

Analyse

eines Kreidler-Rennmotors

Unsere Leser haben uns im Lauf der letzten Jahre in vielen Briefen bedrängt, wir möchten doch „Frisieranleitungen“ bringen; entweder Anleitungen, die generell für alle Motoren zwecks Leistungssteigerung zur Anwendung gebracht werden könnten – oder spezielle, auf bestimmte Motorentypen zugeschnittene. Wobei sie sich wohl meist vorstellten, das ginge so mit „hier was wegfeilen, dort was vergrößern, da was ranbauen“ – und schon sei die Leistung da. Wenn wir uns bisher nicht zur Veröffentlichung von Hinweisen zur Leistungssteigerung vorhandener Serienmotoren entschließen konnten, dann aus verschiedenen Gründen. Einmal, weil leistungssteigernde Arbeiten an Motoren in zum Straßenverkehr zugelassenen Maschinen den Besitzer und Fahrer der veränderten Maschine straffällig werden lassen. Soweit es sich andererseits um Motorräder handelt, die nicht zugelassen sind, also als reine Rennmaschinen auf abgesperrten Strecken gefahren werden sollen, rühren unsere Bedenken aus der Kenntnis der Tatsache, daß Tuningsarbeiten an solchen Fahrzeugen zwar möglich sind, jedoch Voraussetzun-

gen erfordern, die nur den wenigsten zur Verfügung stehen.

So, wie es in den meisten der im Handel für teures Geld angebotenen „Frisieranleitungen“ versprochen wird, geht es jedenfalls nicht. Die Zeiten sind längst vorbei, in denen lediglich mit viel Mühe und Schweiß und Feilerei ein Zweitakter auf Hochleistung gebracht werden konnte. Viel mehr als das, was geschickte „Friseur“ einst aus einem Serienmotor herausholen konnten, steckt heute dort schon von Haus aus drin. Was darüber ist, ist weniger handwerkliche, als wissenschaftlich fundierte Experimentierarbeit, kaum möglich ohne Inanspruchnahme eines Prüfstandes.

Und weil das so ist, bringen wir in der Folge den Niederschlag von Untersuchungen und Änderungen an einem Zweitaktmotor zum Zwecke der Leistungssteigerung, die Peter Rüttjeroth, aktiver Wettbewerbsfahrer, als Abschlußarbeit an einer Fachhochschule durchführte. Nicht, um damit nun doch eine „Frisieranleitung“ zu veröffentlichen, sondern um zu zeigen, wie schwierig es heute ist, zum Erfolg zu kommen.

Theoretische Betrachtungen

Da die Kostenfrage an erster Stelle liegt, versuchten wir, den Rennmotor auf der Basis eines bewährten Serienmotors zu erstellen.

Es standen drei Motorentypen zur Auswahl:

1. ZÜNDAPP KS 50/Hub 41,8 mm/Bohrung 39 mm;
2. SACHS 50 S/Hub 44 mm/Bohrung 38 mm;
3. KREIDLER/Hub 39,5 mm/Bohrung 40 mm.

Wir entschieden uns für den Motor der Firma Kreidler.

Begründung:

1. Der Motor weist einen liegenden Zylinder auf, dadurch ist niedriger Maschinenschwerpunkt möglich.
2. Das Hub-Bohrungs-Verhältnis des Kreidler-Motors ist annähernd quadratisch. Dadurch sind bei gleicher Kolbenge-

Aufgabenstellung

1. Es ist ein Triebwerk für ein Rennmotorrad zu schaffen.
2. Der Hubraum des Motors soll 50 ccm nicht überschreiten.
3. Der Motor soll mit einem Zylinder und maximal sechs Gängen ausgerüstet sein.
4. Es soll nicht so sehr Wert auf eine maximale Spitzenleistung als auf Zuverlässigkeit gelegt werden, da die Renndistanzen zwischen 150 km und 300 km liegen.
5. Der Motor soll in der Konstruktion wie in der Ersatzteilbeschaffung einfach und billig sein (Serienteile verwenden).
6. Das Gewicht des Motors soll möglichst gering sein.

schwindigkeit wie bei dem Sachs- bzw. Zündapp-Motor höhere Drehzahlen möglich.

3. Um hohe Drehzahlen erreichen zu können, sind große Kanalquerschnitte nötig. Die große Bohrung des Kreidler-Zylinders läßt breitere Schlitze als bei den anderen Motoren zu.
4. Nach Aussagen eines Versuchsmechanikers der Firma Kreidler ist der Kurbeltrieb des Motors so stark dimensioniert, daß er bei Prüfstandsversuchen mit

15 000 min⁻¹ (= U/min) ohne Schaden mehrere Stunden läuft.

5. Das Getriebe ist ein klauengeschaltetes Fünfganggetriebe, dessen Abstufungen sich mit serienmäßig erhältlichen Zahnradpaaren dem Drehmoment und Leistungsverlauf des Motors anpassen lassen. Außerdem ist das Gehäuse groß genug, um einen VI. Gang aufnehmen zu können.
6. Die Möglichkeit, bei Bedarf einen Einlaß-Drehschieber zur

Steuerung des Frischgasstroms einzubauen, ist beim Kreidler-Motor gegeben.

Physikalische Grundlagen

Um die Leistung eines Motors zu steigern, sind folgende Voraussetzungen zu erfüllen:

1. gute Füllung;
2. hohe Drehzahlen;
3. hohe Verdichtung;

Eine gute Füllung bei hohen Drehzahlen erreicht man, wenn man große Vergaser benutzt und die Kanäle des Motors so groß wie möglich macht (Ansaugschlitz, Überströmkanäle, Auslaßschlitz). Um in allen Lastbereichen ein homogenes Gemisch zu erreichen, muß der Vergaser mit seinem Querschnitt so ausgelegt sein, daß eine genügend hohe Frischgasgeschwindigkeit vorhanden ist.

$$\frac{\text{Volumenstrom}}{\text{Querschnitt}} = \text{Geschwindigkeit}$$

Analyse eines Kreidler-Rennmotors

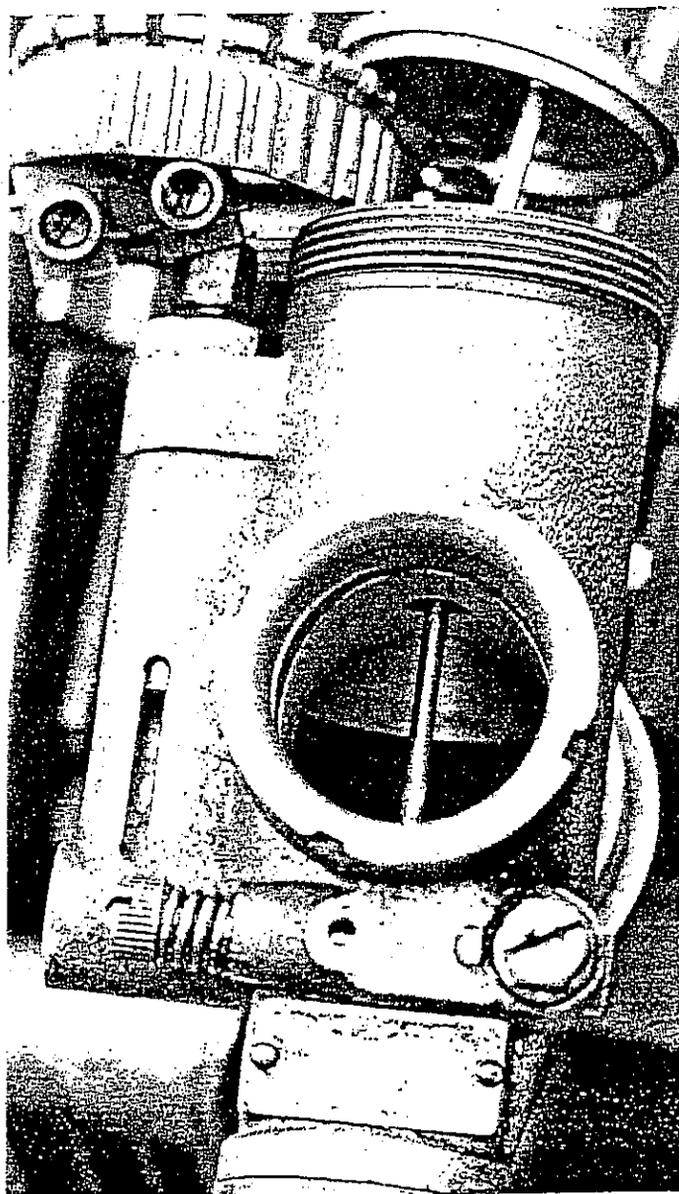
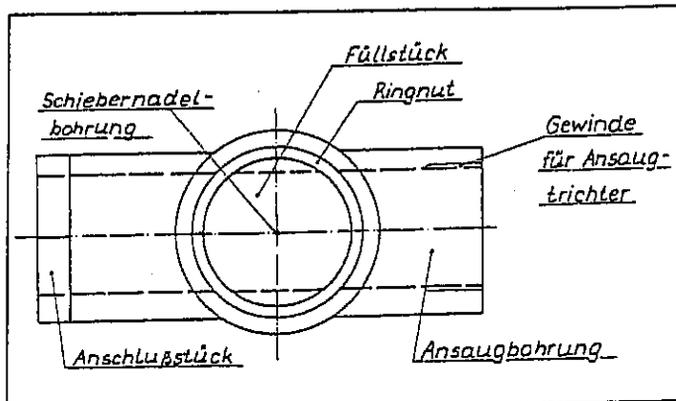
Die angestrebten hohen Drehzahlen (max. $15\,000\text{ min}^{-1} = 250\text{ Hz}$) lassen vermuten, daß nicht die Pumpwirkung des Kolbens für eine gute Kurbelgehäusefüllung maßgebend ist, sondern die schwingungsmäßige Abstimmung des Einlaßsystems, bei der die Kolbenbewegung noch als Erregung zu sehen ist.

Der dominierende Faktor des Ansaugsystems zur schwingungsmäßigen Abstimmung ist die Länge des Ansaugweges (Ansaugtrichter, Vergaserlänge, Anschlußstutzen, Einlaßlänge des Kanals im Zylinder). Da der Querschnitt des Vergasers gegeben ist, kann man also nur noch die Länge variieren. Nach Ernst Ansgör („Leistungssteigerung bei Zweitaktmotoren“, Motorwettbewerb 1966) ist bei einer Ansauglänge von 10 cm, einem Vergaserdurchmesser von 20 mm, einer Ansaugsteuerzeit von 170° , einem dreifachen Kurbelgehäusevolumen gegenüber dem Hubvolumen und einem 50 ccm-Motor die beste Leistung bei $n = 13\,300\text{ min}^{-1}$ zu erwarten. Kürzt man die Länge der Ansaugleitung auf 5 cm, dann liegt die Drehzahl der besten Kurbelgehäusefüllung bei $17\,670\text{ min}^{-1}$. Daraus ist zu schließen, daß eine Kürzung der Ansaugleitung die Leistungskurve des Motors zu höheren Drehzahlen verlagert. Bei einer Verlängerung ist es umgekehrt.

Um die benötigte Füllung zu erreichen, muß man darauf achten, daß der Ansaugweg strömungsgünstig ausgelegt wird. Eine Stelle, die einen großen Strömungswiderstand ergibt, ist ein Vergaser ohne Ansaugtrichter oder mit einem Ansaugtrichter, der eine zu kleine Abrundung aufweist. Ein Rohr, das aus der freien Umgebung ansaugt, erzeugt an seinem Mündungsrand durch die von der Seite her angesaugten Luftteilchen ein Abreißen der Strömung und eine kräftige Wirbelbildung. Hierdurch wird der

Durchflußquerschnitt erheblich eingeschnürt und der Ansaugwiderstand wesentlich vergrößert. Einen nicht unbeträchtlichen Strömungswiderstand im Ansaugweg

bietet der Vergaser selbst. Eine sehr ungünstige Stelle ist vorhanden, an der die Gasschieberführung den Ansaugkanal schneidet. Der von uns benutzte Dell'Orto-Vergaser hat an dieser Stelle Füllstücke, die bewirken, daß bei voll geöffnetem Gasschieber ein nahezu glattes Rohr entsteht. Der Schieber ist innen hohl und läuft beim Schließen genau in eine Ringnut.



Nur durch die Nadeldüse und die Schiebernadel wird ein Strömungswiderstand hervorgerufen. Diesen kann man durch Verwendung eines englischen Amal-Vergasers mit seitlich angeordneter Nadeldüse und Schiebernadel vermeiden.

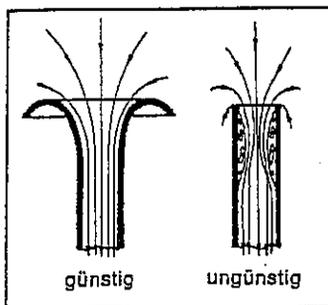
Der Vergaser wird durch einen Klemmring am Anschlußstutzen des Zylinders befestigt und bildet dort einen guten Übergang. Einen Krümmer sollte man wegen der Verluste möglichst vermeiden.

Der Ansaugschlitz im Zylinder bringt weiterhin eine Menge Probleme mit sich. Man muß einerseits versuchen, ihn so groß wie möglich zu machen; das läßt sich nur mit einem rechteckigen Querschnitt wegen der Einhaltung der Steuerzeiten verwirklichen, andererseits soll er strömungsgünstig sein, was nur mit einem Kreisquerschnitt möglich ist, da dessen Umfang (bei gleichem Querschnitt von Rechteck und Kreis) am kleinsten ist. Der Kompromiß ist, daß man einen rechteckigen Querschnitt mit abgerundeten Ecken nimmt.

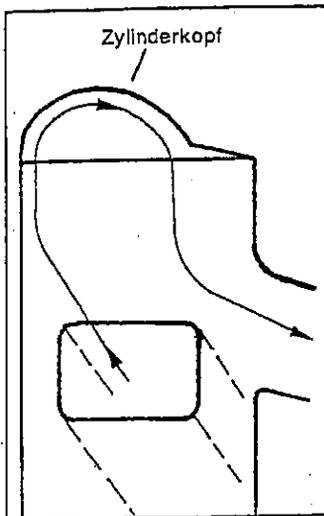
Der Übergang vom runden Anschlußstutzen zum rechteckigen Einlaßschlitz muß konisch ausgebildet sein und darf keine plötzlichen Erweiterungen oder scharfe Kanten haben. Die Fläche des Rechtecks sollte 1,25 bis 1,40 mal größer sein als die Fläche des Kreises (nach Ernst Ansgör).

Damit der volle Querschnitt des Ansaugkanals ausgenutzt werden kann, muß das Kolbenhemd so bearbeitet sein, daß die Unterkante des Kolbens im oberen Totpunkt mindestens 1 bis 2 mm über die Oberkante des Ansaugschlitzes hinwegläuft. Bei der Bearbeitung des Kolbens ist darauf zu achten, daß alle Kanten gerundet werden, damit keine Kerbwirkung eintreten kann. Geschmiedete Kolben sollten wegen ihres nicht unterbrochenen Faserverlaufs und der damit höheren Festigkeit verwendet werden.

Die Schlitzbreite kann bis 65 % des Zylinderdurchmessers betragen (Sehnenmaß), darüber hinaus (max. 80 %) sollte ein Steg in der Mitte verbleiben, der eine bessere Führung des Kolbens bewirkt. Die Überströmkanäle haben die Aufgabe, die im Kurbelgehäuse befindlichen Frischgase in den Brennraum zu leiten. Sie sollten so ausgebildet sein, daß sie die Gase strömungsgünstig und hemmungslos leiten, aber nicht den Totraum unnötig vergrößern. Die Spülkanäle müssen an der Einmündung am Zylinder so gerichtet sein, daß die Spülstrahlen genau aufeinandertreffen und sich so gegenseitig auftrichten können (Ausschieben der Altgase, Vermischung mit Altgasen vermeiden).



Außerdem sollen die Spülstrahlen parallel zum Kolbenboden gerichtet sein. Die Richtung soll möglichst schon ein Stück vor dem Überströmschlitz festliegen, damit die Umlenkung beendet ist. Strahlen, die in stark nach hinten und gleichzeitig steil nach oben gerichteten Kanälen laufen, schlagen sich auf der hinteren Zylinderwand nach oben und nach den Seiten breit. Der dabei entstehende dünne Frischgasfilm schiebt sich an der Zylinderwand nach oben und läßt einen Altgaskern entstehen.



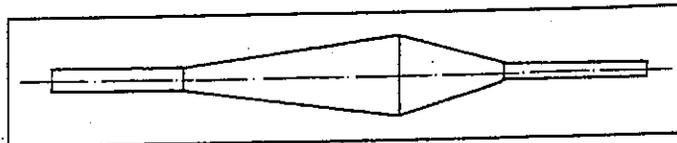
Der Zylinderkopf soll so geformt sein, daß eine Umkehrung der Frischgase stattfinden kann.

Die größtmögliche Breite für den Auslaßkanal beträgt 60 % des Zylinderdurchmessers. Bei Verwendung eines Mittelstegs zur Kolbenringführung geht man bis auf 80 % der Bohrung (Sehnenmaß).

Der Auslaßschlitz muß beträchtlich höher als die Überströmkanäle sein. Der dadurch bedingte Vorausschlag soll bewirken, daß zu Beginn des Überströmens der Druck im Arbeitsraum möglichst weit unter dem Spüldruck liegt. Je größer die Druckdifferenz ist, desto schneller beginnt der Überströmvorgang.

Der Auspufftopf soll für eine schnelle Entleerung des Arbeitsraumes sorgen. Er muß jedoch außerdem verhindern, daß das neu in den Arbeitsraum gelangte Frischgas ebenfalls den Zylinder verläßt.

Man versucht, beide Effekte durch etwa folgende Topfform zu erreichen:



Um bei einem Zweitaktmotor zu einem größeren nutzbaren Drehzahlbereich zu kommen, muß man mehrere hintereinanderliegende Prallwände vorsehen. Statt unendlich vielen Prallwänden kann man einen Konus verwenden. Damit die einsetzende Reflexwelle die Saugwirkung des Diffusors nicht stört, kann ein zylindrisches Rohr zwischen Diffusor und Reflektor vorgesehen werden. Der Öffnungswinkel des Diffusors sollte 8° nicht überschreiten (Ablösung der Strömung vermeiden). Die Wirkung ist die beste, wenn er direkt dem Auslaßschlitz angeschlossen ist. Da jedoch die Gefahr besteht, daß sich Alt- und Frischgase mischen, setzt man zwischen Zylinder und Topf ein zylindrisches Rohr. Die Gesamtlänge des Auspuffs kann mit dem Rohr variiert werden.

Als Faustregel gilt (nach Helmuth Hütten, Schnelle Motoren sezieren und frisieren): Das Volumen des Topfes soll das sieben- bis achtfache des Hubvolumens betragen. Das Endrohr hat lediglich die Aufgabe, die Abgase gleichmäßig abfließen zu lassen.

Beim Öffnen des Auslaßkanals strömt das Abgas in den Topf. Der Diffusor sorgt für gute Zylinderentleerung.

Um das Frischgas daran zu hindern, ebenfalls den Zylinder zu verlassen bzw. bereits im Auspuffrohr befindliches Frischgas wieder in den Zylinder zurückzubefördern, bedient man sich des Reflektors (gerades Blech oder Konus).

Seine Wirkung beruht auf folgendem Prinzip:

Bei Öffnung des Auslasses erregt der Abgasdruckstoß eine Längsschwingung im Auspuff. Die erzeugte Druckwelle läuft mit Schallgeschwindigkeit im Topf entlang, wird an dem Konus oder Prallblech reflektiert und läuft zum Schlitz zurück. Durch den Druckanstieg im Rohr wird evtl. schon im Auspuff befindliches Frischgas wieder in den Zylinder zurückbefördert. Nach Beendigung dieses Vorgangs muß der Kolben den Auslaßschlitz wieder verschließen.

Diese Art Auspuffabstimmung beruht auf der Resonanz von Auspuffschwingung und der Motorfrequenz. Daraus geht hervor, daß ein Auspuff mit einer geraden Reflektionswand nur auf eine einzige Motordrehzahl abgestimmt ist.

WIRD FORTGESETZT

NEU SIND WIR NICHT, ABER WIR HABEN AM 1.12.1972 UNSEREN NEUEN, MODERNEN BETRIEB AUF 8500qm GELÄNDEFLÄCHE ERÖFFNET:

zweirad **ELLENBECK KG**
center

Wir vertreten:



MAICO

Zubehör:

Happy-Rider, Kett, GaMan Motorradbekleidung in Leder und Nylon – Römer, AGV Sporthelme – Daytona, Sidi, Kett Motorradstiefel – Pichler, Habermann Verkleidungen – Uvex, Climax Brillen – Passasport Sturmhauben – Protar Motorradmodelle und vieles andere mehr.

Eröffnungsangebot bis 15. 3. 73:

Erheblicher Preisnachlaß auf alle Motorradmodelle 72 und 73
Auf Kleidung – Stiefel – Zubehör 15% Rabatt

FÜR KUNDENDIENST STEHT IHNEN UNSERE MODERNE WERKSTATT UND ERFAHRENES FACHPERSONAL ZUR VERFÜGUNG. BESUCHEN SIE UNS ODER FORDERN SIE UNSER ANGEBOT ANI GÜNSTIGE GEBRAUCHT-MOTORRÄDER: BMW, SUZUKI, HONDA, KAWASAKI.

6101 WEITERSTADT (BEI DARMSTADT)

INDUSTRIEGEBIET-SÜD, BRÜCKENSTR. 4
TEL.: 0 61 51 / 8 49 26

Analyse eines Kreidler-Rennmotors

a) Motor:

Am Serienmotor wurden folgende Änderungen vorgenommen: S. Tabelle auf Seite 36.

1. Vergaser:

Der Serienmotor besitzt einen Vergaser mit 19 mm Durchmesser $\approx A = 2,84 \text{ cm}^2$. Damit erreicht er 5,2 PS bei ca. 7000 min^{-1} . Da die Drehzahl der maximalen Leistung des Rennmotors zwischen 13 000 und 15 000 min^{-1} liegen soll, also ca. doppelt so hoch wie beim Serienmotor, muß der Querschnitt des Vergasers auch doppelt so groß werden (Zeitquerschnitt soll gleich bleiben). Es ergibt sich ein benötigter Querschnitt von $A = 5,68 \text{ cm}^2$. Da ein Vergaser mit 27 mm Durchmesser $A = 5,72 \text{ cm}^2$ nicht zur Verfügung stand, wurde ein Vergaser mit getrennter Schwimmerkammer der Firma Dell'Orto (Italien), mit 28 mm Durchmesser $\approx 6,15 \text{ cm}^2$ montiert.

Für die angestrebte Drehzahl liegt die Länge des Ansaugweges bei 10 cm. Da der Kanal im Zylinder schon eine Länge von 4,5 cm hat und der Vergaser eine Länge von 8,5 cm aufweist, verkürzten wir den Ansaugtrichter und den Ansaugstutzen auf das kleinstmögliche Maß.

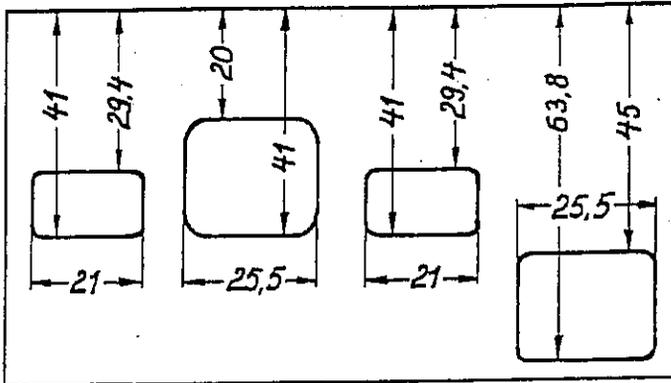
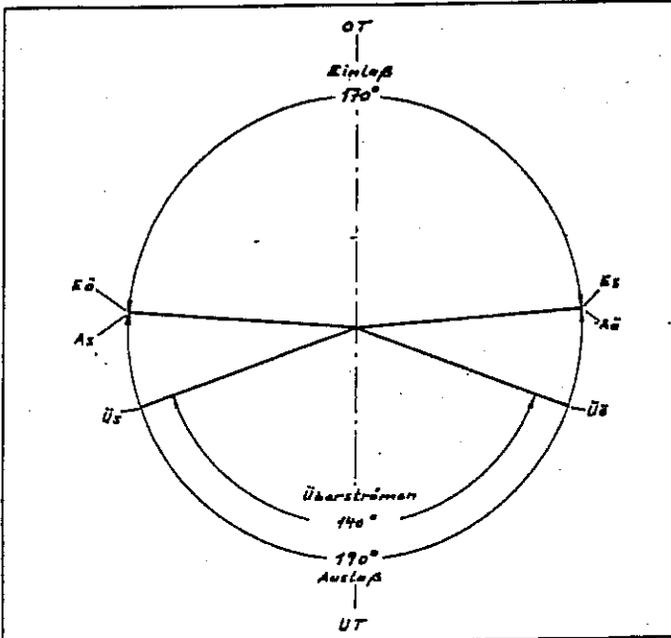
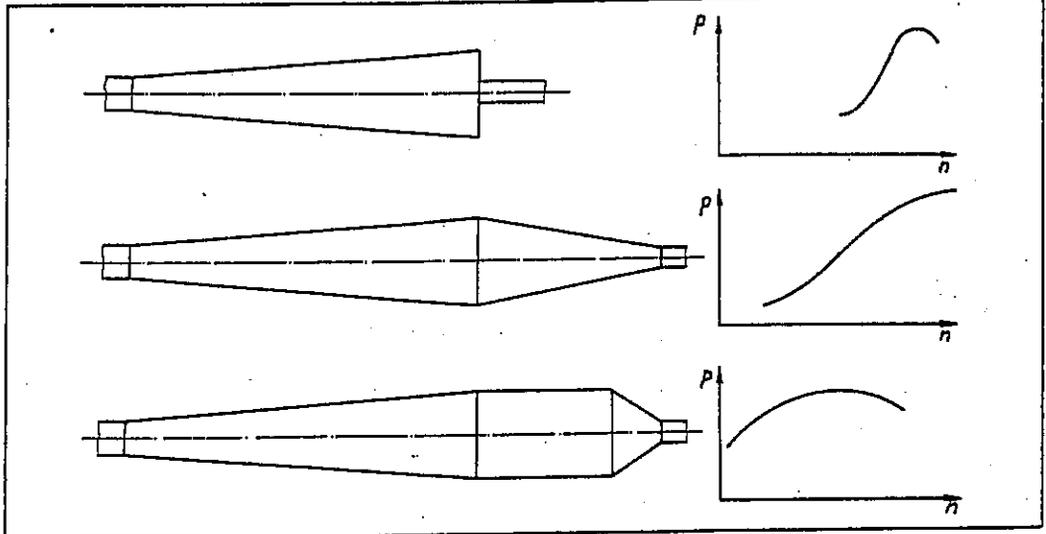
2. Zylinder:

Folgende Zylinderabwicklung zeigt die Lage und Größe der Schlitze zueinander (s. unten). Die Form und Richtung der Überströmkanäle wurden belassen, lediglich die Kanalwände wurden geglättet.

3. Auspuff:

Um die auf Seite 17 (Heft 3/73) erwähnten Vorgänge im Auspuff zu realisieren, stellten wir folgende Überlegungen an:

Während der gesamten Öffnungszeit des Auslaßkanals (AÖ bis AS) soll eine Schwingung im Auspuff ablaufen; das bedeutet, daß in der Zeit zwischen AS und AÖ ebenfalls eine ganze Schwingung (longitudinal) stattfindet. Die Reflexwelle hat gerade dann den Schlitz wieder erreicht, wenn die erneute Erregung durch die Freigabe des Auslaßkanals ausgelöst wird (während einer Umdrehung soll der Kanal genau so lange geschlossen wie geöffnet sein).



Der Einfluß der verschiedenen Auspuff-Formen auf den Verlauf der Leistungskurve geht aus den oberen drei Zeichnungen hervor. Darunter das Steuerdiagramm mit $Eö = 85^\circ$ v. OT. $Es = 85^\circ$ n. OT; $Üö = 70^\circ$ v. UT. $Us = 70^\circ$ n. UT; $Aö = 95^\circ$ v. UT, $As = 95^\circ$ n. UT. Ganz unten die Schlitzmaße.

Da die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle während einer Umdrehung nicht konstant ist, treffen wir zwei Annahmen, um der tatsächlichen Öffnungszeit des Auslaßkanals näherzukommen.

1. Annahme:

Die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle ist konstant.

2. Annahme:

Bewegungsdauer des Kolbens von OT bis $\frac{1}{2}$ Hub = $\frac{1}{2}$ Hub bis UT (Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle ist nicht konstant).

Nach der 1. Annahme entspricht die Öffnungszeit des Auslaßkanals der einer halben Kurbelwellenumdrehung, d. H. 180° KW ≈ 18 mm Schlitzhöhe.

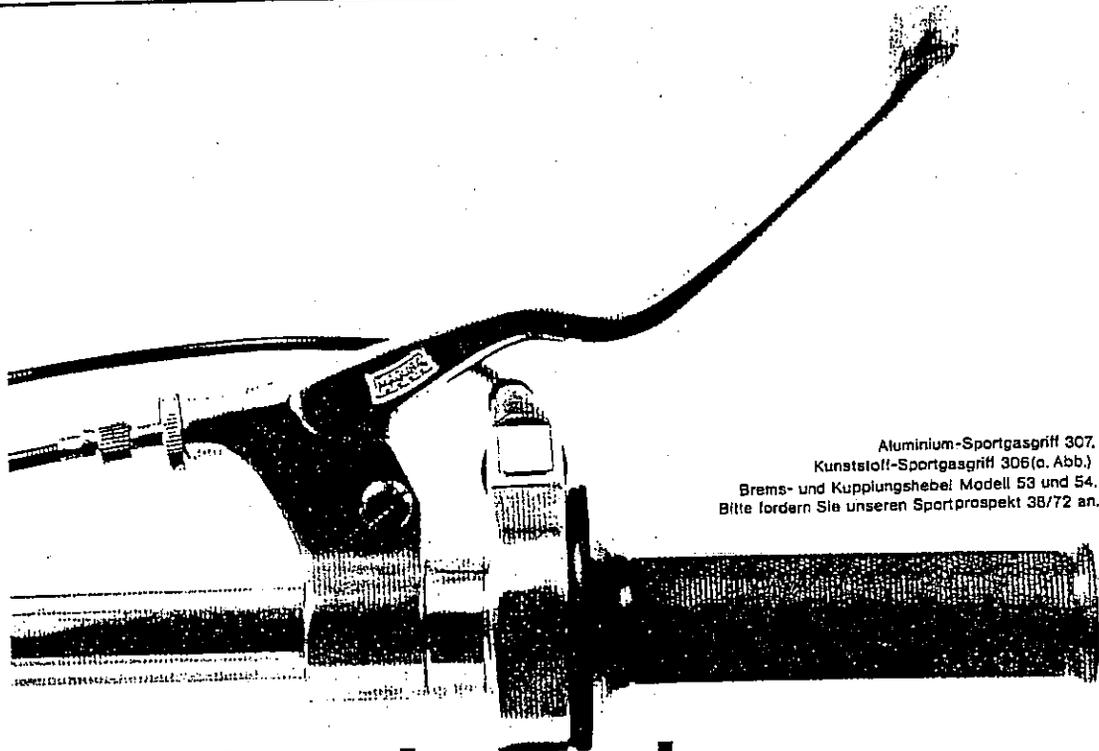
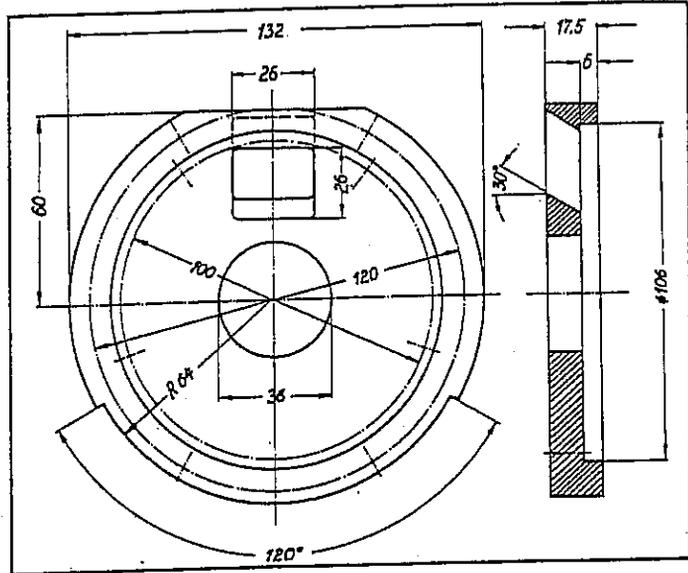
Nach der 2. Annahme muß die Kanalhöhe dem halben Hub des Kolbens entsprechen (= 20 mm). Die Kanalhöhe wurde von uns 19 mm hoch gefräst und die Kanaloberkante gut verrundet ($r = 2$ mm), um die Bruchgefahr für den Kolbenring herabzusetzen (Ring federt beim Überlaufen des Kanals aus!).

Analyse eines Kreidler-Rennmotors

Motorkonstruktion

Das Motorgehäuse wurde auf der linken Seite, auf der serienmäßig die Zündanlage montiert ist plangeträst. Lediglich die Gußwarzen für das linke Hauptlager und für die Lagerung der Vorgelegewelle blieben erhalten. Dann wurde das Drehschiebergehäuse aus Aluminium gedreht und an das Motorgehäuse angepaßt. Mit einem Zwei-Komponenten-Kleber (Uhu-Plus) verklebten wir die Gehäuseteile. Da die Klebnaht nur eine Dichtungsfunktion haben soll, wurden verlängerte Gehäuseschrauben (Innensechskant M 6 X 90) verwendet, die das Drehschiebergehäuse mit dem Originalgehäuse verbinden. Nach Verschrauben der Gehäuseteile

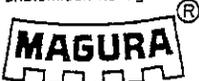
wurde die Dichtfläche für den Zylinderfuß plangeträst und der linke Überstromkanal eingearbeitet. Der linke Hauptlagerzapfen der Kurbelwelle wurde verkürzt und mit einem Vierkant zur Aufnahme der Drehschieberplatte versehen. Die Drehschieberplatte ist aus Stahlblech 0,5 mm Stärke und 106 mm \varnothing gefertigt und hat zum Abschlußdeckel ein Spiel von 0,1 mm. Die Befestigung auf der Kurbelwelle erfolgte mittels Sechskantmutter M 10 X 1. Zwei Distanzscheiben ermöglichen das Festziehen gegen den Innenring des linken Hauptlagers. Der Abschlußdeckel des Drehschiebergehäuses trägt nur den aus Stahl gefertigten Anschlußstützen für den Vergaser, während Unterbrecherkontakt, Kondensator und



Aluminium-Sportgasgriff 307.
Kunststoff-Sportgasgriff 306(a. Abb.)
Brems- und Kupplungshebel Modell 53 und 54.
Bitte fordern Sie unseren Sportprospekt 38/72 an.

Unverkennbar anders.

Etwas sicherer als viele andere.
Funktionsgerechte Gestaltung.
Mit MAGURA greifen Sie
anatomisch richtig.



Etwas besser als viele andere.
Ausgeklügelte Technik. Hochwertige
Materialien. Sorgfältige Herstellung.
MAGURA, Armaturen der Sport-
Komfortklasse.

Etwas schöner als viele andere.
Attraktives Design. Linienführung im
Euro-Stil. MAGURA-Armaturen eben
unverkennbar anders.

M 50/72
MAGURA
Gustav Magenwirth KG
7417 Urach 1, Postfach 1180
Bezug über den Fachhandel.

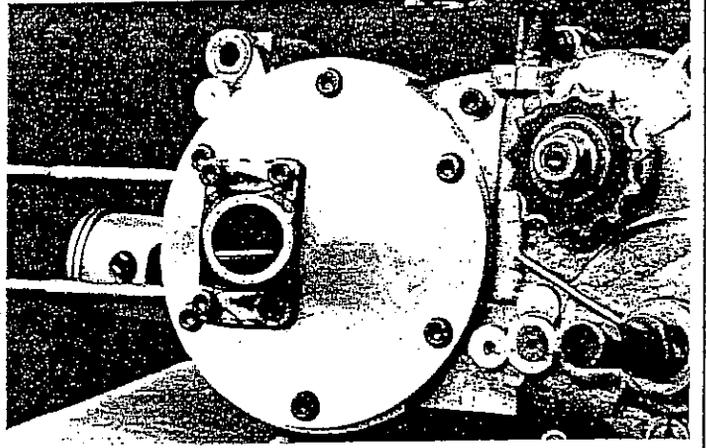
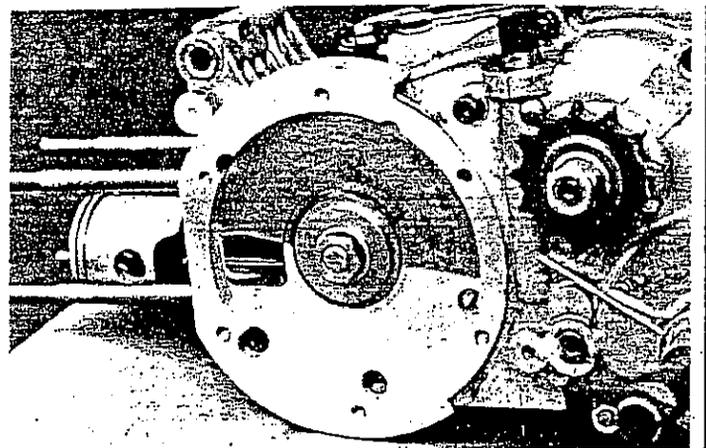
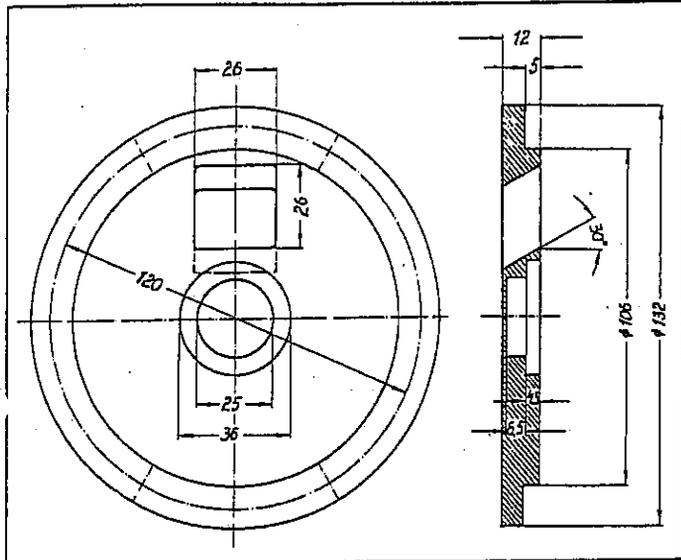
das Markenzeichen für Zweiradarmaturen.

Unterbrechernocken auf die rechte Seite verlegt wurden. Statt der serienmäßigen Magnetschwungradscheibe findet ein Unterbrechernocken Verwendung (Batterie-Zündung). Der Nocken wird mittels einer aufgeschraubten Verlängerung des rechten Haupt-

lagerzapfens angetrieben. Um unnötige Schwingungen der Kurbelwelle zu vermeiden, wird der Zapfen durch ein Rillien-Kugellager abgestützt. Die Einstellung des Zündzeitpunktes erfolgt durch Verdrehung des Nockens.

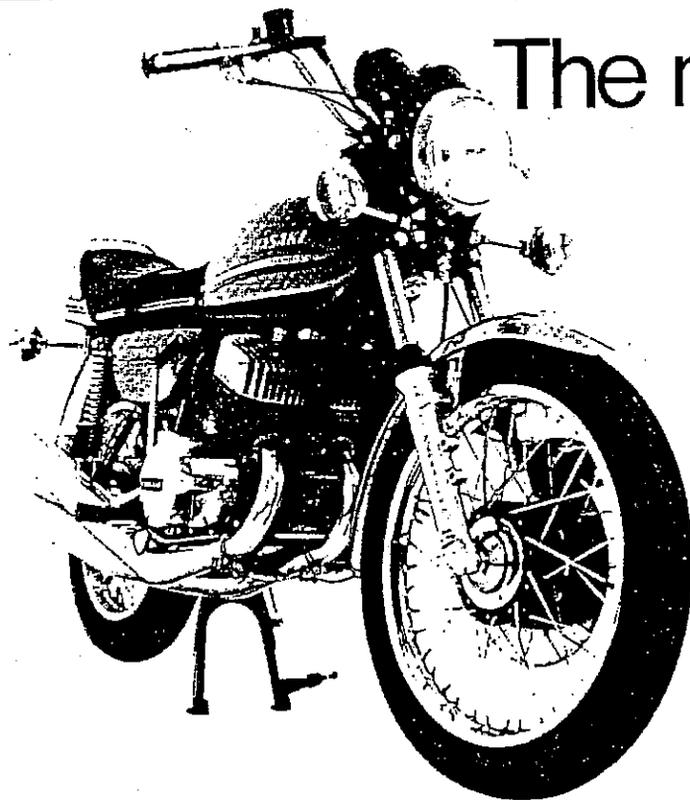
In der Zeichnung ganz links ist das Drehschiebergehäuse dargestellt, die rechte der beiden Zeichnungen zeigt den Abschlußdeckel für das Drehschiebergehäuse.

Im Foto oben sehen wir die montierte Drehschieberplatte, im unteren Foto sind Abschlußdeckel und Ansaugstutzen angebaut.

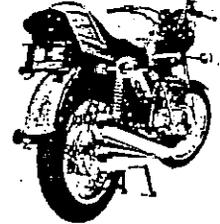
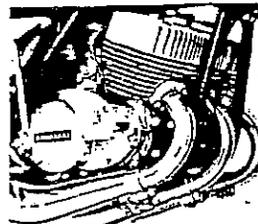


Kawasaki 750 MACH IV H2 MODEL

The most powerful 750 superbike!



750 ccm – 3-Zylinder-Motor – 71 PS bei 6800 U/min
 Höchstgeschwindigkeit 203 km/h – Beschleunigung
 von 0–100 in 4,2 sec. – 5-Gang-Getriebe – Elec-
 tronic CDI Zündung – Scheibenbremse, DM 5600,-



Import: DETLEV LOUIS
 2 Hamburg 13 · Rentzelstraße 7
 Telefon (0411) 45 12 31

H2-9 (European model)

H2-10

H2-11

$$t_{s1} = \frac{60 \text{ sec}}{11000 \text{ min} \cdot \text{min}^{-1}}$$

$$= 5,45 \cdot 10^{-3} \text{ sec}$$

Die Öffnungszeit des Auslaßkanals ist dann $2,73 \cdot 10^{-3} \text{ sec}$. Während dieser Zeit läuft die Druckwelle vom Schlitz zur Prallwand und zurück.

Der Auspuff ist halb so lang auszuführen wie der in dieser Zeit von der Druckwelle zurückgelegte Weg ist.

$$l_{\text{max}} = 1/2 s_{w1} =$$

$$= \frac{v_s \cdot t_{s1}}{2}$$

$$= \frac{500 \text{ m} \cdot 2,73 \cdot 10^{-3} \text{ sec}}{2 \text{ sec}}$$

$$l_{\text{max}} = 0,683 \text{ m}$$

Bei 13500 min^{-1} ist die Dauer einer Umdrehung:

$$t_{s2} = \frac{60 \text{ sec}}{2 \cdot 13500 \text{ min}^{-1} \cdot \text{min}}$$

$$= 2,22 \cdot 10^{-3} \text{ sec}$$

$$l_{\text{min}} = 1/2 s_{w2} =$$

$$= \frac{v_s \cdot t_{s2}}{2}$$

$$= \frac{500 \text{ m} \cdot 2,22 \cdot 10^{-3} \text{ sec}}{2 \text{ sec}}$$

$$= 0,554 \text{ m}$$

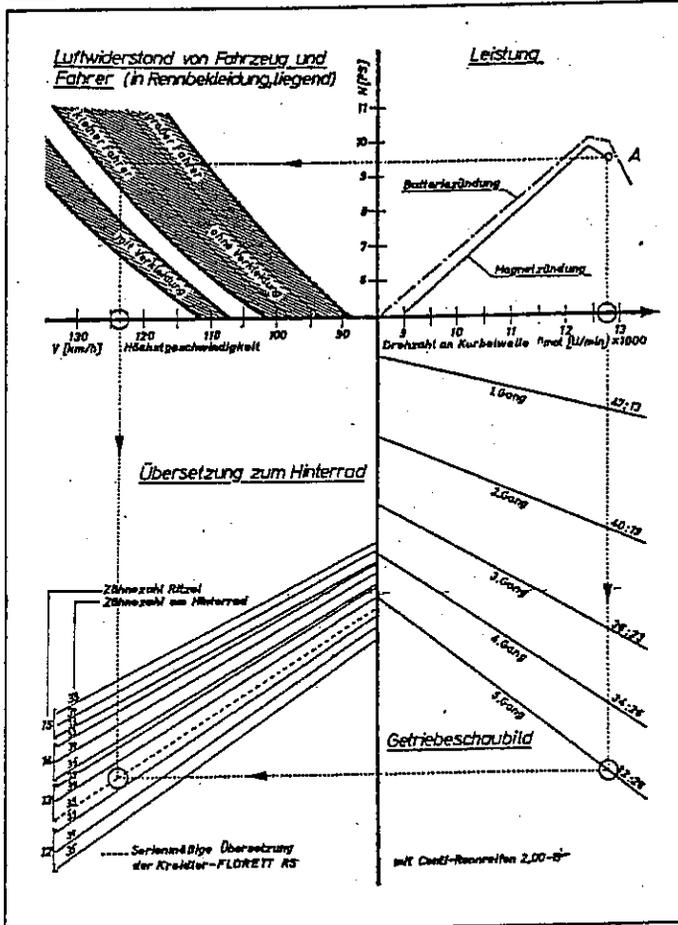
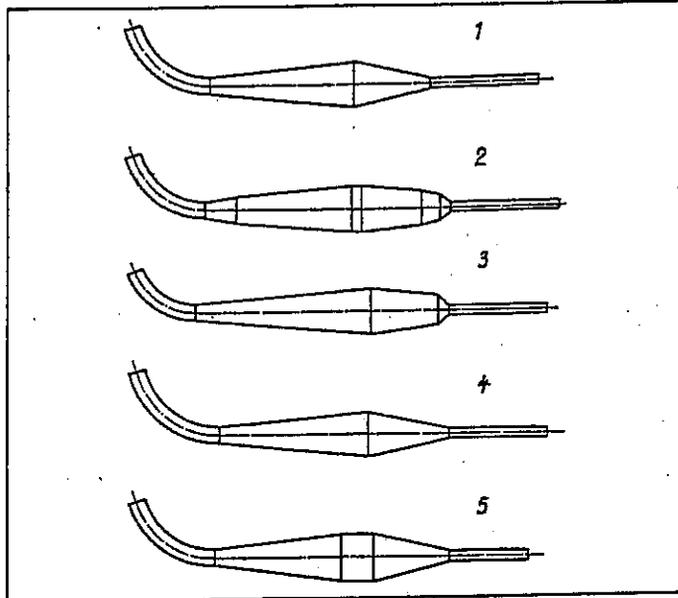
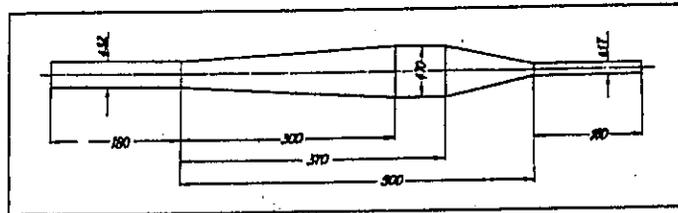
Die Konuslänge (Gegenkonus) muß deshalb mindestens 13 cm betragen ($l_{\text{max}} - l_{\text{min}}$). Nach Ernst Ansgor soll die Länge des Auspuffrohrs nur so lang sein, daß die saugende Unterdruckwelle das Entleeren des Zylinders beschleunigt.

Die Diffusorlänge soll als 1. Annahme 60 bis 80 % der Länge von dem Diffusor Anfang bis Gegenkonusanfang betragen. Der Rest bis zum Gegenkonus ist zylindrisch auszuführen.

Nach dieser Übersichtsrechnung fertigten wir mehrere Auspuffrohre an, um die Einflüsse verschiedener Formen auf Drehmoment, Drehzahl und Leistung des Motors festzustellen.

b) Prüfstand:

Das Drehmoment wird normalerweise mit Drehmomentwaagen gemessen. Diese besitzen einen umlaufenden und einen feststehenden Teil, im allgemeinen das Gehäuse, wobei dieses pendelnd gelagert ist. Die aufgenommene mechanische wird in Wärmeenergie oder elektrische Energie umgeformt. Durch die pendelnde Lagerung des Gehäuses wird das dem Aktionsmoment der Maschine entsprechende Reaktionsmoment gleicher Größe, jedoch umgekehrter Wirkungsrichtung, das sich normalerweise auf dem



Ganz oben der Auspufftopf, der sich als ideal erwiesen hat. Darunter die fünf verschiedenen Formen, die während der Prüfstandarbeit getestet wurden. Ganz unten: Aus diesem Nomogramm läßt sich die passende Übersetzung für die unterschiedlichsten Fahrergewichte herauslesen, dabei können Einflüsse von Verkleidung und Zündung berücksichtigt werden, die erreichbare Höchstgeschwindigkeit ist direkt erkennbar.

Fundament abstützt, „frei“ und kann durch ein Gegenmoment ausgewogen werden.

Einige der Drehmomentwaagen (z. B. mechanische Bremsen = Pronyscher Zaum, Aerodynamische Bremsen = Luftschraube, Hydraulische Bremsen = Wasserwirbelbremsen, Elektrische Wirbelstrombremsen u. a.) können lediglich Energie aufnehmen und nicht an den Prüfling abgeben. Dies ist aber bei verschiedenen Untersuchungen an Verbrennungsmotoren notwendig. Die elektrodynamische Drehmomentwaage kann sowohl in generatorischem wie auch motorischem Betrieb gefahren werden und ist deshalb hierfür besonders vorteilhaft.

Bei der Arbeit mit einem Leonhardumformer wird durch eine einfache Drehzahl- und Belastungseinrichtung mit einem Feldsteller jede Art der Kennlinie erreicht.

Versuchs-anordnung

Der Motor ist mit einer Flacheisenhalterung auf ein U-Eisen aufgeschraubt, das wiederum mit zwei T-Nuten-Schrauben auf der Aufspannplatte befestigt ist. Durch eine Kette ist der Motor mit der Prüfstandswelle verbunden. Wir entschieden uns für diese Art von Anordnung, da es zu aufwendig gewesen wäre, den Motor in Pendelmotorwellenhöhe auf einem Bock oder Gestell zu befestigen und die Verbindung mittels einer Gelenkwelle herzustellen. Außerdem wäre es schwierig gewesen, das Kühlluftgebläse in diese Höhe zu bekommen.

Die Steifigkeit in Zugrichtung der Kette wird dadurch erreicht, daß zwei mit Langlöchern versehene Flacheisen zwischen den Motor und den Pendelmotor geschraubt sind. Die Flacheisen garantieren außerdem den konstanten Abstand zwischen Motor und Pendelmaschine und somit die Kettenspannung.

Ein Kühlluftgebläse gibt die Möglichkeit, längere Zeit Versuche zu fahren, ohne Gefahr zu laufen, daß der Motor zu heiß wird.

Die Auspuffgase werden in ein Stahlrohr geleitet und von dort durch einen Schlauch in das Abgasrohr des Prüfstandsraumes. Das großvolumige Stahlrohr soll bewirken, daß der Einfluß des Auspuffs nicht verfälscht wird. Auf der Aufspannfläche ist ein Motorradlenker befestigt, der die zur Bedienung nötigen Armaturen aufnimmt.

WIRD FORTGESETZT

Analyse eines Kreidler-Rennmotors

Auspuffberechnung

Für die folgende überschlägige Berechnung der Auspufflänge setzen wir für die Gesamtöffnungszeitdauer des Auslaßkanals die Zeit für 1/2 Kurbelwellendrehung.

Da die Drehzahl der besten Kurbelgehäusefüllung (= bestes Drehmoment) aufgrund der Ansaugrohrlänge von 16 cm niedriger als $13\ 300\ \text{min}^{-1}$ liegen muß, soll versucht werden, die benötigte Auspufflänge für $13\ 500\ \text{min}^{-1}$ als mögliche Höchstdrehzahl auszuliegen. (Die Sicherheit gegen $15\ 000\ \text{min}^{-1}$ als mögliche Belastungsgrenze beträgt damit 10%.) Laut Fahrwiderstandsschaubild der Firma Kreidler beträgt die mögliche Höchstgeschwindigkeit einer Maschine mit 12,5 PS an der Kurbelwelle ca. 150 km/h. Dazu ist bei einer Drehzahl von $13\ 000\ \text{min}^{-1}$ die benötigte Gesamtübersetzung

(n_M = Motordrehzahl;
 n_R = Hinterraddrehzahl;
 v_{max} = Höchstgeschwindigkeit
 U_R = Radumfang)

$$I. \quad i_{\text{ges}} = \frac{n_M}{n_R}$$

$$II. \quad n_R = \frac{v_{\text{max}}}{U_R \cdot 60}$$

$$II \text{ in } I \quad i_{\text{ges}} = \frac{n_M \cdot U_R \cdot 60}{v_{\text{max}}}$$

mit $U_R = 1,78\ \text{m}$

$$n_M = 13\ 000\ \text{min}^{-1}$$

$$v_{\text{max}} = 150\ \text{km/h}$$

ergibt sich

$$i_{\text{ges}} = \frac{13\ 000\ \text{min}^{-1} \cdot 1,78\ \text{m} \cdot 60\ \text{min}}{150\ \text{km/h} \cdot 1\ 000\ \text{m/km} \cdot \text{h}}$$

$$i_{\text{ges}} = 9,25$$

Die benötigte Sekundärübersetzung beträgt

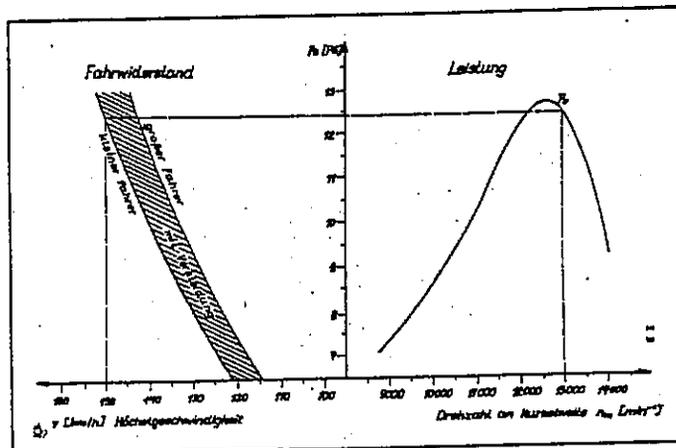
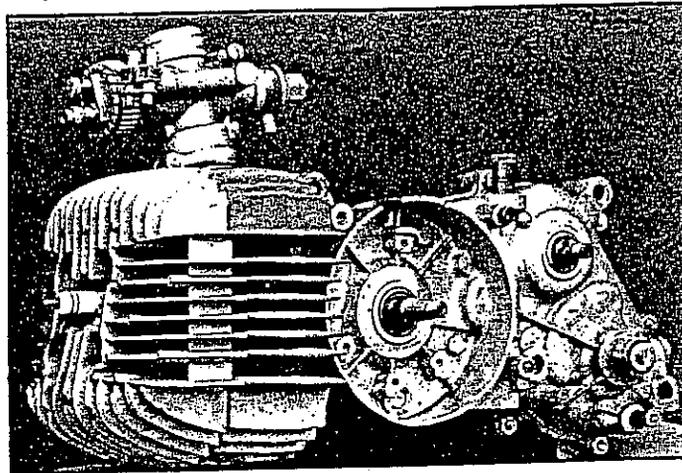
(i_s = Sekundärübersetzung;
 i_5 = Übers. im 5. Gang;
 i_p = Primärübersetzung):

$$i_s = \frac{i_{\text{ges}}}{i_5 \cdot i_p}$$

mit $i_p = 3,57$

$$i_{\text{ges}} = 9,25$$

$$i_s = 1,185$$



$$\text{ergibt sich } i_s = \frac{9,25}{1,185 \cdot 3,67}$$

$$i_s = 2,13$$

Bei Verwendung eines Ritzels am Getriebeausgang mit 15 Zähnen und einem Zahnrad am Hinterrad mit 32 Zähnen ist $i_s = 2,135$.

Mit $i_s = 2,13$ beträgt die Gesamtübersetzung im 4. Gang:

$$i_{\text{ges}_4} = i_p \cdot i_4 \cdot i_s$$

$$i_{\text{ges}_4} = 3,67 \cdot 1,31 \cdot 2,13$$

$$i_{\text{ges}_4} = 10,23$$

und im 3. Gang:

$$i_{\text{ges}_3} = i_p \cdot i_3 \cdot i_s$$

$$i_{\text{ges}_3} = 3,67 \cdot 1,57 \cdot 2,13$$

$$i_{\text{ges}_3} = 12,28$$

Beschleunigt man im 3. Gang bis zu einer Drehzahl $n_3 = 13\ 500\ \text{min}^{-1}$, und schaltet dann in den 4. Gang, beträgt die Drehzahl bei gleichbleibender Geschwindigkeit:

$$n_4 = \frac{i_{\text{ges}_4} \cdot n_3}{i_{\text{ges}_3}}$$

$$n_4 = \frac{10,23 \cdot 13\ 500\ \text{min}^{-1}}{12,28}$$

$$n_4 = 11\ 300\ \text{min}^{-1}$$

Bei gleichem Vorgang zwischen 4. und 5. Gang beträgt die Drehzahl im 5. Gang:

$$n_5 = \frac{i_{\text{ges}_5} \cdot n_4}{i_{\text{ges}_4}}$$

$$n_5 = \frac{9,25 \cdot 13\ 500\ \text{min}^{-1}}{10,23}$$

$$n_5 = 12\ 200\ \text{min}^{-1}$$

Da unter allen Fahrzuständen ein sicherer Anschluß in den nächsthöheren Gang gewährleistet sein soll, muß der Motor ein ausnutzbares Drehzahlband von $2\ 500\ \text{min}^{-1}$ haben. (Geschwindigkeitsabnahme während der Schaltpause wird mit $300\ \text{min}^{-1}$ Drehzahlabfall berücksichtigt.) Der Auspuff muß für den Drehzahlbereich von $11\ 000$ bis $13\ 500\ \text{min}^{-1}$ abgestimmt sein. Das bedeutet, daß die Prallwand des Topfes als Konus ausgeführt werden muß.

Berechnung der Auspufflänge:

Die Druckwelle pflanzt sich im Auspuff mit Schallgeschwindigkeit fort (nach Ernst Ansoerg $v_s = 500\ \text{m/s}$). Bei $11\ 000\ \text{min}^{-1}$ beträgt die Dauer einer Umdrehung (s_W = Weg der Welle;
 l = Auspufflänge;
 v_s = Schallgeschwindigkeit;
 t_0 = Öffnungszeit):

Serienmotor:

Hersteller: Kreidler
 Hub: 39,5 mm
 Bohrung: 40 mm
 Hubraum: 49,5 ccm
 Kolben: Mahle, gegossen
 Kolbenringe: 1 L-Ring, 1 □-Ring
 Leistung: 5,2 PS bei min^{-1}
 Vergaser: Bing
 Lichte Welle: 10 mm ϕ

Seriengetriebe: 5 Gänge, klauengeschaltet

Gang	Übersetzungen	Zähnezahlen
1. Gang:	1 : 3,62	13 : 47
2. Gang:	1 : 2,16	19 : 41
3. Gang:	1 : 1,57	23 : 36
4. Gang:	1 : 1,31	26 : 34
5. Gang:	1 : 1,14	28 : 32

Primärtrieb: schrägverzahnt

Übersetzung: 1 : 3,67
 Zähnezahl: 21 : 77

Kupplung: Öbadkupplung

Zündung: Magnet

Rennmotor:

Kreidler
 39,5 mm
 40 mm
 49,5 ccm
 Mahle, geschmiedet
 1 L-Ring
 siehe Versuchsprotokoll
 Dell'Orto
 28 mm ϕ

5. Gang geändert:
 wie Serie, jedoch

Übersetzung: 1 : 1,185
 Zähnezahlen: 27 : 32

serienmäßig

serienmäßig

Batterie

Analyse eines Kreidler-Rennmotors

gehabt hat, sind nicht bekannt. Anscheinend soll der mehrfach abgesetzte Gegenkonus für kräftige Reflexe und damit für ein gutes Durchzugsvermögen aus niedrigen Drehzahlen sorgen. Die gemessenen Leistungs- und Drehmomentkurven zeigen, daß nur der letzte steile Gegenkonus seinen Einfluß geltend macht. Alle anderen Einflüsse durch die besondere Form dieses Reflektors werden wahrscheinlich durch den strömungstechnisch unmöglichen Anfang des Diffusors vernichtet (Öffnungswinkel 20°). Drehmoment und Leistung könnten vielleicht durch eine Kombination von Auspuff 1 und Auspuff 2 wesentlich verbessert werden.

Auspuff 3:

Der lange schlanke Diffusor des Auspuffs 3 sorgt für gute Entleerung des Zylinders, somit für günstige Überströmverhältnisse und gute Zylinderfüllung mit Frischgas bei Drehzahlen bis 9000 min^{-1} . Die Wirkung des Reflektors ist auf den Bereich von 10000 min^{-1} bis 10500 min^{-1} beschränkt. Es wirkt wieder nur der steile Endkonus.

Verbesserung der Leistung durch Verschiebung des Drehmomentmaximums in Drehzahlen bis 13000 min^{-1} brächte sicher ein Reflektor anderer Form.

Auspuff 5:

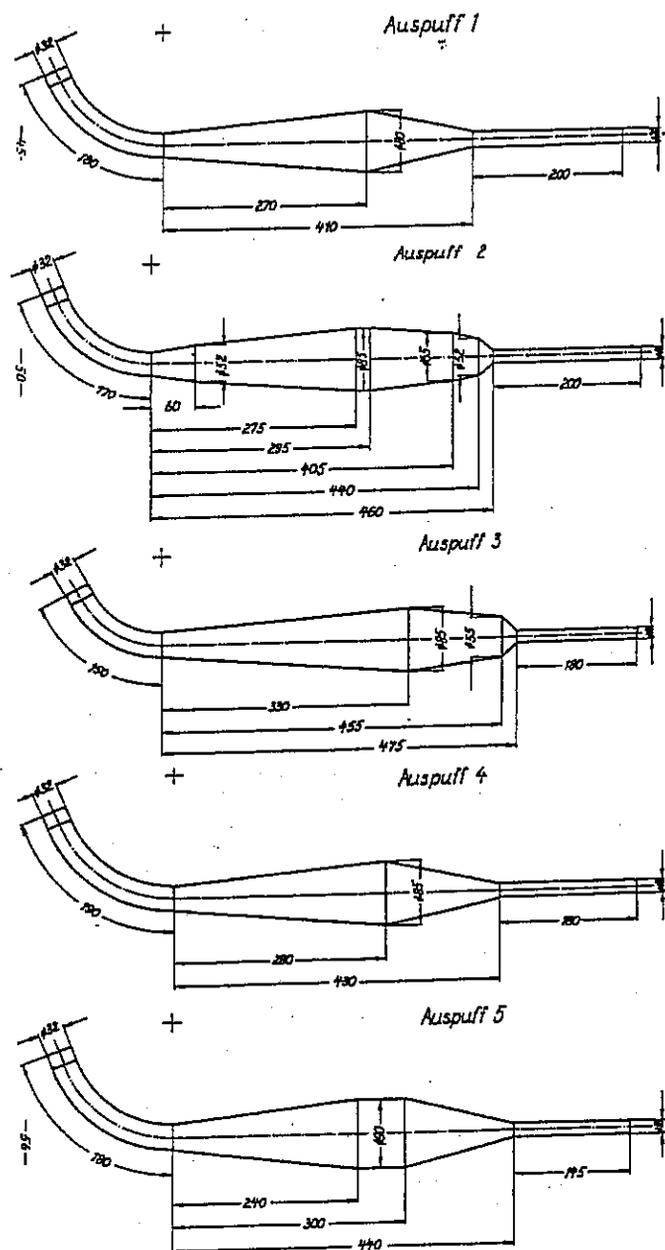
Keine Messung möglich, da die Drehzahl des Motors nicht konstant zu halten war (Drehzahl schwankte zwischen 9000 min^{-1} und 14000 min^{-1} , wahrscheinlich wegen zu steilem Diffusorwinkel).

Aufgabenstellung:

1. Der kolbengesteuerte Einlaßvorgang ist durch eine Steuerung mittels Drehschieber zu ersetzen.
2. Es ist zu prüfen, ob die damit mögliche Unsymmetrie der Einlaßsteuerzeit Vorteile im Hinblick auf Leistungs- und Drehmomentverlauf des Rennmotors mit sich bringt.

Theoretische Betrachtungen und Grundlagen

Eine Erhöhung der Kurbelgehäusefüllung bei höheren Drehzahlen ist beim Motor mit kolbengesteuertem Einlaß nur möglich



Dieses sind die Auspuffanlagen, die im Laufe der ersten Versuche geprüft wurden. Interessant dürften die teilweise recht geringen Unterschiede sein, die sich auch in der Leistungskurvenschar (siehe Vorseite) deutlich niederschlagen. Die Kurven für Auspuff 1 und 4 sind nahezu gleich. Nach dem Ausmessen dieser Werte kann der Tuner dann sagen, daß weitere Fortschritte in dieser Baurichtung zu erwarten sind.

durch Vergrößerung des Einlaßzeitquerschnittes. Da Breite des Kanals und Drehzahl des Motors festliegen, muß die Kanalhöhe vergrößert werden, was eine Verlängerung der Einlaßsteuerzeit mit sich bringt. Fahrversuche mit einem 50-ccm-Sachs-Motor zeigten, daß eine Verlängerung der

Einlaßsteuerzeit über 170° KW zwar eine bessere Leistung in hohen Drehzahlen, jedoch gleichzeitig eine wesentliche Leistungsabnahme im unteren Drehzahlbereich (9000 bis 11000 min^{-1}), die für gute Beschleunigung des Fahrzeugs außerordentlich wichtig ist, mit sich brachten.

Beim Laufen eines Sachs-Motors mit 180 bis 185° KW Einlaßsteuerzeit und ca. 10000 min^{-1} konnte man beobachten, wie eben angesaugtes Frischgas wieder aus dem Vergaser herausgedrückt wurde, das heißt, das durch das frühere Öffnen des Ansaugschlitzes mehr angesaugte Frischgas wird bei der Abwärtsbewegung des Kolbens durch den Einlaß wieder hinausgeschoben.

Um diese Frischgasverluste zu vermeiden, muß man versuchen, die Einlaßsteuerzeit unsymmetrisch zu gestalten, das heißt zu Beginn der Aufwärtsbewegung des Kolbens den Einlaßkanal möglichst schnell zu öffnen und nach Beendigung der Aufwärtsbewegung den Kanal schnell wieder zu verschließen. In den dreißiger Jahren gab es quer- und längsdurchströmte Walzendrehschieber, deren Konstruktion aber aufwendig und strömungstechnisch ungünstig war (meist war eine Ladepumpe vorgesehen). Wir wählten daher den Plattendrehschieber.

Funktion:

Eine Stahlplatte (Stärke $0,5 \text{ mm}$ und ca. $100 \text{ mm } \varnothing$) ist auf dem Hauptlagerzapfen der Kurbelwelle befestigt und läuft mit der Kurbelwelle um. Sie läuft in einem eigenen „Gehäuse“ mit einem seitlichen Spiel von $0,1 \text{ mm}$. Der Einlaßkanal befindet sich seitlich am Kurbelgehäuse und mündet in den unteren Teil eines Überströmkanals.

Die Platte ist so ausgeschnitten, daß der Einlaßkanal bei Beginn der Aufwärtsbewegung des Kolbens geöffnet und nach Beendigung wieder geschlossen wird. Die Lage der Einlaßöffnung ermöglicht eine direkte Führung des Frischgases unter den Kolben, wo es zur Kühlung des Kolbenbodens und zur Kühlung und Schmierung des Nadellagers am Kolbenbolzen benötigt wird (Mischungsschmierung).

Nachteilig wirkt sich die Einströmrichtung auf das Pleuellager aus, denn der Frischgasstrahl beaufschlagt nicht mehr wie beim schlitzzesteuerten Motor das Pleuellager direkt. Deshalb sollte man den Kraftstoff etwas fetter mischen (z. B. $1 : 15$ statt $1 : 25$).

Die Leistung wird durch das Mehr an Öl nur gering gemindert. WIRD FORTGESETZT

Analyse eines Kreidler-Rennmotors

Versuchsdurchführung

1. Leonhardumformer und Pendelgenerator einschalten (Drehzahlregler auf „Null“).
2. Kühlluftgebläse einschalten.
3. Zündung einschalten und Benzinbahn öffnen.
4. Pendelmaschine bei gezogener Motorkupplung anlaufen lassen.
5. Durch Einkuppeln Motor anlassen.
6. Arretierung der Drehmomentwaage lösen.
7. Drehzahl einregeln.
8. Gasgriff so lange verstellen, bis größter Wert an der Waage angezeigt wird.
9. Zusammengehörige Werte (Kraft, Drehzahl) notieren.
10. Abstellen der Anlage nach Beendigung einer Versuchsreihe.
11. Auspuffwechsel.

Bemerkung:

Während des gesamten Versuchs werden die Drehzahlen des Motors mittels elektronischem Drehzahlmesser kontrolliert, um Drehzahlen über $15\,000\text{ min}^{-1}$ zu vermeiden.

Versuchsprotokoll und Versuchsauswertung

Die Leistungsmessungen wurden bei eingeschaltetem 4. Gang vorgenommen. Die Gesamtübersetzung betrug $i_{ges} = 11,1$. Damit errechnet sich die Leistung des Motors:

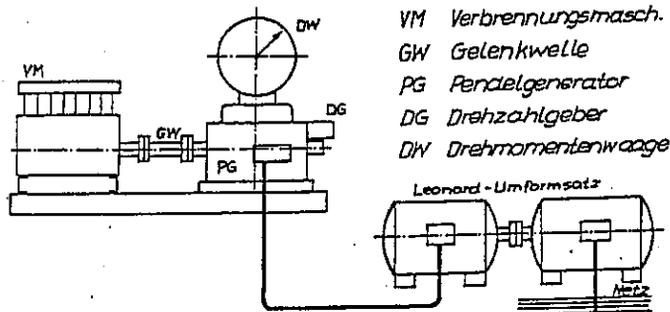
$$P_e = \frac{F \cdot U_p}{1000}$$

Man beachte aber, daß die angegebenen Werte für die Messung an der Hinterachse gelten. Die tatsächliche Leistung liegt ca. 25% höher!

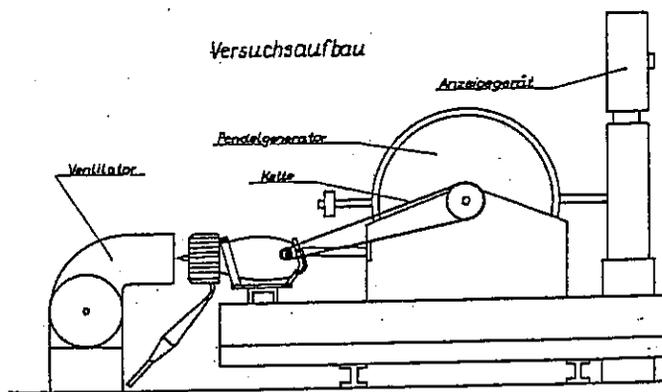
Das Drehmoment ergibt sich aus $F = \text{angezeigte Kraft}$; $l = \text{Hebellänge}$; $i_{ges} = \text{Gesamtübersetzung}$; $P_e = \text{eff. Leistung am Hinterrad}$; $M = \text{Drehmoment bezgl. auf die Kurbelwelle}$:

$$M = \frac{F \cdot l}{i_{ges}}$$

Sieht man sich die aufgetragenen Leistungs- und Drehmomentkurven an, stellt man fest, daß der Auspuff der leistungsbestim-



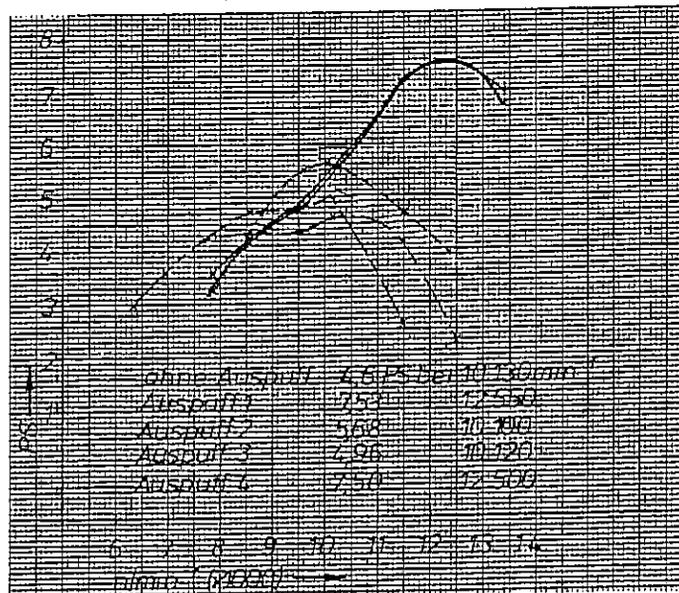
VM Verbrennungsmasch.
GW Gelenkwelle
PG Pendelgenerator
DG Drehzahlgeber
DW Drehmomentenwaage



Oben die grundsätzliche Anordnung der einzelnen Bauteile bei Verwendung eines Leonhard-Umformers, mit dem es möglich ist, den Prüfmotor anzutreiben. Dabei wird die Verlustleistung des Motors gemessen.

Darunter der Aufbau für die nachfolgenden Versuche.

Ganz unten die Leistungskurven des Motors mit verschiedenen Auspuffanlagen.



mende Teil eines Zweitaktmotors ist.

Ohne Auspuff

Während der Motor ohne Auspuff eine maximale Leistung von 4,6 PS bei ca. $10\,200\text{ min}^{-1}$ abgibt, liegt das Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen erstaunlich hoch. Augenscheinlich sorgt das Fehlen des Auspuffwiderstandes noch für gute Entleerung des Zylinders, während bei höheren Drehzahlen der Nachladeeffekt durch die Reflexwelle sowie die Absaugwirkung des Diffusors fehlen.

Auspuff 1 und 4:

Die Auspufftöpfe 1 und 4 unterscheiden sich nur geringfügig voneinander. Sie kommen mit ihren Maßen denen unseres idealen Auspuffs am nächsten. (Zu beachten ist, daß bei allen Auspufftöpfen die Länge des Auspuffstutzens im Zylinder zu addieren ist, während beim idealen Auspuff die Stutzenlänge schon berücksichtigt ist.)

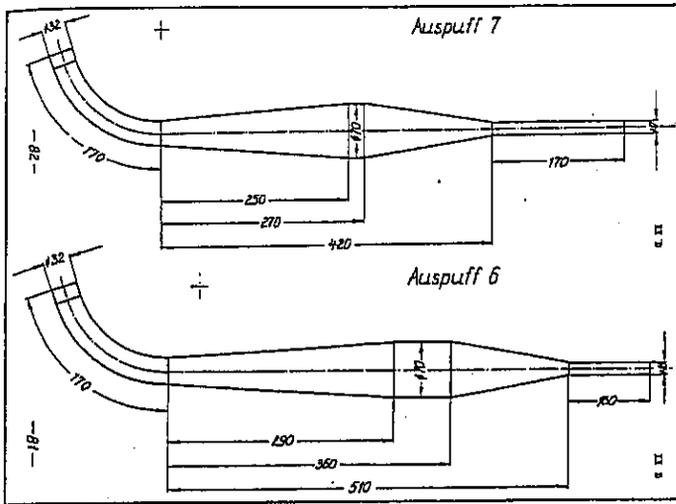
Die Längen der Töpfe 1, 4 und „ideal“ sind:

	bis Anfang	bis Ende	Gegenkonus
L1	510 mm	650 mm	
L4	520 mm	680 mm	
Lid	550 mm	680 mm	

Die Abstimmung des idealen Topfes soll für den Drehzahlbereich von $11\,000\text{ min}^{-1}$ bis $13\,500\text{ min}^{-1}$ gelten. Es ist deshalb anzunehmen, daß die maximale Leistung bei ca. $12\,250\text{ min}^{-1}$ abgegeben wird. Die Messergebnisse zeigen, daß diese Annahme richtig ist. Der im Mittel um 15 mm kürzere Topf 4 sorgt für die beste Motorleistung bei $12\,500\text{ min}^{-1}$ und der nochmals kürzere Topf 1 bei $12\,550\text{ min}^{-1}$. Diese Werte lassen jedoch keine 100%igen genauen Rückschlüsse und Rechnungen zu (die Leistung wurde nicht direkt an der Kurbelwelle gemessen), lassen aber die Tendenz: Auspuff kürzer \rightarrow höhere Drehzahlen, sehr gut erkennen.

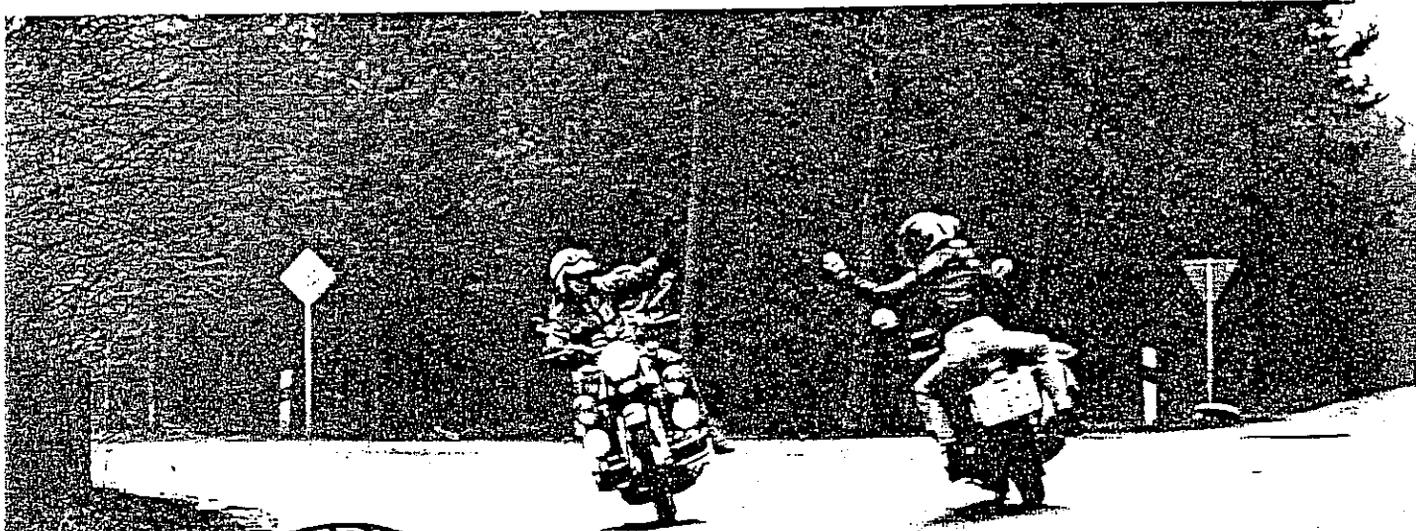
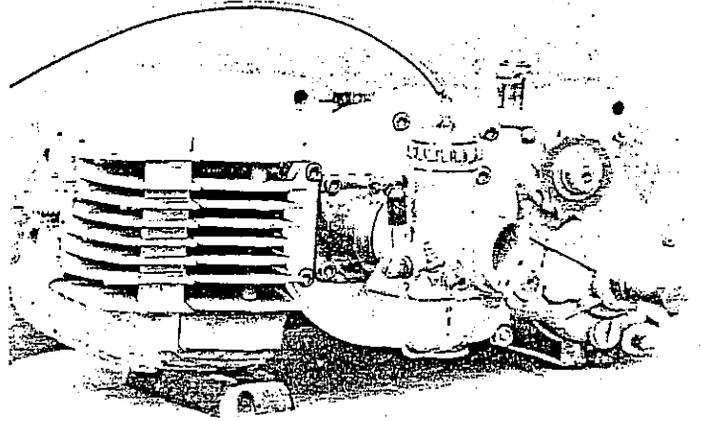
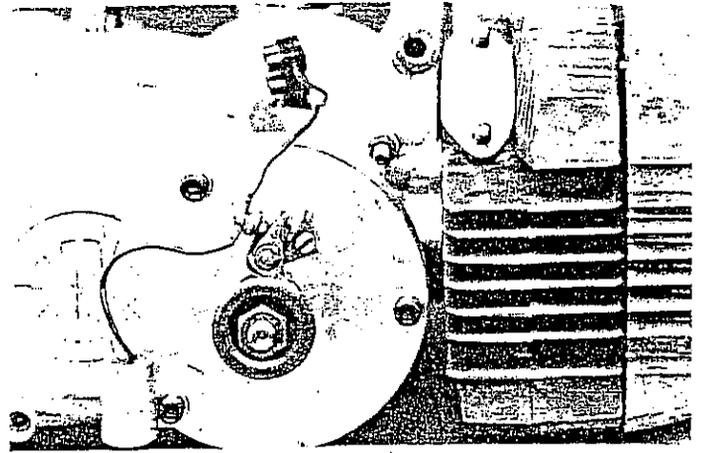
Auspuff 2:

Die Gedanken, die der Hersteller bei der Fertigung des Auspuffs 2



Links: So mußte die Kurbelwelle umgeändert werden, um den Drehschieberanbau zu gestatten.
 Oben die zwei zusätzlichen Auspufftöpfe, die aus den Erfahrungen der bisherigen Versuche entwickelt wurden.
 Oben rechts: Der Anbau des Unterbrechers geschah auf der rechten Motorseite. Der Ansaugkanal wurde mit einem Deckel verschlossen.
 Rechts unten: So sieht der Motor mit angesetztem Vergaser für Drehschieberbetrieb aus. Der Vergaser ist hier ein Bing-Zentral-schwimmervergaser mit 26 mm Durchlaß.

Viele Leser wollen für ihre Motoren ähnliche „Frisieranleitungen“ veröffentlicht sehen. Das geht nicht, denn dies ist ein Erfahrungsbericht über das Herrichten einer reinrassigen Rennmaschine. Für Straßenverkehr völlig unbrauchbar. Es ist also sinnlos, uns nach Frisieranleitungen für Mopeds und Mofas zu fragen.



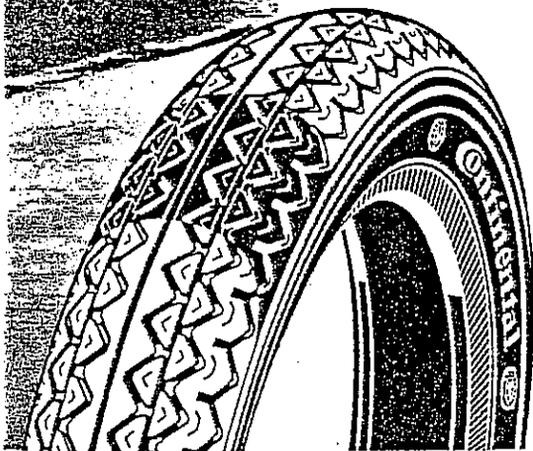
Kurven

bei Regen rasant gezogen.
 Grüße von Maschine zu Maschine.

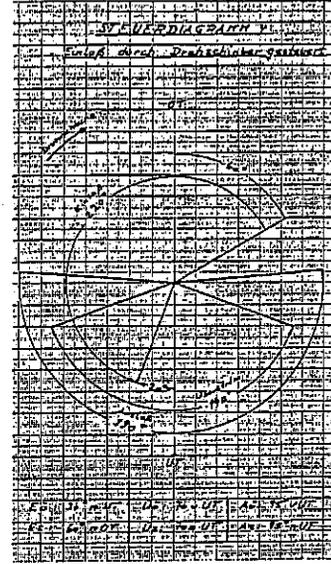
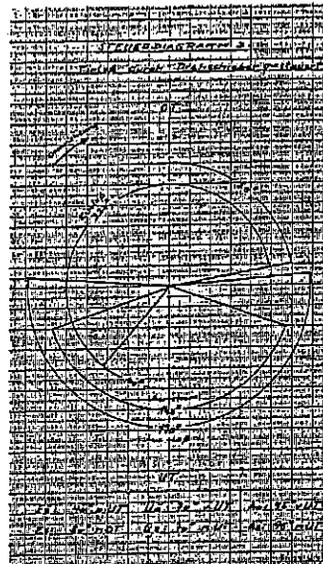
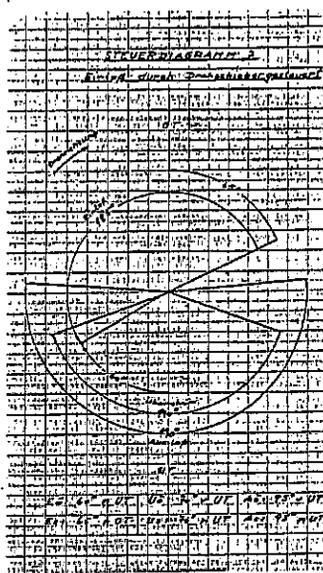
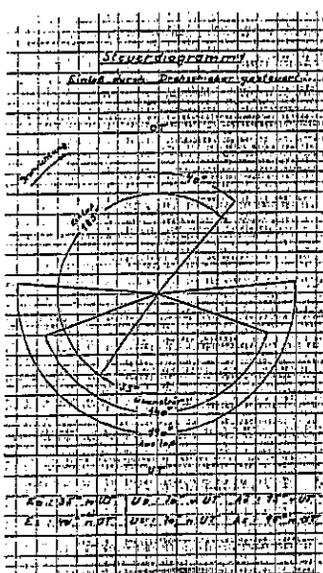
»K111-Fahrkomfort« - viele tausend km.

K111-Hinterradreifen von Continental,
 langlebig und spurtreu. Die Reifenkontur
 ist der von Rennreifen angeglichen.

Continental Motorradreifen



Analyse eines Kreidler-Rennmotors



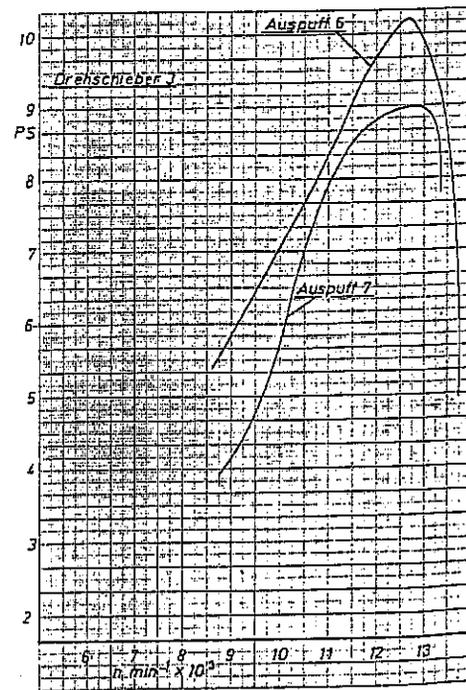
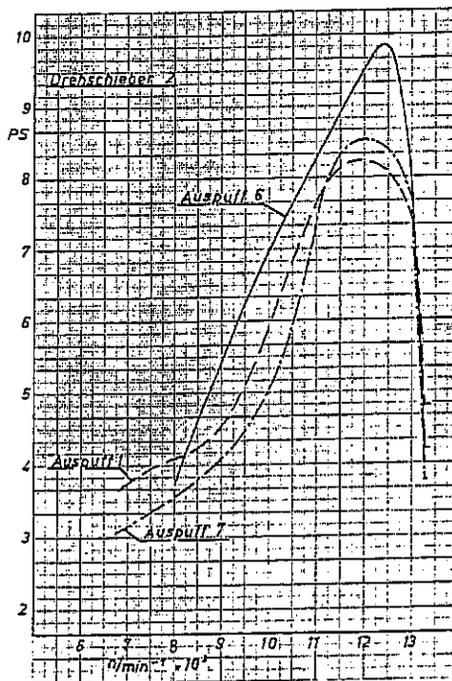
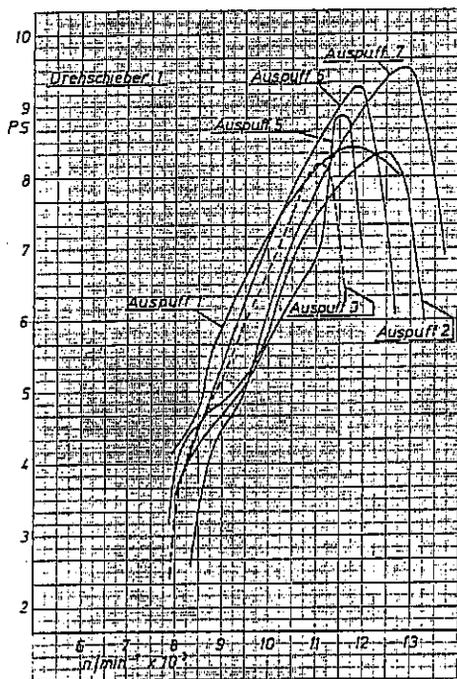
Versuchsauswertung:

Wie schon der Versuch mit dem schlitzzesteuerten Motor gezeigt hatte, sind die Auspuffrohre 2, 3 und 5 nicht in der Lage, dem Motor zu vernünftigen Leistungs- und Drehmomentkurven zu verhelfen. Allerdings bringt die unsymmetrische Ansaugsteuerzeit gutes Anspringen und guten Übergang aus niedrigen Dreh-

zahlen, während bei hohen Drehzahlen die Wirkung der Auspufflänge einsetzt. Die Kurven, die mit dem Auspuff 8 ermittelt wurden, sprechen für sich. Mit den Auspufftöpfen 1, 6 und 7 ergaben sich brauchbare Leistungen, wobei mit Auspuff 6 jeweils die höchste Leistung und günstigste Drehmomentkurve erzielt wurde. Vergleicht man die mit Auspuff 6 und Schieber I und II ermittelten Kurven (gleicher Gesamtöffnungs-

winkel, jedoch späteres Öffnen und Schließen des Einlaßkanals mit der Platte II), erkennt man, daß das Leistungsmaximum in höhere Drehzahlen verschoben wird, jedoch das Drehmoment in niedrigeren Drehzahlen kleinere Werte annimmt. Vergleicht man die Meßergebnisse von Auspuff 7 Drehschieberplatte II und III, erkennt man, daß durch die längere Gesamtöffnungszeit des Schiebers III die Leistung und das Drehmoment

über den gesamten Drehzahlbereich ansteigen und durch das noch spätere Schließen des Einlaßkanals die maximale Leistung bei noch höheren Drehzahlen erreicht wird. Die Maximalleistung der gesamten Versuchsreihen wurde mit Auspuff 6 und Schieberplatte III erreicht. Mit dieser Kombination dürfte man sowohl bei Bergrennen als auch bei schnellen Rundstreckenrennen konkurrenzfähig sein.



Mit dem Gesamtöffnungswinkel von 220° KW liegen wir über dem von Ernst Ansorg angegebenen Maximalwert von 210° KW. Der Fahrversuch soll zeigen, ob mit den Steuerzeiten: $E\delta: 40^\circ$ n UT, $Es: 70^\circ$ n OT = 210° KW günstigere Verhältnisse im unteren Drehzahlbereich erreicht werden.

Bei 220° Öffnungswinkel ist möglicherweise die Spitzenleistung anzuheben, indem der Krümmer des Auspuffrohres geringfügig gekürzt wird und somit eine Drehzahlerhöhung erreicht wird. Das daraus resultierende „schmale“ ausnutzbare Drehzahlband bedingt dann ein 6gängiges Getriebe, da das Drehmoment in niedrigen Drehzahlen abfallen wird.

Diskussion

Wie die Meßergebnisse zeigen, sind Versuche am Prüfstand recht aufschlußreich. Geringe Änderungen am Einlaß- und Auslaßsystem eines Motors sind sofort feststellbar. Ob Änderungen, die auf dem Prüfstand Leistungssteigerungen bewirken, in der Praxis sinnvoll sind, zeigt jedoch nur der Fahrversuch.

Deshalb montierten wir den mit Drehschieber ausgerüsteten Motor in ein geliehenes Rennfahrzeug und setzten das Fahrzeug bei dem Internationalen Straßen-

rennen in Prievidza (CSSR) ein. Im Training waren der Auspuff 7 und der Drehschieber III montiert. Der Motor ließ sich damit willig bis ca. $13\,300\text{ min}^{-1}$ drehen und zeigte ein gutes Durchzugsverhalten. Das Motorrad ließ sich relativ „schaltfaul“ fahren. (Ergebnis: 7. Startplatz).

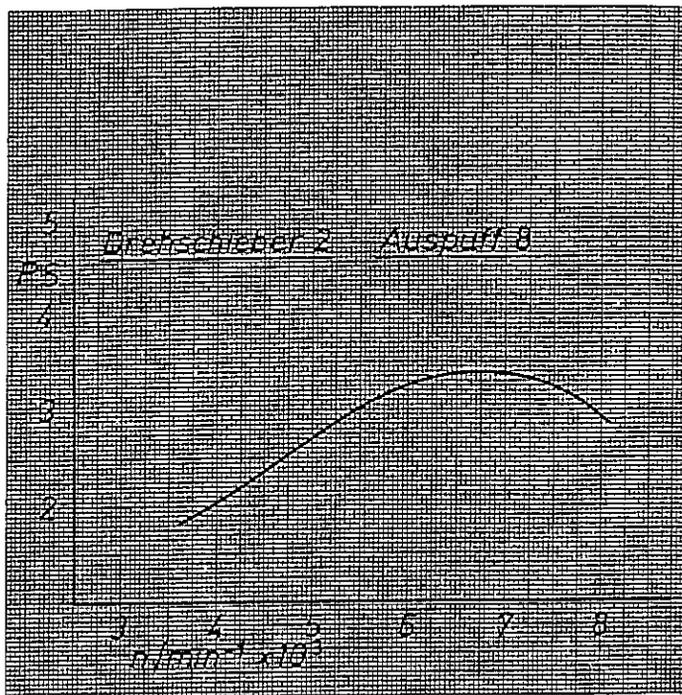
Für das Rennen wurde dann der Auspuff 6 montiert, der bei unseren Prüfstandsversuchen die höchste Leistung ermöglicht hatte. Die Beschleunigung war merklich besser; die maximale Drehzahl des Motors lag jedoch nur bei ca. $12\,800$ bis $12\,900\text{ min}^{-1}$. Bei Erreichen dieser Drehzahl bremsste der Motor regelrecht ab. Man mußte daher den Drehzahlmesser genau im Auge behalten und bei ca. $12\,500$ bis $12\,700\text{ min}^{-1}$ in den nächsten Gang schalten. Wegen der kurvenreichen Streckenführung und der schlechten Straßenbeschaffenheit war eine genaue Beobachtung des Drehzahlmessers nicht möglich. Daher lagen die im Rennen gefahrenen Rundenzeiten weit über denen des Trainings:

Trainingszeit: 3 : 17,0 min/Runde
Rennen:

(9. Platz).

Dieses Ergebnis zeigt, daß Prüfstandsversuche aufschlußreich und wertvolle, jedoch nicht optimale, in der Praxis ausnutzbare Werte liefern.

Während des Abdrucks der hiermit beendeten Artikelreihe ließ uns ein Herr Bernd Müller, 34 Göttingen, Geismar Landstraße 59, durch seinen Rechtsanwalt mitteilen, daß er an der Erarbeitung der beschriebenen Leistungssteigerung und an deren schriftlicher Fixierung paritätisch beteiligt gewesen sei.



CIRCUIT PAUL RICARD

20.-21.-22. APRIL 1973



Motorrad-WM-Lauf

Großer Preis von Frankreich

**Jede Stunde
ein Motorrad gratis**

Jeder Zuschauer erhält am Eingang eine nummerierte Ansteckplakette des Circuit Paul Ricard. Sie können damit einen der vielen Preise von Ricard gewinnen:

3 MOTOBECANE 350 ccm
5 MOTOBECANE 125 LT
5 MOTOCONFORT X1

Gestiftet
von



Campingmöglichkeit auf dem Place-Snack RN 8 83 330 Le Beausset

