KAPAÇ KOMUTALARI 1997

LUDWIG APFELBECK/HERMANN WEICHSLER

MOTORBUCH VERLAG STUTTGART

Einbandgestaltung: Siegfried Horn, unter Verwendung eines Fotos von H. Weichsler.
Bildnachweis: wenn nicht in der Bildzeile genannt, von den Autoren.

Die Ratschläge in diesem Buch sind von Autor und Verlag sorgfältig erwogen und geprüft, dennoch kann eine Garantie nicht übernommen werden. Eine Haftung des Autors bzw. des Verlages und seiner Beauftragten für Personen-, Sach- und Vermögensschäden ist ausgeschlossen.

ISBN 3-613-01272-3

1. Auflage 1991
Copyright © by Motorbuch Verlag, Postfach 103743, 7000 Stuttgart 10.
Ein Unternehmen der Paul Pietsch-Verlage GmbH&Co.
Sämtliche Rechte der Speicherung, Vervielfältigung und Verbreitung sind vorbehalten.
Druck: Rems-Druck, 7070 Schwäbisch Gmünd.
Bindung: K. Dieringer, 7016 Gerlingen.
Printed in Germany.

INHALT

Vorwort 7

I. Die Entwicklung des Viertaktmotors am Beispiel 50jähriger Konstrukteurtätigkeit 9
Die Geburt einer Idee 9 / Aller Anfang ist schwer 11 / Erste Anerkennung 13 / Schwieriger Neubeginn 14 / Rennsiege verhindern Firmenpleite 18 / Leistungssensation begründet Weltrekorde 22 / Enttäuscht und unbedankt 24 / Den Rennsport belebt 25 /

II. Praktisch angewandte Konstruktionsbeispiele 30
Grundsatzüberlegungen und Schlüsselerlebnis 30 / Ideenlieferant für zahlreiche Motorrad- und Autohersteller 33 / Strömungsverbesserungen am Einlaßventil 33 / Für BMW erdacht – von Alfa Romeo genützt 35 / Als Automotor konstruiert – im Motorrad verwendet 37 / Die Ähnlichkeit von Zwillingen 39 / Porsche 959 Motor bereits 1970 konstruiert? 41 / Horex »Rebell« – ein früher Denkanstoß 46 /

III. Radiale Mehrventiltechnik 47
Vom Schnüffelventil zum diametralen Zylinderkopf 47 / Radiale Mehrventiler im mathematischen Vergleich 48 / Das Apfelbeck-System als Strömungswunder 52 / Der Radialkopf und seine kinematischen Hürden 57 / Rennbewährte Radialzylinderköpfe nach Bauart »Apfelbeck« 61 / Der lange Weg zum radialen Reihenmotor 68 / BMW 2 L Formel 2 Motor 76 / Vollradialstudie zum Porsche 911 Motor 79 /

IV. Radiale Ventilsteuerungen 83
Der Evergreen mit zwei Ventilen 83 / Der Radialkopf wiederentdeckt 85 / Mit konischen Nocken zum Weltmeistertitel 86 / Motorräder – technische Leckerbissen 88 / Mit 5 Ventilen zuviel des Guten 91 / Konische Nocken als Ideenmultiplikator 92 / Der Radialkopf salonfähig gemacht 98 / Ungeliebter Dreiventiler 98 / Viel Aufwand im radial-diametralen Reihenmotor 103 /

V. Erreichen von Rekordleistungen an praktischen Beispielen 104
Allgemeinbetrachtung 104 / Der Rotax-Basismotor 105 / Wahl der Brennraumgeometrie und Bestimmung der Ventilgrößen 105 / Konstruktion des Grundkörpers 112 / Herstellung der Nockenwellen 116 / Zylinder und Kolben 119 / Ventile-Führungen und Sitze 123 / Nockenwellenantrieb 124 / Vergaser 124 / Zündung 126 / Zylinderkopfschmierung 127 / Prüfstandslauf und Experimentbeurteilung 127 / Konische Nocken in Lizenz gebaut 130 / Der KTM-Basismotor 130 / Grundsatzüberlegungen 133 / Modell- und Formenbau 135 / Nockenwellenantrieb 137 / Nockenwellenlagerung 139 / Nockenherstellung 140 / Nockenwellenmontage 141 / Ventilspieleinstellung 141 /

VI. BMW Boxer – dankbares Tuningobjekt 147
Grundsätzliches 147 / Rollenstößelsteuerung 149 / Königswellensteuerung 157 / Kennzeichnung 160 / Anlasser- und Kurbelgehäuseänderungen 164 / Änderungen des Ölkreislaufes 167 / Der Ölpumpen- und Königswellenantrieb 167 / Aufnahme der Königswellen im Motorgehäuse 172 / Fertigung der Kegelräder 172 / Koppelung und Montage der Königswellenteile 173 / Lagerung der Königswellen 175 / Adaption des Zylinderkopfes 176 / Fertigung und Montage der Steuerungsteile 179 / Nocken und Steuerzeiten 183 / Leistungssteigernde Änderungen am Zylinderkopf 186 / Verbesserungen an Kolben und Kurbeltrieb 192 / Ausführungsvarianten 192 / Schwinghebel bei Sporteinsätzen 195 / Vierventil-Überlegungen zum BMW RS 54 Rennmotor 198 /

VORWORT

Animiert durch den großen Erfolg des ersten Buchs »Wege zum Hochleistungs-Viertaktmotor« und das noch immer unverminderte Interesse daran, veranlaßte Ing. Ludwig Apfelbeck mit einem Folgeband vor allem radiale Ventilanordnungen und deren Steuerungsmechanismen als zielführende Lösung zu angestrebten Rekordleistungen darzustellen.

Leider konnte er die Veröffentlichung dieses Werkes, das zu vollenden mir durch die Weitergabe seines enormen Wissensumfanges, gestützt auf zahlreiche Konstruktionszeichnungen und Fotos, ermöglicht wurde, nicht mehr erleben.

Das Schaffen dieses weltbekannten Motorentechnikers wurde durch die Erfindung seiner diametralen Ventilanordnung richtungsweisend beeinflußt. Die Forderung seiner Auftraggeber nach Rekordleistungen endete zwangsläufig – oft durch unqualifizierten Einfluß vorerst irregeleitet – beim vollradialen Vierventiler.

In einer Zeit, in der die parallele Vierventiltechnik konstruktiv ausgereift und Multiventiler den Viertaktmotor dem Ziele einer schadstoffärmeren Verbrennung auch nicht wesentlich näher gebracht haben, scheint die Wiedergeburt der Kugelkalotte als vollkommenste Brennraumform die logische Weiterentwicklung.

Bildete bisher die Betätigung der weit über die Zylinderbohrung hinausragenden Ventile unüberwindliche Schwierigkeiten, so werden in diesem Buch zahlreiche Möglichkeiten drehzahlfester Ventilsteuerungen dargestellt und beschrieben. Einige davon bilden den Inhalt internationaler Patente und werden durch verschiedene Motorenhersteller bereits in naher Zukunft genutzt.

Am Beispiel eines durch den keinesfalls handwerklich ausgebildeten Coautor vorgenommenen Zylinderkopfumbaues soll dokumentiert werden, daß es trotz aufwendiger radialer Vierventiltechnik nahezu jedem interessierten Enthusiasten möglich sein sollte, Rekordleistungen ohne Rückendeckung durch Rechenzentren und teure Industrie erreichen zu können.

Bis auf einige wenige unkomplizierte Formeln, wie sie zur Festlegung prinzipieller Konstruktionsmerkmale notwendig sind, verzichtet auch dieses Buch auf seitenlange mathematische Ableitungen und methodische Abgrenzungen. Es gibt zahlreiche wissenschaftliche Abhandlungen, die sich mit Bau und Konstruktion der verschiedenen Motorenbauteile befassen, für den handwerklich begabten Motorentuner jedoch in den seltensten Fällen benötigt werden, da sich Leistungssteigerungen beim Viertaktmotor fast ausschließlich auf den Zylinderkopf beschränken.

Die Konstruktion und Konzeptionierung eines vollständig neuen Motors wird in den seltensten Fällen verwirklicht werden. Außerdem ist das Herstellerangebot der verschiedenen benötigten Bauteile wie Ventile, Kolben, Nockenwellen und dgl., so vielfältig und eng sortiert, daß damit keine Zeit vergeudet werden muß.

Das Augenmerk hat dem Gaswechsel, also dem Verbrennungsraum mit optimaler Kolbenform, der Kanalführung, den Ventilgrößen und den Steuerzeiten zu gelten. Die Festlegung und das Aufeinanderabstimmen dieser leistungsbestimmenden

Komponenten ist Aufgabe dieses Buches, das durch die Beschreibung der Einzelteile aus dem ersten Band die notwendige Hilfestellung erfährt.
Mehrere Beispiele zur Anwendung radialer Mehrventiltechnik an gebräuchlichen Reihenmotoren anwendbar, bilden ebenso den Buchinhalt, wie die Anleitung zum leistungssteigernden Umbau des BMW-Boxers auf Königswellensteuerung bzw. Rollenstößel.

Hermann Weichsler
Klagenfurt/Österreich

I. DIE ENTWICKLUNG DES VIERTAKT-MOTORS AM BEISPIEL 50JÄHRIGER KONSTRUKTEURSTÄTIGKEIT

Die Geburt einer Idee

In den späten zwanziger Jahren waren die Rudgemotoren mit ihren vier parallelen Ventilen und dachförmigem Brennraum der Konkurrenz deutlich überlegen. Die doppelte Anzahl der Ventile bewirkte schnelleren Gaswechsel und erklärte den Leistungsunterschied gegenüber den anderen Motorenherstellern. Allerdings litt diese Konstruktion, wenn dauernde Höchstleistungen verlangt oder größere Ventile eingebaut wurden, an einem Mangel, der in der Verwendung des damals üblichen Gußeisens als Zylinderkopfmaterial begründet war: Die Auspuffventilsitze rissen im Bereich der Zwischenwand, die von den Auspuffflammen doppelt aufgeheizt wurde, infolge thermischer Überbelastung (Abb. I/1).
Bereits damals mit der Renntechnik verwachsen, begegnete ich in verschiedenen Schweiß-Werkstätten zahlreichen derart beschädigten Zylinderköpfen. Ich erkannte sofort, daß das Vierventilprinzip nur verwendbar wäre, wenn man die Ventile gleicher Funktion gegenüberliegend anordnete. Sofort begann ich meine Idee zu Papier zu bringen im Bestreben, größtmögliche Ventile unterzubringen. Meine zeichnerischen Überlegungen führten zur kugeligen Brennraumform und zu kreuzweise gegenüberliegenden Ventilen, mit denen die günstigsten Strömungsverhältnisse erzielbar schienen. Daß der herkömmliche Dachkopf in dieser Hinsicht kein Optimum darstellt, ist sofort erkennbar, da nicht die

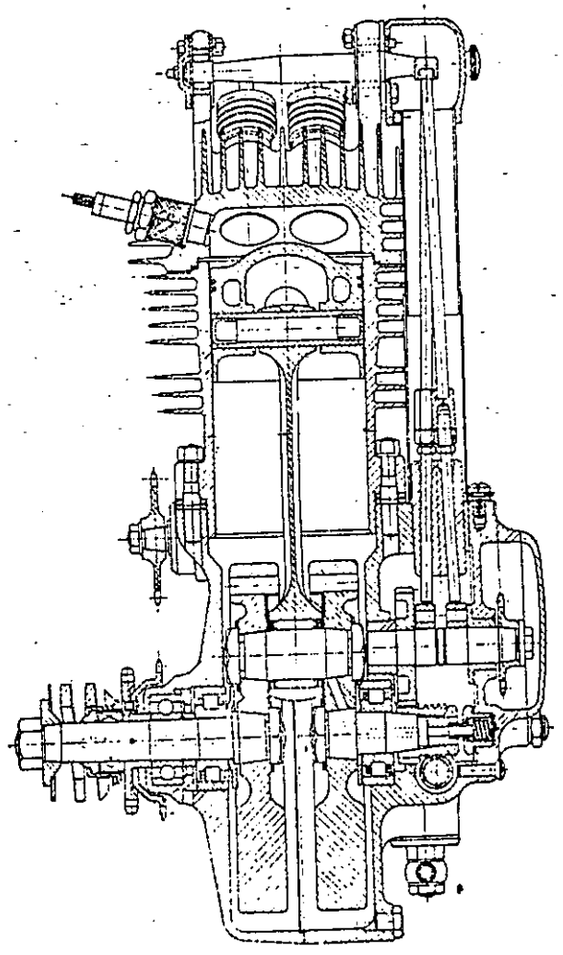


Abb. I/1: Rudge-500 cm³-Einzylindermotor. Mit vier parallel angeordneten Ventilen war diese Konstruktion zu Beginn der 30er Jahre allen Konkurrenten überlegen. Zahlreiche Rennsiege veranschaulichten die Bedeutung des rascheren Gaswechsels durch die Verdoppelung der Ventile. (Rudge Werkzeichnung)

gesamte Brennraumoberfläche durch die Ventilquerschnitte genützt werden kann. Die Strömungsverhältnisse sind ungünstig, da sich die beiden angesaugten Frischgasströme zwischen den nebeneinander liegenden Einlaßventiltellern gegenseitig behindern. Auch die knapp neben den Ventilen liegende Zylinderwand stört das freie Ausströmen des Frischgases.
Dagegen gelangt beim Radialkopf mit diametraler Ventilanordnung die Füllung frei und hindernislos in den Zylinder. Um jeden Ventilteller ist auch bei vollem Ventilhub genügend freier Raum für das ungehinderte Ausströmen des Frischgases.
Diese Erkenntnis erwies sich als vollkommen richtig und wurde 35 Jahre später, als bei BMW grundlegende Strömungsversuche an verschiedenen Brennraumformen angestellt wurden, bestätigt.
Einen weiteren bedeutenden Vorteil gegenüberliegender Ventile bildet der Temperaturausgleich innerhalb des Zylinderkopfes, da die hohen Temperaturen der beiden Auslaßventile durch die unmittelbare Nachbarschaft der Einlaßventile gemildert werden. Die doppelt aufgeheizte Wand und die damit verbundenen Probleme sind beseitigt, – ein Umstand, der vor allem bei luftgekühlten Motorradmotoren von Vorteil ist.
Rudge verwendete später zwar auch Zylinderköpfe mit Radialventilanordnung, doch blieben die Ventile gleicher Funktion nebeneinander (Abb. I/2). Damit war wohl die Auspuffzwischenwand keilförmig ver-

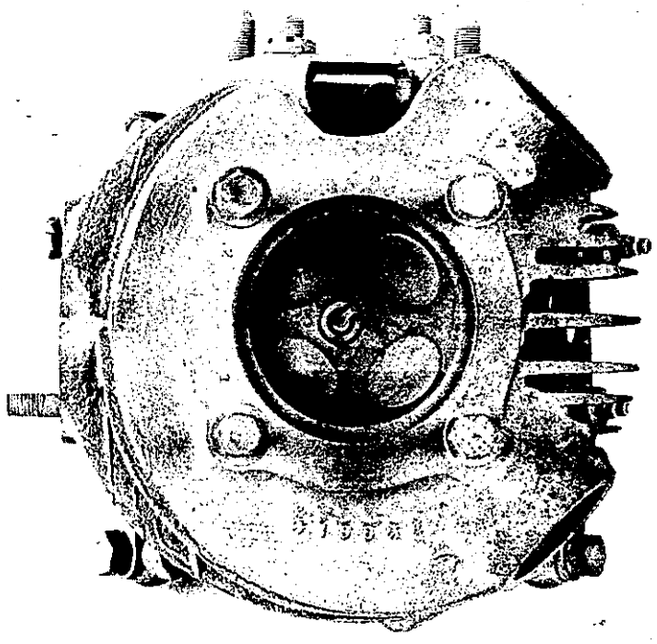


Abb. I/2: Rudge-250 cm³-Vollradialzylinderkopf. Bei den hubraumkleineren Motoren waren die vier Ventile radial angeordnet, was auf der Auspuffseite die Neigung zu gerissenen Stegen zwischen den Ventilen minderte.

Klasse 46c — Angemeldet am 10. Juli 1937

ÖSTERREICHISCHES PATENTAMT

PATENTSCHRIFT Nr. 150188

LUDWIG APFELBECK IN GRAZ.

Zylinderkopf für gemischverdichtende Viertakt-Brennkraftmaschinen.

Angemeldet am 20. Dezember 1935. — Beginn der Patentdauer: 15. März 1937.

Die Bauart des Zylinderkopfes von Viertakt-Brennkraftmaschinen ist für die Leistung und den Wirkungsgrad von ausschlaggebender Bedeutung. Es ist bekannt, dem Brennraum die Form einer Halbkugel oder eines Domes zu geben und darin vier Ventile radial anzuordnen, wobei je zwei Ventile gleicher Funktion nebeneinander liegen. Man hat auch schon vier parallel geteilte Ventile in einen flachen Verbrennungsraum so angeordnet, daß je zwei diametral gegenüberliegende Ventile die gleiche Funktion erfüllen. Keine dieser Bauarten kann vollbefriedigen, da nebeneinanderliegende Ventile gleicher Funktion ungünstige Strömungsverhältnisse ergeben und bei Anordnung paralleler Ventile die flache Form des Verbrennungsraumes nachteilig wirkt.

Gegenstand der Erfindung ist ein Zylinderkopf für gemischverdichtende Viertakt-Brennkraftmaschinen, in dem vier Ventile in einem halbkugel- oder domförmigen Brennraum radial derart angeordnet sind, daß je zwei gegenüberliegende Ventile (A, B bzw. C, D) die gleiche Funktion erfüllen. Außerdem besitzt jedes Einlaßventil einen eigenen genau oder ungefähr in Richtung der Zylinderachse liegenden Einströmkanal E bzw. F. Diese Bauart ergibt folgende besondere Vorteile: Es ist möglich, in dem die gewünschte Brennraumform darstellenden halbkugel- oder domförmigen Brennraum vier Ventile von größtmöglichen Durchmessern unterzubringen, wobei die Teller infolge des gleichzeitigen Hubes zweier gegenüberliegender Ventile nicht aufeinandertreffen, wie dies bei Verwendung nebeneinanderliegender gleichartiger Ventile eintreten würde. Infolge der großen Öffnungsquerschnitte, der durch das Gegenüberliegen der gleichartigen Ventile bedingten hindernislosen freien Strömung in Verbindung mit den getrennten Einlaßkanälen und der dadurch sich ergebenden starken Gasverbelung im Zylinder ist mit dieser Bauart des Zylinderkopfes eine höhere Drehzahl und Leistung des Motors bei geringerem Brennstoffverbrauch erreichbar, als bei Motoren anderer Bauart. Da auch die Auslaßventile einander gegenüberliegen, wird außerdem eine gleichmäßigere Wärmeverteilung über den ganzen Zylinderkopf erzielt.

PATENT-ANSPRÜCHE:

1. Zylinderkopf für gemischverdichtende Viertakt-Brennkraftmaschinen mit vier in einem halbkugel- oder domförmigen Brennraum radial angeordneten Ventilen, dadurch gekennzeichnet, daß je zwei einander gegenüberliegende Ventile (A, B bzw. C, D) die gleiche Funktion erfüllen.

2. Zylinderkopf nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß jedes der beiden Einlaßventile einen eigenen Einlaßkanal (E bzw. F) besitzt, der genau oder ungefähr in Richtung der Zylinderachse liegt.

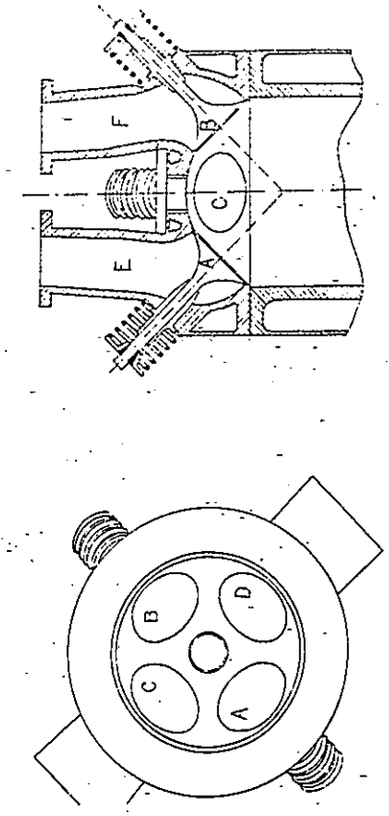


Abb. I/3: Neben der diametralen Ventilanordnung wurden auch die Fallstromkanäle zu den Einlaßventilen in zahlreichen europäischen Staaten patentrechtlich geschützt.

stärkt, die Einströmverhältnisse aber kaum verbessert, da die Ventilgrößen wegen der starken Annäherung beim Öffnen beschränkt bleiben mußten.
Die Vorzüge der radial diametralen Ventilanordnung in Verbindung mit Fallstromkanälen waren für mich so überzeugend, daß ich trotz schwierigster finanzieller Verhältnisse, – nur durch das sichere Einkommen meiner treuen Gattin ermöglicht, – zahlreiche Auslandspatentierungen vornahm (Abb. I/3). Bis Kriegsende wurden diese Patente von BMW aufrechterhalten, nach dem Zusammenbruch war leider alles verloren.

Aller Anfang ist schwer

In der tristen Zeit der großen Arbeitslosigkeit begann ich 1929 mit dem Bau eines Zylinderkopfs nach meinen Ideen. Unter größten Entbehrungen – meine Eltern hatten durch Kriegsanleihen und Inflation ihr gesamtes Vermögen verloren – fertigte ich aus Blechteilen und Rohrstutzen, die ich miteinander verschweißte, einen wassergekühlten Vierventilkopf an. Die Ventile wurden von obenliegenden Nockenwellen mit konisch geschliffenen Nocken über leichte Schwinghebel betätigt (Abb. I/4). Eine im Dreieck geführte Kette trieb die

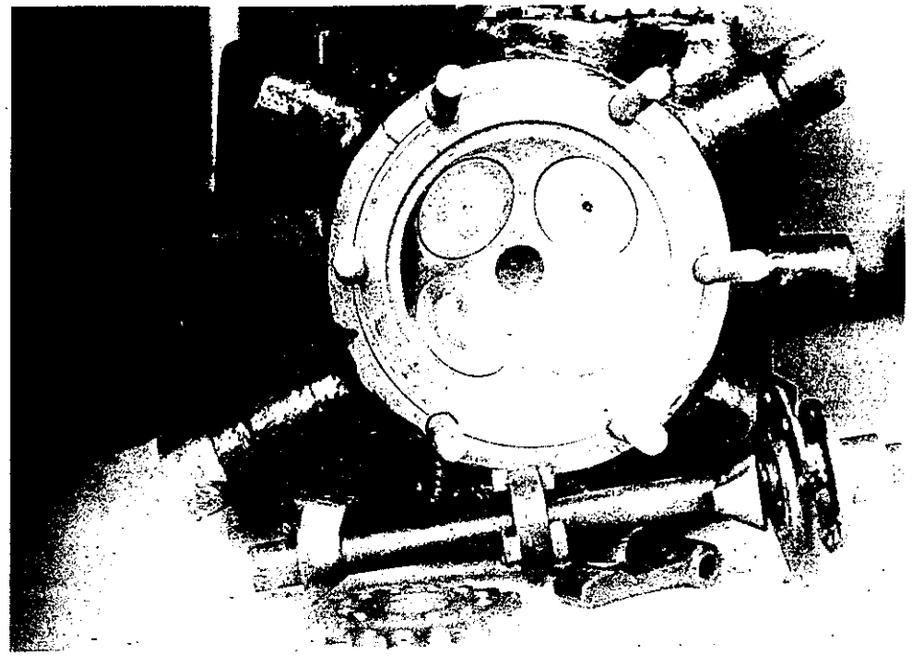
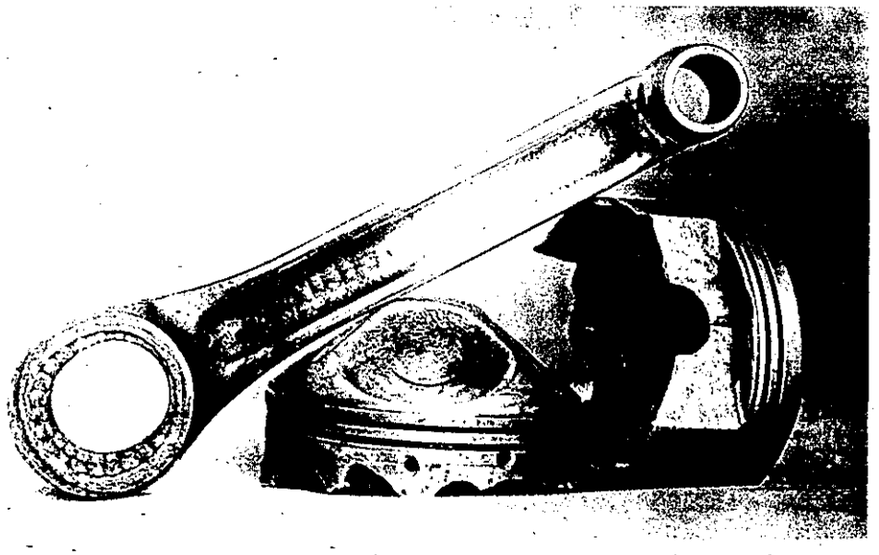


Abb. I/4: Erster im Selbstbau als Schweißkonstruktion ausgeführter »Apfelbeck«-Zylinderkopf. Die noch gleich großen Ventile wurden über konische, auf Schlepphebel wirkende Nocken geöffnet. Ihre Herstellung erfolgte in mühevoller Feilarbeit unter ständiger Überprüfung des Tragbildes.

Abb. I/5: Die im Zylinderkopf produzierte Leistung überforderte Kolben und Pleuel.



Nockenwellen direkt von der Kurbelwelle aus an. Auf einen 500 cm³ Bahnmotor von Rudge aufgebaut, erreichte ich damit sofort Rekorddrehzahlen, doch zerstörten die dabei auftretenden Massenkräfte den Kolben. Dieses aus einem käuflichen Rohling hergestellte Bauteil brach im Bereich des Kolbenbolzens auseinander. Mit dem nunmehr verwendeten geschmiedeten Kolbenmaterial von Mahle konnte in diesem Bereich Abhilfe geschaffen werden, doch verformte sich jetzt der Pleuelfuß oval, sodaß die Wälzkörper nicht mehr abrollen konnten. Die auf diese Weise zerstörten Pleuel ersetzte ich durch andere, deren Fuß ich mit einer hochstegigen Rippe verstärkte. Die Lagerung beließ ich vorerst vollrollig; erst mit der Verwendung eines Rollenkäfigs aus Leichtmetall arbeitete auch der Kurbeltrieb, den ich schließlich in ein selbstgefertigtes Gehäuse einbaute, einwandfrei (Abb. I/5).

Endlich konnte meine Konstruktion auch in einem Rennen eingesetzt werden. Bei einem Bahnrennen in der Wiener Kriau konnte ein Nachwuchsfahrer gegen stärkste Rudge-, Jap- und Saroléa-Konkurrenz bestehen. Die gestoppte Spitzengeschwindigkeit betrug auf gerader Strecke nahezu 200 km/h.

Den damaligen Hauptabmessungen entsprechend, hatte mein Motor 84 mm Bohrung und 90 mm Hub, das Gemisch wurde jedoch durch zwei Amal-Vergaser, die nacheinander öffneten, angesaugt.

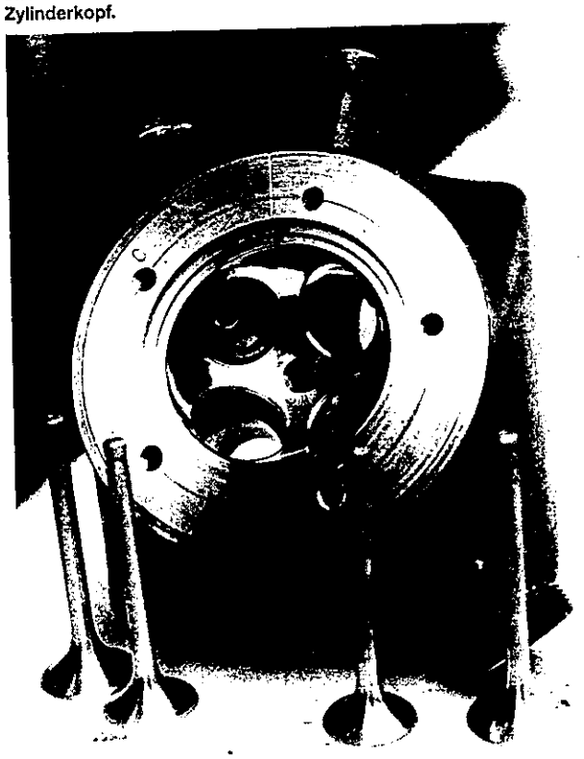
Durch diese Anfangserfolge ermutigt, bot ich mein Zylinderkopfkonzept der Industrie an. Meist erhielt ich die eingesandten Unterlagen und Beschreibungen mit einer ablehnenden Stellungnahme zurück. Einige Unternehmen verlangten zur Beurteilung meiner Idee die Vorführung eines betriebsbereiten Motors. Derartigen Aufforderungen wagte ich aber wegen des hausbackenen Äußeren meines Eigenbaus nicht nachzukommen.

Erste Anerkennung

Ich erkannte, daß nur ein makellos ausgeführtes Zylinderkopfmodell das Interesse der Industrie wecken könnte. Um diesem Ziel näher zu kommen, polierte ich die Kanäle eines neu geschweißten Kopfes mit der biegsamen Welle auf Hochglanz, verfeilte alle Schweißnähte und wagte mich damit zu Dir. Rudolf Schleicher bei BMW in München, der damals als einer der erfolgreichsten Rennmotorenkonstrukteure galt.

Neben dem Zylinderkopf legte ich ihm zahlreiche Zeichnungen anderer Konstruktionen vor, die er mit mir mehrere Stunden lang diskutierte (Abb. I/6).

Abb. I/6: Dieses handwerkliche »Meisterstück« begründete Apfelbeck's erste BMW Anstellung. Glatt polierte Kanäle und strömungsgünstig ausgeformte große Ventilteller zeugen vom Wissen des Konstrukteurs um die Bedeutung des Gaswechsels im Zylinderkopf.



Nachdem ich ihn offenbar von meiner Idee überzeugt hatte. zog er seinen wichtigsten Mann, Josef Hopf, den ich als den geistigen Vater der Kompressor BMW aus Rennberichten kannte, bei. Er betrachtete meinen Zylinderkopf eingehend, besah sich die Ausarbeitung der Kanäle und kommentierte schließlich meine Arbeit im besten bayrisch: »Ja mei, das können wir auch nit besser machen!«

Sofort wurde ich in der Versuchsabteilung bei BMW angestellt, kam jedoch nicht wie gewünscht in die Rennabteilung, sondern als Versuchsingenieur zu den Flugmotoren. Obwohl in der Konstruktion und dem Bau derartiger Antriebsmaschinen völlig unerfahren, konnte ich sehr bald brauchbare Detailverbesserungen vorlegen. Wegen meiner innovativen Verbesserungen wurde ich schließlich vom Konstruktionsbüro der Projektabteilung angefordert. In dieser obersten Abteilung wurden nur Motoren-Baumuster, Drehschieberzylinderköpfe und schließlich Düsen- und Raketentriebwerke konstruiert. Dementsprechend betrafen meine letzten Arbeiten einen Drehschiebemotor und einen Großflugmotor mit Zylinderköpfen meiner Bauart (siehe Abb. III/29).

Schwieriger Neubeginn

Nach Kriegsende besetzten die Amerikaner das Werk und engagierten die Triebwerksspezialisten für die amerikanische Rüstung in den USA. Wahrscheinlich habe ich mit der verfrühten Abreise nach Graz, wo ich ausgebombt und bestohlen, vorübergehend in einer Bretterbude hausen mußte, die Möglichkeit meiner beruflichen Entfaltung in den Vereinigten Staaten versäumt.

Mit Unterstützung hilfsbereiter Bekannter richtete ich mir eine kleine Werkstatt ein, um die Wünsche der rennsportbegeisterten Fahrergrößen, wie Braunstein, Rieberer, Killmeyer und Fassl, nach konkurrenzfähigen Motoren erfüllen zu können. Bald dominierten diese Fahrer im österreichischen Renngeschehen; der begabte Sandbahnfahrer L. Killmeyer, der meinen Motor auch bei internationalen Rennen einsetzte, konnte damit über 200 Rennsiege erringen (Abb. I/7).

So auf mich aufmerksam geworden, wurde ich von Horex nach Bad Homburg engagiert, wo ich mein Wissen über Nockenwellen und Steuerzeiten anhand der schnellsten italienischen Motorräder erweitern konnte. Meine Kontakte mit der Firma Hirth, die durch Jahre hindurch die Kurbelwellen nahezu aller deutschen Rennwagen fertigte, lehrten mich, haltbare Kurbeltriebe zu konstruieren. Ich lernte den Herstellungsvorgang für hochwertige Pleuel und Lager kennen. Erstmals wurde der Kolbenbolzen im Pleuel auf Nadeln gelagert; bis dahin wurden Bronzebuchsen verwendet, die bei hohen Drehzahlen zu Spänen aufgearbeitet wurden.

Mit diesem erworbenen Wissen baute ich einen zweiventiligen Prüfstandsmotor, der mit 175 cm³ 25 PS leistete. Er diente als Vorversuch für eine 350 cm³ Rennmaschine, die, entgegen meiner Empfehlung, das Längsboxerprinzip à la Douglas zu wählen, als Twin gebaut wurde (Abb. I/8). Wie vorausgeahnt, arbeitete der leistungsstarke Motor wegen seiner starken Vibrationen nicht sehr betriebssicher. Der nach meinem Prinzip gebaute Radialzylinderkopf entsprach mit den konstruktionsbedingten diagonalen Auspuffführungen nicht den Vorstellungen der Kaufleute in der Firma und wurde abgelehnt.

Mit dem Bau des Rollers »Rebell« und einem Kleinwagen, die beide auf meinem Zeichentisch entstanden, versuchte auch

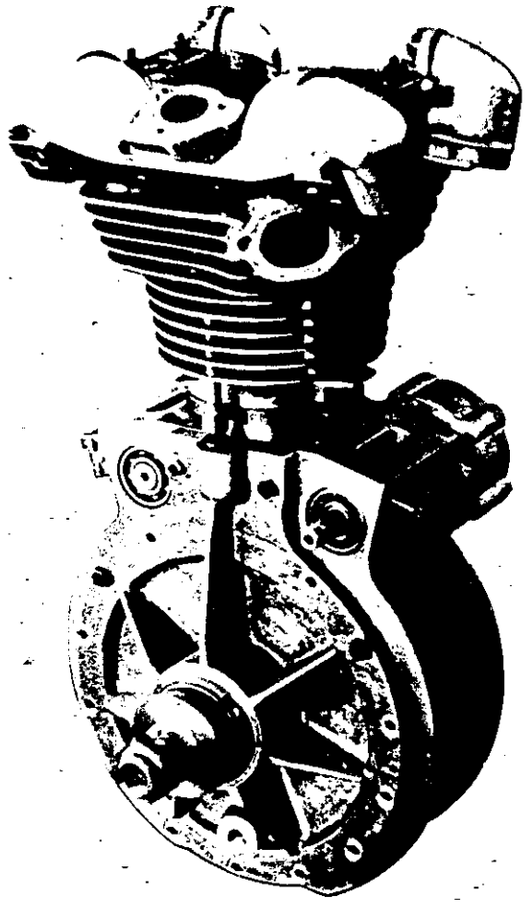


Abb. I/7: Stoßstangengesteuerter Bahnmotor, wie er von zahlreichen österreichischen Fahrergrößen in den fünfziger Jahren erfolgreich eingesetzt wurde.
(Dr. Krackowizer Archivfoto)

Abb. I/8: Horex-350 cm³-Renntwin. Der ursprünglich als Längsboxer geplante Motor wurde schließlich als Paralleltwin gebaut und scheiterte prompt an den systembedingten Motorvibrationen.
(Dr. Krackowizer Archivfoto)

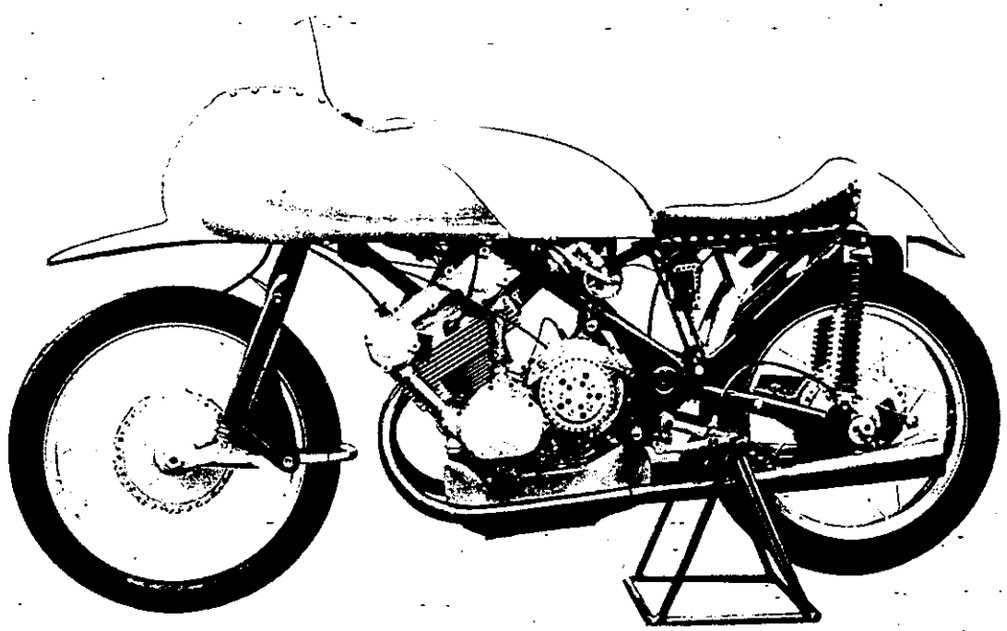
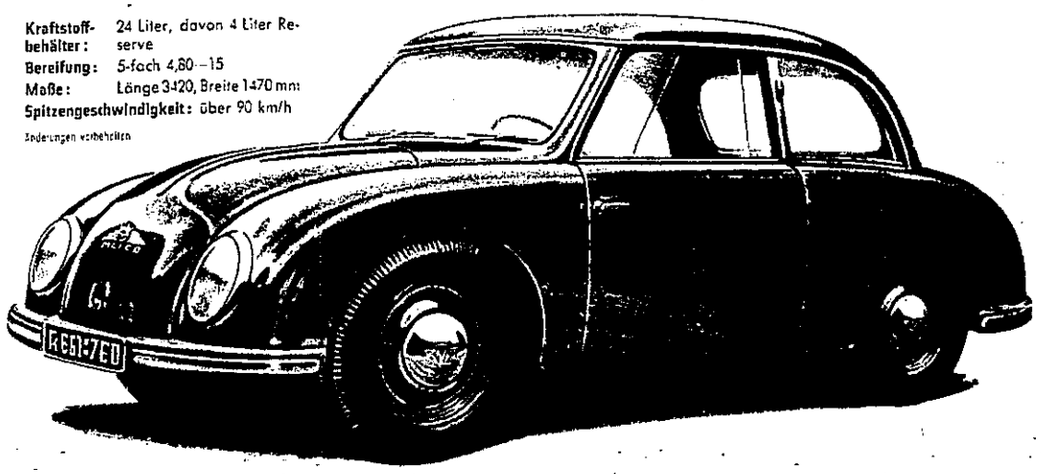


Abb. I/9: Horex-Roller »Rebell«. Mit der Fertigung des Motorrollers sollte dem bereits rückläufigen Motorradabsatz begegnet werden.

Abb. I/10: MAICO-Kleinwagen »Champion«: Ein typischer Versuch an der zunehmenden Motorisierung und am Trend zum »Dach über dem Kopf« zu partizipieren, wies dieses Fahrzeug zu viele unausgereifte Konstruktionsmerkmale auf. Die einzeln aufgehängten Räder wurden über Gummitorsionselemente abgefedert. Ein Zentralrohrrahmen in Verbindung mit einer Ganzstahlkarosserie bot trotz kleiner Außenabmessungen vier Insassen Platz. Als Antriebsquelle diente ein 450 cm³ messender Zweizylinder-Zweitaktmotor, der dem Fahrzeug mit 18 PS zu 90 km/h Höchstgeschwindigkeit verhalf.
(Maico Werbefoto)



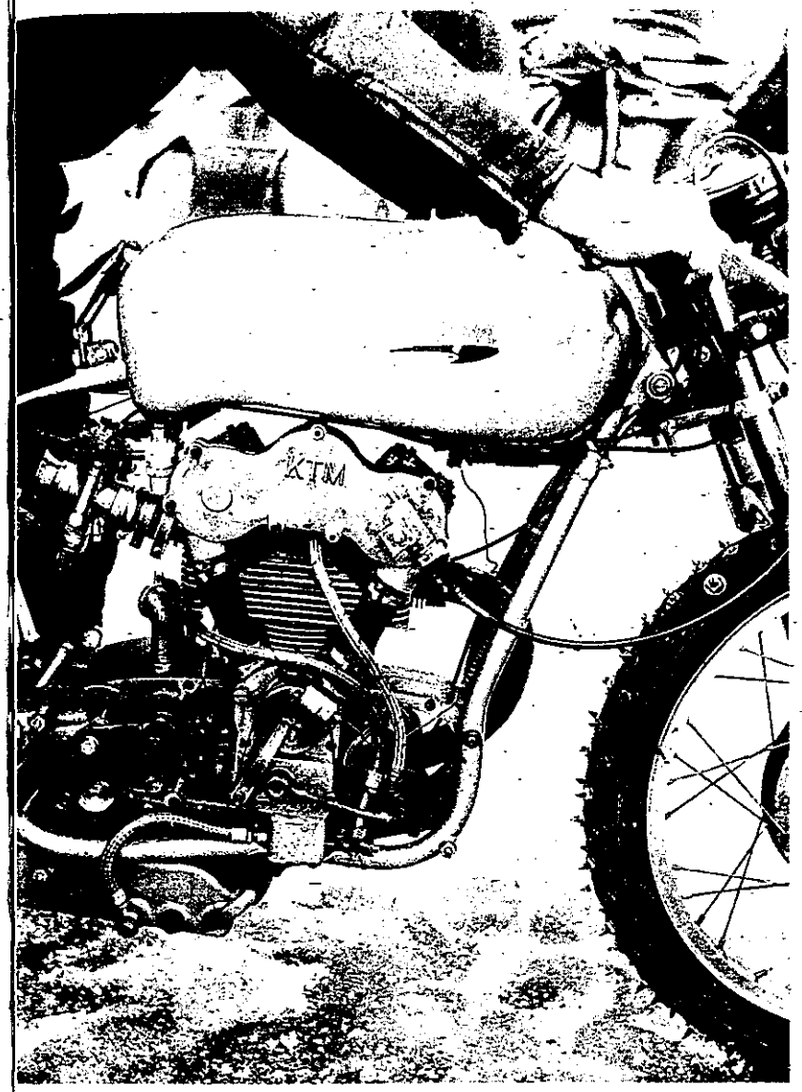


Abb. I/11:
KTM 125 cm³-Straßenrennmaschine: Mit dem über einen italienischen MV-Motorgehäuse montierten Doppelnockenkopf wurden 18 PS bei 12000 Touren erreicht. Die Führung der Steuerkette erfolgte ähnlich wie beim Horex-Rennmotor und einem bei Maico nie zur Serienreife entwikkelten Moto Cross-Motor. (Dr. Krackowizer Archivfoto)

Horex vom deutschen Wirtschaftswunder zu profitieren. Die schlechten finanziellen Verhältnisse der Firma verhinderten schließlich den Serienanlauf dieses Autos (Abb. I/9).

Hierauf wandte ich mich an das Maico-Werk in Pfäffingen, wo ich eine aus der Konkursmasse der Firma Champion erworbene Kleinwagenkonstruktion zur Fertigungsreife brachte (Abb. I/10).

Ein Augenleiden veranlaßte mich wieder nach Graz zurückzukehren, wo ich schließlich von Herrn Trunkenpolz, dem Firmengründer von KTM Mattighofen, den Auftrag erhielt, eine konkurrenzfähige Straßenrennmaschine mit 125 cm³ zu konstruieren. Auf ein MV-Motorgehäuse wurde ein zweiventiliger Zylinderkopf montiert, dessen beide Nockenwellen mit einer gekapselten Kette angetrieben wurden (Abb. I/11). Die damit errungenen Rennsiege begründeten den guten Absatz des

Abb. I/12:
KTM-Mopedroller »Mecky«: 8000 in zweijähriger Bauzeit entstandene Einheiten beschleunigten den raschen Aufstieg dieses österreichischen Fahrzeugherstellers. (KTM-Werbefoto)

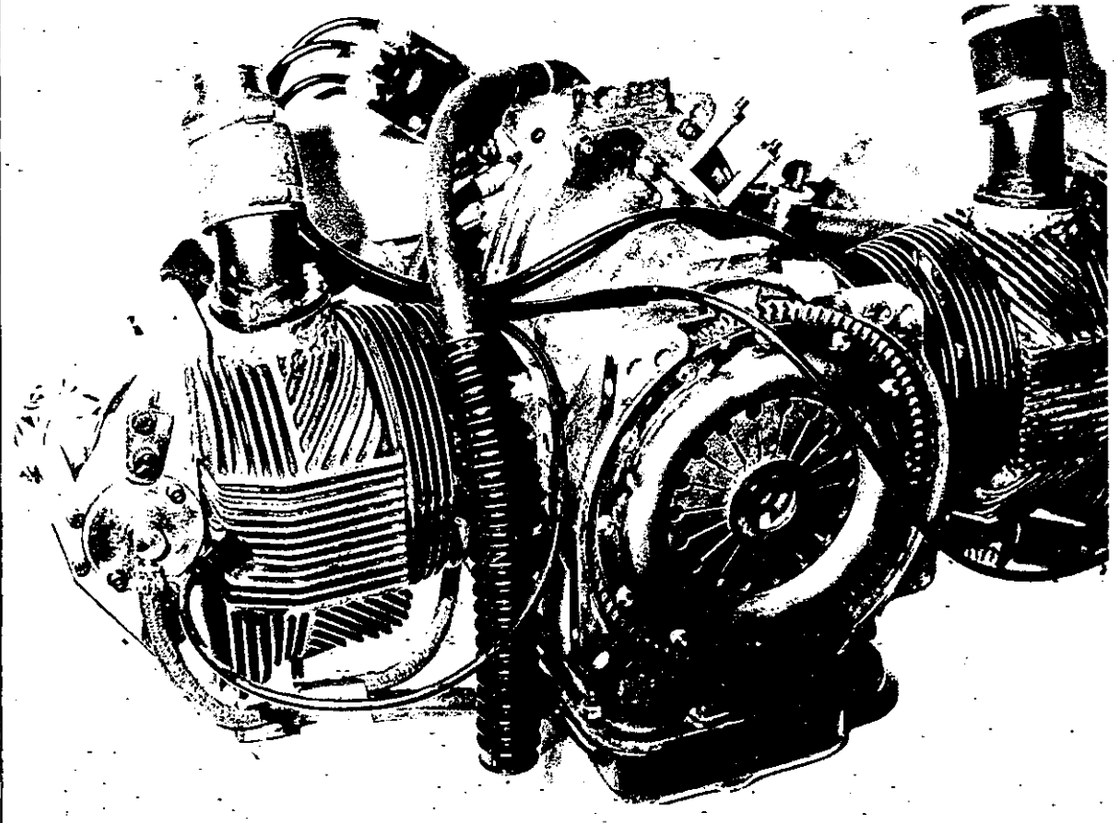
Kleinrollers »Mecky«, dessen Konzept ebenfalls von mir stammte (Abb. I/12).

Rennsiege verhindern Firmenpleite

1958 von Direktor Rudolf Schleicher wieder zu BMW geholt, begann für mich ein Aufstieg zu weltweiter Anerkennung, aber auch bitterster Enttäuschung.
Meine erste Arbeit bestand in der Leistungsverbesserung der bis Mitte der 50er Jahre im Seitenwagensport überlegenen RS-Motoren. Inzwischen aber stand die mit Benzineinspritzung erreichte Leistung von 53 PS auch Fahrern mit anderen Motoren zur Verfügung. In nur zehn Tagen änderte ich die Zylinderköpfe, fertigte neue Nocken an und montierte meine eigenen Dell'orto-Vergaser mit größerem Durchmesser. Mit der dadurch erreichten Mehrleistung von zehn PS stellte ich die Erringung zahlreicher nachfolgender Weltmeistertitel sicher. Soloklassen wurden nicht mehr beschickt, da die Fahrergrößen von einst – Georg Meier und Walter Zeller – den Rennsport inzwischen aufgegeben hatten.

Die Erfolge in der Seitenwagenklasse konnten das Motorradgeschäft allerdings auch nicht beleben, und die drohende Firmenpleite schien nicht mehr abwendbar. Mit der soliden Herstellung von V 8-Typen wurde nur Verlust gemacht, und die in Kurzarbeit produzierten 700er Autos standen zu Hunderten unverkäuflich auf der Halde. Ich wußte um die Werbewirksamkeit von Rennsiegen und wollte durch Hubraumvergrößerung und Änderung der Ventilsteuerung das 45 PS starke Standardtriebwerk renntauglich machen. Im Hinblick auf die mit Doppelnockenmotoren (Abarth) ausgestatteten Klassenkonkurrenten wurden meinem Ansinnen keine Verwirklichungschancen eingeräumt. Dennoch bot sich während einer mehrwöchigen Abwesenheit des Versuchsleiters die Gelegenheit, einen Serienmotor mit Stoßstangensteuerung rennreif zu machen. Die Leistung von 63 PS reichte aus, bei mehreren nationalen Rennen beachtenswerte Klassensiege zu erringen. Durch diese Anfangserfolge animiert, gab man mir nunmehr den Auftrag, aus dem Zweizylinder die mögliche Höchstleistung herauszuholen.
Vom Originalmotor verwendete ich nur noch die Kurbelwelle, die in ein mittig geteiltes Gehäuse eingebaut wurde. Die Zylinderköpfe erhielten Kühlrippen nach Flugmotorenbauart und eine einfache Nockenwelle, die mittels Königswelle angetrieben wurde. Mit diesem Steuerungskonzept erreichte der 700 cm³ Motor 86 PS aus dem 850er ließen sich sogar 95 PS herausholen (Abb. I/13).

Abb. I/13: BMW-RS 700 bzw. 850 Wagenrennmotor: Diese zunächst mit zwei Kühlgebläsen ausgestatteten Boxermotoren leisteten 86 bzw. 95 PS. Die Flugmotorenverrippung der zweiventiligen Zylinderköpfe erlaubte Fahrtwindkühlung, nachdem gerissene Gebläse-Antriebsriemen zu keinen Motorschäden geführt hatten. (BMW-Werkfoto)



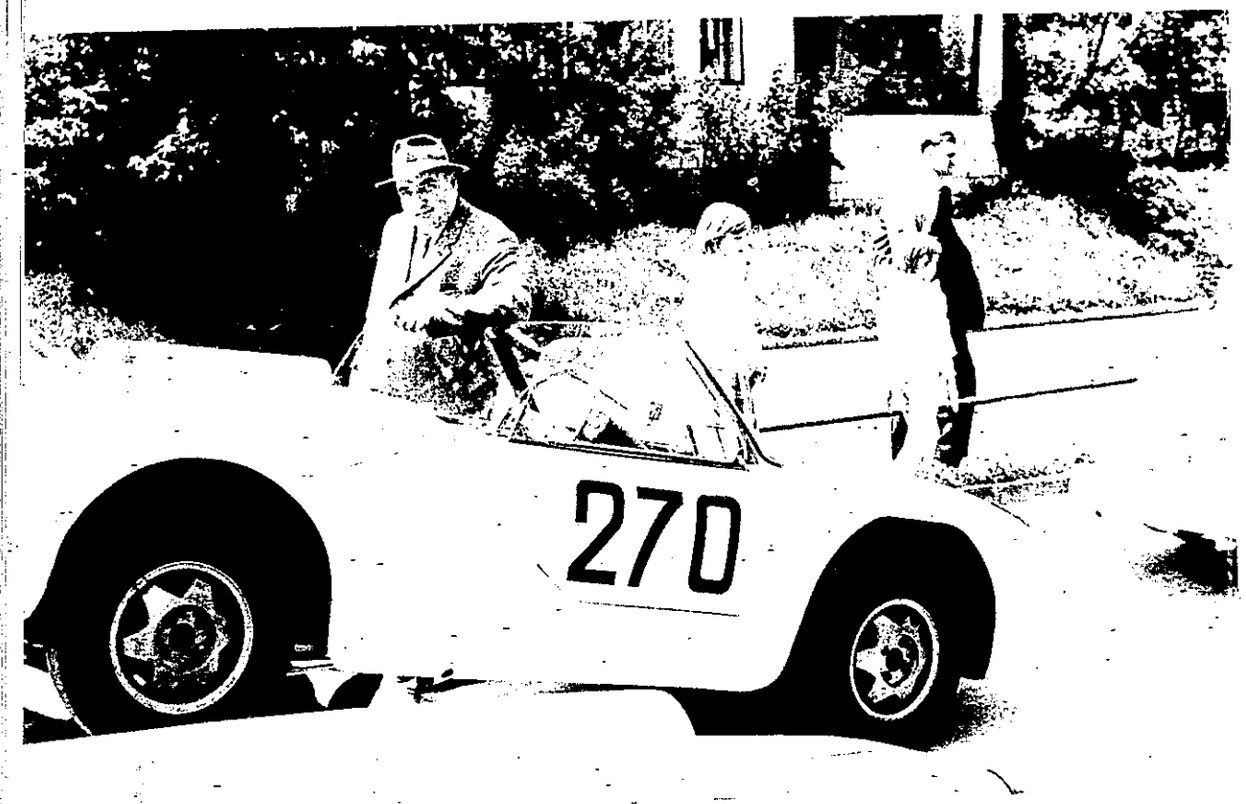


Abb. I/14: Der durch ein Rohrrahmen-Chassis leichte BMW 700 RS avancierte unter den Fahrern Stuck sen. und Eppelein bald zum Schrecken der italienischen Abarths.

In »Carrera«-Zeiten jagten die kleinen 700er die Berge hoch und ließen auch bei Rundstreckenrennen die gesamte Konkurrenz einschließlich den Vierzylinder-Abarth hinter sich.

Ein Stellenangebot als Konstrukteur bei Abarth habe ich nach einem Vorstellungsgespräch in Italien, bei dem mir die südländischen Arbeitsbedingungen vor Augen geführt wurden, abgelehnt (Abb. I/14).

Der im Testvergleich dem Volkswagen klar unterlegene BMW Kleinwagen konnte jetzt dank der großartigen Erfolge mühelos abgesetzt werden. Die Tagesproduktion wurde sogar auf 160 Stück gesteigert.

Dennoch erkannte der österreichische BMW Importeur Denzel, daß sich mit einem zweizylindrigen Antrieb, der noch dazu nicht sonderlich standfest war und seine Herkunft vom Motorrad auch nicht verleugnen konnte, kein dauerhaftes Geschäft machen läßt. Also wurde ich kurzfristig an die Firma Denzel in Wien »verliehen«, wo ich in einem knappen Jahr zwei unterschiedliche Motorentypen konstruierte: Neben dem stoßstangengesteuerten Vierzylinder-Boxer mit 1000 cm³, der mit fünf Stück gebaut wurde, entwarf ich auch einen Prototyp, der, in den Hauptabmessungen mit dem OHV Typ identisch, je Zylinderkopf eine obenliegende Nockenwelle mit Einfachnocken aufwies. Obwohl sich damit sofort 120 PS Literleistung erreichen ließen. wurde ich nach München zurückbeordert, wo inzwischen Dir. Claus v. Rücker die technische Leitung übernommen hatte (Abb. I/15).

Wir kannten einander von unserer Kriegstätigkeit bei BMW, als er in seiner Funktion als Flugmotoren-Bauleiter auch die Konstruktion meines radial diametralen Vierventil-Flugmotors überwachte.

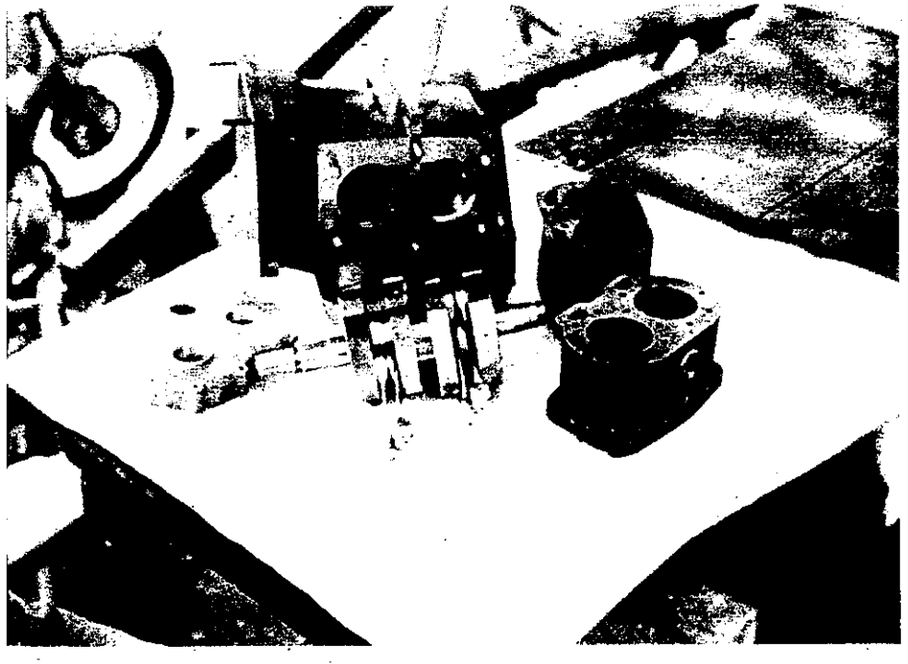
Auf sein Geheiß sollte ich den inzwischen in Serie gegangenen Motor des Zweiliter-Mittelklassewagens renntauglich machen, um auch damit sofort einen Werbeträger für das neue Produkt zu haben.

Obwohl bereits hochwertigste Bauteile, wie Titanpleuel und Schmiedekolben, verwendet wurden, leistete der Zweiventiler nicht mehr als 195 PS. Damit ließen sich aber gegen reinrassige Rennwagen, wie sie Porsche an den Start brachte, keine Erfolge erringen.

Also schlug ich mein Vierventilkonzept als kompromißlose Zylinderkopfalternative vor. Direktor v. Rücker wußte um die Kosten eines derartigen Projekts und ließ sich erst nach einer Reihe von Luftdurchsatz-Versuchen an verschiedenen Zylinderköpfen mit zwei, drei und vier Ventilen von der radial/diametralen Ventilanordnung überzeugen.

Auf einem Glaszylinder wurden die einzelnen Köpfe mit geöffneten Einlaßventilen aufgebaut und die durchgehende Luftmenge bei konstantem Unterdruck ge-

Abb. I/15: Trotz schlechter Bildqualität lassen sich entscheidende Konstruktionsmerkmale dieses Vierzylinder-Doppelboxers erkennen. Das Kurbelgehäuse ist in BMW Manier tunnelartig, jedoch zweiteilig ausgeführt. Seine Verschraubung erfolgte über einen Lagerflansch, der das Mittellager der ebenfalls geteilten Kurbelwelle aufnimmt. Jeweils zwei Pleuel arbeiten auf einem Pleuelzapfen, sodaß eine einfach herzustellende Kurbelwelle verwendet werden konnte.



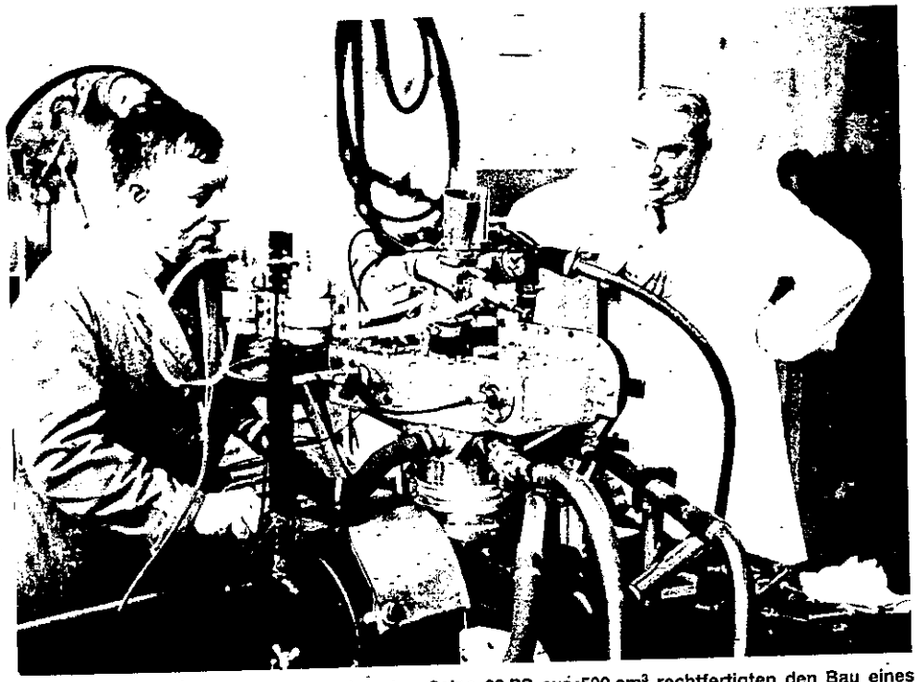


Abb. I/16: BMW Einzylinder-Prüfstandsmotor. Seine 68 PS aus 500 cm³ rechtfertigten den Bau eines vollradial/diametralen Vierventil-Vierzylindermotors.

messen.
Die Einströmung der Luft konnte durch Wollfäden, die am Ventilteller angeklebt waren, durch den Glaszylinder sehr gut beobachtet werden. Nach Abschluß der Versuchsreihe, die meinem Vierventilsystem einen 30–40 % höheren Luftdurchsatz bescheinigte, sollte die Leistungsgrenze an einem Einzylinderprüfstandsmotor erforscht werden (Abb. I/16).
Die Schrägstellung des Ventils zur Nokkenwellenachse überwand ich mit zwei übereinander angeordneten Schwinghebeln. Mit diesem wassergekühlten Zylinderkopf, der durch zwei Dell'Orto-Fallstrom-Vergaser mit 38 mm Querschnitt das Benzin-Luftgemisch bezog, wurden sofort 68 PS bei 8500 min^{-1} erreicht. Bohrung und Hub entsprachen mit 89×80 mm den Abmessungen des Serienvierzylinders, der schließlich mit dem Radialkopf ausgerüstet werden sollte.

Leistungssensation begründet Weltrekorde

Die geringen Zylinderabstände beim Reihenmotor erforderten allerdings eine komplizierte Ineinanderschachtelung der weit über die Zylinderbohrung hinausragenden Ventilschäfte. Erst durch verdrehen der Einzelbrennräume zur Motorlängsachse wurde die Verwendung der am Einzylinder-Versuchsmotor erprobten Ventilsteuerung möglich. Jedem Einlaßventil war ein eigener Fallstromkanal zugeordnet, auf dem jeweils ein schwimmerloser Vergaser, wie er zeitgleich beim Porsche 911 verwendet wurde, montiert war.
Solcherart mit acht Vergasern ausgerüstet, leistete der Motor auf Anhieb 256 PS bei 8500 min^{-1}. Mit einer Lucas-Benzineinspritzung wurden nach einigen weiteren Versuchen sogar 280 PS erreicht. Unter Verwendung von Alkoholkraftstoff schließlich leistete das Triebwerk 310 PS. In ein Brabham-Fahrgestell eingebaut, wurden damit in Hockenheim durch A. v. Falkenhausen mehrere Beschleunigungsweltrekorde verbessert (Abb. I/17).
Allerdings mußte ich erkennen, daß wegen der beengten Platzverhältnisse im Zylinderkopf die Steuerungselemente nicht drehzahlfest gelagert werden konnten und die hin- und herbewegten Bauteile reduziert werden mußten. Ein verbesserter und am Modell bis 12000 Kurbelwellenumdrehungen erprobter Ventiltrieb sah konisch geschliffene Nocken, auf nur mehr einen Schwinghebel wirkend, vor.

Abb. I/17: Mit Rekordfahrten in Hockenheim wurde die Öffentlichkeit auf den »Wundermotor« von BMW aufmerksam gemacht. (BMW Werkfoto)

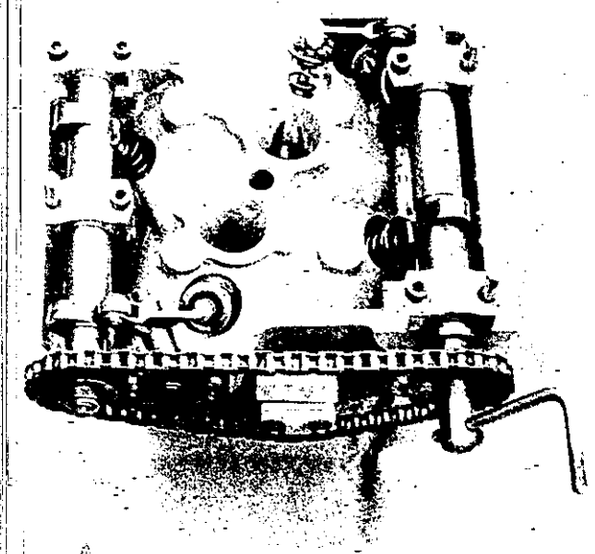


Abb. I/18: Das am Modell erprobte Steuerungssystem ließ wegen der Reduzierung von Übertragungsträgern höhere Drehzahlen erwarten. Seine Weiterentwicklung wurde aus Fehleinschätzung seitens der Firmenleitung verhindert.

Zum Bau eines derartig ausgerüsteten Zylinderkopfs ist es aber durch den Abgang von Direktor v. Rücker, der zu Mercedes wechselte, nicht mehr gekommen (Abb. I/18).
Mit meinem Zweiliter-Triebwerk wurden noch zahlreiche Flugplatz- und Bergrennen gewonnen. Im großen Preis von Spanien stieß das Auto im Feld der Dreiliter-Wagen sogar auf Platz zwei vor, ehe ein kaputter Motor eine Überraschung verhinderte.
Diese Erfolge und Sensationsberichte in der Fachpresse machten mein Vierventilprinzip und mich als Konstrukteur weltbekannt.
Nach 30 Jahren mühevoller Versuche, die Autoindustrie von meiner Idee zu überzeugen, zahlreichen Rückschlägen und Enttäuschungen, sah ich mich am Ziel meiner Bemühungen.

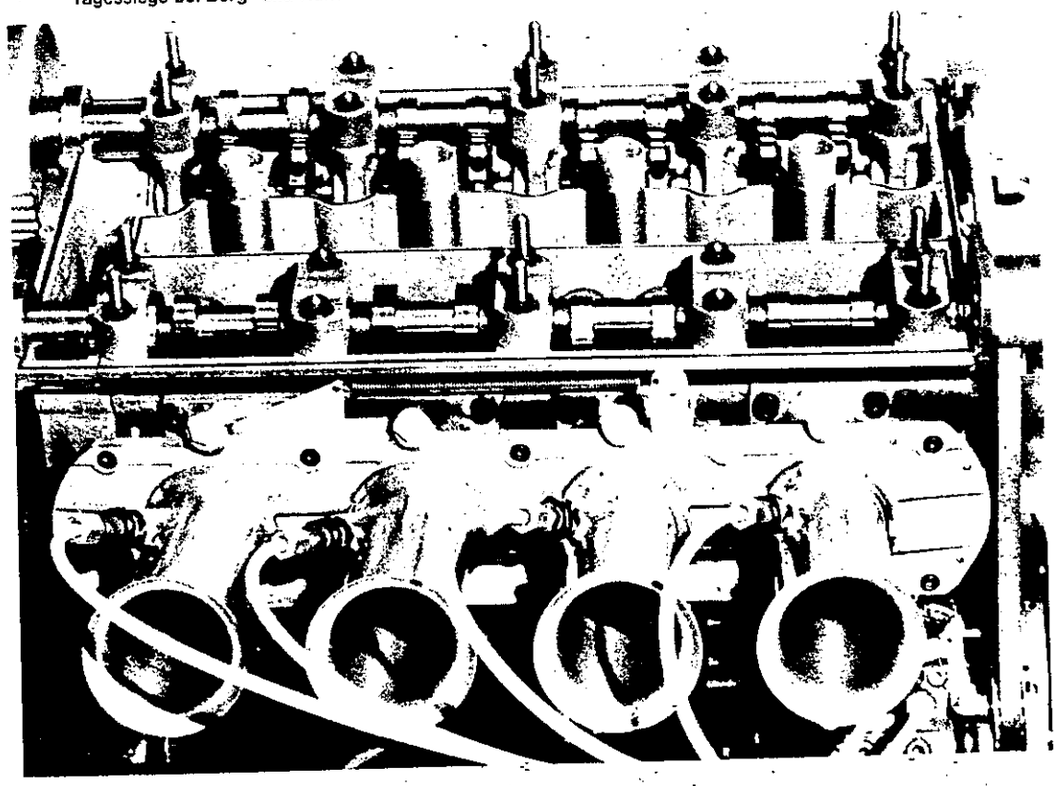
Enttäuscht und unbedankt

Der gegen meinen Willen gefaßte Entschluß, mit meinem durch Hubverkürzung auf 1600 cm³ gebrachten Motor in die neue Rennformel einzusteigen, bescherte mir aber die größte Enttäuschung meines Lebens.
Durch die Beibehaltung der großen Bohrung und der notwendigen Ventiltaschen im Kolbenboden ließ sich nur ein Verdichtungsverhältnis von 8 : 1 erreichen. Der Brennraum war zudem ungünstig und die Gasgeschwindigkeit wegen der zu großen Ventile und Kanalweiten zu gering. Mein Vorschlag, den Motor geometrisch auf den neuen Hubraum zu verkleinern und dabei auch die weniger aufwendige Ventilsteuerung mit konischen Nocken zu verwenden, wurde aus Zeitmangel und Selbstüberschätzung der Konstruktionsleitung nicht aufgegriffen.
Mehrere verpatzte Renneinsätze dieses Motors wurden meinem Konstruktionsprinzip angelastet, obwohl meinerseits der zu erwartende Mißerfolg vorhergesagt worden war.
Mit meinen Nerven am Ende, zog ich mich nach Graz in den Ruhestand zurück.
Völlig zurückgezogen, versuchte ich vorerst Abstand von den Ereignissen zu gewinnen. In mehreren Zeitungsartikeln glaubte ich die Vorgänge im Entwicklungsablauf bei BMW ins rechte Licht rücken zu müssen. Schließlich kam ich aber zur Erkenntnis, daß ein Fachbuch die brauchbarste Weitergabe meiner Erfahrungen und die Anregung zu neuen Ideen darstellen könnte. Mit der Konzeptionierung dieses Buches und verschiedener, inzwischen übernommener Konstruktionsaufträge verschaffte ich mir die notwendige Ablenkung.

Den Rennsport belebt

Zunächst konstruierte ich für Opel-Bergmann/Wien einen vierventiligen Dachkopf, der auf einen aufgebohrten Zweiliter-Vierzylinder montiert wurde. Vom Motorentechniker F. Stock/Gratkorn mustergültig gefertigt, erreichte das zum Einbau in Bergmanns Formel II-Wagen gedachte Triebwerk in Vergaserversion zunächst 245 PS; auf Saugrohreinspritzung umgerüstet, standen kurzfristig über 300 PS zur Verfügung. Unter Helmut Koinigg wurden mit diesem Fahrzeug zahlreiche Rennsiege und Bergrekorde herausgefahren (Abb. I/19).
Durch diese Erfolge wieder auf mich aufmerksam geworden, erhielt ich vom Deutschen Fallert die Aufgabe übertragen, einen drehzahlfesten Motorrad-Boxer zu entwerfen, da das Serienpendant von

Abb. I/19: Bergmann – »Austro Kaimann« Zweiliter-Rennmotor. In einer Kleinserie wurden Opel-Basismotoren mit vierventiligen Dachköpfen umgerüstet. Die Steuerung der 16 Ventile erfolgte über Zahnriemen angetriebene Nockenwellen, deren Hub über Rollenschwinghebel auf die Ventile übertragen wurde. Das ausschließlich in Formel II-Wagen eingebaute Aggregat war Anfang der 70er Jahre Garant für zahlreiche Tagessiege bei Berg- und Rundstreckenrennen. (Stock-Foto)



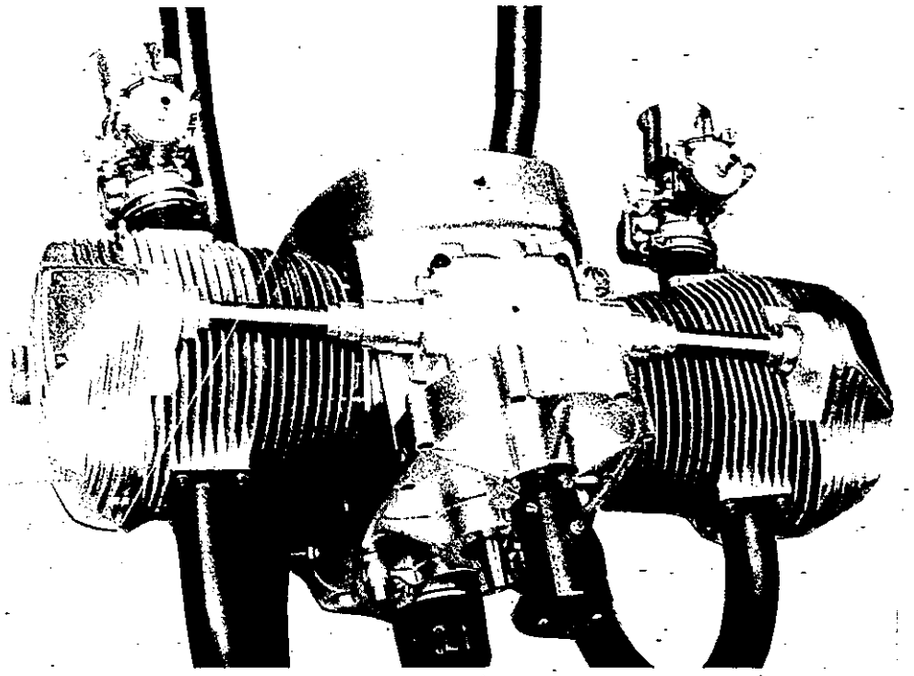
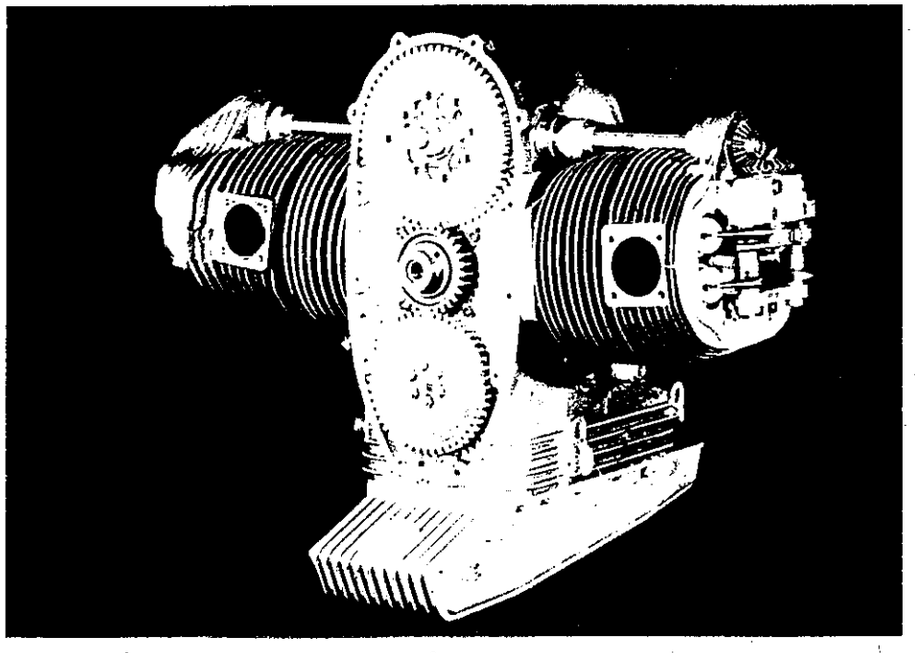


Abb. I/20: »Fallert«-Boxer: Als 1000 cm³ konzipierte BMW-Alternative sollte er die mögliche Weiterentwicklung des vibrationsarmen Boxerprinzips veranschaulichen. Die auf völliger Eigeninitiative begründete Verwirklichung dieser Konstruktion war der entscheidenden Mitarbeit von Fritz Kläger zu danken. (Fallert-Foto)

Abb. I/21: Während der abgenommene vordere Gehäusedeckel den Blick auf die Stirnräder zum Winkeltrieb der Königswellen und Ölpumpe freigibt, veranschaulicht der fehlende Ventildeckel die einfache Steuerung der vier Ventile mit nur einem Nocken. (Vergleiche dazu Kapitel VI, Abb. 9A, B).



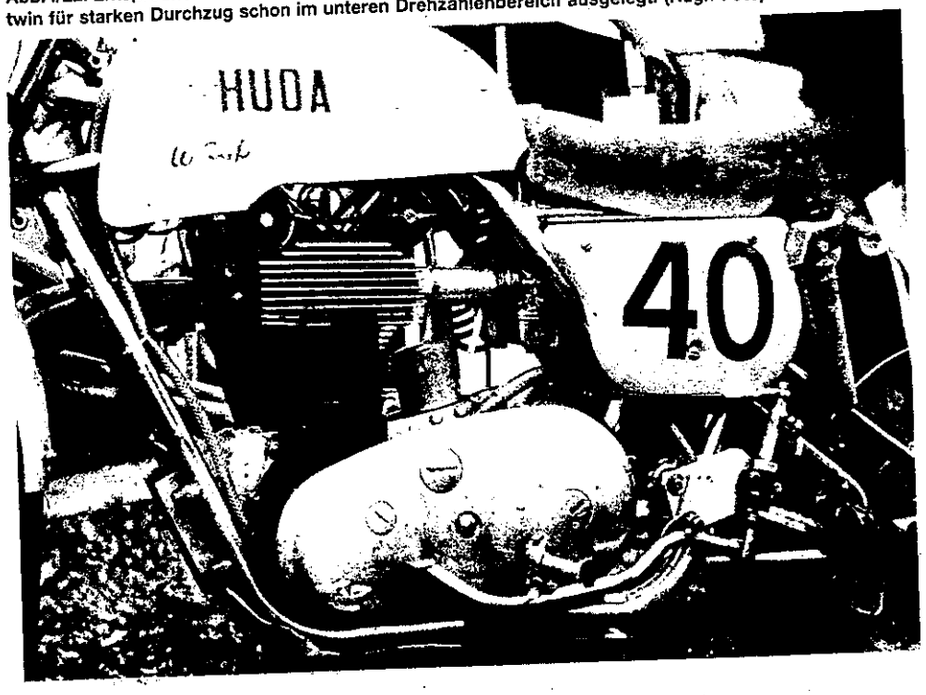
BMW keine ausreichende Leistungssteigerung zuließ. Meine Konstruktion verzichtete gänzlich auf irgendwelche BMW-Teile und war mit einem Mittellager für die Kurbelwelle ausgestattet. Die vier parallelen Ventile wurden von einem Nocken über zwei doppelarmige Kipphebel betätigt. Eine leichte V-Stellung der Zylinder ermöglichte es, die durchgehende Königswelle formschön über die Kühlrippen zu legen (Abb. I/20 und Abb. I/21).

Das wunderschön designete und unter Mithilfe von F. Kläger mustergültig ausgeführte Aggregat wurde auf der Frankfurter Messe ausgestellt. Zahlreiche Publikationen über den Motor weckten das Interesse jener BMW-Kunden, denen die angebotene Motorleistung des Originals nicht ausreichte. Also besann ich mich auf eine vor Jahren patentierte Einnockensteuerung, mit der das Werkstriebwerk nachträglich ausgerüstet werden konnte. An einem 750 cm³-Motor erprobte ich das System, das im Kapitel VI dieses Buches zum Selbstbau beschrieben wird.

Leider wurde der erfolgversprechende Beiwagencross-Einsatz eines Doppelnokken-Twins mit 1000 cm³, den ich für den Schweizer Hugh entworfen hatte, durch dessen tragischen Sportunfall, bei dem er ein Auge einbüßte, unterbrochen (Abb. I/22).

Zu erwähnen bleibt noch der Nachbau eines bemerkenswerten Puch-Motorrades aus dem Jahre 1912. Während die meisten Motoren der damaligen Zeit seitengesteuerte Ventile aufwiesen, hatte dieser 250 cm³-Einzylinder bereits im Kopf hängende Ventile, die über gekreuzte Stoßstangen betätigt wurden. Die Erfolge dieser Rennmaschine haben mich als Zehnjährigen so fasziniert, daß ich die bei einem Schrotthändler verbliebenen Reste in den zwanziger Jahren erwarb, um diese richtungsweisende Konstruktion der Nachwelt zu erhalten. Heute wird diese

Abb. I/22: Entsprechend seinem Einsatzzweck als Beiwagencross-Antrieb war der achtventilige Paralleltwin für starken Durchzug schon im unteren Drehzahlenbereich ausgelegt. (Hugh-Foto)



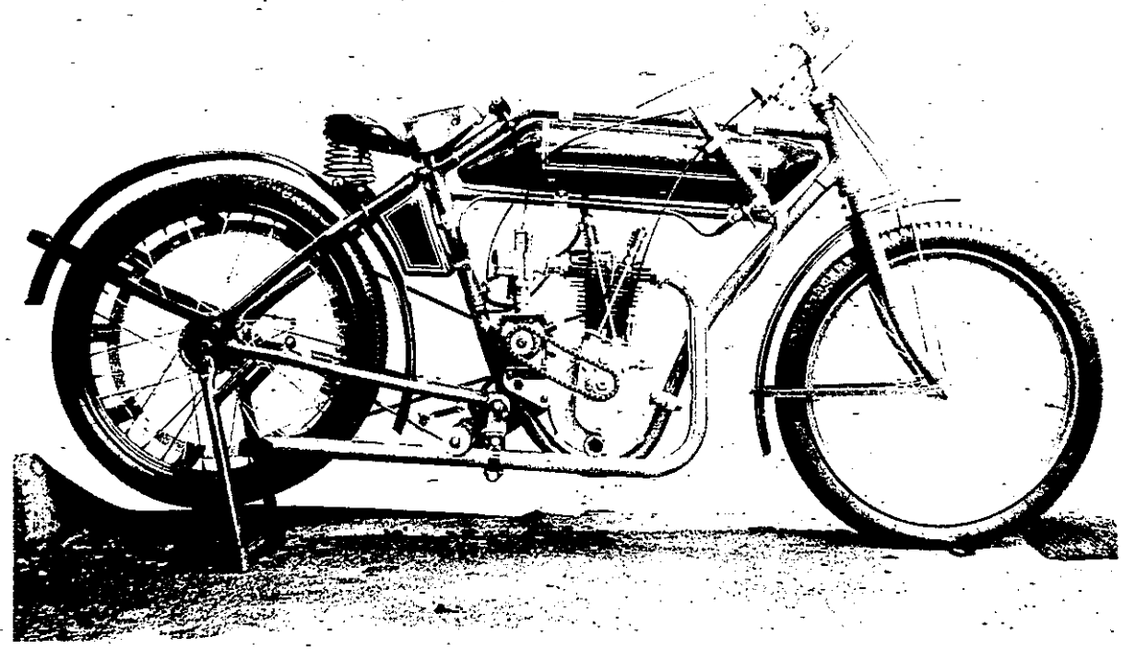


Abb. I/23: Puch 250 cm³-Prototyp von 1912 (Vergleiche auch Abb. II/1). Das richtungweisende Motorenkonzept war den zeitgleichen Konstruktionen um Jahre voraus; dennoch wurden nur einige Prototypen gefertigt und den großvolumigen seitengesteuerten Motoren der Vorzug gegeben. Das abgebildete Motorrad wurde von Ing. Apfelbeck an Hand von zeitgenössischen Bildern und Zeichnungen nachgefertigt, um als Beispiel österreichischer Motorgeschichte erhalten zu bleiben.

Abb. I/24: Ing. Ludwig Apfelbeck beim Dozieren einer seiner zahlreichen Ventilsteuerungen. (Rottensteiner-Foto)

Replica bei zahlreichen Veteranenveranstaltungen an den Start gebracht, um zu dokumentieren, daß auch Puch sinnvolle Beiträge zur Motorentwicklung geleistet hat (Abb. I/23).

Zwischen all diesen Arbeiten habe ich immer wieder versucht, ein brauchbares Steuerungssystem für meinen Radialzylinderkopf zu entwickeln. In zahlreichen Studien war ich bemüht, die bewegten Massen des Ventilmechanismus klein zu halten, um sowohl mit hohen Drehzahlen die Vorteile des Diametralkopfs nutzen zu können, als auch die wirtschaftliche Herstellung eines derartigen Zylinderkopfs zu ermöglichen. Ich bin überzeugt, daß die heute für die Fertigung zur Verfügung stehenden Bearbeitungsmaschinen die Herstellung schräg geschliffener Nocken oder deren Bewegungsüberträger wesentlich erleichtern und meiner Ventilanordnung neue Verwirklichungschancen einräumen könnten.

Ing. Ludwig Apfelbeck verstarb im März 1987 in Graz (Abb. I/24).

II. PRAKTISCH ANGEWANDTE KONSTRUKTIONSBEISPIELE

Grundsatzüberlegungen und Schlüsselerlebnis

In der nunmehr 100 Jahre dauernden Entwicklungszeit des Viertakt-Ottomotors wurden die leistungsbestimmenden Kriterien, von denen jede Zylinderkopfkonstruktion beeinflußt wird, schrittweise erforscht. Während in der Pionierzeit des Motorenbaus Leistung und Lebensdauer einer Antriebsquelle eher von Zufälligkeiten und Experimenten bestimmt wurden, versuchte man bereits nach dem Ersten Weltkrieg leistungsbestimmende Zusammenhänge wissenschaftlich zu erforschen. Besonders in England konnten Wissenschaftler und Institute den mechanischen und thermodynamischen Grundlagen des Verbrennungsmotors durch großzügige staatliche Förderungen nachspüren.

Mit Harry R. Ricardos Forschungsergebnissen wurde erstmals bewiesen, daß die Leistung einer Viertaktmaschine hauptsächlich von Faktoren wie Zylinderfüllung, Verwirbelung des Frischgases und dessen Abbrand, also dem raschen Gaswechsel im allgemeinen bestimmt wird. In zahlreichen Publikationen und Vorträgen wurden die neuen Erkenntnisse den Ingenieuren der Industrie zur Kenntnis gebracht. Erstmals wurden auch im Bewußtsein nur begrenzt vorhandener Energiequellen Verbrauchsmessungen angestellt und der Wirkungsgrad verschiedener Motorbauarten miteinander verglichen.

Seine theoretischen Überlegungen hat er an eigenen Versuchsmotoren überprüft und mit dem daraus gewonnenen Wissen die Grundlagen zum schnell laufenden Gebrauchsmotor geschaffen.

Noch bevor jedoch die Wissenschaft in methodisch aufgebauten Versuchen die Abhängigkeit höherer Motorleistung von guter Zylinderfüllung nachweisen konnte, wurde Ludwig Apfelbeck – durch praktische Motorradbeispiele – gezwungen, über Gaswechselvorgänge und deren Einflußnahme auf die Motorleistung nachzudenken. Mit Kindheits- und Jugenderlebnissen wurde Jahre vor Ricardos Erkenntnissen sein Interesse an der aufkommenden Motorisierung geweckt. Seine Zuneigung galt den in seiner Heimatstadt Graz erzeugten Puch-Motorrädern, die in der Nähe seines Wohnhauses an einer 20 % steilen Bergstraße am Stadtrand probegefahren wurden.

Dem damaligen Stand der Technik entsprechend war nur das Auslaßventil durch einen Nocken gesteuert. Das Frischgas gelangte über ein schwach federbelastetes Schnüffelventil, das durch den während des Ansaugtaktes herrschenden Unterdruck geöffnet wurde, in den Zylinder. Dabei drosselten mehrere im Ventilträger angebrachte Bohrungen zusätzlich die Frischgaszufuhr.

Für die meisten der mit dieser Art Ventilsteuerung ausgerüsteten Motorräder bedeutete trotz zusätzlicher Pedalarbeit des Fahrers der Berg ein unbezwingbares Hindernis. Schließlich flüchtete man zur Erzielung höherer Leistung in Hubraumvergrößerung, die bei Puch in einem Zweizylinder-Rennmotor mit 90 mm Bohrung

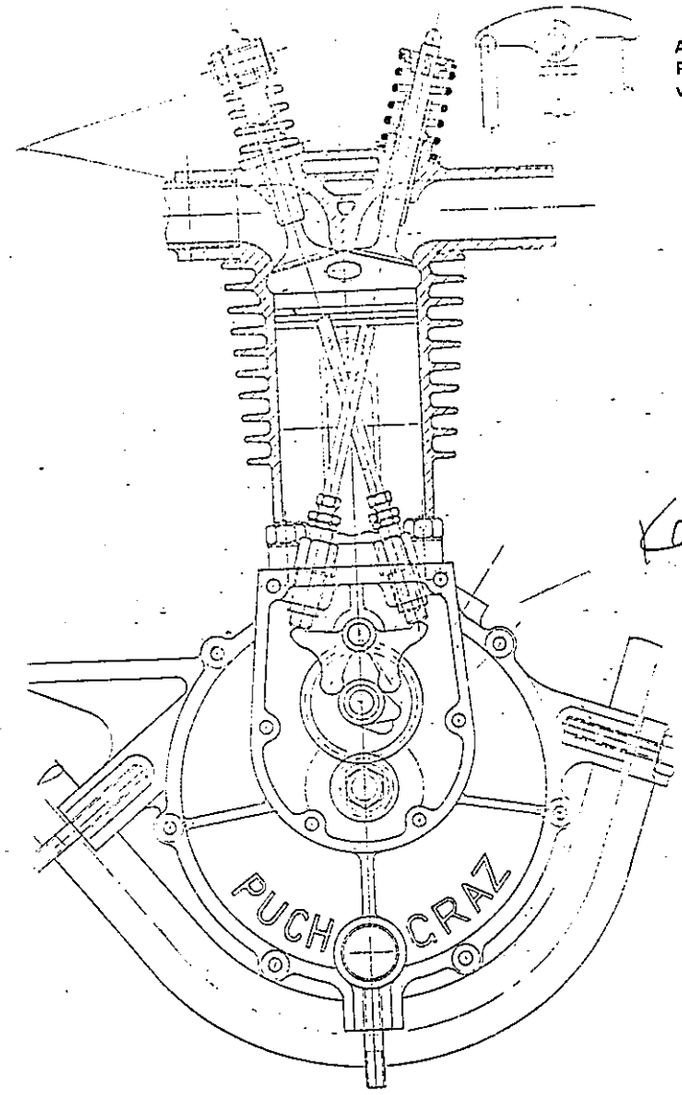


Abb. II/1:
Puch 250 cm³-Motorradmotor von 1912.

und 120 mm Hub bei 1530 cm³ endete. Die damit erreichten 14 PS waren gemessen am Hubvolumen noch immer bescheiden und müssen den damaligen Puchkonstrukteur Pittmann zu einem völlig neuen Ventilsteuerungskonzept inspiriert haben: Erstmals waren beide Ventile im Zylinderkopf hängend untergebracht. Der auch für heutige Begriffe moderne Ventilwinkel von 30° war zu ihrer Montage notwendig, da Zylinder und Kopf, der damaligen Technologie entsprechend, aus einem Stück gefertigt wurden. Die Betätigung der Ventile erfolgte in der Reihenfolge der Bewegungsträger über Schlepphebel, kurze Stößel, denen leichte, gekreuzt angeordnete Stoßstangen folgten, die den Nokkenhub mittels kurzer Kipphebel auf die Ventilschäfte übertrugen (Abb. II/1).

Ein Bosch-Zweifunkenzündapparat ver-

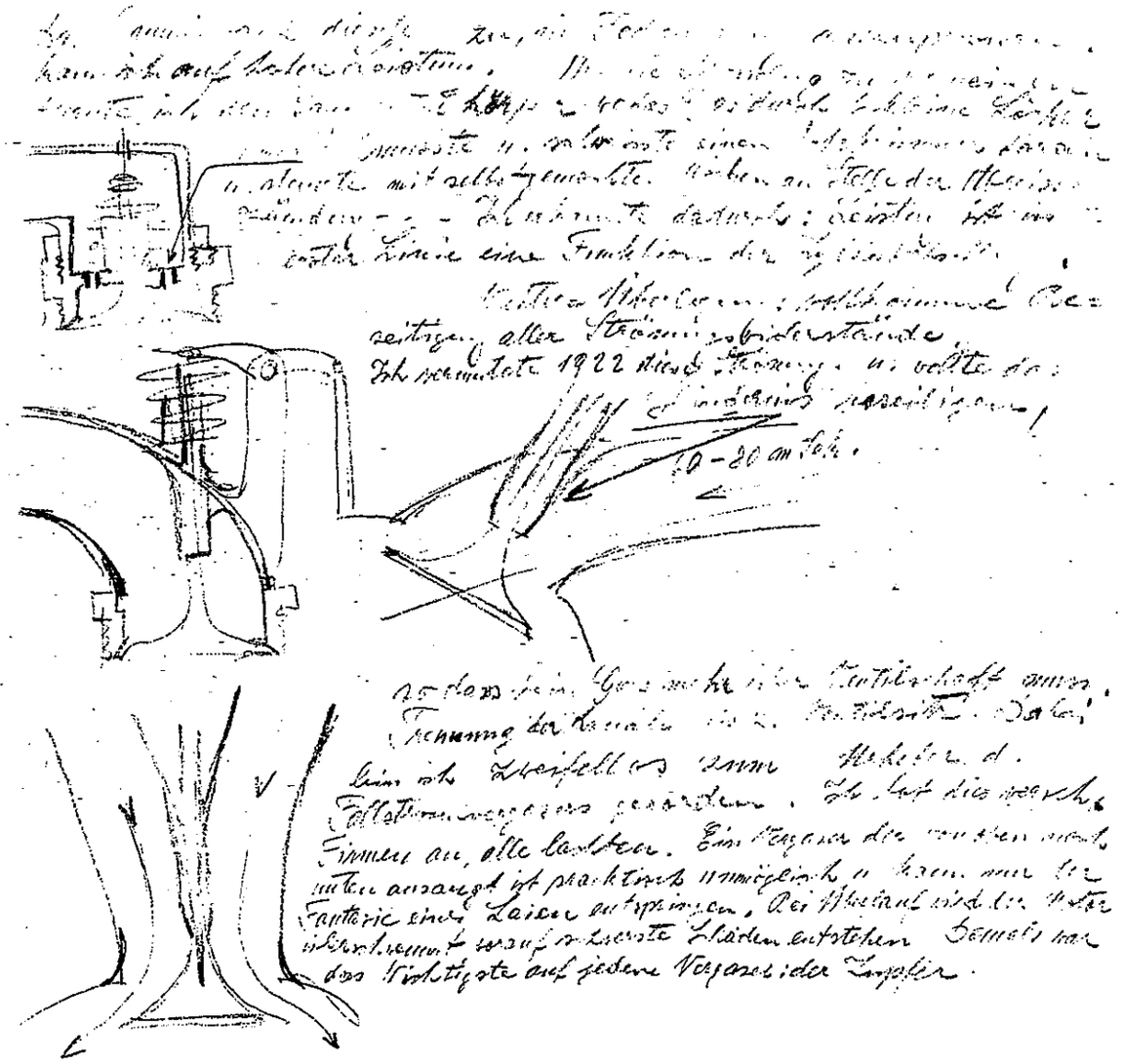


Abb. II/2: Ing. Apfelbecks handschriftliche Überlegungen zu den Strömungsverhältnissen im Einlaßventilbereich führten zwangsläufig zu kompromißloser Kanalführung in der Zylinderachse.

sorgte zwei synchron arbeitende Zündkerzen, was ebenso revolutionär war, wie die zusätzliche Förderung des Gaswechsels durch Ansaugtrichter und langem glatten Auspuffrohr.

Das komplette Motorrad wog nur 37 kg und erreichte mit 250 cm³ über 90 km/h. Diese Fahrleistungen und der Lärm des ungewöhnlich hoch drehenden Motors veranlaßten Apfelbeck, diese Konstruktion

mit herkömmlichen Baumustern, bei denen die Ventile übereinander angeordnet waren, zu vergleichen.
Die dabei entdeckte Bedeutung des Gaswechsels und die der darauf einflußnehmenden Steuerungselemente beschäftigte nunmehr den begabten Autodidakten und sollte seine zahlreichen Vorschläge zu Möglichkeiten der Ventilbetätigung begründen, die in eigenen Konstruktionen verwirklicht oder durch die Industrie aufgegriffen wurden (Abb. II/2).

Ideenlieferant für zahlreiche Motorrad- und Autohersteller

In zahlreichen Veröffentlichungen hat Ing. Apfelbeck Verbesserungen an Serienmotoren beschrieben. Meist waren es leistungssteigernde Maßnahmen, die billig und einfach zu verwirklichen gewesen wären. Da seine Überlegungen jedoch vielfach Schwachstellen von Großserienprodukten aufzeigten, war das Interesse der betroffenen Hersteller an seinen Ideen nicht sonderlich groß.
Rückblickend ist es unerheblich, ob bei folgenden Gegenüberstellungen direkter oder indirekter Gedankenfluß zu Konstruktionsähnlichkeiten geführt hat; wesentlich bleibt die Urheberschaft der Ideenvielfalt und der späte Beweis der Anwendbarkeit zur früh erdachter Motoren- und Steuerungskonzepte.

Strömungsverbesserungen am Einlaßventil

Obwohl Fallstromkanäle bereits im BMW 328-Motor (Abb. II/3) ihren günstigen Einfluß auf rasche Frischgasversorgung des Motors beweisen konnten, blieb ihre Verwendbarkeit wohl im Hinblick auf die damit verbundenen sperrigen Einbauverhältnisse auf einzelne Rennaggregate beschränkt. Besondere Bedeutung er-

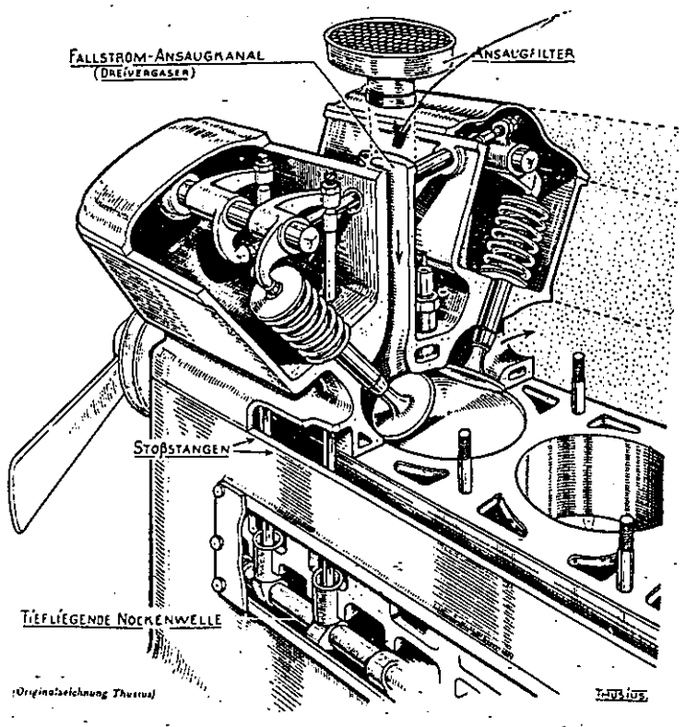


**Abb. II/3:
BMW 328-Sechszylindermotor von 1936. 80 PS bei 4500 min⁻¹ aus 1971 cm³, drei Fallstromvergaser. (Thusius-Originalzeichnung)**

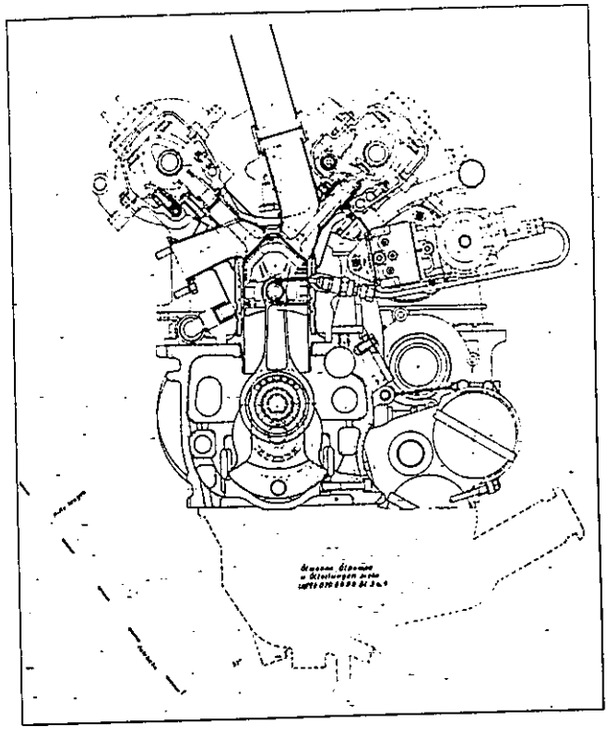
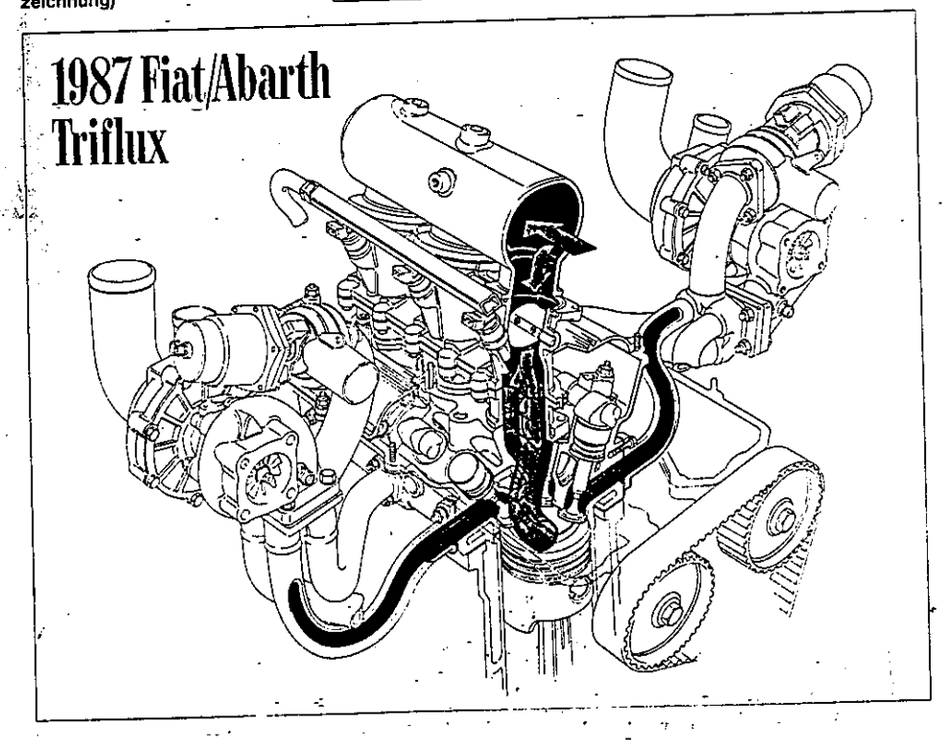


Abb. II/4:
Mercedes M 196-Achtzylinder von 1953. Ausgangsleistung 257 PS bei 8250 min^{-1} aus 2496 cm^3.
Durch 53° Schrägstellung des Motors wurde seine Unterbringung im engen Rohrrahmen des Formelwagens ermöglicht. Einlaßkanäle in der Zylinderachse. (Mercedes-Werkzeichnung)

Abb. II/5:
Fiat/Abarth-Vierzylinder-Turbomotor. 600 PS bei 8000 min^{-1} aus 1759 cm^3.
Neben dem Vorteil füllungsverbessernder Fallstromkanäle sorgt die diametrale Ventilordnung und die damit verbundene Ausleitung der Abgase beiderseits des Zylinderkopfs für optimale Beaufschlagung der beiden Turbolader. (Fiat-Werkzeichnung)



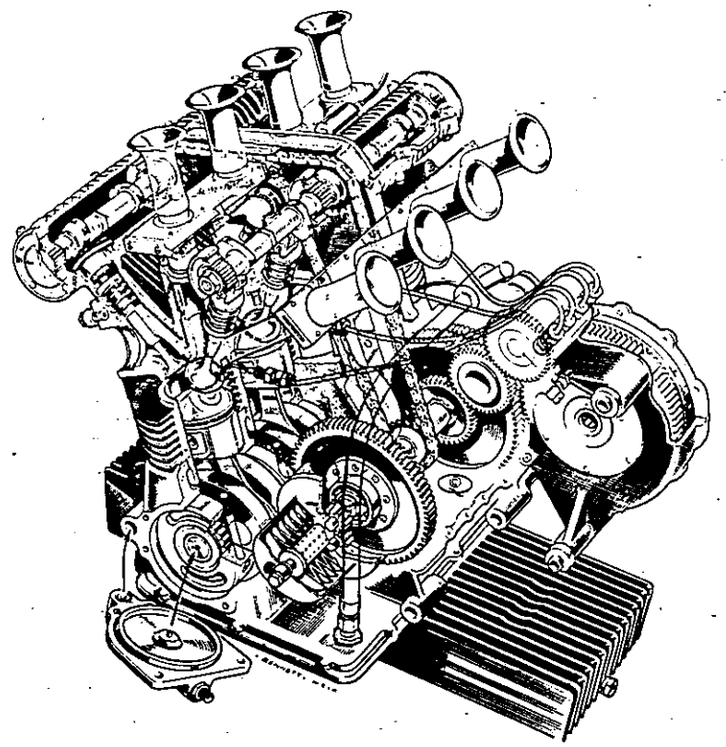


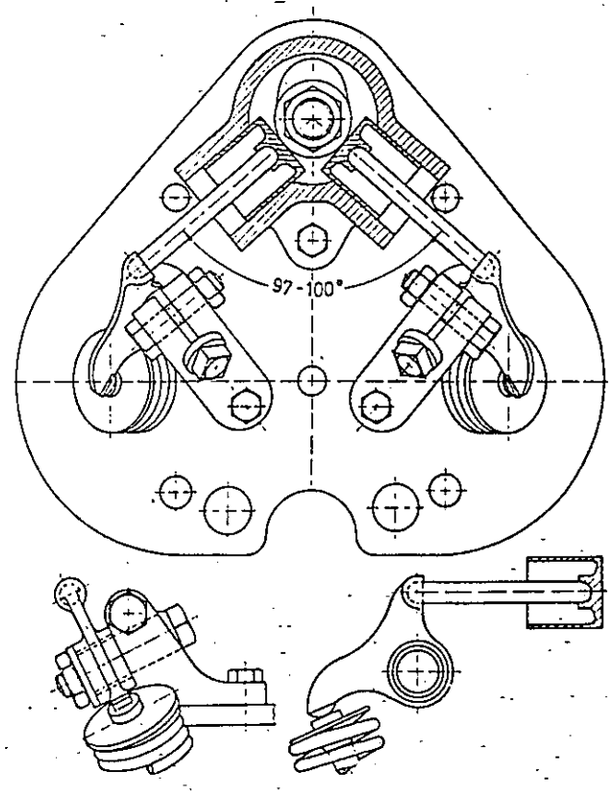
Abb. II/6:
URS-Vierzylinder von 1968. 80 PS bei 13000 min^{-1} aus 500 cm^3.
Mit dem Gewinn von Zwei Gespann-Weltmeistertiteln wurde eindrucksvoll bewiesen, daß Zähigkeit und Glaube an den Erfolg, gesteckte Ziele erreichen lassen. (Bennett-Zeichnung)

langte diese Kanalführung beim erfolgreichen Mercedes M 196-Motor (Abb. II/4) und neuerdings in einem Fiat/Abarth-Prototyp (Abb. II/5).
Von der Möglichkeit, durch Gabelung des Einlaßtraktes den Störfaktor einer Ventilführung gänzlich zu umgehen, machte bisher nur Helmut Fath in seinem Eigenbau-Vierzylinder gebrauch (Abb. II/6).

Für BMW erdacht – von Alfa Romeo genützt

(Abb. II/7)
Die oszillierenden Massen des BMW-Boxers sollten mit der im Kapitel VI zum Selbstbau beschriebenen Einnockensteuerung auf ein Drittel des Originalgewichts reduziert werden. Von BMW wegen

Abb. II/7:
Apfelbeck – Einnockensteuerung (BMW-Patent von 1960).



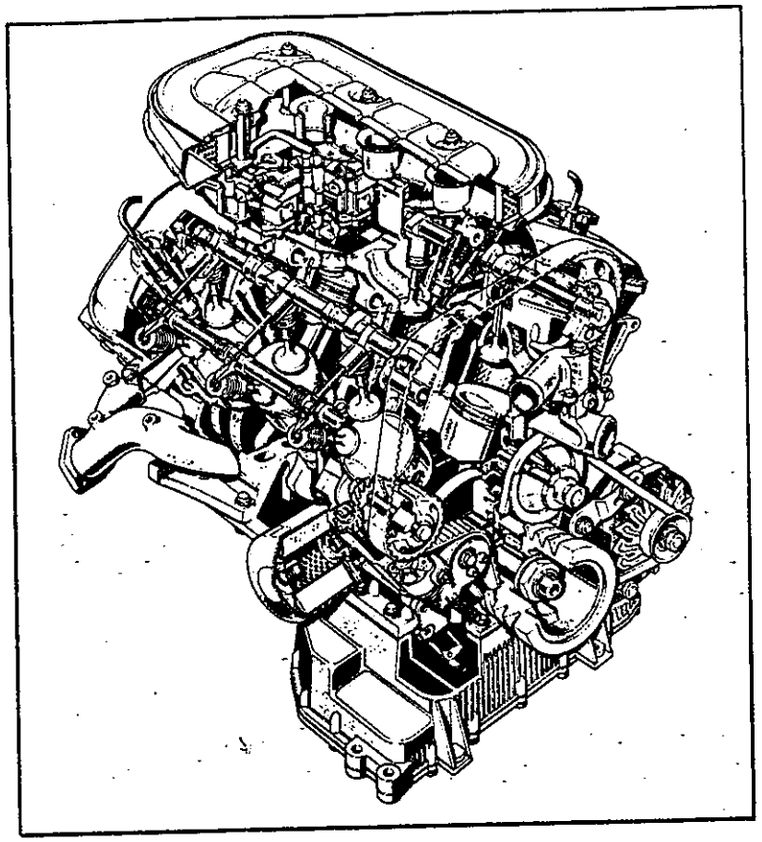


Abb. II/8:
Alfa Romeo-Sechszylindermotor. Die nunmehr verwendete Motorgeneration verfügt im Gegensatz zu der dargestellten Vergaserversion über eine abgasmindernde Einspritzanlage. (Alfa Romeo-Werkzeichnung)

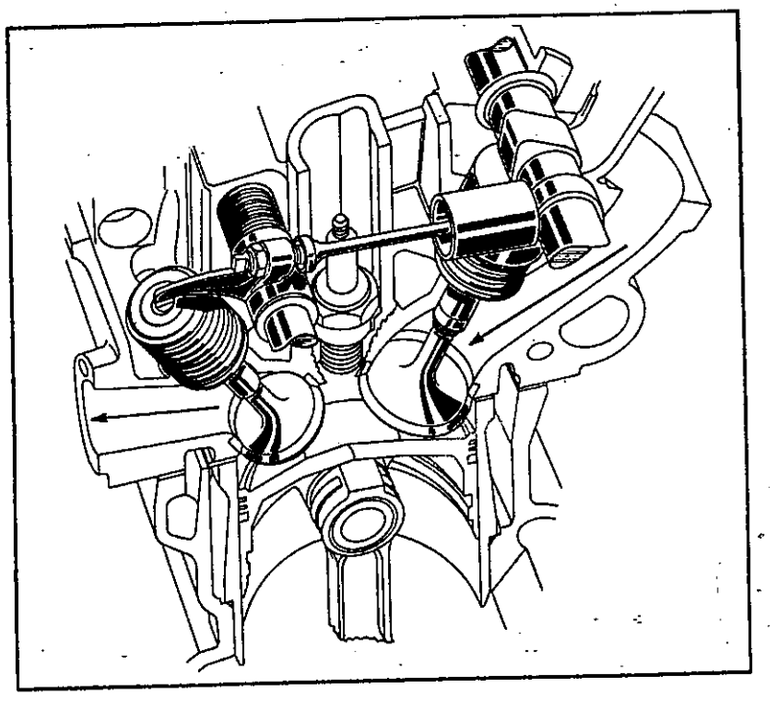


Abb. II/9:
Während das große Einlaßventil nach alter Alfa-Tradition über einen Tassenstößel vom Nocken direkt geöffnet wird, erlauben die leichteren Auslaßventile die Verwendung kurzer und somit steifer Übertragungsteile, die aus Stößel, Stoßstange und Kipphebel bestehen. (Alfa Romeo-Werkzeichnung)

des geforderten Kegelradpaares zum Königswellenantrieb als zu laut verdächtigt, verhilft dieser steife Ventiltrieb den Sechszylinder-Alfa Romeo-Motoren zu südländischem Temperament (Abb. II/8, Abb. II/9).

Als Automotor konstruiert – im Motorrad verwendet

Trotz steigender Verkaufszahlen aufgrund zahlreicher Rennsiege mit dem Apfelbeck-Königswellen-Zweizylinder mußte für den Stoßstangenmotor des BMW-Kleinwagens Ersatz gefunden werden.
Dem damaligen BMW-Importeur für Österreich, Wolfgang Denzel, wurde die Aufgabe übertragen, einen Vierzylinder-Boxermotor mit Stoßstangensteuerung und Luftkühlung – ähnlich VW, jedoch mit V-förmig angeordneten Ventilen – in mehreren Prototypen anzufertigen. Als Konstrukteur wurde L. Apfelbeck verpflichtet, der in Wien ein arbeitsfähiges Konstruktionsbüro und eine gut ausgestattete

Abb. II/10: Zusammenstellungszeichnung des bei Denzel in Wien gefertigten Prototyps, der den vom Motorrad abgeleiteten Zweizylinder-Wagenmotor ablösen sollte.

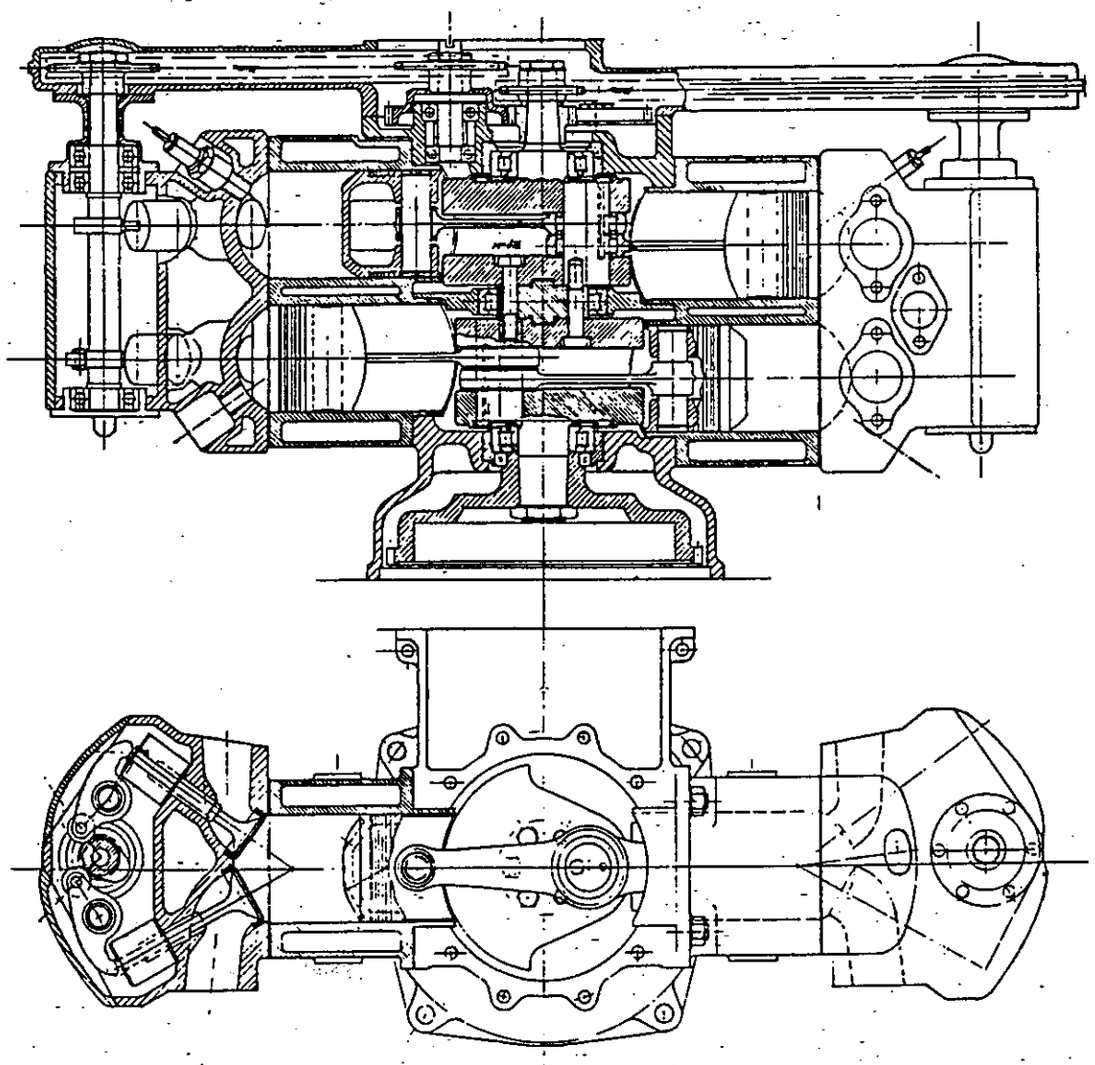


Abb. II/11:
BMW-Studie zu einem Vierzylinder-Motorradmotor. (BMW-Werkfoto)

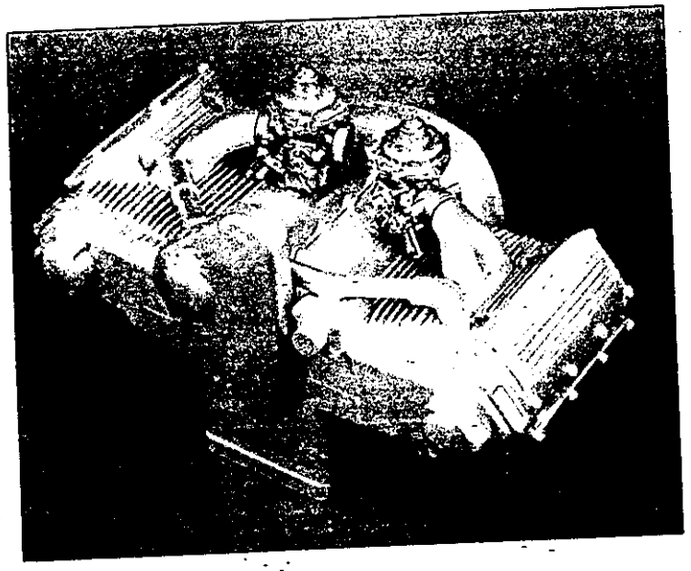
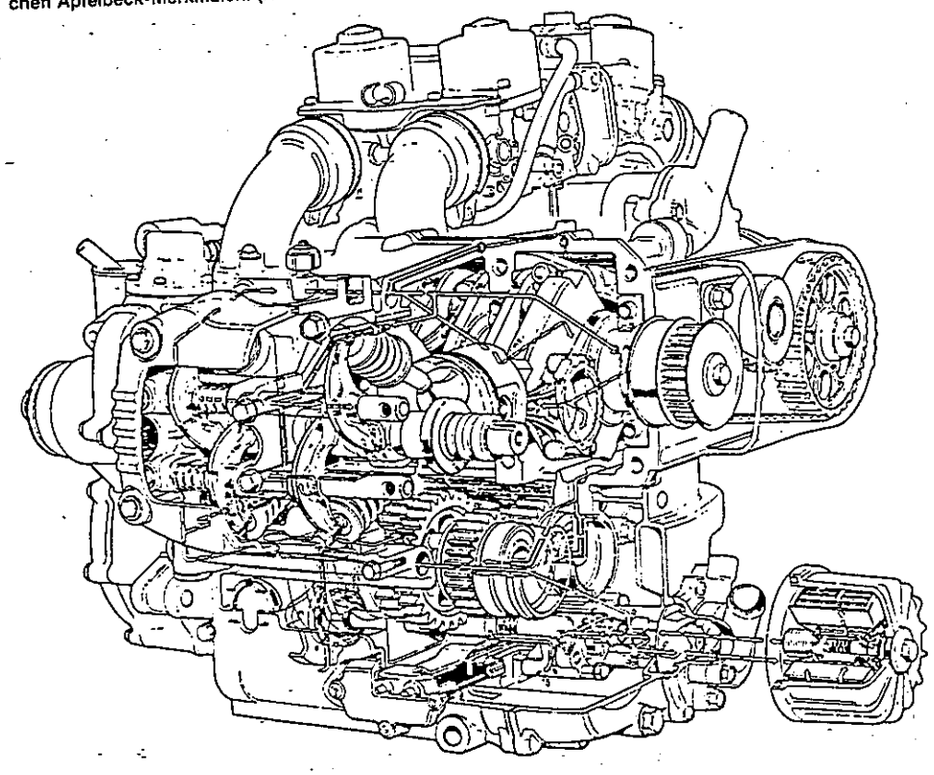


Abb. II/12: Honda-Gold Wing, 82 PS bei 7500 min^{-1} aus 1000 cm^3. Vierzylinder-Doppelboxer mit zahlreichen Apfelbeck-Merkmalen. (Honda-Werkfoto)



Werkstatt mit neuem Prüfstand vorfand.
Da Apfelbeck jedoch progressivere Vorstellungen von einer Neukonstruktion hatte, wurde es ihm gestattet parallel zu der übertragenen Aufgabe einen Motor nach seinen Ideen zu verwirklichen. Dieser hatte ebenfalls vier Zylinder, war aber genaugenommen ein 180° V-Motor, da die Kolben des jeweils gegenüberliegenden Zylinders nicht, wie zur Boxer-Identifikation notwendig, gegenläufig arbeitenden, sondern die betreffenden Pleuel wie bei einem V-Motor auf demselben Zapfen liefen. In Verbindung mit Wasserkühlung und Rollenlagerung wurde so Baulänge eingespart. Während die Zylinder aus Grauguß bestanden, wurde für die rennmäßig ausgelegten Zweiventil-Zylinderköpfe Aluminium verwendet. Vier Dell'Orto Vergaser mit 36 mm Nennweite und lange Steuerzeiten sollten mit 10,5 verdichtenden Mahle Schmiedekolben für Spitzenleistung zwischen 120 und 130 PS sorgen. Jede der beiden Nockenwellen wurde mit einer Kette, die von einer 1 : 2 Zahnraduntersetzung unterhalb der Kurbelwelle gegenläufig angetrieben wurde, bewegt. Diese Gegenläufigkeit der Nockenwellen war geboten, weil die beiden Ventile jedes Brennraumes nach bewährtem Apfelbeckmuster nur von einem Nocken gesteuert wurden, womit die Verwendung in einer Ebene liegender und somit leichter Kipphebel möglich war.
Kurze Prüfstandsläufe und das Hochdrehen des Motors – im Fahrzeug eingebaut – widerlegten die Befürchtung, der mit zwei Kröpfungen arbeitende Kurbeltrieb könnte störende Vibrationen erzeugen. Das Aggregat neigte weder im Leerlauf noch bei Höchstdrehzahl zu auffälligem Schütteln; vielmehr ließ sein am Prüfstand erkennbares Temperament die prälämierten Leistungswerte erwarten.
Die Entscheidung in München, mit dem Bau eines Mittelklassewagens neue Kunden gewinnen zu wollen, bedeutete das Ende der Kleinwagenproduktion und erübrigte den Abschluß dieser interessanten Motorentwicklung (Abb. II/10, Abb. II/11, Abb. II/12).

Die Ähnlichkeit von Zwillingen

Während bei BMW die Weiterentwicklung des Radial-Zylinderkopfs irregeleitet und wegen des vom Konstrukteur vorausgese-

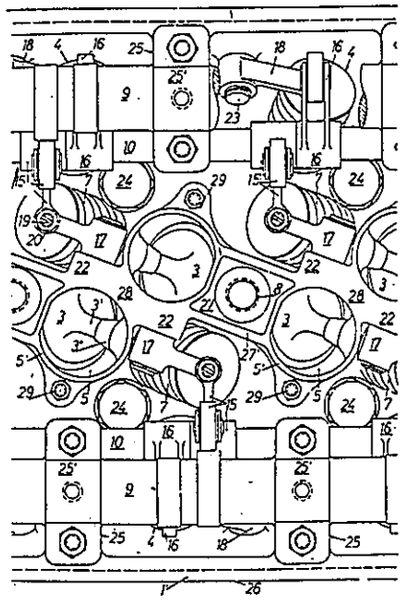


Fig. 6

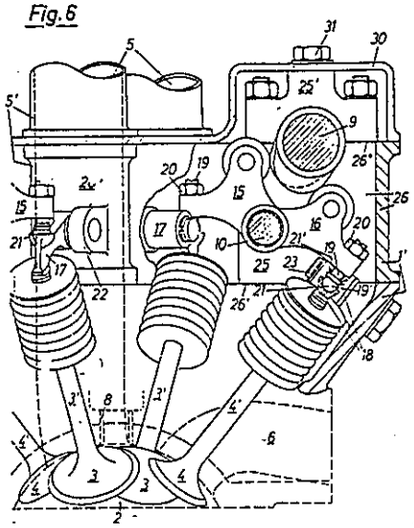


Abb. II/13:
Die Patentzeichnung zum Steuerungsmechanismus entspricht nahezu völlig dem verwirklichten Zweiliter-Formel II-Rennmotor von BMW (1965). Seine vier radial und zudem diametral angeordneten Ventile wurden von zwei obenliegenden Nockenwellen unter Zwischenschaltung zweier übereinanderliegender Schwinghebel betätigt. (BMW-Patentzeichnung)

henen Mißerfolgs schließlich gestoppt wurde, vertrauen japanische Ingenieure 20 Jahre später – nach Ablauf der Schutzrechte – diesem ausbaufähigen Steuerungssystem (Abb. II/13, Abb. II/14, Abb. II/15).

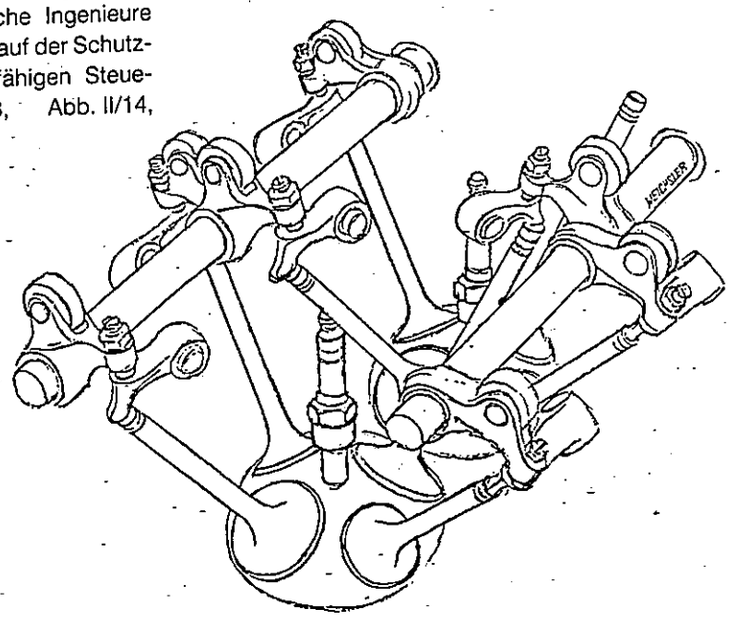


Abb. II/14: oben:
Obwohl in der perspektivischen Schemazeichnung zum BMW-Steuerungssystem die Nockenwellen fehlen, erfordert die Darstellung zum Verständnis der Steuerungskinematik durch die Ineinanderschachtelung der Ventile erhöhte Aufmerksamkeit.

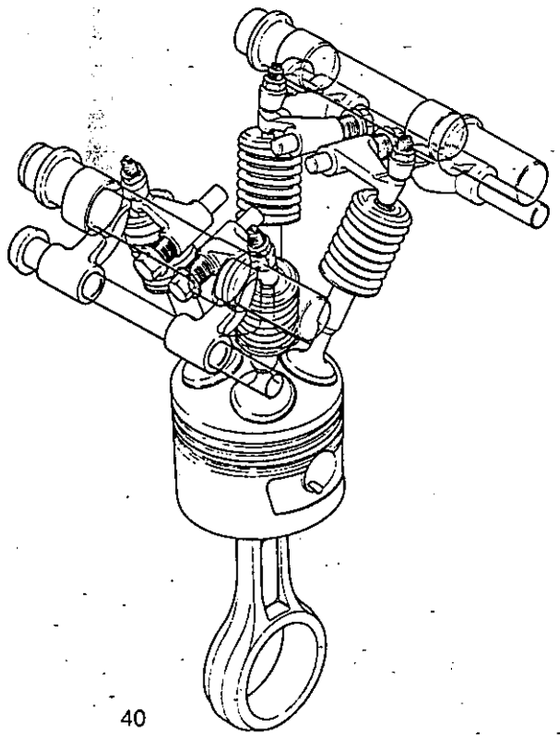


Abb. II/15 links:
Als radialer Querstrom-Zylinderkopf verfügt die von Honda für Ein- oder Zweizylinder-Motoren gedachte Ventilsteuerung über einen symmetrischen Aufbau, der ausreichend Platz zur Unterbringung der Zündkerze in Brennraummitte läßt. (Honda-Werkzeichnung)

Porsche 959-Motor bereits 1970 konstruiert?

Die gesunden Erbanlagen des Porsche-Sechszylinders mit seinem leichten Kurbeltrieb in einem kräftigen Gehäuse ließen ihn für Leistungssteigerungen prädestiniert erscheinen. Während der Hersteller mit ständigen Hubraumvergrößerungen den Leistungsunterschied zur Konkurrenz sicherstellen konnte, bot Apfelbeck dem Werk zwei Varianten von vierventiligen Dachköpfen zur Leistungssteigerung an. Wegen der unmittelbaren Nachbarschaft der Ventile und der im Auslaßbereich hitzebeanspruchten Zwischenwand wurde Wasserkühlung vorgeschlagen. Das traditionell denkende und nur an Luftkühlung gewöhnte Haus konnte sich zum damaligen Zeitpunkt Wasser als Kühlmedium für die Zylinderköpfe bei Beibehaltung des Kühlgebläses für die Zylinder noch nicht vorstellen. So dauerte es nahezu 20 Jahre, bis dieses Konzept, im Typ 959 verwirklicht, den Fortbestand dieser erfolgreichen Motorkonstruktion garantiert (Abb. II/16, Abb. II/17, Abb. II/17 A).

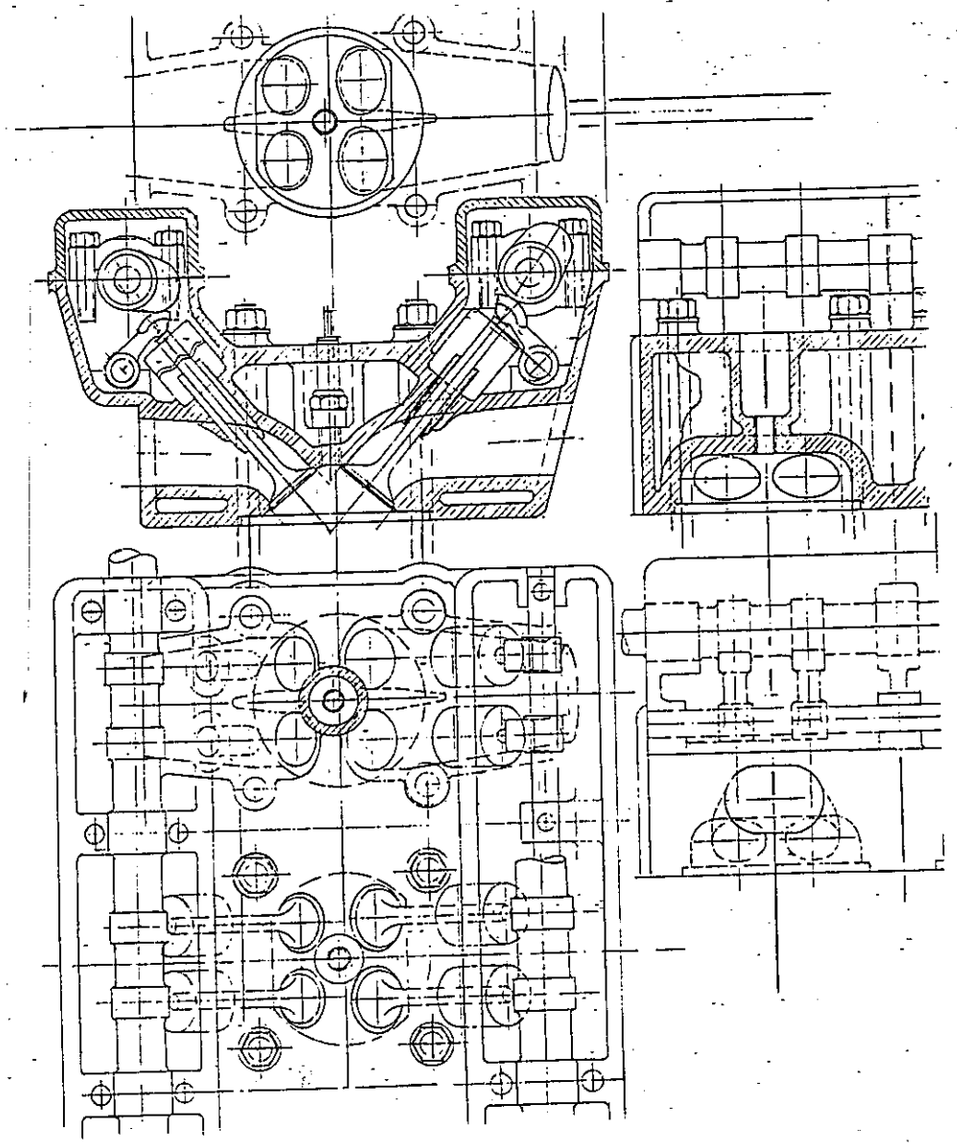


Abb. II/16:
Im Gegensatz zum Typ 959, bei dem die Nocken auf Tassenstößel wirken, wäre die Betätigung der Ventile 1970 über Schlepphebel »nach Art des Hauses« erfolgt. Durch die damals gebräuchlichen großen Ventilwinkel lagen die Nocken weit gespreizt auseinander, was das Abnehmen des einteiligen Zylinderkopfs ohne Teilzerlegung möglich machte.

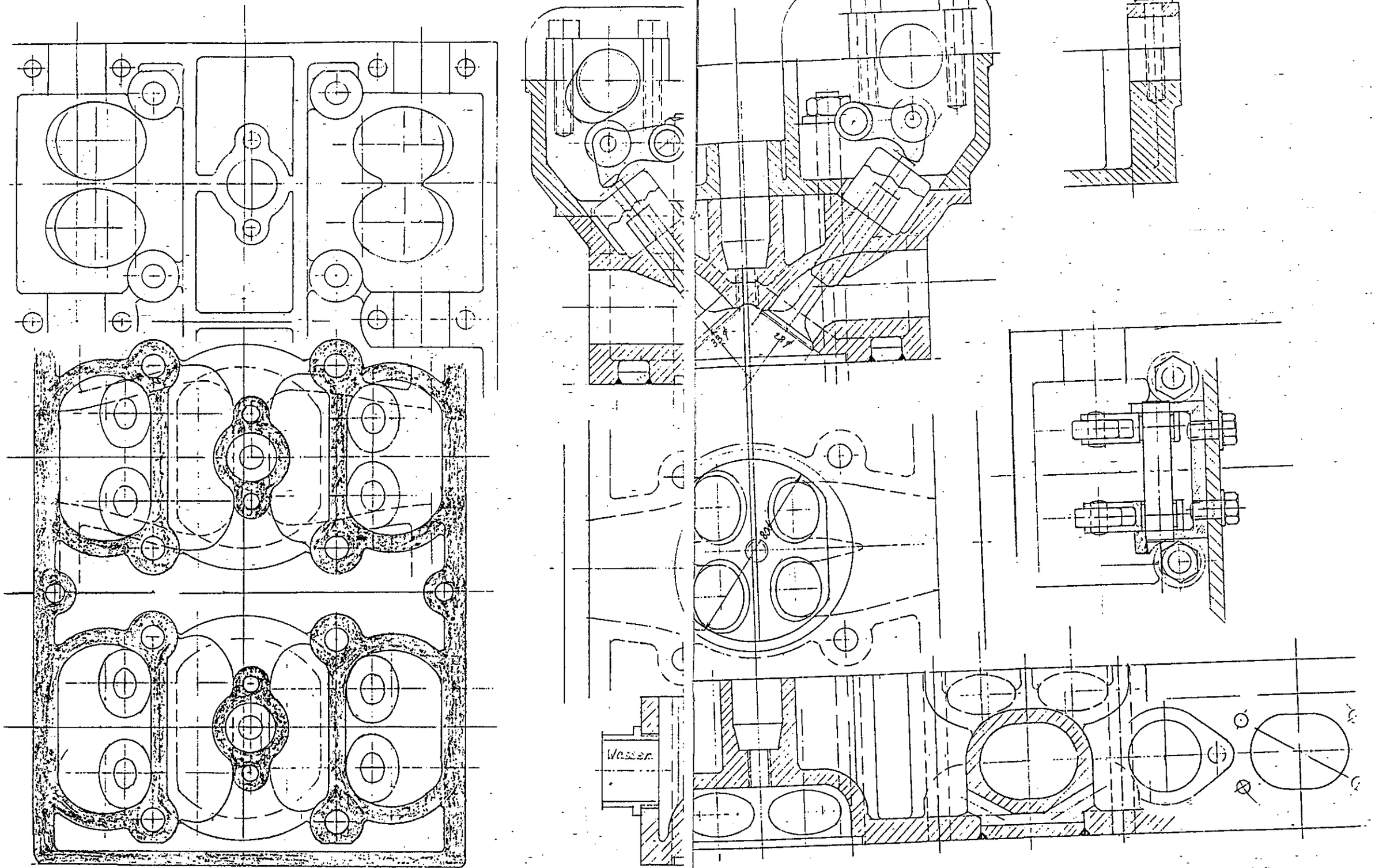
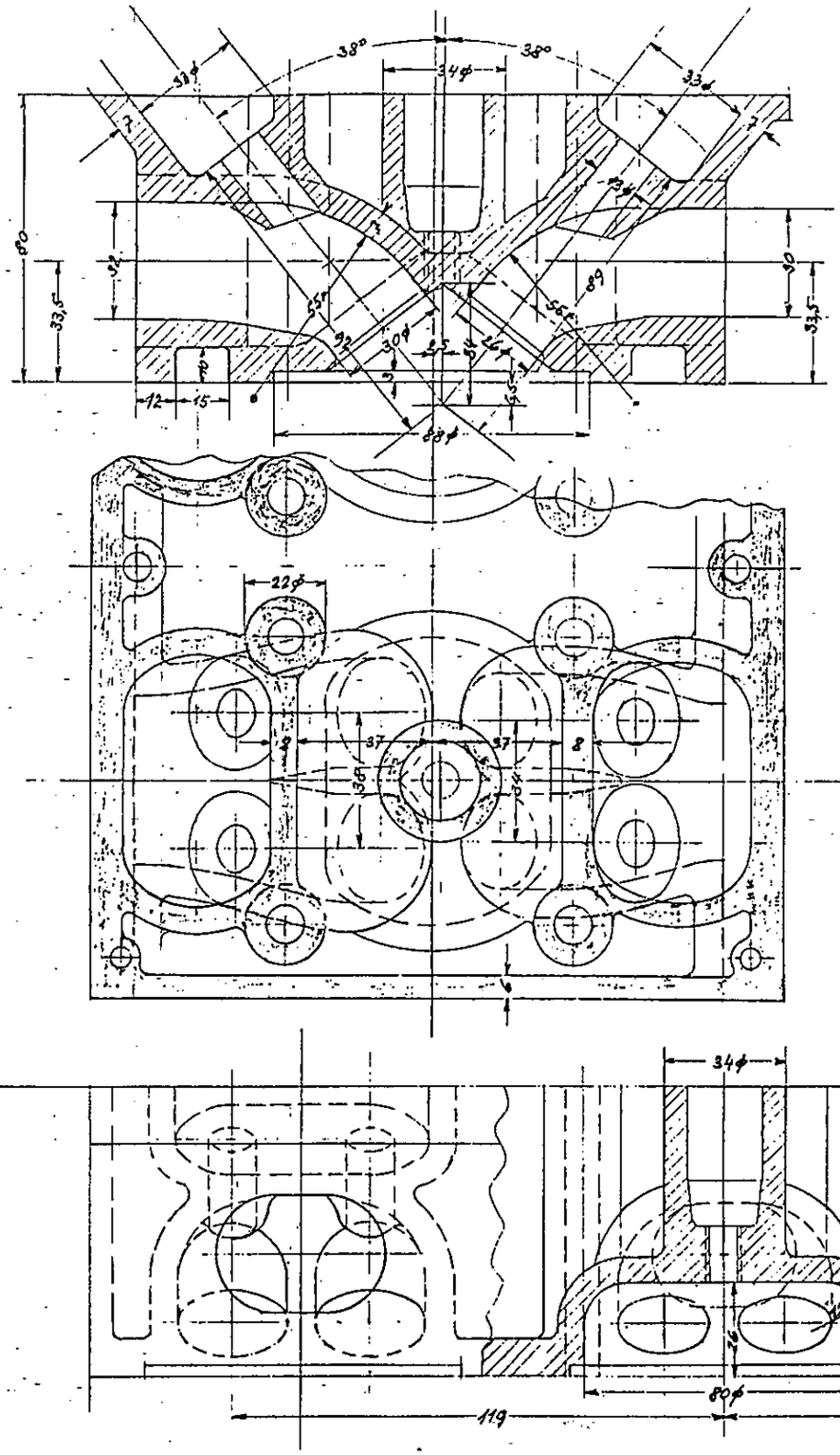


Abb. II/17:
In einer Ausführungsvariante wurden als Bewegungsüberträger zwischen Nockenwelle und Ventilschaft Rollenschwinghebel vorgesehen, die eine Minderung der Zylinderkopfbreite zu Lasten seiner Höhe erkauften.



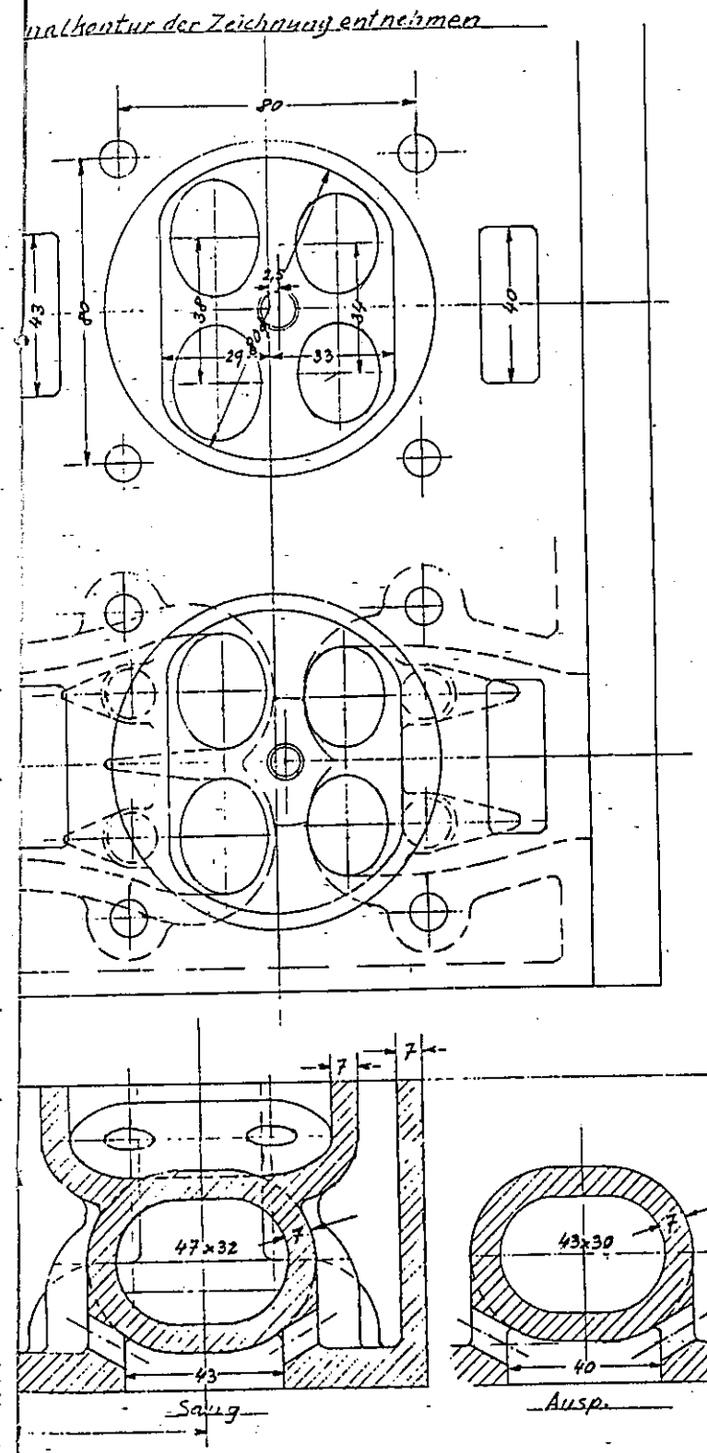


Abb. II/17A:
Durch geschickte Teilung des Grundkörpers hätte auf die Anfertigung teurer Kernmodelle für den Wassermantel verzichtet werden können.

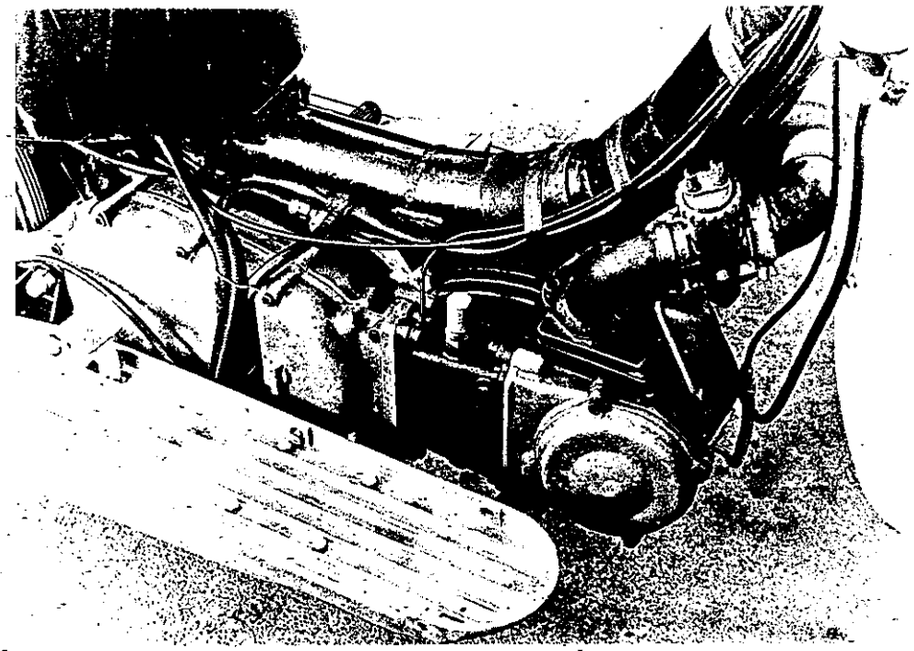
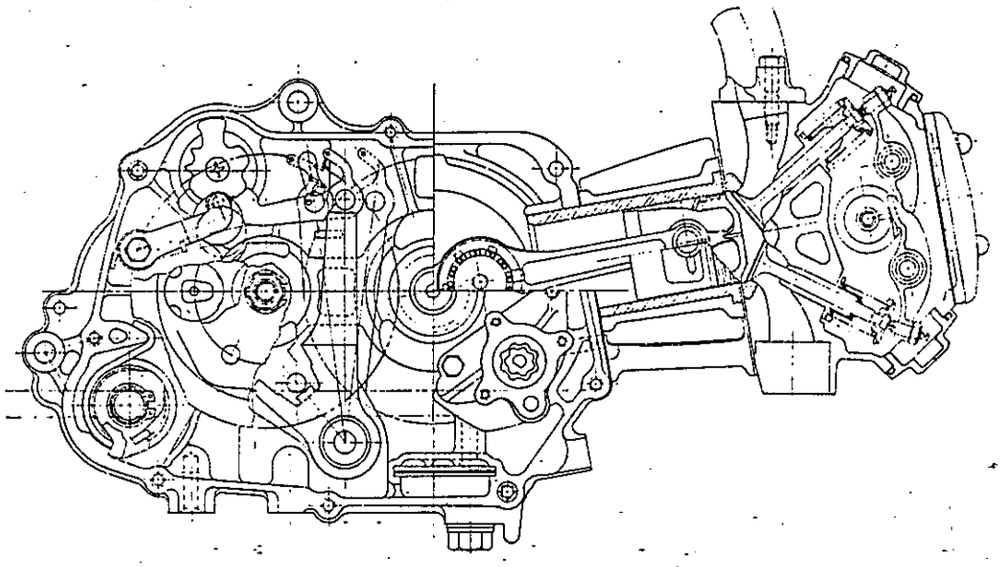


Abb. II/18: Horex-Motorroller »Rebell«. Trotz bedienungsfreundlicher Bauart und NSU Max-ähnlicher Motorleistung war dieser Konstruktion kein Erfolg beschieden. (Dr. Krackowizer-Archivfoto)

Horex »Rebell« – ein früher Denkanstoß

Abb. II/19: 25 Jahre nach dem Horex-Versuch dient das gleiche Motorkonzept bei Honda millionenfach als Antriebsquelle von Kleinmotorrädern.



III. RADIALE MEHRVENTILTECHNIK

Vom Schnüffelventil zum diametralen Zylinderkopf

Seit der Erfindung des Viertakt-Ottomotors sind Ingenieure und Techniker ständig um höhere Motorleistung bemüht. Die Entwicklung begann mit automatischen Saugventilen und führte über seitengesteuerte Motoren zu Konstruktionen, bei denen der Gaswechsel über Ventile im Zylinderkopf erfolgt.

Mit diesen OHV-Zylinderköpfen und dem inzwischen bekannt gewordenen leistungssteigernden Effekt der Ventilüberschneidung begann der sportliche Einsatz und die allgemeine Verwendbarkeit des Hubkolbenmotors. Sehr früh wurde erkannt, daß rascher Gaswechsel im Verbrennungsraum einen wesentlichen Faktor zur Leistungssteigerung darstellt. Die Folge dieser Erkenntnis waren Zylinderköpfe mit drei, vier und mehr Ventilen.

Der einfachen Kinematik wegen ordnete man die Ventile gleicher Funktion zunächst parallel nebeneinander an, was auf der Auspuffseite stets zu Stegrissen zwischen den Ventilen führte. Die Verwendung teurer Materialien verlängerte wohl kurzzeitig das Leben eines Zylinderkopfs, doch endgültige Abhilfe konnte damit nicht geschaffen werden.

Durch die radiale Anordnung der Ventile wurde die Trennwand zwischen den Auslaßventilen keilförmig verstärkt, doch bedeutete nun der erforderliche kinematische Aufwand zur Ventilbetätigung eine nicht erwünschte Drehzahlbegrenzung, was schließlich zur vorübergehenden Abkehr von diesem System führte.

Erst in der ersten Hälfte der Fünfzigerjahre, als man bei den Zweiventilern die Steuerzeiten durch desmodromische Ventiltriebe verlängerte, entsannen sich einzelne Hersteller erneut des vollradialen Zylinderkopfs. Die meisten aus dieser Zeit stammenden Konstruktionen erforderten jedoch eine Vielzahl teuer zu fertigender Kegelräder und waren so für eine Serienfertigung zu aufwendig.

Heute werden Höchstleistungen wieder mit Parallel-Vierventilern erreicht, die inzwischen von vielen Herstellern auch in Serienfahrzeugen angeboten werden. In aufgeladenen Rennmotoren aber bildet trotz neuer Gieß- und Formtechnologien die Auslaßventilseite ähnliche Probleme wie vor 50 Jahren. Einseitige thermische Überbelastungen im Zylinderkopf führen wieder zum Einsinken der Ventilsitzringe und zu Stegrissen; die doppelportige Abführung der Abgase bringt nur mäßige Minderung dieses Übels. Außerdem ist eine optimale Verwirbelung des Frischgases durch den üblichen Querstrom unmöglich und die praktizierte Gemischquetschung kräfteraubend. Durch die unmittelbare Nachbarschaft der Einlaßventile einerseits und durch die ungünstige Nähe der Zylinderwand andererseits wird der Frischgasstrom behindert und schlechte Zylinderfüllung ist die Folge. Um diesem Übel zu begegnen, werden größere Ventilüberschneidungen gewählt, die aber über weite Drehzahlbereiche zu Frischgasverlusten und somit zu erhöhter Schadstoffemission führen.

Die jetzige Wiederentdeckung des Vollradialmotors, dem diese Erscheinungen völlig fremd sind, ist daher nur die logische Weiterentwicklung der bisher verwendeten parallelen Ventilanordnung.

Radiale Mehrventiler im mathematischen Vergleich

Zur nochmaligen Definition eines Radial-Zylinderkopfs soll der Umstand gelten, daß die Brennraumform eine Kugelkalotte darstellt und sich alle Ventilachsen in einem theoretischen Mittelpunkt schneiden (Abb. III/1–Abb. III/7).

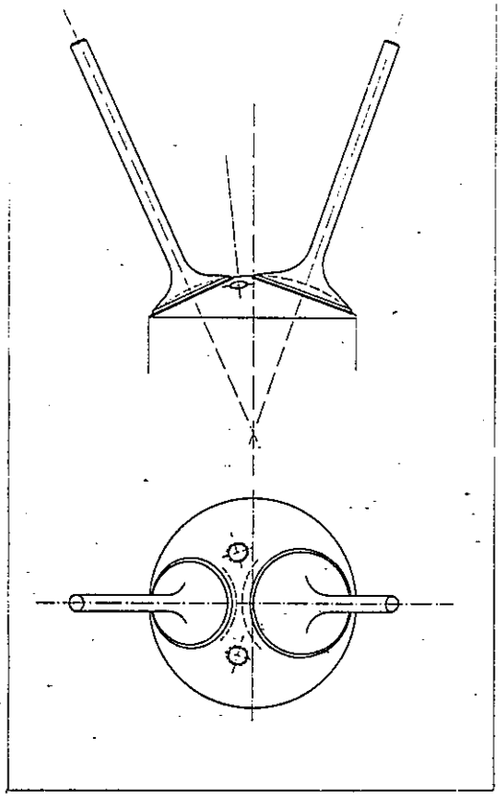


Abb. III/1:
Optimaler Zweiventiler:
In modifizierten Brennraumvarianten bilden zwei Ventile noch immer die häufigsten Zylinderkopfkonzepte.

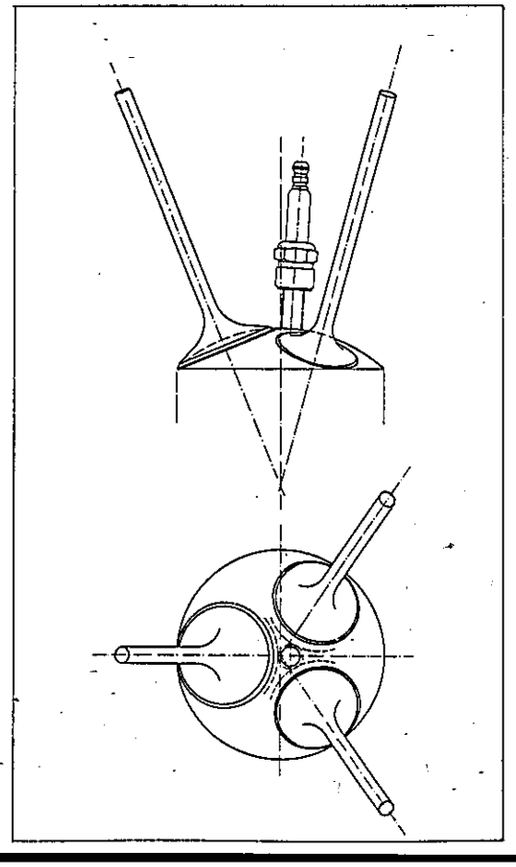


Abb. III/2:
Drei radiale Ventile:
Bei AJS im Rennmotorrad gescheitert, wird diese Ventilanordnung bis heute zu Unrecht gemieden.

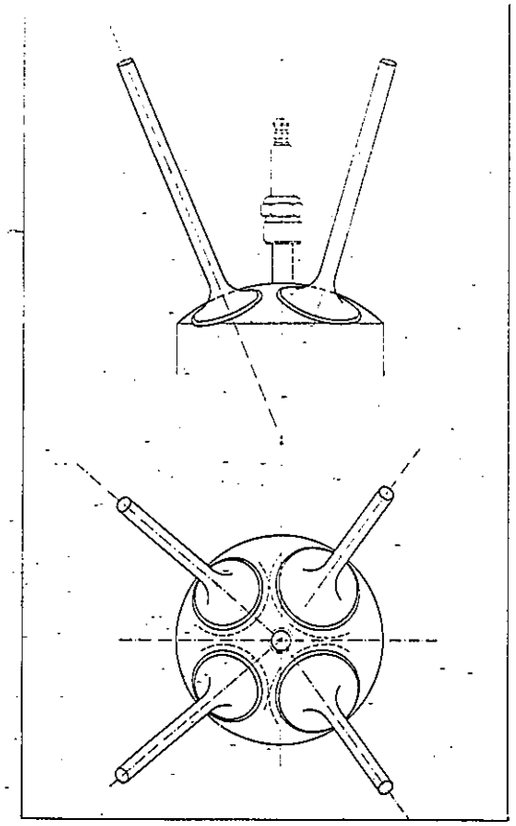


Abb. III/3:
Vier radiale Ventile:
Die Honda-Einzylindermotoren verblieben als einzige Vertreter dieser Spezies.

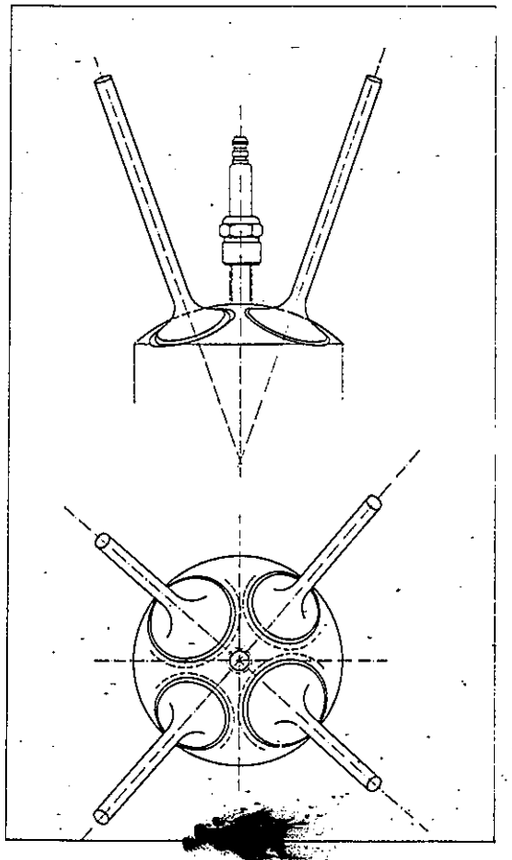
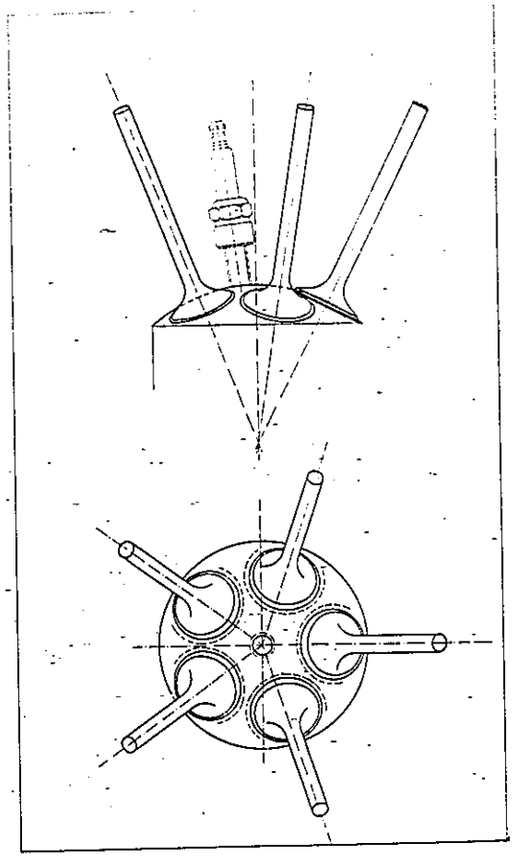


Abb. III/4:
Vier radial/diametrale Ventile:
Trotz zahlreicher Sporterfolge wird das »Strömungswunder« weiterhin verkannt.

Abb. III/5:
Fünf radiale Ventile:
Mit weniger Ventilen wäre der Brennraum besser genutzt.



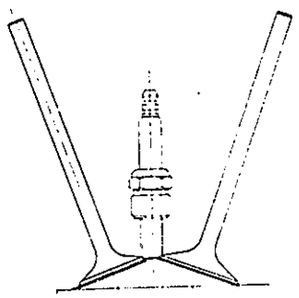
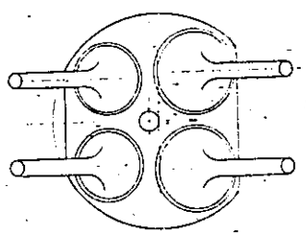


Abb. III/6:
Vier Ventile im Dachkopf:
Altbekannt und einfach zu steuern, ist der Dachkopf heute ausgereifter Standard.



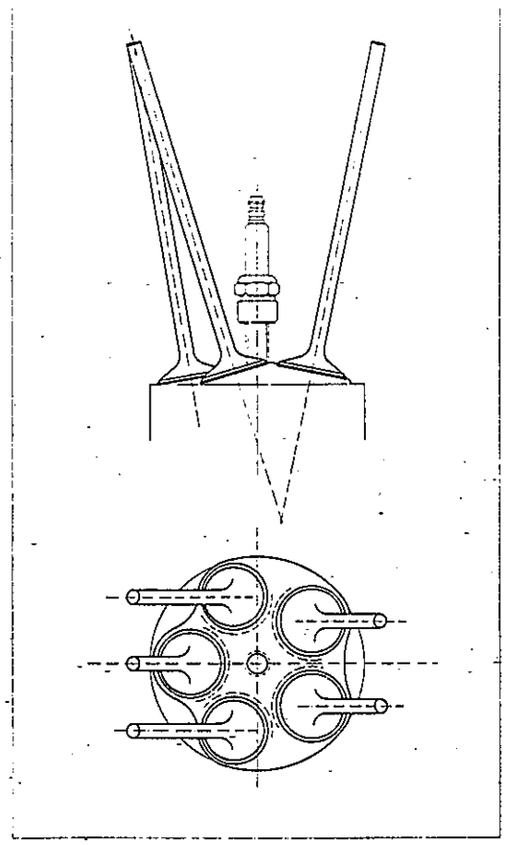


Abb. III/7:
Fünf Ventile im Dachkopf:
Der Motorraderfolg konnte mit diesem Konzept im Auto bisher nicht wiederholt werden.

Bei diesen Betrachtungen sollen alle bekannten Ventilanordnungen in bezug auf Ventilflächen und deren Anteil an der Brennraumoberfläche mit dem optimalen Zweiventiler verglichen werden. Für die Einlaßventile wird zusätzlich der freie Ventilquerschnitt errechnet, wobei der Ventilhub mit 25 % des Tellerdurchmessers festgelegt wird. Als Vergleichsbasis wird ein einheitlicher Brennraum vorgegeben, dessen geometrische Verhältnisse aus einem Hub/Bohrungsverhältnis von 0,9 bei 10 : 1 Verdichtung errechnet wurden (Abb. III/ 8).

Abb. III/8:
Mehrventiler im mathematischen Vergleich.

VERGLEICHSTABELLE

VERSCHIEDENER ZYLINDERKOPFTYPEN
ZYLINDEREINHEIT 500 ccm (Ø 89 x 81)

VENTILANZAHL VENTIL-ANORDNUNG	VENTILGRÖSSEN IN MM		EINLASS-VENTILFL. ZUWACHS IN %	ANTEIL D. VENTILFLÄCHEN AN DER BRENNRAUMOBERFL. IN %	THEOR. VENTILSPALT DER E-VENT. BEZ. AUF 2 VENTILER IN %	VENTILHUB 25 % DES VENTIL Ø
	EINLASS	AUSLASS	BEZ. AUF 2 VENTILER			
2 VENTILE RADIAL	1 x Ø46	1 x Ø38.5	—	40	100	11.5
3 VENTILE RADIAL	2 x Ø38	1 x Ø45	36	55	135	9.5
4 VENTILE RADIAL	2 x Ø38	2 x Ø32	36	55	135	9.5
4 VENTILE RADIAL DIAMETRAL	2 x Ø39	2 x Ø33	44	59	143	9.75
5 VENTILE RADIAL	3 x Ø30	2 x Ø30	28	50	124	7.5
4 VENTILE PARALLEL	2 x Ø36.5	2 x Ø31.5	26	51	124	9.13
5 VENTILE PARALLEL	3 x Ø 29	2 x Ø 29	19	46	116	7.25

WEICHSLER 1989

Das Apfelbeck-System als Strömungswunder

Im angestellten Rechenbeispiel erweist sich der diametrale Radialkopf gegenüber seinen Konkurrenten als bester Verwerter der vorgegebenen Brennraumoberfläche durch die Ventile bei gleichzeitig größten Spaltquerschnitten. Daß er seine Tugenden gegenüber den anderen Systemen noch besser ausspielen kann, wurde durch Gasdurchflußmessungen bei BMW im Jahre 1964 eindrucksvoll bewiesen. Die dabei verwendeten wesentlich höher gewölbten Brennräume haben keinen Einfluß auf das Versuchsergebnis, sondern dokumentieren lediglich 25 Jahre Motorentwicklung (Abb. III/9).
Unter dem damaligen Direktor Claus von Rücker wurden neben verschiedenen Zweiventilern eigener Produktion ein vierventiliger Dachkopf, ein radialer Dreiventiler und vor allem – als Überprüfung der Angaben von Konstrukteur Apfelbeck – der radiale diametrale Zylinderkopf seiner auf das Jahr 1930 zurückgehenden Erfindung, miteinander verglichen.
Um neutrale Voraussetzungen bei der Beurteilung der Einströmung zu schaffen, wurden die tatsächlich gemessenen Gasmengen unabhängig vom Ventilquerschnitt und vom Zylinderdurchmesser bei 10 mm Ventilhub auf die Werte des optimalen Zweiventilkopfs reduziert und verglichen. Die Verlustfaktoren stellen somit die Differenz zwischen den unter gleichen Bedingungen möglichen und den gemessenen Werten in Prozent dar (siehe Tabelle Abb. III/10 und Versuchsaufbau Abb. III/11).

Abb. III/9: Auch bei Radialköpfen hat sich die Verkürzung des Hubes auf die Form des Kolbens ausgewirkt. Während im halbfertig bearbeiteten Kolben für Schauzus BMW-Gespannmotor 1970 der Brennraum fast ausschließlich durch die vier tiefen Ventiltaschen gebildet wurde, hinterlassen die Ventile im »CONCAM«-Radialkolben des Verfassers wesentlich kleinere »Abdrücke«.

Vergleichswerte bei 5 bzw. 10 mm Ventilhub

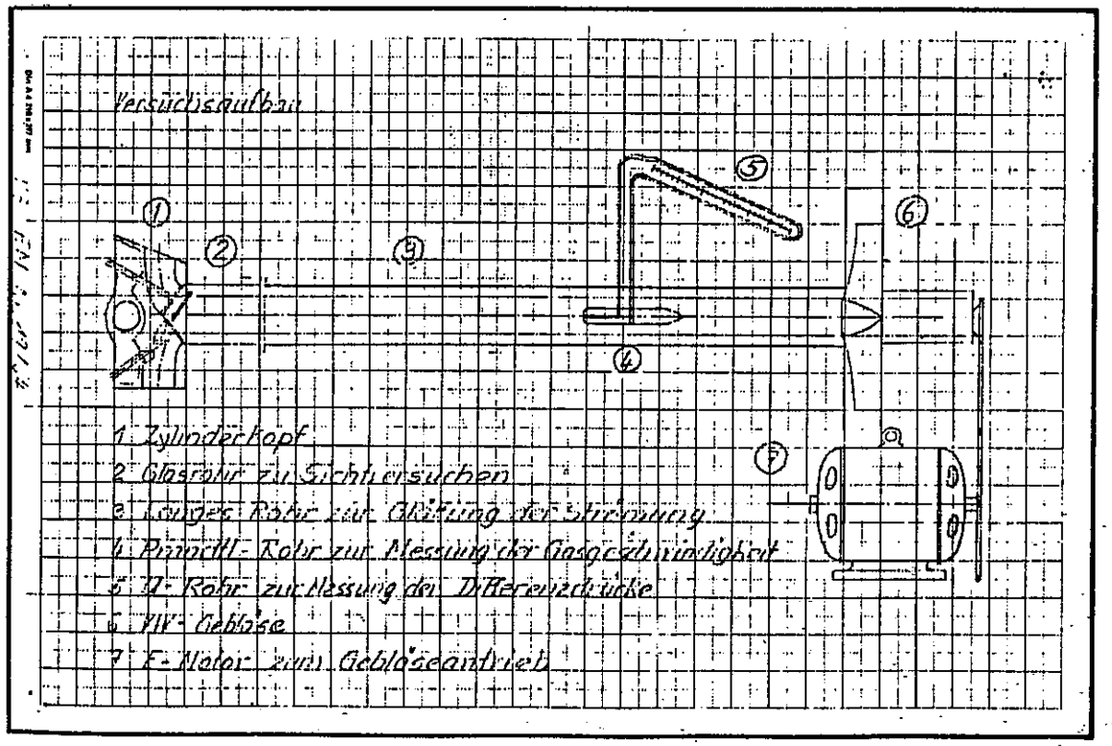
Zylinderkopf Nr.	Typ und Charakterisierung		Gasmenge m³/s 5 mm	Gasmenge m³/s 10 mm	Vergleichszahl bezogen auf Zyl.-Kopf 1 5 mm	Vergleichszahl bezogen auf Zyl.-Kopf 1 10 mm	th. Spalt bezogen auf Zyl.-Kopf 1 %	Einströmverluste *
1	118 TI Serie Brennraum: Dach	E-Ventil: 42 Ø E-Kanal: 38x32	0,0435	0,066	100	100	100	17,0
2	118 Brennraum: Doppelkugel eng,	E-Ventil: 42 Ø E-Kanal: 38x32	0,0445	0,064	102	97,0	100	19,5
3	118 TISA Brennraum: Doppelkugel weit,	E-Ventil: 44 Ø E-Kanal: 46x39	0,0470	0,0735	108	111,5	105	16,0
4	118 TISA Brennraum: angen. Halbkugel,	E-Ventil: 44 Ø E-Kanal: 46x39	0,0470	0,0770	108	117,0	105	7,5
5	2 Liter TISA Brennraum: angen. Halbkugel,	E-Ventil: 47 Ø E-Kanal: 48,5x41	0,0570	0,0840	131	127,0	112	10,5
6	Optimaler 2-Ventiler Brennraum: angen. Halbkugel,	E-Ventil: 50 Ø E-Kanal: 45 Ø	0,0520	0,100	119,5	151,5	119	0
7	4-Ventiler 2 x 33 Ø parallel Brennraum: Dach	E-Kanal: 52x29	0,0670	0,0845	154	128,0	157	35,5
8	3-Ventiler 2 x 39 radial Brennraum: angen. Halbkugel,	E-Kanal: 2x34	0,0820	0,123	188	186,0	185	20,5
9	4-Ventiler 2 x 42 radial Brennraum: angen. Halbkugel,	E-Kanal: 2x37,5	0,0900	0,155	208	235,0	200	7,5

*) Definition der Einströmverluste (Verlustfaktor):
Zur Beurteilung der Einströmung, unabhängig vom Ventilquerschnitt und vom Zylinderdurchmesser wurden die tatsächlich gemessenen Gasmengen bei 10 mm Ventilhub auf die Werte vom Zylinderkopf 6 reduziert und verglichen. Die Verlustfaktoren stellen die Differenz zwischen den unter gleichen Bedingungen möglichen und den gemessenen Werten in Prozent dar.

Anlage zu Versuchsbericht EM Nr. 19/64

Abb. III/10: Tabellarische Übersicht der bei BMW 1964 untersuchten Zylinderköpfe. (BMW-Werkzeichnung)

Abb. III/11: Schemazeichnung des Versuchsaufbaues. (BMW-Werkzeichnung)



Die Versuchsergebnisse waren verblüffend und im Hinblick auf den vierventiligen Dachkopf ernüchternd.

1. Die durch das Einlaßventil strömende Gasmenge ist bei geringen Ventilhüben (unter 6 mm) den theoretischen Spaltquerschnitten am Ventil genau proportional.
2. Bei Ventilhüben über 8 mm ist der Gasdurchsatz stark von der Stellung des Ventils und seiner Abschirmung im Brennraum abhängig. Der rechnerische Spaltquerschnitt wird beispielsweise beim vierventiligen Dachkopf wegen der Interferenz der benachbarten Gemischströme nie erreicht.

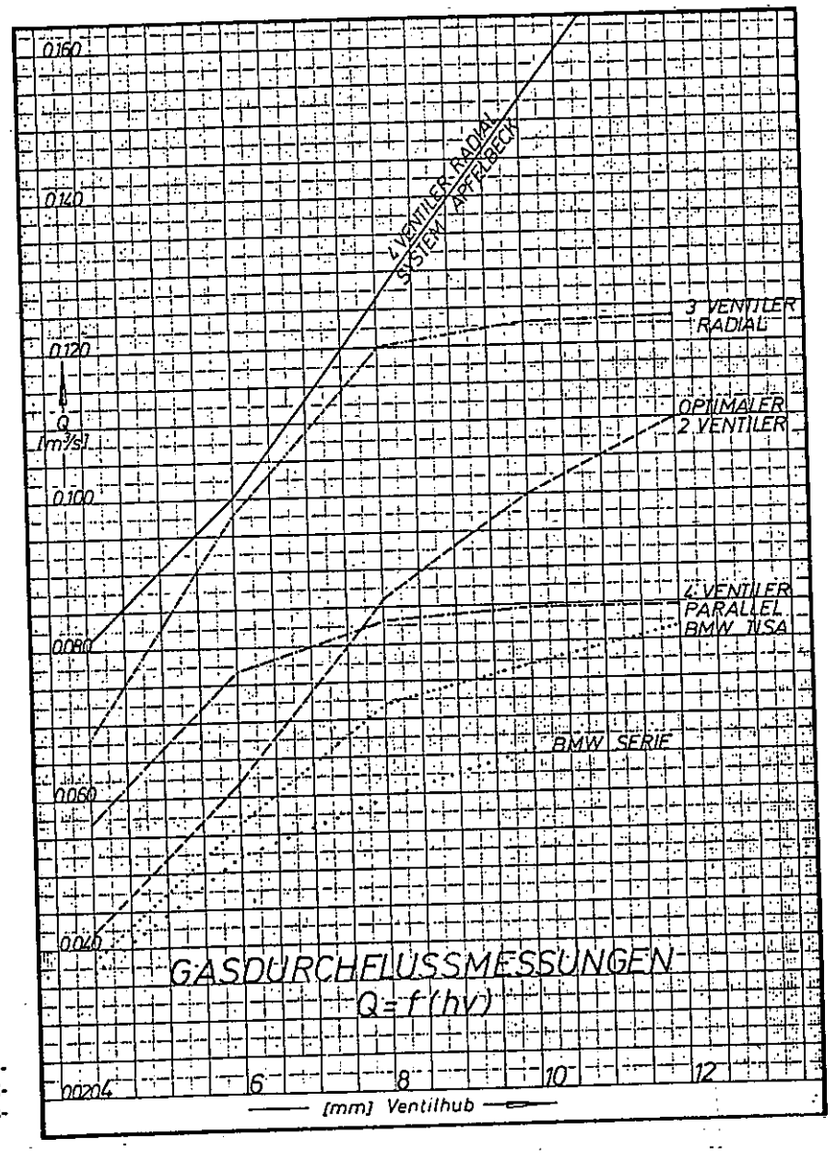
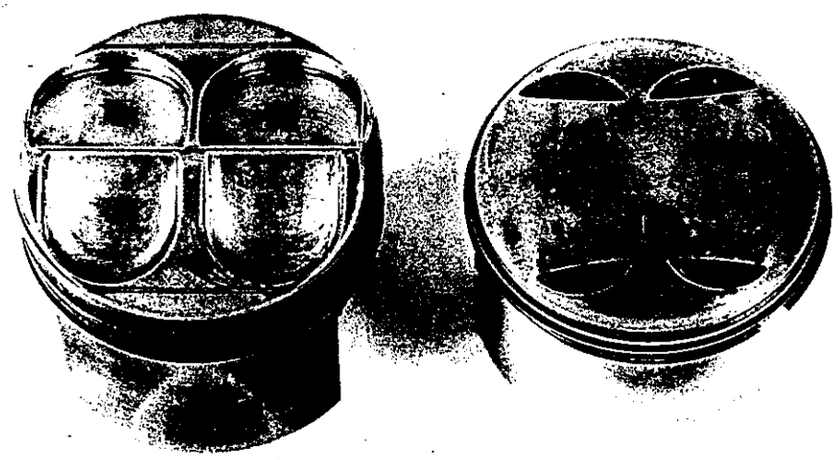


Abb. III/12:
Die angestellten Gasdurchflußmessungen bestätigen dem Apfelbeck-System größte Strömungsvorteile.

3. Die Kugelkalotte wurde erneut als optimale Brennraumform bestätigt; die durchgesetzte Gasmenge ist umso größer, je mehr sich die Gestalt des Brennraums dem Kugelabschnitt nähert.
4. Erwartungsgemäß stellt der vierventilige Radialkopf mit diametraler Anordnung der Ventile gleicher Funktion (System Apfelbeck) den optimalen Zylinderkopf dar.

Durch die in ihrer Funktion abwechselnde Unterbringung der Ventile wird nicht nur die bestmögliche Ausnützung der Brennraumoberfläche erreicht, sondern vor allem die Einströmstörung minimiert und zusätzlich die erstrebenswerte Temperaturverteilung im Zylinderkopf erzielt.
Das Diagramm der Gasdurchflußmengenmessungen (Abb. III/12) veranschaulicht in überzeugender Weise die vorerwähnten Vorteile radialer Ventilanordnungen.
Fairerweise ist anzumerken, daß im Jahre 1964 zum Zeitpunkt dieser Versuchsreihe der vierventilige Dachkopf sicherlich erst am Anfang seiner Entwicklung stand und in der heute geometrisch ausgereiften Form bessere Durchflußwerte liefert als vor mehr als 25 Jahren. Vor allem hat sich der negative Einfluß auf die Gasströmung im Bereich der Zylinderwände durch den steileren Ventilwinkel – insbesonders aber beim niedrigen Verdichtungsverhältnis der Turbomotoren – und dem damit verbundenen Wegfall der Quetschzone im Zwischenraum von Ein- und Auslaßventilen wesentlich reduziert (Abb. III/13).

Abb. III/13:
Die Minderung des Ventilwinkels und sein Einfluß auf die Gestaltung des Kolbenbodens veranschaulichen 20 Jahre Motorentwicklung.
Links: Bergmann-Opel; Rechts: KTM-Einzylinder.



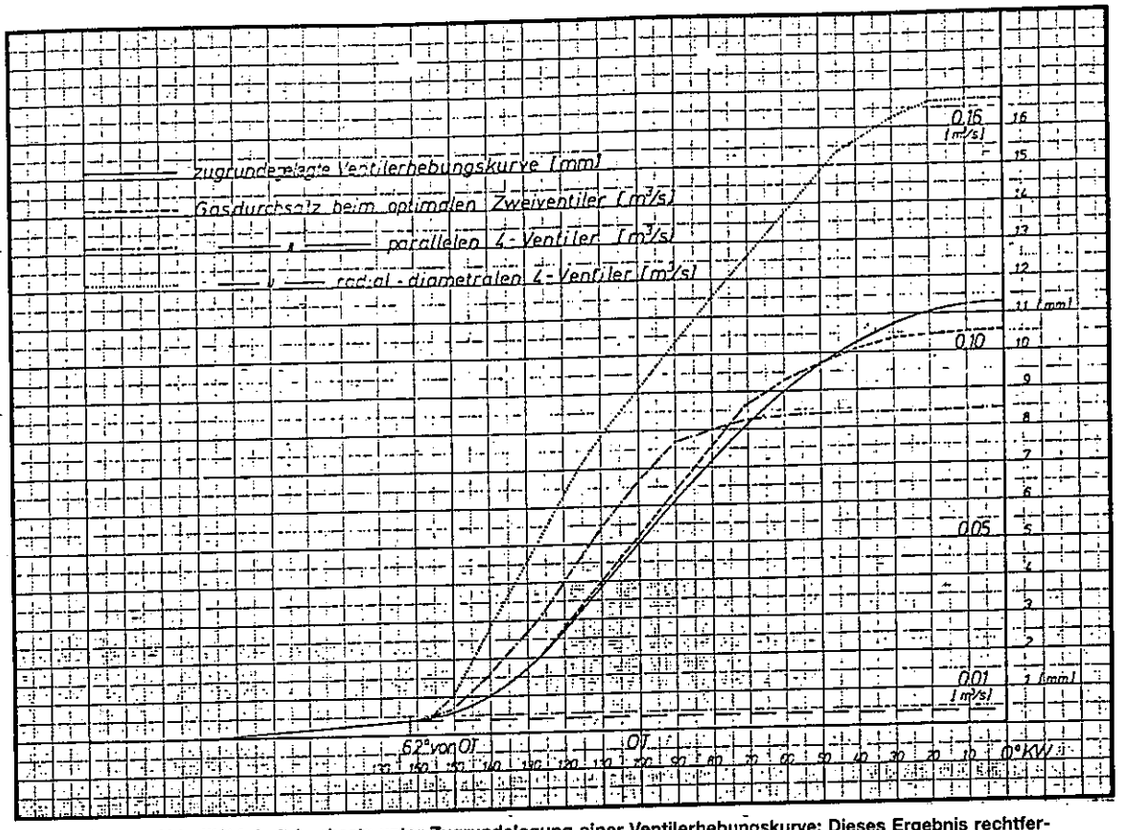


Abb. III/14: Luftdurchsatz unter Zugrundelegung einer Ventilerhebungskurve: Dieses Ergebnis rechtfertigte schließlich BMWs Formel II-Projekt.

Dennoch haben sich Ventilhübe von deutlich mehr als 8 mm für Dachköpfe als nicht mehr füllungsverbessernd erwiesen. Bis zu dieser Hubgröße ist er allen Zweiventilern mit annähernd kalottenförmigem Brennraum überlegen, wird aber darüber vom optimal ausgelegten Zweiventiler deutlich übertroffen, während der Diametralkopf mit seinen Durchflußwerten bis 12 mm Hub eine steil aufsteigende Gerade darstellt, der bis 8 mm Hub nur der radiale Dreiventiler folgen kann. Danach leidet aber auch diese Ventilaufteilung unter der negativen Beeinflussung zweier benachbarter Einlaßventile.
Schließlich wurden die aufgrund des Versuchsergebnisses weiterentwickelnswerten Zylinderköpfe unter Zugrundelegung einer Ventilerhebungskurve mit 11,0 mm nutzbarem Hub (ohne Anlauframpe) im Hinblick auf Gasdurchsatz überprüft. Die im Versuch (Abb. III/14) erarbeiteten »Füllungsflächen« bestätigen lediglich das durch den Erstversuch erhaltene Ergebnis:

1. Saugmotoren mit Dachköpfen werden von Ventilhüben über 8 mm kaum mehr füllungsbegünstigt.
2. Dem radialen Diametralkopf sollte im Hinblick auf Leistungssteigerung vermehrtes Entwicklungsinteresse gelten.

Der Radialkopf und seine kinematischen Hürden

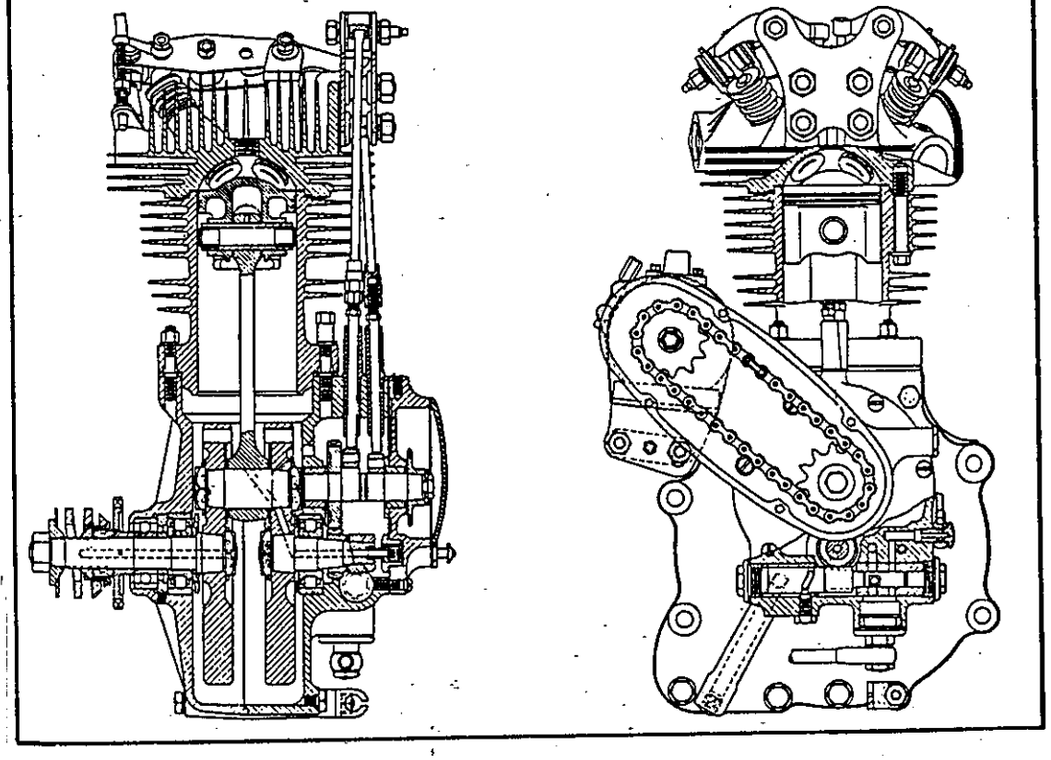
Selbstverständlich wurden die systembedingten Nachteile der radialen Ventilanordnung bei dieser Versuchsbeurteilung nicht übersehen. Das Hauptproblem bestand zunächst darin, daß die in den 60er Jahren gebräuchlichen großen Ventilwinkel ein weites Überragen der Ventilschäfte über die Zylinderbohrung bewirkten. Vor allem lassen sich bei Reihenmotoren mit den heute üblichen knappen Zylinderabständen Radialköpfe ohne raumsparende Ineinanderschachtelung der Ventilschäfte benachbarter Zylinder und dem damit verbundenen aufwendigen Bestätigungsmechanismus nicht verwirklichen.

Aus diesem Grund sind bisher – mit der einzigen Ausnahme des BMW Formel 2-Motors – nur einzylindrige Motorradmotoren mit radialer Ventilanordnung bekannt, die nachstehend in der chronologischen Reihenfolge ihrer Entwicklung beschrieben werden.

Beispiel 1: Rudge 250 cm³ Sport 1930–1935 (Abb. III/15 und Abb. III/16).

Steuerungscharakteristik:
Der Nockenhub der untenliegenden Nokkenwelle wurde über Gleitflächenstößel auf nur durch ein offenes Hüllrohr geschützte Stoßstangen übertragen, die wiederum eine Serie von drei hintereinander angeordneten Kipphebel betätigten, deren

Abb. III/15: Eine Vielzahl von Steuerungsteilen war zur Ventilbewegung notwendig.



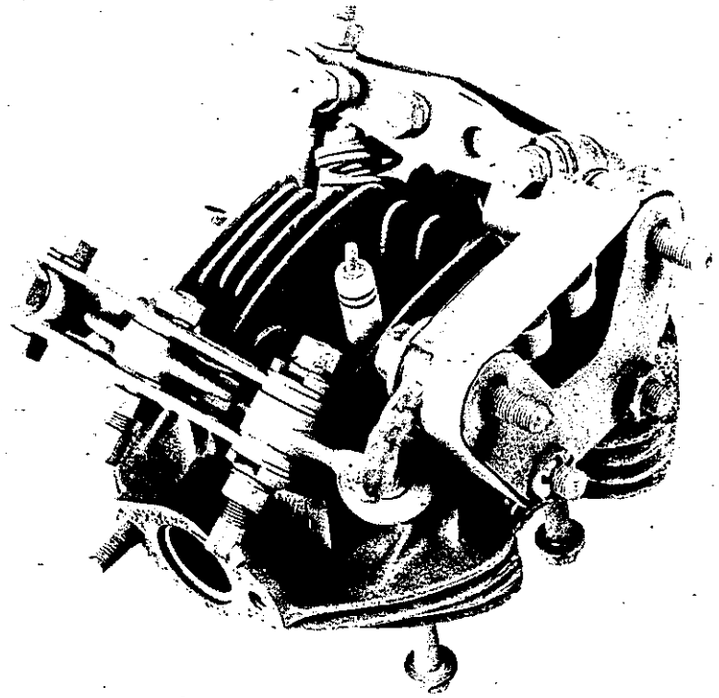


Abb. III/16: Nur über eine Serie von Kipphebeln konnten die vier Ventile erreicht werden. Der geschweißte Kipphebelarm beweist die Unzulänglichkeit des Steuerungssystems.

letzte beide je ein ihnen zugehöriges Ventil steuerten.

Beurteilung:
Durch den großen Anteil der oszillierenden Steuerungsteile war die Flattergrenze der Ventilfedern rasch erreicht, der strömungstechnische Vorteil der Konstruktion ließ sich durch die steuerungsbedingte niedrige Drehzahlgrenze nicht ausnützen.

Beispiel 2: Excelsior 250 cm³ »Mechanical Marvel« 1933–1939 (Abb. III/17 und Abb. III/18).

Steuerungscharakteristik:
Je eine vor bzw. hinter dem Zylinder hoch im Kurbelhaus liegende Nockenwelle gab den Nockenhub über kurze Stoßstangen und Z-förmige Kipphebel auf die Ventile weiter. Gegenüber den vergleichbaren Rudgemotoren ließ die Reduktion der Ventilbetätigungsteile bereits wesentlich höhere Drehzahlen zu.

Beurteilung:
Der gegenüber dem damaligen Stand der Technik sehr aufwendige Steuertrieb brachte hohe Fertigungskosten und erforderte ein hohes Maß an Wartungsgenauigkeit.

Beispiel 3: BSA MC 1–250 cm³-Prototyp 1952 (Abb. III/19).

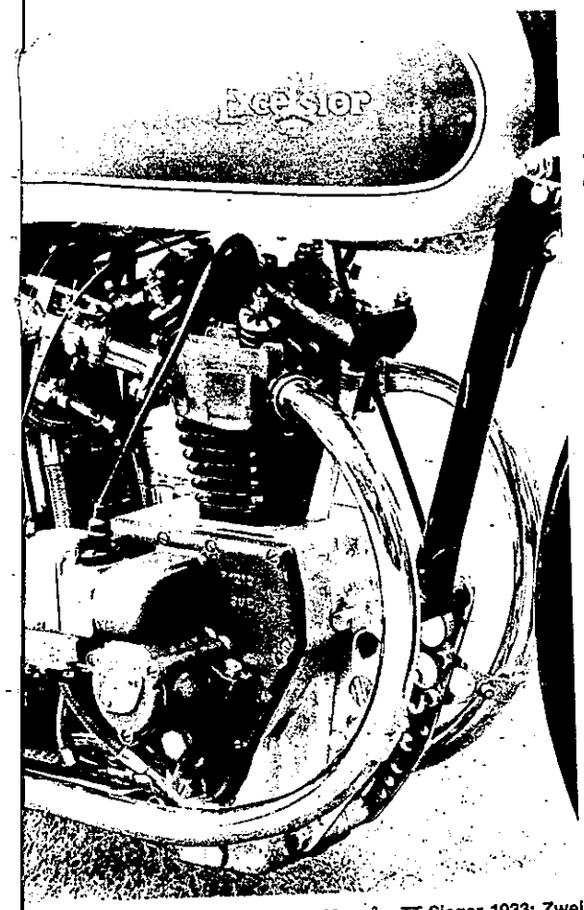


Abb. III/17: Excelsior 250 cm³ – TT-Sieger 1933: Zwei Nockenwellen im Kurbelgehäuse vereinfachen bereits die Steuerungskinematik.
(Dr. Krackowizer-Archivfoto)

Abb. III/18: In einer Weiterentwicklung reduziert eine im Zylinderkopf liegende Nockenwelle die hin- und hergehenden Massen.
(Dr. Krackowizer-Archivfoto)

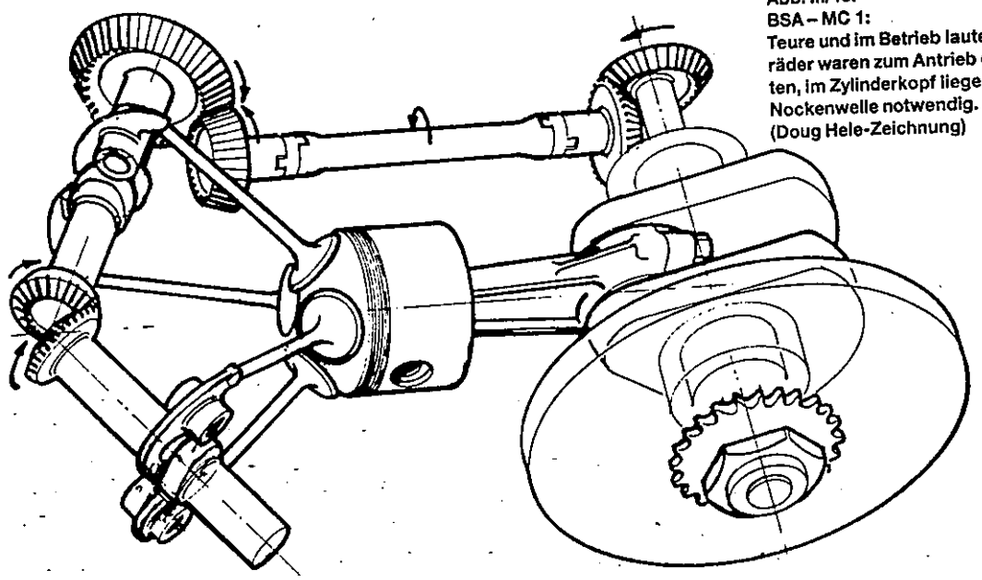


Abb. III/19:
BSA – MC 1:
Teure und im Betrieb laute Kegelräder waren zum Antrieb der geteilten, im Zylinderkopf liegenden Nockenwelle notwendig.
(Doug Hele-Zeichnung)

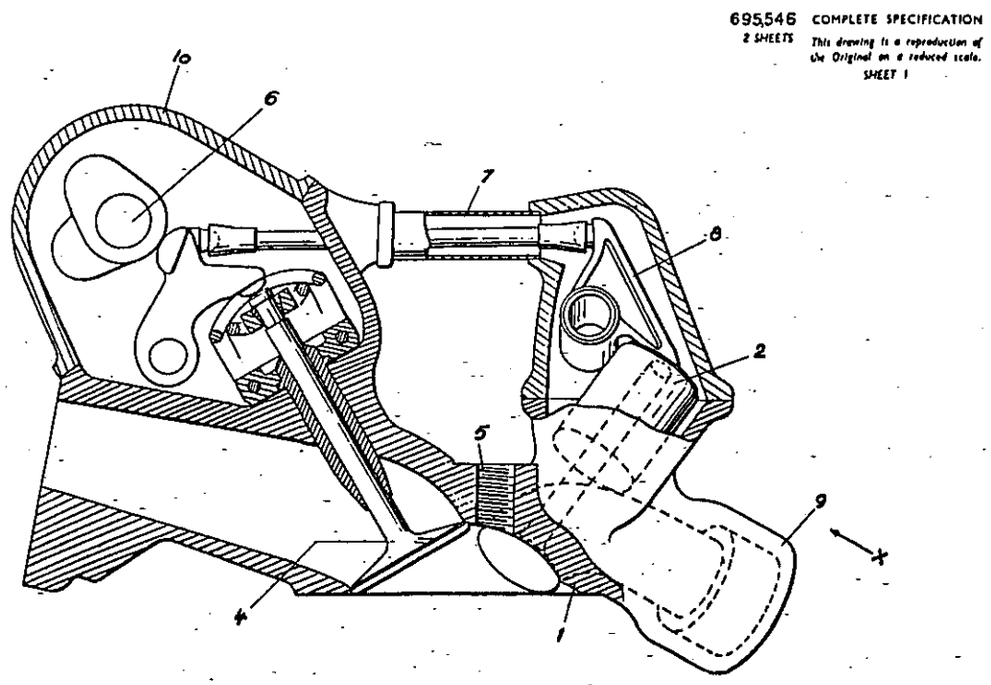


Fig. 3

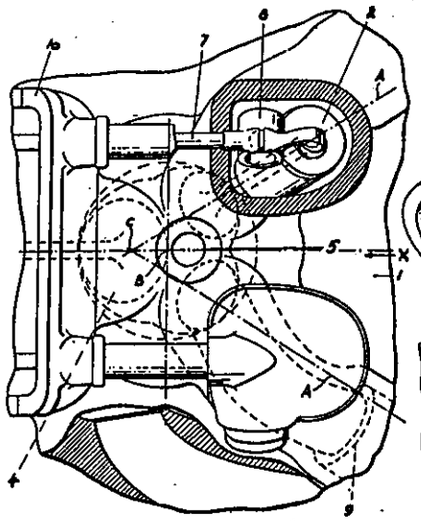


Fig. 2

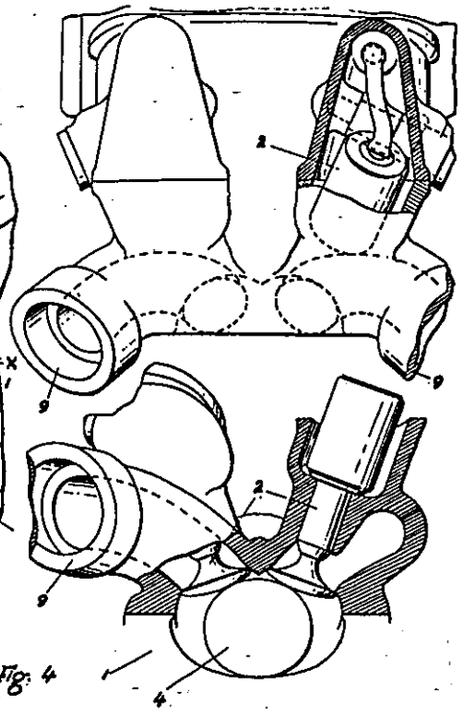


Fig. 4

Steuerungscharakteristik:
Eine Königswelle treibt die beiden im Zylinderkopf liegenden Nockenwellenhälften, die derart zueinander gewinkelt sind, daß Nocken, Kipphebel und je zwei Ventile in einer Ebene liegen.

Nachteil:
Die zum Nockenwellenantrieb notwendigen drei Kegelradpaare führen zu hohen Fertigungskosten und erfordern überdurchschnittliches Wartungs-know-how.
Beispiel 4: AJS – »Triple knocker« 1954 (Abb. III/20).

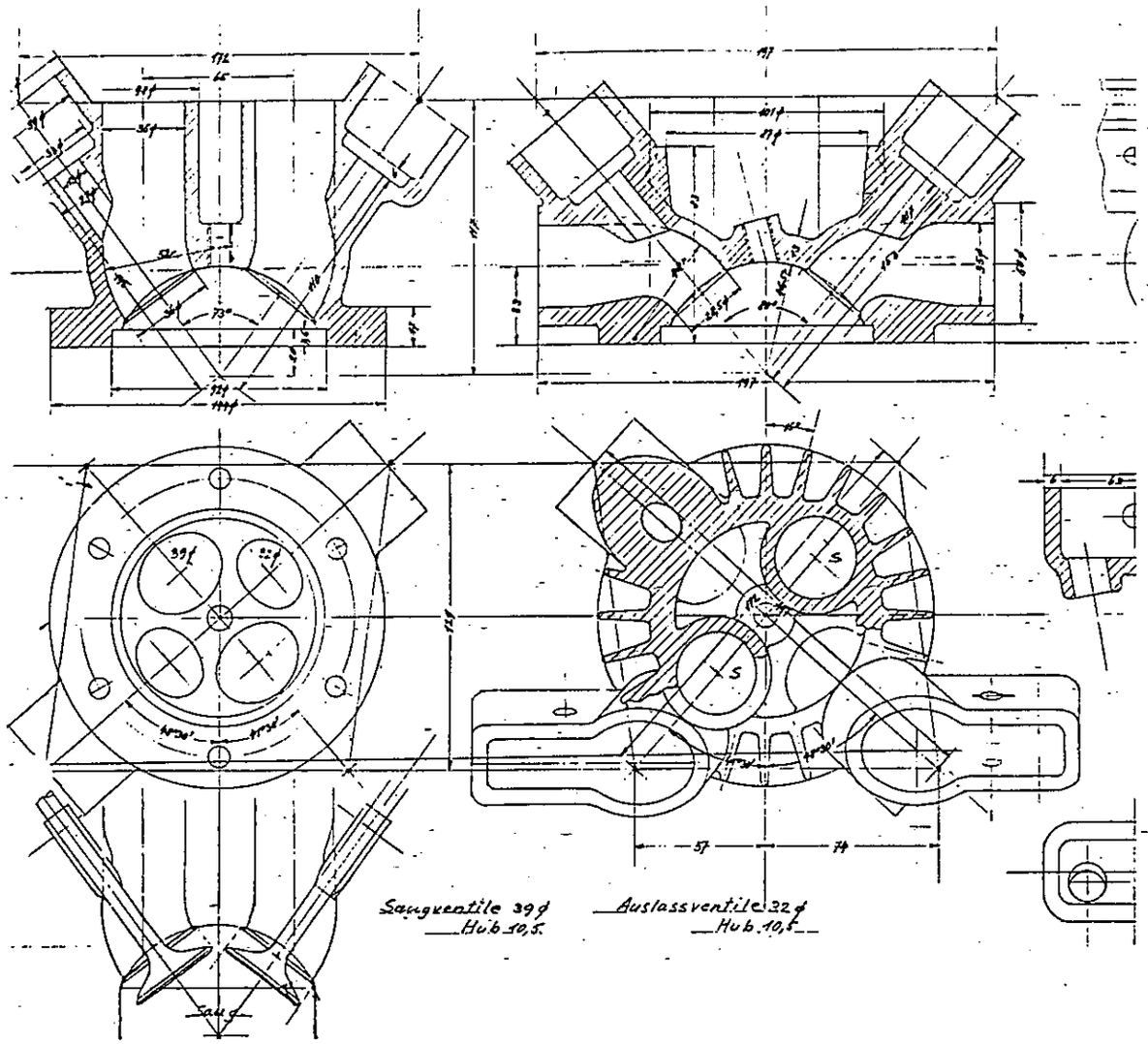
Steuerungscharakteristik:
Während das einzelne Einlaßventil von der darüberliegenden Nockenwelle über einen Schwinghebel betätigt wurde, erfolgt die Übertragung des Nockenhubs für die beiden im Fahrtwind liegenden Auslaßventile über Schlepphebel, Stoßstangen und schließlich Kipphebel von derselben Nockenwelle aus.

Beurteilung:
Obwohl die Auslaßventile klein gehalten werden konnten, verhinderte der hohe Aufwand an hin- und hergehenden Massen das exakte Übertragen der Steuerzeiten und das Erreichen renngerechter Drehzahlen.
Wie die angeführten Beispiele beweisen, konnten die theoretischen Vorteile mehrerer Ventile im kugelförmigen Brennraum durch den großen mechanischen Aufwand der Steuerungsteile und der damit verbundenen niedrigen Drehzahlgrenze praktisch nicht genutzt werden. Obwohl die meisten Konstruktionen viele sportliche Achtungserfolge erzielen konnten, galten sie als zu kompliziert und unzuverlässig.

Rennbewährte Radial-Zylinderköpfe nach Bauart »Apfelbeck«

Beginnend mit den ersten Nachkriegsjahren beeinflußten zahlreiche einzylindrige Motorradkonstruktionen Apfelbecks den österreichischen Rennsport bis in die späten 50er Jahre. Es waren vorwiegend alkoholbetriebene Bahnmotoren, die das nationale Renngeschehen nachhaltig prägten und unter versierten Fahrern auch internationale Preise erringen konnten. Aber auch Straßenrennmaschinen wurden in dieser Zeit mit Antriebsaggregaten aus Apfelbecks Werkstatt ausgerüstet; sie waren, mit 125 cm³ beginnend bis zur Halbliterklasse, am Gewinn mehrerer Meistertitel beteiligt.
Fertigungsmöglichkeiten und Materialmangel entsprechend waren die Erstlingswerke einfache Stoßstangenmotoren, deren damals noch weitgespreizte Ventile durch zwei im Kurbelgehäuse liegende Nockenwellen über Stoßstangen und Kipphebel geöffnet wurden. Durch gewagtes Erleichtern der Einzelteile bis zur Bruchgefahr wurden mit strömungsgünstigen Kanälen konkurrenzlose Drehzahlen und Leistungswerte erreicht (Abb. III/21) (Abb. III/22).

Abb. III/20: AJS – Dreiventiler:
Das aufwendige Steuerungssystem dominiert den Zylinderkopf. (Patent-Zeichnung)



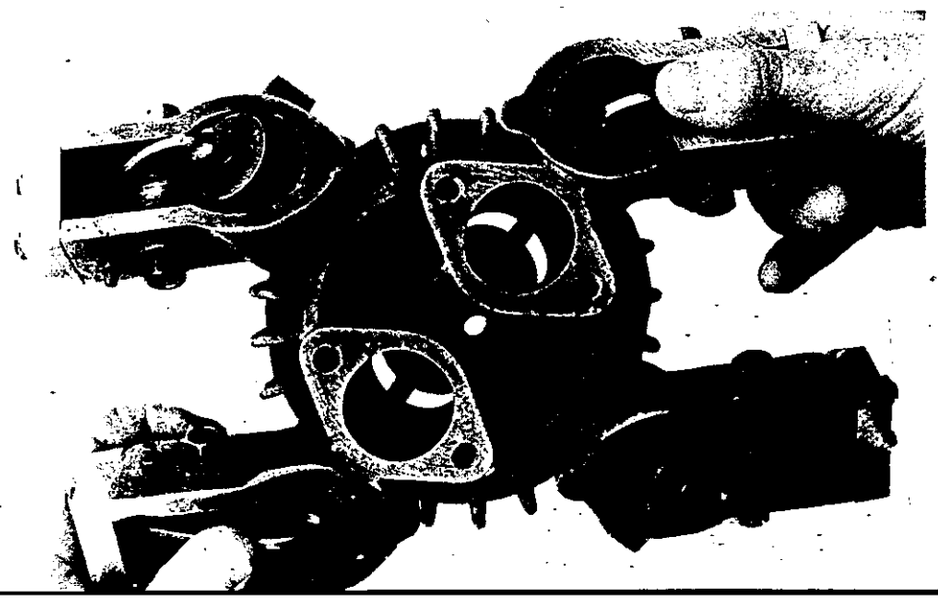


Abb. III/21: Zylinderkopf eines Bahnmotors, der stellvertretend für zahlreiche ähnliche, nur durch Ausführungsdetails zu unterscheidende, Antriebsquellen Geltung hat. Die spärlichen Kühlrippen waren mit Rücksicht auf unkomplizierten Modell- und Formenbau in Richtung der Einlaßkanäle strahlenförmig um den Grundkörper angeordnet. Obwohl sie damit nicht optimal im Fahrtwind lagen, war ihre Wärmeabgabe beim kurzzeitigen Bahneinsatz in Verbindung mit der Innenkühlung durch den Alkoholkraftstoff ausreichend.

Abb. III/22: Am montagefertigen Zylinderkopf ist das von »außen« über Kipphebel zu den Ventilen reichende Steuerungssystem ebenso deutlich zu erkennen wie der damit gewonnene Freiraum für die beiden Fallstromkanäle und die Zündkerze.

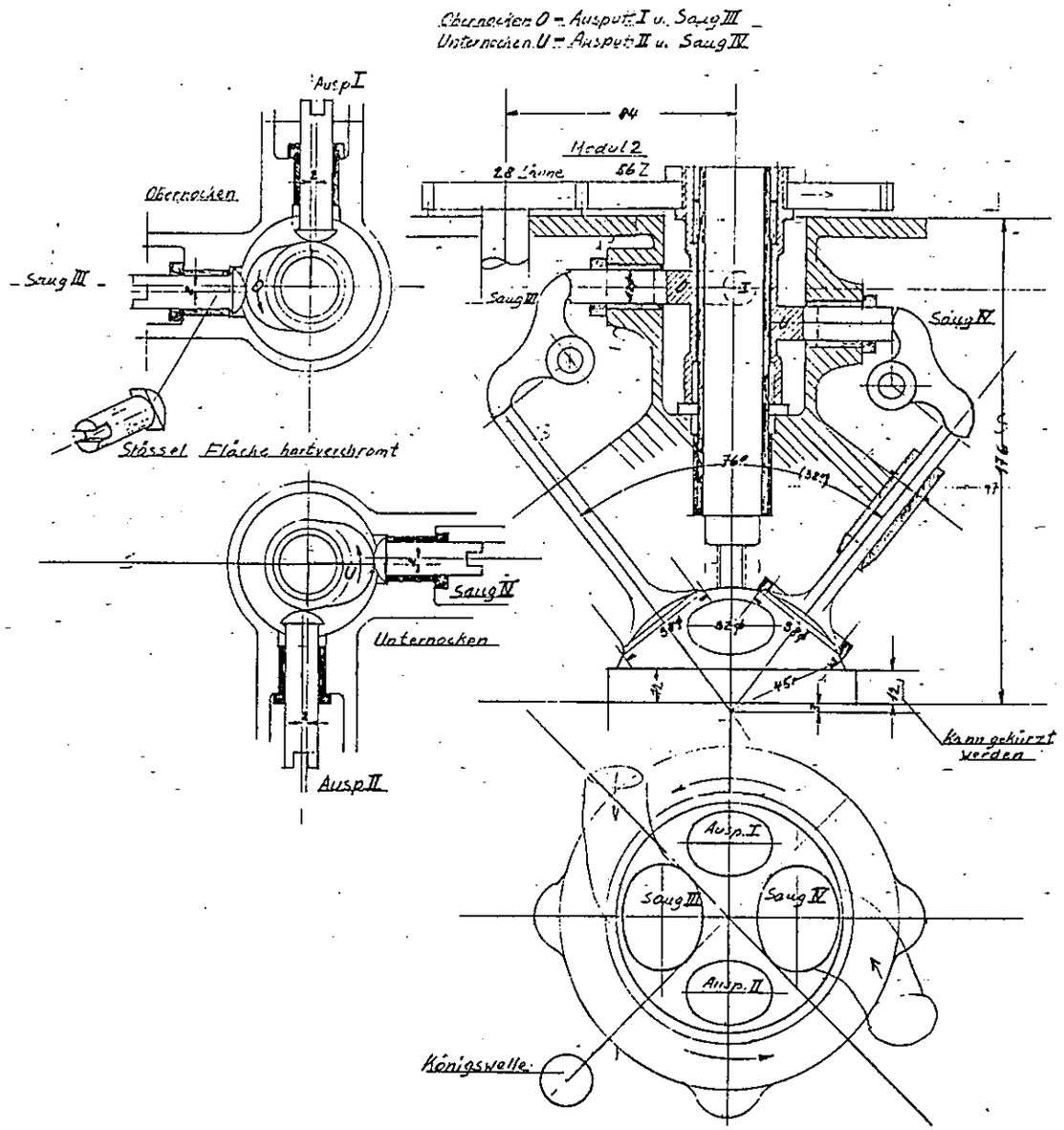


Abb. III/23: Den im rechten Winkel zueinander stehenden Stößeln zweier Ventile unterschiedlicher Funktion genügt zu ihrer Betätigung ein einfacher Nocken. Allerdings erlaubt diese Winkelstellung nur Steuerdiagramme mit kurzer Spreizung; d.h. die Ventile sind im OT hoch angehoben, ein Konzept, das sich nur für hochdrehende Sport- oder Rennmotoren verwenden läßt.

Für Straßen- und Rundstreckenrennen waren länger anhaltend hohe Drehzahlen gefordert, die nur durch schrittweise Minderung der oszillierenden Massen erreicht werden konnten. Dem damaligen Trend zur Verwendung von Königswellen als Kraftschluß zwischen Kurbeltrieb und Nockenwelle(n) folgend, ermöglichte dieses Bauteil die Verwendung einer vertikal gelagerten Nockenwelle oder Nockenscheibe.

Dazu wurde das obere Ende der Antriebswelle durch einen Stirnradsatz, der gleichzeitig die Nockenwellendrehzahl halbierte, mit der Nockenwelle verbunden. Die hohle Nockenwelle wurde am Kerzenschacht nadelgelagert und trug in zwei Ebenen je einen Nocken, von dem sowohl ein Einlaß- als auch ein Auslaßventil betätigt wurde. Horizontal gelagerte Pilzstößel, die durch einen Schlitz im Übertragungsbereich zum Kipphebel lagegesichert wurden, gaben den Nockenhub an das Ventil weiter (Abb. III/23).

In einer Ausführungsvariante wird die Kurbelwellendrehzahl über ein Vorgelege 4 : 1 untersetzt, um die Voraussetzung zur Verwendung von zwei übereinanderliegenden Nockenpaaren zu schaffen, die jeweils den beiden Ventilen gleicher Funktion zugeordnet sind. Leichte Schwinghebel dienen als Hubabnehmer und stellen über kurze Stoßstangen und Kipphebel die Verbindung zum Ventil her (Abb. III/24 bis Abb. III/27).

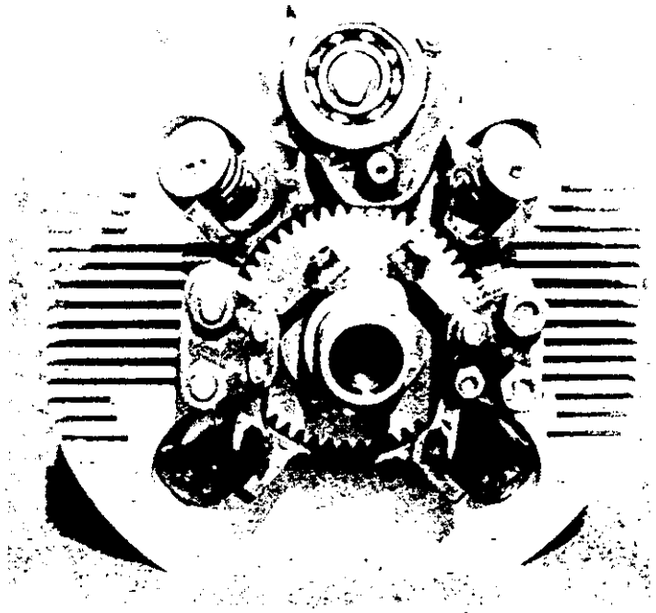


Abb. III/24A: Trotz des Fehlens einzelner Steuerungsteile ist der Bewegungsmechanismus vom Nocken zum Ventilschaft über den bereits montierten Schwinghebel auf Stoßstangen und Kipphebel leicht vorstellbar. Die Zündkerze ist – modernen Zylinderkopfkonstruktionen nicht unähnlich – nur über einen tiefen Schacht erreichbar.

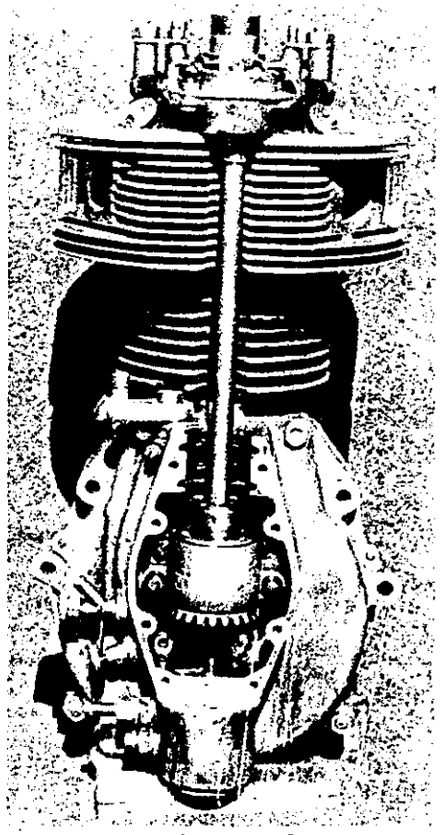


Abb. III/24B:
Die Steuerseite des Motors veranschaulicht die Höhenverhältnisse der Zylinderkopfkonstruktion und zeigt die diagonale Kanalführung von Ein- und Auslaß. Während beim Motorfundament auf ein Großserienteil zurückgegriffen wurde, zeugen Königswellen und der aus dem Vollen gearbeitete Zylinderkopf von einem soliden handwerklichen Können des Konstrukteurs.

Fig.1

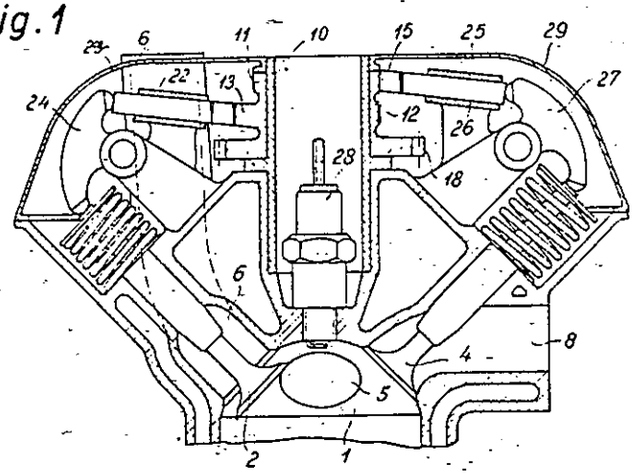


Fig.2

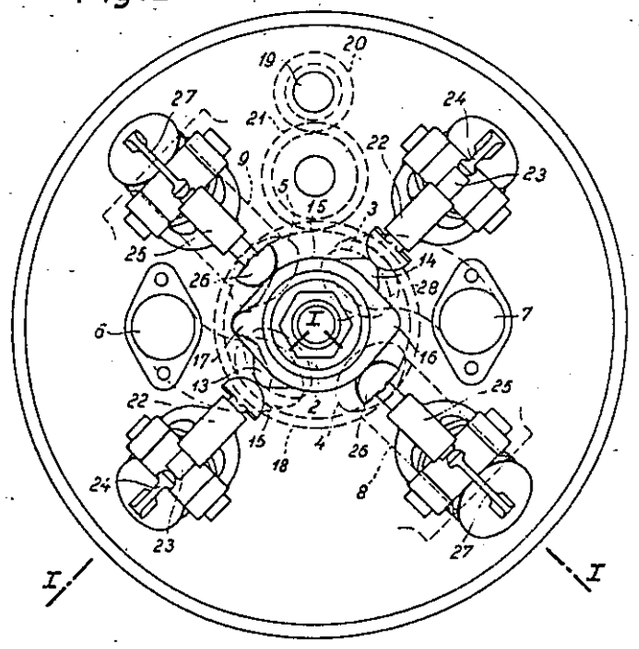


Abb. III/25: Im Aufbau den vorher beschriebenen Beispielen zu vertikalen Nockenwellen ähnlich, sieht diese Konstruktion wieder Fallstromkanäle zu den Einlaßventilen vor. Die mit Vierteldrehzahl der Kurbelwelle bewegte Nockenwelle arbeitet mit stark balligen Pilzstößeln und Kipphebeln zusammen.

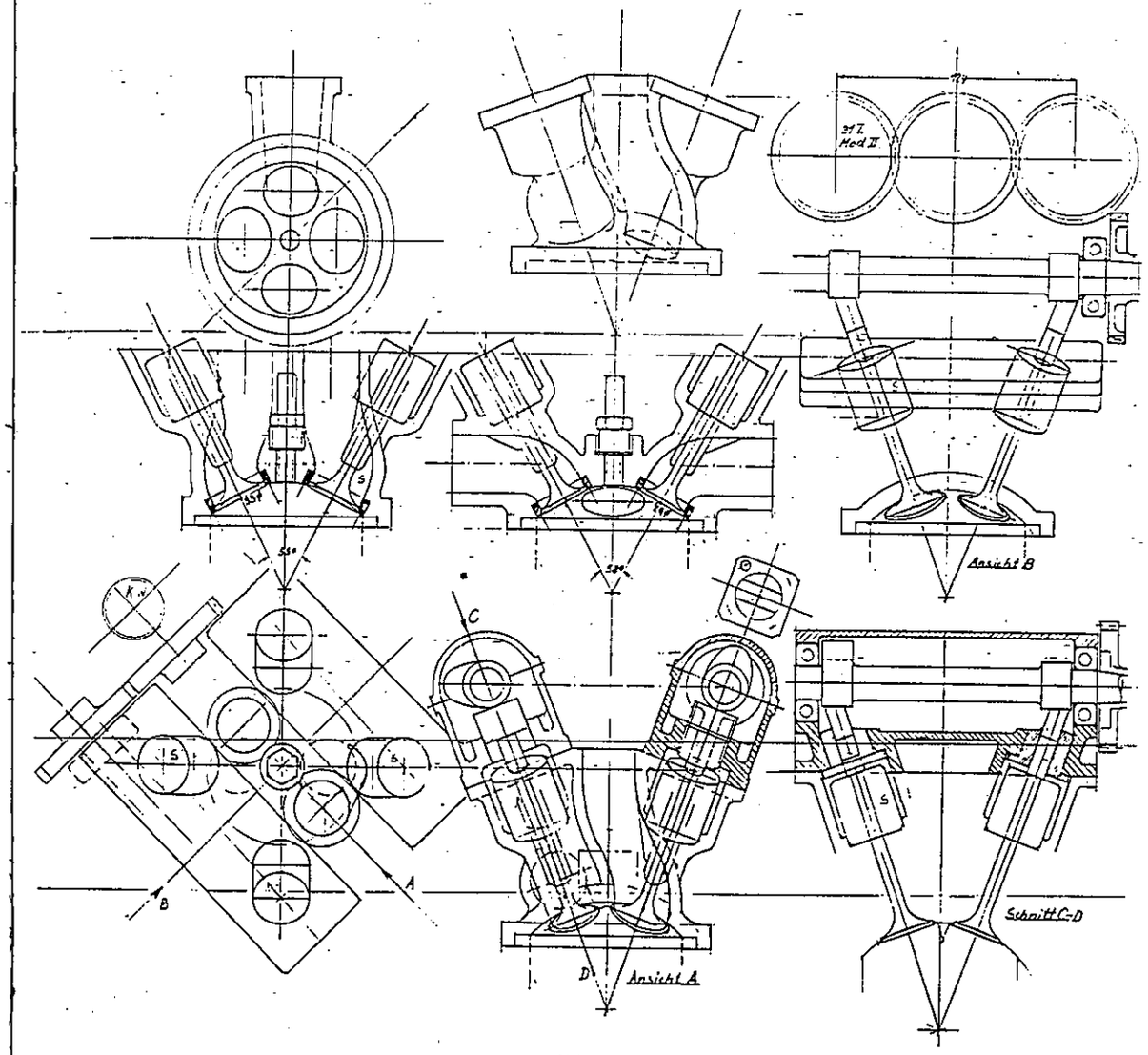
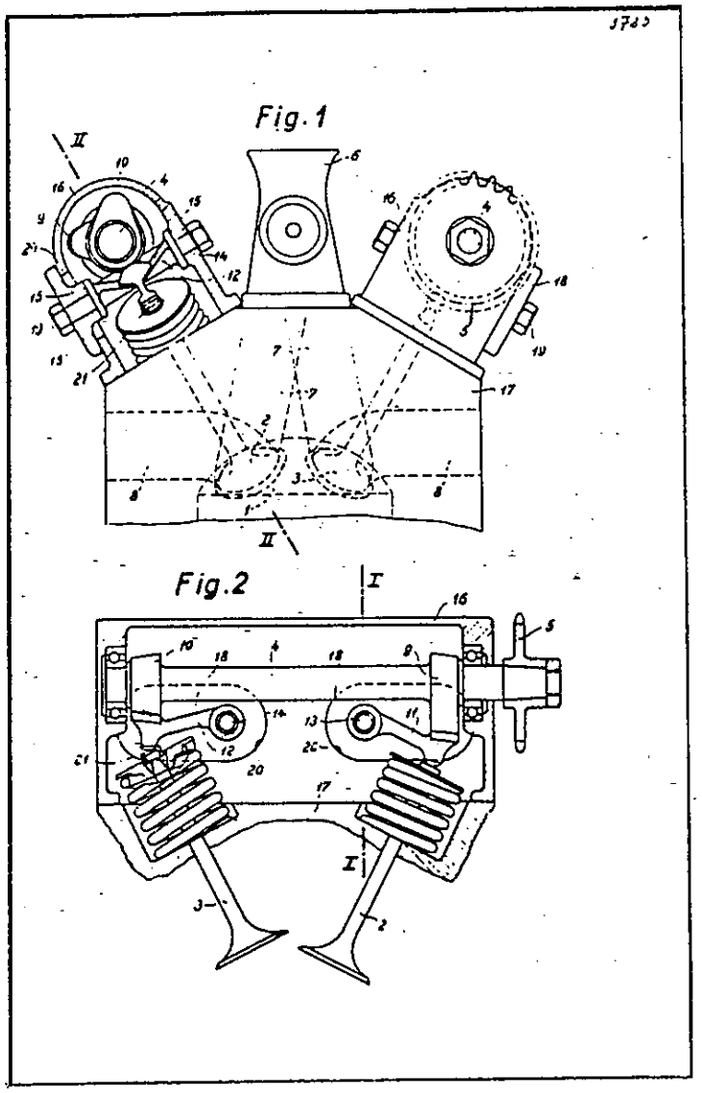


Abb. III/26: Leichte und doppelt geführte Gleitsteine sollten bei diesem für die Königswellen-DUCATI gedachten Vollradialkopf die Fertigung der Nokkenwelle erleichtern. Anstelle konischer Nocken genügt eine dem Winkel zwischen Ventil und Wellenachse entsprechende Schräge des Hammer-Stößels.

Abb. III/27:
Auch parallel zur Nockenwelle liegende Schwinghebel eignen sich zur Überbrückung der Ventil-Winkelstellung. Allerdings muß ihre Lagerung wegen der Querbelastung durch den Nocken ausreichend breit sein. Durch die Schwenkbewegung des Hebels ändert sich außerdem sein Winkel zum Nokken, sodaß dieser verwunden (windschief) geschliffen werden muß.

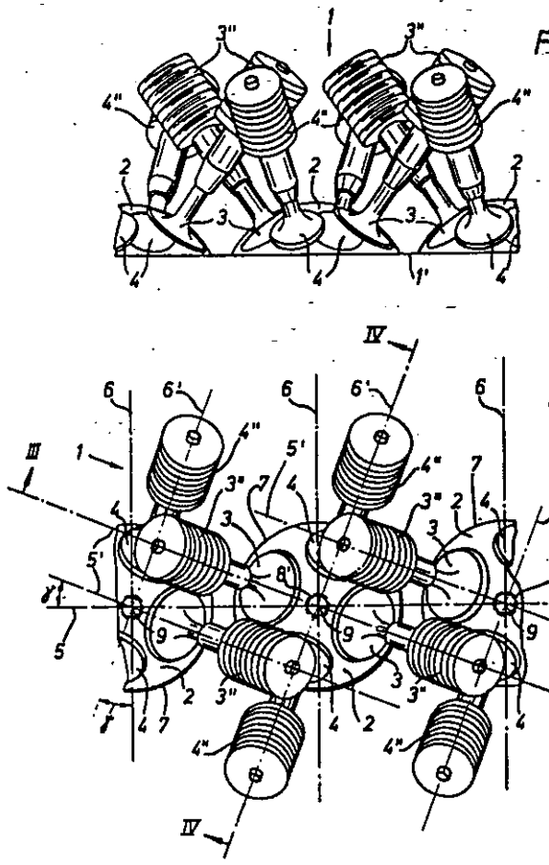


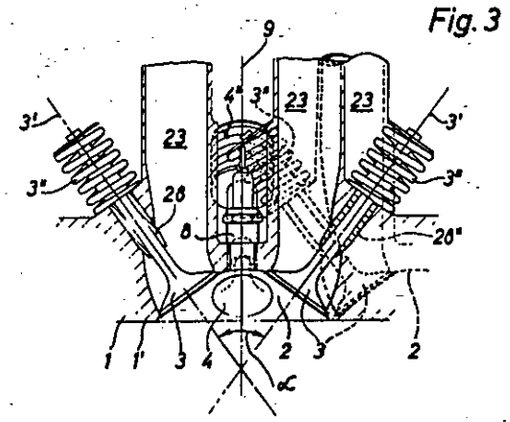
Der lange Weg zum radialen Reihenmotor

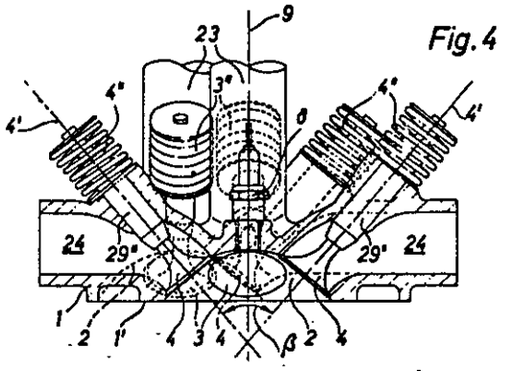
Die Voraussetzung, kugelkalottenförmige Brennräume mit vier Ventilen auch in Reihenmotoren verwenden zu können, wird durch die geniale Idee ermöglicht, das durch die Ventilspindeln gebildete Achsenkreuz jedes Zylinders gegenüber der Motorlängsachse um ca. 25° zu verdrehen. Damit wird erreicht, daß die raumfordernden Federpakete benachbarter Zylinder ineinander verschachtelt werden können (Abb. III/28).

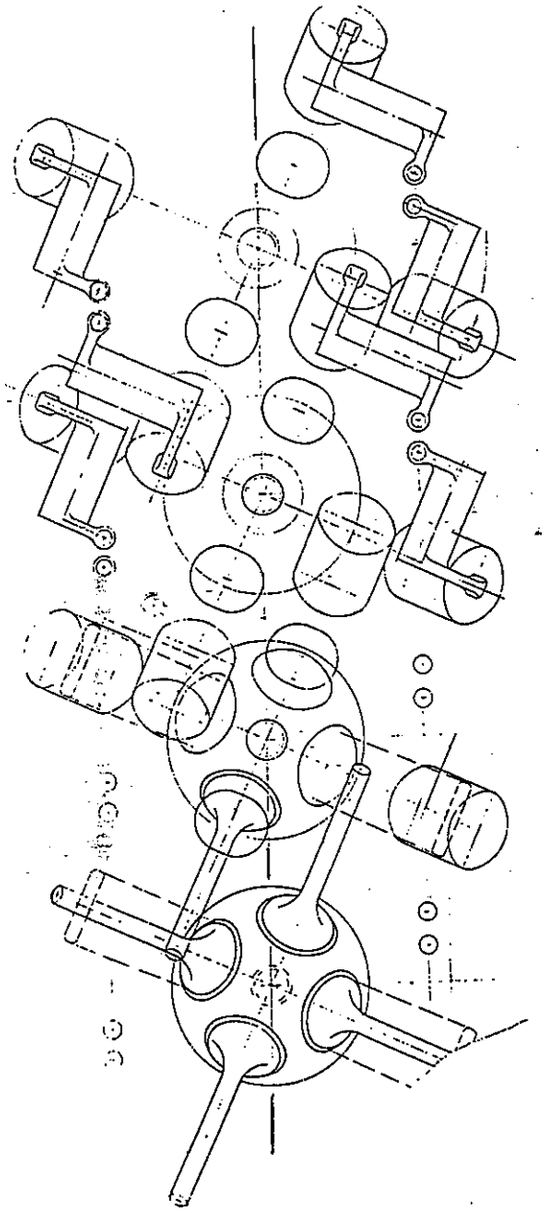
Da die solcherart verschränkten Ventile jedoch nicht die üblichen beiden Ventilreihen links und rechts des Motormittels bilden und zudem von ihrem theoretischen Schnittpunkt aus in unterschiedliche Richtungen zeigen, war ihre übliche Betätigung über eine oder zwei Nockenwellen ohne weitere Steuerungsteile unmöglich. Zusätzlich komplizierend wirkt sich beim Diametralkopf der unterschiedliche Ventilwinkel zwischen den Ein- und Auslaßventilpaaren aus, was zu verschieden langen Ventilschäften führt. Es ist daher verständlich, daß sich die ersten Lösungsversuche zu brauchbaren Steuerungen auf untenliegende Nockenwellen, die ihren Hub über Stoßstangen und Kipphebel an die Ventile weitergaben, beschränkten.

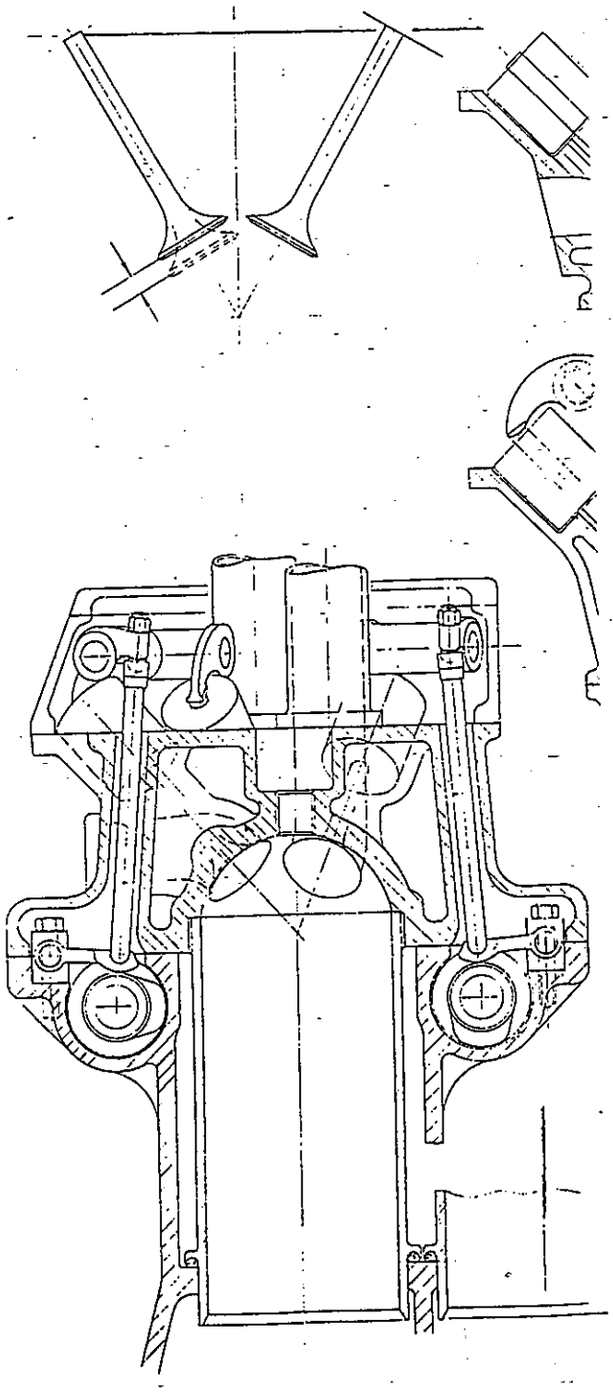
Abb. III/28: Das »Wirrwarr« der ineinander geschachtelten Ventile mit ihren Federpaketen läßt die Schwierigkeiten mit ihrer Betätigung erahnen. (BMW-Patentzeichnung)



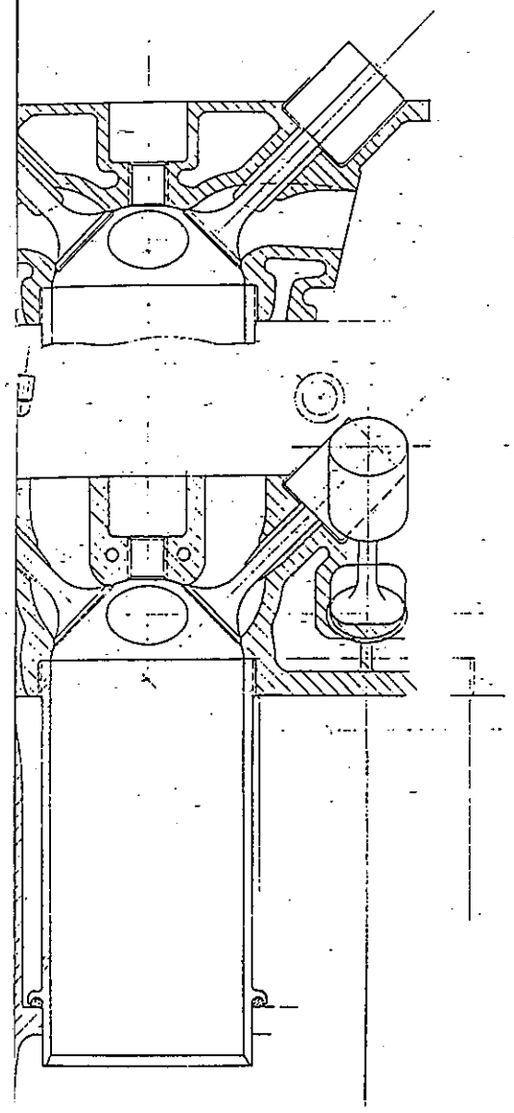








Die Entwicklung zu vereinfachten Steuerungssystemen nahm gegen Kriegsende von dem bei BMW konstruierten Flugmotor, der alle üblichen – wenngleich in doppelter Anzahl vorhandenen – Steuerungsteile aufwies, ihren Anfang. Durch die seitliche Lage der Nockenwellen und ihrer Bewegungsüberträger blieb die Kopfmitte für die Fallstromkanäle zu den Einlaßventilen ebenso frei, wie dadurch die ungehinderte Zugänglichkeit der optimal im Brennraumscheitel sitzenden Zündkerzen ermöglicht wurde (Abb. III/29).



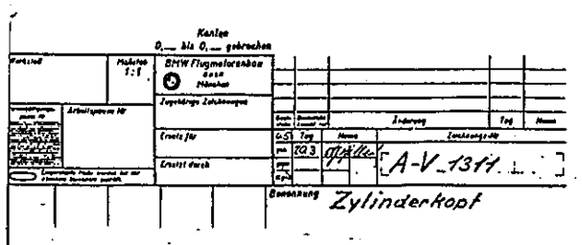


Abb. III/29: Stoßstangengesteuerter BMW-Flugmotor mit Apfelbeck-Zylinderkopf- (BMW-Werkzeichnung)

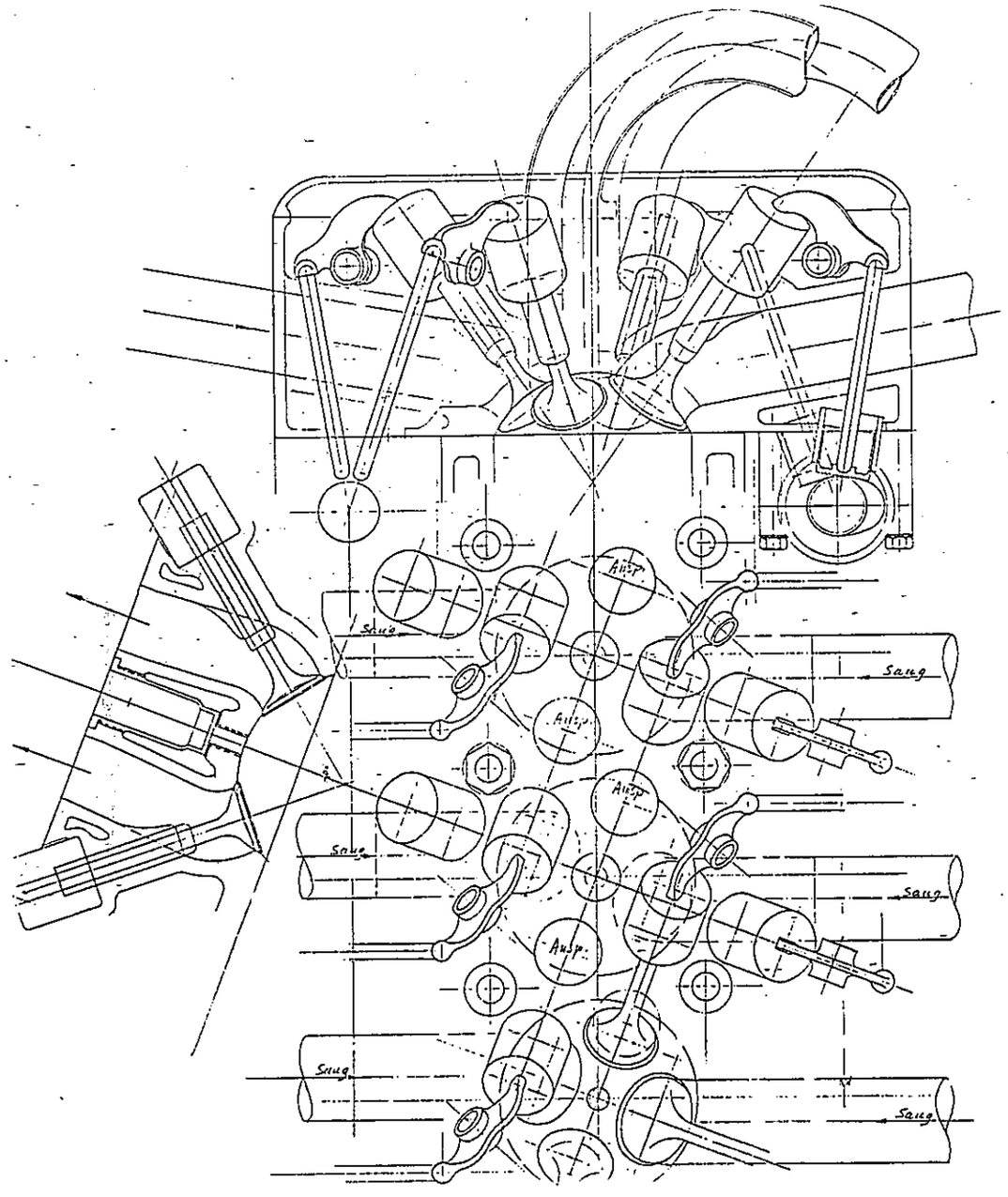
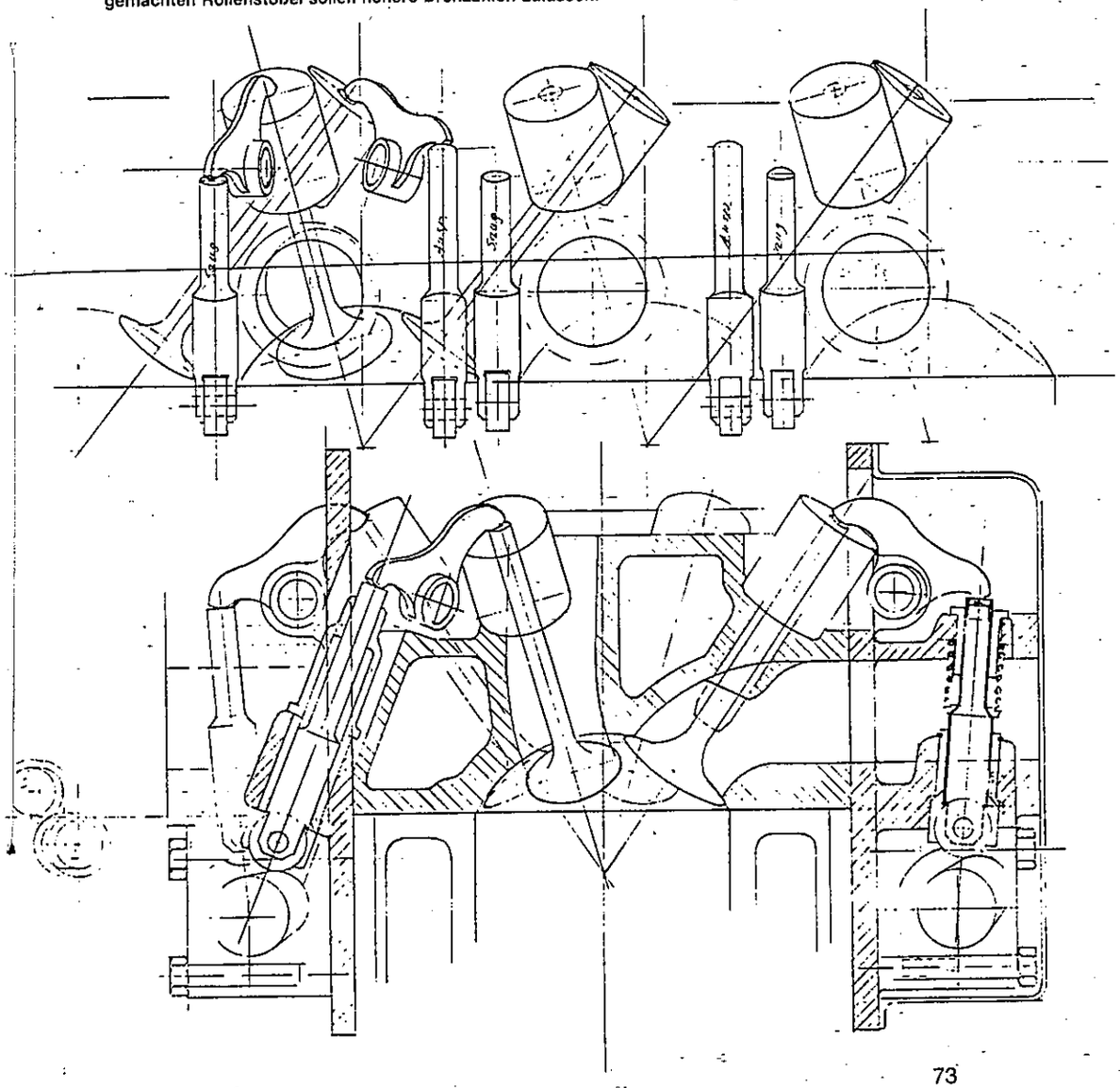


Abb. III/30:
In Tassenstößeln abgestützte Stoßstangen arbeiten zur Übertragung des Nockenhubes mit Kipphebeln zusammen. Im Gegensatz zur patentierten Kanalführung gelangt das Frischgas bei dieser Konstruktionsvariante über tangential geführte Einlässe in den Zylinder, während die Abgase den Brennraum nach oben verlassen.

In den folgenden Entwicklungsschritten wurde ständig versucht, die einzelnen Bauteile der Steuerung zu erleichtern oder ihre Anzahl überhaupt zu reduzieren. Zeichnerische Lösungen mit Rollen- oder Tassenstößel als Nockenabnehmer führten in Verbindung mit leichten Kipphebeln bereits zu brauchbaren und verwirklichbaren Lösungen (Abb. III/30 und Abb. III/31)

Abb. III/31:
Neben der Kanalführung ist dieser und vorbeschriebener Konstruktion die Verwendung als Umbaukit für Serienmotoren gemeinsam. In beiden Fällen werden die Nockenwellen in eigenen Gehäusen, die mit dem Zylinderkopf verschraubt werden, untergebracht. Die durch Rückholfedern praktisch gewichtslos gemachten Rollenstößel sollen höhere Drehzahlen zulassen.



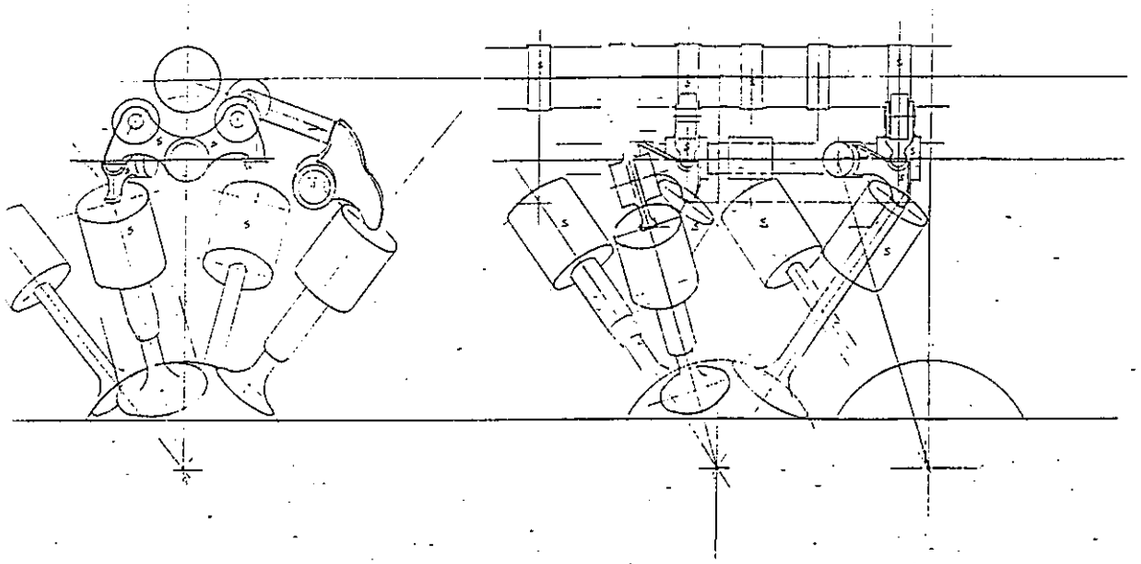


Abb. III/32:
Der OHC-Versuch verschlechtert Kanalführung und Zündkerzenlage.

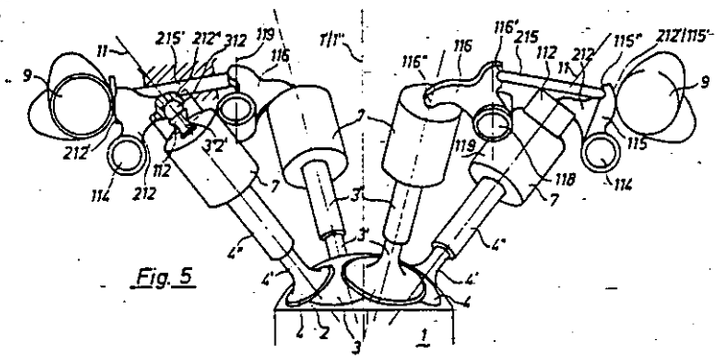


Fig. 5

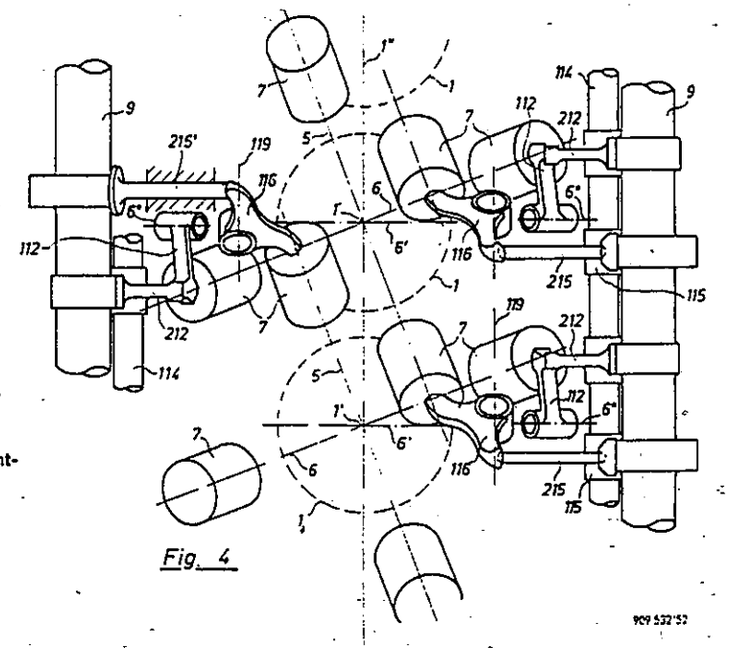


Fig. 4

Abb. III/33:
Zwei oben liegende Nockenwellen (DOHC) brachten zunächst keine Vereinfachung des Ventiltriebs. (BMW-Patentzeichnung)

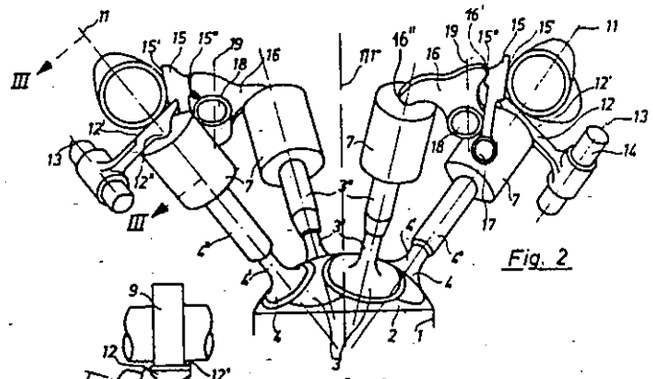


Fig. 2

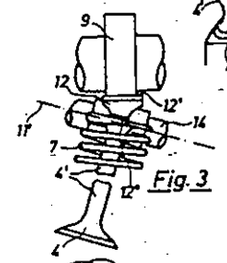


Fig. 3

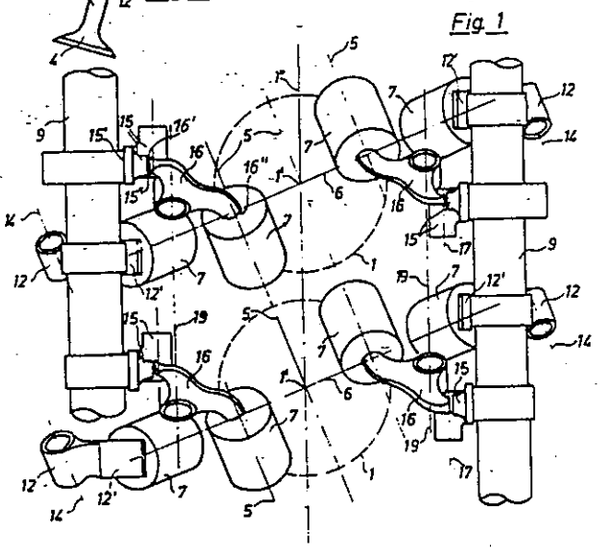


Fig. 1

Abb. III/34:
In den Einzelteilen der Steuerung bereits wesentlich reduziert, erfordert diese Lösung kompliziert geformte Schlepphebel und zu deren Lagerung beträchtlichen Bearbeitungsaufwand. (BMW-Patentzeichnung)

Erste Versuche, alle Ventile mit einer einzigen im Zylinderkopf liegenden Nockenwelle zu öffnen, wären durch übereinanderliegende Schwinghebel bei den Einlaß- und kurzen Stoßstangen mit Kipphebeln zu den Auslaßventilen mechanisch beherrschbar, doch wird damit das Raumangebot im Zylinderkopf auf Kosten günstiger Kanalführung beansprucht ((Abb. III/32). Solcherart zwangsgeführt wurde die Entwicklungsrichtung mit einem Nockenwellenpaar vorgegeben.
Dabei bewiesen wohl mehrere patentierte Lösungen ihre prinzipielle Funktionsfähigkeit, versprachen jedoch gegenüber schon bekannten Stoßstangensystemen wegen der teilweisen Beibehaltung zahlreicher Einzelteile keine deutliche Drehzahlsteigerung (Abb. III/33 und Abb. III/34). Immer wieder bereitete die mechanische Überwindung der starken Winkelstellung der Ventile zur Nockenwelle kinematische Schwierigkeiten, die mit der beim BMW-Formel II-Motor schließlich verwirklichten Steuerung beseitigt schienen.

BMW-Zweiliter Formel II-Motor

Mit diesem Experiment sollte nach vorheriger erfolgreicher Überprüfung des Steuerungssystems anhand eines einzylindrigen Prüfstandsmotors ein vielversprechender Werbeträger für eine neue Motoren- und Autogeneration geschaffen werden. Der Einbau des Motors in das knappe Brabham-Formel II-Fahrgestell setzte ein gründliches Überdenken aller bisher am Zeichentisch überprüften und zu breit bauenden Radialsysteme voraus. Die Lösung mit zwei übereinanderliegenden Schwinghebeln schuf eine verwendbare Zylinderkopfbreite, wenngleich seine Höhe durch die anfangs verwendeten schwimmerlosen Vergaser deutlich dominiert wurde.

Während der mit einer Rolle versehene Schwinghebel parallel zur Nockenwellenachse gelagert war, mußte der auf den Ventilschaft drückende Hebel derart angeordnet werden, daß seine Schwingbewegung in der Ebene jenes Ventilpaares lag, von dem er ein Ventil bewegte. Damit konnte die Schrägstellung der Ventile zu den Nocken überbrückt und ein kompakter Zylinderkopf hergestellt werden (Abb. III/35).

Abb. III/35: BMW-Formel II-Steuerung:
Mit zwei übereinanderliegenden Schwinghebeln schien der »Stein der Weisen« gefunden. (BMW-Patentzeichnung)

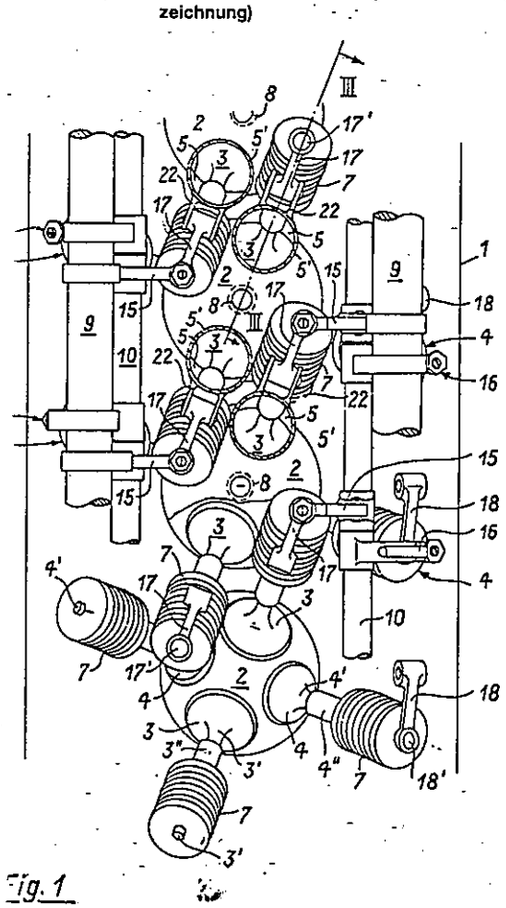


Fig. 1

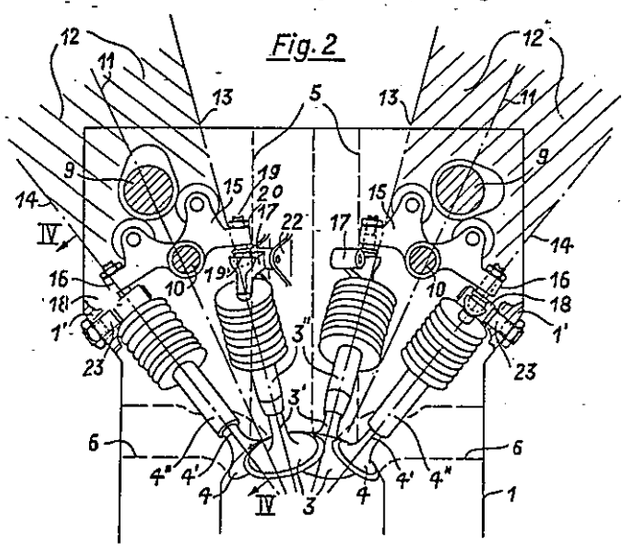


Fig. 3

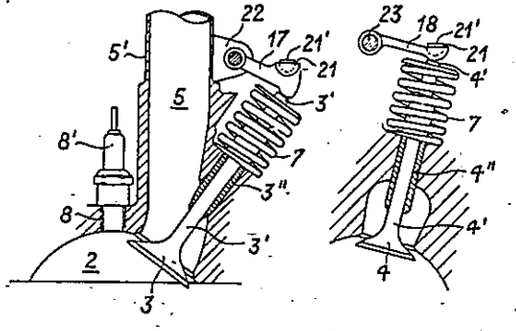


Fig. 4

Im Gegensatz zu den Rollenhebeln, die auch die Einstellschrauben zur Ventilspielregulierung trugen und auf einer durchgehenden Welle achsparallel zur Nockenwelle gelagert werden konnten, erlaubten die beengten Platzverhältnisse nur eine »fliegende« Lagerung des zweiten Hebels, was sich später drehzahlhemmend auswirken sollte.

Jedem Ventil wurde ein eigener Kanal zugeordnet, um unbeeinflußte Strömungsverhältnisse zu erhalten. Dabei erfolgte die Abgasausleitung links und rechts des Zylinderkopfs; das Frischgas wurde über Fallstromkanäle den Zylindern zugeführt. In ihrer Richtung folgten sie kompromißlos der Zylinderachse und mußten nur auf Höhe der unteren Ventilfederauflage und im Ventilführungsbereich vom idealen kreisrunden Querschnitt in leichte Ovalität übergeführt werden (Abb. III/36).

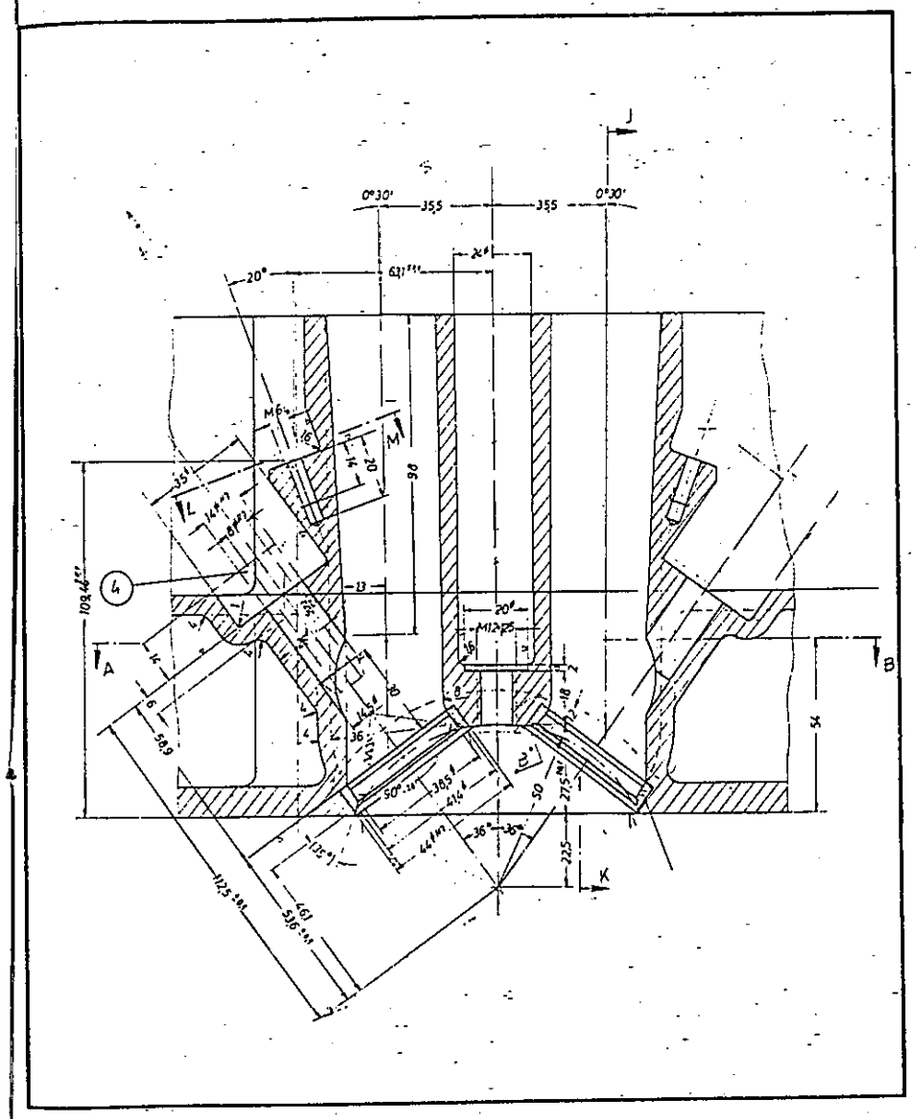


Abb. III/36:
Die kompromißlose Kanalführung läßt optimale Füllung erwarten. (BMW-Werkszeichnung)

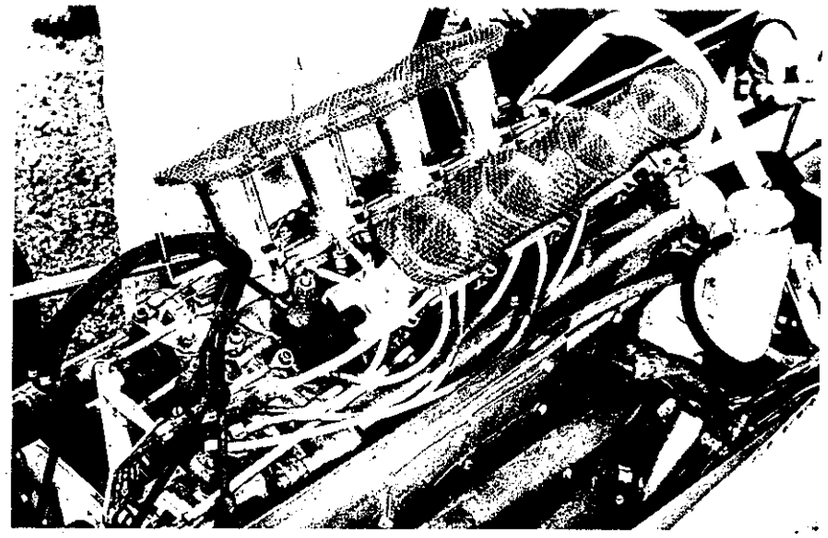


Abb. III/37: Durch Verwendung einer Einspritzanlage konnte die Motorsilhouette verkleinert werden.

Daß bei der Vielzahl der Steuerungsteile und Kanäle die Zugänglichkeit zur Zündkerze ebenso sichergestellt war, wie die Abnahme des Zylinderkopfs ohne Nokkenwellenausbau, zeugt sowohl von der hervorragenden Ingenieurarbeit des Konstrukteurs als auch vom großen räumlichen Vorstellungsvermögen des Modellbauers und Formers.
Das äußere Erscheinungsbild des Motors war wegen der acht Vergaser bzw. Ansaugtrichter einem engen V-Motor nicht unähnlich, zumal die beidseitig des Motors abgehenden Flammrohre diesen Eindruck noch verstärkten (Abb. III/37).
Wie nach anfänglichen Erfolgen die Weiterentwicklung dieses vielversprechenden Konzepts durch verfehlte Firmenpolitik verhindert wurde, ist aus dem Kapitel I bekannt.

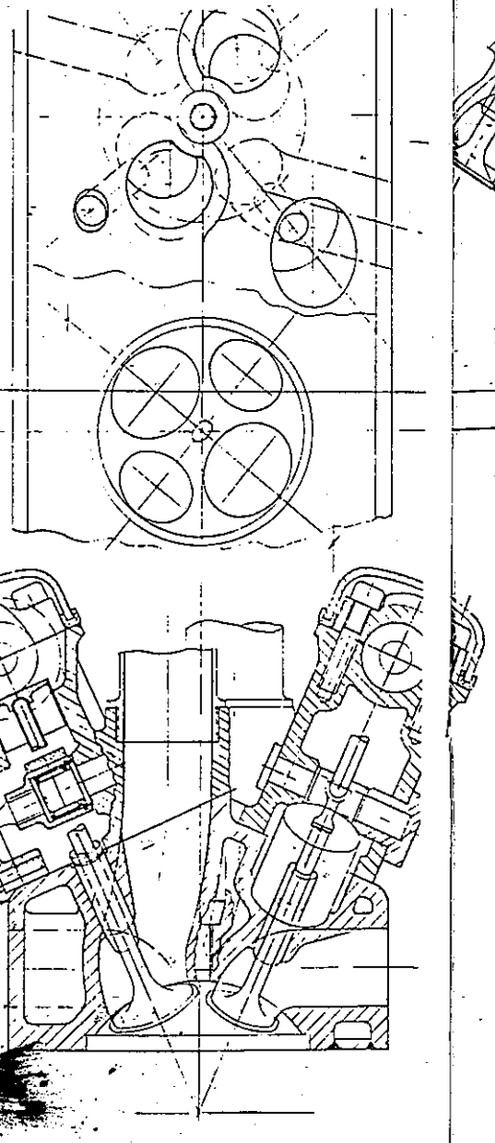
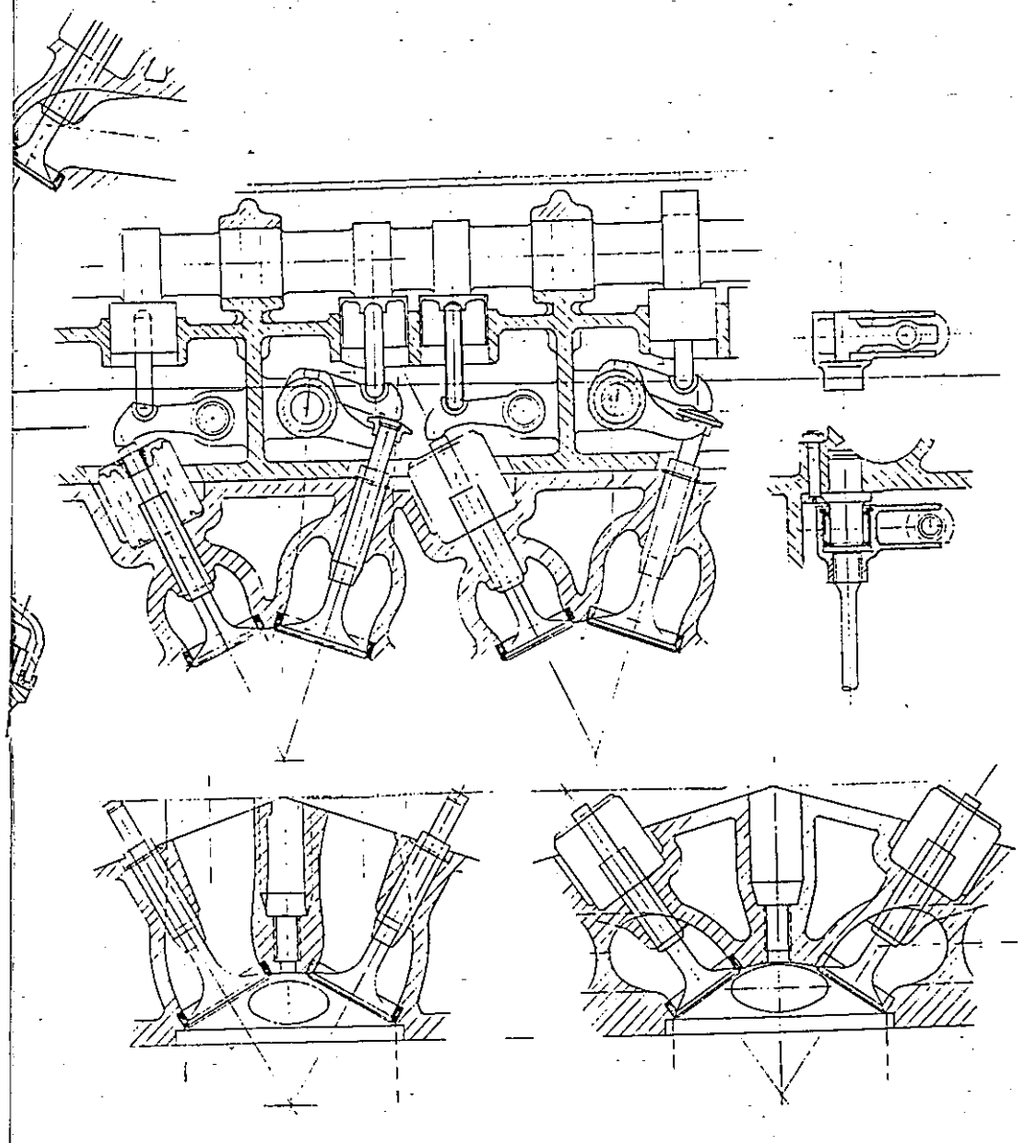


Abb. III/38: Während im zweiventiligen Porsche-Boxer die einzelnen Zylinder und Zylinderköpfe durch das einteilige Nockenwellengehäuse versteift werden, bilden beim Radial-Zylinderkopf jeweils drei Zylinderköpfe eine Baueinheit. Grundkörper und versteifender Wassermantel ergeben einen Block, der durch zwei Nockenwellengehäuse, die auch sämtliche Steuerungsteile beherbergen, komplettiert wird.

Vollradialstudie zum Porsche 911-Motor

Während die knappen Zylinderabstände bei wassergekühlten Reihenmotoren die Verwendung radialer Mehrventilzylinderköpfe deutlich erschweren, erübrigt sich bei den in der Luftkühlung des Porsche-Boxers begründeten größeren Zylinderzwischenräumen die aufwendige Ineinanderschachtelung der Ventile. Mit der Wahl der Brennraumkalotte und unter Berücksichtigung der davon bestimmten Ventilwinkel können trotz unterschiedlicher Ein- und Auslaßventilwinkel durch entsprechendes Verdrehen ihres Achsenkreuzes die in ihrer Funktion abwechselnden Ventile in zwei Projektionsebenen gebracht werden, in denen letztlich auch die Nokkenwellenachsen liegen (Abb. III/38).
Die Schrägstellung der Ventile zur Nokkenwelle wird durch Schwinghebel, in deren Pfannen kurze Stoßstangen lagern, überwunden. Dadurch kann die übliche zylindrische Form der Nocken, die in bekannter Weise mit Tassenstößeln zusam-



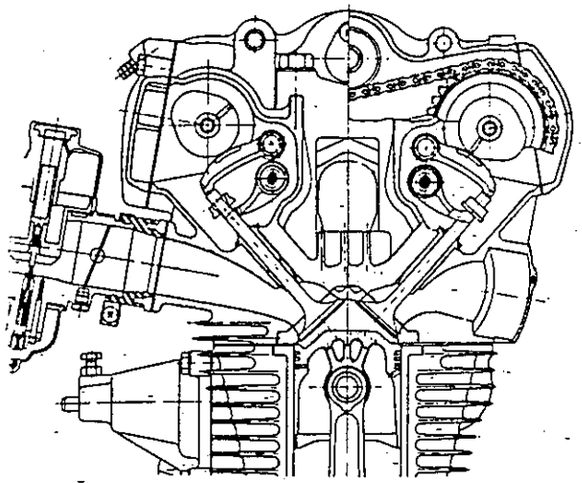


Abb. III/39: Auch beim HONDA CB 450 Twin besorgten die anstelle üblicher Spiralfedern eingebauten Torsionsstäbe die Rückstellung der Ventile. Erstmals mußten dabei für diese Motorenbauart unüblich hohe Drehzahlen (bis 10000 min^{-1}) bewältigt werden. (HONDA-Werkszeichnung)

menarbeiten, beibehalten werden.
Um eine Kollission der Federpakete benachbarter Ventile zu verhindern, verzichtet das Einlaßventil auf das übliche Spiralfederpaar. Es wird vielmehr durch einen gegabelten Schließhebel, der von unten an einem ringgesicherten Teller des Ventilschaftes angreift, wieder in seinen Sitz gehoben. Seine Rückstellkraft erhält der Hebel von einem vorgespannten Torsionsstab, der wegen seiner notwendigen Länge in Richtung der Schwinghebellagerung seitlich aus dem Kopf ragt.
Sowohl Schließhebel als auch Torsionsstab sind im Motorenbau selten verwendete Bauteile, haben ihre Eignung aber im desmodromischen Ventiltrieb der innovativen DUCATI-Motorräder bzw. im zweizylindrigen Panhard als auch beim HONDA-CB-450-Motor schon vor Jahren bewiesen (Abb. III/39).

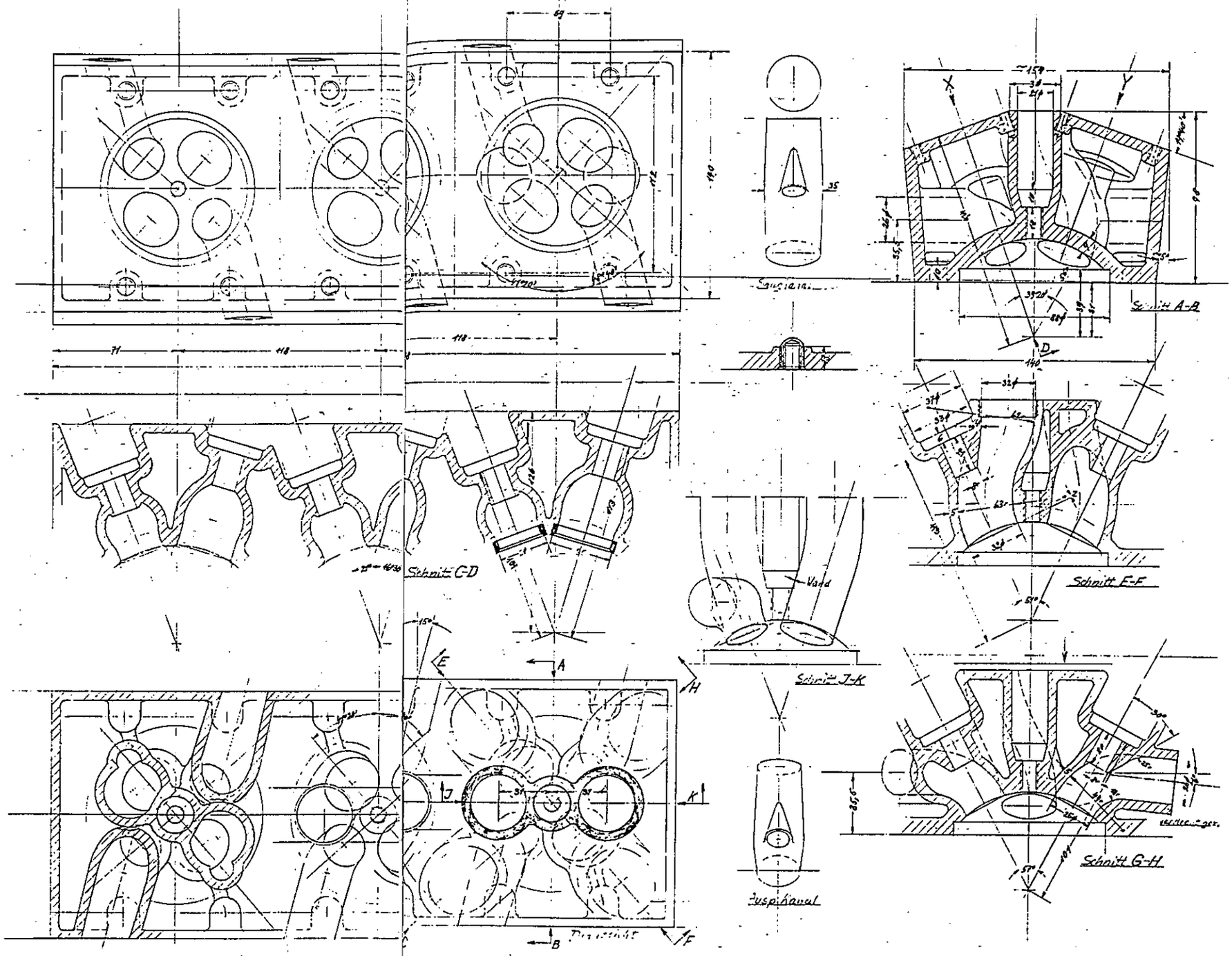
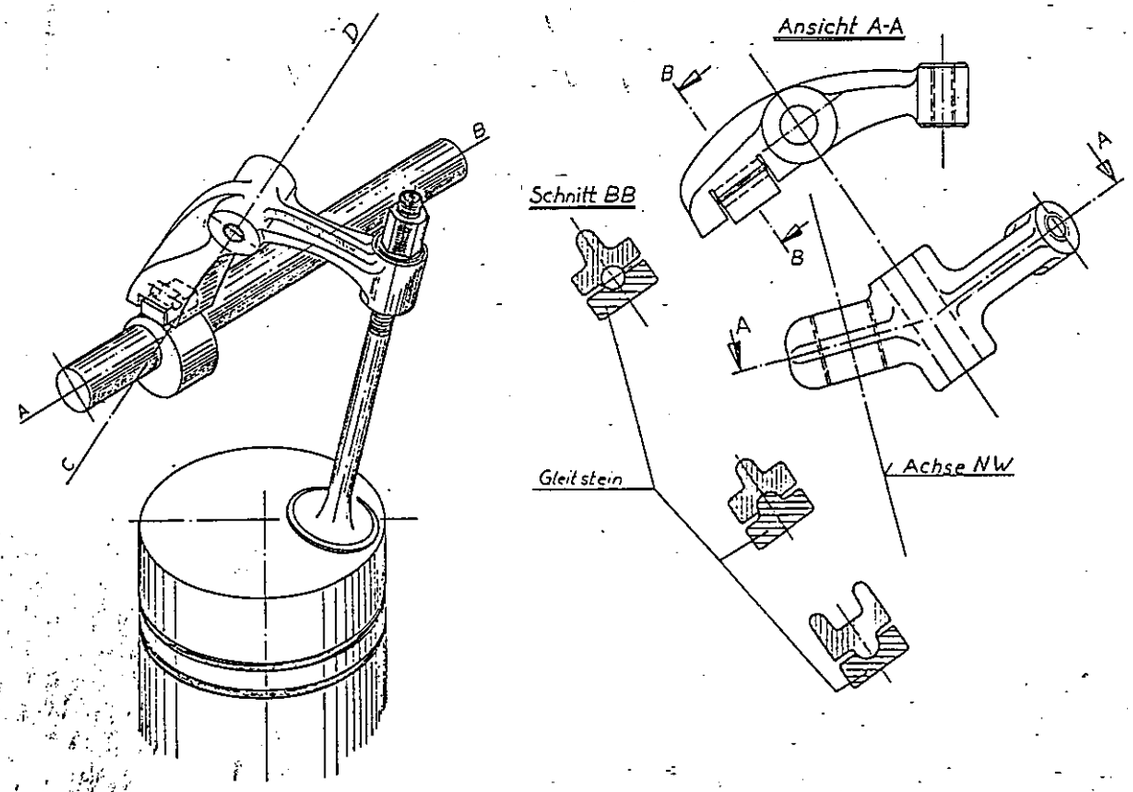


Abb. III/40: Die für den Modellschreiner vermaßte Zeichnung des Zylinderkopfs beweist die Verwirklichungsmöglichkeit dieses vollradialen Zylinderkopfkonzeptes beim Porsche 911 von 1967.

Das gegenständliche Konstruktionsbeispiel benötigte ebenso Wasserkühlung wie die beiden im Kapitel II beschriebenen Dachkopfvarianten zum 911-Motor. Die werkseits geforderte Beibehaltung der Luftkühlung und die im Serienwagen unbrauchbare Kanalführung waren der Verwirklichung dieses Steuerungsvorschlages schließlich hinderlich (Abb. III/40).

Abb. III/41: Nach der Idee Claus von Rückers wird die Schrägstellung zwischen Nockenwelle und Ventil mit einem Kipphebel, dessen Abnehmer zum Nocken mit einem Gleitstein gebildet wird, überwunden.



IV. RADIALE VENTILSTEUERUNGEN

Der Evergreen mit zwei Ventilen

Für den Ladungswechsel beim Viertaktmotor werden mindestens je ein Einlaß- und ein Auslaßventil benötigt. Obwohl in immer wiederkehrenden Intervallen von mehreren Jahrzehnten Vierventilköpfe eine mehr oder weniger große Rolle in der Motorenentwicklung übernommen haben, bildet der Zweiventiler mit sphärischem Brennraum bis heute das meistverbreitete Zylinderkopfkonzept.
Als die Elastizität einer Antriebsquelle noch durch Langhubigkeit erreicht wurde und der erhältliche Kraftstoff durch seine tiefe Klopfgrenze nur sehr geringe Verdichtungsverhältnisse erlaubte, sorgte eine tatsächlich geometrische Halbkugel für idealen Brennraum und für Unterbringung größtmöglicher Ventile. Mit dem Angebot besserer Kraftstoffe war im Zusammenhang mit der gebotenen höheren Verdichtung zur Leistungssteigerung eine starke Annäherung des Kolbenbodens an die Brennraumkontur notwendig. Damit verbunden war starke Freistellung der Ventile im Kolbenboden, dessen Ventiltaschen schließlich den durch seine Zerklüftung ungünstig gewordenen Brennraum bildeten (Abb. IV/1).

Abb. IV/1:
Bis vor wenigen Jahren das typische Aussehen eines Hochleistungskolbens: hochgewölbter Kolbenboden mit tiefen Ventiltaschen.

Als zur Verminderung der Kolbengeschwindigkeit auch der Hub verkürzt wurde, konnte eine brauchbare Brennraumform nur mehr durch zwei übereinanderliegende, in ihren Radien unterschiedliche Kugelabschnitte erreicht werden. Dabei werden die beiden Ventile in der oberen Brennraumkalotte untergebracht und der Kolben bis an die untere Brennraumkontur herangeführt.
Im Verdichtungstakt führt diese Quetschung zur angestrebten Verwirbelung des Frischgases und damit zu seinem rascheren Abbrand (Abb. IV/2).
Verständlicherweise beschränkt diese Art der Brennraumgestaltung die Ventilgrößen, sodaß durch gegeneinander versetzte Ventilposition einerseits die Brennraumoberfläche besser genutzt werden konnte und zum anderen durch die ventilbedingte Lage des Einlaßkanals ein Einströmdrall erreicht wurde, der in Verbindung mit den verbliebenen Quetschflächen seitlich des nunmehr im Grundriß ovalen Brennraums für schadstoffarme Verbrennung sorgt.
Daß die Entwicklung des Zweiventilers noch immer nicht abgeschlossen ist, beweist seine stetige Verbesserung im Hinblick auf Abgasemission und Elastizität. Während das eine mit einer zweiten, die Brennwege halbierenden Zündkerze erreicht wird, verhindert die Reduzierung des Ventilhubes in der Überschneidungsphase durch Verschiebung des Steuerdiagramms Füllungsverluste und bewirkt somit kräftigen Durchzug in unteren Drehbereichen.
Während Stoßstangen zur Ventilbetätigung jahrzehntelang mit den geforderten Drehzahlen mithalten konnten, erfordern heute gebotene Wartungsfreiheit und Laufruhe mindestens eine obenliegende Nokkenwelle, deren Hubbewegung über Kipphebel auf die Ventile übertragen wird.
Bessere Zugänglichkeit zu doppelten Zündkerzen und das Ändern der Steuerzeiten durch hydraulisches oder elektromagnetisches Nachstellen ermöglichen jene Bauarten, bei denen den Ein- und Auslaßventilen je eine Nockenwelle zugeordnet wird. Meist arbeiten die Nocken dabei direkt auf Tassenstößel oder wirken auf kurze Schwinghebel, die das Einstellen des Ventilspiels erleichtern.

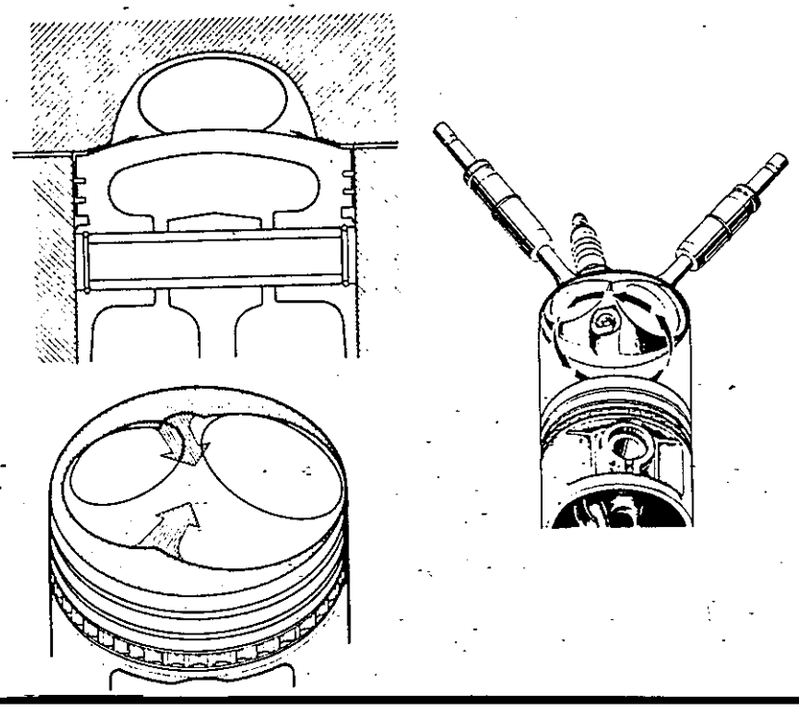
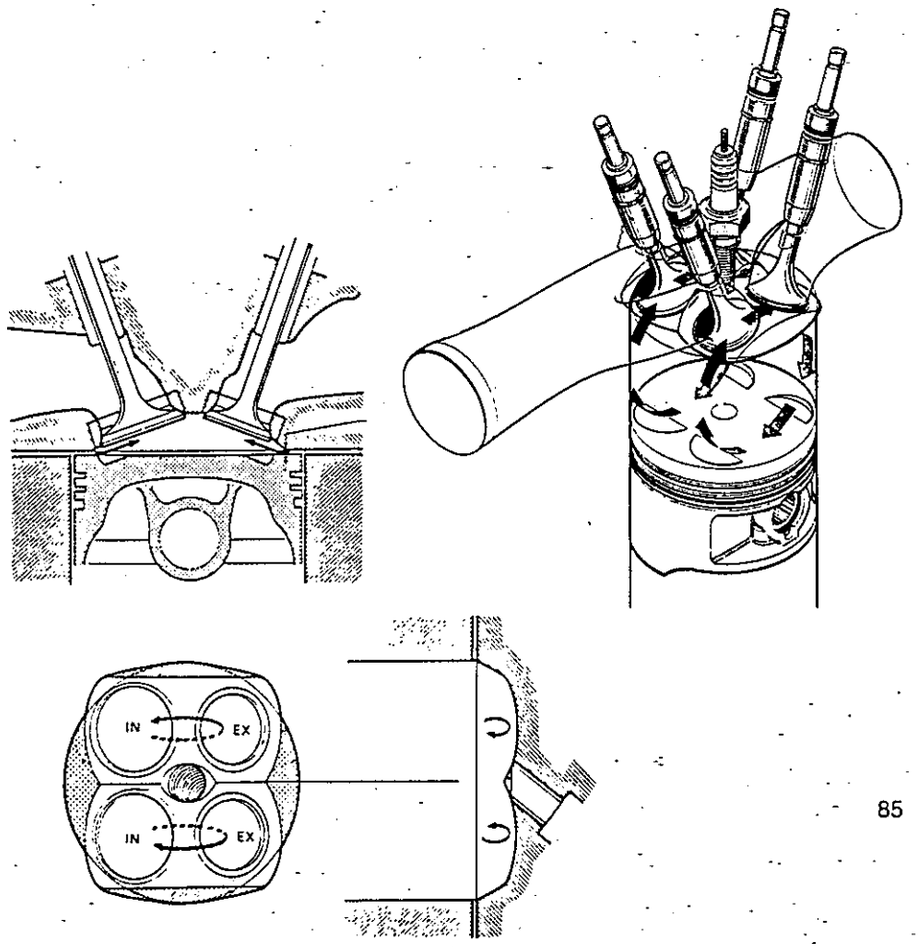


Abb. IV/2:
Durch die Abstufung des Brennraums wird der Einbau eines flachen und damit leichten Kolbens möglich. Gemischquetschung und Verwirbelung werden durch das »Twin Dom«-System dieses Suzuki-Beispiels zusätzlich intensiviert. (Suzuki-Werkzeichnung)

Der Radialkopf wiederentdeckt

In den zurückliegenden Jahren galt das Forschungsinteresse der Motorenindustrie vermehrt den Dachköpfen, die mit ihren parallel angeordneten Ventilen gleicher Funktion keine mechanischen Probleme aufwerfen. Während bei einer obenliegenden Nockenwelle die Ventile über Kipphebel betätigt werden, ermöglichen je eine Nockenwelle für Ein- und Auslaßventile auf Tassenstößel wirkend noch höhere Drehzahlen.
Der strömungstechnische Nachteil, den dabei die parallelen Ventile darstellen, wird vielfach durch Aufladung kompensiert. Allerdings zwingen teilweises Turboverbot im Renngeschehen und die gesetzlich geforderte Reduktion der Schadstoffe im Abgas über geänderte Brennraumformen nachzudenken.
Mit zahlreichen Patenten werden Brennräume geschützt, die bessere Verwirbelung ermöglichen und Füllungsverluste vermeiden sollen. Ihre Form unterscheidet sich vielfach nur durch Quetschkanten, Art und Anzahl der Brennraumwölbungen, Freistellung von Ventilen und Zündkerzenanordnung. Allen aber ist die Beibehaltung der paarweisen und parallelen Anordnung der Ventile gleicher Funktion gemeinsam (Abb. IV/3).

Abb. IV/3: Dieser aus Mehrfachwölbungen bestehende Brennraum fördert ebenfalls die Gemischturbulenzen. (Suzuki-Werkzeichnung)



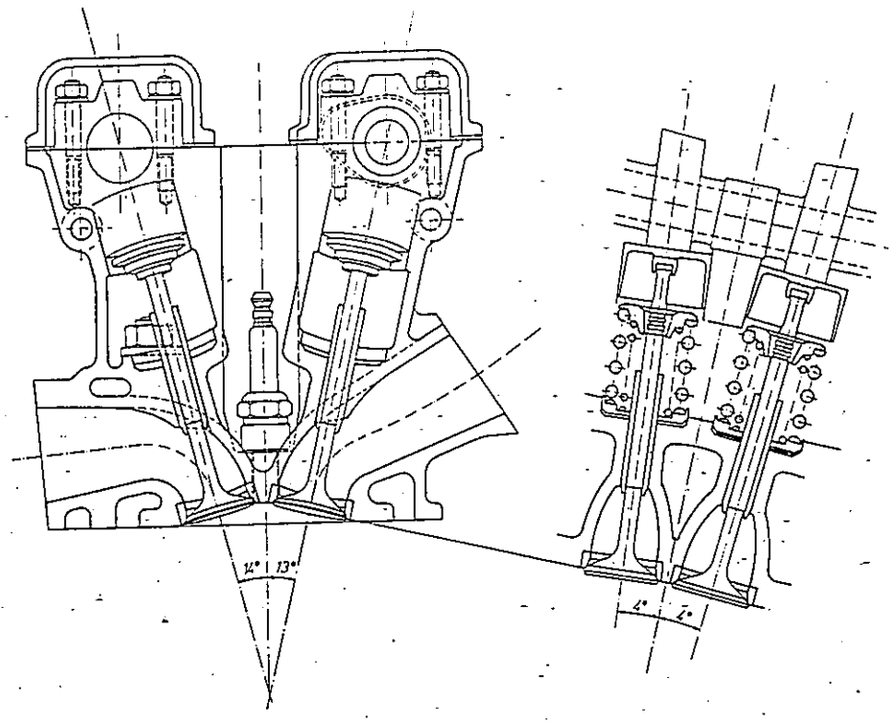
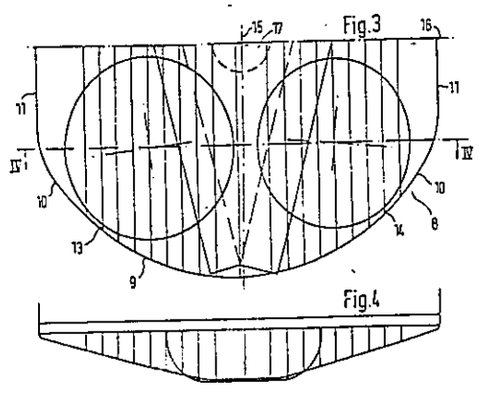


Abb. IV/4: TAG – Turbo Formel I-Motor:
Die durch den Autor ergänzte Werkzeichnung macht deutlich, daß es sich dabei um keinen »reinrassigen« Radial-Zylinderkopf handelt. Seine funktionsgleichen Ventile sind um 4° aus der bei Dachköpfen achsnormalen Lage zur Nockenwelle geschwenkt.
Durch koaxiales Umschließen der Ventilfedern durch die Tassenstößel könnte eine stärkere Pfeilung der Ventile erreicht werden. Neben einer geringeren Bauhöhe ließe sich damit vor allem ein kompakterer Brennraum verwirklichen. (Porsche-Werkzeichnung)

Mit konischen Nocken zum Weltmeistertitel

Erst mit dem TAG-Turbo Antriebsaggregat für den Mc Laren Formel I-Rennwagen wurde durch Porsche ein neuerlicher Versuch zur Nutzung der Vorteile radialer Mehrventiltechnik unternommen (Abb. IV/4).
Mit einer leichten Schrägstellung der üblicherweise parallel angeordneten Ventile



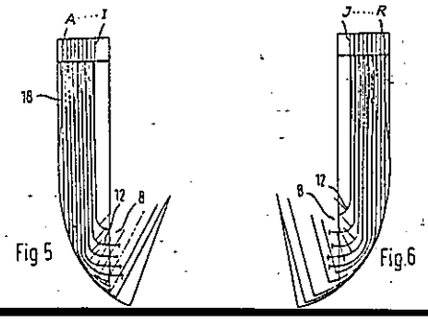
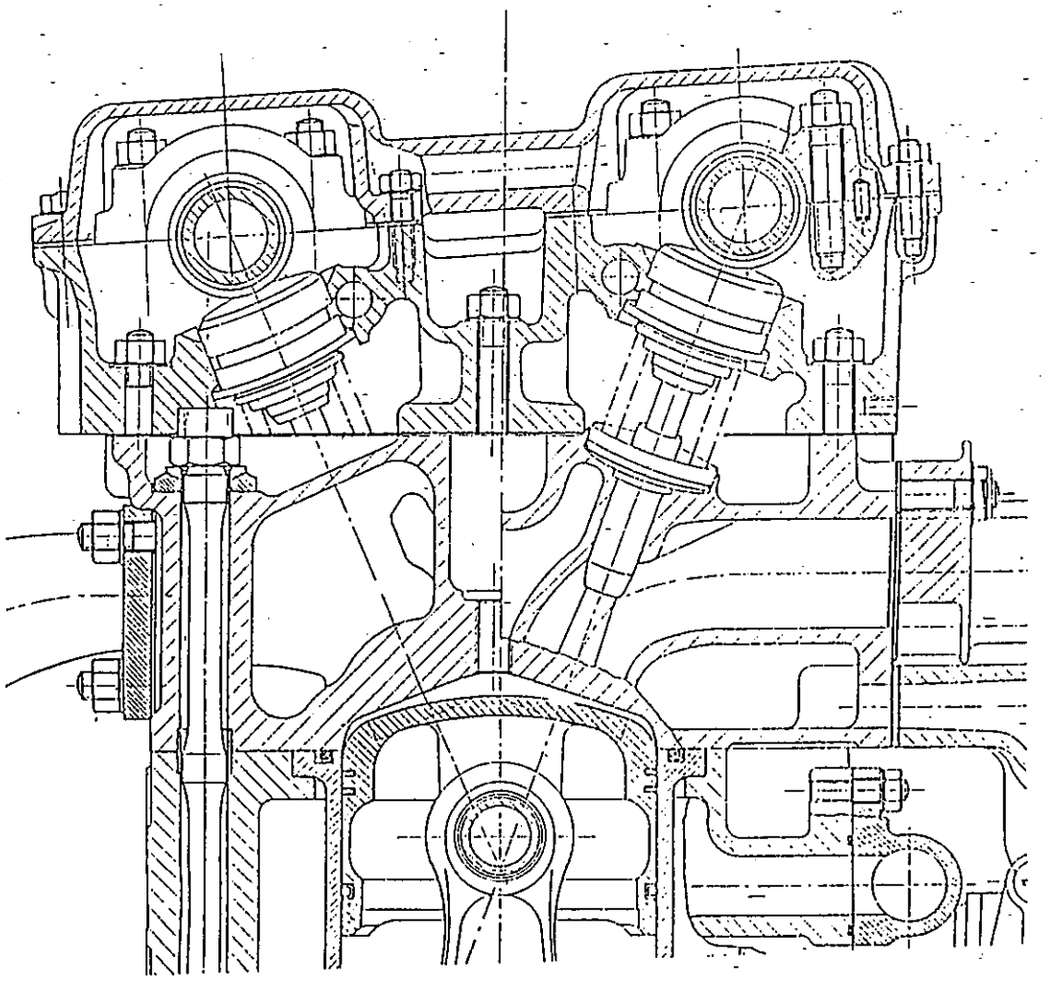


Abb. IV/5: Die Brennraumform entspricht weitgehend der eines Dachkopfs. Ihre Oberfläche stellt keinen Kugelabschnitt dar, sondern muß mit zahlreichen Schnitten gebildet definiert werden. (Porsche-Patentzeichnung)

von 4° lassen sich einige Vorzüge radialer Ventilanordnung erreichen, ohne daß jene Schwierigkeiten überwunden werden müssen, die bei größeren Winkelstellungen auftreten.
Während so für die Einlaßventile etwas mehr Platz geschaffen wurde, erlaubt die zwischen den Auslaßkanälen nach oben keilförmig zunehmende Zwischenwand die bessere Zufuhr von Kühlwasser in diese thermisch höchstbeanspruchte Zone.
Der Brennraum selbst wird durch eine Anzahl verschiedener Radien an die Form eines Kugelabschnitts angenähert (Abb. IV/5).

Abb. IV/6: Bereits 1970 versuchte Porsche, durch Schrägstellung der üblicherweise parallelen Ventile gleicher Funktion einlaßseitig größere Ventile unterzubringen. Bei den Auslaßventilen konnte durch die leichte Spreizung der Wassermantel näher an die rißgefährdete Zwischenwand herangeführt werden. (Porsche-Werkzeichnung)



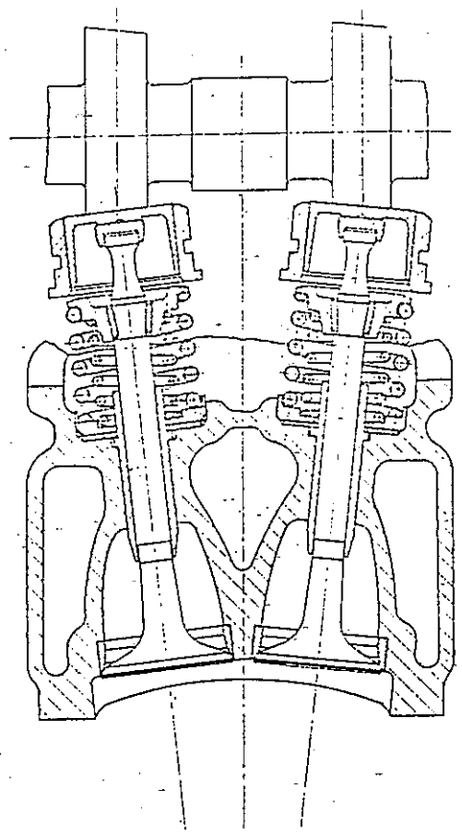


Abb. IV/7:
Der Schnitt durch die beiden Einlaßventile läßt den leichten Schrägschliff der Nokken erkennen. Durch die Symmetrie der Ventile zur Zylinderhochachse heben sich die Horizontalkräfte innerhalb des Ventilpaares auf. Der verkehrte Schrägschliff der rechten Nocke ist ein Fehler des Zeichners und sollte nicht irritieren. (Porsche-Werkzeichnung)

Bei der geringen Pfeilung der Ventile verbleiben die Federpakete noch deutlich innerhalb der hochprojizierten Zylinderbohrung, sodaß weder eine Ineinanderschachtelung notwendig ist, noch spezifisch geformte Nocken verwendet werden müssen. Dieselben werden lediglich um den entsprechenden Neigungswinkel konisch geschliffen; die durch den Schrägschliff entstehenden Horizontalkräfte heben sich dabei innerhalb jedes Ventilpaares auf. Äußerlich gleicht der Zylinderkopf jedem orthodoxen Dachkopf, da auch hier Einlaß- und Auslaßventile je eine Ventilreihe bilden, in die jeweils eine Nockenwelle gelegt wird (Abb. IV/6, Abb. IV/7).

Motorräder – technische Leckerbissen

Bei den Motorradherstellern waren es die HONDA-Techniker, die auf der Suche nach neuen Ideen mit der Wiederverwendung der vollradialen Vierventiltechnik versuchten, den stagnierenden Motorradmarkt neu zu beleben.
Mit den großvolumigen RFVC-Typen haben sie am Entwicklungsstand der Apfelbeck BMW-Technik angeschlossen und den Radialkopf erstmals in der Geschichte des Motorradbaus in eine Großserienfertigung aufgenommen (Abb. IV/8).
Allerdings ist bei genauerer Betrachtung

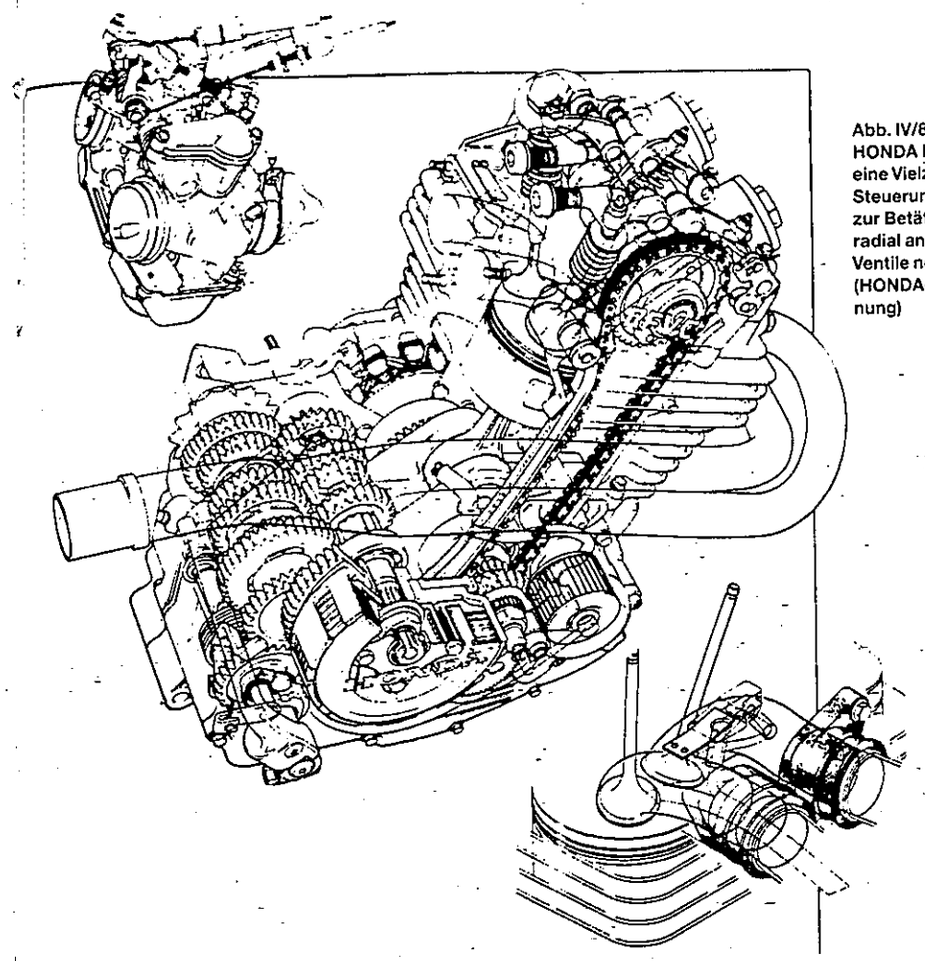


Abb. IV/8:
HONDA RFVC 500 cm³: eine Vielzahl von Steuerungsteilen ist zur Betätigung der vier radial angeordneten Ventile notwendig. (HONDA-Werkzeichnung)

des Steuerungssystems eine verblüffende Ähnlichkeit zum inzwischen keinem Patentschutz mehr unterliegenden Apfelbeck-Konstruktionsprinzip festzustellen (vergleiche Kap. II., Abb. 13–15). Die nunmehr als Folge der modernen Hub/Bohrungsverhältnisse reduzierten Ventilwinkel werden ebenfalls durch übereinanderliegende Schwing- und Kipphebel überbrückt (Abb. IV/9).

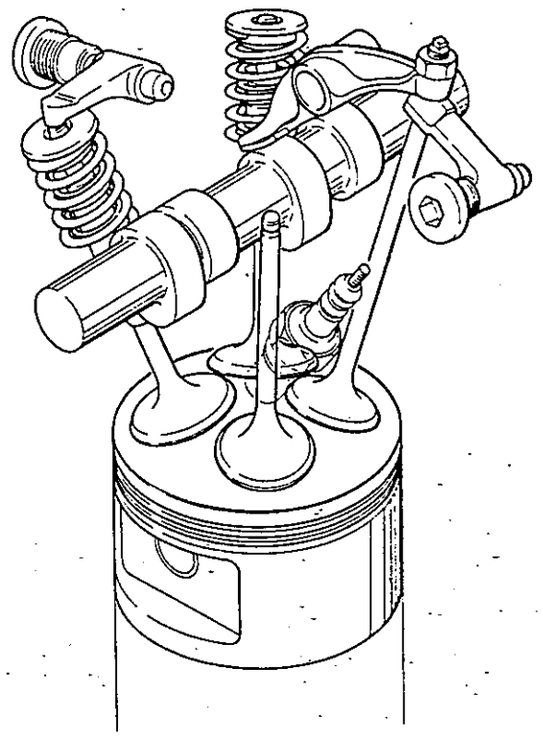


Abb. IV/9: Im perspektivischen Schrägriß wird die Funktion des Honda RFVC-Steuerungssystems durch Weglassen der meisten Bewegungsüberträger leichter verständlich. (HONDA-Werkzeichnung)

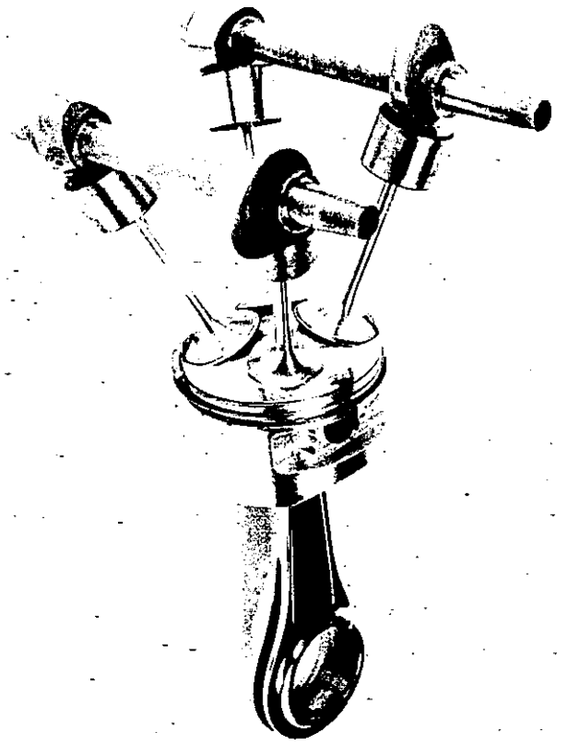


Abb. IV/10:
»CONCAM« (conical cam = konische Nocke) Steuerungssystem: konische und gekröpfte Nocken auf Tassenstößel wirkend reduzieren Bauteile und arbeiten drehzahlfest.

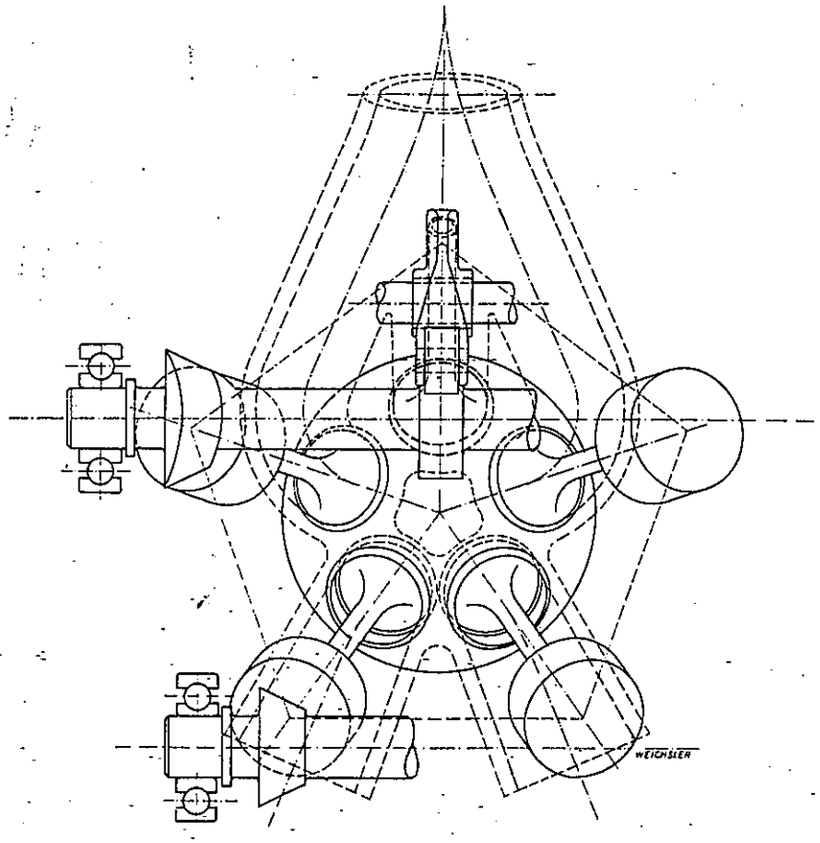


Abb. IV/11:
Im ROTAX-Fünfventil-Radialmotor für den italienischen Motorradhersteller APRILIA werden vier Ventile nach dem »CONCAM« Steuerungssytem des Autors betätigt.

Die Flucht in großvolumige Einzelzylinder, bei denen die Kolben- bzw. Gasgeschwindigkeit das drehzahlhemmende Kriterium darstellt, kaschiert auch hier die Unzulänglichkeit des angewandten Steuerungssystems.
Außerdem verhindert die raumfordernde Steuerungskinematik den Durchtritt von Kühlluft zwischen den V-förmig auseinandergespreizten Ventilschäften. Thermische Überbelastung führt bei sportlichem Betrieb zu verbrannten Auslaßventilen und deren Sitzen; im günstigsten Fall verhindert eine frühzeitig druchgebrannte Auspuffdichtung größeren Schaden (Abb. IV/10).

Mit fünf Ventilen zuviel des Guten

Dem allgemeinen Trend folgend, mit mehr als vier Ventilen im Brennraum die Motorleistung anzuheben, bemühte sich auch Bombardier-Rotax mit fünf radial ausgerichteten Ventilen innovative Motorenentwicklung zu leisten. Bei dem als Einbaumotor zahlreichen Motorradherstellern angebotenen Einzylinder werden die drei Einlaßventile nebeneinander in der hinteren Brennraumhälfte plaziert, um mit den beiden gut im Fahrtwind liegenden Auslaßventilen ein für unterschiedliche Fahrgestelle neutrales Motoräußeres zu erreichen (Abb. IV/11).
Über den Ventilen gleicher Funktion wird je eine Nockenwelle gelegt, wodurch sich die Zündkerze in der Brennraummitte einsetzen läßt und die sowohl beim Auslaßventilpaar als auch bei den im gleichen Winkel zur Nockenwelle gerichteten äußeren Einlaßventilen die Horizontalkräfte der gegeneinander gekröpften Nocken aufheben. Das verbleibende, in Motorlängsachse liegende dritte Einlaßventil wird über einen mit Einstellschrauben zur Ventilspielregulierung versehenen Kipp- oder Schwinghebel von einem zylindrischen Nocken geöffnet. Anstelle der üblicherweise bei Tassenstößeln verwendeten Einstellkappen oder -plättchen genügt es, jeweils einen Nocken der Ein- und Auslaßwelle beweglich zu lagern, um durch horizontales Verschieben des Nockens bzw. der gesamten Welle das gewünschte Spiel sicherzustellen. Nach Fixierung des Losnockens stabilisiert sich die Welle während der gesamten Hubarbeit selbsttätig – eine dem Autor patentierte und inzwischen mehrfach angewandte Idee (siehe Kapitel V Abb. 41 u. 42). (Abb. IV/12, Abb. IV/13)

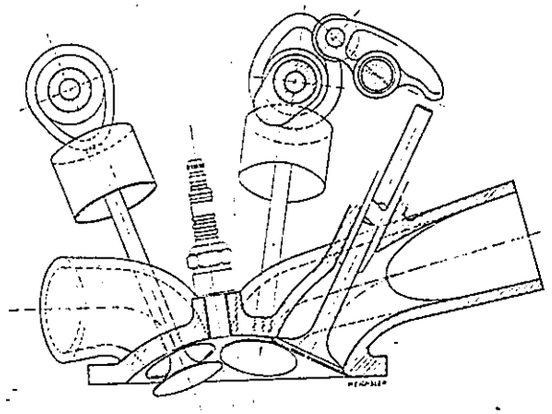


Abb. IV/12:
Ein Kipphebel öffnet das mittlere Einlaßventil, das gegenüber den äußeren Ventilen zeitversetzt betätigt werden könnte.

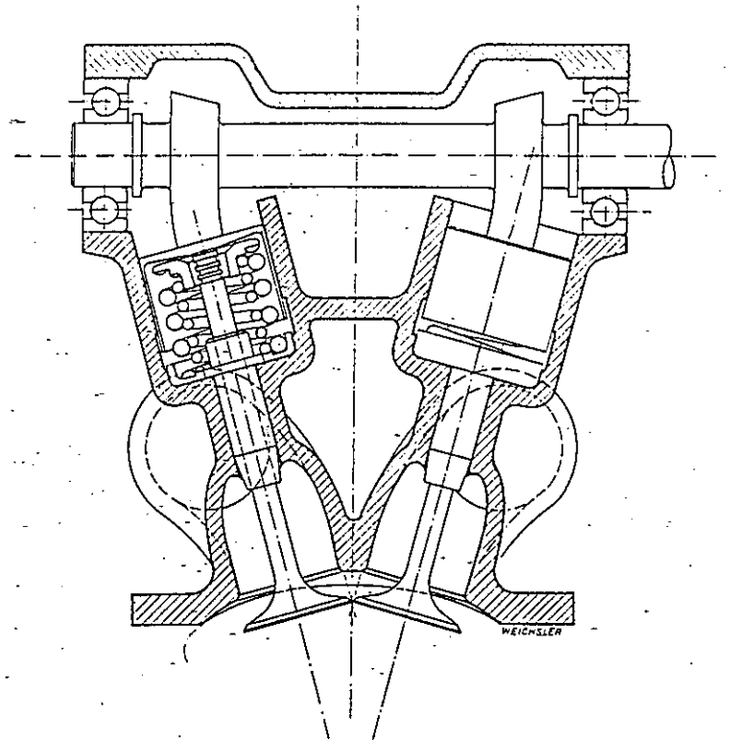


Abb. IV/13: Durch die radiale Anordnung der Ventile kommen sich die beiden Auslaßventile bei vollem Nockenhub sehr nahe. Bei den Einlaßventilen wirkt sich dieser Umstand verschlechternd auf die Einströmung des Frischgases aus.

Trotz der geometrisch vorbildlichen Ausnutzung der Brennraumoberfläche durch die Steuerorgane lassen sich entscheidende Nachteile der Konstruktion nicht übersehen. Wegen der engen Nachbarschaft aller Ventile können Hubgrößen über 7 mm ohne Berührungsrisiko im Falle Ventilflatterns bei Drehzahlüberschreitung nicht verwirklicht werden (siehe Abb. IV/13). Außerdem behindern sich die einströmenden Frischgase im Bereich des Mittelventils stärker als beim strömungsmäßig schlechten Dachkopf. Zusätzlich läßt sich ein Dreifachkanal kaum mit zwei Vergasern versorgen – eine Forderung, die es bei großvolumiger Zylindereinheit im Hinblick auf Startverhalten und Laufkultur im unteren Drehzahlbereich zu erfüllen gilt.

Mit dem Wegfall des mittleren Einlaßventils könnten von den beiden verbleibenden und leicht vergrößerten Ventilen wesentlich bessere Einströmverhältnisse geschaffen und gleichzeitig der Durchtritt des Kühlmediums zwischen den gepfeilten Ventilspindeln über dem gesamten Zylinderkopf ermöglicht werden. (Siehe Kap. III Abb. 8)

Konische Nocken als Ideenmultiplikator

In zahlreichen Patenten werden konische Nocken und deren Zusammenspiel mit unterschiedlichsten Übertragungsbauteilen beschrieben. Daß sie zur Überwindung der Schrägstellung von Ventil zur Nockenwelle nie verwendet wurden, lag am niederen Herstellungs-Know-how zum

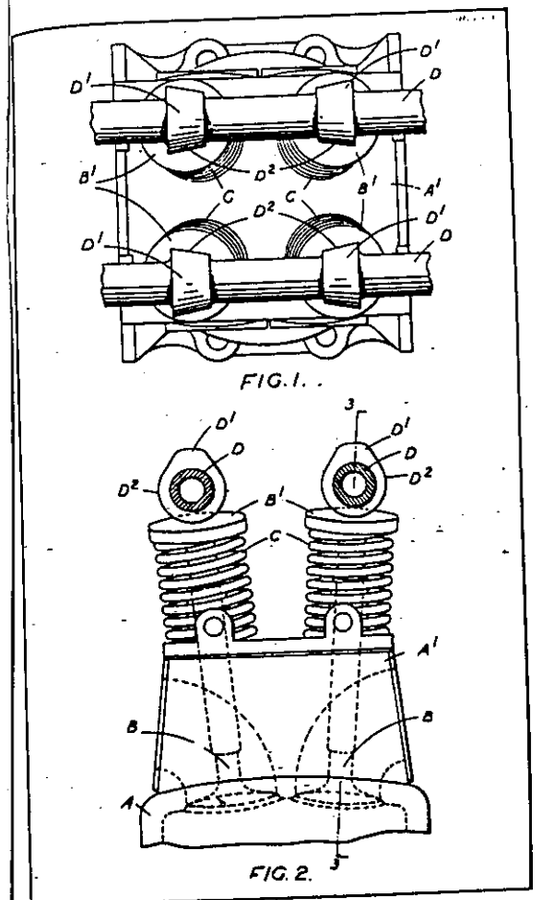


Abb. IV/14: Bei Verwirklichung dieser Flugmotorensteuerung von Napier (1924) wäre wegen der fehlenden Führung der Federteller keine hohe Lebensdauer zu erwarten gewesen. (Napier-Patentzeichnung)

Zeitpunkt ihrer Erfindung sowie an den wesentlich größeren Ventilwinkeln in der Vergangenheit.

Meist begnügten sich die visionären Erfinder mit konzeptartigen Anwendungsmöglichkeiten, denen aufgrund des damaligen Standes der Technik die Realisierungschance fehlte. Der Detaillierung konischer Nocken in Verbindung mit verschiedenen Steuerungsbauteilen wurde noch keine konstruktive Aufmerksamkeit geschenkt (Abb. IV/14, Abb. IV/15).

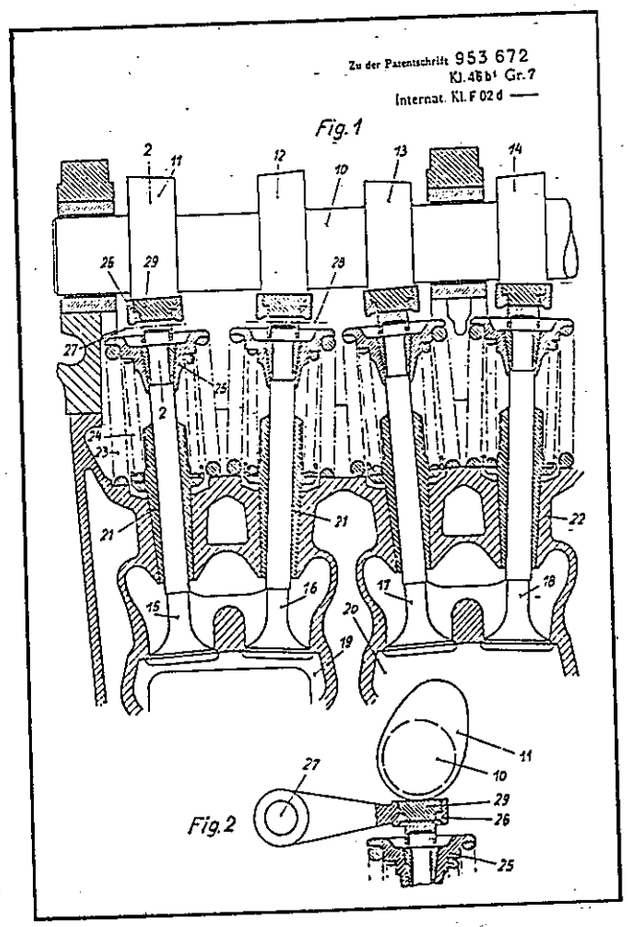


Abb. IV/15: Die im Vergleich zu Tassenstößeln enger bauende Schwinghebelsteuerung von Mercedes (1952) ermöglicht größere Schrägstellung der Ventile. (Mercedes-Patentschrift)

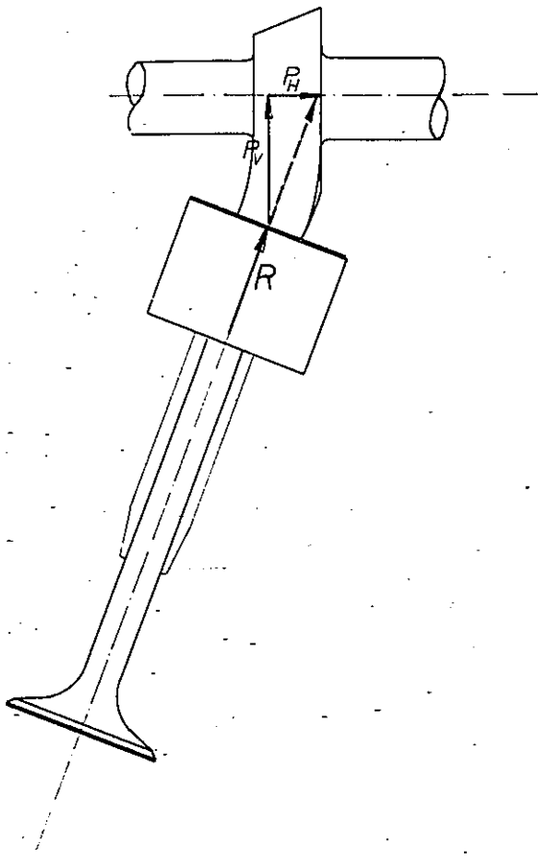


Abb. IV/16: Das Kräfteparallelogramm macht deutlich, daß die aus Federdruck und Massenkräften bestehende Resultierende »R« in einer sowohl vertikal als auch horizontal gerichteten Kraft auf die Nockenwelle bzw. deren Lagerung einwirkt.

Genügt zur Übertragung des Nockenhubs auf einen ebenen Abnehmer bei geringer Ventilneigung ein leichter Schrägschliff des Nockens, so müßte bei den damals gebräuchlichen Ventilwinkeln der Nocken zusätzlich in Richtung des Ventilschaftes gekrümmt werden, um auch im maximalen Hubbereich annähernd mittig auf das Ventil zu wirken. Dazu waren Probleme mit der Wellenlagerung zu erwarten, da die schräggeschliffenen Flächen Kräfte in Wellenachse erzeugen – ein Umstand, der sich auch lagerungstechnisch noch nicht befriedigend beherrschen ließ (Abb. IV/16).

Diese Schwierigkeiten und die zu erwartende Überforderung des Wartungspersonals ließ den Motorenkonstrukteuren für die Überwindung der Schrägstellung des Ventils zur Nockenwelle auf die aufwendige »Hebelei« zurückgreifen. Eine Entscheidung, die in Anbetracht der Langhubigkeit seinerzeitiger Motoren, bei denen vor allem die Kolbengeschwindigkeit die Drehzahl begrenzte, sicherlich berechtigt erscheint.

Noch wesentlich komplizierter wird die Nockenform und damit das Herstellungsverfahren, sollen Nocken mit Schwinghebeln, die senkrecht zur Nockenwellenachse gelagert sind, zusammenarbeiten. In diesem Fall muß der Nockenmantel aus zylindrischer oder leicht konischer Formgebung durch die stetige Änderung der Winkelstellung zwischen Nocken und Stößel bei zunehmendem Hub derart verwunden werden, daß eine lineare Berührung zwischen diesen Bauteilen sichergestellt bleibt (siehe Kap. III/27). Obwohl sich solche Nocken durch Schwenkbewegungen der Schleifscheibe einer entsprechend umgerüsteten Nockenschleifmaschine prinzipiell herstellen lassen, bleiben sie für den privaten Tuner aus Kostengründen nicht realisierbar.

Die Aufmerksamkeit hat jedenfalls dem wesentlich unkomplizierteren Zusammenspiel konischer Nocken und Tassenstößel zu gelten, da sich letzterer in seinen Tugenden von keinem anderen Bauteil übertreffen läßt und seine Betätigung bei radialer Ventilanordnung nur einfache, schräg geschliffene Nocken erfordert.

Bei geringer Winkelstellung der Ventile zur Nockenwelle kann die Scheibenform des Nockens beibehalten werden (siehe Abb. IV/17B). Es ist lediglich darauf zu achten, daß der Nocken im höchsten Ventilhub nicht allzusehr außermittig am Tassenstößel angreift, um sein Kippmoment klein zu halten. Durch leicht deaxierte Lage des Nockens zum Stößel wird außerdem das geforderte Mitdrehen dieses Bauteiles während der Hubbewegung garantiert (Abb. IV/17).

Mit zunehmender Schrägstellung des Ventils gilt es allerdings, konstruktive Vorkehrungen zu treffen, die ein brauchbares Tragbild am Stößelboden bewirken.

Es ist zu beachten, daß beim stark konischen und ungekröpften Nocken der Angriffspunkt des größeren Nockenaußendurchmessers zum Zeitpunkt des beginnenden Hubes weit außerhalb der Tassenstößelkontur liegt. Zudem ist bei einer nicht exakt auf Steuerzeiten und Nockenhub abgestimmten Vorkröpfung des Nokkens die verschleißfreie Verwendung des Tassenstößels deshalb kaum mehr möglich, weil die Berührungslinie des Nockens nicht wie beim üblichen Zusammenwirken derartiger Bauteile parallel zur Nockenwellenachse liegt, sondern mit Ausnahme des Maximalhubbereichs stets in einem sich ändernden Winkel zur Achse steht. Der Stößel würde nicht nur um den Faktor des außermittigen Angriffshebels zum Zeitpunkt der größten Nockenbeschleunigung überbelastet werden, sondern müßte auch mit seiner Planfläche weit aus dem Zylinderkopf herausragend montiert werden, um Berührung des größeren Nokkenumfanges mit dem Gehäuse zu vermeiden (Abb. IV/18).

Damit vermindert sich jedoch seine Führungslänge im Zylinderkopf, die durch das Ventilfederpaket und den Nockenhub vorgegeben ist und nicht beliebig lang gewählt werden kann.

Da der Tassenstößel in seinem Durchmesser jedoch um einige Millimeter größer als die vom Nocken überlaufene Fläche dimensioniert werden muß, würde das

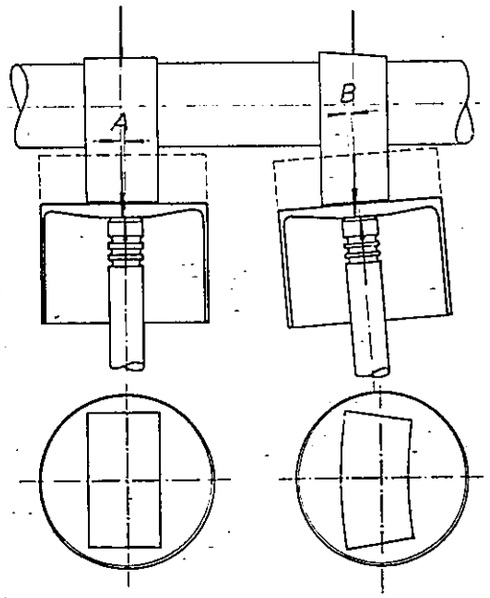
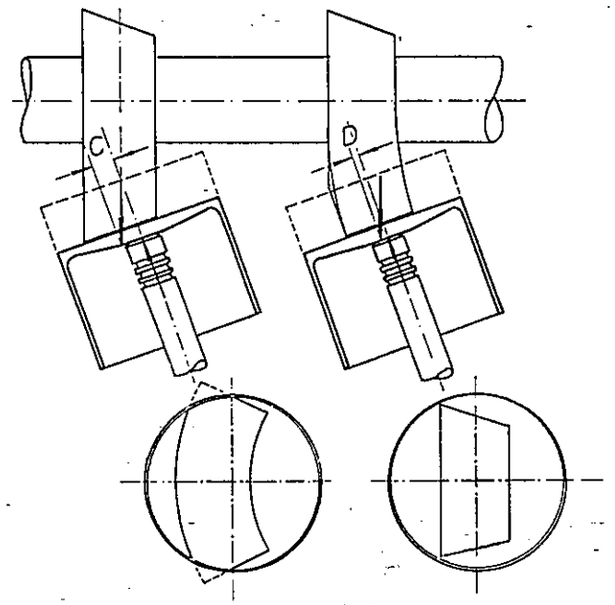


Abb. IV/17: Trotz leichtem Schrägschliff des rechten Nockens entspricht das Tragbild am Stößel (Beispiel B) dem einer orthodoxen Ventilsteuerung (Beispiel A). Das Mitdrehen des Ventilbechers ist durch die Zunahme der Deaxierung während des Nockenhubes gewährleistet.

Abb. IV/18: Bei stärkerer Schrägstellung des Ventils wäre ein in seiner Außenkontur bereits unbrauchbar großer Nocken notwendig (Beispiel C). Mit seiner Vorkröpfung in Ventilrichtung (Beispiel D) lassen sich ähnliche Kräfteverhältnisse und Tragbilder erreichen, wie sie in Abbildung 17 gezeigt werden.



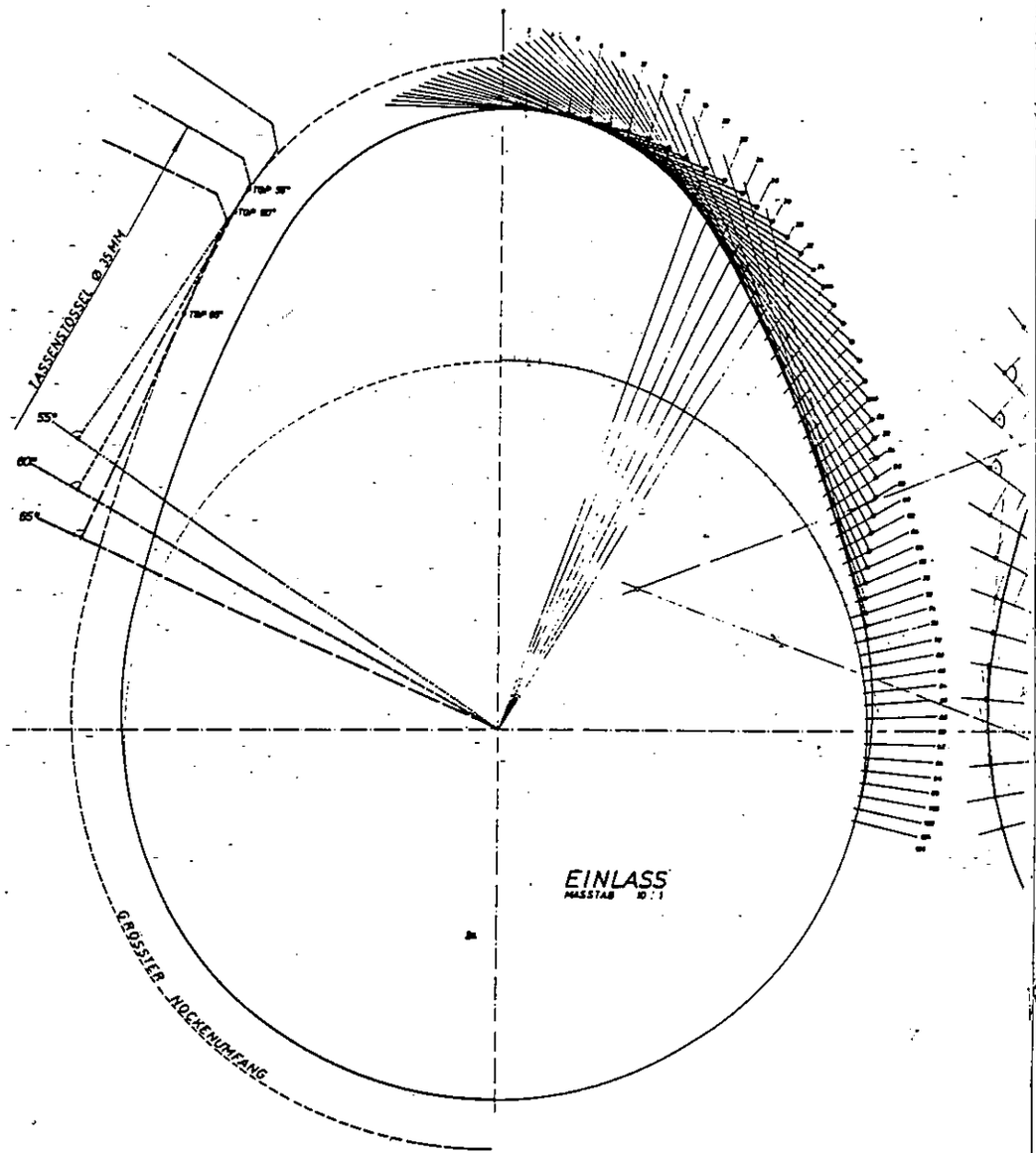
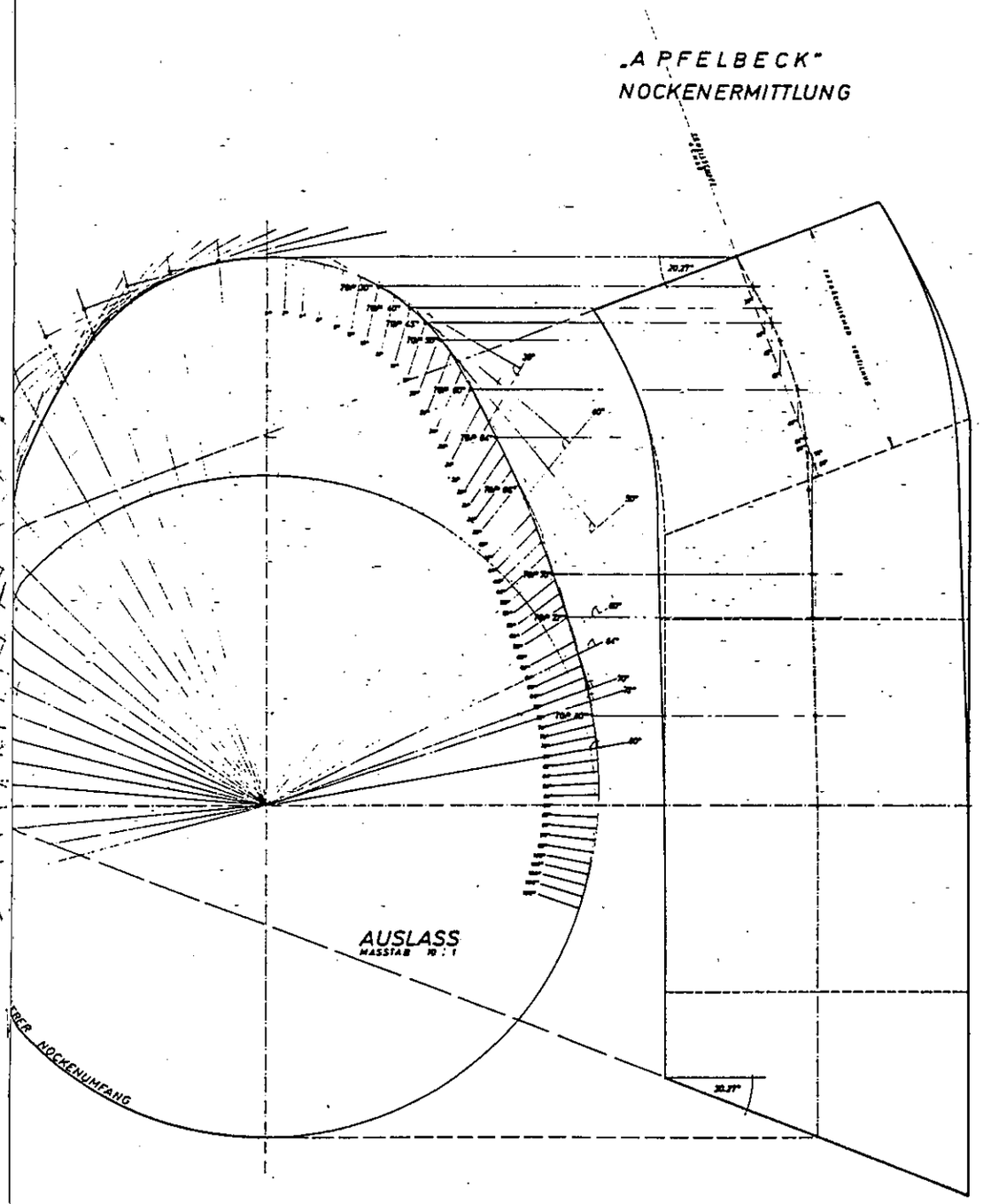


Abb. IV/19: Nockenkonstruktion für ebene Abnehmer (Flachstößel):
Zur Ermittlung der Nockenkontur müssen die errechneten oder aus dem Anhang des ersten Buches gewählten Tabellenwerte auf den Winkelstrahlen jedes zweiten Grades – der Genauigkeit wegen in zehnfacher Vergrößerung – über dem Grundkreis aufgetragen werden. Die so erhaltene halbe Nockenkurve ergibt zunächst eine einhohle und damit für Tassenstößel unbrauchbare Kontur. Mit dem Anlegen von Normalen auf jeden der gezeichneten Winkelstrahlen im Punkt der jeweiligen Ventilerhebung wird der Stößelboden simuliert. Die solcher Art erhaltene Schar von Tangenten bildet ein Vieleck, das durch Anlegen von Kreisbögen ausgeglichen wird und dann den Umriß der benötigten Nocke darstellt.
Um einen stufenlosen somit ruckfreien Nocken anfertigen zu können, werden die der Zeichnung entnommenen Erhebungswerte für jedes zweite Grad nochmals zehnfach vergrößert auf Millimeterpapier aufgetragen und eventuelle Les- oder Zeichenungenauigkeiten egalisiert. Aus der nunmehr vorliegenden Kurve, in der 1 mm Zeichnung 0,01 mm Ventilhub entspricht, lassen sich die zur Anfertigung eines Meisternockens oder zur Eingabe des Arbeitsprogramms in eine Fräsmaschine benötigten Werte genügend genau herauslesen.



Bereits bei der Konstruktion des Nockenumrisses wird deutlich, daß Flachstößel vom Nocken mit Ausnahme beim Höchsthub nie im Winkel der Ventilerhebung, sondern weit außermittig berührt werden. Der Tassenstößel muß daher im Durchmesser so gewählt werden, daß auch der größere Außenumfang des konischen Nockens noch innerhalb der Tassenstößelkontur angreift, um verschleißfreien Betrieb zu gewährleisten.
Zur Vermeidung von Kippmomenten bei zunehmender Hubstellung und um die Abmaße des Nockens in gebotenen Grenzen zu halten, ist seine Vorkröpfung in Ventilrichtung geboten. Prüfstandsläufe haben gezeigt, daß es bei ausreichend breit gewähltem Nocken genügt, diesen an der Außenseite um den Schrägwinkel zum Ventil abzudrehen. Aufwendiger, jedoch bei größeren Winkeln geboten, bleibt die parallele Vorkröpfung, die punktweise zu konstruieren ist.

zu unbrauchbaren Abmessungen und Massen führen.
In Abbildung IV/18 ist das Tragbild des konischen und vorgekröpften Nockens auf dem Tassenstößel dargestellt. Dabei wurden einerseits die Angriffspunkte am Stößel ermittelt und damit sein Außendurchmesser festgelegt, andererseits die Vorkröpfung im Zusammenhang mit dem Ventilhub punktweise konstruiert. Die sich dabei ergebende Kröpfungskurve ändert sich bei jeder Ventilerhebungskurve und muß daher von Fall zu Fall neu gefunden werden (Abb. IV/19).

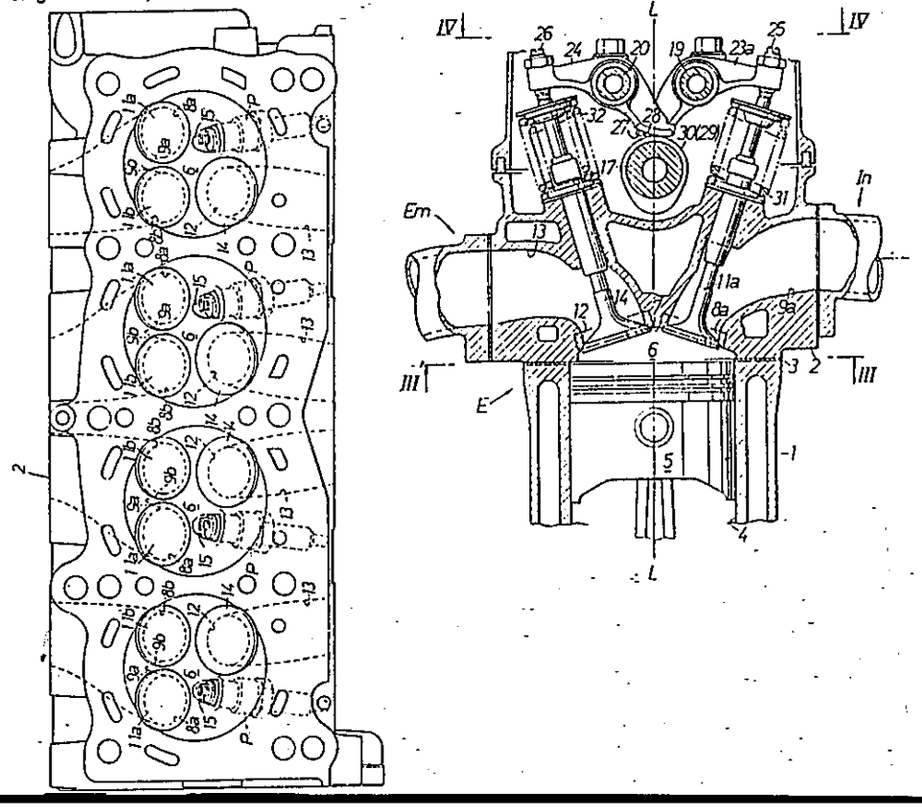
Der Radialkopf salonfähig gemacht

Die Verwendung konischer und zusätzlich vorgekröpfter Nocken eröffnet in Verbindung mit geschickter Ventilanordnung vielfältige Möglichkeiten, die Vorteile mehrerer Ventile im kalottenförmigen Brennraum zu nützen. Scheiterten bisher vielversprechende Mehrventilkonzepte an der Steuerbarkeit einzelner Ventile, erweist sich mit der nunmehrigen Gebrauchsfähigkeit von Schrägnocken dieser Bauteil als Multiplikator neuer Anwendungsbeispiele.

Ungeliebter Dreiventiler

Während der dreiventilige Dachkopf mit zwei Einlaß- und einem Auslaßventil unter ähnlich schlechten Einströmverhältnissen leidet wie der Parallelvierventiler und die Zündkerze zudem kaum in Brennraummitte angeordnet werden kann, ist aus Durchströmversuchen bekannt, daß bereits dreiventilige Radialköpfe herkömmlichen Vierventilern (Dachköpfen) deutlich überlegen sind (Abb. IV/20, Abb. IV/21).

Abb. IV/20: Im Honda-Dreiventiler wird der Platz des fehlenden vierten Ventils von der Zündkerze eingenommen. (HONDA-Patentschrift)



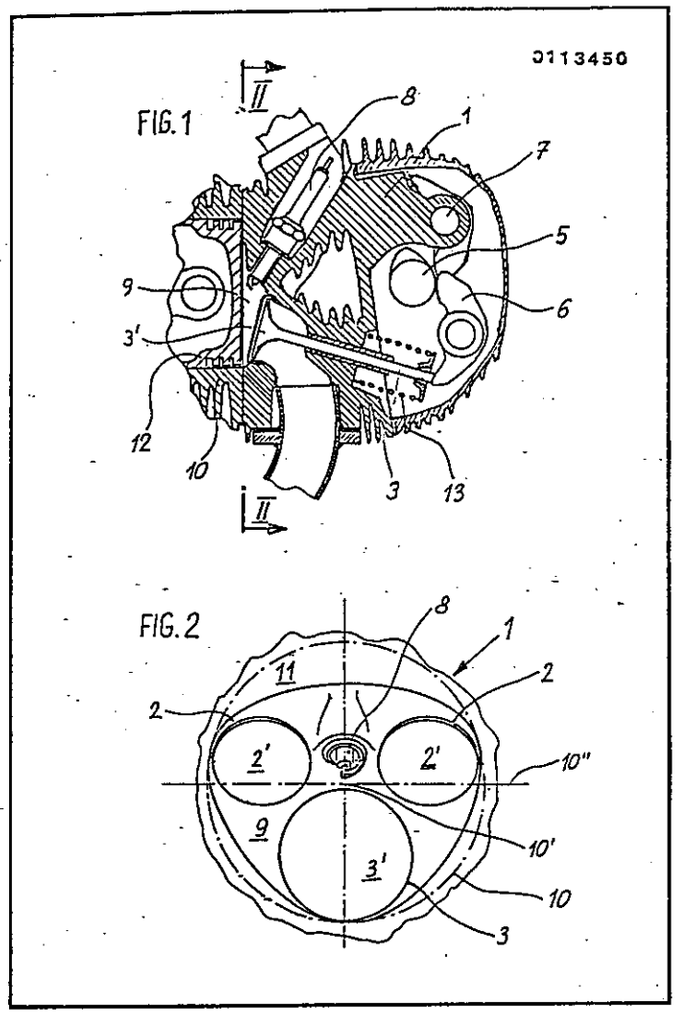
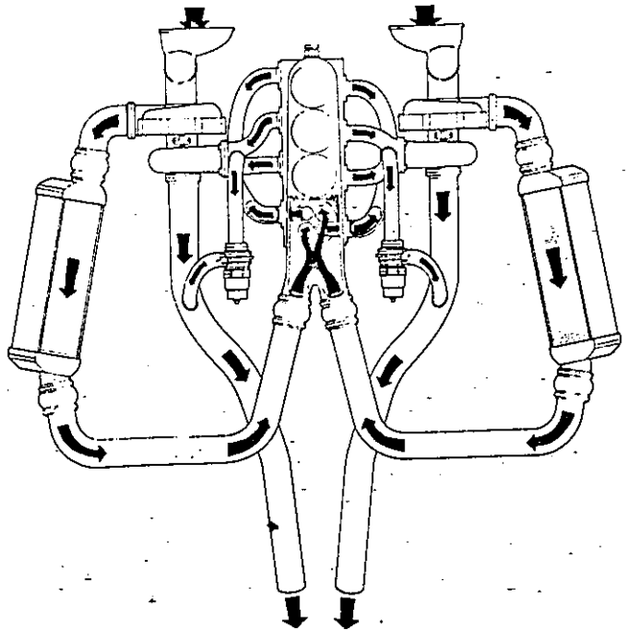


Abb. IV/21:
Die BMW-Forderung nach mittiger Zündkerzenlage drängt die kleineren Einlaßventile an die strömungshemmenden Zylinderwände. (BMW-Patentschrift)

Bei zwei zueinander geneigt angeordneten Einlaßventilen und einem Auslaßventil liegt die Zündkerze etwa in Brennraummitte. Dabei steht das Auslaßventil, von oben betrachtet, senkrecht zur Motorlängsachse; die beiden kleineren Einlaßventile reichen mit ihren Federpaketen und Tassenstößeln allerdings sehr weit in den Bereich der benachbarten Zylinder. Um also dieses Dreiventilsystem auch bei Reihenmotoren mit engen Zylinderabständen anwenden zu können, bedarf es eines einfachen Kunstgriffs:
Das durch die Ventilachsen in Draufsicht gebildete »Y«-artige Achsenkreuz wird zum benachbarten Zylinder jeweils um 180° verdreht. Es wird somit ein vierzylindriger Reihenmotor zwei Auspuffporte links und ebensoviele rechts aufweisen. Für die Einlaßkanäle können bei Fallstromführung neutrale Verhältnisse geschaffen oder ebenfalls seitlich abwechselnde Zuleitungen gewählt werden.
Im Vergleich zu herkömmlichen Quer-

Abb. IV/22:
Das Fiat/Abarth-Rezept für renntaugliche Motorleistung: Vier diametral angeordnete Ventile im Dachkopf, zwei Turbolader und Ladeluftkühlung. (Fiat-Werkzeichnung)



stromköpfen erscheint die Kanalanordnung zunächst kompliziert und verwirrend, eröffnet aber bei näherer Betrachtung ideale Voraussetzungen für die Verwendung von zwei Turboladern (vergleiche Abb. IV/22).
Mit der Wahl der Schaftlängen kann der Unterschied in den Ventilwinkeln von Ein- und Auslaßventilen dadurch wettgemacht werden, daß auf jeder Seite der Motorlängsachse zwei Ventilreihen entstehen, in die je eine Nockenwelle gelegt wird. Die dabei senkrecht zur Nockenwelle stehenden Auslaßventile werden in üblicher Weise durch einen zylindrischen Nocken über einen Tassenstößel bewegt. Für die schräg zur Nockenwelle gerichteten Einlaßventile werden Kegelnocken verwendet, deren Horizontalkräfte sich durch die symmetrische Winkelstellung der Ventile innerhalb jedes Einlaßventilpaares aufheben.
Neben der Nutzung bekannter Vorteile des kugelförmigen Brennraums wird gleichmäßige Wärmeverteilung innerhalb des Zylinderkopfes erreicht und gleichzeitig mit dem Fehlen eines zweiten Auslaßventils ein teures Bauteil eingespart – für Großserienprodukte sicherlich ein wirtschaftlicher Aspekt (Abb. IV/23).

Abb. IV/23: Durch Verdrehen der Ventilstellung benachbarter Zylinder um 180° wird der für die auseinanderstrebenden Einlaßventile notwendige Freiraum geschaffen. (Weichsler-Patentzeichnung)

Fig. 1

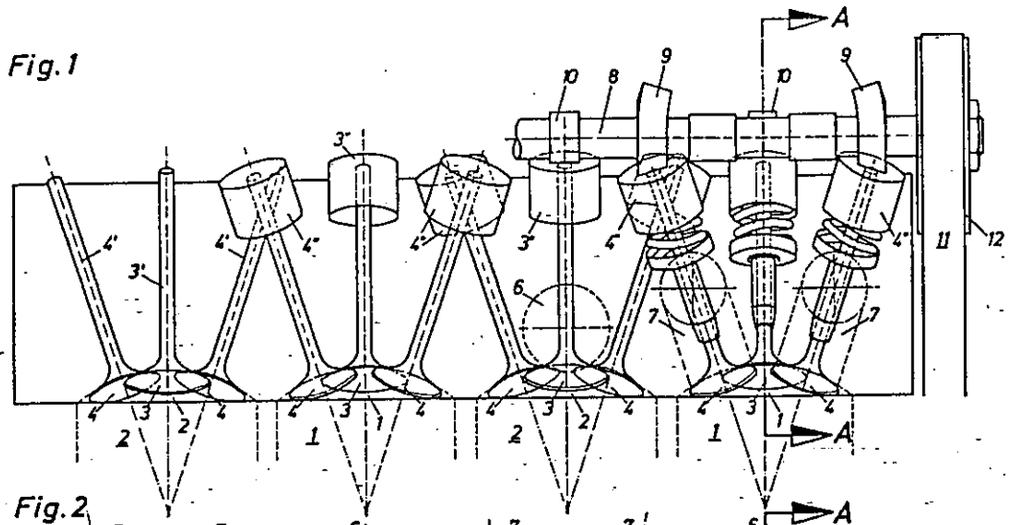


Fig. 2

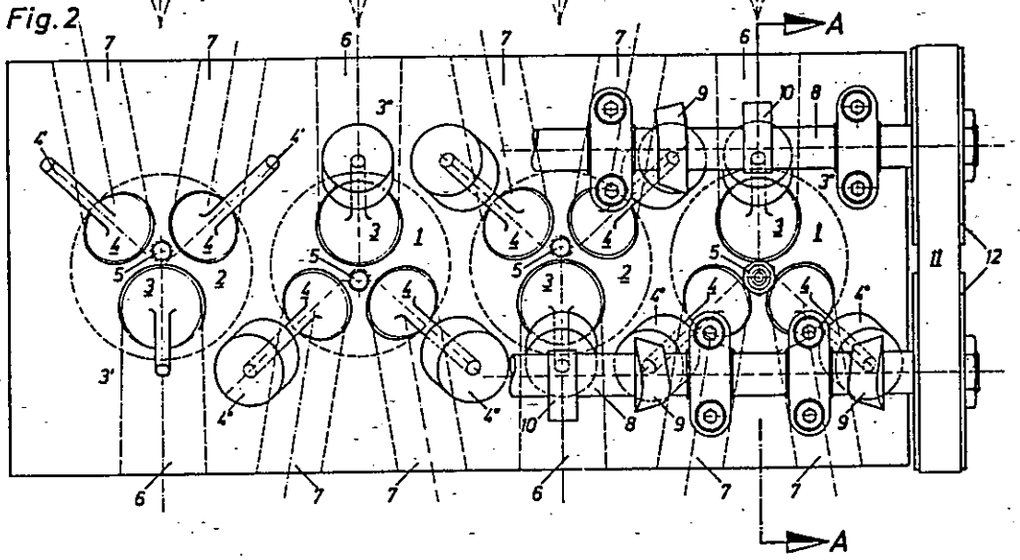
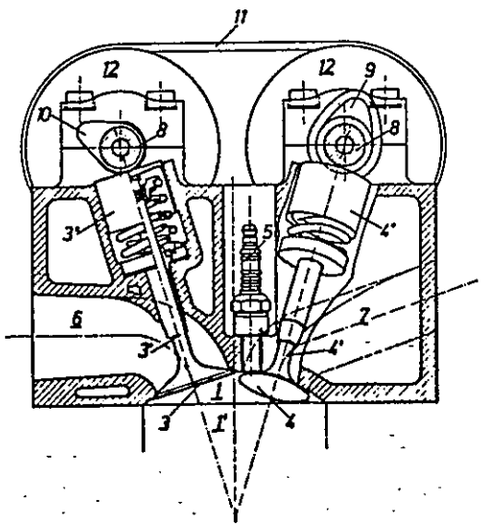


Fig. 3



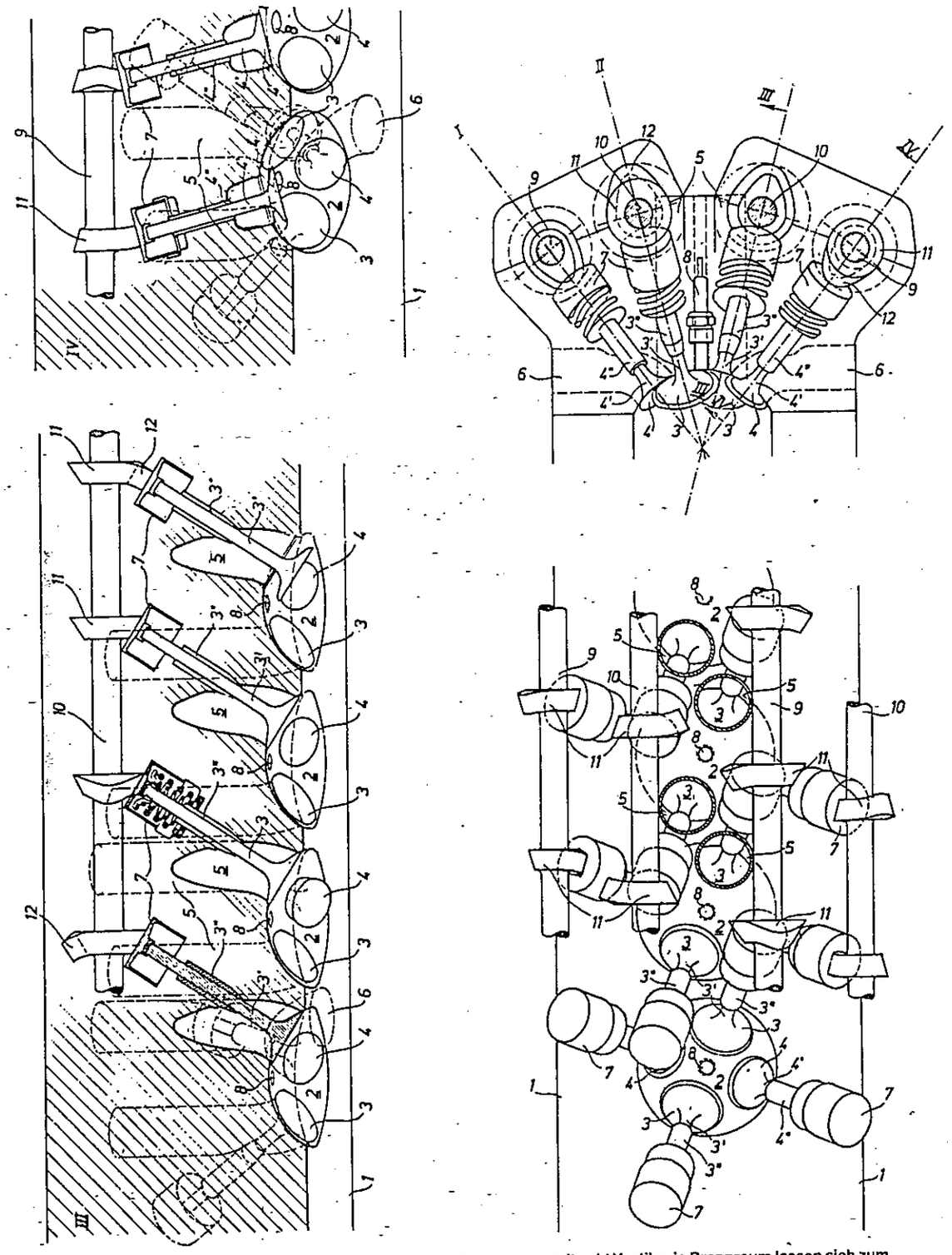


Abb. IV/24: In Anbetracht serienreifer Ovalkolbenmotoren mit acht Ventilen je Brennraum lassen sich zum Erreichen von Rekordleistungen auch vier Nockenwellen je Zylinderreihe rechtfertigen. (Weichsler-Patentzeichnung)

Viel Aufwand im radial/diametralen Reihenmotor

Erheblich mehr aber für einen Rennmotor zu rechtfertigende Aufwand bedeuten vier obenliegende Nockenwellen zur Steuerung eines radial/diametralen Vierventilers in Reihenbauweise.

Voraussetzung auf sämtliche oszillierenden Steuerungsteile zwischen Nocken und Ventilen verzichten zu können, ist die schon bekannte Ineinanderschachtelung der Ventilschäfte benachbarter Zylinder in der Form, daß von den Ventilen gleicher Funktion links und rechts der Motorlängsachse je zwei Ventilreihen gebildet werden.

Über jeder dieser Ventilreihen wird eine Welle angeordnet, deren konische und in Ventilrichtung vorgekröpfte Nocken auf Tassenstößel arbeiten. Dabei ist der Wellenlagerung wegen des einseitigen Axialschubs besondere Aufmerksamkeit zu widmen.

Die Einlaßkanäle werden in schon bekannter Weise in Fallstromrichtung geführt, während Zündfolgekrümmer links und rechts des Zylinderkopfs den Gaswechsel zusätzlich verbessern (Abb. IV/24).

V. ERREICHEN VON REKORDLEISTUNGEN AN PRAKTISCHEN BEISPIELEN

Allgemeinbetrachtung

Während einst seitengesteuerte Motoren durch den Umbau auf im Zylinderkopf hängende Ventile in ihrer Leistung wesentlich gesteigert werden konnten, weisen heutige Produkte mindestens eine obenliegende Nockenwelle auf. Zahlreiche Automotoren, vor allem aber die Antriebsquellen der meisten Motorräder, betätigen die Ventile über zwei im Zylinderkopf liegende Nockenwellen. Zudem bedienen sich viele Fahrzeughersteller zur Erreichung überdurchschnittlicher Leistungen der notwendig gewordenen Mehrventiltechnik.

Dem Kunden werden zusätzlich leistungssteigernde Umbaukits angeboten, die neben höherverdichtenden Kolben vielfach auch Nockenwellen mit größeren Steuerzeiten und vielleicht sogar noch vergrößerten Ventilen und weiteren Vergasern beinhalten.

Die damit erzielbaren PS-Zahlen reichen meist auch aus, um sich vom Durchschnitt der Markenkollegen zu unterscheiden. Für Sport- und Renneinsätze sind jedoch tiefgreifende Maßnahmen am Triebwerk notwendig, soll Erfolg den beträchtlichen Aufwand lohnen.

Große Leistungssprünge werden bei Motoren zu erreichen sein, deren Ventile von einer untenliegenden Nockenwelle über Stoßstangen und Kipphebel betätigt werden. Während sich mit diesem Steuerungssystem arbeitende Automotoren wegen des meist auch sehr antiquierten Umfelds kaum zu sportlichem Ruhm bringen lassen, bieten sich bei den Motorrädern mit den BMW-Boxern und Moto Guzzi V-Motoren zwei in ihrer Grundkonstruktion solide Tuningobjekte an. Allein durch die Reduzierung der hin- und hergehenden Steuerungsteile lassen sich höhere Drehzahlen und geringerer Verschleiß erreichen. Daß auch die inzwischen wieder populär gewordenen Enduro-Einzylinder in bezug auf Kosten und Erfolgsrisiko dankbares Betätigungsfeld eines Tuners darstellen, ist auch im Hinblick auf die meßbaren Auswirkungen einzelner Maßnahmen leicht verständlich. Die Typenvielfalt der angebotenen Fabrikate beginnt bei zweiventiligen OHC-Motoren und reicht über vierventilige Dachköpfe bis zu den mechanisch aufwendigen Radialzylinderköpfen. Es lohnt sich daher sicherlich nicht, einen Zweiventiler mit einem parallelen Vierventilkopf auszustatten, wenn er beim Markenkonkurrenten im Laden zu erhalten ist.

Vom Autor wurde daher als Alternative zu allen angebotenen Viertaktsystemen als Steigerungsmöglichkeit der vierventilige Radialkopf mit diametraler Anordnung der funktionsgleichen Ventile gewählt. Dabei sollte nicht nur die Leistungsgrenze dieses Vierventilsystems erforscht, sondern auch die bisher unbekannte Ventilsteuerung mit konischen, auf Tassenstößel wirkenden Nocken untersucht werden. Die Einlaßkanäle sollten im kompromißlosen Fallstrom geführt werden, während je ein Auslaßkanal nach vorn bzw. hinten den Zylinderkopf verläßt.

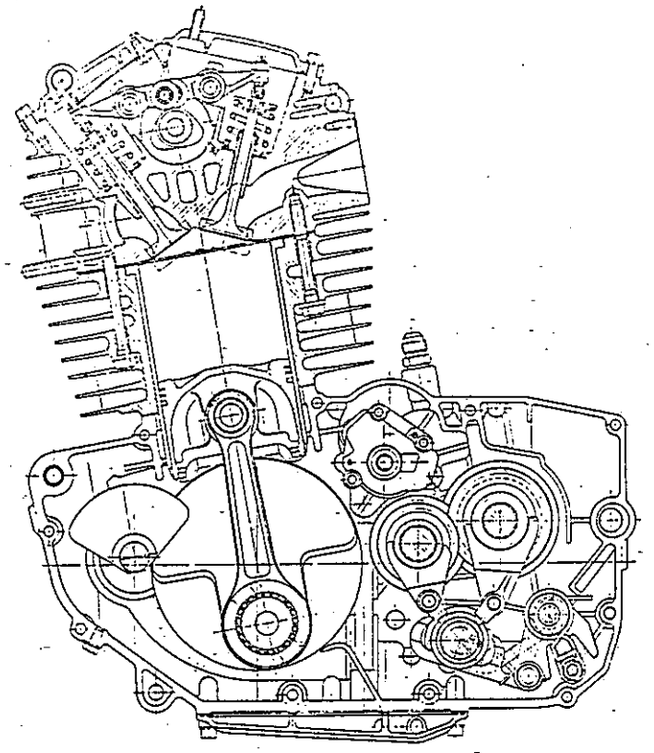


Abb. V/1:
Bombardier-Rotax Motor:
Im Originalzustand mit vier Ventilen im Dachkopf. (Rotax-Werkzeichnung)

Der Rotax-Basismotor

Als Versuchsobjekt diente der in Gunskirchen bei Wels vom österreichisch-kanadischen Motorenhersteller Bombardier-Rotax gefertigte Motorrad-Einzylinder mit annähernd 500 cm³ Hubraum (Abb. V/1).

Dieses Einzylinder-Aggregat, zu dessen Grundausstattung ein solider Kurbeltrieb, eine Ausgleichswelle und ein beispielhaftes Schmiersystem (das mit einer Spritzschnorchel auch den Kolbenboden kühlt) zählen, bringt beste Voraussetzungen für den beabsichtigten Umbau.

Der zur einfachen Nockenwelle führende Zahnriemen hat den nötigen Seitenabstand zur Motorlängsachse, um bei Beibehaltung der Riemenflucht auch die weit über die Zylinderbohrung reichenden Ventilschäfte mittels der beiden obenliegenden Nockenwellen betätigen zu können. Zudem arbeiten derartige Riemen, wenn sie vorschriftsmäßig gespannt sind, wartungsfrei und bedürfen keines sonderlich dichten Gehäuses. Schmierstoffe aus dem Motorinneren sind allerdings fernzuhalten.

Die Beibehaltung der Luftkühlung sollte außerdem den Modellbau und das Formen der Abgüsse erleichtern.

Wahl der Brennraumgeometrie und Bestimmung der Ventilgrößen

Der den Brennraum bildende Kugelabschnitt wird durch das Hub/Bohrungsverhältnis, die Wölbung des Kolbenbodens und das gewählte Verdichtungsverhältnis maßgebend beeinflußt.

Prinzipiell gilt, daß der Brennraum so kompakt, wie es die für seine Formgebung verantwortlichen Komponenten zulassen,

sein soll. Es gilt, für den von der Zündkerze ausgehenden Abbrand des Gemischs möglichst gleich lange Brennwege zu schaffen, die weder durch zu tiefe Ventiltaschen im Kolben noch durch zu starke Sichelform des Brennraums selbst behindert oder hinterschnitten sein sollen. Die Aufgabe des Konstrukteurs ist es nun, vom Verwendungszweck des Motors ausgehend, die einzelnen Kenngrößen festzulegen:

Um das für Radialköpfe günstige Hub/Bohrungsverhältnis von 0,9 zu erreichen, wird zu dem mit 81 mm vorgegebenen Hub eine 90 mm messende Bohrung gewählt. Das Mindestverdichtungsverhältnis wird mit 10:1 festgelegt und kann durch Änderung des Kolbenbodens gesteigert werden.

Um den letztendlich auch die Ventilgrößen bestimmenden Brennraumradius zu erhalten, wird zunächst das Volumen des Verbrennungsraums bestimmt, wobei von einem ebenen Kolbenboden ausgegangen wird. Die Berechnung wird zudem unter der Annahme, daß der Kolbenboden den Brennraum exakt am oberen Zylinderende begrenzt, durchgeführt.

Durch Umformen der für die Ermittlung des Verdichtungsverhältnisses geltenden Formel erhält man das Brennraumvolumen:

$$\varepsilon = \frac{V_H + V_K}{V_K}$$

$$V_K = \frac{V_H}{\varepsilon - 1}$$

ε = Verdichtungsverhältnis
V_H = Hubraum
V_K = Volumen Brennraum

In die umgeformte Gleichung für das Volumen eines Kugelabschnitts wird das errechnete Brennraumvolumen eingesetzt und daraus die Höhe der Kalotte errechnet:

$$V_K = \frac{\pi \cdot h}{6} (3r_1^2 + h^2) = \frac{\pi \cdot h^2}{3} (3r - h)$$

r_1 = halbe Zylinderbohrung

Da die Brennraumkalotte im Schnitt durch die Zylinderhochachse einen Kreisabschnitt darstellt, wird das ermittelte »h« in der Kreisabschnittformel berücksichtigt und daraus der Radius des Brennraums gezogen:

$$h = r - \sqrt{r^2 - \frac{S^2}{4}}$$

$$r = \frac{\frac{S^2}{4} + h^2}{2h}$$

s = Bohrungsdurchmesser (Abb: V/2)

Bei der vorangegangenen Berechnung für das Brennraumvolumen blieben die Ventiltaschen im Kolbenboden unberücksichtigt. Nach ihrer Festlegung (wozu Ventilgröße und Überschneidungshub bekannt sein müssen) können ihr das Verdichtungsverhältnis minderndes Volumen durch leichte Wölbung des Kolbenbodens kompensiert werden.

Nachdem der Brennraumradius errechnet wurde, müssen die Größen der Ventile und die sich daraus ergebenden Winkel für Ein- und Auslaßventile bestimmt werden. Diese Maße lassen sich am besten zeichnerisch ermitteln.

Zu diesem Zweck werden durch den gedachten Zylinderkopf in seiner Hochachse sowohl durch das Einlaßventilpaar als auch durch die beiden Auslaßventile Schnittebenen gelegt.

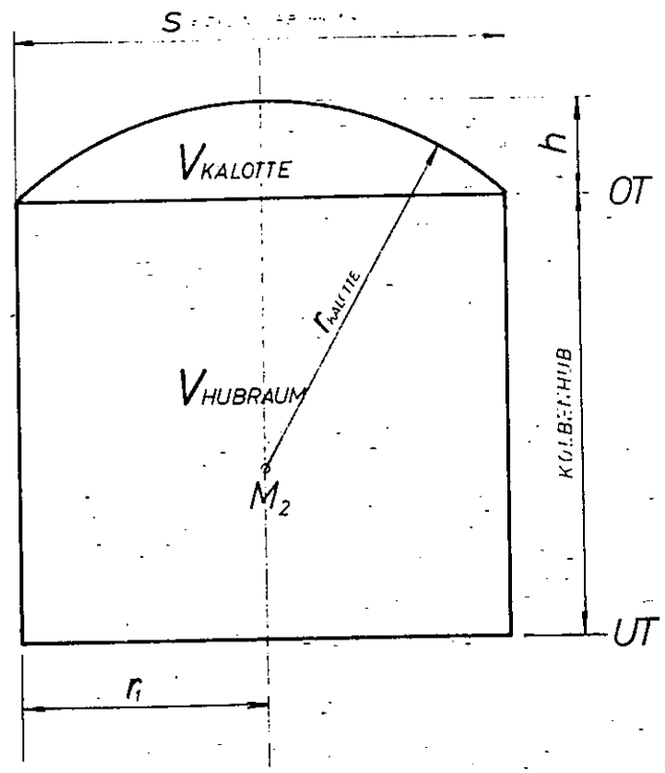


Abb. V/2:
Ermittlung des Brennraumvolumens.

Der dafür verwendete schematische Schrägriß des Zylinderkopfes dient nur als räumlicher Vorstellungsbehelf für den weiteren Konstruktionsvorgang (Abb. V/3).

Um Fehlerquellen bei der Zeichenarbeit auszuschließen, werden die einzelnen Schnittebenen

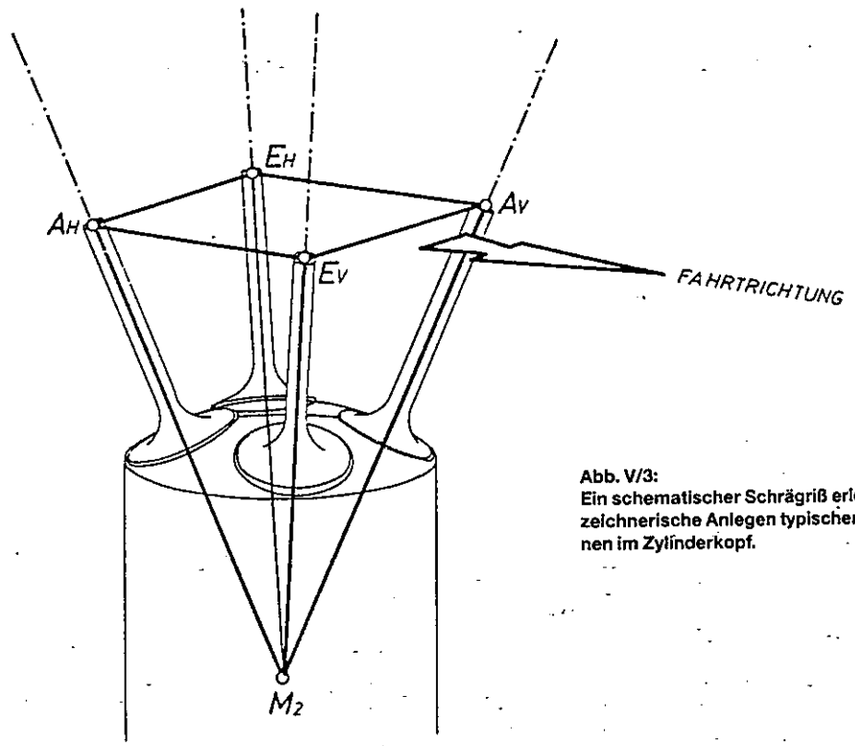


Abb. V/3:
Ein schematischer Schrägriß erleichtert das zeichnerische Anlegen typischer Schnittebenen im Zylinderkopf.

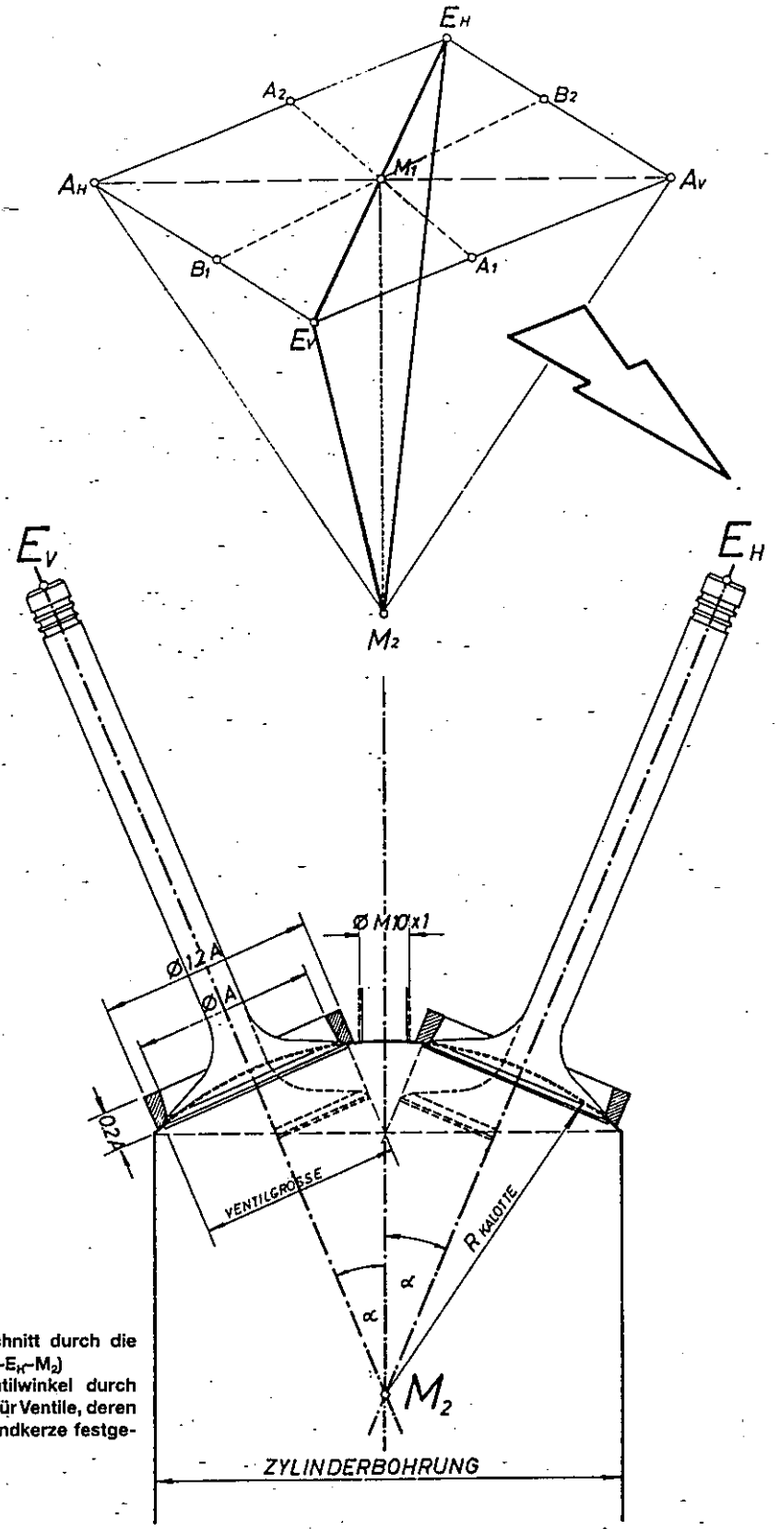


Abb. V/4: Im Schnitt durch die Einlaßventile (E_V–E_K–M_2) werden die Ventilwinkel durch den Platzbedarf für Ventile, deren Sitze und die Zündkerze festgelegt.

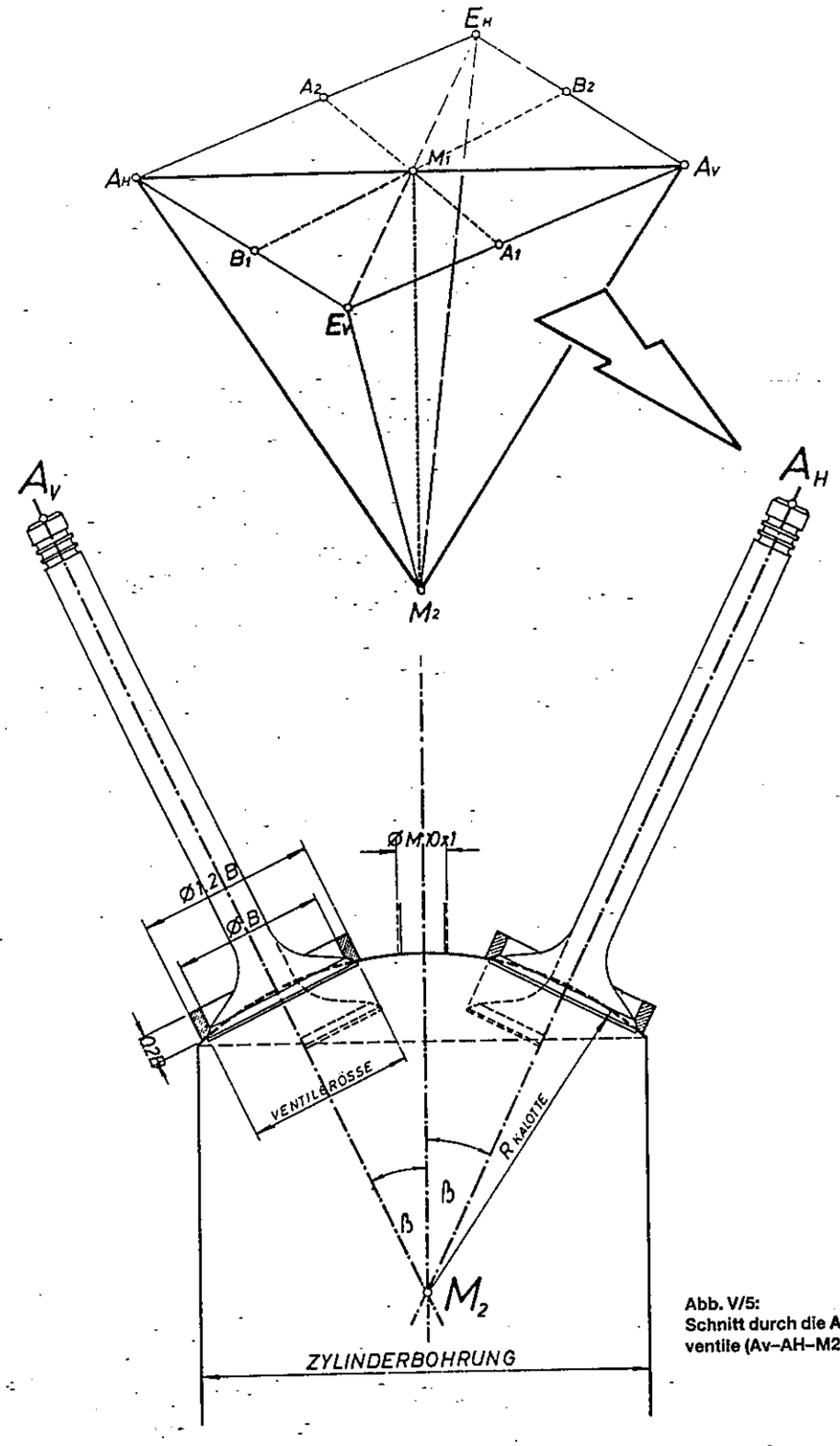


Abb. V/5: Schnitt durch die Auslaßventile (Av–AH–M2).

durch mindestens drei Bestimmungspunkte eindeutig definiert. Z. B. wird der Schnitt durch die Auslaßventile mit den Ventilschaftenden des vorderen (A_v) bzw. hinteren Ventils (A_H) in Fahrtrichtung gesehen – und dem Mittelpunkt der Brennraumkalotte M_2, der gleichzeitig den Schnittpunkt aller Ventilachsen darstellt, gebildet.

Da zunächst nur der Brennraumradius bekannt ist, wird sein Mittelpunkt an einer beliebigen Stelle der Zylinderhochachse fixiert und darüber mit dem errechneten Kalottenradius der Brennraum dargestellt. Er bildet durch die Zylinderwände links und rechts der Hochachse begrenzt über der Trennlinie zwischen Zylinder und Kopf einen Kreisabschnitt; in dem gilt es, die zur Erreichung optimaler Gaswechselvorgänge größtmöglichen Ventile unterzubringen. Dazu wird zunächst der Platzbedarf für die Zündkerze festgelegt. Diese sollte unbedingt im Kreisscheitel, also in Brennraummitte, liegen und mit 10 mm Gewindedurchmesser so klein wie möglich gewählt werden, damit sie keine unnötige Einschränkung der Ventilgröße darstellt.

Der zwischen Kerzengewinde und Zylinderwand verbleibende Kreisabschnitt wird halbiert, und die so erhaltene Winkelsymmetrale durch den Brennraummittelpunkt M_2 bildet bereits die Ventilachse.

Sie schließt mit der Zylinderachse den Winkel ein, der nunmehr als Einlaßventilwinkel gilt. Links und rechts der Ventilachse wird die Hälfte der möglichen oder gewünschten Ventilgröße aufgetragen, wobei zu berücksichtigen ist, daß die notwendigen Ventilsitzringe mit ihrem etwa 20 % über dem Kanaldurchmesser liegenden Außenmaß 1–2 mm von der Zylinderwand bzw. der Kerzenbohrung entfernt bleiben sollen.

Nur bei ausgesprochenen Rennmotoren wird man die Sitzringe in den Bereich der Zylinderkopfdichtfläche ragen lassen, um kompromißlos große Ventile einbauen zu können (Abb. V/4).

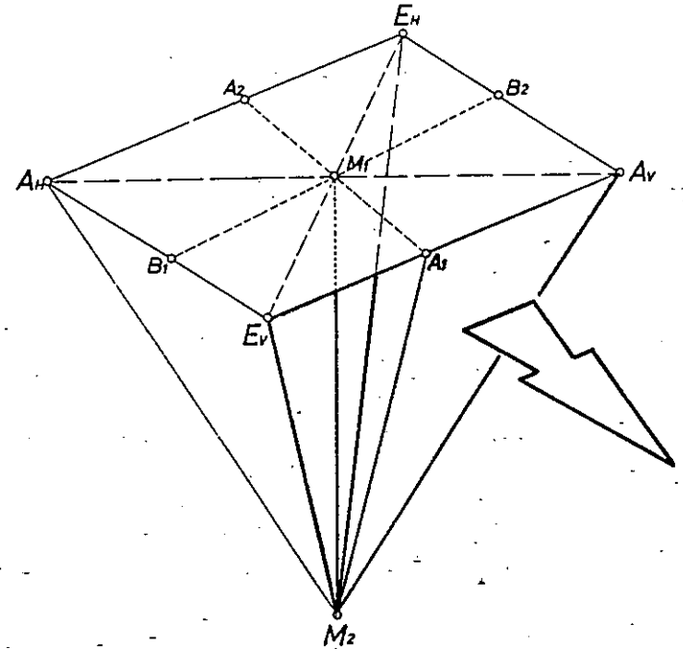
Bei der Ermittlung des Auslaßventilwinkels ist von einer 20–25 % unter dem Einlaßventildurchmesser liegender Auslaßventilgröße auszugehen. Der Ventilteller wird unter Berücksichtigung der Sitzstärke von der Brennraumperipherie ausgehend gegen die Kerzenbohrung hin aufgetragen. Die durch die Tellermitte und den Punkt M_2 führende Ventilachse ergibt mit der Zylinderachse den gesuchten Ventilwinkel (β) (Abb. V/5).

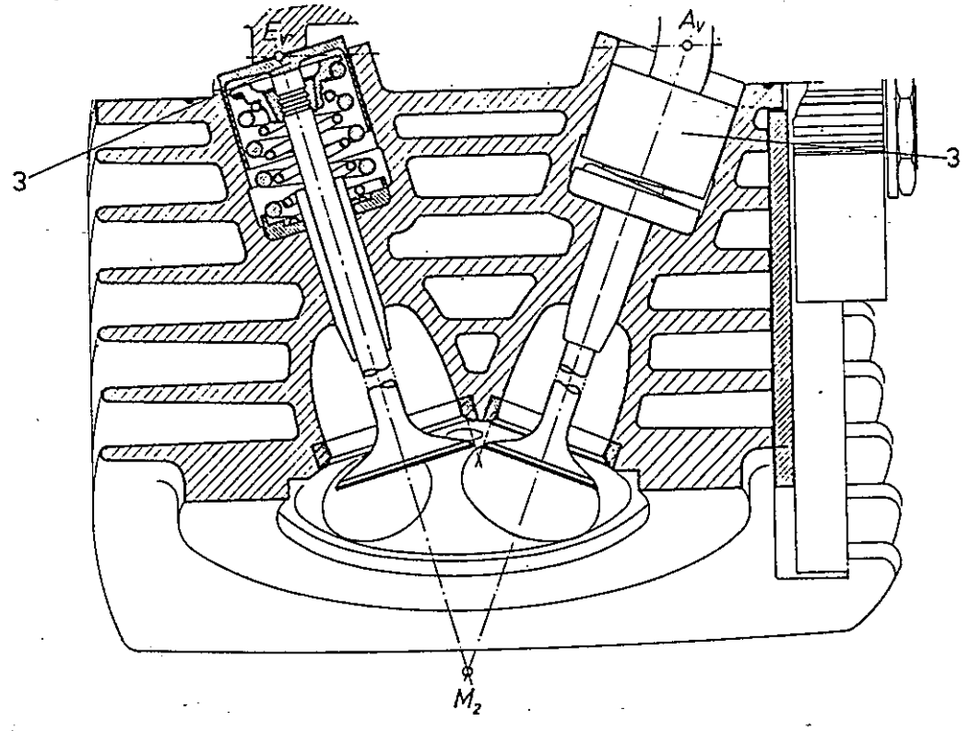
Nun gilt es zu überprüfen, ob für die ermittelten Ventilgrößen auch in der Phase der Ventilüberschneidung, wenn sich Ein- und Auslaßventile durch die radiale Anordnung stark nähern, noch ausreichend Platz vorhanden ist. Je nach Ventilerhebungskurve und gewähltem Steuerungsdiagramm können die Ventile im OT mehrere Millimeter geöffnet sein.

In die durch die Ventilschaftenden von je einem Ein- und Auslaßventil bzw. dem Brennraummittelpunkt gebildeten Schnittebene (E_v–A_v–M_2) werden die Ventile in der zu überprüfenden Hubstellung eingezeichnet. Dabei ist darauf zu achten, daß zwischen den angenäherten Ventiltellern ein ca. 2 mm messender Sicherheitsabstand verbleibt, um im Falle Ventilflatterns ein Berühren der Ventile zu verhindern (Abb. V/6).

▶

Abb. V/6: Der Schnitt durch die Ventile unterschiedlicher Funktion (E_v–Av–M2) gibt Aufschluß über den Sicherheitsabstand der beiden Ventilteller zum Zeitpunkt der Überschneidung.



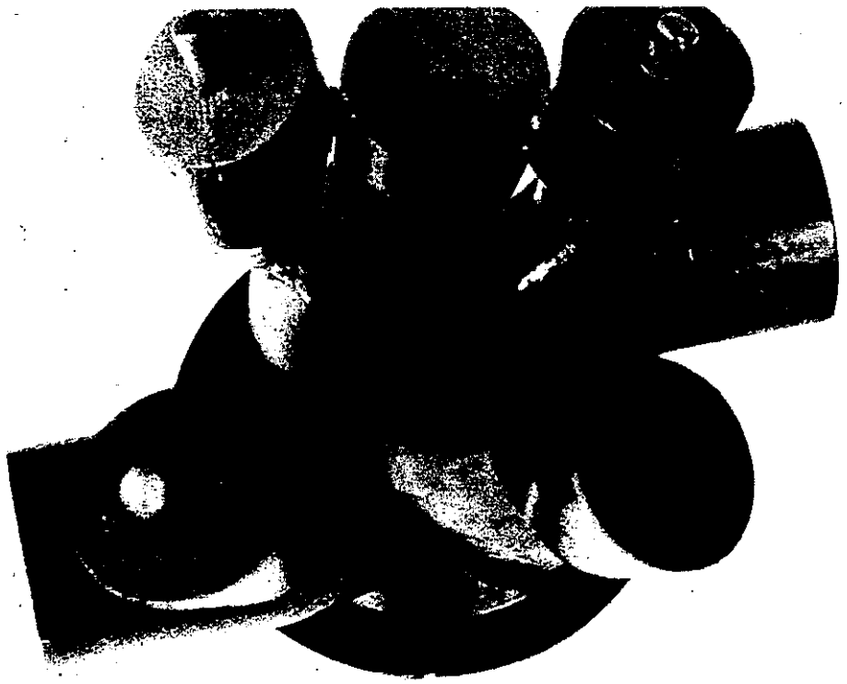


Konstruktion des Grundkörpers

Mit der Brennraumkalotte, den Größen der Ventile und ihren Winkeln sind alle Bestimmungsstücke bekannt, die zur Festlegung des Zylinderkopf-Grundkörpers erforderlich sind. Es gilt nun, jenen konstruktiven Kompromiß zu finden, der die leistungsbestimmenden Bauteile in das durch etliche Zwangspunkte enge Korsett des Platzangebots unterzubringen. Durch die auf der Steuerseite vorgegebene Riemenflucht wird nicht nur die Länge der über die Zylinderbohrung ragenden Ventilschäfte beschränkt, sondern auch die Einlaßkanalführung maßgeblich beeinflußt.

Um das räumliche Vorstellungsvermögen zu unterstützen, kann ein Grundkörpermodell eine ausgezeichnete Hilfestellung bieten. Dabei genügt es, in den hölzernen Kugelabschnitt des Verbrennungsraums die vier Ventilachsen einzubohren und über die durch Spindeln simulierten Ventilschäfte jene Drehteile, die Ventilführungen, Federpakete und Kanäle darstellen, zu schieben. Durch Verdrehen der einzelnen Kegelteile um die Ventilachsen können unter bestmöglicher Ausnutzung des Raumangebotes optimale Kanalführung und brauchbare Montage-Zugänglichkeit gefunden werden (Abb. V/7).

Abb. V/7: Die Anfertigung eines Holzmodells vom Grundkörper des Zylinderkopfes unterstützt das räumliche Vorstellungsvermögen. Dabei werden die simulierten Kanäle und Federpakete um die Ventilspindel drehbar gelagert, um das Platzangebot zu überprüfen und die Teilungsebenen des Modelles festzulegen.



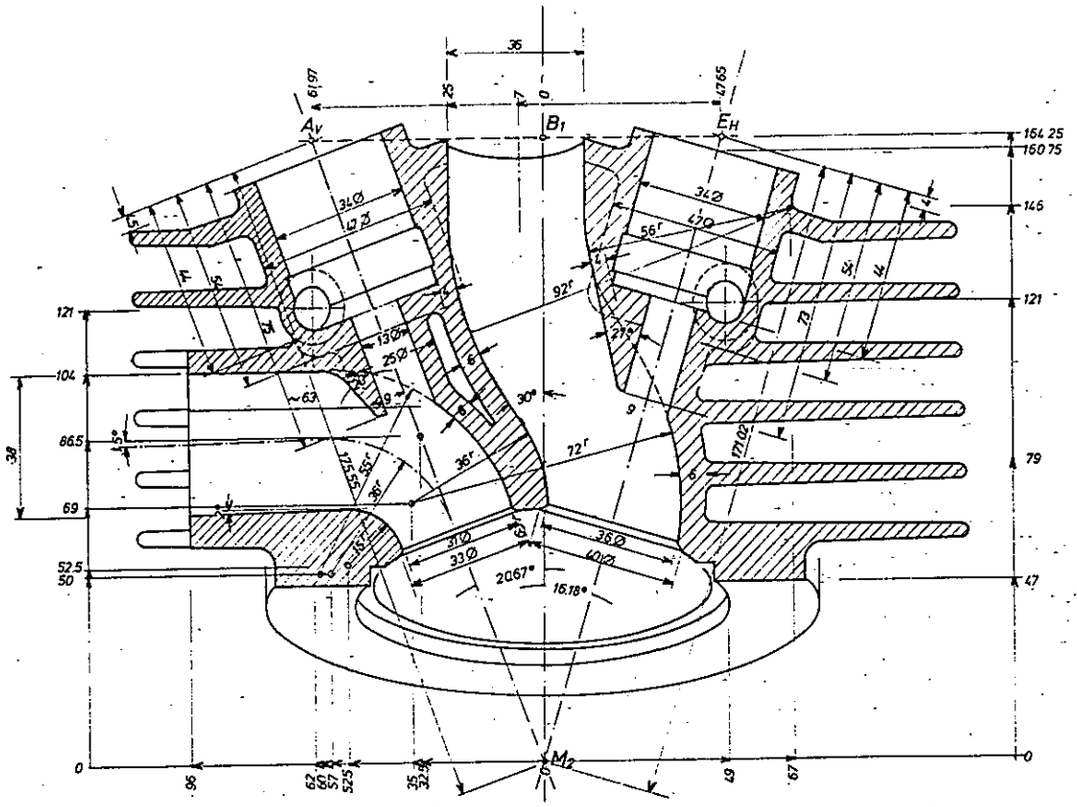


Abb. V/8: Kanalführung und Wandstärken werden im Schnitt A_V–E_H–M_2 bestimmt.

Außerdem sollte zu diesem Zeitpunkt bereits auf den Modellbau, insbesondere die Teilung der Gußformen und das Einlegen der Kerne für die Ein- und Auslaßkanäle, Rücksicht genommen werden. Da Luftkühlung durch die Verwendung des Originalzylinders vorgegeben ist, muß bei der Teilung des Modells zudem auf die Konizität der Kühlrippen Rücksicht genommen werden.

Im Grundriß des Zylinderkopfs werden über das Achsenkreuz der Ventilspindeln die beiden Nockenwellen gelegt, deren Achsabstand im Schnitt A_V–E_H–M_2 ermittelt wird. Dieser Schnitt gibt auch Aufschluß über die Kanalführung und stellt gleichzeitig eine der drei Teilungsebenen des Modells dar (Abb. V/8).

Während die Ermittlung der Ventilwinkel zeichnerisch erfolgen kann, erfordert das Erlangen der wahren (unverzerrten) Abstände der die Schnittebene bestimmenden Punkte trigonometrische Kenntnisse. Das deshalb, weil zeichnerische Genauigkeit für die Ermittlung der Nockenkonizität nicht ausreicht, um verschleißarmes Zusammenspiel zwischen Nocken und Tassenstößel zu garantieren.

Der Grundriß wird nun durch die Lage der Ein- und Auslaßkanäle ergänzt. Ebenso werden Tassenstößel und Nocken, deren Lage im Schnitt E_V–A_V–M_1 gefunden wur-

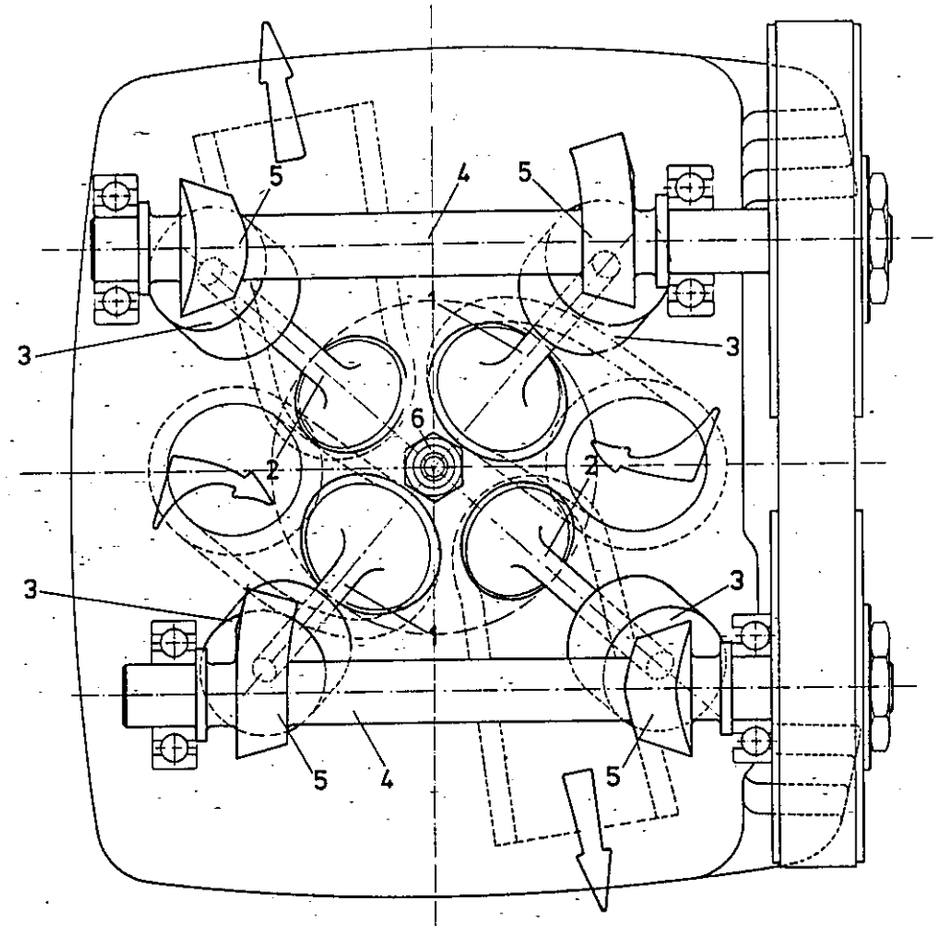
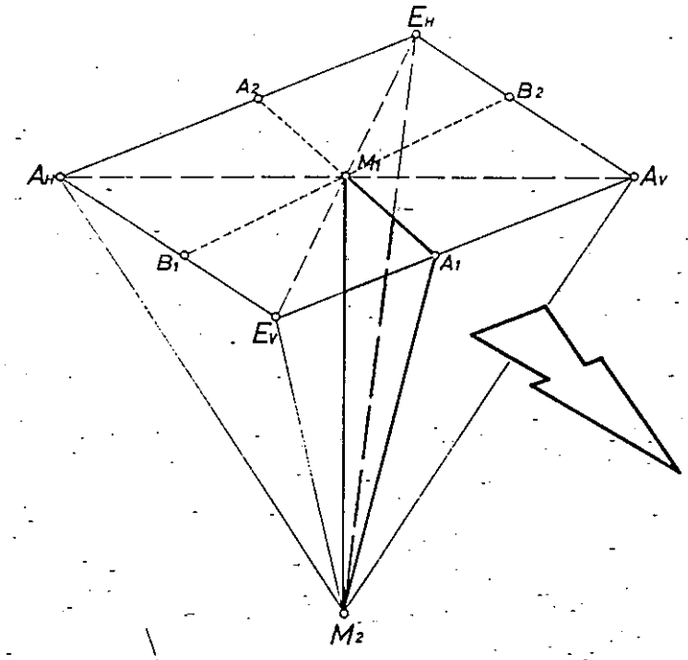


Abb. V/9: Draufsicht des Zylinderkopfs.

de, eingezeichnet und schließlich die mit der obersten Zylinderkühlrippe koordinierende Kontur des Zylinderkopfs dargestellt (Abb. V/9).
Ein eigener Längsschnitt durch den Grundkörper (A_1–A_2–M_2) erlaubt die Aufteilung der Kühlrippen und offenbart die Möglichkeit, Kühlluft zwischen den Ventilspindeln der Kerze zuzuleiten. Damit wird nicht nur von jenem thermisch hoch belasteten Bauteil Wärme abgeführt, sondern auch die gesamte Kugelkalotte und die Auslaßkanäle vorbildlich gekühlt (Abb. V/10).
Außerdem gibt dieser Schnitt Aufschluß über die Platzverhältnisse im Nockenwellengehäuse, das als eigenes teilbares Bauteil hergestellt wird.



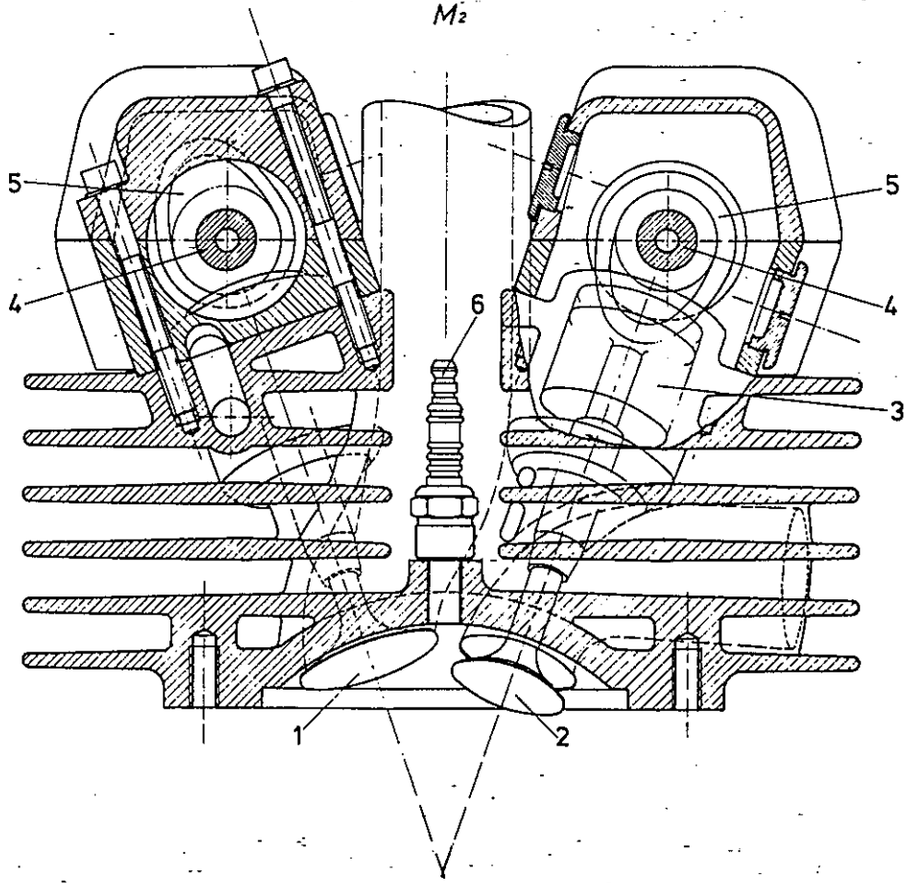


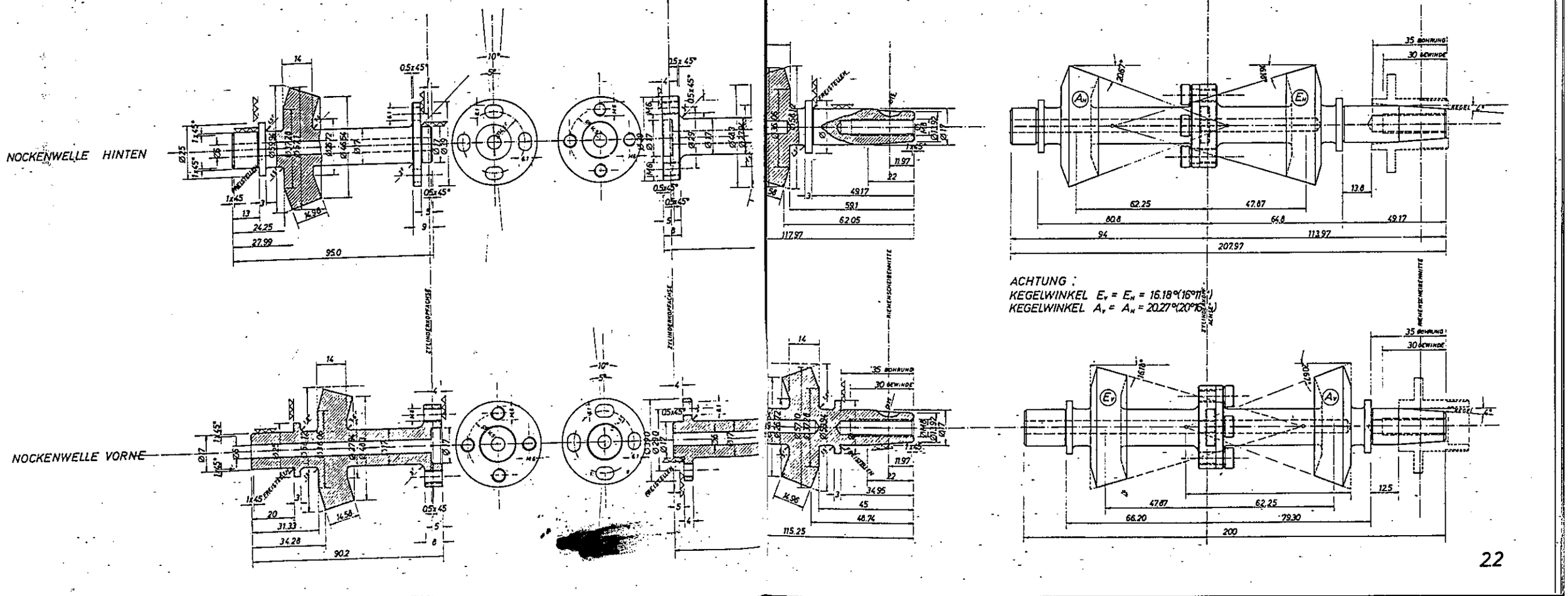
Abb. V/10: Zylinderkopflängsschnitt:
Vier radial ausgerichtete Ventile ermöglichen den Luftdurchtritt in Zylinderkopfmitte.

Herstellung der Nockenwellen

Wegen der unterschiedlichen Ventilwinkel von Ein- und Auslaßventilen schließen auch die Ventilschäfte mit der Nockenwellenachse verschiedene Winkel ein. Es sind daher auch bei Verwendung der gleichen Ventilerhebungskurve beide Nocken gesondert zu konstruieren und herzustellen. Dabei ist bereits bei der Entscheidung, ob Nocken und deren Wellen aus einem Stück oder Einzelnocken auf einer eigenen Welle aufgekeilt werden sollen, darauf zu achten, daß der Wellendurchmesser so klein, wie es die Lagerabstände noch zulassen, gewählt wird.
Das deshalb, weil besonders bei den Auslaßventilen die Schrägstellung des Ventils zur Nockenwelle größer als bei den Einlaßventilen ist und sich der Tassenstößel am Nockengrundkreis der Welle sehr stark nähert. Es ist zu beachten, daß zwischen Stößel und Welle an der angenäherten Stelle mindestens 1,5 mm Freistellung verbleiben, um künftiges Nachstellen des Ventilspiels zu ermöglichen. Dem Zusammenspiel Nocken–Tassenstößel ist äußerste konstruktive Sorgfalt zu widmen. Der Nocken soll in seinem Grundkreis gerade so groß gewählt werden, daß er bei ca. 1 mm außermittiger Lage am Stößel einerseits den geforderten Abstand zur Nockenwelle gewährleistet und zum anderen sichergestellt ist, daß das Tragbild des Nockens vollends am Tassenstößel verbleibt.

Man kann die Vorkröpfung des Nockens punktweise konstruieren oder den Nokkenrohling um den vollen Kröpfungswinkel vordrehen. In diesem Fall ist es notwendig, den Nocken stärker außermittig arbeiten zu lassen, um das Mitdrehen des Tassenstößels zu garantieren.
Um beim gegenständlichen Motor die Möglichkeit zur Änderung des Steuerdiagramms sicherzustellen, wird die Nockenwelle geteilt und in ihrer Mitte mit Langlöchern, die ein Verdrehen der Wellenhälften um ca. 10° zulassen, wieder miteinander verschraubt. Damit ist eine ausreichend sichere Verbindung hergestellt und die Variierbarkeit der Spreizung (d. i der Winkelabstand zwischen größter Hubstellung der beiden Nocken im OT) ohne Wellenausbau gewährleistet (Abb. V/11). Als Material wird Vergütungsstahl (41 Cr Mo 4) vorgeschlagen, der sich nach Fertigbearbeitung von Welle und Nocken im Nitrierverfahren ausreichend oberflächenhärten läßt und mit dem verwendeten Alfa Romeo-Tassenstößel verschleißfrei zusammenarbeitet.
Ob sich konische Nocken mit dem im gegenständlichen Versuch benötigten

Abb. V/11: Nockenwellenzeichnung für den Dreher.
Bei größeren Stückzahlen sollten im Hinblick auf Bearbeitungszeiten und Materialaufwand die Nocken einzeln gefertigt und auf der glatten Welle aufgekeilt werden.



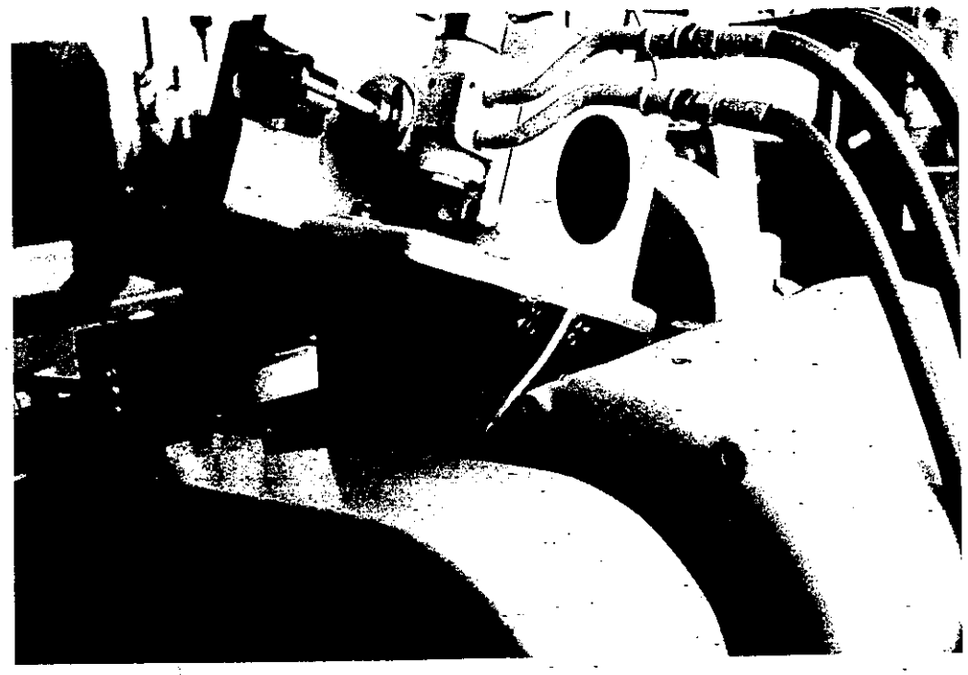


Abb. V/12:
Adaption der Nockenschleifmaschine:
Unter der Abziehvorrichtung für die Schleifscheibe wird ein dem geforderten Schrägschliff entsprechender Winkel montiert.

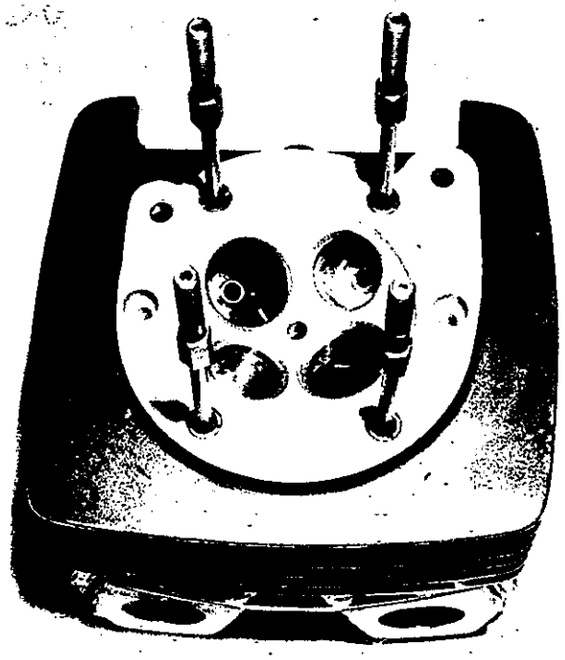
Abb. V/13:
Einstellen der Steuerzeiten mittels Gradscheibe und Meßuhr.

Schrägschliff auch von einer nach der Selbstbauanleitung im Band I beschriebenen Vorrichtung herstellen lassen, wurde nicht überprüft. Vielmehr wird die Abziehvorrichtung der Schleifscheibe einer Nokkenschleifmaschine auf einer im Winkel verstellbaren Platte montiert, sodaß die Scheibe stets im geforderten Schrägwinkel abgezogen werden kann (Abb. V/12).
Von der Umrüstzeit der Maschine abgesehen, können Nocken auf diese Weise rasch und mit großer Genauigkeit hergestellt werden. Vor allem bereitet der Nokkenschliff bei mehreren auf einer Welle befindlichen Nocken keine Platzprobleme, da die Bearbeitung parallel zur Wellenachse erfolgt.
Sollte jedoch keine spezifische Schleifmaschine zur Verfügung stehen, wird an späterer Stelle ein Bearbeitungsverfahren beschrieben, das zwar zeitraubender, jedoch genauso zielführend, allerdings nur für die Anfertigung von Einzelnocken geeignet ist. Bei allen Herstellungsarten ist jedoch dem Umstand Rechnung zu tragen, daß sich der Nockenhub durch die Schrägstellung zum Ventil verkürzt. Die Erhebungskurve ist, sollte das Erreichen des vollen Hubes angestrebt werden, vorher umzurechnen und bereits beim Meisternocken zu berücksichtigen bzw. im Falle der Einzelfertigung auf der Fräsmaschine entsprechend einzugeben (Abb. V/13).

Zylinder und Kolben

Obwohl am Originalzylinder etliche Änderungen notwendig sind, wird aus Kostengründen kein eigenes Bauteil gefertigt. Aus einem Gußrohling wird vielmehr eine neue Zylinderlaufbuchse, die gegen den Zylinderkopf mit einem Flammsteg dichtet, gedreht, eingeschrumpft und innen schließlich auf Nennmaß gebohrt und gehont.
Der Zylinderfuß wird für die Zugänglichkeit zu den Zugankern, (Abb. V/14) die Kopf und Zylinder mit dem Kurbelgehäuse verspannen, über dem Flanschbereich freigedreht. In die dabei zerspanten Ölrückflußbohrungen wird ein Rohr eingeklebt,

Abb. V/14: Lange Zuganker reichem vom Zylinderkopf durch den Zylinder bis in das Kurbelgehäuse.



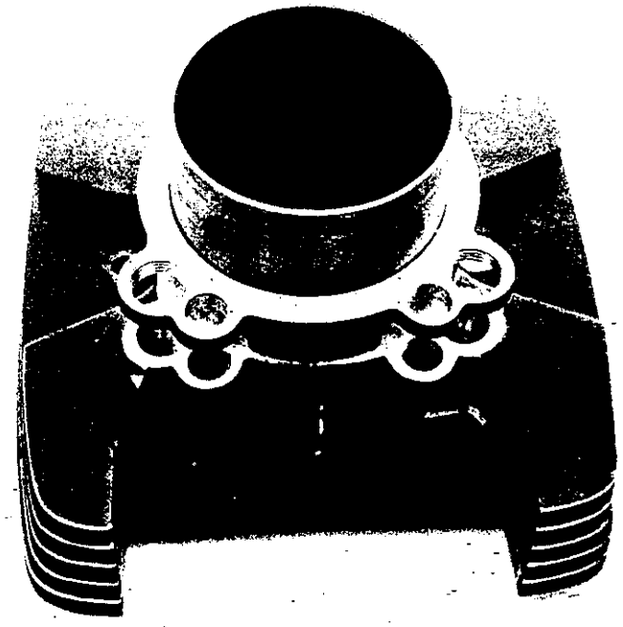
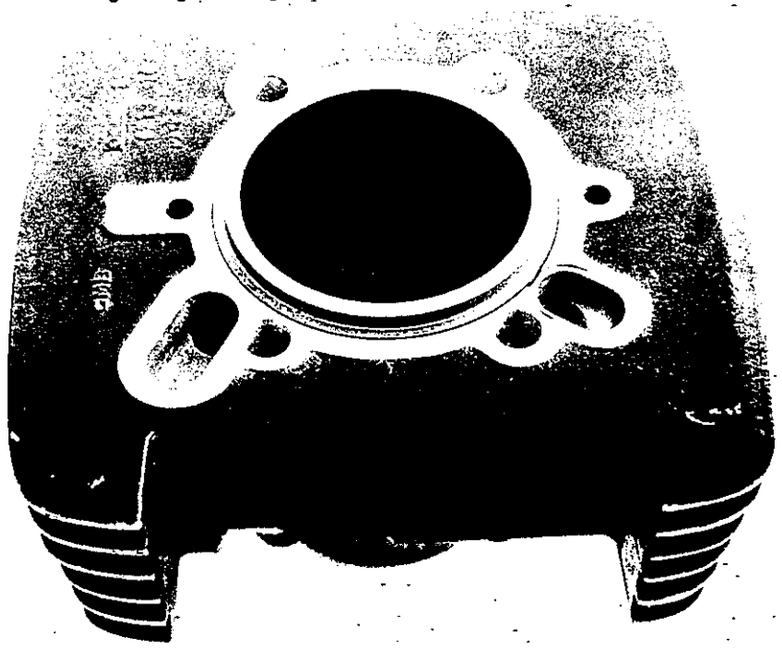


Abb. V/15:
Der Zylinderhals muß zum Anziehen der Zuganker freigedreht werden.

um ihre Funktion aufrechtzuerhalten (Abb. V/15).
Während als Zylinderfußdichtung die originale Papierdichtung weiterverwendet werden kann, müssen um die ovalen Sammeltaschen für das aus dem Zylinderkopf abfließende Öl O-Ring-Nuten eingearbeitet werden (Abb. V/16).
In die Kolbenzeichnung werden jene Abmessungen vom Originalteil übernommen, die durch den Umbau unverändert bleiben: Nennmaß der Zylinderbohrung, Kolbenbolzendurchmesser und Abstand Kolbenbolzenachse zu Kolbenunterkante.

Abb. V/16: Die eingezogene Gußbuchse erhält gegen Einsinken einen Bund. Im Bereich der Ölrückflüsse werden zur Dichtung O-Ringnuten eingestochen.



Wesentliche Angaben zur Anfertigung bilden neben der Gesamthöhe und dem Wölbungsradius des Kolbenbodens die Ventilwinkel sowie Größe und Tiefe der Ventiltaschen. In der Darstellung des Kolbenbodens (Draufsicht) ist das Achsenkreuz der beiden Ventilachsen in seiner Winkelstellung zur Motorlängsachse unbedingt anzugeben. Bei der Bemessung der Ventiltaschen ist darauf zu achten, daß die Ventile zum Zeitpunkt ihrer Überschneidung im OT sowohl im Durchmesser als auch im Hub mindestens 1,5 mm freigestellt bleiben (Abb. V/17).

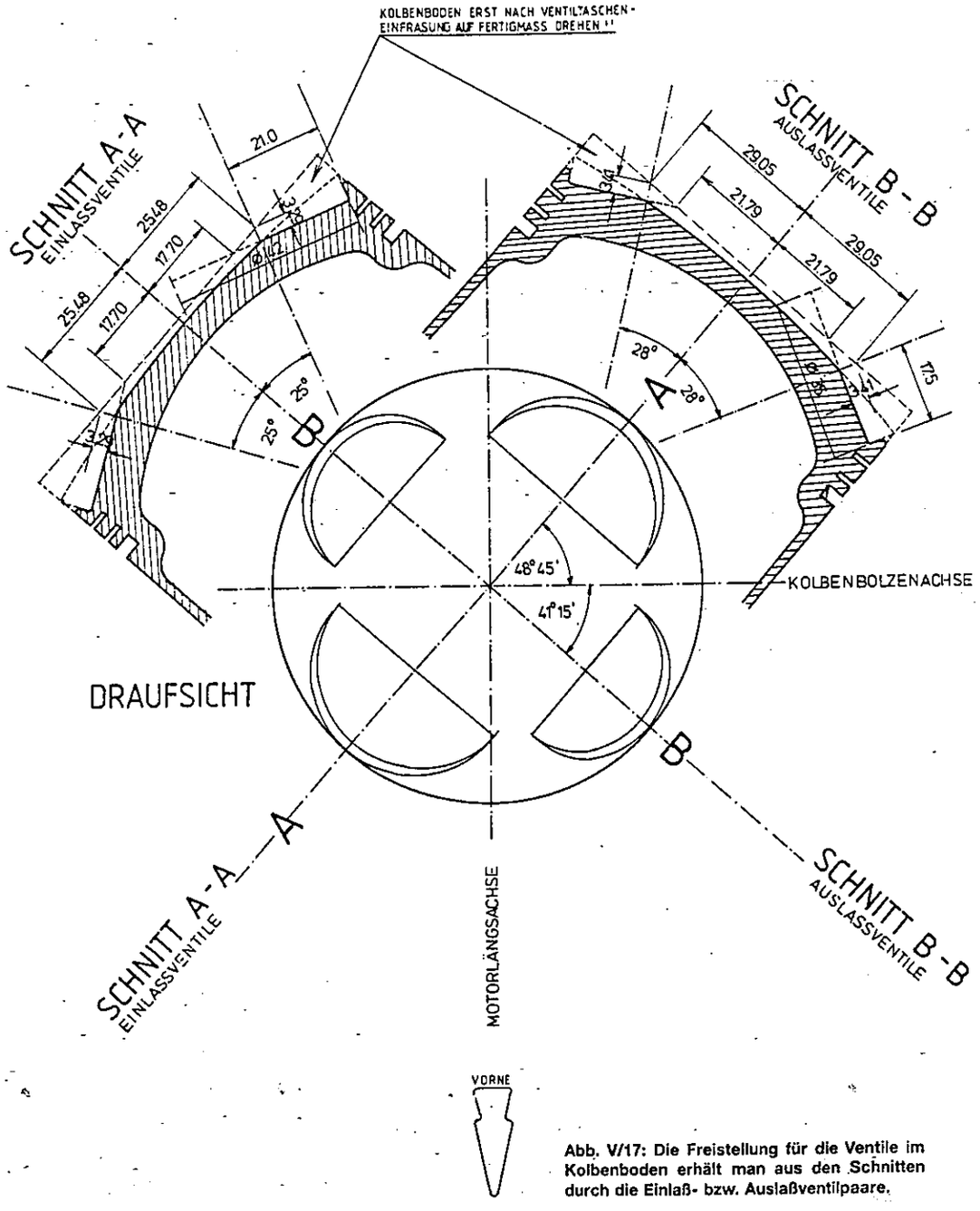


Abb. V/17: Die Freistellung für die Ventile im Kolbenboden erhält man aus den Schnitten durch die Einlaß- bzw. Auslaßventilpaare.

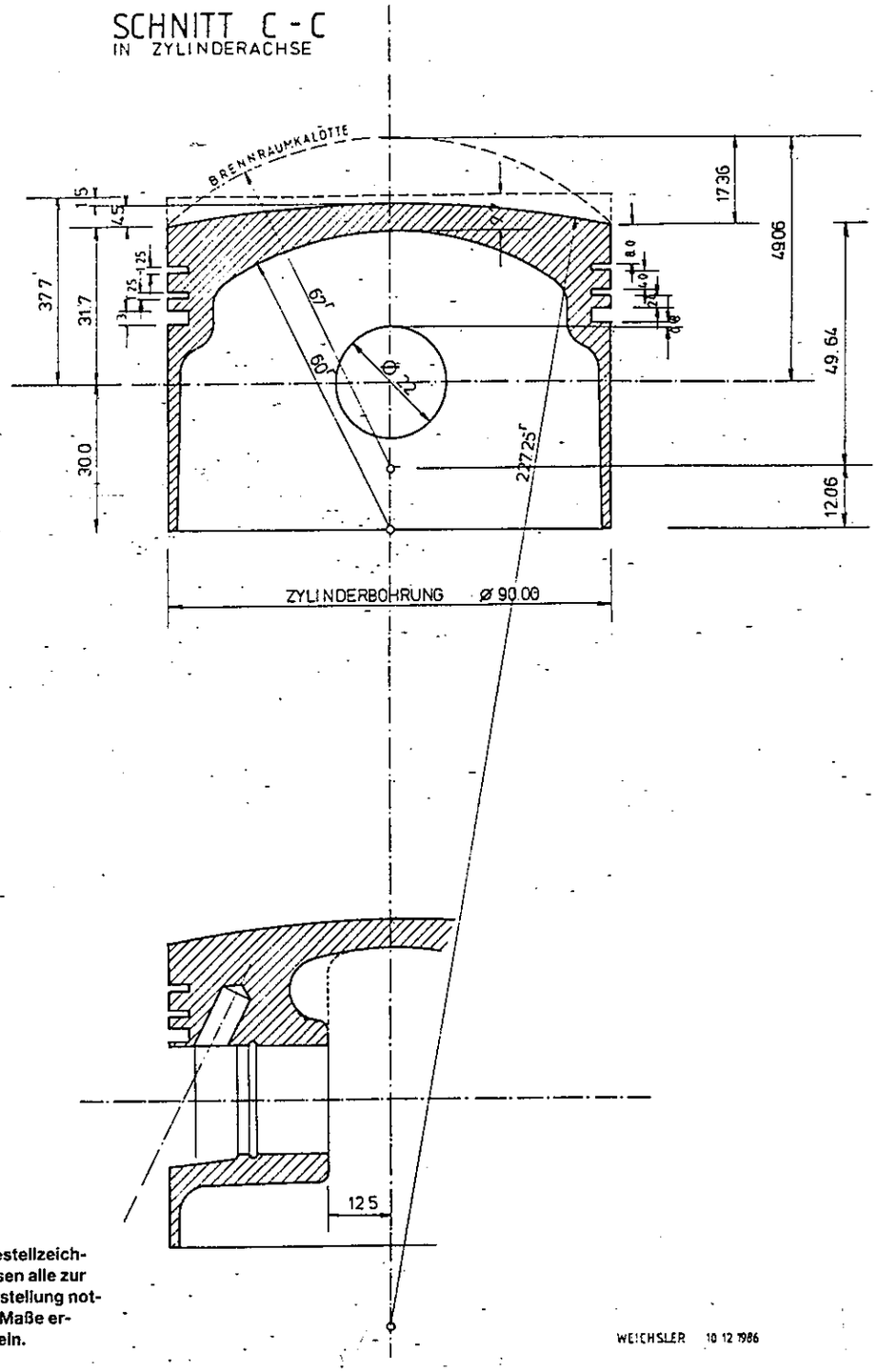


Abb. V/18:
Aus der Bestellzeichnung müssen alle zur Kolbenherstellung notwendigen Maße ersichtlich sein.

Schließlich müssen dem Kolbenhersteller noch das Material der Zylinderlauffläche und die Art der Kühlung bekanntgegeben werden.
Die Wahl der Kolbenlegierung und der Kolbenringtyp kann dem Hersteller überlassen werden.
Mit Helmut Wahl (Gartenstraße 57/1, D-7012 Fellbach/Stuttgart) kann ein gewissenhafter Hersteller empfohlen werden, der Mahle-Schmiederohlinge verarbeitet, die in zahllosen Sport- und Rennmotoren verwendet werden (Abb. V/18).

Ventile, – Führungen und Sitze

Die Hauptabmessungen dieser Bauteile, deren Einbautoleranzen und die zu verwendenden Materialien werden im Band I ausführlich behandelt.
Da sich eine fabriksmäßige Anfertigung der Ventile, Federkeile und Federteller bei zu geringer Stückzahl nicht rentiert, wird empfohlen, auf Großserienbauteile auszuweichen. Zu beachten bleibt, daß die gesuchten Ventile neben den geforderten Tellerdurchmesser, der Schaftstärke und dem Abstand Ventilsitz zu Federtellerkerben unbedingt verchromte Schäfte aufweisen sollten. Die Auslaßventile sollen im Sitz zudem gepanzert sein und das Tellermaterial aus antimagnetischem Chrom-Nickelstahl bestehen. Neben zahlreichen BMW-Originalventilen eignen sich vor allem jene, die in den Klöckner-Humbold-Deutz-Dieselmotoren verwendet werden. Wegen ihrer langen Schäfte lassen sie sich universell verwenden, allerdings ist nachträgliches Eindrehen der Federkeilkerben notwendig.
Die bei Großserienventilen übliche Materialanhäufung im Übergang von Schaft zu Ventilsitz wird im Hinblick auf optimale Strömungsverhältnisse und geringe Massen auf der Drehmaschine entfernt. Ebenso wird der Teller gegen den Brennraum hin in einem großen Radius erleichtert. Wegen der enormen Zähigkeit des Materials und der geforderten Genauigkeit dieser Arbeiten muß das Ventil bei der Bearbeitung am Tellerende unbedingt abgestützt werden (Abb. V/19).

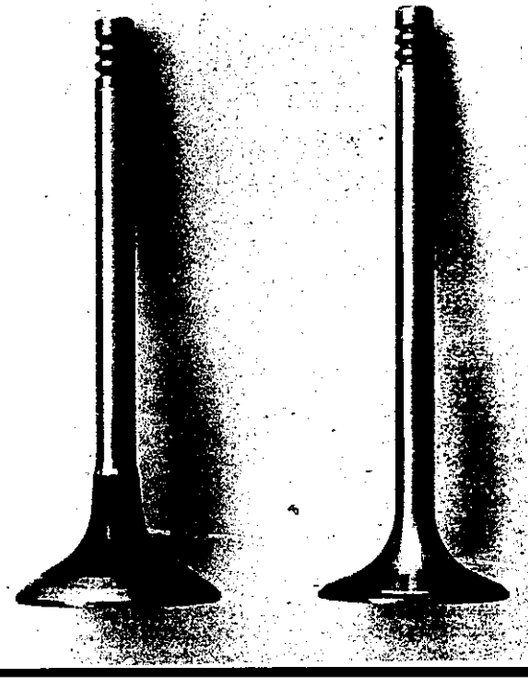


Abb. V/19:
Großserienventile werden strömungsgünstig erleichtert.

Um im Schiebebetrieb des Motors Ölzutritt zum Brennraum durch die Ventilführungen zu verhindern, werden die der Einlaßventile mit Ölabstreifkappen der BMW-Automotoren, von denen auch Federteller und deren Keile stammen, versehen. Als Ventilfeder gelangt die im BMW F II verwendete und bei der Fa. Schnitzer/Freilassing beziehbare Kombination von Innen- und Außenfeder zum Einbau (Enddruck 85 kp bei 34 mm Einbaulänge). Mit einem Außendurchmesser von 30 mm hat sie unter dem sehr leichten Alfa Romeo-Tassenstößel ausreichend Platz und arbeitet auch bei Drehzahlen von 10000 min^{-1} einwandfrei.

Nockenwellenantrieb

Um die vorgegebene Zahnriemenflucht beibehalten zu können, ist es notwendig, das Antriebsrad der vorderen Nockenwelle wegen des schrägeren Auslaßventilwinkels über die Nockenwellenlagerung zu kröpfen. Die Aluminium-Antriebsräder müssen aus diesem Grunde neu gefertigt werden und erhalten im Flanschbereich eine Vernierteilung, die das Einstellen der Steuerzeiten erleichtert. Durch die Wahl der Lage exzentrisch gelagerter Spannrollen kann die Länge des Riemens so beeinflußt werden, daß ein Großserienteil der Fa. Uniroyal/Aachen verwendet werden kann. Die Kapselung des Steuertriebs erfolgt durch neu zu formende Innen- und Außendeckel, dessen Kühlrippen aus Gründen der Motorästhetik mit jenen des Zylinders und Zylinderkopfs koordinieren sollen (Abb. V/20).

Vergaser

Zum Zeitpunkt des gegenständlichen Experiments wurden durch die Industrie keine Fallstromvergaser angeboten. Die schließlich verwendeten Dell'Orto-Vergaser haben 38 mm Nennweite und werden mit den gebogenen Saugrohren über Gummiflansche verbunden. Dabei ist darauf zu achten, daß die maximale Schrägstellung von 40° nicht überschritten wird, um das Überrinnen der Vergaser zu vermeiden. Um eine optimale Gemischaufbereitung zu erreichen, ist die Verwendung einer Verstelldüse zu empfehlen, von der nach Durchflußmessungen die Kaliber der benötigten Hauptdüsen abgeleitet werden können (Abb. V/21, Abb. V/22).

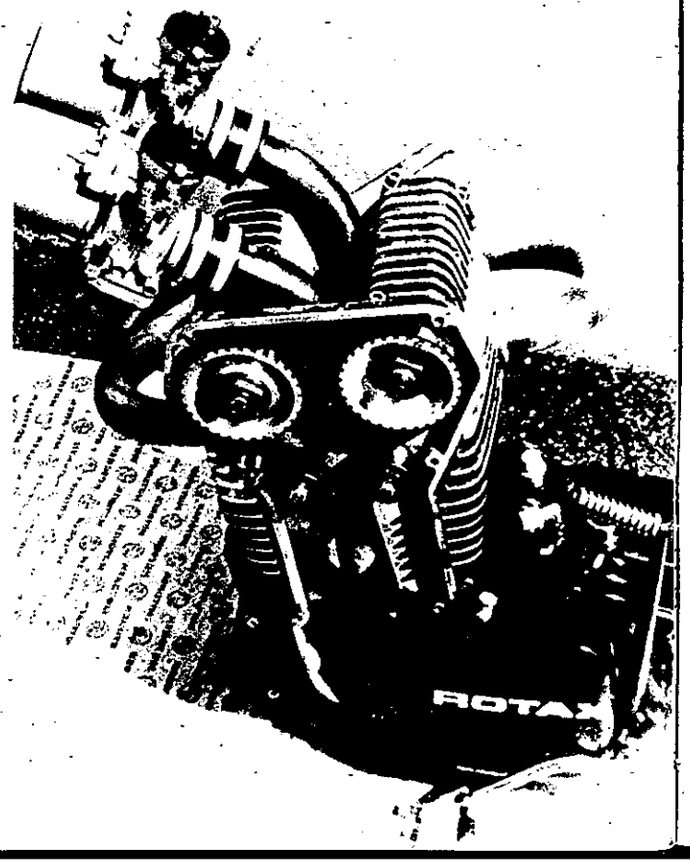


Abb. V/20: Zahnriemen arbeiten geräuscharm und wartungsfrei.

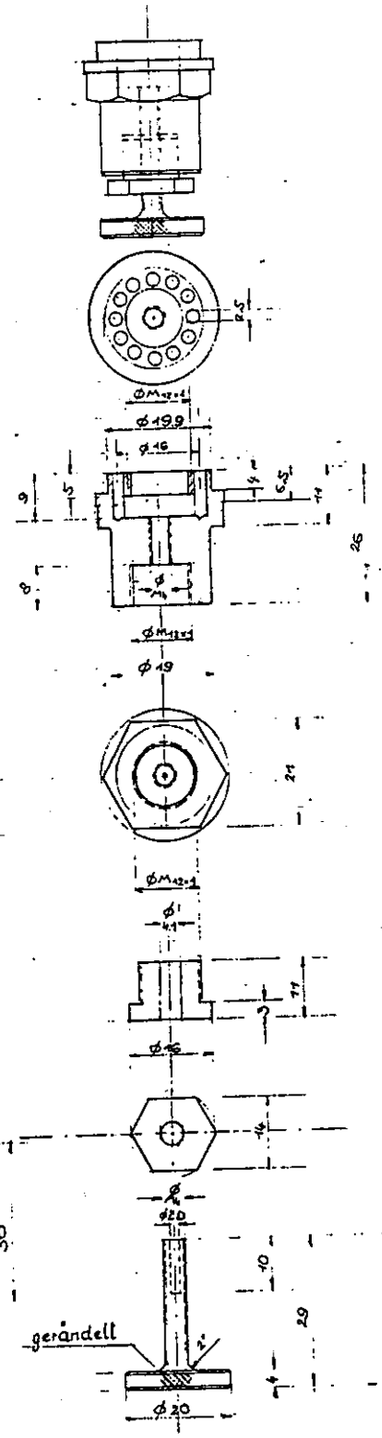


Abb. V/21: Verstelldüsen erleichtern die Eingrenzung geforderter Durchflußgrößen.

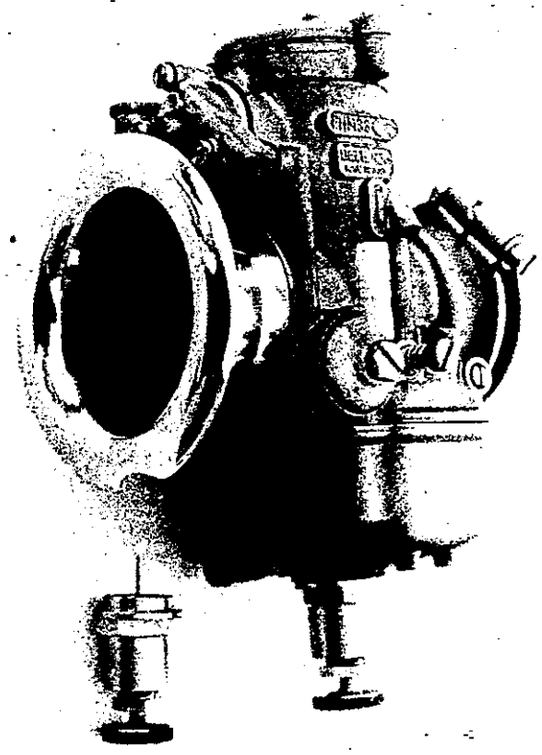


Abb. V/22: Großausgerundete Trichter an den Vergasern verbessern die Einströmverhältnisse.

Zündung

Wegen des guten Luftdurchsatzes diametraler Radialköpfe wird das Leistungsmaximum in wesentlich höheren Drehzahlbereichen erreicht als bei vergleichbaren Dachköpfen. Mit der bei 26° liegenden Frühzündung des Originalmotors ist daher nicht auszukommen. Für Prüfstandversuche wird eine von Hand zu verstellende Unterbrecher-Spulenzündung auf einer Aluplatte montiert und von einer der beiden Nockenwellen angetrieben. Im Prüfstandsversuch wird die optimale Vorzündung in Drehzahlsprüngen von 500 min^{-1} ermittelt und danach die Kennlinie für eine elektronische Zündverstellung gezeichnet (Abb. V/23).

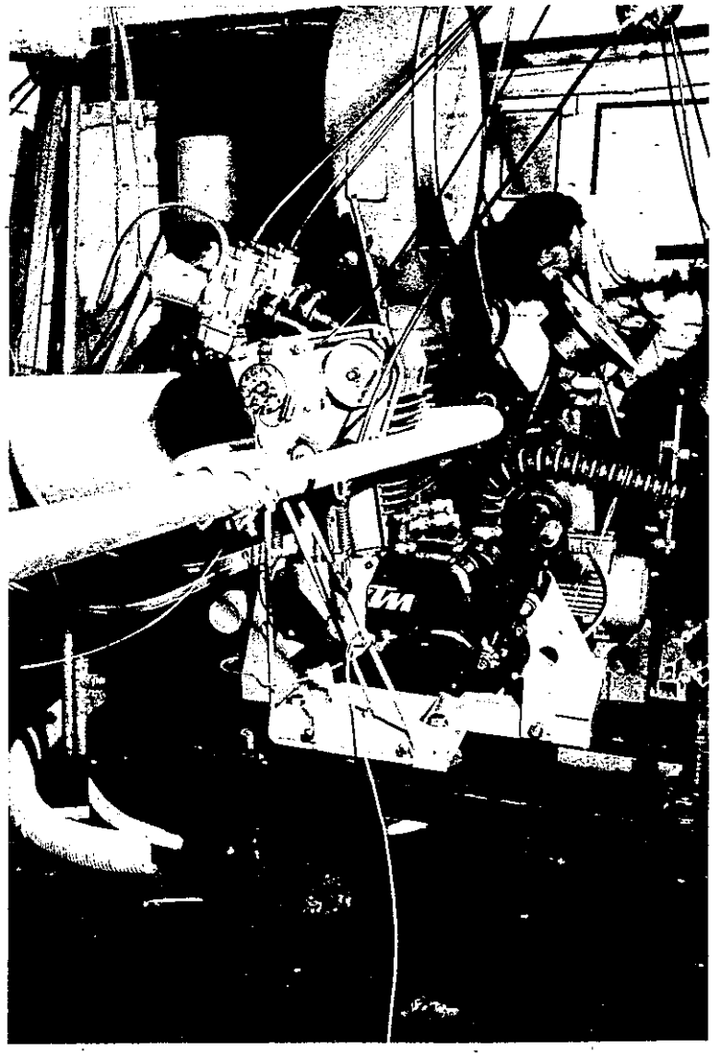


Abb. V/23:
Eine am Antriebsende der vorderen Nockenwelle aufgebaute Spulenzündung wird zur Ermittlung der optimalen Vorzündung von Hand verstellt.

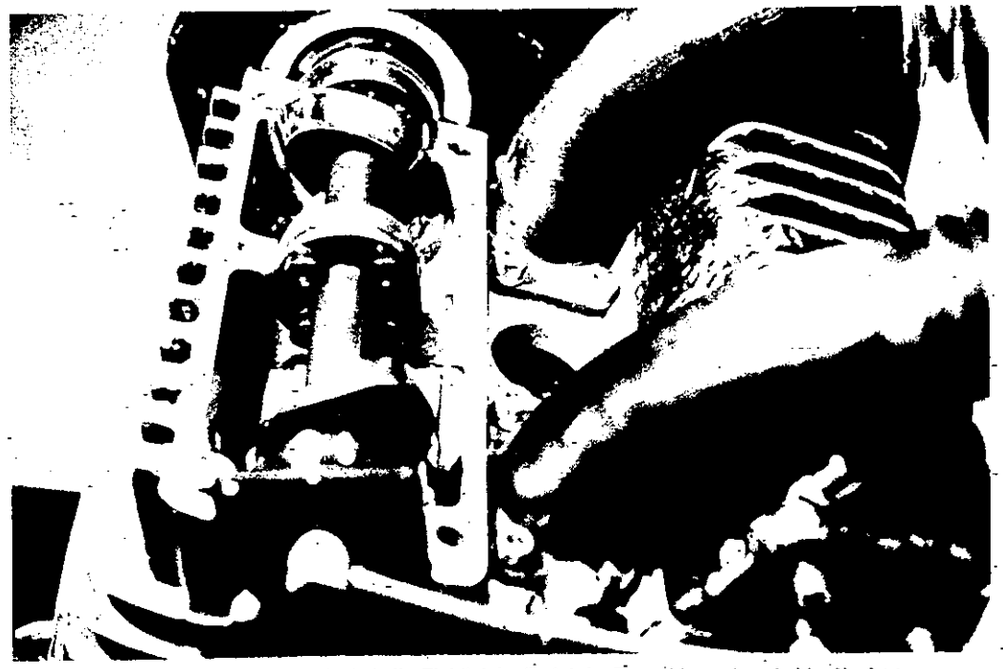


Abb. V/24: Der abgenommene Ventildeckel gibt Einblick in die Art der Flanschkoppelung beider Nockenwellenhälften und zeigt die Lage der Ölaustrittsbohrung am Ende des Nockengrundkreises.

Zylinderkopfschmierung

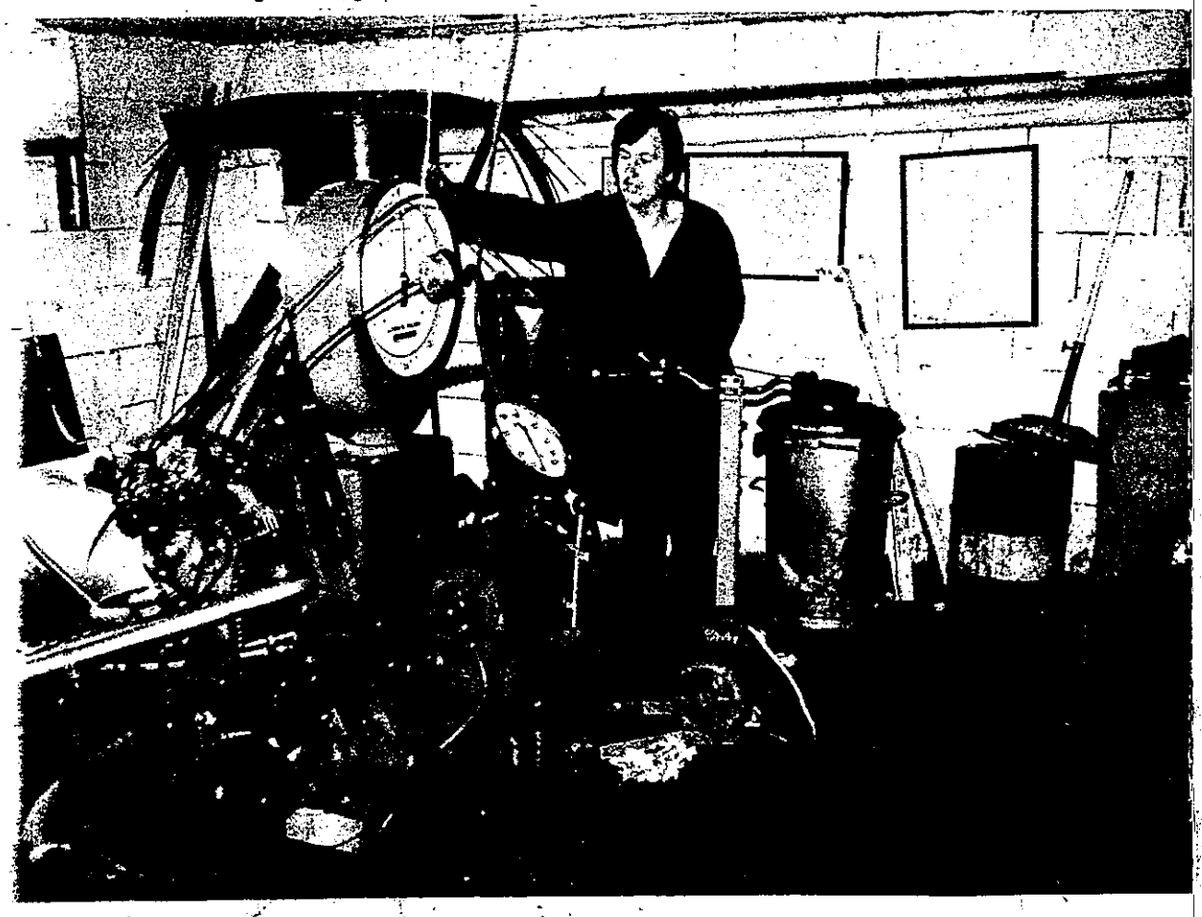
Durch die wegen der Zuganker notwendigen Änderungen ist die Ölversorgung durch den Zylinder nicht mehr möglich. Das Schmieröl wird daher dem unter Druck stehenden Ölfiltergehäuse entnommen und in einer durch die Kühlrippen geschützten Steigleitung den Nockenwellengehäusen zugeführt. Die Einspeisung in die hohlen Nockenwellen erfolgt durch einen ca. 2 cm weit in die Nockenwellenbohrung reichenden Rüssel.
Im Bereich der größten Ventilbeschleunigung erhält jeder Nocken eine ca. 1 mm messende Austrittsbohrung, die den Schmierstoff zwischen Nocken und Tassenstößel spritzt. Das reichlich austretende Öl gelangt über ein die Tassenstößelgehäuse verbindendes Bohrungssystem zu den Auffangtaschen im Zylinder, wo es über vorhandene Kanäle in den Kurbelraum abfließt (Abb. V/24).

Prüfstandslauf und Experimentbeurteilung

Zur Leistungsmessung stand eine Wasserwirbelbremse der Firma Carl Schenck/ Darmstadt zur Verfügung. Der Standplatz war derart abgeschlossen, daß die Leistungsmessungen mit offenen Megaphonen erfolgen konnten.
Bei der Adaption des Prüfstandes ist auf die gleiche Drehrichtung von Getriebeausgang und Bremse zu achten.

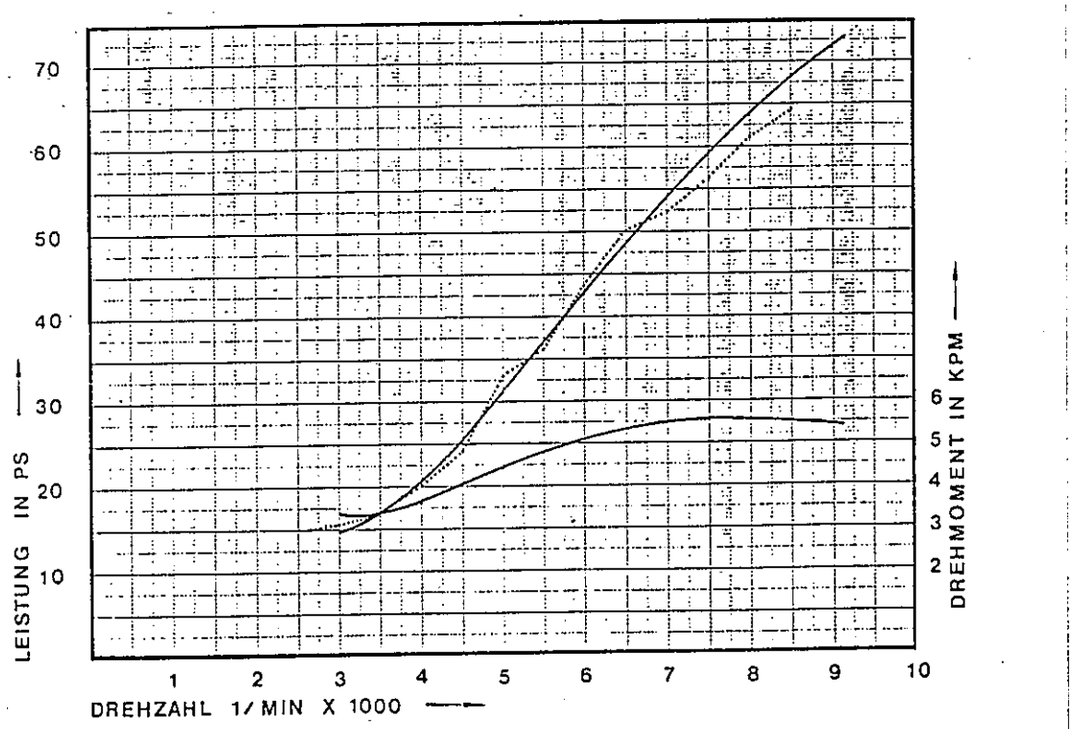
Der in ein Montagegestell gespannte Motor wird mit dem Getriebeausgang in die Flucht der Bremse gebracht und mit einer Welle damit verbunden. Geringe Fluchtfehler bzw. Vibrationen werden durch die zwischen den Kupplungsflanschen verwendeten Hardyscheiben ausgeglichen. Außerdem ist das Gestell unbedingt auf Silentblöcken zu lagern. Zur Kühlung von Kopf und Zylinder eignet sich das Kühlgebläse des Porsche 911-Motors, das über Keilriemen durch einen E-Motor mit 2 kW Leistung angetrieben wird. Die Zuführung der Kühlluft sollte über flexiblen Schlauch erfolgen, damit nötigenfalls die Anblasrichtung geändert werden kann. Bei Verwendung von Steuerzeiten, die mit großen Ventilüberschneidungen arbeiten, hat sich der Gebrauch eines eigenen langsam laufenden Startmotors, der die Bremse über Keilriemen an ihrem freien Ende antreibt, ausgezeichnet bewährt. Es ist nämlich zu

Abb. V/25: Der Prüfstandsaufbau läßt den in einem Schemel aufgespannten Motor und seine Wellenverbindung mit der Prüfstandsbremse erkennen. Ein schwenkbar gelagerter Startermotor vereinfacht das Anwerfen; der Motorradlenker trägt zwei Gasdrehgriffe, die das voneinander unabhängige Öffnen der beiden Vergaser ermöglichen.



bedenken, daß der gegebenenfalls am Verbrennungsmotor vorhandene Starter für länger dauernde Belastung, wie sie beim Einlaufen des Motors wegen der unbekannten Vergaserbedüsung gegeben ist, nicht ausgelegt ist. Außerdem würde seine Antriebsleistung auch durch das geforderte Mitziehen von Bremse und Verbindungswelle überfordert sein.
Daher wird der Elektromotor auf einem kippbar gelagerten Rahmen achsparallel zur Bremse montiert. Der Antrieb erfolgt über einen Keilriemen, der durch Niederdrücken des Startermotors gespannt wird. Die den ersten zaghaften Zündungen des Motors folgenden Aussetzer können

Abb. V/26: Ein abgeschlossener Verkauf und die geforderte Schonung des Prototyps verhinderten das Erreichen des Leistungszenits. Die einstrichlierte Linie stellt zum Vergleich die Leistungsabgabe des BMW-Prüfstandsmotors aus dem Jahre 1964 dar.
Während die Leistungskurven bis 7000 min^{-1} nahezu deckungsgleich ansteigen, macht sich ab dieser Drehzahl der Einfluß des »weichen« Steuerungssystems zweier übereinanderliegender Schwinghebel bemerkbar. Obwohl die Ventilwinkel und damit die Brennraumkalotte gegenüber den BMW-Versuchen deutlich »modernisiert« wurden, zeigt sich das Leistungsdiagramm 25 Jahre später davon unbeeindruckt.



durch diesen Fremdantrieb problemlos überbrückt werden, bis durch Zündungs- und Vergaserregelung das Laufen aus eigener Kraft erreicht wird. Durch Abwerfen des Keilriemens von der Antriebsriemenscheibe wird der Kraftfluß zum E-Motor unterbrochen und einer Beeinflussung des Bremsergebnisses vorgebeugt (Abb. V/25).

Zur Erlangung genauer Drehzahlangaben ist entweder das Anbringen eines eigenen Drehzahlmessers notwendig und/oder eine auf die Drehzahl der verwendeten Gangstufe bezogene Korrektur der Drehzahl am Prüfstand vorzunehmen.

Grundsätzlich wird das Einlaufen des Motors mit einem einzigen Vergaser begonnen. Nachdem durch verschiedene Versuche mit unterschiedlichen Düsen und Düsennadeln die verwendbaren Düsenkaliber eingegrenzt (ermittelt) wurden, wird sich brauchbarer Leerlauf einstellen. Vor einer mehrstündigen Einlaufzeit empfiehlt es sich, die Tragbilder von Nocken und Tassenstößel zu überprüfen. Dabei ist unbedingt darauf zu achten, daß das Mitdrehen des Tassenstößels durch das leicht außermittige Überlaufen des Nockens sichergestellt ist. Das Stillstehen des Tassenstößels zerstört durch sofortiges Einlaufen seinen Boden und die Nockenkontur.

Inwieweit die Kolbenringe den Zylinder dichten, läßt sich am Nachlassen der pulsierenden Kurbelgehäuseentlüftung feststellen. Mit stufenweiser Drehzahlsteigerung muß der Motor immer mehr belastet werden; ab ca. 5000 min^{-1} wird auch der zweite Vergaser geöffnet.

Durch mehrere Bremsversuche wurde das in Band I veröffentlichte Leistungsdiagramm des BMW-Versuchsmotors nicht nur bestätigt, sondern um mehr als 10 % übertroffen. Die Begründung dafür ist in einer verbesserten Brennraumform und in einem steifen Ventiltrieb, der auch fünfstellige Drehzahlen zuläßt, zu suchen. Die bei 9000 min^{-1} noch immer unverändert steilstehende Leistungskurve bestätigt die Behauptung des Konstrukteurs, daß der Leistungsentfaltung nicht durch den Zylinderkopf mit seiner Ventilsteuerung, sondern durch gefährliche Kolbengeschwindigkeitswerte Grenzen gesetzt werden (Abb. V/26).

Konische Nocken in Lizenz gebaut

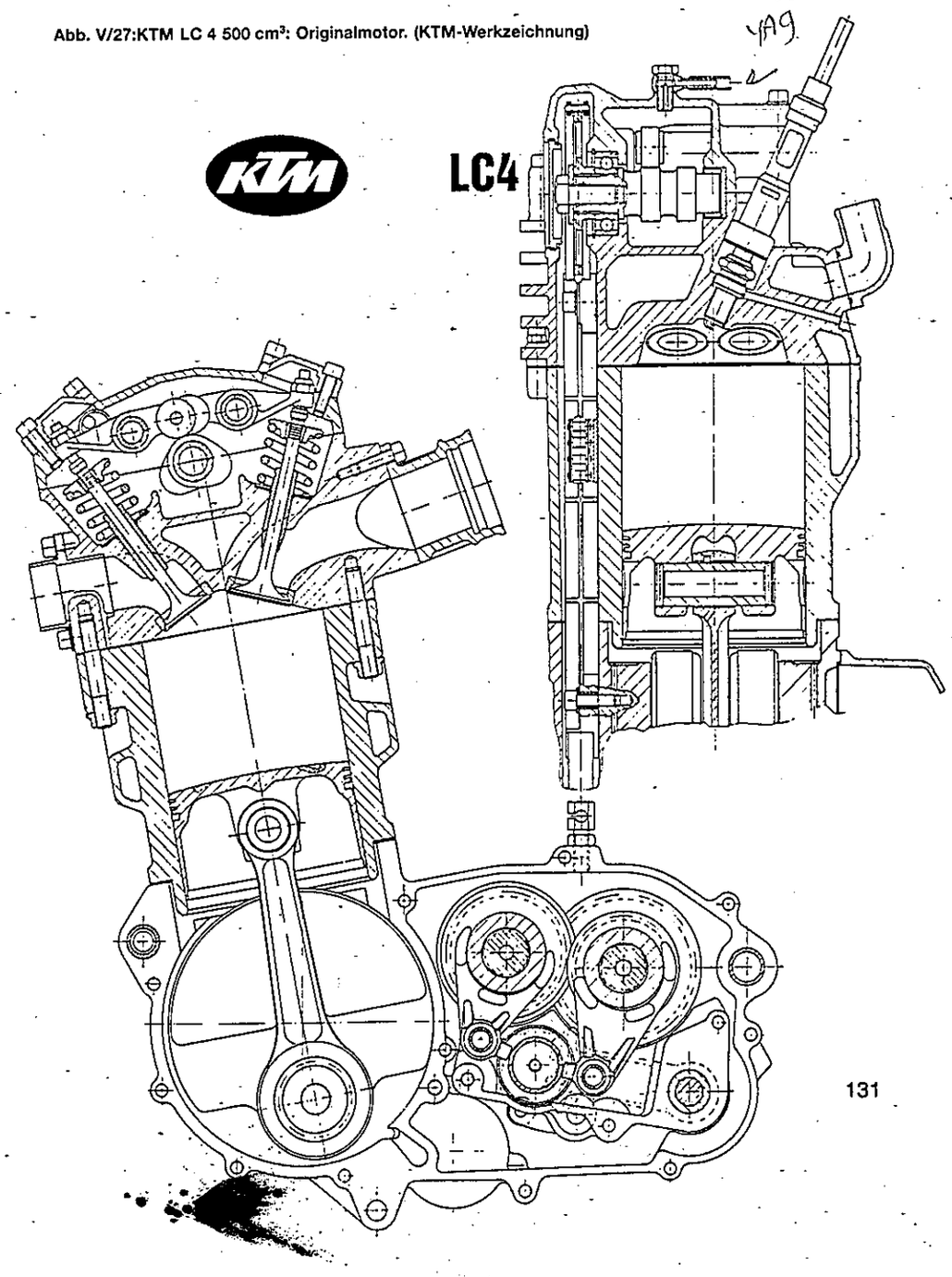
Der beschriebene Prototyp wurde von Rotax erworben und sollte die Basis zu einer serienreifen Weiterentwicklung darstellen. Offensichtlich wurde jedoch der Kundenforderung nach neutraler Einbaulage des Motors mit einem Fünfventil-Zylinderkopf, bei dem die beiden Vergaser orthodox hinter dem Kopf montiert werden und beide Auspuffporte nach vorn in den Fahrtwind gerichtet sind, Rechnung getragen. Dabei werden, wie im IV. Kapitel ausführlich beschrieben, vier der radial angeordneten Ventile durch konische Nocken nach den Patenten des Verfassers betätigt.

Der KTM-Basismotor

Während mit dem Rotax-Beispiel zunächst nur der Nachweis der Verwendbarkeit konischer Nocken bei deutlicher Schrägstellung der Ventile zur Nockenwellenachse erbracht wurde, sollte in einem zweiten Experiment dem Motoräußeren und den Einbaukriterien größeres Augenmerk geschenkt werden. Wegen der derzeitigen Beliebtheit großvolumiger Einzylinder und ihrer Verwendung bei verschiedensten sportlichen Einsätzen sollte in einer kompromißlosen Konstruktion die sportliche Überlegenheit eines Radialkopfs bewiesen werden.

Dem künftigen Einsatzzweck als Rennmotor entsprechend, erbringt das leichte und ohne Ausgleichswellen arbeitende KTM-LC 4 Motorunterteil die günstigsten Voraussetzungen für dieses Projekt. Mit einem kleinen Motorgehäuse und seinen geringen Schwungmassen bietet er beste Voraussetzungen für Geländeeinsätze und stellt zusätzlich ein schwer zu schlagendes Antriebsaggregat bei entsprechenden Straßenrennen dar (Abb. V/27).

Abb. V/27:KTM LC 4 500 cm³: Originalmotor. (KTM-Werkzeichnung)



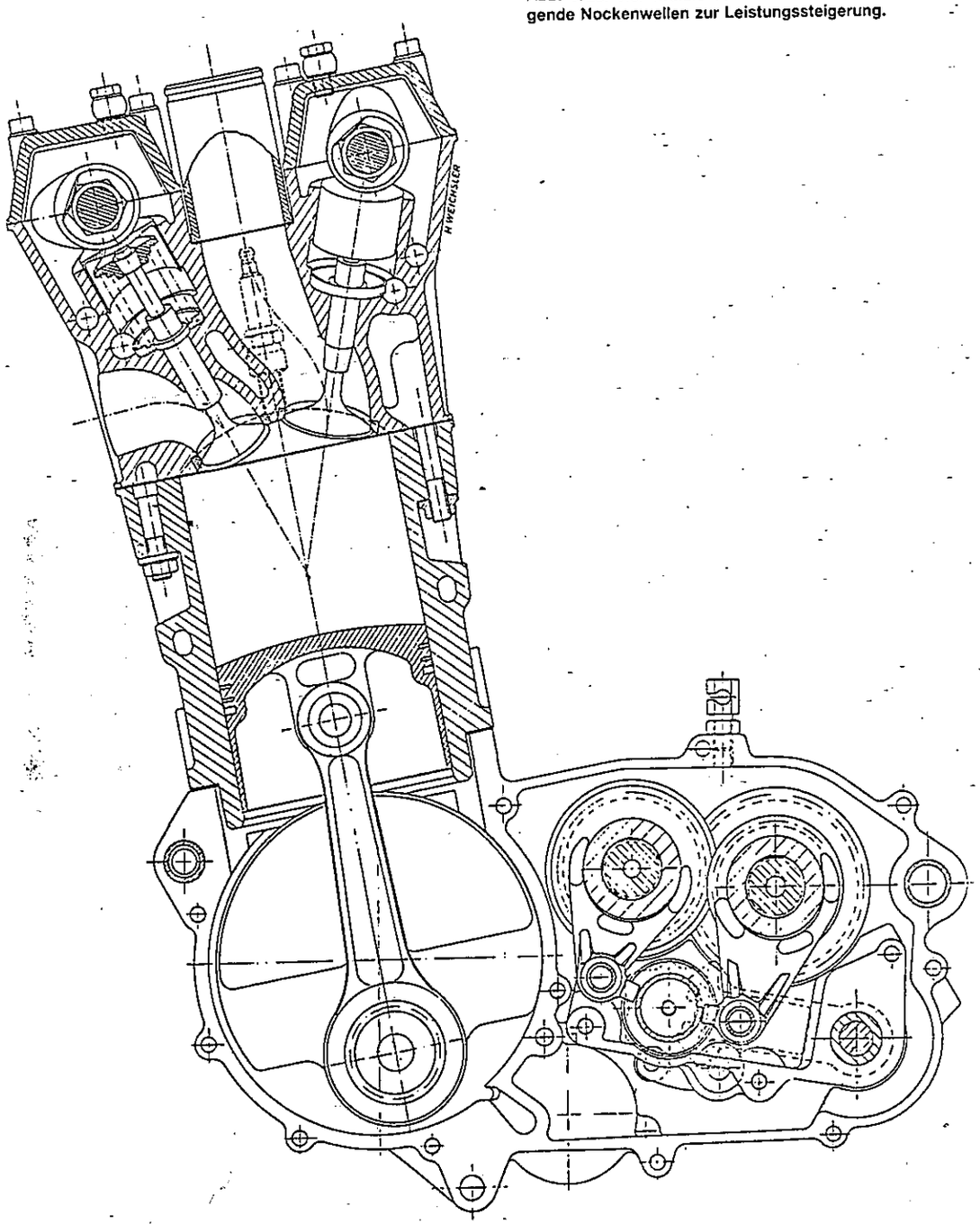


Abb. V/28: Vier radiale Ventile und zwei obenliegende Nockenwellen zur Leistungssteigerung.

Allerdings wird dem Konstrukteur durch die Kompaktheit des Motorunterteils ein enges Korsett für das Zylinderkopfdesign vorgegeben. Bereits bei der Vermessung von Steuerkettenspur und Zylinderkopfverschraubung wird klar, daß neben dem leistungsbestimmenden Bauteil des Zylinderkopfs auch ein neuer Zylinder angefertigt werden muß.

Grundsatzüberlegungen

Während für die inneren Hauptabmessungen des Zylinderkopfs (wie Brennraumradius, Ventilwinkel und deren Größe) auf die bewährten Werte des Rotax-Umbaus zurückgegriffen wurde, sollten die Außenabmessungen deutlich kleiner und kompakter ausfallen (Abb. V/28).
Da Kühlrippen im Geländeeinsatz rasch verschmutzen und Flüssigkeitskühlung engeres Kolbenspiel erlaubt, wurde Wasserkühlung festgelegt. Die Nocken sollten, auf glatten Wellen aufgekeilt, rasches Wechseln und damit eine gewünschte Änderung der Motorcharakteristik ermöglichen. Zum Einstellen des benötigten Ventilspiels war zusätzlich ihre Verschiebbarkeit gefordert. Diese Arbeiten müssen ohne zeitraubenden Motorausbau durchführbar sein, sodaß mit der Abnahme des Ventil- und Steuerdeckels der gesamte Steuertrieb einsehbar und zugänglich wird. Die Reparatur und Wartungsfreundlichkeit des Motors sollte zusätzlich durch die Abnehmbarkeit des Zylinderkopfs bei eingebautem Motor vergrößert werden (Abb. V/29).

Abb. V/29: Bei abgenommenem Ventildeckel wird die Erfüllung der Forderung nach optimaler Raumausnutzung und Wartungsfreundlichkeit deutlich.

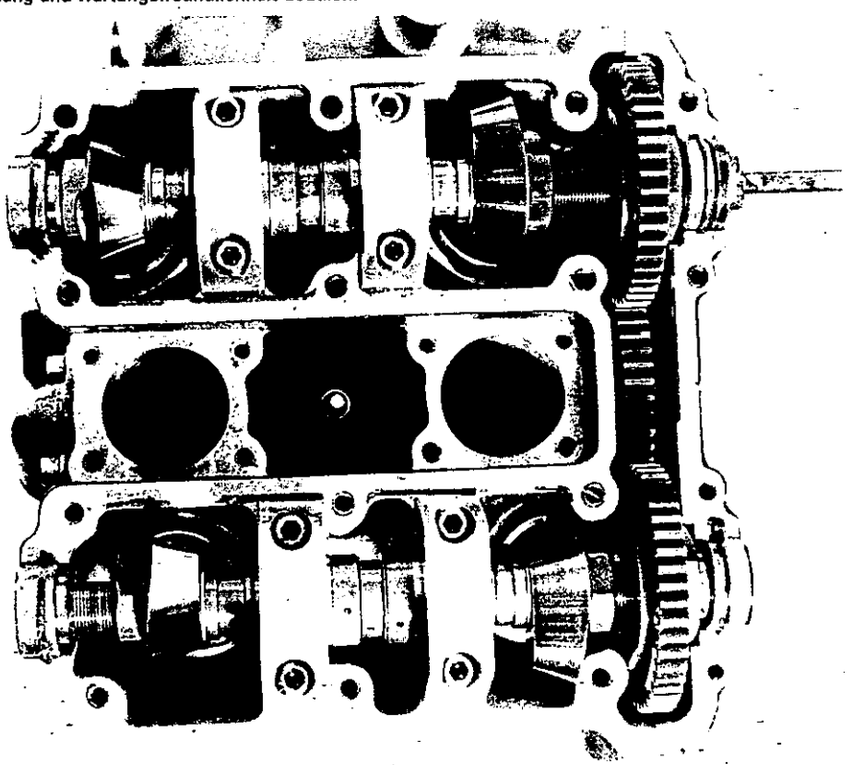
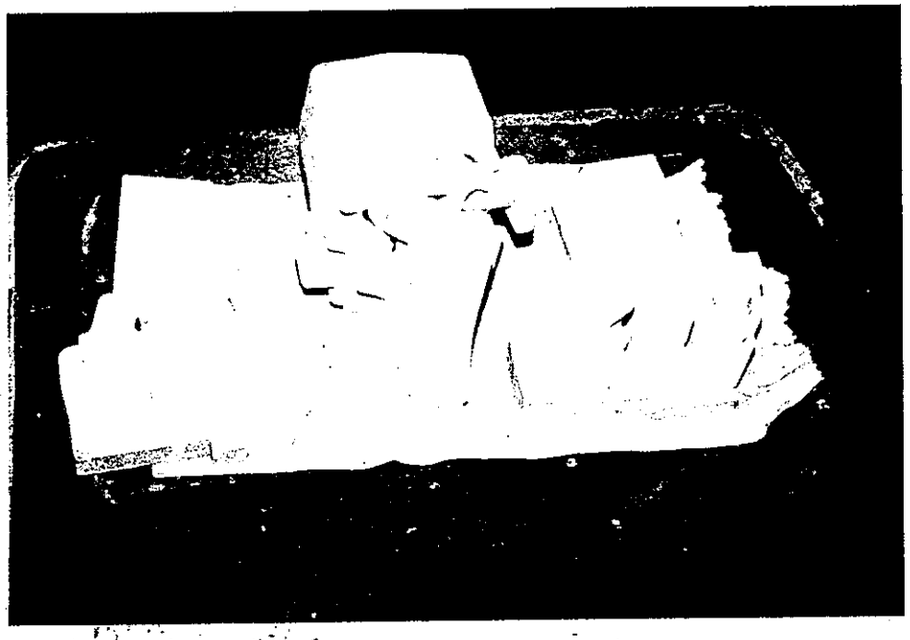


Abb. V/30:
Die abgeformten Sandkerne sind filigran und kompliziert.

Abb. V/31:
Das Innenleben einer Zylinderkopfform besteht aus 13 Teilen.



Mit der Vorgabe dieser Aufgabenstellung kann der Grundkörper des Zylinderkopfs zu Papier gebracht werden. Die Kanalführung der Ein- und Auslässe und die notwendigen Wandstärken bestimmen in Verbindung mit dem Brennraumgewölbe den inneren Platzbedarf des Zylinderkopfs.

Modell- und Formenbau

Während beim luftgekühlten Zylinderkopf die Kühlrippen direkt mit dem Grundkörper bzw. den einzelnen Kanalwandungen verbunden sind, erfordert das Kühlwasser einen entsprechenden Freiraum zwischen diesen Bauteilen und der äußeren Zylinder- bzw. Zylinderkopfkontur. Um aus Gewichts- und Platzgründen das Volumen der Hohlräume klein zu halten, müssen die Außenwände sehr nahe am das Innenleben des Zylinderkopfs herangeführt werden. Die dadurch entstehenden Kernformen sind dünnwandig und kompliziert hinterschnitten, sodaß mit dem Bau der Modelleinrichtung unbedingt ein Modellschreiner beauftragt werden sollte. Die Festlegung der Teilungsebenen einzelner Formteile erfordert geschultes Vorstellungsvermögen und ermöglicht überhaupt erst die Formbarkeit des Modells (Abb. V/30, Abb. V/31).
Konnten in der Vergangenheit mit den meist in Holz gearbeiteten Modellen nur beschränkte Stückzahlen abgegossen werden, stellen heute verwendete Kunststoffe kaum mehr eine Beschränkung der Lebensdauer dar (Abb. V/32).

Abb. V/32: Zylinderkopf-Abguß, von der zu seiner Herstellung notwendigen Modelleinrichtung umgeben.

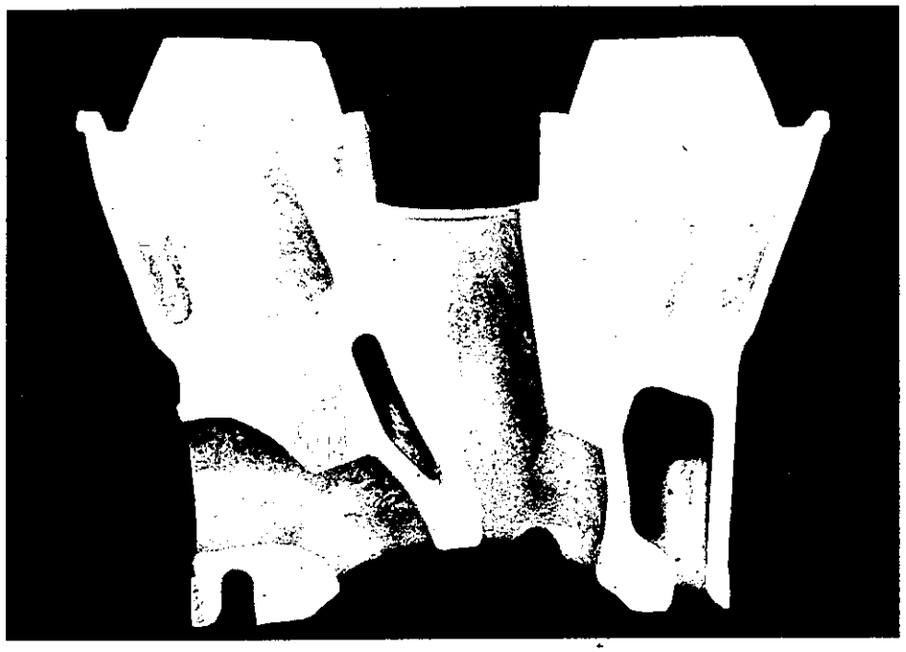


Abb. V/33: Gleichmäßige Wandstärken und homogener Guß beweisen das große »Know-how« von Former und Gießer. Neben der Kanalführung veranschaulicht der Schnitt die Umspülung des Auslaßkanals mit Kühlmedium.

Für die Arbeit des Einformens und das Abgießen kommen nur Gießereien in Frage, die ausreichend Erfahrung mit wassergekühlten Zylinderköpfen haben; dennoch sollten Wandstärken und eventuelle Kernversätze durch einige Schnitte in typischen Ebenen an einem eventuell außen schadhaften Abguß überprüft werden. Damit können teure Bearbeitungskosten eingespart werden, die in einen durch Luft oder Sandeinschlüsse unbrauchbar gewordenen Abguß investiert wurden (Abb. V/33).
Die Wahl der Aluminiumlegierung und die Art der Wärmebehandlung des Rohlings können dem Gießereibetrieb überlassen werden.

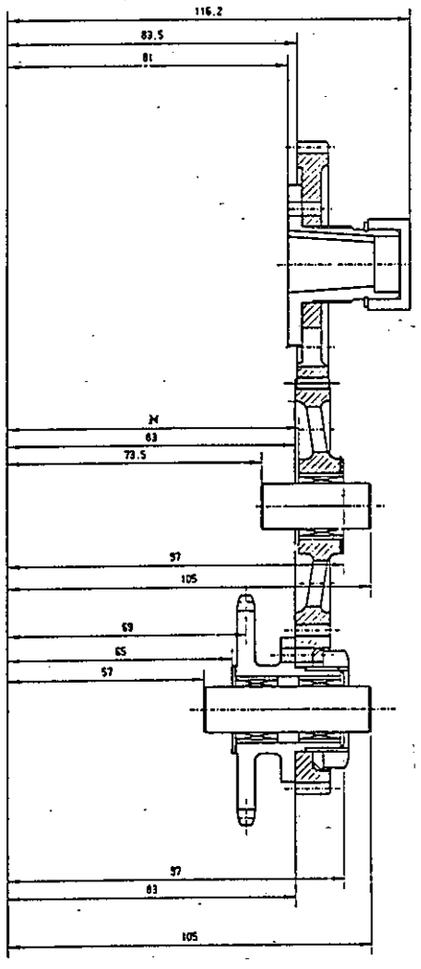


Abb. V/34: Durch die radiale Anordnung der Ventile ist ein Fluchtsprung im Steuertrieb notwendig.

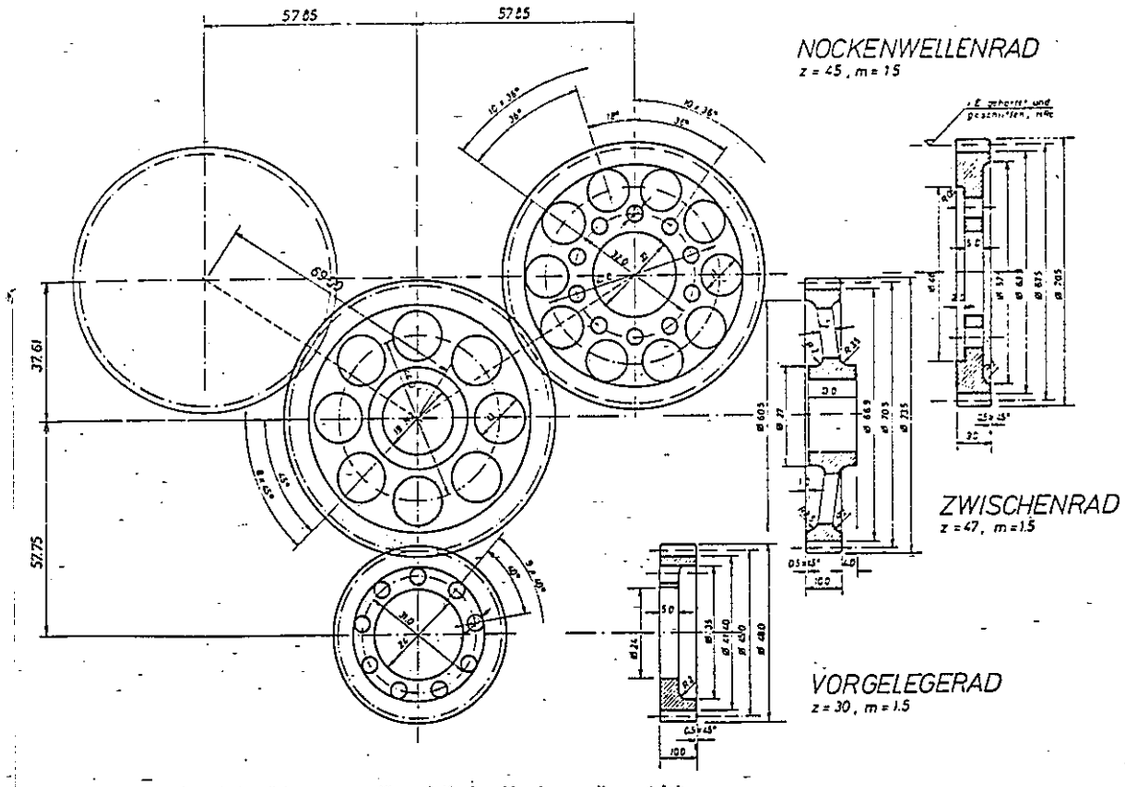
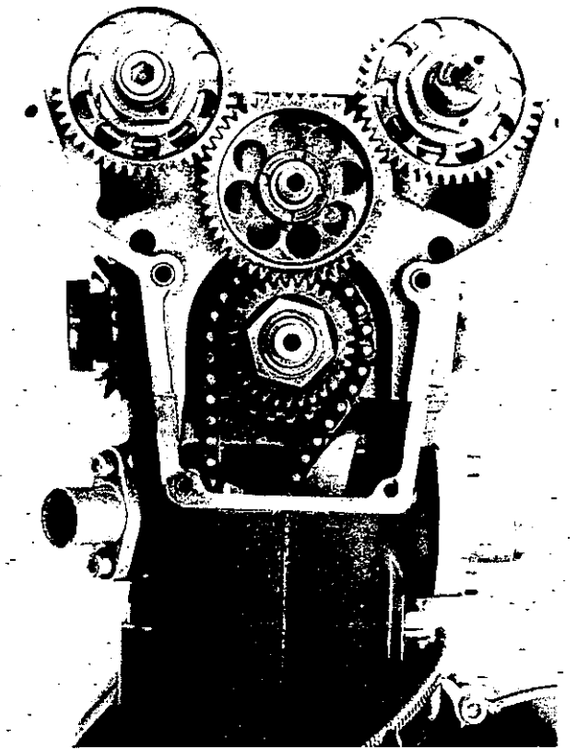


Abb. V/35: Zahnräder sorgen für spielfreien Nockenwellenantrieb.

Nockenwellenantrieb

Als Antrieb der beiden Nockenwellen scheidet eine direkt von der Kurbelwelle ausgehende Kette wegen der weit über die vorgegebene Kettenflucht ragenden Ventile aus; Zahnräder lassen sich im Kurbelgehäuse nicht mehr lagern, sodaß eine Kombination beider Antriebsmöglichkeiten gefunden werden mußte, um die gewählten Steuerzeiten exakt auf die Ventile übertragen zu können (Abb. V/34, Abb. V/35).
Die Drehbewegung der Kurbelwelle wird über eine Einfachkette auf ein im Zylinderkopf gelagertes Vorgelege, das aus einer Kombination von Kettenrad und Zahnrad besteht, übertragen. In das Zahnrad greift ein Zwischenrad ein, das die beiden Nokkenwellenantriebräder bewegt, deren Drehzahl in mehreren Stufen auf die halbe Motordrehzahl gebracht wird. Durch Entfernen der Vorgelege-Lagerungsachse kann das Antriebssystem getrennt und der Zylinderkopf abgenommen werden. Die Einstellung der Steuerzeiten erfolgt durch einen Lochnonius auf den beiden Nockenwellenrädern (Abb. V/36, Abb. V/37).

Abb. V/36:
Der fehlende Steuerdeckel gibt den Blick auf den abgestuften Nockenwellenantrieb frei.



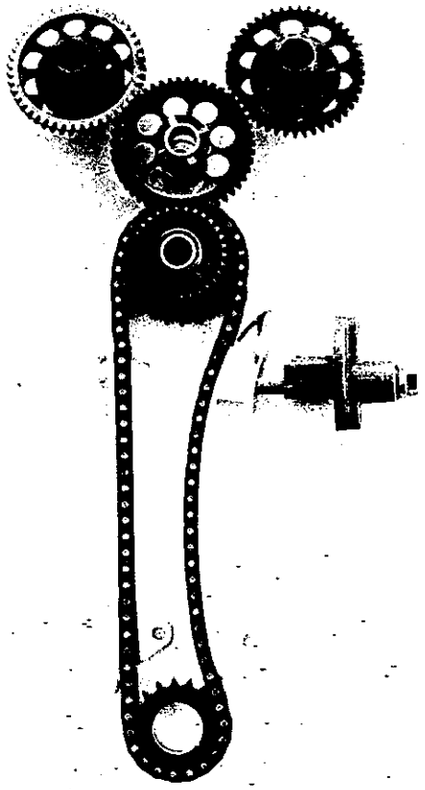


Abb. V/37:
Der Nockenwellenantrieb wird in mehreren Stufen 2 : 1 übersetzt.

Nockenwellenlagerung

Wegen der Konizität der Nocken sind ihre Wellen beachtenswerten Horizontalkräften ausgesetzt. Da jede Nockenwelle sowohl einen Ein- als auch Auslaßnocken trägt, wechseln diese Kräfte zusätzlich ihre Richtung und Größe.
Im Hinblick auf die sportliche Einsetzbarkeit des Motors ist dem Lagerungsdetail erhöhtes Augenmerk zu schenken. Zwei kombinierte Radial-Axiallager werden zur wechselseitigen Lastaufnahme gegeneinander eingebaut und über zusätzliche Tellerfedern vorgespannt. Die federnde Vorspannung trägt eventuellen Wärmedehnungen Rechnung und ermöglicht geräuscharmen Lauf (Abb. V/38, Abb. V/39).

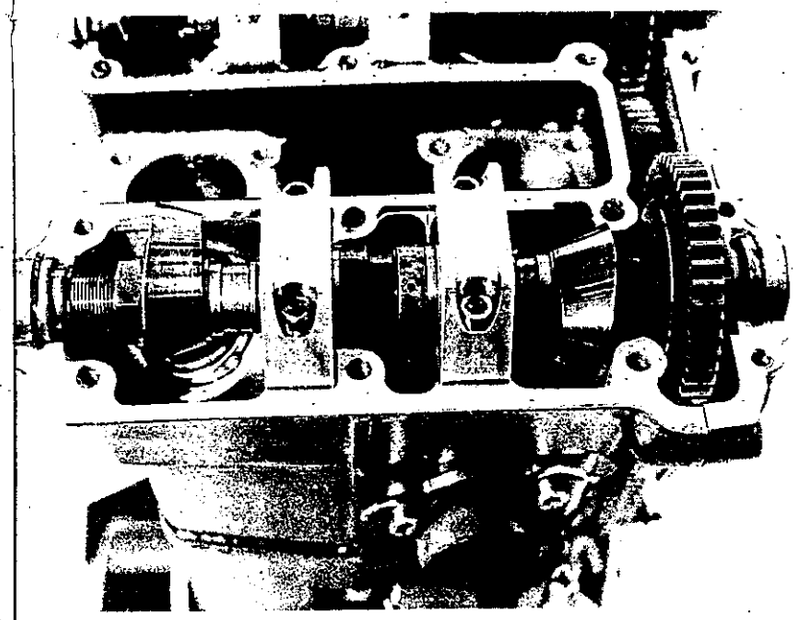


Abb. V/38: Zwei Lagerböcke je Nockenwelle erlauben das Abnehmen von Ventil- und Steuerdeckel zur Kontrolle bzw. zum Einstellen des Ventilspiels.

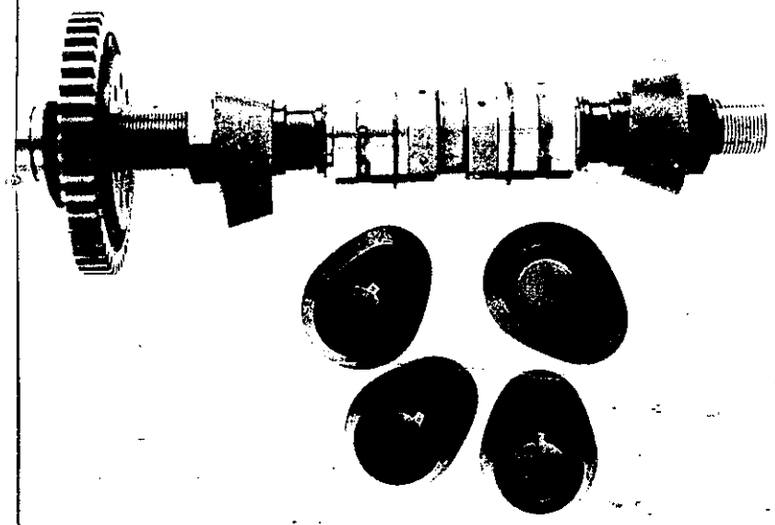
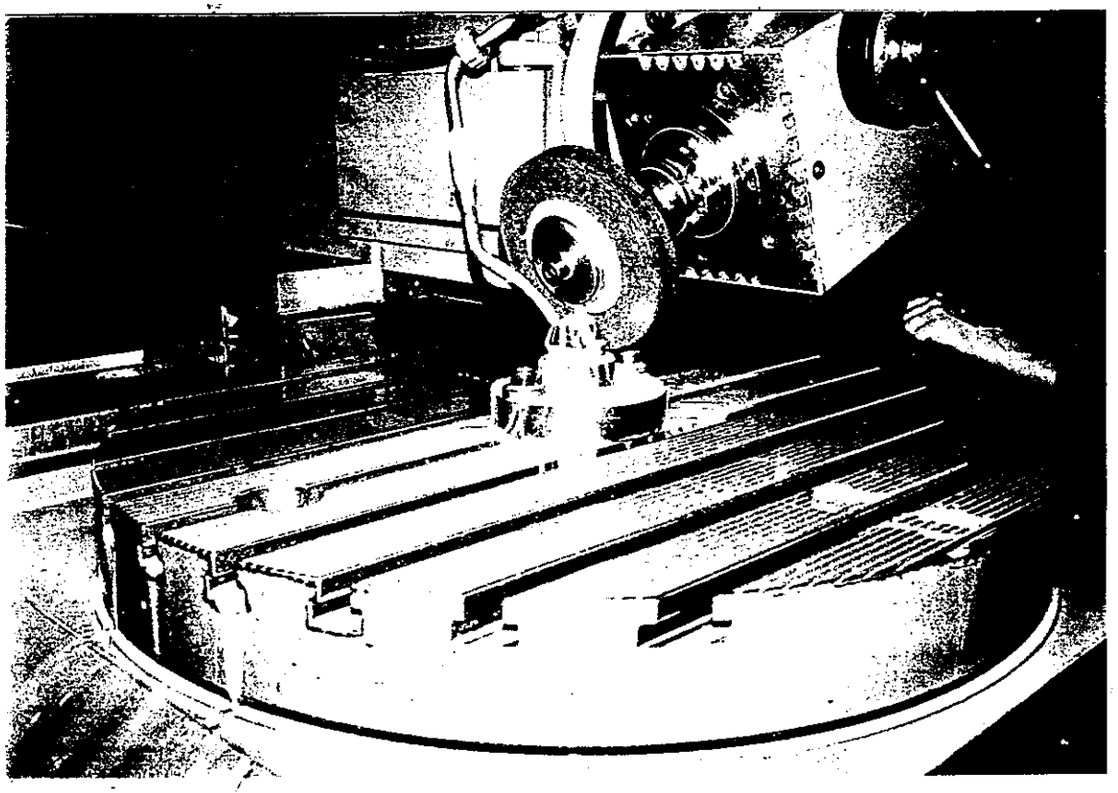


Abb. V/39: Die geschliffenen und gasnitrierten Einzelnocken werden gegen Verdrehen durch Federkeile und axial mittels Muttern gesichert.

Nockenherstellung

Während für die Herstellung der Nocken beim Rotax-Beispiel eine orthodoxe Nokkenschleifmaschine, deren Schleifscheibe dem Ventilwinkel entsprechend schräg abgezogen wurde, verwendet werden konnte, wurde nun ein Fertigungsweg beschritten, der das Anfertigen eines Meisternokkens und sein Kopieren auf die Nockenschleifmaschine erübrigen soll.
Bei geringen Stückzahlen lassen sich Einzelnocken auf Universal-Fräsmaschinen mit schwenkbarem Vertikalkopf, die zudem über einen programmierbaren Rundtisch verfügen, billig herstellen. Dabei müssen die Ventilerhebungswerte für jedes Grad Nockenumfang eingegeben werden und der um den geforderten Schrägwinkel geschwenkte Fräskopf mit einem Schaftfräser an die vorgedrehte Nockenscheibe herangeführt werden. Entsprechend den gespeicherten Erhebungswerten wird der Nockenrohling solange vorgeschruppt, bis der Nocken mit einem Millimeter Zugabe fertiggestellt ist. Der Durchmesser des Fräsers soll so klein wie für eine leistungsfähige Schnittgeschwindigkeit notwendig, gewählt werden, da er im Erhebungsbereich des Nockens nicht im gerechneten Winkelgrad, sondern etwas früher und in der zweiten Nockenhälfte je nach seinem Durchmesser einige Grad später schneidet. Diese Ungenauigkeit wird in einem eigenen Schleifvorgang, den Abb. V/40 veranschaulicht, egalisiert. Für diese Finalarbeit wird die Maschine jedoch mit den Nocken-Erhebungswerten, wie sie der Tassenstößel als Bewegungsüberträger zum Ventil benötigt, gespeichert, da die Berührungslinie der ebenen Schleifscheibe nur im höchsten Ventilhub der Mitte eines Tassenstößels entspricht. (Vergleiche Band I Seite 60: Nocken für Flachstößel). Außerdem muß der Fräskopf im Komplementärwinkel der Nockenschräge zur Bearbeitungsfläche justiert werden. Zur Überprüfung dieser Schrägstellung muß ein entsprechender Lehrwinkel abgetastet werden.

Abb. V/40: Schleifen des Einzelnockens am Rundtisch einer Fräsmaschine.



Nockenwellenmontage

Wie gefordert, soll der Wechsel einzelner Nocken oder der Ausbau der gesamten Nockenwelle ohne sonderliche Schwierigkeiten im Fahrzeug möglich sein. Die Nokkenwellenhauptlager werden deshalb in Lagerböcken mit dem Zylinderkopf verschraubt, sodaß sich bei der Abnahme des Ventildeckels weder Ventilspiel noch Steuerzeiten ändern. Zur Ventilspieleinstellung läßt sich der Umstand, daß sich durch Verschieben des schrägen Nockens auf seiner Welle ihr Abstand zum Tassenstößel variieren läßt, nützen. Allerdings ist dabei stets darauf zu achten, daß außermittiges Überlaufen des Tassenstößels durch den Nocken gewährleistet bleibt. Das Mitdrehen des Stößels läßt sich nach erfolgter Ventilspieleinstellung leicht überprüfen, indem man den Stößelboden mit Schmierfett bestreicht und die Nockenwelle mehrfach von Hand durchdreht. Bei richtiger Montage wird sich im Fett eine Anzahl überdeckter Berührungsflächen abzeichnen, die eine millimeterweise Drehbewegung des Ventilbechers veranschaulichen.

Ventilspieleinstellung

Daß Schrägnocken besonders bei Einzylindern oder Mehrzylindermotoren mit einzelnen Zylindern zahlreiche Möglichkeiten zur Ventilspieleinstellung anbieten, soll an einem weiteren mechanischen Beispiel erklärt werden.
Während das Ventilspiel bei Motoren mit direkt auf Tassenstößel wirkenden Nocken üblicherweise durch Unterlegen verschieden starker Metallplättchen zwischen Ventilschaft und Tassenstößel eingestellt wird, ermöglicht die Verwendung von konischen Nocken auf geteilter Welle die Ventilspieleinstellung durch Verschieben der beiden Nockenwellenhälften.
Beide Nockenwellenteile sind über ein in seiner Längsrichtung unverrückbar gelagertes Mitnehmerzwischenstück durch Kerbverzahnung und Dehnschraube kraftschlüssig miteinander verbunden. Das gewünschte Ventilspiel wird durch Einlegen halbmondartiger Segmente in entsprechender Stärke zwischen dem Nockenwellenbund und dem Mitnehmerzwischenstück nach vorheriger Lockerung des Zugankers erreicht. Das Abschleudern der Einstellsegmente bei hohen Drehzahlen wird durch neuerliche Klemmung mittels Zuganker bzw. durch den besonders ausgeführten Nockenwellenbund verhindert (Abb. V/41).
Im Gegensatz zu der beschriebenen Ventileinstellmethode in herkömmlichen Sportmotoren mit obenliegenden Nockenwellen, bei denen zum Wechseln der Einstelldistanzplättchen die Nockenwellen und Tassenstößel demontiert werden

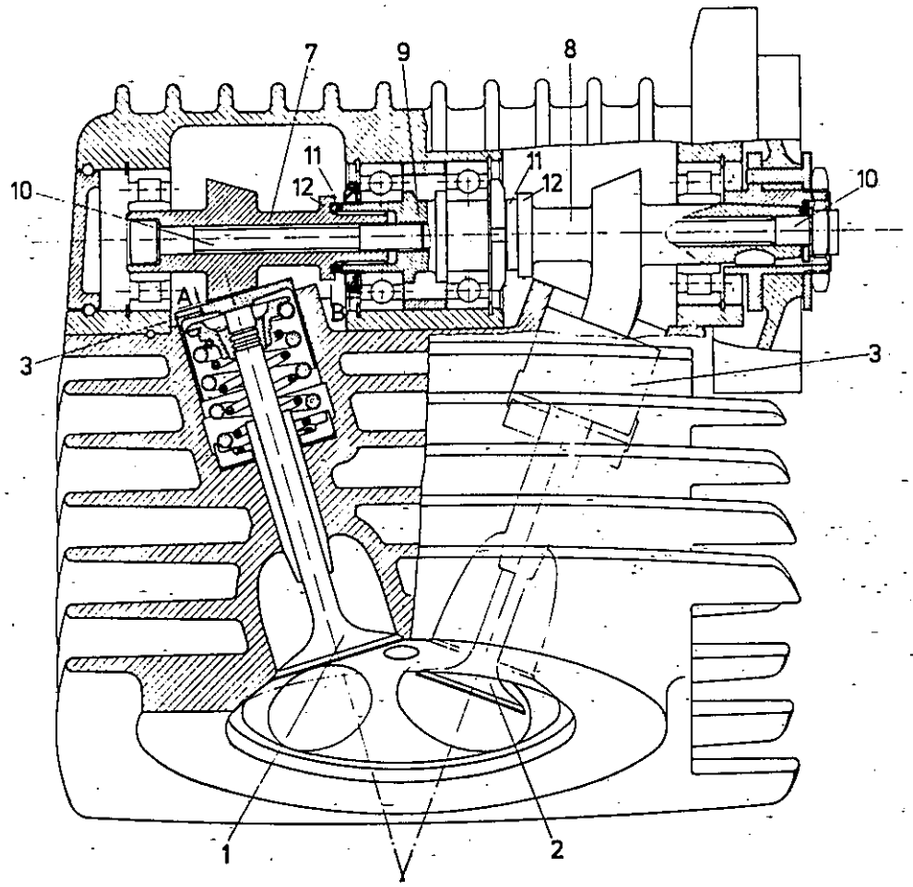


Abb. V/41:Mechanische Ventilspieleinstellung am Rotax-Beispiel.

müssen, erlaubt die Verwendung konischer Nocken Einstellen ohne schwierigen und zeitraubenden Ausbau und bedarf vor allem keiner neuerlichen Einstellung der Ventilsteuerzeiten.

Völlige Wartungsfreiheit gewährt die ebenfalls patentierte hydraulische Ventilspieleinstellung. Das dem Motorschmiersystem entnommene Drucköl gelangt durch entsprechende Bohrungen oder Schlitze im Mitnehmerzwischenstück in die hohle Nockenwellenhälfte. Während sich der Nocken im Bereich des Nockengrundkreises über den unbelasteten Tassenstößel bewegt, öffnet das Drucköl ein Kugelventil in der Nockenwellenbohrung und gelangt so in den abgedichteten Druckzylinder. Beim Beginn des Nockenhubes versucht die Nockenwellenhälfte über die Schräge des Tassenstößels bzw. des Kegelnokkens auszuweichen. Bereits durch geringfügige Verschiebung der Nockenwellenhälfte erhöht sich der Druck im Hydraulikzylinder, was wiederum die sofortige Schließung des Kugelventils zur Folge hat. Die Nockenwellenhälfte verbleibt daher in ihrer Lage bis zur völligen Beendigung des Ventilhubvorganges. Befindet

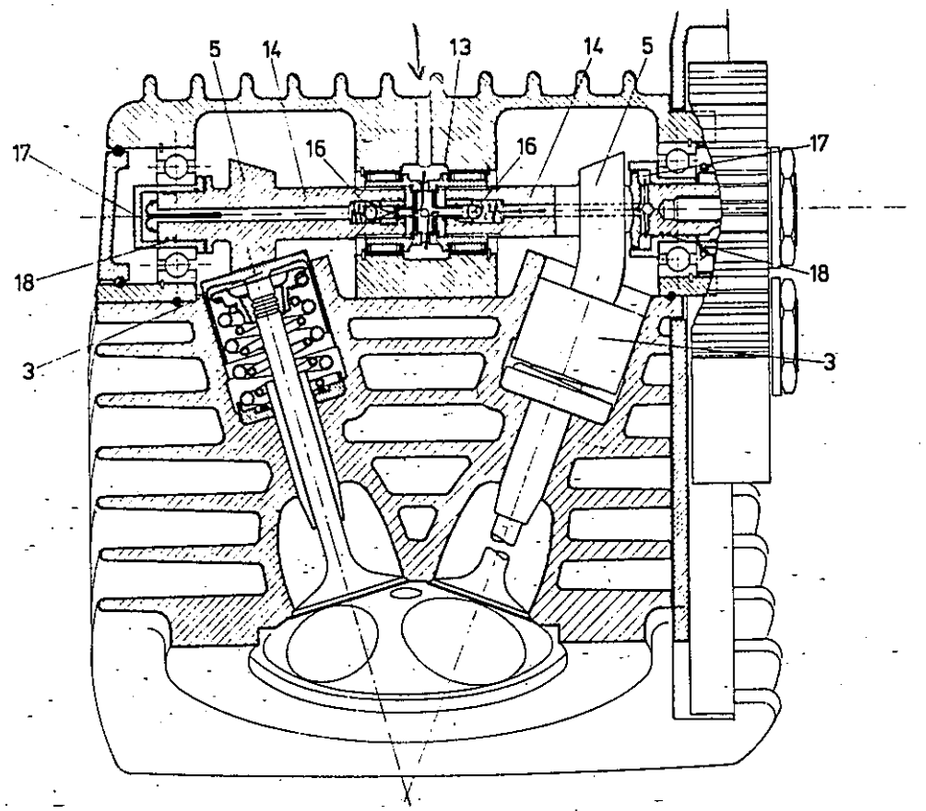


Abb. V/42: Hydraulische Ventilspieleinstellung.

Abb. V/42: Hydraulische Ventilspieleinstellung.

sich der Nocken mit seinem Grundkreis wieder über dem Tassenstößel, ermöglicht der damit verbundene Druckabfall im Druckzylinder Öffnen des Kugelventils und Auffüllen der durch Spaltverluste im Dichtungsbereich reduzierten Ölmenge (Abb. V/42).

Bei beiden Einstellmöglichkeiten bietet die Kerbverzahnung zwischen den Nockenwellenhälften und dem Kupplungsmittelstück eine einfache Möglichkeit, die Ventilsteuerzeiten zu ändern. Das Revolutionäre an dieser Erfindung ist, daß die hydraulische Ventileinstellung völlige Laufruhe der Nockenwellenkinematik garantiert.

Beide Konstruktionsbeispiele beweisen, daß dieses Vierventilkonzept, mit drehzahlfester Ventilbetätigung ausgestattet, derzeit nicht nur sämtlichen vergleichbaren Motoren deutlich überlegen ist, sondern durch die Vielfalt bisher ungenützter Variationsmöglichkeiten neue Anwendungsbeispiele bietet und somit den höheren Herstellungsaufwand rechtfertigt (Abb. V/43, Abb. V/44, Abb. V/45, Abb. V/46, Abb. V/47).

Abb. V/43:
Apfelbeck-Rotax: luftgekühlt.

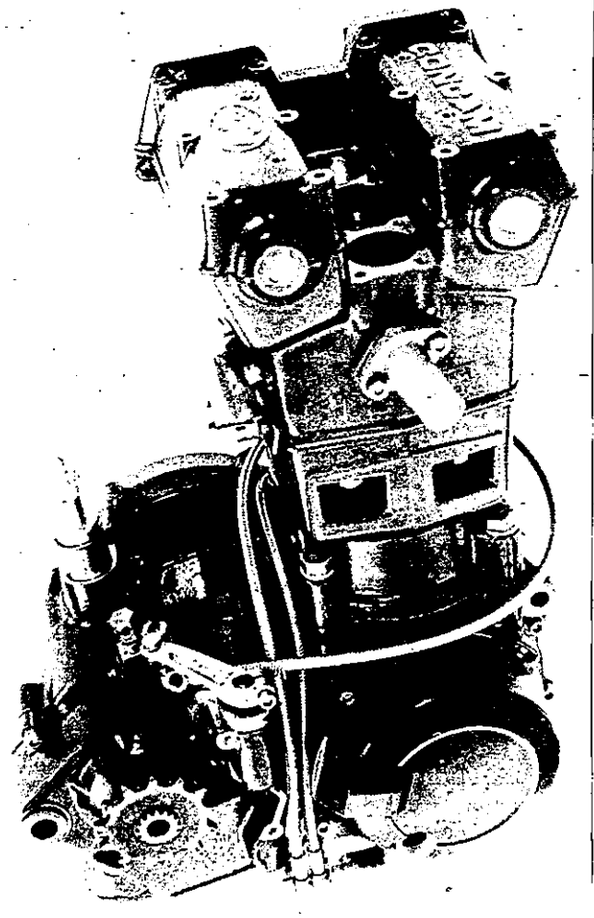


Abb. V/44:
Apfelbeck-KTM: wassergekühlt.

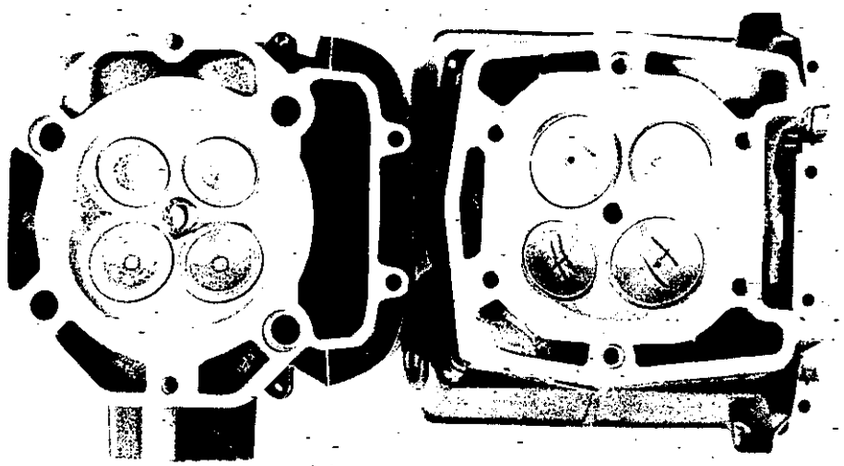


Abb. V/45: Zum Vergleich:
Die großen und trotzdem weit auseinanderliegenden Einlaßventile im glatten Kalottenbrennraum ermöglichen freies Ausströmen des Frischgases. Im zerklüfteten Dachkopf wird die Strömung durch die enge Nachbarschaft der Ventile zueinander und zur Zylinderwand empfindlich gestört.
Links: KTM-LC 4
Rechts: Apfelbeck-KTM

Abb. V/46: Trotz seiner vier radialen Ventile und der beiden Nockenwellen im Zylinderkopf wirkt der »Concam«-Umbau gegenüber dem Dachkopf des Serienpendants glattflächig und kompakt.

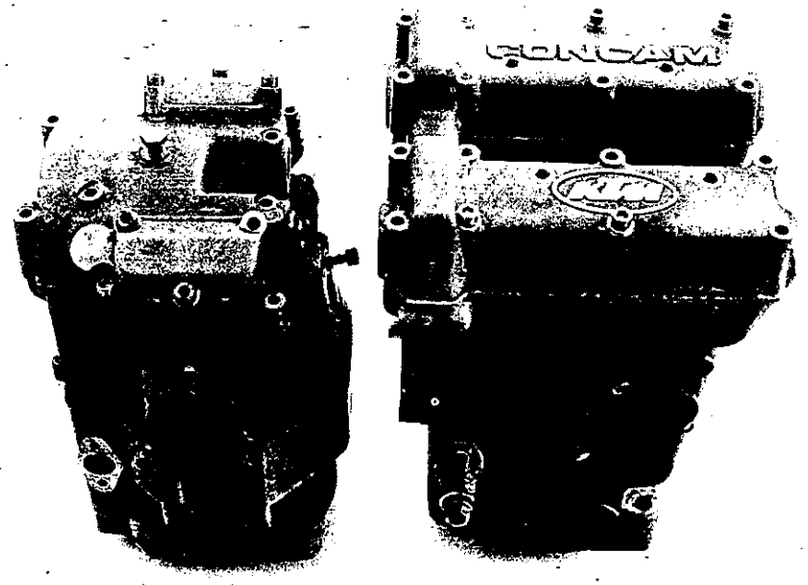
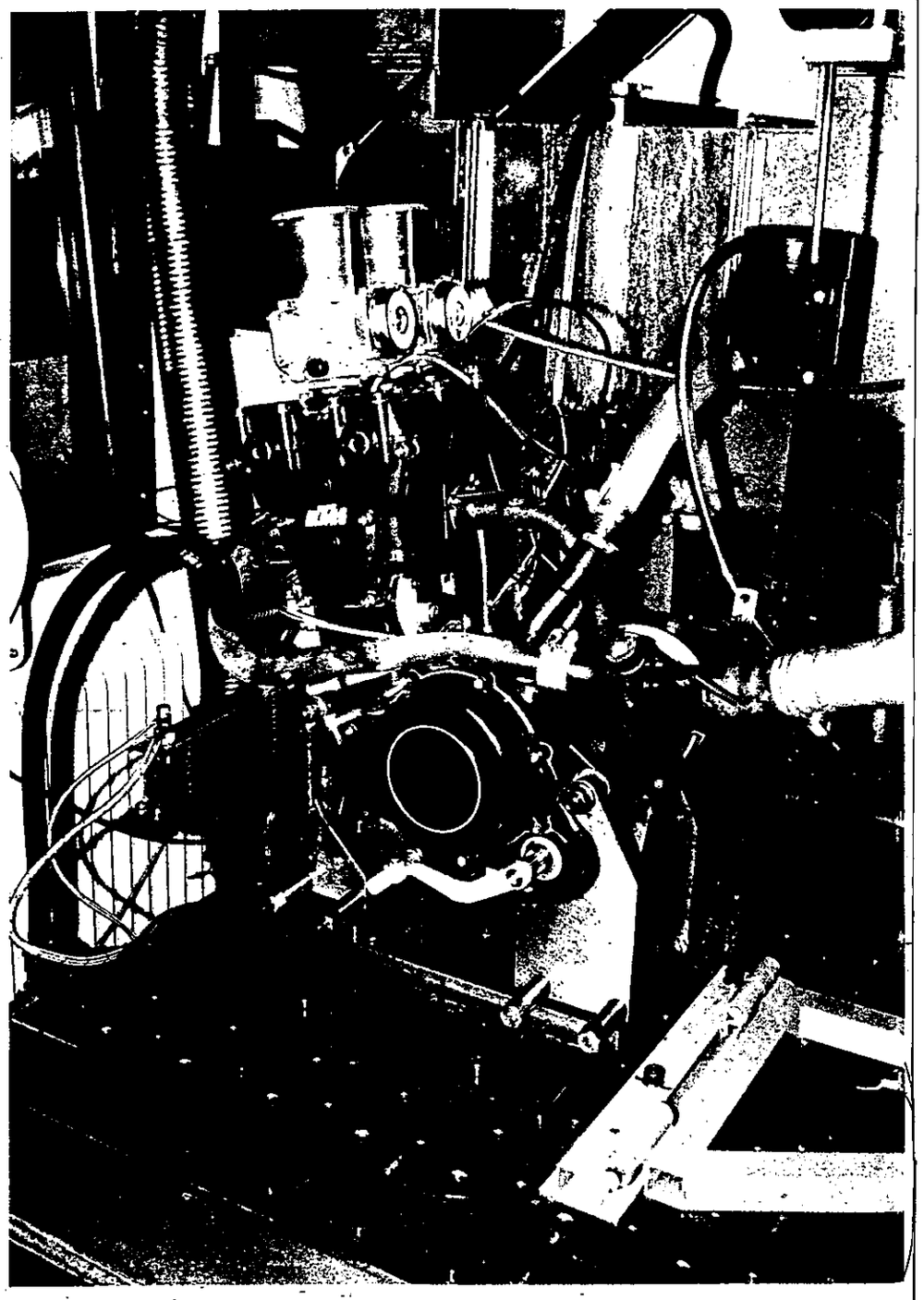


Abb. V/47:
Erste Prüfstandsläufe lassen Rekordleistungen erwarten.

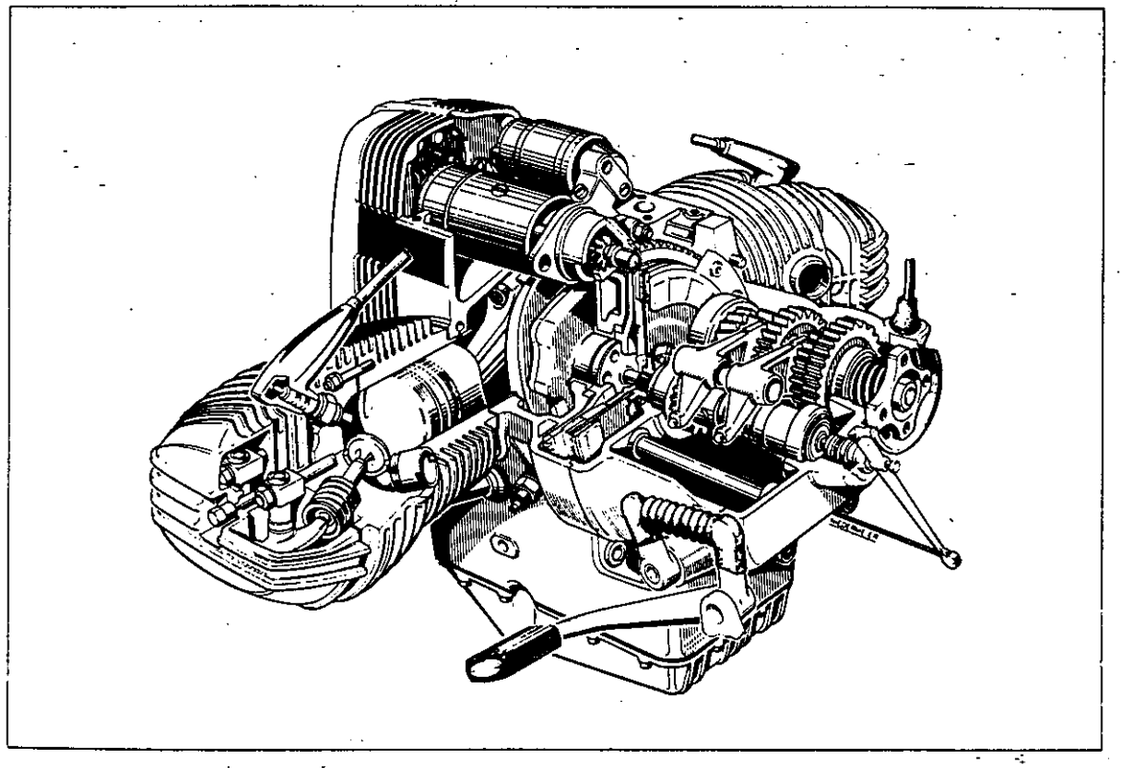


VI. BMW-BOXER – DANKBARES TUNINGOBJEKT

Grundsätzliches

(Abb. VI/1)
Kaum ein Motorenkonzept – vom einfachen Einzylinder abgesehen – kann sich mit der nahezu 70jährigen Entwicklung des BMW-Boxermotors vergleichen. Der mit der Zylinderzahl zwei durch kein anderes System erreichte Massenausgleich, die Vollkapselung des Antriebs mittels Kardanwelle und die hohe Verarbeitungsgenauigkeit begründen die Kauftreue zufriedener Motorradfahrer und rechtfertigen das Festhalten an dieser Zylinderanordnung.
Allerdings wurden mit Ausnahme der Vorkriegskompressormaschinen und dem RS-Typ sämtliche für die Serie gebauten Konstruktionen als Stoßstangensteuerungen konzipiert. Mit diesem, inzwischen von keinem Hersteller mehr verwendeten Ventilbetätigungsmechanismus lassen sich wegen des hohen Gewichts seiner Einzelteile keine heute geforderten Leistungsgrößen erreichen.
Die Nockenwelle liegt zentral in der Sym-

Abb. VI/1: BMW-Boxer in Originalausführung (BMW-Werkfoto)



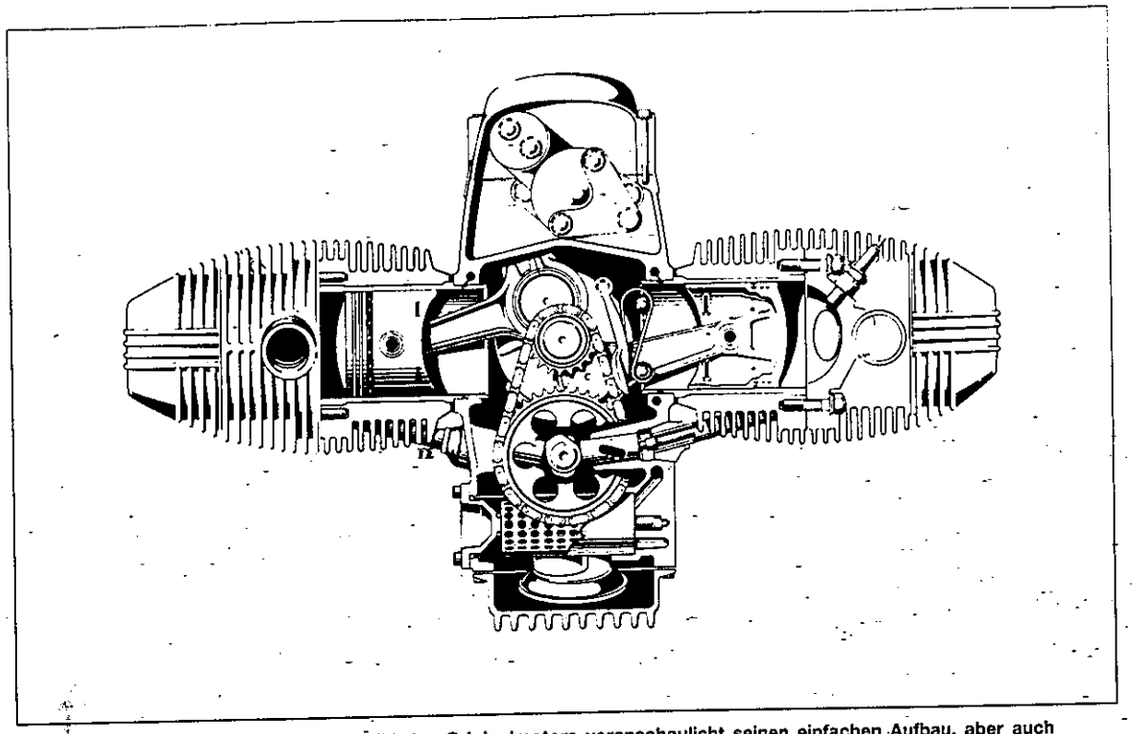


Abb. VI/2: Das Röntgenbild des Originalmotors veranschaulicht seinen einfachen Aufbau, aber auch seine drehzahlhemmende Steuerung (BMW-Werkfoto)

metrieachse des Motors und ist damit soweit wie überhaupt möglich von den einzelnen Zylinderköpfen entfernt. Damit ist die Verwendung kurzer und leichter Steuerungsteile, wie sie zum Erreichen hoher Drehzahlen unabdingbar sind, unmöglich (Abb. VI/2).
Mit dem je Ventil in Summe 290 Gramm schweren Betätigungsmechanismus lassen sich nur sanfte Ventilerhebungen übertragen – ein Manko, das heute übliche und geforderte Drehzahlen nicht verwirklichen läßt.
Wesentliche Drehzahl – und damit Leistungssteigerungen lassen sich aber nur mit einer steileren Nockenform und höherem Ventilhub erzielen. Die dazu erforderlichen Ventilfederdrücke bewirken das elastische Nachgeben und Verformen aller Steuerungsteile, sodaß die vom Nocken vorgeschriebene und angestrebte Ventilerhebung nicht eingehalten werden kann. Erhöhter Verschleiß von Nocken und seinen Abnehmern ist ebenfalls die Folge.
Um den artbedingten Nachteilen dieser Steuerung zu begegnen, wurden von BMW selbst zahlreiche Versuche mit obenliegenden Nockenwellen angestellt. Die dabei verwendeten Antriebszahnriemen wurden vollgekapselt über den Zylinder zur einzelnen horizontal im Zylinderkopf liegenden Nockenwelle geführt und bewirkten so ein bizarres und unorganisches Motoräußeres (Abb. VI/3 und Abb. VI/4).
Die Ventile lagen zudem parallel übereinander, sodaß auch die Kugelkalotte als ideale Brennraumform nicht mehr verwirklicht werden konnte. Die Möglichkeit, den Riemen horizontal in einem über Zylinder

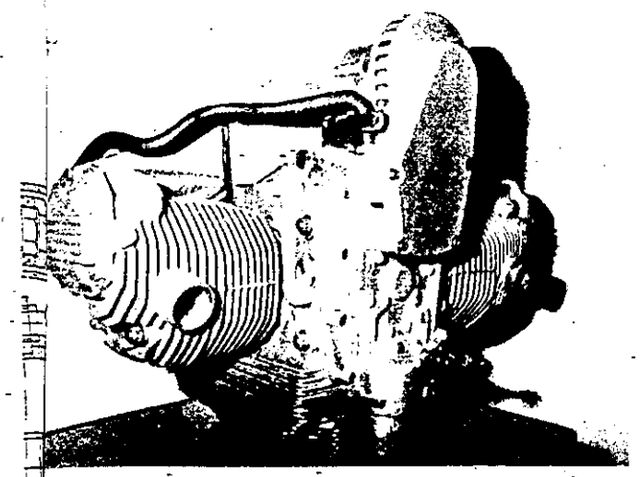
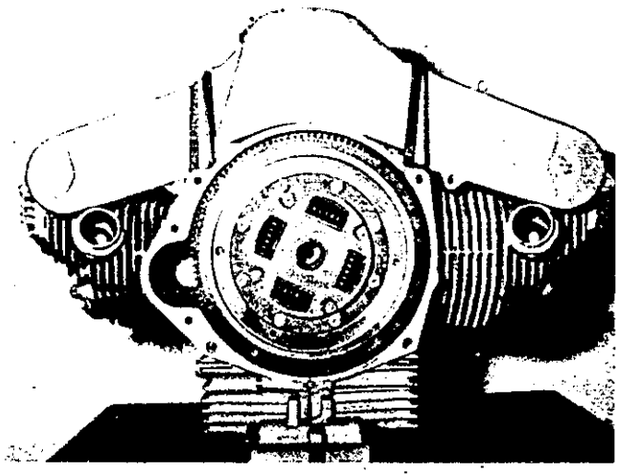


Abb. VI/3: Einer mehrerer BMW-Versuche, mit einer obenliegenden Nockenwelle höhere Drehzahlen zu erreichen. (BMW-Werkfoto)

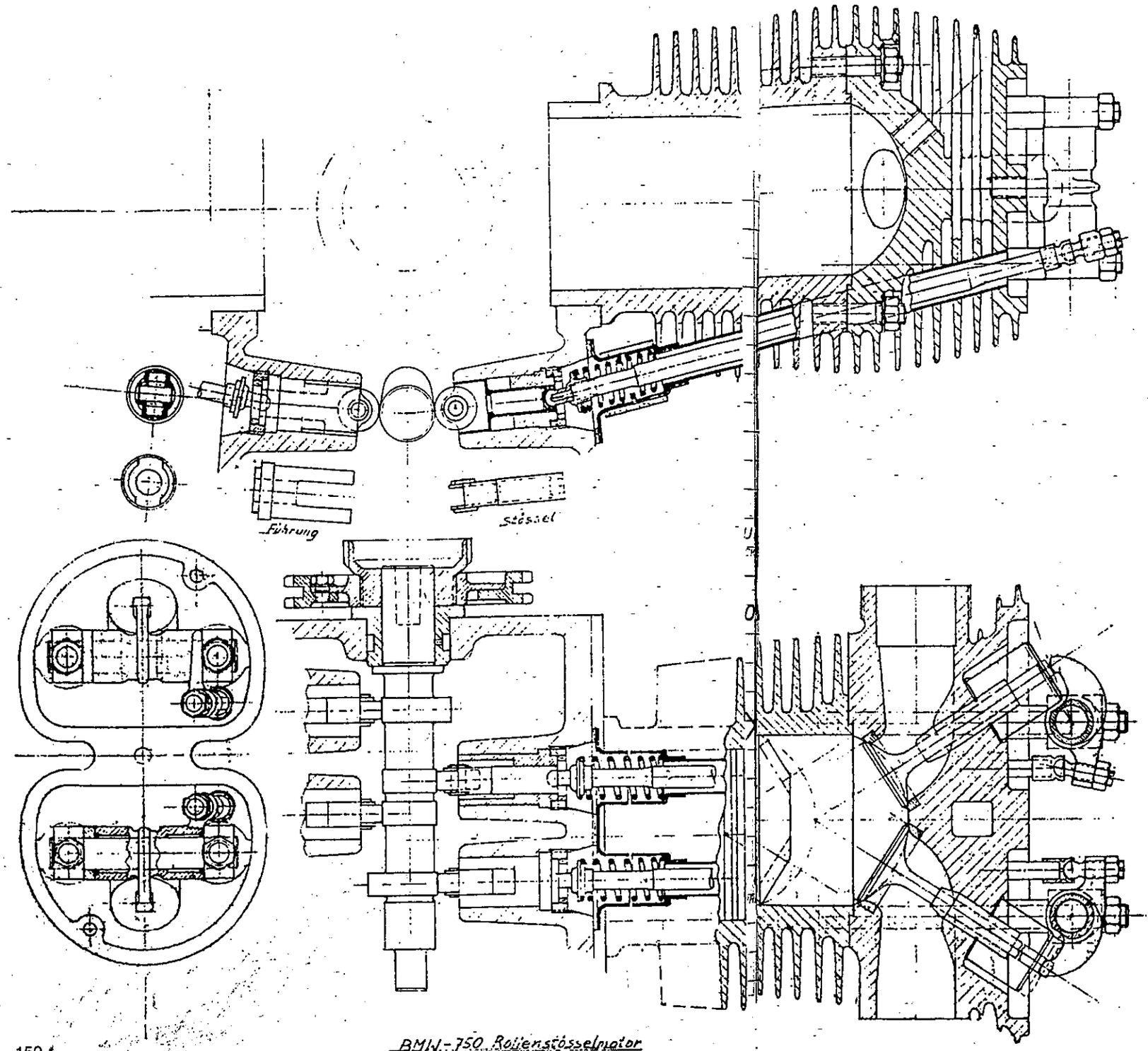


VI/4: Zahnriemengehäuse beeinflussen das Motoräußere (BMW-Werkfoto)

und Zylinderkopf liegenden Schacht zur vertikal im Kopf liegenden Nockenwelle zuführen, wurde offensichtlich nicht überprüft. Das Riemengehäuse hätte damit keinen Fahrtwind von den Kühlrippen abgehalten und seine ästhetische Einbindung in die Zylinder- und Zylinderkopfeinheit wäre ohne sonderliche Schwierigkeiten möglich gewesen. Daß sich auf diese Art auch zwei Nockenwellen je Kopf antreiben lassen, ohne daß durch voluminöse Nockenwellenantriebsräder der Schräglagenwinkel des Motorrades begrenzt wird, wäre ein weiterer Vorteil dieser Anordnung.
Warum man für einen Serienmotor nicht auf den Ventiltrieb des sehr erfolgreichen RS-Rennmotors zurückgegriffen hat, wird klar, wenn man bedenkt, daß zum Antrieb der beiden im Zylinderkopf liegenden Nokkenwellen insgesamt vier Paar Kegelräder und zudem sieben Zahnräder notwendig waren; ein für Serienmotoren unwirtschaftlicher und im Hinblick auf das geforderte Wartungs-Know-how nicht vertretbarer Aufwand.
Die einfachste Art, eine mit geänderten Steuerzeiten erzielbare Leistungserhöhung auch mechanisch zu verkraften, stellt die Rollenstößelsteuerung dar, die nachstehend ebenso beschrieben wird, wie die von Apfelbeck erfundene und patentierte Einnockensteuerung mit durchgehender Königswelle. Beide Möglichkeiten zur Nutzung der vortrefflichen Erbanlagen des Boxermotors wurden von BMW selbst nicht angewendet, sodaß sie dem versierten Tuner vorbehalten bleiben.

Rollenstößelsteuerung

Prinzipiell bereits im I. Band beschrieben, ermöglichen die nunmehr gelieferten Darstellungen einfaches Anfertigen der Einzelteile mit geringsten finanziellen Mitteln bei größtmöglicher Erfolgsaussicht. Selbstverständlich müssen die zur Leistungsanhebung notwendigen Arbeiten am Zylinderkopf entsprechend der empfohlenen Weise vorgenommen (Abb. VI/41), und Nocken lt. beiliegender Erhebungskurve (Abb. VI/8) verwendet werden. Die Anwendung der Rollenstößel allein garantiert lediglich die Drehzahlfestigkeit und größere Lebensdauer der Steuerungsteile bei 20 %iger Drehzahlerhöhung (Abb. VI/5, Abb. VI/6, Abb. VI/7, Abb. VI/8).



BMW-750 Rollenstösselmotor

Abb. VI/5:
Zusammenstellungszeichnung einer Rollenstößelsteuerung, mit der jeder BMW-Originalmotor nachträglich umgerüstet werden kann.

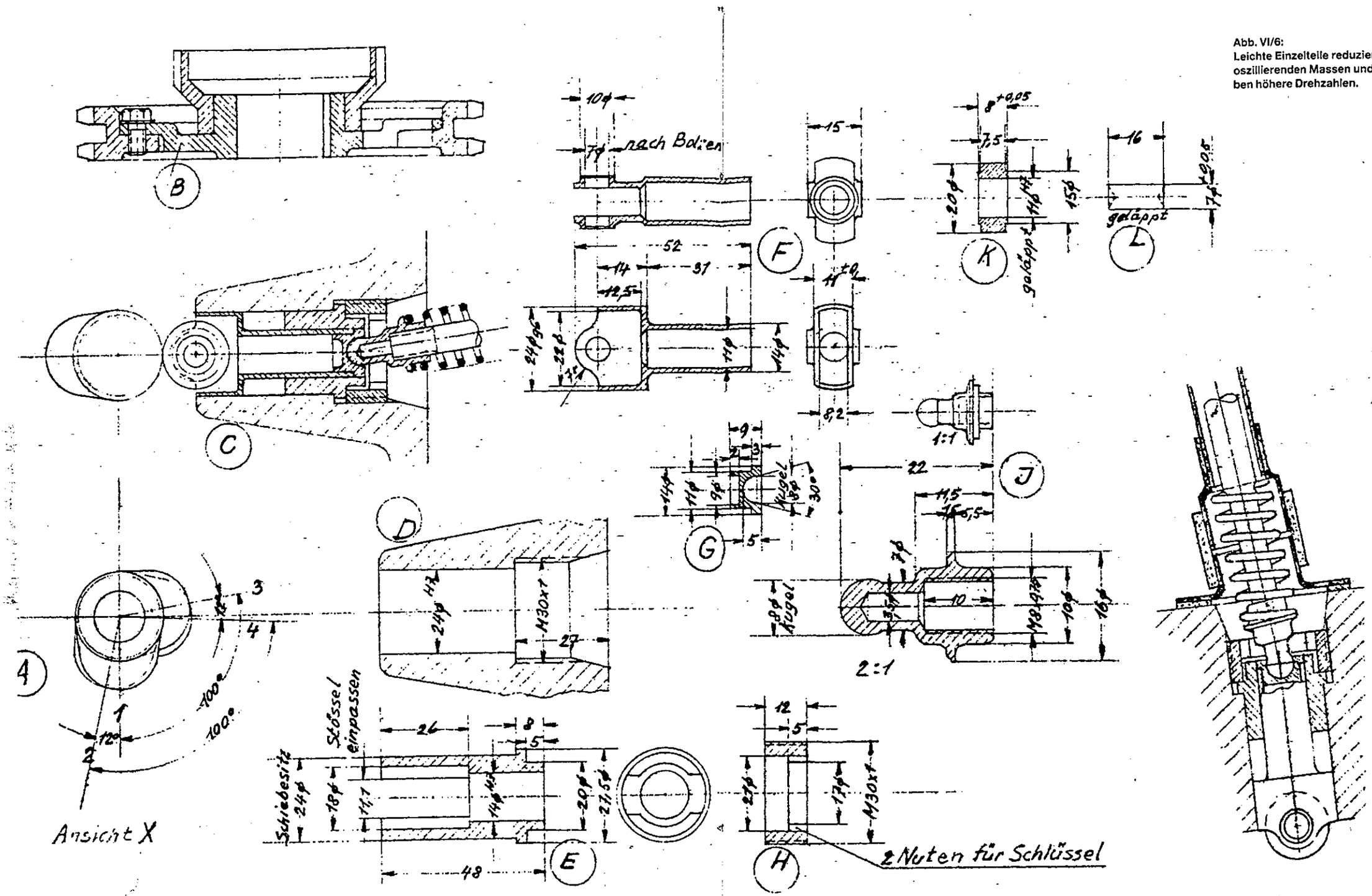


Abb. VI/6:
Leichte Einzelteile reduzieren die oszillierenden Massen und erlauben höhere Drehzahlen.

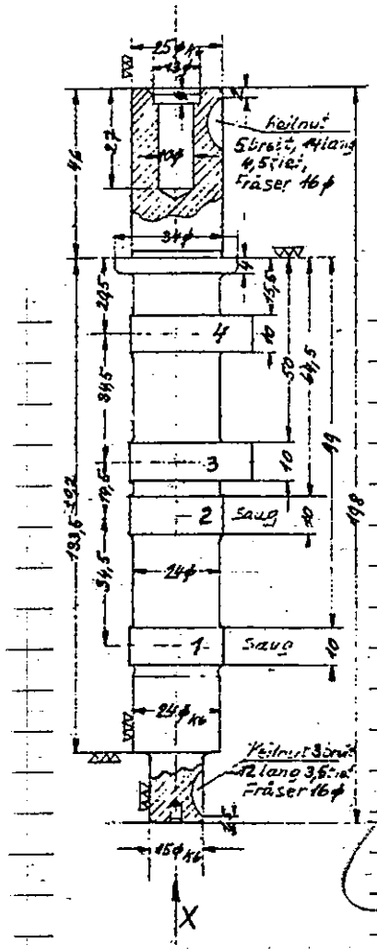


Abb. VI/7:
Rollenabnehmer erfordern die Neuanfertigung der Nockenwelle.

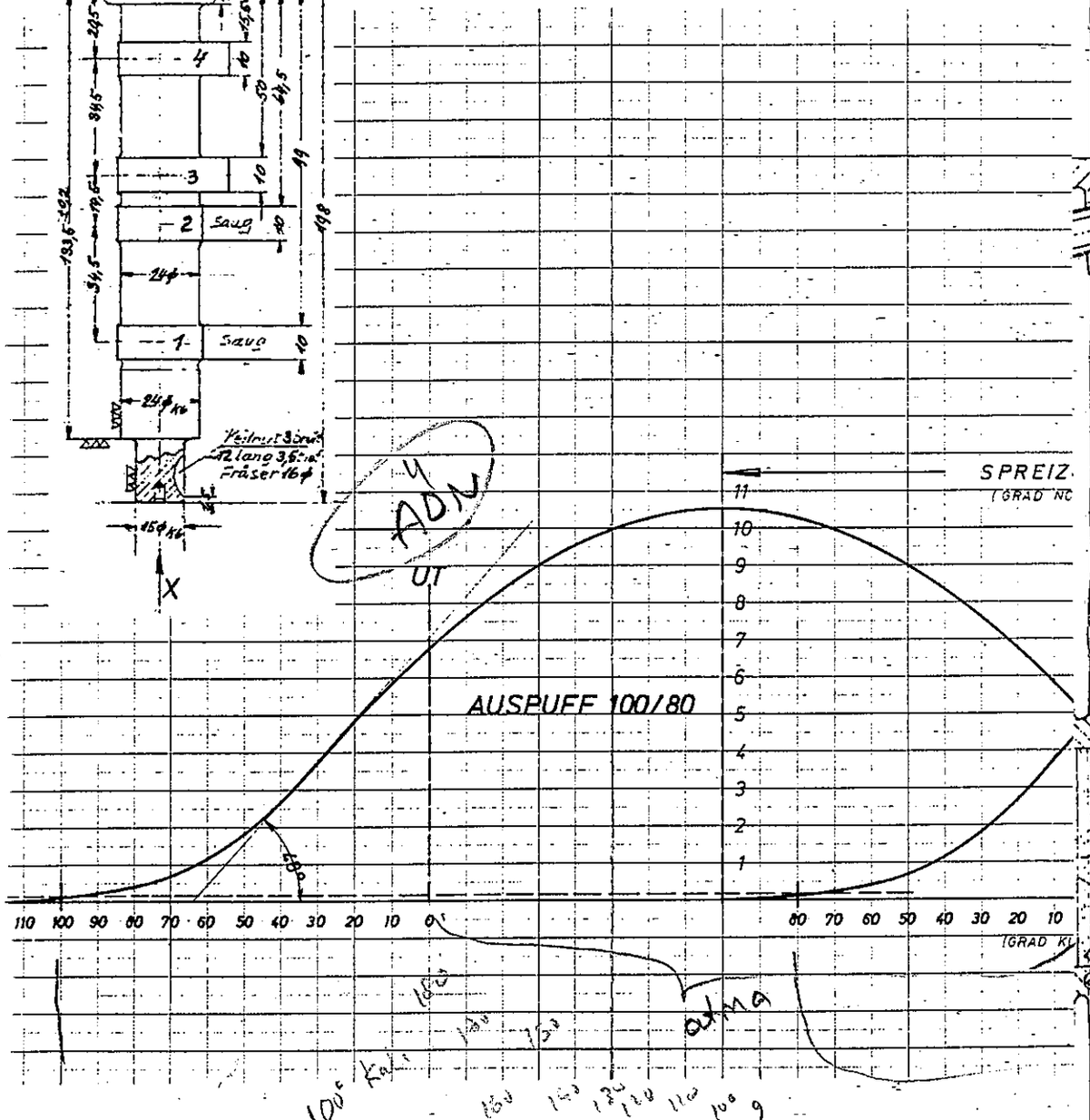
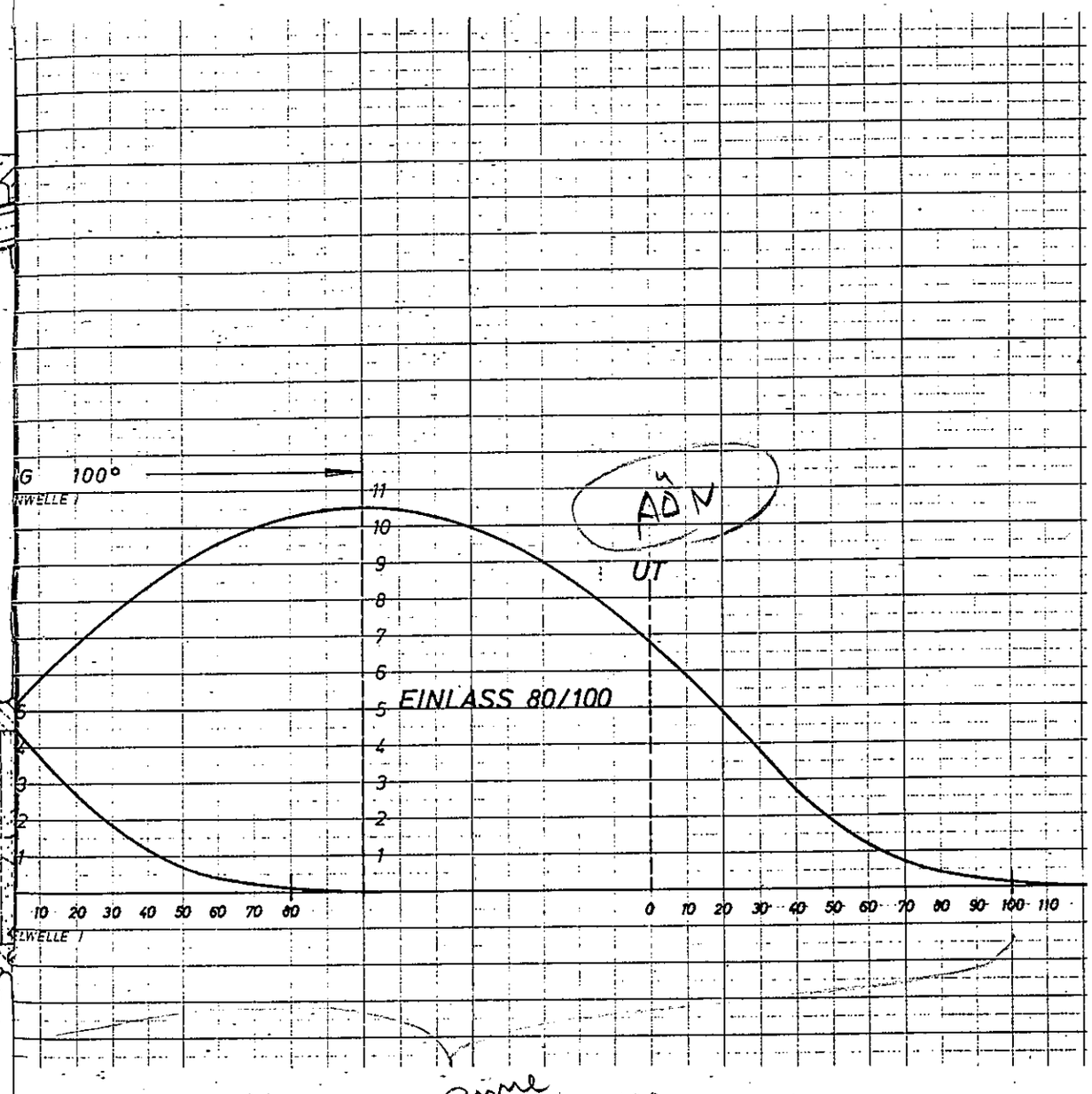
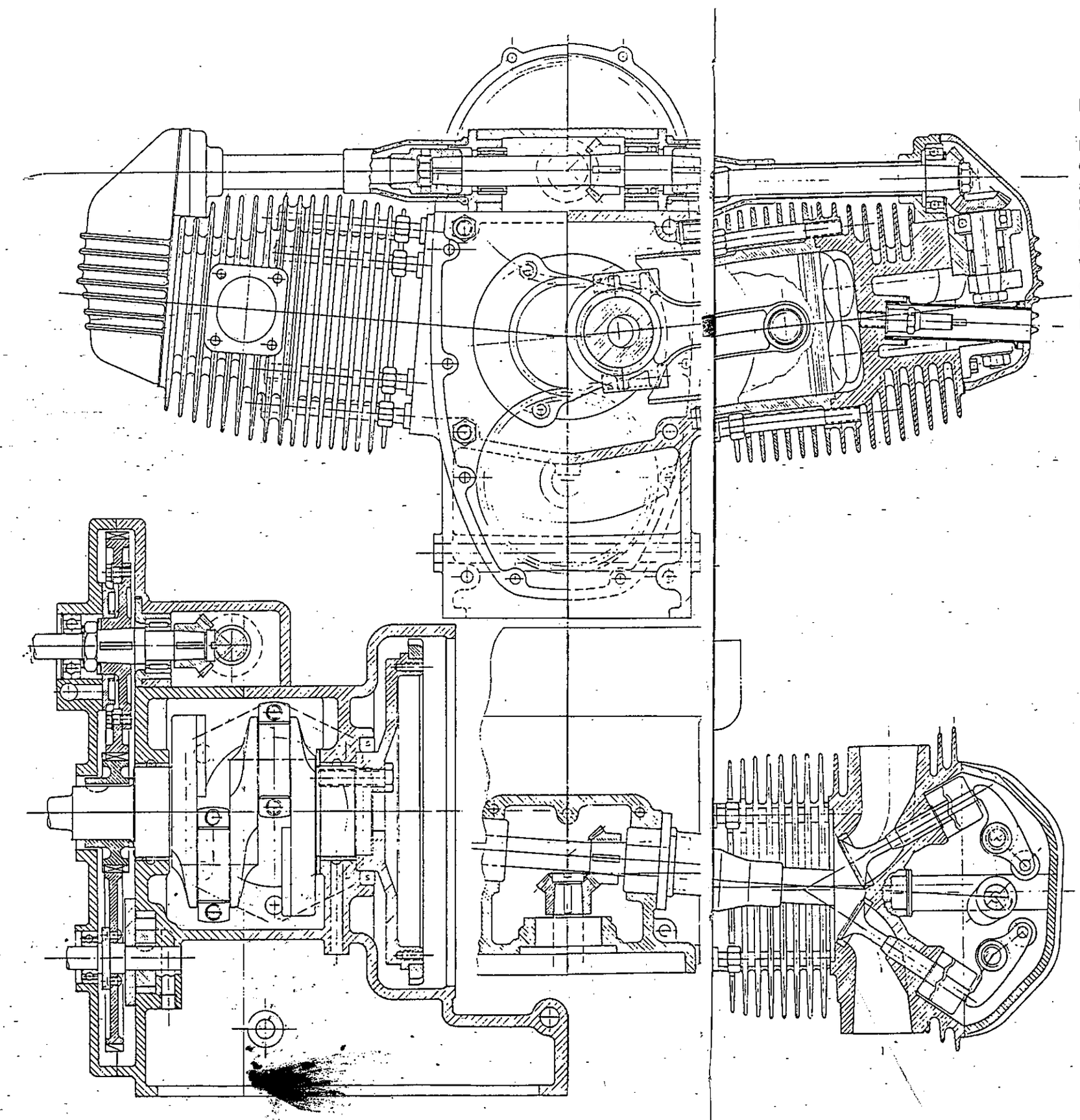


Abb. VI/8: Ventilerhebungskurve und Steuerdiagramm zur Rollenstößelsteuerung



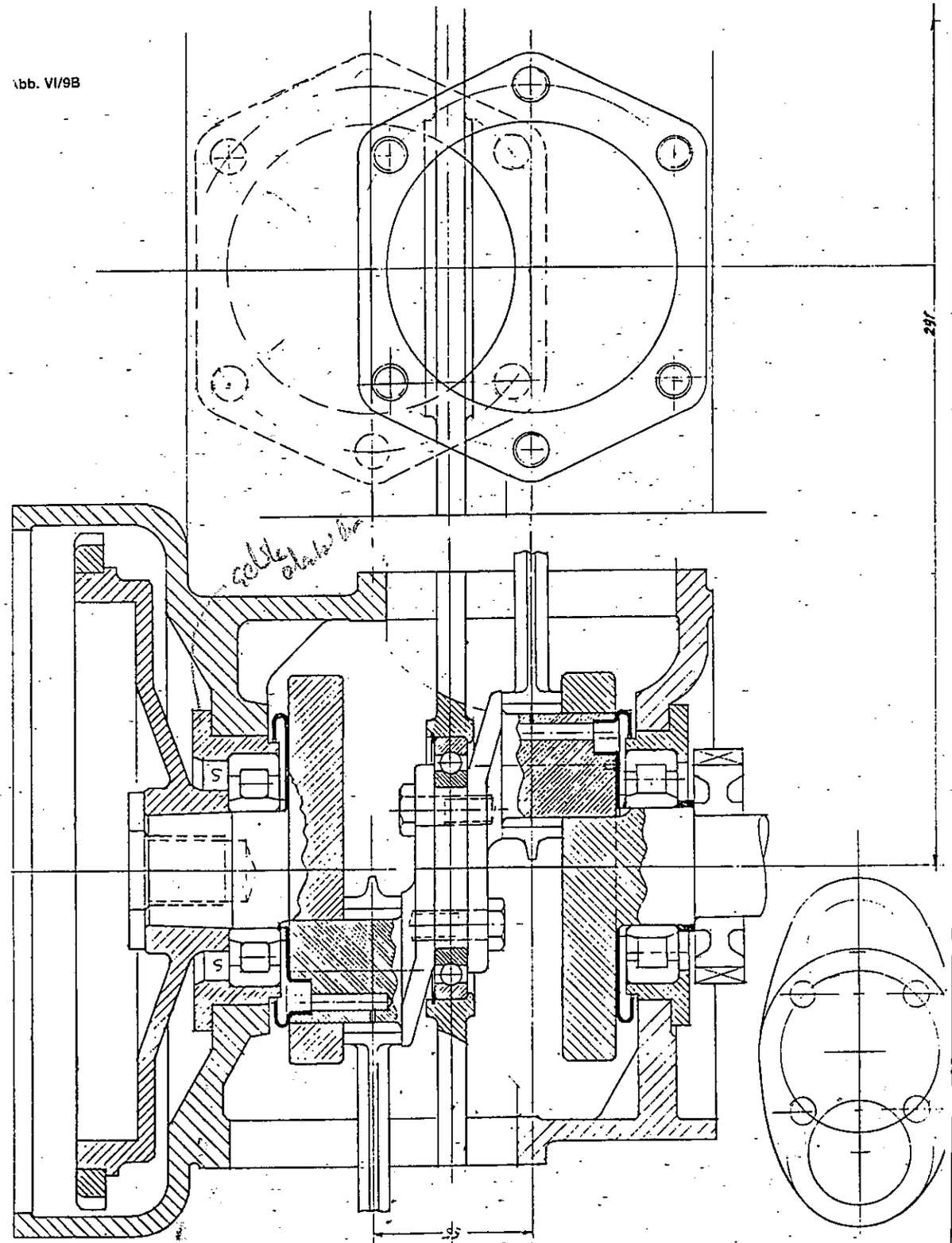


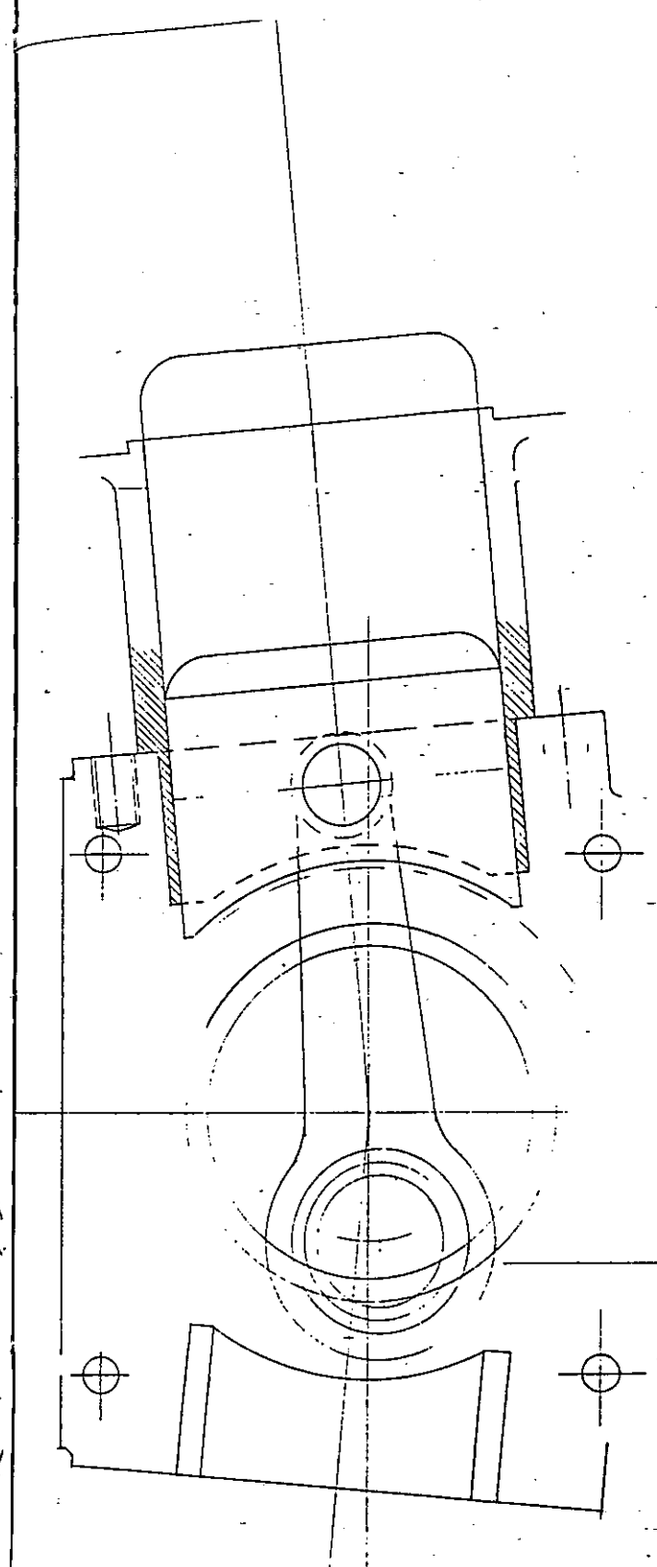
Königswellensteuerung

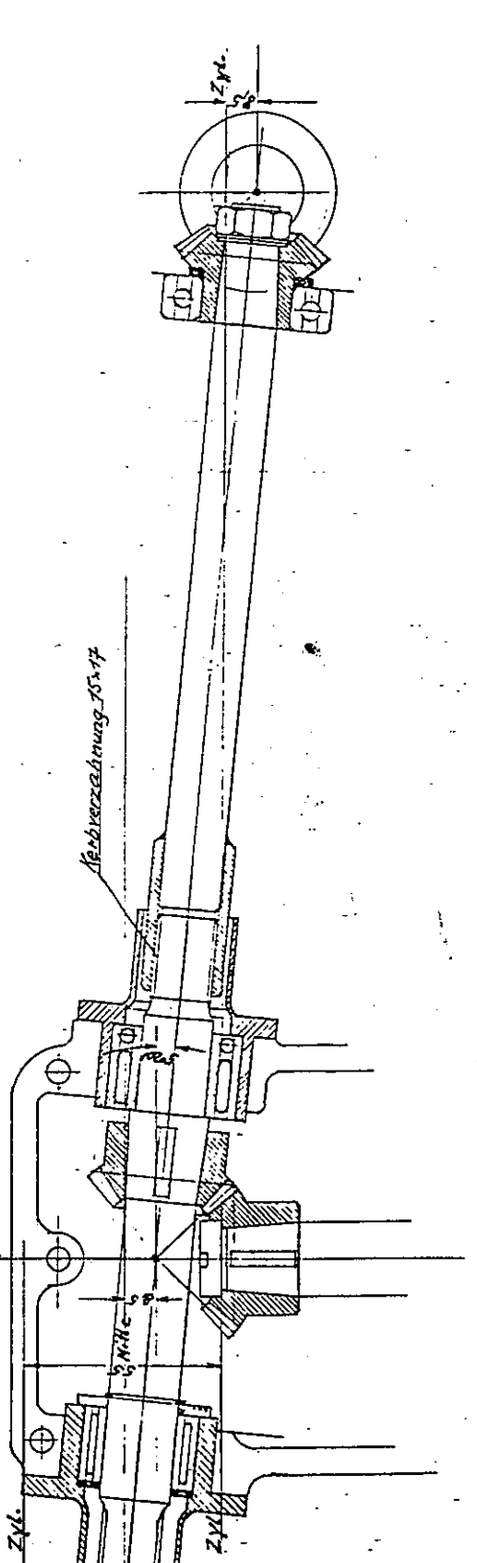
Daß ein einzelner Nocken bei entsprechenden geometrischen Voraussetzungen auch mehrere Ventile klaglos betätigen kann, wurde im I. Band anhand mehrerer Beispiele aufgezeigt und mit dem »Fallert-Boxer« eindrucksvoll bewiesen.
Wichtig ist das Wissen um die Tatsache, daß die durch die Rollenmittelpunkte der Nockenabnehmer (Schwing- oder Kipphebel) und der Nockenwellenmitte gebildeten Schenkel bei halbem Nockenhub einen Winkel einschließen, der dem angestrebten Spreizungswinkel entspricht. Auf die beschriebene Tassenstößelsteuerung bezogen heißt das, daß dieselben im Spreizungswinkel zueinander zur Nockenwellenmittelachse stehen müssen. (Abb. VI/9A, Abb. VI/9B).

Abb VI/9A: Zusammenstellungszeichnung des Fallert-Boxers in seiner Erstversion. Durch leichte V-Stellung der Zylinder wird sowohl eine bessere Steuerungsgeometrie erreicht, als auch größere Schräglagen ermöglicht. Vier Ventile werden von einem Einfachnocken betätigt.

Abb. VI/98



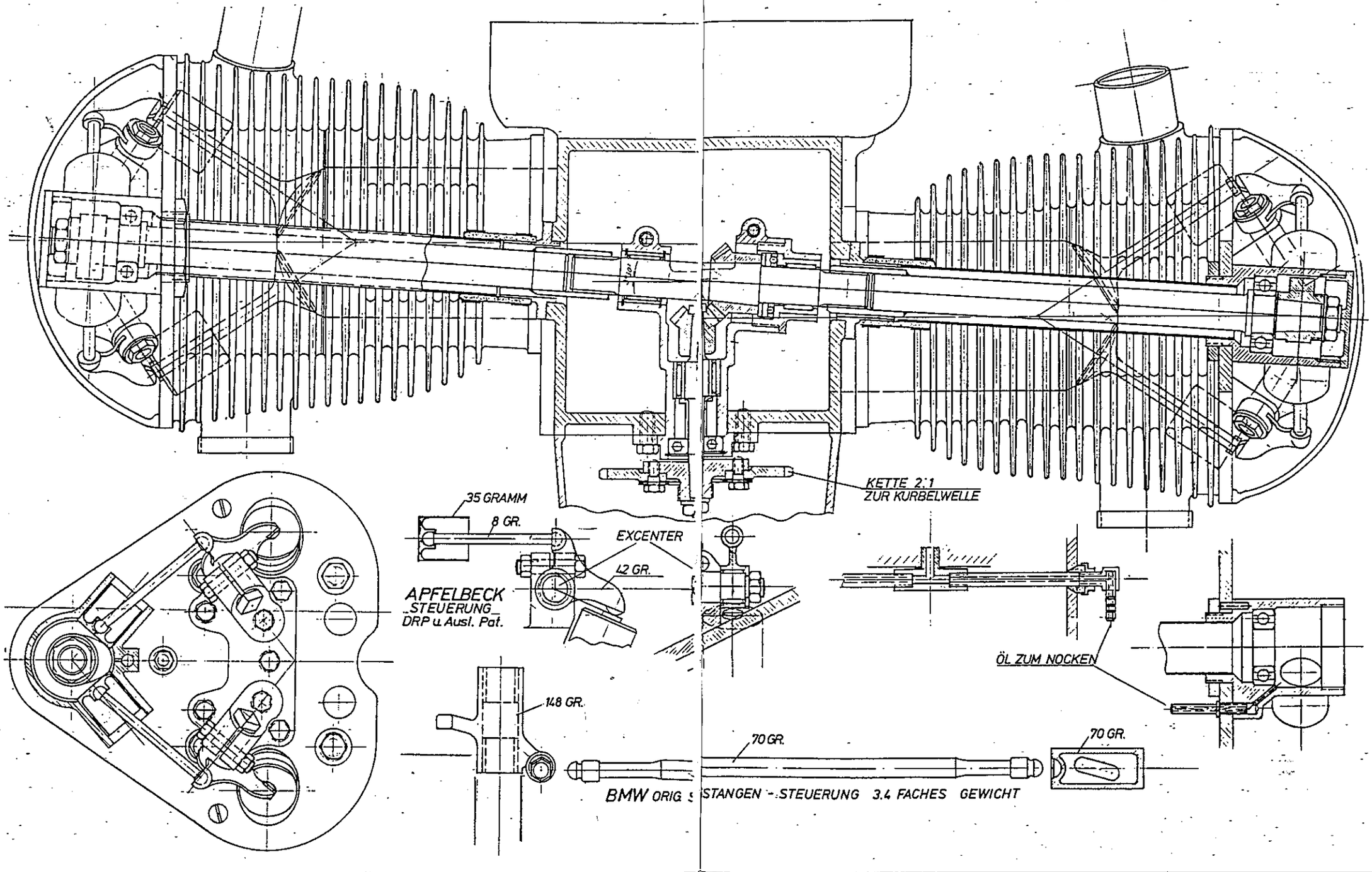




Kennzeichnung

Der zur Steuerung der beiden Ventile jedes Zylinders notwendige Nocken sitzt direkt auf der Königswelle.
V-förmig zum Nocken stehende Stößel übertragen mittels nur 8 Gramm wiegender Stoßstangen den Nockenhub auf einen sehr leichten Kipphebel, der seinerseits das ihm zugeordnete Ventil betätigt. Zum Antrieb der durchlaufenden Königswelle ist nur ein Kegelradpaar mit dazugehörigem Kettentrieb notwendig, wodurch geräuscharmer Lauf garantiert ist. Die erforderliche Drehrichtung auf jeder Zylinderkopfseite ergibt sich durch die artbedingten kinematischen Verhältnisse solcher Königswellenantriebe.
In der Zusammenstellungszeichnung sind Aufbau und Gesamtanordnung der Ventilsteuerung übersichtlich dargestellt. Bei Einhaltung der empfohlenen Vorgangsweise ist der Umbau an allen gegenwärtig produzierten Gleitlagermotoren ohne nennenswerte Schwierigkeiten durchführbar (Abb. VI/10).

Abb. VI/10: Aufbau und Gesamtordnung der Königswellensteuerung.



An die Stelle des Anlassers, der nunmehr über das Getriebe verlegt wird, kommen die Königswelle und deren Antrieb. Die Drehbewegung der Kurbelwelle wird durch einen 1 : 2 untersetzten Kettentrieb auf die Antriebswelle des Kegelradsatzes übertragen. Diese Kette ist ebenso eine Einfachkette wie die nach unten zur ehemaligen Nockenwelle führende, die nunmehr nur noch zum Ölpumpenantrieb gebraucht wird.

Die Königswelle selbst besteht aus drei Teilen, die mittels kerbverzahnten Muffenstücken kraftschlüssig verbunden werden (Abb. VI/11).

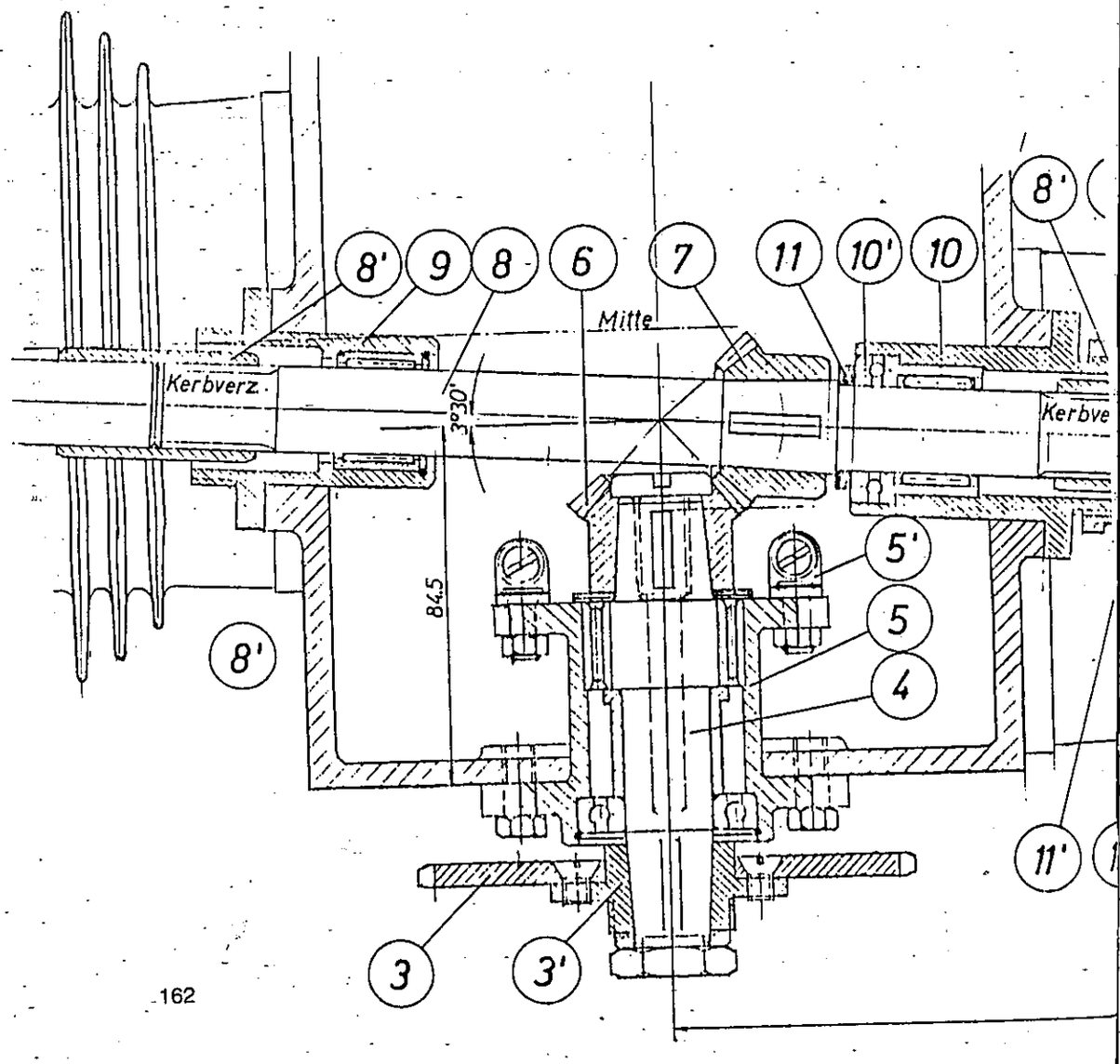
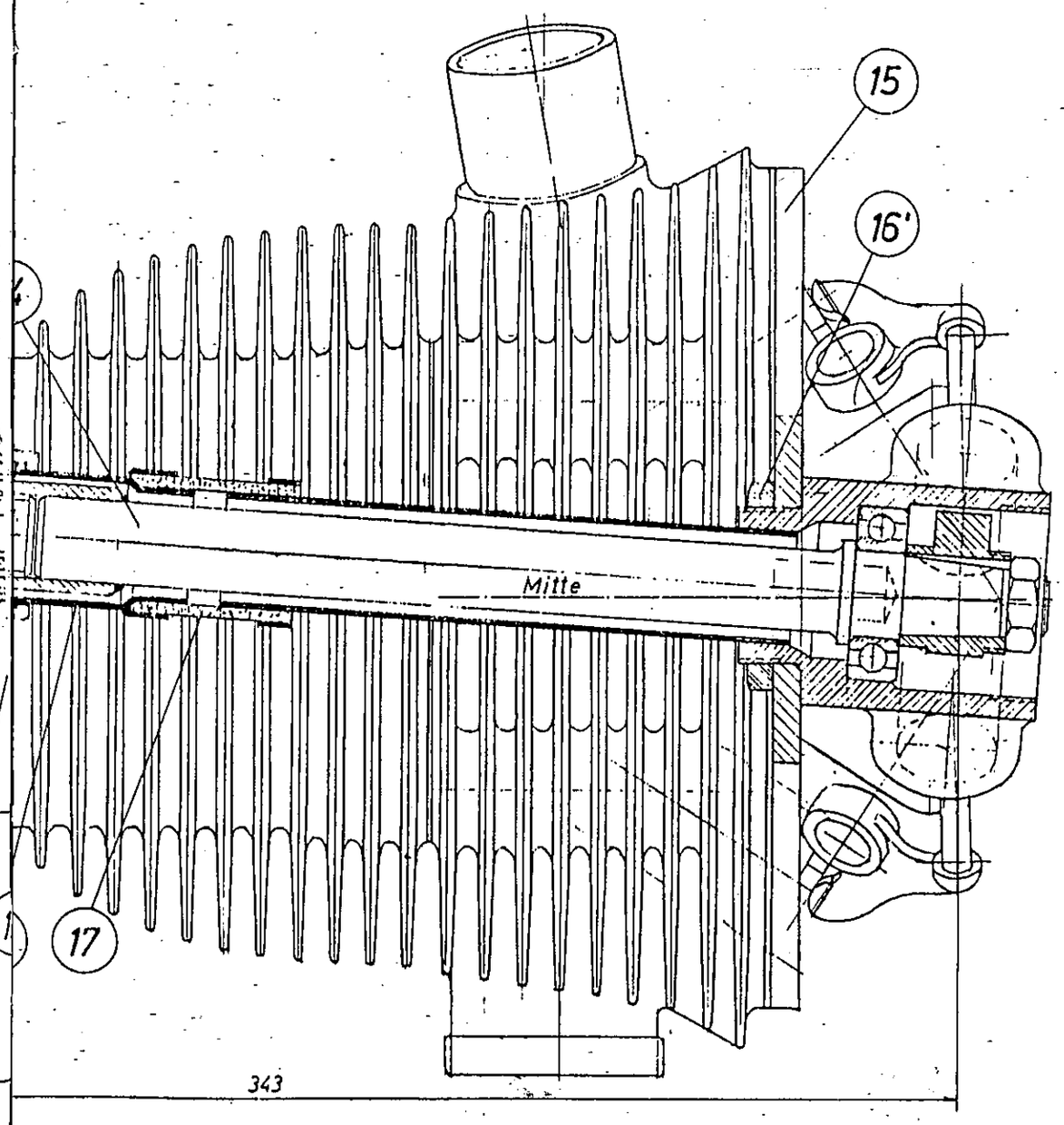


Abb. VI/11: Dreiteilung der Königswelle erleichtert die Montage und gestattet geringfügige Fluchtfehler.



Der Mittelteil der Königswelle als Träger des einen Kegelrades muß sehr sorgfältig gelagert sein. Ein kombiniertes Nadel-Drucklager nimmt den durch das Kegelradpaar erzeugten Schub auf. Zur Aufnahme dieser Lager sind am Motorgehäuse Aluflansche anzuschrauben, die wegen der Königswellenschrägstellung und dem sich nach oben verjüngenden Gehäuse mit Kaltschweißmittel angekittet werden. Eine zu Gehäuseverzug führende Schweißung wird damit überflüssig.

Wegen des Zylinderversatzes von 42 mm beträgt der Winkel zwischen Königswelle und Motorquerachse 3 Grad 30 Minuten. Jedes Königswellenende ist im Nockengehäuse über der Zylinderkopfmitte gelagert und trägt auf einem Konus den Einzelnocken. Das Ölbadgehäuse nimmt zusätzlich die in einem Winkel von 96–100 Grad zueinander stehenden Tassenstößel auf. Beide Ventile werden über nur 70 mm lange Stoßstangen und kaum 40 Gramm schwere Kipphebel betätigt. Sowohl das Nockengehäuse als auch die Lagerböcke der zur Ventilspieleinstellung exzentrisch gelagerten Kipphebel sind auf einer Grundplatte aufgebaut, die mit mehreren Schrauben am Zylinderkopf befestigt ist.

Die gesamten hin- und hergehenden Steuerungsteile wiegen kaum ein Drittel der Originalstoßstangensteuerung. Bedingt durch den leichten Austausch der einzelnen Nocken wird die Verwendung sowohl straßentauglicher als auch rennmäßiger Steuerzeiten möglich. Trotz verhältnismäßig schwacher Ventilfedern lassen sich durch die nunmehrige Steifheit des Steuerungsaufbaues steilere Nocken und mehr Ventilhub auf die Ventile übertragen.

Anlasser- und Kurbelgehäuseänderungen

Da der beim Standardmotor über dem Kurbelhaus liegende Anlasser der Königswelle weichen mußte, besteht die Möglichkeit, so auf dieses Hilfsmittel nicht verzichtet werden soll, den im Durchmesser wesentlich kleineren (75 mm) Starter der Citroen-Zweizylinder-Typen zu verwenden. Seine Befestigung erfolgt mit zwei kleinen Winkeln, die am Motorgehäuse derart anzubringen sind, daß der Starterflansch damit verschraubt werden kann. Eine zusätzliche Blechkonsole fixiert die Hilfsmaschine über dem Getriebegehäuse.

Dieser Anlasser besitzt für den geforderten Einbau über dem Getriebe den richtigen Drehsinn; allerdings muß auch der Starterkranz in Richtung Getriebe auf der Schwungmasse versetzt werden, wozu diese abgedreht werden muß. Die ebenfalls etwas abzudrehende Kupplungsdruckplatte wird schließlich mit zwölf 6 mm-Imbusschrauben an der Schwungmasse befestigt. Zur Unterbringung des Anlassers wird das Gehäuse entsprechend ausgenommen und mit vorgenannter Befestigungskonsole für die Lagerung der Hilfsmaschine versehen.

Das Gehäuse wird oben durch eine Winkelplatte aus Aluminiumblech oder einem individuell geformten und in Alu abgegossenen Deckel abgeschlossen, der gleichzeitig die offene Seite des vorderen Gehäusedeckels verschließt.

Für den Freigang der oberen Kette muß die Innenwand des Gehäusedeckels ausgeschnitten und eine neue, nach außen versetzte Wand eingepaßt werden (Abb. VI/13). Deren Befestigung erfolgt durch Einkitten mit dem bewährten Kaltschweißmittel, nachdem noch einige zusätzliche Schrauben die absolute Festigkeit garantieren.

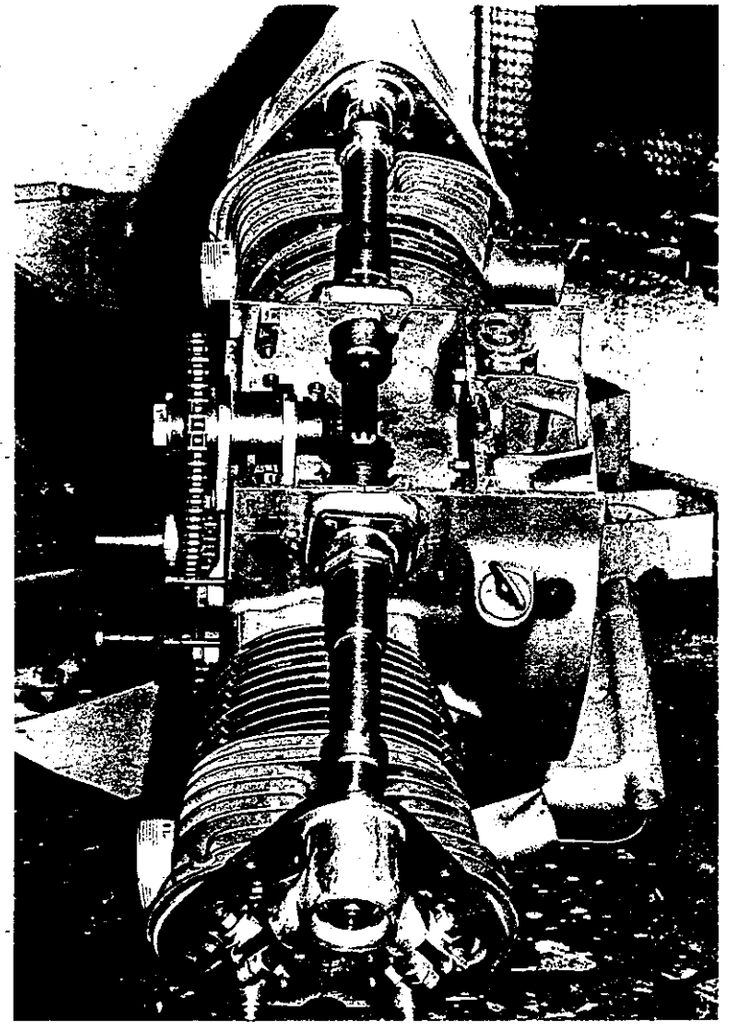


Abb. VI/12:
Der Steuerungsumbau bei abgenommenen Gehäusedeckeln. (Dr. Krackowizer Archivfoto)

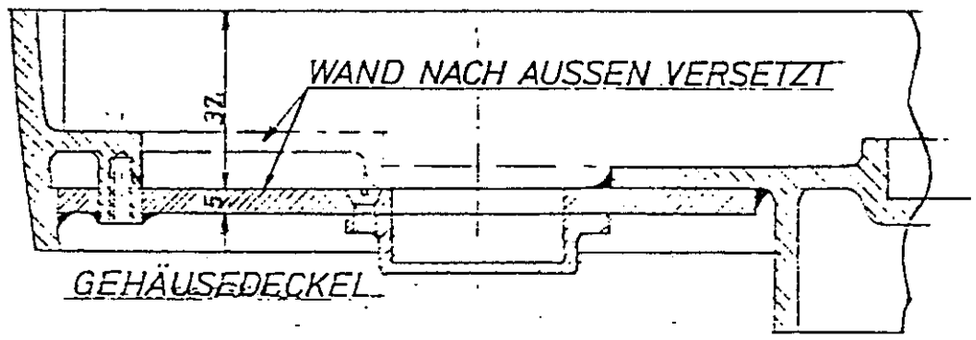


Abb. VI/13:
Adaption des Gehäusedeckels.

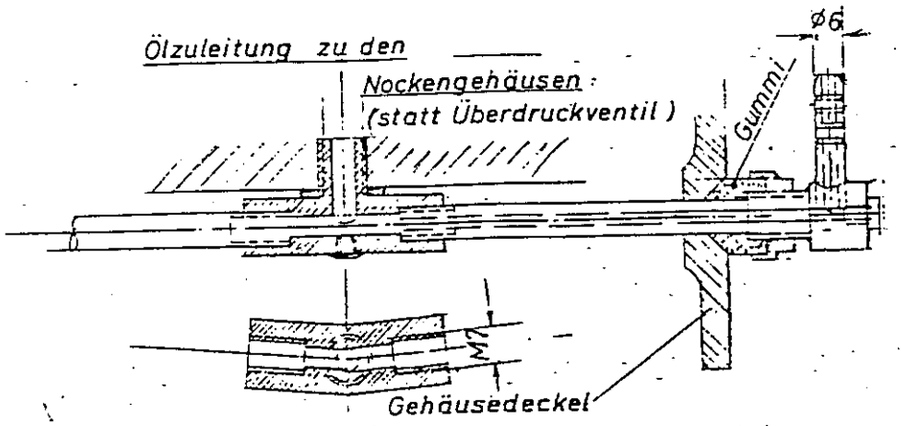
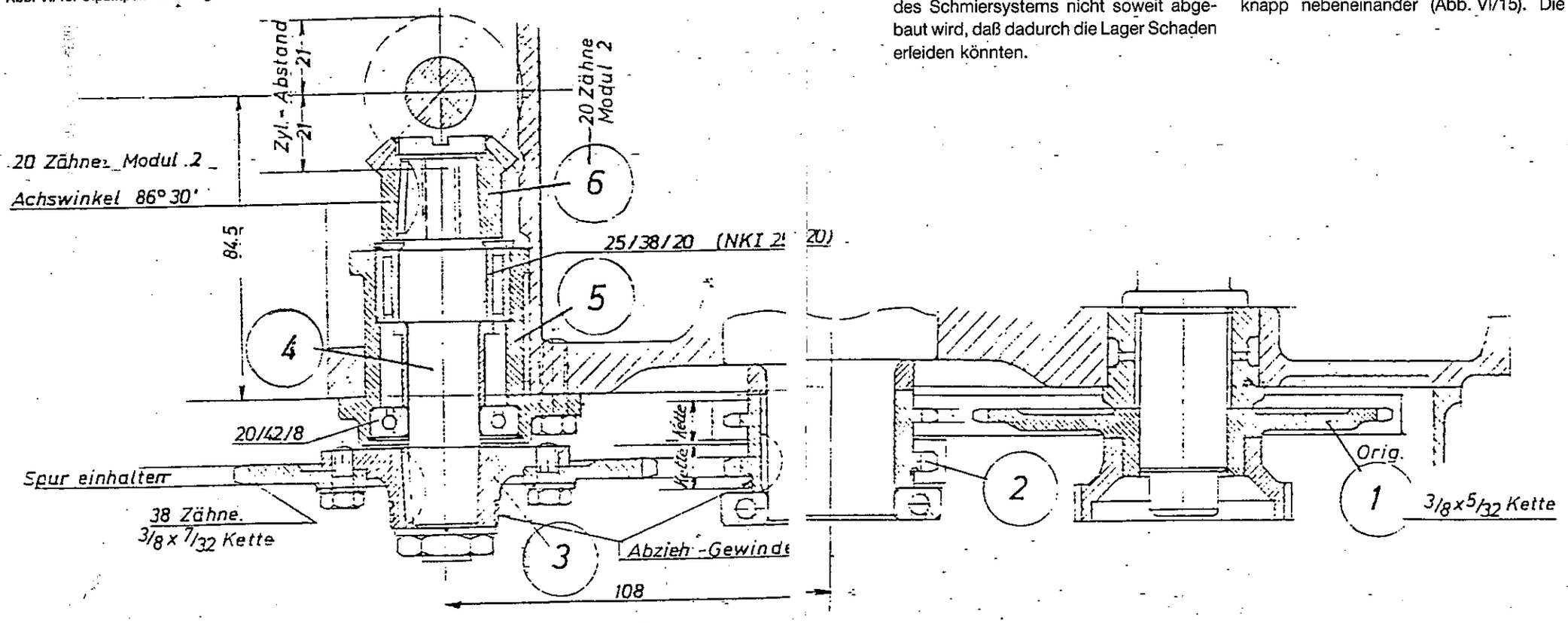


Abb. VI/14: Ölversorgung zu den Zylinderköpfen.

Abb. VI/15: Ölpumpen- und Kegelradwellenantrieb.



Änderungen des Ölkreislaufs

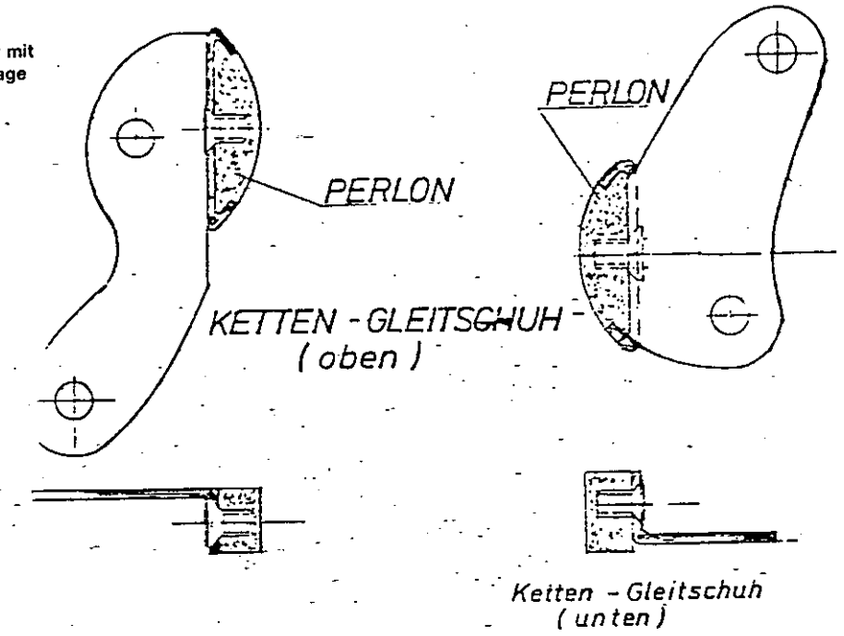
Um den Zutritt von Spritzöl aus dem Kurbelraum zur Schmierung der Kegelräder zu ermöglichen, werden im Bereich des Kegelradpaares einige 8 mm-Löcher in die Kurbelhausdecke gebohrt.

Das Öl-Überdruckventil, das nur bei verschmutztem Filter in Aktion tritt, wird entfernt und der Anguß abgeschnitten, da der Ölkanal zur Versorgung der Nockengehäuse mit Schmierstoff benötigt wird. Zu diesem Zweck wird in die Ölbohrung des Lagerdeckels ein T-Stück eingeschraubt, aus dem das Öl durch kleine Röhrchen oder gepanzerte Ölschläuche den Nockengehäusen zugeleitet wird (Abb. VI/14). Die Austrittsbohrung muß mit 1 mm kalibriert werden, damit der Öldruck innerhalb des Schmiersystems nicht soweit abgebaut wird, daß dadurch die Lager Schaden erleiden könnten.

Der Ölpumpen- und Königswellenantrieb

Von der Kurbelwelle führt, durch den Wegfall des kräftezehrenden Steuerungsantriebs ermöglicht, nach unten zur Originalnockenwelle, nur mehr eine Einfachkette (3/8×5/32), die den Antrieb der Ölpumpe übernimmt. Vom Nockenwellenkettenrad wird der zweite Zahnkranz soweit abgedreht, daß ein Einfachritzel (1) mit 3,6 mm Zahnbreite verbleibt. Auf der Kurbelwelle sitzt das Doppelkettenrad (2) für die schmale Kette nach unten und die breitere Antriebskette (3/8×7/32) nach oben zur Kegelradwelle (4). Beide Kettenfluchten liegen wegen des vorgegebenen Platzangebots zwischen Kurbelwellenbund und dem Kugellager am Nockenwellenzapfen sehr knapp nebeneinander (Abb. VI/15). Die

Abb. VI/16:
Kettenspanner mit Kunststoffauflage



Breite des Kettenrades (5,5 mm) für den Königswellenantrieb ist, wie der Abstand der beiden benachbarten Ketten, genauestens einzuhalten.
Sicherheitshalber sollten für die beiden Ketten aus Blech gebogene und mit Perlongleitflächen ausgestattete Kettenspanner im Gehäuse vorgesehen werden (Abb. VI/16).

Das Doppelkettenrad (2), welches auch zweiteilig ausgeführt werden kann, wird aus vergütetem Stahl gefertigt und außen mit einem Gewinde versehen, damit es mit einem Abzieher ohne Beschädigung gelöst werden kann (Abb. VI/17). Auch das mit der doppelten Zähnezahl gefertigte Antriebsrad (3), das an einem Flansch auf die konische Nabe der Kegelradwelle

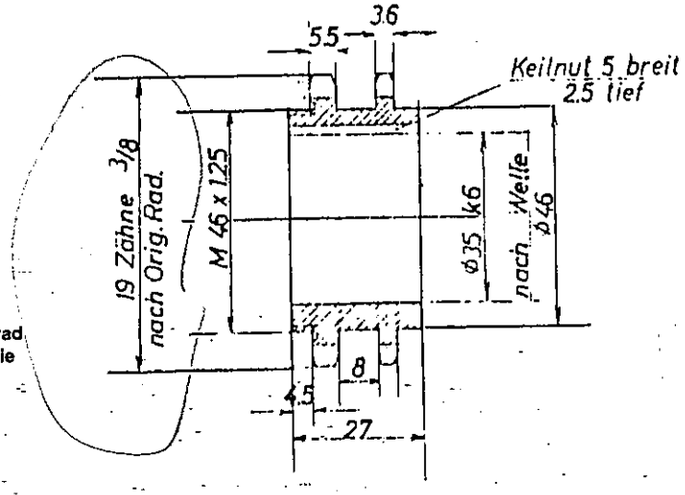


Abb. VI/17:
Das Kurbelwellenkettenrad treibt die Ölpumpe und die Kegelradwelle an.

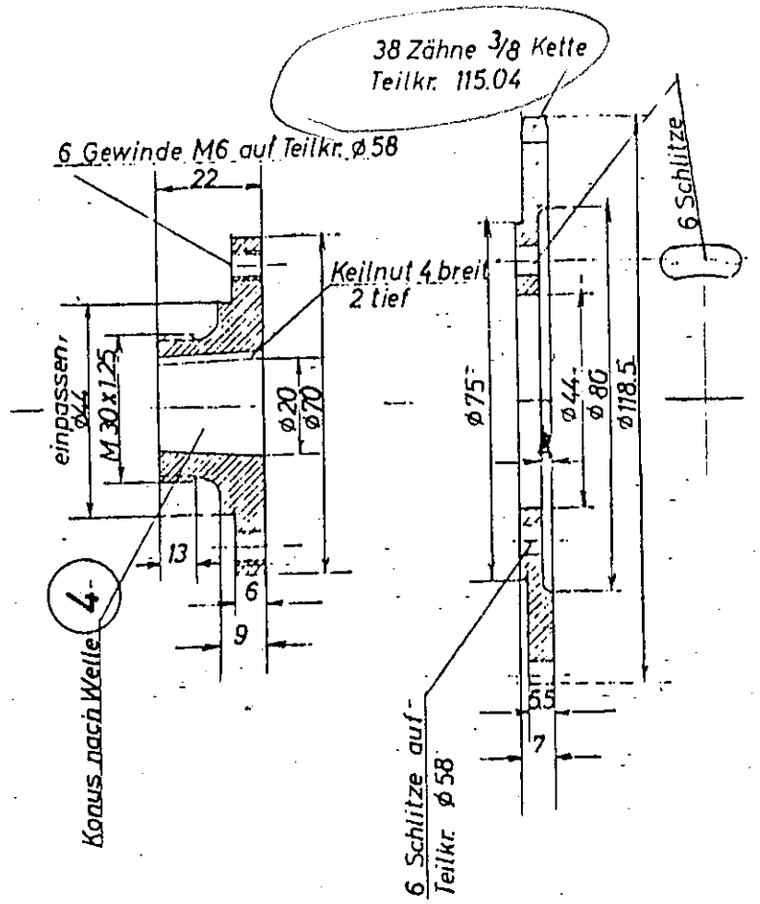
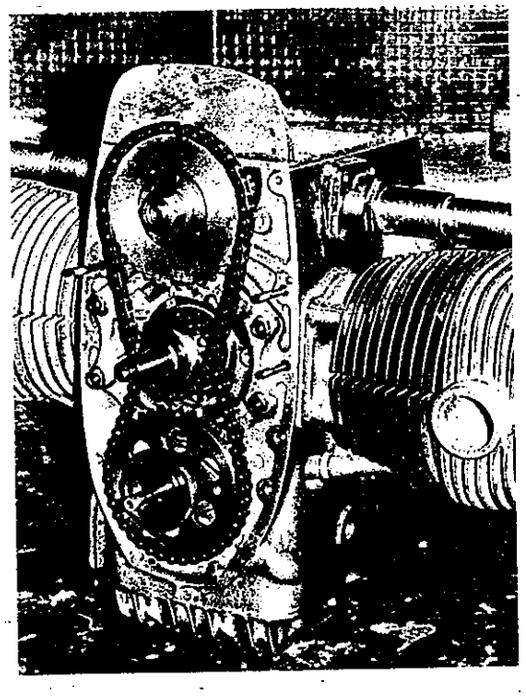


Abb. VI/18: Längslöcher im Flanschbereich des Kettenrads zum Kegelradwellenantrieb erleichtern die Feineinstellung der Steuerzeiten.



(4) geschraubt wird, muß mit einem Gewindeabzieher gelockert werden können (Abb. VI/18).
Der Achsabstand von 108 mm zwischen der Kurbelwelle und dem Königswellenantrieb muß bei aufgelegter Kette genau eingemessen und eingehalten werden (Abb. VI/19).
Die Kegelradwelle (4) wird in einem Gehäuse (5) zweifach gelagert. Den durch das Kegelradpaar verursachten Axialschub nimmt das Kugellager 20/42/8 auf, das durch einen Seegerring im Gehäuse gehalten wird. Um den geforderten Abstand von 84,5 mm zwischen Gehäuse-

Abb. VI/19:
Fertig montierter Ölpumpen- und Kegelradantrieb. (Dr. Krackowitzer Archivfoto)

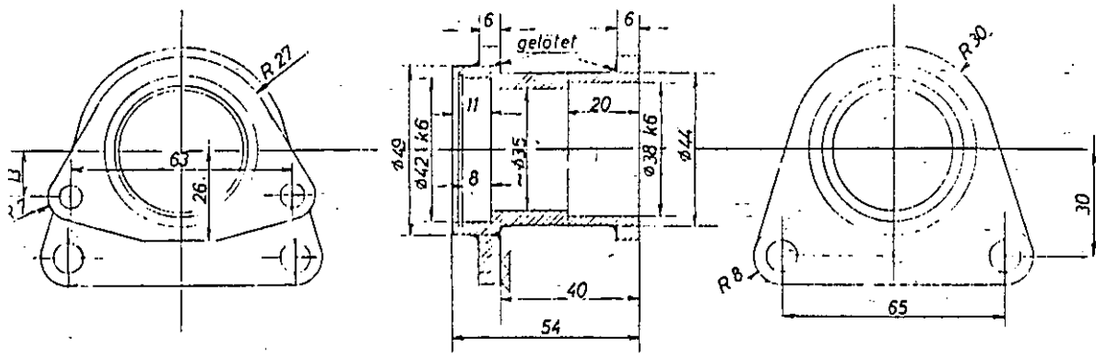
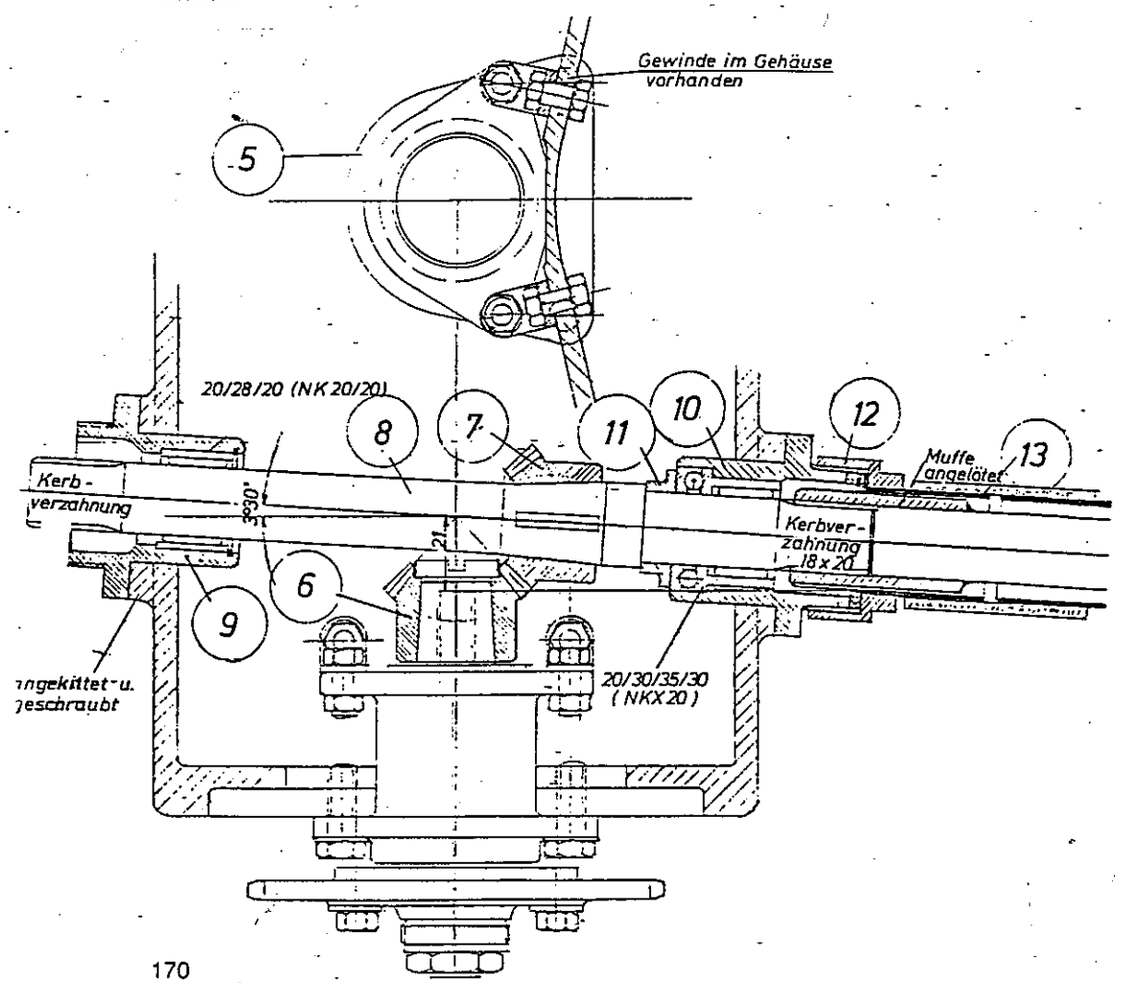


Abb. VI/20: Lagergehäuse der Kegelradwelle.

Abb. VI/21: Königswellenmittelteil und Kegelradwelle werden unter einem Winkel von 3° 30' zueinander montiert.



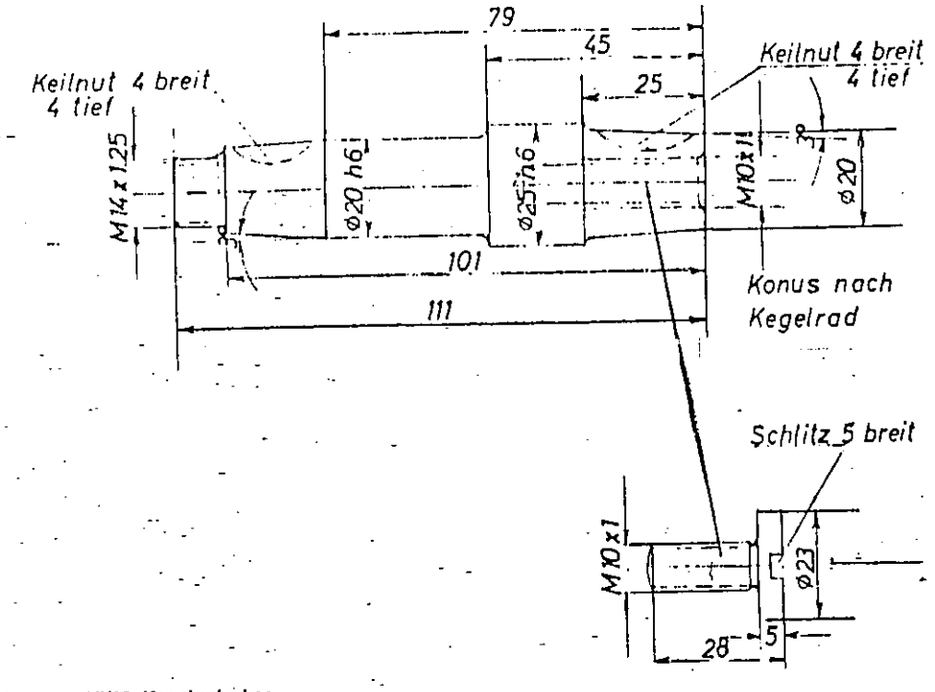


Abb. VI/22: Kegelradachse.

planfläche und Königswellenmitte zu gewährleisten, muß die Welle im Gehäuse exakt distanziert werden. Nur bei genauer Einhaltung dieser Distanz wird der Mittelpunkt zwischen den beiden Zylinderachsen, deren Abstand 42 mm beträgt, tatsächlich ermittelt. Von diesem Zentralpunkt aus beträgt der Abstand zu jeder Nockenmitte 343 mm und der Winkel zwischen Königswelle und Zylinderachse somit 3 Grad 30 Minuten.

Das Gehäuse (5) wird aus einem Rohr, an dem zwei Flansche angelötet werden, gefertigt, da die Herstellung aus einem Stück zu aufwendig wäre (Abb. VI/20). Zu beachten ist, daß die innere, der Gehäuse-Stirnseite zugekehrte Flanschfläche genau rechtwinklig zum Kugellagersitz steht, da der Rohrkörper an dieser Fläche am Motorgehäuse in den bereits vorhandenen Gewindelöchern befestigt wird (Abb. VI/21). Mit Antriebswelle, Kettenrad und gespannter Kette wird der Rohrkörper in richtiger Stellung festgeschraubt und mit zwei weiteren kleinen Winkeln am anderen Flansch versteift. Die Achse (4) selbst besteht aus ungehärtetem Vergütungsstahl, sodaß sie auf einer Drehbank hergestellt werden kann (Abb. VI/22). Die Befestigung des Kettenrades (3) an einem Flansch ermöglicht das einfache Erreichen der geforderten Kettenspur.

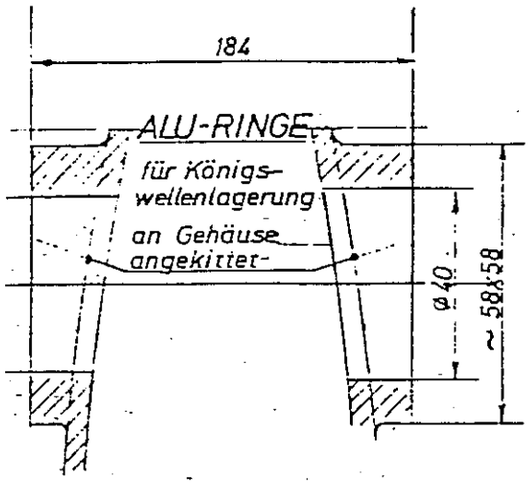


Abb. VI/23: Am Gehäusedurchbruch werden Alu-Flansche angekittet.

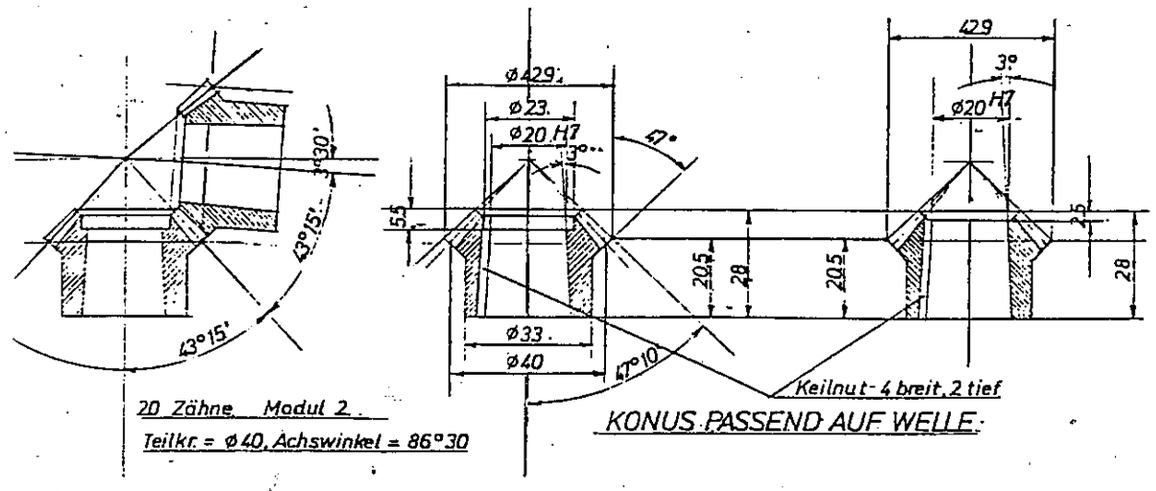
Aufnahme der Königswellen im Motorgehäuse

Ist der richtige Abstand Kurbelwelle–Kegelradwelle bzw. der Schnittpunkt der Kegelradachse (Zentralpunkt) festgelegt, so kann die Lagerung der Königswelle in den Kurbelhauswänden vorgenommen werden. Diese Arbeit ist nicht ganz einfach, da beiderseits des Gehäusedurchbruchs Aluflansche an das Gehäuse angekittet und angeschraubt werden müssen (Abb. VI/23). Durch die hohe Haftfestigkeit der im Handel angebotenen Kaltschweißkitte kann auf eine echte Metallschweißung, die einen Gehäuseverzug zur Folge haben könnte, verzichtet werden.
Zunächst sind die Durchtrittsbohrungen für die Königswelle an beiden Seiten des Gehäuses anzureißen, vorzubohren und die fertig bearbeiteten Vierkantflansche anzukitten. Das Bohren der beiden Löcher für die Königswellenlagerung erfolgt auf einer Horizontalfräsmaschine oder noch besser auf einem Bohrwerk, wobei es keine Schwierigkeiten bereitet, das Gehäuse in der 3½ Grad-Stellung festzuspannen und das Bohrwerkzeug nach dem Zentralpunkt auszurichten.

Fertigung der Kegelräder

Die beiden Kegelräder (6 und 7) müssen von einer Zahnradfabrik nach der Vorschlagszeichnung (Abb. VI/24) hergestellt

Abb. VI/24: Bestellzeichnung für die beiden Kegelräder.

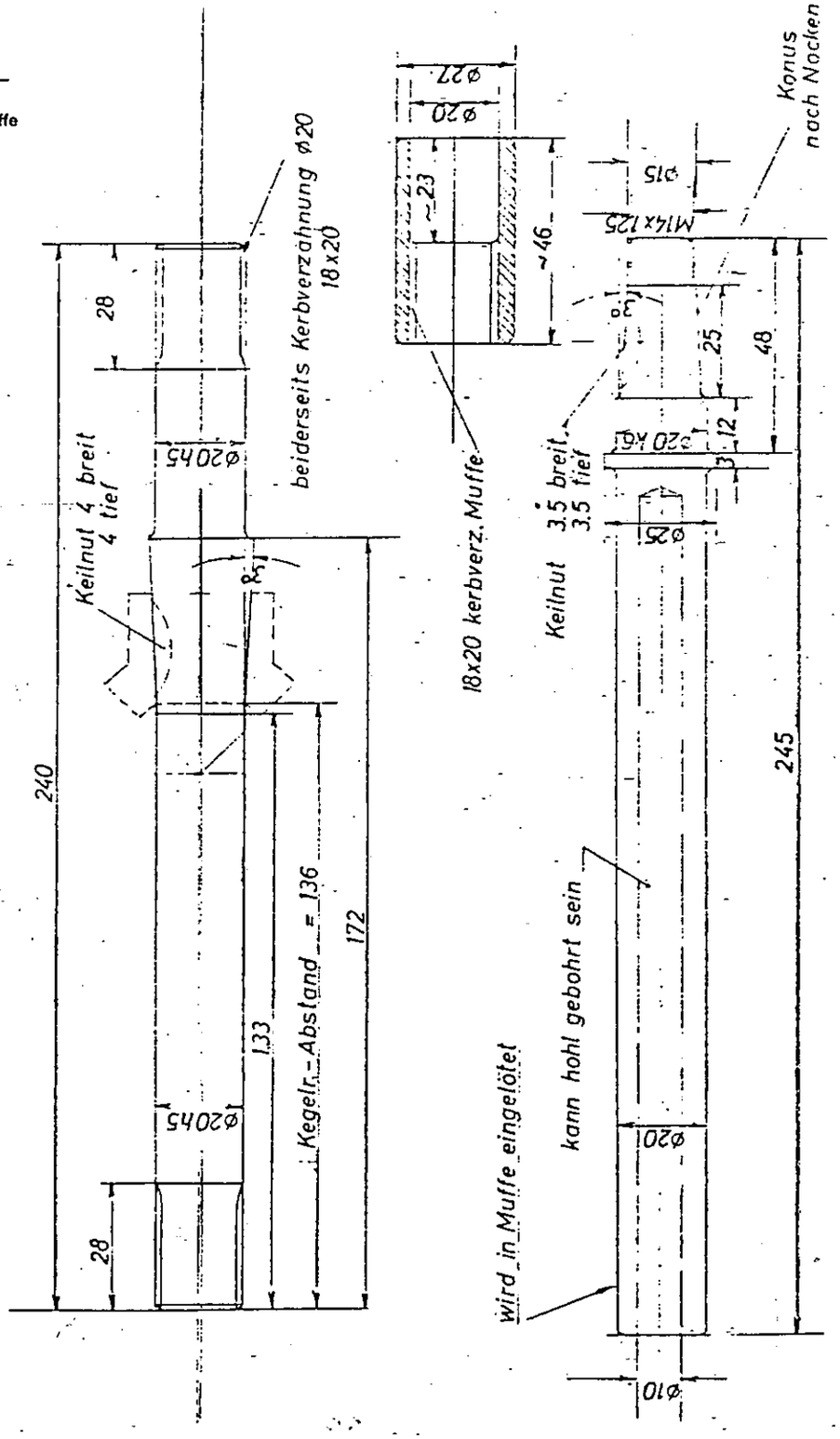


werden. Meist lehnt das Herstellerwerk bereits vorgedrehte Zahnräder ab, weil sie nicht in den erprobten Herstellungsprozeß passen; häufig ist auch die Vorlage einer Fertigungszeichnung nicht notwendig. Wichtig ist, daß für die nachträgliche Einsatzhärtung nur bestens geeigneter Werkstoff verarbeitet wird. Einsatzstahl 15 Cr Ni 6 hat sich beispielsweise bestens bewährt. Auch bleibt zu beachten, daß die Kegelräder später über eine Welle mit 20 mm Durchmesser geschoben werden und der Konus daher größer als der Wellendurchmesser bleiben muß. Um größtmögliche Paßgenauigkeit zu erhalten, empfiehlt es sich, bereits bei der Bestellung eine Welle mit dem gewählten Konus von 3 Grad mitzugeben.
Das fertige Kegelrad (6) wird schließlich auf der Antriebswelle (4) mittels Keil und Keilnut gegen Verdrehen gesichert und mit einer Rundkopfschraube mit Schraubenzieherschlitz festgezogen, da für eine Sechskantschraube kein Platz ist (Abb. VI/22).

Koppelung und Montage der Königswellenteile

Die in einer Richtung über beide Zylinder reichende Königswelle besteht tatsächlich aus drei Teilen. Der beiderseits des Gehäuseaustritts in Nadellagern laufende Mittelteil (8) muß einsatzgehärtet sein, da keine Lagerinnenringe verwendet werden.
Beide Enden der Welle sind mit einer 18×20 Kerbverzahnung versehen, deren Fertigung man ebenfalls am besten einer Zahnradfabrik überläßt (Abb. VI/25).
Als Muffen zu den äußeren Wellenteilen (14) verwendet man die leicht zu beschaffende Kupplungsmuffe des Retourlaufrades im VW-Getriebe, nachdem das daran befindliche Zahnrad vorher abgetrennt wurde.
Für den Fall jedoch, daß neue Kupplungsmuffen angefertigt werden, muß die Verzahnung innen geräumt und die Welle danach passend gefräßt werden.
Die Teile müssen in jedem Fall mit Schiebesitz gleiten und dürfen kein Zahnspiel haben, da sie sich sonst im Betrieb sofort ausschlagen würden.
Empfohlene Reihenfolge der Wellenfertigung:
Nachdem die Hauptwelle (4) zwischen den Spitzen mit Schleifzugabe vorgedreht wurde, werden Keilnut und Verzahnung gefräst. Hierauf erfolgt die Einsatzhärtung (0,3 mm tief), die ein nachträgliches Ausrichten notwendig machen kann; schließlich wird sie an den Lagerstellen und dem Konus geschliffen.
Wie bereits erwähnt, muß das Kegelrad am Konus genau sitzen und mit einem Ring (11) lagemäßig zum Gegenrad distanziert werden. Auch die Möglichkeit der zylindrischen Lagerung mit Preßsitz steht offen. Da das Kegelrad im Betrieb durch axialen Schub gehalten wird, ist eine gesonderte Absicherung nicht notwendig (Abb. VI/26).

Abb. VI/25:
Königswellen –
Einzelteile mit
Kupplungsmuffe



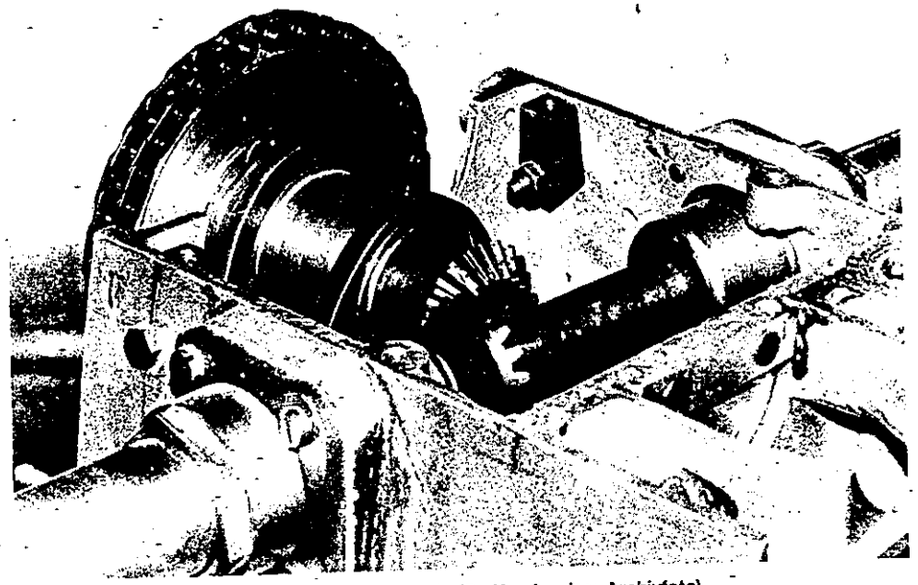


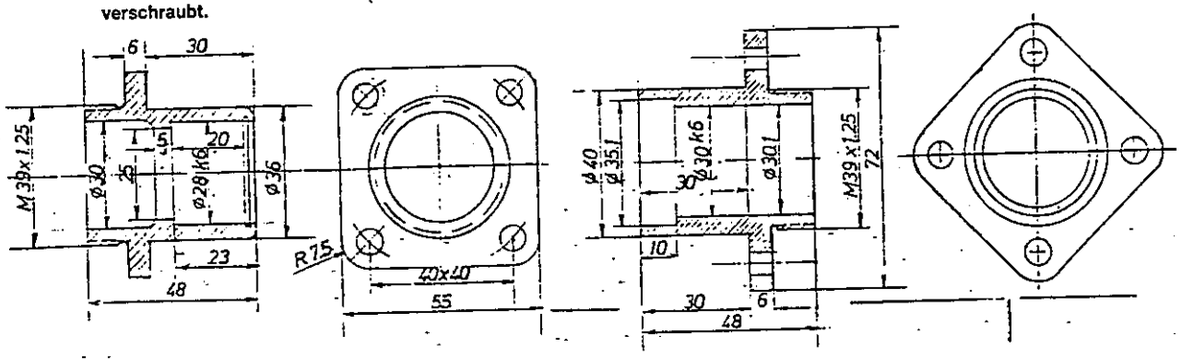
Abb. VI/26: Fertig montierter Königswellenantrieb. (Dr. Krackowizer Archivfoto)

Lagerung der Königswellen

Die Hauptwelle (8) läuft in Nadellagern, die in Lagerschalen (9 u. 10) sitzen. Der durch das Kegelradpaar erzeugte Axialschub wird von einem kombinierten Nadel-Druckkugellager (NKX 20) aufgenommen.

Um die Verkittung zwischen den Lagerschilden und dem Motorgehäuse nicht übermäßig zu beanspruchen, werden die Vierkantflansche mit M6 Schrauben, die bis ins Motorgehäuse reichen, festgezogen (Abb. VI/27). Das Königswellen-Hüllrohr (12) wird mit einer Überwurfmutter am Lagerschild festgehalten (Abb. VI/28). Die Nockenwellen (14), auf denen je ein einzelner Nocken mit Konus und Keil sitzen, werden in die kerbverzahnten Muffen genau eingepaßt, miteinander verstiftet und eventuell elektrisch verschweißt. Aus Gewichtsgründen können die Nockenwellen, deren Steuerzeiten mit dem verzahnten Muffenstück eingestellt werden, zusätzlich hohlgebohrt sein.

Abb. VI/27: Beide Lagerschilde für den mittleren Königswellenteil werden mit dem Motorgehäuse verschraubt.



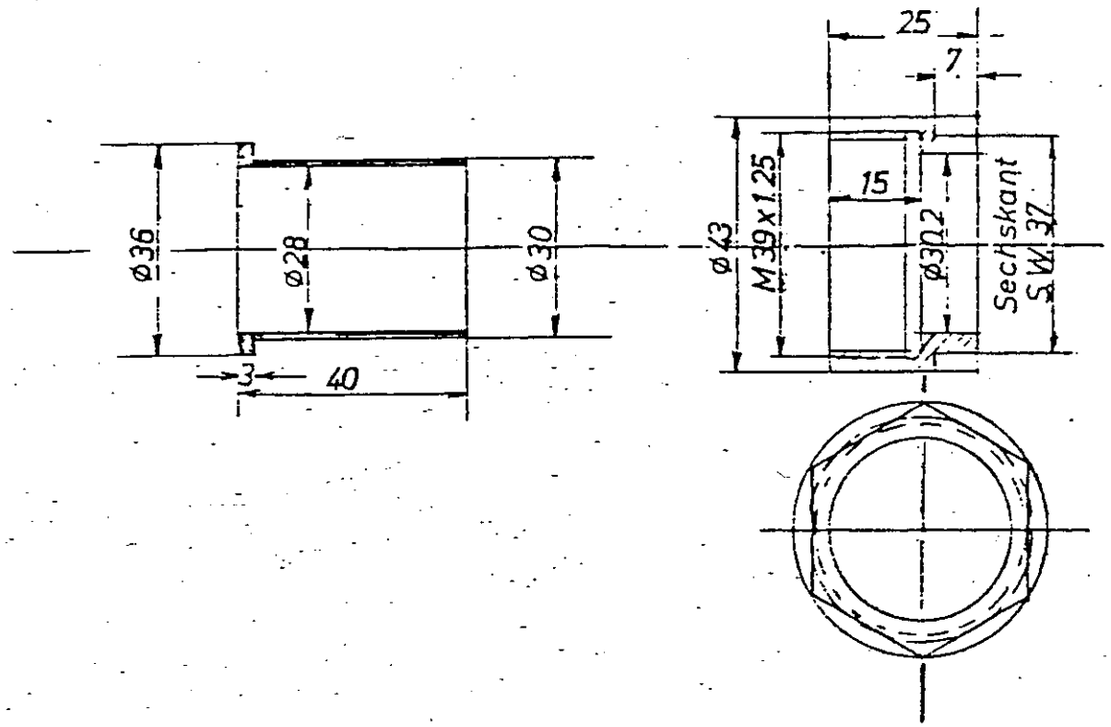


Abb. VI/28: Gehäuseseitiges Königswellenhüllrohr mit dazugehöriger Überwurfmutter.

Adaption des Zylinderkopfs

Um die Aufnahme der Steuerungsteile im originalen Zylinderkopf zu ermöglichen, wird eine 6–7 mm dicke Stahlplatte (15) (oder besser Duralblech derselben Stärke) mit einer untergelegten Dichtung an den Zylinderkopf geschraubt. Dazu müssen die vier Zuganker für den Zylinderkopf entsprechend gekürzt werden. Für das Festziehen der Platte können nur die beiden unteren verwendet werden, sodaß sie entsprechend länger sein müssen.
Die Bohrungen aller vier Zuganker müssen im Zylinderkopf soviel versenkt werden, daß die Muttern an der Plattenrückseite nicht anstehen. Schließlich wird die Platte mit mindestens vier weiteren Schrauben, wie aus Abb. VI/29 ersichtlich, festgezogen. Auch die oberste Zylinderkopfschraube kann zur Plattenhalterung herangezogen werden.
Für den Durchtritt der Ventilfedern müssen entsprechende Öffnungen vorgesehen werden; ebenso muß die Mutter der Kipphebellagerung in der Platte freigestellt sein. Der Ölrücklauf erfolgt durch die belassenen Stoßstangen-Hüllrohre. Mit diesen koordinierende Bohrungen sind hierfür im Plattenunterteil vorzusehen (15).

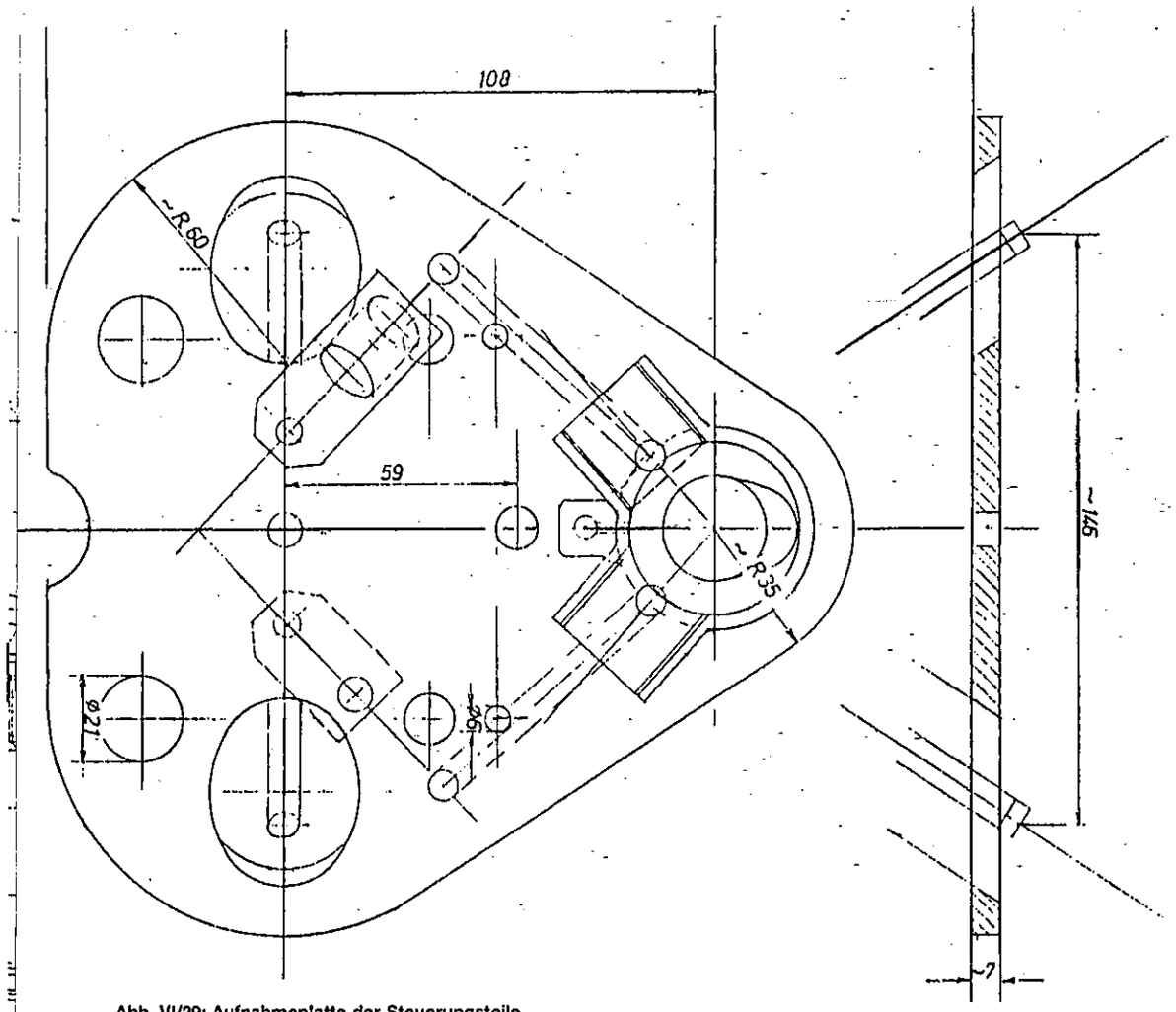


Abb. VI/29: Aufnahmeplatte der Steuerungsteile.

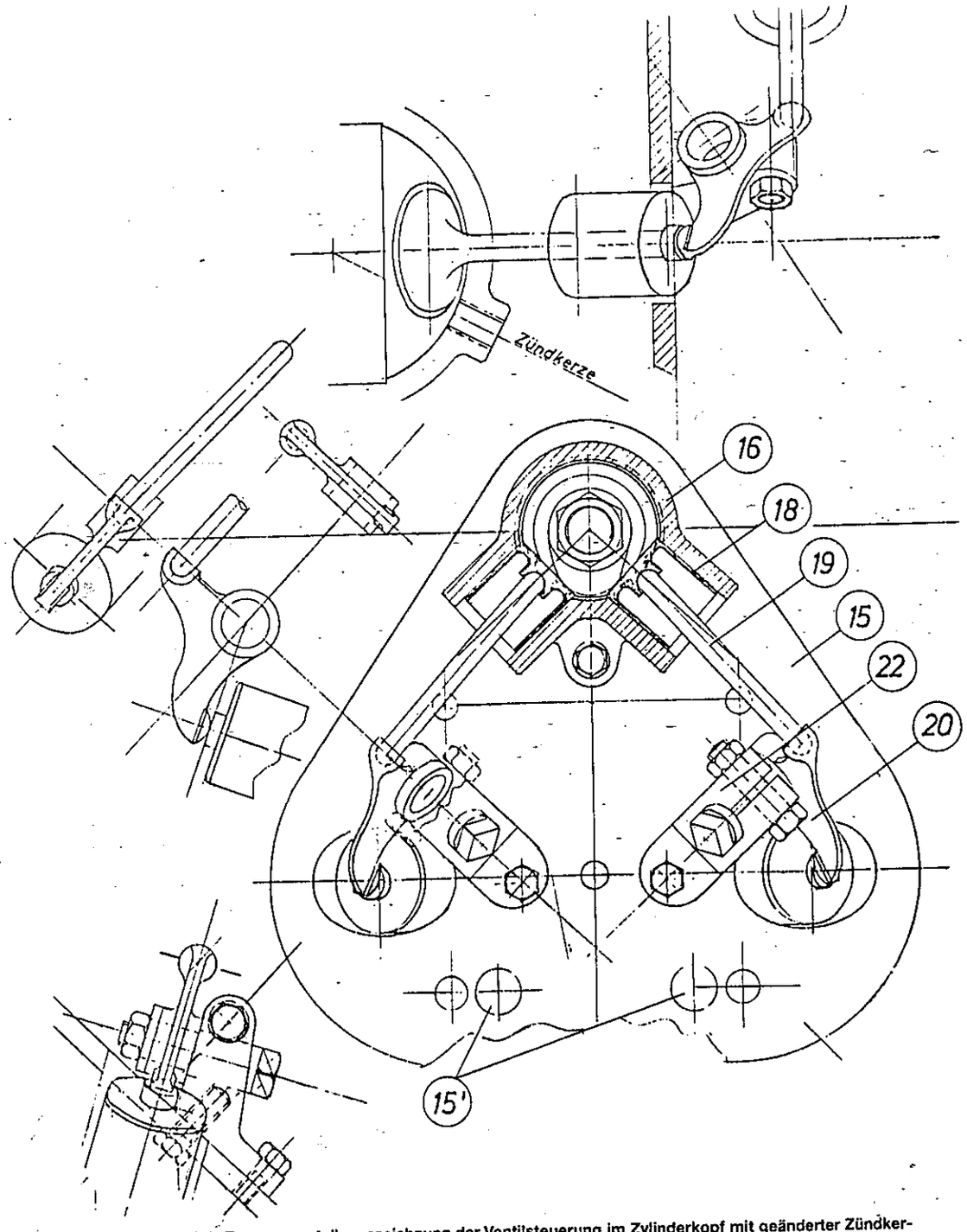


Abb. VI/30: Zusammenstellungszeichnung der Ventilsteuerung im Zylinderkopf mit geänderter Zündkerzenlage.

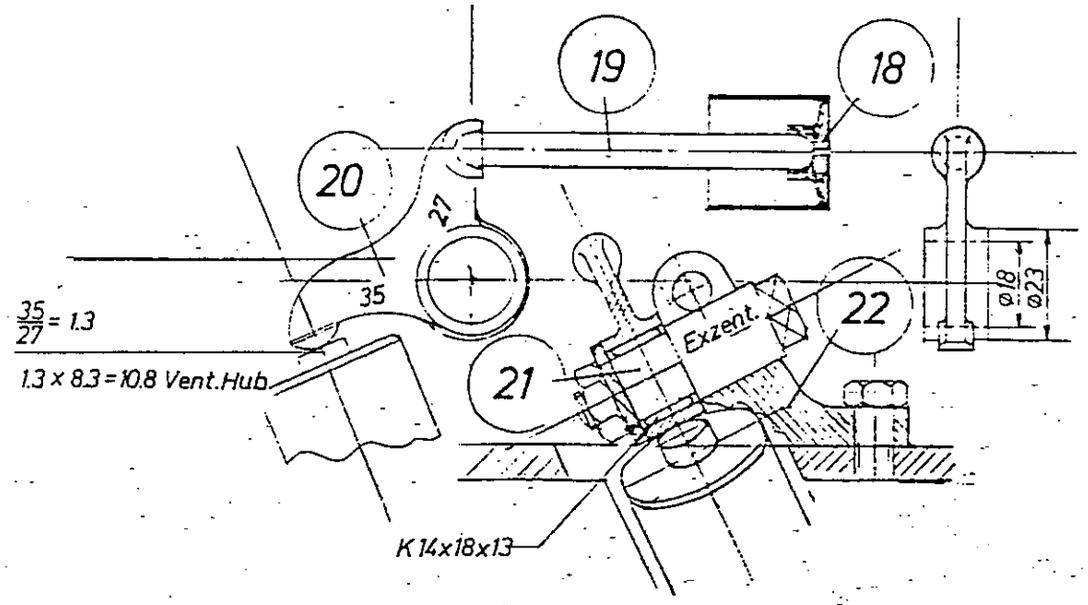


Abb. VI/31: Stellung des Schwinghebelbocks zum Ventilschaft.

Fertigung und Montage der Steuerungsteile

Auf der Platte gilt es nun, die einzelnen Steuerungsteile, wie Nockengehäuse (16) und die Kipphebel-Lagerböcke, aufzubauen (Abb. VI/30 und Abb. VI/31).

Das Nockengehäuse wird der einfacheren Fertigung wegen aus Rohrstutzen zusammengeschweißt und hierauf bearbeitet. Als Gleitführungen für die Stößel müssen Bronzebuchsen mit 1 mm Wandstärke eingepreßt werden (Abb. VI/32). Sollte das Nockengehäuse jedoch aus Aluguß bestehen, was bei einer Kleinserie bereits rentabel wäre, können die Stößel direkt im Aluminium laufen.

Wegen der Schrägstellung von Königs- und Nockenwelle muß die Auflagefläche des Gehäuses mit dem Gewindestutzen mit einer Schräge von 3½ Grad bearbeitet werden. Das Gehäuse wird mit einer hinter der Montageplatte liegenden Ringmutter (16) an dieser festgezogen. In die 25 mm Durchmesser betragende Bohrung wird ein dünnwandiges Rohr desselben Durchmessers gepreßt und die öldichte Verbindung mit dem gleichdimensionierten Königswellenhüllrohr durch einen Schlauchstutzen (17) hergestellt. Selbstverständlich ließe sich auch eine geschraubte Verbindung herstellen, doch ist diese komplizierter und erfordert wesentlich höhere Fertigungsgenauigkeit. Wesentlich ist, daß Hauptwelle, Königswelle und Nockengehäuse genau fluchten, was durch Leichtgängigkeit des Triebes bewiesen wird.

Das Nockengehäuse wird mit einem Deckel, der zur axialen Festlegung der Nokkenwelle in seiner Mitte einen Bronzepilz trägt, verschlossen (Abb. VI/32). An das Gehäuse werden an geeigneter Stelle die Ölzuleitung angeschlossen und zur Schmierung der Schwinghebel kleine Ablauflöcher gebohrt, die jedoch so hoch anzusetzen sind, daß im Gehäuse stets ein Ölpegel sichergestellt bleibt.

Die Löcher im Deckel selbst dienen nur

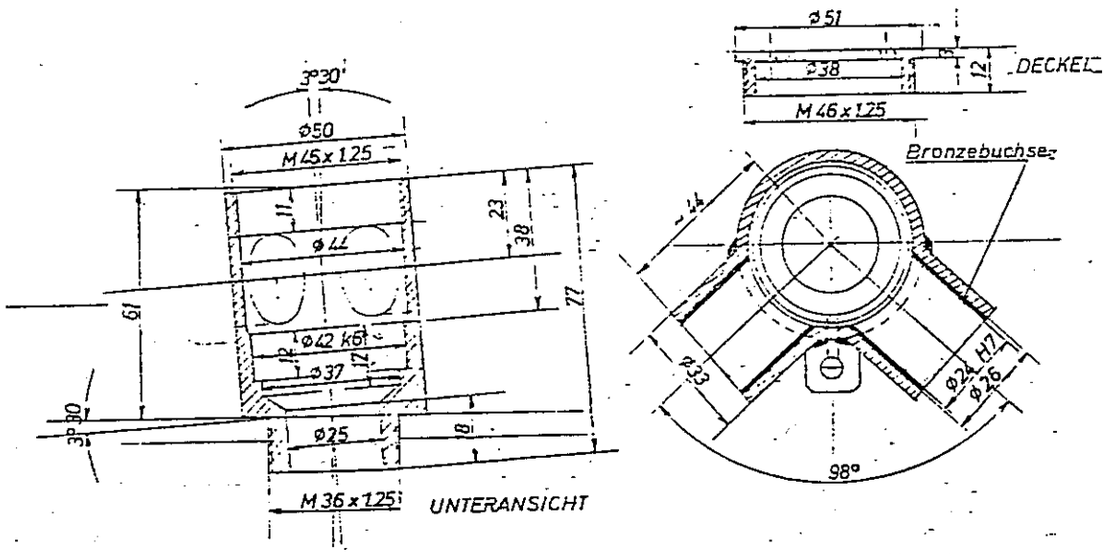
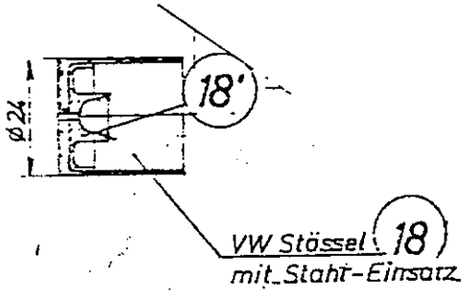


Abb. VI/32: Das Nockengehäuse kann als Schweißkonstruktion oder in Aluguß hergestellt werden.

zum Anziehen desselben und sind, um Ölaustritt zu verhindern, durch eine innen eingepreßte Blechscheibe zu verschließen.

Als *Stößel* (18), die aus Hartguß bestehen sollen, lassen sich am einfachsten die des VW-Transporters verwenden (Abb. VI/33). Sie haben einen Außendurchmesser von 24 mm und lassen sich innen dünnwandig ausdrehen. Zur Aufnahme der Stoßstange wird ein Einsatz aus Stahl mit halbkugelförmiger Vertiefung in den Stößel eingepreßt. Durch Stößel und Einsatzpfanne wird zur Schmierung der Stößelstangen-Kugelenden ein 1 mm-Loch gebohrt.

Abb. VI/33:
Adaptierter Stößel des VW-Transporters.



Die *Stoßstange* (19) selbst wird vorteilhaft aus einem Chrom-Molybdän-Stahlrohr von 7 mm Durchmesser und 0,5 mm Wandstärke hergestellt; auch Dural ist bestens geeignet. Die Kugelenden aus Stahl werden eingepreßt. Eine so hergestellte Stoßstange sollte nicht über 7–8 Gramm wiegen (Abb. VI/34).

Der doppelarmige *Kipphebel* (20) besitzt eine festigkeitsmäßig günstige Form, wird aus Einsatzstahl 15 Cr Ni 6 hergestellt und einsatzgehärtet (Abb. VI/35). Mit dem gleichen Werkstoff können die Kipphebel auch als Feingußteile bestellt werden. Gelagert wird der vorher geläppte Hebel mit einem Nadelkranz (14×18×13) auf einer Achse mit 14 mm Durchmesser. Die 1 mm exzentrische Lagerachse (21) aus dem gleichen Werkstoff wird ebenfalls einsatzgehärtet und im Lagerbock festgeklemmt (Abb. VI/36).

Zur axialen Absicherung des Kipphebels

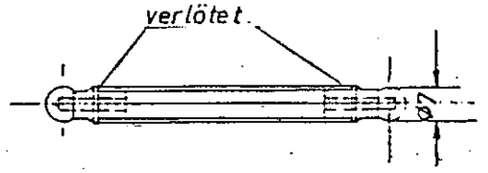


Abb. VI/34:
Die Stoßstange sollte nicht mehr als 8 Gramm wiegen.

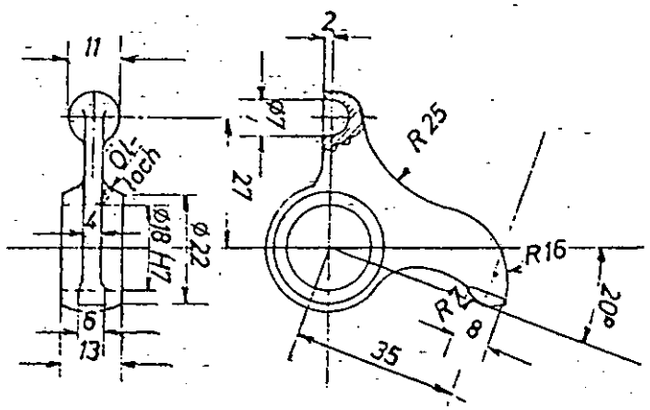


Abb. VI/35:
Das Übersetzungsverhältnis des Kipphebels beträgt 1,3. Dementsprechend müssen die Ventilerhebungswerte beim Herstellen der Nocken reduziert werden.

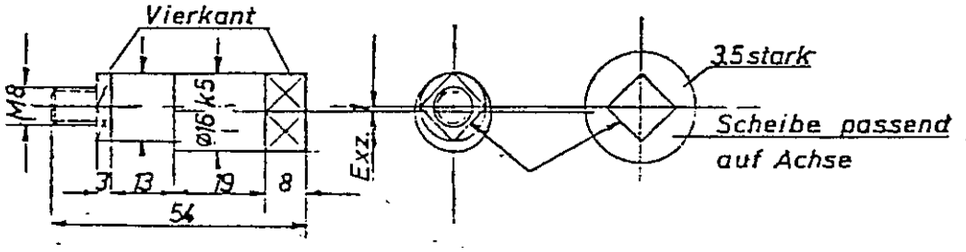


Abb. VI/36: Zur Einstellung des Ventilspiels wird der Kipphebel exzentrisch gelagert.

Abb. VI/37:
Der Schwinghebelbock wird aus dem Vollen gefräst.

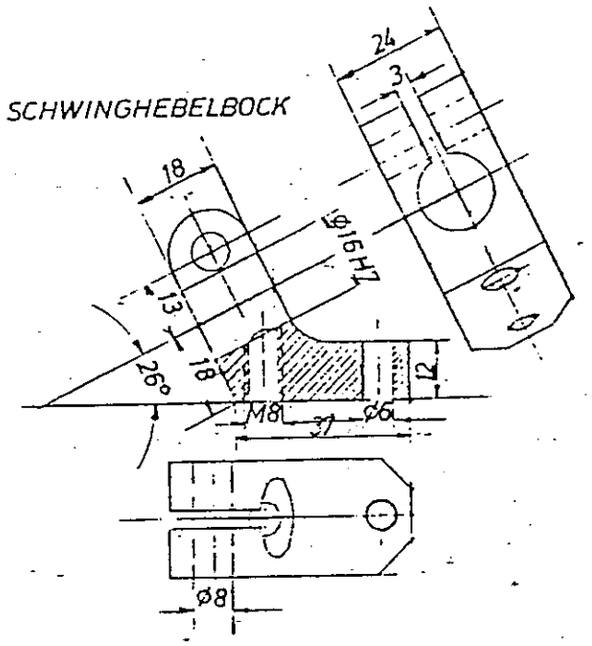
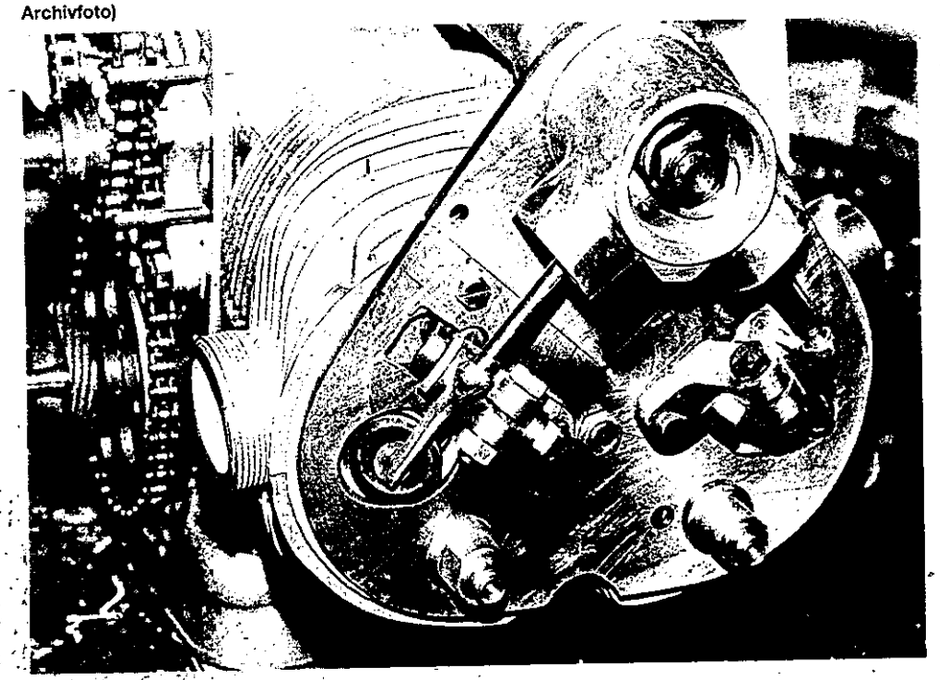


Abb. VI/38: Die einfache und leichte Ventilsteuerung auf der Grundplatte aufgebaut. (Dr. Krackowizer Archivfoto)



erhält die Exzenterachse einen Vierkant, über den eine genau sitzende Stahlscheibe geschoben wird, die wiederum durch eine 8 mm-Mutter fixiert bleibt. Verdreht wird die Achse zum Zweck der Ventilspieleinstellung mit einem auf der Lagerbockseite gefräßten Vierkant.

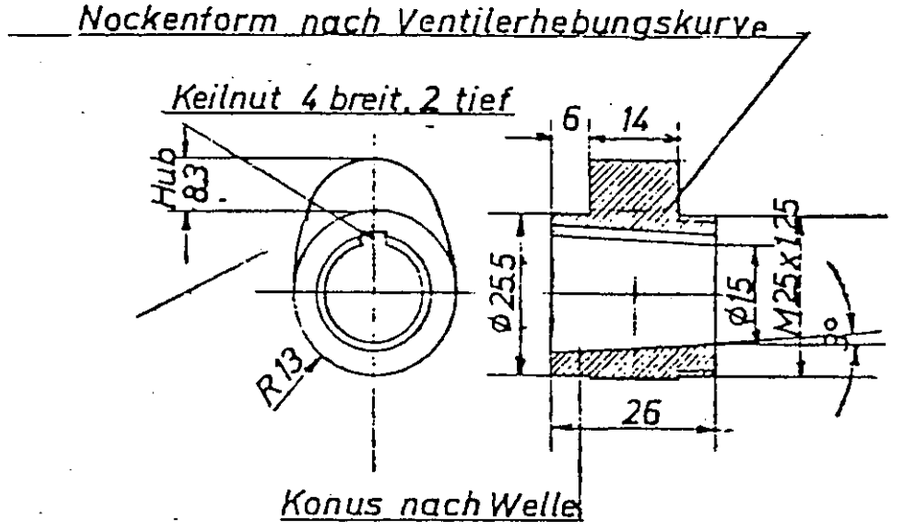
Der *Lagerbock* (12) aus Stahl wird mit zwei Schrauben auf der Grundplatte befestigt. Zwecks Klemmung der Achse ist er geschlitzt und mit einer Schraube mit 8 mm Durchmesser versehen (Abb. VI/37). Da sich die Stellung des Lagerbocks nicht im voraus bestimmen läßt, ist es von Vorteil, zuerst den Zylinderkopf mit Ventilen, Platte und aufgebautem Nockengehäuse zu montieren. Die Lagerböcke mit montierten Schwinghebeln und eingelegten Stoßstangen werden nun nach den Ventilen ausgerichtet und in die durch die Betätigungskinematik geforderte Stellung gebracht, fixiert und festgeschraubt. Dabei ist wichtig, daß die Stoßstangen in der Kipphebelebene liegen (Abb. VI/30). Daß dabei die Stoßstangen etwas außermittig aus den Stößeln herauskommen, ist nicht nachteilig (Abb. VI/38).

Nocken und Steuerzeiten

Die Tassenstößel lassen sich – je nach gewähltem Steuerungsdiagramm – zwischen 95 und 100 Grad zueinander stehend im Nockengehäuse anordnen. Damit ist einerseits die Verwendung der Einnokkensteuerung ermöglicht und zum anderen die Voraussetzung zur Nutzung hochleistungsgerechter Steuerzeiten geschaffen.

Der Nockenhub kann von 8,3 bis 9 mm angehoben werden, was bei einer Kipphebelübersetzung von 1,3 10,8 mm bis 11,7 mm Ventilhub abzüglich 0,2 mm Ventilspiel ergibt (Abb. VI/39). Eine zur Erreichung sportlicher Leistungswerte brauchbare Ventilerhebungskurve ist Abb. VI/40 zu entnehmen.

Abb. VI/39: Die Einzelnocken werden auf der Königswelle aufgekeilt. Ihre Form wird durch die gewählten Abnehmer (Tassenstößel oder Rollenhebel) und die um das Kipphebelverhältnis reduzierten Ventilerhebungswerte bestimmt.



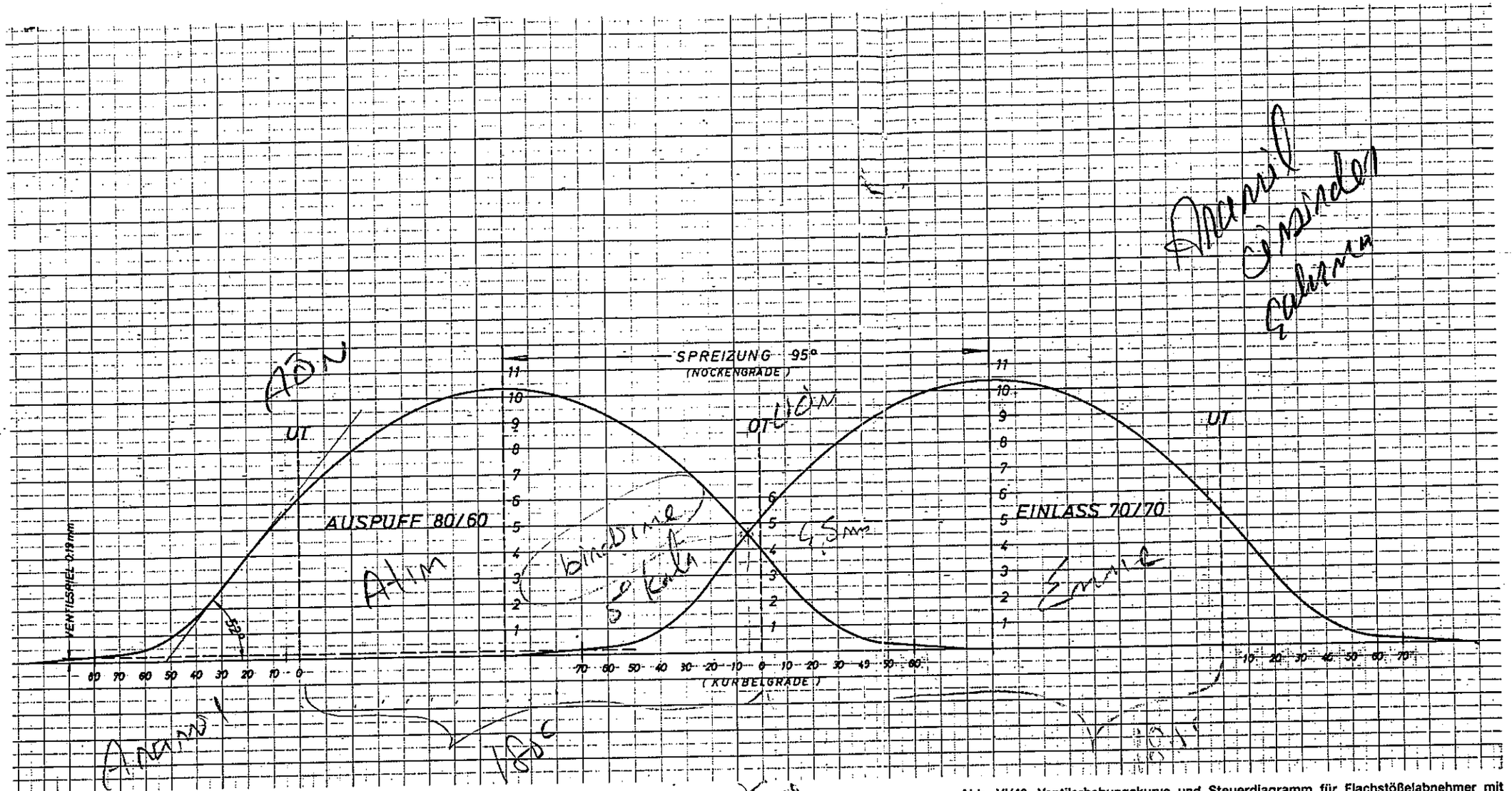


Abb. VI/40: Ventilerhebungskurve und Steuerdiagramm für Flachstößelabnehmer mit unreduzierten Erhebungswerten.

Die Herstellung von Nocken wird im Band I »Wege zum Hochleistungs-Viertaktmotor« ausführlich beschrieben. Neben vielen handwerklichen Anleitungen enthält der Buchanhang eine Fülle möglicher Ventilerhebungskurven, die vom versierten Tuner genützt werden sollten. Wer sich mit der Selbstherstellung des Nockens aber dennoch nicht befassen will, kann diese vom Verfasser beziehen.

Hub = 10,35
α = 52°
Verz. ~ 3110

97	0.0	36	6.9437
96	0.0007	35	7.1239
95	0.0030	34	7.2997
94	0.0067	33	7.4710
93	0.0119	32	7.6378
92	0.0186	31	7.7999
91	0.0266	30	7.9574
90	0.0360	29	8.1103
89	0.0467	28	8.2584
88	0.0587	27	8.4017
87	0.0719	26	8.5403
86	0.0862	25	8.6740
85	0.1015	24	8.8028
84	0.1178	23	8.9267
83	0.1350	22	9.0457
82	0.1529	21	9.1596
81	0.1715	20	9.2686
80	0.1906	19	9.3725
79	0.2102	18	9.4713
78	0.2300	17	9.5650
77	0.2500	16	9.6536
76	0.2703	15	9.7370
75	0.2927	14	9.8152
74	0.3190	13	9.8882
73	0.3508	12	9.9560
72	0.3898	11	10.0184
71	0.4372	10	10.0756
70	0.4943	9	10.1274
69	0.5621	8	10.1739
68	0.6414	7	10.2150
67	0.7329	6	10.2507
66	0.8372	5	10.2809
65	0.9545	4	10.3057
64	1.0850	3	10.3251
63	1.2287	2	10.3389
62	1.3856	1	10.3472
61	1.5551	0	10.3500
60	1.7368		
59	1.9301		
58	2.1340		
57	2.3476		
56	2.5697		
55	2.7989		
54	3.0337		
53	3.2724		
52	3.5131		
51	3.7532		
50	3.9908		
49	4.2255		
48	4.4571		
47	4.6853		
46	4.9101		
45	5.1313		
44	5.3487		
43	5.5623		
42	5.7720		
41	5.9777		
40	6.1793		
39	6.3768		
38	6.5701		
37	6.7590		

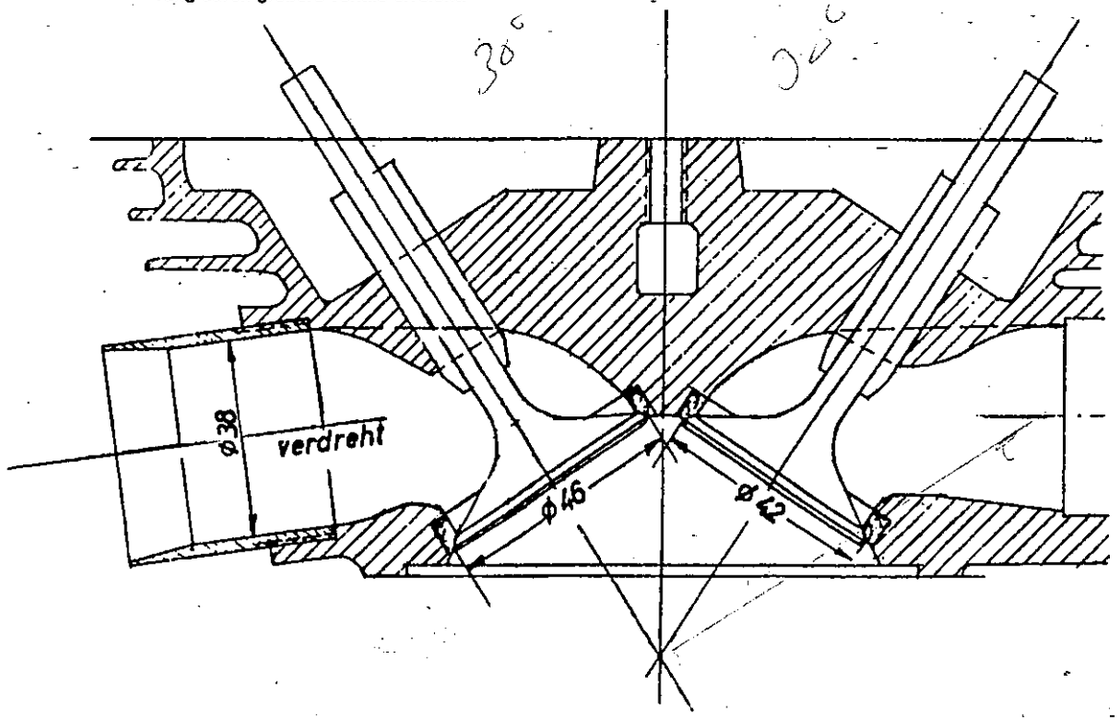
Leistungssteigernde Änderungen am Zylinderkopf

Beim Originalmotor ist die Brennraumkalotte wesentlich kleiner als die Zylinderbohrung. Dadurch werden aber die Ventildurchmesser derart beschränkt, daß sie beim 1000 cm³-Motor mit 42 bzw. 40 mm Durchmesser viel zu klein sind. Verschiedene Tuner haben daher größere Sitzringe vertieft eingeschrumpft und den Brennraum oval nachgearbeitet. Auf diese Art lassen sich 46 mm große Einlaßventile unterbringen; allerdings muß der neue Sitzring etwas niederer als der Originalring bleiben, um im Bereich des Einlaßkanals noch genügend Wandstärke zu belassen (Abb. VI/41). Wird der Guß an dieser Stelle zu sehr geschwächt, gibt der Ring im Betrieb nach, wird locker und der Zylinderkopf unbrauchbar.

Außerdem ist zu beachten, daß die Ventile in der Überschneidungsphase, wo beide ca. 5 mm geöffnet sind, einander nicht berühren. Ihre Größe läßt sich also nicht beliebig erweitern.

Der Saugkanal muß soweit wie möglich hauptsächlich in der Breite vergrößert werden. Bei seiner Ausarbeitung mit Fräser und Biax ist darauf zu achten, daß die Wand unter der Ventilfederauflage nicht unter 3 bis 4 mm geschwächt wird. In den vergrößerten Saugkanal können Gewindestutzen mit 43 mm Außendurchmesser eingeschraubt werden, deren Innendurchmesser von 39 mm nach außen auf etwa

Abb. VI/41: Während die Königswellensteuerung höhere Drehzahlen ermöglicht, wird Leistungssteigerung durch größere Ventile erreicht.



42 mm zunimmt.

Die scharfe Krümmung im Kanal kann durch den Rohrstutzen gemindert werden. Das für die Befestigung des Rohrstutzens im Zylinderkopf benötigte Gewinde läßt sich nur einschneiden, wenn der Zylinderkopf auf einem Winkel montiert an der Planscheibe der Drehbank aufgenommen wird.

Um auch beim 1000 cm³-Motor einlaßseitig bessere Strömungsverhältnisse zu erreichen, muß der gekrümmte Kanal zur Gänze weggeschnitten und ein neuer, größer dimensionierter eingeschweißt werden, wie dies verschiedene Tuner schon mustergültig ausgeführt haben.

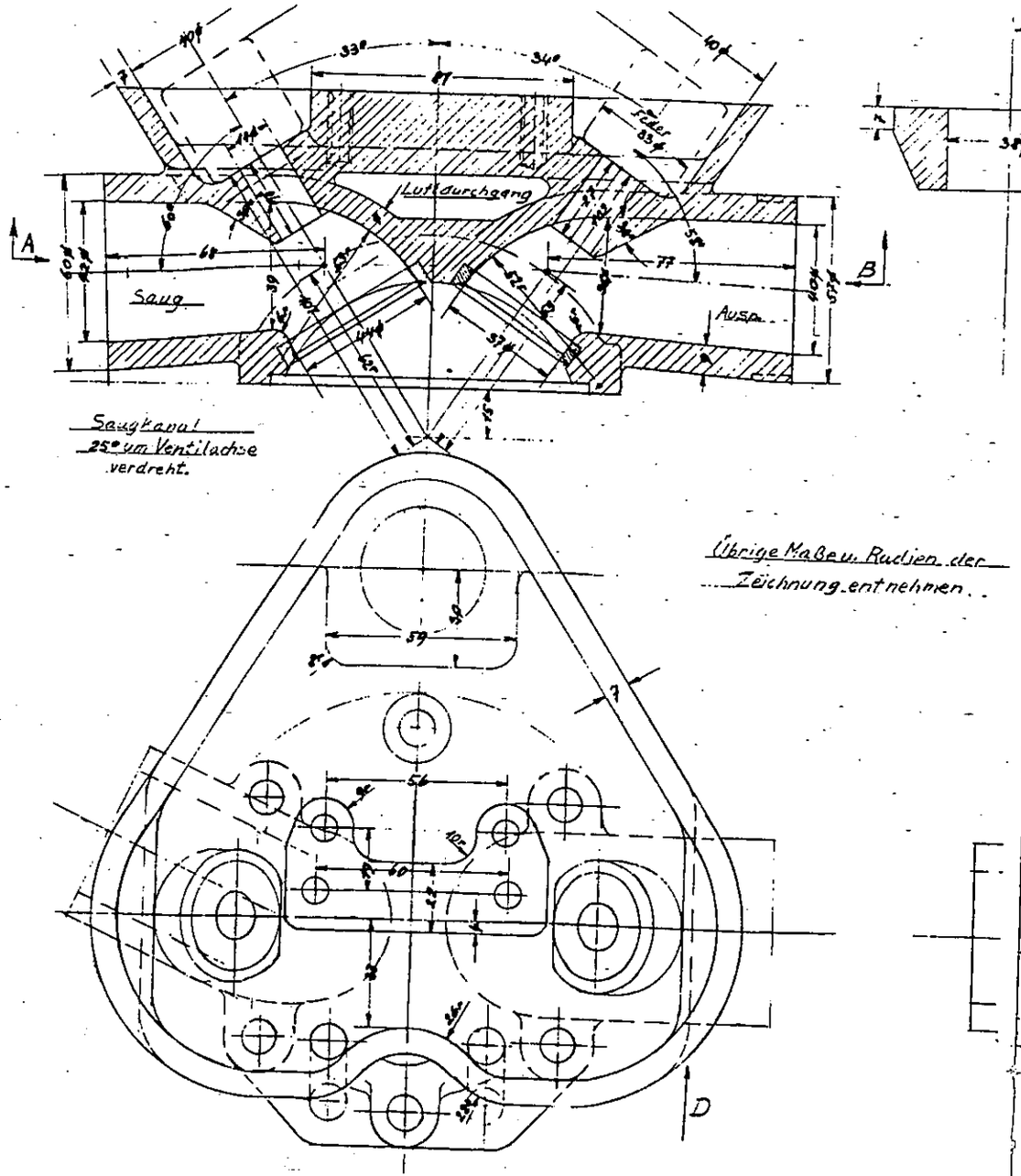
Der Vergaseranschluß erfolgt, wie bei Rennmotoren üblich, durch einen Schlauchstutzen mit entsprechenden Bindern.

Auf der Auslaßseite wird die Wandstärke des Kanals durch den Gewindestutzen begrenzt; eine großzügige Aufweitung ist hier leider nicht möglich, jedoch sollte das Auspuffrohr um 5 mm vergrößert werden und die Aufweitung des Kanals an den neuen Krümmerdurchmesser angeglichen werden.

Läßt sich der 750 cm³-Zylinderkopf durch Nacharbeit sehr wirkungsvoll verbessern, so bleiben die Durchströmquerschnitte beim 1000 cm³-Motor trotz optimaler Vergrößerung der Kanäle beschränkt. Für diese Hubraumgröße müßte zur Erzielung angestrebter Höchstleistungen ein völlig neuer Zylinderkopf geschaffen werden, bei dem der Brennraum ohne Quetschkante, also stufenlos, an die Zylinderbohrung anschließt. In einem derartigen Brennraum lassen sich Ventilgrößen von 49/44 mm Durchmesser unterbringen. Mit entsprechend angeglichenen Kanälen, die speziell auf der Einlaßseite so wenig als möglich gekrümmt sein sollten, werden für einen Zweiventiler optimale Strömungsverhältnisse erreicht.

Für die Zylinderbohrung von 88 mm ist in Abb. VI/42 ein Beispiel zum Zylinderkopfselbstbau, das auch für den 1000er Motor gelten kann, gegeben. Selbstverständlich ist ein derartig kompromißloser Umbau wegen der hohen Modellbau- und Bearbeitungskosten nur beim Bau einer Kleinserie anzuraten.

Als Ventilfeder bietet sich für den 750 cm³-Motor das Federnpaar des Porsche 911-Motors an (Abb. 115 b Buch 1). Für die hubraumstärkste Motorversion mit der Ventilmaximalgröße von 49 mm sollten die Federn des BMW-Tisa verwendet werden (Abb. 115a Buch 1)).



Übrige Maße u. Radien der Zeichnung entnehmen.

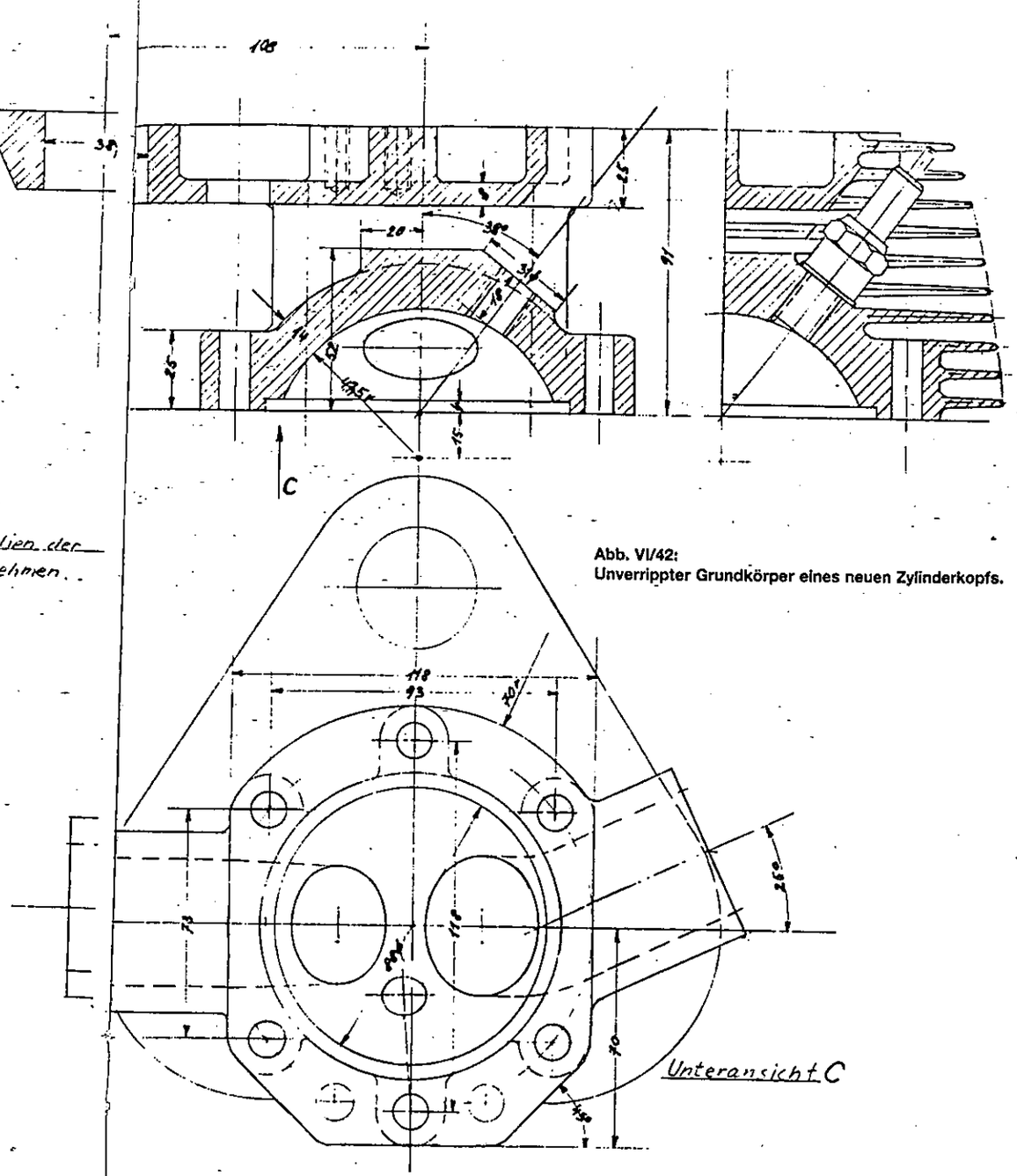
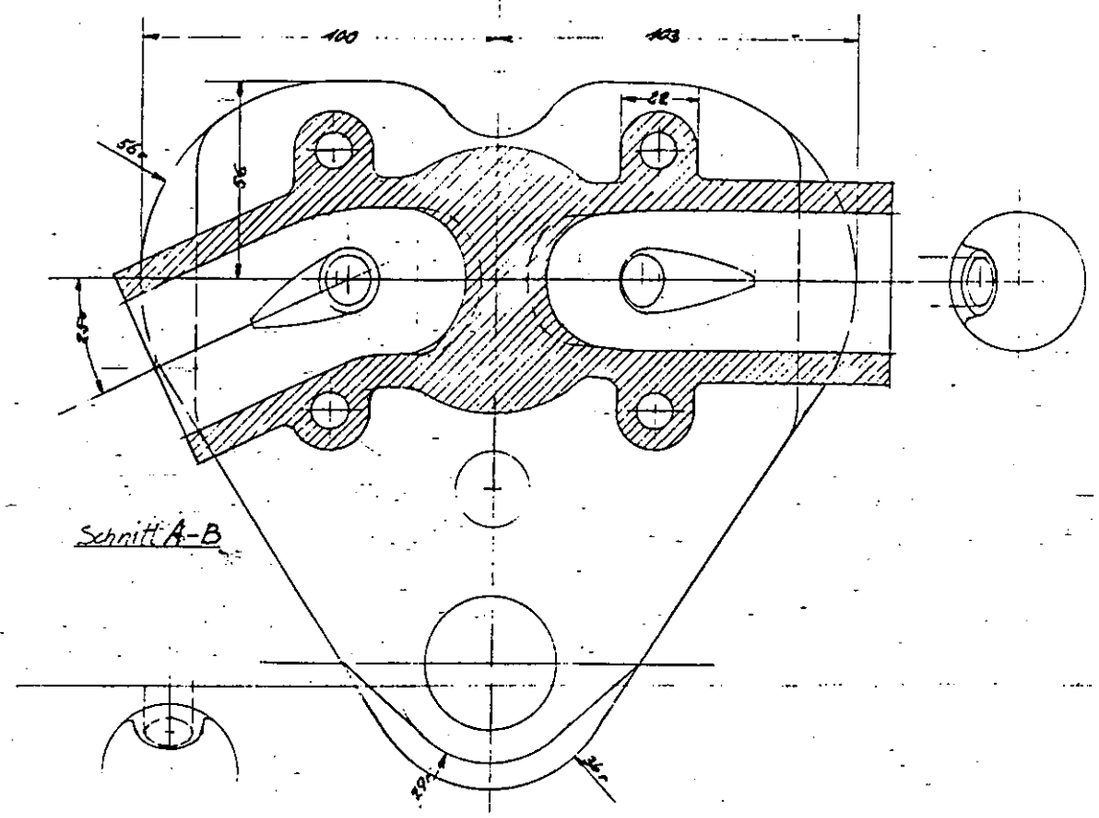
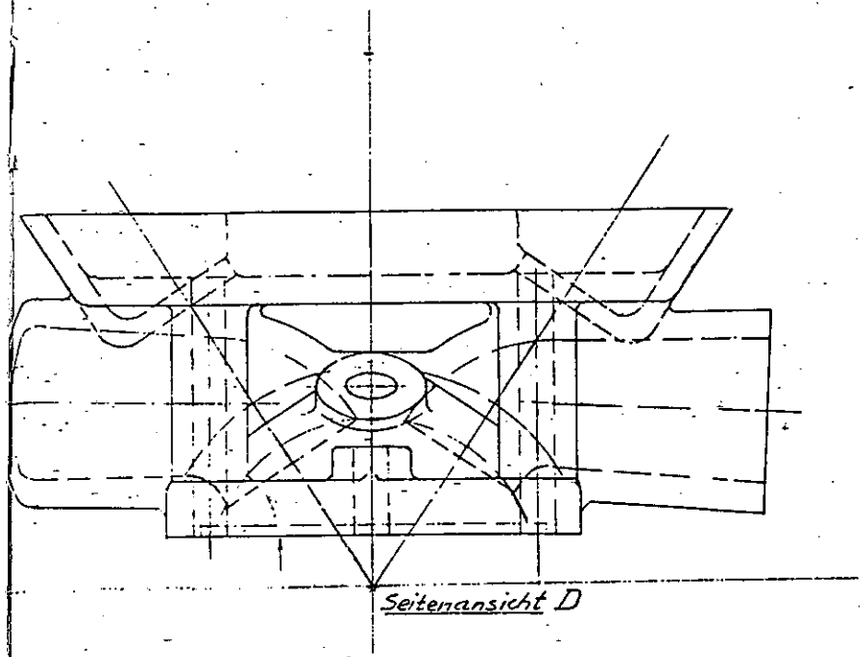


Abb. VI/42:
Unverrippter Grundkörper eines neuen Zylinderkopfs.



Aus Platzgründen muß die Zündkerze in der empfohlenen Winkelstellung von 37 Grad (Abb. VI/30 und Abb. VI/43) von unten in den Zylinderkopf eingeschraubt werden. Schließlich werden die Arbeiten am Zylinderkopf mit dem Anfertigen eines gefällig designten Zylinderkopfdeckels, der mit drei Schrauben befestigt wird, abgeschlossen.



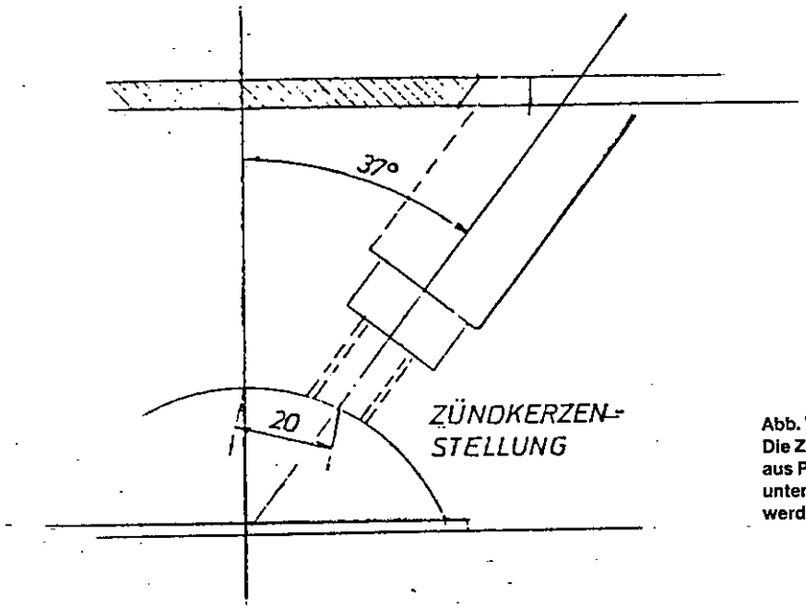


Abb. VI/43:
Die Zündkerze muß aus Platzgründen von unten eingeschraubt werden.

Verbesserungen an Kolben und Kurbeltrieb

Auch triebwerksmäßig kann der Motor wesentlich verbessert werden. Den durch den Umbau möglichen höheren Drehzahlen sollte durch sorgfältige Erleichterung der bewegten Einzelteile im Kurbeltrieb bzw. der Kolben Rechnung getragen werden. Die roh geschmiedeten Pleuelstangen lassen sich glatt bearbeiten und polieren. Besonders im Bereich des Kolbenbolzenauges kann durch sauberes Befeilen viel unnötiges Material abgenommen werden.

Die Verwendung von Schmiedekolben ist dringend anzuraten, um die erhöhten Druckverhältnisse und Massenkräfte aufnehmen zu können. Allerdings werden derartige Kolben vom Hersteller nur in den seltensten Fällen optimal gewichtserleichtert, da diese Arbeiten sehr zeitraubend und damit teuer sind. Die innere Ausarbeitung der Kolben ist eine langwierige, heikle Präzisionsarbeit, da die Unterschreitung der gebotenen Wandstärke durch ständiges Messen verhindert werden muß. Obwohl sich bei diesen Maßnahmen die Vertikalfräsmaschine einsetzen läßt, bleibt der Großteil der Gewichtserleichterung der zahnarztmäßigen Arbeit mit der biegsamen Welle vorbehalten.

Mit der geometrischen Verdichtung sollte nicht über 10,5 : 1 gegangen werden, da die Neigung zu klopfender Verbrennung wächst und der damit verbundene Leistungsverlust nicht erklärt werden könnte. Wird auch auf hohe Motorbeschleunigung Wert gelegt, müssen die Schwungmasse erleichtert und die Schwermetallpfropfen in der Kurbelwelle entfernt werden. Daß Kolben und Pleuel auf gleiches Gewicht überprüft und der Kurbeltrieb neu gewuchtet werden müssen, versteht sich von selbst und ist in Band I (Kapitel XIII) ebenfalls ausführlich beschrieben.

Ausführungsvarianten

Die Tassenstößel (vom VW-Transportermotor empfohlen) können auch aus Einsatzstahl (z. B. EC 80) aus dem Vollen gedreht, einsatzgehärtet und an der Planfläche hart verchromt werden. Derartige Verchromungsarbeiten übernimmt die Fa. Gebr. Schock, 7000 Stuttgart, Kremserstraße 5, die darin große Erfahrung besitzt. Mit dieserart angefertigten Stößeln läßt sich das Gewicht diese Bauteils gegenüber dem VW-Stößel wesentlich reduzieren.

Die Königswellenlagerung kann der größeren Genauigkeit und Laufruhe wegen in einem eigenen T-förmig ausgeführten Gehäuse, das neben der Königs- auch die Antriebswelle aufnimmt, aus geschweißten Rohrstutzen oder Aluguß erfolgen (Abb. VI/44). Die im Winkel von 86,5 Grad zueinanderstehenden Grundbohrungen lassen sich in einer Aufspannung vornehmen und garantieren damit, daß sich die Achsen der beiden Wellen genau im Zentralpunkt schneiden.

Auf der rechten Seite besitzt das Gehäuse einen eingeschraubten Einsatz, der das Nadeldrucklager NKX 20 aufnimmt, während links das Nadellager NK 20 zwischen Seegerringen eingebaut wird. An drei angeschweißten oder mitgegossenen Säulen wird das Wellengehäuse am oberen Kurbelgehäusedeckel festgeschraubt; die stirnseitige Flanschbefestigung im Bereich des Kettenrades wird zusätzlich beibehalten.

Die Bearbeitung des Gehäuses beginnt mit dem Plandrehen der drei Befestigungssäulen, mit welchen der Bauteil zur Bearbeitung der Lagersitze an einem Winkel, den die Drehbankplanscheibe aufnimmt, montiert wird. Nachdem die Sitze für die Vorlegewelle ausgedreht sind, wird das Gehäuse um 86,5 Grad in die andere

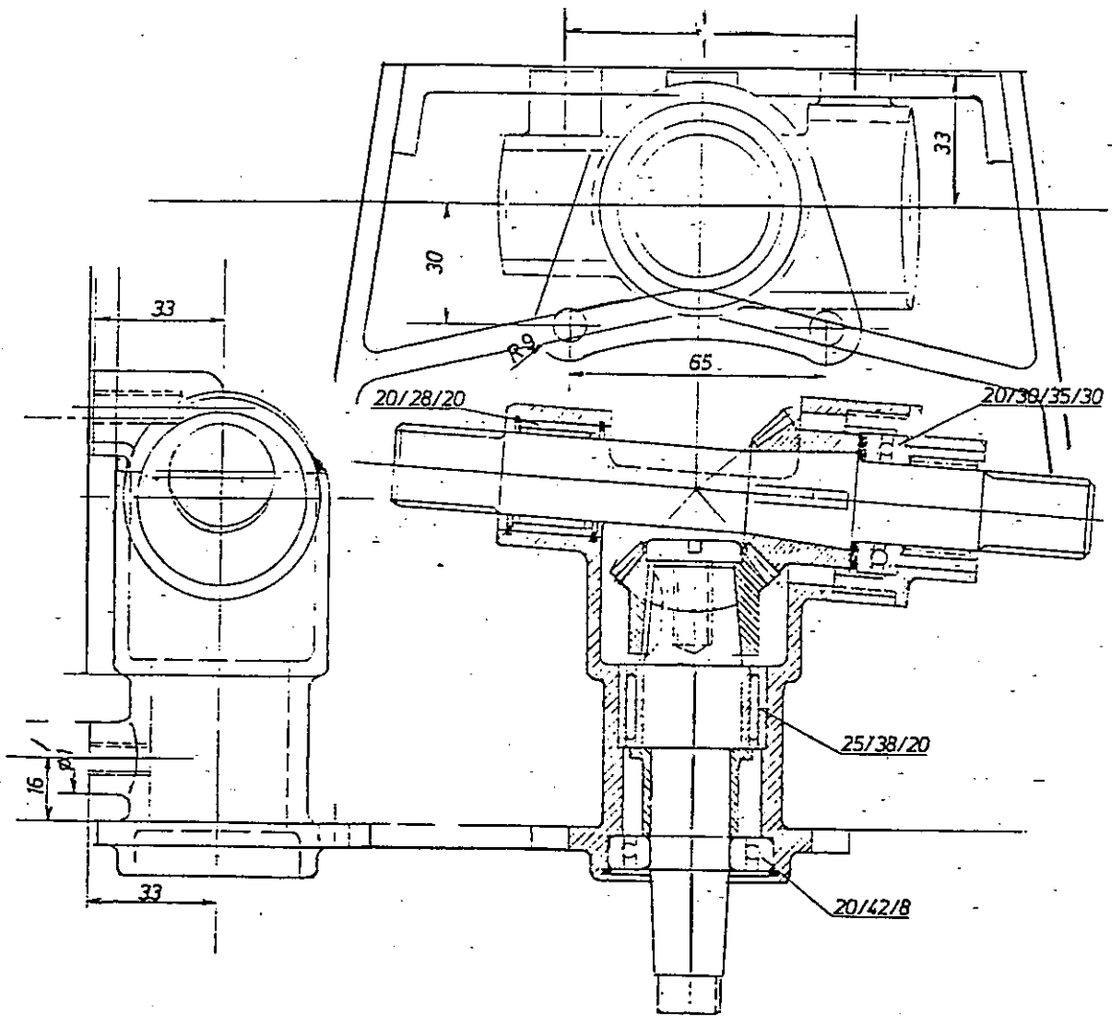


Abb. VI/44: Für eine Kleinserie empfohlene Königswellenlagerung in einem kompakten Gehäuse.

Richtung geschwenkt und die Lagersitze der Königswelle bearbeitet.

Für die Befestigung der Königswellenhüllrohre an den aufgekitteten Flanschen im Bereich des Kurbelgehäusedurchbruchs ist nunmehr keine so hohe Genauigkeit erforderlich.

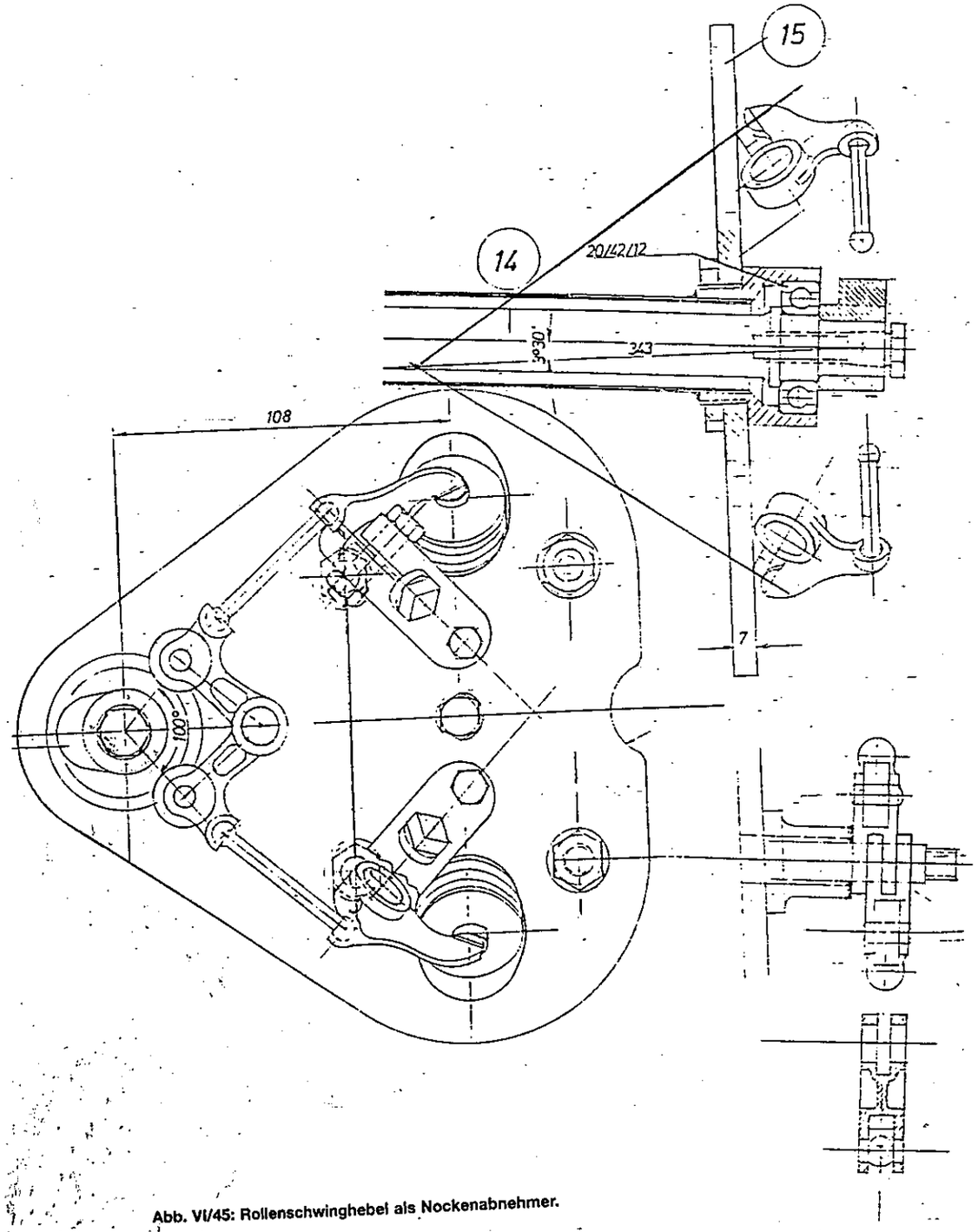


Abb. VI/45: Rollenschwinghebel als Nockenabnehmer.

Schwinghebel bei Sporteinsätzen

Alternativ zu der beschriebenen Tassenstößelsteuerung läßt sich der Nockenhub auch auf Rollenschwinghebel übertragen. Ihre Verwendung erleichtert die Zugänglichkeit zum Nocken und ermöglicht schnelleres Wechseln derselben, was bei sportlichen Einsätzen von Bedeutung sein kann (Abb. VI/45). Der Nocken selbst sitzt in diesem Fall auf einer zylindrischen Passung der Königswelle und wird mit einer Spreizschraube fixiert (Abb. VI/46).

Für den Schwinghebel (Abb. VI/47), der einsatzgehärtet wird, kann die Verwendung von Einsatzstahl 15 Cr Ni 6 empfohlen werden.

Seine Herstellung wird in Kapitel V von Band I ausführlich beschrieben; ebenso die Konstruktion und die Fertigung von Nocken, die mit Rollen oder Kreisbogen-Gleitflächen zusammenarbeiten (Abb. VI/50).

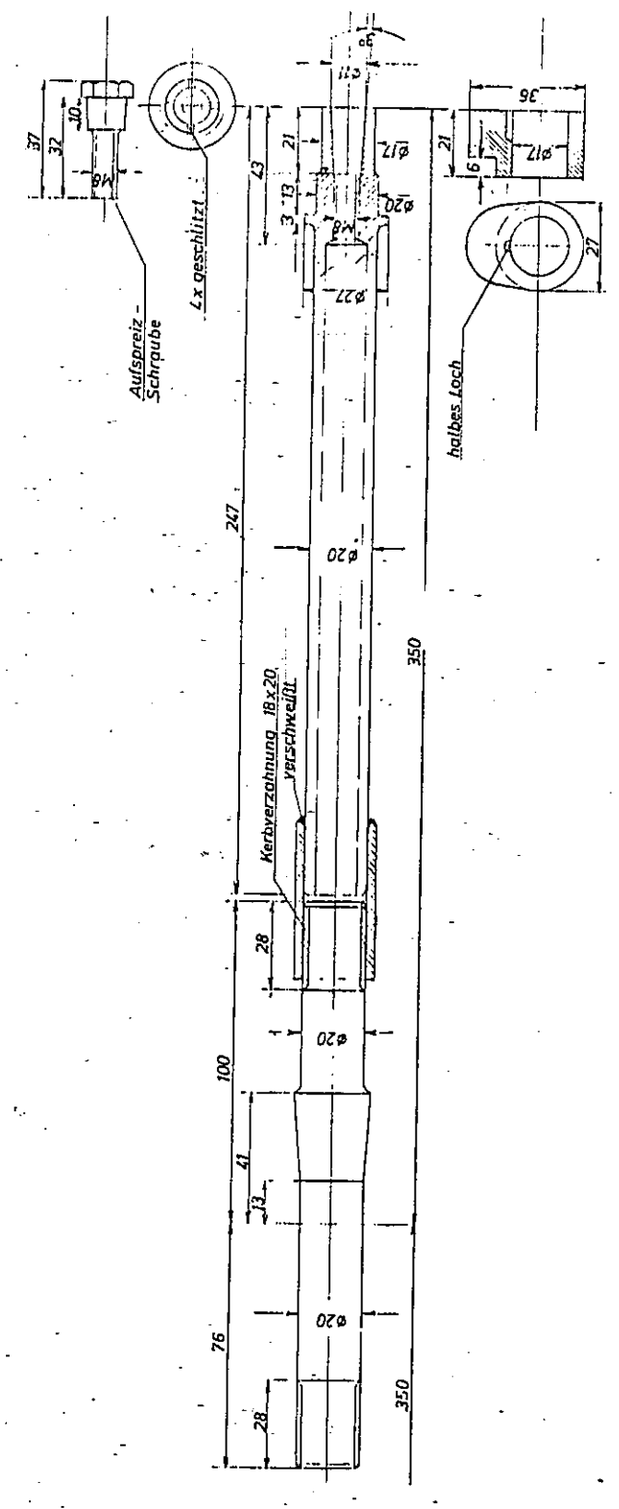
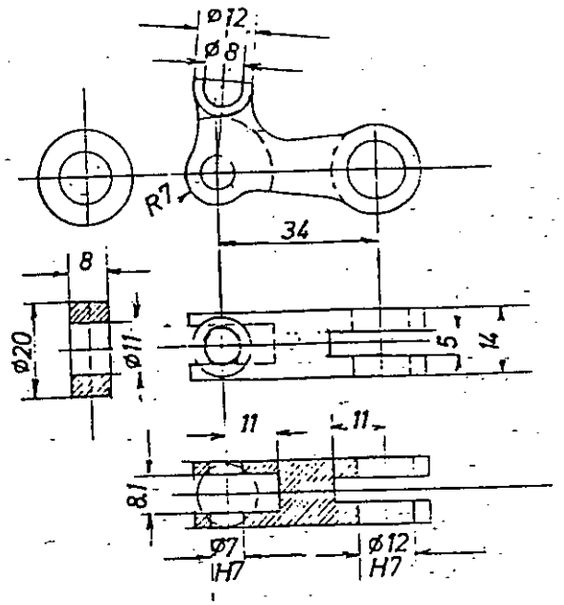


Abb. VI/46:
Königswelle mit geänderter Nockenaufnahme.

Abb. VI/47:
Rollenschwinghebel erleichtern das Wechseln der Nocken.



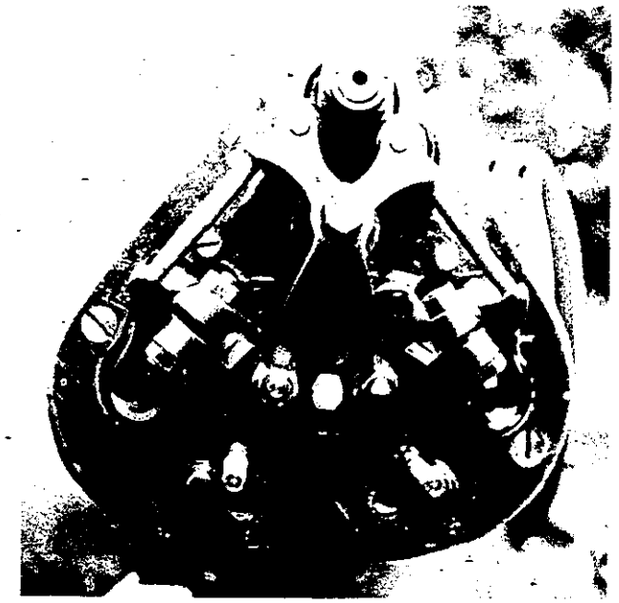


Abb. VI/48:
Schwinghebellagerung und deren Abstützung.

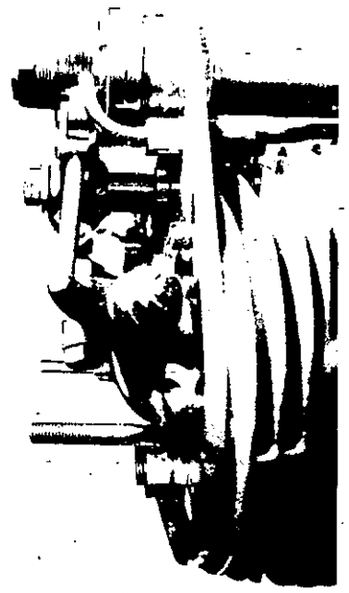


Abb. VI/49:
Nocken und Schwinghebelrollen müssen ausreichend mit Öl versorgt werden.

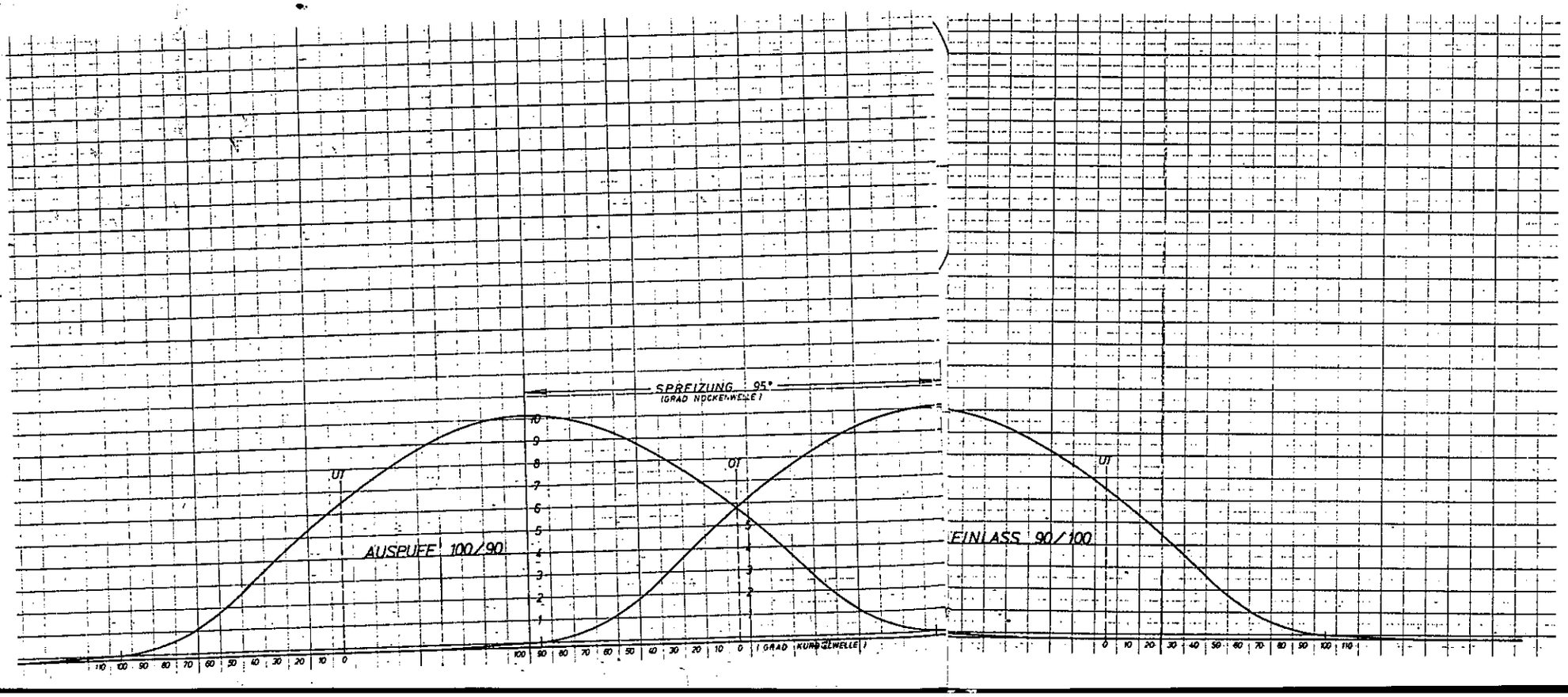


Abb. VI/50:
Ventilerhebungskurve und Steuerdiagramm für Rollenschwinghebel als Abnehmer.

Vierventilüberlegungen zum BMW RS 54 Rennmotor

Abb. VI/52: Die angebotenen Lösungsvorschläge zu vierventiligen Dachköpfen unterscheiden sich sowohl im Ventilwinkel als auch in der Zahl der Nockenwellen. Während die Steuerung mit einem Nockenwellenpaar dem Serienpendant sehr nahe kommt, ermöglicht nur eine Nockenwelle eine weitere Reduzierung des Ventilwinkels.

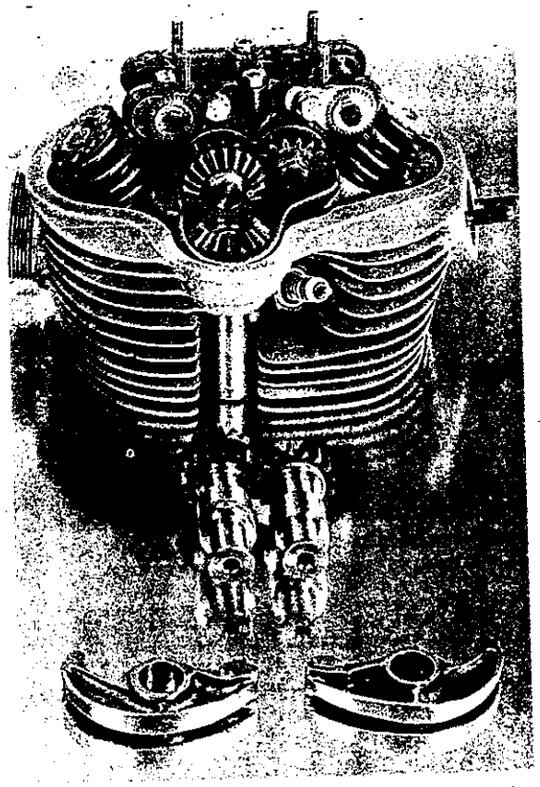


Abb. VI/51: BMW RS 54 Originalzylinderkopf: Neben den Kegelrädern, der Königswellen und zweier obenliegender Nockenwellen waren zusätzlich Kipphebel zur Betätigung der beiden Ventile erforderlich. (Motorrad Classic-Foto)

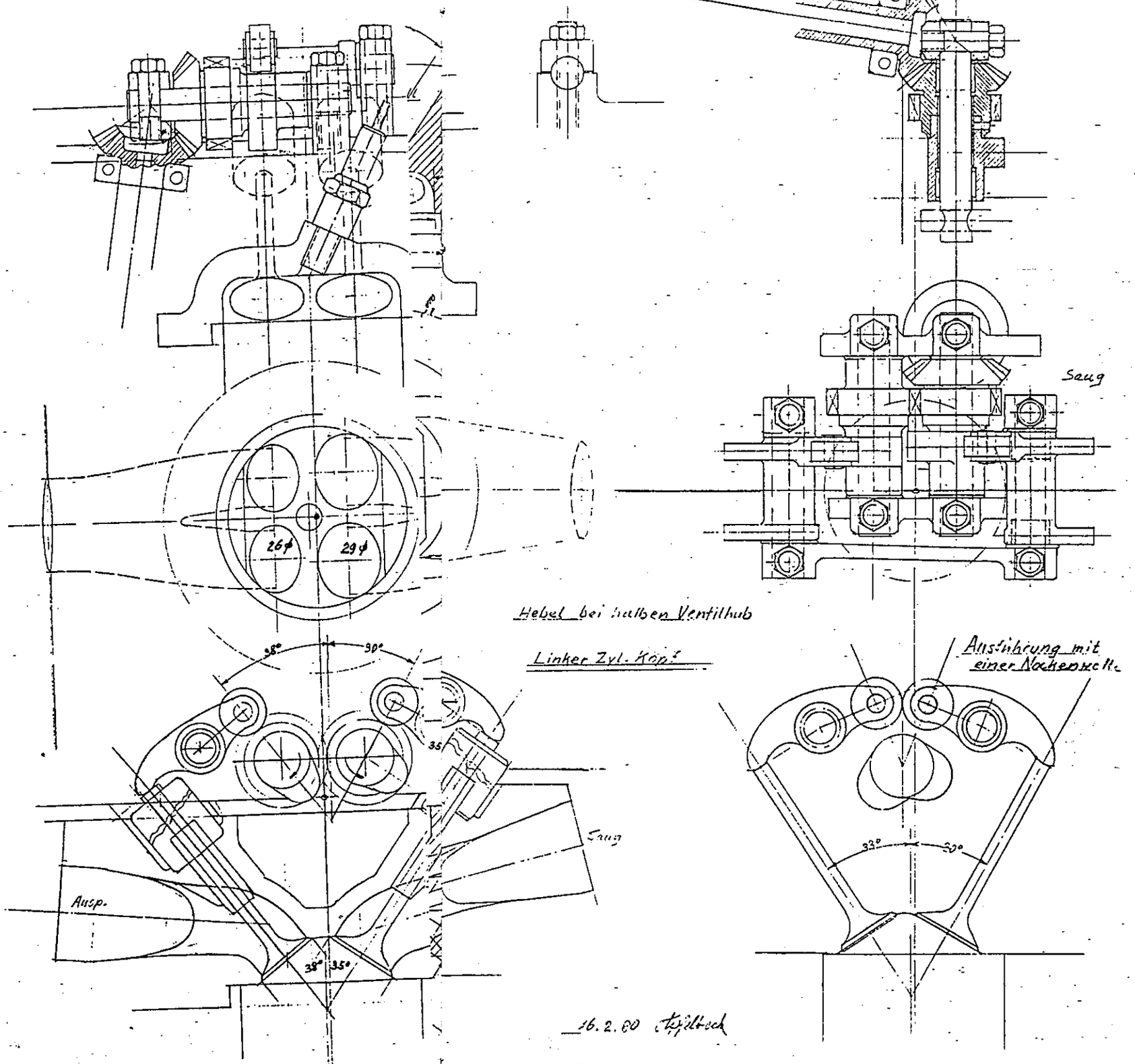


Abb. VI/53: Der vermaßte Zylinderkopf-Grundkörper gibt Aufschluß über Brennraumform und Kanalführung.

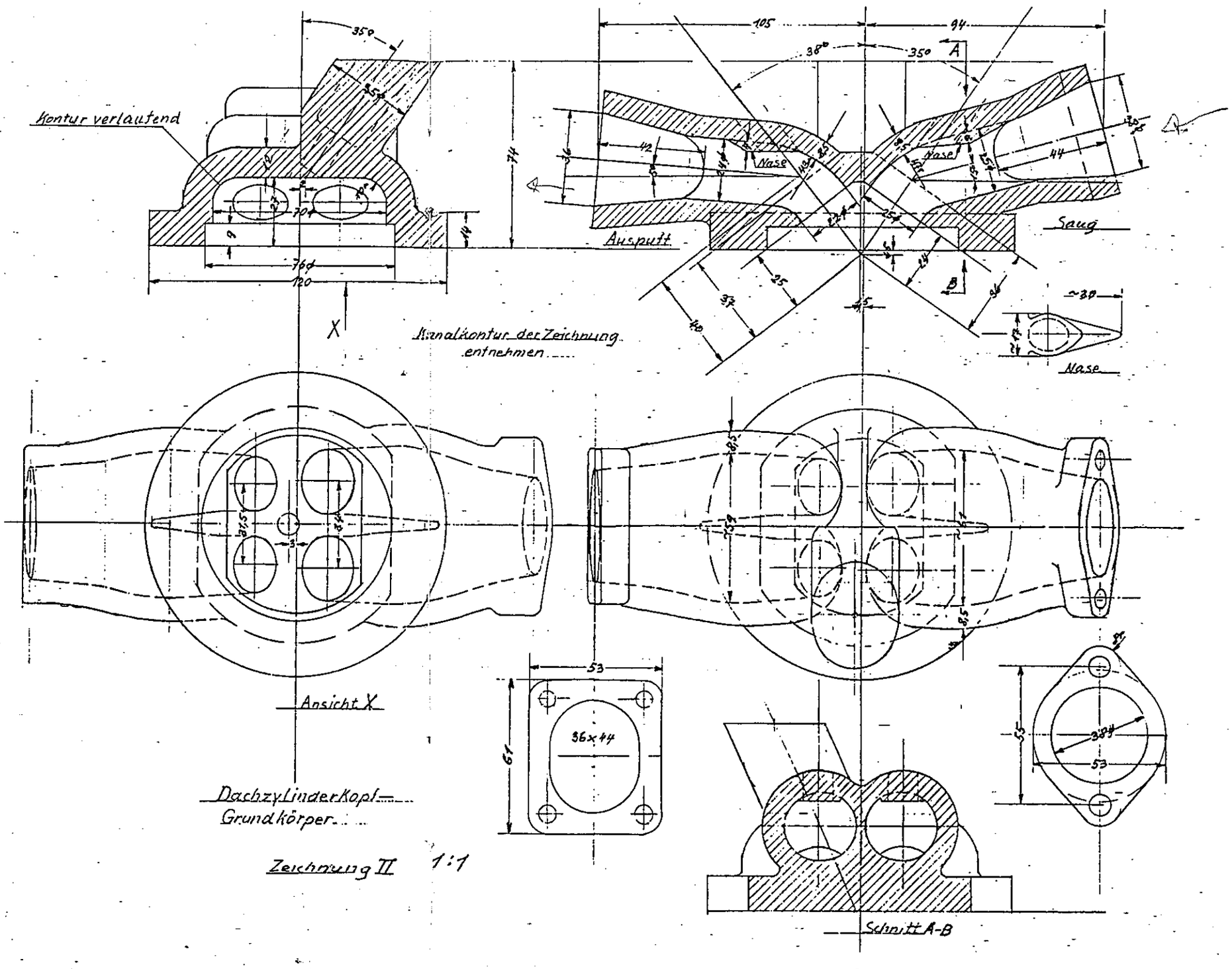


Abb. VI/54: Mit Kühlrippen und Steuerungsfundament ergänzt ergibt sich ein kompakter, zum Serienmotor passender Zylinderkopf.

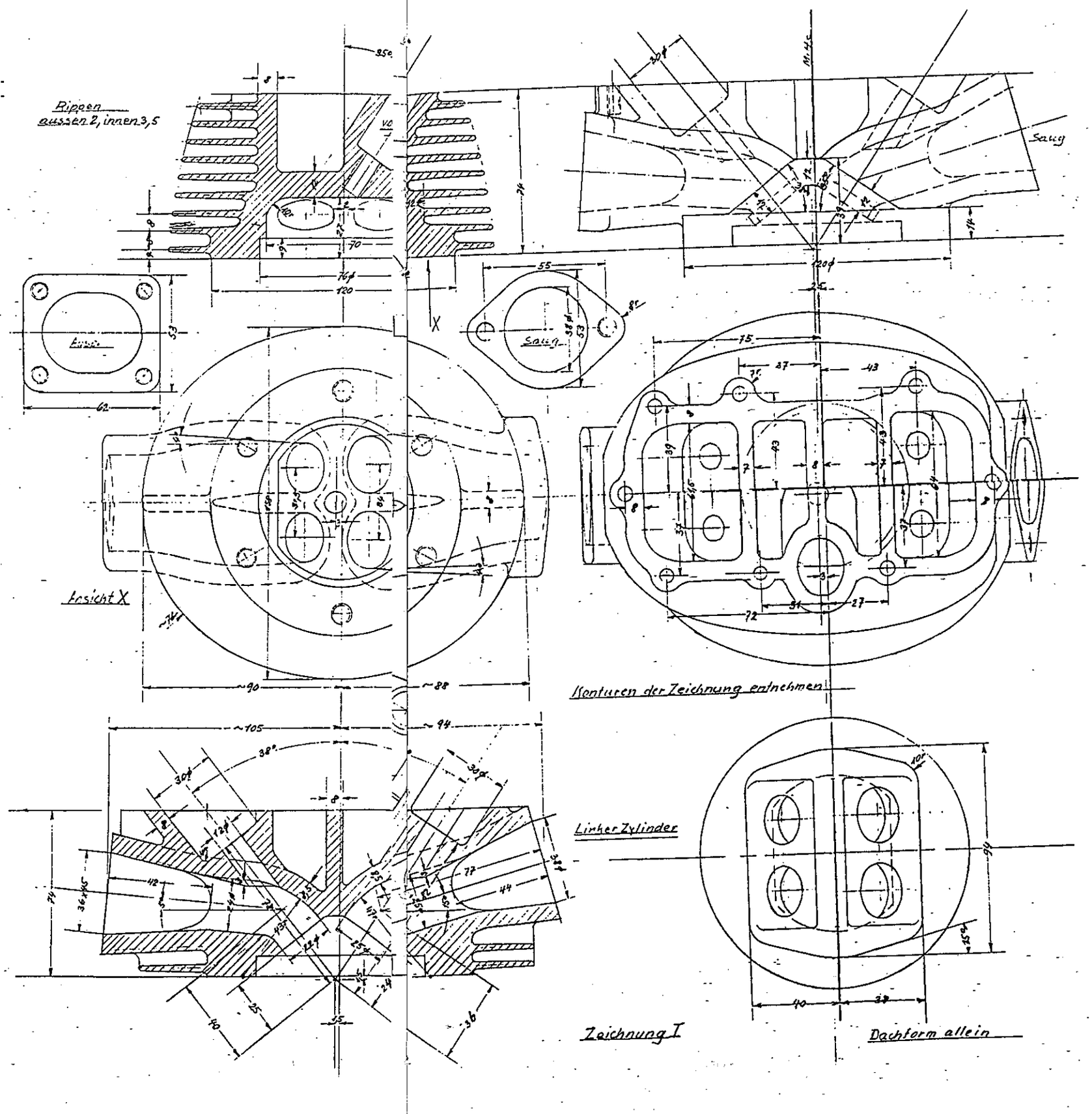
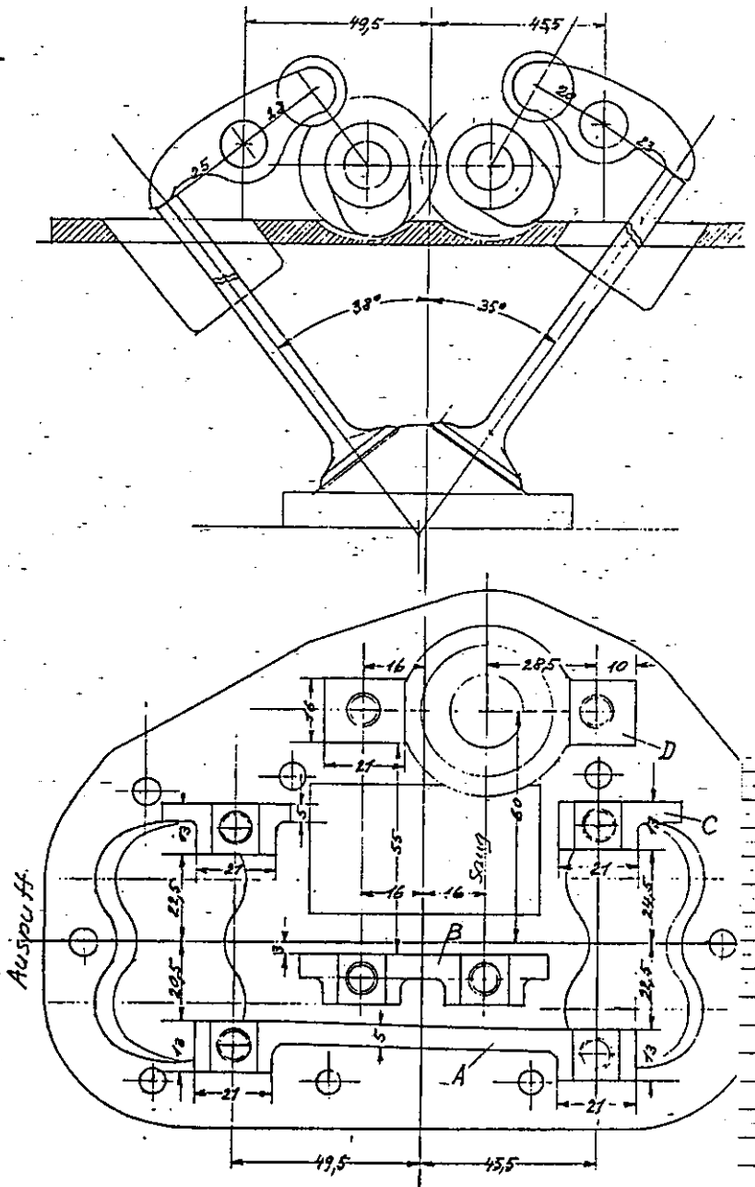
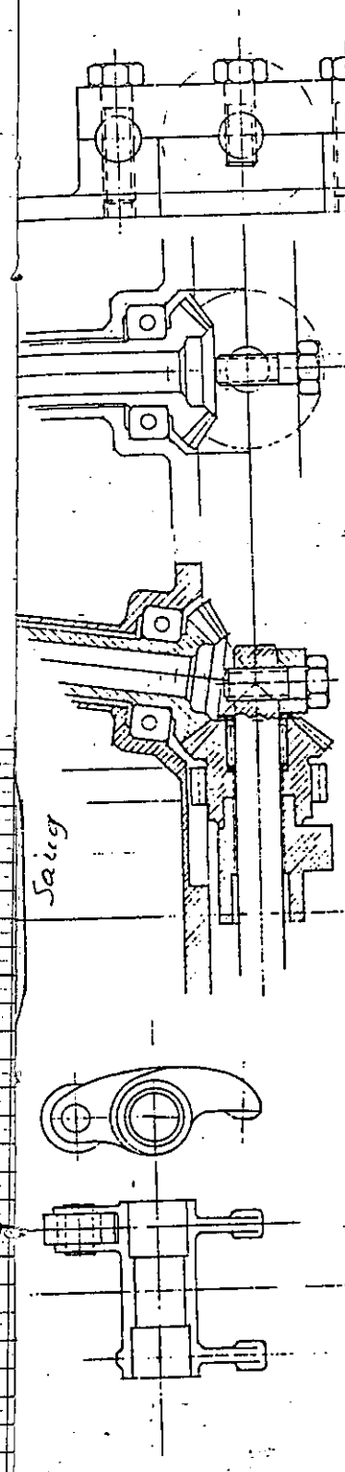
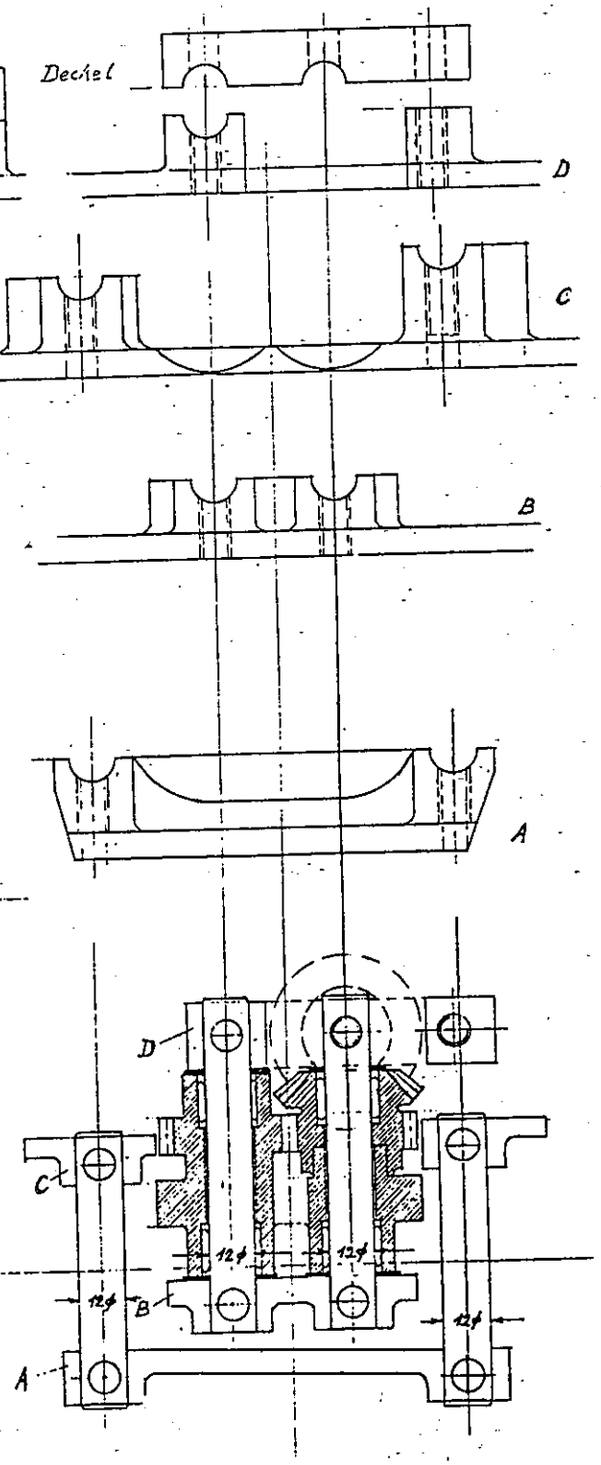


Abb. VI/55:
Nockenwellen, Kipphebel und Königswelle werden auf einem gesonderten Lagerschild aufgenommen.





Linker Kopf



MOTORRADTECHNIK TRANSPARENT GEMACHT

DIE AUSWAHL FÜHRENDER FACH- UND SACHBÜCHER

Ludwig Apfelbeck
Wege zum Hochleistungs-Viertaktmotor
Das umfassend informierende Handbuch für alle Liebhaber und Tuner von Viertaktmotoren: Eine geballte Ladung Fachwissen wird hier überzeugend und einleuchtend dargestellt. Ludwig Apfelbeck beschreibt Theorie und Praxis umfassend bis ins letzte Detail.
218 Seiten, 201 Abb., geb.,
36,– Best.-Nr. 10578

Helmut Werner Bönsch
Einführung in die Motorradtechnik
Ein Standardwerk des renommierten Spezialisten mit dem gründlegenden Wissen über Motoren, Fahrwerk, Bremsen, Steuerzeiten, Kraftübertragung und anderen wichtigen Details zur Motorrad-Technik. Mit über 300 Fotos, Zeichnungen und Diagrammen.
370 Seiten, 309 Abb., geb.,
46,– Best.-Nr. 10571

Helmut Werner Bönsch
Fortschrittliche Motorrad-Technik
Der aktuelle Trend im Motorradbau: Bönsch beschreibt die Eigenheiten der Bauarten sowie die „Technik im Detail", wie Fahrwerk, Vergaser, Zündung, Kupplung, Getriebe und analysiert deren physikalisch-technischen Grundlagen.
286 Seiten, 402 Abb., geb.,
48,– Best.-Nr. 01054

Helmut Hütten
Motorrad-Technik – Analysen und Tests
Der durch technische Erfolgsbücher bekannte Autor liefert hier zum Verständnis der modernen Motorradtechnik einen fachkundigen Beitrag. Diese aktualisierte Neuauflage des Standardwerks analysiert die neuesten Entwicklungen im Motorradbau, verbunden mit Fahrberichten und Vergleichstests.
430 Seiten, 476 Abb., geb.,
56,– Best.-Nr. 01175

Pavel Husák
Zweitakt-Motorräder
Das aktuelle Wissen über die Besonderheiten der heutigen Zweitakt-Modelle: Bauteile, Material, Fertigung, Funktion, Strömungs- und Schwingungsvorgänge – anschaulich vermittelt von einem Experten.
304 Seiten, 220 Abb., geb.,
48,– Best.-Nr. 01161

Malte Bittner
Motorräder selbst verschönern und verbessern
Beispielhaft wird gezeigt, wie mit geringen Mitteln und vielen guten Ideen jeder Biker seine Traum-Maschine, sein Custom-Bike, aufbauen kann.
258 Seiten, 257 Abb.,
davon 15 farbig, gebunden,
44,– Best.-Nr. 01115

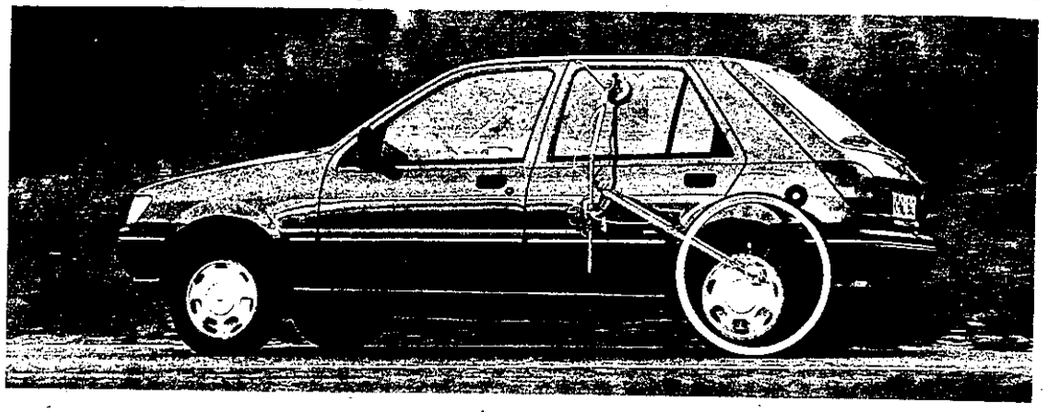
Foale / Willoughby
Motorrad-Fahrwerk heute
Ganz aktuell, die Grundlagen der modernen Fahrwerkskonstruktionen: Detailliert wird vermittelt, wie man Fahrwerke entwirft, baut, abstimmt und testet. Mit vielen anschaulichen Fotos und Zeichnungen.
184 Seiten, 203 Abb., geb.,
36,– Best.-Nr. 01226

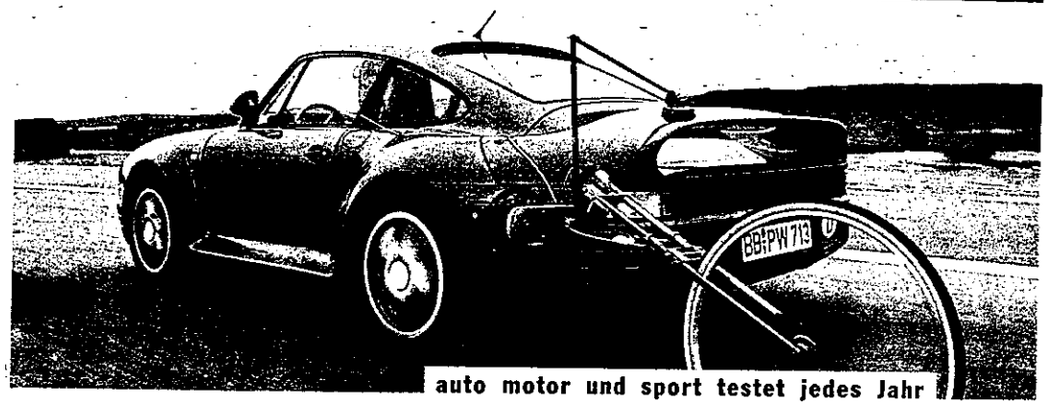
Paul Klaver
Das Motorrad und seine Technik
Ein Profi beschreibt die Technik der Zweiräder von heute: Verbrennung, Mehrventilmotoren, Schmierung, Bremsen und Wartung sind die Schwerpunkte.
160 Seiten, 120 Abb., geb.,
32,– Best.-Nr. 01320

Änderungen vorbehalten

Der Verlag für Motorradbücher
Postfach 103743 · 7000 Stuttgart 10
Motor buch Verlag

TESTEN SIE AUTO MOTOR UND SPORT.





auto motor und sport testet jedes Jahr über 400 Autos – vom Ford Fiesta mit 50 PS bis zum 420.000 Mark teuren Porsche 959 mit 450 PS. Moderne Meßmethoden, zwei Millionen Testkilometer pro Jahr sowie eine Test-Mannschaft mit langjähriger Erfahrung und sicherem Beurteilungsvermögen bilden die Basis für die anerkannte Testkompetenz von Europas großem Automagazin. Für Ein- und Aufsteiger der mobilen Gesellschaft ist auto motor und sport die kompetente Informationsquelle. Testen Sie uns. Alle 14 Tage neu bei Ihrem Zeitschriftenhändler und an Ihrer Tankstelle.

Unabhängig. Kritisch. Engagiert. auto motor sport