

Flugvergaser

Von Dipl.-Ing. A. KEMPER, Berlin-Tegel.

Trotz der Erfolge der Einspritzung hat sich der Flugmotoren-Vergaser dank seiner Einfachheit, Anspruchslosigkeit und leichten Regelbarkeit als Gemischbildner für Motoren kleiner und mittlerer Leistung behauptet, die in erster Linie in Schulflugzeugen und für Sonderzwecke eingesetzt sind. Wegen seiner vergleichsweise geringen Herstellungskosten, der grundsätzlichen Austauschbarkeit und seiner Fähigkeit, niedrigste Verbrauche aufrechtzuerhalten, können für einige Verwendungsgebiete Entwicklungsbestrebungen Bedeutung erlangen, durch Dezentralisierung des Vergasers die Saugleitung mit ihrer Kondensation und Vereisung fast ganz wegfällen zu lassen. Ein neues Anwendungsgebiet eröffnet sich dem Flugvergaser an kleinen Bordmotoren, die nur einen geringen Bauaufwand des Gemischbildners zulassen, rüchig-unbeaufsichtigt-laufen-sollen-und-trotzdem-die-vollständige-regeltechnische-Durchbildung-erfordern, die der Betrieb in wechselnden Höhen immer erfordert.

Aus diesen Hinweisen ist der Zweck der vorliegenden Schrift erkennbar. Bei einem fast rüchigen Mangel an technischem Schrifttum über Vergaser soll sie zunächst eine einfache, an der Praxis ausgerichtete Theorie des Vergasers entwickeln und damit eine Stellungnahme in den Verwendungsfragen ermöglichen. Ferner soll sie für die Handhabung vorhandener Vergaser die Kenntnis seiner inneren Vorgänge und betrieblichen Bedingungen vermitteln. Die Auswahl des Stoffes soll also den Interessen derjenigen entsprechen, der mit der Beurteilung, Einregelung, Beobachtung und dem Einbau von Vergasern zu tun hat.

Bezeichnungen

- I. Das Wichtigste über die Wirkungsweise des Vergasers bei gleichbleibender und bei veränderlicher Höhe (Eintrittsluftmichte)
- II. Ermittlung der Hauptabmessungen des Vergasers
- III. Wirkungsgesetze der Bauelemente des Vergasers
 1. Düsen für Kraftstoff und Luft (Mischluft)
 2. Düsen in Reihenschaltung für gleiches Medium
 3. Düsen in Parallelschaltung für gleiches Medium
 4. Düsen in Parallelschaltung für verschiedene Medien (Korrekturluftanordnung)
 5. Kegelventil
 6. Drosselklappe
 7. Schwimmer
- IV. Das Zusammenspiel der Teile
 1. Die Schwimmereinrichtung für Normal- und Rückenflug
 2. Beeinflussung des Druckgefälles durch Kraftstoffdurchsatz, Spritzrohrform und Drosselklappe
 3. Die Leerlaufeinrichtung
 4. Beschleunigerpumpe
- V. Sonderbauarten des Vergasers
 1. Vergaser mit unterteiltem Strömungsraum (Registervergaser)
 2. Schwimmerlose Vergaser mit unbeschränkter Kunstflugtauglichkeit
 3. Druckvergaser
- VI. Die Regelung des Vergasers hinsichtlich Motorleistung und Flughöhe
 1. Der heutige Stand
 2. Die vollständige Regelungsaufgabe
- VII. Prüftechnik des Vergasers
 1. Prüfanlagen
 2. Prüfverfahren
- VIII. Anforderungen an die Ansaugleitung
 1. Saugleitung vor Vergaser, Vormärmung, Eiskämpfung
 2. Saugleitung nach Vergaser

Zusammenfassung

9822

524

Flugvergaser

Obersicht über die verwendeten Bezeichnungen

Wenn die Dimension nicht ausdrücklich angegeben ist, ist sie an sich beliebig, jedoch innerhalb der verwendeten Gleichung einheitlich zu wählen.

b	Breite, insbesondere Schwimmerbreite
b_K	spezifischer Kraftstoffverbrauch (des Motors) in g/PS h
c, c_1 usw.	Beiwert, im Sinne der jeweiligen Betrachtung als unveränderlich anzusehen
e	Eintauchtiefe eines Schwimmers, in der Regel verwendet in der Zusammenstellung $\frac{e}{R}$ als bezogene Eintauchtiefe (dimensionslos)
f, f_1 usw.	Querschnitt, insbesondere Düsenquerschnitt
f_e	engster Querschnitt des Lufttrichters
f_{er}	Ersatzdüse (s. Seite)
f_H	Funktionsausdruck für die Abhängigkeit des Luftdurchsatzes von der Höhe
f_K	Querschnitt der Kraftstoffdüse
f_L	Querschnitt der Luftdüse, insbesondere der Mischluftdüse
f_M	Anstrittsquerschnitt bei Mischluftanordnung
f_p	Funktionsausdruck für die Abhängigkeit des Luftdurchsatzes vom Druckverhältnis
f_S	Austrittsquerschnitt des Vergasers
f_Z	Eintrittsquerschnitt des Vergasers
f_φ	Funktionsausdruck für die Abhängigkeit des Luftdurchsatzes vom Öffnungswinkel
g	Fallbeschleunigung
h	Höhe, insbesondere Anhubhöhe eines Ventilkügels
i	beliebige Ordnungszahl als Index
m	Verlagerung der Schwimmermitte gegenüber der Waagerechten durch die Schwimmerachse
n	Spiegelhöhe des Kraftstoffes über Schwimmerachse
p, p_1 usw.	Druck auf die Flächeneinheit
p_0	Belüftungsdruck des Schwimmergehäuses, allgemein Druckbetrag bei der Geschwindigkeit 0
p_x	Druck an der Stelle x
Δp	Druckabweichung, insbesondere im Lufttrichter des Vergasers erzeugtes Druckgefälle
r	Radius oder Hebelarm
r_a	Hebelarm des Auftriebes
v, v_1 usw.	Geschwindigkeit
v_e	Geschwindigkeit im engsten Lufttrichterquerschnitt
v_K	bezogener Raumanteil des Kraftstoffes in einem Luft-Kraftstoffgemenge
v_L	bezogener Raumanteil der Luft in einem Luft-Kraftstoffgemenge
v_x	Geschwindigkeit an der Stelle x
x	als Index zur Kennzeichnung eines örtlichen Zustandes
A	Auftrieb
B	Barometerstand, als Index zur Kennzeichnung eines Zustandes in Bodennähe

E	als Index zur Kennzeichnung des Zustandes vor dem Einlaßventil
F_0	größter möglicher Durchtrittsquerschnitt an der Drosselklappe
G_{AL}	Luftdurchsatz in kg/h
G_K	Kraftstoffdurchsatz in Gewicht je Zeiteinheit
G_L	Luftdurchsatz in Gewicht je Zeiteinheit
H	als Index für den Zustand in der betrachteten Höhe
H_{max}	Höchstleistungshöhe
K	Index zum Hinweis auf „Kraftstoff“, z. B. f_K Kraftstoffdüsenquerschnitt
L	Index zum Hinweis auf „Luft“, z. B. f_L Luftdüsenquerschnitt
L_0	Luftbedarf des Kraftstoffes in kg/kg
M	Index zum Hinweis auf „Gemeenge“, z. B. f_M Querschnitt für den Durchtritt von Gemengen
M_G	Moment des Schwimmergewichtes, bezogen auf Schwimmerachse
M_V	Moment der vom Schwimmerventil auf den Schwimmer ausgeübten Kraft, bezogen auf Schwimmerachse
N	Nutzleistung (des Motors) in PS
R	Radius, insbesondere Radius eines als Umdrehungskörper ausgebildeten Schwimmers
T	absolute Temperatur
α	Durchflußbeiwert, in einem Sonderfall Kegelswinkel
α_K	Durchflußbeiwert für Kraftstoff
α_L	Durchflußbeiwert, in einem Sonderfall Kegelswinkel, Luftgeschwindigkeit am Spritzrohrende
γ, γ_1	spezifisches Gewicht
γ_{er}	Luftwichte im engsten Trichterquerschnitt
γ_L	Ladeluftwichte (= Luftwichte vor Einlaßventil in kg/m ³)
γ_K	spezifisches Gewicht des Kraftstoffes
γ_L	Luftwichte
γ_M	spezifisches Gewicht des Luft-Kraftstoffgemenges in Mischluftanordnung
γ_{sche}	spezifisches Gewicht des homogen gedachten Schwimmers
δ	Reduktionsfaktor, der die Verringerung des Kraftstoffdurchflusses durch Hinzukommen einer zweiten Kraftstoffdüse oder einer Mischluftdüse ausdrückt (vgl. Seite)
ν_t	Füllungsgrad (der Motorzylinder)
x	adiabatischer Exponent der Ansaugluft
λ	Luftüberschuffzahl, = 1 bei theoretischem Luftgemisch
φ	Öffnungswinkel der Drosselklappe, = 0 bei geschlossener Drosselklappe
φ_0	Schrägungswinkel der Drosselklappe gemäß Bild
Δ	Kennzeichnung eines Unterschiedes oder einer Abweichung, z. B. ΔB = Abweichung des augenblicklichen Barometerstandes gegenüber dem Sollwert der INA (Internationale Normal-Atmosphäre)
λ	Luft-Kraftstoffverhältnis in kg/kg, = L_0 bei $\lambda = 1$

I. Das Wichtigste über die Wirkungsweise des Vergasers bei gleichbleibender und bei veränderlicher Höhe (Eintrittsluftwichte)

Der Vergaser ist ein Strömungsgerät, dessen Wirkungsweise auf den Druckdifferenzen beruht, die bei strömender Bewegung in Räumen veränderlichen Querschnittes auftreten. Seine Aufgabe ist es, aus den Bestandteilen Luft und Kraftstoff ein möglichst inniges und in der Zusammensetzung nach Gewichtsteilen den Forderungen des Motors entsprechendes Gemisch zu bilden.

Die erste Aufgabe, die Bildung eines innigen Gemisches ist qualitativer Art und als fachliches Sondergebiet hier nicht näher zu erörtern. Die zweite Aufgabe ist ausgesprochen quantitativer Natur. Die kennzeichnende Größe ist das Mischungsverhältnis, das im folgenden stets in der Form

$$(1) \quad A = \frac{G_L}{G_K}$$

verwendet wird, wobei G_L das Luftgewicht, G_K das Kraftstoffgewicht je Zeiteinheit bedeutet.

Zur Erzielung klarer Vorstellung ist es notwendig, den Vergaser begrifflich vom Motor vollkommen zu trennen. Aus diesem Grunde wird auch im folgenden nicht die Luftüberschusszahl verwendet, die in erster Linie für den Motor oder im brennstoffchemischen Zusammenhang von Interesse ist. Der Vergaser ist also ein vom Motor trennbares Gebilde mit in sich abgeschlossenen Funktionen. Das hindert natürlich nicht, festzustellen, daß A je nach dem augenblicklichen Betriebspunkt wechseln muß. A ist die Forderung des Motorbauers an den Vergaserhersteller.

Wichtigster Bestandteil der im nachfolgenden behandelten Vergaser ist das Venturi-Rohr, in der folgenden Abhandlung entsprechend der Gepflogenheit im Vergaserbau mit „Lufttrichter“ bezeichnet. Das beherrschende Gesetz dieser Einrichtung und damit des Vergasers überhaupt ist in der Bernoullischen Gleichung ausgedrückt:

$$(2) \quad \frac{p_x}{\gamma_L} + \frac{v_x^2}{2g} = \text{const} = \frac{p_0}{\gamma_L}$$

Hierin bezeichnen die Größen p_x und v_x Druck und Geschwindigkeit der Luft an einem beliebigen Punkt in der Strömungsbahn der Ansaugluft innerhalb des Vergasers und $\gamma_L = \frac{1}{2} (\gamma_0 + \gamma_1)$ die mittlere Luftwichte¹⁾.

Offenbar gilt dieses Gesetz nicht mehr, wenigstens nicht in dieser einfachen Form, sobald durch Drosselungen oder Wirbelbildung Energieverluste in der Strömung aufgetreten sind, z. B. in der Nähe und vor allem hinter der Drosselklappe bei Teilgasstellung. Es ist aber nicht notwendig, die Vorgänge mit Hilfe der genannten Gleichung örtlich soweit zu verfolgen, vielmehr genügt es, die Strömungsvorgänge bis kurz hinter dem engsten Querschnitt des Lufttrichters im Auge zu behalten, da in diesem Raum bereits die Einflüsse, die die Mengenanteile des Gemisches bestimmen, voll zur Auswirkung gelangt sind. In diesem Bereich aber stimmt die angeschriebene Gleichung 2 recht genau.

Der Druck p_0 entspricht der Strömungsgeschwindigkeit 0. Dieser Druck p_0 stimmt nur beim Prüfstandsversuch ohne Anblasen des Vergasers, allgemeiner beim Motor ohne Relativ-Geschwindigkeit zum umgebenden Luftraum mit dem barometrischen Druck in der freien

¹⁾ Ein genauerer Ansatz, der statt von Gleichung 2 von der Bernoullischen Gleichung für raumveränderliche Flüssigkeiten (Luft) ausgeht und auch die Temperaturänderungen berücksichtigt, liefert im Endergebnis statt Formel 2a

$$1 - 0,582 \frac{\Delta p}{P_0}$$

also eine praktisch belanglose Berichtigung.

umgebenden Atmosphäre überein. Er ist allgemein derjenige Druck, der sich z. B. als Staudruck oder Anblasdruck vor dem Vergaser einstellen würde, wenn man die Strömungsquerschnitte des Vergasers vollkommen dicht abschließen würde, ohne die Geschwindigkeit des Motorträgers im Luftraum zu ändern.

Dieser Zustand tritt praktisch ein bei Belüftung des Schwimmerraumes, die in der grundsätzlichen Skizze, Abb. 1, eingezeichnet ist. Über dem Kraftstoffspiegel im Schwimmerraum herrscht also bei sinngemäß richtiger Ausführung des Vergasers der Druck p_0 . An der engsten Stelle des Lufttrichters, genauer an der Mündung des Spritzrohres, finden wir die Luftgeschwindigkeit v_e und, wie mit Gl. 2 nachzuweisen, den absoluten Druck

$$p_e = p_0 - \gamma_L \frac{v_e^2}{2g}$$

Vom Schwimmerraum zum engsten Querschnitt des Lufttrichters besteht demnach ein Druckgefälle

$$(3a) \quad \Delta p = p_0 - \left(p_0 - \gamma_L \frac{v_e^2}{2g} \right) = \gamma_L \frac{v_e^2}{2g}$$

Wie Abb. 1 zeigt, unterliegt der Kraftstoff im Schwimmerraum tatsächlich diesem Druckgefälle, wodurch eine stetige Bewegung in der Strömungsbahn des Kraftstoffes zustande kommt. Da die Kanäle, in denen der Kraftstoff fließt, genügend groß gehalten sind, um keine merklichen „Verluste“ von „Druckenergie“ zu verbrauchen; so wird das Druckgefälle fast ausschließlich in der Zumeßdüse in nicht rückgewinnbarer Weise verbraucht; aber auch wenn man die Annahme der verlustfreien Strömung in den Kanälen nicht machen will, ist es theoretisch einwandfrei, sich den Strömungswiderstand der Kanäle in der Größe der Zumeßdüse berücksichtigt zu denken²⁾. Ebenso kann die eingezeichnete Düse der Gesamtheit mehrerer Einzeldüsen entsprechen. Diese Einzeldüsen können sogar durch besondere Hilfseinrichtungen zeitweise zu- oder abgeschaltet werden. Im betrachteten Augenblickszustand bedeutet dann die eingezeichnete Düse die Summe aller jeweils eingeschalteten

²⁾ Alle Druckverluste durch Querschnitts- oder Richtungsänderungen, Rohrreibung usw. und auch alle gegebenenfalls rückgewinnbaren Teilbeiträge des Druckes sind nämlich dem Quadrat der örtlichen bzw. dem Produkt der örtlichen und der davor auftretenden Strömungsgeschwindigkeit proportional:

$$\Delta p = \Sigma \Delta p = C_1 v_1^2 + C_2 v_2^2 + \dots - R_n v_{n-1} v_n - R_{n+1} v_n v_{n+1} - \dots$$

wobei die Konstanten C Stellen des Druckverbrauches und die Konstanten R Stellen teilweisen Rückgewinnes bedeuten. Alle auftretenden Geschwindigkeiten v sind aber wegen des Kontinuitätsgesetzes in sich proportional, so daß man bilden kann:

$$(3b) \quad \Delta p = (C_1 + C_2 \frac{f_1^2}{f_2^2} + \dots - R_n \frac{f_1^2}{f_{n-1} f_n} - R_{n+1} \frac{f_1^2}{f_n f_{n+1}} - \dots) v_1^2 = (C_1 + C_2 + \dots - R_n - R_{n+1} - \dots) v_1^2$$

Bezeichnet Index 1 die Zumeßdüse, also:

$$(3c) \quad f_1 = f_K \quad G_K = f_1 v_1 \gamma_K = f_K v_1 \gamma_K$$

so wird gemäß obiger Gl. 3 b und 3 c

$$G_K = f_K \sqrt{\frac{1}{C_1 + C_2 + \dots - R_n - R_{n+1} - \dots} \cdot \Delta p \cdot \gamma_K}$$

Geht man in der weiteren Entwicklung von dieser statt von der obigen Gl. 3 a aus, so kommt man zu genau den gleichen Schlussfolgerungen, so daß also außerhalb der Zumeßdüse noch wirksame Widerstände oder theoretisch denkbare Rückgewinne an Druck die Vergaserfunktion nicht beeinflussen können.

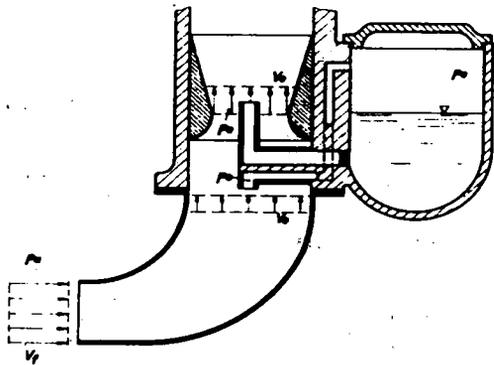


Abb. 1

ten Düsen, weshalb man von ihrem Durchtrittsquerschnitt als dem „eingeschalteten Düsenquerschnitt“ spricht. Nach bekannten Gesetzen ist aber die durch einen Düsenquerschnitt f_k fließende Kraftstoffmenge bei einem wirksamen Druckgefälle Δp

$$(8a) \quad G_K = \alpha_K f_K \sqrt{2g \cdot \Delta p \cdot \gamma_K}$$

hier also gemäß Gl. 3

$$(4) \quad G_K = \alpha_K f_K \sqrt{2g \gamma_L \frac{v_e^2}{g}} \gamma_K$$

$$= \alpha_K f_K v_e \sqrt{\gamma_L \gamma_K}$$

Ist (bei niedriger Motordrehzahl) die Motorleistung sehr gering, so ist, wie man aus Gl. 3 erkennen kann, auch das Druckgefälle sehr niedrig. In diesem Bereich der sogenannten „Unterlast“ kann aus verschiedenen Gründen, die in einem späteren Abschnitt zu erörtern sind, nicht mit der in Gl. 4 angegebenen Kraftstofflieferung durch die Hauptdüse gerechnet werden, weshalb eine Zusatzlieferung durch die Leerlaufeinrichtung erfolgen muß. Im Bereich aller Leistungen von der niedrigsten Reisleistung aufwärts gilt aber die Gl. 4 mit großer Genauigkeit. Nun ist aber die Luftdurchsatzmenge bei einem engsten Querschnitt f_s des Lufttrichters

$$G_L = \alpha_L f_s v_e \gamma_e$$

wobei α_L den Faktor bedeuten soll, der besagt, daß v_e sich von der mittleren Geschwindigkeit im engsten Querschnitt des Lufttrichters um ein geringes Maß unterscheiden wird. Somit ergibt sich unmittelbar das Mischungsverhältnis

$$(5) \quad \lambda = \frac{G_L}{G_K} = \frac{\alpha_L f_s v_e \gamma_e}{\alpha_K f_K v_e \sqrt{\gamma_L \gamma_K}} \approx \frac{\alpha_L f_s}{\alpha_K f_K} \sqrt{\frac{\gamma_e}{\gamma_K}}$$

Hierzu einige zahlenmäßige Auswertungen und Angaben. α_K und α_L sind praktisch Konstante, weil die Querschnitte, auf die sich diese Bewerte beziehen, unveränderlich sind. Auch f_s und f_K sind unveränderliche Größen. Das gleiche gilt weiterhin auch für γ_e , da die Auswirkungen von Gewichtsschwankungen des Kraftstoffes in dieser grundlegenden Darstellung noch nicht erörtert werden sollen. Gl. 5 läßt sich also in die einfache Form bringen:

$$(6) \quad \lambda = c_1 \sqrt{\gamma_e}$$

Es mag interessieren, daß die Ermittlung des Mischungsverhältnisses nach Gl. 5 oder umgekehrt die Ermittlung der Düsengröße f_k bei einem gewählten Mischungsverhältnis auf Grund dieser Gleichung zu Ergebnissen führt, die mit der Praxis gut übereinstimmen, so daß also die oben entwickelte einfache Theorie gut bestätigt wird. Hier handelt es sich aber weniger um

die Ermittlung der Konstanten c_1 , sondern darum, was die Gl. 6 grundsätzlich aussagt.

γ_e ist stark und aus zwei Gründen veränderlich. Es ändert sich nämlich mit der Größe des Luftdurchsatzes einerseits und mit der eingangs definierten Eintrittsluftwichte γ_e , die gleich der Luftwichte über dem Schwimmerspiegel ist, andererseits. Allgemein ist

$$(7) \quad \gamma_e = \frac{p_0 - \Delta p}{p_0} \gamma_0$$

da in dem oben näher eingegrenzten räumlichen Bereich (s. S. 3, Zeile 51—55) Temperaturänderungen merklichen Betrages nicht vorkommen. Weiter fällt Δp wenigstens in Bodennähe neben dem Wert p_0 kaum ins Gewicht. Man geht nämlich mit der Geschwindigkeit im engsten Trichterquerschnitt nicht über 100 m/s hinaus, und für diesen Betrag gibt Gl. 3 erst einen Wert von etwa 600 mm WS. Bei einem strömungstechnisch gut durchgebildeten Vergaser wird also das Mischungsverhältnis vom Luftdurchsatz, der bekanntlich der Motorleistung proportional ist, nur wenig, und zwar im Verhältnis zu der Größe

$$(7a) \quad \sqrt{\frac{p_0 - \Delta p}{p_0}} = \sqrt{1 - \frac{\Delta p}{p_0}} \approx 1 - \frac{1}{2} \frac{\Delta p}{p_0}$$

beeinflusst. Beträgt z. B. Δp bei Höchstleistung 600 mm WS (= kg/m²) und ist $p_0 = 10330$ kg/m², so ergibt sich dieser Faktor mit $1 - \frac{1}{2} \frac{600}{10330} = 1 - 0,029 = 0,971$ vH.

Um diesen Betrag wird der Luftanteil geringer, was einer Anreicherung von $\frac{1}{1 - 0,029} = +3$ vH des Kraft-

stoffes gegenüber der Luft bedeutet. Die Beeinflussungstendenz ist jedenfalls günstig, da das Gemisch mit zunehmendem Luftdurchsatz (zunehmender Motorleistung) die Neigung hat, etwas reicher zu werden; wohlverstanden: nur in geringem Maße und bei strömungstechnisch guter Durchbildung des Vergasers, wie man sie von einem modernen Erzeugnis erwarten muß²⁾.

Weiter sagt Gl. 6 in Verbindung mit Gl. 7 aus, daß sich das Luft-Kraftstoffverhältnis mit dem Wert $\sqrt{\gamma_e}$ proportional ändert. In dieser Aussage ist das wichtigste Gesetz für Vergaser enthalten, die im dreidimensionalen Raum arbeiten müssen. Jeder beliebige Wert γ_e bedeutet nämlich, wie die Tabellen für die Normalwerte der Atmosphäre in verschiedenen Höhen (Ina-Werte) anschaulich zeigen, eine Vergleichshöhe, die im wesentlichen gleich der geodätischen Flughöhe ist und nur durch den Staudruck um ein geringes Maß herabgedrückt wird. Das Gesetz besagt also, daß das eingestellte Gemisch bei Änderung der Bezugshöhe immer um den gleichen kennzeichnenden Bewert sich ändert, gleichgültig, mit welchem Luftdurchsatz man den Vergaser, d. h. mit welcher Leistung man den Gemischverbraucher betreibt. Ist

$$\gamma_0 = 0,0342 \frac{p_0}{T}$$

z. B. am Boden gleich $0,0342 \frac{10330 + 450}{288} = 1,278$ und in

einer anderen Bezugshöhe etwa = 0,9, so sind in dieser neuen Bezugshöhe alle auf der Verbrauchslinie des

Motors vorkommenden Gemische im Verhältnis $\sqrt{\frac{0,9}{1,278}} = 1 - 0,16$ oder 16 vH luftwärmer bzw. 19 vH kraftstoffreicher.

²⁾ Die heute noch oft zitierte Theorie von Krebs über die Gemisanreicherung bei steigender Leistung (steigendem Luftdurchsatz) ist heute praktisch völlig gegenstandslos, da bei modernen Vergasern in der Regel überhaupt keine Anreicherungstendenz mehr zu beobachten ist. Eine solche Tendenz ist bei den alten Vergasern wohl nur aus der strömungstechnischen „Mißhandlung“ der Luft zu erklären, die zu sehr großen Δp und entsprechend großen (s. Gl. 7 a) Anreicherungen führen mußte.

Alle Ergebnisse obiger Überlegungen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

Solange der eingeschaltete Düsenquerschnitt des Vergasers und die Bezugshöhe nicht verändert werden, liefert der Vergaser ein gleichbleibendes Luft-Kraftstoffgemisch, gleichgültig, welche Luftmengen durchgesetzt werden^{*)}.

Ändert man die Bezugshöhe (Flughöhe), so wird die Gemischzusammensetzung, ausgedrückt im Zahlenwert des Luft-Kraftstoffverhältnisses, für jeden beliebigen Luftdurchsatz mit einem unveränderlichen Beiwert vervielfacht.

II. Ermittlung der Hauptabmessungen des Vergasers

Die Hauptabmessungen des Vergasers sind

1. der engste Lufttrichterquerschnitt f_e ;
2. der saugrohrseitige Anschlussquerschnitt f_s , der im allgemeinen gleich dem freien Durchtrittsquerschnitt des Vergasers ohne Lufttrichter ist;
3. der Querschnitt f_z des Anströmraumes vor dem Lufttrichter.

Für die Ermittlung der ersten drei Hauptabmessungen hat sich die Festlegung folgender Geschwindigkeiten bewährt:

1. im engsten Querschnitt des Lufttrichters 90 ... 100 m/s,
2. im saugrohrseitigen Anschlussquerschnitt 60 m/s,
3. im Anströmraum des Lufttrichters 40 m/s.

Die Geschwindigkeit im engsten Lufttrichterquerschnitt von 90 ... 100 m/s mag hoch erscheinen, jedoch ist die Drosselwirkung wesentlich mehr von der strömungstechnischen Durchbildung des Lufttrichters als von der Höchstgeschwindigkeit der Luft abhängig. Andererseits ist ein Ausgleich dadurch gegeben, daß die Verdunstungskälte durch eine Art Kondensatoreffekt den Luftdurchsatz merklich steigert.

Die für die Ermittlung der Luftgeschwindigkeit benötigte Luftdurchsatzmenge gewinnt man wahlweise aus einer der beiden folgenden Beziehungen:

1. aus Hubraum und Drehzahl des Motors nach der Formel:

$$(9) \quad G_L = \frac{V_H \cdot 60 \cdot \gamma_L \cdot \eta_L}{2} (= V_H \cdot 60 \cdot \gamma_L \cdot \eta_L) \text{ [kg/h]}$$

Hierin bedeutet γ_L die Luftwichte der Ladung vor dem Einlaßventil. Für Zweitakter ist die eingeklammerte rechte Formelseite zu benutzen.

Eine gewisse Unsicherheit dieser Formel liegt in dem Werte $\gamma_L \eta_L$, da in vielen Fällen, insbesondere bei Neuentwicklungen eines Motors dieses Werteprodukt nicht genügend genau bekannt ist. Bei Viertaktmotoren ohne Lader ist es üblich, $\gamma_L \eta_L = 1$ zu setzen;

2. aus der Leistung, dem Verbrauch, dem Luftbedarf und dem Mischungsverhältnis nach der Formel

$$G_L = \frac{N \cdot b_K \cdot L_0 \cdot \lambda}{1000} = \frac{N \cdot b_K \cdot A}{1000}$$

Da hier nur hochbeanspruchte Motoren für Benzinbetrieb in Rede stehen, hat der Ausdruck $b_K A/1000$ stets ziemlich genau den Wert 2,9, so daß sich die einfache Formel ergibt:

$$(10) \quad G_L = 2,9 \cdot N \text{ [kg/h]}$$

^{*)} Eine einfache weitere Folgerung: Der Vergaser ist im Grundzug unabhängig davon, ob der Motor als Gemischverbraucher auf der normalen $N-n$ -Linie, im Überlastgebiet oder Überdrehzahlgebiet betrieben wird.

Die hierbei vermerkte Toleranz $\pm 0,1$ ist so einzusetzen, daß für Motoren ohne Lader mit $-0,1$, für Motoren mit besonders großer Laderleistung mit $+0,1$ zu korrigieren ist.

Bei Ermittlung der Luftgeschwindigkeit im Trichter, im Anschlussquerschnitt und im Vergaservorraum ist zu berücksichtigen, daß die höchste vorkommende Motorleistung N im allgemeinen Falle in der Volleistungshöhe H_{max} auftritt, und daß daher in die Formel

$$(11) \quad v = \frac{G_L}{3600 \cdot \gamma_L \cdot f_L}$$

das aus den INA-Tabellen zu entnehmende spezifische Luftgewicht $(\gamma)_{H_{max}}$ einzusetzen ist.

Beispiel:

Ermittlung der Durchflußquerschnitte eines Vergasers für einen Motor, der in 3 km Höhe 1000 PS leistet.

$$G_L = 2,9 \cdot 1000 = 2900 \text{ kg/h}$$

$$f_e = \frac{2900}{3600 \cdot 0,91 \cdot 100} = 0,00806 \text{ m}^2$$

Bei zwei Vergaserteilen entspricht dies einem lichten Trichterdurchmesser von 72 mm. Ganz ähnlich errechnen sich die übrigen Querschnitte oder einfacher nach den folgenden Proportional-Formeln:

$$f_s = \frac{100}{60} f_e = 0,01842 \text{ m}^2 \text{ entspr. } 2 \times 92,5 \text{ } \phi$$

$$f_z = \frac{100}{40} f_e = 0,02015 \text{ m}^2 = 2 \times 113 \text{ } \phi$$

Ob man den Durchmesser des saugseitigen Anschlussquerschnittes auf 90 oder 95 ϕ abrundet, hängt von dem gegebenen Ansaugrohr des Motors oder, falls der Motor noch nicht vorhanden, von der zu erwartenden Gemischverteilung ab. Den Anströmquerschnitt wird man je nach Rücksichten auf Konstruktion oder Vereinheitlichung ohne Bedenken in dem Bereich von ± 10 bis 15 vH abrunden.

III. Wirkungsgesetze der Bauelemente des Vergasers

1. Düsen für Kraftstoff und Luft (Mischluft)

Für die Durchflüssen von Düsen gilt die Formel

$$G_K = \alpha_K f_K \sqrt{2g \cdot \Delta p} \cdot \gamma_K \text{ bzw. } G_L = \alpha_L f_L \sqrt{2g \cdot \Delta p} \cdot \gamma_L$$

Hier ist nur der Durchflußbeiwert α zu besprechen, der bei den sehr dünnflüssigen Kraftstoffen und lichten Durchmessern über 0,75 mm sich kaum von 1 unterscheidet, sofern Ein- und Auslauf mit mindestens 0,1 mm abgerundet sind. Bei den üblichen Mischluftdüsen liegen die α_L -Werte zwischen 0,7 und 0,85. Es ist üblich, die Düsengröße als lichten Durchmesser in $\frac{1}{100}$ mm anzugeben. Dieses hat den großen Vorteil der Anschaulichkeit. Das weitere Benennungssystem der Düsen nach dem Durchfluß ist zwar insofern etwas umfassender, als es auch etwaige Gestalteinflüsse der Abrundungen berücksichtigt. Die Benennung ist aber nur eindeutig, wenn bestimmte Festsetzungen über den zum Durchfluß benutzten Prüfstoff, seine Temperatur und die angewandte Fallhöhe eingehalten bzw. mitgenannt werden. Der Prüfstoff muß chemisch einwandfrei definiert sein, daher scheidet Benzin wegen seiner unvermeidlichen Mannigfaltigkeit aus. In Frage kommt einwandfrei destilliertes Wasser, das allerdings den Gestalteinfluß der Abrundungen infolge seiner physikalischen Eigenschaften übertreibt, oder Benzol, während Alkohol wegen seiner großen Aufnahmefähigkeit für Wasser nicht zu empfehlen ist. Die Düsengröße 750 beispielsweise müßte, um eindeutig zu sein, benannt werden mit „ccm/min für C₂H₆ bei 15° und 50 cm Fallhöhe“. Es leuchtet ein, daß eine Düsenbenennung von 150 (= 1,5 mm) in der Praxis als anschaulicher und zweifellos eindeutig vorzuziehen ist.

2. Düsen in Reihenschaltung für gleiches Medium

„Aus ungenauen empirischen Beobachtungen heraus wird oft die Meinung vertreten, daß bei zwei hintereinander geschalteten Düsen die größere Düse unwirksam ist, da die kleinere „doch nicht mehr durchläßt“. Diese Meinung ist grundsätzlich falsch, da jede der beiden Düsen zur Erreichung ihres Durchsatzes eines gewissen Druckgefälles bedarf, wodurch das Druckgefälle der anderen Düse verringert wird. Bei großer Verschiedenheit der beiden Düsen ist allerdings der Einfluß der größeren Düse gering.

Für 2, 3 und mehr Düsen kann man immer eine Ersatzdüse bestimmen, die bei einem gegebenen Druckgefälle den gleichen Durchfluß haben würde, wie der betrachtete Satz hintereinander geschalteter Düsen.

Da es sich bei Bestimmung dieser Ersatzdüse f_{ers} im allgemeinen weniger um die genaue Größenermittlung, als um einen Überblick über die Wirkungsweise handelt, ist im nachstehenden davon abgesehen, den Einfluß des Durchflußwertes α in die Betrachtung mit einzubeziehen. Aus dem gleichen Grunde wird von dem dem Impulsatz möglichen Druckrückgewinn von theoretisch etwa 2 bis 3 vH abgesehen, zumal dieser durch Rohrreibung weiter verringert wird. Immerhin ist für die folgende Überlegung Voraussetzung, daß zwischen den beiden Düsen ein Raum geringer Strömungsgeschwindigkeit liegt, was mit der Wirklichkeit fast immer übereinstimmt.

Für zwei Düsen ergibt sich die Lösung aus der Tatsache, daß durch Düse 1 und Düse 2 die gleiche Menge fließen muß, Abb. 2. Bezeichnet man den vorerst unbekanntem Druck zwischen den beiden Düsen mit p_x den Druck vor der ersten Düse mit p und setzt den Druck nach der zweiten Düse (Abflußdruck) gleich 0, so daß also der Druck p der Überdruck, bezogen auf den Abflußdruck und damit gleichbedeutend mit dem gesamten Druckgefälle ist, so ergibt sich die Gleichung

$$(12) \quad G_{K,L} = f_1 \sqrt{2g(p - p_x)} \tau_{K,L} = f_2 \sqrt{2g p_x} \tau_{K,L}$$

woraus durch Quadrieren

$$p_x = \frac{f_1^2}{f_1^2 + f_2^2} p$$

folgt. Durch Einsetzen in die rechte Seite der Gl. 12 ergibt sich

$$(13) \quad G_{K,L} = \frac{f_1 f_2}{\sqrt{f_1^2 + f_2^2}} \sqrt{2g \cdot p} \cdot \tau_{K,L}$$

Der vor der Wurzel stehende Ausdruck hat die Dimension eines Querschnittes und stellt, wie der gesamte Aufbau der Gleichung erkennen läßt, tatsächlich die Größe der Ersatzdüse dar. Es ist also

$$(14) \quad f_{ers} = \frac{f_1 f_2}{\sqrt{f_1^2 + f_2^2}}$$

Bei praktisch vorkommenden Anordnungen pflegt eine der beiden Düsen, etwa f_2 , unveränderlich zu sein. Es ist dann von Interesse, wie groß die resultierende Ersatzdüse ist, wenn die veränderliche Düse f_1 alle möglichen Werte von 0 bis zu großen Querschnittsbeträgen durchläßt. Man wird das Ergebnis gemäß Abb. 3, also in einer Kurvenabhängigkeit darstellen, bei der f_1 die unabhängige und f_{ers} die abhängige Größe (Ordinate) darstellt.

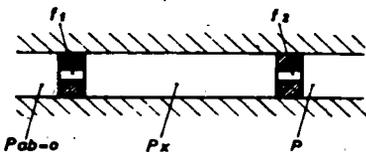


Abb. 2

Ist f_1 nahezu = 0, also klein gegenüber f_2 , so ist erst recht f_1^2 klein und zu vernachlässigen gegenüber f_2^2 .

Die Wurzel im Nenner nimmt dann mit sehr großer Annäherung den Wert f_2 an und hebt sich gegen f_1 im Zähler. In der Nähe des Nullpunktes kann man also mit großer Genauigkeit setzen

$$f_{ers} \approx f_1$$

Mathematisch bedeutet diese Gleichung eine Tangente unter 45° im Nullpunkt.

Ist f_1 umgekehrt, sehr groß im Vergleich zu f_2 , so gilt das erst recht für das Quadrat dieser beiden Werte, und der Wurzelwert im Nenner nähert sich dann dem Wert f_1 . Es besteht dann mit großer Annäherung die Gleichung

$$f_{ers} \approx f_2$$

Die Gl. 16 besagt, daß die Kurve für f_{ers} sich unbegrenzt einer waagerechten Geraden nähert, die dem Wert f_2 entspricht und demzufolge eine Asymptote zu der gesuchten Kurve ist.

Sind f_1 und f_2 gleich, so wird $f_{ers} = \frac{f_1}{\sqrt{2}}$.

Danach kann gemäß Abb. 4 in einem gegebenen bestimmten Fall schnell die Abhängigkeit skizzenmäßig aufgezeichnet werden.

Mit diesen Erläuterungen ist Abb. 3 wohl ohne weiteres verständlich. Zu jedem beliebigen Wert von f_2 (Parameter) gehört ein Kurvenzug für f_{ers} . Alle Kurven haben die gleiche unter 45° geneigte Tangente im Nullpunkt und den Parameter-Wert als Asymptote.

Die praktischen Lehren aus diesen Betrachtungen sind folgende:

1. Es kann Fälle geben, daß die Empfindlichkeit eines Vergasers, d. h. die Veränderung des Kraftstoffdurchsatzes und des Verbrauches beim Wechsel der Einstelldüsen, so groß ist, daß der Sprung von einer

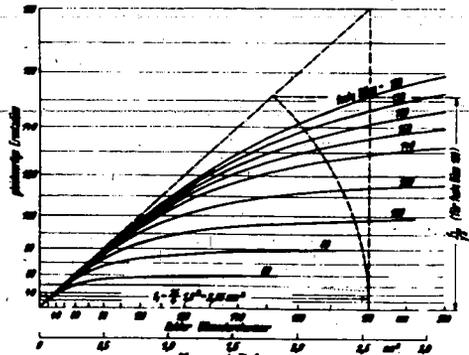


Abb. 3

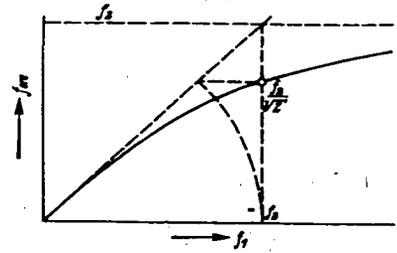


Abb. 4

Düse auf die benachbarte zu groß erscheinen muß. Die Empfindlichkeit, d. h. die Abhängigkeit des Verbrauches von der Düsenänderung läßt sich durch Hinzufügen einer zweiten festen Düse herabsetzen und ist dann nicht mehr unveränderlich, sondern verringert im Verhältnis der Tangente an die Kurve für f_{ers} .

- Die veränderliche Düse erscheint oft nicht als wechselbares Bauteil, sondern etwa als die veränderliche Öffnung eines Ventiles o. dgl., während im übrigen in der Strömungsbahn eine feste Düse f_2 angeordnet ist. Auch in diesem Falle läßt sich bei jeder Ventilstellung der zu erwartende Durchfluß übersehen.

In etwas veränderter Schreibweise lautet Gl. 14

$$f_{ers} = \delta \cdot f_1$$

$$\delta = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2}}$$

worin δ als „Verringerungsfaktor“ vom Betrag

auftritt.

Mit diesem Begriff des Reduktionsfaktors läßt sich die Kurvenschar von Abb. 4 in eine einzige Kennlinie, Abb. 5, zusammenfassen, die aber wegen der bezogenen Werte weniger anschaulich ist. An späterer Stelle (S. 8, rechts oben und Abb. 7, ferner die Ausführungen über Regelung, auf S. 16), muß auf diese Darstellungsart zurückgegriffen werden.

Gl. 14 läßt sich beliebig auf drei und mehr Düsen erweitern. Sind z. B. drei Düsen vorhanden, so faßt man die beiden Düsen f_1 und f_2 wiederum zu der Ersatzdüse f_{12} zusammen und betrachtet nunmehr den gesamten Düsenansatz als aus den beiden Düsen f_{12} und f_3 bestehend. Gl. 14 kann dann ohne weiteres wieder angewendet werden und liefert

$$f_{123} = \frac{f_1 f_2 f_3}{\sqrt{f_1^2 f_2^2 + f_1^2 f_3^2 + f_2^2 f_3^2}}$$

Von dieser Gleichung wird indessen in der Praxis selten Gebrauch zu machen sein.

3. Düsen in Parallelschaltung für gleiches Medium

Bei parallel geschalteten Düsen, die am gleichen Druckgefälle liegen, addieren sich die Querschnitte. Natürlich ist sorgfältig darauf zu achten, ob nicht verschiedene Nebeneinflüsse Unterschiede im Druckgefälle bedingen.

Bei gemischt parallel und hintereinander geschalteten Düsen wird man zuerst die parallel geschalteten Düsenquerschnitte addieren und die Ersatzquerschnitte nach den Überlegungen des vorausgegangenen Abschnittes bilden.

4. Düsen in Parallelschaltung für verschiedene Medien (Korrekturluftanordnung)

Das Schema in Abb. 6 zeigt eine im Vergaserbau häufig anzutreffende Düsenanordnung, bei der im Dü-

senquerschnitt f_K Kraftstoff, im Querschnitt f_L Luft eintritt. Im Raum hinter diesen beiden Düsen mischen sich die Bestandteile zu einem schaumartigen Gemenge und strömen bei der Düse f_M wieder aus. Der Querschnitt f_M ist in den meisten Fällen nicht durch die Bohrung einer auswechselbaren Düse, sondern durch eine als unyeränderlich vorgesehene Kanalbohrung, etwa die Bohrung eines Spritzrohres, vorgesehen. Die nachfolgende Überlegung wird zeigen, daß diese Größe f_M auch dann noch einen merkbaren Einfluß hat, wenn sie neben den Querschnitten f_K und f_L als verhältnismäßig groß erscheint.

Es ist nicht Sinn der folgenden rechnerischen Darstellung, eine Unterlage für genaue zahlenmäßige Vorausberechnung zu liefern. Die veränderlichen Größen f_K und f_L sind beim praktischen Versuch jederzeit als auswechselbare Düsen verfügbar, und es hätte wenig Wert, etwa eine bestimmte Düse vorauszurechnen zu wollen. Die Rechnung hat aber den Nutzen, einmal eine grundlegende Übersicht zu gewähren, welchen Einfluß die einzelnen Werte f_K , f_L und f_M auf den Durchflußwert der gesamten Anordnung, d. h. auf die Ersatzdüse, ausüben, und wie sich Änderungen einzelner Größen voraussichtlich auswirken.

Auch hier geht die Lösung so vor sich, daß der Druck p_x im Raum zwischen den Düsen auf Grund des Kontinuitätsgesetzes errechnet wird. Die Drücke sind so angesetzt, daß der Druck vor f_K und f_L gleich und als Bezugsdruck angesehen wird, so daß sich p_x als Unterdruck darstellt. Der Unterdruck p_x wird wieder hervorgerufen durch einen größeren Unterdruck p_u der hinter dem Düsenquerschnitt f_M herrscht. Das Druckgefälle an der Gesamtanordnung ist also $= p_u$, das Druckgefälle an Kraftstoff- und Luftdüse $= p_x$, während bei f_M das Druckgefälle $p_u - p_x$ herrscht. Die Kraftstoffdüse liefert die Mengen:

$$G_K = f_K \sqrt{2 g p_x \gamma_K} \quad (17)$$

$$V_K = f_K \sqrt{2 g p_x / \gamma_K}$$

die Luftdüse:

$$G_L = f_L \sqrt{2 g p_x \gamma_L} \quad (18)$$

$$V_L = f_L \sqrt{2 g p_x / \gamma_L}$$

In den gebildeten Gemengen beträgt der Volumenanteil des Kraftstoffes

$$v_K = \frac{V_K}{V_K + V_L} = \frac{f_K / \sqrt{\gamma_K}}{\frac{f_K}{\sqrt{\gamma_K}} + \frac{f_L}{\sqrt{\gamma_L}}} \quad (19)$$

und ähnlich der Volumenanteil der Luft

$$v_L = \frac{V_L}{V_K + V_L} = \frac{f_L / \sqrt{\gamma_L}}{\frac{f_K}{\sqrt{\gamma_K}} + \frac{f_L}{\sqrt{\gamma_L}}} \quad (20)$$

Zur Ermittlung des für das Gemenge kennzeichnenden spezifischen Gewichtes γ_M benutzt man die bekannte Beziehung, wonach

$$\gamma_M = v_K \gamma_K + v_L \gamma_L$$

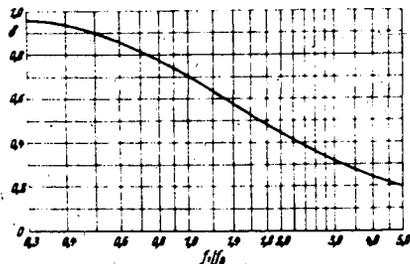


Abb. 5

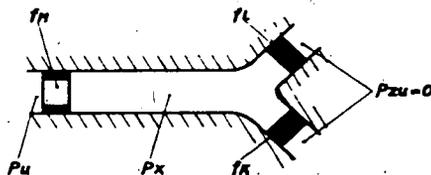


Abb. 6

ist. Unter Benutzung von Gl. 19 und 20 wird hieraus

$$\gamma_M = \frac{f_K \sqrt{\gamma_K} + f_L \sqrt{\gamma_L}}{\sqrt{\gamma_K} + \sqrt{\gamma_L}}$$

Unter Wiederaufnahme der Gl. 17 und 18 besagt das Kontinuitätsgesetz, daß

$$f_M \sqrt{2g(p_u - p_z)} \gamma_M = (f_K \sqrt{\gamma_K} + f_L \sqrt{\gamma_L}) \sqrt{2g \cdot p_z}$$

Es folgt durch Kürzen und Quadrieren:

$$f_M^2 (p_u - p_z) \gamma_M = (f_K \sqrt{\gamma_K} + f_L \sqrt{\gamma_L})^2 \cdot p_z$$

p_z errechnet sich daraus wie folgt:

$$p_z = \frac{f_M^2 \gamma_M}{f_M^2 \gamma_M + (f_K \sqrt{\gamma_K} + f_L \sqrt{\gamma_L})^2} p_u$$

$$f_M^2 + (f_K \sqrt{\gamma_K} + f_L \sqrt{\gamma_L}) \left(\frac{f_K}{\sqrt{\gamma_K}} + \frac{f_L}{\sqrt{\gamma_L}} \right) p_u$$

$$f_M^2 + f_K^2 + f_L^2 + f_K f_L \frac{\gamma_K + \gamma_L}{\sqrt{\gamma_K} + \sqrt{\gamma_L}} p_u$$

Setzt man schließlich den letzten Wert in die Formel 17 ein, so folgt die durch die Anordnung fließende Kraftstoffmenge mit

$$G_K = \frac{f_K f_M}{\sqrt{f_M^2 + f_K^2 + f_L^2 + f_K f_L \frac{\gamma_K + \gamma_L}{\sqrt{\gamma_K} + \sqrt{\gamma_L}}}} \sqrt{2g \cdot p_u \cdot \gamma_K}$$

Der Quotient auf der rechten Seite dieser Gleichung hat wiederum die Dimension eines Querschnittes, und es folgt aus dem ganzen Aufbau der Gleichung, daß der Wert des Quotienten einen Düsenquerschnitt darstellt, der am Druckgefälle p_u genau dieselbe Kraftstoffmenge liefern würde, wie die gesamte durch die Skizze, Abb. 6, dargestellte Anordnung. Diese Querschnittsgröße ist aber die Ersatzdüse f_{ers} , also

$$(21) \quad f_{ers} = \frac{f_K f_M}{\sqrt{f_M^2 + f_K^2 + f_L^2 + f_K f_L \frac{\gamma_K + \gamma_L}{\sqrt{\gamma_K} + \sqrt{\gamma_L}}}}$$

Der Ausdruck

$$\frac{\gamma_K + \gamma_L}{\sqrt{\gamma_K} + \sqrt{\gamma_L}}$$

hat für normale Kraftstoffe und Betrieb am Boden ungefähr den dimensionslosen Wert 24,5. Es folgt daraus, daß im Nenner der Gl. (21) die letzte Größe neben f_M^2 ausschlaggebend ins Gewicht fällt. Sind Luft- und Kraftstoffquerschnitt ungefähr gleich groß, so würde Gl. 21 den Wert liefern:

$$f_{ers} = \frac{f_K f_M}{\sqrt{f_M^2 + f_K^2 + f_M^2 + 24,5 f_K^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + 24,5 \left(\frac{f_K}{f_M}\right)^2}} f_K$$

Daraus läßt sich ablesen, daß erst bei sehr großen Werten von f_M der vor f_K stehende Ausdruck praktisch den Wert 1 annimmt. Dieser Wert 1 würde bedeuten, daß der Durchflußwert der Gesamtanordnung dem Durchflußwert der Kraftstoffdüse allein gleichzusetzen ist. Selbst wenn f_M 10mal so groß ist wie f_K , so hat der Bruch noch den Wert von etwa 0,88, entsprechend einer Verminderung des Kraftstoffdurchflusses um 12 vH. Erst bei mehr als zwanzig- bis dreißigfachem Querschnitt von f_M ist der Einfluß der Luftbeimischung nicht mehr merklich. Der physikalische Sinn dieses rein rechnermäßigen Nachweises liegt darin, daß durch die Luftbeimischung das strömende Volumen erheblich vergrößert und damit Geschwindigkeit und Druckverlust im Abflußquerschnitt f_M gesteigert werden. Ist f_M da-

gegen sehr groß, so vermag es sowohl die Luft, als auch die Kraftstoffmenge ohne größeren Druckverlust durchzusetzen, so daß die Düse f_K in ihrer Liefermenge nicht merklich beeinflusst wird.

In Abb. 7 sind durch Versuch überprüfte Werte in Form einer Kurventafel aufgezeichnet. Als Ordinate ist nicht die Ersatzdüse, sondern der "Verringeringfaktor" nach der Gleichung

$$1 + \left(\frac{f_K}{f_M}\right)^2 + \left(\frac{f_L}{f_M}\right)^2 + 24,5 \frac{f_K f_L}{f_M^2}$$

aufgetragen, der aus der Gl. 21 hervorgeht, wenn

$$f_{ers} = \frac{f_K}{\sqrt{\dots}}$$

gesetzt wird.

5. Kegeltentil

Das Kegeltentil wird gern verwendet, wenn man durch veränderliche Querschnitte die Strömungsmenge in eine vorausbestimmte Abhängigkeit von der Stellung irgendwelcher beweglicher Teile, sei es der Drosselklappe, sei es der Wählwelle eines Ladedruckreglers o. dgl. bringen will. Die Gestaltung solcher veränderlicher Querschnitte wird oft ausschließlich dem Versuch überlassen, und es ist wenig bekannt, daß sich das Gesetz der Querschnittsveränderung aus den gegebenen Abmessungen eines entworfenen Ventils sehr leicht ermitteln läßt. Im folgenden Ableitung und Begründung dieses Verfahrens.

Abb. 8 zeigt ein Kegeltentil im halbgeöffneten Zustand. Das Ventil vom Kegeltentil 2α hat sich um die Hubhöhe h von seinem Sitz gehoben. Der Durchflußquerschnitt ist durch den Mantel eines abgestumpften Kegels dargestellt, dessen Mantellinie als Senkrechte vom Sitz auf das Kegeltentil gefunden wird und entsprechend in Abb. 8 eingezeichnet ist. Nennt man diese Mantellinie s , den Kanaldurchmesser, der der Grundfläche des Kegels entspricht, D und den Durchmesser des Kreises, in dem der Kegelmantel auf das Ventilkegelprofil auftrifft, d , so ist der Kegelmantel durch

$$F = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{\cos \alpha}$$

gegeben.

Nun ist aber

$$\begin{aligned} s &= h \cos \alpha \\ d &= D - 2s \cos \alpha \\ D^2 - d^2 &= 4s \cos \alpha (D - s \cos \alpha) \end{aligned}$$

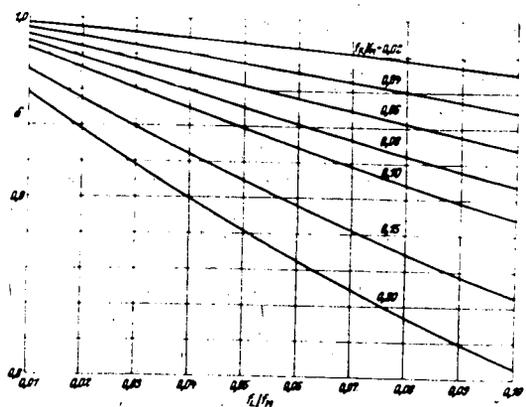


Abb. 7

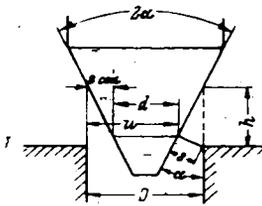


Abb. 8

Damit ergibt sich

$$F = \frac{\pi D^2 - d^2}{4 \cos \alpha} = \pi \cdot s \cdot (D - s \cos \alpha)$$

Der Klammer-Ausdruck ist aber die in Abb. 8 mit u eingezeichnete Strecke, so daß wird

$$F = \pi \cdot s \cdot u$$

Daraus geht die einfache Vorschrift hervor.

Um den Öffnungsquerschnitt eines angehobenen Kegelventils zu ermitteln, ziehe man im Querschnitt von dem Punkt, der den Sitz darstellt, eine Normale auf das Profil des Ventilkügels und von dem Lotpunkt am Profil senkrecht zur Ventillachse eine Linie bis zur gegenüberliegenden Kanalwand bzw. bis zu dem Punkt, wo diese zweite Linie die verlängerte Kanalwand treffen würde. Dann ist der Öffnungsquerschnitt gleich dem Rechteck aus diesen beiden Strecken, vervielfacht mit der Zahl π .

Dieses Verfahren gilt auch für beliebige Gestalt des Ventilkügels. Sind mehrere Normalen auf das Profil vom Sitzpunkt aus möglich, so ist die kürzeste Normale zu wählen.

Abb. 9 zeigt an einem praktischen Beispiel die Öffnungscharakteristik eines Kegelventils mit beliebiger gewählter Profilkurve.

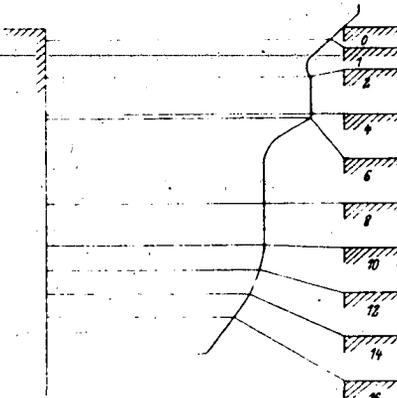


Abb. 9

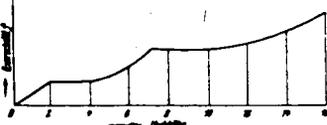


Abb. 9 a

6. Drosselklappe

Die Vorgänge an der Drosselklappe sind kennzeichnend für den Belastungszustand des Motors und damit für den augenblicklichen Betriebszustand des Vergasers. Die weitaus wichtigste Kenngröße in diesem Zusammenhang ist der Luftdurchsatz, gerechnet in Gewicht je Zeiteinheit, der bei normalem Betrieb des Motors, d. h. bei mäßigem Kraftstoffüberschuß, zur (indizierten) Motorleistung verhältig ist. Ferner ist es von Interesse, die Öffnungswinkel der Drosselklappe bei den verschiedenen Belastungen und in verschiedenen Höhen kennenzulernen, um beim selbsttätig regelnden Vergaser die Verstellbereiche der Regler darauf abstimmen zu können.

Offenbar ist der Luftdurchsatz abhängig von 3 unter sich unabhängigen Bedingungen, die je durch eine Kenngröße auszudrücken sind:

- vom Luftzustand im Anströmfeld der Drosselklappe, also von Druck p_1 und Temperatur T_1 . Für Vorausberechnungen sind diese auf Grund der INA-Vereinbarungen als eindeutig von der Höhe abhängig anzusehen, sie können aber für beliebige atmosphärische Bedingungen zu einer Kenngröße zusammengefaßt werden, die weiter unten ermittelt wird;
- vom freien Drosselquerschnitt f_φ , der seinerseits als abhängig vom Öffnungswinkel φ der Drosselklappe als der geeignetsten Kenngröße anzusehen ist. Bei geschlossener Drosselklappe soll $\varphi = 0$ sein;
- vom Druckverhältnis $\frac{p_2}{p_1}$ an der Drosselstelle, das hier wegen des Auftretens kritischer und überkritischer Werte (Schallgeschwindigkeit) an die Stelle des bei einfachen Strömungsrechnungen ausreichenden Begriffes des Druckgefälles tritt.

Unter der Annahme, daß diese drei Abhängigkeiten sich gegenseitig nicht beeinflussen, sondern sich einfach multiplikativ zur Gesamtfunktion ergänzen, müßte es also möglich sein den Luftdurchsatz darzustellen in der Form:

$$(21a) \quad G_L = f_H(H) \cdot f_\varphi(\varphi) \cdot f_p\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

Daß die Richtigkeit dieser Annahme theoretisch wahrscheinlich ist, zeigt die Gleichung der Thermodynamik:

$$G_L = f_\varphi \sqrt{2g \frac{x}{x-1} p_1 \tau_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2 \frac{x}{x-1} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{x+1}{x}} \right]}$$

für $\frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{x+1}\right)^{\frac{x}{x-1}}$

wenn sie unter Beachtung von

$$p_1 \tau_1 = \frac{p_1^x}{R T_1} \quad R = 29,3 \text{ m}^2 \text{ c}^2$$

umgeschrieben wird in der Form:

$$(22) \quad G_L = \frac{p_1}{\sqrt{R T_1}} \cdot f_\varphi \cdot \sqrt{2g \frac{x}{x-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2 \frac{x}{x-1} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{x+1}{x}} \right]}$$

$$= f_H \cdot f_\varphi \cdot f_p$$

Die Abhängigkeit f_H wird durch die Beobachtung über Veränderlichkeit der Motorleistung mit atmosphärischen Abweichungen gut bestätigt und zeigt, daß der Luftdurchsatz nicht einfach der Luftwichte vor Vergaser verhältig ist.

Der freie Drosselquerschnitt f_φ wird zuweilen als lichte Öffnung bei Blick in die Strömungsrichtung von Abb. 10 abgeleitet und führt dann bei der ebenen Drosselklappe auf die Beziehung $f_\varphi = F_0 \left(1 - \frac{\cos \varphi_0}{\cos \varphi}\right)$ mit F_0 = freiem Querschnitt bei voller Öffnung, φ_0 = Schrägungswinkel der Drosselklappe wie eingezeichnet. Fast genau den gleichen Verlauf zeigen, wie sich durch graphische Ermittlung beweisen läßt, die in Strömungsrichtung projizierten Öffnungsquerschnitte eines Drehschiebers nach Abb. 11. — Die zuletzt angeschriebene

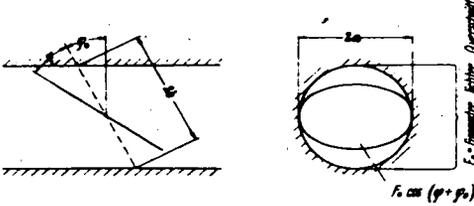


Abb. 10

Beziehung stimmt aber mit der Erfahrung nicht befriedigend überein und genügt höchstens für überschlägige Rechnungen. Zumal bei der Drosselklappe ist in der Nähe der Vollgasstellung die Drosselwirkung wesentlich geringer, da die vereinfachende Annahme einer achsparallelen Strömung hier nicht mehr berechtigt ist, vielmehr die Drosselklappe ähnlich wie ein Tragflügel unsymmetrisch umströmt wird. Daher wird für f_{φ} besser ein empirisches Gesetz zugrunde gelegt, das durch den Versuch unter Gleichhaltung der Werte für $p_1, T_1, p_2/p_1$ ermittelt wird. Abb. 12 gibt den Verlauf für eine Drosselklappe mit $\varphi_0 = 20^\circ$ im Vergleich zu der einfachen Projektionsrechnung.

Abb. 13 zeigt ein Achsenkreuz, in dessen linkem unterem Feld die Kenngröße $f_H = \frac{P_1}{\sqrt{R T_1}}$ über der Höhe

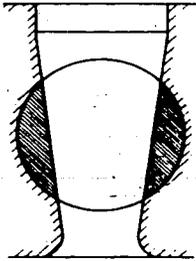


Abb. 11

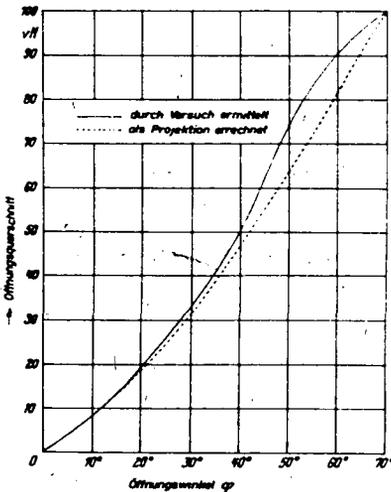


Abb. 12

aufgetragen ist. Unter Beachtung der Werte von Abb. 11 zeigt das rechte untere Feld die Wertegruppe $f_B \cdot f_{\varphi}$ als rein rechnerischen Zwischenwert, der aber den Vorteil einer übersichtlichen und umfassenden Darstellung bietet. F_0 ist hierbei mit 100 cm^2 eingesetzt. Das rechte obere Feld gibt dann in Auftragung über $f_H \cdot f_{\varphi}$ den Luftdurchsatz $G_{L, \text{rec}}$ für 100 cm^2 freien Durchtritt, abhängig von den verschiedenen Druckverhältnissen p_2/p_1 . Die „theoretischen“ Werte nach Gl. 22 sind zum Vergleich eingetragen.

Diesem Schaubild kann, wie das eingezeichnete Beispiel erkennen läßt, u. a. entnommen werden, welche Wertepaare für Öffnungswinkel und Druckverhältnis in einer gegebenen Höhe und bei einem gegebenen Luftdurchsatz einander bedingen.

7. Schwimmer

Das Verhalten eines Schwimmers ist dadurch gekennzeichnet, daß im Beharrungszustand Eigengewicht und etwaige eingeleitete Kräfte einerseits und der Auftrieb andererseits einander aufheben, also entgegengesetzt gleich groß sind. Im ganz eingetauchten Zustand überwiegt der Auftrieb um einen gewissen Betrag, der mindestens etwa 12 vH des Gewichts sein sollte.

Aus Herstellungsgründen wird man für die äußere Gestaltung des Schwimmers Umdrehungskörper, in der Regel zylindrische oder ringzylindrische Formen bevorzugen. Die Lage der Mittelachse solcher Schwimmer unter dem Flüssigkeitsspiegel sei bezeichnet als Eintauchtiefe e . Ein Schwimmer, der halb eingetaucht ist, hat demnach die Eintauchtiefe 0, da seine Mittelachse in die Kraftstoffoberfläche fällt. Die Eintauchtiefe kann auch negativ sein.

Man kann den Schwimmer willkürlich als einheitlichen Körper auffassen, indem man das Gewicht des Werkstoffes, aus dem der Schwimmer hergestellt ist, dem ganzen Rauminhalt des Schwimmers zuschreibt. Diese Auffassung stimmt lediglich beim Korkschwimmer, der ein spezifisches Gewicht von 0,15 bis 0,25 g/cm³ hat, mit der tatsächlich vorliegenden räumlichen Massenverteilung überein. Die tatsächliche Massenverteilung ist aber an sich für die Wirkungsweise des Schwimmers ohne Belang.

Das spezifische Gewicht eines homogen gedachten zylindrischen Schwimmers errechnet sich unter Benutzung nachstehender Bezeichnungen:

- G [g] = Schwimmergewicht
- F [cm²] = Oberfläche des Schwimmers
- δ [cm] = mm Materialstärke
- γ [g/cm³] = spezifisches Gewicht des Werkstoffes
- D [cm] = Schwimmerdurchmesser
- b [cm] = Schwimmerbreite
- V [cm³] = Rauminhalt des Schwimmers

γ_{Schw} $\left[\frac{g}{\text{cm}^3} \right]$ = spez. Gewicht des homogen gedachten Schwimmers

wie folgt:

$$G = F \cdot \delta \cdot \gamma + \pi D \left(\frac{D}{2} + b \right) \delta \gamma$$

$$V = \frac{\pi}{4} D^2 h_1$$

$$\gamma_{\text{Schw}} = \frac{G}{V} = \left(\frac{4}{D} + \frac{2}{b} \right) \delta \gamma$$

Eine weitere gebräuchliche Schwimmerform ist der Ringschwimmer. In ähnlicher Weise wie oben errechnet sich für diesen das spezifische Schwimmergewicht zu folgendem Betrag:

$$\gamma_{\text{Schw}} = \left(\frac{4}{D_o + D_i} + \frac{2}{b} \right) \delta \gamma$$

Den erforderlichen Rauminhalt eines Schwimmers berechnet man, etwa bei einer angenommenen Auftriebsreserve von 20 vH entsprechend einer Auftriebs-

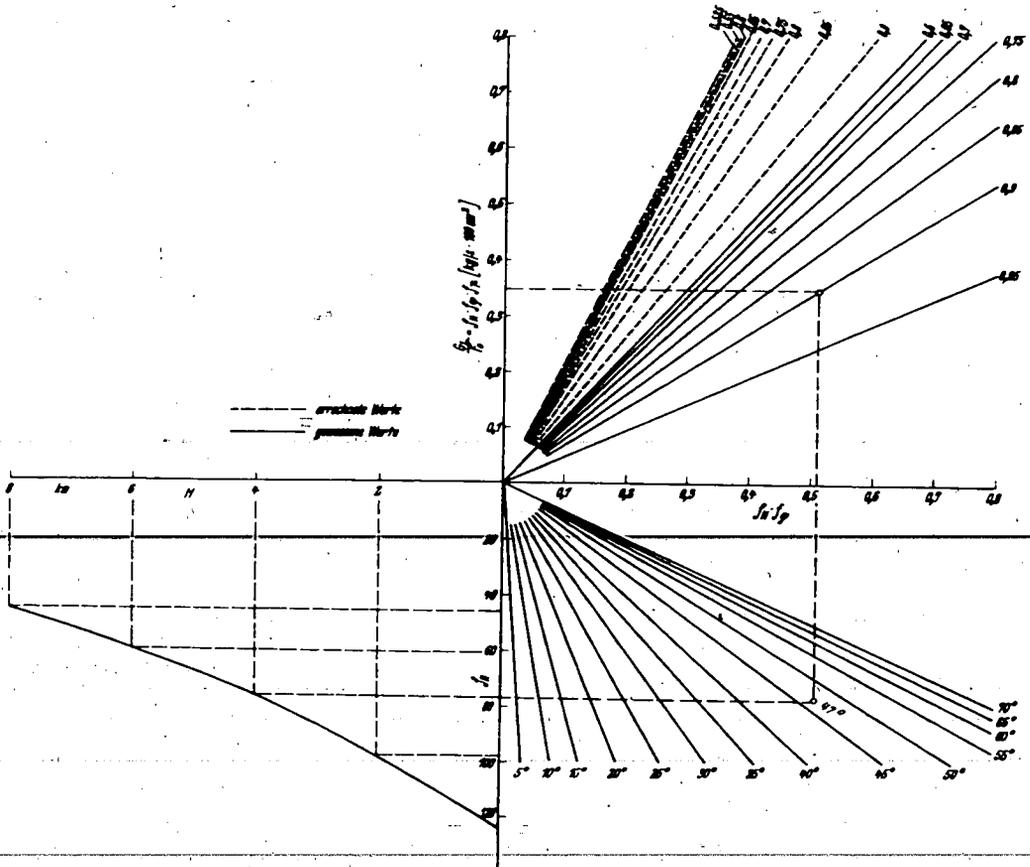


Abb. 15

ausnutzung von 80 vH bei gegebener, auf die Schwimmerachse bezogener Resultierenden P der äußeren (eingeleiteten) Kräfte nach der Formel:

$$0,8 \cdot V \cdot \gamma_R = V \cdot \gamma_{schw} + P$$

Für spätere Berechnungen wird noch der tatsächlich auftretende Antrieb, der stets ein Bruchteil des höchstmöglichen Auftriebes ist, benötigt werden. Hierbei kann man nicht mehr mit dem spezifischen Gewicht des homogen gedachten Schwimmers, sondern muß mit den Absolutwerten von Gewicht und Raumverdrängung rechnen. Der Auftrieb selbst ist abhängig von der tatsächlich eingetretenen Verdrängung V_a . Bei einem zylindrischen Schwimmer ist

$$(24) \quad V_a = V \left\{ \frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \left[\frac{e}{R} \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R} \right)^2} + \arcsin \left(\frac{e}{R} \right) \right] \right\}$$

Der in geschweiften Klammern stehende Funktionsausdruck ist in Abb. 14 als Kurve über dem Wert $\frac{e}{R}$ aufgetragen. Der Ausdruck bedeutet den Bruchteil des höchstmöglichen Auftriebes, den man bei einer bezogenen Eintauchtiefe $\frac{e}{R}$ in Anspruch nimmt.

Ringschwimmer faßt man als die Differenz zweier einfacher zylindrischer Schwimmer auf, wobei der

Rauminhalt des kleineren Schwimmers gleich der Ausparung ist. Die tatsächliche Verdrängung ergibt sich dann als Verdrängung des großen gedachten Schwimmers, vermindert um die Verdrängung des die Ausparung darstellenden kleinen Schwimmers. Zu beachten ist, daß der Wert $\frac{e}{R}$ beim kleinen und großen Schwimmervolumen sich auf verschiedene Radien bezieht.

In Abb. 15 ist die Auftriebsberechnung eines Ringschwimmers als Beispiel durchgeführt.

IV. Das Zusammenspiel der Teile

1. Die Schwimmeranrichtung für Normal- und Rückenflug

Abb. 16 und 17 zeigen in vereinfachter Form zwei Beispiele vollständiger Schwimmereinrichtungen. Das grundsätzlich Verschiedene beider Anordnungen liegt in der Schließrichtung des Ventiles.

Der im Zuflussquerschnitt herrschende Kraftstoffdruck wirkt beim innerschließenden Ventil auf den Schwimmer belastend wie eine Erhöhung des Schwimmergewichts, beim außenschließenden Ventil entlastend. Im ersten Fall wird der Kraftstoffspiegel durch steigen-

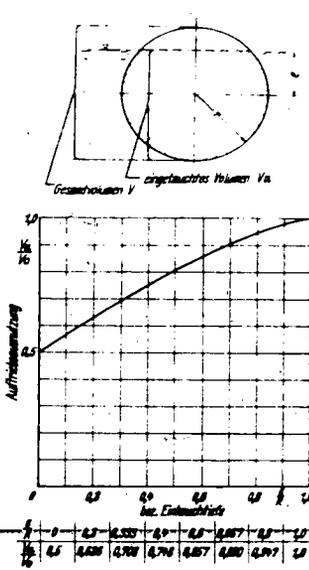


Abb. 14

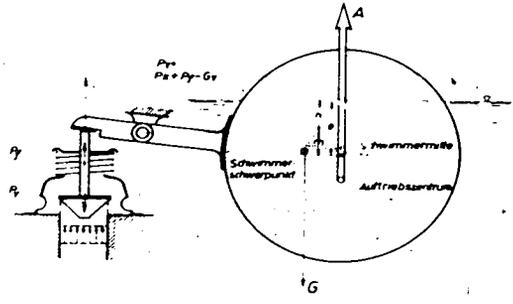


Abb. 16

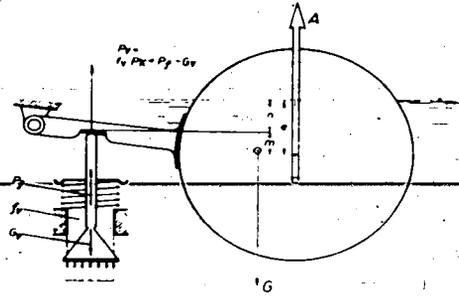


Abb. 17

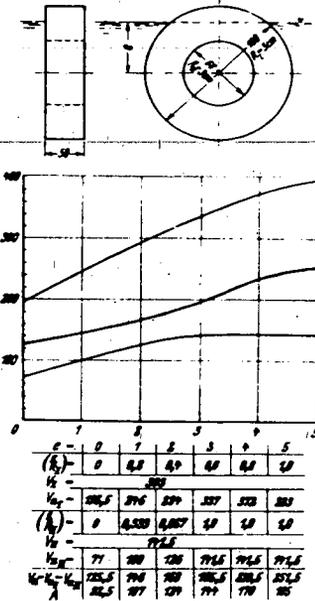


Abb. 15

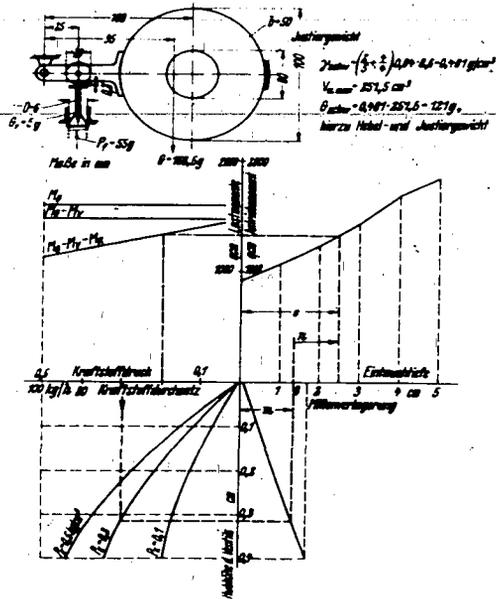


Abb. 18

den Kraftstoffdruck im Sinne einer Erhöhung beeinflusst, im zweiten Fall umgekehrt. Für rückenflugtaugliche Schwimmereinrichtungen ist nur das aufschließende Ventil verwendbar.

Bei der Berechnung der Schwimmereinrichtungen ist es besser, die Gleichgewichtsbedingungen in die Form einer Momentengleichung zu bringen, statt wie bei den bisherigen Erörterungen im Abschn. III. 7 von Kräften zu sprechen. Die Momente sind auf die Schwimmerachse zu beziehen. Demgemäß ist von einem Moment des Schwimmergewichts M_O , der Kräfte am Ventil M_V , und des Auftriebs M_A zu sprechen.

Abb. 18 gibt eine übersichtliche graphische Darstellung aller an der Schwimmereinrichtung interessierenden Gleichgewichts- und Durchflußverhältnisse sowie eine Übersicht über die Entwicklung der Spiegelhöhe des Kraftstoffes in Abhängigkeit von Zuflußdruck und Durchsatzmenge des Kraftstoffes. Der rechte obere Kurvenzug stellt die Auftriebsmomente in Abhängigkeit von der Eintauchtiefe e (vergl. S. 10) dar. Unter Verwendung der Bezeichnungen in Abschn. III. 7, S. 10 und 11, ist das Auftriebsmoment M_A wie folgt zu berechnen:

$$M_A = V_a \cdot \gamma_k \cdot r_a \quad (r_a = \text{Hebelarm})$$

$$(25) \quad V_a = V \left\{ \frac{1}{2} + \frac{1}{\pi} \left[\frac{e}{R} \sqrt{1 + \left(\frac{e}{R} \right)^2} + \arcsin \left(\frac{e}{R} \right) \right] \right\}$$

Die schwierig- und verwickelt-erscheinende Funktion in Gl. 25 läßt sich schnell und mühelos durch Abgriff an der Kennlinie, Abb. 14, erfassen. Auf S. 11 sind nähere Hinweise für die Auftriebsberechnung von Rundschwimmern gegeben.

Die linke obere Seite des Kurvenschaubildes zeigt in Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck die als Lastmomente auftretenden Größen. Wie die eingestrichelte Linie erkennen läßt, ist auf Grund der Gleichgewichtsbedingung

$$M_G + M_V = M_A$$

aus den beiden Kurvenlinien sofort angebar, welche Eintauchtiefe bei einem gegebenen Kraftstoffdruck und einem gegebenen spezifischen Kraftstoffgewicht sich ausbilden wird.

Im linken unteren Feld ist unter Benutzung der in Abschn. I, Gl. 3a und Abschn. 5 abgeleiteten Gesetzmäßigkeiten dargestellt, welche Ventilhuberhebungen h erforderlich sind, um bei einem Kraftstoffdruck p_k eine Kraftstoffmenge G_k durchzusetzen. Dieser Wert ist aus dem Verbrauch des Motors und den Kenndaten des Kraftstoffes bekannt, die eingezeichnete gestrichelte Linie zeigt wiederum, wie bestimmte Wertepaarungen eindeutig auf einen bestimmten Ventilhub h führen. Der Ventilhub h ist aber seinerseits nur durch Lageveränderung des gesamten beweglichen Systems der Schwimmereinrichtung zu erreichen und bestimmt somit kinematisch eindeutig die Verlagerung des Schwimmermittelpunktes in bezug auf die durch die Pendelachse gelegte Horizontale. Diese Mittenerverlagerung ist in Abb. 16 und 17 mit m eingetragen. Aus diesen, kann man ferner ablesen, daß die Spiegelhöhe des Kraftstoffes n , bezogen auf die Pendelachse als Nullpunkt, sich als Differenz $e - m$ ergibt. Führt man also vom linken unteren Feld die gestrichelte Waagerechte im rechten Feld weiter, so findet man im Schnittpunkt mit dem dort eingezeichneten Kurvenzug die Mittenerverlagerung des Schwimmers m . Der Kurvenzug veranschaulicht im wesentlichen eine Proportionalität zum Ventilhub, die durch das am Schwimmer Ventil vorgesehene Spiel parallel verschoben ist. Die durch einen starken Pfeil angedeutete Linie gibt als Endergebnis den Kraftstoffspiegelstand über der Pendelachse unter den beliebig in der Kurventafel ablesbaren Ausgangsbedingungen. Ist der Pfeil nach rechts gerichtet, so steht der Spiegel über der Pendelachse (n positiv). Bei linksgerichtetem Pfeil

sind negative Spiegelstände, d. h. ein Absinken des Kraftstoffes unter die Pendelachse gegeben.

Mit Hilfe dieser Darstellung sind alle irgendwie denkbaren Betriebspunkte der Schwimmereinrichtung und die Auswirkung aller Einflußgrößen zu übersehen.

Schwimmereinrichtungen für Normal- und Rückenflug zeigen eine Ventilanordnung, bei der der Schwimmer in waagerechter Lage seines Armes das Ventil geschlossen hält, bei Abweichungen sowohl nach oben als auch nach unten das Ventil öffnet. Im Sinne der Schwerkraft kommt jedoch stets nur eine Ventiltätigkeit im „unteren“ Pendelbereich in Frage. Die Pendelbereiche für Normal- und Rückenflug sind also getrennt. Im linken oberen Feld der Kurventafel, Abb. 18, tritt zum ursprünglichen abwärts geneigten Linienzug der Belastungsmomente für den Rückenflug ein zweiter Linienzug, der symmetrisch zur Momentenlinie des Schwimmergewichts liegt; mit diesem Linienzug darf die im rechten oberen Feld gelegene Auftriebsmomentenlinie keinen Punkt gleicher Höhe gemeinsam haben, da sonst die Gefahr labiler Regelungsverhältnisse (Überlaufen des Schwimmers) eintritt.

2. Beeinflussung des Druckgefälles durch Kraftstoffdurchsatz, Spritzrohrform und Drosselklappe.

Die wichtigsten Gesetzmäßigkeiten, die für den Lufttrichter als eine Sonderausführung des Venturirohres gelten, wurden bereits im grundlegenden Abschn. I auseinandergesetzt. Man kann nun vermuten, daß die dort entwickelten Gesetzmäßigkeiten nur für ein Idealbild der Strömung gelten, das in der Wirklichkeit durch folgende Einflüsse gestört sein könnte:

- a) Rückwirkungen des Kraftstoffstromes, der im Abschnitt 2 außer Betracht gelassen wurde. Tatsächlich hat der Kraftstoff keinen Einfluß auf das Druckgefälle, wie mit betriebsüblicher Meßgenauigkeit durchgeführte Versuche gemäß Abb. 19 zeigen. Die Begründung liegt darin, daß das Druckgefälle durch die Strömungsverhältnisse bis zum engsten Trichterquerschnitt bestimmt ist, und

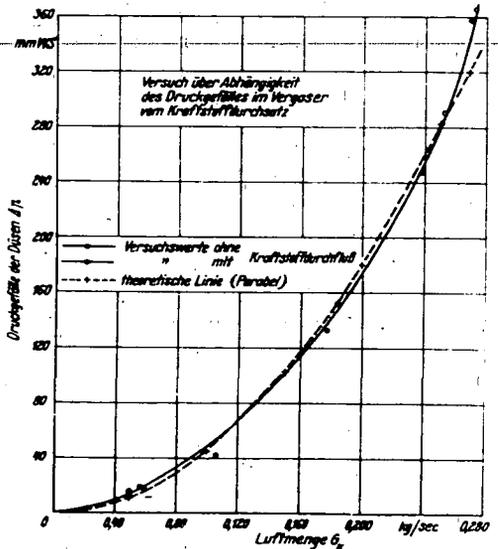


Abb. 19

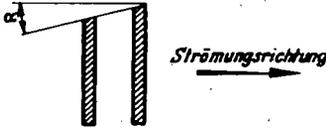


Abb. 20

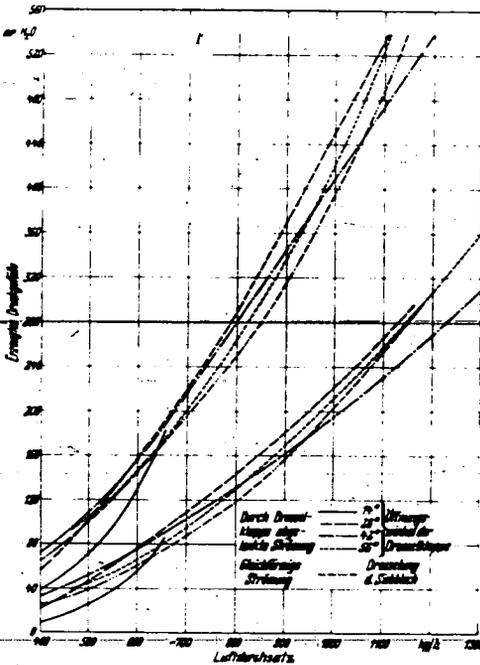


Abb. 21

dall die Vorgänge im Fortsatz der Strömungsbahn wohl den Luftdurchsatz, nicht aber die gegenseitige Zuordnung von Luftdurchsatz und Druckgefälle beeinflussen können.

- b) Einfluss der Spritzrohrform. Solange die Spritzrohrmündung von der Strömung tangiert wird oder auf der Abströmseite liegt, hat ihre Gestaltung keinen Einfluss auf das Druckgefälle. Hat sie dagegen eine Komponente entgegen der Strömungsrichtung, so ergeben Rechnung und Versuch eine Verminderung des Druckgefälles entsprechend dem Cosinusquadrat des Abschrägungswinkels ($\Delta p' = \Delta p \cdot \cos^2 \alpha$, siehe Abb. 20).
- c) Störung der Strömung durch die Drosselklappe, die bei teilweiser Öffnung im An- und Abströmfeld den Luftstrom in zwei Teilströme aufspaltet. Tatsächlich ist der Einfluss weit geringer, als man vermuten sollte. Erst bei kleinen Drosselöffnungen, etwa unter 15° Öffnungswinkel, ist die Ablenkung von merklichem Einfluss. Der Tendenz nach zielt dieser Einfluss darauf hin, daß bei geringerem Luftdurchsatz (geringerer Leistung des Motors) das Gemisch ärmer wird. Abb. 21 zeigt Versuchswerte, die aus Betriebsmessungen gewonnen wurden.

3. Die Leerlaufeinrichtung

Der Abfall des im Vergaser erzeugten wirksamen Unterdruckes nach dem Leerlauf hin ist gesetzmäßig so stark, daß zur Förderung des Kraftstoffes nicht mehr genügend Druckgefälle vorhanden ist. Es ist notwendig, im unteren Drehzahlbereich des Motors eine anderweitige Lieferung der erforderlichen Kraftstoffmenge sicherzustellen.

Dies geschieht durch die Leerlaufeinrichtung, die sich des Druckgefälles bedient, das zwischen dem Schwimmerraum und dem Raum hinter der Drosselklappe besteht und das im Leerlauf besonders hoch ist. Sie fördert also mit steigender Drehzahl immer weniger, während die Hauptlieferung immer mehr an die den Lufttrichter bescheidenden Düsen übergeht.

Abb. 22 zeigt das Grundsätzliche einer Leerlaufeinrichtung. Die Mengenregelung, die zwecks schneller und bequemer Einstellung erforderlich ist, kann sowohl auf dem Strömungsabschnitt a der Mischluft, als auch auf dem Strömungsweg des Kraftstoffes c und ebenso auf dem Gemischwege b erfolgen. Üblich ist es, in den Weg c eine feste Düse einzuschalten und im Betrieb die Zummessung durch Drosselstellen entweder auf der Wegstrecke a oder b nach Bedarf zu verändern.

In Abb. 23 sind mehrere Meßstellen in der Gehäusewand nahe der Schließstellung der Drosselklappe angegeben und die Unterdruckentwicklung an diesen Stellen im nebenstehenden Kurvenbild aufgezeichnet. Die Messungen wurden am laufenden Motor ausgeführt. Man erkennt, daß man durch entsprechendes Anzapfen und unter Benutzung der Steuerwirkung der Drosselklappe den Unterdruck weitgehend beeinflussen kann. Es kommt noch hinzu, daß bei Annäherung an die Schließlage der Drosselklappe z. B. die Kanalmeßstelle 3 Luft zu fördern beginnt und die Kraftstofflieferung vermindert.

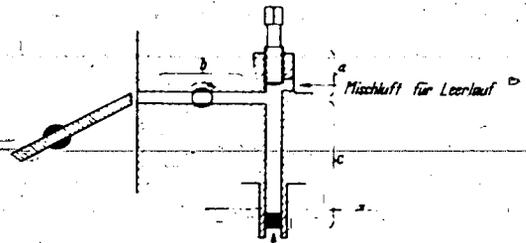


Abb. 22

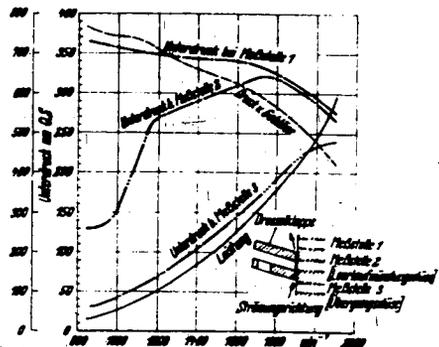


Abb. 23

4. Beschleunigerpumpe

Die Beschleunigerpumpe hat die Aufgabe, einen vorübergehenden Mehrbedarf an Kraftstoff beim Beschleunigen des Motors zu decken. Die erforderlichen Mengen pflegen in der Größenordnung von etwa 3 bis 4 cm³ je 100 PS Motorleistung zu liegen und sind um so geringer, je besser die Verbrauchskurve des Motors, insbesondere im Unterlastgebiet versuchs-technisch durchgearbeitet ist.

Kolbenpumpen mit dichtenden Manschetten am Kolben entsprechen im allgemeinen den Anforderungen. Es sind auch Doppelkolbenpumpen mit Spannfeder zwischen den beiden Kolben ausgebildet worden (Hobson), bei der nur ein Kolben zwangsläufig betätigt wird, während der zweite Kolben unter Wirkung der in der Feder gespeicherten Druckenergie langsam nachspritzt. Die letzte Entwicklung der Pumpenbetätigung sieht eine selbsttätige Kopplung mit der Wählbewegung am Leistungsregler (Ladedruckregler) vor.

V. Sonderbauarten des Vergasers

1. Vergaser mit unterteiltem Strömungsraum (Registervergaser)

Die Bauart des sogenannten Registervergasers benutzt die Möglichkeit, den Strömungsraum des Vergasers parallel zur Strömungsrichtung zu unterteilen. Abb. 24 gibt das Kennzeichnende dieser Bauart wieder. Die Unterteilung geht nur bis zu dem regelmäßig als Drehschieber ausgebildeten Drosselorgan, so daß die durch die Unterteilung geschaffenen Strömungsräume I, II usw., deren Anzahl in weiten Grenzen beliebig ist, nacheinander gemäß dem Öffnungssinn des Drosselorgans zum Luftdurchsatz herangezogen werden. Je nach Luftdurchsatz, d. h. je nach Belastung des Motors, sind verschieden viel Strömungsräume geöffnet. Mit jedem neu geöffneten Strömungsraum kommt aber eine neues Spritzrohr samt der zugehörigen Zumesungsdüse in Wirksamkeit, so daß man in der Lage ist, den verschiedenen Größen des Luftdurchsatzes verschiedene wirksame Düsenquerschnitte zuzuordnen und somit die Lieferrückkurve des Vergasers wünschgemäß zu beeinflussen.

Der Vorteil des Registervergasers liegt einmal darin, daß ohne Zuhilfenahme besonderer mechanischer Einrichtungsrichtungen lediglich durch die Steuerung des Luftstromes selbst die Veränderung des Düsenquerschnittes erzielt wird, in der Hauptsache aber in seiner Eigenschaft, ein sehr gutes Beschleunigungsverhalten des Motors zu bewirken. Ein Nachteil ist darin zu sehen, daß die Gesetzmäßigkeit der Verbrauchsänderung von dem Öffnungswinkel des Drosselorgans abhängig ist, weshalb man den Vergaser in erster Linie entweder nur bei wenig veränderlichen Betriebshöhen verwendet, oder ihn mit einer Regeleinrichtung zur Beeinflussung der Eintrittsluftwichte (Vordrosselrichtung) versieht.

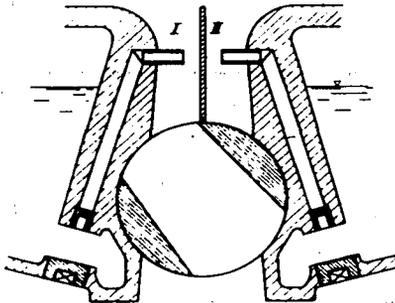


Abb. 24.

2. Schwimmerlose Vergaser mit unbeschränkter Kanatflugtauglichkeit

Die Bestrebungen, ohne den leider sehr lageempfindlichen Schwimmer auszukommen, sind schon sehr alt, man kann aber zusammenfassend feststellen, daß ein gleichwertiger Ersatz für ihn bisher nicht gefunden werden konnte. Es ist möglich, mechanische Druckregler zu bauen, die genügend empfindlich und genau sind, um bei ausreichender Belastung des Motors den Schwimmer ersetzen zu können; bei niedrigen Belastungen ist aber die Steuergenauigkeit solcher Regler nicht ausreichend, um etwa die auch nur annähernde Einhaltung bestimmter niedriger Verbräuche bei Dauerleistung sicherzustellen. Vergaser dieser Art sind also für Kunstflugverwendung gut brauchbar, jedoch nicht für Dauerbetrieb im Überlandflug gedacht.

Eine Ausnahme scheint der Chandler-Groves-Vergaser darzustellen, der in Amerika in größerem Umfange verwendet wird. Es stellt sich jedoch bei näherer Betrachtung heraus, daß dieser Vergaser nicht zu den Verkörperungen des Venturi-Prinzips zu rechnen ist, was man schon daran erkennen kann, daß er die Kraftstofflieferung mit Hilfe mechanischer, durch einen Nocken betätigter Drosselungs-elemente im ganzen Bereich der Verbrauchskurve steuert.

3. Druckvergaser

Die Verwendung eines Ladegebläses am Motor wirft die Frage auf, ob man zweckmäßigerweise einen Vergaser vor oder nach dem Gebläse anzuordnen hat.

Betrachtet man diese Frage zunächst ohne Einbeziehung der Eigenschaften des Vergasers selbst, so wird man zweifellos der Anordnung zwischen Gebläse und Zylinder den Vorzug geben. Der Vergaser ist hier durch die in die Ansaugluft übergehende Verlustwärme des Gebläses vor Vereisung geschützt und erhält in dieser Wärme eine kräftige Unterstützung der Gemischbildung; ferner ist der Vergaser an dieser Stelle praktisch ausreichend dem Einfluß der verschiedenen Flughöhe entzogen, da das mehr oder weniger gedrosselte Gebläse diese Verschiedenheit wenigstens unter der jeweiligen Vollgashöhe ausgleicht.

Trotz dieser Gründe ist der Anbau des Vergasers vor dem Gebläse die Regel geworden. Der Grund ist bereits in Gl. 6 gegeben: Schaltet man nämlich den Vergaser vor das Gebläse, so ist v_1 weitgehend gleichbedeutend mit der Wichte der äußeren Atmosphäre und bleibt auch bei Änderung der Motorbelastung nahezu unverändert. Hierauf gründete sich bereits die zusammenfassende Feststellung auf S. 5, daß der Vergaser bei unverändertem Düsenquerschnitt und unveränderter Bezugshöhe ein gleichbleibendes Luft-Kraftstoffgemisch liefert, gleichgültig, welche Luftmengen durchgesetzt werden. (Dieser Zusammenfassung ist jetzt einschränkend hinzuzufügen, daß die Feststellung in dieser Form zunächst nur für den Saugvergaser, d. h. den vor dem Gebläse angeordneten Vergaser, gilt.) Beim Druckvergaser, d. h. bei dem zwischen Gebläse und Zylinder angeordneten Vergaser ist die Luftwichte im engsten Querschnitt bei Vollgas gleich dem spezifischen Gewicht der Ladung vor dem Einlaßventil und sonst je nach Betriebszustand stark veränderlich. Je höher die Belastung des Motors, um so mehr nähert sich die Luftwichte im Trichter der Ladeluftwichte, und damit wächst auch das Luft-Kraftstoffverhältnis, das hier etwa mit dem Wurzelwert der Ladeluftwichte ansteigt. Da hohes Λ armes Gemisch bedeutet, heißt das, daß der Vergaser bei unverändertem Düsenquerschnitt mit steigender Belastung stark verarmen würde. Es ist also notwendig, im Öffnungssinn des Drosselorgans die Düsenquerschnitte sehr stark anzuwachsen zu lassen. Aber auch bei Einhaltung dieser Regel bietet erfahrungsgemäß der Druckvergaser in der Durchbildung des Beschleunigungsverhaltens erhöhte Schwierigkeiten, die

oft nur mit größter Aufmerksamkeit und umfangreicher Versuchsarbeit überwunden werden können.

Es kann festgestellt werden, daß der im Abschn. 6 a besprochene Register-Vergaser eine gute Eignung als Druckvergaser aufweist, sofern die einseitige Abströmung im Drosselzustand keine Saugrohrschwierigkeiten erwarten läßt.

VI. Die Regelung des Vergasers hinsichtlich Motorleistung und Flughöhe

1. Der heutige Stand

Die im Abschn. I zur Wirkungsweise des Vergasers angestellten Überlegungen wurden zusammengefaßt in den folgenden beiden Sätzen:

Solange der eingeschaltete Düsenquerschnitt des Vergasers und die Bezugshöhe nicht verändert werden, liefert der Vergaser ein gleichbleibendes Luft-Kraftstoffgemisch, gleichgültig, welche Luftmengen durchgesetzt werden. Ändert man die Bezugshöhe (Flughöhe), so wird die für die Gemischzusammensetzung kennzeichnende Größe

Luftgewicht

Kraftstoffgewicht

für jeden beliebigen Luftdurchsatz mit einem nur von der Höhe abhängigen Beiwert vervielfacht.

Diese Regelsetze befolgt der Vergaser also bereits ohne Anwendung besonderer Regler.

Es ist in der heutigen Praxis der Höhenregelung von Vergasern noch allgemein gebräuchlich, für den sogenannten Bodenmotor und den Höhenmotor verschiedene Lösungen anzugeben.

Bei dem in jeder Höhe bis auf Vollgas belastbaren Bodenmotor pflegt man häufig auf den Ladedruckregler zu verzichten. Es entfällt dann aber die Möglichkeit, den eingeschalteten Düsenquerschnitt und damit die Gemischzusammensetzung von derjenigen Größe abhängig zu machen, die ziemlich eindeutig in allen Höhen dem Drehmoment und daher der Belastung des Motors entspricht, nämlich vom Ladedruck. In Ermangelung dessen pflegt man die Eröffnung der Zusatzdüse vom Öffnungswinkel der Drosselklappe abhängig zu machen. Nun ist zwar die Drosselklappenöffnung eine mit dem Ladedruck „eifässige“, d. h. mit dem Ladedruck stets in gleichem Sinn zunehmende oder abnehmende Funktion, jedoch dem Ladedruck keineswegs verhältnißmäßig oder auch nur eindeutig zugeordnet. Dieselbe Drosselklappenstellung kann ja nach Flughöhe und Drehzahl des Motors bei den verschiedensten Werten des Ladedruckes auftreten und umgekehrt. Trotzdem ist die „drosselklappenabhängige“ Betätigung der Zusatzdüse nicht unbedingt als falsch anzusehen. Wenn man von solchen Korrekturen absieht, die das Gesamtbild nicht beeinflussen, so kann man aussagen, daß die Motorleistung, der Luftdurchsatz, das Drehmoment, der Ladedruck und bei fester Luftschraube das aufzuwendende Antriebsdrehmoment in roher Annäherung proportional mit der Luftwichte der umgebenden Atmosphäre sich ändern. Daraus würde zunächst folgen, daß beim Bodenmotor auch in größeren Flughöhen bei fester Luftschraube Drehzahl und Drosselklappenstellung ziemlich eindeutig einander zugeordnet wären, d. h. daß die Drehzahl in allen Flughöhen konstant bleiben würde, solange die Drosselklappenstellung nicht verändert wird. Da nun also die Leistung in einer bestimmten, jedoch an sich beliebigen Flughöhe durch einen nur von dieser Höhe abhängigen Beiwert und die Gemischanreicherung durch einen zweiten ebenfalls nur von der Höhe abhängigen Beiwert angezeigt wird, so muß es tatsächlich möglich sein, diese beiden Zahlenwerte in einem resultierenden Beiwert zusammenzufassen und nach Maßgabe dessen die Verminderung des Kraftstoffdurchflusses durch einen in seinen Stellbewegungen nur von der Höhe abhängigen Regler zu

bewirken. Das Ergebnis wäre dann eine Verbrauchskurve, die bei Auftragung über dem Drosselklappenwinkel in jeder Höhe immer wieder die gleichen Werte zeigen würde.

Diese Verbrauchsentwicklung wäre an sich bereits bedingt verwendbar, entspricht jedoch noch nicht allen Wünschen, da es nicht notwendig wäre, den gleichen Verbrauch von etwa 300 g je PS/h sowohl bei der Höchstleistung am Boden, als auch bei der bereits wesentlich geringeren Vollgasleistung in der Höhe zu fahren. Die Lösung wird jedoch zu einer befriedigenden, wenn es gelingt, die im Vergaserbau schlechthin „Korrektur“ genannte Kraftstoffverminderung so zu gestalten, daß bei Vollgasstellung die Brennstoffverminderung im Verhältnis wirksamer ist, als bei niedrigeren Leistungen. Dieser Fall liegt bei ausgeführten Korrekturanordnungen häufig vor und ist auch einer (hier zu weit führenden) theoretischen Behandlung zugänglich.

Trotz allem wird man nur angenäherte Lösungen erreichen können, wenn auf den Ladedruckregler verzichtet wird.

Beim „Höhenmotor“ wird der Ladedruckregler bei neuzeitlichen Triebwerken regelmäßig vorgesehen. Seine Eigenschaft, durch die Stellung seiner Wählwelle jederzeit auch die Belastung des Motors anzugeben, wird nur in seiner Anordnung nach der „Wählschaltung“ voll ausgenutzt. Das Wesen der Wählschaltung im Gegensatz zur Begrenzungsstellung soll hier als bekannt gelten.

Die für die Grundlieferung vorgesehene Hauptdüse des Vergasers ist als feste Düse unabhängig von allen Betriebszuständen. Nach dem ersten Satz am Eingang dieses Abschnittes ist also für den Vergaser zunächst in allen Flughöhen und bei allen Betriebspunkten ein Gemisch mit einem gewissen Mindestgehalt an Kraftstoff, das der Reisleistung zu entsprechen pflegt, gesichert. Bei allen höheren Ladedrücken wird abhängig von der Stellung der Wählwelle des Ladedruckreglers der eingeschaltete Düsenquerschnitt in angemessener Weise vergrößert. Gemischanreicherung und Belastung sind also über dem Ladedruck bei jeder Höhe in eine eindeutige und günstige Zuordnung gebracht.

Mit anwachsender Flughöhe tritt in bekannter Weise ein prozentual gleichmäßiges „Reicherwerden“ des Gemisches ein. Zum Ausgleich ist der eingeschaltete Düsenquerschnitt gleichmäßig zu verringern. Nun sind aber nur folgende Veränderungen des Düsenquerschnittes denkbar:

1. durch eine Drosselstelle nach Abb. 25. Die Anordnung führt nicht auf eine gleichmäßige Verringerung aller bei den verschiedenen Belastungen des Motors vorkommenden Düsenquerschnitte, vielmehr ist der Verringerungsfaktor (vergl. S. 7) veränderlich mit der Inanspruchnahme der Zusatzdüse;
2. durch eine proportionale Drosselung der einzelnen Düsen selbst, die jedoch mit Rücksicht auf die Veränderlichkeit und die Empfindlichkeit der sehr kleinen Querschnitte kaum ausführbar ist;
3. durch Anordnung einer Mischluftdüse mit einer zugehörigen Einschaltvorrichtung, die im allgemeinen die Form eines Luftnahnes hat. Diese Schaltung ist die für neuere Vergaser typische Korrekturluftanordnung. Schreibt man Gl. 21 in der Form

$$f_{\text{neu}} = \frac{f_M}{\sqrt{f_K^2 + f_M^2 + f_K f_L} \sqrt{\frac{1_K + 1_L}{1_K 1_L}}} f_K \quad \cdot \quad f_K$$

so sieht man, daß auch hier der Reduktionsfaktor abhängig ist von der Größe des augenblicklich geltenden Brennstoffquerschnittes f_K , und zwar ist er um so kleiner entsprechend einer stärkeren Verminde-

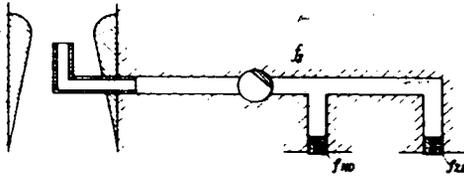


Abb. 25

rung des Kraftstoffes, je größer der geltende summarische Brennstoffquerschnitt f_K selbst ist. Anderer seits steht es aber dem Vergaser-Konstrukteur frei, die Kanalbohrungen für den durch die Zusatzdüse fließenden Kraftstoff im Grenzfall so zu führen, daß dieser Zusatzkraftstoff der Wirkung der Korrektur überhaupt entzogen ist. In diesen beiden Grenzfällen eingeschlossen liegen alle Zwischenlösungen. Die beste Maßnahme dürfte sein, den Motor im Bereich der Spitzenleistungen in größeren Höhen mit verhältnismäßig (im Vergleich zum Bodenbetrieb) etwas reicherem Gemischen zu betreiben, da bekanntlich die Leistungsausbeute bei gleichem Ladedruck mit zunehmender Höhe größer wird.

Bei den bisherigen Überlegungen war es notwendig, bei der Ermittlung des Höheneinflusses auf das Gemisch gleichzeitig im Auge zu behalten, in welchem Leistungsgebiet der Motor betrieben wird. Nachdem gezeigt ist, daß man alle diese nach zwei unabhängigen Koordinaten, der Höhe und der Leistung, bestehenden Abhängigkeiten wunschgemäß ausbilden kann, ist es im folgenden nicht mehr weiter erforderlich, auf den Leistungseinfluß noch besonders zu achten. Es ist also noch zu entwickeln, wie man das der Reiseleistung und der Lieferung der festen Hauptdüse entsprechende Gemisch mit der Höhe unverändert halten kann.

Wohl immer wird man die erforderlichen Korrekturquerschnitte durch den Versuch bestimmen, um auch etwaige Nebeneinflüsse zu erfassen. Die im folgenden nachgerechnete einfache Düsenanordnung soll lediglich als Zahlenbeispiel zur Veranschaulichung und gegebenenfalls als Norm zum Vergleich mit empirischen Werten dienen.

Die Lösung liefern wiederum die Gl. 6 und 21. In Gl. 6 kann man genügend genau zur Untersuchung des Höheneinflusses γ_L durch das γ der INA-Tabellen ersetzen, da die im Lufttrichter sich ausbildende Druckabsenkung bei Reiseleistung ziemlich genau durch den fast immer vorhandenen Staudruck im Flug ausgeglichen wird. Gl. 6 liefert dann die verhältnismäßige Anreicherung mit der Höhe, wobei zu beachten ist, daß bei Reiseleistung der feste Querschnitt unverändert und daher C_1 auch für verschiedene Leistungspunkte innerhalb des Reiseleistungsbereiches einen unveränderten Wert hat. Somit kann man der Gl. 6 die relative Form geben:

$$\frac{\lambda_H}{\lambda_B} = \sqrt{\frac{T_H}{T_B}}$$

Abb. 26 zeigt den Höheneinfluß auf das Gemisch nach dieser Formel. Ohne Betätigung irgendwelcher Korrekturvorrichtungen würde also der Verbrauch sich in der gezeichneten Weise mit der Höhe entwickeln.

Um das Gemisch wieder auf die dem Bodenbetrieb entsprechende Beschaffenheit A zurückzuführen, ist es nötig, durch irgendwelche, am besten aus den Abschnitten III, 2 und III, 4 ersichtliche Maßnahmen, den wirksamen Durchflußquerschnitt für den Kraftstoff so zu vermindern, daß er der Größe einer Ersatzdüse vom Werte

$$f_{ers} = \sqrt{\frac{T_H}{T_B}} \cdot f_K$$

entspricht. Es wird dann nämlich nach Gl. 1 und Gl. 3 a

$$\frac{\lambda_H}{\lambda_B} = \sqrt{\frac{T_H}{T_B} \frac{f_K}{f_{ers}}} = 1$$

Damit ist das Gemisch wiederum auf die Beschaffenheit am Boden zurückgeführt.

2. Die vollständige Reglungsaufgabe

Die im vorliegenden Abschnitt beschriebenen Maßnahmen genügen, um die Flugmotoren in allen Höhen betriebssicher mit Gemisch zu versorgen; sie sind mehr oder weniger vollständig an den modernen vollautomatischen Vergasern verwirklicht. Trotzdem enthalten die bisher dargestellten Lösungen noch zwei Lücken: die nicht genügend gesicherte Wiederausstellung des Zusatzkraftstoffes in Höhen, die über der Vollgashöhe des zugehörigen Ladedruckes liegen, und der Leistungsverlust, der eintritt, wenn man in sehr großen Flughöhen bei niedrigem Ladedruck nur ein armes Gemisch zur Verfügung hat. Bekanntlich ist die Wählstellung des Ladedruckreglers kein eindeutiges Maß für den herrschenden Ladedruck mehr, wenn die Vollgashöhe überschritten ist, die zu dem durch die Wählstellung angezeigten Ladedruck gehört. Man kann das auch so ausdrücken, daß der Ladedruckregler nicht mehr als die Drosselklappe ganz öffnen kann, was immer dann geschieht, wenn man in der jeweiligen Höhe den höchsten noch erreichbaren Ladedruck oder einen noch höheren wählt. Die Wählbetätigung hat also über eine gewisse Grenze hinaus, die je nach Höhe und Luftschraubendrehzahl verschieden ist, keine Wirkung mehr auf die tatsächlich abgegebene Motorleistung, wohl aber würde sie, da ja die Einschaltung der Zusatzdüse vom gewählten Ladedruck abhängig ist, eine nutzlose oder sogar schädliche Anreicherung des Motors herbeiführen können. In diesem Sinne wäre die Reglungsaufgabe erst dann völlig gelöst, wenn in großen Flughöhen die Wählwelle nötigenfalls auf die dem wirklichen Ladedruck entsprechende Stellung zwangsläufig zurückgeführt wird.

Wäre es nun gelungen, diese Aufgabe zu lösen und damit den Verbrauch jeweils an den wirklich bestehenden Ladedruck zu knüpfen, so würde eine neue Schwierigkeit auftauchen. Es wird heute bei neuzeitlichen

Zunahme des Kraftstoffanteiles im Gemisch (ohne oder bei ausgeschalteter Höhenkorrektur)

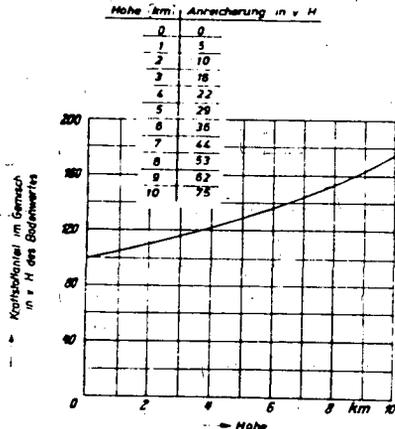


Abb. 26

Triebwerken nur noch selten darauf verzichtet, bei Reiseleistung den Motor mit Luftüberschuß, d. h. mit einem sehr armen Gemisch zu betreiben. Dies bedingt Leistungsverlust, der aber solange nicht ins Gewicht fällt, solange man auf der Wählskala (am Gashebel) noch höhere Ladedrücke und entsprechend höhere Leistungen zur Verfügung hat. In großen Höhen, wo der Ladedruck des Reisefluges ohnehin nicht mehr überschritten werden kann, bedeuten aber diese zwangsläufig armen Gemische Verlust an Leistung und Gipfelhöhe. Es wäre daher erwünscht, die Lösung der Reglungsaufgabe noch in dem Sinne zu vervollständigen, daß in großen Flughöhen entweder wahlweise mit armem und reichem Gemisch geflogen werden kann, oder daß sich ohne besonders Hinzutun des Flugzeugführers das reiche Gemisch einstellt, wenn dieses zur Erreichung der Gipfelhöhe erforderlich ist.

Lösungen hierzu sind bis heute noch nicht bekanntgeworden, jedoch Gegenstand einer noch schwebenden Entwicklung, über die in diesem Rahmen nicht berichtet werden kann. Immerhin soll hiermit die Aufgabe als solche umrissen sein, um den Überblick über die Reglung des Vergasers zu vervollständigen.

VII. Prüftechnik des Vergasers

1. Prüfanlagen

Die umfassende Prüfung eines Vergasers wird dadurch ermöglicht, daß man den sonst vom Motor erzeugten Ansaugluftstrom durch ein Gebläse nachbildet.

Um zu voll befriedigenden Prüfverfahren zu gelangen, muß das Gebläse in der Lage sein, mindestens den gleichen Luftstrom zu erzeugen, wie der in Frage stehende Motor. Diese erforderliche Luftmenge ist durch Gl. 10 angezeigt. Hat der Motor seine Höchstleistung N nicht am Boden, sondern in der Höchstleistungshöhe H , so muß das Gebläse auch bei einer Vordrosselung vor dem Vergaser, die am Vergasereintritt den entsprechend H gültigen Unterdruck ergibt, die durch Gl. 10 angegebene Menge durchsetzen können. Dies ist aber gleichbedeutend mit der Forderung, daß das Gebläse immer so stark sein muß, daß es den Luftdurchsatz bewirken kann, der — auch bei einem Höhenmotor — der Vollgasleistung am Boden entsprechen würde. Dabei ist ohne Belang, ob diese Vollgasleistung in Anbetracht der Schonung des Motors überhaupt in Anspruch genommen werden darf.

Nur wenn diese Bedingung erfüllt ist, ist es möglich, mit dem Gebläse auch im Drosselgebiet die gleichen Drosselklappenstellungen und Unterdrücke hinter der Drosselklappe zu bewirken, die beim wirklichen Motor auftreten. Ist sie nicht erfüllt, so kann der Vergaserprüfung bestenfalls nur dazu dienen, Vergaser unter sich mit einem sogenannten „Meister-Vergaser“ zu vergleichen.

Das Gebläse muß ferner imstande sein, in Nachbildung des Leerlaufzustandes bei sehr großem Unterdruck sehr kleine Luftmengen durchzusetzen. Diese Bedingung ist nur zu erfüllen, wenn dem Gebläse wahlweise auch in einem Nebenzweig zum eigentlichen Meßzweig Luft zugeführt werden kann. Man ist dann in der Lage, den Unterdruck nach Vergaser und die durch den Vergaser geleitete Luftmenge beliebig wählbar zu verwicklichen.

2. Prüfverfahren

Ein Vergaser ist in Ordnung, wenn er in jedem möglichen Betriebspunkt das vorgeschriebene Gemisch liefert. Alle möglichen Betriebspunkte sind dabei gegeben durch die verschiedenen Luftzustände am Eintritt (Druck und Temperatur) und durch Öffnungswinkel und Druckverhältnis an der Drosselklappe. Alle diese Verhältnisse hängen den tatsächlichen Luftdurchsatz, sie sind im Abschn. III, 6 — Drosselklappe — eingehend

besprochen und symbolisch in der Formel 21 dargestellt. Von den in dieser Formel vorkommenden, vier veränderlichen Größen, die der Luftmenge, der Betriebshöhe, der Drosselöffnung und dem Druckverhältnis entsprechen, genügen jeweils drei, um den Betriebszustand eindeutig zu kennzeichnen, die vierte Größe ergibt sich dann von selbst. Die Messung des Kraftstoffanteiles erfolgt in bekannter Weise im Zulauf durch Gewicht- oder Volumenbestimmung. Aus der Feststellung des Luft- und des Kraftstoffanteiles folgt das Mischungsverhältnis λ .

Dieses sollte stets, wie bereits eingangs erwähnt, als Beurteilungsmaß dienen, da es die eigentliche Aufgabe des Vergasers, ein Gemisch im richtigen Verhältnis der Anteile zu bilden, in der Form nachprüfbarer Zahlenwerte ausdrückt.

Eine sehr enge und nahezu eindeutige Beziehung besteht zwischen der Leistung des Motors und dem Luftdurchsatz des Vergasers, und zwar bedeutet etwa 0,8 g Luft/s ein PS. Man kann daher die im Prüfbericht eines Vergasers vorkommenden Werte für den Luftdurchsatz, die stets in g/s oder kg/h angegeben sein sollten, auch als Aussage über die zugeordnete Motorleistung auffassen, eine Tatsache, die dem Motorfachmann das Verständnis eines Vergaserprüfberichtes wesentlich erleichtern dürfte.

Abb. 27 zeigt als Beispiel ein Vergaserschaubild. Abb. 28 einen neuzeitlichen Vergaserprüfstand.

Zwei wichtige Eigenschaften lassen sich von Gebläseprüfständen nicht oder jedenfalls in einem für die Bedürfnisse der Praxis nicht ausreichenden Maße feststellen, das sind der Einfluß auf das Beschleunigungsvermögen des Motors, und die Güte des Gemisches in bezug auf Feinheit und Gleichmäßigkeit. Diese Prüfungen können nur befriedigend am Motor vorgenommen werden. Gebräuchliche Werte des Luft-Kraftstoffverhältnisses sind für den Leerlauf $\lambda = 9$ bis 10, für die Reiseleistung $\lambda = 13,5$ bis 14 bei normalem und 16 bis 17 bei besonders armem Gemisch im Luftüberschußbetrieb. Bei Spitzenleistung des Motors ist wiederum ein Gemisch von etwa $\lambda = 10$ erforderlich. Diese Werte gelten für normale Fliegerbenzine und hochbeanspruchte Motoren.

VIII. Anforderungen an die Ansaugleitung

1. Saugleitung vor Vergaser, Vorwärmung, Eisbekämpfung

Neuzeitliche Vergaser können unbedenklich der Einwirkung des Staudruckes im Fluge ausgesetzt werden, da wegen der sinngemäß durchgebildeten Schwimmerkammerbelüftung auch bei möglichem Überdruck, wie ihn der Staudruck zu liefern vermag, ein einwandfreier Betrieb gewährleistet bleibt. Bei älteren Vergasern sind gelegentlich Störungen aufgetreten dadurch, daß (entgegen Abb. 1) die Belüftung aus der freien Atmosphäre entnommen wurde und dann zuweilen Staudruck und

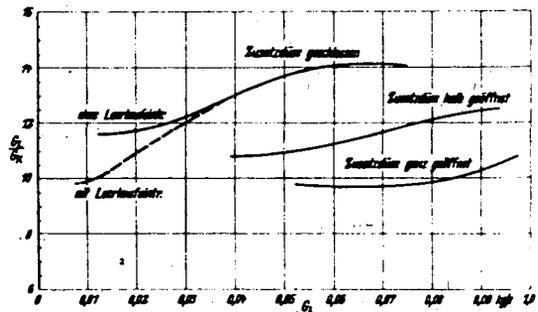


Abb. 27

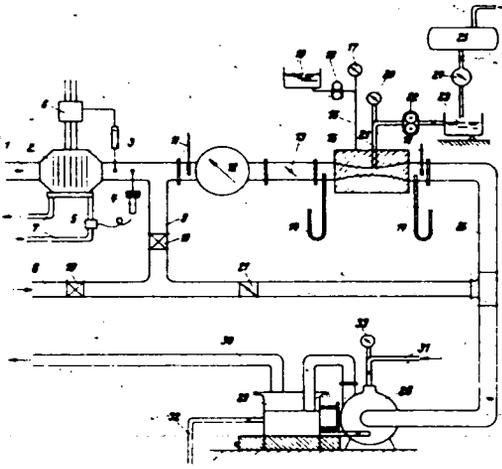


Abb. 28 Schematische Darstellung eines neuzeitlichen Vergaserprüfstandes

- | | |
|---|--|
| 1 Lufteintritt für Meßzweig, ggf. für Neben-zweig bei Beheizung | 18 Ölpumpe |
| 2 Luftheizung | 19 Ölrohrbehälter |
| 3 Temperaturfühler für elektr. Heizung | 20 Druckmesser für Kraftstoff |
| 4 Temperaturfühler für Dampfheizung | 21 Kraftstoffleitung |
| 5 Schaltrelais | 22 Kraftstoff-Förderpumpe |
| 6 Schallschutz für elektr. Beheizung | 23 Stichprober bzw. selbsttätige Meßwaage |
| 7 Heizdampf, Zu- und -Ableitung | 24 Vorratsanzeiger für Kraftstoff |
| 8 Lufteintritt für Neben-zweig | 25 Vorratsbehälter für Kraftstoff |
| 9 Querleitung für Beheizung der Nebenluft | 26 Gemischfördernder Rohrabschnitt |
| 10 Absperrschieber | 27 Drosselklappe (Luft-mengen-Einstellung im Meßzweig) |
| 11 Quecksilber-Thermometer | 28 Wasserringpumpe, die Luftstromung erzwingend |
| 12 Luftmengenmesser | 29 Wasserbehälter zur Wasserringpumpe |
| 13 Drosselklappe für Höhenversuche | 30 Luftaustritt |
| 14 Quecksilber-Meßsäulen | 31 Frischwasserzutritt |
| 15 Prüfling (Vergaser) | 32 Wasseraustritt |
| 16 Ölleitung | 33 Druckmesser f. Wasser |
| 17 Druckmesser für Öl | |

möglich zu verlegen. Diese Forderung weist also auf die Verwendung von Fallstrom-Vergasern hin.

Wie immer sind unnötige Umlenkungen zu vermeiden, da sie wie Drosselungen wirken und außerdem die Gleichförmigkeit der Strömungen, die für das gute Arbeiten des Vergasers erforderlich ist, verhindern. Ganz besonders zu vermeiden sind muldenartige Ausbildungen am tiefsten Punkt oder sonst im Wege der Saugluft, die als Sammelbecken für atmosphärische Niederschläge und vor allem Kondensat bei kaltem Motor wirken und die Brandgefahr erhöhen. Gerade der kalte Motor kann bei unzulässig magerer Einstellung des Leerlaufes zurückschlagen und Kondensatmengen in Brand setzen.

Der normale, nicht „dezentralisierte“ Vergaser kann auf eine Vorwärmung noch nicht verzichten. Günstiger sind Anordnungen mit Waagrecht- oder Fallstrom-Vergasern, bei denen das Gemisch auf kürzestem Wege in den Lader gelangt. Ob die Vorwärmung abschaltbar sein soll, hängt davon ab, ob man nach dem Verwendungszweck des Flugzeuges die sinngemäß richtige Bedienung der Umschaltung vom Flugzeugführer erwarten kann. Bei kleineren Motoren ist die fest eingebaute Vorwärmung vorzuziehen, da sie die betriebssicherste ist und schlimmstenfalls nur Leistungsverlust zur Folge hat. Bei fest eingebauter Vorwärmung ist der auspußbeheizte Rippenrohrkörper die beste Lösung. Er bedingt einen Druckverlust der Ansaugluft von 100 bis 150 mm WS bei Vollgas, gute Durchbildung vorausgesetzt. Umschaltbare Anordnungen werden am besten so gesteuert, daß zwei Heizgasströme, von denen einer über die Vergaserheizung geleitet ist, wechselweise durch austrittsseitige Drosselung gelenkt werden. Ganz im Heizstrom liegende Umlenkklappen pflegen schnell dem Angriff von Wärme und Korrosion zu erliegen.

Für die Eisbekämpfung gilt ähnliches wie für die Vorwärmung „Begründung“ und äußerste Verkürzung der Saugleitung nach Vergaser sind wertvoller als irgendwelche Eisbekämpfung, besonders wenn durch Mantelbeheizung des Gemischrohres hinter dem Vergaser dem Vergaserflansch noch Wärme zugeführt wird. Beheizung durch Öl wird mehr und mehr als eine ganz unzulängliche Maßnahme erkannt, da das örtlich erkaltete Öl eine dicke „Grenzschicht“ bildet und für den Wärmeaustausch denkbar ungünstige Eigenschaften aufweist. Muß aber eine Enteisungseinrichtung angebracht werden, dann ist der Eiswärmer nach dem System Hobson in Verbindung mit einem Alkohol-Injektor z. Z. noch durch keine anderen Einrichtungen gleichwertig zu ersetzen. Der empfindliche Nachteil für Einbau und Wartung ist der erforderliche Alkohol-Hilfsbehälter. Ob Umschaltung auf „warm“ als Ersatz für die Alkoholeinspritzung genügt, kann nur von Fall zu Fall beurteilt werden.

Der Druckvergaser, der bei Reihengmotoren in Betracht gezogen werden kann, bedarf keiner Vorwärmung oder Eisbekämpfung.

2. Saugleitung nach Vergaser

Die erste Forderung ist hier die Aufrechterhaltung einer genügenden Ansauggeschwindigkeit, nicht unter 60 m/s. Wandbeheizung durch Auspuff, am besten mittels eines doppelwandigen Rohrabchnittes gleich am Vergaser, ist stets von Vorteil. Die gleichmäßige Gemischverteilung legt es nahe, die Ansaugleitung in bezug auf die einzelnen Zylinder möglichst symmetrisch zu gestalten. Die günstigsten Verhältnisse sind zu erreichen bei Sternmotoren mit zentraler Gemischeinführung in den Lader. Zentrifugentartige Umlenkungen am Lader-eintritt sind nachteilig. Selbst wenn niedrige Laderübersetzung nur eine „Fächerwirkung“ ermöglicht, so ist diese für die Gemischverteilung bereits sehr günstig. Wesentlich schwieriger sind Anordnungen ohne Lader an Sternmotoren. Sie erfordern sehr viele Versuche zum

Unterdruck im Lufttrichter sich teilweise aufhoben. Um den günstigen Einfluß des Staudruckes auf die Leistung voll auszunutzen, sollen sich bei Eintritt Saugrohr (Stelle 1) und Eintritt Vergaser (Stelle 2) Geschwindigkeit und Querschnitt verhalten wie folgt:

$$f_1 v_1 \tau_1 = f_2 v_2 \tau_2 \text{ oder angefähert } f_1 v_1 = f_2 v_2$$

Dabei ist v_1 die Höchstgeschwindigkeit des Flugzeuges und v_2 die Ansauggeschwindigkeit des Vergasers bei Höchstleistung, etwa 40 bis 50 m/s. Die Beachtung dieser Regel bringt unter günstigen Umständen beträchtlichen Leistungsgewinn im Fluge. Bei Anbringung eines Schutzsiebes kann f_1 etwas größer gehalten werden, besser ist es aber, das Sieb korbatig gewölbt um die Ansaugöffnung herumzulegen, und, zwar so, daß die nicht vom Motor erfasste Luft wieder am Eintritt vorbei abstreichen kann.

Für möglichste Fernhaltung von Staub, Sand und Spritzwasser ist es günstig, den Lufteintritt so hoch wie

Abgleichen der einzelnen Saugrohre durch Drosselansätze und Abweiser, bis die Gemischverteilung und Leistungsbelastung bei allen Zylindern befriedigt.

Besondere Aufmerksamkeit ist erforderlich, wenn bereits kurz hinter dem Vergaser die Entnahme für den nächstliegenden Zylinder angeordnet werden muß, wie das zuweilen bei Reihenmotoren ohne Lader der Fall ist. Es muß dann darauf geachtet werden, daß sich aus der Stellung der Drosselklappe keine Richtwirkungen oder Ablenkungen ergeben, die die Versorgung des ersten Zylinders beeinträchtigen und u.U. zu einem empfindlichen Leistungsabfall bei Vollgas führen können.

Das gleiche gilt, wenn unmittelbar hinter dem Vergaser das Saugrohr sich gabelt. In diesem Fall muß die Abzweigung so gelegt werden, daß die Drosselklappe symmetrisch zu beiden Rohrzweigen ausschlägt, d. h. die Drosselklappenachse muß entweder in der Ebene der beiden Abzweigungen liegen oder zu ihr parallel sein.

Zusammenfassung

Der Vergaser ist ein Mischgerät nach dem Prinzip des Venturi-Rohres und als solches von Gesetzmäßigkeiten bestimmt, die im Grundzuge eine sinngemäße Zuord-

nung von Luft- und Kraftstoffdurchsatz entsprechend den Anforderungen des Motorbetriebes sicherstellen. Für die Errechnung der Hauptabmessungen des Vergasers wird eine Anleitung gegeben. Die Bauelemente des Vergasers sind soweit besprochen, daß danach sowohl vorhandene Einrichtungen nachgerechnet, als auch daraus die Begriffe für die spätere Erörterung der Regelung abgeleitet werden können. Bei der Besprechung der Baugruppen wird die Schwimmereinrichtung im Zusammenwirken aller ihrer Einzelglieder betrachtet und werden ferner die Einflüsse untersucht, die eine Abweichung vom Grundgesetz der gleichmäßigen Gemischanteile bewirken können. Neben dem Grundtyp des Saugvergasers werden, obwohl von geringerer Bedeutung, die Sonderbauarten des Registervergasers, des schwimmerlosen Vergasers und des Druckvergasers näher betrachtet. Hinsichtlich der Regelung wird darauf gelegt, daß nur mit Ladedruck- und Gemischregler eine einwandfreie Lösung zu erreichen ist, bei Verzicht auf den Ladedruckregler lediglich eine Annäherung. Prüfverfahren des Vergasers werden besprochen, wobei das Luft-Kraftstoffverhältnis als entscheidende Prüfgröße herausgestellt wird. Abschließend wird der Einbau des Vergasers an Hand einiger Ausführungen über die Ansaugleitung vor und nach Vergaser erörtert.

Abgeschlossen am 15. Mai 1940