Zweiventilige Halbkugelhäupte beherrschten so lange den gesamten Rennmotorenbau, bis sie in jüngster Zeit von Vierventilköpfen abgelöst wurden. Für normale Sportmotoren werden sie aber noch allgemein verwendet.

Die Tiefe des Kugelteils (Kalotte) ist abhängig vom Hub/Bohrungs-Verhältnis und vom Ventilwinkel. Früher waren Winkel zwischen 90 und 100° üblich, um bei den damaligen Langhubern genügend große Ventilteller unterbringen zu können (Abb. 19, 20, 22). Bei den heutigen Kurzhubmotoren ist man auf Winkel zwischen 50 und 70° bei zweiventiliger Bauart zurückgegangen.

Infolge der verschiedenen Tellerdurchmesser für Ein- und Auslaßventil muß der Auslaßventilwinkel zur Zylinderachse größer sein als der Einlaßventil-

winkel (Abb. 42). Bei gleich großen Winkeln wird Raum verschenkt, d. h., die Ventile können nicht die optimale Größe haben. Die Zündkerze muß entsprechend weit seitlich aus der Mitte versetzt werden. Früher gab es verschiedentlich Motoren mit zentraler, zurückversetzter Zündkerze, wobei eine kleine Bohrung oder ein schmaler Schlitz zwischen den Ventilsitzen in den Brennraum mündete. Es ergab sich dadurch ein Zündverzug, der einen (wenn auch geringen) Leistungsabfall verursachte (Abb. 20, 21).

Die Strömungsverhältnisse sind im Kugelpfopf einwandfrei, da sich der Gas-

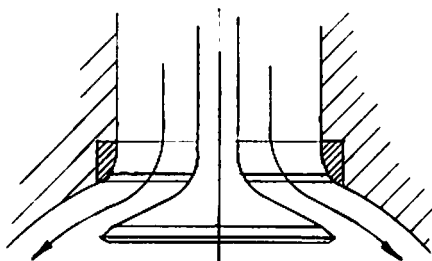


Abb. 39: Bei kugelförmigem Brennraum ist die Strömung durch den Ventilschlitz nicht behindert, da sich der Gasstrom seitlich ausbreiten kann.

strom unmittelbar nach dem Ventil ausbreiten kann (Abb. 39).

Die Form des Brennraums wird aber auch vom Verdichtungsverhältnis und somit von der Form des Kolbenbodens bestimmt. Ein ebener Boden würde den optimalen Brennraum ergeben, aber damit könnte man selbst bei Langhubmotoren (= mehr Hub als Bohrung) kein brauchbares Verdichtungsverhältnis erreichen. Bei Ultra-Kurzhubmotoren ist es, um ein Verdichtungsverhältnis von 10–11 zu erreichen, notwendig, den Kolbenboden nahezu gleich der Brennraum-Kontur zu machen. Der Verdichtungsraum befindet sich dann teilweise

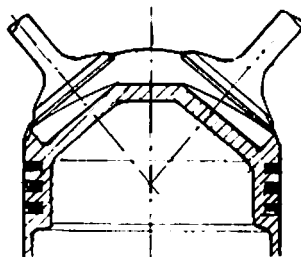
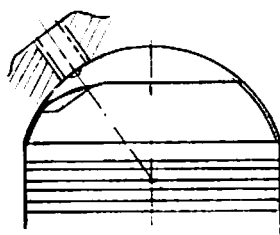


Abb. 40: Bei Kurzhubmotoren ist, um ein hohes Verdichtungsverhältnis zu erreichen, ein hochgewölbter Kolbenboden erforderlich, durch den eine Quetschung erreicht wird.



in den Taschen unter den Ventiltellern und in einem kleinen Raum, der durch eine Abflachung unter der Zündstelle entsteht (Abb. 40).

Eine etwas bessere Ausnutzung der kugelförmigen Oberfläche wird durch radiale Anordnung von drei Ventilen erzielt, wobei auch die Zündkerze annähernd zentral angeordnet werden kann (Abb. 41). Man hat dann die Wahl zwischen einem oder zwei Auslaßventilen.

Zwei Auslaßventile bringen den Vorteil, daß sie kühler bleiben als ein großes, aber den Nachteil des großen, schweren Einlaßventils. Zwei Einlaßventile ergeben größere Ventilquerschnitte, aber die Teller müssen verhältnismäßig weit auseinandergesetzt werden, damit sich die beiden Frischgasströme nicht zu sehr stören. Außerdem ist das Auslaßventil groß und wird dementsprechend heiß. Daß solche Köpfe, die der zwei-ventiligen Bauart deutlich überlegen sind, kaum gebaut werden, liegt an der komplizierten Ventilsteuerung und außerdem wohl auch daran, daß vierventilige Köpfe noch besser sind.

In den Abbildungen 41–44 sind die vier wichtigsten für Hochleistungsmotoren brauchbaren Köpfe vergleichsweise mit gleicher Zylinderbohrung gezeigt.

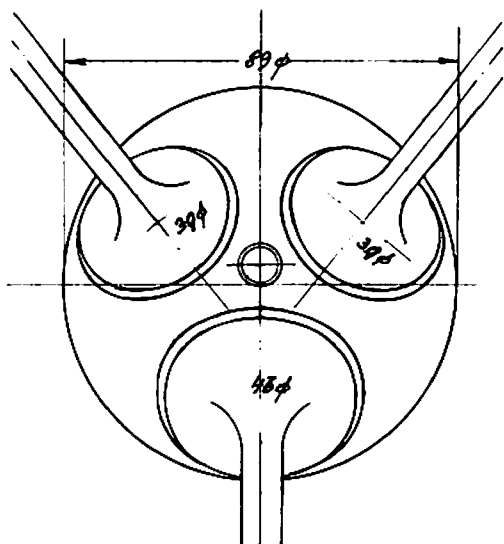


Abb. 41: Ein kugelförmiger Brennraum mit drei radial angeordneten Ventilen und zentraler Zündkerze ergibt gute Ausnützung der Brennraumboberfläche.

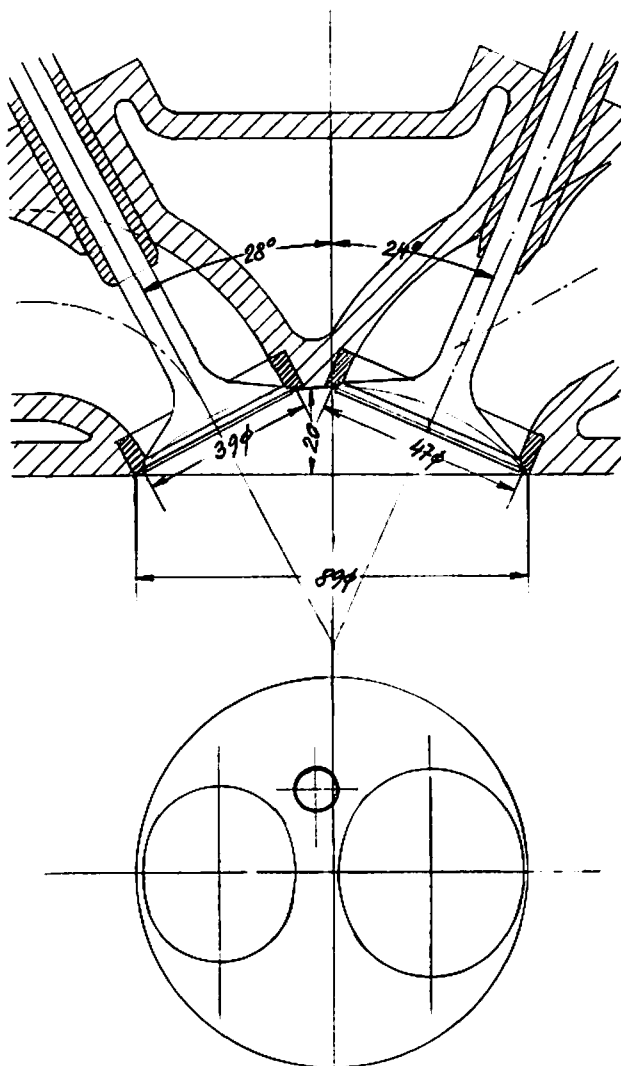


Abb. 42: Kugelförmiger Zylinderkopf mit zwei Ventilen. Um die Brennraumfläche möglichst auszunützen, müssen die Ventiltwinkel verschieden groß sein.

Vierventilige Zylinderköpfe mit kugelförmigem Brennraum

Halbkugelköpfe mit vier radial angeordneten Ventilen sind schon seit dem Jahr 1912 bekannt. Einmal durch den Alcyon-Vierzylinder-Rennwagen (Abb. 11 u. 12), zum anderen durch ihre Anwendung beim Rudge-Motorradmotor (Abb. 15). Bei allen diesen Motoren waren die Ventile gleicher Funktion nebeneinander angeordnet, so daß für

jedes Ventilpaar ein gegabelter Kanal verwendet werden konnte. Diese Nebeneinander-Anordnung ist jedoch für die Einlaßventile ungünstig, da diese sich beim Öffnen einander nähern und ja auch trotzdem noch für genügenden Zwischenraum zwischen den Tellern gesorgt werden muß. Deshalb können die Ventilteller nur einen begrenzten Durchmesser haben, und da die beiden Gasströme gegeneinander prallen, wird die Zylinderfüllung beeinträchtigt. Au-

Abb. 43:
Kugelförmiger
Zylinderkopf
mit vier radial
angeordneten,
kreuzweise
gegenüber-
liegenden
Ventilen
gleicher Funk-
tion. Die
Ventilquer-
schnitte sind
um 45%
größer als in
der gleichen
Brennraum-
form nach
Abb. 42.

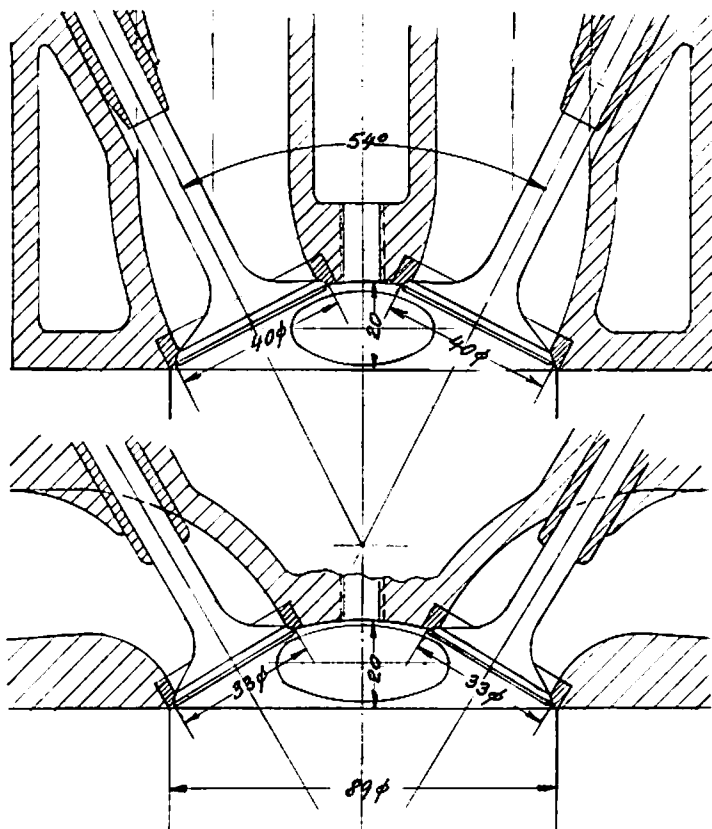
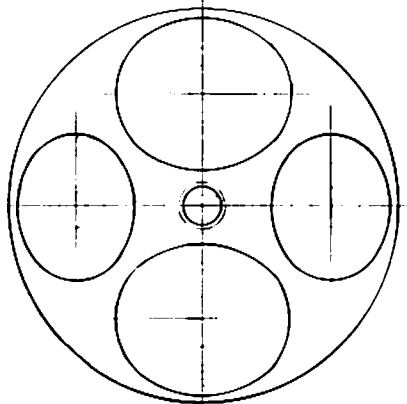
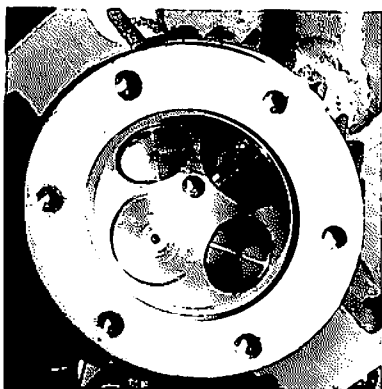


Abb. 43 a:
Zylinderkopf
nach Fig. 43.
Innenansicht.



ßerdem weist der Einlaßkanal starke Krümmungen auf, wenn aus nur einem Vergaser angesaugt wird. Diese Nachteile veranlaßten die Firma Rudge, den Zylinderkopf auf halbradiale

Bauart abzuändern. Dabei blieb die Auslaßseite kugelig mit Radial-Ventilen, während die Einlaßseite dachförmig mit Parallel-Ventilen ausgeführt war. Damit wurden ansaugseitig Kanalführung und

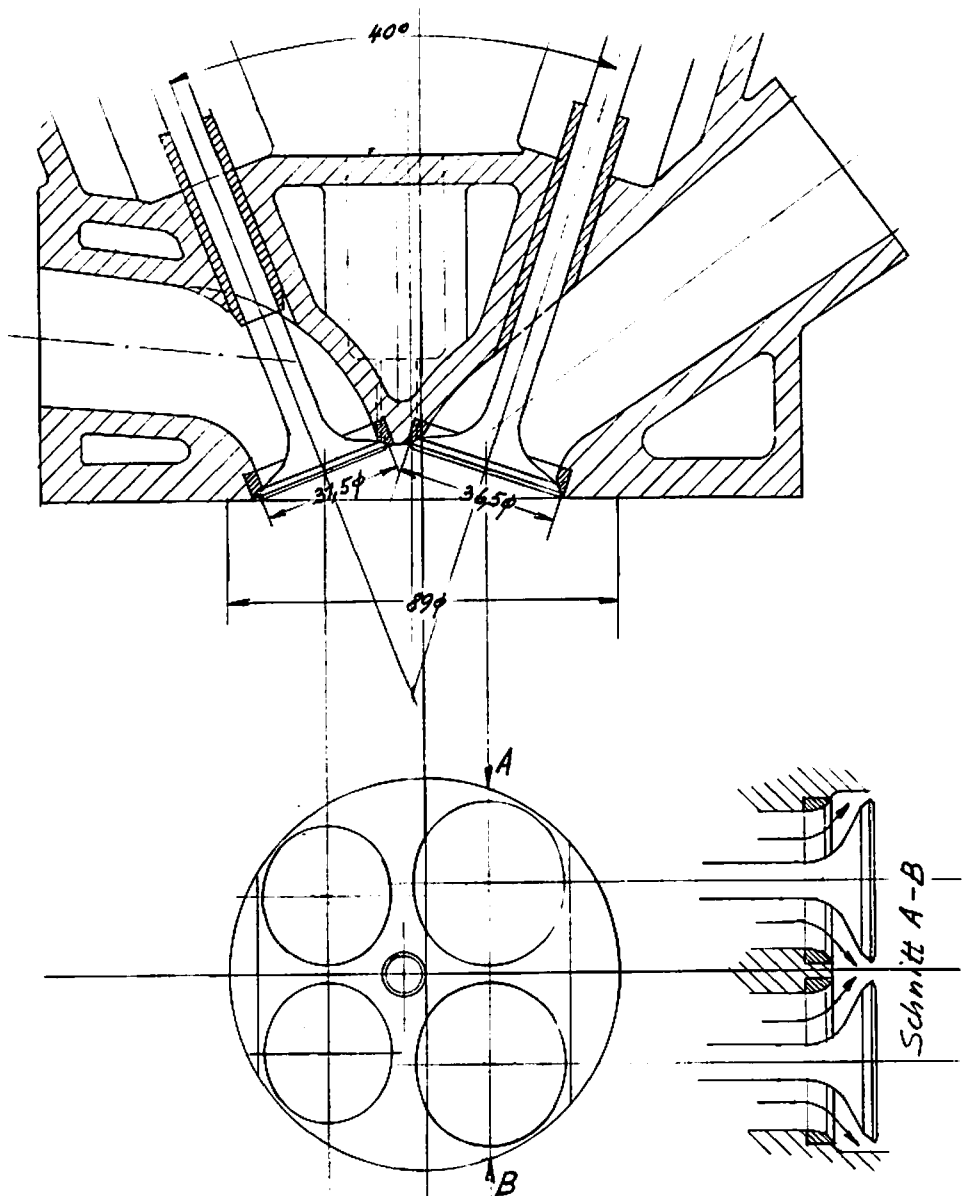


Abb. 44: Dachförmiger Vierventilkopf, wie er heute bei sämtlichen Rennmotoren im Gebrauch ist (siehe auch Abb. 135 und 187).

Strömung verbessert. Auslaßseitig sind Radialventile unbestritten von Vorteil, da die Wand zwischen ihnen verhältnismäßig stark ist, was wegen der doppelten Aufheizung sehr wichtig ist. Für die

Ausströmung sind nebeneinanderliegende Ventile nicht nachteilig, außerdem münden die beiden Gasströme in getrennte Rohre. Vierventilige Radialköpfe besitzen eine zentrale Zündkerze.

Radialventil-Köpfe mit kreuzweise gegenüberliegenden Ventilen gleicher Funktion nach Patent Apfelbeck (Abb. 43)

Die größten Ventilquerschnitte bringt man im Halbkugelkopf unter, wenn die Ventile gleicher Funktion nicht nebeneinander, sondern kreuzweise (diametral gegenüberliegend) angeordnet werden. Die Teller können dann so groß sein, daß nebeneinanderliegende Ventile, also Einlaß- und Auslaßventil, nicht mehr voll öffnen können, weil sie sonst zusammenstoßen. Verglichen mit dem zweiventiligen Kopf (Abb. 42), können in derselben Kalotte um 45% größere Ventilquerschnitte untergebracht werden. Heiße Zwischenwände, wie bei nebeneinanderliegenden Auslaßventilen, sind nicht vorhanden.

Die Strömungsverhältnisse sind, besonders bei Anordnung von Fallstromkanälen, günstig, da die Strömung um jeden Teller herum frei und unbehindert erfolgt und nicht durch Wandreibung oder Störungen zwischen den Tellern beeinträchtigt wird. Zu jedem Ventil führt ein eigener Kanal. Zwei Kanäle gleicher Funktion können nur dann vereinigt werden, wenn sie in der Zylinderachse verlaufen und über dem Kopf zusammen in ein Rohr münden (Abb. 35). Es handelt sich dabei um Fallstrom-Einlaßkanäle – es können aber auch die Auslaßkanäle so geführt werden, wobei sich dann nur eine Auspuffleitung pro Zylinder ergibt, während im ersten Falle zwei Auspuffleitungen seitlich wegführen. Da die Kanäle um die Ventilachse herum in jede beliebige Stellung verdrehbar sind, kann man auch die vorteilhafte Möglichkeit einer Anordnung nützen, die eine Drallströmung der beiden Gassäulen bewirkt (Abb. 25-E).

Schon bei zweiventiligen Köpfen ist häufig eine seitliche Verdrehung des Ansaugkanals üblich, um eine (wenn auch nur schwache) Drallströmung zu erzielen (Abb. 25-A). Mit zwei gegenüberliegenden Kanälen wird eine mindestens doppelt so intensive Wirbelung erzielt (Fig. C in Abb. 25). Um zwei Fallstromkanäle und die Mittelkerze unterzubringen, muß der Ventilwinkel für die Einlaßventile mindestens 45° betragen, wenn die Ventilteller optimal groß sein sollen. Dadurch bedingt ist ein Kolben mit entsprechend hoch gewölbtem Boden. Es folgt daraus, daß sich der Diametralventil-Zylinderkopf nicht für sehr kurzhubige Motoren eignet. Unter einem Hubverhältnis von 0,9 wird der Brennraum schon zu ungünstig.

Ein großer Vorteil dieses Zylinderkopfs mit gegenüberliegenden Auslaßventilen besteht aber im Wärmeausgleich über den ganzen Zylinderkopf, der

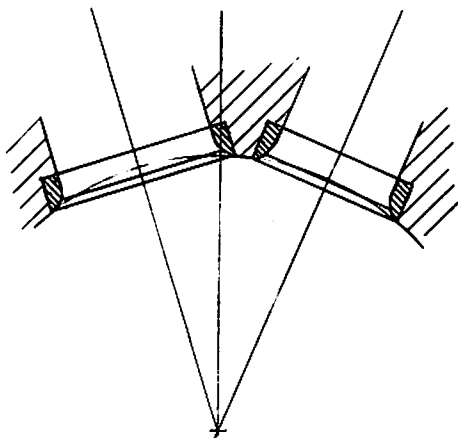


Abb. 45: Bei V-förmig angeordneten Ventilen ergibt sich eine keilförmige Zwischenwand, die für die Wärmeableitung günstig ist.

auch eine bessere Wärmeableitung für die Auslaßventile bringt. Abb. 45 zeigt einen Schnitt in der Ebene zwischen ei-

nem Ein- und einem Auslaßventil. Die Zwischenwand ist keilförmig, also sehr dick, und wird von der Einlaßseite gekühlt.

Der Diametralventil-Kopf mit kugeligem Brennraum eignet sich infolge seiner Wärmesicherheit besonders für luftgekühlte Motoren, aber auch für hoch aufgeladene, wärmeüberlastete Kompressormotoren.

Daß sich dieser Zylinderkopf bis heute nicht durchsetzen konnte, liegt an der komplizierten und teuren Steuerung bei Reihenmotoren mit normalem Zylinderabstand (Abb. 107). Bei einzelnstehenden Zylindern mit größerem Abstand ist aber auch eine verhältnismäßig einfache Ventilbetätigung möglich.

Der Vierventilkopf mit dachförmigem Brennraum

gilt heute als das Optimum und wird ausnahmslos bei den leistungsstärksten Rennmotoren verwendet (Abb. 44).

In seiner heutigen Ausführung besitzt er einen fast flachen Verbrennungsraum und dementsprechend Ventilwinkel zwischen 30 und 40°. Früher arbeitete man mit Ventilwinkeln zwischen 80 und 90°, was bei den damaligen Langhubmotoren notwendig war, um möglichst große Ventilquerschnitte unterzubringen. Heute macht man die Motoren so kurzhubig, daß sogar bei einem Ventilwinkel von 20° noch genügend große Ventile unterzubringen sind. Ganz flach kann man den Brennraum nicht machen, weil dann für die Zündkerze im Zentrum kein Platz ist. Bei einer flachen Dachform wird natürlich die Oberfläche besser für die Ventilteller ausgenützt als bei einer hohen Dachform mit großem

Ventilwinkel, wo die dreieckigen Seitenwände eine nicht ausgenützte zusätzliche Oberfläche darstellen.

Der flache Brennraum ergibt einen fast ebenen Kolbenboden mit kleinster Oberfläche und damit einen leichten Kolben. Da die Ventile paarweise parallel stehen, können sie in vorteilhafter Weise auch bei Reihenmotoren durch zwei obenliegende Nockenwellen betätigt werden. Ansaug- und Auspuffkanäle eines jeden Zylinders verbindet man zu einem Rohr und hat dann pro Zylinder je ein Ansaug- und ein Auspuffrohr. Fallstromkanäle können nur bei Dachköpfen mit großem Ventilwinkel angeordnet werden, man findet sie darum bei keinem niederen Brennraum. Bei der Dachform ergeben sich auf der Einlaß- und Auslaßseite kleine Flächen, an die der Kolbenboden knapp herangeführt wird, um eine Quetschung der Ladung zu erzielen.

Ausnahmslos werden bei Dachköpfen die Ventile so groß wie möglich gehalten und auch so nahe aneinandergerückt, wie es die Zwischenwand erlaubt. Auf der Auslaßseite wird diese Wand von beiden Seiten aufgeheizt und nicht gekühlt. Sie konnte früher bei Graugußköpfen mit Luftkühlung überhaupt nicht und auch mit Wasserkühlung nur schwer beherrscht werden. Die Mercedes-Zylinderköpfe waren aus dünnen Stahlblechteilen zusammengeschweißt, und man führte Kühlwasser durch die gebildeten hohlen Zwischenräume. Eine teure, aber sichere Lösung dieser schwierigen Aufgabe.

Heute werden allgemein die Köpfe aus dem Leichtmetall Silumin-Gamma gegossen, und man verläßt sich weitgehend auf die gute Wärmeleitfähigkeit und Zähigkeit dieses Materials. So sind heute Wandstärken zwischen den Ven-

tilsitzringen bis herunter zu 3 mm und noch weniger möglich, ohne daß Einsprünge vorkommen. Gefährlich kann die Zwischenwand nur bei luftgekühlten Köpfen sein, die deshalb aus einer anderen Leichtmetalllegierung gegossen werden, welche warmfest ist. Hier muß die Sicherheit durch dickere Wandungen erhöht werden.

Nachteilig ist bei den Dachköpfen, daß die großen Ventilteller nahe an der Zylinderwand anliegen und sich auch beim Öffnen kaum von ihr entfernen. Dadurch ist die Strömung an diesen Stellen gestört und ebenso auch zwischen den nahe nebeneinanderliegenden Ventilen, so daß man vom freien Ventilquerschnitt mindestens ein Viertel des Umfangs als nicht ausgenützt abrechnen kann. Durchflußmessungen ergeben hier ein klares Bild. Verglichen mit dem Halbkugel-Radialventilkopf mit gegenüberliegenden Ventilen (bei welchem sich die – zudem größeren – Ventile infolge der Schrägstellung beim Öffnen von der Zylinderwand entfernen (Abb. 43), ist die Durchflußmenge beim Dachkopf ca. 40% geringer. Außerdem stellt sich heraus, daß beim Dachkopf ein größerer Ventilhub als $\frac{1}{4} D$ nichts mehr bringt – im Gegensatz zum Radialkopf, wo ein Ventilhub mit mehr als $\frac{1}{4} D$ eine Steigerung der Durchflußmenge ergibt. Mit kleineren Ventilen wird der Abstand zur Wand zwar größer, aber die Praxis hat gezeigt, daß der größere Ventilquerschnitt wichtiger ist und mehr bringt. Aus Abb. 43 u. 44 gehen die Unterschiede bzw. Ventilgrößen und Strömungsverhältnisse im Vergleich zum zwei- und dreiventiligen Halbkugelkopf mit gleicher Zylinderbohrung klar hervor.

Es ist auch beim vierventiligen Dachkopf möglich, die Ventile gleicher Funk-

tion kreuzweise gegenüberliegend anzuordnen. Dann wird die Zwischenwand zwischen zwei benachbarten Ventilen, da ja das andere Ventil ein Einlaßventil ist, nur einseitig wärmebeaufschlagt. Der größte Vorteil dieser Lösung ist aber zweifellos die Möglichkeit, durch die tangential Anordnung der Ansaugkanäle eine Drallströmung zu erzeugen, die eine intensive Gaswirbelung während der Verdichtung und Verbrennung verursacht, wodurch eine Mehrleistung erzielt werden kann (Abb. 25-D).

Zusammenfassend kann gesagt werden: Der Dachkopf mit zentraler Zündkerze besitzt einen günstigen kompakten Brennraum mit verhältnismäßig kleiner Oberfläche und fast ebenem, verhältnismäßig kühl bleibendem Kolbenboden. Die Restgasmenge wird auf breiter Front ausgespült und durch eine Frischgasmenge ersetzt. Die Steuerung durch zwei obenliegende Nockenwellen unter Verwendung von Tassenstößeln ist die beste Lösung, die es gibt. Der Kopf eignet sich vorzüglich für kurzhubige Motoren, die hohe Drehzahlen verkraften sollen. Die Wärmeschwierigkeiten kann man heute bei wassergekühlten Motoren als behoben betrachten, nur bei luftgekühlten Köpfen ist bei der Konstruktion Vorsicht geboten.

Ein dachförmiger Vierventilkopf kann wärmetechnisch verbessert werden, wenn die Ventile gleicher Funktion nicht auf je einer Dachfläche, sondern auf beiden Dachflächen angeordnet werden, wie das schon beim Bristol-Sternflugmotor der Fall war. Da bei den großen, luftgekühlten Köpfen die dünne Wand zwischen den Auslaßventilen die bekannten Schwierigkeiten bereitete, ordnete man die Ventile V-förmig auf den beiden Dachflächen an (Abb. 46) und erreichte damit eine dicke keilför-

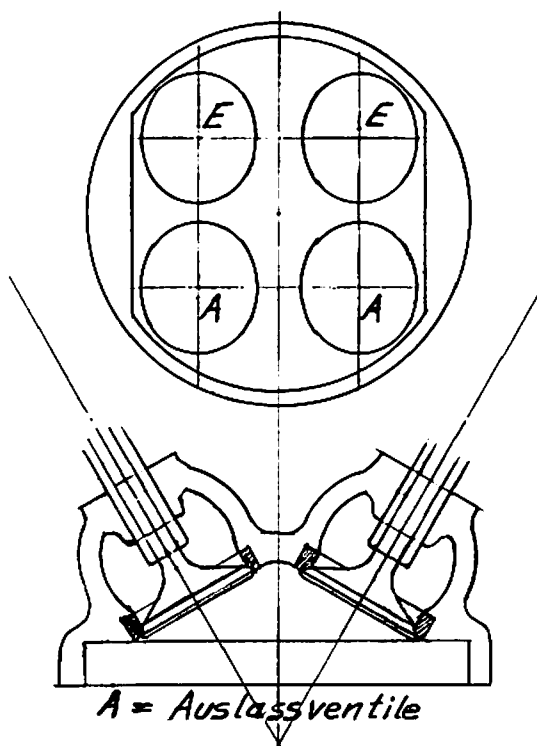


Abb. 46: Der Bristol-Sternflugmotor aus dem Jahre 1940 besaß vierventilige Dachköpfe mit V-förmig angeordneten Ventilen gleicher Funktion. Damit wurde eine vorteilhafte keilförmige Wand zwischen den Auslassventilen erreicht.

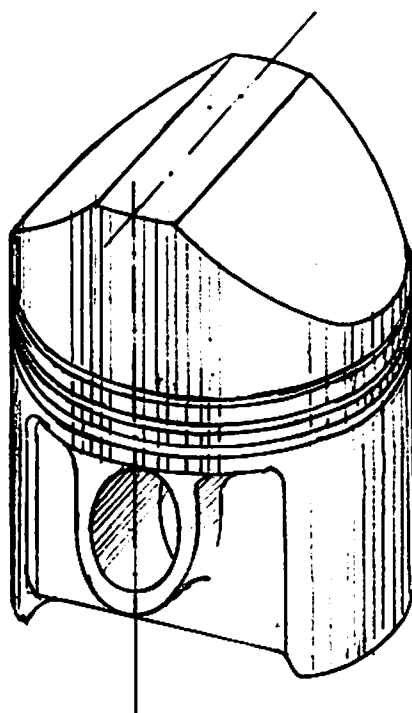


Abb. 47: Dachförmig ausgeführter Kolbenboden des Norton-Einzylindermotors.

mige Zwischenwand, die keine Einrisse mehr bekommen konnte. Zwischen Ein- und Auslaßventilen blieb allerdings die dünne Wand bestehen, aber es gab hier keine Überhitzung, da sie nur von einer Seite wärmebeaufschlagt wurde. Die Zylinderköpfe waren so gestellt, daß die Auspuffseite angeblasen wurde.

Der Vollständigkeit halber sei noch festgelegt, daß es auch zwei- und dreiventilige Dachköpfe gibt. Die zweiventilige Bauart, die beim Norton-Einzylinder-Königswellenmotor Anwendung fand, beruht auf der Überlegung, daß bei einem Kurzhubmotor mit halbkugeligem Brennraum ein hochgewölbter Kolbenboden mit großer Oberfläche erforderlich ist. Führt man Zylinderkopf und Kolbenboden dachförmig aus, dann

kann die Zylinderwand bis zur Dachform hochgezogen werden, und es sind nur die beiden schrägen Wände des Kolbens wärmebeaufschlagt (Abb. 47). Schwierig ist es aber, den Brennraum so auszubilden, daß die Seitenwände des Kopfs genau mit der Zylinderwand übereinstimmen, was aber bei der Norton einwandfrei gelang.

Der dreiventilige Zylinderkopf in Dachform ist z. B. für luftgekühlte Motoren mit nebeneinanderstehenden Zylindern vorteilhaft. Er besitzt zwei Ventile (vorzugsweise die Einlaßventile), die parallel auf der einen Dachfläche stehen, und ein entsprechend größeres Ventil zwischen den kugelig abgerundeten Wänden auf der anderen Seite. Die breite Saugseite besitzt kürzere Kühlrippen, während die Auslaßseite, da sie auch

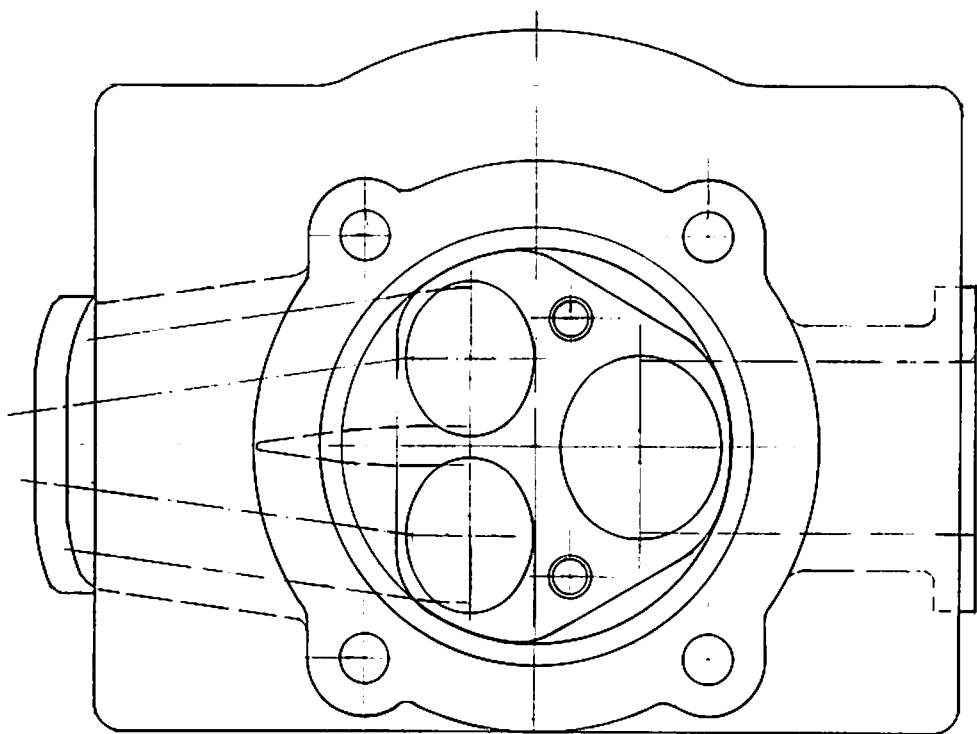
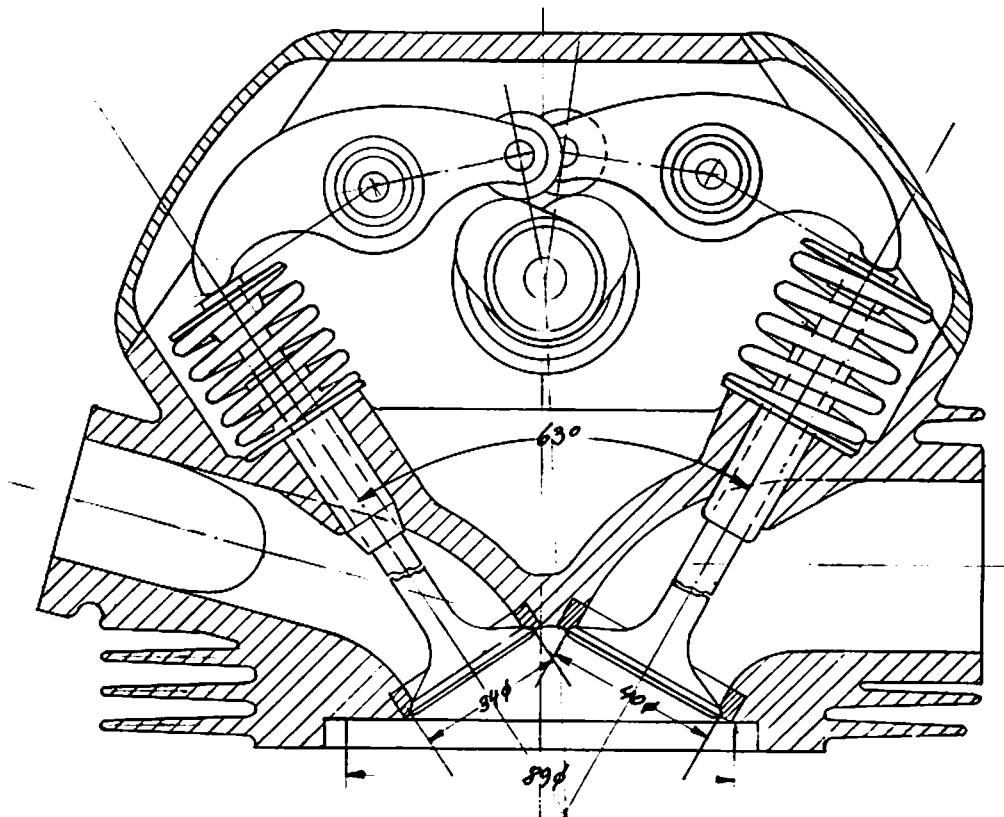


Abb. 48: Dreiventilger Dachkopf mit zwei Einlaßventilen.



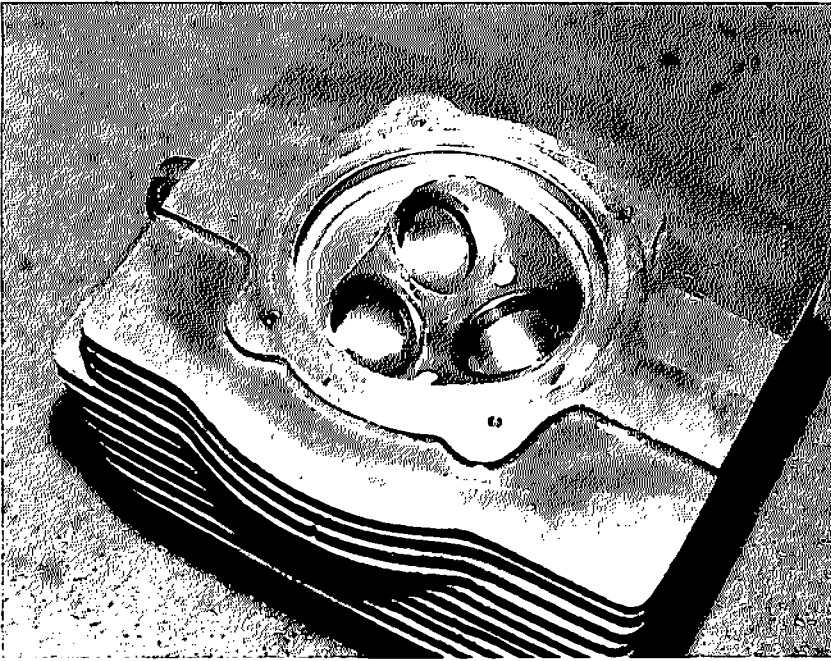


Abb. 48 a: Innenansicht des Dreiventil-Dachkopfes.

schmäler ist, längere Kühlrippen und auch größere Wandstärke haben kann. Damit werden für die nebeneinanderstehenden Zylinder auf der heißeren Auslaßseite ein größerer Luftdurchgangsquerschnitt und bessere Kühlung erzielt, gleichgültig, ob der Kopf von der Auslaß- oder der Saugseite angeblasen wird.

Abb. 48 u. 49 zeigen die Anordnung des Verfassers für einen leistungsgesteigerten VW-Boxermotor. Jeder Kopf besitzt zwei seitlich angeordnete Zünd-

kerzen, da für eine Mittelkerze kein Platz ist. Bei ebenfalls 89 mm Zylinderbohrung ist Platz für zwei Einlaßventile mit 34 und ein Auslaßventil mit 40 mm Ø. Zur Erreichung von Spitzenleistungen ist dieser Zylinderkopf ebenso wie der eingangs erwähnte Zweiventilkopf, der bei 89 mm Zylinderbohrung ein Einlaßventil mit 47 und ein Auslaßventil mit 39 mm Ø besitzt, infolge ungenügender Ventilquerschnitte nicht geeignet. Größere Ventile sind, wie schon erwähnt, bei Dreiventilanordnung nur im

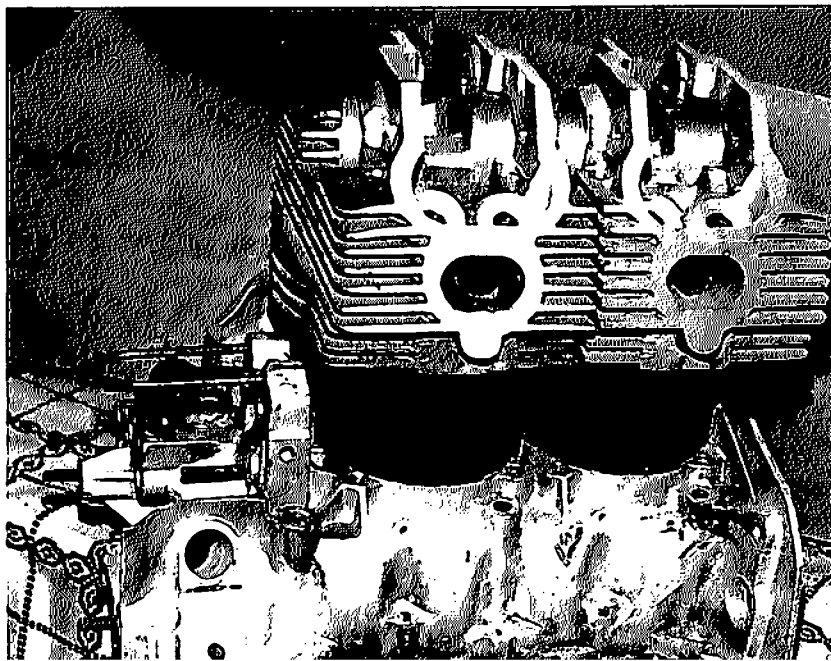


Abb. 49: Luftgekühlte Dreiventil-Zylinderköpfe für den VW-Zweilitermotor.

kugeligen Brennraum unterzubringen. Dann können die beiden Einlaßventile 39 mm $\varnothing$ und das Auslaßventil 46 mm $\varnothing$ haben. Solche Zylinderköpfe wurden schon mehrmals bei Motorradmotoren verwendet (Abb. 41).

Entwurf des Zylinderkopfs unter Berücksichtigung der Gasgeschwindigkeit

Bevor man einen Zylinderkopf konstruiert bzw. herstellt, sollte man mit einem Holzmodell desselben einen stationären Luftdurchströmungsversuch machen, um dadurch ein klares Bild über das Füllungsvermögen zu gewinnen. Im Vergleich mit verschiedenen anderen Zylinderköpfen ist auf diese Weise leicht die günstigste Ventilanordnung festzustellen, wenn bei verschiedenen Ventilhuben jeweils die durchströmende Luftmenge gemessen wird. Dabei werden Erkenntnisse gesammelt, die gut auf den geplanten Motor übertragen werden können.

Um den Füllungsgrad eines Zylinderkopfs beurteilen zu können, muß die Gasgeschwindigkeit auf der Einlaßseite festgestellt werden. Es wird als normal angenommen, daß die Gasgeschwindigkeit im Ventilspalt 80 m/s nicht wesentlich überschreiten soll, da sonst Drosselung eintritt. Nur bei sehr strömungsgünstigen, krümmungslosen Ansaugleitungen, die in Richtung der Zylinderachse angeordnet sind (Fallstromkanäle), ist eine Gasgeschwindigkeit bis zu 100 m/s noch zulässig. Für optimale Gemischbildung ist eine Gasgeschwindigkeit von 45 m/s noch ausreichend, darunter wird die Gemischbildung beeinträchtigt. Daraus folgt also,

daß Ventilquerschnitte nicht zu groß sein dürfen.

Motoren mit sehr großen Ventilen und starker Ventilüberschneidung laufen erst ab einer verhältnismäßig hohen Drehzahl (etwa 5000/min) ordentlich, weil unterhalb derselben die Gasgeschwindigkeit zu gering ist. Durch Verringerung der Ventilüberschneidung kann man die Gebrauchsdrehzahl herabsetzen. Auch eine Verlängerung der Ansaugleitung verlagert den Leistungseinsatz nach unten. Am wirkungsvollsten ist es allerdings, die Ansaugseite zu unterteilen, wozu aber zwei Einlaßventile, je mit eigenem Ansaugkanal und Vergaser, gehören. Da diese nacheinander geöffnet werden können, läßt sich bei jeder Drehzahl die richtige Gasgeschwindigkeit erzielen (Abb. 29).

Beim Entwurf eines Zylinderkopfs müssen zunächst nach der Gasgeschwindigkeit die Ventilquerschnitte berechnet werden. In diesem Zusammenhang ist aber auch das Hub/Bohrungs-Verhältnis in Betracht zu ziehen, denn dadurch wird in erster Linie die Form des Brennraums bestimmt. Die Oberfläche desselben soll möglichst klein sein und zu einem möglichst großen Teil für die Ventilquerschnitte ausgenützt werden. Dabei soll der Kolbenboden möglichst eben oder wenigstens nicht stark überhöht sein. Eine Halbkugel mit ebenem Kolbenboden würde für eine Verdichtung 1:10 einen Hub zweieinhalbmal so lang wie die Bohrung erfordern. In bezug auf den Brennraum steht fest, daß bei einem Hubverhältnis von 1:1 mit einem erhöhten Kolbenboden noch eine halbwegs günstige Form des Brennraums zu erreichen ist. Bei Verkürzung des Hubs wird derselbe immer ungünstiger, weil er niedriger und flacher wird und dabei seine Oberfläche zunimmt.

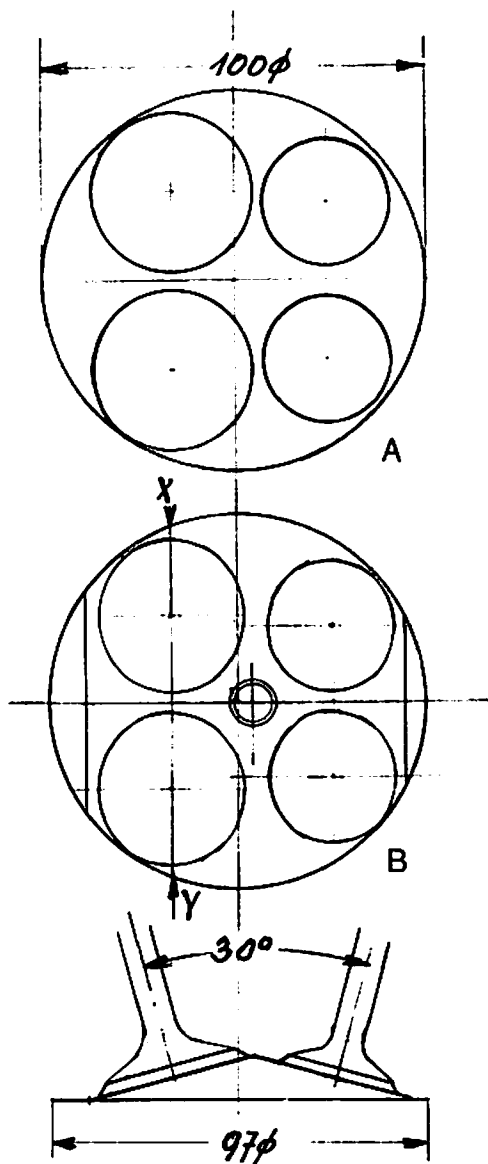


Abb. 50: Scheibenförmiger und dachförmiger Brennraum mit gleichen Ventilgrößen.

Daß die heutigen Rennmotoren extrem kurzhubig gemacht werden, hat zwei Gründe:

1. Die notwendigen großen Ventilquerschnitte bedingen eine große Zylinderbohrung;
2. ergibt sich bei kurzem Hub eine ge-

ringere mittlere Kolbengeschwindigkeit, und deshalb sind höhere Drehzahlen zu erreichen.

Der extrem kurzhubige Motor ist eine Notlösung. Die unterste Grenze bewährter Motoren liegt etwa bei einem Hubverhältnis von 0,7. Motoren mit noch kürzerem Hub haben sich nicht bewährt, weil die Brennraumform zu ungünstig wird. Man würde gern die Zylinderbohrung kleiner machen, wenn man dann noch genügend große Ventilquerschnitte unterbringen könnte. Gebrauchsmotoren, die hohen Wirkungsgrad der Verbrennung und damit niedrigen Kraftstoffverbrauch haben sollen, werden mit mehr Hub als Bohrung ausgeführt.

Untersuchen wir nun verschiedene Brennraumformen, wobei von einer Gasgeschwindigkeit von 100 m/s bei 10000 U/min ausgegangen wird. Für ein Hubvolumen von 500 cm³ ergeben sich als Ventilgrößen: zwei Einlaßventile mit 40 mm bei 10 mm Hub und zwei Auslaßventile mit 35 mm Ø. Auf ebener Fläche sind diese innerhalb eines Zylinderdurchmessers von 100 mm unterzubringen, wobei der Hub 63 mm beträgt (Hubverhältnis = 0,63). Bei Verdichtung 1:10 beträgt die Höhe des Brennraums 7 mm. Mittlere Kolbengeschwindigkeit = 21 m/s. Der scheibenförmige Brennraum (Abb. 50-A) ist bei diesem kurzen Hub sehr ungünstig und zur Erreichung hoher Leistungen nicht geeignet.

Es ergibt sich aus diesen Untersuchungen, daß ein kompakter Brennraum mit einem nicht zu weit unter 1 liegenden Hub/Bohrungs-Verhältnis die praktisch günstigste Form darstellt. Sollen die vier Ventile in einem 500 cm³-Zylinder mit dachförmigem Brennraum untergebracht werden, dann ergibt sich bei einem Ventilwinkel von 30° ein Zylinder-

durchmesser von 97 mm und ein Hub von 68 mm, das Hub/Bohrungs-Verhältnis ist 0,7 (Abb. 50-B). Vergrößert man den Ventilwinkel auf 54° , dann wird der Brennraum wesentlich tiefer, aber der Raum für die Unterbringung der Ventile wird kaum größer, da in beiden Fällen der Abstand x-y auf der Dachebene gleich bleibt. Dagegen wird bei größerem Ventilwinkel die Brennraumoberfläche wegen der höheren Seitenwände größer.

Bei kugelförmiger Oberfläche des Brennraums ist die Raumausnutzung wesentlich günstiger, wenn die radial angeordneten Ventile gleicher Funktion kreuzweise gegenüberliegen. Bei gleichem Ventilwinkel von 54° wie im vorherigen Fall und 40 mm-Einlaßventilen mißt die Zylinderbohrung nur mehr 89 mm bei 80 mm Hub, Hubverhältnis = 0,9 (Abb. 43).

Radialventil-Zylinderköpfe sind allerdings wegen der die Grundfläche weit überragenden Ventilefedern normalerweise nur für einzelnstehende Zylinder brauchbar. Für Reihenmotoren mit normalen kurzen Zylinderabständen müssen die Ventilefedern ineinander geschachtelt werden (Abb. 51), wodurch sich eine sehr komplizierte Ventilsteuerung ergibt.

Aus räumlichen Gründen und wegen des Vorteils der einfachen Ventilsteuerung wird man also zum vierventiligen Dachkopf greifen, wobei ein Ventilwinkel von $30-40^\circ$ die praktisch günstigste Lösung darstellt.

Unter gewissen Umständen kann es von Vorteil sein, eine Dreiventilanordnung in Erwägung zu ziehen. Für einen Hochleistungsmotor kommt nur die bereits dargestellte Bauart mit kugelförmigem Brennraum und zwei radial angeordneten Einlaßventilen in Frage.

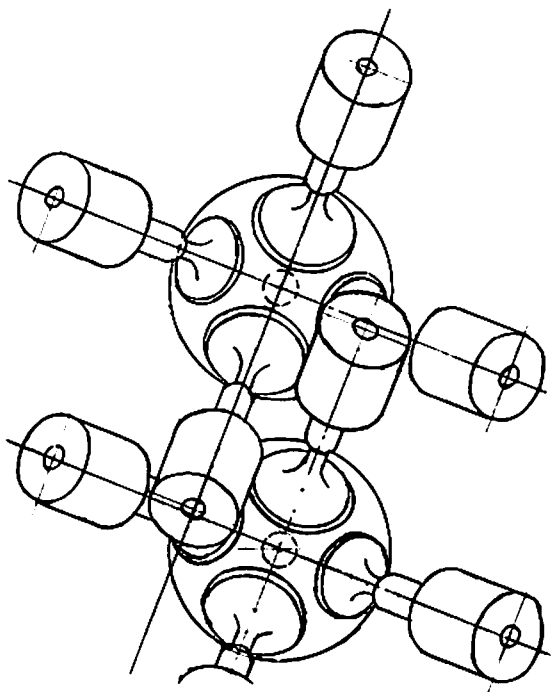


Abb. 51: Bei normal kurzen Zylinderabständen müssen radial angeordnete Ventile ineinandergeschachtelt werden, wodurch ihre Steuerung sehr schwierig durchführbar ist (siehe auch Abb. 107).

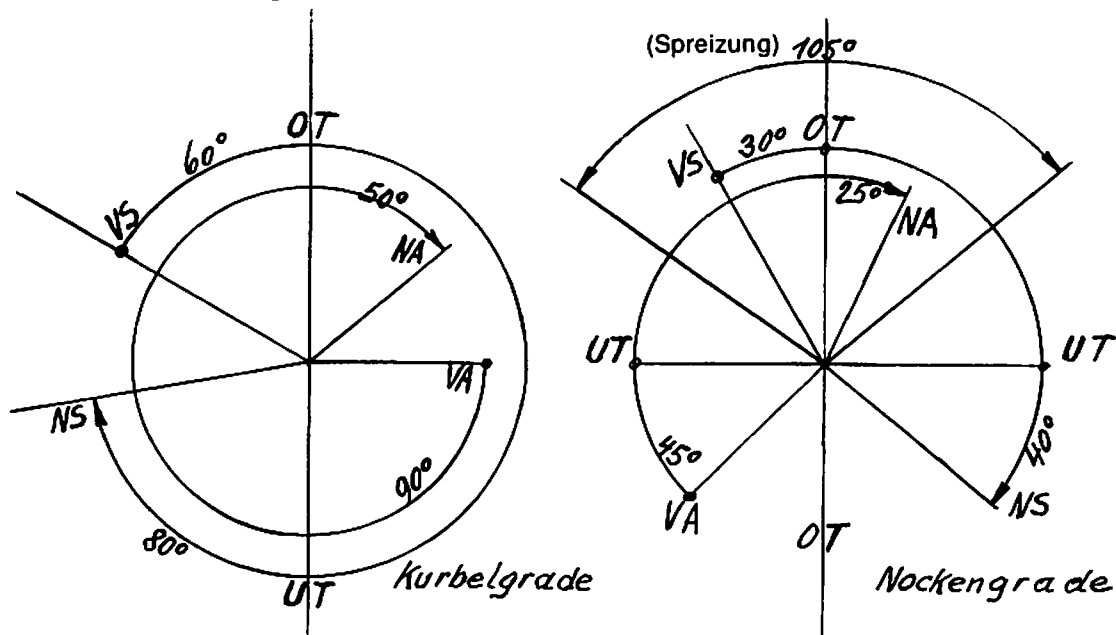
Es wird als normal angenommen, daß die Ventilquerschnitte so groß sein sollen, daß eine Gasgeschwindigkeit von 80–100 m/s bei Höchstdrehzahl nicht überschritten wird. Als Ausnahme gelten Motoren, welche mit einer besonderen Rennauspuffanlage ausgestattet sind, die eine besonders starke Saugwirkung während der Ventilüberschneidung bewirkt. Durch diese kann auch bei Gasgeschwindigkeiten über 100 m/s noch optimale Zylinderfüllung erreicht werden. Allerdings werden solcherart durch Auspuffaufladung erzielte Spitzenleistungen nur in einem sehr begrenzten Drehzahlbereich abgegeben.

III. STEUERZEITEN, VENTILERHEBUNGSKURVEN UND NOCKENFORMEN

Die Steuerzeiten werden, wie Abb. 52 zeigt, in Kurbelgraden bzw. Nockengraden als „Steuerdiagramm“ aufgezeichnet. Darin werden die Punkte angegeben, an denen sich die Ventile von ihrem Sitz abheben und wieder aufsetzen. Noch wichtiger ist es aber, den Weg des Ventils aufzuzeichnen, denn es kommt darauf an, wie schnell und wie hoch ein Ventil angehoben wird. Man könnte diesen Weg in dem Steuerdiagramm einzeichnen, aber viel einfacher und übersichtlicher ist es, die Ventilerhebungskurve nach einem einheitlichen Maßstab auf einer Geraden auf Millimeterpapier aufzutragen. Die Ventilerhebungskurve ist die für die Beurteilung der Gaswechselvorgänge wichtigste graphische Darstellung (s. Abb. 54).

In der Tab. 53 sind die Steuerzeiten einiger Gebrauchsmotoren sowie Sport- und Rennmotoren angegeben. Hierbei ist zu beachten, daß Mehrzylindermotoren mit nur einem Vergaser fast gar keine Ventilüberschneidung vertragen, und daß z. B. auch Vierzylindermotoren mit zwei Vergasern auf Y-förmigen Ansaugrohren, die durch ein Ausgleichsrohr verbunden sind, nur ganz geringe Ventilüberschneidung haben dürfen. Wenn eine höhere Leistung erzielt werden soll, ist unbedingt für jeden Zylinder ein eigener Vergaser (bzw. eine eigene Einspritzdüse) erforderlich. Wie aus der Tabelle ersichtlich, beträgt die Gesamtsteuerzeit für das Einlaß- wie für das Auslaßventil bei einem Gebrauchsmotor durchschnittlich 240–265°, für einen

Abb. 52: Steuerdiagramm.



Einlaß öffnet vor OT (Vorans.)	Einlaß schließt nach UT (Nachans.)	Auslaß öffnet vor UT (Vorausp.)	Auslaß schließt nach OT (Nachausp.)
Serienmotoren			
5	40	50	5
17	67	70	14
20	60	65	10
24	65	60	22
25	55	55	25
Sportmotoren			
40	80	80	40
35	75	80	30
42	62	67	37
50	90	90	50
50	70	85	45
55	85	85	55
Rennmotoren			
60	80	90	60
70	85	85	70
80	90	95	75
90	100	100	90
95	105	110	90
100	100	105	95
104	104	100	80

Tab. 53: Steuerzeiten einiger Gebrauchs-, Sport- und Rennmotoren.

Sportmotor bis etwa 320° und für Rennmotoren meist zwischen $320\text{--}360^\circ$ – aber auch darüber. Dabei ist zu beachten, daß für Zylinderköpfe mit kleineren Ventilquerschnitten (also Zweiventilköpfe) längere Steuerzeiten erforderlich sind als für Vierventilköpfe mit größeren Ventilquerschnitten. Die in Werksunterlagen häufig angegebenen »Einstell-Steuerzeiten« bei ein oder mehr Millimetern Ventilspiel sind hier nicht

brauchbar, da die tatsächlichen Steuerzeiten danach nicht feststellbar sind. Gebrauchsmotoren arbeiten mit Ventilzeiten, die schon bei niedrigen Drehzahlen hohes Drehmoment sowie geringen Kraftstoffverbrauch und lange Lebensdauer gewährleisten; auf Höchstleistung wird kein Wert gelegt. Diese relativ zahmen Steuerzeiten ermöglichen bei höheren Drehzahlen keine gute Zylinderfüllung. Durch Änderung der Nockenform (was zumeist eine neue Nockenwelle bedeutet) kann aber zunächst ein großer Sprung in der Leistung erzielt werden. Voraussetzung ist natürlich, daß der Motor, der leistungsgesteigert werden soll, von Haus aus dafür geeignet ist, und zwar sowohl triebwerksmäßig als auch in bezug auf den Zylinderkopf.

Grundlegend wichtig ist zunächst einmal, daß die Kurbelwelle an jeder Kröpfung gelagert ist (also muß die Vierzylinderwelle eines Reihenmotors fünf Hauptlager besitzen), und jede Kurbelkröpfung muß zwei Gegengewichte haben, also acht Stück. Bei Vierzylinder-Boxermotoren gibt es allgemein nur dreimal gelagerte Kurbelwellen, was wegen der geringen Baulänge auch unbedenklich ist.

Bei einem Hochleistungsmotor soll jedes Ventil so schnell und so hoch wie möglich geöffnet werden, verhältnismäßig lang offen bleiben und schnell geschlossen werden, wobei es sanft auf seinen Sitz aufsetzen soll. Entsprechend dem kleineren Ventildurchmesser kann das Auslaßventil weniger Hub als das Einlaßventil haben. Die Steuerzeiten werden meist für Ein- und Auslaß gleich lang bemessen. Sehr unterschiedlich bei den einzelnen Motoren ist der Abstand zwischen Mitte Einlaßsteuerzeit bis Mitte Auslaßsteuerzeit

(Spreizung genannt), der die Ventilüberschneidung angibt. Bei langer Spreizung ist die Ventilüberschneidung gering, bei kurzer Spreizung sind die Ventile in OT hoch angehoben.

Man zeichnet die Ein- und Auslaßsteuerzeiten getrennt auf durchsichtigem Millimeterpapier auf und kann dann durch Übereinanderlegen der Blätter die Spreizung auswählen bzw. die Gesamtsteuerzeiten bestimmen.

Ventilerhebungskurven

Die Ventilerhebungskurve zeigt den Weg des Ventils pro Grad Kurbelwellendrehung. Zur Aufzeichnung braucht man die Zahlen, die den Ventilhub pro Grad angeben. Sie sind im Anhang in den Tabellen 1–40 für vierzig verschiedene Nocken enthalten. Man beginnt mit der Aufzeichnung von der Mitte der Kurve, d. h. vom höchsten Ventilhub an. In der Höhe sind 10 mm = 1 mm Ventilhub, und in der Breite sind 10 mm = 5° Nockenwellen- bzw. 10° Kurbelwellendrehung. Es genügt, wenn man bei jedem fünften Grad den Punkt des jeweiligen Hubs festhält.

Die Ventilerhebung beginnt (Abb. 54) mit einer Anlauframpe von O–A, die durch eine ansteigende Gerade oder besser durch eine Sinuslinie dargestellt wird und auf der das Ventilspiel aufgehoben wird. Wäre kein Anlauf vorhanden, dann würde das Ventil schon bei geringem Ventilspiel schlagartig hochgeschleudert, der Abnehmer würde den Nocken verlassen, und beide Teile würden sich einschlagen. Die Anlauframpe muß einen stoßfreien Beginn der Ventilerhebung einleiten. Manche Gebrauchsmotoren haben aus Sicherheitsgründen eine sehr lange Anlauframpe, damit größere Unterschiede im Ventilspiel nicht gefährlich werden können.

Nach der Anlauframpe beginnt bei A die eigentliche Ventilerhebung. Es folgt eine steil ansteigende, kurz dauernde Beschleunigung bis zum Punkt B und nach einer kurzen Beruhigungsstrecke eine langsame, aber bis zur Nockenspitze C, dauernde Verzögerung. Nach dem Punkt B tritt schon die Ventilfeeder in Aktion, die die Steuerung des Ventils, welches sich geradlinig weiter bewegen möchte, am Nocken hält. Die Rückbewegung des Ventils von der Nockenspitze muß von der Ventilfeeder besorgt werden. Ist die Federspannung zu ge-

Abb. 54: Veranschaulichung einer Ventilerhebungskurve.

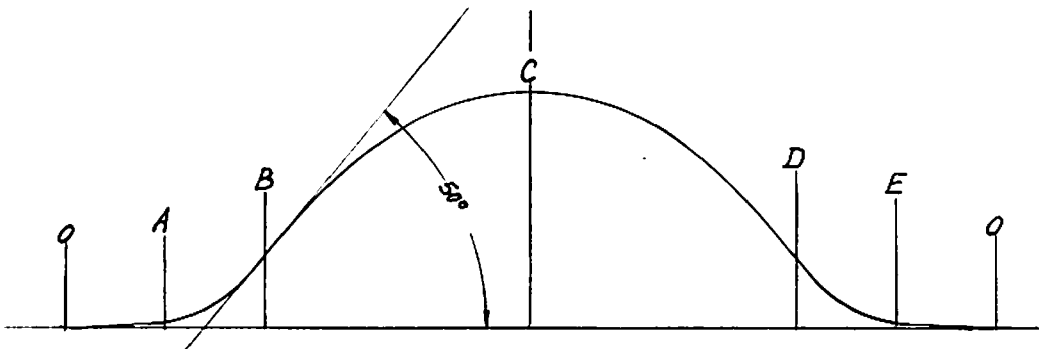
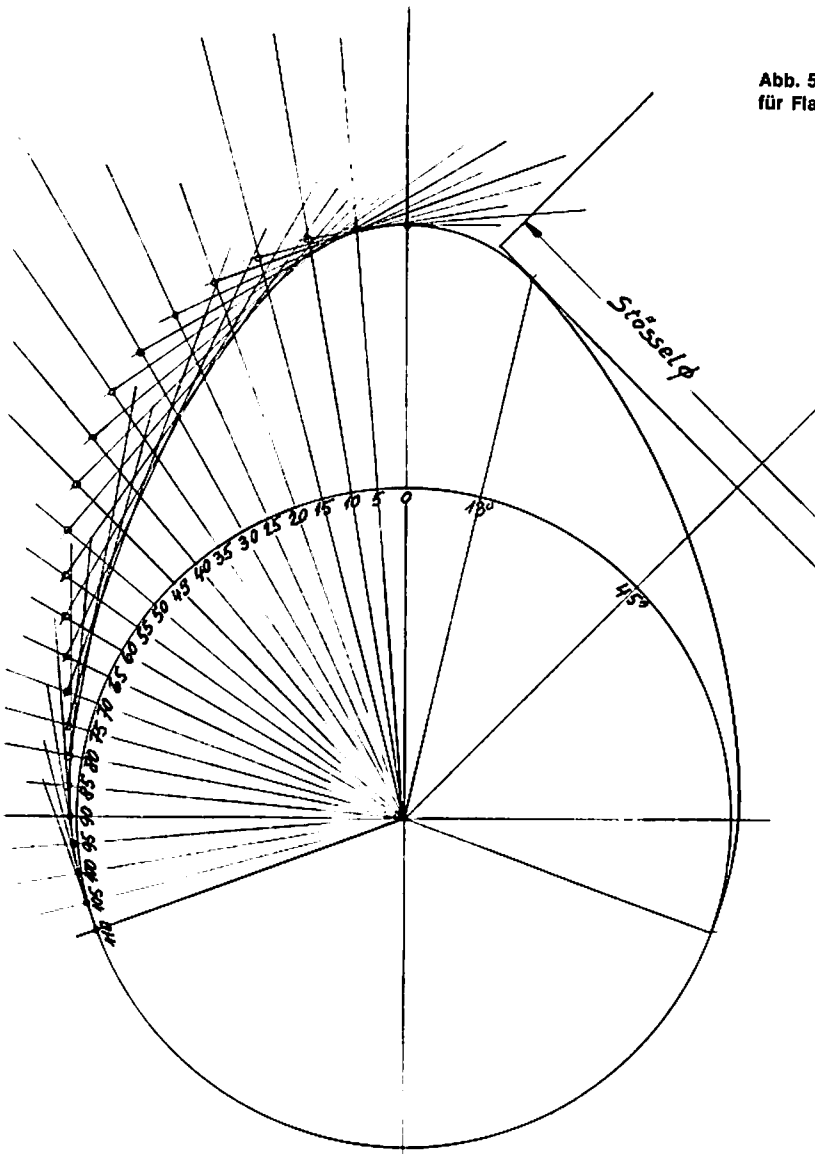


Abb. 55: Nocken
für Flachstößel.



ring, dann verläßt die Steuerung die Nockenbahn, springt höher und trifft erst später wieder auf den Nocken auf. Je schneller die Rückbewegung des Ventils stattfinden muß, eine um so höhere Federkraft ist dazu notwendig. Eine Ventilerhebungskurve mit großem Gipfelkreisbogen kommt mit geringerer

Federkraft aus und bietet größere Drehzahl-sicherheit.

Bei der Schließbewegung folgt das Ventil der gleichen symmetrischen Kurve, wird dann von D-E stark verzögert und setzt sanft auf seinen Sitz auf. Ohne Ablauframpe würde das Ventil schlagartig auf seinen Sitz auftreffen, wieder hoch-

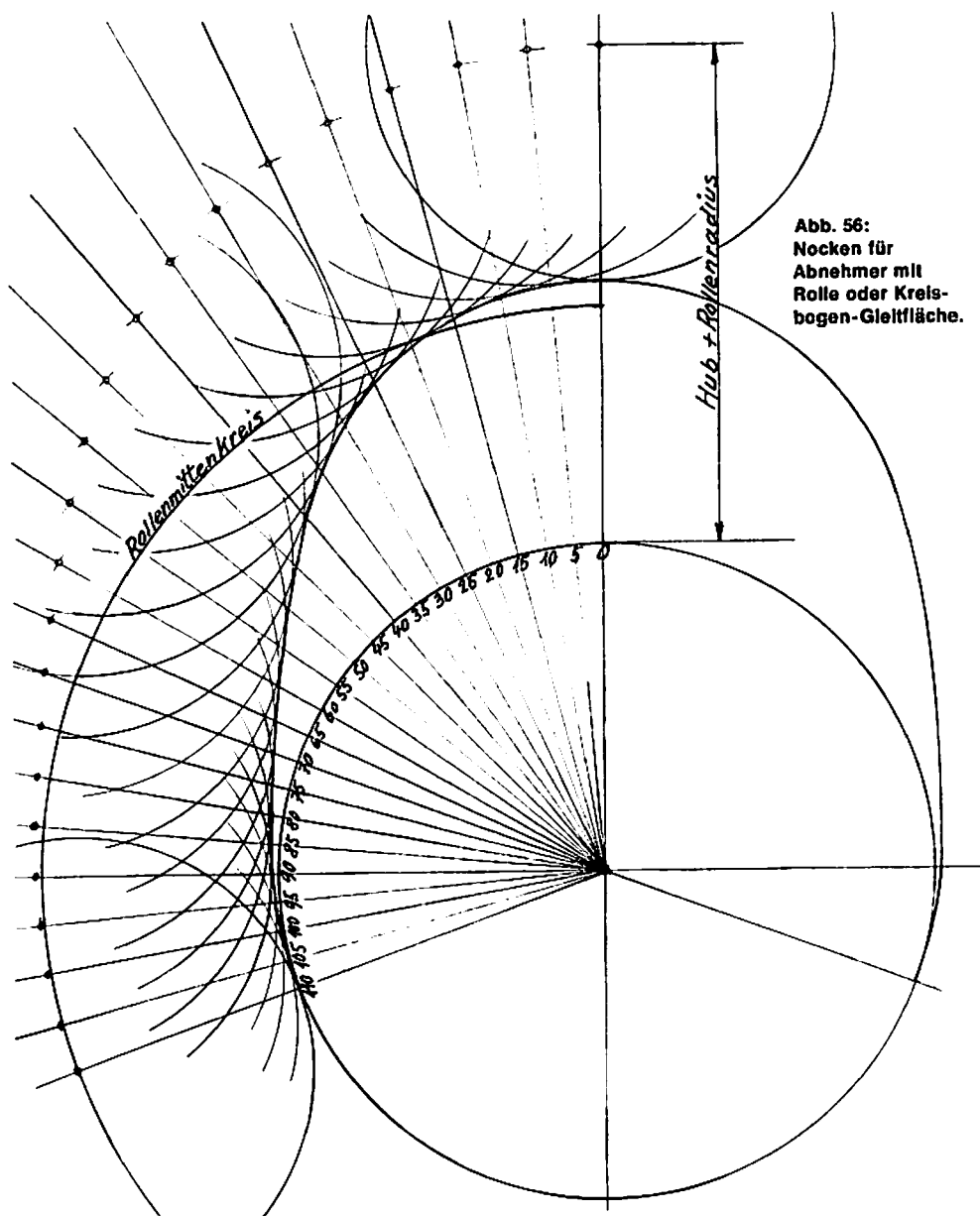


Abb. 56:
Nocken für
Abnehmer mit
Rolle oder Kreis-
bogen-Gleitfläche.

springen und die Steuerzeit in nachteiliger Weise verlängern.

Die Ventilbewegung ist aus Beschleunigungs- und Verzögerungskurven zusammengesetzt. Eine gleichförmige Bewegung, die durch eine längere Gerade dargestellt würde, gibt es bei einer optimalen Ventilerhebung nicht.

Die Ventilerhebungskurve wird nach der von ihr eingeschlossenen Fläche beurteilt. Kennzeichnend für einen Hochleistungsmotor ist eine große Fläche, die durch steile Ventilerhebung und großen Gipfelradius erzielt wird, wobei aber die Länge der Steuerzeit nicht über ein bestimmtes Maß gehen darf. Steile Ventil-

erhebungen schließen an der steilsten Stelle einen Winkel bis zu 55° ein.

Die Ventilerhebungskurve wird in Zusammenarbeit von Nocken und Abnehmer erzeugt. Die Nockenform wird von der Gestalt des Abnehmers bestimmt. Für eine bestimmte Ventilerhebungskurve ergibt ein Abnehmer mit ebener Gleitfläche eine ganz andere Nockenform als ein Abnehmer mit Rolle oder Kreisbogenfläche (Abb. 55 u. 56).

Rollen können aus Gewichtsgründen nicht beliebig groß gemacht werden, sie können aber auch im Hinblick auf betriebssichere Lagerung nicht zu klein sein. Der Durchmesser beträgt durchschnittlich zwischen 18 und 25 mm. Nocken, die mit Rollen zusammenarbeiten, haben, wenn die höchste Ventilbeschleunigung erzielt werden soll, gerade Flanken (Tangenten-Nocken). Für noch höhere Beschleunigung müßten entweder die Flanken hohl sein (schwierig herstellbar), oder die Rolle müßte größer sein, was ebenfalls nicht durchführbar ist. Es kommen daher nur Abnehmer mit kreisbogenförmiger Gleitfläche in Frage. Je größer der Krümmungsradius derselben, um so höher ist die Ventilbeschleunigung. Bei sehr großem Krümmungsradius des Abnehmers müssen aber die Nockenflanken gewölbt sein, da mit einem Tangenten-Nocken zu hohe Beschleunigungen auftreten würden.

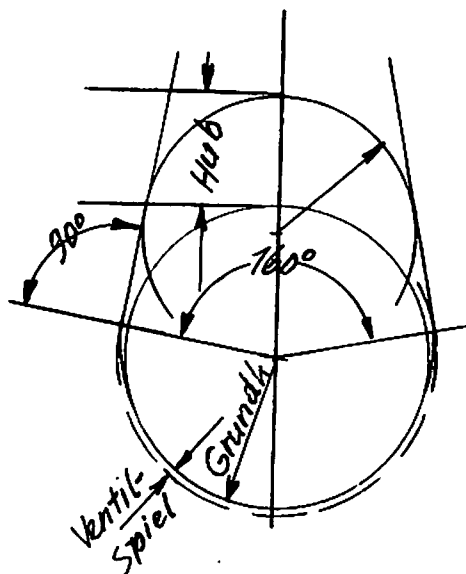
Eine einwandfreie, optimale Ventilerhebungskurve für einen sogenannten ruckfreien Nocken, bei welchem alle Beschleunigungsspitzen vermieden sind, ist nur durch einen komplizierten, zeitraubenden Rechenvorgang zu ermitteln. Der Tuner braucht aber für seine PS-Versuche eine größere Anzahl verschiedener Nocken, die er sich selbst binnen kurzer Zeit anfertigen kann.

Aus dieser Erfahrung heraus sind im Anhang vierzig Computer-berechnete Ventilerhebungskurven, die für alle Hochleistungs- und Rennmotoren ausreichen, enthalten. Damit ist der Tuner befähigt, nach einer genauen Anleitung sich die erforderlichen schnellen Nocken selbst anzufertigen. Wird zwischen Nocken und Ventil ein Hebel zwischen-geschaltet, dann wird das Übersetzungsverhältnis immer so gewählt, daß der Nockenhub kleiner als der Ventilhub ist. In diesem Fall müssen die Zahlen der Ventilerhebung auf Nockenerhebung umgerechnet werden.

Nockenformen

Der einfachste Nocken, der in Verbindung mit einer Rolle früher auch bei Rennmotoren verwendet wurde, ist der Tangenten-Nocken (Abb. 57). Entsprechend dem gewünschten Steuerwinkel von z. B. 160° werden zwei Tangenten an den Grundkreis angelegt und nach dem gewählten Ventilhub der passende, die Tangenten berührende

Abb. 57: Tangenten-Nocken.



Kreisbogen eingezeichnet. Die Ventil-
hebungscurve dieses Tangenten-Nok-
kens mit Rolle (Blatt 1 – Anhang) liefert
schon sehr brauchbare Beschleuni-
gungs- und Verzögerungswerte. Der
Nocken benötigt nur noch eine An- und
Ablauframpe, damit das Ventil im ersten

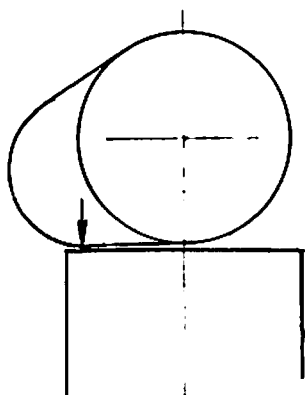


Abb. 58: Ein Tangenten-Nocken darf nicht mit
einem Flachstößel zusammenarbeiten (das gäbe
ein „Hammerwerk“!).

Moment langsam abgehoben und auf-
gesetzt wird, wie dies bereits erklärt
wurde.

Der dargestellte Tangenten-Nocken er-
gibt an der steilsten Stelle der Ventil-
hebung einen Winkel von 48° . Eine stei-
lere Erhebung kann man mit einem mit
einer Rolle zusammenarbeitenden Nok-
ken nur mit hohlen Nockenflanken er-
zielen. Diese sind aber sehr schwer her-
zustellen, da die hohle Krümmung den
Durchmesser der Schleifscheibe be-
grenzt. Früher waren sie bei Motorrad-
motoren häufig zu finden.

Um höchste Ventilbeschleunigungen zu
erzielen, benötigt man Stößel mit ebe-
ner Gleitfläche, die eine Nockenform mit
kreisbogenförmigen Flanken bedingen.

Ein Tangenten-Nocken kann jedoch
nicht mit einem Flachstößel zusammen-
laufen, dies gäbe ein Hammerwerk, da
zu Beginn der Erhebung der Stößel
vom Nocken am Rand getroffen und
hochgeschlagen würde (Abb. 58). Sol-
che Fehler sind schon oft von Frisier-
praktikern gemacht worden, die keine
Ahnung von einer Ventil-
hebungs-
kurve hatten.

Der Kreisbogennocken dagegen hebt
den Flachstößel von der Mitte an und
überläuft die Fläche nach außen.

Nockenkonstruktion

Zur Herstellung eines Nockens benötigt
man die Zahlen, aus denen sich die Ven-
tilerhebungscurve zusammensetzt.
Diese sind für eine Reihe von verschie-
denen ruckfreien Nocken in den Tabel-
len 1–40 pro Grad und (weil sie der
Rechenautomat so liefert) auf vier Dezi-
malstellen angegeben. In der Praxis ge-
nügen zwei Dezimalstellen und zur Auf-
zeichnung eines Nockens jeder zweite
Grad. Die Aufzeichnung der Ventil-
hebungscurven ergibt sich nach den bei-
liegenden Vorlagen von selbst, und es
bleibt dem Leser überlassen, sich die-
selben selbst auf durchsichtigem Milli-
meterpapier aufzuzeichnen.

Nocken für Flachstößel (Abb. 55)

Man zeichnet den Grundkreis in zehnf-
acher Größe auf und versieht ihn mit einer
Gradeinteilung. (Es gibt gedruckte
Gradscheibenblätter in Zeichenwaren-
geschäften.) Ausgehend vom höchsten
Ventilhub zeichnet man im Abstand von

2° (oder 5°) den Stößel mit ebener Gleitfläche nach den Zahlen der Tabelle in allen Stellungen ein, indem man von jedem Schnittpunkt, der den Ventilhub darstellt, eine Gerade im rechten Winkel zu dem betreffenden Strahl zieht. So erhält man die Umriss des Nockens. Dabei stellt sich heraus, daß der Nocken nur bei höchstem Ventilhub in der Mitte des Stößels aufliegt und während seiner Drehung eine größere Fläche überläuft. Zum Beispiel liegt der Stößel bei 45° Nockenwelle beim 13. Grad auf. Nach der überlaufenen Fläche plus einigen Millimetern Zugabe ergibt sich der Durchmesser des Stößels. Zu ersehen ist dabei, daß der Stößel, wenn der Nocken am Rand angreift, großen Kippkräften ausgesetzt ist und deshalb ausreichend geführt werden muß.

Die zehnfach vergrößerte Nockenzeichnung kann man dazu verwenden, um danach auf der Spezial-Nockenschleifvorrichtung, die anschließend behandelt wird, den Meisternocken auf Originalgröße zu verkleinern. Dazu ist es notwendig, die Nockenform sehr genau auf starkem Zeichenpapier aufzuzeichnen, wobei die Abstände mit einer Spitzenschublehre angerissen werden, um dann die ausgeschnittene Nockenform auf eine Blechplatte zu übertragen. Man kann auch am Teilapparat die Blechplatte direkt anreißen und dabei höchste Genauigkeit erreichen.

Nocken für Rollenabnehmer

Wird als Abnehmer ein Stößel mit Rolle oder gleichartiger Gleitfläche verwendet (Abb. 56), dann wird über dem Grundkreis noch der Rollenmittenkreis eingezeichnet, der aus dem Grund-

kreisradius plus Rollenradius besteht. Nach dem Nockenhub werden nun lt. Tabelle die Rollenmittelpunkte in die einzelnen Gradstellungen der Strahlen eingezeichnet, und aus den aneinander gereihten Kreisbögen ergibt sich die Nockenkurve. Dabei stellt sich heraus, daß der Nocken hier im Gegensatz zum Flachstößel nur eine kleine Fläche des Abnehmers überläuft, was aber für eine Gleitfläche wegen des Verschleißes nachteilig ist. Aus diesem Grunde werden Gleitflächen-Abnehmer mit großem Kreisbogenradius ausgeführt.

Wird als Abnehmer eine Rolle verwendet, dann wird der Durchmesser derselben erfahrungsgemäß mit etwa $\frac{3}{4}$ des Nockengrundkreis-Durchmessers bemessen. Eine Rolle mit 20 mm $\varnothing$, die mit voller Anzahl von $2\varnothing \times 8$ -mm-Nadeln auf einem 7-mm- $\varnothing$ -Bolzen gelagert ist, läuft bei Halbliter-Zylinderköpfen betriebssicher und wiegt nur 13 g.

Wenn zwischen Ventil und Nocken ein Kipphelbel zwischengeschaltet wird, dann wird in der Regel der Nockenhub kleiner ausgeführt und das Übersetzungsverhältnis zwischen 1,25 und 1,4 gewählt. Über diesen Wert geht man besser nicht hinaus, da sonst zu hohe Belastungen auf die Steuerungsteile kommen.

Stößel und Hebel

Während der Stößel eine geradlinige Bewegung ausführt, wodurch sich eine symmetrische Nockenform ergibt, beschreibt ein Nockenhebel einen Kreisbogen. Man muß sich über die Bewegungsverhältnisse beim Hub im klaren sein, weil sonst untragbare Fehler entstehen können. In Abb. 59 ist die richtige

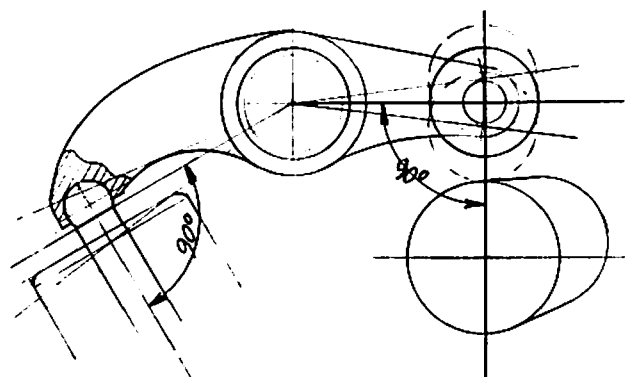


Abb. 59: Richtige Stellung eines Rollenhebels bei halbem Ventilhub; damit wird eine symmetrische Ventilerhebungskurve erreicht.

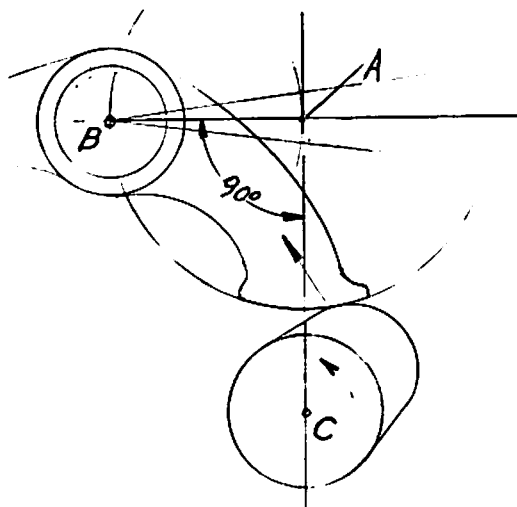


Abb. 60: Eine symmetrische Ventilerhebungskurve wird auch mit dieser Hebelanordnung erzielt, doch kommt bei großem Kreisbogenradius der Hebellfläche der Drehpunkt an eine ungünstige Stelle.

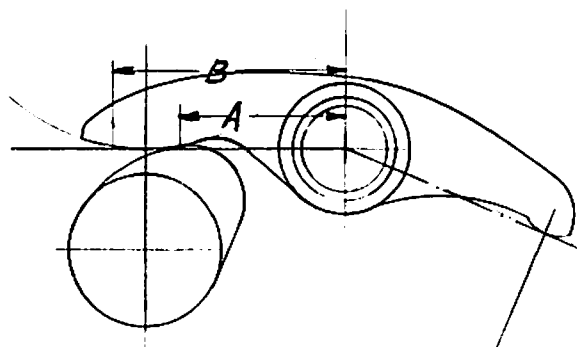


Abb. 61: Um mit dieser Hebelausführung eine symmetrische Ventilerhebung zu erhalten, muß die Nockenform unsymmetrisch sein.

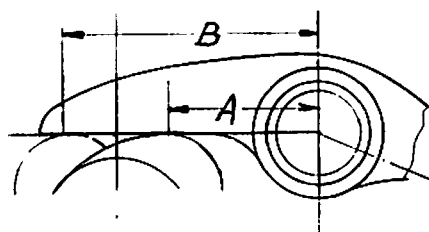


Abb. 62: Auch bei einem Hebel mit ebener Gleitfläche ist ein unsymmetrischer Nocken erforderlich.

Anordnung eines Rollenhebels zum Nocken dargestellt. Bei halbem Nockenhub müssen die beiden Geraden, die vom Nockenmittel zum Rollenmittel und von dort zum Hebeldrehpunkt gehen, einen rechten Winkel bilden. Dann bewegt sich die Rolle nahezu auf einer Geraden.

Wird statt der Rolle eine Gleitfläche verwendet, dann wird meist der Radius des Kreisbogens wesentlich größer gemacht, um die vom Nocken überlaufene Fläche zu vergrößern (Abb. 60). Bei gro-

ßem Kreisbogenradius kommt allerdings der Hebeldrehpunkt an eine ungünstige Stelle. Wenn die Drehrichtung des Nockens gegen den Hebeldrehpunkt geht, wird die Belastung auf den Nocken und die Lagerung wesentlich erhöht. Die Drehrichtung des Nockens soll daher in einem solchen Fall vom Hebeldrehpunkt weg gerichtet sein.

Um diese ungünstige Hebelanordnung zu vermeiden, wird vielfach die Bauart nach Abb. 61 mit dem tiefliegenden He-

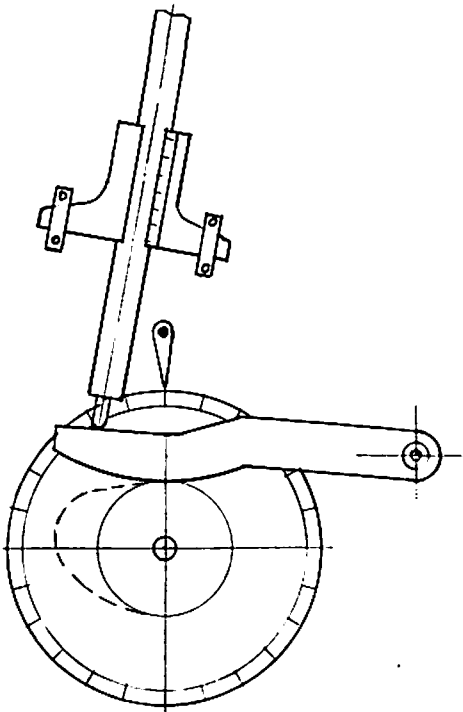
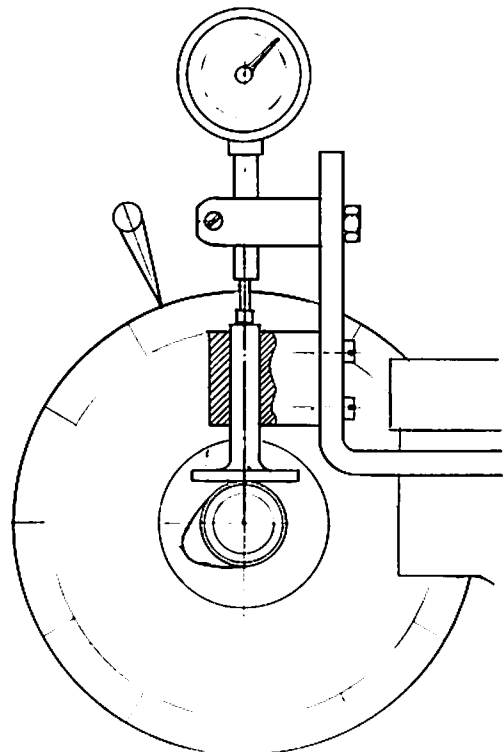


Abb. 63: Zeicheneinrichtung für die Konstruktion unsymmetrischer Nocken.

beldrehpunkt angewendet. Da jedoch der Nocken am kürzeren Hebelarm A den Hebel schneller hebt als am längeren Hebelarm B, ergibt sich mit einem normalen Nocken eine unsymmetrische Ventilerhebungskurve. Noch krasser ist der Fall, wenn der Hebel mit ebener Gleitfläche am Nocken aufliegt (Abb. 62). Durch einen unsymmetrischen Nocken kann diese Ungleichheit jedoch ausgeglichen und eine symmetrische Ventilerhebungskurve erreicht werden. Die Aufzeichnung solcher Nocken ist mittels einer besonderen Zeicheneinrichtung im Maßstab 10:1 mit der erforderlichen Genauigkeit ohne Schwierigkeit durchzuführen (Abb. 63). Erforderlich ist eine genaue Nachbildung des Schwinghebels in zehnfacher Größe aus dünnem Blech. Die mit einer Gradeinteilung versehene Scheibe, auf welche der Nocken 10:1 aufgezeichnet wird, wird ebenso wie der Hebel auf ei-

ner ebenen Fläche (z.B. Sperrholzplatte) im erforderlichen Abstand gelagert. Im Angriffspunkt des Ventils wird (bei halbem Hub im rechten Winkel) ein Tiefenmaß befestigt, an dessen Skala die Ventilstellungen je Grad Nockenwellendrehung eingestellt werden können. Man braucht nur noch nach der jeweiligen Gradstellung der Scheibe den dazugehörigen Ventilhub einzustellen, den Hebel auf Anschlag zu halten und den Kreisbogen des Hebels auf der Scheibe anzureißen. Aus der Reihe der aneinander gereihten Kreisbögen ergibt sich die Nockenkurve. Bei einigermaßen sorgfältiger Herstellung dieser Zeichenvorrichtung ist es ohne weiteres möglich, den zehnmal vergrößerten Nocken mit einer Genauigkeit von 0,1–0,2 mm aufzuzeichnen und auszuschnitten, wonach der 10:1 kopierte Originalnocken dann die zehnfache Genauigkeit besitzt. Auf gleiche Weise

Abb. 64: Vorrichtung zur Abnahme einer Ventilerhebungskurve.



werden auch Nocken für Schwinghebel mit ebener Gleitfläche, die allerdings selten vorkommen, ausgeführt.

Abnahme der Ventilerhebungskurve

Wenn man die Absicht hat, eine vorhandene Nockenwelle abzuändern oder eine neue anzufertigen, wird man zunächst die Ventil- bzw. Nockenerhebungskurve der Originalwelle aufnehmen. Wenn es sich um eine Flachstößel-Steuerung handelt, ist wohl die genaueste Methode die, die Nockenwelle mit der daran befestigten Gradscheibe zwischen die Spitzen der Drehbank zu spannen und nach Abb. 64 einen Arm im Support der Drehbank zu befestigen, an welchem der Flachstößel geführt und die Meßuhr einstellbar festgeklemmt ist. Ist die Nockenwelle im Zylinderkopf gelagert, wie das bei einer Kipphebelsteuerung der Fall ist, dann wird die Meßuhr am Federteller (oder besser an einem flachen Pilzstößel, der statt des Ventils mit einer schwachen Feder eingebaut ist) angesetzt. Dabei ist darauf zu achten, daß die Meßuhr genau parallel zur Ventilspindel steht.

Nach der aufgenommenen Ventilerhebungskurve kann man sich entscheiden, ob man die vorhandene Nockenwelle durch Nachschleifen ändern oder eine neue herstellen will. Durch Nachschleifen kann man eine Nockenform

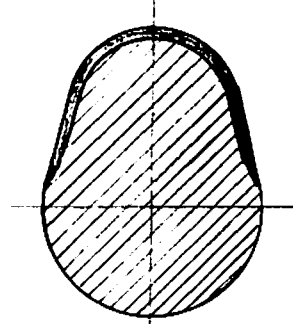


Abb. 65: Verlauf der Härteschicht bei einem Hartguß-Nocken.

nur geringfügig ändern, da die Härteschicht der normalen Guß-Nockenwellen nicht um den ganzen Nocken herumgeht, sondern nur soweit, wie Abb. 65 zeigt. Schleift man den Grundkreis kleiner, um einen größeren Ventilhub zu erzielen, dann kommt man leicht durch die Härteschicht durch, und die Lauffläche ist zu Beginn und am Ende der Ventilerhebung weich. (Wenn man einen Nocken seitlich mit einem Widiamesser etwas plandrecht, kann man die Härteschicht sichtbar machen.)

Die Ventilerhebungskurve bringt man durch Multiplikation der Zahlen auf einen entsprechend höheren Hub und evtl. durch Einsetzen eines Zwischenstücks in der Mitte auf eine längere Öffnungszeit. An Hand der neu aufgezeichneten Nockenform kann man dann feststellen, ob die Härteschicht das Umschleifen noch zuläßt.

IV. NOCKENHERSTELLUNG

Zum Schleifen von Nocken ist eine Spezialmaschine erforderlich, auf welcher der roh vorgefräste Nocken nach einer Ur-Nockenform (Meisternocken genannt) kopiert wird. Je nach der Bauart der Maschine kann der Meisternocken in der Größe genau dem wirklichen Nocken gleichen, er kann aber auch die zehnfache Größe besitzen und durch Hebelübersetzung auf ein Zehntel verkleinert geschliffen werden. Schließlich kann er auch eine Form besitzen, die keinerlei Ähnlichkeit mit dem wirklichen Nocken hat.

Die Meisternocken der Produktionsschleifmaschinen besitzen einen sehr großen Grundkreis, aber den Hub des wirklichen Nockens. Ihre Herstellung ist kompliziert und teuer, da sie auch sehr massiv ausgeführt und gehärtet sein müssen, weil ziemliche Kräfte, die zur Bewegung des Nockenwellen-Aufnahmeschlittens nötig sind, auf diesem Meisternocken lasten. Diese Maschinen arbeiten sehr rationell, aber die Umstellung auf eine andere Nockenform ist umständlich und teuer, da der Meisternocken auf dem Lehrenbohrwerk oder einer Spezialmaschine hergestellt werden muß, um die erforderliche Genauigkeit zu besitzen. Diese Herstellungsmethode, die nur bei großen Stückzahlen wirtschaftlich ist, scheidet daher für eine Tuningwerkstatt aus.

Der Preis einer solchen Nocken-Schleifmaschine beläuft sich, wie schon gesagt, auf etwa 200000.- DM!

Ein Tuner muß imstande sein, sich eine

Anzahl verschiedener Nockenwellen, die er zum Probieren braucht, in kürzester Zeit selbst anzufertigen.

Im folgenden ist eine Schwenkrahmen-Schleifmaschine beschrieben, die nach einem Meisternocken in Originalgröße die auf einer Nockenwelle befindlichen Nocken mit absoluter Präzision in wirtschaftlicher Weise kopiert. Die Maschine (Abb. 66–71) ist so einfach, daß sie von jedem Fachmann ohne Schwierigkeit gebaut werden kann.

Auf einer Grundplatte A ist ein Schlitten B aus Flachstahl in der Dimension ca. 100 × 25 mm längsverschiebbar aufgesetzt. Darauf sind auf Stützen zwei Körnerspitzen F angebracht, zwischen denen die Welle C drehbar gelagert ist. Die Welle trägt den fest aufgesetzten Spindelstock D und den in einer Keilnut geführten, längsverschiebbaren und festklemmbaren Reitstock E. Zwischen den Spitzen G und H wird die zu schleifende Nockenwelle eingespannt, und zwischen den Spitzen F und F kann der ganze, einen Schwenkrahmen darstellende Teil beim Schleifen hin- und herbewegt werden. Die Welle J des Spindelstockes wird mittels Handkurbel K gedreht und ist beim Schleifen mittels eines Spezial-Drehherzes Y und Mitnehmers L mit der Nockenwelle fest gekuppelt. Auf der Welle sitzt auch der Meisternocken M, der mittels Schraube R mit der Scheibe N verbunden und seinerseits mittels Stift S mit dem auf der Welle sitzenden Flansch O gekuppelt ist. Die Scheibe N besitzt entsprechend

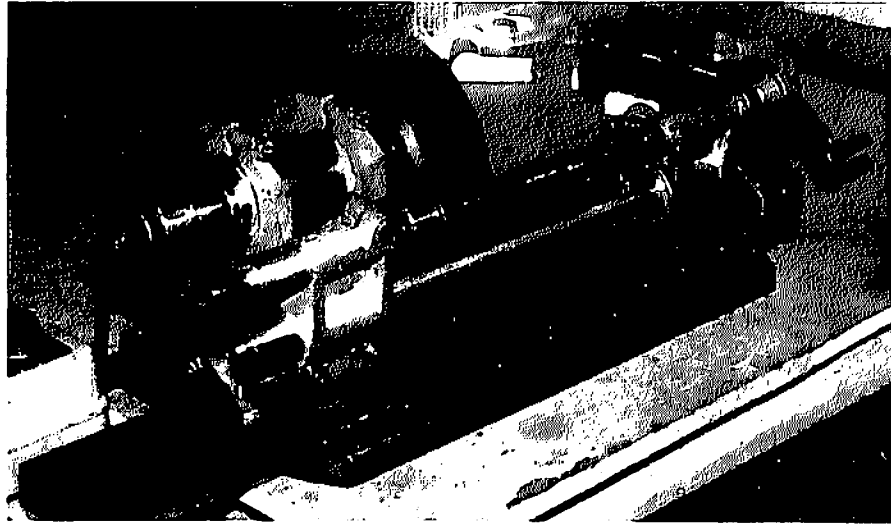


Abb. 66: Eigenbau-Nocken-Kopierschleifmaschine.

der Nockenversetzung ebenso viele Löcher am Teilkreis.

Nachdem ein Nocken geschliffen ist, wird die Mutter P gelockert und die Scheibe N mit dem daran befestigten Meisternocken bis zum nächsten Loch weitergedreht, mit dem Stift S gesichert, mit der Mutter festgezogen, und der nächste Nocken steht zum Schleifen bereit.

Auf der Platte A fix montiert ist der Schleifbock Q, der eine Schleifscheibe mit 200 mm Durchmesser trägt. Die Schleifwelle wird über Keilriemen von einem Elektromotor angetrieben. Dieser soll etwas weiter weg vom Schleifbereich angeordnet und gut abgedeckt sein, da ja naß geschliffen wird. Nockenwelle und Schleifscheibenmitte stehen auf gleicher Höhe, ebenso ist auf dieser Höhe ein verstellbarer Abnehmer R montiert, der den Radius der Schleifscheibe besitzt und gegen den der Meisternocken beim Schleifen angedrückt wird.

Der Abnehmer ist zylindrisch gelagert, in einem Schlitz durch Stift Z geführt, und der Vorschub wird mittels Gewindespindel und Handgriff W betätigt.

Beim Schleifen wird die Handkurbel langsam gedreht (die Drehrichtung ist egal), wobei der Meisternocken seine Form genau auf den zu schleifenden Nocken überträgt. Beim Schleifen wird der Meisternocken mit Federdruck oder von Hand aus gegen den Abnehmer gedrückt. Der Rahmen mit der Nockenwelle schwenkt nach der Form des Meisternockens beim Drehen der Handkurbel hin und her. Zum Schleifen der einzelnen Nocken wird der Schwenkrahmen nach deren Abstand zum nächsten Nocken weitergeschoben und festgeklemmt.

Die Grundplatte aus etwa 25 mm starkem Grobblech ist etwa 300 mm breit

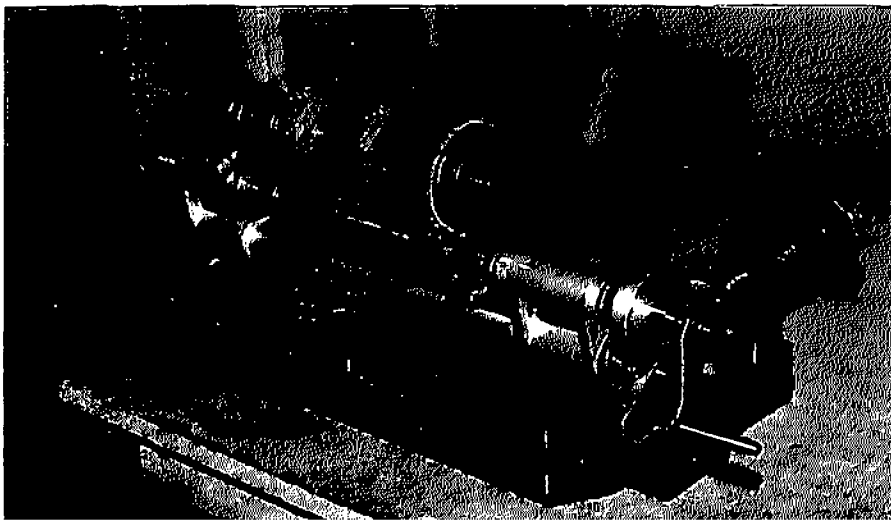


Abb. 66a: Ansicht von der Meisternockenseite.

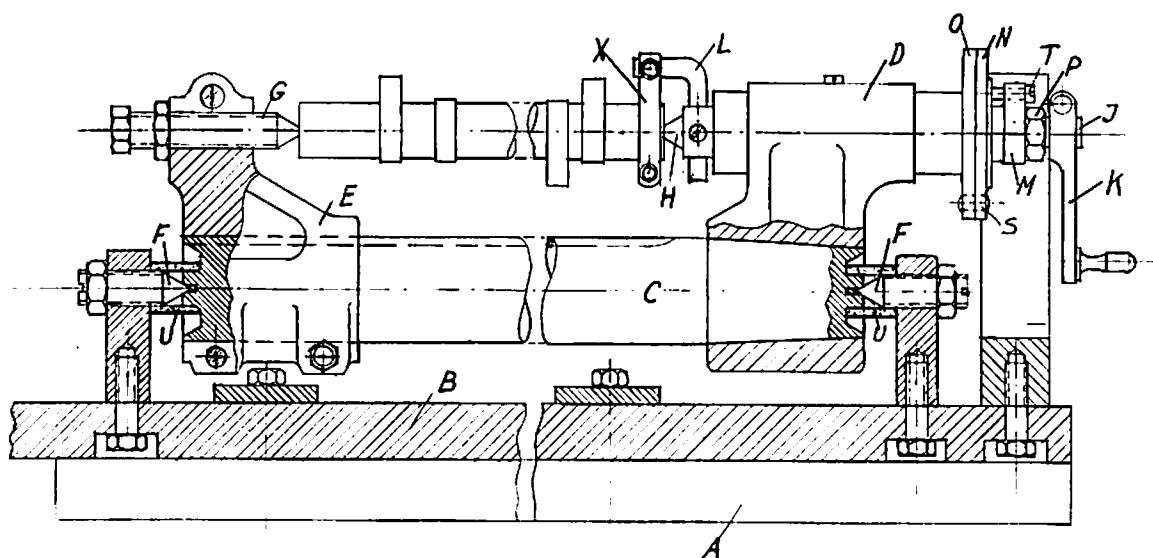
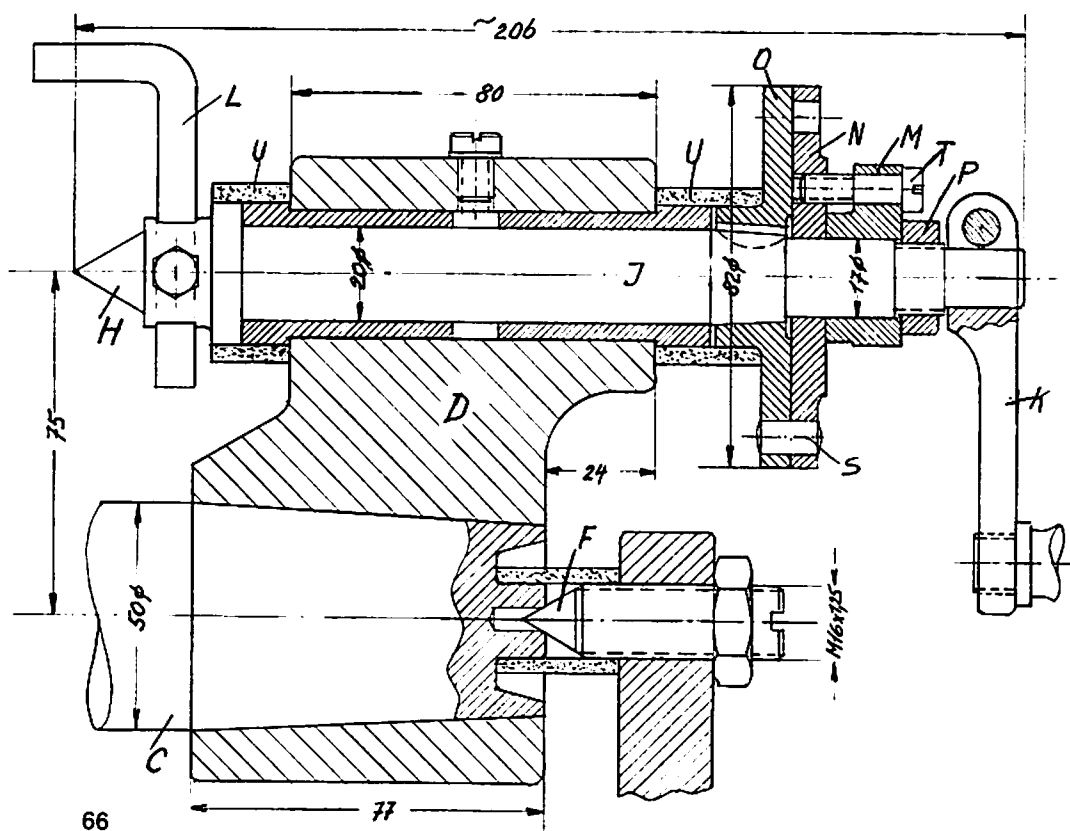


Abb. 67: Die Maschine schleift die einzelnen Nocken der Nockenwelle nach einem Meisternocken in Originalgröße.

Abb. 68: Spindelstock der Nockenschleifmaschine.



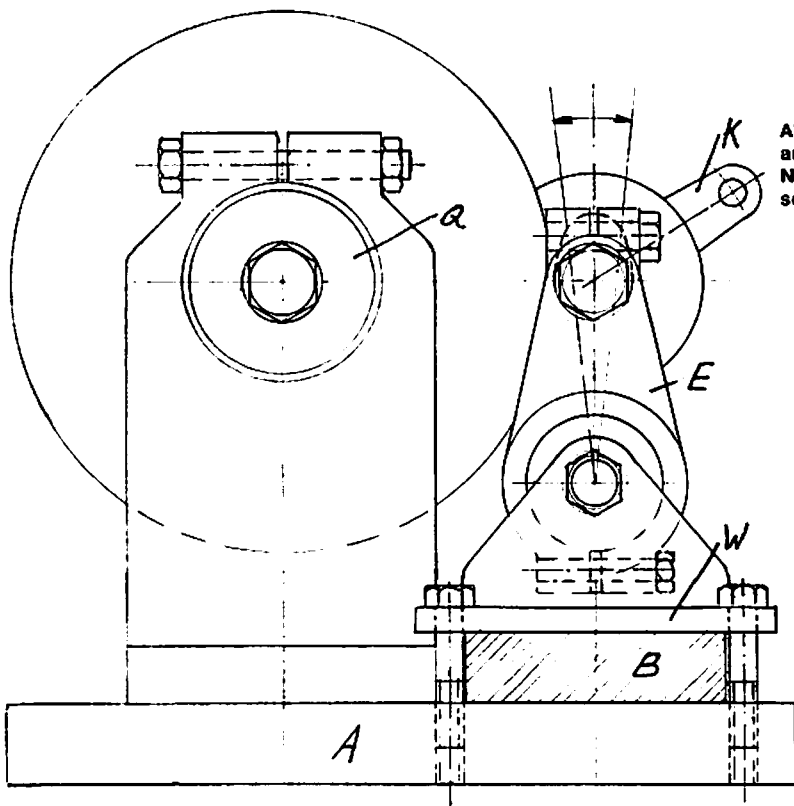


Abb. 69: Seiten-
ansicht der
Nocken-
schleifmaschine.

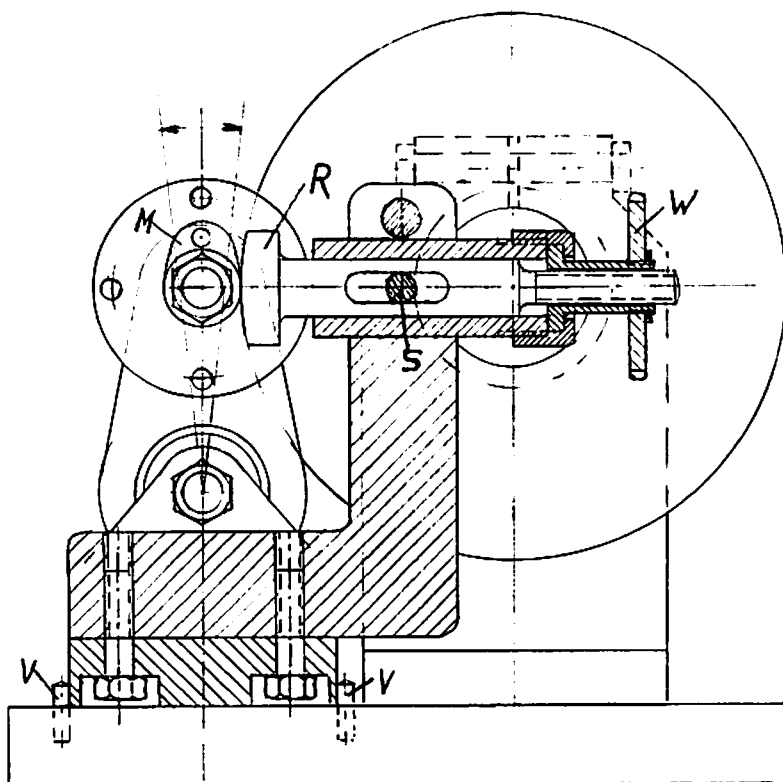


Abb. 70: Seiten-
ansicht von der
Meisternocken-
seite.

und 500 bis 700 mm lang. Die Schiene B besteht aus einem Flacheisen von ungefähr 100×25 mm, ihre Länge richtet sich nach den zu schleifenden Nockenwellen. Für die Welle C nimmt man blank gezogenen Automatenstahl mit 50 mm $\varnothing$, der nicht bearbeitet werden muß. Die Körnerspitzen F mit Gewinde M 16 müssen gehärtet sein, ebenso der Reitstockkörner G. Die Welle J des Spindelstocks kann aus vergütetem Stahl hergestellt werden, da ja an der Körnerspitze keine Drehung stattfindet. Der Abnehmer R, der den Radius der Schleifscheibe besitzt, muß einsatzgehärtet sein, ebenso der Meisternocken M, falls eine größere Anzahl von Nocken danach kopiert werden soll.

Die Abdichtung der sich bewegenden Teile geschieht zweckmäßig durch übergeschobene Gummi-Schlauchstutzen U. Die Spitzenweite der Vorrichtung und damit die Länge der Welle und des Schlittens richten sich nach den zu schleifenden Nockenwellen. Der Schlitten braucht nur durch einige Stifte V geführt und mittels einiger Brücken W niedergespannt zu werden. Spindelstock D und Reitstock E werden aus Aluminiumguß hergestellt. Hierzu ist ein einfaches Holzmodell, das man selbst anfertigen kann, notwendig.

Der Schleifbock Q ist eine Ausführung, wie sie für Rundschleifarbeiten auf der Drehbank benützt wird, und muß eine präzise nachstellbare Lagerung besitzen.

Sehr lange und dünne Nockenwellen müssen, damit sie beim Schleifen nicht federn, in der Mitte durch eine Lünette abgestützt werden.

Hinter der Schleifscheibe ist eine Diamant-Abziehvorrückung angebracht (Abb. 71). Sie besteht aus einem schwenkbaren Hebelarm R, der sehr

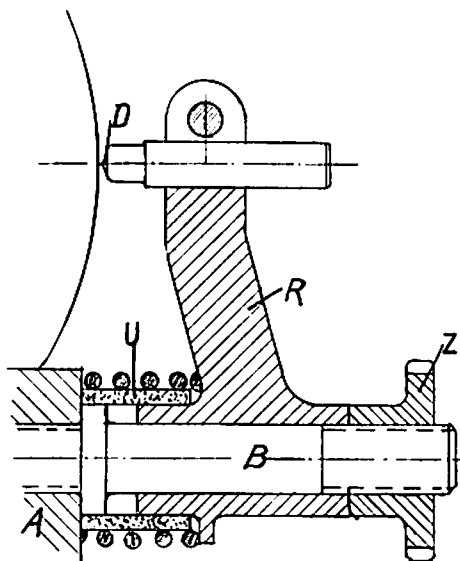
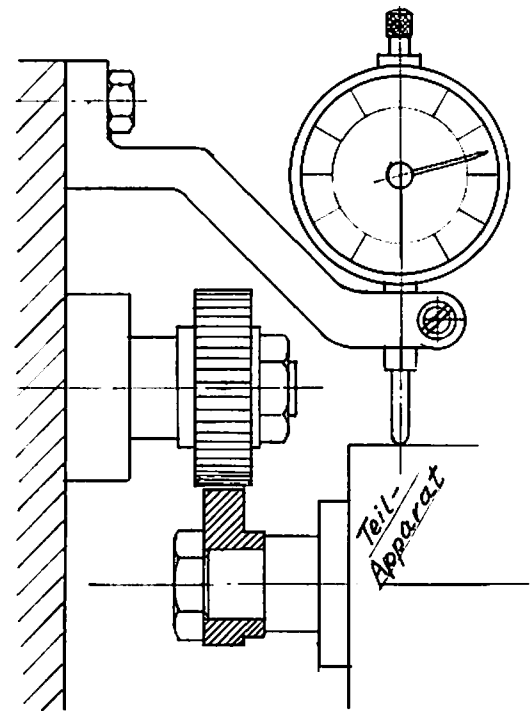
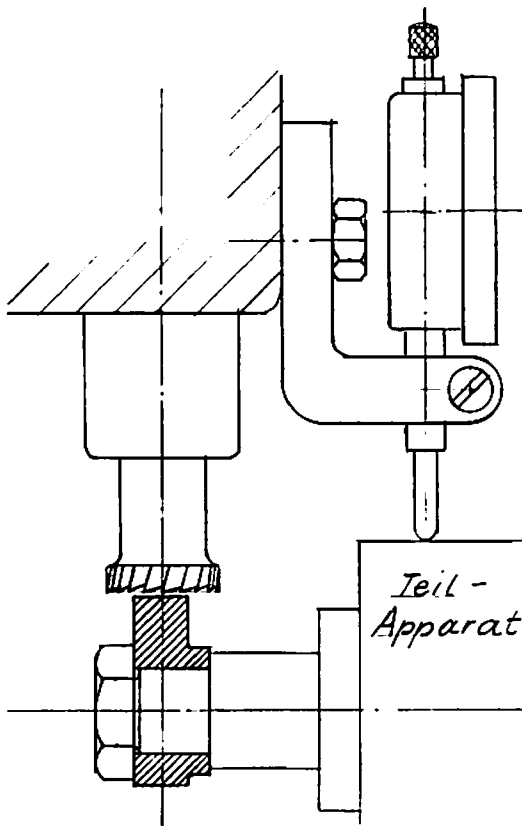


Abb. 71: Anordnung der Schleifscheiben-Abziehvorrückung.

genau auf einer auf der Platte A montierten Achse B gelagert ist und den Diamanten D trägt. Zwecks Vorschub ist der Hebelarm auf seiner Achse mit einem Gewinde-Handgriff Z einstellbar, er wird mit einer Feder gegen diesen gedrückt.

Meisternocken-Herstellung

Der zu dieser Maschine notwendige Meisternocken für Flachstößel kann am besten auf einer Vertikal-Fräsmaschine (Abb. 72), aber notfalls auch auf einer Horizontal-Fräsmaschine hergestellt werden. Der vorgearbeitete Nocken wird auf einer Welle festgespannt, die schlagfrei drehbar und festklemmbar gelagert ist. Am besten dazu geeignet ist ein Teilapparat, der am Tisch der Vertikal-Fräsmaschine montiert wird. Mit einem Stirnfräser wird, von der Nockenspitze aus beginnend, je Grad horizontal über den Nocken gefräst. Die Arbeit ist natürlich ziemlich zeitraubend, da nach jeder Fräsung der Nocken um $1-2^\circ$ wei-



Oben: Abb. 73: Herstellung des Meisternockens auf einer Horizontalfräsmaschine.

Links: Abb. 72: Herstellung eines Meisternockens auf der Vertikalfräsmaschine.

Rechts: Abb. 74: Herstellung eines Meisternockens auf der Drehmaschine.

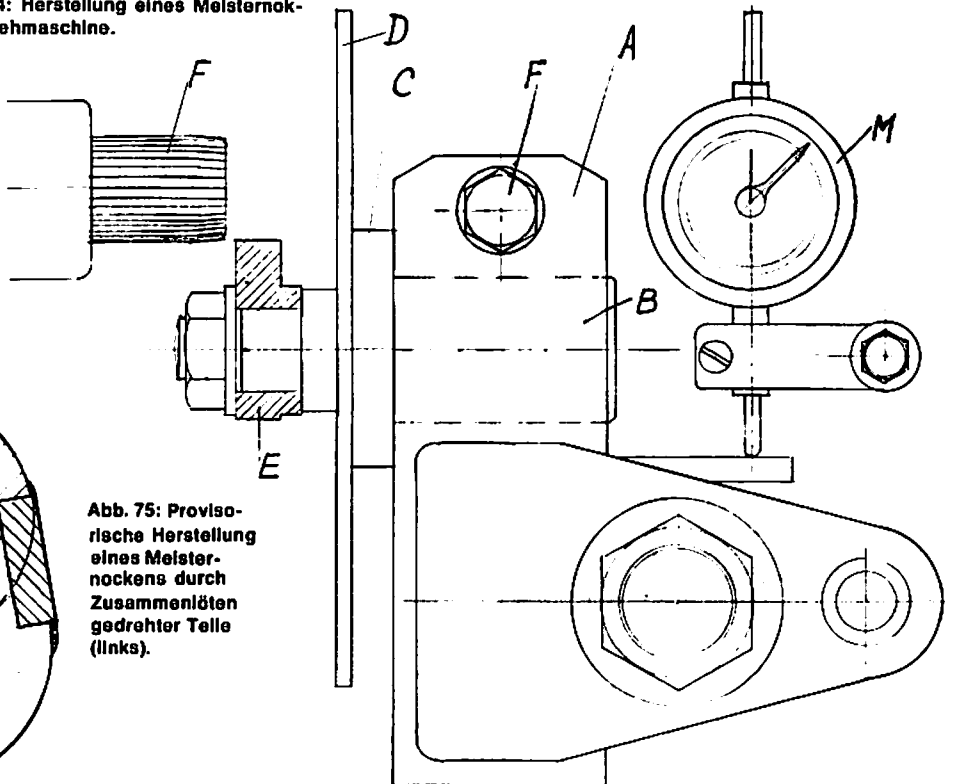


Abb. 75: Provisorische Herstellung eines Meisternockens durch Zusammenlöten gedrehter Teile (links).

tergedreht und die Frässpindel in die erforderliche, von der Meßuhr kontrollierte Stellung gebracht werden muß. Auf einer Horizontal-Fräsmaschine muß der Tisch jedesmal höhenverstellt werden, was noch umständlicher ist (Abb. 73).

Ein Nocken für einen Rollenabnehmer kann auch auf der Drehbank hergestellt werden. Abb. 74 zeigt die Vorrichtung in Draufsicht. Der Vorgang beim Fräsen ist der gleiche wie beim Aufzeichnen eines Nockens, der mit einer Rolle zusammenläuft.

Dazu ist ein zylindrischer Schaftfräser vom Rollendurchmesser, der auch stirnseitig schneidet, notwendig. Dieser wird schlagfrei in die Spannzange der Drehbankspindel eingespannt. Die Nockenaufnahmewelle B, die außer dem zu bearbeitenden Nocken E auch die am Flansch C befestigte Gradscheibe D trägt, ist in einem aus 50×50 mm Vierkantstahl bestehenden Lagerbock A festklemmbar gelagert. Die Lagerbohrung ist geschlitzt und mittels der Schraube F zusammenspannbar. Der Lagerbock wird am Support der Drehbank eingespannt.

Gefräst wird durch axiale Verschiebung des Kreuzsupports, dessen jeweilige Stellung von der Meßuhr M angezeigt wird. Die Nockenwelle wird nach jeder Fräsung um 1° oder 2° verdreht und festgeklemmt, und dazu wird jedesmal der Plandreh-Support nach der Meßuhr in die dazugehörige Stellung gebracht und ebenfalls festgeklemmt. Dafür ist eine Klemmvorrichtung am Support anzubringen, falls eine solche nicht vorhanden ist.

In gleicher Weise kann dieser Nocken auch auf einer Horizontal-Fräsmaschine hergestellt werden, doch ist die umständliche Höhenverstellung des

schweren Tisches bei diesem Verfahren nachteilig.

Schließlich sei noch die verhältnismäßig einfache Herstellung eines Tangenten- oder Kreisbogennockens nach Abb. 75 erwähnt, der allerdings nur für Motoren in Frage kommt, von denen keine Spitzenleistungen verlangt werden. Man untersucht zu diesem Zweck an der zehnfach vergrößerten Zeichnung eines ruckfreien Nockens, welche Kreisbögen in diese Kontur hineinpassen. Danach kann man, wenn man mit Uhrmacher-genauigkeit arbeitet, einen Nocken in Originalgröße aus geraden und gedrehten Teilen provisorisch mit Zinn zusammenlöten, ihn als Meisternocken auf die Schleifmaschine spannen und danach den richtigen Meisternocken kopieren, der gehärtet wird. Der Unterschied zwischen diesem und einem ruckfreien Nocken ist sehr gering und macht sich erst bei hoher Drehzahl bemerkbar, wenn man auf dem Nockenprüfstand den Nocken bei höchster Drehzahl mit dem Stroboskop beleuchtet.

Meisternocken-Schleifmaschine

Die einfachste und genaueste Herstellungsmethode für den Meisternocken ist die, einen zehnfach vergrößerten Nocken auf Originalgröße herunterzukopieren. Dazu benötigt man eine Eigenbau-Schleifvorrichtung mit Hebelübersetzung, deren Herstellung sich für jeden Tuner unbedingt lohnt, weil damit viel Zeit gespart und eine zehnfache Genauigkeit erreicht wird.

Abb. 76 zeigt die Vorrichtung in Seitenansicht und Abb. 77 in Draufsicht.

Mit A bezeichnet ist der Hebelarm, der aus einem Vierkantrohr der Dimension

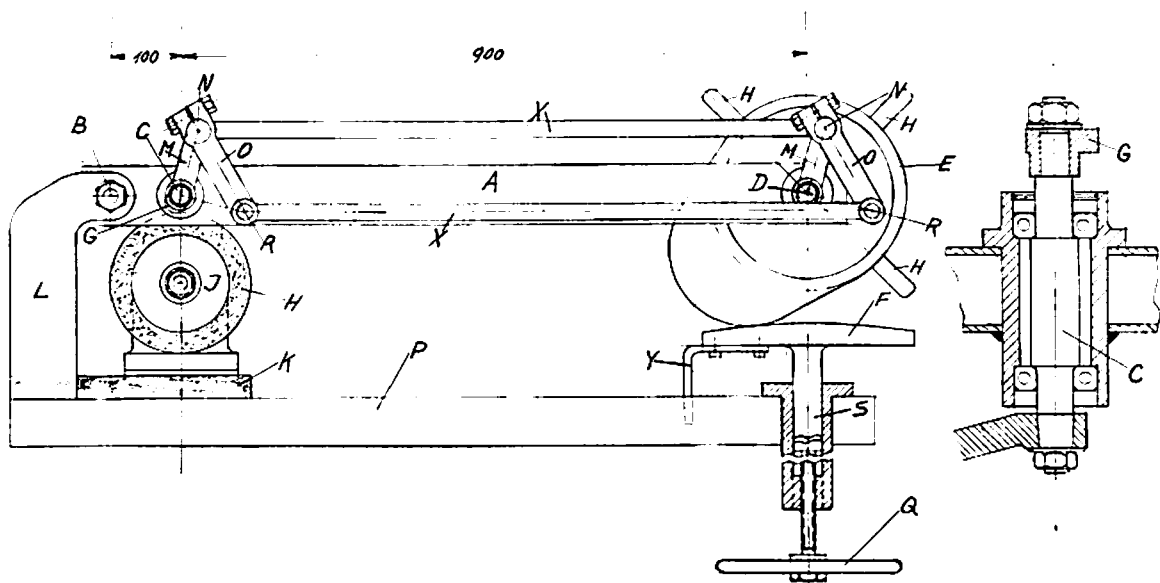


Abb. 76: Schleifmaschine, die den Meisternocken nach einem zehnfach größeren, aus Blech gefertigten Urnocken kopiert.

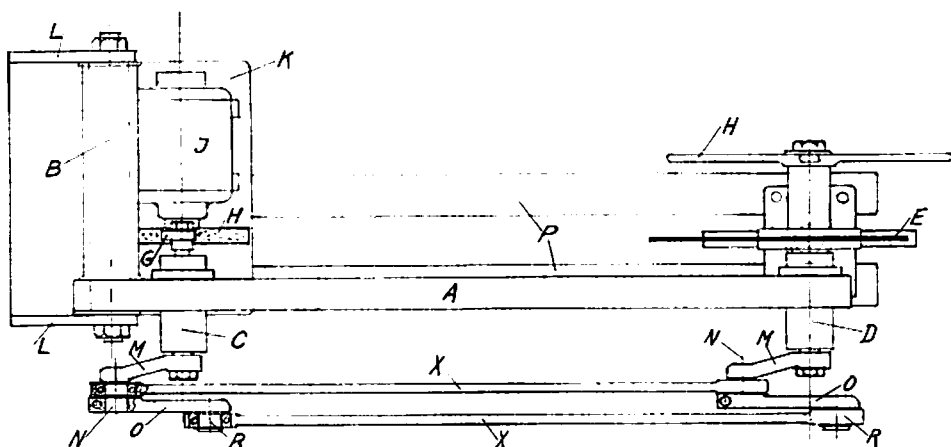


Abb. 77: Draufsicht der 10:1-Schleifmaschine.

40 × 80 mm besteht und bei B drehbar gelagert ist. Im Abstand von 100 mm befindet sich die Lagerung der Achse C, welche den zu schleifenden Nocken G aufnimmt. Im Abstand von 1000 mm von B ist die gleichartig gelagerte Achse D angeordnet, welche auf der einen Seite den zehnfach vergrößerten Urnocken E und einen Vierarm-Handgriff H trägt.

Die Achsen sind in den Lagerrohren auf Kugellagern gelagert und mit Simmeringen abgedichtet. Die Lagerrohre sind mit Vierkantflansch versehen und werden nach der Bearbeitung in die Bohrungen des Hebelarmes eingeschoben und verschraubt, evtl. verschweißt. Die Lagerungen müssen absolut spielfrei sein, da sonst die notwendige Genauig-

keit der Nockenform nicht erreichbar ist. Die Verbindung der beiden Wellen C und D könnte am einfachsten durch einen Kettentrieb erfolgen, doch ist damit die erforderliche Präzision in der Übertragung kaum gewährleistet, da Einzelstücke einer Kette meist nicht absolut gleichlang sind.

Ein Kurbeltrieb mit Verbindungsstangen nach Lokomotivart (auch durch NSU-Max bekannt) gewährleistet bei genauer Herstellung eine synchrone Übertragung der Drehbewegung. Auf jede der Achsen C und D wird eine Kurbel M von etwa 100 mm Länge montiert und je ein zweiter Kurbelhebel O mit Klemmverbindung auf die Achsen N aufgesetzt. Die Zapfen N und R müssen eine Vierteldrehung voneinander Abstand haben. Die Verbindung der beiden Doppelkurbeln wird durch ebenfalls kugelgelagerte Stangen X hergestellt.

Statt dieser Doppelkurbel-Anordnung kann auch ein Dreiecks-Kuppelstangentrieb mit drei einfachen Kurbeln angeordnet werden. Hierzu sind drei gleiche Kurbeln und als Verbindung ein Dreiecks-Gestänge notwendig. Die dritte Kurbel wird an einem in Hebelmitte angeschweißten Arm aus gleichem Vierkantrohr gelagert, so daß die drei Lagerstellen ungefähr ein gleichschenkliges Dreieck bilden. Es ist selbstverständlich, daß die drei Achsen parallel stehen und die drei Kurbeln genau gleich lang sein müssen. Bedingung ist also eine präzise Ausführung dieser Teile.

Aufgebaut ist die Vorrichtung auf einer Grundplatte K, an welcher zwei Wände L befestigt sind, zwischen denen der Hebelarm A auf der Achse B gelagert ist. Auf der Grundplatte ist auch der Schleifmotor J montiert, der eine Schleifscheibe H von etwa 200 mm $\varnothing$

trägt. Unterhalb der Platte sind zwei Winkeleisen P festgeschraubt, zwischen denen am anderen Ende unterhalb der Welle D die höhenverstellbare Auflage F für den Urnocken E aufgebaut ist. Die Kreisbogenaufgabe F muß den zehnfachen Radius der Schleifscheibe aufweisen, da ja auch der Urnocken die zehnfache Größe des zu schleifenden Nockens G besitzt. Die Höhenverstellung der Achse S wird durch eine Gewindespindel mit Handrad Q bewerkstelligt. Die spielfrei gelagerte Spindel S wird gegen Drehung durch einen Blechwinkel Y, der zwischen den Winkeleisen P geführt ist, gesichert.

Bei Montage der Maschine ist auf die richtige Einstellung der Einzelteile zueinander zu achten. Bei halbem Nockenhub müssen bei horizontaler Hebelstellung A die Mitte der Schleifscheibe H senkrecht unter der Nockenmitte C und der Mittelpunkt des Auflagekreisbogens F senkrecht unter der Mitte des Urnockens E stehen. Die Schleifmaschine J wird durch Unterlagen in die erforderliche Stellung gebracht. Der zu schleifende Nocken wird roh vorgearbeitet und sitzt fliegend auf seiner Achse. Der Vorschub beim Schleifen wird durch Nachstellen der Auflage F erzielt.

Der Urnocken E wird aus 1–1,5 mm starkem Eisenblech hergestellt. Man kann den auf starkem Zeichenpapier konstruierten und ausgeschnittenen Nocken auf das Blech aufkleben und dieses ausschneiden und nachfeilen. Falls ein Teilapparat vorhanden ist, kann man auch die schwarz lackierte Nockenscheibe an einer Welle aufspannen und mit dem Parallelreißer die Gradeinteilung anreißen. Nach beiden Methoden ist es möglich, mit einiger Sorgfalt die Nockenform auf einige Zehntel Millimeter Genauigkeit fertigzubringen. Be-

sonders ist darauf zu achten, daß der Grundkreis genau zentrisch zur Aufnahmebohrung liegt. Beim Aufspannen dieses Nockens legt man beiderseits etwas stärkere Blechscheiben bei, damit sich das dünne Blech nicht verformt. Damit sich die Auflage F nicht so rasch abnützt, spannt man vorteilhaft ein Stahlblechblatt darüber, das an den Enden mit zwei Senkschrauben befestigt wird und gegebenenfalls leicht ausgewechselt werden kann.

Diese Maschine ist mit ihrer einfachen Bauart für das Schleifen einzelner, auf der Welle C fliegend aufgespannter Nocken bestimmt.

Die Herstellung unsymmetrischer Nocken, die für besondere Gleithebel notwendig sind, ist auf einfache Art überhaupt nur mittels dieser 10:1 arbeitenden Maschine möglich, da solche Nocken nach Zeichnung kopiert werden müssen.

Es ist allerdings auch möglich, nach dem gleichen Prinzip eine Maschine herzustellen, auf der lange Nockenwellen mit einer Mehrzahl von Nocken geschliffen werden können. Eine solche Maschine wäre aber kompliziert und unvorteilhaft, und es würden ihr verschiedene Nachteile anhaften, auf die hier nicht näher eingegangen werden soll.

Nockenwellen-Herstellung

Im Serienmotorenbau werden fast ausschließlich Hartguß-Nockenwellen verwendet. Die Härteschicht geht nur um die Nockenerhöhung (Abb. 65) herum, also um weniger als 180°. Ein Nachschleifen auf längere Steuerzeiten durch Verkleinerung des Grundkreises ist nur begrenzt möglich. Befinden sich

Saug- und Auspuffnocken auf einer Welle, dann paßt auch meist die Versetzung (Spreizung) nicht für eine rennmäßige Einstellung.

Hartgußnockenwellen sind nur bei Bestellung größerer Stückzahlen zu erhalten, da für den Guß derselben spezielle Kokillen angefertigt werden müssen.

Der Tuner ist deshalb darauf angewiesen, selbst Nockenwellen aus dem Werkstoff 16 Mn Cr 5 für Einsatzhärtung herzustellen.

Zunächst wird die Welle vorgedreht, durchbohrt, und dann werden die Nockenmitten angerissen, wozu die Welle auf einer Seite in den Teilapparat gespannt und am anderen Ende durch ein Prisma unterstützt wird. Nach Anreißen der schwarz lackierten Nockenstirnflächen werden die Nocken mittels Schablone angerissen und auf der Vertikalfräsmaschine vorgefräst. Darauf werden die einzelnen Nocken auf der Schwenkrahmen-Schleifmaschine nach dem Meisternocken kopiert und die Hauptlager auf Schleifmaß gedreht. Schließlich werden die Öllöcher gebohrt.

Es ist vorteilhaft, die Löcher wegen der Gefahr des Brechens sehr kleiner Bohrer mit mindestens 2 mm zu bohren und sie nach Fertigstellung der Welle mit Kupferstiften auf 1-mm-Löcher auszubuchsen.

Nach dem Einsatzhärten ist die Welle, wenn nötig, geradezurichten und an den Hauptlagern fertigzuschleifen. Die Nocken braucht man nur zu polieren, Nachschleifen wird kaum nötig sein. Geringes Nachschleifen ist übrigens unbedenklich, da sich dabei der Ablauf der Nockenform nicht ändert. Die Einsatztiefe ist, wenn Rollen auf dem Nocken laufen, 0,5–0,7, bei Gleitflächenabnehmern dagegen mindestens 1 mm. Härte 62–63 HRC.

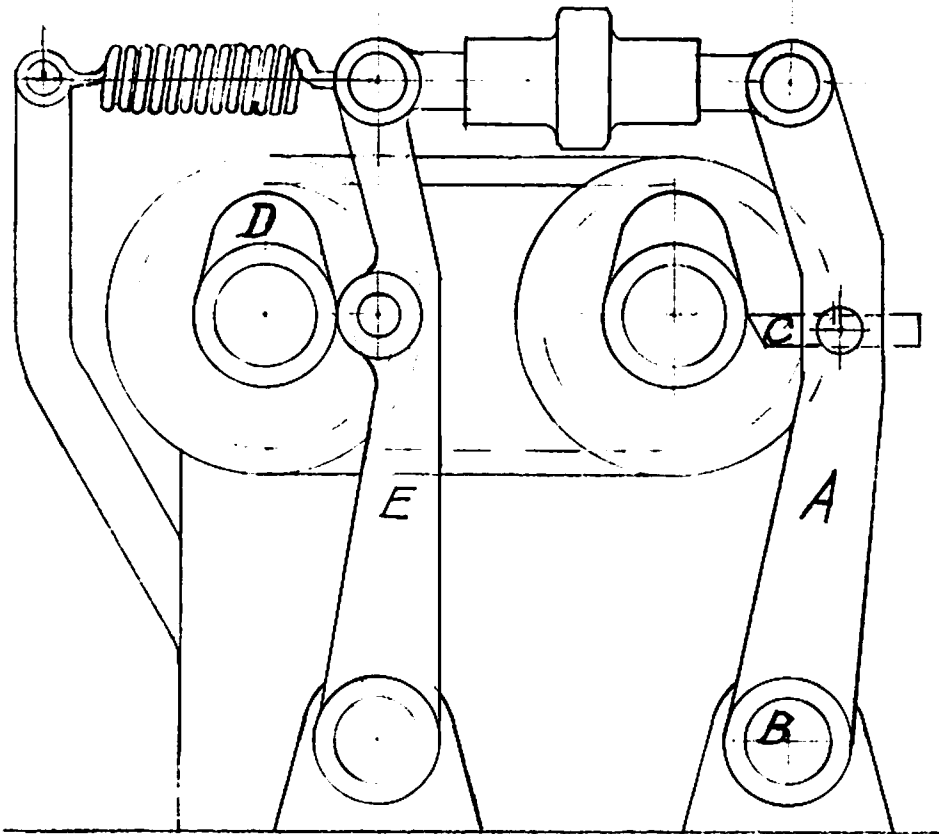


Abb. 78: Nocken-Drehvorrichtung.

Soll eine größere Anzahl von Nockenwellen hergestellt werden, dann kommt die vorteilhafte Methode der Vorbearbeitung auf einer Hinterdrehbank in Betracht. Das Prinzip ist folgendes:

Die vorgedrehten Nockenscheiben auf der Nockenwelle werden mit einem Seitenmesser wie beim Ovaldrehen bearbeitet. Der Kreuzsupport, in welchem der Drehstuhl eingespannt ist, wird von einem gleichartigen Nocken mit gleicher Drehzahl des zu bearbeitenden Nockens hin- und herbewegt. Der Drehstuhl wird parallel zur Nockenwelle geführt. Auf diese Weise kann jeder Nocken bis auf das Schleifmaß vorgedreht werden.

Statt auf einer Hinterdrehbank können Nocken auch mittels einer in Abb. 78 dargestellten Vorrichtung gedreht werden. Anstelle des Supports dient ein schwenkbarer Hebelarm A, der am Drehpunkt B gelagert ist, zur Aufnahme des Seitenmessers C. Die Steuerung erfolgt vom Nocken D aus über den Hebel E, der durch eine Feder an den Nocken gedrückt wird. Die beiden Nockenwellen sind durch einen Kettentrieb verbunden. Die Vorrichtung kann auf einer normalen Drehbank aufgebaut werden. Nach diesem Prinzip können auch auf einer entsprechenden Maschine mehrere Nocken gleichzeitig bearbeitet werden.

V. ÜBERTRAGUNG DER NOCKENBEWEGUNG AUF DAS VENTIL

Die Hubbewegung des Nockens wird auf das Ventil über ein Zwischenstück (Abnehmer) übertragen. Dieses kann ein Stößel oder ein Hebel sein und mit einer ebenen oder gekrümmten Gleitfläche oder einer Rolle am Nocken aufliegen. Die Ventilerhebungskurve resultiert aus der gemeinsamen Bewegung von Nocken und Abnehmer. Eine Änderung an der Laufbahn des Abnehmers ergibt eine andere Form der Ventilerhebungskurve.

Bei Gleitflächen-Abnehmern sind zunächst die Laufeigenschaften am Nocken von grundlegender Wichtigkeit. Die Nockenwellen bestehen entweder aus Hartguß oder aus einsatzgehärtetem Stahl. Die besten Laufeigenschaften ergeben sich, wenn Hartguß auf Hartguß läuft. Bei den meisten Serien-Motoren laufen Hartgußstößel auf Hartgußnocken. Hartguß ist weiß erstarrter Grauguß, der entsteht, wenn flüssiger Grauguß auf einer kalten Stahlunterlage (z. B. in einem Gesenk) rasch abgekühlt wird.

Laufen Hartgußabnehmer auf Stahlnocken oder Stahlabnehmer auf Hartgußnocken, so ergeben sich bereits schlechtere Laufeigenschaften. Da Hartguß-Nockenwellen nur wenig nachgeschliffen werden können, ist der Motorentuner auf die Selbstherstellung von Stahlnockenwellen angewiesen.

Die schlechtesten Laufeigenschaften machen sich bemerkbar, wenn einsatzgehärtete Gleitflächen aus demselben Stahl aufeinanderlaufen. Die Laufflächen werden bald dadurch zerstört, daß

die Oberflächen ausbröckeln (sog. Pitting-Bildung). Durch Nitrieren oder Hartverchromen der Laufflächen der Abnehmer kann man die Laufeigenschaften wesentlich verbessern. Es gibt auch verschiedene Werkstoffe, die zufriedenstellende Laufeigenschaften auf Stahlnocken aufweisen, doch handelt es sich hier um eingesetzte oder angelötete Laufflächen, z. B. aus Widia oder dem Werkzeugstahl RCC. Darauf wird noch näher eingegangen.

Gleitflächenstößel

Der Stößel mit ebener Gleitfläche soll möglichst leicht sein. Daraus folgt, daß sich der Nocken in geringem Abstand vom Ventil befinden soll. Auch soll die Übertragung der Bewegung möglichst starr, also ohne elastische Verformung des Zwischenglieds erfolgen.

Federteller als Abnehmer

Es erscheint naheliegend, den Federteller mit einer Gleitfläche auszubilden und denselben auf den entsprechend verstärkten Ventilschaft festzuschrauben. Da aber zusätzlich eine Verstellmöglichkeit vorhanden sein muß, wird diese Bauart, die z. B. bei den älteren Alfa-Romeo-Motoren zu finden war, kompliziert und außerdem auch zu schwer.

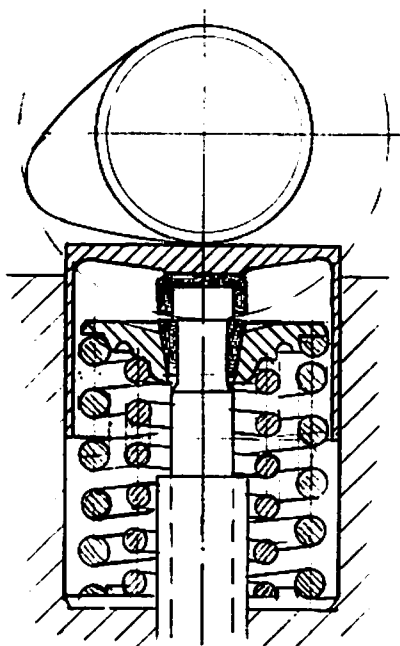
Tassenstößel

Die beste Lösung für den Abnehmer ist der Tassenstößel. Er nimmt, wenn er über die Ventildfeder geschoben wird, den kleinsten Raum ein und ist, wenn er genügend lang ist, einwandfrei geführt. Wenn er etwas außermittig zum Nocken angeordnet ist, dreht er sich dauernd, und seine Lauffläche nützt sich gleichmäßig ab.

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, um das Ventilspiel von außen einzustellen, doch sind solche Stößel für Hochleistungsmotoren ungeeignet, da ihr Gewicht zu hoch ist. Deshalb wird überall der einfache, dünnwandige Tassenstößel verwendet, der z.B. bei einem Außendurchmesser von 35 mm ca. 40 g wiegt (Abb. 79). Die Einstellung des Ventilspiels erfolgt mittels Ventilkappen in verschiedenen Stärken, zu deren Auswechslung jedoch die Nockenwelle ausgebaut werden muß.

Bei einigen Vierventil-Dachköpfen sind

Abb. 79: Tassenstößel mit Innenlegender Ventildfeder. Ventilspieleinstellung durch Ventilkappen in verschiedener Dicke.

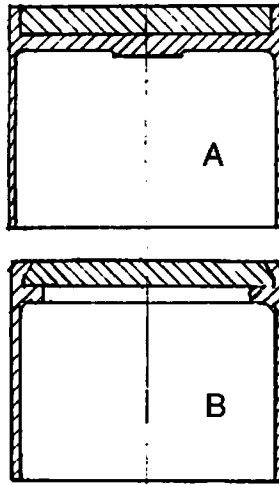


die Ventildfedern so groß und ihr Abstand voneinander so gering, daß für die Tassenstößel mit inneren Federn kein Platz ist. Man ordnet daher kleinere Stößel über den Ventildfedern an und verlängert die Ventilschäfte über die Federteller hinaus entsprechend. Abb. 23 zeigt diese Lösung beim Cosworth-F1-Rennmotor. Übrigens brauchen ja Nockenstößel nicht größer zu sein, als die vom Nocken überlaufene Fläche verlangt.

Tassenstößel sind Mangelware. Es gibt z. B. den Alfa Romeo- sowie den Fiat- und den Volvo-Stößel zu kaufen. Ersterer besitzt einen Außendurchmesser von 35 mm, einen Innendurchmesser von 33 und eine Länge von 26 mm, Gewicht 42 g. Wenn er noch nitriert wird, läuft er zufriedenstellend auf einsatzgehärteten Stahlnocken. Dazu ist von der Firma Scherdel eine passende Renn-Doppelfeder (zwei Federn ineinander) mit 30 mm Außendurchmesser und 41,5 mm Länge, Enddruck 85 kp, zu erhalten (Abb. 116-A).

Der Fiat-Tassenstößel, außen 37, innen 35 mm $\varnothing$, Länge 29 mm, besitzt zwecks Ventilspieleinstellung eine auswechselbare Hartgußscheibe von 33 mm $\varnothing \times 4$ mm als Gleitfläche und wiegt infolge des doppelten Bodens 70 g (Abb. 80-A). Man kann unter Verwendung der Hartgußscheibe selbst einen leichteren Stößel herstellen, indem man erstere in einen außen einsatzgehärteten Rohrkörper einsetzt (Abb. 80-B). Die Scheibe wird am Rand konisch gedreht und in die entsprechende Ausdehnung des Rohrschafts eingepreßt. Darauf wird der überstehende Rand des letzteren an der Scheibe angewalzt. Dazu wird der in das Futter einer Drehbank eingespannte Stößel während des Laufens mit dem Schweißbrenner am Rand schwach er-

Abb. 80: Flat-Tassenstößel und selbstgefertigter Tassenstößel.



hitzt. Das Anwalzen geschieht mittels einer Rolle wie beim Blechdrücken. Auch bei Volvo gibt es einen Tassenstößel mit einlegbarer Gleitfläche von hervorragender Verschleißfestigkeit. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, den Tassenstößel aus Einsatzstahl, z. B. 15 Cr Ni 6 oder 16 Mn Cr 5, zu drehen und nach der Einsatzhärtung (Härtetiefe 1 mm) an der Planfläche hart zu verchromen. Da der Rohrschaft nur 1 mm Wandstärke haben soll, darf er außen nur 0,1 bis 0,2 mm tief hart sein. Um dies zu erreichen, wird der Stößel mit entsprechendem Aufmaß nur außen gedreht und der volle Körper 1 mm tief eingesetzt (aufgekohlt), aber nicht gehärtet, was eine Härterei besorgt. Nach dem inneren Ausarbeiten wird der Stößel außen auf Schleifmaß gedreht, darauf gehärtet und zuletzt geschliffen. Der Stößel besitzt dann nur außen die Härteschicht, ist innen weich und daher nicht bruchanfällig.

Da der Werkzeugstahl RCC (X210 Cr 12) in gehärtetem Zustand gute Laufeigenschaften aufweist, kann man auch Tassenstößel daraus herstellen. Nach der Härtung ist dieser Werkstoff, wie jeder Werkzeugstahl, durchhart. Der dünn-

wandige Schaft muß deshalb fachgemäß angelassen werden, damit er nicht bricht (Lieferant: Stahlwerk Röchling-Buderus, Wetzlar).

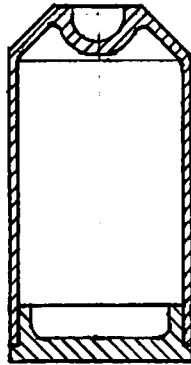
Man kann auch Tassenstößel von der darauf spezialisierten Firma J. Wize-mann, Stuttgart-Bad Cannstatt, anfertigen lassen. Allerdings beträgt die Mindestmenge 300 Stück und der Stückpreis 40 bis 50 DM. Die Firma fertigt auch Hartgußnockenwellen und sonstige Hartgußteile an, aber nur in Stückzahlen, die für Serienherstellung in Frage kommen.

Wenn man Tassenstößel selbst herstellt, dann ist es vorteilhaft, den Innendurchmesser mit 34,5 mm vorzusehen, da dann die käufliche, vorzügliche Ventilsfeder des Porsche-911-Motors mit 32,5 mm Außendurchmesser hineinpaßt (Abb. 115-B).

Die Länge eines Tassenstößels soll nicht unter 0,7 D betragen, da er in den Stellungen, bei denen der Nocken am Rand angreift, bedeutenden Kippkräften ausgesetzt ist.

Motoren mit Stoßstangensteuerung haben schwere Hartgußstößel, die auf geringeres Gewicht gebracht werden können. Der Stößel des VW-Transporter-Motors z. B. hat 24 mm Ø und kann durch Ausdrehen wesentlich erleichtert werden. Stoßstangenmotoren haben infolge der Kipphebelübersetzung meist nur 7–8 mm Nockenhub, und daher reichen die Stößeldurchmesser meist sogar für rennmäßige Steuerzeiten. Man benützt eventuell nur den Teil mit der Planfläche allein und fertigt einen dünnwandigen Rohrkörper nach Abb. 81, den man auf den passend gedrehten Boden aufpreßt. Läuft der Stößel in einem Graugußgehäuse, dann kann man den Rohrkörper aus gehärtetem Duralumin herstellen. Die Lagerung der Stoß-

Abb. 81: Eigenbau-Tassenstößel für Stoßstangen. Die Hartgußgleitfläche ist eingepreßt.



stange mit kugeligem Ende ist, wenn die Kugel nicht zu klein ist, unbedenklich. Ist der Stößel aber in einem Alugehäuse gelagert, dann muß der Rohrkörper außen einsatzgehärtet sein, wobei eine Härteschicht von 0,1–0,2 mm genügt; Wandstärke 1 mm.

Nockenstößel werden bei manchen Gebrauchsmotoren sehr weit aus der Nockenmitte versetzt, damit sie mehr abrollen und weniger gleiten. Die Nockenlaufbahn wird dann minimal konisch und die Stößelgleitfläche schwach ballig ausgeführt. Damit wird eine längere Lebensdauer erreicht. Für Rennmotoren kommt diese Ausführung aber nicht in Frage.

Pilzförmige Stößel

Der einfache drehbare Pilzstößel (Abb. 82-A) besitzt eine ungünstige Form, seine Führung ist mangelhaft, da sie erst weit weg vom Nocken beginnt. Der Schaft muß deshalb sehr stark und die Führung genügend lang sein, um die Seitenkräfte aufnehmen zu können. Der abgesetzte Pilzstößel (Abb. B) besitzt eine einwandfreie Form und Füh-

rung. Er kann sich drehen und ist neben dem Nocken geführt. Der dünne, hohle, mit einer Kappe verschlossene Schaft, der auf das Ventil drückt, ist nochmals geführt. Dieser Stößel, der sehr leicht ist, wird hauptsächlich bei Motoren verwendet, die ein eigenes getrenntes Ölbad-Steuergehäuse besitzen.

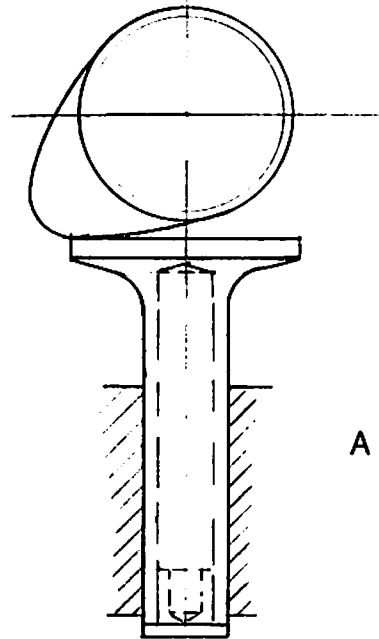
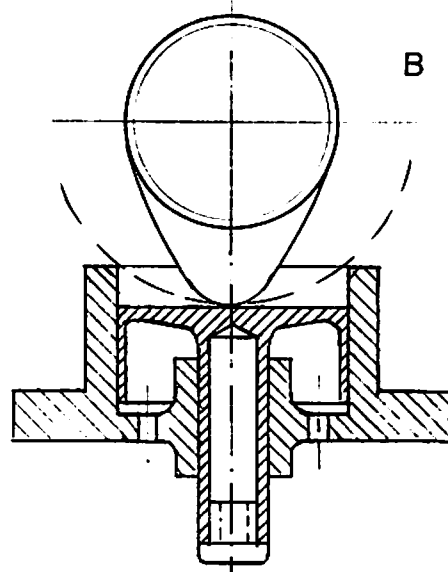


Abb. 82: Pilzstößel, einfach und doppelt geführt.



Hammerstößel

Der leichteste Stößel ist der Hammerstößel, der sich allerdings nicht dreht und daher schneller verschleißt. Er ist sehr gut geführt, innen hohl, und der Schaft ist mit einer Kappe verschlossen (Abb. 83). Die Führung besitzt einen

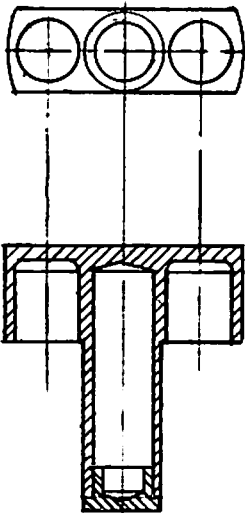


Abb. 83:
Hammerstößel
in sehr leichter
Ausführung.

Ausschnitt für den Hammer, der direkt in der Gehäusebohrung aufliegt, während der Schaft in der Führung gleitet.

Bei manchen Motoren haben Hammerstößel eine kreisbogenförmige Lauffläche für den Nocken. Da die vom Nocken überlaufene Fläche kürzer ist als beim Flachstößel, sind solche Stößel entsprechend kleiner.

Ein Stößel ganz kurzer Bauart kann auch kastenförmig ausgeführt werden (Abb. 84). Er ist innen hohl, daher sehr leicht und besitzt in der Mitte eine Rippe mit einer Auflage für den Ventilschaft. Er gleitet in einer rechteckigen Führung, die geräumt werden muß. Ein solcher Stößel ist aber nur in Feinguß rationell herstellbar.

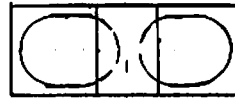
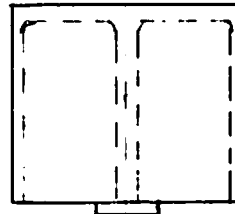


Abb. 84:
Kastenstößel,
innen hohl und
ebenfalls sehr
leicht.



Gleitflächenhebel

Bei Schwing- und Kipphebeln treten genau die gleichen Probleme hinsichtlich der Laufeigenschaften auf wie bei Stößeln. Stößel, die sich drehen, sind wesentlich besser, weil sie dem Nocken eine größere Lauffläche darbieten. Gleitflächenhebel haben den Vorteil, daß sie eine geringe Bauhöhe besitzen, sehr leicht sind, und daß man mit einem Übersetzungsverhältnis geringeren Nockenhub erreichen kann. Bei Zylinderköpfen mit V-Ventilen kann man statt mit zwei obenliegenden Nockenwellen mit einer in der Mitte angeordneten Nockenwelle auskommen, wobei es sogar möglich ist, ohne Nachteile Ein- und Auspuffventil mit nur einem Nocken zu steuern (Abb. 99). Die Nockengleitfläche der Schwing- oder Kipphebel sollte möglichst aus Hartguß bestehen. Man kann z. B. ein Hartgußstück mit Schwalbenschwanz in den Hebel einpressen (Abb. 85). Bei BMW werden die mit einem Zapfen versehenen Hartgußgleitflächen in Leichtmetall-Kipphebel eingegossen. Auch können Widiaplättchen aufgelötet werden. Alle diese komplizierten Ausführungen kommen aber für

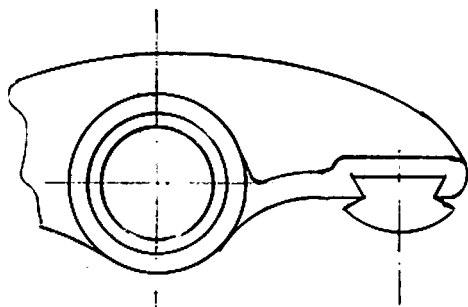
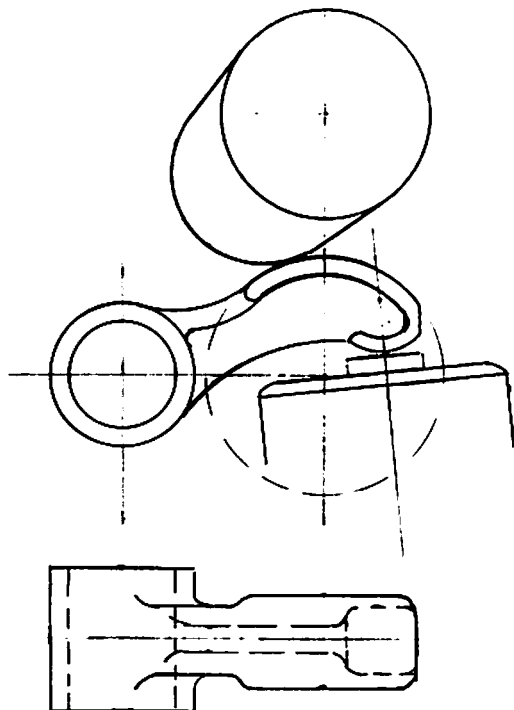


Abb. 85: Kipphebel mit eingepreßtem Hartguß-Gleitstück.

uns kaum in Frage. Die einfachste Lösung ist die, den Stahlhebel mit einsatzgehärteter, hartverchromter oder nitrierter Gleitfläche auszustatten. Meist werden solche Hebel gesenkgeschmiedet oder bei geringen Stückzahlen aus dem Vollen herausgearbeitet. Hier bietet die Herstellung aus Feinguß die größten Vorteile. Bei richtiger Konstruktion ist ein so hergestellter Hebel bei hoher Biegefestigkeit sehr leicht (Abb. 86).

Abb. 86: Schwinghebel mit Gleitfläche, sehr leichte Bauart.



Man kann auch Hebel aus Vergütungsstahl herstellen, dieselben hoch vergüten und die Gleitfläche hart verchromen (Verchromungswerk z.B.: Firma Gebr. Schoch, Kremserstr. 5, 7000 Stuttgart).

Hebelanordnung

Wenn mit einem symmetrischen Nocken eine symmetrische Ventilhubkurve erreicht werden soll, ist bezüglich der Hebelstellung folgendes zu beachten: Bei halbem Nockenhub müssen die beiden Geraden (Abb. 60), die vom Kreisbogenmittelpunkt A der Hebelgleitfläche zum Hebeldrehpunkt B und von A zur Nockenmitte C führen, einen rechten Winkel einschließen. Über die Hebelanordnungen bei unsymmetrischen Nocken wurde bereits berichtet.

Die Seite, mit der der Schwing- oder Kipphebel auf das Ventil drückt, darf ebenfalls nicht nebensächlich behandelt werden. Vorteilhaft ist es, das Hebelende als Kugelflanne auszubilden und darin eine abgeflachte Kugel einzubetten (Abb. 59). Das Ventilende braucht dann nicht gehärtet zu werden, da ständig die ganze Fläche in Berührung ist. Bei halbem Ventilhub muß die Ventilachse mit der Verbindungslinie zwischen Hebeldrehpunkt und Ventilberührung einen rechten Winkel bilden.

Meist wird die Berührungsstelle des Hebels am Ventil, um eine annähernd abrollende Bewegung zu erreichen, als Kreisbogen ausgeführt. Da hier nur Linienberührung besteht, dürfen weder die Hebelfläche noch das Ventilende weich sein. Läßt sich das Ventilende nicht härten, muß eine gehärtete Kappe

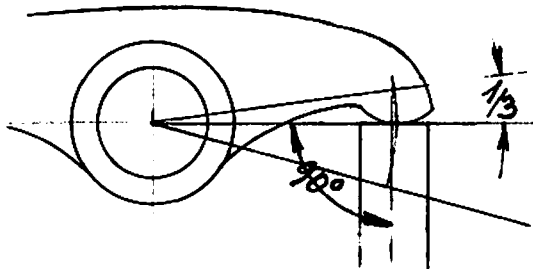


Abb. 87: Anordnung des Kipphebels mit Kreisbogen-Gleitfläche am Ventil.

aufgesetzt werden. Bei Hebeln letzterer Art ist es günstiger, den rechten Winkel ins erste Drittel des Ventilhubes zu verlegen (Abb. 87).

Ventilspieleinstellung

Das Einstellen des Ventilspiels soll aus Gewichtsgründen außerhalb des Hebels ermöglicht werden. Es kann z. B. durch Austausch von Ventilkappen in verschiedener Stärke oder bei Kipphebeln durch eine exzentrische Lagerstelle an der Achse erreicht werden (Abb. 88). Letztere Möglichkeit besteht aber nur bei Einzelzylindern.

Abb. 88: Exzentrische Lagerung der Kipphebelachse zwecks Ventilspieleinstellung.

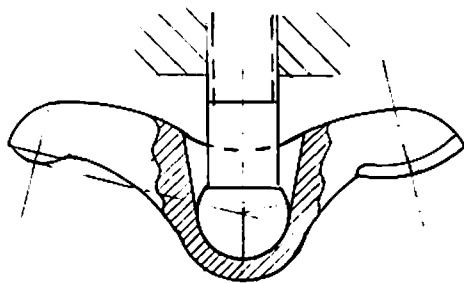
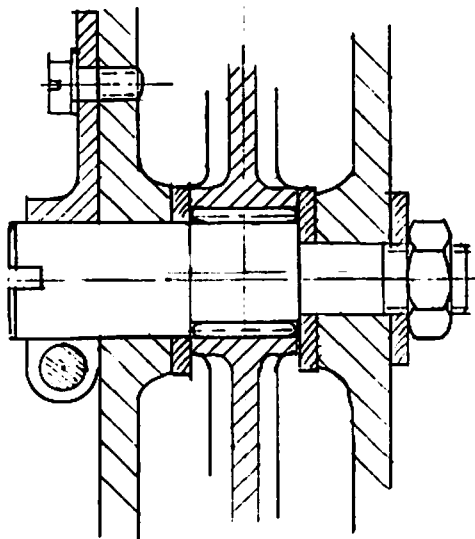


Abb. 89: Kipphebellagerung auf nachstellbarer Kugellachse.

Kipphebel können statt auf einer Achse auch auf einer Kugel gelagert werden, wodurch gleichzeitig die Einstellmöglichkeit geschaffen ist (Abb. 89). Allerdings muß eine Verdrehungssicherung vorgesehen werden, z. B. ein Anschlag am Ventil. Ein Vorteil der beweglichen Lagerung liegt darin, daß die Gleitfläche des Hebels sich nach dem Nocken ausrichtet und in ihrer ganzen Breite aufliegt. Solche Hebel müssen rechtwinklig zur Nockenwelle angeordnet werden. Sie eignen sich daher nur für Zylinderköpfe, bei welchen die V-förmig angeordneten Ventile durch nur einen Nocken gesteuert werden, oder für Zylinderköpfe mit zwei Nocken, aber mit um den Nockenabstand versetzten Ventilen. Bei wellengelagerten Hebeln ist große Genauigkeit bei der Bearbeitung notwendig, damit die Gleitflächen am Nocken richtig aufliegen.

Einstellmöglichkeit am Hebelende

Die übliche, mit Feingewinde versehene und durch Kontermutter gesicherte Einstellschraube drückt mit ihrem balligen Ende auf den flachen Ventilschaft und hat dort nur Punktberührung. Trotz Härtung sind die Berührungsstellen ra-

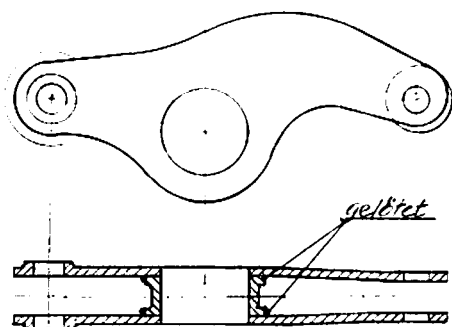


Abb. 90: Kipphebel aus zwei Blechplatten zusammen gelötet (s. auch Abb. 99-A). Ventilspleineinstellung durch exzentrische Rolle.

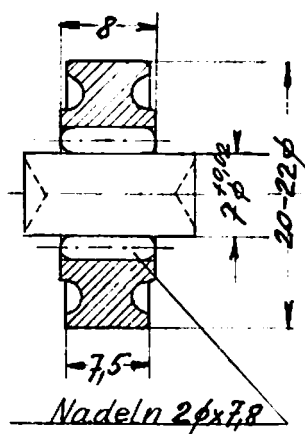


Abb. 91: Nadelgelagerte Nockenrolle.

schem Verschleiß unterworfen. Vielfach wird das kugelige Ende der Verstellerschraube mit einer Kugelpfanne mit flacher Ventilaufgabe ausgestattet, womit der Fehler behoben ist.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, im geschlitzten Hebelende eine exzentrisch gebohrte Rolle festzuklemmen und durch Verdrehen derselben das Ventilspiel einzustellen (Abb. 90).

Abnehmer mit Rollen

Da Hartguß-Nockenwellen mit unterschiedlichen Rennsteuerzeiten nicht greifbar sind und die Herstellung von Gleitflächen-Abnehmern mit brauchbaren Laufeigenschaften auf Schwierigkeiten stößt, kommt für den Motorentuner in vielen Fällen, bei welchen die Wahl der Konstruktion freisteht, die Anwendung der Nockensteuerung mit Rollenabnehmern in Betracht. Rollen waren früher unbeliebt, weil ihre Lagerung auf einer Bronz buchse nicht lange hielt.

Heute lagert man Rollen mit 2 mm $\varnothing \times 8$ mm Nadeln in voller Anzahl auf 7–8 mm $\varnothing$ -Bolzen und hat damit selbst bei zweiventiligen 500 cm³-Zy-

linderköpfen keine Schwierigkeiten zu befürchten. Aus Gewichtsgründen verwendet man Rollen mit 20–22 mm Außendurchmesser und 8 mm Breite, die aus Einsatzstahl 16 Mn Cr 5 (EC–80) hergestellt und 0,5 mm tief einsatzgehärtet werden (Abb. 91). Der Bolzen besteht aus dem gleichen Material, gleich gehärtet, und wird nach dem Einpressen in den Abnehmer an den vorstehenden Rändern leicht vernietet. In eine Bohrung von ungefähr 11 mm $\varnothing$ H7 passen 14 Nadeln. Die Dimensionierung ist sehr heikel, denn im Nadelkranz darf nur 0,1 mm Gesamtzwischenraum sein, damit sich die Nadeln nicht querstellen können. Keinesfalls darf die letzte Nadel eingepreßt werden. Das Zusammenpassen geschieht durch Läppen (s. Kapitel »Werkzeugbau«). Zur Herstellung der Bolzen nimmt man 50–80 mm lange einsatzgehärtete Stücke, die durch Läppen auf genaues Maß gebracht werden, und trennt die Bolzen in Überlänge ab. Die genaue Länge erreicht man durch Planschleifen, wobei der Bolzen so stark an die Schleifscheibe gedrückt wird, daß das Ende etwa 1 mm lang blau anläuft. Dann werden die Bolzen beiderseits mit einem Spiralbohrer ein wenig angesenkt, so daß ein schmaler Rand bleibt, der leicht vernietet werden kann. Die

Rolle soll im eingebauten Zustand 0,1 mm Seitenspiel haben, und die Anlaufflächen müssen glatt und wenn möglich hart sein.

Allerdings hat die Praxis ergeben, daß sogar bei nichtgehärteten Anlaufflächen kein seitlicher Verschleiß festgestellt wurde, sofern nur die Rollenbohrung und der Bolzen genau zylindrisch waren, was sich beim Honen von selbst ergibt. Sicherheitshalber werden an den Planflächen der Rolle für den Ölzutritt 0,1–0,2 mm tiefe Nuten eingeschliffen. Selbstverständlich muß, damit die Rolle im eingebauten Abnehmer achsparallel zum Nocken steht, die Bolzenbohrung genau rechtwinkelig gebohrt werden, was eine Einspannvorrichtung erforderlich macht.

Rollenstößel

Der einfache Rollenstößel hat den Nachteil, daß die Führung erst in ver-

hältnismäßig großem Abstand vom Nocken beginnt und der Schaft deshalb stark bemessen und lang geführt sein muß (Abb. 92).

Rollenstößel mit Doppelführung

Der abgesetzte Stößel besitzt eine einwandfreie Form und ist im Bereich der Rolle im Gehäuse geführt. In seinem kastenförmigen Teil nimmt er die Rolle auf, der zylindrische Schaft gleitet in der mit einem Ausschnitt versehenen Führung. Aus der Zeichnung 93 sind alle Einzelheiten ersichtlich. Der Stößel, der hauptsächlich für Stoßstangen-Rennmotoren in Frage kommt, ist in Einzelausführung etwas schwierig herstellbar, da er aus dem Vollen herausgearbeitet und innen ausgefräst werden muß. Sehr einfach ist aber die Herstellung, wenn man solche Stößel in Feinguß gießen lassen kann, weil dann die innere Ausarbeitung wegfällt.

Abb. 92: Einfach geführter Rollenstößel – Führung mangelhaft.

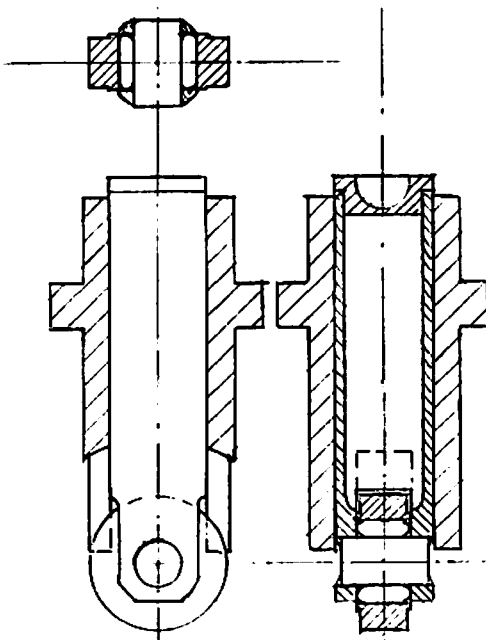
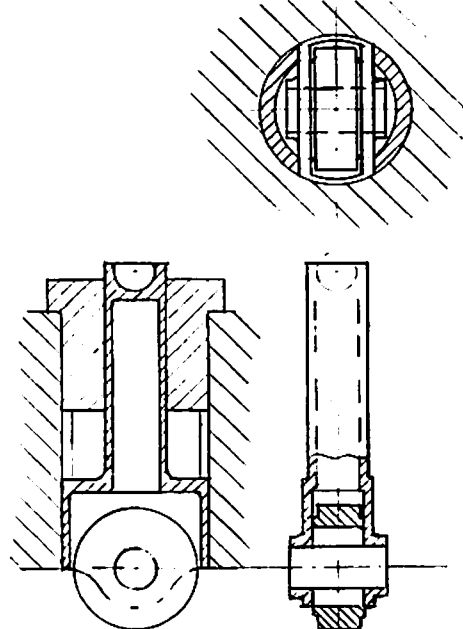


Abb. 93: Doppeltgeführter Rollenstößel – Führung einwandfrei (siehe auch Abb. 197).



Kastenstößel

Rollenstößel in ganz kurzer Bauart können kastenförmig ausgeführt werden und gleiten in einer entsprechenden

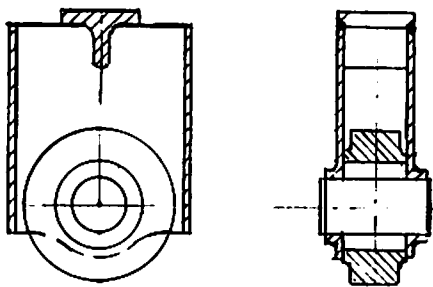


Abb. 94: Kastenstößel mit Rolle – ergibt kurze Baulänge.

rechteckigen Führung (Abb. 94). Sie eignen sich für Zylinderköpfe mit obenliegenden Nockenwellen. Abb. 95 zeigt

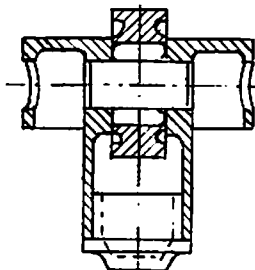
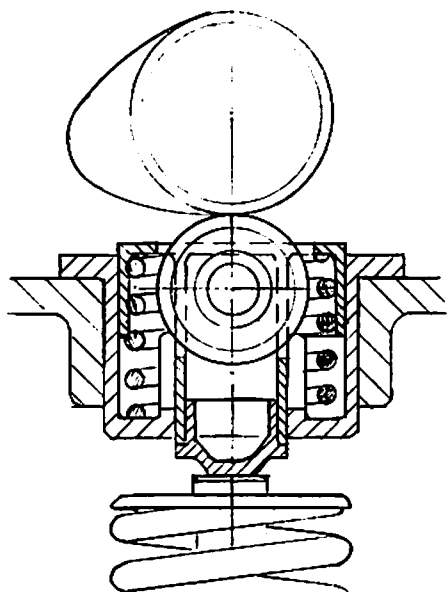


Abb. 95: Rollenstößel mit eingebauter Rückholfeder, die den Stößel praktisch gewichtslos macht.



einen Rollenstößel mit eingebauter Rückholfeder, wie er seinerzeit bei den Ferrari-Rennmotoren verwendet wurde.

Kipphebel mit Rolle

Abb. 96 zeigt die richtige Formgebung eines Rollenkipphebels, der entweder gesenkgeschmiedet oder in Feinguß hergestellt wird.

Für Einzelfertigung gibt es noch die einfache, aber sehr vorteilhafte Methode, die Kipphebel aus zwei Stahlblechteilen, die Kipphebel aus zwei Stahlblechteilen mit rohrförmigem Doppelflansch-Mittelstück zusammenzulöten, wie dies die Abb. 90 zeigt. Infolge seiner Formgebung ist der Hebel sehr steif und zur Aufnahme der Nockenrolle sowie der Exzenterrolle für die Ventilspieleinstel-

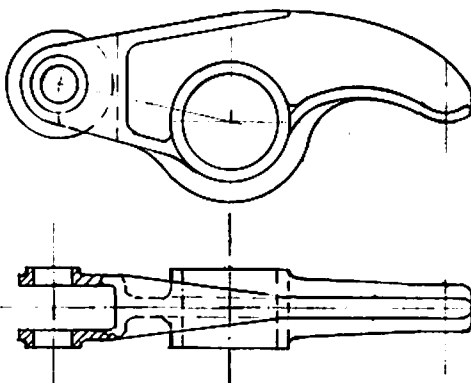


Abb. 96: Vorteilhafte Ausführung eines Rollenkipphebels.

lung gut geeignet. Letztere besitzt 16 mm $\varnothing$, 5–6 mm Breite und ein 6 mm-Loch, welches 1,5 mm außermittig gebohrt ist.

Kipphebel werden im allgemeinen mit einem Übersetzungsverhältnis von 1,2–1,3 ausgeführt.

Schwinghebel mit Rolle

Bei Doppelnockenmotoren kommen statt der Tassenstößel auch Schwinghebel in Frage (Abb. 97), die eine Einstellung des Ventilspiels auf einfachste Weise ermöglichen. Eine Einstellschraube ist aus Gewichtsgründen nicht erwünscht. Die Einstellung mittels Ventilkappen in verschiedener Stärke ist für Hochleistungsmotoren die beste und einfachste Lösung. Der Hebel muß auf seiner Achse wegschiebbar sein und wird in Betriebsstellung durch eine Feder oder abnehmbare Klammer gehalten. Vorteilhaft ist es, dem Schwinghebel ein Übersetzungsverhältnis von etwa 1,3 auf das Ventil zu geben, damit der Nockenhub kleiner sein kann. Nockensteuerungen, die mit Gleitflächen-Abnehmern laufen, sind bezüglich

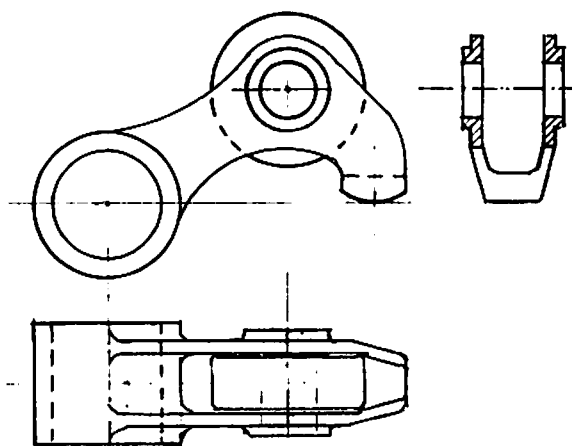


Abb. 97: Rollenschwinghebel mit Übersetzung 1:1,3 zum Ventil.

Schmierung sehr anspruchsvoll. Das Öl muß zwischen Nocken und Abnehmergleitfläche gelangen. Wird es unter Druck durch die hohle Nockenwelle zugeführt, dann muß sich die Austrittsbohrung an der Stelle befinden, an der

der Nockenhub beginnt. Andernfalls muß das Öl zwischen Nocken und Abnehmer in Drehrichtung gespritzt werden, wozu eine Ölleitung mit Düsen ein-

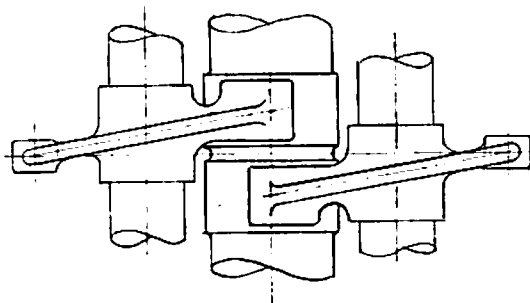


Abb. 98: Schräg gestellte Kipphebel bei Anordnung von zwei Nocken pro Zylinder.

gebaut werden muß. Bei Steuerung mit Rollenabnehmern genügt in den meisten Fällen Sprühöl bzw. Ölnebel.

Bei der Betätigung von V-förmig angeordneten Ventilen durch eine zentrale Nockenwelle sind für die beiden Nocken schräg gestellte oder gekröpfte Kipphebel notwendig, die gegenüber normalen Kipphebeln eine ungünstigere Form besitzen und auch schwerer sind (Abb. 98). Um flache Kipphebel unterbringen zu können, werden bei manchen Motoren die Ventile um den Nockenabstand versetzt angeordnet. Dadurch ergibt sich der sogenannte Badewannen-Brennraum (BMW). Für Rennzwecke wird aber der Brennraum auf eine angenäherte Kugelform nachgearbeitet.

Da kein Grund vorliegt, die Steuerzeiten für Einlaß und Auspuff verschieden lang zu machen, bietet sich die vorteilhafte Möglichkeit an, beide Ventile mit einem gemeinsamen Nocken zu betätigen, wodurch Nocken und Hebel dann auf einer Ebene liegen.

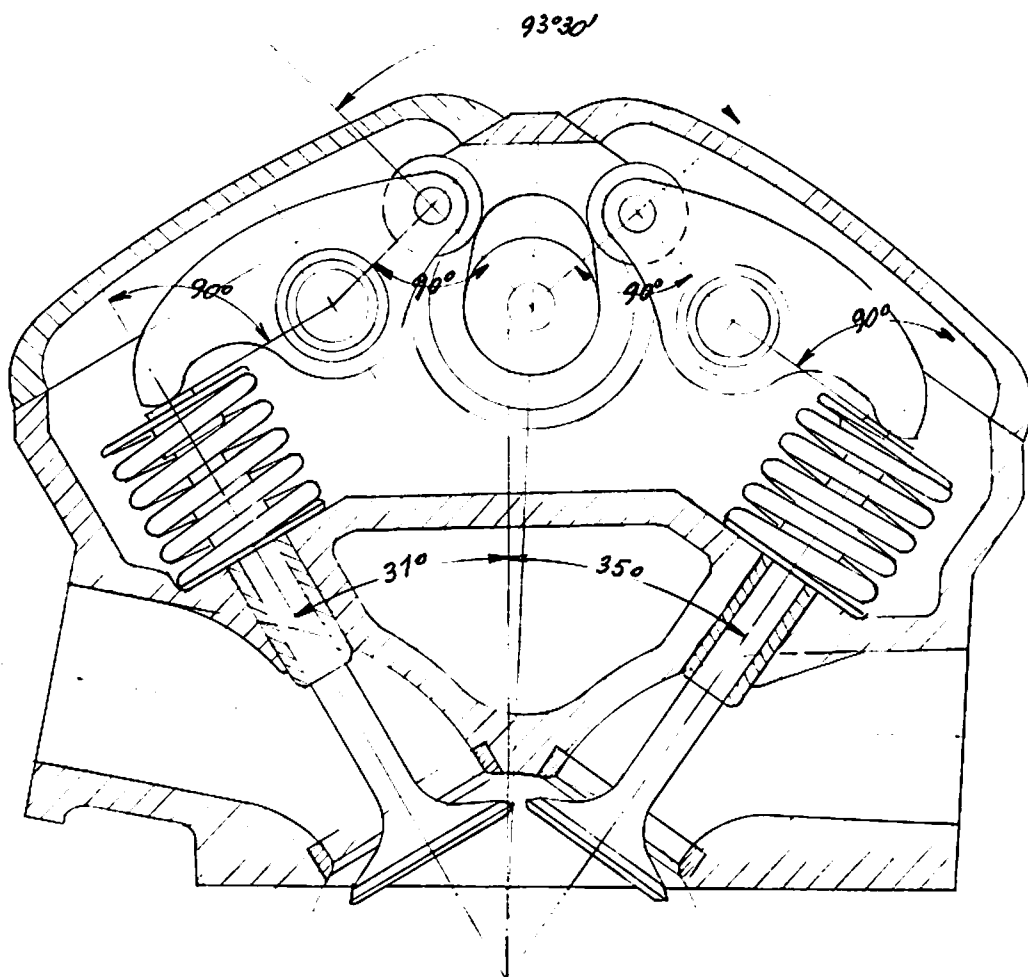


Abb. 99: Beim zweiventiligen Halbkugelkopf können beide Ventile von einem Nocken gesteuert werden, wodurch sich vorteilhafte gerade Kipphebel ergeben.

Einnockensteuerung (Abb. 99)

Für die Anordnung der Kipphebel ist der Spreizungswinkel, der sich aus dem Mittenabstand der beiden Ventilerhebungskurven ergibt, maßgebend. Er beträgt bei rennmäßigen Ventilzeiten zwischen 93 und 105 Nockengraden. Bei halbem Nockenhub müssen sich die Rollenmittelpunkte in diesem Winkel zur Nockenmitte befinden. Danach bestimmen sich nach den Hebellängen der Kipphebel die Lagerstellen derselben und die Punkte, auf denen die Ventilschäfte liegen. Da man mit einem Nok-

ken die gleichen Steuerzeiten erzielen kann wie mit zwei Nocken, fehlt jede Begründung für die Anwendung der komplizierteren Bauart. Ein kürzerer Ventilhub für das Auslaßventil kann durch unterschiedliche Hebellängen erzielt werden. Analog dieser Anordnung lassen sich auch die vier Ventile eines dachförmigen Zylinderskopfs steuern, wobei sogar die Zündkerze im Mittel angeordnet werden kann (Abb. 100). Abb. 101 zeigt eine Einnockensteuerung insbesondere für Motorradmotoren, bei welcher der Nocken direkt auf der Königswelle montiert ist und

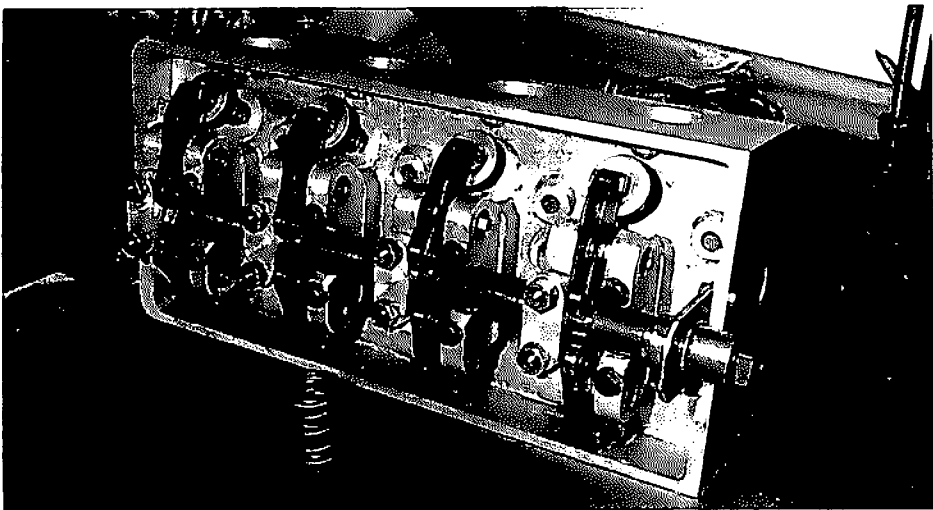
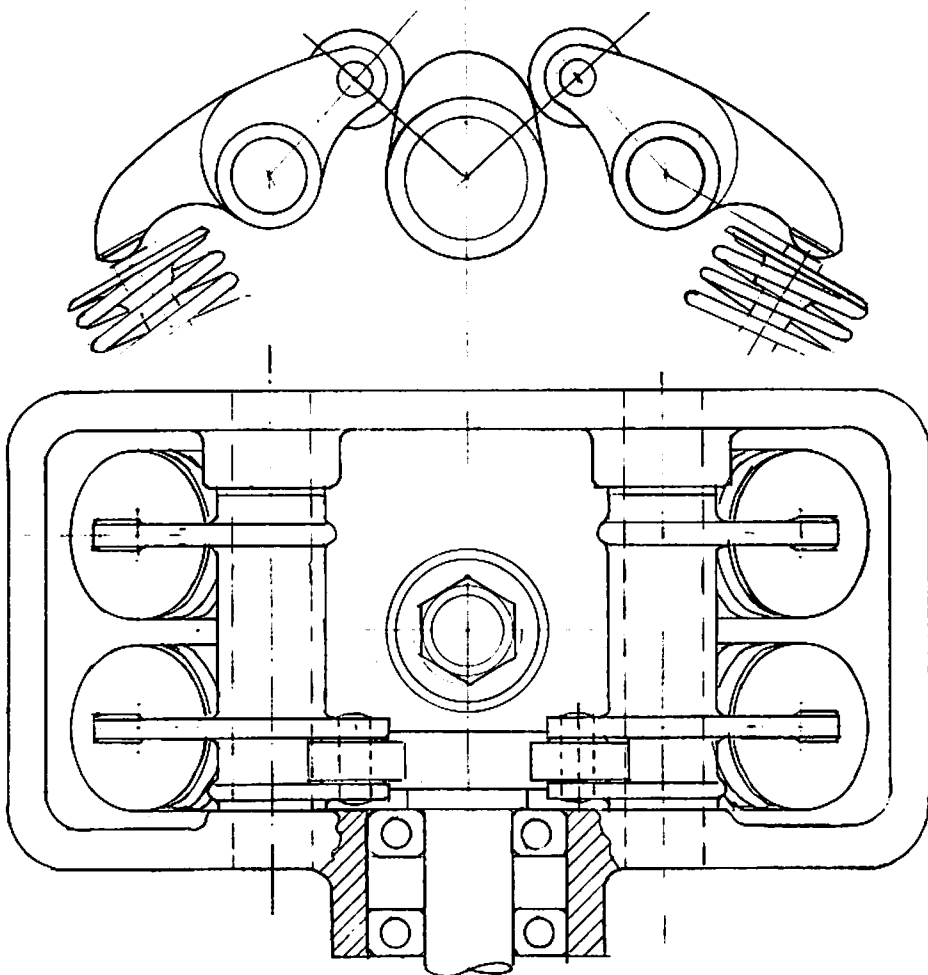


Abb. 99a: Ausgeführter Vierzylinderkopf des Verfassers mit einem Nocken pro Zylinder.

Abb. 100: Steuerung der vier Ventile eines Dachkopfs von einem Nocken aus.



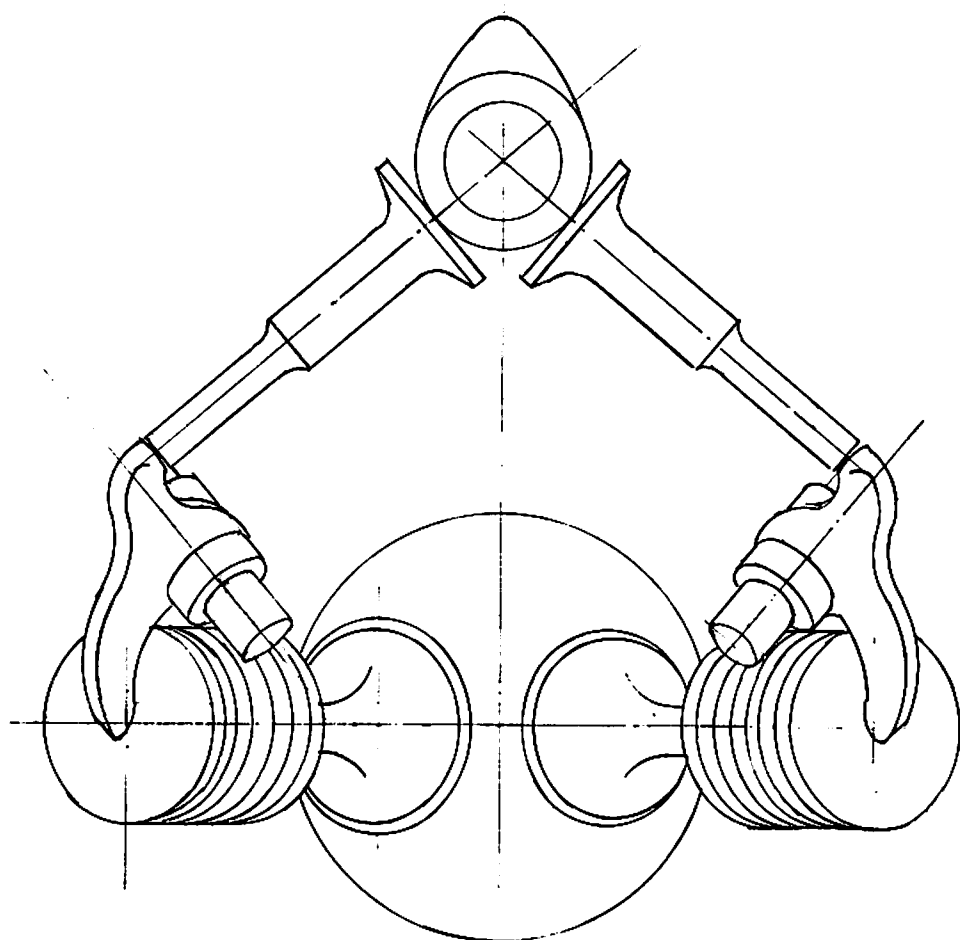
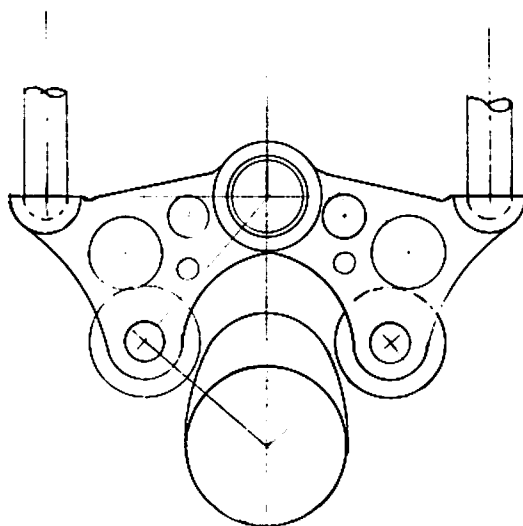


Abb. 101: Einnocken-Steuerung, Nocken auf der Königswelle.

die Übertragung über Stößel und schräg gestellte Schwinghebel auf die Ventile erfolgt (nicht ausgenütztes BMW-Patent des Verfassers).

Auch bei Stoßstangenmotoren ist die Steuerung beider Ventile durch einen gemeinsamen Nocken sehr einfach (Abb. 102).



Rechts: Abb. 102: Einnocken-Steuerung für einen Stoßstangenmotor.

VI. VENTILBESCHLEUNIGUNG UND ELASTIZITÄT IN DER VENTILSTEUERUNG

Aus unterschiedlichen Ventilerhebungskurven ist ersichtlich, daß mit der Nocken-Rollenkombination nicht so steile Ventilerhebungen zu erreichen sind wie mit der Flachstößelkombination. Wollte man mit der Rolle eine höhere Ventilbeschleunigung erzielen, dann müßte entweder die Rolle größer sein oder der Nocken hohle Flanken haben. Beides ist nicht möglich, da eine Rolle aus Gewichtsgründen bei einem Hochleistungsmotor kaum größer als mit 22 mm $\varnothing$ ausgeführt wird und Hohlnocken bei Mehrzylindermotoren aus Fertigungsgründen überhaupt ausscheiden. Nocken hochdrehender Motoren werden kaum mit einem größeren Grundkreisdurchmesser als 35 mm für einen Ventilhub bis zu 13 mm ausgeführt. Daher ergibt sich z. B. bei der Kombination eines Tangenten-Nockens mit 30 mm Grundkreis- $\varnothing$ und einer 20 mm-Rolle ein Winkel von 48° an der steilsten Stelle der Ventilerhebungskurve (s. Anhang Blatt 1). Mit Flachstößelsteuerung ist aber ein Winkel bis zu etwa 53° erreichbar. Allerdings sind bei derart steiler Erhebung Nocken und Abnehmerflächen sehr hoch belastet, sie müssen entsprechend breit sein und aus bestgeeignetem Werkstoff bestehen. Maßstab für die Belastung ist die Hertzsche Pressung, die bei Gleitflächen nicht über 7500 kp/cm² betragen soll. Rollen sind für Drücke bis zu 12000 kp/cm² geeignet. Bei der Rollensteuerung wird, um die gleiche Fläche wie bei der Flachstößel-Ventilerhebung zu erreichen, die Steuerzeit verlängert.

Elastizität in der Ventilsteuerung

Die Ventilerhebungskurve, die sich bei laufendem Motor ergibt, weicht von der theoretischen mehr oder weniger ab. Schuld daran ist einerseits die Elastizität in den Steuerungsteilen, andererseits die Weichheit bzw. das Spiel im Antrieb zwischen Kurbel- und Nockenwelle. Durch die Nachgiebigkeit wird die gleichmäßige Umdrehung der Nockenwelle gestört, indem beim Anheben des Ventils der Nocken zurückbleibt und beim Schließen desselben der Nocken, von der Ventilfeeder angetrieben, nach vorn schnellte. Infolge der dadurch verkürzten Steuerzeit ergeben sich höhere Beschleunigungen und Verzögerungen, die den richtigen Ablauf der Ventilebewegung verändern. Besonders beim Einzylindermotor können diese Störungen dazu führen, daß dieser sich nicht über eine bestimmte Drehzahl bringen läßt.

Je mehr Nocken (bei Mehrzylindermotoren) auf einer Nockenwelle angeordnet sind, um so geringer sind die Dreh-schwingungen, da ja die Erhebungen ineinander übergehen. Außerdem sorgt das Schwungmoment längerer und schwererer Nockenwellen für gleichmäßigere Winkelgeschwindigkeit bei höherer Drehzahl.

Der Druck, der beim Öffnen eines Einlaßventils bei hoher Drehzahl auftritt, kann dem drei- bis vierfachen Federdruck entsprechen. Beim Auslaßventil ist der Druck noch höher, da dasselbe gegen einen Gasdruck von 5–8 atü ge-

öffnet werden muß. Dadurch können elastische Verformungen in den Steuerungsteilen auftreten, die den Ventilhub entsprechend verringern. Am wenigsten elastisch ist eine Tassenstößel-Steuerung, da zwischen Nocken und Ventil nur 3 mm zu überbrücken sind. Ein doppelarmiger Kipphebel kann sich schon merklich durchbiegen, wenn er nicht genügend hochstegig ausgeführt ist. Auch seine Lagerstelle kann elastisch nachgeben. Ein Schwinghebel ist dagegen, da er einarmig ist, viel steifer.

Stoßstangensteuerung

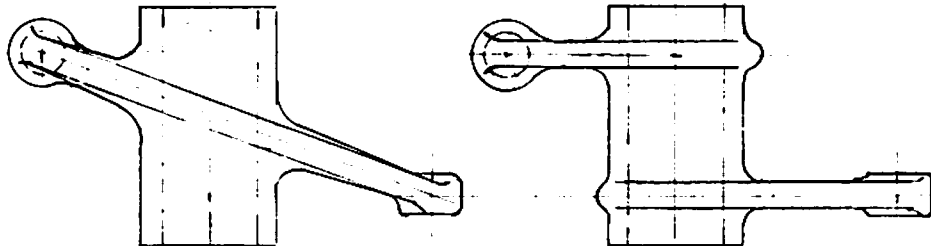
Sehr elastisch können Stoßstangensteuerungen sein, da sich hier zwischen Nocken und Ventil eine Reihe von Teilen befinden, die nachgeben können. Die Kipphebel am Zylinderkopf besitzen meist eine ungünstige Formgebung. Sie haben entweder Z-förmige Gestalt, oder die Hebelarme sind zur Achse schräg gestellt. Sie müssen, um den Biegungs- und Verdrehungs-Beanspruchungen standzuhalten, richtig ausgebildet sein. Also: Rohrwellen mit innerer Lagerung auf durchgehender Achse (Abb. 103) und hochstegige Hebel. Übersetzungsverhältnis nicht über 1,3. Die Achse muß an starren Lagerböcken befestigt sein.

Die Stoßstangen dürfen nicht zu lang sein, da sie sonst flattern. Sie sollen aus großdimensioniertem Chrom-Molybdän-Stahlrohr bestehen; 0,5 mm Wandstärke genügt.

Beim Tunen von Stoßstangenmotoren wird oft folgender Fehler gemacht: Der Ventilhub wird durch geänderte Kipphebelübersetzung verlängert; weitaus stärkere Ventildfedern werden eingebaut; die Verdichtung wird erhöht. Als Ergebnis wird statt der erhofften höheren eine bedeutend geringere Leistung als vorher erreicht. Schuld daran ist die durch die härteren Ventildfedern und den größeren Ventilhub bedeutend erhöhte Belastung der gesamten Ventilsteuerung, die so sehr elastisch nachgibt, daß Ventilhub und Steuerzeiten verkürzt werden.

Die Weichheit der Steuerung kann man durch folgende einfache Methode gefühlsmäßig feststellen: Man blockiert ein Ventil, d.h., man ersetzt dasselbe durch eine Büchse, die man über die Führung schiebt und gegen die man den Kipphebel drücken läßt. An der Kurbelwelle befestigt man einen doppelarmigen Hebel, an dem man mit entsprechender Kraftanwendung drehen kann. Wie bei einem Drehmomentschlüssel kann man nun gefühlsmäßig feststellen, wieviel die Steuerung federnd nachgibt. Dabei muß man unterscheiden zwi-

Abb. 103: Kipphebel für Stoßstangenmotoren haben eine schwierig herzustellende Form (s. a. Abb. 197).



schen der Elastizität der hin- und hergehenden Teile und der Nachgiebigkeit der feststehenden Teile. Die letztere Untersuchung kommt zuerst. Es ist zunächst zu messen, wieviel die Lagerböcke, an welchen die Kipphebelachse befestigt ist, beim Hub der Stoßstange nachgeben. Zu diesem Zweck wird eine Meßuhr, deren Säule am Kurbelgehäuse montiert ist, am fraglichen Lagerbock angesetzt: der Lagerbock gibt elastisch nach und bleibt natürlich bei hoher Motordrehzahl in dieser Stellung.

Bei einem luftgekühlten Motor waren einzeln stehende Lagerböcke an langen Stiftschrauben befestigt, die sehr stark nachgaben. Durch Verbindung zweier Lagerböcke mit einer Brücke konnte die Nachgiebigkeit beseitigt werden.

Nachdem man die Lagerstellen starr gemacht hat, kann man sehr gut feststellen, welche beweglichen Teile noch federnd nachgeben. Wie schon erwähnt, sind die doppelarmigen Kipphebel zu meist nicht nach der Festigkeitslehre konstruiert und müssen deshalb ausgetauscht werden.

Da das Herausarbeiten Z-förmiger Hebel aus dem Vollen sehr viel Arbeitszeit erfordert, kommt nur die Herstellung aus zwei Teilen in Frage, die in der Mitte des Rohrschafts zusammengeschweißt werden. In Fabriken werden solche Hebel immer gesenkgeschmiedet. Das Gesenk ist infolge der schwierigen Formgebung des Hebels sehr teuer. Für kleine Stückzahlen ist die Herstellung in Feinguß bei weitem die einfachste und billigste Lösung (Abb. 103 u. 197).

Soll ein Stoßstangenmotor auf Höchstleistung getrimmt werden, ist bezüglich der Ventilsteuerung folgendes zu beachten: Der Ventilhub soll nicht über $\frac{1}{4}$ des Ventildurchmessers betragen. Der Ventildruck darf nicht höher sein

als bei einem Motor mit obenliegender Nockenwelle. Die Rückbewegung der Stoßstange und des Nockenstößels muß einer am unteren Stoßstangenende angebrachten Rückholfeder übertragen werden. Da die Rückholfeder den Stößel dauernd am Nocken hält, sind Gleitflächen für diese Belastung nicht geeignet, wohl aber nadelgelagerte Rollen. Eine Stoßstangensteuerung ist daher vorteilhafterweise nach Abb. 121 auszubilden. Die Ventilspieleinstellung wird am besten an das obere Stoßstangenende verlegt, da eine Stellschraube am verstärkten Kipphebelende schwerer ist.

Nockenwellenantrieb

Stoßstangenmotoren besitzen für den Antrieb der Nockenwelle in der Regel nur zwei Zahnräder, die spielfrei eingestellt werden können, oder eine kurze Kette – und daher können von hier aus Drehschwingungen in störendem Ausmaß nicht auftreten. Bei hochliegenden Nockenwellen geschieht der Antrieb durch eine Reihe von Zahnrädern, durch Kegelräder, Ketten oder Zahnriemen. Bei Ein- und Zweizylindermotoren, bei denen die Ventilerhebungen weit auseinanderliegen, kann Spiel im Antrieb die Steuerzeiten nachteilig verändern. Man kann Zahnradtriebe nur durch genaue Einstellung und Ketten und Zahnriemen nur durch straffe Spannung einigermaßen brauchbar machen. Vollkommen spielfrei ist nur ein Antrieb mittels Kurbeln (NSU-Max) oder ein Dreiecks-Koppelantrieb, der aber kaum unterzubringen ist. Am wirkungsvollsten wäre die Anbringung einer Schwungmasse auf der Nockenwelle, die Drehschwingungen verhinderte.

VII. UNGEWÖHNLICHE VENTILSTEUERUNGEN

Im allgemeinen stehen Ventile rechtwinklig zur Nockenwelle. In seltenen Fällen sind jedoch Ventile zu betätigen, die in einem Winkel von weniger als 90° zur Nockenwelle angeordnet sind. Es gibt eine Reihe von Möglichkeiten dafür. Die einfachste ist in Abb. 104 dargestellt. Der Nockenstößel ist axial zum

einer großen Fläche in der Führung aufliegt. Der Stößel ist innen hohl, darum sehr leicht und für höchste Drehzahl geeignet. Der Nocken ist normal, jedoch wegen der seitlichen Bewegung des Stößels etwas breiter.

Die Übertragung der Nockenbewegung auf ein schräg stehendes Ventil kann

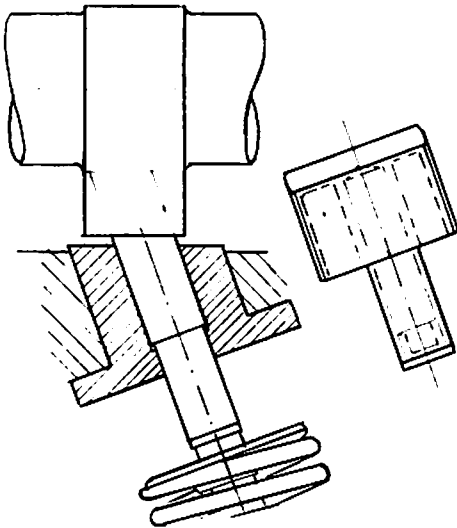
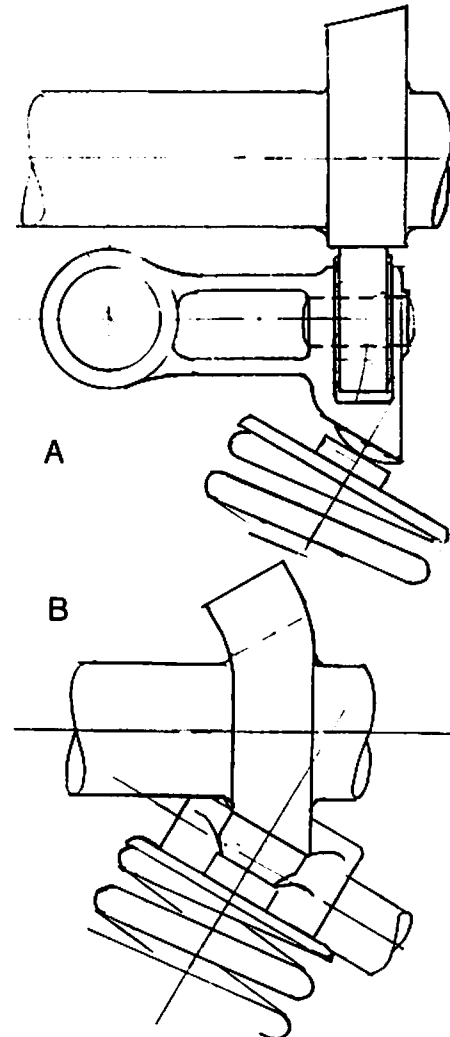


Abb. 104: Hammerstößel mit schräger Gleitfläche zur Steuerung V-förmig angeordneter Ventile durch eine darüberliegende Nockenwelle.

Ventilschaft angeordnet und liegt mit seiner schrägen, jedoch zum Nocken achsparallelen Gleitfläche auf diesem auf. Die Gleitfläche kann eben oder kreisbogenförmig sein. Der Stößel kann ein Hammer- oder Kastenstößel sein. Auf den Stößel wird beim Öffnen ein geringer Seitendruck ausgeübt, der jedoch unbedenklich ist, da der Stößel mit

Abb. 105: Steuerung schräg angeordneter Ventile durch konische Nocken.



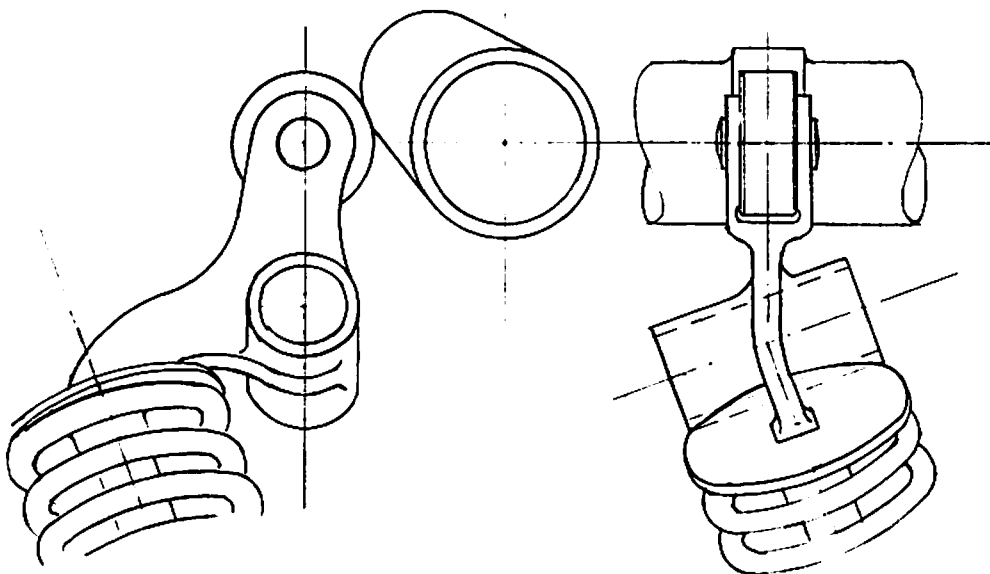


Abb. 106: Steuerung eines schräg angeordneten Ventils durch einen Winkelhebel.

auch mittels Schwinghebel erfolgen, doch sind dazu konische Nocken erforderlich. Abb. 105-B zeigt eine solche Möglichkeit. Abb. A zeigt eine Anordnung mit quergestelltem Schwinghebel mit Rolle oder kreisbogenförmiger Gleitfläche, wobei der Nocken eine Laufbahn haben muß, die teilweise zylindrisch und teilweise konisch ist. Da die Laufbahnen ineinander übergehen, ist der Nocken schwierig herstellbar. Auch bei der Konstruktion nach Abb. 106, bei welcher die Hebelachse rechtwinklig zum Ventilschaft angeordnet ist, ist ein besonderer Nocken erforderlich, dessen Lauffläche von der zylindrischen in eine schwach konische Form übergeht.

Ansonsten sind zur Betätigung schrägstehender Ventile durch normale Nocken entweder zwei untereinander angeordnete Schwinghebel oder ein Stößel und ein Schwinghebel erforderlich. Derartige Steuerungen, z. B. nach Abb. 107, sind jedoch drehzahlempfindlich. Infolge zu hohen Gewichts und elastischer Verformung der Schwing-

hebel blieb die Drehzahl dieses Motors auf 8500 U/min beschränkt. Mit einer Einhebelsteuerung nach Abb. 106, die auf dem Nockenprüfstand erprobt wurde, müßte der Motor theoretisch 11 000 U/min erreichen.

Zu den ungewöhnlichsten Ventilsteuerungen gehörten die in Weißmetallführungen gleitenden kreisbogenförmigen Bugatti-Nockenstößel von rechteckigem Querschnitt, die in den älteren Vierventilmotoren dieser berühmten Rennwagenfirma zu finden waren (Abb. 17).

Auch mit Axial-Nocken (Steigflächen-Nocken) können Ventile betätigt werden (Abb. 108). Diese Nockenform, die einer um eine Scheibe gewickelten Ventilhubkurve gleicht, wurde seinerzeit bei den Chater-Lea-Motorradmotoren erfolgreich angewandt. Auch Fiat benutzte bei einem Rennmotor axial um den Ventilschaft angeordnete Steigflächen zur Betätigung der Ventile.

Anstatt mit rotierendem Nocken kann ein Ventil auch mit oszillierendem Nocken gesteuert werden. Der Antrieb er-

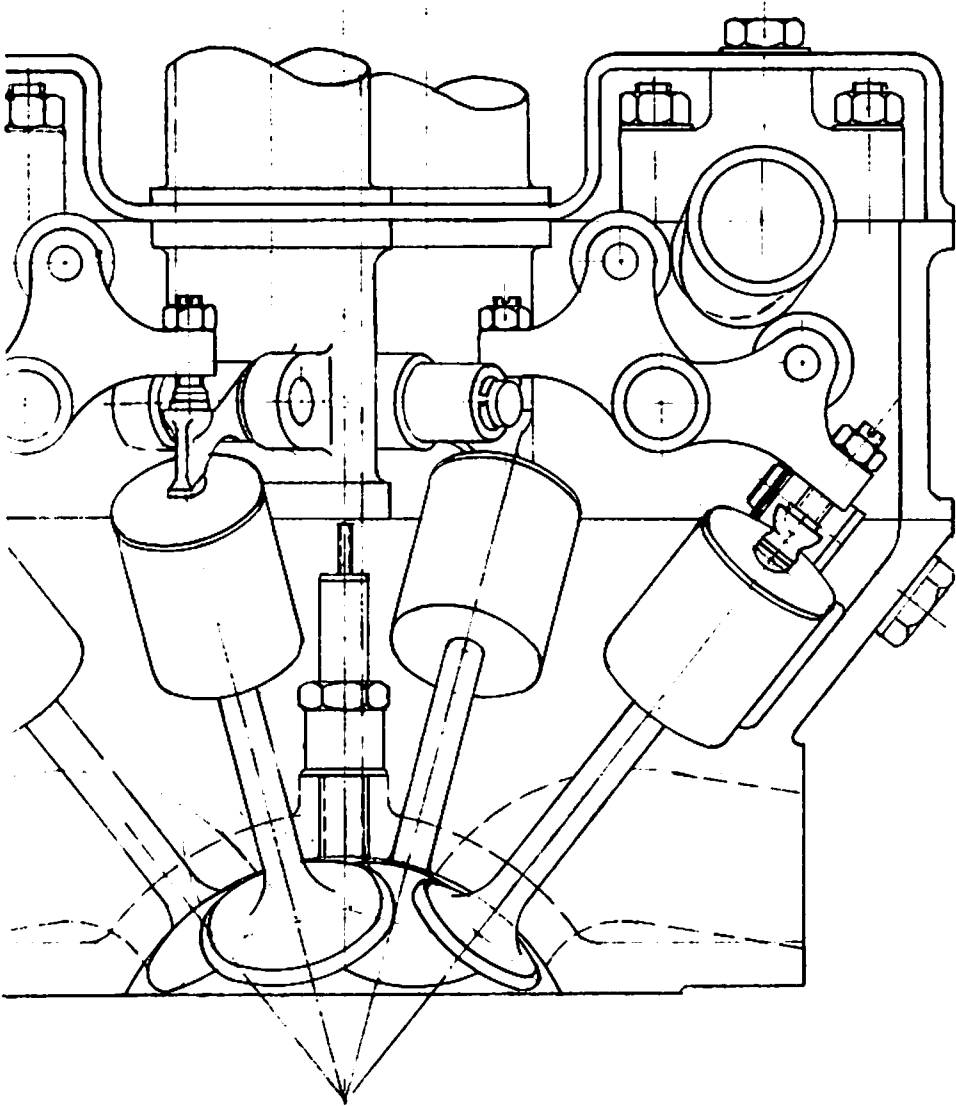


Abb. 107: Steuerung radial angeordneter Ventile durch zwei untereinander angeordnete Hebel (BMW / Apfelbeck-Patent).

folgt von einer kleinen Kurbelwelle aus mittels einer Pleuelstange auf den Nocken, der ungefähr eine Vierteldrehung vorwärts und rückwärts macht (Abb. 109). Der Nocken kann direkt über dem Ventil angeordnet werden. Der Vorteil liegt in der starren, spielfreien Bewegungsübertragung. Da jedoch für

jedes Ventil ein eigener Kurbeltrieb gebraucht wird, bleibt diese Steuerungsart auf Einzylindermotoren beschränkt. Mittels Kurbelwelle und Pleuelstange können auch entsprechend einer Kolbenbewegung hin- und hergehende, mit einer Ventilerhebungskurve versehene Steuer-Flachschieber betätigt werden

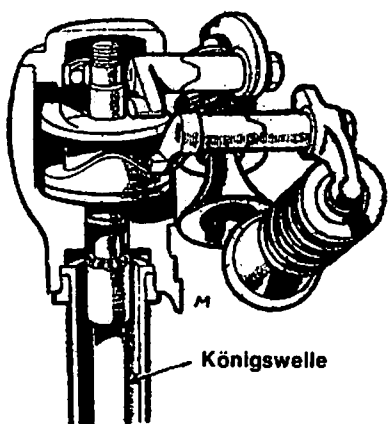


Abb. 108: Steuerung des Chater-Lea-Motors durch Axial-Schellennocken.

Rechts: Abb. 109: Steuerung mit oszillierenden Nocken.

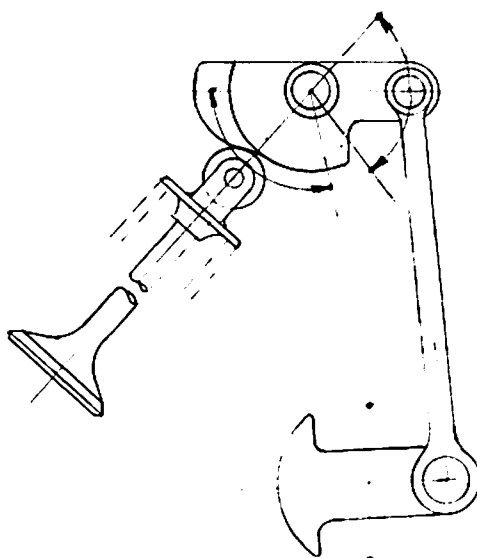


Abb. 110: Flachnockensteuerung mit Antrieb durch Kurbeltrieb.

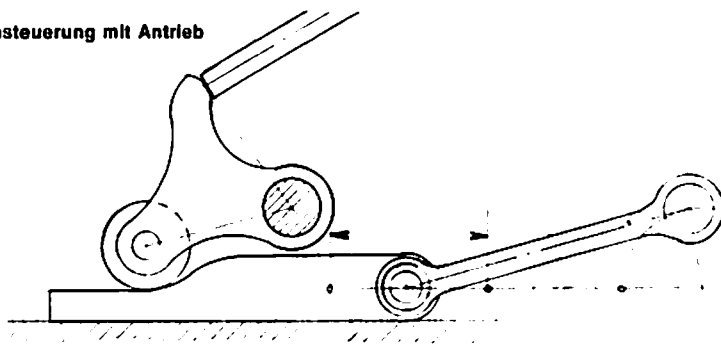
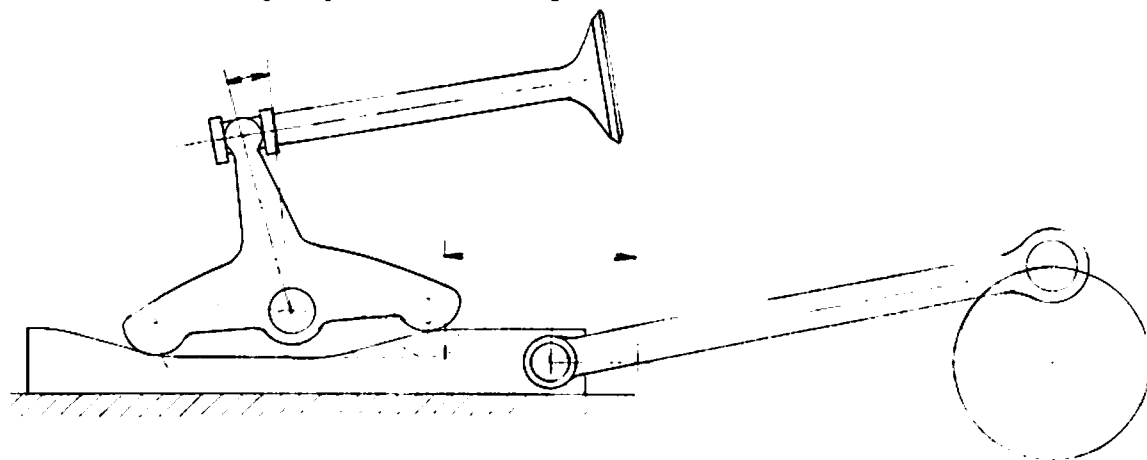


Abb. 111: Zwangsläufige Flachnockensteuerung.



(Abb. 110). Über einen Hebel wird die Bewegung auf das Ventil übertragen. Mit einem Doppelhebel und zwei Erhöhungen am Schieber ist auch eine zwangsläufige Steuerung möglich (Abb. 111).

Zwangsläufige Ventilsteuerung

Die Betätigung großer, schwerer Ventile mit hohem Hub nach einer steilen Ventil-

erhebungskurve ist nur bis zu einer bestimmten Drehzahl möglich. Am weitesten kommt man mit leichten Hammerstößeln und Haarnadel-Ventilfedern. Darüber hinaus ist eine zwangsläufige Ventilsteuerung notwendig (z. B. wie Abb. 19). Heute ist man jedoch von großen zweiventiligen Zylinderköpfen allgemein auf vierventilige Köpfe mit kleinen Ventilen übergegangen, deren Steuerung mit Ventilfedern beherrscht werden kann.

VIII. VENTILE UND VENTILFEDERN, VENTILSTEUERUNGSPRÜFSTAND

Ventile und Federteller

Ventile für Rennmotoren (Abb. 36) sind, soweit es die Auslaßventile betrifft, thermisch hoch beanspruchte Bauteile. Das Einlaßventil erreicht Temperaturen von 300–400° C, das Auslaßventil meist 600–800° C. Von der Ventiltemperatur ist in hohem Maß die Zylinderfüllung abhängig, da die Ladung sich pro Grad um $\frac{1}{273}$ ihres Volumens ausdehnt. Es muß daher alles, was möglich ist, unternommen werden, um die Ventiltemperatur herabzusetzen. Man kann die Ventile während des Betriebs durch eine besondere Einrichtung beobachten (Abb. 112). An einer Stelle der Auspuffrohrkrümmung, an der man auf den

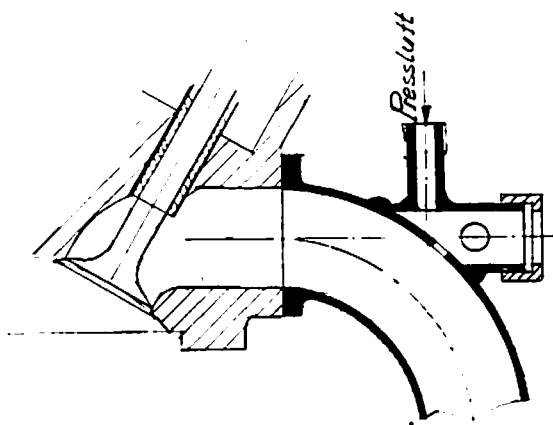


Abb. 112: Einrichtung zur Beobachtung des Auslaßventils im Betrieb.

Ventilteller sehen kann, wird ein Loch von 5 bis 7 mm Ø gebohrt und ein Rohrstutzen, mit einem warmfesten Schau-

glas versehen, angeschweißt. Seitlich am Rohrstutzen wird eine Luftleitung angeschlossen und gegenüber ein Entlüftungsloch gebohrt. Im Betrieb wird Preßluft durchgeblasen, die das Fenster kühlt. Durch die Bohrung kann man deutlich das glühende Ventil leuchten sehen.

Das Ventil kann seine Wärme nur über den Ventilsitz und den Schaft ableiten. Die Ventilfläche nimmt quadratisch mit dem Durchmesser zu, der Umfang aber nur linear. Daraus folgt: Je größer das Ventil, desto schlechter kann es seine Wärme abgeben. Schon diese Tatsache spricht für den mehrventiligen Zylinderkopf. Größere Auslaßventile von luftgekühlten Motoren, etwa ab 34 mm Ø, sollen vorteilhaft einen natriumgeköhlten Schaft haben, den es ab 9 mm Ø gibt. Außerdem soll der Sitz gepanzert und der Schaft hartverchromt sein. Durch die Natriumfüllung wird die Ventiltemperatur um etwa 100° C herabgesetzt. In jüngster Zeit gewinnen Bimetallventile immer mehr an Bedeutung. Diese Ventile besitzen einen Schaft, der besonders hohe Wärmeleitfähigkeit und gute Gleiteigenschaften aufweist, und einen Teller aus dem hoch-warmfesten Fluturbinenstahl. Eine Panzerung erübrigt sich ebenso wie Natriumfüllung. Diese von der Firma ATE unter der Bezeichnung „Nimonic“ gebrachten Ventile sind auch halbfertig zu beziehen. Man kann also das Ventil selbst aus dem vorgearbeiteten Rohling herausdrehen. Es ist nicht unbedingt notwendig, den Schaft zu schleifen, sondern es genügt,

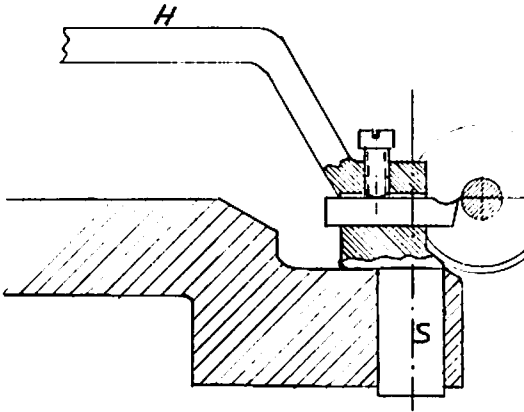


Abb. 113-A: Drehapparat für die Ventil-Hohlkehle.

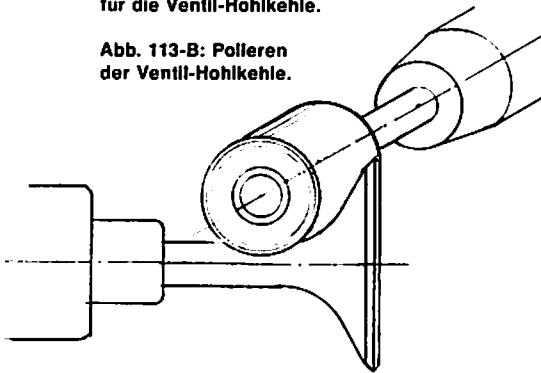


Abb. 113-B: Polieren der Ventil-Hohlkehle.

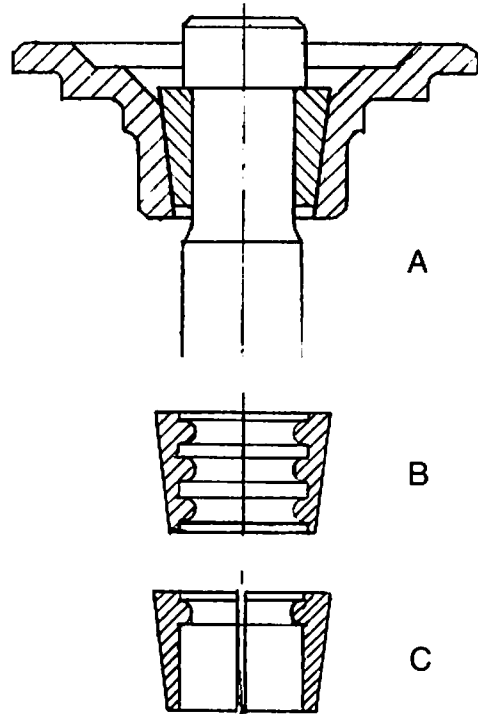


Abb. 114: Geteilter Ventil-Klemmkegel für Federteller.

ihn auf Übermaß von zwei bis drei hundertstel Millimeter vorzudrehen und dann zu läppen. Dieser Vorgang des Handläppens, der auch für sehr viele andere Motorteile, die genaues Fertigmaß und ganz glatte Oberfläche haben müssen, in Frage kommt, wird noch ausführlicher im Kapitel »Werkzeugbau« behandelt.

Ist der Ventilschaft auf Maß gebracht, dann wird die Hohlkehle, die in den Ventilteller übergeht, sauber gedreht, was nur mittels eines Hohlkehlen-Drehapparats möglich ist. Dieser besteht aus einem Messerhalter (Abb. 113-A), der mit seinem Zapfen S in einem Vierkantstahl drehbar gelagert ist und mittels des Handgriffs H geschwenkt werden kann. Der Apparat, den man leicht selbst

herstellen kann, wird wie ein Drehstahl im Support der Drehbank eingespannt und der verstellbare Drehstahl nach dem erforderlichen Radius des Ventils festgeklemmt. Danach wird die Hohlkehle mittels eines rasch laufenden, in eine Biaxwelle eingespannten Schleifkörpers poliert (Abb. 113-B). Das soweit fertige Ventil nimmt man dann in einer Spannzange auf und dreht Ventilsitz und Teller fertig.

Die Befestigung des Ventilschafts im Federteller geschieht ausnahmslos durch zweiteilige Kegelstücke, die am Ventilschaft entweder in einer Eindrehung sitzen und diesen fest umschließen (Abb. 114-A u. C) oder mit einigen Rillen in den Ventilschaft eingreifen. In diesem Fall stützen sich die Kegelhälften

ten gegenseitig ab, und der Ventilschaft ist darin mit geringem Spiel gelagert, so daß sich das Ventil im Betrieb drehen kann (Abb. 114-B).

Hat das Ventil im Federteller Festsitz, dann muß der untere Federteller auf seiner Auflage leicht drehbar sein, was am einfachsten durch mehrere unterlegte dünne Stahlscheiben erreicht wird. Es genügt ja, wenn sich das Ventil von Zeit zu Zeit etwas weiterdreht und seine Auflage am Ventilsitz ändert. Nur bei Haarnadelfedern ist die Verankerung des Ventils so vollkommen, daß es sich nicht drehen kann. Hier hilft nur ein drehbarer Einsatz im Federteller, der aber das Gewicht erhöht, wenn man nicht den schon erwähnten drehbaren Rillenkegel bevorzugt. Das Ende des Ventilschafts muß, besonders wenn dort ein Schwinghebel angreift, gehärtet werden – vorausgesetzt, daß sich das Material überhaupt härten läßt.

Man stellt dazu das Ventil in ein Gefäß mit Wasser, in welches es bis zur Hälfte eintaucht, erhitzt das Schaftende mit einem Schweißbrenner auf Kirschrot und kippt dann das Ventil um. Ventile, deren Werkstoff nicht härtbar ist, können nur verwendet werden, wenn eine genau passende, einsatzgehärtete Kappe aufgeschoben wird.

Für das Einlaßventil braucht kein so warmfester Werkstoff verwendet zu werden wie für das Auslaßventil. In der Regel können auch beliebige Ventile erstklassiger Qualität von Serienmotoren verwendet, kleiner gedreht und eingepaßt werden. Vereinzelt werden auch Einlaßventile mit Natriumfüllung ausgestattet, um die Temperatur zu senken und die Zylinderfüllung zu verbessern. Allerdings verursacht der stärkere Ventilschaft einen erhöhten Widerstand im Ansaugkanal. Dieser vermehrte

Aufwand lohnt sich nur bei größeren Ventilen.

Die günstigste Formgebung für ein Einlaßventil ist aus der Abbildung 36 ersichtlich.

Der Federteller kann, wenn er nicht richtig konstruiert und gefertigt ist, ein sehr gebrechliches Bauteil sein und erfordert daher Beachtung. Er muß trichterförmig ausgebildet sein (Abb. 114-A), weil ein flacher Teller federt und bricht. Außerdem soll er gesenkgeschmiedet sein (damit die Faserrichtung stimmt) und nicht von der Stange abgedreht werden, weil dabei die Fasern zerschnitten sind. Wenn man nicht gepreßte Markenfederteller verwenden kann, schmiedet man z. B. ein Rundmaterial zu einem Flachstahl aus und schneidet einzelne Stücke davon ab, aus welchen man die Federteller dreht, wobei die Faserrichtung quer zur Ventilschneidspindel verläuft. Federteller sollen hochvergütet oder 0,1 mm tief einsatzgehärtet sein. Durch Federteller aus Titan läßt sich eine Gewichtsverminderung von etwa einem Drittel erzielen.

Zur Wärmeableitung vom Ventil kann der Ventilsitz und die Ventilfehrung sehr viel beitragen. Wie schon eingangs erklärt wurde, soll der Auslaßkanal im Bereich des Ventilschafts eine etwas ovale, niedrige Form haben, damit der Ventilschaft nicht in allzu großer Länge aufgeheizt wird. Der Ventilsitz soll möglichst kühl sein, was bei wassergekühlten Zylinderköpfen durch Umströmung an dieser Stelle erreicht wird. Bei luftgeköhlten Leichtmetallköpfen kann durch genügende Wandstärke, günstige Verrippung und richtige Kühlluftführung ausreichende Wärmeableitung erreicht werden. Auch Ventilsitzringe aus Bronze, die ein höheres Wärmeleitvermögen haben als Stahlringe, können die

Temperatur des Auslaßventils herabsetzen. Die niedrigste Betriebstemperatur haben Auslaßventile, die in einem Radial-Vierventilkopf gegenüberliegend zwischen den Einlaßventilen angeordnet sind.

Ein Auslaßventil soll schnell geöffnet werden. Bei »schleichender« Öffnung wird das Ventil von den durchpfeifenden Gasen stark erhitzt. Genaue Ventilspieleinstellung ist wegen der Anlauf-rampe sehr wichtig.

Ventilfedern

In der heutigen Zeit werden für Hochleistungsmotoren Zylindereinheiten bis 500 cm³ verwendet, die mit vier Ventilen ausgestattet sind. Zweiventilige Zylinderköpfe werden nur mehr bei serien-nahen Sportwagenmotoren und noch bei Sandbahn-Motorradmotoren verwendet. Bei Zweiventil-Zylinderköpfen wird die Höchstdrehzahl zunächst von der mittleren Gasgeschwindigkeit bestimmt, die ca. 80 m/s nicht überschreiten soll, da sonst Drosselung eintritt. Weiterhin ist die Drehzahl von der Ventilbetätigung abhängig. Ein Einlaß-ventil mit 48 mm Ø wiegt immerhin ca. 100 g (ein Auslaßventil ebensoviel). Eine

Drehzahl von über 8000 U/min ist bei Anwendung einer zeitgemäßen Ventil-erhebungskurve nur mittels Haarnadelfedern mit einem Federdruck von ca. 120 kp zu erreichen. Auch Sandbahn-motoren werden aus diesem Grunde schon vierventilig gebaut. Bei Vierventilmotoren mit maximal 100 mm Zylinderbohrung haben Ventile mit ca. 36 mm Ø ein Gewicht von 70 g und kommen bei 10000 U/min mit Federn von maximal 100 kp Druck aus.

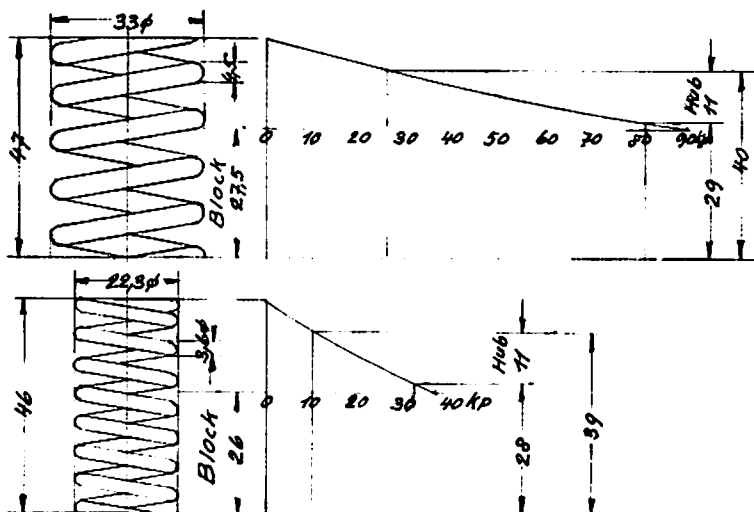
Da es einige hochwertige, für Rennmotoren brauchbare Ventilfedern im Handel zu kaufen gibt und Federnfabriken auf Bestellung diese auch in kleinen Stückzahlen (von etwa 30 Stück an) liefern, braucht sich der Tuner dieserhalb kaum Sorgen zu machen.

Eine hochwertige Ventilfeder ist durch ihr geringes Gewicht bei hohem Maximaldruck gekennzeichnet. Sie besitzt wenig Windungen im Verhältnis zum Ventilhub, daher ist die Verdrehungsbeanspruchung des Federdrahts sehr hoch. Derselbe muß geschliffen, gehärtet und oberflächenverfestigt sein, wozu ein besonderes Verfahren notwendig ist, das nur spezialisierte Federnfabriken beherrschen.

Aus Platzgründen werden fast immer eine äußere und eine innere Feder mit gegenläufigen Windungen zusammen

Abb. 115a:
Ventilfedern
für Hoch-
leistungs-
motoren.

(BMW-Tisa
Feder.)
Beide Federn
zusammen:
Anfangs-
druck = 36 kp
Enddruck =
113 kp
Gewicht = 91 g



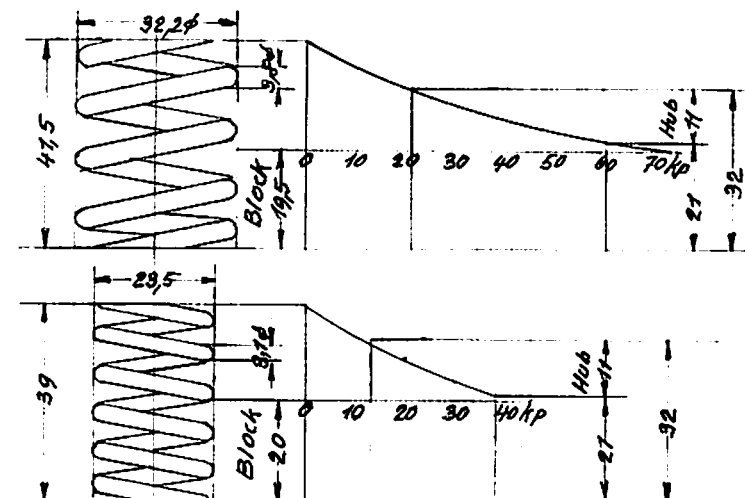


Abb. 115b:
Ventilfedern
für Hoch-
leistungs-
motoren.

(Porsche 911
Feder.)
Beide Federn
zusammen:
Anfangs-
druck = 34 kp
Enddruck =
98 kp
Gewicht = 60 g

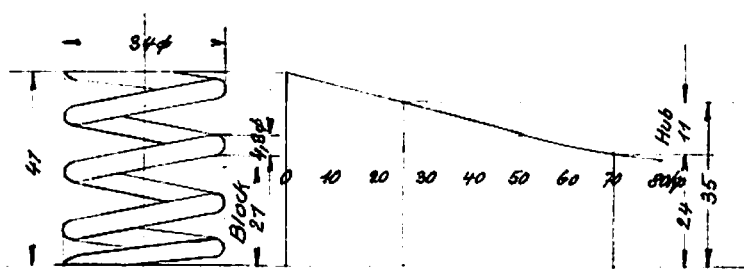


Abb. 116a:
Ventilfedern
für Hoch-
leistungs-
motoren.

(Rennfeder
F. II.)
Beide Federn
zusammen:
Anfangs-
druck = 31 kp
Enddruck =
100 kp
Gewicht = 65 g

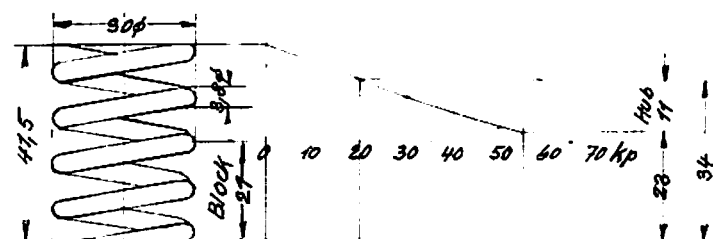
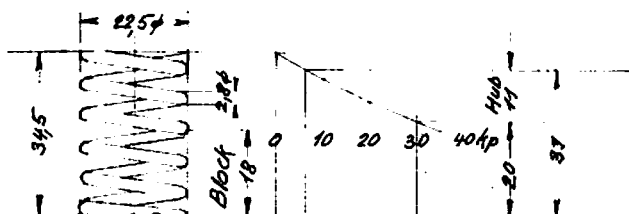
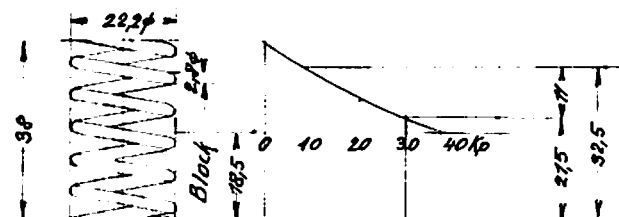


Abb. 116b:
Ventilfedern
für Hoch-
leistungs-
motoren.

(Rennfeder
F. II.)
Beide Federn
zusammen:
Anfangs-
druck = 28 kp
Enddruck =
85 kp
Gewicht = 57 g



als Satz vorgesehen. Ventildfedern können auch aus Titan hergestellt werden, ihr Gewicht ist dann ca. 40% geringer, doch ist ihre Lebensdauer gegenüber normalen Stahlfedern kürzer.

Merkmal einer Feder ist ihre Kennlinie, die den Druck pro Länge angibt. Man zeichnet die Kennlinie auf Millimeterpapier nach Abb. 115 u. 116 auf. Für die Bestimmung des Drucks braucht man eine Federwaage, die man sich mit Hilfe einer Zeigerwaage (oder Personenwaage) selbst nach Abb. 117 herstellen kann.

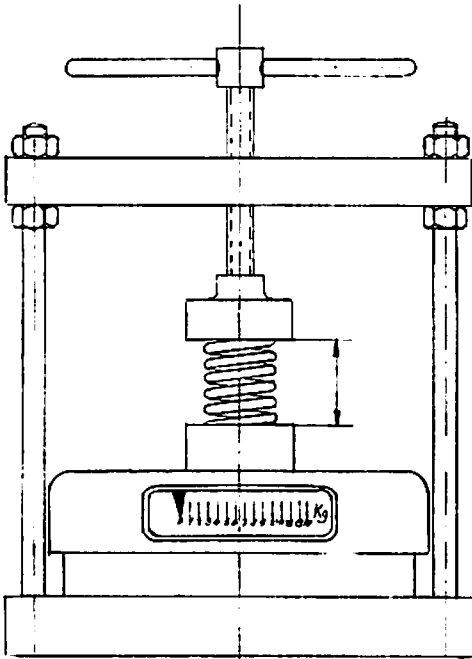


Abb. 117: Eigenbau-Ventildfederwaage.

Man legt die Feder auf die Waagschale, drückt sie mit der Spindel millimeterweise zusammen und mißt dabei ihre Länge.

Der für die Ventilbetätigung notwendige maximale Federdruck läßt sich aus der Ventilerhebungskurve feststellen, wenn das Gewicht der bewegten Teile der Ventilsteuerung bekannt ist. Nachdem das Ventil von seinem Sitz abgehoben und beschleunigt wurde, möchte es im Winkel seines Anstieges weiterfliegen, wenn nicht die Ventildfeder, deren Spannung mit zunehmendem Ventilhub ungefähr linear zunimmt, in Aktion treten und es auf der Nockenbahn halten würde. Bei zu schwacher Feder verläßt das Ventil die Nockenbahn, springt höher auf und setzt schlagartig auf seinen Sitz auf, springt wieder hoch und verändert dadurch die Steuerzeit. Je schneller die Umkehr der Ventilbewegung an der Nockenspitze stattfindet, eine um so größere Federkraft ist notwendig. Je größer der Kreisbogen am Gipfel der Ventilerhebungskurve ist, eine um so geringere Federkraft genügt für die Rückführung des Ventils.

Um die maximal erforderliche Federkraft bei höchstem Ventilhub berechnen zu können, muß zunächst das Gewicht der bewegten Teile der Ventilsteuerung bekannt sein. Bei der Tassenstößelsteuerung ist dies einfach, da man nur das Gewicht von Ventil, Federteller samt Keilen, Tassenstößel und das halbe Gewicht der Ventildfeder in kp in die Rechnung einzusetzen braucht. Ist ein Schwing- oder Kipphebel zwischengeschaltet, dann muß man das Gewicht des oszillierenden Teiles desselben entweder durch Auspendeln (nach dem Gesetz des physikalischen Pendels) feststellen oder der Einfachheit halber durch Schätzung. In die Rechnung muß man noch die maximale Verzögerung an der Nockenspitze in m/s^2 einsetzen, die in den Zahlenblättern der Ventilerhebungen für jeweils 4000 U/min Nok-

kendrehzahl angegeben und für andere Drehzahlen umzurechnen ist. Renn-Nocken weisen durchschnittlich Verzögerungen von 2500–3800 m/s² auf. Die Formel für die maximale Federkraft lautet:

Leistungsverlust. Wenn aber das Ventil vom Kolben angeschlagen und verbogen wird oder gar abreißt, ist schon ein schwerwiegender Schaden entstanden.

Da man an einem mit hoher Drehzahl

$$\frac{\text{Bewegte Masse in kp} \times \text{maximale Verzögerung in m/s}^2}{9,81 \text{ (Erdbeschleunigung)}}$$

Hierzu sind als Sicherheit noch 20–50% hinzuzurechnen.

Ein Beispiel:

Tassenstößelsteuerung mit maximaler Verzögerung an der Nockenspitze von 3760 m/s²

Gewichte in kp:

Ventil	0,09
Federteller mit Keilen und Kappe	0,018
Tassenstößel	0,042
halbe Feder	0,03
zusammen	0,180

$$\frac{0,180 \times 3760}{9,81} = 69 \text{ kp} + 20\% = 82,8 \text{ kp bei } 8000 \text{ U/min Motordrehzahl.}$$

Die Sicherheitsreserve ist von der Elastizität der Steuerungsteile abhängig. Eine genaue Berechnung der Schwingungsvorgänge in der Ventilsteuerung ist nicht möglich, da verschiedene Faktoren, wie die Anheb- und Aufsetzstöße, Drehschwingungen und Elastizität der Nockenwelle, nicht genau zu erfassen sind. Für Tassenstößel-Steuerungen, die sehr steif sind, rechnet man 20%, für Stoßstangen-Steuerungen, die sehr elastisch sind, 50% Sicherheitsreserve. Diese Werte sind ungefähre Annahmen und für die exakte Ausführung einer Hochleistungssteuerung wenig brauchbar. Am laufenden Motor merkt man Fehler in der Ventilsteuerung meist erst dann, wenn es zu spät ist. Wenn der Stößel bei hoher Drehzahl die Laufbahn des Nockens verläßt und das Ventil später nachschlägt und dadurch die Steuerzeit verlängert, äußert sich das in

laufenden Motor nicht feststellen kann, ob die Steuerung mit der Drehzahl mitkommt, und ein Anschlagen des Kolbens an die Ventile wegen des geringen Abstandes derselben bei Überschneidung sehr leicht möglich ist, ist es aus Sicherheitsgründen nicht zu umgehen, die Steuerung auf einen Prüfstand aufzubauen und mit dem Stroboskop zu beleuchten (Abb. 118–121).

Eine vorbildliche Ventulfeder deutscher Herkunft, die in vielen vierventiligen Rennmotoren verwendet wird, auch im Porsche 911-Motor, ist in Abb. 115-B dargestellt. Die Außenfeder besitzt nur 3 1/2 federnde Windungen bei 11 mm Hub, die innere besitzt 4 1/2 federnde Windungen. Der Höchstdruck ist 98 kp bei nur 60 g Gesamtgewicht, also 0,61 g pro kg Druck. Es ist nicht bekannt, daß dieser Wert von einer anderen Feder (außer Titanfeder) übertroffen wird.

Bei Erprobung einer Ventilsteuerung auf dem Nockenprüfstand ist es nahelegend, diese Ventiltfeder zuerst einzubauen und mit dem Stroboskop die Untersuchung zu beginnen. Ein Vergleich mit anderen Ventiltfedern ist danach sehr aufschlußreich. Weitere Ventiltfedern sind in den Abb. 115 u. 116 dargestellt. Diese sowie eine Anzahl verschiedener Rennventiltfedern, die die Firma Scherdel KG, Federnfabrik in Marktredwitz, herstellt, sind in der Tabelle im Anhang festgehalten. Maßgebend sind die Einbaulänge, also die Länge bei geschlossenem Ventil, und die Länge bei geöffnetem Ventil. Letztere muß genauestens eingehalten werden. Der Anfangsdruck bei Rennventiltfedern beträgt durchschnittlich ungefähr $\frac{1}{3}$ des Höchstdrucks. Die oft in Frisieranleitungen enthaltenen Ratschläge, die Federn um einige Millimeter zu unterlegen, um sie härter zu machen, sind mit Vorsicht zu behandeln. Bei einer Ventiltfeder ist zunächst ihre Blocklänge, d. h. die Länge in ganz zusammengedrücktem Zustand, maßgebend. Die Länge bei geöffnetem Ventil muß ein gewisses Maß über der Blocklänge liegen und darf nicht willkürlich unterschritten werden, da sonst die Feder überbeansprucht und unbrauchbar wird.

Hochwertige Rennventiltfedern die in vielen Formel-I- und -II-Renn-Motoren eingebaut sind, liefert die Federnfabrik Schmidthelm in Heidelberg, Hans-Bunte-Straße. Da die Firma auch die Berechnung der Federn übernimmt, sind bei Bestellung folgende Angaben zu machen: das Gewicht der bewegten Teile der Ventilsteuerung, die gewünschte Höchstdrehzahl sowie der verfügbare Raum für die Feder (Durchmesser und Länge). Ferner ist die Ventil-erhebungskurve, die auf Millimeter-

papier gezeichnet werden muß, beizubringen. Der Tuner ist auf die Verwendung bewährter Rennventiltfedern mit hoher Eigenschwingungszahl und auf die Erprobung der Ventilsteuerung am Prüfstand angewiesen. Die Tauglichkeit einer Ventiltfeder stellt sich alsbald heraus, wenn man sie eine Zeitlang mit Maximaldrehzahl laufen läßt und dann ihre Länge prüft. Sind starke Schwingungen zu beobachten, dann muß die Feder gegen eine mit anderer Schwingungszahl ausgetauscht werden. In früherer Zeit, als man noch kein so hochwertiges Federmaterial zur Verfügung hatte, war man auf längere Ventiltfedern mit größerer Windungszahl angewiesen, die sehr schwingungsanfällig waren. Man bekämpfte die Schwingungen durch Reibung, indem man die verkehrt gewinkelte Innenfeder in der Außenfeder gleiten ließ. Heute ist diese verschleißbedingte Methode der Dämpfung nicht mehr notwendig, da die heutigen kurzen Federn schwingungsmäßig kaum Schwierigkeiten bereiten. Lediglich die Lebensdauer kann oft nicht befriedigen. In diesem Zusammenhang muß noch festgestellt werden, daß Haarnadelfedern und auch Torsionsfedern eine wesentlich höhere Eigenschwingungszahl als Schraubenfedern besitzen und sich daher von dieser Seite aus überhaupt keine Probleme ergeben.

Ventilsteuerungsprüfstand

Um ein klares Bild über die Funktion der Ventilsteuerung zu erhalten, ist die Erprobung derselben auf einem besonderen Ventilsteuerungsprüfstand mit stroboskopischer Beobachtung notwendig. Man kann hier genau feststellen, bis zu

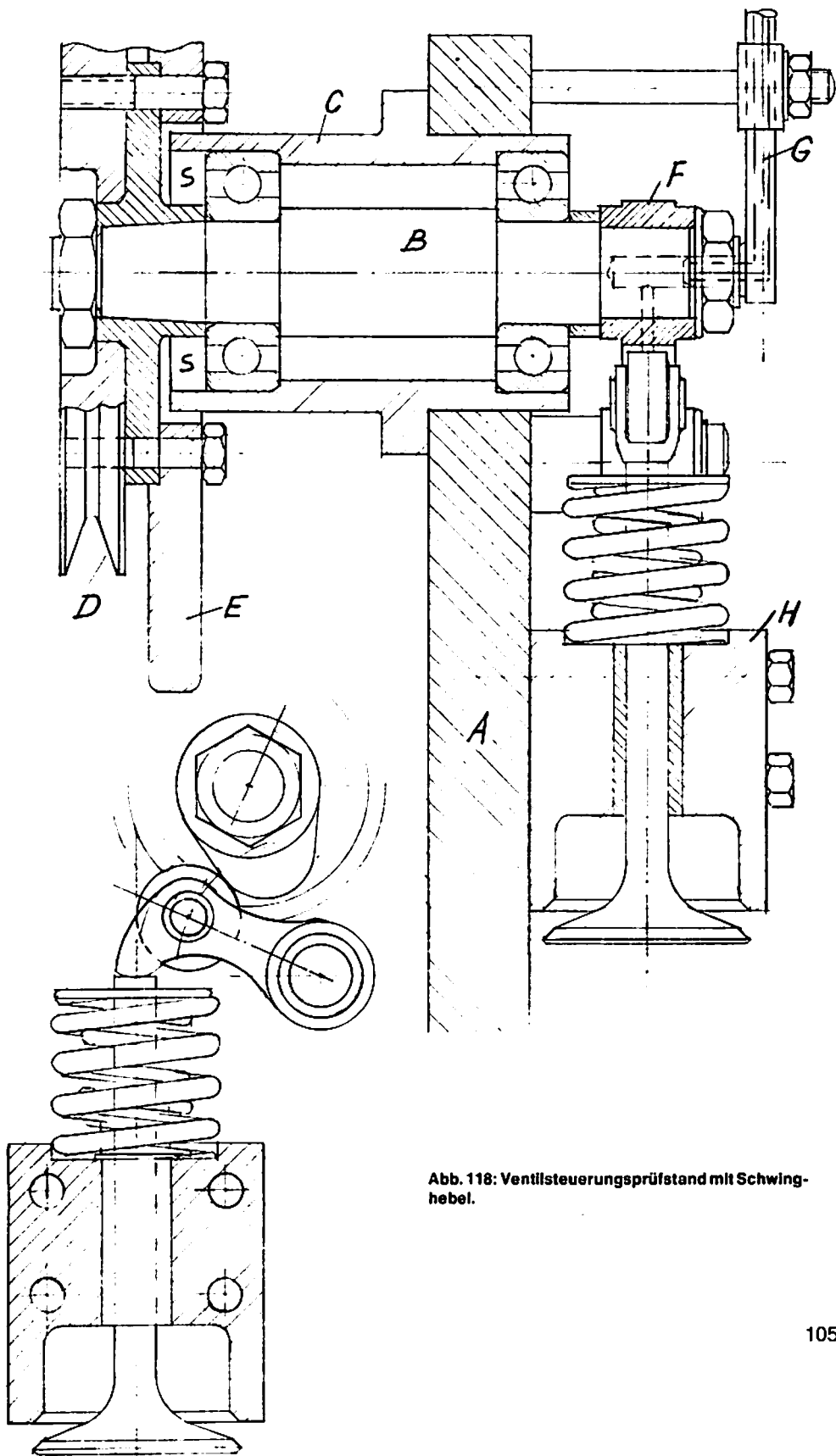


Abb. 118: Ventilsteuerungsprüfstand mit Schwinghebel.

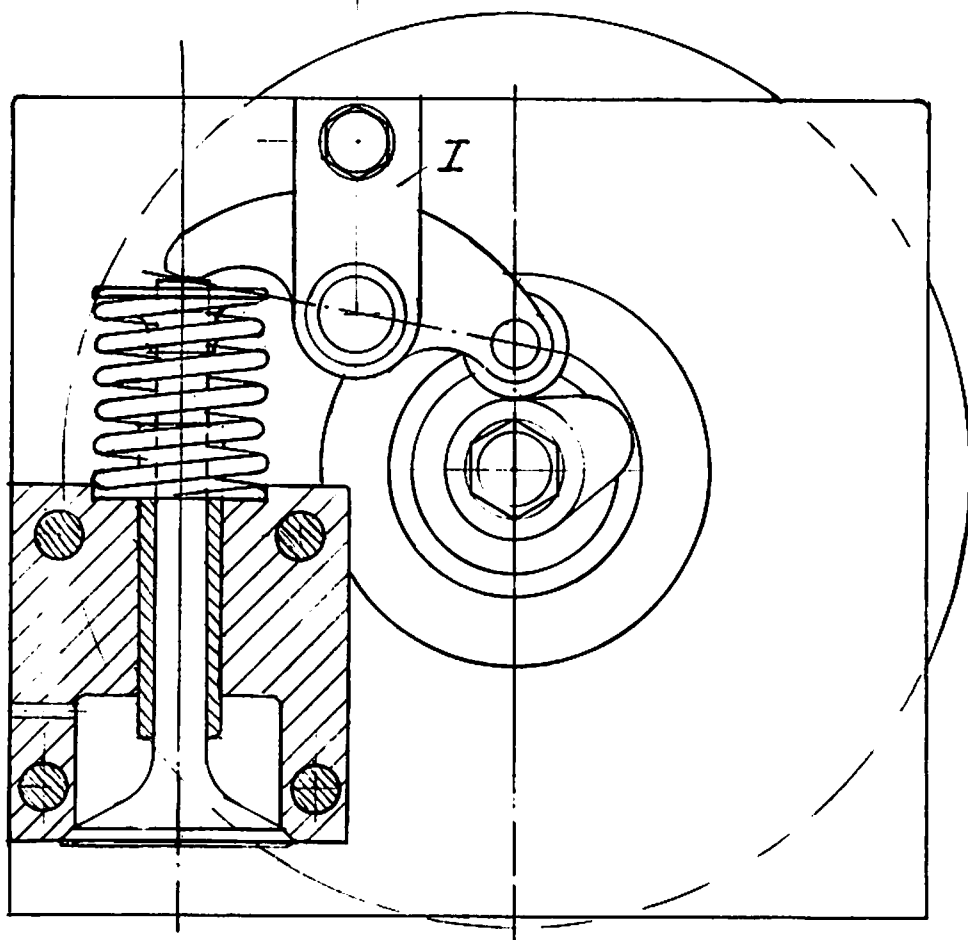


Abb. 119: Prüfstand für Kipphebel.

welcher Drehzahl die Steuerungsteile und das Ventil der Nockenbahn folgen, und Fehler erkennen und beheben. Außerdem kann man, was äußerst wichtig ist, die Laufeigenschaften von Gleitflächenabnehmern und Nocken prüfen und in längeren Laufzeiten ihren Verschleiß feststellen und allfällige Schmierprobleme lösen.

In den Abb. 118–121 sind vier verschiedene Ventilsteuerungen, und zwar mit Schwinghebel, Kipphebel, Tassenstößel und Stoßstange, dargestellt. Auf einer ca. 20 mm starken Blechplatte A sind sämtliche Teile der Ventilsteuerung flie-

gend montiert, damit sie während des Laufs genau beobachtet werden können. Die Nockenwelle B ist in einem Gehäuse C (Abb. 118) zweimal auf 20er Kugellagern gelagert und trägt auf der Antriebsseite eine Keilriemenscheibe D und eine kleine Schwungscheibe E, die gleichmäßigen Lauf sichert und auch zum Anlassen benötigt wird, um bei der ersten Umdrehung die Federspannung zu überwinden. Der Antrieb erfolgt über einen Keilriemen durch einen drehzahlveränderlichen Motor. Ein Drehzahlmesser ist nicht erforderlich, da die Blitzzahl am Stroboskop abgelesen

werden kann. Der Nocken F ist leicht austauschbar. Die Schmierung erfolgt von einem Behälter aus unter Gefälle über die Ölleitung G in die Bohrung der Welle und eine Querbohrung zum Nocken. Ventil samt Feder sind in ein Leichtmetallgehäuse H eingebaut, welches für alle vier Arten von Steuerungen benutzt werden kann. Bei Kipphebeln (Abb. 119) muß die Achse außen durch eine Brücke I abgestützt sein. Bei einem Schwinghebel genügt fliegende Lagerung. In den Zeichnungen sind die Hebel mit Rollen dargestellt. Werden Hebel mit Gleitflächen eingebaut, muß für besonders reichliche Schmierung gesorgt werden. Am besten ist es, Öl zwischen Nocken und Abnehmer in Laufrichtung einzuspritzen, wozu eine kleine Ölpumpe erforderlich ist. Um die Vorrichtung herum ist ein breiter Rahmen anzubringen, der das abspritzende Öl auffängt und ableitet. Für Dauerläufe wird der Rahmen durch eine Glasplatte verschlossen.

Da bei einer Tassenstößel-Steuerung die Ventildfeder verdeckt ist, muß statt des Tassenstößels ein besonders ausgeführter, gleich schwerer Pilzstößel (Abb. 120), der in einer eigenen Führung gleitet, vorgesehen werden.

Abb. 121 zeigt den Aufbau einer Stoßstangensteuerung, die für hohe Drehzahlen geeignet ist. Die Ventildfeder besitzt keine höhere Spannung als bei der Kipphebel-Steuerung. Die Rückführung von Stoßstange und Stößel besorgt eine zweite, an der Stoßstange angreifende Rückholfeder, deren Spannung dem zusätzlichen Gewicht dieser Teile entspricht. Da die Rückholfeder den Stößel ständig am Nocken hält, ist ein Stößel mit Gleitfläche für diese dauernde hohe Belastung schlecht geeignet, wohl aber eine nadelgelagerte Rolle. Die Ausführ-

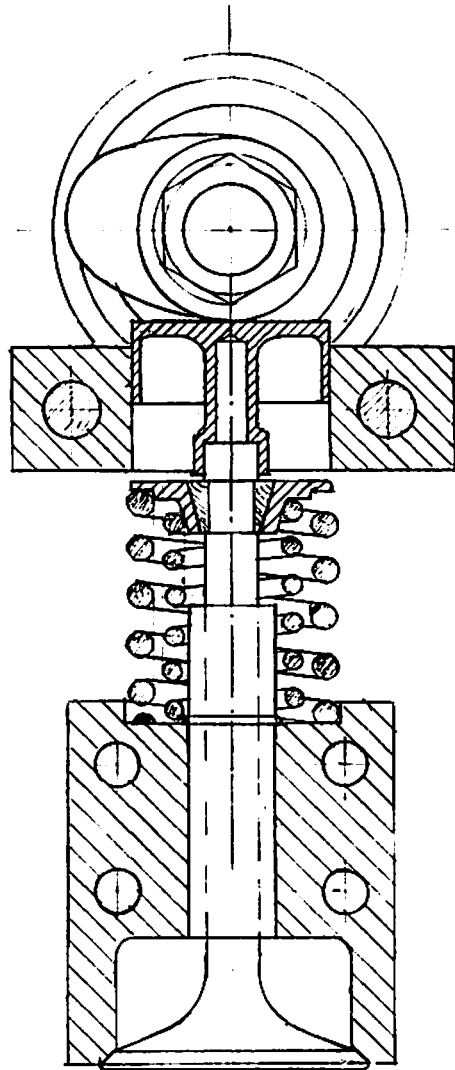
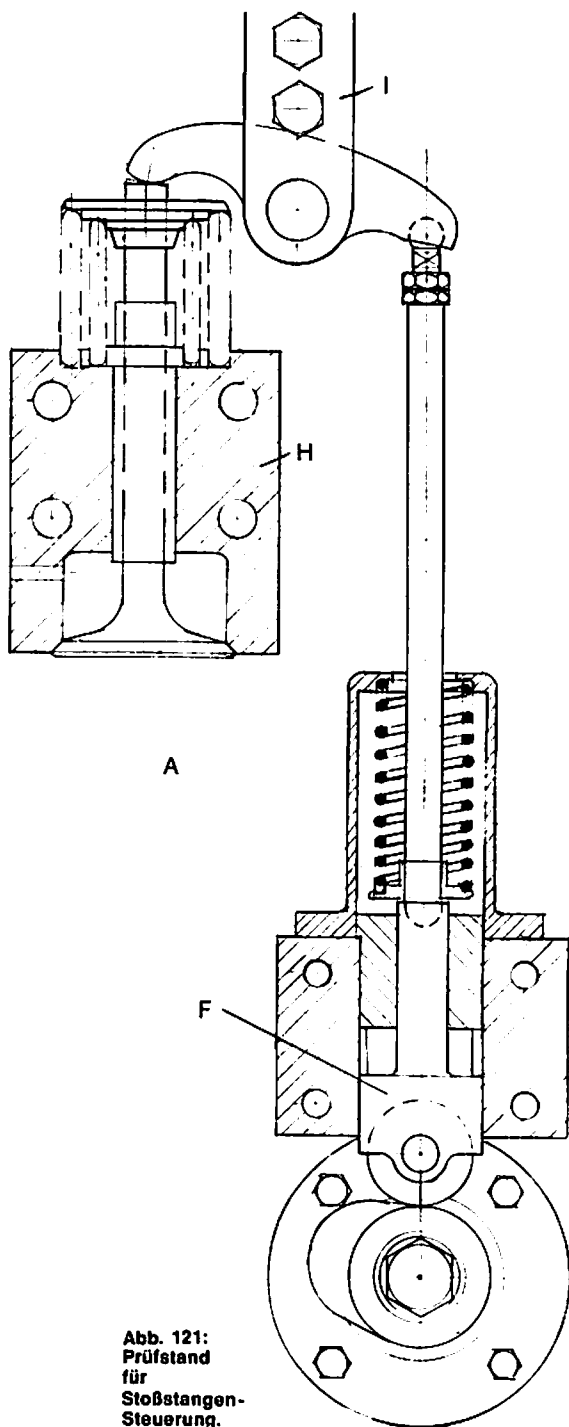


Abb. 120: Prüfstand für Tassenstößel.

ung eines solchen Rollenstößels ist in Abb. 121 dargestellt. Da durch die Rückholfeder Stößel und Stoßstange praktisch gewichtslos gemacht werden, ist mit einer derartigen Steuerung, vorausgesetzt, daß die Stoßstange nicht elastisch ist oder flattert, dieselbe Drehzahl erreichbar wie mit einer Kipphebel-Steuerung.



Eine Schwing- oder Kipphebelsteuerung kann man durch Anordnung einer Rückholfeder noch drehzahlfester machen. Allerdings stößt die Anordnung manchmal auf konstruktive Schwierigkeiten. Die Unterbringung einer Schraubenfeder auf der Hebelachse ist oft nur möglich, wenn die ganze Konstruktion von Anfang an darauf ausgelegt ist.

Das Lichtblitzstroboskop

Ein Lichtblitzstroboskop (Abb. 122) besitzt ein Apparatgehäuse und eine an einem ca. 3 m langen Kabel befestigte Handlampe, die auch an ein Stativ montiert werden kann. Bei kleineren Apparaten, die nur 1 bis 2 kg wiegen, ist die Lampe meist ins Gehäuse eingebaut. Die Lampe sendet Blitze von einigen tausendstel Sekunden Dauer und großer Helligkeit und ist stufenlos drehzahlregelbar. Wenn man z. B. einen sich mit 50 Umdrehungen pro Sekunde drehenden Nocken mit derselben Blitzzahl anleuchtet, erscheint er dem Auge als stillstehend. Ändert man die Blitzzahl geringfügig, dann dreht sich der Nocken im Zeitlupentempo, und gerade während dieser langsamen Umdrehung können die erforderlichen Beobachtungen gemacht werden – ob die Nockensteuerung einwandfrei oder fehlerhaft arbeitet. Man sieht, bei welcher Stellung des Nockens sich der Stößel oder Hebel von der Laufbahn entfernt und bis zu welcher Drehzahl die Steuerung einwandfrei mitkommt. Weiterhin kann man feststellen, ob die Schmierung der Nockenlaufbahn an der belasteten Stelle ausreicht, ob und wieviel die Ventiltfedern schwingen und ob Teile der

Abb. 121:
Prüfstand
für
Stoßstangen-
Steuerung.

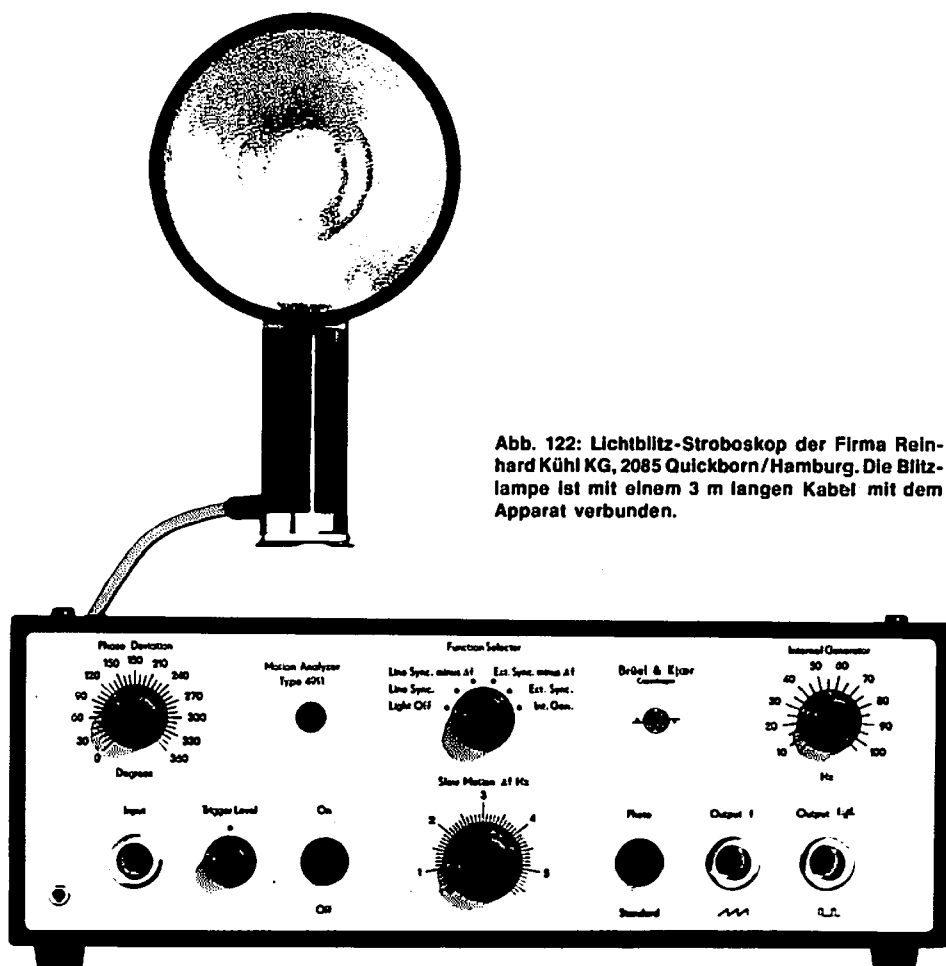


Abb. 122: Lichtblitz-Stroboskop der Firma Reinhard Kühl KG, 2085 Quickborn/Hamburg. Die Blitzlampe ist mit einem 3 m langen Kabel mit dem Apparat verbunden.

Ventilsteuerung, insbesondere bei Stoßstangen, elastisch nachgeben. Es gibt Stroboskope, bei welchen rotierende Teile bei Drehzahlen bis zu 1000 U/s in Zeitlupe beobachtet und an jeder Stelle bis zum Stillstand angehalten werden können.

Schwingende Ventildfedern erkennt man daran, daß die mittleren Federwindungen auf und ab gehen, da die Schwingungszahl nicht taktmäßig mit der Nockenbewegung übereinstimmt. Starke Ausschläge stören den vorgeschriebenen Ablauf der Ventilbewegung, begrenzen damit die Drehzahl und führen

außerdem zum Lahmwerden oder Brechen der Feder. Die Tauglichkeit einer Ventildfeder stellt sich heraus, wenn man sie eine Zeitlang mit Maximaldrehzahl laufen läßt und dann ihre Länge prüft.

Stroboskope liefern u.a. folgende Firmen:

General Radio GmbH, Ampfingerstr. 46, 8000 München 80

GenRad GmbH, Trausnitzstr. 8, 8000 München 80

Reinhard Kühl KG, Birkenweg 3-5, 2085 Quickborn

sowie Philips und AEG.

IX. ZYLINDERKÖPFE

Konstruktion des Grundkörpers

Die Zylinderköpfe für Sport- und Rennmotoren bestehen heute im allgemeinen aus Leichtmetall. Ausgenommen sind vereinzelt Graugußköpfe für Sandbahn-Rennmotoren, die mit Alkohol betrieben werden. Für wassergekühlte Köpfe hat sich der Werkstoff Silumin Gamma bestens bewährt, für luftgekühlte Köpfe gibt es eine Reihe warmfester Legierungen, deren Auswahl man am besten einer erfahrenen Gießerei überläßt bzw. nach einem Leichtmetall-Handbuch vornimmt. Primär wichtig ist sowohl für luft- als auch wassergekühlte Köpfe die Dimensionierung des Grundkörpers.

Betrachten wir zunächst einen Einzylinderkopf mit kugeligem Brennraum und zwei Ventilen bei einem Zylinder-Hubvolumen von beispielsweise 500 cm^3 (Abb. 123). Die Ventile stehen im Winkel von 73° zueinander, Radius der Kugelform ist 50 mm. Um die unterschiedlichen Ventilgrößen richtig unterzubringen, müssen die Ventilwinkel zur Zylinderachse unsymmetrisch sein, wovon bereits gesprochen wurde: Einlaßventilwinkel also beispielsweise 33° , Auslaßventilwinkel 40° . Auf Grund dieser Winkelstellung werden die Kanäle konstruiert. Hierbei muß auf die Höhe der Ventilsitzringe Rücksicht genommen werden, die 10 mm beträgt. Wichtig ist, daß über dem Sitzring bei A und B genügend Material vorhanden ist, damit der Ring im Betrieb nicht mit der Zeit nachsinkt.

Der Zylinder soll möglichst mit einem 6 bis 8 mm hohen Kragen in den Kopf eingelassen werden; Wandstärke des Kragens 4 bis 5 mm. Dadurch entstehen zwei Dichtflächen für den Zylinder, und dieser kann eingeschliften werden, bis beide Flächen tragen. Eine zusätzliche Dichtung ist dann nicht erforderlich. Außerdem ist durch den versenkten Zylinder unter jedem Kanal eine größere Materialstärke vorhanden. Bei nichtversenktem Zylinder ist besonders darauf zu achten, daß die Kanäle so hoch über der Dichtfläche angeordnet werden, daß genügend Wandstärke bleibt. Dieser wichtige Punkt wird bei der Konstruktion häufig übersehen, und die Folge ist, daß im Betrieb infolge zu geringer Wandstärke ein zu geringer Anpreßdruck unter den Kanälen die Dichthaltung dieser Stelle gefährdet. Dies gilt insbesondere für die Auslaßseite.

Der Auslaßkanal soll dort, wo die Ventileführung sitzt, nicht rund, sondern etwas in die Breite gedrückt sein, damit der dem Feuer ausgesetzte Teil des Ventilschafts möglichst kurz wird. Abb. 30 zeigt die richtige Formgebung. Die Ventileführung muß in eine in den Kanal vorstehende Nase eingebettet sein und darf aus dieser nur ganz wenig vorstehen. Steht die Führung zu weit vor, führt sie zuwenig Wärme vom Ventil ab, weil sie selbst zusätzlich aufgeheizt wird. Die gesamte eingebettete Länge der Ventileführung soll mindestens das Doppelte ihres Durchmessers betragen.

Beim Einlaßkanal liegen die Verhältnisse anders. Da hier keine Aufheizung

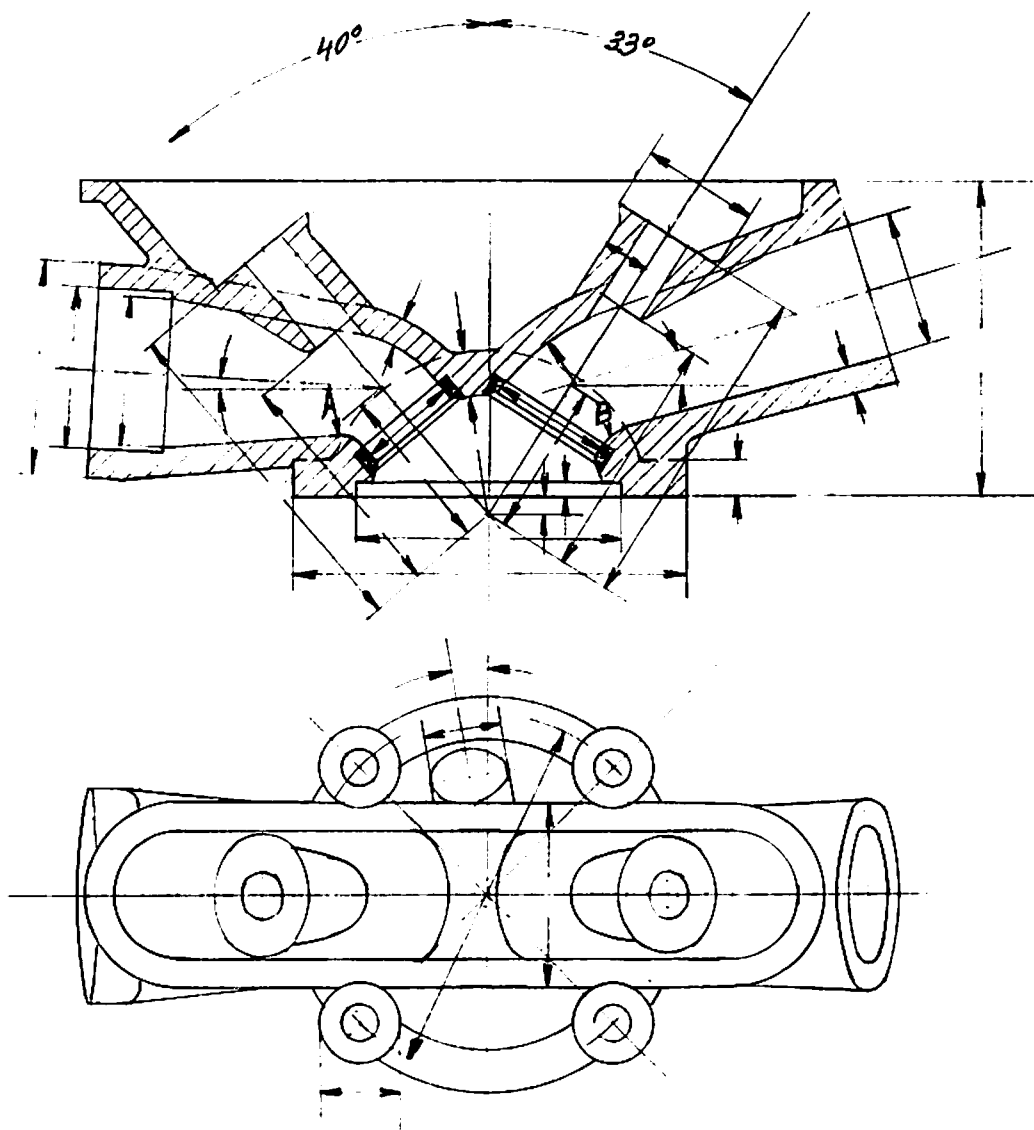


Abb. 123: Zylinderkopf-Grundkörper (Maßzeichnung für den Modellschreiner).

des Ventilschafts stattfindet, kann der Kanal hoch sein. Aber auch hier ist es günstig, wenn der Kanal etwas breitgedrückt ist und eine Nase besitzt, die strömungsgünstig geformt ist und aus der das zugespitzte Ende der Ventilfehrung vorsteht. Ein- und Auslaßventilfehrung haben 13–14 mm $\varnothing$. Als Wandstärke für die Halbkugelform kann man

beim wassergekühlten Kopf 10 mm, beim luftgekühlten 13 mm ansetzen, als Wandstärke für die Kanäle 8 mm.

Die Verrippung

Über den Grundkörper kommt nun die

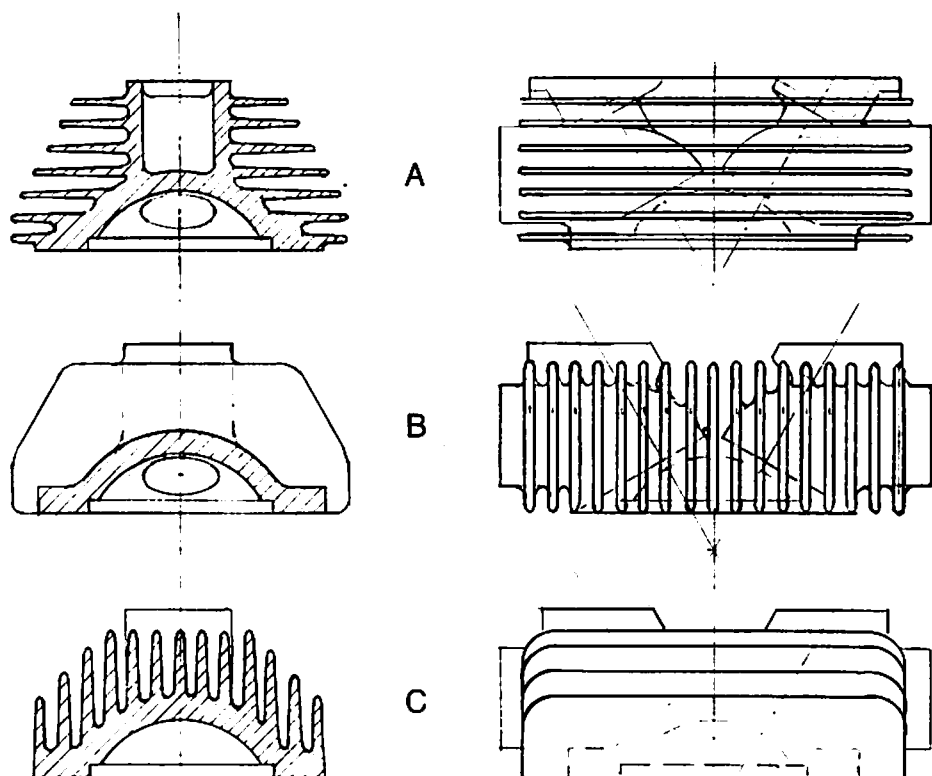


Abb. 124: Rippenanordnungen am Zylinderkopf.

Verrippung, die horizontal, vertikal oder kombiniert angeordnet werden kann. Maßgebend ist die Flußrichtung der Kühlluft, von der der Kopf angeblasen wird. Wird er in Richtung der Zylinderachse angeblasen (bei liegendem Zylinder), dann läßt sich eine sehr vorteilhafte Verrippung vorsehen (Abb. 124-B). Allerdings dürfen keine großen Gehäuse für die Ventilsteuerung aufgesetzt werden, die das Rippengebäude abschirmen würden. Natürlich müssen auch die Zylinderrippen längs des Zylinders verlaufen, damit die Kühlluft vom Kopf weitergeführt werden kann.

Bei allen stehend angeordneten Zylindern und auch bei Boxermotoren ist die Rippenanordnung quer zur Zylinderachse von selbst gegeben (Abb. 124-A). Da im Mittelteil die Rippen zu hoch würden, ordnet man statt einer Mittelwand

zwei Wände an, so daß die Rippen über die ganze Länge des Zylinderkopfs ungefähr gleiche Höhe erhalten. Um die Wärme in die Wände zu leiten, ordnet man einige Querwände dazwischen an. Es ist auch eine gemischte Rippenanordnung möglich, die besonders vorteilhaft ist. Das Mittelteil des Kopfes erhält Querrippen (Abb. 125), die den Luftdurchtritt an der heißesten Stelle über dem Zentrum der Halbkugel gestatten, so daß dort die meiste Wärme abgeführt wird. Die Kanäle werden mit Längsverrippung ausgestattet. Diese aus dem Flugmotorenbau stammende und vom Verfasser beim 700er BMW-Wagenmotor angewendete Verrippungsart ergab besonders gute Kühlungsverhältnisse, die sich in überdurchschnittlich hoher Motorleistung auswirkten. Die Rippenanordnung nach

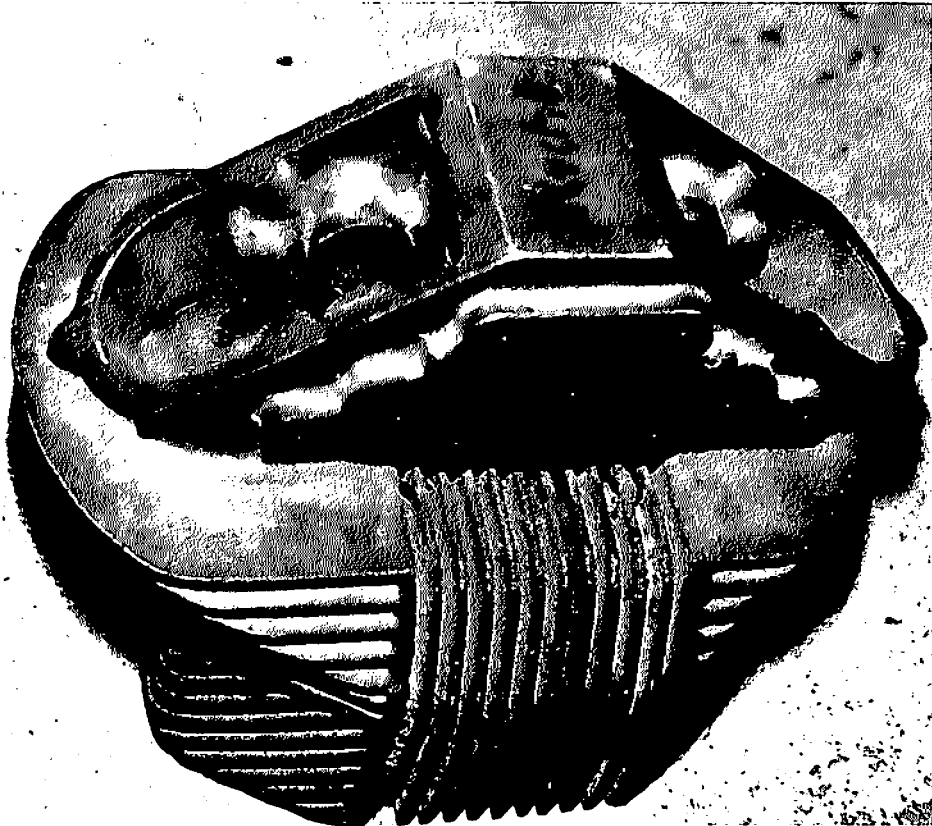


Abb. 125: Vortellhafte Rippenanordnung nach Flugmotorenart.

Abb. 124-C war früher sehr verbreitet, ist aber nicht besonders günstig und heute nicht mehr üblich.

Rippenhöhe und Rippenabstand sind zunächst davon abhängig, ob der Zylinderkopf im freien Luftstrom steht oder durch ein Gebläse zwangsluftgekühlt wird. Im ersten Fall bringt es keinen Vorteil, den Rippenabstand kleiner als 8 bis 9 mm zu machen und die Rippenhöhe über 40 mm zu bemessen, da dann der Luftdurchgang behindert wird. Dagegen kann bei Gebläsekühlung der Rippenabstand 5 bis 6 mm betragen. Die Rippenlänge stellt mehr ein gießtechnisches Problem dar, auf das noch zurückzukommen ist. Um beim engen Rippenabstand für Zwangsluftkühlung die Luft zwischen den Rippen bis an den Grund zu führen, müssen die Zylinderköpfe mit einem enganliegenden

Blechmantel umgeben werden. Die Eintrittsstelle für die kalte Luft muß kleiner sein als die Austrittsstelle für die erwärmte Luft.

Die Anblasrichtung

Ob ein Zylinderkopf von der Auslaß- oder der Einlaßseite angeblasen werden soll, ist von der Gesamtkonstruktion des Motors abhängig. Man findet bei Zwangsluftkühlung beide Arten. Für frei im Fahrtluftstrom stehende Zylinder kommt nur das Anblasen von der Auslaßseite her in Frage, weil damit eine richtige Temperaturverteilung am Zylinderkopf gewährleistet ist. Zwangsluftgekühlte Boxer-Motoren werden konstruktionsbedingt meist von der

Ansaugseite her angeblasen. Diese (mit den Vergasern) befindet sich oben, und beim Anblasen von unten her gäbe es oben Schwierigkeiten mit der Luftabführung. Die Ansaugseite nach unten zu verlegen, ist wegen der Vergaser unmöglich. Es bleibt daher nur übrig, die Köpfe von der Ansaugseite aus anzu blasen.

Zylinderköpfe, bei welchen sich die Ventile auf einer horizontalen Ebene befinden, können ohne Schwierigkeiten von der Auspuffseite aus angeblasen werden, aber eine solche Ventilanordnung ist nur bei Zweizylinder-Boxermotoren üblich.

Da auf der Ansaugseite sowieso wenig Wärme abzuführen ist, kann die Verrippung hier spärlicher sein; z. B. kann jede zweite Rippe gekürzt werden, wodurch auch der Luftdurchtritt für die Einströmung vergrößert wird. Die Auslaßpartie wird entsprechend größer und reichlicher verrippt. Durch das vorzügliche Wärmeleitvermögen von Leichtmetall findet auch ein Wärme fluß nach der Ansaugseite hin statt, und es ist auf jeden Fall zu erreichen, daß auch bei Anblasung von dieser her keine Über temperatur an der Auslaßseite auftritt.

Der Auslaßkanal soll einerseits möglichst kurz sein, andererseits soll aber außen die Verrippung nicht zu früh auf hören. Die beste Lösung ist in Abb. 37 dargestellt. Das Auspuffrohr ragt ohne Wandberührung in den verhältnismäßig langen Kanal hinein, der bis ans Ende reichlich verrippt ist.

Bei der Befestigung des Zylinderkopfs durch Zuganker ist zu beachten, daß die Angüsse zu deren Aufnahme nicht länger als ca. 35 mm sein sollen. Wenn eine größere Länge erforderlich ist, z. B., wenn die Zuganker zum Aufbau der Ventilsteuerung herangezogen werden,

muß die Verlängerung durch auf ge setzte Rohrstützen aus Stahl erfolgen. Auf keinen Fall dürfen die Zuganker auf der ganzen Höhe des Zylinderkopfs auf liegen, da sie bei Erwärmung aus dem Gewinde gezogen und locker werden würden.

Herstellung eines neuen Zylinderkopfs für einen luftgekühlten Motor

Ein Zylinderkopfmodell für einen luftgekühlten Motor ist in Abb. 126 dargestellt. Es besteht aus dem Rippenkörper A, der in der Mitte geteilt ist, dem

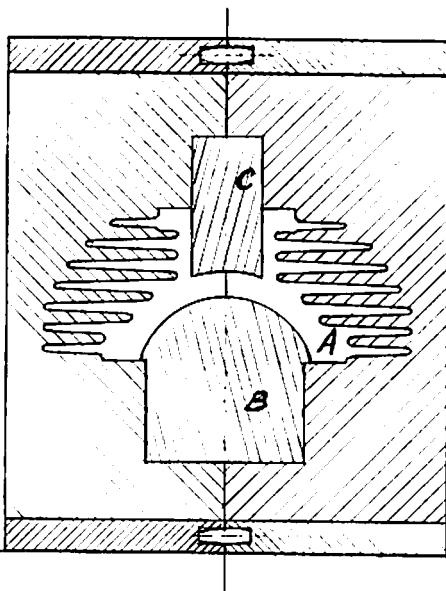


Abb. 126: Gußform für einen Rippen-Zylinderkopf.

Kernkasten B, in welchem der Innen kern, d. i. der Verbrennungsraum mit den Kanälen, geformt wird, und dem Kernkasten C für den oberen Kern (den

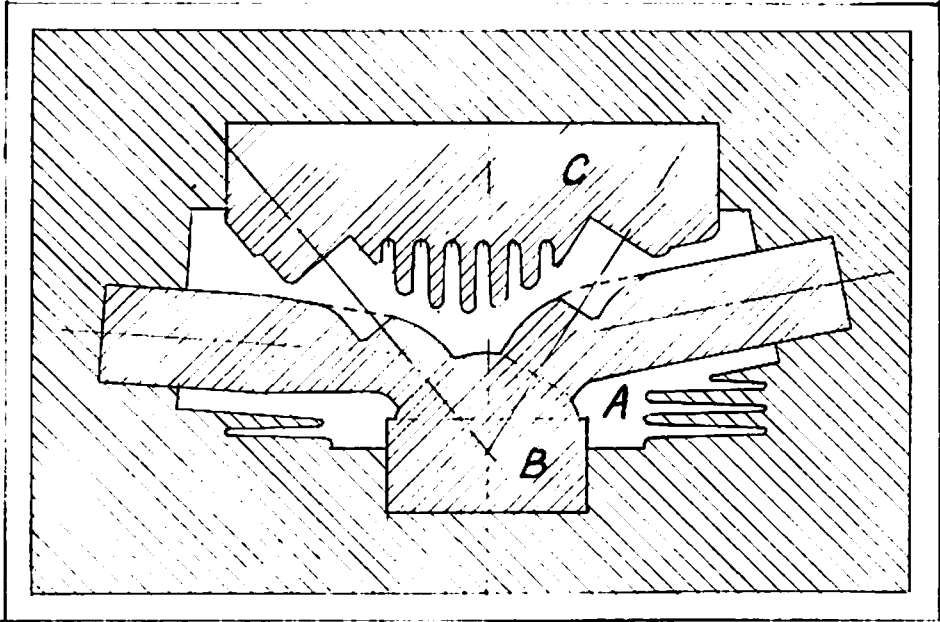


Abb. 127: Der offene Formkasten zeigt den Abdruck des Zylinderkopfs mit den eingebauten Kernen.

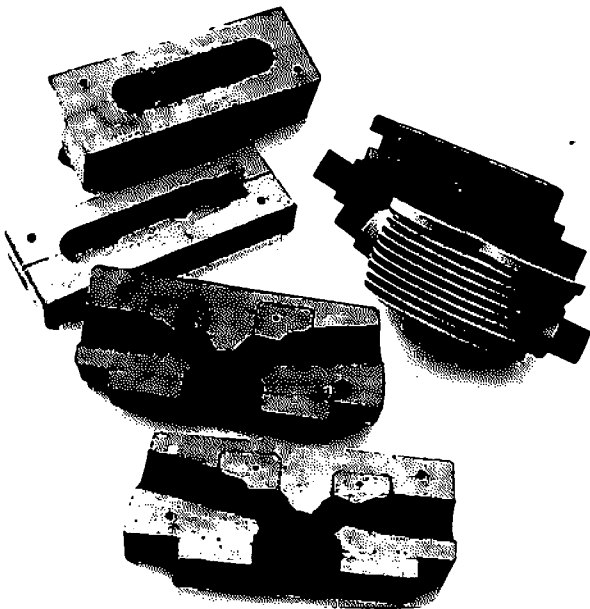


Abb. 128: Modell des Zylinderkopfs.

Hohlraum über dem Kopf, in dem die Ventillfedern untergebracht sind).

Abb. 127 zeigt eine Hälfte des zweiteiligen Formkastens, in dem zuerst der Rippenkörper A in Sand eingeformt wird. Nach Entfernen desselben bleibt der Hohlraum bestehen. Nun werden die mittels der Kernkästen angefertigten Kerne B und C eingelegt und die Form mit dem zweiten (oberen) Formkasten, in dem die andere Zylinderkopfhälfte eingeformt ist, geschlossen. Schließlich werden noch an passenden Stellen ein Einguß und ein Steigkanal in den Sand eingeschnitten. Nachdem die Form, die ja aus feuchtem Sand besteht, getrocknet ist, ist sie gußfertig. Das Modell zeigt Abb. 128.

Zylinderköpfe mit sehr eng stehenden Kühlrippen, wie man sie für zwangsluftgekühlte Motoren braucht, kann man freihandgeformt nicht mehr herstellen,

weil man beim Herausheben des Modells aus der Form leicht die Rippen zerbricht. Hier ist ein genau paralleles Abheben des Modells erforderlich, wozu eine Spezialvorrichtung (Formmaschine) dient. Die Modellhälfte C des Rippenkörpers (Abb. 129) wird auf eine Platte A geschraubt. Dann wird ein Rah-

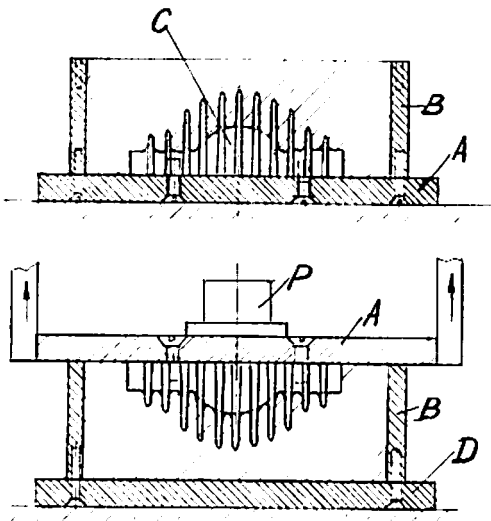


Abb. 129: Zylinderkopfhälfte auf der Formmaschine.

men B daraufgesetzt und an der Platte befestigt. Nun wird Sand aufgefüllt, festgestampft und mit der oberen Rahmenkante glattgestrichen. Dann wird noch eine Deckplatte D befestigt und der Formkasten umgedreht, so daß die Modellplatte mit dem daran befestigten Modell nach oben abgezogen werden kann. Das Herausziehen erfolgt genau geradlinig mit Hilfe einer Führung, und eventuell wird dabei eine leichte Vibration durch ein Preßluftwerkzeug P ausgeübt. Bei sehr langen Rippen ist es erforderlich, den Sand dazwischen durch eingesetzte Nadeln zu verfestigen.

Bei vierventiligen Dachköpfen kann der Kern für den Brennraum und die Kanäle nicht aus einem Stück bestehen. Die Y-förmigen Kanäle werden separat gefertigt und beim Zusammenbauen in den Brennraumkern in hierzu vorgesehene Sacklöcher eingesteckt. Abb. 130 zeigt ein Modell für einen dreiventiligen Zylinderkopf mit einem derartigen Ansaugkanal. Abb. 131 zeigt das Modell für einen vierventiligen Zylinderkopf.

Wassergekühlte Zylinderköpfe

Zylinderköpfe mit Wasserkühlung sind wesentlich komplizierter als solche mit Kühlrippen, weil noch die zusätzlichen Kerne für die Wasserräume in die Gußform eingebaut werden müssen. Insbesondere die Lagerung und Verankerung dieser Kerne stößt häufig auf Schwierigkeiten, weil das Innere der Gußform sehr fest sein muß, damit die Kerne beim Eingießen des flüssigen Metalls nicht losgerissen werden und fortschwimmen. Da man in den fertigen Guß nicht hineinsehen und die Wandstärke kontrollieren kann, ist mehrmaliges Zerschneiden von Versuchsköpfen meist nicht zu umgehen.

Die Herstellung von Vierventilköpfen in Reihenordnung ist sowohl vom Standpunkt der Modellherstellung als auch der Gießerei nicht einfach und erfordert gründliche Erfahrung. Die einfachste und sicherste Methode, sofern es sich nur um einen Einzylinder-Versuchskopf handelt, ist die, die Seitenwände wegzulassen und nachträglich anzuschweißen. So kann man die Wandstärken der Kanäle leicht kontrollieren.

Abb. 132a u. b zeigen den Aufbau des

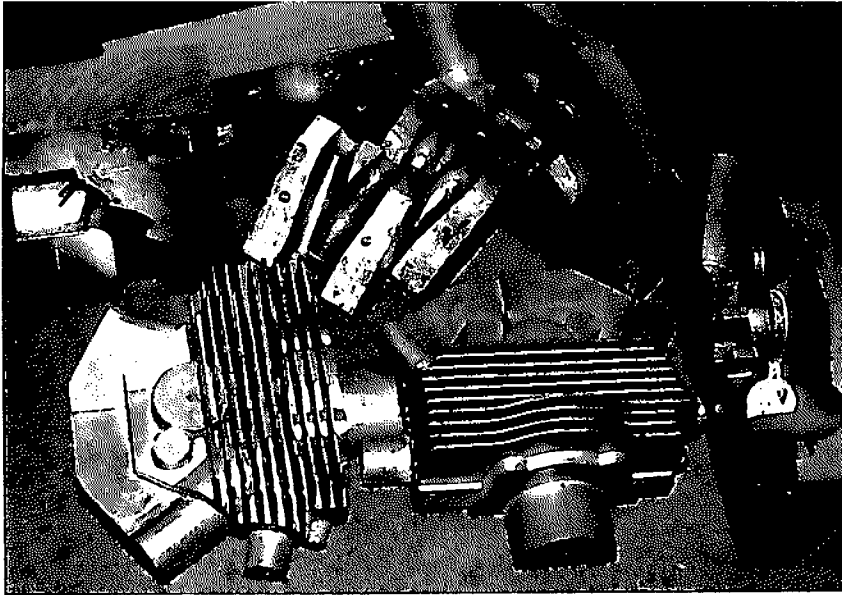


Abb. 130:
Modell für
einen drei-
ventlligen
Zylinder-
kopf nach
Abb. 48 a.

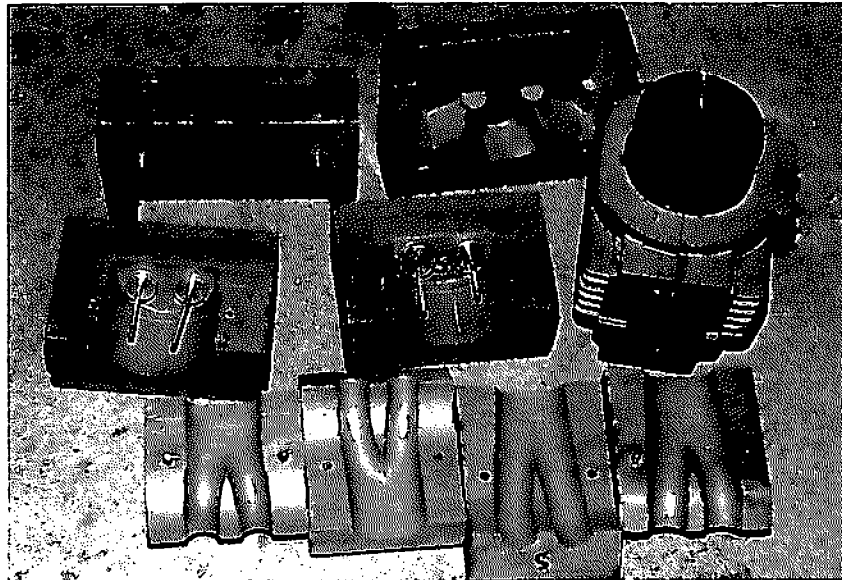


Abb. 131:
Modell für
einen vier-
ventlligen
Zylinder-
kopf in
Dachform.

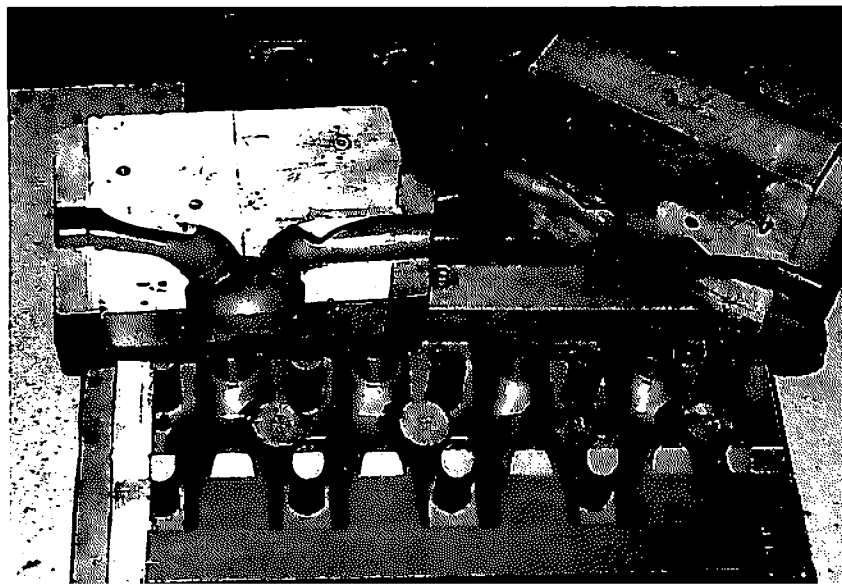


Abb. 132a:
Modell für
wasser-
gekühlten
Vier-
zylinder-
kopf.

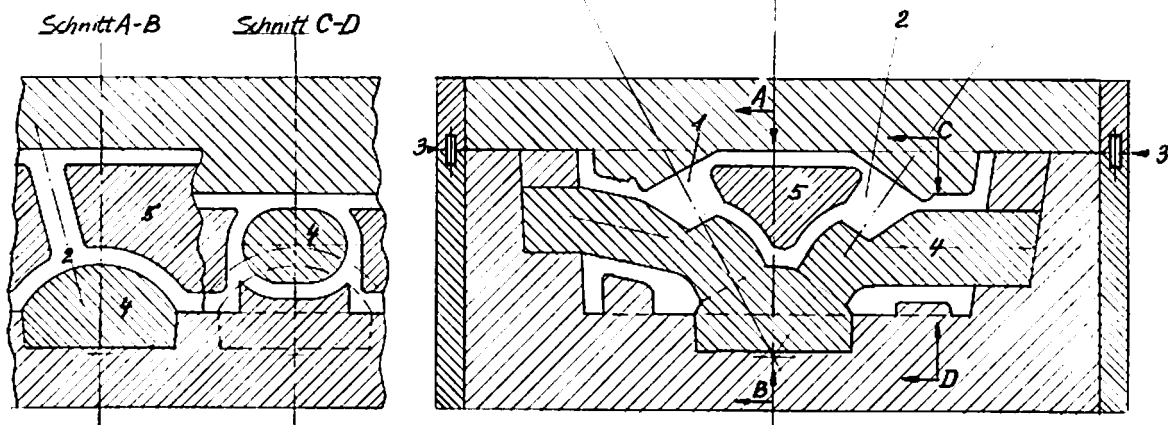


Abb. 132b: Schnitt durch den Formkasten.

Modells für einen wassergekühlten zweiventiligen Zylinderkopf in mehrzylindriger Bauart, der sich noch verhältnismäßig am einfachsten herstellen läßt. Der fertige Kopf ist in Abb. 133 dargestellt. Das Modell besteht aus einem Grundkörper 1, der die Außenkontur des Zylinderkopfs besitzt und beim Einförmigen einen Hohlraum 2 herstellt. Die Form ist bei 3 geteilt. In den Hohlraum wird dann der Kern 4 eingelegt, der den Brennraum und die Kanäle ergibt, wie das bereits beim luftgekühlten Kopf (Abb. 128) gezeigt wurde. Nun wird nur noch der Kern 5 (für den Wasserraum) eingebaut, abgestützt und verankert. Dieser Kern besteht aus einem Stück für alle Zylinder, und dadurch wird der Aufbau dieses Modells besonders einfach im Gegensatz zu anderen Modellen, bei denen der Wasserraumkern aus vielen Teilen zusammengesetzt sein muß. Die Besonderheit liegt darin, daß der Wasserkern nicht rund um jeden Kanal 4 herumgeht, sondern diesen nur halb umfaßt (Schnitt C-D), und daß die Unterseite des Wasserraums unter dem Kanal durch eine Vertiefung in der Grundfläche des Kopfs gebildet wird. Die Verbindung der beiden Wasserräume wird durch nachträglich ge-

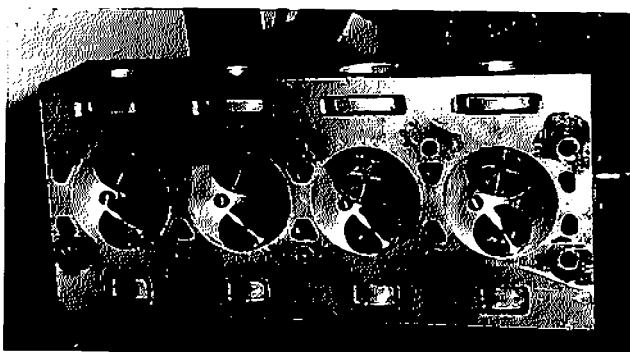


Abb. 133: Zylinderkopf nach dem Modell Abb. 132 und 99 a.

bohrte Löcher hergestellt. Der Aufbau dieses Modells ist aus der Zeichnung zumindest für einen Modellschreiner leicht verständlich.

Konstruktionszeichnung für den Modellschreiner

Wenn man sich über die Form des luftgekühlten Zylinderkopfs und die Art der Ventilsteuerung im klaren ist, muß zunächst eine Konstruktionszeichnung und anschließend die Modellzeichnung gemacht werden, nach der der Modell-

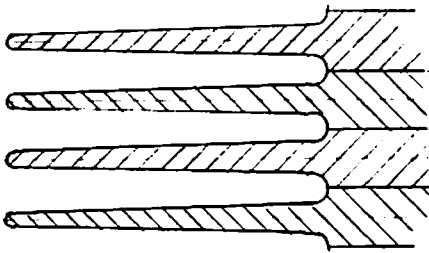
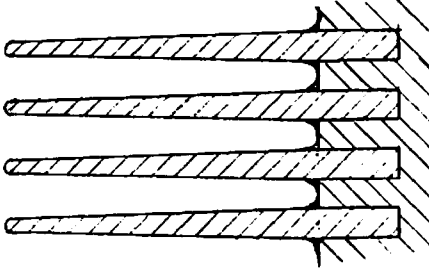


Abb. 134: Rippenherstellung.



schreiner das Modell anfertigen kann. Zuerst ist eine Schnittzeichnung nach Abb. 123 anzufertigen, in der die Ventilwinkel, der Radius des Brennraums und die Kanalabmessung festgehalten sind. Außerdem sind eine Drauf- und eine Unteransicht, ein Querschnitt und die Vorder- und Rückansicht einzuzichnen. Auch die Angüsse für die Befestigungsschrauben, der Zündkerzensitz usw. müssen ersichtlich sein. Nicht zu vergessen sind die Bearbeitungszugaben. Wenn der Zylinderkopf eine komplizierte Form besitzt, wird der Modellschreiner zuerst den Grundkörper anfertigen. Dieser wird dann entsprechend der Kühlrippenanordnung in deren Abständen in Scheiben geschnitten, damit die Umrisse der Lamellen feststehen, aus denen dann der Zylinderkopf zusammengesetzt wird. Durch die Lamellenbauart (Abb. 134-A) wird erreicht, daß der Rippengrund halbkreisförmig und vollkommen glatt ausgeführt werden kann, was für das Einförmigen des Modells sehr wichtig ist, da an dieser Stelle der Sand leicht hängenbleibt und die Form zerstört. Die zweite Möglichkeit besteht darin, in den Grundkörper Nuten einzufräsen und die fertigen

Kühlrippen in ihnen einzukleben. Besonders bei engstehenden Rippen aber ist es schwierig, im Rippengrund durch Auskitten eine saubere Hohlkehle zu erreichen (Abb. 134-B).

Reihen-Zylinderkopf mit Wasserkühlung

Bei der Konstruktion eines wassergekühlten Reihenzyylinderkopfes, insbesondere wenn es sich um einen Viertailkopf handelt, müssen die Wasserdurchtritts-Querschnitte besonders berücksichtigt werden. Das Wasser muß voneinem zum anderen Zylinderkopf frei durchströmen können. Es dürfen keine Sackkanäle vorhanden sein, aus denen das Wasser nicht abfließen kann. Besonders wichtig ist ein Wasserdurchtritt unter den Auspuffkanälen.

Beim Entwurf wird zunächst der Grundkörper, d. i. der Brennraum mit den Kanälen, dem Zündkerzenschacht und den Säulen für die Zylinderkopfschrauben, aufgezeichnet. Dabei sind die Wasserdurchtrittsöffnungen zum Zylinderblock zu berücksichtigen. Das Wasser soll möglichst an den heißesten Stellen, also unter den Auslaßkanälen, eintreten. Gegebenenfalls ist dafür unterhalb des Kopfs ein Wasserzuführungskanal zu montieren. Auch ist es manchmal notwendig, Löcher für den Wasserdurchtritt ins Innere des Kopfs zu bohren und diese außen wieder mit Schraubstopfen zu verschließen. Engpässe sind meist die Stellen zwischen den Kanälen und den Säulen der Kopfschrauben. Beengt sind die Wasserräume besonders bei Viertailköpfen mit steil gestellten Ventilen (Abb. 135).

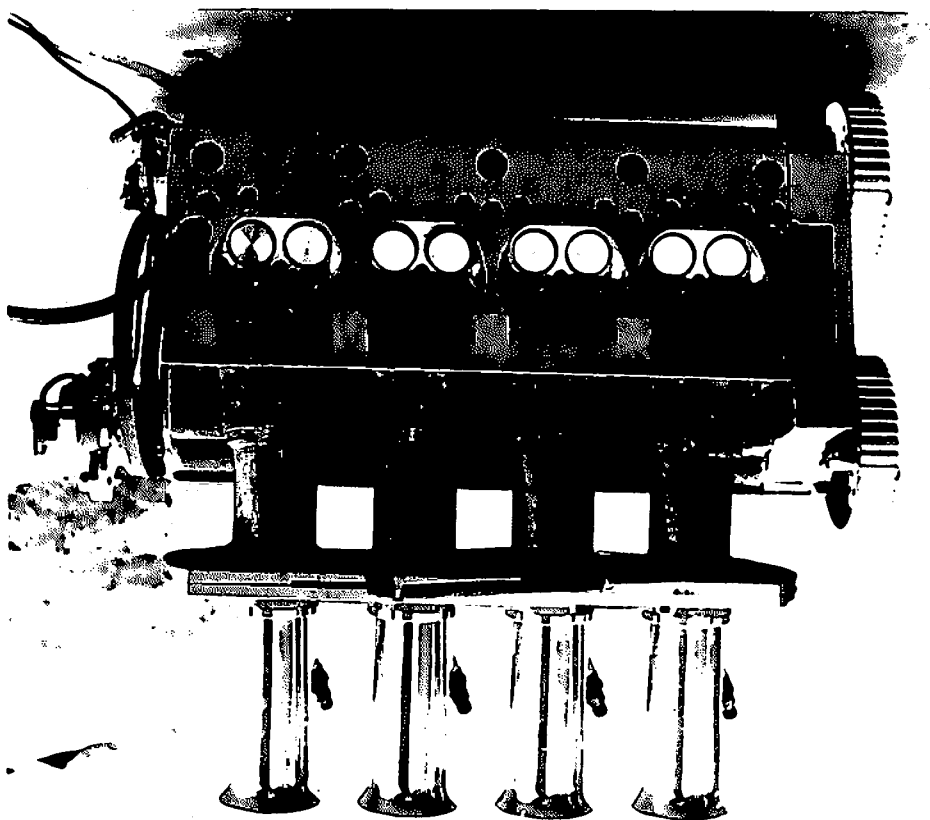


Abb. 135: Zylinderkopf (Konstruktion des Verfassers) für den Zweiliter-Kalman-Opel-Rennmotor (285 PS), ausgeführt von der Firma Bergmann-Stock, Wien. Der mit diesem Motor ausgestattete Kalman-Rennwagen gewann internationale Bergrennen in Rekordzeit.

Zweiliter wassergekühlter Zylinderkopf

Wie schon früher erklärt, ist das Einförmen eines wassergekühlten Zylinderkopfs, besonders wenn es sich um einen viereintelligen Reihenzyylinderkopf handelt, eine sehr schwierige Arbeit. Schon beim Bau des Modells muß geplant werden, wie nach dem Gießen die Wasserräume vom Kernsand gereinigt werden können und durch welche Öffnungen dieser samt den vielen Kerndrähten herausgeholt werden soll. Sehr wichtig wären möglichst große Öffnungen (für die aber meist kein Platz ist), durch welche man ins Innere des Zylinderkopfs hineinsehen und kontrollieren kann, ob der Wasserraum frei ist und nicht etwa durch Kernversatz Durchgänge versprekchend eingerichteteten Gießereien

stopft sind oder die Wandstärke stellenweise zu gering ist. Es kommt immer wieder vor, daß nach Fertigbearbeitung des Kopfs oder beim ersten Probelauf des Motors undichte Stellen im Wasserraum zum Vorschein kommen und Wasser in die Zylinder eindringt. Deshalb ist es notwendig, den Zylinderkopf vor der Fertigstellung abzapressen. Dazu müssen alle Öffnungen zum Wasserraum verschlossen und dieser mit Druckluft untergetaucht werden. Im Wasserbecken aufgepumpt werden, treten dann allfällige Löcher durch Luftblasen in Erscheinung. Diese können, wenn sie sich nicht gerade in den Kanälen befinden, eventuell verschweißt oder verschraubt werden. Ist der Guß lediglich porös, dann gibt es auch noch ein Mittel, das in entsprechend eingerichteten Gießereien

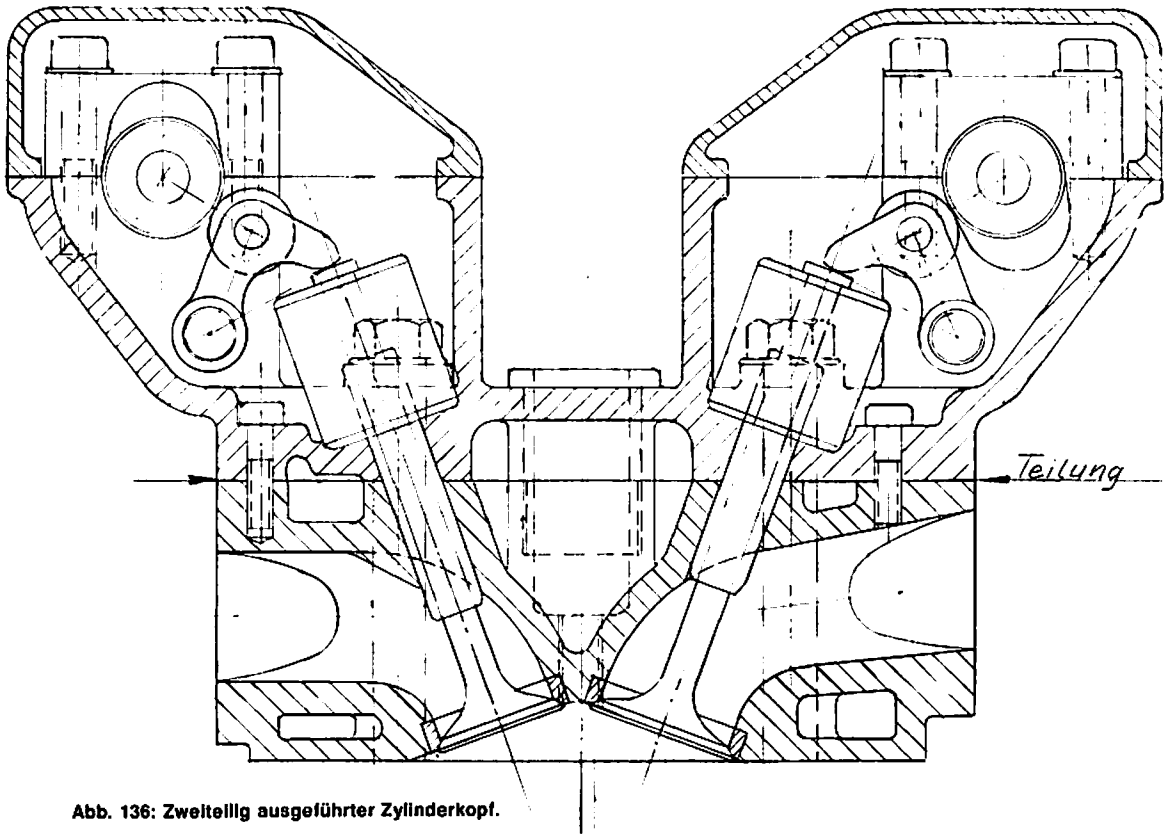


Abb. 136: Zweitellig ausgeführter Zylinderkopf.

angewandt werden kann. Der verschlossene Wasserraum wird mit einem flüssigen Dichtmittel gefüllt und der Zylinderkopf dann in einen Unterdruckraum gestellt. Das Dichtmittel wird nun in die Poren gesaugt, und der Zylinderkopf ist danach einwandfrei dicht.

Mit diesen Hinweisen soll klargemacht werden, daß die Herstellung wassergekühlter Zylinderköpfe gegenüber luftgekühlten, bei denen fast nichts passieren kann, ein schwieriges, nicht risikoloses und vor allem wegen des möglichen Ausschusses unter Umständen teures Unterfangen ist.

Es gibt aber ein Verfahren zur Herstellung von wassergekühlten Zylinderköpfen, bei dem diese Mängel und das Risiko des Ausschusses fast völlig vermie-

den sind. Es eignen sich dazu allerdings nicht alle Zylinderköpfe – solche mit steil aufwärts gerichteten Kanälen scheiden aus.

Wie bereits geschildert liegt der größte Übelstand in der Unsicherheit, daß der Wasserraum nicht kontrolliert werden kann. Dies kann aber erreicht werden, wenn der Zylinderkopf in Längsrichtung parallel zur Grundfläche durch den Wasserraum geteilt ausgeführt wird (Abb. 136). Der Kopf besteht dann aus einem Ober- und einem Unterteil, die einzeln gegossen und nach der Bearbeitung zusammengeschraubt werden. Dabei fällt die Hauptarbeit, der Wasserkern, überhaupt weg, und das Modell wird dadurch weitaus einfacher. Die Teilung soll nur durch die Ventilführun-

gen, nicht aber durch die Kanäle gehen, um jedes Risiko auszuschließen. Die Trennflächen werden plangefräst, mit Dichtmittel bestrichen und mit einer entsprechenden Anzahl kleiner Schrauben zusammengeschaubt, so daß dann beide Hälften ein Stück bilden. Die Arbeit des Einformens der beiden Hälften und des Gießens ist nun keine Kunst mehr, da ja keine Kerne vorhanden sind.

Sofern es sich nicht um sehr große Stückzahlen handelt, fällt die Mehrarbeit des Planfräsens von zwei Flächen und die Anbringung der Gewindelöcher gegenüber der im ganzen vereinfachten und sicheren Herstellungsweise überhaupt nicht ins Gewicht. Der große Vorteil besteht aber außer dem billigen Modell und dem vereinfachten Guß darin, daß die Wandstärken kontrolliert und sogar Gußfehler im Wassermantel verschweißt werden können. Die Sicherheit ist so groß, daß nicht einmal das Abpressen mit Druckluft notwendig ist. Die Methode der Herstellung von Zylinderköpfen mit offenem Wasserraum wurde übrigens schon beim dreiventiligen Bugatti-Achtzylinder-Rennmotor angewandt (Abb. 18 und 137), der zu seiner Zeit der erfolgreichste Rennmotor der Welt war und in mehr als tausend Exemplaren gebaut wurde. Zylinderblock und Kopf waren aus Grauguß in einem Stück gegossen. Der Wasserraum war oben offen und wurde mit einer Blechplatte verschlossen und mit dem aufgesetzten Nockenwellenkasten mit Hilfe der eingeschraubten Ventilführungen abdichtet.

Beim Modell für den zweiteiligen Vierventilkopf ist zu beachten, daß die Dichtflächen genügend breit sind und durch eine genügende Anzahl kleiner Schrauben zusammengespannt werden

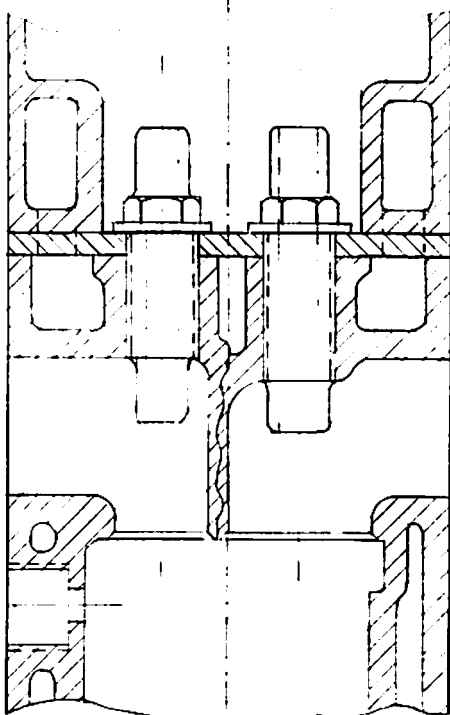


Abb. 137: Zylinder und Kopf des Drelventil-Bugatti-Rennmotors (s. a. Abb. 18) bestanden aus einem Stück. Der Wasserraum war oben offen und wurde mit dem Nockengehäuse verschlossen.

können. Unter den Kanälen sind Wasserdurchgänge vorzusehen, wozu das Einlegen kleiner Kerne erforderlich ist. Die beiden Zylinderkopfhälften müssen natürlich so genau sein, daß die Trennflächen gut aufeinanderpassen. Beim Ausrichten der bearbeiteten Flächen aufeinander zum Bohren der Schraubenlöcher muß man eine Plexiglasplatte mit den Bohrungen als Schablone anfertigen, mit der man auf Umschlag die Bohrlöcher anzeichnen kann. Die Bearbeitung des Zylinderkopfs geschieht nach dem Zusammenschrauben der beiden Hälften auf normale Weise, und auch die Ventilführungen werden, wie üblich, zylindrisch eingezogen.

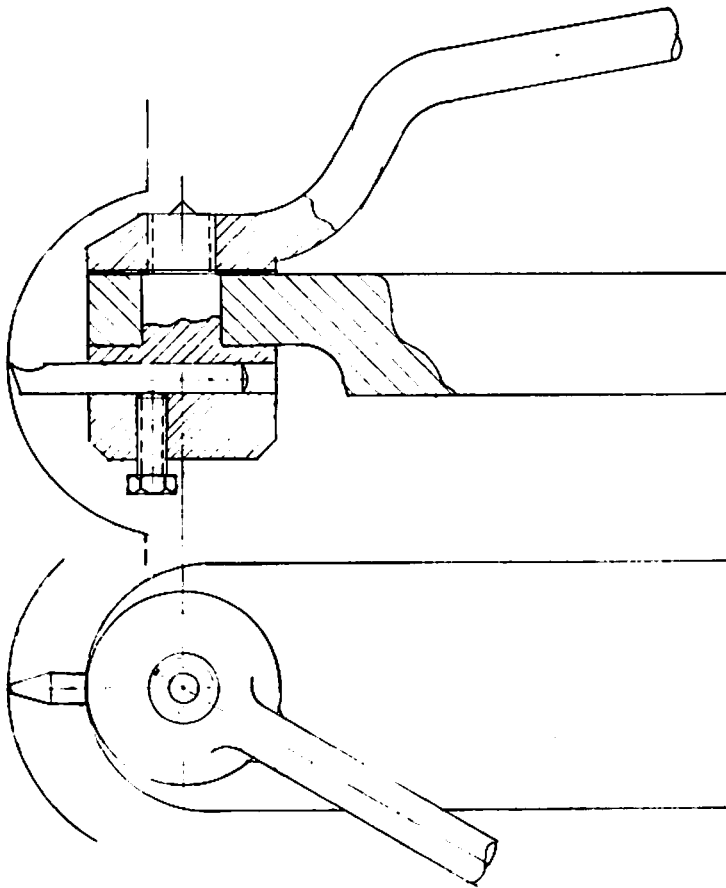


Abb. 138: Kugeldrehapparat (zur Selbstanfertigung).

Bearbeitung von Zylinderköpfen

Reihenzyylinderköpfe werden auf der Vertikalfräsmaschine oder auf einem Bohrwerk bearbeitet. Einzyylinderköpfe aber bearbeitet man, sofern es sich nicht um eine Serie handelt, besser auf der Drehbank.

Zuerst werden die beiden Grundflächen planparallel gedreht. Dann werden die gekreuzten Mittellinien angerissen. Dazu wird der Zylinderkopf auf einen Teilapparat aufgespannt, der auf einer ebenen Platte, dem Anreißtisch, aufliegt. In Ermangelung eines Teilapparates kann auch ein großer Aufspannwinkel verwendet werden. Die Anreiß-Mittellinien müssen sehr genau nach dem Brennraum und den Kanälen ausgemit-

telt werden, damit nach der Bearbeitung überall gleiche Wandstärken vorhanden sind. In den Brennraum wird ein Holzstück geklemmt, um auf diesem durch gekreuzte Linien den Mittelpunkt festzuhalten.

Als nächstes wird der Kopf nach diesem Mittelpunkt auf der Planscheibe aufgespannt (z. B. mittels Spanneisen) und die Halbkugel ausgedreht. Hierzu bedient man sich eines Kugeldrehapparates. In Ermangelung eines solchen kann man auch ein nach Abb. 138 selbst anzufertigendes, sehr einfaches Werkzeug verwenden, bei dem der Drehstahl mit einem langen Hebelarm um einen Drehpunkt von Hand geschwenkt wird. Der Drehstahl wird auf den Kugelradius eingestellt und genau in Höhe des Kugel-

Abb. 139 a:
Zylinderkopf-
bearbeitung
auf der Dreh-
maschine (Ein-
stellung nach
dem Kugel-
mittelpunkt).

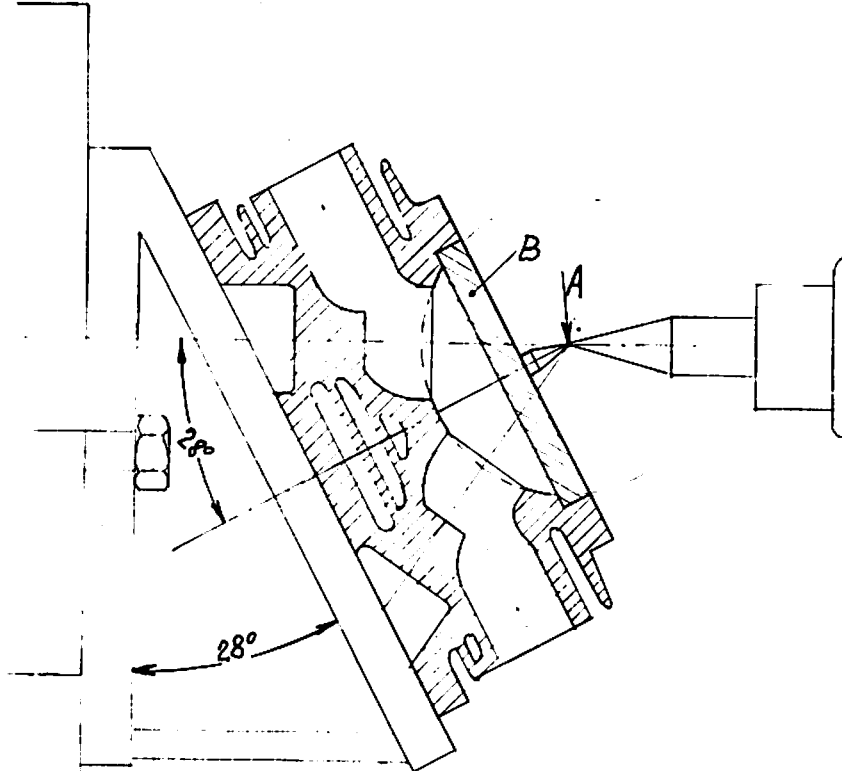
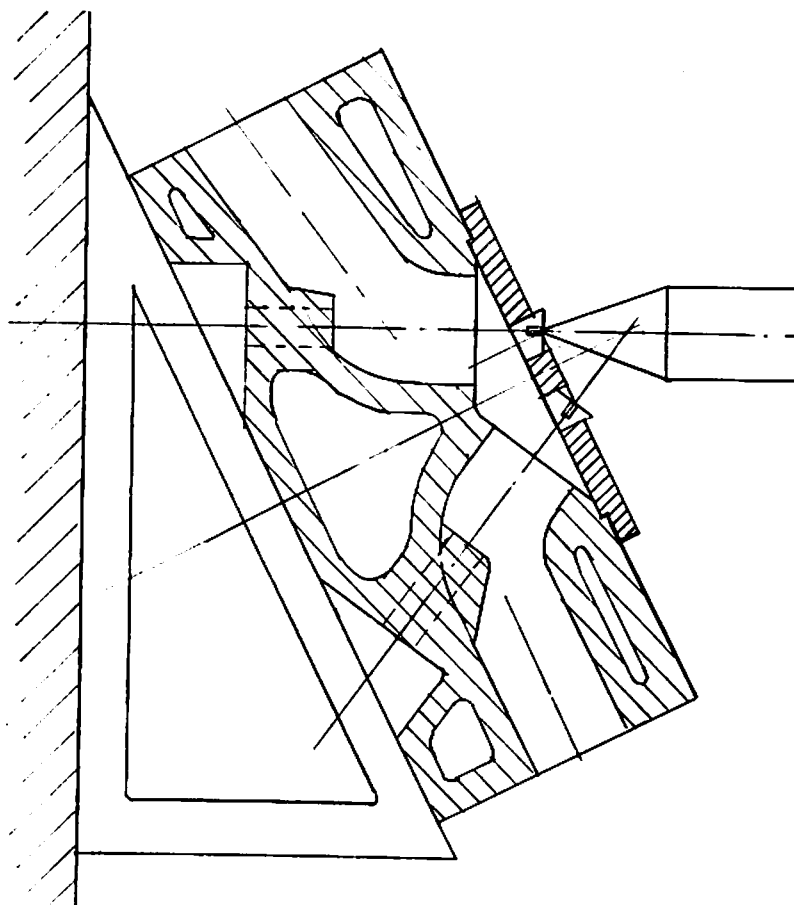


Abb. 139 b:
Bearbeitung
eines Vier-
ventilkopfs
auf der Dreh-
maschine.



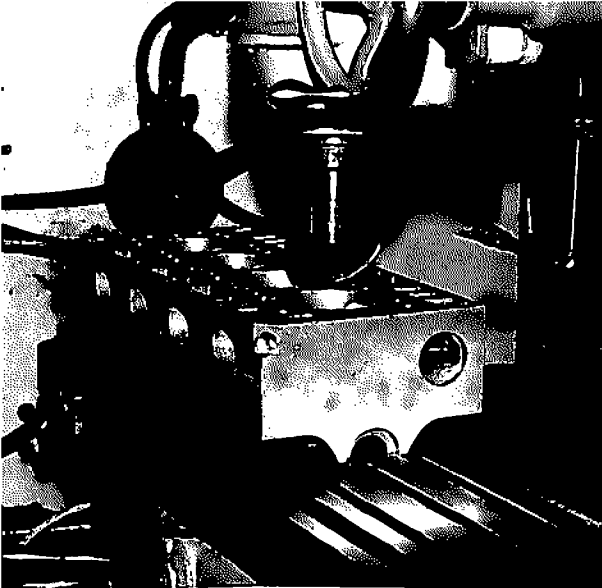


Abb. 140a: Ausdrehen der kugeligen Brennraumform mittels Formmesser auf der Vertikalfräsmaschine.

mittelpunktes am Support befestigt. Beim Drehen wird ständig mittels einer Schablone kontrolliert, damit eine genaue Halbkugel entsteht.

Dann erfolgt die Bearbeitung der Ventilführungs-Bohrungen zusammen mit der Ausdrehung für den Ventilsitzring. Hierzu wird der Zylinderkopf auf einen Winkel gespannt, der dieselbe Gradstellung aufweist wie der Ventilwinkel (z. B. 28°) und nach dem Schnittpunkt der Ventilachsen ausgerichtet. Da dieser Punkt außerhalb des Zylinderkopfs liegt, muß man eine Hilfseinrichtung schaffen, um ihn nach der Zeichnung festzustellen. Man braucht dazu eine Zentrierscheibe B mit schlanker Spitze A, die am Zylinderkopf mit Plastilin festgeklebt wird, wie Abb. 139A zeigt. Nach der Spitze des Reitstockkörners wird der Zylinderkopf-Mittelpunkt mit seiner Spitze genau ausgerichtet, wobei natürlich Voraussetzung ist, daß der Reitstockkörner fluchtet. Man muß deshalb vor Beginn dieser Arbeit die beiden Drehbank-Körnerspitzen auf exaktes Fluchten prüfen und eine eventuelle Ungenauigkeit beseitigen.

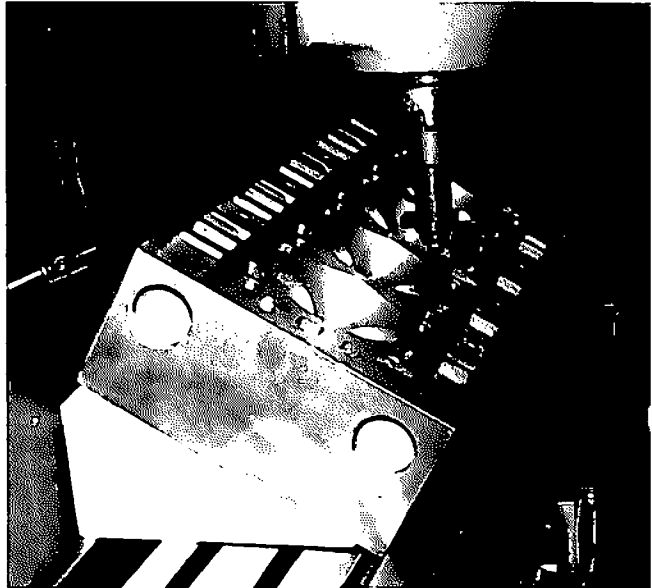


Abb. 140b: Ausdrehen der Ventilsitzaufnahmen auf der Vertikalfräsmaschine mit einem Doppelmesser.

Nach Entfernen der Zentrierscheibe wird die Bearbeitung der Ventilsitzaufnahme und der Ventilführungsbohrung vorgenommen.

Für die Bearbeitung von Reihenzyylinderköpfen auf der Vertikalfräsmaschine ist ein Kreisbogen-Fassondrehmesser erforderlich, mit dem die Halbkugel ausgedreht wird (Abb. 140). Es muß zwei gegenüberliegende Schneiden haben, denn mit nur einer Schneide würde das Messer rattern. Da das Messer stirnseitig in der Mitte nicht schneidet, muß das Zentrum im Kopf mit etwa 10 mm $\varnothing$ angesenkt werden. Die weiteren Arbeitsvorgänge sind die gleichen wie beim Einzylinderomotor.

Einzylinderköpfe mit vier Ventilen können auf der Drehbank bearbeitet werden (Abb. 139b). Man braucht dazu ebenfalls eine zur Zylinderachse zentrisch angebrachte Scheibe, auf welcher die Einsatzpunkte für die Ventilsitz- und Führungsbearbeitung durch kleine Löcher festgehalten sind, wie aus der Zeichnung ersichtlich. Bei Reihenzyylinderköpfen mit ebener Brennraum-Grundfläche müssen auf dieser zentri-

sche Sitze von 1–2 mm Tiefe für die Zentrierscheiben ausgedreht werden. Die Planfläche muß daher zuerst mit Aufmaß vorgefräst und zum Schluß fertig bearbeitet werden.

Um den Durchmesser der Ausdrehung für den Ventilsitzring auf hundertstel Millimeter messen zu können, braucht man ein Innen-Mikrometer – ja sogar deren mehrere in verschiedenen Größen, um die üblichen Durchmesser erfassen zu können. Falls man über diese teuren Meßwerkzeuge nicht verfügt, kann man sich mit einer einfachen, aber durchaus genauen Methode behelfen. Man fertigt sich Meßstäbchen mit halbkugeligen, polierten Enden aus ca. 4 mm Draht an, die auf hundertstel Millimeter genau einzupassen sind. Wenn man sie zu kurz gemacht hat, ist das nicht schlimm, man kann sie mit dem Hammer strecken. Hat man also das Maß der Ausdrehung für den Ventilsitzring, dann wird dieser danach (um das Schrumpfmaß vergrößert) angefertigt. Man braucht also für beide Messungen nur ein Mikrometer.

Der Ventilsitzring darf weder zu geringe Wandstärke haben noch zu niedrig sein. Der Außendurchmesser soll nicht unter $1,2 \times$ Innendurchmesser betragen, die Höhe mindestens ein Fünftel des letzteren (also z. B. 48 mm $\varnothing \times$ 40 mm $\varnothing \times$ 8 mm). Das Schrumpfmaß soll $1/250 D$ betragen, also muß z. B. für den Sitzring mit 48 mm $\varnothing$ die Ausdrehung um 0,19 mm kleiner sein.

Bei der Bearbeitung der Ventilfehrungsbohrung ist zu beachten, daß diese nicht in einem Schrägschnitt in den Kanal übergehen darf, sondern dort etwas plangesenkt werden muß. (Abb. 33). Wenn die Auflagefläche der Führung auf einer Seite kürzer ist, weicht schon die Reibahle beim Nach-

reiben nach dieser Seite aus, und die eingezogene Führung steht dann schief. Zum gleichen Zweck kann aber auch auf die Ventilfehrung am aufliegenden Teil entsprechend gekürzt werden. Die Ventilfehrungsbohrung muß mindestens die doppelte Länge ihres Durchmessers haben.

Ausarbeiten der Kanäle

Damit die Ausdrehungen für die Sitzringe beim Biaxfräsen nicht verletzt werden, müssen sogenannte „blinde“ Sitzringe eingebaut werden. Diese haben genau die Abmessungen der Originalringe, nur sind sie geschlitzt. Sie federn dadurch etwas und sind deshalb leicht wieder zu entfernen. Die Bearbeitung der Kanäle geschieht mittels flexibler Welle, zunächst mit Fräsern und dann mit weichen Schleifkörpern, wovon es eine große Anzahl verschiedener Ausführungen gibt. Besonders ist auf richtige strömungsgünstige Formgebung der Kanäle bei der Nase, in welche die Ventilfehrung eingebettet ist, zu achten. An dieser Stelle muß der Kanal etwas in die Breite gefräst werden, wie schon weiter oben erwähnt wurde, so daß besonders im Einlaßkanal der Durchgangsquerschnitt voll erhalten bleibt.

Einschrumpfen der Sitzringe und Führungen

Zum Einschrumpfen der Ventilsitzringe und Führungen muß der Zylinderkopf auf ca. 220° C erwärmt werden, was am besten auf einer elektrischen Heiz-

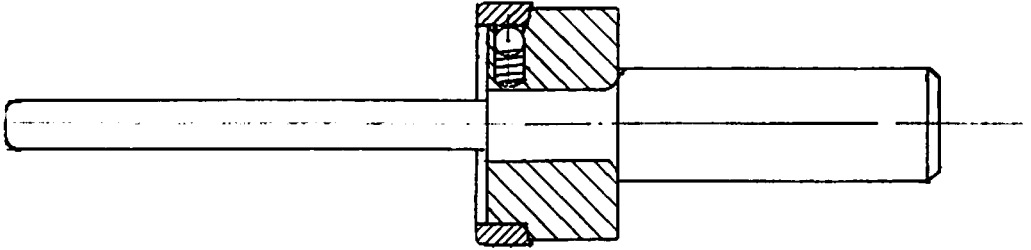


Abb. 141: Aufnahmedorn zum Einschrumpfen der Ventilsitzringe.

platte geschieht. Die Feststellung der Temperatur erfolgt mittels Temperaturfarben, die z.B. in Zeichenwaren-Geschäften erhältlich sind.

Für das Einziehen der Sitzringe ist ein Aufnahmedorn (Abb. 141) unerlässlich. Das Festhalten des Rings erfolgt mit einer federbelasteten Kugel. Will man sich die Kugel ersparen, so kann man den Sitzring auch mit Plastilin ankleben. Eine Unterkühlung des Sitzrings mit Trockeneis ist zwar vorteilhaft, aber nicht notwendig. Der Sitzring muß mit leichtem Hammerschlag auf den Dorn zum Aufsitzen am Grund kommen.

Das Material für Sitzringe muß ungefähr denselben Ausdehnungskoeffizienten haben wie Leichtmetall, da sonst der Ring im Betrieb locker wird. Sehr geeignet ist „Dulenit“ der Firma Götze, allerdings ist es sehr hart und deshalb etwas schwer zu bearbeiten. Leichter zu bearbeiten ist der ebenfalls vorzüglich geeignete Stahl CP 10 V vom Stahlwerk Dörrenberg in 5252 Ründeroth, Postfach 108 – Verkaufsstelle 4000 Düsseldorf 11, Luegallee 108.

Als Material für Ventileführungen ist Aeterna VL 22 oder Sondermessing 58 AL 2 sehr geeignet. Noch bessere Wärmeableitung besitzen die Werkstoffe T-Hedul E und Kuprodur A von den Vereinigten Deutschen Metallwerken A.G., Frankfurt a. M. – Hedderneim.

Eine Ventileführung mit 13–14 mm Ø muß 5/100 mm Übermaß gegenüber der Bohrung haben. Die Auslaßventileführung soll am Kanal etwa 2 mm tief und ca. 1 mm im Durchmesser größer als die Bohrung angesenkt werden.

Beim Tuning bereits vorhandener Zylinderköpfe werden stets Ventile und Kanäle vergrößert, unter Umständen wird auch der Brennraum nachgearbeitet. Dazu ist es notwendig, die Ventilsitzringe zu entfernen. Normalerweise ist diese Arbeit gar nicht einfach. Es gibt Spezialausziehvorrichtungen, mit denen man den zuvor mit Gewinde oder einer eingestochenen Nut versehenen Ring herausziehen kann. In Ermangelung dieser Vorrichtung wird meist der Zylinderkopf auf der Vertikalfräsmaschine aufgespannt, genau zentriert und der Sitzring ausgedreht, was viel Arbeitsaufwand bedeutet.

Es gibt aber eine viel einfachere Methode, die solchen Aufwand überflüssig macht: man schweißt am Innenrand des Sitzrings elektrisch eine Raupe auf, wonach der Ring so viel schrumpft, daß er leicht herausgeholt werden kann. Vorteilhaft ist es, vorher eine passende Scheibe in den Sitzring einzulegen (die aber nicht angeschweißt werden muß). Mittels eines durch die Ventileführung gesteckten Dorns kann dann der Sitzring leicht herausgeschlagen werden.

X. LEICHTMETALLZYLINDER

Laufflächen

Wegen der dreimal höheren Wärmeleitfähigkeit des Leichtmetalls gegenüber Grauguß bieten Leichtmetallzylinder bei luftgekühlten Motoren einige Vorteile, die sich in gesteigerter Motorleistung auswirken können. Sie können gegenüber Graugußzylindern bei gleicher Temperatur höher belastet werden, die Klopfgrenze liegt höher, daher kann die Verdichtung gesteigert werden, und ein großer Vorteil ist dadurch gegeben, daß der Leichtmetallkolben im Leichtmetallzylinder nur halb so großes Einbauspiel verlangt wie im Graugußzylinder. Auch das geringere Zylindergewicht ist günstig. Da aber Leichtmetall auf Leichtmetall keine brauchbaren Laufeigenschaften ergibt, muß die Zylinderlauf­fläche mit einer entsprechenden Oberfläche ausgestattet werden.

Folgende Ausführungen haben sich bewährt und werden von der Firma Mahle in Stuttgart–Bad Canstatt hergestellt:

1. *Cromal­zylinder* haben eine galvanisch aufgetragene Chromschicht von ca. 0,1 mm Dicke, die zur Haftung des Ölfilms rändert (genauer gesagt: gepunktet) ist. Die Oberfläche besteht dann aus einer Vielzahl von kleinen Vertiefungen, die die Bildung eines festen Schmierfilms ermöglichen. Das Rändern wird vor dem Verchromen durchgeführt.

Durch poröses Verchromen wird das gleiche Resultat erreicht; es entsteht dabei ein Netzwerk von Kanälen und Vertiefungen.

Auch durch ein besonderes Honverfahren wird eine Zylinderlauf­fläche mit ausgezeichneter Ölhaftung erzielt.

2. *Nikasil­zylinder* besitzen eine ebenfalls galvanisch aufgetragene Nickelschicht mit 0,1 mm Dicke und hohem Verschleißwiderstand. Der Vorteil gegenüber hartverchromten Zylindern besteht darin, daß sich die Kolbenringe schneller einlaufen.

3. Bei *Ferral­zylindern* ergibt eine dünne, mittels Flamm­spritzen aufgetragene Eisschicht eine Lauf­fläche mit vorzüglicher Ölhaftung.

Verbundgußzylinder

sind die von Mahle hergestellten Biral­zylinder, bei denen Graugußzylinder mit sehr rauher Oberfläche im Druckgußverfahren mit einem Rippenmantel aus Leichtmetall umgossen werden. Wegen der großen Oberfläche und der innigen Berührung der beiden Werkstoffe ist guter Wärmeübergang gesichert. Hinsichtlich Wärmeabfuhr sind solche Zylinder allerdings nicht so günstig wie Leichtmetall­zylinder mit nur 0,1 mm dicker Laufschi­cht. Verbundguß­zylinder besitzen aber infolge ihrer dicken Graugußbuchse mehr Formstabilität als reine Leichtmetall­zylinder, die sich leichter verziehen können und eher Formveränderungen unterworfen sind. Letztere eignen sich daher eher für kleinere Zylinderdimensionen, bei welchen diese Gefahr kaum besteht.

Ferner gibt es noch Leichtmetallzylinder mit eingeschrumpfter glatter Laufbuchse vornehmlich aus Grauguß. Vorteilhaft wird als Buchse ein Werkstoff mit möglichst der gleichen Wärmedehnung wie Leichtmetall verwendet, z. B. Götze-Dulenit.

Für die Selbstherstellung von Leicht-

metallzylindern kommt nur die letztgenannte Ausführung in Frage. Die anderen vorteilhaften Ausführungen müssen Spezialfirmen wie Mahle überlassen bleiben, wobei verständlicherweise für Einzelanfertigungen entsprechend hohe Preise in Kauf genommen werden müssen.

XI. KOLBEN UND KOLBENBOLZEN

Der Kolben im schnellaufenden Hochleistungsmotor ist ein sehr hoch beanspruchtes Bauteil. Er ist hohen Druck- und Zugkräften ausgesetzt. Da die Gleitgeschwindigkeit sehr hoch ist, muß er aus einem Werkstoff bestehen, der gute Laufeigenschaften besitzt.

Wichtig ist die Ableitung der Wärme aus dem Kolbenboden. Sie erfolgt hauptsächlich über die Kolbenringe und den Kolbenschaft an die Zylinderwand, außerdem durch Übergang an das Öl und die Luft unterhalb des Kolbens.

Kolbenformen

Kolben von Rennmotoren sind geschmiedet. Gegossene Kolben scheiden wegen zu geringer Festigkeit aus. Es werden sowohl Rundschaftholben als auch solche, die unter der Kolbenringpartie kastenförmig ausgeführt sind, verwendet. Der Verbrennungsdruck muß vom Kolbenboden auf den Kolbenbolzen unmittelbar über zwei Wände übertragen werden, die möglichst geringen Abstand voneinander haben sollen (Abb. 142 A und B). Dadurch wird der Kolbenbolzen sowenig wie möglich auf Biegung beansprucht und kann daher sehr leicht sein. Falsch ist es, den Druck (wie es früher allgemein üblich war) vom Kolbenboden über die zylindrische Außenfläche des Kolbens auf die beiden Enden des Kolbenbolzens zu übertragen, da dieser dann sehr stark auf Biegung beansprucht wird und da-

her sehr schwer ausgeführt werden muß. Auch sind tragende Auflageflächen für den Bolzen in diesem Fall nur an den äußersten Enden vorhanden, da die Bolzenaugen im Kolben keine genügende Abstützung haben und federn können.

Bei Rundschaftholben müssen daher die Bolzenaugen durch starke Rippen am Kolbenboden abgestützt werden. Diese Rippen dürfen nicht etwa im Bestreben, das Kolbengewicht zu verringern, geschwächt oder gar weggearbeitet werden. Die günstigste Ausführung weist zwei Rippen auf, die aber nur bei gegossenen Kolben richtig ausgeführt werden können (Abb. 142-C).

Beim geschmiedeten Kolben gibt es eine volle Wand, die ausgefräst und von Hand aus nachgearbeitet werden muß, damit der Kolben nicht zu schwer ist. Von außen kann man durch Anbohren noch etwas an Gewicht einsparen. Trotzdem ist es nicht möglich, an dieser Stelle eine günstige Form bei geringem Gewicht zu erreichen. Ein gegossener Kolben kann hinsichtlich Abstützung der Bolzenaugen viel vorteilhafter ausgeführt werden. Der Kastenkolben (auch Gleitschuhkolben genannt) ist festigkeitsmäßig günstiger und kann daher auch leichter als der Rundschaftholben sein. Wenn der Abstand des Kolbenbolzens von der Kolbenringzone nicht zu klein ist, kann er außen durch Anbohren und Ausfräsen wesentlich erleichtert werden, ohne daß die Abstützung der Bolzenaugen gegen den Kolbenboden gefährdet wird. Trotz dieser

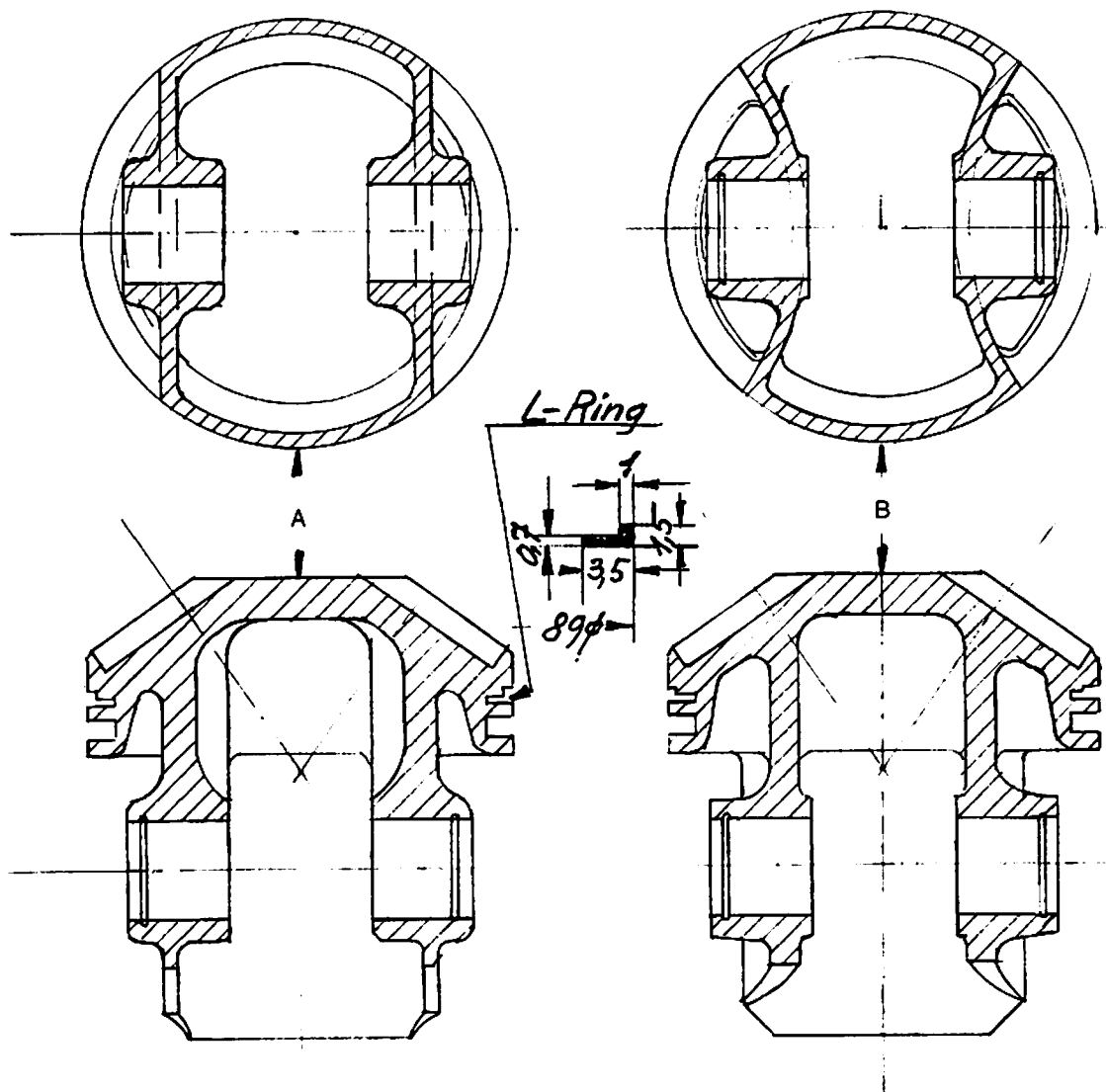
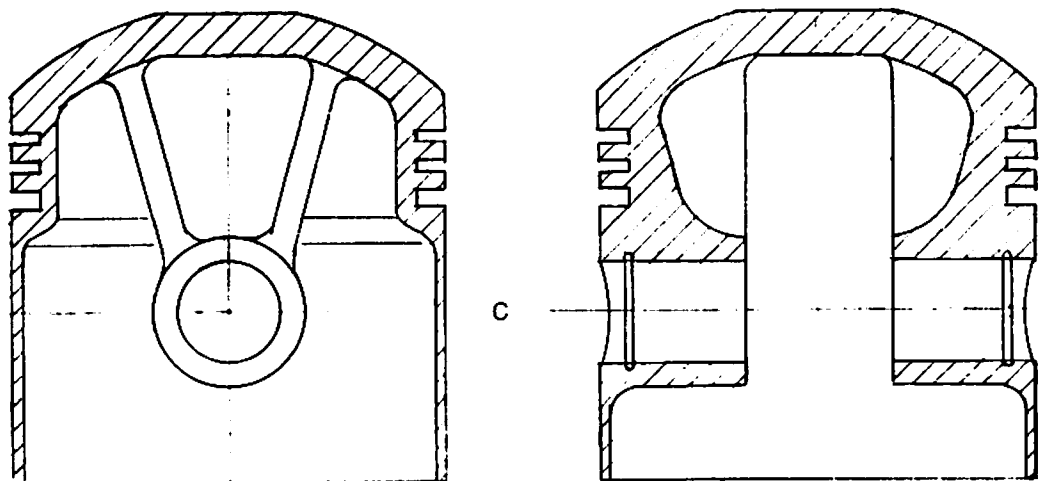


Abb. 142: Gleitschuh- und Rundschaftpolben.



Vorteile tendieren die Kolbenspezialisten meist eher zum Rundschafkolben, bei dem leichter ein „schönes“ Laufbild zu erreichen ist. Bei größeren dünnwandigen Kastenkolben mit geraden Seitenwänden (Abb. 142-A) kommt es vor, daß sich das Laufbild an den Kanten der Laufflächen stärker abzeichnet, weil die Wände steif sind. Günstiger erscheinen daher Kolben mit bogenförmigen Seitenwänden, die etwas elastisch sind und dadurch ein gleichmäßigeres Tragbild ergeben (Abb. 142-B). Da der Kolbenboden sehr stark wärmebeaufschlagt wird, müssen alle Möglichkeiten genützt werden, um die Wärme von der Mitte an den Rand zu leiten. Die Wandstärke des Bodens soll so groß sein, wie es das Kolbengewicht noch zuläßt. Ein zu dünner Boden biegt sich bei zu großer Erwärmung zunächst durch (da das Material bei Erhitzung weich wird) und bricht schließlich. Es ist daher günstig, wenn die Innenseite des Bodens schon aus Festigkeitsgründen durch einige Rippen verstärkt wird. Schon aus diesem Grund ist ein Kastenformkolben günstig, weil die Seitenwände den Kolbenboden versteifen. Ein frei tragender Kolbenboden, wie ihn Rundschafkolben besitzen, soll unbedingt durch wenigstens eine über die Mitte gehende Rippe versteift werden. Thermische Überbeanspruchung des Kolbenbodens kann man besonders bei großen Kolben nur vermeiden, wenn man entsprechende Ölmengen gegen die Innenseite des Kolbenbodens spritzt, wozu allerdings eine besondere Ölpumpe vorgesehen werden muß.

Die Bearbeitung von Kolben ist keineswegs einfach und sollte unbedingt dem Herstellerwerk überlassen werden. Es ist entsprechend dem Wärmeverlauf vom Boden weg eine unterschiedliche

Dimensionierung und manchmal sogar Ovalschliff des Kolbenhemds notwendig, damit dann ein einwandfreies Tragbild zustande kommt. Es kommt sogar vor, daß bei heiklen Motoren ein zufriedenstellendes Tragbild erst entwickelt werden muß, was oft mehrmalige Änderungen und viele Einlaufstunden erforderlich macht. Denn auch bei Hochleistungsmotoren kommt es auf ein möglichst geringes Kolbenspiel an. Mit Kolben, die zuviel Spiel im Zylinder haben, kann man keine Höchstleistungen erreichen.

Bestellzeichnung

Als ungefähre Richtlinien für die Bemessung von Kolben dienen folgende Angaben: Länge des Kolbens, d. h. der Lauffläche, möglichst nicht unter $0.8 D$. Kolbenbolzendurchmesser = $1/4 D$.

Abstand der Kolbenbolzenmitte von der Kolben-Oberkante = $0.43-0.5 D$.

Für die Bestellung eines Kolbens beim Hersteller ist eine Zeichnung erforderlich, die Maßangaben enthalten muß, wie sie aus Abb. 143 ersichtlich sind:

1. Zylinderdurchmesser
 2. Abstand von Kolbenbolzenmitte X bis Oberkante A und Unterkante B der Kolbenlauffläche;
 3. Abstand von Bolzenmitte X bis Schnittpunkt C der Ventilwinkel u. Innenabstand Q der Bolzenaugen;
 4. Ventilwinkel E und F;
 5. Radius D des Kolbenbodens;
 6. Höhe der Kolbenboden-Oberkante I;
 7. Durchmesser der Ventiltaschen J und K;
 8. Abstände G und H des Bodens der Ventiltaschen vom Schnittpunkt C.
- Da man den Schnittpunkt C aber am

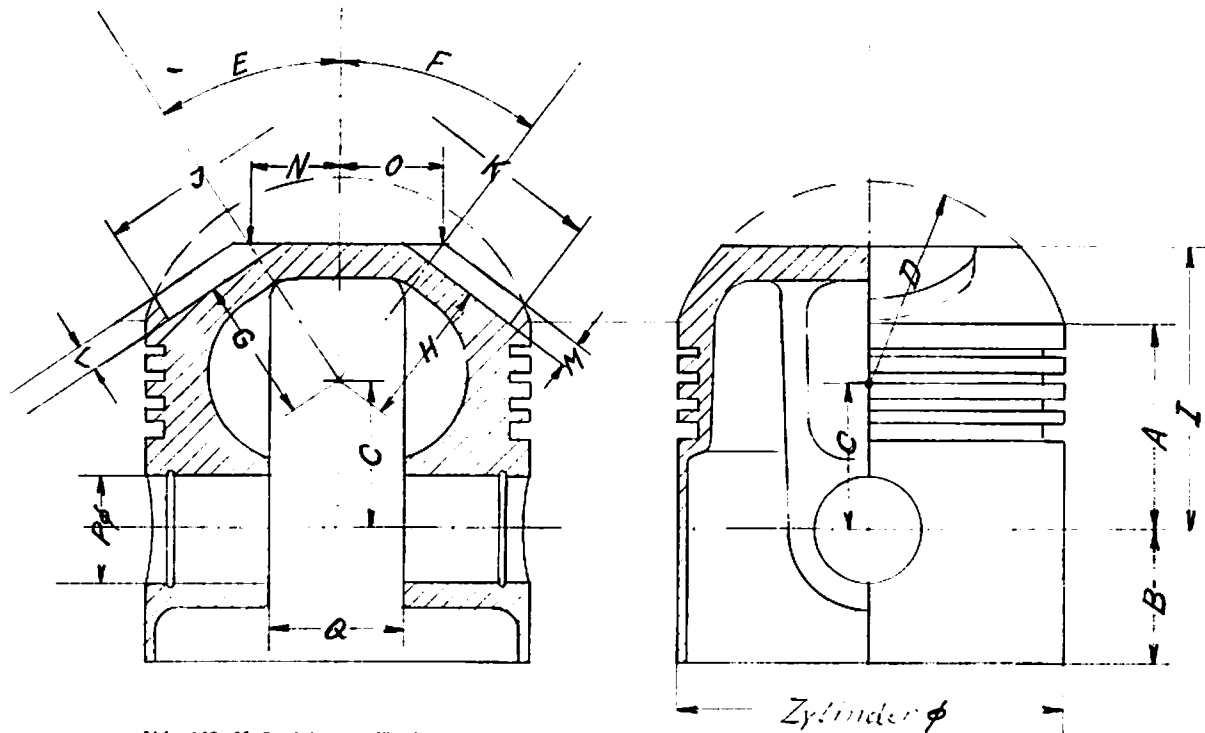


Abb. 143: Maßzeichnung für die Bestellung eines Kolbens.

Kolben nicht feststellen kann, muß man für die Bearbeitung des Kolbens andere Anhaltspunkte festlegen. Es müssen die wichtigen Punkte N und O auf der Halbkugel bzw. der Bodenfläche angekört werden; damit kann der Kolben auf den Ventilwinkel eingestellt und auf diese Punkte ausgerichtet werden.

Dann ist nur noch die Tiefe L und M der Taschen vom Rand weg anzugeben.

Falls die Kolbenunterseite gekrümmt ist, ist noch der Radius dieses Kreisbogens und der Abstand von der Bolzenmitte anzugeben.

Bei Kolben für drei- oder vierventilige Zylinderköpfe sind die äußere und innere Form des Kolbenbodens und die Abstände der Ventiltellermitten anzugeben.

Hinsichtlich der Kolbenringe muß man sich Folgendes vor Augen halten: Die Wärme des Kolbenbodens wird hauptsächlich über die Kolbenringe an die Zylinderwand abgeführt. Das spricht für

die Verwendung mehrerer Kolbenringe, die allerdings mehr Reibung verursachen als ein einzelner. Für die Abdichtung allein genügt ein Kolbenring vollkommen, wenn es ein sogenannter L-Ring ist (Abb. 142). Dieser wird nach Art einer Pumpenmanschette durch den Gasdruck auseinandergedrückt und legt sich rundum an die Zylinderwand an. Ein Ölabstreifring ist natürlich in jedem Fall notwendig (ausgenommen Kolben für Sandbahnrennmotoren, die mit Frischölschmierung arbeiten und keinen Ölabstreifring brauchen). Aus Sicherheitsgründen wird man für Dauerbetrieb zwei oder drei Dichtringe von verschiedener Breite verwenden. Wenn es sich dagegen um Erreichung von Höchstleistung über kürzere Zeitdauer handelt, ist ein L-Ring vorzuziehen. Jedoch wird man bei größeren Kolben die Wärme ohne Einspritzung von Öl kaum wegschaffen können. Die Auswahl und Anordnung der Kolbenringe sollte un-

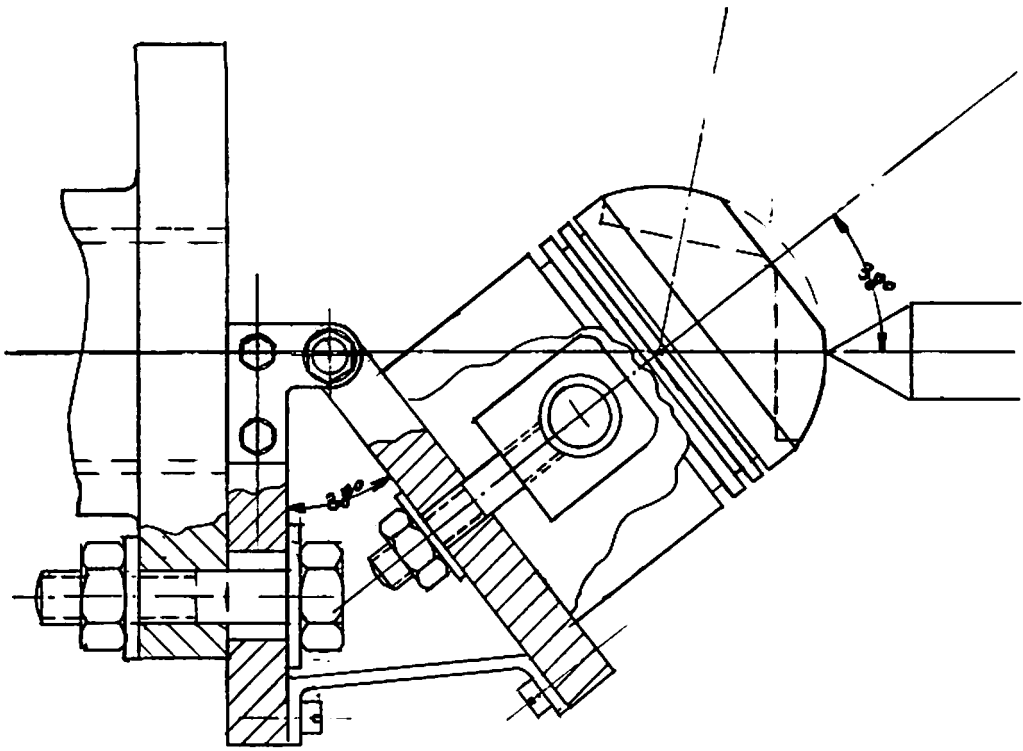


Abb. 144: Ausdrehen der Ventiltaschen im Kolbenboden.

bedingt dem Kolbenhersteller überlassen bleiben, denn dieser besitzt alle Kenntnisse über den letzten Stand der Technik.

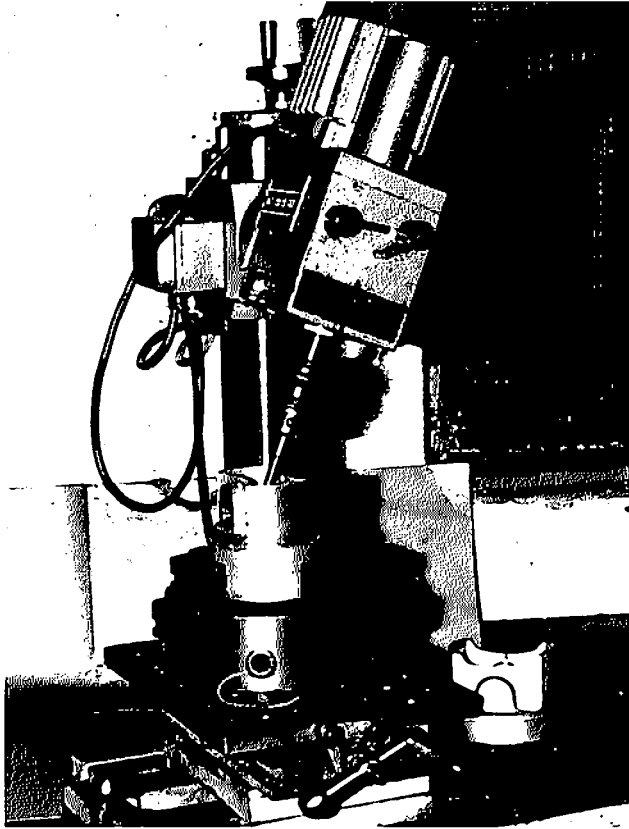
Die Angaben auf der Zeichnung genügen dem Kolbenhersteller, wobei noch angegeben werden muß, ob der Zylinder wasser- oder luftgekühlt ist, aus Grauguß oder Leichtmetall besteht und hartverchromt ist oder eine eingezogene Buchse besitzt.

Bearbeitung auf Drehbank und Fräsmaschine

Falls der Kolbenhersteller die Kolben mit unbearbeiteten Boden liefert, muß man diese Arbeit selbst durchführen, was auch ohne weiteres auf der Drehbank geschehen kann. Nach Bearbei-

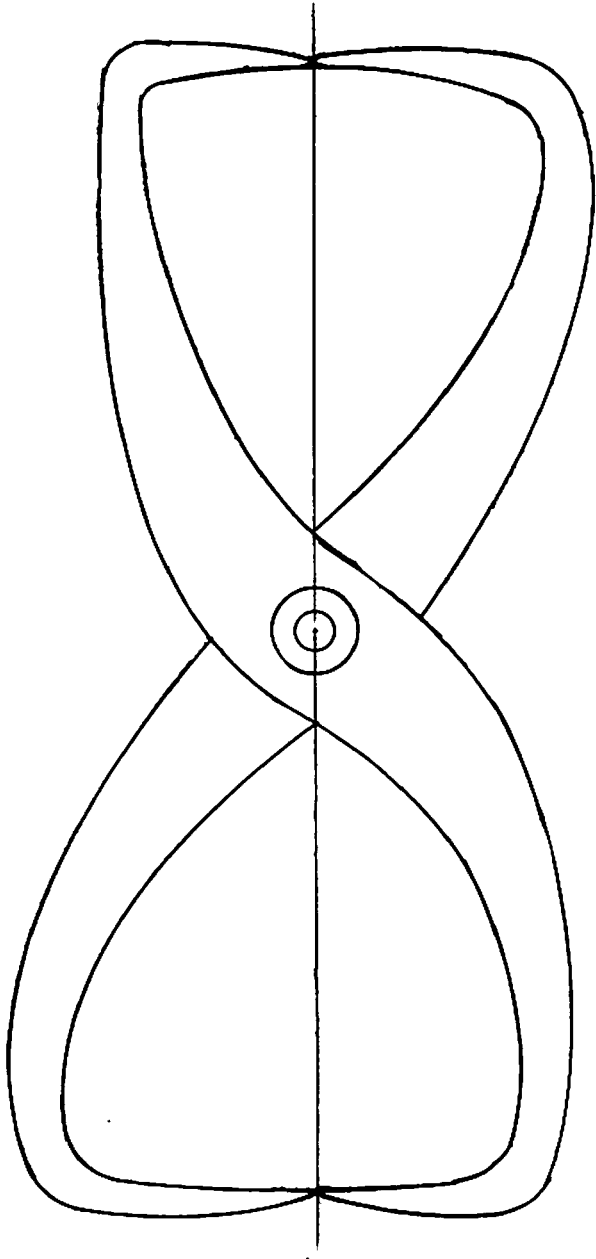
tung des Bodens wird der Kolben angerissen, die beiden Punkte N und O werden angekörrt und klein angebohrt. Darauf wird ein verstellbarer Aufspannwinkel auf den Ventilwinkel (z. B. 38°) eingestellt und der Kolben mittels Kolbenbolzen und einem Spannauge mit Gewinde daran befestigt (Abb. 144). Der Kolben kann nun mit Hilfe der Reitstockspitze auf den Punkt N oder O zentriert und der Winkel auf der Planscheibe befestigt werden. Das Ausdrehen der Ventiltaschen ist auf der Drehbank, da ja plangedreht werden muß, leichter durchführbar als auf der Fräsmaschine, wo für diese Arbeit ein geeigneter Fräser oder ein verstellbarer Drehapparat gebraucht werden.

Auch die Ventiltaschen von Kolben für drei- und vierventilige Zylinderköpfe sind auf ähnliche Art auf der Drehbank ohne Schwierigkeiten herstellbar.



Links Abb. 145: Innere Ausarbeitung des Kolbens auf der Kleinfräsmaschine.

Abb. 146: Doppelzirkel.



Selbst wenn der Kolben vom Hersteller mit fertigem Boden und eingearbeiteten Taschen geliefert wurde, ist dieser noch lange nicht fertig, denn er ist viel zu schwer. Jetzt ist es der Kunst und der Erfahrung des Motortuners überlassen, wieviel Material er noch aus dem Kolben herausbohrt oder -fräst (Abb. 145).

Zunächst wird man den Kolben in einem Futter auf die Vertikalfräsmaschine spannen und grob soviel wie möglich überflüssiges Material herausfräsen. Die weitere Feinarbeit erfolgt von Hand mittels biegsamer Welle, in deren Futter eine Reihe verschiedener Fräser eingespannt werden können. Um den Kolben, ohne ihn zu beschädigen, im Schraubstock festhalten zu können, benötigt man ein geschlitztes Futter, einen Hartholzwürfel mit der Bohrung des Kolbendurchmessers. Da es darauf ankommt, jedes überflüssige Gramm Material

wegzuarbeiten, muß der Kolben immer wieder ausgepannt und die Wandstärke nachgemessen werden. Hierbei sind oft schwer zugängliche Stellen zu prüfen, die man mit den handelsüblichen Skalen-Greifzirkeln nicht erfassen kann. Ein geeignetes, selbst anzufertigendes Instrument ist aus Abb. 146 ersichtlich: ein Doppelzirkel mit den erforderlichen weit ausgreifenden Armen. Die Taststellen haben gleichen Abstand vom Drehpunkt und zeigen so das gleiche Maß an.

Für die Innenbearbeitung eignen sich bestens kleine Hartmetallfräser, die mit hoher Drehzahl laufen. Die Kolbenfirmen übernehmen die letzte Innenbearbeitung eines Kolbens, die von Hand erfolgen muß, nicht. Sie ist allein dem Geschick des Tuners überlassen, und sie ist riskant, weil immer die Gefahr besteht, daß zuviel herausgefräst und die Wand zu dünn wird.

Die Wandstärke des Kolbenbodens soll nicht unter $1/12 D$ betragen, sie kann an kleinen Stellen am Rand noch etwas schwächer sein, wenn daneben die Wand wieder dicker wird. Auf jeden Fall darf die Wand in Kolbenbodenmitte nicht zu dünn sein, da dort die größte Erwärmung erfolgt. Beim Ausarbeiten eines Kolbens ist es gut, wenn man einen gleichartigen, zerschnittenen Kolben als Vorbild zur Verfügung hat.

Es ist wohl selbstverständlich, daß alle Kolben von Mehrzylindermotoren das gleiche Gewicht haben müssen.

Es ist unbedingt notwendig, daß Rennkolben im Zylinder 8 bis 10 Stunden mit wechselnder Drehzahl einlaufen, bevor man den Motor auf Höchstleistung bremsen darf. Hauptsächlich sollen dabei die Kolbenringe zum Tragen kommen. In hartverchromten Zylindern laufen sich die Kolbenringe sehr langsam ein. In solchen Zylindern dürfen hart-

verchromte Ringe überhaupt nicht verwendet werden. Um die Einlaufzeit zu verkürzen, ist es üblich, die Kolbenringe in einem anderen Zylinder mit einem besonderen Kolben mit feinsten Schleifpaste einzuschleifen. Der Kolben muß sehr lang sein und darf nur minimales Spiel haben, damit er die Kolbenringe exakt führt. Im Notfall wird auch das Einschleifen des Kolbens ohne Ringe im Zylinder angewendet, wenn z. B. ein Kolben mit angeriebenen Stellen oder unsauberem Tragbild noch gerettet werden soll. Das Einschleifen darf nur mit Bimssteinpulver mit Öl gemischt vorgenommen werden und hat nur Zweck, wenn es in warmem Zustand geschieht.

Man spannt dazu den Zylinder mit seinem Flansch an einer Holzplatte im Schraubstock fest, versieht den Kolben mit einem provisorischen Pleuel und heizt mit einer Lötlampe auf Kolbenboden und Zylinder, um die Betriebstemperatur zu simulieren. Man kann durch richtigen Abstand der Flamme vom Kolben die Temperatur so regeln, daß der Kolben gerade nicht steckenbleibt, wenn er eingeschliffen wird. Allerdings haben derart behandelte Kolben meist zu viel Spiel im Zylinder. Es ist also, wie schon gesagt, nur eine Notlösung.

Für den Fall, daß der Tuner z. B. aus Zeitmangel gezwungen ist, Kolben aus dem Rohling selbst herauszuarbeiten, sei diese Arbeits-Reihenfolge hier ebenfalls erläutert.

Man spannt zuerst den Kolbenrohling beim Boden ein, überdreht ihn mit einer Zugabe von etwa 0,5 mm, dreht ihn an der Unterseite auf Maß plan und reißt die Kolbenbolzenmitte an. Dann körnt man die Kolbenbolzenmitten beiderseits an, bohrt kleine Löcher und spannt den Kolben an diesen zwischen die Dreh-

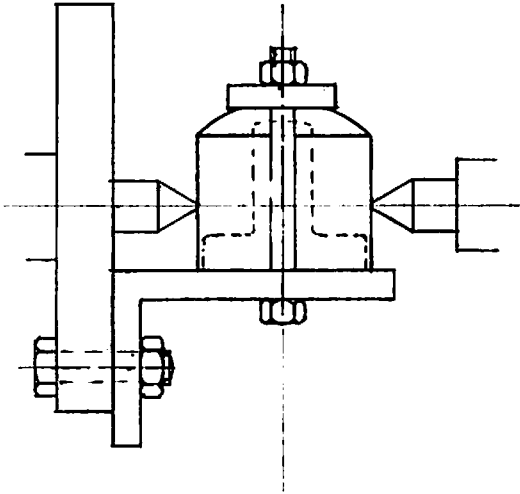
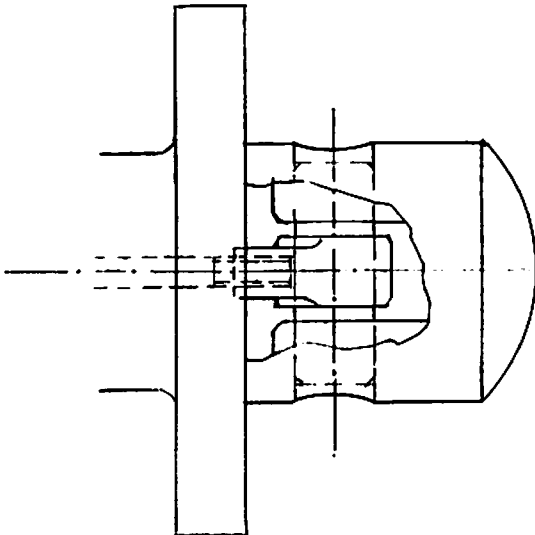


Abb. 147: Aufspannen des Kolbens zur Bearbeitung der Kolbenbolzenbohrung.

bankspitzen. In dieser Stellung befestigt man den Kolben mittels eines Winkels an der Planscheibe (Abb. 147) und kann danach die Bolzenbohrung genau parallel zu seiner Aufspannfläche ausarbeiten. Die letzten Hundertstel schafft man mit einer verstellbaren Reibahle. Nun kann man die Lauffläche des Kolbens auf Maß bringen und die Ringnuten einstechen, nachdem man vorher noch den Boden grob vorgearbeitet hat. Hierzu wird der Kolben mittels des Bolzens zentrisch mit einer Zugschraube

Abb. 148: Aufspannen des Kolbens zur Fertigbearbeitung.



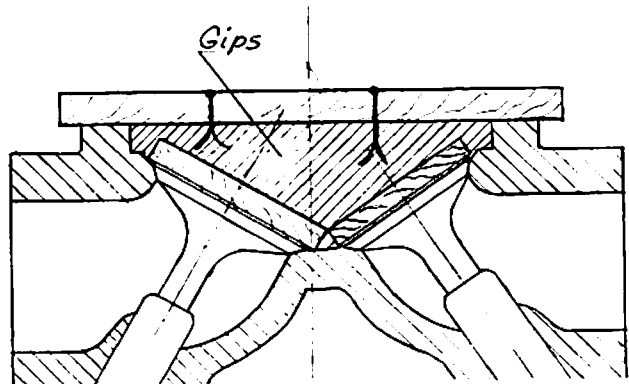
auf eine Planscheibe gespannt und samt dem Kolbenboden fertig gedreht (Abb. 148). Das Ausdrehen der Ventiltaschen erfolgt nach der Anleitung Abb. 144. Zum Plandrehen der äußeren Flächen beim Kolbenbolzen und Einstechen der Rillen für die Sicherungsringe nimmt man den Kolben auf einen Aufspreizdorn.

Kastenkolben können auf diese Weise eher hergestellt werden als Rundschafkolben, bei denen die Ovalität vorsichtig mit der Feile hergestellt werden muß.

Modellkolben zur Ermittlung der Verdichtung

Bei einem kugeligen Brennraum ist es einfach, die richtige Form des Kolbenbodens für eine bestimmte Verdichtung herzustellen (Abb. 149). Der Kolbenboden erhält nahezu den gleichen Radius wie der Brennraum. Man macht ein Modell davon aus Holz oder Gips, das man mit Hilfe von zwei an der Grundfläche bestigten Stäbchen in OT-Stellung auf den verkehrt aufgelegten Zylinderkopf legen kann. Natürlich müssen Ven-

Abb. 149: Feststellung des Verdichtungsverhältnisses mit Hilfe eines Kolbenboden-Modells.



tile und Zündkerze montiert sein, da ja der Brennraum mit Wasser ausgelitert wird. In den Kolbenboden müssen die Taschen für die geöffneten Ventile in der genau richtigen Stellung eingesenkt sein. Am einfachsten ist es, Scheiben in entsprechender Größe auf die Ventilteller leicht aufzukleben, den Brennraum mit Gips auszugießen, nach Festwerden desselben die Scheiben durch Drehen der Ventile loszureißen und nach Abnehmen der Form die Scheiben zu entfernen. Dann braucht man nur noch von dem so geschaffenen Kolbenboden am Gipfel soviel plan abzunehmen (unter der Kerzenbohrung auf etwa 6 mm Abstand abzuflachen), bis das gewünschte Verdichtungsverhältnis erreicht ist. Damit sich beim Auslitern in den Taschen an der höchsten Stelle keine Luftblasen halten, füllt man diese mit Plastilin aus und rechnet diese Menge zur Wassermenge hinzu. An der Kugelfläche braucht nur wenig weggenommen zu werden, da ja der nach diesem Modell hergestellte Kolben beim Einbau auf Anschlägen geprüft wird.

Auch für einen dachförmigen Brennraum kann man auf gleiche Weise einen genau richtigen Kolbenboden ermitteln. Ohne Modell ist es schwierig, an einem Kolben durch Herumprobieren die

richtige Form für das gewünschte Verdichtungsverhältnis zu treffen. Schon bei der Bestellung eines Kolbens muß aber die Kolbenbodenform festliegen, damit der Rohling mit der erforderlichen Innenform ausgewählt werden kann.

Kolbenbolzen

Kolbenbolzen werden von Spezialfirmen hergestellt; man braucht sich keinesfalls um die Selbstherstellung zu bemühen. Allerdings sind sie meist zu schwer und müssen innen an beiden Seiten konisch verjüngt ausgedreht werden. Wird die Wandstärke sehr dünn bemessen, so muß am Rand eine Runderhaltungsrippe stehenbleiben, die das Bolzenende versteift. Als Sicherung für den Kolbenbolzen verwendet man allgemein Drahringe, die in eingestochene Rillen in den Bolzenaugen-Bohrungen eingebettet sind. Die größte Sicherheit bieten Ringe, die mit ihren Enden nahezu aneinanderliegen. Diese können mit Hilfe einer Reißnadel bei einem eingefrästen Schlitz leicht herausgehoben werden. Ringe, die mit den Enden nahezu zusammenstoßen, können auf keinen Fall herausfallen.

XII. PLEUELSTANGEN

Gleit- und Wälzlagerung

Pleuelstangen für Gleitlagermotoren sind normalerweise am unteren Lager (Pleuelfuß) geteilt. Nur wenn die Pleuelwelle geteilt ist, kann das Pleuel ungeteilt sein, doch ist diese Bauart bei Viertaktmotoren selten. Geteilte Pleuel sind in der Formgebung so kompliziert, daß sie unbedingt gesenkgeschmiedet werden müssen. Sofern diese Pleuel aus einem hochwertigen Material bestehen, lohnt sich der Aufwand des Feinbearbeitens und Polierens, wobei aber zu bedenken ist, ob das nachgearbeitete Pleuel nicht dann zu schwach wird und bei Höchstdrehzahl bricht. Wenn dies zu befürchten ist und verstärkte Pleuel (eventuell von einem anderen Motor) nicht zu haben sind, bleibt für den Fall, daß eine größere Anzahl derselben hergestellt werden soll, nur die Anfertigung eines Schmiedegesenks übrig. Die Einzelherstellung solcher Pleuel aus dem Vollen ist zu teuer und kommt niemals in Frage. Gleitlagerpleuel werden aus einem hochwertigen Vergütungsstahl, den jedes Stahlwerk herstellt, geschmiedet und nach der Bearbeitung auf ca. 120 kg/cm² vergütet. Nach dem Polieren werden die Bohrungen für die Lagerschalen und die Pleuelbolzenbuchse ausgeschliffen.

Für Hochleistungsmotoren mit wenigen Zylindern sind rollengelagerte Pleuel mit Rollenlagerpleueln vorteilhaft. Sie erfordern eine teilbare Pleuelwelle. Früher wurden auch Reihenmotoren, wie z. B. beim Achtzylinder-Bu-

gatti, bei Mercedes u. a. mit teilbaren Rollenlagerwellen gebaut, doch war deren Herstellung kompliziert und teuer. Insbesondere die Firma Hirth lieferte für alle Rennwagen solche teilbare Pleuelwellen in Präzisionsausführung. Seit es bessere Lagerschalen für Gleitlager gibt und die Motoren kurzhubiger wurden, wird fast ausschließlich nur mehr die einfache und billige Gleitlager-Pleuelwelle, die aus einem Stück besteht, verwendet. Es gibt allerdings auch einen Sonderfall: Rollenlagerwelle aus einem Stück und geteilte Rollenlagerpleuel, wobei dann auch der Käfig aus zwei oder drei Teilen bestehen muß. Selbst bei Rennmotoren (z. B. Mercedes) wurde diese Ausführung schon angewandt, aber für die heutigen hohen Drehzahlen ist sie zu unsicher.

Für die Pleuellagerung auf dem Pleuelzapfen kommen nur käfiggeführte Rollen bzw. Nadeln in Frage, die in den Fenstern des Käfigs genau achsparallel geführt sein müssen. Die geringste Abweichung verursacht seitliches Weglaufen der Rollen, diese reiben an ihrer Stirnseite, wodurch Wärme entsteht und das Lager zugrundegeht.

Man kann die Genauigkeit von Käfigen leicht untersuchen, indem man das Pleuel mit dem Käfiglager freihängend auf einem genauen Dorn, der in die Drehbank eingespannt ist, laufen läßt. Sind die Käfigfenster nicht genau achsparallel, dann läuft das Pleuel seitlich weg. Ändert man die Drehrichtung, läuft das Pleuel nach der anderen Seite. Voraussetzung ist natürlich, daß Dorn

und Pleuellaufläche genau zylindrisch sind. Auch sind schlagfreier Lauf und horizontale Lage der Welle selbstverständlich. Das Pleuellager darf auch nicht zu stramm gehen, es muß sich, ohne Spiel zu haben, leicht auf der Welle verschieben lassen.

Für Pleuellagerungen sind nur Fensterkäfige zu verwenden. Offene Käfige sind unbrauchbar und werden heute nicht mehr verwendet. Als Material kommt meist Leichtmetall mit hoher Festigkeit in Frage. Die Käfigfenster werden geräumt, um höchste Präzision und Achsparallelität zu erreichen. Früher verwendete man auch Hartbronze als Käfigmaterial, doch für hohe Drehzahlen ist aus Gewichtsgründen, da der Käfig hoher Fliehkraft unterliegt, dieses Material nicht geeignet. Seitdem es besonders leichte Stahlkäfige mit höchster Präzision gibt, die u. a. die Nadellagerfabriken Dürkopp und INA herstellen, ist es ohne Schwierigkeiten möglich, betriebssichere Pleuellagerungen für höchste Drehzahlen anzufertigen. Allerdings sind diese Käfige etwas breiter als die sonst im Motorradbau vorkommenden Leichtmetallkäfige. Für Motoren, bei denen nur eine beschränkte Baubreite für das Pleuellager zur Verfügung steht (z. B. Zweizylinder-Boxermotoren), ist man daher auf die üblichen Leichtmetallkäfige angewiesen. Geführt werden die Käfige durchweg außen, weil hier eine größere Lagerfläche zur Verfügung steht und auch die Schmierung günstiger ist. Bei Leichtmetallkäfigen darf das Spiel nicht zu gering sein, da sich der Käfig durch die Erwärmung dehnt und im Pleuel steckenbleiben kann. INA- und Dürkopp-Käfige werden in verschiedenen Größen (für 14 bis 40 mm Kurbelzapfen-Durchmesser) hergestellt. Der

größte Käfig für 40er Kurbelzapfen hat 48 mm Außendurchmesser und ist 20 mm breit. Die Schmierung erfolgt vom hohlen Kurbelzapfen aus durch eine Bohrung in der Mitte des Pleuellagers oder durch zwei Bohrungen seitlich der Rollenlaufbahn. Das Ölloch muß sauber verrundet sein, damit die darüber laufenden Rollen nicht ein Ausbröckeln der Kante verursachen. Aus diesem Grund sind Bohrungen seitlich der Rollenlaufbahn vorzuziehen. Als Material für Kurbelzapfen wird allgemein Einsatzstahl EC-80 (16 Mn Cr 5) verwendet. Der Kurbelzapfen muß bei Wälzlagerung eine Härte von 62 bis 63 HRC haben und soll ca. 1 mm tief einsatzgehärtet sein. Die seitlichen Anlaufflächen an den Kurbelwangen sollen ebenfalls gehärtet sein, was aber konstruktiv nicht immer durchführbar ist. Seitlich angeordnete Scheiben erhöhen die Baubreite, und eine Härtung der Kurbelschenkel ist meist nicht durchführbar. Es genügt aber, wie die Praxis beweist, wenn die Kurbelschenkel nur hochvergütet sind. Voraussetzung sind genau gearbeitete Käfige, bei denen kein seitliches Anlaufen des Pleuels erfolgt.

Herstellung von Pleuelstangen

Es gibt Pleuelstangen, in die ein Lauf ring aus Kugellagerstahl eingepreßt ist. Das Pleuel besteht aus hochwertigem Vergütungsstahl mit 110 bis 130 kp/mm² Festigkeit (also demselben Material, das auch für Gleitlagerpleuel verwendet wird). Ein solches Pleuel wird im weichen Zustand vorgearbeitet und vor der Fertigbearbeitung vergütet. Nach dem Einpressen des gehärteten Laufrings wird die Laufläche auf Fertigmaß aus-

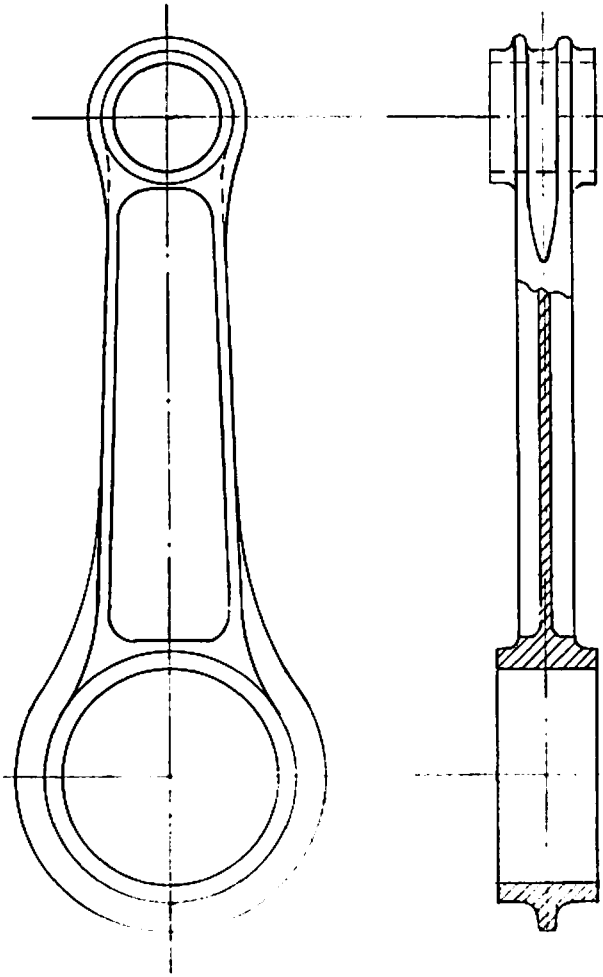


Abb. 150: Rollen- bzw. Nadellagerpleuel für hohe Drehzahlen.

Abb. 151: Schmiederohling und fertiges Pleuel.



geschliffen und geläpft. Beim Einpressen in das Pleuel wird der Ring etwas unrund, da ja die Spannung um den Ring herum nicht gleichmäßig ist (weil beim Schaft das Material nicht nachgibt).

Es wird oft der Fehler gemacht, daß ein fertiger Laufring eingepreßt wird, ohne nachgeschliffen zu werden, wobei die Laufbahn unrund und das Lager sofort ruiniert wird.

Es ist für die Betriebssicherheit eines Pleuellagers von grundlegender Bedeutung, daß die Laufbahn im Pleuel auch bei hoher Drehzahl rund bleibt. Im oberen Totpunkt treten bedeutende Zugkräfte auf, die die Laufbahn oval ziehen wollen. Dies läßt sich nur verhindern, wenn der Pleuelkopf entsprechend steif ist. Das kann durch eine entsprechend hohe Rippe erreicht werden, die um den Pleuelkopf herumgeht. Abb. 150 u. 151 zeigen ein solches Pleuel für hohe Drehzahlen. Dabei soll der Pleuelkopf möglichst leicht sein, damit die Lagerbelastung gering bleibt. Ein eingepreßter Laufring trägt zur Runderhaltung der Laufbahn nur wenig bei, vergrößert aber Durchmesser und Gewicht des Pleuelkopfes bedeutend. Deshalb ist ein solches Pleuel für einen hochdrehenden Motor ungünstig. Es kommen nur Pleuelstangen ohne eingepreßten Laufring in Frage. Diese besitzen eine einsatzgehärtete Laufbahn von etwa 1 mm Tiefe und mit einer Härte von 62–64 HRC.

Falls für die Kolbenbolzen-Lagerung ein Nadellager statt einer eingepreßten Bronzebuchse verwendet wird, muß auch diese Laufbahn einsatzgehärtet sein. Hier genügt eine Härtetiefe von 0,3 mm.

Das Pleuel darf nur an den Rollenlaufbahnen gehärtet sein und muß sonst

überall weich bleiben. Ein auf seiner ganzen Oberfläche glashartes Pleuel würde im Betrieb sofort brechen, da es Schwingungen unterworfen ist, die Einrisse verursachen. Um ein einwandfreies Hochleistungspleuel herzustellen, ist ein besonderes Herstellungsverfahren notwendig, das nicht gerade einfach und billig ist.

Als Material wird hochwertiger Einsatzstahl, und zwar 18CrNi 8 oder 15CrNi 6, verwendet, der als Rundmaterial oder mit rechteckigem Querschnitt zu haben ist. Zunächst wird die Pleuelform mit einer Zugabe von 5–10 mm an allen Seiten roh vorgeschmiedet (Abb. 151). Als erste Bearbeitungsoperation werden die Lauffläche und die seitlichen Anlaufflächen für das Pleuellager auf Schleifmaß bearbeitet, d. h. 0,3 – 0,4 mm im Innendurchmesser kleiner. Falls auch für den Kolbenbolzen ein Nadellager vorgesehen ist, wird die Bohrung um 1 – 1,2 mm kleiner gehalten und seitlich, da ja keine Anlaufflächen notwendig sind, je 2 mm Zugabe gegeben. Nun wird das Pleuel auf eine Härtetiefe von 1 – 1,2 mm eingesetzt und weichgeglüht, was eine Härterei besorgt.

Als nächstes wird das Pleuel auf Drehbank und Fräsmaschine vorgearbeitet, dann das H-Profil und die Außenkontur angerissen und fertig bearbeitet. Dabei muß auch die Kolbenbolzenbohrung auf Schleifmaß ausgedreht werden, denn beim Ausschleifen kleiner Bohrungen kann man nicht viel Material wegnehmen. Besonders das H-Profil des Schafts muß sehr glatt gefräst und von Hand aus nachgearbeitet werden, was am besten mit Schleifkörpern und flexibler Welle geschieht.

Anschließend wird das Pleuel gehärtet (Doppelhärtung). Die Erhitzung muß in einem Glühofen geschehen und nicht

im Salzbad, da keine Härteschicht mehr auf die Oberfläche kommen darf. Nun werden die beiden Bohrungen ausgeschliffen, wobei für das Läppen die Innendurchmesser noch einige hundertstel Millimeter kleiner gelassen werden.

Der Vorgang des Läppens besteht in einer Feinstbearbeitung mit Schleifpaste mittels einem aufspreizbaren, gußeisernen Dorn von Hand. Das Läppen wird noch im Kapitel „Werkzeugbau“ beschrieben.

Wird der Kolbenbolzen nadelgelagert, dann verwendet man Nadeln von 2 mm $\varnothing$ und 21,8 mm Länge, die käfiglos angeordnet und durch seitliche Stahlanlaufscheiben fixiert werden. (Es gibt auch käfiggeführte Nadelkränze.) Bei vollrolligem Lager kann ein Zwischenraum im Nadelkranz bis zu einer halben Nadel vorkommen. Keinesfalls darf die letzte Nadel eingepreßt werden.

Nachdem das Pleuel schließlich auf Achsparallelität der beiden Bohrungen geprüft und erforderlichenfalls nachgerichtet wurde, wird es auf Hochglanz poliert und ist damit fertig. Wird für die Kolbenbolzenlagerung eine Bronzebuchse eingepreßt, dann sollen nur die für diesen Zweck geeigneten, in Fachgeschäften erhältlichen vorgefertigten Buchsen, z. B. Sondermessing 68 oder Bögra Bronze, die meist schon entspannt sind, verwendet werden. Zum Entspannen müssen die gedrehten Buchsen in einem Ölbad von 200 °C zwei Stunden lang dieser Temperatur ausgesetzt werden. Die eingezogene Kolbenbolzenbuchse wird mit einem Diamant ausgedreht, wozu das Pleuel in ein Spezialbohrwerk eingespannt werden muß. Zylinderschleifereien verfügen über die erforderliche Einrichtung. Nach dieser Herstellungsreihenfolge

erhält man ein Pleuel, welches nur an den Laufflächen glashart ist, am Schaft aber eine Vergütungsfestigkeit von 130–140 kg/mm² aufweist.

Sollen Pleuel in größerer Stückzahl angefertigt werden, dann müssen diese wie Gleitlagerpleuel gesenkgeschmiedet werden, wobei ein geringes Aufmaß von etwa 0,3 mm für die Feinbearbeitung hinzugerechnet werden muß. Das Gesenk wird vom Schmiedewerk meist selbst hergestellt. Dazu sind eine Zeichnung und ein genaues Holzmodell des Pleuels erforderlich. Die Bearbeitung gesenkgeschmiedeter Stücke erfolgt überwiegend von Hand durch Befeilen, wobei das Abarbeiten der äußeren Zunderhaut durch teilweises Abschleifen geschehen muß. Jedenfalls ist ein Weichglühen nach dem Schmieden erforderlich. Um zu erreichen, daß, wie im vorher beschriebenen Fall, nur die Lagerlaufflächen glashart werden, dürfen nur diese aufgekühlt, d. h. der Einwirkung des Härtepulvers ausgesetzt werden; alle anderen Flächen müssen daher abgeschirmt werden. Das geschieht, indem mehrere Pleuel mit Distanzrohrstücken mit einer durchgehenden Schraube und Deckeln an den Enden zusammengespant und die Hohlräume mit Härtepulver gefüllt werden (Abb. 152). Die Pleuel müssen zu diesem Zweck an beiden Seiten des Kopfes mit einer Zentrierung versehen werden, damit die Rohrstutzen bei der Montage nicht verrutschen und, wie an den Deckeln, sich gegenseitig abdichten. Sollen auch die Pleuelaugen gehärtet werden, dann sind auch dort passende Rohrstutzen zu montieren, die denselben Abstand ergeben.

Man kann auch durch galvanisches Verkupfern Stahlteile vor der Einwirkung des Härtepulvers schützen, doch

ist diese Methode nicht ganz so sicher wie die vorbeschriebene totale Isolierung. Es kommt trotz Verkupferung häufig vor, daß kleine harte Stellen entstehen. Da aber auch bei der Rohrstutzenmethode durch Undichtheit geschmolzenes Härtepulver austreten kann, ist es aus Sicherheitsgründen vorteilhaft, die Pleuel zusätzlich zu verkupfern.

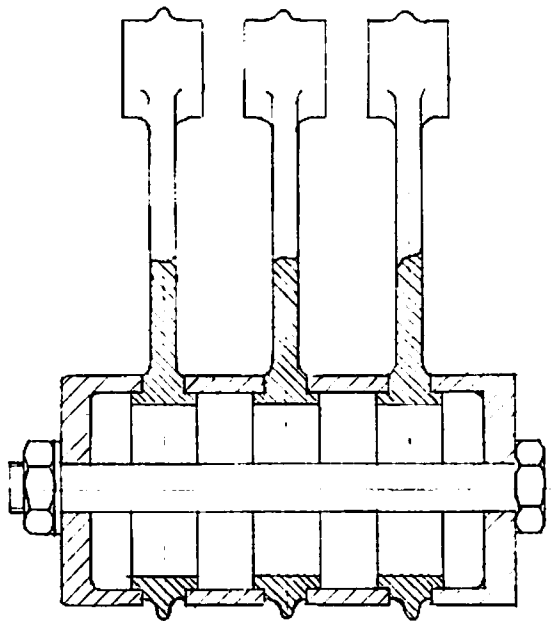


Abb. 152: Pleuelstangen - Härtevorrichtung.

Die Erwärmung erfolgt in einem Glühofen, und es ist, um eine gleichmäßige Aufkühlung zu erreichen, mehrmaliges Umdrehen des Pleuelpakets während des Glühens notwendig. Die weitere Behandlungsfolge nach dem Härten ist mit der vorbeschriebenen identisch.

Glattschaftpleuel

Glattschaftpleuel, auch Messerpleuel genannt, werden bei Zweitakt-Rennmotoren und auch bei verschiedenen Boxermotoren verwendet, wenn der Hub

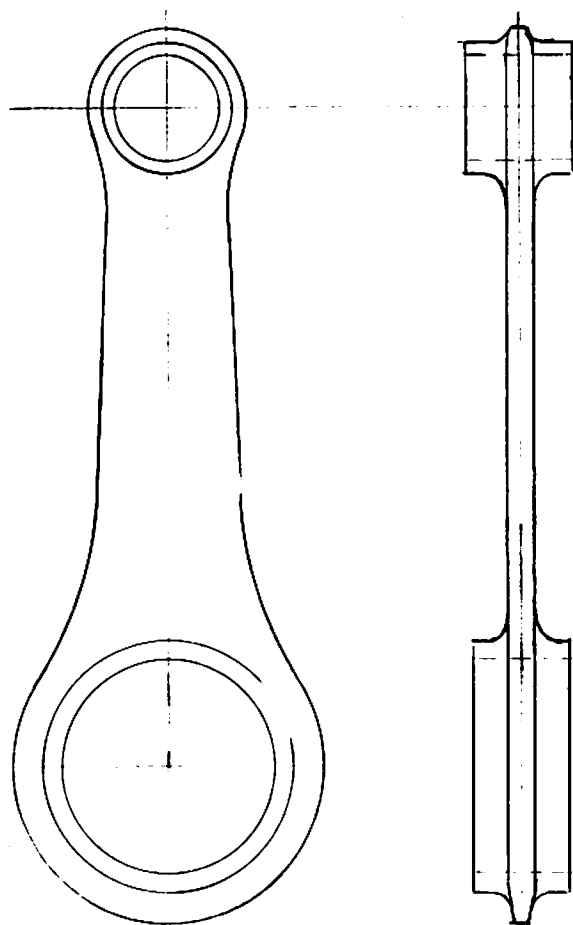


Abb. 153: Glattschaftpleuel (s. a. Abb. 197).

nicht sehr lang, daher das Pleuel kurz und die Knickbeanspruchung nicht gefährlich ist. Es ist überhaupt fraglich, ob Pleuel unter einem Mittenabstand von

130 mm ein H-Profil haben müssen. Die Praxis spricht dagegen. Bei Boxermotoren mit zweimal gelagerter Kurbelwelle schwingt die Welle in der Mitte bei hoher Drehzahl bis zu 1,5 mm durch, die Kurbelzapfen stehen dann nicht mehr achsparallel, sondern schief. Ein starres Pleuel kann diese Durchbiegung bei hoher Drehzahl nicht mitmachen, das Pleuellager wird vereckt, d. h., die Rollen tragen nur an den Kanten, die Lagerreibung ist beträchtlich, und das Lager geht binnen kurzer Zeit zugrunde. Bei sehr schmalen Lagern und kurzen Rollen ist dieser Übelstand natürlich nicht so gefährlich wie bei breiten Lagern. Ein Messerpleuel kann seitlich so viel federn, daß es sich ständig nach der Kurbelwelle richtet und die Lager voll aufliegen.

Die Herstellung eines solchen Pleuels mit glattem Schaft ist viel einfacher als bei einem Doppel-T-Profil (auch H-Profil genannt), da man nur sehr wenig Fräsarbeit hat und die Form hauptsächlich durch Feilen herstellen kann. (Abb. 153 zeigt ein solches Pleuel, dessen Abmessungen geeignet sind für einen Zweizylinder-Boxerrennmotor mit 500 cm³.) Auf einen neuen ultra-hochfesten Stahl, der für höchstbeanspruchte Pleuelstangen geeignet ist, wird im Kapitel XVIII hingewiesen.

Titanpleuel

Für Rennmotoren werden teilweise Pleuel aus Titan verwendet. Sie wiegen bei gleicher Festigkeit ungefähr ein Drittel weniger als hochwertige Stahlpleuel. Da jedoch praktisch nur die Pleuel des Porsche 911- und des Zweiliter-BMW-Motors zu haben sind und

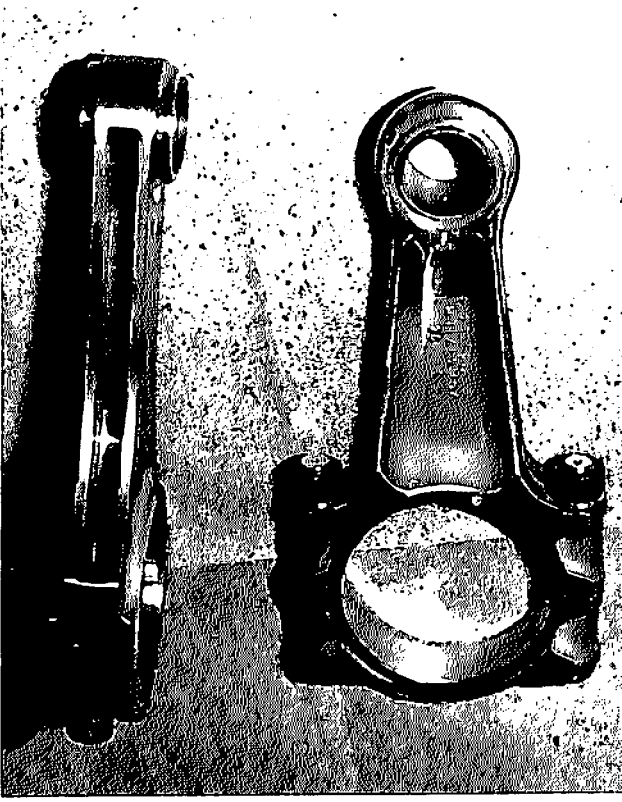


Abb. 154: Titanpleuel mit Schaft in I- und H-Profil.

eine Neuanfertigung von gesenkgeschmiedeten Titanpleueln wohl nur für Fabriken in Frage kommt, ist eine Verwendung durch den Motorentuner kaum möglich. Ausgenommen sind vielleicht Rollenlagerpleuel für Motorradmotoren, die man aus einer vollen Platte herausarbeiten kann. Aber auch dieser Arbeit wird sich kaum jemand unterziehen, da das Material sehr hart und schwierig zu bearbeiten ist. Am ehesten ist daraus noch ein Glattschaftpleuel herzustellen, da Herausfräsen eines H-Profiles für den Pleuelschaft

sehr zeitraubend ist. Bei Titan ist zu beachten, daß die Laufeigenschaften sehr schlecht sind und daß es als Lagerwerkstoff ungeeignet ist. Pleuellager dürfen seitlich nirgends mit der Kurbelwelle in Berührung kommen. Die Gleitlager-schalen müssen beiderseits mit einem Anlauftrand versehen sein. Eine andere Möglichkeit besteht darin, die seitlichen Anlauftränder mit Teflon zu bespritzen; dieser Werkstoff besitzt sehr gute Laufeigenschaften.

Bei Rollenlagerung muß der einzupressende Stahl-Rollenlaufring beidseits vorstehen und gegen Verschieben gesichert sein. Das geschieht durch einen Drahring, der in einer in der Mitte des Laufrings eingestochenen Nut wie ein Kolbenring versenkt ist. In der Pleuelbohrung befindet sich ebenfalls eine gleichartige Nut von halber Tiefe, in welche der Drahring nach dem Einpressen des Laufrings einfedert. Allerdings ist es nicht mehr möglich, den eingepreßten Ring wieder herauszunehmen. Die Lagerung des Pleuelbolzens erfolgt durch eine eingepreßte Bronzebuchse, die ebenfalls beiderseits etwas vorstehen muß.

Die günstigste Form für ein Gleitlagerpleuel, das aus dem Vollen herausgearbeitet werden soll, ist wohl die eines Glattschaftpleuels mit verstärktem Schaft, der beiderseits zur Erleichterung so ausgefräst wird, daß eine Mittelrippe und ein tiefes H-Profil entstehen (Abb. 154 links).

XIII. KURBELWELLEN

Geteilte (gebaute) Kurbelwellen

Kurbelwellen für rollengelagerte Pleuel werden heute stets geteilt ausgeführt.

Es gab früher auch Kurbelwellen, die nicht teilbar waren, also aus einem Stück bestanden und dafür teilbare Rollenlager-Pleuel hatten. Für heutige Verhältnisse sind jedoch derartige Pleuelager nicht präzise genug, um die hohen Drehzahlen zu vertragen, und werden deshalb nicht mehr verwendet.

Die Teilung der Kurbelwelle kann auf verschiedene Art erfolgen.

Die Einzylinderkurbelwelle besteht aus den Kurbelwangen, die gleichzeitig Schwungscheiben sind, bei denen das Gegengewicht durch gebohrte Löcher oder Aussparungen hergestellt ist. Für die Verbindung des Kurbelzapfens mit den Schwungscheiben gibt es eine Reihe von Möglichkeiten. Die Ausführungen nach Abb. 155 sind fast allgemein bei Einzylindermotoren angewendet worden. Sie besitzen den Vorteil leichter Zerlegbarkeit ohne spezielle Hilfsmittel. Der Kurbelzapfen nach Abb. 155-A ist beiderseits zylindrisch abgesetzt und sitzt mit leichtem Preßsitz in den Schwungscheiben. Für die Festigkeit dieser Verbindung maßgebend ist der Anpreßdruck auf die stirnseitigen Planflächen, der durch möglichst kräftiges Gewinde mit Muttern ausgeübt wird. Die Flächen sollen möglichst groß sein, was durch einen großdimensionierten Kurbelzapfen und kleindimensionierten Einpreßzapfen erreicht wird. Gefährlich ist die Kerbwirkung am ab-

gesetzten Teil trotz Hohlkehle mit großem Radius. Es darf an dieser kritischen Stelle keine Härteschicht vorhanden sein.

Die Herstellung des Kurbelzapfens erfolgt nach dem Prinzip der gehärteten Pleuelstangen. Der Kurbelzapfen wird als Zylinder auf Schleifmaß gedreht, eingesetzt, aber nicht gehärtet, dann fertiggedreht, mit Gewinde versehen, gehärtet und geschliffen. Eine zweite Möglichkeit ist die, den Kurbelzapfen aus zwei Teilen zusammenzusetzen (Abb. 155-B). Der als Ring ausgebildete Laufbahnkörper kann vorteilhaft aus Kugellagerstahl gefertigt werden, während der eingepreßte Gewindebolzen aus Vergütungsstahl mit hoher Festigkeit besteht. Die Ölbohrungen müssen so angeordnet werden, daß keine Schwächung des Kurbelzapfens eintritt. Um bei dieser Kurbelzapfenverbindung die Anpreßfläche noch größer zu machen, ohne den Durchmesser der Pleuellagerung zu vergrößern, kann der Kurbelzapfen mit zwei Borden ausgestattet werden, zwischen denen die Rollen eingebettet sind (Abb. 156-A). Der Innendurchmesser des Fensterkäfigs ist dann so groß, daß er über die Borde geschoben werden kann, worauf die Rollen eingesetzt werden. Die Rollen werden also sowohl zwischen den Borden als auch durch die Käfigfenster geführt. Diese Bauart fand sich bei den Norton-Einzylinder-Rennmotoren; ihr Widerstand gegen Durchbiegung der Kurbelwelle ist, da sie sich hauptsächlich auf seitliche Flächenpressung verläßt und

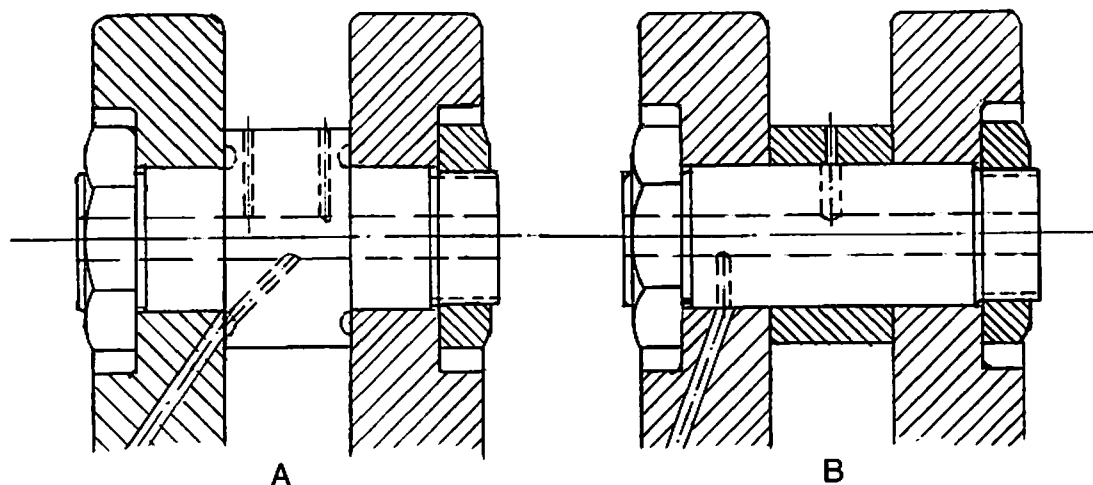


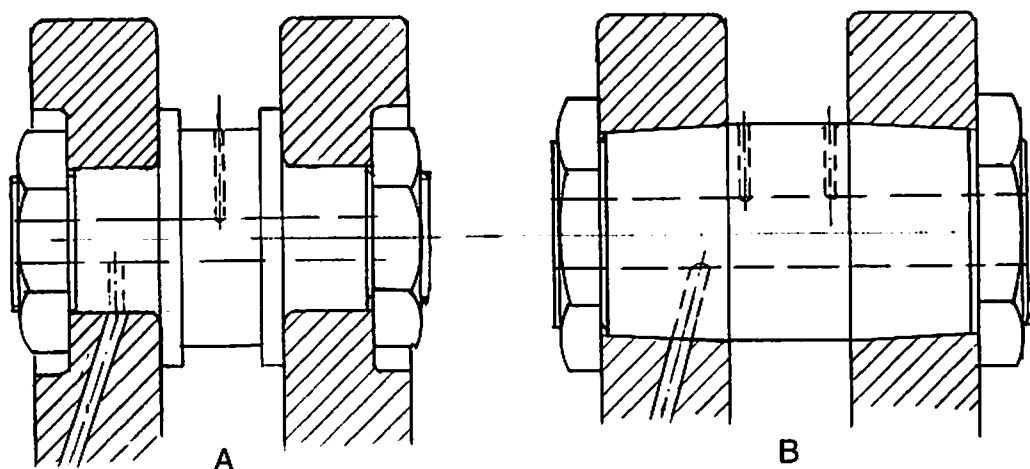
Abb. 155: Kurbelzapfen mit zylindrischem Sitz (hält durch Flächenpressung).

sehr schmal ausgeführt werden kann, sehr hoch, jedoch läßt die Verdrehungsfestigkeit zu wünschen übrig. Es ist daher notwendig, derartige Kurbelwellen auf einer Seite zweimal zu lagern, die Lager in nicht zu geringem Abstand voneinander und noch dazu in ein steifes Gehäuse zu setzen, so daß die Lagerung eine Verdrehung der Kurbelscheiben gar nicht zuläßt (Abb. 178).

Abb. 156-B stellt eine Konusverbindung dar, die dann sehr fest ist, wenn die Konen großen Durchmesser und eine Länge von mindestens $0,8 D$ besitzen.

Da jedoch die Gewinde samt Muttern verhältnismäßig viel Raum beanspruchen, nimmt die Baubreite zu. Bei sehr langhubigen Motoren können die Muttern außerhalb der Schwungscheiben angeordnet werden, wenn der Abstand zu den Hauptlagern genügend groß ist und letztere geringen Durchmesser haben, wie es bei Gleitlagerung der Fall ist. Meist sind aber die Hauptlager so groß, daß die Muttern in die Schwungscheiben versenkt werden müssen, und dadurch werden die Konen schmal und die Festigkeit ist ungenügend. Man erkennt

Abb. 156: Norton-Kurbelzapfen mit vergrößerter Anpreßfläche (A) und Kurbelzapfen mit konischem Sitz.



das nach einiger Betriebszeit daran, daß die eingepreßten Teile durch Vibration aufeinander scheuern und sogenannten Passungsrost erzeugen.

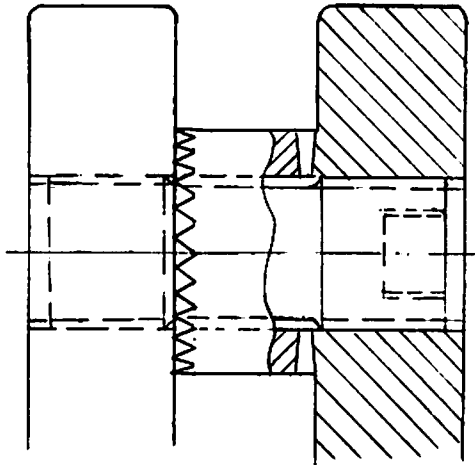


Abb. 157: Befestigung des Kurbelzapfens mittels Hirthverzahnung.

Eine absolut sichere und dabei sehr schmal bauende Verbindung des Kurbelzapfens mit den Kurbelwangen ist durch die Hirthverzahnung Abb. 157 gegeben. Es ist lediglich eine Stirnverzahnung vorhanden, die sich selbst zentriert. Die Kurbelschenkel werden durch eine Zentralschraube, die mit Differentialgewinde ausgestattet ist, gegen den Kurbelzapfen festgezogen. Diese Schraube besitzt zwei Gewinde von verschiedener Steigung. Beim Festziehen schraubt sich die Spindel aus dem einen Kurbelschenkel heraus und in den anderen fast doppelt so weit hinein. Die Differenz zwischen beiden Gewindesteigungen ist ein Betrag, den man nur mit einem Feingewinde von 0,5 mm Steigung erreichen könnte, das keiner Zugbeanspruchung mehr standhält. Es besteht absolute Selbsthemmung, die eine Absicherung überflüssig macht.

Um ein sehr festes Anziehen zu ermöglichen, ist die Schraube mit Kerbverzahnung für einen Spezial-Schlüssel ausgestattet.

Die Hirthverbindung ist derart biegungs- und verdrehfest, daß damit selbst Kurbelwellen für Reihen-Achtzylindermotoren aus Einzelstücken zusammengesetzt werden können. Leider ist die Hirth-Kurbelwelle sehr teuer. Eine Selbstherstellung ist schon aus dem Grunde nicht möglich, weil die Verzahnung geschliffen werden muß, wozu Spezialmaschinen erforderlich sind. Lediglich Verzahnungen an weichen Wellen, wie z. B. die Trennstellen von Kurbelwellen-Hauptlagern, kann man durch Fräsen auf einer normalen Fräsmaschine selbst herstellen.

In Abb. 158 ist eine vorzügliche Verbindung von Kurbelzapfen und Kurbelwangen durch Klemmung dargestellt. Der Kurbelzapfen ist zylindrisch und mit leichtem Preßsitz in die Bohrungen der Kurbelwangen eingepaßt. Jede Boh-

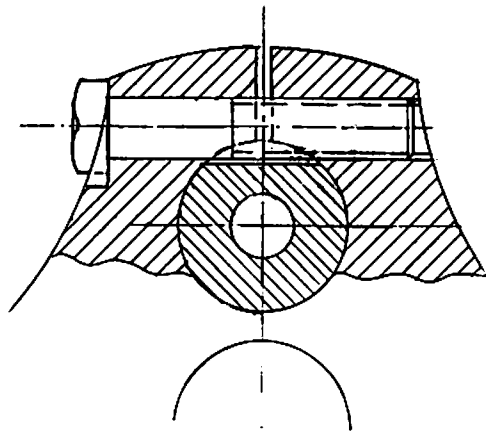


Abb. 158: Befestigung des Kurbelzapfens durch Klemmung mittels Schraube.

rung ist nach außen hin geschlitzt und kann durch eine Zugschraube zusammengezogen werden. Die Kurbelwan-

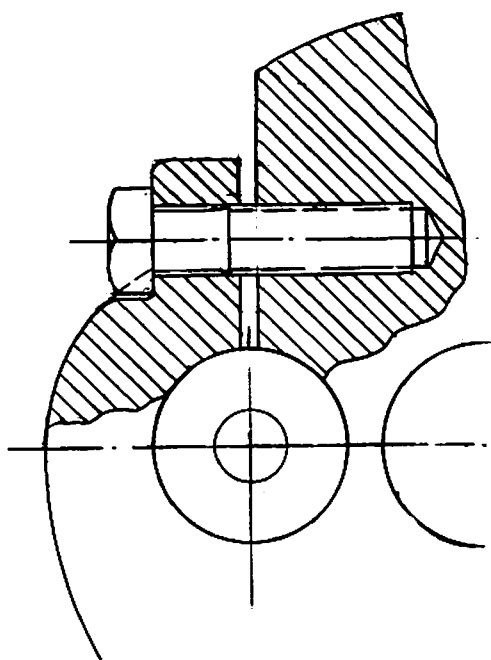
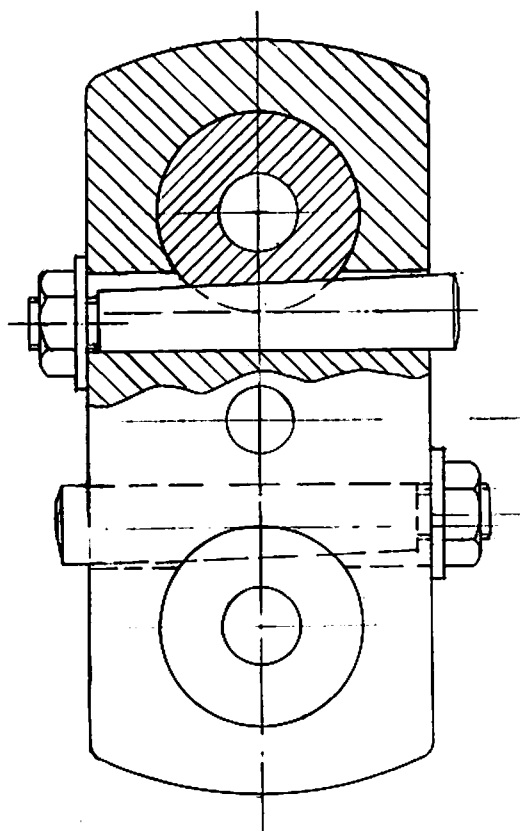


Abb. 159: Eine andere Methode zum Festklemmen des Kurbelzapfens.

Abb. 160: Kurbelzapfenbefestigung durch zylindrischen Flächenkeil (Bauart Bugatti).



gen sind in der Formgebung so gehalten, daß einerseits das Gegengewicht hergestellt und andererseits die Partie um die Bohrung herum so geschwächt wird, daß dieselbe etwas federn kann, gerade so viel, daß sich beim Anziehen der Schraube das Material fest um den Zapfen herum anpreßt. Um den Außendurchmesser zu beschränken, wird die Zugschraube etwas in den Kurbelzapfen eingelassen, wozu an diesem entsprechende Ausnehmungen eingearbeitet sind. Diese Bauart wird bei den großen amerikanischen Sternflugmotoren angewendet, teilweise war sie auch an Motorrädern zu finden (Puch). Das gleiche Prinzip der Klemmung kann auch nach Abb. 159 ausgeführt werden.

Schließlich sei noch eine Keilbefestigung des Kurbelzapfens erwähnt, die so verdrehfest ist, daß seinerzeit bei sämtlichen Bugatti-Rennmotoren sogar die Achtzylinder-Kurbelwellen nach diesem Prinzip zusammengesetzt wurden (Abb. 160): Der Kurbelzapfen wird von einem in einer Querbohrung der Kurbelwange sitzenden Keil, der in den Einschnitt desselben eingreift, festgehalten und so insbesondere gegen Verdrehung gesichert. Der Keil ist zylindrisch, er besitzt eine schräge Fläche und ein Gewinde, mit dem er festgehalten wird. Der Kurbelzapfen besitzt einen Einschnitt mit ebener Fläche, in den der Keil genau hineinpaßt. Es ist dasselbe Prinzip, nach dem die Kurbeln bei Renn-Fahrrädern auf der Achse befestigt sind. Diese (gegenwärtig zwar nirgends bei Kurbelwellen angewendete) Verbindung stellt eine zusätzliche Verdrehsicherung für die heute allgemein übliche zylindrisch mit Übermaß zusammengepreßte Kurbelwellenverbindung dar, wobei aber der Unterschied darin besteht, daß hier

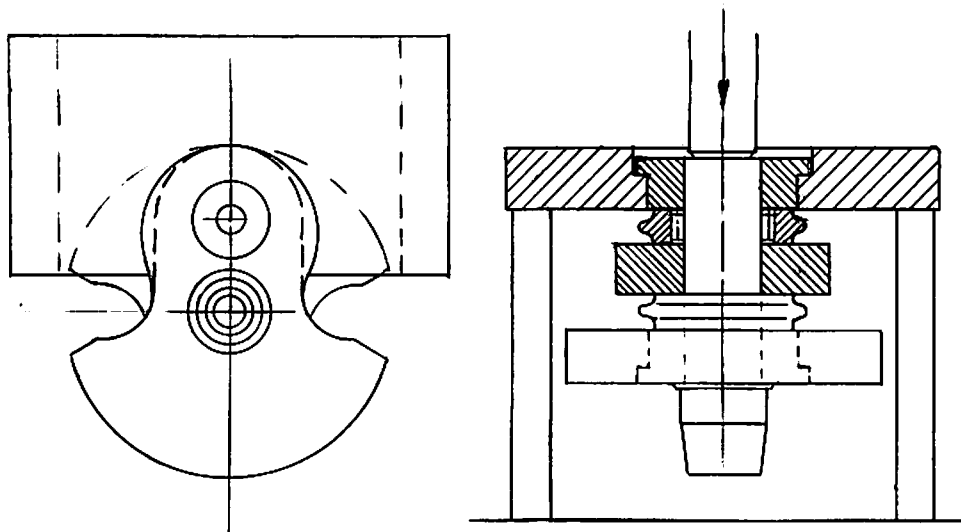


Abb. 161: Vorrichtung zum Auspressen von Kurbelzapfen.

der Kurbelzapfen nur mit einem strammen Schiebesitz eingepaßt werden muß und von Hand montiert werden kann. Bisher wurden leicht zerlegbare Kurbelwellen-Verbindungen behandelt. Nun wenden wir uns den schwer zerlegbaren Kurbelwellen zu, d.h. solchen, die nur mit Hilfe einer Presse montiert und demontiert werden können. Zunächst muß schon bei der Konstruktion überlegt werden, wie die Teile beim Auseinanderpressen gefaßt werden sollen, was oft gar nicht so einfach ist, wenn das Pleuel eingebaut ist.

Zum Beispiel müssen am Kurbelschenkel (zu beiden Seiten des Kurbelzapfens) Rippen angeordnet werden, auf welchen derselbe beim Auspressen des Zapfens aufgelegt werden kann (Abb. 161). Die Einpreßlänge des Zapfens soll mindestens $0,7D$ betragen.

Kurbelzapfen-Werkstoff: 16 Mn Cr 5, Einsatztiefe 1 mm, Härte 63–64 HRC.

Die Außenkante muß sorgfältig abgeschrägt und gerundet sein; damit das Einpressen glatt vonstatten geht, ohne die Bohrung zu zerkratzen. Zum Einpressen sind Kurbelzapfen und Bohrungen mit Hirschtalg einzufetten. Die Kurbelwangen sollen aus legiertem

Vergütungsstahl mit etwa 130 kg/mm^2 Festigkeit angefertigt werden. Das Übermaß eines Zapfens von beispielsweise $36 \text{ mm } \varnothing$ gegenüber der Bohrung muß $0,09$ bis $0,1 \text{ mm}$ betragen, also $\frac{1}{360}$.

Vorteilhaft, aber etwas schwierig durchführbar ist es, Zapfen und Bohrung nicht zylindrisch, sondern mit einem schwachen Konus von etwa 15 Minuten, also $\frac{1}{4}$ Grad, auszuführen.

Trotz hohem Preßdruck sind gepreßte Kurbelwellen nicht absolut verdrehfest. Man kann sie ohne weiteres nach dem Einpressen durch Schläge mit einem Kupferhammer verdrehen, was beim Zentrieren auch gemacht wird.

Bei langhubigen Motoren ist der Abstand zwischen Kurbel- und Hauptlagerzapfen so groß, daß auch letztere in die Kurbelwangen zylindrisch oder konisch eingesetzt werden können. Ist zwischen den beiden Bohrungen zu wenig Material vorhanden, dann dehnt sich diese Stelle beim Einpressen der Zapfen; letztere sitzen dann nicht mehr fest und werden im Betrieb locker. Bei Kurzhubern müssen darum die Hauptlagerzapfen angeschmiedet sein (Abb. 162).

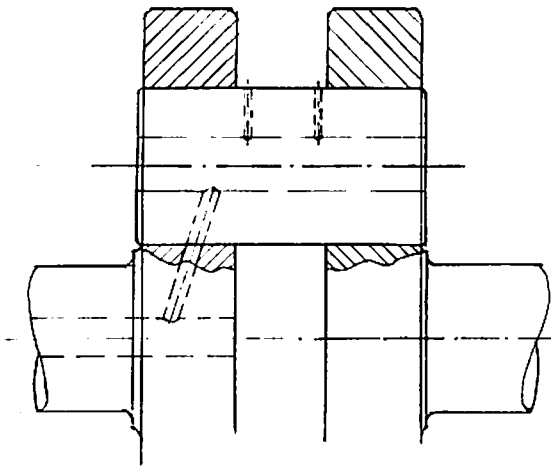


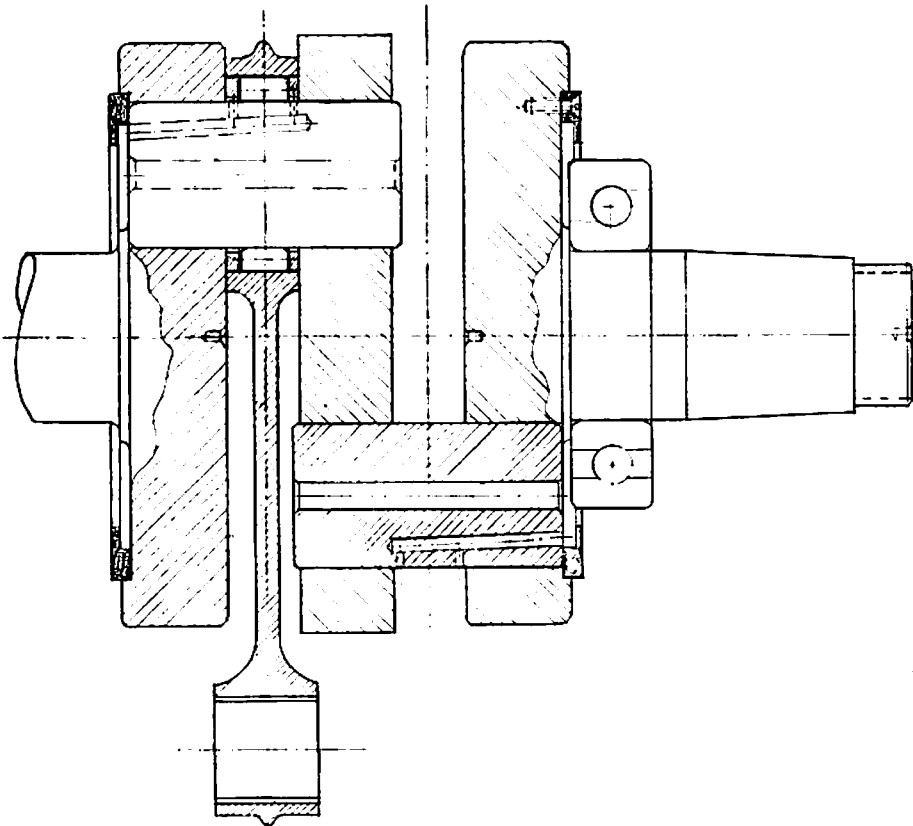
Abb. 162: Zylindrisch eingepreßter Kurbelzapfen.

Zusammengesetzte Kurbelwellen für Zweizylinder-Boxermotoren

Hier kommen hauptsächlich Kurbelwellen mit eingepreßten Kurbelzapfen in Frage. Bei Boxermotoren wird in der

Regel auf ein Mittellager verzichtet, weil der Zylinderabstand verhältnismäßig gering und das Kippmoment nicht groß ist (Abb. 163). Trotzdem ist auf einer Seite eine zweimalige Lagerung der Kurbelwelle in einem steifen Gehäuse unbedingt erforderlich. Man lagert aber nicht den Hauptlagerzapfen auf der Schwungscheiben-Antriebsseite zweimal, sondern aus konstruktiven Gründen den Zapfen auf der Steuerseite doppelt, weil zwischen den beiden Lagern die Steuerzahnräder angeordnet werden können. Diese dreimalige Lagerung ist unbedingt nötig. Wird das äußere Lager weggelassen, verdreht sich die Kurbelwelle sofort. Um die Verdrehfestigkeit zu erhöhen, kann zwischen Zapfen und Wange (mit Widiabohrer) ein Loch gebohrt und eine Rolle eingepreßt werden. Durchmesser 6 bis 7 mm. Allerdings kann man diese Arbeit des

Abb. 163: Zusammengepreßte Kurbelwelle für Zweizylinder-Boxermotor. Ölzuführung zu den Pleuellagern durch beiderseits angeordnete Ölfangringe.



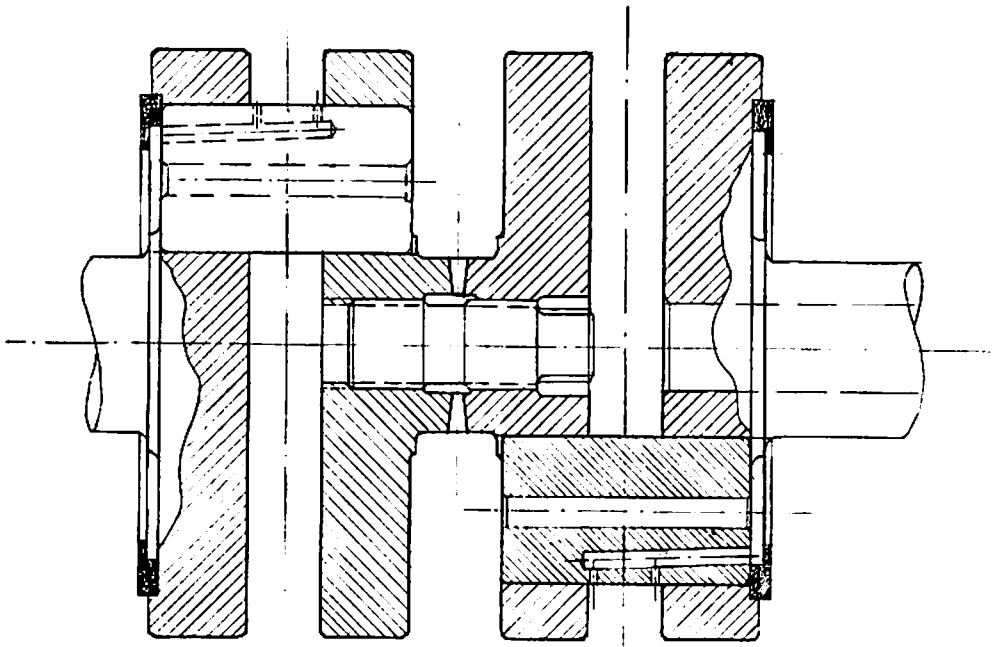


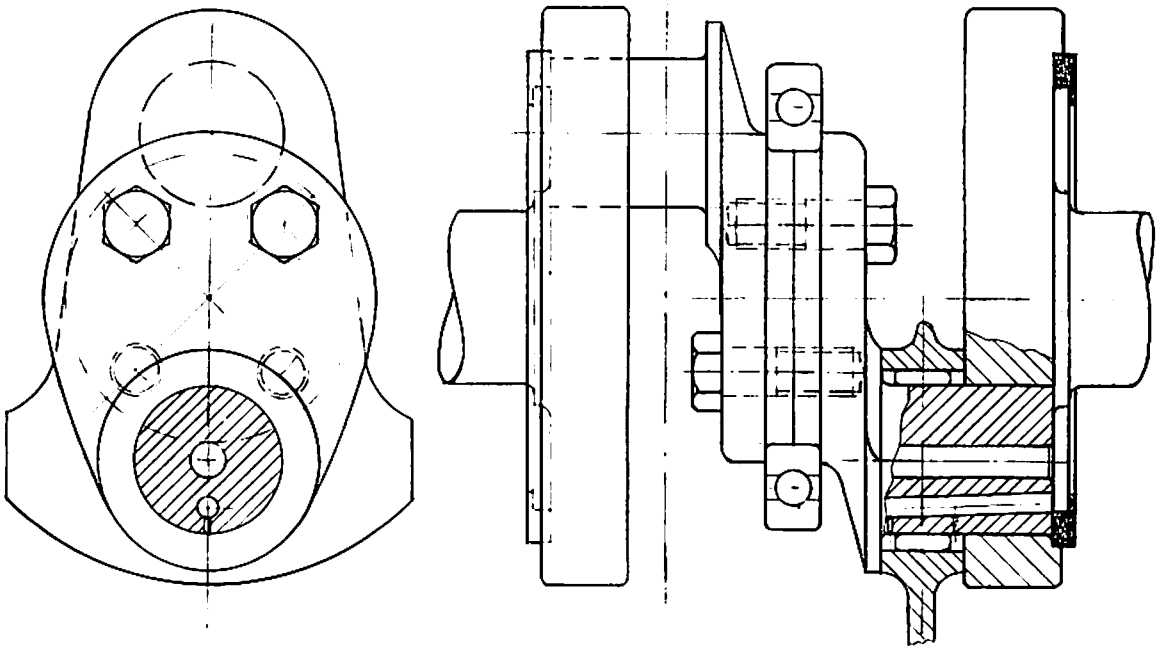
Abb. 164: Mittellager-Kurbelwelle (Mittenverbindung durch Hirthverzahnung).

Verstiftens nur einmal durchführen, da es nicht gelingt, bei einem neu eingepreßten Zapfen das Loch genau nachzubohren.

Da eine derartige Kurbelwelle bei einem Hochleistungs-Boxermotor in der Mitte bei Höchstdrehzahl 1–1,5 mm durchfe-

dern kann, ist es vorteilhaft, ein Mittellager anzuordnen, wodurch sich allerdings die ganze Motorkonstruktion ändert. Der Abstand der Zylinderachsen wird durch die Baubreite des Mittellagers plus zusätzlichem Kurbelschenkel vergrößert. Das Kippmoment wird da-

Abb. 165: Zusammengeflanschte Mittellager-Kurbelwelle.



durch zwar erhöht, aber die Praxis hat gezeigt, daß ein Mittellagermotor, wenn er richtig ausgewuchtet und mit dem Getriebe zusammengebaut ist, eher weniger vibriert als ohne Mittellager.

Um das Mittellager einbauen zu können, muß die Kurbelwelle in der Mitte geteilt sein. Die Teilung, die verdrehsicher sein muß, kann entweder durch Hirthverzahnung (Abb. 164) oder durch Zusammenflanschen erfolgen (Abb. 165 u. 171). Es gibt auch eine Lösung, bei der das Mittelteil aus einem Stück besteht und das Wälzlager über den Kurbelschenkel, der kein Gegengewicht besitzt, geschoben wird. Das Wälzlager besitzt einen entsprechend großen Innendurchmesser, und der Raum zwischen Zapfen und Lager wird durch einen zweiteiligen Ring ausgefüllt, der nach Überschieben des Lagers montiert werden muß. Diese Bauart wird bei Doppelstern-Großflugmotoren angewendet. Die letztgenannten Konstruktionen bedingen ein verhältnismäßig großes Mittellager, das bei hohen Drehzahlen empfindlich ist, während bei Hirthverzahnung ein wesentlich kleineres Lager verwendet werden kann, wie das aus den Zeichnungen hervorgeht.

Mittellagerwellen besitzen, um einen möglichst geringen Zylinderabstand zu erreichen, angeschmiedete Kurbelzapfen (Abb. 165). Einpreßzapfen bedingen wegen der notwendigen Einpreßlänge einen bedeutend größeren Zylinderabstand (Abb. 164).

Herstellung von geteilten Wälzlager-Kurbelwellen

Grundbedingung ist eine Drehbank, die genau plandreht, und darauf ist diese

zuerst zu überprüfen. Man dreht also zunächst eine möglichst große Fläche plan, bestreicht eine Meßplatte oder einen geschliffenen Vierkantstab mit Tuschierfarbe (am besten Pariser Blau) und reibt damit über die Fläche. Man erkennt dann, ob die Fläche plan oder konkav bzw. konvex ist. Dreht die Maschine nicht genau plan, dann kann man durch Verdrehen des Spindelstocks die erforderliche Genauigkeit herstellen, vorausgesetzt, daß der Support in Ordnung ist.

Eine Einzylinderwelle mit eingesetztem Hauptlagerzapfen ist am einfachsten herzustellen. Nachdem die Kurbelscheiben beiderseits planparallel gedreht wurden, spannt man jede auf die Planscheibe, nach der Hubböhrung zentriert, mit Spanneisen auf, bearbeitet die Hubböhrung und paßt den vorhandenen fertigen Kurbelzapfen ein. Man spannt nun die beiden so bearbeiteten Kurbelscheiben mit dem Kurbelzapfen fest zusammen und spannt die montierte Kurbelwelle auf der Planscheibe zentrisch auf, um die Böhrungen für die Hauptlagerzapfen auszdrehen. Vorteilhaft ist es, die Hauptlagerzapfen mit Konen von 2–3 Grad einzusetzen. Um absolute Genauigkeit zu erreichen, werden beide Böhrungen von einer Seite aus ausgedreht (Abb. 166-A). Die Hauptlagerzapfen werden nach den Böhrungen angefertigt und eingepaßt. Dabei werden die Kurbelwangen auf etwa 100° C erwärmt, die Zapfen werden eingesetzt und an zwei gegenüberliegenden Seiten mit 6-mm-Gewinden verböhrt.

Bestehen die Kurbelwangen mit den Hauptlagerzapfen aus einem Stück, dann muß beim Aufspannen ein entsprechend langer Rohrstutzen R unterlegt werden (Abb. 166-C). Es versteht

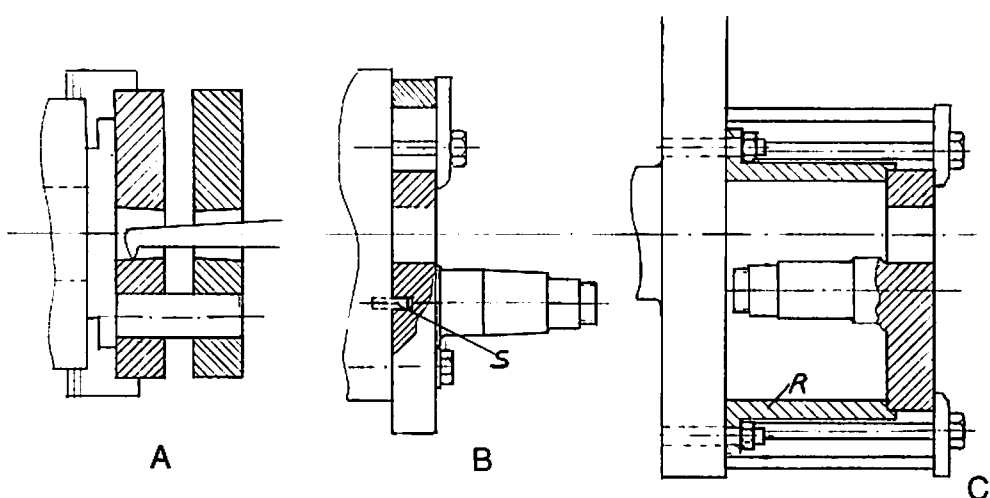


Abb. 166: Herstellung von Kurbelwellenteilen auf der Drehmaschine.

sich von selbst, daß dieser genau planparallele Flächen besitzen muß, was dadurch einfach zu erreichen ist, daß beide Flächen während einer Aufspannung plangedreht werden, wobei die Einspannung von innen aus erfolgt. Diese Aufspannung ist aber nur notwendig, wenn die Hubzapfenbohrung nur von der Innenseite der Kurbelwange bearbeitet werden kann.

Ist die Bohrung zylindrisch, dann kann die Bearbeitung von der Außenseite her erfolgen und der Kurbelschenkel wird direkt auf die Planscheibe gespannt. Die Bohrung wird um zwei bis drei Hundertstel kleiner ausgedreht, denn die Feineinpassung erfolgt durch Lappen. Nach der Bearbeitung der Hubbohrung wird einer der beiden Hauptlagerzapfen fertig bearbeitet, wobei der Kurbelschenkel mit seiner Fläche direkt auf die Planscheibe gespannt wird.

Die Kurbelwangen werden nun mit dem Kurbelzapfen montiert und auf die Planscheibe gespannt. Die genaue Zentrierung erfolgt dadurch, daß der fertige Hauptlagerzapfen in ein ausgedrehtes, im Spindelstockkonus befestigtes Futter eingeschoben wird. Es braucht dann nur noch der freistehende Hauptlagerzapfen fertiggedreht werden. Natürlich muß derselbe zuerst eine Zentrierbohrung erhalten, damit er beim Drehen mit

dem Reitstockkörner gehalten werden kann. Außerdem ist, um Durchfedern auszuschließen, eine Distanzschraube gegenüber dem Kurbelzapfen anzusetzen.

Eine andere Herstellungsmethode besteht darin, daß an beiden Kurbelwangen die Hauptlagerzapfen zuerst fertig bearbeitet und dann erst die beiden Bohrungen für den Kurbelzapfen ausgedreht werden. Damit beide Kurbelschenkel den gleichen Hub erhalten, wird im Radius des Hubkreises ein Stift S in die Planscheibe eingesetzt, welcher in die zentrale Bohrung des Hauptlagerzapfens eingreift (Abb. 166-B). Die montierte Kurbelwelle muß dann genau laufen, weil die Hauptlagerzapfen fluchten, der Kurbelzapfen achsparallel steht und auch die beiden Kurbelwangen planparallel sind.

Kurbelwellen für Zweizylinder-Boxer- oder Parallel-Zweizylindermotoren

Eine Zweizylinder-Boxerwelle ist verhältnismäßig einfach herzustellen, wenn eine runde Mittelscheibe mit etwas größerem Außendurchmesser als die der äußeren Kurbelschenkel vorgesehen wird. Die Kurbelwelle wird bis auf die Hauptlagerzapfen bearbeitet, zu-

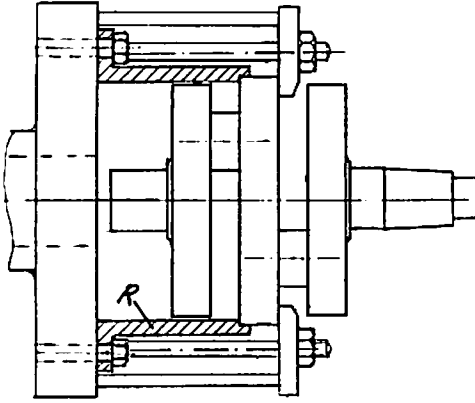


Abb. 167: Aufspannung einer Boxer-Kurbelwelle auf der Drehmaschine zur Fertigbearbeitung der Hauptlagerzapfen.

sammengepreßt und an ein Rohr R gespannt, das auf der Planscheibe befestigt wird (Abb. 167).

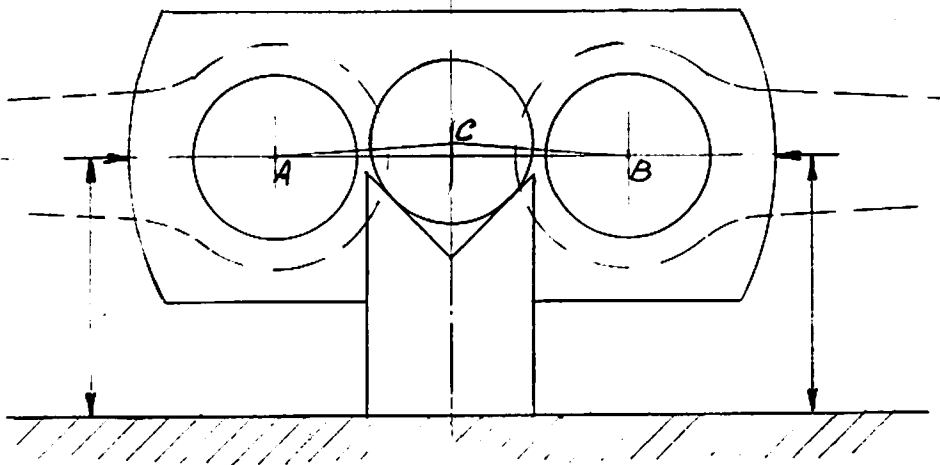
Die Mittelscheibe muß planparallele Flächen haben, zentrisch laufen und genau in die Ausdehnung des Aufspannrohres passen. So wird nach bereits behandeltem Prinzip der eine Hauptlagerzapfen fliegend fertiggedreht und nach Umkehrung der Kurbelwelle der zweite. Wenn erforderlich, kann nachträglich die Mittelscheibe kleiner gedreht werden. Es ist aber vorteilhaft, nach jedem weiteren Zusammenbau das Zentrieren der Kurbelwelle, das ohne diese Aufspannung nicht gerade einfach ist, auf diese Art vorzunehmen.

Beim Zentrieren einer Boxerwelle kann sich ein Fehler einschleichen, der schwer zu erkennen ist. Es kann nämlich leicht vorkommen, daß, obwohl die Hauptlagerzapfen einer zwischen Drehbankspitzen gelagerten Welle schlagfrei laufen, der Abstand der Kurbelzapfen voneinander nicht 180 Grad beträgt, sondern beispielsweise um 5 Grad differiert. Dieser Zustand, der sich bei der Zündung ungünstig auswirkt, ist in Abb. 168 dargestellt. Die Achsen der vier Zapfen A, B, C und D müssen auf einer Ebene liegen.

Verdreht man beide Kurbelschenkel mit ihren Hauptlagerzapfen bis zum Punkt C, dann fluchten letztere noch fast ganz genau, d.h., ein Fehler ist praktisch nicht festzustellen, aber in Kurbelgraden macht diese Versetzung schon sehr viel aus.

An einer Kurbelwelle ohne montierte Pleuel ist die Genauigkeit der 180°-Versetzung leicht zu überprüfen. Man legt die Kurbelwelle mit den Hauptlagerzapfen auf zwei Prismen, die auf einer ebenen Platte aufliegen, und mißt den Abstand von den Pleuelzapfen zur Grundfläche auf Umschlag. Das heißt, daß die Abstände auch gleich sein müssen, wenn man die Kurbelwelle umgekehrt in die Prismen legt. Sind jedoch die Pleuel

Abb. 168: Prüfung einer Boxer-Kurbelwelle auf 180° Versetzung der Kurbelzapfen ($C = D$).



montiert, dann kann man nur messen, wenn beide Pleuelköpfe präzise zentrisch und maßgleich bearbeitet sind oder der Mittelschenkel achsparallel bearbeitete Flächen besitzt.

Ist beides nicht der Fall, so muß man am Mittelschenkel einen Mittelriß zwischen den Punkten A und B an der Außenkontur anbringen. Der Riß wird nur dann genau, wenn man in die Kurbelzapfenbohrungen zwei genau passende vorstehende Wellen einschiebt und diese auf zwei gleiche planparallel geschliffene Schienen auf der ebenen Platte auflegt. Dann kann man durch Prüfung auf Umschlag diesen für das Zentrieren der Kurbelwelle grundlegend wichtigen Anriß ermitteln.

Die Zentrierung der Hauptlagerzapfen erfolgt schließlich zwischen den Spitzen der Drehbank oder auf den Prismen, und das Nachrichten geschieht mit dem Kupferhammer.

Eine Kurbelwelle mit Mittellager ist etwas schwieriger herzustellen, wenn die Kurbelzapfen angeschmiedet sind, wie aus Abb. 165 ersichtlich. Bei einem mittleren Kurbelschenkel ist es wichtig, daß

nur der Kurbelzapfen gehärtet ist, während der übrige Teil weich sein muß.

Zuerst muß also der Kurbelzapfen auf Schleifmaß bearbeitet und danach auf eine Einsatztiefe von mindestens 1 mm aufgekohlt und weichgeglüht werden. Dann wird die Bearbeitung des gesamten übrigen Teiles hauptsächlich deshalb vorgenommen, um die Einsatzschicht zu beseitigen. Für die Hauptlageraufnahme ist dabei noch eine geringe Bearbeitungszugabe erforderlich. Der Kurbelschenkel wird gehärtet und der Kurbelzapfen geschliffen, wozu er an der Hauptlagerzentrierung aufgenommen wird. Darauf wird er in einer zweiten Aufnahmevorrichtung (Abb. 169) am fertigen Kurbelzapfen gefaßt, was mittels Spannzange geschehen muß, und darauf die Zentrierstelle samt Kugellagersitz fertig gedreht.

Zusammengespannt werden beide Mittelteile mit vier Schrauben (zwei von links, zwei von rechts), und durch zwei Stifte wird eine zusätzliche Verdrehungssicherung hergestellt (Abb. 165). Da das Einschneiden der Gewinde in das verhältnismäßig harte Material

Abb. 169: Einspannvorrichtung für den Kurbelzapfen zur Bearbeitung des Mittellagersitzes der Kurbelwelle nach Abb. 165.

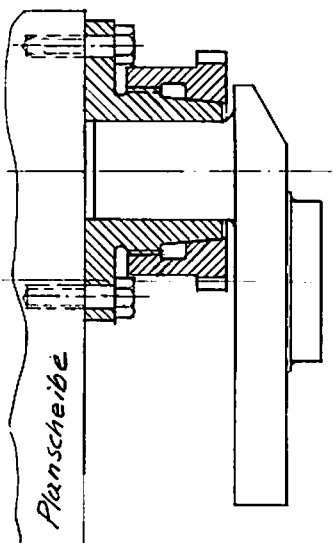
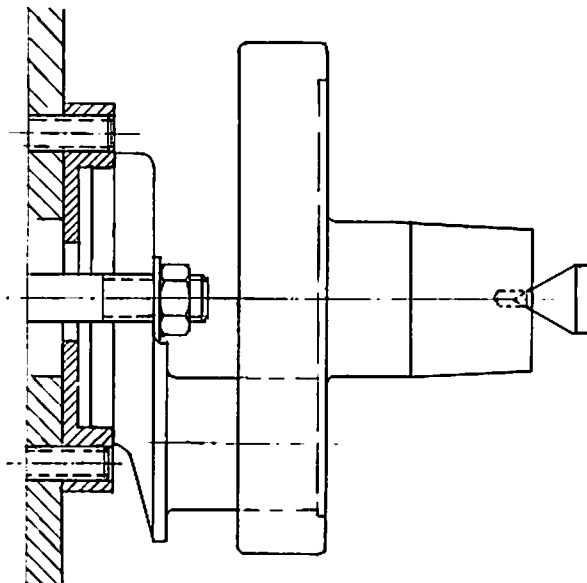


Abb. 170: Die zusammengepreßte Kurbelwellenhälfte wird am Mittellagersitz aufgenommen, um den Hauptlagerzapfen fertig zu bearbeiten.



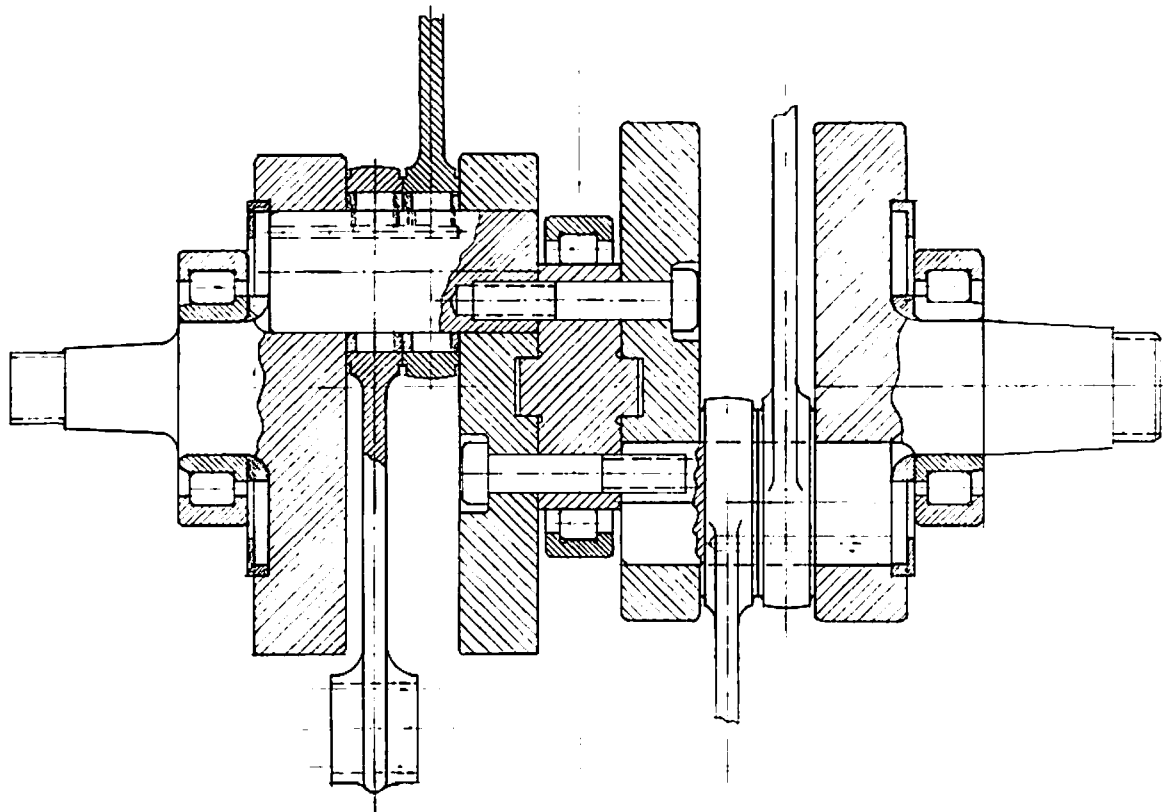


Abb. 171: Vierzylinder-Boxer-Kurbelwelle mit zwei Kröpfungen.

schwierig ist, müssen die Gewindelöcher vor dem Härten hergestellt werden. Die Löcher für die Stifte, die genaue Passung haben müssen, dürfen dagegen erst zuletzt gebohrt werden.

Die äußeren Kurbelschenkel sind nicht gehärtet, sondern bestehen aus Vergütungsstahl mit 110–120 kg/mm² Festigkeit und werden mit einer kleinen Zugabe an den Hauptlagerzapfen bearbeitet. Dann wird jede Kurbelwellenhälfte zusammengepreßt und in ein auf der Drehbank befestigtes Futter gespannt. Die Fertigbearbeitung des fliegenden Hauptlagerzapfens erfolgt in der beschriebenen Art nach Abb. 170.

Bei Mittellager-Kurbelwellen nach Abb. 164 erfolgt die Mittenverbindung mit Hirthverzahnung. Da die Kurbelschenkel nicht einsatzgehärtet, sondern nur vergütet sind, kann die Verzahnung auf

der Fräsmaschine hergestellt werden. Hirthverzahnungen an gehärteten Wellen müssen geschliffen werden, was nur im Herstellerwerk in Stuttgart-Zuffenhausen möglich ist.

Aus Abb. 171 ist noch eine Kurbelwelle für einen Vierzylinder-Boxermotor ersichtlich, deren Besonderheit darin besteht, daß sie nur zwei Kurbelzapfen besitzt, auf denen je zwei Pleuel nebeneinander angeordnet sind. Eigentlich ist das eine Zweizylinder-Boxerwelle mit drei Hauptlagern. Als Mittellager dient ein Rollenlager, wobei jedoch statt des Innenrings eine volle Scheibe verwendet wird, mit der die beiden Kurbelwellenhälften mit sechs Schrauben und Zentrierung zusammengeflanscht sind.

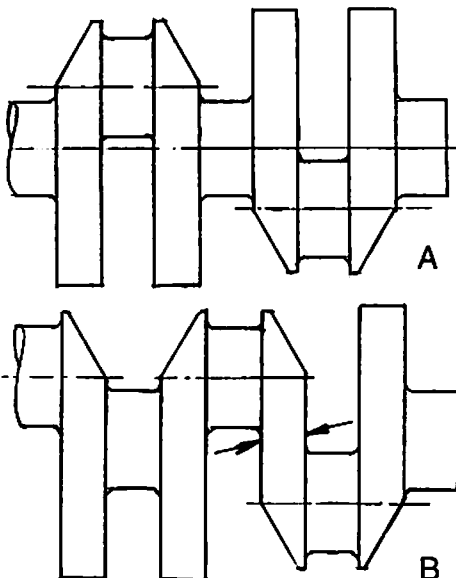
Teilbare Kurbelwellen mit vier Kröpfungen lassen sich nur dann einfach herstellen, wenn sie zwischen den Hauptla-

gern nicht geteilt sind. Es können als Hauptlager entweder zweiteilige Nadel-lager angeordnet werden (Käfig und Außenring geteilt) oder Gleitlager. Wälzlagerkurbelwellen besitzen gegen über den Gleitlagerwellen den Vorteil leichten Laufs. Erstens sind die Lager kleiner, und zweitens ist die Ölmenge bei Wälzlagern weitaus geringer. Beim Gleitlagermotor müssen große Ölmen-gen durch die Lager gepumpt werden, um sie kühl zu halten, und diese Öl-menge wirkt durch die Planscharbeit des Kurbeltriebs als Bremse.

Gleitlagerwellen

Gleitlagerwellen sind für kurzhubige Motoren, die zwischen den Zylindern Hauptlager besitzen, sehr vorteilhaft, weil sie, da sich die Zapfen stark über-decken, festigkeitsmäßig sehr stark sind (Abb. 172-A). Man kann solche Kurbelwellen ohne weiteres aus einem vollen Stück Material herausarbeiten. Im Ge-gensatz dazu sind Wellen ohne Über-

Abb. 172: Gleitlager-Kurbelwellen mit und ohne Überdeckung der Lagerzapfen.



deckung an der Stelle zwischen den Zapfen bruchgefährdet (Abb. 172-B). Solche Wellen müssen unbedingt ge-senkgeschmiedet werden und breite Kurbelwangen zwischen den Zapfen besitzen, so daß die Fasern über die Kröpfungen verlaufen. Man kann also solche Wellen nicht aus dem Vollen her-stellen, da dann die Fasern abgeschnit-ten würden. Wenn sich dagegen die Zapfen halb überdecken, läuft der Großteil der Fasern durch.

Die Bearbeitung von Kurbelwellen ge-schieht hauptsächlich auf der Dreh-bank. Zuerst werden zwischen den Spit-zen die Hauptlagerstellen vordreht. Dann werden an den beiden Enden so-genannte Hubeisen befestigt, welche die Löcher für den Einsatz der Dreh-bankspitzen beim Drehen der Hubzap-fen besitzen. Nachdem die Öllöcher gebohrt und die Form der Gegenge-wichte durch Fräsen hergestellt ist, wird die Welle an den Lagerstellen durch Drehen und Schleifen fertigbearbeitet und schließlich nitriert. Falls die Lager-stellen brenngehärtet werden, muß eine Schleifzugabe vorgesehen werden. Die Welle wird dann, falls sie sich verzogen hat, nachgerichtet, danach geschliffen und schließlich dynamisch ausgewuch-tet.

Die Herstellung von Gleitlagerkurbelwellen ist so schwierig, daß sie meist die Möglichkeiten einer Tuningwerkstatt übersteigt und einer Spezialfirma über-lassen werden sollte.

Kurbelwellen-Schmierung

Für die Schmierung der Pleuellager an Wälzlager-Kurbelwellen ist fast kein Öl-druck erforderlich. Es genügt vollkom-

men, wenn das Öl Fangringen zugeführt wird, von denen es durch die Fliehkraft über Bohrungen zu den Pleuellagern strömt (Abb. 163). Wie schon erwähnt, ist es günstig, am Pleuellager zwei Bohrungen von etwa 2 mm $\varnothing$ am Rand der Pleuellagerbohrung anzuordnen. Ist nur eine Bohrung in der Mitte der Pleuellagerbohrung möglich, dann muß diese leicht abgesenkt und glatt poliert sein. Das Öl kann auch, wie bei Pleuellagerwellen, zentral durch den Pleuellagerzapfen zugeführt werden. Die Überführung in den Pleuellager geschieht am einfachsten durch einen federbelasteten Pilz.

Soll z.B. in eine Pleuellagerbohrung Öl von einem Pleuellagerzapfen aus zu beiden Pleuellagern geführt werden, dann muß das Öl zuerst in die Mitte der Pleuellagerbohrung gepumpt und von dort durch getrennte symmetrische Leitungen den Pleuellagern zugeführt werden (Abb. 173). Ein Pleuellagerzapfen muß daher

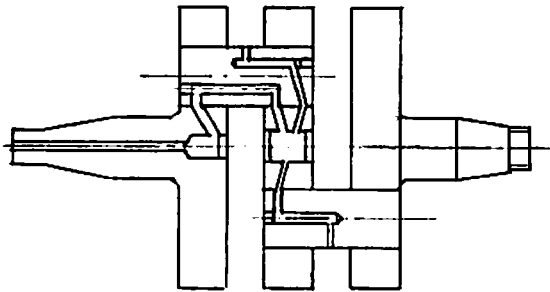


Abb. 173: Ölzufuhr zu den Pleuellagern von einem Pleuellagerzapfen aus.

zweimal gebohrt werden. Bei nur einer Leitung würde das erste Pleuellager das ganze Öl bekommen und das zweite gar nichts. Bei Pleuellagerwellen erfolgt die Ölzufuhr zu den Pleuellagern durch Bohrungen, die vom Pleuellager ausgehen. Das Öl wird mit hohem Druck in eine Rille des Pleuellagers gepumpt

und muß dann gegen die Fliehkraft in die Bohrung gedrückt werden. Wenn die Pleuellager Spiel bekommen, tritt das Öl seitlich aus dem Pleuellager aus, und die Pleuellager gehen durch Ölmanget zugrunde.

Ölsumpf

Das Pleuellagergehäuse jedes Pleuellagermotors braucht einen Ölsumpf, der entweder als Öltank oder als Trockensumpfraum ausgeführt werden kann. Von grundlegender Wichtigkeit ist zunächst, daß sich der Ölspiegel tief genug unter dem Pleuellagertrieb befindet und nach oben durch ein Sieb abgedeckt ist, welches das Hochschleudern des Öls verhindert.

Aus Platzgründen wird bei tiefliegend eingebauten Motoren die Trockensumpfschmierung angewandt. Gerade hier wird oft der Fehler gemacht, daß die Ölwanne zu niedrig ist. Die Folge davon ist, daß das Öl auf den Boden derselben wie ein Platzregen aufprallt, hochspritzt und sich nie absetzen kann. Die gesamte Ölmenge wird zwischen den Pleuellagerstangen und in den Zylindern verwirbelt und verursacht durch die Planscharbeit einen gewaltigen Leistungsverlust. Es kann soweit kommen, daß die Ölpumpe kein Öl mehr bekommt und der Motor an Ölmanget kaputtgeht. Wenn der Raum unterhalb des Pleuellagertriebs zu klein ist, hilft auch eine mit Kiemen oder Löchern versehene Abschirmwand nicht viel.

Noch etwas Wichtiges ist zu beachten: Beim Beschleunigen und Abbremsen des Fahrzeugs strömt die gesamte in der Wanne befindliche Ölmenge nach rückwärts oder vorn, und die Absaugstelle

bekommt ab und zu kein Öl. Bei vielzylindrigen Reihenmotoren mit langer Ölwanne kann das für den Motor gefährlich werden, wenn nicht Sicherheitsmaßnahmen getroffen werden. Es kann von einer vorderen und einer hinteren Absaugstelle gesaugt werden, wenn in jede der beiden ein Ventil eingebaut wird, das dann schließt, wenn kein Öl vorhanden ist. Dazu erhält jedes Ventil ein Gewicht, das auf Beschleunigen oder Bremsen reagiert. Damit wird Luftansaugen der Pumpe verhindert. Die andere Möglichkeit besteht darin, zwei Absaugpumpen einzubauen. Bezüglich der Ölmengen kann als Durchschnittswert angenommen werden, daß ein Gleitlagermotor die doppelte bis dreifache Menge Öl pro Zeiteinheit braucht wie ein Wälzlagermotor. Letzterer hat auch keinen nennenswerten Öldruck. Beim Gleitlagermotor muß dagegen ein Öldruck von etwa 6 atü vorhanden sein, und ein Zweiliter-Rennmotor hat einen Ölumlau von 1 Liter und mehr pro Sekunde. Die maximale Öltemperatur soll 130° C nicht überschreiten. Der Einbau eines Ölkühlers

ist daher beim Rennmotor in fast allen Fällen notwendig.

Auswuchten von Kurbeltrieben

Das Auswuchten eines Kurbeltriebs geschieht durch Gegengewichte an den Kurbelwangen. Diese Arbeit muß sehr genau vorgenommen werden. Man muß sich dabei Folgendes vor Augen halten:

Für eine Einzylinder-Kurbelwelle ist der goldene Mittelweg eine 50%ige Auswuchtung, d.h. die Gegengewichte an beiden Kurbelwangen sind so schwer wie die rotierende Masse plus dem halben Gewicht der hin- und hergehenden Masse. Macht man das Gegengewicht leichter, dann überwiegen die Kräfte der hin- und hergehenden Masse, und der Motor schüttelt in Richtung der Zylinderachse, also bei stehendem Zylinder auf und ab. Macht man das Gegengewicht schwerer, dann schüttelt der Motor horizontal stärker, weil in dieser Stellung der Kurbel das Gegengewicht

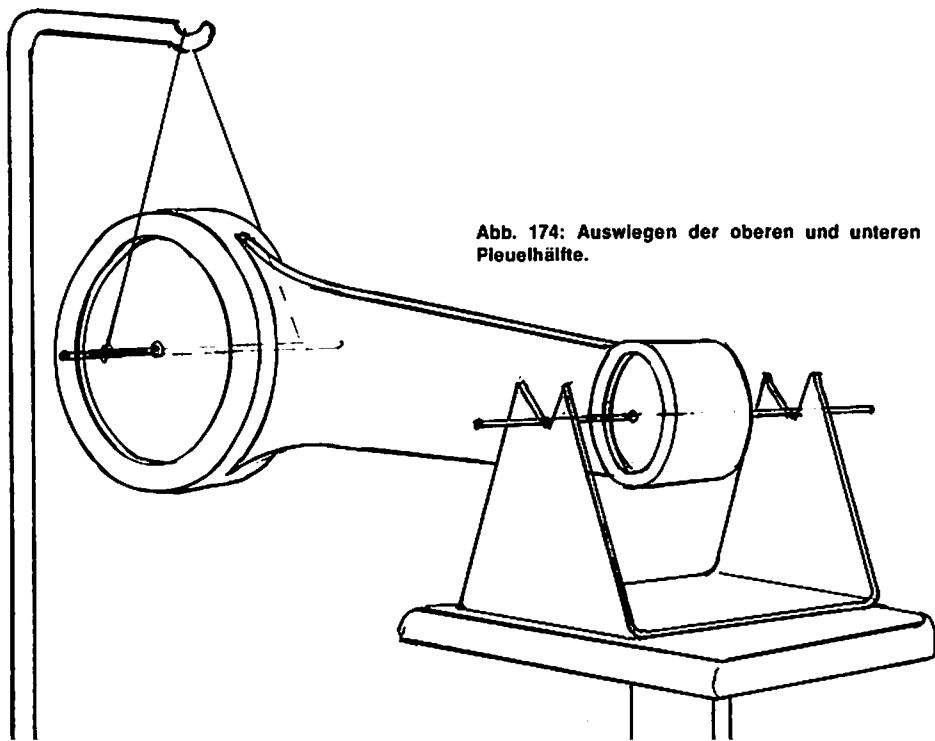
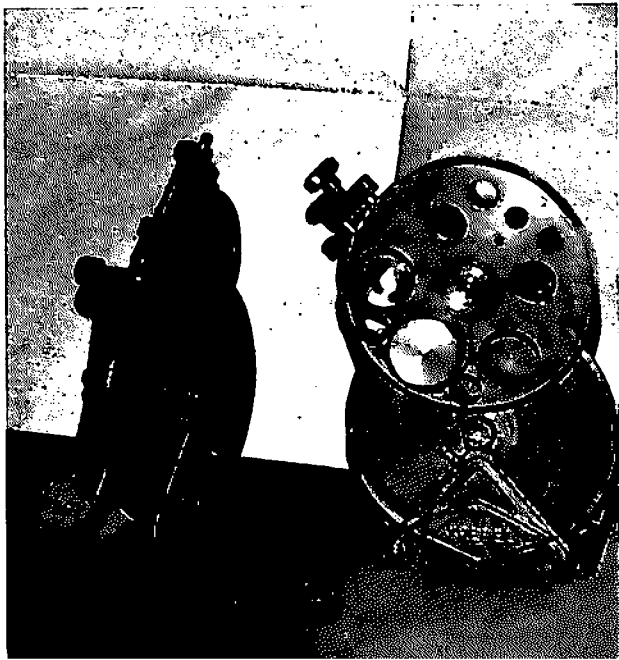


Abb. 174: Auswiegen der oberen und unteren Pleuehlälfte.

überwiegt. Bei Motorrädern wählt man die Auswuchtung dagegen 60% und darüber, weil sich horizontale Erschütterungen des Motors weniger unangenehm bemerkbar machen als auf- und abwirkende. Dies gilt für stehend eingebaute Motoren.

Bei liegend eingebauten Motoren ist es umgekehrt. Hier wird das Gegengewicht leichter gewählt, damit die vertikalen Schwingungen geringer sind. Grundsätzlich wichtig ist es, daß die Schwerpunkte der Gegengewichte beider Kurbelschenkel auf der durch den Kurbelzapfen gehenden Mittellinie liegen. Dies kann man aber nicht feststellen, wenn man den zusammengebauten Kurbeltrieb statisch wuchtet. Es ist daher die Auswuchtung jeder einzelnen Schwungscheibe für sich notwendig, dann kann sich ein solcher Fehler nicht einschleichen. Eine genaue Auswuchtung an einer zwischen die Drehbankspitzen gespannten Kurbelwelle mittels am Kurbelzapfen angehängter Gewichte, wie oft empfohlen, ist unmöglich, schon aus dem Grund, weil zwischen Körnerspitzen die Reibung viel zu groß ist.

Abb. 175: Kurbelwellenhälfte mit Meistergewicht am Auswuchtapparat.



Im Folgenden wird ein absolut genaues Verfahren der Auswuchtung beschrieben, das auch bei der Industrie praktiziert wird.

Zunächst ist hierbei das Gewicht des Pleuelober- und Unterteils zu bestimmen. Hierzu werden je zwei Pappscheiben mit einer zentralen Nadel in den Lagerstellen befestigt und daran das Pleuel auf einer Seite mit einem Bindfaden aufgehängt. Die zweite Seite wird auf ein aus Blech gefertigtes Prisma gelegt, welches auf der Briefwaage aufliegt (Abb. 174).

So wird jede Hälfte des Pleuels einzeln gewogen; beide Gewichte müssen das Pleuel-Gesamtgewicht ergeben.

Die Auswuchtung des einzelnen Kurbelschenkels kann nur mit einem zylindrisch gedrehten sogenannten Meistergewicht erfolgen, das in die Kurbelzapfenbohrung oder als Ring über den Kurbelzapfen geschoben wird. Der Kurbelschenkel muß spielend leicht drehbar sein, was, wie schon erwähnt, zwischen Spitzen unmöglich ist. Es muß ein reibungsloses Abrollen stattfinden, und dazu braucht man einen sogenannten Auswucht-Apparat, wie er z.B. zum Auswuchten von Schleifscheiben auf einer Welle benutzt wird (Abb. 175). Der Apparat besteht aus zwei nebeneinander angeordneten schmalen Stahlscheiben, die sehr leichtgängig mit kleinen Kugellagern auf einem Gestell gelagert sind. In den zwischen den beiden Scheiben gebildeten Keil wird die zu prüfende Welle gelegt, die nun hier fast reibungslos abrollt.

Zum Abrollenlassen eines kompletten Kurbeltriebes sind zwei solcher Apparate notwendig, die auf eine ebene Platte aufgesetzt werden. Für die Auswuchtung einer Kurbelhälfte ist nur ein Apparat notwendig, auf welchen der

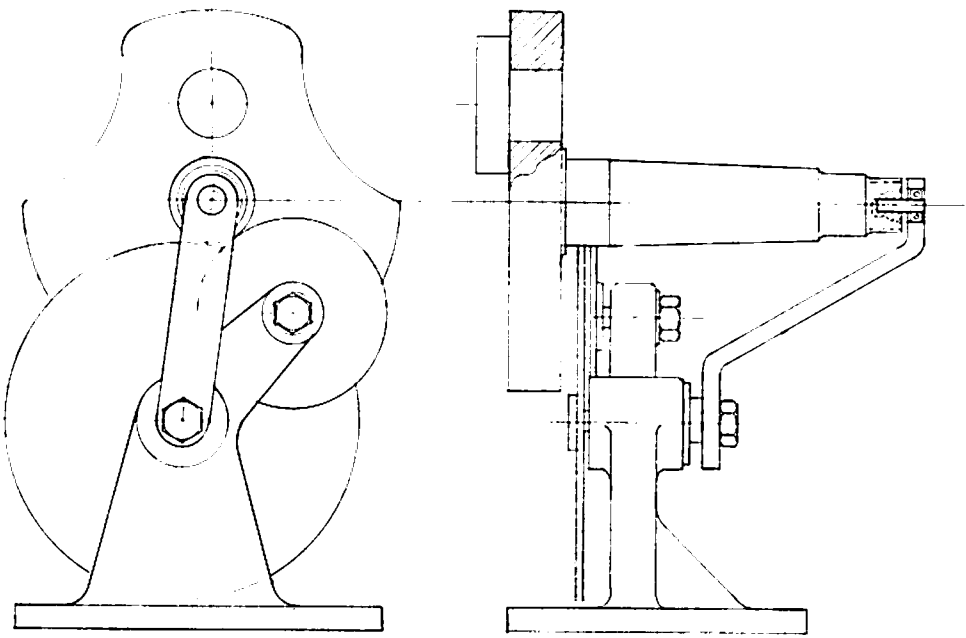


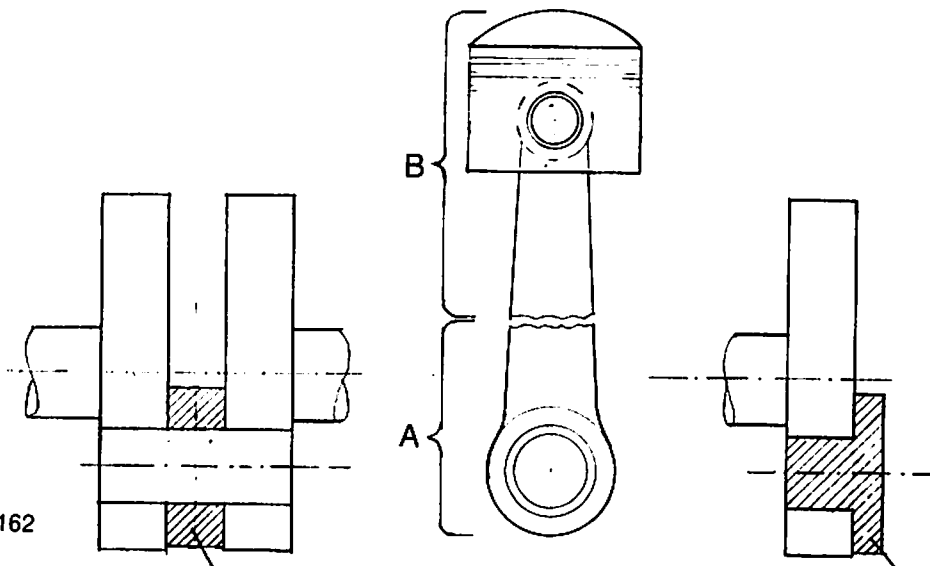
Abb. 176: Die Kurbelwellenhälfte liegt beim Hauptlager auf den Scheiben des Apparates auf und wird am Ende an einem Hebelarm durch ein kleines Kugellager gestützt.

Hauptlagerzapfen beim Hauptlager aufgelegt wird. Das Ende des Zapfens wird mit einem kleinen Kugellager von etwa 5 mm Innen- $\varnothing$ auf einen fliegenden Zapfen geschoben und in einem an der Vorrichtung befestigten Hebelarm gelagert (Abb. 176). Nun wird am Kurbelschenkel an der Stelle, die nach unten

zieht, soviel Material (z.B. durch Bohren) abgenommen, bis keine Unwucht mehr vorhanden ist und der Kurbelschenkel in jeder Stellung stehen bleibt.

Hierbei hilft man sich bei der Bestimmung des Übergewichts, indem man Plastilinstückchen aufklebt, diese ab-

Abb. 177: Prinzip der Auswuchtung mittels eines Meistergewichts.



wiegt und danach bestimmt, wieviel noch herausgebohrt werden muß. Entfernt man das Meistergewicht, steht die Kurbelzapfenbohrung genau vertikal über dem Zentrum des Hauptlagerzapfens, und bei beiden so ausgewuchteten Kurbelhälften liegt der Schwerpunkt des Gegengewichts auf der Mittellinie. Abb. 177 zeigt ein Beispiel für die Feststellung des Meistergewichts an einem kompletten Kurbeltrieb. Angenommen sei, daß sich das Gewicht der hin- und hergehenden Masse B wie folgt zusammensetzt: Kolben samt Ringen, Bolzen, Sicherungen = 440 g und Pleueloberteil = 140 g, also insgesamt 580 g, die Hälfte davon sind 290 g.

Das Gewicht des unteren Pleuelteils A samt dem Rollenkäfig beträgt 280 g. Das Meistergewicht C, das als Ring ausgeführt über den Kurbelzapfen geschoben wird, muß also 570 g haben. Es besteht aus dem Gewicht der rotierenden Masse (280 g) plus halbem Gewicht der hin- und hergehenden Masse von 290 g. Das also nennt man eine 50%ige Auswuchtung. Bei 60%iger Auswuchtung werden 60% der hin- und hergehenden Masse verrechnet. In unserem Beispiel muß der Meisterring C dann 628 g wiegen.

Wenn die Kurbelwelle nicht teilbar ist, schneidet man das Meistergewicht in zwei Teile und bindet dieselben auf den Kurbelzapfen.

Das ist die Auswuchtung für einen kompletten Kurbeltrieb. Wir wuchten aber nur einen halben Kurbeltrieb aus und halbieren daher den Meistergewichtsring samt dem Kurbelzapfen. Dazu entfernen wir den Kurbelzapfen, drehen ein Meistergewicht D, das dem halben Gewicht beider entspricht und schieben es in die Kurbelzapfenbohrung ein.

Zweizylinder-Kurbelwellen, besonders für Boxermotoren mit Mittellager, kann man sich aus zwei Einzylinderwellen zusammengesetzt denken, die dann auch vier Gegengewichte besitzen. Man kann aber auch, besonders bei kurzem Zylinderabstand, annehmen, daß sich die innenliegenden Gegengewichte gegenseitig aufheben und diese deshalb weglassen. Man wuchtet Boxermotoren ohne Mittellager meist nur 30%ig aus, bezogen auf Einzylinderwellen, deren jede in der Mitte halbiert ist. Auf jeden der beiden Kurbelschenkel kommt das halbierte Gewicht, bestehend aus rotierender Masse plus 30% der hin- und hergehenden Masse, wie beim Einzylinder-Kurbeltrieb. Diese Auswuchtung gilt auch für Zweigewichtswellen mit Mittellager.

Mehrzylinder-Kurbelwellen für Reihengmotoren sind nichts anderes als eine Aneinanderreihung von Einzylinderkurbeln mit je zwei Gegengewichten; sie haben meist 30%ige Auswuchtung, um das gesamte Gewicht niedrig zu halten.

XIV. KURBELGEHÄUSE

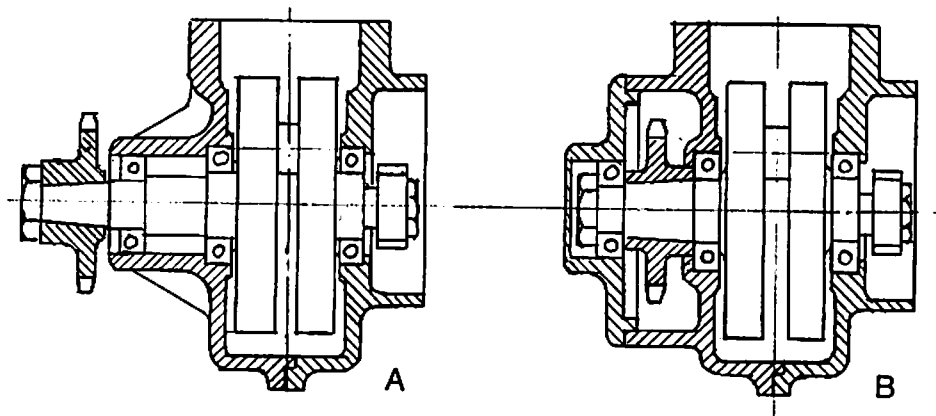
Hier interessieren nur Kurbelgehäuse für Ein- und Zweizylinder-, eventuell Vierzylinder-Boxermotoren, die sämtlich aus Leichtmetall bestehen. Einzylindergehäuse und solche für V-Zweizylindermotoren besitzen meist vertikale Mittelteilung, und es ist darauf zu achten, daß die Kurbelwelle, die auf der Antriebsseite zweimal gelagert werden muß, in einem starren Gehäuse sitzt, das an dieser Stelle durch Rippen versteift ist (Abb. 178-A). Der Abstand beider Lager darf nicht zu gering sein, sonst ist diese Doppellagerung wirkungslos. Günstig ist es daher, den Abtrieb zwischen die beiden Lager zu verlegen, wobei das äußere Lager dann im Deckel liegt (Abb. 178-B). Kurbelgehäuse für Zweizylinder-Boxermotoren (Abb. 179 A-D) können ungeteilt (A) oder horizontal geteilt sein (B). In diesem Fall läuft die Teilfläche durch die Zylinderflansche. Beim Zusammenbau wird die

Kurbelwelle samt allen Antriebsteilen in die eine Gehäusehälfte gelegt und kann so leicht auf Axialspiel und genügend Abstand aller bewegten Teile beim Durchdrehen der Kurbelwelle kontrolliert werden. Dies ist besonders bei einem neu gebauten Motor vorteilhafter, als wenn man keine Einsicht hat. Außerdem kann die Teilung auch auf zwei Arten senkrecht erfolgen, und zwar in Längsrichtung der Kurbelwelle (C) oder quer zu dieser, wobei die Zylinderflansche geschnitten werden (D). Vorteilhaft ist letztere Methode der Teilung, weil das Gehäuse aus zwei Schalen besteht, und die Hauptlager in der ungeteilten Gehäusewand sitzen.

Ist ein Mittellager vorhanden (was auch für ein Vierzylindergehäuse mit zweimal gekröpfter Kurbelwelle gilt [Abb. 171]) dann wird dieses in einer zentrierten Zwischenplatte gelagert.

Bei einem Gehäuse ohne Mittelwand-

Abb. 178: Kurbelgehäuse mit zweifacher Lagerung auf der Antriebsseite.



lager ist darauf zu achten, daß die Zylinderflansch-Angüsse so steif sind, daß sie nicht federn können. Bei fehlerhaftem Gehäuse ohne Rippen können die Zylinder seitlich schwingen, weil die Wände elastisch sind. Entsprechend starke Rippen können diese Stelle versteifen.

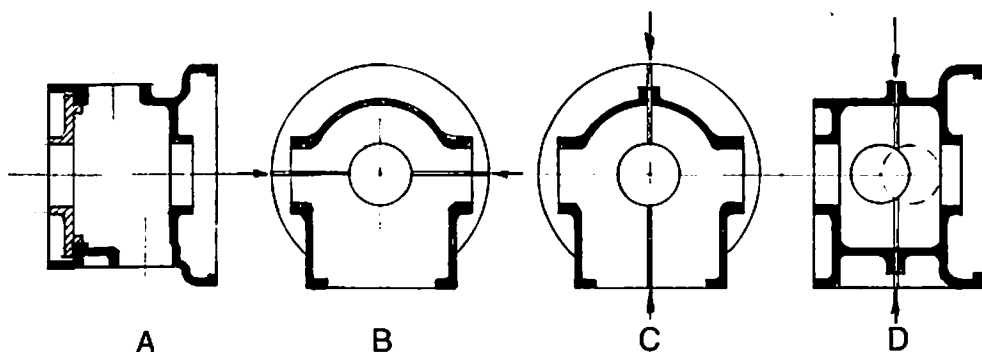
Ein einseitig offenes Gehäuse kann ebenfalls federn, wenn es nicht durch eine starke Platte mit vielen Schrauben zusammengehalten wird. Seitliches Schwingen des Zylinders hat baldigen Zylinderbruch zur Folge. Bei der Konstruktion eines Kurbelgehäuses ist daher auf die Steifheit in der Partie der Zylinderflansche besonders zu achten.

Gehäuse für Mehrzylinder-Boxermotoren haben in der Regel senkrechte Mittelteilung in der Längsebene der Kurbelwelle, und die Wände, die die Hauptlager tragen, sind angegossen. Die Gehäusehälften sind durch durch-

gehende Zuganker zusammengehalten, so daß die Gaskräfte nicht vom Kurbelgehäuse aufgenommen werden müssen.

Bei Automobil-Reihenmotoren sind vom Zylinderblock getrennte Kurbelgehäuse heute kaum mehr üblich. Eine Ausnahme ist der Vierzylinder-Offenhauser-Rennmotor, der ein Tunnelgehäuse besitzt, in welches die Gleitlager-Kurbelwelle von der Vorderseite aus eingeschoben wird. Die Hauptlagerzapfen werden von zweiteiligen, kreuzförmigen Lagerschilden umfaßt. In den Gehäusezwischenwänden sind vier entsprechende Ausschnitte vorgesehen, durch welche die montierten Kreuze durchgeschoben, verdreht und angeschraubt werden können. Der Zylinderblock besteht mit dem Kopf aus einem Stück, wodurch Ärgernisse mit den Kopfdichtungen des 1:14 verdichteten Alkoholmotors vermieden sind.

Abb. 179: Verschiedenartig geteilte Kurbelgehäuse für Zweizylinder-Boxermotoren.



XV. EINZYLINDER-PRÜFSTANDMOTOR

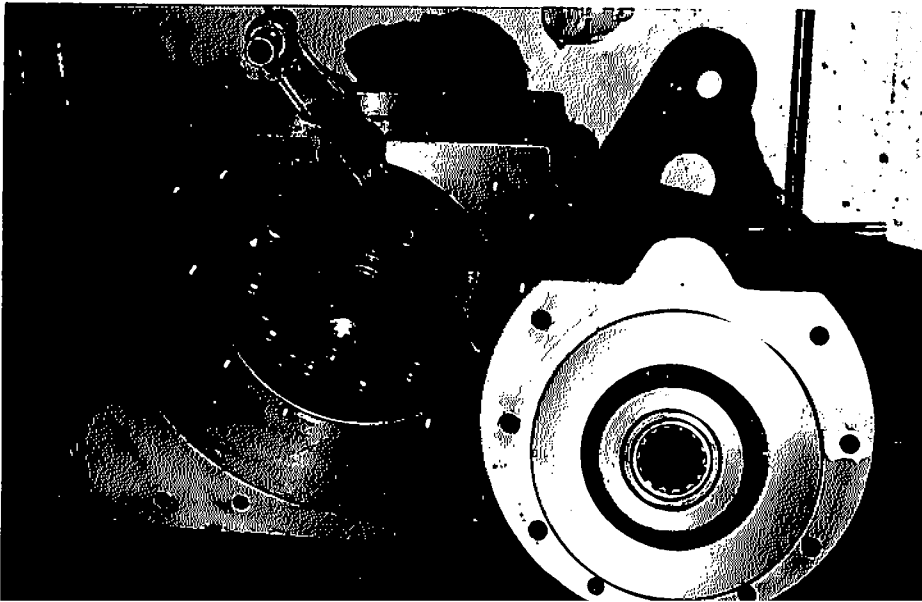
Wenn man mit einem Motor absolute Spitzenleistung erreichen will, muß man mit der Zylinderkopfforschung beginnen. Grundlegend für jede Neukonstruktion ist zunächst die Zylinderkopfleistung. Der Wirkungsgrad des Kurbeltriebs ist sowieso schon nach dem Stand der Technik optimal und kann nicht mehr verbessert werden. Dagegen liegen im Zylinderkopf noch Möglichkeiten zur Steigerung des Mitteldrucks und der Drehzahl, auch wenn es sich um einen Saugmotor handelt.

Der einfachste, sicherste, schnellste und billigste Weg, um zu möglichst hoher Zylinderleistung zu kommen, ist die Zylinderkopferprobung an einem speziellen Einzylinder-Prüfstandmotor, da die Arbeiten an einem Mehrzylindermotor viel zu zeitraubend und langwierig wären. Es wäre z. B. in den vierziger Jahren niemals möglich gewesen, Vierzehnzylinder-Großflugmotoren in so kurzer Zeit betriebssicher zu entwickeln, wenn man nicht die Zylinderkopf-

entwicklung am Einzylinder-Prüfstand durchgeführt hätte. Für den Rennmotorenbau gilt das genauso – auch heute noch.

Man muß imstande sein, eine große Anzahl von Änderungen einzeln auszuprobieren und nach jeder Änderung einen neuen Probelauf durchführen, um die Leistung zu messen. Es müssen dabei Drehzahlen bis zur Zerreißgrenze gefahren werden, und es darf nichts passieren, wenn der Motor innen explodiert, d. h., es dürfen dann keine Teile nach außen fliegen, wie das bei einem Normalmotor der Fall wäre. Es ist nicht zu vermeiden, daß sich der Prüfstandsmann in unmittelbarer Nähe des Motors aufhält, um dauernd die Verstelldüsen zu regulieren, die Zündung zu verstellen oder irgendwelche anderen Änderungen während des Laufs vorzunehmen. Darum wäre es falsch, wenn man die Zylinderkopferprobung etwa mit einem Einzylinder-Motorradmotor durchführen wollte. Schon weil ein solcher nicht

Abb. 180: Kurbelgehäuse für Einzylinder-Prüfstandsmotor (aus starken Blechwänden zusammengeschweißt).



zerreisicher ist, ist er unbrauchbar, außerdem läuft er nicht vibrationsfrei (selbst wenn er noch so fest angeschraubt wird), weil das Fundamentgewicht fehlt.

Deshalb kommt nur ein Spezialmotor in Frage, dessen Gehäuse aus 20 mm starken Blechwänden zusammengeschweißt wurde, wie dies aus den Abb. 180 u. 181 ersichtlich ist. Damit die Kurbelwelle ohne Demontage des Motors ausgebaut werden kann, besitzt das Gehäuse auf einer Seite eine entsprechend große, mit einem Deckel verschlossene Öffnung.

Zylinder und Kopf haben vorteilhaft Wasserkühlung, und es ist wichtig, daß der Kopf mittels Zugankern am Gehäuse festgehalten wird. Dann kann auch z. B. bei einem Pleuelbruch der Zylinder nicht abreißen. Ein solcher Motor mit einem Gewicht von über 100 kg läuft praktisch bei jeder Drehzahl vibrationsfrei, was sehr wichtig und angenehm ist, da keine angebauten Teile, wie Ansaug- und Auspuffanlagen, losgeschttelt werden oder gar abbrechen können. Alle Triebswerkteile können sofort ausgewechselt und die Verdichtung durch unterlegte Platten geändert werden. Wenn das Pleuel abreißt, passiert dem Gehäuse gar nichts, selbst wenn der ganze Kurbeltrieb zu Bruch geht.

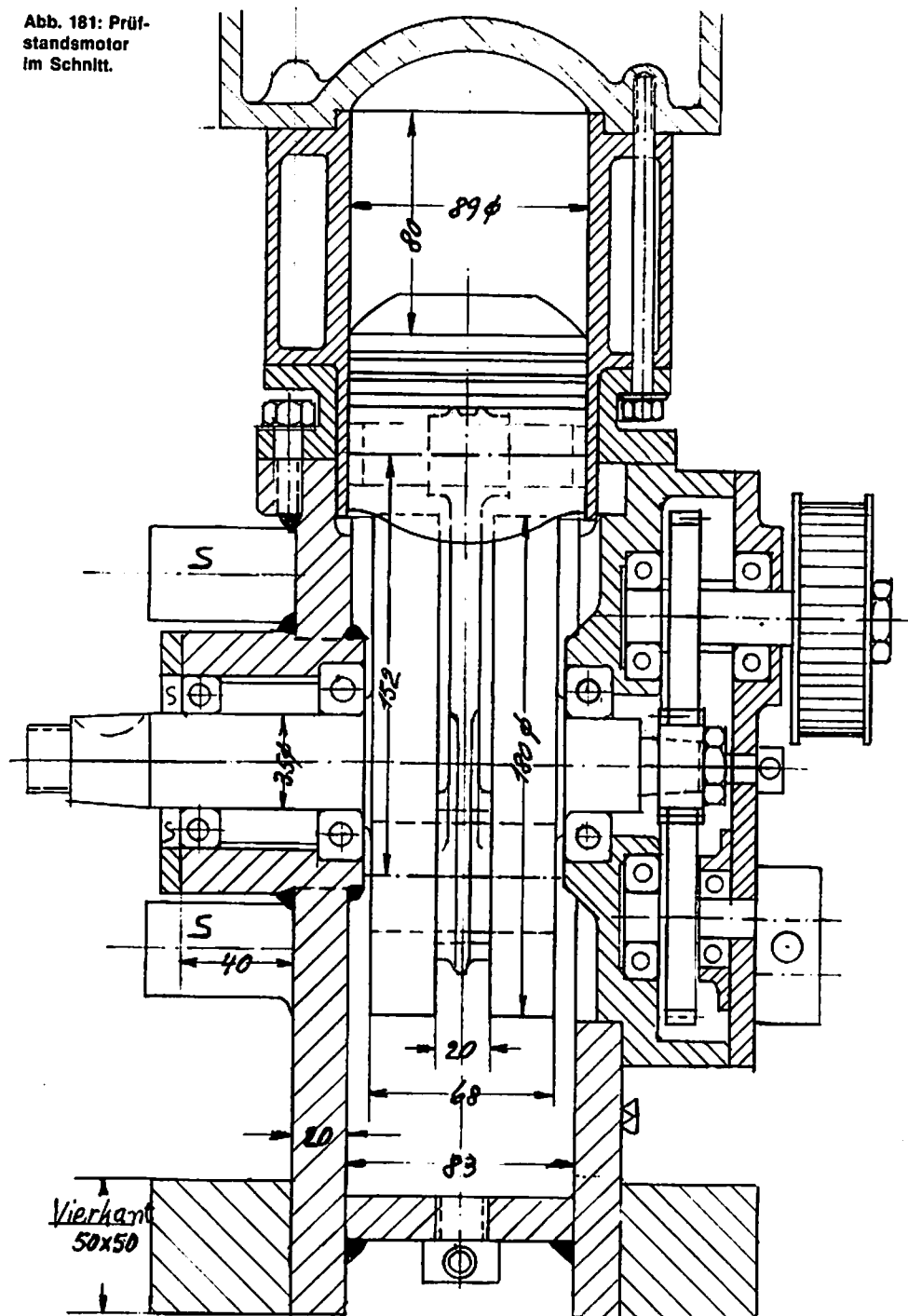
Das Anlassen eines solchen Motors geschieht am besten mittels Elektromotor, der ihn über einen Keilriemen zur Schwungscheibe durchdreht. Als Kupplungsersatz dient eine Spannrolle mit Handhebelbettigung, mit welcher der lose Keilriemen bei laufendem Elektromotor langsam angespannt werden kann, wobei sich der Prüfstandmotor in Bewegung setzt. Wenn dieser zu laufen beginnt, wird der Hebelarm losgelassen und der lockere Riemen

abgeworfen. Der Prüfstandmotor soll beim Anlassen 300–400 U/min machen.

Der Kurbelkasten ist so hoch gebaut, daß eine reichliche Ölmenge Platz findet und der lspiegel tief unter der Kurbelwelle liegt. Es ist normalerweise nur eine Ölpumpe notwendig, die den Kurbeltrieb und die Ventilsteuerung versorgt. Bei außergewöhnlich hoher Motorleistung und grovolumigem Hubraum kann man Schwierigkeiten mit zu hoher Kolbentemperatur haben. Der Kolbenboden biegt sich zunächst durch, da das Material bei Erhitzung weich wird, und kann dann durchbrennen. Diesem Übelstand kann durch zusätzliche Kolbenkhlung abgeholfen werden. Hierzu braucht man nur mittels einer gegen das Kolbeninnere gerichteten Düse genügend Öl gegen den Kolbenboden zu spritzen, das die Wärme wegschafft. Wenn ein Kolbenboden innen schwarzgefrbt ist, ist das ein Zeichen zu hoher Temperatur; die Anlauf-farbe soll über Gelb nicht hinausgehen. Eine Kolbenkhlung ist vor allem bei Motoren notwendig, die mit Wälzlagern ausgestattet sind, da hier eine viel geringere Ölmenge im Umlauf ist als bei Gleitlagermotoren. Diese brauchen zur Kühlung der Gleitlager ohnehin viel Öl, und damit wird auch der Kolben gekühlt. Ein khler Kolbenboden dient erhhelter Zylinderfüllung, und damit steigt die Leistung.

Der Kurbeltrieb besteht aus zwei Schwungscheiben mit angeschmiedeten Hauptlagerzapfen und rollengelagertem Pleuel. Auch der Kolbenbolzen soll sicherheitshalber nadelgelagert sein, wenn keine große Ölmenge im Umlauf ist. Die Herstellung dieser Teile wird in den Kapiteln 12 und 13 behandelt. Die Kurbelwelle ist auf der An-

Abb. 181: Prüf-
standsmotor
im Schnltt.



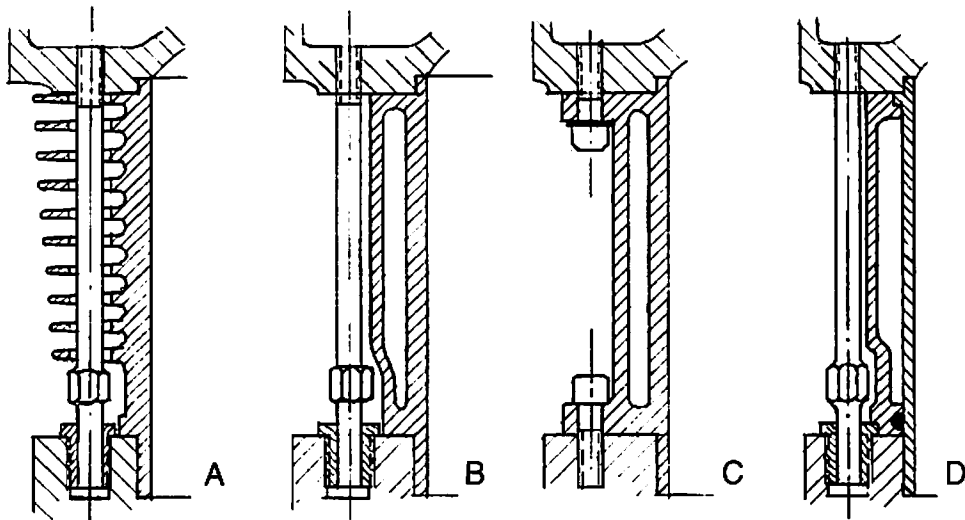


Abb. 182: Befestigung des Zylinderkopfs am Prüfstandsmotor.

triebsseite zweimal gelagert. Der Deckel ist gleichzeitig das Gehäuse für die Steuerungsteile. Die Vorgelegewelle ist 1:2 untersetzt und trägt das Antriebskettenrad oder Zahnriemenrad für die obenliegende(n) Nockenwelle(n). Außen ist noch Platz für den Unterbrecher oder den Geber bei einer kontaktlosen Transistorzündung.

Auf eine zweite untenliegende zahnradgetriebene Welle wird die Ölpumpe aufgesetzt. Eine Ölleitung versorgt die Kurbelwelle, eine zweite führt zu den Nockenwellen. Ferner muß noch ein Entlüfter vorgesehen werden, der den Überdruck aus dem Kurbelgehäuse entweichen läßt. Ein gesteuerter Entlüfter ist bei dem großdimensionierten Kurbelkasten nicht notwendig. Es genügt ein Membranentlüfter, der am Steuergehäuse, das einen beruhigten Raum darstellt, angebracht ist.

Sollen luftgekühlte Zylinderköpfe untersucht werden, dann wird natürlich auch der Zylinder mit Kühlrippen ausgestattet. Es müssen dann geeignete Leitbleche angebracht werden. Das Ge-

bläse nimmt man von einem luftgekühlten Motor (z.B. VW) und treibt es mit einem Elektromotor an. Das Gebläse muß so viel Luft fördern, daß die Kopf-temperatur an der heißesten Stelle 140°C nicht übersteigt, was man mit Hilfe von Temperaturmeßfarben feststellen kann.

Um ein Abreißen des Zylinders, verursacht durch Kolbenfresser, Pleuelbruch etc., unmöglich zu machen, müssen Vorkehrungen getroffen werden. Ein luftgekühlter Graugußzylinder, der mit einem Flansch am Kurbelgehäuse festgeschraubt ist, scheidet aus, weil die Zugbeanspruchung vom Zylindermaterial übertragen werden muß. Vollkommene Sicherheit bieten Zuganker, am besten sechs Stück, die Gehäuse und Zylinderkopf verbinden. Wenn am Zylinderkopf kein Platz für durchgehende Zuganker ist, müssen diese am Gehäuse drehbar sein und von unten in den Zylinderkopf eingeschraubt werden (Abb. 182-A).

Vorteilhafter und einfacher ist es jedenfalls, Kopf und Zylinder mit Wasserküh-

lung auszustatten. Im Zylinderkopf festgeschraubte Zuganker kann man innerhalb des Wassermantels anordnen, doch müssen dann Dichtscheiben und Hutmuttern dafür sorgen, daß kein Wasser austritt. Sicherer ist es, die Zuganker außerhalb des Wassermantels anzuordnen, da ja an dem speziellen Einzylinder-Prüfmotor der Teilkreis für die Schrauben beliebig gewählt werden kann (Abb. 182-B).

Auch die Ausführung nach Abb. 182-C kommt in Betracht. Der Zylinder mit Wassermantel ist in diesem Fall so stark, daß auf Zuganker verzichtet werden kann. Will man den Wassermantel getrennt ausführen, dann gibt es die Möglichkeit, die Zylinderlaufbuchse einzuschieben und mit Gummiring abzudichten (Abb. 182-D). Der Wasserzulauf befindet sich am unteren Ende des Zylinders und soll so angelegt sein, daß der eintretende kalte Wasserstrahl nicht direkt den Zylinder trifft. Durch eine kalte Stelle an der Zylinderwand kann ein Kolbenfresser verursacht werden. Abhilfe: Tangentiale Einströmung oder Einbau eines durchlochten Blechs vor der Zylinderwand.

Auf die Kurbelwelle muß noch eine Schwungscheibe aufgesetzt werden, damit der Ungleichförmigkeitsgrad des Einzylindermotors gedämpft wird. Für die Kraftübertragung vom Motor auf den Prüfstand sind, um Höhenunterschiede auszugleichen, zwei Kardangelenke notwendig. Diese sind in allen Größen im Handel erhältlich.

Falls der Prüfstand für die hohe Drehzahl des Motors nicht geeignet ist, muß ein Untersetzungsgetriebe zwischen geschaltet werden. Da die Reibleistung des Getriebes schwer zu ermitteln oder zu schätzen ist, muß das Getriebe axial am Gehäuse der Wasserbremse fest

montiert werden. Es pendelt dann mit, und die Reibleistung wird mit der Bremsleistung zusammen von der Waage angezeigt, braucht also nicht separat berücksichtigt zu werden.

Bau des Einzylinder-Prüfstands

Die Vorteile, die die Entwicklung eines Hochleistungs-Zylinderkopfs auf einem Spezial-Einzylinder-Prüfstand bringt, wurden bereits genannt. Nun kommen wir zum Bau des erforderlichen Motorgehäuses für beispielsweise ein Hubvolumen von 500 cm³ nach Abb. 181 u. 183.

Die beiden Hauptwände werden aus 20 mm starkem Grobblech autogen herausgeschnitten, gleichzeitig auch die große Öffnung für den Deckel. Nun werden die Seitenwände aus Flacheisen gleicher Stärke zugeschnitten und elektrisch angeschweißt; ebenso der Zylinderflansch mit bereits vorgearbeiteter Bohrung. Auf der Antriebsseite wird ein Rohrstutzen zur Aufnahme der Hauptlager in die Bohrung der Hauptwand eingeschweißt und durch mehrere Rippen verstärkt. Zwecks Aufnahme für die Bearbeitung werden noch vier Säulen S auf der Antriebsseite angeschweißt, die am fertigen Motor zur Anbringung eines Schutzrings dienen.

Zur Bearbeitung wird das Gehäuse zuerst an der großen Öffnung aufgespannt, und die vier Säulen werden plangedreht, ebenso der zentrale Rohrstutzen. Dann wird das Gehäuse umgedreht und an den vier Säulen auf der Planscheibe festgeschraubt. In einem Arbeitsgang wird nun die Hauptlagerbohrung auf Kugellagersitz-Durchmesser durchgedreht und vorn plangedreht

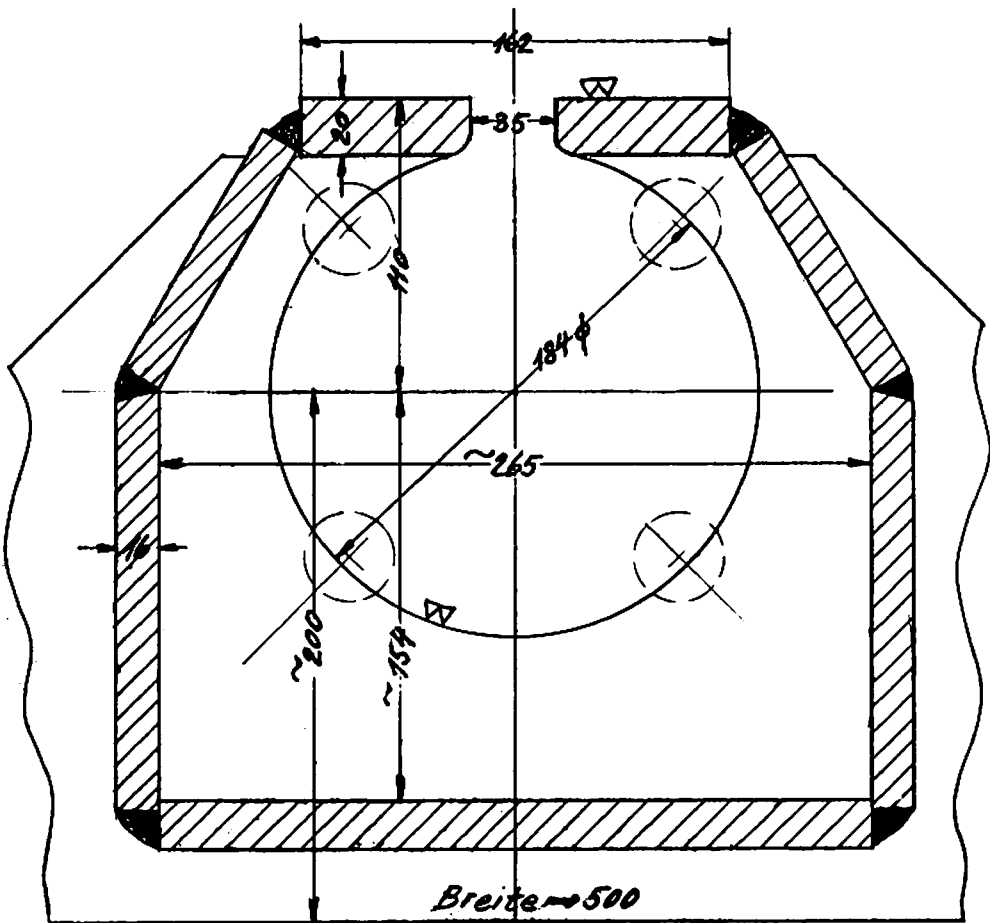


Abb. 183: Die einzelnen Blechteile des Gehäuses.

– ebenso die große Öffnung für den Deckel. Diese Fläche wird ganz plangedreht, um als Aufspannfläche für die Bearbeitung der Zylindergrundfläche auf der Horizontalfräsmaschine zu dienen. Schließlich wird zwischen Zylinderflansch und Gehäuseöffnung ein Schlitz ausgeschnitten, der den Ausbau des Kurbeltriebs samt Pleuelstange gestattet. Am Deckel wird zur Unterbringung der Steuerzahnräder ein Kastenrahmen angeschweißt und dieser mit einem abnehmbaren Deckel verschlossen. Die weiteren Einzelheiten gehen aus der Zeichnung hervor.

Von der Kurbelwelle werden über Stirnräder zwei Wellen angetrieben, die obere im Verhältnis 2:1 dient für den

Antrieb der obenliegenden Nockenwelle(n) und trägt außen die Zahnriemenscheibe sowie den Unterbrecher oder den Geber für die Zündung. Die untere Welle steht für den Antrieb der Ölpumpe zur Verfügung. Für den Aufbau des Motors am Prüfstand wird längs der Unterkanten am Gehäuse je eine Vierkanteisenschiene angeschraubt, die auch noch das Gewicht erhöht, was durchaus vorteilhaft ist.

Außerhalb des Motors ist noch eine Schwungscheibe auf dem Hauptlagerzapfen zu befestigen, die eine Rille zur Aufnahme des Anlaßkeilriemens besitzt. Die weiteren Einzelheiten über den Prüfstandmotor wurden bereits behandelt.

Prüfstanderprobung

Auf diesem Einzylinder-Prüfstandmotor kann man die verschiedensten Zylinderköpfe samt Ventilsteuerungen sowie Triebwerksteile prüfen und untersuchen.

Die Köpfe sollen, wie schon gesagt, tunlichst wassergekühlt sein, um keine Temperaturschwierigkeiten zu bekommen. Zuerst kommen Versuche mit verschiedenen Nocken, wobei vorausgesetzt ist, daß man das optimale Steuerungssystem schon gewählt hat. Die Nocken sollen einzeln verstellbar und leicht auswechselbar sein.

Ansaug- und Auspuffrohrversuche gehören eigentlich zusammen. Nach jeder Änderung an der Ansaugleitung bzw. an Vergaser oder Einspritzanlage ist eine Reihe von Versuchen mit verschiedenen Auspuffrohlängen und -weiten durchzuführen. Gleichzeitig sind aber auch verschiedene Nocken und Steuerzeiten zu erproben. Dabei benötigt man dauernd andere Düsengrößen. Hier kann man viel Zeit sparen, wenn man eine Verstelldüse einbaut (Abb. 184), die während des Laufs von Hand reguliert werden kann. Dadurch ist auch die Gefahr beseitigt, daß infolge zu kleiner Düse und damit zu mageren Gemischs der Kolbenboden durchbrennt. Man reguliert mit ständigem Blick auf die Waage des Prüfstands die Düse auf Höchstleistung, und zwar vorsichtigerweise immer ein wenig nach der „reichen“ Seite. Dann kann nichts passieren – vorausgesetzt, daß die Verdichtung stimmt. Bei höchster Leistung hat der Motor automatisch die richtige Düse. Wenn man sie vergrößert, fällt die Leistung sofort ab, ebenso wenn man das Gemisch abmagert. Auch die Zündung muß von Hand verstellbar sein, um

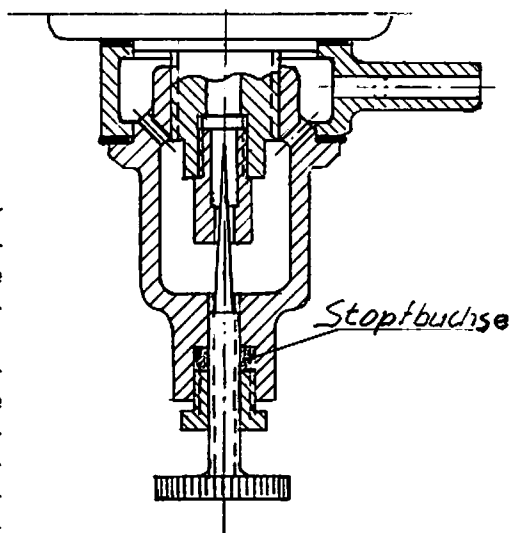


Abb. 184: Verstelldüse für Dellorto-Vergaser.

jederzeit den günstigsten Vorzündungswert einstellen zu können.

Voraussetzung für das Erreichen der Spitzenleistung ist, daß das Verdichtungsverhältnis genügend hoch, aber nicht zu hoch ist. Die höchste Leistung ergibt der Motor knapp vor der Klopfgrenze. Wird diese überschritten, so fällt die Leistung stark ab. Das könnte zwar als selbstverständlich erscheinen, ist es aber nicht, da man am Prüfstand bei offenem Auspuff das Detonationsklopfen nicht hört. Mancher ist schon fast verzweifelt, weil er die Ursache für den Leistungsabfall des Motors nirgendwo finden konnte und einen durchgebrannten Kolben auf zu mageres Gemisch oder geheimnisvolles Wegbleiben des Kraftstoffs schob. Tatsächlich aber war nur eine zu hohe Verdichtung schuld – oder ein Kraftstoff, der nicht die erforderliche Oktanzahl-Höhe besaß. Es kann auch vorkommen, daß das Verdichtungsverhältnis anfangs stimmt, aber der Motor nach längerem Lauf durch besseres Einlaufen von Kolbenringen und Ventilen ein höheres Verdichtungsverhältnis bekommt. Auch der umgekehrte Fall ist schon vorgekommen: der Motor war et-

was zu hoch verdichtet und kam nicht auf die Leistung, die er hätte haben sollen. Als dann Kolbenringe brachen und Gasverlust eintrat, stieg die Leistung „erstaunlicherweise“, weil der Füllungsgrad niedriger wurde und die Verdichtung nun nicht mehr so hoch war, daß der Motor klopfte. Das wahre Verdichtungsverhältnis hängt von der Zylinderfüllung ab, und diese kann sich im Betrieb ändern. Es muß also die Möglichkeit bestehen, das Verdichtungsverhältnis am Motor durch untergelegte Zylinderplatten rasch zu ändern. Durchschnittlich liegt die Klopfgrenze bei einer Verdichtung von 10–11, bei mangelhafter Zylinderfüllung auch höher. Wenn man mit einem Motor Spitzenleistung erreichen will, muß man die dafür geeignetsten Zylinderköpfe einer eingehenden Prüfung unterziehen und die Möglichkeiten einer weiteren Leistungssteigerung untersuchen. Es kommen nur Vierventilköpfe mit fast flachem oder dachförmigem Brennraum oder kugelige Oberfläche des Brennraums in Frage. Bei allen können die Ventile gleicher Funktion nebeneinander oder kreuzweise gegenüberliegen. Die Kanäle können sowohl in der Zylinderachse als auch rechtwinklig oder schräg zu dieser angeordnet sein. Eng verbunden oder sogar abhängig von der Zylinderkopfkonstruktion ist das Hub/Bohrungs-Verhältnis, und es ist bis heute nicht klar, wo dessen unterste Grenze liegt.

Für den Dachkopf dürfte das Idealverhältnis etwa bei 0,8 liegen. Bei großer Zylinderbohrung können die Ventilquerschnitte größer und der Brennraum flacher werden. Auch sinkt die mittlere Kolbengeschwindigkeit, daher kann die Drehzahl erhöht werden. Geht man aber mit dem Hubverhältnis zu weit herunter,

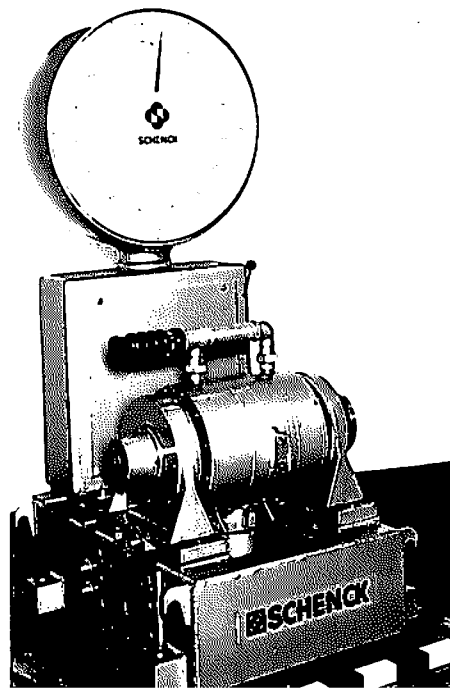
dann wird die Brennraumoberfläche größer, die Wärmeverluste werden untragbar hoch, und die Leistung nimmt ab.

Leistungsbremsen

Es gibt Wasserwirbelbremsen und (elektrische) Wirbelstrombremsen. Bei der (hydraulischen) Wasserwirbelbremse wird die Leistung des angekuppelten Verbrennungsmotors durch hydraulische Wirbelarbeit in Wärme umgesetzt; das Wasser dient gleichzeitig als Bremsmedium und Energieträger (Abb. 185).

In einem pendelnd gelagerten Gehäuse, das durch einen Hebelarm mit einer Waage verbunden ist, läuft ein mit Schaufeln versehener Rotor, der von dem zu prüfenden Motor angetrieben wird. Die Seitenwände des Gehäuses sind ebenfalls mit schaufelartigen Flügeln ausgestattet, die sich in geringem Abstand vom Rotor befinden. Wird nun

Abb. 185: Wasserwirbelbremse der Firma Schenck-Darmstadt.



der Innenraum des Gehäuses während des Laufs mit Wasser gefüllt bzw. durchspült, dann will der angetriebene Läufer das Gehäuse mitdrehen. Das Drehmoment, das von der jeweils im Gehäuse befindlichen Wassermenge, genauer von der Dicke des gebildeten Wasserrings, abhängt, wird über den 716 mm langen Hebelarm von der Waage in kg angezeigt. Drehzahl $\times$ kg = PS. Das Wasser wird dabei zerwirbelt und erhitzt. Die Dicke des Wasserrings wird entweder mittels der durchströmenden Wassermenge reguliert oder mittels verstellbarer Löffel, die den Läufer umschließen und abdecken. Wasserwirbelbremsen werden für Drehzahlen bis zu etwa 10000 U/min gebaut. Eine Bremse, die für niedere Drehzahlen bestimmt ist, kann durch ein Untersetzungsgetriebe auch für höhere Drehzahl brauchbar gemacht werden. Wenn das Getriebe am Gehäuse so befestigt ist, daß es mitpendelt, braucht der Reibungsverlust desselben bei Berechnung der Leistung nicht berücksichtigt zu werden. Ist das Getriebe aber separat montiert, dann muß die Reibung geschätzt werden. Über die genaue Motorleistung erhält man dann allerdings kein klares Bild.

Beim Kauf einer gebrauchten Wasserbremse muß man sich vergewissern, ob die Innenteile, also Rotor- und Statorschaufeln, aus Bronze oder Eisen bestehen. In letzterem Fall können diesel-

ben stark rostzerfressen und unbrauchbar sein. Wasserbremsen mit fliegend gelagertem Rotor sind sehr drehzahl-empfindlich. Bei Überschreiten der zulässigen Höchstdrehzahl kann die Welle einen Schlag und damit eine Unwucht bekommen, die eine schwere Beschädigung der Maschine und darauffolgend eine teure Reparatur verursacht.

Bei der Wirbelstrombremse dient ein Magnetfeld als Bremsmedium. Ein pendelnd gelagertes Gehäuse umschließt eine vom Motor angetriebene gezahnte Polscheibe (Rotor). In dem Gehäuse liegen eine Erregerwicklung und wasserdurchflossene Kühlkammern. Sobald ein Gleichstrom die Erregerwicklung durchfließt, entsteht ein magnetisches Feld. Dieses Feld ist in den Zähnen der Polscheibe stationär, d. h., es läuft mit der Polscheibe um. In den der Polscheibe zugekehrten Kühlkammerwänden pulsiert es mit der Frequenz der vorbeilaufenden Zähne. Dabei entstehen in diesen Wänden Wirbelströme, die ein Gegenfeld aufbauen und damit eine Bremswirkung auf den Rotor ausüben. Gleichzeitig wird die abgebremste Energie als Wärme in die Kühlkammern abgeleitet. Das Bremsmoment wird vom pendelnd gelagerten Gehäuse über einen Hebel (wie bei der Wasserwirbelbremse) auf die Waage übertragen.

Wirbelstrombremsen werden für eine maximale Drehzahl bis zu 13000 U/min gebaut.

XVI. TUNING VORHANDENER MOTOREN

Für eine großzügige Viertakter-Leistungssteigerung gilt generell: Das Tunen fängt mit einer neuen Nockenwelle an und hört bei einem neuen Zylinderkopf auf.

Wenn man einen Motor in der Leistung steigern will, muß man sich zunächst darüber im klaren sein, welche Motoren dafür überhaupt geeignet sind und bei welchen die maximale Steigerung möglich ist.

Die größte Erfolgchance bieten Motoren, die Nocken mit sehr kurzen Steuerzeiten und fast keine Ventilzeiten-Überschneidung haben und bei denen Saug- und Auspuffwege eng gehalten und vergrößerungsfähig sind, also sogenannte Drosselmotoren. Grundlegende Voraussetzung ist aber, daß der Kurbeltrieb für eine Leistungssteigerung geeignet ist und daß auch das Motorgehäuse ausreichend stark dimensioniert ist.

Mit einer neuen Nockenform bzw. einer neuen Nockenwelle ließe sich dann meist allein schon ein deutlicher Drehzahl- und Leistungssprung erzielen, vorausgesetzt, daß die „Atemwege“ genügend groß sind, was aber selten der Fall ist. Auch ein „Supernocken“ kann erst dann die gewünschte hohe Leistung bringen, wenn Ventilquerschnitte und Kanäle entsprechend vergrößert, also der Ablauf der Gaswechselvorgänge verbessert werden.

Die nächste wichtige Frage ist daher, ob der Zylinderkopf die notwendige Vergrößerung der Ventile und Kanäle überhaupt zuläßt. Selbstverständlich kommen nur Zylinderköpfe in Frage, bei

denen die Ansaug- und Auspuffleitungen auf gegenüberliegenden Seiten des Kopfs angeordnet sind (Querstromanordnung) und jeder Zylinder einen eigenen Ansaugkanal besitzt, so daß Einzel- bzw. Doppelvergaser angeschlossen werden können.

Bei Zylinderköpfen mit Parallelventilen ist nur eine begrenzte Leistungssteigerung möglich, weil die Ventilquerschnitte von Haus aus zu klein sind und auch nicht wesentlich vergrößert werden können.

Bei welchen Motoren sind nun die Voraussetzungen für eine Leistungssteigerung gegeben?

Über den Einzylindermotor braucht man kaum viele Worte zu verlieren, hier gilt es als selbstverständlich, daß man so viele Teile durch neue ersetzt, bis die gewünschte Leistung erreicht ist. Teilweise gilt das auch für Zweizylindermotoren, die meist Luftkühlung und mit Ausnahme der meisten Parallel-Twins auch einzeln stehende Zylinder besitzen. Vor allem sind Zweizylinder-Boxermotoren für kräftige Leistungssteigerungen sehr geeignet, weil sie vorzüglich ausgewuchtet sind und weil ihre Zylinder im Motorrad frei in Fahrtwind liegen. Auch bei Automotoren sind die Kühlungsverhältnisse der einzeln stehenden Zylinder vortrefflich. Sie sind raummäßig für alle Arten von Ventilsteuerungen und Ansauganlagen geeignet. Leider wird diese für Höchstleistungen bestgeeignetste Motorenkonzeption als Wagenmotor nur noch selten verwendet.

Aber auch aus Boxer-Motorradmotoren (BMW) sind schon mit geringem Aufwand (sofern es sich um Rollenlagermotoren handelt) bedeutende Leistungssteigerungen erzielbar. Mit neuen Zylinderköpfen kann man auch bei Stoßstangensteuerung auf über 100 PS pro Liter kommen. Beim BMW-Gleitlagermotor könnte man in das serienmäßige Gehäuse sogar einen Königswellen-Antrieb einbauen und mit neuen, eine Einnockensteuerung aufnehmenden Zylinderköpfen eine selbst für Rennzwecke ausreichende Leistung erreichen.

Automobilmotoren mit Luftkühlung finden sich heute hauptsächlich als Boxermotoren. Der Motor des VW-Transporters ist besonders deshalb für einen Umbau mit neuen Zylinderköpfen bestens geeignet, weil er gegenüber dem Käfermotor bedeutend stärker ausgeführt ist und größere Zylinderabstände besitzt, so daß ein genügender Luftdurchgangsquerschnitt zwischen den Zylinderköpfen gewährleistet ist. Mit zwei Liter Hubraum lassen sich mit dreiventiligen Köpfen, wie sie der Verfasser ausgeführt hat (Abb. 48 u. 49), gegen 230 PS erzielen. Der Antrieb der oberliegenden Nockenwelle für jedes Zylinderpaar ist mit Zahnriemen einfach zu bewerkstelligen.

Mit einem Käfermotor von 1600 cm³ wurden mit neuen zweiventiligen Zylinderköpfen und Einnockensteuerung (Abb. 186) 160 PS erreicht.

Der bestgeeignete Motor für eine Leistungssteigerung wäre wohl der Porsche 911, wo mit wassergekühlten Vierventilköpfen eine überragende Leistung zu erzielen wäre.

Dieser Motor ist triebwerksmäßig durch seine siebenfach in einem starren Gehäuse gelagerte Kurbelwelle, die mit

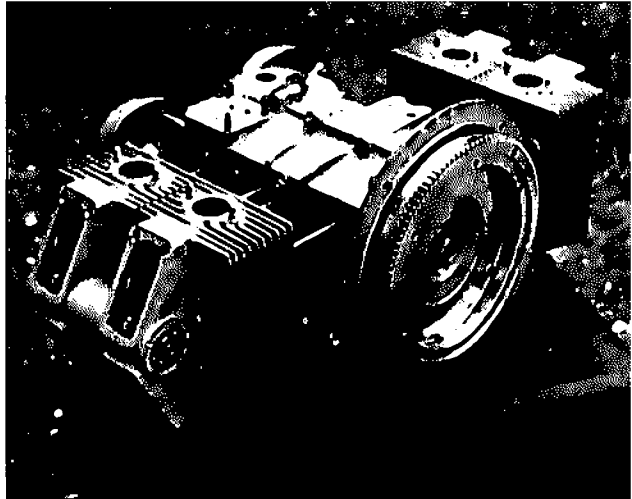


Abb. 186: VW-Käfermotor mit neuen Zylinderköpfen (Ventile in V-Stellung und Einnocken-Steuerung).

Titanpleueln bestückt ist, wie geschaffen für hohe Drehzahlen. Da die Zylinderabstände verhältnismäßig groß sind, ist sogar Platz für Köpfe mit je vier, radial angeordneten, kreuzweise gegenüberüberliegenden Ventilen, die gegenüber den Original-Zweiventilköpfen um ca. 45% größere Ventilquerschnitte besitzen. Leider kommen Vierventilköpfe mit Luftkühlung nicht in Frage, da für eine ausreichende Verrippung zwischen den Zylindern die Zylinderabstände noch zu kurz sind.

Das Hauptbetätigungsfeld des Tuners werden aber wassergekühlte Reihenmotoren sein, die erfolgversprechende Möglichkeiten bieten. So konnte beispielsweise ein Zweiliter-Vierzylindermotor von Opel mit einem vom Verfasser konstruierten Vierventilkopf (Abb. 135 u. 187) auf eine Leistung von über 280 PS gebracht werden.

Grundsätzlich steht fest, daß nur Motoren in Frage kommen, die fünf Hauptlager besitzen und bei denen jede Kurbelwellenkröpfung mit zwei Gegengewichten versehen ist. Praktisch sind das nichts anderes als vier aneinandergereihte Einzylindermotoren. Für die Kühlung ist wichtig, daß der Zylinderabstand so groß ist, daß das Wasser

zwischen den Zylindern durchströmen kann. Dann ist auch eine genügend breite Fläche für die Auflage der Zylinderkopfdichtung vorhanden. Wenn das Gehäuse aus Grauguß besteht, können kaum Schwierigkeiten durch die Leistungssteigerung entstehen, denn solche Gehäuse sind von vornherein auch für höhere Leistung bestens geeignet. Nicht so sicher sind manche Leichtmetall-Gehäuse mit nassen Zylinderbuchsen. Besonders wenn ein Zylinderkopf anderer Bauart auf einen solchen Motor aufgesetzt wird, ist nach dem Festziehen desselben die Rundheit der Zylinder zu überprüfen, was ja bei ausgebaute Kurbelwelle möglich ist.

Auch die Zylinderkopfdichtung kann bei Motoren mit ebener Dichtfläche Probleme aufwerfen, die allerdings meist von den Dichtungsherstellern behoben werden können. Keine Probleme mit der

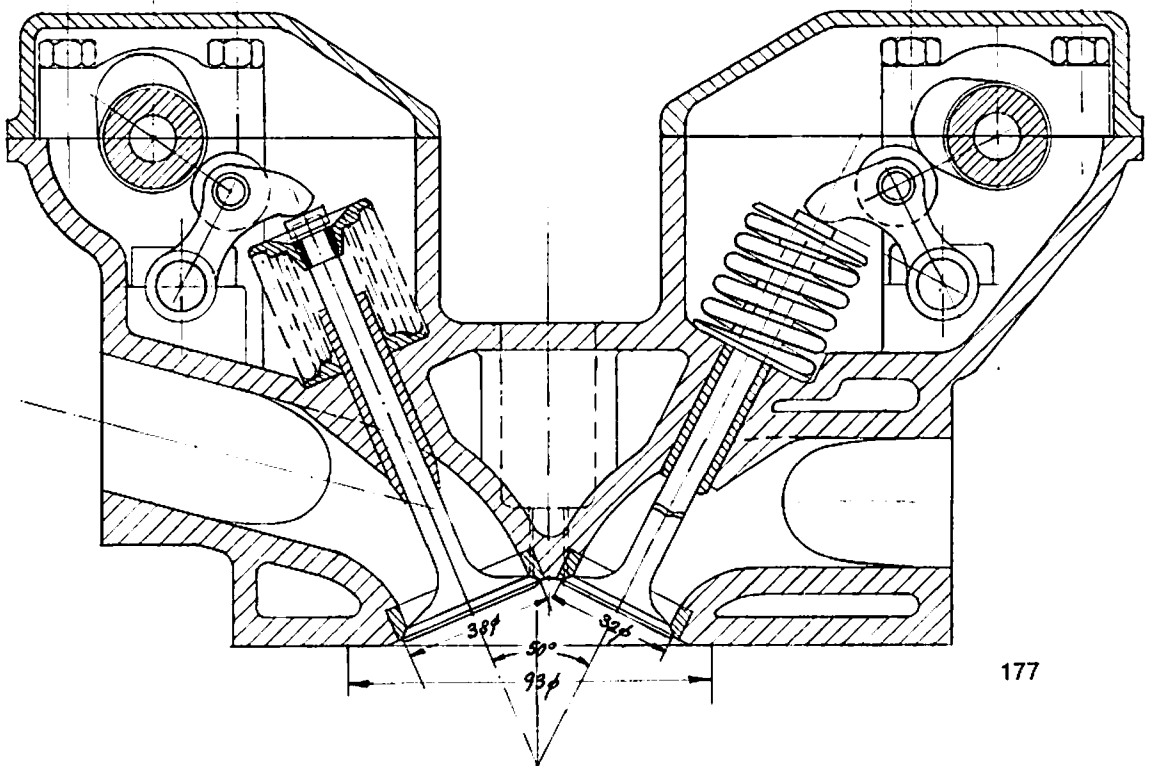
Abdichtung gibt es bei einzelnstehenden luftgekühlten Zylindern, die mit einem vorstehenden Kragen (Feuersteg), der in den Zylinderkopf versenkt liegt, festgezogen werden – gleichgültig, ob es sich um Einzel- oder Doppelzylinderköpfe handelt.

Die Maßnahmen zur Leistungssteigerung

Um die Leistung eines Motors, um welche Konstruktion es sich auch immer handelt, zu steigern, müssen Mittel- und Drehzahl erhöht werden.

Die stufenweise Tuningsarbeit beginnt mit der Änderung der Steuerzeiten, der Vergrößerung der Ventilquerschnitte, der Erhöhung der Verdichtung und endet nach vielerlei weiteren Arbeiten un-

Abb. 187: Vierventilkopf des Verfassers für den 285 PS Zweilliter-Opel-Bergmann-Motor (s. a. Abb. 135).



ter Umständen mit der Anfertigung eines neuen Zylinderkopfs.

Beginnen wir also mit der Änderung der Steuerzeiten, die meist den größten PS-Sprung bringt. Zunächst muß die Original-Ventilerhebungskurve aufgenommen werden, was bereits eingehend behandelt wurde (Abb. 64). Dann kann festgestellt werden, welche Steuerzeiten durch Nachschleifen der Nocken zu erzielen sind. Danach kann dann der Meisternocken angefertigt werden und nach ihm das Schleifen der Nocken erfolgen. Wenn mit der vorhandenen Nockenwelle die gewünschten Steuerzeiten nicht erreichbar sind, wird man sich zur Anfertigung einer neuen Nockenwelle entschließen müssen, deren Hergang ebenfalls bereits beschrieben wurde (Kapitel III u. IV).

Als nächste Aufgabe erfolgt eine Verringerung der Gewichte der hin- und hergehenden Teile der Ventilsteuerung. Bei Stoßstangenmotoren bieten sich hier meist wirkungsvolle Betätigungsmöglichkeiten. Schwere Hartgußstößel können nach Abb. 81 wesentlich erleichtert werden. Das Gewicht der Stoßstangen läßt sich meist erheblich verringern, wenn dieselben aus Chrom-Molybdän-Rohr hergestellt und die Kugelenden eingepreßt werden. Sehr leicht sind auch Duraluminstoßstangen, ebenfalls mit aufgepreßten Kugelenden entsprechender Form.

Stoßstangen und Stößel lassen sich praktisch gewichtslos machen, wenn an ersteren eine Rückholfeder vorgesehen wird (Abb. 121). Da aber dann der Gleitflächenstößel dauernd unter Druck am Nockengrundkreis aufliegt, stellt sich selbst wenn die Schmierung vorzüglich ist, bald Verschleiß, zumindest am Stößel, ein. Diese zusätzliche Belastung kann einer nadelgelagerten Rolle auf-

gebürdet werden, ohne daß erhöhter Verschleiß in Kauf genommen werden muß. Wenn es sich um einen Stoßstangenmotor handelt, aus dem hohe Dauerleistung bei höchster Drehzahl herausgeholt werden soll, ist dieser Umbau nicht zu umgehen.

Zu den bewegten Massen des Ventiltriebs zählen auch Ventile, Federteller und Schwing- bzw. Kipphebel. Die Ventile selbst können kaum wesentlich erleichtert werden. Die Federteller ersetzt man am besten durch solche aus Titan, die man selbst anfertigen kann.

Am ehesten ist noch bei den Schwinghebeln an Gewicht zu sparen, wenn man sie sauber bearbeitet oder durch neu angefertigte ersetzt. Schwinghebel sind selten festigkeitsmäßig vorteilhaft konstruiert. Sie sollen ein hochstegiges Profil aufweisen und an den Enden möglichst leicht sein. Einstellschrauben scheiden aus Gewichtsgründen aus. Wenn man nicht eine exzentrisch verstellbare Achse vorsehen kann (Abb. 88), ist eine Einstellmöglichkeit am besten durch austauschbare Ventilkappen zu schaffen. Auch mit Feingewinden verstellbare Stoßstangenenden sind gewichtsmäßig noch zu verkraften (Abb. 121).

Abschließend muß gesagt werden: Alles was an Gewicht bei Schwing- oder Kipphebeln, Federtellern und Ventilen eingespart werden kann, ist nur ein kleiner Teil dessen, was durch Rückholfedern an den Stoßstangen zu erreichen ist. Es wurden auch schon oft Rückholfedern an den Kipphebeln angeordnet, aber dort läßt sich kaum eine wirklich brauchbare Lösung finden. Am ehesten kommen für diesen Zweck noch Haarnadelfedern in Frage, die aber eine besondere Ausführung des Kipphebels erfordern.

Die Vergrößerung der Kanäle in einem wassergekühlten Kopf ist, wenn man ihre Wandstärke nicht kennt, ein gefährliches Unterfangen. Man kann als normal annehmen, daß die Wandstärke 5–6 mm beträgt. Wenn man aber sichergehen will, muß man einen gleichartigen alten Kopf zersägen; aber auch dann ist es noch nicht gesagt, ob nicht durch Kernversatz an dem zu bearbeitenden Kopf die Wand an einer Stelle dünner ausgefallen ist.

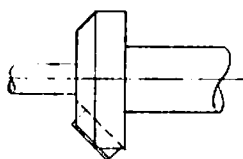
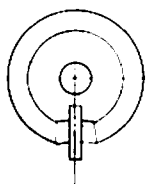


Abb. 189:
Ventilsitzfräser
mit einem
Messer zum
Abnehmen der
harten Oberfläche von
Ventilsitzen.



Die Bearbeitung eines Parallelventil-Brennraums beginnt damit, daß zunächst kontrolliert wird, ob bei geöffnetem Ventil genügend Abstand von der Seitenwand vorhanden ist. Häufig ist der Abstand so gering, daß kaum Gas durchströmen kann. Man muß sich vor Augen halten, daß bei der Durchströmung durch den Ventilsplatt das Gas in Richtung des 45°-Ventilsitzes, quasi trichterförmig, weiterströmen will. Der Abstand zur Wand soll mindestens 6 mm betragen; beim Auslaßventil genügen 4 mm. Bei der Nacharbeit darf aber nicht über den Zylinderdurchmesser hinausgegangen werden. Wenn das geschieht, liegt nämlich die Dichtung frei und verbrennt.

Wenn es sich um einen wannenförmigen Brennraum mit im Winkel zueinan-

der stehenden Ventilen handelt, ist es am vorteilhaftesten, ihn annähernd halbkugelförmig auszuarbeiten, sofern dies die Wandstärke erlaubt. Damit fallen die Ecken weg, die Brennraumform wird günstiger, die Oberfläche kleiner. Die Praxis hat bewiesen, daß mit kugelförmigen oder annähernd kugeligen Brennräumen eine wesentlich höhere Leistung zu erzielen ist als mit wannenförmigen Brennräumen, obwohl letztere durch Quetschung eine intensivere Gaswirbelung bewirken.

Bei Zylinderköpfen mit V-förmig angeordneten Ventilen wird man danach trachten, mit den Ventiltellern so nahe wie möglich an die Zylinderwand heranzukommen und sie so weit zu vergrößern, wie dies mit Rücksicht auf den erforderlichen Mindestabstand bei Überschneidung möglich ist.

Am ergiebigsten bei einer Leistungssteigerung sind natürlich Zylinderköpfe, deren Brennraum kleiner als die Zylinderbohrung ist. Solche Köpfe finden sich vor allem in luftgekühlter Ausführung, und es ist leicht nachzumessen, ob die Wandstärke für eine Nacharbeit ausreicht.

Wenn dann die Form des Brennraums so optimal wie möglich nachgearbeitet worden ist, braucht man nur noch zu polieren. Bei der Bearbeitung des Einlaßkanals wird meist die in ihn hineinragende Nase samt der Ventilfehrung weggefräst, was zwar einen größeren Durchgang ergibt, aber auf keinen Fall zweckmäßig ist. Es ist strömungsmäßig günstiger, wenn die Anströmung in einem Bogen um den Ventilschaft erfolgt (s. Abb. 30). Durch Wegfräsen der Nase wird die Anlagefläche der Ventilfehrung gekürzt, was sehr nachteilig ist, weil sich die Föhrung dann im Betrieb lokern kann.

Arbeiten am Zylinderkopf

Zunächst handelt es sich darum, ob der Zylinderkopf mit V-förmig oder parallel stehenden Ventilen ausgestattet ist. Im Zuge der Tuningsarbeiten müssen Ventile und Kanäle größer gemacht werden. Speziell die Vergrößerung des Einlaßventils ist wichtig. Man kann allerdings mit der Vergrößerung nicht weiter als bis an den Rand des Brennraums gehen. Ferner muß zwischen den Ventilsitzen, speziell bei Parallelventilen, eine mindestens 3 mm starke Zwischenwand vorhanden sein. Wenn man die Ventilsitzringe beibehält, können die Ventile meist nicht wesentlich vergrößert werden. Haben die Sitzringe genügende Wandstärke, so kann ihr Innendurchmesser bis auf die Innenkanten des Ventilsitzes vergrößert werden. Ansonsten müssen die Sitzringe entfernt und größere eingeschrumpft werden.

Das Entfernen der Sitzringe kann nach der bereits in Kapitel IX beschriebenen Methode erfolgen. Zum Vergrößern der Sitzring-Aufnahme wird die Ventilführung entfernt und ein stramm passender Dorn eingeschoben. Auf dem Dorn gleitet ein Messerhalter (Abb. 188) mit einstellbarem Drehstahl, der von einer

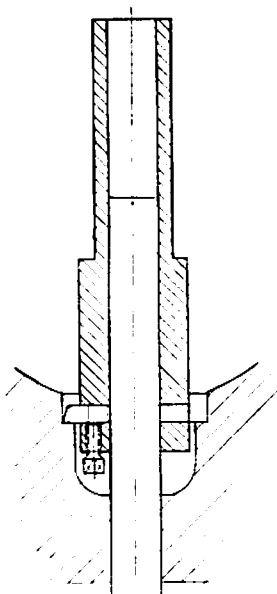


Abb. 188: Bohrwerkzeug zum Nachdrehen der Ventilsitzausnehmung.

Bohrmaschinenspindel angetrieben wird. Damit erübrigt sich das Aufspannen des Zylinderkopfs auf dem Tisch einer Fräsmaschine. Die neuen Ventilsitzringe werden nach dem Maß der Ausdrehung mit einem Übermaß von 1/250 angefertigt und eingeschrumpft, wie im Kapitel IX (Zylinderköpfe) beschrieben.

In manchen Fällen (z. B. wenn auf eine größere Zylinderbohrung übergegangen wird) ist es notwendig, die kugelige Brennraumform zu vergrößern. Dazu muß der Kugelmittelpunkt gefunden werden, damit der neue Brennraum mit den Ventilgrößen zeichnerisch festgehalten werden kann. Man schiebt zu diesem Zweck passende Dorne, die mit schlanker Spitze versehen sind, in die Ventilführungen und kann nun von der Berührungsstelle der Spitzen aus den Radius der Kugel messen.

Wenn Ventilsitze, die schon eine längere Laufzeit hinter sich haben, nachgefräst werden sollen, ist das meist schwierig, da die Oberfläche sehr hart ist und der Ventilsitzfräser kaum oder gar nicht angreift, wenn er nicht ganz neu ist. Einem solchen harten Sitz kann nur mit einem selbstgefertigten Fräser beigegeben werden, der nur eine Schneide besitzt und wie ein Hobel arbeitet (Abb. 189). In dem kegeligen Körper ist ein Messer aus Hartmetall eingesetzt (festgekeilt), dessen Schneide 0,1 mm vorsteht. Vor der Schneide befindet sich eine Vertiefung, damit die Späne wegkönnen. Natürlich dient dieser Einmesserkopf, der keinen genauen Sitz liefert, nur zum Beseitigen der harten Kruste, wodurch aber erreicht wird, daß der normale Ventilsitzfräser angreifen kann.

Nacharbeiten der Sitze kann auch mit dem bekannten Hunger-Gerät erfolgen.

Ventilführungsbohrungen, die in einem Schrägschnitt in den Kanal münden, sind mit Vorsicht zu behandeln. Ein Nachreiben ist nicht möglich, da die Reibahle sofort nach der kürzeren Seite der Bohrung ausweicht und die eingezogene Ventilführung schief stehen würde. Selbst wenn die Bohrung unberührt bleibt, steht eine Ventilführung mit ungleicher Anlagefläche nach dem Einziehen in den erwärmten Zylinderkopf schon so schräg, daß der Ventilteller auf seinem Sitz nur einseitig aufliegt. Die Anlagefläche der Ventilführung darf daher nicht länger sein als die kürzere Seite der Bohrung im Zylinderkopf (Abb. 33). So weit muß die Führung schwächer gedreht werden. Muß die Ventilführungsbohrung aufgerieben werden, dann muß sie zunächst entsprechend tief im Durchmesser etwas größer gesenkt werden. Dazu ist ein abgesetzter Dorn mit darauf gelagertem Senker notwendig, der in die Bohrung geschoben wird. Das Nachreiben der Bohrung, besonders wenn diese kurz ist, ist eine zweifelhafte Arbeit, da sie sehr leicht verlaufen kann. Um eine genau fluchtende Bohrung zu erhalten, muß die Reibahle beim Ventilsitz in einer dort eingesetzten Scheibe geführt werden.

Der Kanal soll bei der Ventilführung so weit in die Breite gefräst werden, daß der Querschnitt erhalten bleibt. Beim Auslaßkanal ist die Nase besonders wichtig; sie soll verhältnismäßig dickwandig sein und genügend weit in den Kanal hineinreichen, um die Wärme vom glühenden Auslaßventil abzuführen. Der Kanal soll an dieser Stelle möglichst niedrig und in die Breite gezogen sein, damit der dem Feuer ausgesetzte Teil des Ventils möglichst kurz ist. Die Ventilführung darf aus der Nase nur kurz

vorstehen, da sie sonst selbst aufgeheizt wird, anstatt Wärme abzuleiten. Bei der Vergrößerung des Kanals darf keinesfalls über dem Sitzring zuviel Material abgenommen werden, da sonst diese wichtige Stelle zu dünn wird und der Sitzring nachsinken kann, wenn diese kritische Stelle zu warm wird. Ferner darf die von Haus aus dünne Wand zwischen der Ventildederaussenkung und dem Kanal nicht übersehen werden. Allzu leicht kann es passieren, daß man hier durchbricht. Der Auspuffkanal soll sich nach außen hin stark erweitern. Selbstverständlich ist, daß bei einem Mehrzylinderkopf sämtliche Brennräume das gleiche Volumen haben müssen. Für die Bearbeitung der Brennräume steht eine Vielzahl von Fräsern und elastischen Schleifkörpern zur Verfügung, die in das Futter einer biegsamen Welle eingespannt werden können. Die weiteren notwendigen Arbeiten wurden bereits ausführlich behandelt, es sind dies:

Innere Ausarbeitung der Kolben auf geringstes Gewicht, wobei auch noch auf gleiches Gewicht untereinander geachtet werden muß. Konisches Ausdrehen der Kolbenbolzen zwecks Gewichtserleichterung. Bearbeiten und Polieren der Pleuelstangen, wobei ebenfalls auf gleiches Gewicht geachtet werden muß.

Weichnitieren einer Gleitlager-Kurbelwelle, um deren Festigkeit zu erhöhen (falls die Welle nicht schon weich nitiert ist). Glätten und Polieren von Gleitlager-Kurbelwellen ist überflüssig, weil damit keine Leistungssteigerung zu erzielen und eine Erhöhung der Festigkeit bei Wellen, deren Zapfen ineinander übergehen, nicht mehr notwendig ist. Betreffs der Lager wird man sich informieren, ob es für den betreffenden Mo-

tor Lagerschalen für besonders hohe Drehzahlen gibt, und wird sich diese besorgen.

Bei zusammengesetzten oder zusammengepreßten Wälzlager-Kurbelwellen ist glattes Bearbeiten und Polieren sehr wichtig, um Kerbwirkungen und Einrißgefahr zu vermeiden.

Bei luftgekühlten Motoren mit Graugußzylindern ist es vorteilhaft, diese gegen Leichtmetallzylinder mit hartverchromter Lauffläche oder mit eingegossenen oder eingesetzten Zylinderbuchsen auszutauschen. Man erreicht damit eine wesentliche Herabsetzung der Zylinder- und Kolbentemperatur, die sich in besserer Zylinderfüllung und damit höherer Leistung auswirkt. Auch die Öltemperatur kann sinken.

Solche Zylinder werden in verschiedenen Ausführungen u.a. von der Firma Mahle in Stuttgart-Bad Cannstatt hergestellt (s. Kapitel X).

Wenn die Öltemperatur zu hoch ist (sie soll bei Wasserkühlung bei Höchstleistung nicht über 130°C kommen), ist der Einbau eines Ölkühlers notwendig. Auch eine Erhöhung der Ölmenge bringt eine Temperaturreduzierung.

Ansaug- und Auspuffanlagen

Am Einzylindermotor beschränken sich beim Tunen auf Höchstleistung die Arbeiten an der Ansaug- und Auspuffanlage lediglich auf die Ermittlung der Vergasergröße sowie der Länge und des Durchmessers des Ansaugrohres. Desgleichen sind Durchmesser und Länge des Auspuffrohres sowie die Form des Trichters von großer Wichtigkeit. Der Trichter soll nach Abb. 190 ausgeführt sein.

Bei Mehrzylindermotoren kommen entweder Doppelvergaser oder Kraftstoffeinspritzung in Frage. Auch hier sind Länge und Durchmesser der Ansaugrohre maßgebend. Über Vergaser ge-

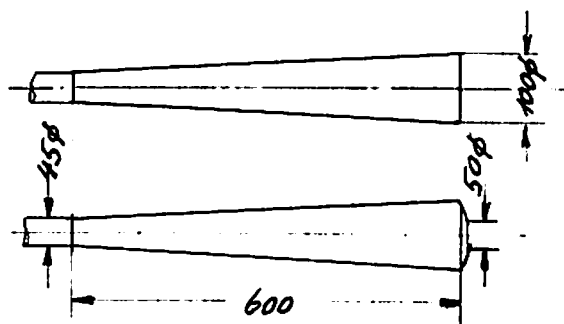


Abb. 190: Form des Auspuffrohr-Trichters.

ben die Herstellerfirmen ausreichende Anleitungen.

Bei Kraftstoffeinspritzung ist es notwendig, die Drosselschieberanlage selbst anzufertigen. Bei Vierzylindermotoren reicht ein Gehäuse aus Leichtmetall mit einem Stahlplattenschieber über alle vier Zylinder. Die Schieberplatte besteht aus etwa 3 mm starkem Stahlblech und besitzt Öffnungen nach Abb. 191. Die Schieberplatte wird in Drosselstellung durch den starken Unterdruck in den Saugrohren auf die Grundfläche gepreßt und kann schwer bewegt werden. Es sind starke Rückzugfedern im Gasgestänge notwendig, die aber die Betätigung des Gaspedals erschweren. Die einfachste Maßnahme, den Schieber leichtgängiger zu machen, besteht darin, denselben auf im Gehäuse eingelassenen Teflonringen, die 0,1 mm vorstehen, aufliegen zu lassen. Wenn mehrere Schieber zu betätigen sind, wie dies z.B. bei V-Zylindermotoren der Fall ist, kann auch mit Teflonringen die Reibung noch zu

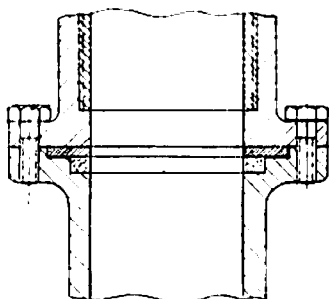
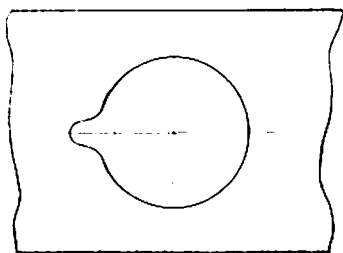


Abb. 191: Drosselschieber-Regelung für Benzeinspritzung (s. a. Abb. 135 und 192).

groß sein, so daß nicht die gewünschte Leichtgängigkeit erreicht wird. Dann müssen die Schieber auf Rollen gelagert werden. Es gibt Flachkäfige, die mit Nadeln ausgestattet sind, in allen Längen. Allerdings dürfen diese nicht auf Leichtmetall laufen, sondern es müssen Auflagen aus Stahlblech ins Gehäuse eingebettet werden. Eine zweite Möglichkeit der Lagerung besteht darin, den Schieber auf Rollen aufliegen zu lassen, die mit vorstehenden Achsen in ausgefräste Vertiefungen in der Grundfläche des Gehäuses so eingebettet sind, daß die Rollen 0,1 mm vorstehen. Die Einspritzdüse wird bei fast allen Motoren vor dem Schieber angeordnet, wobei es sich aber nicht vermeiden läßt, daß zeitweise der Kraftstoff auf den geschlossenen Schieber spritzt. Deshalb muß das Schiebergehäuse an den Enden geschlossen und dicht sein, damit der überschüssige Brennstoff dort nicht austreten kann. Es wäre aus diesem Grunde vorzuziehen, die Düse nach dem Schieber anzuordnen. Leistungs-

mäßig hat sich aber die Anordnung nach ersterer Art als die bessere herausgestellt, da hier ein längerer Weg für die Gemischbildung zur Verfügung steht. Abb. 192 zeigt die Anordnung der Kraftstoffeinspritzung an einem Vierzylinder-Zweiliter-BMW-Motor, der mit einem Radial-Vierventilkopf des Verfassers ausgestattet ist. Für die kreuzweise gegenüberliegenden Ventile sind acht Fallstromkanäle mit je einer Einspritzdüse notwendig. Die vier aus der Kugelfischer-Einspritzpumpe kommenden Leitungen sind daher für jeden Zylinder geteilt. Der Leistungsgewinn durch diese Anlage betrug gegenüber der ursprünglichen Vergaserbestückung, mit der 270 PS erreicht wurden, ca. 10%.

Bei Mehrzylindermotoren kann man mit einer optimalen Auspuffanlage eine wesentlich höhere Zylinderleistung erzielen als bei einem Einzylinder, also z. B. bei einem Vierzylinder die viereinhalbfache Leistung des Einzylinders.

Es sind zweierlei Auspuffanlagen üblich: 1. Die Anlage 1-4-2-3. Die Zündreihenfolge bei einem Vierzylinder ist 1-2-4-3 oder 1-3-4-2. Um ein Überschneiden der Auspuffströmungen in den Rohren zu vermeiden, läßt man die Auspuffrohre des ersten und vierten Zylinders in ein Rohr münden und die gleich langen Rohre des zweiten und dritten Zylinders ebenfalls in ein Rohr (Abb. 193-A). Nach einem gewissen Abstand werden die beiden Rohre dann zu einem entsprechend größeren Sammelrohr vereinigt. Damit werden gleiche Abstände zwischen den Auspufftakten erzielt und eine ungestörte Strömung in den Rohren gewährleistet.

2. Die eigentliche Rennauspuff-Anlage (Abb. B) besteht heute aus vier gleich langen Rohren, die in ein gemeinsames Sammelrohr, welches in einen Trichter

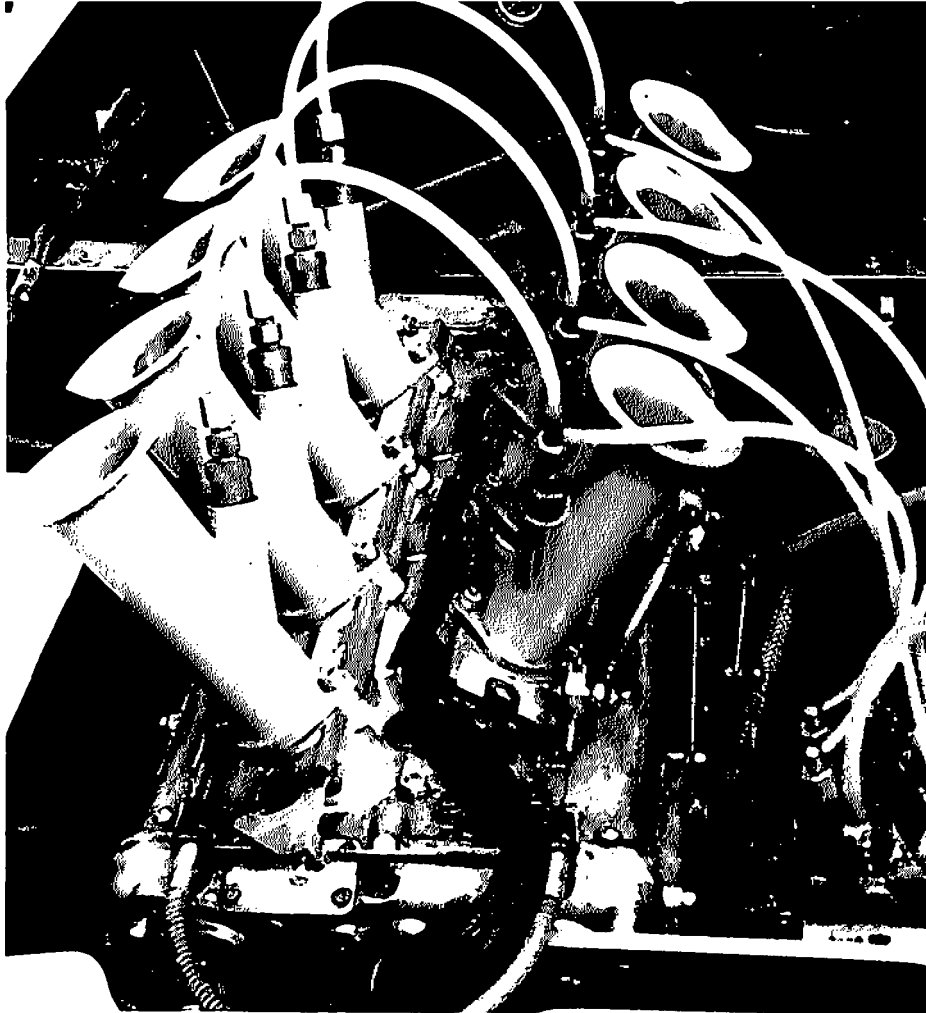


Abb. 192: Anordnung der Benzineinspritzung an einem BMW-Motor mit Zylinderkopf des Verfassers. Zu je zwei gegenüberliegenden Einlaßrohren führt eine geteilte Einspritzleitung.

übergeht, münden. Die Länge der Einzelrohre, die nicht zu kurz sein dürfen, ist sehr wichtig und kann nur am Prüfstand ermittelt werden. Infolge der Vereinigung der vier Rohre an einer Stelle wird durch Injektorwirkung eine intensive Durchströmung durch jeden Zylinderkopf bei Ventilüberschneidung erreicht. Auf diese Weise kann sich durch die resultierende starke Saugwirkung selbst bei verhältnismäßig kleinen Ventilquerschnitten eine optimale Zylinderfüllung ergeben.

Eine Zylinderfüllung sogar über dem Nennvolumen kann bei hoher Drehzahl

erzielt werden, wenn es gelingt, eine bereits ins Auspuffrohr gelangte Frischgasmenge wieder in den Zylinder zurückzuführen. Dies wurde z.B. bei einem Zweizylinder-Boxermotor mit Stoßstangensteuerung mit Hilfe überlanger Steuerzeiten und einer besonderen Auspuffanlage erreicht. Bei dieser wurden die beiden Auspuffrohre (nach 1 m Abstand vom Zylinder) durch ein Querrohr verbunden. Mit einem R 69-BMW-Motor wurden bei 10000 U/min 115 PS Literleistung erreicht. Ohne das Querrohr hatte der Motor nur ungenügende Leistung und war nicht auf Dreh-

zahl zu bringen. Die Erklärung der hohen Leistung liegt zweifellos darin, daß jeweils die in einem Auspuffrohr strömende Frischgassäule durch eine vom anderen Auspuffrohr kommende Druckwelle wieder in den Zylinder zurückgedrückt wird. Allerdings gibt der Motor die Mehrleistung nur im höchsten Drehzahlbereich ab.

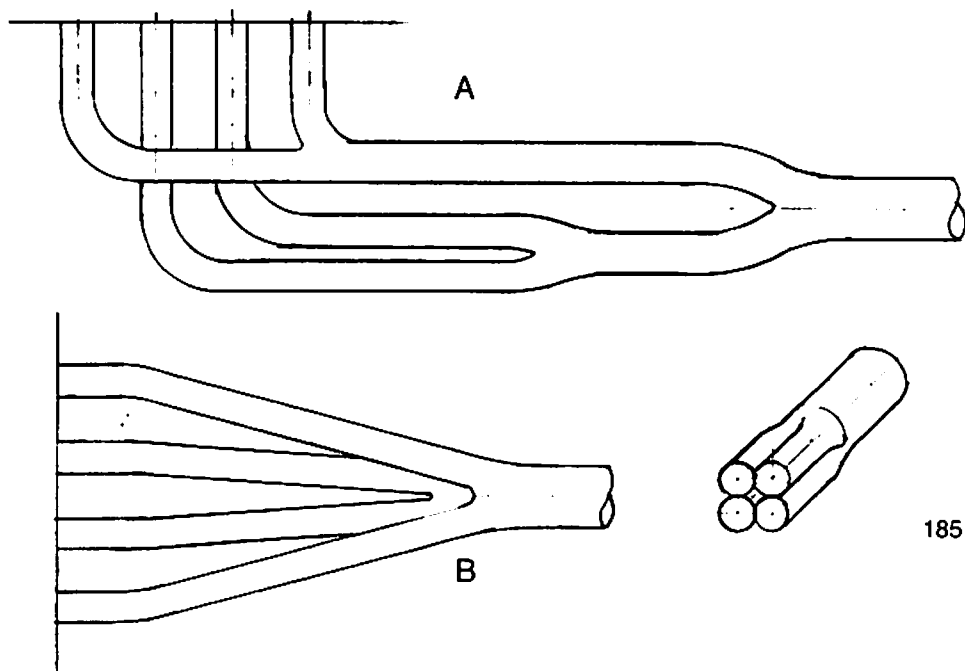
Temperatur der Auspuffleitung

Wenn ein Motor hohe Leistung abgibt, glühen oft die Auspuffrohre vom Zylinder weg hellrot bis gelb. Dies rührt hauptsächlich von der Frischgasmenge her, die bei Ventilüberschneidung in die Auspuffleitung gelangt und dort verbrennt.

Wenn bei schlechter Leistung die Auspufftemperatur hoch ist, ist zunächst zu untersuchen, ob alle Voraussetzungen für eine richtige Funktion der Gaswechselvorgänge erfüllt sind, z. B. ob der Zündzeitpunkt stimmt, die Auspuffventile nicht zu früh öffnen, die Gemischzu-

sammensetzung optimal ist und die Ansauganlage nicht zu groß ist. Form und Dimensionierung der Auspuffanlage sind ebenfalls zu berücksichtigen. Wenn anzunehmen ist, daß alles stimmt, kann die Aufheizung der Auspuffrohre darauf zurückzuführen sein, daß die Verbrennung im Zylinder träge vor sich geht und ein Teil der Ladung erst in der Auspuffleitung verbrennt. Schuld an einer langsamen Verbrennung ist ungenügende Wirbelung zum Zeitpunkt der Entzündung. Intensive Wirbelung kann man durch Quetschung der Ladung im OT erreichen, wozu eine besondere Ausbildung des Brennraums und Kolbens notwendig ist (s. Kapitel II). Da aber Quetschung Kraft kostet, ist es vorteilhafter, die Wirbelung durch gelenkte Gasführung bei der Einströmung zu erreichen. Am wirkungsvollsten sind gegenüberliegende, tangential oder drallförmig gerichtete Einlaßkanäle, die eine Drehbewegung der Gassäulen erzeugen (Abb. 25). Mit derartigen Zylinderköpfen wurde bei Prüfstandserprobungen die niedrigsten Temperaturen der Auspuffrohre gemessen.

Abb. 193: Für Rennzwecke gebräuchliche Auspuffanlagen an Vierzylindermotoren.



XVII. WERKZEUGBAU

Folgende Grundlagen des Werkzeugbaus muß ein Motorentuner unbedingt beherrschen:

1. Die Herstellung genau ebener Flächen.
2. Die Herstellung genau zylindrischer Körper.
3. Die Herstellung genau zylindrischer Bohrungen.

Jeglicher Maschinenbau ist grundsätzlich von der genau ebenen Platte ausgehend. Jede Motorenbauwerkstatt braucht einige ebene Graugußplatten als Richt-, Meß- und Schleifplatten, um ebene Flächen zu kontrollieren oder herzustellen.

Die Herstellung solcher Platten ist denkbar einfach, man braucht dazu drei Platten.

Man nimmt zunächst zwei Platten, die aus Grauguß bestehen und annähernd gleiche Größen haben sollen, und schleift die Flächen mit Schmirgelpaste so lange aufeinander, bis sie tragen (was man an ihrer gleichmäßig grauen Färbung erkennt). Beim Schleifen bewegt man die Platte nach allen Seiten und verdreht sie dabei, so daß ständig neue Stellen in Berührung kommen.

Wenn die Flächen tragen, ist aber noch lange nicht bewiesen, daß sie auch eben sind. Sie können, und das ist sogar sicher der Fall, eine kugelige Oberfläche haben, wenn auch mit einem Radius von vielen Metern. Die eine Fläche A ist konkav, die andere B ist konvex. Um die Flächen genau eben zu machen, braucht man noch eine dritte Platte C, die natürlich auch nicht genau eben ist. Diese

Platte C schleift man sowohl auf A als auch auf B, und dann schleift man wieder A und B aufeinander – so lange, bis alle drei Platten keinen hohlen Fleck mehr aufweisen und damit vollkommen eben sind. Natürlich werden solche Platten in der industriellen Praxis nicht von Hand geschliffen, sondern maschinell, aber das Prinzip ist das gleiche.

Eine solche ebene Platte braucht man als Anreißtisch, eine zweite dient dazu, um Maschinenteile mit Schleifpaste eben zu schleifen. Dabei wird natürlich die Platte abgenützt, speziell in der Mitte, weil dort am häufigsten geschliffen wird. Von Zeit zu Zeit muß daher die Platte mittels der dritten Platte kontrolliert werden, was am besten mit Tuschiefarbe (Pariser Blau) geschieht.

Um eine Welle genau zylindrisch zu machen, braucht man einen vierkantigen, durchbohrten Schleifkörper aus Gußeisen, der geschlitzt ist und mit Schrauben zusammengespant werden kann, wobei die Bohrung enger wird (Abb. 194-A). Dieser Körper wird von Hand über der laufenden, mit Schleifpaste bestrichenen Welle hin- und hergeführt, und von Zeit zu Zeit werden die Schrauben nachgezogen, um den Verschleiß auszugleichen. Der Schleifkörper wird auch öfters umgedreht, damit immer neue Stellen in Berührung kommen. Auf diese Weise wird die Welle genau zylindrisch. Diesen Vorgang nennt man Läppen. Der Schmirgel wird dabei immer feiner genommen, bis eine spiegelglatte Oberfläche erreicht ist.

Einsatzgehärtete Wellen brauchen

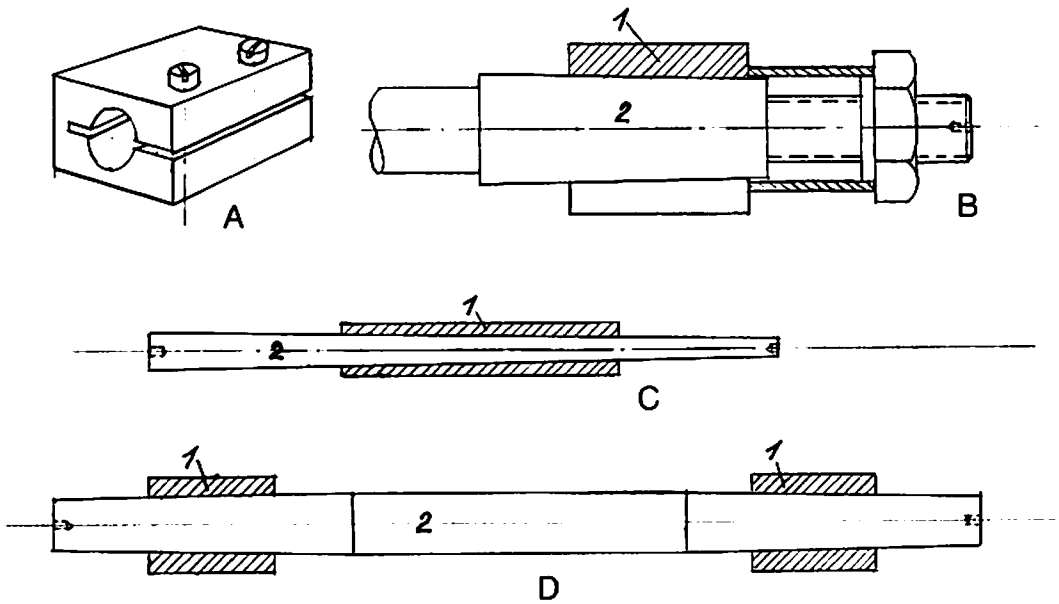


Abb. 194: Läppvorrichtungen für Bohrungen und Wellen.

meist gar nicht erst auf der Schleifmaschine geschliffen zu werden, sondern können, sofern sie genau gedreht und gerade sind, gleich auf diese Weise fertiggeläppt werden. Es gibt auch Wellen, die auf spitzenlosen Rundschleifmaschinen geschliffen wurden und nicht genau rund sind. Man erkennt das sofort, wenn man sie läppt. Beim Läppen kann eine Welle nämlich gar nicht unround werden.

Um Bohrungen genau zylindrisch zu machen, braucht man (Abb. 194 B u. C) einen in die Bohrung passenden zylindrischen, aufspreizbaren Schleifkörper 1. Dieser sitzt auf einem schlank konischen Dorn 2 von nur 1 bis 2 Grad Kegelwinkel, ist einseitig geschlitzt und wird durch Aufschieben auf den Kegel auseinandergedrückt, wodurch der Verschleiß beim Schmirgeln mit Schleifpaste ausgeglichen wird. Wenn man von beiden Seiten schleift, wird die Bohrung genau zylindrisch.

Mit einem derartigen Schleifkörper werden z. B. auch die Innenlaufbahn eines Rollen-Pleuellagers und die Kolbenbolzenbohrung geläppt, sofern es

sich um Nadellagerung handelt. Der Schleifkörper soll mindestens doppelt so lang wie die zu behandelnde Bohrung sein und muß aus Grauguß bestehen. Große Schleifkörper spannt man besser mit Gewindemutter auf den Kegel (Abb. 194-B), weil dadurch eine feinere Einstellung möglich ist als durch Klopfen mit dem Hammer.

Mit einem solchen Schleifkörper in entsprechender Größe ist es auch möglich, Motor-Zylinderbohrungen, die Freßspuren haben, wieder in Ordnung zu bringen.

Wenn zwei Bohrungen mit großem Abstand (z. B. in einem Gehäuse) genau fluchtend fertigbearbeitet werden sollen, was mittels Reibahle (da diese ja konisch ist) nicht möglich ist, benützt man einen Doppelkonusdorn (Abb. D), der im erforderlichen Abstand zwei aufspreizbare Schleifkörper besitzt.

Mit solchen aufspreizbaren Schleifkörpern werden auch die Bohrungen von Einspritzpumpen, die höchste Genauigkeit haben müssen, fertiggeläppt. Hierzu wird feinstes Poliermittel verwendet. In kleinen Schleifkörpern wird

die Bohrung mit einer Kegelstift-Reib-
ahle aufgerieben, die es ab 2 mm Durch-
messer steigend gibt.

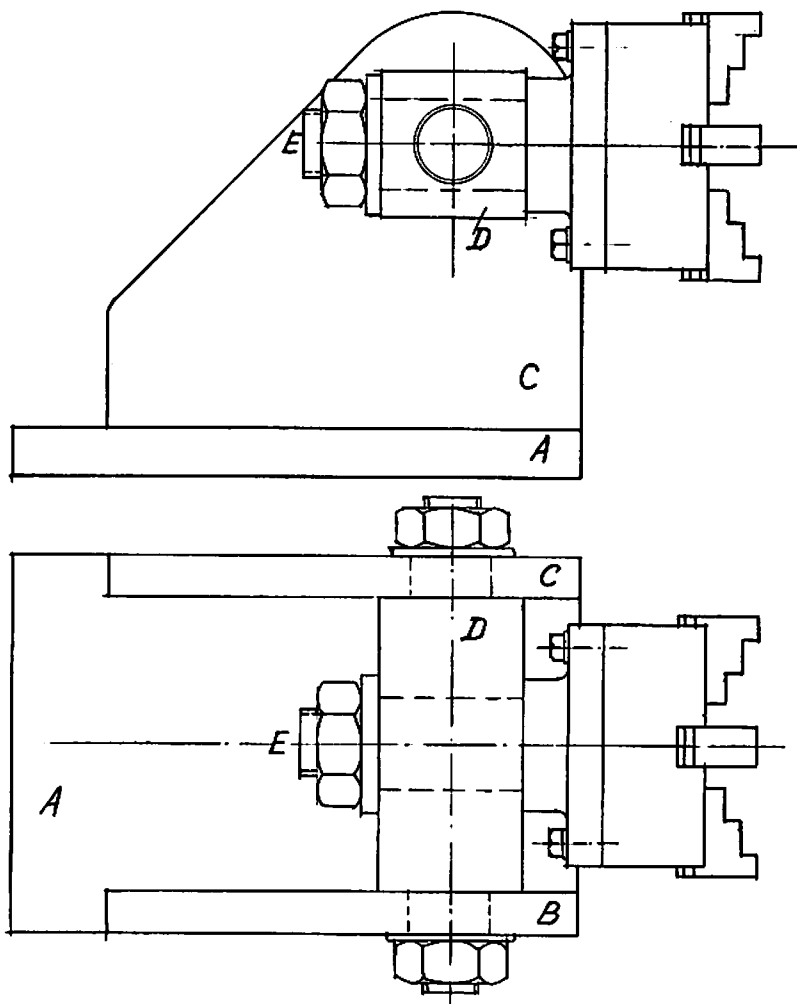
Anreißen

Vor der Bearbeitung müssen kompli-
zierte Motorenteile, wie Zylinderköpfe,
Gehäuse und Kurbelwellen, angerissen
werden, um die Ausgangspunkte der
Bearbeitung durch gekreuzte Mittelli-
nien festzulegen. Hierzu benötigt man
wieder eine genau ebene Platte, etwa in
der Dimension 700 × 900 mm. Um die
Teile aufspannen zu können, benötigt

man einen auf der Platte stehenden An-
reißbock; noch besser einen Anreißteil-
apparat, auf welchem die Teile aufge-
nommen und nach der Gradscheibe
nach allen Seiten verdreht werden kön-
nen.

Wenn man keinen Teilapparat besitzt,
kann man sich einen Anreißbock auch
selbst herstellen (Abb. 195). An einer
Grundplatte A sind zwei Seitenwände B
und C angeschraubt, zwischen denen
ein beiderseits zylindrisch abgesetzter
Vierkantstab D drehbar und feststellbar
gelagert ist. Die Vierkantwelle hat in der
Mitte eine Querbohrung, in der die
Hauptwelle E, ebenfalls drehbar und
feststellbar, gelagert ist. Auf der Haupt-
welle können eine Planscheibe oder ein

Abb. 195:
Anreißbock
(Eigenbau).



Spannfutter mit Gradeinteilung angebracht werden. Festgespannte Maschinenteile können so in zwei Ebenen verdreht und mittels Parallelreißer angerissen werden.

Nacharbeit an nicht zentrisch laufenden Wellen

Es kommt häufig vor, daß an einer Welle eine Nacharbeit vorzunehmen ist und daß diese deshalb schlagfrei in die Drehbank eingespannt werden muß. Besitzt die Welle Zentrierbohrungen, die in Ordnung sind, dann kann man diese zwischen den Körnerspitzen aufnehmen. Läuft die Welle nicht schlagfrei oder sind keine Bohrungen vorhanden, dann muß man die Welle in ein Drehbankfutter einspannen und mit Hilfe einer Meßuhr ihren Rundlauf kontrollieren. Da ein schlagfreier Lauf nicht immer zu erreichen ist, hilft man sich auf gut Glück mit Papierunterlagen, meist ohne Erfolg. Um einen vollkommen schlagfreien Lauf zu erzielen, hilft der Trick, die Zentrierung des Drehbankfutters an der Aufnahmescheibe eine Kleinigkeit nachzudrehen, um es verschiebbar zu machen, wonach man mit dem Holzhammer das Futter in die Stellung bringen kann, die die Welle verlangt. Man kann dabei auch gleichzeitig die Zentrierbohrung nacharbeiten.

Es kommt aber auch vor, daß gehärtete Wellen infolge schlechter Zentrierbohrungen nicht schlagfrei laufen und letztere nachgeschliffen werden müssen. Dazu gehört eine Vorrichtung nach Abb. 196, die am besten an der Mauer montiert wird. Zum Schleifen dient ein kleiner hochtouriger Elektromotor, der die 60°-Körnerschleifscheibe trägt. Die

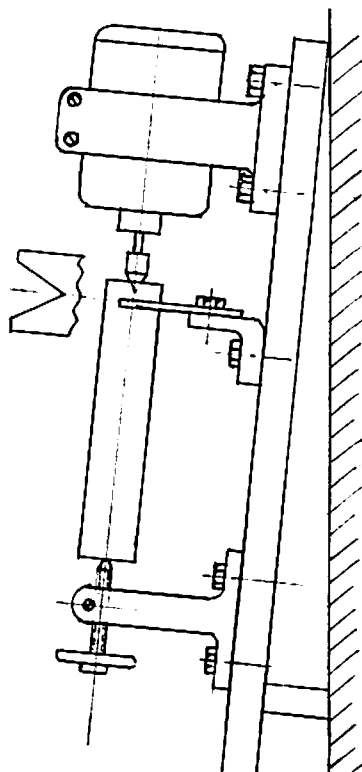


Abb. 196: Vorrichtung zum Nachschleifen von Körnerlöchern an Wellen.

zu schleifende Welle wird am unteren Ende auf eine höhenverstellbare Körnerspitze aufgesetzt und oben knapp unter ihrem Ende in eine 60° ausgeschnittene Gabel gelegt. Letztere ist aus Blech und verstellbar, so daß die Welle fluchtend zur Schleifscheibenspitze ausgerichtet werden kann. Die untere Körnerspitze ist mit Gewinde versehen und feinverstellbar und kann auf einer Schiene je nach der Wellenlänge festgeschraubt werden. Beim Schleifen wird die Welle mit einer Hand an die Gabel gedrückt und langsam gedreht, und mit der anderen Hand wird unten der Vorschub nachgestellt. Vorteilhaft wird der Apparat etwas schräg stehend an der Wand montiert, so daß sich die Welle an die Gabel anlehnt und nicht herunterfällt, wenn man sie losläßt.

XVIII. EINSATZHÄRTEN UND VERGÜTEN

Da in Hochleistungs- und Rennmotoren viele einsatzgehärtete Teile vorkommen bzw. beim Tuning meistens neue derartige Teile aus eigener Fertigung eingebaut werden, ist es notwendig, über den Vorgang der Einsatzhärtung informiert zu sein.

Für höchstbeanspruchte Teile (z.B. Pleuelstangen) werden Chrom-Molybdän- und Chromnickelstähle verwendet, die gehärtet eine Zugfestigkeit bis zu 145 kp/mm² erhalten. Für Kurbelzapfen und andere rollengelagerte Teile wird dagegen der Chrommanganstahl 16 Mn Cr 5 (EC 80) vorgezogen, der zwar nur 110 kp/mm², jedoch eine etwas größere Härte erreicht.

Die einzusetzenden Teile werden entweder in mit Härtepulver gefüllte Kästen verpackt und im Ofen erhitzt oder in ein Cyan-Salzbad eingehängt. In beiden Fällen beträgt die Temperatur ca. 850°. Pro Stunde Glühdauer wird eine Einsatzschicht von ca. 0,1 mm erreicht, für 1 mm sind also 10 Stunden erforderlich. Nach dem Erkalten werden die Teile auf eine bestimmte vorgeschriebene Temperatur erhitzt und in einer Härteflüssigkeit abgeschreckt. Beim plötzlichen Abkühlen kann es sehr leicht vorkommen, daß sich die Teile verziehen. Es ist von der Erfahrung eines Härtemeisters abhängig, ob sich z.B. eine lange Nockenwelle beim Eintauchen verzieht oder nicht. Die Einsatzhärtung mit einmaliger Erhitzung und Abkühlung kommt nur für weniger wichtige Teile in Betracht. Für hochbeanspruchte Teile muß zwecks Erreichen einer hohen Zähigkeit

im Kern Doppelhärtung vorgenommen werden. Nach der ersten Härtung erfolgt zwecks Kernrückfeinung ein Zwischenglühen und darauf eine Schlußhärtung, durch die auch die Randschicht richtig gehärtet wird. Dabei kann eine Härte von 63 Rockwell (HRC) und darüber erzielt werden. Zur Vermeidung von Schleifrisen und Absplitterungen werden die Teile schließlich noch bei 150 bis 200° C angelassen.

Zu Verzug neigende Teile, z.B. dünnwandige Zahnräder oder lange Nockenwellen, müssen nach dem Vorschrumpen durch Glühen bei 550 bis 650° und nachfolgende langsame Abkühlung entspannt werden.

An fast allen Motorteilen befinden sich Stellen, die nach der Härtung weich sein müssen. Solche Stellen (auch Bohrungen) werden durch Einpacken mit Asbest, Lehm, Ton oder anderen bewährten Mitteln vor dem Aufkohlen geschützt. Allerdings ist eine scharfe Abgrenzung zwischen weich und hart nicht zu erzielen, da an den Stellen, wo die Verpackung aufhört, doch das Härtemittel etwas eindringt. Wenn an solchen Stellen eine scharfe Trennung erforderlich ist, muß das betreffende Teil dort stärker dimensioniert und die aufgekohlte Schicht abgedreht werden.

Eine Welle mit Gewinde wird z.B. zunächst voll gedreht, dann eingesetzt (aber nicht gehärtet), darauf fertig gedreht, mit Gewinde versehen und schließlich gehärtet. Teile, die eine unterschiedliche Härteschicht haben sollen, werden auf maximale Härtetiefe

eingesetzt und nach Reduzierung der Härteschicht (an der erforderlichen Stelle) gehärtet.

An Werkstücken, bei welchen am weichen Teil doch eine hauchdünne Oberflächenhärte erwünscht ist, wird diese dadurch erzielt, daß bei der Endhärtung die Erhitzung im Salzbad vorgenommen wird. Bei diesem kurzzeitigen Glühvorgang entsteht eine Härteschicht von 1–2 Hundertstel Millimeter.

Alle Stahlteile, die im Motorenbau nicht aus Einsatzstahl bestehen, sind aus Vergütungsstahl gefertigt. Es kommen nur Chrom-, Nickel-, Mangan-, Molybdän- und Vanadiumstähle in Frage, die bis zu etwa 145 kp/mm² vergütet werden können. Der Vergütungsprozess besteht im Erhitzen des Werkstücks auf 820 bis 850° und nachfolgendem Abkühlen in Öl. Die Bearbeitung der Teile muß in unvergütetem (weichem) Zustand erfolgen, da nach dem Vergüten eine Bearbeitung infolge der Härte schwierig und zeitraubend ist.

Einen ultra-hochfesten Vergütungsstahl, der z. B. für höchstbeanspruchte Pleuelstangen verwendet werden kann, wird vom Edelstahlwerk Gebr. Böhler in Kapfenberg, Österreich, hergestellt. Er führt die Bezeichnung UHF, ist für hochbeanspruchte Bauteile der Luftfahrtindustrie und Raketentechnik bestimmt und besitzt eine Festigkeit bis zu 230 kp/mm².

Wissenswertes über Feinguß

In den vorangegangenen Kapiteln wurde bereits mehrmals auf Feinguß aufmerksam gemacht. Motorenteile mit komplizierter Formgebung, die hohe Festigkeit haben müssen, wie Schwing-

hebel, Kipphebel, Stößel, ja selbst Pleuelstangen, die üblicherweise im Gesenk geschmiedet oder sogar aus dem Vollen herausgearbeitet werden müssen, können schon bei geringer Stückzahl wirtschaftlich aus Feinguß hergestellt werden. Die Festigkeit reicht in den meisten Fällen an Gesenkschmiedeteile aus hochwertigem Werkstoff heran.

Damit sich Interessenten ein klares Bild vom Herstellungsvorgang machen können, sei das Verfahren nachstehend beschrieben.

Ausgang ist ein Urmodell, das je nach Genauigkeitsforderung aus Holz, Messing oder rostfreiem Stahl angefertigt und dessen Oberfläche glatt poliert wird. Genau wie dieses Modell, das um das Schwindmaß von 3% größer bemessen sein muß, sieht dann das fertige Gußstück aus.

Zunächst wird das Modell, ähnlich wie beim Sandgußverfahren, in einem geteilten Formkasten in einem Matrizenrahmen eingeformt, aber mit dem Unterschied, daß statt Sand eine flüssige Kunststoffmasse, meist eine Sn-Bi-Legierung, verwendet wird, die die Form sauber ausfüllt und nach dem Erhärten bzw. Erkalten eine vollkommen glatte Negativform ergibt, die derart teilbar ist, daß das Modell entfernt werden kann. Nachdem Formkasten- (bzw. Matrizen-) hälften wieder zusammengesetzt sind, wird in den entstandenen Hohlraum Wachs unter Druck eingespritzt, das die Form in allen Fugen genau ausfüllt. Auf diese Weise kann eine beliebige Anzahl von Wachsmodellen hergestellt werden. Diese Wachsmodelle werden nun an einen Wachsstamm angeklebt oder angeschmolzen, so daß eine tannenbaumartige sogenannte „Gußtraube“ entsteht. Diese Wachstraube wird mehrmals in eine keramische Flüssigkeit getaucht

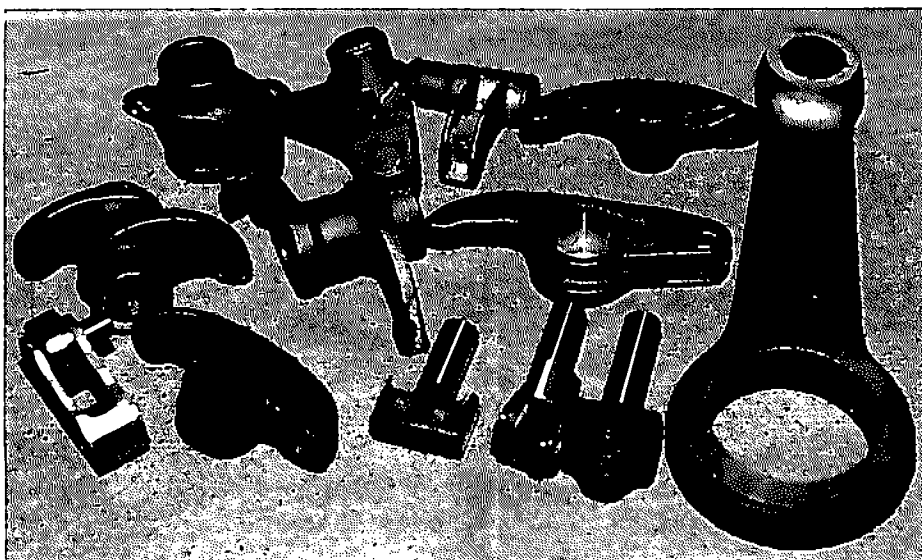


Abb. 197: Feingußteile zeichnen sich durch Genauigkeit und glatte Oberfläche aus.

und getrocknet, bis eine entsprechend dicke Schale mit großer Festigkeit entsteht. Dann wird das Wachs ausgeschmolzen. Vor dem Gießen wird die Schalenform bei etwa 1000° C gebrannt, und dann wird der flüssige Stahl bzw. die Legierung in die noch heiße Form gegossen, so daß alle Hohlräume bis in die Ecken sauber ausgefüllt werden.

Nach dem Erkalten wird die Keramik aufgeschlagen, und die einzelnen Gußteile werden vom Stamm getrennt. Anschließend erfolgen noch spezielle Wärmebehandlungen, um das Gefüge zu verfeinern und dem Verwendungszweck anzupassen. Es können natürlich auch verschiedene Teile, die aus dem gleichen Werkstoff bestehen müssen, zu einer Traube vereinigt werden, so daß auch eine kleinere Stückzahl herstellbar ist.

Für den Guß sind nicht nur alle Stahlsorten, sondern auch Weich- und Schwermetall-Legierungen und besonders auch Hartlegierungen auf Kobaltbasis geeignet. Das Verfahren kommt sogar für Pleuelstangen in Frage, und

nach Auskunft des Herstellers können dieselben Festigkeiten wie mit gesenkgeschmiedeten Pleueln erreicht werden. Besonders für Gleitlagerpleuel mit ihrer komplizierten Formgebung, die normalerweise immer gesenkgeschmiedet werden, bedeutet das bei geringen Stückzahlen eine wesentliche Verbilligung, da das teure Gesenk erspart wird.

Feingußteile sind, wenn das Modell sauber ist, so glatt wie feingedrehte Flächen. Bohrungen können ebenfalls so genau gegossen werden, daß sie nur mehr gerieben zu werden brauchen. Darin liegt ein bedeutender Vorteil gegenüber gesenkgeschmiedeten Teilen, bei welchen alle Bohrungen und Hohlräume erst ausgearbeitet werden müssen. Infolge der bedeutenden Ersparnis bei der Bearbeitung können gewisse Feingußteile sogar bei größeren Stückzahlen mit Gesenkschmiedeteilen konkurrieren (Abb. 197).

Hersteller:
Edelstahlwerke Gebr. Böhler u. Co. AG
Abteilung Feinguß, Kapfenberg/Österreich

XIX. SCHIEBERSTEUERUNG FÜR VIERTAKT-HOCHLEISTUNGSMOTOREN

Die Bestrebungen, das Teller-Ventil durch einen Schieber zu ersetzen, sind so alt wie der Verbrennungsmotor selbst. Tatsächlich ist das Ventil mit großen Mängeln behaftet; es hat nur die einzige gute Eigenschaft, daß es während der Zeit des größten Drucks im Zylinder in Ruhe ist, auf seinen Sitz gepreßt wird und selbst dann noch abdichtet, wenn es nicht mehr ganz in Ordnung ist.

Nachteilig ist, daß es hin- und herbewegt werden muß, was bei hohen Drehzahlen außerordentliche Schwierigkeiten verursacht (so daß dadurch sogar die Drehzahl begrenzt ist), und daß zum Antrieb nicht unerhebliche Kraft aufgewendet werden muß. Strömungsmäßig besteht der Übelstand, daß das Ventil nur einen Ringspalt freigibt, der gegenüber einem freien Durchgang gleichen Durchmessers etwa 50% weniger Gas durchläßt. Meist ist die Strömung auch nach dem Durchtritt durch das Ventil durch Wandreibung und Wirbelung zwischen nebeneinander liegenden Ventilen behindert. Der größte Nachteil des Ventils ist aber seine hohe Temperatur. Das Einlaßventil erreicht im Betrieb bis 500°, das Auslaßventil bis 800°, und es gibt keine Möglichkeit, diese Temperaturen wesentlich zu senken. Von den heißen Tellern nimmt die Frischgasmenge viel Wärme auf, wodurch die Dichte der Zylinderfüllung vermindert und die Klopfgrenze herabgesetzt wird.

Die Schiebersteuerung ist hinsichtlich Strömung und Erwärmung der Ladung

der Ventilsteuerung weitaus überlegen. Da die heißen Ventilteller fehlen, liegt die Klopfgrenze höher, und es kann daher höher verdichtet werden.

Man unterscheidet Rohrschieber- und Drehschiebersteuerungen. Bei der ersteren befinden sich zwischen Zylinder und Kolben eine oder zwei Steuerhülsen, die durch Kurbeltriebe auf und ab bewegt, teilweise zusätzlich auch verdreht werden. Solche Rohrschieber eignen sich wegen ihrer Kinematik nur für niedere Drehzahlen, und auch der Wärmeübergang vom Kolben auf die Zylinderwand ist mangelhaft. Sie wurden seinerzeit in großen Stückzahlen gebaut, gelten heute aber als längst überholt.

Die Drehschiebersteuerung hat zunächst den Vorteil, daß das Steuerorgan gleichförmig rotiert, wodurch die Drehzahl nicht begrenzt ist, daß sich ein freier Durchgangsquerschnitt ergibt und daß der Schieber keine heißen Flächen besitzt, an welchen sich die Ladung erhitzen kann. Das größte Problem des Drehschiebers war von jeher die Abdichtung. Es gibt eine Unzahl von verschiedenartigen Walzenschiebern, axialen Konusschiebern, Flach- und Kugelschiebern, die sich alle als unbrauchbar erwiesen, weil die Abdichtung mangelhaft war.

Ursprünglich versuchte man es ohne Abdichtung. Man ordnete z. B. über dem Zylinderkopf eine Schieberwalze mit Öffnungen an, die nach dem Hahnsteuerungs-Prinzip die Einlaß- und Auslaßöffnung freigab. Der Verbren-

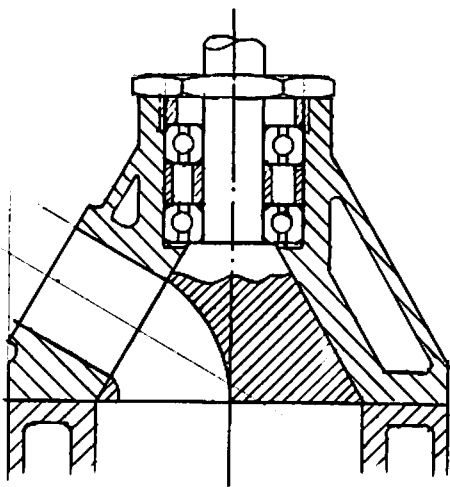


Abb. 198: Aspín-Drehschiebersteuerung.

nungsdruck drückt jedoch den Schieber weg, so daß er in diesem Zeitraum nicht mehr abdichtet. Man versuchte es mit lippenartigen Dichtkörpern, Dichtleisten und rahmenartigen Gleitschuhen, die durch Federdruck an den Drehkörper angepreßt wurden, doch ohne Erfolg. Wird nämlich ein stillstehender Dichtkörper an einen sich drehenden Körper, gleichgültig, ob Flach- oder Walzenschieber, angedrückt, dann entstehen, da immer gleiche Stellen aufeinander laufen, nach einiger Zeit Riefen, die immer tiefer werden, worauf eine Abdichtung nicht mehr möglich ist.

Ein Schieber, der seinerzeit sehr günstig beurteilt wurde und dem man ungewöhnliche Leistung zuschrieb, war der Aspínschieber (Abb. 198). Im Zylinderkopf rotiert bei ihm ein sowohl als Steuerorgan wie als Brennraum ausgebildeter Kegel, der eigentlich eine rotierende Brennkammer darstellt. Die Abdichtung erfolgt durch den Kegel selbst, welcher durch den Gasdruck in seinen Sitz gepreßt wird. Allerdings ist dann die Reibung im Konus so groß, daß sich der Schieber nicht drehen kann. Es muß also eine Axiallagerung vorgese-

hen werden, die den Schieber etwas abhebt. Dann hat aber der Schieber keine Berührung mehr mit seinem konischen Sitz im Zylinderkopf und kann weder seine Wärme ableiten, noch dichtet er dann. Eine Einstellung auf leichtgängiges Gleiten bei genügender Berührung zwecks Wärmeabfuhr und Abdichtung auf tausendstel Millimeter ließ sich in der Praxis nicht durchführen.

Einige Walzenschiebermotoren ohne jegliche Abdichtung gingen vor dem Ersten Weltkrieg sogar in Serie, verschwanden aber schnell wieder. Auch keine der vielen Arten von ausgeführten Drehschiebermotoren mit stillstehenden Abdichtungskörpern konnte sich durchsetzen.

Es gibt wahrscheinlich nur eine einzige Möglichkeit, einen Drehschieber einwandfrei betriebs sicher auszuführen: wenn man nämlich den Dichtkörper als drehbaren Ring ausführt. Diese Bauart wurde von der DVL und BMW während des Kriegs für Flugmotoren entwickelt und hat sich bei Probelaufen in Hunderten von Laufstunden am Einzylinderprüfstand hervorragend bewährt. Der Verfasser hat an dieser Drehschieberentwicklung längere Zeit mitgearbeitet. Ihr Prinzip ist folgendes:

Der ebene Zylinderkopfdeckel (Z) (Abb. 199) besitzt runde Öffnungen für Ein- und Auslaß, welche von einem außenliegenden Flachscheiben-Drehschieber (S) mit entsprechenden Öffnungen gesteuert werden. Es gibt mehrere Ausführungsmöglichkeiten. Die für Flugmotoren bestimmte Bauart besaß eine axial angeordnete Schieberscheibe (S) von 7 mm Dicke mit zwei Steueröffnungen. Sie war mit einer Außenverzahnung ausgestattet, in welche das Antriebszahnrad (R) eingriff. Der Zylinderkopfdeckel besaß je zwei

gegenüberliegende Ein- und Auslaßlöcher (A und E), die durch frei drehbare, mit Kolbenringen versehene Dichtungsringe (D), die durch den Gasdruck an den Drehschieber (S) angedrückt wurden, den Brennraum gegen die Schieberscheibe abdichten. Die entscheidende Idee gegenüber einem stillstehenden Dichtkörper bestand darin, daß der an den Drehschieber ange-drückte Dichtring durch die Schieber-Rotation mitgenommen wurde und sich langsam herumdrehte, weil die Gleitgeschwindigkeit am Drehschieber außen größer ist als innen. Dadurch läppen sich die Laufflächen der beiden Drehkörper auf Hochglanz zusammen und ergeben eine vorzügliche Abdichtung bei jeder Drehzahl. Fremdkörper, die bei stillstehendem Dichtkörper in den Riefen steckenbleiben und an gleicher Stelle die Laufbahn immer mehr zerkratzen und zerstören, werden vom sich drehenden Dichtkörper nach außen

transportiert. Ein Verschleiß wurde in der Praxis nach hundertstündigen Voll-lastläufen weder an den aus geschmie-detem Leichtmetall bestehenden Dicht-körpern noch an dem nitrierten Schie-ber festgestellt. Wurde dagegen ein Dichtkörper festgehalten, also an der Drehung gehindert, dann war er nach kurzer Zeit unbrauchbar.

Solch ein sich drehender Dichtkörper kann sowohl auf einer ebenen als auch auf einer Kugelfläche sowie in einer Hohlkugel aufliegen. Die Flugmoto-ren-Flachschieber-Bauart wurde mit zentrischer Schieberanordnung, wie in Abb. 199 gezeigt, ausgeführt, wobei al-lerdings nur ein beschränkter Öff-nungsquerschnitt erzielbar ist. Wesent-lich größere Öffnungen erhält man, wenn man den Schieber außermittig la-gert (Abb. 200). Man kann einen solchen Schieber auch über zwei Zylinderköpfe laufen lassen. Nachteilig ist für den Flachdreh-schieber, daß er durch den

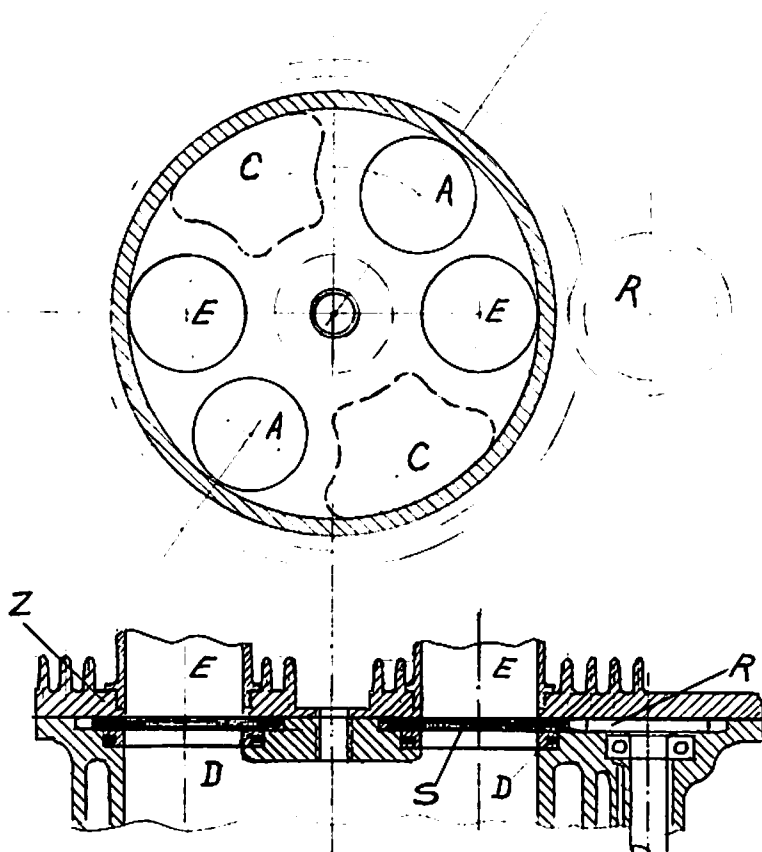


Abb. 199: BMW-Flachschieber-Zylinderkopf für Flugmotoren (Baujahr 1943).

Verbrennungsdruck, der auf die die Steueröffnungen verschließende Schieberscheibe wirkt, belastet wird. Er wird durch den Druck an den Abschlußdeckel angepreßt und bedarf deshalb dort reichlicher Schmierung. Das freilich kommt wieder der Wärmeableitung über seine große Auflagefläche zugute.

Der drehbare Dichtkörper kann, wie oben erwähnt, auch in einer Hohlkugel

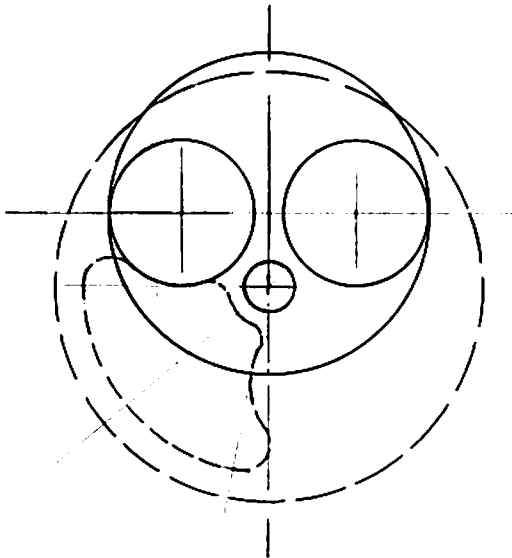


Abb. 200: Mit einem außermittig angeordneten Flachschieber lassen sich große Öffnungen im Zylinderkopf steuern.

angeordnet werden, wie es bereits beim Sklenarmotor der Fall war. Sklenar ist als Urheber des drehbaren Dichtkörpers anzusehen. In den dreißiger Jahren wurden von mehreren Fabriken Sklenarmotoren versuchsweise gebaut. Es waren Sternmotoren (Abb. 201), bei welchen in einem feststehenden Schieber mit kugelige Innenfläche die in Sternform angeordneten Zylinder rotierten. Im Ring (A), der den Tragkörper der Maschine darstellte, saßen am Um-

fang die Ein- und Auslaßöffnungen (B und C) sowie die Zündkerzen, die von dem sich drehenden Zylinderstern überlaufen wurden. Entsprechend den Steuerzeiten wurden die Ein- und Auslaßöffnungen freigegeben. Die Abdichtung gegenüber den Zylindern (D) geschah durch rohrförmige, mit Kolbenringen versehene Dichtkörper (E), die mit kugelige Oberfläche in der kugelige Laufbahn des Rings auflagern. Die Dichtkörper besaßen in ihrer Bohrung drallförmige Rippen, die infolge der Gasströmung ihre Drehung bewirkten. Während des Laufs wurden die Dichtkörper durch den Gasdruck an die Ringlaufbahn angedrückt. Die Abdichtung funktionierte befriedigend, doch die unglückliche Gesamtkonstruktion des Sternmotors führte dazu, daß die Weiterentwicklung nach den ersten erfolgversprechenden Probeläufen abgebrochen wurde.

Die bei der Flachschieber-Bauart nachteilige Reibung des Schiebers auf dem Abschlußdeckel und den dadurch sich ergebenden hohen Ölverbrauch könnte man bei einer anderen Konstruktion vermeiden. Diese wurde zwar noch nicht ausgeführt, es wäre aber durchaus denkbar, einen wälzgelagerten Walzenschieber mit kugelige Laufbahn auszuordnen und über dem Zylinderkopf anzuordnen. Um eine Drehung der Dichtkörper zu erzielen, müßten dieselben etwas außermittig angesetzt werden. Der Schieber könnte mit Wasser durchspült werden.

Zusammenfassend kann gesagt werden:

Die Drehschiebersteuerung ist, wenn richtig ausgeführt, der Ventilsteuerung in mancher Hinsicht überlegen. Viele Konstrukteure und Hersteller haben ihr Geld nur deshalb verloren, weil sie nicht

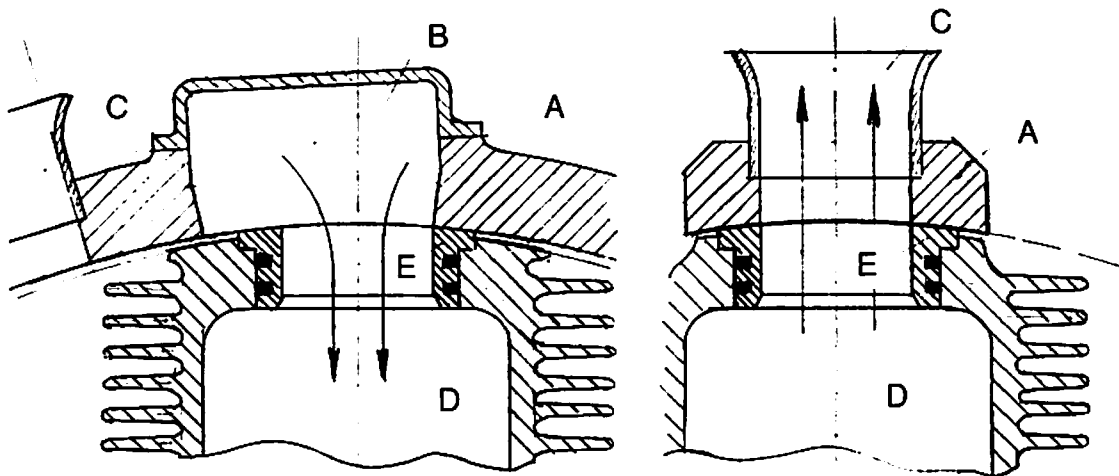


Abb. 201: Zylinderkopf des Sklenar-Kugelschieber-Sternflugmotors.

wußten, wie man eine Drehschiebersteuerung *nicht* machen darf. Der Trick mit dem drehbaren Dichtkörper ist kaum bekannt bzw. heute wohl weitgehend in Vergessenheit geraten.

Es ist anzunehmen, daß für Triebwerke mit sehr hohen Drehzahlen die Drehschiebersteuerung eines Tages wieder aufgegriffen und weiterentwickelt wird.

ANHANG

Renn-Ventilfedern der Federnfabrik Scherdel in Marktredwitz

Lfd. Nr.	Max. Ventilhub	Länge bei geöffnetem Ventil (mm)	Einbaumaße		Federkräfte		Eigenfrequenz Min ⁻¹	Bemerkungen	
			Federaußendurchmesser (mm)	Federinnendurchmesser (mm)	F ₂ bei geöffnetem Ventil	F ₁ bei geschlossenen Ventil		Draht ∅	Einbaulänge
1a	12,0	30,7	34,0	24,6±0,15	89,6	24,1	30.500	4,7 ∅	42,7
1b	12,0	25,3	22,0	17,0±0,15	20,5	8,0	25.000	2,5 ∅	
2	12,0	31,0	34,4	25,2±0,2	99,0	43,0	28.000	4,6 ∅	43
3a	12,0	28,5	31,9	23,4±0,15	76,0	25,0	32.000	4,25 ∅	40,5
3b	12,0	26,5	21,6	16,0±0,15	34,0	16,0	28.000	2,8 ∅	
3c	12,0	26,5	22,2	16,0±0,15	46,0	16,0	31.000	3,1 ∅	
4	12,0	27,5	34,4	25,2±0,2	99	43	29.000	4,6 ∅	39,5
5	12,0	27,0	34,8	24,6	102,0	42,0	30.000	5,1 ∅	39
6	12,0	24,0	32,4	23,6	84,0	28,5	32.000	4,4 ∅	36
7a	12,0	23,0	34,7	26,7	58,5	30,0	26.000	4 ∅	35
7b	12,0	20,5	25,7	19,7	35,0	16,0	28.000	3 ∅	
8a	12,0	23,0	27,6	20,4	55,0	19,0	32.000	3,6 ∅	35
8b	12,0	21,0	20,0	14,8	31,0	13,0	31.000	2,6 ∅	
9a	11,5	26,0	33,0	24,4	69,0	26,0	29.000	4,3 ∅	37,5
9b	11,5	24,0	22,6	17,0	28,0	12,5	26.000	2,8 ∅	
10a	11,5	24,5	32,5	23,5	85,0	22,0	32.000	4,5 ∅	36
10b	11,5	20,5	22,5	17,5	20,0	5,0	24.000	2,5 ∅	
11a	11,5	24,0	34,5	25,3	85,0	33,0	30.000	4,6 ∅	35,5
11b	11,5	15,5	23,5	18,0	25,0	10,5	32.000	2,6 ∅	
12	11,5	20,5	30,0+0,4	20,8-0,4	65,0	23,0	34.500	4,6 ∅	32
13a	11,0	24,0	33,5	25,0	74,0	21,5	35.000	4,25 ∅	35
13b	11,0	19,0	22,0	16,4	32,6	9,0	40.000	2,8 ∅	
14a	10,3	22,3	30,6	23,0	54,7	17,6	35.000	3,8 ∅	32,6
14b	10,3	18,3	21,1	15,9	26,4	8,0	38.000	2,6 ∅	
15	9,5	23,0	28,1/32,7	20,0/24,6	72,0	30,5	30.000	4 ∅	32,5
16a	11,0	21,5	30,0+0,1/-0,2	22,4+0,1/-0,2	57,0	22,0	30.000	3,8 ∅	32,5
16b	11,0	19,5	21,8+0,2/-0,1	16,2+0,2/-0,1	35,0	13,0	33.000	2,8 ∅	

Erklärungen zu den Ventilerhebungskurven und den Zahlenreihen 1–40

Aus Platzmangel können hier nur einige Ventilerhebungskurven im Original gezeigt werden. Der Leser muß sich daher die erforderlichen Kurven selbst aufzeichnen, was aber ohne großen Zeitaufwand möglich ist.

Die Zahlen geben den Weg der Ventilerhebung nach der Ideallinie an, die durch den ruckfreien Nocken erzielt wird. Diese Zahlen sind, weil sie der Computer so liefert, auf vier Dezimalstellen angegeben. Für die praktische Nockenausführung genügen zwei Dezimalstellen und jeder zweite Nockengrad, zur Aufzeichnung der Ventilerhebungskurven genügt jeder fünfte Grad.

Die Konstruktion der Nockenform wurde im Kapitel III erläutert. Auf jeder Tabelle sind der Winkel, den die Ventilerhebungskurve an der steilsten Stelle einschließt, sowie die maximale Verzögerung (Verz.) in m/s^2 am Gipfelkreisbogen angegeben. Der Ventilhub kann nach Bedarf erhöht oder auf Nockenhub verringert werden, dazu müssen die Zahlen jeweils mit einem Umrechnungsfaktor multipliziert werden.

Nach den auf durchsichtigem Millimeterpapier aufgezeichneten Kurven kann man durch Aufeinanderlegen ein-

zelner Blätter den Unterschied in der Steilheit und Fläche verschiedener Kurven und dadurch deren Charakteristik mit einem Blick feststellen. Durch Aneinanderlegen der Ein- und Auslaßkurven werden auch die Spreizung, d. h. der Abstand der beiden Kurvenmitten voneinander, und damit die Ventilzeitenüberschneidung sowie die Gesamtsteuerzeiten bestimmt.

Die Nockenform ergibt sich nach der Form der Berührungsfläche des Abnehmers, die eben oder kreisförmig sein kann. Sämtliche 40 Ventilerhebungskurven sind für Abnehmer mit ebener Gleitfläche bzw. mit großem Krümmungsradius geeignet. Für Rollenabnehmer mit der durchschnittlichen Rollengröße von 20 mm $\varnothing$ sind Ventilerhebungskurven über 48° Steigung normalerweise nicht brauchbar, da die Nockenflanken hohl würden (dies gilt allerdings für den vollen Ventilhub). Rollenabnehmer werden aber im allgemeinen als Hebel mit einem Übersetzungsverhältnis von 1,3 und darüber ausgeführt. Durch den geringeren Nockenhub ändert sich die Nockenkurve so weit, daß selbst Ventilerhebungskurven mit über 50° Steigung keine hohlen Nockenflanken ergeben.

Verz. f. den für NW
400 für NW